

2300339

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

TRABALHO DE FORMATURA

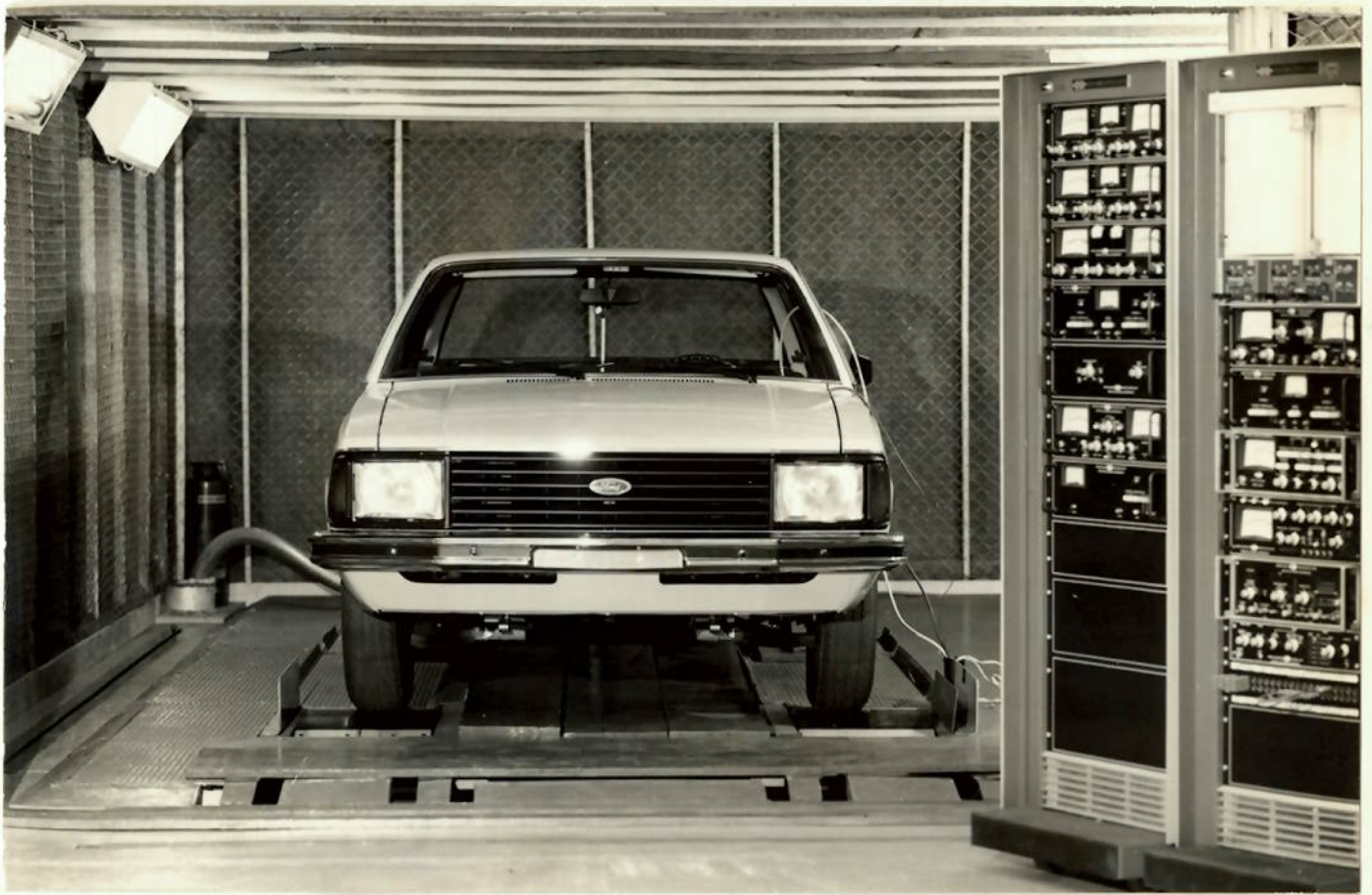
10,0
Desj
A. Madureira

TÍTULO: PROJETO BÁSICO DO SISTEMA DE ESCAPAMENTO
DE VEÍCULO COM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

AUTOR: NELSON WAISBICH

ORIENTADOR: PROF. OMAR MOORE
DE MADUREIRA.

1981



AGRADECIMENTOS

Gostaria de expressar meus sinceros agradecimentos à FORD BRASIL S.A., por permitir que este trabalho fosse realizado, fornecendo plenas condições de atuação e um fluxo inestimável de informações.

Em especial ao Departamento de Desenvolvimento e - Avaliação de Veículos, onde me foi concedida a oportunidade de desenvolver o tema escolhido com total liberdade.

Em particular, aos colegas do N.V.H., que com sua ajuda, apoio, incentivo e paciência, permitiram que eu concretizasse meu intento com uma profunda satisfação.

Ao Prof. Omar Moore de Madureira, pela transmissão de toda sua capacidade e experiência, mostrando os caminhos - mais corretos a serem seguidos.

À Ivan Rocha da Silva, por demonstrar toda sua eficiência e presteza nos momentos mais críticos.

A todos, o meu muito obrigado.

SUMÁRIO

No projeto de um veículo automotivo acionado por um motor de combustão interna, é praticamente inevitável a presença de um sistema de escape. A principal função deste sistema é a condução dos gases de escape provenientes da combustão.

Genericamente, fazem parte do sistema de escape:

- o coletor, onde são recolhidos os gases de combustão e conduzidos para fora do compartimento do motor.
- o tubo de escape, comumente conhecido por escapamento, por onde os gases são expelidos até a liberação ao meio ambiente
- elementos de atenuação de ruídos, conhecidos por silenciador e ressoador, podem coexistir ou não num sistema de escape, constituindo tanto elementos distintos como presentes num único corpo. São distinguidos normalmente pelo fato do silenciador agir sobre o nível geral de ruído, enquanto que o ressoador atua sobre uma faixa de frequências específicas.
- elementos de fixação (ou sustentação) do tubo de escape à carroceria.

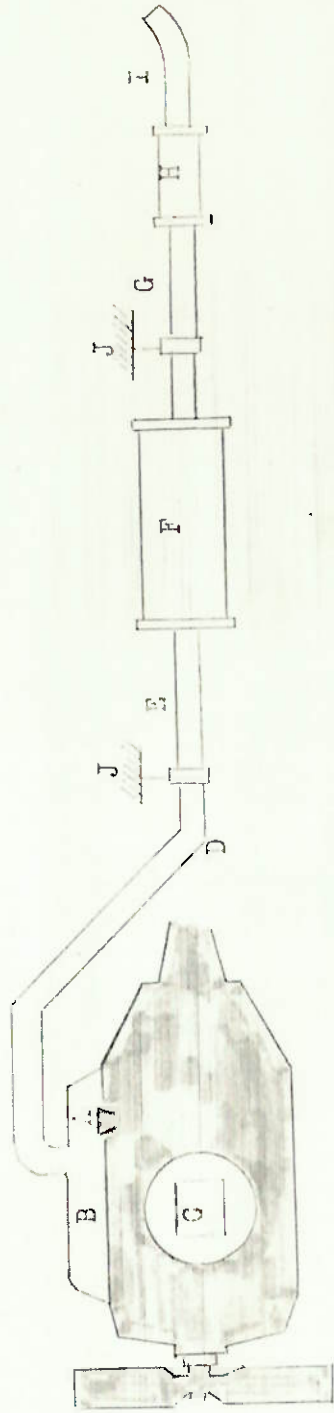
A intenção deste trabalho é esquematizar o procedimento para o cálculo de um escapamento, além de apresentar alguns resultados obtidos. Dada a complexidade que o problema envolve, e a não existência de um procedimento analítico exato, adotou-se o critério igualmente válido de trabalhar sobre dados obtidos através de avaliações, testes e medições.

Para todos efeitos, partiu-se do princípio que dispõe-se de um veículo já projetado, com todas as suas características principais definidas, a menos do sistema de escape. Esta hipótese não representa uma condição de toda real, já que diferentes sistemas e componentes do veículo são desenvolvidos paralelamente, procurando uma solução de compromisso que atenda as necessidades estabelecidas. No final será mostrado como a

mudança de algumas características do sistema pode alterar a análise e decisão final.

É sugerido aos leitores não familiarizados com a acústica técnica inicialmente a leitura do Apêndice para melhor utilização dos conceitos e termos expressos ao longo de todo o trabalho.

SISTEMA DE ESCAPE - COMPONENTES



- A : válvula de escape
- B : coletor de escape
- C : carburador
- D : tubo (em Y ou H, se sistema simples ou duplo, respectivamente)
- E : tubo de escape
- F : silenciador
- G : tubo de extensão
- I : ponta de escape
- H : ressoador
- J : suportes de fixação

ÍNDICE

	Pág.
Capítulo I - Estudo de Viabilidade Inicial	1
I.1- Estabelecimento da Necessidade	1
I.2- Formulação do Projeto - Especificação - Técnica	2
I.3- Síntese de Possíveis Soluções	6
I.3.a-Introdução	6
I.3.b-Tipos de Silenciadores	7
I.3.c-Definições sobre o Comportamento de Si- lenciadores.....	9
I.3.d-Soluções Propostas do Estudo de Viabili- dade	11
I.4- Exequibilidade das Soluções	30
 Capítulo II - Projeto Básico	 31
II.1- Solução da Melhor Alternativa - Matriz - Básica de Decisão	34
II.2- Modelagem Matemática	35
II.2.a- Comportamento Acústico.....	54
II.2.b- Comportamento Mecânico.....	62
II.2.c- Comportamento Mecânico Vibratório.....	67
II.3- Análise de Sensibilidade.....	132
II.4- Análise de Compatibilidade.....	133
II.5- Análise de Estabilidade.....	133
II.6- Solução Final.....	133
 Capítulo III - Conclusões.....	 134
III.1-Influências de Mudanças.....	134
III.1.a- No Motor.....	134
III.1.b- No Filtro de Ar.....	136

	Pág.
III.1.c- No Tubo Primário do Sistema de Escape.....	136
III.2 - Conclusão Final.....	168
APÊNDICE -	
A - Introdução Acústica	169
B - Sistemas de Avaliação.....	175
B.1-Comentários Sobre as Medições.....	175
B.2-dBA, dB.....	177
B.3-Inteligibilidade.....	178
B.4-Subjetiva.....	191
B.5-Resolução Contran 448/71	196
B.6-Partes Nodais - Suportes de Fixação....	203
ANEXOS -	
1. Roteiro do Tubo de Escape	
2. Junta de União entre Tubo Primário e Secundário	
3. Anel de Ligação	
4. Elemento de Amortecimento	

CAPITULO I

ESTUDO DA VIABILIDADE INICIAL

I.1 - Estabelecimento da Necessidade

Adotar-se-á o termo VEIC ao longo de todo o trabalho - quando houver alguma menção ou referência ao veículo para o - qual será feito o estudo do sistema de escape.

As principais razões que requerem a existência do sistema de escape em um veículo são:

a) Atenuar o nível de ruído proveniente da exaustão dos gases, evitando um mal estar tanto por parte dos passageiros - como aos que se encontram fora do veículo.

b) Direcionar a emissão dos gases para fora do veículo, de forma que os mesmos não permaneçam retidos próximos a outros componentes, tais como motor, bateria, caixa de transmissão, etc., o que comprometeria o desempenho e a vida útil destes elementos, diminuindo a segurança do veículo como um todo.

c) Atenuar a emissão de gases de combustão à atmosfera, através de filtragem, retenção de parte deles e eventualmente finalizar a combustão.

d) No caso específico do VEIC, dificilmente poder-se-ia utilizar algum dos vários modelos de sistema de escape já existentes, pois os mesmos foram concebidos para veículos com diferentes características (motor, dimensões do chassi-comprimento, disponibilidade de espaço, distribuição dos elementos, etc.), e certamente não atenderiam às necessidades de outro projeto. Entretanto, torna-se possível tentar combinar-se alguns dos elementos já existentes visando a obtenção dos resultados almejados.

Portanto, definiu-se plenamente a necessidade da elaboração de um projeto que satisfaça aos requisitos acima expostos.

1.2 - Formulação do Projeto - Especificação Técnica

Ao analisar-se o sistema de escape (a menos do coletor - de escape) como um sistema fechado, pode-se estabelecer as entradas e saídas previstas, tanto desejáveis como indesejáveis.

Entradas desejáveis:

- Os gases de combustão ao saírem do coletor possuem fluxo (massa e velocidade) variável e pulsante. Isto ocorre devido ao fato que as válvulas de admissão e escape possuem um movimento alternativo de abertura e fechamento, gerando uma condição - pulsante. O fluxo é variável pois a carga e a rotação no motor não é constante, sendo esta a condição normalmente usual de utilização.

- O motor de VEIC é de 1.3L (1300 cilindradas), com quatro cilindros dispostos em linha. A seguir, tem-se o gráfico da vazão específica de gases saem do coletor (consequentemente, estão entrando no sistema) em função da rotação.

Entradas indesejáveis:

- A mistura ar-combustível não queimada estar presente - em uma porcentagem elevada.

- Choques e Vibrações mecânicos resultantes do funcionamento do motor.

Saídas desejáveis:

- Retenção de gases/ou restrições ao fluxo de forma que não prejudiquem sensivelmente o rendimento do motor.

- Nível de ruído emitido ao meio ambiente baixo, respeitada a legislação vigente (ex: Contran 448/71) e/ou padrões de aceitação estabelecidos, e sem períodos intermitentes.



- A energia irradiada ao interior do compartimento de passageiros (seja sonora ou térmica) deve ser a mínima possível.

Saídas indesejáveis:

- Vibrações mecânicas elevadas
- Poluição ambiental elevada (sonora, atmosférica-aparência e composição dos gases fora do especificado)
- Condições impróprias de conversação no interior do veículo.

Características do Projeto

O sistema deverá cumprir determinadas exigências, algumas impostas pelo fabricante do VEIC através de normas processuais próprias, outras que satisfaçam os requisitos legais. Algumas limitações já estão impostas ao projeto, em virtude -

da própria hipótese inicial que o veículo está todo projetado a menos do sistema de escape. Pode-se classificar as características do projeto segundo os pontos de vista funcionais, operacionais e construtivos.

Funcionais:

1. O nível de ruído externo deve ser baixo segundo as avaliações subjetivas e objetivas, e compatível segundo a regulamentação do CONTRAN 448/71: 84 db para veículos de passeio.

2. O nível de ruído irradiado ao interior do veículo - deve ser considerado satisfatório.

3. A Curva de Inteligibilidade (definida no Apêndice) considerada como satisfatória.

b)- Operacionais:

1. O fluxo dos gases na tubulação de escape deve ser - contínuo.

2. A aparência dos gases de combustão não deve superar um leve tom branco-acinzentado, medida após 1.000 Km de operação com o veículo regulado para utilização normal e em tempo seco.

3. O efeito da temperatura deve ser avaliado de tal - forma que o calor que ingressa no compartimento de passageiros, irradiado pelo sistema de exaustão, seja aceitável.

4. A restrição ao fluxo dos gases não deve gerar uma - queda de potência do motor superior a 5%, medida em dinamômetro, na rotação de potência máxima.

5. A contra-pressão de escape (ou perda de carga) não deve exceder à 4 polegadas de mercúrio na rotação de potência máxima do motor.

c) Construtivos:

1. O roteiro do tubo de escape já está fixado pela disponibilidade de espaço existente no compartimento do motor e no - chassis (dimensões, localização aproximada dos elementos, disponibilidade de espaço para os elementos de atenuação de ruídos, etc).

Na verdade, esta característica não está plenamente definida, já que se tem a possibilidade prática de alterar o tubo - primário, por ex. (vide capítulo relativo às conclusões).

2. As dimensões do tubo foram fixadas segundo a utilização usual (comercial) e disponível no mercado, 42 a 45mm, considerando sempre a necessidade de que o sistema deve funcionar - com um compromisso peso/custo o melhor possível.

3. As folgas entre os componentes do sistema de escape e sua vizinhança deve ser tal que:

- seja evitado o aquecimento de forma a afetar a segurança e/ou desempenho e/ou durabilidade.

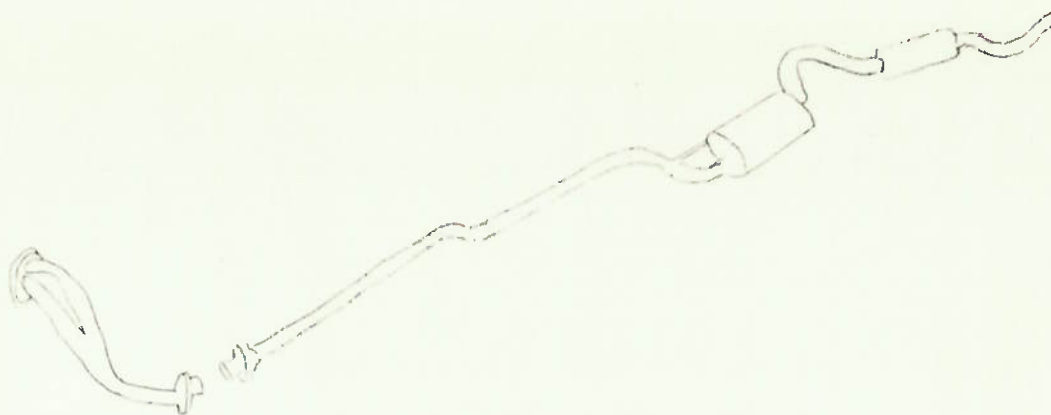
- seja evitado o contacto entre partes, gerando ruído e/ou desgaste de uma das partes (ou ambas).

4. A fixação, na medida do possível, do tubo de escape à carroceria deve se dar de forma fácil, utilizando os pontos nodais de vibração do sistema ou suas vizinhanças mais próximas.

5. A utilização de materiais tal como lã-de-vidro e lã-de-rocha, deve ser considerada de forma que a relação entre custo , eficiência e necessidade seja satisfatória.

6. O tempo de vida útil estipulado deve ser atingido.

7. O acabamento será definido apenas no projeto executivo.



1.3 - Síntese de Possíveis Soluções

1.3.a) - Introdução:

Antes de entrar-se propriamente nas possíveis soluções, serão feitos alguns pequenos comentários acerca do comportamento dos silenciadores (incluindo no termo ressoadores), que serão úteis numa primeira análise de interpretação das soluções adotadas.

Até hoje, muitos fabricantes de silenciadores utilizam-se largamente de um processo empírico para projeto. Este se compõe principalmente de experiências práticas anteriores, alguns testes e ensaios, um pequeno formulário de projeto e avaliações subjetivas para avaliação de desempenho. O método empírico é eficaz desde que não haja grandes mudanças com o surgimento dos novos modelos. Porém, ao se lidar com um motor com o qual não se está muito familiarizado, ou ainda se por alguma razão as condições de geração ou especificações acerca do ruído permissível são drasticamente alteradas, o sistema empírico não é mais aconselhável, a menos que se proponha a investir muito no desenvolvimento e teste para gerar um produto aceitável.

No momento, encontra-se pela frente alguns paradoxos no desenvolvimento de silenciadores. Por um lado, as leis que regulam o comportamento sonoro dos veículos são cada vez mais severas. De outra parte, existe uma grande pressão no sentido de se aumentar a eficiência dos veículos quanto a consumo. A redução de ruído implica num aumento no volume do silenciador

ou peso), enquanto que o aumento da eficiência implica numa redução do volume (ou peso). Isto sem contar-se as pressões do mercado consumidor, que exige quase sempre um aumento de potência do motor e redução de custo.

Todas estas pressões levam a que cada vez mais se procure modelos teóricos que possibilitem exprimir o comportamento de um silenciador com bastante segurança. Alguns poucos modelos já existem, mas será praticamente impossível testá-los neste trabalho, devido as próprias condições disponíveis.

I.3.b) - Tipos de Silenciadores

Existem 2 tipos principais de silenciadores, que comumente são utilizados: o tipo reativo e o tipo dissipativo. Reativos são normalmente constituídos de várias câmaras de diferentes volumes e perfis, conectadas juntas por tubos. Estes silenciadores refletem energia de volta para a fonte (claro que também podem dissipar alguma energia, por ex. devido a perdas na perfuração de resoadores concêntricos). Silenciadores dissipativos são constituídos de câmaras, tubos ou dutos, que são por sua vez preenchidos com material acústico absorvente. Nestes silenciadores, a energia sonora é absorvida e transformada em calor. Porém, silenciadores podem ser constituídos de elementos reativos e dissipativos. Ainda que certos materiais absorventes tal como fibra-de-vidro e lã-de-rocha são bastante usados em silenciadores de motores de combustão interna, eles sofrem sérias deformações com o uso, além de serem proibidos em certos países por problemas de poluição ambiental. Normalmente ocasionam um entupimento no escape, prejuízos de ordem mecânica ou mesmo se fundem, sendo só realmente efetivos para altas frequências.

Basicamente, existem duas configurações padrões para silenciadores automotivos: tipo de passagem direta ("Straight-through") e o tipo de fluxo reverso ("reversed flow"). O primeiro consiste normalmente de um tubo central com perfurações conectadas às cavidades vizinhas, que atuam tal como uma câmara de Helmholtz. O tubo central deve ser também cortado e defletores

instalados formando câmaras de expansão. Alguns modelos típicos estão no esquema abaixo:



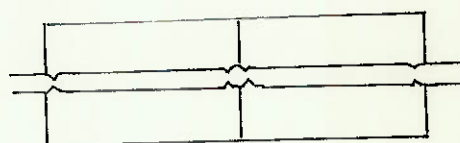
Câmara de Expansão
Simples



Câmara de Expansão Dupla
com Tubos de Conexão In-
terna



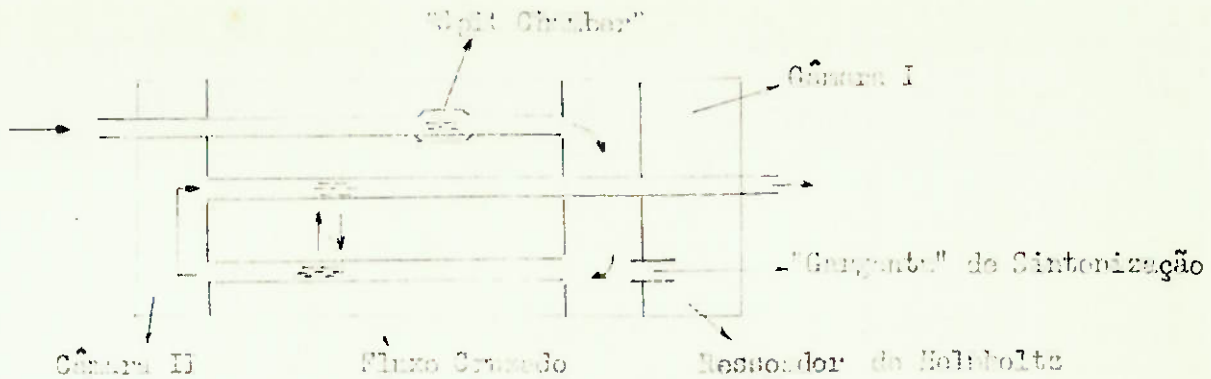
Câmara Ressoradora Simples



Câmara Ressoradora Dupla

O tipo de fluxo-reverso tem algumas variações. A direção de escoamento dos gases de escape é trocada uma ou mais vezes dentro do silenciador e câmaras como as dos ressoadores de Helmholtz, e ressoadores de tubos concêntricos e fim-de-câmaras de reversão são conectadas nos intervalos. O controle de fluxo cruzado entre os diferentes tubos de gás é geralmente permitido já que este produz atenuação pelo fato que as ondas sonoras podem progredir por diferentes caminhos de diferentes comprimentos, resultando em interferência (chama-se frequentemente a estas câmaras cruzadas de Tubos de Quincke).

Silenciadores de fluxo-reverso geralmente atendem mais o ruído de escape (particularmente à baixas frequências), porém têm um grave inconveniente: produzem alta contra-pressão de escape, e conseqüentemente perda de potência no desempenho do motor.



I.3.c) - Definições sobre o Comportamento dos Silenciadores

- Perda por inserção ("Insertion Loss"-IL) - é usualmente definida como a diferença entre o nível de pressão sonora medida em um ponto do espaço com e sem o silenciador introduzido entre aquele ponto e a fonte, e é uma grandeza conveniente de ser medida e pode ser fornecida pelos fabricantes.

- Perda por Transmissão ("Transmission Loss"-TL): é definida como $10 \log_{10}$ da razão entre a potência sonora incidente no silenciador e a potência transmitida. É normalmente calculada teoricamente e seu uso favorece aos que se voltam para a pesquisa sobre o assunto.

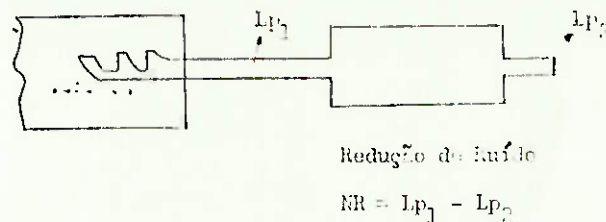
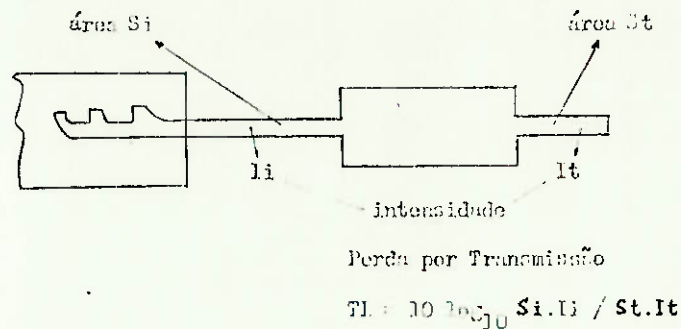
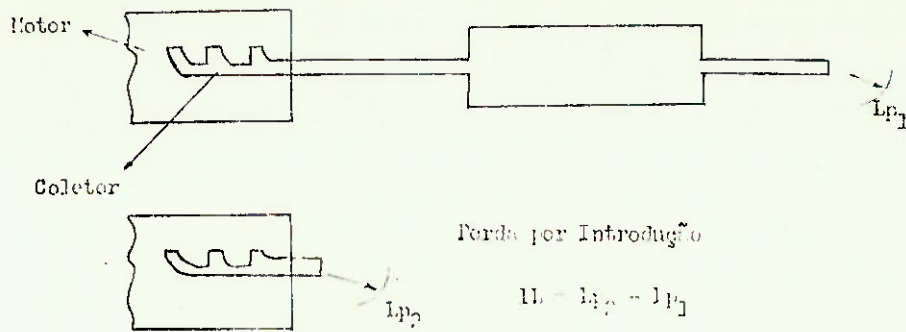
- Redução de Ruído ("Noise Reduction"-NR): é definida como a diferença entre os níveis de pressão sonora na entrada e saída do silenciador.

- Atenuação: É o decréscimo na propagação da potência sonora entre 2 pontos do sistema acústico. É normalmente usada para descrever a absorção em dutos preenchidos com elementos absorventes, onde seja necessário a medição do decréscimo do nível de pressão sonora por unidade de comprimento.

Pode-se enumerar portanto algumas características funcionais dos elementos de um tubo de escape, que servem de subsídios às possíveis soluções.

1. A expansão gera atenuação

2. Para uma mesma relação de seções S_2/S_1 (área da seção do silenciador/área do tubo), o efeito de atenuação será melhor quando maior for o comprimento.



3. Quanto maior $m = S_2/S_1$, maior será a atenuação

4. A utilização de material absorvente (fibras) pode reduzir a temperatura do gás e/ou seu nível de ruído, apesar de causar outros problemas (entupimento, fusão do material, poluição ambiental).

5. A reversão do sentido de fluxo dos gases atenua o efeito sonoro, principalmente à baixas frequências, porém gera altas contra-pressões, com conseqüente queda de rendimento do motor.

6. Pode-se sintonizar o ressoador para a frequência - desejada, desde que se faça a furação adequada, de forma que - esta gera ressoadores de Helmholtz.

7. Para um número de furos maior, deve-se ter uma frequência maior, fixadas todas as outras condições geométricas do sistema.

8. Ao se procurar atenuar determinada frequência, deve-se estudar o efeito de suas harmônicas e sub-harmônicas no sistema, pois talvez seja mais fácil atuar sobre harmônica (ou sub) do que sobre a própria frequência.

9. Para um aumento de temperatura do gás de escape, o nível de ruído de escape aumenta, enquanto que o ruído irradiado do silenciador diminui.

10. Os efeitos acústicos não se somam linearmente.

I.3.d) Soluções Propostas do Estudo de Viabilidade

1. tubo liso sem elementos
2. silenciador "1" atrás do eixo
3. silenciador "1" + ressoador "Y-0"
4. silenciador "1" central + ressoador "1" atrás do eixo
5. silenciador "2" central + ressoador "1" atrás do eixo
6. silenciador "1" atrás do eixo + ressoador "1" central (inverso da proposta 4)
7. silenciador "1" atrás do eixo + ressoador "Y-1"
8. silenciador "1" atrás do eixo + ressoador "Y-2"
9. silenciador "1" atrás do eixo + ressoador "Y-3"
10. silenciador "1" atrás do eixo + ressoador "Y-4"
11. elemento unificado "1" atrás do eixo
12. elemento unificado "1" atrás do eixo + ressoador "Y-3"
13. elemento unificado "2" atrás do eixo

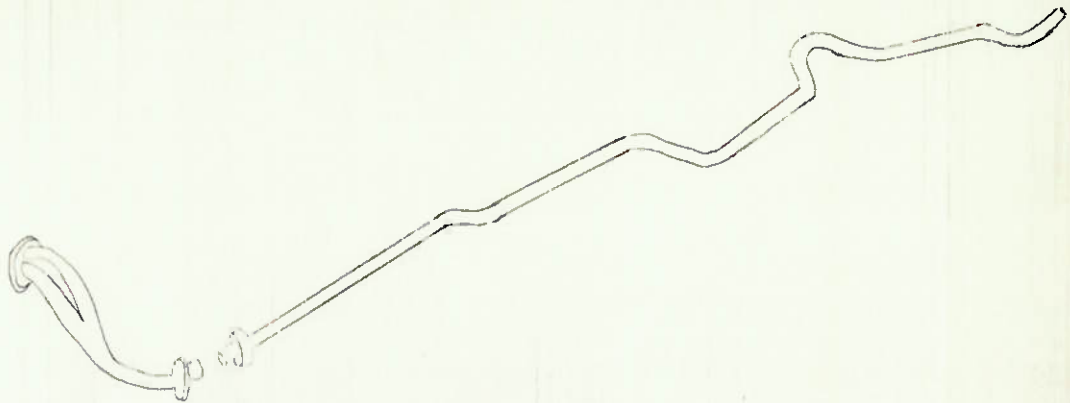
14. elemento unificado "5" atrás do eixo

15. elemento unificado "3" atrás do eixo + ressoador "1" central

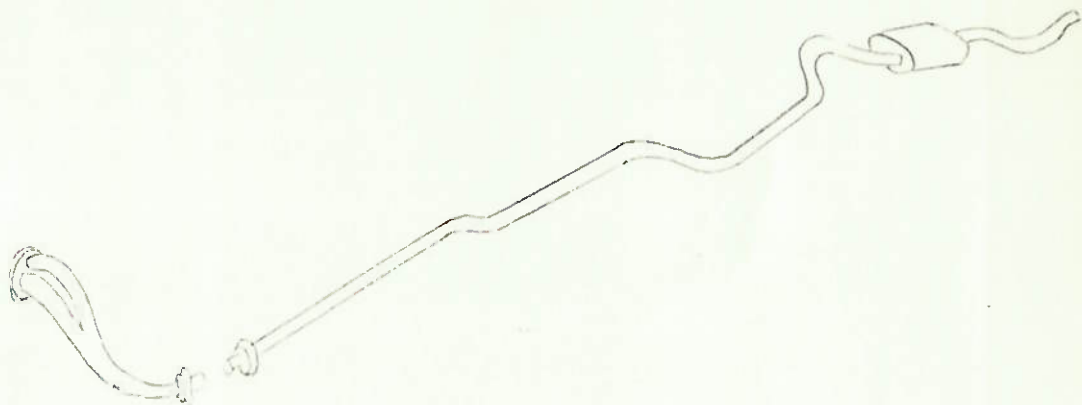
16. elemento unificado "4" atrás do eixo

Após as soluções propostas, serão mostrados os desenhos esquemáticos de cada um dos elementos que constam das distintas propostas. O material utilizado tanto para os tubos, como carcaça e defletores é aço ABNT 1008-1010.

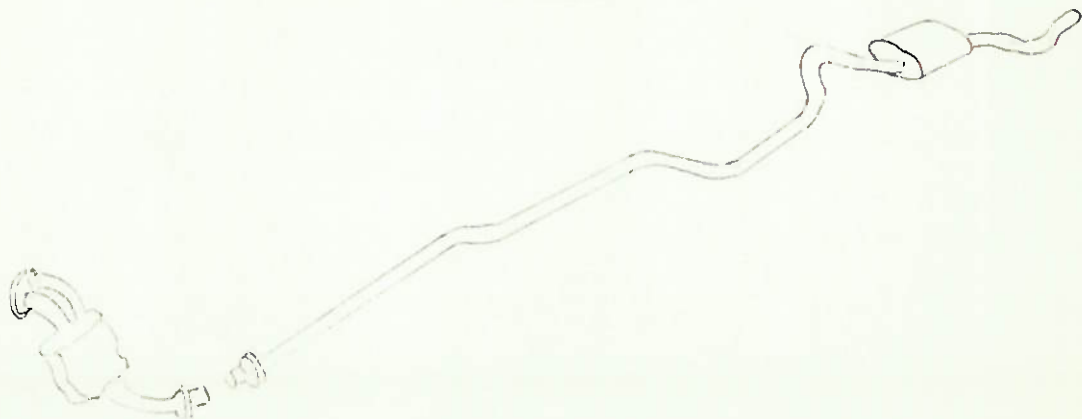
Proposta 1 : tubo liso sem elementos



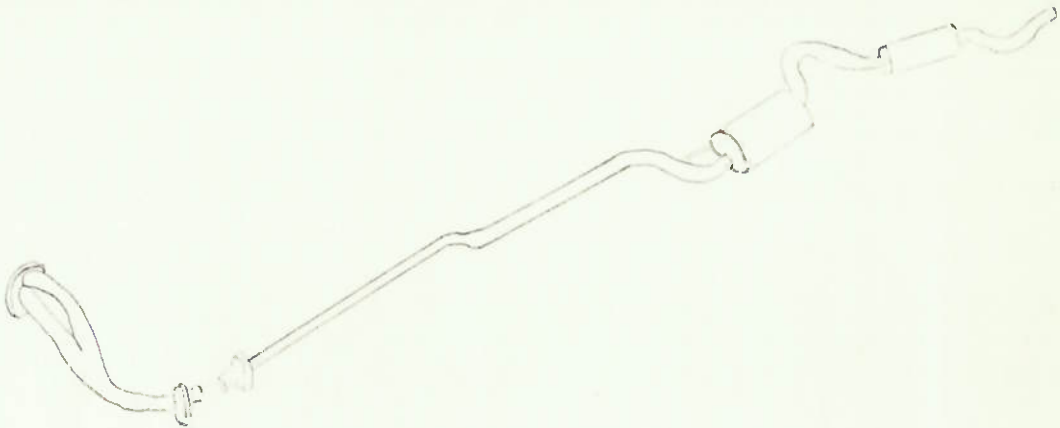
Proposta 2 : silenciador "1" atrás do eixo



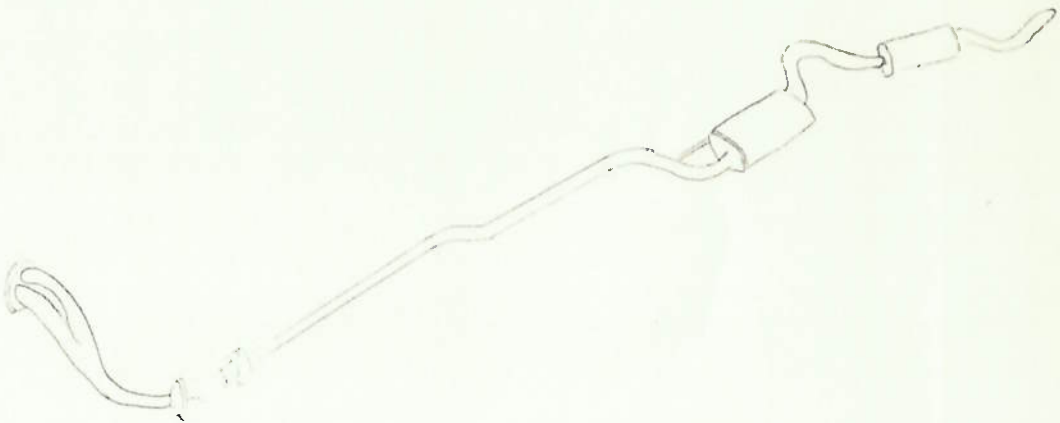
Proposta 3 : silenciador "1" e ressonador "Y-0"



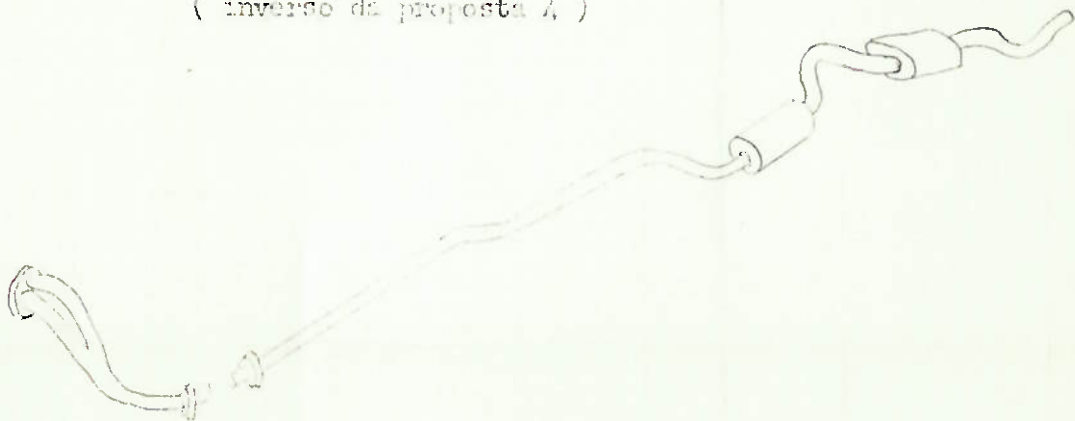
Proposta 4 : silenciador "1" central + ressoador "1" atrás do eixo



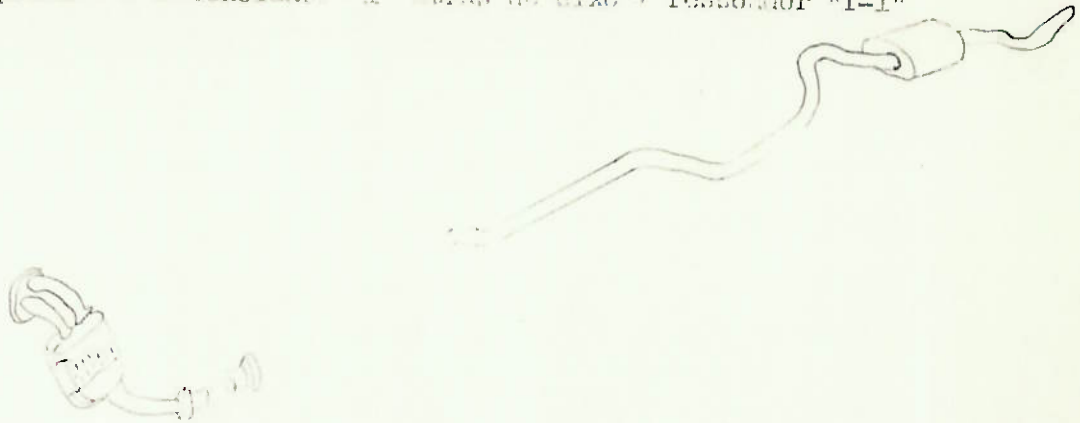
Proposta 5 : silenciador "2" central + ressoador "1" atrás do eixo



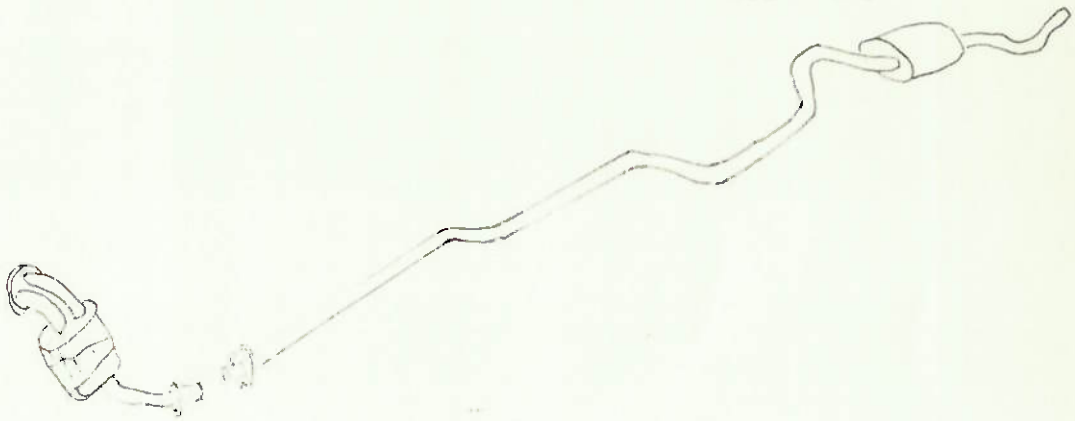
Proposta 6 : silenciador "1" atrás do eixo + ressoador "1" central
(inverso da proposta 4)



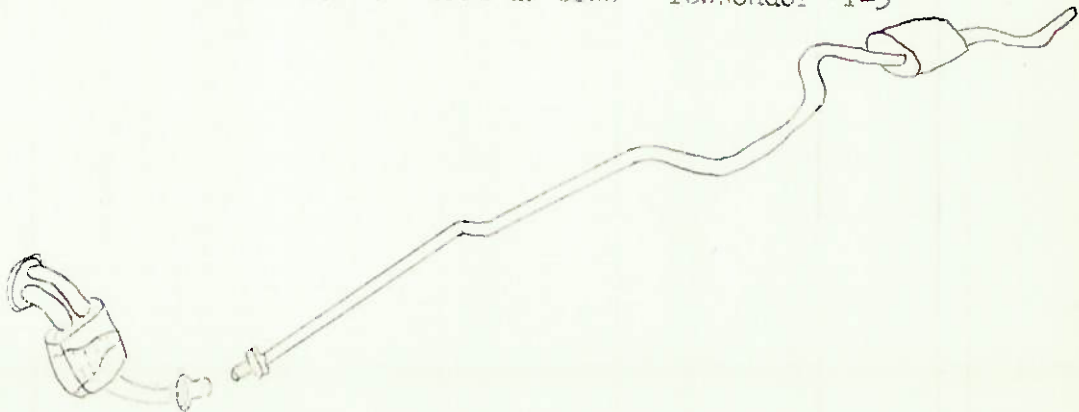
Proposta 7 : silenciador "1" atrás do eixo + ressonador "Y-1"



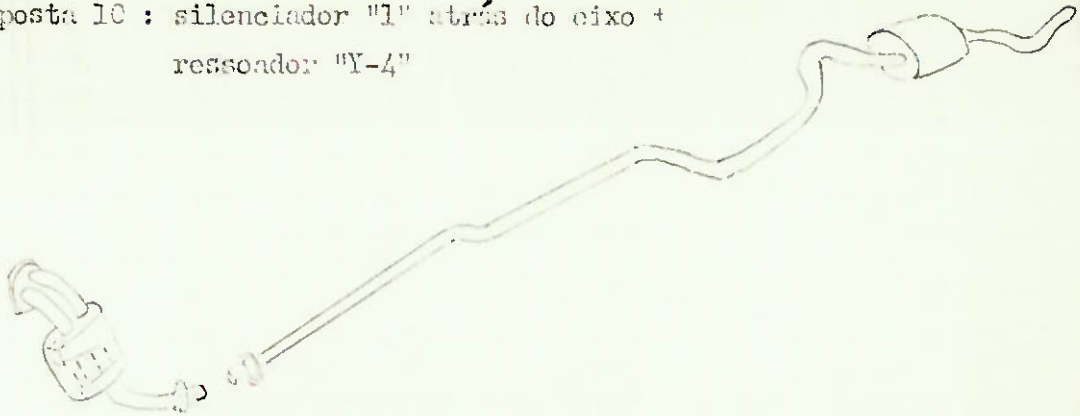
Proposta 8 : silenciador "1" atrás do eixo + ressonador "Y-2"



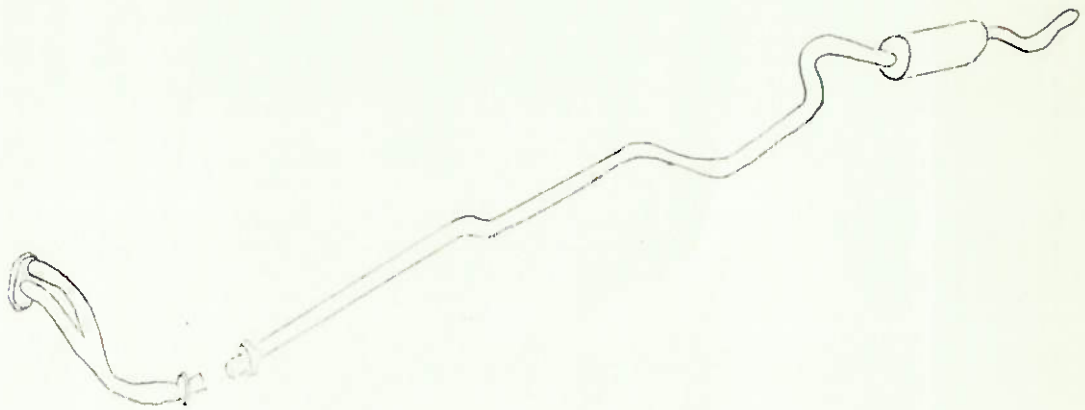
Proposta 9 : silenciador "1" atrás do eixo + ressonador "Y-3"



Proposta 10 : silenciador "1" atrás do eixo +
ressoador "Y-4"



Proposta 11 : elemento unificado "1" atrás do eixo



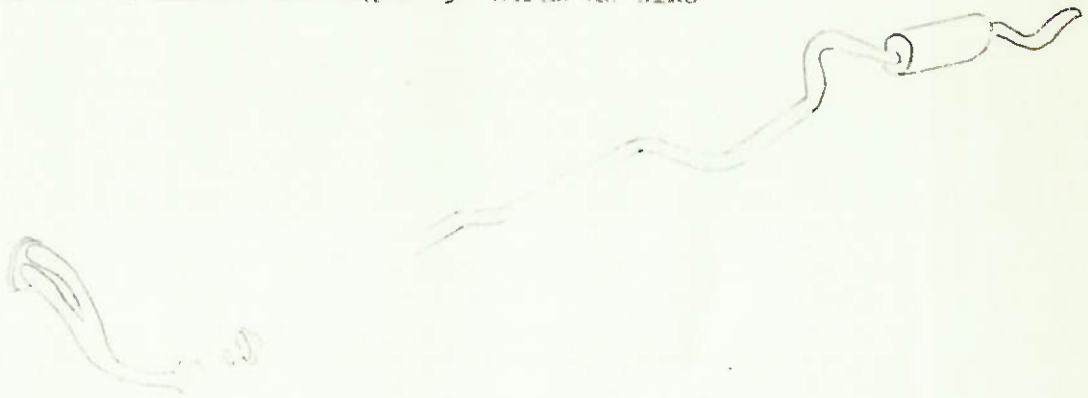
Proposta 12 : elemento unificado "1" atrás do eixo + ressoador "Y-3"



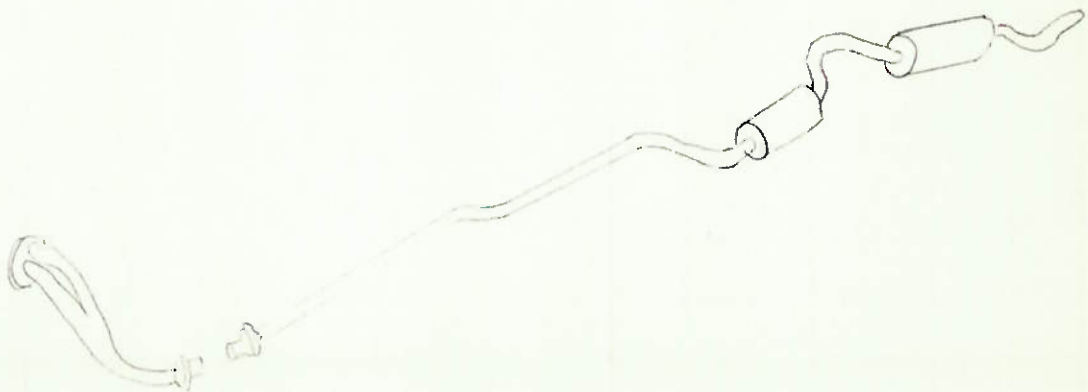
Proposta 13 : elemento unificado "2" atrás do eixo



Proposta 14 : elemento unificado "3" atrás do eixo



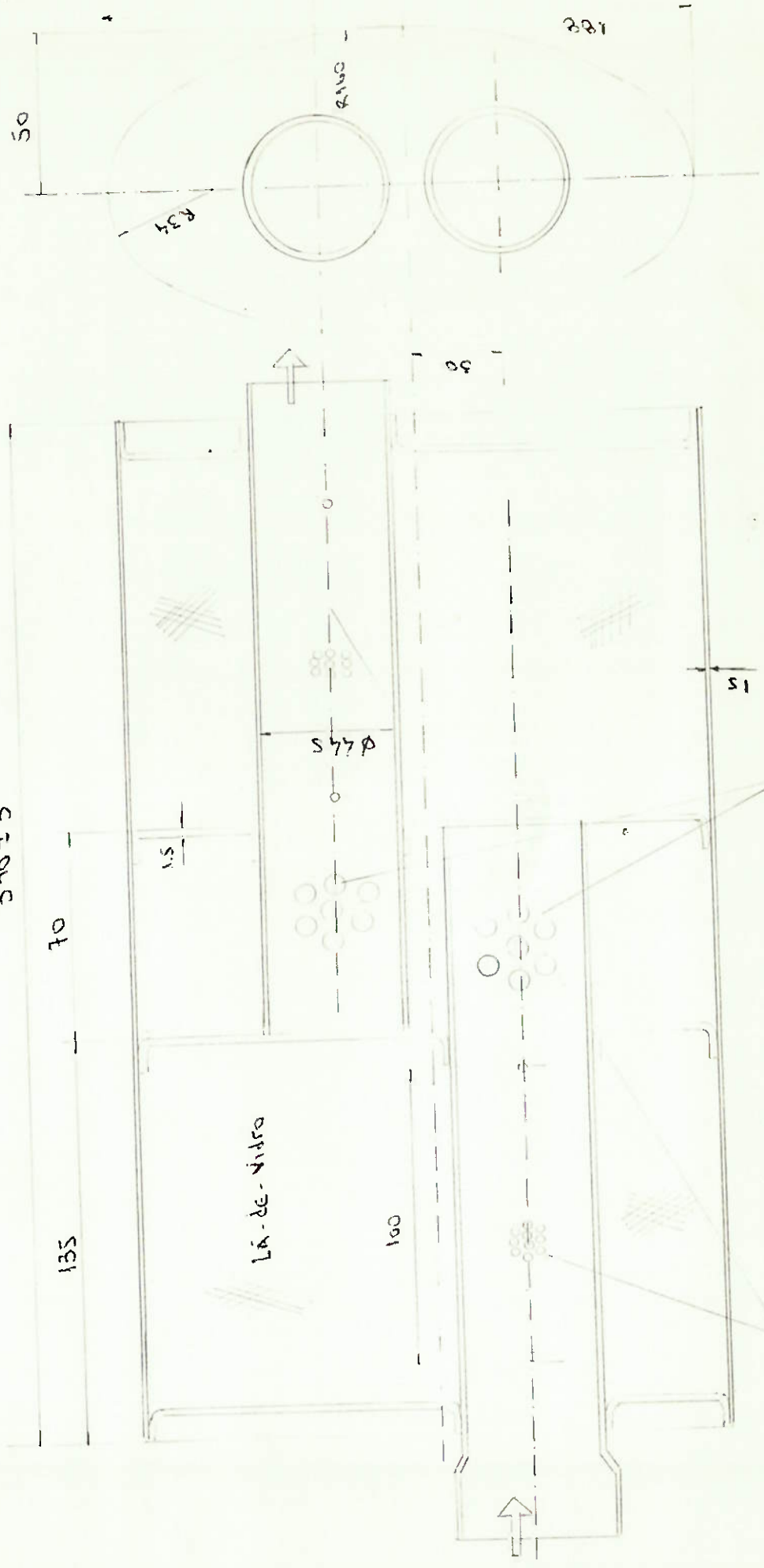
Proposta 15 : elemento unificado "3" atrás do eixo + ressoador "1" central



Proposta 16 : elemento unificado "4" atrás do eixo



Silenciador "1" : Propostas 2, 3, 4, 6, 7, 8, 9, 10
340±3



17 no camp
 400 furos : 24 no diam.
 φ5 (3.5mm) espess. 54±0.2mm

36 furos : espess. 4mm
 φ4 (2mm)

Lã-de-Vidro

577φ

135

70

100

15

15

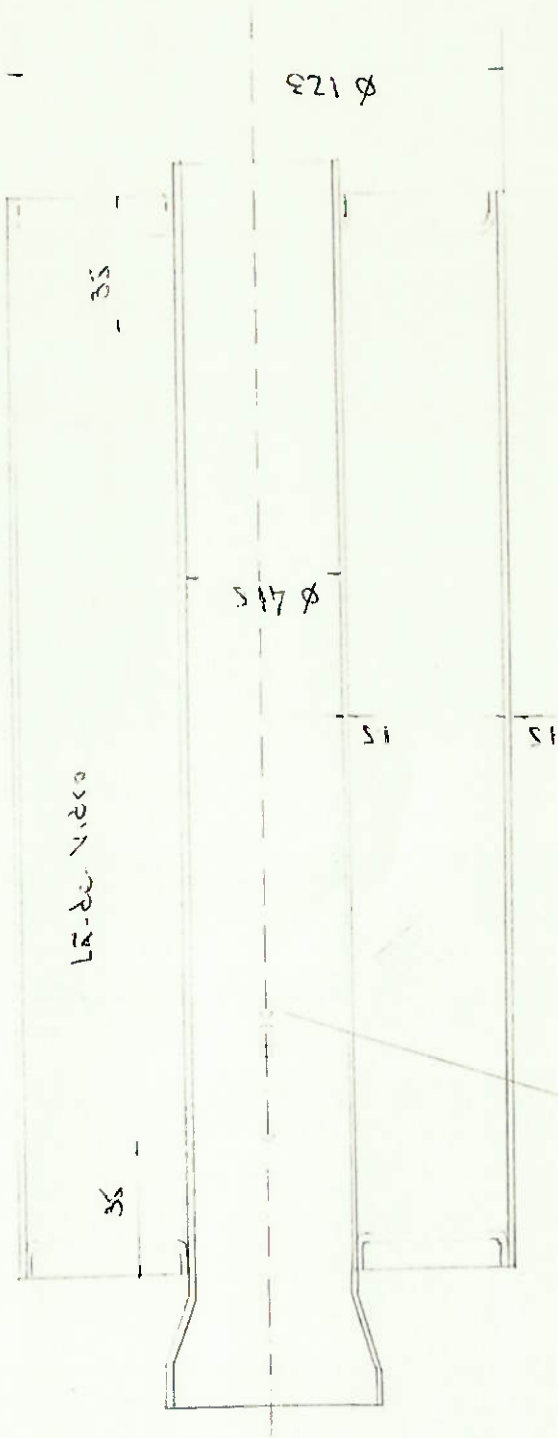
50

188

81.60

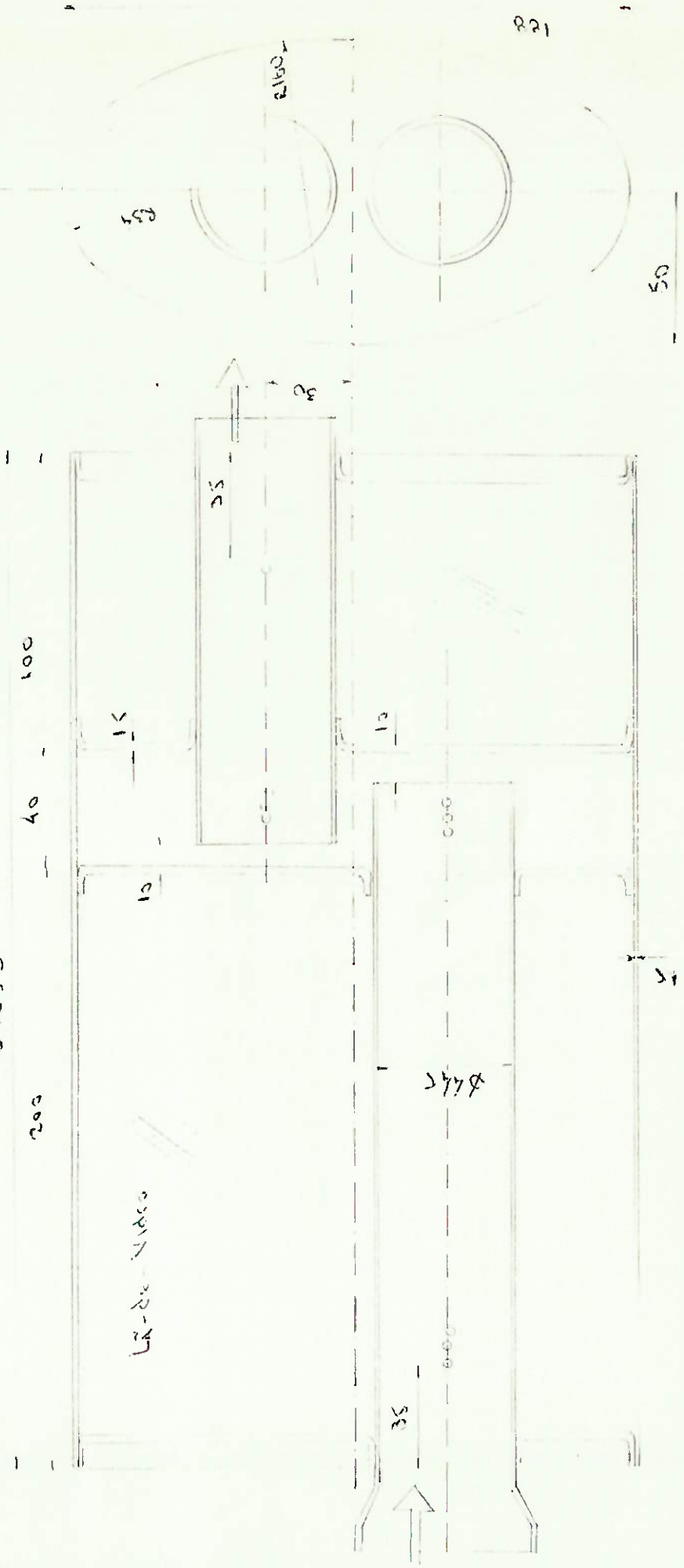
Ressoador "1" : Propostas 4, 5, 6, 15

280 ± 3



Silenciador "2" : P roposta 5

340x3



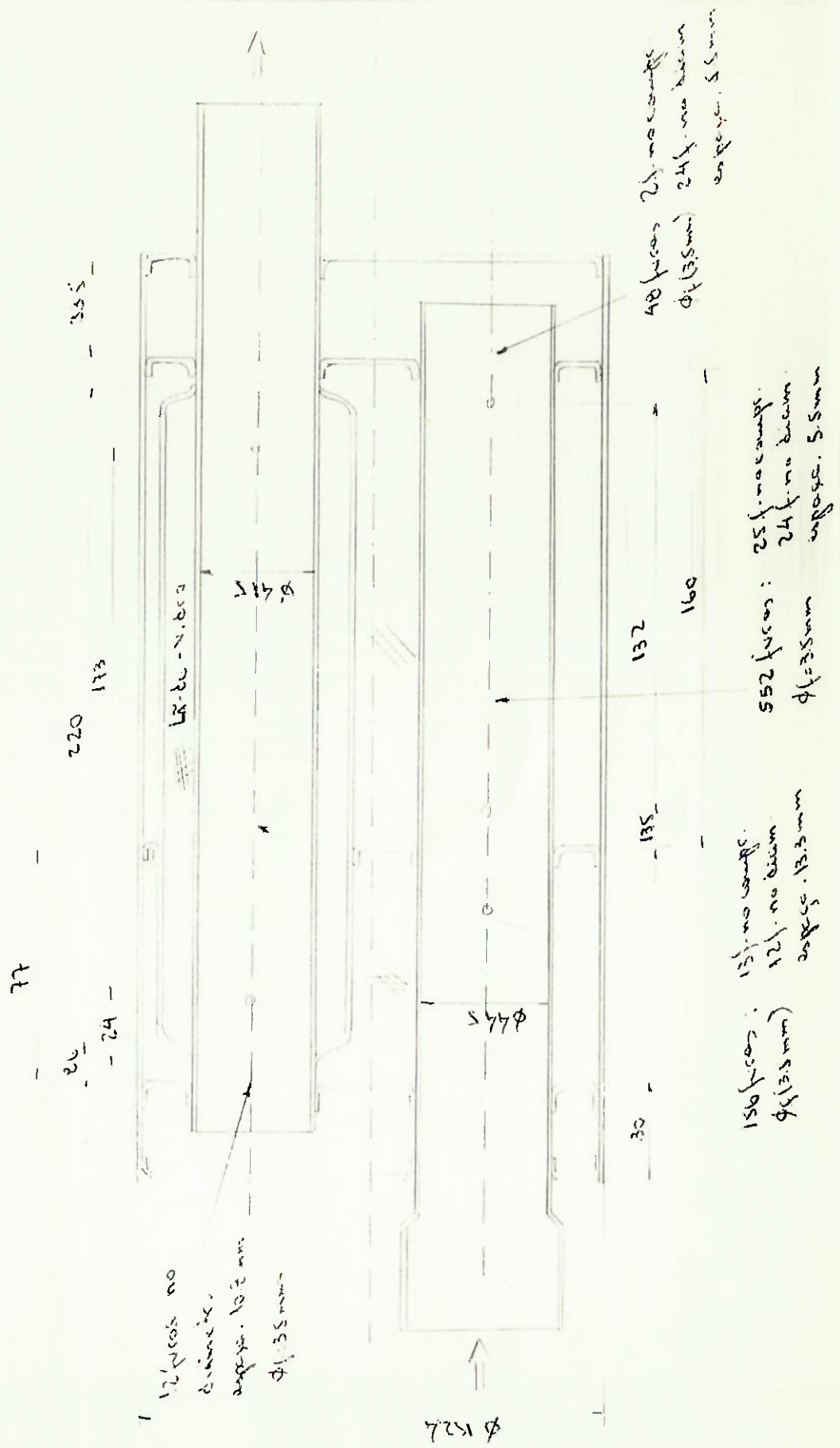
Lã-de Vidro

900 furos : 360 no campo
 254 no diâmetro.
 ϕ (35mm)
 espess. 54 \pm 0.2 mm

425 furos : 174 no campo
 254 no diâmetro.
 ϕ (35mm)
 espess. 54 \pm 0.2 mm

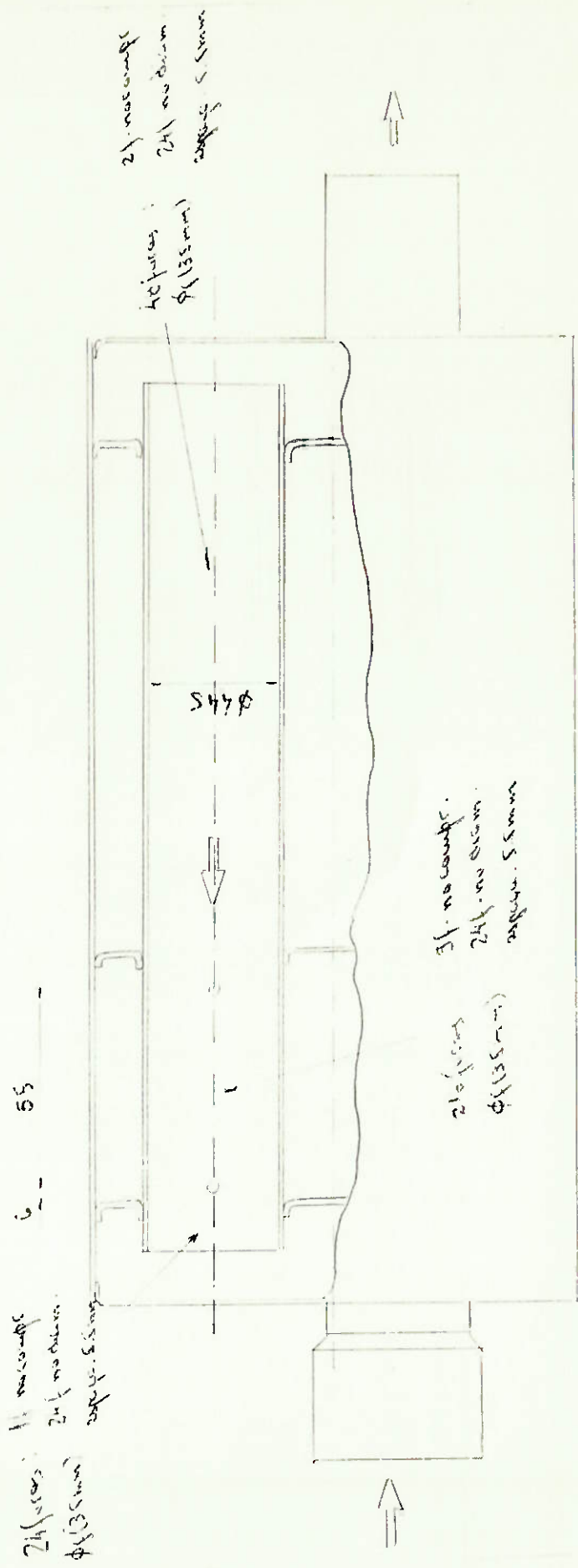
82

Elemento Unificado "1" : Propostas 11, 12 Vista 1



Vista 2

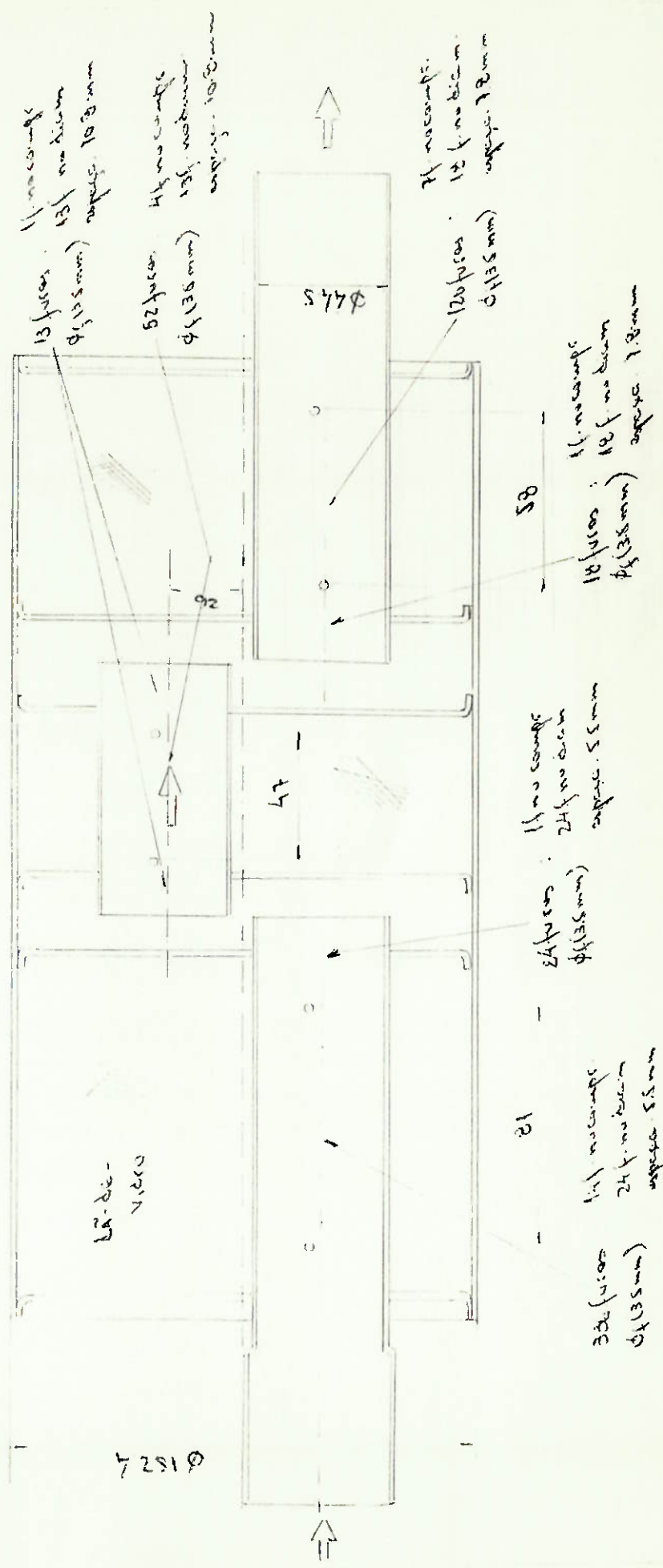
Elemento Unificado "1" : Propostas 11, 12



00523

Elemento Unificado "2" : Proposta 13

302.13



lã-de-
vidro

Elemento Unificado "3" : Propostas 14, 15

30413

5

90

225 fibras : 9/ macampi.
25/ milim.
φ(135mm)
espess. 5mm

1524x254

φ(141)

φ(152.4)

205

141

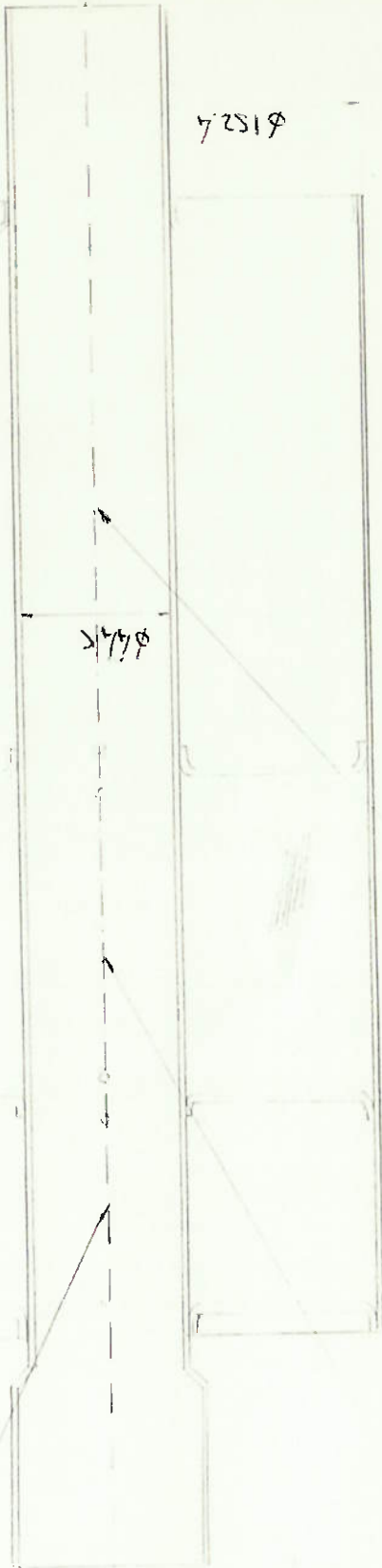
150

605 fibras : 25/ macampi.
φ(135mm) 25/ milim.
espess. 5mm

60

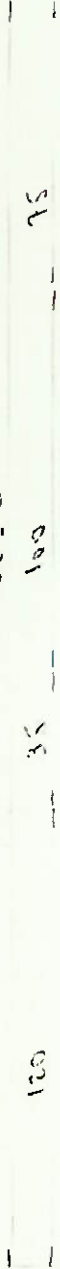
141. macampi.
25/ milim.
espess. 5mm

250 fibras
φ(135mm)



Elemento Unificado "4" : Proposta 16

3303 S

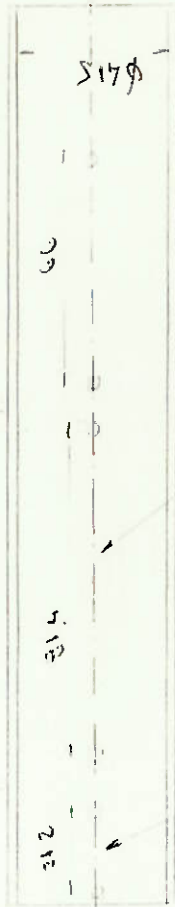


021

35

101

75



312

314

60

517φ

01524

Lã-de-Vidro

165 peças 114 no campo
 24 peças 157 no campo
 24 peças 62 no campo
 80 no campo

167 no campo
 157 no campo
 24 peças 62 no campo

150 peças
 9,4 (mm)

45 peças 31 no campo
 157 no campo
 24 peças 62 no campo

48 peças 31 no campo
 157 no campo
 24 peças 62 no campo

480 peças 207 no campo
 244 no campo
 24 peças 575 no campo

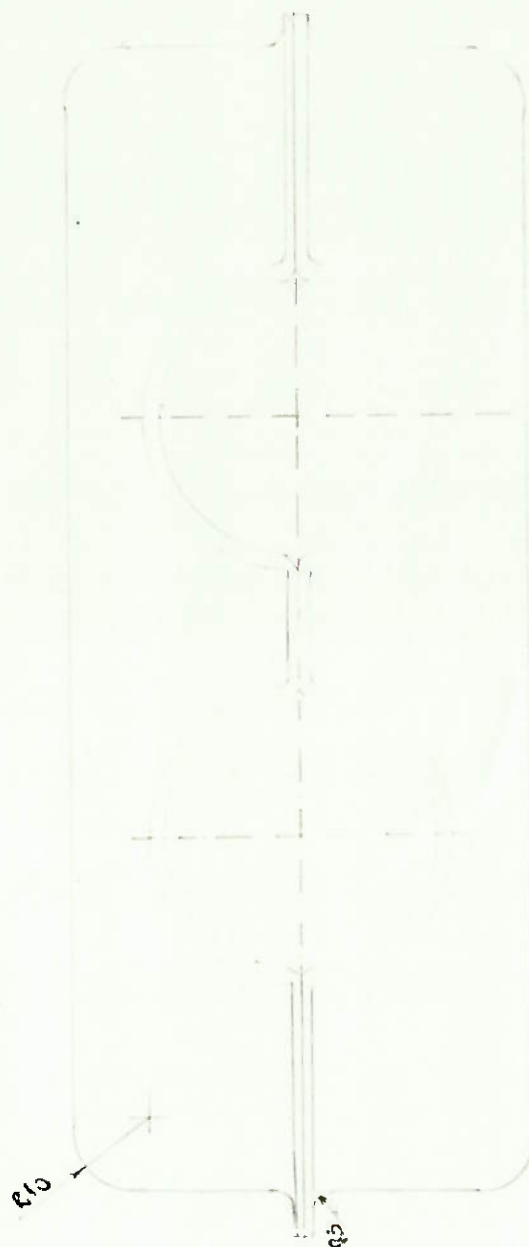
212

1133

547φ



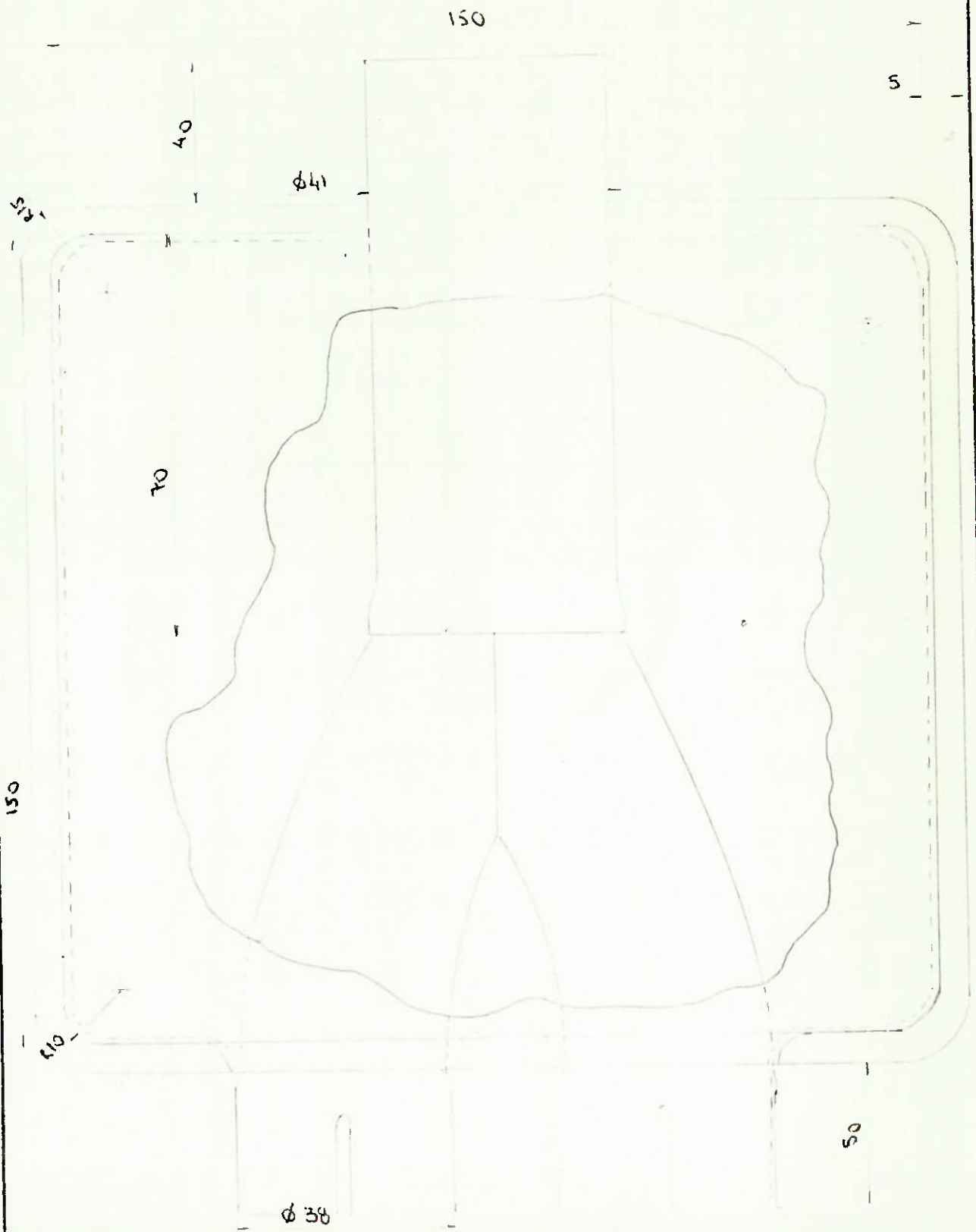
Ressoador "Y-1" : Proposta 7 (242 furos)
Ressoador "Y-2" : Proposta 8 (63 furos)
Ressoador "Y-3" : Proposta 9 (202 furos)
Ressoador "Y-4" : Proposta 10 (136 furos)



ESPESURA DA CHAPA: 1,5 mm

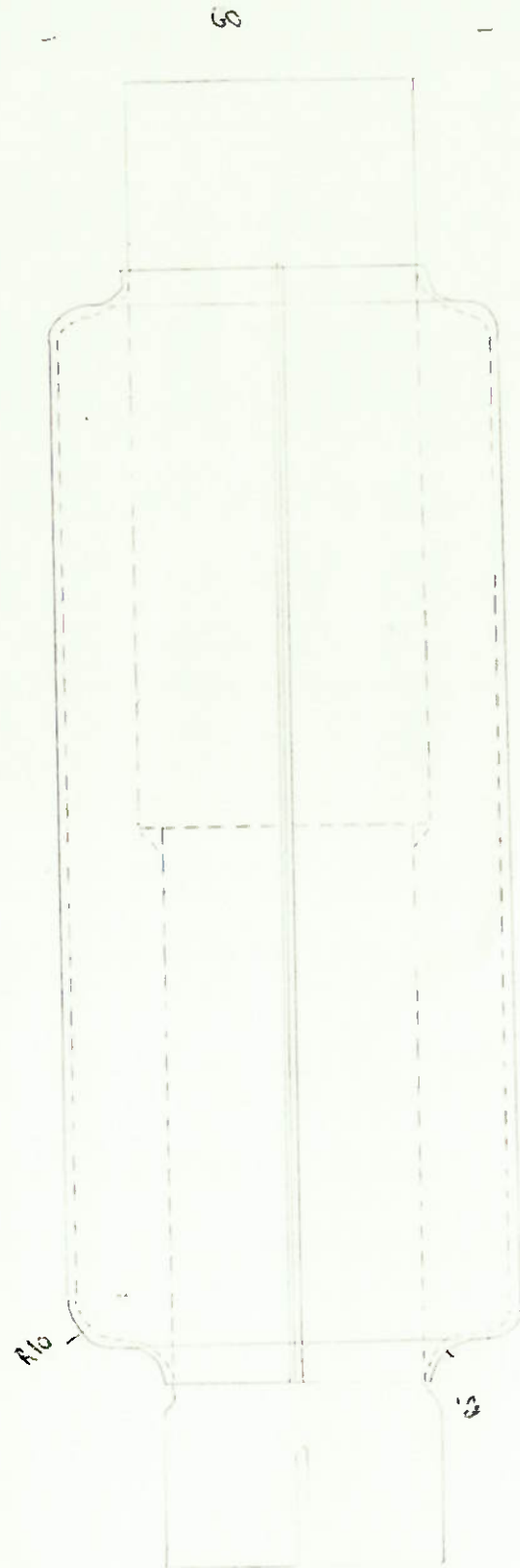
Vista Lateral

Ressoadores "Y" :Propostas 7, 8, 9, 10



Vista Frontal

Ressoadores "Y" : Propostas 7, 8, 9, 10



ESPESURA DA CHAPA : 1,5 mm.

