

CONTRIBUIÇÃO AO ESTUDO DE PERDAS POR  
ATRITO EM SISTEMAS DE ARMAZENAMENTO  
DE ENERGIA POR ULTRA VOLANTES

24/79

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA DE CAMPINAS  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

CONTRIBUIÇÃO AO ESTUDO DE PERDAS POR  
ATRITO EM SISTEMAS DE ARMAZENAMENTO  
DE ENERGIA POR ULTRA VOLANTES

*Ulisses Corrêa de Oliveira Filho*

Tese apresentada à Faculdade de Engenharia de Campinas - UNICAMP como parte dos requisitos necessários para obtenção do título de MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA.

- CAMPINAS -  
1979

UNICAMP  
BIBLIOTECA CENTRAL

## A G R A D E C I M E N T O S

Ao Prof. HANS INGO WEBER, orientador desta tese, pelo incentivo e dedicação.

Aos colegas ANGELO ACETTI JUNIOR, ANTONIO JOSÉ SCATOLIN, CARLOS ALBERTO SANTAROSA, CARLOS ALFREDO B. DE CAMPOS, CLAUDIO GOMES, CLOVIS DE ALBUQUERQUE ROSA, FRANCISCO P. LEPORE NETO, FIORAVANTE ZANETT FILHO, JAIME SZAJNER, JOSÉ CARLOS FROLDI, JOSÉ TOMAZ VIEIRA PEREIRA, JULIO CESAR CASANGEL, LUIZ ROBERTO XAVIER RIBEIRO, LUIZA M. DE CAMPOS, LUIZ R. MORELLI, MARIA CRISTINA PEREIRA DE M. JUSTO, MARCOS ANTONIO PADULA, NELSON BOLZANI, SEBASTIÃO CUESTA PELLEGRIN, SERGIO DE OLIVEIRA e TAKA O. PERRONI e a todas as pessoas que colaboraram direta ou indiretamente tornando possível a realização deste trabalho.

À VERA LUCIA MAIA DE OLIVEIRA e  
GERALDO NONATO TELLES, exemplos  
de dedicação e seriedade profes-  
sional, eu dedico todo o meu es-  
forço e empenho dispendidos na  
realização deste trabalho.

TÍTULO:- CONTRIBUIÇÃO AO ESTUDO DE PERDAS POR ATRITO EM SISTEMAS DE ARMAZENAMENTO DE ENERGIA POR ULTRA VOLANTES

R E S U M O

Objetivando a minimização das perdas por atrito em volantes cilíndricos, foram executadas medidas experimentais das perdas por atrito com o ar de um protótipo de volante cilíndrico em função das medidas da caixa de proteção que envolve o volante.

Os resultados foram analisados estatisticamente para a obtenção de uma equação empírica que represente o fenômeno.

Foram também executadas medidas das perdas simulando-se um volante em forma de pacote para a obtenção de dados para futuras pesquisas de diminuição de perdas para este tipo de volante.

# Í N D I C E

Pág.

## CAPÍTULO I

1.1. INTRODUÇÃO .....	1
1.2. ESTADO DA ARTE .....	5
1.3. OBJETIVO DA TESE .....	5
1.4. CARACTERIZAÇÃO DO EMPIRISMO .....	6

## CAPÍTULO II

2.1. RESENHA BIBLIOGRÁFICA .....	8
2.2. MONTAGEM EXPERIMENTAL .....	15
2.3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL .....	16
2.4. DIMENSIONAMENTO DO VOLANTE .....	21
2.5. LUBRIFICAÇÃO DOS ROLAMENTOS .....	21
2.6. EQUIPAMENTO UTILIZADO .....	23

## CAPÍTULO III

3.1. MEDIDAS REALIZADAS .....	24
3.2. RESULTADOS OBTIDOS .....	28
3.3. OBTENÇÃO DE UMA EQUAÇÃO PARA AS PERDAS EM VOLANTES CILÍNDRICOS .....	40

## CAPÍTULO IV

4.1. COMPARAÇÃO COM RESULTADOS EM OUTROS PESQUISADO RES .....	47
4.2. CONCLUSÕES .....	49
BIBLIOGRAFIA .....	50
APÊNDICE A .....	52
APÊNDICE B .....	54

## CAPÍTULO I

### 1.1. INTRODUÇÃO

Com o desenvolvimento industrial dos últimos anos, houve uma conscientização geral de que os recursos energéticos são finitos. As extrapolações que são realizadas, são todas elas uniformes ao prever colapsos totais, se novas fontes de energia não forem pesquisadas a tempo de serem aproveitadas.

As previsões para o óleo combustível são sombrias, em especial para os países que não possuem reservas próprias. Neste caso se justifica duplamente a exploração de fontes alternativas de energia. Provavelmente não existirá no futuro o raciocínio linear de que qualquer problema energético possa ser resolvido com petróleo. Existirão diversas soluções ótimas, cada uma para aplicações diferentes.

A par da exploração de novas fontes de energia, tem-se feito esforços intensos para que os sistemas que utilizam energia na sua forma convencional possam ter um rendimento maior, usando a energia disponível com um melhor aproveitamento.

Entre os sistemas em estudo que melhoram o rendimento global de uma instalação estão os armazenadores de energia por ultra volantes [11]. Com uma larga gama de aplicações em campos tais como: transporte, armazenagem de energia eólica obtida através de moinhos de vento, armazenamento de energia hidroelétrica para uso nos picos de consumo, regularizando a demanda, etc., sua utilização é prevista a médio prazo com a solução de alguns problemas inerentes ao projeto.

O princípio de funcionamento de um sistema de ultra volantes quando aplicado em veículos de transporte como metrô, trens de suburbio, onibus elétricos, baseia-se no aproveitamento da energia cinética que o veículo possui quando em movimento. Durante a frenagem do veículo, parte dessa energia é armazenada em um volante, para que ela possa ser utilizada novamente na partida do veículo; dessa forma se evita que a energia do veículo em movimento seja dissipada em forma de calor durante a frenagem, havendo em paralelo um menor desgaste do sistema de freios.

Uma concepção típica de um sistema de ultra volante apli

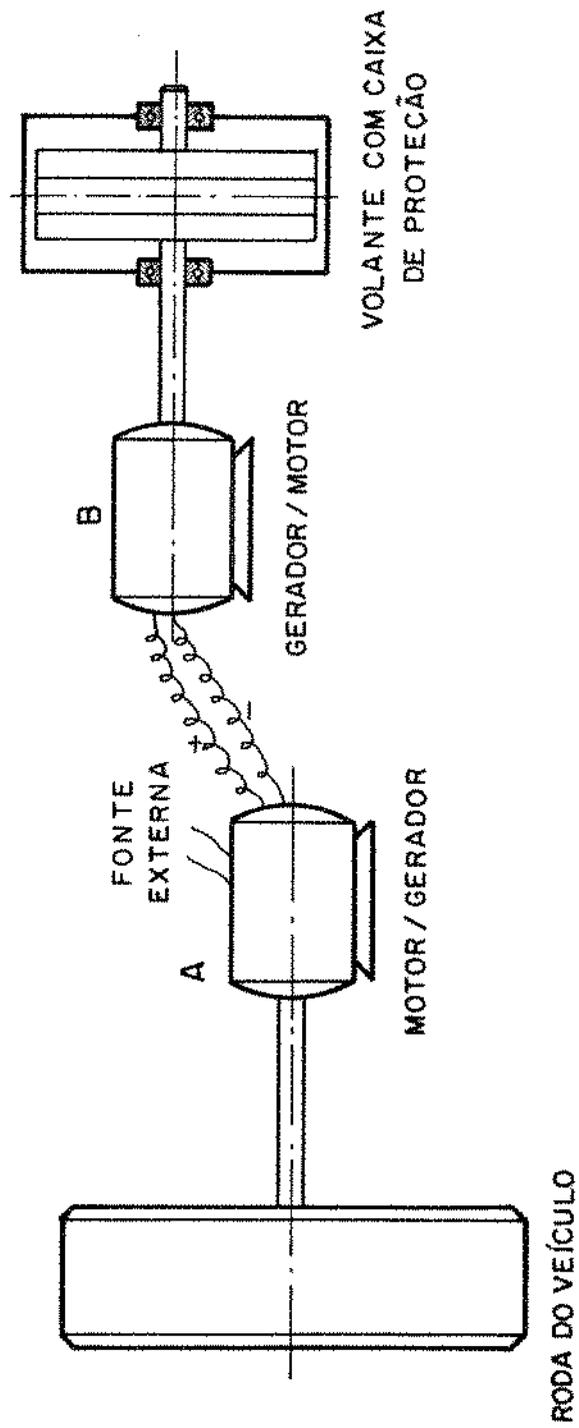


FIGURA 1.1 - Esquema simplificado de um Ultra Volante

cado a um veículo está caracterizada na Fig. 1.1. O veículo é freado quando a máquina de corrente contínua "A" funciona com gerador, sendo que a energia obtida pela frenagem é enviada à máquina "B" que funciona como motor e se incumbe de acelerar o volante. Na partida do veículo ocorre o inverso: a máquina "B" é transformada em gerador que retira a energia do volante, desacelerando-o e a envia para o motor "A" ligado às rodas que movimentam o veículo. A energia dissipada pelas perdas é introduzida no veículo por uma fonte externa.

A primeira aplicação comercial recente de volantes como armazenadores de energia em auto veículos foi no ônibus elétrico suíço Oerlikon, construído por volta de 1948 e ficou em operação até meados da década de 60 na África. Tratava-se de um sistema em que o volante fornecia a energia para o percurso entre dois pontos de parada, sendo recarregado nas paradas através de um motor elétrico. Este sistema era muito conveniente em termos ecológicos, apresentava boa manobrabilidade e economia, uma vez que não necessitava de rede elétrica especial durante o percurso. Havia o inconveniente das suas paradas serem rigorosamente longas, um minuto em cada ponto de parada, para a recarga do volante.

O nome ultra volantes é usado para se diferenciar dos sistemas convencionais estacionários que usam volantes como homogeneizadores de movimento, pois esses sistemas são projetados sem a preocupação com o peso e com o rendimento do sistema; neste caso a equação que pode ser usada para a análise do sistema é a equação do movimento de Newton

$$M = I\alpha$$

M = Resultante dos momentos

I = inércia do volante

$\alpha$  = aceleração angular

portanto, para um momento de perturbação externo, quanto maior a inércia do volante, menor a variação na velocidade angular, o que nos leva a construir volantes com grande momento de inércia, já que o momento de inércia é proporcional ao quadrado do raio e à massa, resultando normalmente em sistemas grandes funcionando em baixas rotações, pois os volantes são acoplados diretamente ao eixo motriz da máquina em questão. No projeto em geral não se leva em questão as perdas nos rolamentos e no atrito com o ar.

Quando se usa volantes como armazenadores de energia (Ultra Volantes) o que interessa é a quantidade de energia armazenada, isto é:

$$E = 1/2 Iw^2$$

E = energia cinética  
I = inércia do volante  
w = velocidade angular

onde temos a influência da velocidade angular ao quadrado. Há interesse portanto em, para determinada inércia do volante, aumentar-se ao máximo a rotação, mantendo as perdas num mínimo possível, para que a energia armazenada não seja dissipada pelo atrito mantendo o sistema competitivo com outros tipos de armazenadores de energia [8] tais como: baterias eletroquímicas, vasos de pressão, etc.

Em sistemas de Ultra Volantes as perdas são basicamente geradas pelo atrito, ocorrendo nos seguintes pontos: mancais, retentores, transmissões e pelo atrito do volante com a atmosfera que o envolve.

As perdas maiores estão situadas na unidade de armazenamento de energia, devido à alta rotação do volante.

As unidades de armazenamento de energia são compostas de um volante, construído de aço, liga ou materiais reforçados, frequentemente com formato cilíndrico, os seus mancais, retentores e uma caixa de proteção que envolve o volante, como medida de segurança para casos de rompimento.

Em virtude do bom acabamento superficial dos volantes que normalmente são torneados e posteriormente retificados pode ser considerada desprezível a influência do acabamento superficial nas perdas por atrito do volante com a atmosfera que o envolve [10].

Restam então como efeitos de relevância nas perdas da unidade de armazenamento o atrito com o ar, atrito nos mancais e retentores. Desenvolvimentos mais recentes procuram utilizar sistemas selados, com valores razoáveis de vácuo praticamente eliminando as perdas por atrito com o ar e também diminuindo sensivelmente as perdas nos mancais com o uso de mancais magnéticos.

## 1.2. ESTADO DA ARTE

Do Oerlikon até os nossos dias, o assunto Ultra Volantes vem sendo pesquisado cada vez mais e em um número maior de países: Alemanha, EUA, Rússia, Holanda, França, Japão, Itália, Inglaterra, África do Sul e Brasil.

Hoje o assunto oscila entre o secreto e o público, apresentando uma tecnologia semi dominada e um desenvolvimento futuro bem delineado.

Como técnica pública temos os resultados já publicados em congressos que mostram geralmente as opções que estão sendo seguidas, mas que nos fornecem poucos detalhes de projeto.

Os resultados numéricos obtidos das pesquisas já realizadas, frequentemente são muito dependentes de montagens específicas e pouco detalhadas nos trabalhos apresentados. Tomando como exemplo a avaliação das perdas por atrito do volante com a atmosfera que o envolve, nós podemos encontrar vários trabalhos publicados a esse respeito, mas com medidas realizadas somente com o objetivo de avaliar o desempenho de casos particulares, não se encontrando fórmulas que forneçam dados sobre o problema geral que é o da avaliação das perdas para tipos, tamanhos e rotações diferentes dos vários volantes que podem ser usados num sistema de Ultra Volantes [7].

Este contexto nos obriga, para termos o domínio da tecnologia, a realizar muitas pesquisas e trabalhos já efetuados em outros institutos de pesquisa, a fim de que possamos dentro das opções presentes escolher a mais conveniente, projetá-la e executá-la, procurando sempre um sistema com alto rendimento como armazenador de energia, a um custo o mais baixo possível, num exaustivo trabalho de minimização de perdas e de custos.

## 1.3. OBJETIVO DA TESE

Sendo os Ultra Volantes construídos para armazenamento de energia sob a forma de energia cinética é de suma importância que as perdas por atrito sejam mínimas, isto é, que a energia armazenada no sistema não seja dissipada em forma de calor, reduzindo assim o rendimento global do sistema.

Nos Ultra Volantes as perdas por atrito ocorrem nos seguintes pontos: mancais, retentores, transmissões e pelo atrito do volante com a atmosfera que o envolve.

A orientação do trabalho aqui desenvolvido foi a de simular um volante cilíndrico construído na UNICAMP pelo Grupo Especial de Estudos e Projetos Mecânicos (GEPROM), e obter diretrizes gerais no tocante às perdas por atrito do volante com a atmosfera que o envolve, procurando equacionar matematicamente as perdas e ao mesmo tempo encontrando os modos através dos quais essas perdas possam ser minimizadas através de outros estudos e trabalhos posteriores.

Para este fim foi construído um modelo de volante cilíndrico que gira numa faixa de 0 a 12000 rpm.

A montagem do modelo apresenta flexibilidade suficiente para que as medidas das perdas por atrito possam ser efetuadas com segurança e simultaneamente permite alterações no sentido de minimizá-las.

#### 1.4. CARACTERIZAÇÃO DO EMPIRISMO

Nem sempre é possível a formulação puramente matemática dos problemas encontrados nos diversos ramos da engenharia.

Com o aumento da complexidade dos problemas, a simples e pura formulação matemática, além de se tornar trabalhosa e consumir um tempo muito grande em sua execução, não dispensa uma posterior análise experimental do problema com a finalidade de comparação entre os resultados teóricos e os experimentais. Esta comparação é feita para a verificação das hipóteses assumidas durante a formulação matemática.

Atualmente uma boa parte dos pesquisadores no campo da Engenharia Mecânica tem optado primeiro pela análise experimental do problema e em seguida a análise matemática do mesmo, usando invariavelmente a Estatística como ferramenta fundamental para esta análise. Pode ser citado como exemplo o trabalho constante em 1, onde após uma análise teórica prévia o problema é resolvido analisando-se estatisticamente os dados dos experimentos, sendo então obtidas equações empíricas que representam o fenômeno.

Esta orientação será seguida neste trabalho, para a obtenção de uma equação empírica que avalie as perdas por atrito em volantes cilíndricos, em função da rotação e das dimensões da caixa de proteção.

Os outros resultados experimentais obtidos servirão como "receitas de bolo" para o projeto de ultra volantes em geral e como apoio para desenvolvimentos experimentais futuros.

## CAPÍTULO II

### 2.1. RESENHA BIBLIOGRÁFICA

A maior parte da bibliografia sobre o assunto refere-se a experiências realizadas por pesquisadores usando fluidos incompressíveis e com estudos voltados para aplicações em bombas hidráulicas e turbo compressores. Desta parte da bibliografia só puderam ser retiradas orientações gerais a respeito do problema em fluidos incompressíveis que serviram como orientação a respeito do que medir e do que minimizar durante o trabalho experimental da tese.

Serão citados a seguir os trabalhos que serviram como orientação para esta dissertação.

A.T. Ipen [2] investigou a relação entre o momento de atrito sobre um disco girando imerso em um fluido, Fig. 2.1.1, e o raio "r" do disco, sua velocidade angular e o número de Reynolds.

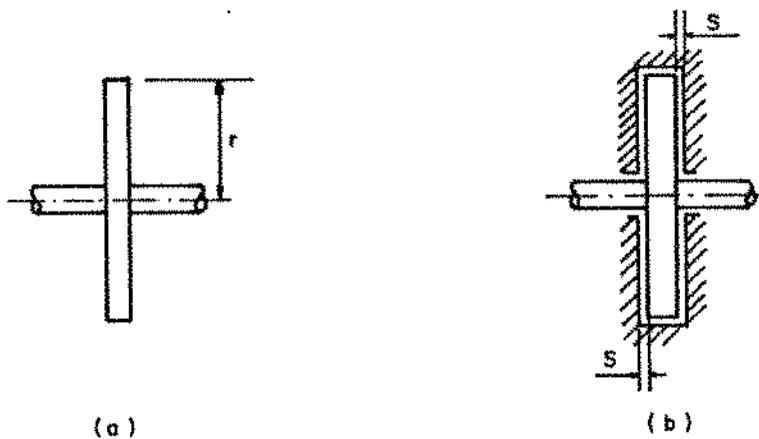


FIGURA 2.1.1 - a) Disco girando em um fluido não limitado  
b) Disco girando em uma caixa cilíndrica

Em conexão com as investigações teóricas de Th. V. Karman ele mostrou que um disco girando em um espaço não limitado requer uma quantidade de energia, aproximadamente 40% maior do que quando girando dentro de uma caixa cilíndrica.

