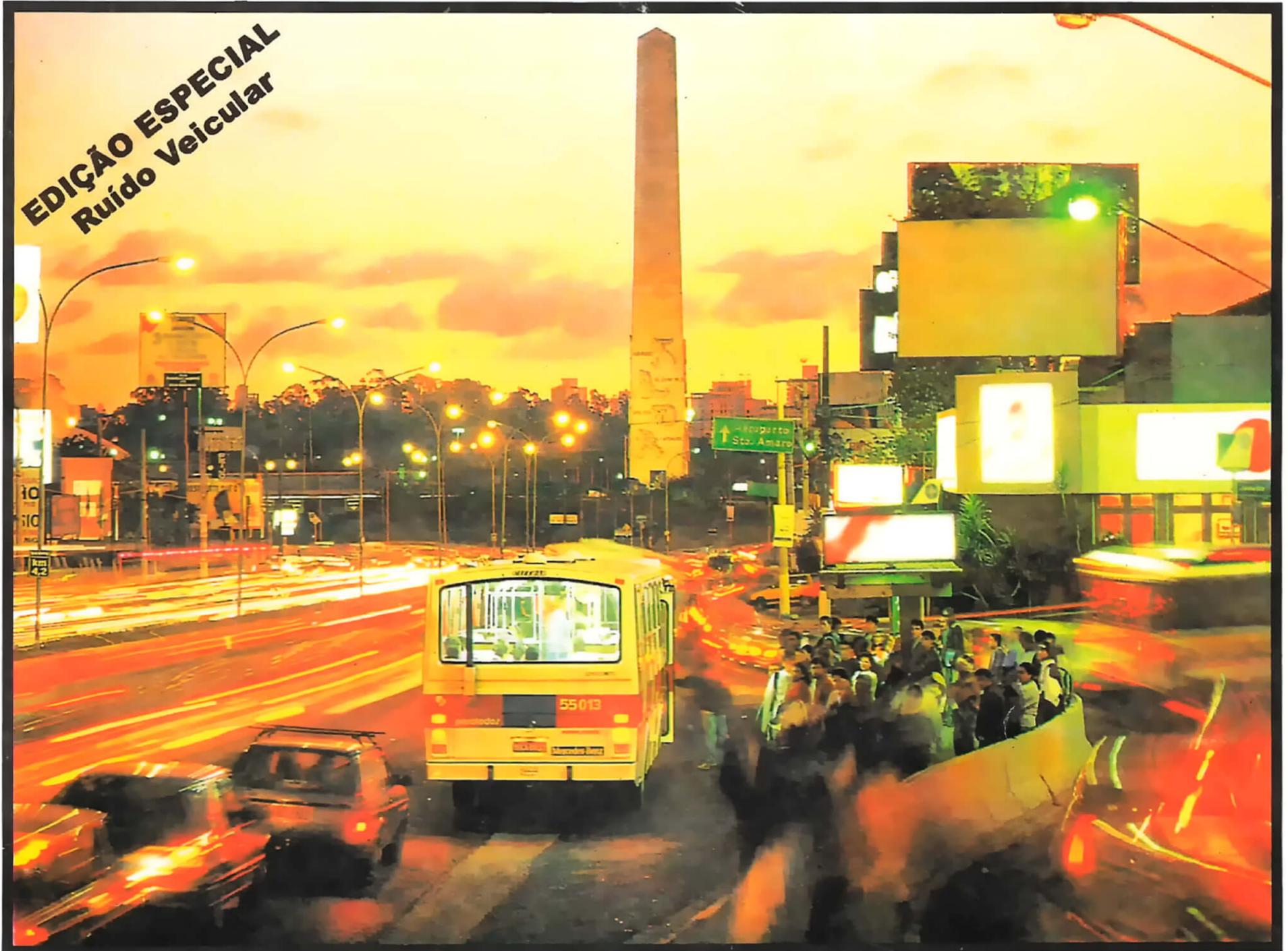


ACÚSTICA & VIBRAÇÕES

Nº 14

DEZEMBRO 1994



- **CONTROLE ATIVO DE RUÍDO EM DUTOS**
- **IDENTIFICAÇÃO DAS FONTES DE RUÍDO VEICULAR POR MEDIÇÃO DE INTENSIDADE SONORA**
- **TRANSMISSÃO VIA AÉREA: RUÍDO INTERNO E RUÍDO EXTERNO**
- **SISTEMA DE EXAUSTÃO: FUNDAMENTOS E PROJETOS**
- **ENSAIOS E SIMULAÇÃO ACÚSTICA DE ESCAPAMENTO VEICULAR SIMPLES**
- **SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE RUÍDO VEICULAR INTERNO**
- **REDUÇÃO DE RUÍDO INTERNO EM ÔNIBUS RODOVIÁRIO**
- **RUÍDO INTERNO DE VEÍCULOS AUTOMOTORES: A UTILIZAÇÃO DO "LOUDNESS"**
- **SIMULAÇÃO E MEDIÇÕES DE RUÍDO DE ASPIRAÇÃO DE MOTORES EM LABORATÓRIO**
- **ESTUDO EXPERIMENTAL DE VIBRAÇÃO E RUÍDO DURANTE O ACIONAMENTO DO PEDAL DA EMBREAGEM**
- **CARACTERIZAÇÃO ACÚSTICA DO BANCO DE PROVAS DE MOTORES DA METAL LEVE USANDO INTENSIDADE SONORA**

PRÓXIMA EDIÇÃO
Nº 15 - Julho 1995
Ruído Industrial
& Ambiental

Editorial

A SOBRAC está num caminho de aperfeiçoamento, após 10 anos de sua existência. Ao longo destes anos, aprendemos e modificamos as formas de organização da SOBRAC, realização de congressos / simpósios e edição da revista.

Em Abril de 1994 foi realizado o 15° Encontro da SOBRAC juntamente com o I Congresso Brasil/Argentina, o qual foi um dos maiores acontecimentos tecnológicos na área de Acústica e Vibrações na América Latina, com a publicação de Anais de 600 páginas, 6 (seis) palestrantes chaves dos E.U.A. e Europa, com seções especializadas na área de proteção individual e coletiva contra ruído e vibrações, acústica veicular, ruído urbano, controle ativo de ruído, materiais e dispositivos acústicos, com 88 trabalhos apresentados do Brasil, Argentina, Chile e México.

Uma das grandes realizações da SOBRAC em 1994 foi o trabalho realizado junto com outras Sociedades da América Latina tais como: Associação dos Acústicos Argentinos (AdAA), Sociedade Chilena de Acústica (na fase de reativação), Sociedade Peruana de Acústica (SPA) e Instituto Mexicano de Acústica (ver notícias na página 71).

A solicitação dos exemplares da revista no Brasil e em outros países latino americanos levou à edição da revista em forma nova. A partir desta edição a revista estará em tamanho A4, com todos os artigos na mesma forma, com alta qualidade de impressão, isto é, a revista está no mesmo nível de outras revistas técnicas internacionais. Estamos compondo um grupo de corpo editorial em 1995 nas várias áreas de acústica e vibrações para contribuir na qualidade dos artigos.

As exigências do consumidor sobre a qualidade acústica no ambiente de trabalho e de lazer aumentou de forma significativa a demanda de tecnologia e informações desta área, o que estimulou a SOBRAC a publicar edições especiais, tais como a edição No. 13, de Julho/94 sobre "**Ruído, Vibrações e o Homem**", esta edição sobre "**Acústica Veicular**", bem como a próxima edição de Julho 95, a qual pretendemos abordar "**Ruído Industrial**".

Nesse contexto, a Sociedade Brasileira de Acústica, como entidade Técnica, dedica esta edição especial à Acústica Veicular com o apoio da Indústria Automobilística, Universidades e Fornecedores de Serviços e Materiais.

Com as resoluções do CONAMA 06/93 e 07/93 e os decretos municipais e estaduais, além da abertura de mercado para veículos importados, torna-se inevitável o desenvolvimento tecnológico nacional na área de acústica veicular para atingir padrões competitivos de ruído externo e conforto acústico interno.

Gostaríamos de agradecer a contribuição de todos os autores e co-autores desta edição, especialmente ao Prof. Helcio Onusic pela recomendação do tema e pelo apoio dado na edição deste volume.

Samir N.Y. Gerges
Presidente SOBRAC

ACÚSTICA & VIBRAÇÕES

Publicada pela : SOCIEDADE BRASILEIRA DE ACÚSTICA

EXPEDIENTE

REVISTA DA SOCIEDADE BRASILEIRA DE ACÚSTICA - SOBRAC

Depto. Eng. Mecânica da UFSC
Campus Universitário
Cx. Postal 476 - Florianópolis SC
CEP: 88040-900 - Brasil
Tel. (048) 231-9227/234-4074
Fax. (048) 234-1524/234-1519

DIRETORIA 94/95

Samir N. Y. Gerges - Presidente
Elvira B. Viveiros - Vice-Presidente
Sylvio Bistafa - 1º Secretário
Silvânia Gonçalves - 2º Secretário
Ulf H. Mondl - 1º Tesoureiro
Jorge C. Pinto - 2º Tesoureiro

CONSELHO 94/95

Honório Cavicchioli Lucatto
Manoel Marteleto
Carlos Moacir Grandi
Paulo Dias de Campos
Roberto M. Heidrich
Stelamaris Rola
Thelma R. S. Costa
Fernando H. Aidar
Ana Cláudia Fiorini
Luciano N. Marcolino

EDIÇÃO:

Samir N. Y. Gerges, Ph.D.

EDITORIAÇÃO ELETRÔNICA

Mouse Informática Ltda
Fone: (048) 223-5076

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

SOBRAC

Florianópolis (SC) - Dezembro de 1994

ÍNDICE

CONTROLE ATIVO DE RUÍDO EM DUTOS Moysés Zindeluk	02
IDENTIFICAÇÃO DAS FONTES DE RUÍDO VEICULAR POR MEDIÇÃO DE INTENSIDADE SONORA Samir N. Y. Gerges	09
TRANSMISSÃO VIA AÉREA: RUÍDO INTERNO E RUÍDO EXTERNO H. Onusic	20
SISTEMA DE EXAUSTÃO: FUNDAMENTOS E PROJETOS Dr. Rodmar Cardinali	31
ENSAIOS E SIMULAÇÃO ACÚSTICA DE ESCAPAMENTO VEICULAR SIMPLES Márcio R. M. Kimura, Cristiano Valber e Samir N. Y. Gerges	37
SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE RUÍDO VEICULAR INTERNO Naor Moraes Mélo e Samir N. Y. Gerges	41
REDUÇÃO DE RUÍDO INTERNO EM ÔNIBUS RODOVIÁRIO Hélcio Onusic, M.M. Hage, F. Mansano, E. L. Batista, L. C. Ferraro, M.A. F. Accurso, C. A. M. Freitas	48
RUÍDO INTERNO DE VEÍCULOS AUTOMOTORES: A UTILIZAÇÃO DO "LOUDNESS" H. Onusic, M. M. Hage	53
SIMULAÇÃO E MEDIÇÕES DE RUÍDO DE ASPIRAÇÃO DE MOTORES EM LABORATÓRIO Reinaldo Muraton e Sadao Hayashi	57
ESTUDO EXPERIMENTAL DE VIBRAÇÃO E RUÍDO DURANTE O ACIONAMENTO DO PEDAL DA EMBREAGEM Jesus Coto Barcala	62
CARACTERIZAÇÃO ACÚSTICA DO BANCO DE PROVAS DE MOTORES DA METAL LEVE USANDO INTENSIDADE SONORA João Luís de Souza Lima, Eliezer Alcides Pacheco e Samir N.Y. Gerges	67
NOTÍCIAS	71

CONTROLE ATIVO DE RUÍDO EM DUTOS

Moysés Zindeluk

*COPPE/UFRJ - Programa de Engenharia Mecânica
Laboratório de Acústica e Vibrações*

RESUMO

Com o advento dos microprocessadores digitais, as técnicas ativas de controle de ruído e vibração se tornaram tecnicamente viáveis. Na faixa de frequências de interesse, já é possível a conversão A/D, a execução de cálculos bastante complicados e a conversão D/A, tudo em tempo real.

O controle ativo de ruído em dutos se aplica especialmente ao silenciamento de sistemas de ventilação e ar condicionado e da exaustão de motores. Neste caso específico, mostra-se neste trabalho como opera um sistema, sua combinação com técnicas passivas e as principais dificuldades a enfrentar para o seu desenvolvimento e aplicação prática.

1. INTRODUÇÃO

O método usual para a atenuação do ruído no duto de descarga de motores de combustão interna a explosão envolve a utilização combinada de atenuadores reativos e dissipativos. Os atenuadores reativos, adequados às baixas frequências, utilizam a expansão do duto para uma câmara com comprimento igual a um múltiplo ímpar de 1/4 do comprimento da onda a ser rejeitada. Essa rejeição é eficaz em torno da frequência sintonizada, mas é nula para os múltiplos pares. Utilizando-se dupla câmara, pode-se então obter razoável rejeição em ampla gama de baixas frequências. Para ilustrar, num motor de 4 tempos e 4 cilindros a 1000 rpm (marcha lenta) a pulsação do escapamento é próxima de 33 Hz; para 8 cilindros a 3000 rpm, essa frequência chega a 200 Hz. O uso desse princípio é adequado para motores estacionários. Para veículos, as dimensões costumam ser excessivas. Outros princípios são então utilizados, como o do ressoador de Helmholtz, de duto reentrante ou de expansão lateral de duto perfurado.

A atenuação de altas frequências (estampido) é obtida pelo uso de materiais absorventes (como a lã de vidro ou de rocha), em contato com o escoamento através de dutos perfurados. A absorção é geralmente efetiva acima de 500 Hz.

Essas técnicas passivas estão bem estabelecidas, com resultados razoáveis. Os principais inconvenientes são bem conhecidos: tamanho, peso e custo dos dispositivos (silenciadores), facilidade de deterioração por corrosão, impactos e fadiga vibratória e, especialmente, a contrapressão criada, junto às válvulas de escapamento, pelo

campo estacionário de alta intensidade gerado justamente pela rejeição dos componentes de baixa frequência nos atenuadores reativos.

O controle ativo é uma técnica inovadora que, por sua natureza, pode ser realizada em um conjunto de configurações e com restrições bastante diferentes das impostas às técnicas passivas. Tornada possível pelo advento dos microprocessadores digitais, por essa mesma razão esta nova tecnologia vem se revelando técnica e economicamente viável simultaneamente com outras inovações, tais como a suspensão inteligente e a suspensão ativa, o computador de bordo, o som digital, o rastreador de frota, o telefone celular, etc. Não faremos aqui uma comparação momentânea de custo e desempenho, mas já adiantamos que, por suas peculiaridades, o silenciador ativo é uma alternativa possível para situações veiculares especiais e pode, a curto prazo, tornar-se competitivo para equipar veículos produzidos em série.

2. HISTÓRICO E CONCEITO

O conceito de controle ativo de ruído não é novo, tendo sido introduzido inicialmente por LUEG, em 1936 [1]. O campo acústico primário, gerado por uma ou mais fontes sonoras, pode ser controlado pela geração de um campo secundário. Para o total cancelamento do som, é necessário que o campo secundário seja a imagem especular do primário, ie, com uma inversão de fase, propagando-se da mesma forma.

O caso mais simples, naturalmente, é o da propagação unidimensional, em dutos. Em sua configuração básica (Fig.1), um microfone *M* capta o som que se propaga no duto, a partir da fonte primária *P* (um motor, um ventilador ou, nos experimentos de laboratório, um alto-falante). O sinal é tratado e amplificado por um controlador *C*, alimentando um alto-falante *S* (fonte secundária). O retardo na emissão do campo secundário é exatamente igual ao tempo de propagação do som, do ponto de captação à fonte secundária. A partir daí, teoricamente, não resta nenhum som se propagando duto abaixo. O necessário ajuste dos parâmetros

do controlador é efetuado pela minimização do nível de ruído num microfone de referência *R*.

Os trabalhos de OLSON e MAY [2], de JESSEL e MANGIANTE [3] e de SWINBANKS [4] são os marcos mais importantes no desenvolvimento teórico e experimental dessa técnica. Muitas outras referências estão publicadas, constando de trabalho de levantamento sistemático realizado por GUICKING [5]. No entanto, várias soluções para os problemas práticos de realização não constam da literatura técnica, pelo crescente interesse comercial do tema.

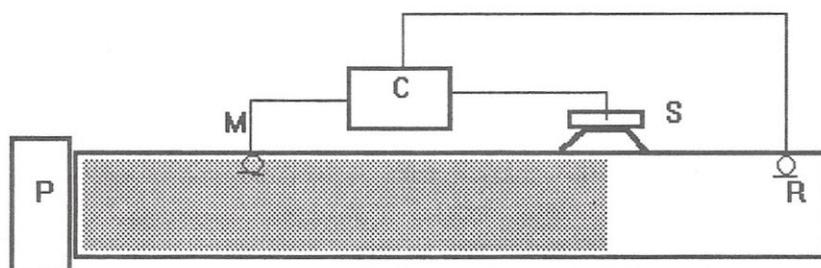


Figura 1 - Esquema básico para controle ativo

3. CONFIGURAÇÕES DE FONTES SECUNDÁRIAS

Um ou mais alto-falantes situados num mesmo plano, operando em fase, constituem um monopolo. Sua limitação mais importante é gerar ondas sonoras em ambas as direções. Assim, embora teoricamente possa ocorrer o cancelamento, a jusante da fonte secundária, ondas sonoras de igual

amplitude percorrerão o duto no sentido inverso, intensificando o ruído nesse trecho e realimentando o sensor primário. Essa realimentação pode ser atenuada por filtragem ("x-filter"), não sem problemas.

As Figuras 2a, b e c, abaixo, ilustram o funcionamento do controle com um monopolo situado na posição $z=5$, a partir de uma fonte primária operando em uma frequência simples (tom puro). Observe como, no campo total, a situação para $z<5$ se complica.

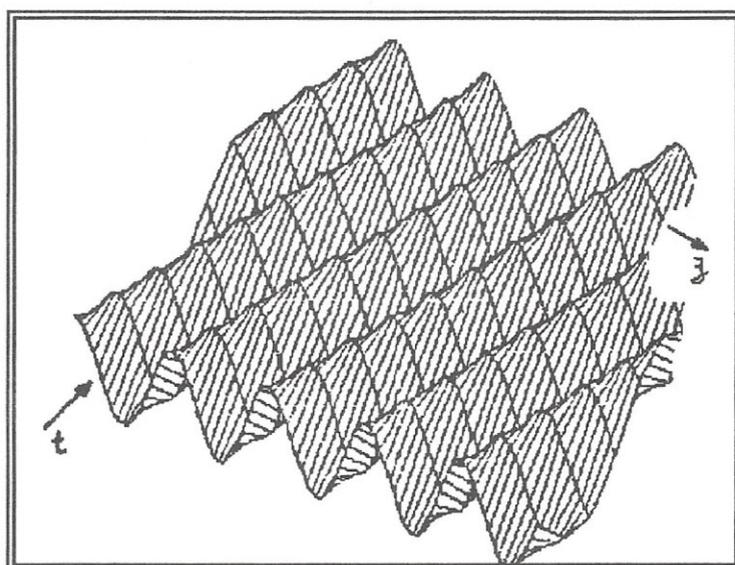


Figura 2a - Campo primário (tom puro)

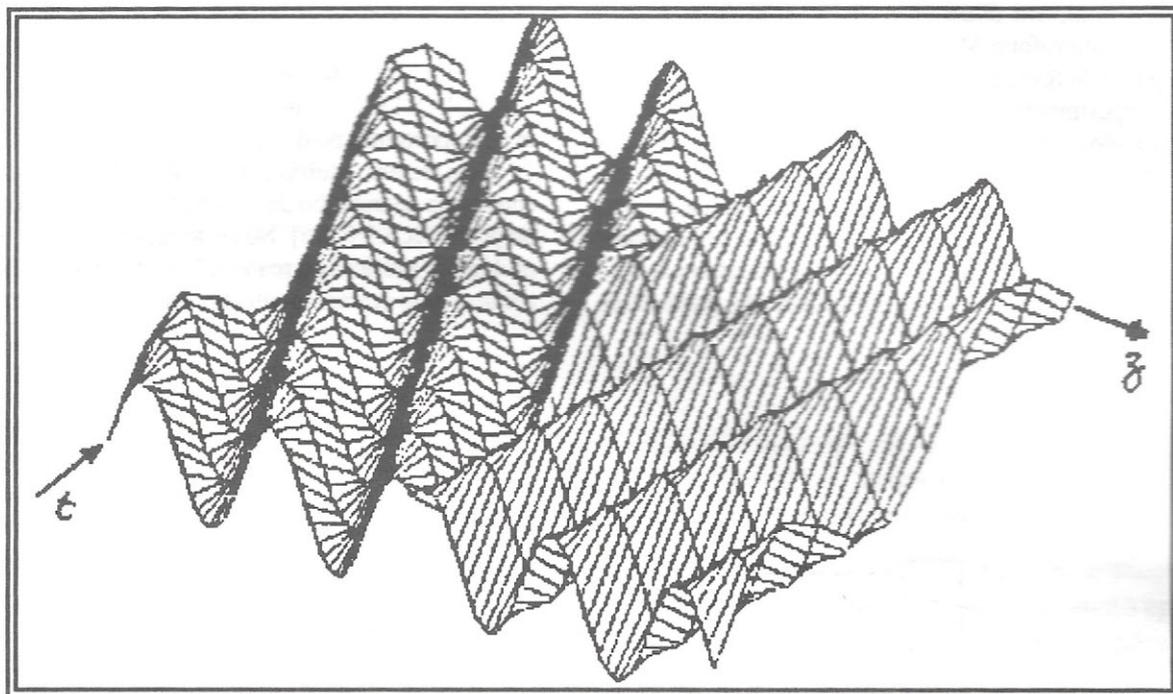


Figura 2b - Campo secundário, monopolo.

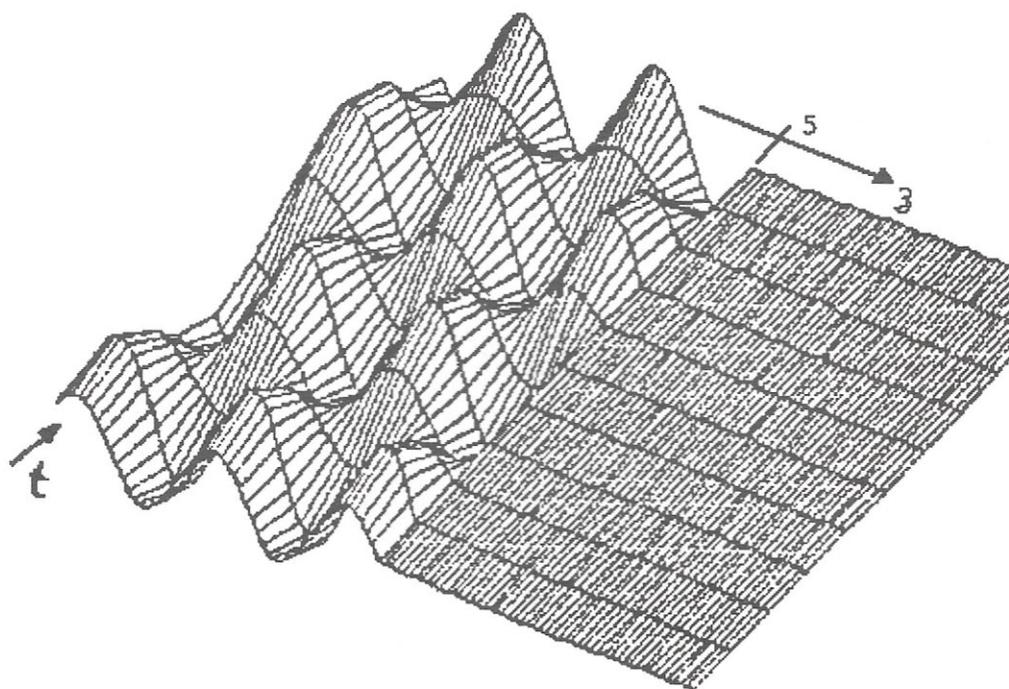


Figura 2c - Campo total, primário + monopolo

Para se obter um campo secundário mais adequado, várias sugestões foram apresentadas e desenvolvidas, teórica e experimentalmente. Destacam-se os dois e três monopólos propostos por SWINBANKS [4], os três monopólos de BERENGIER e ROURE [6] e de LA FONTAINE e SHEPHERD [7], o dipolo “Chelsea”, discutido por EGHESADI e LEVENTHAL [8], o “tripolo” de JESSEL e MANGIANTE [3] e os quatro monopólos de KAZAKIA [9].

Um **dipolo** é um par de monopólos, bem próximos, operando em oposição de fase. No dipolo “Chelsea”, esses dois monopólos são um pouco afastados entre si. No centro, há um ponto de cancelamento do campo secundário, onde se instala o microfone **M**, protegido assim da realimentação. No “tripolo”, usa-se um monopolo e um dipolo. Neste caso, o campo secundário se propaga apenas para jusante, cancelando

o campo primário e evitando a realimentação, como mostram as Figura 3a e b.

Cada um desses sistemas tem uma geometria própria. As distâncias entre alto-falantes e entre estes e microfones e extremidades do duto determinam frequências notáveis, em que a eficácia do cancelamento é reduzida. Naturalmente, os sistemas mais complexos têm sua faixa útil maior. Para os dois monopólos de SWINBANKS, por exemplo, a faixa útil é próxima de duas oitavas, enquanto para os quatro monopólos de KAZAKIA essa faixa chega a quatro oitavas e meia.

A implementação das propostas mais sofisticadas exige, naturalmente, maior complexidade de processamento, com maior custo de “hardware” e de desenvolvimento. Por isso, os sistemas comerciais conhecidos são baseados em fontes monopolares.

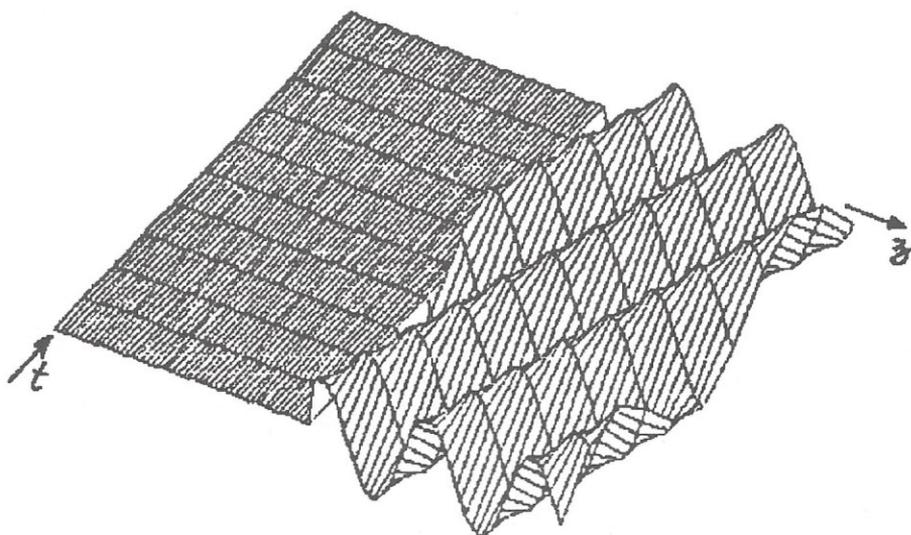


Figura 3a - Campo secundário, “tripolo”.

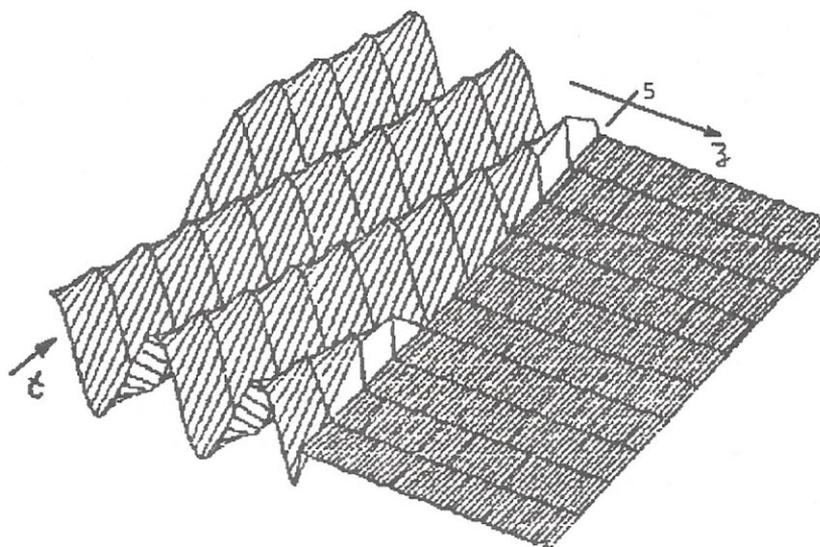


Figura 3b - Campo total, “tripolo”.

4. SENSORES E PROCESSAMENTO

Para evitar a realimentação do sensor primário *M*, há várias alternativas. Além da posição prevista no dipolo Chelsea, pode-se usar mais de um microfone, como na intensimetria acústica, discriminando a onda propagante no sentido *z* positivo. No caso de motores alternativos, pode-se gerar por "software" uma aproximação (pré-estudada), usando como sinal de entrada apenas o de um sensor de ignição.

O microfone de referência *R* pode ser retirado para fora do duto, ficando próximo à saída, para não ser muito afetado por outras fontes de ruído vizinhas. Este microfone irá alimentar o controlador *C*, adaptativo, que mudará seus parâmetros para minimizar o ruído residual. A Figura 4 mostra um sistema comercial, que combina um atenuador passivo com baixa perda, para as altas frequências, com um anel de três monopolos, na extremidade do duto e o microfone *R* externo.

Mesmo para os sistemas mais simples, os requisitos de processamento são bastante grandes. Isto porque as características do duto, sensores, alto-falantes e amplificadores compõem um sistemas de alta ordem, cuja resposta é bastante irregular, em amplitude e fase. Os diferentes retardos de propagação também devem ser compensados e, no caso de sensor primário interno, é preciso eliminar a realimentação. Na configuração adaptativa mais simples

(monopolo), requer-se a conversão A/D de dois canais (microfones) em taxa de amostragem de vários kHz, o cálculo de um filtro FIR ou IIR de alta ordem e a reconversão D/A do canal de saída, para o amplificador de potência.

Em um filtro FIR (Finite Impulse Response), o valor atual da saída y_i é função dos valores passados da entrada $x_{i,j}$. Para um filtro IIR (Infinite Impulse Response), entram também os valores passados da própria saída $y_{i,k}$. Isto é uma realimentação, necessária para eliminar microfonia e levar em conta reflexões, como a da extremidade do duto. Sendo *a* o vetor dos coeficientes do FIR ("feedforward") e *b* os coeficientes da realimentação ("feedback"), o cálculo a cada instante se resume em:

$$y = a \cdot x + b \cdot y$$

onde *x* e *y* são vetores de valores passados e *y* é o novo valor da saída.

Além desse cálculo em tempo real, o processador deve efetuar, usando o sinal de referência *R*, a contínua adaptação dos coeficientes *a* e *b*, com a velocidade adequada à variabilidade das condições de operação. Algoritmos para essa otimização, baseados em mínimos quadrados, foram patenteados por CHAPLIN, sendo atualmente objeto de negociações e disputas judiciais entre as empresas que desenvolvem produtos para controle ativo. A Figura 5 ilustra o fluxo de dados do processamento.

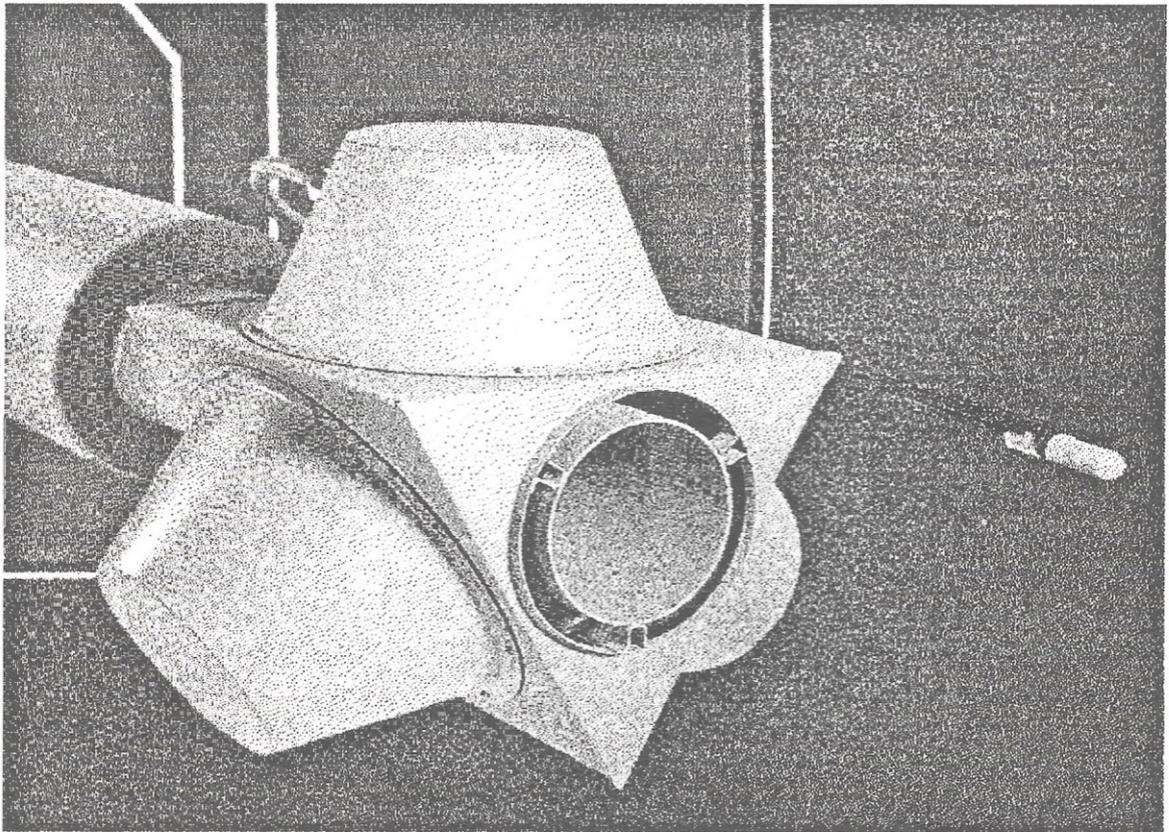


Figura 4 - Atenuador ativo, NCTI.

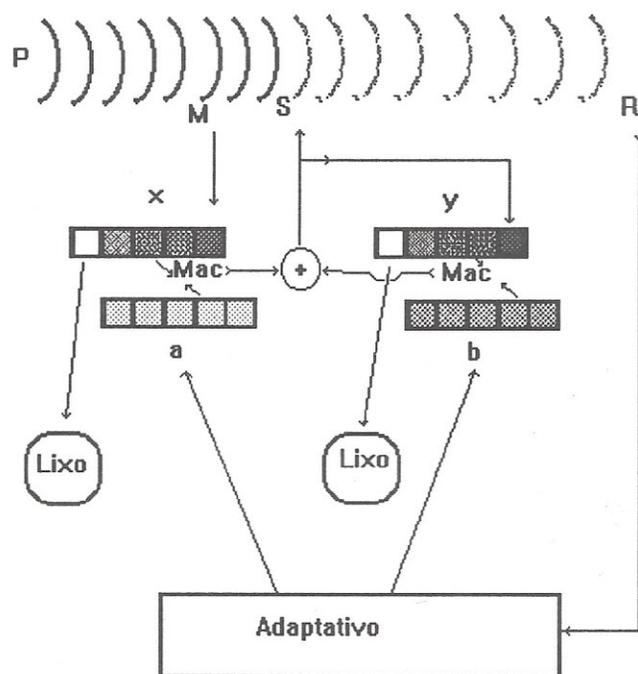


Figura 5 - Esquema simplificado do processamento digital

A realização do processamento é possibilitada por microprocessadores digitais de sinais (DSP), dispositivos construídos com base em uma arquitetura de Harvard: dois processadores em paralelo, um lidando com o fluxo de dados e o outro com o fluxo de instruções (programa), simultaneamente. As famílias mais famosas são a TMS320, da Texas, a DSP56000, da Motorola e a AD2101, da Analog Devices. Para se ter uma idéia, o “chip” TMS320C25, já antigo, pode processar um filtro de ordem 100, adaptativo, a taxas de amostragem superiores a 10 kHz. Especialmente importante é a função “MAC” (multiply-accumulate), que acelera a realização dos produtos escalares de vetores ($a \cdot x$ e $b \cdot y$).

5. ESTADO DA ARTE

No presente momento, as pesquisas e desenvolvimentos comerciais de controle ativo assumiram um ritmo um pouco mais lento, após mais de dez anos de intensa atividade. Isto porque as aplicações já operacionais ainda não atingiram um mercado de alto retorno, como a indústria automobilística (cerca de 30 milhões de unidades por ano). Com isso, houve um aparente arrefecimento dos investidores.

Para uma revisão das questões referentes ao processamento, indica-se o trabalho de ELLIOTT E NELSON [10]. É especialmente interessante o trabalho de silenciamento ativo do compartimento de passageiros, em aeronaves e automóveis, não tratado aqui.

No momento, estão ativas, em aplicações não-militares, especialmente a automobilística, as seguintes empresas americanas (com possíveis omissões [11]): Digisonix, Noise Cancellation Technologies Inc. (NCTI), Walker Noise Cancellation Technologies (WNCT), Arvin, Ford. Quanto às universidades, destacam-se Penn State, Virginia Tech. e o SRI, ligado a Stanford.

No Brasil, a pesquisa e o desenvolvimento são ainda incipientes nesta área. Na COPPE/UFRJ, uma tese de mestrado [12] sobre controle ativo em dutos foi apresentada em 1990, sendo o filtro digital posteriormente aperfeiçoado em uma tese da PUC/RJ. Uma terceira tese de mestrado está em desenvolvimento. Outras contribuições poderão surgir, na UFSC e na USP.

As principais dificuldades que ainda restringem a utilização do “silenciador eletrônico” são: alto-falantes potentes de baixa frequência, microfones resistentes à intempérie ou altas temperaturas, controladores com adaptação rápida, para acompanhar as mudanças bruscas de regime, custo e durabilidade do sistema.

Para os automóveis mais caros e os veículos pesados, a questão do custo já encontrou seu equilíbrio - embora com componentes ainda não comprovados para uma garantia longa (nos EUA, 6 anos).

As vantagens esperadas são, especialmente, a redução do nível de ruído, menor volume do sistema em relação ao convencional e um aumento de potência, com alguma economia, da ordem de 5% em velocidade de cruzeiro, devido à redução da contrapressão. Em trabalho recente com um

motor diesel estacionário de 1000 HP, DENENBERG e MILLER, da NCTI e JAY, da WNCT [13] mediram a redução da contrapressão, de 300 mm.c.a., com atenuador convencional, para apenas 12 mm.c.a., com o sistema ativo.

