

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

REDUÇÃO DE RUÍDO EM
CONDICIONADORES DE AR

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

ELIAS BITENCOURT TEODORO

FLORIANÓPOLIS
SANTA CATARINA - BRASIL
SETEMBRO-1985

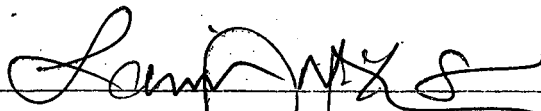
REDUÇÃO DE RUÍDO EM CONDICIONADORES DE AR

ELIAS BITENCOURT TEODORO

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO
DO TÍTULO DE

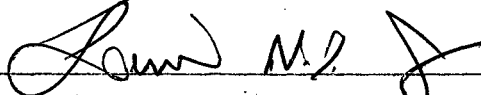
"MESTRE EM ENGENHARIA"

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA E APROVADA EM SUA
FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO



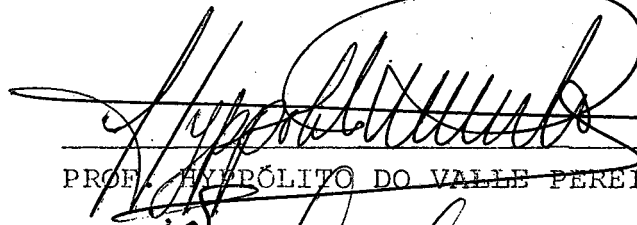
PROF. SAMIR NAGI YOUSRI GERGES, Ph.D.
Orientador

PROF. CLOVIS RAIMUNDO MALISKA, Ph.D.
Coordenador



BANCA EXAMINADORA

PROF. SAMIR NAGI YOUSRI GERGES, Ph.D.



PROF. HIPÓLITO DO VALLE PEREIRA FILHO, Ph.D.



PROF. CARLOS ALFREDO CLEZAR, M.Sc.

À minha mãe

MARIA LUZIA (in memoriam).

À minha avó

JÚLIA.

AGRADECIMENTOS

À CAPES - Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior e, à UFU - Universidade Federal de Uberlândia pelo apoio financeiro direto e indireto.

Ao professor Samir Nagi Yousri Gerges pela amizade e inestimável colaboração na orientação deste trabalho.

A todos os professores do curso pelos valiosos ensinamentos recebidos.

A Indústria "Consul S/A" pela cessão dos aparelhos condicionadores de ar.

À Adilton Agenor Teixeira (Parú), pela colaboração na construção e montagem dos protótipos.

Aos professores Valder Steffen Júnior e Carlos Roberto Ribeiro pela cooperação durante o processamento das correções.

À Denise Cabral Domingues Degani pelos trabalhos de dactilografia.

E, a todos aqueles que direta ou indiretamente colaboraram na realização deste trabalho.

S U M Á R I O

	pág.
1 - INTRODUÇÃO	
1.1 - Preliminares.....	1
1.2 - Objetivos.....	3
2 - DESENVOLVIMENTO DE FILTRO DIGITAL DE OITAVA E TERÇO DE OITAVA	
2.1 - Introdução.....	5
2.2 - Transformada de Fourier.....	6
2.3 - Função de Transferência na Frequência.....	8
2.4 - Programa dos Filtros.....	10
2.5 - Resultados e Conclusões.....	10
3 - IDENTIFICAÇÃO DAS FONTES DE RUÍDO	
3.1 - Generalidades.....	16
3.2 - Determinação do nível de potência sonora.....	16
3.3 - Resultados.....	28
3.4 - Conclusões e Comentários.....	31
4 - UTILIZAÇÃO DE ROTORES DE DISCOS PARALELOS	
4.1 - Introdução.....	35

4.2 - Determinação das dimensões dos rotores.....	35
4.3 - Determinação do nível de potência sonora.....	38
4.4 - Determinação do fluxo de ar.....	39
4.4.1 - Fluido Incompressível.....	41
4.4.2 - Fluido Compressível.....	42
4.4.3 - Coeficiente de Descarga.....	45
4.5 - Medições e Resultados.....	47
4.6 - Conclusões e Comentários.....	47
5 - UTILIZAÇÃO DE SILENCIADOR EXTERNO	
5.1 - Introdução.....	55
5.2 - Silenciador Externo.....	56
5.3 - Medição do Nível de Pressão Sonora.....	58
5.3.1 - Com Uso do Silenciador Externo.....	58
5.3.2 - Com Uso de Barreira Interna.....	61
5.4 - Medição do Fluxo de Ar.....	61
5.5 - Resultados.....	62
5.5.1 - Com Silenciador Externo.....	62
5.5.2 - Com Silenciador Interno.....	68
5.5.3 - Do Fluxo de Ar.....	68
5.6 - Conclusões e Comentários.....	81
6 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES FINAIS.....	89
REFERÊNCIAS.....	94

SIMBOLOGIA

CAPÍTULO 2

A, B, C, D	Constantes
f	Frequência [Hz]
f_m	Frequência central preferida [Hz]
$f_{m\acute{a}x}$	Frequência máxima de amostragem [Hz]
$h(t)$	Função transferência no domínio do tempo
$H(f), H(\omega)$	Transformada de Fourier de $h(t)$
$i = \sqrt{-1}$	
k, n	Sub-índices
N	Número de pontos de amostra
t	Tempo [s]
T	Tempo total de uma amostra [s]
$x(n)$	Função real no domínio do tempo, sinal discreto
$x(t)$	Função real no domínio do tempo, sinal contínuo
X_k	Transformada discreta de Fourier de $x(n)$
$X(\omega)$	Transformada contínua de Fourier de $x(t)$
$y(t)$	Função real no domínio do tempo
$Y(\omega)$	Transformada de Fourier de $y(t)$

SÍMBOLOS GREGOS

$$\pi = 3.14$$

Δt	Intervalo entre dois pontos consecutivos da amostra [s]
ω	Frequência circular [rad/s]
ω_{b1}	Frequência de corte inferior do filtro passa banda [rad/s]

ω_{b2}	Frequência de corte superior do filtro passa banda [rad/s]
$\omega_{m\acute{a}x}$	Frequência máxima de amostragem [rad/s]
*	Significa convulsão

CAPÍTULO 3

B	Pressão barométrica [bar]
F_{pp}	Frequência de passagem das pás [Hz]
j	Sub-índice
N	Número de amostras, ou microfones medidos
N_p	Número de pás
NPS	Nível de Pressão Sonora [dB]
NWS	Nível de Potência Sonora
P	Pressão Sonora [Pa]
P_o	Pressão de referência, igual a 20 μ Pa
RPM	Rotação por minuto
S	Área da superfície total [m ²]
T	Tempo de reverberação [s]
T_o	Tempo de referência, igual a 1,0 segundo
V	Volume da câmara reverberante [m ³]
V_o	Volume de referência, igual a 1,0 metro cúbico
X	Variável qualquer
W	Potência Sonora [W]
W_o	Potência Sonora de referência, igual a 10 ⁻¹² watts

SÍMBOLOS GREGOS

λ	Comprimento de onda [m]
α_p	Desvio padrão da Pressão Sonora [Pa]

σ_p^+	Desvio padrão positivo da Pressão Sonora [dB]
σ_p^-	Desvio padrão negativo da Pressão Sonora [dB]
σ_t	Desvio padrão do Tempo de reverberação [s]
σ_W	Desvio padrão da Potência Sonora [W]
σ_W^+	Desvio padrão positivo da Potência Sonora [dB]
σ_W^-	Desvio padrão negativo da Potência Sonora [dB]
$\bar{\quad}$	Sobre qualquer símbolo, significa valor médio

CAPÍTULO 4

A	Área da secção transversal [m ²]
C_c	Coefficiente de contração
C_d	Coefficiente de descarga
C_v	Calor específico do fluido a volume constante [J/Kg.K]
C_p	Calor específico do fluido a pressão constante [J/Kg.K]
D	Diâmetro do tubo [m]
K	Constante simplificadora [Kg.K ^{1/2} /N.s]
M	Taxa de fluxo de massa [Kg/s]
P	Pressão absoluta [Pa]
P_t	Pressão de estagnação [Pa]
r	Razão de pressão estática
R	Constante específica dos gases [J/Kg-mol.K]
R_e	Número de Reynolds
T	Temperatura absoluta [K]
T_t	Temperatura de estagnação [K]
V	Velocidade [m/s]
SÍMBOLOS GREGOS	
β	Razão entre diâmetros

γ	Razão de calor específico
Γ	Função generalizada da taxa de fluido
μ	Viscosidade dinâmica do fluido [Pa.s]
ρ	Massa específica [Kg/m ³]
ρ_t	Massa específica de estagnação [Kg/m ³]

RESUMO

Foram investigadas as fontes internas de ruído em um aparelho condicionador de ar doméstico.

A partir de medições, via digital, do Nível de Pressão Sonora (NPS), com o condicionador de ar em funcionamento dentro da câmara reverberante, do laboratório de Vibrações e Acústica - LVA UFSC, foram obtidos os Níveis de Potência Sonora (NWS), total e para as bandas de um terço de oitava.

Para a qualificação acústica de uma sala normal, com o condicionador de ar instalado na parede, e em funcionamento, foram realizadas medidas do Nível de Pressão Sonora em bandas de oitava.

As componentes de ruído interno de tom puro e banda larga, foram atenuadas com o uso de silenciador externo acoplado ao condicionador de ar, e também com a substituição dos rotores originais por rotores de fluxo laminar.

ABSTRACT

The sources of internal noise in a compact air conditioner were investigated.

The results of Sound Power Level in one-third octave bands were obtained from measurements, via digital, of Sound Pressure Level in a reverberant chamber.

The measurements of Sound Pressure Level in octave bands were obtained from a normal room with a compact air conditioner on.

The internal noise components: tonal and broadband, were both attenuated by using an external silencer and by using laminar flow fans.

CAPÍTULO 1

1 - INTRODUÇÃO.

1.1 - PRELIMINARES.

Devido as grandes variações de temperatura no nosso clima, tem-se a necessidade de utilização de sistemas condicionadores de ar para melhorar o conforto nos ambientes internos.

Tem aumentado a demanda no mercado por aparelhos condicionadores de ar domésticos, com alta eficiência térmica, porém pequenos, compactos e simples de montar e instalar em janelas ou paredes. Entretanto o nível de ruído aumenta, diminuindo consequentemente, o conforto humano do ponto de vista de ruído.

A avaliação do ruído emitido por uma máquina em relação ao conforto humano é um assunto complexo; assim ele depende da intensidade, qualidade, duração e tipo (contínuo, impulsivo), do som que atinge as pessoas.

Esta avaliação pode ser feita através da medição do nível de pressão sonora e utilizando-se as curvas de limite de audição, NR (Noise Rating) ou NC (Noise Criterion), ou ainda pela obtenção do nível de potência sonora.

Como os condicionadores de ar formam um conjunto de vários elementos elétricos e mecânicos, que são as principais fontes de irradiação do ruído, o problema da identificação e controle do ruído emitido por estes, vem sendo estudado a bastante tempo.

MIKESKA[1] em 1956, tendo em vista o crescente aumento da instalação de condicionadores de ar domésticos nos Estados Unidos, apresentou um estudo das medições dos níveis de pressão sonora irradiada, para diferentes posições e condições de uso em uma

residência.

Em 1983 foi realizada por BEZ e GERGES[2], utilizando a câmara reverberante do Laboratório de Vibrações e Acústica - LVA-UFSC, uma avaliação da qualidade acústica de um condicionador de ar de fabricação nacional.

PESCOD[3], com o aperfeiçoamento do projeto dos ventiladores, circuito de ar, e pelo uso de materiais absorventes, conseguiu uma substancial redução do nível do ruído emitido para o interior do ambiente, e também melhoria na eficiência térmica dos condicionadores de ar.

O ruído emitido, para o exterior do ambiente, por um aparelho condicionador de ar, que contém componentes de tom puro e de banda larga, foi investigado por SHEPERD[4], que apresenta atenuação para ambos os componentes do ruído, com simples modificações, como por exemplo, utilização de barreira.

SEYBERT, et alli[5] apresentam um estudo da redução do ruído de tom puro, que é claramente distinguível do ruído aerodinâmico criado pelos ventiladores, com a melhoria do sistema de montagem do motor dos ventiladores e do compressor.

Os ventiladores são as principais fontes de ruído, assim estes tem sido motivo de vários trabalhos na tentativa de predição do nível de potência sonora, e de atenuação do nível de ruído irradiado.

GERGES[6], apresenta um estudo bibliográfico sobre as equações empíricas, utilizadas para a predição do nível de potência sonora de ventiladores e exaustores, levando-se em consideração basicamente, o fluxo, pressão e a potência do motor ou a contribuição da componente discreta na frequência de passagem das pás.

BARTENWERFER, et alii[7] apresentam um trabalho de redução do ruído harmônico e aleatório em ventiladores centrífugos com a voluta revestida de material com alto coeficiente de absorção, quando foi conseguida uma atenuação de aproximadamente 12.0 dB no duto de saída, contudo, a redução no duto de entrada foi insignificante e a eficiência do ventilador manteve-se praticamente inalterada.

NEISE[8], faz uma revisão de alguns dos métodos de redução do ruído emitido por ventiladores centrífugos, onde são discutidos a frequência de passagem das pás e os componentes de tom puro.

Entre os vários métodos apresentados estão:

- aumento do estrangulamento da voluta (cutoff clearance)
- aumento do raio de curvatura do estrangulamento da voluta
- ângulo de inclinação entre o estrangulamento da voluta e as pás do rotor.

1.2 - OBJETIVOS.

O objetivo deste trabalho é identificar a contribuição parcial do compressor, ventilador axial e ventilador radial para o nível de potência sonora total irradiada, nas diferentes condições de funcionamento de um condicionador de ar doméstico, de fabricação nacional.

Assim passa-se a fazer um estudo das possibilidades de atenuação do ruído emitido, utilizando:

- a) rotores de discos paralelos, já estudados por MERRY, et alii[9], que irradiam um baixo nível de ruído, uma vez que não existe neste tipo de rotor a descon-

tinuidade no bombeamento de ar, nem o efeito de fre
quência de passagem de pás.

- b) silenciadores externos, onde se procura basicamente, atenuar o ruído utilizando-se material de alto coefici
ente de absorção, otimizando a forma, posição e outro
s parâmetros segundo dados publicados por BERANEK [10], ISVR - 1978[11] e SHEPHERD[4].

A seguir passa-se a fazer uma suscinta apresentação do que é desenvolvido em cada CAPÍTULO.

No CAPÍTULO 2 é desenvolvido a equação de transferência para um filtro digital de oitava e de um terço de oitava, utili
zando o computador HP-5451-C do Laboratório de Vibrações e Acústica.

No CAPÍTULO 3 é realizada a medição dos níveis de pres
ão sonora para posterior cálculo dos níveis de potência sonora e assim podendo ser identificado em separado a contribuição de cada uma das principais fontes de ruído do aparelho condicionador de ar.

No CAPÍTULO 4 é feito o estudo da viabilidade de utili
zação de ventiladores com rotores laminares, em substituição aos rotores convencionais.

No CAPÍTULO 5 é realizado o estudo da utilização de um tipo de silenciador externo ao aparelho condicionador de ar, e também do uso de barreira interna para atenuação do ruído irradia
do pelo condicionador de ar.

No CAPÍTULO 6 são apresentadas as conclusões, comentá
rios e sugestões finais.

CAPÍTULO 2

2 - DESENVOLVIMENTO DE FILTRO DIGITAL DE OITAVA E TERÇO DE OITAVA.

2.1 - INTRODUÇÃO.

Na área de vibrações e acústica tem-se a necessidade de filtragem de sinais para uma melhor análise espectral, sendo os filtros de oitava e terço de oitava um dos mais utilizados para fins acústicos.

Existem trabalhos realizados por fabricantes de analisadores digitais [12,13] e outros [14], utilizando o algoritmo da transformada rápida de Fourier (TRF ou FFT - Fast Fourier Transform), para a construção de filtros digitais.

Para se realizar as medições do nível de pressão sonora (NPS) dos aparelhos condicionadores de ar nas bandas de um terço de oitava analogicamente, é exigido um tempo demasiadamente longo para a realização das medidas necessárias, além das medições apresentarem imprecisões advindas da filtragem analógica.

Entretanto, o Laboratório de Vibrações e Acústica (LVA) do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), dispõe de um analisador de Fourier (modelo HP-5451-C), que permite o desenvolvimento de uma equação do filtro, possibilitando uma rápida e precisa obtenção dos níveis a serem medidos, só que agora de uma maneira digital.

Assim passou-se a desenvolver um programa (SOFTWARE) que viabiliza-se a utilização do computador para fazer a filtragem e processamento do sinal digitalmente, o que outros equipamentos fariam analogicamente.

Será feita uma ligeira revisão do que vem a ser a trans

transformada rápida de Fourier. A seguir passa-se ao estudo da função de transferência em frequência dos filtros de oitava e terço de oitava, dentro das recomendações de normas internacionais, ASA - S1.11 - 1966[15].

2.2 - TRANSFORMADA DE FOURIER.

A transformada rápida de Fourier (TRF ou FFT) é um algoritmo eficiente desenvolvido e amplamente aplicado para efetuar a transformada discreta de Fourier (TDF ou DFT - Discret Fourier Transform), utilizando-se processadores digitais.

Sabe-se de [16, 17 e 18] que a transformada de Fourier contínua pode ser escrita na forma:

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \exp(-i\omega t) dt \quad (1)$$

enquanto que a sua transformada inversa é dada pela expressão:

$$x(t) = 1/(2\pi) \int_{-\infty}^{\infty} X(\omega) \exp(i\omega t) d\omega \quad (2)$$

Na prática só é possível obter-se a transformada discreta de Fourier, que é dada por:

$$X_k = (1/N) \sum_{n=1}^{N-1} x(n) \exp(-i2\pi kn/N) \quad (3)$$

$$k = 0, 1, 2, \dots, N-1$$

onde:

$x(t)$ - Função real no domínio do tempo, sinal contínuo.

$X(\omega)$ - Transformada de Fourier de $x(t)$, função complexa

no domínio da frequência, sinal contínuo.

$x(n)$ - Função real no domínio do tempo, sinal discreto.

X_k - Transformada discreta de Fourier de $x(n)$.

N - Número de pontos da amostra.

ω - Frequência circular.

Tem-se ainda que:

$$\omega = 2\pi f \quad (4)$$

$$N = T/\Delta t \quad (5)$$

onde:

f - Frequência.

T - Tempo total de uma amostra em que $x(n)$ foi amostrado.

Δt - Intervalo de tempo entre dois pontos consecutivos da amostra.

Sabe-se que os coeficientes X_k se repetem para $k > N-1$, portanto, os coeficientes X_k são corretos somente até quando $k = N/2$, ou até a frequência máxima dada pela seguinte equação:

$$\omega_{\text{máx}} = 2\pi k / (N\Delta t) = \pi / \Delta t \quad (6)$$

ou

$$f_{\text{máx}} = 1 / (2\Delta t) \quad (7)$$

onde $\omega_{\text{máx}}$ é a frequência de NYQUIST, e vem a ser a maior frequência que pode ser detectada através dos dados amostrados com um espaçamento temporal igual à Δt .

2.3 - FUNÇÃO DE TRANSFERÊNCIA NA FREQUÊNCIA.

Como os filtros passa banda são caracterizados por uma função de transferência na frequência[19] do tipo:

$$H(\omega) = (i\omega/\omega_{b1}) / (1+i\omega/\omega_{b1}) \cdot 1 / (1+i\omega/\omega_{b2}) \quad (8)$$

onde:

ω_{b1} - Frequência de corte inferior do filtro.

ω_{b2} - Frequência de corte superior do filtro.

Tem-se ainda que a convolução de duas funções no domínio do tempo[16,17 e 18], $x(t)$, e $h(t)$ é definida por:

$$y(t) = \int_{-\infty}^{\infty} x(\zeta) h(t-\zeta) d\zeta = x(t) * h(t) \quad (9)$$

onde:

* - Significa convolução

$x(t)$ - Sinal de entrada (EXCITAÇÃO).

$h(t)$ - Função transferência do sistema no domínio do tempo.

$y(t)$ - Sinal de saída (RESPOSTA).

Como trabalhar-se-á no domínio da frequência tem-se pelo teorema da convolução[17] que:

$$Y(\omega) = X(\omega) \cdot H(\omega) \quad (10)$$

ou seja, a convolução assume a forma de um simples produto, onde:

$Y(\omega)$ - Transformada de Fourier de $y(t)$.

$X(\omega)$ - Transformada de Fourier de $x(t)$.

$H(\omega)$ - Transformada de Fourier de $h(t)$.

As especificações para filtros de oitava e de terço de oitava segundo ASA - S1.11 - 1966, são dadas basicamente em relação a sua atenuação em faixas de frequências preferidas, obedecendo ao tipo e classe de filtro que se deseje.

No caso deste trabalho passa-se ao estudo da função de transferência dos filtros designados segundo as especificações requeridas por norma, que são os símbolos de tipo e classe. Assim foram especificados filtros tipo E classe II para oitava, e tipo E classe III para um terço de oitava, onde tipo E indica conjunto de filtros com o número de bandas de frequência ampliado, recomendados para fins de pesquisa; classe II e classe III são classificações quanto a perda de transmissão por largura de banda.

De acordo com [15] a função de transferência em frequência para os filtros de oitava e terço de oitava obedecem a uma equação basicamente do tipo:

$$H(f) = \{A[1+B(f/f_m - f_m/f)^C]\}^D \quad (11)$$

onde:

A e B constantes, C e D expoentes a serem determinados.

f_m - Frequência central preferida.

Tem-se também, que a atenuação (Perda de transmissão) terá a forma:

$$TL = 10 \log_{10} [H(f)] \quad (12)$$

Obedecendo a norma recomendada internacionalmente, foi obtida a seguinte equação de transferência em frequência para o filtro de oitava.

$$H(f) = 1 / \sqrt{1 + 10 \left(\frac{f}{f_m} - \frac{f_m}{f} \right)^6} \quad (13)$$

Já para o filtro de um terço de oitava obteve-se

$$H(f) = \left\{ 1 + 7420 \left(\frac{f}{f_m} - \frac{f_m}{f} \right)^6 \right\}^{-1} \quad (14)$$

2.4 - PROGRAMA DOS FILTROS.

Na figura 1 são apresentados os fluxogramas dos programas a serem codificados, de acordo com a linguagem compatível com o computador HP-5451-C [20], para geração e utilização de filtragem digital, obedecendo as equações aqui desenvolvidas.

A utilização dos filtros digitais poderá ser feita segundo as necessidades de cada usuário do computador do Laboratório de Vibrações e Acústica.

2.5 - RESULTADOS E CONCLUSÕES.

Como a maior necessidade neste trabalho é a filtragem em bandas de um terço de oitava, passa-se então a verificação dos resultados obtidos, com o filtro digital tipo E classe III aqui desenvolvido, em relação a um filtro analógico.

Na Tabela 1 é apresentada uma listagem dos valores de frequência máxima utilizada; frequência inferior, central e superior preferidas e a relação dos valores obtidos digitalmente, bem como o erro em percentagem. Tem-se ainda o valor obtido para a potência de saída dada pelo filtro, bem como o erro em percentagem.

A potência de saída dada pela curva de resposta em frequência ou função de transferência do filtro em frequência, para a entrada de um ruído branco, deve estar dentro de uma faixa de 10% em relação ao ruído filtrado utilizando-se um filtro retangu-

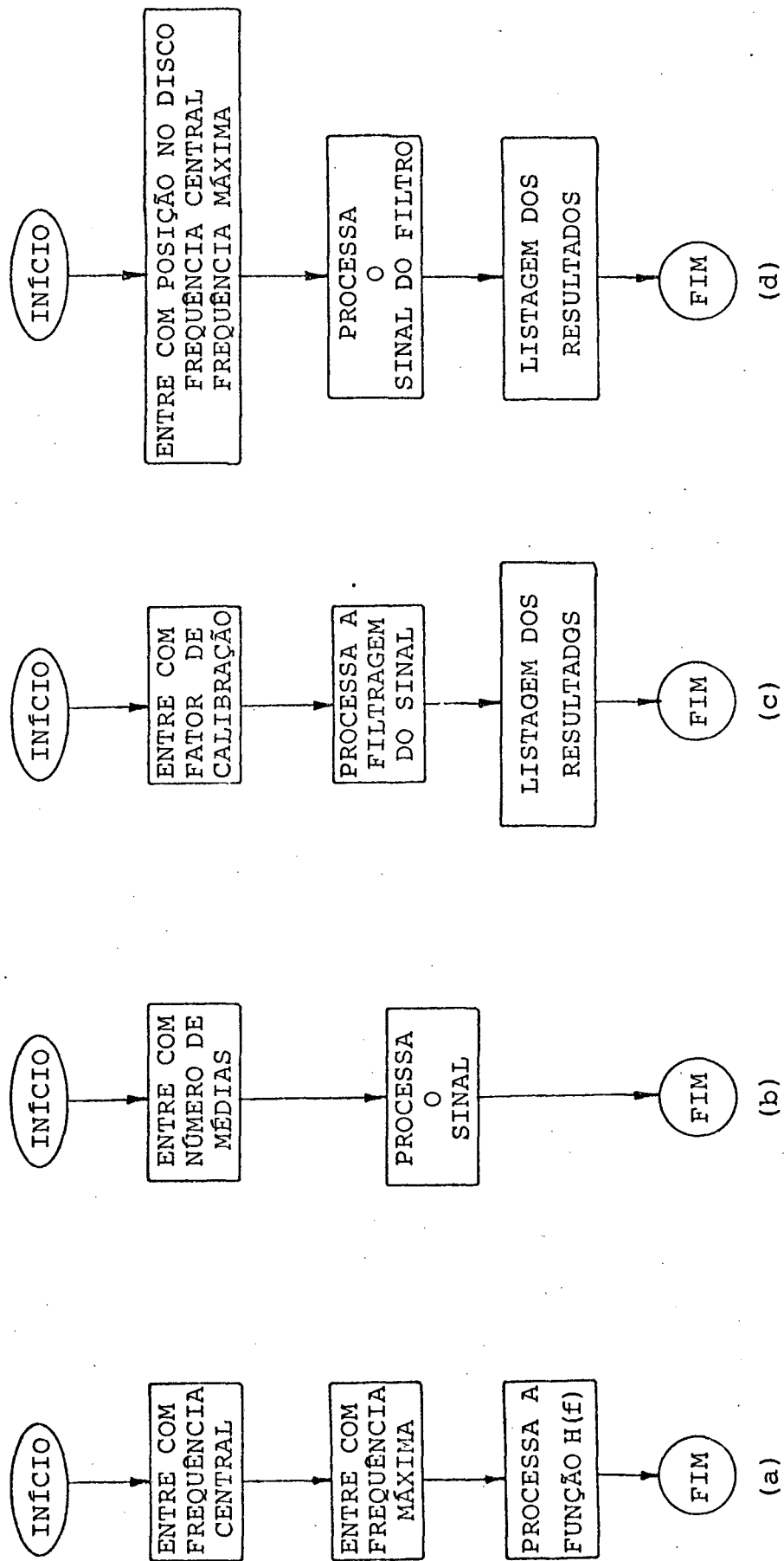


FIGURA 1 - Fluxogramas: a) gera a curva do filtro; b) processa a média do sinal; c) processa a filtragem do sinal; d) calcula a potência filtrada.

TABELA DOS RESULTADOS DO FILTRO DIGITAL

FREQ. MÁXIMA	FREQ. INF.P.	FREQ. INF.D.	ERRO %	FREQ. CENT.P.	FREQ. CENT.D.	ERRO %	FREQ. SUP.P.	FREQ. SUP.D.	ERRO %	POTÊNCIA DIGITAL	ERRO %
2500,	28,0	26,86	-4,24	31,5	30,52	-3,21	35,5	34,18	-3,86	0,2368	2,20
2500,	35,5	35,40	-0,28	40,0	39,07	-2,38	45,0	43,95	-2,39	0,2370	2,28
2500,	45,0	43,95	-2,39	50,0	49,81	-0,38	56,0	54,94	-1,93	0,2369	2,24
2500,	56,0	54,94	-1,93	63,0	62,26	-1,19	71,0	69,59	-2,03	0,2369	2,24
2500,	71,0	70,81	-0,27	80,0	79,34	-0,83	90,0	89,12	-0,99	0,2368	2,20
2500,	90,0	87,90	-2,39	100,0	98,88	-1,13	112,0	111,10	-0,81	0,2364	2,03
2500,	112,0	111,10	-0,81	125,0	124,60	-0,32	140,0	140,40	0,28	0,2367	2,15
2500,	140,0	141,70	1,20	160,0	160,00	0,00	180,0	179,50	-0,28	0,2367	2,15
2500,	180,0	177,10	-1,64	200,0	199,00	-0,50	225,0	223,40	-0,72	0,2367	2,15
2500,	225,0	222,20	-1,26	250,0	249,10	-0,36	280,0	279,50	-0,18	0,2365	2,07
2500,	280,0	279,60	-0,14	315,0	315,00	0,00	355,0	352,80	-0,62	0,2364	2,03
2500,	355,0	355,30	0,08	400,0	399,20	-0,20	450,0	448,00	-0,45	0,2363	1,99
2500,	450,0	444,40	-1,26	500,0	499,30	-0,14	560,0	560,40	0,07	0,2360	1,86
2500,	560,0	560,40	0,07	630,0	629,90	-0,02	710,0	706,80	-0,45	0,2359	1,82
2500,	710,0	711,70	0,24	800,0	799,60	-0,05	900,0	897,30	-0,30	0,2358	1,78
2500,	900,0	889,90	-1,13	1000,0	999,80	-0,02	1120,0	1122,00	0,18	0,2345	1,24
25000,	1120,0	1111,00	-0,81	1250,0	1246,00	-0,32	1400,0	1404,00	0,28	0,2367	2,15
25000,	1400,0	1417,00	1,20	1600,0	1600,00	0,00	1800,0	1795,00	-0,28	0,2367	2,15
25000,	1800,0	1771,00	-1,64	2000,0	1990,00	-0,50	2240,0	2234,00	-0,27	0,2367	2,15
25000,	2240,0	2222,00	-0,81	2500,0	2491,00	-0,36	2800,0	2796,00	-0,14	0,2364	2,03
25000,	2800,0	2796,00	-0,14	3150,0	3150,00	0,00	3550,0	3528,00	-0,62	0,2364	2,03
25000,	3550,0	3553,00	0,08	4000,0	3992,00	-0,20	4500,0	4480,00	0,45	0,2363	1,99
25000,	4500,0	4444,00	-1,26	5000,0	4993,00	-0,14	5600,0	5604,00	0,07	0,2360	1,86
25000,	5600,0	5604,00	0,07	6300,0	6299,00	-0,02	7100,0	7068,00	-0,45	0,2359	1,82
25000,	7100,0	7117,00	0,24	8000,0	7996,00	-0,05	9000,0	8973,00	-0,30	0,2359	1,78

TABELA 1 - Listagem dos valores de frequência máxima utilizada; frequência inferior, central, superior preferidas; valores digitais obtidos e erro percentual.

lar ideal [15].