Gibson e Le Conte [2] mostraram que a potência requerida para vencer o atrito aumenta ao ser aumentada a folga entre o disco e a caixa.

J. Lalive [2] mostrou que variando-se a folga entre o disco e as paredes laterais da caixa, existem pontos onde o torque necessário para vencer o atrito é minimizado.

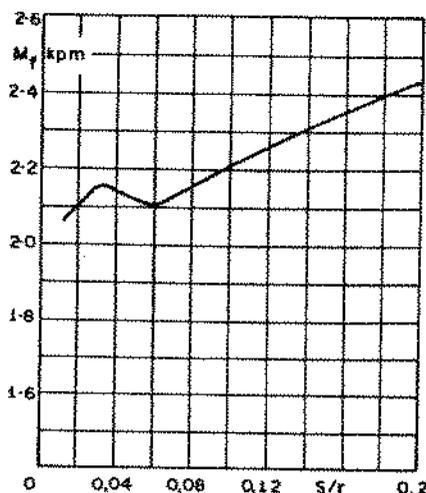


FIGURA 2.1.2 - Curva mostrando a relação entre o torque de atrito e s/r (J. Lalive).

Em [3], temos informações mais detalhadas a respeito do problema.

Para um disco girando em um espaço não limitado o fluxo se torna turbulento para o número de Reynolds  $Re = \frac{\omega r^2}{\nu} > 3 \times 10^5$ .

A solução para o fluxo laminar é:

$$C_m = \frac{M}{\frac{1}{2} \rho \omega^2 r^5} \quad \text{sendo } C_m = 3,87 Re^{-1/2} \quad (1)$$

- onde:
- $C_m$  = coeficiente do momento de atrito (adm)
  - $M$  = momento de atrito com o ar (N.m)
  - $r$  = raio do volante (m)
  - $\omega$  = velocidade angular do volante (rad./s)
  - $\nu$  = viscosidade cinemática do fluido (m<sup>2</sup>/s)
  - $\rho$  = massa específica do fluido (kg/m<sup>3</sup>)

A solução aproximada para o fluxo turbulento é

$$C_m = 0,146 Re^{-1/5} \quad (2)$$

No caso de um disco girando dentro de uma caixa cilíndrica o fluxo também se torna turbulento para  $Re > 3 \times 10^5$ .

Para o Fluxo Laminar e pequenos valores da distância "s" entre as faces do disco e a caixa, isto é, s menor que a camada limite, temos:

$$C_m = 2\pi \frac{r}{s} \frac{1}{Re} \quad (3)$$

Para os valores de s maiores, o caso foi investigado teoricamente e experimentalmente por F. Schultz - Grunow [3] e o valor de  $C_m$  é igual a:

$$C_m = 2,67 Re^{-1/2} \quad (4)$$

Para o fluxo turbulento em caixa fechada o problema foi também resolvido teoricamente por F. Schultz - Grunow que obteve:

$$C_m = 0,622 Re^{-1/5} \quad (5)$$

Comparando este resultado com algumas medidas experimentais realizadas, ele mostrou que os valores obtidos para (5) são em torno de 17% menores que os experimentais e atribuiu este erro ao fato das hipóteses usadas não representarem bem o fenômeno.

O autor ressalta que a não ser para valores muito pequenos de s, o momento de atrito é completamente independente de s, mas não informa a respeito dos valores de s para os quais isto ocorre.

Daily e Nece [1] mostraram a existência de quatro regimes de fluxo em fluidos incompressíveis dentro da caixa:

Nos regimes 1 e 3 existem duas camadas limites perfeitamente delineadas uma sobre o disco e outra sobre a face da caixa.

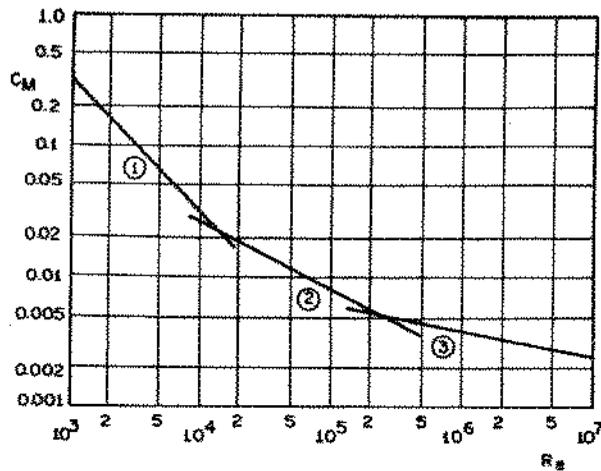


FIGURA 2.1.3 - Torques de Atrito: Curva 1, equação (3)  
 Curva 2, equação (4); Curva 3 Equação  
 (5) (Schlichting).

Nos regimes 2 e 4 as camadas limites não estão perfeitamente delineadas, havendo interferência de uma sobre a outra.

Regime 1 - Fluxo Laminar; Camadas Limites Interferentes

Regime 2 - Fluxo Laminar; Camadas Limites Separadas

Regime 3 - Fluxo Turbulento; Camadas Limites Interferentes

Regime 4 - Fluxo Turbulento; Camadas Limites Separadas

A existência destes tipos de fluxo dependem da combinação do número de Reynolds e de  $s/r$  do sistema. Conforme estudos teóricos e de medidas de velocidades do fluxo e do torque de atrito, foram obtidas empiricamente quatro equações para os regimes acima descritos:

$$\text{Regime 1: } C_m = \frac{2\pi}{\left(\frac{s}{r}\right) Re}$$

$$\text{Regime 2: } C_m = \frac{3,70 \left(\frac{s}{r}\right)^{1/10}}{Re^{1/2}}$$

$$\text{Regime 3: } C_m = \frac{0,080}{\left(\frac{s}{r}\right)^{1/6} Re^{1/4}}$$

$$\text{Regime 4: } C_m = \frac{0,0102 \left(\frac{s}{r}\right)^{1/10}}{Re^{1/5}}$$

Nas figuras 2.1.4 e 2.1.5 vemos as curvas obtidas para  $s/r = 0,025$  e  $s/r = 0,115$ . Na figura 2.1.6 vemos um sumário das medidas realizadas.

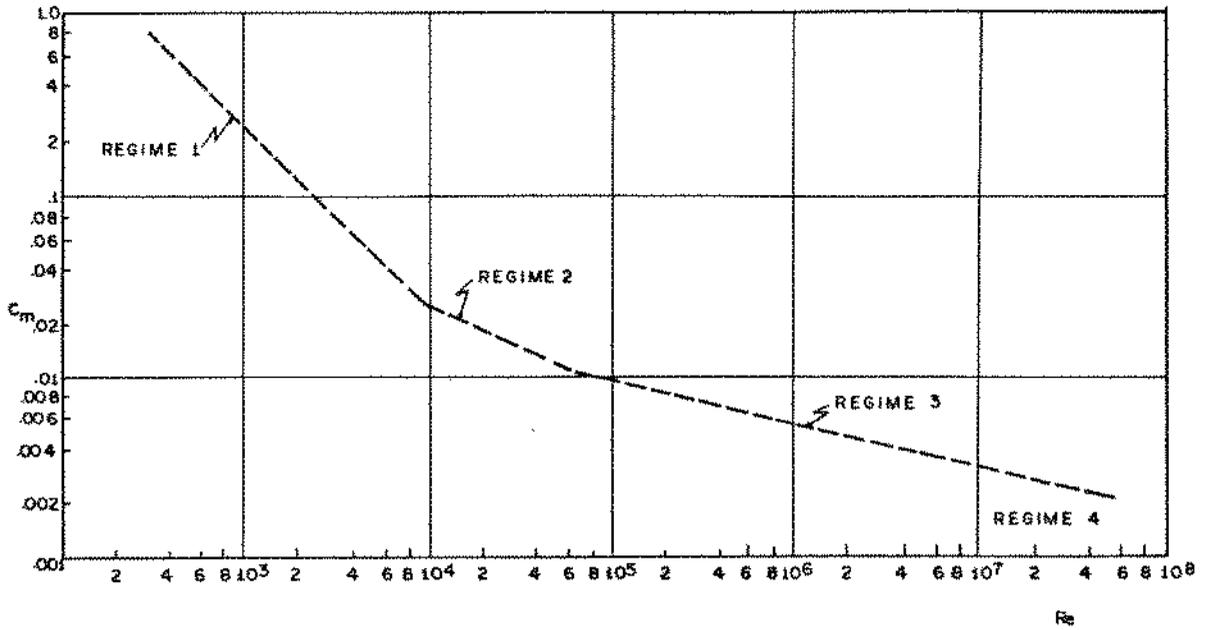


FIGURA 2.1.4 - Curvas do Torque de Atrito para  $s/r = 0,025$  (Daily-Nece).

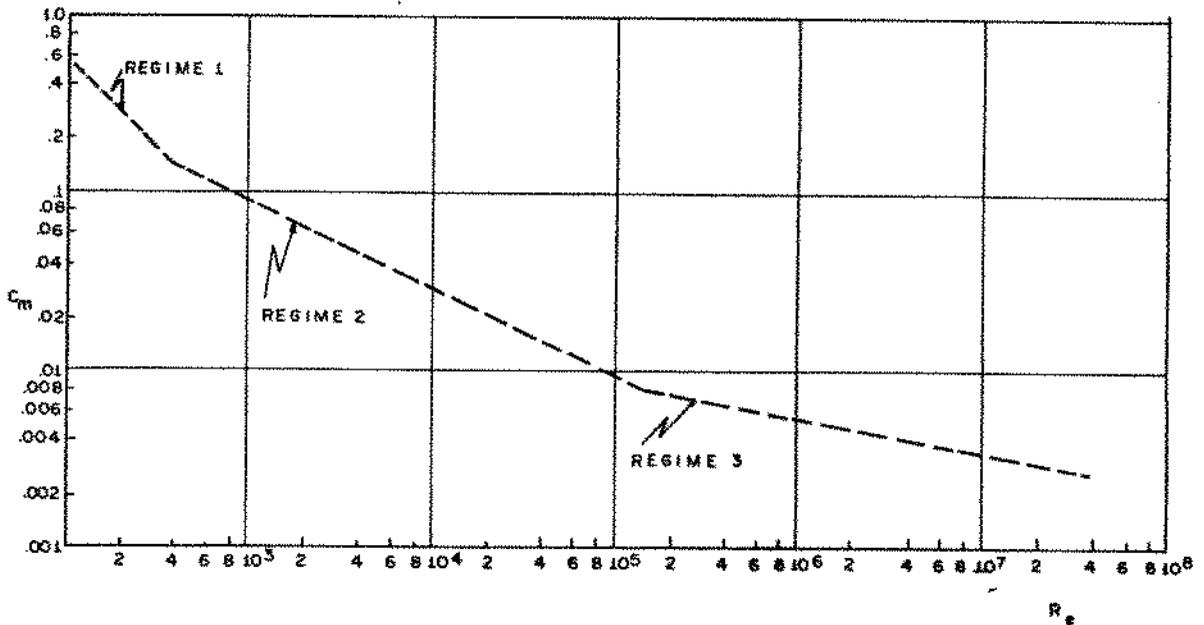


FIGURA 2.1.5 - Curvas do Torque de Atrito para  $s/r = 0,115$  (Daily-Nece)

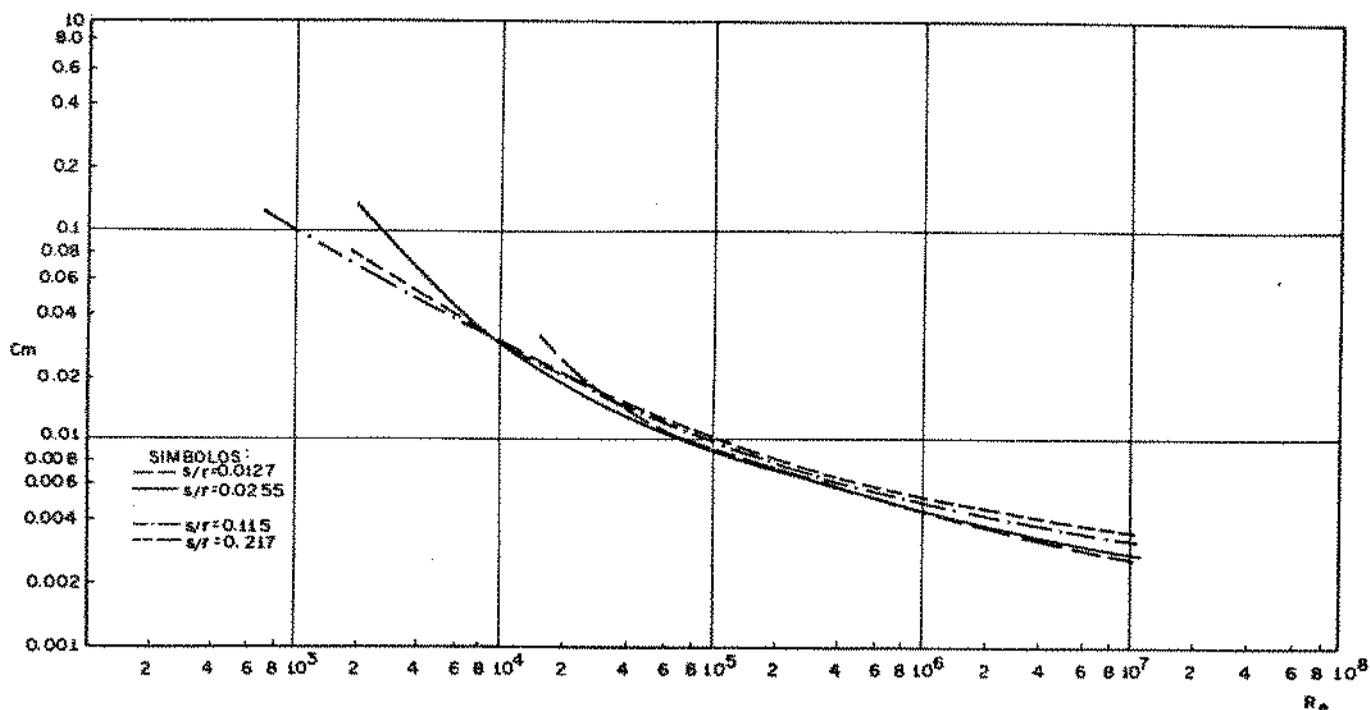


FIGURA 2.1.6 - Sumário das Curvas Experimentais (Daily-Nece)

Sciesko e Bastos [6] realizaram experimentos com um protótipo constituído de um disco de 300 mm de diâmetro ladeado por duas placas paralelas quadradas de 310 mm de lado e mostraram que o torque de arraste provocado pelo atrito com o ar, pode ser minimizado escolhendo-se convenientemente a distância entre as faces do disco e as placas. Os resultados experimentais estão mostrados na Fig. 2.1.7.

Os resultados experimentais foram comparados com os obtidos de um modelo teórico [9] onde

$$C_m = 0,245 Re^{-0,2} (s/r)^{0,1}$$

apresentando uma variação da ordem de 25%. Esta variação foi explicada pelo fato de que no modelo teórico, o fluxo é considerado incompressível mas no protótipo o campo de pressões que atua na face do disco tem valores abaixo da pressão atmosférica, e o ar nas condições em que foram realizadas as experiências, é compressível.

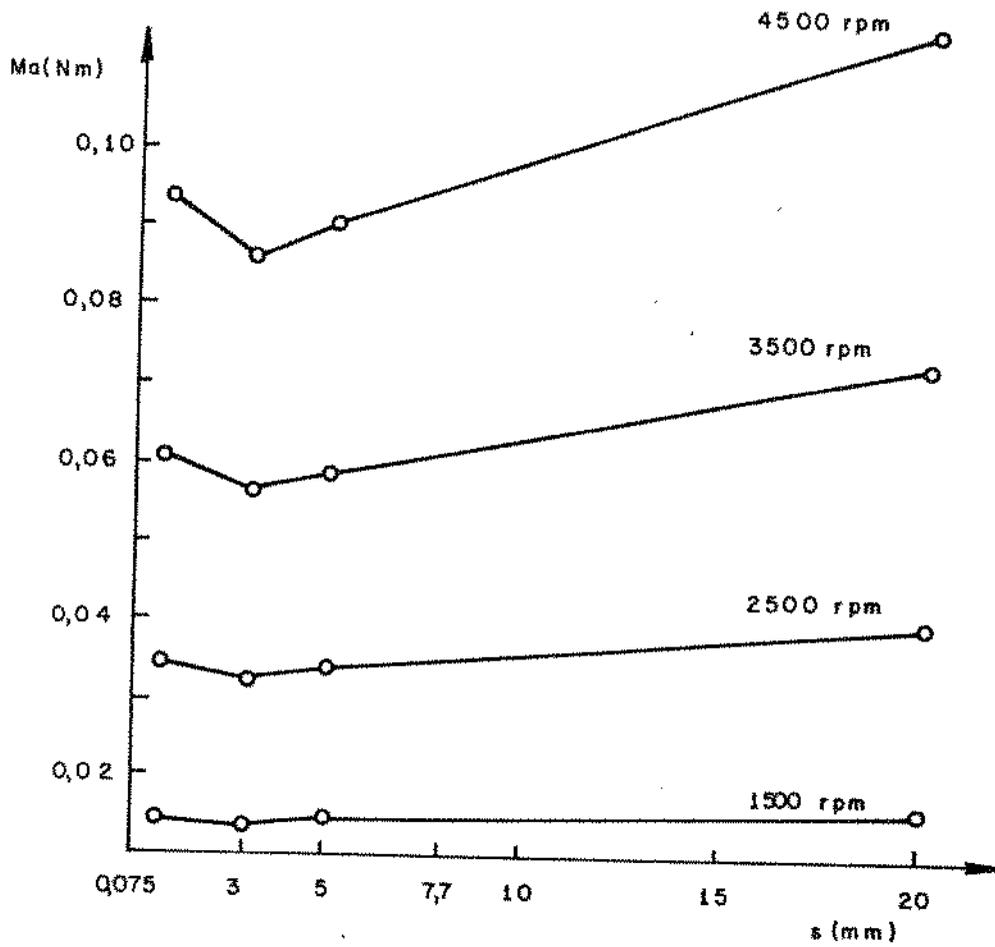


FIGURA 2.1.7 - Variação do torque de atrito em função da distância entre o volante e as placas (Sciesko e Bastos).

