

FACUNDO DANIEL MAIZTEGUI CARRERA  
NºUSP 1019110

## Projeto de Isolamento Acústico para Ventilador Industrial

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

PMC-581 Projeto Mecânico II

Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica – Energia e Fluidos

Orientador: Prof. Alberto Hernandez Neto

São Paulo  
2001

A PROVA  
Dado  
02/11/2001

## Sumário

<b>PROJETO DE ISOLAMENTO ACÚSTICO PARA VENTILADOR INDUSTRIAL.....</b>	<b>1</b>
<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>6</b>
<b>2. OBJETIVOS.....</b>	<b>7</b>
<b>3. O SOM .....</b>	<b>8</b>
3.1. INTRODUÇÃO .....	8
3.2. O DECIBEL (DB) .....	10
3.3. NÍVEL DE INTENSIDADE ACÚSTICA (NI).....	11
3.4. NÍVEL DE PRESSÃO SONORA (NPS) .....	12
3.5. NÍVEL DE POTÊNCIA SONORA (NWS) .....	12
3.6. COEFICIENTE DE TRANSMISSÃO ( $\alpha_T$ ).....	13
3.7. PERDA POR TRANSMISSÃO (PT).....	13
<b>4. CARACTERÍSTICAS DOS MATERIAIS ISOLANTES ACÚSTICOS.....</b>	<b>14</b>
4.1. INTRODUÇÃO .....	14
4.2. GRAU DE POROSIDADE.....	15
4.3. ESPESSURA .....	15
4.4. FREQUÊNCIA .....	15
4.5. TIPO DE MONTAGEM.....	16
<b>5. TIPOS DE MATERIAIS ISOLANTES ACÚSTICOS.....</b>	<b>18</b>
<b>6. DISPOSITIVOS ISOLADORES/REDUTORES DE RUÍDO .....</b>	<b>19</b>
6.1. SILENCIADORES RESISTIVOS.....	19
6.2. DISPOSITIVOS REATIVOS .....	27
6.2.1. <i>Introdução</i> .....	27
6.2.2. <i>Ressonadores de Helmholtz</i> .....	28
6.2.3. <i>Painéis Vibrantes Tipo Membrana</i> .....	29
6.2.4. <i>Painéis com Face Perfurada</i> .....	31
<b>7. ISOLAMENTO DE VIBRAÇÕES .....</b>	<b>34</b>
7.1. INTRODUÇÃO .....	34
7.2. FUNDAMENTOS DO ISOLAMENTO DE VIBRAÇÕES .....	37
7.3. PROCEDIMENTOS DE PROJETO.....	43
7.4. SISTEMA COM VÁRIOS GRAUS DE LIBERDADE .....	44
7.5. OUTROS FATORES NO PROJETO DE ISOLAMENTO .....	47
7.5.1. <i>Ressonância do sistema</i> .....	47
7.5.2. <i>Rigidez da Base</i> .....	48
7.6. TIPOS E CONFIGURAÇÕES DE ISOLADORES DE RUÍDO.....	51
7.6.1. <i>Isoladores Metálicos</i> .....	51
7.6.2. <i>Isoladores de Elastômeros</i> .....	52
7.6.3. <i>Isoladores Pneumáticos</i> .....	53
7.6.4. <i>Isoladores tipo junta flexível</i> .....	54
<b>8. CÁLCULO DE RUÍDOS DE VENTILADORES E EXAUSTORES .....</b>	<b>55</b>
8.1. INTRODUÇÃO .....	55
8.2. FONTES DE RUÍDO.....	56
8.3. PREDIÇÃO DO NÍVEL DE POTÊNCIA SONORA .....	58
8.3.1. <i>Predição da Potência Sonora através da Eficiência Máxima</i> .....	58
8.3.2. <i>Predição do Nível de Potência Sonora através das características do Rotor</i> .....	59

<b>9. ESTUDO DE CASO: ISOLAMENTO ACÚSTICO DE VENTILADOR DE PROCESSO NA EMPRESA SAMARCO MINERAÇÃO S.A. ....</b>	<b>61</b>
9.1. CÁLCULO DO ISOLAMENTO ACÚSTICO .....	62
9.2. CÁLCULO DOS CUSTOS ENVOLVIDOS NO ISOLAMENTO DA TUBULAÇÃO .....	73
<b>10. CONCLUSÃO .....</b>	<b>76</b>
<b>11. ANEXOS - ATUALIDADES EM ISOLANTES ACÚSTICOS.....</b>	<b>78</b>
<b>12. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS E SITES.....</b>	<b>89</b>

## Resumo

O isolamento acústico torna possível a utilização de máquinas e equipamentos que sem o isolamento seriam impossibilitados de operar, ou caso operassem causariam enormes danos à saúde de quem os operasse, ou simplesmente fosse exposto ao ruído produzido.

Neste trabalho de conclusão de curso são expostos conhecimentos aprofundados de forma significativa na área de isolamento acústico. Foram estudados o som, os diferentes materiais isolantes acústicos, o isolamento de ruídos e vibrações, e por fim, foi projetada uma solução para o isolamento acústico de um ventilador industrial de grande porte.

## Abstract

Acoustic Insulation allow the use of machines and equipments that without that insulation would not be able to operate, or in case of operation, it would cause health damage of whom its sound achieve.

This work shows large knowledge about acoustic insulation. There were studied sound, acoustic insulation materials, insulation of noise and vibration, and after all, a solution for the acoustic insulation design of a large industrial fan.

## **1. Introdução**

Este trabalho tratará de um problema que a muito vem preocupando a sociedade, o controle de ruído. Sabe-se que esta onda mecânica pode ser prejudicial à saúde, que a exposição excessiva ao ruído pode causar desde um prejuízo à audição até a surdez permanente.

Assim sendo, esse problema é cada vez mais motivo de preocupação do ser humano devido ao enorme crescimento da população e da indústria, e tão logo o aumento da emissão de ruído que vem se verificando, acompanhado de uma legislação que exige cada vez mais a diminuição desse nível de ruído.

Ao longo dos anos, uma série de técnicas e de materiais foram desenvolvidos para fornecer o melhor isolamento acústico possível para cada situação.

## **2. Objetivos**

Este trabalho tem o objetivo de analisar os isoladores de ruído, ou seja, as diferentes técnicas utilizadas pela engenharia com os diferentes tipos de materiais ou conjunto de materiais visando a redução de ruído. Serão discutidos características, vantagens e desvantagens desses isoladores de ruído acústicos.

Por fim, serão aplicados estes conceitos para o projeto de isolamento acústico de um ventilador industrial de grande porte.

## **3. O Som**

### **3.1. Introdução**

O som se caracteriza por flutuações de pressão num meio compressível. Isso não significa que toda flutuação de pressão será audível ao atingir o ouvido humano. Para que isso ocorra é preciso que a amplitude e frequência dessas flutuações estejam dentro de determinadas faixas de valores. O ouvido não responde da mesma maneira para as diferentes amplitudes e frequências, assim sendo para que se tenha uma idéia, a 20 Hz são necessários 75 dB de amplitude para que o som seja audível, já a 4000 Hz, bastam 5 dB.

O som é uma forma de energia que é transmitida pela colisão das moléculas do meio, umas contra as outras, sucessivamente. Portanto o som pode ser representado por uma série de compressões do meio em que se propaga, a partir da fonte sonora.

Vale ressaltar que não há deslocamento de matéria nessa onda e não há transferência de matéria, apenas energia, excetuando-se os pontos nas proximidades de grandes explosões.

A taxa de ocorrência da flutuação completa de pressão é a frequência. Esta é dada em Hertz (Hz), ou ciclos por segundo. Na faixa de frequências entre 20 e 20000 Hz as ondas de pressão no meio podem ser audíveis.



A amplitude de pressão acústica em função do tempo  $P(t)$  refere-se à magnitude da flutuação de pressão total  $P_t(t)$  em comparação com a pressão atmosférica estática  $P_a$  que é aproximadamente igual a 1000 milibar em condições normais de temperatura e pressão ambientais.

Então temos:

$$P(t) = P_t(t) - P_a$$

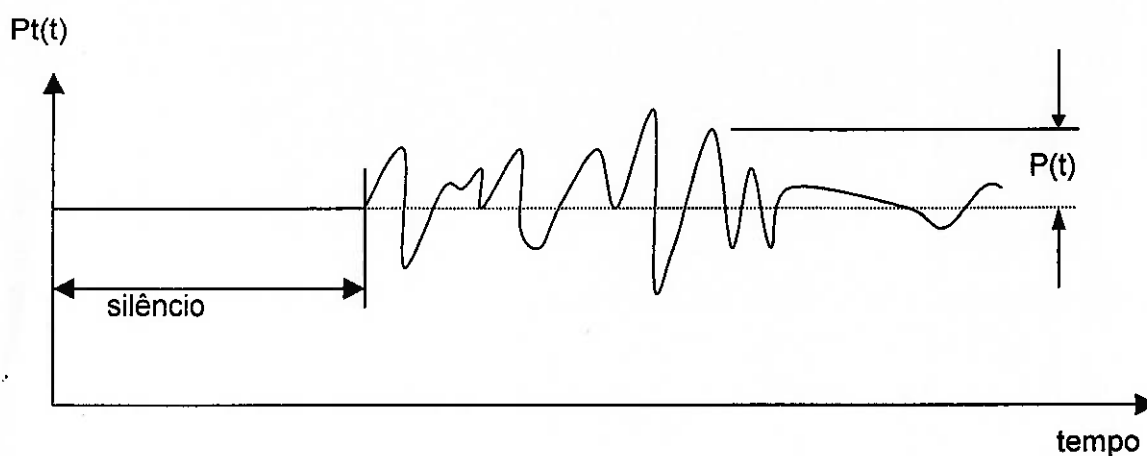


Figura 3.1: A pressão acústica

É suficiente uma pequena variação de pressão acústica de 0,1 milibar para produzir um ruído desconfortável. Caso a frequência esteja na faixa mais audível, que é entre 1000 Hz e 4000 Hz, uma variação de  $2 \times 10^{-7}$  milibar pode ser detectada.

Pouquíssima energia acústica é necessária para manter a flutuação de pressão nesta ordem. O grito de uma pessoa promove um elevado ruído, mas a energia envolvida não passa 0,001Watt. Para muitos tipos de máquina, a potência sonora emitida pode ser estimada em  $10^{-2}$  e  $10^{-3}$  por cento da potência mecânica ou elétrica em questão.

Pode-se tratar de controlar o ruído na fonte. Para tanto é necessário que sejam feitas significativas alterações nos projeto de máquinas. Métodos mais práticos de redução de ruído consistem na absorção e isolamento do fluxo de energia acústica. Por exemplo, barreiras e confinamento de ruído e na absorção e isolamento do receptor, por exemplo protetores auditivos.

### **3.2. O Decibel (dB)**

O ouvido humano responde a uma larga faixa de intensidade acústica, por exemplo, numa frequência de 1000 Hz, na escala absoluta de  $N/m^2$  a intensidade acústica que é capaz de causar a sensação de dor é  $10^{14}$  vezes a intensidade acústica capaz de causar a sensação de audição.

Então para poder expressar numa mesma escala números de tão diferente grandeza criou-se o Bel, que é extrair o  $\log_{10}$  da intensidade, assim teríamos 14 divisões de escala para uma frequência de 1000 Hz. Mas o Bel é muito grande então adotou-se o decibel (dB) para obter 140 divisões de escala, portanto 1 Bel equivale a 10 decibéis.

Com o tempo criaram-se outras escalas associadas ao decibel (dB ou dB(A)), mas agora levando em conta a frequência do som e não mais só a potência, já que o ouvido humano responde de forma diferente para diferentes frequências. Essas outras escalas são o dB (B), o dB(C) e o dB (D).

Neste trabalho trabalharemos sempre com o dB(A), ou seja, o dB, porque esta é a unidade mais difundida no tratamento da intensidade sonora.

Utilizando o decibel foram criadas três importantes grandezas acústicas:

- Nível de Intensidade Acústica (NI) que compara a intensidade acústica ( $W/m^2$ ) com uma intensidade acústica de referência.
- Nível de Pressão Sonora (NPS) que compara a pressão acústica com uma de referência.
- Nível de Potência Sonora (NWS) que compara a potência com uma potência acústica de referência.

A seguir serão descritas melhor cada uma delas, além disso serão vistos o coeficiente de absorção e como calcular a perda por transmissão ou isolamento.

### **3.3. Nível de Intensidade Acústica (NI)**

$$NI = 10 \log (I/I_0) \text{ (Gerges, 1992)} \quad (3.1)$$

Onde:

NI: dB

I: intensidade acústica em  $Watts/m^2$

$I_0$ : intensidade de referência =  $10^{-12} Watts/m^2$

$I_0$  corresponde a intensidade de um tom de 1000 Hz que é levemente audível por um ouvido humano normal (valor de referência).

### **3.4. Nível de Pressão Sonora (NPS)**

$$NPS = 10 \log(P/P_0)^2 = 20 \log(P/P_0) \text{ (Gerges, 1992)} \quad (3.2)$$

Onde  $P_0$  é a pressão de referência dada por:

$$P_0 = (\rho \cdot I_0 \cdot c)^{\frac{1}{2}}$$

Onde:

$P_0$ : pressão sonora de referência em  $N/m^2$

$\rho$ : massa específica do meio em  $kg/m^3$

$I_0$ : intensidade de referência =  $10^{-12} W/m^2$

$c$ : velocidade do som no meio em  $m/s$

Um decibel é o mínimo de mudança que o nosso ouvido pode sentir, um acréscimo de 3 dB equivale a dobrar a pressão sonora.

### **3.5. Nível de Potência Sonora (NWS)**

Há também o NWS, nível de potência sonora, que mede o som na sua fonte de emissão, definido por:

$$NWS = 10 \log (W/10^{-12}) \quad (3.3)$$

Onde:

$W$  é a potência sonora da máquina em Watts

$10^{-12}$  é a potência sonora de referência em Watts

### **3.6. Coeficiente de Transmissão ( $\alpha_t$ )**

Sendo  $w_i$ , a energia incidente numa certa parede e  $w_t$  a energia transmitida pela parede, defini-se como coeficiente de transmissão,  $\tau$  ou  $\alpha_t$ :

$$\alpha_t = w_t/w_i \text{ (Gerges, 1992)} \quad (3.4)$$

$w_t$ : W

$w_i$ : W

### **3.7. Perda por Transmissão (PT)**

A medida da capacidade de um material isolar o som é dada por sua perda por transmissão (PT), também chamada de isolamento:

$$PT = 10 \log(I_t/I_i) = 10 \log(1/\alpha_t) \text{ (Gerges, 1992)} \quad (3.5)$$

Onde a perda PT é dada em dB.

## 4. Características dos Materiais Isolantes Acústicos

### 4.1. Introdução

Quando uma onda mecânica entra em contato com uma determinada superfície, parte de sua energia é absorvida e transformada em calor e o restante é refletido.

A porcentagem de energia absorvida varia para materiais duros e não porosos entre 1% e 2%, já para materiais de alta absorvidade acústica podemos chegar a 100%.

Para descrever essa porcentagem de som absorvida por um determinado material foi criado o coeficiente de absorção ( $\alpha$ ), ou NRC (noise reduction coefficient), como também é conhecido.

O coeficiente de absorção,  $\alpha$ , depende de uma série de fatores:

- grau de porosidade, desde que não seja perfurado, os poros aumentam a superfície de absorção, melhorando  $\alpha$ .
- espessura, é lógico pensar que quanto mais espessa a barreira melhor ela isola.
- frequência do som, em geral para um mesmo material quanto menor a frequência menor a absorção.
- tipo de montagem.