Na Tabela 2 é dada a listagem dos valores do nível de pressão sonora (NPS), obtidos utilizando o espectrômetro analógico B&K 2120 [21], comparados com os valores obtidos pela filtragem digital aqui desenvolvida, estes níveis estão plotados na Figura 2.

Pela Tabela 1 pode-se verificar que a diferença máxima de 2.28% para a banda de 40.0Hz está bem abaixo dos 10% permitidos pela recomendação da ASA - S1.11 - 1966.

Já na Tabela 2 e Figura 2 pode-se observar que a diferença entre as medições analógicas e digitais estão abaixo dos respectivos desvios padrões, portanto, não existindo diferença prática entre os resultados obtidos quer via analógica, quer via digital.

Observa-se ainda que em ambos os tipos de medições o desvio padrão, que foi calculado segundo as equações (20, 23 e 24) do CAPÍTULO 3 deste trabalho, é mais elevado nas baixas e altas frequências, fato este devido a forma cúbica e ao grande volume da câmara do Laboratório de Vibrações e Acústica (LVA), que foi projetada para ser câmara anecóica, mas que foi recentemente qualificada como câmara reverberante [22].

O tempo gasto para obtenção final dos resultados via digital, do nível de pressão sonora (NPS) para uma posição de microfone em todas as bandas de um terço de oitava (31.5Hz a 8kHz), foi de aproximadamente 3 minutos, sendo bem mais viável que o sistema analógico que consome um tempo aproximado de 10 minutos.

TABELA DOS RESUL TADOS DOS FILTROS DIGITAL/ ANALOGICO

FREQUÊNCIA	SPLMED D	DESvio +	DESvio -	SPLMED A	DESvio +	DESvio -	DIF. D-A
31,5	52,79	4,93E+00	-4,40E+00	52,52	4,80E+00	4,16E+00	0,27
40,0	43,68	3,18E+00	-2,04E+00	45,23	3,30E+00	2,15E+00	-1,56
50,0	56,06	5,70E+00	-6,34E+00	55,72	8,52E+00	0,00E+00	0,34
63,0	59,71	6,46E+00	-10,33E+01	58,39	8,78E+00	0,00E+00	1,32
80,0	56,75	5,43E+00	-5,55E+00	56,69	2,98E+00	1,86E+00	0,06
100,0	60,04	4,95E+00	-4,44E+00	61,57	6,55E+00	11,27E+01	-1,53
125,0	59,49	2,84E+00	-1,73E+00	60,76	4,91E+00	4,36E+00	-1,27
160,0	62,75	2,07E+00	-1,13E+00	63,51	1,85E+00	0,98E-01	-0,76
200,0	62,36	1,89E+00	-1,02E+00	62,45	1,76E+00	0,92E-01	-0,09
250,0	63,16	1,46E+00	-0,74E-01	63,12	0,68E-01	0,32E-01	0,03
315,0	61,90	1,81E+00	-0,96E-01	61,65	0,93E-01	0,44E-01	0,25
400,0	59,37	0,91E-01	-0,44E-01	59,72	1,19E+00	0,59E-01	-0,35
500,0	61,58	0,87E-01	-0,41E-01	61,61	0,51E-01	0,23E-01	-0,03
630,0	60,61	1,10E+00	-0,54E-01	60,74	1,54E+00	0,79E-01	-0,13
800,0	56,55	0,94E-01	-0,45E-01	56,59	0,90E-01	0,43E-01	-0,04
1000,0	55,53	1,01E+00	-0,49E-01	55,68	0,99E-01	0,48E-01	-0,15
1250,0	54,75	1,98E+00	-1,08E+00	54,79	3,66E+00	2,53E+00	-0,04
1600,0	51,86	0,88E-01	-0,42E-01	51,90	0,86E-01	0,41E-01	0,04
2000,0	50,40	1,28E+00	-0,64E-01	50,23	1,18E+00	0,58E-01	0,17
2500,0	48,27	1,09E+00	-0,53E-01	48,12	1,33E+00	0,67E-01	0,14
3150,0	46,39	1,03E+00	-0,50E-01	46,20	1,14E+00	0,56E-01	0,19
4000,0	42,78	1,37E+00	-0,69E-01	42,51	1,57E+00	0,81E-01	0,27
5000,0	40,52	1,31E+00	-0,65E-01	40,31	1,98E+00	1,08E+00	0,21
6300,0	40,31	2,27E+00	-1,28E+00	40,35	2,45E+00	1,41E+00	-0,04
8000,0	36,18	2,66E+00	-1,57E+00	36,35	3,34E+00	2,20E+00	-0,17

TABELA 2 - Listagem dos níveis de pressão sonora e desvio padrão para valores digitais e analógicos e sua diferença.

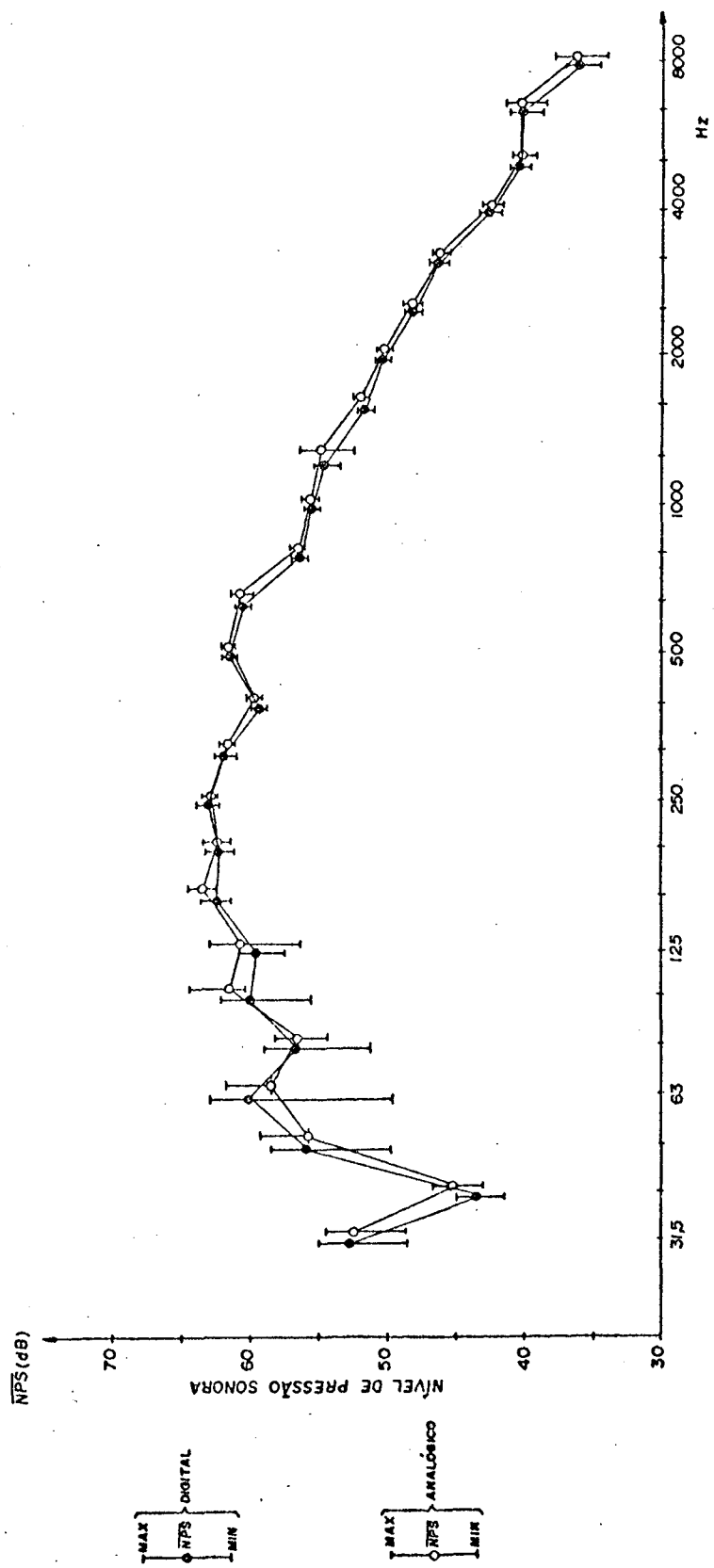


Figura 2 - Nível de pressão sonora obtido via digital e analógico.

CAPÍTULO 3

3 - IDENTIFICAÇÃO DAS FONTES DE RUÍDO.

3.1 - GENERALIDADES.

O nível de potência sonora (NWS) irradiada é um parâmetro adequado para descrever as características de emissão sonora, uma vez que, independe do meio onde foram obtidos os dados e da distância entre a fonte e o observador, sendo portanto, uma característica da fonte.

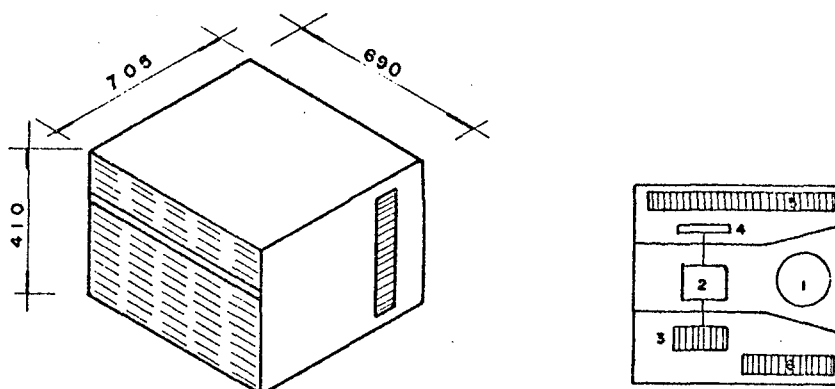
Os condicionadores de ar utilizados para a identificação das fontes de ruído foram de dois tipos diferentes, sendo as suas dimensões gerais mostradas na Figura 3 e suas características técnicas apresentadas na Tabela 3.

Para obtenção do nível de potência sonora (NWS) em bandas de terço de oitava foi seguida a norma ISO - 3742 - 1975 [23], embora para determinados valores de frequência, a câmara reverberante do Laboratório de Vibrações e Acústica LVA-UFSC, não esteja dentro das recomendações normalizadas para medições em um terço de oitava, quanto ao critério do desvio padrão e ao critério do coeficiente médio de absorção, a mesma será considerada como qualificada, uma vez que deseja-se realizar medições qualificativas.

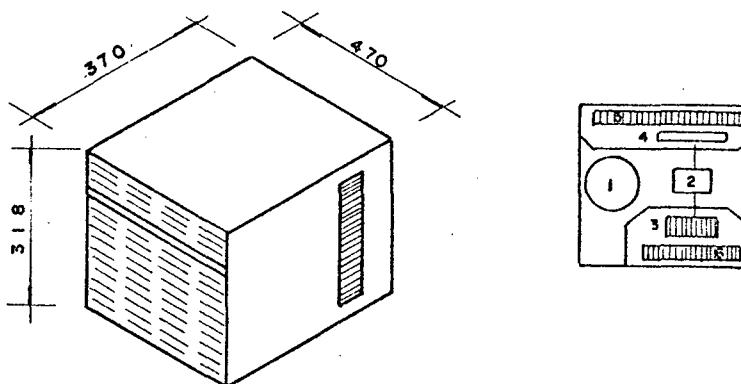
3.2 - DETERMINAÇÃO DO NÍVEL DE POTÊNCIA SONORA.

Inicialmente, foram medidos os tempos de reverberação da câmara reverberante, veja Figura 4, nas bandas de um terço de oitava e mostrados na Figura 5.

Os equipamentos utilizados foram os seguintes: -7 (sete) microfones (B&K 4165) e pré-amplificadores (B&K 2619), um espectrômetro (B&K 2120), um registrador de nível (B&K 2305) e uma fonte de



AC - 2500 kcal/h (a)



AC - 1750 kcal/h (b)

- 1. MOTOCOMPRESSOR
- 2. MOTOR ELÉTRICO
- 3. VENTILADOR CENTRÍFUGO
- 4. VENTILADOR AXIAL
- 5. CONDENSADOR
- 6. EVAPORADOR

OBS:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS

Figura 3 - Vista simplificada dos aparelhos condicionadores de ar domésticos: a) TIPO I (2500 kcal/h); b) TIPO II (1750 kcal/h).

		MOTOR ELÉTRICO					MOTO COMPRESSOR					
A.O.	Nº de Polos	Hz	CV	VOLTS	R.P.M.	Hz	VOLTS	TIPO	CILINDRADA cm³	FLUIDO REFRIGERANTE	PÊSO Liq. (kg)	PÊSO Bruto (kg)
1750	04 (Brasil)	60	1/15	220	3.600	60	220	AE 3470E	13.25	R-22	12.4	12.9
2500	06 (Eberle)	60	1/8	220	3.600	60	220	AJ 5510F	18.60	R-22	19.8	20.6

		VENTILADORES					CONJUNTO (AC)				
A.C.	Nº de Pás	R.P.M.		Capac. de kcal/h	Consumo AMP. WATT	Eficiência Térmica kcal/Watt	Recirc. de ar m³/h	Remoção Umidade l/h	PESO		
		Baixa	Alta						Liq. (kg)	Bruto (kg)	
1750	33	06	1460 min	1620	1750	950	1.8	350	0.8	29.5	32.0
			1600 max	1720							
2500	40	06	1000 min	1100	2500	1300	1.9	450	1.0	62.0	71.0
			1050 max	1150							

TABELA 3 - Características técnicas dos aparelhos condicionadores de ar.

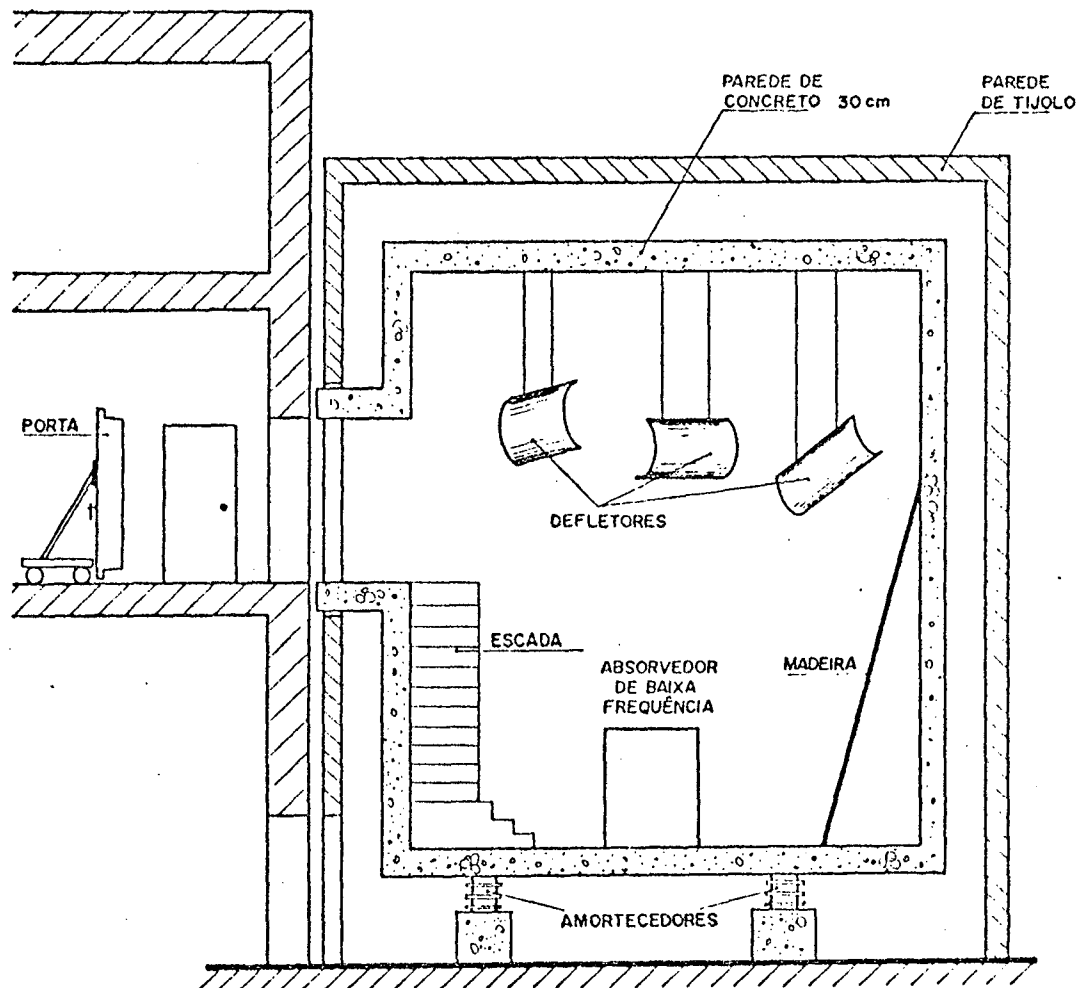


Figura 4 - Vista simplificada da câmara reverberante do Laboratório de Vibrações e Acústica LVA-UFSC.

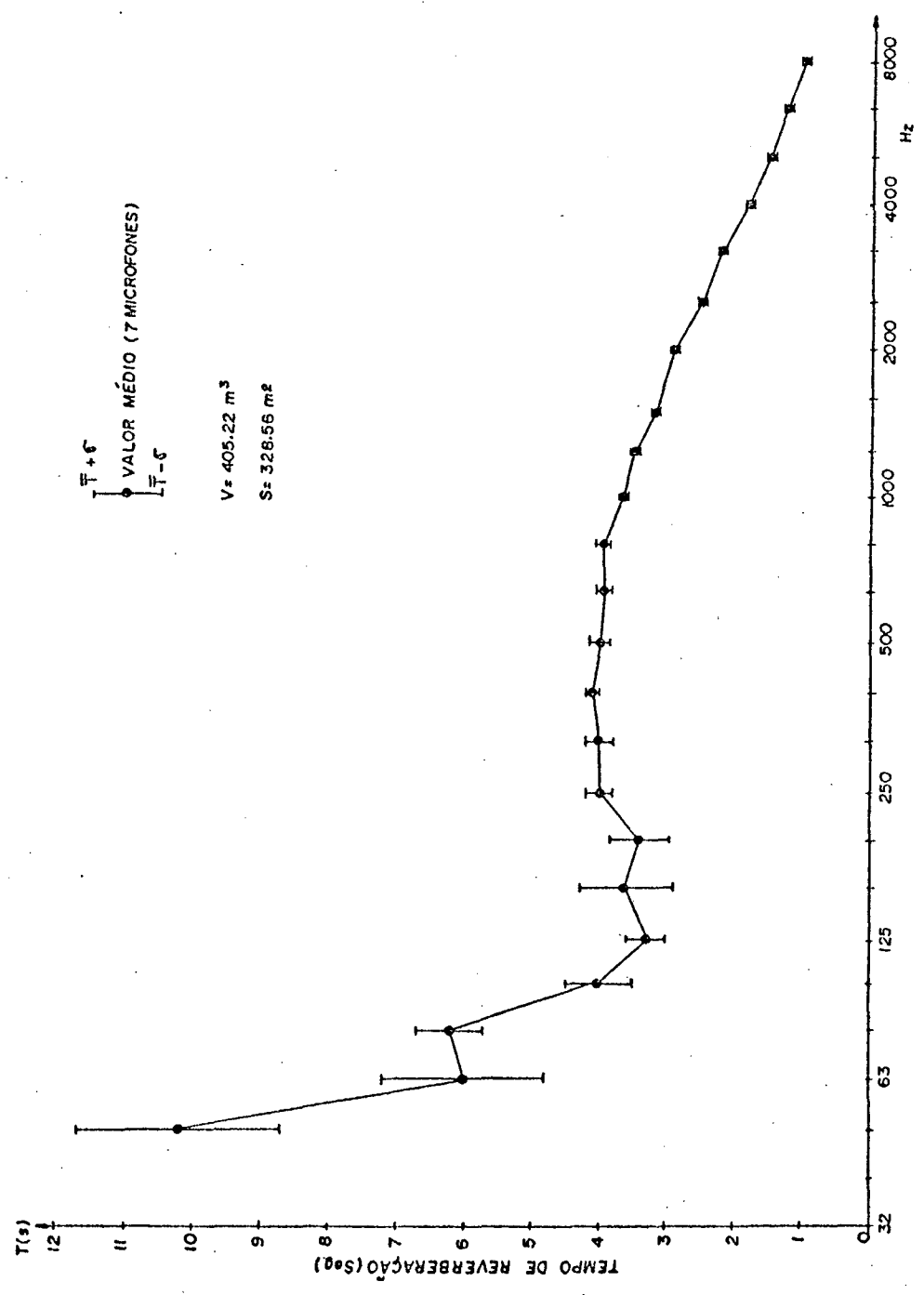


Figura 5 - Tempo de reverberação da câmara reverberante do LVA-UFSC.

senal(B&K HP 1001), conforme esquema da Figura 6.

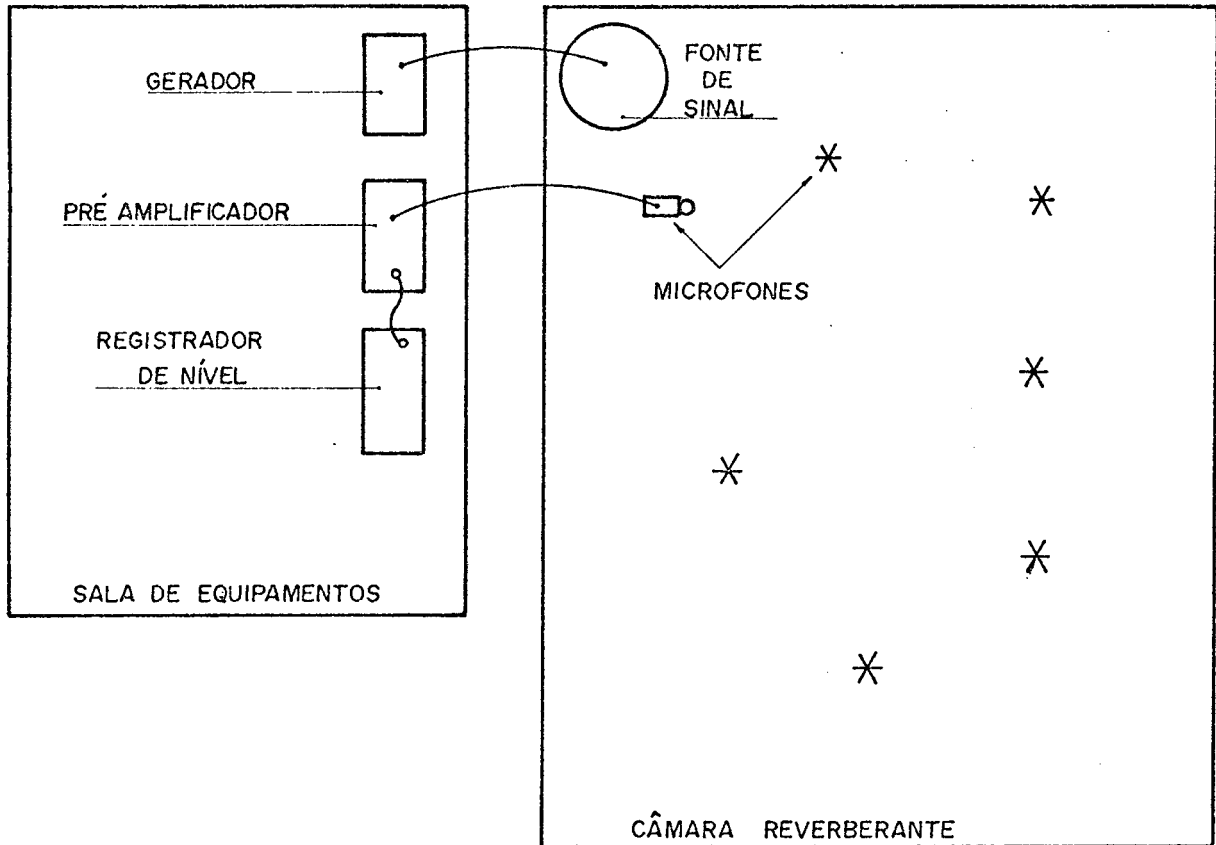


Figura 6 - Esquema de montagem para medição do tempo de reverberação.

Para obtenção do valor médio e desvio padrão[24] foram obedecidas as seguintes equações:

$$\bar{X} = (1/N) \sum_{j=1}^N X_j \quad (15)$$

$$\sigma_x = (1/\sqrt{N-1}) \cdot [(\sum_{j=1}^N (X_j)^2) - N(\bar{X})^2]^{1/2} \quad (16)$$

onde:

N - Número de valores.

\bar{X} - Valor médio.

X_j - j-ésimo valor.

σ_x - Desvio padrão.

Para o tempo de reverberação médio, ter-se-á pela equação (15)

$$\bar{T} = (1/N) \sum_{j=1}^N T_j \quad (17)$$

onde:

\bar{T} - Tempo de reverberação médio.

N - Número de microfones.

T_j - j-ésimo tempo de reverberação, relativo ao j-ésimo microfone para banda de frequência em terço de oitava.

Para o desvio padrão, segundo a equação (16), tem-se:

$$\sigma_t = (1/\sqrt{N-1}) [(\sum_{j=1}^N (T_j)^2) - N(\bar{T})^2]^{1/2} \quad (18)$$

Em seguida foram medidos os níveis de pressão sonora (NPS) em cada banda de um terço de oitava, tanto para o aparelho de Tipo I (1750 kcal/h), quanto para o aparelho Tipo II (2500 kcal/h); ambos os casos obedeceram ao esquema de medição apresentado conforme esquema da Figura 7.

As medições foram realizadas durante a madrugada, quando o nível de pressão sonora do ruído de fundo apresentado na Figura 8 é bem menor, para se garantir a diferença mínima exigida por norma, entre o nível da pressão sonora do ruído de fundo e o nível de pressão sonora do ruído irradiado pelo aparelho.

Para obtenção do nível de pressão sonora médio, segundo a equação (15) tem-se:

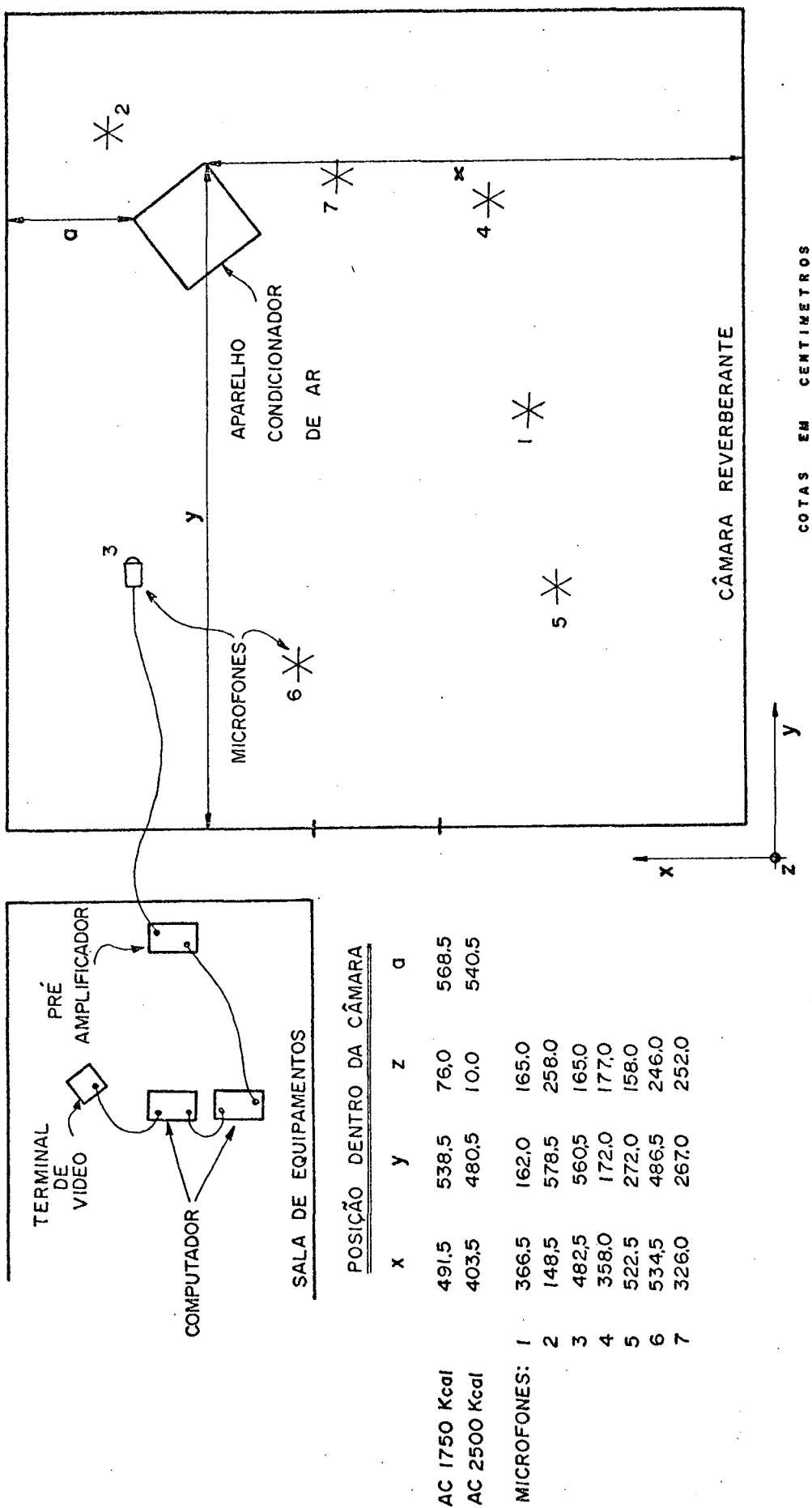


Figura 7 - Esquema de montagem para medição do nível de pressão sonora, com os aparelhos condicionadores de ar dentro da câmara reverberante.