## 2.2. MONTAGEM EXPERIMENTAL

O dispositivo projetado (Fig. 2.2.1) para a execução das medidas experimentais desejadas consta de uma base rígida que serve de apoio aos suportes dos rolamentos, do motor e do volante que é suportado por um eixo rígido, montado nos rolamentos com os ajustes recomendados pelos fabricantes. Sobre a base e envolvendo o volante foi construída uma caixa cilíndrica desmontável de forma que se pudessem variar os seguintes parâmetros:

- s - distância entre as faces do volante e a caixa
- d - diâmetro da caixa

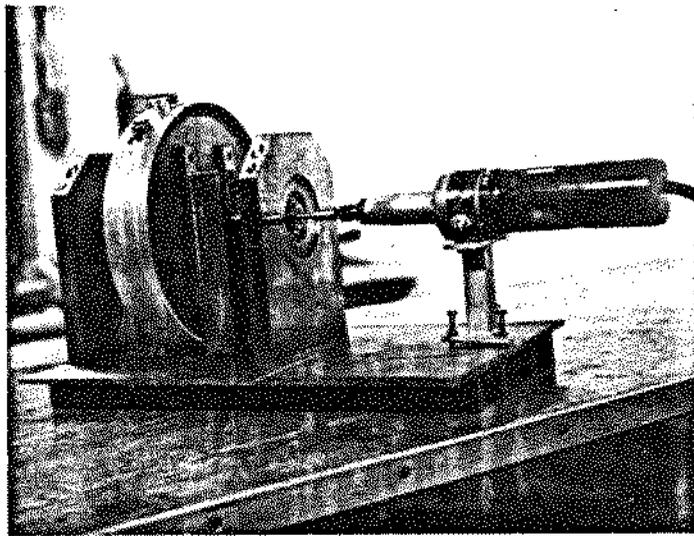


FIGURA 2.2.1 - Dispositivo usado nas medidas experimentais.

### DADOS BÁSICOS

- VOLANTE - diâmetro: 259mm  
          espessura: 21,5mm  
          material: aço ABNT 4340 temperado e revenido  
                  com uma tensão de escoamento de 110  
                  kgf/mm<sup>2</sup>
- ROLAMENTOS - Marca SKF, tipo 6006 2 Z
- EIXO - material: aço ABNT 1020 com uma tensão de escoamento de 15 kgf/mm<sup>2</sup>
- BASE - construída em chapas de aço ABNT 1020 de 3/8" de espessura e reforçada na parte inferior por duas vigas U de 5".

ALOJAMENTO DOS ROLAMENTOS - Constituído em chapas de aço ABNT 1020 de 1" de espessura.

MOTOR - Retífica portátil Bosch Modelo 0601205147  
Potência 320W  
Rotação de 0 a 24000 rpm, variando-se a tensão de alimentação em Corrente Contínua.

Os desenhos do dispositivo básico bem como os dos acessórios estão no Apêndice B.

### 2.3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Para a medição das perdas por atrito do volante com a atmosfera à sua volta, temos que considerar também as perdas nos retentores e nos rolamentos, pois eles funcionam em conjunto.

Como não era o nosso objetivo a determinação das perdas nos retentores, eles foram eliminados no nosso protótipo e lubrificou-se os rolamentos de tal forma que não foi necessário usá-los. (Item 2.4). Já as perdas nos rolamentos não puderam ser eliminadas e foram consideradas nos cálculos executados, tendo papel importante no resultado final.

Para se minimizar as perdas por atrito do volante com a sua atmosfera, devem ser estudadas duas situações diferentes, já que a hipótese de se usar o volante "aberto" em contato com o ar está excluída: primeiro por apresentar maiores perdas que o volante girando dentro de uma caixa cilíndrica, fato já constatado e confirmado por vários pesquisadores [1], [2] e [3]; segundo por motivos de segurança, o volante necessariamente tem que ficar incluso dentro de uma caixa de proteção, para que em caso de rompimento os estilhaços fiquem retidos dentro dela minimizando os possíveis danos físicos e materiais.

As duas situações acima citadas são:

- a) uma caixa cilíndrica envolvendo o volante sendo a atmosfera em seu interior ar a pressão atmosférica.
- b) uma caixa cilíndrica com o seu interior a pressões a baixo da atmosfera.

A forma construtiva b) aparentemente provoca perdas por

atrito menores, mas se levarmos em conta o balanço energético total, isto é, a soma das perdas por atrito do volante com a atmosfera com a potência gasta pelo bombeamento gerador do vácuo e as perdas nos retentores, que são mais complexos que na forma construtiva a), o ganho não é tão grande como parece. Deve-se então procurar, para a escolha entre as duas formas construtivas, os valores do consumo global de energia de cada uma delas, considerando-se os ganhos e as perdas.

Existe também outra opção de projeto, que é a de unidades seladas, onde o motor e o volante são fechados em uma caixa evacuada e posteriormente selada, o que nos leva a concepções e problemas diferentes.

Este trabalho ficará limitado ao estudo e minimização das perdas por atrito em caixas com pressão atmosférica, ficando como sugestão para um trabalho posterior o estudo em caixas com pressão interna abaixo da atmosférica ou com gases menos densos e viscosos que o ar, como hélio por exemplo, em seu interior.

Foram realizadas várias medidas do momento de atrito, para a determinação dos seguintes parâmetros: influência das dimensões da caixa sobre as perdas, perdas no volante girando livre na atmosfera, influência de ressaltos na superfície do volante, perdas nos rolamentos e influências do formato da caixa nas perdas de volantes com ressaltos.

Para a realização das medidas, o volante foi acelerado até a rotação máxima permitida pela potência do motor, que é de 320W, e então a embreagem era desacoplada. Com o volante livre foi traçada a curva do decréscimo da velocidade do volante em função do tempo, diretamente em um registrador x-t. Os resultados obtidos são curvas semelhantes às da Fig. 2.3.1, onde se observa a desaceleração do volante devido às influências do atrito que atua no volante e nos mancais.

A partir dos gráficos obtidos, foram feitas diferenciações gráficas nos pontos de 2000 a 9000 rpm, com  $\Delta\omega = 1000$  rpm, sendo obtida então a aceleração angular  $\alpha$  do volante nesses pontos. Como o momento de inércia  $I$  do volante e do eixo são conhecidos é possível obter o "Mt" momento total de atrito para cada uma dessas rotações, sendo que  $M_t = I\alpha$ .

O momento total de atrito, que atua sobre o volante pode ser decomposto na seguinte forma:

$$M_t = M_r + M_{ar}$$

onde:  $M_t$  = Momento de Atrito total  
 $M_r$  = Momento de Atrito devido aos rolamentos  
 $M_{ar}$  = Momento de Atrito devido ao ar

Como o objetivo final era a determinação do  $M_{ar}$  e os resultados experimentais fornecem o momento de atrito total que inclui o efeito do atrito nos rolamentos, foram executadas algumas medidas com o objetivo de se obter o valor de  $M_r$ . Este valor pode ser obtido, usando-se somente o eixo sem o volante, sendo que neste caso  $M_t = M_r$ . E o resultado final fica então na forma  $M_{ar} = M_t - M_r$ .

Em  $M_r$  existe uma pequena parcela devida ao atrito do eixo com o ar, mas que pode ser considerada desprezível por causa do pequeno diâmetro do eixo.

A Fig. 2.3.2. mostra uma das curvas de desaceleração livre do eixo sem o volante.

O valor médio encontrado para a desaceleração angular do eixo nas experiências executadas para a determinação do  $M_r$  foi  $\alpha = 14,87$  rad./s. O momento de atrito médio obtido para os rolamentos é igual a  $M_r = 2,04 \times 10^{-3}$  Nm, com uma variação de aproximadamente 0,5% entre o maior e o menor valor obtido.

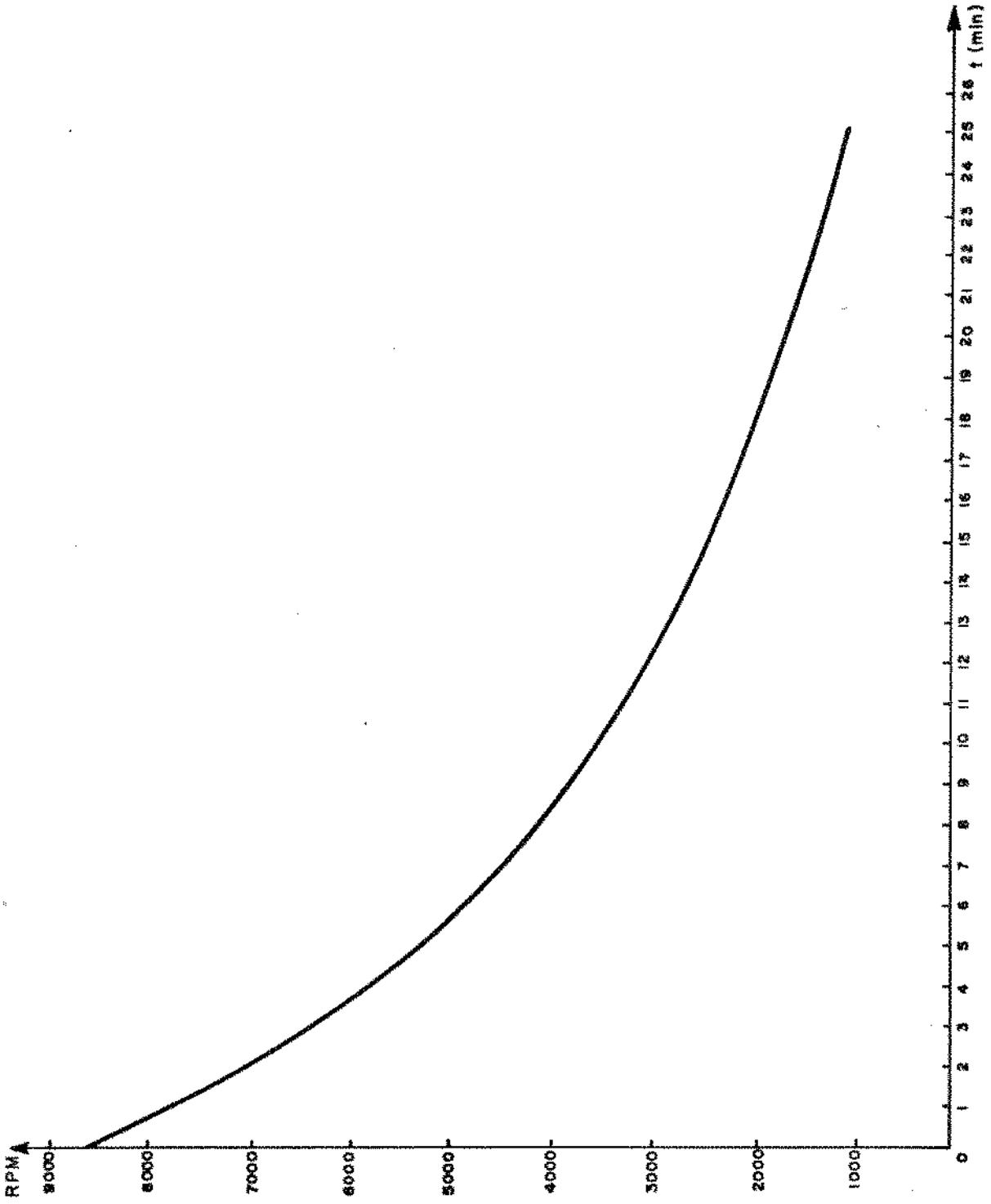


FIGURA 2.3.1 - Curva de desaceleração livre do volante  $s = 1mm$ .

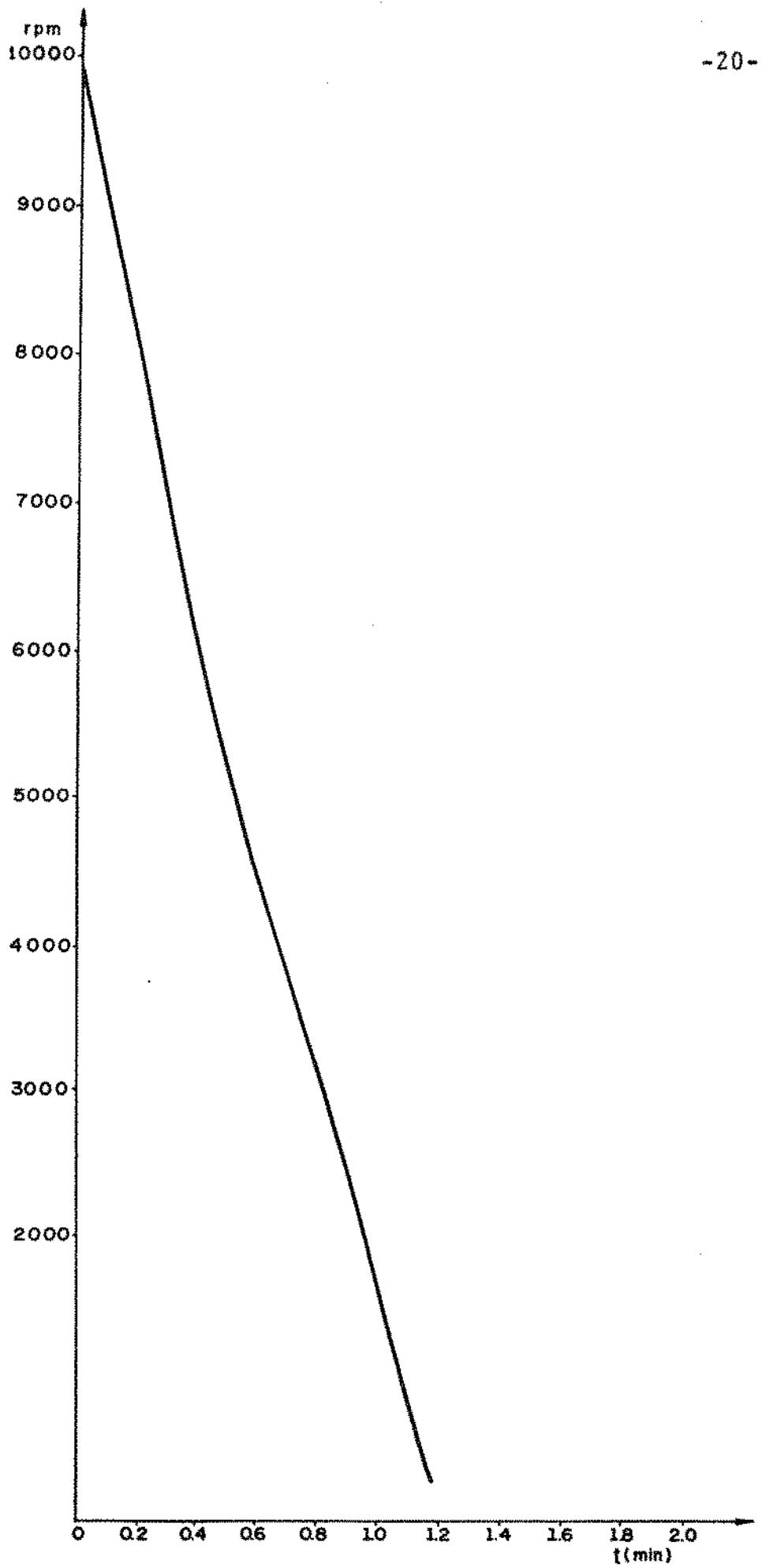


FIGURA 2.3.2 - Curva de Desaceleração do Eixo sem o Volante

## 2.4. DIMENSIONAMENTO DO VOLANTE

A tensão máxima que aparece em um disco com um furo no centro, quando posto a girar em torno do seu centro [4], é situada no contorno do furo central e tem o seguinte valor:

$$\sigma_{\theta_{\max}} = \frac{3+\nu}{4} \rho \omega^2 (b^2 + \frac{1-\nu}{3+\nu} a^2)$$

onde: a = raio do furo circular central  
b = raio do volante  
 $\omega$  = velocidade angular do volante  
 $\rho$  = densidade do material do volante  
 $\nu$  = coeficiente de Poisson, do material

Como o volante do protótipo foi planejado para girar a uma rotação máxima de 12000 rpm temos que para este caso

$$\sigma_{\theta_{\max}} = 21,2 \text{ kgf/mm}^2$$

Por motivos de segurança, como o protótipo não dispõe de uma caixa de proteção eficiente, o volante foi construído em aço ABNT 4340, temperado e revenido para uma tensão de escoamento de 110 kgf/mm o que nos deixa com um coeficiente de segurança igual a cinco.

## 2.5. LUBRIFICAÇÃO DOS ROLAMENTOS

A princípio a lubrificação dos rolamentos surgiu como um sério problema a ser resolvido, para a garantia de reprodutibilidade das medidas.

Para se ter facilidade de lubrificação, foram adquiridos dois rolamentos SKF 6006 2Z blindados, lubrificados a graxa de tal modo que o problema de lubrificação fosse afastado durante as séries de medidas. Todavia quando os rolamentos foram postos a rodar somente com o eixo, sem o volante, só o atrito viscoso nos rolamentos consumia toda a potência disponível no motor (320W) a

3000 rpm, não sendo por isso possível conseguir rotações mais altas e não existindo portanto mais potência para acelerar o volante e vencer o atrito do mesmo com o ar.

Foi decidido então retirar a blindagem dos rolamentos e a graxa e lubrificá-los com óleo. Daí surgiu um segundo problema: como lubrificar os rolamentos de tal forma que o óleo não fosse expulso durante as medidas, variando assim o atrito devido aos rolamentos.

Este problema foi resolvido adicionando-se quantidades mínimas de óleo, de tal forma que existisse sobre as partes em contato somente uma película de óleo.

Restava então saber como medir a quantidade de óleo a ser colocada nos rolamentos em cada experiência a ser realizada, para que não houvesse variação do torque de atrito dos rolamentos de experiência para experiência.

O problema foi resolvido usando-se uma seringa de injeção como conta gotas e adicionando-se duas gotas de óleo em cada rolamento, sendo que após cada experiência realizada os rolamentos eram lavados e depois novamente lubrificados.

Para a verificação da quantidade de massa em cada gota de óleo, foram realizadas pesagens de várias gotas tendo-se obtido o valor de 0,0104 g com um desvio padrão 0,0017 para cada gota de óleo.

Para a verificação da repetibilidade do torque de atrito consumido pelos rolamentos com esse processo de lubrificação, foram realizadas várias medidas deste torque de atrito usando-se o eixo sem o volante, sendo constatada a repetibilidade das medidas realizadas.

O óleo usado na lubrificação foi o óleo Singer, especial para máquinas de costura com as seguintes propriedades:

VISCOSIDADE	SSU a 28°C	121s
VISCOSIDADE	SSU a 50°C	73s
VISCOSIDADE	CsT a 50°C	13,78s

de acordo com as normas ASTM D2270 e ASTM D567.