## **4.2. Grau de Porosidade**

O grau de absorção de um material poroso depende da resistência ao fluxo de ar que, por sua vez, depende da natureza estrutural dos poros e do grau de interligação entre os mesmos. Para absorver som com eficiência, os poros do material devem estar intercomunicados uns com os outros e com a superfície. A estrutura do poro não pode ser nem muito fina nem muito aberta para garantir uma boa porosidade e resistência ao fluxo de ar.

## **4.3. Espessura**

Se o material for suficientemente poroso para permitir a intercomunicação entre seus poros, a absorção de ruído aumentará com a espessura desse material. O problema é que nem sempre dispomos de espaço físico ou de recursos para utilizar grandes espessuras de isolante acústico.

## **4.4. Freqüência**

A absorção de quase todos os materiais porosos aumenta com a freqüência, mas não existe uma relação proporcional para isso. Essa variação da absorção com a freqüência

depende também da espessura do material considerado. No item 9 (Anexo), temos vários materiais absorvedores acústicos relacionando sua absorção com a frequência.

#### **4.5. Tipo de Montagem**

A absorção pode variar também com a montagem. Um exemplo de ganho por montagem é que esta possa ter um espaço vazio entre o material acústico e a estrutura, sendo que a absorção dependerá do tamanho desse espaço vazio. A absorção desse espaço vazio varia com a frequência do som e logo com o tamanho da onda, porque  $V=\lambda.f$ , como a velocidade é constante e de aproximadamente 340m/s, se o tamanho da onda aumentar a frequência deve diminuir e vice-versa.

A relação do crescimento de absorção entre aumento da espessura do material acústico e aumento da largura do espaço vazio depende da frequência considerada. Para baixas frequências, é preferível a utilização de espaço vazio entre isolante e parede ao invés de preencher todo esse espaço com o material isolante.

Materiais que são porosos por toda sua espessura, permitindo que o ar os atravesse, tem melhor absorção em baixas frequências quando estão dispostos de modo a deixar um vazio entre ele e a parede. Para essa situação, pouco importa a espessura do isolante desde que esta não comprometa a porosidade do mesmo (se muito fino seus poros



podem atravessar todo o isolante o que prejudica a isolação), o importante é o conjunto isolante-espaço vazio.

Mais adiante, no item 6.2.2. onde são apresentados os painéis vibrantes tipo membrana, veremos com mais detalhes essa relação entre espaço de ar, frequência e absorção.

## 5. Tipos de Materiais Isolantes Acústicos

Os materiais isolantes acústicos são normalmente porosos e/ou fibrosos. Nos materiais porosos a energia acústica incidente entra pelos poros e dissipa-se por reflexões múltiplas e atrito viscoso, transformando-a em energia térmica.

Nos materiais fibrosos a energia acústica incidente entra pelos interstícios das fibras fazendo-as vibrar junto com o ar, dissipando-a assim por atrito entre as fibras excitadas gerando energia térmica.

A seguir veremos uma tabela desses materiais:

Tipo de Material Isolante Acústico	Características
Fibras de Celulose e Agrupamento de fibras em painéis	São materiais que provêm de fibras vegetais, a sua resistência ao fluxo de ar depende da densidade do tijolo da fibra ou do painel, como da finura dessas fibras.
Fibra Mineral	São geralmente compostos de pequenos grânulos ou pellets de fibra mineral. Em comparação à fibra vegetal a fibra mineral exige uma amarração para Ter a força estrutural necessária.
Painéis de Vidro Celular	Pouco utilizados, são feitos de células interconectadas de vidro de 13,5 polegadas quadradas por uma espessura de 2 polegadas.
Plásticos Acústicos	Estão disponíveis em vários tipos e propriedades físicas, possuem um alto grau de porosidade. Por sua facilidade de fabricação são muito utilizados quando se necessita de uma superfície contínua e inquebrável.

Tab. 5.1. Tipos e Características dos Materiais Acústicos.

Além desses materiais isoladamente é claro que também podemos ter uma miscelânea deles.

## 6. Dispositivos Isoladores/Redutores de Ruído

Existem dois dispositivos básicos possíveis para isolar ruído:

- Dispositivo Resistivo
- Dispositivo Reativo

O dispositivo resistivo é baseado na utilização de materiais de absorção acústica, transformando energia acústica em energia térmica.

No dispositivo reativo, busca-se que a energia incidente excite a ressonância do dispositivo para dissipação.

A seguir pode-se ver com mais detalhes cada um desses dispositivos.

### **6.1. Silenciadores Resistivos**

Nos silenciadores resistivos utiliza-se o revestimento das paredes internas dos dutos com materiais de absorção acústica. Tais silenciadores são usados, por exemplo, na saída e/ou entrada de ventiladores (vide Fig. 6.1), exaustores, etc, para redução de ruído de médias e altas frequências.

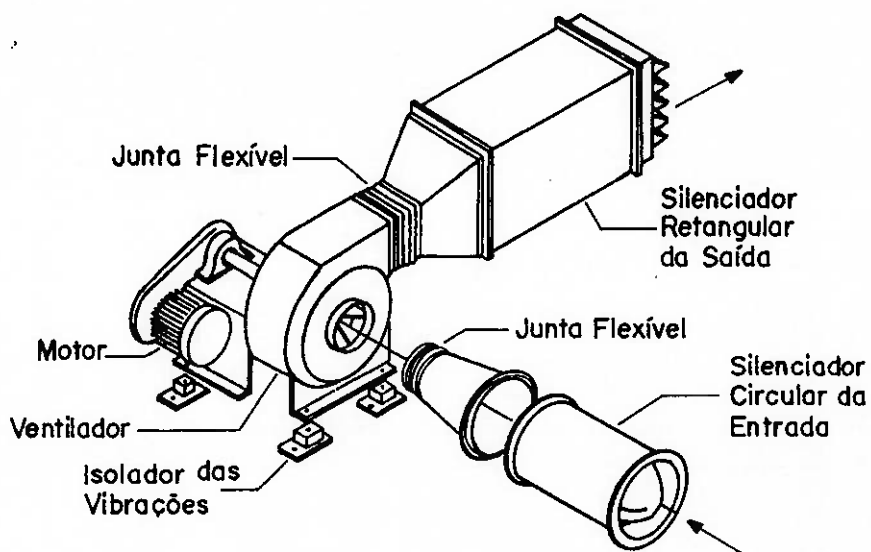


Figura 6.1: Silenciadores típicos para ventiladores (Gerges, 1992)

Os silenciadores resistivos consistem de um duto circular ou retangular revestido internamente com materiais de absorção acústica, além de, em alguns casos, haver presença de células divisoras paralelas do mesmo material absorvente envoltas por tecido e revestidas por chapa perfurada ou tela metálica. A presença de células divisoras tem por objetivo colocar a maior parte da energia sonora em contato com o material absorvente. A Fig. 6.2. a seguir mostra uma configuração típica de um silenciador.

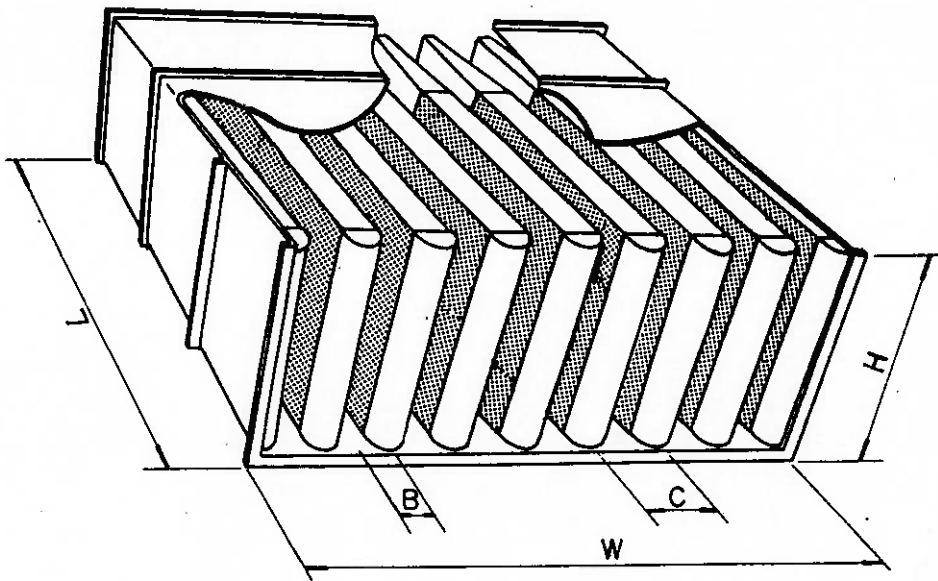


Figura 6.2: Silenciador retangular com células divisoras. (Gerges, 1992)

A eficiência de atenuação de um silenciador resistivo depende dos seguintes fatores:

1. Características Acústicas dos materiais do revestimento usado e sua fixação e proteção.
2. Espessura e comprimento dos materiais absorventes usados.
3. Forma e dimensões dos espaços de passagem de ar.

Nas frequências onde a largura do duto (ou diâmetro) é menor que um quarto do comprimento da onda acústica (somente existem ondas planas), a razão de pressão acústica quadrada é dada por:

$$\Delta P = e^{-\alpha x}$$

(Gerges, 1992) (6.1)

onde:

$\Delta P$  é a razão de redução da pressão acústica: [N/m<sup>2</sup>]

$\alpha$  é o coeficiente de absorção dos materiais de revestimento: adimensional

$x$  é o comprimento dos materiais: [m]

Então a partir de (6.1) extraíndo o 10.log dos dois lados e dividindo por  $x$  temos a atenuação ou perda por transmissão por metro (dB/m), dada por:

$$10 \cdot \log \Delta P = -10 \cdot \alpha \cdot x$$

$$PT = 4,34 \alpha x \quad (6.2)$$

Essa equação mostra que a atenuação em dB varia linearmente com o comprimento dos materiais usados e com coeficiente de absorção. Nesta equação foram consideradas apenas ondas acústicas planas, sem reflexão. Na prática, existem ondas incidentes, ondas refletidas e ondas transversais no duto. Portanto usa-se a equação de Sabin:

$$AT = 1,05 \cdot \alpha^{1,4} \cdot (De/S) \quad (\text{Sabin apud Gerges, 1992}) \quad (6.3)$$

Onde:

$\alpha$  é o coeficiente de absorção (adimensional)

$De$  é o perímetro de revestimento interno do duto (m)

$S$  é a área da seção interna aberta do revestimento (m<sup>2</sup>)

A equação de Sabin tem as seguintes restrições:

1. A menor largura  $l$  deve ter valores entre  $50 \leq l \leq 150$  cm;
2. A razão altura/largura deve ficar entre 1 e 2;
3. A velocidade do fluxo de ar deve ser  $V \leq 15$  m/s;

4. O coeficiente de absorção tem que ser  $\alpha \leq 0,8$ ;

5. Precisão em torno de 10%.

A tabela a seguir mostra os valores de atenuação em dB/m para diferentes configurações.

Configuração	Raio ou largura (mm)	Frequência central (Hz)						
		63	125	250	500	1k	2k	4k
1- Dutos retos circulares ou ovais	75-200	0,07	0,10	0,10	0,16	0,33	0,33	0,33
	200-400	0,07	0,10	0,10	0,16	0,23	0,23	0,23
	400-800	0,07	0,07	0,07	0,10	0,16	0,16	0,16
	800-1500	0,03	0,03	0,03	0,07	0,07	0,07	0,07
2- Dutos retos retangulares	75-200	0,16	0,33	0,49	0,33	0,33	0,33	0,33
	200-400	0,49	0,66	0,49	0,33	0,23	0,23	0,23
	400-800	0,82	0,66	0,33	0,16	0,16	0,16	0,16
	800-1500	0,66	0,33	0,16	0,10	0,07	0,07	0,07
Idem 1, com revestimento externo térmico	75-200	0,14	0,20	0,20	0,32	0,33	0,33	0,33
	200-400	0,14	0,20	0,20	0,32	0,23	0,23	0,23
	400-800	0,14	0,14	0,14	0,20	0,16	0,16	0,16
	800-1500	0,06	0,06	0,06	0,14	0,07	0,07	0,07
Idem 2, com revestimento externo térmico	75-200	0,33	0,66	1,00	0,66	0,33	0,33	0,33
	200-400	1,00	1,32	1,00	0,66	0,23	0,23	0,23
	400-800	1,64	1,32	0,66	0,32	0,16	0,16	0,16
	800-1500	1,32	0,66	0,32	0,20	0,07	0,07	0,07

Tab. 6.1. Atenuação em dutos em dB/m (Gerges, 1992)

Pela equação de Sabin, vê-se que a atenuação é proporcional a  $De/S$ . Existem diversas configurações de dutos retangulares (vide Fig. 6.3.).

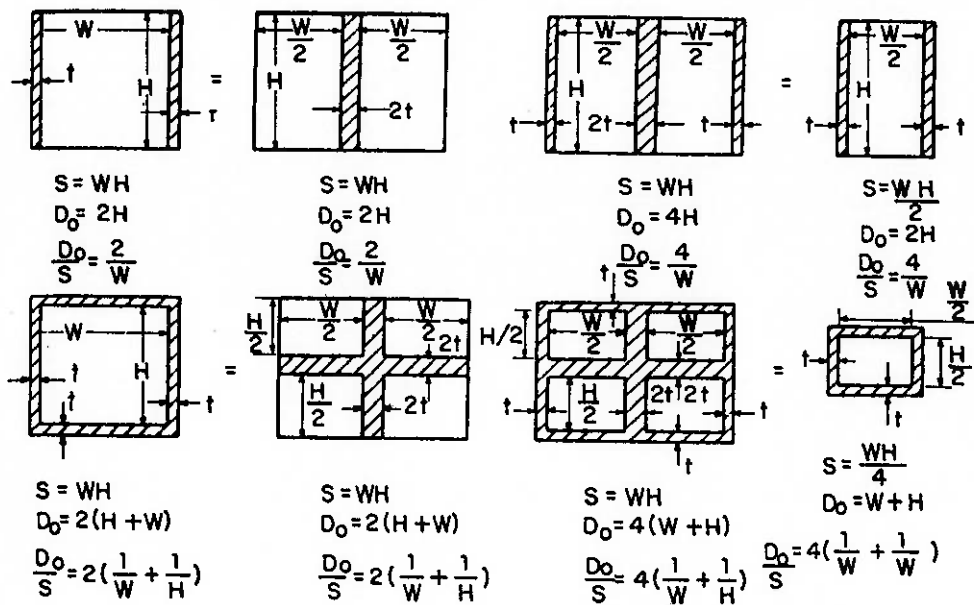


Figura 6.3. Configurações de Silenciadores Retangulares (Gerges, 1992)

### Silenciador tipo Câmara Forrada (Plenum)

São câmaras de grande volume. O interior da câmara é revestido por materiais de absorção sonora, atenuando energia sonora principalmente do campo direto incidente e das múltiplas reflexões. Há ainda o efeito reativo causado pelas discontinuidades entre as áreas de entrada e saída dos dutos e da câmara. Um outro efeito causado por mudanças de área nas entradas e nas saídas, alterando velocidades de fluxo, é o ruído aerodinâmico.