6. CONCLUSÕES

Com base no grau de desenvolvimento já atingido, pode-se afirmar que os sistemas de controle ativo - suspensão, ruído interior e, especialmente, ruído de exaustão - estão na iminência de se tornarem técnica e economicamente competitivos para equiparem ampla faixa da frota de veículos.

No país, havendo capacidade de investimento, é possível montarem-se equipes técnicas capazes de, ao menos, acompanhar o desenvolvimento e construir os sistemas. Na comercialização para a produção em série, possivelmente os "chips" customizados serão mais competitivos, mas a integração e manutenção dos sistemas ainda será tarefa local. Assim, é recomendável que fabricantes de motores e veículos e fornecedores de sistemas de silenciamento acompanhem e dominem esse desenvolvimento.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] LUEG,P.: Process of Silencing Sound Oscillations, U.S Patent No. 2,043,416, 1936.
- [2] OLSON,F. e MAY,E.G.: Electronic Sound Absorber, J. Acoustical Soc. America, 25, 1953.
- [3] JESSEL,M.J.M. e MANGIANTE,G.A.: Active Sound Absorbers in an Air Duct, J. Sound and Vibration, 23(3), 1972.
- [4] SWINBANKS,M.A.: The Active Control of Sound Propagation in Long Ducts, J. Sound and Vibration, 27(3), 1973.
- [5] GUICKING,D.: Active Noise and Vibration Control: Reference Bibliography, 3d. Ed.,III Physikalishes Institut, Göttingen, 1988.
- [6] BERENGIER,M. e ROURE,A.: Broad-band Active Sound Absorption in a Duct Carrying Uniformly Flowing Fluid, J. Sound and Vibration, 68(3), 1980.
- [7] LA FONTAINE,R.F. e SHEPHERD,F.C.: An Experimental Study of a Broadband Active Attenuator for Cancellation of Random Noise in Ducts, J. Sound and Vibration, 91(3), 1983.
- [8] EGHTEHSADI,Kg. e LEVENTHAL,H.G.: A Study of n-Source Active Attenuator Arrays for Noises in Ducts, J. Sound and Vibration, 91(1), 1983.
- [9] KAZAKIA,J.Y.: A Study of Active Attenuation of Broadband Noise, J. Sound and Vibration, 110(3), 1986.
- [10] ELLIOTT,S.J. e NELSON,P.A.: Active Noise Control, IEEE Signal Processing Magazine, October, 1993.
- [11] KING,B.(ed.), *Industry News*, Active Sound & Vibration Control News, 1(1), September, 1994.
- [12] MASSARANI,P.M.: *Controle Ativo de Ruído em Dutos*, Tese M.Sc., COPPE/UFRJ, 1990.
- [13] DENENBERG,J.N., MILLER,S.K. e JAY,M.A.: *Active Compressor Engine Silencer Reduces Exhaust Noise*, Pipe Line Industry, January, 1994.

IDENTIFICAÇÃO DAS FONTES DE RUÍDO VEICULAR POR MEDIÇÃO DE INTENSIDADE SONORA

Samir N.Y. Gerges, Ph.D.

Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC)

Departamento de Engenharia Mecânica - Laboratório de Vibrações e Acústica

Cx.P. 476 - Florianópolis - SC - CEP: 88040-900

Tel: (048) 2344074 Fax:(048) 2341524

RESUMO

A medição da intensidade sonora, usando dois microfones próximos, fornece aos engenheiros acústicos uma importante ferramenta para uma avaliação total da potência sonora da fonte, localizar regiões de alta irradiação de ruído, facilitar medições de isolamento de ruído e absorção dos materiais. Conseqüentemente, é uma técnica de medição mais especializada do que a da pressão sonora. Neste trabalho, serão apresentados os fundamentos da técnica, instrumentações necessárias, erros envolvidos, normas de medição e exemplos práticos de identificações das fontes de ruído.

1. GRANDEZAS ACÚSTICAS

O ruído é causado pelas vibrações das moléculas do meio "u" [m/s], através de compressão e rarefações gerando variação de pressão total, isto é a Pressão Sonora "p" [Pascal], o "p" depende da fonte, distância entre a fonte e receptor e ambiente. O número de ciclos por segundo das vibrações das moléculas é chamado "Frequência" em [HZ]. As ondas acústicas propagam-se com velocidade de som "c" [m/s]. Para o ar, a velocidade do som é dada por:

$c = 331 + 0,6 t$, onde t é a temperatura em 0C, (para 20 0C temos $c=343$ m/s).

Uma importante propriedade das fontes de ruído é a Potência Sonora "W" [Watts]. W é apenas dependente da própria fonte e independente do ambiente ou distância da medição. A Intensidade Sonora "I" [watts/m²] é definida como razão do fluxo de energia através de uma área unitária normal à direção de propagação. Os valores RMS das grandezas; P, W e I podem ser escritos em escala decibel;

$$NPS = 20 \log [p/(2.10E-5)],$$

$$NWS = 10 \log [W/10E-12],$$

$$NI = 10 \log [I/10E-12].$$

Somas e subtrações de NPS, NWS e NI deve ser feitas através p₂, W e I. Isto é, a soma de 90dB + 90dB é 93 dB e não 180 dB.

2. IMPORTÂNCIA PRÁTICA DE SE MEDIR A INTENSIDADE SONORA

Muitas das quantidades que são especificadas por normas internacionais e nacionais, que caracterizam as fontes sonoras e sistemas de controle de ruído, são energéticas na natureza; por exemplo, a potência sonora, o coeficiente da transmissão sonora (perda da transmissão) e o coeficiente de absorção sonora. Até bem pouco tempo, não éramos capazes de medir tais quantidades diretamente; ao invés disso, tínhamos que medir a pressão sonora e daí calcular a intensidade sonora. Pelo fato dessas duas quantidades serem relacionadas apenas sob determinadas condições (campo livre simulado em câmara anecóica e/ou campo difuso simulado em câmara reverberante) foi necessário criar e utilizar instalações de testes caros e elaborados para se implementar estas normas, tais como câmaras anecóicas, difusores incorporados de câmaras reverberantes e locais especiais para testes ao ar livre. Não tem sido possível aplicar normas de potência sonora à muitos itens de máquinas e fábricas industriais, quer por serem eles muito grandes para serem colocados numa sala de teste, por não funcionarem em ambientes silenciosos e livres, quer por formarem uma parte integral de um sistema complexo e não poderem, desse modo, serem operados isoladamente fora deste sistema.

Atualmente, é possível fazer medições locais em quase todos os itens de uma fábrica, ou de um veículo, no seu ambiente operacional, contanto que a intensidade externa gerada pela própria fonte e outras fontes presentes não va-

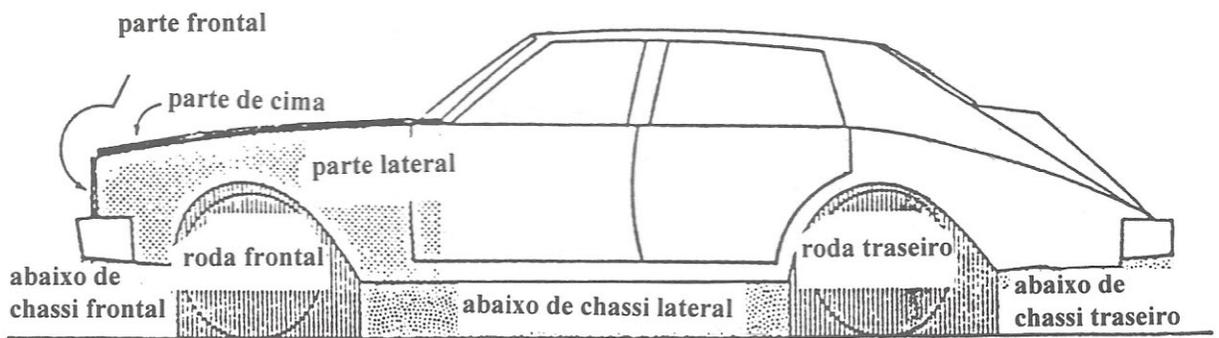


FIGURA 1 - Áreas de medição de intensidade sonora em um veículo.

riem muito durante o período de medição. A Fig. 1 mostra as várias superfícies de medição de intensidade sonora para quantificar o ruído externo [Blaser, 1982]. As vantagens econômicas, técnicas e reguladoras deste desenvolvimento são realmente muito grandes : por exemplo, um fabricante pode agora usar seu painel de testes de produção para checar se a intensidade sonora radiada pelo produto está dentro dos padrões estipulados ; ele não precisa construir, ou alugar uma instalação de testes especiais.

Uma outra vantagem associada é que a medição da intensidade sonora pode ser usada (por pessoal qualificado) para a identificação e graduação (ranking) das maiores zonas geradoras de ruído numa fonte complexa (um motor veicular, ruído interno em veículo); podem ocorrer, todavia, problemas de má interpretação quando a fonte transmite um ruído de banda estreita ou de tom puro, principalmente em ambiente fechado.

Quanto às investigações sobre as propriedades de transmissão de som de partições, é então possível não apenas avaliar a perda de transmissão da estrutura completa, mas também determinar a eficácia relativa de diferentes regiões, de modo que a presença de partes fracas e pequenos vazamentos possam ser detectados. Por exemplo: quantificar o vazamento de ruído nas aberturas do divisor entre o compartimento do motor e passageiros de um veículo. A princípio, é também possível avaliar-se caminhos de vazamentos (Flanking) em edifícios, mas até agora poucas aplicações foram relatadas.

Em suma, está claro que o advento da medição da intensidade sonora como uma medição acústica rotineira traz importantes vantagens para o projetista, o fabricante, o fornecedor e para o cliente.

Um grande número de normas internacionais e nacionais para determinação da potência do som usando a medição da intensidade sonora, já foram publicados ou estão para serem publicados, e uma norma internacional para instrumentos de medição da intensidade sonora já foi publicada (ver lista de referências).

3. PRINCÍPIOS DE MEDIÇÃO DA INTENSIDADE SONORA

É necessário gerar sinais proporcionais à velocidade da partícula acústica "u" e pressão acústica "p" em um ponto num fluido, normalmente ar ou água. A velocidade da partícula é obtida dos dois sinais de pressão [Gerges, 1992].

$$\frac{\partial p}{\partial r} = -\rho_0 \frac{\partial u_r}{\partial t}$$

onde r, refere-se aqui, a uma direção arbitrária no espaço, t é o tempo, e ρ_0 é a densidade do meio. Produtos da integração de tempo fornece;

$$u_r = -\frac{1}{\rho_0} \int \frac{\partial p}{\partial r} dt \quad \text{ou} \quad u_r \approx -\frac{1}{\rho_0} \int \frac{\Delta p}{\Delta r'} \Delta t$$

na qual existe uma diferença de pressão Δp entre pontos ao longo do eixo r separado pela distância Δr . A diferença entre os dois sinais emitidos de dois microfones nominais idênticos p_1 e p_2 , cujos centros dos elementos sensores estão colocados Δr a parte, pode ser eletricamente integrado para produzir um sinal proporcional à velocidade da partícula. Os sinais de pressão são somados para produzir uma aproximação duas vezes maior que a pressão normal.

Então:

$$p \approx \frac{p_1 + p_2}{2} \quad \text{e} \quad u_r \approx -\frac{1}{\Delta r \rho_0} \int_{-\infty}^t (p_2 - p_1) d\tau$$

então;

$$I_r(t) = p(t)u_r(t) \approx \frac{p_1(t) + p_2(t)}{2\rho_0\Delta r} \int_{-\infty}^t [p_2(\tau) - p_1(\tau)] d\tau$$

é a equação usada no medidor de tempo real.

O equivalente no domínio de frequência é [Fahy, 1989]:

$$\bar{I}_r(\omega) \approx -\frac{\text{Im}\{G_{12}(i\omega)\}}{\rho_0\omega\Delta r} \quad \text{ou} \quad \bar{I}_r(\omega) \approx \frac{\text{Re}\{G'_{12}(i\omega)\}}{\rho_0\Delta r}$$

é a equação usada no medidor FFT.

onde G_{12} é a densidade espectral cruzada de dois sinais de pressão.

e G'_{12} é a densidade espectral cruzada do sinal integrado no tempo do primeiro transdutor de pressão e o sinal não integrado, do segundo transdutor de pressão. A medida logarítmica do I é o nível de intensidade sonora, dada por:

$$L_1 = 10 \log_{10} [I / I_{\text{ref}}] \text{dB}, \text{ onde a intensidade sonora de referência } I_{\text{ref}} = 10^{-12} \text{ Wm}^{-2}.$$

4. INTEGRAL NA SUPERFÍCIE DO COMPONENTE NORMAL DE INTENSIDADE

É claro que, pela própria definição de intensidade sonora, o integral sobre uma superfície de fonte estável contínua, do componente de intensidade normal à superfície é equivalente à potência sonora gerada pela fonte, considerando que o volume fechado não contenha elemento absorvente (ver fig. 2).

$$W = \int_s \vec{I} \cdot \vec{n} \, dS = \int_s \bar{I}_n \, dS$$

A princípio, esta igualdade permite que a energia sonora de fontes específicas possa ser determinada mesmo na presença de outras fontes, uma vez que o integral exclui a energia produzida por outras fontes externas ao volume fechado. O mesmo princípio pode ser aplicado na determinação de potência sonora absorvida pelos corpos ou pelas superfícies (ver normas ISO 9614-1 e 9614-2).

5. ERROS NAS MEDIÇÕES DE INTENSIDADE SONORA

As principais fontes de erros na medição da intensidade sonora num ponto fixo de um campo sonoro estacionado no tempo, usando-se dois microfones são:

(a) Erros de diferença finita e aproximação de soma. estes são inerentes ao princípio da técnica. Este erro depende, claramente da natureza do campo acústico e da separação dos microfones. Erros nas estimativas de intensidade para onda plana são mostrados na fig. 3. O erro pode exceder em muito o valor das ondas planas para campo próximo de fonte complexa [Fahy,1989] e [Gerges,1983].

(b) Efeitos de difração dos microfones causando distorção do campo sonoro. Tal erro é minimizado pelos fabrican-

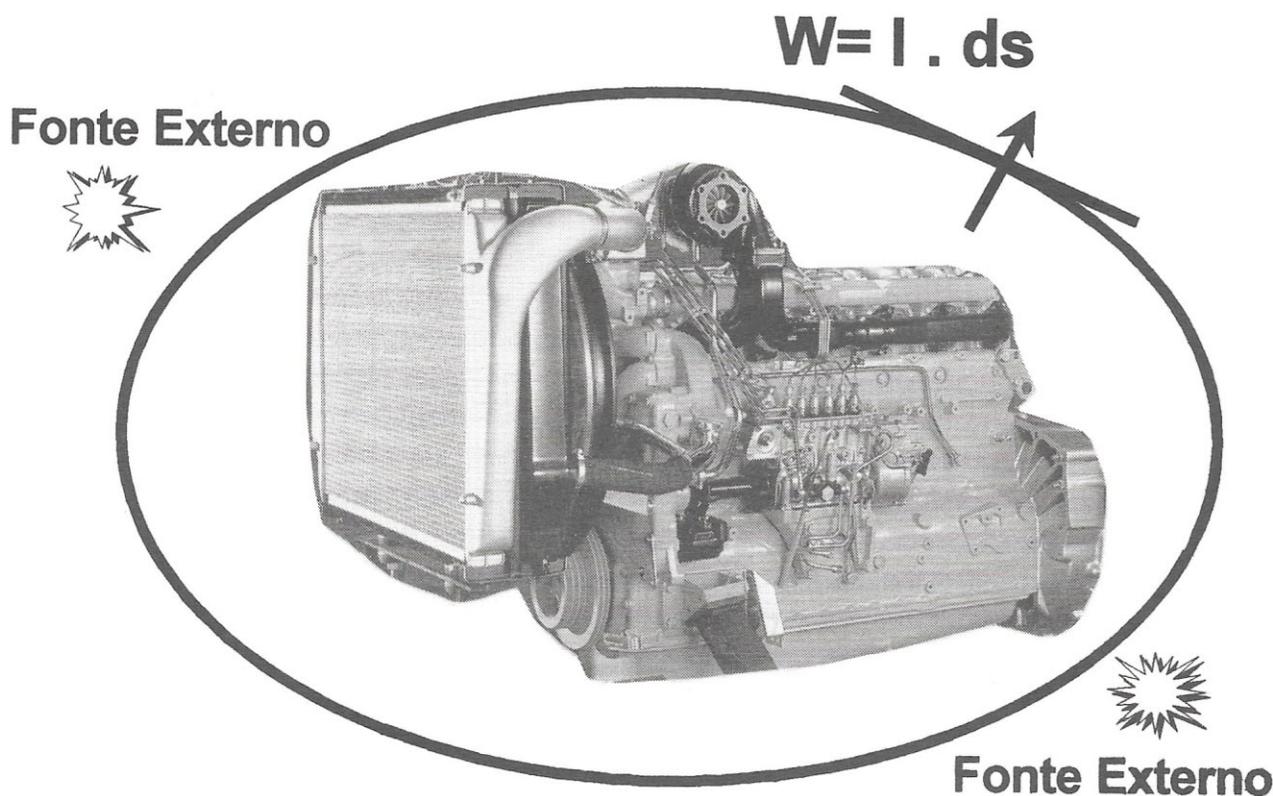


FIGURA 2 - O Princípio da determinação de potência sonora

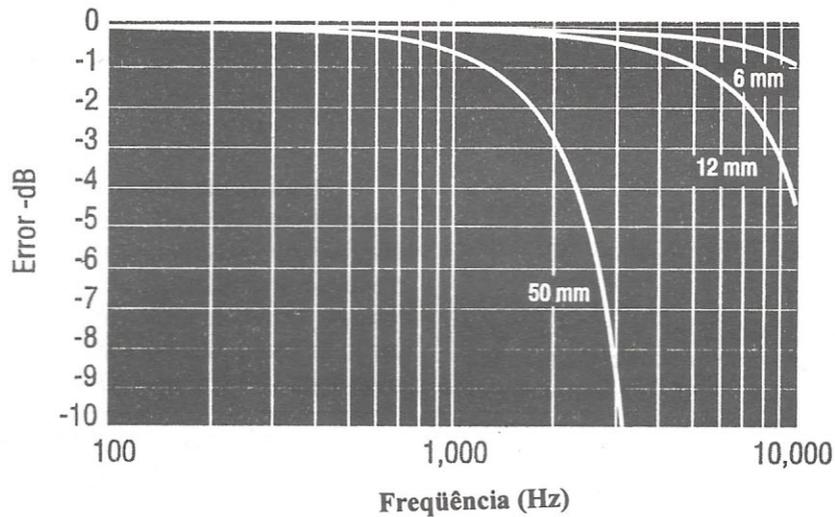


FIGURA 3 - Erro de diferença finita para campo de onda plana

tes, mas coloca um limite muito superior na frequência.

(c) Erros de diferença de fase entre os canais condicionadores do microfone/sinal. Dois indicadores são envolvidos neste erro:

Indicador Pressão-Intensidade δp_i , medido em campo sonoro arbitrário, dado por;

$$\delta p_i = L_p - L_{li} \quad \text{dB}$$

E indicador Pressão-Intensidade Residual δp_{io} , para campo sonoro uniforme nos dois microfones, medido com calibrador de intensidade ($I=0$) dado por;

$$\delta p_{io} = L_p - L_{io} \quad \text{dB}$$

Então, a diferença entre δp_{io} e δp_i é a medida do erro de diferença de fase e é chamado "L= Índice de Erro da Fase", para erro normalizado de intensidade de ± 1 dB,

$\delta p_{io} - \delta p_i = 7$ dB. E para $\pm 0,5$ dB, $\delta p_{io} - \delta p_i = 10$ dB.

O efeito do mal casamento pode ser eliminado efetivamente, tirando-se metade da diferença com a sonda em duas posições de 180 graus. Este processo de reversão manual não é satisfatório devido a necessidade de precisão.

(d) Erros de estimativa de espectro, devido à uma inadequada média temporal:

Este erro é relacionado ao número de média nas estimativas de espectro cruzado do analisador FFT. Geralmente, os maiores erros aleatórios acontecem para uma fonte de banda estreita em ambiente reverberante na presença de outras fontes não correlates. Nestes casos, um tempo de média de até um minuto é necessário para reduzir os erros aleatórios a valores aceitáveis.

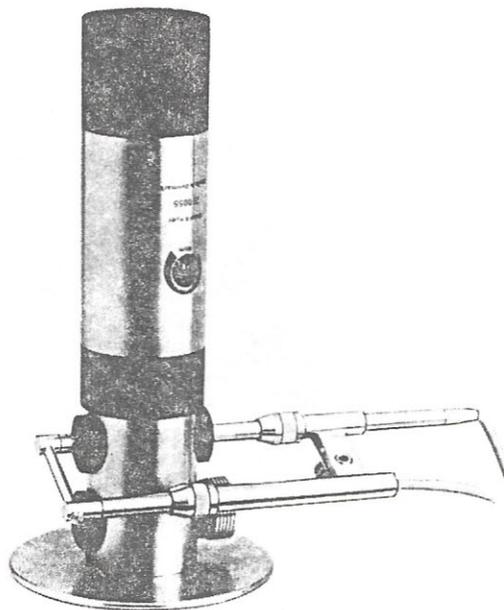


FIGURA 4 - Calibrador de intensidade sonora Brüel & Kjaer 3541

6. CALIBRAÇÃO DA Sonda

Os dois microfones da sonda devem ser calibrados individualmente com calibrador (pistonfone). Há norma IEC 1043 para calibração dos microfones condensadores para fabricantes e usuários. A calibração da sonda é feita por "Calibrador de Intensidade sonora", por exemplo Brüel&Kjaer 3541 (ver fig. 4), onde os microfones são submetidos à mesma pressão, neste caso a velocidade da partícula e a intensidade devem ser zero. A diferença de fase pode então ser medida.

7. QUALIDADE DE INSTRUMENTAÇÃO

O índice δ_{pio} é uma medida de diferença de fase de instrumentação, enquanto a verdadeira diferença de fase do campo sonoro medido deve exceder em muito este valor. O índice de Erro da Fase ($L = \delta_{pio} - \delta_{pio}$) deve ser maior de 7 dB para 95% de confiança com um intervalo de ± 1 dB, e maior de 10 dB para $\pm 0,5$ dB.

Na prática, δ_{pio} é medido numa base global (média de amostragem) para obtenção de L. Notar que δ_{pio} e portanto L são dependentes de frequência. Normalmente δ_{pio} tem valor máximo na metade da banda de frequência (como está mostrado na fig.5 (Na norma ISO CD 9614-2, δ_{pio} é chamado Fpi).

O cruzamento dos δ_{pio} (medido com calibrador) e δ_{pio} (medido no campo em questão) na frequência, fornece a banda de frequência válida (ver figura 5).

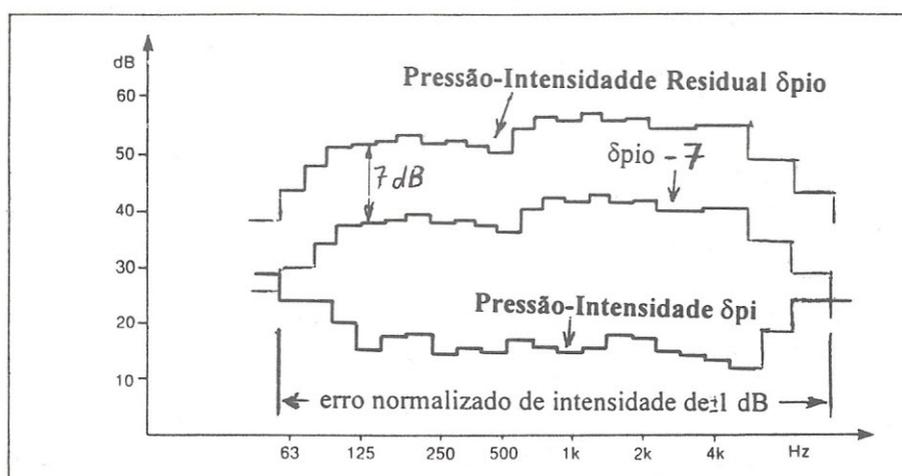


FIGURA 5 - A capacidade dinâmica de instrumentação.

8. APLICAÇÕES

As várias aplicações da medição da intensidade sonora são:

- determinação da potência sonora de fontes em ambientes arbitrários;
- determinação da potência sonora transmitida através de partições;
- determinação da potência sonora absorvida in-loco de superfícies e objetos;
- determinação da potência sonora em dutos e desempenho de atenuadores;
- localização e quantificação das fontes de ruído.

A seguir serão apresentadas algumas aplicações relacionadas à ruído veicular, cada trabalho apresentado a seguir é citado na lista de referência.

8.1 Identificação de Fontes de Ruído de um Motor Ciclo Otto (Convênio Metal Leve/UFSC)

Eng. João Luis de Souza Lima (Metal Leve)

Eng. Eliezer Alcides Pacheco (aluno de Mestrado da UFSC)

Prof. Samir N.Y. Gerges (Orientador UFSC)

O objetivo principal deste projeto é identificar e quantificar o efeito de vários tipos de pistões no ruído de motor. O motor testado é de 2L, 105hp, 4 cilindros com injeção eletrônica de gasolina. Foram realizadas medições preliminares de intensidade sonora no banco de prova semi-anecóico da Metal Leve. A sala de teste foi qualificada através medições de indicadores conforme ISO 9614. Foram feitas medições de intensidade na face frontal de polia na rotação de 2500 RPM. As medições foram feitas numa área de 600x700 mm. As condições das medições são:

- Número de linha da malha 8
- Número de colunas da malha 7
- Área de cada elemento 0,01 m²
- Área total da malha 0,42 m²
- Distância Malha-Motor 0,10 m
- Tempo de medição por ponto 20 s
- Faixa de frequência 200 a 5000Hz
- Espaçador da sonda 12 mm
- Escala dBA
- Resolução na frequência 1/3 oitava

A figura 6 mostra o mapa de intensidade sonora medida. As regiões de maior fonte de ruído são o coletor de escape e a região do cárter do motor. Classificação das fontes de ruído baseado nos níveis de intensidade sonora mos-

tra os seguintes resultados:

- Coletor de escape 86 dBA
- Filtro de Óleo (cárter) 86 dBA
- Polia bomba d'água (tampa) 85 dBA
- Apoio do motor 84 dBA
- Coletor de admissão 82 dBA
- Entrada de água do motor 81 dBA
- Polia comanda (tampa) 81 dBA
- Cárter 78 dBA
- Polia externa 78 dBA

8.2 Crocker M.J.

The Use of Existing and Advanced Intensity Techniques to Identify Noise Sources on a Diesel Engine. SAE paper 810694 - 1981.

Crocker mostra os três seguintes métodos para identificação das fontes de ruído em um motor ComminsNTN-350,1500RPM,400ft-lb (os resultados de tabelas e/ou figuras, são apresentados na mesma língua inglês do trabalho original para evitar distorções):

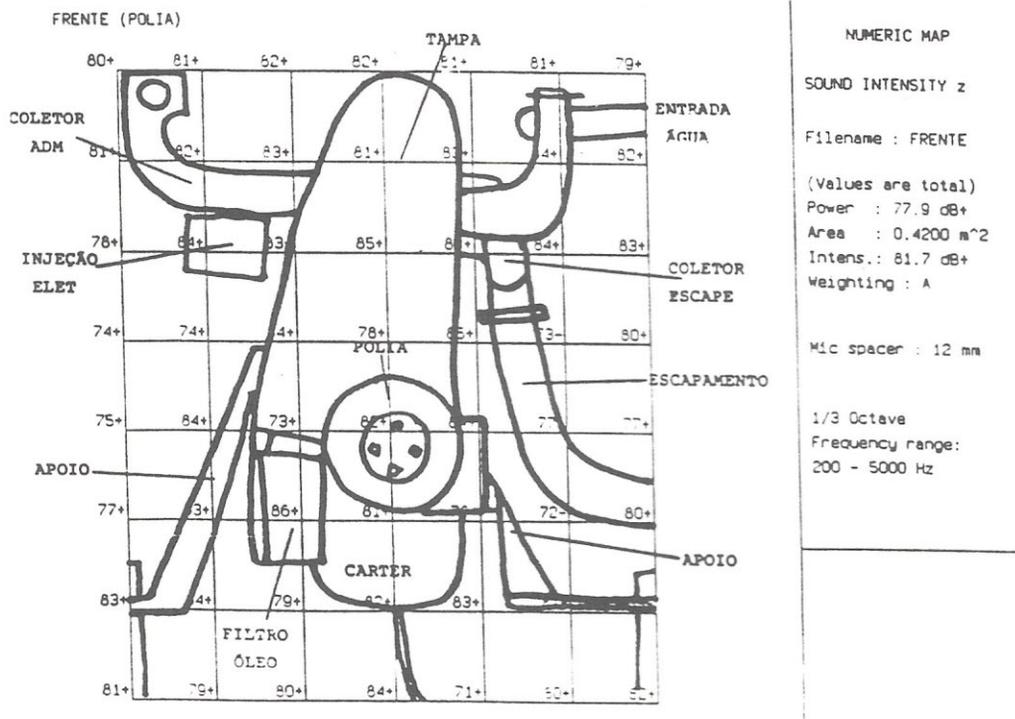


FIGURA 6 - Nível de Intensidade Sonora na Face Frontal (projeto Metal Leve/UFSC)

Engine Part	Overall sound power level	Re. 10-12 Watts at 1500	RPM and 400 Ft.-1b.Load
	Acoustic Intensity	Surface Intensity	Lead Wrapping
	dB	dB	dB
Oil Pan	102,4	103,3	102,6
Exhaust Manifold, Turbocharger, Cyl. Head, and valve covers	101,4	-	101,6
Aftercooler	100,8	101,9	100,6
Engine Front	95	-	100
Oil Filter and Cooler	91,1	93,4	98,1
Left Block wall	97,4	94,6	97,3
Right Block wall	94,8	93,3	97,3
Fuel and Oil Pumps	91,5	-	96,3
Sum of the Parts	108,1	106,4 (partial sum)	108,8
Bare Engine Sound Power	-	-	109,5

Table 1 - Comparison of Overall Sound Power Levels Obtained by the Acoustic Intensity, Surface Intensity, and Lead-Wrapping Methods.

(1) “Wrapping” com Chumbo:

É um método antigo para tampar parte de superfícies e identificar ruído gerado por outras partes. Este método consome muito tempo, tem custo alto e é insuficiente em baixas frequências, além de não fornecer resultados de precisão para fontes de baixos níveis.

(2) Método de Intensidade de Superfícies:

O cálculo da potência sonora total através do método de intensidade de superfície é realizado usando um microfone e um acelerômetro. Com esta técnica de medição, a velocidade de partícula da superfície vibrante é obtida pela integração do sinal do acelerômetro. O sinal de pressão do microfone é então multiplicado pelo sinal velocidade de superfície para obter a intensidade acústica. Muitas destas medições são feitas em diferentes pontos sobre a superfície de medição; cada resultado, então, é multiplicado pela incremental área da superfície e apropriadamente somada para obtenção da potência acústica irradiada pela superfície.

(3) Método de Intensidade com Dois Microfones:

Foi usada técnica de dois microfones para medição de intensidade sonora e cálculo da potência sonora dos vários componentes do motor.

A tabela 1 mostra os resultados dos níveis de potência sonora (dB) em um motor “cummins” NTN-350 no regime de rotação de 1500RPM e 400ft-1b. Os resultados dos três métodos são próximos.

Examinando a tabela abaixo, pode-se concluir que as três maiores fontes com o motor descoberto são respectivamente: reservatório de óleo, “exhaust manifold, turbocharger”, cabeça do cilindro e “aftercooler”. É importante observar, no caso de necessidade de redução de ruído, que o reservatório de óleo é a fonte que terá maior prioridade.

8.3 Chung J. Y., Pope J. e Feldmaier D.A. Application of Acoustic Intensity Measurements to Engine Noise Evaluation. SAE 790502/1979.

Este trabalho foi realizado no GM/Michigan em um motor de aspiração natural, V-8, dois tempo 1500RPM, 540Nm. As medições foram feitas no banco de prova anecóica.

Tubos de entrada de ar e exaustão foram enclausurados com chumbo para redução de ruído externo. foram usados 2-microfones B&K 1/4”, separação de 16mm com analisador HP5451B, 512 pontos FFT, amostragem 12,8kHz, frequências máxima 6,4kHz, e resolução 25Hz, filtro anti-aliasing 5kHz janela Hanning e 128 média, 60 segundos para cada média, distância 20mm de superfície, média em cada área de 0,05m².

Dois tipos de classificações de fontes são de interesse: Classificação da intensidade média e Classificação da potência sonora. A classificação da potência sonora leva em

conta a radiação sonora de um componente particular desprezando seu tamanho. Já, a intensidade normaliza a potência sonora em função da área da superfície de um componente particular (ver figuras 7 e 8).

Como pode observar nas figuras 7 e 8, as fontes de maior

nível de potência sonora são, respectivamente: frente do motor, “blower and shutdown housing”, reservatório de óleo, lado direito do bloco do motor. Já, utilizando a classificação pela intensidade as principais fontes são as seguintes “blower and shutdown housing”, frente do motor, “left exhaust

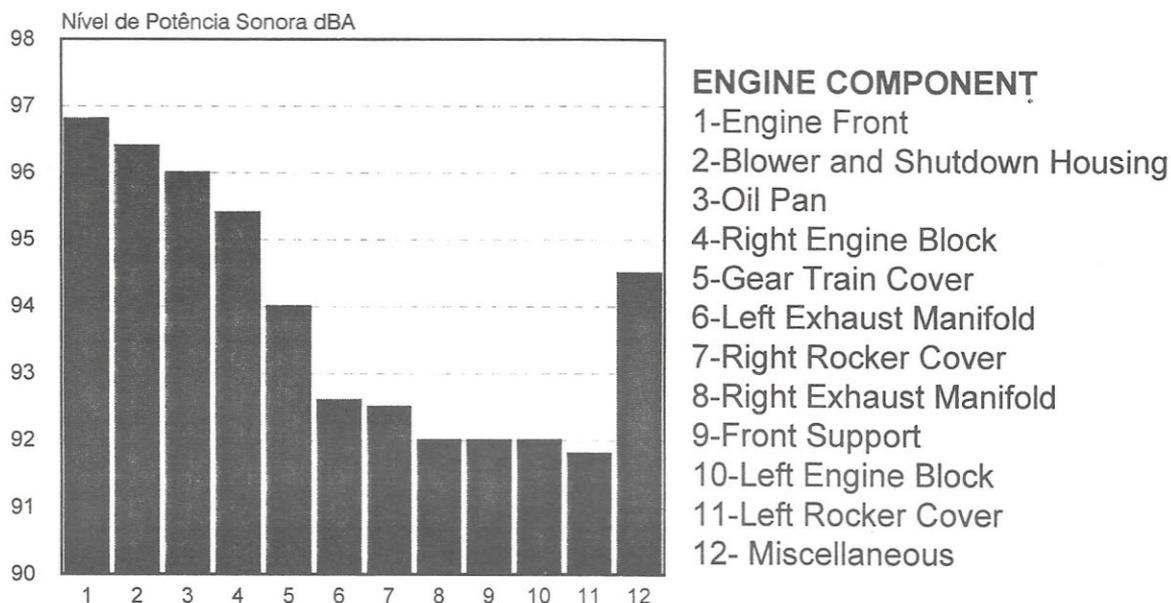


FIGURA 7 - Níveis de Potência Sonora em dBA para as principais fontes de Ruído.

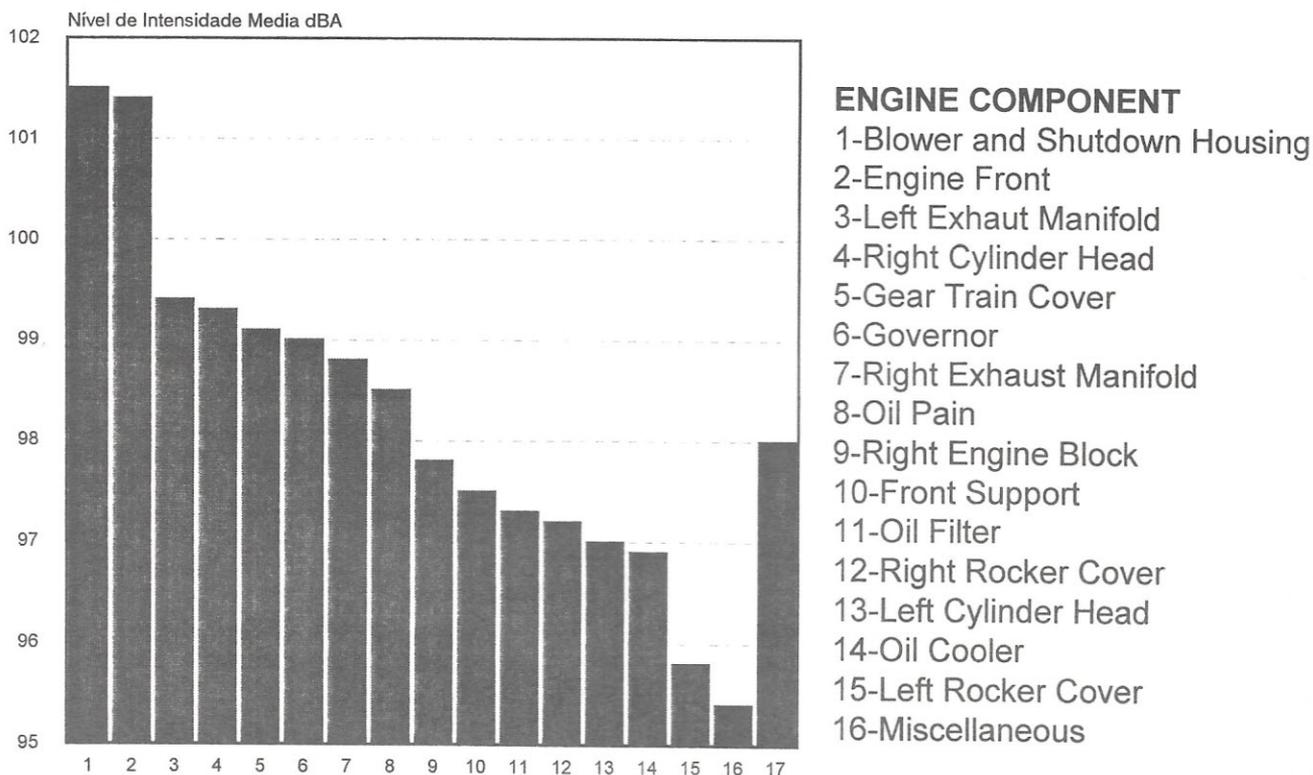


FIGURA 8 - Níveis de Intensidade Sonora para as Principais Fontes de Ruído

manifold”, cabeça do cilindro. Analisando o gráfico nota-se que, houve uma inversão entre as duas principais fontes de ruído. A intensidade espacial média foi medida sobre 98 regiões nas quais as superfícies do motor foram divididas.