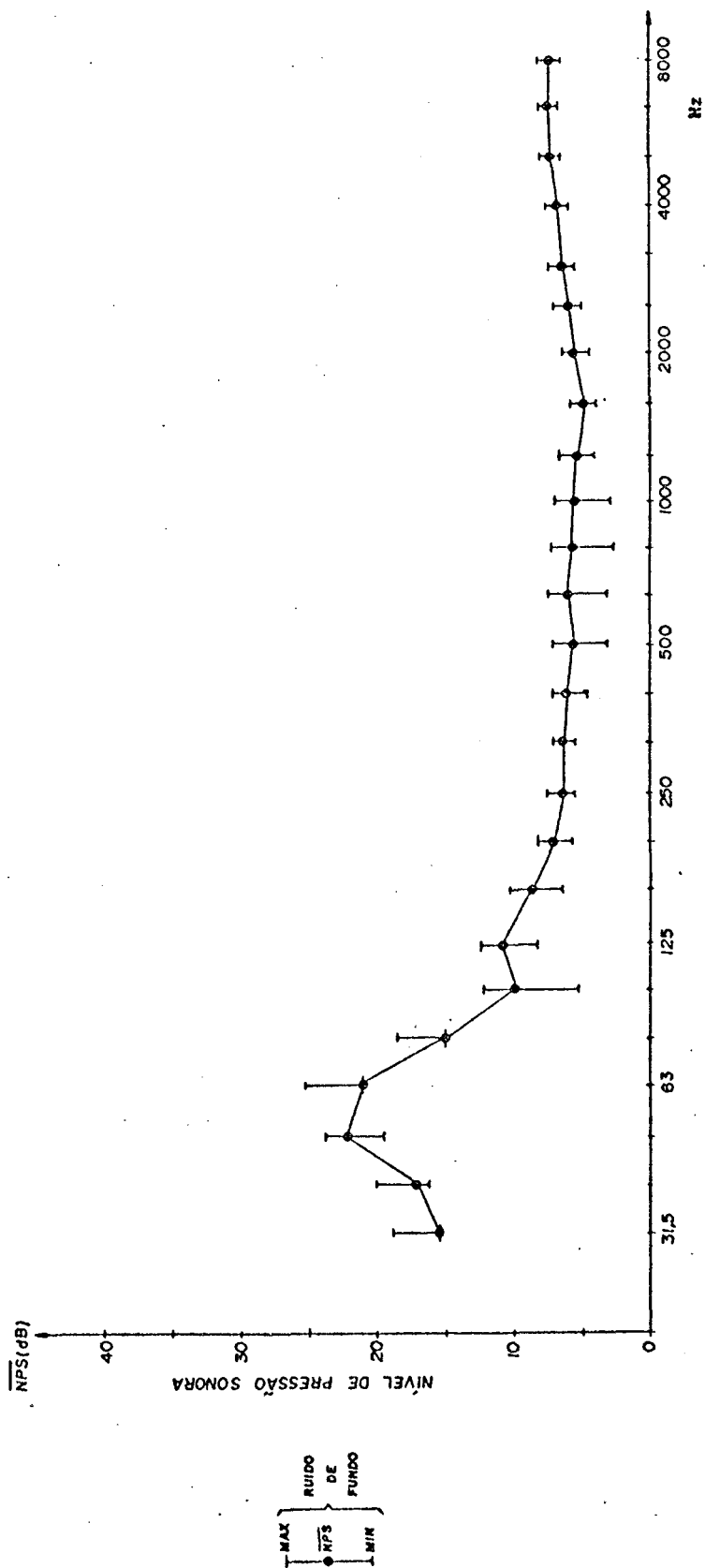


Figura 8 - Nível de pressão sonora do ruído de fundo, medido durante a madrugada.

$$\overline{NPS} = 10 \log_{10} \left(\overline{p^2/p_0^2} \right) = 10 \log_{10} \left[\left(\frac{1}{N} \right) \sum_{j=1}^N 10^{\frac{NPS_j}{10}} \right] \quad (19)$$

onde:

\overline{NPS} - Nível de pressão sonora médio.

NPS_j - Nível de pressão sonora relativo ao j-ésimo microfone para cada banda de frequência em terço de oitava.

N - Número de microfones.

$\overline{p^2}$ - Valor médio da pressão quadrática.

p_0^2 - Valor quadrático da pressão de referência, igual a 20 micro-Pascals (20 μ Pa).

Para o desvio padrão, segundo a equação (16) tem-se:

$$\sigma_p = \frac{1}{\sqrt{N-1}} \left[\left(\sum_{j=1}^N 10^{\frac{NPS_j}{5}} \right)^2 - N \cdot 10^{\frac{2 \overline{NPS}}{5}} \right]^{1/2} \quad (20)$$

Note que σ_p não é obtido em dB, para convertê-lo em dB pode-se expressar os dois limites, máximo e mínimo, em torno do valor médio, como:

$$\left(\overline{p^2/p_0^2} \right)_{\substack{\text{máx} \\ \text{mín}}} = \overline{p^2/p_0^2} \pm n \sigma_p = \overline{p^2/p_0^2} \cdot [1 \pm n \sigma_p / \overline{p^2/p_0^2}] \quad (21)$$

Para obter-se $\left(\overline{p^2/p_0^2} \right)_{\substack{\text{máx} \\ \text{mín}}}$ como um nível, toma-se o seu logaritmo decimal

$$10 \log_{10} \left(\overline{p^2/p_0^2} \right)_{\substack{\text{máx} \\ \text{mín}}} = 10 \log_{10} \left(\overline{p^2/p_0^2} \right) + 10 \log_{10} [1 \pm n \sigma_p / \overline{p^2/p_0^2}] \quad (22)$$

O primeiro termo do lado direito da equação (22) é o nível de pressão sonora (NPS), portanto, identifica-se o segundo termo como sendo o desvio padrão em db.

Quando $n = 1$, teremos

$$\sigma_p^+ = 10 \log_{10} [1 + \sigma_p / \overline{(p^2/p_0^2)}] \text{ dB} \quad (23)$$

$$\sigma_p^- = 10 \log_{10} [1 - \sigma_p / \overline{(p^2/p_0^2)}] \text{ dB} \quad (24)$$

A equação (24) só é considerada caso $\sigma_p / \overline{(p^2/p_0^2)} < 1$, e como pode-se ver da equação (19):

$$\overline{(p^2/p_0^2)} = 10^{\frac{\overline{\text{NPS}}}{10}} \quad (25)$$

Agóra obter-se-á o nível de potência sonora (NWS), segundo [23] a equação:

$$\begin{aligned} \text{NWS}_j = \text{NPS}_j - 10 \log_{10} (T_j/T_0) + 10 \log_{10} (V/V_0) + 10 \log_{10} (1 + S \lambda_j / 8V) \\ - 10 \log_{10} (B/1000) - 14 \text{ dB} \end{aligned} \quad (26)$$

onde:

NWS_j - Nível de potência sonora relativo ao j -ésimo microfone, para cada banda de frequência em terço de oitava.

NPS_j - Nível de pressão sonora relativo ao j -ésimo microfone, para cada banda de frequência em terço de oitava.

T_j - Tempo de reverberação relativo ao j -ésimo microfone, para cada banda de frequência em terço de oitava.

T_0 - É igual a 1 segundo.

V - Volume da câmara em metros cúbicos.

V_0 - É igual a 1 metro cúbico.

S - Área da superfície da câmara em metros quadrados.

λ_j - j-ésimo comprimento de onda relativo a cada frequência central em terço de oitava.

B - pressão barométrica em milibars.

Para obter-se o nível de potência sonora (NWS) médio, segue-se a equação (15) e obtém-se:

$$\overline{NWS} = 10 \log_{10} (\overline{W}/W_0) = 10 \log \left[(1/N) \sum_{j=1}^N 10^{\frac{NWS_j}{10}} \right] \quad (27)$$

onde:

\overline{W} - Valor de potência sonora média.

W_0 - Valor de potência sonora de referência, igual a 1×10^{-12} watts.

Assim, obtém-se a partir da equação (16), o desvio padrão do nível de potência sonora como:

$$\sigma_w = (1/\sqrt{N-1}) \cdot \left[\left(\sum_{j=1}^N 10^{\frac{NWS_j}{5}} \right)^{1/2} - N \cdot 10^5 \right] \quad (28)$$

Portanto, para um desvio padrão do nível de potência sonora tem-se:

$$\sigma_w^+ = 10 \log \left[1 + \sigma_w / (\overline{W}/W_0) \right] \quad \text{dB} \quad (29)$$

$$\sigma_w^- = 10 \log \left[1 - \sigma_w / (\overline{W}/W_0) \right] \quad \text{dB} \quad (30)$$

A equação (30) só é considerada desde que $\sigma_w / (\overline{W}/W_0) < 1$, além de saber-se que:

$$\left(\overline{W}/W_0 \right) = 10^{\frac{\overline{NWS}}{10}} \quad (31)$$

A frequência de passagem das pás para cada tipo de aparelho, veja Tabela 3, foi calculada segundo[6] a equação:

$$F_{pp} = \text{RPM} \cdot N_p / 60 \cdot H_z \quad (32)$$

onde:

RPM - Número de rotações por minuto do ventilador.

N_p - Número de pás do ventilador.

3.3 - RESULTADOS.

As medições do nível de pressão sonora dos condicionadores de ar, foram realizadas na câmara reverberante do LVA-UFSC, para posterior cálculo do nível de potência sonora segundo equação(26), para três situações diferentes, a saber:

Para o TIPO II(2500 kcal/h)

1 - Ventilação alta máxima.

2 - Refrigeração alta máxima.

3 - Ventilação alta máxima - só ventilador radial.

Os níveis de potência sonora, para estas condições são apresentados na Figura 9. Na condição 3 só estava montado o ventilador radial de 40 pás, quando foi retirado o ventilador axial de 6 pás.

Para o TIPO I(1750 kcal/h)

1 - Ventilação alta máxima.

2 - Aquecimento alto máximo.

3 - Refrigeração alta máxima.

Estas condições tem seus níveis de potência sonora apresentados na Figura 10. Também foram realizados para o Tipo I as seguintes medições:

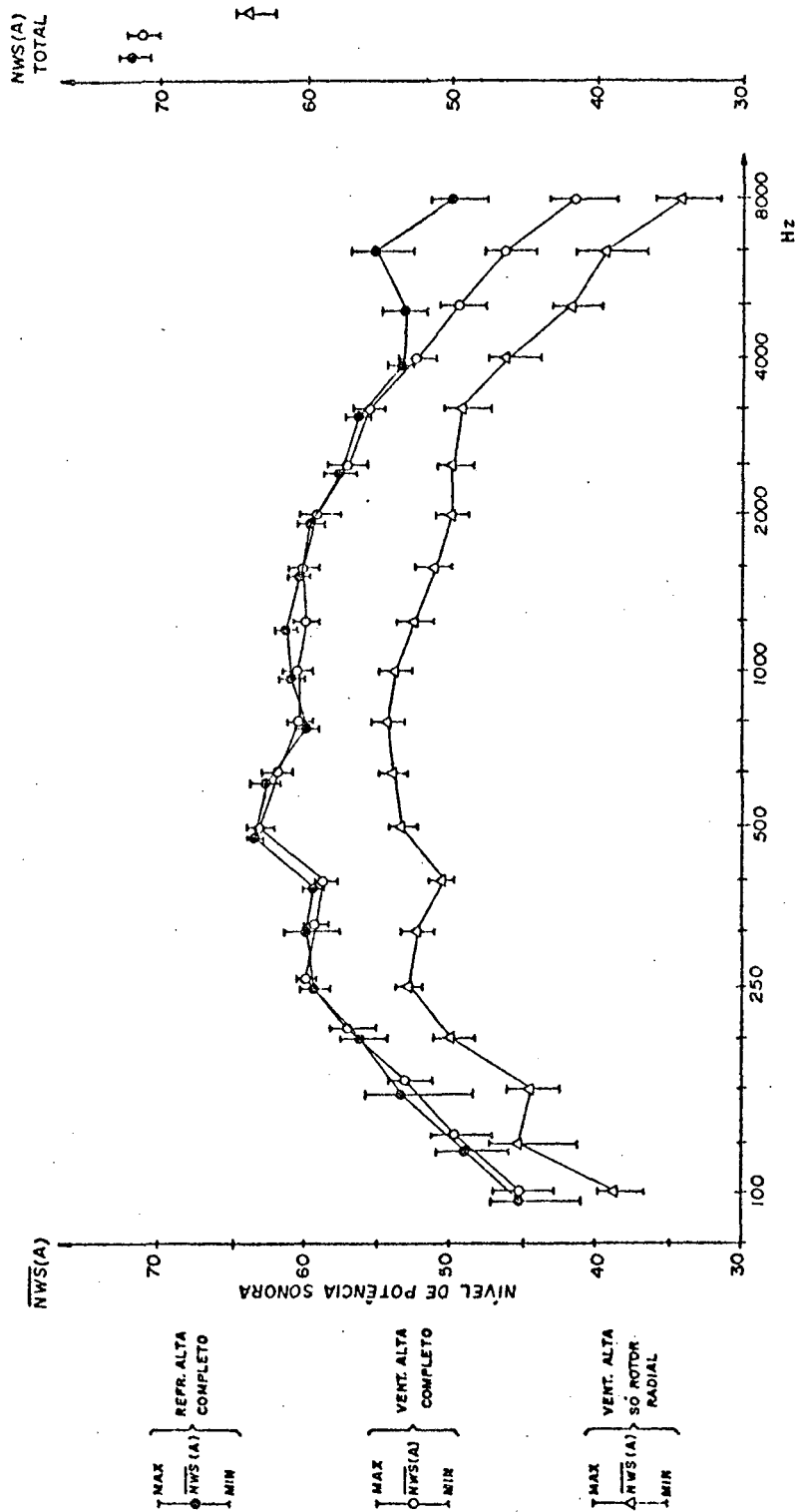


Figura 9 - Nível de potência sonora para três condições de funcionamento do condicionador de ar TIPO I (2500 kcal/h): a) Refrigeração alta-completo; b) Ventilação alta-completo; c) Ventilação alta - só rotor radial.

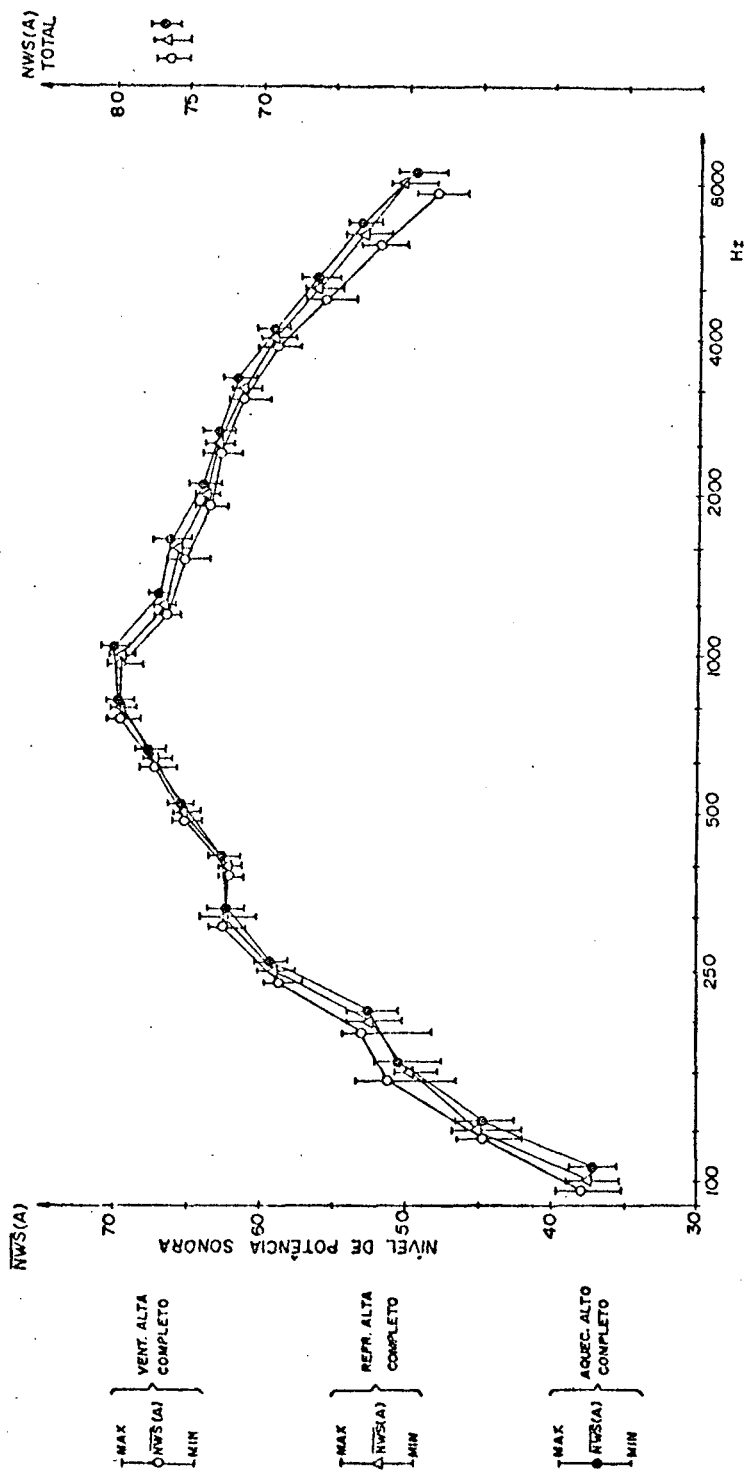


Figura 10 - Nível de potência sonora para três condições de funcionamento do condicionador de ar TIPO II (1750 kcal/h): a) Ventilação alta-completo; b) Refrigeração alta-completo; c) Aquecimento alto-completo.

A - Refrigeração - só o compressor.

B - Ventilação alta máxima - só ventilador radial.

C - Ventilação alta máxima - só ventilador axial.

Que tem seus níveis de potência sonora apresentados na Figura 11.

Para a condição A são retirados os dois ventiladores, ficando em funcionamento apenas o motocompressor; na condição B foi retirado o ventilador axial, estando funcionando apenas o ventilador radial, e instalado o ventilador axial.

3.4 - CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS.

Neste capítulo são apresentados os resultados das medições do tempo de reverberação da câmara reverberante do LVA-UFSC, e os níveis de pressão sonora, que foram utilizados na obtenção dos níveis de potência sonora irradiada pelos aparelhos do Tipo I e Tipo II, com a finalidade de se identificar as fontes principais de ruído, na faixa de 100 a 8.000 Hz.

Pode-se observar pela Figura 9, que para o condicionador de ar Tipo I, para as condições de ventilação alta máxima e refrigeração alta máxima, praticamente não há diferença entre os espectros, a não ser para as bandas de frequências de 5.000, 6.300 e de 8.000 Hz, onde os níveis de potência sonora para refrigeração são um pouco mais elevados, em torno de 3.5, 9.0 e 8.5 dB(A), respectivamente.

Ainda observa-se que o nível total de 72.0 dB(A), é praticamente o mesmo para ambas condições, e apresentam um nível máximo de 63.0 dB(A) na banda de 500Hz.

Para a condição de ventilação alta máxima - só ventilador radial, observa-se um nível total de 64.0 dB(A), e um nível

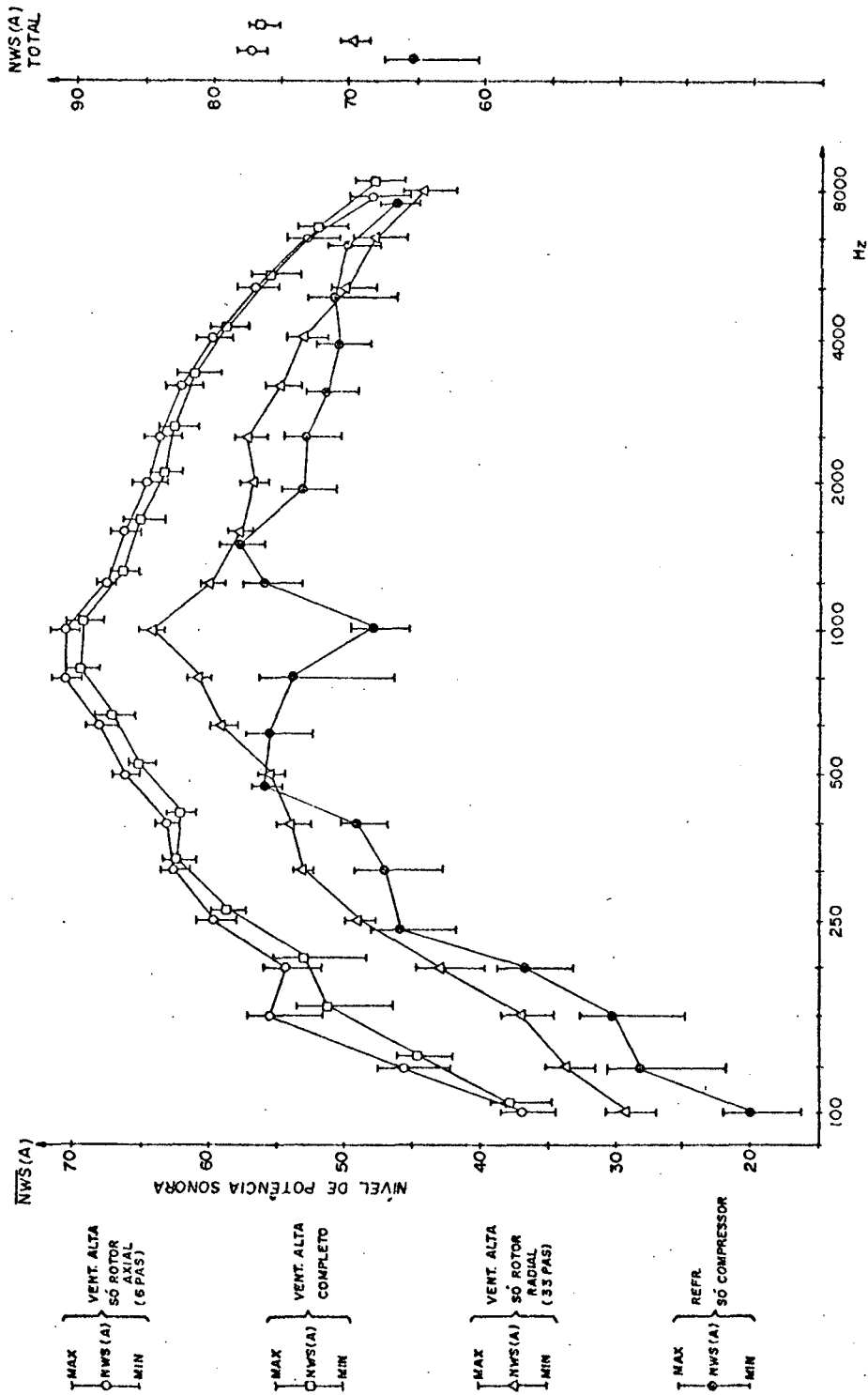


Figura 11 - Nível de potência sonora para quatro condições de funcionamento do condicionador de ar TIPO II(1750 kcal/h): a) Ventilação alta - só rotor axial; b) Ventilação alta-completo; c) Ventilação alta-completo - só rotor radial; d) Refrigeração - só compressor.

máximo de 54.5 dB(A) na banda de 800Hz, devido a frequência de passagem das pás para esta condição de funcionamento (veja Tabela 3).

Pode-se notar ainda, que o espectro para a condição 3 apresenta-se praticamente plano entre as bandas de frequência de 500 a 1.250Hz.

Pela Figura 10, pode-se observar que praticamente não há diferença entre os níveis de potência sonora, quando da mudança da condição de funcionamento do aparelho do Tipo I (1750kcal/h). Nota-se ainda que os valores máximos ocorrem nas bandas de 800 e 1.000Hz, com nível de aproximadamente 70.0 dB(A), e que o nível total é de aproximadamente 76.0 dB(A).

Na Figura 11, pode-se verificar que a principal fonte de ruído no aparelho condicionador de ar do Tipo I (1750kcal/h), é o ventilador axial de 6 pás, que apresenta praticamente os mesmos níveis de potência sonora que o aparelho completo.

Observa-se uma diferença de aproximadamente 3.0 dB(A) na banda de 160 Hz, que pode ser devido, principalmente a frequência de passagem das pás do ventilador axial, e desbalanceamento no motor elétrico devido a ausência do ventilador radial, na condição medida.

O nível de potência sonora total, dado pelo ventilador radial (condição B), é de aproximadamente 69.5 dB(A), apresentando um valor máximo de 64.5 dB(A), na banda de 1.000 Hz, pico este devido a frequência de passagem das pás.

Para o compressor observa-se um nível total de 65.0 dB(A), estando 4 dB(A) abaixo do nível de potência sonora obtido com o ventilador radial, e 11.0 dB(A), abaixo do nível total obtido com o ventilador axial.

O aumento no valor dos desvios padrões para as medições do ruído emitido pelo motocompressor, é devido ao não funcionamento dos ventiladores, e portanto, o circuito de refrigeração não estando completo provoca um maior aquecimento do compressor, aquecimento este que ativa um protetor térmico que desliga o compressor, ficando assim bastante difícil a obtenção dos níveis de pressão sonora do compressor em regime normal de funcionamento.

Segundo WILSON[25], existem alguns tipos de vibrações associadas com o compressor: - desbalanceamento de forças, e torques, que ocorrem nas baixas frequências e aparecem principalmente nos dois primeiros harmônicos da frequência de rotação; - e vibrações de flexão do corpo, que ocorrem nas altas frequências e provocam a irradiação de ruído.

Não são apresentados os níveis de potência sonora do motor elétrico, que aciona os dois ventiladores, devido ao fato de seus níveis de pressão sonora estarem praticamente no mesmo nível do ruído de fundo.

Como o nível do ruído gerado pelo fluxo de ar através do aparelho é também uma das fontes de ruído, o mesmo não foi medido em separado, uma vez que o nível de potência sonora para os ventiladores apresentado na Figura 11, já leva em consideração a contribuição do ruído gerado pelo fluxo.

CAPÍTULO 4

4 - UTILIZAÇÃO DE ROTORES DE DISCOS PARALELOS.

4.1 - INTRODUÇÃO.

No CAPÍTULO 3 verificou-se que o ventilador convencional é a principal fonte do ruído irradiado por condicionadores de ar.

Neste capítulo estudar-se-ã a substituição dos rotores convencionais do aparelho condicionador de ar do Tipo II(1750kcal/h) por rotores de discos paralelos[9 e 26], com fluxo laminar.

Este ventilador é constituído por um conjunto de discos concentricos, espaçados entre si, com um furo central através de les conforme apresentado no esboço da Figura 12.

Quando os discos são postos a girar, imprime-se um campo de forças inerciais ao fluído contido entre os discos, resultando num fluxo de ar do furo central para o perímetro externo, com aumento de pressão radial, caracterizando-se um sistema de bombeamento de ar, ou seja, um ventilador.

A ausência de frequência de passagem de pás e a preservação das condições de fluxo laminar no pequeno espaço entre os discos garante que este tipo de rotores sejam essencialmente silenciosos.

4.2 - DETERMINAÇÃO DAS DIMENSÕES DOS ROTORES.

Como uma das limitações para a instalação de rotores de discos paralelos, são suas dimensões relativas ao aparelho condicionador de ar, substitui-se o rotor radial por um rotor de fluxo laminar de 30 discos de papel, com diâmetro externo de 160mm e interno de 105mm, espaçados entre si de 1.2mm(veja esboço da Figura

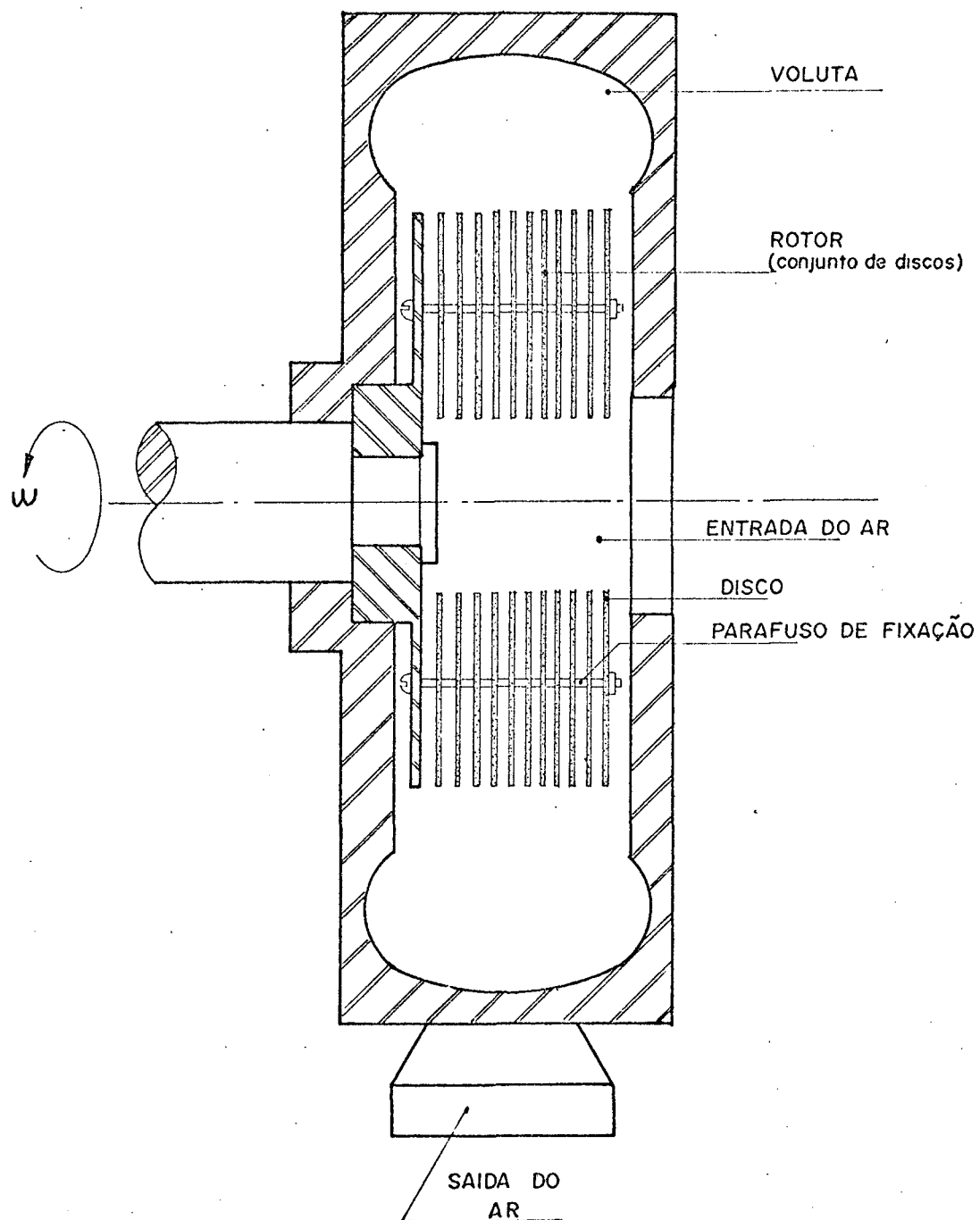


Figura 12 - Esboço do rotor de discos paralelos.