Vista Superior

I.4 - Exequibilidade das Soluções

Ainda que seja bastante importante num projeto a análise econômica dos produtos propostos, isto não será feito neste trabalho, pois os recursos necessários para isto não estão acessíveis. É claro que no próprio desenvolvimento do projeto, acaba-se tendo em mente parâmetros econômicos. Um exemplo, disto são as tentativas de modelos unificados, visando um nível de projeto aceitável com a utilização de um número menor de recursos. Por outro lado, sabe-se que a lâ-de-vidro encarece o produto, tal como uma maior furação, etc.

Porém, o propósito é apresentar-se uma proposta (ou várias) de solução, eventualmente avaliando mais concretamente os custos envolvidos em cada solução.

Financeiramente, o projeto é possível, na medida em que se concretizou várias das diferentes propostas sugeridas em termos de análise, avaliação e medição. Ainda que não se disponha logicamente de um campo de atuação ilimitado.

Finalmente, todas as propostas são fisicamente possíveis, prova que todas foram construídas, não acarretando em nenhuma delas contradições à leis naturais de quaisquer espécie.

CAPÍTULO II

PROJETO BÁSICO

II.1 - Solução da Melhor Alternativa-Matriz Básica de Decisão

Este projeto apresenta um nível de complexibilidade - razoavelmente elevado, pois vários são os parâmetros envolvidos. Adotou-se entretanto uma lista das características consideradas como mais relevantes, cada uma delas por sua vez subdividida e algumas ainda com outra divisão. Este critério pode - ser eventualmente questionado, já que varia segundo parâmetros próprios (às vezes, subjetivos) dos que efetuam o projeto. A seguir a divisão adotada para análise do projeto:

Matriz Principal - Básica de Decisão

- 1 - Nível de ruído e vibração (50%)
- 2 - Nível de restrição (20%)
- 3 - Custo (20%)
- 4 - Serviço (10%)

Por sua vez, haverá para algumas características matriz principal básica de decisão uma matriz secundária básica de decisão:

- 1 - Nível de ruído e vibração:
 - 1a - db(A), db(B)..... (10%)
 - 1b - Inteligibilidade..... (20%)
 - 1c - Posicionamento dos suportes
de fixação(10%)
 - 1d - Folgas(10%)
 - 1e - Avaliação subjetiva(40%)
 - 1f - Nível de emissão(10%)

2 - Nível de restrição

- 2a - Perda de potência (60%)
- 2b - Contra-Pressão..... (40%)

3 - Serviço

- 3a - Durabilidade (60%)
- 3b - Substituição de componentes (facilidade de montagem)..... (40%)

O ítem avaliação subjetiva (1e), pode ser por sua vez dividido em:

- 1e₁ - Marcha lenta (20%)
- 1e₂ - "Pipocamento"..... (20%)
- 1e₃ - Partida (20%)
- 1e₄ - Passagem (20%)
- 1e₅ - Períodos de ressonância(20%)

Para escolha da melhor (ou melhores) alternativa(s), ponderou-se cada uma dessas características, de forma que cada conjunto corresponde a 100%, sendo colocado o valor ao lado de cada uma das características.

Além disso, tornou-se impraticável avaliar todas as propostas segundo todas as características enumeradas. Assim é que, sem exceção, todas as propostas foram inicialmente avaliadas de maneira subjetiva, que corresponde a 40% do nível de ruído e vibração, que por sua vez foi ponderado em 50% do peso da decisão principal. Logo, a avaliação subjetiva corresponde a 20% $[0,4 \times 0,5 \times 100]$ da avaliação global na matriz principal. Alguns dos modelos foram eliminados. Nesta primeira fase, não significando porém que não possam eventualmente servir, desde que fossem de alguma forma aprimorados. Além disso, adotou-se que o modelo com melhor desempenho numa determinada característica receberá nota 10 (escala 0-10) e os outros são rateados de forma relativa a este modelo base. Isto é válido na medida em que, para efeito desde

Avaliação Subjetiva- Tabela de Notas

Características	Propostas															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1e ₁ . marcha lenta	6.4	9.0	9.3	9.1	9.3	9.4	10.	10.	9.7	10.	10.	9.6	9.1	NA	NA	NA
1e ₂ . "pipocamento"	6.6	8.2	7.4	9.7	9.9	10.	8.4	9.2	9.3	9.1	9.9	10.	7.6	NA	NA	NA
1e ₃ . partida	5.6	7.5	8.6	9.8	10.	10.	8.6	9.2	8.8	8.9	9.4	9.1	8.6	NA	NA	NA
1e ₄ . passagem	5.5	7.6	9.4	9.4	9.6	10.	7.3	8.2	7.9	8.2	8.6	8.4	7.4	NA	NA	NA
1e ₅ . períodos de resson.	6.2	8.3	9.9	10.	9.6	10.	10.	7.7	8.8	8.8	8.2	8.6	7.4	NA	NA	NA
Total	30.3	40.6	44.6	48.	48.	44.9.	44.4.	44.3	44.3	44.8	44.7	46.1	45.7	40.1	--	--

obs : como todas as características possuem igual peso, não é necessária portanto a ponderação.

trabalho, o interesse reside principalmente no comportamento relativo entre as diferentes propostas. Neste momento, torna-se necessário algumas explicações para melhor compreensão do projeto. Como todo trabalho apoiado nos resultados a serem obtidos em testes, em função destes resultados vai-se progressivamente caminhando em direção a(s) soluções que mais se enquadram a necessidade estipulada no início do trabalho. Assim é claro que as propostas listadas na tabela de avaliação subjetiva não foram analisadas uma após a outra imediatamente. Em função de resultados obtidos nos diferentes testes, tal como restrição, nível de ruído emitido, vibrações, foi-se propondo novas concepções que pudessem satisfazer ao projeto. Isto será melhor esclarecido quando das análises de sensibilidade, compatibilidade e estabilidade, e no final será feita a matriz principal de decisão (e suas secundárias), para uma conclusão final.

II.2 - Modelagem Matemática

No projeto de um sistema de escape, é praticamente impossível tentar traduzir-se o comportamento do sistema de forma analítica, já que os fenômenos envolvidos são das mais diferentes áreas: vibrações acústicas, mecânicas, variações de natureza térmica, regime de operação não permanente e variável (fluxo pulsante, variando com a carga). A simples análise individual de um só ponto de vista já é bastante complexa, quanto mais procurar-se determinar o efeito final da interação, entre os distintos processos que compõem o sistema. Procurou-se analisar o efeito de cada uma das áreas isoladamente, ainda que isto seja quase que irreal, e depois concluir-se de um forma geral, através de análise dos resultados em separado.

Ainda que o sistema se comporte em função dos distintos efeitos que sobre si atuam, pode-se com bastante margem de acerto admitir como mais importantes as áreas de vibrações acústicas, vibrações mecânicas e avaliação subjetiva. O comportamento subjetivo foi detalhado mais profundamente no Apêndice (B.4)

e muito da área acústica foi explicado tanto no Apêndice, como no ítem Sistema de Possíveis Soluções (I.3)

II.2.a - Comportamento Acústico

Não existem muitas fórmulas teóricas que possam expressar o comportamento acústico de um silenciador. Muitas surgiram devido a trabalhos empíricos de autores que se interessaram mais profundamente por este tema.

- velocidade de propagação do som: $V = \lambda \cdot f$

onde: λ = comprimento de onda

f = frequência

- velocidade do som no elemento sintonizador (ou silenciador)

$$V_T = V_c \sqrt{\frac{T_T}{T_e}}$$

onde: V_e = velocidade do som no sistema de escape

T_e = temperatura do som no sistema de escape

T_T = temperatura do som no elemento sintonizador

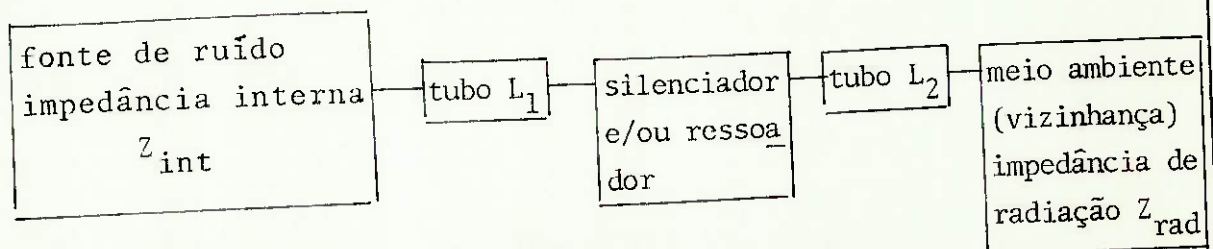
Estas temperaturas podem ser admitidas como:

-750 - 650°C no sistema de escape (coletor)

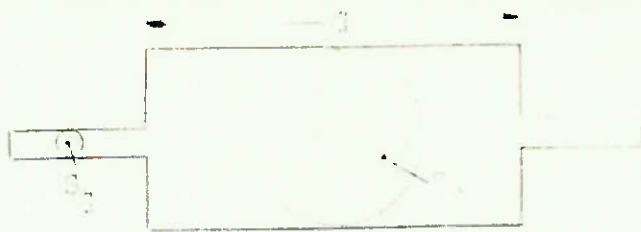
-450 - 350°C na região central do tubo de escape

-250 - 150°C na região após o eixo traseiro.

O sistema de escape pode ser representado por:



OBS.: impedância acústica específica = razão entre pressão sonora num ponto de um meio acústico e a velocidade da partícula neste ponto = $\frac{p}{w} \left(\frac{N \cdot \text{seg}}{m^3} \right)$

1º) Câmara de expansão simples

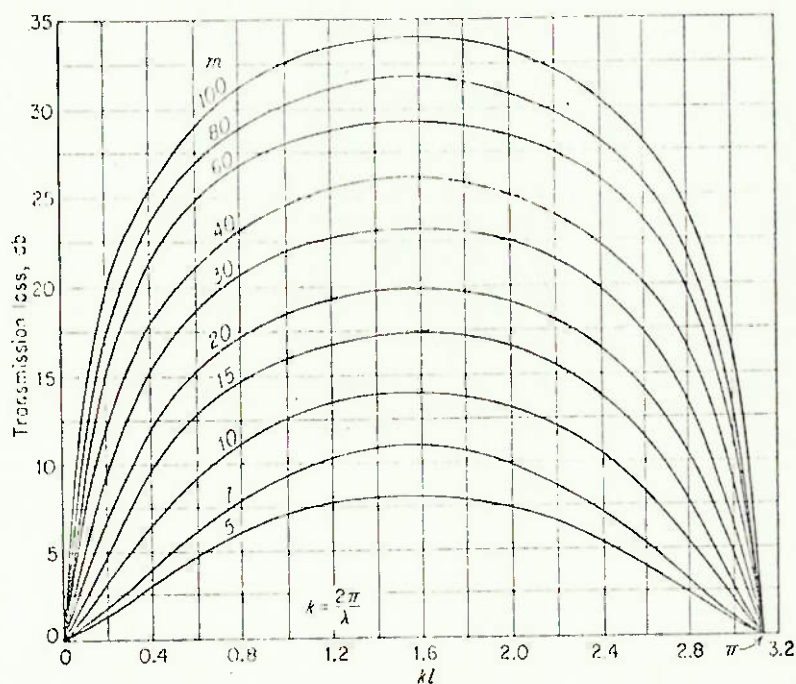
$$m = S_2/S_1$$

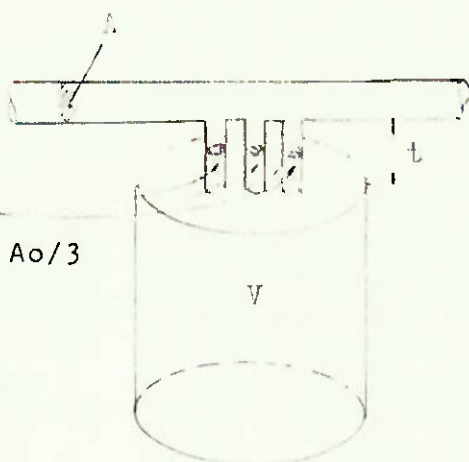
- número de ondas $K = \frac{2\pi}{f} = \frac{2\pi f}{C}$

- perda por transmissão (TL)

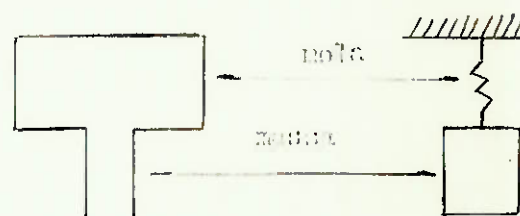
$$TL = \frac{\text{energia da onda incidente que entra no silenciador}}{\text{energia da onda transmitida que sai do silenciador}}$$

$$TL = 10 \log \left[1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \text{sen}^2 K\ell \right]$$



2º - Ressorador de Helmholtz

esquema análogo



- frequência de ressonância: f_r

$$\text{genericamente: } f_r = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{V}}$$

onde: K = condutibilidade do bocal
 V = volume da câmara
 C = velocidade do som

$$K = \frac{S_p}{L_p} \quad \text{onde } S_p = \text{área furada}$$

$$L_p = \text{comprimento da cavidade}$$

Segundo Rayleigh :

$$K = \frac{\pi a^2}{l + \beta_a}$$

onde: a = raio do furo
 l = comprimento do tubo conector
 $\beta \approx$ pouco menor de $\pi/2$

Segundo Beranek:

$$K = \frac{A_o}{t'}$$

onde: A_o = área furada total

$t' = t + 0,8 \sqrt{A_o/n}$ = comprimento equivalente do bocal

n = número de furos.

$$TL = 10 \log_{10} \left[1 + \frac{\alpha + 0,25}{\alpha^2 + \beta^2 \left(\frac{f}{f_0} - f_0/f \right)^2} \right]$$

onde:

α = resistência do ressoador

β = resistência do ressoador

f_0 = frequência de ressonância

$$\alpha = \frac{S_1 \cdot R_s}{A_o \rho C}$$

S_1 = área do duto principal

R_s = resistência ao escoamento nos tubos do ressoador

ρ = densidade do gás

A_o = área furada total

C = velocidade do som

OBS:- R_s é também chamado de resistência acústica específica (a reactância é zero na ressonância), sendo violentamente aumentada com a velocidade de escoamento.

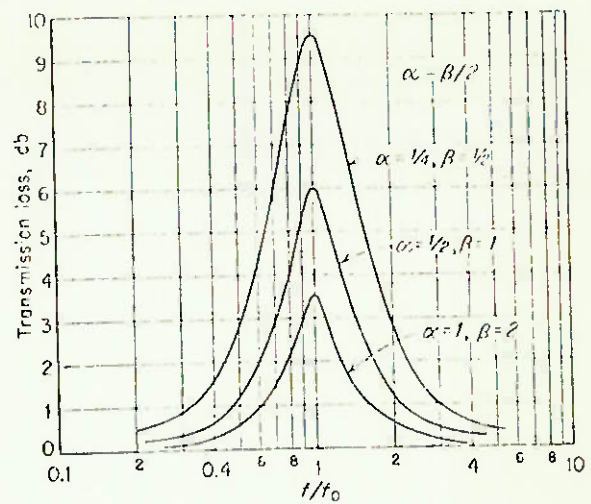
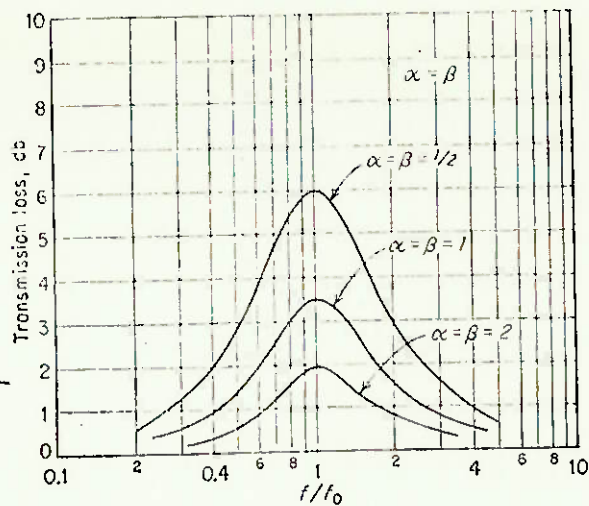
$$\beta = \frac{S_1 C}{2\pi f_0 V}$$

para $f = f_0$ (ressonância) $\rightarrow \beta = 0$

$$\text{e } \therefore TL (f = f_0) = 2 \log \frac{\alpha + 1/2}{\alpha}$$

para $\alpha < 1/4$ e f muito maior ou menor que f_0

$$TL = 10 \log \left[1 + \frac{1}{4\beta^2 \left(\frac{f}{f_0} - \frac{f_0}{f} \right)^2} \right]$$



- Procedimento genérico de cálculo de um ressoador:

- 1) Admite-se um TL em função da frequência, através das equações ou gráficos (assume-se que as dimensões do ressoador são pequenas comparadas com os comprimentos de onda, o que implica em β um pouco maior que 0,5).
- 2) Conhecendo-se a área do duto principal S_1 e a frequência de ressonância, calcula-se o volume do ressoador V .

$$V = \frac{S_1 C}{2\pi f_0 \beta}$$

- 3) Calcula-se a quantidade "comprimento" q :

$$q = \frac{2\pi f_0 S_1}{C \cdot \beta}$$

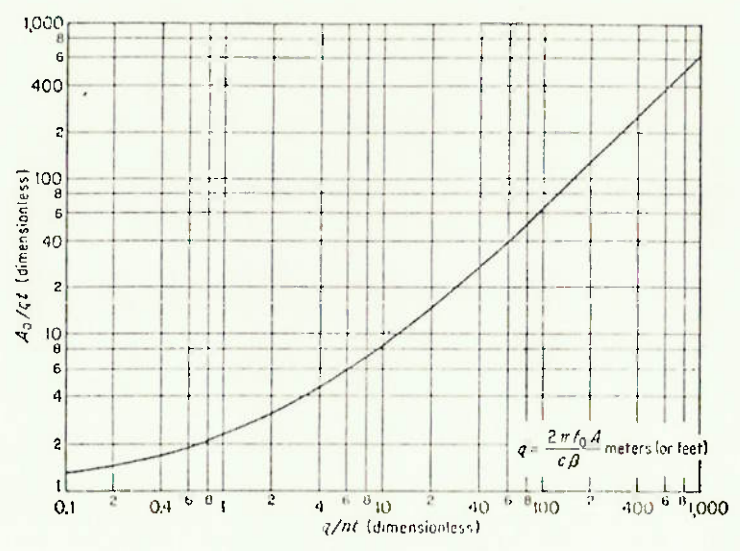
escolhe-se o número de furos n e o comprimento do bocal - apropriado t (em geral, a própria espessura do tubo). Calcula-se agora q/nt . Entrando no gráfico abaixo obtém-se A_0/qt e conseqüentemente A_0 . (área furada total). Se A_0 for insatisfatório, escolhe-se novos valores de n e f .

- 4) Escolhendo-se o material apropriado para preencher-se a área furada A_0 . (determinando α), calcula-se a resistência acústica R_s .

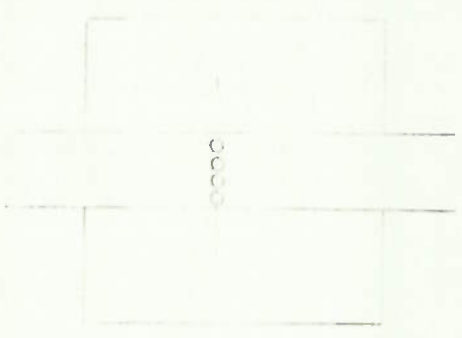
$$R_s = \frac{A_o}{S_1} \cdot \alpha \cdot \rho \cdot C$$

ρ = densidade do gás no ressoador
 C = velo.do som no ressoador

OBS:- para frequências de r̄ssonância acima de 200 Hz, o ressoador tenderá a atingir dimensões impraticáveis.



3º -



$$f_c = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{n \cdot d_o}{V}}$$

$$T_L = 10 \log_{10} \left[1 + \left(\frac{2\sqrt{n d_o V}}{\pi d_o^2} \left[\frac{f}{f_o} - \frac{f_o}{f} \right]^{-1} \right)^2 \right]$$

Beranek

$$TL(f = f_o) = 10 \log_{10} \left[1 + \left(\frac{2\sqrt{n d_o V}}{\pi d_o^2} \right)^2 \right]$$

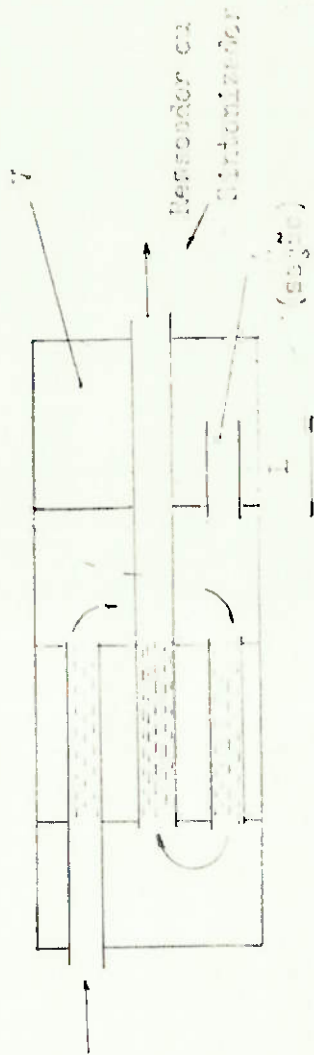
$$= 10 \log_{10} \left[1 + \sqrt{KV} / 2S \left(\frac{f}{f_o} - \frac{f_o}{f} \right) \right]^2 \quad \text{(Davies)}$$

$$K = \frac{\pi a^2}{\lambda + \beta} \quad ; \quad S = \text{área do tubo de escape.}$$

Sendo consideradas a dimensão do volume muito menor que o comprimento de onda e desprezando a viscosidade.

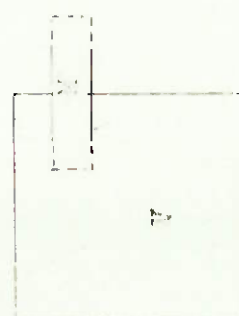
4. Ressoadores - outro método de cálculo

Sistemas Análogos :



Acústico

$$Z = \frac{L}{V}$$



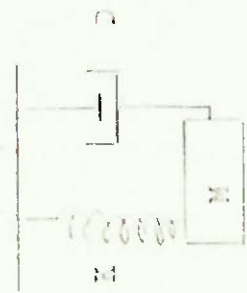
V - volume

$$Z = \frac{L}{V} = \frac{2e}{V} f$$

R - resistência acústica

$$f_r = 1.01c \sqrt{\frac{L}{(L + 2e)V}}$$

Mecânico



K - constante da mola

M - massa

D - amortecedor

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}}$$

Elétrico



C - capacitor

L - indutor

R - resistor

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{LC}}$$

A inércia do elemento M no ressoador será função da densidade do gás ρ , do comprimento $(L + 2e)$ e da seção transversal A. L é o comprimento físico e e o fator de efeito, valendo:

$$e = \sqrt{\frac{A}{\pi}} \cdot 0.85$$

Se o tubo tiver seção circular de raio r : $e = 0.85 r$

Para calcular-se f_r , é necessário ter-se uma estimativa da velocidade do som na temperatura do centro do tubo. Na prática é mais fácil determinar-se a temperatura no tubo que no silenciador. Testes realizados com configurações típicas de silenciadores indicam que a razão entre a temperatura do tubo de sintonização e a temperatura do tubo na entrada no silenciador é uma constante muito próxima de 0.7. Portanto, conhecendo-se a temperatura de entrada t_e , tem-se que:

$$t_s = t_e \times 0.7 \text{ } ^\circ\text{C} \rightarrow C \cong 20.05 \sqrt{(t_s + 273)} \quad (\text{m/s})$$

$$\therefore f_r = 38.4 \sqrt{\frac{A(t_s + 273)}{[L + 1.7(A/\pi)^{1/2}]V}}$$

se o tubo for circular:

$$f_r = 34 D \sqrt{\frac{(t_s + 273)}{(L + 0.85D)V}}$$

Vê-se portanto que fixado o volume do ressoador, ele não será único. Ao variar-se a seção transversal e o comprimento do tubo, pode-se obter a mesma frequência de sintonização. Entretanto, a seleção da razão A/L não é arbitrária, devido ao efeito da resistência acústica. Esta resistência surge das perdas por atrito associadas com o movimento relativo entre as partículas do gás, e é particularmente verdade nos sistemas fluídos onde a distribuição da velocidade das partículas de um gás num tubo de diâmetro pequeno produz uma resistência ao escoamento maior que num tubo de diâmetro grande.

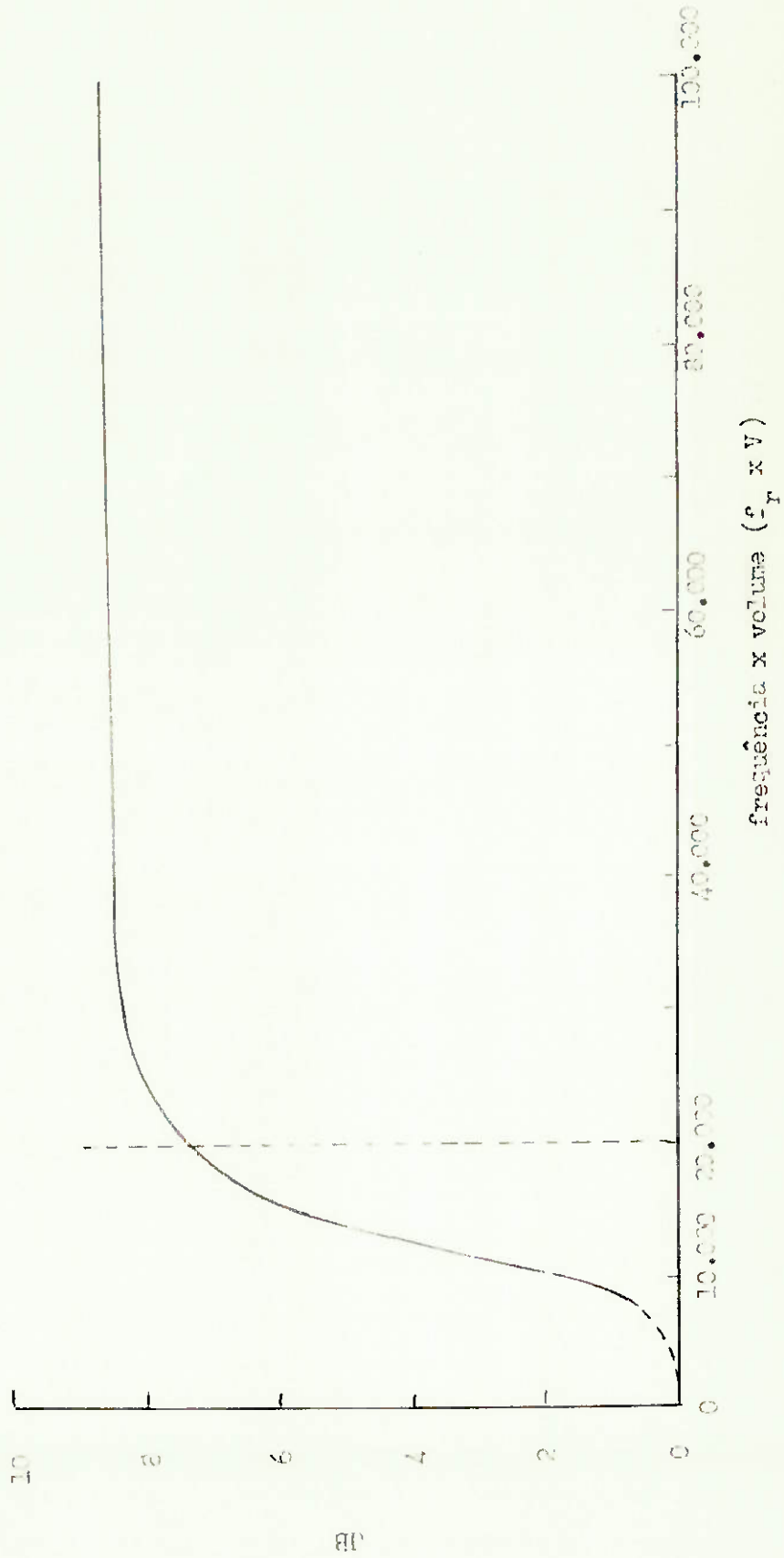
Num sintonizador, o efeito da resistência pode ser expresso aproximadamente por:

$$R \propto \sqrt{f_r \cdot \left(\frac{L}{D} + 1 \right) \left(\frac{1}{D^2} \right)}$$

Testes indicaram a possibilidade de exprimir-se numa curva a relação $f_r \times V$ e o desempenho do ressoador. Este desempenho foi definido como sendo a atenuação média em db na faixa de frequências $f_r \pm 0.5 f_r$.

O cotovelo da curva ($f_r \times V = 20,000$) pode ser usado como critério de dimensionamento do ressoador. Dada um certa frequência de sintonização, podemos calcular $V' = \frac{20000}{f_r}$ (polegadas cúbicas). Acima deste valor, o ganho no desempenho do ressoador é muito pequeno, porém abaixo deste valor, o desempenho decresce rapidamente.

Relación: Voltaje x Volumen

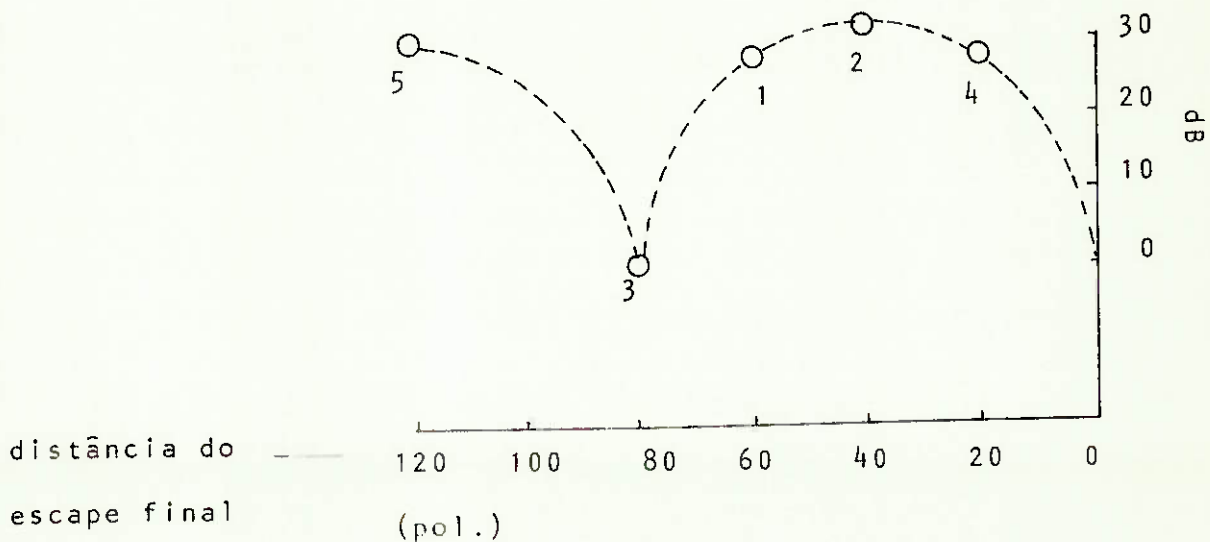


Outro tipo de eficiência a ser associada com ressoadores é aquela que é função da localização física do ressoador - no sistema de escape. Pode ser provado fisicamente e experimentalmente que a característica de atenuação de um sintonizador depende de sua posição física em relação a onda estacionária - de frequência f_r dentro do tubo.

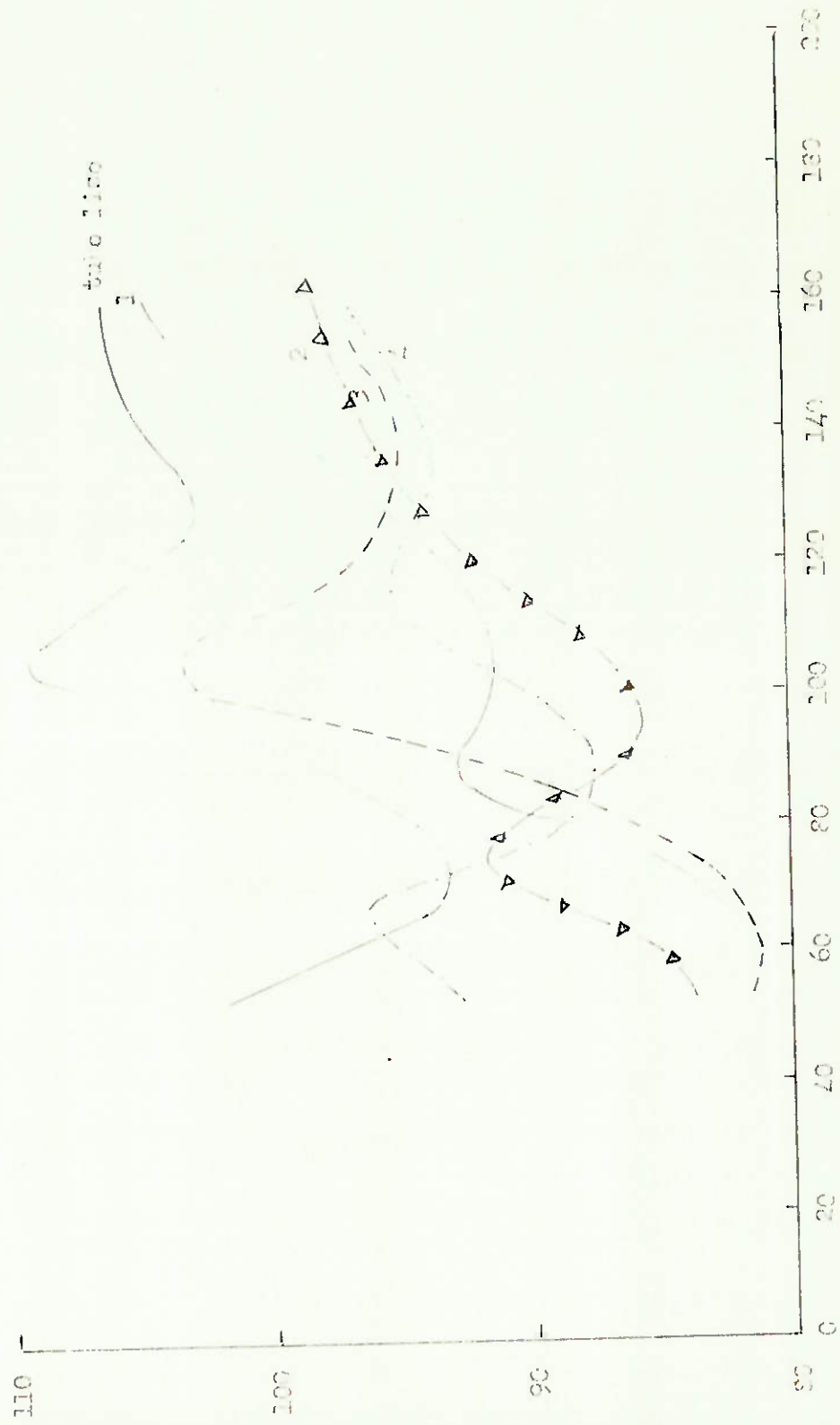
Na figura tem-se um exemplo deste problema. Colocando-se o ressoador no ventre (posição 2), tem-se o melhor resultado, eliminando-se o pico de ressonância. Ao se colocar o ressoador no nó (posição 1), o nível geral é reduzido, porém isto não produz grande efeito ao pico de ressonância. Na posição 1 afastou-se o sintonizador na secção do motor. Obteve-se bons resultados para baixas frequências, porém um novo desempenho - nas altas. Na posição 4, moveu-se da mesma distância, porém em direção a saída do tubo de escape, obtendo-se resultados a menos das baixas frequências.

OBS:- estes mesmos resultados poderiam ser obtidos ao deslocar-se o ressoador para a posição 5 (deslocamento de meio comprimento de onda - $\lambda/2$)

Porém como a temperatura dos gases nesta posição será maior (mais próxima do motor), deve-se compensar isto aumentando-se as dimensões do sintonizador já que a frequência de sintonização é a mesma.



Localização do Ressonador (Eficiente)



frequência fundamental de motor - Hz

dB

Portanto:

- 1) O ressoador deve ser colocado no ventre da onda estacionária de frequência f_r , adotando-se $0.1 \lambda_r$ de tolerância para qualquer um dos lados, sem grandes sacrifícios no desempenho

$$\lambda_r = \frac{c}{f_r} = \frac{20.05 \sqrt{t_s + 273}}{f_r}$$

- 2) O ressoador pode ser colocado a $\frac{\lambda_r}{2}$ de cada lado do ventre sem mudanças no desempenho.
- 3) Localização no nó deve ser evitada já que o ressoador não é eficiente nesta localização.
- 4) Uma pequena variação em relação a posição de nó terá um efeito bastante marcante no desempenho do sintonizador.

Um outro elemento pode ser usado para atenuar frequências acima de 300 Hz, chamado "split chamber". Consiste de um tubo perfurado coberto por um tubo ou cilindro, tal como uma luva. Este elemento funciona como atenuador de som de 3 diferentes modos:

- a) câmara de expansão:- quando a área livre da capa (ou cobertura) se aproxima da área da secção transversal do tubo interno. A medida em que a relação entre o diâmetro da capa externa e o tubo interno aumenta maior será o efeito, principalmente levando as frequências de ressonância para valores mais baixos, porém sem atuar muito sobre as amplitudes dos picos de ressonância.
- b) sintonizador de um quarto-de-onda:- quando alguma dimensão da cobertura para o tubo é tal que ela é um quarto do comprimento de onda da frequência, ou seja:

$$f = \frac{C}{4L} \quad , \quad \text{onde } C = \text{velocidade do som}$$

$$L = \text{qualquer dimensão interna.}$$

Este fenômeno sem dúvida que pode ocorrer a qualquer frequência, porém é especialmente notado no "spit chamber", - porque as dimensões são tais que quartos-de-onda na faixa - 1000 - 2500 Hz existe. Ele ocorre numa faixa de frequência - muito estreita, e às vezes, não é muito efetivo.

c) ressoador de Helmholtz:- se comporta analogamente ao já - visto anteriormente. A frequência de sintonização pode ser calculada por:

$$f_r = 30.5 \sqrt{\frac{N(t_c + 273)}{AV}}$$

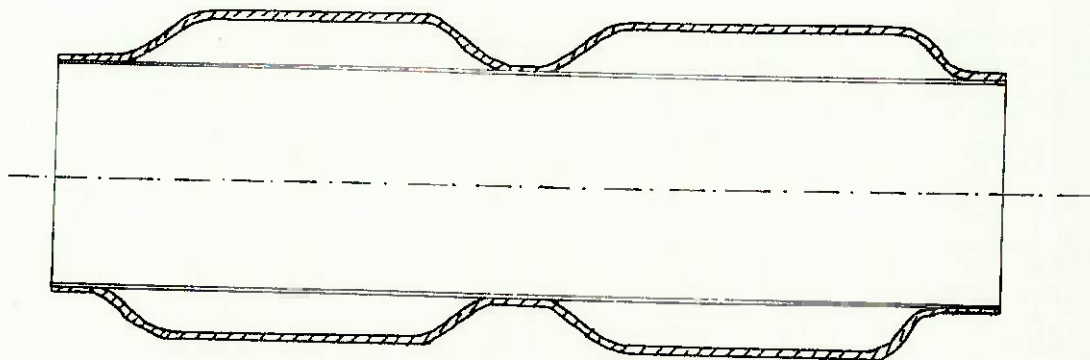
onde: T = temperatura no tubo de capa ou cobertura ($^{\circ}\text{F}$)

N = n $^{\circ}$ de capas

A = área aberta de uma capa (pol^2)

V = volume entre o tubo interno (perfurado) e a pare
de de capa (pol^3)

"Spit-Chamber"



5 - Importância do Comprimento do Tubo

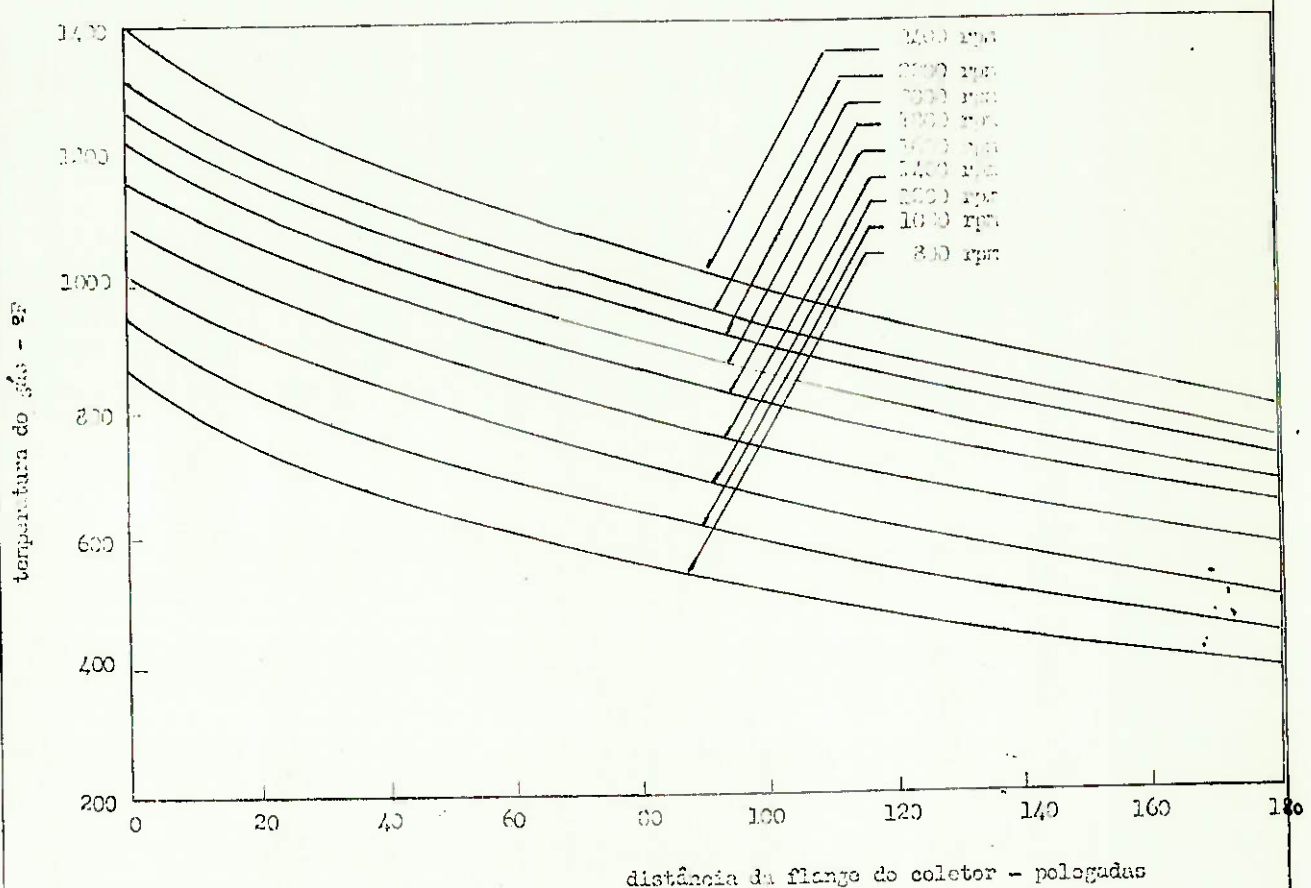
A velocidade de rotação do motor tem um efeito muito mais pronunciado na amplitude de vibração que a carga. Isto - se dá pois qualquer tubo terá uma frequência de ressonância - que depende do comprimento do tubo.

A determinação dos picos de ressonância é possível , porém depende de uma forma complicada de temperatura e veloci-
dade de escoamento dos gases. Esta complexidade surge já que-
tem-se uma variação da temperatura de aproximadamente 750°C

no coletor de escape para uns 120-150 °C no tubo final de escape. Além disso, esta temperatura não é constante, pois depende da rotação e carga do motor.

No exemplo, tem-se o gráfico para um motor de 8 cilindros.

Temperatura do gás no tubo de escape do coletor do motor



Considerando todos estes fatores, desenvolveu-se a curva que relaciona a frequência de ressonância e o comprimento total do tubo.

Para usar-se a curva, procede-se da seguinte maneira:

- 1) Calcula-se o comprimento desenvolvido total do tubo da flange do coletor de escape à saída final, adicionando o comprimento do silenciador e ressoador, se um é usado no sistema.

- 2) A primeira frequência fundamental de ressonância do motor é lida diretamente no eixo de ordenadas.
- 3) Os segundos e terceiros picos de ressonância na frequência fundamental do motor são determinados multiplicando por 2 e 3 o valor obtido em 2)
- 4) As velocidades do motor em que essas ressonâncias ocorrem - podem ser calculadas por:

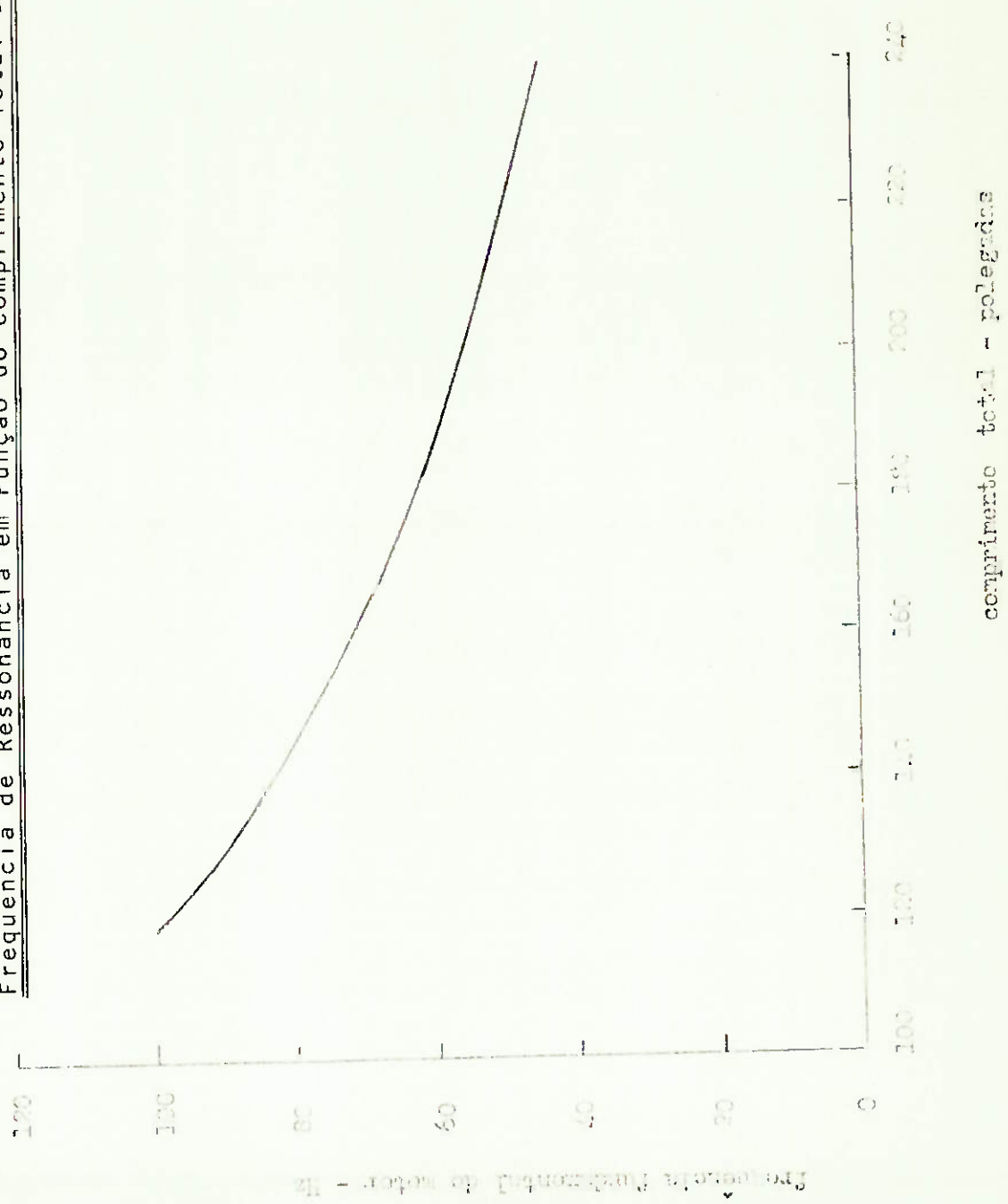
$$\text{RPM} = 30 \cdot f_1 \quad 1^\circ \text{ pico} \quad f_1$$

$$\text{RPM} = 60 \cdot f_1 \quad 2^\circ \text{ pico} \quad 2f_1$$

$$\text{RPM} = 90 \cdot f_1 \quad 3^\circ \text{ pico} \quad 3f_1$$

Este sistema é satisfatório, porém é limitado à frequência fundamental do motor. A curva foi desenvolvida principalmente para indicar (i) a provável frequência de sintonização do silenciador; (ii) a posição mais aconselhável para localizar-se o silenciador. Ela deve ser usada apenas se um silenciador ou ressoador não são partes do sistema. A inclusão destes elementos muda o sistema acústico de forma que as frequências de ressonância do sistema ocorrerão em valores bastantes distintos.

Frequência de Ressonância em Função do Comprimento Total Desenvolvido do Tubo



6. Frequência Natural do Motor

Para baixas frequências, até 200 Hz, considera-se que a maior parte do ruído é proveniente da explosão do motor. A primeira frequência, ou fundamental, em geral não ocasiona problemas, sendo que estes têm origem na frequência de explosão do motor ou "Firing". Logo:

- fundamental $f_1 = \frac{\text{RPM}}{60}$

- "Firing" $f_2 = \frac{\text{RPM} \times n}{2 \times 60}$, n = número de cilindros
 $= \frac{\text{RPM}}{30}$

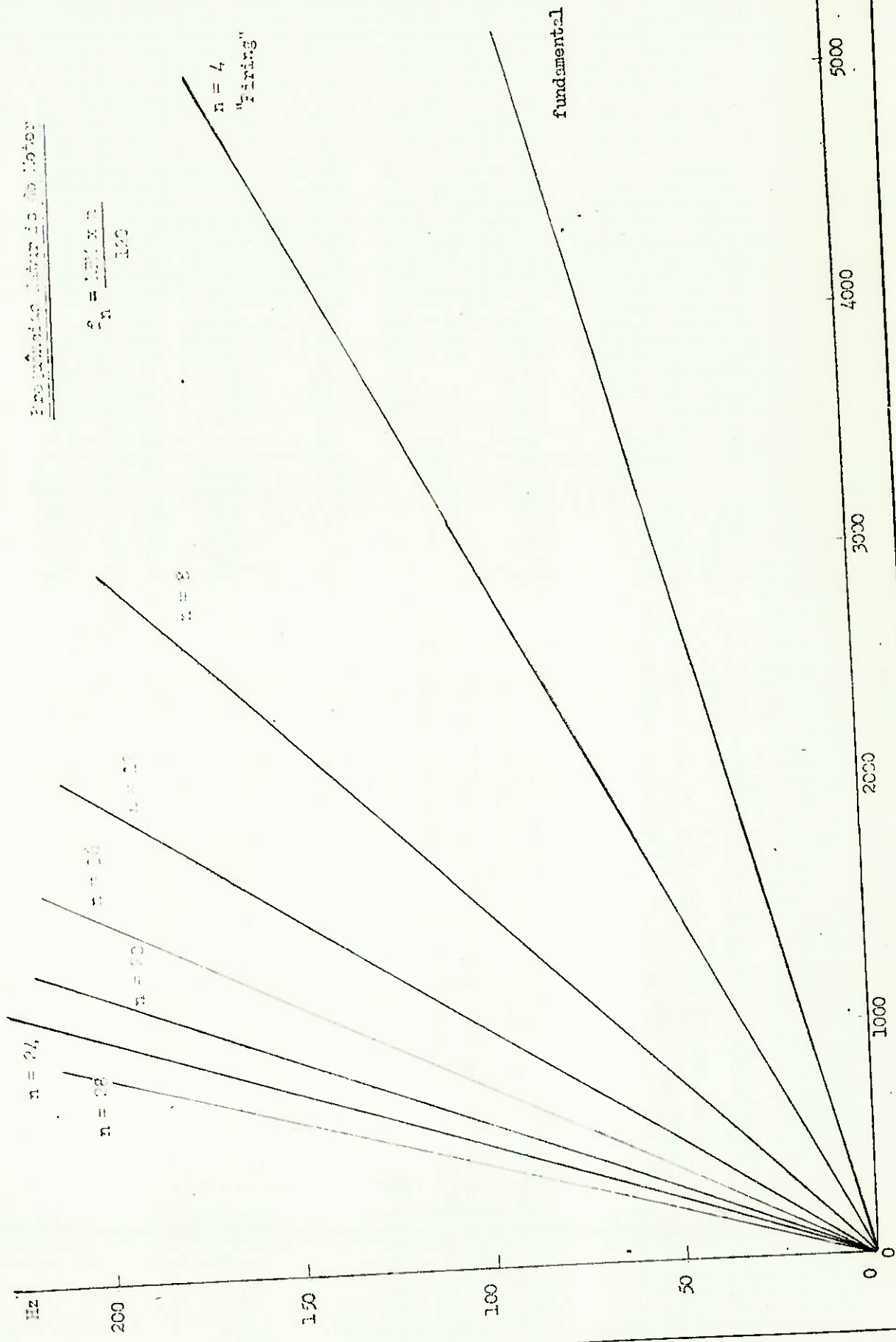
- 2º harmônica do "Firing" $f_3 = \frac{\text{RPM} \times 2}{30}$

- 3º harmônica do "Firing" $f_4 = \frac{\text{RPM} \times 3}{30}$

e assim sucessivamente.

Resonance Point is No Motor

$$f_n = \frac{1000 \times 12}{100}$$



n = 4
"twins"

n = 8

n = 12

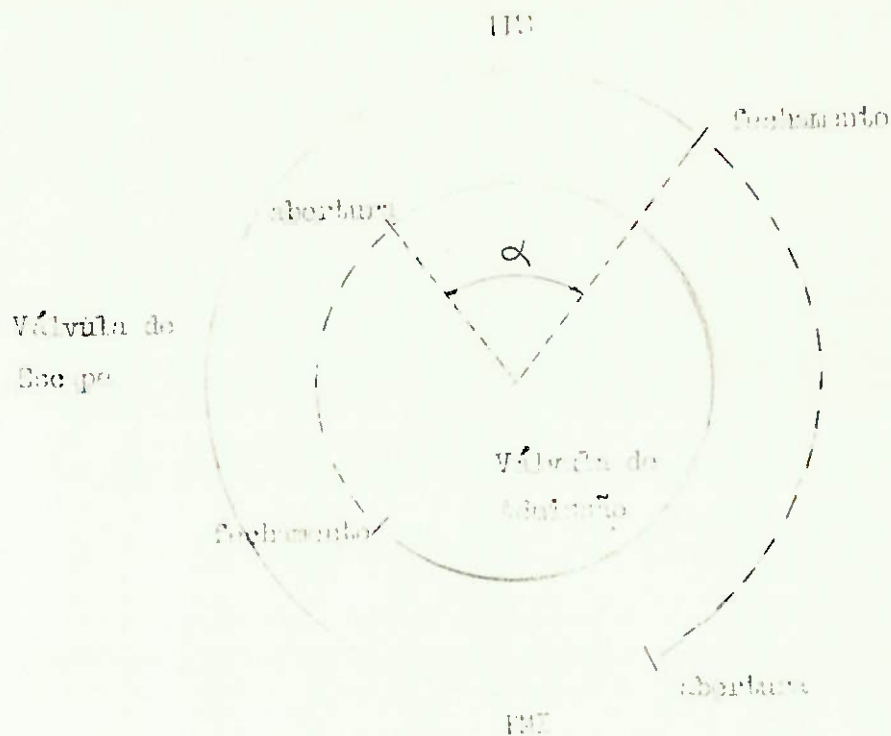
n = 16

n = 20

n = 24

n = 28

II.2.b - Comportamento Mecânico



O esquema acima representa o típico diagrama de válvulas. Como exemplo, antes da abertura da válvula de escape, a pressão no sistema de escape pode ser admitida como sendo a atmosférica. No momento de abertura da válvula de escape, a pressão no cilindro pode ser da ordem de 70 psi. Inicia-se portanto o período de escape até que as pressões no cilindro e no escape se igualem, geralmente durante o período de "overlap" - (válvulas de admissão e escape simultaneamente abertas).

Durante este tempo as ondas de pressão se propagam no sistema de escape com a velocidade do som, ainda que a velocidade da partícula do gás seja de apenas 60-90 m/s.

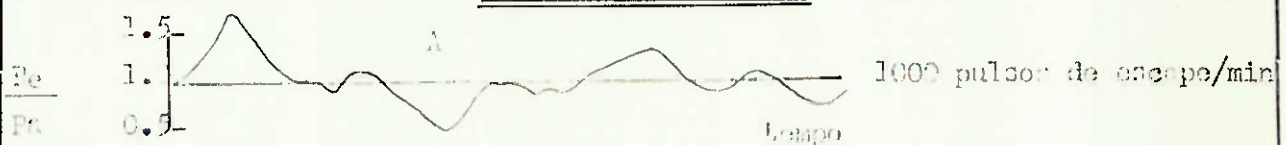
As ondas de pressão sônicas são refletidas sempre que são encontradas mudanças na geometria ou nas propriedades dos gases. Assim, se um tubo reto é adaptado diretamente na saída de escape dos gases as ondas de pressão deixam a válvula de escape e se propagam até que encontrem o final do tubo. Neste momento, elas são refletidas em direção à válvula, de onde serão novamente refletidas em direção ao final do tubo, e assim sucessivamente. O resultado líquido deste processo é que, em algum

ponto do tubo, a pressão instantânea será dada pela soma das ondas inicial e as sucessivas refletidas.

No exemplo abaixo, tem-se um teste realizado num tubo de 120 polegadas de comprimento e um ponto de referência tomado a 6" da válvula. Nota-se que em certos momentos, a pressão neste ponto pode assumir valores menores que a pressão atmosférica (condições representativas por A).

Variação da Pressão de Escape em Função do Tempo e da

Taxa de Pulsação



tempo = 0 : abertura da válvula

Pa : pressão atmosférica

Pe : pressão no ponto de referência

Nos sistemas de escape atuais, os fenômenos de pressão são mais complicados devido às reflexões das ondas de pressão - ocorrem não apenas na saída do tubo de escape, mas também na entrada do silenciador e do ressoador e em cada curvatura do tubo.

Por causa destas pulsações de pressão é que as curvas de desempenho básico do motor obtidos em laboratório são obtidas adaptando-se a saída de escape (válvulas) diretamente a uma caixa de expansão ou tanque. Com isso, minimiza-se os efeitos de deflexão e um manômetro de máximo próprio para indicações de contra-pressão pode ser correlacionado com certas características do motor, tal como o torque.

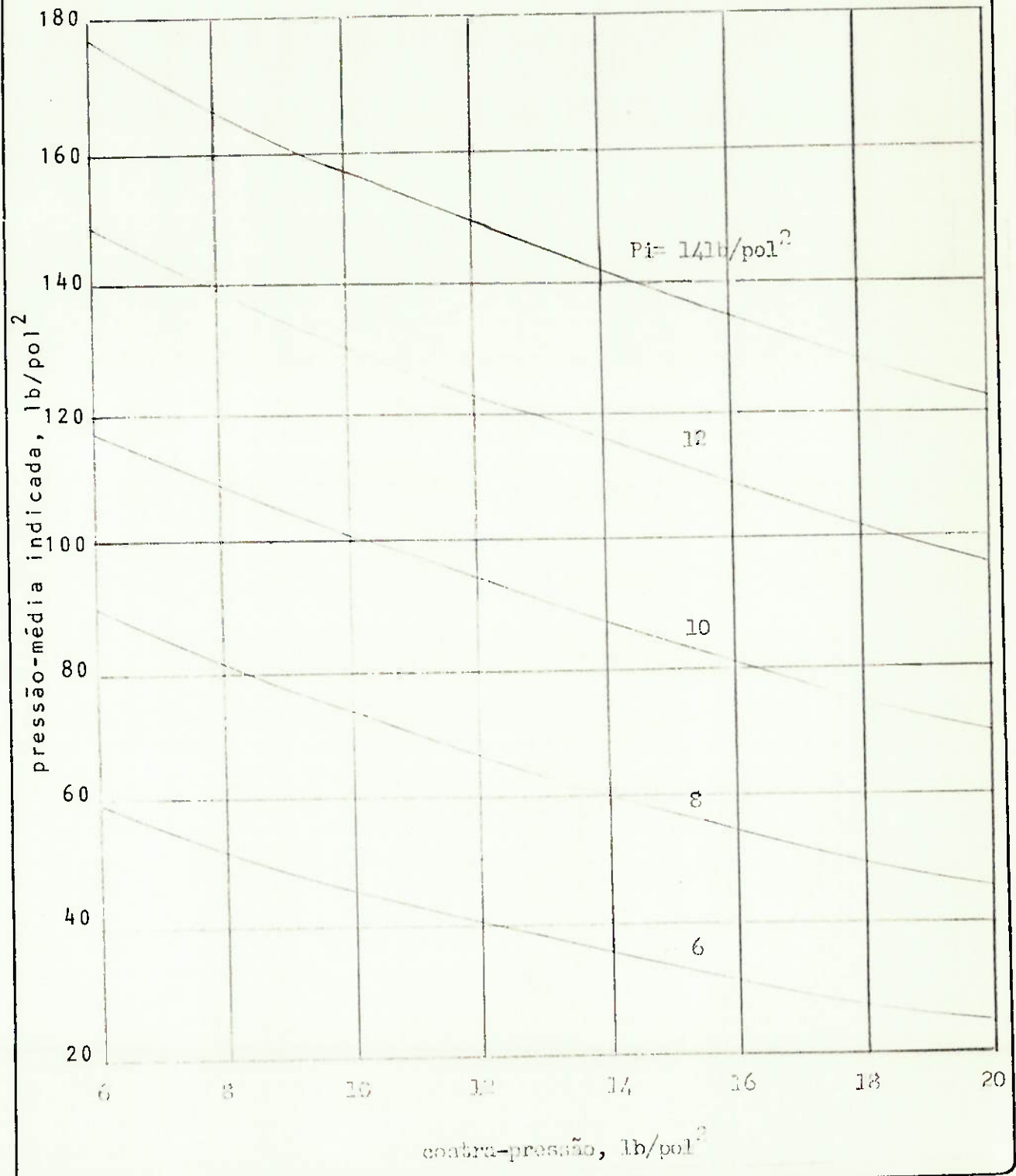
Os resultados obtidos em laboratório devem ser examinados com bastante cautela, já que podem não expressar fielmente o sistema de escape real (ex: dois sistemas com mesma contra-pressão podem apresentar perdas de potência bastante distintas) Nos gráficos seguintes tem-se a variação da contra-pressão em função da pressão média indicada e do rendimento térmico, para diferentes posições de abertura da borboleta do carburador. Pode-se perceber que para uma mesma variação da contra-pressão, o efeito na pressão média indicada é mais significativo quanto menor aberta estiver a borboleta. Isto ocorre pois nesta condição de operação há um aumento do peso da fração residual dos gases, reduzindo-se o volume efetivo de carga renovada levada na câmara de combustível por ciclo. Também a presença de gases residuais aumenta a temperatura da carga no começo da compressão e reduz a densidade da carga.

Estas curvas permitem que se analise de forma razoavelmente correta o desempenho do sistema. Se a válvula de escape - sistema de escape são projetadas de forma que a pressão A ocorra no ponto de escape da válvula quando esta se encontra próxima do PMS (ponto morto superior), então o vácuo existente no orifício de escape ajudará tanto na eliminação dos gases queimados no cilindro como a indução de ar renovado para dentro do cilindro.