8.4 Blaser D. A. and Feldmaier D. A. Acoustic Intensity Measurements of Noise Emission from Engines

Este trabalho foi realizado na GM/Michigan. Uma série de três testes foram realizados

(1) Medidas em motor diesel acoplado com dinamômetro, montado em banco de prova: com 600RPM. A superfície foi dividida em 66 regiões, 0,033m² cada. Medições foram feitas 10mm da superfície. A figura 9 mostram as classificações dos níveis de potência sonora. A maior fonte de potência sonora é o sistema de transmissão e limpeza do ar.

(2) Ensaios foram feitos em câmara semi-aneecóica de motor gasolina, 650 RPM, montado em chassi de um veículo:

As figuras 10 e 11 mostram a distribuição dos níveis de intensidade. A tabela 2 mostra a contribuição % de cada fonte para motor gasolina e diesel. Uma diferença de até 10dBA entre motor diesel e motor a gasolina na bande de 900 Hz a 2300 Hz é relatada.

(3) Ensaios de ruído externo de % potências sonora: A figura 12 mostra resultado de ensaios de um veículo com motor diesel. Medições foram feitas em três condições. Tampa frontal com material de absorção, sem material de absorção e com tampa aberta. O resultado mostra uma diferença pequena de potência sonora total que é obtida entre os três casos.

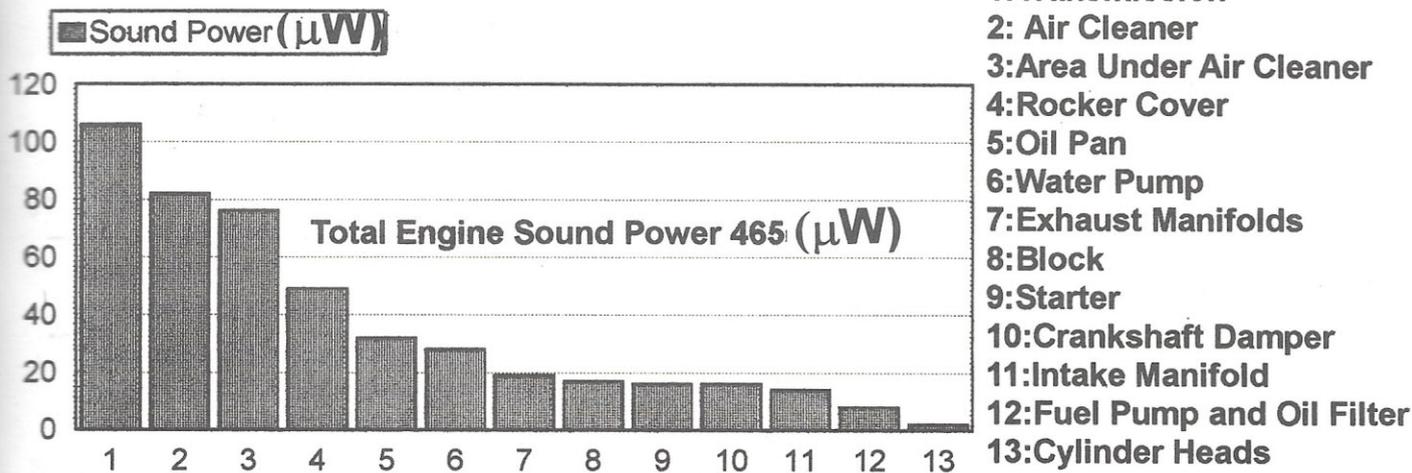


FIGURA 9 - Níveis de Potência Sonora para Motor Diesel

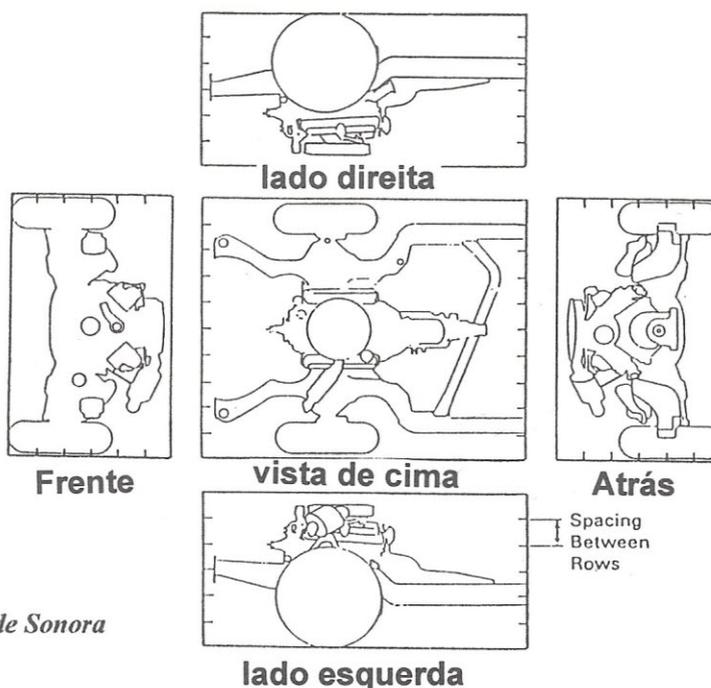


FIGURA 10 - Área de Medição de Intensidade Sonora

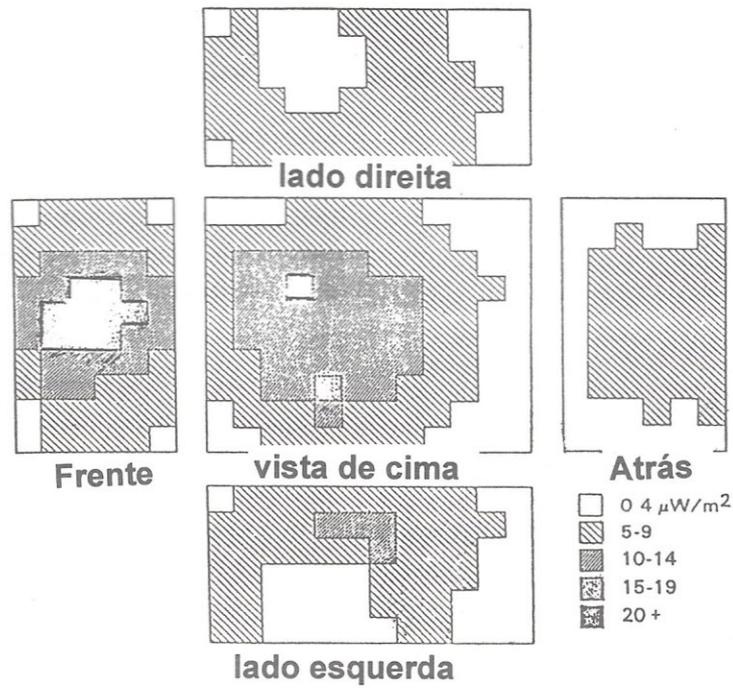


FIGURA 11 - Intensidade Sonora para cada Área da Figura 9.

Engine Type	Surface	Soud Power (μW)	% of Total Sound Power
DIESEL	Top	231	41
	Front	120	22
	Left	73	13
	Right	76	14
	Back	57	10
	TOTAL		557
GASOLINE	Top	32	38
	Front	19	22
	Left	13	15
	Right	12	14
	Back	9	11
	TOTAL		85

TABELA 2 - Sound Power Summary for Tests with Automotive Engines Mounted in Chassis Systems

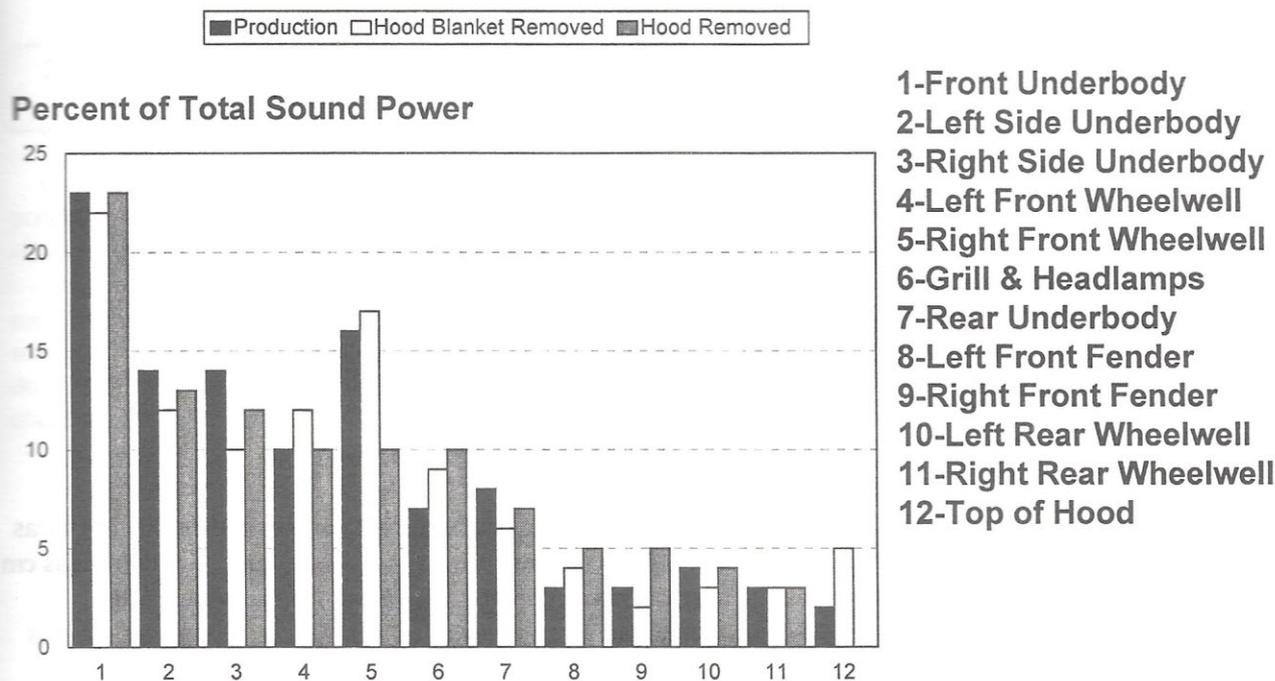


FIGURA 12 - Potência Sonora Total das Várias Componentes do Motor em Veículo com Várias Condições da Tampa do Motor.

9. REFERÊNCIAS

- Andrade E.B.** 1985, Desenvolvimento de Medidor de Intensidade Acústica com Aplicações. M.Sc. dissertação. UFSC, Orientador Prof. Samir N.Y. Gerges.
- Blaser D.A. and Feidmaier D.A.**, 1982, "Acoustic Intensity Measurements of Noise Emission from Engine".
- Chung J.Y., Pope J. and Feldmaier D.A.**, "Applications of Acoustic Intensity Measurements to Engine Noise Evaluation" SAE paper 790502, 1979.
- Crocker M.J.**, "The use of Existing and Advanced Intensity Techniques to Identify Noise Sources on a Diesell Engine" SAE paper 810694, 1981.
- Cudina M. Zelezic E.**, Identification of the Bus Interior Noise Using Sound Intensity Measurement Method, Noise-Con 1991. Tarrytown, New York, USA. July 1991.
- Fahy F.J.** 1989, Sound Intensity, Elsevier Science Publishers Ltd. London.
- Gerges S.N.Y.** 1992 - Ruído: Fundamentod e Controle. Livro de 600 paginas. UFSC.
- Gerges S.N.Y.**, Inter-Noise 1983. Inherent Errors in Acoustic Intensity Measurements for Piston Type Sources, July 1983, Edinburgh, Inglaterra.
- Ginn K.G. and Gade S.**, "Sound Field Measurements inside a Motor Vehicle", Brüel & Kjaer Technical Note (BO 0019).
- Hald J. and Ginn K.G.**, "Vehicle Noise Investigation Using Spacial Transformation of Sound Field", Brüel & Kjaer Technical Note.
- SO 9614-1** Acoustics: Determination of the sound power levels of sources using sound intensity measurements: Part I- Measurements at discrete points.
- ISO CD 9614-2**, Aacoustics: Determination of the sound power levels of sources using sound intensity measurements: Part II- Measurements by scanning.
- IEC 1043**, Instruments for the measurements of sound intensity
- João L. da Souza Lima (Metal Leve), Eliezer Pacheco (aluno de Mestrado-UFSC) e Samir N.Y. Gerges (Orientador-UFSC)**, "Identificação das Fontes de Ruído de Motores usando Intensidade Sonora", Convenio UFSC-FEESC/ML.
- Oshino Y. and Arai T.**, "Sound Intensity in the Near Field of Sources". Proceedings of the Symposium on Acoustic Intensity, Tokyo, 1987, pp 46-56.
- Reinhart T.E. and Crocker M.J.**, "Source Identification of Diesel Engine Using Acoustic Intensity Measurements", Noise Control Engineering, 18, 1982, pp84-92.

TRANSMISSÃO VIA AÉREA: RUÍDO INTERNO E RUÍDO EXTERNO

H. Onusic

Engenharia Experimental Segurança, Acústica e Térmica Veicular (EES)
Mercedes-Benz do Brasil S.A. - C.P. 202 - 09701-970 São Bernardo do Campo, SP
Instituto de Física - Laboratório do Acelerador Pelletron
Universidade de São Paulo - C.P. 20516 - 01452-990 São Paulo, SP
Seminário de Acústica Veicular
AEA - Associação Brasileira de Engenharia Automotiva
Instituto de Engenharia
19 de outubro de 1994

RESUMO

São apresentados os conceitos físicos comuns e diferenciados que regem o comportamento de barreiras acústicas que se destinam à redução dos níveis de ruído interno e externo. As mesmas são abordadas em função das características que precisam atender devido as condições a que são submetidas. São enfatizados os parâmetros físicos que controlam o desempenho acústico das mesmas. Alguns aspectos não acústicos são também considerados.

1. INTRODUÇÃO

Sem dúvida, são inúmeras as fontes de ruído que caracterizam os ruídos interno ou externo de um veículo automotor. É de conhecimento, no entanto, que o conjunto motopropulsor se destaca sobremaneira, podendo ser considerado como a principal fonte sonora que contribui significativamente para os ruídos interno e externo (veja figura 1). Muito embora pudéssemos abordar também as outras fontes, para efeito do que nos propomos, vamos centralizar nossas atenções na principal fonte, ou seja, o conjunto motopropulsor, e em especial o motor.

Em acústica, a regra fundamental inicial é reduzir o ruído na fonte. Posteriormente, na trajetória e, por final, esgotados os recursos técnicos, precisamos proteger o ouvinte, via, por exemplo, dispositivos auriculares. Vamos nos ater a trajetória, e em especial a via aérea.

A propagação das ondas mecânicas se processa através de duas vias: aérea e corpórea. A transmissão via estrutura é feita através de elementos elásticos (coxins) no caso de ruído interno e via solo (vibrações) para o ruído externo. É uma característica das baixas frequências. Por outro lado, a transmissão via aérea ocorre principalmente através da divisória compartimento motor/passageiros para o ruído interno, e através do capô do motor e áreas abertas para o ruído externo. A reflexão no solo afeta os dois ruídos. Observa-se que a transmissão via aérea é uma característica das frequências altas. A faixa que delimita os dois tipos de propagação se situa na região de 500 Hz.

O presente trabalho aborda o comportamento da trans-

missão via aérea, região das altas frequências (> 500 Hz), de modo a enfatizar os aspectos conceituais e práticos.

2. CONCEITOS BÁSICOS

Nos dois ruídos considerados, os conceitos físicos mais importantes na criação de um obstáculo, cuja função é impedir a propagação das ondas via aérea, são a transmissão e a reflexão. A esse obstáculo chamamos barreira acústica. Essas barreiras acústicas podem ser incrementadas, utilizando-se conceitos físicos adicionais e, construtivamente, podem se diferenciar bastante devido às condições e aplicações que são submetidas.

No modelo mais simples, que descreve a propagação de ondas planas através de meios, cujas características principais são a densidade volumétrica de massa e a velocidade de propagação do som nesses meios c , obtemos aplicando condições de contorno apropriadas, a conhecida lei da Massa ou de Berger para o *Transmission Loss*:

$$TL = 20 \log \sigma f - 43 \text{ dB}$$

onde: σ - densidade superficial de massa da barreira (kg/m^2)

f - frequência em Hz.

Muito embora não possamos fugir totalmente da lei acima, onde a densidade superficial de massa é fator decisivo, podemos usar artifícios e conceitos que tornam a barreira

mais eficiente quer para o ruído interno, quer para o ruído externo.

3. REINVENTANDO A BARREIRA ACÚSTICA

O modelo simplificado não leva em consideração as propriedades elásticas da barreira acústica como, por exemplo, rigidez e amortecimento.

Assim, se considerarmos um painel maciço, onde podemos caracterizar uma rigidez, um amortecimento e uma massa por unidade de área, podemos escrever o resultado do *Transmission Loss*, após as devidas aplicações de condições de contorno:

$$TL = 10 \text{Log} \left\{ \left[1 + \frac{r}{2\rho_0 c_0} \right]^2 + \left[\frac{\sigma \omega - \frac{k}{w}}{2\rho_0 c_0} \right]^2 \right\}$$

onde:

r - amortecimento/unidade de área

k - rigidez/unidade de área

$\omega = 2 \pi f$ - frequência angular

c_0 - velocidade de propagação do som no ar

ρ_0 - densidade volumétrica da massa do ar

A partir de considerações sobre $w = \left[\frac{k}{\sigma} \right]^{1/2}$ pode-

mos distinguir as regiões controladas pela rigidez, amortecimento e massa, como sobejamente conhecidas na literatura especializada (vide figura 2).

4. APLICAÇÃO DA BARREIRA

4.1. Ruído Interno

A aplicação do modelo anterior é bastante significativa para a barreira acústica do ruído interno.

À parede divisória entre compartimento de passageiros e motor podemos adicionar um sistema massa/mola, onde a massa segue os conceitos da lei de Berger através da densidade superficial, e a mola é representada por um feltro (ou material soft), cuja função principal é o desacoplamento entre a divisória de aço e o material de alta densidade (septum), caracterizando um sanduiche.

Uma espessura maior do feltro, resulta numa frequência natural menor, contribuindo com um ganho no *Transmission*

Loss (vide figuras 3 e 4).

Barreiras múltiplas, que podem ser interpretadas por analogia a sistemas massa/mola em série, apresentam resultados em geral mais satisfatórios (vide figura 5).

A aplicação dessa barreira nos veículos, em geral do lado interno, não exige nenhum tipo de fixação adicional, a não ser alguns pontos colados. Para barreiras múltiplas, por exemplo, em ônibus com características de grandes áreas, em especial na parede vertical, um cuidado maior deve existir quanto a estrutura da barreira (vide figura 6).

A aplicação de material de amortecimento (mastic, betume) contribui para redução das amplitudes de vibrações da divisória, especialmente na região controlada pelo mesmo, baixas e médias frequências, que caracterizam os modos de vibrações dessas divisórias. Testes específicos determinam o fator de damping desses materiais.

4.2. Ruído Externo

As barreiras utilizadas como obstáculo a propagação do ruído externo são, em geral, denominadas de encapsulamento. Da mesma maneira que as internas, devem obedecer à lei da massa (vide figura 7). Em verdade, o encapsulamento pode ser efetuado de diferentes maneiras. Os mais comuns são fixados no motor ou chassis dos veículos.

Sendo assim, contrariamente à barreira acústica interna, as externas devem possuir uma certa estrutura, além de massa, quando fixadas em suas bordas ou em cantos, devido aos seus campos de aplicação.

Em geral, a fixação da barreira deve ser elástica, sendo uma das razões a necessidade de minimizar a excitação da mesma, via estrutura. Um caso extremo pode ser divisado na figura 8 para uma barreira fixada ao motor.

Um artifício comumente empregado no encapsulamento é a aplicação de material de absorção para a redução da reverberação dentro do cofre do motor e, conseqüente decréscimo do ruído externo (vide figura 9). A espessura do material pode variar consideravelmente dependendo, por exemplo, da absorção desejada.

Observar que o feltro utilizado na barreira acústica para ruído interno não tem a função de absorção, mas sim de mola (rigidez). A colocação de material de amortecimento na barreira externa não traz benefícios significativos (vide figura 10).

A aplicação de barreira acústica para o ruído externo nos moldes das barreiras para ruído interno fica prejudicada pelas condições que as mesmas devem satisfazer junto ao veículo e ao meio externo.

Exemplo tradicional de aplicação dessas barreiras pode ser observado na figura 11, em função da potência do motor.

Na prática, recorre-se à relações empíricas entre o nível de pressão sonora desejado conforme normas e o nível de

pressão sonora do motor a rotação de potência máxima a 1m de distância, para o estabelecimento de objetivos.

5. LIMITAÇÕES E ATRIBUTOS DAS BARREIRAS

A principal limitação das barreiras acústicas internas são os orifícios e frestas que podem ditar totalmente o comportamento das mesmas (vide figura 12).

No caso de barreiras externas, aparentemente o ruído externo não é tão sensível a ponto de mudar significativamente devido a frestas. Do ponto de vista prático, o mesmo é sensível a áreas maiores ou menores de encapsulamento.

As barreiras internas são bastante protegidas do meio ambiente e sua durabilidade é condicionada a pressão maior ou menor do peso de passageiros/motorista sobre as mesmas. Por outro lado, algumas vezes essas barreiras acústicas são associadas com barreiras térmicas. Além do mais, devem satisfazer os requisitos de inflamabilidade.

As barreiras externas, estão totalmente integradas ao meio ambiente, e são mais sensíveis a flamabilidade. Devem satisfazer requisitos mais severos de impermeabilidade a água, óleo etc., não podem ser agressivas ao meio ambiente e de preferência recicláveis, o que no todo pode afetar o comportamento acústico desses materiais. Como estão sujeitas a deslocamentos e torções, as fixações elásticas têm, também, a atribuição de compensar esses movimentos.

As barreiras externas, que encapsulam parcial ou totalmente o conjunto motopropulsor acarretam alguns problemas térmicos que precisam ser resolvidos. Atingem o sistema de arrefecimento dos veículos, a temperatura de componentes, o conforto térmico do compartimento de passageiros, a aerodinâmica interna no cofre do motor etc..

As barreiras externas podem interferir qualitativa e quantitativamente no ruído interno. Esse tipo de interação deve ser investigado para cada caso.

Barreiras adicionais naturais ou artificiais podem ser colocadas junto a rodovias para ajudar na redução do ruído externo que atinge as moradias. O ripo de vegetação ou pavimento ao lado de rodovias pode contribuir com a redução do ruído externo.

6. AVALIAÇÃO ACÚSTICA DE BARREIRAS

A qualidade da barreira acústica utilizada para ruído interno deveria ser, inicialmente, desenvolvida em dispositivos/banco de provas com medições da atenuação em função da frequência.

A avaliação no veículo deve ser cuidadosa, pois as mesmas são dependentes de montagens e do aparecimento de orifícios e frestas.

A utilização de microfones, estetoscópios, intensidade sonora etc. é recomendável para a localização de vazamentos acústicos.

O projeto deve contemplar soluções que facilitem a produção em série, sem perda da qualidade acústica.

Avaliações objetivas tradicionalmente são efetuadas em dB(A). No entanto, alguns cuidados, bem como algumas observações, não devem ser esquecidos. É muito importante nas avaliações objetivas, conhecermos a composição espectral do dB(A). Pode ocorrer que uma barreira acústica atenuar consideravelmente os níveis de pressão sonora das altas frequências e quando partimos para a otimização dessa barreira utilizando o dB(A), não temos sensibilidade suficiente para quantificar melhorias efetuadas na barreira uma vez que a composição espectral do dB(A) é produto da transmissão via estrutura, ou seja, baixas frequências. Nesse caso, o mais sensato seria trabalhar diretamente com as frequências de interesse ou utilizar um parâmetro mais sensível que atuasse mais especificamente nas médias/altas frequências, como o AI (Articulation Index) (vide figura 13).

O método tradicional de avaliação de ruído externo é através do dB(A), principalmente pelo fato que as normas nacionais/internacionais o utilizam. A identificação de fontes ou mesmo áreas sonoras utiliza essa ponderação. Não deve ser descartada, no entanto, diferentes análises em frequência que ajudam sobremaneira na identificação de fontes (vide figuras 14 e 15). Alternativamente podemos utilizar a intensidade sonora.

Mais recentemente, algumas correntes acústicas têm sugerido a utilização do loudness, até para o ruído externo. No entanto, não são fortes suficientes, bem como os resultados não se apresentam tão mais convincentes que o dB(A) que mereça até o momento uma modificação drástica nesse tradicional processo de avaliação. Poderíamos dizer que se encontram mais a nível de pesquisa.

7. CONCLUSÕES

Procuramos abordar, de maneira não tradicional as barreiras acústicas relacionadas ao ruído interno e externo. Podemos dizer que os conceitos físicos de transmissão/reflexão são aplicáveis a ambas. No entanto, as condições de aplicação dessas barreiras acarretam soluções construtivas diferentes. Adicionalmente utiliza-se a absorção no cofre do motor para reduzir o tempo de reverberação e conseqüente redução do ruído externo. A absorção utilizada nos sanduiches da barreira interna tem o papel de mola desacopladora. Observa-se que o ruído interno em geral é modificado qualitativa e/ou quantitativamente.

Absorção pode ser utilizada dentro do compartimento de passageiros, o que acarretaria uma redução da reverberação do ruído interno. Na prática, os carpetes, forrações de bancos etc. fazem esse papel, mas com pequena eficiência pois pela espessura se comportam mais como materiais de aca-

bamento.

Ambas barreiras devem satisfazer requisitos de durabilidade, com maior rigor para a barreira externa. A barreira externa acarreta problemas não acústicos, e o principal deles é o térmico.

Avaliações acústicas podem ser semelhantes, tomando-se o cuidado para verificar a sensibilidade do parâmetro utilizado. Por fim, deve-se enfatizar que avaliações subjetivas devem ser encorajadas. Elas são complementares às avaliações objetivas.

8. REFERÊNCIAS

01. Exterior Noise Reduction - Truck and Bus. Publicação Interkeller (1989).
02. Noise Reduction in Commercial Vehicles - K.F. Feitzelmayer - Truck Technology International (1991) pp. 277-282.
03. Acústica do Veículo Fox - H. Onusic e P.L. Ferrador - Revista da SOBRAC, DEZEMBRO 1988 - pp. 4-6.
04. Strategies for Engine Noise Reduction - F.K. Brandl and J. Affenzeller - Motor Sympo (1990).
05. Low Noise Engine Concepts to Meet Future Legislative Vehicle Requirements - F. Brandl - Eurosymposium (1992).
06. Concepts for Noise Reduction in Commercial Vehicles - K. Lettner, Conference "Engine and Environment" (1990) pp. 183-195.
07. Definitions studie geräuschame Nutz - fahrzeuge - Daimler Benz - P. Fietz et al. (1982).
08. Considerações técnicas sobre a redução dos níveis de emissões de ruído em veículos automotores - H. Onusic - Seminário de Emissões e Combustíveis e Seminário Mercosul - AEA - setembro e novembro (1993).
09. Redução dos Níveis de Emissões de Ruído em Veículos Comerciais - H. Onusic - Anais I Congresso Brasil-Argentina - Florianópolis - 11-13 de abril de 1994 - pp. 113-122.
10. Internal Noise Reduction of a Road Bus - H. Onusic et al. - a ser apresentado na SAE Brasil 94 - novembro/94.
11. Caracterização do Ruído Interno de Veículos - H. Onusic et al. - III Seminário Sul-Americano de Controle de Qualidade, Revista ABCQ, Ed. Especial, São Paulo, 1984 - pp. 100-106.
12. Airborne Sound Isolation in Commercial Vehicles - H. Onusic et al. - Proceedings IV Int'l Seminar on Noise Control - Rio de Janeiro - 1992 - pp. 139-142.
13. Interior Noise of Automotive Vehicles: A Proposition for Objective Characterization - H. Onusic e M.M. Hage - SAE paper 921457 - SAE Brasil 92 - São Paulo.
14. Barreira Acústica de Veículos Automotores - H. Onusic - Simpósio Acústica Veicular - AEA - 1990 - pp. 30-57 - São Paulo.
15. The Identification and Elimination of Noise Flanking Paths in Automobiles - R. Morris-Kirby - Proceedings 25th ISATA - pp. 541-548 - 1992.
16. Noise Inside Motor Vehicles: on the Calculation of Articulation Index Modified (AIM) - M.M. Hage e H. Onusic - Proceedings IV Int'l Seminar on Noise Control - Rio de Janeiro - 1992 - pp. 129-132.
17. Estudo do Encapsulamento de um Veículo Comercial Leve - M.M. Hage, H. Onusic, L.C. Ferraro, M.A. Fogaça, V. Mizutani e F.L. Baptista - Anais do II SIBRAV - agosto 93 - pp./ 77-82.

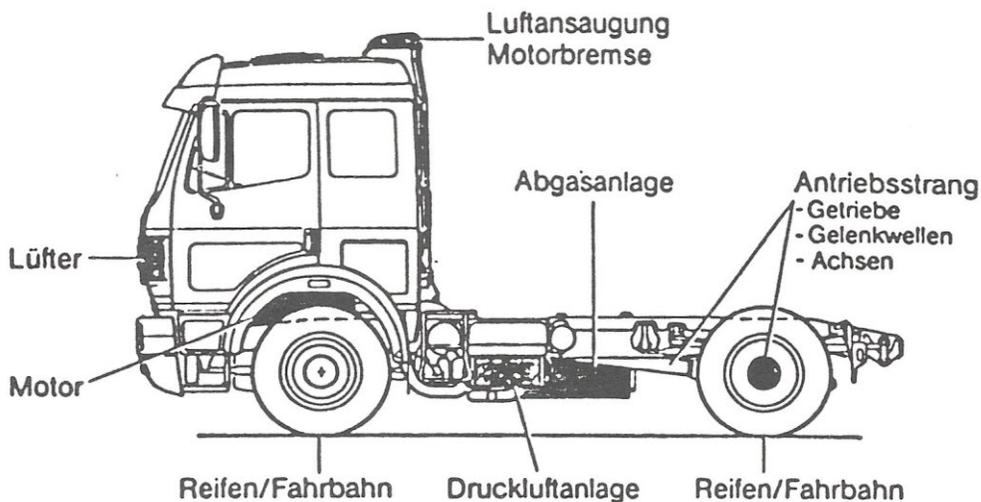


Figura 1 - Fontes de ruído interno/externo

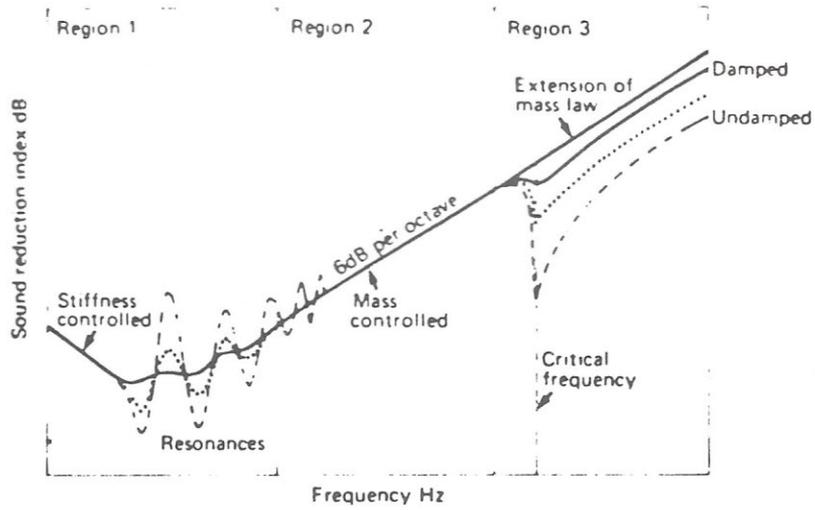


Figura 2 - Barreira Acústica

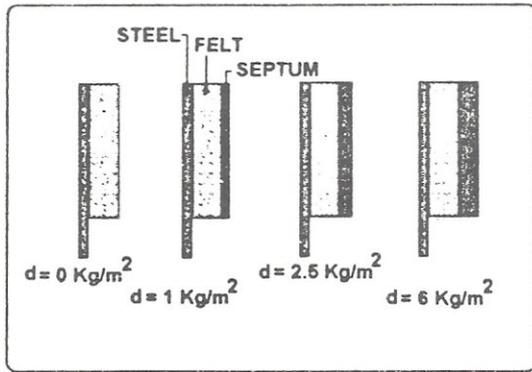


Figura 3 - Efeito da densidade superficial de massa.

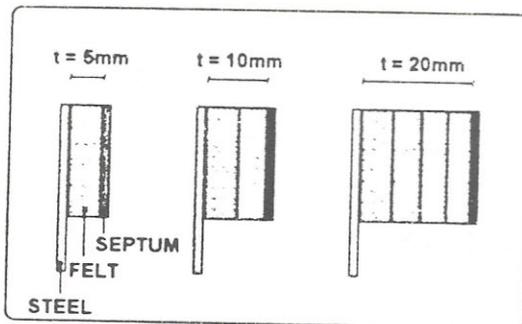


Figura 4 - Efeito da rigidez.

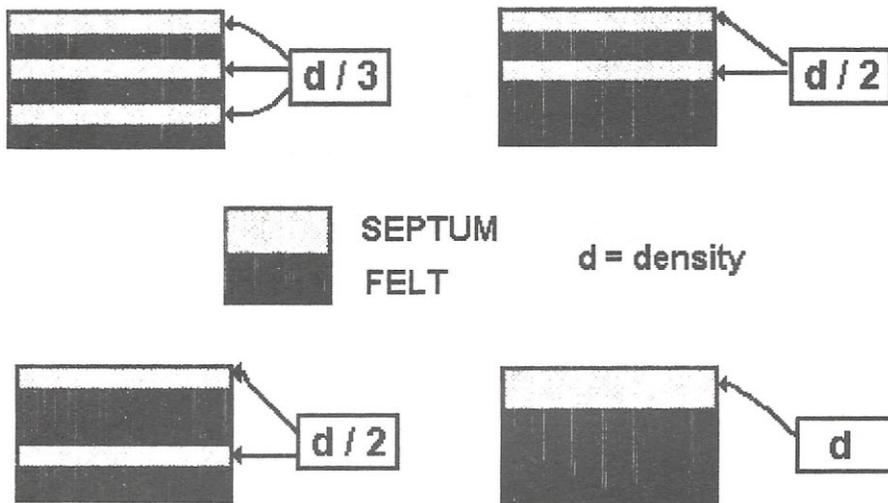
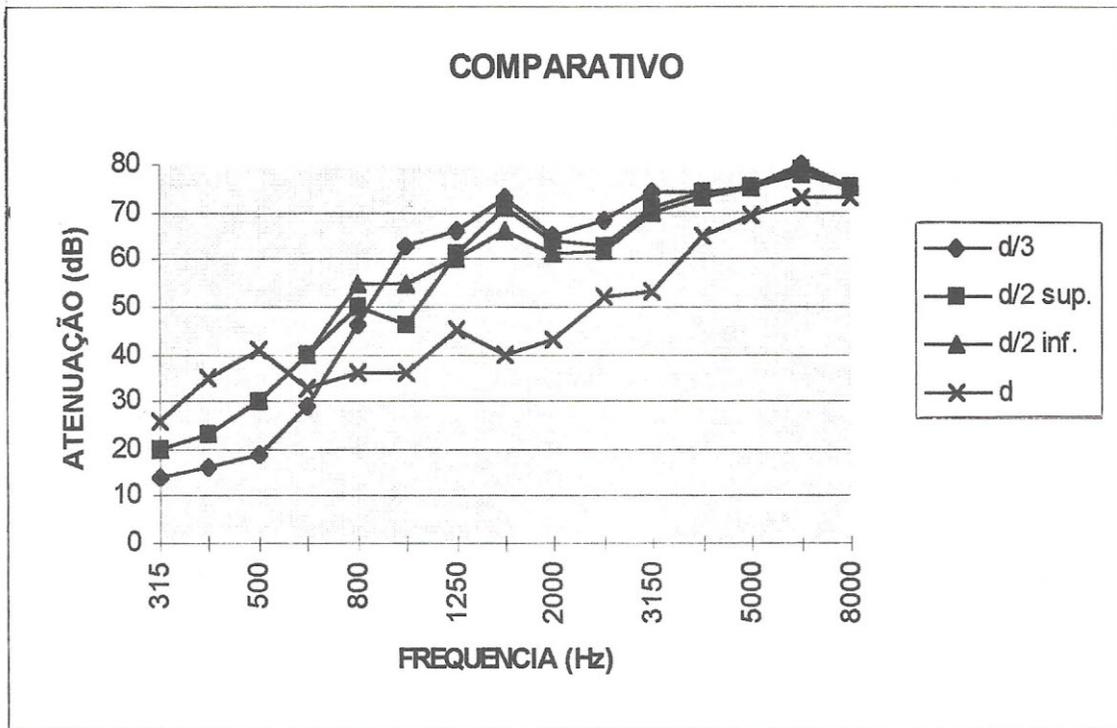
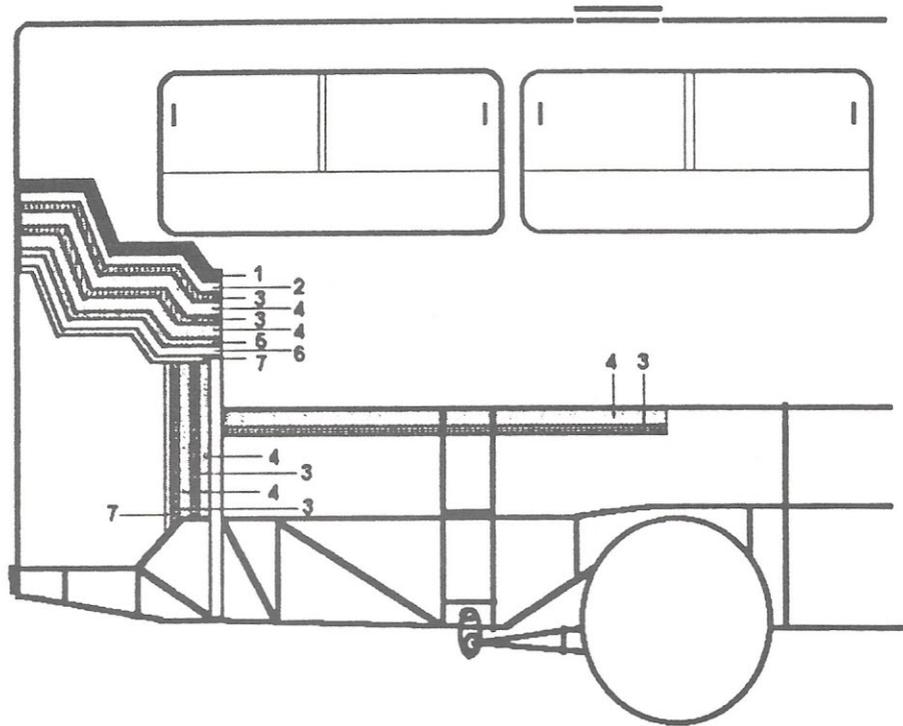


Figura 5 - Efeito de barreiras compostas



	WOOD
2	FREE SPACE
	SEPTUM
4	FELT
5	DAMPING MATERIAL
6	STEEL
7	CERAMIC FIBER

Figura 6 - Exemplo de barreira composta

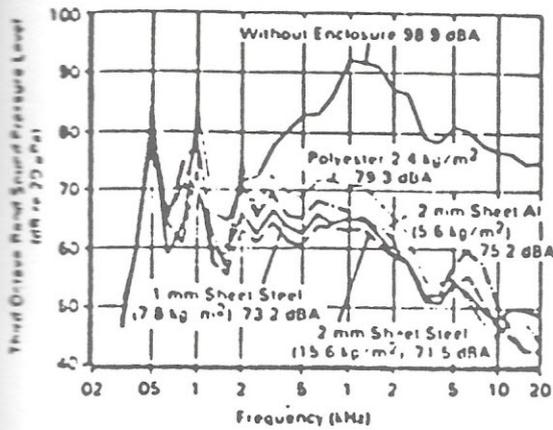


Figura 7 - Efeito da massa - ruído externo.