13), obtendo-se uma altura de aproximadamente 60mm para o conjunto de discos.

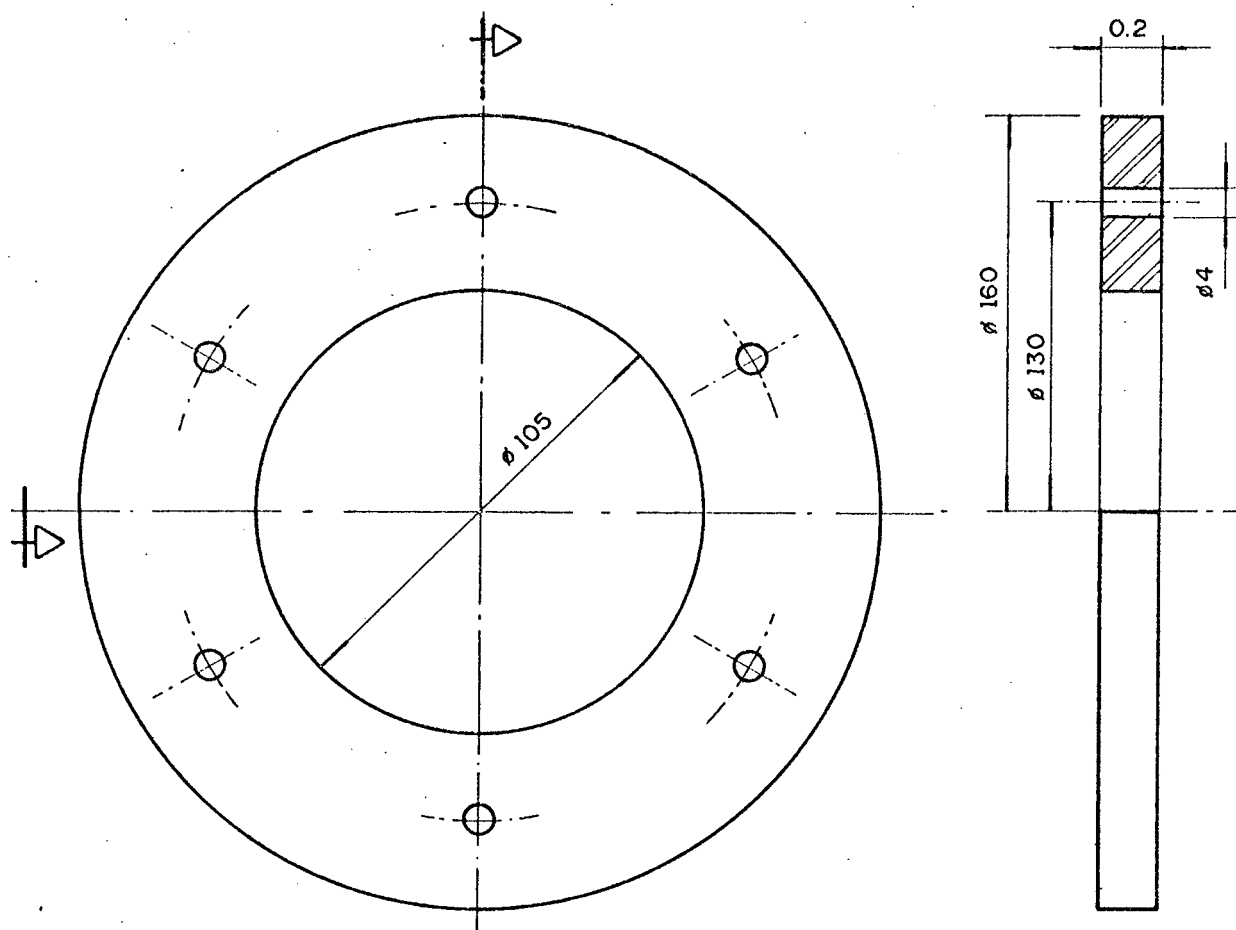


Figura 13 - Esboço do disco do rotor de discos paralelos (material papel).

Quanto ao rotor axial, foi substituído por um rotor de fluxo laminar semi-axial, de 16 discos de alumínio com diâmetro externo de 250mm e interno de 176mm, espaçados entre si de 2.0mm, e com um ângulo de saída de aproximadamente 52 graus (veja esboço da Figura 14), obtendo-se uma altura de aproximadamente 60mm para o conjunto de discos.

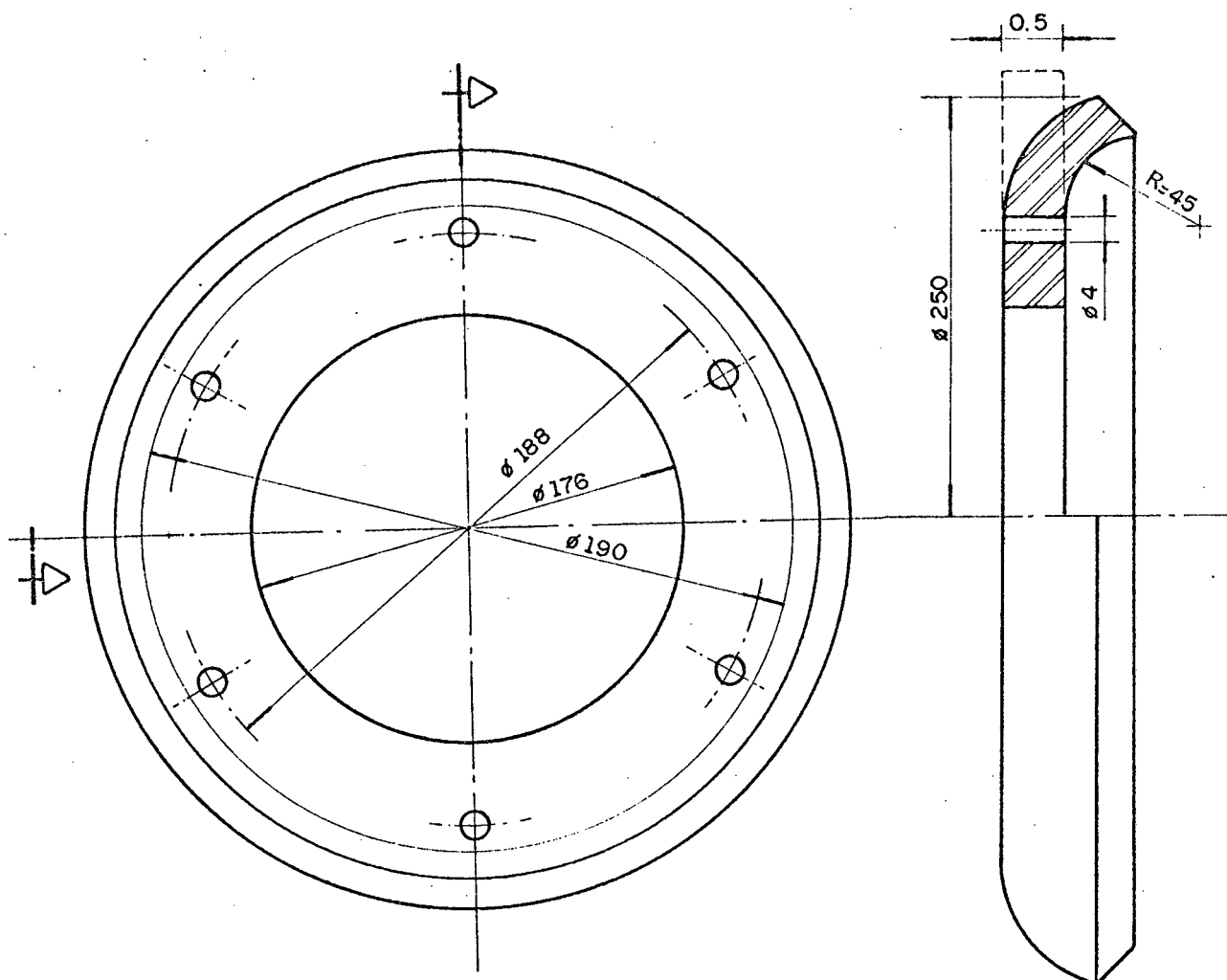


Figura 14 - Esboço do disco do rotor semi-axial
(material alumínio).

4.3 - DETERMINAÇÃO DO NÍVEL DE POTÊNCIA SONORA.

Após a substituição dos rotores originais pelos rotores de discos paralelos na aparelho condicionador de ar Tipo II (1750 kcal/h), passou-se às medições dos níveis de pressão sonora nas bandas de um terço de oitava, e cálculo do nível de potência sonora segundo as equações (26 à 30), apresentadas no CAPÍTULO 3.

Para as medições utilizou-se a câmara reverberante do

LVA-UFSC (veja Figura 4), conforme esquema da cadeia de medição da Figura 15.

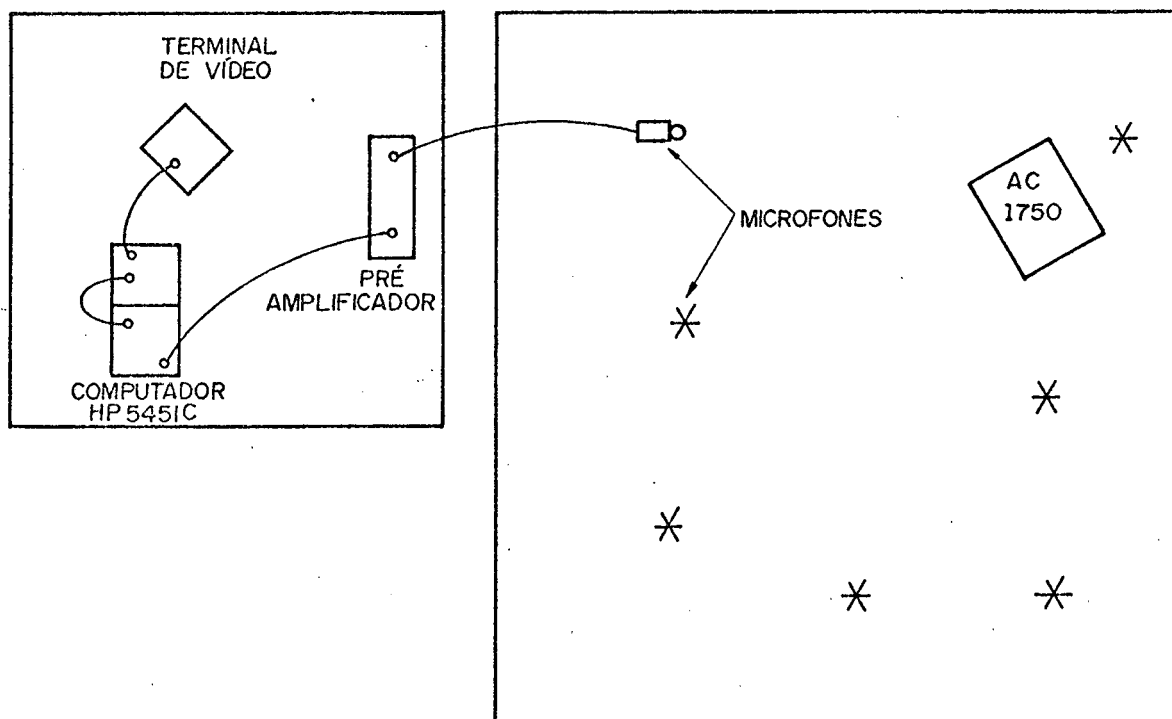


Figura 15 - Esquema de montagem, para medição do Nível de Pressão Sonora do aparelho condicionador de ar TIPO II (1750 kcal/h), com os rotores de discos paralelos, dentro da câmara reverberante do LVA-UFSC.

Na Figura 16 são apresentados os níveis de potência sonora obtidos para as seguintes condições de funcionamento do condicionador de ar:

- 1 - Ventilação alta máxima - rotores originais.
- 2 - Ventilação alta máxima - rotores laminares.
- 3 - Refrigeração alta máxima - rotores laminares.

4.4 - DETERMINAÇÃO DO FLUXO DE AR.

O escoamento isotérmico de um fluido Newtoniano, é

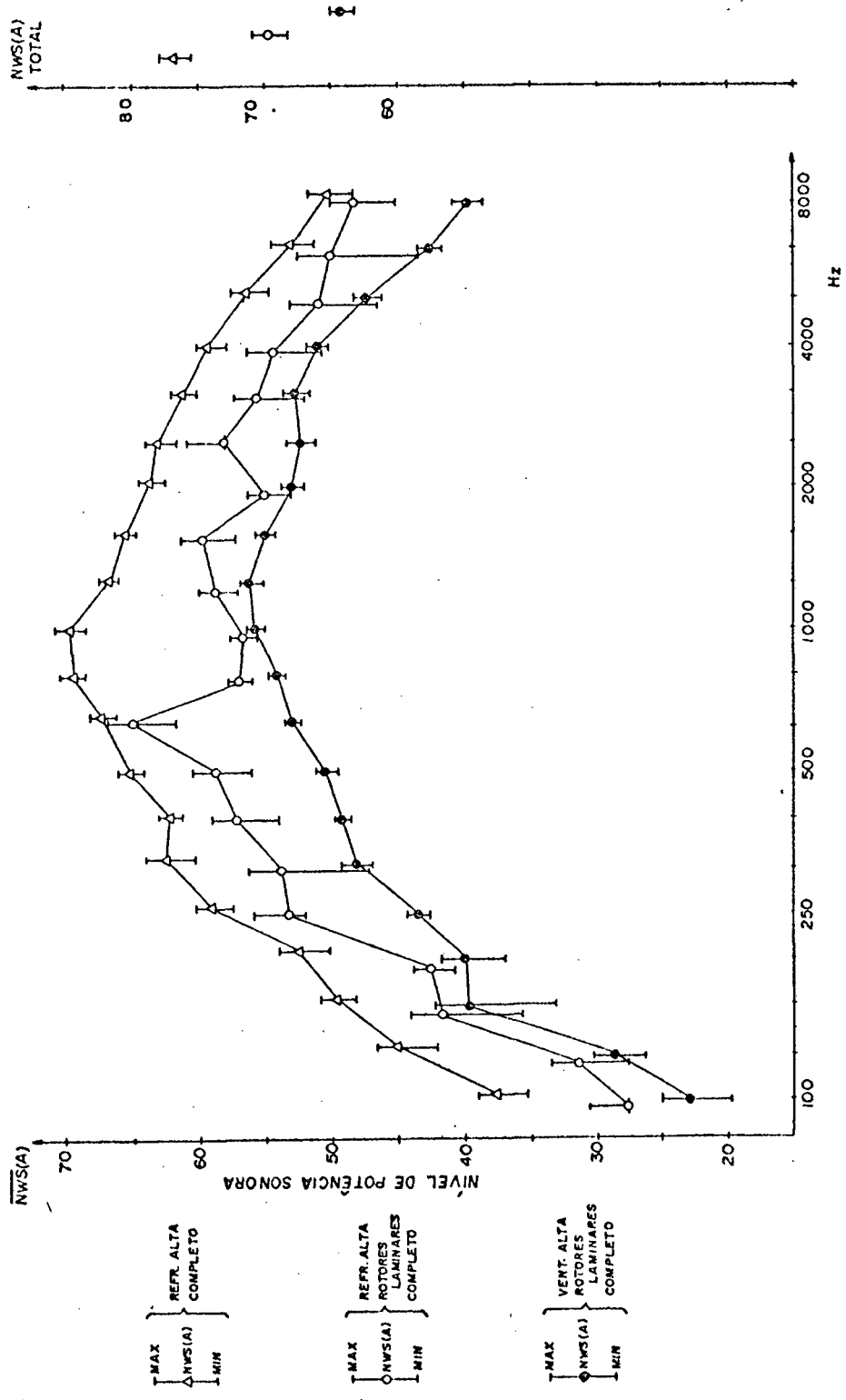


Figura 16 - Nível de potência sonora para três condições de funcionamento do condicionador de ar TIPO II (1750 kcal/h): a) Refrigeração alta-completo; b) Refrigeração alta-completo (rotores de discos paralelos); c) Ventilação alta-completo (rotores de discos paralelos).

governado por três equações básicas de conservação: a da massa, a da energia e a da quantidade de movimento.

Além destas utilizam-se ainda relações termodinâmicas relativas as propriedades do fluido.

Para fluxo unidirecional de fluido, em regime permanente, a equação da continuidade é expressa por:

$$\dot{M} = \rho_1 A_1 V_1 = \rho_2 A_2 V_2 \quad (33)$$

onde,

\dot{M} - Taxa de fluxo de massa.

ρ - Densidade.

A - Área de secção transversal.

V - Velocidade.

Portanto,

$$V_1 = (\rho_2/\rho_1) (A_2/A_1) V_2 \quad (34)$$

Sob as mesmas condições, na ausência de trabalho mecânico e mudança de elevação, a equação da energia é dada por:

$$dP/\rho + VdV = 0 \quad (35)$$

onde,

dP - Diferencial de pressão.

dV - Diferencial de velocidade.

4.4.1 - FLUÍDO INCOMPRESSÍVEL.

Integrando-se a equação(35), entre dois pontos

arbitrários, para o caso de fluido incompressível, obtêm-se:

$$(V_2^2 - V_1^2)/2 = (p_1/\rho - p_2/\rho) \quad (36)$$

que é a equação de BERNOULLI.

Substituindo-se a equação (34) em (36), obtêm-se:

$$V_2 = [2(p_1 - p_2)/(1 - \beta^4)]^{1/2} \quad (37)$$

onde β é a relação entre os diâmetros das secções 2 e 1.

$$\beta^2 = A_2/A_1 = (D_2/D_1)^2 \quad (38)$$

Substituindo-se a equação (37) em (33), obtêm-se a taxa teórica do fluxo de massa, de um fluido incompressível, ou seja:

$$\dot{M}_{ideal} = A_2 [2\rho\Delta P/(1 - \beta^4)]^{1/2} \quad (39)$$

onde:

$$\Delta P = P_1 - P_2 \quad (40)$$

é a diferença de pressão entre as secções 1 e 2.

4.4.2 - FLUÍDO COMPRESSÍVEL.

Integrando-se a equação (35), para um fluido compressível, entre duas secções arbitrárias, obtêm-se:

$$\int_1^2 dP/\rho = -\int_1^2 V dV = (V_2^2 - V_1^2)/2 \quad (41)$$

Para uma transformação termodinâmica isoentrópica, a equação de um gás ideal é dada por:

$$\rho_2/\rho_1 = (p_2/p_1)^{1/\gamma} = (r)^{1/\gamma} \quad (42)$$

onde r é a razão de pressão estática, e γ é a razão de calor específico (C_p/C_v).

Sob esta hipótese a equação (41), fica:

$$\frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2} = \left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right) \cdot (p_1/\rho_1 - p_2/\rho_2) \quad (43)$$

Introduzindo-se a equação (34) em (43), resulta:

$$V_2 = \left[\left(\frac{2\gamma}{\gamma-1}\right) \cdot \frac{p_1 (1-r^{(\gamma-1)/\gamma})}{(1-r^{2/\gamma} \beta^4)} \right]^{1/2} \quad (44)$$

Em termos da taxa teórica do fluxo de massa, têm-se:

$$\dot{m}_{ideal} = \rho_2 A_2 V_2 = A_2 \left[\left(\frac{2\gamma}{\gamma-1}\right) \frac{p_1 \rho_1 (r^{2/\gamma} - r^{(\gamma+1)/\gamma})}{(1-r^{2/\gamma} \beta^4)} \right]^{1/2} \quad (45)$$

Uma outra forma, muito utilizada, de se expressar a equação (45), é substituir nesta, a equação dos gases ideais.

$$p = \rho RT \quad (46)$$

onde,

p - Pressão absoluta.

R - Constante específica dos gases.

T - Temperatura absoluta.

Isto feito, obtém-se:

$$\dot{M}_{ideal} = \frac{A_2 p_1}{RT} \left[\left(\frac{2\gamma}{\gamma-1} \right) \frac{(r^{2/\gamma} - r^{(\gamma+1)/\gamma}) (1-r^{(\gamma+1)/\gamma} \beta^4)}{(1-r^{2/\gamma} \beta^4)} \right]^{1/2} \quad (47)$$

Se, na equação (43), o ponto 1 corresponder ao ponto de estagnação (ponto com velocidade nula e pressão de estagnação p_t), obtém-se:

$$V_2 = \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right) (p_t/\rho_t - p_2/\rho_2) = \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right) p_t/\rho_t \left(1 - \frac{\rho_t p_2}{\rho_2 p_t} \right) \quad (48)$$

que, combinada com a equação (42), resulta:

$$V_2 = \left\{ \left(\frac{2\gamma}{\gamma-1} \right) \frac{p_t}{\rho_t} \left[1 - (p_2/p_t)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \right\}^{1/2} \quad (49)$$

Neste caso obtém-se a taxa teórica do fluxo de massa ($\dot{M} = \rho_2 A_2 V_2$) combinando-se as equações (49, 46 e 42), resultando:

$$\dot{M}_{ideal} = \frac{A_2 p_t}{T_t^{1/2}} \left\{ \frac{(p_2/p_t)^{2/\gamma}}{p_t} \left[1 - \frac{(p_2/p_t)^{(\gamma-1)/\gamma}}{p_t} \right] \right\} \cdot \left[\frac{2\gamma}{(\gamma-1)R} \right]^{1/2} \quad (50)$$

Para simplicidade de notação, pode-se escrever a equação (50), na forma:

$$\dot{M}_{ideal} = \frac{A_2 p_t}{T_t^{1/2}} \Gamma_2 K_\Gamma \quad (51)$$

onde,

$$\Gamma = \left\{ \frac{(p/p_t)^{2/\gamma} \cdot [1 - (p/p_t)^{(\gamma-1)/\gamma}]^{1/2}}{\left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{2/(\gamma-1)} \cdot \left(\frac{\gamma-1}{\gamma+1} \right)} \right\} \quad (52)$$

é a função generalizada da taxa de fluido compressível.

$$K_{\Gamma} = \left\{ \frac{2\gamma}{R(\gamma-1)} \left[\frac{2}{(\gamma+1)} \right]^{2/(\gamma-1)} \cdot \left(\frac{\gamma-1}{\gamma+1} \right)^{1/2} \right\} \quad (53)$$

que para o ar, submetido às condições de atmosfera padrão, vale:

$$K_{\Gamma_{\text{ar}}} = 0.040418 \text{ kg K}^{1/2}/\text{N.s} \quad (54)$$

Note que p_t nas equações (50) e (51) é a pressão isoen_trópica total no medidor de fluxo, definida em geral [27 e 28] como:

$$p_t = p_1 \left[\frac{(1-r)^{\frac{(\gamma+1)}{\gamma}} \beta^4 C_c^2}{1-r^{2/\gamma} \beta^4 C_c^2} \right]^{1/2} \quad (55)$$

C_c é o coeficiente de contração, geralmente considerado igual a unidade, o que, em realidade, só é verdadeiro para o caso ideal.

4.4.3 - COEFICIENTE DE DESCARGA.

Foi estabelecido até agora as taxas teóricas de fluxo de massa, para fluidos compressíveis e incompressíveis. Para se determinar as taxas reais, deve-se corrigir estas equações, visto que o processo de fluxo não é inteiramente reversível, agravado pela turbulência decorrente das adições intencionais de restrições no caminho do fluxo e pela mudança brusca de área nos medidores de fluxo de orifício.

Isto significa que, a área geométrica usada nas equações teóricas da taxa de fluxo, diferem das que ocorrem num fluxo real devido a contração do jato de fluido após a passagem por um orifício ("vena contracta"), alargando-se gradativamente a

seguir. Portanto, a taxa real de fluxo, que é uma função do diferencial de pressão, é fortemente dependente da localização da tomada de pressão, após o orifício do medidor de fluxo.

Define-se o coeficiente de descarga (C_d), para a taxa de fluxo em canais fechados [29], como:

$$C_d = \dot{M}_{\text{real}} / \dot{M}_{\text{ideal}} \quad (56)$$

Usualmente o coeficiente de descarga é apresentado em função do número de Reynolds (Re), definido como:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = 4 \dot{M}_{\text{real}} / \pi D \mu \quad (57)$$

onde,

\dot{M} - Taxa de fluxo de massa.

D - Diâmetro do tubo.

μ - Viscosidade dinâmica do fluido.

A melhor curva de ajuste desenvolvida por BENEDICT [29], para os dados de medidores de orifício da ASME [30], é expressa por um polinômio (cúbico), em termos do logaritmo natural do número de Reynolds (Re):

$$C_d = 0.19436 + 0.152884 (\ln Re) - 0.0097785 (\ln Re)^2 + 0.00020903 (\ln Re)^3 \quad (58)$$

que é proposta para a faixa inteira dos dados da ASME.

O uso do número de Reynolds (Re) amplia as aplicações do coeficiente de descarga (C_d) e da taxa de fluxo de massa (\dot{M}), incluindo fluidos compressíveis e incompressíveis, independentemente

dentemente das relações geométricas (β) do medidor de fluxo de orifício.

4.5 - MEDIÇÕES E RESULTADOS.

A taxa real de fluxo de massa nos experimentos realizados, foi obtida a partir de medições de pressão em medidor de orifício e da utilização das equações (51 à 58).

Para obtenção dos valores de pressão nos pontos 0, 1 e 2 do esquema de montagem da Figura 17, foi utilizado um micromanômetro inclinado, esboçado na Figura 18. A diferença de pressão foi obtida pela leitura do valor de variação de altura do fluido (álcool misturado com azul metileno, com densidade média igual a 0.82), levando-se em conta a inclinação.

As Tabelas 4 e 5 apresentam as taxas reais de fluxo de massa de ar para os rotores convencionais e de discos paralelos, respectivamente. Ambos acionados pelo motor elétrico original do aparelho condicionador de ar, à 1.720 RPM.

A Tabela 6 apresenta os resultados para o rotor de discos paralelos, quando se substituiu o motor elétrico original por um outro com uma rotação de 3.470 RPM.

Para simplicidade de análise, estes resultados tabelados estão apresentados graficamente na Figura 19.

4.6 - CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS.

Na Figura 16 observa-se que para a condição de ventilação alta, com os rotores de discos paralelos instalados, tem-se uma redução de aproximadamente 12.0dB(A) no nível de potência sonora, em relação a condição de ventilação alta máxima, com os rotores originais do aparelho condicionador de ar Tipo II (kcal/h).

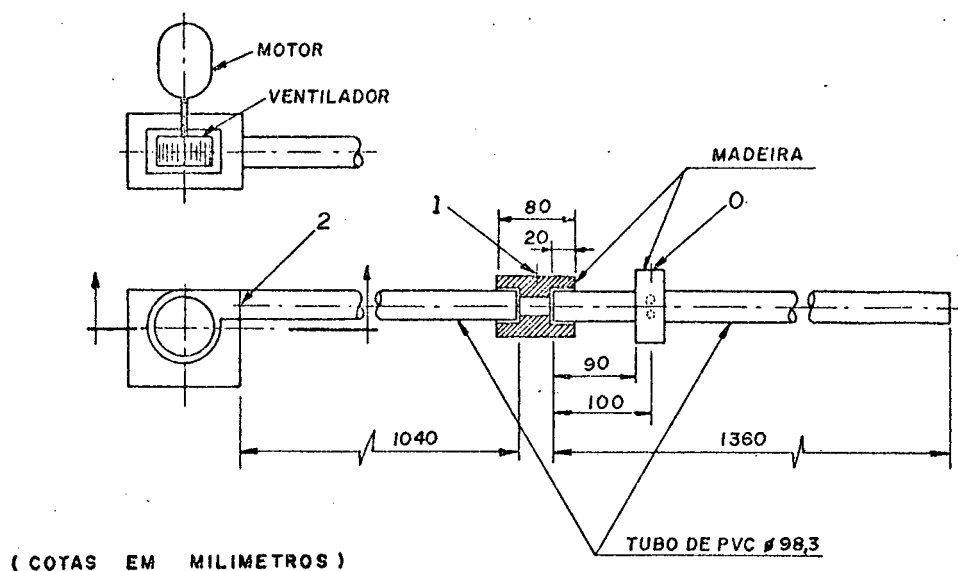


Figura 17 - Esquema da montagem para medição da pressão, utilizando medidor de orifício.

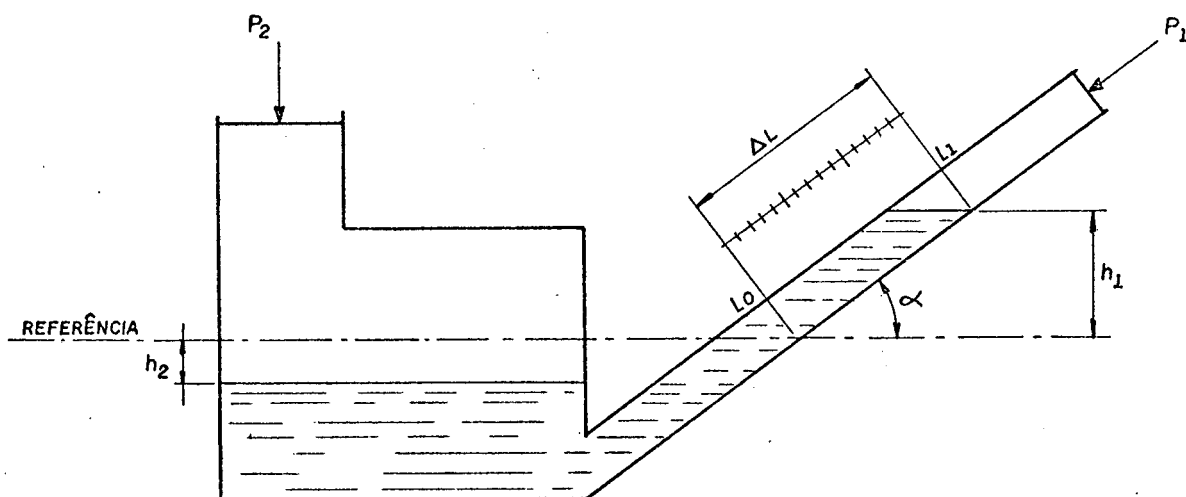


Figura 18 - Esquema do micromanômetro inclinado usado para medição da pressão.

