

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

QUALIFICAÇÃO DE CÂMARA REVERBERANTE PARA
MEDIDA DE PÔTÊNCIA SONORA E AVALIAÇÃO DA QUALIDADE
ACÚSTICA DE UM APARELHO DE AR CONDICIONADO

TESE SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA

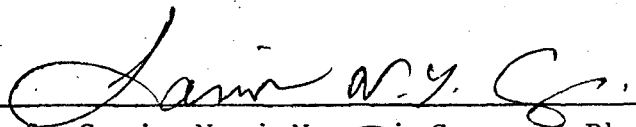
HUMBERTO NOCETTI BEZ

FLORIANÓPOLIS
SANTA CATARINA - BRASIL
ABRIL - 1983

QUALIFICAÇÃO DE CÂMARA REVERBERANTE PARA
MEDIDA DE POTÊNCIA SONORA E AVALIAÇÃO DA QUALIDADE
ACÚSTICA DE UM APARELHO DE AR CONDICIONADO

HUMBERTO NOCETTI BEZ

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA PARA A OBTENÇÃO
DO TÍTULO DE "MESTRE EM ENGENHARIA"
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA E APROVADA
EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO



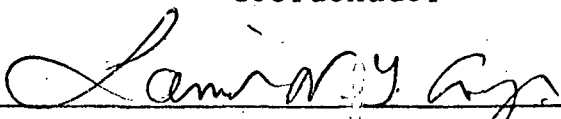
Prof. Samir Nagi Yousri Gerges, Ph.D.

Orientador



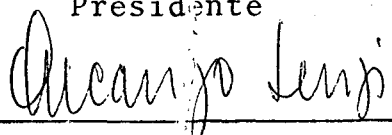
Prof. Arno Blass, Ph.D.

Coordenador

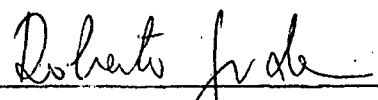


Prof. Samir Nagi Yousri Gerges, Ph.D.

Presidente



Prof. Arcanjo Lenzi, M.Sc.



Prof. Roberto Jordan, M.Eng.

BANCA EXAMINADORA

AGRADECIMENTOS

- Ao Prof. Samir Nagi Yousri Gerges, pela paciência e ao nível de conhecimentos transmitidos durante a orientação.
- Aos Profs. Roberto Jordan, Renan Roberto Brazzalle e Peter Leonard Tanner pela orientação na parte experimental.
- Ao Manoel (Maneca), Baldoino e Adilto (Paru) pelo apoio na parte de construção e execução de peças.
- Ao CNEN pelo apoio financeiro.
- Aos demais colegas e professores do curso de Pós-Graduação na área de Vibrações e Acústica.

Í N D I C E

RESUMO	x
1 - INTRODUÇÃO	1
1.1 - Introdução	1
1.2 - Objetivos do Trabalho	2
1.3 - Plano de Trabalho	2
1.4 - Conceitos Básicos	3
1.4.1 - Nível de Pressão Sonora e Nível de Potência Sonora	3
1.4.2 - Campo Livre e Campo Reverberante	5
2 - QUALIFICAÇÃO DA CÂMARA ACÚSTICA	13
2.1 - Introdução	13
2.2 - Descrições Gerais da Câmara	14
2.3 - Instrumentação	15
2.4 - Qualificação da Câmara sem Difusores Estacionários	16
2.4.1 - Medidas do Tempo de Reverberação	16
2.4.2 - Cálculo do Desvio Padrão	18
2.5 - Qualificação da Câmara com Difusores Estacionários	22
2.6 - Câmara Reverberante com Absorvedores de Baixa Frequência	24
2.7 - Conclusão	26

- 3 - VERIFICAÇÃO DA QUALIFICAÇÃO DA CÂMARA REVERBERANTE 37
 - 3.1 - Introdução 37
 - 3.2 - Medidas do Nível de Potência Sonora 37
 - 3.2.1 - Câmara com Absorvedores 40
 - 3.3 - Conclusão 40

- 4 - MEDIDA DA POTÊNCIA SONORA IRRADIADA POR UM APARELHO DE AR CONDICIONADO 45
 - 4.1 - Introdução 45
 - 4.2 - Fontes de Ruído 46
 - 4.3 - Método de Medição 48
 - 4.4 - Resultados Obtidos 49
 - 4.5 - Conclusão 50

- 5 - ANÁLISE DO RUÍDO E VIBRAÇÕES DO APARELHO DE AR CONDICIONADO 55
 - 5.1 - Introdução 55
 - 5.2 - Curvas NR 56
 - 5.3 - Qualidade Acústica do Aparelho de Ar Condicionado 57
 - 5.4 - Análise das Vibrações de Componentes do Aparelho de Ar Condicionado 60
 - 5.5 - Análise do Ruído Emitido pelo Aparelho de Ar Condicionado 67
 - 5.6 - Conclusão 69

- 6 - IDENTIFICAÇÃO DAS FONTES DE RUÍDO 87
 - 6.1 - Introdução 87
 - 6.2 - Coeficiente de Coerência 88

6.3 - Método de Medição	92
6.4 - Análise dos Resultados Obtidos	93
6.4.1 - Análise para o Aquecimento Alto Máximo	93
6.4.2 - Análise para a Ventilação Alta	95
6.5 - Conclusão	96
7 - SUMÁRIO, CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	109

LISTA DE SÍMBOLOS

- a Absorção total da sala (Sabins)
- B Pressão atmosférica (milibares) (Cap. 1)
- Largura de banda efetiva (Hz) (cap. 5)
- c Fator de correção devido a variação do nível de pressão sonora com a temperatura e a pressão atmosférica
- f Frequência (Hz)
- f_B Frequência dos pás (Hz)
- f_c Frequência de corte (Hz)
- f_{max} Frequência máxima de análise (Hz)
- $F(\theta, \phi)$ Função do fator de directividade da fonte
- $G_x(f)$ Potência espectral de $x(t)$
- $G'_x(f)$ Potência espectral medida no transdutor x
- $G'_y(f)$ Potência espectral medida no transdutor y
- $G'_{yx}(f)$ Potência espectral cruzada entre $x(t)$ e $y(t)$
- $G'_{yx}(f)$ Potência espectral cruzada medida
- $G_y^* x(f)$ Conjugado complexo de $G_{yx}(f)$
- $H(f)$ Transformada de Fourier de $h(t)$
- $H^*(f)$ Conjugado complexo de $H(f)$
- $h(t)$ Função de transferência de um sistema linear
- i número inteiro

- k Constante de proporcionalidade
- L_i Nível de pressão sonora para cada posição de fonte em cada banda de 1/1 de oitava (dB)
- L_m Média aritmética dos níveis de pressão sonora para cada frequência para todas as posições da fonte (dB)
- L_p Nível de pressão sonora de uma fonte qualquer (dB)
- L_{pr} Nível de pressão sonora de uma fonte de referência (dB)
- L_x Fator de ganho do transdutor em x
- L_y Fator de ganho de transdutor em y
- L_w Nível de potência sonora de uma fonte qualquer (dB)
- L_{wr} Nível de potência sonora de uma fonte de referência (dB)
- N Número de amostragem (cap. 5)
- Número de pás de um ventilador axial (Cap. 4)
- Número de posições da fonte (cap. 2)
- \bar{N} Número de graus de liberdade
- n Número de médias usadas
- $\langle p^{-2} \rangle$ Valor médio quadrático no tempo e espaço da pressão acústica
- Q Fator de directividade de uma fonte de ruído
- r Distância entre um determinado ponto e uma fonte de ruído (m)
- S Área total das superfícies de uma sala (m^2)
- s Desvio padrão do nível de pressão sonora

- S_i Área de cada superfície de uma sala (m^2)
 S_1 Área de uma esfera que contorna uma fonte (m^2)
 T Tempo de reverberação (s)
 V Volume de uma sala (m^3)
 W Potência Acústica emitida por uma fonte de ruído qual
quer
 $x(t), y(t)$ Variáveis em função do tempo
 $X(f)$ Transformada de Fourier de $x(t)$
 $X'(f)$ Espectro medido por um transdutor no ponto x
 $X^*(f)$ Conjugado complexo de $x(f)$
 $X'^*(f)$ Conjugado complexo de $x'(f)$
 $Y'(f)$ Espectro medido por um transdutor no ponto y
 $\bar{\alpha}$ Absorção média das superfícies de uma sala (Sabin/ m^2)
 γ^2 Coeficiente de coerência
 Δt Intervalo de amostragem (S)
 ρ_{oc} Impedância característica do meio (Rayls)
 σ Desvio padrão normalizado da potência sonora
 ζ Tempo de registro (s)
 λ Comprimento de onda da frequência central de banda (m)

RESUMO

No Brasil, devido ao clima quente, é necessário o uso de sistemas de ar condicionado para melhorar a qualidade de vida em casa, no trabalho, em hospitais, etc. Os modelos de aparelho de ar condicionado que existem tendem a ser pequenos no tamanho com alta eficiência térmica, sem se dar muita importância para a sua qualidade acústica.

Este trabalho tem a finalidade de avaliar a qualidade acústica de um aparelho de ar condicionado de fabricação nacional. Inicialmente, foi preparada a câmara reverberante da UFSC e qualificada de acordo com a norma ISO 3741, e a potência sonora do aparelho foi medida.

O nível de pressão sonora do aparelho foi medido em uma sala de uso comum e foi comparado com as curvas NR (curvas de mesma intensidade audível), com a finalidade de se definir o nível de conforto.

Uma análise dos espectros de vibrações de certos componentes do aparelho, uma análise do espectro do ruído emitido e uma análise de coerência foram realizadas através de técnicas digitais, usando-se o analisador de Fourier (HP 5451C). Os resultados mostraram a contribuição para o ruído total emitido de fontes, tais como: compressor, ventiladores, motor elétrico e fluxo aerodinâmico. Os resultados também mostraram que o ruído aerodinâmico é a fonte dominante em média e altas frequências, e que o compressor, os ventiladores e o motor elétrico são fontes de ruído em baixas frequências.

ABSTRACT

In Brasil, because of the hot climate it is necessary the use of air conditioning systems to improve the quality of life at home, work, in the hospitals, etc.. The air conditioning system models tend to be small in size with high thermal efficiency without giving much importance to its acoustic quality.

The purpose of this work is to show the acoustic quality of national air conditioning systems. Initially, the reverberant room of the Federal University of Santa Catarina was prepared and qualified according to ISO 3741 standardization, and the acoustic power of the system was determined.

The sound pressure levels of the system was measured according the NR Curves (Noise Rating Curves) to establish the comfort levels.

The vibration and acoustic analysis was carried out and coherence digital analysis was performed using the HP 4541C Digital Fourier Analyser. The results show the contribution of each source to the total noise. These sources are the compressor, motor, rotor, ventilator and aerodynamic flow. These results also show that the aerodynamic noise is the dominant source at medium and high frequencies and that the compressor, motor and rotor are the dominant sources at low frequency.

C A P Í T U L O 1

INTRODUÇÃO

1.1. INTRODUÇÃO

A grande variação de temperatura no clima da América do Sul necessita do uso de aparelhos de ar condicionado por milhões de pessoas em casa, no trabalho, no hotel, em hospitais, etc. Isto resultou em um grande número de modelos de diferentes tipos que tendem a serem compactos no seu tamanho e com alta eficiência térmica, com conseqüente alto nível de ruído.

As dificuldades em resolver alguns problemas de ruído, como por exemplo o ruído emitido por um aparelho de ar condicionado, com o intuito de melhorar a qualidade de vida [1.1], são mais um assunto de interesse social e econômico [1.2] do que técnico.

Com alguns grupos diferentes envolvidos nos problemas de ruído, tais como: desenhistas, fabricantes, instaladores, pessoas que trabalham em manutenção e usuários, é necessário estabelecer um canal de comunicação de dados sobre ruído entre as partes mencionadas acima. A Universidade é capaz de ajudar com uma grande parte, e pode contribuir não somente com treinamento e ensino, mas também em pesquisa e desenvolvimento de tais equipamentos. Portanto, este projeto foi iniciado através de um plano de pesquisa [1.3] apresentado pela Universidade a um dos fabricantes de aparelhos de ar condicionado.

1.2. OBJETIVOS DO TRABALHO

Este trabalho tem dois objetivos básicos. Um é preparar um meio adequado para se medir o nível de potência sonora irradiado por um aparelho de ar condicionado de fabricação nacional. O meio a ser utilizado será o campo reverberante, que será conseguido em uma sala reverberante preparada para se fazerem as medidas. Para isto, foi realizada a qualificação de câmara reverberante de acordo com as normas ISO 3741 [1.4].

O segundo objetivo é fazer uma análise das vibrações e do ruído emitido. Esta análise consiste em avaliar a qualidade acústica do aparelho através da potência sonora, curvas NR, análise espectral, etc, e identificar as principais fontes de ruído e vibrações, e quais os componentes de frequências excitados por tais fontes. O autor desconhece alguma tentativa realizada no Brasil de se avaliar a qualidade acústica dos aparelhos de fabricação nacional.

1.3. PLANO DE TRABALHO

No Capítulo 2 é apresentada a qualificação da câmara reverberante da UFSC de acordo com as normas ISO 3741. A qualificação foi realizada para a câmara sem e com difusores estacionários e após foram colocados absorvedores de baixa frequência de acordo com as especificações da norma.

No Capítulo 3 foi feita uma verificação da qualificação da câmara, medindo-se a potência sonora emitida por duas fontes calibradas de referência e discutindo-se os resultados obtidos.

No Capítulo 4 foram apresentados os resultados do nível de potência sonora do aparelho de ar condicionado colocado no interior de câmara reverberante.

No Capítulo 5 é apresentada uma análise dos efeitos do ruído sobre as pessoas, através das curvas NR, que são curvas de mesma intensidade audível, e também foi feita uma análise espectral de vibrações de certos componentes do aparelho e do ruído emitido.

No Capítulo 6 é feita uma análise através da função de coerência ordinária para se identificar quais as principais fontes de ruído e em quais frequências este ruído era emitido.

1.4. CONCEITOS BÁSICOS

Desde que esse trabalho interessa a uma grande gama de pessoal técnico de formação e experiência diferentes, é necessário definir alguns conceitos básicos na área de acústica, para melhor entendimento da pesquisa realizada.

1.4.1. NÍVEL DE PRESSÃO SONORA E NÍVEL DE POTÊNCIA SONORA

As grandezas físicas mais utilizadas em acústica para se quantificar e qualificar o ruído emitido por um equipamento qualquer são a pressão sonora e a potência sonora irradiadas. Mas, devido as grandes faixas nos valores de pressão sonora e potência sonora encontradas em um meio acústico, e como o ouvido humano ouve na escala logarítmica, descrevem-se estas quantidades através de escalas logarítmicas, conhecidas como níveis sonoros. Portanto,

utilizam-se, então, o nível de pressão sonora e o nível de potência sonora, que têm como unidade o decibel (dB).

O nível de pressão sonora, entretanto, é uma grandeza física que varia com a distância entre o ponto de medida e a fonte do ruído; varia com o meio acústico onde a fonte está colocada e também depende da orientação e directividade da fonte.

O nível de potência sonora, porém, é independente da distância da fonte e do meio acústico, sendo utilizado para qualificar e quantificar o ruído irradiado por uma fonte, em um meio qualquer. É principalmente usado quando se deseja:

- a) calcular o nível de pressão sonora a uma determinada distância de uma máquina ou equipamento em um meio qualquer;
- b) comparar a qualidade acústica de máquinas do mesmo tipo e tamanho ou de diferentes tipos ou tamanhos;
- c) verificar se a máquina está dentro de limites de especificação de ruído;
- d) na engenharia, desenvolver equipamentos e máquinas mais silenciosas;
- e) detecção de falhas e controle de qualidade.

Um outro fator utilizado para definir completamente uma fonte de ruído, além do nível de potência sonora, é o fator de directividade Q , que é a relação da intensidade (watts/m^2), medida em uma certa direção θ e uma distância r da fonte, e a intensidade medida na mesma distância r de uma fonte unidirecional, quando as duas fontes emitem a mesma potência.

Em uma sala qualquer, a relação entre o nível de pressão sonora e o nível de potência sonora é dado por [1.5]:

$$L_p - L_w = 10 \log \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{a} \right) \quad (1.1)$$

onde L_p é o nível de pressão sonora (dB),
 L_w é o nível de potência sonora (dB),
 Q é o fator de directividade da fonte,
 r é a distância até a fonte (m), e
 a é a constante da sala e é igual a $\bar{\alpha} S$, onde $\bar{\alpha}$ é a absorção média das superfícies da sala e S é a área das superfícies da sala (m^2) (absorção total do solo).

A figura 1.1 mostra o nível de pressão sonora relativo ao nível de potência sonora, em função da distância, para três valores de constante da sala (R) e para seis diferentes valores do fator de directividade (Q), mostrando que realmente o nível de pressão sonora varia com a distância e o meio onde está situada a fonte.

1.4.2. CAMPO LIVRE E CAMPO DIFUSO

Existem, basicamente, dois meios acústicos que podem ser usados para medir o nível de potência sonora: um é o campo livre e o outro é o campo difuso.

O campo livre é um campo sem nenhuma reflexão de obstáculos, que pode ser obtida em uma câmara anecóica, que é uma sala com as superfícies altamente absorventes (99,9%), ou, então, no campo ao ar livre. As medidas do nível de pressão sonora têm que ser feitas em vários pontos em torno da fonte formando uma superfície fechada, como, por exemplo, uma esfera, e o nível de potência sonora é dado pela seguinte fórmula:

$$L_w = L_p + 10 \log_{10} \left(\frac{S_1}{S_0} + C \right) \quad (1.2)$$

onde L_w é o nível de potência sonora (dB),

L_p é o nível de pressão sonora (dB), obtido dos valores médios no tempo e espaço de pressão sonora,

$S_1 = 4\pi r^2$ é a área da esfera que contorna a fonte, onde r é o raio (m),

$S_0 = 1 \text{ m}^2$, e

C é um fator de correção devido a variação do nível de pressão sonora com a temperatura e a pressão atmosférica.

Uma outra maneira de se fazerem as medições no campo livre é colocar a fonte sobre uma superfície rígida refletora em uma câmara com as outras superfícies altamente absorvedoras. Tal sala é chamada de câmara semi-aneecônica e, neste caso, os pontos de medidas formam uma semi-esfera, e, na equação (1.2), S_1 é igual a $2\pi r^2$.

Em uma câmara anecônica ou semi-aneecônica também é possível determinar o fator de directividade.

O segundo campo de medida é o campo difuso, que se caracteriza por um grande número de reflexões em todas as direções, de tal maneira que a densidade média de energia sonora é uniforme em todo campo. Este campo pode ser conseguido em uma câmara reverberante, que tem as superfícies rígidas e reflectivas. Em tal sala, a relação entre a potência acústica W e a pressão média quadrática $\langle \bar{P}^2 \rangle$, é dada pela seguinte fórmula [1.5]:

$$W = \frac{a \langle \bar{P}^2 \rangle}{4\rho_0 C} \quad (1.3)$$

onde a é a absorção total da sala (Sabins),

$\rho_0 C$ é o impedância característica do meio (Rayls), e

$\langle \bar{p}^2 \rangle$ é o valor médio quadrático da pressão acústica considerando a média no tempo e espaço.

Substituindo o valor de a através da fórmula de Sabine [1.5]:

$$a = \frac{0,16 V}{T} \quad (1.4)$$

onde V é o volume da sala (m^3),

T é o tempo de reverberação, que é o tempo em segundos para reduzir a intensidade sonora de um nível de 60 dB com o valor de $\rho_0 C$ para o ar em condições normais, que é igual a 415 rayls, na equação (1.3), e determinando o nível sonoro, tem-se que:

$$L_w = L_p - 10 \log_{10} \frac{T}{T_0} + 10 \log_{10} \frac{V}{V_0} - 14 \text{ dB} \quad (1.5)$$

onde V_0 é o valor de referência do volume, que é igual a $1 \cdot m^3$,

T_0 é o valor de referência do tempo de reverberação, que é igual a 1 segundo.

A esta fórmula foram acrescentados dois termos de correção: um é o termo de Waterhouse [1.6]:

$$\left(1 + \frac{S\lambda}{8V}\right)$$

onde S é a área total da sala (m^2),

λ é o comprimento de onda da frequência central de banda (m),

V é o volume da sala (m^3), usado para corrigir as medidas do nível de pressão sonora, que não são feitas próximos aos contornos da sala [1.6, 1.7, 1.8]; e o outro é o fator:

$$\left(\frac{B}{1000}\right)$$

onde B é a pressão atmosférica (milibares), para corrigir a variação do nível de pressão sonora com a variação da pressão atmosférica. A fórmula final torna-se:

$$L_w = L_p - 10 \log_{10} \frac{T}{T_0} + 10 \log_{10} \frac{V}{V_0} + 10 \log_{10} \left(1 + \frac{S\lambda}{8V}\right) + 10 \log_{10} \left(\frac{B}{1000}\right) - 14 \text{ dB} \quad (1.6)$$

Uma outra maneira de se medir o nível de potência sonora em uma câmara reverberante é através do uso de uma fonte de verificação (método de comparação). A equação usada é a seguinte:

$$L_w = L_p + (L_{wr} - L_{pr})$$

onde L_w é o nível de potência sonora da fonte sob teste (dB),
 L_p é o nível de pressão sonora da fonte sob teste (dB),
 L_{wr} é o nível de potência sonora da fonte de referência (dB),
 L_{pr} é o nível de pressão sonora da fonte de referência (dB).

Este método tem a vantagem de não haver a necessidade de se medir o tempo de reverberação, para cada banda que se deseja calcular o nível de potência sonora.

Apesar da medida no campo livre ser mais exata, a medida da potência sonora em câmaras reverberantes tem sido mais usada, principalmente porque:

a) a câmara reverberante é mais fácil e mais barato de ser construída do que uma câmara anecônica;

b) as medidas são mais fáceis de serem feitas;

c) muitos equipamentos que existem na prática estão instalados em salas que podem ser consideradas como reverberantes;

d) tem sido mostrado que a potência sonora em um campo difuso, sob determinadas condições, é praticamente igual à potência sonora no campo livre [1.9,1.10,1.11,1.12]. Algumas condições que influenciam a precisão da medida em câmaras reverberantes são: tomar as medidas afastadas no mínimo $1/2 \cdot \lambda$ da parede da sala, onde λ é o comprimento de onda da frequência mais baixa de interesse; usar um mecanismo transversal para o microfone; colocar absorvedores de baixa frequência, colocar difusores estacionários; colocar difusores rotativos, etc. Estas condições serão discutidas no Capítulo 2.

LISTA DE REFERÊNCIAS DO CAPÍTULO 1

- [1.1] H. BASTENIER, W. KLOSTERKOETTER, J.B. LARGE - Environment and Quality of Life-Damage and Annoyance Caused by Noise, Commission of the European Communities.
- [1.2] SAMIR N. YOUSRI GERGES - O Custo de Redução de Ruído, XX CONPAT, de 26 a 30 de Setembro de 1982, São Paulo, SP.
- [1.3] Ruído do Sistema de Ar Condicionado: um plano de estudo técnico, Laboratório de Vibrações e Acústica, Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC, 1979.
- [1.4] ISO 3741-1975(E) - Acoustic Determinations of Sound Power Levels of Noise Sources-Precision Methods for Broad-Band Sources in Reverberations Rooms.
- [1.5] SAMIR N. Y. GERGES - Acústica Aplicada, apostila do curso de Pós-Graduação, Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC, 1981.
- [1.6] WATERHOUSE, R.V., JASA, Vol. 27, 1975, pp. 247-258.
- [1.7] SAMIR N. YOUSRI GERGES and MARCO A. N. DE ARAÚJO - The International Conference on Noise Control Engineering, Miami, Flórida, EUA, de 8 a 10 de Dezembro de 1980 - Acoustic Power Contribution Due to Source Near the Reverberation Chamber Boundaries.
- [1.8] MARCO A. N. DE ARAÚJO e SAMIR N. YOUSRI GERGES - Contribuição para a Potência Acústica devido a Posição da Fonte em Câmaras Reverberantes: um estudo experimental, COBEM 81.
- [1.9] S.N. YOUSRI and F.J. FAHY - An Analysis of the Acoustic Power Radiated by a Point Dipole Source into a Rectangular Reverberation Chamber, JSV, Vol. 25, pp. 39-50, 1972.

- [1.10] SAMIR N. YOUSRI GERGES - International Conference on Noise Control Engineering, Varsóvia, Polônia , de 11 a 13 de Setembro de 1979 - An Analysis of the Acoustic Power Radiated by Quadrupole Source into a Reverberation Chamber.
- [1.11] SAMIR N. YOUSRI GERGES - Journal of Sound and Vibration 72(1), 1980 - The Variance of Sound Power Radiated by Higher Order Sources in a Reverberation Chamber.
- [1.12] G.C. MALING - Journal of the Acoustical Society of America, 42, 1967 - Calculation of the Acoustic Power Radiated by a Point Source into a Rectangular Reverberation Chamber.

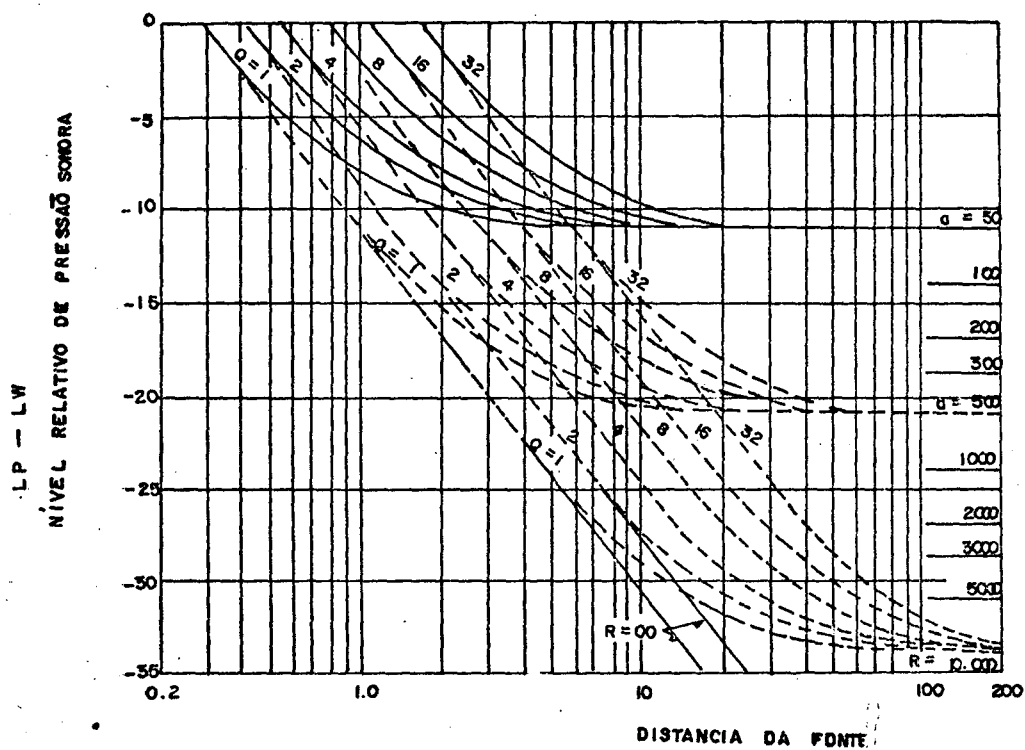


FIGURA 1.1 - NÍVEL DE PRESSÃO SONORA EM UMA SALA EM FUNÇÃO DA DISTÂNCIA DA FONTE.

C A P Í T U L O 2

QUALIFICAÇÃO DA CÂMARA ACÚSTICA

2.1. INTRODUÇÃO

O Laboratório de Vibrações e Acústica da UFSC dispõe de uma câmara de concreto armado que será transformada em câmara anecoica mas, até que esta fique pronta, a câmara foi preparada para servir como câmara reverberante. A mesma será utilizada para medir a potência acústica radiada por um aparelho de Ar Condicionado.

Em uma medida prévia do espectro radiado pelo aparelho, foi verificado que se tratava de um ruído com espectro de banda larga, com componentes de tom puro na faixa de frequências de 30 até 8 000 Hz. Então, foi realizada a qualificação, segundo as normas ISO [2.1], para a câmara reverberante sem e com difusores estacionários, para ruído de banda larga nas frequências centrais de 1/1 de oitava de 125 até 8 000 Hz.

A qualificação tem por finalidade medir a variação da potência sonora com a frequência e as posições da fonte e do microfone, para garantir suficiente número de amostras; e também recomenda valores máximos para o coeficiente de absorção dentro da câmara.

De acordo com as referências [2.2,2.3,2.4], o desvio padrão normalizado da potência sonora radiada, com a variação das

características da câmara, frequência e orientação da fonte, é dado por

$$\sigma = \frac{k}{f} \sqrt{\frac{T}{V}} F(\theta, \phi) \quad (2.1)$$

onde T é o tempo de reverberação,

f é a frequência,

k é uma constante,

V é o volume da câmara,

F(θ, ϕ) é uma função do fator de directividade da fonte.

Então, em baixas frequências, T deve ter um valor baixo e, conseqüentemente, a absorção deve ter um valor alto, para reduzir a variação de pressão em relação às posições da fonte e do microfone.

A qualificação da câmara será executada pelo cálculo do desvio padrão do nível de pressão sonora, com a variação das posições da fonte e do microfone, e pela medição do tempo de reverberação, para se calcular a absorção em bandas de 1/1 de oitava nas frequências centrais de 125 até 8 000 Hz.

2.2. DESCRIÇÕES GERAIS DA CÂMARA

A câmara é feita de concreto armado com paredes de 30 cm de espessura e tem a forma cúbica, com volume interno de 405,2 m³, ver figura 2.1. Devido a forma cúbica da câmara, as ondas estacionárias terão maior número de modos com a mesma frequência, aumentando a diferença entre os valores máximo e mínimo da pressão sonora, o que dificulta a formação de um campo difuso, aumentando portanto o erro na determinação da potência sonora. Para di

minuir este erro, uma parte de uma das paredes foi parcialmente coberta por uma parede inclinada de madeira rígida, mudando a forma cúbica da câmara e reduzindo o volume para 401,3 m³.

De acordo com a norma ISO [2.1], a câmara deveria ter um volume acima de 200 m³ para o limite inferior de frequência de 125 Hz para se conseguir maior uniformidade do campo sonoro, e um volume máximo de 300 m³ para evitar a influência da absorção do ar nas frequências acima de 3 000 Hz. Observa-se que esta câmara satisfaz somente a primeira condição, porque se deseja fazer medições até a banda de 8 000 Hz.

A câmara está apoiada sobre isoladores de vibrações que evitam a interferência das vibrações do solo nas medições, e é envolvida por uma outra câmara de alvenaria.

Uma porta de 30 cm de espessura, feita de chapas de madeira aglomerada de 3 cm de espessura, com lã de vidro no interior, desliza sobre trilhos e fecha a entrada da câmara.

Foi construída ainda uma escada de madeira que possibilita o acesso ao piso da câmara. Os furos de ventilação foram tampados com caixas de madeira preenchidas com areia.

Uma sala próximo à câmara recebe os cabos dos transdutores e aparelhos colocados no interior desta, e é utilizada para o manuseio dos aparelhos de controle e registro dos sinais.

A câmara assim preparada é utilizada como câmara reverberante para medição de potência sonora, medição de absorção, etc.

2.3. INSTRUMENTAÇÃO

A figura 2.2 mostra os equipamentos usados durante os ensaios de qualificação da câmara reverberante.

Para se determinar o valor do desvio padrão do nível de pressão sonora em diferentes posições da fonte e do microfone, o ruído foi gerado por uma Fonte de Potência Sonora (B & K 4205), que fornece ruído cor-de-rosa em banda de 1/1 de oitava nas frequências centrais de 125 até 8 000 Hz. O ruído foi captado por um microfone capacitivo de 1/2" (B & K 4165) conectado a um pré-amplificador (B & K 2619), ambos presos a um mecanismo transversal montado sobre uma mesa giratória (B & K 3922). Do pré-amplificador o sinal era recebido por um amplificador (B & K 2807) conectado a um amplificador de medida (B & K 2607). O sinal era integrado e registrado em um registrador de nível sonoro (B & K 2305).

Nas medidas do tempo de reverberação, o conjunto microfone/pré-amplificador foi fixo a um tripé e conectado a um espectrômetro (B & K 2112), sendo o sinal registrado em um registrador (B & K 2306).

2.4. QUALIFICAÇÃO DA CÂMARA SEM DIFUSORES ESTACIONÁRIOS

2.4.1. MEDIDAS DO TEMPO DE REVERBERAÇÃO

O tempo de reverberação foi determinado registrando-se o decaimento do nível de pressão sonora ao se desligar a fonte de ruído. Foram usadas duas e seis posições diferentes para a fonte e o microfone, respectivamente (ver figura 2.3). Os valores obtidos para o tempo de reverberação estão indicados na figura 2.4. O resultado mostra que são muito altos nas bandas de frequências mais baixas e que há uma diferença acentuada entre os valores máximos e mínimos.

O coeficiente de absorção foi calculado usando-se a fórmula de Sabin:

$$T = \frac{0,16 V}{a} \quad (2.2)$$

onde T é o tempo de reverberação em segundos,

V é o volume da câmara em m³,

a é a absorção total da sala em Sabins, sendo que

$$a = \bar{\alpha} \sum_{i=1}^n S_i \quad (2.3)$$

onde $\bar{\alpha}$ é o coeficiente de absorção médio da sala,

S_i é a área de cada superfície da sala.

Substituindo a equação (2.3) na equação (2.2), tem-se:

$$\bar{\alpha} = \frac{0,16 V}{\sum_{i=1}^n S_i T} \quad (2.4)$$

Neste caso,

$$V = 401,3 \text{ m}^3$$

$$\sum S_i = 328,6 \text{ m}^2$$

Substituindo estes valores na equação (2.4), obtêm-se a fórmula final para o cálculo do coeficiente de absorção médio da sala:

$$\bar{\alpha} = \frac{0,195}{T} \quad (2.5)$$

Os valores de $\bar{\alpha}$ estão indicados na figura 2.5 e, como era de se esperar, a absorção da sala é menor nas frequências mais baixas, com largura dos modos estreitos e além disso a densidade modal é baixa o que dificulta o estabelecimento de um campo difuso.

2.4.2. CÁLCULO DO DESVIO PADRÃO

O cálculo do desvio padrão tem por objetivo avaliar o erro introduzido nas medidas de potência sonora, devido a formação de ondas estacionárias no interior da câmara. Surgem, então, dois tipos principais de erros: um é o erro introduzido devido a variação da potência com a frequência e a posição da fonte dentro da câmara, e o segundo é o erro introduzido na medida da pressão média quadrática no tempo e no espaço [2.5, 2.6, 2.7].

Quando ondas sonoras incidem sobre as paredes de uma sala, as mesmas são refletidas, e as reflexões sucessivas formam ondas estacionárias nas frequências de excitação. Devido a essas ondas estacionárias, o valor da pressão quadrática varia aleatoriamente de ponto a ponto em uma sala reverberante. Se um microfone é colocado em vários pontos dentro da câmara, os valores medidos

da pressão sonora quadrática variam em torno de um valor médio. Para se medir potência sonora em câmaras reverberantes é necessário estimar esse valor médio. A grandeza dessa variação depende do número de modos excitados pela fonte sonora, e estes dependem da frequência e da posição da fonte no interior da câmara.

Para se conseguir um valor preciso do valor médio, seria necessário fazer medidas em todos os pontos da sala mas, como isto seria impossível, as medidas são feitas em uma região da sala. Desta maneira se faz uma estimativa do valor médio e o número de medidas utilizadas dá origem a um erro estatístico na determinação da potência sonora.

A variação da potência sonora com a posição da fonte e frequência é mais acentuada quando a fonte se encontra próxima às paredes e em baixas frequências, porque a pressão da onda refletida combina-se com a pressão do campo direto da fonte, mudando a impedância de radiação percebida pela fonte [2.8]. Para diminuir este efeito, a norma especifica que a fonte seja colocada afastada das paredes de uma distância mínima de $\lambda/2$, onde λ é o comprimento de onda da menor frequência central da banda de interesse. Como a qualificação foi feita com bandas de 1/1 de oitava, a distância mínima calculada para 125 Hz é 1,37 m.

A figura 2.6 mostra as seis posições da fonte usadas durante a qualificação da câmara e a posição da trajetória do microfone.

Para reduzir o erro devido à variação espacial da pressão média quadrática, o mecanismo transversal onde era fixo o microfone executava um movimento com trajetória circular. Na prática, este sistema tem um comprimento finito, e que nos dá um núme-

insuficiente de amostras discretas estatisticamente independentes, principalmente em baixas frequências [2.9]. A condição necessária para que dois pontos de medidas sejam estatisticamente independentes é que eles sejam descorrelacionados, e para isto, a distância entre eles não pode ser menor do que $\lambda/2$ [2.10,2.11]. O mecanismo transversal, porém, tem a vantagem de aumentar o número de pontos estatisticamente independentes quando a frequência aumenta, diminuindo o erro nos valores médios da pressão acústica.

A norma exige que seja usada uma trajetória que tenha no mínimo 3 m de comprimento; neste caso foi usado um círculo de raio de 0,96 m o que nos dá um perímetro de 6,03 m.

A variação da pressão sonora em relação ao espaço / tempo é reduzida escolhendo-se um tempo de integração apropriado. A figura 2.7 mostra diferentes medidas do nível de pressão sonora em diferentes tempos de integração. Considera-se que um tempo de 100 segundos era suficiente, por apresentar um registro médio mais adequado [2.12]

. Outras condições mantidas durante as medições são:

a) a distância mínima entre duas posições da fonte foi maior do que $\lambda/4$, onde λ é o comprimento de onda da frequência central de 1/1 de oitava mais baixa, para a qual a câmara está sendo qualificada;

b) o tempo de reverberação foi maior do que V/S , onde V é o volume da câmara (em m^3) e S é a área total das superfícies da câmara (em m^2) [2.1];

c) a distância mínima entre a fonte e a posição mais próxima do microfone foi maior do que a distância dada pela seguinte fórmula [2.1]:

$$d_{\text{mín}} = 0,08 \sqrt{\frac{V}{T}} \quad (2.6)$$

onde V é o volume da câmara em m^3 ,

T é o tempo de reverberação em segundos.

Escolhendo-se o tempo mínimo de reverberação (1,3 s), o qual ocorre na faixa de frequência de 8 000 Hz, e substituindo-se o volume da câmara (401,3 m^3) na equação (2.6), tem-se que:

$$d_{\text{mín}} = 1,41 \text{ m}$$

Esta distância mínima deve ser mantida para garantir que as medidas sejam feitas dentro do campo reverberante;

d) o tempo de observação foi, no mínimo, de 5 vezes a constante de tempo do circuito RC do amplificador usado na medição, e o tempo médio de integração é duas vezes a constante de tempo do aparelho. Então, para um tempo médio de integração de 100 segundos, a constante de tempo é 50 segundos e o tempo mínimo de observação foi de $5 \times 50 = 250$ segundos, sendo necessárias, no mínimo, 3,125 rotações da mesa giratória, que tinha uma velocidade de 0,75 rpm;

e) o período da trajetória do microfone foi de 80 segundos, que pela norma deve ser menor do que duas vezes a constante de tempo do amplificador de medida, isto é, menor do que 100 seg.