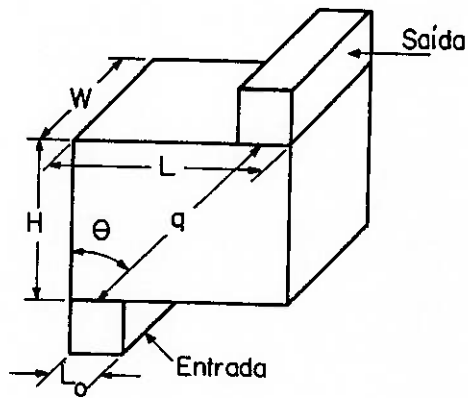


Figura 6.4. Silenciador tipo Câmara Forrada – Plenun. (Gerges, 1992)

O espaço da câmara pode ser ainda dividido para aumentar a atenuação. Wells apresentou a seguinte equação de atenuação em dB:

$$\hat{AT} = 10 \log S_s \cdot \left[ \frac{L}{2\pi q^3} + \frac{1 - \alpha l}{Sl \alpha l} \right] \quad (\text{Wells apud Gerges, 1992}) \quad (6.4)$$

Onde:

$S_s$ : área de saída: [m<sup>2</sup>]

$Sl$ : área com revestimento: [m<sup>2</sup>]

$\alpha$ : coeficiente de absorção do material de revestimento à incidência aleatória:  
adimensional

$q$ : distância entre os centros da entrada e da saída (diagonal): [m]

A seguir pode-se ver exemplos típicos de silenciadores (vide Fig. 6.4)

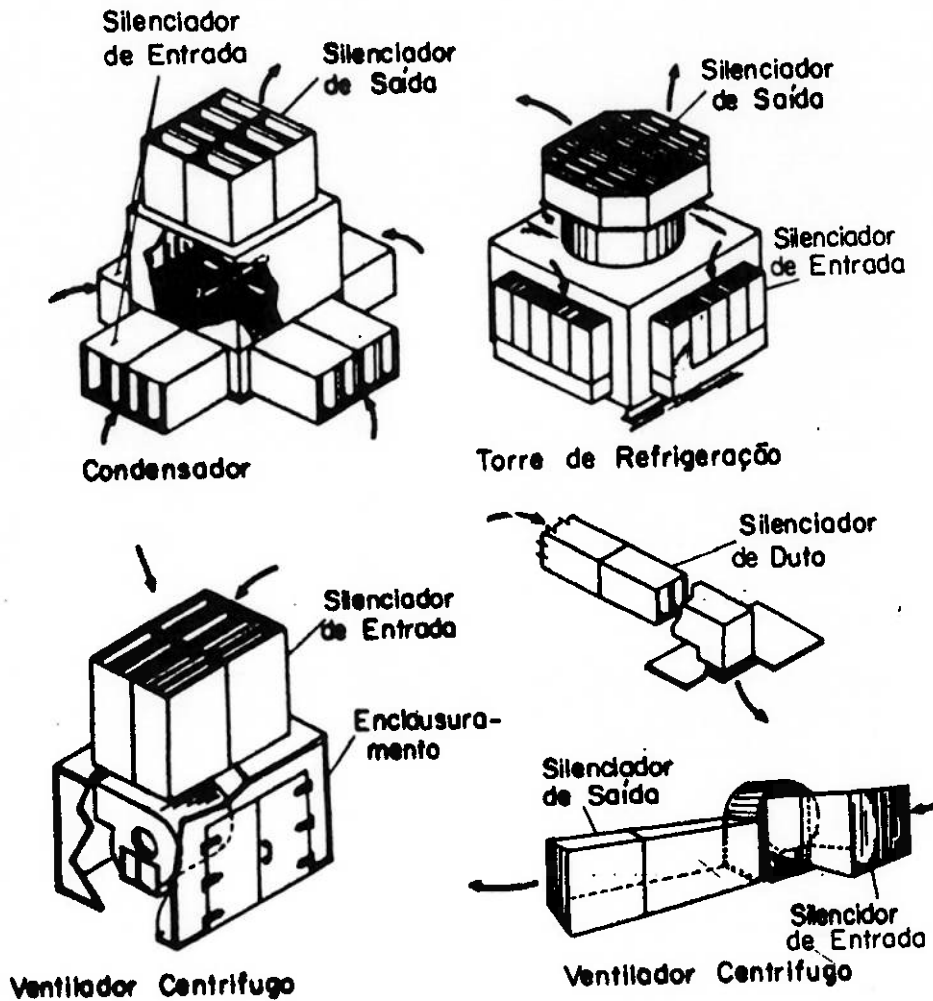


Figura 6.4. Exemplos típicos de silenciadores (Gerges, 1992)

## **6.2. Dispositivos Reativos**

### **6.2.1. Introdução**

Dispositivos reativos para controle de ruído são eficientes em baixas frequências, especialmente para atenuação de ruído de frequências discretas (tons puros). As características acústicas dos silenciadores reativos são determinadas apenas por sua forma geométrica sem uso de material de absorção acústica como os dispositivos resistivos vistos no item anterior. São projetados para deixar passar um fluido reduzindo fortemente a energia sonora do mesmo. Como exemplo, pode-se citar silenciadores de compressores, de motores de combustão interna, etc.

O princípio de funcionamento destes silenciadores reativos é baseado na reflexão das ondas para a fonte de emissão. As ondas ao passar pelo silenciador encontram uma mudança de impedância acústica, então uma pequena parcela prossegue e a maior parte retorna para a fonte. Estes silenciadores são econômicos com baixa perda de pressão do fluido carregado.

### 6.2.2. Ressonadores de Helmholtz

Estes dispositivos podem ser utilizados em aberturas laterais de dutos ou em paredes de ambientes fechados, sendo empregados principalmente como neutralizadores de ondas sonoras de baixas frequências.

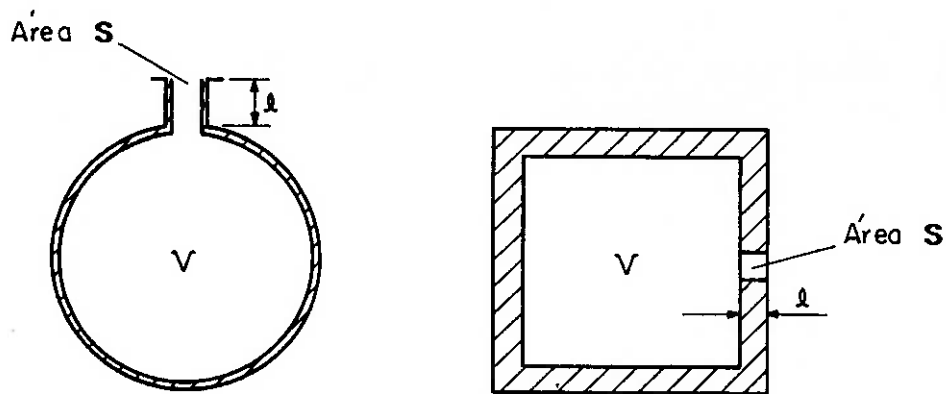


Figura 6.5. Ressonador de Helmholtz (Gerges, 1992)

O ressonador pode ser considerado como um sistema de um grau de liberdade com três elementos, a saber:

1. Elemento de Massa: na abertura (pescoço), considera-se que o fluido move-se como um elemento de massa.
2. Elemento de Rigidez: A pressão do fluido no interior da cavidade muda quando ele é alternadamente comprimido ou expandido pela excitação acústica do fluido através da abertura.
3. Elemento de Resistência: A resistência do sistema é responsável pela dissipação de energia acústica. Dois mecanismos são responsáveis pela absorção acústica: a radiação acústica do cilindro de ar vibrante na abertura e o atrito viscoso entre o ar vibrante e a superfície da abertura.

### **6.2.3. Painéis Vibrantes Tipo Membrana**

A membrana é um elemento que não tem rigidez suficiente para permanecer num plano, exigindo uma fixação em seus contornos. Se a membrana for fixada paralelamente a uma placa rígida, o espaço de ar entre elas atuará como elemento de rigidez. A massa do painel e a rigidez da camada de ar formam um sistema mecânico, que possui sua frequência de ressonância. Na prática o painel tipo membrana é feito de uma chapa fina, fixada a uma distância de uma placa ou parede rígida.

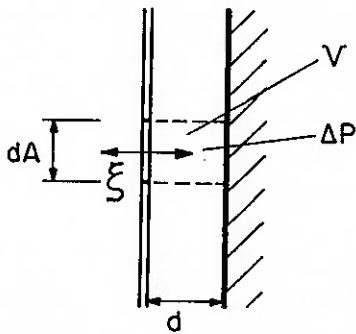


Figura 6.6. Painel Vibrante Tipo Membrana.

Experimentalmente Kristensen mostrou que a frequência de ressonância é:

$$f = \frac{50}{\sqrt{d \cdot m}} \quad (\text{Kristensen apud Gerges, 1992}) \quad (6.5)$$

onde:

f: frequência [Hz];

m: massa por unidade de área da chapa [ $\text{kg/m}^2$ ];

d: espaço de ar [m].

Então, o princípio de funcionamento de um painel baseia-se na excitação da membrana ou chapa por ondas sonoras na sua frequência de ressonância e a dissipação da energia acústica incidente por amortecimento interno da chapa. É possível aumentar a energia dissipada utilizando material de absorção sonora no lugar do ar, aumentando com isso a largura do pico de absorção máximo na frequência de ressonância. Na figura a seguir podemos ver o coeficiente de absorção para vários valores de espaço de ar.

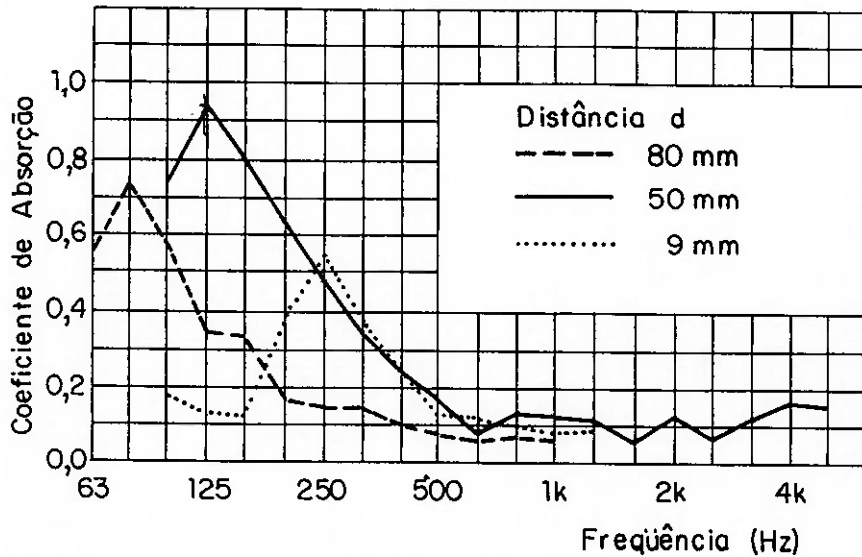


Figura 6.7. Curva do coeficiente de absorção de painel vibrante tipo membrana (Gerges, 1992)

#### 6.2.4. Painéis com Face Perfurada

Os materiais acústicos dissipativos, painel vibrante e ressonador de Helmholtz, atuam em bandas de frequência diferentes (baixa, alta e média frequências). Portanto pode-se juntar esses três dispositivos em um conjunto envolvendo painel perfurado com materiais absorventes e espaço de ar dividido (ressonador), pode ser visto na figura a seguir:

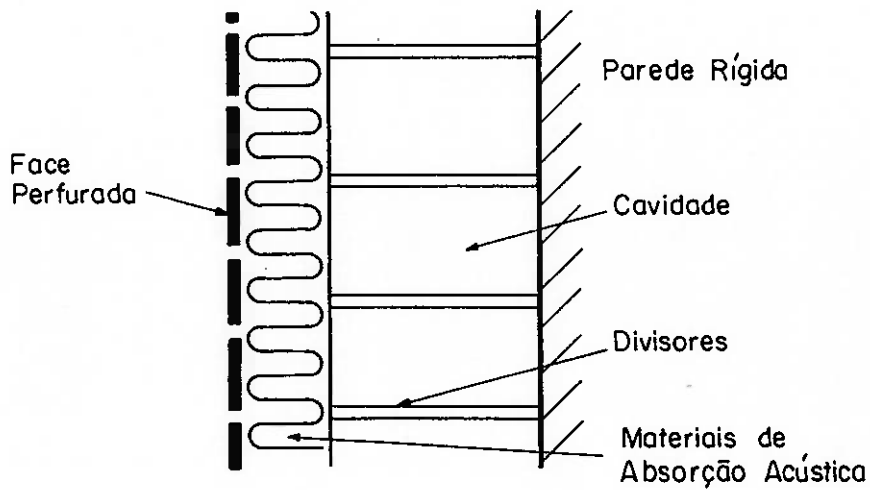


Figura 6.8: Conjunto de materiais absorventes e ressonador de Helmholtz (Gerges, 1992)

A frequência natural do conjunto é dada por:

$$f_0 = 5080 \sqrt{\frac{P}{l(t + 0,8d)}} \quad (\text{Gerges, 1992}) \quad (6.6)$$

A seguir pode-se ver os coeficientes de absorção para algumas configurações (vide Fig.6.9 e Fig.6.10)



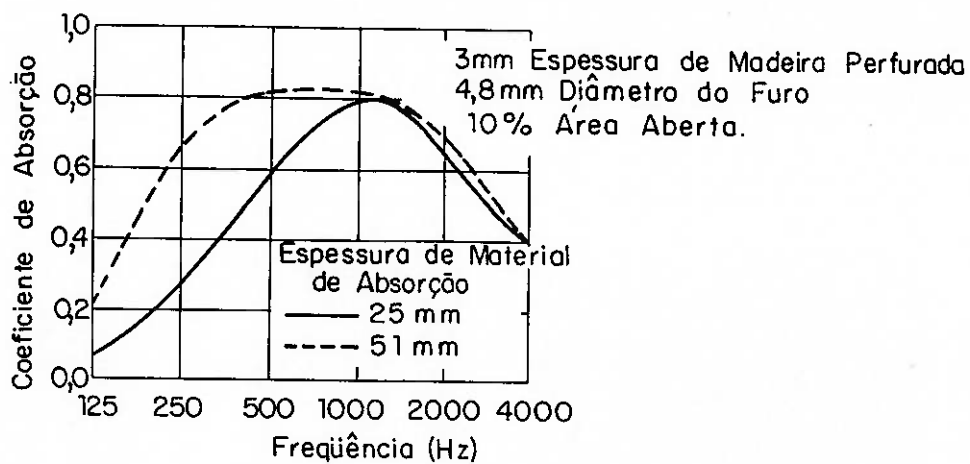


Figura 6.9: Coeficiente de Absorção de Painel Fino (Gerges, 1992)

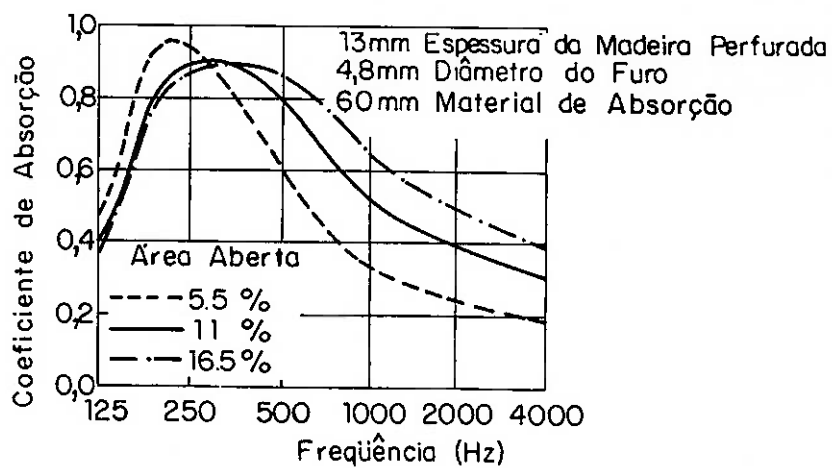


Figura 6.10: Coeficiente de absorção de painel espesso. (Gerges, 1992)

## **7. Isolamento de Vibrações**

### **7.1. Introdução**

Em muitos casos os problemas com ruído e vibrações em instalações industriais e residenciais são devidos à montagem incorreta de máquinas. Tais problemas são resolvidos ou minimizados por uma montagem adequada com isoladores de vibrações, blocos de inércia e/ou materiais de amortecimento.