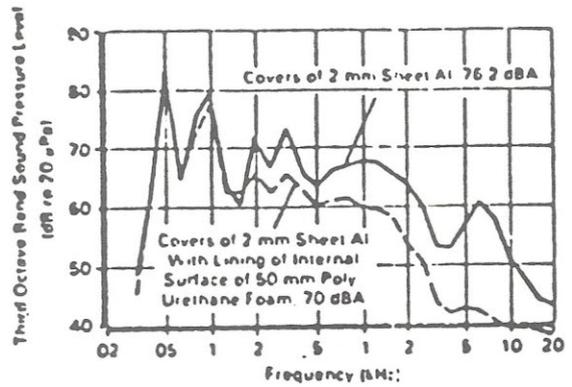


Figura 9 - Efeito da absorção - ruído externo.

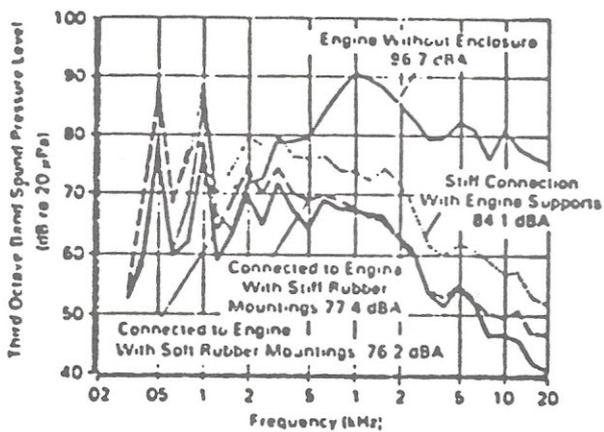


Figura 8 - Efeito da fixação - ruído externo.

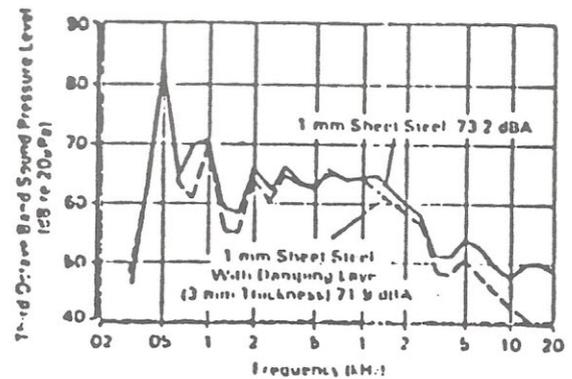
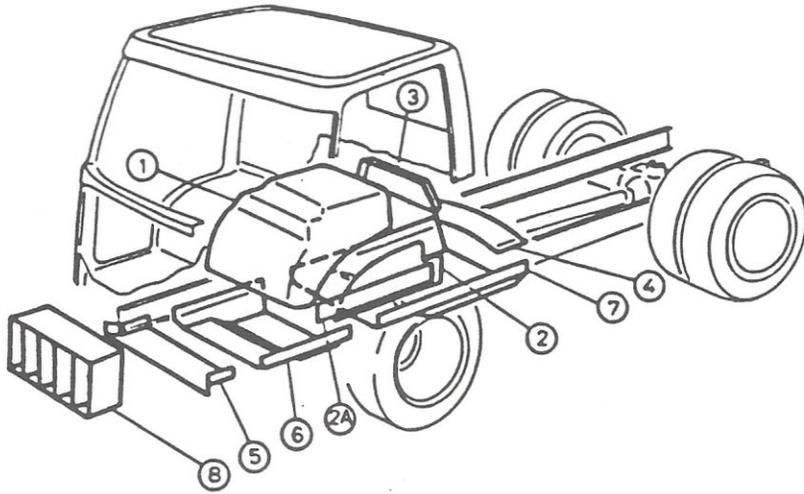


Figura 10 - Efeito do amortecimento - ruído externo.



- Shields attached to chassis of cab
- Shields attached to engine

EEC 84/424

	Shields	Engine power (kW)						
		120	140	170	180	250	350	450
1	Under cab, absorbent	○	○	○	○	○	○	○
2	Wheelarch, attached to cab	○	○	○	○	○	○	○
2A	Wheelarch, attached to chassis		○	○	○			○
3	Rear of engine		○		○		○	○
4	Above the gearbox		○		○			
5	Under the radiator							
6	Under the engine	○	□	□	□	○		○
7	Under clutch and gearbox		□		□			○
8	Absorption-type silencer							
Specified limit dB(A)		83	83	83	84	84	84	84
Total reduction dB(A)		5		3	5	4	2	8

Figura 11 - Exemplos típicos de barreiras externas.

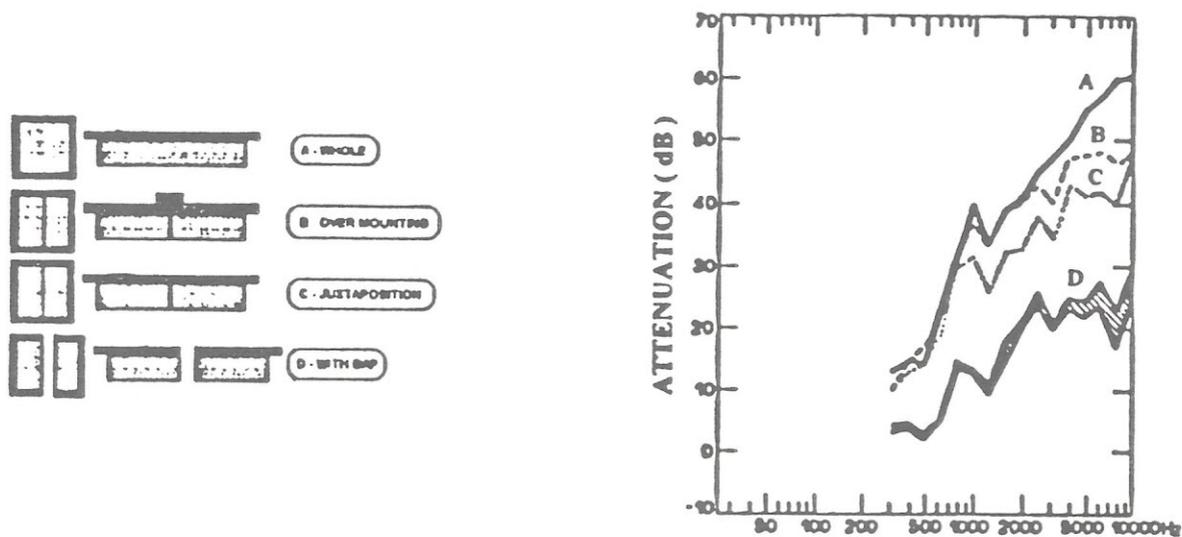


Figura12 - Efeito de diferentes montagens - ruído interno.

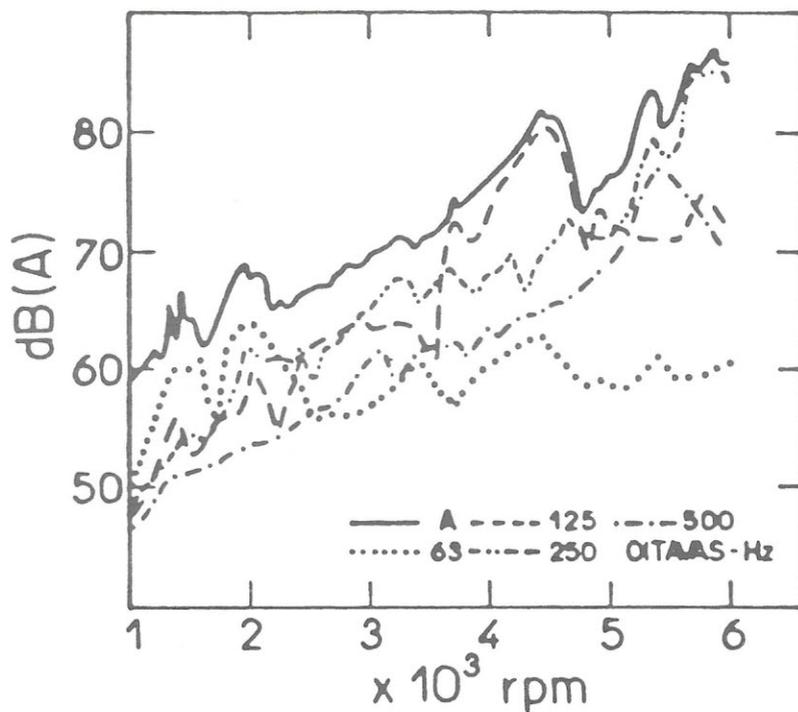


Figura13- Composição do dB (A).

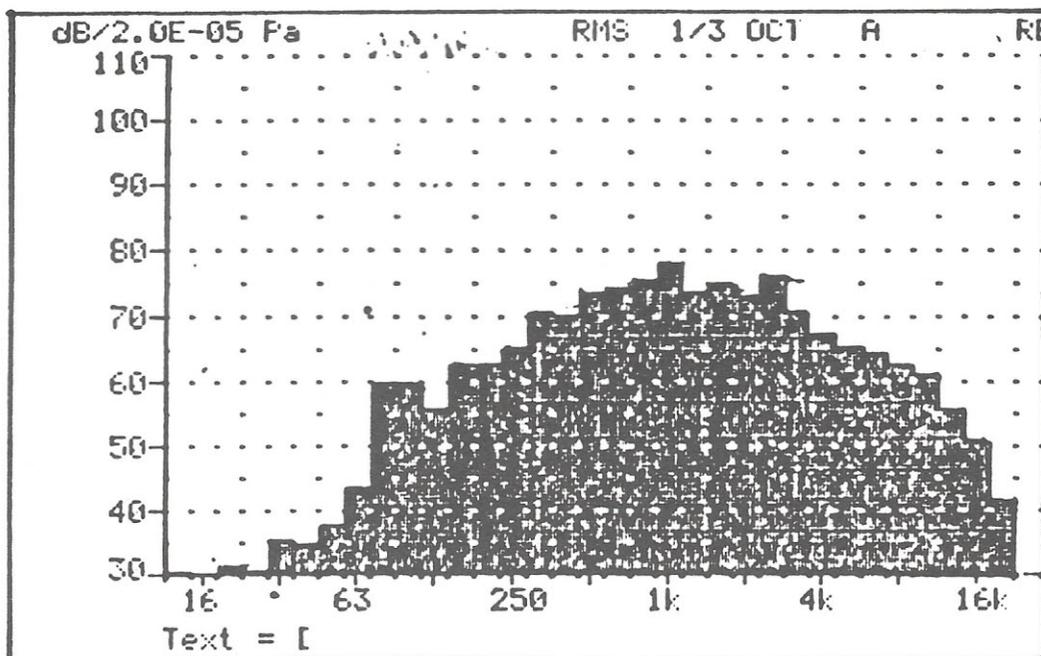


Figura 14 -Espectro do ruído sem encapsulamento.

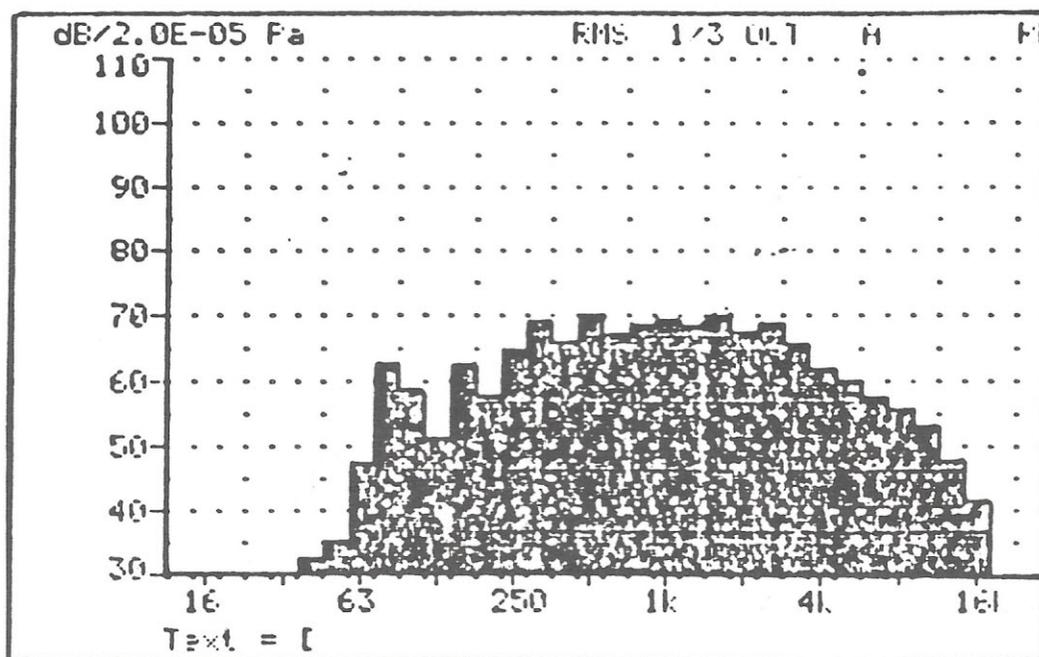


Figura 15 - Espectro do ruído externo com encapsulamento.

SISTEMAS DE EXAUSTÃO: FUNDAMENTOS E PROJETO

Dr. Rodmar Cardinali
MASTRA Indústria e Comércio Ltda.
Gerente de Pesquisas & Ensaios
Faculdade de Engenharia Mecânica / UNICAMP
Professor Assistente Doutor

RESUMO

Este trabalho apresenta alguns fundamentos básicos que devem ser considerados no projeto de sistemas de exaustão. Também é feita uma breve descrição dos tipos de silenciosos que podem ser utilizados, bem como os parâmetros relevantes para a avaliação do sistema de exaustão e, basicamente, da eficiência do silencioso utilizado. O trabalho mostra tipos de simulações feitas utilizando a técnica de elementos finitos para a modelagem estrutural, dinâmica e térmica do sistema completo e de alguns componentes separadamente. Finalmente, são apresentados alguns testes realizados no desenvolvimento e na avaliação do ruído emitido pelo sistema de escapamento.

1. INTRODUÇÃO

Com a introdução das legislações brasileiras estabelecendo novos limites para emissões de poluentes e de ruído, respectivamente o Programa de Controle de Poluição do Ar por Veículos Automotores - PROCONVE e a Resolução nº 1 e 2 do CONAMA, a complexidade dos sistemas de exaustão aumentaram significativamente. Paralelamente a introdução destas legislações, a liberação da importação de veículos e o conseqüente aumento da competitividade do mercado nacional vêm exigindo soluções com maior confiabilidade, durabilidade e sobretudo mais viáveis economicamente. Desta forma, o sistema de exaustão considerado menos nobre na década de 80 passou a ter grande importância, sobre o aspecto de engenharia, na década atual [5].

Diversos fatores são importantes para o projeto do sistema de exaustão, entre os quais pode-se citar[4]:

- Limite de contra-pressão (*back-pressure*),
- Nível de ruído,
- Roteiro (*lay-out*),
- Resistência a vibração,
- Resistência a corrosão interna e externa,
- Resistência às condições severas de temperatura, etc.

1.1 Considerações sobre os Parâmetros de Projeto

O sistema de exaustão é, portanto, um resultado direto das especificações do fabricante do veículo. Como é bastan-

te conhecido por especialistas da área, para um dado motor, existe uma grande correlação entre os limites de contra-pressão, de ruído e do volume total disponível para o sistema de exaustão. O limite de contra-pressão deve ser o menor possível com o objetivo de minimizar a perda de torque e, conseqüentemente, otimizar a potência de saída do motor. O nível de ruído também deve ser o menor possível, de acordo com as especificações da montadora, para se atingir os limites legais do ensaio de ruído em aceleração (*pass-by noise test*) e o desejado nível de ruído interno. Para se obter bons resultados para ambas especificações, baixa contra-pressão e baixo nível de ruído, é necessário que se disponha de suficiente volume. Se o *lay-out* do assoalho não permite o volume desejado, altos valores de contra-pressão e ruído de ponteira devem ser esperados[3].

Quanto ao volume disponível no assoalho do veículo, pode-se notar que existem, atualmente, duas tendências bastante distintas. A primeira delas, mais presente nos veículos de origem europeia, utiliza-se de caixas estampadas com formas bastante complexas, adequando o silencioso ao assoalho do veículo. A outra, bastante utilizada nos veículos de origem japonesa, mantém a forma oval do silencioso reservando espaço suficiente para sua instalação no veículo.

A utilização de silenciosos estampados demanda maior investimentos em termos de ferramental, de métodos de processo e, sobretudo, maior conhecimento do comportamento dinâmico de sua estrutura, para se evitar a radiação de ruído através das superfícies da caixa.

O aumento da potência dos motores de nova geração tem contribuído, também, para novos desenvolvimentos de tu-

bos primários (*down-pipes*) e a novos formatos de conversores catalíticos. Motores de alto desempenho são equipados, geralmente, com sistemas de exaustão contendo 3 volumes: o conversor catalítico, o silencioso intermediário e o traseiro. Basicamente, o conversor catalítico tem substituído o abafador[6]. Vários desenvolvimentos tem sido feito com o objetivo de se atingir a mesma contra-pressão quando se substitui o abafador pelo conversor. Mais ainda, não se espera nenhuma deterioração do ruído de ponteira com esta substituição.

2. CLASSIFICAÇÃO DOS SILENCIOSOS

Os silenciosos são classificados, em função de sua construção interna, em dois tipos principais: dissipativo (ou absorvivo) e reativo (ou reflexivo). A figura 1 mostra, esquematicamente, exemplos de ambos os tipos[7].

O tipo dissipativo, geralmente, apresenta uma construção que permite a passagem dos gases diretamente, consistindo em um tubo perfurado passando internamente a uma câmara contendo materiais fono-absorventes. Este tipo proporciona uma baixa contra-pressão e é principalmente efetivo na atenuação das altas frequências. O material absorvivo comumente utilizado tem sido a lã de vidro e lã de basalto. Entretanto, devido ao efeito de vitrificação a alta temperatura, a lã de vidro se tornou inviável após a introdução do catalisador, devido ao aumento de temperatura dos gases.

Reativos são aqueles compostos por câmaras de diferen-

tes volumes e formatos, por onde o fluxo de gás é submetido a diversas mudanças de direção (choques e inversões) provocando reflexão da energia acústica. Este tipo apresenta uma eficiência em uma faixa de frequência bastante larga, tendo, contudo, a tendência de uma maior contra-pressão quando comparado com os tipos absorvivos.

Atualmente, os silenciosos apresentam uma característica mista, com parte refletiva e parte absorviva, incorporando materiais fono-absorventes em seu interior. Embora os silenciosos do tipo absorvivo sejam fielmente modelados recorrendo-se a modelos matemáticos, os atenuadores reflexivos seguem freqüentemente procedimentos de projeto onde as contribuições empíricas assumem papel fundamental, face a complexidade dos processos envolvidos[1 e 2]. Desta forma, os ensaios que caracterizam o silencioso passam a ter fundamental importância no sentido de definir seu desempenho [1].

3. ATENUAÇÃO SONORA

As definições mais comuns para o desempenho dos silenciosos são apresentadas a seguir (figura 2)[1]:

Perda de Inserção / Insertion Loss (IL): É a diferença do nível de pressão sonora medida em um ponto no espaço com e sem o silencioso colocado entre a fonte (motor) e este ponto. Esta quantidade é caracterizada como a mais viável de ser obtida pelos fabricantes do sistema de exaustão.

$$IL = LP_2 - LP_1$$

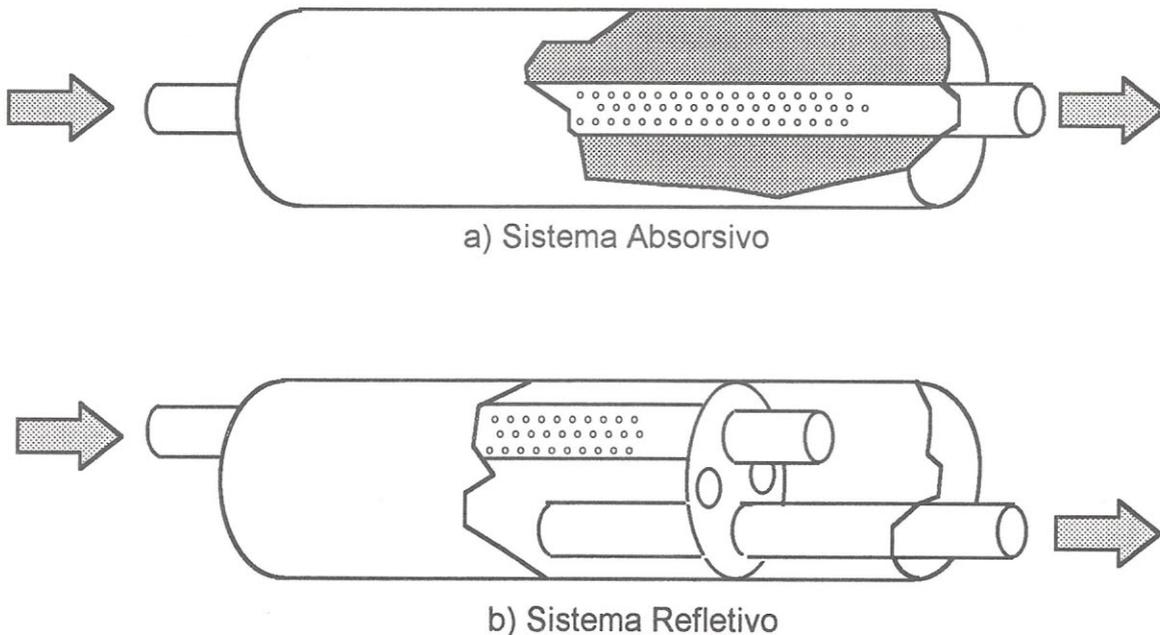


Figura 1 - Representação esquemática dos dois tipos de silenciosos

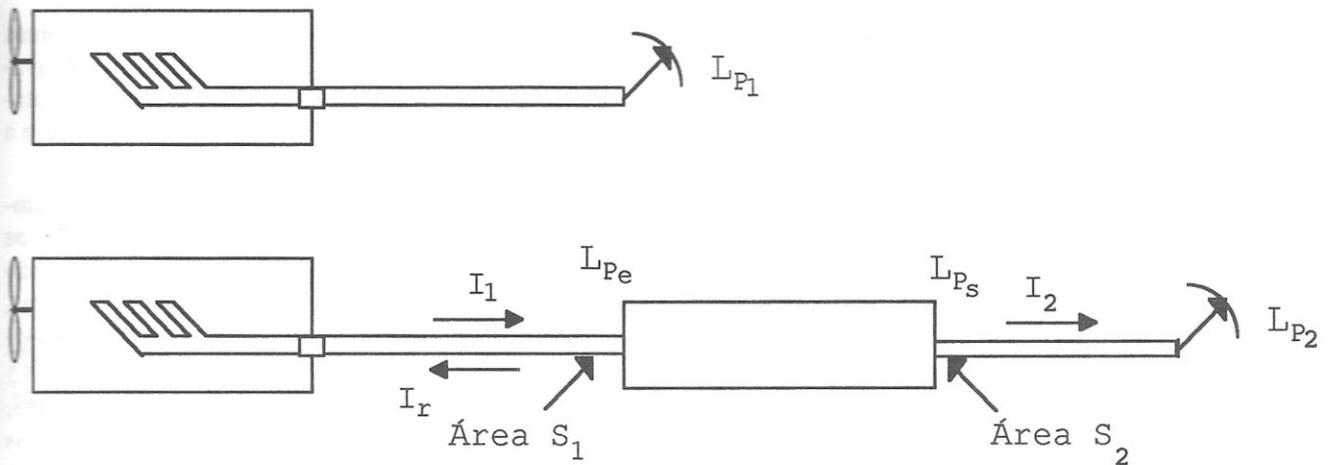


Figura 2 - Parâmetros para cálculo do desempenho acústico de um silenciador

Perda de Transmissão / Transmission Loss (TL): É definido como $10 \log_{10}$ da razão da potência sonora incidente e a potência transmitida através do silenciador. Trata-se de uma propriedade invariante do silenciador.

$$TL = 10 \log_{10} \frac{S_1 I_1}{S_2 I_2}$$

Redução de Ruído / Noise Reduction (NR): Consiste na diferença da medida da pressão sonora medidas, imediatamente, antes e depois do silenciador

$$NR = L_{Ps} - L_{Pe}$$

4. DISTRIBUIÇÃO DO VOLUME AO LONGO DO SISTEMA

Como já comentado anteriormente, o volume disponível no assoalho do veículo para o silenciador define a qualidade dos níveis de contra-pressão e de ruído emitido. Contudo, a

distribuição deste volume ao longo do sistema também é muito importante, pois contribui, consideravelmente, no nível de ruído em baixa frequência. De fato, devido a localização do silenciador intermediário, os sistemas de exaustão, normalmente, apresentam picos de segunda ordem em baixa rotação (1000 ~ 3000 rpm). Se o compartimento do passageiro for sensível a esta faixa de frequência pode ocorrer o efeito chamado de "boom noise" e, deste modo, o ruído de ponteira deve ser atenuado[3].

Para motores com alto fluxo de massa, é bastante importante que o tubo de saída não seja muito extenso para não propiciar a presença de "pop-noise" e "jet-noise". Como ilustração, a figura 3 apresenta as medições de ruído de ponteira (segundo NBR 9714) feita em dois veículos distintos, equipados com o mesmo motor e com o mesmo sistema de exaustão (um abafador intermediário e um silenciador traseiro). Contudo, devido a diferença no lay-out dos assoalhos, os tubos de saída são de 350 mm e de 230 mm para os veículos A e B, respectivamente. Observando-se a figura 3, pode-se notar, claramente, a diferença entre as curvas A e B e a presença do pop-noise para o veículo A.

Ruído de Ponteira Comparação entre Veículo A e B

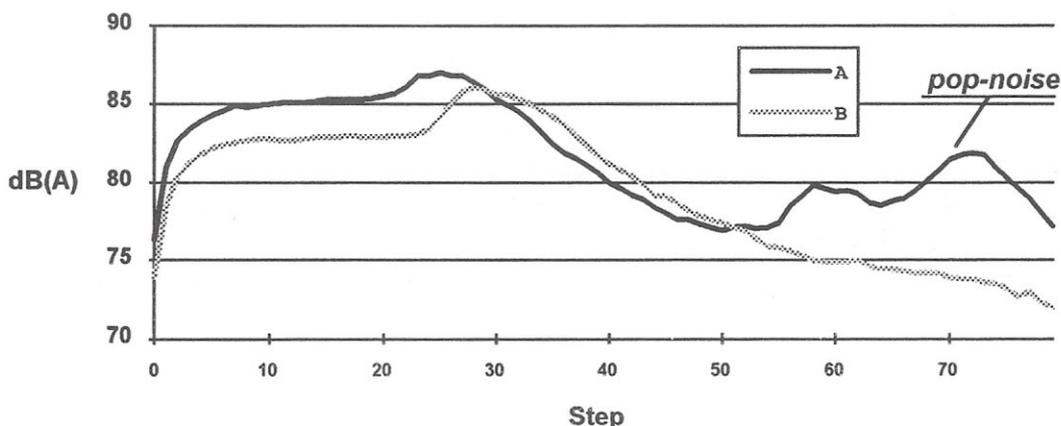


Figura 3 - Influência no comprimento do tubo de saída

5. SIMULAÇÕES NUMÉRICAS

A técnica de elementos finitos é utilizada, na fase de projeto, para a modelagem estrutural, dinâmica e térmica dos

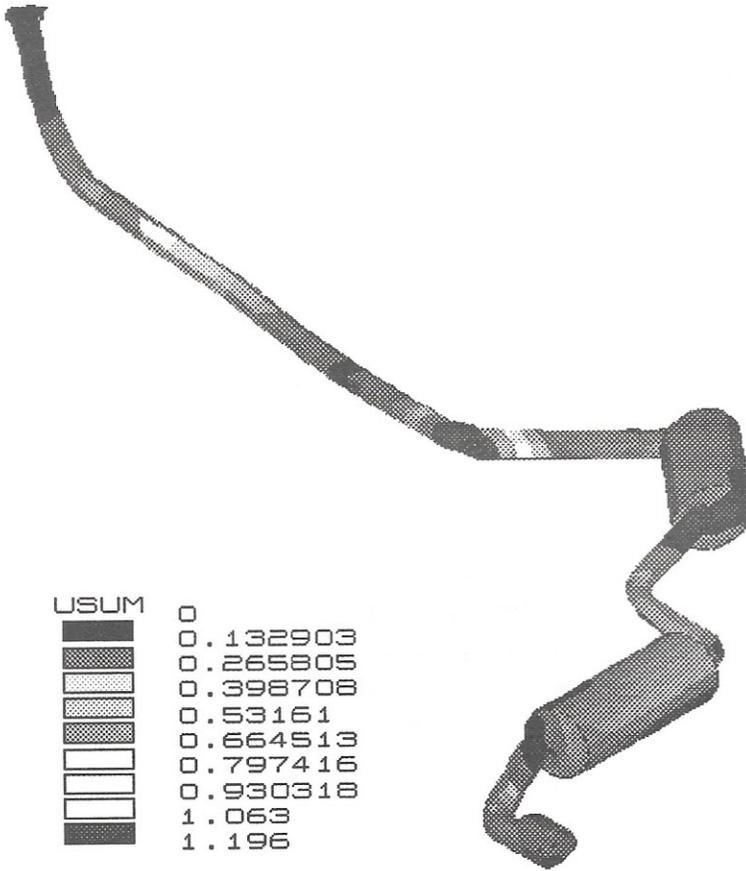


Figura 4 - Análise modal do Conjunto Completo

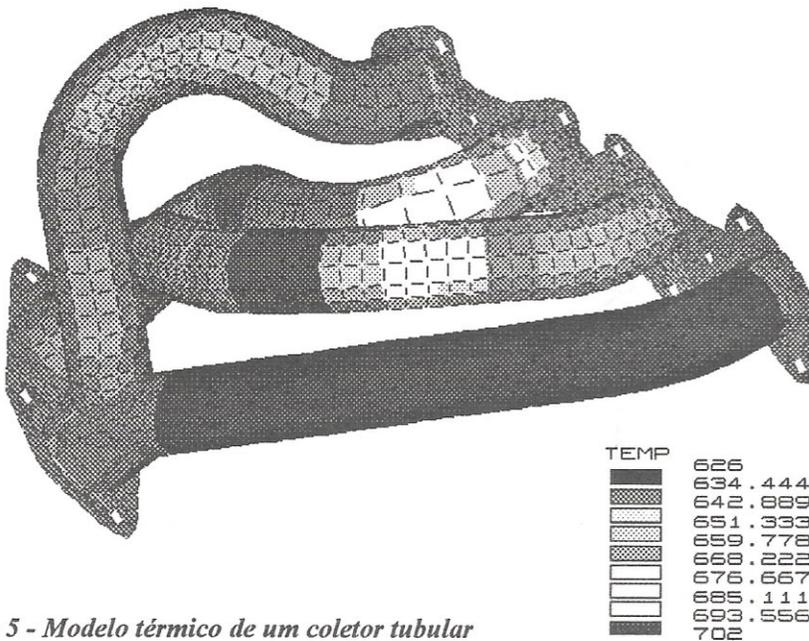


Figura 5 - Modelo térmico de um coletor tubular

sistemas de exaustão, com os objetivos de definir os pontos de ancoragem do escapamento ao assoalho do veículo, avaliar eventuais pontos críticos de tensão devido às solicitações dinâmicas e térmicas e, finalmente, investigar sobre a durabilidade do sistema.

Também, devido às severas condições de temperatura de trabalho do sistema de exaustão, as medições de vibração e de tensão estrutural são muito difíceis de serem executadas. Desta forma, a obtenção destas informações, por vezes, só é viável numericamente.

As figuras 4 e 5 mostram, respectivamente, exemplos de simulações dinâmica e térmica de dois componentes em fase de projeto. O exemplo mostrado na figura 6 foi simulado com o intuito de identificar as causas de falhas ocorridas em campo. Com estas simulações foi possível determinar a força necessária para injeção dos miolos nos corpos.

6. RUÍDO DE PASSAGEM (PASS-BY NOISE)

Trata-se do ensaio realizado segundo a norma NBR 8433 e que serve como base para a determinação dos níveis de ruído emitidos por veículos automotores, em aceleração. Este mesmo ensaio, utilizado para a homologação dos veículos, também é executado com o objetivo de desenvolver, avaliar e refinar propostas de sistemas de exaustão.

A figura 7 apresenta, esquematicamente, a técnica para a obtenção do ruído emitido pelo veículo, *step by step*, durante sua aceleração entre as linhas AA e BB. Esta avaliação consiste na análise em frequência dos resultados obtidos de medições feitas com o veículo em sua configuração normal de produção, onde as únicas alterações efetuadas são no sistema de exaustão.

Na prática, o valor resultante deste ensaio é uma combinação do ruído emitido pelo veículo e das condições de operação do mesmo. De fato, as normas que regulamentam o ensaio de passagem fixam somente a velocidade de entrada, sendo que a velocidade de saída é o resultado da configuração total do veículo. Quando se mantém o veículo original, sem alteração de nenhum outro componente,

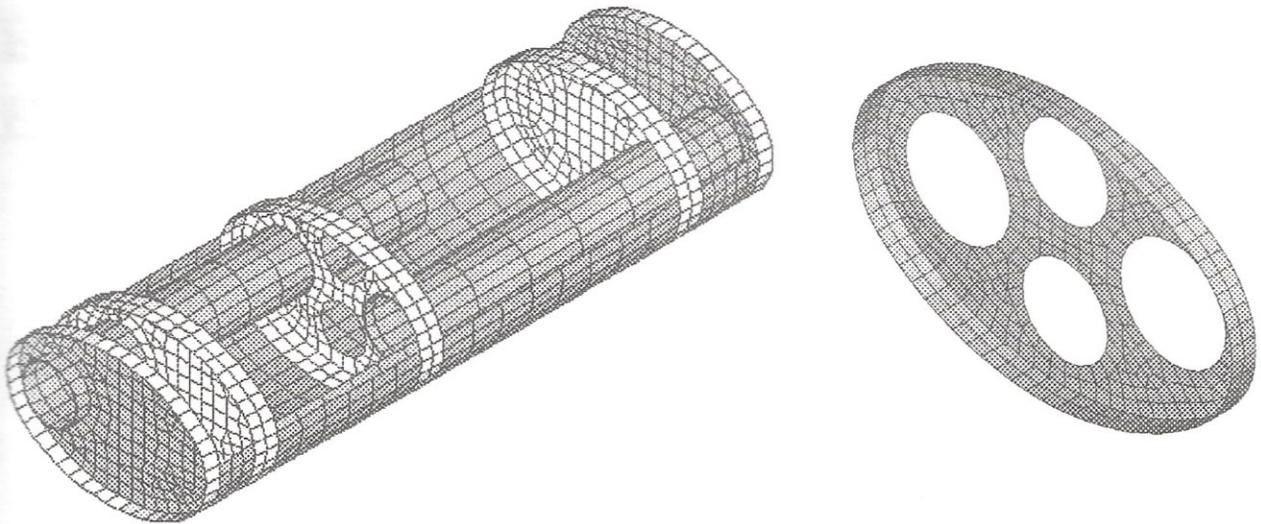


Figura 6 - Modelo de um silencioso e seu defletor correspondente

pode-se garantir que a contra-pressão será aquela determinada pelo protótipo do escapamento ensaiado, e que a não haverá variações de velocidade no instante de passagem pelo microfone. Desta forma, pode-se avaliar a influência do sistema de exaustão.

A figura 8 apresenta os resultados de uma medição de ruído ao longo das linhas AA e BB e a figura 9 compara os espectros dos pontos de máximo nível de ruído para três amostras diferentes, ensaiadas em um veículo diesel.

7. COMENTÁRIOS

O sistema de exaustão para veículos automotores ganhou grande importância com a implementação das novas legislações brasileira. Neste trabalho pôde-se observar as classi-

ficações dos sistemas de exaustão e maneiras de avaliar sua eficiência acústica. Também, foram mostrados os principais parâmetros necessários para a definição do projeto e a importância das especificações dos fabricantes do veículo, quanto a contra-pressão desejada, nível de ruído de ponteira, volume disponível e o lay-out do assoalho. Apresentou-se, também, alguns desenvolvimentos feitos numericamente e experimentalmente, cujos resultados foram bastante satisfatórios.

