

TESE
346

346

ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

"ANÁLISE DE MANCAIS A AR PARA APLICAÇÃO
EM FREIO ELETRODINÂMICO"



AUTOR: GUILHERME E. FILIPPO FERNANDES FILHO
ORIENTADOR: SEBASTIÃO VARELLA, PhD.

DISSERTAÇÃO APRESENTADA PARA OBTENÇÃO DO GRAU
DE MESTRE EM CIÊNCIAS — ENGENHARIA MECÂNICA

ITAJUBÁ

agosto - 1982



Ministério da Educação e Cultura
ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ
Reconhecida Lei 3232 - 05/01/1917

A N E X O I

PRONUNCIAMENTO DA COMISSÃO EXAMINADORA

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, nomeada por Portaria nº 190 de 25/08/82, considerando o resultado do Julgamento da Prova de Defesa Pública da Dissertação de Mestrado intitulada: "ANÁLISE DE MANCAIS A AR PARA APLICAÇÃO EM FREIO ELETRODINÂMICO"

apresenta pronunciamento no sentido de que a Comissão de Pós-Graduação da Escola Federal de Engenharia de Itajubá solicite ao DRA (Departamento de Registros Acadêmicos) a expedição do título de Mestre em Engenharia MECÂNICA na Área de Concentração de Máquinas de Fluxo satisfeitas as demais exigências regimentais à Guilherme Eugênio Filippo Fernandes Filho.

Itajubá, 30 de agosto de 1982

P. Carajilescov

1º Examinador
Prof. Pedro Carajilescov
CTA

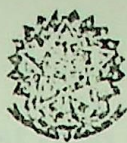
[Assinatura]
2º Examinador

Prof. Márcio Tadeu de Almeida
EFEI

[Assinatura]

3º Examinador
Prof. Sebastião Varella
ORIENTADOR

[Assinatura]
4º Examinador



Ministério da Educação e Cultura
ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

A N E X O I I

FOLHA DE JULGAMENTO DA COMISSÃO EXAMINADORA

Título da Dissertação: "ANÁLISE DE MANCAIS A AR PARA APLICAÇÃO
EM FREIO ELETRODINÂMICO"

Autor: Guilherme Euqênio Filippo Fernandes Filho

JULGAMENTO

EXAMINADORES	CONCEITO	RUBRICA
1º	A	
2º	A	
3º	A	

Resultado médio: Conceito A, ou seja aprovado

Observações: _____

Itajubá, 30 de agosto de 1982

1º Examinador
Prof. Pedro Carajilesco
CTA

2º Examinador
Prof. Márcio Tadeu de Almeida
EFEI

3º Examinador
Prof. Sebastião Varella
ORIENTADOR

RESUMO

Esta Dissertação de Mestrado tem por objetivo o projeto de um freio eletrodinâmico de acionamento sustentado por mancais a ar, visando desta forma obter um equipamento com baixo atrito e consequentemente alta precisão de medidas.

Inicialmente é feita uma descrição sobre mancais aerostáticos, na qual é enfocado seu princípio de funcionamento, suas características básicas, principais aplicações, materiais usualmente empregados em sua construção e os equipamentos necessários para que os mancais possam funcionar convenientemente.

Procurando estabelecer um roteiro de cálculo para o projeto do mancal, faz-se uma apresentação das teorias necessárias para este fim. Esta apresentação baseia-se no resumo de uma extensa pesquisa bibliográfica levada a efeito. Diversos modelos são expostos, e conclui-se que um deles com determinadas alterações sugeridas por este autor é o mais apropriado para servir como roteiro de cálculo para o projeto.

Finalmente, com este roteiro estabelecido, projeta-se o conjunto de sustentação do freio eletrodinâmico. Também são projetados todos os elementos necessários à operação deste freio, sendo que estes são apresentados na forma de desenhos apropriados para imediata execução em oficinas mecânicas. Da mesma forma, todos os componentes de medição envolvidos são especificados.