Mantidas estas condições para todas as medidas, o cálculo do desvio padrão da pressão sonora foi feita da seguinte expressão [2.1]:

$$s = (N - 1)^{-1/2} \left[\sum_{i=1}^n (L_i - L_m)^2 \right]^{1/2} \quad (2.7)$$

onde L_i é o nível de pressão sonora (em dB) medido para cada posição da fonte, em cada banda de 1/1 de oitava,

L_m é a média aritmética dos níveis de pressão sonora para cada frequência para todas as posições da fonte (em dB),

N é o número de posições da fonte.

A figura 2.8 mostra os resultados obtidos e os valores máximos permitidos pela norma ISO, verificando-se que a câmara qualifica para toda a faixa de frequência de interesse, pois todos os valores calculados estão dentro dos limites da norma.

2.5. QUALIFICAÇÃO DA CÂMARA COM DIFUSORES ESTACIONÁRIOS

Para melhorar o campo difuso dentro da câmara, foram pendurados no teto 25 difusores estacionários de madeira, em diferentes alturas. Eles são placas de compensado com 4 mm de espessura que foram encurvadas diferentemente (ver figura 2.9). De acordo com [2.13], as dimensões da placa devem ser comparáveis com o comprimento de onda da frequência mais baixa de interesse e a área total lateral dos difusores deve ser aproximadamente igual à área do chão da câmara. Para a câmara da UFSC, a área do chão é aproximadamente igual a $7,4 \times 7,4 = 54,76 \text{ m}^2$. Dividindo-se este valor por 25, conclui-se que um difusor deve ter aproximadamente uma área lateral de $2,19 \text{ m}^2$. De acordo com [2.14], a área dos difusores deve ser aproximadamente 10% da área lateral total da câmara ($328,56 \text{ m}^2$), o que dá para cada difusor uma área lateral de aproximadamente $1,3 \text{ m}^2$. Inicialmente foi usada a segunda referência

para este caso. A tabela 1 mostra as dimensões dos difusores utilizados.

QUANTIDADE	DIMENSÕES (m)	ÁREA LATERAL (m ²)
5	1,0 × 1,3	1,30
5	1,1 × 1,2	1,32
5	0,9 × 1,5	1,35
5	0,8 × 1,6	1,28
5	1,14 × 1,14	1,30

TABELA 1

Com a câmara assim modificada, nova qualificação foi feita, mantendo-se as mesmas condições especificadas anteriormente. Os resultados obtidos para o tempo de reverberação, o coeficiente de absorção e o desvio padrão estão indicados nas figuras 2.10, 2.11 e 2.12. Como era de se esperar, os valores diferem um pouco dos apresentados anteriormente, já que o campo reverberante é função do volume de ar existente na câmara e do coeficiente de absorção, que foram alterados pelos difusores.

Nas frequências mais baixas (abaixo de 250 Hz) a diferença no desvio para a câmara com e sem difusores é muito pequena, isto porque o comprimento de onda é maior do que as dimensões dos difusores. Por outro lado, nas frequências mais altas, onde as dimensões dos difusores são maiores do que o comprimento de onda, o valor do desvio padrão obtido para a sala com difusores é maior. Isto ocorre porque os difusores dividem a sala em pequenos volumes, resultando em um desvio padrão maior (ver equação (2.1)). Mesmo assim, a câmara comporta-se dentro dos limites de qualificação estabelecidos pela norma.

2.6. CÂMARA REVERBERANTE COM ABSORVEDORES DE BAIXA FREQUÊNCIA

A norma ISO [2.1] também apresenta algumas condições para a absorção da sala. Esta deve ser suficientemente baixa em médias e altas frequências para garantir um adequado campo reverberante. Em termos quantitativos, o coeficiente médio de todas as superfícies da sala não deve exceder 6% sobre a faixa de interesse. Mas deve ser alta suficiente em baixas frequências para diminuir a variação da potência sonora com a frequência e posição da fonte. Então, para frequências abaixo da frequência dada pela fórmula abaixo

$$f = \frac{2\ 000}{V^{1/3}} \quad (2.8)$$

onde f é a frequência (em Hz),

V é o volume da câmara (em m^3), o coeficiente de absorção pode atingir valores até 16%. Substituindo o volume da câmara ($401,3\ m^3$) na equação (2.8), obtemos uma frequência de 270,2 Hz.

O aumento da absorção em baixa frequência diminui a variação da potência sonora com a frequência e a posição da fonte, porque diminui a reação das reflexões sobre a fonte (que mudam a impedância de radiação) e também aumenta a largura da banda das curvas de ressonância dos modos normais da sala.

Para aumentar a absorção, foram colocados dentro da câmara absorvedores de baixa frequência. Os absorvedores foram feitos com uma armação rígida de madeira, coberta em um lado por uma placa fina de compesado de 4 mm de espessura e no outro lado por uma placa de aglomerado de 8 mm de espessura. Entre as placas foi co-

locada uma camada de aproximadamente 8 cm de lã de rocha [2.7,2.15]. Os absorvedores foram colocados encostados nas paredes, junto ao piso da câmara, com a placa mais espessa orientada para o interior da mesma. As dimensões dos absorvedores têm aproximadamente o tamanho do comprimento de onda das frequências mais baixas de interesse, e estão mostradas na tabela 2.

QUANTIDADE	ESPESSURA (cm)	LARGURA (cm)	ALTURA (cm)
1	7	104	155
1	11	104	204
1	7	124	155
1	8	154	154
1	8	159	155

TABELA 2

A onda sonora, com uma determinada frequência, ao incidir sobre a placa de madeira a excita no seu modo de vibração, transformando desta maneira energia acústica em energia mecânica. A parte da energia sonora que passa através da placa é absorvida pela camada de lã de rocha colocada no interior do absorvedor e pela membrana do absorvedor na forma de amortecimento estrutural. Como o absorvedor tem aproximadamente o tamanho dos comprimentos de onda das frequências mais baixas, a absorção aumenta para estas frequências.

O tempo de reverberação foi novamente medido e os valores são mostrados na figura 2.13, havendo uma grande redução nas frequências mais baixas em relação aos valores obtidos para a câmara sem absorvedores. Para a faixa de frequências mostrada, de 125 Hz até 8 000 Hz, os valores não apresentam grande variação entre os limites.

O coeficiente de absorção foi também calculado e, para se fazer uma comparação entre os três casos apresentados, os re-

sultados estão mostrados na tabela 3, que também mostra os valores máximos permitidos pela norma [2.1].

FREQUÊNCIA CENTRAL DE 1/1 DE OITAVA (Hz)	COEFICIENTE DE ABSORÇÃO (%)			VALORES MÁXIMOS PERMITIDOS PELA NORMA ISO (%)
	SEM ABSORVEDORES		COM DIFUSORES E COM ABSORVEDORES	
	SEM DIFUSORES	COM DIFUSORES		
125	1,39	1,97	5,40	16,00
250	2,57	3,19	4,48	16,00
500	3,06	3,84	4,75	6,00
1000	3,82	4,36	4,99	6,00
2000	5,54	5,90	6,45	6,00
4000	8,45	9,18	9,46	6,00
8000	14,71	14,00	15,28	6,00

TABELA 3

Nota-se que o coeficiente de absorção para os três casos é maior do que o permitido pela norma para as frequências acima de 2 000 Hz, devido ao grande volume da câmara.

A absorção realmente aumentou consideravelmente em baixas frequências, sem alterar muito a absorção nas frequências mais altas, quando foram colocados os absorvedores.

2.7. CONCLUSÃO

A câmara, apesar de não satisfazer algumas recomendações feitas pela norma, como, por exemplo, com relação a volume, forma e absorção em algumas frequências, qualifica para as três situações apresentadas. Isto porque a câmara foi testada para ruído de banda larga, que não apresenta grandes flutuações da pressão sonora dentro da sala, para a qual a média no tempo e espaço do nível

de pressão sonora é fácil de se determinar e, ainda, a reação da sala sobre a fonte não apresenta grandes problemas. A câmara poderá, porém, não qualificar para tons puros. Recomenda-se, portanto, que trabalhos posteriores sejam conduzidos neste assunto.

A inclusão de difusores estacionários não produziu melhoras porque o volume da câmara é muito grande, e a absorção do som causada pelo ar é o fator dominante, principalmente nas frequências mais altas.

A colocação de absorvedores melhorou a *performance* da câmara em baixas frequências, que assim preparada está apropriada para medir a potência sonora radiada por qualquer fonte (sejam máquinas, equipamentos, etc.).

LISTA DE REFERÊNCIAS DO CAPÍTULO 2

- [2.1] ISO 3741-1975(E) - Acoustic Determinations of Sound Power Levels of Noise Sources - Precision Methods for Broad-Band Sources in Reverberation Rooms.
- [2.2] SAMIR N. YOUSRI GERGES - The Variance of Sound Power Radiated by Higher Order Source in a Reverberation Chamber, Journal of Sound and Vibration, Vol. 72, pp. 119-122, 1980.
- [2.3] SAMIR N. YOUSRI GERGES - An Analysis of the Acoustic Power Radiated by Quadrupole Source into a Reverberation Chamber, The International Conference on Noise Control Engineering, Polônia, 1979.
- [2.4] SAMIR N. YOUSRI GERGES and FRANK J. FAHY - An Analysis of the Acoustic Power Radiated by a Point Dipole Source into a Rectangular Reverberation Chamber, Journal of Sound and Vibration, Vol. 25, pp. 39-50, 1972.
- [2.5] SAMIR N. YOUSRI GERGES and MARCO A. N. DE ARAÚJO - Acoustic Power Contribution due to Source Near the Reverberation Chamber Boundaries, The international Conference on Noise Control Engineering, Miami, EUA, 1980.
- [2.6] MARCO A. N. DE ARAÚJO e SAMIR N. YOUSRI GERGES - Contribuição para a Potência Acústica devido a Posição da Fonte em Câmaras Reverberantes: um estudo experimental, COBEM 81.
- [2.7] J. TICHY - Effects of Source Position, Wall Absorption and Rotating Diffuser on the Qualification of Reverberation Rooms, Noise Control Engineering, Vol. 2, No. 2, pp. 57-62, 1976.

- [2.8] CHARLES E. EBBING and GEORGE C. MALING Jr. - Reverberation Room Qualification for Determination of Sound Power of Sources of Discrete Frequency Sound, J.A.S.A..
- [2.9] CURTIS I. HOLMER and DAVID LUBMAN - Comparison of Microphone Transverse and Microphone Array for Determination Space Average Sound Pressure Level in a Reverberation Room, Noise Control Engineering, Vol. 2, No. 2, pp. 64-70, 1976.
- [2.10] J. TICHY - Progress in the Reverberation Room Method of Sound Power Measurements, Inter-Noise 79.
- [2.11] D. LUBMAN - Spatial Averaging in Sound Power Measurements, Journal of Sound and Vibration, Vol. 16, pp. 43-48, 1971.
- [2.12] SAMIR N. YOUSRI GERGES and F. J. FAHY - Acoustic Radiation by Parallel Cylindrical Bars in Transverse Vibrational Motion, Acustica, 1973, 29(5), 278-287 and 1974, 31(3), 178-180.
- [2.13] K. BODLUND - A Study of Diffusion in Reverberation Chambers Provided with Special Devices, Journal of Sound and Vibration, Vol. 50, pp. 253-283, 1977.
- [2.14] T. J. CHULTZ - Sound Power Measurements in a Reverberation Room, Journal of Sound and Vibration, Vol. 16, pp. 119-129, 1971.

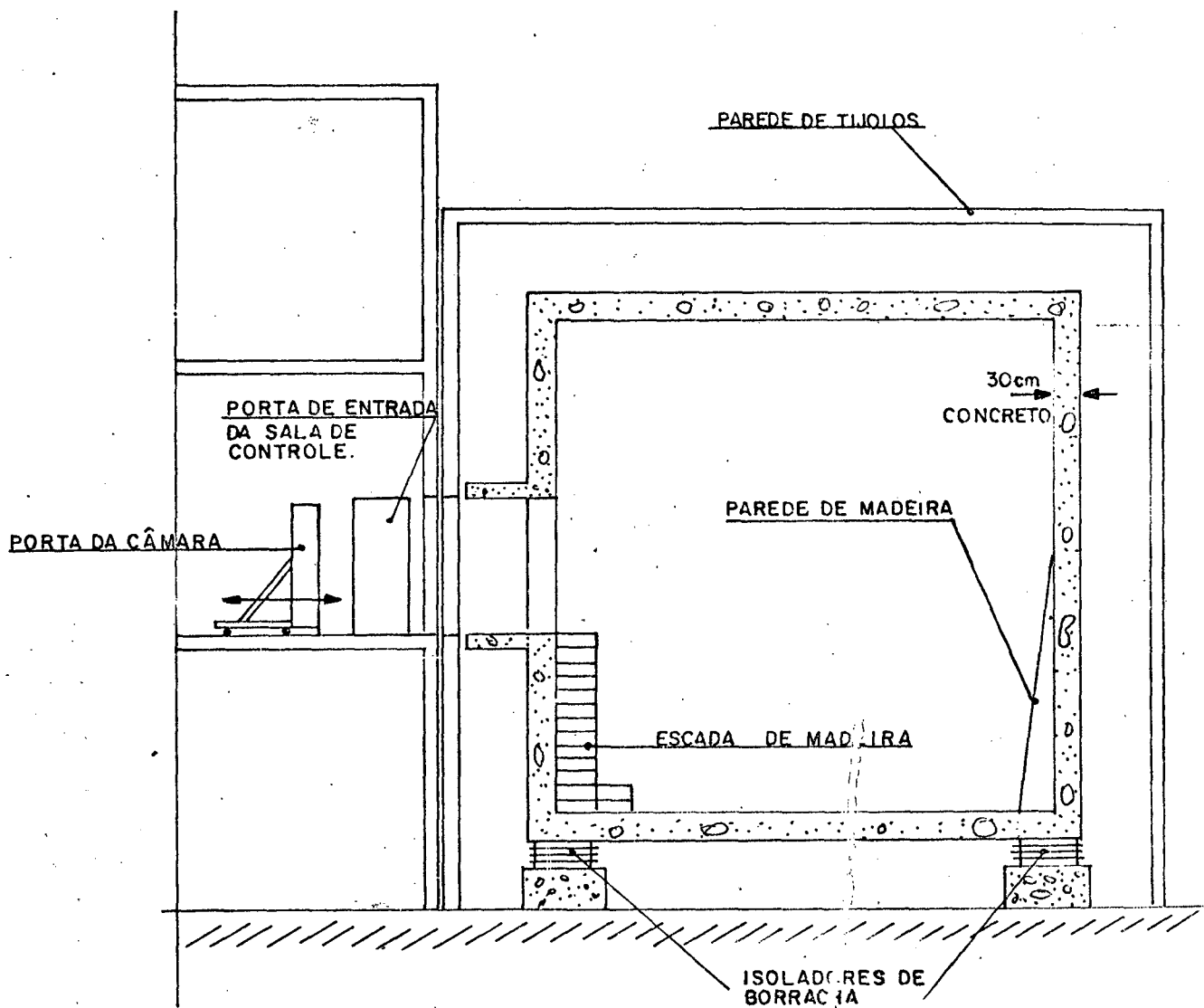


FIGURA 2.1 - VISTA DA CÂMARA REVERBERANTE.

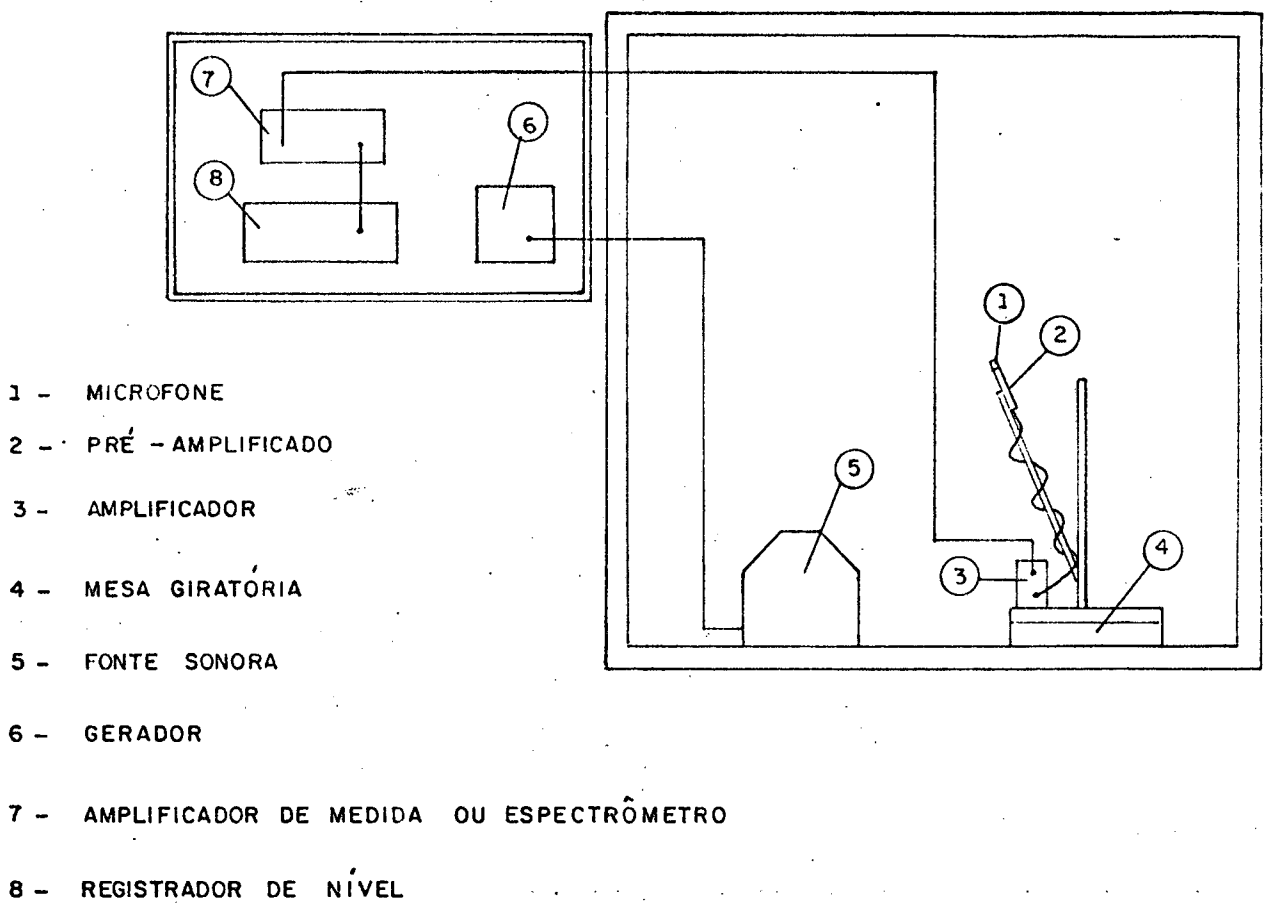


FIGURA 2.2 - INSTRUMENTAÇÃO USADA DURANTE AS MEDIDAS

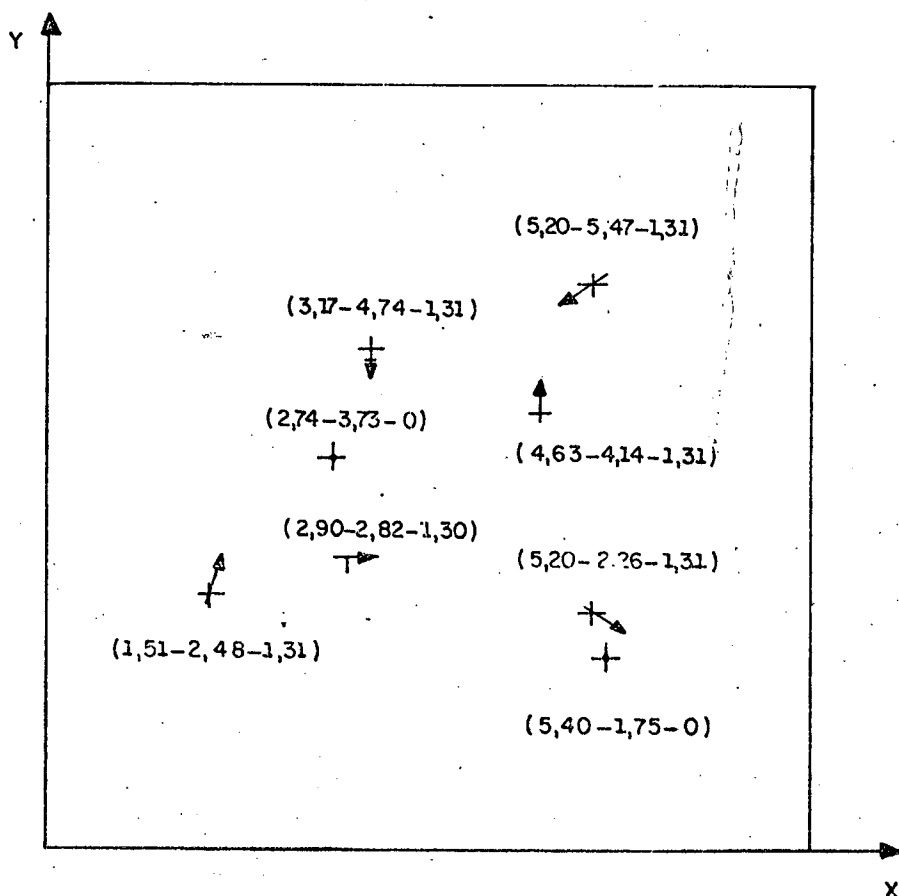


FIGURA 2,3 - POSIÇÃO DA FONTE E MICROFONE PARA MEDIDA DO TEMPO DE REVERBERAÇÃO.

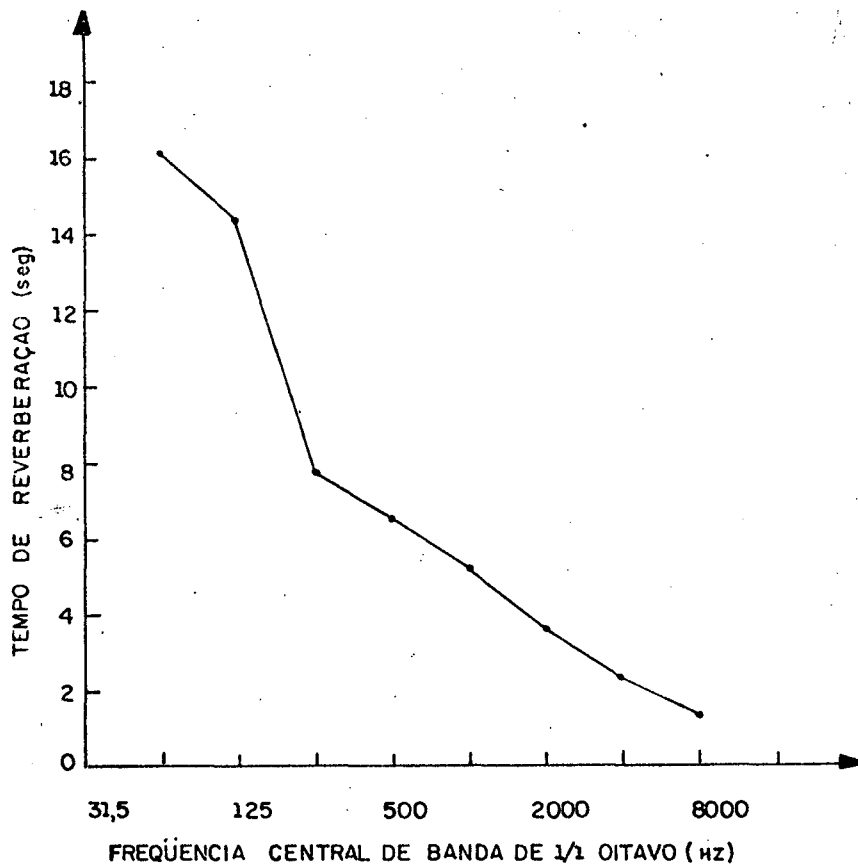


FIGURA 2.4 - TEMPO DE REVERBERAÇÃO EM FUNÇÃO DAS FREQUÊNCIAS CENTRAIS DE BANDA DE 1/1 DE OITAVA DA CAMARA SEM DIFUSORES.

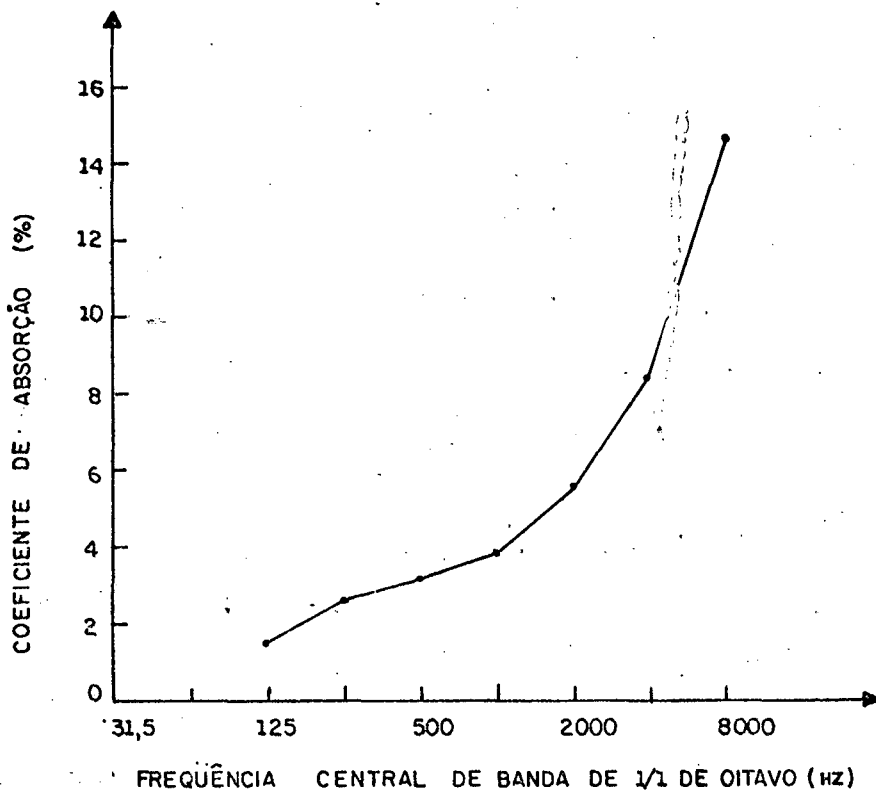


FIGURA 2.5 - VALORES DO COEFICIENTE DE ABSORÇÃO EM FUNÇÃO DA FREQUÊNCIA CENTRAL DE 1/1 DE OITAVA PARA A CAMARA SEM DIFUSORES.

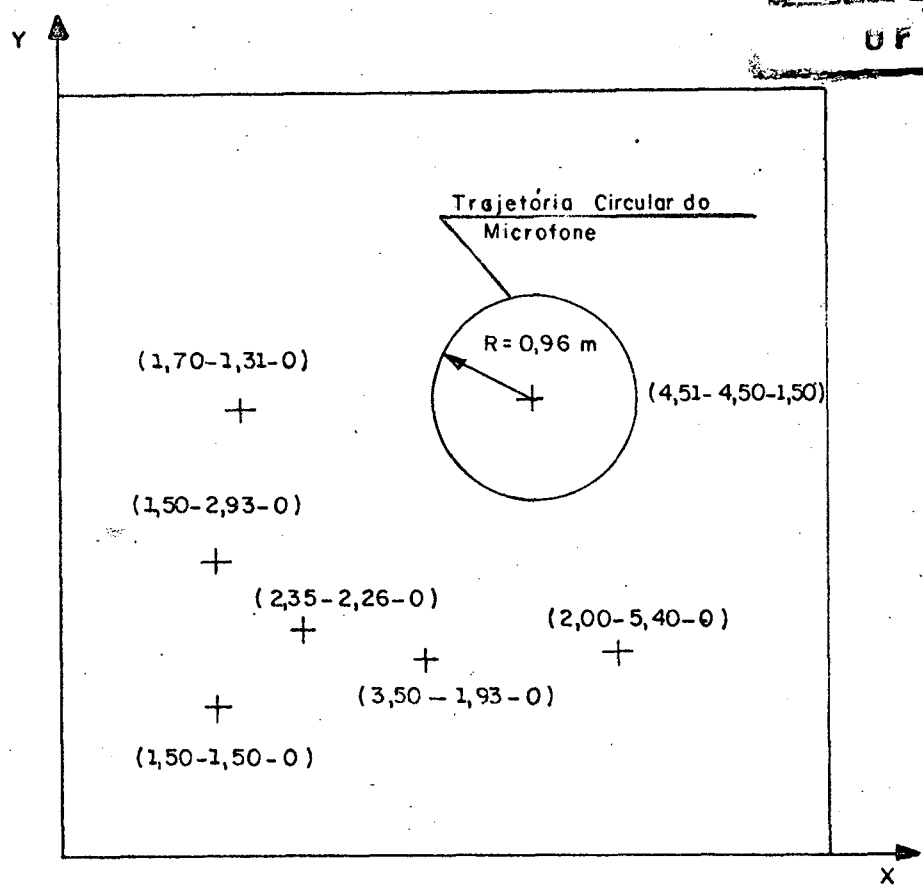


FIGURA 2.6 - POSIÇÕES DA FONTE E DA TRAJETÓRIA DO MICROFONE USADOS PARA A QUALIFICAÇÃO DA CÂMARA.

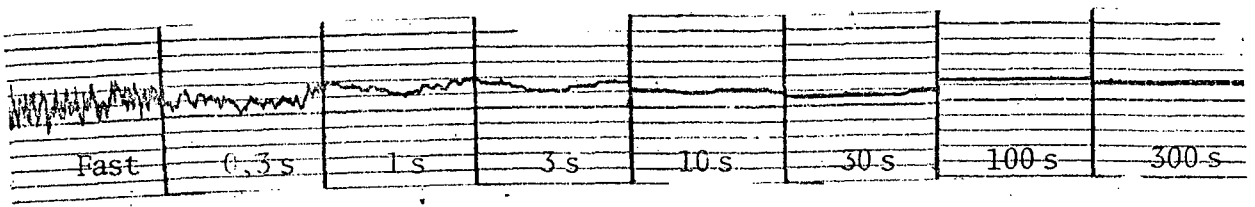


FIGURA 2.7 - Diferentes tempos de integração na medida do nível de pressão sonora

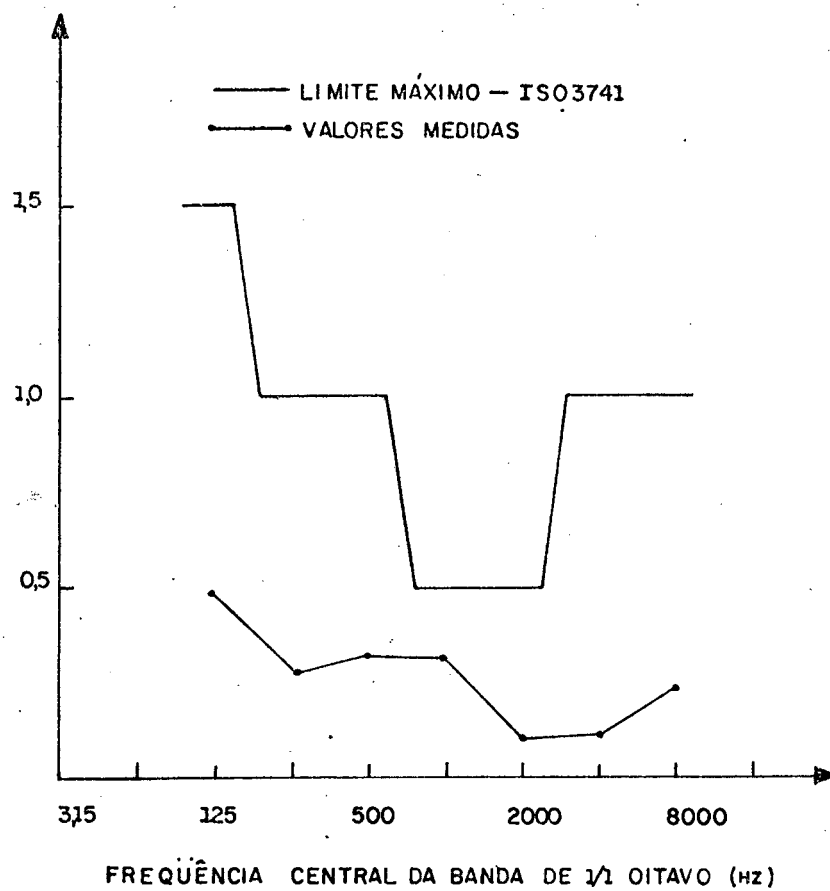


FIGURA 2.8 - QUALIFICAÇÃO DA CÂMARA SEM DIFUSORES.

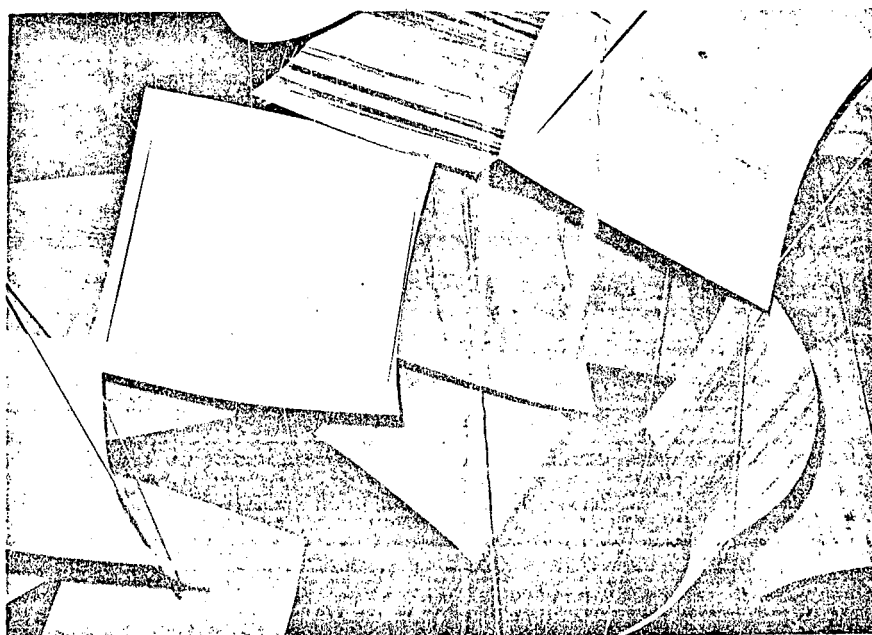


FIGURA 2.9 - Vista dos difusores estacionários colocados no interior da câmara reverberante

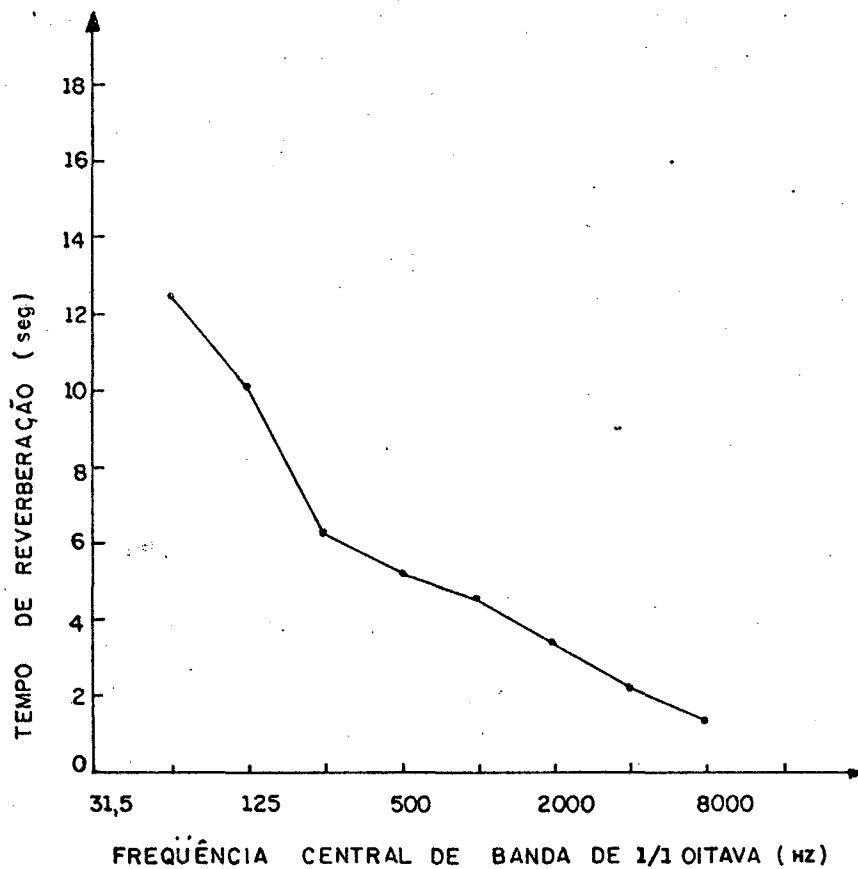


FIGURA 2.10 - TEMPO DE REVERBERAÇÃO EM FUNÇÃO DAS FREQUÊNCIAS CENTRAIS DE 1/1 DE OITAVA PARA A CÂMARA COM DIFUSORES.