A temperatura ambiente média durante a execução dos ensaios foi de 27°C.

## 2.6. EQUIPAMENTO UTILIZADO

Para a alimentação do motor foi usada uma fonte de corrente contínua Marca Philips, Modelo PE 1527.

Esta fonte permite tanto a regulagem da voltagem como a da corrente aplicada ao motor para que a sua capacidade máxima de 2,9 A não fosse ultrapassada.

Para as medidas da rotação do volante foi utilizado um tacômetro Philips modelo PR 9907 com captador foto elétrico, o que possibilitou que não houvesse acréscimo de atrito ao sistema causado pela medida de rotação.

Além do mostrador analógico, este tacômetro possui uma saída de voltagem proporcional à rotação, esta saída foi utilizada para o registro da rotação do volante.

Para o registro foi utilizado um registrador x-y Hewlet Packard modelo 7005B. Este registrador foi transformado em um registrador x-t, pela inclusão em um de seus canais de uma base de tempo Philips modelo PM 9814.

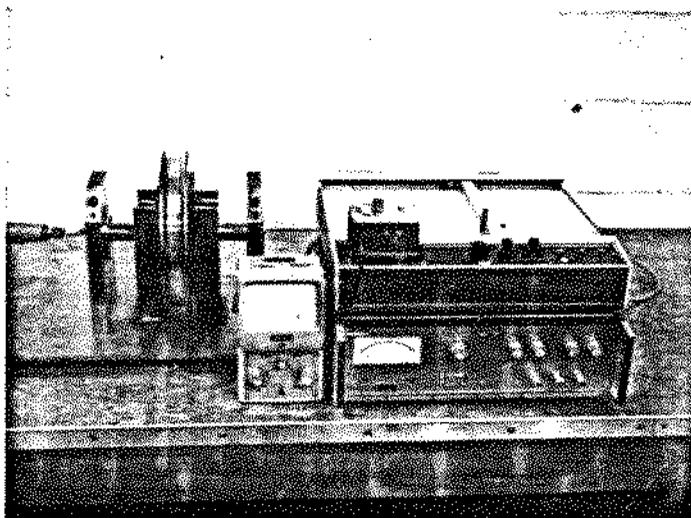


FIGURA 2.6.1 - Equipamento utilizado

### CAPÍTULO III

#### 3.1. MEDIDAS REALIZADAS

Na bibliografia consultada não há referências sobre a variação das perdas por atrito devido à variação da folga radial entre o volante e a caixa, sendo que todos os pesquisadores relataram as suas experiências para uma folga radial fixa.

Por esse motivo optamos por primeiro encontrar a variação das perdas em função da folga axial "s", e depois fixando s encontrar a variação das perdas devido à folga radial.

Foi então fixado o diâmetro da caixa igual a  $D=272\text{mm}$  e realizadas medidas para s igual a 0,5-1,0-1,5-1,8-2,0-2,2-2,5-3,0 3,5-5,0-7,7 e 9,0mm.

Após a obtenção dos resultados experimentais da variação do torque de atrito em função de "s" e analisando-se os resultados, foi usada uma folga axial fixa  $s=2\text{mm}$  coincidente com a folga que apresentou as menores perdas de atrito e então realizadas as medidas das perdas para os seguintes diâmetros da caixa: 261, 263, 265, 267, 269 e 272mm, com a finalidade de se encontrar a variação do torque de atrito em função da folga radial.

Para simular o volante construído pelo GEPRON, que é formado de um pacote de discos cilíndricos parafusados entre si, o volante foi furado com 6 furos de 6mm de diâmetro, equidistantes  $60^\circ$  entre si, sobre um círculo a  $9/10$  do diâmetro do volante. Nos furos foram colocados parafusos passantes e realizadas medidas para se determinar qual formato das porcas apresenta a menor influência nas perdas, tomando como referência o disco liso.

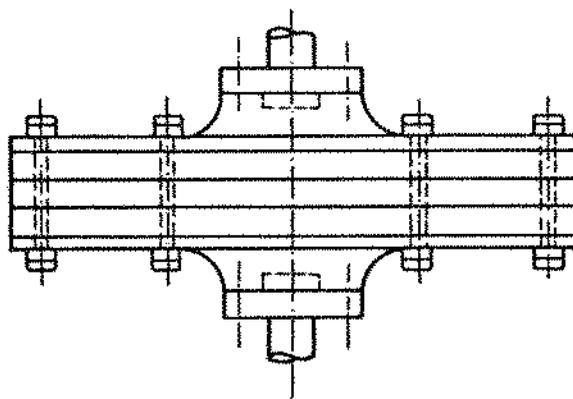


FIGURA 3.1.1 - Volante formado por um pacote de discos cilíndricos parafusados entre si.

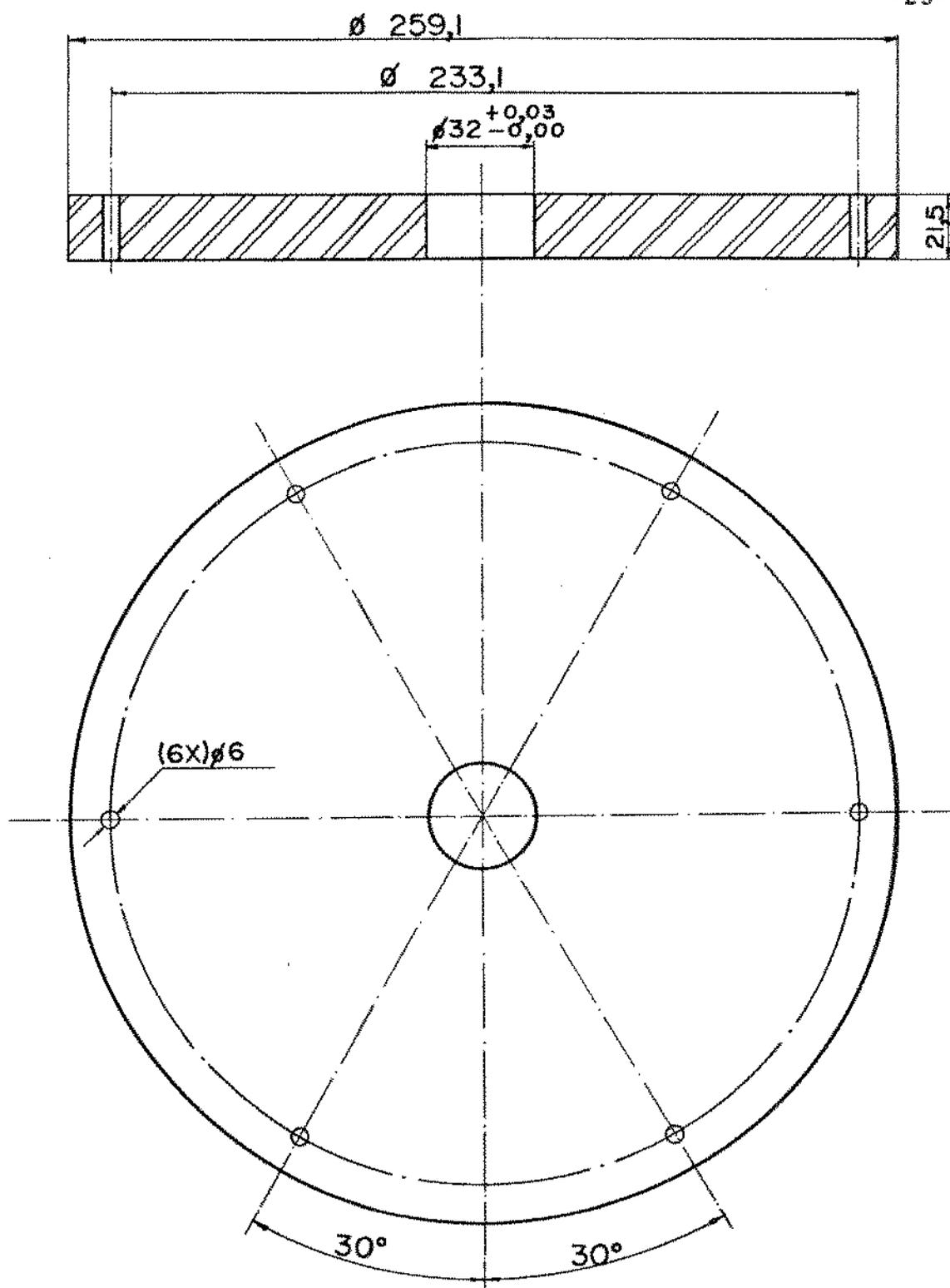
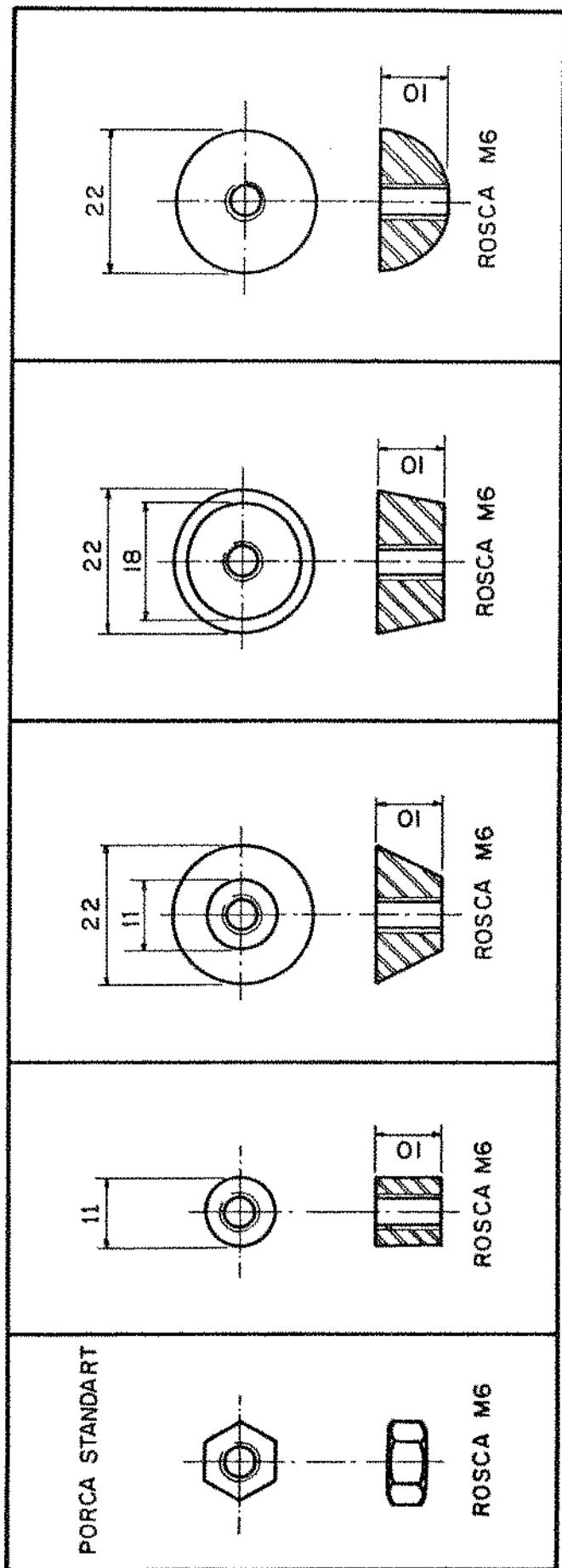


FIG.3.1.2VOLANTE APÓS SER FURADO PARA O ENSAIO DAS PORÇAS

ESC. 1 : 2



3

5

4

2

1

FIGURA 3.1.3 - Tipos de Porcas Ensaaiadas

Todos os modelos de porcas ensaiadas, mostradas na Fig. 3.1.3, tinham rosca M6 e foi considerada a espessura total de 10 mm, levando-se em conta que é necessário usar no volante real porca e contra porca de travamento.

Para a porca nº 1, a contra porca usada foi outra porca hexagonal; para a porca nº 2 foi considerado que o modelo representa porca e contra porca com espessura de 5mm cada uma. Nos outros casos as contra porcas ficariam embutidas dentro das porcas ensaiadas.

Teoricamente, levando em conta as áreas frontais das porcas, o aumento das perdas por atrito se dá na seguinte ordem: Porca nº 2, Nº 1, Nº 4, Nº3, e Nº 5.

Após a determinação experimental do tipo de porca que apresenta o menor acréscimo nas perdas por atrito, tendo como referência o volante sem as porcas, o passo seguinte foi a concepção e o ensaio de um tipo de caixa que pudesse servir como referência nos estudos futuros de minimização das perdas por atrito, com o ar, de volantes em forma de pacote, levando em consideração as porcas que ressaltam na superfície lateral do volante.

Para isso foi ensaiado o formato mostrado na Fig. 3.1.4, partindo-se do princípio que mantendo-se a distância entre o volante e a caixa dentro da faixa que apresenta perdas mínimas para o volante liso, as perdas serão minimizadas por causa da diminuição da turbulência provocada pelas porcas.

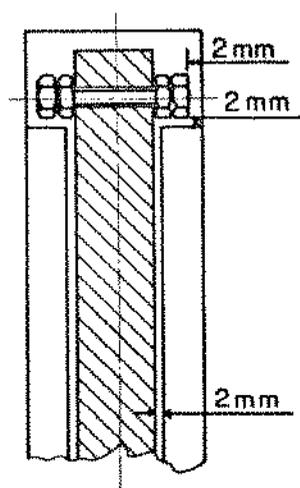


FIGURA 3.1.4 - Tipo de Caixa para Estudo de Minimização das perdas por Atrito em Volantes Formados por um Pacote de Discos Planos.

### 3.2. RESULTADOS OBTIDOS

Os resultados experimentais obtidos constam das tabelas e figuras listadas abaixo:

Tabela 3.2.1 - Resultados experimentais obtidos para o Momento de Atrito ( $N \times m \times 10^3$ ) em função da rotação do volante e da distância "s" entre as faces da caixa e do volante.

Tabela 3.2.2 - Resultados experimentais obtidos para o Momento de Atrito em função da variação do Diâmetro da Caixa.

Analisando estes resultados vemos que para as folgas radiais entre o volante e a caixa maiores que dois milímetros e a folga máxima ensaiada que foi de 6,5mm, a perda por atrito é independente desta folga. Para a folga radial de um milímetro, houve um aumento médio de 7% no momento de atrito.

Tabela 3.2.3 - Resultados experimentais obtidos para o momento de atrito em função da rotação do volante para os tipos de porcas ensaiadas, Fig. 3.2.4.

Analisando o resultado vemos que o tipo de porca que apresentou o menor acréscimo nas perdas foi o Nº 2, seguido pelo nº 1, os tipos Nº 3 e 4 apresentam valores praticamente iguais, sendo que o tipo que apresentou o maior acréscimo foi o Nº 5.

Tabela 3.2.4 - Nesta tabela é feita uma comparação entre três tipos de ensaios executados com o volante simulando um volante em forma de pacote e usando as porcas Nº 1.

- 1º - Volante sem caixa
- 2º - Volante com caixa sem ressalto e  $s=11\text{mm}$
- 3º - Volante com caixa com ressalto

Analisando os resultados desta tabela vemos que o volante em forma de pacote girando dentro da caixa com ressalto apresentou as perdas por atrito em torno de 20% menores do que as perdas do volante girando dentro da caixa sem ressalto, e 66% menores do que o volante girando livre, sem caixa nenhuma.

Tabela 3.2.5 - Nesta tabela é feita uma comparação entre as perdas obtidas para o volante liso girando aberto, sem caixa e as perdas obtidas para o volante liso girando em uma caixa com  $s = 2\text{mm}$ .

Neste caso os resultados experimentais mostram que o volante girando em um espaço não delimitado apresenta perdas em

torno de 95% maiores que o girando em uma caixa cilíndrica com  $s = 2\text{mm}$ .

Figura 3.2.1 - Neste gráfico são mostradas as curvas obtidas do momento de atrito em função da distância entre as faces do disco e a caixa.

Vemos que as perdas por atrito atingem um mínimo para  $(s/r) = 0,015$ .

Figura 3.2.2 e 3.2.3 - Curvas  $M_a \times \text{rpm}$  para os valores de  $s$  ensaiados.

		S - DISTÂNCIA ENTRE AS FACES DO VOLANTE E A CAIXA													
		0,5	1,0	1,5	1,8	2,0	2,2	2,5	3,0	3,5	5,0	7,7	9,0		
2000	ROTAÇÃO DO VOLANTE (rpm)	19,63	17,29	17,75	15,41	15,26	15,64	17,75	19,93	19,70	21,81	18,12	20,31		
3000		27,01	24,82	23,02	20,76	20,91	21,44	22,64	23,77	23,71	24,82	20,68	25,58		
4000		42,45	37,55	31,51	31,60	30,92	31,90	34,88	33,71	34,24	35,37	32,51	33,85		
5000		60,52	52,31	44,78	45,11	42,90	43,43	46,29	46,47	47,27	48,17	43,20	44,15		
6000		80,78	70,01	60,90	60,15	58,64	59,17	62,56	62,03	62,56	66,25	58,56	58,71		
7000		102,00	88,31	76,94	76,11	74,38	76,71	79,20	80,70	81,83	87,13	77,01	78,29		
8000		124,20	104,7	101,00	100,40	95,20	99,01	103,20	103,20	103,20	108,70	100,20	102,30		
9000		-	-	118,8	119,90	114,10	122,9	124,80	128,20	129,60	131,00	123,20	126,40		

TABELA 3.2.1 - Medidas do Momento de Atrito (N x m) (x 10<sup>3</sup>)

ROTAÇÃO DO VOLANTE (rpm)	DIÂMETRO DA CAIXA (mm)							
	261	263	265	267	269	272		
2000	21,13	14,88	15,71	16,69	16,16	15,26		
3000	22,24	20,98	20,53	21,59	20,53	20,91		
4000	34,09	31,53	31,08	32,96	32,43	30,92		
5000	46,51	42,37	41,92	44,52	43,28	42,90		
6000	52,92	57,51	56,45	57,58	56,61	58,64		
7000	77,01	74,30	72,20	74,00	72,87	74,38		
8000	99,76	93,58	94,11	92,23	92,23	95,20		
9000	118,50	114,90	112,80	116,80	114,30	114,10		

TABELA 3.2.2 - Variação do Torque de Atrito Nxm ( $\times 10^{-3}$ )

em função do Diâmetro da Caixa

		TIPO DE PORCA				
		Nº 1	Nº 2	Nº 3	Nº 4	Nº 5
ROTAÇÃO DO VOLANTE (rpm)	2000	26,38	25,35	30,34	29,66	31,22
	3000	38,68	36,58	39,31	40,08	44,83
	4000	56,02	56,27	61,00	61,21	64,22
	5000	82,71	85,12	89,23	89,67	97,14
	6000	105,10	108,40	111,50	115,40	120,90
	7000	136,80	131,00			

TABELA 3.2.3 - Torque de Atrito ( $N \times m \times 10^3$ ) para cada uma das porcas ensaiadas.