Muitas vezes máquinas são montadas sobre pisos leves de madeira ou concreto ou até bases metálicas. Normalmente, a máquina não irradia ruído por si só, principalmente em baixas frequências, mas as bases de sustentação e pisos tendem a atuar, muitas vezes, como ressonadores acústicos (como em instrumentos musicais) amplificando o ruído da máquina. A transmissão de vibrações, além do ruído por si só, pode também ser ruim para o funcionamento do equipamento, o alinhamento e o estado dos rolamentos tanto da própria máquina como de máquinas vizinhas.

Isoladores de vibrações devidamente projetados podem eliminar esses problemas. Normalmente, mesmo um baixo grau de isolamento de vibrações produz uma significativa redução de ruído. Entretanto, pelo bem do funcionamento das máquinas, é interessante buscar um isolamento mais efetivo.

Na maioria das vezes as forças excitadoras são provenientes de desbalanceamentos, de origem magnética ou devidas a atrito. Normalmente são de caráter harmônico. Tais forças ocorrem em motores elétricos, motores de combustão interna, ventiladores e

vibradores industriais. As forças também podem ser de impacto, como para operações de prensagem.

Isoladores de vibrações e choques devem ser aplicados entre a fonte e o receptor. A figura a seguir mostra o caso chamado de Isolamento Ativo, em que uma fonte de vibração (máquina) foi montada sobre isoladores de vibração para reduzir as forças transmitidas às suas bases e assim proteger qualquer outro equipamento montado sobre essa mesma base, como é o caso de sistemas como ventiladores, compressores, bombas, motores de elevadores, etc.

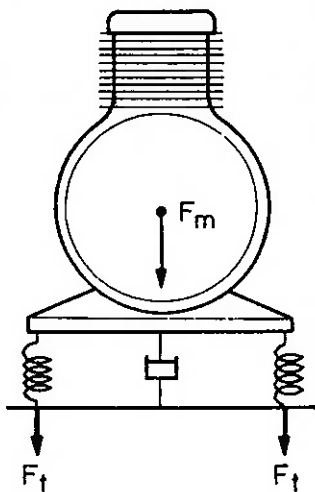


Figura 7.1. Isolamento Ativo (Gerges, 1992)

Um outro caso, o de Isolamento Passivo, que pode ser visto na figura a seguir, o suporte ou base, é a fonte de vibração. Então os isoladores devem reduzir a transmissão de

vibrações da fonte (suporte, solo e/ou fundação) para o receptor. Como exemplo, podemos citar equipamentos eletrônicos frágeis ou equipamentos de precisão, como balanças e microscópios sujeitos a ambientes de vibrações (navios, aviões, carros) onde é fundamental um isolamento adequado.

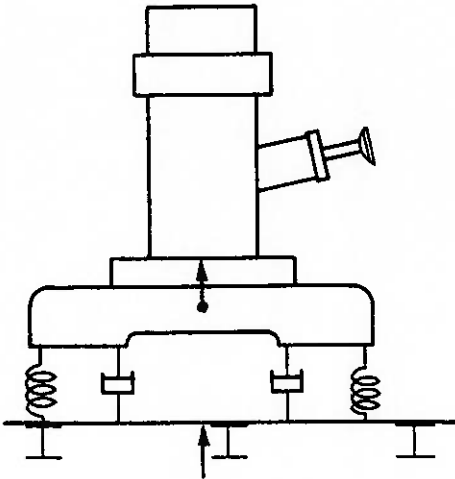


Figura 7.3. Isolamento Passivo (Gerges, 1992)

Sempre que for possível é preferível o isolamento ativo, já que é mais fácil reduzir o efeito da fonte localizada, mas isso nem sempre pode ser feito, então é necessário o isolamento passivo que por sua vez é complicado já que o meio vibrante é na maioria dos casos complexo, muitas vezes é indefinido e atua em diversas áreas.

## 7.2. Fundamentos do Isolamento de Vibrações

Para efeito de isolamento de vibrações uma máquina pode ser considerada um corpo rígido de massa  $m$ . Se a máquina é fixada diretamente numa base rígida a força periódica  $F_m(t)$  gerada pela máquina será totalmente transmitida para a sua base de sustentação.

Se um isolador de vibração for colocado entre a máquina e a base, pode-se modelar o sistema como tendo um grau de liberdade. O isolador (ver figura a seguir) é modelado como uma mola de rigidez  $K$  (N/m) e um mecanismo de amortecimento (amortecedor) que aplica uma força à massa, proporcional à velocidade da mesma.  $C$  é a constante de amortecimento viscoso (N.s/m).

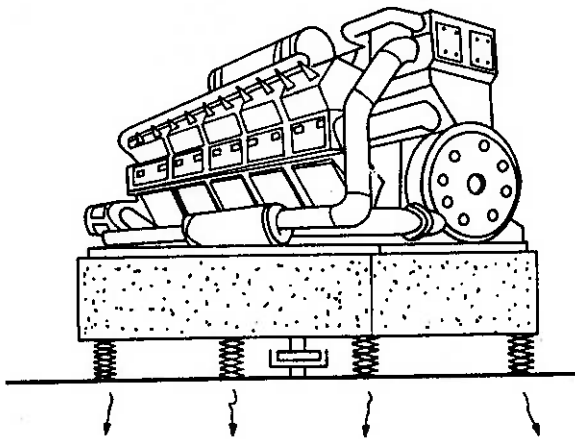


Figura 7.3. Máquina montada sobre isolantes (Gerges, 1992)

Se a máquina está desligada, ou seja,  $F_m(t)=0$ , a frequência natural de vibração amortecida do sistema é:

$$f_m = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (7.1)$$

Neste primeiro caso o amortecimento viscoso pode ser desprezado.

Quando a força da máquina estiver atuando, a força  $F_t(t)$  será transmitida à base, com um ângulo de fase  $\beta$ . No entanto, o ângulo de fase entre as forças não é tão importante aqui, já que a transmissibilidade, parâmetro que mede o grau de isolamento é definida como a razão entre os módulos das forças:

$$T_F = \left| \frac{F_t}{F_m} \right| = \frac{\sqrt{1 + 4(f/f_m)^2 (C/C_c)^2}}{\sqrt{(1 - (f/f_m)^2)^2 + 4(f/f_m)^2 (C/C_c)^2}} \quad (7.2)$$

Onde:

$f$  é frequência da força excitadora  $F_m(t)$  em Hz

$f_m$  é a frequência natural de vibração não amortecida do sistema em Hz

$C_c$  é coeficiente de amortecimento crítico dado por:

$$C_c = 2\sqrt{mK} \text{ em N.s/m}$$

A amplitude  $A$ , com que vibra a massa  $m$  é dada por:

$$\frac{A}{Fm/K} = \frac{1}{\sqrt{(1-(f/fm)^2)^2 + 4(f/fm)^2(C/Cc)^2}} \quad (7.3)$$

A razão  $A/(Fm/K)$  é conhecida como fator dinâmico de amplitude FDA. Isto porque  $Fm/K$  representa o deslocamento da massa se uma força  $Fm$  lhe for aplicada.

A razão  $C/Cc$  é conhecida como razão de amortecimento  $\delta$ . O amortecimento crítico  $Cc$  é o que se verifica quando  $\delta=1$ . No caso de isoladores elastoméricos,  $\delta$  assume normalmente valores entre 0,001 e 0,2.

A seguir pode-se ver graficamente as equações de transmissibilidade  $T_F$  e o Fator dinâmico de amplificação FDA.

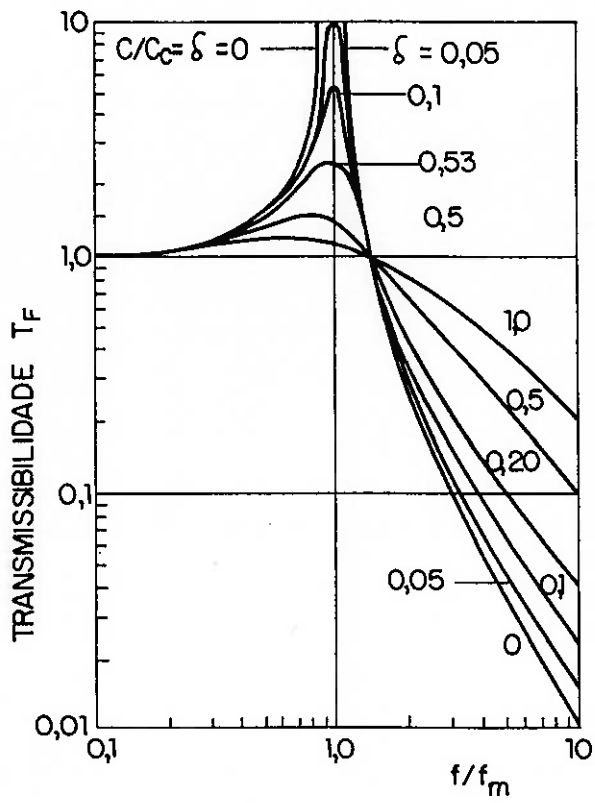


Figura 7.4. Transmissibilidade para sistemas simples amortecidos (Gerges, 1992)



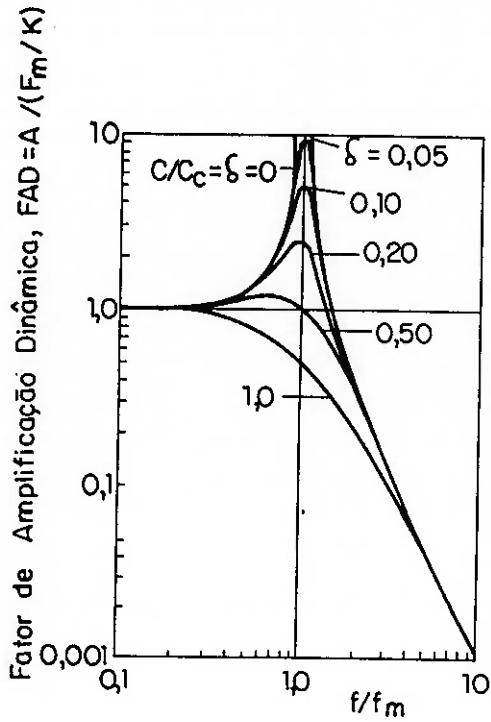


Figura 7.5. Fator Dinâmico para sistema amortecido (Gerges, 1992)

Pelo gráfico de transmissibilidade vemos que, se a máquina trabalhar na frequência natural  $f_m$ , a amplitude da força transmitida à base é muito grande, principalmente se o amortecimento for pequeno. No entanto, se a máquina funcionar bem acima da frequência natural, a amplitude da força transmitida será pequena.

Define-se eficiência do isolador de vibrações como:

$$\eta = (1 - TF) \cdot 100\% \quad (7.4)$$

Pode-se então usar isoladores menos rígidos para fazer com que a frequência de ressonância seja mais baixa, para assim reduzir ainda mais a força a ser transmitida. No entanto, tal procedimento aumenta a deflexão da máquina, o que pode interferir na operação da mesma. A deflexão estática produzida no isolador pela massa  $m$  é dada por  $d=mg/K$ . Viu-se que a frequência natural esta relacionada com  $K$  e  $m$  por:

$$f_m = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}}$$

Assim, pode-se relacionar  $d$  e  $f_m$ :

$$d = \frac{g}{4\pi^2 f_m^2} \quad (7.5)$$

onde  $g$  é a aceleração da gravidade.

Desse modo, a maior deflexão estática  $d$  permitida do ponto vista operacional deve ser escolhida, porque assim teremos a menor frequência natural possível e logo estaremos trabalhando no gráfico de transmissibilidade para  $f/f_m$  bem maiores que 1 o que diminui a transmissibilidade, aumentando a eficiência do isolador de vibração. Mas vale lembrar que uma deflexão excessiva pode interferir desalinhando a máquina. Além disso, um isolador com pouca rigidez vertical, normalmente terá uma pequena rigidez horizontal, o que causará problemas de estabilidade. As duas considerações acima limitam a mais baixa frequência  $f_m$  permitida.

### 7.3. Procedimentos de Projeto

No caso de molas como isolador, o amortecimento é pequeno (normalmente 0,1), assim pode-se desprezar o amortecimento na equação (7.2) que fica:

$$T_F = \left| \frac{Ft}{Fm} \right| = \frac{1}{1 - (f/fm)^2} \quad \text{e} \quad \eta = (1 - TF) \cdot 100\% \quad (7.6)$$

A eficiência está plotada na figura a seguir em função da rotação em rpm e da deflexão estática  $d$ .

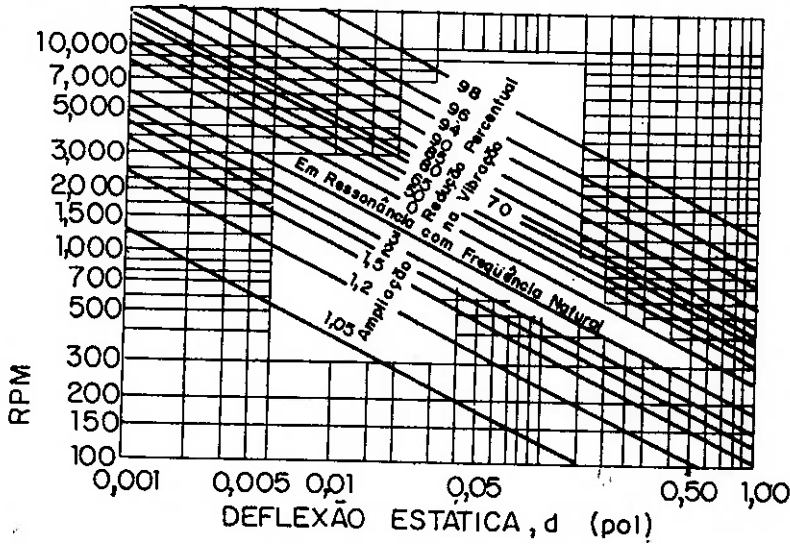


Figura 7.6: Eficiência do isolamento de vibrações (Gerges, 1992)

Sugere-se os seguintes passos para a seleção de isoladores de vibração:

1. Determinar a massa total  $M$  e a menor frequência de excitação da máquina.
2. Pelo gráfico anterior escolher a eficiência ou transmissibilidade permitida na menor frequência de excitação e assim determinar a deflexão estática  $d$  também graficamente.
3. Com a massa da máquina em cada ponto de apoio,  $m$ , e com a deflexão estática, determinar a rigidez necessária para o isolador de vibrações apropriado,  $K=mg/d$ .