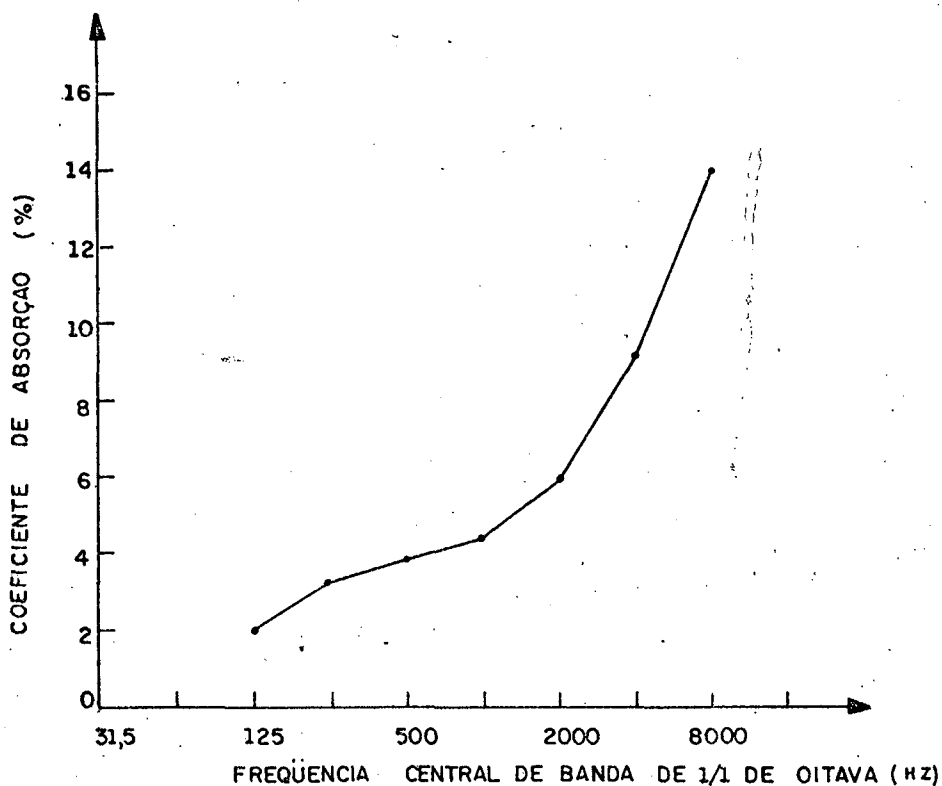


FIGURA 2.11 - VALORES DO COEFICIENTE DE ABSORÇÃO EM FUNÇÃO DA FREQUÊNCIA CENTRAL DE 1/1 DE OITAVA PARA A CÂMARA COM DIFUSORES.

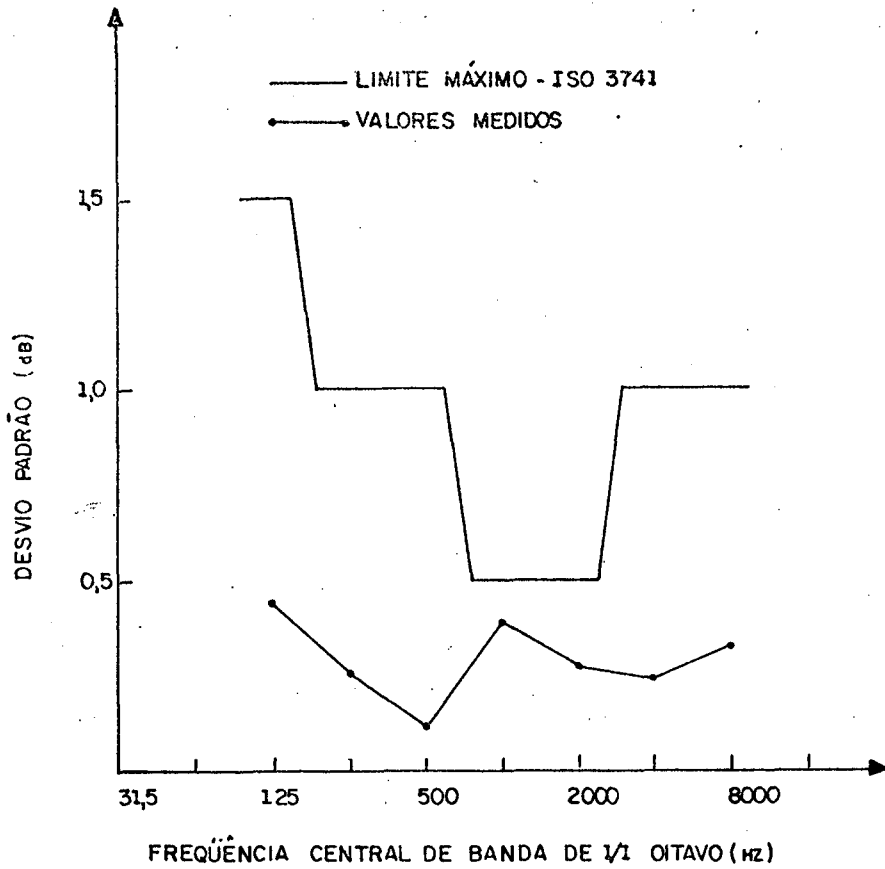


FIGURA 2.12 - QUALIFICAÇÃO DA CÂMARA COM DIFUSORES

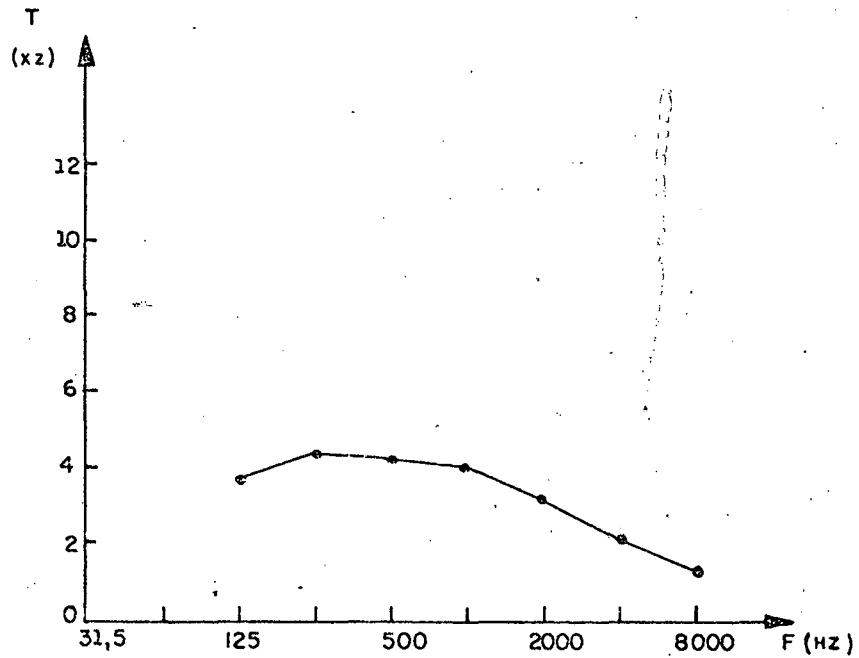


FIGURA 2.13 - VALORES DO TEMPO DE REVERBERAÇÃO EM FUNÇÃO DAS FREQUÊNCIAS CENTRAIS DE BANDA DE 1/1 OITAVO PARA A CÂMARA COM DIFUSORES E COM ABSORVEDORES.

C A P Í T U L O 3

VERIFICAÇÃO DA QUALIFICAÇÃO DA CÂMARA REVERBERANTE

3.1. INTRODUÇÃO

Para verificar o comportamento da câmara depois de qualificada, foram feitas medidas do nível de potência sonora de duas fontes acústicas de referência.

As fontes são de tipos diferentes, têm potência sonora de saída conhecida e foram colocadas em duas posições distintas.

As medidas foram feitas em duas situações: uma para a câmara somente com os difusores e outra para a câmara com os mesmos difusores com a adição de absorvedores de baixa frequência.

3.2. MEDIDAS DO NÍVEL DE POTÊNCIA SONORA

Uma das fontes utilizadas foi a Fonte de Potência Sonora, tipo B & K 4205, que emite ruído cor-de-rosa em bandas de 1/3 de oitava, para as frequências centrais de 125 Hz até 8 000 Hz. Os valores obtidos foram calculados pelo método direto, através da equação (1.6) (ver capítulo 1).

Para este caso, $V = 401,3 \text{ m}^3$, $S = 328,8 \text{ m}^2$ e $B = 1 032,2 \text{ mb}$ ($= 760 \text{ mm Hg}$), que substituídas na equação (1.6), esta passa a se apresentar da seguinte forma:

$$L_w = L_p - 10 \log \frac{T}{T_0} + 10 \log (1 + 0,1014\lambda) + 12,1 \text{ dB} \quad (3.1)$$

onde L_w é o nível de potência sonora para cada banda em dB,

L_p é o nível de pressão média para cada banda em dB,

T é o tempo de reverberação em segundos,

$T_0 = 1$ segundo,

λ é o comprimento de onda da frequência central de banda em metros.

Os valores dos níveis de pressão sonora e dos tempos de reverberação foram obtidos da mesma maneira que foram feitas as medidas para qualificação da câmara (ver capítulo 2).

Os resultados obtidos para o nível de potência sonora estão mostrados na figura 3.1. Nota-se que as medidas apresentam bons resultados para a faixa de frequências de 250 até 3 000 Hz, em relação ao nível de potência sonora gerado pela fonte. Nas frequências baixas, a diferença é mais acentuada, porque o campo sonoro não é idealmente difuso. Isto pode ser verificado pela equação (3.2), que permite o cálculo da frequência acima da qual um campo pode ser considerado difuso (equação de Schroeder).

$$f_c = 2\,000 (T/V)^{1/2} \quad (3.2)$$

onde f_c é a frequência de corte (em Hz),

T é o tempo de reverberação (em segundos),

V é o volume da câmara (em m^3).

Para este caso obtêm-se $f_c = 244$ Hz.

Nas frequências mais altas a diferença é causada pelo coeficiente de absorção, que é muito alto para tais frequências devido ao grande volume da câmara.

A outra fonte de referência usada foi uma Fonte Sonora de Referência, tipo B & K 4209, que emite ruído na faixa de 100 Hz até 10 KHz. Os níveis de pressão sonora foram filtrados para cada banda de 1/1 de oitava de 125 até 8 000 Hz, mantendo-se as demais condições das medidas para a qualificação da câmara.

Os valores também foram calculados através da expressão (3.1) e são comparados com os valores obtidos em um campo livre sobre um plano refletor.

Os resultados são mostrados na figura 3.2, novamente verificando-se que os resultados estão bons na faixa de 250 Hz até 3 000 Hz.

Para este tipo de fonte foi feita uma terceira medida, usando-se o princípio da adição e o método da justaposição [3.2], considerando-se a fonte tipo 4204 como um equipamento qualquer emissor de ruído e a fonte tipo 4205 como uma fonte de referência. pelo princípio da adição a fonte 4204 é ligada e o nível de pressão é medido. A fonte 4205 é ligada e o nível de potência sonora do gerador é aumentado até que o nível de pressão sonora lido seja 3 dB acima do nível obtido para a fonte 4204. O nível de potência sonora da fonte 4204 é então igual ao nível de potência sonora lido na escala do gerador da fonte 4205. Os resultados estão mostrados na figura 3.2, verificando-se que os resultados obtidos pelo método de comparação são melhores do que os obtidos pelo método direto, principalmente nas frequências abaixo de 250 Hz. Is-

to é porque o efeito do solo, em termos de impedância de radiação, é o mesmo para as duas fontes. Como a potência sonora é função da impedância apresentada pelo meio [3.3], e esta varia com o número de modos excitados no solo reverberante, principalmente nas frequências mais baixas, a diferença entre os valores diminui. Uma outra vantagem é que não há a necessidade de se medir o tempo de reverberação.

3.2.1. CÂMARA COM ABSORVEDORES

Após os absorvedores de baixa frequência terem sido colocados dentro da câmara, as medidas foram repetidas. Os resultados estão mostrados nas figuras 3.3 e 3.4, verificando-se que a câmara melhora, principalmente nas frequências mais baixas, diminuindo a diferença por posição, para valores de 1,1 a 2,9 dB, quando feita a comparação pelo método direto. No método de comparação, a diferença é mínima (0,5 dB), como era de se esperar.

Com os valores mostrados, verifica-se que a câmara apresenta boas condições para se medir a potência sonora desde 125 Hz até 3 000 Hz, apesar da frequência de corte ser agora 182 Hz e da câmara qualificar de acordo com as normas ISO de 125 até 8 000 Hz.

3.3. CONCLUSÃO

Como era de se esperar, as maiores diferenças ocorrem em baixas frequências, onde o campo não é bem difuso; e em altas frequências, devido a influência da alta absorção do ar. Mas estas diferenças são pequenas (na faixa de 1,1 até 2,9 dB), quando com-

paradas com o sinal gerado ou com as medidas em uma câmara anecôica sobre um plano refletor, mostrando que a câmara reverberante é um meio adequado para se medir o nível de potência sonora.

LISTA DE REFERÊNCIAS DO CAPÍTULO 3

- [3.1] CURTIS I. HOLMER and DAVID LUBMAN - Comparison of Microphone Transverse and Microphone Array for Determining Space Average Sound Pressure Level in a Reverberation Room, Noise Control Engineering/September-October, 1976, pp. 64-70.
- [3.2] Sound Power Source Type 4205, Instruction Manual, Brüel & Kjaer, March 1978
- [3.3] P. K. BAADE - Equipment Sound Power Measurements in Reverberation Rooms, Journal of Sound and Vibration, Vol. 16, pp. 131-135, 1971.

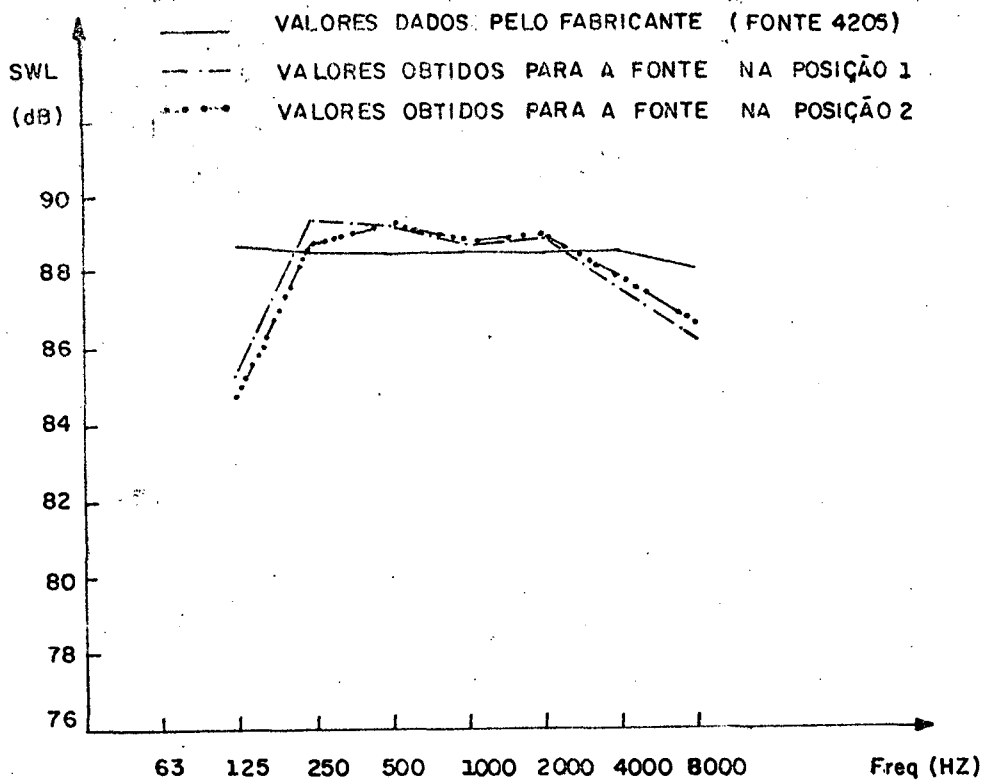


FIGURA 3.1 - NÍVEL DE POTÊNCIA SONORA PARA A FONTE 4205 PARA A CÂMARA COM DIFUSORES.

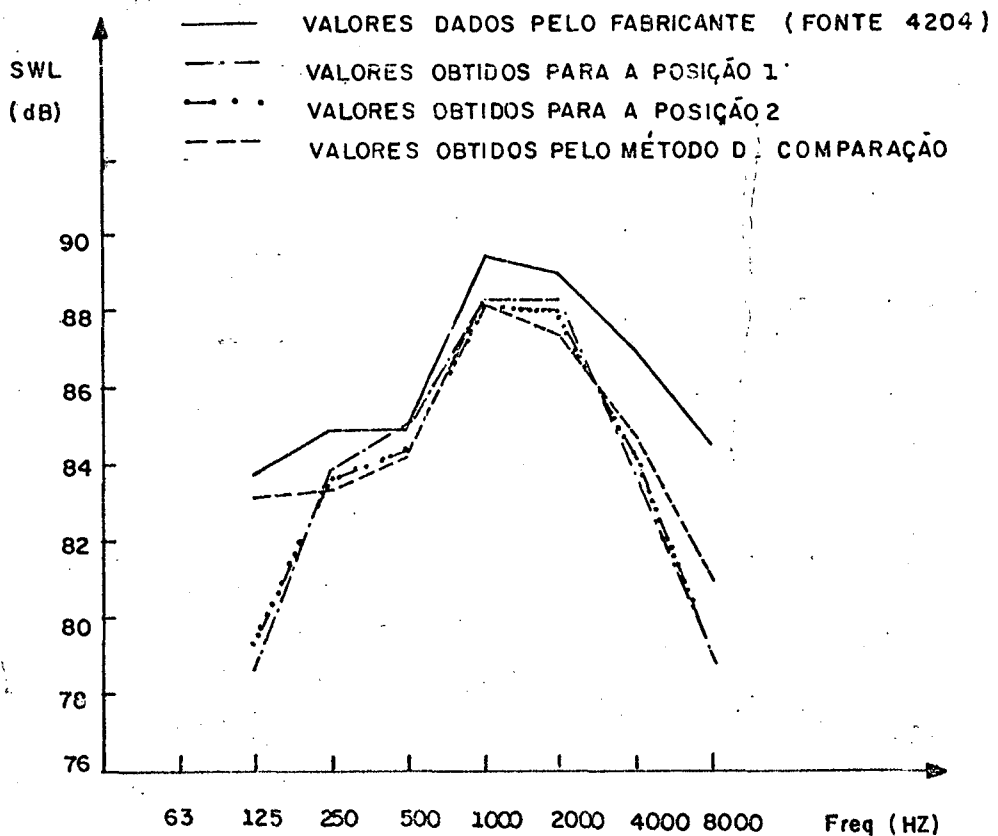


FIGURA 3.2 - NÍVEL DE POTÊNCIA SONORA PARA A FONTE 4204 PARA A CÂMARA COM DIFUSORES.

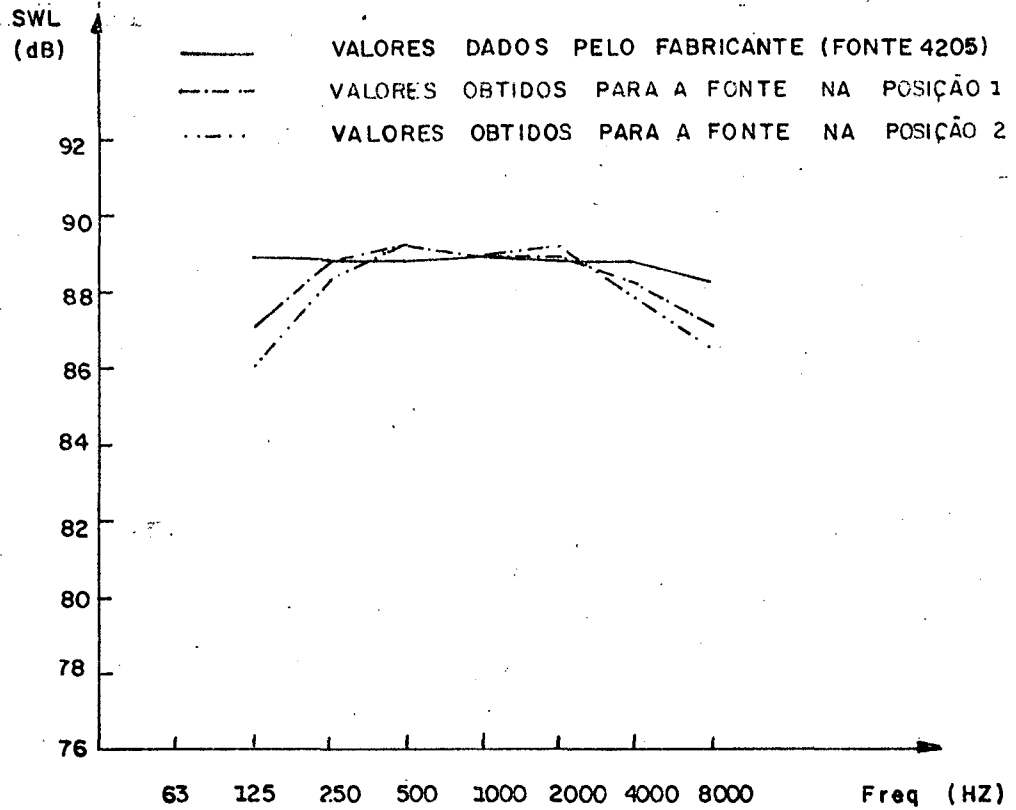


FIGURA 3.3 - NÍVEL DE POTÊNCIA SONORA PARA A FONTE 4205 PARA CÂMARA COM ABSORVEDORES.

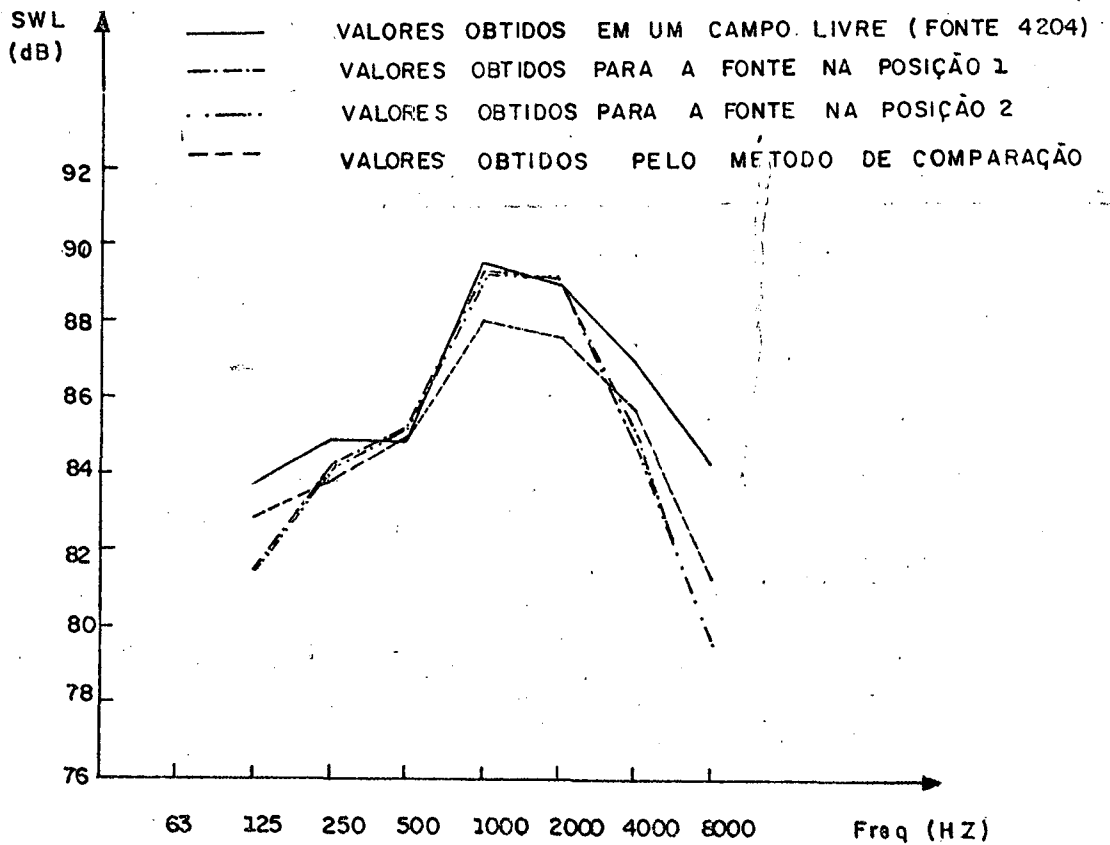


FIGURA 3.4 - NÍVEL DE POTÊNCIA SONORA PARA A FONTE 4204 PARA CÂMARA COM ABSORVEDORES.

C A P Í T U L O 4

MEDIDA DA POTÊNCIA SONORA IRRADIADA POR UM
APARELHO DE AR CONDICIONADO4.1. INTRODUÇÃO

Todos os preparativos realizados até agora têm como objetivo principal a medida do nível de potência sonora irradiado por um aparelho de ar condicionado. Futuramente, serão feitas modificações no projeto, com a finalidade de redução do ruído emitido, e o nível de potência sonora será novamente medido. Então, uma comparação poderá ser feita entre o ruído emitido antes e depois das modificações.

O aparelho apresenta os seguintes dados técnicos:

- a) capacidade térmica: 1 750 Kcal/h;
- b) recirculação do ar: 350 m³/h;
- c) dimensões: altura de 32 cm, largura de 47 cm e profundidade de 38 cm;
- d) ventilador axial com 6 pás;
- e) ventilador centrífugo radial com 36 pás;
- f) motor elétrico de 4 polos e 1/15 CV. Velocidade baixa máxima de 1 600 rpm, velocidade baixa mínima de 1 460 rpm, velocidade alta máxima de 1 720 rpm e velocidade alta mínima de 1 460 rpm. Este motor é comum ao ventilador axial e ao ventilador radial;
- g) motocompressor do tipo pistão;
- h) o aparelho pode ser usado para aquecimento, refrigeração ou ven

tilação.

4.2. FONTES DE RUÍDO

Como o aparelho é um conjunto de vários componentes mecânicos e elétricos, existem várias fontes de ruído. Uma avaliação das principais fontes será apresentada:

I) O ventilador axial tem um espectro de frequência que é aproximadamente reto na faixa de frequências de 63 Hz até 8 KHz [4.1]. As pás do ventilador, ao passarem por um determinado ponto, fazem com que o ar deste ponto receba um impulso. A taxa de repetição desse impulso é igual à frequência de passagem das pás e é chamada de frequência das pás. Então, o ventilador axial apresenta um pico nesta frequência fundamental, que é dado por:

$$f_B = \frac{n \times N}{60} i \quad (4.1)$$

onde f_B é a frequência das pás (Hz),

n é a velocidade de rotação do ventilador (rpm),

N é o número de pás, e

i é um número inteiro ($i = 1$, para a frequência fundamental;

$i = 2$, para o 1º harmônico; etc.).

Para o ventilador axial do aparelho de ar condicionado $N = 6$, tomando-se a velocidade baixa mínima de 1 460 rpm, tem-se que $f_B = 146$ Hz, e para a velocidade alta máxima, obtém-se $f_B = 172$ Hz. Dependendo da velocidade usada, teremos um pico que se encontra entre os limites desses valores;

II) O ventilador centrífugo apresenta um espectro em que o ruído mais alto é produzido nas frequências mais baixas e diminui à medida que se aumenta a frequência. Mas, também, apresenta um pico na frequência das pás, que, para as velocidades baixa mínima e alta máxima, estará entre 876 Hz e 1 032 Hz, respectivamente, ainda de acordo com a equação (4.1);

III) O motor elétrico também apresenta ruído devido a forma construtiva dos polos magnéticos, em um número de ganho, que fornece um pico de frequência entre os valores de 97 Hz e 115 Hz. Outras fontes de ruídos do motor são [4.2]:

- a) rotação desbalanceada do eixo;
- b) oscilações torsionais do estator e do rotor;
- c) vibração devida à flexão do estator e do rotor;
- d) devido a efeitos magnéticos, surgem forças periódicas que estão na folga entre o estator e o rotor;

IV) O compressor hermético tem um motor elétrico com uma rotação de 3 500 rpm. Mas, como o compressor é totalmente blindado, o ruído provocado por este, em estado estacionário, é desprezível em relação às outras fontes de ruído. O maior causador de ruído deste compressor é o movimento alternativo do pistão. Se considerarmos que a cada rotação do motor o pistão produz um impulso na compressão do gás, teremos, para uma rotação de 3 500 rpm, 3 500 impulsos por minuto ou 58 impulsos por segundo, dando origem a um pico de frequência fundamental em torno de 58 Hz, além dos harmônicos;

V) As fontes de ruído I até IV são montadas dentro da caixa do aparelho de ar condicionado. Por causa disto, darão origem a vibrações nas superfícies da caixa, e, como consequência, tem-se irradiação de ruído. Por exemplo, foi observado em uma me-

didada prévia do espectro radiado [4.3] um ruído em torno de 27 Hz, devido à vibração da superfície superior de caixa.

A tabela 4 apresenta as frequências fundamentais das várias fontes de ruído.

FONTE	Velocidade Alta Máxima (rpm)	Frequência Fundamental (Hz)	Velocidade Baixa Mínima (rpm)	Frequência Fundamental (Hz)
Ventilador Axial	1 720	172	1 460	146
Ventilador Centrífugo	1 720	1 032	1 460	876
Motor Elétrico	1 720	115	1 460	97
Compressor	3 500	58	-----	--
Caixa	-----	27	-----	--

TABELA 4

4.3. MÉTODO DE MEDIÇÃO

O nível de potência sonora irradiado pelo aparelho foi medido nas bandas de 1/1 de oitava, com frequências centrais de 125 até 8 000 Hz, de acordo com as especificações da norma ISO 3741. O aparelho foi colocado dentro da câmara reverberante sobre uma caixa de altura de 40 cm. Não foi colocado na parede, que é a sua posição de funcionamento de uso comum, porque se quer medir a quantidade total de energia que é entregue pelo aparelho ao meio ambiente, tanto pela frente como por trás. A posição do aparelho é mostrada na figura 4.1.

Dois métodos de medições foram usados: o método direto e o método de comparação, neste sendo usada a fonte sonora de refe-

rência B & K 4205. Os níveis de pressão sonora foram obtidos da mesma maneira de quando se faz a verificação da qualificação da câmara, como mostrado no Capítulo 3. As posições da fonte e do microfone também são mostradas na figura 4.1.

As medições foram feitas em seis situações diferentes de funcionamento do aparelho, que são:

- 1) ventilação baixa;
- 2) ventilação alta;
- 3) refrigeração alta máxima;
- 4) refrigeração baixa máxima;
- 5) aquecimento alto máximo;
- 6) aquecimento baixo máximo.

Os valores máximos foram usados para que o compressor entrasse em funcionamento no estado estacionário, durante um certo período de tempo, suficiente para se fazerem todas as medidas.

4.4. RESULTADOS OBTIDOS

Os valores determinados dos níveis de potência sonora estão mostrados nas figuras 4.2, 4.3 e 4.4 para a ventilação, refrigeração e aquecimento, respectivamente. Observa-se que o nível de potência sonora é aproximadamente o mesmo para as três diferentes situações, não havendo grandes diferenças entre refrigeração e o aquecimento com relação à ventilação, concluindo-se que a maior parte do ruído irradiado é devida aos ventiladores e não ao compressor. Comparando-se os valores máximos e mínimos, existe apenas uma variação de aproximadamente 2,5 dB nos níveis de potência sonora, concluindo-se que uma variação na rotação dos ventiladores para as duas situações também não tem muita influência, e sim

que a maior causa do ruído irradiado é o turbulência que ocorre no fluxo de ar. Chega-se, então, a uma conclusão final de que, para todas as situações, a taxa de energia que é irradiada pelo aparelho de ar condicionado na sua vizinhança é a mesma.

Uma outra característica é que o nível de potência sonora está em torno de 65 dB para as baixas frequências, subindo até 72,5 dB em torno de 500 a 1 000 Hz e decaindo para 57,5 dB em 8 000 Hz. Nota-se também que em baixas e altas frequências há uma certa variação nos resultados entre o método direto e o método de comparação. Isto deve-se à pouca difusão do campo acústico formado no interior da câmara nas baixas frequências e à absorção do ar, que ocorre nas altas frequências, conforme descrito no Capítulo 2.

4.5. CONCLUSÃO

Neste capítulo, foi medida a potência sonora total irradiada por um aparelho de ar condicionado, com a finalidade de se identificar as fontes de ruído mais fortes e a faixa de frequências da mesma. Os resultados mostraram as seguintes conclusões:

1) a maior parcela de ruído irradiado é devida aos ventiladores, que têm a finalidade de promover a passagem do ar através do aparelho de ar condicionado. Este ruído fica mais acentuado devido ao ruído aerodinâmico do fluxo de ar, pois dentro do aparelho tem-se cantos vivos, restrições na sua trajetória, etc.;

2) o nível de potência sonora é aproximadamente o mesmo para as três situações diferentes de funcionamento, tanto no método direto como no método de comparação. A diferença não é maior do que 3 dB, para toda a faixa de frequências;

3) os níveis de potência sonora são mais altos para as frequências médias.

Nos próximos capítulos será feita uma análise do espectro digital do nível de pressão sonora, e uma comparação poderá ser feita com os valores das frequências fundamentais mostradas na tabela 4.

LISTA DE REFERÊNCIAS DO CAPÍTULO 4

- [4.1] LEO L. BERANEK - Noise Reduction, McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, EUA, 1960.
- [4.2] CYRIL M. HARRIS - Handbook of Noise Control, McGraw-Hill Book Company, New York, EUA, 1979.
- [4.3] SAMIR N. YOUSRI e HUMBERTO NOCETTI BEZ - Análise de Frequência do Ruído Radiado por um Aparelho de Ar Condicionado, Relatório Preliminar, UFSC, 1980.

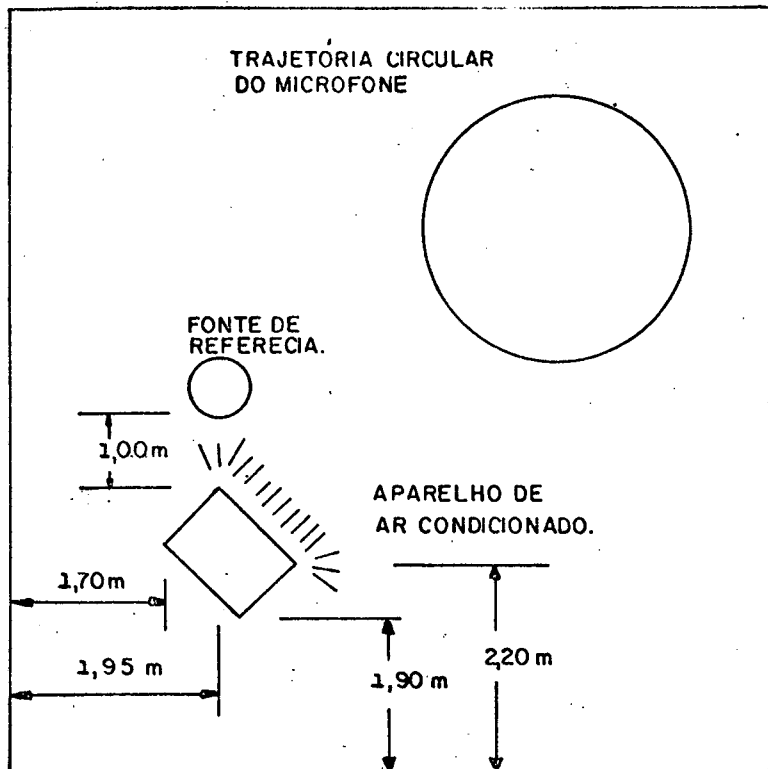


FIGURA 4.1 - POSIÇÃO DO APARELHO DE AR CONDICIONADO E DA FONTE DE REFERÊNCIA DENTRO DA CÂMARA.