INDICE

1. O MANCAL AEROSTÁTICO

1.1. Objetivo	2
1.2. Introdução	3
1.3. Princípio de Funcionamento.....	6
1.4. Características.....	11
1.5. Aplicações	13
1.6. Materiais e Equipamentos.....	15

2. EVOLUÇÃO DOS ROTEIROS DE CÁLCULO

2.1. Introdução	20
2.2. O Modelo de Fluxo Axial.....	23
2.3. Correção das Previsões Obtidas Através da Aplicação do Modelo de Fluxo Axial Devido aos Efeitos de Dispersão e Fluxo Circunfe - rencial com Base em Observações Experimen - tais	39
2.4. Modelos que consideram Fluxo Axial, Circun - ferencial e Dispersões Soluções Numéricas..	42
2.5. Conclusões e Sugestões	53

3. ANÁLISE COMPARATIVA

3.1. Objetivo.....	58
3.2. Expressões para o Modelo de Fluxo Axial e Correções Utilizadas.....	61
3.3. Procedimentos na Utilização dos Modelos que Consideram os Fluxos Circunferencial e Axial.	64
3.4. Resultados	69

4. PROJETO	
4.1. Introdução.....	74
4.2. Avaliação das Possibilidades.....	76
4.3. O Problema do Movimento Axial.....	78
4.4. Definições do Projeto.....	81
5. DETALHAMENTO DO PROJETO	
5.1. Especificação de Componentes.....	86
5.2. Procedimento de Fabricação e Montagem do Frêio Eletrodinâmico	88
6. COMENTÁRIOS FINAIS	113
7. APÊNDICE	115
8. BIBLIOGRAFIA	133

S I M B O L O G I A

\bar{a}	largura da "ranhura"
A	área da garganta do injetor
d	diâmetro do orifício do injetor
D	diâmetro do mancal
l	posição da faixa dos injetores
L	comprimento do mancal
h_o	folga do mancal
h	folga definida pela equação 2.13
h_i	altura da ranhura
ε	excentricidade do mancal
n	número de injetores
ρ	densidade do fluído
μ	viscosidade do fluído
R	constante do fluído
T	temperatura do fluído
K	relação entre calores específicos do fluído
Po	pressão de suprimento
Pa	pressão atmosférica

P_d	pressão na fronteira entre os mancais radial e axial
P	pressão em qualquer parte do mancal
u	velocidade do fluido na "ranhura"
m	vazão pela ranhura
G	vazão total pelo mancal
G_c	vazão adimensional
G_{Aq}	vazão axial pela estação q
\bar{G}_{Aq}	vazão axial adimensional
$G_{cq \rightarrow m}$	vazão circunferencial da estação q para a estação m
$\bar{G}_{cq \rightarrow m}$	vazão circunferencial adimensional
W	carga sobre o mancal
Fr	reação do mancal
C_L	coeficiente de carga adimensional
K_g	coeficiente de pressão adimensional
C_D	coeficiente de descarga do injetor
C_w	fator de correção do coeficiente de carga
\bar{P}_d	relação de pressão P_d/P_o
\bar{P}_a	relação de pressão P_a/P_o
G_o	vazão pelo injetor

1 - O MANCAL AEROSTÁTICO

1.1 - OBJETIVO

1.2 - INTRODUÇÃO

1.3 - PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

1.4 - CARACTERÍSTICAS

1.5 - APLICAÇÕES

1.6 - MATERIAIS E EQUIPAMENTOS

1. 1 - OBJETIVO

O objetivo deste trabalho de dissertação de Mestrado é o projeto de um freio eletrodinâmico sustentado por mancais a gás. Este freio deve ser capaz de fornecer 7,5 CV a uma rotação ' de 3500 r.p.m..

Para a elaboração do projeto houve a necessidade de estabelecer-se um roteiro para o cálculo do mancal a gás. Assim, foi feita uma pesquisa bibliográfica a respeito do assunto e finalmente estabelecido um roteiro de cálculo.