ROTAÇÃO DO VOLANTE (rpm)	Torques de Atrito (Nxm $\times 10^3$ ) da Porca		
	1	2	3
2000	51,25	26,38	19,18
3000	100,10	38,68	31,08
4000		56,02	47,00
5000		82,71	65,27
6000		105,10	89,05
7000		136,80	113,70

TABELA 3.2.4 - Comparação entre os torques de atrito (Nxm $\times 10^3$ ) da Porca

ca  
 N=1:1 - sem a caixa  
 2 - com caixa  
 3 - com caixa com ressalto

ROTAÇÃO DO VOLANTE (rpm)	Torques de Atrito (Nxm $\times 10^3$ ) do volante "A" e na caixa "B" com s = 2mm.	
	A	B
2000	23,01	15,26
3000	33,78	20,91
4000	57,43	30,92
5000	85,82	42,90
6000	115,27	58,64
7000		74,38
8000		99,01
9000		122,90

TABELA 3.2.5 - Comparação entre os Torques de Atrito (Nxm $\times 10^3$ ) do volante "A" e na caixa "B" com s = 2mm.

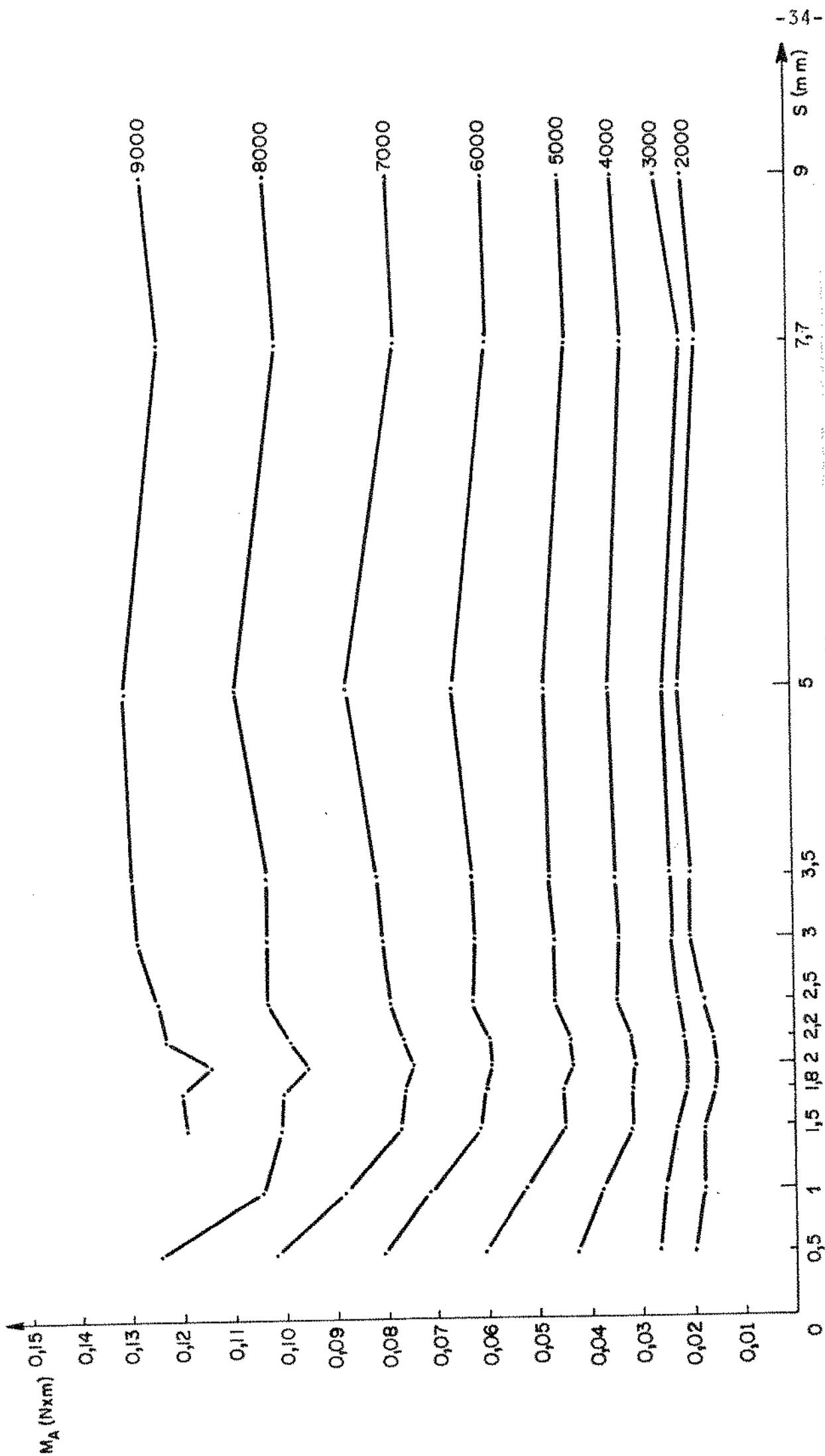


FIGURA 3.2.1 - Curvas de Torque de atrito em função de "s"

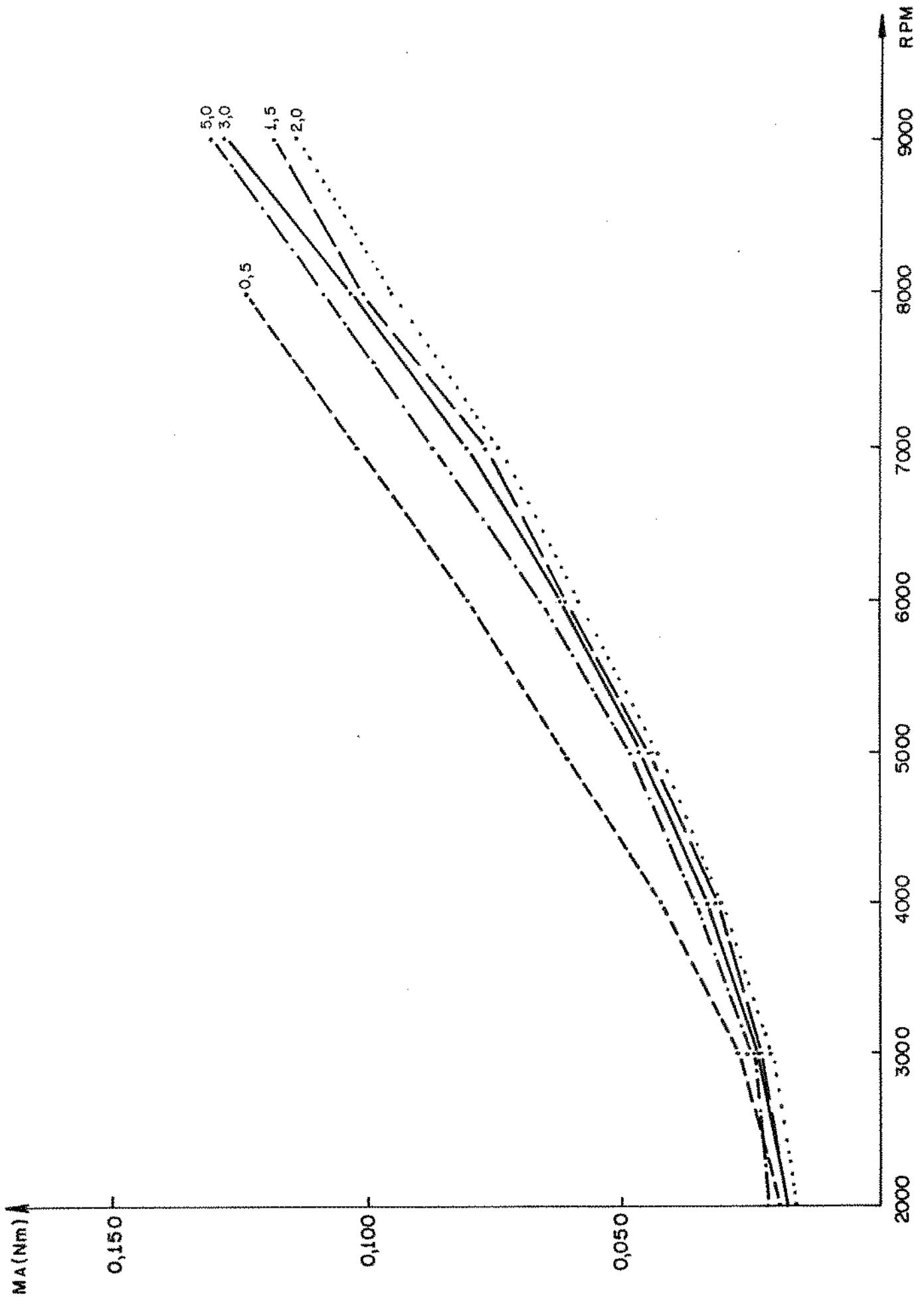


FIGURA 3.2.2 - Torque de atrito x rotaçao de volante, para diversos valores de "s"

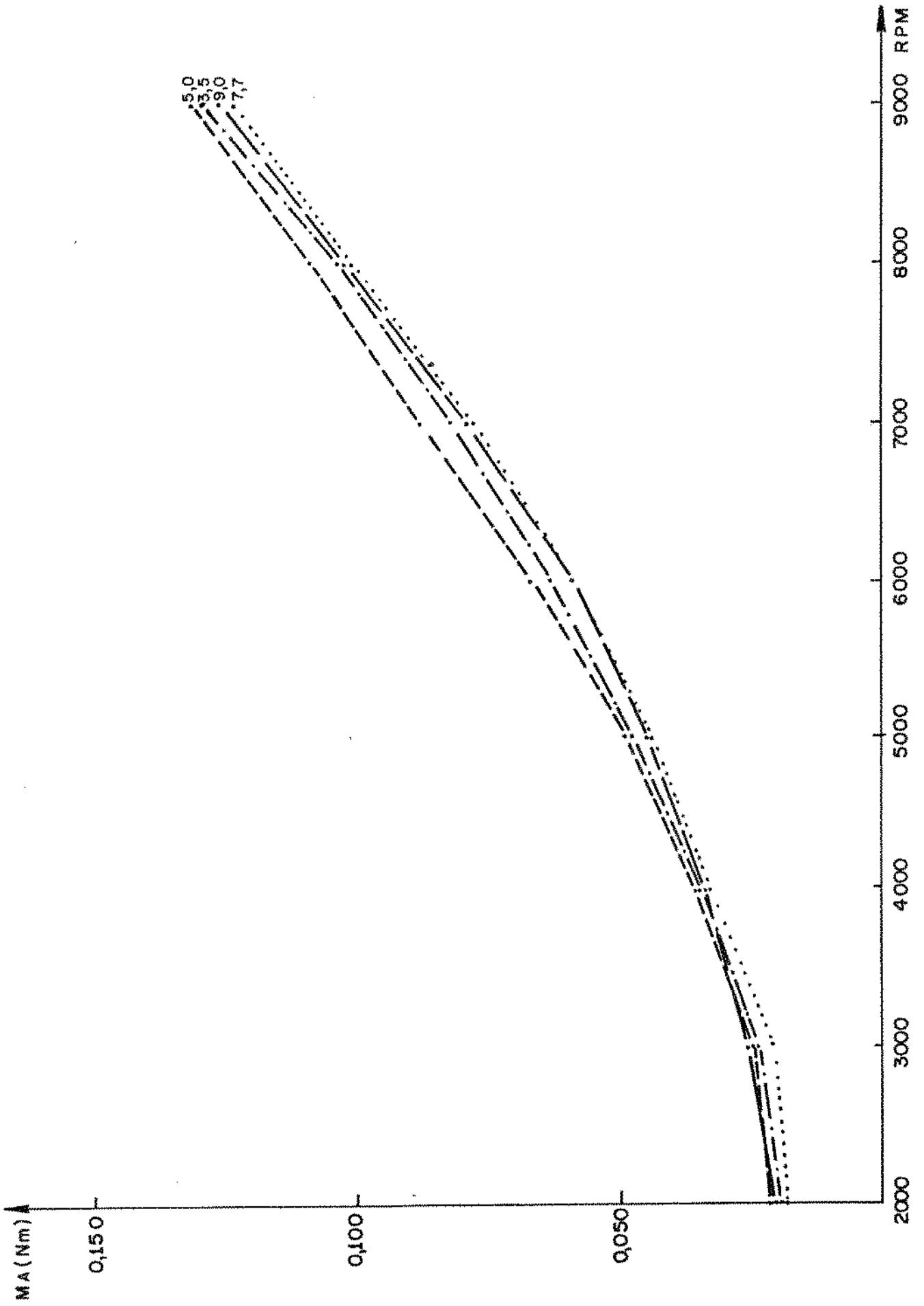


FIGURA 3.2.3 - Torque de atrito x rotação do volante para diversos valores de s.

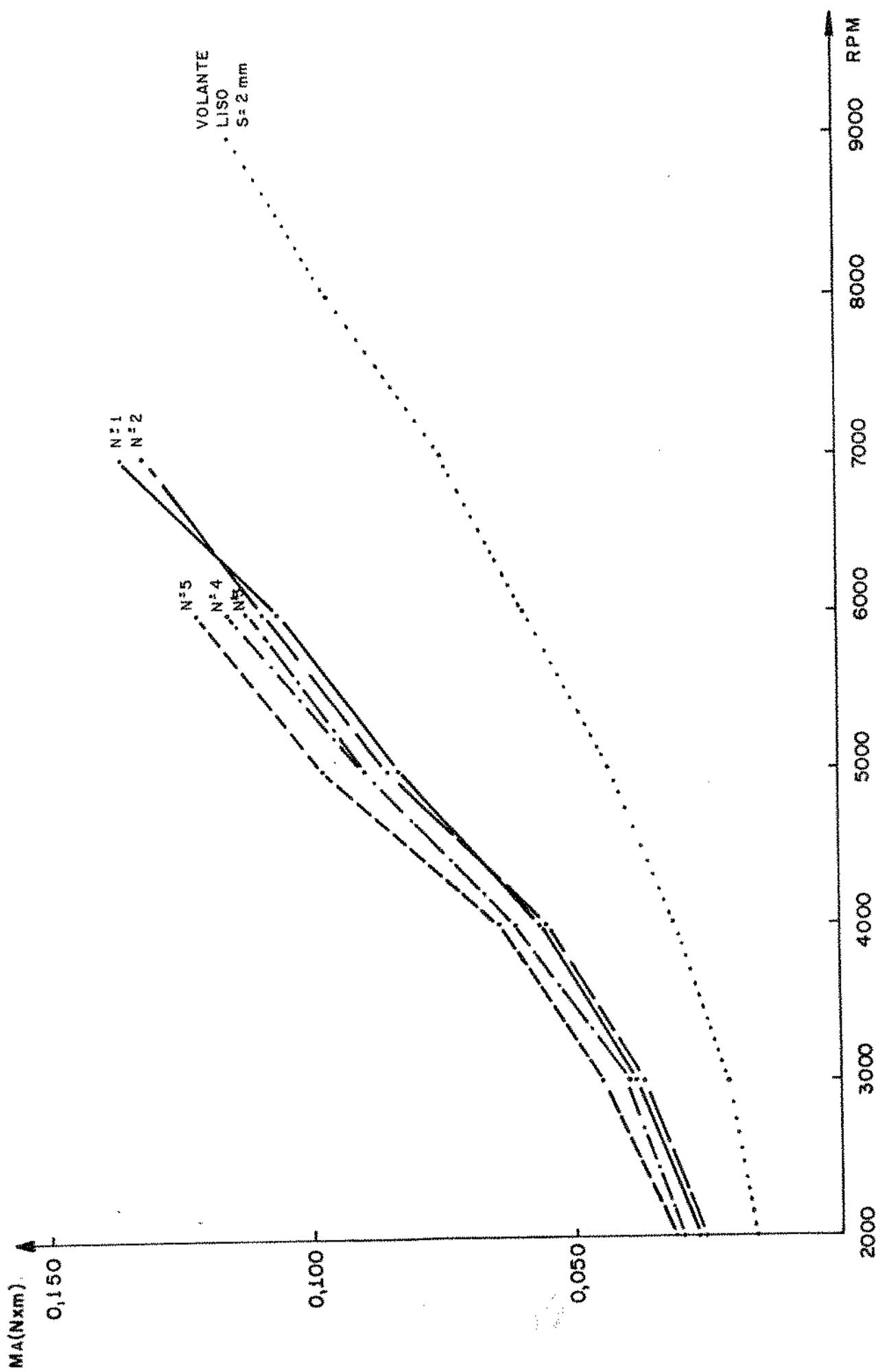


FIGURA 3.2.4 - Torque de Atrito x rotação do volante, para cada uma das porcas ensaiadas