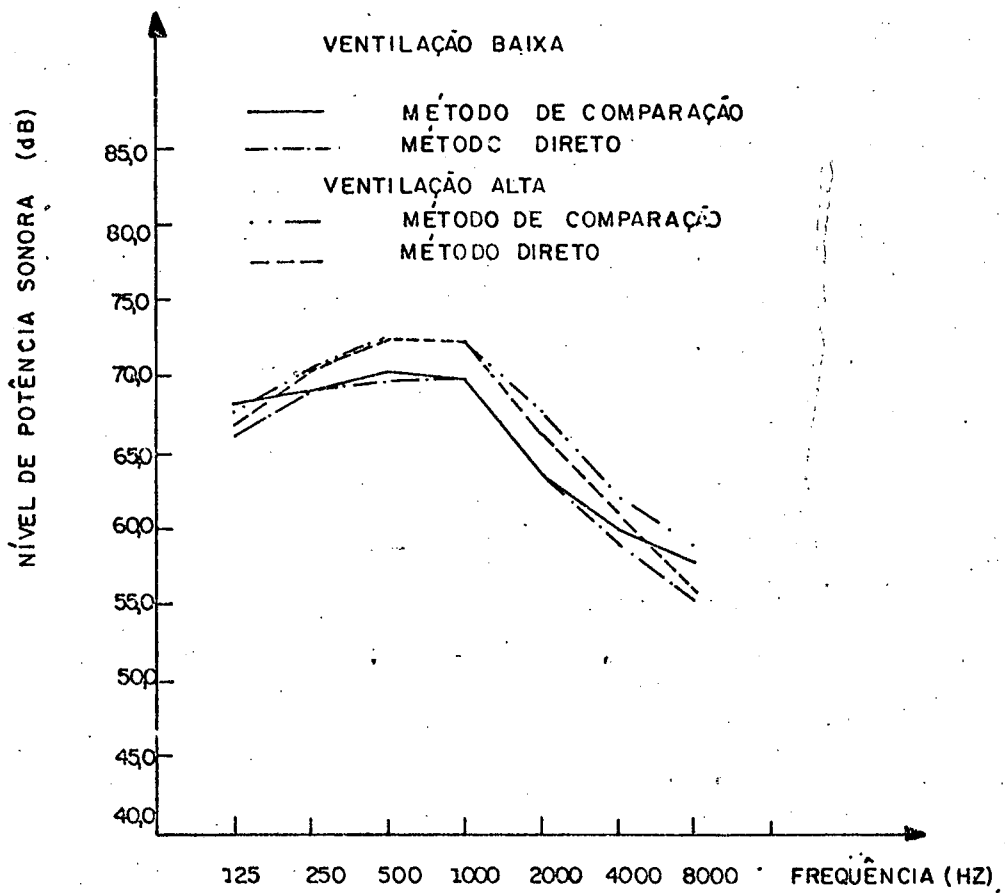


FIGURA 4.2 - NÍVEL DE POTÊNCIA SONORA (NPS) VERSUS FREQUÊNCIA NA VENTILAÇÃO

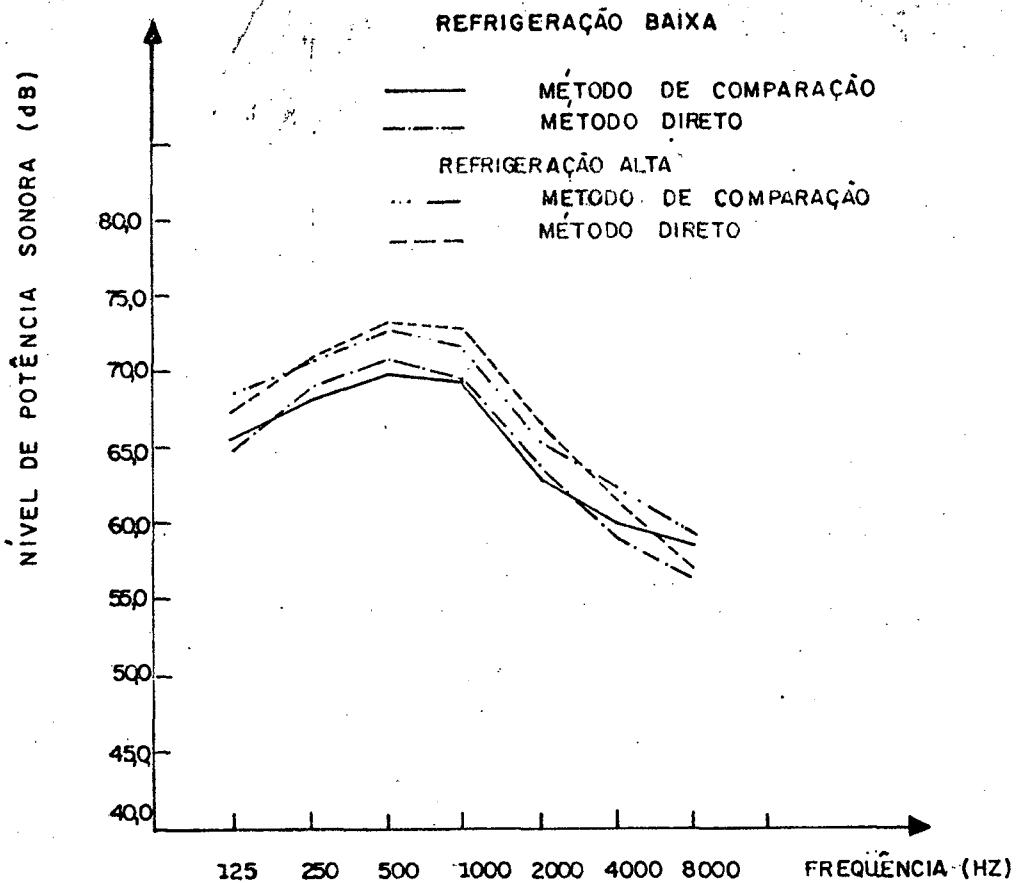


FIGURA 4.3 - NÍVEL DE POTÊNCIA SONORA (NPS) VERSUS FREQUÊNCIA NA REFRIGERAÇÃO

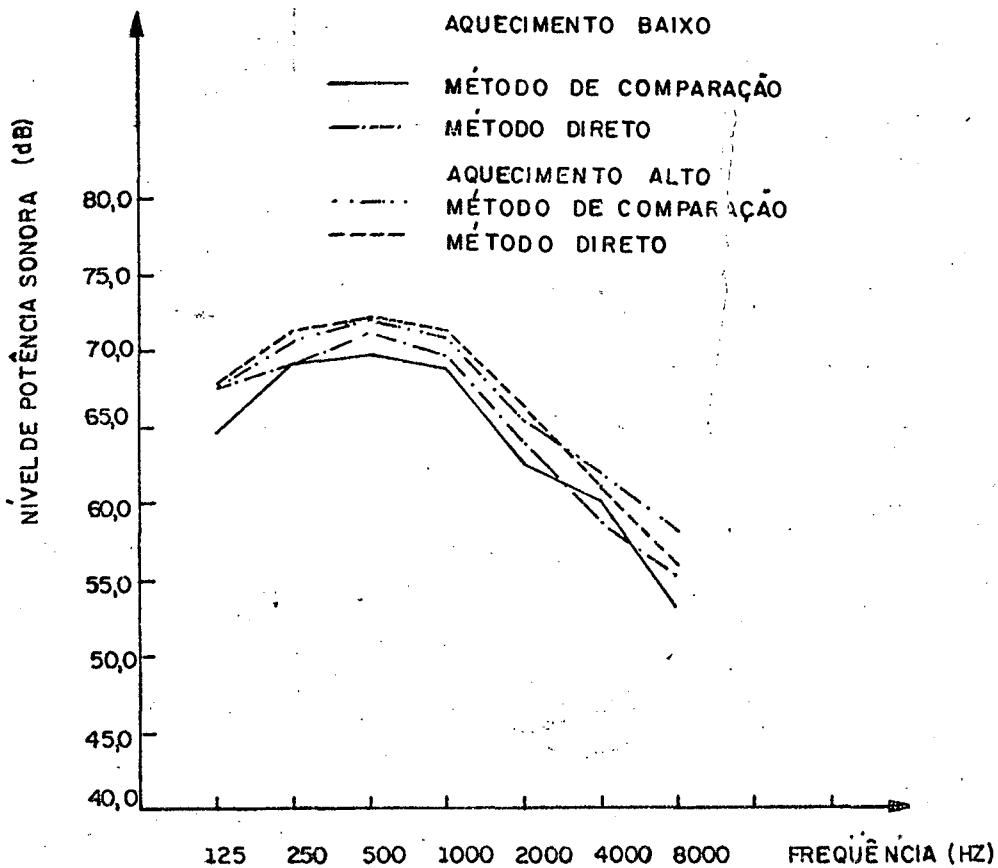


FIGURA 4.4 - NÍVEL DE POTÊNCIA SONORA VERSUS FREQUÊNCIA NO AQUECIMENTO.

C A P Í T U L O 5

ANÁLISE DO RUÍDO E VIBRAÇÕES DO APARELHO DE
AR CONDICIONADO5.1. INTRODUÇÃO

O ruído existente no ambiente em que as pessoas vivem pode afetá-las de várias maneiras, tanto fisiologicamente como psicologicamente. Ele pode causar, por exemplo, incomodidade, pode interferir na comunicação oral, no trabalho e em atividades de lazer, e, sob certas condições, pode afetar o comportamento das pessoas. A níveis muito altos, pode causar perda temporária da audição e, se o tempo de exposição é muito longo, pode causar a perda permanente da audição. Outros efeitos são: tensão muscular, susto, mudanças na respiração normal, alteração no ritmo de batidas do coração, alteração na taxa de colesterol [5.1], etc. O grau de influência depende de vários fatores, tais como: intensidade do som, frequência, tipo de ruído, tempo de atuação, do tipo de pessoa, etc.

As vibrações também afetam as pessoas pela energia sonora que irradiam. Além disso, podem afetar mecanicamente a vida dos aparelhos. Portanto, a presença de ruído e vibrações pode alterar a eficiência, a saúde ou o estado de conforto de uma pessoa, isto é, a qualidade de vida humana.

Vários métodos de avaliação destas influências foram desenvolvidos, alguns com resultados mais concretos e outros com re

sultados mais subjetivos, devido a grande variabilidade para as pessoas destas influências.

Neste capítulo, será feita uma avaliação do ruído, dos efeitos do ruído sobre as pessoas e, ainda, uma análise das vibrações e do ruído emitido pelo condicionador de ar, será apresentada.

5.2. CURVAS NR

Uma maneira de avaliar os efeitos subjetivos do ruído sobre o homem consiste no uso de curvas de mesma intensidade audível (loudness). Designa-se intensidade audível a sensação sonora que possibilita ao ouvinte avaliar a grandeza da intensidade sobre uma escala de baixo até alto [5.1,5.2], isto é, permite ao ouvinte considerar os níveis de ruído de igual intensidade para várias frequências. Existem várias curvas de intensidade audível, usadas para diferentes situações. As curvas a serem usadas na análise do ruído irradiado pelo aparelho de ar condicionado serão as curvas NR, que foram desenvolvidas por Kosten e Vanos [5.3,5.4]. As curvas estão mostradas na figura 5.1, e mostram o nível de pressão sonora na banda de 1-000 Hz [5.5].

As medidas do nível de pressão sonora são feitas em bandas de 1/1 de oitava e o espectro medido é comparado com as curvas de mesma intensidade audível, a fim de serem identificadas as bandas mais influentes e também o grau de intensidade de um determinado ruído.

Até o momento de escrever esta tese, não havia normas internacionais ou nacionais para a avaliação de ruído em uma sala com um sistema de ar condicionado, mas existem vários métodos de

análise, tais como: as curvas NR [5.5], que serão usadas na análise, e as curvas NC [5.6,5.7]. Em 1982, o "Institute of Noise Control Engineering" formou uma comissão para desenvolver uma norma que, se espera, seja bem aceita internacionalmente.

5.3. QUALIDADE ACÚSTICA DO APARELHO DE AR CONDICIONADO

O aparelho de ar condicionado foi colocado dentro de uma sala, com as características normais de uma sala de trabalho qualquer. Esta sala, construída com tijolos à vista, possui cortinas, carpete, armário embutido e três escrivaninhas. As dimensões da mesma são: 3,5 m de largura, 4 m de comprimento e 3,5 m de altura. O tempo de reverberação foi medido em 6 posições diferentes e o valor médio está mostrado na figura 5.2.

Foram feitas medidas dos níveis de pressão sonora em 3 posições diferentes, mostradas na figura 5.2. Para cada posição foram feitas medidas para as diferentes situações abaixo:

- a) ruído de fundo;
- b) aquecimento alto máximo;
- c) refrigeração alta máxima;
- d) ventilação alta.

Os valores máximos do funcionamento foram usados, porque se deseja verificar qual a grandeza do efeito produzido pelo máximo ruído emitido pelo aparelho e também para se garantir que o compressor estivesse em funcionamento durante a refrigeração e o aquecimento.

Para se fazerem as medições do ruído, um microfone capacitivo de 1/2" (B & K 4165), fixo a um pré-amplificador (B&K 2619), era conectado a um espectrômetro (B & K 2112). O sinal era filtra-

do em bandas de 1/1 de oitava e registrado em um registrador de nível (B & K 2306). Um esquema da instrumentação usada é mostrado na figura 5.4.

Os resultados obtidos para a posição 1 estão mostrados na figura 5.5. Observa-se que o ruído está dentro de uma faixa que proporciona um desconforto para as bandas de 250 a 3 000 Hz. Esta faixa de frequência abrange a maior parte da energia emitida e corresponde à faixa de maior percepção da audição humana. Nota-se, também, que não há grandes diferenças entre as três situações de funcionamento. A diferença é maior para as baixas frequências (8 dB entre a refrigeração e a ventilação), diminuindo à medida que a frequência aumenta.

Em relação ao ruído de fundo, verifica-se que está dentro de uma faixa confortável, para todas as frequências de análise. Uma comparação dos resultados obtidos durante o funcionamento do aparelho do ar condicionado indica que a diferença é mínima nas baixas frequências, entre 0 e 8 dB, porém esta aumenta nas altas frequências, chegando a 20 dB.

Os resultados obtidos para as posições 2 e 3 estão mostrados nas figuras 5.6 e 5.7, respectivamente, mostrando que são semelhantes aos resultados obtidos na posição 1, diferindo de valores muito pequenos.

O nível de conforto depende do campo de trabalho [5.4]. Por exemplo, para condições aceitáveis de trabalho com a mínima interferência na fala usam-se curvas NR 45 a NR 55; para áreas de trabalho em laboratório recomenda-se curvas NR 40 a NR 45 e para escritórios particulares curvas NR 30 a NR 35.

Tomando-se a máxima curva NR que foi atingido pelo nível de pressão sonora medido nas três posições dentro da sala de labo

ratório, tem-se:

a) Posição 1:

ruído de fundo : NR 40
aquecimento alto máximo : NR 55
refrigeração alta máxima : NR 55
ventilação alta : NR 60

b) Posição 2:

ruído de fundo : NR 45
aquecimento alto máximo : NR 55
refrigeração alta máxima : NR 55
ventilação alta : NR 55

c) Posição 3:

ruído de fundo : NR 40
aquecimento alto máximo : NR 55
refrigeração alta máxima : NR 55
ventilação alta : NR 55.

Então, conclui-se que para uma conversação dentro da sala, tem-se uma pequena influência do ruído causado pelo aparelho de ar condicionado, principalmente na posição 1. Se considerarmos a sala como o ambiente de trabalho em um laboratório, a conversação também será afetada pelo ruído do aparelho de ar condicionado e se considerarmos a sala como um escritório particular, a conversação será interferida pelo ruído do fundo, e esta interferência fica mais acentuada quando o aparelho de ar condicionado está ligado.

Além da interferência na conversação, o ruído emitido pode causar incomodidade, distração, cansaço mental, etc.

5.4. ANÁLISE DAS VIBRAÇÕES DE COMPONENTES DO APARELHO DE AR CONDICIONADO

Antes do aparelho de ar condicionado ter sido colocado em posição de uso normal dentro de uma sala para a análise das curvas NR, foi feita uma análise das vibrações existentes em determinados componentes do mesmo.

A análise foi feita somente para duas condições diferentes de funcionamento: uma para a ventilação alta e outra para o aquecimento alto máximo, por já ter-se verificado que não existem grandes diferenças entre a refrigeração e o aquecimento (Capítulos 3 e 4). Foram usados 5 acelerômetros (B & K 4366) nas seguintes posições (ver figura 5.8):

- a) acelerômetro sobre compressor;
- b) acelerômetro na placa de separação dos ventiladores;
- c) acelerômetro na base do aparelho de ar condicionado;
- d) acelerômetro na base do compressor;
- e) acelerômetro sobre a superfície superior da caixa:

O sinal do acelerômetro era amplificado em um pré-amplificador condicionador (B & K 2626) e gravado em fita magnética em um gravador de 4 canais (B & K 7003). A velocidade da fita era de 15"/s, a qual permite gravação de sinais de frequências até 10 K Hz. A análise dos sinais foi feita em um analisador digital de Fourier (HP 5451C) e os resultados foram registrados em um "plotter" (HP 7210A). Foi utilizada na análise janela de ponderação do tipo Hanning para diminuir o vazamento do lobo principal através do seu alargamento e através da adição de lobos laterais [5.8].

Durante a análise foi feita uma média no tempo de 50 registros independentes. Considerando-se que a frequência máxima de

análise era 2 500 Hz, o intervalo de amostragem, o qual é expresso por [5.8]

$$\Delta t = \frac{1}{2f_{\text{máx}}}$$

assume, neste caso, o valor de 0,0002 segundos.

A frequência de amostragem é $1/\Delta t = 5\ 000$ amostras/segundo, ou seja, duas vezes a máxima frequência contida no sinal. Para garantir que esta frequência de amostragem ocorra sem a existência do erro de "aliasing", foi usado um filtro passa baixa com frequência de corte de 3 500 Hz.

Observando-se os picos calculados no Capítulo 4, a resolução em frequência (Δf) pode ser escolhida na faixa de 1 a 2 Hz, que significa que o tempo de cada registro $\tau = (1/\Delta f) = 1$ a 0,5 s. Foi escolhido para este caso $\tau = 0,85$, então, o número de amostras de cada registro é $N = \tau/\Delta t = 4\ 000$. Usou-se, portanto, um bloco com 4096 amostras, já que o algoritmo da Transformada Rápida de Fóurier requer que N seja um número inteiro expoente de 2.

Para se verificar os limites de confiança, costuma-se calcular o número de graus de liberdade, que é dado por [5.8]:

$$\bar{N} = 2nB\tau$$

onde n é o número de médias usadas,

B é a largura de banda efetiva (Hz), e

τ é o tempo de cada registro (s).

Para a janela de Hanning, $B\tau = 2,6$ e, desta forma, $\bar{N} = 260$, que fornece para uma percentagem de nível de confiança de

99% um limite superior para o espectro medido normalizado em relação ao valor verdadeiro de 1,29 e limite inferior de 0,80. Para um nível de confiança de 90%, o limite superior é de 1,30 e o limite inferior é de 0,79.

Também foi gravado em fita magnética o sinal de uma fonte de referência de vibrações. A fonte usada foi um calibrador de acelerômetro (B & K 4291), que fornece uma aceleração constante em forma de tom puro com frequência de 76 Hz e pico de 10 m/s^2 . O registro no tempo e o espectro da fonte de referência estão mostrados nas figuras 5.9a e 5.9b.

Os espectros obtidos para o aquecimento alto máximo estão mostrados nas figuras 5.10 a 5.14.

O espectro do sinal obtido para o acelerômetro fixo sobre o compressor está mostrado na figura 5.10. Observa-se que se trata de um espectro de frequência de banda estreita com picos bastante fortes, principalmente em baixas frequências, sendo que o pico de maior amplitude ocorre em 47 Hz.

O espectro para o acelerômetro sobre a base do compressor está mostrado na figura 5.11. Neste caso, as bandas são mais largas e de menor amplitude, mas existem picos de grande intensidade, sendo que o maior ocorre em 279 Hz.

O espectro, para o acelerômetro sobre a placa que separa os dois ventiladores, está mostrado na figura 5.12, notando-se que se trata de um espectro de banda larga, cuja intensidade das acelerações é maior nas baixas frequências, mas decaindo rapidamente à medida que a frequência aumenta. Existem alguns picos, mas são de menores amplitudes e em menor número, sendo que o de maior intensidade ocorre em 115 Hz.

O espectro, para o acelerômetro sobre a base do aparelho

de ar condicionado, está mostrado na figura 5.13. Verifica-se ser um espectro de banda estreita em baixas frequências e de banda mais larga, para as altas frequências, possuindo também picos de grandes amplitudes, sendo que o maior ocorre em 600 Hz.

O espectro, para o acelerômetro sobre a superfície superior da caixa, está mostrado na figura 5.14. Vê-se que é um espectro de banda em baixas frequências, cuja intensidade diminui rapidamente, quando se aumenta a frequência. Ocorrem alguns picos, sendo que o maior ocorre na frequência de 53 Hz.

A tabela 5 mostra os primeiros picos de maiores amplitudes que aparecem nas 5 posições dos acelerômetros durante o aquecimento alto máximo.

POSIÇÃO DO ACELERÔMETRO	FREQUÊNCIA (Hz)									
	21	47*	104	157	214	271	326	376	429	486
Sobre o Compressor	21	47*	104	157	214	271	326	376	429	486
Sobre a Base do Compressor	23	53	109	167	221	279*	337	389	447	501
Na Placa de Separação dos Ventiladores	25	50	75	108	115*	169	215	356	394	472
Sobre a Base do Aparelho de Ar Condicionado	24	49	75	113	175	215	238	272*	326	377
Sobre a Superfície Superior da Caixa	23	53*	113	158	275	324	358	449	728	841

(*) picos de maior amplitude

TABELA 5 - Picos iniciais de maiores amplitudes do espectro de vibrações para o aquecimento alto máximo.

De uma maneira geral, os picos ocorrem em maior número em torno das seguintes frequências: 23, 50, 75, 110, 220, 270, 325 etc.

A tolerância para os valores dessas frequências é igual ao valor da resolução de análise, isto é, $\Delta f = 1,25$ Hz.

Os espectros obtidos para a ventilação alta estão mostrados nas figuras 5.15 a 5.19.

O espectro, para o acelerômetro sobre o compressor, está mostrado na figura 5.15. Verifica-se que apresenta um espectro de banda estreita nas baixas frequências e as bandas se alargam à medida que se aumentam as frequências. Para a maior parte das frequências, o espectro apresenta uma aceleração de baixa amplitude, exceto para alguns picos em baixas frequências, sendo o maior em torno de 23 Hz, e não em torno de 47 Hz, como ocorre para o aquecimento.

O espectro, para o acelerômetro na base do compressor, está mostrado na figura 5.16. Comparando-se com o espectro obtido para o aquecimento, observa-se que o número de picos de grande intensidade diminuíram, tornando-se um ruído de banda larga com maiores amplitudes nas baixas frequências, principalmente em torno de 300 Hz. Mas ainda existem alguns picos e o maior deles ocorre, também, em 23 Hz.

O espectro, para o acelerômetro e a placa de separação dos ventiladores, está mostrado na figura 5.17. Tem a forma de banda larga com os picos sobrepostos e semelhantes aos conseguidos para o aquecimento e o pico mais forte também ocorre em 116 Hz.

O espectro medido para o acelerômetro sobre a base do aparelho de ar condicionado está mostrado na figura 5.18. Observa-se que é um espectro de banda larga de grande intensidade, com

os picos sobrepostos, sendo menores em relação aos obtidos para o aquecimento. Os picos mais fortes ocorrem em 23 e 260 Hz.

O espectro obtido para o acelerômetro sobre a superfície superior da caixa é mostrado na figura 5.19. Também é um espectro de banda larga de grande intensidade, com os picos sobrepostos menores em relação ao aquecimento. Os maiores picos ocorrem em 23 e 60 Hz.

A tabela 6 mostra os primeiros picos de maiores amplitudes que aparecem nas 5 posições dos acelerômetros para a ventilação alta.

POSIÇÃO DO ACCELERÔMETRO	FREQUÊNCIA (Hz)									
Sobre o Compressor	23*	41	75	117	154	173	200	347	588	634
Sobre a Base do Compressor	23*	41	75	117	207	238	260	313	366	479
Na Placa de Separação dos Ventiladores	23	49	68	75	116*	155	219	238	279	286
Sobre a Base do Aparelho de Ar Condicionado	23	49	75	117	162	177	211	238	260*	313
Sobre a Superfície Superior da Caixa	23	60*	136	162	186	358	453	479	505	558

(*) picos de maior amplitude

TABELA 6 - Picos iniciais de maiores amplitudes do espectro de vibrações para a ventilação alta.

Para este caso, os picos ocorrem em torno das seguintes frequências: 23, 40, 50, 70, 115, 160, 200, 320 etc.

Comparando-se os espectros obtidos para as duas situações de funcionamento, conclui-se que o compressor tem um espectro de frequência discreto e o ventilador tem um espectro de banda larga. Dependendo da posição do acelerômetro no aparelho de ar condicionado, tem-se maior influência de um dos espectros fazendo com que se tenha diferentes respostas nas diferentes posições. Por exemplo, sobre o compressor existe uma aceleração mais acentuada em torno de 50 Hz, que provavelmente seja a frequência de movimento de corpo rígido da carcaça do compressor, a qual é excitada pelo movimento do pistão.

Na placa de separação dos ventiladores, a aceleração é predominante na frequência em torno de 115 Hz, que é causada pelo movimento do motor elétrico dos ventiladores (ver tabela 4, Capítulo 4).

O pico que ocorre em 23 Hz é uma frequência de ressonância excitada no compressor, devido ao movimento dos ventiladores, pois esta é mais acentuada quando o aparelho está funcionando em ventilação alta.

Na superfície da caixa ocorre o pico em torno de 55 Hz e não em 24 Hz, como se esperava, (ver Capítulo 4), causada pelo movimento do pistão. A diferença de 50 Hz (sobre o compressor) para 55 Hz (superfície da caixa) é atribuída aos erros de leitura nos gráficos dos espectros.

Verifica-se que a escolha dos parâmetros para a análise digital, tais como: frequência de amostragem, frequência de corte dos filtros, frequência máxima de análise, etc, foi adequada, desde que a maioria da energia nos sinais está nas baixas frequên

cias, aproximadamente, até 1 500 Hz.

5.5. ANÁLISE DO RUÍDO EMITIDO PELO APARELHO DE AR CONDICIONADO

Após os dados para a análise das curvas NR terem sido obtidos, foram colocados em volta do aparelho cunhas de espuma, com a finalidade de se conseguir um campo quase livre com o mínimo de reflexões de ondas acústicas, necessário para a gravação do ruído emitido e posterior análise espectral. O sinal era recebido por um microfone capacitivo de 1/2" (B & K 4165), preso a um pré-amplificador (B & K 2619). O sinal, depois de amplificado por um amplificador de medida (B & K 2607), era também gravado em fita magnética em um gravador de 4 canais (B & K 7003). A velocidade da fita era de 15"/s, a qual permite gravação de sinais de frequência até 10K Hz. O sinal foi analisado em um analisador de Fourier (HP 5451C), tomando-se a frequência máxima de análise de 5 000 Hz, pois o espectro de ruído tem componentes em frequências altas (Capítulo 4). O intervalo de amostragem foi de 0,00013 e arbitrando-se um $\tau = 0,43$, tem-se que o número de amostras também é $N = 4\ 096$. Para garantir que a frequência de amostragem de 10 000 amostras/s ocorra sem a existência do erro de "aliasing", foi usado um filtro passa baixa com frequência de corte de 5 000 Hz.

Foi gravado, ainda, em fita magnética, o sinal de uma fonte de referência sonora com amplitude conhecida. A fonte de referência usada foi um calibrador de microfone (B & K 4220), que fornece um nível de pressão sonora de 124 dB na frequência de 125 Hz. O registro no tempo e o espectro do limite de referência estão mostrados nas figuras 5.20a e 5.20b.

O espectro do ruído emitido pelo aparelho de ar condicionado, trabalhando durante o aquecimento alto máximo, está mostrado na figura 5.21. Observa-se que existem alguns componentes de tom puro de grande intensidade nas frequências mais baixas e ruído de banda larga de amplitudes menores para o restante das frequências.

O espectro obtido para a ventilação alta está mostrado na figura 5.22. Nota-se que o espectro é o mesmo do obtido para o aquecimento, exceto por dois picos que não aparecem em 226 e 310 Hz.

A tabela 7 mostra os primeiros picos que aparecem para o aquecimento e para a ventilação.

	FREQUÊNCIA (Hz)					
Aquecimento Alto Máximo	24*	36	59	131	226	310
Ventilação Alta	24*	36	59	131		

(*) picos de maior amplitude

TABELA 7 - Picos iniciais do espectro de ruído.

O ruído de baixa frequência em torno de 24 e 36 Hz é causado pela ressonância excitada no compressor, e não pelas vibrações da caixa.

Em torno de 59 Hz, é produzido pelo movimento alternativo do pistão (ver tabela 4, Capítulo 4).

Em torno de 131 Hz, é causado pelo ventilador axial, cujo valor é um pouco alterado em relação aos valores teóricos (ver

Capítulo 4), devido a turbulência do ar, que gera um ruído de banda larga.

5.6. CONCLUSÃO

Neste capítulo, foi apresentada uma análise de como o ruído emitido pelo aparelho de ar condicionado pode nos afetar (curvas NR), verificando-se que, para certas bandas de frequências, o nível de ruído está fora do limite de conforto, quando é usado em escritórios, laboratórios etc.

Quanto às vibrações, nota-se que existem duas fontes principais, sendo uma o compressor e a outra o conjunto motor / rotor dos ventiladores. Dependendo da posição do ponto considerado e de qual elemento está em funcionamento, a sua vibração terá componentes com maior ou menor intensidade.

Quanto ao espectro do ruído, as amplitudes de maiores intensidades ocorrem, principalmente, nas baixas frequências, que, para o ouvido humano, não tem muita influência, porque o mesmo filtra os ruídos de baixa frequência. Através das curvas NR, verifica-se que a maior influência ocorre, na realidade, em altas frequências e, pelos espectros mostrados, o ruído em tais frequências é devido ao ruído aerodinâmico.

No próximo capítulo, será feita uma análise para uma identificação com mais detalhes das principais fontes de ruído emitido pelo aparelho de ar condicionado.

LISTA DE REFERÊNCIAS DO CAPÍTULO 5

- [5.1] CYRIL M. HARRIS - Handbook of Noise Control, McGraw-Hill Book Company, second edition, 1979.
- [5.2] P. MARTINS DA SILVA - Acústica de Edifícios, Informação Técnica de Edifícios 8, Laboratório Nacional de Engenharia Civil, Lisboa, Portugal, 1978.
- [5.3] R. H. WARRING - Handbook of Noise and Vibration Control, Trade & Technical Press Ltd., second edition, England.
- [5.4] Sound Research Laboratories Limited, Little Waldingfield, Sudbury, Suffolk - Practical Building Acoustics, Sound Research Laboratories Limited, first edition, 1976.
- [5.5] The Control of Noise in Ventilation Systems - A Design Guide, Atkins Research and Development, 1977.
- [5.6] Room Air Conditioning Sound Rating (RAC-25R), Association of Home Appliance Manufacturers, 1971.
- [5.7] ASHRAE - System Handbook, chapter 35, 1976.
- [5.8] SAMIR N. Y. GERGES - Curso Intensivo, "Processamento e Análise de Sinais Aleatórios", Brüel e Kjaer do Brasil, São Paulo, Novembro de 1983.

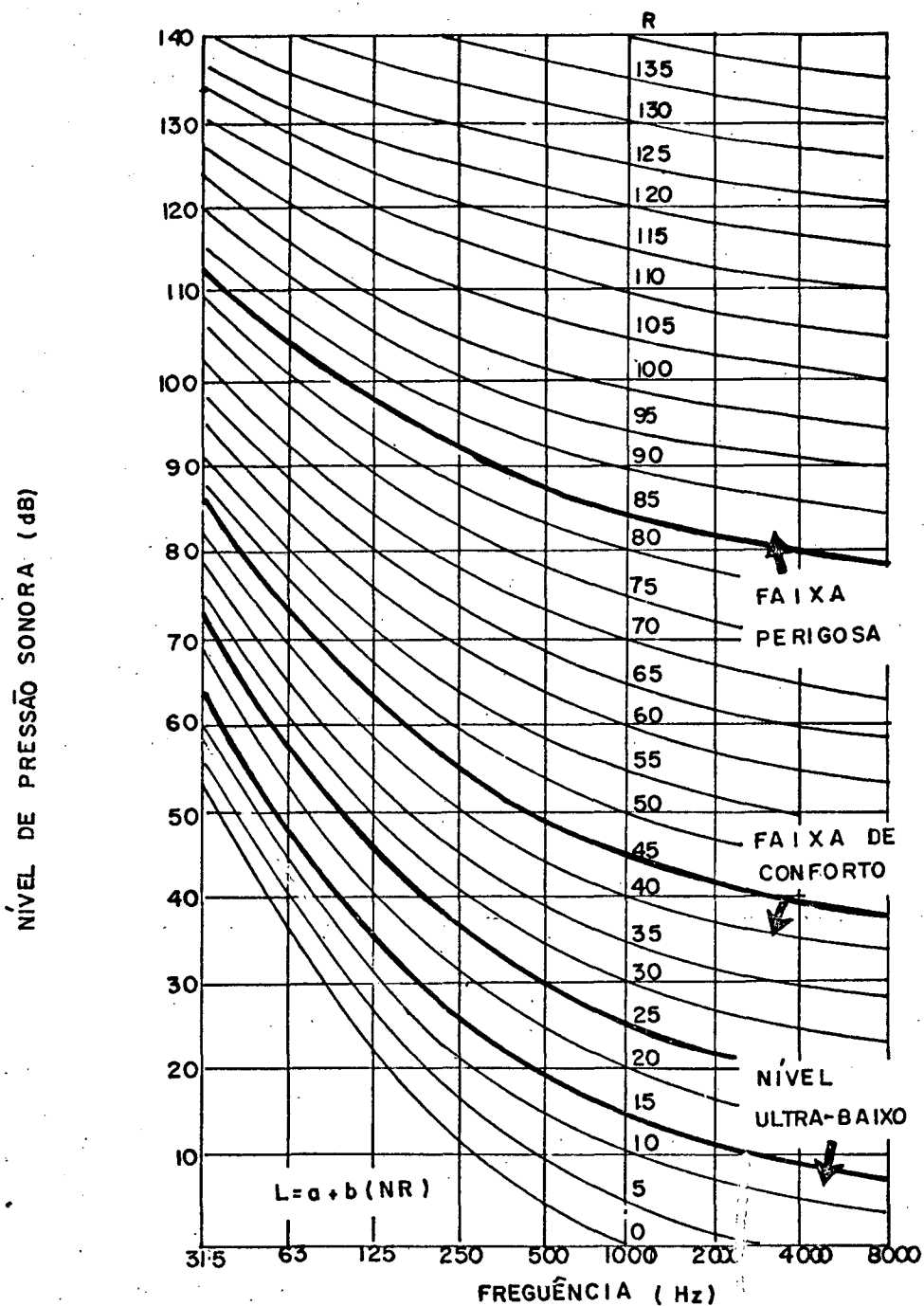


FIGURA 5.1- CURVAS NR

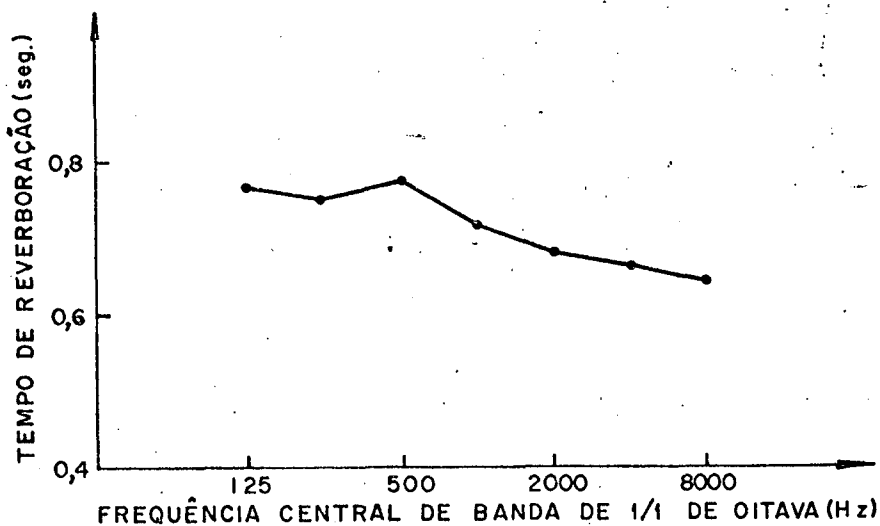


FIGURA 5.2- TEMPO DE REVERBERAÇÃO DA SALA ONDE FOI COLOCADO O APARELHO DE AR CONDICIONADO

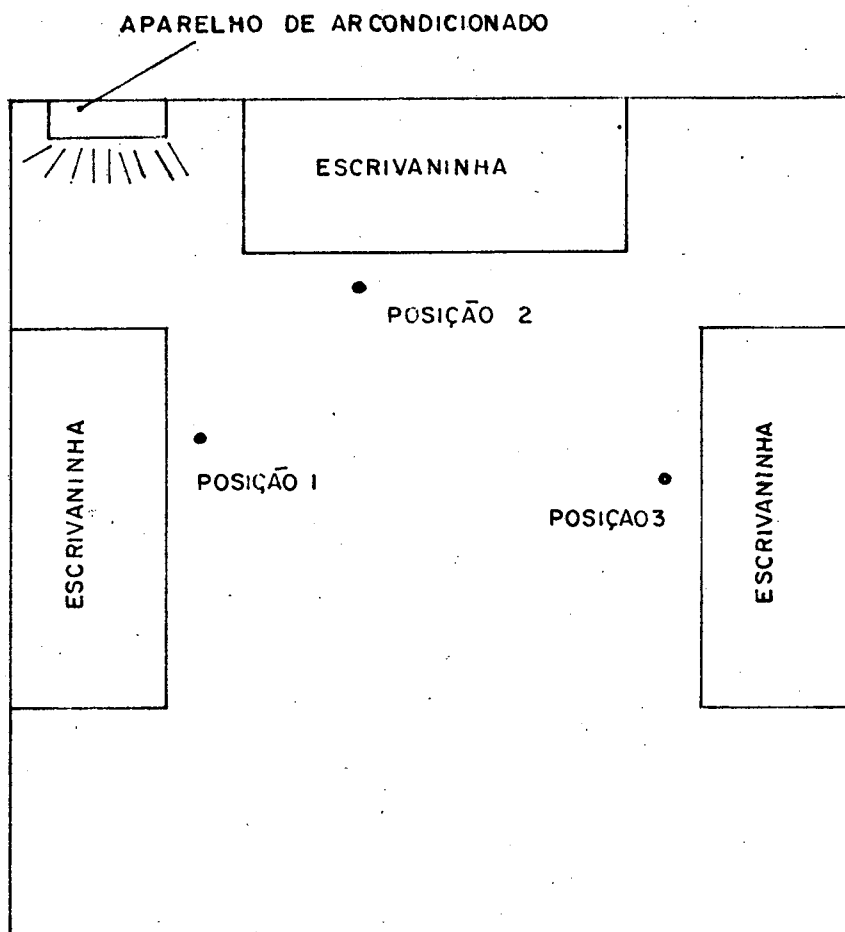
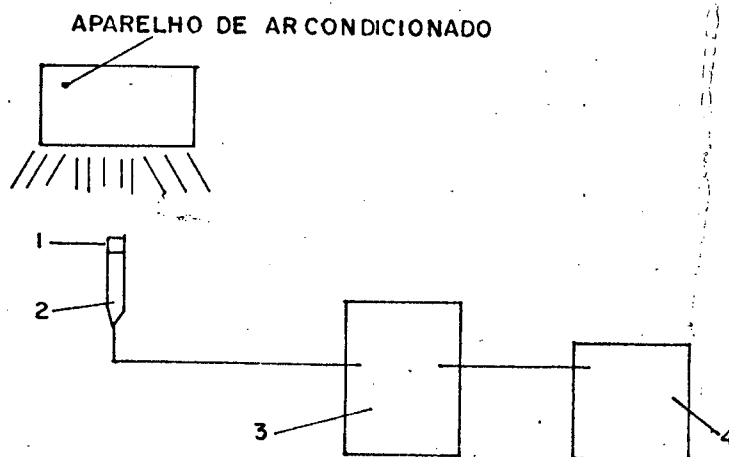


FIGURA 5.3 - POSIÇÕES DAS MEDIDAS DOS NÍVEIS DE PRESSÃO, SONORA PARA AS CURVAS NR.



- 1- MICROFONE CAPACITIVO
- 2- PRÉ-AMPLIFICADOR
- 3- ESPECTROMETRO COM FILTRO DE 1/1 DE OITAVA.
- 4- REGISTRADOR DE NÍVEL

FIGURA 5.4 - INSTRUMENTAÇÃO USADA NAS MEDIDAS DOS NÍVEIS DE PRESSÃO SONORA.