#### **7.4. Sistema com vários graus de liberdade**

Na seção anterior vimos o isolamento de vibrações para um grau de liberdade. Na verdade deveríamos tratar 6 graus de liberdade:

- 3 de translação
- 3 de rotação

e estes 6 graus muitas vezes estão acoplados, isto é, o sistema quando excitado em uma direção responde não só nessa direção, mas também em outra(s) simultaneamente. Isso

porque o sistema não possui uma simetria elástica. Esse acoplamento depende da rigidez dos isoladores e da posição dos mesmos em relação ao centro de gravidade do sistema.

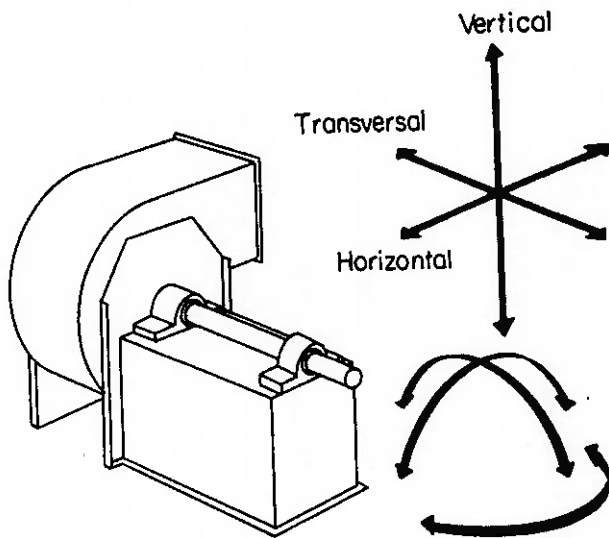


Figura 7.7. Sistema com 6 graus de liberdade (Gerges, 1992)

Desse modo, devido ao acoplamento podemos ter um bom isolamento num grau de liberdade que resulte num péssimo para um outro grau (vide Fig.7.8).

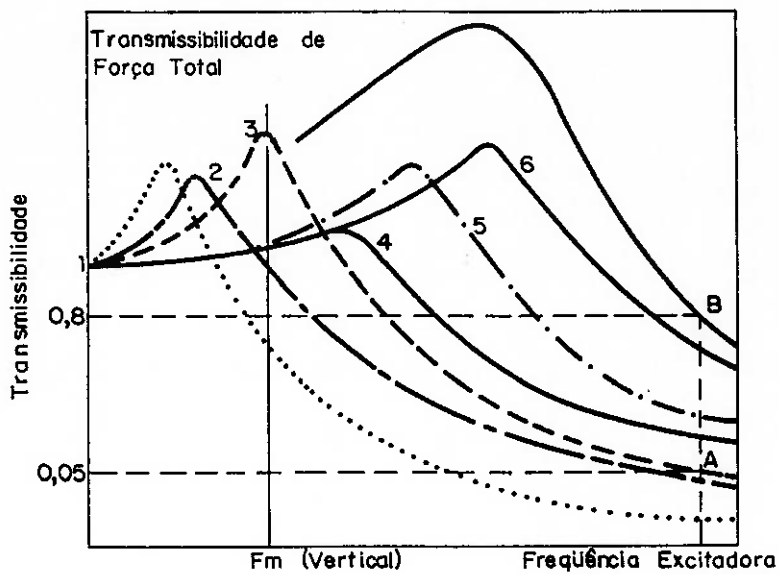


Figura 7.8. Transmissibilidade de 6 modos de acoplamentos (Gerges, 1992)

Desse modo é sempre interessante diminuir os acoplamentos. Para tanto pode-se:

1. Manter a rigidez dos isoladores na vertical similar à horizontal
2. Manter o centro de gravidade do sistema no plano de fixação dos isoladores
3. Manter as linhas de ação das forças de excitação passando pelo centro de gravidade do sistema.

Assim, pode-se montar um modelo com seis graus de liberdade para um corpo rígido montado através de elementos elásticos iguais. A equação do movimento do sistema é:

$$[M]\ddot{\mu} + [C]\dot{\mu} + [K]\mu = F \quad (7.7)$$

Onde:

- [M], [C] e [K] são as matrizes de massa, amortecimento e rigidez generalizada, respectivamente.
- $\ddot{\mu}, \dot{\mu}, \mu$  são respectivamente os vetores aceleração, velocidade e deslocamento das coordenadas generalizadas.
- F é o vetor das forças generalizadas aplicadas.

## **7.5. Outros Fatores no Projeto de Isolamento**

No item 7.3 sugeriu-se uma série de passos para projeto. A seguir vamos mostrar passos que não foram levados em conta naquela simplificação.

### **7.5.1. Ressonância do sistema**

Pelos gráficos da figura 7.5 e 7.6 vemos que para atingir o regime a máquina necessariamente passará pela frequência de ressonância. Nesse momento podem surgir grandes forças, principalmente se o amortecimento for pequeno. Mas para obter baixa

transmissibilidade em regime é necessário baixo amortecimento. Temos, então dois pontos conflitantes, sendo necessário o estudo de cada situação para fazer a opção correta.

### 7.5.2. Rigidez da Base

A base que suporta as máquinas nunca é perfeitamente rígida, ela também tem uma frequência natural. Assim é normal projetar os isoladores de modo que a frequência natural da montagem fique bem abaixo da frequência natural da base.

Os efeitos de uma fundação flexível podem ser vistos na figura a seguir.

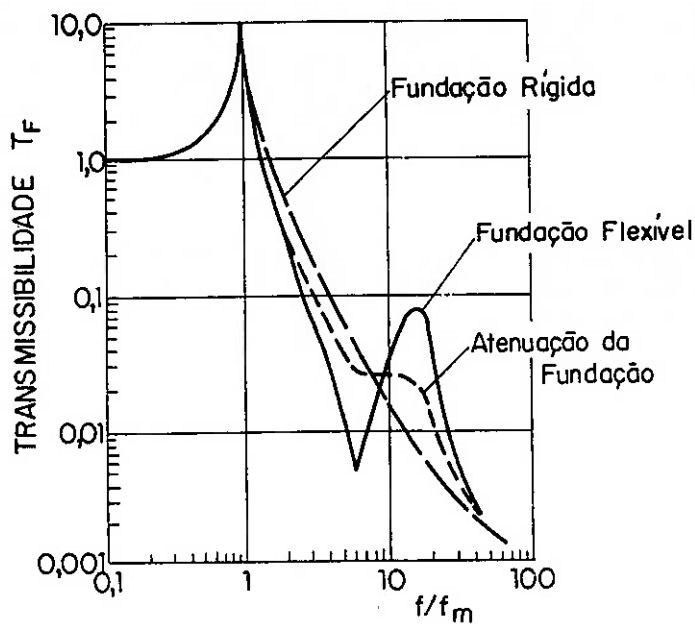


Figura 7.9. Transmissibilidade com base flexível (Gerges, 1992)



O bloco base ou fundação é geralmente feito de concreto reforçado por estrutura metálica. O conjunto de máquinas é fixado rigidamente a esse bloco e em seguida é alinhado e balanceado. O uso de bloco de base fornece estabilidade e melhora a distribuição de massas e inércias. A presença do bloco baixa o centro de gravidade até a linha horizontal da fixação dos isoladores, além de minimizar os efeitos das forças externas (vide Fig. 7.10). Devido a sua massa o bloco impõe ao sistema uma diminuição

da frequência de ressonância da montagem  $f_m = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}}$ , e assim diminui a

transmissibilidade. Além disso, uma grande massa de base minimiza o efeito do erro na estimativa do centro de massa do conjunto, onde deve-se instalar os isoladores de vibração para diminuir o acoplamento.

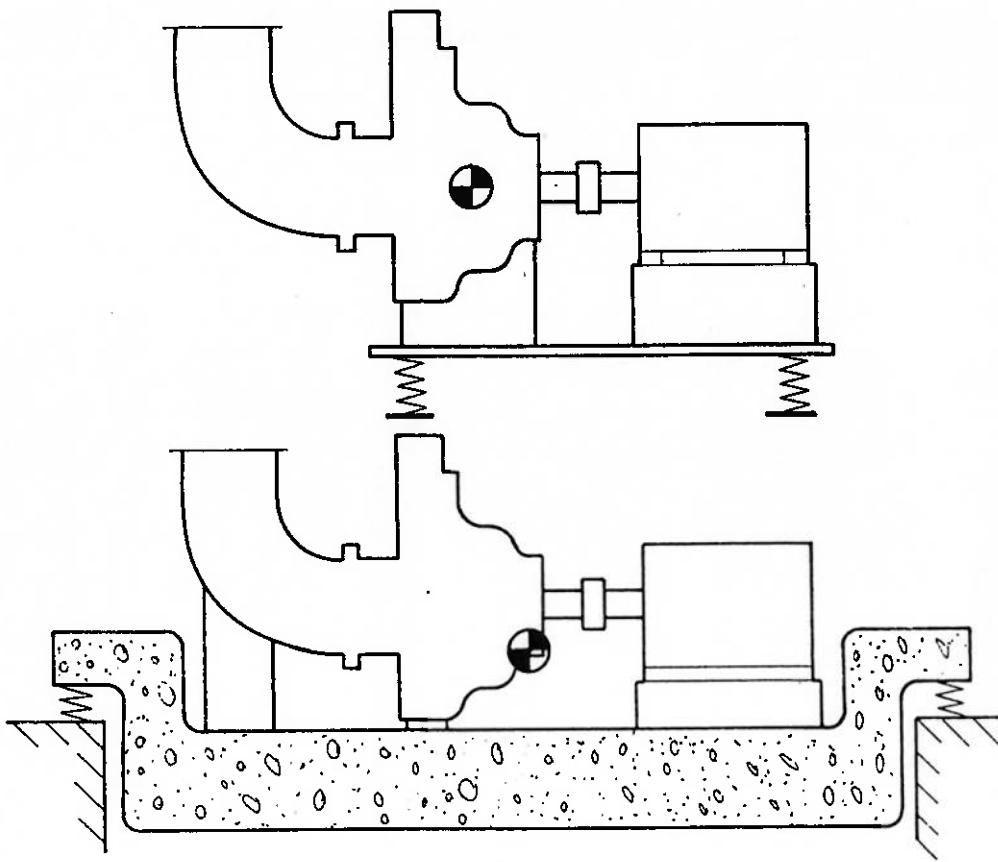


Figura 7.10. Alinhamento do CG com os pontos de fixação (Gerges, 1992)

No caso de veículos, os dois casos de isolamento são feitos: ativo e passivo. Garante-se assim proteção ao corpo do veículo e a outros equipamentos que estão sendo transportados no interior do veículo. As fontes geradoras de vibração são o motor e outras máquinas, mais as irregularidades do meio no qual o veículo se desloca (estrada, trilhos, ondas, turbulências do ar, etc.).

## **7.6. Tipos e Configurações de Isoladores de Ruído**

Existem vários tipos de isoladores para diferentes aplicações. A escolha do isolador deve levar em conta os requisitos para o correto funcionamento do sistema, tais como: deslocamentos (velocidade ou aceleração) máximos permitidos, o campo excitador, tipo de isolamento (ativo, passivo ou ambos), faixa de frequências, rigidez em várias direções e amortecimento.

Para minimizar a transmissibilidade deve-se utilizar o menor amortecimento possível. Mas há casos em que a instabilidade da máquina é parâmetro interessante, assim deve-se introduzir um amortecimento que pode ser feito via mecanismos dissipadores de energia como mecanismos viscosos onde a força de amortecimento é proporcional à velocidade ou o atrito de fricção.

A seguir pode-se ver os tipos de isoladores mais comuns:

### **7.6.1. Isoladores Metálicos**

Existem vários tipos como:

1. Molas helicoidais
2. Molas laminadas
3. Cabo de aço e
4. Isoladores de mola helicoidal com malha metálica

O tipo mais comum, o de mola helicoidal metálica, é usado para máquinas pesadas, podendo suportar grandes deflexões.

### 7.6.2. Isoladores de Elastômeros

São usados normalmente para máquinas relativamente pequenas com grande força excitadora. Elastômeros podem ser moldados em qualquer forma e tamanho. Estes isoladores são feitos de borracha natural, borracha sintética, neoprene, borracha butílica, silicone, ou combinações destas.

A figura a seguir mostra a curva típica de deflexão estática em função da força para vários valores de dureza do material.

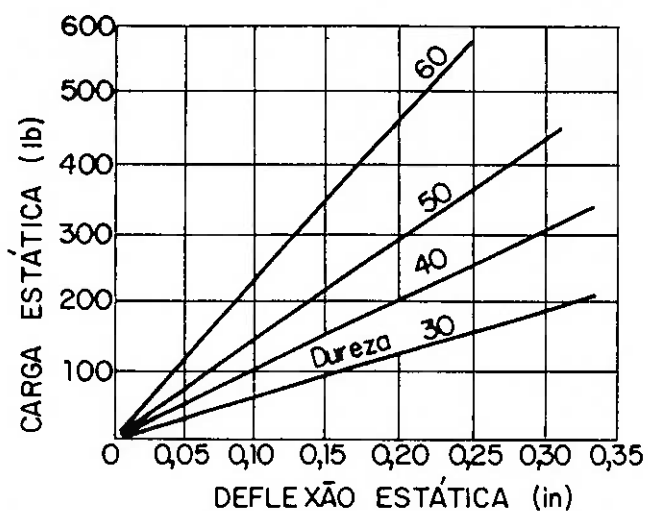


Figura 7.11. Deflexão-força-dureza (Gerges, 1992)

Quando comparados aos isoladores metálicos, os isoladores elastoméricos possuem vantagem em relação a restrições de espaço e peso em aplicações aeronáuticas. No entanto, os materiais elastoméricos são sensíveis a ambientes agressivos (ácidos ou oleosos), variações de temperatura e tem pouca durabilidade.

### 7.6.3. Isoladores Pneumáticos

A figura a seguir mostra um isolador pneumático típico, construído a partir de colchões de ar e fixado nos dois lados através de placas metálicas presas.

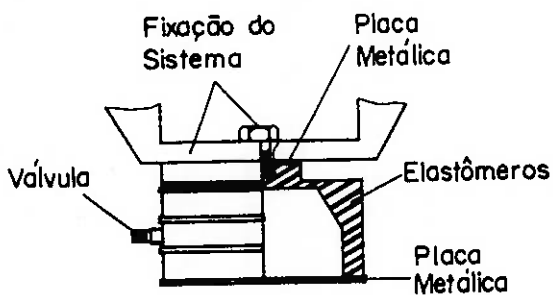


Figura 7.12. Isolador Pneumático típico (Gerges, 1992)

Uma deflexão estática nula, isolamento de até 99% e freqüências naturais abaixo de 1 Hz podem ser obtidos, o que não ocorre com molas metálicas, onde se precisa de uma certa

deflexão estática para haver um certo isolamento. A frequência natural de oscilação de uma massa sustentada por uma coluna de ar é dada por:

$$fn = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\gamma Ag}{V}} \quad (7.8)$$

onde:

$\gamma$  é a constante do gás, para o ar  $\gamma=1,4$

A é área da seção transversal do pistão sustentador da massa

g é a aceleração da gravidade

V é o volume de ar

Isoladores pneumáticos são usados para componentes de baixa frequência de choques de vibrações tendo deflexões estáticas quase nulas. Como exemplo de aplicação temos o isolamento de prensas e de equipamentos sensíveis como microscópios eletrônicos. A única desvantagem desse tipo de isolador é que ele só atua em compressão numa única direção definida.