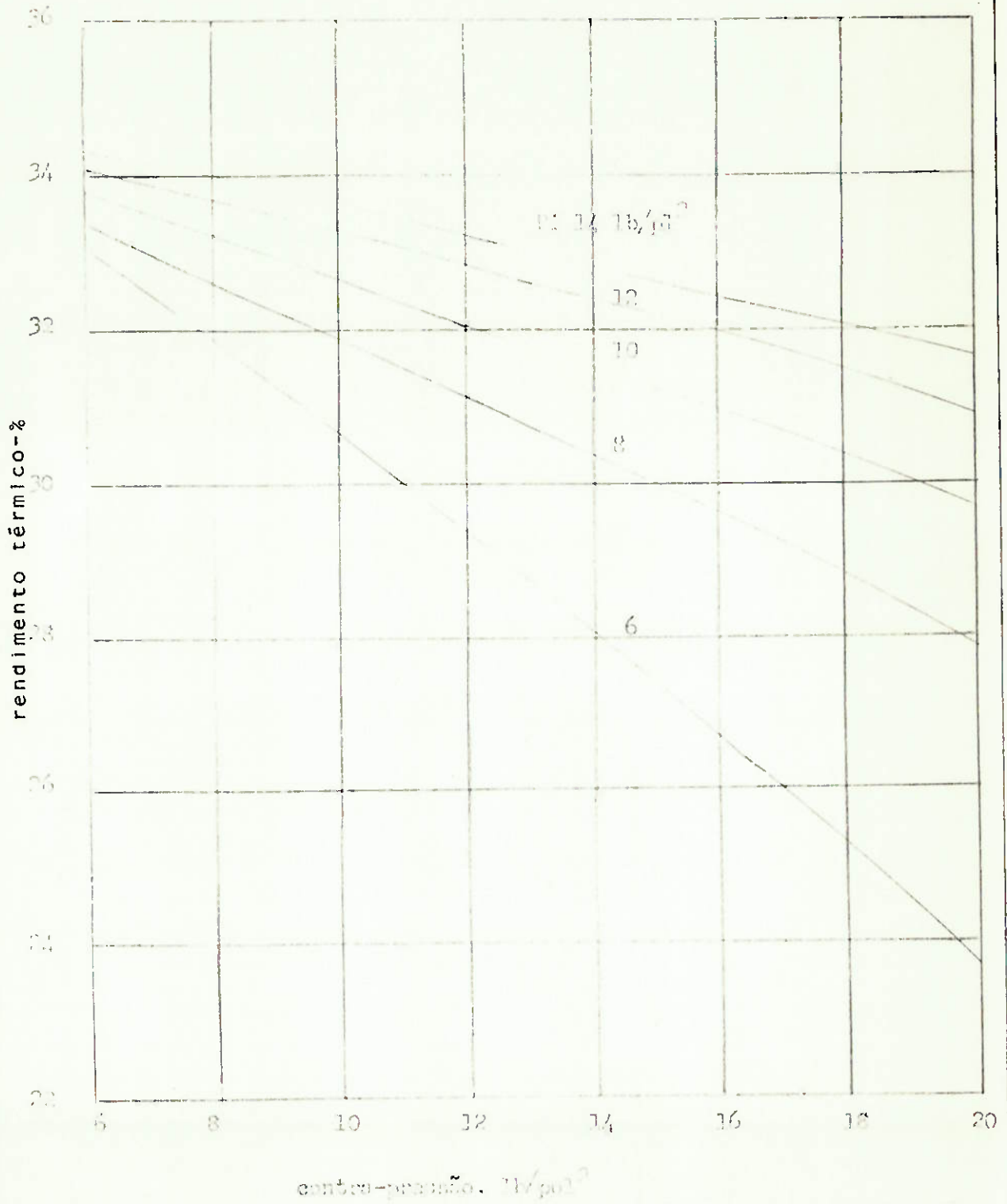
Isto implica num aumento da eficiência volumétrica, resultando num aumento da pressão média indicada e portanto da potência do motor. (este processo é muito usado nos carros de corrida, quando através da redução do comprimento do tubo de esca-

pe, para uma rotação do motor escolhida, a onda direta combina-se com a refletida formando uma pressão mínima no orifício de escape quando o pistão atinge o PMS.

Varição da Pressão Média Indicada com a
Contra-Pressão no Coletor de Escape

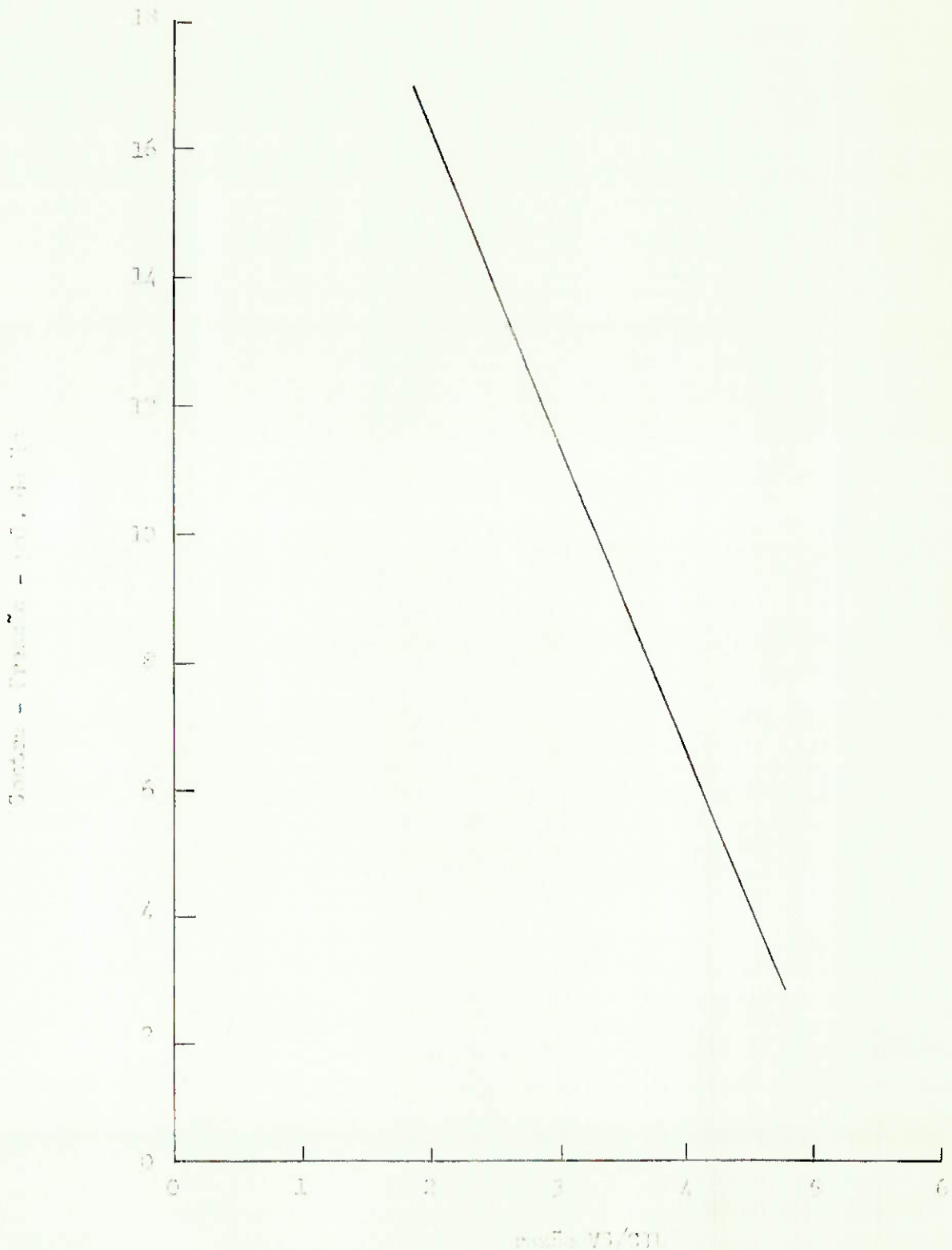


Variação do Rendimento Térmico com a Contra-Pressão no
Caldeirão de Escuma

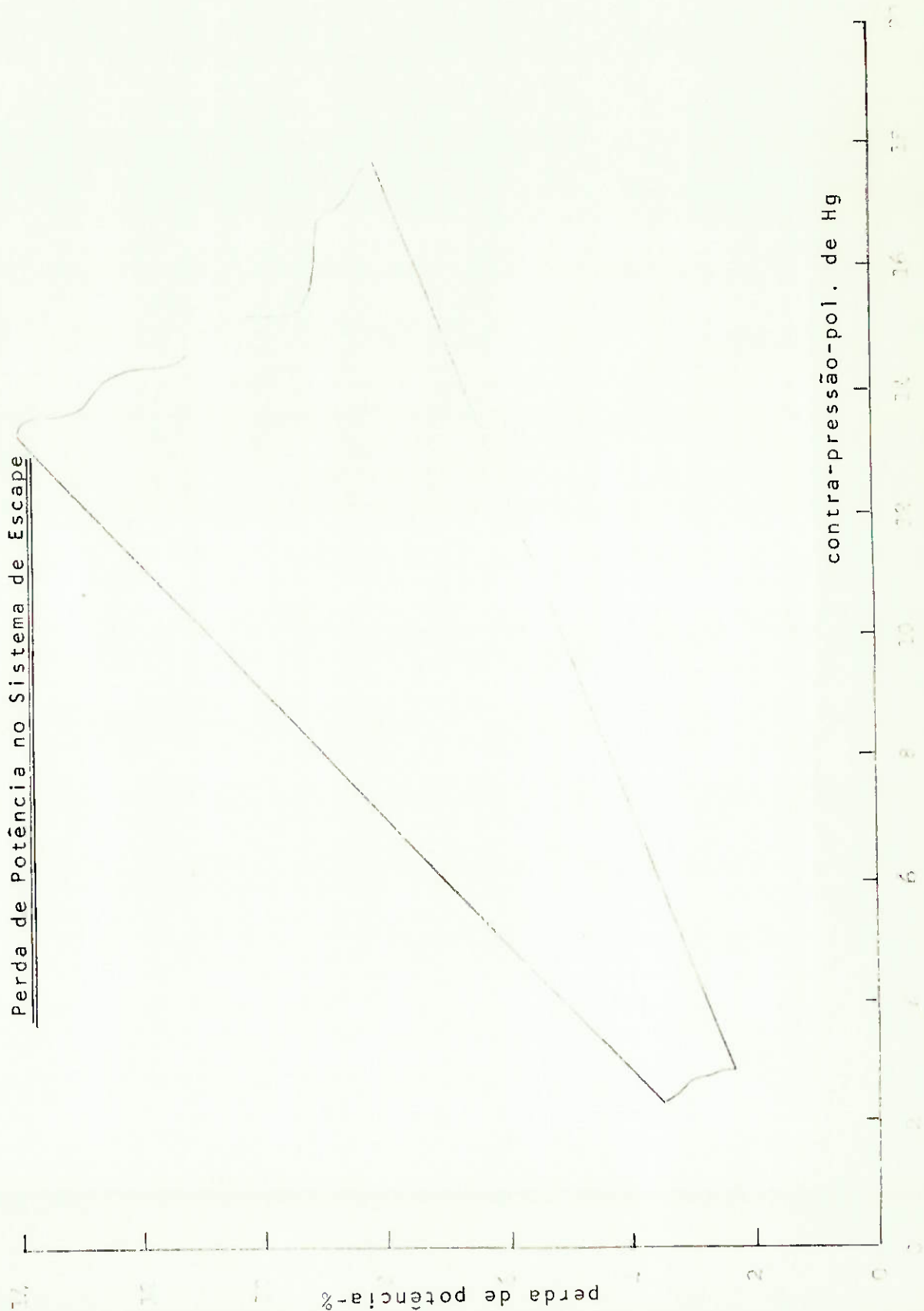


Estatisticamente, levantou-se a curva abaixo, que relaciona a vazão entre o volume do silenciador (e ressoador) e a cilindrada com a contra-pressão de escape. Este é um resultado extremamente empírico, por isso de alguma forma inconveniente de ser generalizado.

Fonte - experiência com motor V3/CH.

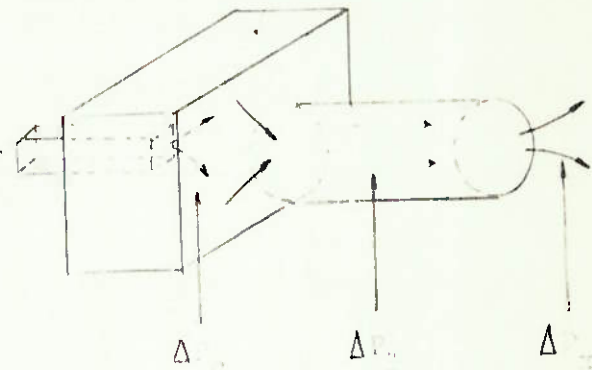


Da mesma forma, não é possível relacionar-se imediatamente contra-pressão e perda de potência. Também estatisticamente, levantou-se um gráfico que indica uma região aproximada de relacionamento entre as duas grandezas.



Resumindo, o efeito da contra-pressão no desempenho do motor é proveniente de 3 partes:

- 1) contra-pressão causada pela expansão e contração do escoamento na câmara. (ΔP_c)
- 2) Contra-pressão devido ao escoamento turbulento através do tubo final de escape. (ΔP_L)
- 3) Contra-pressão devido a expansão do escoamento no final do tubo de escape. (ΔP_x)



1. ΔP_c é função das dimensões da câmara e do tamanho relativo entre os dutos de entrada e saída da cavidade. Algumas regras ajudam a reduzir este valor:

- (i) evitar cantos vivos na junção dos dutos com a cavidade
- (ii) quando do projeto de silenciadores de passagem-direta, os dutos de entrada e saída devem ser postados em linha, e o duto de saída deve ser um pouco maior que o de entrada, permitindo a expansão do escoamento (esta providência é incompatível no projeto de altas perdas por transmissão para altas frequências).
- (iii) evitar os projetos que exigem mudanças na direção de escoamento a menos que isto seja necessário por razões de espaço ou grande redução de ruído. Desvios aumentam a contra pressão consideravelmente comparado com o modelo linear. Se uma mudança da direção de escoamento é necessária, ela deve ser feita em velocidade reduzida, se possível.

$$2. \quad \Delta P_L = \left(\frac{4 f_m \cdot \ell}{d} \right) \left(\frac{1}{2} \rho v^2 \right)$$

onde:

ℓ = comprimento do tubo final de escape

d = diâmetro do " " " "

ρ = densidade média do gás

v = velocidade linear instantânea no tubo final de escape

f_m = fator de fricção = 0.008 para escoamento turbulento.

$$3. \quad \Delta P_x = 0.4 \times \frac{1}{2} \rho v^2$$

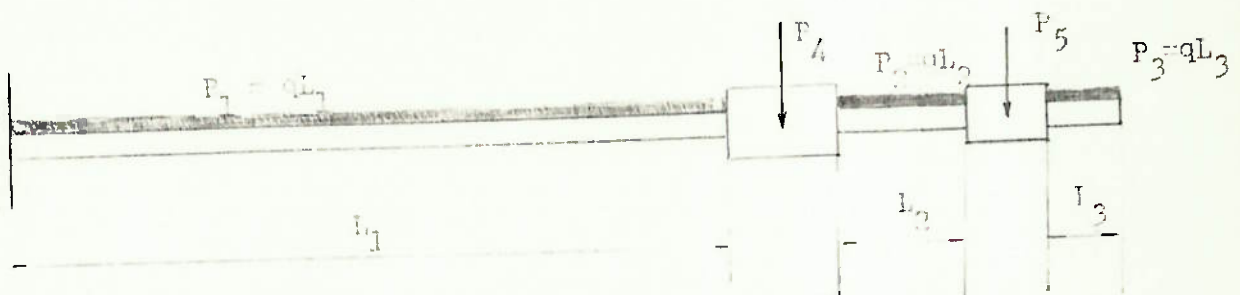
II.2.c) Comportamento Mecânico Vibratório

A vibração mecânica no sistema de escape é fruto direto da vibração do motor que se propaga para todo o veículo. Eliminá-la é impossível, já que é muito difícil atuar-se sobre a fonte, principalmente quando se trata de um motor de 4 cilindros em linha, por natureza um gerador de vibração. Viu-se anteriormente o comportamento acústico do sistema de escape. O efeito sonoro da vibração mecânica do sistema pode ser desprezado, face ao efeito proveniente dos gases de escape oriundos da combustão.

O estudo da vibração do tubo de escape se faz necessário na medida em que se esta for elevada, poderá comprometer o conforto dos que se encontram no interior do veículo, e mesmo prejudicar o desempenho ao qual o sistema de escape foi projetado.

A idéia de se tentar parametrizar o desempenho mecânico vibratório envolve o mesmo grau de complexidade já visto nos itens anteriores (Acústico e mecânico). O tubo de escape tem um roteiro complexo, variando em diferentes direções, além de conter elementos distintos tal como ressoadores, silenciadores. Uma proposta que pode satisfazer razoavelmente a uma modelagem física séria a de supor o tubo de escape tal como uma viga engastada (correspondendo a ligação entre o coletor de esca

pe e a flange), com carga distribuída ao longo do comprimento - do tubo e de que os silenciadores e ressoadores quando existirem possam ser substituídos por massas concentradas. Com isto, pode-se aproximadamente chegar a uma expressão genérica de cálculo da frequência natural de vibração do sistema. O esquema - que foi adotado, ainda que não o ideal, é coerente com as limitações do sistema para um cálculo teórico. Refinamentos podem - ser feitos, porém ver-se-á mais adiante dois processos distintos de cálculo da frequência natural do sistema, que são - bastante precisos. (ver detalhes no ítem B (do apêndice)



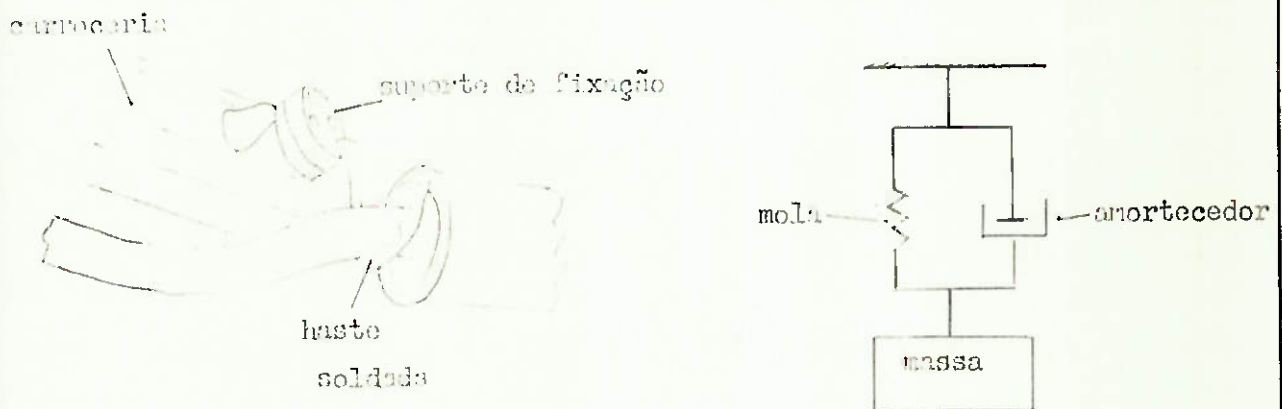
onde q = peso/unidade de comprimento

Esta modelagem não considera o efeito dos suportes de fixação. Isto se dá já que adotou-se para o VEIC um sistema de fixação composto de uma haste, soldada numa das extremidades do tubo de escape (ou algum elemento do tubo) e na outra presa a um suporte de borracha, que por sua vez é fixado a carroceria. A borracha tem um comportamento análogo a um sistema mola-amortecedor e portanto atua passivamente em relação ao tubo de escape, não influenciando sua frequência natural de vibração. Se ao invés da borracha estivesse a haste soldada diretamente à carroceria, esta hipótese não seria mais válida, já que uma perturbação se propagaria de maneira diferente à carroceria.

Portanto, não é necessário que se saiba os pontos de fixação do sistema de escape para que se calcule sua frequência natural de vibração.

De um modo geral, costuma-se adotar que a excitação transmitida pelo motor pode ser representada por uma senóide - apesar que a frequência natural é constante, qualquer que seja a forma com que o elemento (tubo de escape) seja excitado.

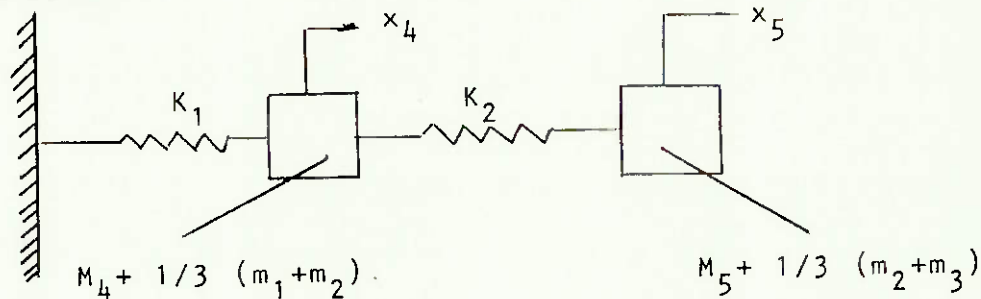
sistema análogo



Alguns artifícios terão de ser feitos de modo a facilitar a parametrização analítica. Tal como foi adotado, o sistema contém 5 graus de liberdade, o que resulta em processos bastante complexos de cálculo. Se considerar-se que as massas M_2 e M_5 são muito maiores que m_1 , m_2 , m_3 , pode-se através do método da energia, substituir os trechos L_1 , L_2 e L_3 por molas sem

peso, deslocando parte de seu peso para as massas concentradas. Assim, o sistema passa a ser adotado como:

$F_0 \cos \omega t$



onde: $m_i = \rho \Delta_i L_i$, ρ = densidade volumétrica
 Δ_i = área da secção transversal
 L_i = comprimento distendido.

Pode-se agora escrever as expressões que traduzem o comportamento do tubo de escape (vibrações forçadas).

- equação do movimento

$$m_4 \ddot{x}_4 + K_1 x_4 + K_2(x_4 - x_5) = K_1 F_0 \cos \omega t$$

$$M_5 \ddot{x}_5 + K_2 (x_5 - x_4) = 0$$

desde que não existe amortecimento, as massas vibrarão ou em fase ou a 180° defasadas com o movimento forçado. Adotando

$$x_4 = A \cos \omega t \quad , \quad \ddot{x}_4 = -\omega^2 A \cos \omega t$$

$$x_5 = B \cos \omega t \quad , \quad \ddot{x}_5 = -\omega^2 B \cos \omega t$$

e substituindo nas equações de movimento.

$$(K_1 + K_2 - M_4 \omega^2)A - K_2 B = K_1 F_0$$

$$-K_2 A + (K_2 - M_5 \omega^2) B = 0$$

resolvendo-se pela regra de Cramer, tem-se:

$$A = \frac{\begin{bmatrix} F_0 & K_1 & -K_2 \\ 0 & & (K_2 - m_5 w^2) \end{bmatrix}}{\quad}$$

$$\begin{bmatrix} (K_1 + K_2 - M_4 w^2) & -K_2 \\ -K_2 & (K_2 - m_5 w^2) \end{bmatrix}$$

$$B = \frac{\begin{bmatrix} (K_1 + K_2 - M_4 w^2) & -F_0 K_1 \\ -K_2 & 0 \end{bmatrix}}{\quad}$$

$$\begin{bmatrix} (K_1 + K_2 - M_4 w^2) & -K_2 \\ -K_2 & (K_2 - M_5 w^2) \end{bmatrix}$$

e portanto:

$$X_4(t) = \frac{F_0 K_1 (K_2 - M_5 w^2)}{M_4 M_5 w^4 - [K_1 M_5 + K_2 M_4 + K_2 M_5] w^2 + K_1 K_2} \cdot \cos \omega t$$

$$X_5(t) = \frac{K_1 K_2 F_0}{M_4 M_5 w^4 - [K_1 M_5 + K_2 M_4 + K_2 M_5] w^2 + K_1 K_2} \cdot \cos \omega t$$

As duas frequências naturais do sistema dependerão dos valores de M_4 , M_5 , K_1 , K_2 (outras duas raízes da equação bi-quadrada em w serão complexas não tendo significado físico).

II.3 - Análise de Sensibilidade

A intenção neste momento do trabalho é apresentar a maior parte dos resultados obtidos dos testes e ensaios e discutí-los. Não será possível uma apreciação completa e detalhada para cada um dos modelos ensaiados, dada a enorme quantidade de dados disponíveis. Na medida do possível, procurar-se-á justificar os resultados através da parametrização adotada na modelagem matemática. A ordem de apresentação não necessariamente seguirá a ordem cronológica que os ensaios foram realizados.

Os resultados das avaliações subjetivas já foram mostrados em uma tabela. O interesse reside agora nos resultados objetivos. Serão apresentados os dados obtidos nas curvas de dbA, dbB, inteligibilidade, contra-pressão e perda de potência e vibrações. Esta é ordem a natural dos testes, pois um teste de contra-pressão de escape, além de ser demorado, envolve um custo elevado, não tendo sentido que seja feito em todos os modelos. Da mesma forma o teste de vibração só tem sentido quando o sistema está praticamente definido, já que possui uma importância relativa na análise do projeto.

Partiu-se inicialmente de um tubo liso, sem elementos que só acompanha-se o roteiro disponível (proposta 1). Concebeu-se o silenciador "I", o que colocado atrás do eixo, apresentou um desempenho do sistema melhor que no tubo liso sem elementos. (proposta 2). A idéia a seguir foi de colocar-se um ressoador sobre o "Y" do tubo primário, tentando "quebrar" a onda sonora, logo no início de sua entrada no sistema. Construiu-se de forma experimental o ressoador "Y-0", de acordo com a disponibilidade de espaço existente (proposta 3). Isto serviria como uma espécie de primeira aproximação para as propostas subsequentes (propostas 7,8,9,10).

Daí a não existência de um desenho específico. Com a construção dos ressoadores "Y-1", "Y-2", "Y-3", "Y-4", cada um com distintos furos (242, 63, 202 e 136, respectivamente), subjetivamente não se encontrou resultados muito melhores que aqueles obtidos para o ressoador "Y-0", porém não se descartava -

ainda o conceito de um ressoador incorporado ao tubo primário. Os principais gráficos relativos ao que foi acima descrito - estão mostrados a seguir.

Gráfico de db(A) X Rotação, para o microfone interno na posição dianteira do VEIC

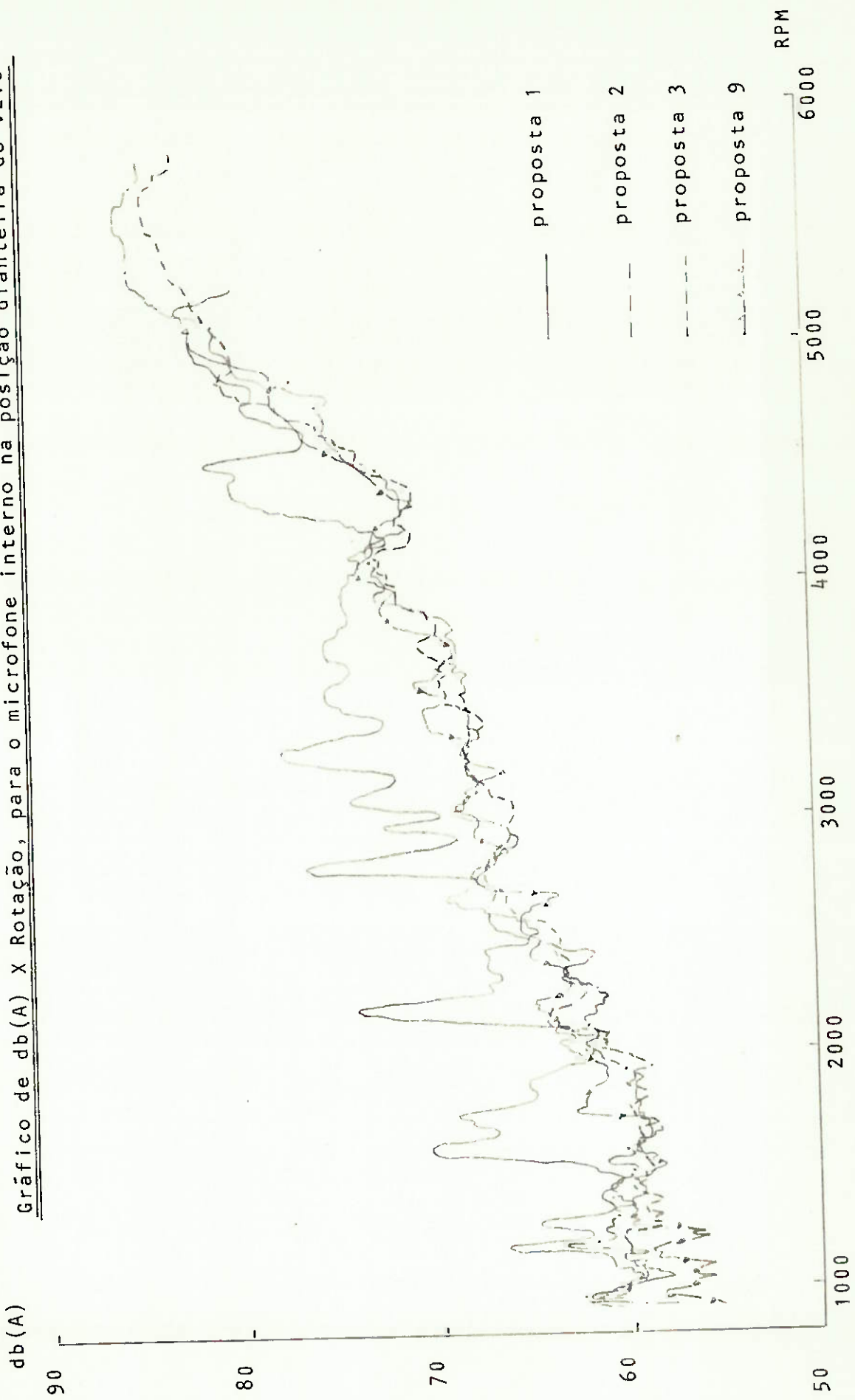


Gráfico de db(A) X Rotação, para o microfone interno na posição traseira do VEIC

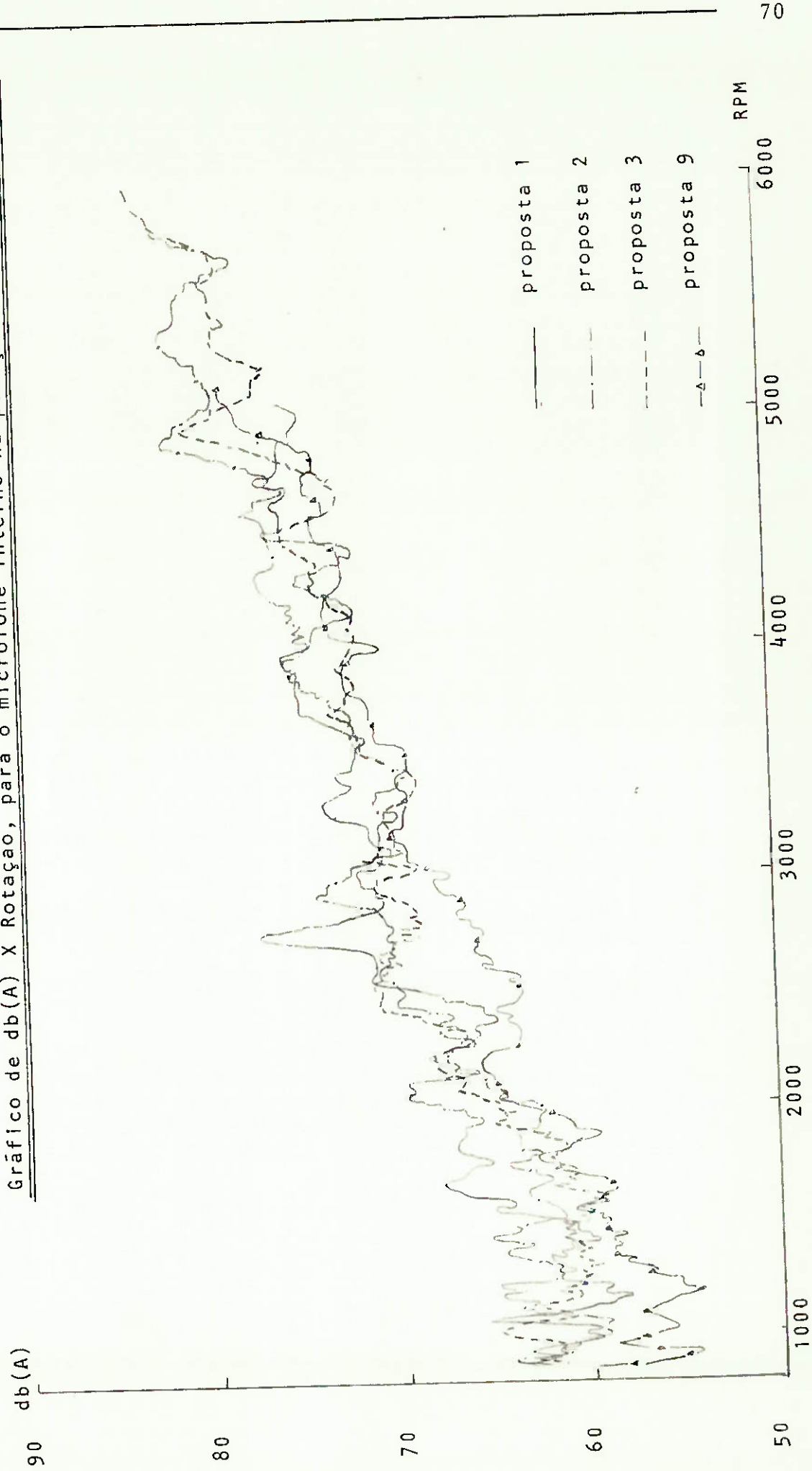


Gráfico de db(B) X Rotação, para o microfone interno na posição dianteira do VEIC

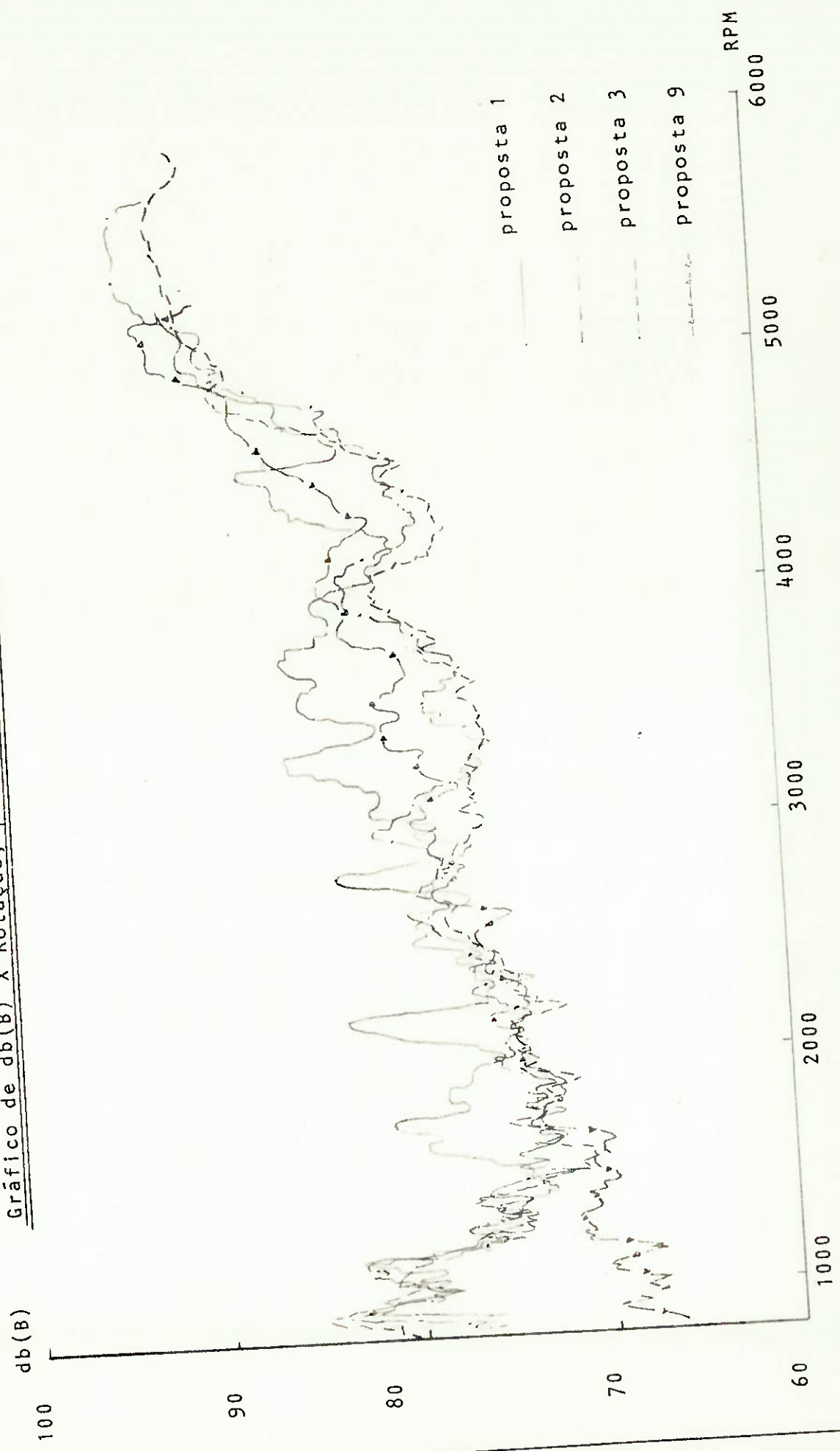
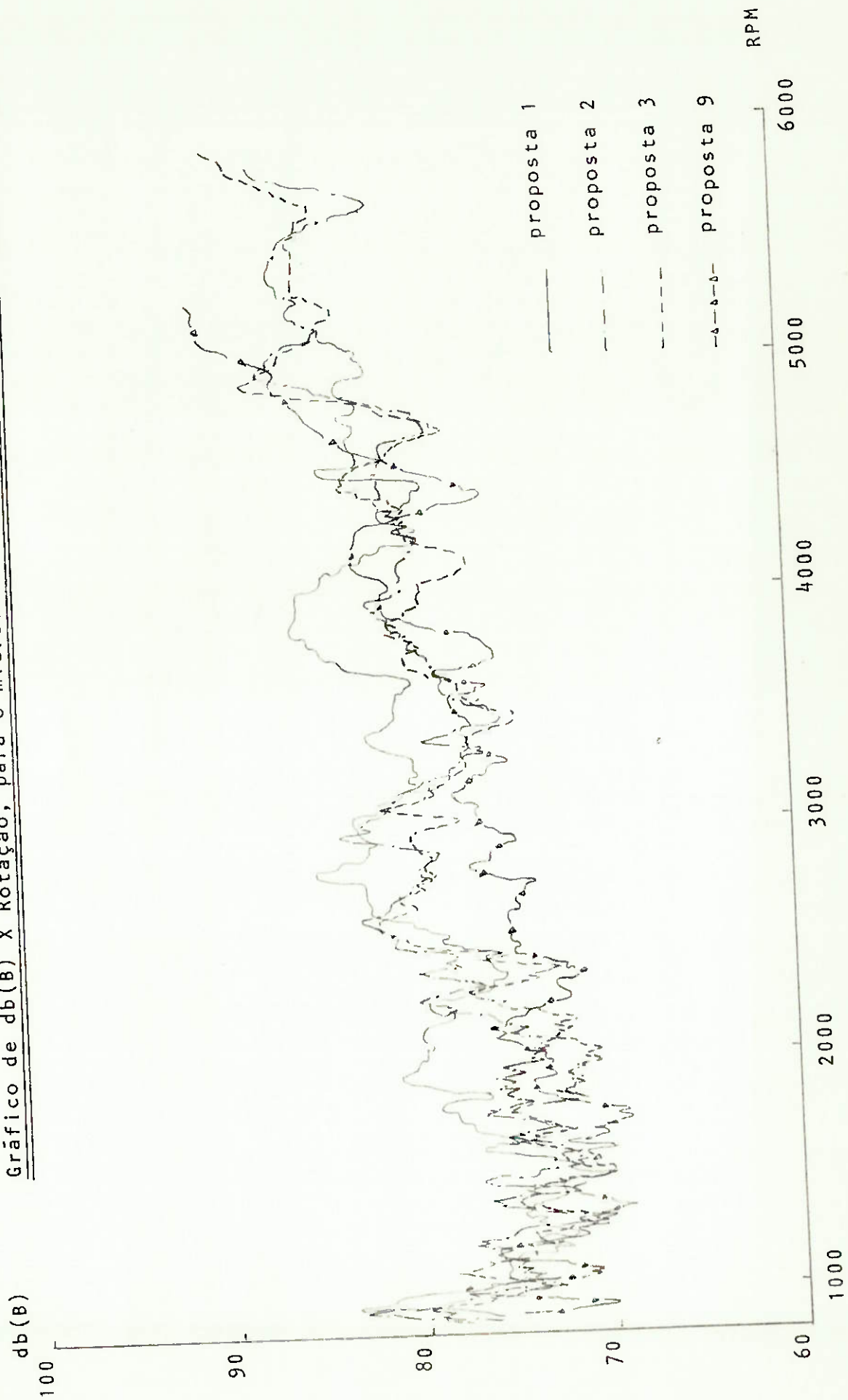
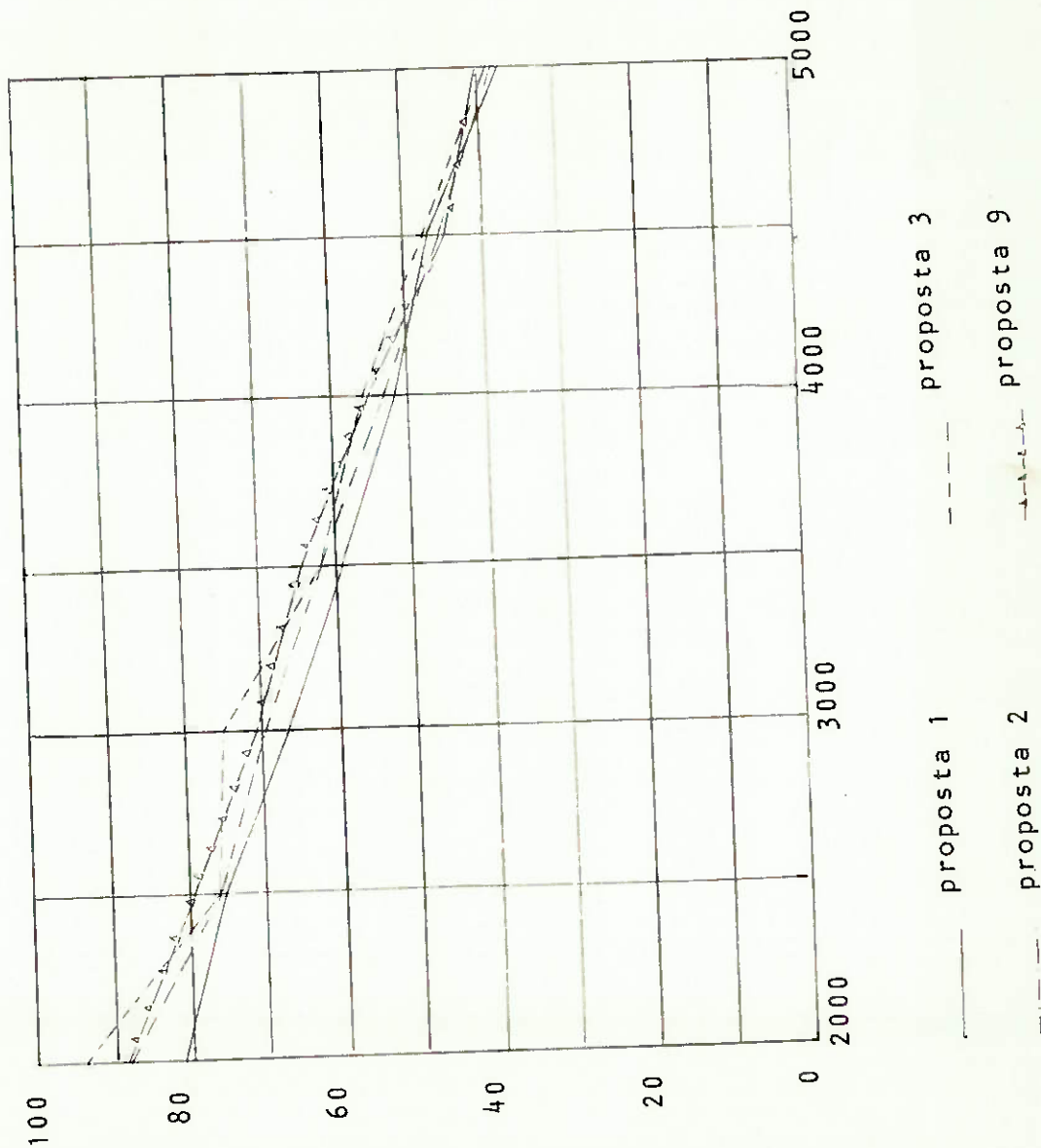


Gráfico de db(B) X Rotação, para o microfone interno na posição traseira do VEIC

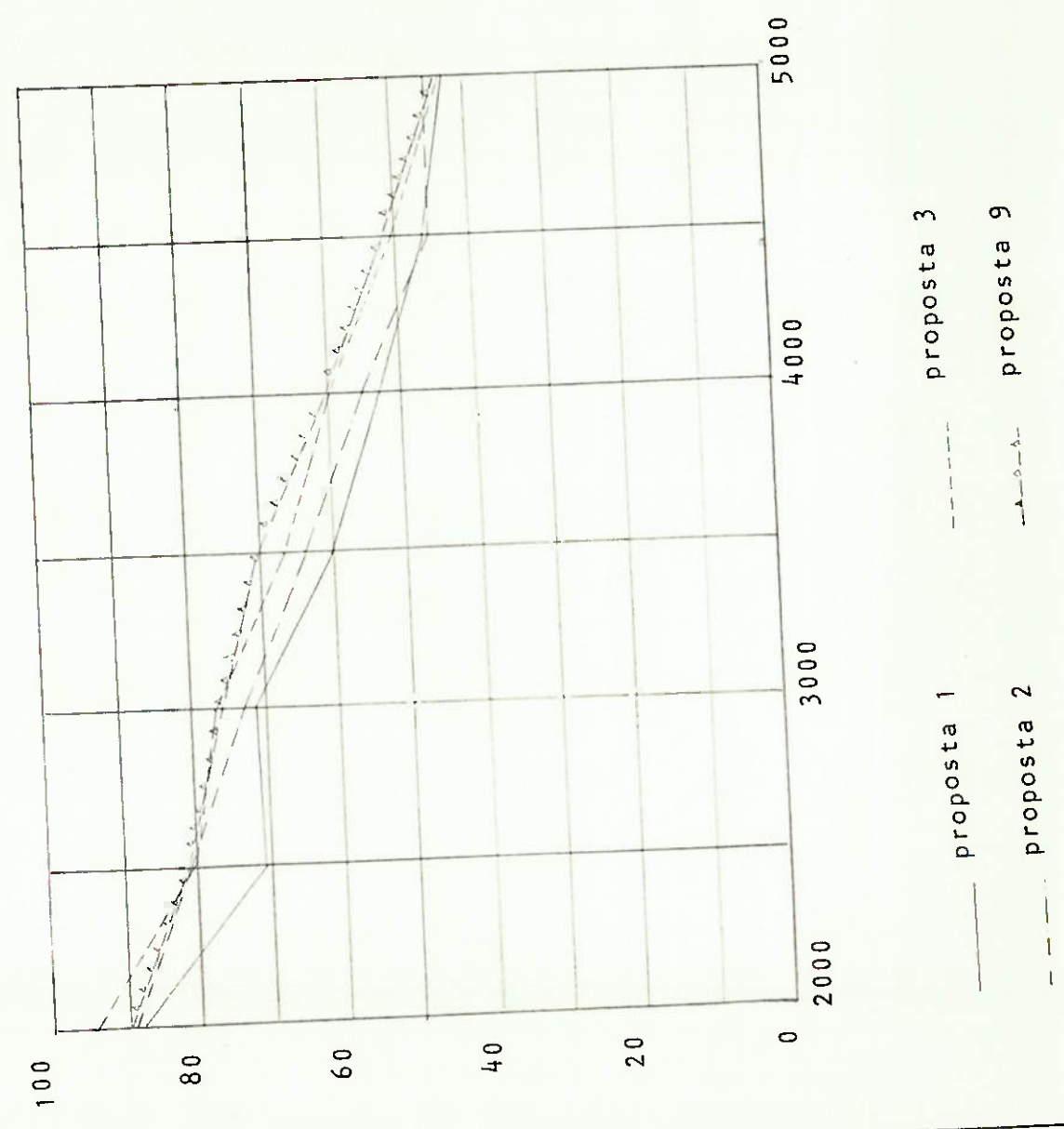


Curva de Inteligibilidade - Microfone Dianteiro



Esp.	Inteligibilidade (%)		
	Pr.1	Pr.2	Pr.3
1	80.7	87.4	93.7
2	75.4	75.9	75.5
3	66.5	69.5	75.0
4	59.0	61.7	61.7
5	51.4	52.7	55.6
6	47.2	45.5	47.5
7	37.0	37.9	38.4

Curva de Inteligibilidade - Microfone Traseiro



Esp.	Inteligibilidade (%)			
	Pr.1	Pr.2	Pr.3	Pr.9
1	87.7	88.7	93.9	89.4
2	70.3	80.9	80.7	81.2
3	71.1	73.5	77.2	76.3
4	60.1	63.7	66.8	70.6
5	52.9	55.8	59.9	60.1
6	46.8	45.9	50.5	51.7
7	43.0	45.2	43.4	43.9

Estes gráficos confirmam o que já era esperado, ou seja, a medida em que se introduzem elementos de atenuação sonora, tal como expansões, material de isolação acústica-térmica, ressoadores tipo Helmholtz, o nível sonoro emitido tende a diminuir. Assim é que nas faixas de utilização do VEIC - mais usual, de 2500 a 4000 rpm, a proposta 9 foi a que evidenciou melhores resultados, vindo a seguir a proposta 3, a 2 e o tubo liso sem elementos, como proposta de pior desempenho, de um modo geral.

Paralelamente, foi-se desenvolvendo outras concepções de elementos para o tubo de escape. Surgiram as propostas 4 e 5, que são bastante semelhantes (o silenciador "1" da proposta 4 é um pouco mais restrito que o silenciador "2" da proposta 5), sendo que subjetivamente não se conseguiu diferenciá-las - sensivelmente de modo a optar-se por uma ou outra.

Resolveu-se inverter uma das propostas (no caso a proposta 4) e o resultado obtido foi bastante satisfatório, apresentando subjetivamente os melhores resultados de todos que chegaram a ser estudados. Os resultados comparativos entre estas propostas são mostrados a seguir.

Gráfico de db(A) X Rotação, para o microfone interno na posição dianteira do VEIC

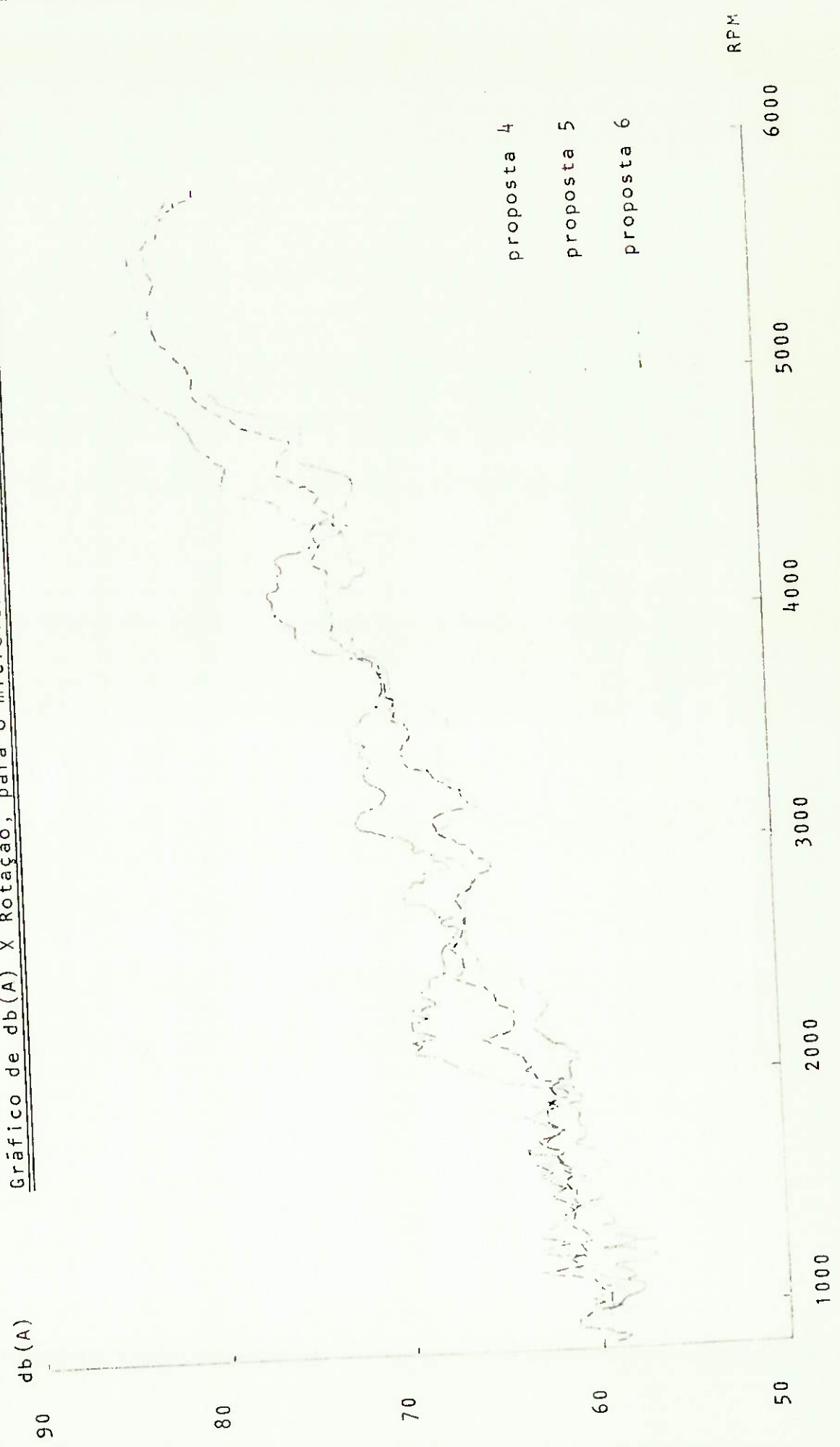


Gráfico de db(A) X Rotação, para o microfone interno na posição traseira do VEIC

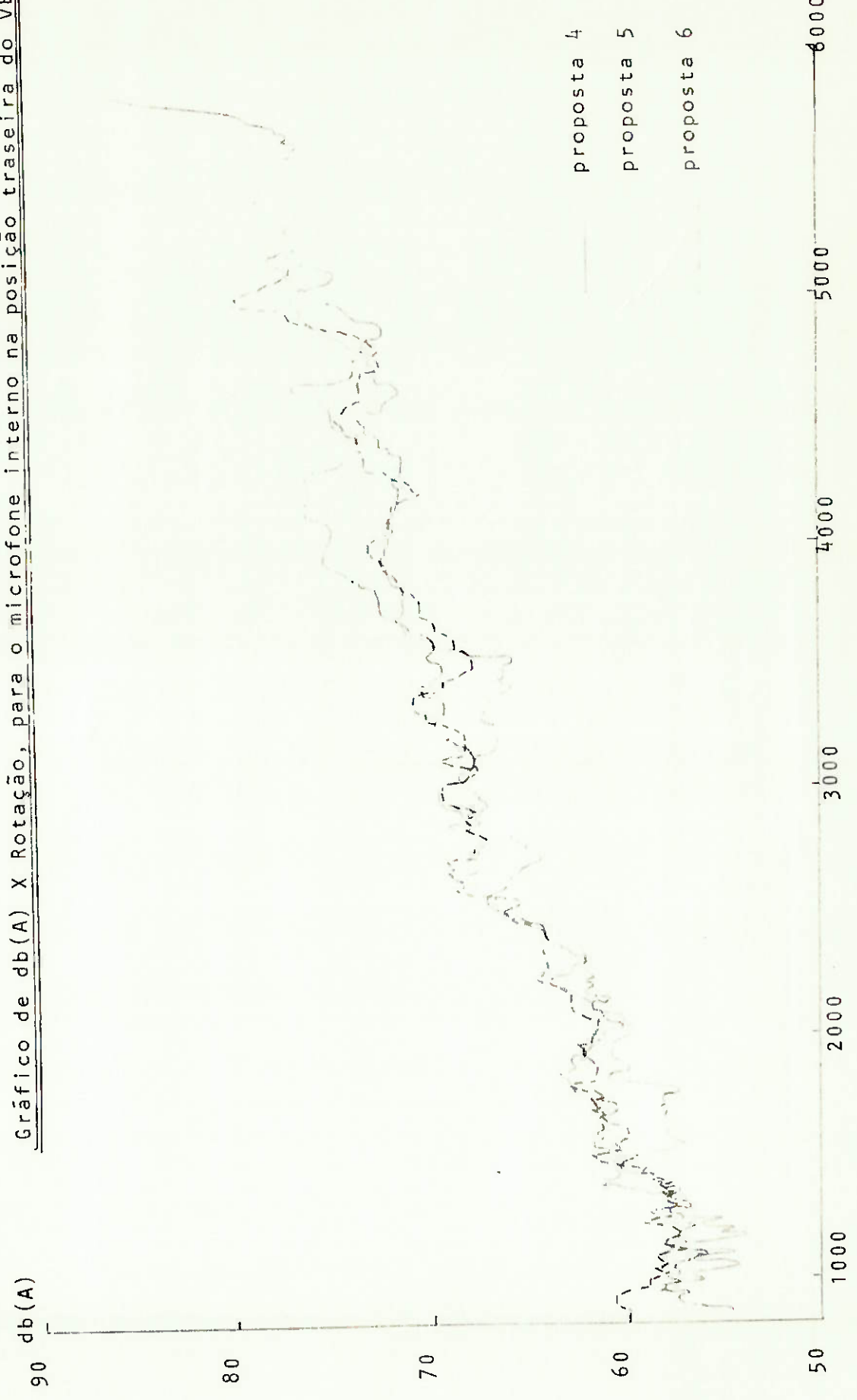


Gráfico de db(B) X Rotação, para o microfone interno na posição dianteira do VEIC

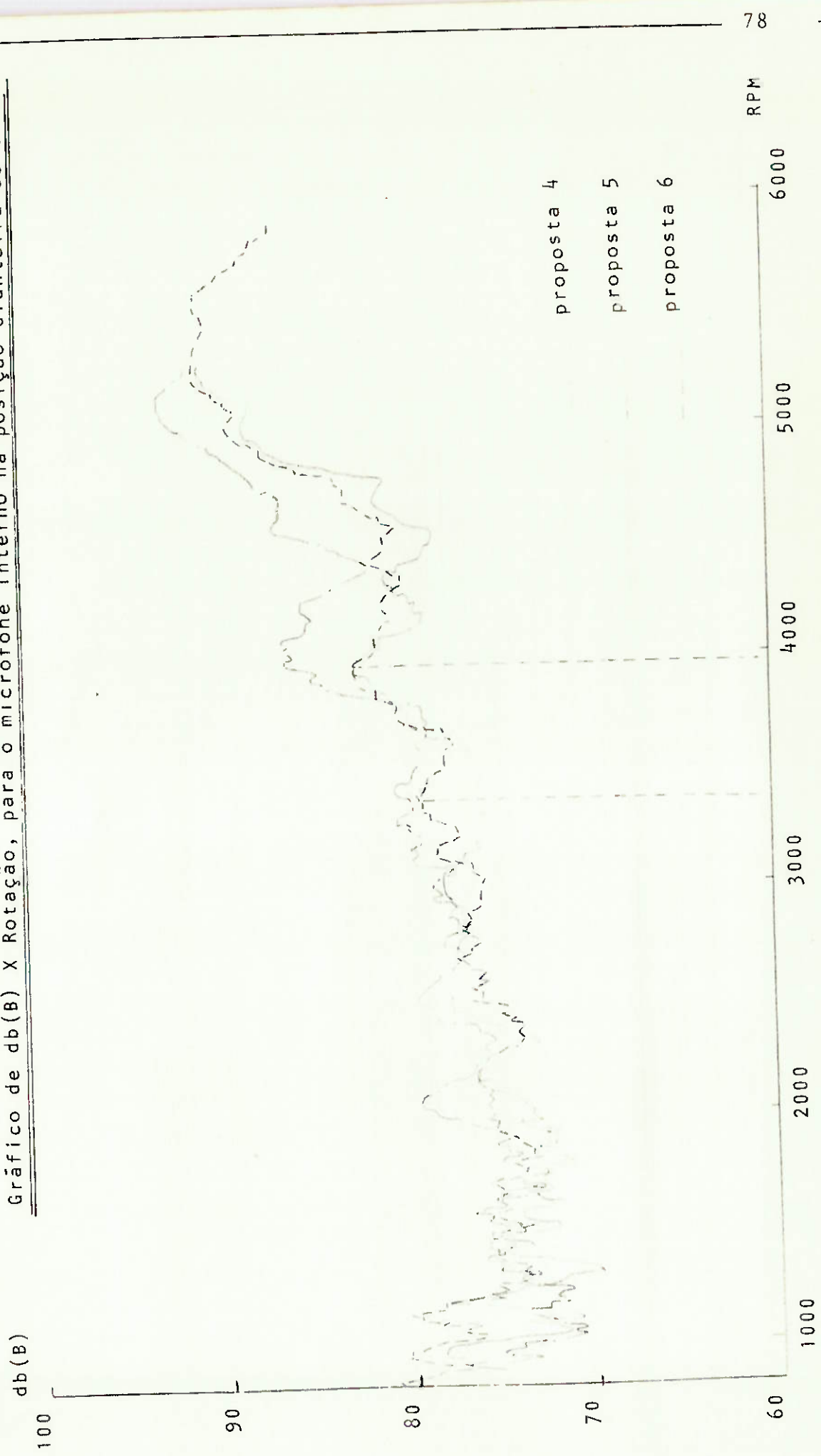
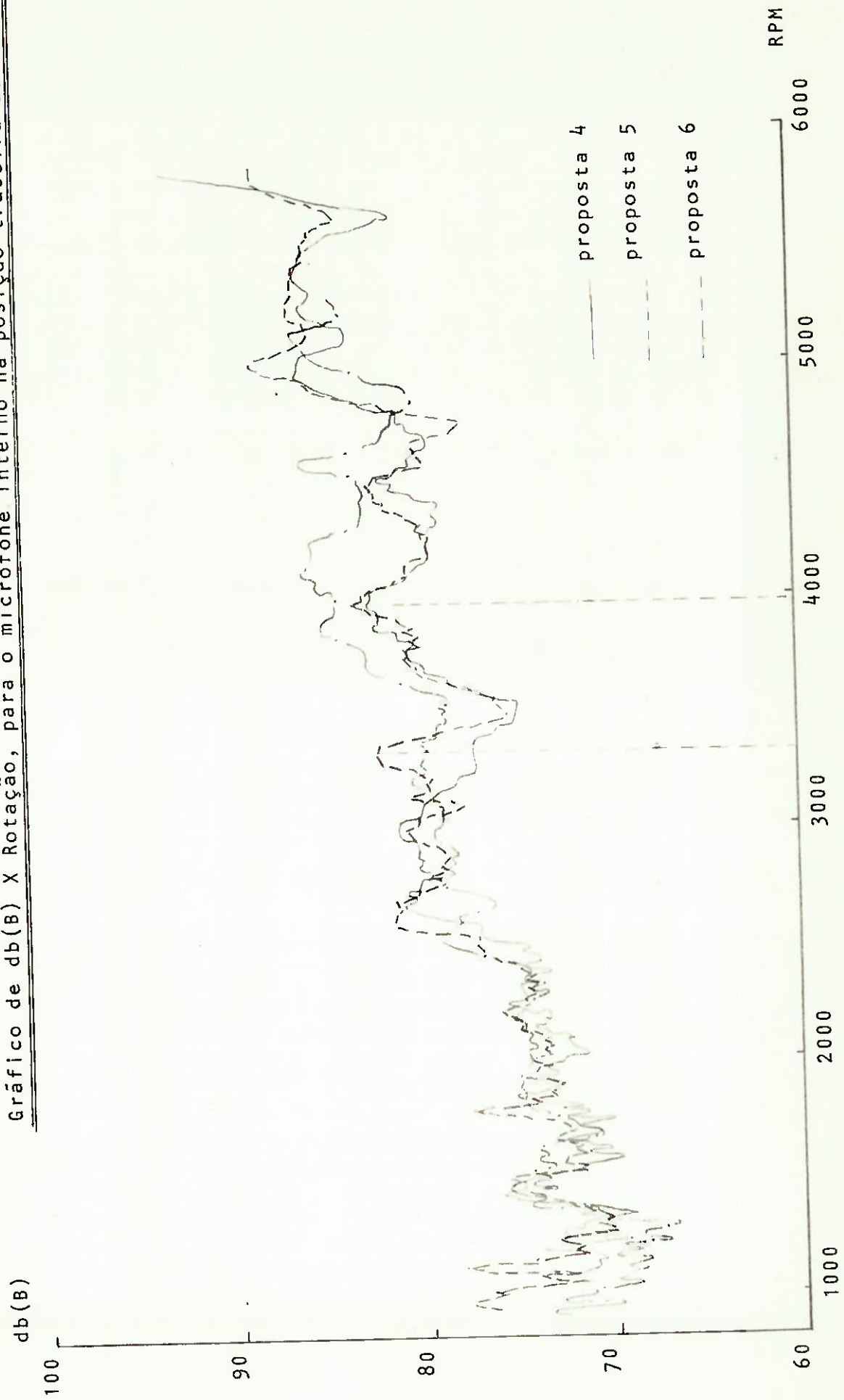
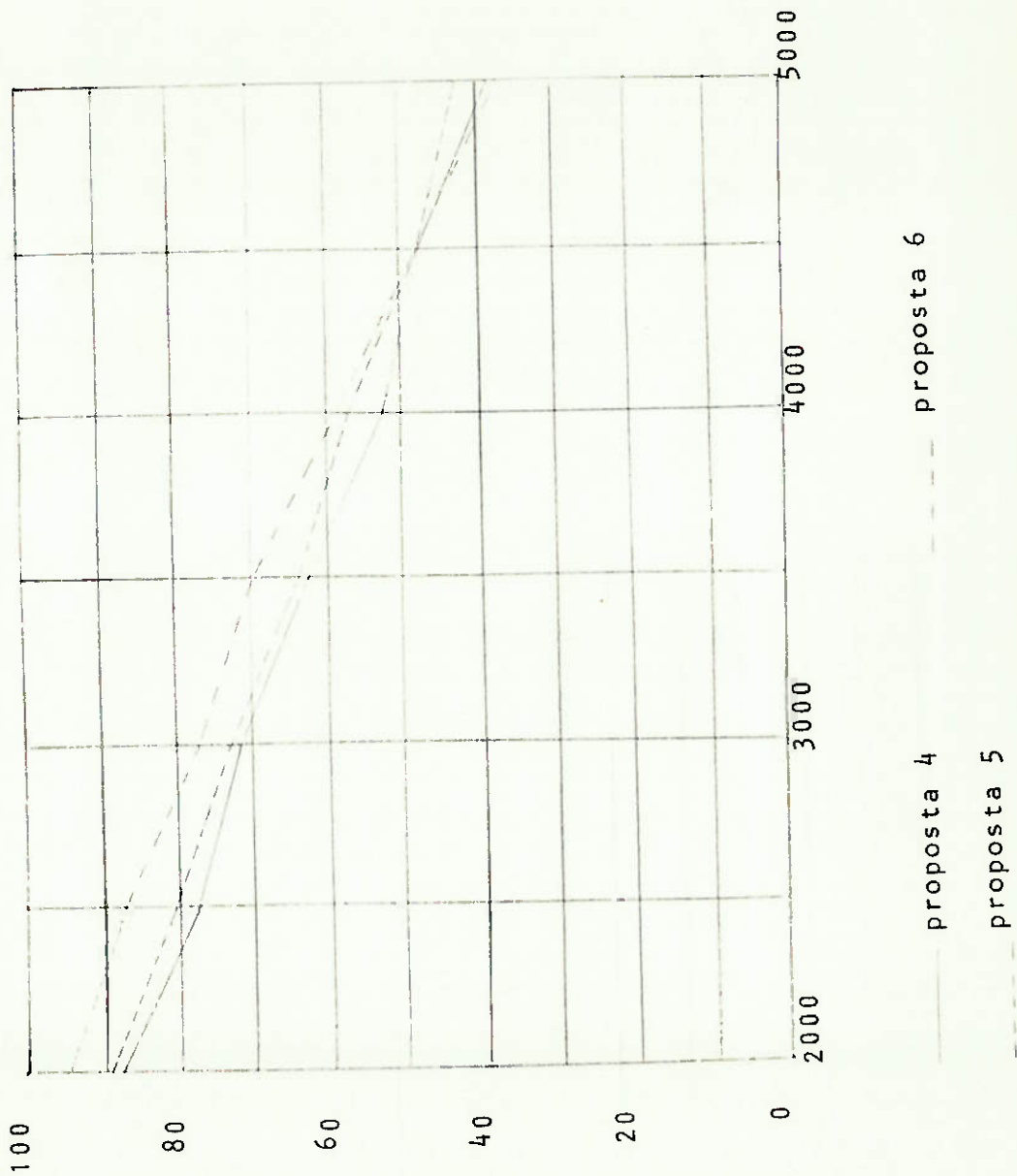


Gráfico de db(B) X Rotação, para o microfone interno na posição traseira do VEIC

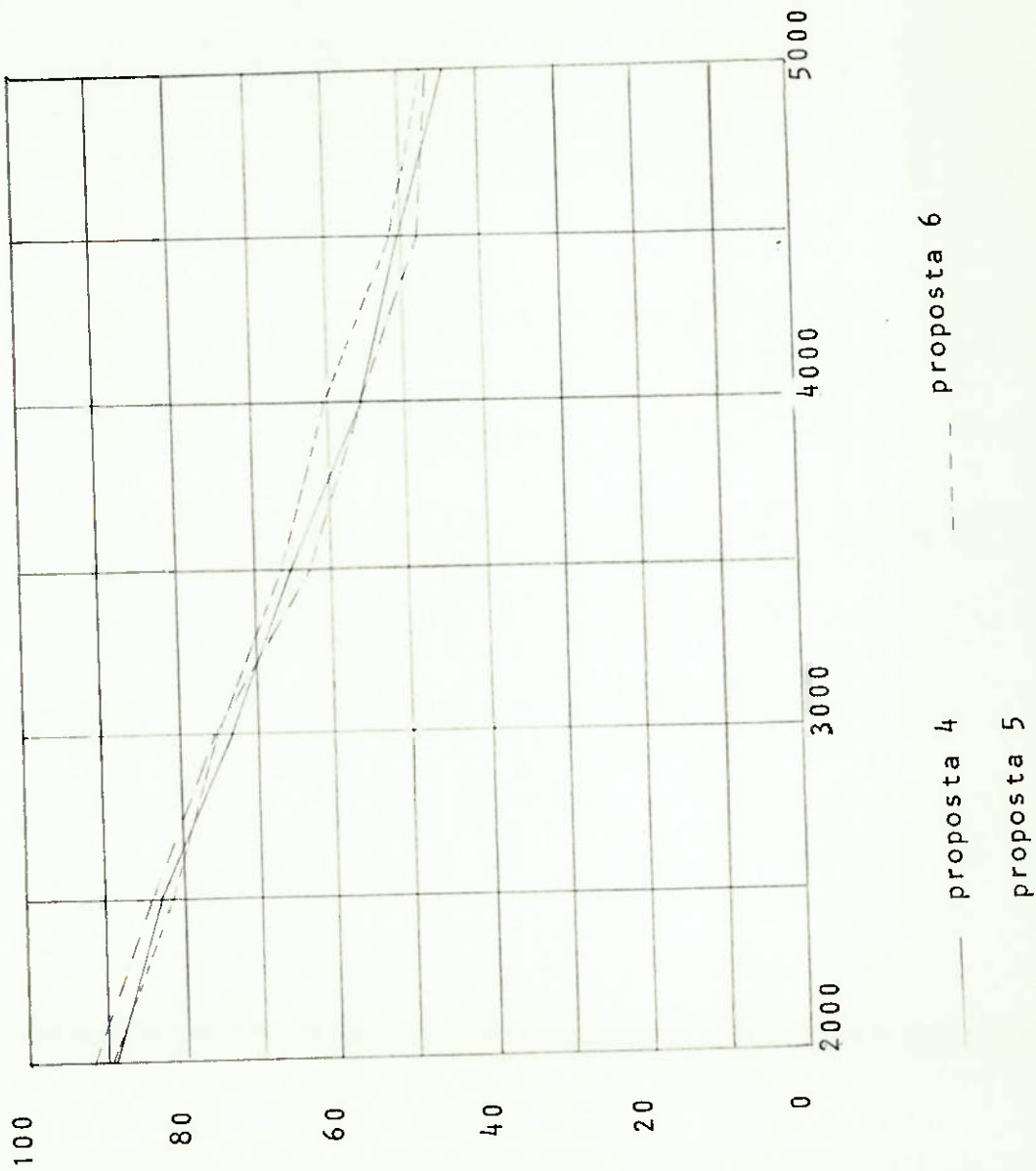


Curva de Inteligibilidade- Microfone Dianteiro



Esp.	Inteligibil. (%)		
	Pr.4	Pr.5	Pr.6
1	87.6	88.9	94.2
2	77.0	80.6	87.2
3	71.5	73.1	77.2
4	62.5	63.8	69.8
5	52.6	57.2	58.8
6	47.9	47.8	48.1
7	38.6	42.8	37.1

Curva de INTELIGIBILIDADE- Microfone Traseiro



Esp.	Inteligibil. (%)		
	Pr.4	Pr.5	Pr.6
1	88.9	89.4	91.5
2	82.9	81.4	84.5
3	73.1	75.6	75.6
4	65.1	66.0	63.0
5	56.1	60.5	55.9
6	50.4	51.6	48.1
7	44.4	47.2	46.6

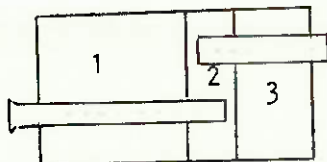
É interessante notar-se que nas curvas de $db(A)$ e $db(B)$, a proposta 6 apresentou algumas vezes nível sonoro mais alto quando comparada com as propostas 4 e 5. Por outro lado, seu grau de Inteligibilidade é bastante bom em quase todo o espectro. Uma possível explicação para este fenômeno foi feita no final do apêndice. Para a sensibilidade do ouvido humano, é - mais agradável um espectro contínuo, ainda que num nível um pouco mais elevado, à constantes oscilações. Isto aparentemente - foi comprovado na avaliação subjetiva, com a proposta 6 apresentando o melhor comportamento.