8. AGRADECIMENTOS

O autor agradece aos Srs. Waldemar Scudeller Jr. e José Luiz de Guido pela assistência dada na preparação deste trabalho

9. REFERÊNCIAS

- [1] J. Crocker - *The Acoustical Design and Testing of Mufflers for Vehicle Exhaust Systems*, I Congresso Brasil / Argentina e 15º Encontro da Sobrac - Abril/94
- [2] Bento Coelho - *Silenciadores - dos Princípios à Prática*, I Congresso Brasil / Argentina e 15º Encontro da Sobrac - Abril/94
- [3] Buchwalder and F. Rinckel - *Lightweight design in Exhaust Systems* - ECIA
- [4] *Guia Técnico para Projetos de Sistemas de Escapamentos* - Publicação interna MASTRA
- [5] Castro de Souza e H. A. Ribeiro Leite - *Elementos Finitos Facilitam Cálculo de Silenciadores*, Tecnologia Automotiva
- [6] Weltens, H. Bressler and P. Krause - *Influence of Catalytic Converters on Acoustical of Exhaust Systems for European Cars*, Publicação SAE 910836
- [7] M. Diehl - *Machinery Acoustics*, John Wiley & Sons, ISBN 0-471-21360-8/1973

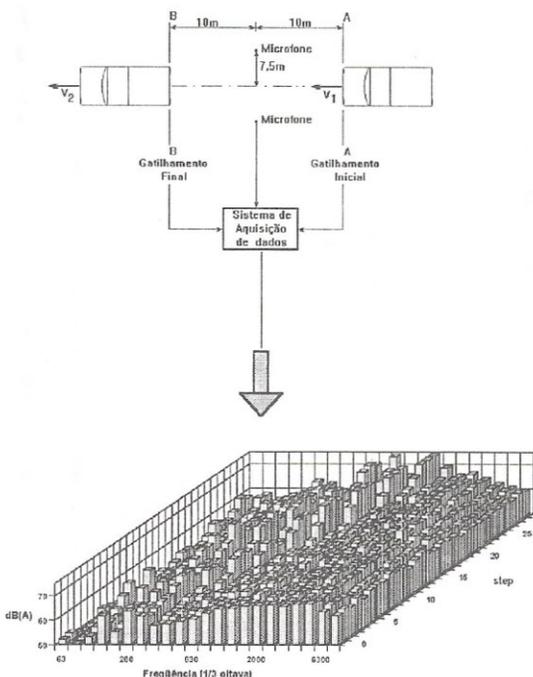


Figura 7 - Pass-by Noise test

Ruído Global

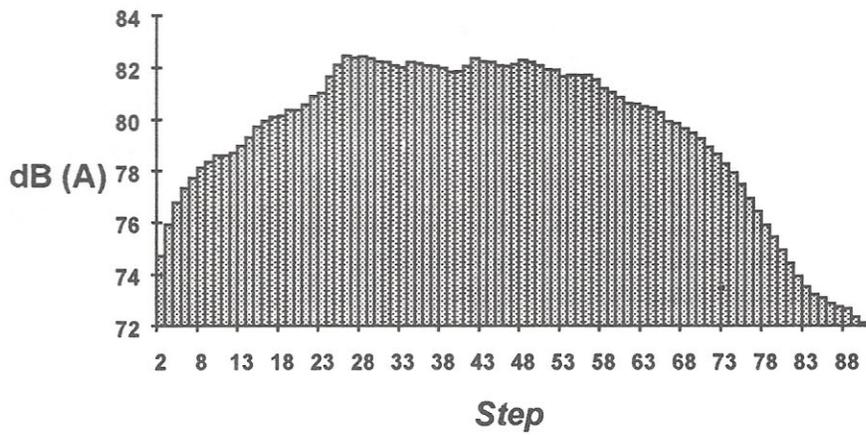


Figura 8 - Ruído global medido step-by-step no ensaio de ruído de passagem

2ª Velocidade

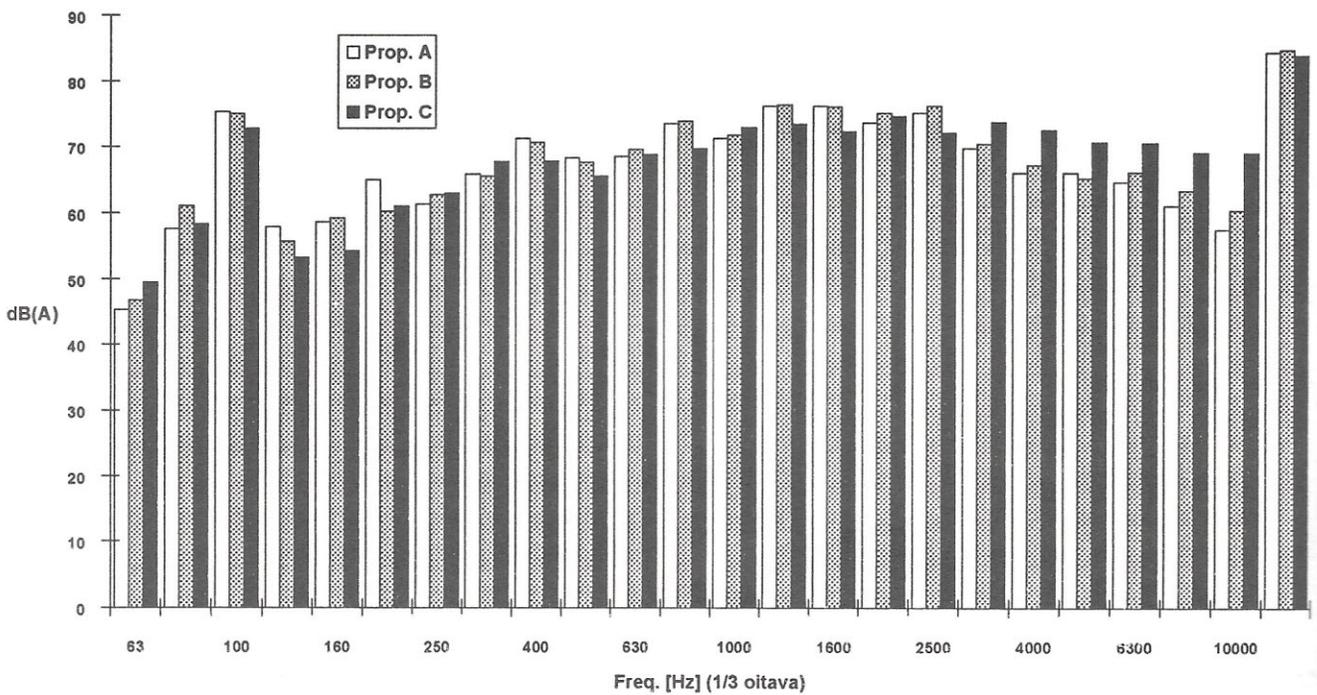


Figura 9 - Veículo diesel - Comparação entre 3 propostas - 2ª Vel.

ENSAIOS E SIMULAÇÃO ACÚSTICA DE ESCAPAMENTO VEICULAR SIMPLES

Márcio R. M. Kimura, Cristiano Valber e

Samir N. Y. Gerges

Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC)

Departamento de Engenharia Mecânica - Laboratório de Vibrações e Acústica

Cx.P. 476 - Florianópolis - SC - CEP: 88040-900

Tel.: (048) 234-4074 Fax: (048) 234-1524

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo da performance de escapamentos, usando-se o conceito da perda de transmissão sonora na sua quantificação. Para isso, foi montado um sistema de medição de atenuação de ruído de escapamento para a obtenção dos resultados experimentais, que serão comparados com resultados calculados por métodos numéricos de elementos finitos e elementos de contorno.

Os estudos foram primeiro aplicados a uma câmara de expansão simples, para a qual se tem resultados teóricos conhecidos, a fim de verificar a precisão do sistema de medição.

1. INTRODUÇÃO

Com o desenvolvimento nos últimos anos de softwares e, sistemas digitais de processamento e análise de sinais cada vez mais poderosos, a predição bem como a medição da eficiência de um escapamento podem ser feitas com maior precisão.

Aproveitando estas inovações tecnológicas, foi montado um sistema de medição de atenuação de um escapamento, baseado na técnica dos dois microfones [1], usando-se um analisador digital FFT de dois canais. Os resultados experimentais foram então comparados com os resultados obtidos com a modelagem numérica, usando softwares baseados no método dos elementos finitos (FEM) e no método dos elementos de contorno (BEM).

2. MEDIÇÃO DA PERDA DE TRANSMISSÃO

REVISÃO DA TÉCNICA - A perda de transmissão sonora de um elemento acústico, excitando-se o sistema com um ruído branco de banda larga, pode ser obtida através da medição do coeficiente de reflexão complexo antes R_a e após R_d o silenciador.

Considerando-se o sistema de medição mostrado conforme a figura 1, as potências sonoras incidentes (W_i) e transmitidas (W_t) são dadas por [1]:

$$W_i = \frac{S_{aa} \cdot A_a}{\rho \cdot c \cdot |1 + R_a|^2} \quad (1)$$

$$W_t = \frac{S_{dd} \cdot A_d}{\rho \cdot c \cdot |1 + R_d|^2} \quad (2)$$

onde: S_{aa} e S_{dd} são o autoespectro antes e após a câmara de expansão respectivamente

A_a e A_d são as áreas dos dutos antes e após a câmara de expansão

ρc é a impedância acústica do meio

A perda de transmissão é dada por dez vezes o logaritmo do coeficiente da potência incidente (W_i) em relação a potência transmitida (W_t) e, fazendo algumas simplificações, temos:

$$PT = 20 \cdot \log \left| \frac{e^{i-k \cdot s} - H_{12}}{e^{i-k \cdot s} - H_{34}} \right| + 20 \cdot \log \left| \frac{S_{aa}}{S_{dd}} \right|^{1/2} + 10 \cdot \log \left| \frac{A_a}{A_d} \right| \quad (3)$$

onde: H_{12} e H_{34} são as funções de transferência medida nas posições (1,2) e (3,4) respectivamente
 k é o número de onda
 s é a distância entre os microfones

Para eliminar o problema de erro de fase entre os microfones, fez-se o uso de somente um microfone na medição da função de transferência, usando-se a técnica descrita por Chu [2].

SISTEMA DE MEDIÇÃO - O equipamento e a montagem do experimento são mostrados na figura 1. Os dutos usados possuem um diâmetro interno de 47mm e, a câmara de expansão possui um diâmetro interno de 170mm e um comprimento de 536mm. De acordo com Abom e Bóden [3], a faixa de frequência para a qual a técnica dos dois microfones fornece um resultado satisfatório é dada por $0,1 \cdot c/2.s < f < 0,8 \cdot c/2.s$, onde s é a distância entre os microfones. Portanto, a faixa de frequência para a qual os resultados serão aceitáveis, considerando que foi usado um espaçamento entre os microfones de 68mm será:

$$252 \text{ Hz} < f < 2018 \text{ Hz}$$

Os resultados das medições experimentais são mostrados na figura 5, comparando-os com o resultado teórico esperado para a câmara de expansão simples.

3. MÉTODOS NUMÉRICOS

A perda de transmissão foi obtida utilizando-se os softwares ANSYS e SYSNOISE que são baseados no método dos elementos finitos (FEM) e no método dos elementos de contorno (BEM). As maiores diferenças entre o FEM e o BEM, é que no FEM o interior do elemento acústico deve ser discretizado inteiramente, enquanto que no BEM só há a necessidade de se modelar os contornos do elemento acústico.

O tempo de computação do BEM é maior do que o do FEM embora o primeiro forneça melhores resultados com uma menor discretização do modelo. A discretização recomendada é de pelo menos 6 elementos Por comprimento de onda.

A aproximação teórica do método dos elementos finitos (FEM) é dada em detalhes em [4] e do método dos elementos de contorno (BEM) em [5]. Portanto a aproximação teórica destes métodos numéricos não serão apresentadas.

A malha usada na predição da perda de transmissão da câmara de expansão simples pelo FEM é constituída de 256 elementos e 291 nós, enquanto no BEM é composto de 144 elementos e 138 nós.

A perda de transmissão de um elemento acústico por métodos numéricos pode ser obtida pela matriz de transferência calculando-se os parâmetros de quatro pólos. MA-

TRIZ DE TRANSFERÊNCIA E PERDA DE TRANSMISSÃO - Um elemento acústico com uma entrada e uma saída podem ser representados pela acústica linear dos quatro pólos. A pressão de entrada e a velocidade de volume (velocidade de partícula vezes a área da seção) são dados por p_1 e V_1 respectivamente. Com isso, as saídas do sistema serão dados por p_2 e V_2 . A matriz de transferência do elemento acústico será dada então por:

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ V_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_2 \\ V_2 \end{bmatrix} \quad (4)$$

onde A,B,C e D são os parâmetros de quatro pólos. O sistema satisfaz, o teorema da reciprocidade e os parâmetros são relacionados por:

$$AD - BC = 1 \quad (5)$$

No equilíbrio, os parâmetros podem ser obtidos por:

$$A = \left. \frac{p_1}{p_2} \right|_{v_2=0} \quad B = \left. \frac{p_1}{V_2} \right|_{p_2=0} \quad C = \left. \frac{V_1}{p_2} \right|_{v_2=0} \quad D = \left. \frac{V_1}{V_2} \right|_{p_2=0} \quad (6)$$

Os parâmetros de quatro pólos podem ser determinados para um elemento acústico de forma arbitrária usando-se o FEM ou o BEM. dois sets de computação são necessários, um para determinar A e C e outro para determinar B e D. A EQ(5) pode então ser usada para checar a precisão dos parâmetros computados.

Uma importante restrição no uso da matriz de transferência é de que a frequência de excitação deve ser menor do que a frequência de corte do tubo

$$f_c = \frac{0,293 \cdot c}{R} \quad (7)$$

onde R é o raio do tubo, de modo que somente haja a propagação de onda plana.

A perda de transmissão pode então ser derivada em termos dos parâmetros dos quatro pólos assumindo que a saída é não reflectiva ($Z = \rho \cdot c$) e que as áreas dos tubos (S) de entrada e saída iguais:

$$TL = 20 \cdot \log_{10} \{1/2 [A + B(S/Z) + C(Z/S) + D]\} \quad (8)$$

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para verificar a perda de transmissão obtidos experimentalmente e os obtidos por métodos numéricos, uma câmara de expansão simples foi testada. Os resultados obtidos, foram então comparados com a seguinte equação para a solução da onda plana para a perda de transmissão de uma câmara simples. [6]

$$TL = 10 \cdot \log \left[\cos^2 \left(\frac{\pi \cdot f}{2 \cdot f_n} \right) + 0,25 \left(\frac{S_2}{S_1} + \frac{S_1}{S_2} \right)^2 \cdot \text{sen}^2 \left(\frac{\pi \cdot f}{2 \cdot f_n} \right) \right] \quad (9)$$

onde $f_n = c/4 \cdot l$

S_2 é a área da câmara de expansão

S_1 é a área do duto

l é o comprimento da câmara

Existe boa concordância dos resultados obtidos experimentalmente e numericamente, com os resultados teóricos. Observa-se que nos métodos numéricos, a medida que a frequência aumenta a discordância aumenta, devido ao tamanho dos elementos da malha que para as frequências maiores deve ser menor a fim de que se tenha resultados mais precisos. Já para os resultados experimentais a concordância é um pouco pior devido as dificuldades de se obter as condições ideais de medição mas, mesmo assim os resultados se mostraram bons. Os resultados experimentais e numéricos comparados com o resultado teórico são mostrados nas figuras 2,3, 4 e 5.

5. CONCLUSÃO

Os métodos numéricos assim como o sistema de medição mostraram bons resultados em relação a teoria da onda

plana para um escapamento tipo câmara de expansão simples. Com isso, pode-se verificar a precisão dos métodos.

Aproveitando as facilidades de se modelar um sistema de geometria mais complexa pelos métodos numéricos, pode-se então fazer uso destes métodos computacionais na predição da perda de transmissão de um escapamento com uma geometria mais complexa, para a qual não se conhece um resultado teórico e, então fazer a sua validade experimental com o método de medição apresentado.

6. AGRADECIMENTOS

A João Wiest Escapamentos pelo apoio financeiro dado nesse trabalho.

7. REFERÊNCIAS

- [1] J.Y. Chung and D.A. Blaser "Transfer Function Method of Measuring In-duct Acoustics Properties, I.Theory, II. Experiment," J. Acoust. Soc. Am. 68(3), 907-921 (1980).
- [2] W.T.Chu, "Transfer Function Technique for Impedance and Absorption Measurements In An Impedance Tube Using a Single Microphone," J.Acoust. Soc. Am 80(2),555-560(1986).
- [3] M.Abom and H.Bodén, "Error Analysis of Two-Microphone Measurement in Ducts With Flow," J. Acoust. Soc. Am83, 2429-2438 (1988)
- [4] Cheng-I James and M.J. Crocker, "Prediction of Transmission Loss In Mufflers By the Finite Element Method," J. Acoust. Soc. Am 57(1),
- [5] A. F. Seybert and C.Y. R. Cheng, "Application of the Boundary Element Method to Acoustic Cavity Response and Muffler Analysis," Journal of Vibration, Acoustic, Stress and Reliability in Design, Vol .109, 15-21 (1987).
- [6] Samir N. Y. Gerges, Ruído: Fundamentos e Controle , 1992, UFSC, um livro de 600 páginas.

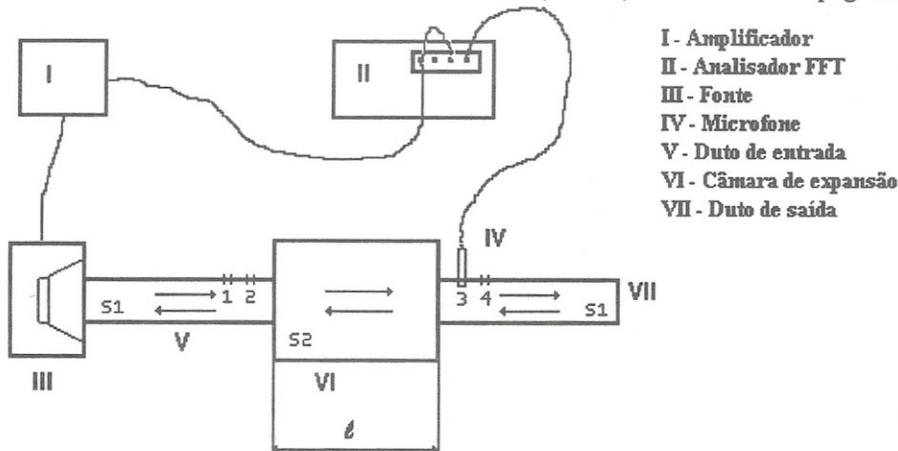


Figura 1 - Sistema de Medição da Perda de Transmissão do Escapamento

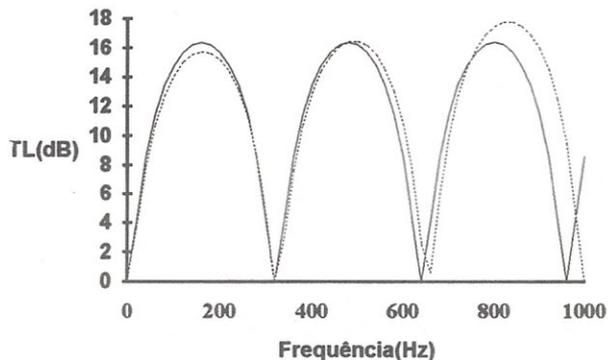


Figura 2 - Teoria da onda plana (linha contínua); ANSYS - FEM (linha pontilhada).

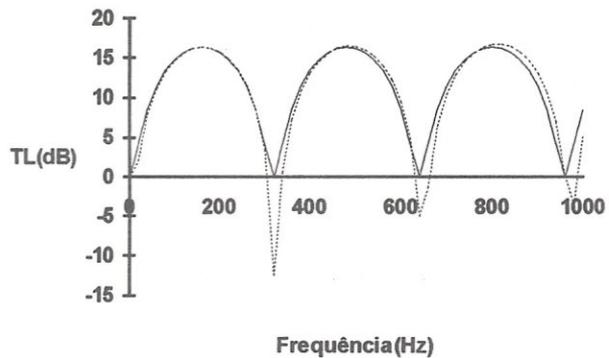


Figura 3 - Teoria da onda plana (linha contínua); SYSNOISE - FEM (linha pontilhada).

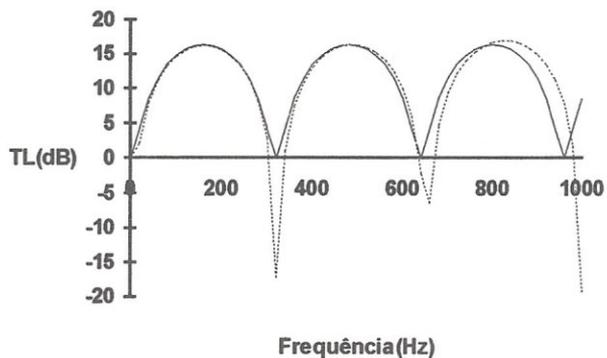


Figura 4 - Teoria da onda plana (linha contínua); SYSNOISE - BEM (linha pontilhada).

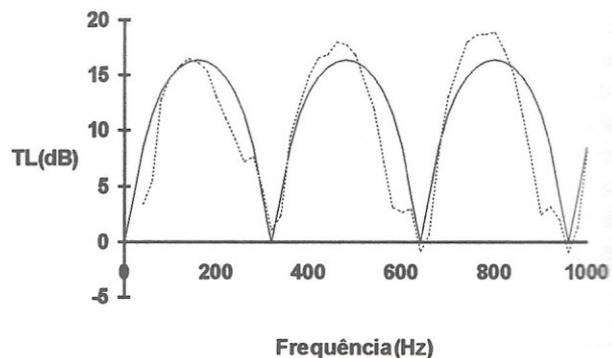


Figura 5 - Teoria da onda plana (linha contínua); Resultados experimentais (linha pontilhada).

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE RUÍDO VEICULAR INTERNO

Naor Moraes Mélo e Samir N.Y. Gerges

Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC)

Departamento de Engenharia Mecânica - Laboratório de Vibrações e Acústica

Cx.P. 476 - Florianópolis - SC - Brasil - CE:88040-900

Tel: (048) 2344074 - Fax: (048) 2341524

RESUMO

As condições de contornos das superfícies internas da cabine veicular, tais como absorção dos materiais de revestimento e vibrações dos painéis, tem grande influência no campo sonoro interno e conseqüentemente no conforto acústico dos passageiros e do motorista. A simulação numérica da cavidade da cabine veicular irregular com o método de elemento de contorno (BEM) e/ou elemento finito (FEM) tem grande vantagem na modelagem da energia acústica injetada e/ou absorvida nas superfícies interna da cavidade. Neste trabalho, uma modelagem numérica da cavidade da cabine, será apresentada com a predição dos níveis de pressão sonora gerados por vibrações da divisória entre o compartimento do bloco do motor e o compartimento dos passageiros com variação das absorções acústica das superfícies interna da cabine (ver fig. 1). Este modelo permite a escolha e otimização dos materiais de revestimento interno e investigar os efeitos de vibrações dos painéis, vazamentos pelas frestas e aberturas de passagem dos cabos e sistema de controle e também a otimização da forma geométrica da cavidade.

1. INTRODUÇÃO

Um das fontes do ruído presente numa cabine veicular é causada por vibrações dos painéis que separam o bloco do motor à cavidade veicular. Nos tempos atuais procura-se minimizar o nível de ruído na cabine, a níveis aceitáveis ao ouvido humano para melhorar o conforto acústico e inteligibilidade de fala. Estes níveis podem ser minimizados investigando minuciosamente os efeitos dos revestimentos interno, entre outros itens.

A cavidade veicular pode ser modelada usando dois métodos numéricos diferentes; o método de elemento finito (FEM) e o método de elemento de contorno (BEM), conforme descrito nos próximos itens.

Problemas de iterações fluido estrutura, são regidos pelas equações de Navier-Stokes ou a equação do momento fluido e a equação da continuidade do fluxo. Estas equações são baseadas com algumas simplificações para conseguir-se a equação de onda acústica usando as seguintes suposições[1]:

1. O fluido é incompressível
2. O fluido não é viscoso (não há dissipação pela viscosidade do fluido)
3. Não há fluxo do meio fluido

A equação da onda baseada nas suposições acima citadas é dada por:

$$\frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \nabla^2 \cdot p = 0 \quad (1)$$

onde : c = velocidade do som no meio fluido

$$c = \sqrt{\frac{k}{\rho_0}}$$

ρ_0 = densidade do meio fluido,

k = módulo de massa do fluido,

p = pressão acústica ,

∇^2 = operador Laplaciano.

Tanto (FEM) como (BEM) utiliza a seguinte equação de Helmholtz (variação temporal harmônica);

$$\nabla^2 \cdot p + k^2 \cdot p = 0 \quad (2)$$

onde, $K = \frac{\omega}{c}$ número de ondas

O método de elementos finitos (FEM) discretiza o meio inteiro em elementos (ver figura 2), já o método de elementos de contornos (BEM) discretiza apenas os contornos (ver figura 3) utilizando o primeiro teorema de Green que relaciona a integral de uma superfície S com a integral do volume V do sistema, ou seja :

$$\int_s \left(\phi \cdot \frac{\partial \psi}{\partial v} - \psi \cdot \frac{\partial \phi}{\partial v} \right) ds = \int_v \left(\phi \nabla^2 \psi - \psi \nabla^2 \phi \right) dv \quad (3)$$

Onde :

ϕ é Função de Pressão Sonora
 ψ é Função de Green

2. ANÁLISE MODAL

A obtenção das frequências naturais dos modos acústicos da cavidade é necessária para se obter as características acústicas; sua obtenção consiste em resolver problemas de autovalores e autovetores do sistema cuja equação não envolve amortecimento (absorção sonora nula nas paredes) ou seja:

$$[K] \cdot \{ \phi_i \} = \omega^2 \cdot [M] \cdot \{ \phi_i \} \quad (4)$$

onde, [K] = matriz de rigidez

$\{ \phi_i \}$ = autovetor do modo de deformação do modo " i "

[M] = matriz de massa

ω_i = frequência circular natural do modo

" i " = quadrado representa os autovalores

Como citado antes, trabalhou-se com iteração entre fluido e estrutura e este tipo de problema, utiliza algoritmos formulados por Lanczos, no qual calcula os autovetores e autovalores na forma complexa, com a parte real representando a frequência natural e a parte imaginária medindo a estabilidade do sistema [3]. As quatro primeiras frequências naturais desta cavidade veicular calculadas são (79 Hz, 127 Hz, 135 Hz e 178 Hz), as (Figs.4 e 5) apresentam a configuração dos modos acústicos nas frequências de 79Hz e 127 Hz respectivamente.

3. MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (FEM)

A análise utilizando a técnica de elementos finitos foi feita através do programa ANSYS 5.0 [3], que utiliza os conceitos de (Navier - Stokes).

A malha confeccionada neste programa obedeceu a uma regra de no mínimo três elementos por metade do comprimento de onda, para satisfazer a faixa de frequência de interesse, conforme estudos já desenvolvidos [2], como forma de se ter resultados finais mais confiáveis.

A cavidade veicular foi gerada com dimensões externas de (2,675 x 1,075 m), conforme figura 2, e através de superfícies primitivas, como retângulos, e círculos, etc. Após esta configuração foi gerado a malha utilizando o elemento de construção FLUID 29 de utilização acústica, em estruturas 2D , permitindo respostas nos graus de liberdade, de deslocamento (UX, UY) e pressão (PRES); malha compreendendo 182 elementos e 204 nodos na sua construção.

Conforme análise harmônica, assumiu-se que a estrutura próxima ao motor é excitada uniformemente(ver fig. 1), com uma velocidade de vibração de 1 mm/s e dentro de uma faixa de frequência de 5Hz a 200 Hz, com intervalos de 5 Hz.

Obtendo-se as componentes reais e imaginária ou a amplitude e o ângulo de fase da pressão sonora no interior da cavidade veicular. Este mesmo procedimento foi feito, colocando material de revestimento interno no teto, com um coeficiente de absorção variando entre (0 a 1). Foi calculado também a mesma configuração da cavidade através do programa SYSNOISE [4], que utilizando a malha gerada pelo ANSYS, efetua o cálculo do (FEM).

4. MÉTODO DE ELEMENTO DE CONTORNO (BEM)

O (BEM) acústico requer apenas, uma discretização do contorno do domínio do fluido. O contorno foi discretizado através do ANSYS e convertido a malha para o SYSNOISE (Fig. 3). O SYSNOISE permite para o caso do (BEM). Dois tipos de formulação, que pode-se citar , o método direto e o método indireto que tem especificas vantagens um sobre o outro[4].

5. ANÁLISE DOS RESULTADOS

Os valores das respostas da pressão sonora mostram que a medida que vai-se aumentando a impedância do material, o nível de pressão sonora diminui gradativamente; os valores correspondentes aos picos seguidos por uma diminuição repentina, corresponde ao nível de pressão nas frequências naturais acústicas da cabine. (Figs. 6, 7 e 8)

Não foi possível, até o momento, comparação dos resul-

tados obtidos pelo SYSNOISE e ANSYS, pois na análise feita no ANSYS não se variou o valor da admitância dos materiais de revestimentos com relação a frequência, valor este que foi alterado em três faixas de frequência no SYSNOISE, ou seja, de 0-60 Hz, de 60-120 Hz e de 120-180 Hz nos valores de: 0.2, 0.5 e 0.8 respectivamente, ao invés de ter mesmo valor sobre toda a faixa de frequência.

Ainda com relação aos valores fornecidos pelo SYSNOISE (Figs.7 e 8), vê-se que não há muita diferença entre os resultados obtidos usando FEM ou BEM.

6. CONCLUSÕES

A simulação numérica por elementos finitos e/ou elementos de contornos é uma técnica poderosa, pois através de uma simples modelagem do problema, é possível otimizar uma cavidade irregular com qualquer tipo de forma geométrica e materiais de revestimento. A modelagem permite com facilidade se modificar as condições de contorno da cavidade, como: formas geométricas, valores da excitação, presença de frestas e tipo de material de revestimento; no que supera qualquer outro método convencional. Os resultados iniciais apresentados neste trabalho mostram

a facilidade de uso desta modelagem, e permitem substituir ensaios experimentais caros e demorados por modelagem, e so na otimização final, realizasse-a poucos ensaios. O modelo apresentado pode ser estendido para três dimensões

7. REFERÊNCIAS

- [1] Gerges, S. N. Y., " Ruído: Fundamentos e Controle", um livro de 600 paginas, 1992, UFSC.
- [2] K. W. Cheng, Beng. and O. A. Olatunbosun, Ph.D., " Simulation of Sound Field in Automobile Cabin with Sound Absorbing Material Using Uncoupled Finite Element / Boundary Element Method, University of Birmingham, 1994 .
- [3] ANSYS 5.0 - Swanson Analysis Systems, Inc.
- [4] SYSNOISE - Numerical Integration technologies

8. AGRADECIMENTO

À ALGODOEIRA OLAN pelo apoio financeiro do convênio com FEESC/UFSC.

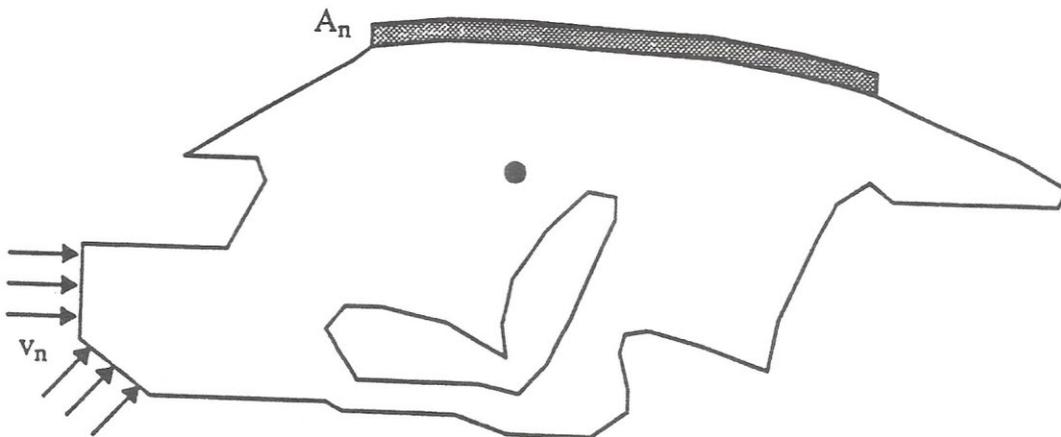


Figura 1 - Cavidade veicular mostrando as posições de colocação do painel de vibração, do material de absorção no teto (A_n) e a posição de medição do nível de pressão sonora, próximo ao ouvido do motorista.

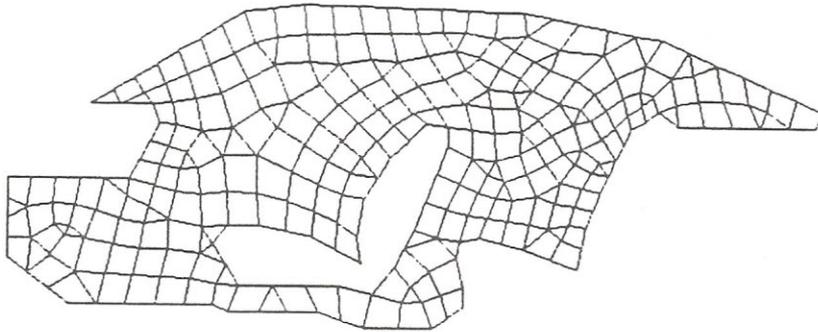


Figura 2 - Cavity Veicular com malha formada por elementos finitos

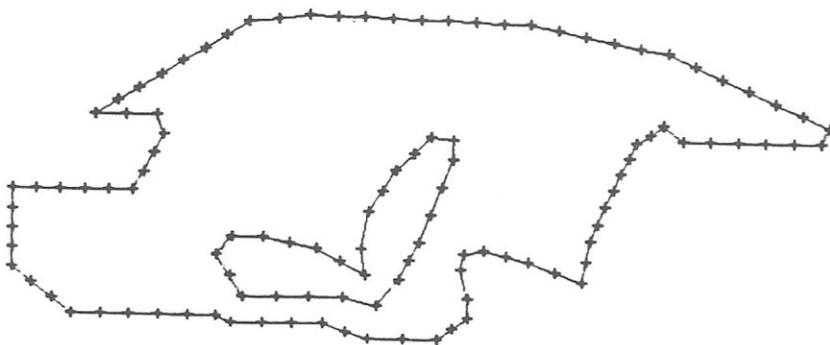
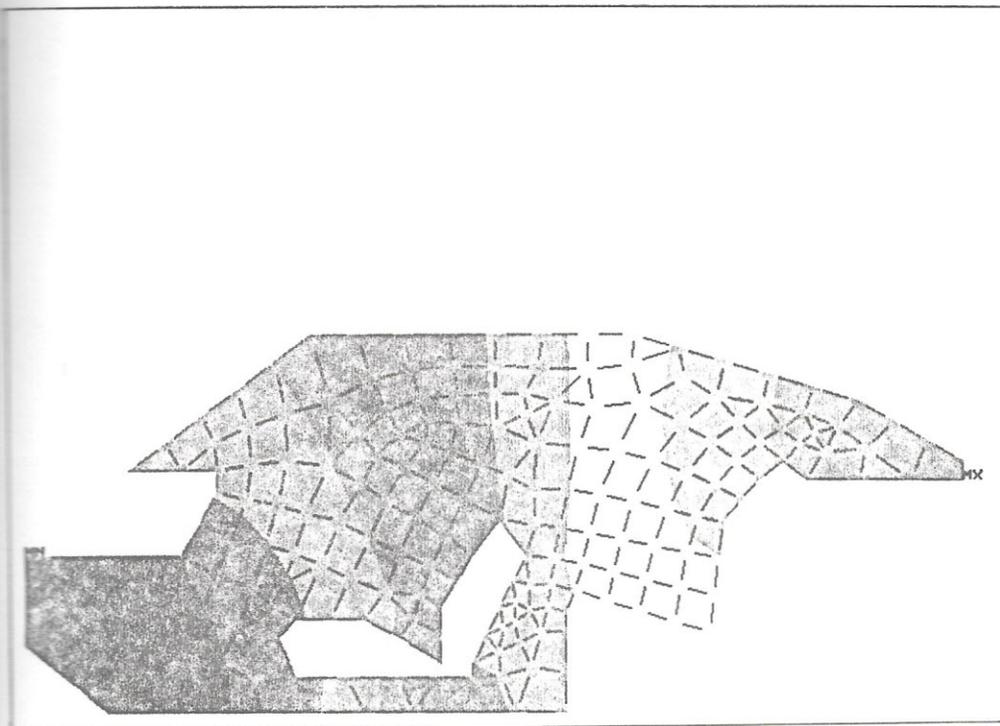
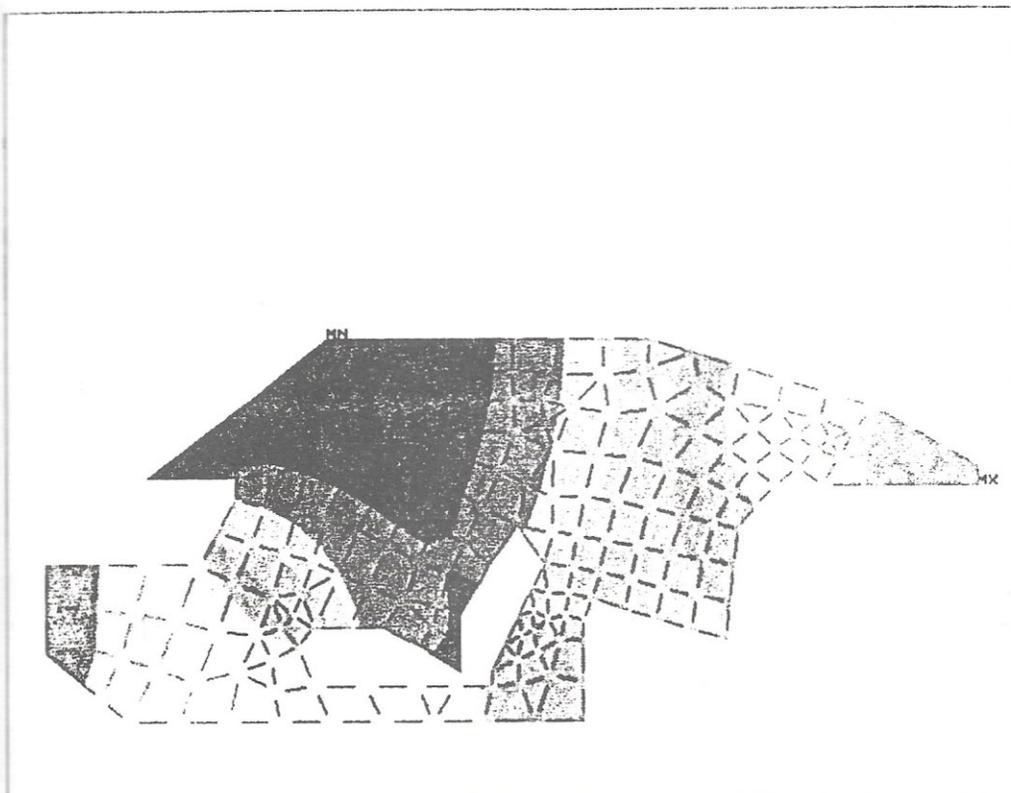


Figura 3 - Cavity Veicular com malha formada por elementos de contornos.