#### 7.6.4. Isoladores tipo junta flexível

São elementos que apresentam grande flexibilidade nas direções axial e transversal, absorvendo dilatações térmicas das tubulações e minimizando a transmissão de vibrações entre máquina e estrutura. São fabricados a partir de folha metálica ou de borracha com ou sem reforço metálico. As juntas flexíveis devem ser colocadas o mais perto possível da máquina; a colocação de juntas em cotovelos fornece redução efetiva em ambas as direções. Ainda, juntas flexíveis podem também servir como absorvedores de ondas acústicas dentro de tubulações.

## 8. Cálculo de Ruídos de Ventiladores e Exaustores

### 8.1. Introdução

Vamos aqui discorrer um pouco e apresentar equações teóricas ou empíricas que permitam prever o ruído de ventiladores e exaustores.

As equações fornecem o Nível de Potência Sonora NWS, que é uma propriedade física fundamental de uma fonte de ruído. Da posse do NWS podemos calcular o Nível de Pressão Sonora a uma dada distância da fonte, operando num ambiente específico.

O entendimento físico das fontes geradoras de ruído e a dinâmica de cada máquina, junto com as principais técnicas de controle são a melhor ferramenta para especificação, projeto, e solução para o isolamento de ruído de máquinas.

Ventiladores e exaustores são sistemas de movimentação de fluido que tem o mesmo tipo de elemento principal, um rotor de pás. Os sistemas de fluxo axial funcionam para baixas pressões estáticas, portanto são pouco usados na indústria. Os sistemas de fluxo centrífugo são usados para elevadas pressões estáticas e grandes velocidades de fluxos, logo são largamente utilizados na indústria.

## **8.2. Fontes de Ruído**

Os principais mecanismos geradores de ruído em ventiladores e exaustores são:

1. Ruído Aerodinâmico do tipo banda larga gerado em regiões de fluxo turbulento e vórtices. Este mecanismo de geração de ruído contribui com as componentes mais significativas para o ruído total. A presença de elementos estacionários nesse campo rotativo, tais como suportes próximos às lâminas ou pás do ventilador pode aumentar o nível de ruído.

2. Ruído causado pela passagem das pás próxima a elementos fixos. Este é concentrado na frequência de passagem  $f_p$  e seus harmônicos  $2f_p$ ,  $3f_p$ ,..., etc, onde:

$$f_p = (\text{número de pás}) \cdot (\text{velocidade de rotação RPM}) / 60$$

3. Ruído de origem mecânica emitido por vibrações dos componentes estruturais e das pás.



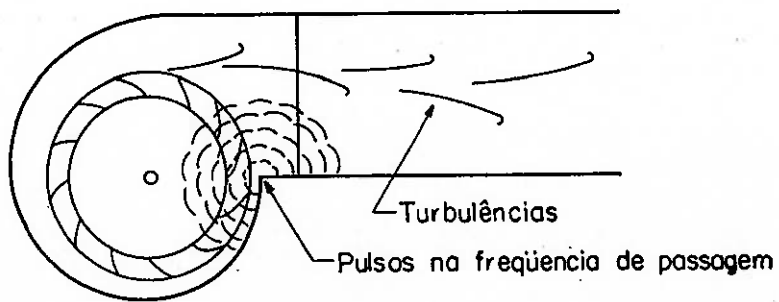


Figura 8.1. Geração de Ruído em ventiladores e exaustores. (Gerges, 1992)

### 8.3. Predição do Nível de Potência Sonora

A seguir mostraremos duas maneiras para calcular ou predizer o nível de potência sonora de um ventilador ou exaustor.

#### 8.3.1. Predição da Potência Sonora através da Eficiência Máxima.

Sendo **a** o funcionamento de um rotor fora do seu ponto de máxima eficiência e **b** o funcionamento na sua máxima eficiência temos que o funcionamento de um rotor é dado pelas seguintes equações (Lei de Som para Rotores)

$$Q_a = Q_b \left( \frac{d_a^3}{d_b^3} \right) \left( \frac{N_a}{N_b} \right) \quad (8.1)$$

$$PT_a = PT_b \left( \frac{d_a^2}{d_b^2} \right) \left( \frac{N_a^2}{N_b^2} \right) \quad (8.2)$$

$$W_a = W_b \left( \frac{d_a^5}{d_b^5} \right) \left( \frac{N_a^3}{N_b^3} \right) \quad (8.3)$$

$$NWS_a = NWS_b + 70 \log(d_a/d_b) + 50 \log(N_a/N_b) \quad (8.4)$$

Onde:

Q é a velocidade do fluxo de volume (vazão)

PT é a pressão total

W é a potência

NWS é o nível de potência sonora

d é o diâmetro do rotor

N é a velocidade de rotação (rpm)

a e b são pontos de desempenho da curva de um rotor

### 8.3.2. Predição do Nível de Potência Sonora através das características do Rotor.

Existem vários métodos para esse cálculo, a seguir pode-se ver o trabalho de Beranek, Kamperman e Allen. Neste método o nível de potência sonora em cada banda de frequência é dado por:

$$NWS = R + 77 + 10\log KW + \log Ps \quad (8.5)$$

$$NWS = R + 25 + 10\log Q + 20\log Ps \quad (8.6)$$

$$NWS = R + 130 + 10\log KW - 10\log Q \quad (8.7)$$

Onde:

R: é o fator para cada banda de 1/1 oitava dado na tabela a seguir:

Frequências [Hz]	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
Centrífugo: pás curvadas para trás	-4	-6	-9	-11	-13	-16	-19	-22
Centrífugo: pás curvadas para frente	-2	-6	-13	-18	-19	-22	-25	-30
Centrífugo: pás radiais	-3	-5	-11	-12	-15	-20	-23	-26
Axial	-7	-9	-7	-7	-8	-11	-16	-18
Fluxo misto	0	-3	-6	-6	-10	-15	-21	-27

Tab. 8.1. Valores do Fator R. (Gerges, 1992)

Ps: é a pressão estática (mm água)

KW: é potência do motor (kilowatts)

Q: é a vazão (m<sup>3</sup>/h)

## **9. Estudo de Caso: Isolamento Acústico de Ventilador de Processo na Empresa Samarco Mineração S.A.**

A Samarco Mineração S.A. destaca-se no setor de exploração do minério de ferro. A Samarco produz pelotas (pellets) de minério de ferro para os processos siderúrgicos de redução direta e alto-forno, além de finos de minério concentrado. Sua capacidade anual de produção é de 12 milhões de toneladas de pelotas de minério de ferro por ano e 1 milhão de toneladas de finos.

Analisar-se-á seguir o isolamento acústico de uma tubulação industrial de grande porte com ventilação forçada para resfriamento de pelotas de minério de ferro da Samarco Mineração S. A, localizada em Anchieta - ES. Esse isolamento acústico foi realizado pela Waytech, firma especializada em isolamento acústico.

A Samarco Mineração S.A tinha problemas com relação ao elevado ruído - de até 107 dB muito acima dos 85 dB permitidos pela legislação - produzido por um ventilador de processo de 3,5m de diâmetro utilizado para resfriar pellets de aço. Para atenuar esse ruído as seguintes ações foram tomadas:

- Medição do ruído dos diferentes pontos da tubulação
- Definição do nível de atenuação do ruído necessário baseado na legislação vigente
- Projeto do Isolamento
- Implantação do Isolamento
- Verificação do Isolamento

Após o cálculo de isolamento acústico em termos de engenharia será visto no item 9.2 o custo envolvido no projeto.

### 9.1. Cálculo do Isolamento Acústico

Para se fazer o cálculo teórico do isolamento acústico, ou seja, da perda de transmissão, PT, conseguida, deve-se calcular o efeito de isolamento de cada parte do isolamento separadamente, para depois somar esse efeito por frequência.

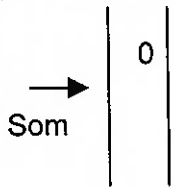


Figura 9.1. Esquema antes do isolamento, só tubulação.

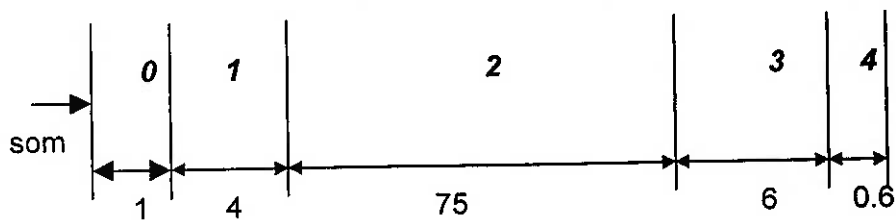


Figura 9.2. Esquema após o isolamento

Como pode-se ver na Fig. 9.2 foram agregados 4 camadas à tubulação, sendo estas compostas pelos seguintes materiais e dimensões:

1. laminado asfáltico adesivado - 4 mm de espessura
2. lã cerâmica - 75 mm de espessura
3. laminado asfáltico - 6 mm de espessura
4. cobertura de aço galvanizado – 0,6 mm de espessura.

Esta última não tem nenhum propósito de isolamento, mas sim de acabamento e proteção mecânica e proteção contra intempérie. Assim sendo, seu efeito como isolante acústico pode ser desprezado.

Como viu-se anteriormente, a absorvidade acústica ( $\alpha$ ) é função da frequência. Assim sendo, vamos discretizar o cálculo do isolamento para as frequências de 125, 250, 500, 1000, 2000 e 4000 Hz, que compõe o espectro do ruído. Sabe-se que, isolando estas frequências não isolamos somente elas mas todo um campo de frequências ao redor delas. Como não é possível isolar uma frequência única, com escolha acima feita, garante-se o isolamento de frequências intermediárias como por exemplo 700, 1500 ou 3000 Hz.

Também mostrou-se que a perda de transmissão, PT, é dada por:

$$PT = 10 \cdot \log(1/\alpha_t)$$

Sendo:

$$\alpha_a = \alpha_{\text{absorvidade}}$$

$$\alpha_t = \alpha_{\text{transmissibilidade}}$$

Assim sendo, utilizando a tabela, Gerges (1992):

Material	Coeficiente de Absorção Acústica (%)						
	Frequência	125	250	500	1000	2000	4000
Laminado Asfáltico		4	4	6	6	6	10
Lã Cerâmica 25 mm		15	35	70	85	90	90
Lã Cerâmica 50 mm		35	70	90	90	95	90
Lã Cerâmica 75 mm		40	80	95	95	95	90

Tab. 9.1. Coeficiente de Absorção Acústica em função da frequência.

A seguir, será discretizado o cálculo do isolamento acústico para cada camada do conjunto para cada frequência selecionada.

Determinaremos o coeficiente de transmissão,  $\alpha_t$ , para cada frequência. Sabendo que o coeficiente de absorção mais o coeficiente de transmissão é igual a 1.

Sabe-se que:

$$\alpha_{\text{absortividade}} + \alpha_{\text{transmissibilidade}} = 1$$

Da posse do coeficiente de transmissão  $\alpha_t$ , utilizar-se-á fórmula para Perda por Transmissão (PT), item 3.7.

$$PT = 10 \cdot \text{Log}(1/\alpha_t)$$

Obtendo-se assim uma perda de transmissão para cada material e para cada frequência considerada. Para finalizar, somar-se-á esses isolamentos dos diferentes materiais que constituem o conjunto isolante por frequência, para obter-se o isolamento total por frequência (PTT).



A partir desses pontos obter-se-á um gráfico da PTT em função da frequência que mostrará o comportamento do conjunto isolante em todo o espectro de frequências de campo. Os passos descritos anteriormente foram feitos para cada camada e são apresentados a seguir.

#### 1. laminado asfáltico:

Para o laminado, (vide Tab. 9.1) a absorção é bem pequena.

Para uma frequência de 125 Hz:

$$\alpha_{t1,125} = 1 - \alpha_{a1,125}$$

$$\alpha_{t1,125} = 1 - 0.04$$

$$\alpha_{t1,125} = 0.96$$

$$PT_{1,125} = 10 \log(1/\alpha_{t1,125})$$

$$PT_{1,125} = 10 \log(1/0,96)$$

$$PT_{1,125} = 0,18 \text{ dB}$$

$$\text{Como } \alpha_{t1,125} = \alpha_{t1,250}, \quad PT_{1,250} = PT_{1,125} = 0,18 \text{ dB}$$

Para 500 Hz

$$\alpha_{t1,500} = 1 - \alpha_{a1,500}$$

$$\alpha_{t1,500} = \alpha_{t1,1000} = \alpha_{t1,2000} = 0.94$$

$$PT_{1,500, 1000, 2000} = 10 \log(1/\alpha_{t1,500})$$

$$PT_{1,500, 1000, 2000} = 0.27 \text{ dB}$$

Para 4000 Hz

$$\alpha_{t1,4000} = 1 - \alpha_{a1,4000}$$

$$\alpha_{t1,4000} = 0.90$$

$$PT_{1,4000} = 10 \log(1/\alpha_{t1,4000})$$

$$PT_{1,4000} = 0.46 \text{ dB}$$

## 2. Lã Mineral (Cerâmica)

Analogamente, agora para a lã mineral:

Para 125 Hz:

$$\alpha_{t2,125} = 1 - \alpha_{a2,125}$$

$$\alpha_{t2,125} = 1 - 0.40 = 0.6.$$

Assim:

$$PT_{2,125} = 10 \log(1/\alpha_{t2,125})$$

$$PT_{2,125} = 10 \log(1/0.6)$$

$$PT_{2,125} = 2,22 \text{ dB}$$

Para 250 Hz:

$$PT_{2,250} = 10 \log(1/0.2)$$

$$PT_{2,250} = 6,99 \text{ dB}$$

Para 500, 1000 e 2000 Hz:

$$PT_{2,500,1000,2000} = 10 \log(1/0.05)$$

$$PT_{2,500,1000,2000} = 13,01 \text{ dB}$$

Para 4000 Hz:

$$PT_{2,4000} = 10 \log(1/0.1)$$

$$PT_{2,4000} = 10 \text{ dB}$$

Discretizou-se então o isolamento em função da frequência.

Agora, pode-se somar os isolamentos de cada material para uma dada frequência obtendo-se assim, o isolamento produzido pelo conjunto em função da frequência, e como temos no conjunto isolante duas camadas de laminado asfáltico e uma camada de lã cerâmica:

$$PTT = PT_{\text{conjunto}} = 2 \cdot PT_1 + PT_2$$

Assim podemos construir a tabela a seguir:

Frequência (Hz)	PT 1 (dB)	PT 2 (dB)	PTT = 2*PT1 + PT2
125	0,18	2,22	2,58
250	0,18	6,99	7,35
500	0,27	13,01	13,55
1000	0,27	13,01	13,55
2000	0,27	13,01	13,55
4000	0,46	10	10,92

Tab. 9.2. PT função da frequência

Assim sendo como o isolamento vale para faixas de frequências, pode-se traçar o gráfico perda de transmissão (isolamento) em função da frequência.