De uma certa forma, os resultados obtidos com as propostas 4,5,6 já satisfazem parte dos objetivos propostos. Entretanto, o projeto deve satisfazer um compromisso não só acústico, mas também econômico. Desta forma, partiu-se para a elaboração de modelos unificados que tivessem um comportamento acústico satisfatório. A experiência daqueles que já trabalham com sistemas de escape indica que a grande restrição dos modelos unificados é a geração de uma contra-pressão de escape elevada. Isto - foi subjetivamente percebido na avaliação de passagem, onde estes modelos não apresentaram um bom desempenho.

Seis propostas distintas foram construídas, sendo que infelizmente algumas não puderam ser testadas. A proposta 11 - foi elaborada a partir de certos dados da proposta 5. A proposta 12 tentou incorporar o modelo unificado com o modelo de ressoador no "Y" que se mostrou mais efetivo (no caso a proposta 9). A proposta 13 seguiu a idéia do fluxo reverso, enquanto que as propostas 14 e 15 apoiaram-se no fluxo direto, a última com um elemento a mais de sintonização (ressoador "1"). A última proposta, a de número 16, foi calculada segundo outros meios, procurando trabalhar sobre a análise de alguns dados anteriormente já obtidos. Seu cálculo será mostrado mais adiante.

- Dados relativos à Proposta 11:

Silenciador "2"



calculando-se, obteve-se aproximadamente:

$$\text{câmara (1)} : V_1 = 2384608 \text{ mm}^3 ; Af_1 = 7085 \text{ mm}^2$$

$$\text{câmara (2)} : V_2 = 577040 \text{ mm}^3 ; Af_2 = 3148 \text{ mm}^2$$

$$\text{câmara (3)} : V_3 = 1135440 \text{ mm}^3 ; Af_3 = 2515 \text{ mm}^2$$

onde: V_i = volume da câmara i

Af_i = área furada da câmara i

Ressorador "1"

$$\text{Volume} = 2881720 \text{ mm}^3$$

$$\text{Área furada} = 9005 \text{ mm}^2$$

$$\text{Comprimento furado} = 210 \text{ mm.}$$

a frequência do ressonância pode ser expressa por:

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{V}} \quad \text{onde } K = \frac{A_o}{t'} ;$$

$$A_o = A_f = \text{área furada}$$

$$t' = t + 0.8 \sqrt{A_o/n}$$

$$\text{adotando } M = \frac{K}{v} = \frac{A_o}{t' \cdot v} = \frac{A_1}{t'_1 \cdot v_1} \quad \text{onde } o - \text{condição da pro-}$$

posta 5

1 - condição da pro-
posta 11

$$\text{p/câmara (1)} : M = \frac{7085}{2384508 \times t'}$$

$$t' = 1.5 + 0.8 \frac{\sqrt{7085}}{725} \cong 4.0 \text{ mm, praticamente igual à todas as câmaras.}$$

$$\therefore M = \frac{1}{1135440 \times 4.0} = \frac{1}{1806} \text{ (mm}^{-2}\text{)}$$

p/ ressoador "1" : $M_4 = \frac{9005}{2881720 \times 4.0} = \frac{1}{1280} \text{ (mm}^{-2}\text{)}$

O volume disponível para o elemento unificado é de - aproximadamente 4133474 mm^3 , pois:

$\varnothing_{\text{ext}} \text{ elemento} = 6'' = 152.4 \text{ mm} \rightarrow V_t = 5472441 \text{ mm}^3$ (para 300mm de comprimento)

2 tubos de 44.5 mm $\left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} V = 1.338.966 \text{ mm}^3$
 1 tubo de 41.5 mm

$\therefore V_t - V = 4.133.474 \text{ mm}^3$

O volume do ressoador interno foi estimado em 435.425 mm^3 ("Spit-chamber"). Logo, o volume disponível ao silenciador é de $3.698.049 \text{ mm}^3$ (I)

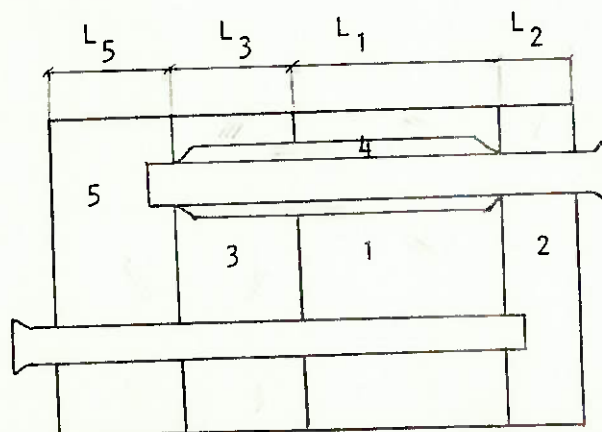
Com o volume do silenciador "1" é de $4.096.988 \text{ mm}^3$ ($V_1 + V_2 + V_3$) (II)
 Sil. "1"

$\frac{I}{(II)} \cong 90\%$ que será distribuída da seguinte forma:

câmara (1) : 50%

câmara (2) : 14%

câmara (3) : 28%



Adotando $L_5 = 30$ mm, o novo volume disponível será :

$$\bar{V} = 3698048 - \left[526290 - (2 \times 30 \times \frac{\pi \cdot 44.5^2}{4} + \frac{30 \times \pi \times 415^2}{4}) \right]$$

$$= 3.305\,655 \text{ mm}^3$$

Logo:

$$\text{câmara (1)} : V \times 0.58 = 1\,917\,280 \text{ mm}^3 = V_1$$

$$\text{câmara (2)} : V \times 0.14 = 462\,792 \text{ mm}^3 = V_2$$

$$\text{câmara (3)} : V \times 0.28 = 925\,583 \text{ mm}^3 = V_3$$

$$\text{chamando : } D = 6'' = 152.4 \text{ mm}$$

$$D_1 = 44.5 \text{ mm}$$

$$D_2 = 63.5 \text{ mm}$$

$$D_3 = 41.5 \text{ mm}$$

$$L_1 = \frac{V_1}{\frac{\pi D^2}{4} - 2 \times \frac{\pi D_1^2}{4} - \frac{\pi D_2^2}{4}} \cong 160 \text{ mm}$$

$$L_2 = \frac{V_2}{\frac{\pi D^2}{4} - 2 \times \frac{\pi D_1^2}{4} - \frac{\pi D_3^2}{4}} \cong 33.6 \text{ mm}$$

$$L_3 = \frac{V_3}{\frac{\pi D^2}{4} - \frac{2\pi D_1^2}{4} - \frac{\pi D_2^2}{4}} = 77.2 \text{ mm}$$

$$\text{comprimento total} = L_T = L_1 + L_2 + L_3 + L_5 \cong 300.5 \text{ mm}$$

$$\text{como } t'_0 \cong t'_1$$

$$\therefore A_1 = A_0 \cdot \frac{V_1}{V_0} = M_0 \times t' \cdot V_1$$

câmara (1):

$$A_1 = M_1 \times t' \times V_1 = 5693 \text{ mm}^2$$

Logo, para furos de $\varnothing = 3.5 \text{ mm}$, adota-se:

25 furos no comprimento

24 furos no diâmetro

espaçamento de 5.5 mm.

câmara (2):

Adota-se que os tubos deverão penetrar 18 mm nesta câmara. Logo, 2 fileiras com 24 furos diametraes e espaçamento de 5.5 mm é suficiente.

câmara (3):

$$A_3 = M_3 \times t' \times V_3 = 2050 \text{ mm}^2$$

Logo, para furos de $\varnothing = 3.5 \text{ mm}$ adotou-se :

9 furos no comprimento

24 furos no diâmetro

espaçamento de 5.5 mm

câmara (4):

$$A_4 = M_4 \times t' \times V_4 = 1361 \text{ mm}^2$$

Logo, para furos de $\varnothing = 3.5 \text{ mm}$, adota-se:

13 furos no comprimento

12 furos no diâmetro

espaçamento de 10.8 no diametro

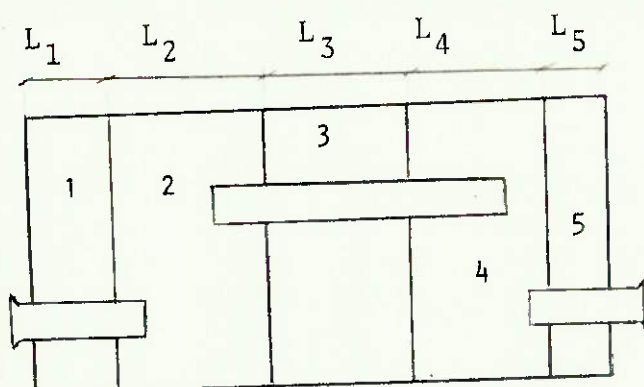
13.3 no comprimento

câmara (5):

Os tubos deverão penetrar 15mm nesta câmara.

Logo, uma fileira com 24 furos de diâmetro e espaçamento de 5.8mm para o tubo de $\varnothing = 44.5 \text{ mm}$ e uma fileira com 12 furos diametraes e espaçamento de 10.8mm para o tubo de $\varnothing = 41.5 \text{ mm}$ é suficiente (diâmetro dos furos $\varnothing = 3.5 \text{ mm}$)

Dados Relativos à Proposta 12:



Volume total disponível: V_T

$$V_T = V_1 + V_2 + V_3 + V_4 + V_5$$

D: diâmetro do silenciador = 6" = 152.4 mm
 d: " dos tubos = 44.5 mm

$$V_1 = \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) L_1 = 16686 \cdot L_1$$

$$V_2 = \frac{\pi D^2}{4} \cdot L_2 = 18241 \cdot L_2$$

$$V_3 = 16686 \cdot L_3$$

$$V_4 = 18241 \cdot L_4$$

$$V_5 = 16686 \cdot L_5$$

Se $L_T \cong 300$ mm

e $L_1 + L_3 + L_5 = 080 L_T$ (adotado)

$$\therefore L_1 + L_3 + L_5 = 240 \text{ mm}$$

$$L_2 + L_4 = 60 \text{ mm}$$

$$\therefore V_T = 5.145.750 \text{ mm}^3$$

$$\text{Se } L_4 = 30 \text{ mm} \rightarrow V_4 = 547244 \text{ mm}^3$$

$$L_2 = 25 \text{ mm} \rightarrow V_2 = 456316 \text{ mm}^3$$

$$L_1 = 113 \text{ mm} \rightarrow V_1 = 1885639 \text{ mm}^3$$

$$L_3 = 54 \text{ mm} \rightarrow V_3 = 897892 \text{ mm}^3$$

$$L_5 = 80 \text{ mm} \rightarrow V_5 = 1337605 \text{ mm}^3$$

$$\text{Logo } L_T = 302 \text{ mm}$$

domo:

$$r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\Lambda}{v \cdot t'}} \quad \Lambda = \left(\frac{2\pi f}{c} \right)^2 \cdot Vt'$$

Analisando-se a curva db(A), da proposta 1 (tubo liso), microfone na posição dianteira, pode-se perceber 3 picos bastantes destacados na faixa 2000-3000 rpm. Um corresponde a 2150 rpm, outro a 2750 rpm e o terceiro a 3250 rpm. Uma hipótese que pode ser levantada é que estes picos correspondem a harmônicas de frequência mais baixas.

Assim é que para 2150 rpm, a frequência de explosão do motor correspondente é 72 Hz, para 2750 rpm, de 92 Hz e para 3250 rpm, de 108 Hz.

Uma sintonização para frequências desta ordem é impraticável, pois resultaria numa área furada extremamente pequena. Logo, trabalha-se sobre algumas das harmônicas destas frequências.

Assim é que:

$$72 \times 11 = 792 \text{ Hz (11}^{\text{a}} \text{ harmônica)}$$

$$92 \times 11 = 1012 \text{ Hz (11}^{\text{a}} \text{ harmônica)}$$

$$108 \times 12 = 1296 \text{ Hz (12}^{\text{a}} \text{ harmônica).}$$

A câmara (1) serã sintonizada para 1296 Hz, a câmara (3) para 792 Hz e a câmara (5) para 1012 Hz.

A temperatura ẽ da ordem de 150 °C e portanto $c \cong 412465$ mm/s

$t' \cong 3.98$ mm

∴ câmara (1):

$$A_1 = \left(\frac{2\pi \times 1296}{412465} \right)^2 \times 1885639 \times 398 = 2925 \text{ mm}^2$$

logo, para furos de $\emptyset = 3.5$ mm, adota-se:

14 furos no comprimento

24 furos no diâmetro

espaçamento de 5.5 mm

câmara (3):

$$A_3 = \left(\frac{2\pi \times 792}{412465} \right)^2 \times 897892 \times 3.98 = 520 \text{ mm}^2$$

logo, para furos de $\emptyset = 3.5$ mm, adota-se:

4 furos no comprimento

13 furos no diâmetro

espaçamento de 5.5 mm

câmara (5):

$$A_5 = \left(\frac{2\pi \times 1012}{412465} \right)^2 \times 1337605 \times 3.98 = 1265 \text{ mm}^2$$

logo, para furos de $\emptyset = 3.5$ mm, adota-se:

7 furos no comprimento

18 furos no diâmetro

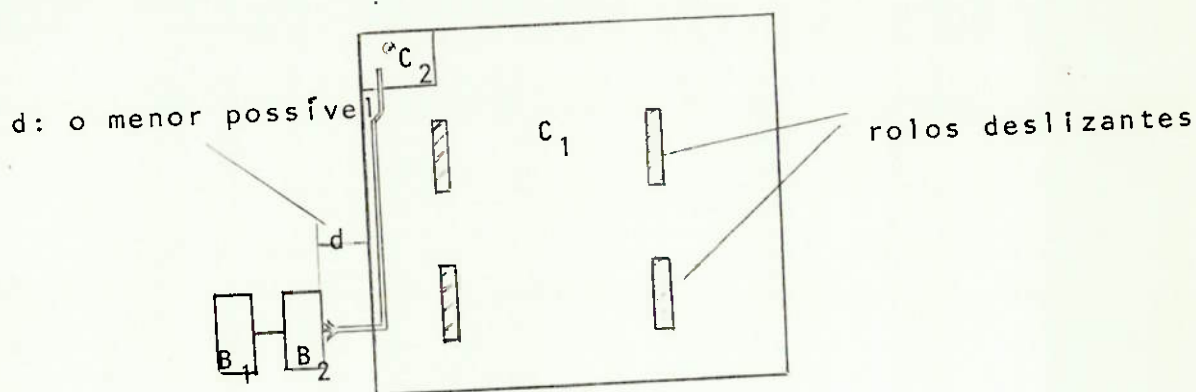
espaçamento de 7.8 mm

Os gráficos a seguir mostram o comportamento destas duas propostas.

Novamente, pode-se perceber uma proposta que apresenta um nível geral mais baixo, porém com uma curva de Inteligibi-

lidade menos favorável. Uma das razões para isto, senão a principal, é que a proposta 12 apresentam um elevado nível de ruído irradiado ao interior do veículo, já que o "Y" se encontra próximo do compartimento do motor, e conseqüentemente dos que senta como motorista e ao seu lado.

Estabeleceu-se então um teste que pudesse medir este nível irradiado do "Y". A dificuldade estaria em isolar-se o trecho do tubo de escape com interesse, além de não se desejar outros ruídos, tal como o do motor.



A condição realizada está mostrada no esquema acima. Colocou-se o tubo de escape dentro da câmara anecoica. Do lado de fora, duas bancadas com motores simularam a condição de carga, onde apenas B₂ foi acionada, com B₁, interligada com B₂ por um eixo, atuava parada gerando inércia a B₁. O coletor estava localizado do lado de fora da câmara e o trecho por onde o tubo atravessou a parede da câmara foi devidamente isolado térmica e acusticamente.

No final do tubo de escape, construiu-se uma sub câmara com mantas isoladoras, de tal forma que no interior da câmara C₁, o ruído do escape não seria captado. Os resultados mostraram que dificilmente a idéia de se adaptar um ressoador ao "Y" seria aproveitada concretamente, pois os níveis sonoros emitidos são bastante elevados. O microfone foi colocado numa posição compatível a não gerar distorções e obedeceu a padrões usuais destes tipos de ensaios. Algumas das curvas obtidas estão mostradas a seguir.

Gráfico de db(A) X Rotação, para o microfone interno na posição dianteira do VEIC.

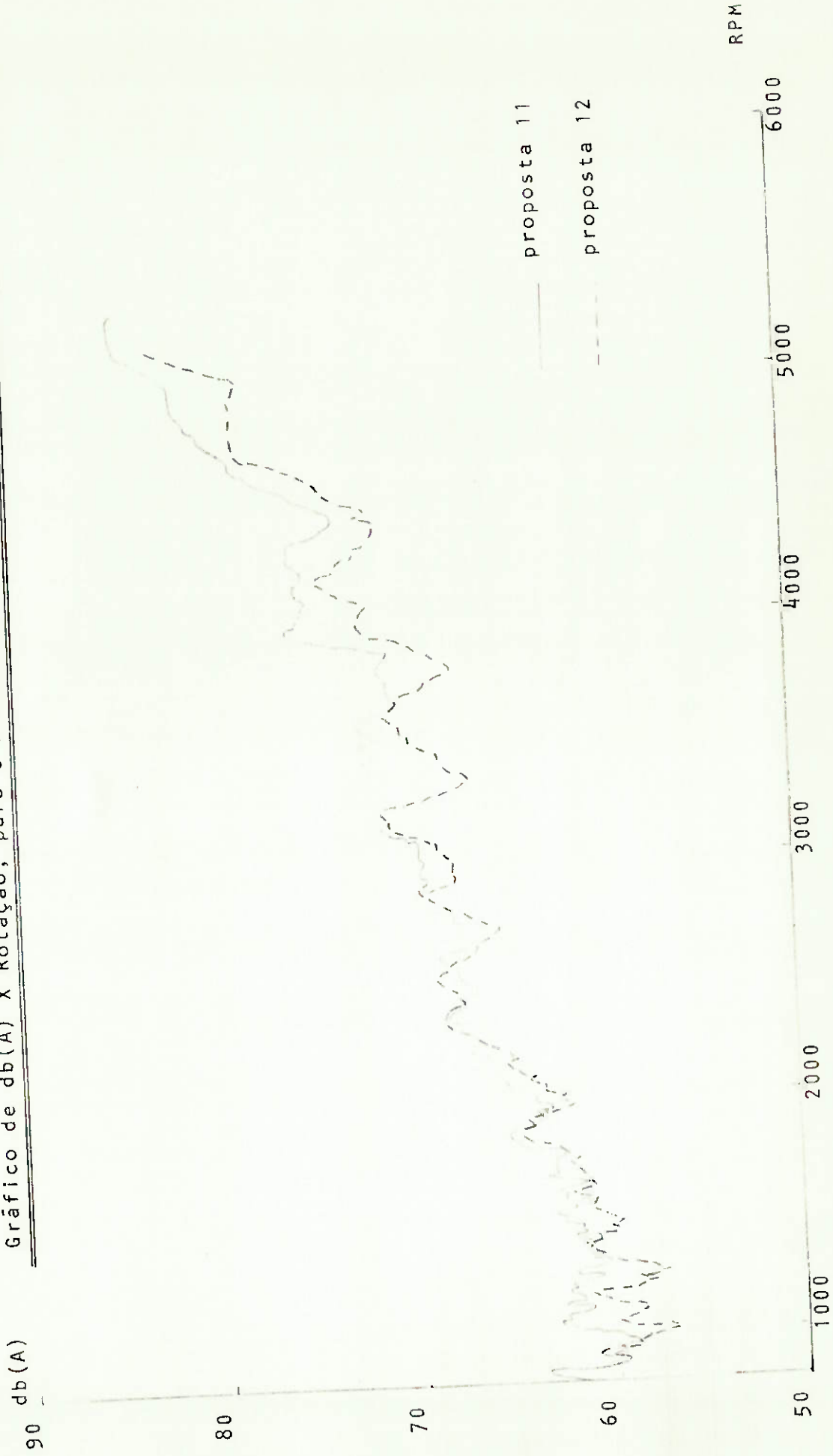


Gráfico de db(A) X Rotação, para microfone interno na posição traseira do VEIC

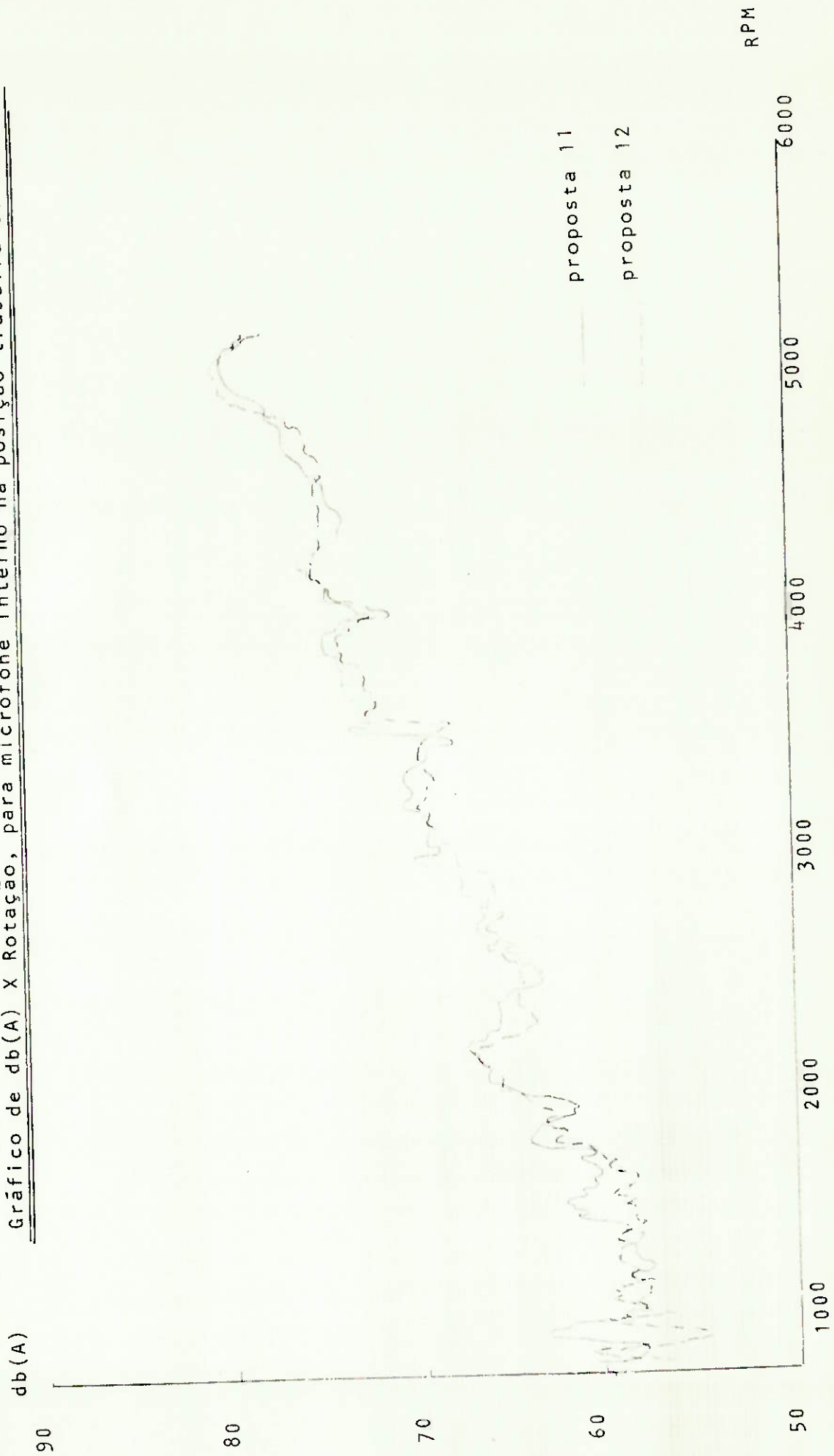


Gráfico de db(B) X Rotação, para microfone interno na posição dianteira do VEIC

db(B)

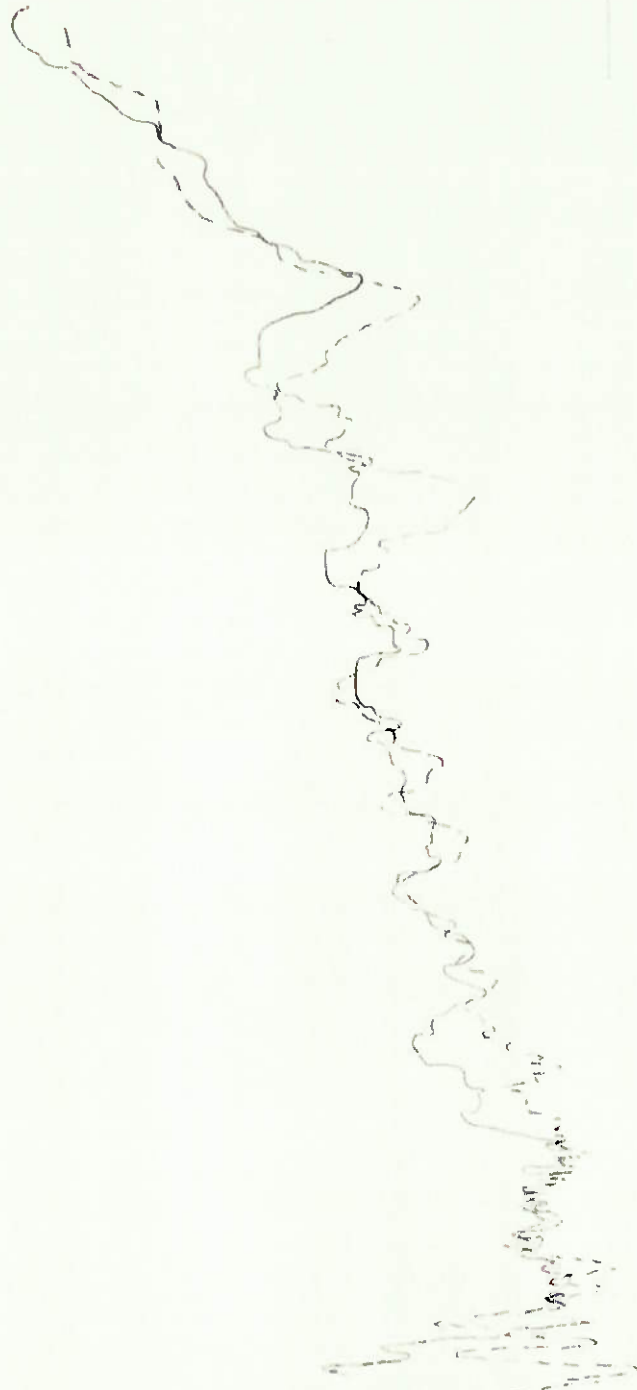
100

90

80

70

60



RPM

6000

5000

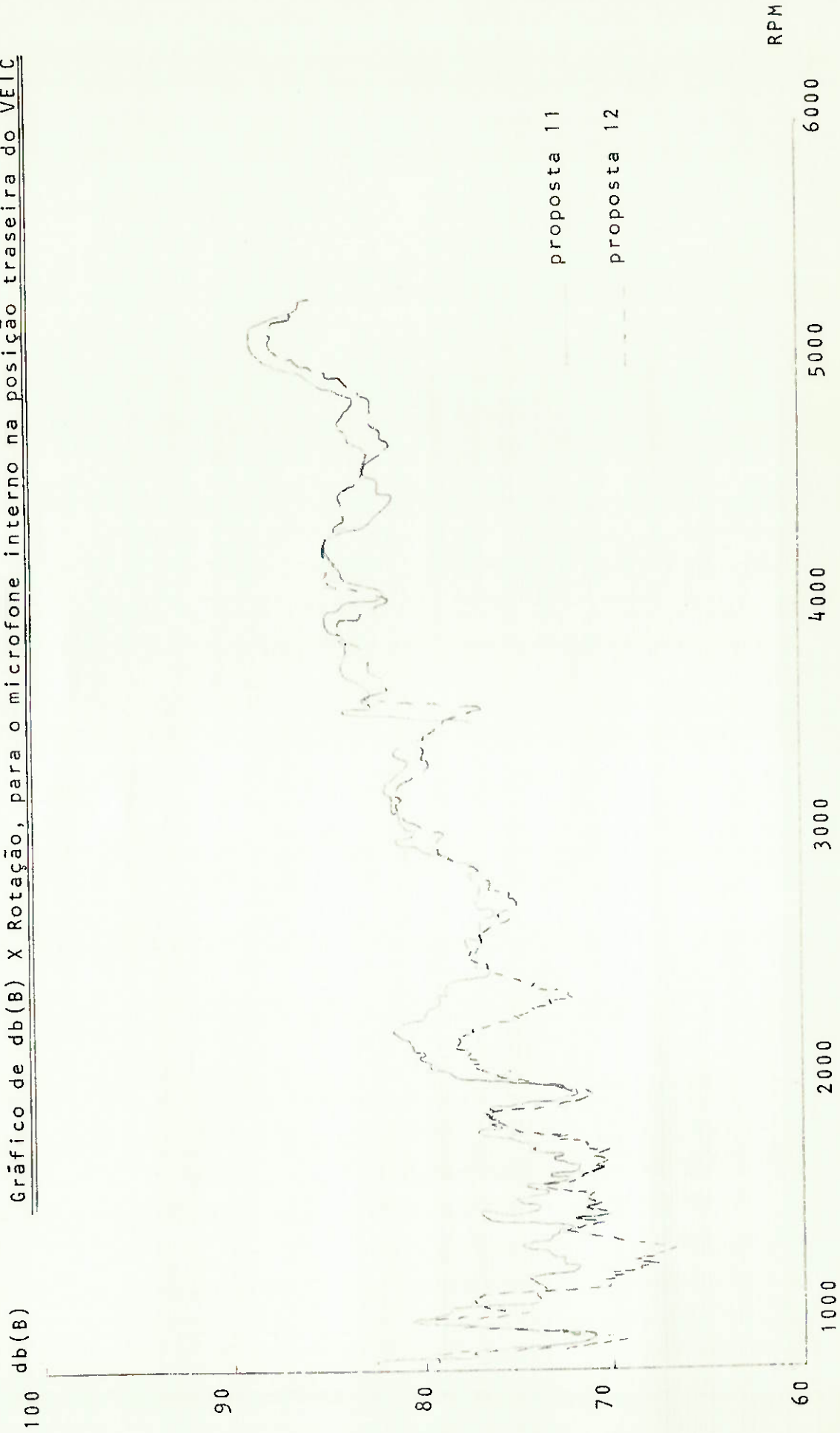
4000

3000

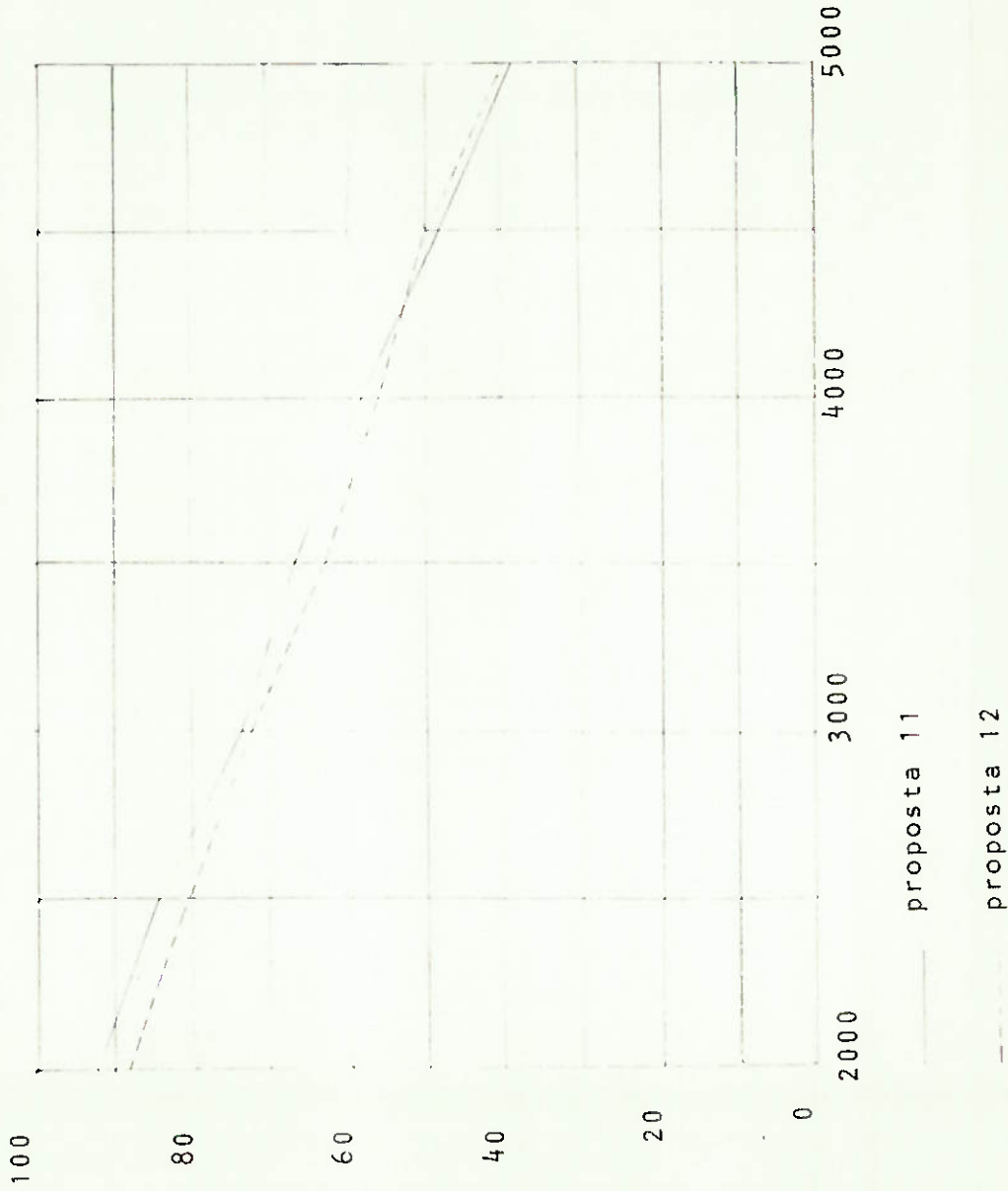
2000

1000

Gráfico de db(B) X Rotação, para o microfone interno na posição traseira do VEIC

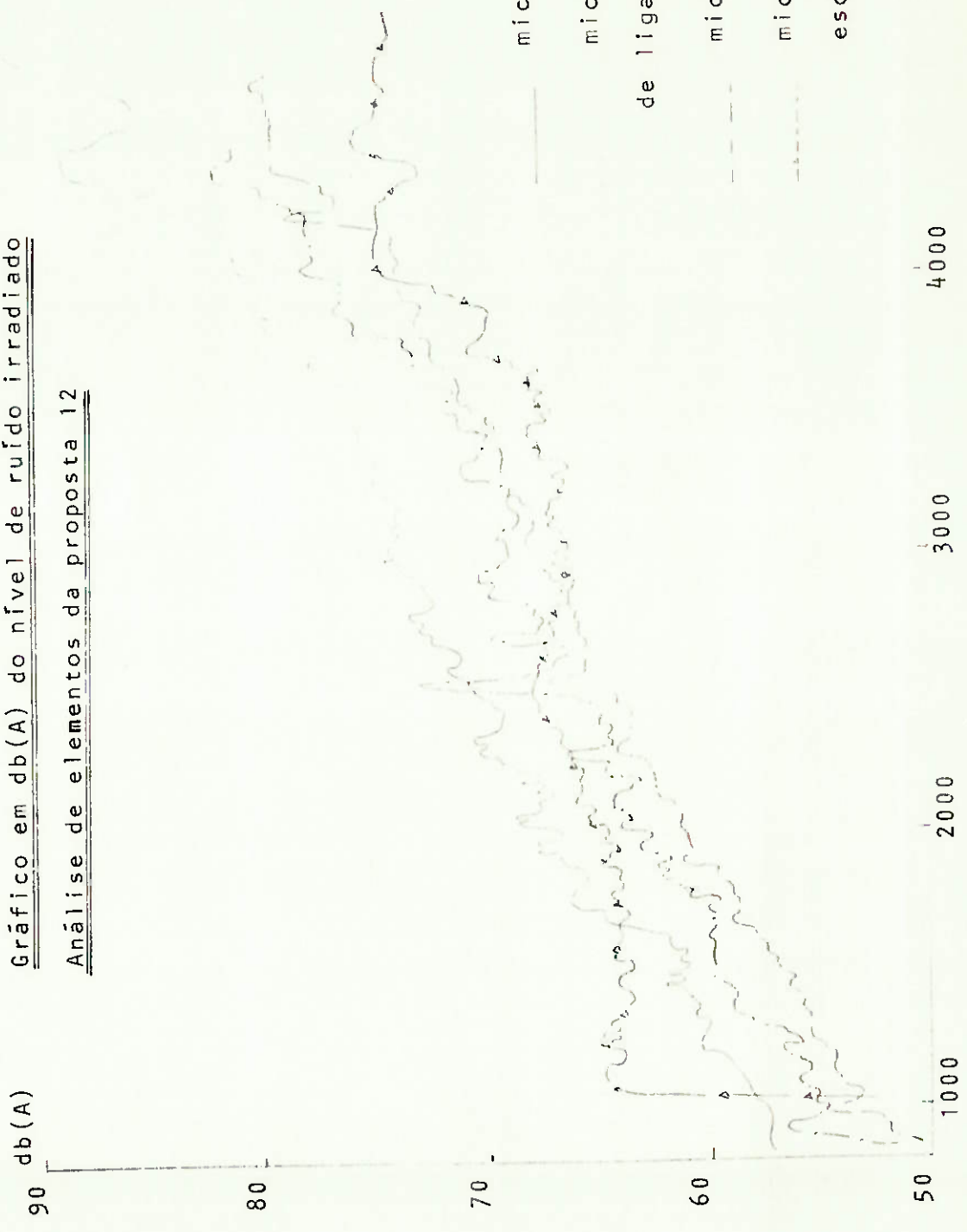


Curva de Inteligibilidade- Microfone Dianteiro



Esp.	Pr. 11	Pr. 12	Inteli. (%)
1	91.8	88.1	
2	84.5	80.2	
3	73.4	72.2	
4	66.3	63.2	
5	58.0	56.3	
6	47.5	50.1	
7	39.7	38.5	

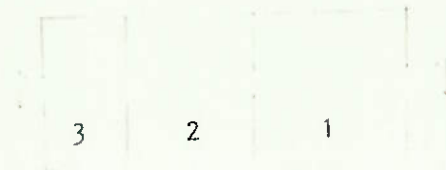
Gráfico em db(A) do nível de ruído irradiado
Análise de elementos da proposta 12



microfone no ressoador "Y-3"
microfone próximo da flange de de ligação dos tubos prim. e sec.
microfone sobre o el. unificado
microfone na saída do tubo de escape-câmara C2

Dados Relativos às Propostas 14 e 15:

O objetivo foi o de se elaborar um elemento unificado de fluxo direto com uma câmara ressoadora tripla. A partir disto procurou-se aproveitar o máximo a disponibilidade de furação, - conceito baseado em modelos que hoje em dia são utilizados sendo bastante eficazes.



Obteve-se os seguintes dados:

câmara (1): $L_1 = 150$ mm

650 furos : 25 no comprimento
25 no diâmetro
espaçamento de 5.5 mm

câmara (2): $L_2 = 90$ mm

350 furos : 14 no comprimento
25 no diâmetro
espaçamento de 5.5 mm

câmara (3): $L_3 = 60$ mm

225 furos : 9 no comprimento
25 no diâmetro
espaçamento de 5.5 mm

Dados Relativos à proposta 16:

Analisando-se a proposta 5, percebe-se que nas curvas de $db(B)$, tanto com o microfone na posição dianteira como traseira, os picos mais perceptíveis são nas seguintes rotações (rpm):

Posição dianteira: 3300 , 4000, 5200

Posição traseira: 2600 , 3000, 3300 , 4000, 4500, 5100

Como a condição mais usual do veículo é de 2000 a 4000 rpm, destacam-se as rotações de 3300 e 4000, que aparecem nas duas posições (estão assinaladas nos gráficos).

A intenção neste momento é estudar-se o espectro destas rotações ou seja, fixada a rotação, fazer uma varredura de frequências de ~ 0 a 30000 Hz. É claro que o interesse reside nas baixas frequências porém com uma visão geral do espectro, pode-se descobrir eventuais harmônicas.

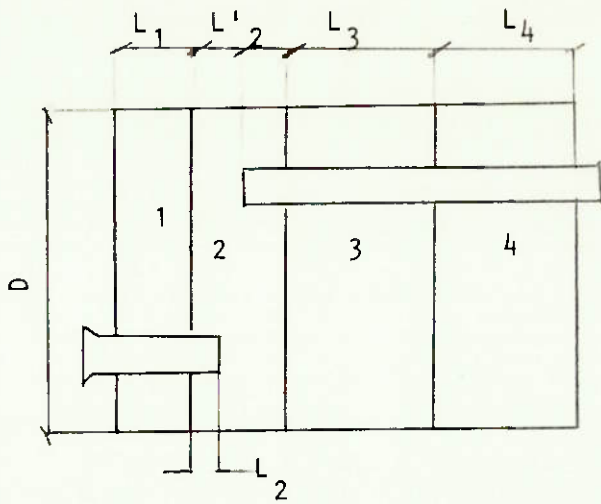
Para 3000 rpm (frequência de explosão do motor de 100 Hz), tem-se picos nas harmônicas 200, 300, 400, 500, ... , tanto com microfone dianteiro como traseiro.

Para 3500 rpm (frequência de explosão do motor de ~ 117 Hz) tem-se picos nas harmônicas de 234, 350, ..., 584.... também com microfone dianteiro e traseiro.

Ainda para 4000 rpm (frequência de explosão do motor de ~ 133 Hz), tem-se picos nas harmônicas de 267, 400, - 533, ... nas mesmas condições anteriores.

Logo, é possível que as frequências de 100, 117, - 133 Hz (e/ou suas harmônicas e/ou subharmônicas) sejam importantes no projeto. Adotar-se-á a frequência de 68.5 Hz (sub-harmônica de 117 Hz), pois esta frequência terá ainda destaque neste trabalho (vide comentário a seguir e também análise de vibração mais adiante).

Seguindo uma outra linha de raciocínio, mediu-se o comprimento do tubo de escape desdobrado e encontrou-se aproximadamente 4160 mm (163.8" \approx 164"). Entrando no gráfico na modalidade visto, tem-se para este valor uma frequência fundamental do motor de 69 Hz, o que coincide com o valor acima encontrado na análise do espectro.



$$D = 6'' = 152.4 \text{ mm}$$

$$L_{\max} = \sum_{i=1}^4 L_i \approx 330 \text{ mm}$$

$$d_1 = 41.5 \text{ mm}$$

$$d_2 = 44.5 \text{ mm}$$

$$f_{1 \text{ crit}} = 68.5 \text{ Hz}$$

$$f_{2 \text{ crit}} = 100 \text{ Hz}$$

$$f_{3 \text{ crit}} = 130 \text{ Hz}$$

$$m = \frac{S_o}{S_d} \begin{cases} m_1 = \left(\frac{152.4}{41.5} \right)^2 = 13.5 \\ m_2 = \left(\frac{152.4}{44.5} \right)^2 = 11.7 \end{cases}$$

$$p/t = 150 \text{ }^\circ\text{C (atrás do eixo)} \rightarrow 41.25 \text{ m/s} = C$$

$$\text{como } C = \lambda \cdot f \rightarrow \lambda = \frac{C}{f} = \frac{2\pi}{K}$$

$$\lambda_1 (68.5 \text{ Hz}) = 6.02 \text{ m} \rightarrow K_1 = 1.04 \text{ rad/m}$$

$$\lambda_2 (100 \text{ Hz}) = 4.18 \text{ m} \rightarrow K_2 = 1.52 \text{ rad/m}$$

$$\lambda_3 (130 \text{ Hz}) = 3.17 \text{ m} \rightarrow K_3 = 1.98 \text{ rad/m}$$

∴ câmara (2):

- lado esquerdo: $\varnothing = 44.5 \text{ mm}$

$$\text{Admitindo } T_L \approx 10 \text{ db} \rightarrow \begin{array}{ll} L_2^1 = 520 \text{ mm} , & \text{adota-se } L_2^1 = 550 \text{ mm} \\ L_2^2 = 330 \text{ mm} , & L_2^2 = 350 \text{ mm} \\ L_2^3 = 250 \text{ mm} , & L_2^3 = 250 \text{ mm} \end{array}$$

OBS: $TL = 10 \log [1 + 1/4(m - 1/m)^2 \text{sen}^2 KL]$ para câmaras de expansão.

$$\text{Volume} = L_2 \times \frac{\pi}{4} [D^2 - d_2^2] = L_2 \times 16721 \text{ (mm}^3\text{)}$$

$$f_0 = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{V t'}}$$

$$t' = 1.8 + 0.8 \sqrt{S_{\text{furo}}}, \text{ adotando } \phi_{\text{furo}} = 4.0 \text{ mm}$$

$$S_{\text{furo}} = 12.6 \text{ mm}^2$$

$$\rightarrow t' = 464 \text{ mm}$$

para $f_0 = 1000 \text{ Hz}$: 10^{a} harmônica de 100 Hz
 $\sim 15^{\text{a}}$ " " 68.5 Hz
 $\sim 8^{\text{a}}$ " " 130 Hz

$$p/L_2 = 35 \text{ mm} \quad A_0 = 630 \text{ mm}^2$$

Logo: adota-se 16 furos no diâmetro
 3 furos no comprimento
 espaçamento de 8.6 mm

- lado direito:

15 furos no diâmetro
 $\phi = 41.5 \text{ mm}$ 3 furos no comprimento
 espaçamento de 8.6 mm

câmara (2): baseando-se no silenciador "2", tem-se:

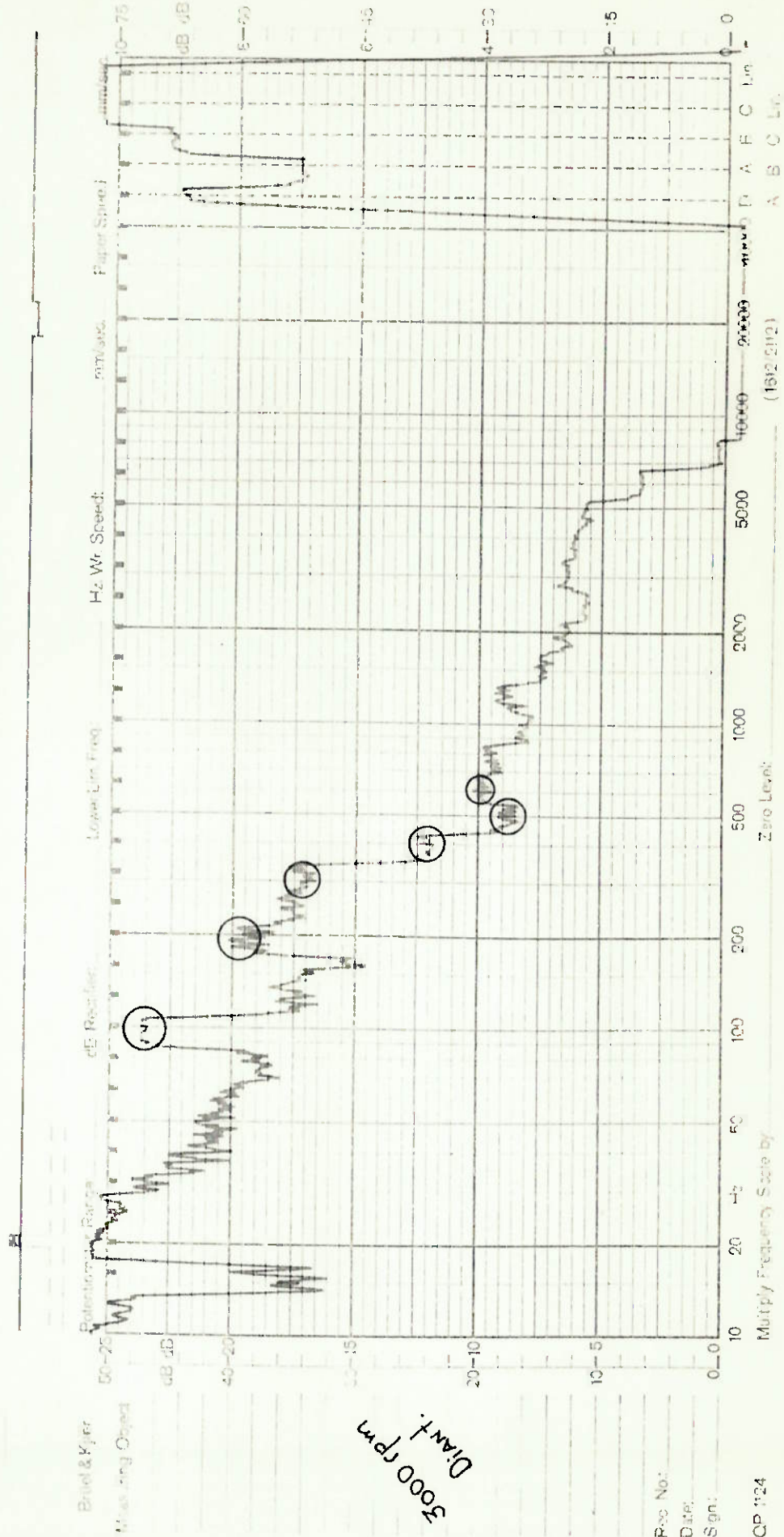
$$M = \frac{A}{V \cdot t'} \quad V_1 = 1975440 \text{ mm}^3 \quad p/L_1 = 120 \text{ mm}$$

$$\Lambda_1 = 7094 \text{ mm}^2$$

Logo, 20 furos no comprimento
 24 furos no diâmetro
 $\phi_{\text{furo}} = 4 \text{ mm}$
 espaçamento de 5.75 mm

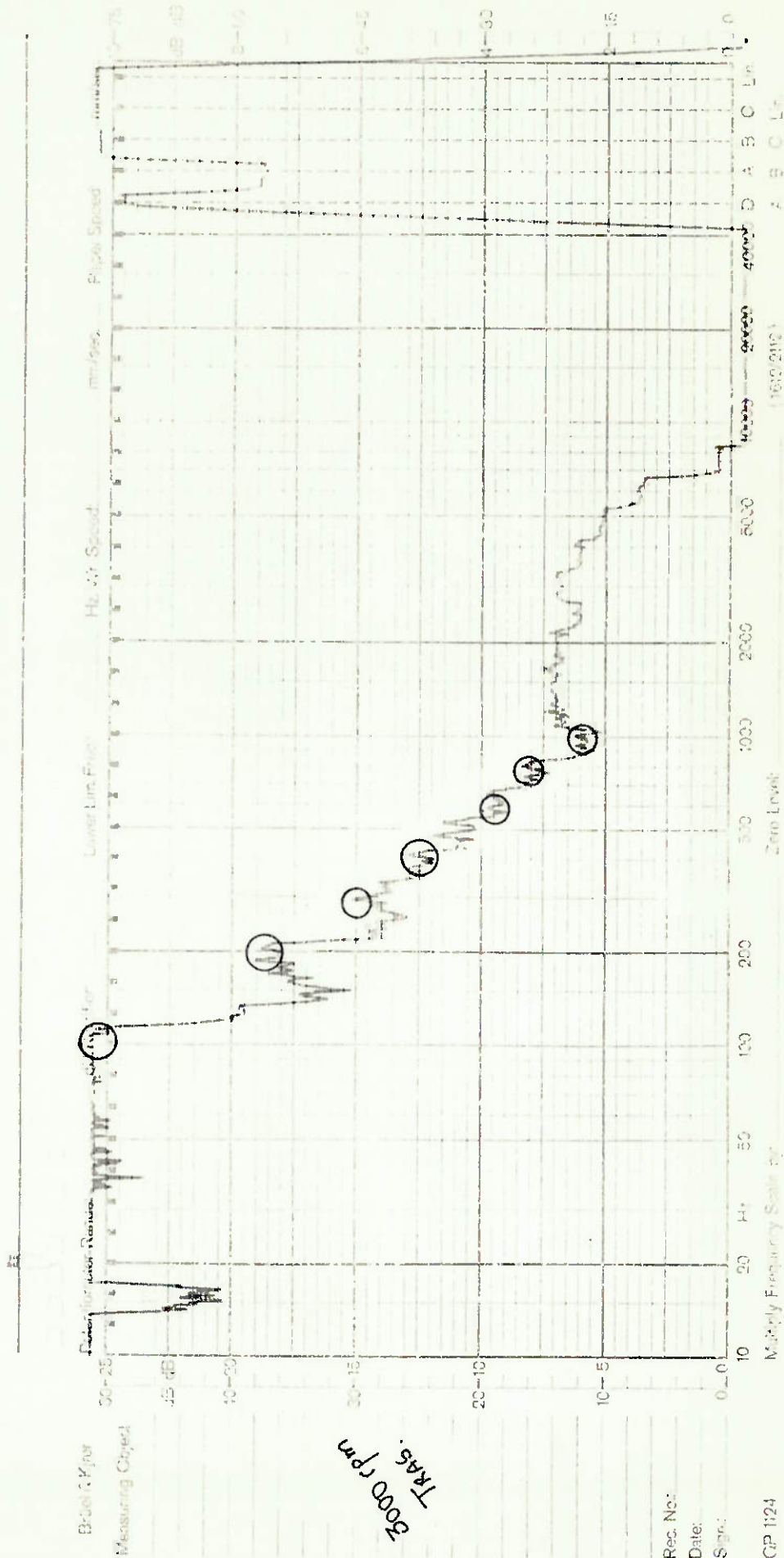
(cont. pg 107)

Proposta 5 : Espectro a 3000 rpm- microfone dianteiro



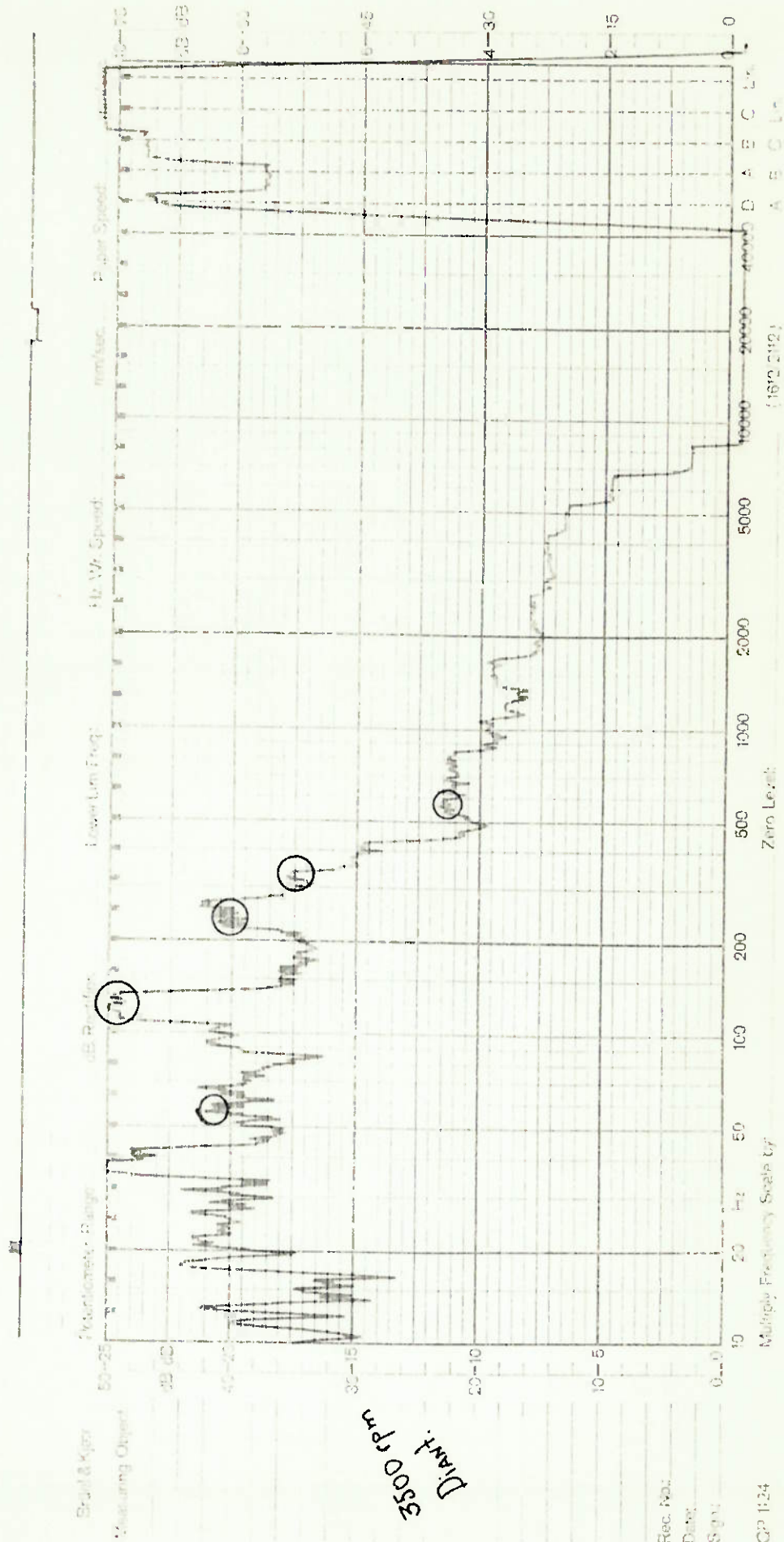
Rec No:
Date:
Sign:
CP 124

Proposta 5 : Espectro a 3000 rpm - microfone traseiro



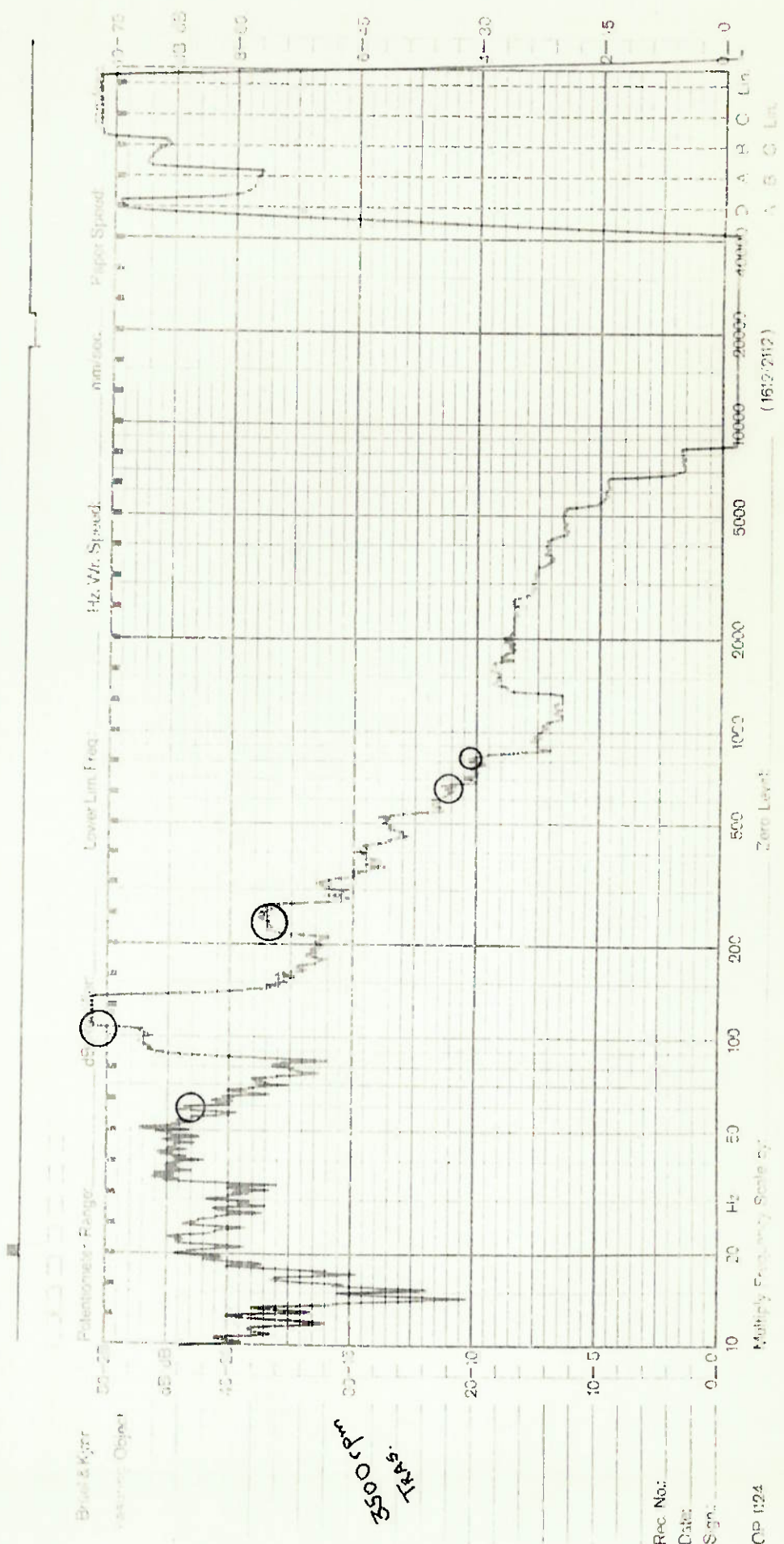
Rec. No:
Date:
S no:
CP 1124

Proposta 5: Espectro a 3500 rpm - microfone dianteiro



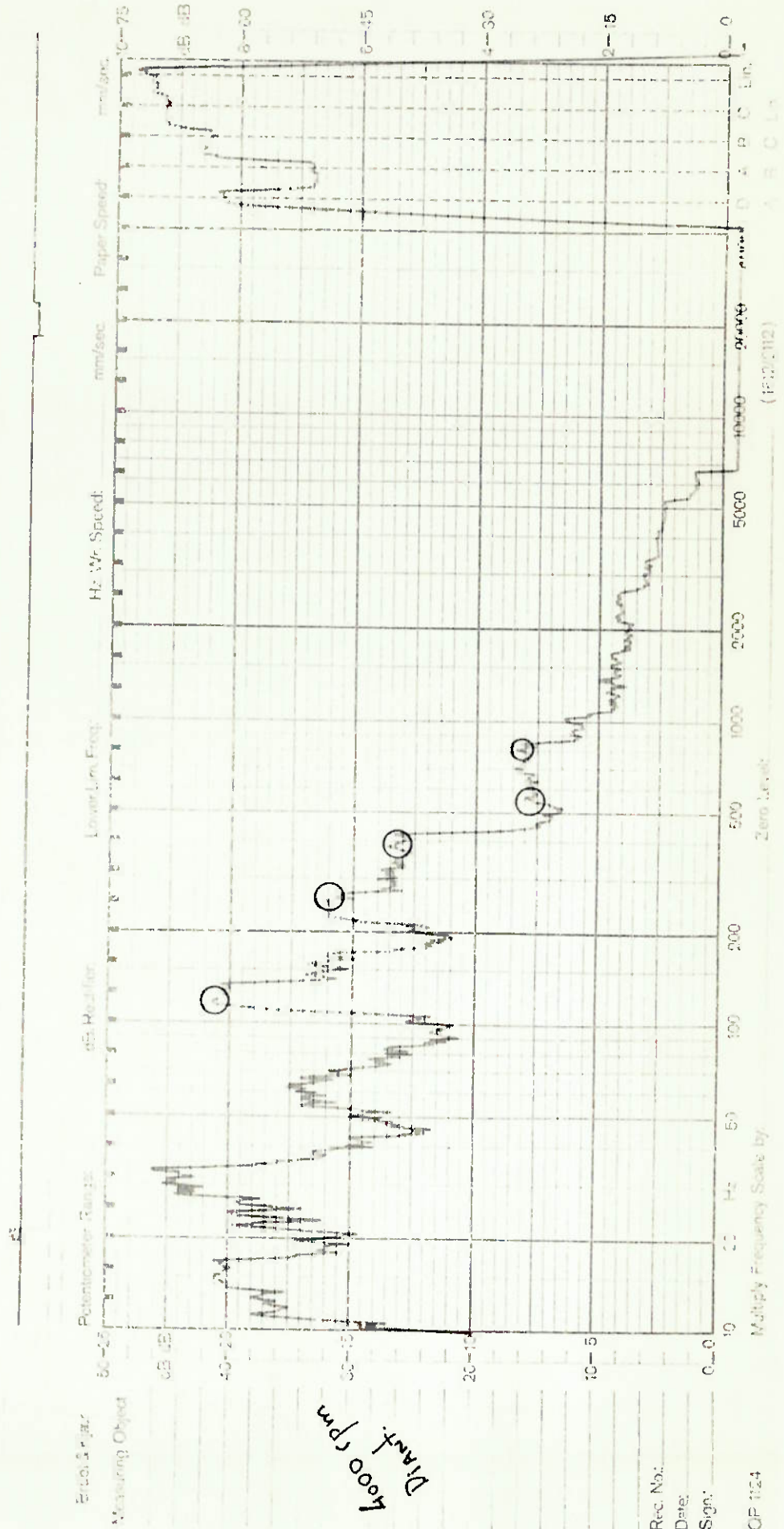
Rec. No.:
 Date:
 Sign:
 CP 1124

Proposta 5: Espectro a 3500 rpm - microfone traseiro



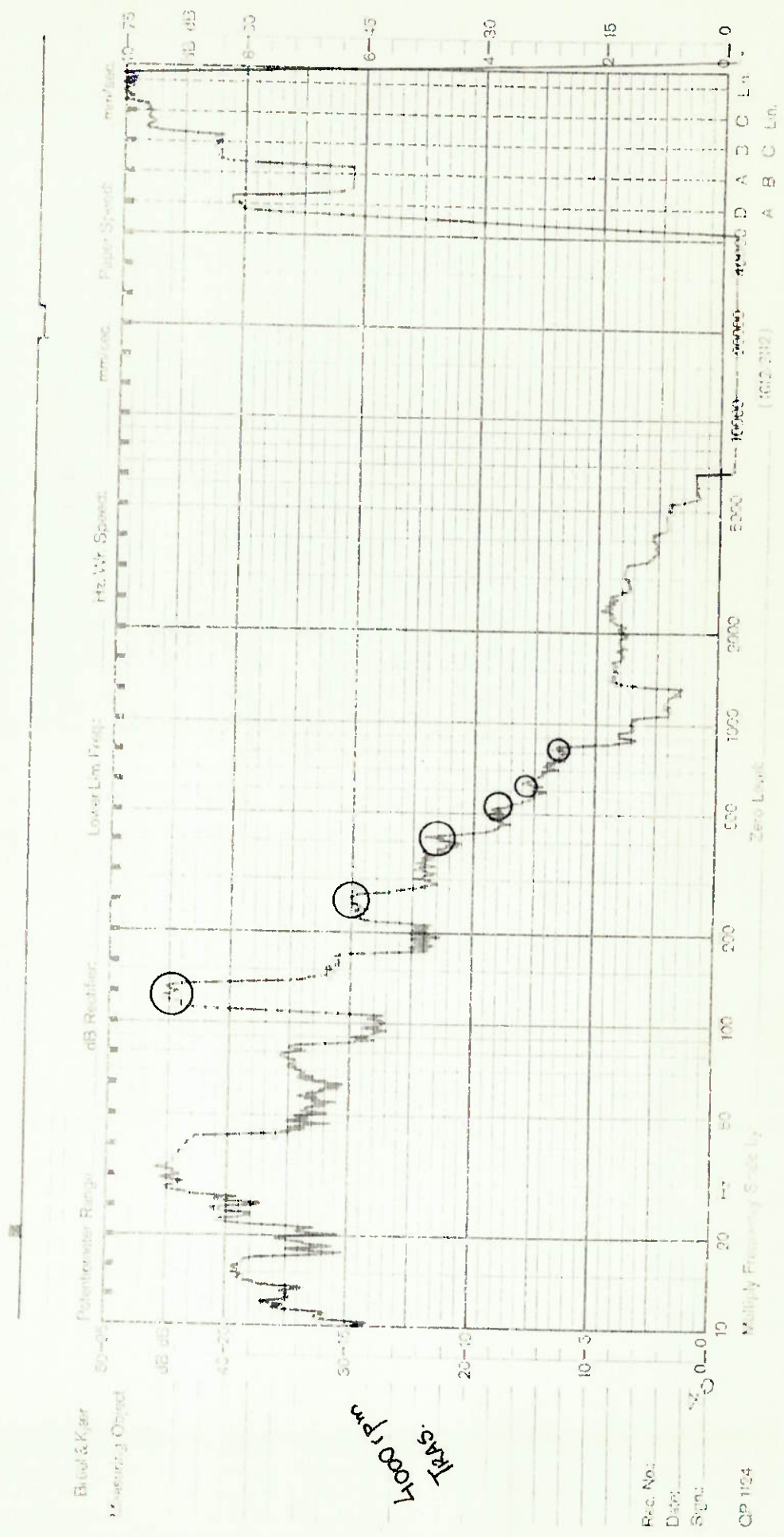
Rec. No.:
 Date:
 Sign.:
 OP 1124

Proposta 5: Espectro 4000 rpm - microfone dianteiro



Rec. No.:
 Date:
 Sign:
 OP 124

Proposta 5: Espectro a 4000 rpm - microfone traseiro



Câmara (3):

$$\varnothing = 41.5 \text{ mm}$$

$$v = L_3 \cdot \frac{\pi}{4} \left| D^2 - d_1^2 \right| = 16908 L_3 \quad \therefore V_3 = 1.690\,830 \text{ mm}^3$$

para $f_0 = 1000 \text{ Hz}$ - $A_3 = 1819 \text{ mm}^2$:

10 furos no comprim.
15 furos no diâmetro
espaçamento de 8.6mm

Câmara (4):

$$L_4 = 330 - L_1 - L_2 - L_3 = 75 \text{ mm}$$

$$V_4 = 16908 \times 75 = 1.268.100 \text{ mm}^3$$

$$t' = 4.64 \text{ mm}$$

$p/f = 1300 \text{ Hz}$

13 ^a	harmônica de	100 Hz
10 ^a	"	130 Hz
19 ^a	"	68.5 Hz

tem-se $A_4 = 2306 \text{ mm}^2$

Logo, 11 furos no comprimento

15 furos no diâmetro

espaçamento: 6.2 mm no comprimento

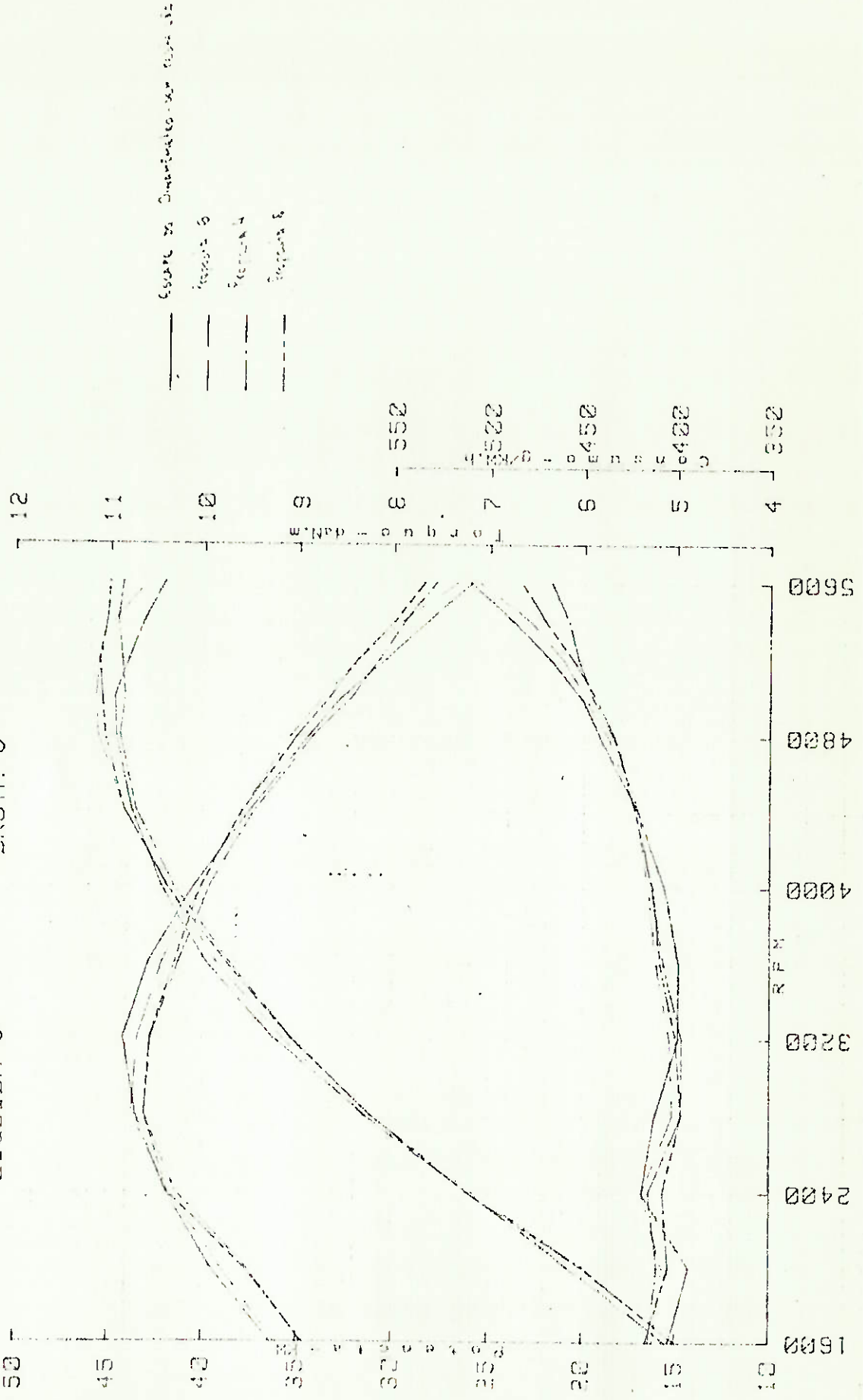
8.6 mm no diâmetro.