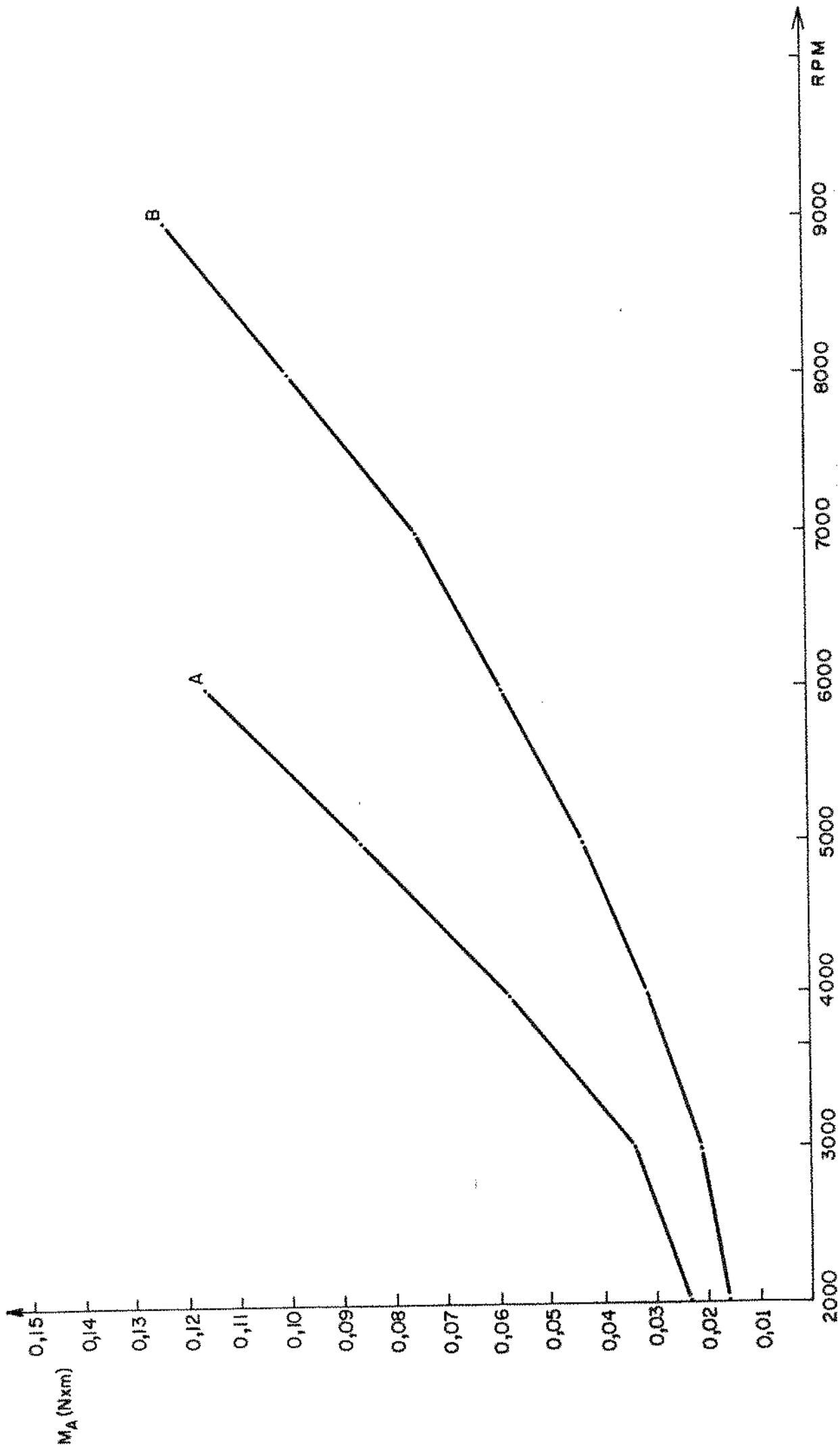


FIGURA 3.2.5 - Comparação entre os Torques de atrito do volante aberto (curva A) e do volante com caixa e  $s=2\text{mm}$  (Curva B)

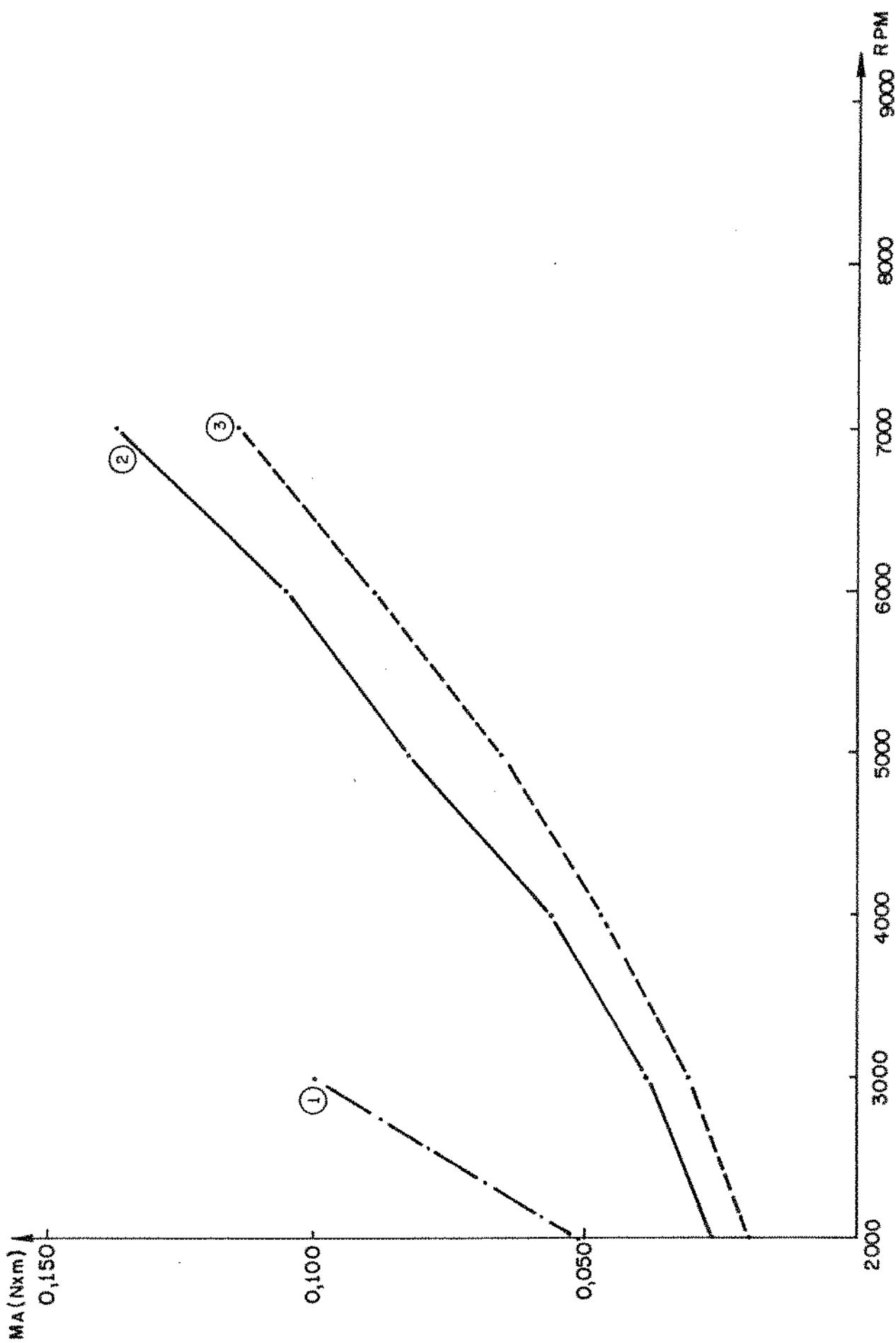


FIGURA 3.2.6 - Curva 1 - Volante em forma de pacote sem caixa  
Curva 2 - Volante em forma de pacote com caixa s=11mm  
Curva 3 - Volante em forma de pacote com caixa com ressalto

### 3.3. OBTENÇÃO DE UMA EQUAÇÃO EMPÍRICA PARA AS PERDAS EM VOLANTES CILÍNDRICOS

Um dos objetivos deste trabalho é a obtenção de uma equação empírica que avalie as perdas por atrito com o ar no projeto de volantes cilíndricos, em função das dimensões da caixa de proteção.

Na bibliografia consultada [1] [3] e [10], as equações que representam este fenômeno em fluidos incompressíveis se apresentam na seguinte forma:

$$M = \frac{1}{2} C_m \rho \omega^2 r^2 \quad \text{onde} \quad C_m = K(s/r)^x Re^y$$

e	r	=	raio do volante	(m)
	$\omega$	=	velocidade angular do volante	(rad/s)
	$C_m$	=	coeficiente do momento de atrito	(adm.)
	$\nu$	=	viscosidade cinemática do fluido	(m <sup>2</sup> /s)
	$\rho$	=	massa específica do fluido	(kg/m <sup>3</sup> )
	K	=	constante adimensional	
	x	=	constante adimensional	
	y	=	constante adimensional	
	Re	=	número de Reynolds	( $\omega r^2 / \nu$ )

Este modelo de equação também engloba todas as variáveis que aparecem para o problema em fluidos compressíveis, e nos pareceu adequado também para o estudo dos resultados experimentais obtidos.

A obtenção então da equação do momento de atrito se resumiu na ajustagem estatística dos resultados experimentais a este modelo de equação, para a obtenção do valor das constantes K, x e y.

Com essa finalidade foi desenvolvido um programa de computador para a execução de uma regressão linear múltipla, baseado no Método Estatístico dos Mínimos Quadrados [5].

Os resultados experimentais foram adimensionalizados na forma:

$$C_m = \frac{2M}{\rho \omega^2 r^5}$$

para que se pudesse desenvolver a regressão linear equacionada na seguinte maneira:

$$\log C_m = \log K + x \log(s/r) + y \log Re$$

Os resultados experimentais adimensionalizados estão na Tab. 3.3.1 e o programa de computador está listado no Apêndice A.

Os valores obtidos de K, x e y são os seguintes:

$$K = 50,727$$

$$x = -0,030 \quad e$$

$$y = -0,655$$

A equação final fica então na seguinte forma

$$M = \frac{1}{2} 50,727 \left(\frac{s}{r}\right)^{-0,030} Re^{-0,665} \rho \omega^2 r^5$$

Esta equação representa os dados experimentais com um coeficiente de correlação de 92%.

TABELA 3.3.1 - Resultados experimentais adimensiona  
lisados para a obtenção da equação  
das perdas em volantes cilíndricos.

$C_m(x 10^3)$	$s/r(x 10^3)$	$Re(x 10^{-6})$
18,05	7,69	0,225
11,51	7,69	0,337
9,79	7,69	0,450
8,73	7,69	0,563
8,12	7,69	0,675
7,52	7,69	0,788
6,83	7,69	0,900
20,49	3,84	0,225
12,53	3,84	0,337
11,08	3,84	0,450
10,11	3,84	0,563
9,37	3,84	0,675
8,69	3,84	0,788
8,10	3,84	0,900
18,53	11,53	0,225
10,68	11,53	0,377
8,22	11,53	0,450
7,48	11,53	0,563
7,06	11,53	0,675
6,56	11,53	0,788
6,59	11,53	0,900
6,12	11,53	1,013
16,08	13,84	0,225
8,246	13,84	0,450
7,53	13,84	0,563
6,98	13,84	0,675

$C_m(x \cdot 10^3)$	$s/r(x \cdot 10^3)$	$Re(x \cdot 10^{-6})$
6,48	13,84	0,788
6,55	13,84	0,900
6,18	13,84	1,013
15,93	15,38	0,225
9,70	15,38	0,337
8,07	15,38	0,450
7,16	15,38	0,563
6,80	15,38	0,675
6,34	15,38	0,788
6,21	15,38	0,900
5,88	15,38	1,013
16,32	16,92	0,225
9,95	16,92	0,337
8,32	16,92	0,450
7,25	16,92	0,563
6,86	16,92	0,675
6,54	16,92	0,788
6,46	16,92	0,900
6,33	16,92	1,013
18,53	19,23	0,225
8,58	19,23	0,450
7,73	19,23	0,563
7,25	19,23	0,675
6,75	19,23	0,788
6,73	19,23	0,900
6,43	19,23	1,013
20,80	23,08	0,225
11,03	23,08	0,337
8,80	23,08	0,450

$C_m(x \cdot 10^3)$	$s/r (x \cdot 10^3)$	$Re(x \cdot 10^{-6})$
7,76	23,08	0,563
7,19	23,08	0,675
6,88	23,08	0,788
6,73	23,08	0,900
6,61	23,08	1,013
20,56	26,92	0,225
11,00	26,92	0,337
8,93	26,92	0,450
7,89	26,92	0,563
7,25	26,92	0,675
6,97	26,92	0,788
6,73	26,92	0,900
6,68	26,92	1,013
18,91	59,24	0,225
9,59	59,24	0,337
9,63	13,84	0,337
10,50	19,23	0,337
8,48	59,24	0,450
7,21	59,24	0,563
6,79	59,24	0,675
6,56	59,24	0,788
6,54	59,24	0,900
6,35	59,24	1,013
22,76	39,26	0,225
11,51	39,26	0,337
9,32	39,26	0,450
8,04	39,26	0,563
7,68	39,26	0,675
7,44	39,26	0,788

$C_m(x 10^3)$	$s/r(x 10^3)$	$Re(x 10^{-6})$
7,09	39,26	0,900
6,75	39,26	1,013
21,20	69,24	0,225
11,87	69,24	0,337
8,83	69,24	0,450
7,37	69,24	0,563
6,81	69,24	0,675
6,67	69,24	0,788
6,67	69,24	0,900
6,51	69,24	1,013

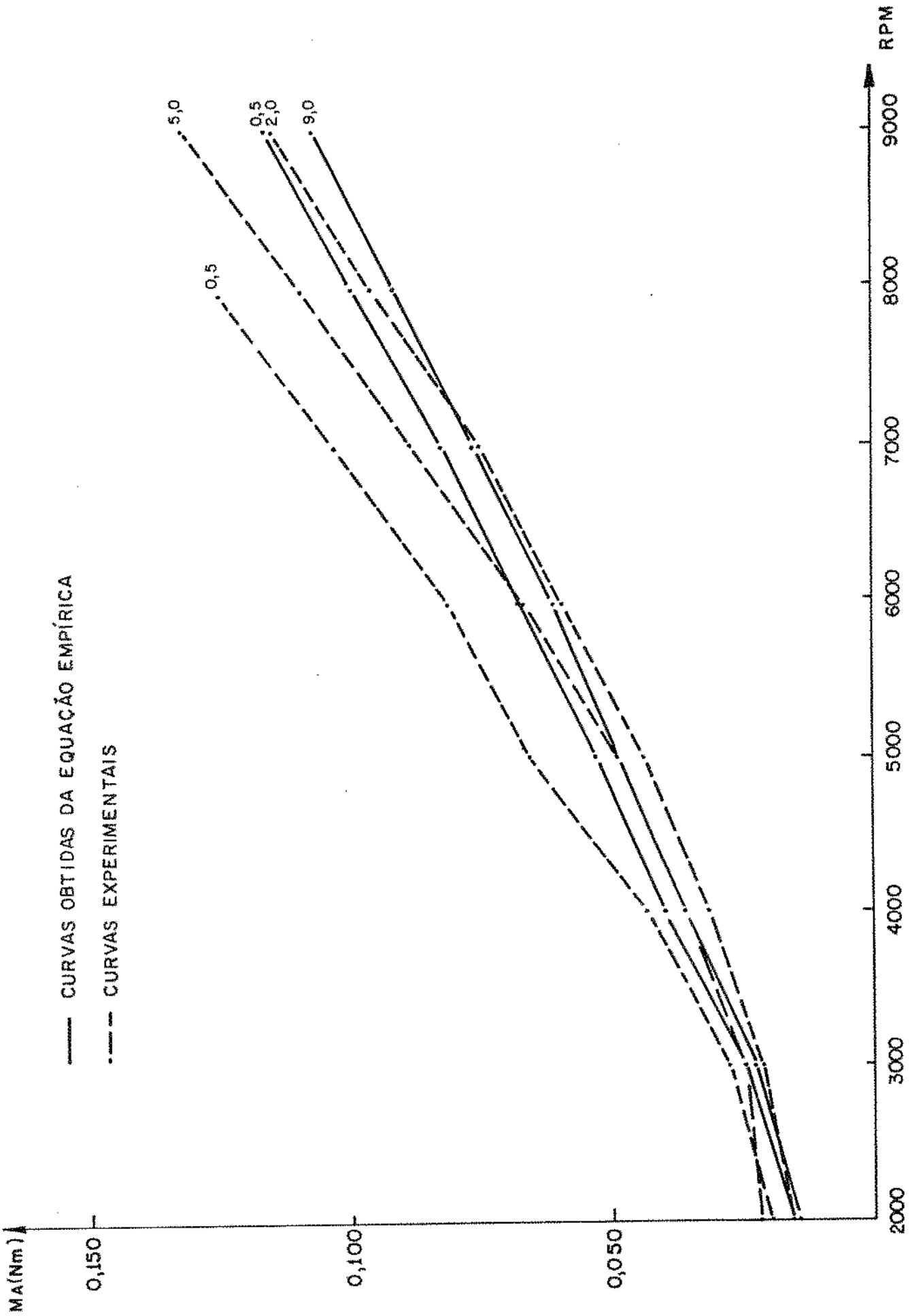


FIGURA 3.3.1 - Curvas Momento de atrito x rotação do volante para alguns valores de "s"

## CAPÍTULO IV

### 4.1. COMPARAÇÃO COM RESULTADOS DE OUTROS PESQUISADORES

Na Fig. 4.1.1 estão traçadas as curvas obtidas para as perdas por atrito em discos planos:

Curva (1) -  $C_m = 50,727 (s/r)^{-0,030} Re^{-0,665}$ , equação obtida neste trabalho e traçada para  $(s/r) = 15,38 \times 10^{-3}$ .

Curva (2) -  $C_m = 0,0622 Re^{-0,2}$ , equação obtida por F. Schultz-Grunow [3] para discos girando em caixas cilíndricas com fluidos incompressíveis em seu interior.

Curva (3) -  $C_m = 0,0102 (s/r)^{0,1} Re^{-0,2}$ , equação obtida por Daily-Nece [1] para discos girando em caixas cilíndricas com fluidos incompressíveis em seu interior, e traçada para  $(s/r) = 15,38 \times 10^{-3}$ . Esta equação representa as perdas para o caso de regime turbulento e camadas limites separadas.

Curva (5) -  $C_m = 0,080 (s/r)^{-0,16} Re^{-0,25}$ , equação obtida por Daily-Nece [1] para discos girando em caixas cilíndricas com fluidos incompressíveis em seu interior, e traçada para  $(s/r) = 15,38 \times 10^{-3}$ . Esta equação representa as perdas para o caso de regime turbulento e camadas limites interferentes.

Curva (4) -  $C_m = 0,245 Re^{-0,2} (s/r)^{0,5}$ , equação usada por Sciesko-Bastos [6] para discos girando entre duas placas paralelas, em ar, e traçada para  $(s/r) = 15,38 \times 10^{-3}$ .

As duas curvas possíveis de serem diretamente comparadas são a (1) e a (4) onde vemos que as perdas são bem menores para o caso do disco girando dentro de uma caixa cilíndrica do que para o caso do disco girando entre duas placas paralelas, sendo que a diferença entre as perdas se acentua com o aumento da rotação.

As outras curvas foram traçadas a título de ilustração. Vemos que a simples colocação das propriedades do ar nessas equações não serve como referência para as perdas pois elas foram obtidas para fluidos incompressíveis.