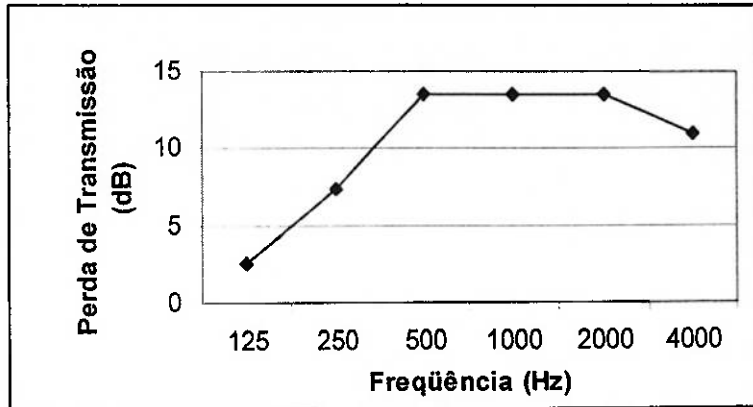


Figura9.3. PTT x Frequência.

A Waytech utilizando medidores de nível de pressão sonora, obteve o espectro do ruído da tubulação antes do isolamento que pode ser visto na figura a seguir.

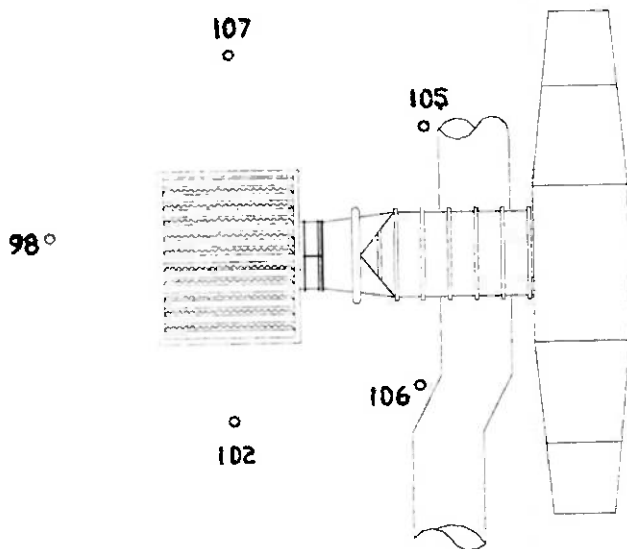


Figura 9.4. Medições de campo (NPS) da Waytech antes do isolamento.

Se garantirmos o isolamento na localização de maior amplitude verificada, no ponto 107, onde NPS=107 dB, garantimos que o restante também estará suficientemente isolado, ou seja, estará dentro de um máximo de 90 dB. Da posse desse espectro como não se pode simplesmente somar decibéis, é preciso converter esses decibéis para razões de pressão ao quadrado. A razão de pressão ao quadrado é calculada da seguinte forma:

$$NPS = 10 \log (P^2/Po^2)$$

$$P^2/Po^2 = 10^{NPS/10}$$

Essa razão de pressão ao quadrado pode ser somada de forma aritmética. Assim:

$$P_1^2/Po^2 + P_2^2/Po^2 + P_3^2/Po^2 + \dots + P_n^2/Po^2 = P_{GLOBAL}^2/Po^2$$

Uma vez obtida essa soma, aí pode-se voltar e realizar a conversão para dB:

$$NPS_{GLOBAL} = 10 \cdot \log (P_{GLOBAL}^2/Po^2).$$

Assim construiu-se a tabela a seguir:

Frequência (Hz)	NPS – Nível de Pressão Sonora(dB)	$P^2/Po^2$ – razão de pressão ao quadrado
125	78	63095734,45
160	80	100000000
200	81	125892541,2
250	78	63095734,45
315	88	630957344,5
400	94	2511886432
500	103	19952623150
630	94	2511886432
800	97	5011872336
1000	94	2511886432
1250	96	3981071706
1600	93	1995262315
2000	93	1995262315
2500	88	630957344,5
3150	88	630957344,5
4000	85	316227766
GLOBAL	106,34	43032934925

Tab. 9.3 Espectro do Ruído no ponto 107 medido pela Waytech.

Assim pode-se traçar o gráfico do espectro:

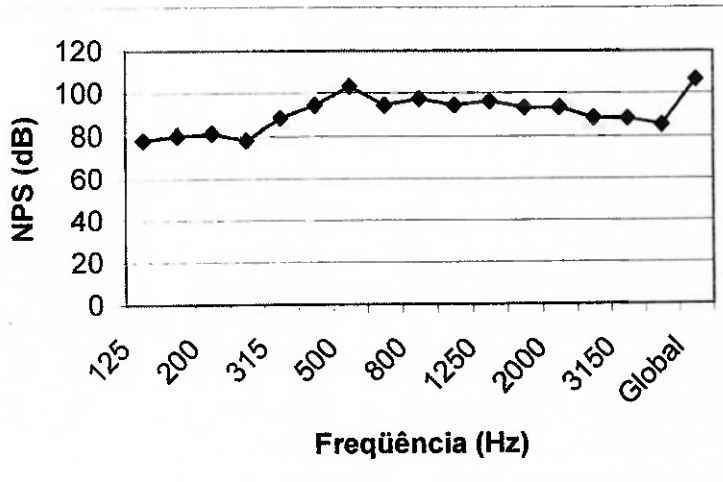


Figura 9.5. Espectro do Ruído de 107 dB.

Comparando, antes e após o isolamento (utilizando os dados das Tabela 9.2 e 9.3) pode-se gerar a tabela a seguir:

Frequência (Hz)	NPS Antes do Isolamento (dB)	$P^2/Po^2$ – razão de pressão ao quadrado Antes do isolamento	PTT (dB)	Frequência (Hz)	$P^2/Po^2$ – razão de pressão ao quadrado Após Isolamento (dB)	NPS Após Isolamento ( $N/m^2$ )
125	78	63095734,45	2,58	125	75,42	34833731,5
250	78	63095734,45	7,35	250	70,65	11614486,14
500	103	19952623150	13,55	500	89,45	881048873
1000	94	2511886432	13,55	1000	80,45	110917481,5
2000	93	1995262315	13,55	2000	79,45	88104887,3
4000	85	316227766	10,92	4000	74,08	25585858,87
Global	106,34	24902191131	-	-	90,61	1152105318

Tab.9.4. Nível de Pressão Sonora antes e após o isolamento.

Pode-se assim, superpor os gráficos de NPS:

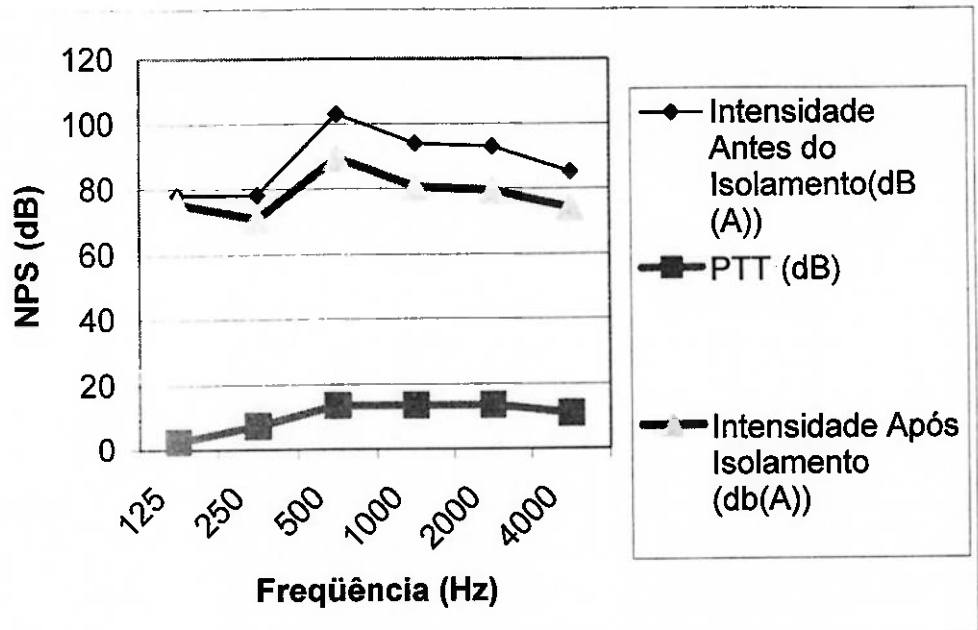
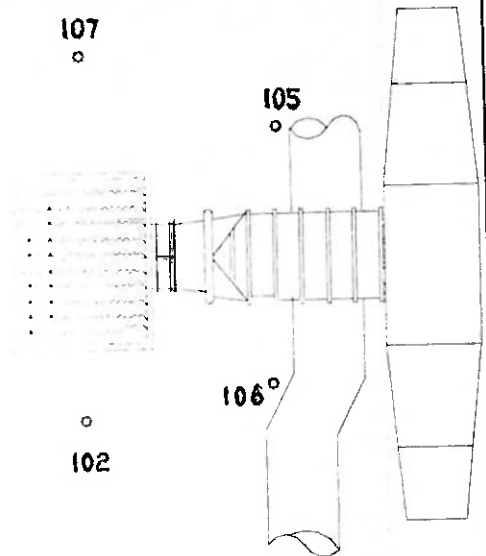


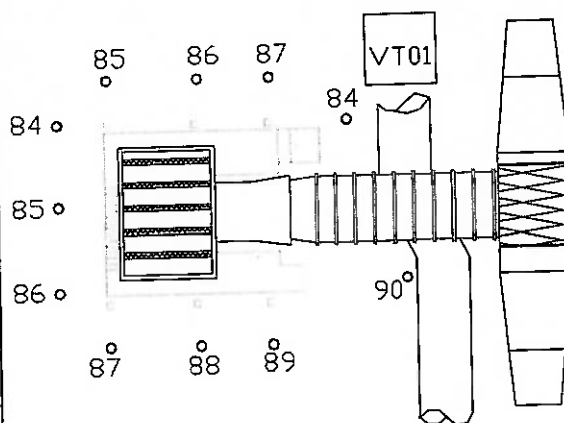
Figura 9.6. Gráfico de Nível de Pressão Sonora (NPS) antes e após o isolamento e PTT.

A Waytech realizou a medição do Nível de Pressão Sonora antes e após o isolamento (vide Fig. 9.7).

## ANTES DAS IMPLANTAÇÕES



## APÓS AS IMPLANTAÇÕES



Nível médio = 103 dB(A)

**Redução média = 17 dB**

Nível médio = 86 dB(A)

Figura 9.7. Medições de campo feitas por Waytech.

Se compararmos os resultados teóricos calculados (Tabela 9.4) com as medições de campo da Waytech, que podem ser vistas na figura 9.6, veremos que o modelo utilizado é uma boa aproximação da realidade.

Pelos cálculos teóricos reduziríamos de 106.34 para 90.60 dB, e pelas medidas de campo da Waytech observou-se uma redução de 107 para 87 dB. Essa diferença de aproximadamente 4% é aceitável.



## 9.2. Cálculo dos Custos Envolvidos no Isolamento da Tubulação

Vamos agora discorrer um pouco sobre os custos envolvidos no projeto de isolamento acústico desse ventilador industrial. É importante que se tenha essa noção, já que o custo pode inviabilizar a compra/venda do isolamento.

Dados:

- diâmetro da tubulação:  $\phi = 3,5 \text{ m}$ .
- circunferência:  $C = \pi \times \phi$
- comprimento L da tubulação a ser revestida vale:  $L = 15\text{m}$
- área total A é:  $A = C \times L$

$$C = 11,0 \text{ m}$$

$$A = 165 \text{ m}^2$$

Essa é a área que cada material utilizado deverá possuir, vamos desprezar o aumento de diâmetro que ocorre a cada revestimento, já que ele é muito pequeno se comparado ao diâmetro da tubulação.

Em contato direto com a tubulação utilizou-se laminado asfáltico com adesivo de 4 mm de espessura. Custo:

$$C1 = \text{R\$ } 15,00 / \text{m}^2$$

Multiplicando pela área:

$$T1 = C1 \times A$$

$$T1 = R\$ 2475,00$$

Sobre esse laminado asfáltico colocou-se como absorvedor, lã mineral. Custo:

$$C2 = R\$ 30,00 / m^2$$

Multiplicando pela área:

$$T2 = R\$ 4950,00$$

Sobre essa lã de cerâmica, colocou-se outro laminado asfáltico este agora sem adesivo.

Custo:

$$C3 = R\$ 8,00 / m^2$$

Multiplicando pela área:

$$T3 = R\$ 1320,00$$

Sobre esse laminado asfáltico, para que o conjunto isolante não ficasse exposto ao ar colocou-se uma chapa de aço de 0,3 mm de espessura. Custo:

$$C4 = R\$ 12,00 / m^2$$

Multiplicando pela área:

$$T4 = R\$ 1980,00$$

Somando então esses totais parciais:

$$T = T1 + T2 + T3 + T4$$

$$T = 2475,00 + 4950,00 + 1320,00 + 1980,00$$

$$T = R\$ 10725,00.$$

Esse é o custo total do material envolvido no trabalho, R\$ 10.725,00. É claro que existem outros custos envolvidos como mão de obra de instalação, manutenção, o próprio projeto etc. Mas levando-se em conta somente o material, as grandes dimensões do ventilador industrial em questão e a bem feitoria que esse isolamento pode significar em termos da saúde de seus empregados, assim evitando processo judiciais por danos à audição que envolveriam somas muito maiores que este custo, tem-se que este custo de material de R\$ 10.725,00 é um custo baixo.

## 10. Conclusão

Pode-se ver então, que existe uma grande diversidade de isolantes acústicos e de montagens para os mesmos, e como esses materiais se devidamente combinados e montados são capazes de reduzir significativamente o ruído. Seja por confinamento (isolamento), absorção ou combinação desses dois efeitos.

Viu-se na análise de um caso real como o da Samarco Mineradora S.A, como é importante e confiável o cálculo teórico de um isolamento acústico para atingir o resultado esperado. A diferença entre o calculado em projeto e o medido após a implantação foi de apenas 4% (quatro por cento).

Além disso, a sociedade esta se mobilizando para acabar com o excesso de ruído, daqui a alguns anos será normal que um eletrodoméstico esteja na prateleira de uma loja com um selo indicando seu nível de ruído. Em breve, dever-se-á seguir a uma série de normas que regulamentarão, de modo cada vez mais eficaz e rigoroso, o nível de ruído permitido para uma determinada atividade.

Na solução de um problema de ruído deve-se considerar todas as soluções viáveis e o custo/benefício de cada uma delas. O custo de redução de ruído envolve um projeto, uma implantação, manutenção. Isso pode ser quantificado em função da atenuação desejada. O benefício de atenuar o ruído é eliminar reclamações, pagamento de insalubridade, aposentadorias por surdez profissional, custo de assistência médica, ausência no serviço, ..., etc. O ponto de equilíbrio custo/benefício significa um balanço entre custo de redução

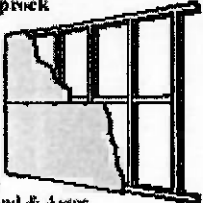


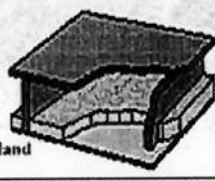


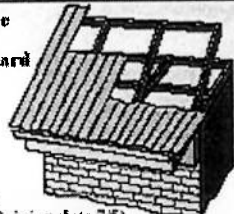

de ruído e os benefícios financeiros através da eliminação da ilegalidade (multas). Isso mostra como é importante a real fiscalização da indústria e de diversos outros setores da sociedade geradores de ruído.