Contra-Pressão de Escape - Perda de Potência.

Foram testadas no dinamômetro três das propostas: 4,5,6. Todas apresentaram um comportamento satisfatório segundo o estipulado ou seja, perda de potência menor que 5% na rotação de potência máxima e contra-pressão de escape menor que 4 polegadas de mercúrio também na rotação de potência máxima. As potências máximas foram obtidas respectivamente a 5400, 5200 e 5000 rpm, valendo 44.6, 45.6 e 45.8 KW. É interessante notar que todos apresentaram perda de potência negativa na condição de máxima potência, ou seja, possuem um desempenho melhor que quando da operação sem tubo de escape. Aparentemente, a proposta 6 mostra uma melhor performance quanto a potência, ao mesmo

Rotação RPM	Potência - KW			Torque - da Nm			Consumo - 9/Kw.h			C.Pressão- "Hg			Perda Pot.- %		
	Pr.4	Pr.5	Pr.6	Pr.4	Pr.5	Pr.6	Pr.4	Pr.5	Pr.6	Pr.4	Pr.5	Pr.6	Pr.4	Pr.5	Pr.6
1600	15.0	15.0	15.5	8.95	8.93	9.23	414	415	412	.20	.20	.20	3.5	3.7	0.5
2000	20.0	20.0	20.5	9.53	9.55	9.80	409	403	407	.35	.20	.20	3.9	3.6	1.1
2400	25,8	26.0	26.0	10.28	10.36	10.36	414	407	418	.40	.30	.40	1.0	0.2	0.2
2800	31.1	31.1	31.5	10.62	10.62	10.75	397	397	402	.40	.35	.40	9.0	0.9	-0.4
3200	35.3	35.4	35.8	10.55	10.56	10.69	397	400	403	.65	.55	.70	2.7	2.6	1.4
3600	38.6	38.8	39.3	10.25	10.29	10.43	406	408	410	1.15	1.00	1.20	3.1	2.7	1.4
4000	41.6	42.0	41.9	9.94	10.03	10.02	413	413	415	1.60	1.45	1.60	1.6	0.7	0.8
4400	43.6	44.2	44.2	9.47	9.60	9.60	420	422	422	1.85	1.70	1.90	0.5	-0.8	-0.8
4800	44.5	45.3	45.7	8.85	9.02	9.09	434	433	437	2.00	1.80	2.10	0.5	-1.4	-2.2
5000	44.2	45.4	45.8	8.45	8.68	8.75	445	443	449	2.10	1.90	2.15	1.2	-1.5	-2.3
5200	44.4	45.6	45.6	8.15	8.38	8.38	453	456	461	2.20	2.00	2.20	-0.8	-3.6	-3.6
5400	44.6	45.2	44.8	7.89	7.99	7.92	458	470	478	2.20	2.05	2.05	-3.1	-4.5	-3.5
5600	44.3	45.0	43.0	7.56	6.84	7.34	468	484	505	2.30	2.10	2.35	-5.2	-6.9	-2.1

ENSAIO DE POTENCIA EFETIVA-ABNT-MB 372
LIQUIDA O BRUTA O



tempo que é a mais desfavorável quanto a consumo. As contra-presões foram bastante baixas, ficando infelizmente a expectativa - de como seria o comportamento dos modelos unificados. Ainda que a variação foi pequena, pode-se perceber que a proposta 5, com o silenciador "2" menos restrito, apresentou níveis de contra-presão de escape menores que as outras duas. A tabela mostra os dados obtidos, e a seguir os gráficos de cada proposta.

Vibração Mecânica.

Antes do teste para descoberta dos pontos nodais, foram feitos 2 pequenos testes que pudessem oferecer algum subsídio a mais ao projeto. Inicialmente, procedeu-se um teste no qual excitava-se o escapamento pelo motor, sendo este vinculado ao excitador eletromagnético tipo Gilmore.

Usou-se neste teste um motor totalmente diferente do anterior com características de pistões, cilindros sendo que a maior diferenciação reside no fato que o tubo primário do escapamento sai pela frente do bloco do motor, passando por baixo do mesmo (o tubo secundário é o mesmo). Alguns resultados obtidos neste teste serão comprovados mais adiante no teste para determinação dos pontos nodais. (Utilizou-se a proposta 4).

Escolheram-se certos pontos ao longo do tubo de escape, sendo eles:

1. flange de fixação do tubo primário ao coletor de escapamento
2. rótula de fixação entre os tubos primário e secundário
3. ponto de fixação do 1º coxim. (adotado)
4. linha de centro do silenciador "1"
5. linha de centro do ressoador "1"
6. ponto de fixação do 2º coxim (adotado).

Faz-se a seguir uma varredura de frequências com o acelerômetro em um dos pontos escolhidos. O espectro é registrado na tela, procurando-se qual a frequência aparentemente mais crítica. Procedeu-se a seguir uma espécie de ajuste fino em torno desta frequência, registrando toda a varredura do espectro.

As fotos indicam detalhes deste teste.

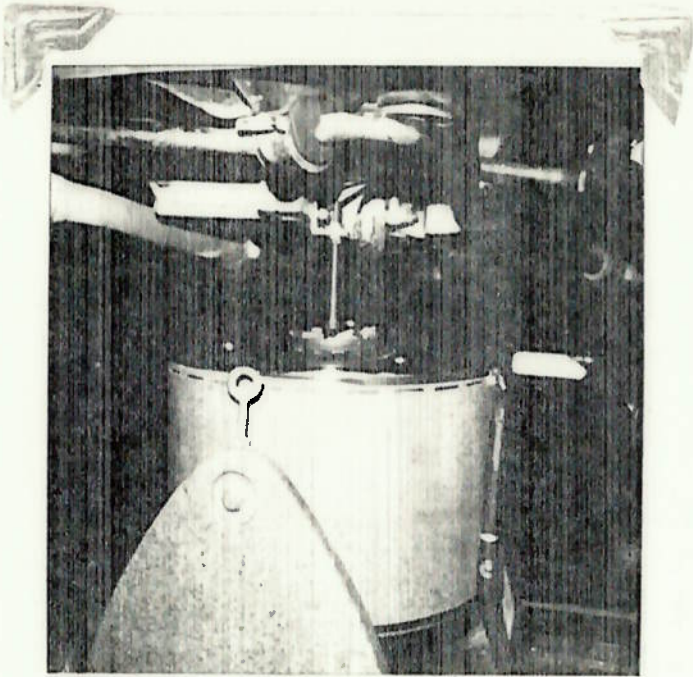


Foto 1: Vista geral do aparelho excitador GILMORE atuando sobre o bloco do motor. A vibração é transmitida através da haste.

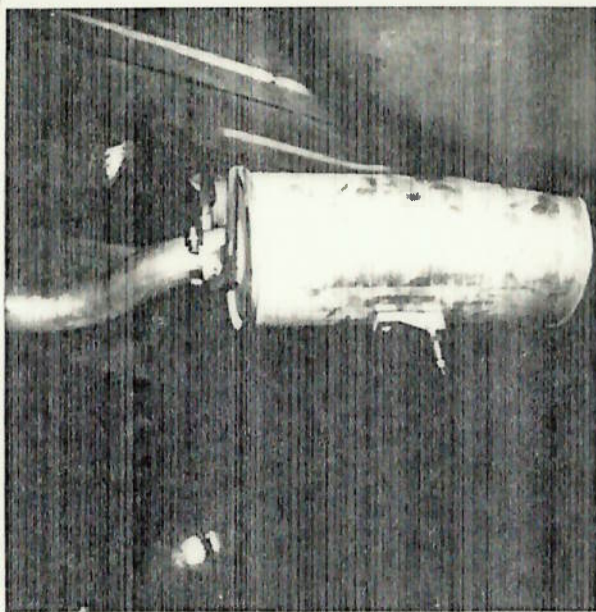


Foto 2: Detalhe do acelerômetro colocado sobre o corpo do ressoador.

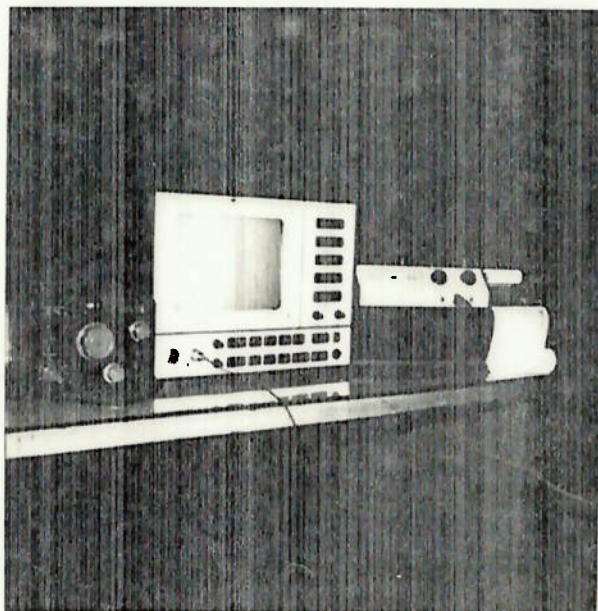


Foto 3: Detalhe do Equipamento: à esquerda, um potenciômetro que permite o ajuste fino; ao centro, a tela onde o espectro é analisado e à direita, um registrador com o qual pode-se copiar o espectro registrado na tela.

Os gráficos a seguir mostram o espectro "refinado" para cada um dos pontos. Para o ponto situado sobre o ressoador "1", tem-se também o espectro geral, aonde são analisadas as frequências mais críticas (estão assinaladas). O primeiro fato importante é que em três dos espectros dos distintos pontos a frequência crítica vale aproximadamente 55 Hz, e num quarto espectro tem-se o valor de 109 Hz (~ 110). Isto pode indicar de alguma forma que o valor de 55 Hz é importante (no teste de pontos nodais será visto que ele o é). Mas, para efeito de utilização do veículo, a frequência de 110 Hz tem um significado mais relevante, pois corresponde a 3300 rpm do motor, valor dentro da faixa normal de uso do veículo.

Calibrou-se então o excitador para uma frequência em torno deste valor e manualmente procurou-se avaliar o comportamento do tubo de escape. No momento em que se alcançou a frequência crítica (sempre subjetivamente, através de leves toques no tubo) registrou-se o comportamento de dois pontos distintos, um nó e um ventre, e isto também está mostrado a seguir.

O teste seguinte foi para descoberta dos pontos nodais. Utilizou-se a proposta 4 e seguiu-se o procedimento descrito na modelagem. O tubo foi dividido em intervalos de 20 cm, aproximadamente, e escolheu-se os pontos definidos por 3,7,11, 15, traçando os espectros para cada um deles. Pode-se perceber que as frequências críticas de maior relevância são aproximadamente 70 Hz* (2100 rpm) e 100 Hz (3000 rpm), pois correspondem a rotações bastante normais de utilização. (* vide dados relativos à proposta 16).

Mediu-se a seguir a vibração nos planos horizontal e vertical em cada um dos pontos, fixadas as frequências consideradas como críticas.

Para a frequência de 69 Hz (~ 70 Hz), tem-se como pontos de menor vibração os de números 3.5, 8.5, 14,15,16,17 e para 100 Hz tem-se 3.5, 8.5, 14,15,16,17 que são os mesmos. A questão agora não se limita a escolher os de menor vibração e considerá-los como suporte. Não tem sentido, por exemplo, que estes estejam nos pontos 3.5 e 8.5, por exemplo, pois o ponto 3.5 quase não teria função já que o ponto 1 encontra-se engasta

do (flange do tubo ao coletor de escape).

Por outro lado, a maior parte do peso do tubo de escape está localizada a partir do ponto 12, e se não forem colocados os suportes neste região o tubo fatalmente não estará numa condição estável. O ponto 14, ainda que seja um ótimo ponto de nó, não é conveniente que seja adotado para fixação do suporte, já que é o cotovelo da curva, estando bastante distante da carroceria, o que exigiria uma haste do suporte longa e inconveniente.

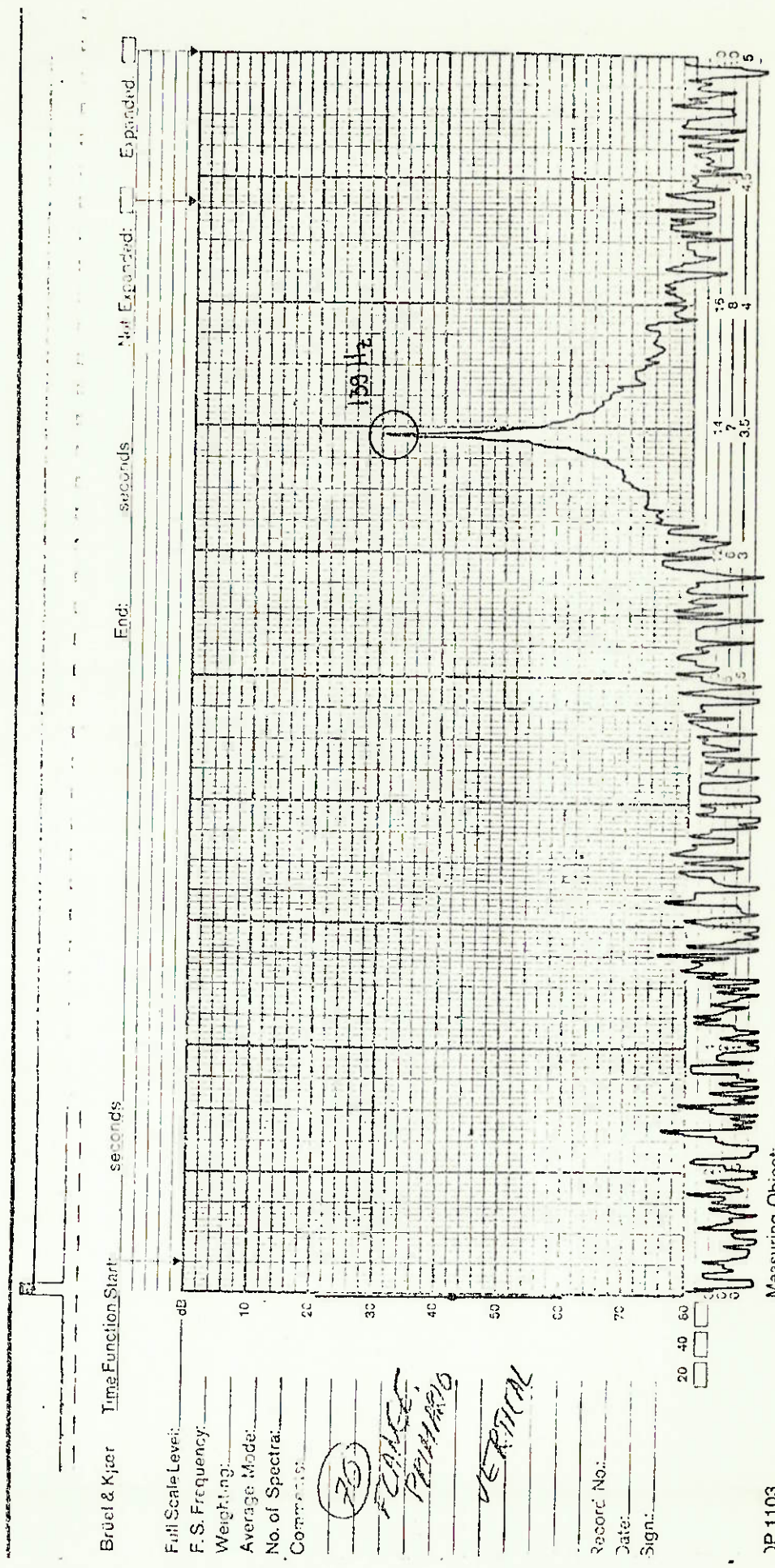
Uma boa sugestão seriam os pontos 12 e 16, ainda que o ponto 12 não tenha amplitudes muito pequenas, porém criase uma condição de maior estabilidade, já que sustenta-se pelas extremidades a maior parte do peso do tubo de escape.

Traça-se a seguir o diagrama polar para alguns pontos, escolhidos como 0.5, 12, 14, 15,16. Em cada um deles, pode se perceber qual a direção mais favorável para o posicionamento. Por exemplo, no ponto 12, a direção de uma vibração é a Z, enquanto que no ponto 16 a direção mais recomendada é a Y.

Encerra-se aqui a análise de sensibilidade de projeto. Nem todo material obtido está contido neste texto pois isto implicaria num volume muito grande de informações. Porém, os dados aqui contidos são relevantes e satisfazem as necessidades do trabalho.

Excitação do cabeçote do motor

Ponto: Flange de fixação do tubo primário ao coletor de escapamento



Full Scale Level: _____
 F. S. Frequency: _____
 Weighting: _____
 Average Mode: _____
 No. of Spectra: _____
 Comments: 70
FLANGE
PRIMARIO
VERTICAL

Record No.: _____
 Date: _____
 Sign: _____

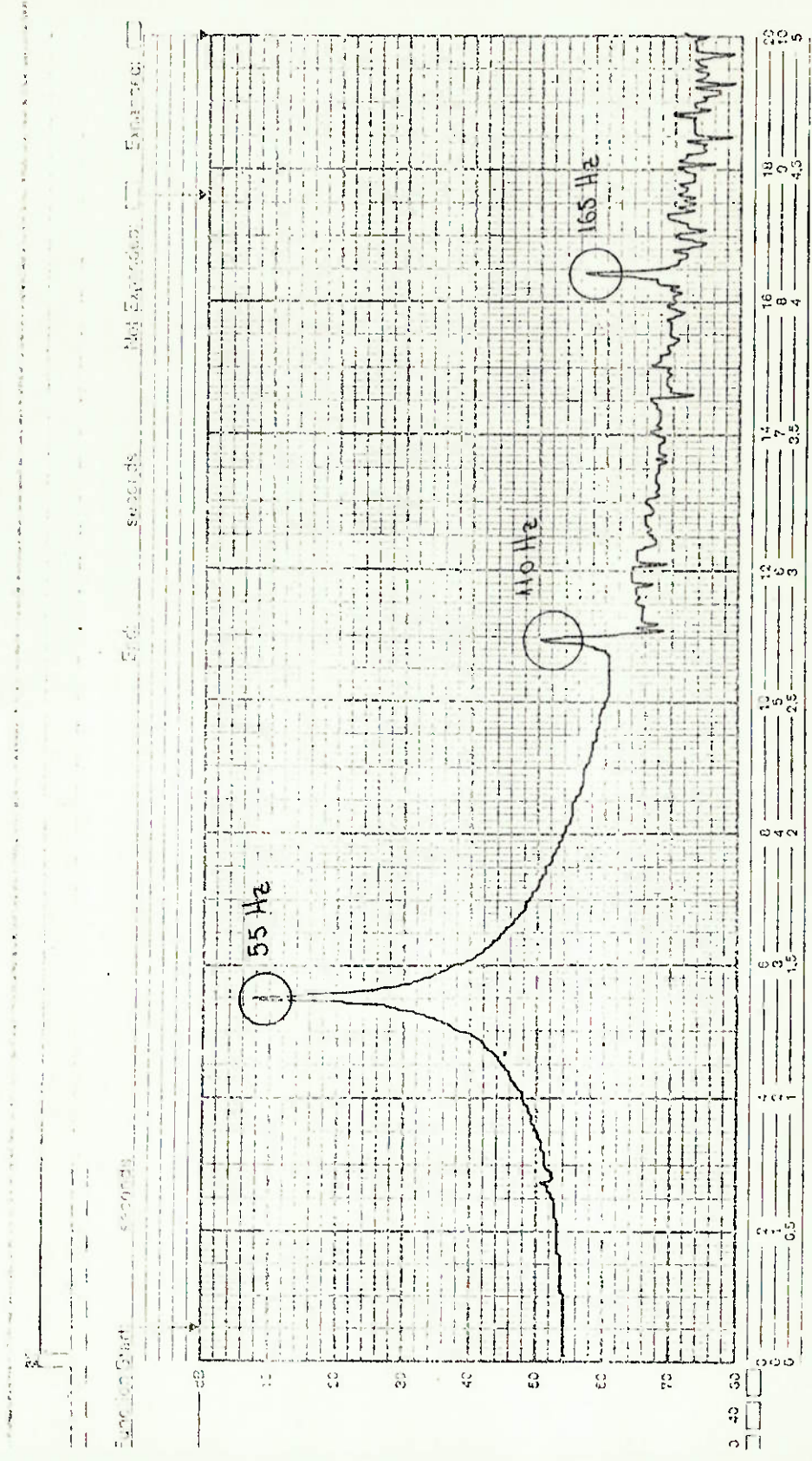
20 40 60

Measuring Object:

DP 1103

Excitação do cabeçote do motor

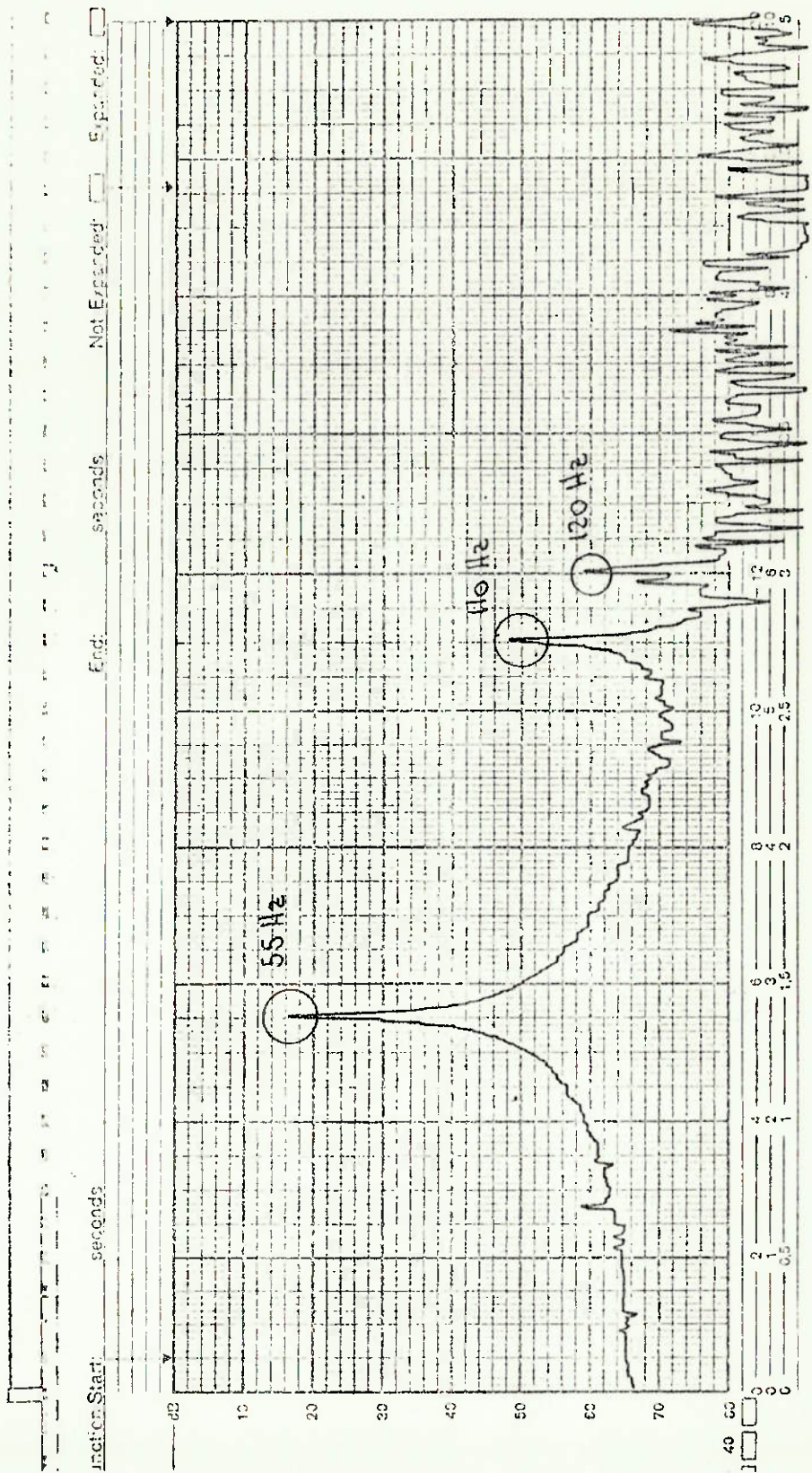
Ponto: Rótula de fixação entre os tubos primário e secundário



Measuring Object:

Excitação do cabeçote do motor

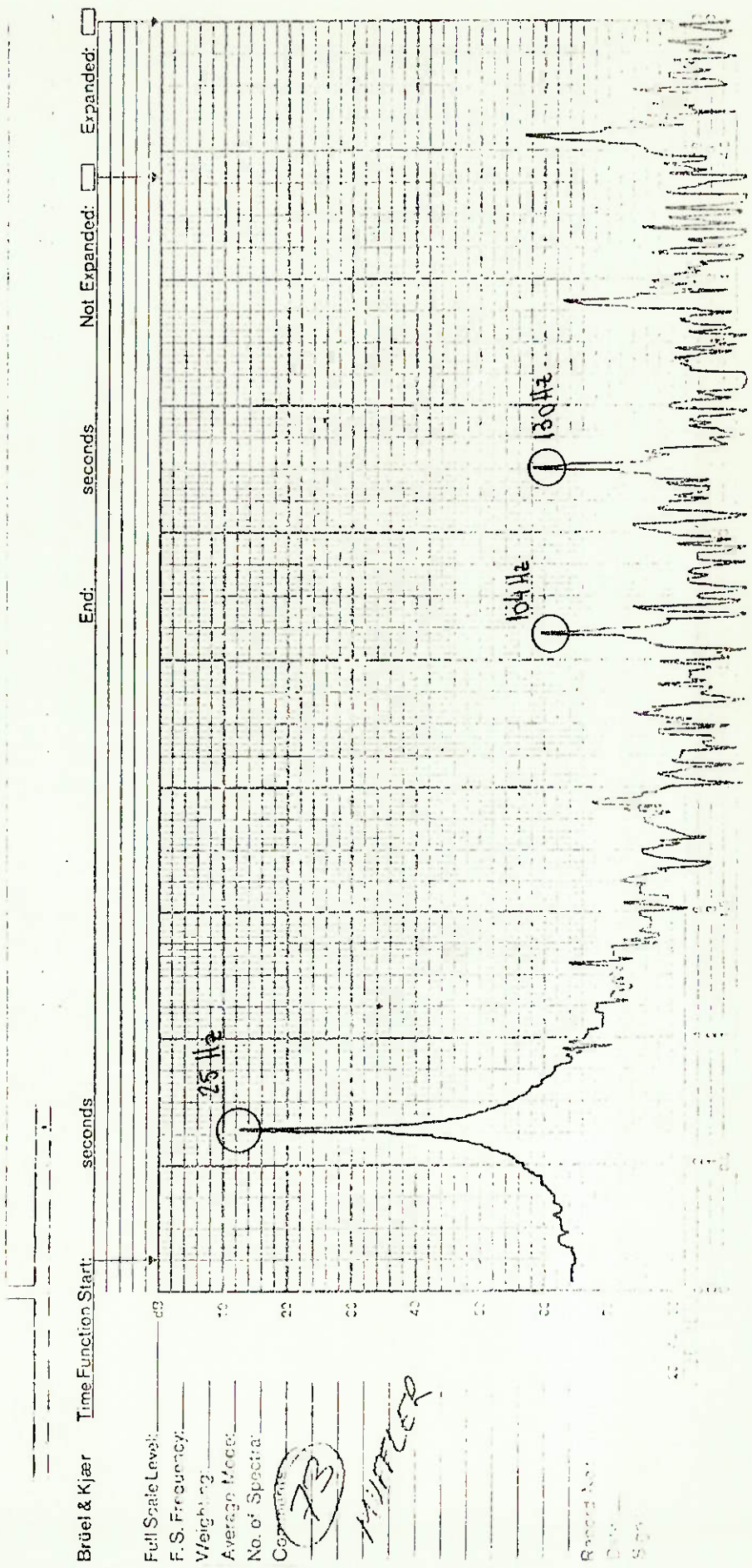
Ponto: Fixação do primeiro coxim (adotado)



Measuring Object:

Excitação do cabeçote do motor

Ponto: Linha de centro do silenciador



Brüel & Kjær Time Function Start: seconds seconds Not Expanded: Expanded:

Full Scale Level: _____
 F.S. Frequency: _____
 Weighting: _____
 Average Mode: _____
 No. of Spectra: _____

Comments: 73
MUTFLER

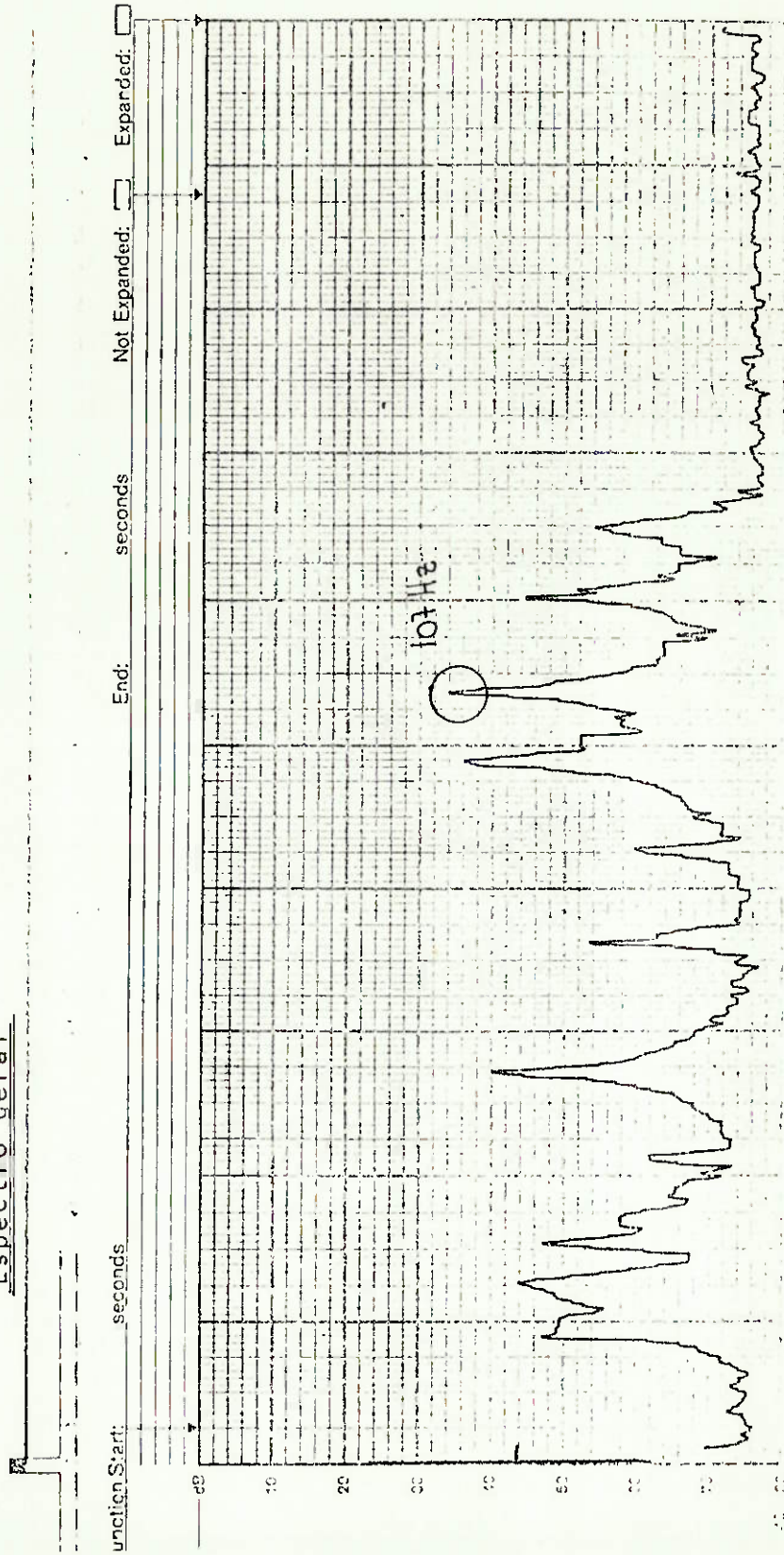
Record No: _____
 Date: _____
 Sp: _____

CP-1103 Brüel & Kjær

Excitação do cabeçote do motor

Ponto: Linha de centro do ressoador

Espectro geral

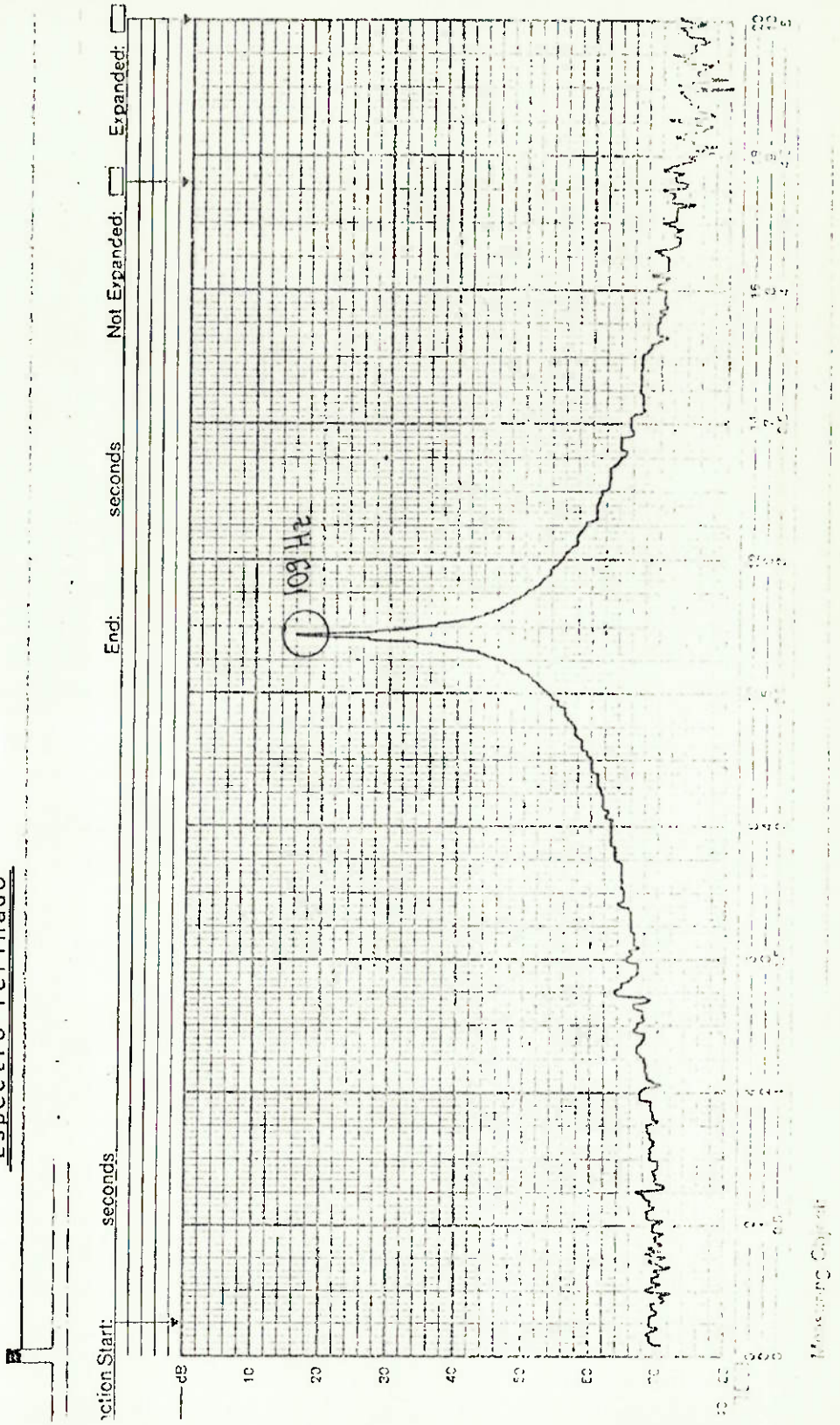


Measuring Object:

Excitação do cabeçote do motor

Ponto: Linha de centro do ressoador

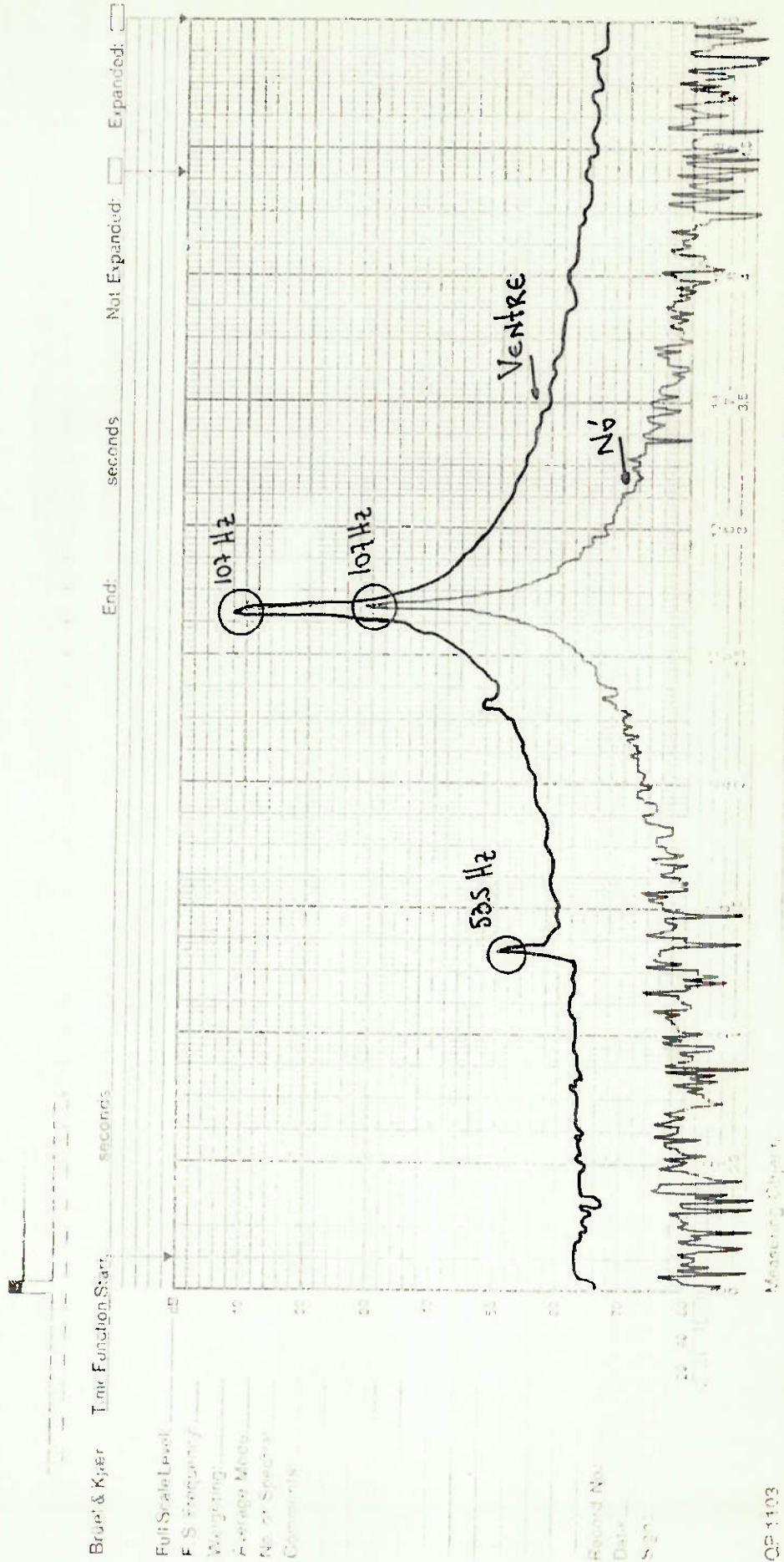
Espectro refinado



Mossing Co. Inc.

Excitação do cabeçote do motor

Pontos: Nô e ventre descobertos subjetivamente para uma frequência de ~110 Hz



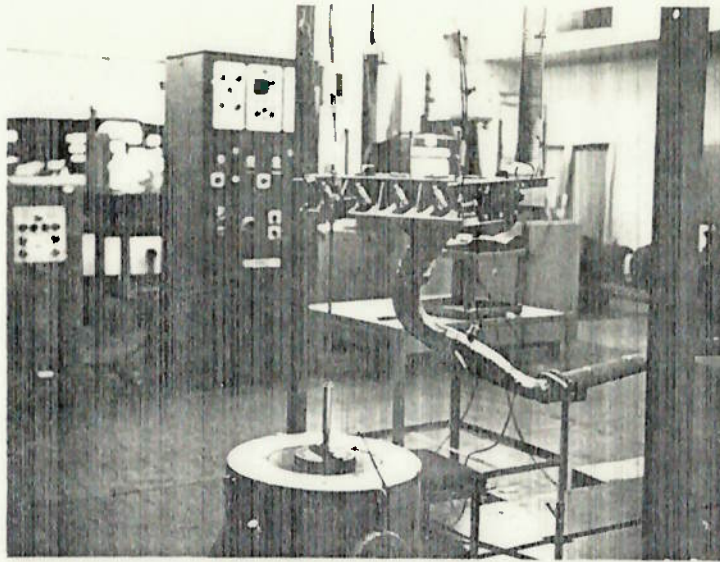


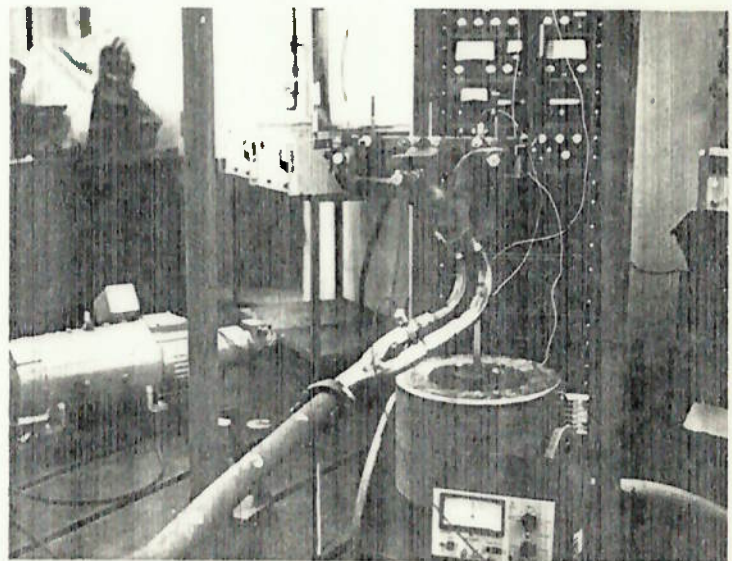
Foto 1

Detalhe do excitador
eletro-magnético
Gilmore atuando
sobre o cabeçote do
comando de válvulas

Teste para descoberta dos pontos nodais

Foto 2

Posicionamento do
acelerômetro no tu-
bo primário



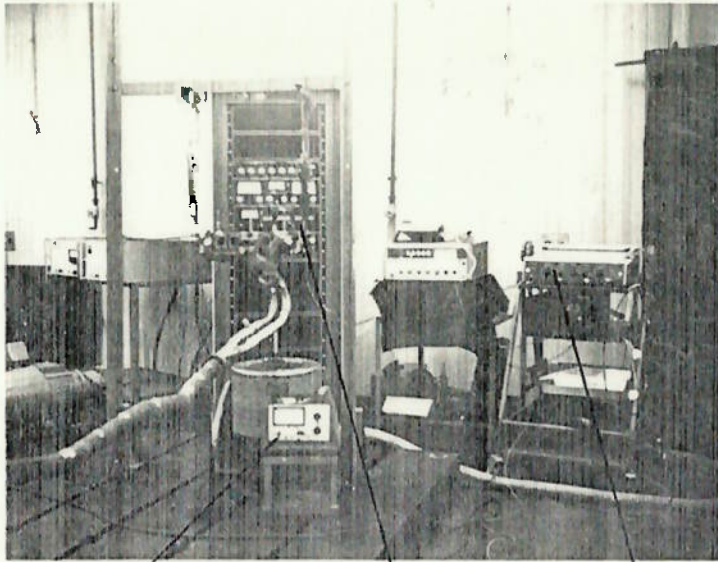


Foto 3

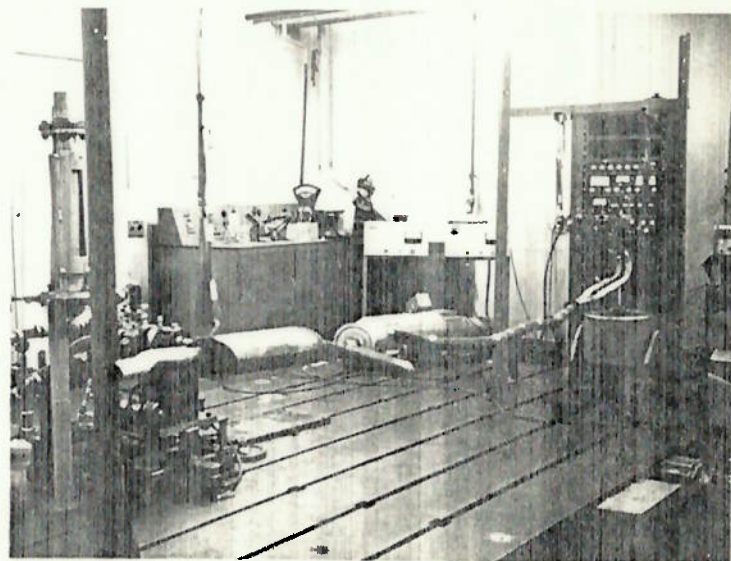
Vista geral da
aparelhagem :

1. medidor de vibra-
ção
2. gerador de sinal
filtro sintonizã-
vel
excitador
3. registrador X-Y

Teste para descoberta dos pontos nodais

Foto 4

Apanhado geral do
conjunto



Teste de Pontos Nodais - Diagrama de Frequências

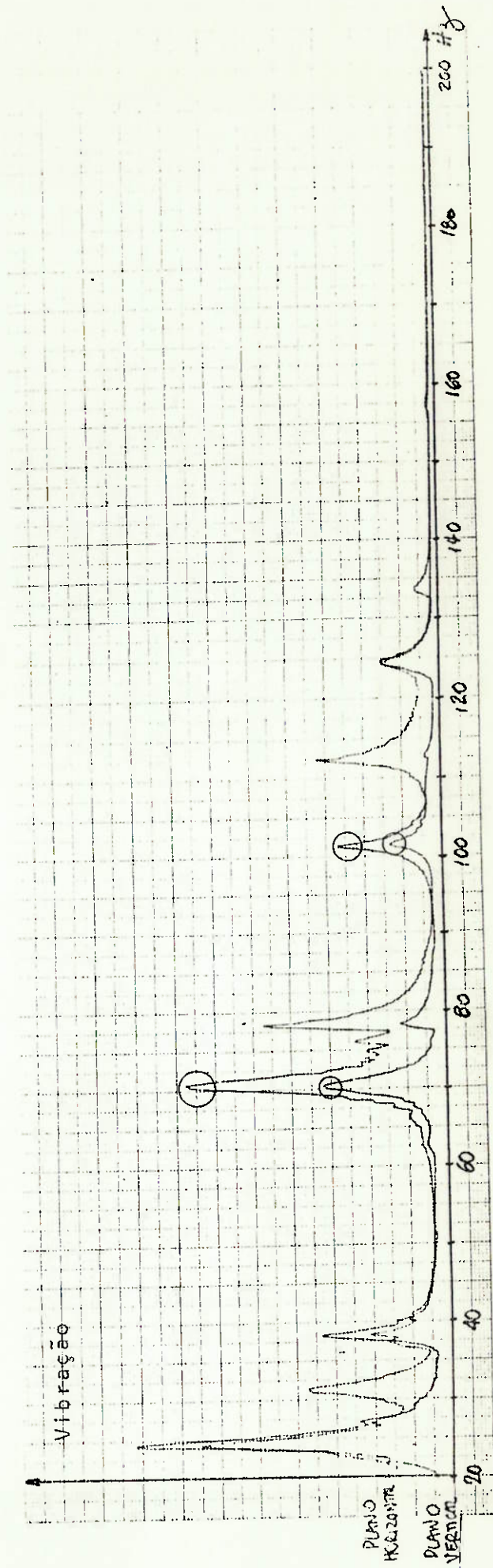
coletor: motor 1, 1.3L

primário: curto

secundário: proposta 6

ponto: nº 3

excitação no cabeçote: 0.16g



Teste de Pontos N0dais - Diagrama de Frequências

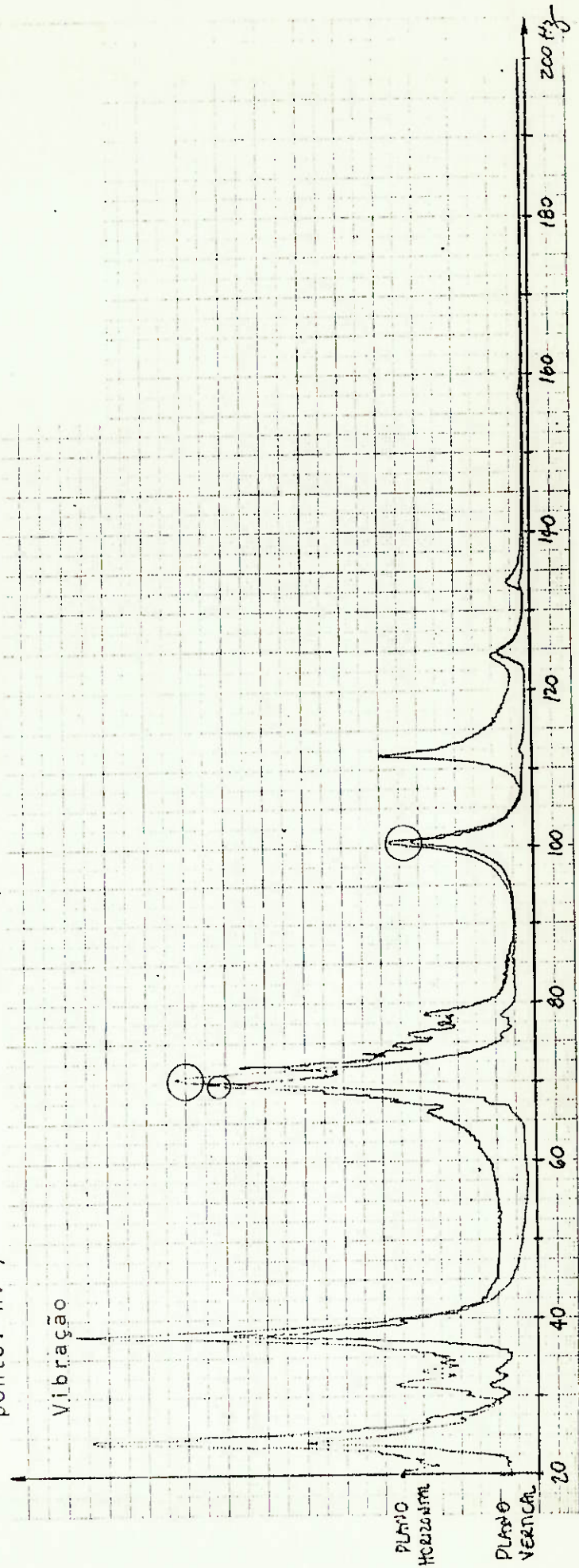
coletor: motor 1, 1.3L

primário: curto

secundário: proposta 6

ponto: nº 7

excitação no cabeçote: 0.16g



Teste de Pontos Nodais - Diagrama de Frequências

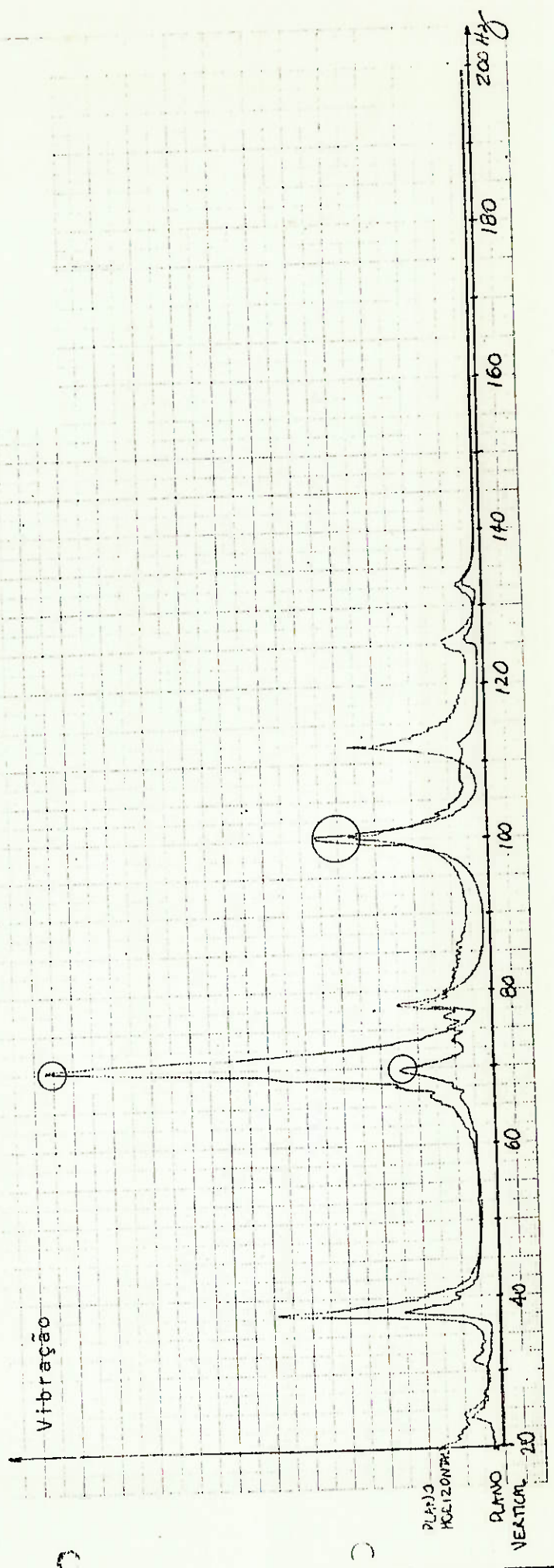
coletor: motor 1, 1.3L

primário: curto

secundário: proposta 6

ponto: nº 11

excitação no cabeçote : 0.16g



Teste de P0ntos Nodais - Diagrama de Frequências

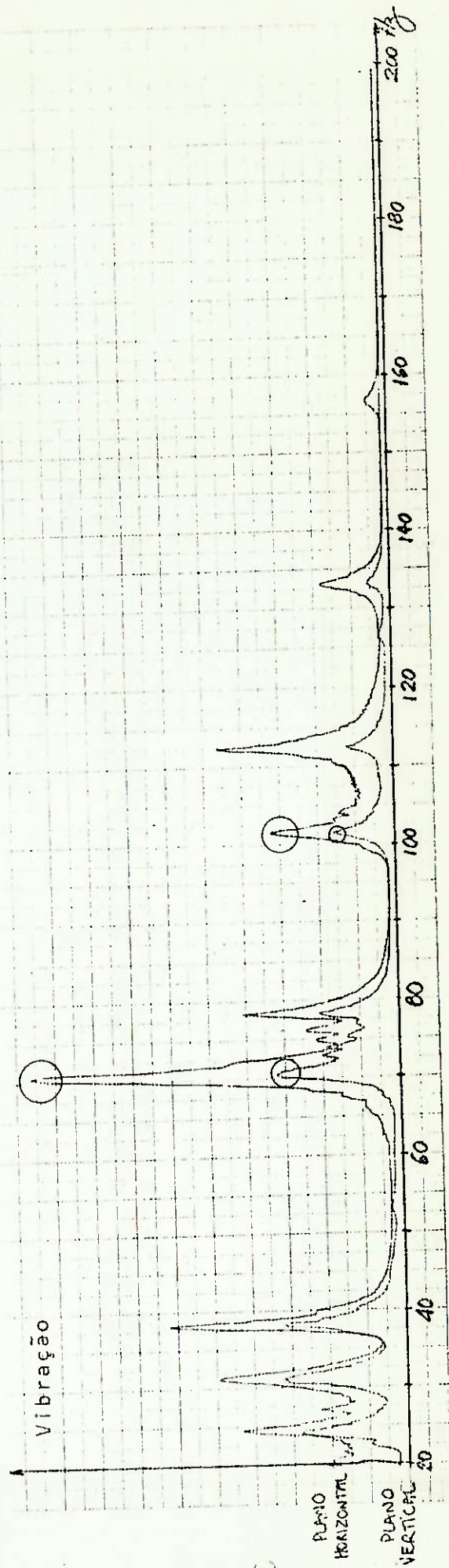
coletor: motor 1 , 1.3L

primário: curto

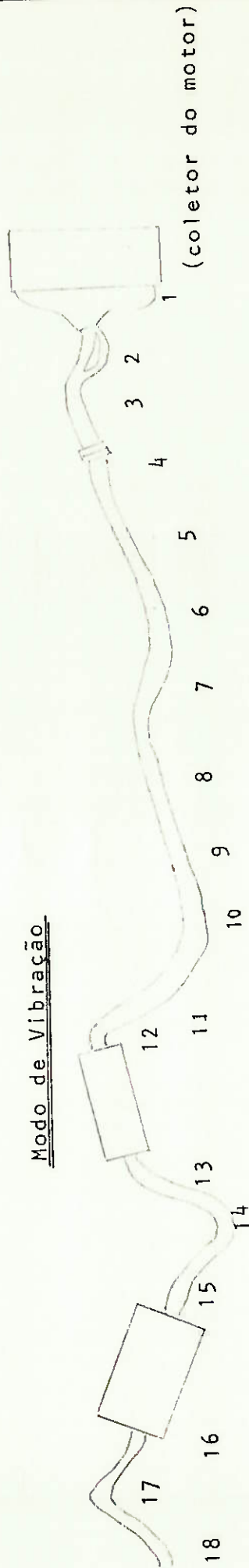
secundário: proposta 6

ponto: nº 15

excitação no cabeçote; 0.16g



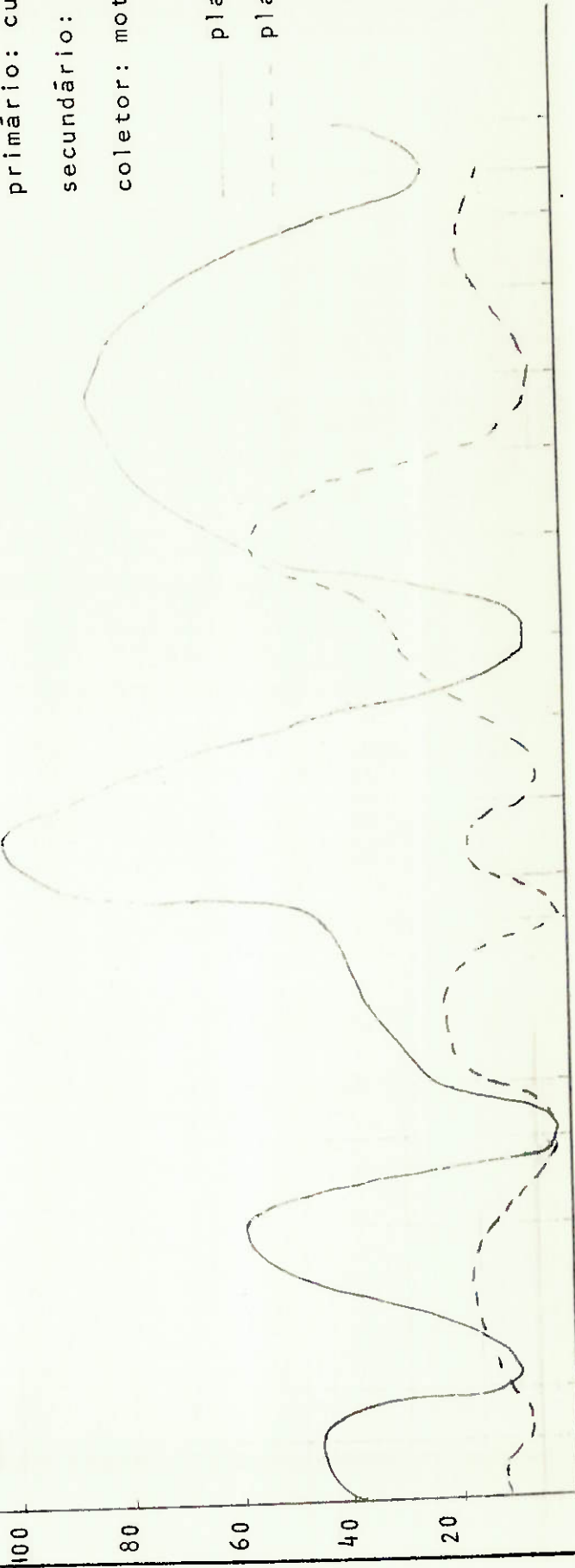
Modo de Vibração



frequência: 69 Hz
 aceleração: 0.16g
 primário: curto
 secundário: prop. 6
 coletor: motor I - 1.3L

Velocidade (mm/s)

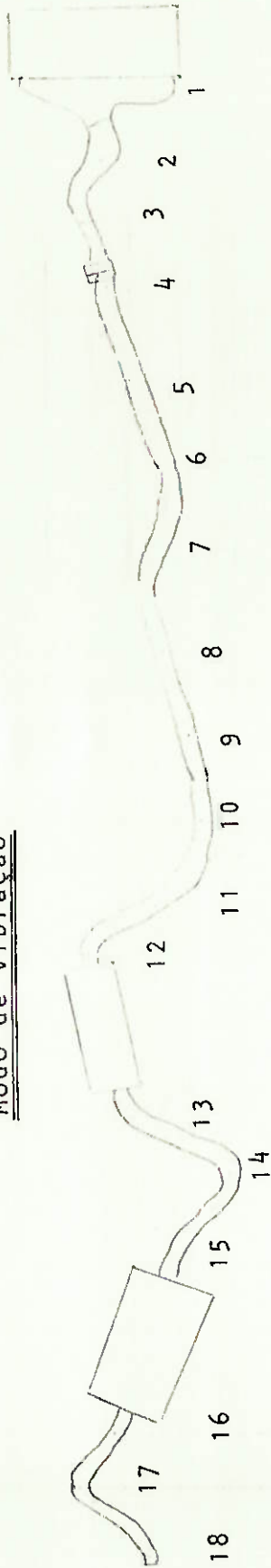
RMS



plano vertical

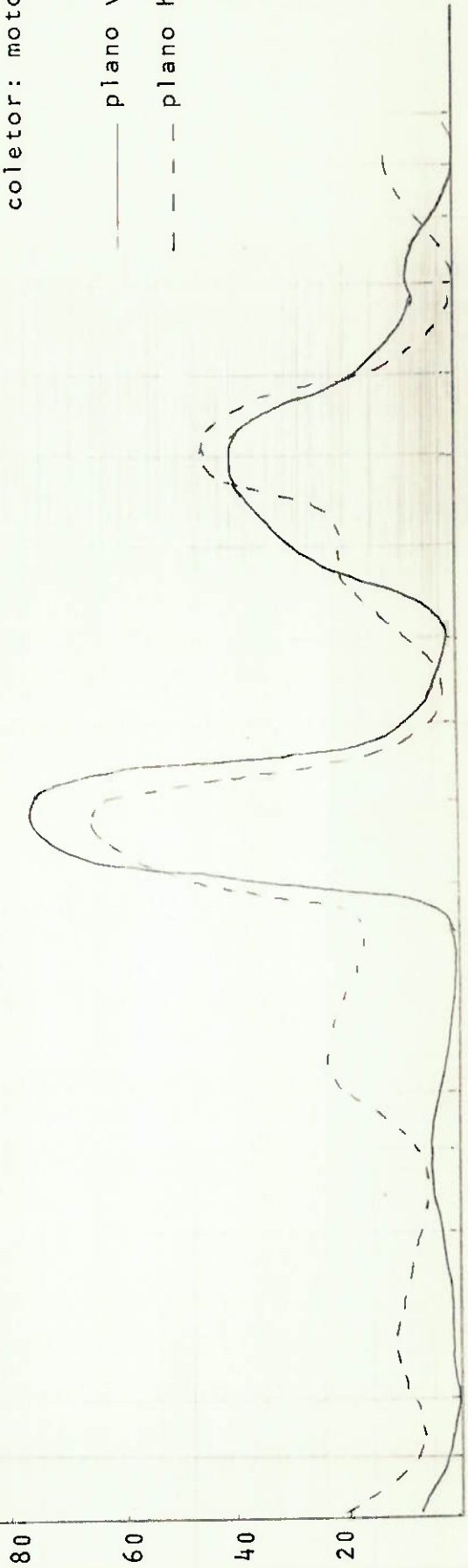
plano horizontal

Modo de Vibração

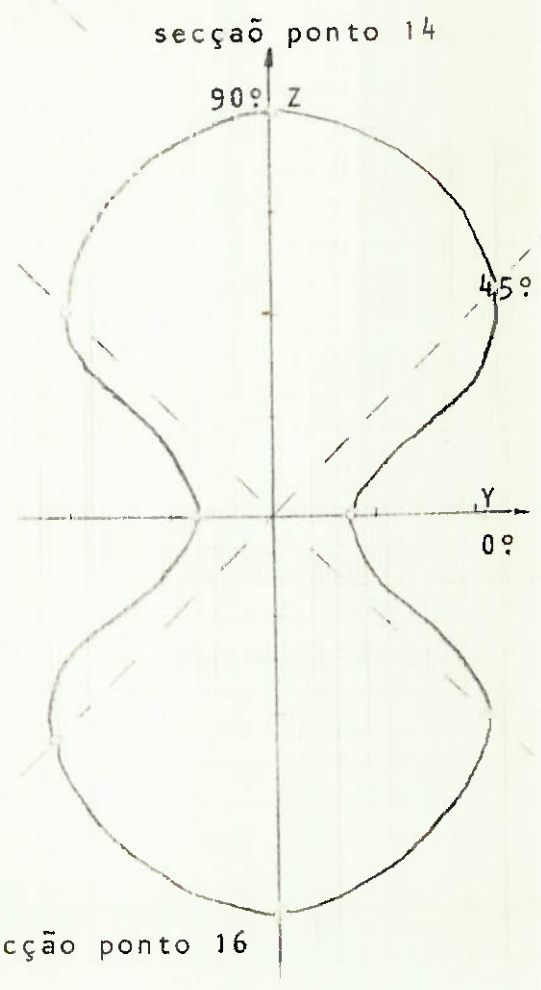
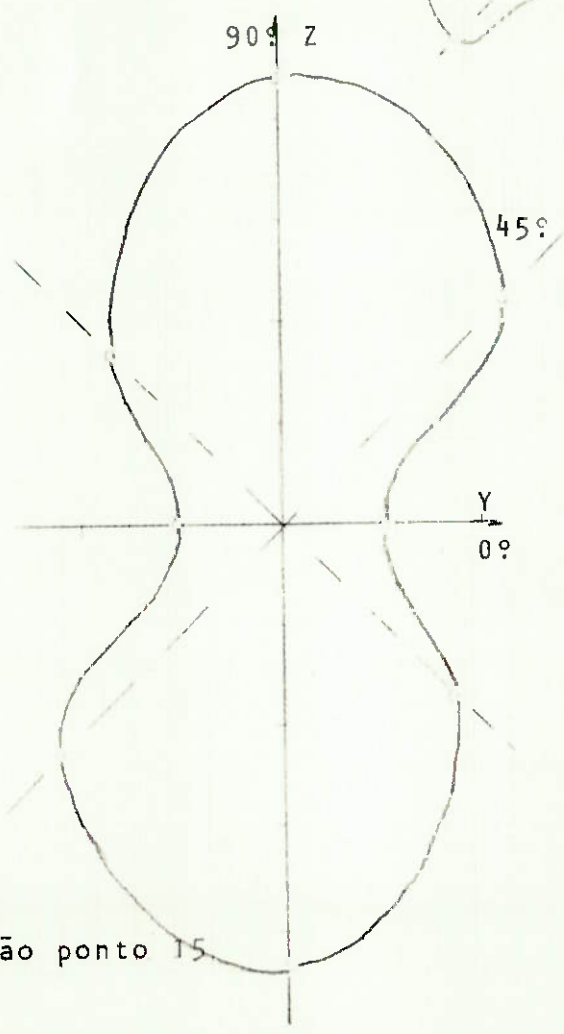
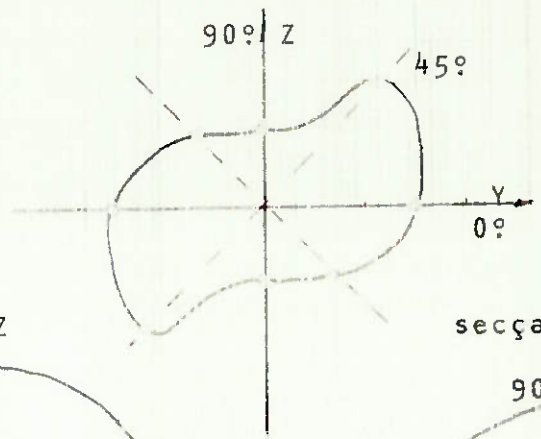
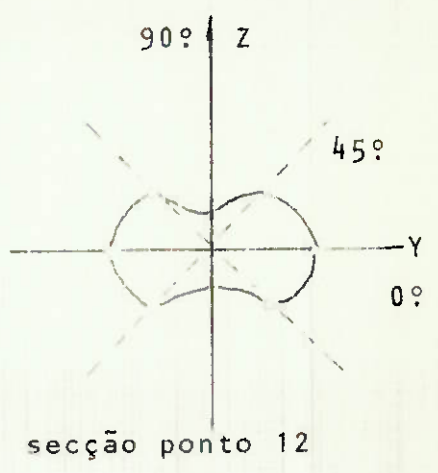
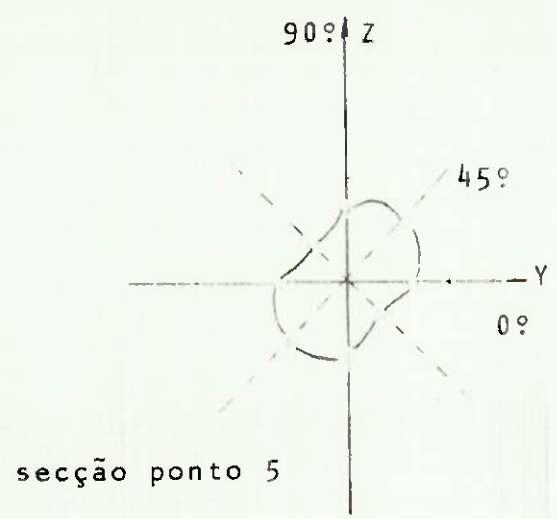


frequência: 100 Hz
aceleração: 0.16g
primário: curto
secundário: prop. 6
coletor: motor I - 1.3L

Velocidade (mm/s)
RMS



Amplitude de Vibração a 100 Hz em Coordenadas Polares



II.4 - Análise de Compatibilidade

A maior parte do projeto já satisfaz aos requisitos de compatibilidade, visto que as propostas foram construídas, montadas, e testadas, não se detectando nenhum problema de montagem ou ajustes que não foram contornados.

Poder-se-ia citar o fato que os modelos unificados são bastante pesados, quando comparados com um silenciador ou ressoador isolado. Porém isto não comprometeu sua avaliação.