VENTILADOR RADIAL 33 PAS ORIGINAL 1720 RPM

VALORES

TEMPERATURA CELCIUS	ρ H ₂ O Kg/m ³	ρ LIQ Adm.	μ Pa.s	γ Adm.	ρ ar Kg/m ³	ϕ TUBO mm	REF. mm	α Adm.
24,00	997,21	0,82	1,84089E-05	1,40	1,18974	98,30	3,50	0,20

ϕ FURO mm	DL2 mm	DL1 mm	DL01 mm	PRESSÃO Pa	FLUXO m ³ /h	Cd Adm.	REYNOLDS Adm.
77,0	81,5	81,0	42,0	125,10	209,35	9,681114E-01	4,868106E+04
68,5	86,0	101,5	60,0	132,31	180,91	9,659105E-01	4,206658E+04
61,6	92,0	117,0	75,0	141,93	156,07	9,635565E-01	3,629088E+04
53,3	101,0	130,0	94,0	156,37	126,02	9,599122E-01	2,930284E+04
40,5	110,0	134,0	110,0	170,80	75,77	9,500700E-01	1,761792E+04
32,7	114,0	131,0	115,0	177,22	49,61	9,405425E-01	1,153549E+04
0,0	120,0	120,0	0,0	186,84	0,0	0,0	0,0

TABELA 4 - Listagem dos valores de pressão medidos e fluxo de ar calculado para o ventilador original.

VENTILADOR LAMINAR 30 DISCOS ESP. 1.2mm 1720 RPM

VALORES

TEMPERATURA CELOIUS 24,00	ρ H ₂ O Kg/m ³ 997,21	ρ LIQ Adm. 0,82	μ Pa.s 1,84089E-05	γ Adm. 1,40	ρ ar Kg/m ³ 1,18974	ϕ TUBO mm 98,30	REF. mm 3,50	α Adm. 0,20
---------------------------------	--	----------------------------	------------------------------	--------------------------	---	----------------------------	--------------------	--------------------------

ϕ FURO mm	DL2 mm	DL1 mm	DL01 mm	PRESSÃO Pa	FLUXO m ³ /h	Cd Adm.	REYNOLDS Adm.
77,0	38,0	31,0	52,5	22,45	154,68	9,634100E-01	3,596829E+04
68,5	50,0	44,0	70,5	32,08	131,56	9,606681E-01	3,059116E+04
61,6	62,5	58,0	86,0	42,10	113,03	9,579488E-01	2,628222E+04
53,3	79,0	76,0	103,0	55,33	89,66	9,535146E-01	2,084778E+04
40,5	99,0	97,0	116,0	71,37	52,96	9,420964E-01	1,231515E+04
32,7	107,0	106,5	120,0	77,78	34,48	9,313286E-01	8,017076E+03
0,0	112,0	112,0	0,0	81,79	0,0	0,0	0,0

TABELA 5 - Listagem do valores de pressão medidos e fluxo de ar calculado para o ventilador com rotor de fluxo laminar instalado com o mesmo motor elétrico do condicionador de ar.

VENTILADOR LAMINAR 30 DISCOS 1.2mm 3470 RPM

VALORES

TEMPERATURA CELCIUS	ρ H ₂ O Kg/m ³	ρ LIQ Adm.	μ Pa.s	γ Adm.	ρ ar Kg/m ³	ϕ TUBO mm	REF. mm	α Adm.
24,00	997,21	0,82	1,84089E-05	1,40	1,18974	98,30	3,50	0,20
ϕ FURO mm	DL2 mm	DL1 mm	DL01 mm	PRESSÃO Pa	FLUXO m ³ /h	Cd Adm.	REYNOLDS Adm.	
77,0	50,0	38,0	74,0	74,58	284,49	9,723383E-01	6,615346E+04	
68,5	71,0	61,0	106,0	108,26	244,74	9,703295E-01	5,690959E+04	
61,6	90,5	83,0	130,0	139,53	208,53	9,680537E-01	4,848956E+04	
53,3	116,0	113,0	156,0	180,43	164,34	9,643944E-01	3,821409E+04	
40,5	144,0	142,0	168,0	225,33	94,62	9,545776E-01	2,200223E+04	
32,7	155,0	153,0	172,0	242,97	61,32	9,454664E-01	1,425799E+04	
0,0	172,0	172,0	0,0	270,24	0,0	0,0	0,0	

TABELA 6 - Listagem dos valores de pressão medidos e fluxo de ar calculado para o ventilador com rotor de fluxo laminar instalado com um motor elétrico de rotação mais elevada.

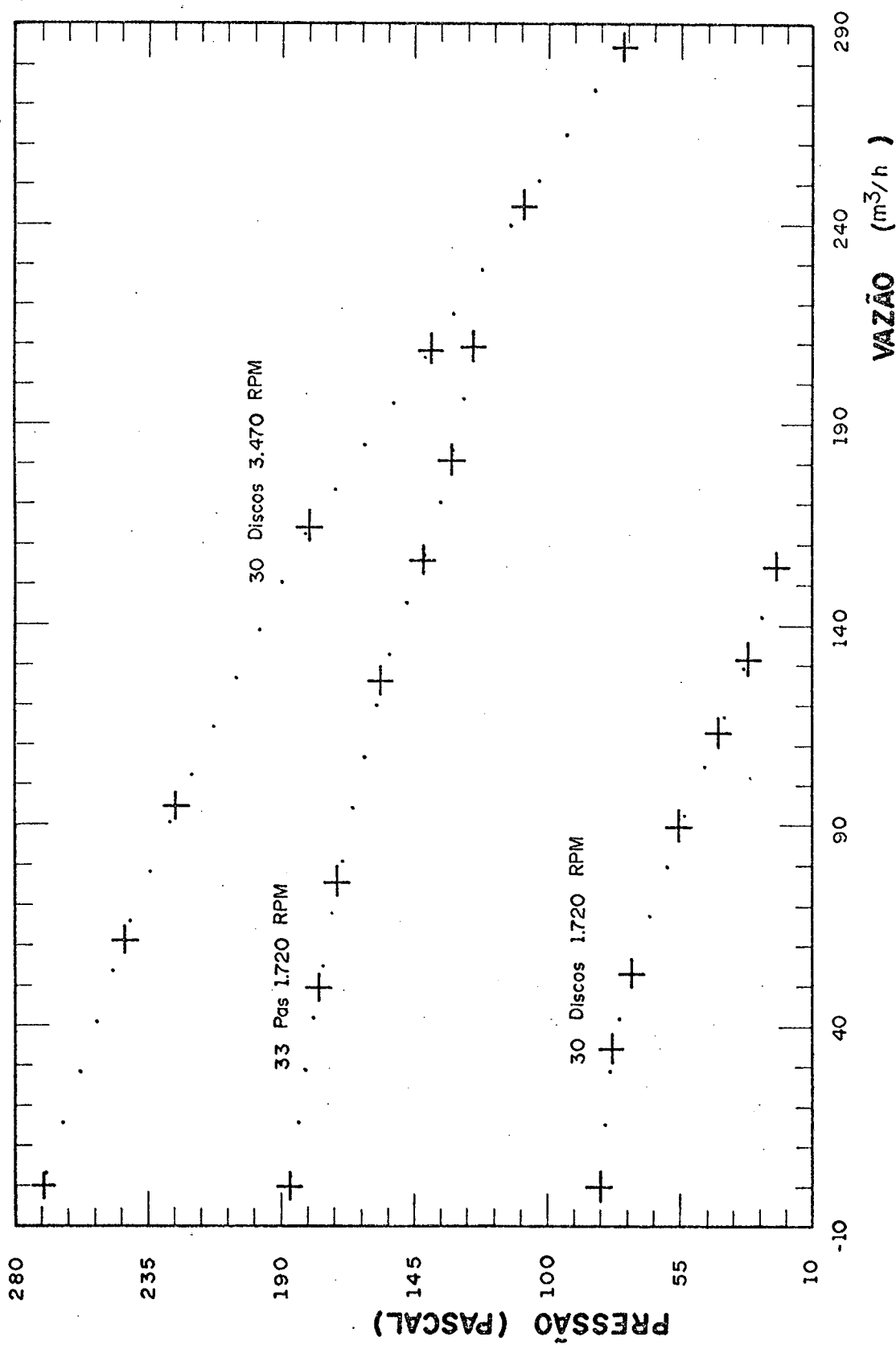


Figura 19 - Curvas vazão x pressão, comparativas entre rotor original (33 pás) e rotor de discos paralelos (30 discos).

O valor máximo do nível de potência sonora para os rotores de discos paralelos é de 56.0dB(A), na banda de 1.250 Hz, contra o valor máximo de 69.5dB(A) na banda de 1.000 Hz, para os rotores originais.

Com os rotores de discos paralelos nota-se um aumento do nível de potência sonora total de 64.5 dB(A), para 69.5 dB(A), quando se passa da condição de ventilação alta máxima, para a condição de refrigeração alta máxima, devido a entrada em funcionamento do motocompressor.

Observa-se ainda que nas bandas de 250 até 360 Hz, estes níveis de potência sonora diferem de aproximadamente 9.0 dB(A), enquanto que na faixa de 2.500 a 8.000 Hz, diferem de aproximadamente 4.0 db(A).

Para a condição de refrigeração alta máxima, observa-se que o valor máximo de 65.0 db(A) para o nível de potência sonora, ocorre na banda de 360 Hz, tornando-se o motocompressor a principal fonte de ruído no aparelho condicionador de ar.

Para obtenção de dados comparativos, foi realizada a medição do fluxo de ar dado pelo ventilador radial original e para o ventilador com o rotor de discos paralelos, veja Figura 19.

Observando-se esta figura nota-se que:

- o aumento da rotação de 1.720 para 3.470 RPM, provoca, em média, um aumento de 1.83 vezes na taxa de fluxo de ar, o que atende as necessidades operacionais do condicionador de ar.

- uma relação linear entre a taxa de fluxo e pressão, para o rotor de discos paralelos, o que concorda com os resultados obtidos por MERRY[9 e 26].

Observando-se a Figura 16, nota-se que o espectro do ruído irradiado pelo ventilador de discos paralelos é do tipo ban

da larga. Segundo MERRY, este espectro independe da taxa de flu
xo, a não ser na frequência de passagem dos parafusos de fixação
e por seus harmônicos, quando varia com a potência de 1.7 do flu
xo.

Para o caso em estudo, ao aumentar-se a rotação de 1.720
para 3.470 RPM, ter-se-ia um aumento no nível de potência sonora
de $10 \log_{10} (1.83^{1.7})$, que é aproximadamente igual a 4.5 dB(A) ,
reduzindo-se a diferença no nível total já conseguida de 12.0 dB
(A), para 7.5 dB(A).

CAPÍTULO 5

5 - UTILIZAÇÃO DE SILENCIADOR EXTERNO.

5.1 - INTRODUÇÃO.

O controle do ruído emitido por uma máquina ou sistema, pode usualmente e rapidamente ser efetuado por meio de barreiras ou enclausuramento, desde que o ruído irradiado não envolva fluxo de fluido.

Onde o ruído é uma parte essencial do funcionamento do sistema de entrada e saída de fluido da máquina, e como este fluido é responsável pelo transporte de uma parcela significativa da potência sonora irradiada, torna-se necessário a incorporação de alguma forma de dispositivo para a atenuação do ruído.

Assim, tem-se vários tipos de silenciadores de ruído, que podem ser divididos em duas categorias [11]:

- a) resistivos
- b) reativos

Tipos resistivos efetuam sua atenuação essencialmente na conversão da energia da onda sonora em calor, através da absorção por fricção, dentro de uma camada de microporos na fronteira do dispositivo. Estes silenciadores produzem um espectro de atenuação mais ou menos contínuo, e são assim úteis dentro de uma larga faixa de fontes de ruído industrial.

Os tipos reativos tem pequena ou nenhuma absorção, mas sim, causa a divisão da energia da onda sonora de entrada em duas parcelas, sendo que, uma parcela retorna atrasada em direção a fonte. Portanto, as condições geométricas de projeto são combinadas bem específicas e harmônicas destas, e por isto um dispositivo silenciador reativo encontra uma larga aplicação para máquinas

de exaustão alternativas.

A determinação do material acústico absorvente, deverá levar em conta a temperatura, deposição de partículas, erosão pelo fluxo, a composição química do fluido e outras iterações.

O uso de materiais com alto coeficiente de absorção para forrar dutos ou mesmo, modificar as linhas de fluxo "chicanas" para aumentar a área de absorção do ruído transmitido através do fluido, é apresentada por BERANEK [10].

SHEPHERD [4], apresenta a utilização de uma barreira simples, para absorção do ruído emitido por um aparelho condicionador de ar, para o ambiente externo.

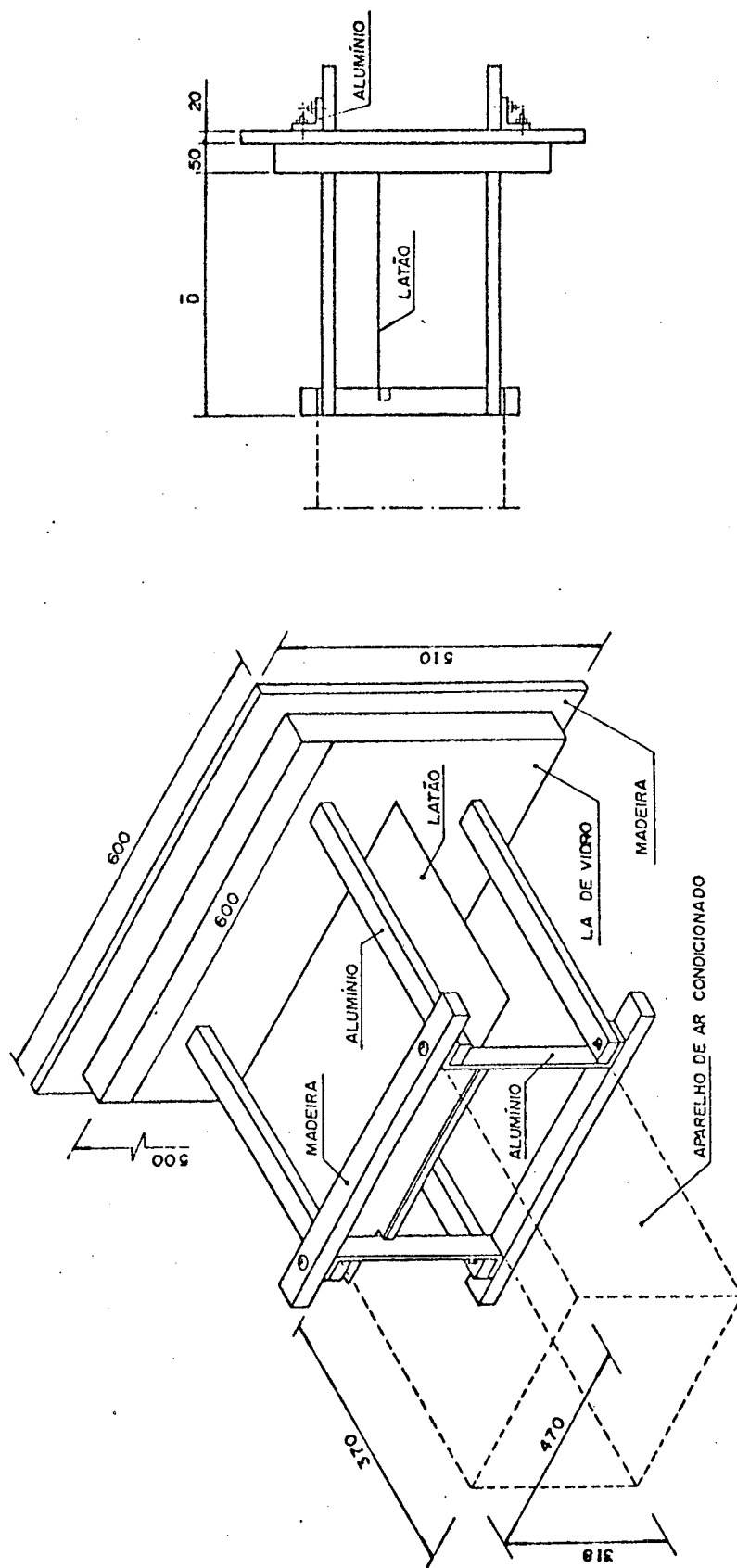
Com o intuito de não acrescentar modificações internas no projeto, passa-se a pensar em utilizar um dispositivo externo, que possa ser incorporado ao condicionador de ar sem alterar grandemente sua eficiência térmica, mas procurando provocar uma razoável atenuação do nível de ruído irradiado.

5.2 - SILENCIADOR EXTERNO.

Quando uma onda acústica é emitida por uma fonte sonora, em muitos casos, de um meio físico para outro, esta transição pode ser de um meio gasoso para um meio líquido ou sólido.

Portanto, existe uma quantidade de energia sonora incidente que irá dividir em parcela refletida e outra parcela transmitida através da superfície do segundo meio. Dependendo do tipo do meio em que a onda sonora atua, pode-se determinar a quantidade de energia transmitida por uma onda sonora, atuando sobre uma barreira sólida.

Assim, passou-se ao dimensionamento de um protótipo de silenciador externo. Foi construído um silenciador externo, no



COTAS EM MILIMETROS

Figura 20 - Esboço do Silenciador Externo.

qual fosse possível variar a distância (\bar{D}) entre o mesmo e o painel frontal do condicionador de ar, conforme esquema da Figura 20.

5.3 - MEDIÇÃO DO NÍVEL DE PRESSÃO SONORA.

5.3.1 - COM USO DO SILENCIADOR EXTERNO.

Para medição do nível de pressão sonora (NPS), foi seguido o esquema da Figura 21, que apresenta o esboço de uma sala normal de escritório. Ainda na mesma figura é apresentado as posições do microfone para realização das medidas do nível de pressão sonora.

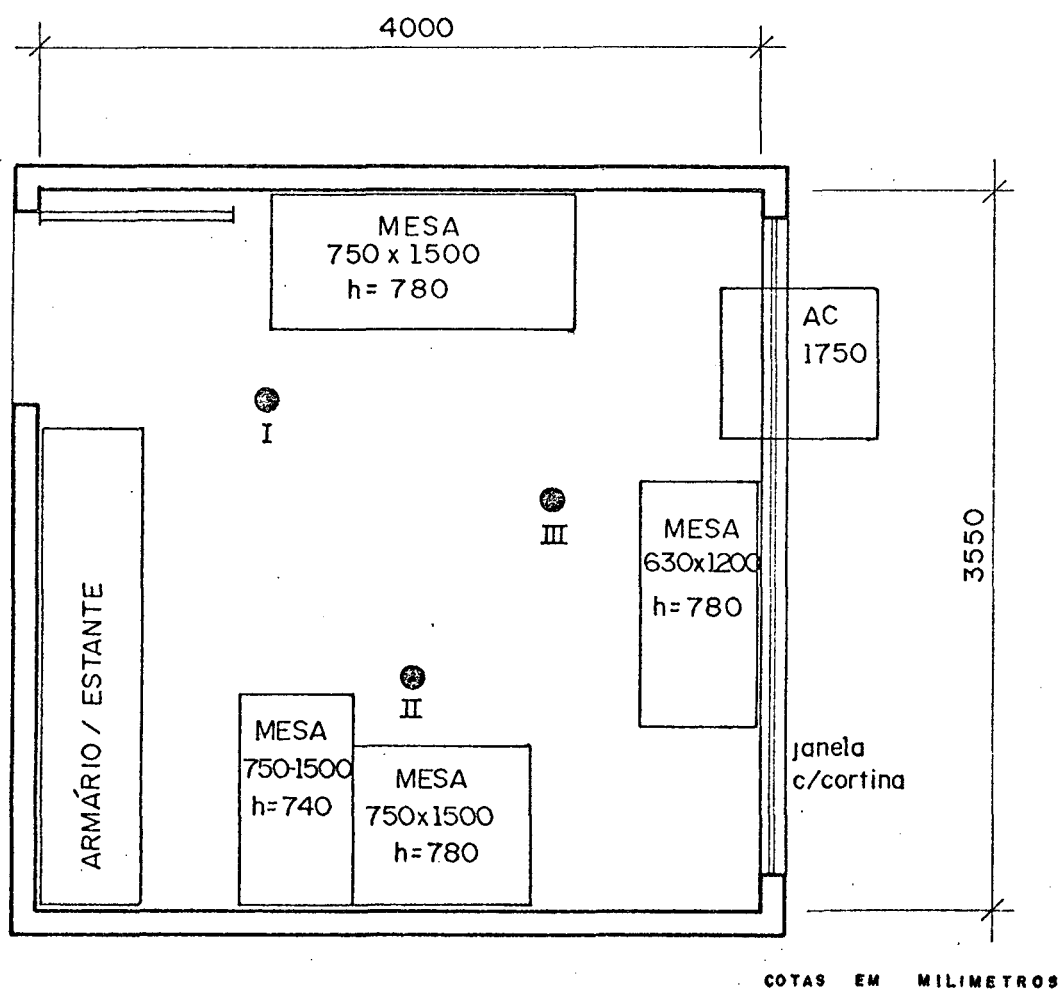


Figura 21 - Esboço da sala utilizada para medição do nível de pressão sonora nas bandas de oitava (I, II e III posição do microfone).

Foram utilizados um microfone (B&K 4165), um pré-amplificador (B&K UA 0196), um medidor de nível sonoro (B&K 2209) e um conjunto de filtros de oitava (B&K 1613), conforme esquema da Figura 22.

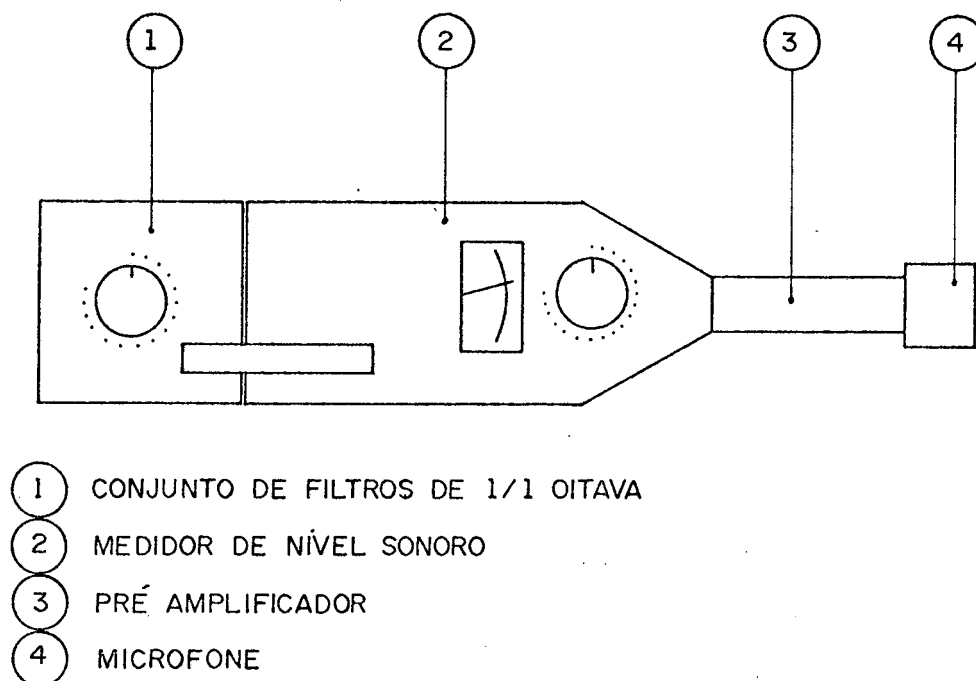
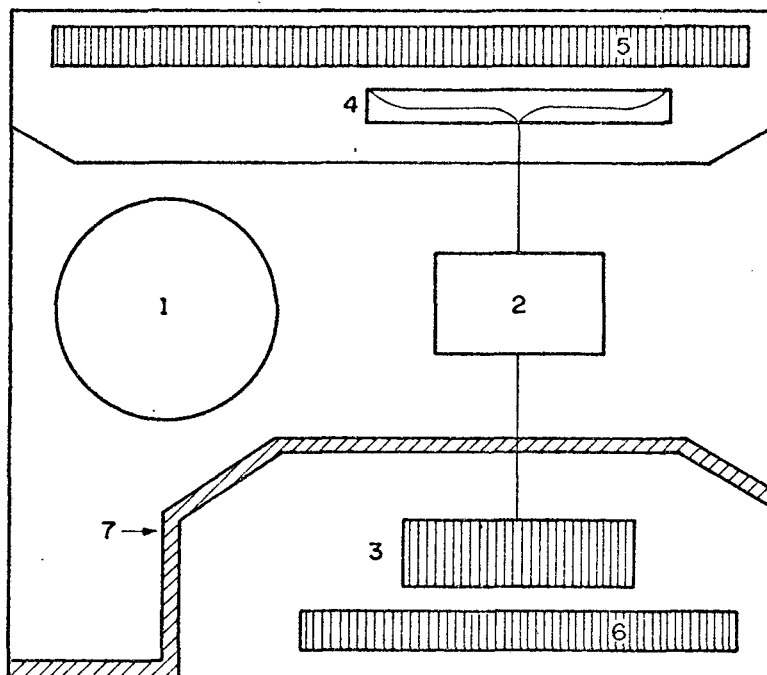


Figura 22 - Esquema dos equipamentos utilizados para medição do nível de pressão sonora.

As medições foram realizadas nas bandas de oitava para se obter os pontos para o traçado das curvas de qualificação acústica da sala, com o condicionador de ar em funcionamento, segundo critério das curvas NC - Noise Criterion.

Foram realizadas medições para três diferentes posições do microfone dentro da sala, para quatro condições de funcionamento do condicionador de ar, que são as seguintes:

- 1 - aparelho sem o silenciador (condição original).
- 2 - aparelho com o silenciador instalado a 30 mm de distância (\bar{D}), do painel frontal do aparelho.



AC - 1750 kcal/h

- 1 - MOTOCOMPRESSOR
- 2 - MOTOR ELÉTRICO
- 3 - VENTILADOR CENTRÍFUGO
- 4 - VENTILADOR AXIAL
- 5 - CONDENSADOR
- 6 - EVAPORADOR
- 7 - BARREIRA DE CHUMBO (1.2 mm. de espessura)

Figura 23 - Vista simplificada do aparelho condicionador de ar TIPO II (1750 kcal/h), com a barreira de chumbo incorporada.

3 - aparelho com silenciador instalado a 50 mm de distância (\bar{D}), do painel frontal do aparelho.

4 - aparelho com silenciador instalado a 80 mm de distância (\bar{D}), do painel frontal do aparelho.

Para cada uma das três posições do microfone dentro da sala, foi realizada a medição do nível do ruído de fundo, para se verificar a diferença entre este nível e o nível obtido após a entrada em funcionamento do condicionador de ar, com e sem o acoplamento do silenciador.

5.3.2 - COM USO DE BARREIRA INTERNA

Além das medições do nível de pressão sonora com o acoplamento do silenciador externo ao aparelho condicionador de ar, foi realizado o estudo da viabilidade de se atenuar o ruído irradiado pelo ventilador axial (condensador) e pelo motocompressor com a utilização de uma barreira de placa de chumbo.

A barreira foi incorporada ao aparelho conforme esquema simplificado da Figura 23, sendo que a mesma possui uma espessura em torno de 1.2mm, realizando-se assim uma pequena modificação interna no projeto original. Em seguida, o aparelho foi instalado na parede da mesma sala utilizada no item 5.3.1 deste Capítulo e foram realizadas as medições do nível de pressão sonora do ruído de fundo, e das condições de funcionamento Refrigeração alta e Ventilação alta, para as três diferentes posições de microfone já especificadas.

5.4 - MEDIÇÃO DO FLUXO DE AR

Para a medição do fluxo de ar dado pelo aparelho condicionador de ar, foi utilizado um calorímetro psicométrico

segundo esquema simplificado apresentado na Figura 24.

Para fins comparativos foi realizado a medição do fluxo de ar no aparelho condicionador de ar do Tipo II (1750 kcal/h) nas condições originais, com o silenciador externo acoplado a uma distância (\bar{D}) média de 50 mm do painel frontal do aparelho, também foram realizadas medições com a substituição dos rotores originais pelos rotores de discos paralelos.

Como já tem-se o conhecimento de que os rotores de discos paralelos acionados pelo motor elétrico original, e com espaçadores tipo arruela não atendem ao fluxo de ar necessitado pelo aparelho, foi feita a análise de um novo tipo de espaçador que auxiliasse na aceleração das partículas de ar, veja esboço da Figura 25.

5.5 - RESULTADOS.

5.5.1 - COM SILENCIADOR EXTERNO:

Os níveis de pressão sonora, em decibéis, obtidos para as três posições do microfone são apresentadas em gráficos, onde também estão desenhadas as linhas das curvas NC - Noise Criterion.

Nas Figuras 26, 27 e 28, são apresentados os níveis de pressão sonora do ruído de fundo e para as condições de funcionamento Refrigeração alta e Ventilação alta sem o silenciador, para as posições I, II e III, respectivamente.

Como pode-se notar pelas figuras acima citadas, o nível de pressão sonora para a condição de ventilação alta praticamente apresenta os mesmos níveis que a condição de refrigeração alta, com exceção para a banda de 63.0 Hz onde o nível para a

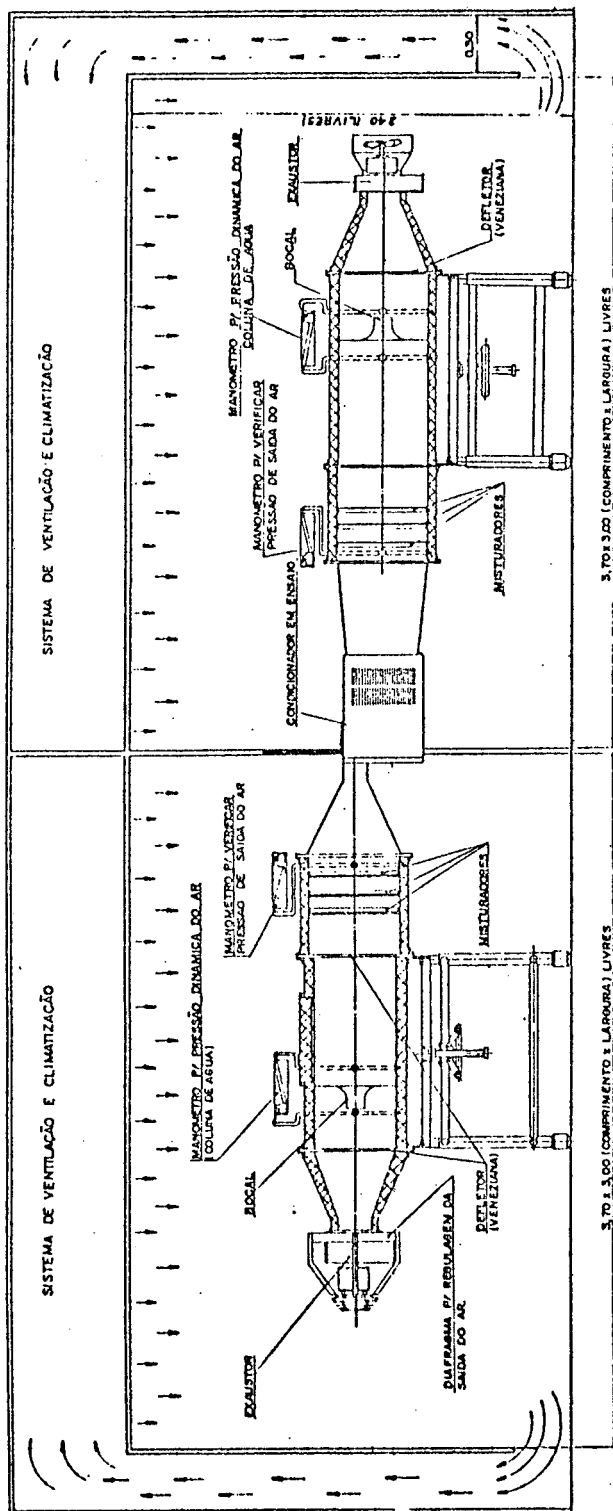


Figura 24 - Esquema do calorímetro psicrométrico utilizado para medição do fluxo de ar.