É importante lembrar que os benefícios sociais de se diminuir o nível de ruído no ambiente industrial e mantê-lo num patamar aceitável (isto é que não lese o aparelho auditivo do colaborador para que eles possam assumir suas responsabilidades sociais e familiares para contribuir com a sociedade) são incalculáveis. Ou seja, a saúde dos colaboradores não deve nem pode ser vendida por pagamento extra por insalubridade, por aposentadorias antecipadas, por surdez ou qualquer outra razão do gênero, porque esse custo sim é altíssimo para a sociedade.

Assim sendo, sabendo que a sociedade esta percebendo como são custosos os gastos relacionados ao excesso de ruído, vemos que o isolamento acústico e a redução de ruído são campos para desenvolvimento e aplicação da engenharia de grande potencial para longo, médio e inclusive curto prazo.






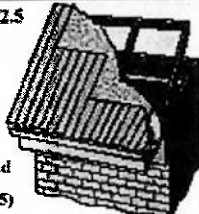

## **11. Anexos - Atualidades em Isolantes Acústicos.**

A Seguir, veremos uma série de materiais isolantes acústicos que foram pesquisados neste trabalho, onde estarão presentes produtores e características que diferenciam esses isolantes.

STANDARD LIGHTWEIGHT CONSTRUCTION Sound Audible		LOW LEVEL ACTION Muffling of Sound	
Walls Internal	<p>One layer of 10mm Gyprock plasterboard fixed to 90x45mm timber studs at 600mm centres with another layer of 10mm Gyprock Plasterboard</p>  <p><b>STC 32</b> Sound Estimate: Peter R. Knowland &amp; Assoc.</p>	<p>Add Bradford R2.0 Fibertex Rockwool Building Batts to the cavity</p>  <p><b>STC 37</b> Sound Estimate: Peter R. Knowland &amp; Assoc. (Opinion date 7/5)</p>	
2 Storey Home Timber Floor Ceiling System	<p>100x20mm 19mm yellow tongue Structaflor, 200x50mm timber joists at 450mm centres. One layer of 13mm Gyprock Plasterboard</p>  <p><b>STC 35</b> Sound Estimate: CSR 9/75 with opinion Peter R. Knowland &amp; Assoc.</p>	<p>Addition of Bradford 2.0 Gold Batts</p>  <p><b>STC 39</b> Sound Estimate: Peter R. Knowland &amp; Assoc.</p>	
Tiled Roof (Pitched) with a flat ceiling system	<p>Monier concrete tile roof with one layer of Gyprock Supacell plasterboard fixed at 600mm centre</p>  <p><b>STC 33</b> Sound Estimate: Peter R. Knowland &amp; Assoc (Opinion date 7/5)</p>	<p>Addition of Bradford 2.5 Gold Batts between joists</p>  <p><b>STC 41</b> Sound Estimate: Peter R. Knowland &amp; Assoc (Opinion date 7/5)</p>	
Metal Roof (Pitched) with a flat ceiling system	<p>Metal roof with one layer of Gyprock Supacell plasterboard fixed at 600mm centres</p>  <p><b>STC 34</b> Peter R. Knowland &amp; Assoc (Opinion date 7/5)</p>	<p>Addition of Bradford R2.0 Anticon foil faced building blanket over roof rafters under metal roofing material</p>  <p><b>STC 40</b> Sound Estimate: Peter R. Knowland &amp; Assoc (Opinion date 7/5)</p>	

Back to main page.



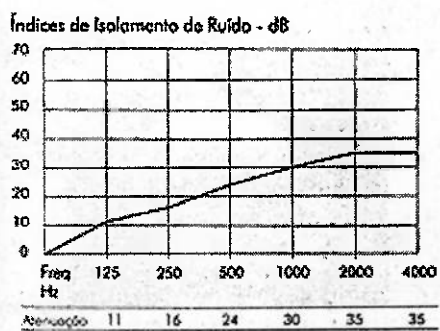
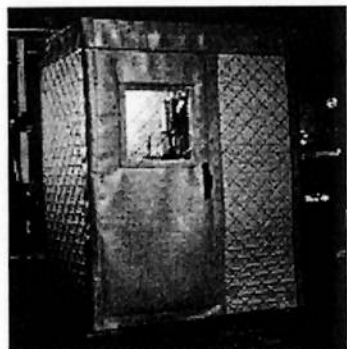
		MEDIUM LEVEL ACTION Reducing sound so that source cannot be determined		HIGH LEVEL ACTION* Deaden noise so that it is barely audible	
Walls Internal	Addition of resilient channels to both sides of the wall.  <b>STC 45</b> Sound Estimate: Peter R. Knowland & Assoc. (Opinion dated 7/5)	 <p>RESILIENT CHANNEL</p>	Replace 10mm Gyprock plasterboard with 16mm Gyprock Fyretek. Gyprock Resilient Mounts Screw fixed to studs. Clip furring to resilient mounts.  <b>STC 51</b> Sound Test: CSIRO Hax 083 & P. R. Knowland * Floor bracing may be req'd under internal walls	 <p>FURRING CHANNEL RESILIENT MOUNT</p>	
	Addition of Gyprock Resilient Mounts attached to metal furring channel with 13mm Gyprock plasterboard screw fixed.  <b>STC 52</b> Sound Test: CSIRO (N.Ryde) ANS 93/05 Opinion: Peter R. Knowland & Assoc.	 <p>FURRING CHANNEL RESILIENT MOUNT</p>	Addition of carpet on Omarlay Gold underlay. Additional layer of 13mm Gyprock plasterboard.  <b>STC 55</b> Sound Test: CSIRO (N.Ryde) TLA 321 with opinion P. R. Knowland & Assoc.	 <p>FURRING CHANNEL RESILIENT MOUNT</p>	
Tiled Roof (Pitched) with a flat ceiling system	Substitute Bradford R2.5 Gold Batts with Bradford R3.0 Fibertex Rockwool Building Batts and install Bradford Medium Duty (733) Thermofoil over the rafters.  <b>STC 45</b> Sound Estimate: Peter R. Knowland & Assoc. (Opinion dated 7/5)		Addition of Bradford Soundlagg (6 kg/m²) over ceiling joists.  <b>STC 50</b> Sound Estimate: Peter R. Knowland & Assoc. (Opinion dated 7/5).		
Metal Roof (Pitched) with a flat ceiling system	Addition of Bradford R2.5 Fibertex Rockwool Building Batts between ceiling joists.  <b>STC 45</b> Sound Estimate: Peter R. Knowland & Assoc. (Opinion dated 7/5)		Replace Supacell with 2 layers of 13mm Gyprock plasterboard fixed to metal furring channel at 600mm centres attached to Gyprock Resilient Mounts.  <b>STC 52</b> Sound Estimate: Peter R. Knowland & Assoc.		

Back to main page.





## SONEXcabin

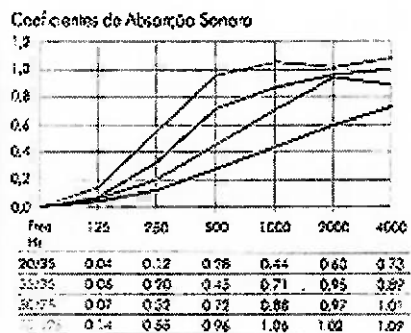


**Material:** Painel flexível para montagem de cabines acústicas sob medida, composto de barreira vinílica, material de absorção sonora e cobertura impermeável de alta resistência mecânica, fornecido na cor cinza claro, espessura de 25 mm e densidade de 7,32 kg/m<sup>2</sup>.

**Sustentação:** estrutura metálica

**Flamabilidade:** ASTM E-84 - Classe 1

SONEX



**Material:** Espuma flexível de poliuretano, Auto-extinguível,  
densidade 32 Kg/m<sup>3</sup>, com Superfície esculpida em cunhas anecóicas.

**Dimensão das Placas:** 1000 x 1000 mm

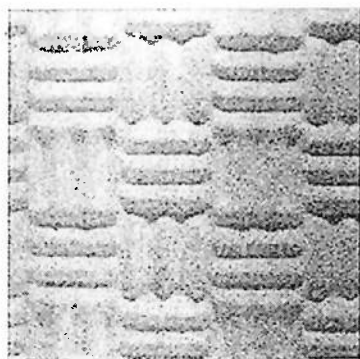
**Espessuras Disponíveis:** 20,35, 50 e 75 mm

**Cores: Natural:** cinza grafite

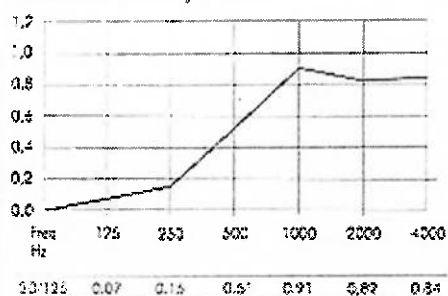
**Pintado:** diversas cores

**Flamabilidade:** UL-94 HF-1.

SONEXsoft



Coefficientes de Absorção Sonora



**Material:** Espuma flexível de poliuretano, Auto-extinguível, densidade 32 Kg/m<sup>3</sup>, com superfície levemente esculpida em cunhas Anecóicas.

**Dimensão das Placas:** 1000 x 1000 mm

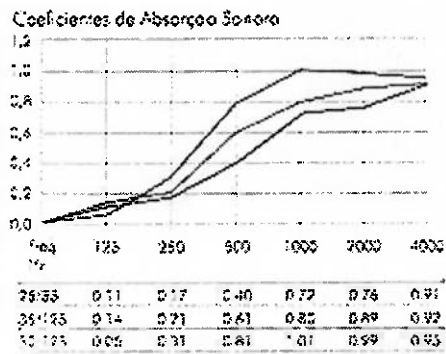
**Espessura Disponível:** 30 mm

**Cores:** Natural: cinza grafite.

**Pintado:** diversas cores

**Flamabilidade:** UL-94 HF-1

SONEXilltec



**Material:** Espuma semi-rígida especial Illtec,

praticamente incombustível, densidade 10 Kg/m<sup>3</sup>

**Dimensão das Placas:** 1200 x 600 mm

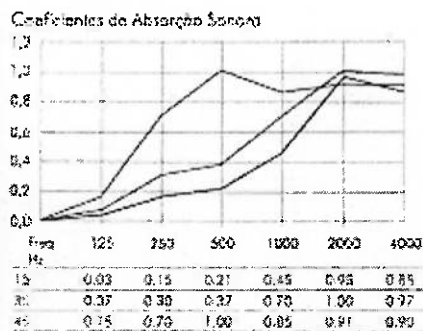
**Espessuras Disponíveis:** 25,35 e 50mm

**Cores:** Natural: branco

**Pintado:** diversas cores

**Flamabilidade:** UL-94 VO ASTM E84 - Classe 1

SONEXroc



**Material:** Espuma flexível de poliuretano, de textura irregular com aparência de concreto, cinza-claro, auto-extinguível, densidade 30 Kg/m<sup>3</sup>.

**Dimensão das Placas:** 600 x 600 mm;

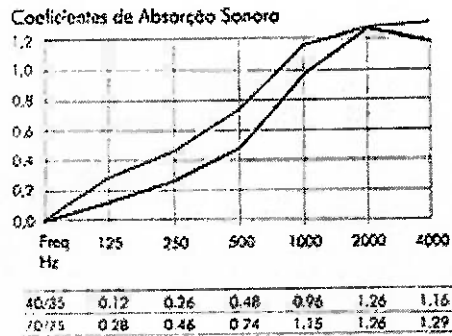
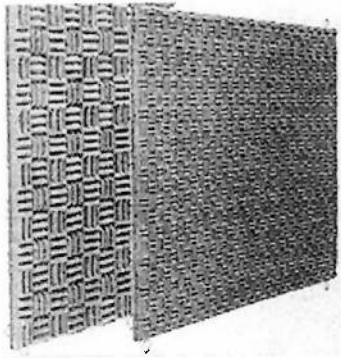
618 x 618 mm (versão autoportante)

**Espessura Disponível:** 15,20, 30 e 45mm

**Pintado:** diversas cores

**Flamabilidade:** UL-94 HF-1

## SONEXbaffle



**Material:** Espuma flexível de poliuretano, auto-extinguível, densidade 32 Kg/m<sup>3</sup> e estrutura metálica com ganchos nas 4 extremidades, para sustentação e instalação

**Dimensão dos Painéis:** 1200 x 800 mm;

1000 x 500 mm;

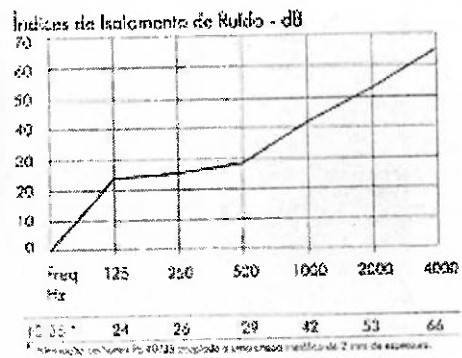
1000 x 330; 500 x 330 mm

**Espessura Disponível:** 40 e 70mm

**Cores:** Natural: cinza grafite **Pintado:** diversas cores

**Flamabilidade:** UL-94 HF-1

SONEXPb



**Material:** Espuma flexível de poliuretano, auto-extinguível, densidade 32 Kg/m<sup>3</sup> e lençol de chumbo de 0,3mm de espessura como camada interna da placa.

**Dimensão dos Painéis:** 500 x 500 mm;

**Espessura Disponível:** 40 (simples); 540mm (dupla camada de chumbo)

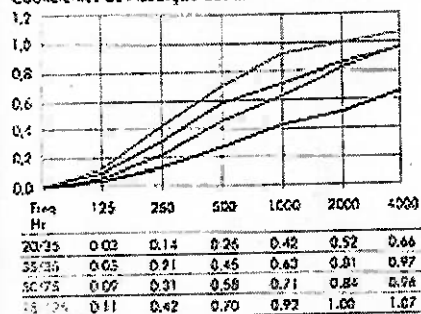
**Cores:** Natural: cinza grafite **Pintado:** diversas cores

**Flamabilidade:** UL-94 HF-1

SONEXflexonic



Coefficientes de Absorção Sonora



**Material:** Espuma flexível de poliuretano, densidade 30 Kg/m<sup>3</sup>, com superfície esculpida em cunhas anecóicas.

**Dimensão das Placas:** 1200 x 600 mm

**Espessuras Disponíveis:** 20, 35, 50 e 75 mm

**Cores:** Natural: cinza grafite.

**Pintado:** diversas cores

**Resistência ao fogo:** UL-94 HF-1



## 12. Referências Bibliográficas e Sites

Close, Paul D. **Sound Control and Thermal Insulation of Buildings**

**Handbook of Noise and Vibration Control**

Cadiergues, R. **Aislamiento y Protección de las Construcciones**

Revista Semestral da Sociedade Brasileira de Acústica (SOBRAC), Nº 26, Dez/2000.

**Acústica & Vibrações.**

Bistafa, Silvio. **Acústica: Técnicas de Controle de Ruídos**, UNESP/FE, 1988

**Measurements in Building Acoustics**, Brüel & Kjaer

Gerges, Samir N. Y. **Ruído: Fundamentos e Controle**. 1. ed. Departamento de

Engenharia Mecânica, Florianópolis

Sites na Internet:

- [www.sonex.com.br](http://www.sonex.com.br)
- [www.acousticblok.com](http://www.acousticblok.com)

FACUNDO DANIEL MAIZTEGUI CARRERA  
NºUSP 1019110

## **Isolamento e Controle de Sons, Ruídos e Vibrações**

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

PMC-581 Projeto Mecânico II

Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica – Energia e Fluidos

Orientador: Prof. Alberto Hernandez Neto

São Paulo  
2001