Não foi possível realizar testes de durabilidade, resistência à corrosão e a "backfire", (fogo de escape), por exemplo. Este último teste corresponde a um teste de resistência do elemento silenciador e sem componentes internos. O procedimento é aproximadamente o seguinte:

- a) desconecta-se a linha de vácuo do distribuidor e atrasa-se o tempo de ignição.
- b) acelera-se até 80 km/h na marcha mais alta
- c) desliga-se a ignição e libera-se o pedal do acelerador
- d) quando a desaceleração atingir ~ 50 km/h, liga-se novamente a ignição; isto produzirá uma espécie de fogo
- e) repete-se este procedimento várias vezes (~ 30)
- f) analisa-se a seguir o(s) elemento(s) de atenuação sonora , procurando detectar falhas, inclusive cortando-o(s) e examinando as condições internas.

De toda forma, o sistema não apresenta incompatibilidades, pelo menos até esta fase do projeto.

II.5 - Análise de Estabilidade

É difícil determinar-se quais os limites de estabilidade do sistema de escape. Por exemplo, será que num impacto - violento do VEIC o tubo de escape não se romperá ou mesmo se liberará dos suportes de fixação?. Por outro lado, numa situação onde a maior parte do VEIC é destruído, qual a vantagem do tubo de escape manter-se intacto?

Pode o sistema entrar em ressonância? Difícil, já - que a frequência natural do sistema não deve ultrapassar a 20Hz (600 rpm), condição que não é nunca atingida, já que a rotação - mínima é de ordem de 800-900 Hz. Claro que o sistema deve satisfazer certas exigências mínimas, não podendo se desmontar na primeira lombada ou buraco. De toda forma, como este projeto acompanhou os procedimentos usuais de um sistema de escape, pode-se - dizer que ele fatalmente cumprirá os requisitos de estabilidade.

II.6 - Solução Final

Neste momento caberia escolher-se uma das soluções propostas, e eventualmente otimizá-la. Porém isto não será feito. Acredita-se que três das propostas, a 4, a 5 e a 6, satisfazem plenamente os objetivos propostos e os limites de trabalho - existentes. Todas podem eventualmente ser otimizadas ou refinadas, de acordo com a disponibilidade e o interesse.

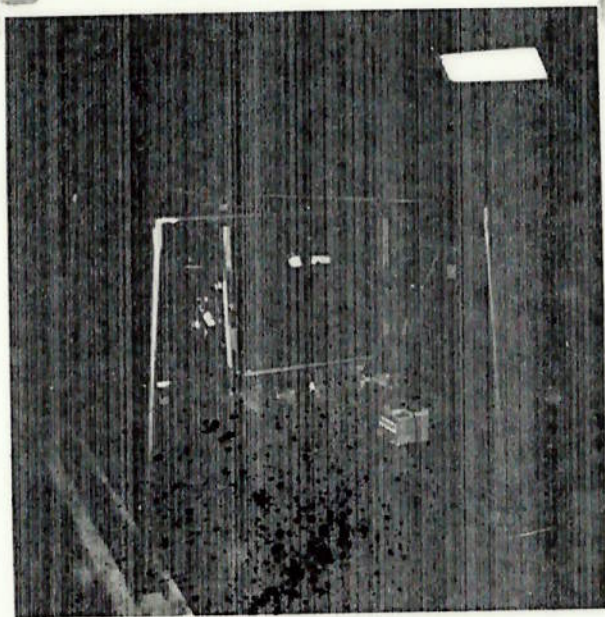
O importante é que o procedimento foi estabelecido. As matrizes-decisão foram montadas, os testes foram feitos, muito da modelagem matemática foi descrito. Algumas das propostas - abandonadas podem ser retomadas enquanto que propostas hoje aceitáveis podem facilmente ser superadas.

CAPITULO III - CONCLUSÕES

III.1 - Influências de Mudanças no VEIC

III.1.a) Motor

Aproveitando-se um teste de vibração, pode-se perceber nítidas diferenças ao se trabalhar com motores distintos. Este teste objetivará isolar-se o motor e medir níveis de vibrações em distintas posições. Aproveitando-se do fato de já estar a estrutura montada, colocou-se mantas isoladoras sobre o suporte de sustentação e procedeu-se ao ensaio da proposta 4 com o motor 1.3L adotado no início deste trabalho comparado com o motor também 1.3L descrito há pouco no teste de vibração (com escape pela frente). Pode-se perceber que o motor original apresentou resultados muito melhores que o segundo motor.



Esquema Geral mostrando o dispositivo construído e instalado no interior da câmara.

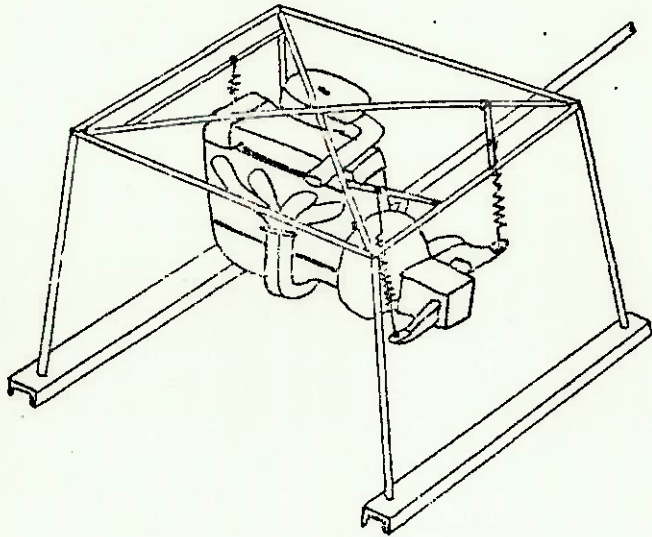


Foto 1: Detalhe do dispositivo no interior da câmara.

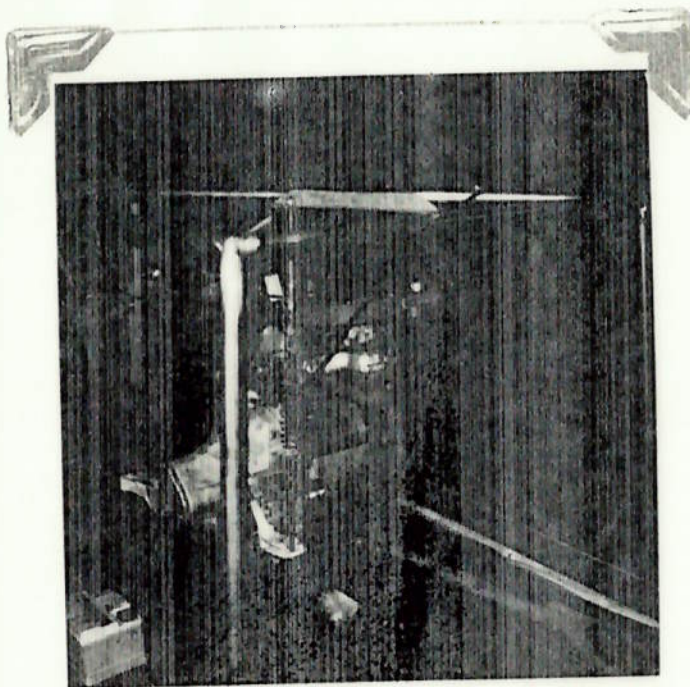


Foto 2: O motor está suspenso por molas de forma a não transmitir propagação de vibração à estrutura.

III.1.b - Filtros de Ar

A partir da proposta 4 como sistema de escape, utilizou-se dois novos modelos de filtro de ar que foram chamados de A e B. Os resultados também foram plotados com uma curva sem filtro de ar (C) para efeito de comparação.

III.1.c - Tubo Primário do Sistema de Escape

Vários testes foram realizados com distintos tipos de tubo primário. Inicialmente procedeu-se testes de dinamômetro para medições de contra-pressões de escape e perdas de potências com 3 comprimentos distintos. Se o tipo utilizado no teste anterior for chamado de curto, criaram-se dois modelos de comprimento maior, respectivamente médio e longo. Foram testados os tubos primários para as propostas 4, 5 e 6 (gráficos FORD 5, 7 e 4, - respectivamente).

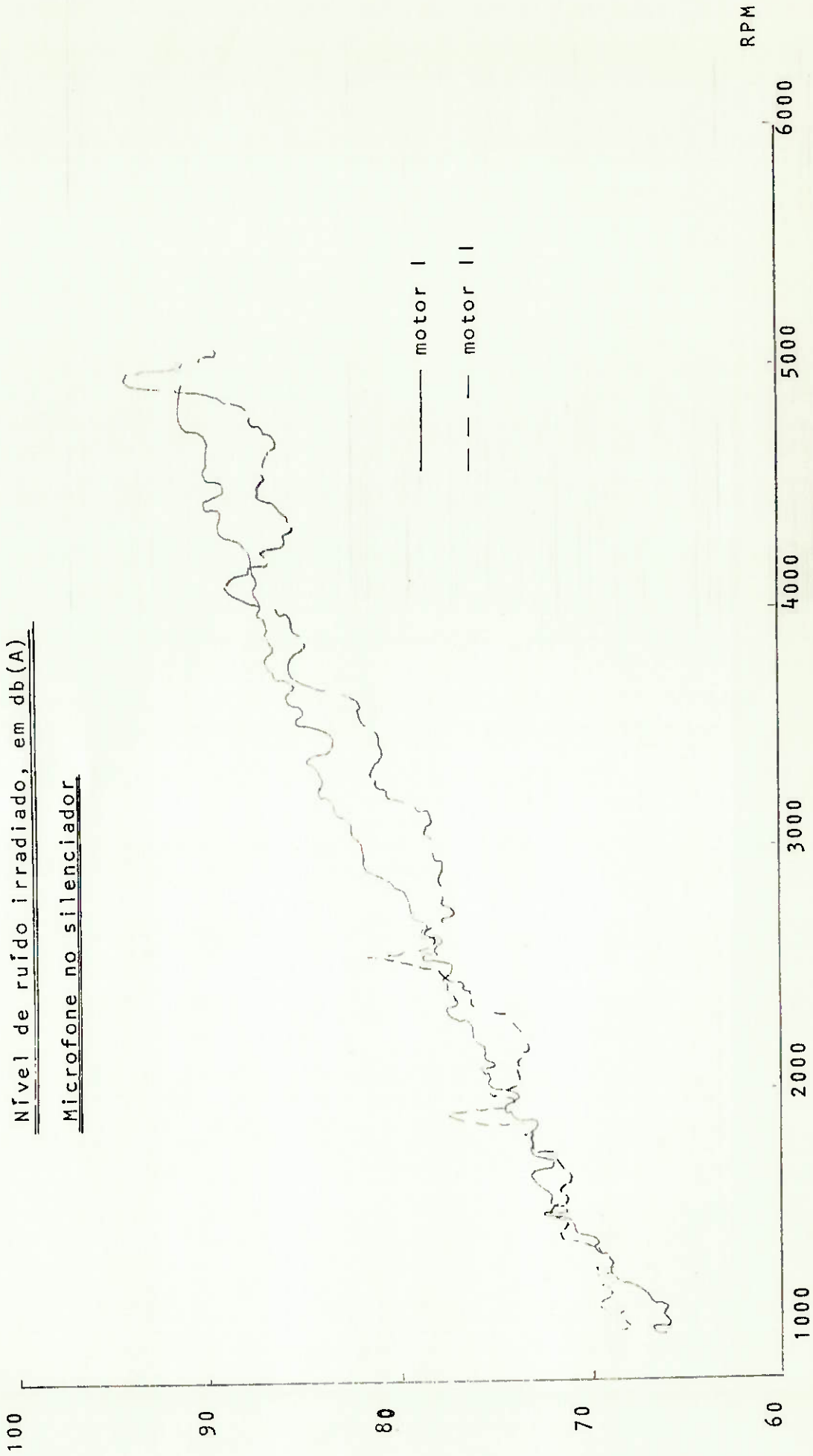
Analisando-se a proposta 6, por exemplo, tem-se:

- para o primário curto: melhor torque e potência, pior condição de consumo
- para o primário médio: pior torque, baixa perda de potência e consumo razoável
- para o primário longo: melhor torque, pior potência e melhor consumo.

Além disso, procedeu-se o teste de pontos nodais para a proposta 4 com os distintos tubos primários, além do primário do segundo motor com escape pela frente. Os dados indicam que com a mudança do primeiro, o sistema se altera, possuindo novas frequências críticas, novas amplitudes de vibração para um mesmo ponto e a conseqüente possibilidade de escolha de novos pontos de fixação dos suportes. Na medida em que o primário vai se diferenciando do modelo curto inicialmente adotado, as curvas vão se tornando mais distintas.

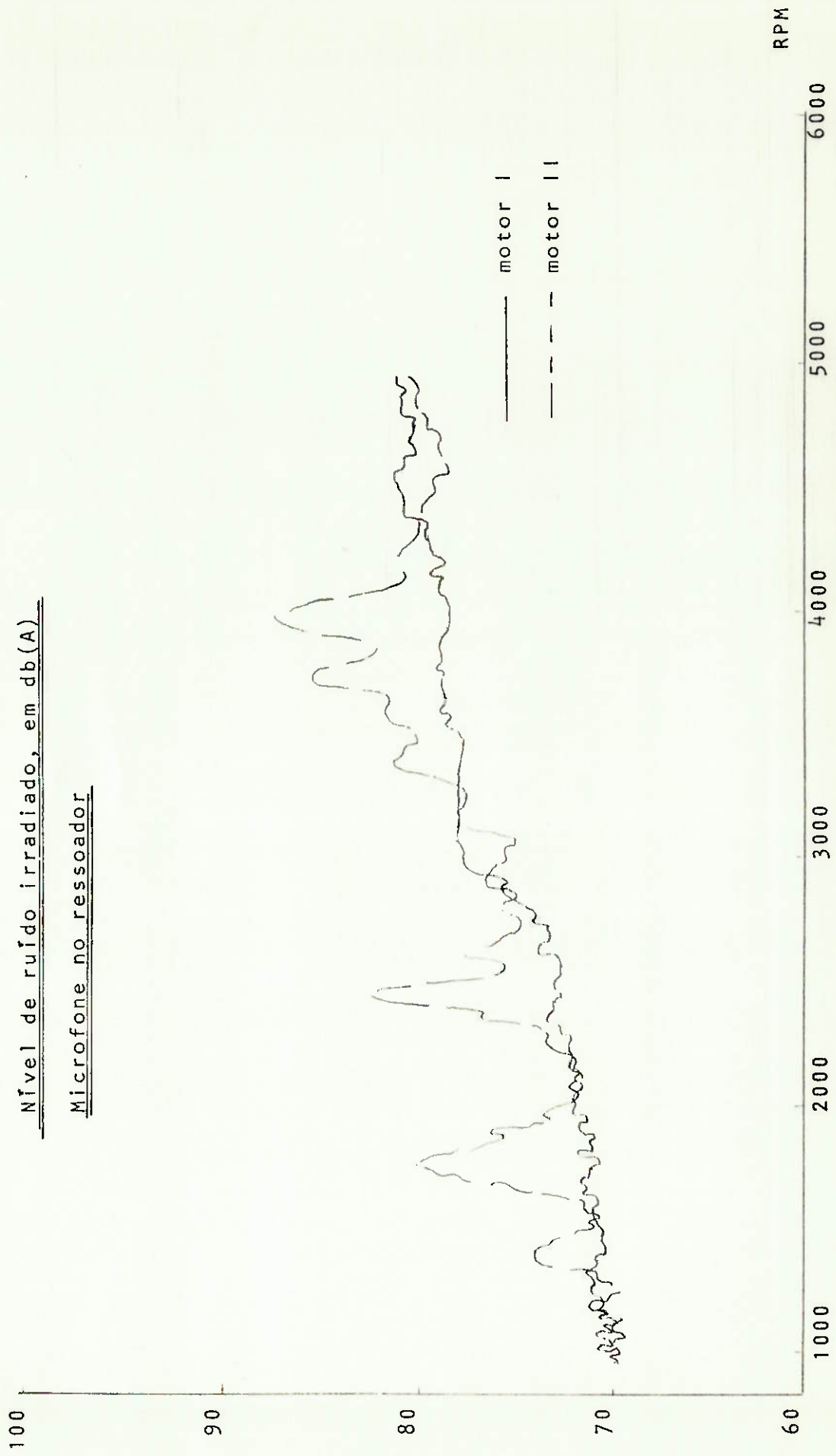
Nível de ruído irradiado, em db(A)

Microfone no silenciador

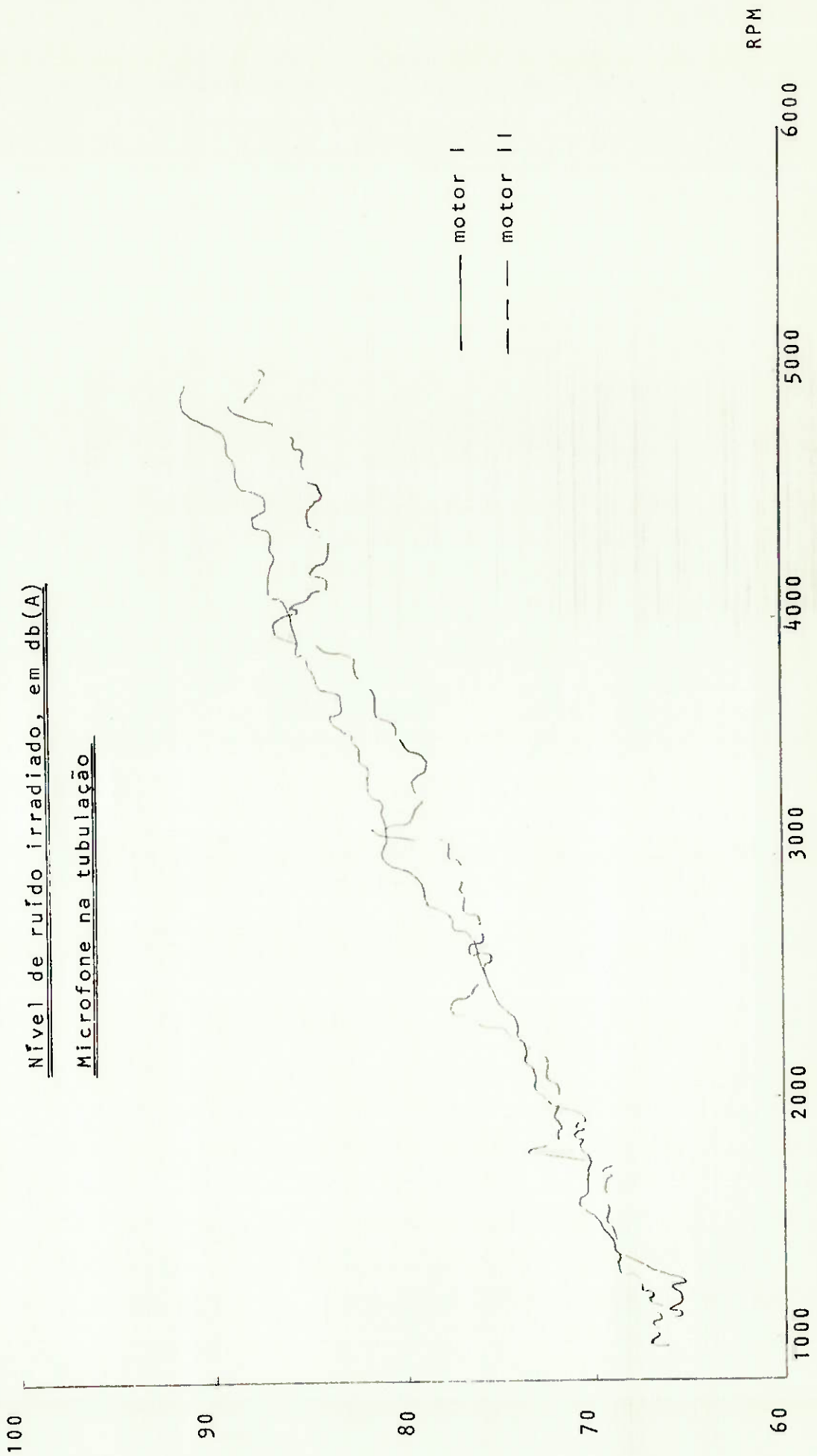


RPM

Nível de ruído irradiado, em db(A)
Microfone no ressoador

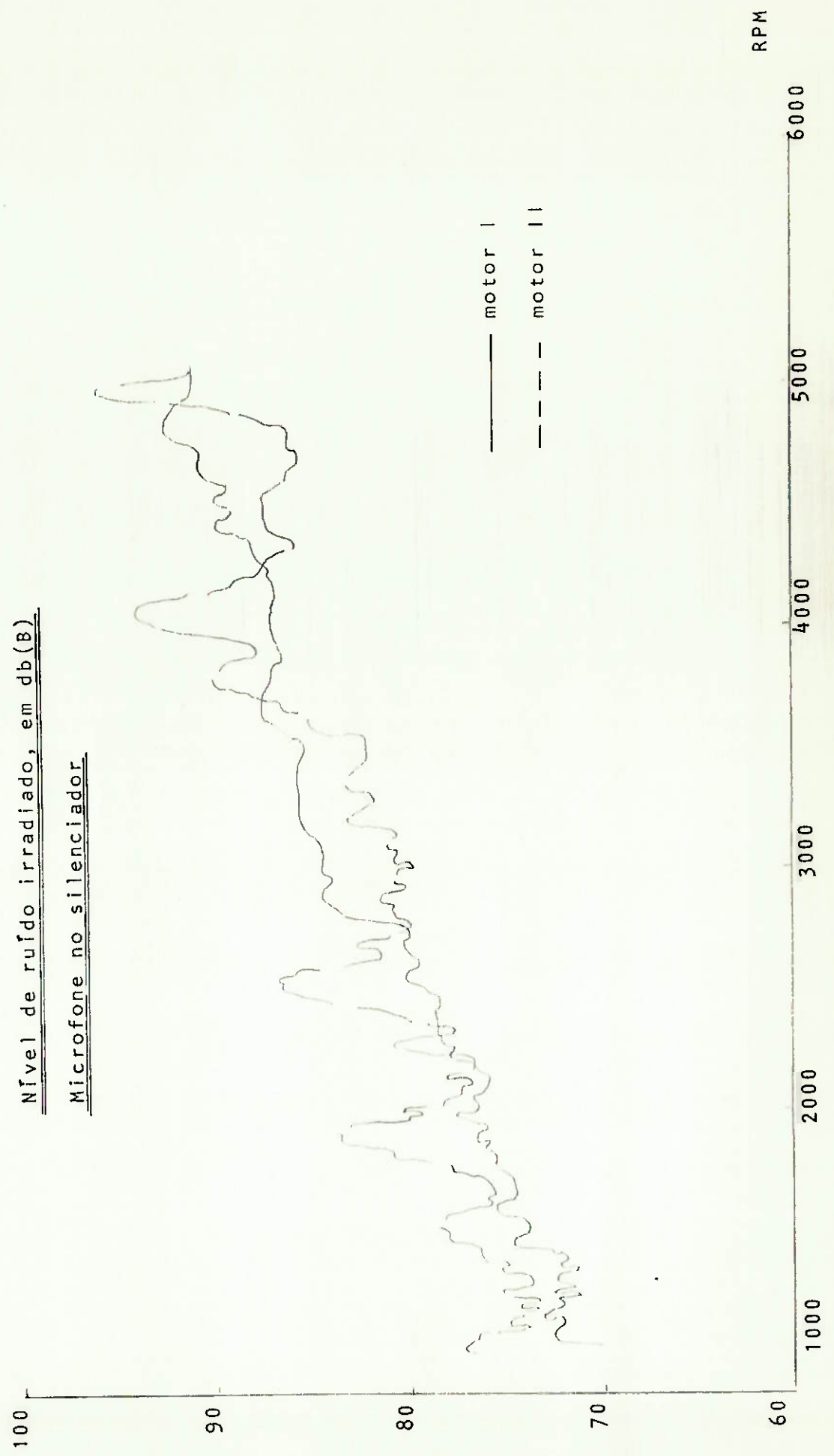


Nível de ruído irradiado, em db(A)
Microfone na tubulação



— motor I
- - motor II

Nível de ruído irradiado, em db(B)
Microfone no silenciador

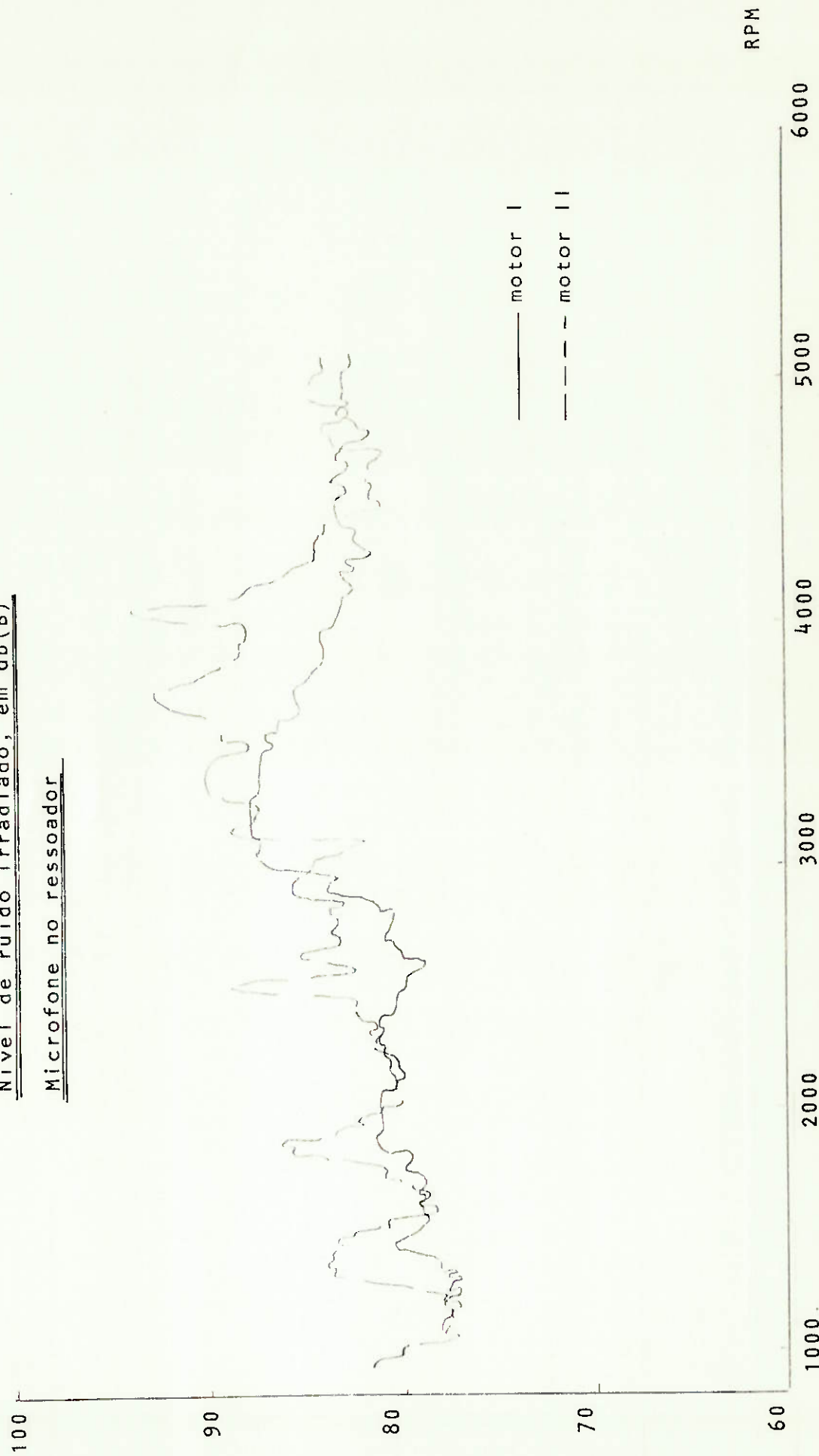


— motor I
- - - motor II

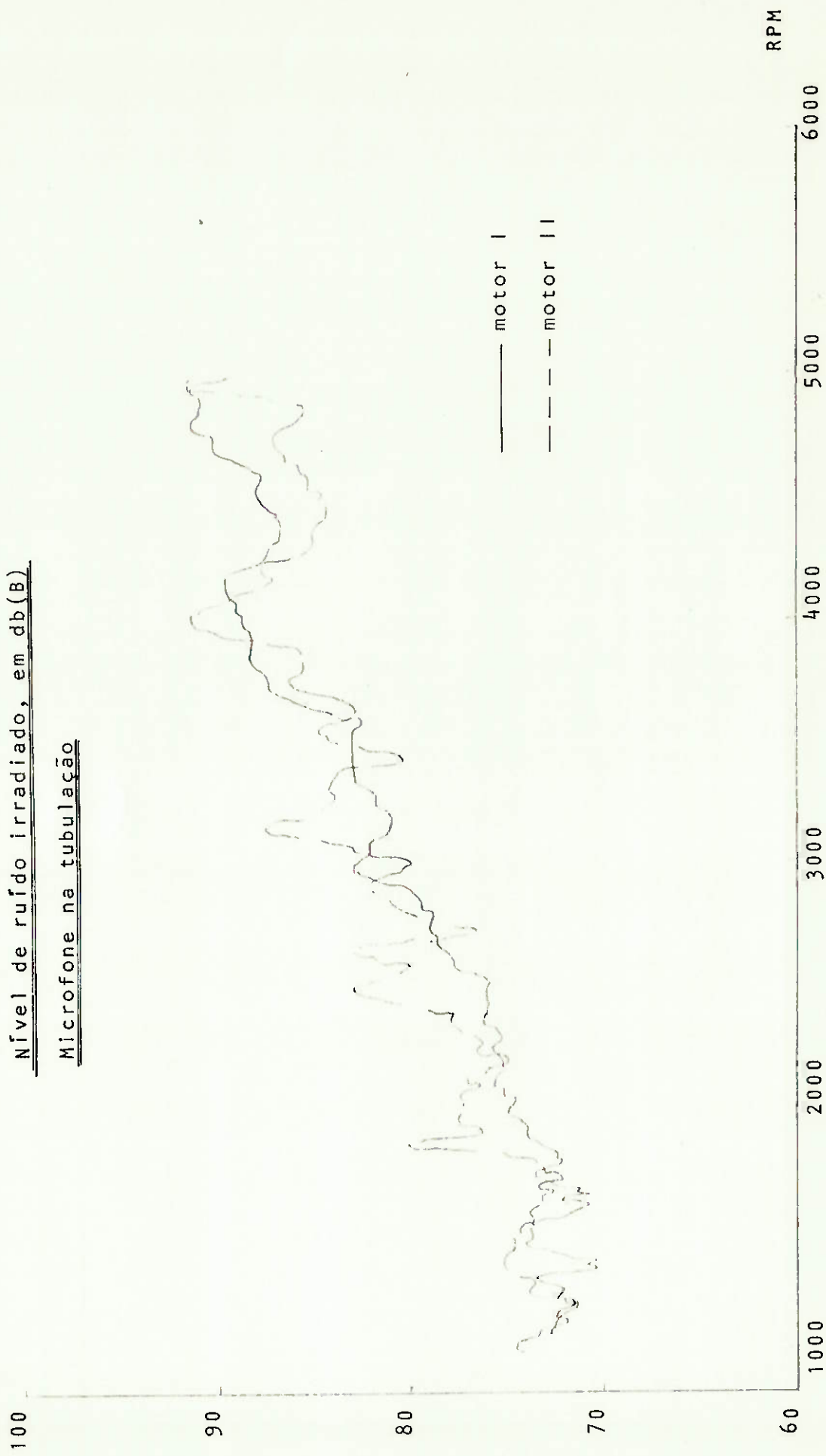
RPM

Nível de ruído irradiado, em db(B)

Microfone no ressoador



Nível de ruído irradiado, em db(B)
Microfone na tubulação



RPM

Gráfico de db(A) X Rotação, para o microfone na posição dianteira do VEIC

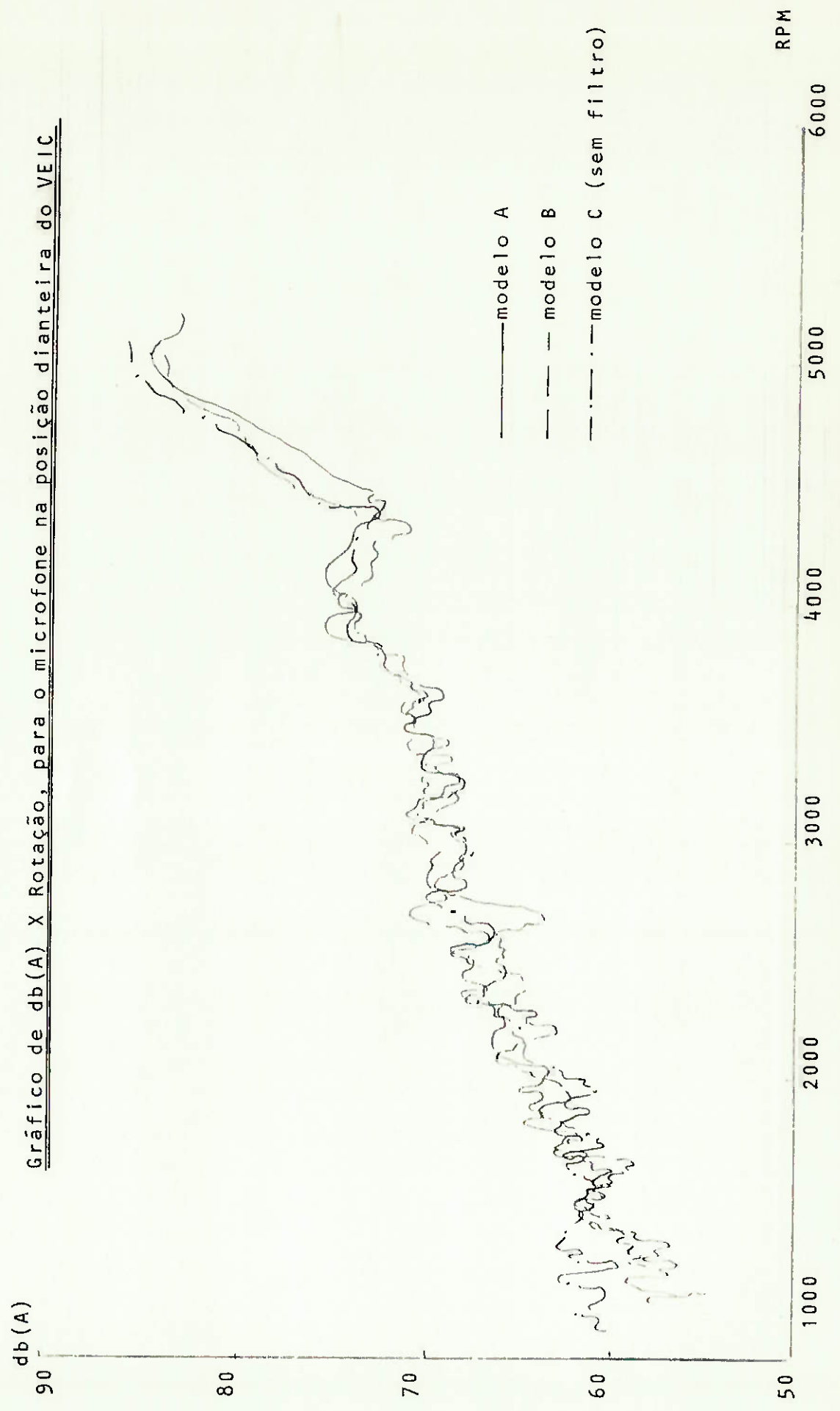
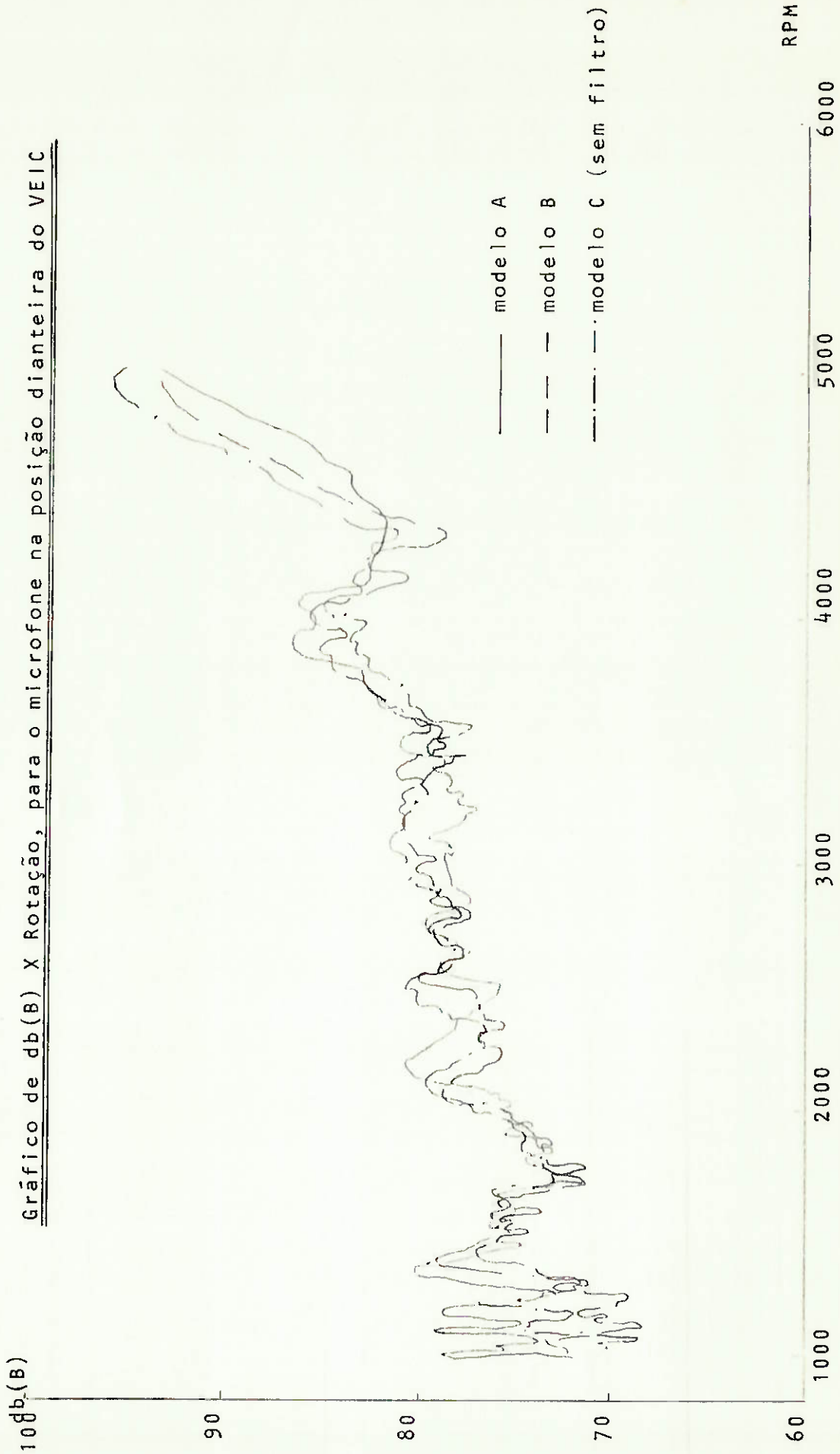


Gráfico de db(B) X Rotação, para o microfone na posição dianteira do VEIC



Primário	Pot. máx. - KW		Torque máx. - daNm			Consumo máx. - g/Kw.h			C. Pressão - "Hg			Perda Pot. - %			
	Pr. 4	Pr. 5	Pr. 6	Pr. 4	Pr. 5	Pr. 6	Pr. 4	Pr. 5	Pr. 6	Pr. 4	Pr. 5	Pr. 6	Pr. 4	Pr. 5	Pr. 6
curto	44.6	45.6	45.8	10.62	10.62	10.75	468	484	505	2.3	2.1	2.35	3.9	3.7	1.4
médio	44.7	44.4	45.0	10.68	10.69	10.55	504	508	500	2.35	2.1	2.2	1.96	3.05	4.00
longo	44.7	44.4	44.7	10.74	10.69	10.71	509	503	506	3.6	3.2	3.3	3.73	4.04	4.13

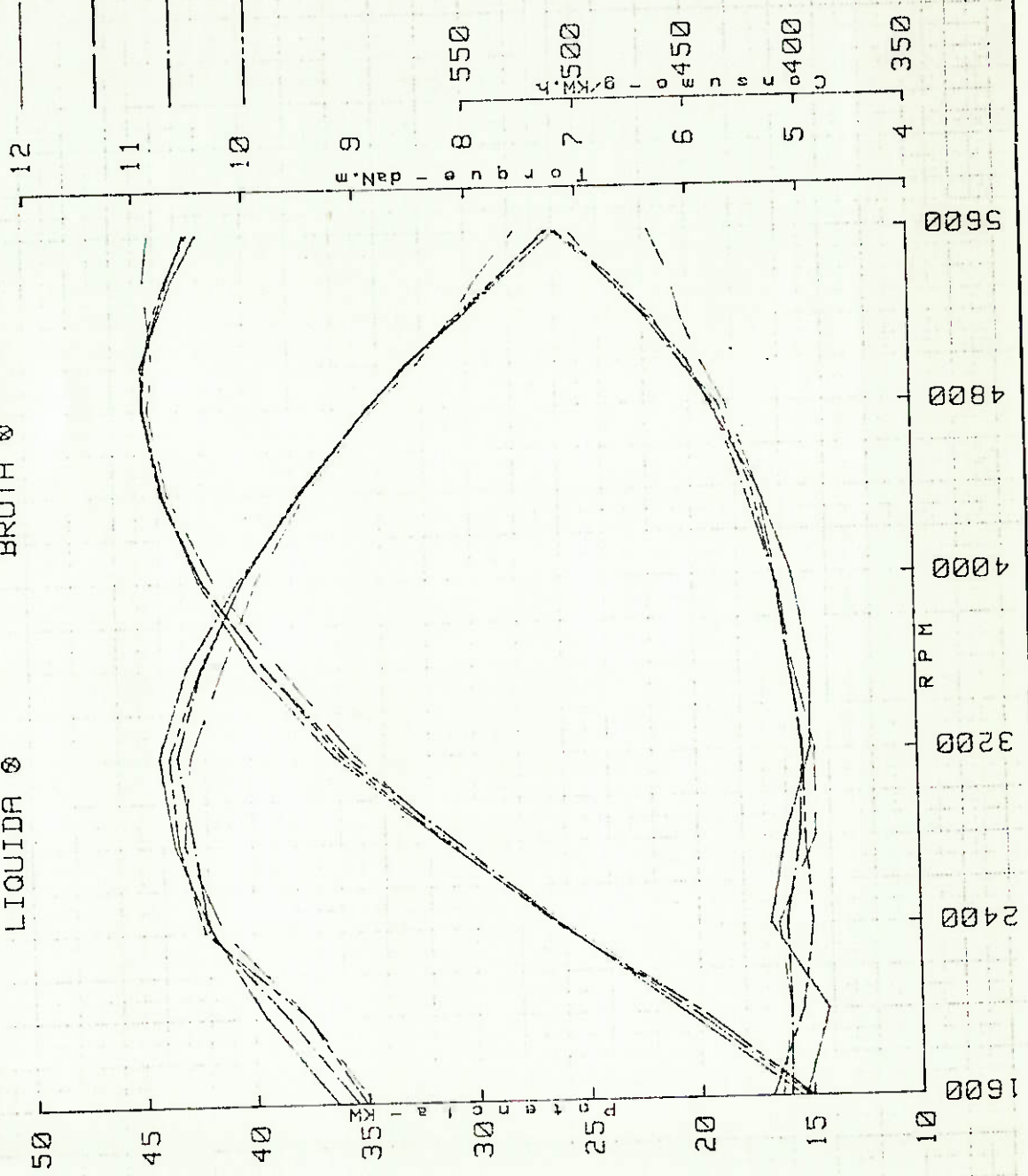
Obs: todos os valores da tabela são máximos, não correspondendo necessariamente à mesma rotação.

FORD BRASIL S/A. GRÁFICO 5
 DINAMÔMETRO E TESTE DE CARBURADORES
 1, 2, 3, 4 ALCOOL Nº MA-1311
 TESTES COMPARATIVOS DE ESCAPAMENTO

ENSAIO DE POTENCIA EFETIVA-ABNT-MB 372
 LIQUIDA Ø BRUTA Ø

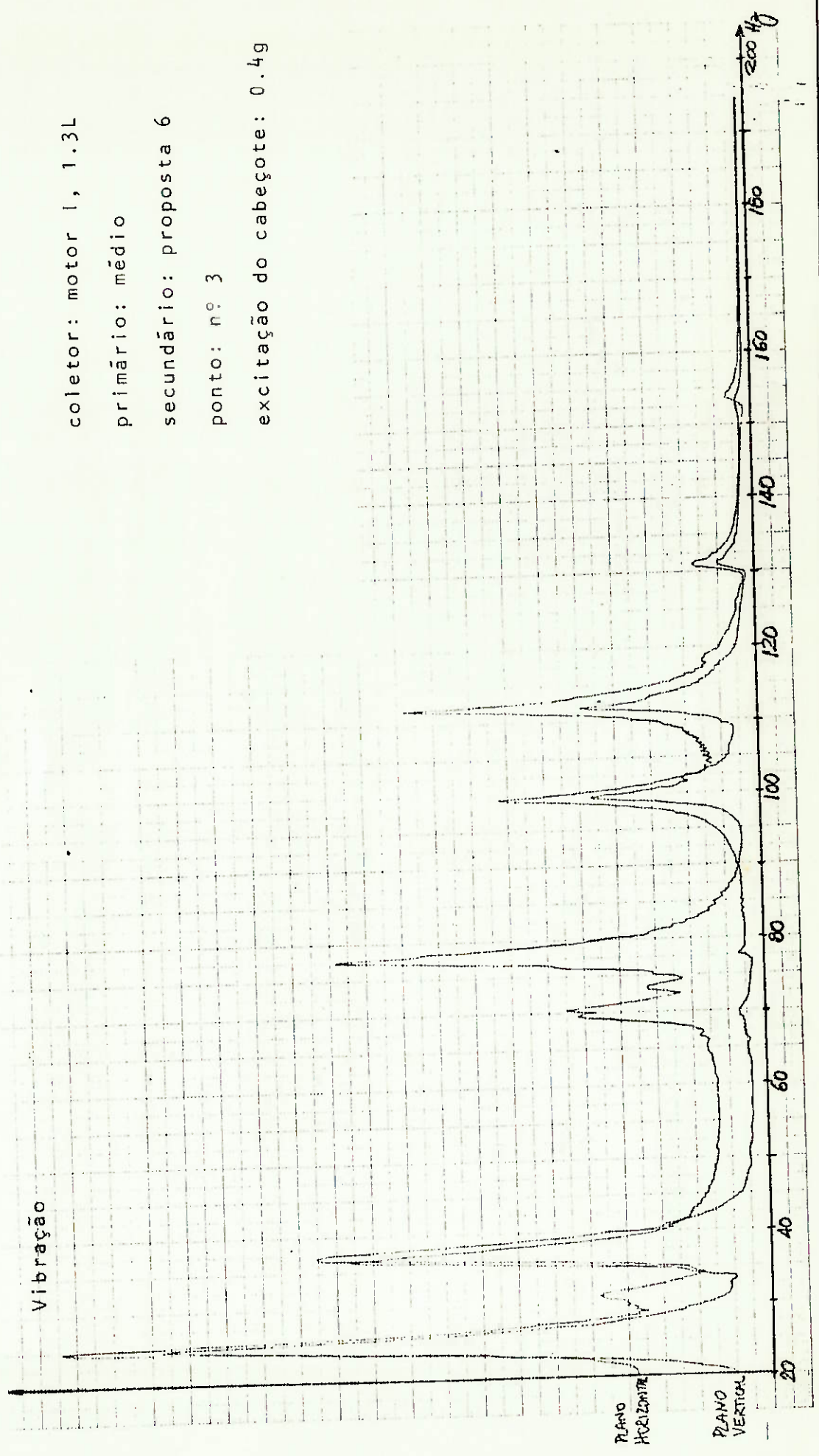
12 ——— ESCAPE DO DINA (SEM RESTRIÇÃO)
 11 ——— RESSOADOR GRANDE Y CURTO
 10 ——— RESSOADOR GRANDE Y MEDIO
 9 ——— RESSOADOR GRANDE Y LONGO

Proposta 4



Teste de Pontos Nodais - Diagrama de Frequências

coletor: motor 1, 1.3L
primário: médio
secundário: proposta 6
ponto: nº 3
excitação do cabeçote: 0.4g



Teste de Pontos Nodais - Diagrama de Frequências

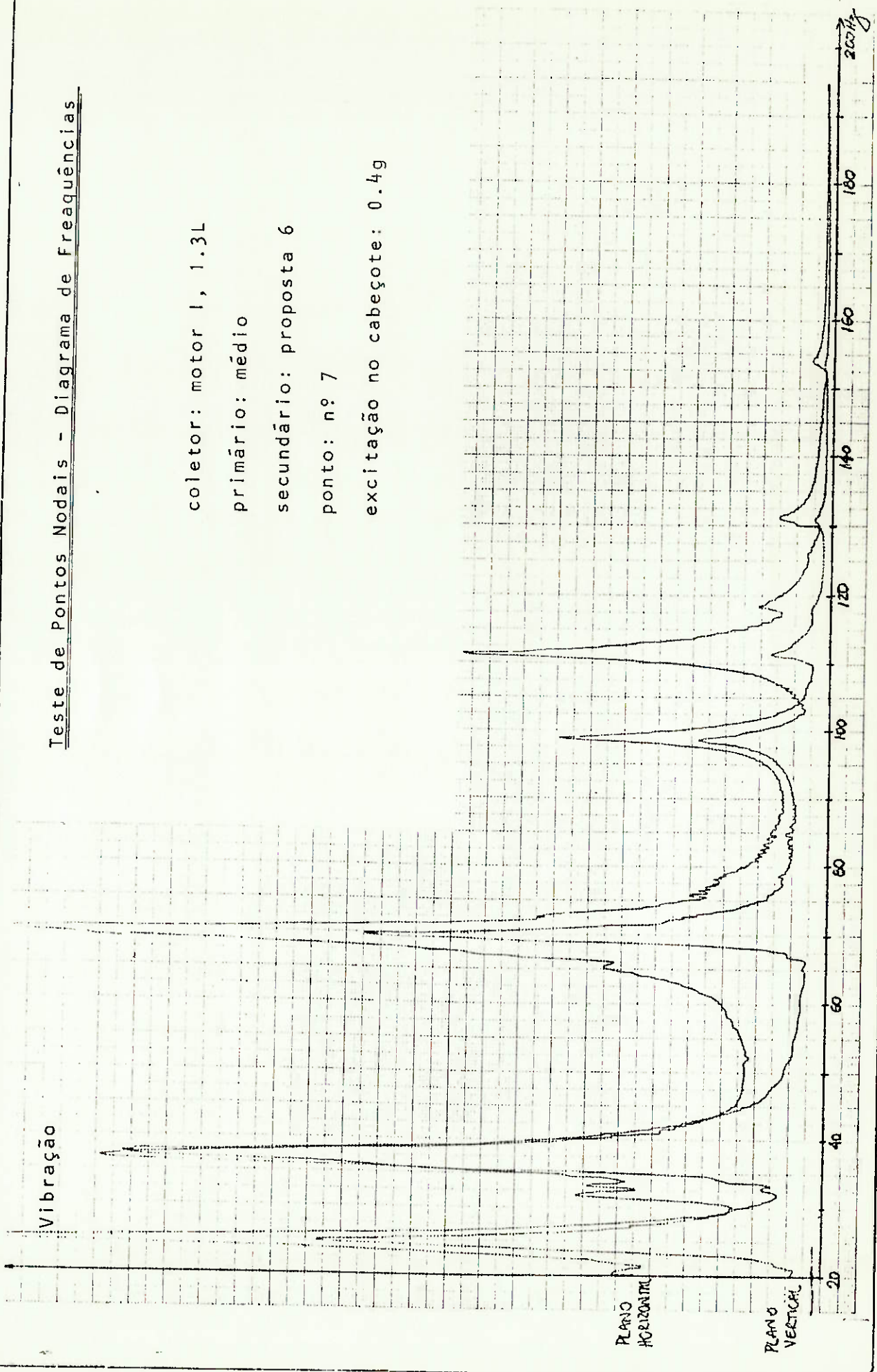
coletor: motor 1, 1.3L

primário: médio

secundário: proposta 6

ponto: nº 7

excitação no cabeçote: 0.4g



Teste de Pontos Nodais - Diagrama de Frequências

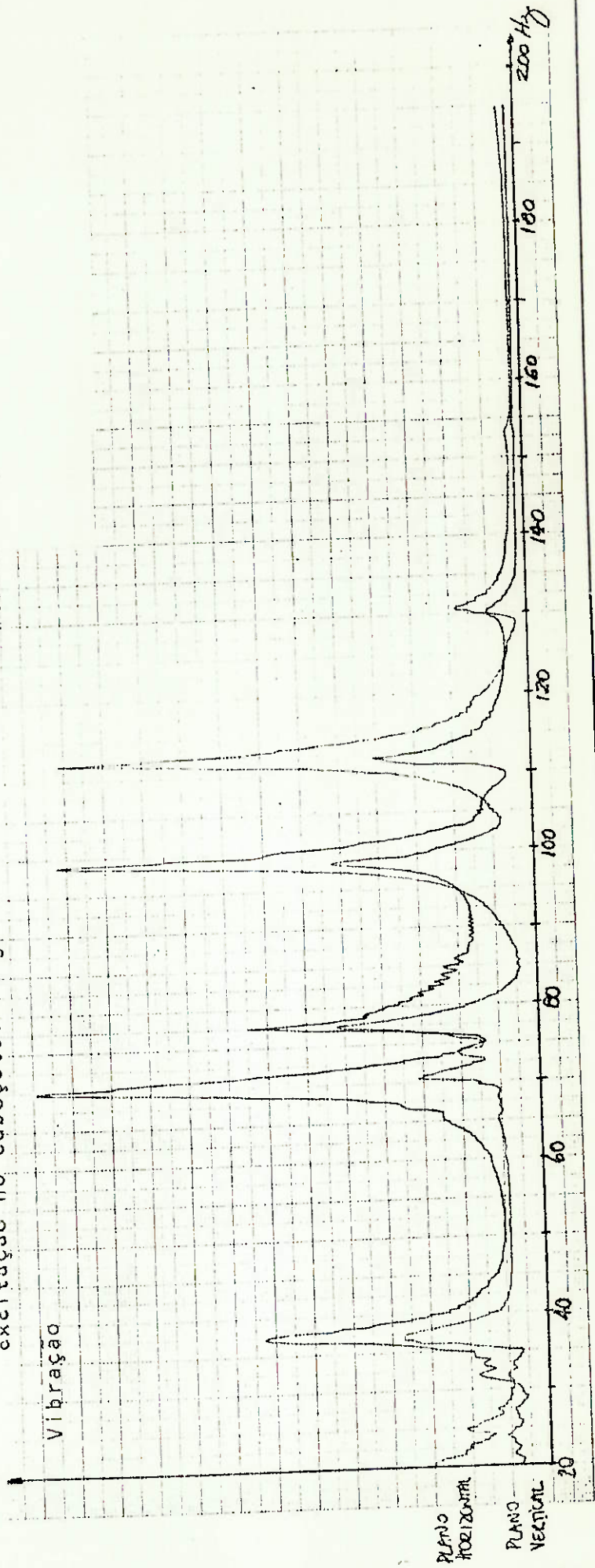
coletor: motor 1, 1.3L

primário: médio

secundário: proposta 6

ponto: nº 11

excitação no cabeçote: 0,1g



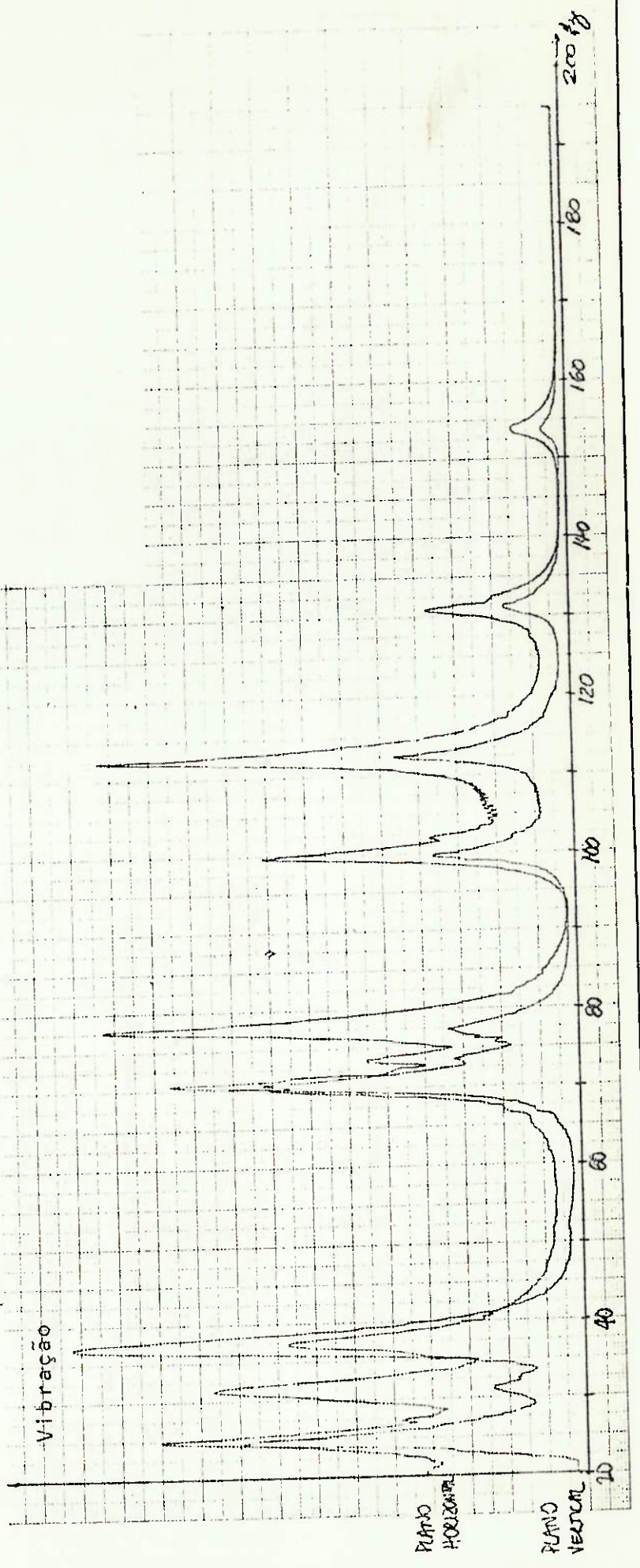
Teste de Pontos Nodais - Diagrama de Frequências

coletor: motor 1.3L

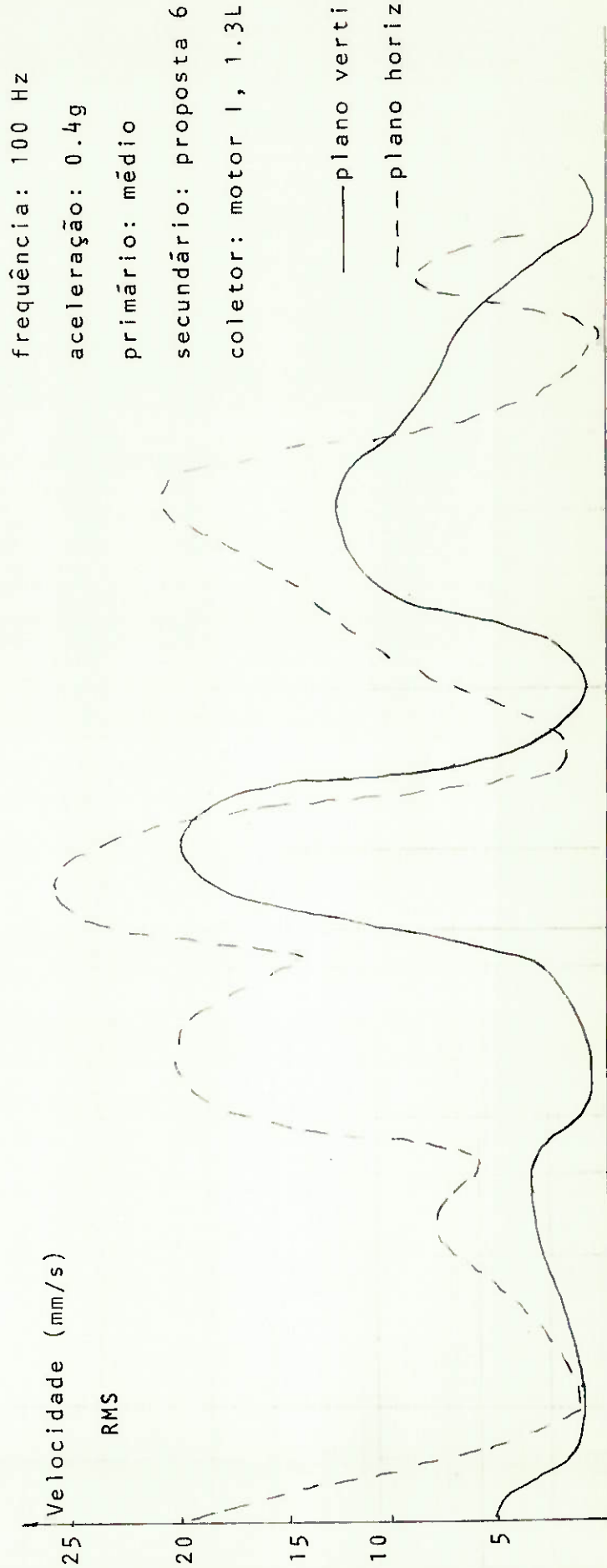
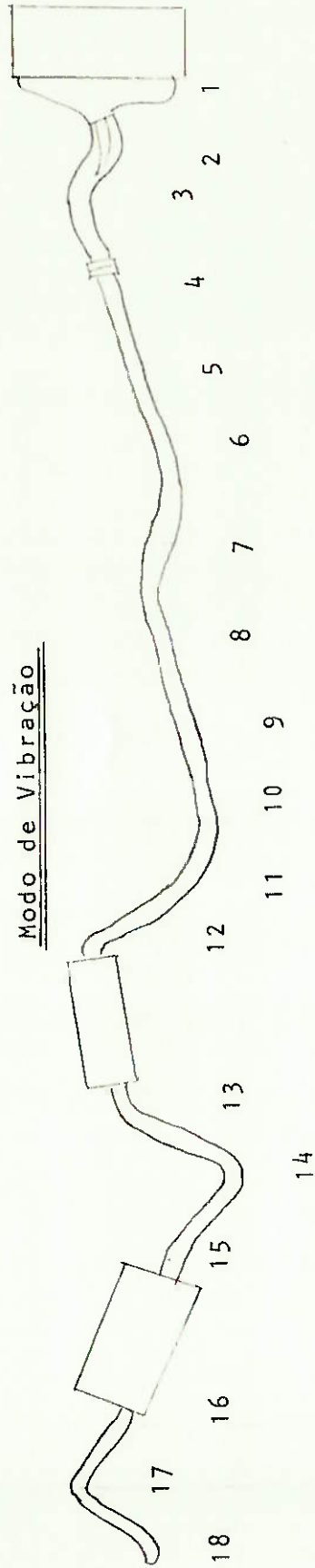
primário: médio

secundário: proposta 6

ponto: nº 15 excitação no cabeçote: 0.4g



Modo de Vibração



frequência: 100 Hz

aceleração: 0.4g

primário: médio

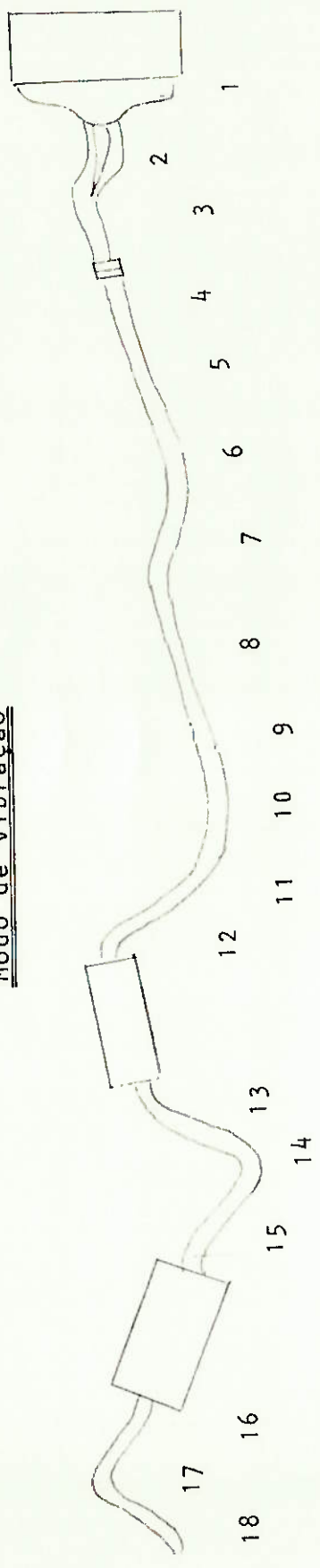
secundário: proposta 6

coletor: motor 1, 1.3L

— plano vertical

- - - plano horizontal

Modo de Vibração



Velocidade (mm/s)

P.V.
40
30
20
10

P.H.
20
15
10
5

frequência: 71 Hz

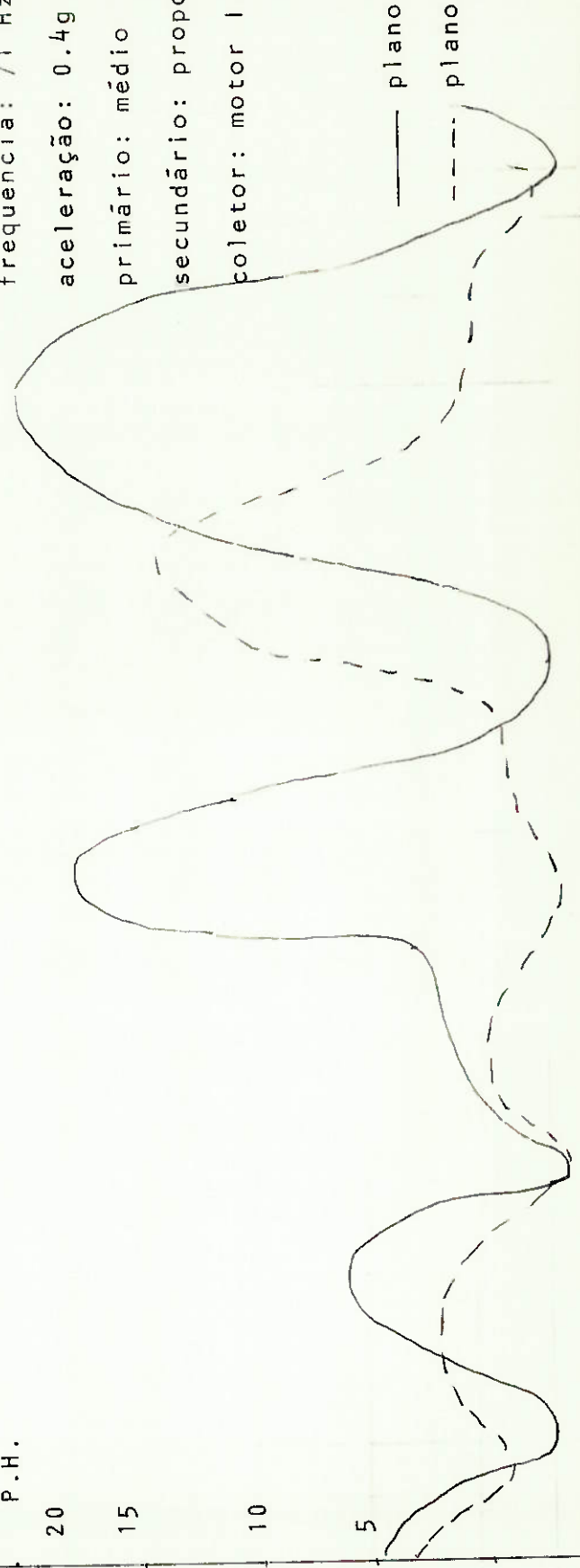
aceleração: 0.4g

primário: médio

secundário: proposta 6

coletor: motor 1, 1.3L

— plano vertical
 - - - plano horizontal



Teste de Pontos Nodais - Diagrama de Frequências

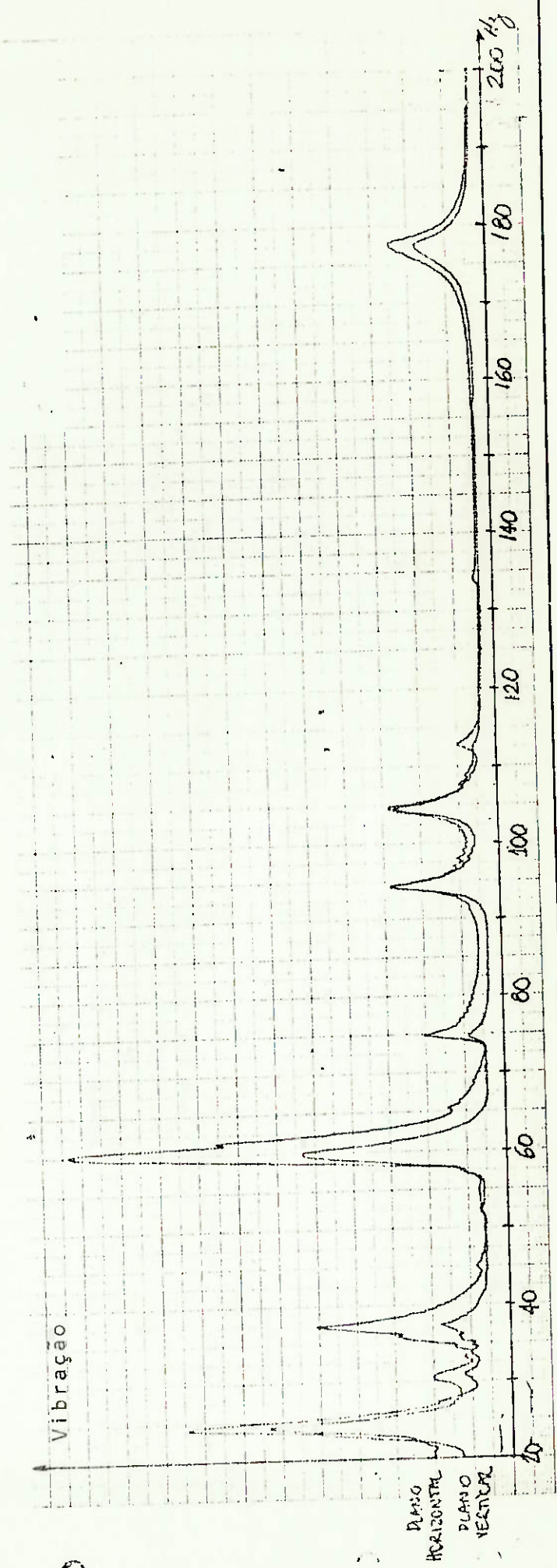
coletor: motor l, 1.3L

primário: longo

secundário: proposta 6

ponto: n° 3

excitação no cabeçote: 0.16g



Teste de Pontos Nodais - Diagrama de Frequências

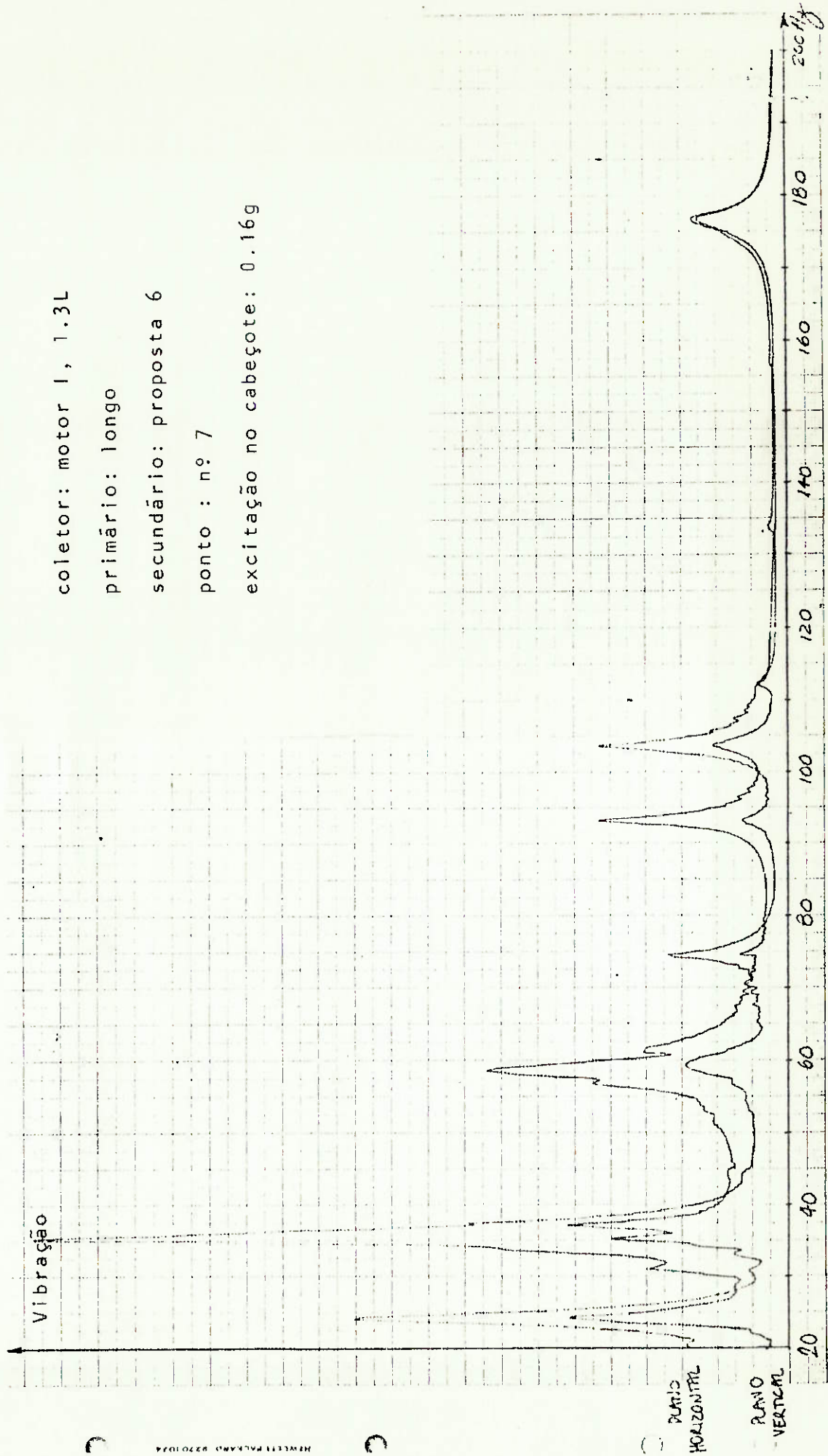
coletor: motor 1, 1.3L

primário: longo

secundário: proposta 6

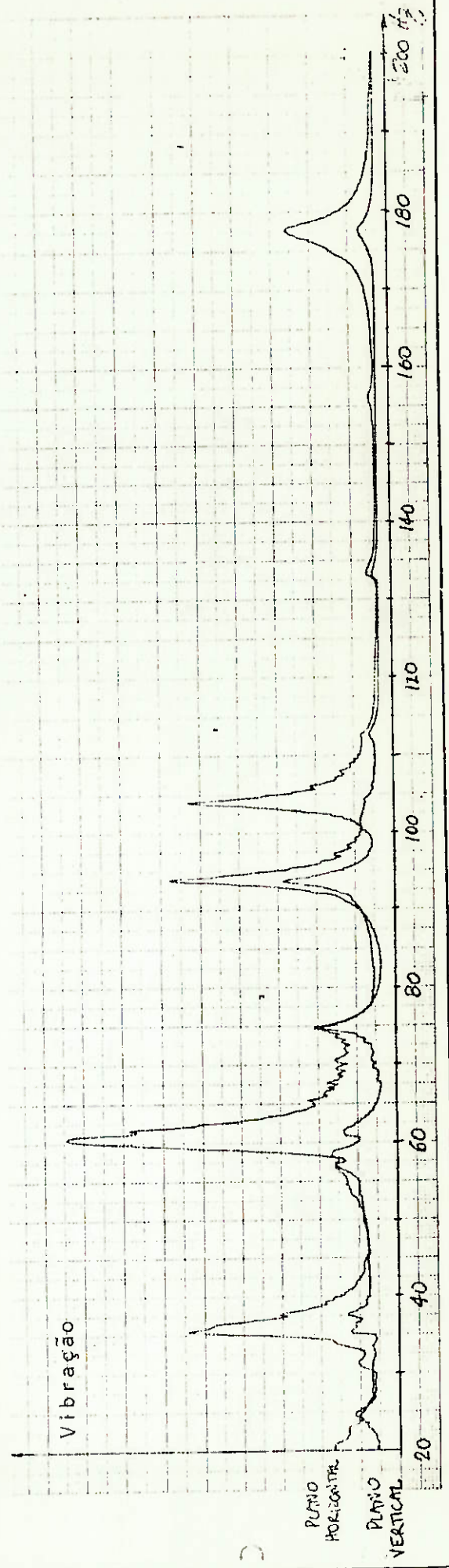
ponto : nº 7

excitação no cabeçote: 0.16g



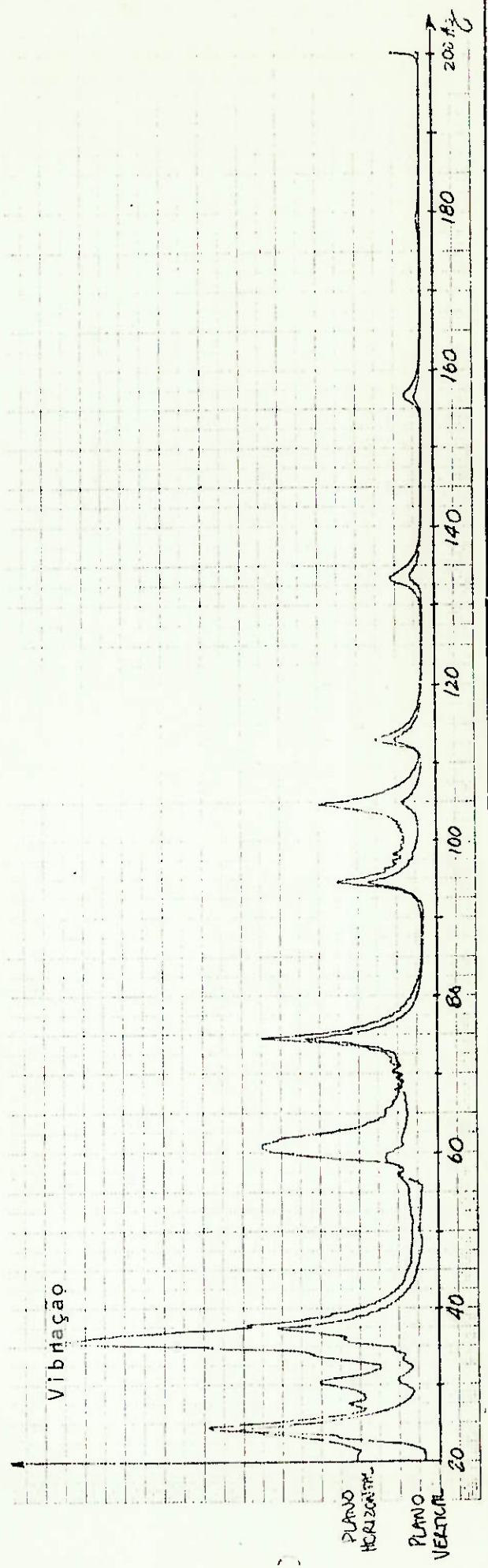
Teste de Pontos Nodais - Diagrama de Frequências

coletor: motor 1, 1.3L
primário: longo
secundário: proposta 6
ponto: nº 11
excitação no cabeçote: 0.16g