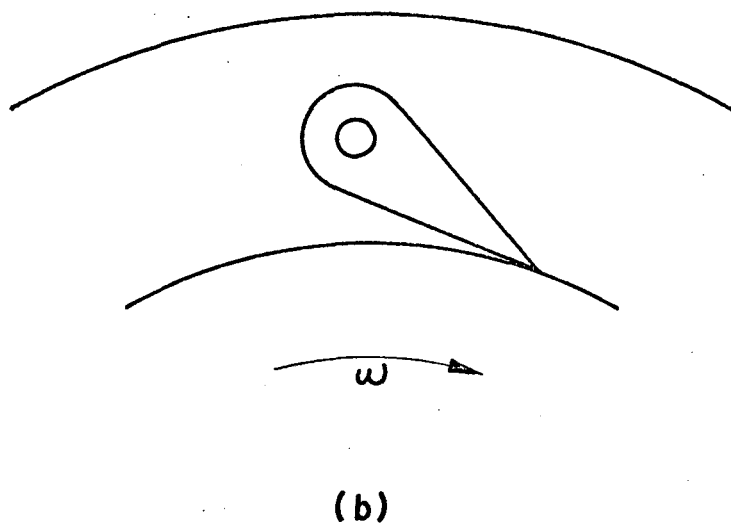
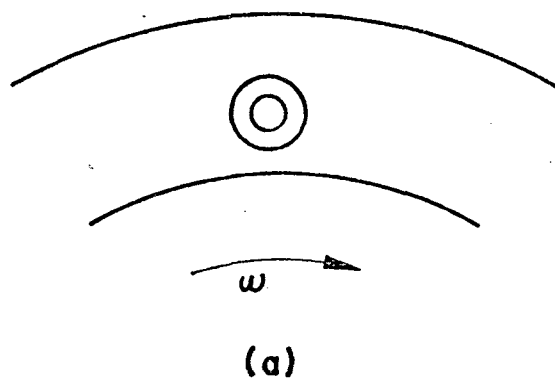


Figura 25 - Esboço dos dois tipos de espaçadores utilizados:
a) tipo arruela; b) tipo cunha.

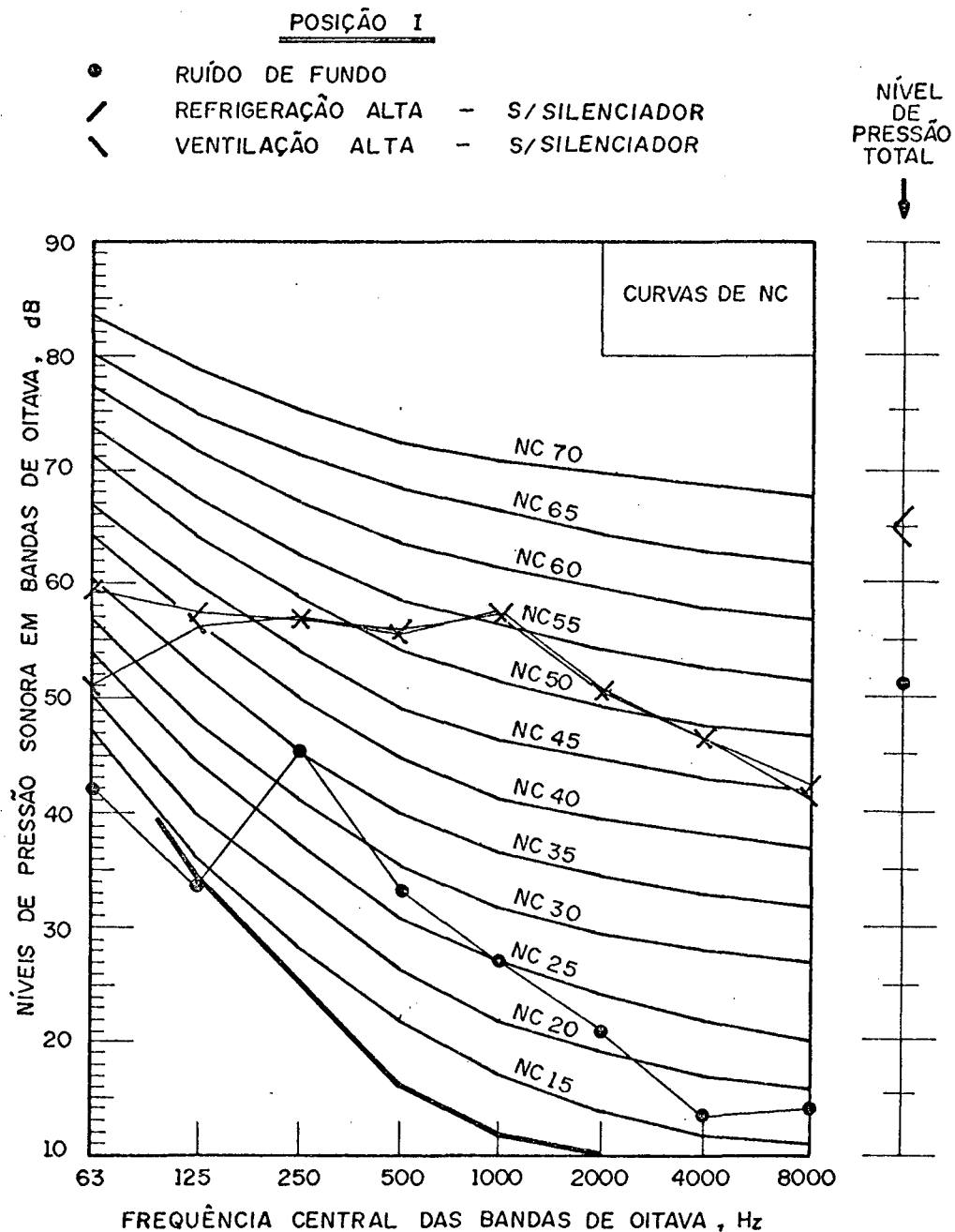


Figura 26 - Qualificação acústica da sala com o condicionador de ar instalado - Posição I. Condições:
 a) Ruído de fundo; b) Refrigeração alta - sem silenciador; c) Ventilação alta-sem silenciador.

POSIÇÃO II

- RUIDO DE FUNDO
- / REFRIGERAÇÃO ALTA - S/SILENCIADOR
- \ VENTILAÇÃO ALTA - S/SILENCIADOR

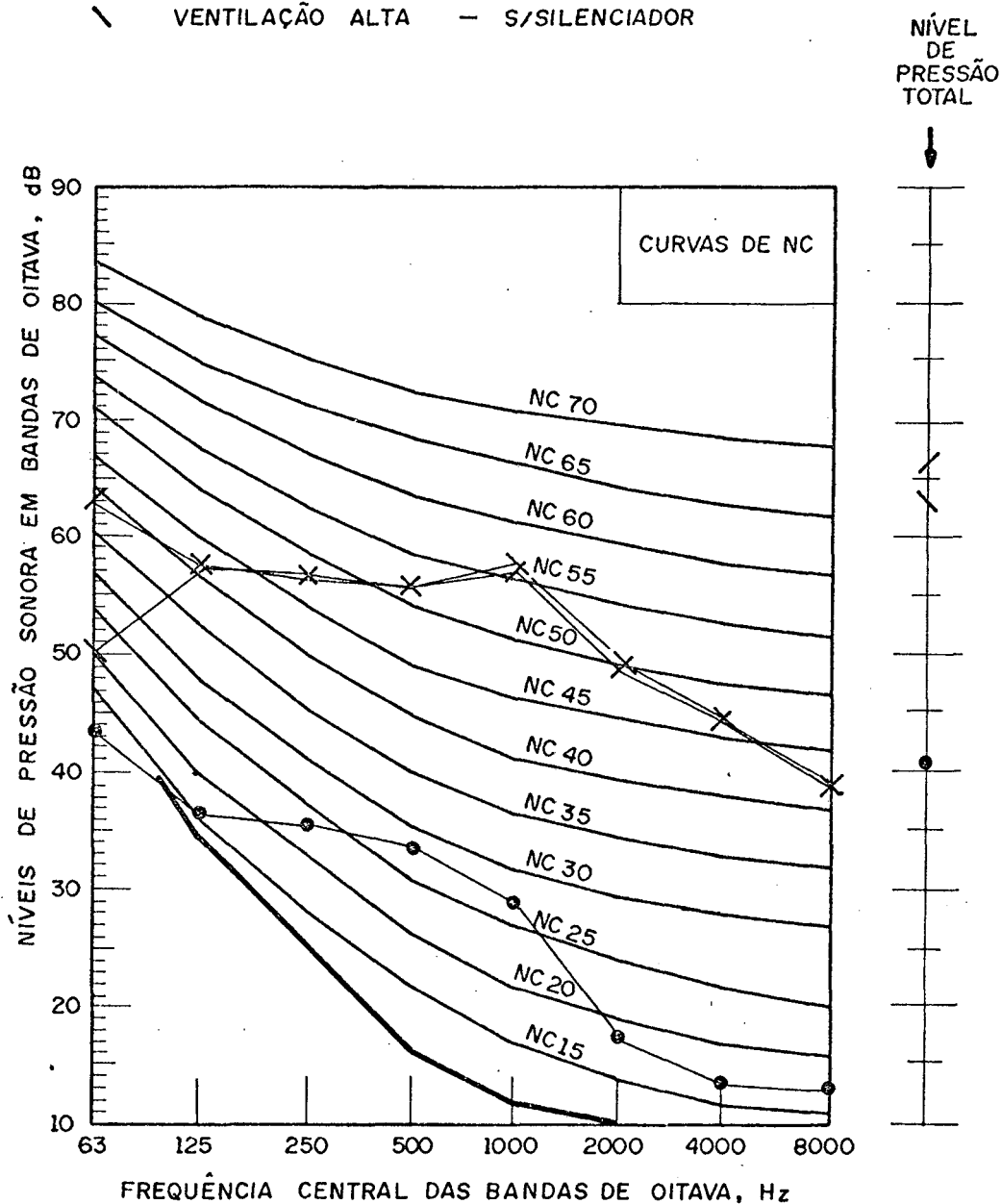


Figura 27 - Qualificação acústica da sala com o condicionador de ar instalado - Posição II. Condições:
 a) Ruído de fundo; b) Refrigeração alta - sem silenciador; c) Ventilação alta-sem silenciador.

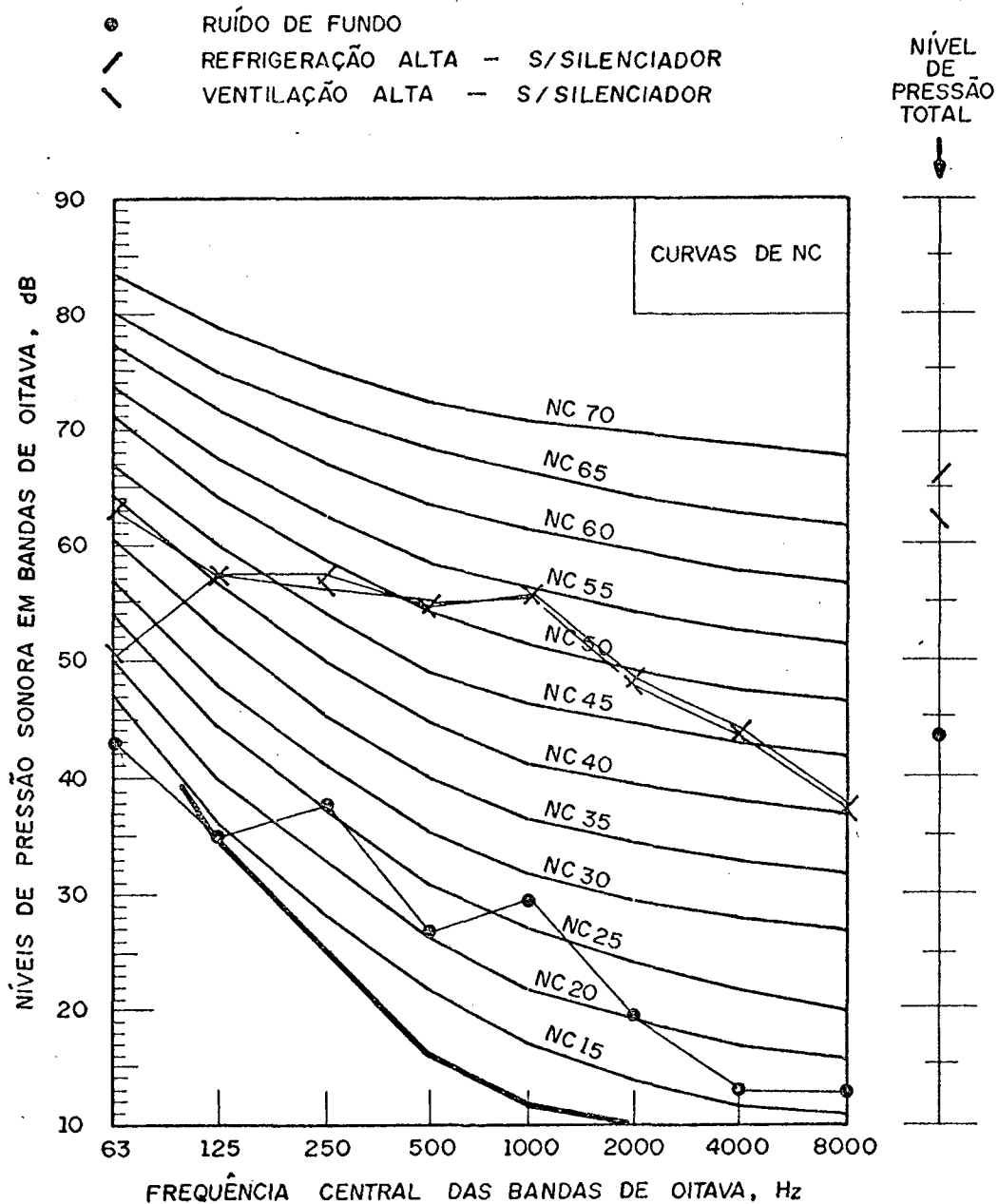
POSIÇÃO III

Figura 28 - Qualificação acústica da sala com o condicionador de ar instalado - Posição III. Condições:
 a) Ruído de fundo; b) Refrigeração alta - sem silenciador; c) Ventilação alta-sem silenciador.

condição de ventilação alta é mais baixo em aproximadamente 12.0 dB.

Levando-se este fato em consideração, as Figuras 29, 30 e 31, onde são apresentados os níveis de pressão sonora do ruído de fundo, ventilação alta sem o silenciador, refrigeração alta com o silenciador e ventilação alta com o silenciador, nas posições I, II e III, respectivamente, sendo que a distância entre o silenciador e o painel frontal do condicionador de ar foi de 30mm em média.

Estas mesmas condições foram repetidas para a distância de 50mm e apresentadas nas Figuras 32, 33 e 34, e também para a distância de 80mm, apresentadas nas Figuras 35, 36 e 37.

5.5.2 - COM BARREIRA INTERNA

Os níveis de pressão sonora para as três posições do microfone dentro da sala, são apresentados nas Figuras 38, 39 e 40.

Pode-se observar que praticamente não houve nenhuma atenuação no nível de ruído irradiado pelo aparelho condicionador de ar, havendo uma ligeira dispersão dos níveis obtidos na banda de 63.0 Hz, quando se relacionam refrigeração alta, ventilação alta - com barreira e refrigeração alta - com barreira.

5.5.3 - DO FLUXO DE AR.

Devido ao esquema de montagem para medição do fluxo de ar nas condições originais do aparelho e com o uso do silenciador externo, aproveitou-se a oportunidade para medição do fluxo de ar com o uso dos rotores de discos paralelos instalados nos ventiladores do evaporador e condensador do aparelho condicio

POSIÇÃO I

- RÚIDO DE FUNDO
- \ VENTILAÇÃO ALTA - SEM SILENCIADOR
- REFRIGERAÇÃO ALTA - COM SILENCIADOR
- / VENTILAÇÃO ALTA - COM SILENCIADOR

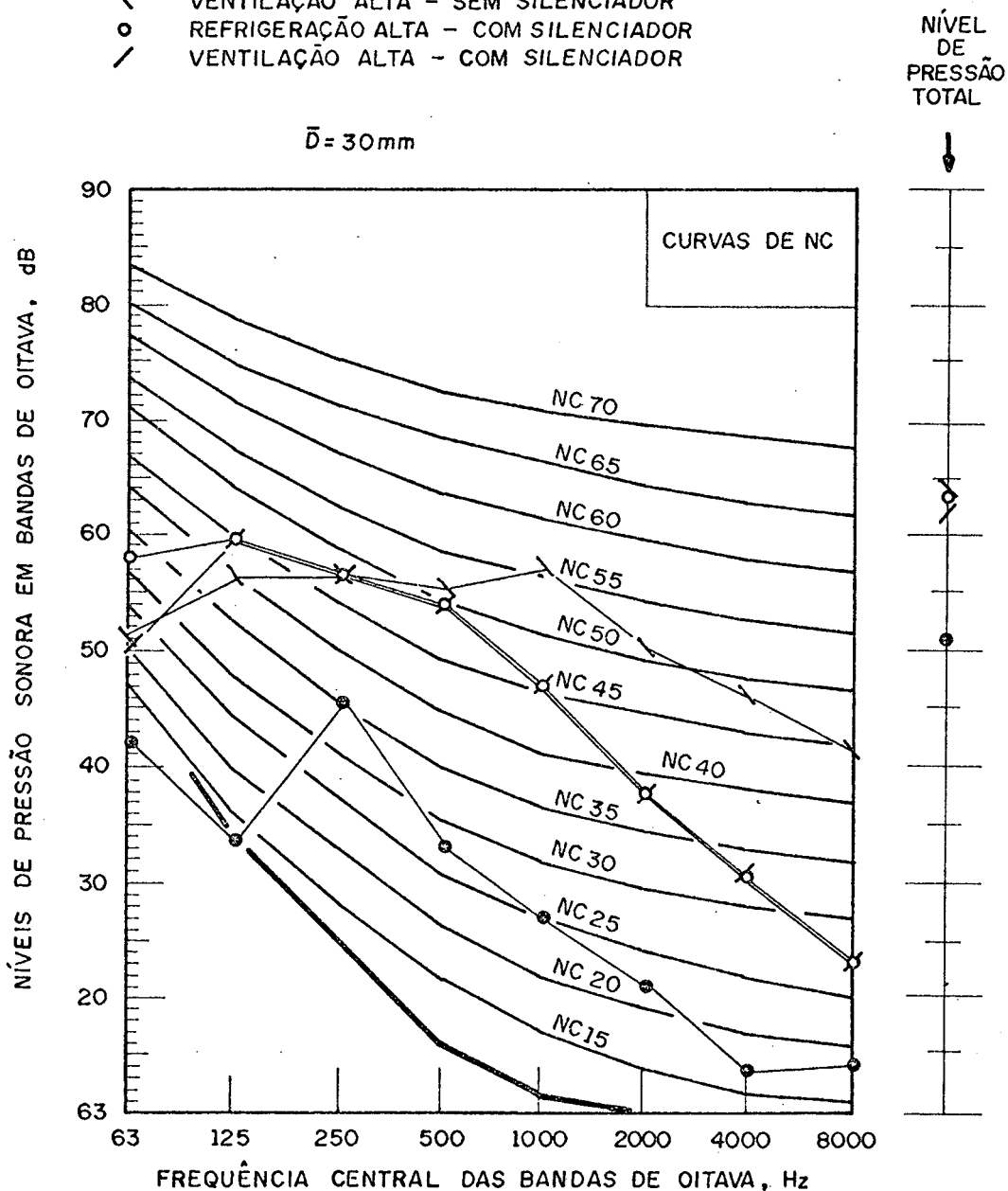


Figura 29 - Qualificação acústica da sala com o condicionador de ar instalado. Posição I. Condições:
 a) Ruído de fundo; b) Ventilação alta - sem silenciador; c) Refrigeração alta - com silenciador; d) Ventilação alta - com silenciador. Distância média 30mm.

POSIÇÃO II

- RUIÍDO DE FUNDO
 - \ VENTILAÇÃO ALTA - SEM SILENCIADOR
 - REFRIGERAÇÃO ALTA - COM SILENCIADOR
 - / VENTILAÇÃO ALTA - COM SILENCIADOR
- $\bar{D} = 30\text{mm}$

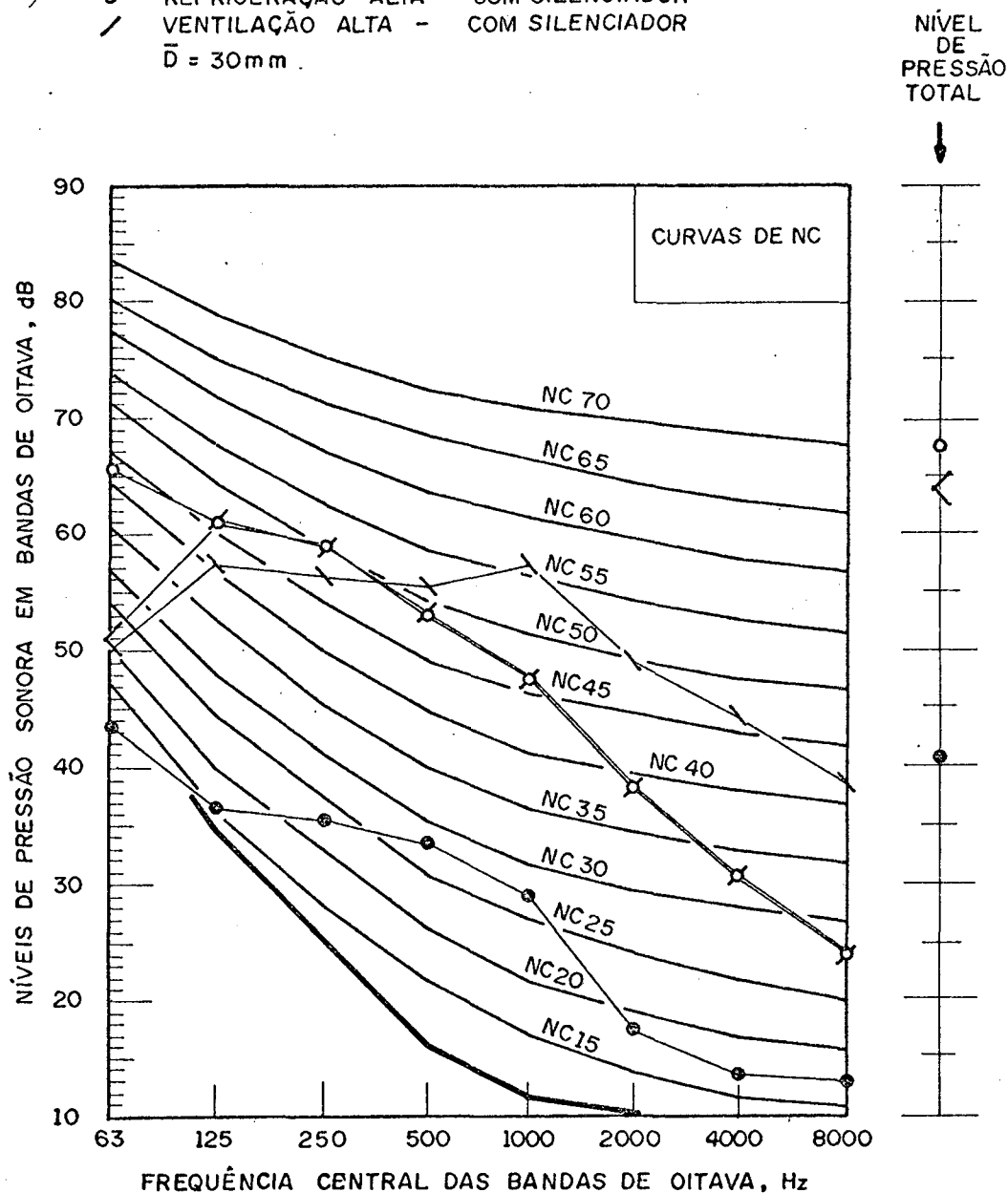


Figura 30 - Qualificação acústica da sala com o condicionador de ar instalado. Posição II. Condições:
 a) Ruído de fundo; b) Ventilação alta - sem silenciador; c) Refrigeração alta - com silenciador; d) Ventilação alta - com silenciador. Distância média 30mm.

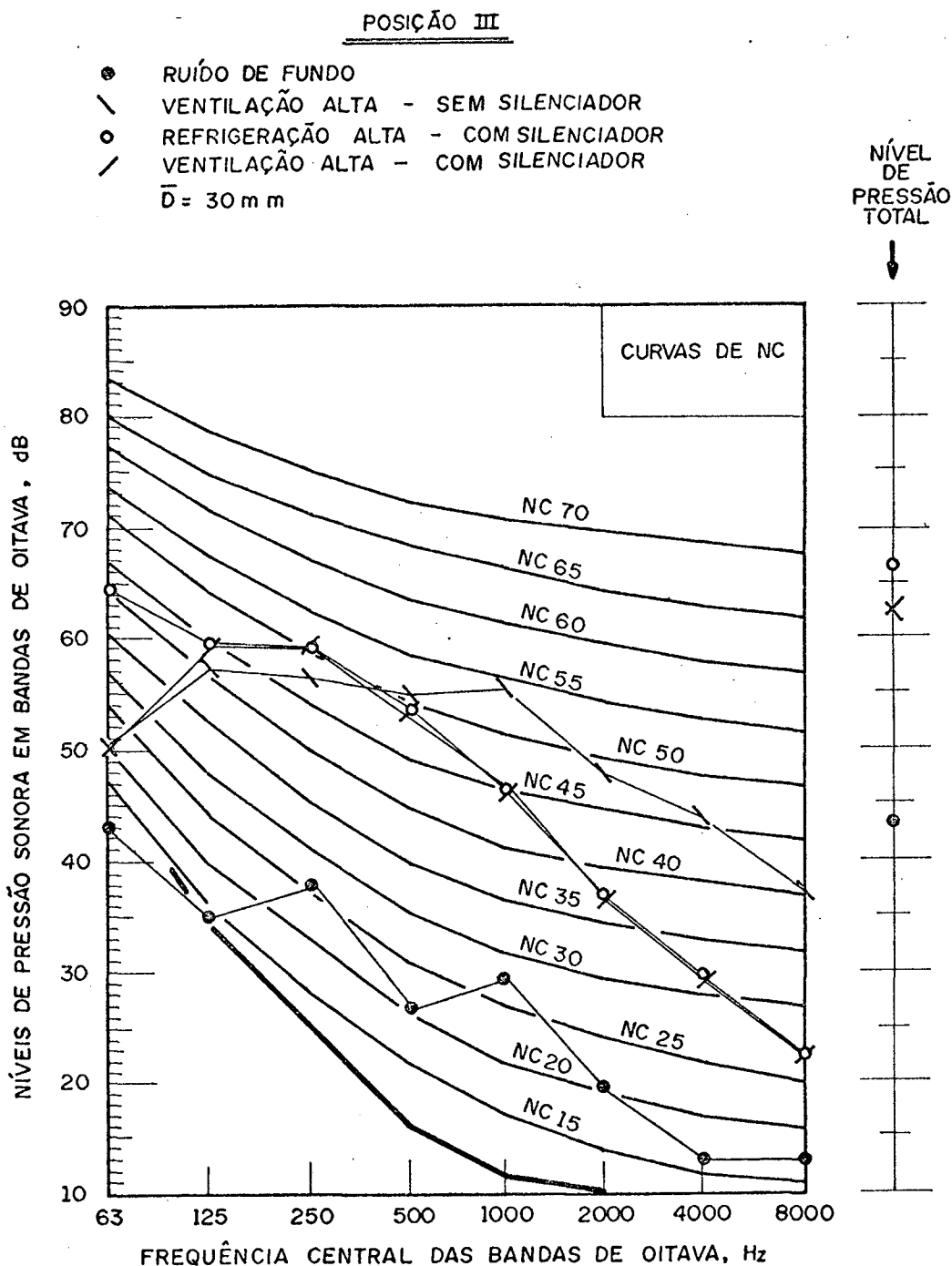


Figura 31 - Qualificação acústica da sala com o condicionador de ar instalado. Posição III. Condições:
 a) Ruído de fundo; b) Ventilação alta - sem silenciador; c) Refrigeração alta - com silenciador; d) Ventilação alta - com silenciador. Distância média 30mm.