Este projeto deverá ser executado pela Escola ' Federal de Engenharia de Itajubá, para equipar seu Laboratório de Máquinas de Fluxo com um freio eletrodinâmico de alta precisão. Presentemente, o mercado nacional não dispõe de tal equipamento, daí a necessidade de seu projeto.

1. 2 - INTRODUÇÃO

Em diversas aplicações da engenharia exige-se que os suportes de componentes de máquinas tenham movimentos relativos entre si, ou seja, é necessário que uma superfície suporte outra ' ao mesmo tempo em que possibilite o movimento relativo entre ambas.

Para a execução desta importante função existem ' os mancais. Usualmente eles são constituídos por duas superfícies cilíndricas, uma interna chamada "munhão" e outra externa que é a superfície de apoio ou propriamente o "mancal". Em geral a superfície externa (superfície de apoio) é fixa enquanto a interna é rotativa, muito embora sejam possíveis situações em que a superfície ' interna esteja isenta de rotação ou que a superfície externa pos - sua algum tipo de movimento.

Normalmente os mancais suportam cargas no sentido radial ou axial (mancais de escora) em relação à sua seção trans - versal, porém sempre é possível obter efeitos combinados de ambos.

As soluções clássicas para o equacionamento do ' problema do movimento relativo entre superfícies repousam basicamente nos mancais hidrodinâmicos ou hidrostáticos a óleo e mancais de rolamentos. Nos primeiros, existe uma película de óleo na folga existente entre as superfícies. Esta película ficará sob pressão ' pelo efeito do próprio movimento relativo ou por ação de agente externo, garantindo a separação das superfícies. Nos segundos, as superfícies são separadas por dois anéis ou pistas entre os quais existem esferas, rolos ou agulhas que suportam as cargas por contato concomitantemente ao movimento relativo entre as superfícies ' interna e externa.

Entretanto, dado o atual estágio de desenvolvi -

mento tecnológico, as condições operacionais exigidas dos mancais tem sido cada vez mais rigorosas. Tais exigências apresentam-se pelas necessidades de rotações cada vez mais elevadas, maiores temperaturas de trabalho, necessidades de baixíssimos atritos, enfim são exigências que por vezes tornam aquelas soluções clássicas técnica e/ou economicamente inviáveis.

Como respostas a estes modernos desafios, foram e estão sendo desenvolvidos e pesquisados diversos tipos especiais de mancais. Um dos exemplos típicos dessa nova geração de mancais são os que fazem uso de um gás como lubrificante.

Segundo Powell, ref. (1), um mancal a gás pode ser definido como: "duas superfícies precisamente acabadas separadas por um filme de gás arranjado de maneira que qualquer tendência de mudança da folga entre estas superfícies é resistida pela mudança de pressão no filme de gás".

Existem basicamente duas classes de mancais a gás, o aerodinâmico e o aerostático. Os aerostáticos necessitam de alimentação externa para sua operação enquanto os aerodinâmicos geram sua própria diferencial de pressão. O tipo aerodinâmico gera sua pressão pela ação simultânea do atrito e oscilação do gás ambiente entre as superfícies em movimento relativo, já o aerostático requer um compressor externo para o suprimento desta pressão. Estes dois tipos podem suportar tanto cargas axiais como radiais. Os mancais podem operar inteiramente como aerostático ou aerodinâmicos, podem também iniciar seu movimento num modo e transferir sua operação para outro modo com a mudança de velocidade, ainda é possível uma operação que seja combinação dos efeitos aerostático e aerodinâmico.

Como o objetivo específico deste trabalho é o projeto de um freio eletrodinâmico sustentado por mancais a gás, ou seja, o papel do mancal será unicamente o de sustentar o peso do motor de acionamento de maneira que este esteja suficientemente livre para deslocar-se de acordo com a reação, assim, será suposto

que não haja rotação do munhão (motor), a não ser o simples deslocamento devido à reação. Este fato impõe que o mancal seja pressurizado externamente, uma vez que o movimento relativo existente entre as superfícies é eventual, não havendo qualquer possibilidade de geração de diferencial de pressão dentro do mancal. Como consequência, torna-se proibitivo a utilização do tipo aerodinâmico para este específico objetivo. Assim, as seções seguintes limitam-se unicamente aos mancais do tipo aerostáticos.