- RUIDO DE FUNDO
- AQUECIMENTO ALTO MÁXIMO
- ▲— REFRIGERAÇÃO ALTO MÁXIMA
- ▲— VENTILAÇÃO ALTA

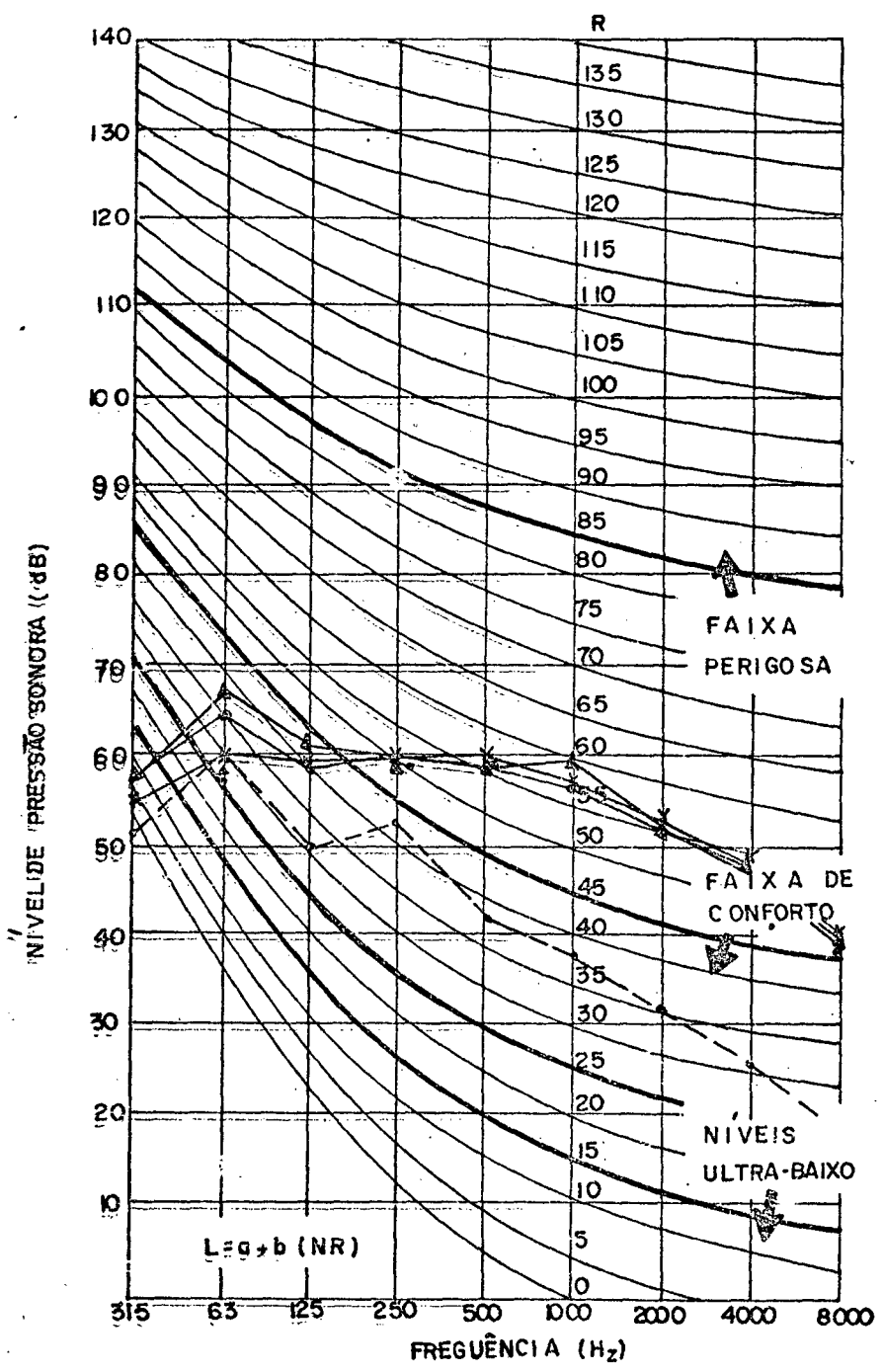


FIGURA 5.5 - CURVAS NR PARA A POSIÇÃO I DO MICROFONE.

- RUIDO DE FUNDO
- AQUECIMENTO ALTO MÁXIMO
- ×----- REFRIGERAÇÃO ALTO MÁXIMO
- ▲----- VENTILAÇÃO ALTA

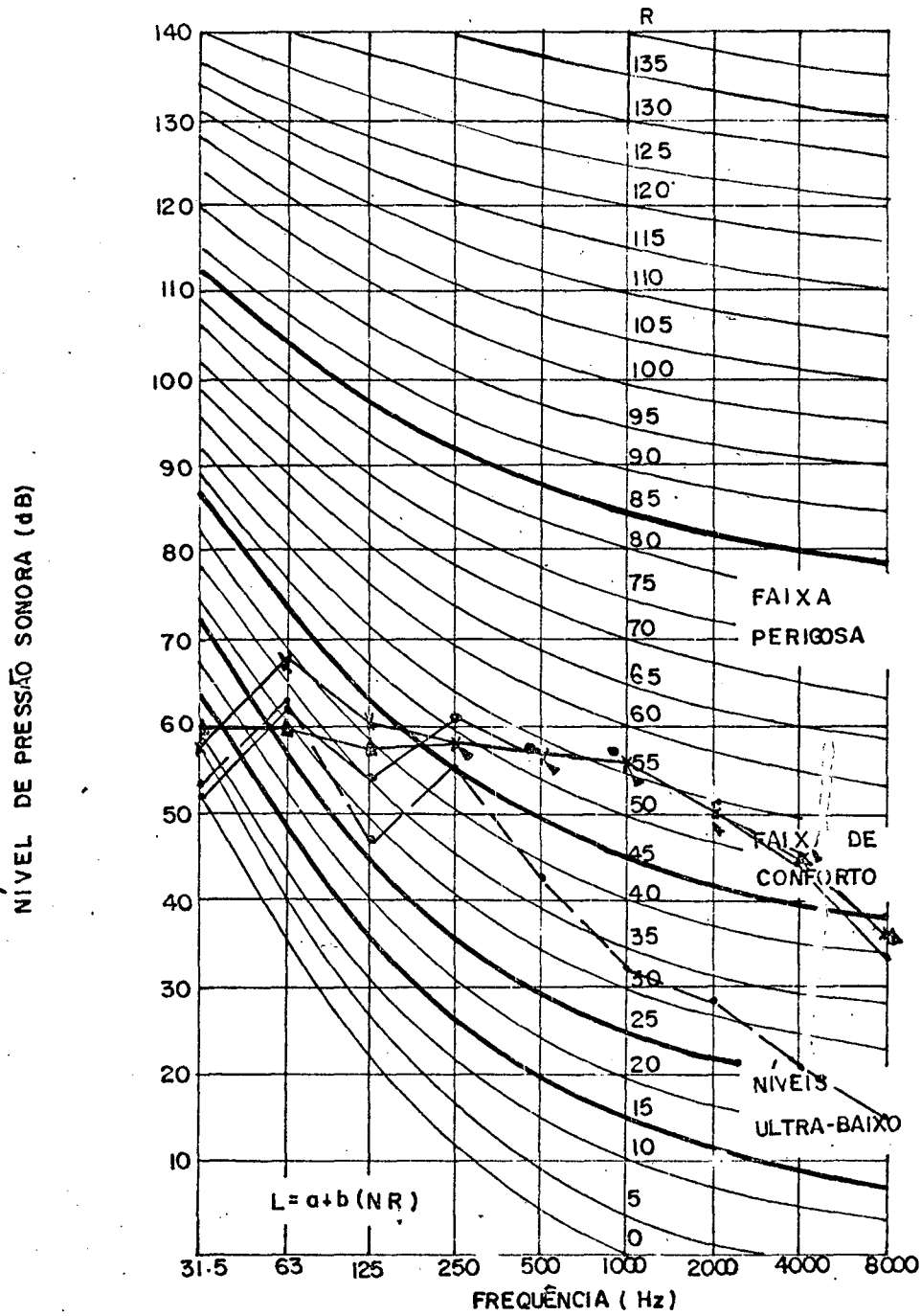


FIGURA 5.6 — CURVAS NR PARA A POSIÇÃO 2 DO MICROFONE.

- RUIDO DE FUNDO
- AQUECIMENTO ALTO MÁXIMO
- REFRIGERAÇÃO ALTA MÁXIMA
- VENTILAÇÃO ALTA

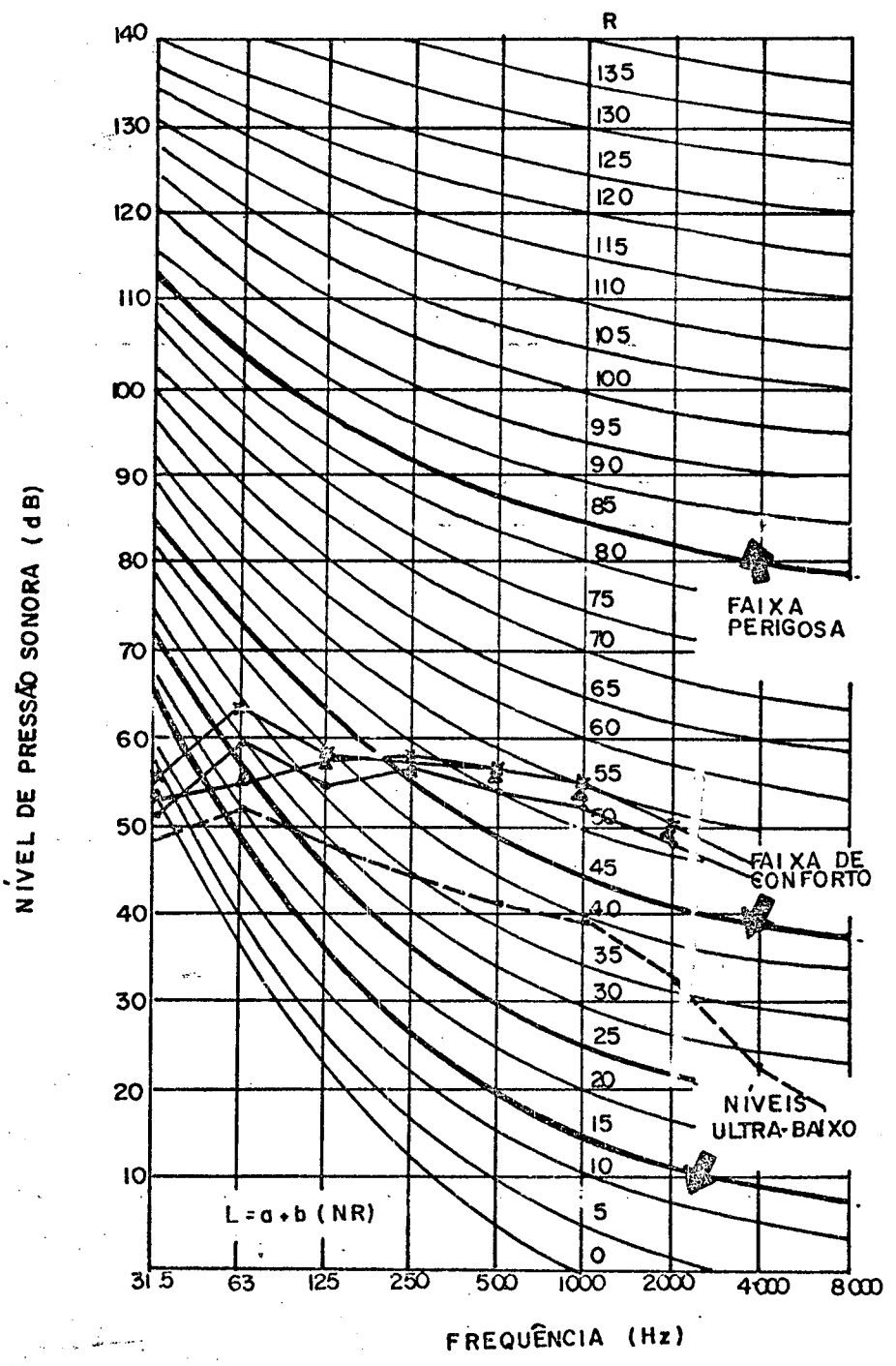


FIGURA 5.7 - CURVAS NR PARA A POSIÇÃO 3 DO MICROFONE

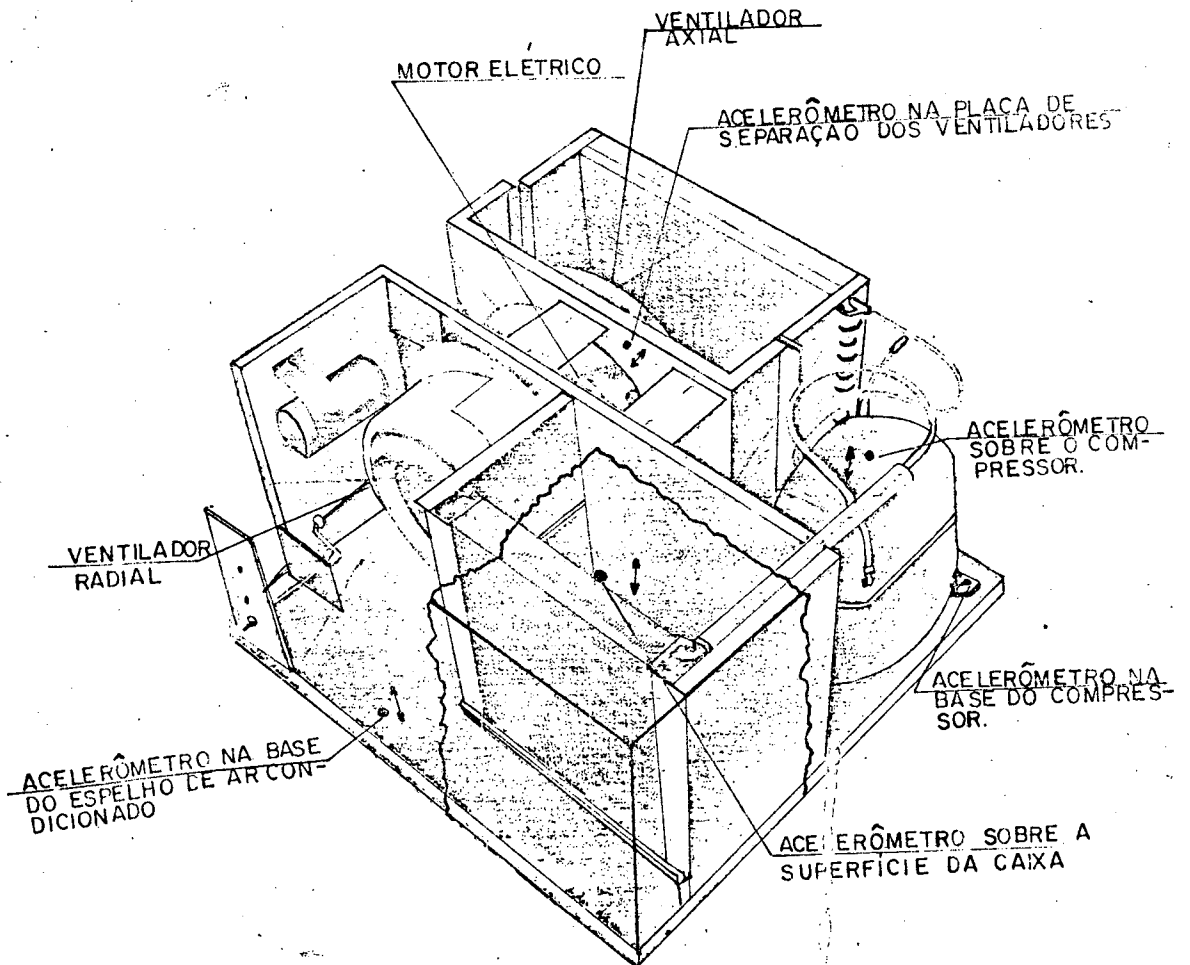


FIGURA 5.8 - POSIÇÃO DOS ACELERÔMETROS NOS COMPONENTES DO APARELHO DE AR CONDICIONADO.

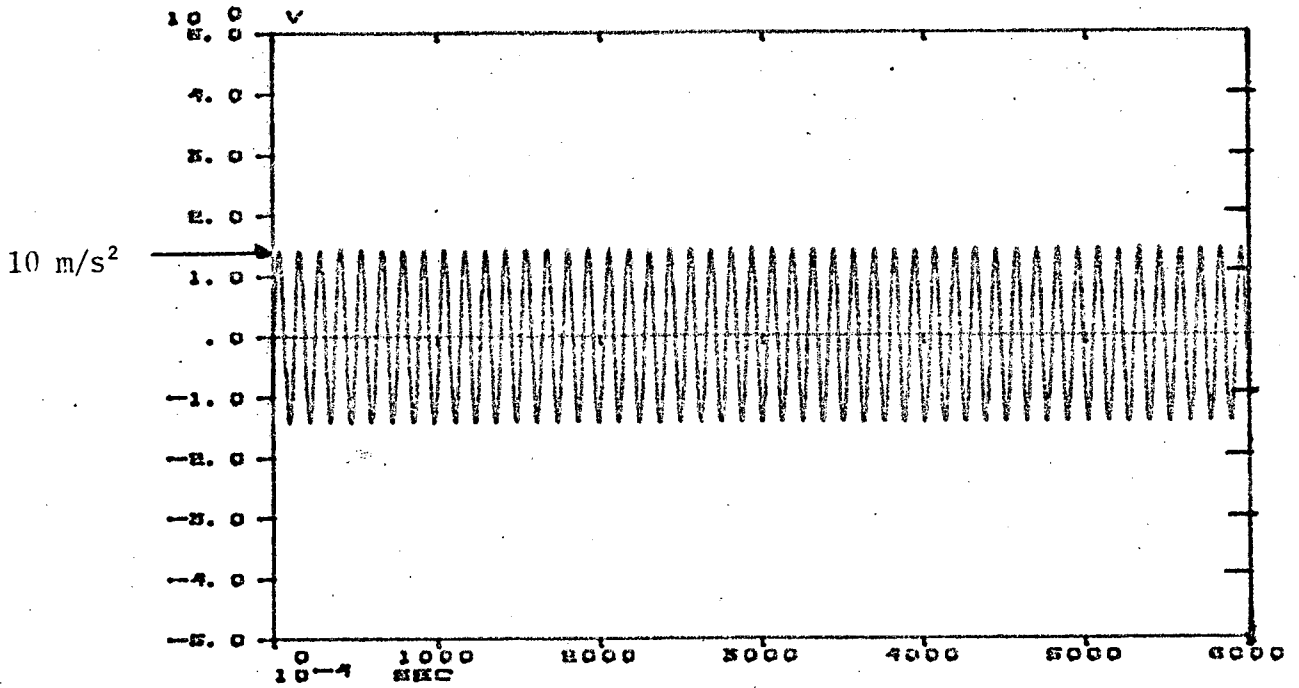


FIGURA 5.9a - Registro no tempo da fonte de referência de aceleração.

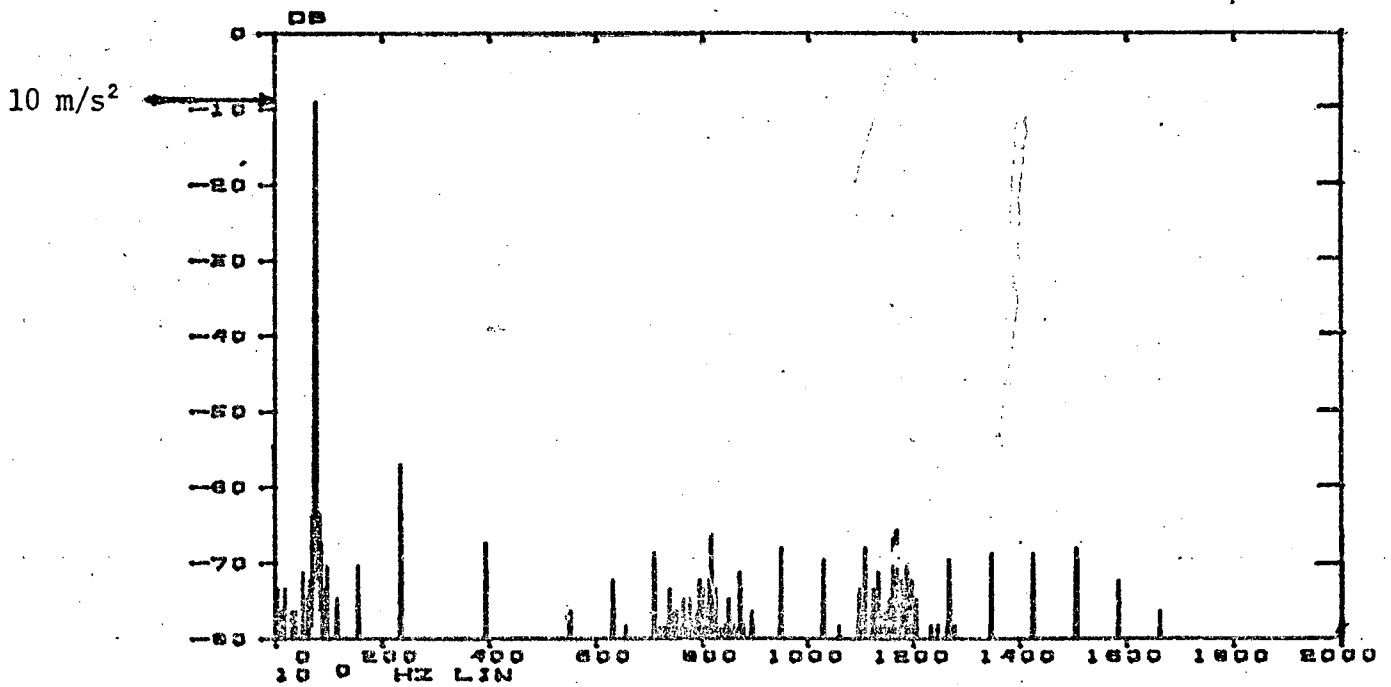


FIGURA 5.9b - Espectro da fonte de referência de aceleração.

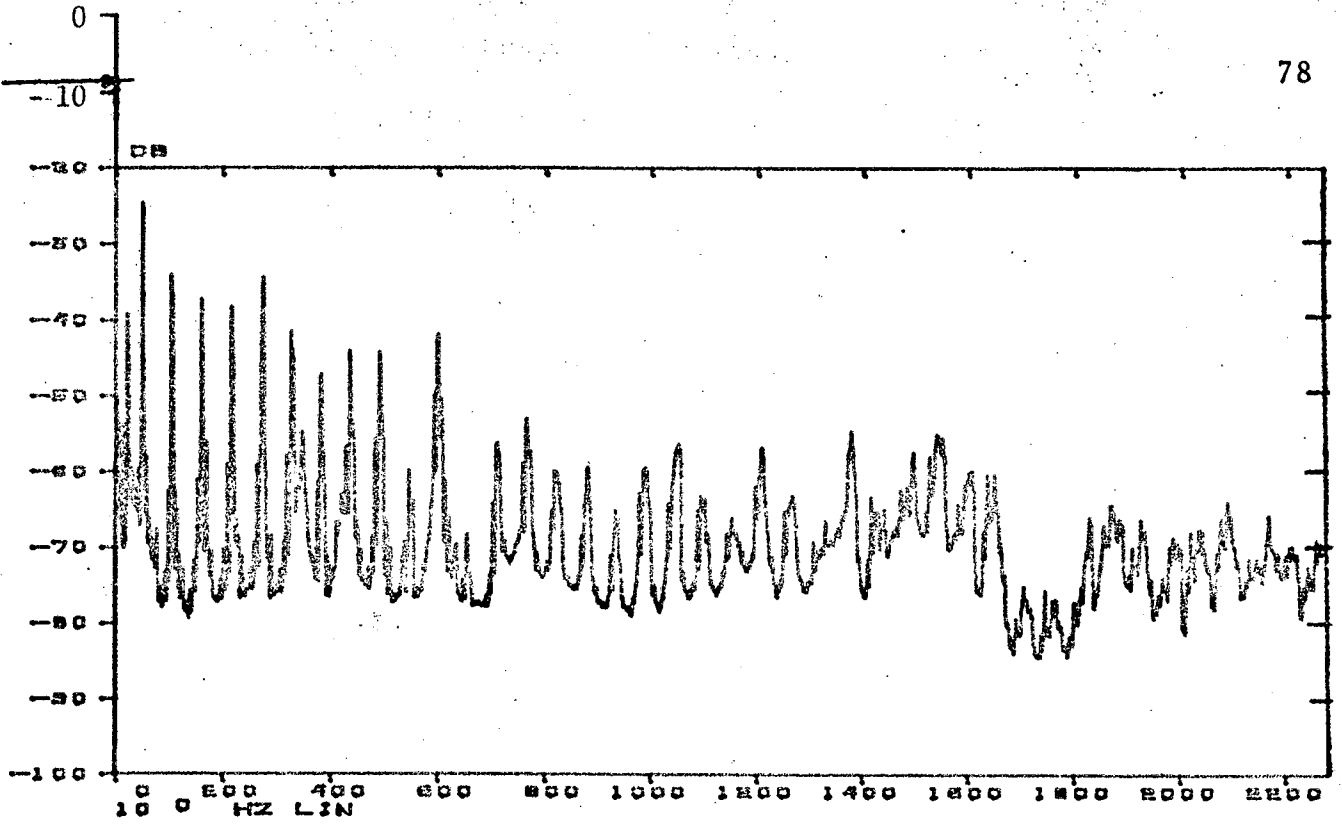


FIGURA 5.10 - Espectro para o acelerômetro sobre o compressor durante o aquecimento alto máximo.

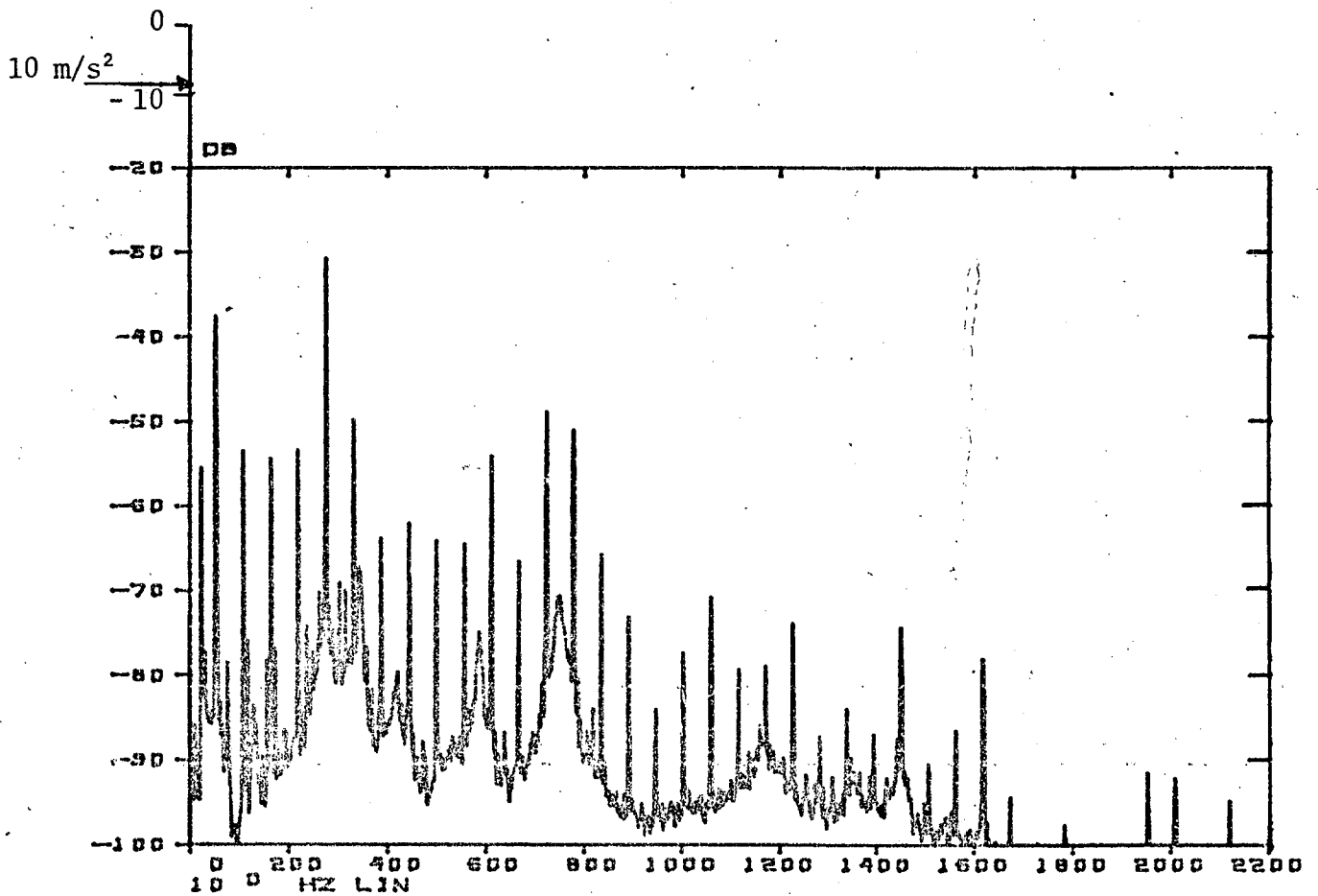


FIGURA 5.11 - Espectro para o acelerômetro na base do compressor durante o aquecimento alto máximo.

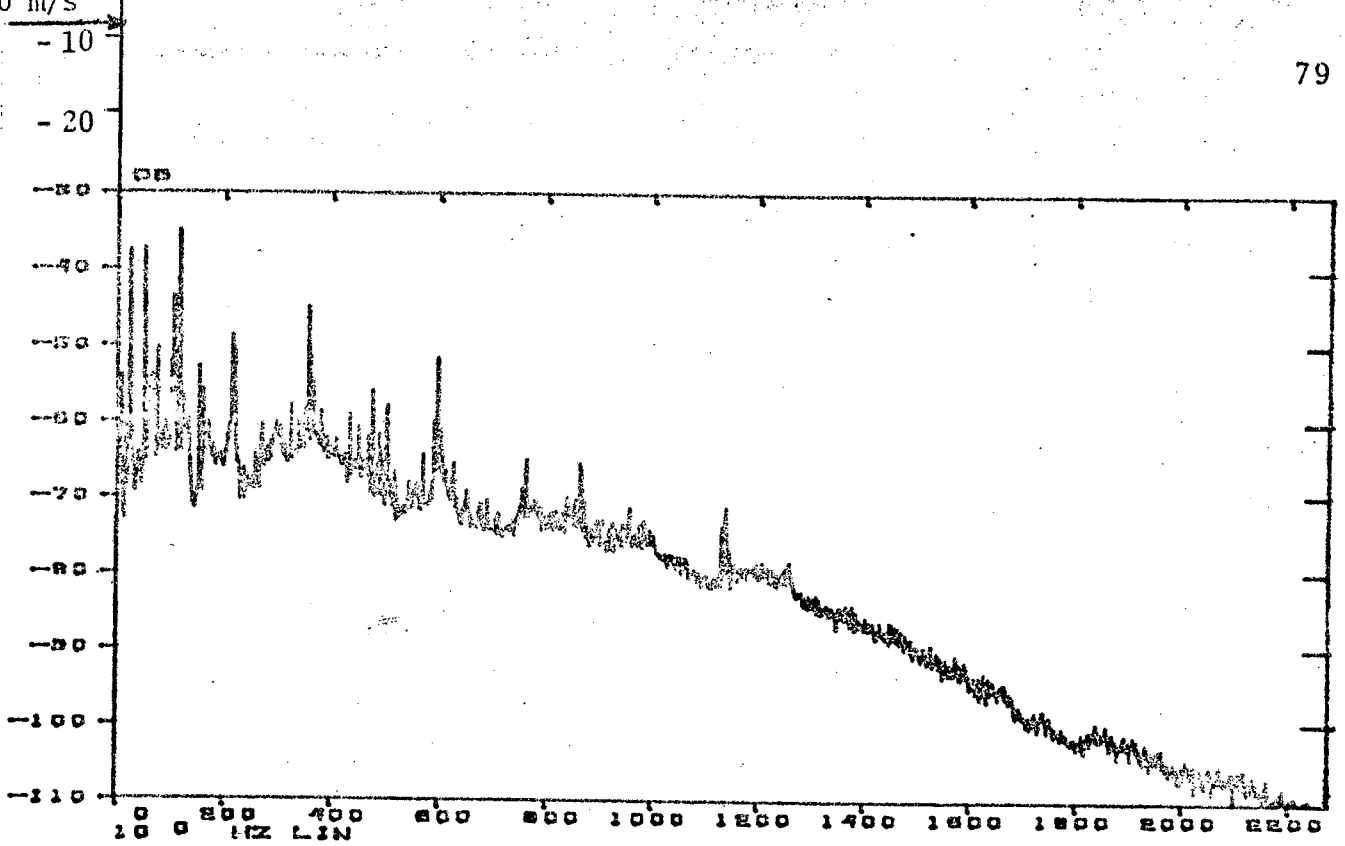


FIGURA 5.12 - Espectro para o acelerômetro na placa de separação dos ventiladores durante o aquecimento alto máximo.

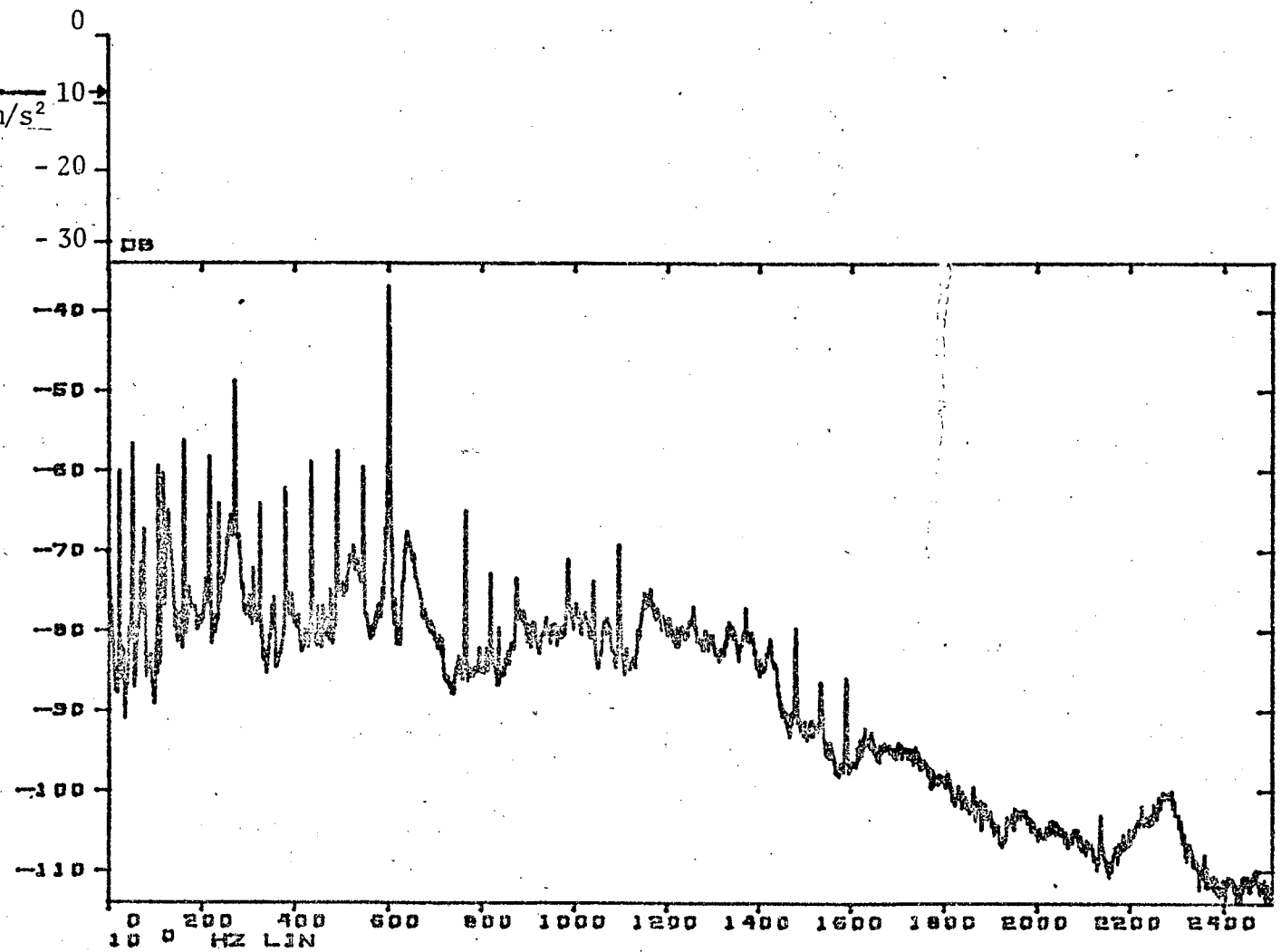


FIGURA 5.13 - Espectro para o acelerômetro na base do aparelho de ar condicionado para o aquecimento alto máximo.

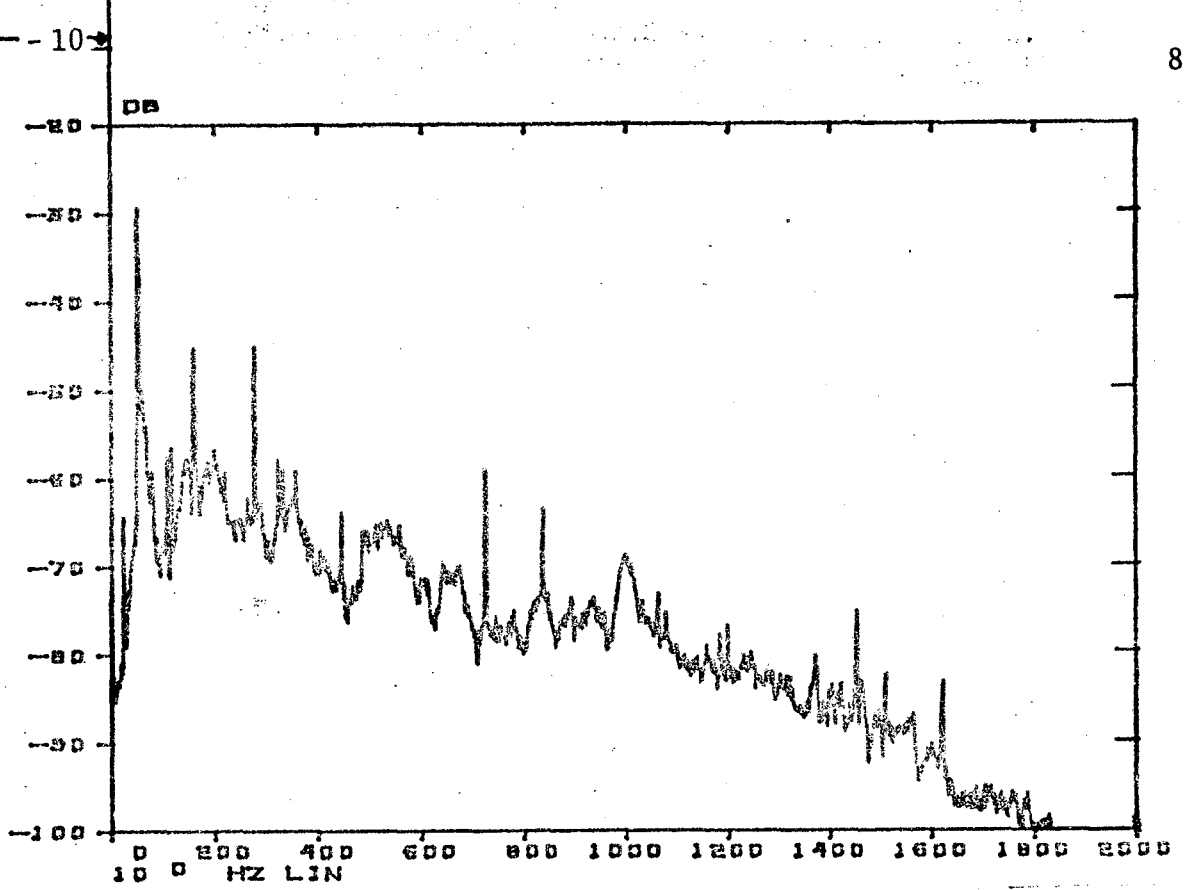


FIGURA 5.14 - Espectro para o acelerômetro sobre a superfície superior da caixa durante o aquecimento alto máximo.