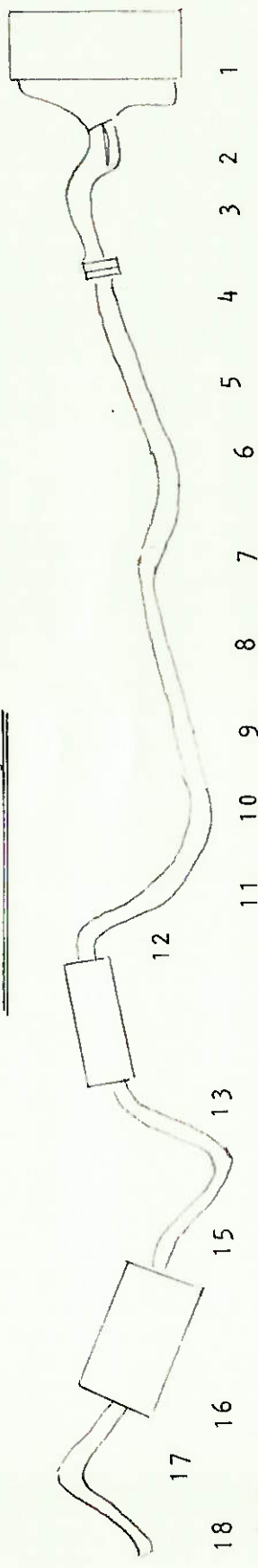


Teste de Pontos Nodais - Diagrama de Frequências

coletor: motor l, 1.3L
primário: longo
secundário: proposta 6
ponto: nº 15
excitação no cabeçote: 0.16g



Modo de Vibração



P.V. P.H. Velocidade (mm/s) 14

120 30

100

80 20

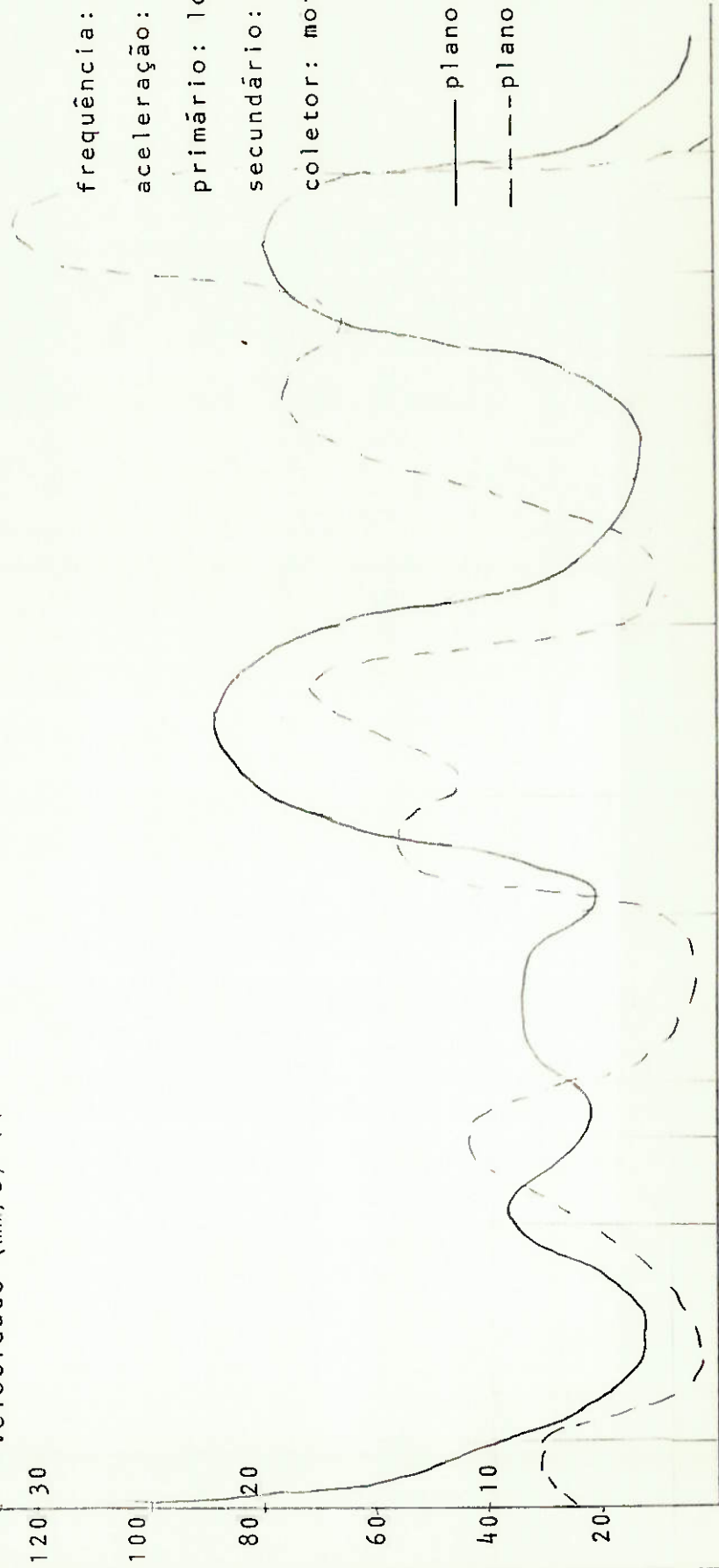
60

40 10

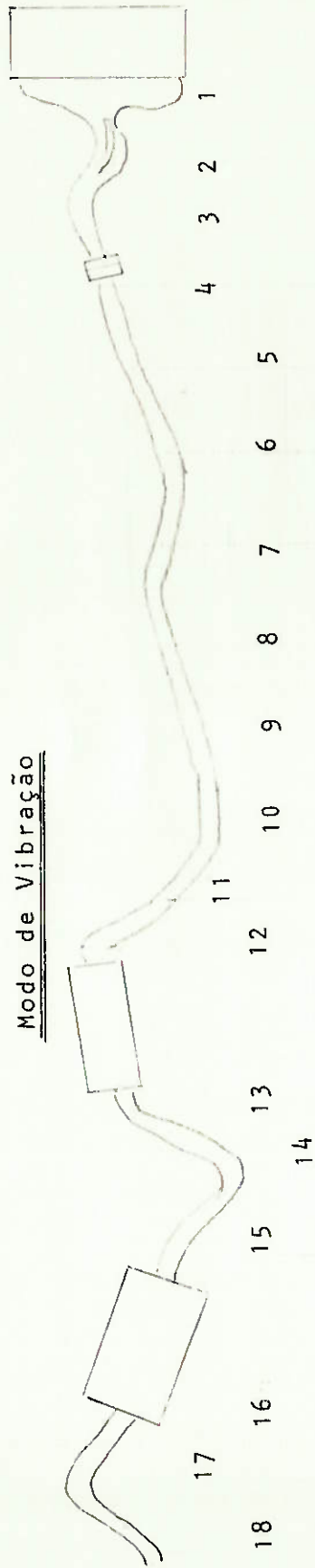
20

frequência: 60 Hz
aceleração: 0.16g
primário: longo
secundário: proposta 6
coletor: motor 1, 1.3L

— plano vertical
--- plano horizontal



Modo de Vibração



P.V. P.H.

↑ Velocidade (mm/s)

RMS

40-20

30

20-10

10

frequência: 105 Hz
aceleração: 0.16g
primário: longo
secundário: proposta 6
coletor: motor 1, 1.3L

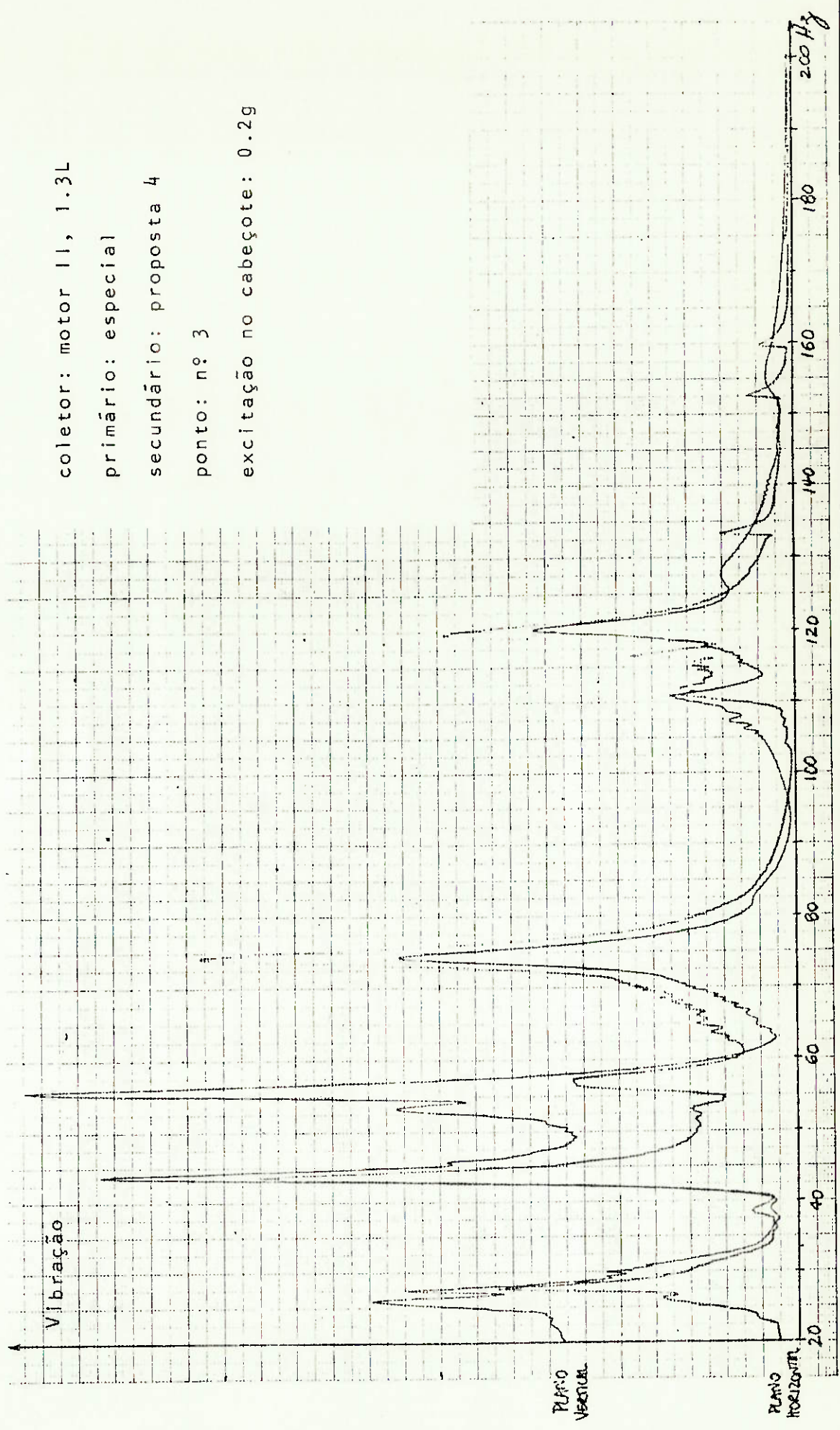
— plano vertical

- - - plano horizontal



Teste de Pontos Nodais - Diagrama de Freqüências

coletor: motor 11, 1.3L
primário: especial
secundário: proposta 4
ponto: nº 3
excitação no cabeçote: 0.2g



Teste de Pontos Nodais - Diagrama de Frequências

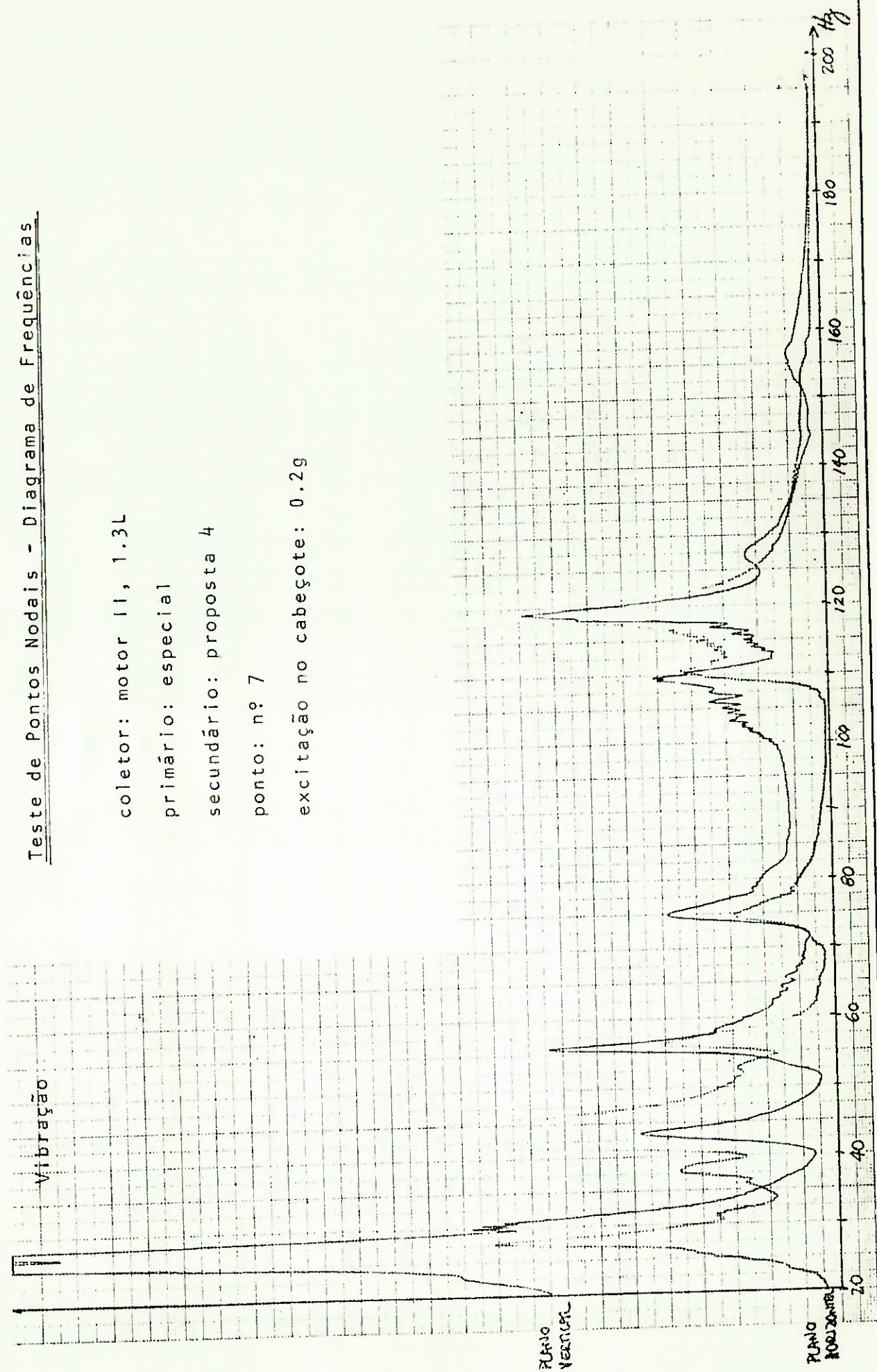
coletor: motor II, 1.3L

primário: especial

secundário: proposta 4

ponto: nº 7

excitação no cabeçote: 0.2g



Teste de Pontos Nodais - Diagrama de Frequências

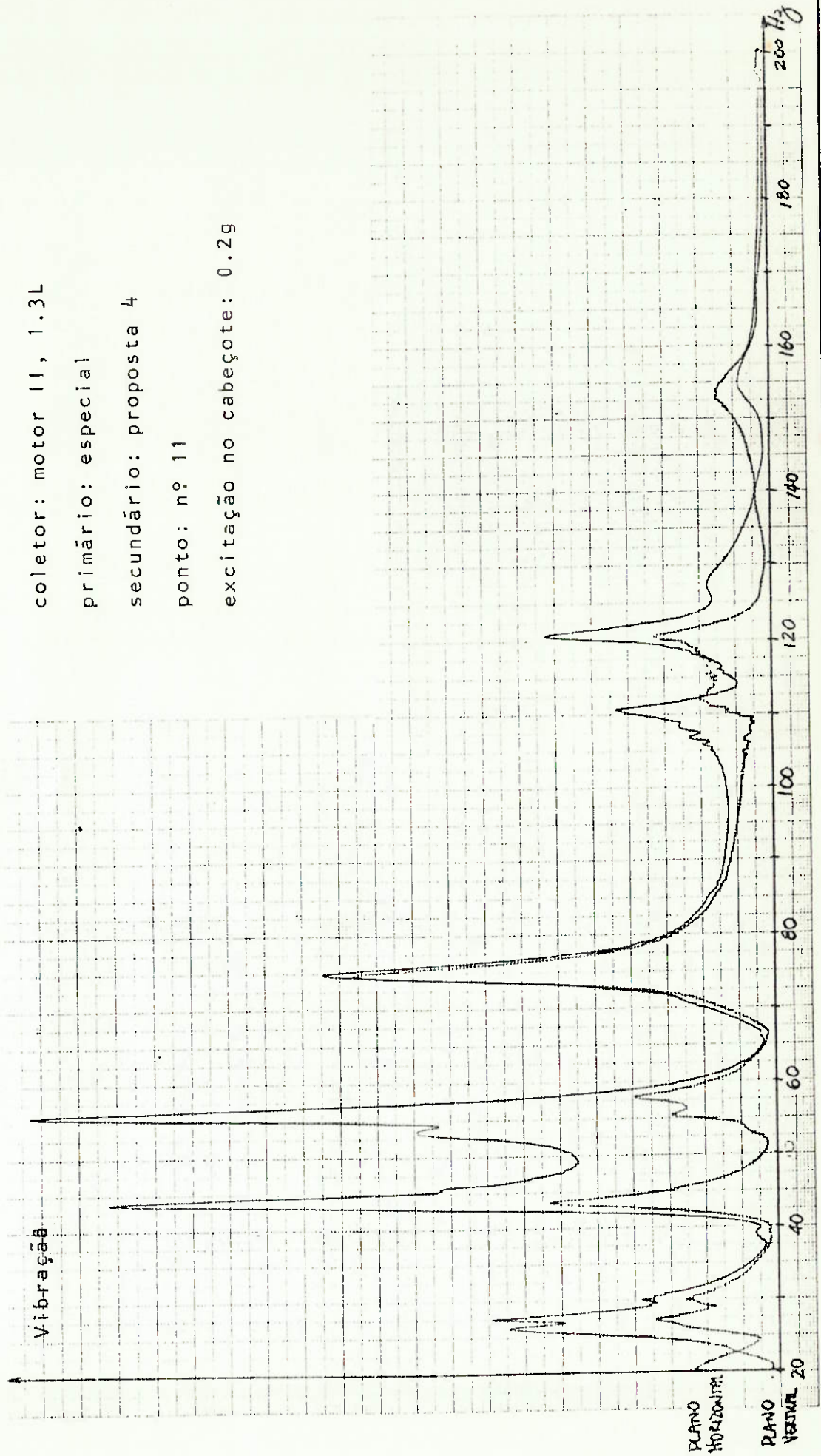
coletor: motor 11, 1.3L

primário: especial

secundário: proposta 4

ponto: nº 11

excitação no cabeçote: 0.2g



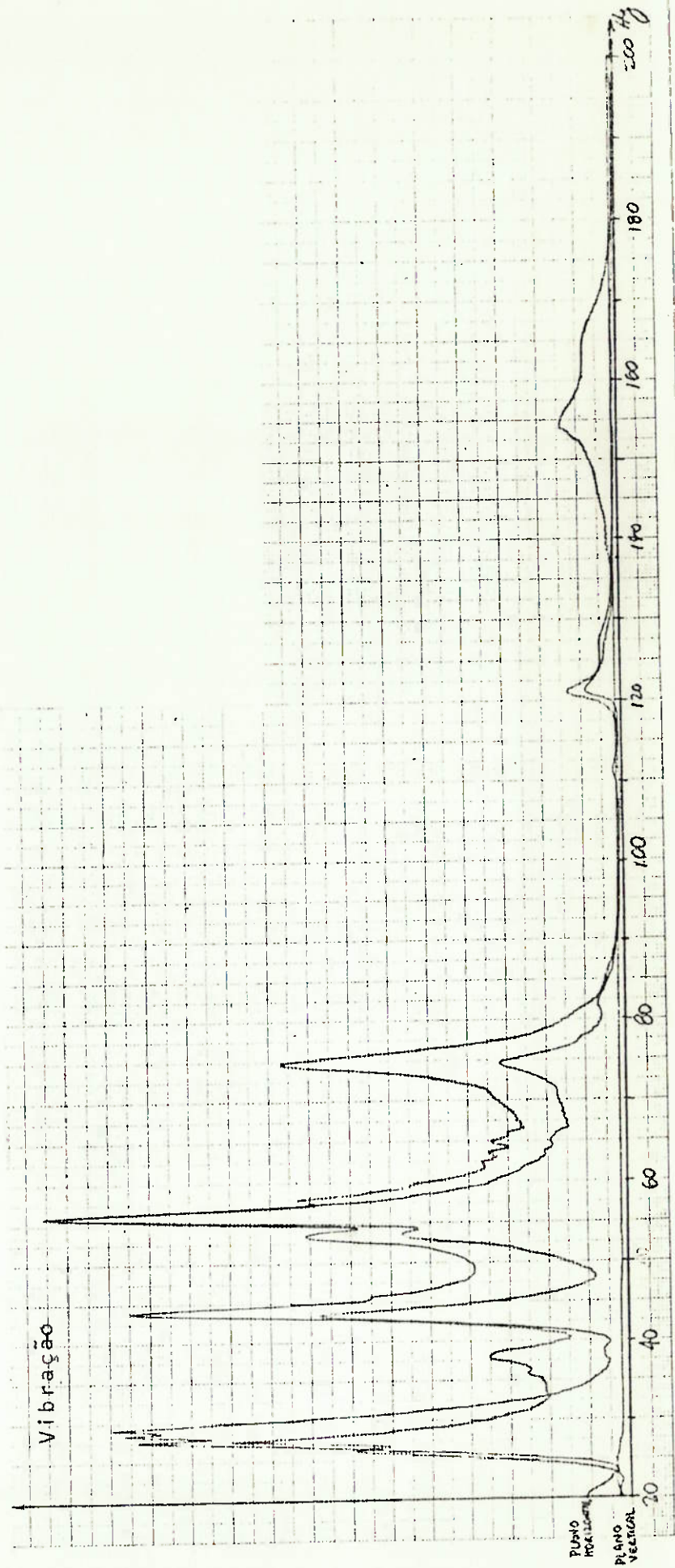
Teste de Pontos Nodais - Diagrama de Frequências

coletor: motor II, 1.3L

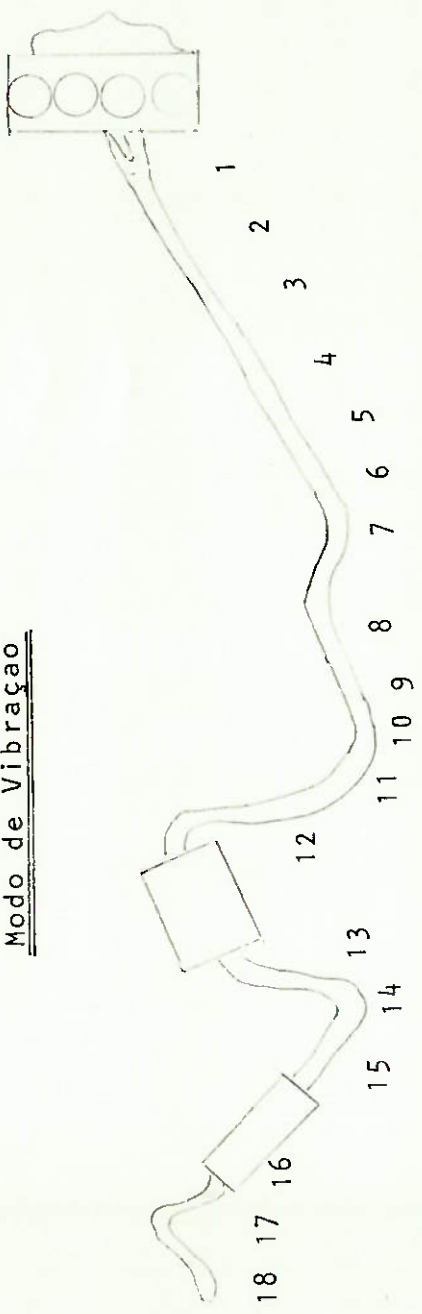
primário: especial

secundário: proposta 4

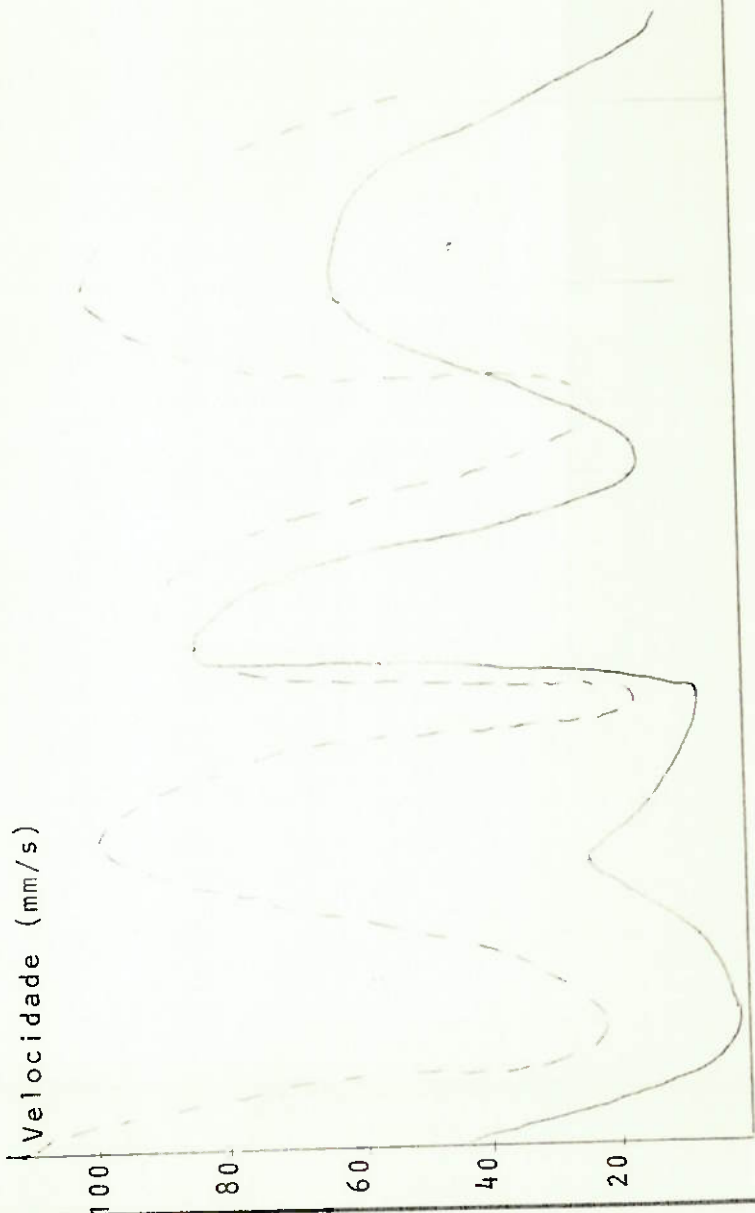
ponto: nº 15 excitação no cabeçote: 0.2g



Modo de Vibração

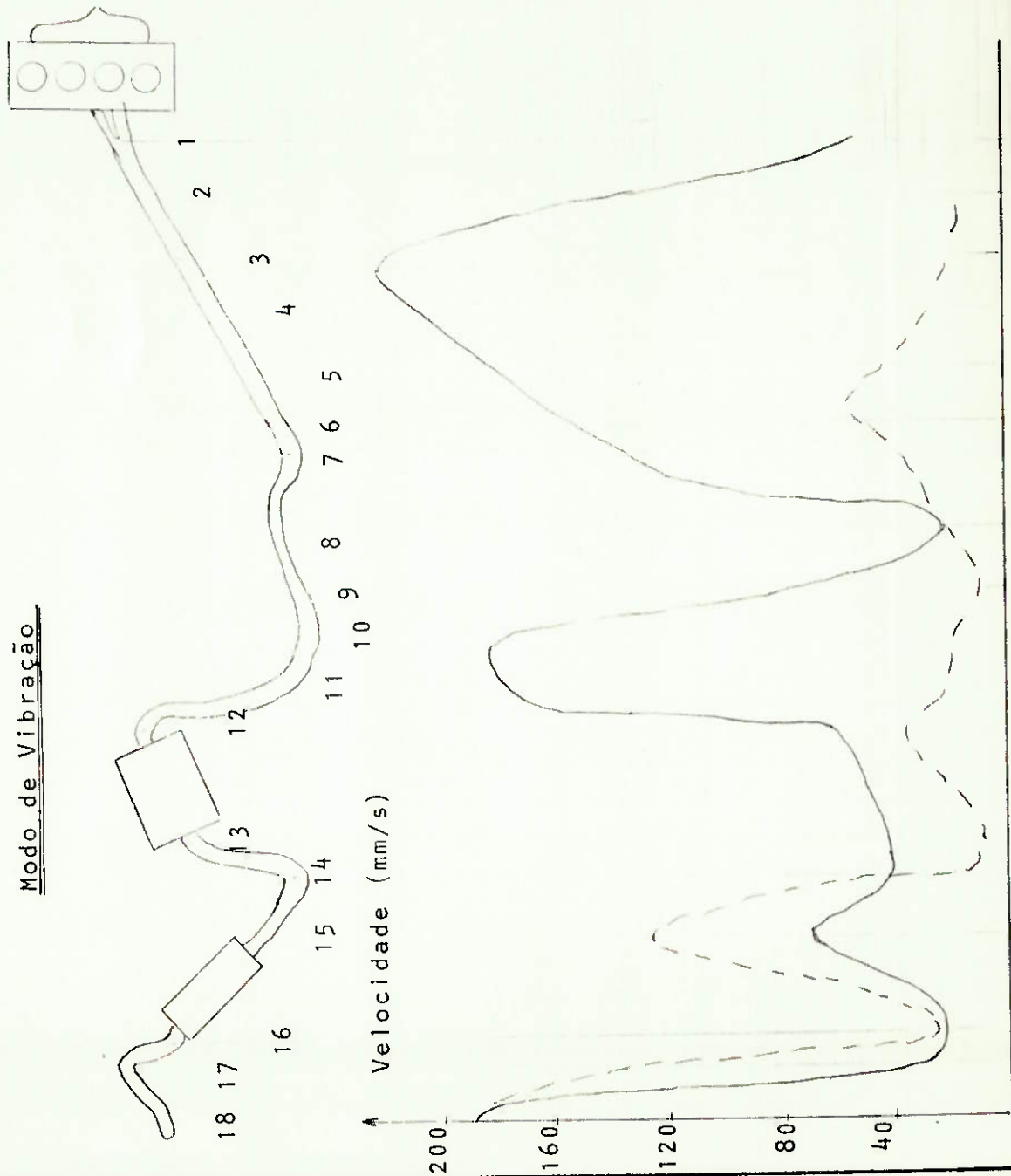


frequência: 74 Hz
 aceleração : 0.16g
 primário: especial
 secundário: proposta 4
 coletor: motor II, 1.3L



— plano vertical
 - - - plano horizontal

Modo de Vibração



frequência: 54 Hz

aceleração: 0.16g

primário: especial

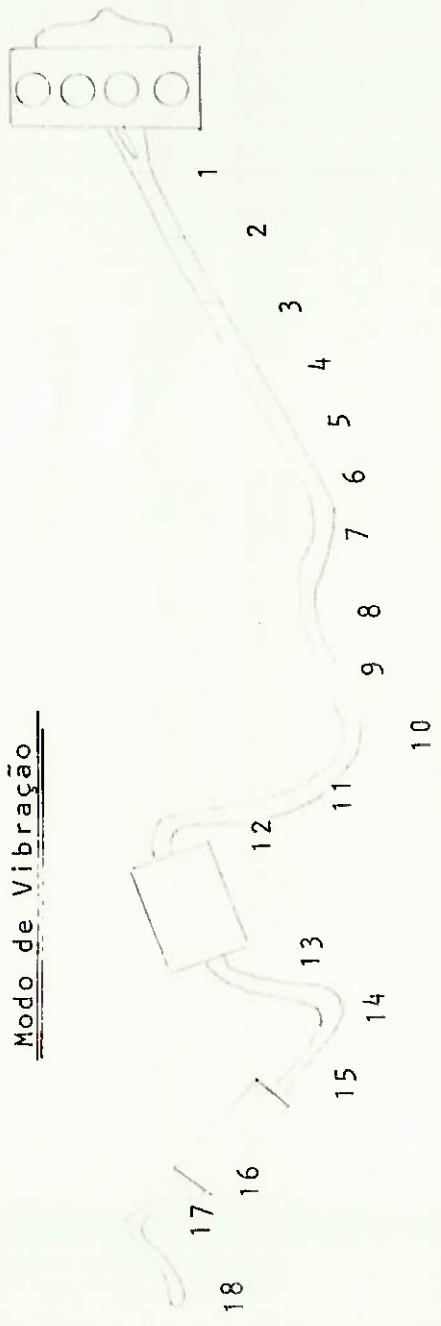
secundário: proposta 4

coletor: motor II, 1.3L

plano vertical

plano horizontal

Modo de Vibração



frequência: 120 Hz
 aceleração: 0.16g
 primário: especial
 secundário: proposta 4
 coletor: motor II, 1.3L



plano vertical
 plano horizontal

III.2 - Conclusão Final

Com estes gráficos, encerra-se aqui o nosso trabalho. A intenção foi de mostrar como a mudança de certas características de nosso projeto podem influir no comportamento de um sistema de escape. É claro que não pode haver dúvida se houvesse necessidade de se optar entre refazer um motor ou um sistema de escape. Mas esta decisão não é tão imediata se a opção for entre um filtro de ar e um silenciador. Ou mesmo no comprimento do tubo primário.

Acredita-se que o propósito deste trabalho foi atingido, ou seja, permitir que se familiarizasse com o sistema de escape, uma parte do veículo que poucos reconhecem a devida importância, mas que em virtude do próprio momento em que hoje se vive, entre crise de energia e do meio ambiente, assume um papel de destaque na concepção de um veículo.

APÊNDICE

A Introdução Acústica.

Ainda que o conceito de ruído seja subjetivo a cada indivíduo, ruído pode ser definido como qualquer som indesejável, perturbador ou mesmo prejudicial. A ciência que se preocupa com a medição, estudo e controle do ruído denomina-se Acústica.

Em termos físicos, som é a vibração mecânica de um meio gasoso, líquido ou sólido-elástico através do qual energia é transferida de uma fonte através de ondas sonoras progressivas. Sempre que um objeto se move ou vibra, ao menos uma pequena parcela da energia envolvida é perdida ao meio circunvizinho como som.

Considere-se uma pequena partícula do meio, grande o suficiente para ser representada em termos de suas propriedades físicas, porém pequena se comparada com uma dimensão típica de uma perturbação acústica, tal como um comprimento de onda.

Ao deslocar-se esta partícula de sua posição de equilíbrio, ela excitará sua partícula vizinha de uma pequena distância. Esta por sua vez excitará a próxima e assim sucessivamente, propagando a perturbação através de sucessivas oscilações de partículas elásticas vizinhas. Nenhuma delas é transferida com a onda; apenas energia de perturbação será transmitida. As partículas por sua vez oscilam de apenas uma distância infinitesimal de seu ponto de equilíbrio, ao longo da secção de propagação da onda sonora.

O tempo necessário para que o movimento seja transferido entre partículas sucessivas e portanto a velocidade de propagação da perturbação depende do meio elástico de acordo com a seguinte equação:

$$C = K \sqrt{\frac{\epsilon}{\rho}}$$

$K = \text{cte.}$

$\epsilon = \text{módulo de elasticidade do meio}$

$\rho = \text{densidade do meio.}$

Para o ar, que é o meio de maior interesse e onde se concentra este estudo, esta fórmula pode ser expressa por:

$$c = \sqrt{\frac{1.4 \text{ ps}}{\rho}} \quad \text{ps} = \text{pressão absoluta}$$

$$1.4 = \frac{C_p}{C_v} = \frac{\text{calor esp. a pres. const.}}{\text{calor esp. a vol. const.}}$$

Admitindo que o ar tenha o comportamento de um gás ideal (perfeito) pode-se provar que a velocidade do som será função apenas da temperatura absoluta do ar. Logo

$$c = 20.05 \sqrt{T} \quad (\text{m/s}) ; \quad T(\text{em } ^\circ\text{K}) = ^\circ\text{C} + 272 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Outras definições:

Frequência: número de vezes por segundo em que a onda de pressão oscila entre um valor positivo e outro negativo.

Período : é o inverso da frequência, tempo necessário para um ciclo completo.

Comprimento de onda: é a distância entre pontos análogos de duas ondas sucessivas, valendo a razão entre a velocidade do som e a frequência

$$\lambda = \frac{c}{f} = C.T.$$

Pressão Acústica: este conceito não é diferente do conceito normal de pressão. A única diferença é que uma é relativamente pequena comparada à outra. Por exemplo a pressão atmosférica normal é de 14.7 psi ($10^5 \text{ N/m}^2 = 1 \text{ atm}$), que é aproximadamente 5×10^9 maior que a mais baixa pressão acústica perceptível pelo ouvido humano.

O método normal de medição de pressão numa escala linear apresenta certos inconvenientes quando relacionado com o comportamento do ouvido. O som mais baixo a 1.000 Hz que pode ser ouvido por uma pessoa normal é adotado como 20μ Pascals (2×10^{-4} dinas/cm²) = $2 \times 10^{-4} \mu$ bar. Por outro lado, a condição máxima de audição ocorre a uma pressão de aproximadamente 100 Pascals, o que obrigaria a trabalhar-se com números bastante indesejáveis.

Além disso, o ouvido humano responde de forma não linear aos estímulos e sim logarítmica. Por essas razões achou-se mais prático expressar os parâmetros acústicos numa razão logarítmica entre o valor medido e um valor padrão. Definiu-se então o Bel com o logarítmo na base 10 da razão de duas potências acústicas e como isto ainda resultava em valores elevados, adotou-se como unidade 1/10 do Bel, o decibel.

$$\text{dB} = 10 \log_{10} \frac{W_1}{W_2}, \quad \text{onde } W = \frac{p^2 \cdot A}{\rho \cdot c}$$

p = pressão acústica

A = área através da qual a energia acústica escoar

ρ = densidade do gás

c = velocidade do som.

$$\text{Se } A_1 = A_2 \rightarrow \text{dB} = 10 \log \frac{p_1^2}{p_2^2} = 20 \log \frac{p_1}{p_2} \quad \text{onde}$$

p_2 é a pressão acústica de referência em geral $20 \mu\text{Pa}$.
($W_2 = 10^{-12}$ Watt).

Nestes termos, trabalha-se com valores entre 0 e 120 aproximadamente, onde 0 indica a mínima condição de referência e 120 a máxima ou de pane.

A seguir, a tabela mostra a eficiência de se trabalhar nesta escala, (através de fontes de ruído regular) encontradas.:

<u>Potência</u> (Watts)	<u>Nível de Referência</u> (dB em 10^{-12} Watts)
1x10 ⁸	200
1x10 ⁶	180
1x10 ⁴	160
1x10 ²	140
1	120
1x10 ⁻²	100
1x10 ⁻⁴	80
1x10 ⁻⁶	60
1x10 ⁻⁸	40
1x10 ⁻¹⁰	20
1x10 ⁻¹²	0

foguete Saturno (5×10^7 W)

avião - 4 jets (5×10^4 W)

grande orquestra (10 W)
martelo hidráulico (1 W)

conversa em tom elevado (1×10^{-8} W)

conversa normal (2×10^{-6} W)

assobio (1×10^{-9} W)

O efeito subjetivo da mudança de nível de ruído pode ser sinteticamente apresentado:

<u>mudança no nível (dB)</u>	<u>efeito subjetivo</u>
3	pouco perceptível
5	claramente perceptível
10	duas vezes mais alto

Alguns cuidados devem ser tomados ao se manipular com decibéis. Zero decibel não significa ausência de ruído, e sim apenas que o nível em questão é igual ao nível de referência. Adição e subtração não podem ser feitas de maneira direta, já que se opera com unidades logarítmicas.

Exemplo: Considerando 2 fontes de som, cada uma produzindo um nível de pressão sonora de 40 db, quando medida na ausência da outra, não produzirão 80 db quando ambas emitirem ao mesmo tempo. Para chegar-se ao nível correto deve-se considerar as duas pressões sonoras instantâneas das duas fontes num ponto do espaço. Assim:

$$K_1 = 10 \log_{10} \left(\frac{p_1}{0,0002} \right)^2 \rightarrow p_1^2 = (0,0002)^2 10^{0,1K_1}$$

$$K_2 = 10 \log_{10} \left(\frac{p_2}{0,0002} \right)^2 \rightarrow p_2^2 = (0,0002)^2 10^{0,1K_2}$$

$$\therefore (K_1+K_2)\text{dB} = 10 \log_{10} \left[\frac{(0,0002)^2 10^{0,1K_1} + (0,0002)^2 10^{0,1K_2}}{(0,0002)^2} \right]$$

$$= 10 \log_{10} \left[10^{0,1K_1} + 10^{0,1K_2} \right]$$

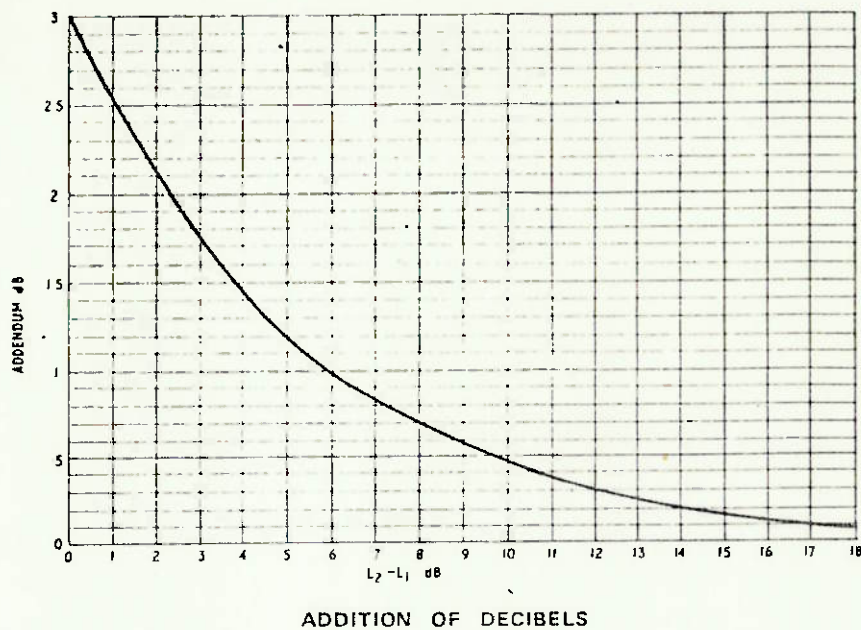
Se $K_1 = K_2$

$$\begin{aligned} (K_1+K_2)\text{dB} &= 10 \log_{10} \left[2 \times 10^{0,1K_1} \right] = \\ &= 10 \log_{10} 2 + 10 \log_{10} 10^{0,1K_1} = 3.0103 + K_1 \end{aligned}$$

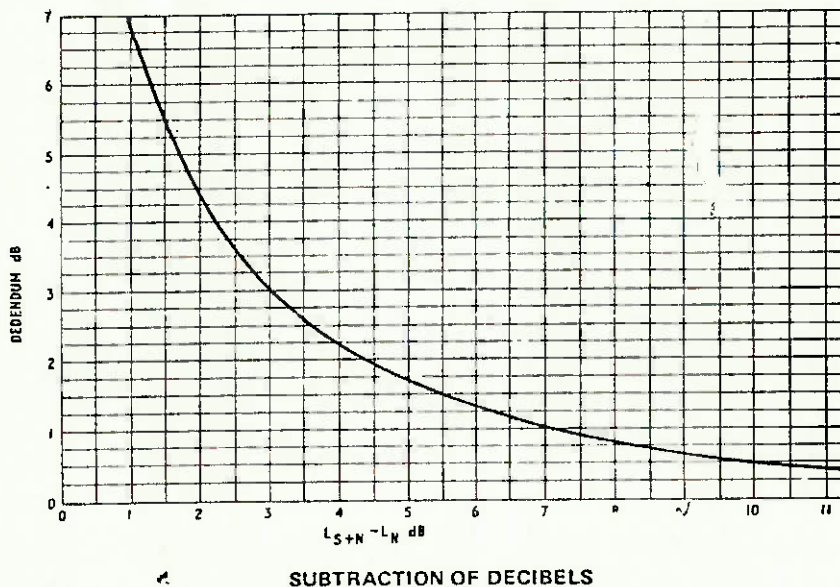
Se $K_1 = K_2 = 40$

$$40 \text{ dB} + 40 \text{ dB} \cong 43.01 \text{ dB.}$$

Os gráficos a seguir ajudam a composição de fontes de intensidades sonoras diferentes ou não. O gráfico I representa o efeito da adição de fontes e o gráfico II permite a identificação do efeito de uma fonte isolada se tivermos a mesma num raio em que outras fontes estejam atuando.



Tendo 2 fontes com intensidades L_1 e L_2 , calcula-se a diferença entre os níveis de pressão sonora e entra-se no gráfico. O valor correspondente na ordenada ou adendo deve ser acrescido ao valor da fonte de maior intensidade (supondo $L_2 > L_1$)



Supondo que se queira obter o nível de ruído emitido por uma máquina e tem-se condições de medir apenas o nível de ruído da máquina num certo meio ambiente e também o nível sonoro do meio. Logo, entra-se com a diferença entre a (fonte e o meio)ambiente - (meio) ambiente e encontra-se um certo dedendo que será

subtraído do valor (fonte + meio ambiente), resultando no valor do nível sonoro da fonte. Geralmente, confunde-se os termos nível de pressão sonora e nível de intensidade sonora. Intensidade acústica é uma medida de concentração de potência acústica - numa área específica (Watts Hs/cm^2).

$$= \frac{W}{A} = \frac{p^2}{\rho c} \quad \therefore \quad \text{dB} = 10 \log_{10} \frac{I_1}{I_2}$$

Em geral, a instrumentação usual usada na medição de sistema - de escape mede níveis de pressões acústica.

B. Sistemas de Avaliação.

B.1 - Comentários sobre as Medições

As medições de laboratório, a menos daquelas com uso - de dinamômetro, foram realizadas na Câmara Acústica ou Câmara - Anecônica. Esta câmara tem por finalidade reproduzir condições - tais que a reflexão do som é inexistente, equivalendo a situa- ções de campo livre de propagação do som. (o campo livre como o próprio termo sugere, refere-se a uma condição onde o som se - propagaria como num campo aberto, sem superfícies refletoras in- terferindo em seu curso). Isto é obtido através de um design - geométrico da câmara apropriado, além do uso de materiais com - superfícies altamente absorventes. Na prática, muitas vezes a condição de campo livre se limita a uma região particular da câ- mara, onde medições levadas a termo neste ponto resultam numa - apurada leitura da potência sonora irradiada e diretividade da fonte.

A câmara acústica dispõe de rolos deslizantes em seu - interior, de tal forma que é possível simular-se diferentes con- dições de carga. Estes rolos permitem que um dos eixos seja tra- vado (dianteiro ou traseiro), de acordo com o interesse e neces- sidade do teste. (vide foto de capa do trabalho). Tem-se ainda

um sistema de sucção dos gases de escape, evitando que estes - se concentrem no interior da câmara (o ruído emitido pelo sistema de sucção é logicamente descontado para efeito de análise de resultados).

Ainda que uma medição com instrumentos consiga representar com bastante precisão as condições de teste, sem dúvida muito mais que numa avaliação subjetiva, algumas pequenos detalhes de controle escapavam da alçada. Os testes foram levados após o motor ter atingido uma condição de pré-aquecimento. Uma condição máxima admissível foi logicamente adotada por questão de segurança, porém qualquer teste aonde a temperatura estivesse entre o valor mínimo e máximo (no caso, temperatura do óleo do carter) foi aceito. Claro é que sempre uma parte de calor é irradiado ao interior do veículo, porém não houve preocupação em se medir com instrumentos estas variações.

Como o ambiente é fechado, seria impossível a refrigeração, já que não havia fluxo de ar em qualquer direção do veículo. Por isso, adaptou-se um sistema de refrigeração forçada onde intermitentemente água circulava pelo bloco do motor, evitando assim o superaquecimento. Esta água teve temperaturas diferentes ao longo dos diversos testes e num mesmo teste para diferentes condições de carga (rotação). Havia entretanto um controle subjetivo da temperatura através de inspeção visual e sensitiva d'água, o que foi considerado como suficiente.

A calibração da aparelhagem, ainda que se procurou a mais eficiente possível, devido a própria natureza e grau de sensibilidade da mesma, nem sempre se conseguiu reproduzir fielmente uma mesma condição padrão. Finalmente, dois tipos de desvios poderiam ser considerados quando do acionamento do acelerômetro: Um desvio mecânico, resultante de um tempo de resposta próprio do aparelho, que considera o momento onde o operador aciona o dispositivo até o instante em que a mensagem chegue ao VEIC e este responda de forma adequada ao impulso emitido e um desvio humano. O percurso a ser varrido estava determinado, da marcha lenta (- 1.000 rpm) a rotação máxima (- 5000 rpm), porém o tempo de varredura é variável. Procurou se estandarizar isto através de sistemas orientativos, além

da própria experiência do operador.

Apesar de todos os detalhes acima citados, os testes foram naturalmente aceitos, já que nunca aceitou-se uma curva através de uma única medição isolada. Sempre duas três ou às vezes quatro medições eram feitas, visando a repetibilidade do sistema todo, dando maior segurança quanto as informações obtidas. Por outro lado, várias vezes testava-se a aparelhagem repetindo algum teste, já que não era de toda forma impossível que após um certo tempo de uso esta se descalibra-se.

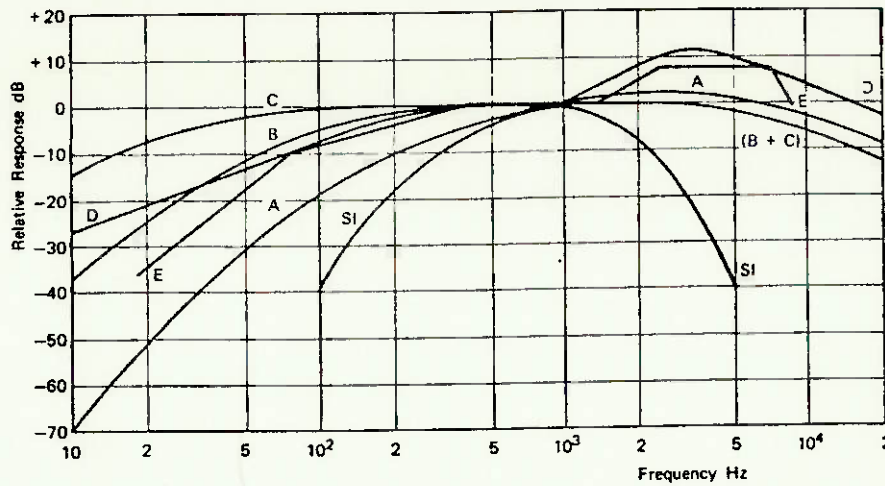
Todas as avaliações, tanto objetivas como subjetivas foram realizadas com o engate na 3^a marcha do VEIC.

B.2 - db A - db B

Numa análise final, o desempenho de um sistema de escape é avaliado pelo ouvido humano. Existem boas razões para isto. A sensação de ouvir é uma resposta a complicadas interações de pressão, frequência e forma de onda. Em outras palavras uma combinação de pressão e frequência pode ser mais importante no julgamento da qualidade de um som que o efeito da pressão e frequência medidos separadamente. E esta interação será bem diferente para um som de frequência única que para um som de múltiplas frequências.

Por outro lado, a instrumentação básica disponível é o detector de pressão e o analisador de frequências. Com eles, procura-se uma boa solução de compromisso tanto quanto a forma como quanto ao desempenho, segundo o nível desejado. Esta solução deve vir apoiada no conhecimento do uso ^{de} avaliações analíticas como técnicas de instrumentação, visando minimizar o processo de tentativa e erro na fase subjetiva final.

Para se obter um selecionamento satisfatório entre uma medida objetiva de nível geral de pressão sonora e uma resposta subjetiva para este nível sonoro, os níveis sonoros medidos são providos de ponderadores de frequência, ou curvas de avaliação de ruído.



A curva dbA é simplesmente um nível de pressão sonora medido de forma a correlacionar-se bastante bem com a resposta subjetiva do ouvido humano. Como uma indicação da complexidade do problema, esta escala é baseada nas respostas de níveis de pressão abaixo de 65 dB para frequências únicas, na faixa de frequências usadas no trabalho de um sistema de escape. Isto certamente é um nível de pressão mais baixo do que nos sistemas atuais de escape; além disso, o ruído de escape não é um fenômeno de frequência únicas.

Porém, testes mostraram que a intensidade do ruído de escape correlaciona-se razoavelmente bem como as leituras em dbA. Esta curva modifica as frequências de resposta de forma a seguir aproximadamente a curva de igual intensidade de 40 dB. Já as curvas B e C seguem respectivamente os contornos de 70 e 100 dB da avaliação subjetiva. A curva D é praticamente destinada a aplicação específica de ruídos medidos em aviação.

A grande vantagem da medição em dbA é a necessidade de um mínimo de instrumentação, facilmente feita em campo com leitura imediata. A maior parte da legislação sobre ruídos de escape também é baseada no dbA.

A faixa de frequências utilizadas é normalmente de 20 a 200 Hz, que abrange as principais frequências de explosão do motor.

B.3 - Inteligibilidade

Para uma análise mais precisa dos efeitos da frequên

cia, torna-se necessário medir o nível sonoro em faixas de frequências selecionadas. Isto pode ser feito por um analisador de frequência em combinação com o indicador de nível sonoro. O analisador de frequência é basicamente um circuito de filtros provido de um certo número de bandas de passagem, de tal forma que a medição do nível sonoro deve ser feito separadamente para cada banda de passagem individual, ou bandas de frequências. Esta faixa de frequência pode ser disposta em oitavas (com as frequências superior e central de cada faixa na razão 2:1) ou em faixas mais estreitas.

Uma oitava é a medida de um intervalo. Este intervalo entre duas frequências f_1 e f_2 é definido matematicamente como:

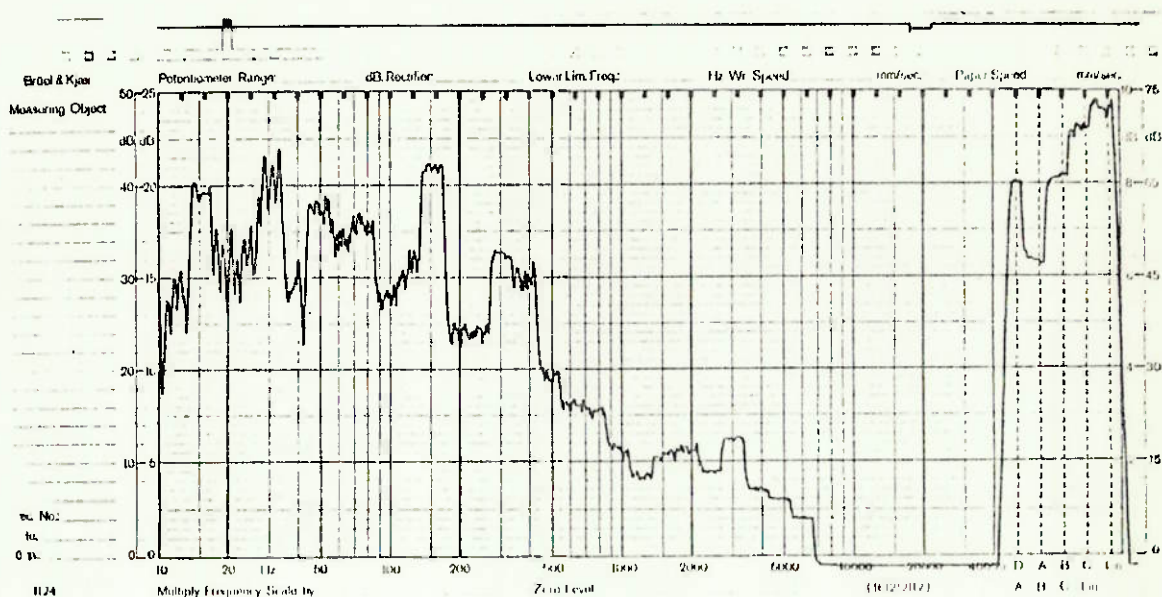
$$\text{oitava} = \log_2 \frac{f_2}{f_1} = 3.322 \log_{10} \frac{f_2}{f_1} = 1$$

Para uma análise mais detalhada, faixas mais estreitas são requeridas um terço de oitava é o padrão mais satisfatório, principalmente porque 10 filtros podem ser dispostos, resultando uma relação de frequências de 10:1 com um melhor resultado. Ainda que se possa escolher diferentes larguras de faixa, a mais usual é baseada nos chamados números de série preferidos. Assim é que:

<u>16</u>	- 1 oitava	<u>125</u>	<u>1000</u>	<u>8000</u>
20	1/3 oitava	160	1250	10000
25	"	200	1600	12500
<u>315</u>		<u>250</u>	<u>2000</u>	<u>16000</u>
40		315	2500	20000
50		400	3150	25000
<u>63</u>		<u>500</u>	<u>4000</u>	<u>31500</u>
80		630	5000	40000
100		800	6300	50000

Obs:- razão aproximada entre as oitavas $\sqrt[3]{2}$

Tem abaixo um esquema típico de leitura de 1/3 de oitava. Ao colocar-se uma máscara sobre o gráfico, pode-se obter os valores dos níveis de ruído correspondendo a cada frequência.



Um fundo de escala adequado é escolhido para cada teste.

Para uma melhor condição de leitura, tem-se 4 fatores que podem servir de orientação para fixação da máscara sobre o gráfico e consequentemente maior precisão de leitura. São eles:

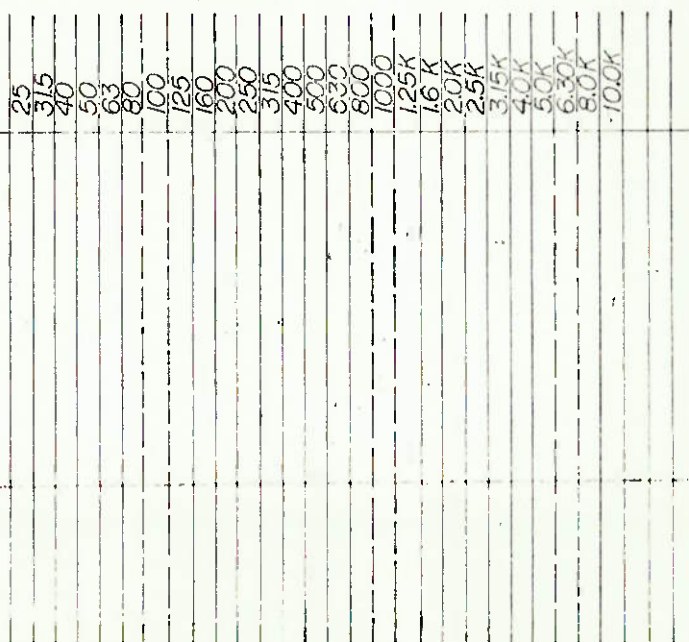
- a) marca entre 20 e 25 KHz feita pelo operador no registrador de nível
- b) marca de final de leitura na máscara deve coincidir com o final de leitura da fita.
- c) referências de frequência na fita devem coincidir aproximadamente com os mesmos valores na máscara.
- d) o formato da curva deve ser tal que exatamente sobre as linhas da fita não devem ocorrer picos descentrados.

Tabela de Valores lidos no exemplo a seguir:

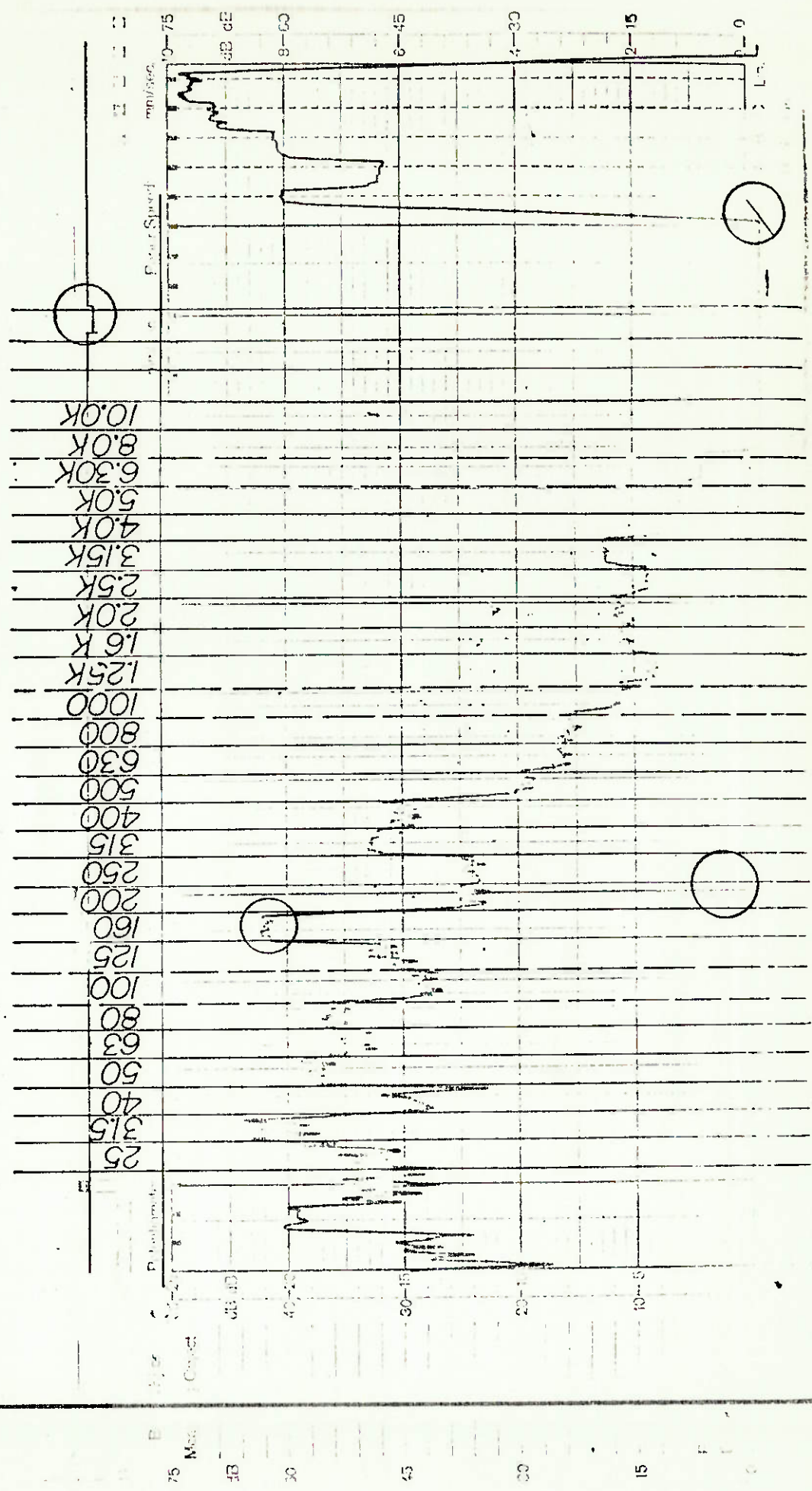
f(Hz)	db(A)
200	62
250	62
315	71
400	70
500	59
630	56
800	55
1000	51
1250	48
1600	51
2000	51
2500	49
3150	52
4000	46
5000	45
6300	42

Detalhe da máscara de leitura

BANDA DE 1/3 OCT ← FREQ. (HZ)



BANDA DE 1/3 OCT → FREQ. (HZ)



b) Inteligibilidade - O que é

Tomou-se a liberdade de publicar parte da conferência proferida pelo engenheiro B.Witzgall em Colônia, Alemanha (s/ referência de data), pois acredita-se que a mesma possibilita uma firme sedimentação do conceito de inteligibilidade, principalmente por se tratar de um assunto de pouca familiarização - para a maioria das pessoas que vierem a ler este trabalho.

Grau de Inteligibilidade como uma Medida Objetiva para Avaliação do Conforto Acústico em Veículos de Passeio.

1. Introdução

" Em medida crescente o ser humano está sujeito a perturbações do meio ambiente que influenciam o seu bem estar e - reduzem o seu poder de concentração.

Principalmente o ruído representa em certos casos hoje em dia, uma carga insuportável para o ser humano, e todos - nós sabemos, que justamente os veículos automotivos contribuem consideravelmente para esta perturbação sonora. Além da forte emissão de ruído dos veículos automotivos ao meio ambiente os ocupantes do veículo estão sujeitos às vezes a outros ruídos - consideráveis (Ruido da voz) ou fala.

Como dirigir um veículo requer um alto grau de concentração - devido ao crescente aumento de veículos no trânsito - um baixo nível de ruído no compartimento interno do veículo é um fator importante não só quanto a conforto mas também quanto à segurança.

A melhoria do conforto acústico nos veículos automotivos contribui portanto consideravelmente para a proteção do - meio ambiente e na segurança do trânsito.

Porém para alcançar este objetivo é necessário estabelecer exatas regras fundamentais de avaliação e aplicar métodos de medições objetivas. Isto tem três vantagens:

1) Os resultados de medições são reproduzíveis.

- 2) Os resultados de medições independem da sensibilidade subjetiva de vários avaliadores.
- 3) A sensibilidade dos métodos é consideravelmente maior do que a dos métodos subjetivos.

É no entanto primordial que quando métodos objetivos são utilizados a relação entre os resultados das medições objetivas e a sensibilidade subjetiva seja bem conhecida, para que os resultados possam ser corretamente interpretados.

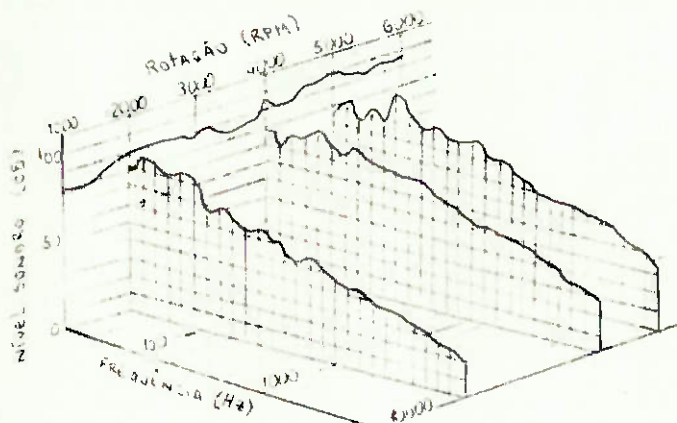
2. Avaliações de Ruído e Medições no Veículo

Na indústria automobilística é comum se efetuar avaliações e medições de ruído simultaneamente, para se obter o máximo de informações.