ANSYS 5.0
 JUL 14 1994
 16:08:18
 PLOT NO. 2
 NODAL SOLUTION
 STEP=1
 SUB =1
 FREQ=79.185
 PRES
 SMN =-453.691
 SMX =517.476
 -453.691
 -345.784
 -237.876
 -129.969
 -22.061
 85.846
 193.754
 301.661
 409.569
 517.476

Figura 4 - Configuração do modo acústico 79 Hz



ANSYS 5.0
 JUL 14 1994
 18:18:01
 PLOT NO. 2
 NODAL SOLUTION
 STEP=1
 SUB =2
 FREQ=126.81
 PRES
 SMN =-382.053
 SMX =584.788
 -382.053
 -274.626
 -167.199
 -59.773
 47.654
 155.081
 262.508
 369.935
 477.362
 584.788

Figura 5 - Configuração do modo acústico 127 Hz

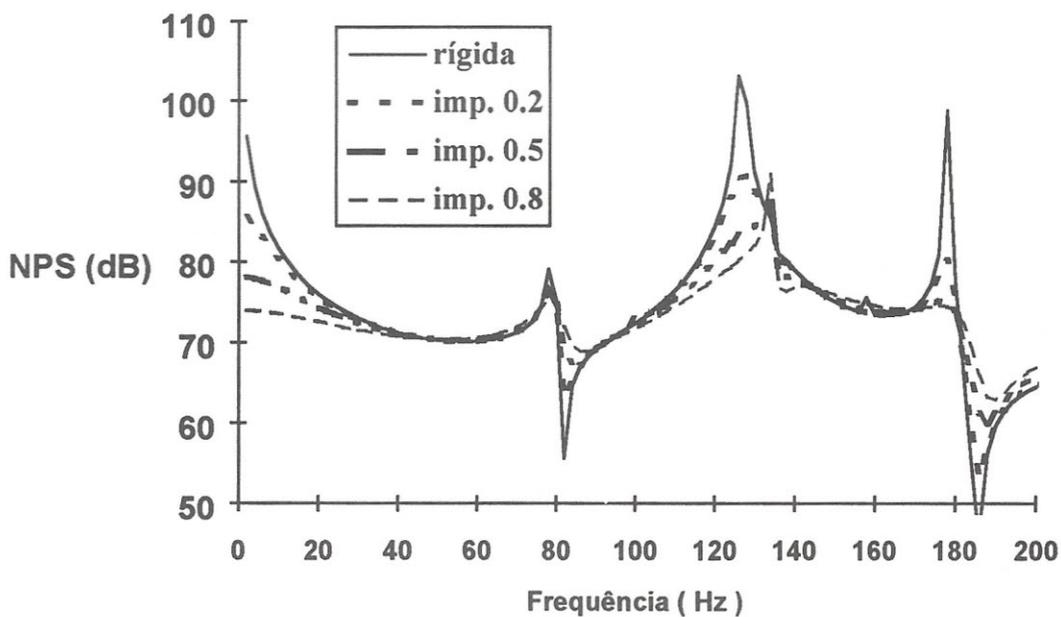


Figura 6 - Valores obtidos pelo ANSYS 5.0 usando a cabine veicular 2-D

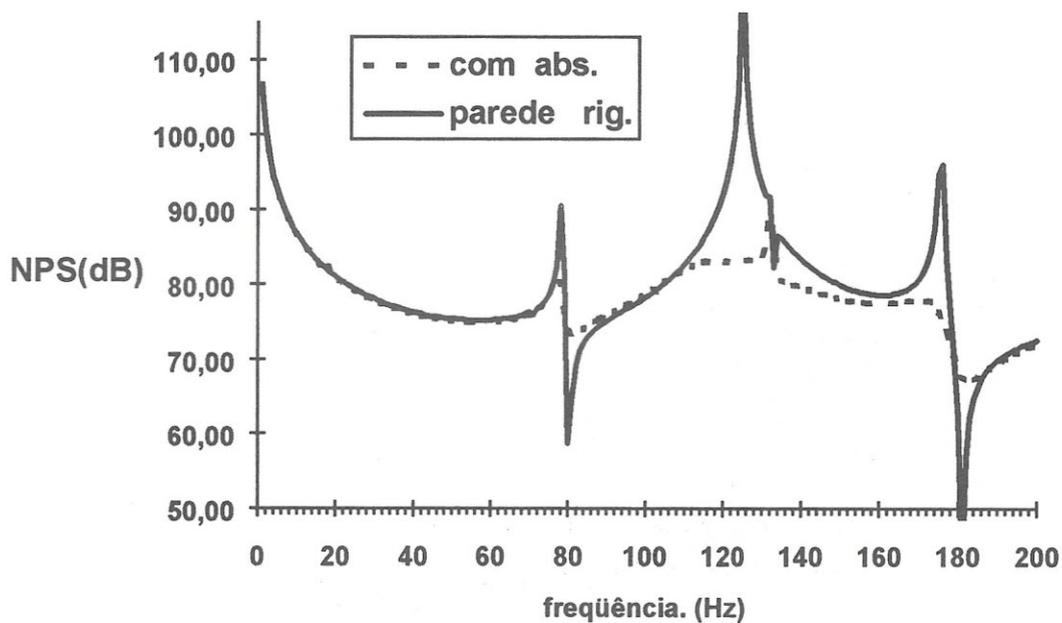


Figura 7 - Gráfico mostrando os valores do nível de pressão sonora obtidos pelo Software SYSNOISE pelo método FEM.

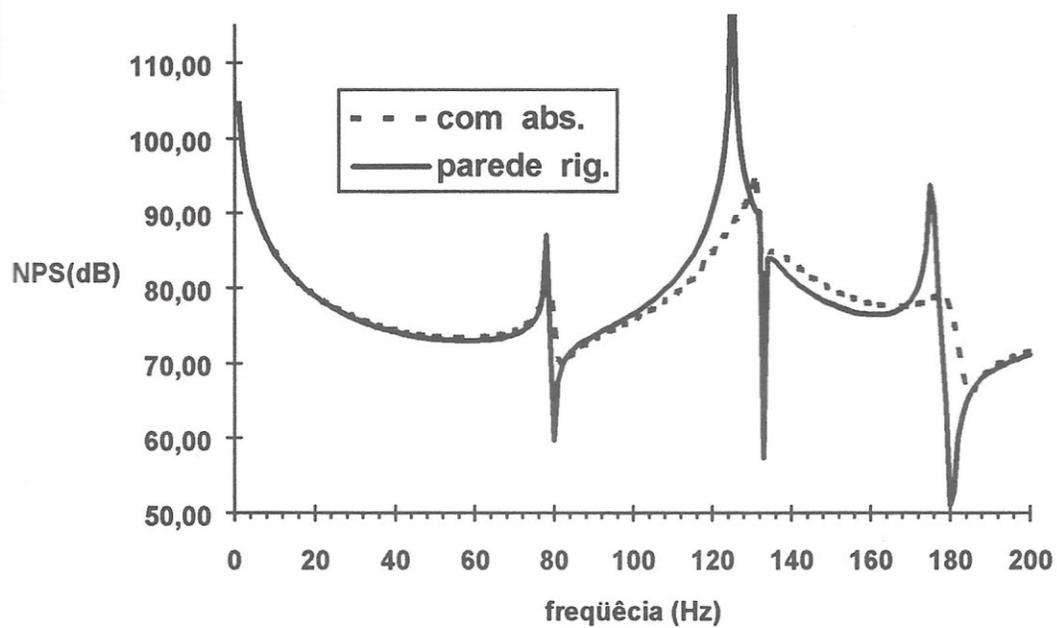


Figura 8 - Gráfico mostrando os valores do nível de pressão sonora obtidos pelo Software SYSNOISE pelo método BEM.

REDUÇÃO DE RUÍDO INTERNO EM ONIBUS RODOVIÁRIO

Helcio Onusic
M.M. Hage
F. Mansano
E. L. Batista

L. C. Ferraro
M. A. F. Accurso
C. A. M. Freitas

MERCEDES-BENZ E LABORATÓRIO PELLETRON

RESUMO

Estamos em uma década essencialmente ecológica, onde os aspectos de conforto e segurança são bastante enfatizados, atingindo também os veículos comerciais. O processo de interação entre homem/máquina/meio-ambiente é muito importante. O conforto acústico faz parte desse contexto. O presente trabalho apresenta o desenvolvimento acústico referente à redução do ruído interno de um ônibus rodoviário. O ruído interno de veículos automotores é basicamente composto por duas parcelas. A parcela via estrutura, que é caracterizada pelas frequências baixas e a via aérea, que chega ao compartimento de passageiros, ao passar diretamente pela divisória entre compartimentos de motor e passageiros. Essa trajetória é uma característica das frequências altas. Apresentamos, neste trabalho, as técnicas empregadas para redução do ruído via aérea e via estrutura. A quantificação dos resultados obtidos é efetuada através da medição do nível de pressão sonora e, em especial, da utilização da curva de ponderação "A" para o ruído global. Adicionalmente, calcula-se o Índice de Articulação a partir do espectro em terços de oitavas, para quantificar a comunicação/inteligibilidade no interior do veículo. Esses resultados são confirmados a nível de avaliações subjetivas no que tange a NVH. Como conclusões, abordamos a eficiência do pacote acústico desenvolvido, bem como a real possibilidade de extensão dos conceitos aplicados a outros veículos similares.

1. TRANSMISSÃO VIA ESTRUTURA

As principais vias de transmissão, via estrutura, são os elementos elásticos^(*), ou seja, o sistema de coxinzagem do conjunto moto-propulsor que, por sua vez, representa a maior fonte de ruído. Nas análises efetuadas observou-se uma redução de transmissibilidade razoável do sistema de coxinzagem, em se tratando de um veículo pesado. A mudança de características dinâmicas dos mesmos não acarretaria mudanças significativas no nível de ruído global do veículo. A procura de identificação de fontes, contribuiu, significativamente, para o sucesso na redução do ruído global.

O acoplamento motor/câmbio foi o primeiro ponto a ser atacado. A modificação da característica da embreagem, como mostrado na Fig. 1, proporcionou um desvinculamento torcional entre motor e câmbio, mudando e amenizando os modos de vibração do conjunto. Além do mais, a introdu-

ção de dois estágios da embreagem benéfica, sobremaneira, o comportamento do veículo em marcha-lenta no tocante a transmissão de vibrações. A Fig. 2 ilustra uma redução de até 3dB(A) na faixa 1000/1500 rpm, em condições de medição conforme ISO 5128.

Outro ponto importante considerado, foi o sistema de acionamento da hélice do sistema de arrefecimento. O sistema e basicamente o comprimento da correia encontravam-se sintonizados em frequência dentro da faixa de operação do veículo. As amplitudes atingiam níveis na ressonância que provocavam a excitação de toda a carroçaria do mesmo. A quebra dessa sintonia foi efetuada com a introdução de uma polia intermediária fixa, que com essa filosofia utiliza duas correias com comprimentos menores, elevando consideravelmente as frequências de ressonâncias, não detectadas na faixa de operação do veículo. A Fig. 3 mostra os dois sistemas e a Fig. 4 evidencia a redução de ruído interno obtida 3dB(A) a partir de 1500 rpm.

* Números entre parênteses designam as referências no final do trabalho

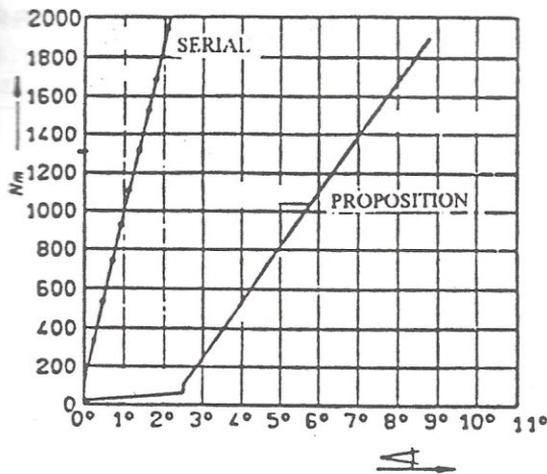


Figura 1 - Características das embreagens utilizadas.

2. TRANSMISSÃO VIA AÉREA

A transmissão via aérea é caracterizada pelas frequências médias e altas⁽²⁾, que passam diretamente pela divisória entre compartimento de passageiros e motor. A redução de ruído por essa trajetória está intimamente ligada aos conceitos aplicados na barreira acústica utilizada. Outros pon-

tos básicos são as vedações de flancos, orifícios, frestas, guarnições, que devem ser cuidadosamente tratadas, pois podem simplesmente ditar a eficiência de uma barreira acústica. A quantificação da eficiência da barreira é um problema delicado pois, em muitos casos, o ruído global em dB(A) é insensível a modificações nos níveis de altas frequências, pois sua composição pode ser totalmente devido a via estrutura⁽³⁾. Sendo assim, deve-se lançar mão de outros parâmetros como, por exemplo, o Índice de Articulação.

A filosofia correta de abordar uma barreira acústica é levar em consideração também suas características elásticas, além de sua densidade superficial de massa. A Fig. 5 mostra o modelo associado a uma barreira acústica moderna.

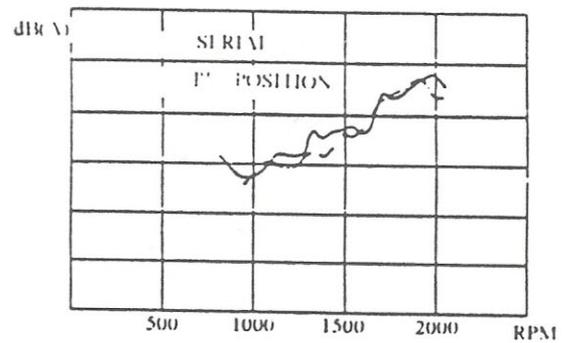


Figura 2 - Ruído global: diferentes embreagens.

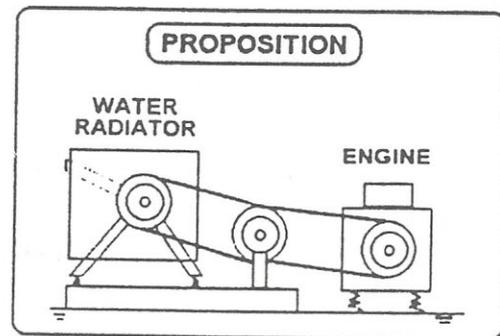
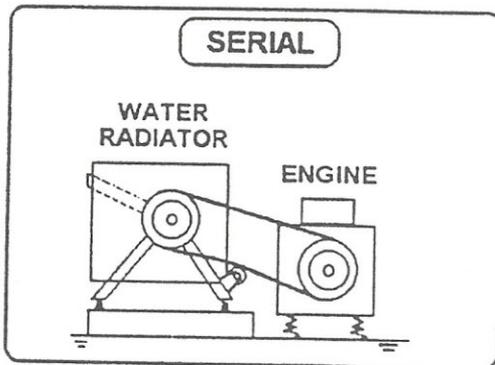


Figura 3- Modificações no acionamento do ventilador do sistema de arrefecimento.

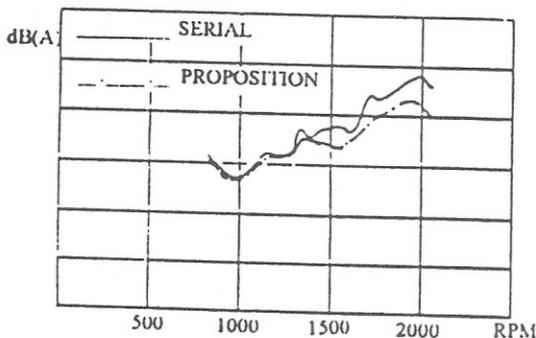


Figura 4 - Ruído global: diferentes acionamentos do ventilador

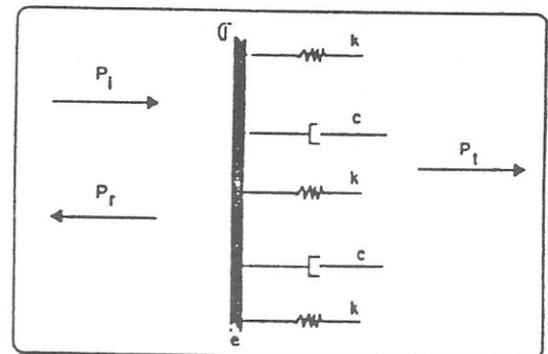


Figura 5 - Modelo idealizado de uma barreira acústica.

Por essa figura fica evidente que uma barreira acústica deve ser pensada analogamente a um sistema massa/mola/amortecimento, que é excitado via aérea, e que projetado apropriadamente pode fornecer ganhos na redução do ruído por essa trajetória. As Figs. 6 e 7 são bastante ilustrativas

nesse aspecto. Observa-se que modificações no meio elástico (feltro) pode propiciar ganhos significativos na atenuação, de maneira a não se aumentar em demasia a massa da barreira⁽⁴⁾.

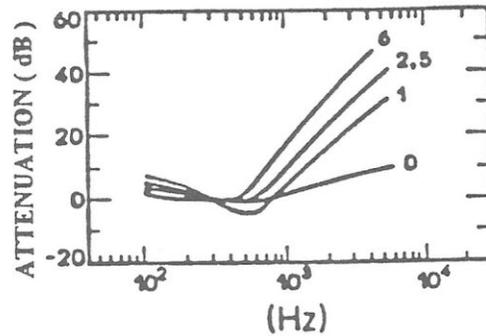
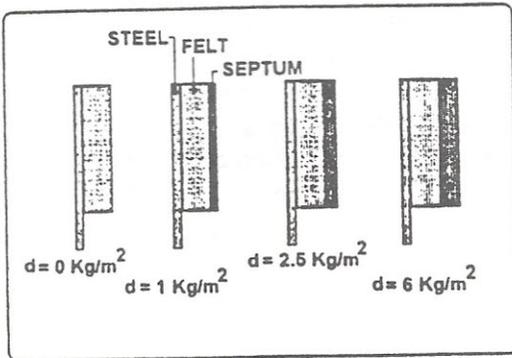


Figura 6 - Efeito da densidade superficial de massa na atenuação.

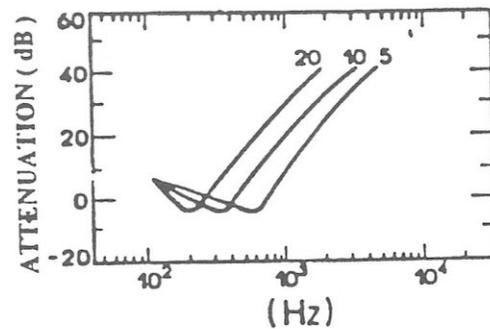
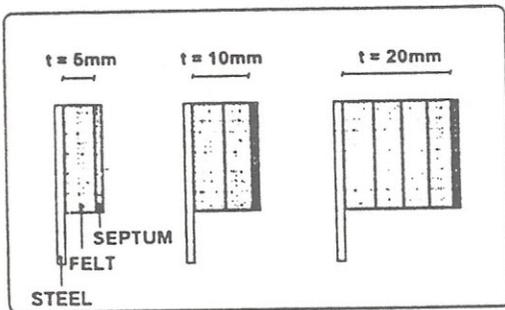


Figura 7 - Efeito de rigidez na atenuação.

Analogamente a uma dupla coxinzagem na trajetória via estrutura, podemos pensar em "sanduíches" compostos como mostrado na Fig. 8. Trata-se de uma alternativa interessante para aumentar a eficiência acústica da barreira. Divisa-se, na Fig. 8, que os sistemas compostos são superiores ao simples, mesmo considerando-se parâmetros totais como massa e a espessura da mola sem variações.

Na aplicação da barreira acústica no ônibus rodoviário considerado, a filosofia adotada está mostrada na Fig. 9. Podemos notar sanduíches duplos, bem como a introdução de material de amortecimento do tipo viscoelástico para reduzir as amplitudes de vibrações das divisórias transformando energia mecânica de vibração em energia térmica. Adicionalmente, a barreira contém fibra cerâmica para melhorar a isolamento térmica. A eficiência da barreira pode ser comprometida, como mencionado anteriormente, se orifícios e frestas não forem convenientemente tratados⁽⁹⁾. No caso de um ônibus, as áreas envolvidas são enormes e um cuidado especial deve existir, quer no projeto, quer na mon-

tagem na linha de produção. Um exemplo típico no efeito de projeto e montagem dos materiais acústicos pode ser divisado na Fig. 10. Fica evidente o efeito desses problemas no comportamento acústico da barreira.

Adicionalmente à barreira acústica, a envoltoria do silencioso foi elaborada em chapa dupla com fibra cerâmica entre as mesmas. O propósito é reduzir o chamado "shell noise" proveniente das vibrações do corpo do silencioso. Nos veículos comerciais, por termos grandes envoltoria nos silenciosos, esses níveis podem ser críticos. Vide Fig. 11.

3. CONCLUSÕES

A introdução do pacote acústico desenvolvido, composto por parcelas via estrutura e via aérea, acarretou uma redução no nível de ruído global da ordem de 5 dB(A), praticamente em toda faixa de operação do veículo. A Fig. 12 ilustra esse resultado. Esse mesmo pacote proporcionou um

Índice de Articulação⁽⁶⁾ da ordem de 50%, bastante representativo quando comparado a veículos de passageiros. Esse nível de comunicação pode ser obtido, principalmente pelas medidas tomadas a efeito junto à barreira acústica. Vide Fig. 13.

As avaliações subjetivas efetuadas mostraram, claramente, a sintonia com os valores objetivos encontrados. O desenvolvimento realizado não impede a extensão do pacote acústico com a mesma filosofia para veículos similares.

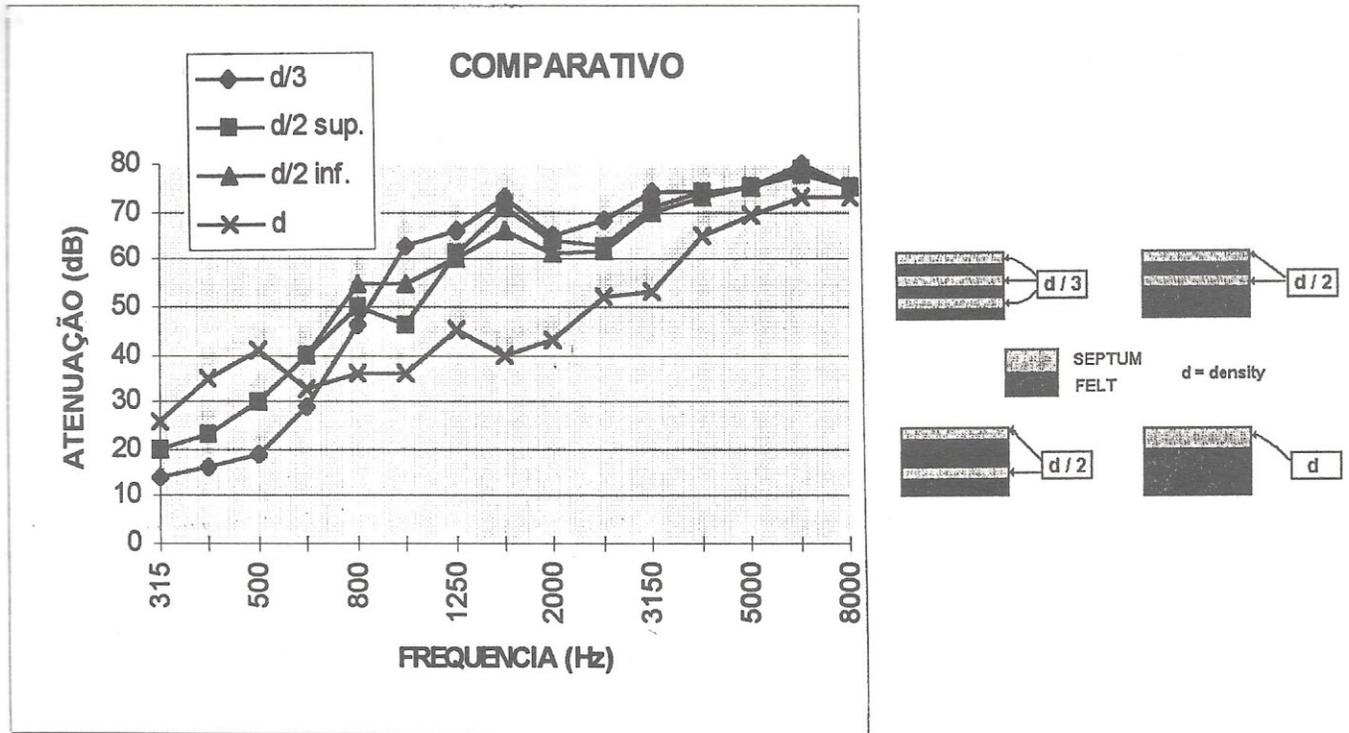


Figura 8 - Efeito de barreiras compostas.

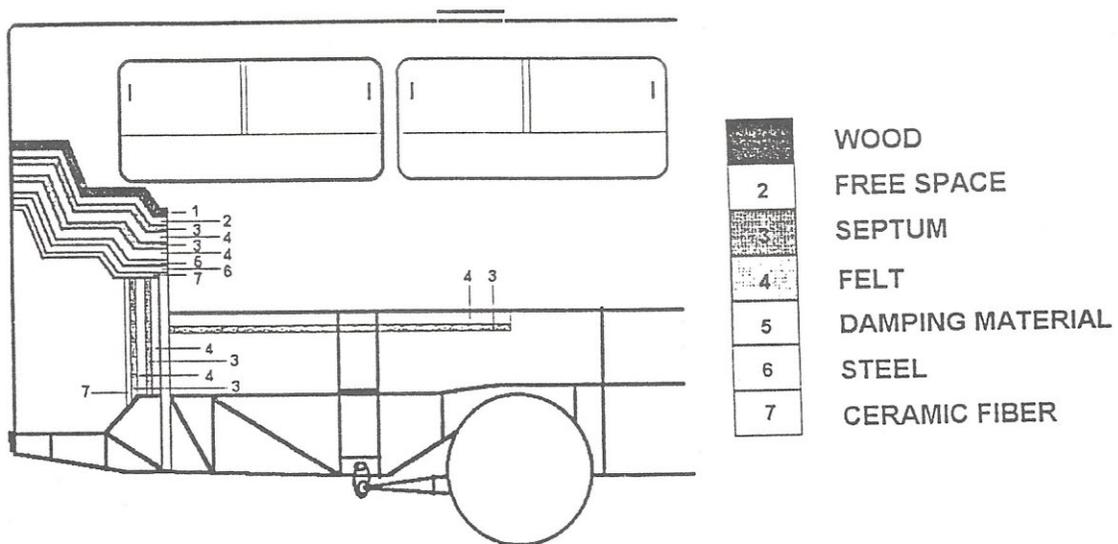


Figura 9 - Barreira acústica utilizada no ônibus rodoviário.

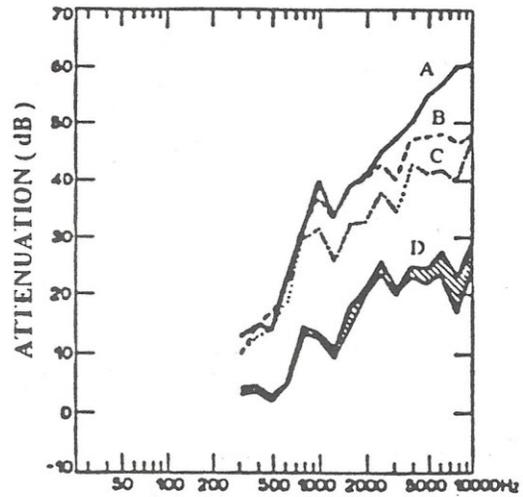
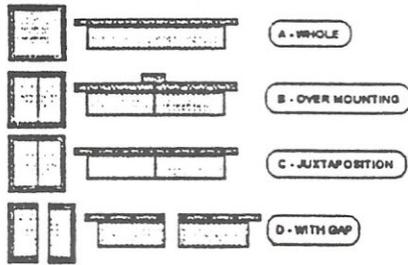


Figura 10 - Efeito de diferentes montagens de isolamento acústica.

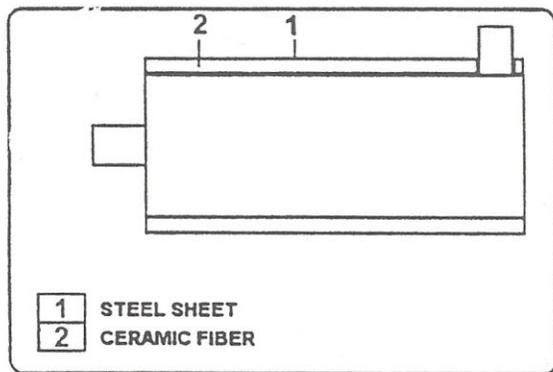


Figura 11 - Redução de ruído tipo "shell noise".

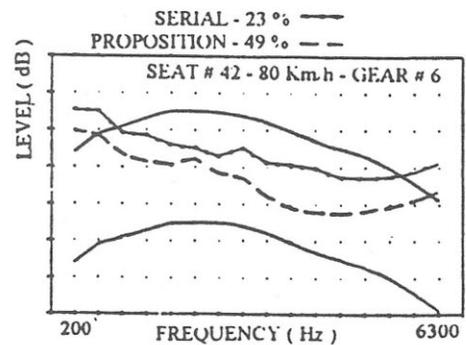


Figura 13 - Resultado do pacote acústico em termos de Índice de Articulação inteligibilidade).

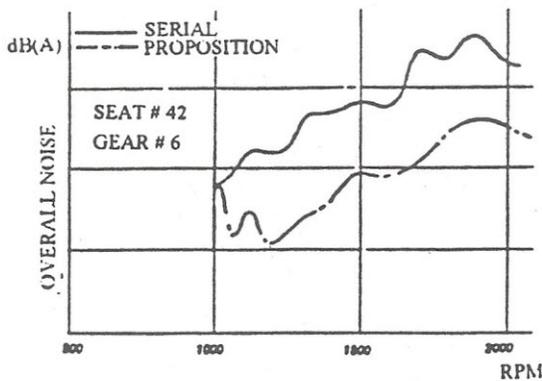


Figura 12 - Efeito do pacote acústico no ruído interno global.

REFERÊNCIAS

- (1) H. Onusic et al. - Caracterização do Ruído Interno de Veículos - III Seminário Sul-Americano de Controle de Qualidade, Revista ABCQ, Ed. Especial, São Paulo, - 1984 - pp 100-106.
- (2) H. Onusic et al. - Airborne Sound Isolation in Commercial Vehicles - Proceedings IV Int'l Seminar on Noise Control - Rio de Janeiro - 1992 - pp 139-142.
- (3) H. Onusic and M.M. Hage - Interior Noise of Automotive Vehicles: A proposition for Objective Characterization - SAE paper 921457 - SAE Brasil 92 - São Paulo.
- (4) H. Onusic - Barreira Acústica de Veículos Automotores - Simpósio Acústica Veicular - AEA - 1990 - pp 30-57 - São Paulo.
- (5) R. Morris-Kirby - The Identification and Elimination of Noise Flanking Paths in Automobiles - Proceedings 25th ISATA - pp 541-548 - 1992.
- (6) M.M. Hage and H. Onusic - Noise Inside Motor Vehicles: On the Calculation of Articulation Index Modified (AIM) - Proceedings IV Int'l Seminar on Noise Control - Rio de Janeiro, 1992 - pp 129-132.

RUÍDO INTERNO DE VEÍCULOS AUTOMOTORES: A UTILIZAÇÃO DO “LOUDNESS”

H. Onusic^{1,2} e M.M. Hage¹

¹Engenharia Experimental (EES) - Mercedes-Benz do Brasil S.A.
Caixa Postal 202 - 09701-970 São Bernardo do Campo, S.P.

²Laboratório Pelletron do Departamento de Física Nuclear
Instituto de Física da Universidade de São Paulo
Caixa Postal 20516 - 01498-970 São Paulo, S.P.

1. INTRODUÇÃO

Várias investigações experimentais têm sido efetuadas pelos autores, visando uma correlação entre parâmetros subjetivos bem como uma caracterização objetiva do ruído interno de veículos automotores (vide referências de 1 a 3). Mais recentemente, Onusic e Hage apresentaram uma proposta efetiva, descrita na referência 4, que envolve a razão entre as áreas de dois pontos pré-estabelecidos (v_1 , v_2) de velocidades dos veículos, utilizando-se no numerador da curva de ponderação “A” e no denominador do índice de Articulação (AI). O primeiro relacionado com o ruído global e o AI com a inteligibilidade. Um número é obtido e, através dele, um “ranking” é estabelecido entre veículos através desse número simples. Matematicamente podemos escrever:

$$H = \frac{S(A)}{S(AI)} = \frac{\int_{v_1}^{v_2} dBA(v)dv}{\int_{v_1}^{v_2} AI(v)dv}$$

A figura 1 ilustra a obtenção desse índice H.

Entretanto, e de conhecimento da comunidade acústica as restrições colocadas por várias correntes as limitações decorrentes da definição da curva de ponderação “A” e de

suas próprias limitações. Exemplos vivos podem ser detectados nas referências 5 e 6. Como o dB(A) é produto de uma simplificação das curvas isofônicas a 40 phons, o presente trabalho visa utilizar o “loudness” efetivamente na razão proposta H em lugar da ponderação convencional dB(A). Assim é possível um “ranking” comparativo entre “H_A” e “H_L”, onde A e L denotariam a utilização respectivamente do dB(A) e do “loudness”

2. PROCEDIMENTO

O ruído interno dos veículos foi medido conforme norma ISO 5128. A decomposição em frequência foi efetuada em terços de oitavas. A partir desses dados foi possível calcular o “loudness” em sonos ou phons, bem como os níveis de pressão sonora em dB(A) correspondentes. Utilizou-se, no caso do “loudness”, o método devido a Stevens (vide referência 7). A figura 2 ilustra os diagramas de mesmo índice de “loudness” por frequência e por nível de pressão sonora utilizados.

Na decomposição em frequência, obteve-se diferenças significativas entre dB(A) e “loudness”. A figura 3 é um exemplo típico, onde observa-se que o “loudness” não possui uma composição sistemática como o dB(A), que segue a ordem das explosões do motor

O índice de Articulação foi calculado conforme descrito nas referências 3 e 4

3. RESULTADOS

Os resultados obtidos são divisados na tabela I. Nela H_{LS} e H_{LP} significam a utilização do "loudness" calculado em

sones e phons respectivamente. Eles guardam uma relação simples, e a maior diferença consiste na linearização da escala em sonos em contrapartida a logaritimização da escala em phons.

Tabela I - "Ranking" segundo resultados de H ($A \rightarrow dB(A)$): $LS \rightarrow$ "loudness"sones, $LP \rightarrow$ "loudness"phons)

	H_A Veículo		H_{LS} veículo		H_{LP} veículo	
1°	1,059	13	0,323	13	1,265	10
2°	1,068	10	0,331	10	1,282	14
3°	1,081	14	0,35	14	1,285	13
4°	1,179	2	0,369	2	1,391	2
5°	1,24	11	0,408	11	1,452	1
6°	1,251	1	0,425	1	1,485	11
7°	1,262	12	0,438	12	1,489	12
8°	1,444	8	0,462	8	1,621	6
9°	1,447	6	0,566	6	1,692	8
10°	1,638	7	0,653	9	1,929	7
11°	1,839	9	0,703	7	2,215	9
12°	2,027	4	0,916	4	2,361	4
13°	2,606	3	1,22	3	2,979	3
14°	2,817	5	1,279	5	3,223	5

4. CONCLUSÕES

Na razão H , muito embora o numerador variasse, o denominador (AI) era conservado. Portanto, o "ranking" criado é, basicamente, um espelho da comparação do $dB(A)$ com o "loudness", nos moldes colocados. Pelo comportamento desses parâmetros, típico em veículos, o crescimento do $dB(A)$ em função da velocidade é seguido pelo decréscimo do AI. Assim sendo, procuramos sempre um H mínimo. H símbolo 174 \f "Symbol" mínimo significa nesse caso redução da pressão sonora em baixas e altas frequências.

Por outro lado, o índice H é tão simples que pode ser utilizado não só no "ranking" de veículos como também em uma linha de produção como controle de qualidade, definindo-se um símbolo 68 \f "Symbol" H dependendo da conveniência.

A comparação efetiva do "ranking" da Tabela I envol-

vendo H_A , H_{LS} e H_{LP} (onde S e P significam valores de "loudness" em sonos e phons) é bastante decepcionante.

Grosso modo, podemos dizer que não houver alterações substanciais no "ranking" dos 14 veículos apresentados, quando levada em consideração toda a gama de atuação de velocidades, que foi o nosso caso. O comportamento pode ser considerado idêntico independente do parâmetro utilizado.

Aparentemente, podemos dizer que muito embora as composições em frequência sejam distintas, para efeito do ruído global, como colocado aqui, as diferenças são insignificantes. Do que se conclui que, diferenças se existirem, seriam a nível de refinamento e qualidade sonora.

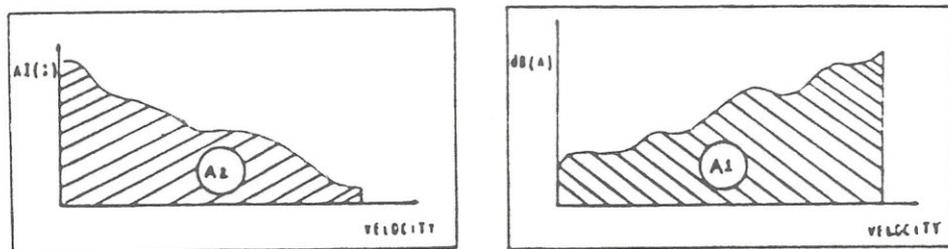
5. REFERÊNCIAS

1. "Noise inside motor vehicles: correlation between subjective parameters". H. Onusic et al. - 3rd

1. International Seminar on Noise Control - Rio de Janeiro, R.J. (1989).
2. "Correlação entre parâmetros subjetivos no ruído interno de veículos automotores". H. Onusic e M.M. Hage - XI Encontro Nacional da SOBRAC - São Paulo, S.P. (novembro de 1990).
3. "Proposta para avaliação objetiva do ruído interno de veículos automotores". H. Onusic e M.M. Hage - XII Encontro Nacional da SOBRAC - Santa Maria, R.S. (1991).
4. "Interior noise of automotive vehicles: a proposition for objective characterization". H. Onusic e M.M. Hage -

SAE paper 921457.

5. "Meaningful noise measurement and effective noise reduction". E. Zwicker - Noise Control Engineering Journal (nov./dez. de 1987) - V29N3 - 66/76.
6. "An examination of the relationship between vehicle noise measures and perceived noisiness". Noise and Vibration Unit - TRRL - London, England (07/91).
7. "Procedure for calculating loudness: Marh VT". S. Stevens - J.A.S.A. N11 (nov. 61) 1577/85.



$$S(A) = A_1, S(AI) = A_2, H = \frac{A_1}{A_2}$$

Figura 1 - Demonstração do índice H.