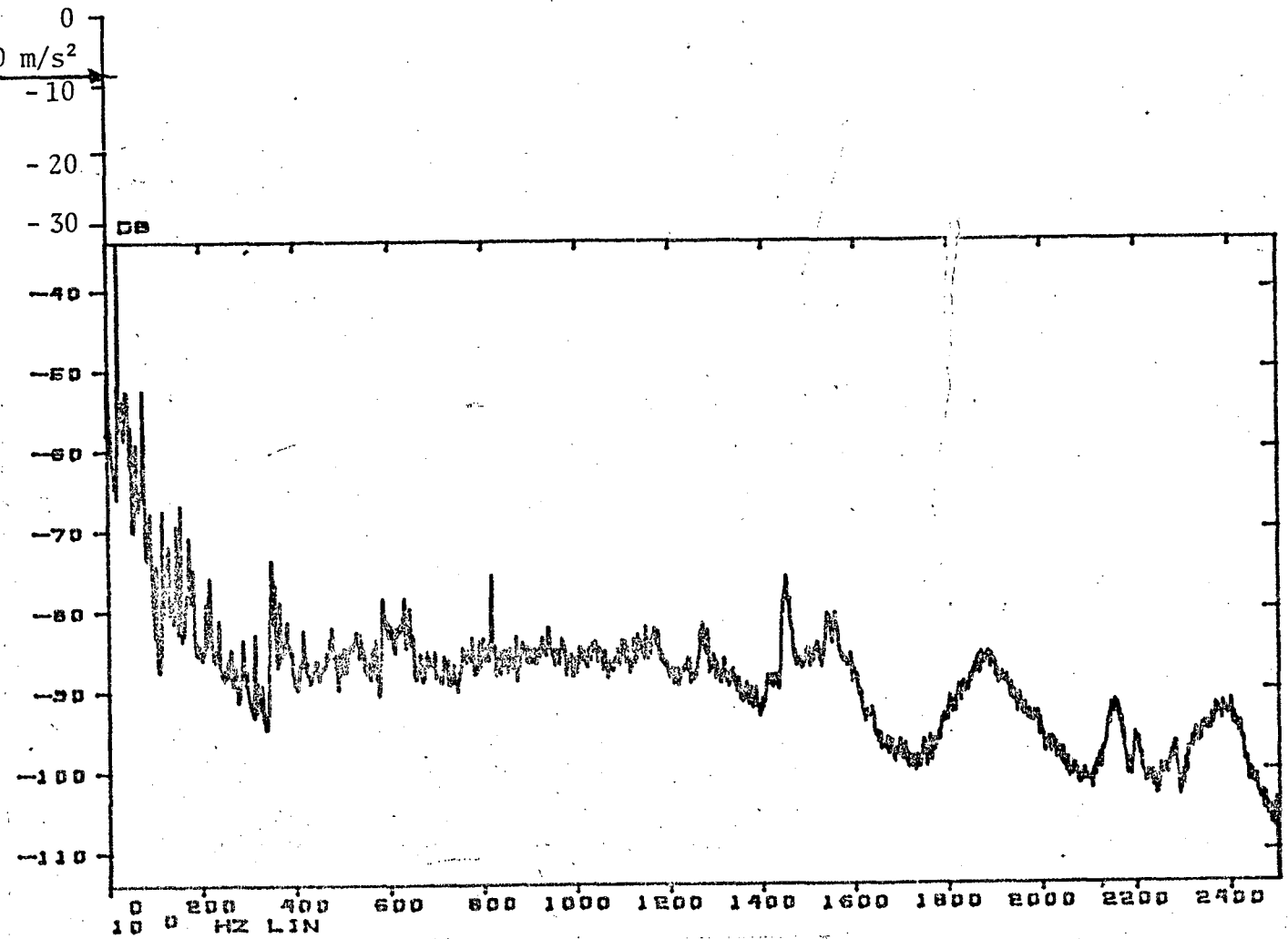


FIGURA 5.15 - Espectro para o acelerômetro sobre o compressor durante a ventilação alta.

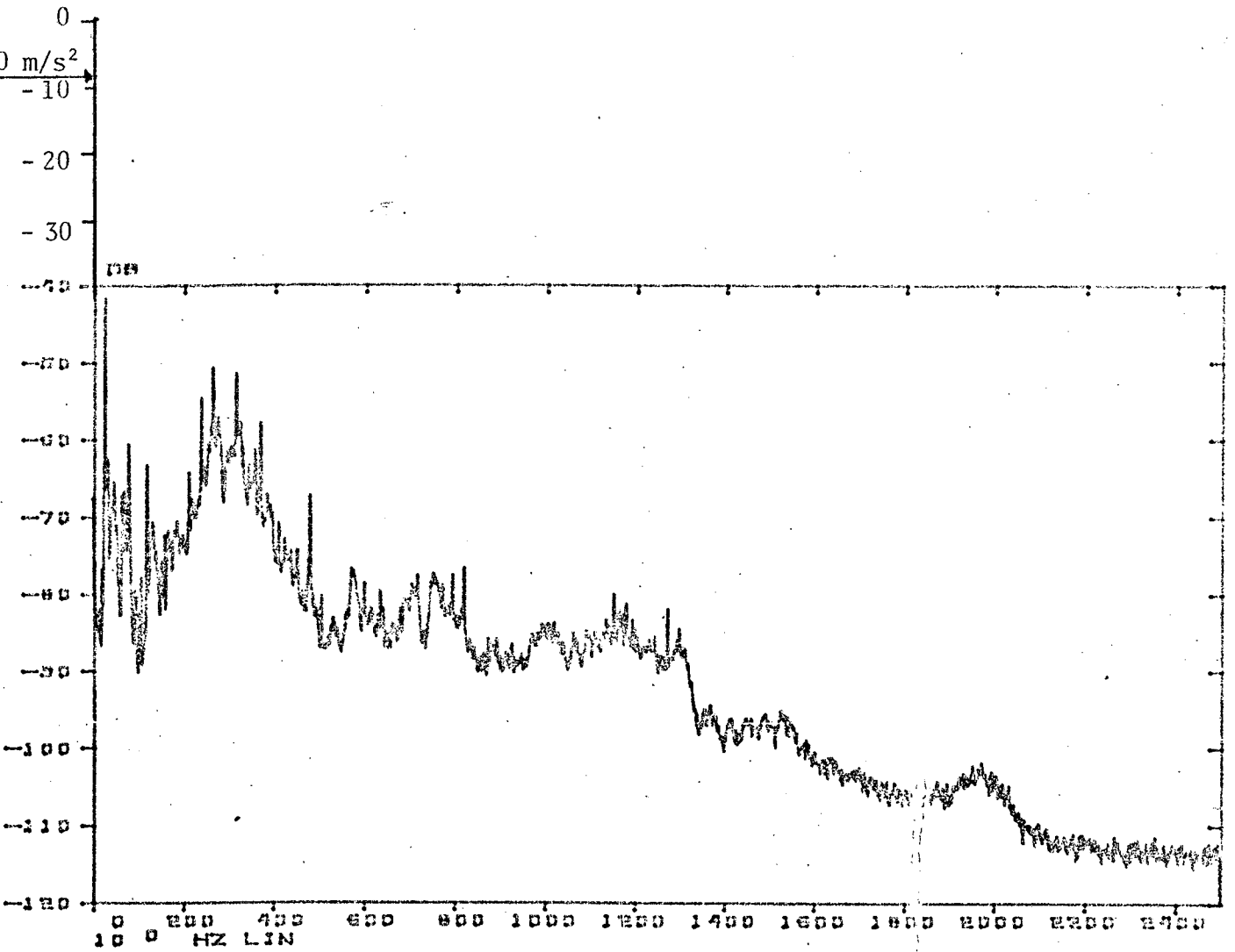


FIGURA 5.16 - Espectro para o acelerômetro na base do compressor para a ventilação alta.

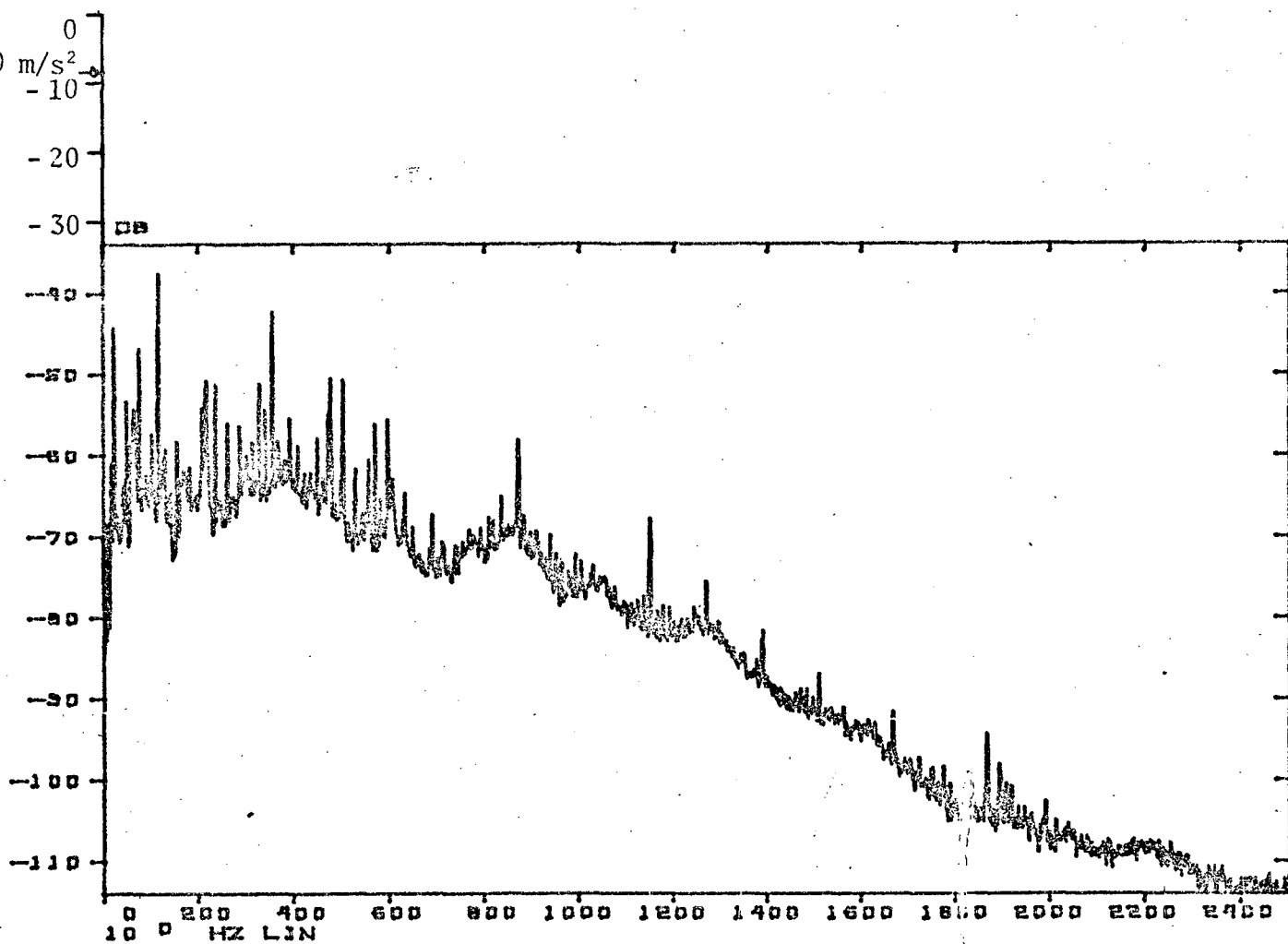


FIGURA 5.17 - Espectro para o acelerômetro na placa de separação dos ventiladores durante a ventilação alta.

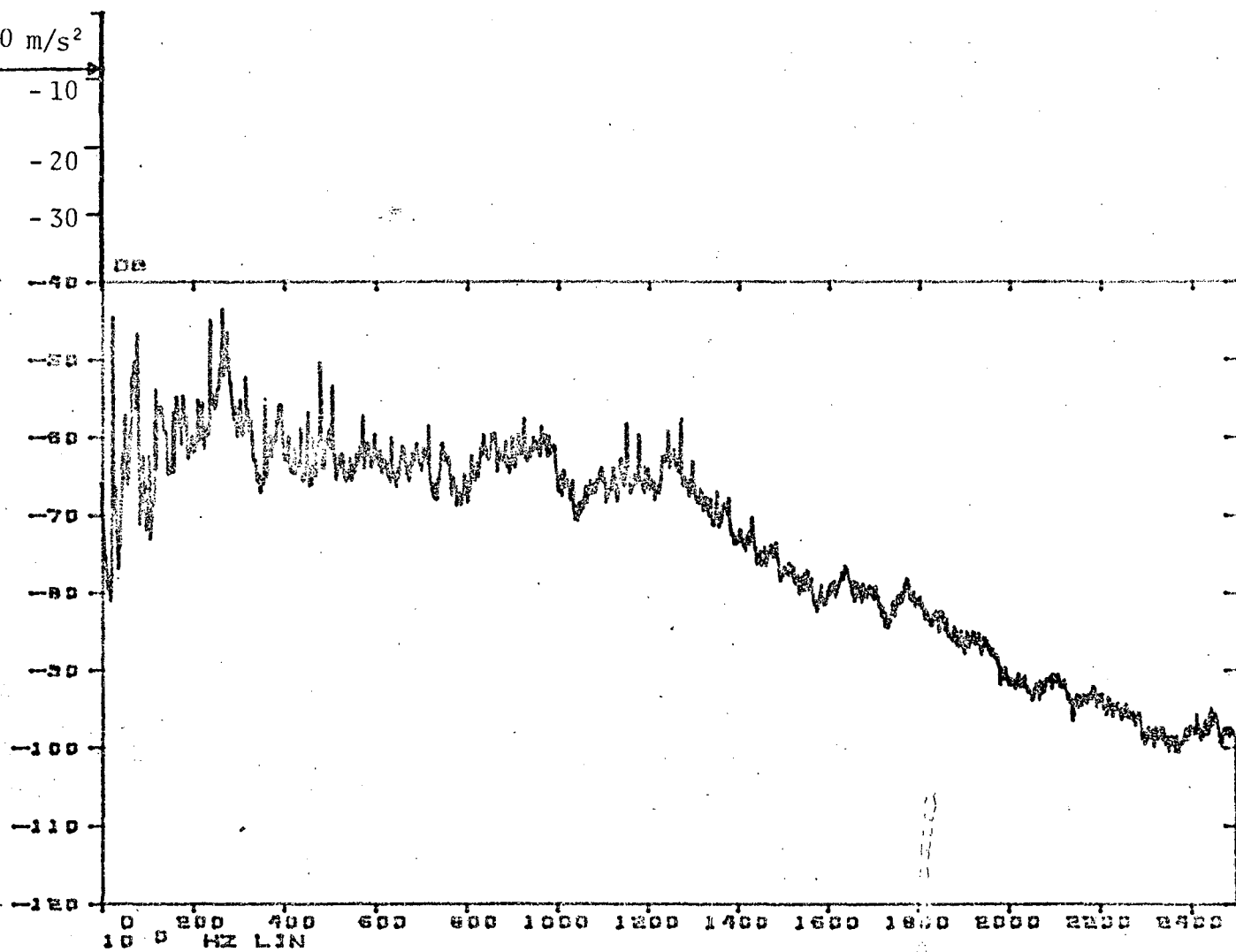


FIGURA 5.18 - Espectro para o acelerômetro na base da superfície do aparelho de ar condicionado durante a ventilação alta.

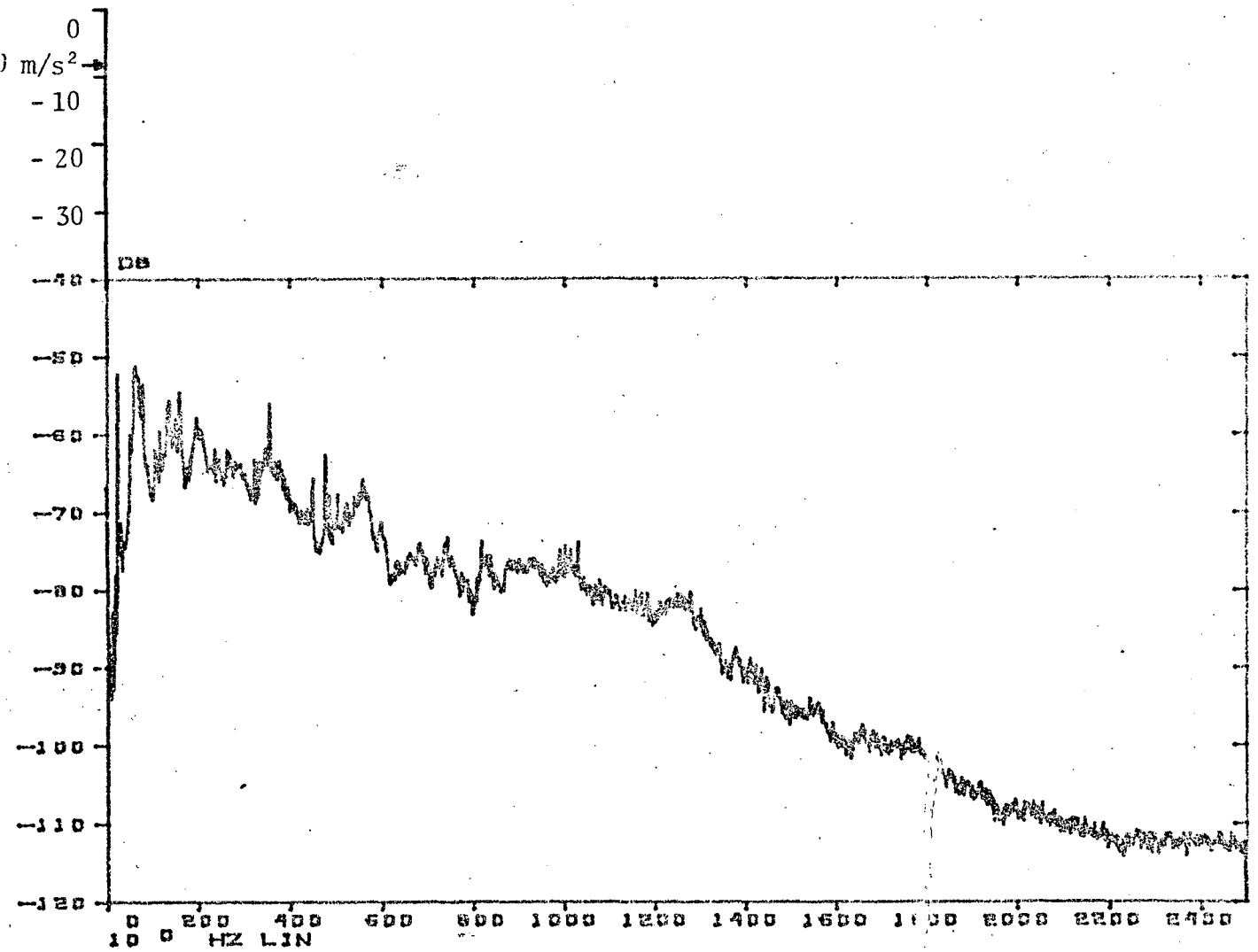


FIGURA 5.19 - Espectro para o acelerômetro sobre a superfície superior da caixa durante a ventilação alta.

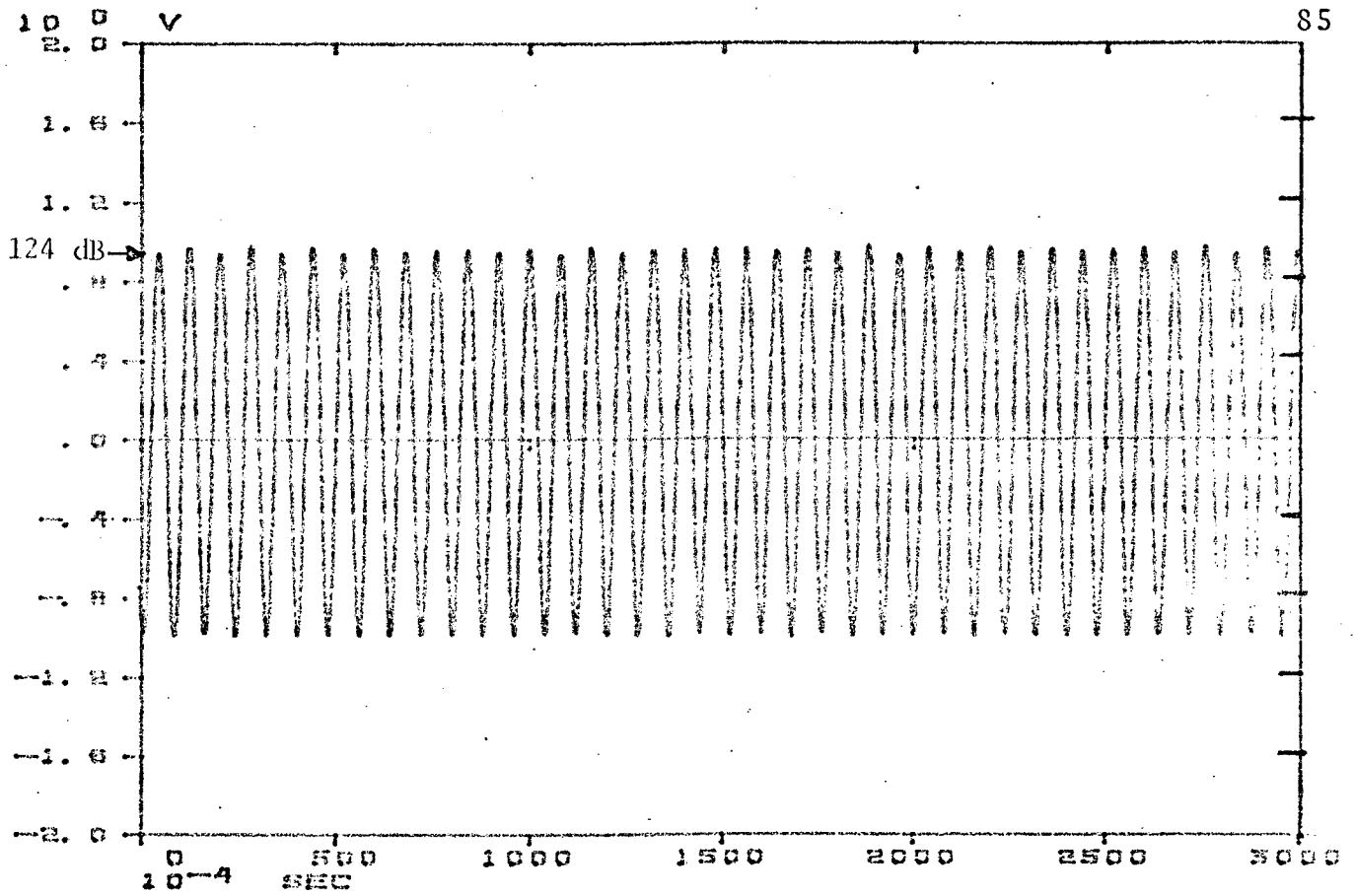


FIGURA 5.20a - Registro no tempo da fonte de frequência sonora.

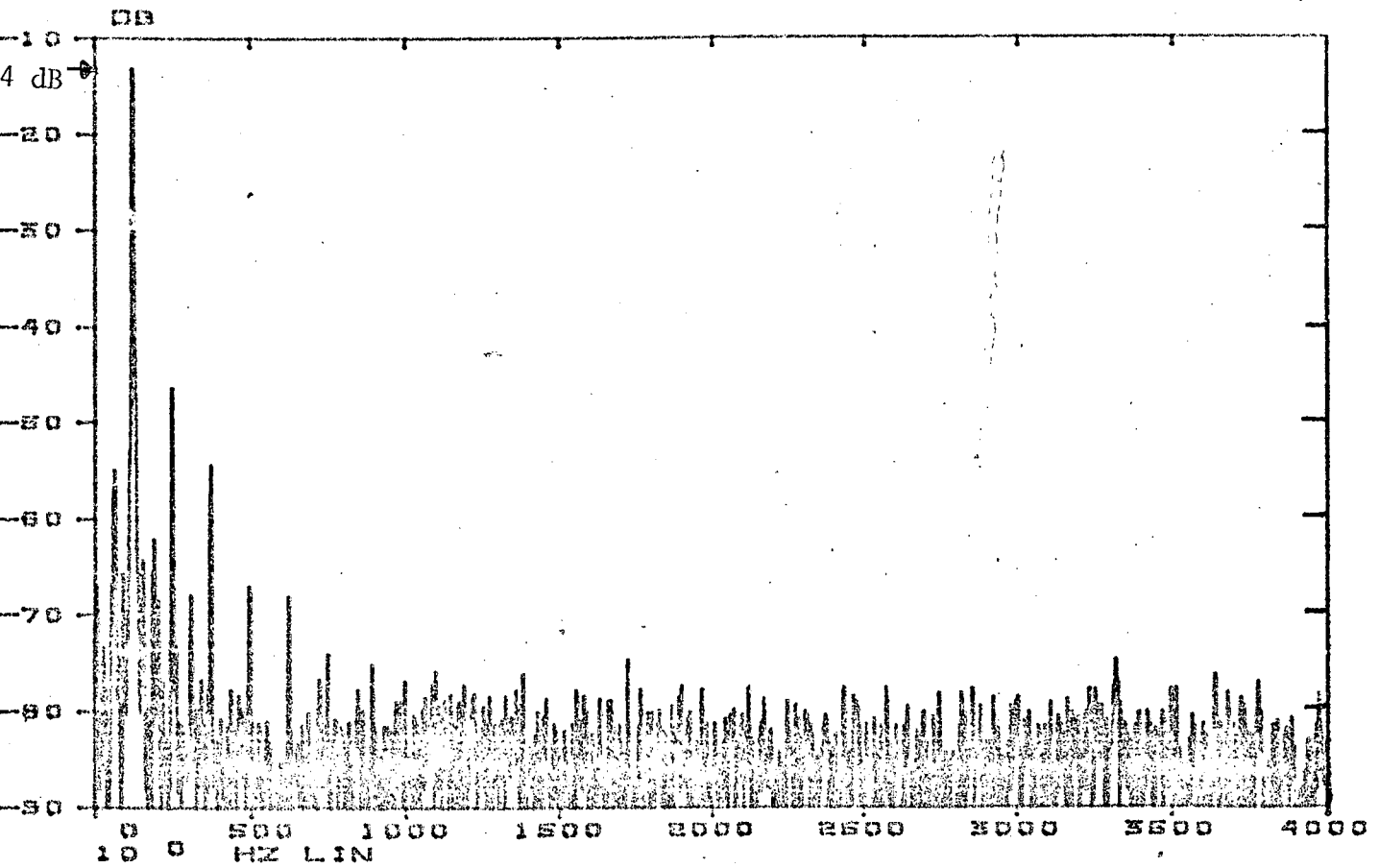


FIGURA 5.20b - Espectro da fonte de referência sonora.

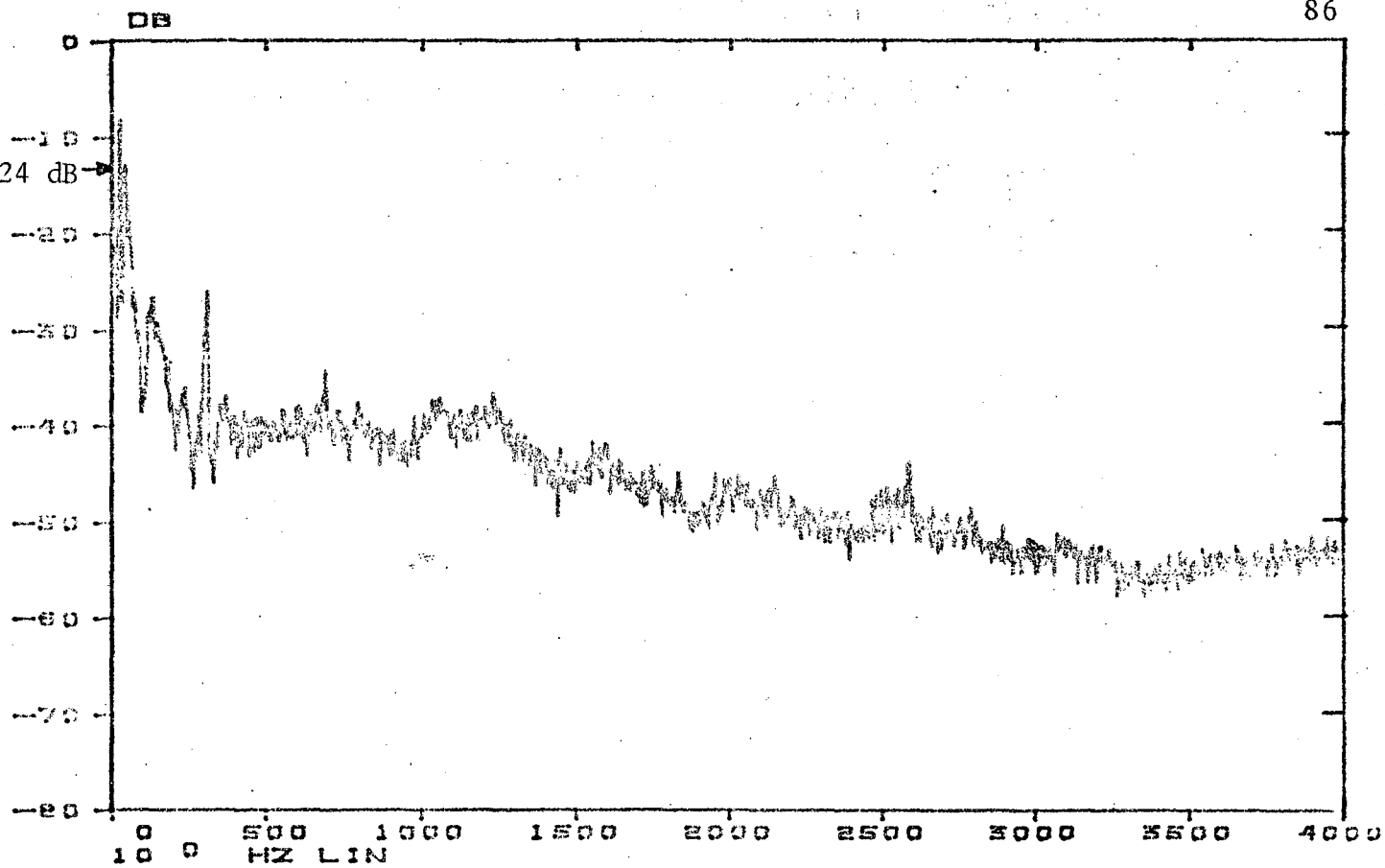


FIGURA 5.21 - Espectro do ruído emitido no aquecimento alto máximo.

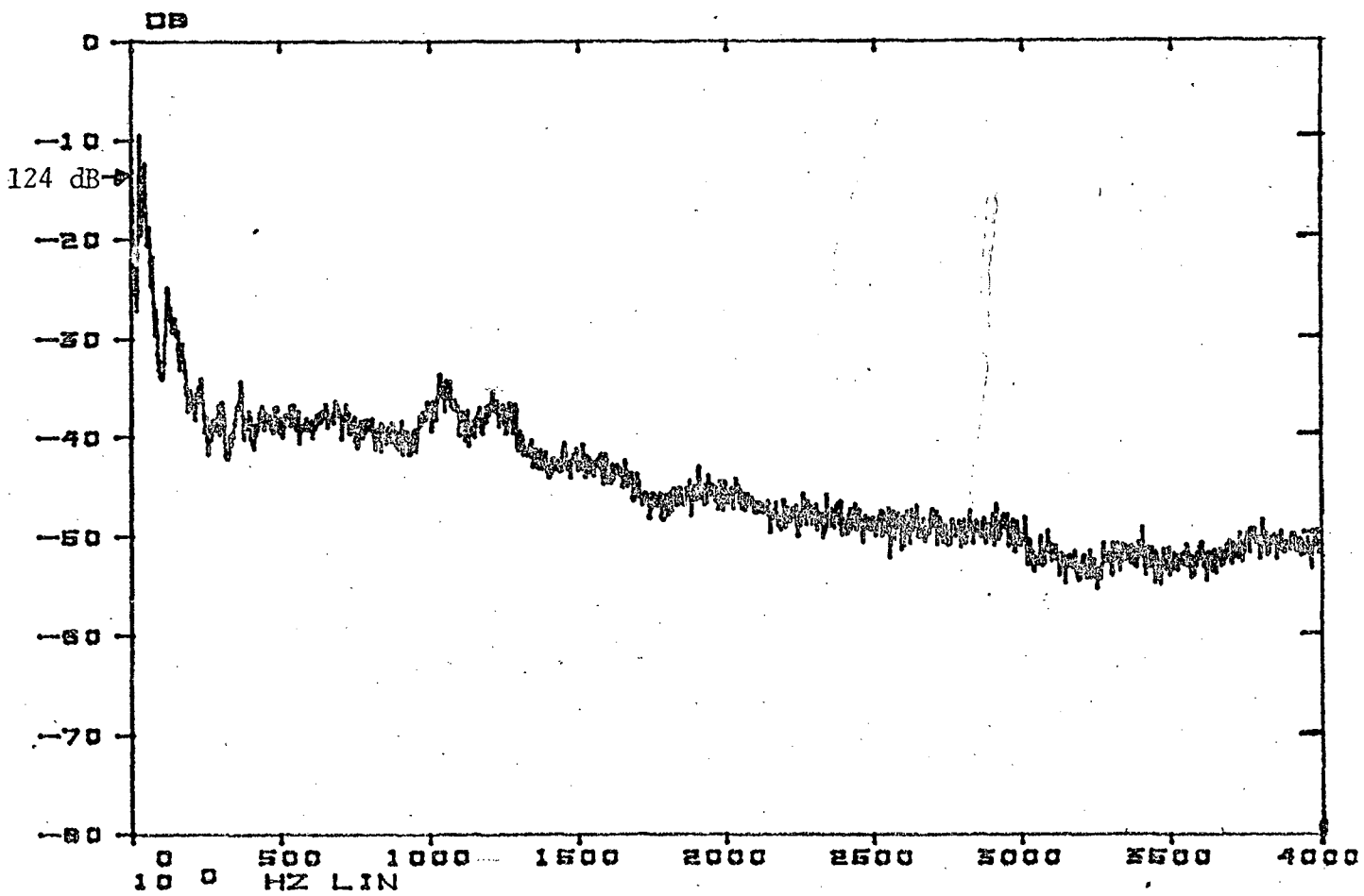


FIGURA 5.22 - Espectro do ruído emitido na ventilação alta.

C A P Í T U L O 6

IDENTIFICAÇÃO DAS FONTES DE RUÍDO

6.1. INTRODUÇÃO

O método de avaliação do ruído e vibrações de um sistema mecânico através do espectro, como mostrado no Capítulo 5, apesar de ser útil para se conhecer a distribuição de energia em frequência de um determinado sinal, apresenta algumas desvantagens, tais como:

a) a identificação de uma fonte de ruído ou de vibrações fica difícil, porque pode-se ter várias fontes de excitação com uma mesma frequência;

b) o caminho de transmissão entre dois pontos de medidas pode não ter uma característica plana de transmissão com a frequência, e os transdutores usados nestes dois pontos podem não ter o mesmo ganho em frequência;

c) os espectros podem se tornar confusos quando se tem muitas fontes de excitação e também devido a complexibilidade das funções de resposta no caminho entre as fontes e os pontos de medidas.

Por outro lado, a função de coerência permite avaliar a contribuição de diferentes componentes de um sistema na saída do mesmo, isto é, permite verificar se as medidas feitas entre dois pontos são correlacionadas. Além disso, a função de coerência é normalizada para todas as frequências de tal maneira que assume va

lores entre 0 e 1, e isto faz com que remova os ganhos dos transdutores e a influência do caminho de transmissão de medida.

Existem vários tipos de funções de coerência [6.1, 6.2]. Quando várias fontes não são correlacionadas umas com as outras, usa-se a coerência ordinária. Tal problema pode ser tratado como uma coleção de uma entrada com uma única saída, com caminhos de transmissão entre as entradas e a saída (não existindo o mesmo entre as entradas).

Quando as várias fontes são correlacionadas umas com as outras, usa-se a coerência parcial e a coerência múltipla. Na coerência parcial, é verificada a correlação entre uma entrada e a saída sem levar em consideração o efeito das outras entradas e na coerência múltipla é feita a correlação entre todas as entradas e a saída.

Neste Capítulo será feita uma análise rápida e geral para verificar o quanto da energia sonora emitida é devido às vibrações de certos componentes do aparelho de ar condicionado, tais como: compressor, ventilador, motor elétrico, etc.

6.2. COEFICIENTE DE COERÊNCIA

A medida da função de coerência é feita através de um coeficiente chamado de coeficiente de coerência [6.1, 6.2].

Considere o modelo de uma típica situação de medida mostrada na figura 6.1. O ruído que está sendo medido $y(t)$ recebe energia da fonte $x(t)$ e as medidas são feitas com transdutores que possuem ganhos L_x e L_y .

Nos pontos x e y os espectros medidos são dados por:

$$X'(f) = L_x X(f) \quad (6.1)$$

$$Y'(f) = L_y H(f) X(f) \quad (6.2)$$

onde $X'(f)$ é o espectro medido pelo transdutor no ponto x ,
 $Y'(f)$ é o espectro medido pelo transdutor no ponto y ,
 $X(f)$ é a transformada de Fourier de $x(t)$,
 $H(f)$ é a transformada de Fourier de $h(t)$,
 $h(t)$ é a função de transferência de um sistema linear,
 L_x é o fator de ganho do transdutor em x , e
 L_y é o fator de ganho do transdutor em y .

O termo $H(f) X(f)$ é a componente espectral $y(t)$ devido a $x(t)$.

O valor da potência espectral no transdutor x é dado por

$$G'_x(f) = X'(f) X'^*(f) \quad (6.3)$$

onde $X'^*(f)$ é o conjugado complexo de $X'(f)$.

Pela equação (6.1), obtém-se:

$$G'_x(f) = L_x X(f) L_x X^*(f) \quad (6.4)$$

$$= L_x^2 X(f) X^*(f) \quad (6.5)$$

Sabe-se que

$$X(f) X^*(f) = G_x(f) \quad (6.6)$$

logo
$$G'_x(f) = L_x^2 G_x(f) \quad (6.7)$$

onde $G_x(f)$ é a potência espectral de $x(t)$, e

$G'_x(f)$ é a potência espectral medida no transdutor.

A potência espectral medida no transdutor y é dada por:

$$G'_y(f) = L_y^2 H(f) H^*(f) X(f) X^*(f) \quad (6.8)$$

logo
$$G'_y(f) = L_y^2 |H(f)|^2 G_x(f) \quad (6.9)$$

Em ambas as equações (6.7) e (6.9), os espectros são modificados pelos ganhos dos transdutores e o espectro em $y(t)$ indica o espectro devido a $x(t)$ ($|H(f)|^2 G_x(f)$).