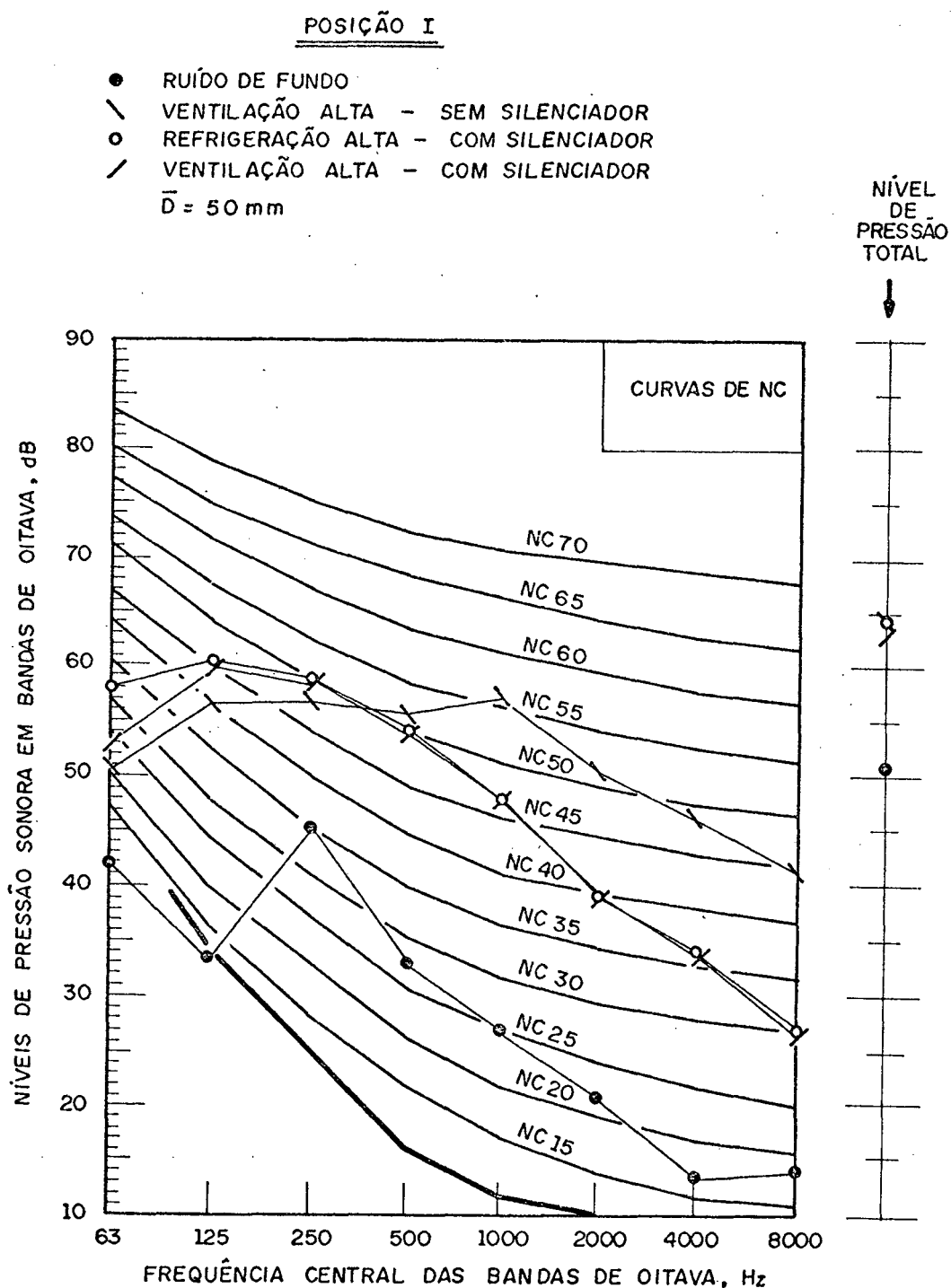


Figura 32 - Qualificação acústica da sala com o condicionador de ar instalado. Posição I. Condições:
 a) Ruído de fundo; b) Ventilação alta - sem silenciador; c) Refrigeração alta - com silenciador; d) Ventilação alta - com silenciador. Distância média 50mm.

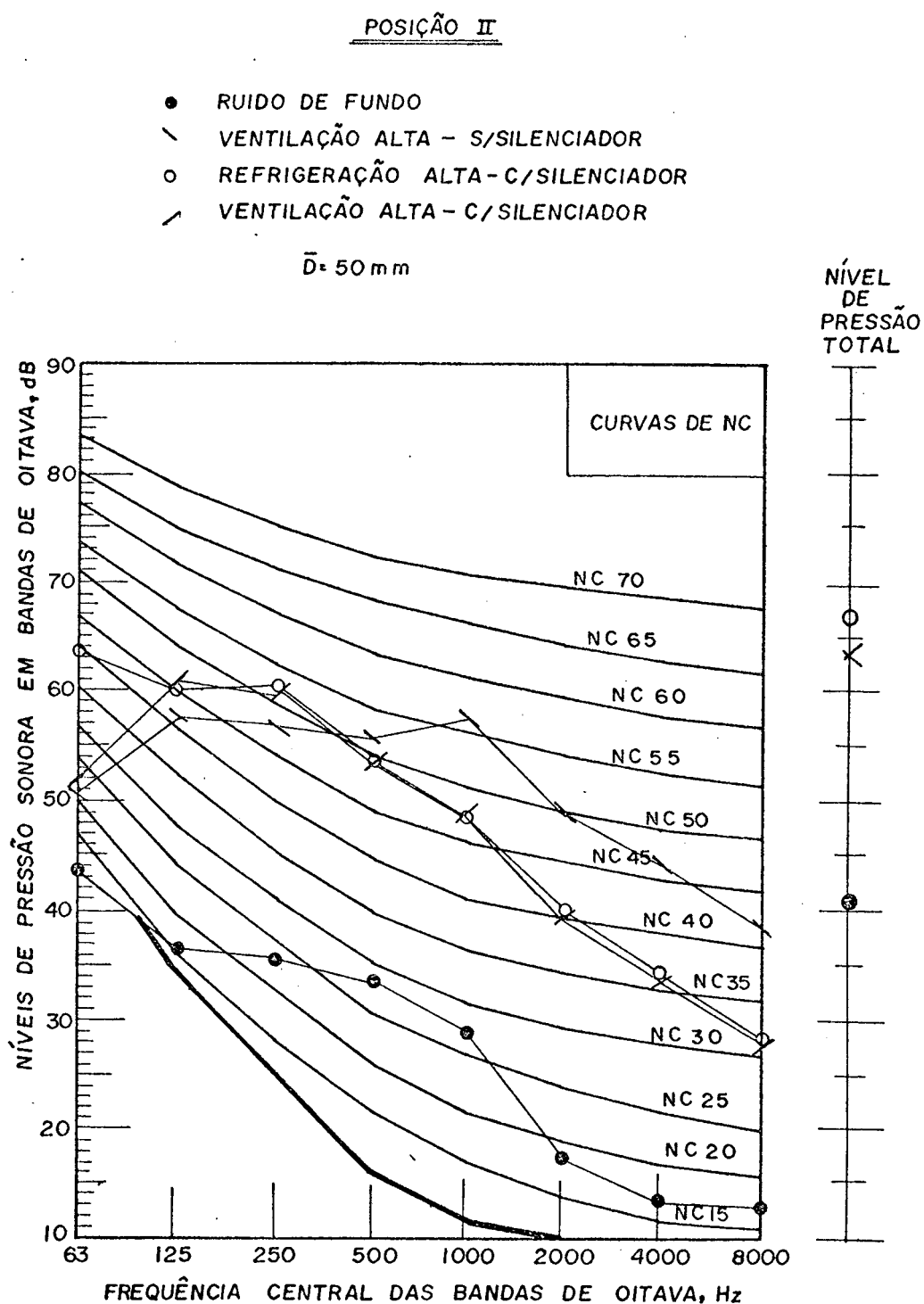


Figura 33 - Qualificação acústica da sala com o condicionador de ar instalado. Posição II. Condições:

- a) Ruído de fundo;
- b) Ventilação alta - sem silenciador;
- c) Refrigeração alta - com silenciador;
- d) Ventilação alta - com silenciador.

Distância média 50mm.

POSIÇÃO III

- RUIDO DE FUNDO
- \ VENTILAÇÃO ALTA - S/SILENCIADOR
- REFRIGERAÇÃO ALTA - C/SILENCIADOR
- / VENTILAÇÃO ALTA - COM SILENCIADOR

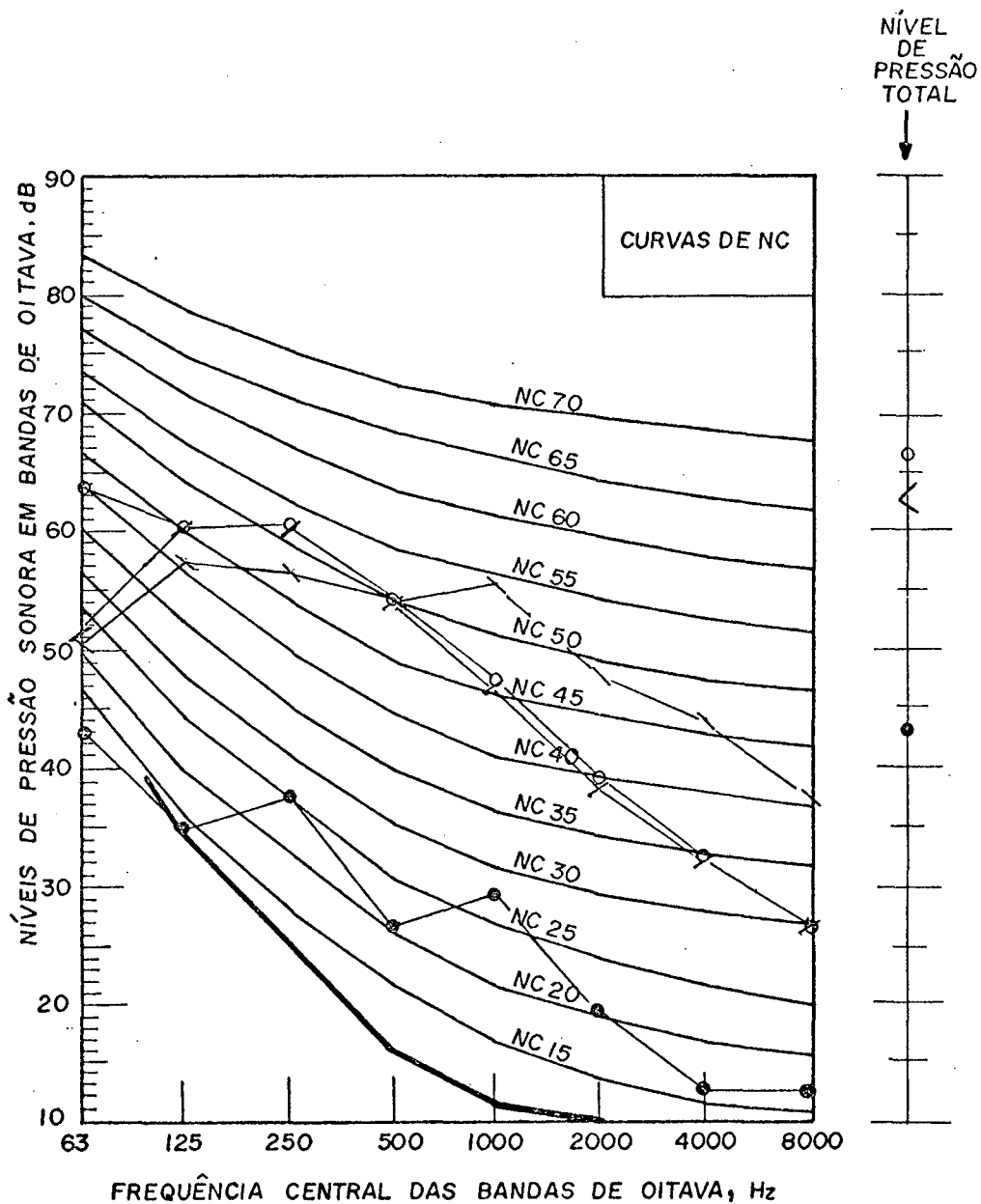
 $\bar{D} = 50\text{mm}$ 

Figura 34 - Qualificação acústica da sala com o condicionador de ar instalado. Posição III. Condições:
 a) Ruído de fundo; b) Ventilação alta - sem silenciador; c) Refrigeração alta - com silenciador; d) Ventilação alta - com silenciador. Distância média 50mm.

POSIÇÃO I

- RUÍDO DE FUNDO
 - / VENTILAÇÃO ALTA - S/ SILENCIADOR
 - REFRIGERAÇÃO ALTA - C/ SILENCIADOR
 - \ VENTILAÇÃO ALTA - C/ SILENCIADOR
- $\bar{D} = 80 \text{ mm}$

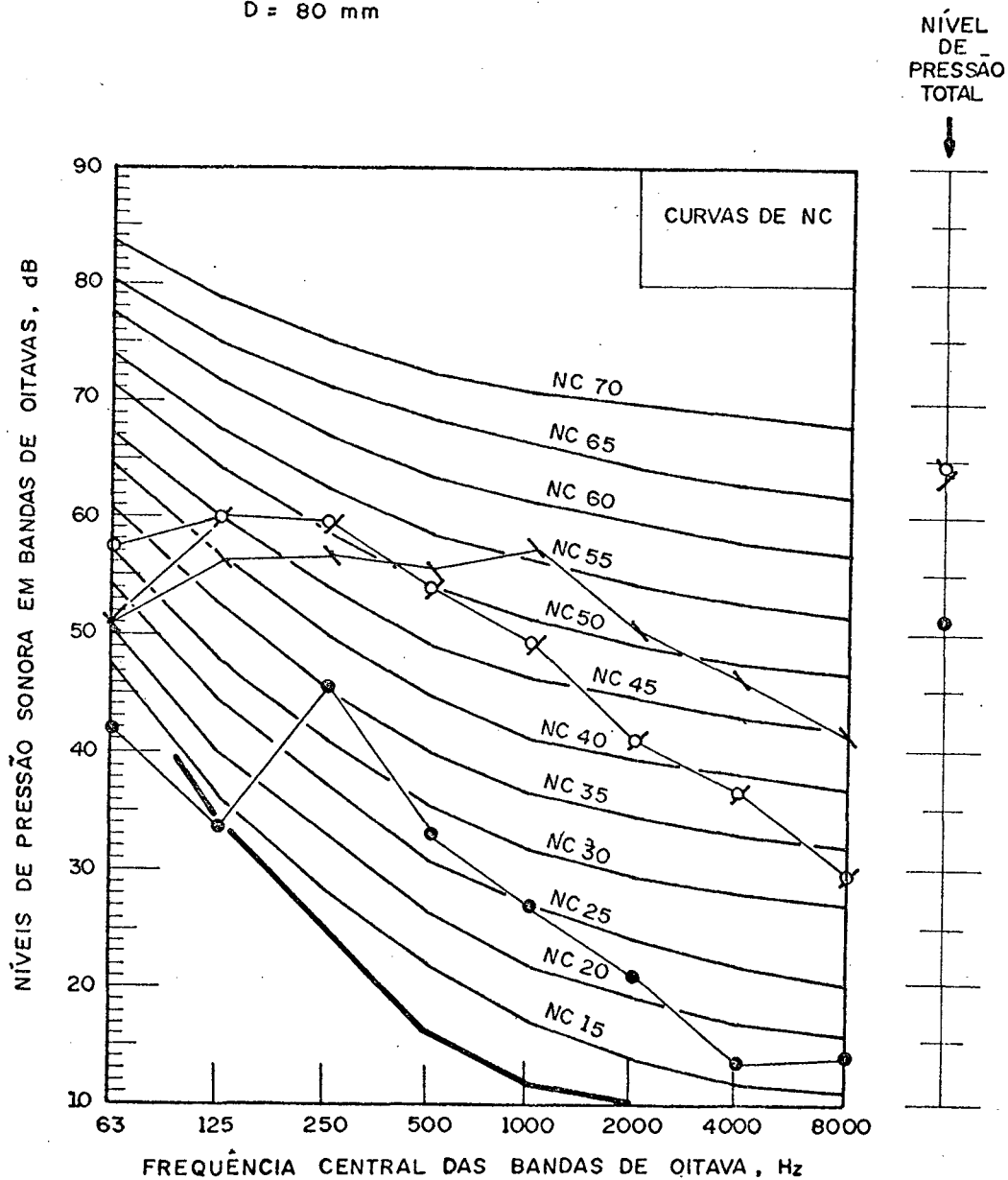


Figura 35 - Qualificação acústica da sala com o condicionador de ar instalado. Posição I. Condições:
 a) Ruído de fundo; b) Ventilação alta - sem silenciador; c) Refrigeração alta - com silenciador; d) Ventilação alta - com silenciador. Distância média 80mm.

POSIÇÃO II

- RUÍDO DE FUNDO
 - / VENTILAÇÃO ALTA - S/SILENCIADOR
 - REFRIGERAÇÃO ALTA - C/SILENCIADOR
 - \ VENTILAÇÃO ALTA - C/SILENCIADOR
- $\bar{D} = 80 \text{ mm}$

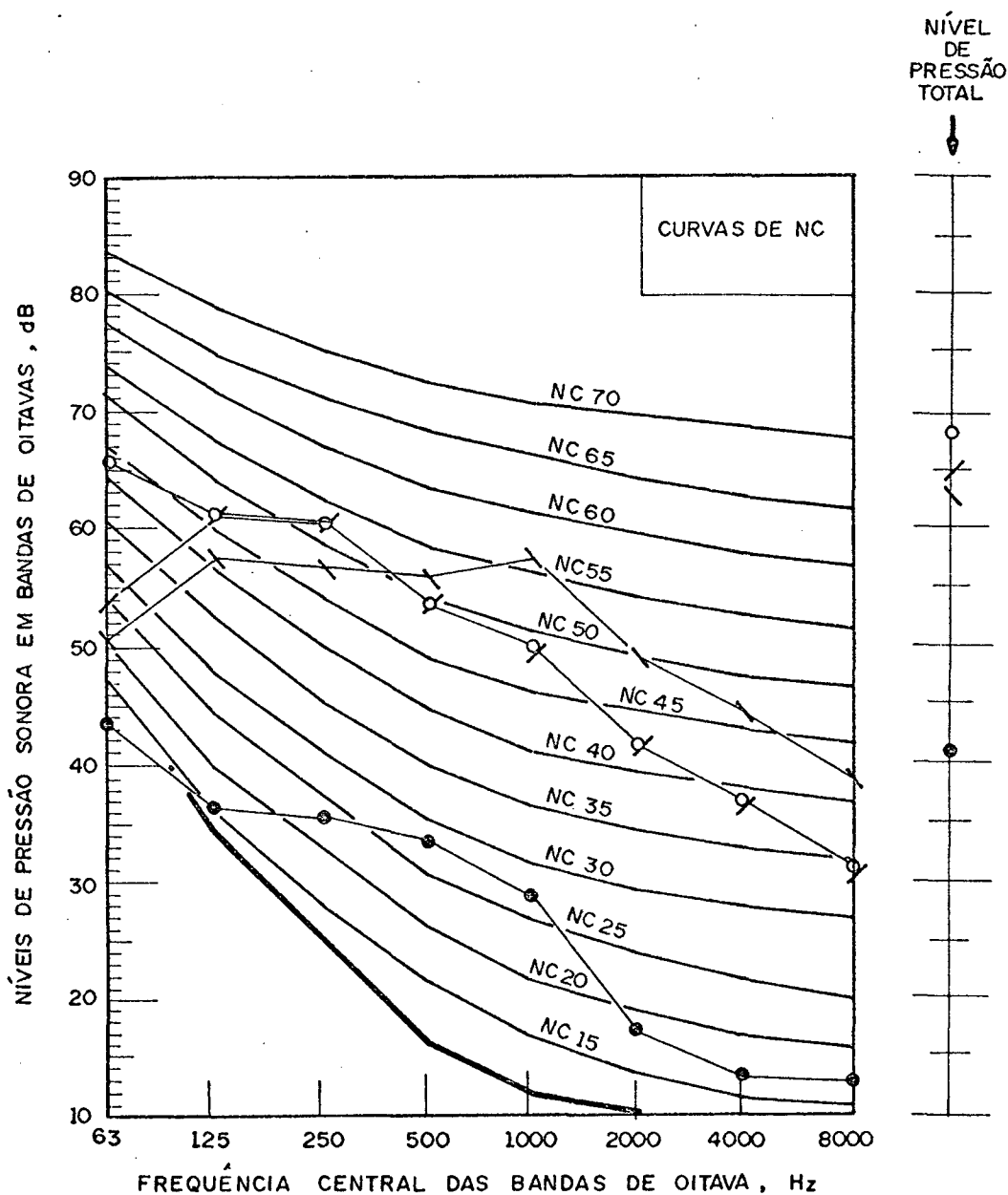


Figura 36 - Qualificação acústica da sala com o condicionador de ar instalado. Posição II. Condições:
 a) Ruído de fundo; b) Ventilação alta - sem silenciador; c) Refrigeração alta - com silenciador; d) Ventilação alta - com silenciador. Distância média 80mm.

POSIÇÃO III

- RUÍDO DE FUNDO
 - / VENTILAÇÃO ALTA - S/SILENCIADOR
 - REFRIGERAÇÃO ALTA C/SILENCIADOR
 - \ VENTILAÇÃO ALTA - C/SILENCIADOR
- $\bar{D} = 80\text{mm}$

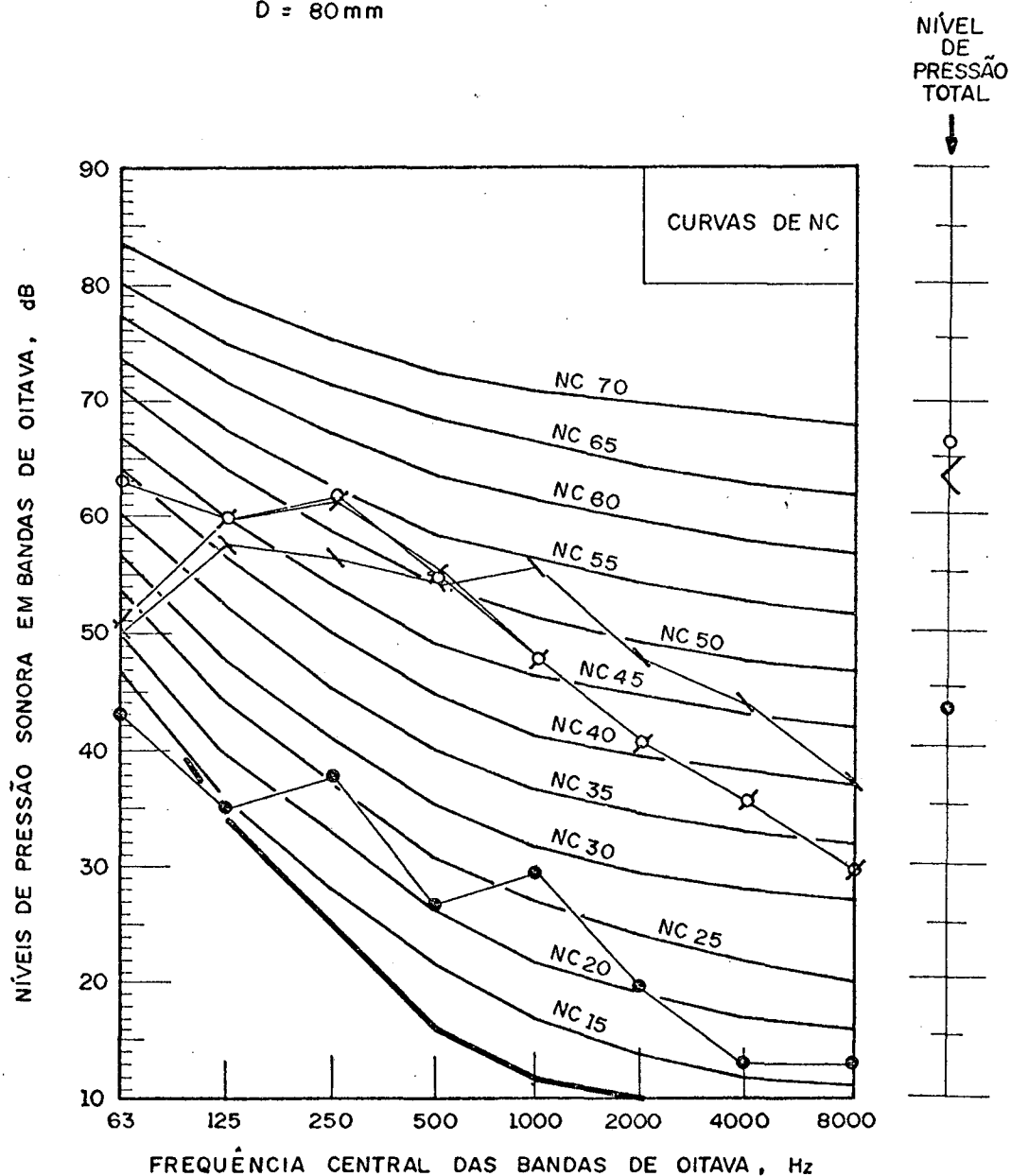


Figura 37 - Qualificação acústica da sala com o condicionador de ar instalado. Posição III. Condições:
 a) Ruído de fundo; b) Ventilação alta - sem silenciador; c) Refrigeração alta - com silenciador; d) Ventilação alta - com silenciador. Distância média 80mm.

POSIÇÃO I

- RUIDO DE FUNDO
- / REFRIGERAÇÃO ALTA
- VENTILAÇÃO ALTA - COM BARREIRA
- \ REFRIGERAÇÃO ALTA - COM BARREIRA

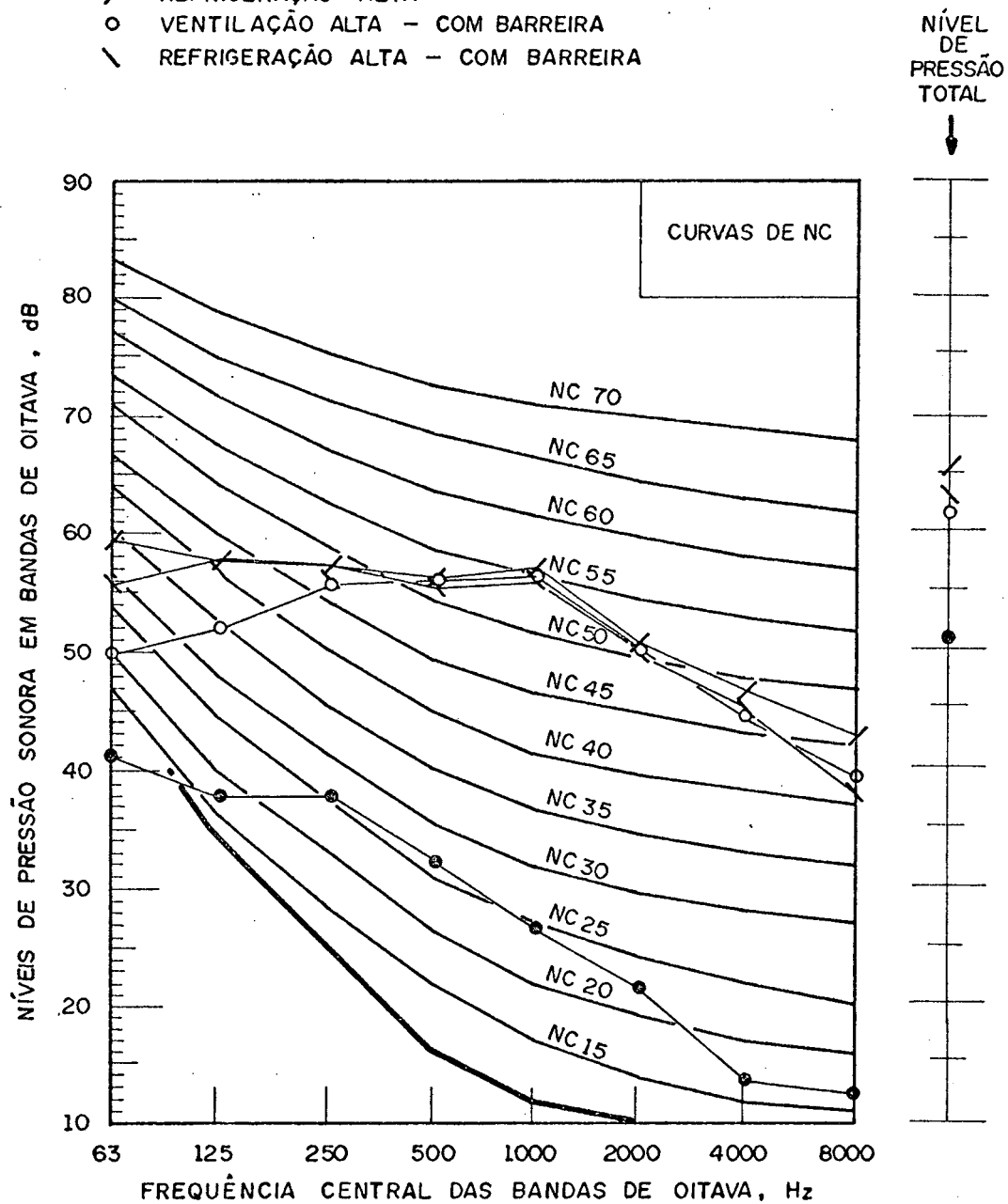


Figura 38 - Qualificação acústica da sala com o condicionador de ar instalado. Posição I. Condições:
 a) Ruído de fundo; b) Refrigeração alta; c) Ventilação alta - com barreira; d) Refrigeração alta - com barreira.

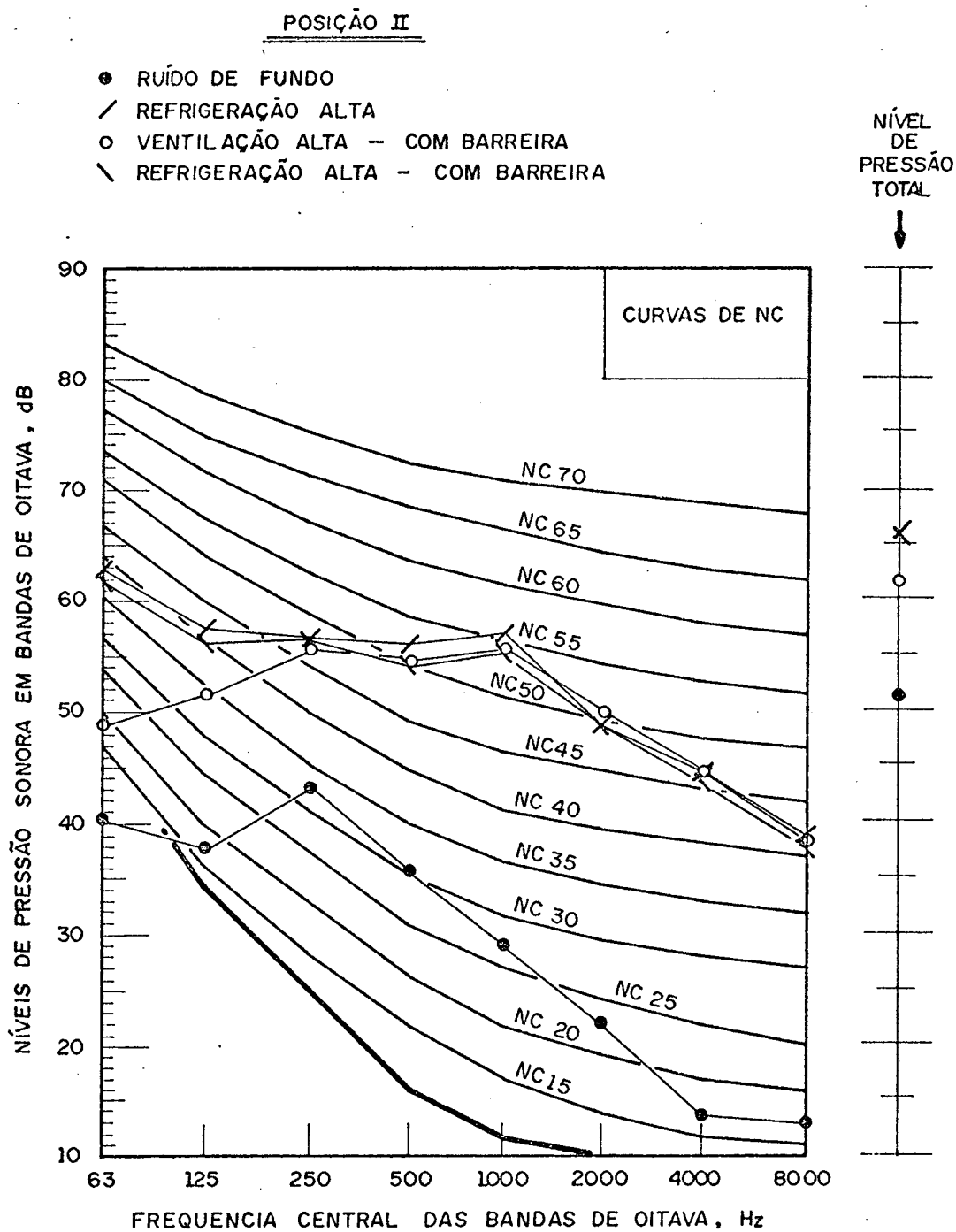


Figura 39 - Qualificação acústica da sala com o condicionador de ar instalado. Posição II. Condições:
 a) Ruído de fundo; b) Refrigeração alta; c) Ventilação alta - com barreira; d) Refrigeração alta - com barreira.