Além disto existem alguns ruídos que não são perceptíveis pelos métodos objetivos atualmente existentes.

Entretanto, para ruídos normais do veículo a relação entre os resultados das medições e avaliações subjetivas é conhecida.

FIGURA 1 - O ruído interno do veículo está representado em forma do "Ruído Montanhoso" (Serra de Ruído).



O gráfico mostra a dependência no nível de ruído da rotação e da distribuição de frequência em 3 pontos de rotações escolhidos, aqui no caso a 2.000, 4.000 e 5.000 rpm.

Esta "Serra de Ruído" vale para uma certa marcha (Cambio) e para uma certa posição de medição no interior do veículo.

FIGURA 2 - Mostra as usuais anotações em medições de ruído.

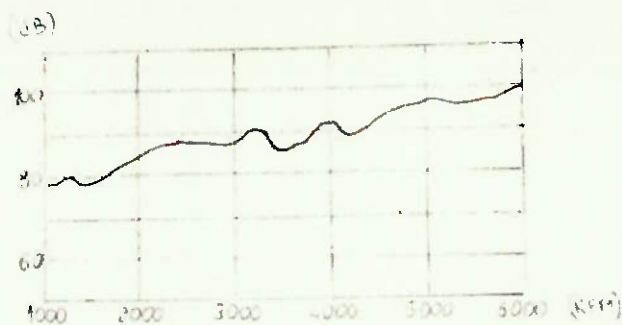


Diagrama ao Lado: Diagrama do nível de ruído em função da rotação do motor - (Ou velocidade do veículo).

Como veremos posteriormente, é adequado para certos casos usar o "Grau de Inteligibilidade" em função da rotação - no lugar do "Diagrama do Nível de Ruído".

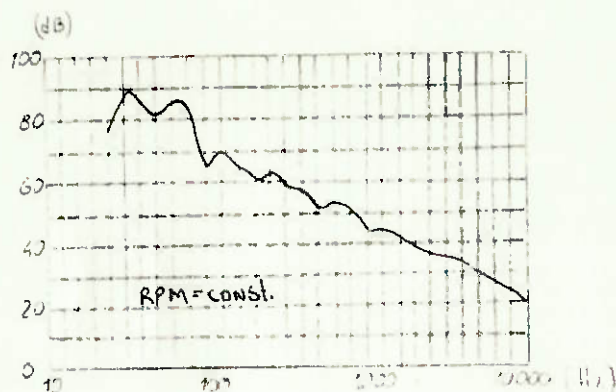


Diagrama ao Lado: Diagrama do nível de ruído em função da frequência e do nível de som denominado "Espectro de frequência" normalmente são anotados espectros na faixa de terça e oitava - formando feixes de frequência que tem a largura de terças e oitavas e para cada feixe um valor médio é escolhido.

Para tornar visível os valores escolhidos são interligados. Isto para a acústica geral do veículo.

3. O Ouvido Humano e a Voz

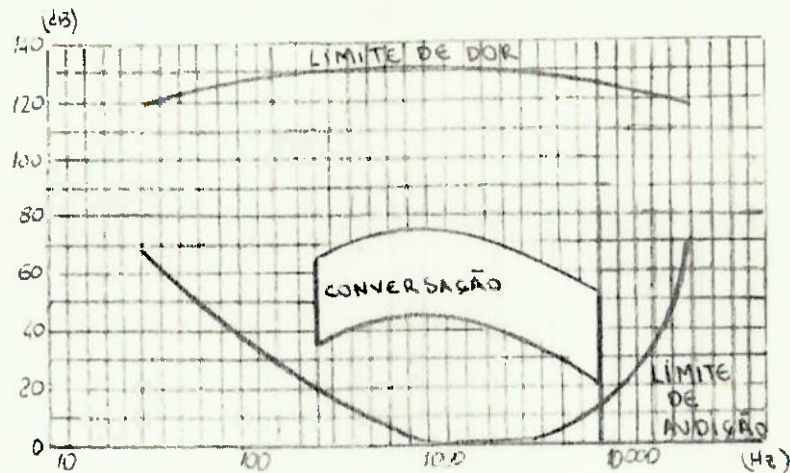
Perguntamo-nos quais as possibilidades que existem para descrever o conforto acústico em veículos.

Para isto quero descrever em poucas palavras a influência do ruído no ser humano.

O ouvido humano percebe ecos sonoros através de mudanças de pressão do ar. Estas mudanças de pressão ocorrem com intensidade e frequências variáveis fisicamente sem limites.

A captação e percepção dos acontecimentos é no entanto limitado.

FIGURA 3



O menor nível do ruído perceptível ao ouvido humano - numa região com nível de ruído extremamente baixo é denominada de "Limite de Audição". (Fig.3) Aumentando progressivamente o nível de ruído, vamos alcançar uma condição em que se torna in suportável ao ser humano; esta condição denominada "Limite de Dor" (Fig.3).

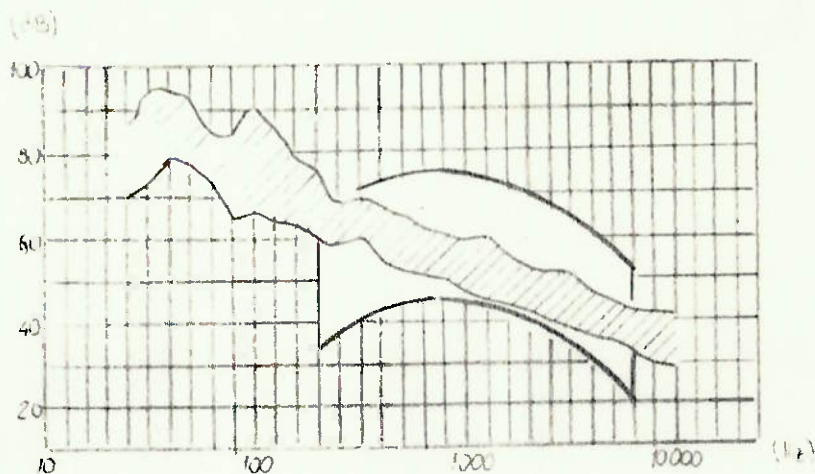
O "Limite de Audição" geralmente é ultrapassado e o "Limite de Dor" normalmente não é alcançado.

Mais interessante e importante entretanto para nós é o alcance da voz humana.

Na figura 3 a área representa uma conversa em tonalidade normal.

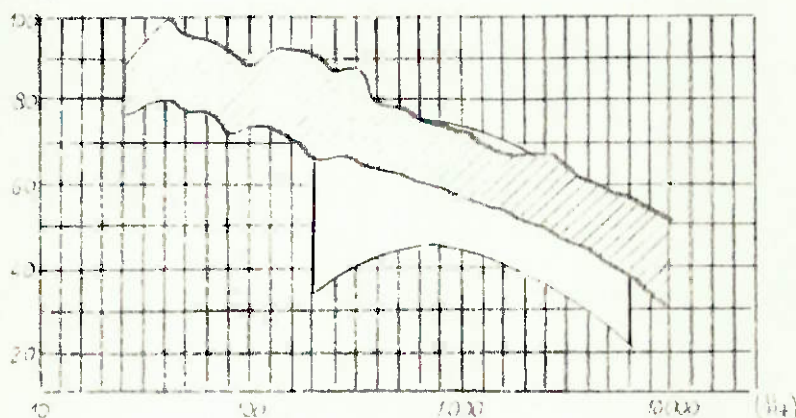
Nas figuras seguintes estão representados vários aspectos de ruído interno do veículo em relação à faixa da voz humana encontrados na maioria dos veículos em uso.

Na figura 4 a faixa representada é para uma velocidade de 60 Km/h.



A linha limite superior representa um veículo com nível de ruído inaceitável e a linha inferior um veículo com conforto acústico aceitável.

Na figura 5 abaixo representa um veículo à velocidade de 120 Km/h. (dB)



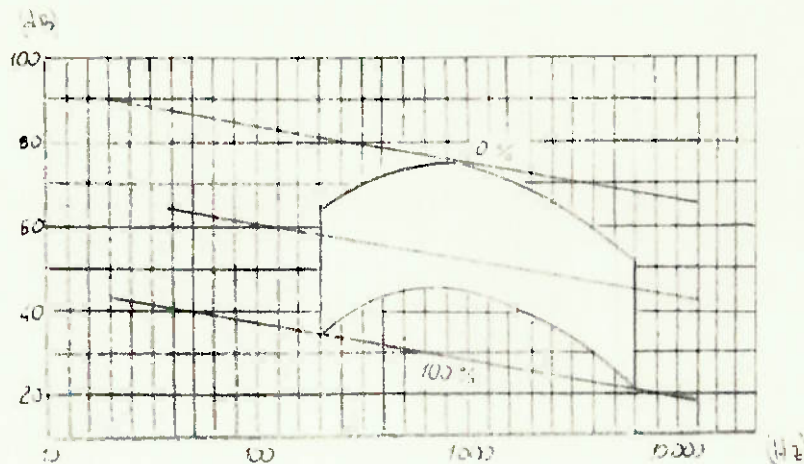
Pelas figuras 4 e 5 é mostrado que tanto um veículo - com nível de ruído aceitável a 60 Km/h como um de nível inaceitável a 120 Km/h cruzam a área da "voz humana", isto significa que uma conversa normal é fortemente perturbada.

4. Definição do "Grau de Inteligibilidade"

A comparação do aspecto perturbador (ruído interno do veículo) em relação à "área de alcance da voz humana" oferece -

a nós uma medida para a determinação do conforto acústico.

Define-se na figura (6) o "Grau de inteligibilidade" entre 0% e 100%.



isto é:

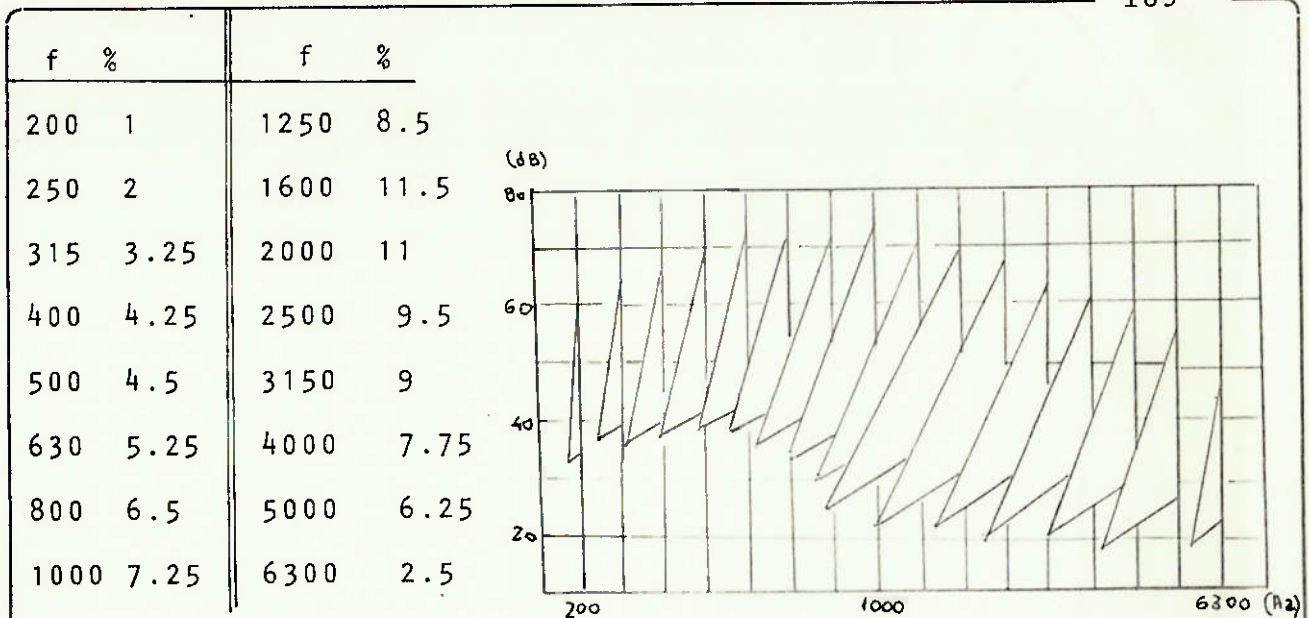
- a) Num espectro perturbador localizado abaixo da área de "alcançe da voz humana" uma conversa não é perturbada. O "Grau de inteligibilidade" corresponde a 100%.
- b) No caso do espectro perturbador se localizar no limite superior da área da voz humana uma conversa natural não é possível. O "Grau de inteligibilidade" é igual a 0%.
- c) Quando um "espectro perturbador" corta a área da voz humana ao meio o "Grau de Inteligibilidade" está entre 0% e 100%.

O cálculo do "Grau de Inteligibilidade" se baseia nos trabalhos realizados por Beranek e foi usado adiante com espectro em terças.

O "Grau de Inteligibilidade" é denominado também de - "Inteligibilidade de sílabas" e definido da seguinte maneira:

Indica quantos porcentos de sílabas faladas ao acaso em grupos de avaliadores representativos iriam compreender.

A fig.(7) representa o processo de cálculo.



Para cada frequência média, das 16 bandas de terças - de 200 - 6.300 Hz, é determinada em comparação com o valor correspondente do "espectro perturbador", a contribuição no "Grau de Inteligibilidade".

As contribuições por banda de terças estão localizadas na linha limite superior da curva 0% e produzem linearmente até a linha limite inferior até os valores indicados na figura (7) (Por exemplo 7,25% a 1.000 Hz). Na soma das 16 contribuições resulta o procurado "Grau de Inteligibilidade".

As parcelas máximas variam de grandeza, conforme a - distribuição de frequência da voz (fala).

A parcela máxima de contribuição da banda de terças - de 200 até 500 Hz (6 terças = 2 oitavas) é relativamente pequena, apenas 15%. A contribuição principal de 1250 Hz a 4.000 Hz (Igualmente 6 terças ou 2 oitavas) representa 57,25% isto é - mais do que a metade.

6. Medições e Cálculo (Modos de determinação)

Para determinar explicaremos rapidamente alguma coisa sobre as medições.

Com uma rotação constante e posição de leitura definida, o ruído interno do veículo é captado por um microfone transformando estes em impulsos elétricos que por sua vez são introduzidos diretamente num analisador.

Uma segunda possibilidade que principalmente é utilizada em medições de ruídos na estrada, consiste em gravar uma fita magnética os ruídos obtidos durante os testes.

É posteriormente estes sinais seriam introduzidos no analisador.

O analisador desdobra os sinais em frequências seccionadas correspondentes ao espectro de terças. Os valores são armazenados e poderão ser reaproveitados para vários fins posteriormente.

Analogamente os sinais são transmitidos para um registrador x-y, que registra o espectro em terças. Os valores digitalizados são enviados ao computador que com o auxílio de um programa calcula o grau de inteligibilidade correspondente.

OBS.: - Adotou-se uma tolerância de $\pm 10\%$ em relação à rotação fixada para análise.

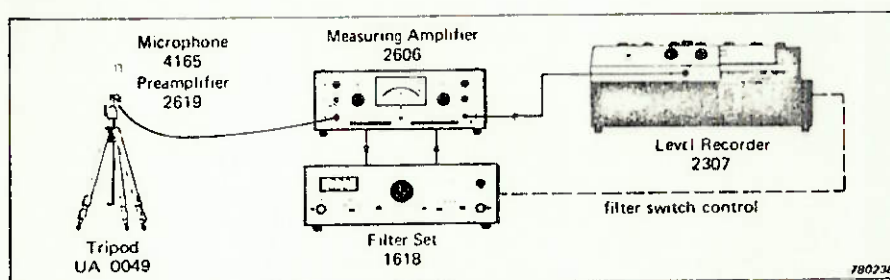


Fig.4.18. Arrangement for measurement and analysis of noise in fixed octave or 1/3 octave bands

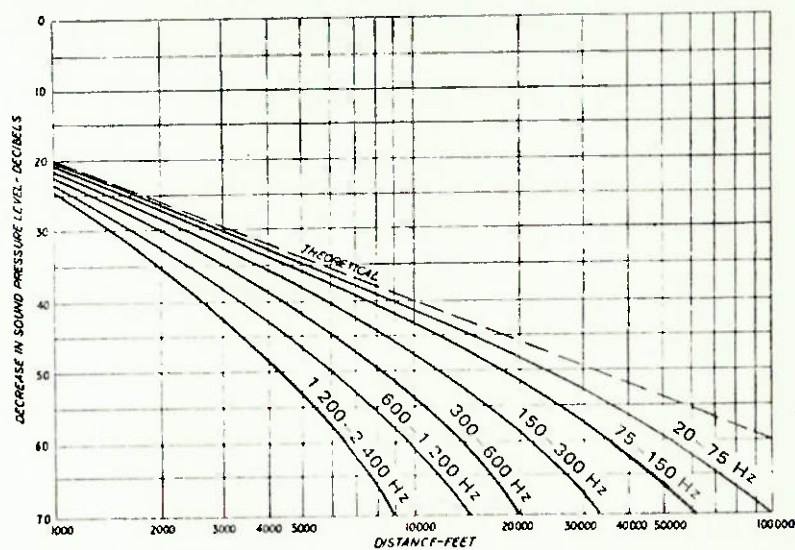
No esquema acima, tem-se o arranjo para medição e análise do ruído em faixas de oitavas ou terças de oitavas.

O pulso captado pelo microfone é transmitido a um amplificador de medidas, que por sua vez envia a mensagem ao filtro seletor à frequências. A seguir a mensagem é registrada e plotada se assim for necessário.

B.4 - Subjetiva

A maior parte das avaliações subjetivas foram efetuadas em campo aberto. Ainda que se procurou efetuar estes testes em condições ideais, nem todos os parâmetros puderam ser totalmente controlados. Por outro lado, as condições meteorológicas, por ex., variaram para os diferentes dias. Ainda que não se tenha ponderado as análise em função destes fatores, pois isto seria um refinamento que pouco contribuiria obtetivamente ao trabalho, explicar-se-á rapidamente como estes fatores podem influenciar em um estudo em que seja necessário considerá-los.

É bastante intuitivo que a intensidade sonora captada tende a diminuir a medida em que se afaste da fonte. O gráfico abaixo mostra isto esquematicamente (decrêscimo do nível sonoro de pressão-db x distância-pés) para diferentes faixas de frequências.



Por outro lado, existem outros fatores que podem significativamente alterar a propagação do som num meio real tal como a atmosfera. Os gradientes de velocidade e temperatura alteram a direção da onda, turbulência a distorce, e a viscosidade causa absorção. Este último efeito é mais sensível nas altas que nas baixas frequências, fazendo com que a atmosfera tenha a atuar como um baixo filtro de passagem, atenuando as altas frequências e então distorcendo o espectro de ruído, assim como reduzindo sua intensidade e modificando seu percurso de propa-

gação. Em adição, muitas das medidas são feitas perto de níveis de terreno onde as pessoas vivem e trabalham e onde o ruído é invariavelmente recebido e, com exceção do barulho dos aviões, produzido. Por esta razão, a reflexão e a absorção do terreno no caminho entre a fonte e receptor é muito importante, e deve ser considerada sempre, que num estudo de campo isto se fizer necessário.

As tabelas e gráficos abaixo ilustram um pouco o comportamento do som para diferentes condições atmosféricas.

TABELA 1 - Atenuação Atmosférica em Função da Temperatura e Umidade Relativa, para Diferentes Frequências(db/m)

Temperatura	Umidade relativa %	2 000 Hz	6 000 Hz	10 000 Hz
20 °C	10	0.07	0.15	0.20
	20	0.04	0,15	0.27
	40	0.015	0.08	0.17
	50	0.015	0.07	0.15
10 °C	10	0.07	0.08	0.09
	20	0.07	0.17	0.20
	40	0.03	0.13	0.25
	50	0.02	0.11	0.22

TABELA 1.A - Atenuação para Neblina e Fumaça (densas) em db/m

	500 Hz	1000Hz	2000 Hz	4000 Hz	6000 Hz	8000 Hz
neblina	0.014	0.02	-	0.03	-	0.04
fumaça	0.003	0.009	0.035	0.10	0.17	-

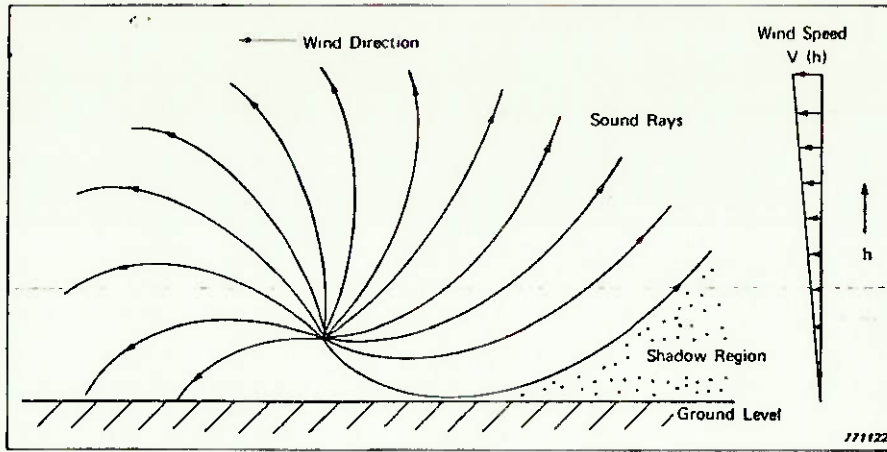


Fig.2.10. Sound refraction in a boundary layer

Refração sonora

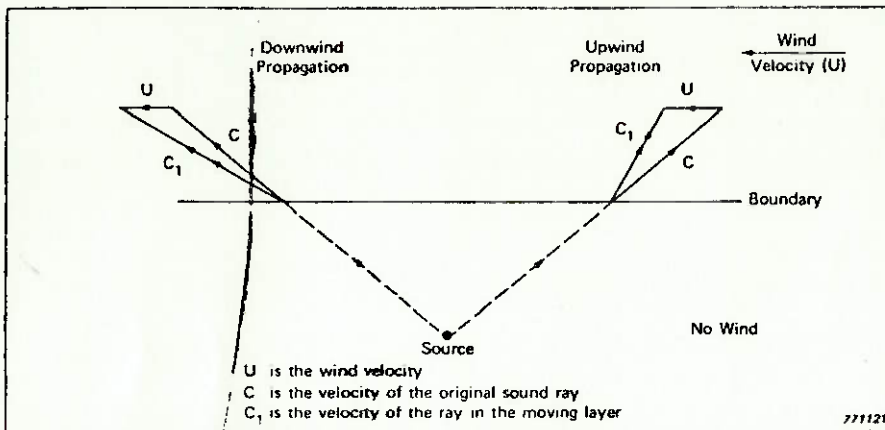


Fig.2.9. Sound propagation across a boundary between layers with different velocities

Propagação sonora através de camadas com diferentes velocidades

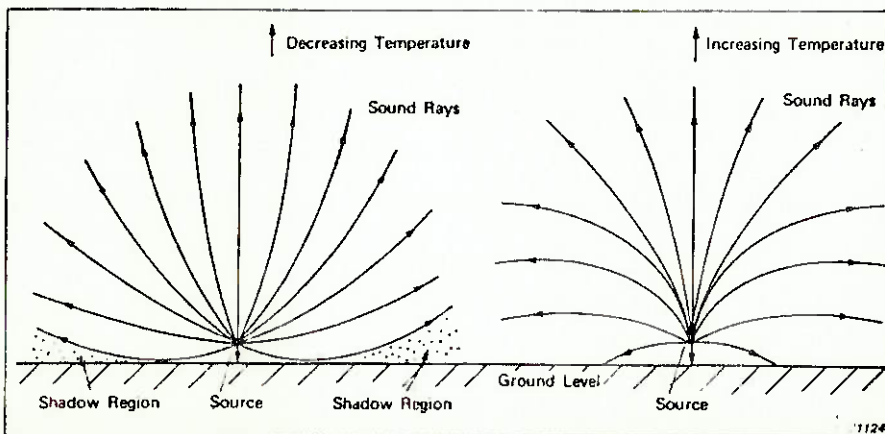


Fig.2.12. Refraction of sound in an atmosphere with
a) a normal lapse rate
b) an inverted lapse rate

Refração do som na atmosfera:
a) taxa normal de decréscimo
b) taxa invertida de decréscimo

B.4 - Subjetiva

Para a avaliação subjetiva adotam-se 5 itens, todos ponderados igualmente. Dois deles são feitos na chamada avaliação estática e três na avaliação dinâmica. Esquematizando:

Avaliação Subjetiva	- Estática	- marcha lenta
		- "pipocamento"
		- partida
	- Dinâmica	- passagem
		- períodos de ressonância

Poderiam ainda ser dadas notas diferenciadas para análises feitas dentro e fora do veículo, porém foi adotada uma única nota computando ambas as condições. Será descrito agora de forma sucinta qual é o procedimento de análise para cada item.

- a) marcha lenta:- avalia-se o nível de ruído emitido pelo escapamento após o motor haver entrado numa condição normal de uso (aquecido)*; faz-se uma varredura gradual de todas as rotações e ao atingir-se a rotação máxima retorna-se a condição da marcha lenta também lentamente, faz-se também uma análise visual em termos de aparência dos gases e vibração de todo o conjunto.
- b) "Pipocamento":- faz-se uma varredura de todas as rotações - (de ~ 1000 a ~ 5000 rpm) de forma rápida e ao atingir-se a rotação máxima, libera-se o pé do acelerador rapidamente, o que gera uma condição de vibração do escapamento com os gases se comportando como se pipocasse.
- c) Partida:- análise-se o comportamento sonoro de todo o sistema de escape. O veículo deve sair parado de um ponto onde os avaliadores se encontram, com o motorista pisando fundo no acelerador (até ~ 4500 rpm) e ir trocando as marchas - sempre arrancando nesta condição (1^a, 2^a, e 3^a).

- d) Passagem:- o veículo vem se dirigindo em direção aos avaliadores numa velocidade constante de -60 Km/h. Ao passar exatamente diante destes, o pé deve ser rapidamente retirado - do acelerador (este teste é feito normalmente em 2^a e 3^a marcha).
- e) Períodos de Ressonância:- dirigindo-se o veículo normalmen- te (geralmente em 3^a marcha), e com todas janelas e abertu- ras de ventilação fechadas, faz-se um varredura lenta e gra- dual de todas as rotações, procurando distinguir os chama- dos "booms sonoros". Estes podem ser periódicos (aparecem e desaparecem) ou contínuos. Existe um consenso que um ruído constante, ainda que numa intensidade um pouco mais eleva- da⁽¹⁾, é menos desagradável ao ouvido humano que uma condi- ção onde a intensidade varia mais bruscamente, oscilando⁽²⁾.



B. 5.

RESOLUÇÃO N.º 447/71 – CONTRAN

O Conselho Nacional de Trânsito, na forma do que dispõe o artigo 11, do Regulamento do Código Nacional de Trânsito, aprovado pelo Decreto n.º 62.127, de 16 de janeiro de 1968 e considerando o que foi decidido, por unanimidade na reunião de 14 de outubro de 1971, conforme consta do processo CONTRAN n.º 136/71,

RESOLVE:

Art. 1.º – Fica susgado, até que o CONTRAN conclua os estudos a que está procedendo sobre a aplicação do exame psicotécnico, os efeitos da Resolução CONTRAN n.º 434/70, no tocante aos condutores e candidatos à habilitação na categoria de amadores.

Parágrafo único – Os Departamentos de Trânsito, à medida que se aparelharem na forma do § 3.º, do art. 73, do Código Nacional de Trânsito, (Lei n.º 5.108 de 21 de setembro de 1966) e art. 254 do seu Regulamento, não se aplica o disposto no “Caput” deste artigo.

Art. 2.º – Esta Resolução entra em vigor na data de sua publicação, revogada a de n.º 443 de 1971.

Brasília, 14 de outubro de 1971.

Sylvio Carlos Diniz Borges – Presidente

RESOLUÇÃO N.º 448/71 – CONTRAN

Dispõe sobre os níveis máximos permissíveis de sons e ruídos produzidos por veículos em todo o território nacional.

O CONSELHO NACIONAL DE TRÂNSITO, usando das atribuições que lhe confere o artigo 5.º, item XI, do Código Nacional de Trânsito,

Considerando o crescente índice de infrações às determinações do Código Nacional de Trânsito, que proíbem o uso indevido de buzina (art. 89, item XXV), de aparelhamentos de alarme ou que produzam sons ou ruídos que perturbem o sossego público (art. 89, item XXVI), de descarga livre, bem como de silenciadores de explosão de motor insuficientes ou defeituosos (art. 89, item XXVII);

Considerando que as autoridades executivas da fiscalização do trânsito carecem da fixação de um padrão objetivo de julgamento para os efeitos de aplicação das penalidades de que trata o artigo 89, itens XXV, XXVI e XXVII, do Código Nacional de Trânsito;

Considerando que a infringência voluntária e reiterada àquelas proibições legais, prejudicando diretamente a disciplina e segurança do trânsito, justifica imediata e enérgica repressão pela autoridade normativa e executiva da administração do trânsito;

Considerando ser inquestionável que os danos orgânicos e psíquicos resultantes do uso ilegal de buzinas, de silenciadores, de motores de explosão defeituosos ou insuficientes e de aparelhos ou processos destinados a aumentar o ruído expelido pelas tubulações dos canos de escapamento dos veículos automotores, são atentatórios à disciplina e à segurança de veículos e de pedestres;

Considerando a existência da recomendação internacional da ISO (International Organization For Standardization) R 362, de cujos trabalhos o Brasil participou;

Considerando o que foi deliberado pelo Plenário do CONTRAN nas suas reuniões de 21.1.71 e 28.9.71, conforme consta do Processo 422/67 e seus apensos,

RESOLVE:

Art. 1.º – São os seguintes os índices máximos permissíveis para os ruídos produzidos por veículos:

- I – Veículos de passageiros e de uso misto (exceto ônibus), motonetas, motocicletas e bicicletas com motor auxiliar ... 84 decibéis -db (A),
- II – Veículos de carga, ônibus, máquinas de tração agrícolas, máquinas industriais de trabalhos e demais veículos:

- | | | |
|-------------------|------------------|-----|
| a) até 185cv | 89 decibéis – db | (A) |
| b) acima de 185cv | 97 decibéis – db | (A) |

Art. 2.º -- Para os sons de buzinas e equipamentos similares produzidos por veículos nas vias urbanas, o índice máximo permissível será de 104 decibés.

Art. 3.º -- Não estão sujeitos aos limites a que se referem os artigos anteriores os carros de corrida, e somente nos locais de treinamentos e competições, devidamente estabelecidos e permitidos pelas autoridades de trânsito competentes, e em horário previamente fixado.

Art. 4.º -- Para a medição dos ruídos produzidos por veículos, serão adotadas as instruções que acompanha a presente Resolução, como seu anexo único.

Art. 5.º -- Os resultados da medição deverão ser fixados pela média aritmética dos valores das medições individuais e deverão ser arredondadas para unidade db (A) inteira.

§ 1.º -- Em virtude de imprecisão das leituras e das características dos aparelhos de medição, assim como devido à influência externa na execução das medições, deverá ser considerado permissíveis um afastamento superior até 2 db (A).

§ 2.º -- Os veículos para medição deverão ser apresentados sem carga, somente com o motorista.

Art. 6.º -- O método de medição para buzinas e equipamentos similares deverá ser concordante com o apresentado na Recomendação ISO R 362 -- Acústica (A1, medição com o veículo parado), na posição 4 da figura 2, constante do anexo a que se refere o artigo 4.º.

Art. 7.º -- A partir da data de vigência da presente Resolução, nenhum veículo poderá trafegar produzindo sons ou ruídos cujos índices máximos ultrapassem os valores na mesma especificados.

Art. 8.º -- Esta Resolução entra em vigor na data de sua publicação, revogadas as disposições em contrário.

Brasília, 14 de outubro de 1971.

RESOLUÇÃO N.º 448/71 -- ANEXO

Medição do ruído produzido por veículos

1. FINALIDADE

A presente Recomendação ISO descreve os métodos de determinação do ruído produzido pelos veículos automotores, métodos esses destinados a atender as condições de simplicidade requeridas, conquanto compatíveis com a reprodutibilidade dos resultados e funcionamento efetivo do veículo.

2. PRESCRIÇÕES GERAIS

2.1 Condições do teste

A presente recomendação ISO baseia-se, principalmente, em prova realizada com veículo em movimento, que é o teste de referência ISO. Admite-se, geralmente, ser primordial que as medições correspondam a condições normais de tráfego na cidade, estando, pois, incluído o ruído proveniente da transmissão, etc. As medições deverão, igualmente, levar em conta as condições do veículo, que produzem o mais alto nível de ruído compatível com uma direção normal que acarretam uma produção de ruído contínuo. Consequentemente, prescreve um teste a pleno gás, a partir de um regime determinado.

No entanto, tendo em vista que já existem outros procedimentos, fornecemos, em anexo, as especificações de dois métodos de uso:

- a) teste com veículo parado (ver anexo A1) e
- b) teste com veículo em movimento, com condições de funcionamento do veículo diferentes (no caso de certos veículos) daquelas do teste de referência ISO (ver anexo A2).

Quando se recorre a um ou outro destes testes, deve se estabelecer, em protótipos do referido modelo, a relação entre os resultados fornecidos pela prova de referência ISO.

2.2 Campo de prova

Os métodos de teste prescrito requerem um ambiente acústico que só poderá ser obtido em um extenso espaço descoberto. Tais requisitos podem, geralmente, ser preenchidos quando se trata de medições efetuadas:

- Seja com vista a aprovação do tipo do veículo,
- Seja no decorrer da fabricação,
- Seja nos postos oficiais de testes.

É desejável que o controle de veículos em estrada, tomados ao acaso, seja efetuado em ambiente acústico análogo. Quando houver necessidade de reavaliar medições na estrada, num ambiente acústico que não atenda às condições indicadas na presente recomendação ISO, será preciso levar em consideração o fato de que os resultados obtidos poderão ser sensivelmente diferentes dos resultados obtidos quando respeitadas as condições prescritas.

2.3 Interpretação dos resultados

Os resultados obtidos pelos métodos especificados fornecem uma média objetiva do ruído emitido nas condições de teste prescritas. Entretanto, desde que a avaliação subjetiva do incômodo ou ruído provocados pelas diferentes categorias de veículos automotores não é simplesmente função das indicações de um sonômetro, admite-se que uma interpretação correta dos resultados das medições que constituem a presente Recomendação ISO, pode requerer a determinação de limites diferentes para a perturbação, correspondente às diferentes categorias de veículos.

3. APARELHAGEM DE MEDIÇÃO

O sonômetro utilizado deve ser de alta qualidade.

Deve-se utilizar a rede de ponderação e a constante de tempo do aparelho que sejam mais conformes à curva A e à "pronta resposta", respectivamente, conforme as especificações da Recomendação n.º 125, da Comissão Eletrotécnica Internacional, relativa aos sonômetros. Uma descrição técnica promenorizada do aparelho utilizado deverá ser fornecida.

NOTAS

1 - O nível sonoro medido com um sonômetro, que tenha o microfone próximo à caixa do aparelho, é suscetível de sofrer a influência, tanto da orientação do aparelho em relação à fonte sonora, quanto da posição do observador que efetue a medição. Deve-se, conseqüentemente, obedecer cuidadosamente às indicações fornecidas pelo fabricante, quanto à orientação do sonômetro em relação à fonte sonora e ao observador.

2 - No caso da utilização, para o microfone, de um dispositivo de proteção contra o vento, é preciso levar em conta o fato de que esse dispositivo é suscetível de influenciar a sensibilidade do sonômetro.

3 - A fim de garantir a precisão das medições, recomenda-se, antes de cada série de medições, verificar a amplificação do sonômetro, com o auxílio de uma fonte sonora padrão, a ajustá-la, se necessário.

4 - Recomenda-se proceder, periodicamente, a aferição do sonômetro e da fonte sonora padrão, num laboratório, que disponha de aparelhagem necessária para a aferição em campo aberto. Qualquer excesso, que seria, evidentemente, incompatível com o nível geral do som medido, deverá ser desprezado.

4. AMBIENTE ACÚSTICO

O local de provas deve ter condições que assegurem a divergência hemisférica de mais ou menos 1dB, aproximadamente.

NOTA: Um local adequado, que poderia ser considerado ideal para as medições, seria aquele constituído por uma área impedida, com um raio de aproximadamente 50m e cujos 20 metros da parte central, por exemplo, fossem de concreto, asfalto ou outro material duro equivalente.

Na prática, o afastamento das condições ditas "ideais", resulta quatro causas principais:

- a) absorção do som pela superfície do terreno;
- b) reflexo devido a objetos, tais como edifícios e árvores ou pessoas;
- c) terreno que não é horizontal ou cujo declive não é regular em sua superfície suficientemente extensa;
- d) vento.

Não é possível determinar com exatidão o efeito produzido por cada uma dessas influências. Considera-se importante, entretanto, que a superfície do terreno esteja isenta de neve fofa, mato alto, terra solta ou cinzas.

A fim de reduzir o efeito dos reflexos, é igualmente recomendado que no local onde se encontra o veículo testado, a soma dos ângulos formados pelos edifícios circunvizinhos situados num raio de 50m, não ultrapasse 90°, e que não haja nenhum obstáculo importante num raio de 25m do veículo.

As concentrações sonoras e os terrenos situados entre muros paralelos devem ser evitados.

NOTA: É preciso estar atento para que os resultados das medições não sejam falseados pelas rajadas de vento.

Também é preciso levar em conta o fato de que a presença de espectadores pode influir sensivelmente nos registros do aparelho, caso esses espectadores se encontrarem nas proximidades do veículo ou do microfone. Portanto, ninguém, a não ser o observador encarregado da leitura do aparelho deverá permanecer nas proximidades do veículo ou do microfone.

5. MEDIÇÕES DOS VEÍCULOS EM MOVIMENTO

5.1. Campo de provas

O campo de provas deve ser sensivelmente horizontal e as condições de sua superfície não devem provocar um ruído excessivo dos pneus.

5.2. Posições de medição

A distância das posições de medição na linha de referência CC (figura 1), sobre a pista, será igual a 7,5m. O eixo do veículo deve seguir a linha CC o mais perto possível.

O microfone deve ser colocado a uma altura de 1,2m acima do solo.

5.3. Número de medições

Pelo menos duas medições serão efetuadas de cada lado do veículo, quando de sua passagem diante das posições de registro.

NOTA: Recomenda-se proceder preliminares, com vista a eventuais ajustamentos. Estas medições preliminares não devem ser incorporadas ao resultado definitivo.

5.4. Modo de Operação

5.4.1. Condições Gerais

O veículo aproxima-se da linha AA nas condições apropriadas a seguir fixadas:

Quando a parte dianteira do veículo chega, em relação ao microfone, à posição indicada por AA na figura 1 (anterior), acelera-se tão rapidamente quanto possível e mantém-se tal aceleração até que a parte traseira do veículo atinja a posição BB da figura 1. Corta-se então a aceleração, tão rapidamente quanto possível.

Os reboques, incluindo a parte rebocada dos semi-reboques, não devem ser tomadas em consideração, no que se refere à travessia da linha BB.

NOTA: Se o veículo incluir equipamentos especiais (como betoneiras, compressores, bombas, etc.) utilizados quando o veículo se acha em serviço normal, na via pública, esse equipamento deverá também funcionar durante o teste.

5.4.2. Condições Especiais

5.4.2.1. Veículos sem caixa de mudança:

O veículo deve aproximar-se da linha AA a uma velocidade uniforme correspondente:

- a uma velocidade de rotação do motor igual a três quartos daquela em que o motor desenvolve sua potência máxima.
- ou a três quartos da velocidade de rotação máxima do motor permitida pelo regulador.
- ou a 50km/h, escolhendo-se a velocidade mais baixa.

5.4.2.2. Veículo com caixa de mudança de comando manual:

Se o veículo for provido de uma caixa de mudança de 2, 3 ou 4 marchas, empregar-se-á a segunda. Se a caixa tiver mais de 4 marchas, utilizar-se-á a terceira. Não se devem engrenar marchas elevadas ("overdrive"). Se o veículo for provido de dupla desmultiplicação de diferencial, a relação escolhida será a correspondente à velocidade mais elevada do veículo.

O veículo deve aproximar-se da linha AA a uma velocidade uniforme correspondente:

- seja à uma velocidade de rotação do motor igual a três quartos daquela em que o motor desenvolve potência máxima;
- seja a três quartos da velocidade de rotação máxima do motor permitido pelo regulador
- seja a 50km/h, escolhendo-se a marcha mais lenta.

5.4.2.3. Veículo com caixa de mudança automática:

O veículo deve aproximar-se da linha AA em velocidade uniforme igual a três quartos da velocidade da máxima, escolhendo-se a mais baixa dessas marchas.

Quando se dispõe de outras marchas à frente, deve-se escolher a que produz a aceleração média mais elevada do veículo entre as linhas AA e BB.

Não se deve utilizar a posição do seletor, que só é empregado para a frenagem, alinhagem ou outras manobras similares.

5.4.2.4. Tratores agrícolas, máquinas agrícolas automotoras e motocoltores.

O veículo deve aproximar-se da linha AA em velocidade uniforme igual a três quartos da velocidade máxima obtida na marcha mais elevada utilizada para o deslocamento na estrada.

5.5. Apresentação dos Resultados

Todos os registros obtidos pelo sonômetro devem ser indicados no relatório. Indicar-se-á também, eventualmente, o modo de avaliação da potência do motor. O estado de carregamento do veículo também deve ser indicado no relatório.

ANEXOS

A1. MEDIÇÕES DE VEÍCULOS PARADOS

A1.1. As medições são realizadas ao longo de cada uma das quatro direções principais, a uma distância de 7,0m da superfície mais próxima apresentada pelo veículo. As posições efetivamente utilizadas para as medições acham-se indicadas na figura 2 (motocicleta com ou sem side-car e automóvel com ou sem reboque). Se houver necessidade de realizar medições em posições suplementares, além das quatro posições de medição indicadas na Fig. 2, devem as mesmas ser feitas em posições escolhidas nos círculos indicados, isto é, nos círculos de 7,0m de raio. O microfone deve ser colocado a uma altura de 1,2m acima do solo.

A1.2. Número de medições

Serão efetuadas pelo menos três medições em cada posição indicada.

A1.3. Condições de funcionamento do veículo

O motor de um veículo sem regulador de marcha deve girar a três quartos do número de rotações por minuto ao qual, segundo o fabricante, ele desenvolve sua potência máxima. A velocidade do motor, expressa em rotação por minuto, é medida com o auxílio de um aparelho independente, por exemplo, com cilindros que giram livremente, e com um taquímetro. Um motor, provido de um medidor de velocidade, deve girar em sua velocidade máxima. O motor deve atingir sua temperatura normal antes de se proceder as medições.

A1.4. Apresentação dos resultados

Todos os registros de níveis sonoros obtidos em cada posição de medição devem ser indicados no relatório.

A2. MEDIÇÕES EFETUADAS EM VEÍCULOS EM MOVIMENTO (Método modificado)

A2.1. Campo de provas

O campo de provas deve ser sensivelmente horizontal e o estado de sua superfície não deve provocar um ruído excessivo dos pneus.

A2.2. Posição de medição

A distância das posições de medição à linha de referência CC da Fig. 1, sobre a pista, será igual a 7,5m. O eixo do veículo deve seguir o mais perto possível a linha CC. O microfone deve ser colocado a uma altura de 1,2m acima do solo.

A2.3. Número de medições

Pelo menos três medições serão efetuadas de cada lado do veículo, quando de sua passagem diante das posições de medição

NOTA: Recomenda-se proceder medições preliminares com vistas a eventuais ajustamentos. Essas medições preliminares não devem ser incorporadas ao resultado definitivo.

A2.4. Modo de operar

A2.4.1. Condições gerais

O veículo aproxima-se da linha AA nas condições apropriadas, fixadas a seguir:

Quando a parte dianteira do veículo atinge, em relação ao microfone, a posição indicada por AA na FIG. 1, acelera-se tão depressa quanto possível, mantendo-se essa aceleração até que a parte traseira do veículo atinja a posição BB da fig. 1; corta-se, então, a aceleração, tão rapidamente quanto possível. Os reboques, incluindo a parte rebocada dos semi-reboques, não devem ser tomadas em consideração no que se refere à transposição da linha BB.

NOTA: Se o veículo for especialmente fabricado com um equipamento (como as betoneiras, os compressores, as bombas, etc.), que é utilizado quando o veículo está em serviço normal, na via pública, este equipamento deverá também funcionar durante o teste.

A2.4.2. Condições particulares

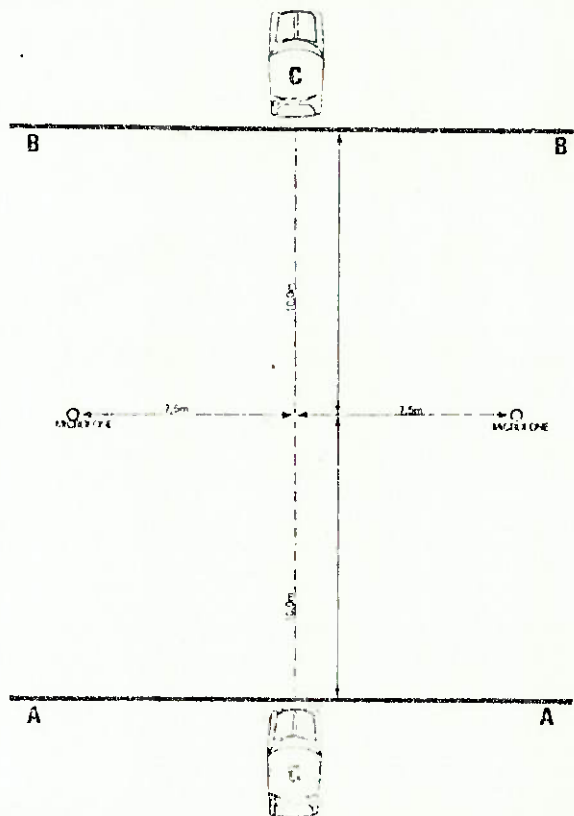
Os veículos devem ser dirigidos de modo a respeitar uma ou outra das condições seguintes:

A2.4.2.1. Veículos com caixa de mudança de comando manual com ou sem embreagem automática. O veículo deve aproximar-se da linha AA da fig. 1 a uma velocidade uniforme correspondente a três quartos da velocidade de rotação à qual o motor (segundo o fabricante) desenvolve sua potência máxima. A marcha deve ser escolhida de tal modo que a velocidade do veículo na estrada seja o mais próximo possível de 50km/h para essa velocidade de rotação do motor. Entretanto, se o veículo tiver mais de 3 velocidades de marcha à frente não se utilizará a primeira.

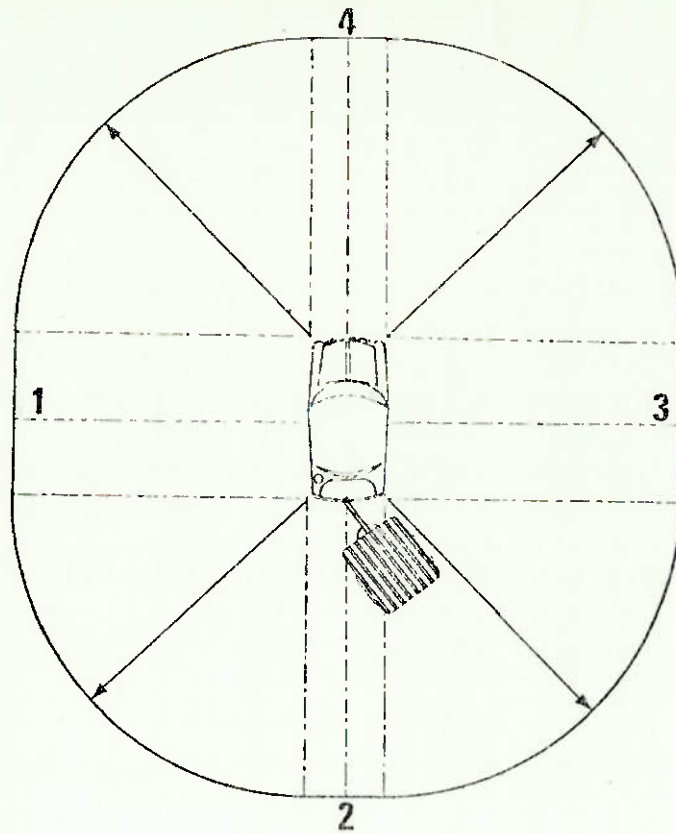
A2.4.2.2. Veículo com caixa de mudança automática. O veículo deve aproximar-se da linha AA a uma velocidade uniforme de 50km/h ou aos três quartos de sua velocidade máxima, escolhendo-se, entre essas duas velocidades, a mais baixa. Quando se dispõe de outras posições de marcha à frente, deve-se escolher a que produz nível sonoro mais elevado do veículo. Não se deve utilizar a posição do seletor, que só é empregado para a frenagem, o alinhamento e outras manobras lentas similares.

A2.5. Apresentação dos resultados

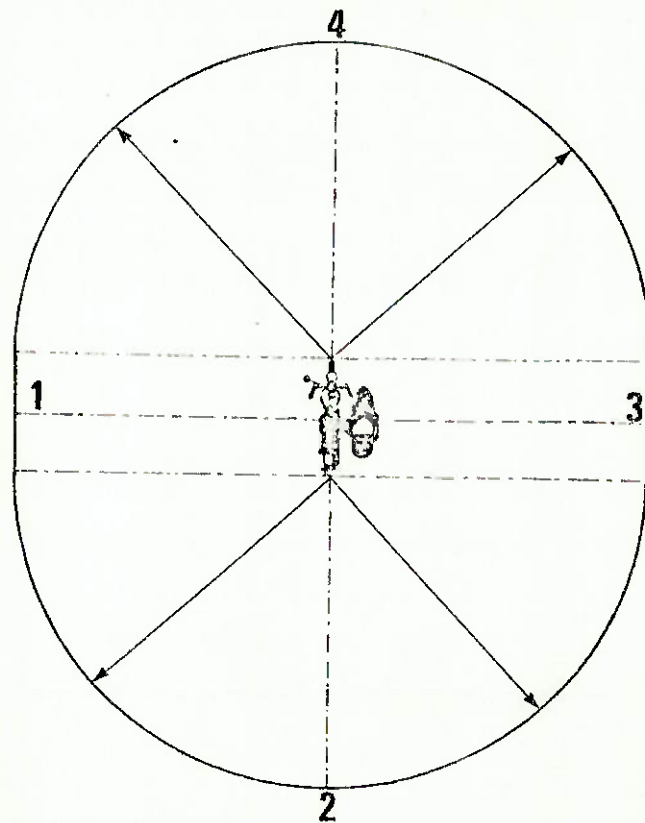
Todos os registros obtidos no sonômetro devem ser indicados no relatório. Indicar-se-á, também, eventualmente, o modo de avaliação da potência do motor. O estado de carregamento do veículo deve ser igualmente indicado no relatório.



PERIFERIA DA ZONA DE PROVA



AUTOMÓVEL COM OU SEM REBOQUE



MOTOCICLETA COM OU SEM SIDE-CAR

B.6 - Pontos Nodais - Suportes de Fixação

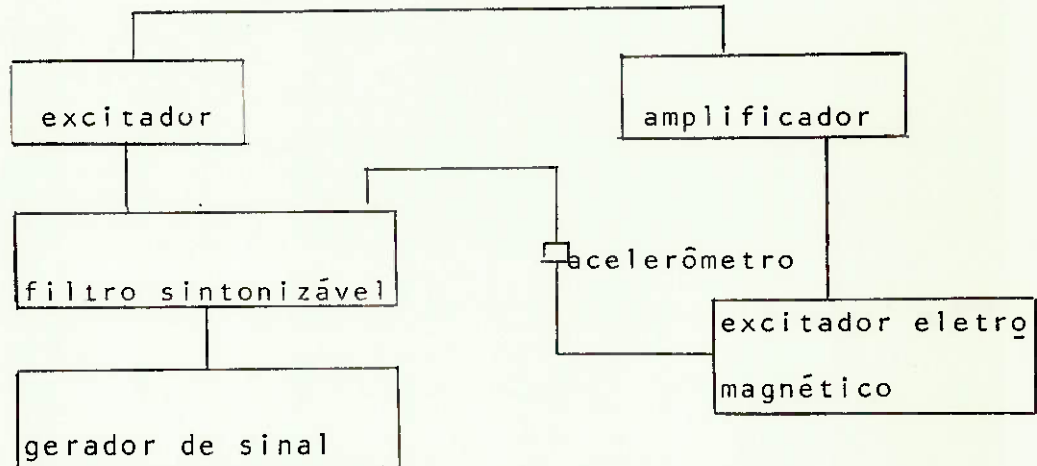
O objetivo deste teste é basicamente, através de um ensaio estático caracterizar-se o sistema quanto a sua vibração e determinar a melhor condição para fixação dos suportes.

O procedimento do teste é descrito a seguir:

- a) escolhe-se um determinado o número de pontos ao longo do tubo de escape, de forma aleatória (preferivelmente, distribuídos nas distintas "partes" do tubo).
- b) faça-se uma varredura do sistema (0 a ~200 Hz), plotando o comportamento de cada um dos pontos escolhidos anteriormente.
- c) analisa-se os gráficos de forma a certificar-se quais as - frequências mais críticas em cada um dos aspectos. Sem dúvida que a frequência de ressonância do sistema e/ou harmônicos ou subharmônicas estarão realçados no espectro.
- d) fixa-se então uma frequência escolhida (ou várias) e faz-se uma análise do comportamento vibratório de pontos aproximadamente igualmente espaçados, distribuídos ao longo de todo o tubo de escape, medindo a vibração no plano vertical e horizontal. A frequência escolhida é função da faixa de utilização mais comum no veículo. O teste pretende simular a condição real, ou seja, no veículo, a vibração do tubo de escape é proveniente da explosão do motor. Daí a razão pela - qual excita-se o sistema pelo coletor de escape.
- e) plotando os valores obtidos anteriormente (velocidade de vibração em cada ponto), pode-se portanto distinguir quais as posições mais recomendadas para fixação dos suportes. Isto não significa porém que estes serão os pontos adotados na - prática, pois pode ocorrer certas limitações, com o ponto - recomendável com sobre um dos elementos de atenuação sonora, por exemplo.

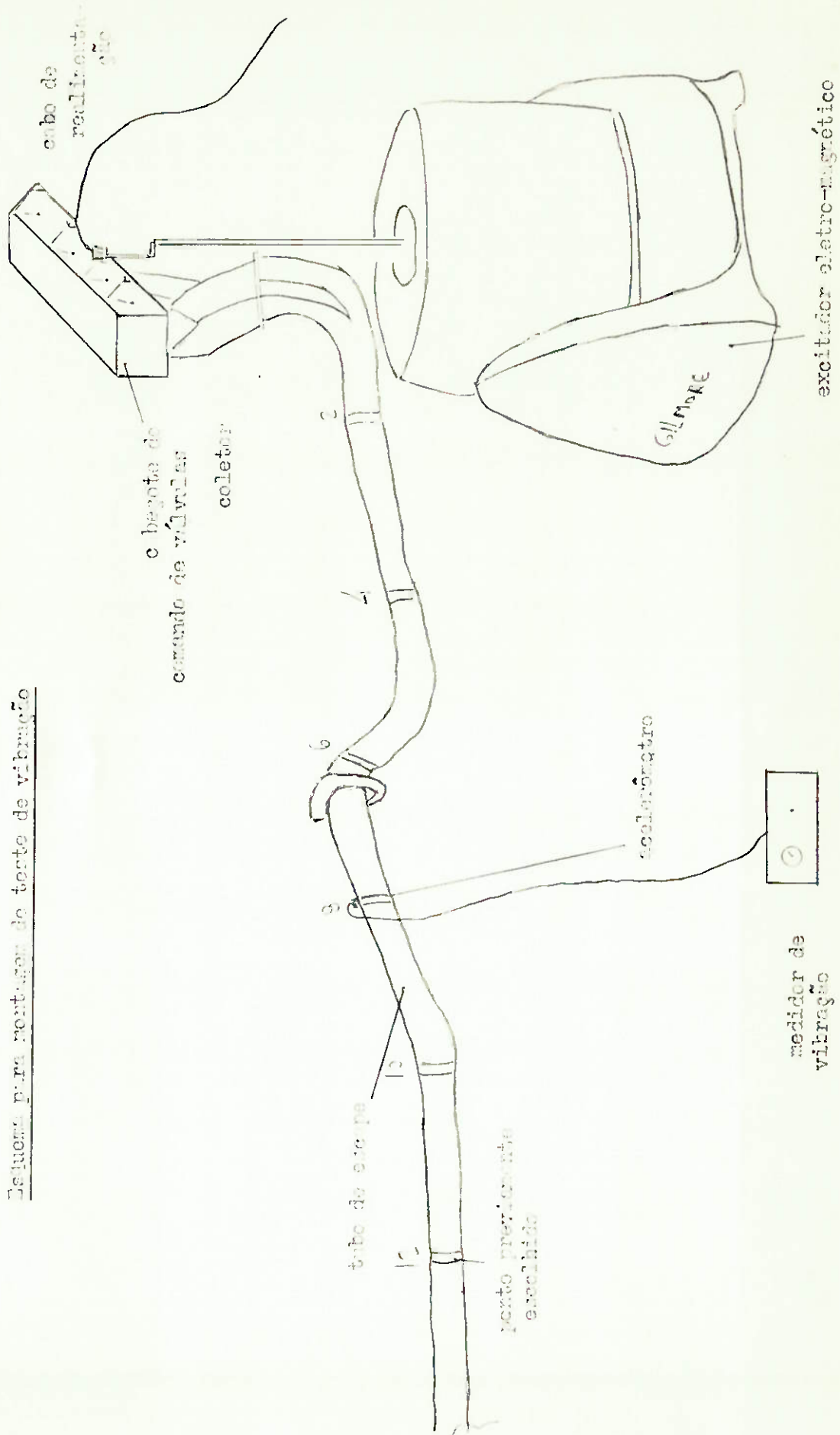
f) pode-se a seguir fazer um estudo da secção do ponto escolhi-
do como nodal para o sistema. Através de diagramação em coor-
denadas polares, é possível a determinação da direção mais
favorável para a fixação do suporte.

O esquema genérico de funcionamento do sistema é dado a se-
guir:



O sistema é excitado pelo acelerômetro colocado no cabe-
çote de controle. O sinal atravessa um filtro sintonizável que
o codifica, transformando-o numa senóide. Este filtro opera um
conjunto com um gerador de sinais, que pode ser tudo para fre-
quências variadas como prova. O excitador compara a curva com -
valores próprios e envia o sinal para um amplificador.

Esquema para montagem de teste de vibração



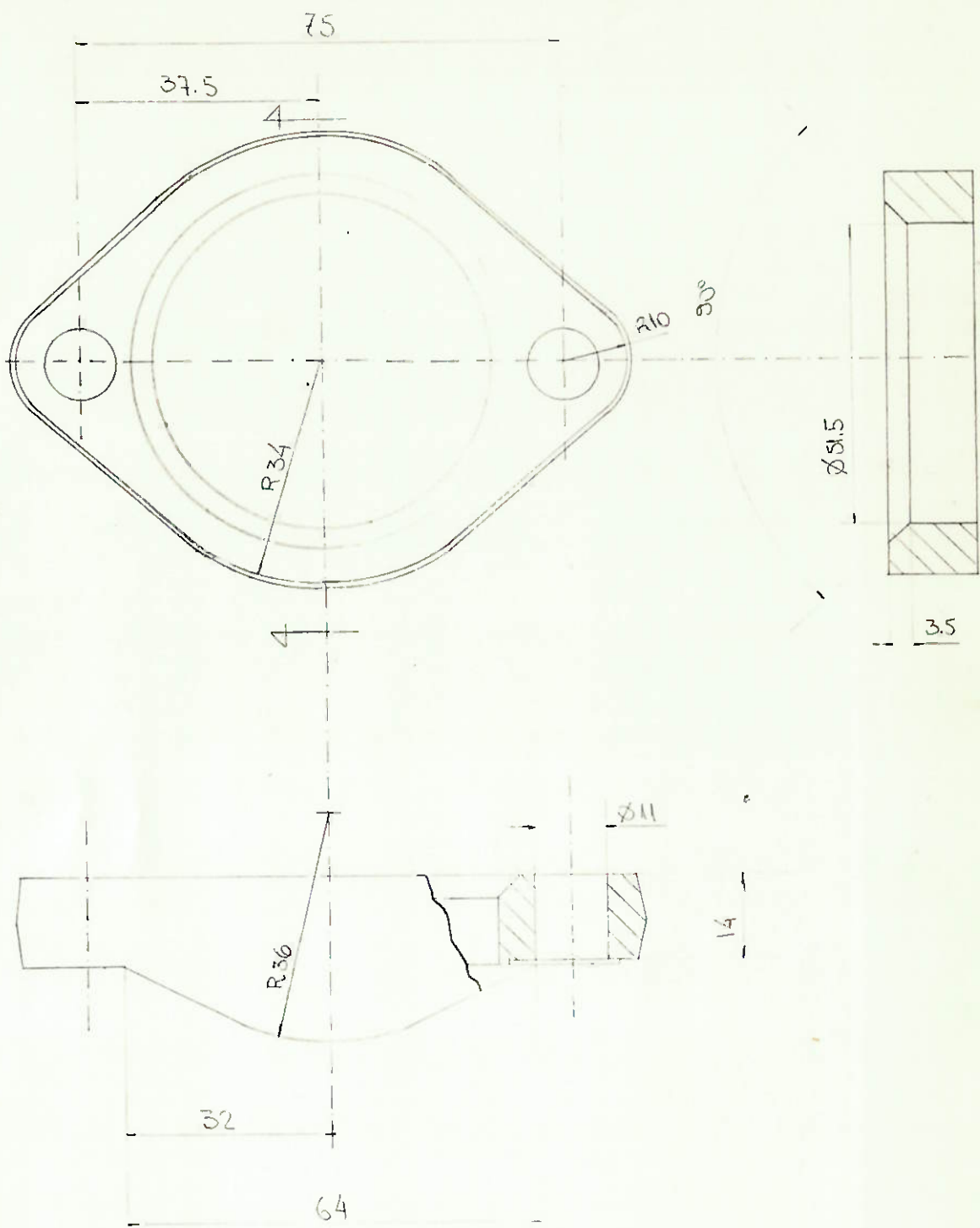
BIBLIOGRAFIA

1. Madureira, O.M. - Apostila do Curso de PMC-516: Projeto Industrial - Depto. de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da USP.
2. Mika, H.S. e Hwang, D.N. - Ford Design Guide - Exhaust System 1969.
3. Beranek, L.L. - Noise and Vibration Control
Mc Graw-Hill Book Company, 1964.
4. Beranek, L.L. - Noise Reduction
Mc Graw-Hill Book Company, 1960.
5. Beranek, L.L. - Acoustics
Mc Graw-Hill Book Company, 1954
6. Rothbart, H.A. - Mechanical Design and System Handbook
Mc Graw-Hill Book Company, 1964.
7. Smith, P.H. - The Scientific Design of Exhaust and Intake Systems
GT Foulis and Co. Ltd., 1965.
8. Hassal, J.R. e Raneri, K. - Application of Bruel and Kjaer Equipment to Acoustic Noise Measurement, 1978.
9. Nepomuceno, L.X. - Acústica Técnica
E tegil (Editora Técnica - Gráfica Industrial Ltda.), 1969.

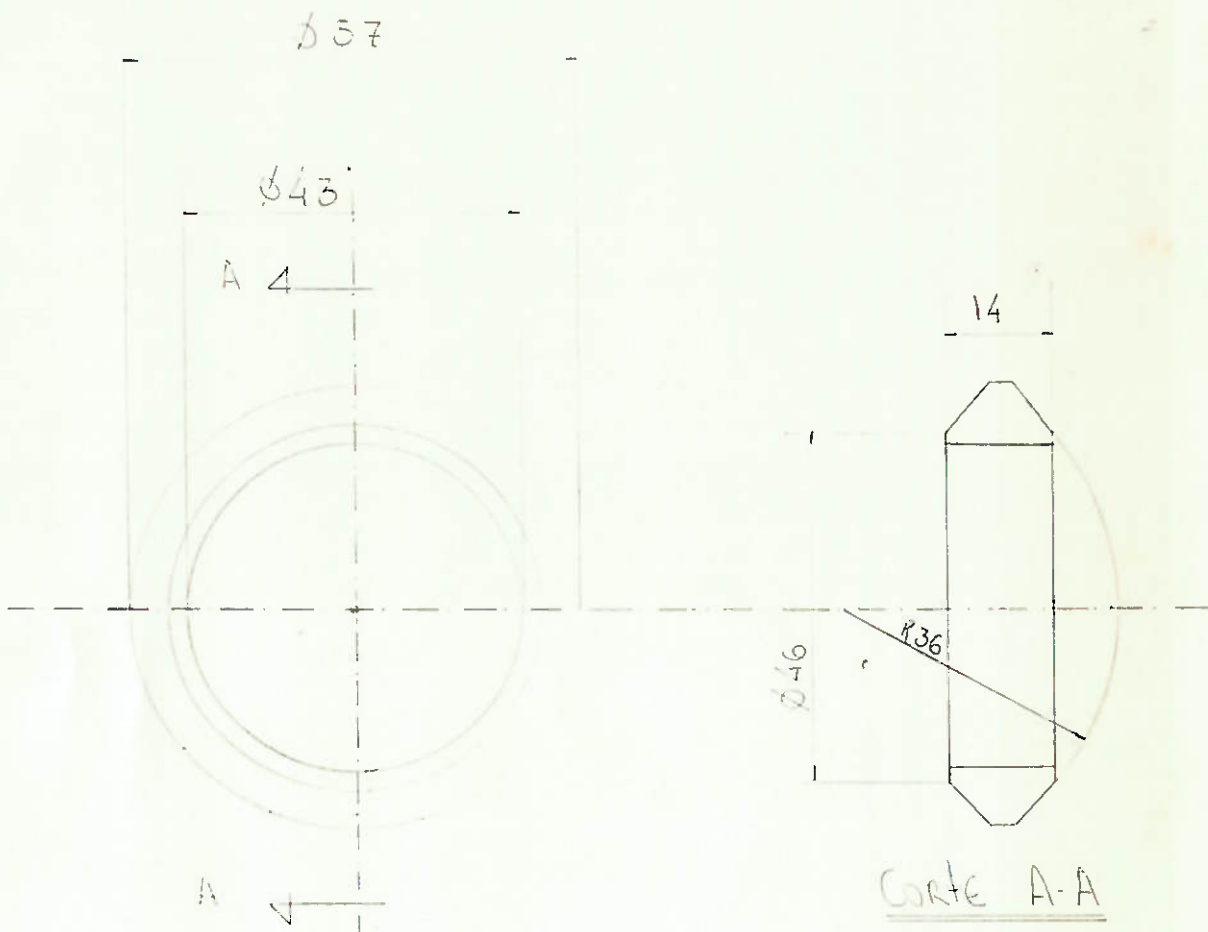
10. Vários - Handbook of Noise and Vibration Control -
3^a Edition.
Trade and Technical Press Ltda.
11. Crocker, M.J. - Internal Combustion Engine Exhaust -
Muffling Noise-Cont, 77 Nasa Langley Research
Center., Hampton, Virginia, USA.
12. Muller, L.C. - Exhaust System: fundamentals and design
considerations
Buick Motor Division, General Motors Corp.
SAE National Passenger-Car, Body and Materials
Meeting, Detroit, March 18, 1959.
13. Inagawa, M. e Nakamura, K. - Reducing exhaust system:
noise in heavy truck design
International Journal of Vehicle Design,
Vol.2, nº 2, 1981
Inderscience Enterprises Ltd., V.K.
14. Davies, P.O.A.L. - The Design of Silences for Internal
Combustion Engines - Journal of Sound and
Vibration (1964). 1(2), 185-201.
15. Alfredson, R.J. e Davies, P.O.A.L. - Performance of Exhaust
Silencer Components.
Journal of Sound and Vibration (1971)
15(2), 175-196.
16. Alfredson, R.J. e Davies, P.O.A.L. - The Radiation Sound
from in Enginer Exhaust.
Journal of Sound and Vibration (1970) 13(4),
389-408.

17. Gatley, W.S. e Gegasky, P.S. - An Investigation of the Adjustable Element Concept for Design of Automotive Exhaust Mufflers
SAE Technical Paper 710166.
18. Nelson, C.E. - Temperature - Strength-Time. Relationships
Chow, W. in Mufflers and for Truck Muffler Materials.
Rosenthal, P.C.
Myers, P.S.
Uyehara, O.A. SAE National West Coast Meeting, San Francisco, Aug. 6, 1956.
19. Crede, C.E. - Vibration and Shock Isolation
John Wiley and Sons, Inc., 1951.
20. Seto, W.W. - Theory and Problems of Mechanical Vibrations
Schaum's Outline Series
Mc Graw-Hill Book Company, 1964.
21. Thonson, W.T. - Vibration Theory and Applications
Prentice-Hall, Inc., 1965-
22. Nierck, R.K. - Vibration Analysis
Harper and Row, Publishers, Inc., 1979.
23. Den Hartong, J.P. - Vibrações nos Sistemas Mecânicos -
Editora Edgar Blucher Ltda.
Editora da Universidade de São Paulo, 1969.

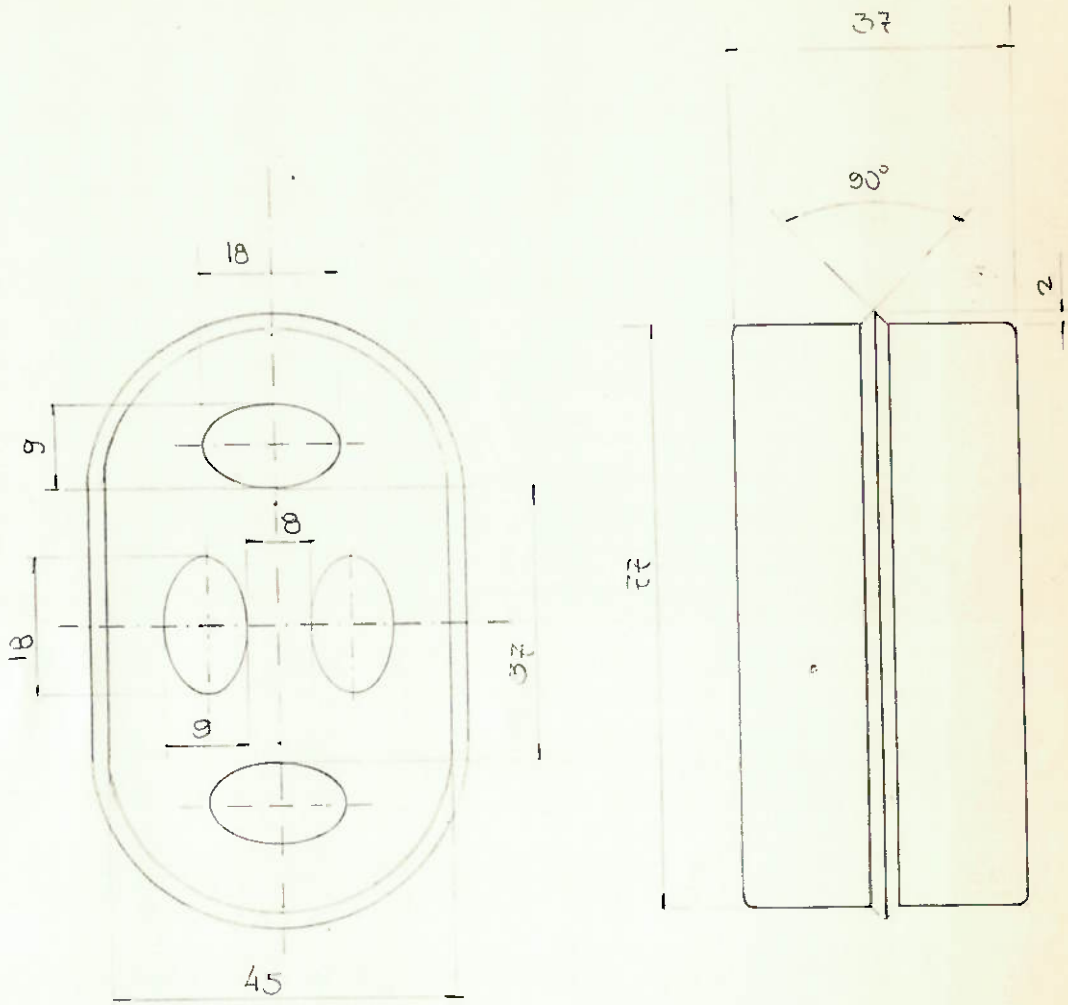
A N E X O S



MATERIAL: Aço Sinterizado - 7.0 Mg/m ³		
ANEXO 2	PROJ. SISTEMA de ESCAPAMENTO	
ESCALA 1:1	JUNTA de UNIÃO Tubos Prim.-Secund. DEZ. 81	



MATERIAL: Aço Sinterizado - 6.0 Mg/m ³		
ANEXO 3	PROJ. SISTEMA DE ESCAPAMENTO	
ESCALA 1:1	ANEL DE LIGAÇÃO	DEZ. 81



MATERIAL : BORRACHA NATURAL SAE J200M		
ANEXO 4		PROJ. SISTEMA DE ESCAPAMENTO
ESCALA 1:1	ELEMENTO DE AMORTECIMENTO	DEZ. 81