Para estabelecer o grau pelo qual a potência espectral em $y(t)$ é causada por $x(t)$, é necessário calcular a potência espectral cruzada, que é dada por

$$G'_{yx}(f) = Y'(f) X'^*(f) \quad (6.10)$$

e através das equações (6.1) e (6.2), tem-se

$$G'_{yx}(f) = L_y L_x H(f) G_x(f) \quad (6.11)$$

Como a potência no ponto y , devido a $x(t)$, é $|H(f)|^2 G_x(f)$, o termo $H(f) G_x(f)$ não leva a um resultado para a potência de $y(t)$, que não pode ser interpretado sem o conhecimento de $H(f)$, e, além disso, tem a influência dos ganhos dos transdutores.

A combinação entre a potência espectral e a potência espectral cruzada remove estes problemas. Esta combinação é o coeficiente de coerência, que é dado por

$$\gamma^2 = \frac{|G'_{yx}(f)|^2}{G'_x(f) G'_y(f)} \quad (6.12)$$

e expressa a fração total de energia em $y(t)$, que é devido a energia em $x(t)$. O seu valor é independente dos níveis em x e y , do caminho de transmissão $h(t)$ e dos ganhos dos transdutores.

Usando as equações (6.7), (6.9) e (6.11), na equação (6.12), e a seguinte relação

$$|G_{yx}(f)|^2 = G_{yx}(f) G_{yx}^*(f)$$

tem-se que

$$\gamma^2 = \frac{L_y^2 L_x^2 H(f) H^*(f) G_x(f)^2}{L_x^2 G_x(f) L_y^2 G_x(f)} = \frac{|H(f)|^2 G_x^2(f)}{G_x(f) |H(f)|^2 G_x(f)} = 1$$

Então, para um sistema ideal de uma entrada e uma saída, se o caminho de transmissão for linear, o coeficiente de coerência será 1.

Se $x(t)$ e $y(t)$ são completamente descorrelacionados, o coeficiente será zero. Se o coeficiente é maior do que zero, mas menor do que 1, pode ocorrer uma ou mais das três possíveis situações abaixo:

- a) ruído estranho está presente nas medidas;
- b) o caminho de transmissão não é linear;
- c) $y(t)$ é uma saída devido a entrada $x(t)$, bem como de-

vido a outras entradas.

Se multiplicarmos γ^2 pela potência espectral em $y(t)$, obtêm-se a potência devido somente a $x(t)$, isto é,

$$\gamma^2 G'_y(f) = L_y H^2(f) G_x(f)$$

Ao se calcular o valor do fator de coerência por processo de amostragem, existem erros estatísticos, que são o erro aleatório e o erro "bias", quando se usa registros de duração finita. O erro aleatório tem pequenos valores quando se tem um número alto de graus de liberdade, que é o caso da análise realizada neste trabalho, onde o número de graus de liberdade é 260 (ver Capítulo 5, item 5.4). O erro "bias" é difícil de se avaliar e é desprezível em relação ao erro aleatório.

Quando o valor do fator de coerência tende para o valor 1, os erros estatísticos tendem para zero.

6.3. MÉTODO DE MEDIÇÃO

As medidas do ruído a serem usadas neste capítulo são as mesmas obtidas da maneira mostrada no Capítulo 5 (ver item 5.4). Para a aceleração foram feitas novas medidas em duas diferentes posições com o aparelho de ar condicionado instalado na parede da sala. Uma posição é sobre o motor dos ventiladores e a outra é sobre o compressor (ver figura 5.8). Foram usadas somente estas duas posições, porque através da análise digital espectral realizada no Capítulo 5, verificou-se que são as duas fontes principais de vibrações.

Os aparelhos de medidas foram os mesmos e também foi feita uma análise digital com os mesmos parâmetros explicados no Capítulo 5 (ver item 5.4).

A função de coerência a ser usada na análise de identificação das fontes de ruído será a coerência ordinária, por considerar-se que as duas fontes (compressor e motor) são descorrelacionadas. Na realidade, existe acoplamento fraco entre as duas fontes de excitação; elas são montadas na mesma estrutura e alimentadas pela mesma rede elétrica (220 V - 60 Hz). Mas, não vale a pena aplicar uma análise complicada de coerência parcial e/ou múltipla, sabendo-se que a contribuição principal do ruído deste aparelho é o ruído carregado pelo fluxo de ar (ver conclusão do Capítulo 5), onde não são os ruídos do compressor e do motor contribuem, mas também os ventiladores, e a turbulência do fluxo de ar (ver item 7).

6.4. ANÁLISE DOS RESULTADOS OBTIDOS

6.4.1. ANÁLISE PARA O AQUECIMENTO ALTO MÁXIMO

A densidade espectral de potência obtida para o ruído medido através do microfone $[G_y(f)]$ e as vibrações medidas sobre o compressor $[G_x(f)]$ estão mostradas nas figuras 6.2 e 6.3, respectivamente.

A potência espectral cruzada $[G_{yz}(f)]$ está mostrada na figura 6.4, e este gráfico mostra as frequências que são comuns entre o ruído medido no microfone e a aceleração medida no acelerômetro, mas por si só não é capaz de dizer o grau pelo qual o espectro monitorado no microfone é causado pelo espectro monitorado

no acelerômetro. Isto ocorre porque a magnitude da potência espectral cruzada depende dos níveis medidos nos transdutores, depende dos ganhos dos transdutores e depende do caminho de transmissão entre eles. Como já foi visto, para resolver estas dificuldades é preciso calcular o coeficiente de coerência $[\gamma^2]$, o qual é mostrado na figura 6.5. Verifica-se que existem vários componentes do espectro de ruído que podem ser originados pela vibração do compressor. Dois deles são mais correlacionados e ocorrem em 24 e 307 Hz e dois menos correlacionados que ocorrem em 687 e 2 596 Hz, e o restante apresentam um coeficiente menor do que 0,4, significando que existem outras fontes de ruído em tais frequências.

Multiplicando-se o coeficiente de coerência pelo espectro medido no microfone $[\gamma_x^2 G_y(f)]$, pode-se modificá-lo de tal maneira que apresente somente o espectro de ruído devido a vibração no ponto considerado. Isto é mostrado na figura 6.6, verificando-se que os componentes mais fortes agora são em 24, 36, 54, 307 e 693 Hz, desaparecendo o ruído devido a turbulência do ar, que encobria os picos. Os picos de 36 e 54 Hz apresentavam uma coerência pequena, agora são maiores do que o pico de 307 Hz, que apresentava uma coerência igual a 1. Então, conclui-se que este ponto de medida de vibração está originando um ruído de maior predominância em torno de 24 Hz.

A potência espectral e a potência espectral cruzada para o acelerômetro sobre o motor elétrico estão mostradas nas figuras 6.7 e 6.8, respectivamente.

O gráfico do coeficiente de coerência está mostrado na figura 6.9. Existem somente dois picos que apresentam uma alta coerência; um em 24 Hz e o outro em 55 Hz.

O espectro modificado do ruído está mostrado na figura 6.10 e os picos aparecem nas mesmas frequências de 24 Hz e 55 Hz.

Comparando-se com os resultados obtidos para o acelerômetro sobre o compressor, conclui-se que os picos de 24 Hz e 55 Hz podem ser devidos tanto ao compressor como ao motor do ventilador. Somente o compressor dá origem aos picos de 36,307 e 693 Hz.

O fato de os resultados mostrarem que em ambos os casos tem-se uma coerência aproximadamente igual a 1 em 24 Hz, pode ser explicado que nesta frequência os dois componentes de aceleração (compressor e motor elétrico) são correlacionados.

6.4.2. ANÁLISE PARA A VENTILAÇÃO ALTA

A densidade de potência espectral do ruído e as vibrações medidas sobre o compressor estão mostradas nas figuras 6.11 e 6.12.

A potência espectral cruzada entre a pressão sonora medida no microfone e as vibrações medidas no acelerômetro está apresentada na figura 6.13, verificando-se que são poucos os componentes em frequência, comuns aos dois pontos de medidas.

O gráfico do coeficiente de coerência está mostrado na figura 6.14, notando-se que existe somente um único componente em 24 Hz, que é altamente correlacionado.

O espectro modificado do ruído está mostrado na figura 6.15 e, além do pico em 24 Hz, aparece um segundo pico em 37 Hz. Estes dois picos são excitados no compressor pela vibração do motor elétrico dos ventiladores, pois o mesmo se encontra desligado durante a ventilação.

A figura 6.16 mostra o espectro da vibração medida sobre o motor elétrico dos ventiladores e a figura 6.17 mostra a potência espectral cruzada entre esta vibração e a pressão sonora medi

da no microfone, verificando-se que o ruído de alta intensidade em toda a faixa de frequência desapareceu, ficando somente alguns picos em baixas frequências, tais como: 24, 56, 130, 172 e 241 Hz.

O fator de coerência é mostrado na figura 6.18 e, novamente, o pico é altamente correlacionado em 24 Hz e o segundo, menos correlacionado, ocorre em 56 Hz. Conclui-se, então, que o pico que aparece em 24 Hz é originado pelo motor elétrico (pois o compressor está desligado).

O espectro modificado para o ruído está mostrado na figura 6.19, reforçando a conclusão de que o pico em torno de 24 Hz é devido ao motor elétrico.

Para o pico que surge em 55 Hz, durante o aquecimento, o coeficiente de coerência é alto para o ruído e a vibração do motor elétrico e é em torno de 0,4 para o ruído e a vibração do compressor. Durante a ventilação, o coeficiente de coerência para o ruído e a vibração do motor elétrico é em torno de 0,4 e desaparece para o ruído e a vibração do compressor. Conclui-se, então, que o ruído nesta frequência é gerado tanto pelo motor elétrico como pelo compressor. Esta conclusão foi difícil de se conseguir, pois foi necessário analisar quatro gráficos. Um resultado mais fácil seria conseguido utilizando-se a função de coerência parcial.

6.5. CONCLUSÃO

A análise feita mostra que o ruído emitido é de baixa frequência, sem afetar muito as pessoas. A maior parte de ruído de alta e média frequências é devido a turbulências que ocorrem no fluxo de ar ao passar no interior do aparelho de ar condicionado, e este ruído, com estas frequências, é que pode causar uma certa

incomodidade nas pessoas, como foi mostrado no Capítulo 5, através das curvas NR (item 5.3).

Quanto à coerência ordinária, ela mostrou-se adequada para identificar certos componentes de frequência, apesar de se ter correlação entre os componentes. Por outro lado, teve-se dificuldade em identificar o pico que surge em 55 Hz e um resultado mais exato poderia ser obtido utilizando-se a função de coerência parcial. Mas, como o ruído de baixa frequência não tem muita influência sobre as pessoas, então, o trabalho no futuro deve-se concentrar na parte do ruído de média e alta frequências (ruído aerodinâmico).

LISTA DE REFERÊNCIAS DO CAPÍTULO 6

- [6.1] JULIUS S. BENDAT & ALLAN G. PIERSON - Random Data Analysis and Measurement Procedures, John Wiley & Sons, New York, 1971.
- [6.2] JULIUS S. BENDAT and ALLAN G. PIERSON - Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis, John Wiley & Sons, 1980.
- [6.3] PETER ROTH - Detecting Sources of Vibration and Noise using the Fourier Analyzers, Hewlett-Packard, Journal, 1971.
- [6.4] S. N. YOUSRI GERGES - Digital Signal Processing and Analysis, Centro Tecnológico da UFSC, SC-Brasil, 1979.

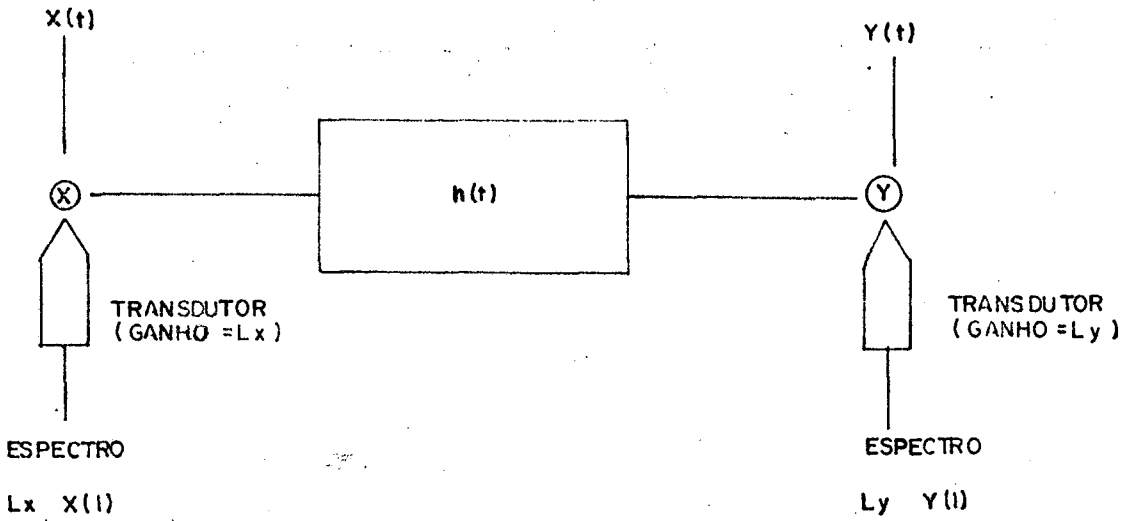


FIGURA 6.1 -- MODELO DE MEDIDA PARA DESENVOLVIMENTO DA COERÊNCIA ORDINÁRIA.

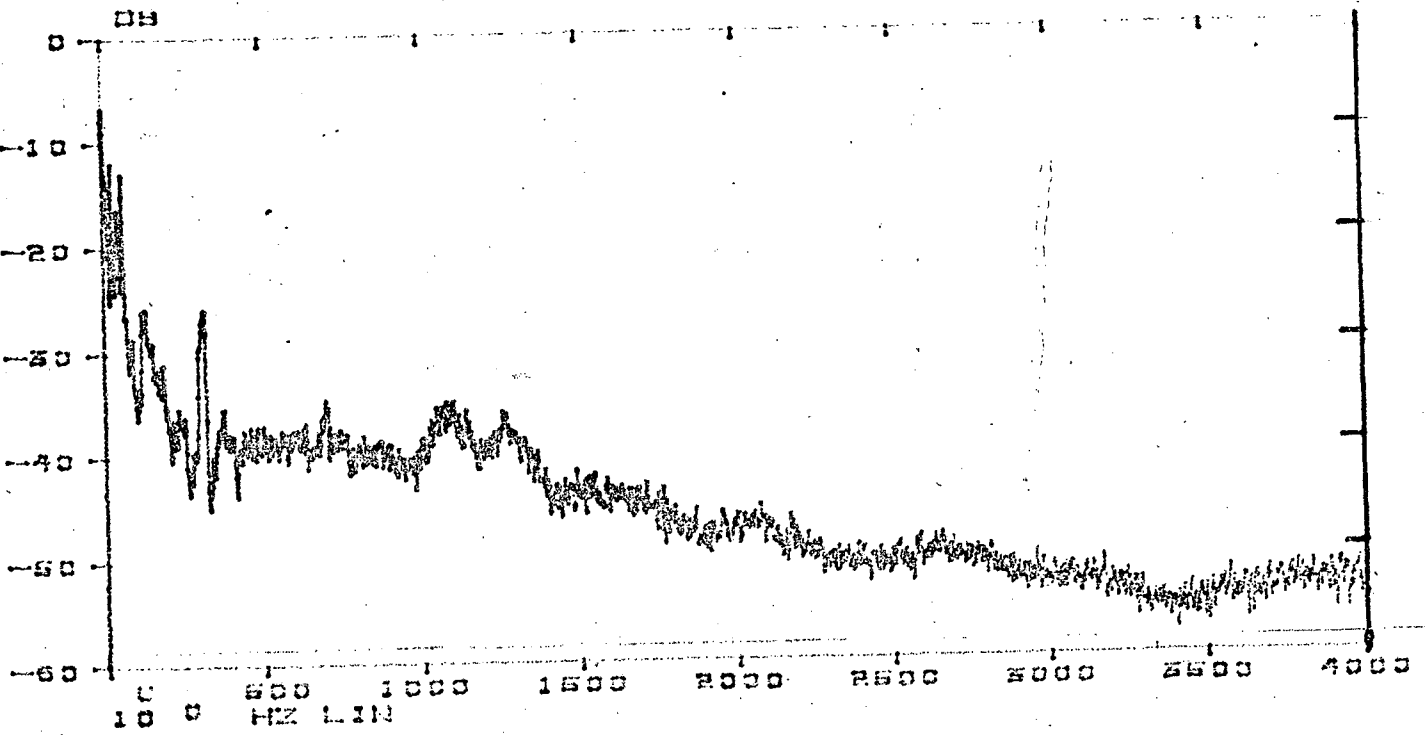


FIGURA 6.2 - Potência espectral do microfone

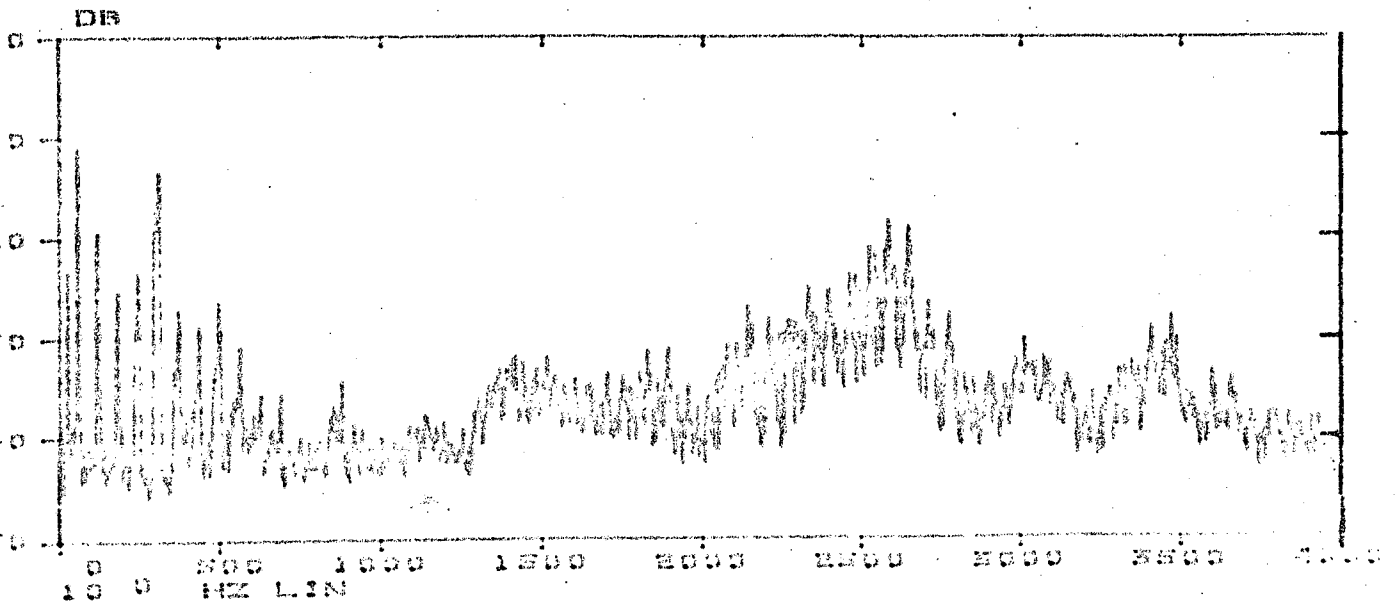


FIGURA 6.3 - Potência espectral do acelerômetro sobre o compressor durante o aquecimento alto máximo

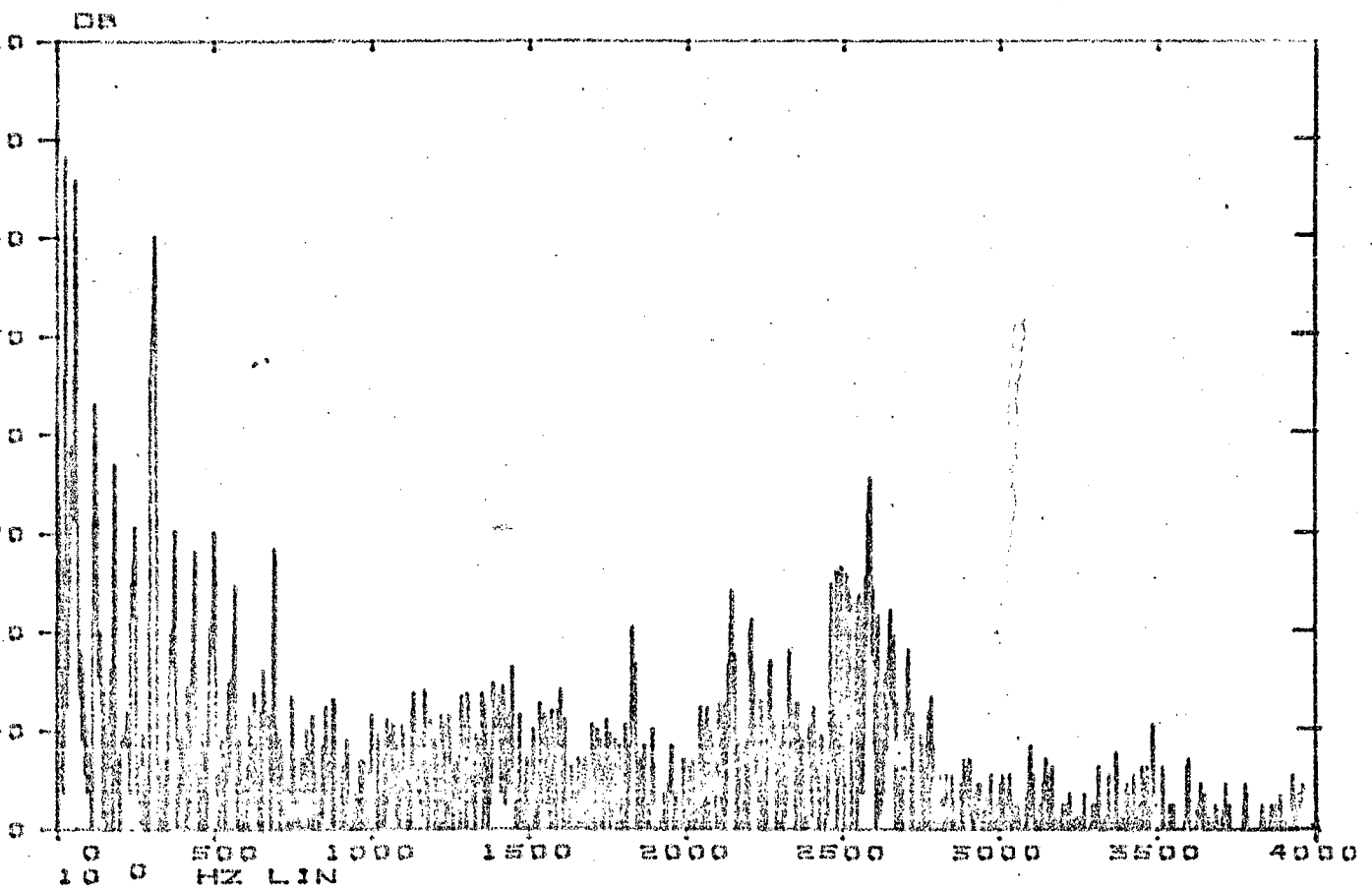


FIGURA 6.4 - Potência espectral cruzada entre o microfone e o acelerômetro sobre o compressor durante o aquecimento alto máximo

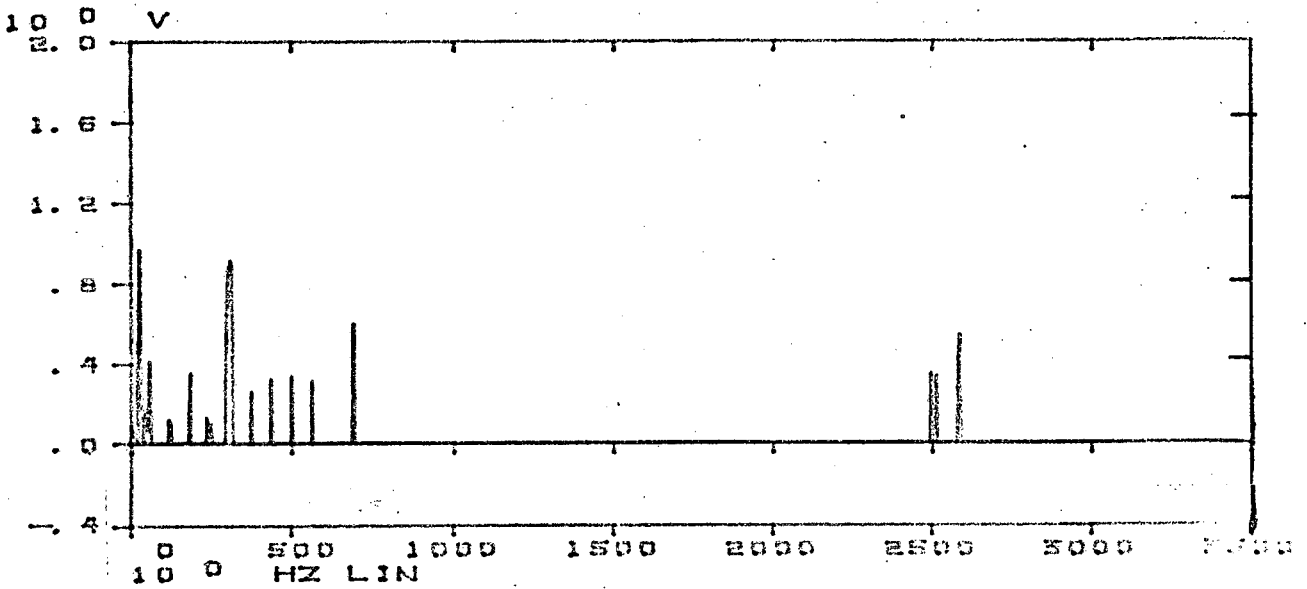


FIGURA 6.5 - Função de coerência entre o microfone e o acelerômetro sobre o compressor durante o aquecimento alto máximo

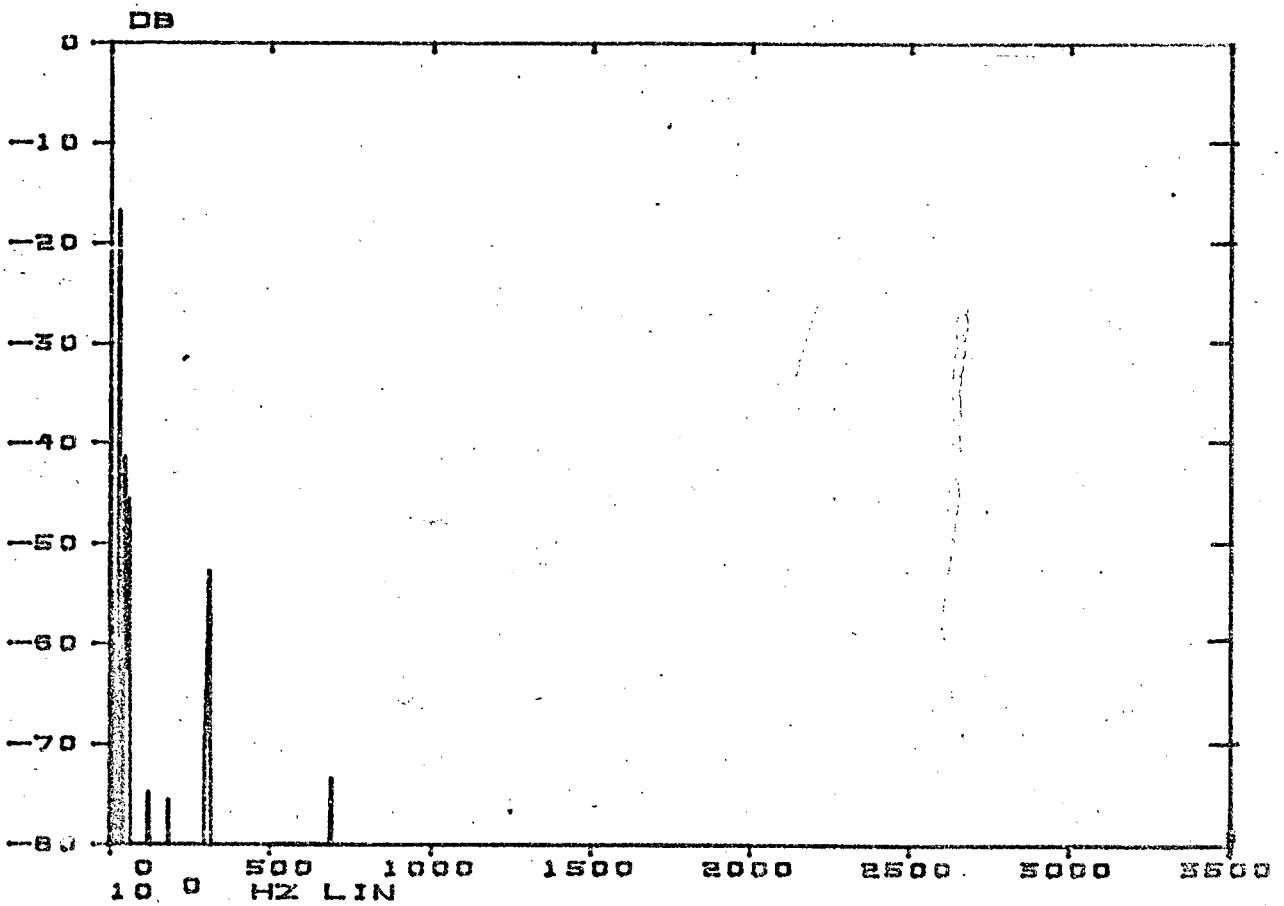


FIGURA 6.6 - Potência espectral modificada do microfone com o acelerômetro sobre o compressor durante o aquecimento alto máximo

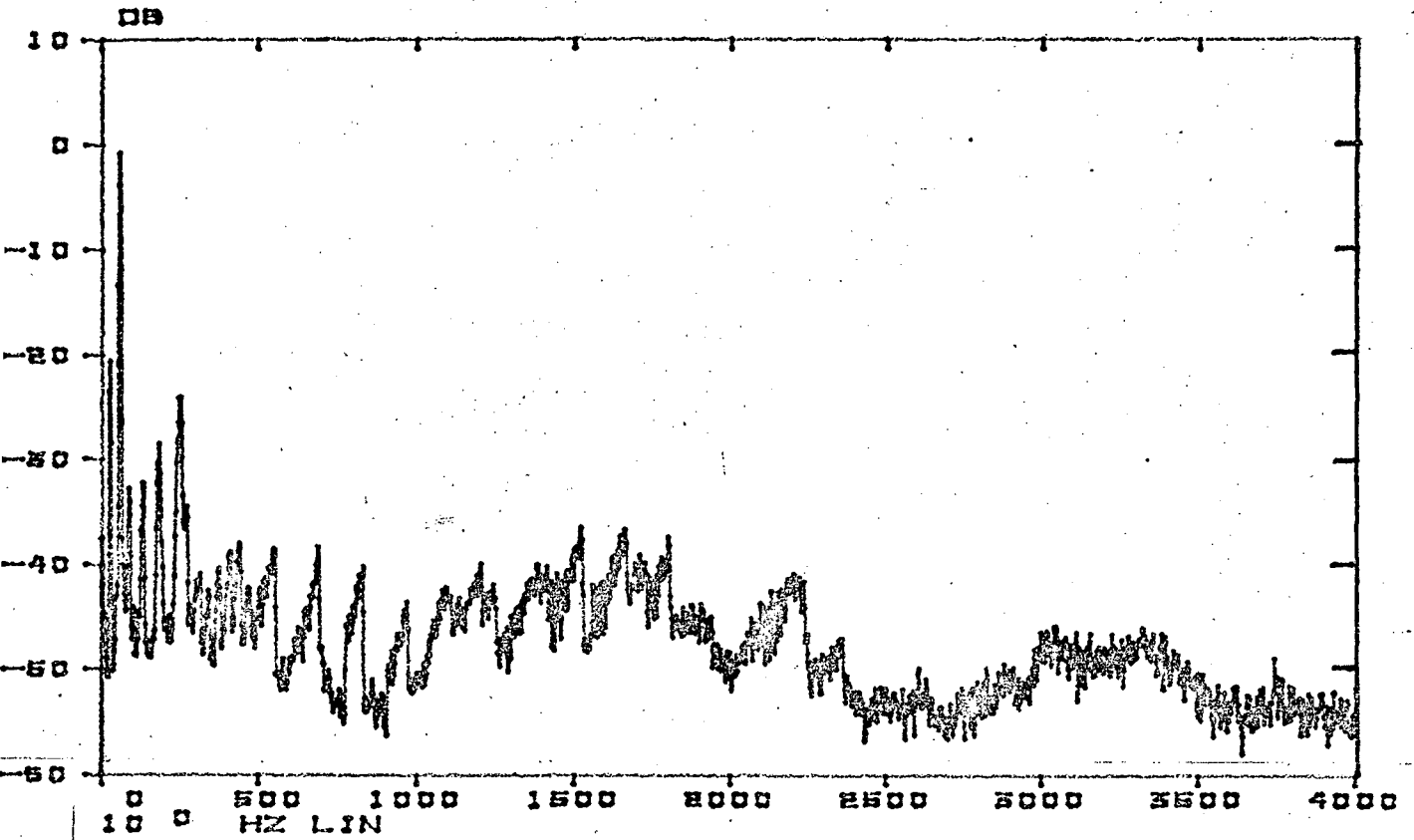


FIGURA 6.7 - Potência espectral para o acelerômetro sobre o motor elétrico durante o aquecimento alto máximo

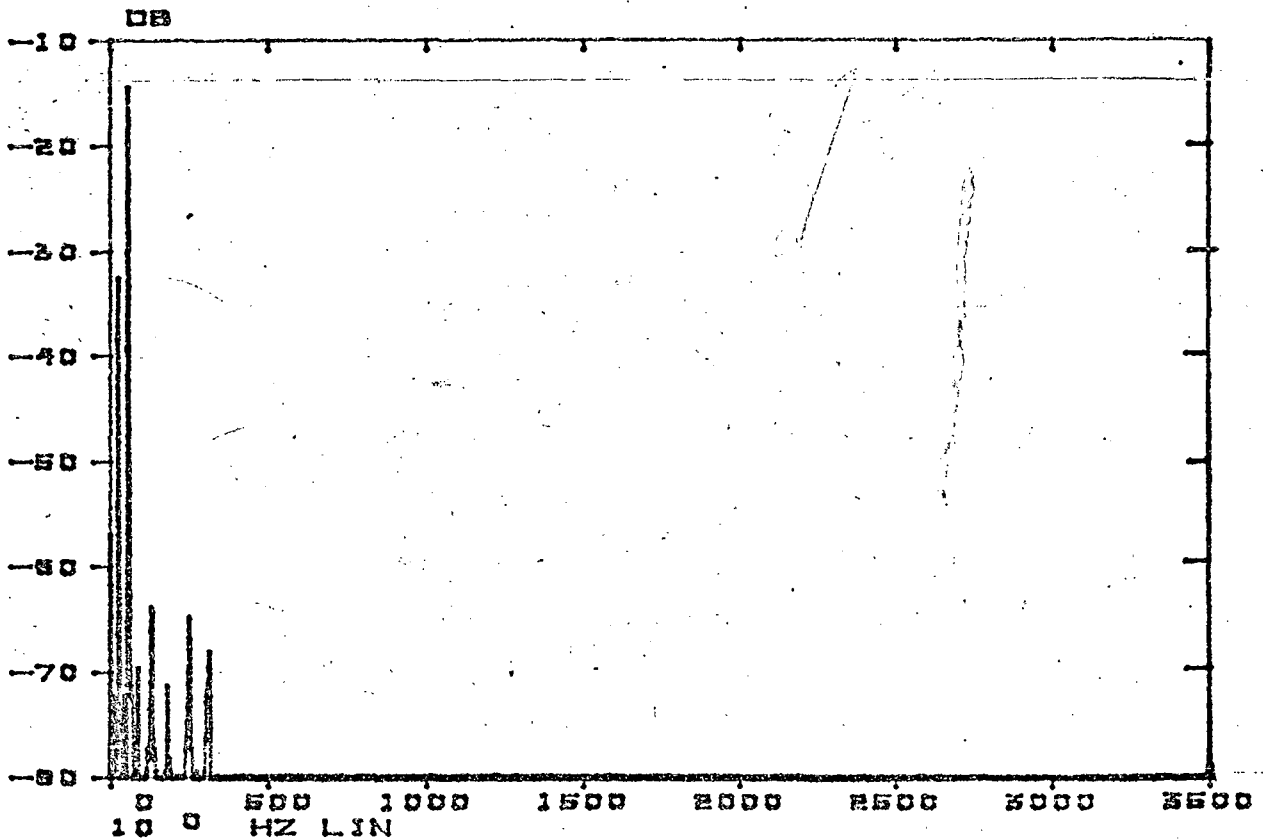


FIGURA 6.8 - Potência espectral cruzada entre o microfone e o acelerômetro sobre o motor durante o aquecimento alto máximo

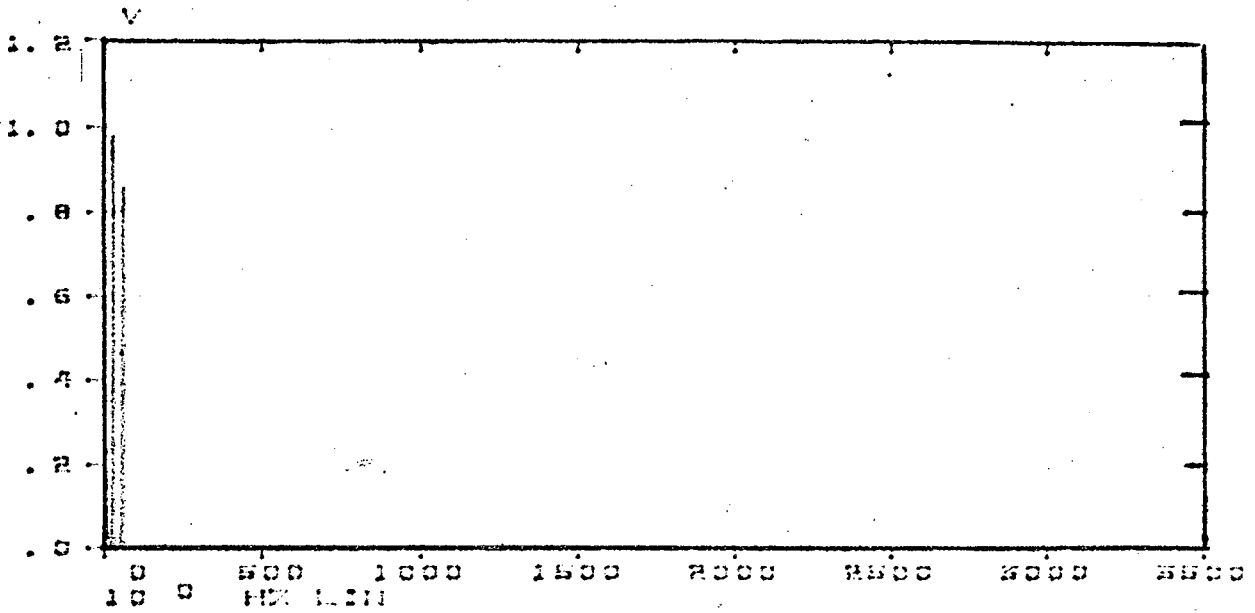


FIGURA 6.9 - Função de coerência entre o microfone e o acelerômetro sobre o motor elétrico durante o aquecimento alto máximo