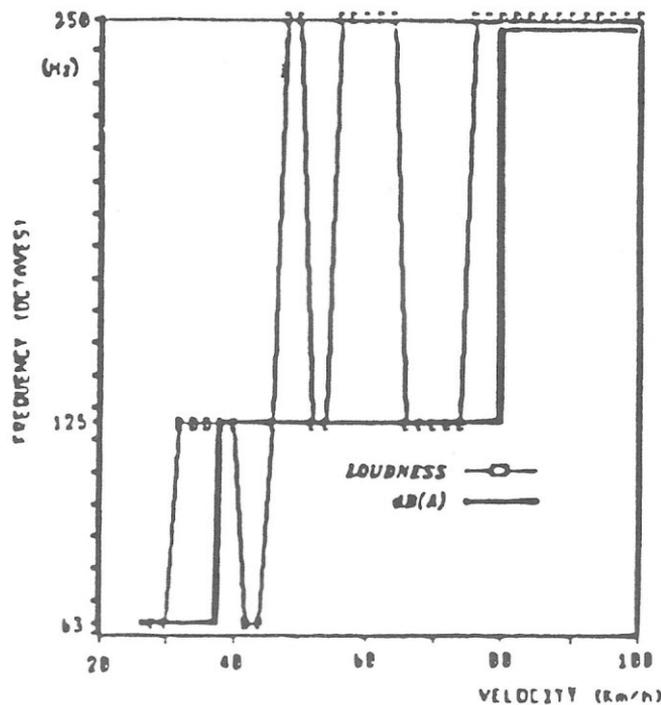


Figura 3 - Composição típica do "loudness" e dB(A).

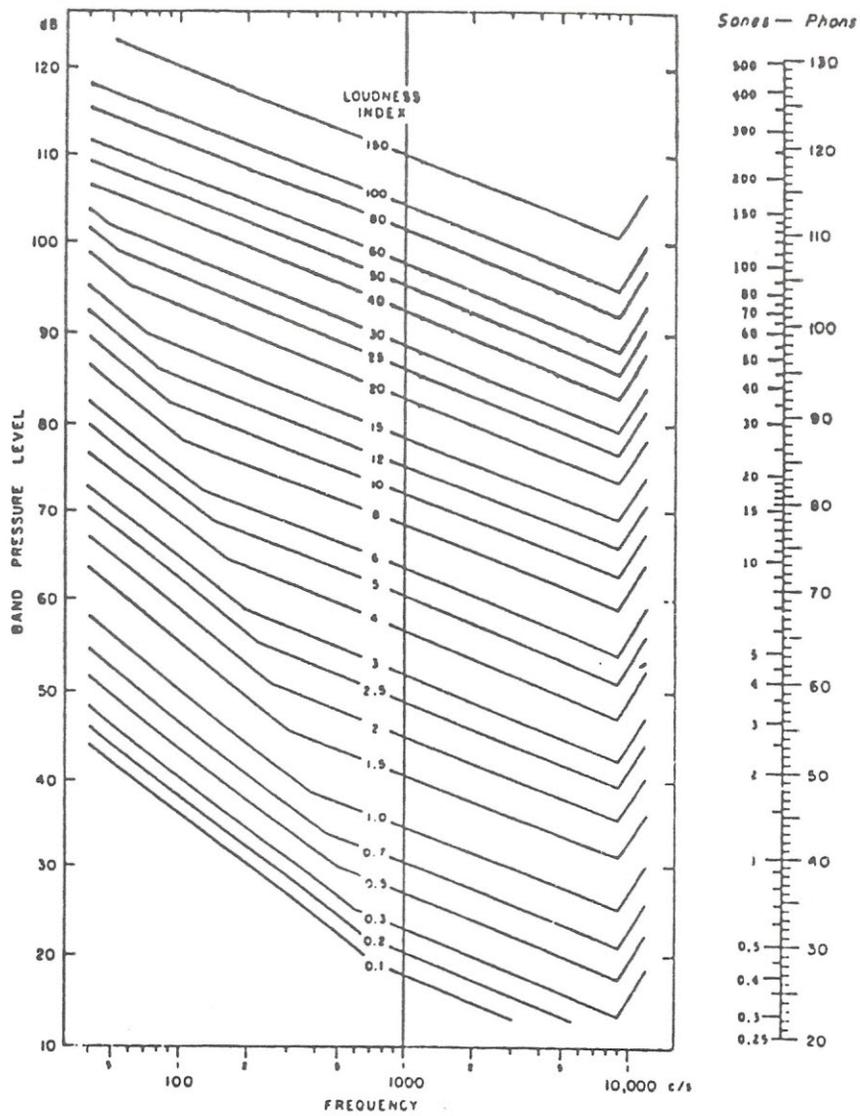


Figura 2 - Contornos dos indices de mesmo "loudness".

SIMULAÇÃO E MEDIÇÕES DE RUÍDO DE ASPIRAÇÃO DE MOTORES EM LABORATÓRIO

Reinaldo Muraton: FRAM

Sadao Hayashi: Sound & Vibration Consultan

RESUMO

Este trabalho descreve o desenvolvimento de uma bancada para simulação em laboratório do ruído de aspiração de motores de combustão interna. Acoplados a esta bancada, instrumentos de medição permitem a avaliação e otimização dos sistemas de aspiração de ar. Este método permite a redução de tempo e custos nestes desenvolvimentos, devido, principalmente à não necessidade de se utilizar veículos protótipos durante a maior parte do tempo. A simulação em laboratório é mostrada como parte de um ciclo de desenvolvimento e não como o final do mesmo.

1. INTRODUÇÃO

As emissões de ruído veiculares vem sendo tratadas principalmente na última década pela indústria automobilística visando atingir dois objetivos: O conforto dos passageiros e o atendimento de legislações governamentais.

A atenuação de ruídos, porém, via de regra, prejudica em maior ou menor grau o desempenho dos motores através do aumento da restrição à passagem do ar.

Fica evidente que o maior desafio no desenvolvimento de sistemas de aspiração de ar para veículos automotores é conciliar um alto poder de atenuação de ruído com baixas perdas no desempenho do motor. Tudo isso aliado às já tradicionais necessidades de baixo custo, baixo peso, arranjo físico adequado, durabilidade, etc...

Até recentemente, o método mais confiável para obtenção de resultados satisfatórios era o da tentativa e erro, sabidamente anti-econômico.

A necessidade de simulação confiável em laboratório nasceu da imposição de se reduzir investimentos e o tempo de lançamento quando do desenvolvimento de novos veículos.

2. SIMULAÇÃO EM LABORATÓRIO

São de conhecimento universal, fórmulas matemáticas para cálculo de elementos acústicos. Estes cálculos porém, são apenas orientativos para o início do projeto do sistema de aspiração, pois muitas vezes o arranjo físico do compar-

timento do motor e os custos envolvidos não viabilizam a utilização do modelo teórico.

A nível de laboratório, a utilização de geradores de ruído branco, acoplados ao sistema de aspiração, conjugados à aparelhagem de medição de ruídos não tem mostrado resultados consistentes com o veículo.

Por outro lado, os fabricantes de filtros de ar, via de regra, dispõem de "flow box" para testes de vida e eficiência de seus produtos. A idéia de acoplar simplesmente o sistema de aspiração ao "flow box" e realizar as medições acústicas através de um microfone posicionado no bocal de entrada de ar, mascara os resultados pois a vazão constante do "flow box" difere da vazão pulsante do motor.

Visando superar estes problemas, a SOGEFIFRAM, desenvolveu uma bancada que associa o "flow box" com a citada pulsação dos motores alternativos.

3. A BANCADA

DESCRIÇÃO

A bancada mostrada na Figura 1. consiste dos seguintes componentes básicos:

- estrutura
- motor elétrico
- transmissão
- bomba de óleo com filtro
- adaptador para cabeçote

- painel elétrico de controle

Nesta estrutura são adaptados os seguintes componentes, peculiares de cada motor:

- cabeçote completo
- tampa de válvulas
- coletor de admissão
- carburador ou corpo de borboleta

Finalmente, acoplado ao carburador ou o corpo de borboleta é instalado todo o sistema de aspiração a ser testado. O adaptador do cabeçote é ligado ao "flow box".

A bancada possui ainda uma estrutura externa com revestimento anti-ruído, para que seu funcionamento não interfira nas medições. A aparelhagem para medição e registro dos níveis de ruído é BRUEL & KJAER, modelo 2148 com os acessórios necessários.

FUNCIONAMENTO

A bancada e o "flow box" tem funcionamento independente ou seja, o acionamento de cada um independe do outro. Assim é possível, para cada motor, associar uma determinada rotação com sua correspondente vazão de ar. Por exemplo, um motor pode aspirar 5m³ / min de ar a 5.600 rpm, ao passo que outro com diferente deslocamento volumétrico e/ou eficiência volumétrica aspira somente 4.5 m³/min de ar na mesma rotação.

O ajuste da rotação do cabeçote é feito através do painel elétrico da bancada, enquanto a vazão de ar é ajustada pelo mecanismo do "flow box".

Acionando-se o sistema ("flow box" e bancada) em vazão e rotações pré-determinadas ou varrendo-se várias rotações para determinada vazão de ar, as medições de nível de ruído são realizadas através de microfone posicionado na entrada de ar. Desta forma, as medições podem ser realizadas em tantos pontos quantos necessários, representando uma vantagem adicional sobre as medições em veículo.

Outra vantagem importante é que a restrição do sistema à passagem do ar pode ser monitorada durante todos os testes, excluindo-se soluções que comprometam em demasia o desempenho do motor.

4. CICLO DO DESENVOLVIMENTO

A simulação em laboratório é apenas uma etapa do ciclo de desenvolvimento de um sistema de aspiração de ar. Por ser objeto deste trabalho ela está descrita em detalhes. Porém faz-se necessário posicioná-la dentro de todo o processo, para que não fique a idéia de que esta simulação é suficiente para obter-se um sistema otimizado.

Assim, entendemos que o ciclo completo é composto das seguintes fases:

- cálculo teórico do sistema de aspiração de ar;

- verificação em "lay-out" ou protótipo do veículo (se disponível) da geometria possível para o sistema;
- construção de protótipos do sistema;
- simulação em laboratório com uso da bancada.

Nesta fase, várias alternativas podem ser avaliadas e comparadas, em curto espaço de tempo e baixo custo.

- verificação final em veículo.

Esta fase, detalhada mais adiante, prevê a sintonização final do sistema.

O *anexo I* mostra em forma de fluxograma o ciclo acima descrito.

5. CORRELAÇÃO ENTRE TESTES

No ciclo de desenvolvimento já descrito, vários resultados podem ser obtidos e comparados entre si. A coerência entre os resultados previstos e medidos é que demonstra a consistência dos métodos utilizados.

Assim, devemos relacionar e analisar os seguintes resultados:

Cálculo Teórico: através de cálculos matemáticos é possível estimar resultados do desempenho acústico do sistema. Os resultados desta fase não serão analisados neste trabalho por não terem sido objeto dos projetos que relataremos adiante.

Avaliações e medições em laboratório: são obtidos através da simulação já descrita.

Medições e análises em veículo (teste de estrada): obtidos através de instrumentação instalada em veículo submetido a procedimentos específicos para avaliação de ruídos.

Avaliação subjetiva em veículo (estrada): é o resultado que irá definir pela liberação para produção do sistema proposto como resultado dos passos anteriores. É normalmente realizada por um comitê de especialistas em acústica veicular.

Os Anexos I e II mostram respectivamente, o ciclo completo do desenvolvimento acústico de um sistema de aspiração com ênfase para a simulação em laboratório e detalhes sobre os testes veiculares.

6. RESULTADOS PRÁTICOS

O ciclo discutido anteriormente já foi utilizado no desenvolvimento de dois sistemas de aspiração de ar, fazendo uso principalmente da simulação em laboratório. Em ambos os casos, os resultados globais foram excelentes, estando os dois sistemas liberados para produção pelos nossos clientes.

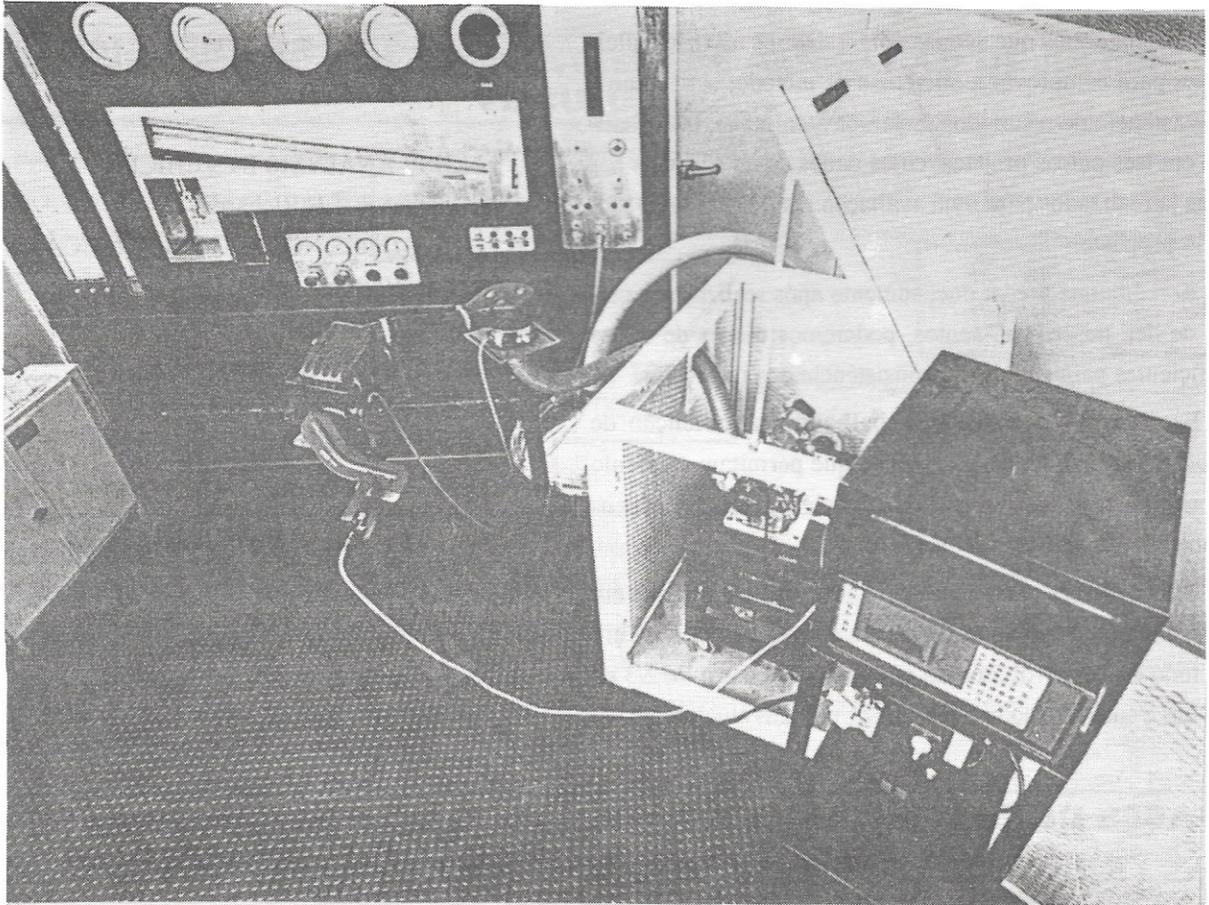


Figura 1 - Bancada de Testes para Simulação em Laboratório

A tabela da Figura 2 mostra os resultados obtidos em um destes desenvolvimentos, destacando-se a consistência dos mesmos nas várias fases. Para efeito didático e de pesquisa, neste projeto todas as alternativas foram testadas em veículo.

VERSÃO	SIMULAÇÃO LABORAT. dB (A)	MEDIÇÕES EM VEÍCULO dB (A)	AVALIÇÃO SUBJETIVA	CLASSIFICAÇÃO
A	85,00	89,00	6,00	3
B	76,00	81,00	8,00	1
C	82,00	86,00	6,50	2
D	87,00	92,00	5,50	4
E	89,00	96,00	4,00	5

Figura 2 - Resultados do Projeto FRAM 110/3

7. CONCLUSÕES E PRÓXIMOS PASSOS

A simulação em laboratório conforme método descrito já demonstrou um potencial muito grande de economia de tempo e investimento quando comparada com os métodos atuais, que praticamente só tratam dos testes veiculares.

A tabela da Figura 3 é uma comparação entre métodos baseada nas experiências já realizadas.

	TEMPO PARA DESENVOLV (SEMANAS)	CUSTO DESENVOLV	PRESIÇÃO	NECESSIDADE DE VEÍCULO DURANTE O DESENVOLV.
MÉTODO ATUAL	16	(A)	(B)	80% DO TEMPO
MÉTODO PROPOSTO	8	MENOR QUE (A)	MAIOR QUE (B)	30% DO TEMPO

Figura 3 - Comparação de Métodos de Desenvolvimento

Consideramos que apenas dois trabalhos não são suficientes para comprovar a eficiência do método, bem como a consistência de resultados. Estamos atualmente trabalhando em tres outros projetos, cujos dados serão somados aos dois já realizados para uma avaliação mais apurada do método proposto.

Acreditamos porém que, somente após realizarmos cerca de dez desenvolvimentos, poderemos dispor de dados suficientes para suportar a consistência dos resultados.

Paralelamente estamos trabalhando na obtenção de "softwares" confiáveis e versáteis que permitam o cálculo teórico do sistema com precisão suficiente para orientar os trabalhos iniciais de simulação.

Temos certeza que trabalhando nesta direção teremos em pouco tempo atingido nosso objetivo de trabalhar com um método de desenvolvimento que reduz em cerca de 2/3 os prazos e custos relacionados com as práticas atualmente em uso.

8. REFERÊNCIAS

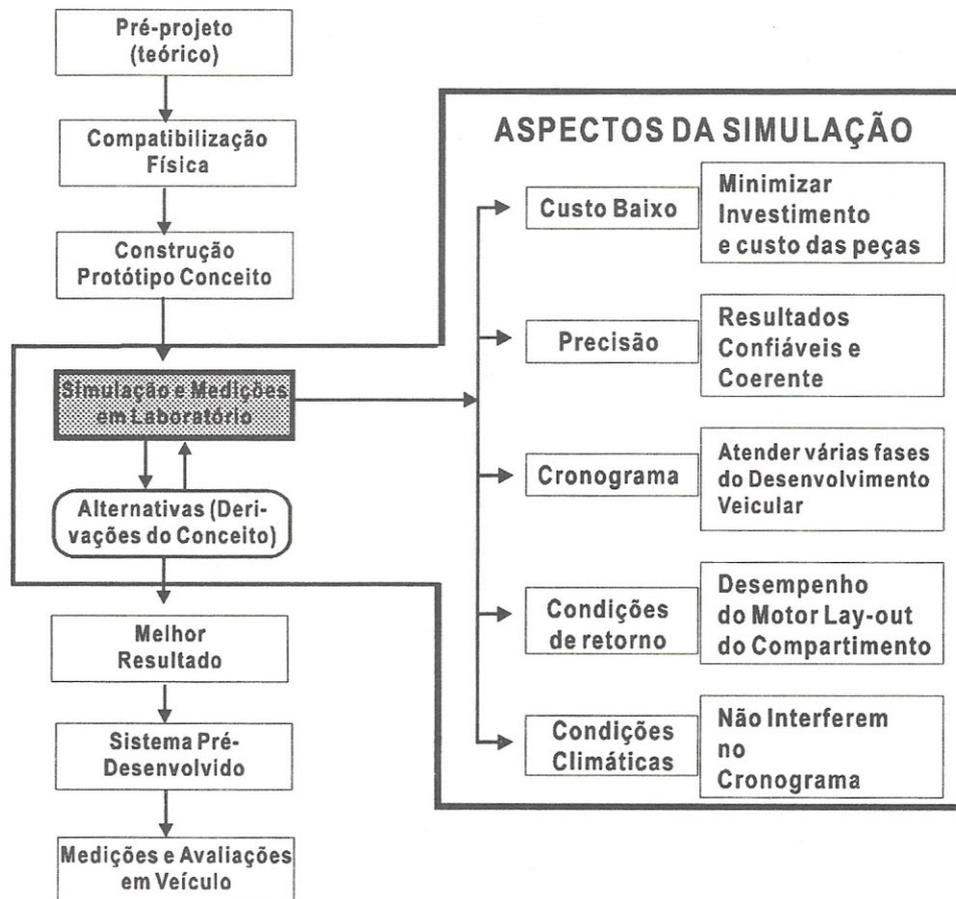
- NOISE ANALYSIS IN VEHICLE
H.G.Gibbs & T.H.Richards
- VIBRAÇÕES NOS SISTEMAS MECÂNICOS
J.D.Den Hartog - 1972
- NOISE CONTROL
B.J.Smith, & R.J.Petters - 1982
- THEORY & PRACTICE
Bruel & Kjaer - 1984

9. HOMENAGEM

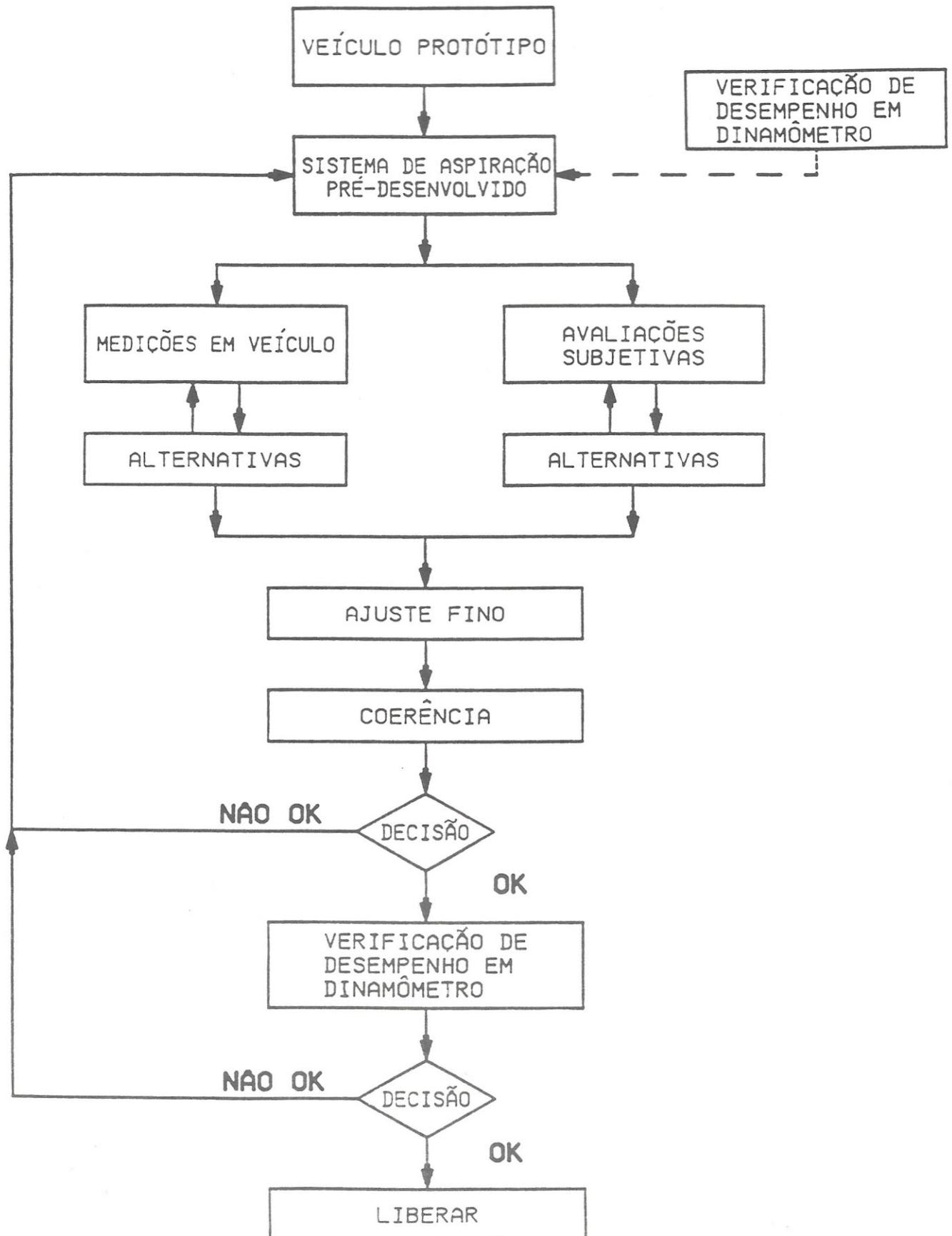
Este trabalho foi elaborado em memória de nosso querido amigo LUIGI PRIMOTICI, pioneiro idealizador das metodologias descritas.

Por ele e para ele com o nosso muito obrigado.

FASES DO DESENVOLVIMENTO ACÚSTICO DO SISTEMA DE ASPIRAÇÃO DE AR E ASPECTOS DE SIMULAÇÃO EM LABORATÓRIO



MEDIÇÕES E AVALIAÇÕES DO SISTEMA DE ASPIRAÇÃO DE AR EM VEÍCULO



ESTUDO EXPERIMENTAL DE VIBRAÇÃO E RUÍDO DURANTE O ACIONAMENTO DO PEDAL DA EMBREAGEM

Jesus Coto Barcala
Engenharia Experimental
Desenvolvimento de Testes Especiais
Sachs Automotive Ltda.

RESUMO

Sob determinadas condições de operação de um veículo automotor ao acionar o pedal da embreagem podemos identificar uma vibração no próprio pedal e na maioria das vezes um ruído no interior do veículo (Roar Noise), relacionados com as características dinâmicas do conjunto platô de embreagem e da transmissibilidade do sistema de acionamento, mostraremos o estudo experimental para minimizar esses efeitos.

1. INTRODUÇÃO

A preferência pelos veículos mais silenciosos vem sendo cada vez mais requerida pelos usuários, levando as montadoras a executar modificações em seus projetos, visando a redução de vibração e ruídos gerados pelo sistema de transmissão (Power Train), que incluem a vibração e o ruído produzido quando acionado o pedal da embreagem.

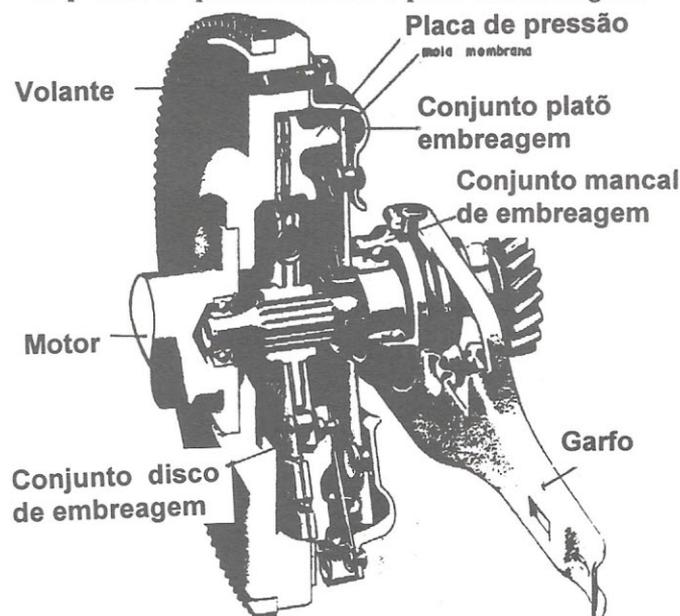


Figura 1 - Conj Platô de Embreagem montado no volante do motor.

Este trabalho apresenta uma metodologia para conhecer a origem das vibrações e ruídos, como também o comportamento dinâmico de um conjunto platô de embreagem com mola membrana. A Figura 2 ilustra o funcionamento de um conjunto de embreagem.

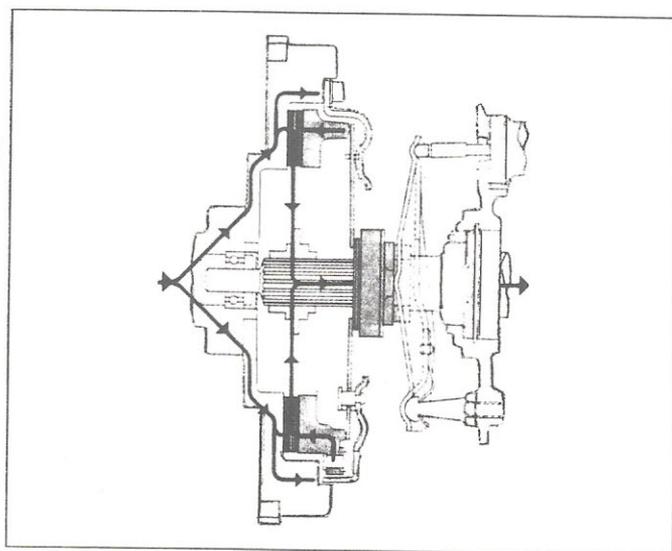


Figura 2a - Funcionamento de um conjunto de embreagem. (conjunto de embreagem acoplado)

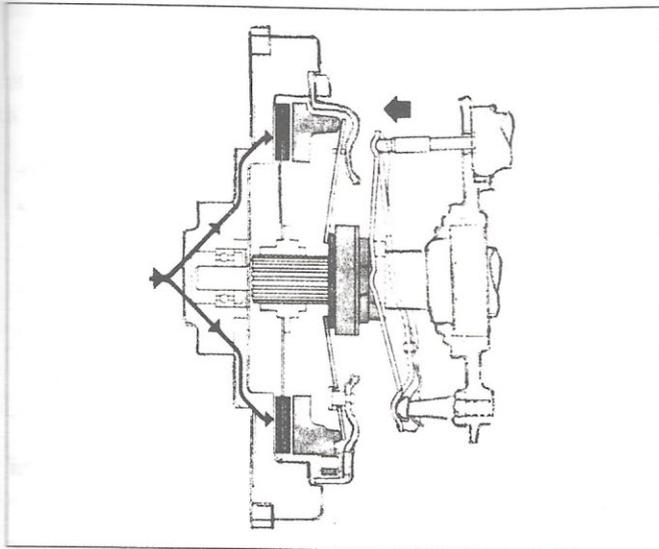


Figura 2b - Funcionamento de um conjunto de embreagem. (conjunto de embreagem desacoplado)

Para reduzir o efeito da vibração e ruído no interior do veículo duas alternativas foram estudadas: Redução da vibração e ruído via Sistema de Acionamento e via Platô de Embreagem.

2. ORIGEM DA VIBRAÇÃO E RUÍDO

As forças geradas por um motor alternativo (explosão) (1), conjugadas com a inércia das massas associadas ao eixo de manivelas, pistões, bielas... etc, geram, forças de excitação que são transmitidas ao conjunto de embreagem e transmitidas pelo sistema de acionamento [(Rolamento (2), Alavanca (3), Garfo, Cabo (4) e Pedal (5)] ao interior do veículo, ilustrado pela Fig 3.

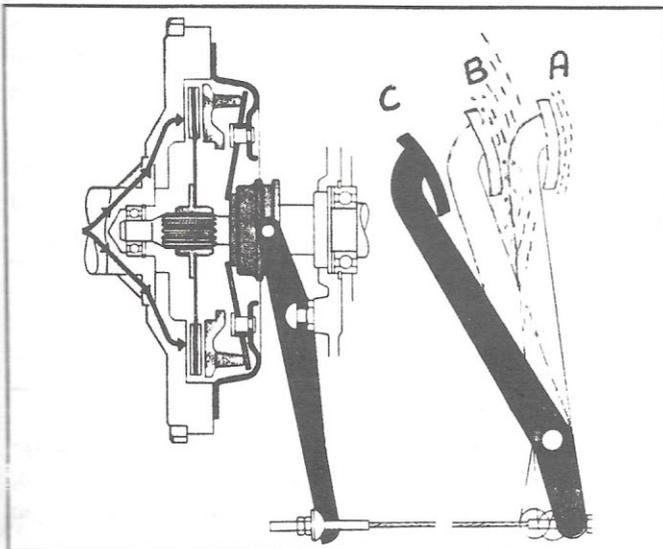


Figura 3 - Esquema da transmissão da vibração e ruído

Essas forças de excitação associadas as características dinâmicas do conjunto de embreagem e da transmissibilidade do sistema de acionamento, poderá ocorrer vibração no pedal e ruído característico (Roar Noise), durante o acoplamento e desacoplamento da embreagem.

3. CARACTERÍSTICAS DINÂMICAS DE UM CONJUNTO PLATÔ DE EMBREAGEM.

De forma geral o conjunto platô de embreagem de mola membrana pode ser representado pelo modelo matemático ilustrado pelas Fig 4 e 5.

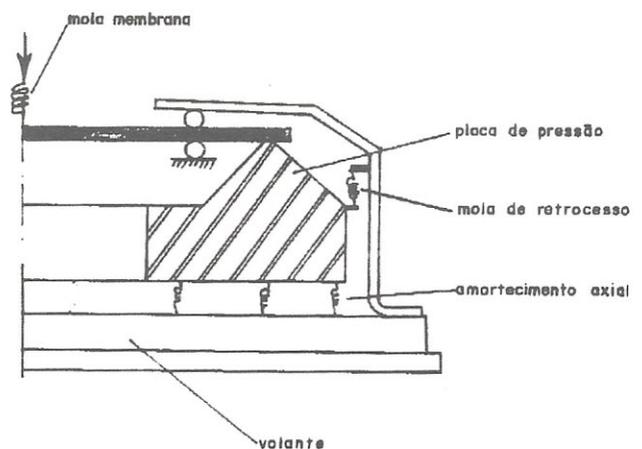


Figura 4 - Modelo Matemático para o conjunto platô de embreagem acoplado

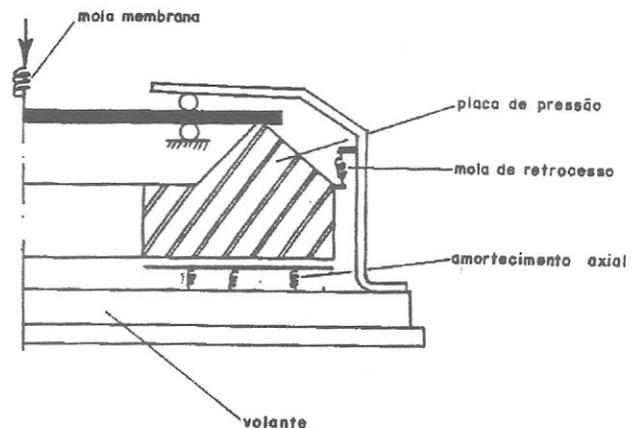


Figura 5 - Modelo matemático para conjunto platô de embreagem desacoplado

Os modos de vibração da placa de pressão com massa $M1$ na condição acoplado e desacoplado responsável pelo ruído durante o acionamento (Roar Noise) são ilustrado pela Fig 6.

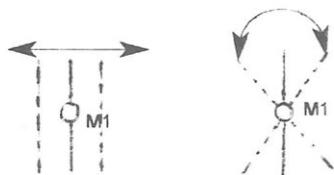


Figura 6a - Modos de vibração da placa de pressão acoplada.



Figura 6b - Modos de vibração da placa de pressão desacoplada.

Os principais modos de vibração para o nosso estudo e o do volante do motor e placa de pressão que depende exclusivamente das condições de contorno (Posição do pedal da embreagem, rotação do motor...)

4. DESCRIÇÃO DA VIBRAÇÃO E RUÍDO

Em uma determinada faixa de rotação do motor, ao acionar o pedal da embreagem a placa de pressão inicia proporcionalmente o seu recuo longitudinal até o ponto em que a placa perde o contato com o disco de embreagem. Neste instante ocorre o cruzamento do seu modo de vibração como o modo do volante (Fig 7), dando origem ao chamado ruído de acionamento (Roar Noise). A excitação da placa pode ser traduzida em força a ser aplicada no contato do seu cordão com a mola membrana (Fig 8). Essa varia-

ção de força é a principal responsável pela vibração no pedal.

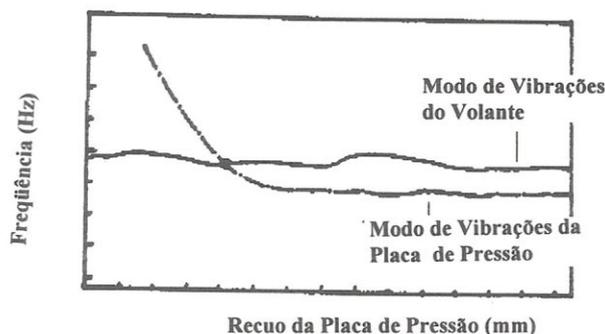


Figura 7 - Cruzamento dos modos de vibração da placa de pressão e volante do motor

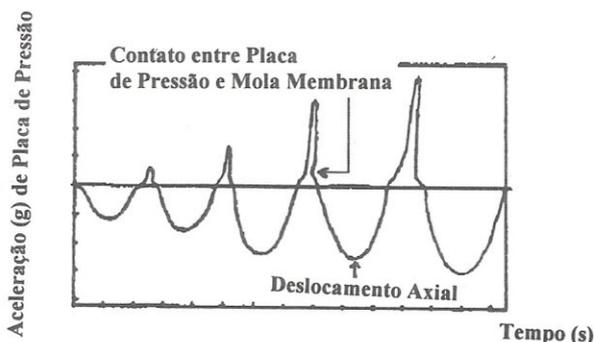


Figura 8 - Pulsos que ocorrem no contato entre a placa de pressão e mola membrana.

5. VEÍCULO DE TESTE

Utilizando um veículo f-1000 Turbo - 4 cilindros (Diesel) Foram realizadas medições de vibração utilizando um acelerômetro instalado no garfo do sistema de acionamento.

A Fig 9A apresenta o sinal de aceleração no domínio do tempo onde pode ser observado o efeito do acionamento do pedal.

A Fig 9B mostra o espectro de potência do sinal onde se observa a frequência de 220 Hz, 5 ordem do motor para a rotação de 2600 rpm.

6. REDUÇÃO DA VIBRAÇÃO E RUÍDO VIA SISTEMA DE ACIONAMENTO

Algumas alternativas para a redução do nível de vibração e ruído são conhecidas como, coxinzicação no cabo, garfo, alavancas etc..., acréscimo de massa, a substituição do sistema de acionamento mecânico por hidráulico etc....

A solução desenvolvida para o caso do veículo F-1000

Turbo foi o acréscimo de massa de 1,2 Kg na haste do sistema.

A Fig 10 apresenta o sinal de aceleração obtido após a introdução da massa na haste, comparando-se com a Figura 9a é nítida a eficácia da solução.

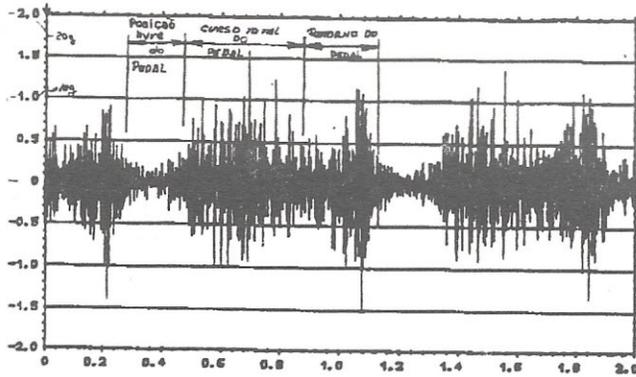


Figura 9a - Sinal de aceleração

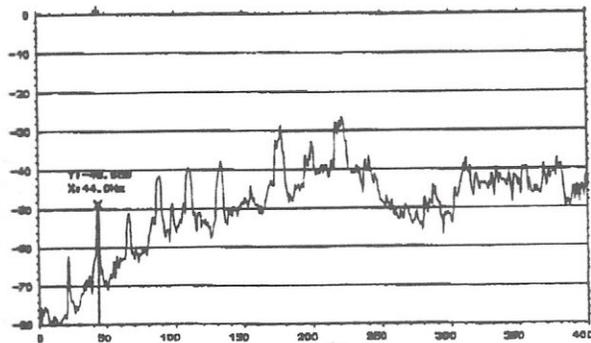


Figura 9b - Espectro de potência do sinal

Figura 9 - Sinal da aceleração no garfo sem modificação no sistema de acionamento.