POSIÇÃO III

- RUÍDO DE FUNDO
- / REFRIGERAÇÃO ALTA
- VENTILAÇÃO ALTA - COM BARREIRA
- \ REFRIGERAÇÃO ALTA - COM BARREIRA

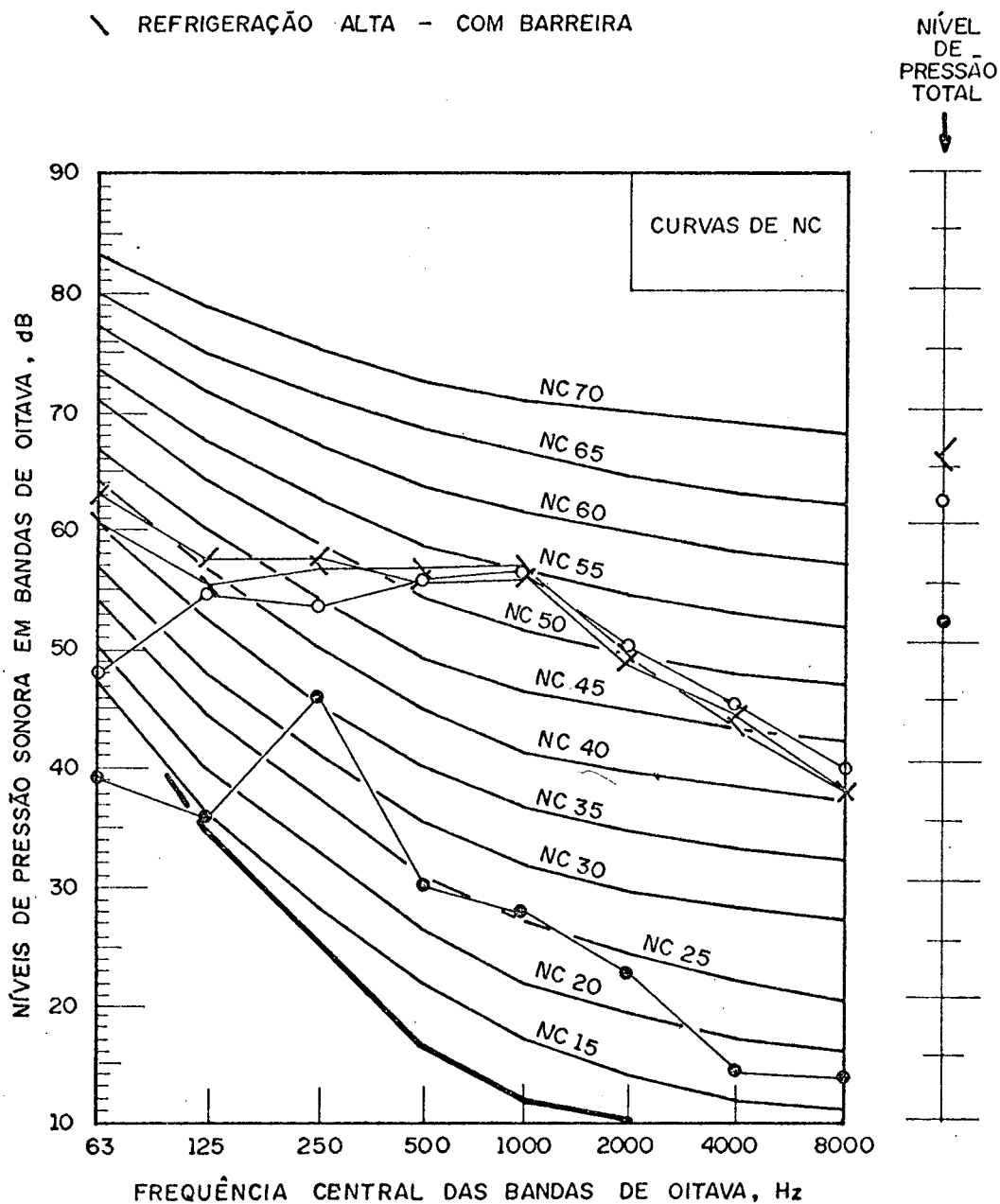


Figura 40 - Qualificação acústica da sala com o condicionador de ar instalado. Posição III. Condições:
a) Ruído de fundo; b) Refrigeração alta; c) Ventilação alta - com barreira; d) Refrigeração alta - com barreira.

nador de ar para as seguintes condições:

- A - Aparelho nas condições originais.
- B - Aparelho com o silenciador externo acoplado.
- C - Aparelho com rotores de discos paralelos com espaçadores do tipo arruela.
- D - Aparelho com rotores de discos paralelos com espaçadores do tipo cunha.

Os resultados obtidos são apresentados na Table 7.

Com o uso do silenciador externo observa-se uma redução de 7.4% para rotação alta e de 6.0% para rotação baixa , ficando assim o aparelho condicionador de ar praticamente dentro de sua faixa normal de operação.

Com o uso dos rotores de discos paralelos, com espaçadores do tipo arruela, observa-se uma redução do fluxo de ar no evaporador e no condensador em 57.0% e 73.0%, respectivamente.

Já com o uso dos espaçadores do tipo cunha, pode-se observar que a redução do fluxo de ar no evaporador é da ordem de 51.0% e no condensador é da ordem de 70.0%, valores estes um pouco abaixo dos obtidos com os espaçadores do tipo arruela, além de se levar em consideração a espessura dos espaçadores e número de discos utilizados em cada caso.

Pode-se observar ainda que o consumo de potência do motor elétrico que aciona os rotores de discos paralelos é bem menor quando do uso dos rotores originais.

5.6 - CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS.

Para maior simplicidade de análise dos resultados obti

CONDIÇÃO ORIGINAL				
	EVAPORADOR		CONDENSADOR	
	ALTA	BAIXA	ALTA	BAIXA
	m ³ /h	275,24	254,85	472,33
RPM	1640	1510		
A	0.57	0.45		
W	120	100		
COM SILENCIADOR EXTERNO				
	EVAPORADOR		CONDENSADOR	
	ALTA	BAIXA	ALTA	BAIXA
	m ³ /h	254,85	239,56	472,33
RPM	1640	1520		
A	0.53	0.44		
W	115	100		
Redução	7.4%	6.0%		
COM ROTOR DE FLUXO LAMINAR - ESPAÇADOR TIPO CUNHA -				
	EVAPORADOR 16 Discos (3.0mm)		CONDENSADOR 20 Discos (3.0mm)	
	ALTA	BAIXA	ALTA	BAIXA
	m ³ /h	129,63	125,05	140,85
RPM	1730	1700		
A	0.38	0.30		
W	85	75		
Redução	52.9%	50.9%	70.2%	69.1%
COM ROTOR DE FLUXO LAMINAR - ESPAÇADOR TIPO ARRUELA -				
	EVAPORADOR 25 Discos (1.2mm)		CONDENSADOR 32 Discos (2.0mm)	
	ALTA	BAIXA	ALTA	BAIXA
	m ³ /h	115,53	110,27	124,71
RPM	1710	1660		
A	0.42	0.32		
W	95	70		
Redução	58.0%	56.7%	73.6%	72.4%

TABELA 7 - Listagem dos valores obtidos na medição do fluxo de ar, utilizando o calorímetro psicométrico.

dos são apresentadas as Tabelas 8, 9 e 10, com as posições I, II e III, respectivamente, onde são listados os níveis de pressão sonora para as condições originais e os níveis com a utilização do silenciador externo, bem como a diferença obtida para cada banda de frequência em oitava, além das diferenças do nível de pressão sonora total em dB e em dB(A).

A grande diferença entre os níveis para refrigeração alta e ventilação alta na banda de 63.0 Hz, é causada pela entrada em funcionamento do motocompressor.

Das Tabelas 8, 9 e 10, pode-se observar que praticamente não houve uma variação entre os níveis de pressão sonora total para as condições analisadas, fato este explicável pelo deslocamento em frequência do nível máximo de pressão nas bandas centrais de oitava.

Já com os níveis obtidos com uso do circuito de compensação A, observa-se que a atenuação é variável em função da posição do microfone, fato este já esperado, uma vez que estes níveis são dependentes da distância do microfone até a fonte.

Pelas Figuras 26, 27 e 28, pode-se observar que o nível de pressão sonora irradiado pelo condicionador de ar instalado na sala, pode ser qualificado como atingindo a curva NC-56.

Porém com o uso do silenciador à 30mm, veja Figuras 29, 30 e 31, esta qualificação cai para curva NC-50, o que praticamente também ocorre para o silenciador instalado à uma distância de 50mm, veja Figuras 32, 33 e 34.

Com o silenciador instalado a uma distância de 80mm esta qualificação volta a subir, ficando em torno da curva NC-53.

Pode-se verificar que há uma mudança do pico de máximo nível de pressão sonora para as bandas de baixa frequência, onde

POSIÇÃO I - AC 1750(Kcal/h)

FREQUÊNCIA CENTRAL	REFR. FUNDO		REFR. VENT.		DIF. REFR.		DIF. VENT.		DIF. VENT.		DIF. VENT.				
	ORIG.	ORIG.	30	50	30	50	30	50	30	50	30	50			
31,5	33,5	45,5	52,5	46,5	-1,0	43,6	1,9	45,0	0,5	43,0	9,5	43,5	9,0	44,0	8,5
63	42,0	59,5	51,0	58,0	1,5	58,0	1,5	57,5	2,0	50,5	0,5	53,0	-2,0	51,5	-0,5
125	33,5	57,5	56,5	59,5	-2,0	60,4	-2,9	60,0	-2,5	59,5	-3,0	60,0	-3,5	60,0	-3,5
250	45,5	57,0	57,0	56,5	0,5	58,8	-1,8	59,5	-2,5	56,5	0,5	58,4	-1,4	59,0	-2,0
500	33,0	56,0	55,5	54,0	2,0	54,5	1,5	54,0	2,0	54,0	1,5	53,8	1,7	53,5	2,0
1000	27,0	57,0	57,4	47,0	10,0	48,0	9,0	49,4	7,6	47,4	10,0	48,0	9,4	49,0	8,4
2000	21,0	50,5	50,5	37,8	12,7	39,4	11,1	41,0	9,5	37,8	12,7	38,8	11,7	41,0	9,5
4000	13,5	46,5	46,4	30,5	16,0	34,2	12,3	36,5	10,0	31,0	15,4	33,5	12,9	36,4	10,0
8000	14,0	42,4	41,5	23,0	19,4	27,0	15,4	29,8	12,6	23,0	18,5	26,5	15,0	29,5	12,0
LINEAR	51,0	65,5	64,5	64,0	1,5	64,6	0,9	64,5	1,0	62,5	2,0	63,4	1,1	63,2	1,3
TOTAL	47,7	64,9	63,7	63,7	1,2	64,6	0,3	64,5	0,3	62,5	1,2	63,5	0,2	63,6	0,1
DB(A)	37,5	59,8	59,5	53,8	6,0	54,6	5,2	55,2	4,6	53,5	6,0	54,6	4,9	55,5	4,0

TABELA 8 - Listagem dos níveis de pressão sonora - Posição I.

Para as condições originais e com o silenciador externo acoplado às distâncias médias de 30, 50 e 80mm.

POSIÇÃO II - AC 1750 (Kcal/h)

FREQUÊNCIA CENTRAL	REFR. VENT. ORIG.		REFR. DIF. 30		REFR. DIF. 50		REFR. DIF. 80		VENT. DIF. 30		VENT. DIF. 50		VENT. DIF. 80		
	30	50	30	50	30	50	30	50	30	50	30	50	30	50	
31,5	35,0	47,5	46,0	49,5	-2,0	49,0	-1,5	50,4	-2,9	47,5	-1,5	48,0	-2,0	49,0	-3,0
63	43,5	63,0	50,5	66,5	-3,5	63,5	-0,5	65,8	-2,8	51,5	-1,0	52,0	-1,5	54,0	-3,5
125	36,5	57,5	57,5	61,0	-3,5	60,0	-2,5	61,2	-3,7	61,5	-4,0	61,0	-3,5	61,0	-3,5
250	35,5	56,5	56,5	59,0	-2,5	60,2	-3,7	60,5	-4,0	58,5	-2,0	59,6	-3,1	60,4	-3,9
500	33,5	56,0	55,5	53,0	3,0	53,4	2,6	53,8	2,2	53,5	2,0	53,2	2,3	53,4	2,1
1000	29,0	57,0	57,5	47,5	9,5	48,8	8,2	50,0	7,0	47,8	9,7	49,0	8,5	49,4	8,1
2000	17,5	49,0	49,0	38,4	10,6	40,0	9,0	41,8	7,2	38,0	11,0	39,4	9,6	41,4	7,6
4000	13,5	44,5	44,5	30,5	14,0	34,4	10,1	37,0	7,5	30,8	13,7	33,6	10,9	36,5	8,0
8000	13,0	39,0	39,0	24,0	15,0	28,0	11,0	31,4	7,6	23,8	15,2	27,5	11,5	30,5	8,5
LINEAR	41,0	66,0	63,5	68,0	-2,0	67,0	-1,0	68,4	-2,4	63,6	-0,1	63,8	-0,3	64,5	-1,0
TOTAL	45,6	66,1	63,4	68,4	-2,3	66,7	-0,6	68,3	-2,2	64,2	-0,8	64,3	-0,9	64,8	-1,4
DB(A)	33,5	59,5	59,5	54,5	5,0	55,4	4,1	55,8	3,7	54,2	5,3	54,6	4,9	55,5	4,0

TABELA 9 - Listagem dos níveis de pressão sonora - Posição II.

Para as condições originais e com o silenciador externo acoplado às distâncias médias de 30, 50 e 80mm.

POSIÇÃO III - AC 1750 (Kcal/h)																							
FREQUÊNCIA CENTRAL	RUÍDO FUNDO		REFR. ORIG.		VENT. ORIG.		REFR. 30		DIF. 30		REFR. 50		DIF. 50		VENT. 30		DIF. 30		VENT. 50		DIF. 50		
	30	50	30	50	30	50	30	50	30	50	30	50	30	50	30	50	30	50	30	50	30	50	
31,5	35,0	44,5	42,0	46,5	-2,0	46,5	-2,0	46,8	-2,3	43,6	-1,6	44,0	-2,0	45,0	-3,0								
63	43,0	63,0	50,5	64,5	-1,5	63,5	-0,5	63,0	0,0	50,0	0,5	51,0	-0,5	51,0	-0,5								
125	35,0	57,5	57,5	59,5	-2,0	60,4	-2,9	59,8	-2,3	59,0	-1,5	60,0	-2,5	59,5	-2,0								
250	38,0	57,5	56,5	59,0	-1,5	60,6	-3,1	61,8	-4,3	59,4	-2,9	60,0	-3,5	61,0	-4,5								
500	26,8	55,0	54,5	53,5	1,5	54,4	0,6	54,6	0,4	53,6	0,9	54,0	0,5	55,0	-0,5								
1000	29,5	55,5	55,5	46,4	9,1	47,4	8,1	47,8	7,7	46,0	9,5	46,8	8,7	47,5	8,0								
2000	19,5	48,5	48,0	37,0	11,5	39,2	9,3	40,5	8,0	36,6	11,4	38,2	9,8	40,2	7,8								
4000	13,0	44,0	44,0	29,4	14,6	32,4	11,6	35,5	8,5	29,4	14,6	32,0	12,0	35,0	9,0								
8000	13,0	37,5	37,5	22,5	15,0	26,4	11,1	29,4	8,1	22,4	15,1	26,5	11,0	29,5	8,0								
LINEAR	43,5	66,0	62,5	66,5	-0,5	66,5	-0,5	66,4	-0,4	63,0	-0,5	63,5	-1,0	64,0	-1,5								
TOTAL	45,3	65,9	62,7	66,8	-0,9	66,9	-0,9	66,9	-0,9	63,1	-0,4	63,9	-1,2	64,3	-1,6								
DB(A)	33,0	58,0	58,0	54,4	3,6	55,0	3,0	55,5	2,5	54,0	4,0	54,5	3,5	55,5	2,5								

TABELA 10 - Listagem dos níveis de pressão sonora. Posição III.

Para as condições originais e com o silenciador externo acoplado às distâncias médias de 30, 50 e 80mm.

ocorre um aumento do nível de ruído irradiado pelo condicionador de ar com o silenciador externo acoplado, podendo este aumento ser uma amplificação do ruído gerado pelo condicionador de ar ou mesmo o ruído próprio gerado pelo silenciador externo.

As medições do fluxo de ar com o silenciador externo acoplado foram realizadas para uma distância média de 50mm uma vez que a sua qualificação é praticamente a mesma para o silenciador instalado a 30mm.

Pode-se observar que a redução no fluxo de ar foi da ordem de 7.0%, ficando dentro de uma faixa provável de erros de medição, podendo, portanto, considerar-se como insignificante.

Para fins térmicos recomenda-se que o fluxo seja direcionado para frente e não para cima, realizando-se modificações na forma do silenciador para que o fluxo de ar fique com as mesmas características do aparelho original.

Com o uso de barreira interna de chumbo, observa-se pelas Figuras 38, 39 e 40, que praticamente não há atenuação do nível de pressão sonora irradiada pelo aparelho, não sendo, portanto, uma maneira recomendável para atenuação do ruído irradiado pelo aparelho.

Com a substituição dos rotores originais por rotores de discos paralelos, observa-se uma redução bastante significativa no fluxo de ar, fato este já esperado devido a baixa rotação do motor elétrico que aciona os rotores, observa-se ainda, um aumento da rotação do motor elétrico que aciona os rotores e também uma redução da potência consumida por este.

Foi realizada a medição do fluxo de ar para um tipo diferente de espaçador e verificou-se uma queda no índice de redução do fluxo, recomendando-se assim para futuros trabalhos o estu

do da influência da forma dos espaçadores no fluxo de ar dado pe
lo rotor de discos paralelos.

CAPÍTULO 6

6 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES FINAIS.

Passaremos agora a fazer uma análise final dos resultados obtidos em cada Capítulo desenvolvido neste trabalho.

Desde que haja a possibilidade de se utilizar um computador digital para efetuar a filtragem de algum sinal, este processo torna-se recomendável uma vez que se consegue ficar bem mais próximo da filtragem ideal sem os problemas e erros advindos da filtragem analógica que envolve uma dependência dos componentes elétricos que podem não responder dentro dos limites previstos.

Em cada banda de frequência de terço de oitava, para os filtros digitais aqui desenvolvidos, foi conseguido um erro na potência de saída do sinal menor do que 2.90%, estando este erro bem abaixo dos 10.0% recomendados pelas normas internacionais.

Na medição dos níveis de potência sonora irradiada para o aparelho condicionador de ar do Tipo II, observou-se que não há diferença entre os níveis para as três condições de funcionamento: Ventilação, Refrigeração e Aquecimento.

Na identificação da contribuição de cada fonte para o nível total fica bem nítido que o ventilador axial de 6 pás é a principal fonte de ruído, sendo seu nível praticamente o mesmo quando da medição do aparelho completo em funcionamento.

Para o ventilador radial observou-se que o espectro é praticamente idêntico ao do ventilador axial, dando um nível total de 70.0 db(A), ficando portanto 7.0 dB(A) abaixo do nível total obtido para o aparelho completo.

Com o motocompressor houve uma grande dificuldade na obtenção dos níveis de potência sonora, devido as condições de

funcionamento, uma vez que não estava em operação os ventiladores, sendo recomendado uma montagem especial que permita o funcionamento normal do motocompressor, para melhor identificação da sua parcela de contribuição para o nível total irradiado pelo aparelho.

Os níveis para o motor elétrico que aciona os dois ventiladores está bem abaixo, estando praticamente nos mesmos níveis do ruído de fundo medido dentro da câmara no período da madrugada.

A identificação da contribuição do ruído irradiado pelo fluxo de ar se torna um pouco difícil, sendo recomendada sua medição com um sistema especial onde seja possível obter o nível somente do fluxo de ar através do aparelho sem que se meça juntamente o nível do ventilador como foi feito neste trabalho. Seria o caso de se colocar o ventilador fora da câmara e através de um duto se fazer passar o fluxo de ar pelo aparelho colocado dentro da câmara.

Com a substituição dos rotores originais por rotores de discos paralelos, foi conseguida uma atenuação de 12.0 dB(A) para o nível total de potência sonora irradiada na condição de ventilação alta máxima, e de 7.0 dB(A) para a condição de refrigeração alta máxima.

O nível total obtido para a condição de ventilação alta máxima, com os rotores de discos paralelos foi de 64.5 dB(A), enquanto que para a condição de refrigeração alta máxima foi de 69.5 dB(A), tornando-se assim o motocompressor a fonte principal do ruído no aparelho condicionador de ar.

Para fins comparativos foi realizada a medição do fluxo de ar dado pelo ventilador radial original e para o ventilador de rotores de discos paralelos. Observou-se que o fluxo de ar dado pelo rotor de fluxo laminar estava bem abaixo do fluxo dado pelo

rotor original.

Foram realizadas medições do fluxo de ar dado pelo rotor de fluxo laminar sendo acionado por um outro motor elétrico à uma rotação de 3,470 RPM, quando se conseguiu um aumento de um fator médio de 1.80 vezes o fluxo de ar dado com a rotação de 1.720 RPM do motor elétrico original do aparelho, com isto coloca-se o rotor de discos paralelos em condições de atender o fluxo de ar necessário para o aparelho operar nas condições normais.

Assim recomenda-se que para trabalhos futuros seja verificado:

- os níveis de potência sonora do aparelho condicionador de ar, em função do fluxo de ar, fazendo-se uso de rotores de discos paralelos acionados por motor elétrico de rotação variável (de 1.700 até 5.000 RPM, por exemplo).
- formas aerodinâmicas para os parafusos de fixação, já que a frequência de passagem destes domina o espectro de ruído dos rotores de discos paralelos.

Como o rotor de fluxo axial é a principal fonte de ruído irradiado pelo aparelho condicionador de ar, seria recomendável a continuação do estudo da utilização de rotor de discos paralelos semi-axial, onde com as modificações necessárias, tais como aumento do número de discos, diâmetro interno, diâmetro externo, ângulo de saída, e também espessura e forma dos espaçadores para que se possa atender o fluxo de ar necessário para o funcionamento normal do aparelho.

Com o aparelho condicionador de ar nas condições originais e instalado em uma sala normal, foram obtidos os níveis de pressão sonora em três diferentes posições de microfone, para as condições de desligado (ruído de fundo), refrigeração alta máxima

e ventilação alta máxima. Níveis estes que foram praticamente os mesmos, com exceção para a banda de 63.0 Hz, onde ocorre uma diferença, para menos, de 12.0 dB da condição de ventilação alta máxima em relação a refrigeração alta máxima.

O nível de pressão sonora total praticamente se manteve constante em torno de 64.0 dB para a condição de ventilação alta máxima, e em torno de 66.0 para a condição de refrigeração alta máxima, com e sem a utilização do silenciador externo, fato este explicado pela mudança da posição dos valores máximos dos níveis nas bandas de frequência.

Com o simples acoplamento do silenciador observou-se uma mudança do ruído irradiado pelo condicionador de ar, passando -se a notar uma espécie de zumbido (ZUUUMMM) que caracteriza o novo ruído irradiado pelo aparelho.

Para a distância (\bar{D}) de 30mm obtém-se uma queda da qualificação NC-56 para NC-50, o que praticamente também é observado para a distância (\bar{D}) de 50mm, já para a distância (\bar{D}) de 80mm a qualificação ficou em torno de NC-53. Sendo portanto a posição de 50mm recomendada como a mais próxima da posição ideal.

Para verificação da influência do silenciador no fluxo de ar foram realizadas as medições comparativas entre o aparelho nas condições originais e com o silenciador externo acoplado, quando observou-se uma pequena redução de aproximadamente 7.0% no fluxo de ar no evaporador.

Fato este que não tem grande influência na eficiência térmica do aparelho, mas a mudança da direção de saída do fluxo de ar tem, portanto, recomenda-se que seja utilizado um tipo de silenciador que mantenha a direção original de saída do fluxo de ar.

Com o uso da barreira interna de chumbo não se conseguiu a atenuação esperada, sendo portanto, recomendado que para trabalhos seja estudado o uso de materiais com alto coeficiente de absorção para revestimento interno das paredes do condicionador de ar.

Com a utilização do silenciador externo consegue-se uma queda na qualificação de NC-56 para NC-50, sem que se torne necessário nenhuma modificação na aparelho já construído e instalado, apenas acoplando-se o silenciador, que terá suas dimensões ditas pelo aparelho condicionador de ar, que se deseje atenuar o ruído irradiado.

Para trabalhos posteriores a este, é recomendado a identificação das curvas de diretividade em bandas de oitava, tanto para o aparelho como um todo, como para o aparelho instalado em uma sala normal, uma vez que este fator influência nas características finais do silenciador externo.

REFERÊNCIAS

- [1] MIKESKA, E.E. - Air-conditioning equipment noise levels in homes. NOISE CONTROL, may/1957.
- [2] BEZ, HUMBERTO N. e GERGES, SAMIR N.Y. - Avaliação da qualidade de acústica e identificação de ruído de um condicionador de ar de fabricação nacional. COBEM 1983, pp 119-28.
- [3] PESCOD, D. - Towards quieter packaged air conditioning. Proceedings of the symposium on "industrial noise problems & solutions", Monash University. Clayton, 28 th - october 1971.
- [4] SHEPHERD, I.C. - Reduction of external noise from a packaged air conditioner. Australian refrigeration, air conditioning & heating. october/1977. Vol. 31, nº 10, pp 35-38.
- [5] SEYBERT, ANDREW F. CROCKER, MALCOLM J. MOORE, JAMES W. JONES, STEVEN R. - Reducing the noise of a residential air conditioner. Noise control engineering. autumn/1973.
- [6] GERGES, SAMIR N.Y. - Controle de ruído industrial. Apostila-UFSC. Curso de Graduação e pós-graduação, 1984.
- [7] BARTENWERFER, M., GIKADI, T., NEISE, W., AGNON, R. - Noise reduction in centrifugal fans by means of an acoustically lined casing. Noise control engineering, may-june/1977.
- [8] NEISE, W. - Review of noise reduction methods for centrifugal fans. Journal of engineering for industry. Vol. 104, pp 151 161. may/1982.
- [9] MERRY, S.I. e GLEGG, S.A.L. - Aerodynamic and noise characteristics of laminar flow fan. Internoise - Honolulu,

pp 53-56, december/1984.

- [10] BERANEK, LEO L. - Noise and vibration control. McGraw-Hill Book Company.
- [11] ISVR - Course notes 1978 - Noise control for engineer-process industries. Southampton University - Inglaterra.
- [12] HEWLETT-PACKARD - Third octave analysis with the HP-3582 a spectrum analyzer. Applications note 245-3.
- [13] SPECTRAL DYNAMICS - Using the SD345 - The spectrum analyzer for the '80's one third octave analysis. DSP-036-1/1981.
- [14] DANISH ACOUSTICAL LABORATORY - Real time 1/3 octave analyzer computer program. Report N 28/1982.
- [15] ASA-S1.11/1966 - Octave, half-octave, and a third octave band filter sets.
- [16] HSU, Hwei P. - Fourier Analysis. Simon & Schuster, Inc. 1970.
- [17] GERGES, SAMIR N.Y. - Processamento e análise de sinais aleatórios. Curso intensivo para Bruel & Kjaer do Brasil, novembro/1983.
- [18] MEIROVITCH, L. - Analytical methods in vibrations. The Macmillan company, Collier-Macmillan Ltd, London 1967, (ISBN 0-02-380140-9).
- [19] CROCKER, M.J. e PRICE, A.J. - Noise and noise control. Vol. I CRO Press Inc.
- [20] HEWLETT-PACKARD - 5451 - C - Fourier analyzer sistem. Sistem operating manual.
- [21] BRUEL & KLAER - Frequency analyzer 2120. Instruction manual, revision november 1980.

- [22]BEZ, HUMBERTO N. - Qualificação de câmara reverberante para medida de potência sonora e avaliação da qualidade acústica de um aparelho de ar condicionado. Dissertação submetida a UFSC para obtenção do grau de mestre em engenharia , abril/1983.
- [23]ISO - 3742/1975(E) - Acoustics - Determination of sound power levels of noise sources - Precision methods for discrete - frequency and narrow-band sources in reverberation rooms.
- [24]MACRAB, EDWARD B. - Environmental noise control. John Wiley & Sons.
- [25]WILSON, R.J. - Compressor noise control in applications. Proceeding of the 1974 Purdue technology conference, pp 208-212.
- [26]MERRY, S.L., GLEGG, S.A.I. and HERBERT, A.G.- The performance of low noise laminar flow fans. Internoise-83, pp 115-118.
- [27]BENEDICT, ROBERT P. - Generalized contraction coefficient of an orifice for subsonic and supercritical flows. Trans. ASME, J. Basic Eng., june 1971, p. 99.
- [28]BENEDICT, ROBERT P. and SCHUITE R.D. - A note on the critical pressure ratio across a fluid meter. Trans. ASME, J. Fluids Eng., september 1973, p. 337.
- [29]BENEDICT, ROBERT P. - Fundamentals of temperature, pressure, and flow measurements. Second edition, A Wiley-interscience publication - John Wiley & Sons, 1977.
- [30]ASME - Fluid meters - Their theory and applications. Report of ASME Research Committee on fluid meters, 6th ed., 1971.