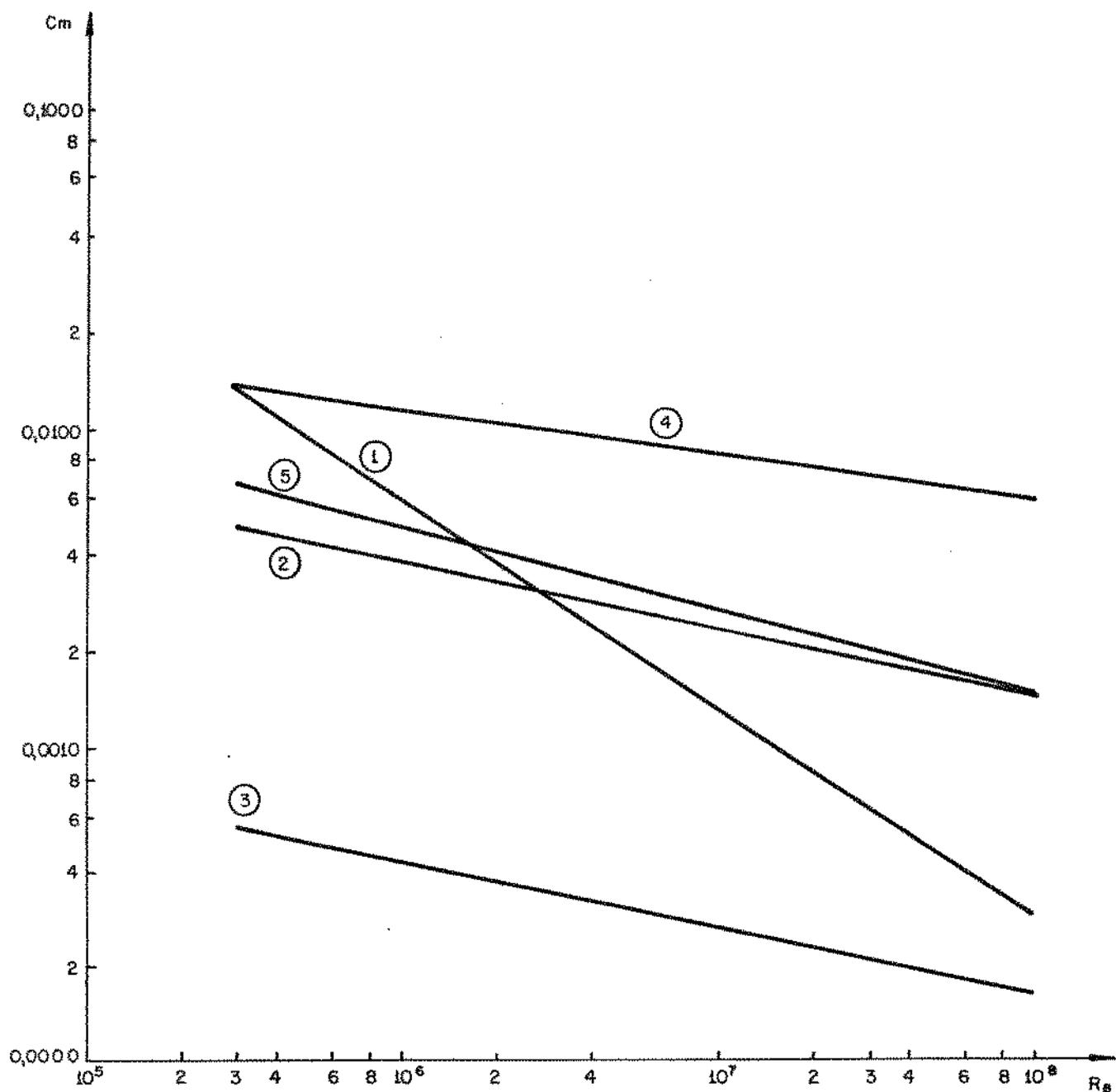


FIGURA 4.1.1 - Comparação com resultados de outros pesquisadores.

#### 4.2. CONCLUSÕES

A metodologia empregada e o protótipo utilizado se mostraram satisfatórios para os estudos executados.

As perdas por atrito atingem um mínimo para  $(s/r)=0,015$ .

Para folgas radiais maiores que dois milímetros entre o diâmetro do volante e a caixa, até a folga máxima 6.5mm, a perda por atrito é independente desta folga.

Entre as formas de porcas ensaiadas que poderiam ser usadas para apertar os discos de volantes em forma de pacote, a que apresentou menor influência sobre as perdas foi a porca cilíndrica, mas se levarmos em conta a dificuldade para se trabalhar com esse tipo de porca, pode-se optar pela porca hexagonal comum cujas perdas estão em segundo lugar.

Comparando o desempenho do volante aberto com o volante dentro da caixa com  $(s/r) = 0,015$ , vemos que o volante aberto apresenta perdas em torno de 95% maiores.

A tentativa de minimização do efeito das porcas sobre as perdas do volante maciço, através da construção de uma caixa com ressalto foi válida, ficando como sugestão para um trabalho posterior a otimização deste tipo de caixa para volantes em forma de pacote.

BIBLIOGRAFIA

- [1] DAILY, J.W., NECE, R.E. - "Chamber Dimension Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Discs" - Journal of Basic Engineering - March 1960.
- [2] LAZARKIEWCZ, S., TROSKOLANSKI, ADAM T. - "Impeller Pumps" Pergamon Press.
- [3] SCHLICHTING, H. - "Boundary Layer Theory" - MacGraw-Hill.
- [4] TIMOSHENKO, S.P., GOODIER, J.N. - "Theory of Elasticity" MacGraw-Hill Kogakusha, Ltd.
- [5] DE OLIVEIRA COSTA NETO, P.L. - "Estatística" - Edgard Blücher Ltda.
- [6] SCIESZKO, J.L., GONÇALVES BASTOS, L.E. - "Minimização do Torque de Arraste Num Volante" - Paper Nº B-12, publicado no Congresso Brasileiro de Energia, Dez. 1978.
- [7] LAWSON, L.J., SMITH, A.K. - "Study of Flywheel Energy Storage" - Department of Transportation/UMTA, Office for Technology Development and Deployment - Washington, D. C. 20590.
- [8] LEPORE NETO, F.P., ROSA, C.A. - "Projeto de Uma Unidade de Armazenamento Mecânico de Energia" - Paper Nº B-11, publicado nos Anais do Congresso Brasileiro de Energia, Dez. 1978.
- [9] KREITH, F. - "Convection Heat Transfer in Rotating Systems" Advances in Heat Transfer, Vol. 5, 1968.

- [10] DAILY, J.W., NECE, R.E. - "Roughness Effects on Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks" - Journal of Basic Engineering - September 1960.
- [11] WEBER, H.I., SZAJNER, J. - "Armazenamento Mecânico de Energia em Ultra Volantes: Uma Nova Concepção de Ônibus Elétrico" - Paper N° B-10 publicado nos Anais do Congresso Brasileiro de Energia, Dezembro, 1978.

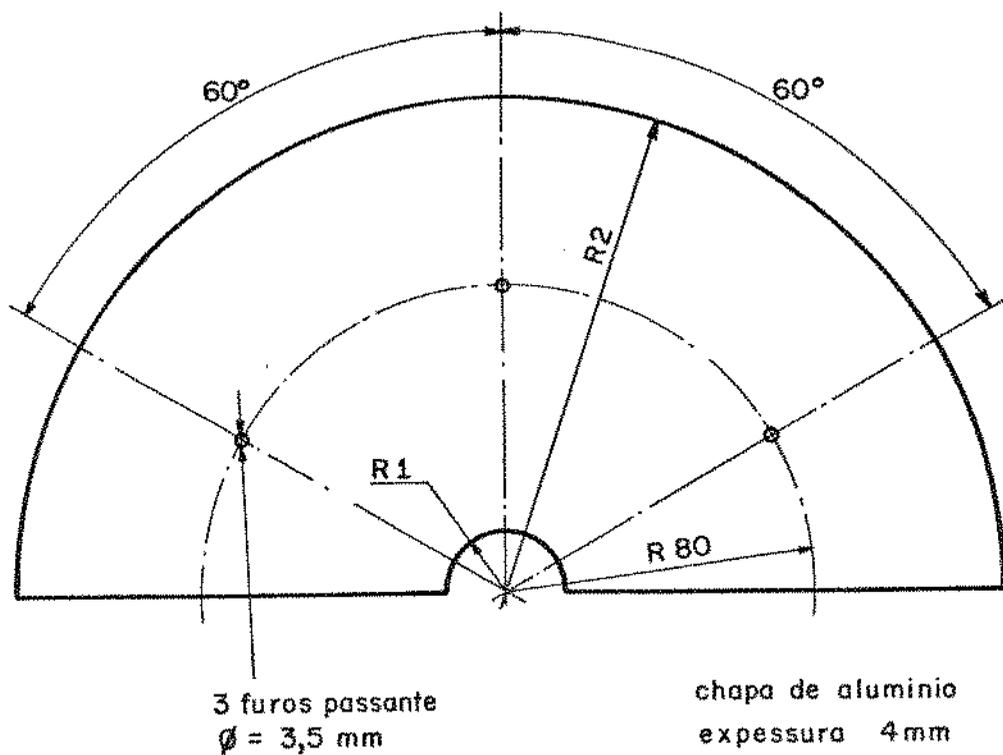
A P Ê N D I C E    A

Programa de computador usado na execução da análise estatística dos resultados experimentais, para obtenção do equacionamento das perdas do volante cilíndrico.

```
DIMENSION A(3,3),B(3)
N=94
SX=0.
SY=0.
SZ=0.
SX2=0.
SZX=0.
SYX=0.
SZ2=0.
SYZ=0.
DO1I=1,N
READ(21,10)CMI,SDI,RI
CMI=CMI*.001
SDI=SDI*.001*2.
RI=RI*1000.*.519
YI=ALOG(CMI)
XI=ALOG(SDI)
ZI=ALOG(RI)
SX=SX+XI
SY=SY+YI
SZ=SZ+ZI
SX2=SX2+XI**2
SZX=SZX+ZI*XI
SYX=SYX+YI*XI
SZ2=SZ2+ZI**2
SYZ=SYZ+ZI*YI
1  A(1,1)=N
   A(1,2)=SX
   A(1,3)=SZ
   B(1)=SY
   A(2,1)=SX
   A(2,2)=SX2
   A(2,3)=SZX
   B(2)=SYX
   A(3,1)=SZ
   A(3,2)=SZX
   A(3,3)=SZ2
   B(3)=SYZ
10  FORMAT(3F)
    DO2I=1,3
2    WRITE(5,11)(A(I,J),J=1,3),B(I)
11  FORMAT(/,4F)
    CALL SIMQ(A,B,3,0)
    WRITE(5,12)B
12  FORMAT(///,3F)
    FK=EXP(B(1))
    WRITE(5,12)FK
    CALL EXIT
END
```

A P Ê N D I C E    B

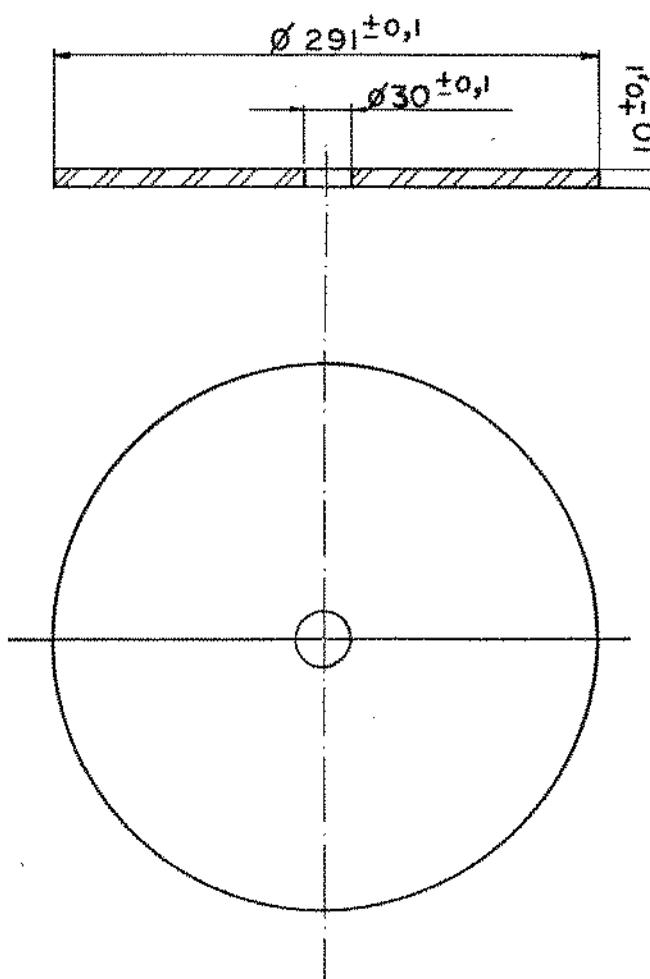
Desenhos técnicos do dispositivo usado  
nas medidas experimentais.



QUANTIDADE	R <sub>1</sub>	R <sub>2</sub>
4	16,5 $\pm$ 0,1	130,5 $^{+0,1}_{-0,0}$
4	16,5 $\pm$ 0,1	131,5 $^{+0,1}_{-0,0}$
4	16,5 $\pm$ 0,1	132,5 $^{+0,1}_{-0,0}$
4	16,5 $\pm$ 0,1	133,5 $^{+0,1}_{-0,0}$
4	16,5 $\pm$ 0,1	134,5 $^{+0,1}_{-0,0}$