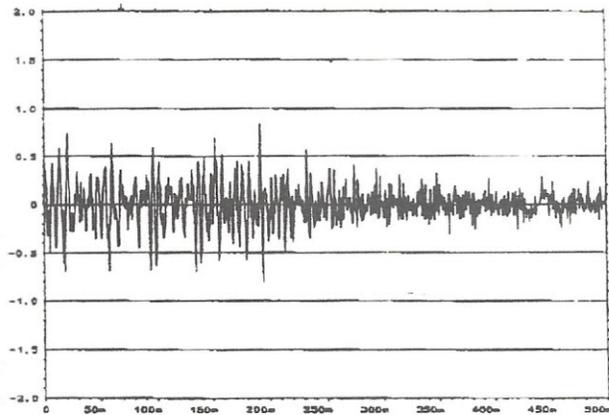


Figura 10 - Sinal da aceleração no garfo com introdução de massa (1,2 Kg) na haste do sistema de acionamento.

7. REDUÇÃO DA VIBRAÇÃO E RUIDO VIA CONJUNTO PLATÔ DE EMBREAGEM.

Para mudar o modo de vibração da placa de pressão foi introduzida uma mola entre a placa e a mola membrana, com características de geometria e rigidez adequadas, ilustrado na Fig 11.

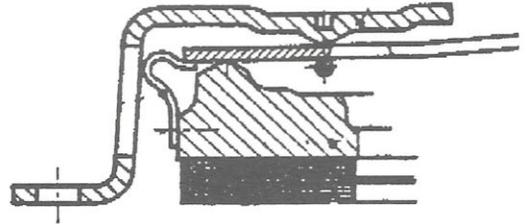
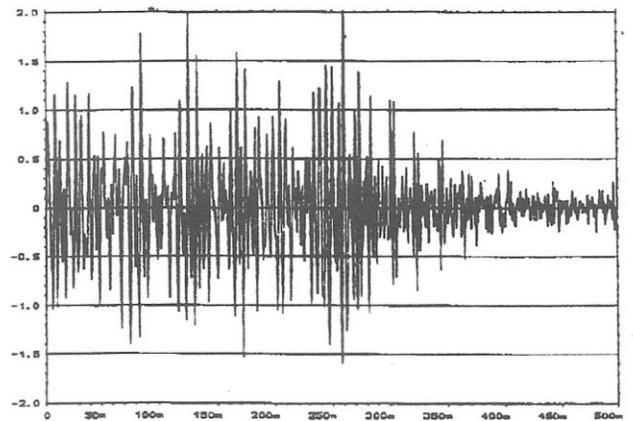
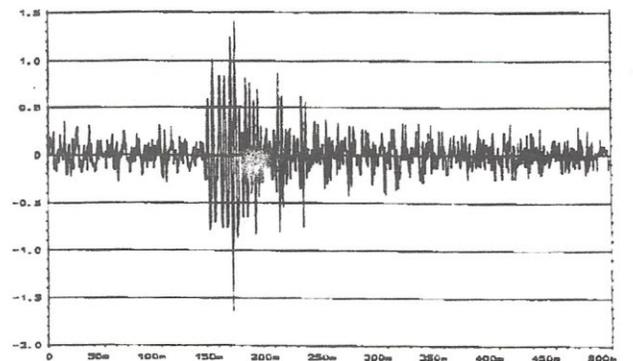


Figura 11 - Instalação da mola entre placa de pressão e mola membrana

As Fig. 12a e 12b mostram o sinal de aceleração no garfo sem e com mola, onde se observa a modificação da frequência e conseqüente atenuação da amplitude.



a) Aceleração sem mola



b) Aceleração com mola

Figura 12 - Sinal de aceleração no Garfo

A Fig 13 - mostra um quadro geral da avaliação subjetiva do nível de ruído no interior do veículo.

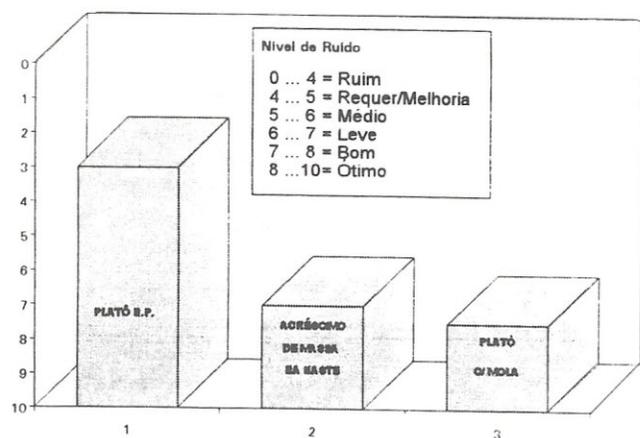


Figura 13 - Nível subjetivo de ruído (Roar Noise) no interior da cabine

CONCLUSÃO:

Este trabalho mostra duas alternativas para a redução da vibração e ruído ao acionar o pedal de embreagem.

Os modos de vibração do motor devem ser estudados como sendo outra alternativa para a redução da vibração e ruído.

A introdução de massa no sistema de acionamento foi a melhor alternativa para o veículo F-1000 Turbo.

A inserção da mola entre placa de pressão e mola membrana apresentou alguns implicativos (Perda de recuo da placa, processo de fabricação da mola extremamente preciso)

REFERÊNCIAS:

- [1] - Cambridge at the university pres - A.Handbook on Torcional Vibration.
- [2] - Samir N.Y.Gerges - Ruído Fundamentos e Controle
- [3] - Robert R. Vierck - Vibration Analysis
- [4] - Sadao hayashi - Utilização de massa para amortecimento dinâmico.

CARACTERIZAÇÃO ACÚSTICA DO BANCO DE PROVAS DE MOTORES DA METAL LEVE USANDO INTENSIDADE SONORA

João Luís de Souza Lima

Metal Leve

Eliezer Alcides Pacheco e Samir N. Y. Gerges

UFSC - Universidade Federal de Santa Catarina

Campus Universitário - Florianópolis SC

1. INTRODUÇÃO

Bancos de prova de motores são salas destinadas a avaliar o desempenho de motores e de seus componentes. Seria interessante para a Metal Leve que nestas mesmas salas fosse possível a avaliação de ruído de motores sem que houvesse a necessidade de salas com tratamento acústico especial. O custo de câmaras anecóicas torna-se elevado quando se trata de motores [1], devido ao seu tamanho e a problemas com segurança com combustíveis, temperaturas elevadas, etc.

Algo desejável de toda avaliação de ruído é determinar a potência sonora das fontes envolvidas e o caso de motores não foge à essa regra. Entretanto, sabe-se que para a determinação da potência sonora em salas que não sejam anecóicas ou reverberantes é aconselhável o uso da técnica de **intensidade sonora** (IS) [2].

Para se investigar com que precisão era possível se obter a potência sonora de motores a partir de IS foi feito um trabalho de caracterização acústica do Banco de Provas nº 1 do Laboratório de Motores da Metal Leve. Para tal trabalho foram utilizados o equipamento analisador de sinais e sonda de intensidade sonora, onde foi medida a intensidade e calculada a potência de uma fonte sonora calibrada inserida nesta sala.

As medições envolvidas foram feitas baseadas na norma ISO 9614 [3] que indica com que precisão se determina a potência sonora a partir de medidas de intensidade. Tal norma utiliza os conceitos de **indicadores de campo sonoro** [4], que são as grandezas que revelam com que precisão o campo sonoro permite o cálculo da potência sonora a partir da medição de intensidade sonora.

2. OS INDICADORES DE CAMPO SONORO E DO EQUIPAMENTO DE MEDIÇÃO

A grandeza mais utilizada neste trabalho é o indicador de campo pressão-intensidade (L_{pi}) ou *index pressão-intensidade*, previsto na ISO 9614. Este indicador é uma grandeza obtida a partir de medição simultânea de pressão sonora e da IS nos microfones nos pontos de medição dentro de um campo sonoro. Ele é dado pela eq. 1, onde L_p é o nível de pressão sonora e L_I é o nível de IS em valor absoluto (O termo logarítmico leva em conta as características do ambiente e é geralmente desprezível).

$$L_{pi} = L_p - L_{|I|} - 10 \log \left[I_0 / (p_0^2 / \rho c) \right] \quad (1)$$

Esse index é então basicamente a diferença dos níveis de pressão e intensidade sonora em um dado ponto de medição e é calculado para cada faixa de frequência de interesse. Valores elevados do index para uma certa banda tem um ou mais dos seguintes significados:

- Presença de ruído de fundo neste ponto.
- Fonte sonora com baixa diretividade.
- O ponto medido está em campo próximo.
- Há presença de reverberações no campo acústico.

Como as características mostradas acima são relativas ao campo sonoro medido, costuma-se chamar o index calculado acima de **indicador de campo sonoro**. Contudo, o index isoladamente não revela a precisão com que se obtém a potência sonora a partir de medições de intensidade. Será

necessário definir uma grandeza relativa ao equipamento de medição, o que será feito em seguida.

Além do indicador de campo sonoro, define-se também o indicador pressão-intensidade do equipamento (L_{pi}), também chamado de *index residual*, que é a precisão com que o equipamento pode efetuar medidas de IS. Ele é medido com o arranjo mostrado na figura 1, onde é montada a sonda de IS e é gerada uma onda plana de larga faixa de frequências (ruído-rosa). Teoricamente, com esse arranjo, a sonda deveria medir **intensidade zero para todas as bandas de frequência** devido ao fato das ondas sonoras estarem incidindo a 90° da sonda. Na prática, contudo, isso não ocorre, e o L_{pi} ao invés de resultar em um espectro plano, tem o aspecto mostrado na figura 2 para o equipamento usado.

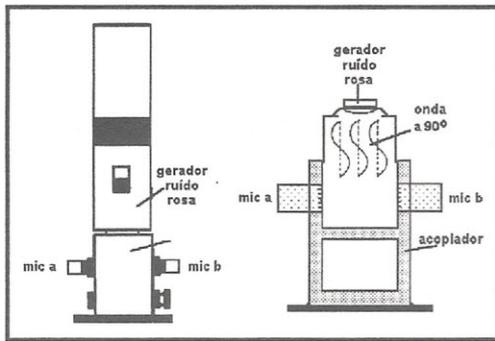


Figura 1 - Arranjo para medição do index residual do equipamento

Estando definidos L_{pi} e L_{p10} , garante-se que se a diferença $L_{p10} - L_{pi}$ for maior que 7 dB haverá um erro menor que 1 dB no cálculo da potência sonora [2] [5] (equação 2). Fisicamente, isso garantirá uma diferença de fase do sinal cinco vezes maior que a diferença de fase do equipamento de medição e é o que está sendo buscado como fator que qualifica o ambiente acústico estudado.

$$L_{p10} - L_{pi} \geq 7\text{dB} \Rightarrow \text{erro} \leq 1\text{dB} \quad (2)$$

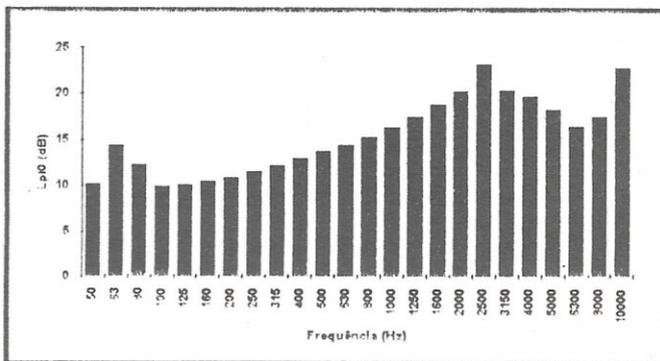


Figura 2 - O indicador pressão-intensidade L_{p10} do equipamento utilizado

3. CARACTERÍSTICAS DA SALA DO BANCO DE PROVAS

O banco de provas BP nº 1 da ML foi escolhido para ser o campo acústico onde se pretendia avaliar a precisão de se obter potência sonora de motores a partir de medidas de intensidade. O motor de combustão interna, geralmente testados nestas salas, foi substituído por uma fonte de potência sonora conhecida, a B&K 4205. As vantagens de se utilizar esta fonte são de se conhecer a potência sonora sendo gerada, o que seria uma variável extra se utilizasse um motor.

A fonte em questão foi então colocada na altura média de um motor de dimensões convencionais. A fonte permite a emissão de ruído branco na faixa de 50 Hz a 10 kHz, variando de $L_w = 60$ dB a $L_w = 100$ dB re 1pW. Pretendia-se, com esta fonte, simular-se a potência sonora emitida por uma vasta gama de motores, desde o ruído de motores Otto em baixa rotação ($L_w \sim 75$ dB) até motores Diesel em rotação elevada ($L_w \sim 95$ dB).

Foi construída uma superfície de medição cúbica de 740 mm de aresta em torno da fonte sonora (figura 3), onde puderam ser feitas as medições para avaliação do campo sonoro dentro do BP. As dimensões da sala estudada estão mostradas na figura 3. O BP nº1 está próximo a uma linha de usinagem e uma rua por onde circulam empilhadeiras e as paredes da sala possuem um tratamento acústico de material absorvente constituído por placa perfurada de amianto com revestimento de lã de vidro entre a placa e as paredes de blocos de cimento.

4. RESULTADOS DAS MEDIÇÕES EFETUADAS

O indicador de campo L_{pi} foi avaliado variando-se a potência sonora da fonte sonora B&K 4205 desde 75 dB até 95 dB re 1 pW. A intenção aqui era se descobrir para qual potência sonora da fonte se obtinha o melhor L_{pi} . As potências sonoras escolhidas objetivavam simular aproximadamente a potência sonora emitida pelos motores comumente testados na ML. Os motores correspondentes

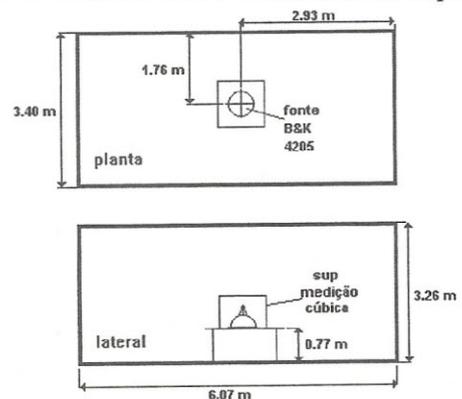


Figura 3 - Dimensões principais da sala estudada

à essas potências sonoras estão mostrados na tabela 1.

Na figura 4 estão mostrados os resultados do index L_{pi} para as diversas potências sonoras simuladas na fonte B&K 4205. Estão também mostrados neste gráfico os valores de L_{p10} obtidos no ítem 2. Podem-se fazer as seguintes observações com relação a esses resultados:

- A diferença $L_{p10} - L_{pi}$ da equação 2 é maior que 7 dB para todas as potências da fonte acima da banda de 160 Hz, o que garante erro menor que 1 dB para determinação da potência sonora.
- Para as baixas frequências os resultados de $L_{p10} - L_{pi}$ não obedecem a equação 2. Contudo, sabe-se que a parcela mais significativa do ruído de motores está na faixa de 400 - 3.5 kHz, onde a equação 2 é atendida plenamente.
- Os valores de L_{pi} diminuem na medida que a potência sonora da fonte aumenta. Com isso, podemos concluir, baseado na tabela 1, que **quanto mais ruído o motor produzir, maior será a precisão no cálculo da sua potência sonora.**

Finalizados o estudo dos indicadores, estimava-se uma

boa precisão para a potência sonora. Para verificar-se essa hipótese, foi feita novamente uma montagem com a fonte sonora B&K 4205, emitindo uma potência sonora constante de 80 dB re 1 pW.

Foram adotadas as metodologias de medição de intensidade ponto-a-ponto (pap) e varredura [2]. A medição pap foi feita de duas maneiras distintas, dividindo-se primeiramente cada uma das cinco faces da superfície de medição em 25 pontos e em seguida dividindo-se de cada face em apenas 4 pontos com objetivo de redução de tempo de medição. A técnica de varredura também foi adotada para cada uma das cinco faces. Os resultados da potência calculada com os valores da IS estão mostrados na tabela 2.

Dos resultados obtidos pode ser observado o seguinte:

- Todas as três metodologias adotadas conseguiram se aproximar bastante da potência sonora nominal da fonte (80 dB re 1 pW), o que revela uma excelente precisão do campo sonoro e da técnica escolhida.
- A metodologia de varredura, apesar de ser a mais rápida adotada, com 5 minutos de tempo total de medi-

Potência da Fonte Sonora (dB re 1 pW)	Condição Simulada
75	Motor Otto, 1600 rpm, 4 cil, s/ carga
80	Motor Otto, 2500 rpm, 4 cil, s/ carga
85	Motor Otto, 3500 rpm, 4 cil, s/ carga
90	Motor Diesel, 1800 rpm, baixa perf, IDI
95	Motor Diesel, 2500 rpm, alta perf, IDI

Tabela 1 - Condições simuladas de potência da fonte B& K 4205 para o cálculo de L_{pi}

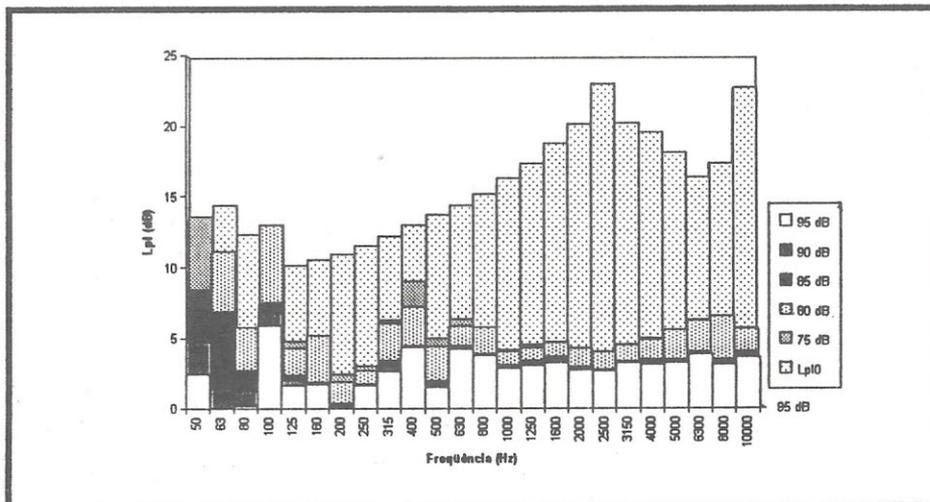


Figura 4 - Index para diversas potências sonoras de fonte B&K 4205 e comparação com index residual

	Sup	Trás	Frente	Esq.	Dir.	Potênci Total (dB)	Erro
<i>pap (25pts)*</i>	73,4	71,3	71,8	71,4	70,8	78,83	1,46%
<i>pap(4 pts)*</i>	74,8	72,5	73,1	71,9	72	79,98	0,02%
<i>varr (t=1 min)*</i>	73,8	71,9	71	72	72,2	79,27	0,91%

*para cada uma das faces da superfície de medição

Tabela 2 - Resultados de potência sonora para as três medições efetuadas

ção, conseguiu resultado ainda melhor que a pap de 25 pontos por face. Isso se deve certamente a oscilações do ruído de fundo, já que a pap de 25 pontos é a mais demorada metodologia de todas (tempo total de 41 min 40 s).

5. CONCLUSÕES

- O Banco de Provas nº 1 da ML apresentou um campo acústico bastante adequado para a medição de ruído de motores através da técnica de intensidade sonora. O uso de câmaras anecóicas fica restrito portanto aos casos onde se deseje precisão maior que a de engenharia.

- Os resultados mostraram que quanto mais ruidoso for o motor a ser medido, maior será a precisão na determinação de sua potência sonora.

- A técnica de medição de intensidade sonora por varredura revelou resultados similares aos da técnica ponto-a-ponto, devendo ser bastante utilizada devido ao seu baixo tempo de medição.

- Os erros em baixas frequências ocasionados pela adoção do espaçador de 12 mm para a sonda não acarretaram erros significativos na determinação da potência sonora.

- Os indicadores de campo sonoro e do equipamento apresentaram valores excelentes na faixa de 400 - 3.5 kHz, que é considerada a faixa mais importante de emissão ruído de motores pela literatura.

- O ruído de fundo de baixa frequência na sala estudada, não prejudicou a precisão do cálculo da potência sonora.

6. BIBLIOGRAFIA

- [1] Lima, J.L.S.; Nakai, R.S.; Azevedo, M.N.D.; "Redução de Ruído de Motores Através do Uso de Mancais Poliméricos" - II SIBRAV - agosto, 1993.
- [2] Fahy, F.J., "Sound Intensity" - Elsevier Applied Science - 1989.
- [3] ISO/TC 43/SC 1/WG 25 - "Acoustics - Determination of the Sound Power Levels of Noise Sources Using Sound Intensity Measurement" - January, 1986.
- [4] Maurin, M. et al; "Field Indicators" - Noise Control Engineering Journal - July-August, 1990.
- [5] Nielsen, T.G.; "Intensity Instrumentation for Standardized Sound Power Determination" - Symposium on Acoustic Intensity - Tokyo, January, 1988.
- [6] Beranek, L.L.; Vér, I.L; "Noise and Vibration Control Engineering" - John Wiley and Sons - 1992.

7. AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer a colaboração da FINEP - Financiadora de Projetos do CNPq, na compra dos equipamentos de medição de intensidade sonora usados neste trabalho, sem os quais não seria possível a sua realização.

NOTÍCIAS

REUNIÕES DAS SOCIEDADES LATINO-AMERICANAS DE ACÚSTICA

Em 1994 foram realizadas duas reuniões das Sociedades Latino-Americanas de Acústica .

A primeira foi realizada durante o I Congresso Brasil/Argentina e 15 Encontro da SOBRAC, em abril de 1995 - Florianópolis - SC - Brasil, com participação da Sociedade Brasileira de Acústica (SOBRAC), Associação dos Acústicos Argentinos (AdAA), Instituto Mexicano de Acústica e representantes da Sociedade Chilena de Acústica.

A segunda foi durante a 3ª Jornada de Estudantes de Engenharia Acústica e o 1º Encontro Internacional de Acústica no Chile (INGEACUS'94), acontecido em Valdivia/Chile, de 07 a 10 de dezembro de 1994, contando com a presença da Sociedade Brasileira de Acústica (SOBRAC), da Associação dos Acústicos Argentinos (AdAA), da Sociedade Peruana de Acústica (SPA) e da Sociedade Chilena de Acústica. Foram discutidas formas de colaboração recíprocas, definidas através das seguintes recomendações:

1. A Sociedade Chilena de Acústica se reorganizará, reativando seu estatuto e lista de sócios, que em levantamento realizado durante o encontro somou cerca de 65 nomes. Sua representação será em Valdivia e Santiago (Ver endereço na página 72).
2. Discutida a possibilidade da realização do II Congresso Latino Americano de Acústica e Vibrações em Córdoba/Argentina, em Outubro/96, ficou a cargo da AdAA estudar a viabilização deste evento.
3. Discutida, também, a possibilidade de estender-se a distribuição da Revista "Acústica & Vibrações", da SOBRAC, aos participantes de outras associações. A SOBRAC comprometeu-se a enviar determinada quantidade de exemplares da revista a cada associação, de acordo com o respectivo número de sócios de cada uma. Os exemplares deverão ser distribuídos por cada uma das associações.
4. A SOBRAC comprometeu-se a atuar como correspondente das notícias e informações sobre a América Latina para o Instituto Internacional de Engenharia de Controle de Ruído e, também, sua revista "International Noise News"(INN), da qual a SOBRAC é membro.
5. Os representantes da SOBRAC, AdAA, SPA e Sociedade Chilena de Acústica, reconheceram o esforço dos alunos do Instituto de Acústica da Universidade Austral de Chile na organização do INGEACUS'94. Aproveitaram a oportunidade para demonstrar a gran-

de satisfação em observar jovens "acústicos" do Chile dispostos a enfrentar os desafios tecnológicos e a dar continuidade ao desenvolvimento da Acústica na América Latina. Também prestaram homenagem à Comissão Organizadora, na pessoa de Christopher H. Rooke e do Prof. Jorge Arenas B., e agradeceram o apoio recebido da Universidade Austral de Chile, da VTR Telecomunicações, da Acústica SAM, do COASIN Instrumentacion Control, da Sociedad A.D.S. Ltda., do Isla Teja Hotel e da Constructora Socovesa.

6. Solicitado a todos os interessados na área de Acústica e Vibrações na América Latina, a entrarem em contato com seus respectivos representantes em cada país, a saber:

BRASIL

SOBRAC - Sociedade Brasileira de Acústica
Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC

Depto. de Engenharia Mecânica - Lab. de Vibrações e Acústica
Cx. Postal 476 - Florianópolis - SC, Brasil , CEP: 88040-900
Tel.:(048)234-4074 ou 231-9227, Fax.:(048)234-1524 ou 234-1519
Att.: Prof. Samir N. Y. Gerges, Ph.D.-Presidente da SOBRAC

ARGENTINA

AdAA - Associação dos Acústicos Argentinos

Laboratório de Acústica CIC

Camino Centenario y 506

1987 - Gonnet - Prov. de Buenos Aires

Tel/Fax: 54-21-842686

Att.: Antonio M. Méndez - Presidente da AdAA

PERU

SPA- Sociedade Peruana de Acústica

Garcilazo de la Vega 163

Salamanca de Monterrico

Lima 3 - PERU

Telefone:(51 14)351151

Fax.: (51 14)468351

Att.: Arq. MSAS Carlos J. Dianderas -Presidente Fundador

MÉXICO

Instituto Mexicano de Acústica

C.P. 75805

Col. Linda Vista 07300

D.F. - México

Fax: (5)682-2830

Att.: Sergio Beristain - Presidente

CHILE

Sociedade Chilena de Acústica - em fase de reativação, atualmente com três representantes provisórios:

■ **Arquiteto Leonardo Parma**

San Francisco, 1138
Santiago - Chile
Te: (562)555-6366
Fax: (562)551-7920

■ **Prof. Jorge Arenas**

Universidade Austral de Chile
Facultad de Ciências de la Ingeniería

Instituto de Acústica

Casilla, 567, Valdivia, Chile
Tel: (063) 213911 ou 2211338
Fax: (063) 213986

■ **Prof. Eugenio Collados Baires**

Universidade de Santiago de Chile
Depto de Física
Casilla, 307 - Correo 2, Santiago, Chile
Fax: 562-776-3322

Esta notícia foi elaborada pelo Prof. Samir N.Y. Gerges, presidente da SOBRAC e Eng. Antonio M. Méndez, Presidente da AdAA

X ENCONTRO INTERNACIONAL DE AUDIOLOGIA 08 A 11 DE ABRIL DE 1995 - BAURU - SP

O Encontro Internacional de Audiologia, que acontece desde 1985, terá sua décima versão em 1995, na cidade de Bauru, estado de São Paulo, durante os dias 8 e 11 de Abril. As inscrições poderão ser feitas na Secretaria do Encontro, no endereço, telefone e fax relacionados abaixo. O prazo para envio dos trabalhos de tema livre é até dia 09/02/95 e as informações sobre o formato no qual já deverão ser apresentados devem ser obtidas no mesmo local.

O objetivo do Encontro é reunir profissionais da área de Audiologia, Otorrinolaringologia, Psicologia, Pedagogia, Serviço Social e Lingüística, dentre outras, para atualização de dados clínicos e exposição de suas conquistas no campo da pesquisa.

O Encontro oferecerá palestras, cursos e fóruns de debates (Crianças e Audição, Reabilitação Aural, Aparelhos de Amplificação Sonora, Ruído e Meio Ambiente), organizados de forma a possibilitar a troca de opiniões entre profissionais da área, além da divulgação de informações, tanto a nível nacional quanto internacional. Serão oferecidas oportunidades para graduandos e graduados que já possuam vivência em pesquisa, cumprindo a dupla função de oferecer espaço para atualização científica e de colaborar na formação de jovens estudantes e profissionais de Audiologia.

Informações através de:

Sector de Eventos - Hospital de Pesquisa e Reabilitação de Bauru - USP
Secretaria do X Encontro Internacional de Audiologia
Rua Silvio Marchione, 3-20 - CEP. 17043-900 - Bauru/SP
Telefone: (0142)23-5688 ou 24-3177, r: 130 - Fax: (0142) 34-7818

III SIBRAV

SIMPÓSIO BRASILEIRO DE ACÚSTICA VEICULAR

28 E 29 DE AGOSTO DE 1995 - São Paulo - SP - Brasil

Organização: Sociedade Brasileira de Acústica - SOBRAC

LOCAL:

AUDITÓRIO NOBRE DO INSTITUTO DE ENGENHARIA
Av. Dante Pazzanese, 120 - São Paulo

1ª CHAMADA DE TRABALHOS

30/04/95

Data limite para o envio de resumo de até 250 palavras, incluindo título, autores e afiliação dos

mesmos. Enviar endereço completo, bem como telefone e fax para contato.

15/05/95

Data de comunicação do aceite dos resumos.

30/06/95

Data limite para o envio de resumo estendido em até 06 páginas em formato e regras a serem divulgadas oportunamente. Os artigos deverão ser redigidos em português ou inglês.

28 e 29/08/95

Realização do III SIBRAV

Cada trabalho terá 15 minutos para apresentação, seguidos de 05 minutos para discussões.

Será Cobrada uma taxa de inscrição reduzida para sócios da SOBRAC. Informações:

Sociedade Brasileira de Acústica - SOBRAC
Depto de Eng. Mecânica da UFSC
Campus Universitário - Cx. Postal 476
88040-900 - Florianópolis SC
Tel: (048) 231-9227/234-4074

Fax: (048) 234-1524/234-1519

Att. Profº Samir N. Y. Gerges, Ph.D

Os artigos técnicos deverão ser encaminhados à produtora do evento:

ATENÁ ESTÚDIO CULTURAL

Rua Joaquim Antunes, 489

05415-011 - Pinheiros - São Paulo

Fone: (011) 883-5306

Fone e Fax (011) 853-4667

COMISSÃO ORGANIZADORA

Hélcio Onusic - Mercedes Benz/ Instituto de Física da USP

Honório Lucatto - Waytech

Luiz Carlos Ferraro - Mercedes Benz

Marcos F. Piai - Brüel & Kjaer

Mário Pimentel - Vibranihil

Mauricy Souza - Illbruck

Sadao Hayashi - S&V Consultoria

DINAME 95

VI SYMPOSIUM ON DYNAMIC PROBLEMS OF MECHANICS

06 A 10 DE MARÇO 1995

LOCAL:

Hotel Glória
Caxambu - Minas Gerais - Brasil

ENDEREÇO PARA CONTATO:

DINAME 95
UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
CETEC - Departamento de Engenharia Mecânica
Campus Santa Mônica - Bloco M
38400-902 - Uberlândia - MG
Tels.: (034) 235-3363 e (034) 235-0382
Fax.: (034) 236-0466
E-Mail DINAME @ BRUFU, BITNET

III ENCONTRO NACIONAL E I ENCONTRO LATINO-AMERICANO

DE CONFORTO NO AMBIENTE CONSTRUÍDO E

I ENCONTRO LATINO-AMERICANO

04 a 07/07/95 - Gramado/RS

INFORMAÇÕES:

FUNDAÇÃO DE CIÊNCIA E TECNOLOGIA

Rua Washington Luiz, 675
90010-460 - Porto Alegre - RS, Brasil
Tel. (051) 221 4688 - Fax (051) 226 0207
Att. Dr. Miguel A. Sattlár

**CONGRESSO INTERNACIONAL DE
ENGENHARIA DE CONTROLE DE RUÍDO**

INTER-NOISE 95

10/07 A 12/07/1995

LOCAL: NEWPORT BEACH - CALIFÓRNIA - E.U.A. - FAX 00-1-914-473-9325 *OK*

.....

**CONGRESSO INTERNACIONAL DE
ENGENHARIA DE CONTROLE DE RUÍDO**

INTER-NOISE 96

30/07 A 02/08/1996

LOCAL: LIVERPOOL - INGLATERRA - FAX 44-0-721-850553

.....

00-44-51-721 850553

**II CONGRESSO INTERNACIONAL DE
PESQUISA EM ACÚSTICA E MÚSICAS**

MAIO 1995

LOCAL: FERRARA - ITÁLIA - FAX.: 00-39-532-732250

.....

SOFTWARE PARA CONTROLE DE RUÍDO

EURO-NOISE 95

21/03 A 23/03/1995

LOCAL: LYON - FRANÇA - FAX.: 33 - 44 - 58.3400

.....

15º CONGRESSO INTERNACIONAL DE ACÚSTICA

20 A 30/06/1995

LOCAL: TRONDHEIM - NORWAY - FAX.: 47 -359 - 4302

.....

**IV CONGRESSO E EXPOSIÇÃO INTERNACIONAIS DE TECNOLOGIA
DA MOBILIDADE - SAE BRASIL 95**

02 À 04/10/1995

LOCAL: SÃO PAULO - SP - BRASIL - TEL. (011) 289 3166 - FAX (011) 288 6599

.....

**7º CONGRESSO BRASILEIRO DE ERGONOMIA,
3º CONGRESSO LATINO-AMERICANO E IEA 95**

16 À 20/10/1995

LOCAL: RIO DE JANEIRO - RJ - BRASIL - TEL. (021) 286 3536 - FAX (021) 246 1314

.....

Para receber todas as revistas semestrais da SOBRAC, associe-se,
preenchendo a Ficha de Inscrição abaixo:

FICHA DE INSCRIÇÃO

(Edição Nº 14 - Dezembro de 1994.)

SOBRAC - Sociedade Brasileira de Acústica

UFSC/EMC/LVA - Campus Universitário

Caixa Postal: 476 - CEP: 88040-900 - Florianópolis - SC

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

Fone: (048) 231-9227 ou 234-4074 / Fax: (048) 234-1519 ou 234-1524

NOME: _____

Data e Local Nasc.: _____

Graduação: [] sim [] não Especialidade: _____

Ocupação Principal? _____

ENDEREÇO PESSOAL:

Rua, Nº Bairro: _____

CEP - Cidade-Estado-País: _____

Fone e Fax: _____

ENDEREÇO PROFISSIONAL:

Empresa/Instituição: _____

Cargo: _____

Rua e Nº.: _____

Bairro e Cidade: _____

CEP-Cidade-Estado: _____

Fone e Fax: _____

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

ÁREAS DE INTERESSE PRINCIPAL

CATEGORIA: EFETIVO [] INSTITUCIONAL [] ESTUDANTE []

(Autônomo ou Individual)

(Empresas)

Caso INSTITUCIONAL, favor fornecer dados dos representantes

Primeiro Representante - Nome: _____

Endereço: _____

Segundo Representante - Nome: _____

Endereço: _____

* Usar verso para adicionar mais representantes

Local: _____ Data: _____

Assinatura: _____

Revista “Acústica & Vibrações” da SOBRAC

A revista “Acústica & Vibrações” da Sociedade Brasileira de Acústica (SOBRAC) é uma publicação Semestral desde 1987 com artigos técnicos/informativos nas seguintes áreas:

- * Controle de Ruído
- * Ruído Comunitário e Poluição Sonora
- * Ruído em Edificações e Conforto Acústico
- * Acústica e Vibrações Veicular
- * Conservação da Audição
- * Efeito de Ruído e Vibração no Homem
- * Vibrações Mecânicas
- * Isolamento de Vibrações e Choques
- * Instrumentação para Acústica e Vibrações
- * Medições, Análise e Processamentos de Sinais
- * Normas Nacionais e Internacionais

A revista é distribuída para os sócios da SOBRAC e para Associação dos Acústicos Argentinos (AdAA), Sociedade Chilena de Acústica, Sociedade Peruana de Acústica (SPA) e Instituto Mexicano de Acústica. A revista tem 1500 exemplares de tiragem.

Chamada de Trabalhos para Publicação na Revista

Os trabalhos poderão ser enviados em língua Portuguesa ou Espanhola. Os artigos enviados deverão refletir soluções para problemas de ruído e/ou vibrações nas áreas acima citadas, também serão bem vindos casos práticos de estudos e notas técnicas.

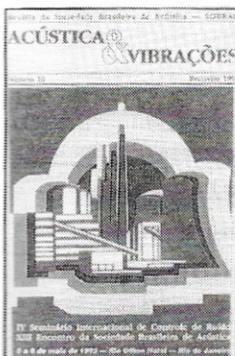
Os originais do trabalho deverão ser enviados em papel A4 impressão a Laser ou Deskjet, em duas colunas 8 x 24cm cada (conforme modelo dos trabalhos nesta revista) junto com cópia em disquete de computador digitado em formato de Microsoft Word 6 ou compatível. As equações matemáticas, de preferencia, deverão ser digitadas no computador dentro do mesmo arquivo de texto do trabalho.

As figuras e tabelas deverão estar dentro da largura de 8 cm (uma coluna) ou 17 cm (duas colunas) no máximo, e deverão ser enviadas em arquivos separados no disquete; os originais das fotografias deverão ser enviados. As referências bibliográficas deverão ser listadas no final do trabalho, numeradas em [1] e citadas dentro do texto. O lay-out do trabalho será feito pela revista (ver modelo dos trabalhos nesta revista), é importante enviar o artigo em disquete acompanhado com cópia impressa.



Edição Número 11/Octubro 92

- * Motivando os Trabalhadores a usar Dispositivos de Proteção Auditiva
- * A Perda Auditiva Induzida por Ruído e a Atual Legislação
- * Diseño y Construcción de la Cámara Anecoica del Laboratorio de Acústica y Luminotecnia de la C.I.C. - Rep. Argentina
- * Instrumentación de un Analizador de Espectros con una PC
- * Trabalhos apresentados no IV SICOR e XII Encontro da SOBRAC - 1992



Edição Número 10/Fevereiro 92

- * Diferença das Perdas Auditivas Induzidas pelo Ruído de Trabalhadores de Atividades Distintas em uma mesma Indústria
- * Validação Diagnóstica de Audiometrias Industriais
- * Efeitos da Poluição Sonora no Sono e na Saúde Geral-Ênfase Urbana
- * A Poluição Sonora em Belo Horizonte
- * Simulação Acústica por Computador
- * O Poder da Energia Sônica
- * Acústica Y Arquitectura. Una Metodologia para su Integracion
- * Avaliação dos Níveis de Ruído em Tratores Agrícolas, e seus Efeitos sobre o Operador

**ASSOCIAR-SE À SOBRAC TRAZ O MUNDO
FASCINANTE DA ACÚSTICA E
VIBRAÇÕES ATÉ VOCÊ**