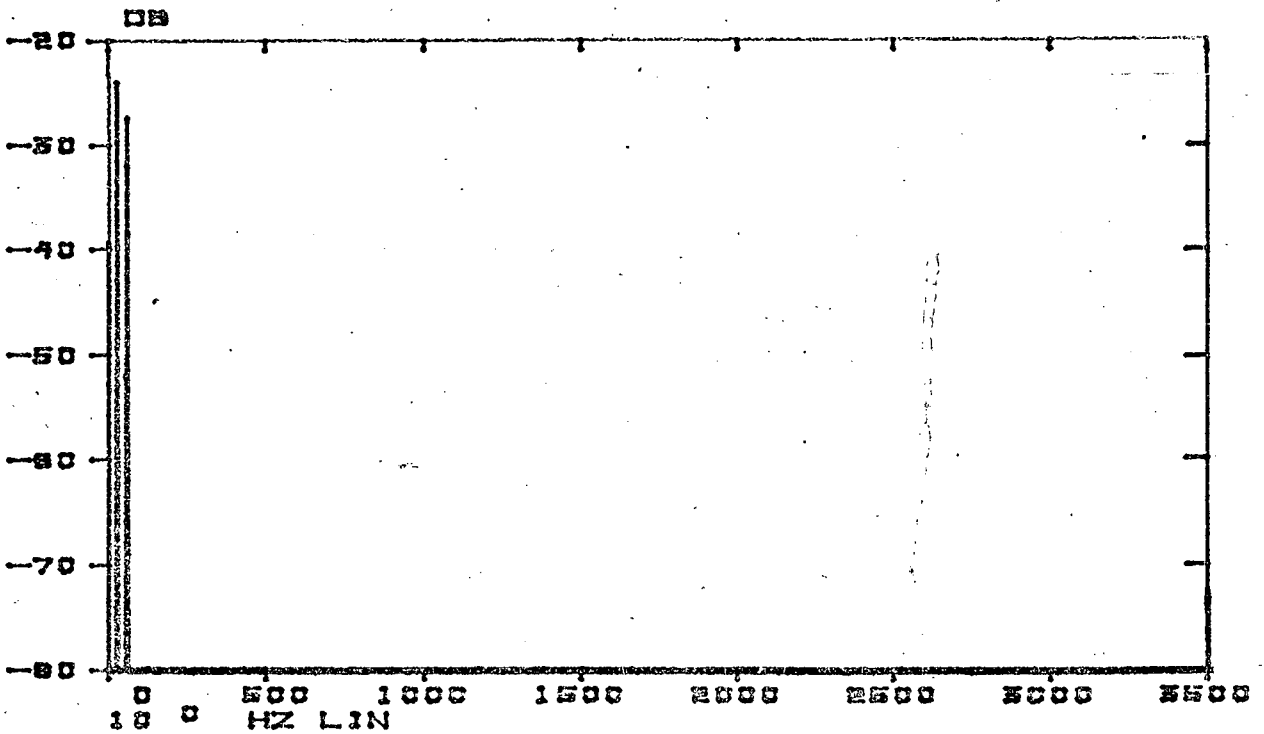


FIGURA 6.10 - Potência espectral modificada do microfone e o acelerômetro sobre o motor elétrico durante o aquecimento alto máximo

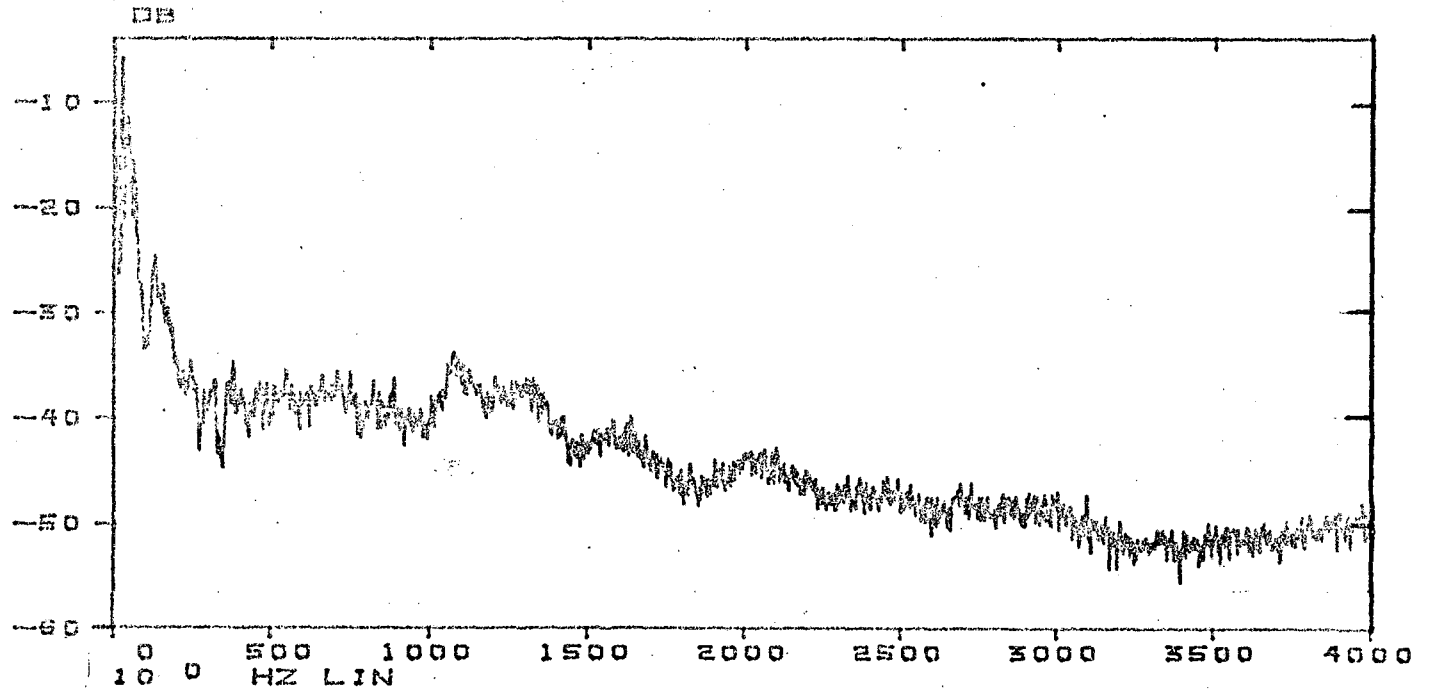


FIGURA 6.11 - Potência espectral do microfone durante a ventilação alta

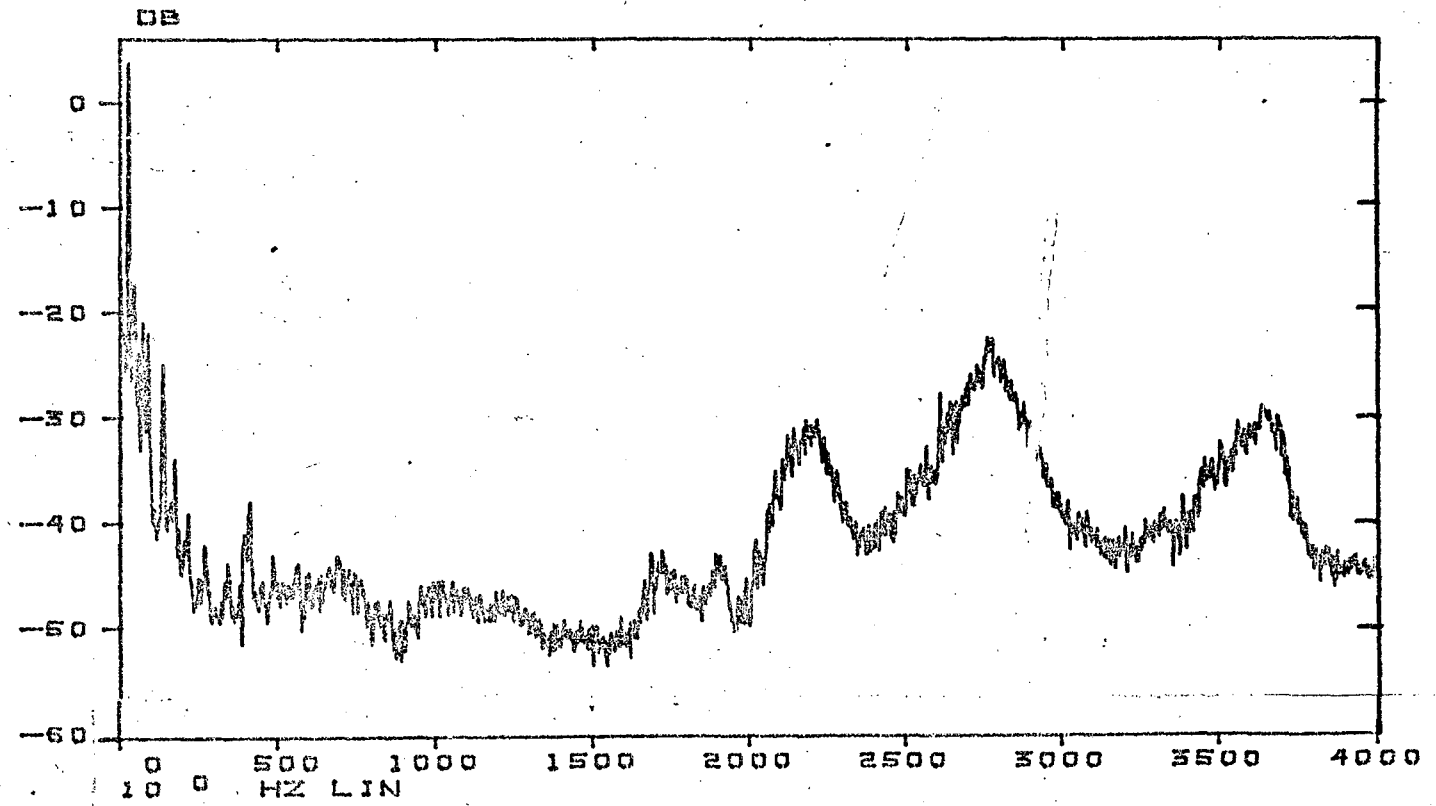


FIGURA 6.12 - Potência espectral para o acelerômetro sobre o compressor durante a ventilação alta

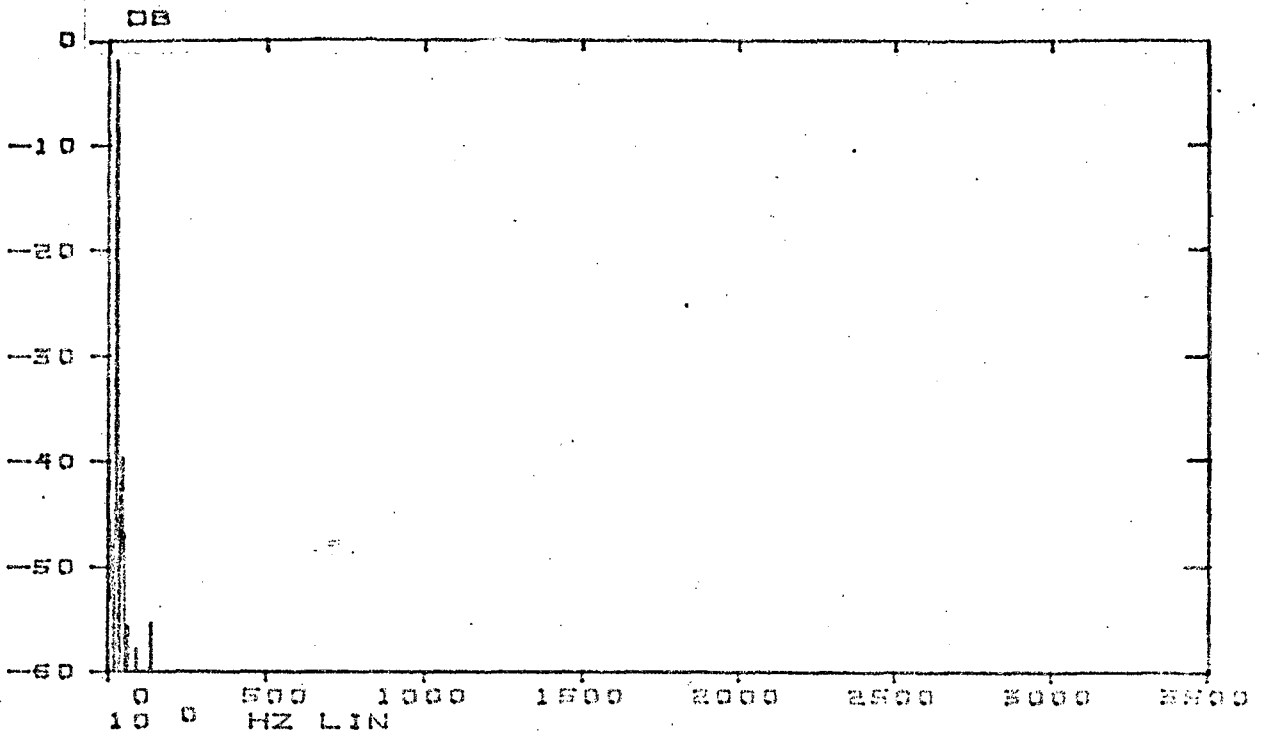


FIGURA 6.13 - Potência espectral cruzada entre o microfone e o acelerômetro sobre o compressor durante a ventilação alta

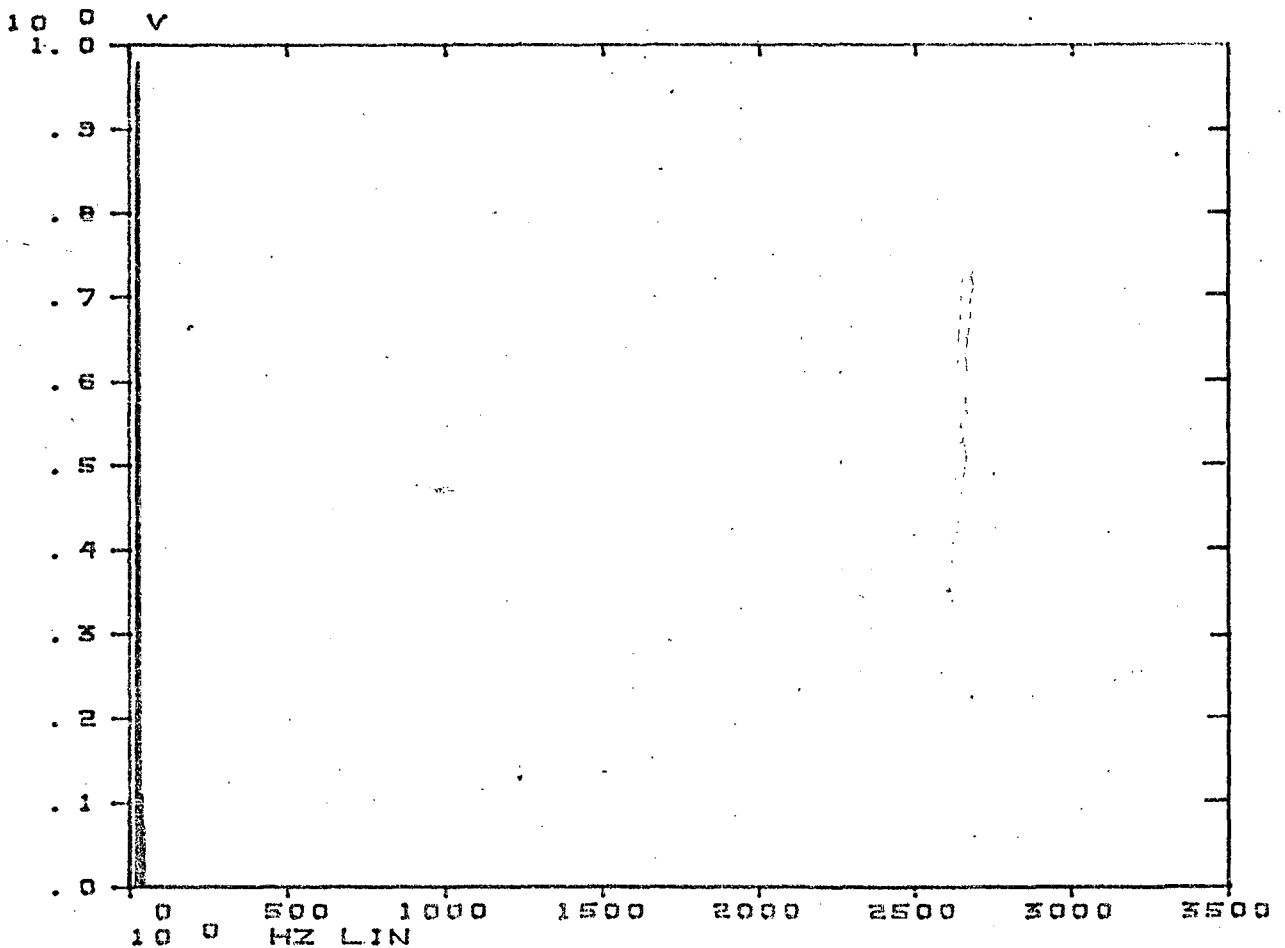


FIGURA 6.14 - Função de coerência entre o microfone e o acelerômetro sobre o compressor durante a ventilação alta

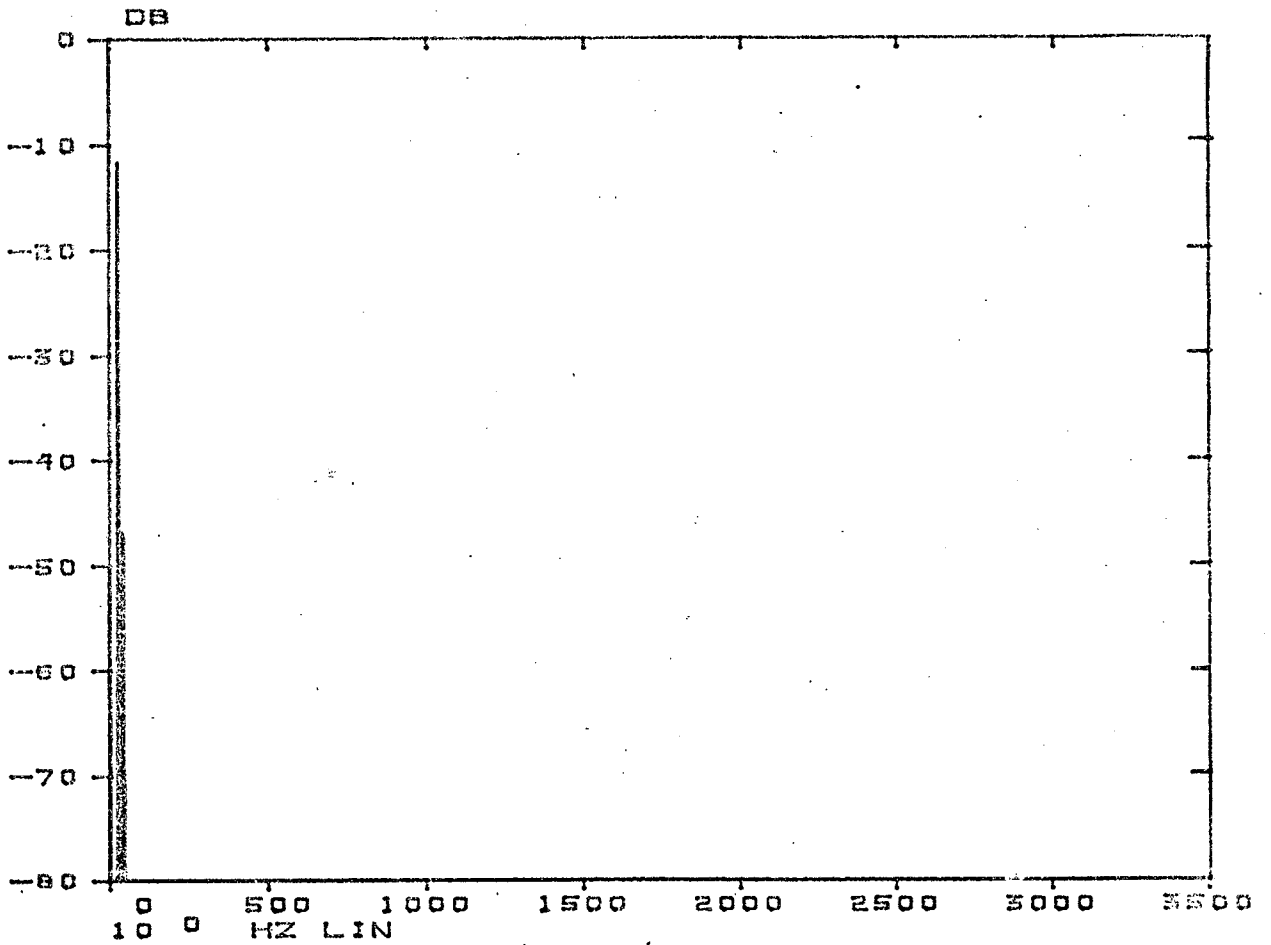


FIGURA 6.15 - Espectro modificado do microfone e o acelerômetro sobre o compressor durante a ventilação alta

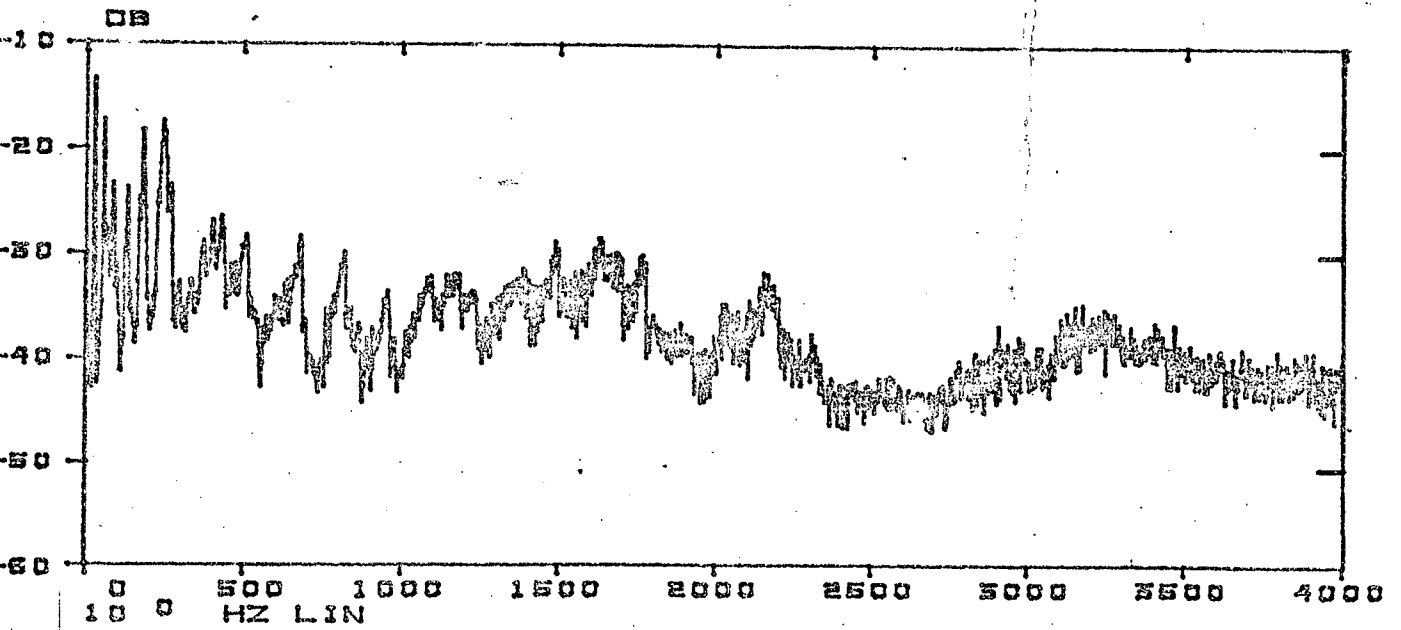


FIGURA 6.16 - Potência espectral do acelerômetro sobre o motor elétrico durante a ventilação alta

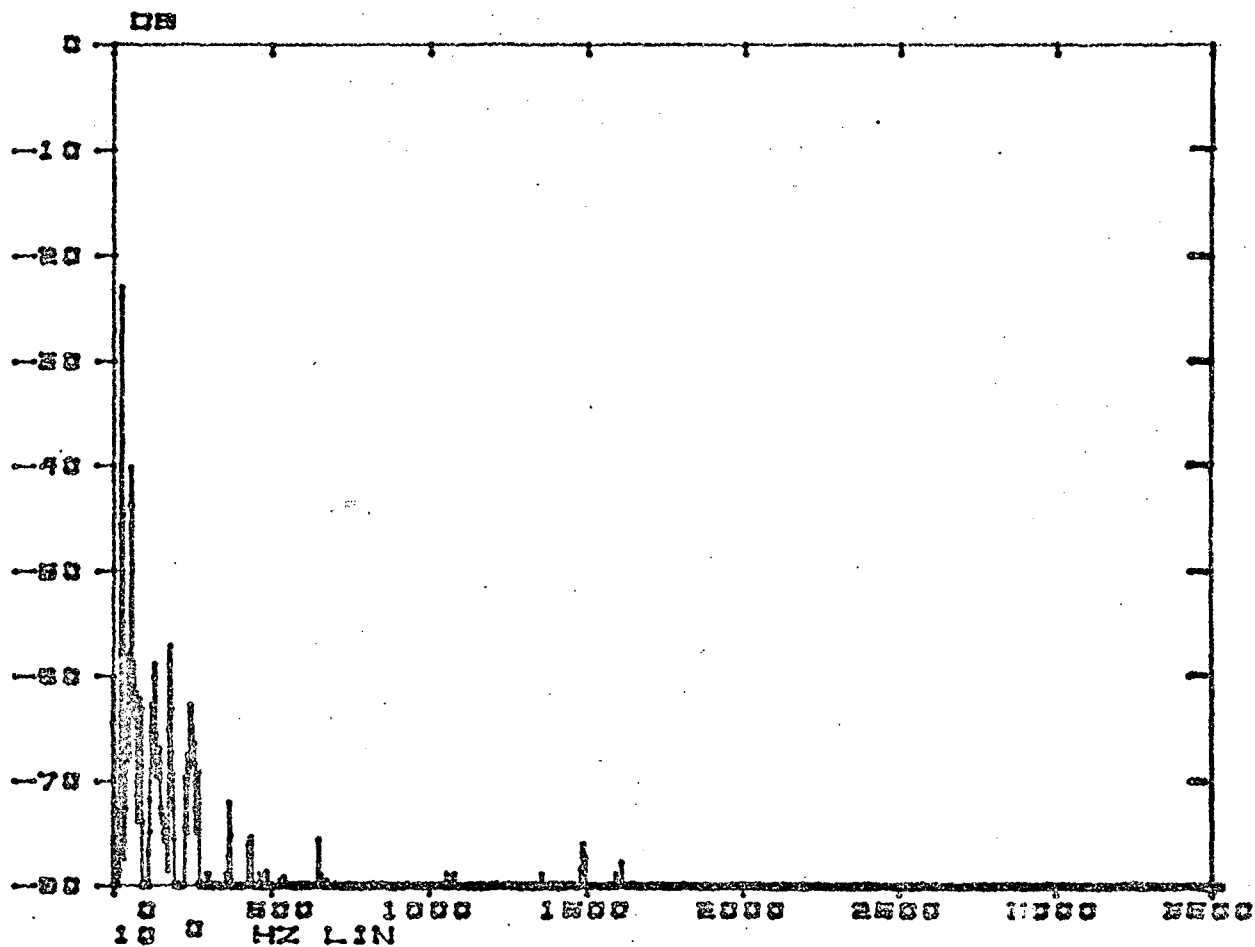


FIGURA 6.17 - Potência espectral cruzada entre o microfone e o acelerômetro sobre o motor elétrico durante a ventilação alta

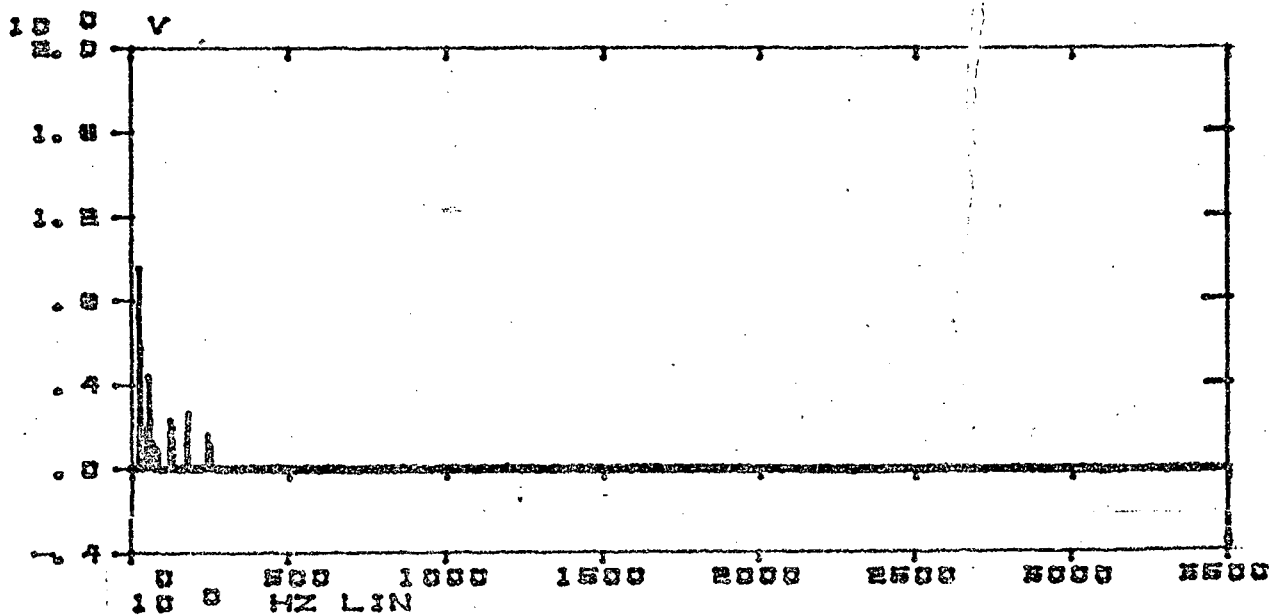


FIGURA 6.18 - Função de coerência entre o microfone e o acelerômetro sobre o motor elétrico durante a ventilação alta.

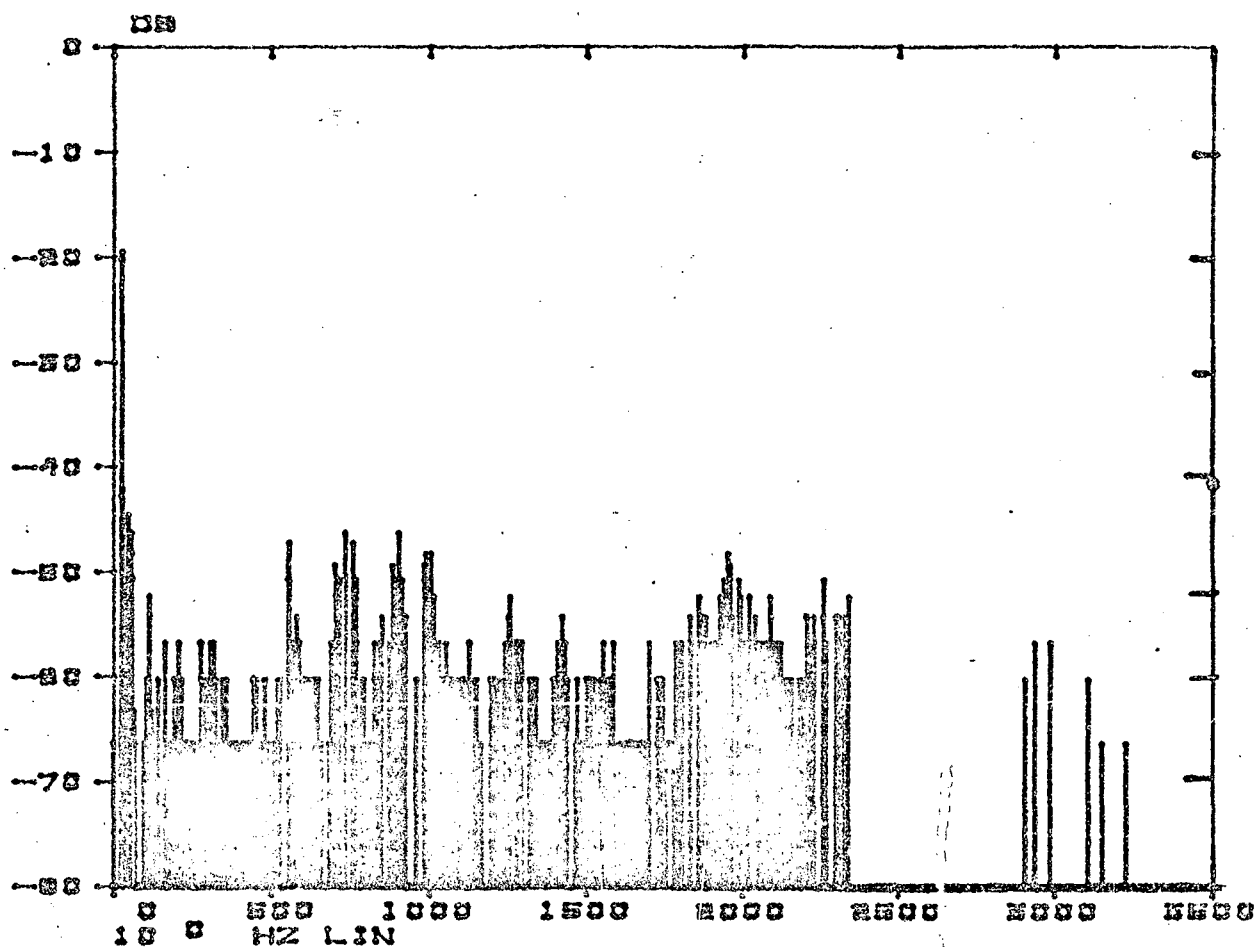


FIGURA 6.19 - Espectro modificado do microfone e o acelerômetro sobre o motor elétrico durante a ventilação alta

C A P Í T U L O 7

SUMÁRIO, CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Este trabalho apresenta informações quantitativas sobre a qualidade acústica de um aparelho de ar condicionado de fabricação nacional.

Para tornar possível a medida da potência acústica irradiada pelo aparelho de ar condicionado, é necessário ter uma câmara reverberante qualificada. Então, uma parte desta tese foi devotada para a qualificação da câmara reverberante do Laboratório de Vibrações e Acústica da UFSC. Esta câmara foi construída para ser uma câmara anecônica, mas, desde que o projeto do material de revestimento não está pronto, a sala foi qualificada e usada como câmara reverberante.

A qualificação de uma câmara reverberante tem por finalidade quantificar o erro introduzido no cálculo da potência sonora, através da medida da pressão acústica. Os principais parâmetros de erro são: posição da fonte, posição do microfone, frequência, número de medidas, etc.

A câmara reverberante utilizada qualifica, para ruído de banda larga, de acordo com a norma ISO 3741, para medida de potência sonora, apesar de não satisfazer algumas recomendações da mesma, tais como: forma cúbica e volume muito grande. A forma cúbica dificulta a formação de um campo difuso, principalmente em baixas frequências, aumentando o erro na medida da pressão média sonora no interior da câmara e o volume alto causa absorção do som pelo

ar, principalmente em altas frequências.

A inclusão de difusores estacionários no interior da câmara não melhorou a sua performance, mas, pelo contrário, aumentou o erro nas medidas, principalmente em altas frequências. Isto ocorre devido à absorção pelo ar, que é mais dominante em tais frequências.

A inclusão de absorvedores de baixa frequência diminuiu o erro na medida de pressão acústica média no tempo e espaço, principalmente em baixas frequências, devido ao aumento da largura de banda (amortecimento modal) das curvas de ressonância dos modos normais da sala.

A câmara foi qualificada para ruído de banda larga, que é o caso do ruído irradiado pelo aparelho de ar condicionado.

A verificação da qualificação da câmara, utilizando-se duas fontes de referência com potência sonora de saída conhecida, e, também, usando-se dois métodos diferentes, ocorrem em baixas e altas frequências. Mas, tais diferenças são pequenas, verificando-se que a câmara é adequada para medir o nível de potência sonora.

A medida do nível de potência sonora do aparelho de ar condicionado mostrou que a maior fonte do ruído irradiado é o conjunto motor/rotor dos ventiladores, e que os níveis são, praticamente, os mesmos para as três condições de funcionamento (aquecimento, refrigeração e ventilação), não havendo uma diferença maior do que 3 dB para todas as frequências, pois os valores mais altos ocorrem para as frequências médias.

A análise do ruído do aparelho de ar condicionado, através das curvas NR (Noise Rating), mostrou que o mesmo está dentro de uma faixa desconfortável para as bandas de 250 até 8 KHz, que corresponde à faixa de maior percepção da audição humana. Com re-

lação às condições de trabalho, com a mínima interferência na sala de trabalho, tem-se uma pequena interferência do ruído. Se considerarmos a sala como um ambiente de trabalho em um laboratório, a influência será maior e, se considerarmos a sala como um escritório particular, a conversação será afetada pelo ruído de fundo; tal situação fica bem pior quando o aparelho está ligado.

A análise digital do espectro de vibrações mostrou que as duas fontes principais das mesmas são o compressor e o conjunto motor/rotor dos ventiladores. Os picos mais fortes ocorrem em baixas frequências, principalmente em torno de 23, 50, 75, 110, 220, 270 Hz, etc., que correspondem às rotações dos componentes do aparelho.

A análise digital do espectro de ruído mostrou que as maiores amplitudes também ocorrem em baixas frequências, tais como: 24, 36, 59, 131, 226, 310 Hz, etc. O ruído de média e alta frequência, que é o que pode ter uma influência maior para o ouvido humano, é originado pelo ruído aerodinâmico do fluxo de ar, através do aparelho de ar condicionado.

A análise de coerência ordinária mostrou que as duas fontes principais de vibrações causam ruído somente em baixas frequências, sem afetar as pessoas. Mostrou que, realmente, a principal fonte de ruído, em média e alta frequência, é o ruído aerodinâmico. O trabalho no futuro deve em primeiro lugar, através de uma análise do sinal avançado de função de coerência parcial, definir melhor a contribuição das fontes do motor, ventilador, compressor, etc. Em segundo lugar, com a finalidade de redução do ruído aerodinâmico do mesmo.