TAMPA LATERAL PARA VARIAÇÃO DO DIÂMETRO DA CAIXA

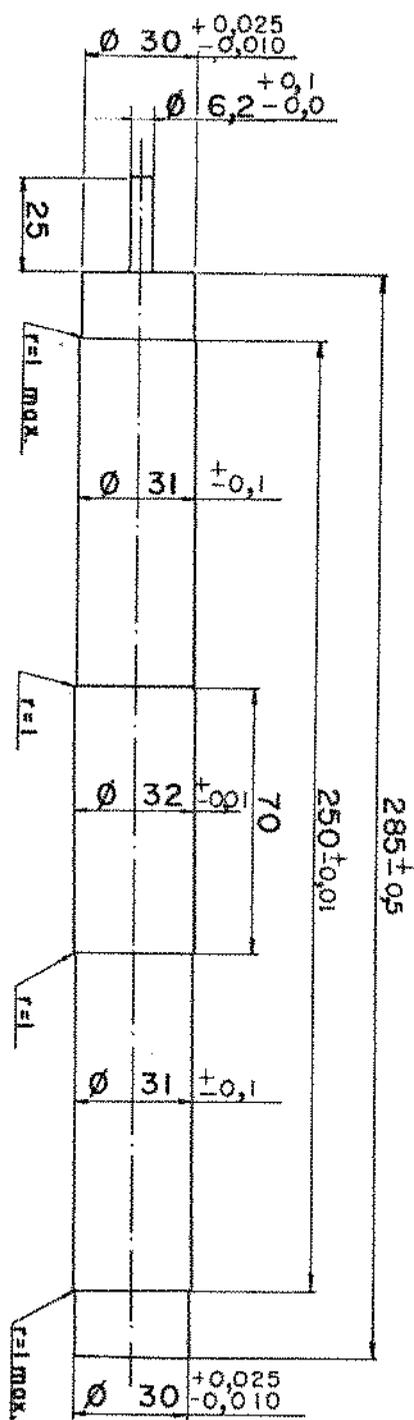
ESC. 1 : 2



TAMPA LATERAL DA CAIXA

MATERIAL AÇO ABNT 1020

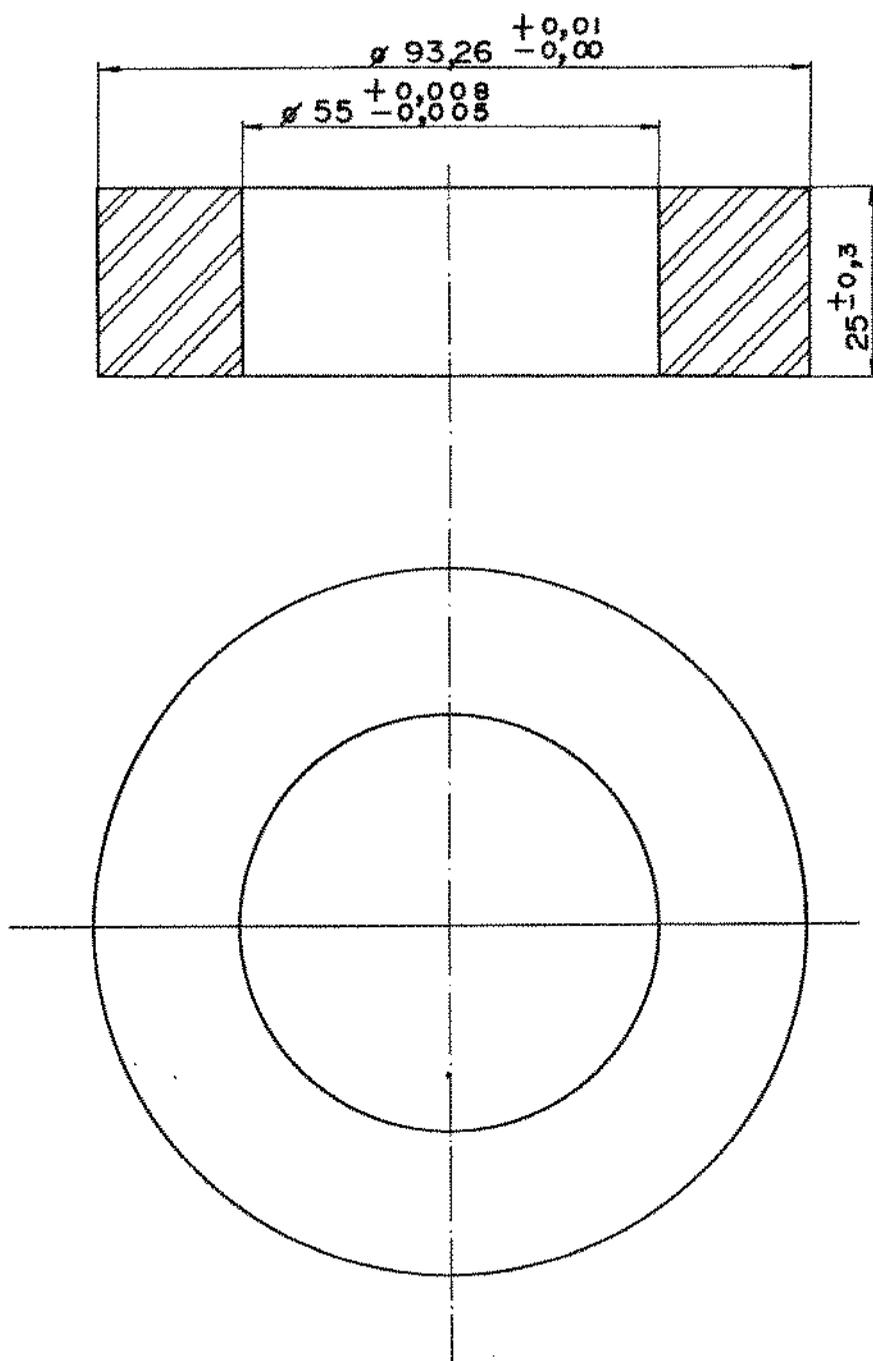
ESC. 1:4



EIXO DO VOLANTE

MATERIAL: AÇO ABNT 1020

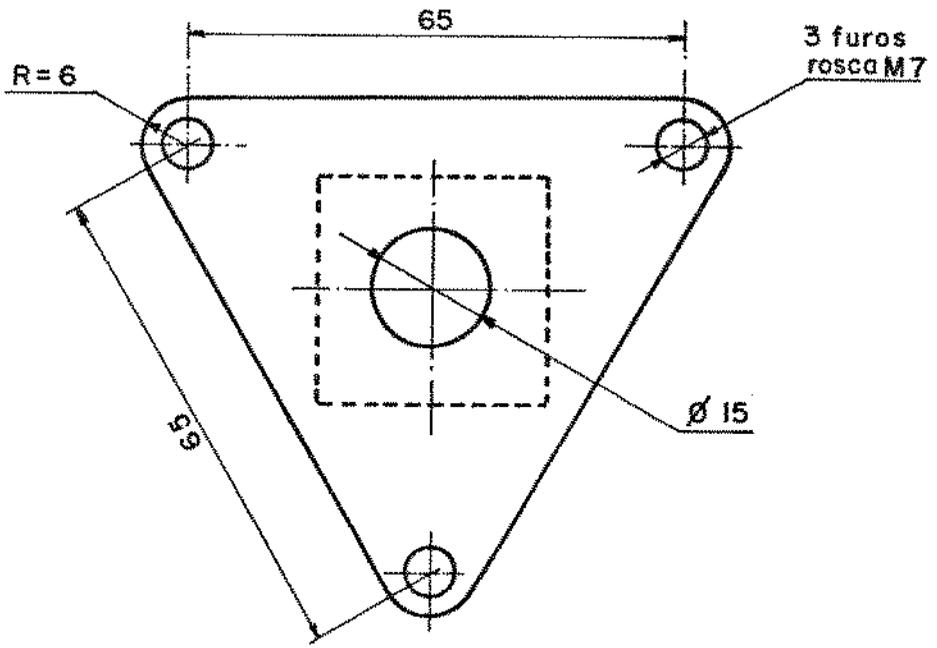
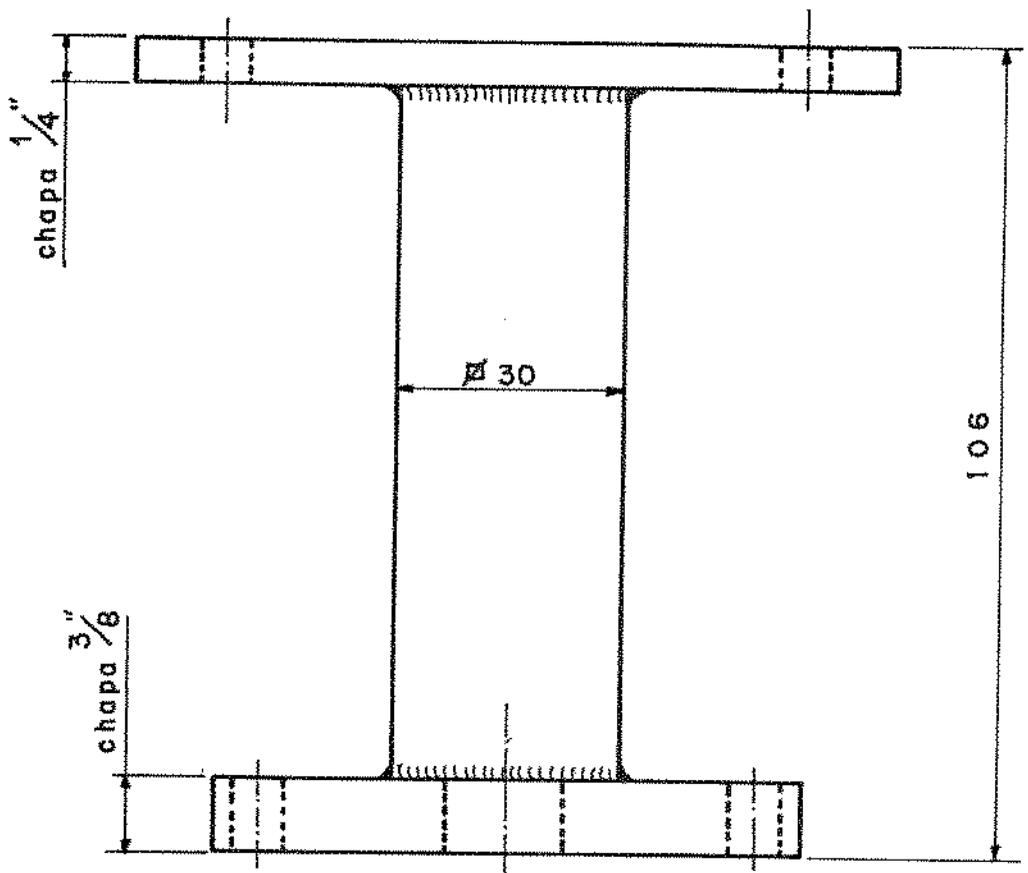
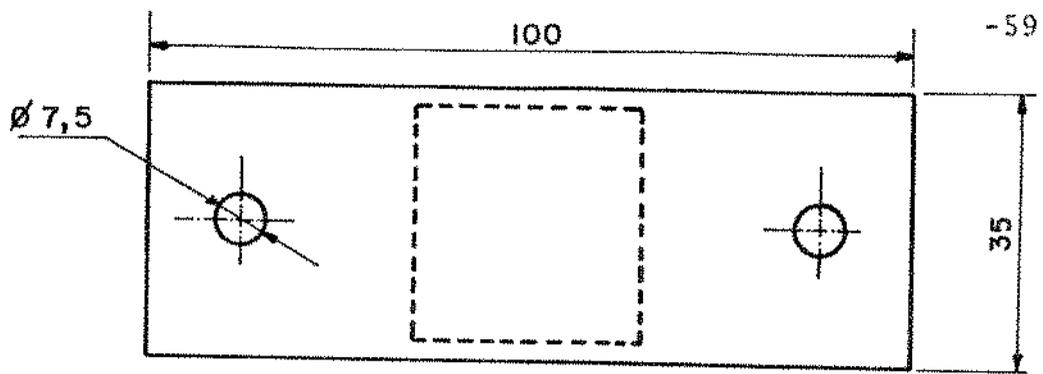
ESC. 1: 2



ANEL DE ENCAIXE DOS ROLAMENTOS

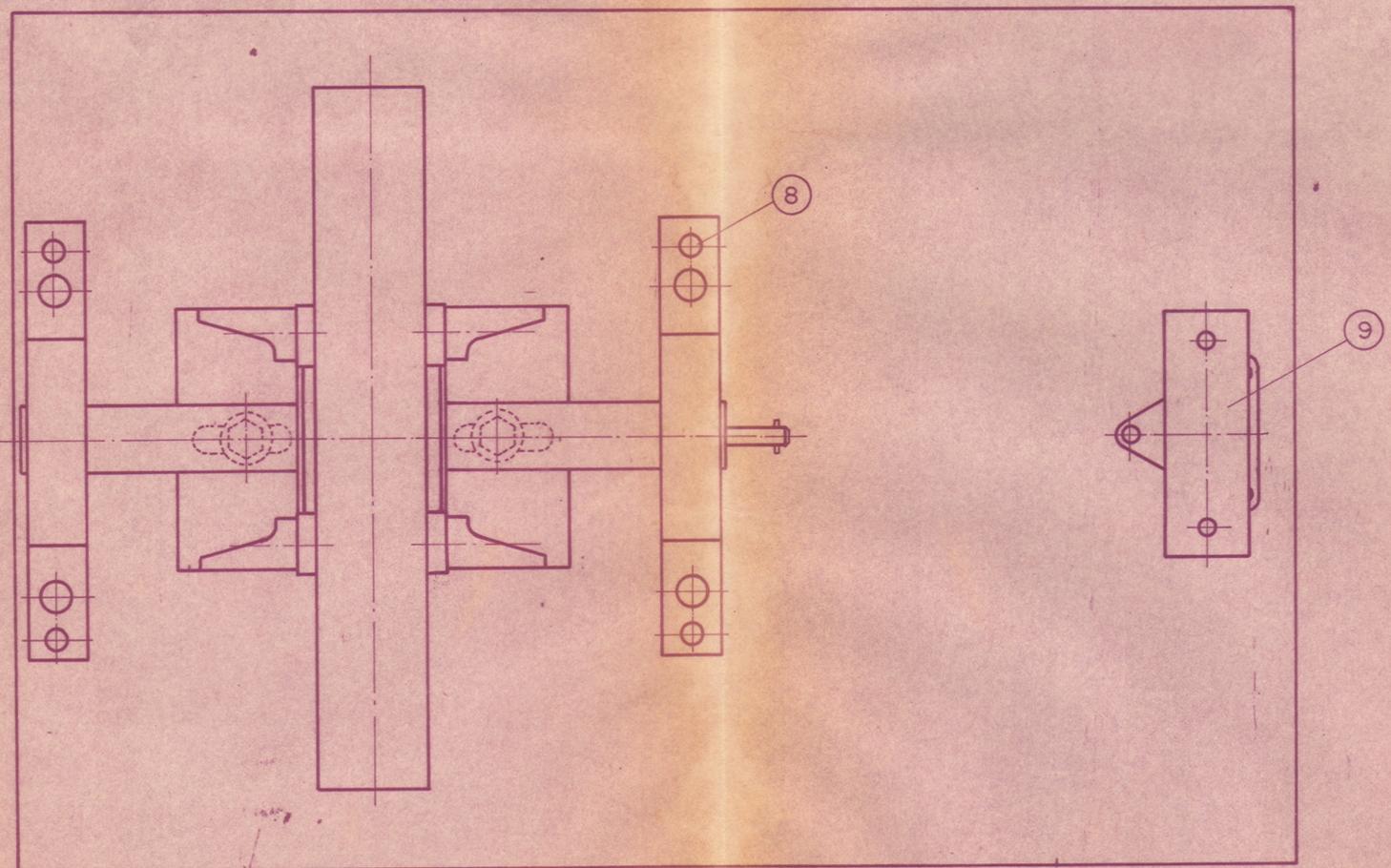
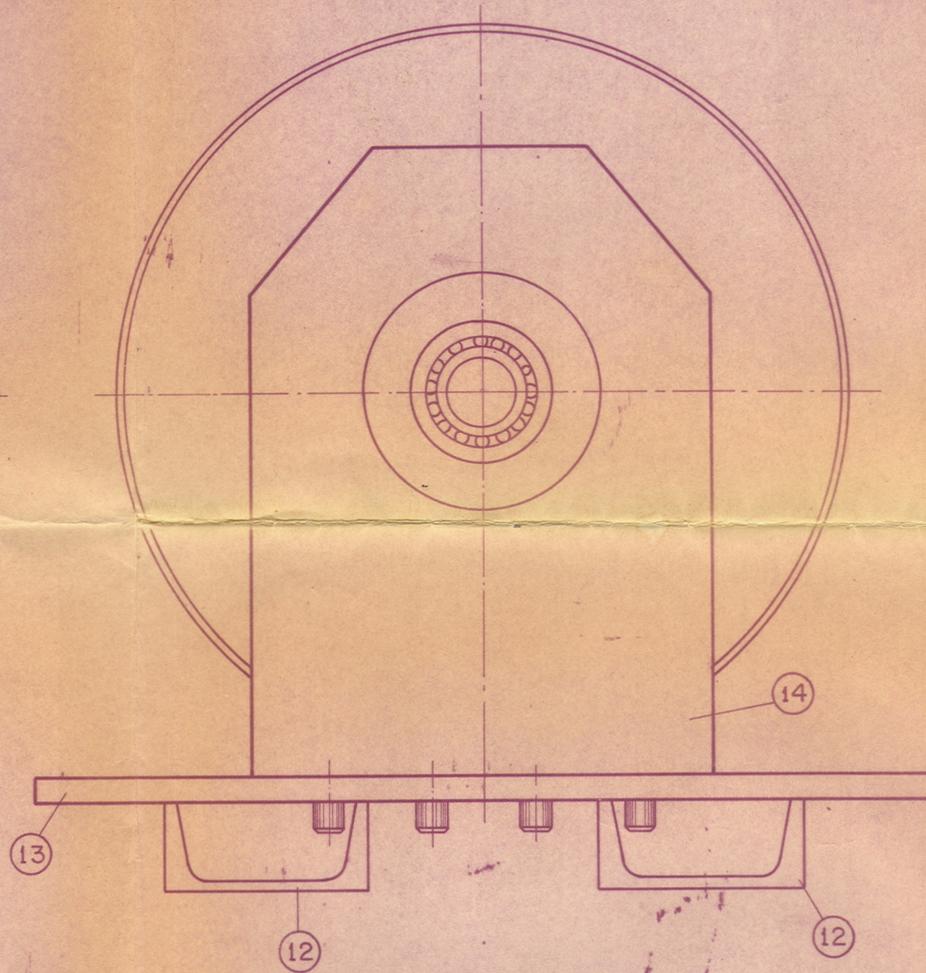
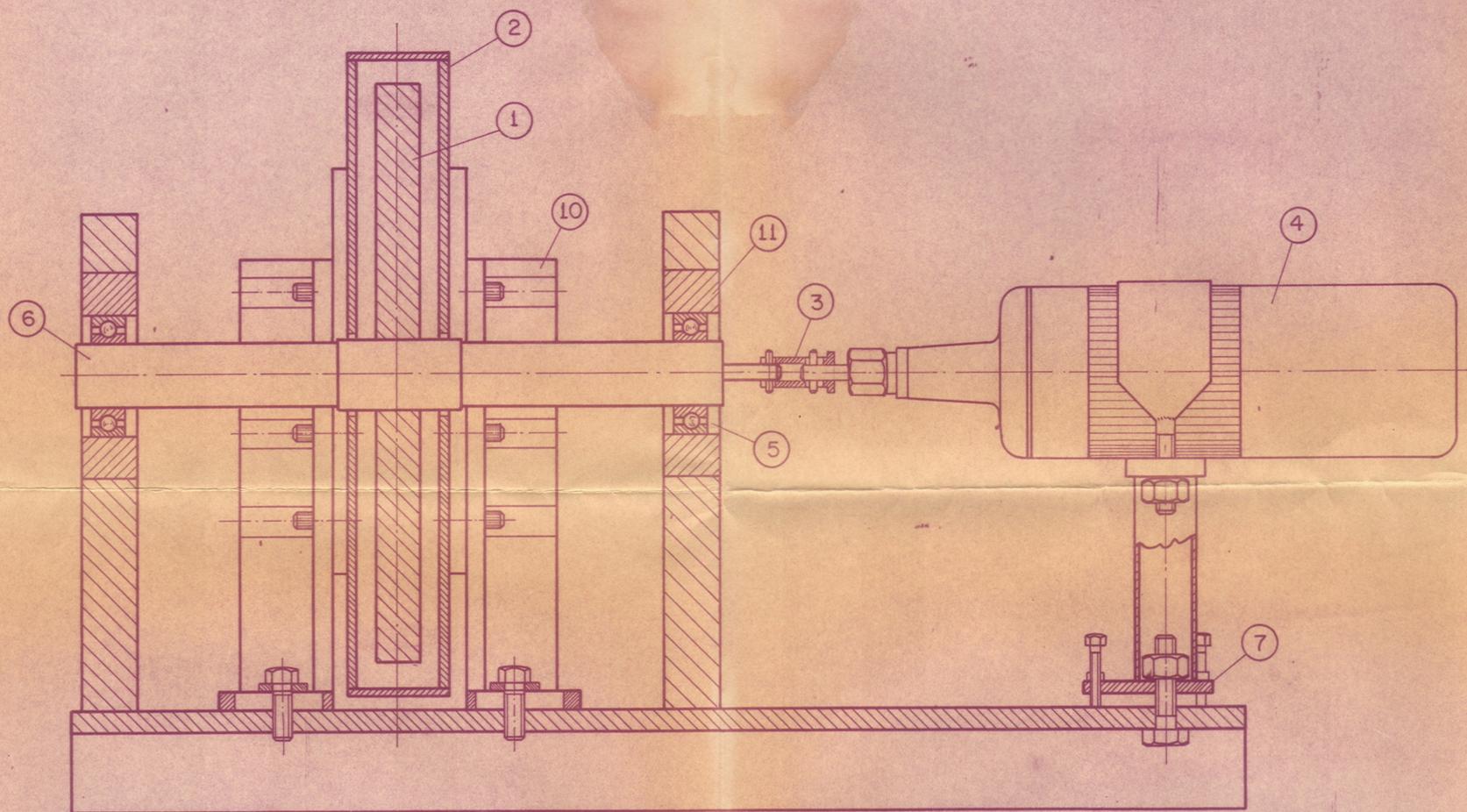
MATERIAL: AÇO ABNT 1020

ESC. 1:1



SUPOORTE DO MOTOR

MATERIAL : AÇO ABNT 1020  
ESC. 1 : 1



14	SUPORTE DOS ROLAMENTOS	AÇO ABNT 1020
13	BASE DO DISPOSITIVO	AÇO ABNT 1020
12	VIGAS U DE REFORÇO DA BASE	
11	ANEL DE ENCAIXE DOS ROLAMENTOS	AÇO ABNT 1020
10	SUPORTE DA CAIXA AJUSTÁVEL	AÇO ABNT 1020
9	BASE DO MOTOR	AÇO ABNT 1020
8	PINOS GUIA DA TAMPA DO SUPORTE DOS ROLAM.	AÇO ABNT 1045
7	DISPOSITIVO P/ ALINHAMENTO DO MOTOR	AÇO ABNT 1020
6	EIXO	AÇO ABNT 1020
5	ROLAMENTOS SKF 6006 2Z	
4	MOTOR - RETÍFICA MANUAL BOSH	
3	EMBREAGEM	ALUMINIO
2	CAIXA AJUSTAVEL LATERAL TAMPA	AÇO ABNT 1020 ALUMINIO
1	VOLANTE	AÇO ABNT 4340

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS - UNICAMP

Título:  
DISPOSITIVO PARA MEDIDAS EXPERIMENTAIS