Uma das principais vantagens dos mancais aerostáticos é a ausência de contato entre o munhão e o mancal.

Seu princípio de funcionamento é bastante simples e será descrito a seguir, para tanto, observe-se a Fig. 1.1.

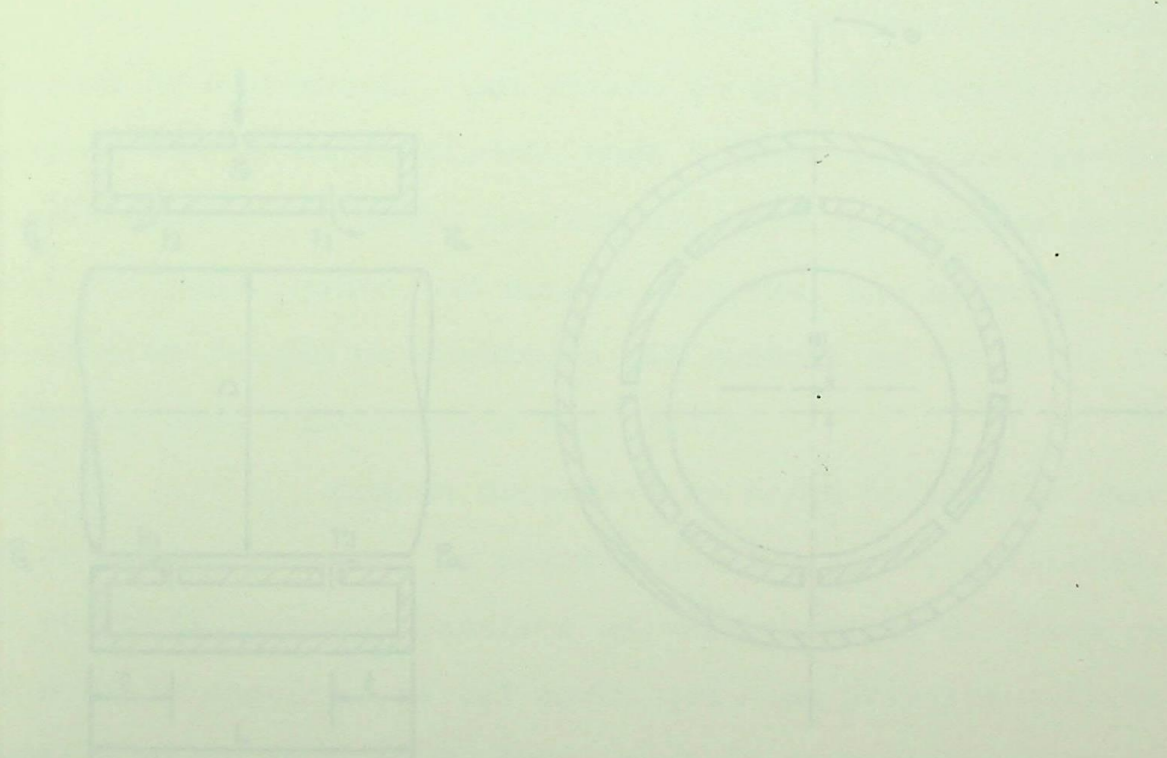


Fig. 1.1. - Vista em corte de um mancal aerostático

1. 3 - PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

O mancal aerostático é também comumente chamado de "mancal a gás pressurizado externamente", uma vez que para seu funcionamento exige-se a utilização de uma fonte externa de suprimento de gás. Usualmente faz-se uso de um compressor ou de alguma linha de pressão disponível nas proximidades do local onde se encontra instalado o mancal.

Seu princípio de funcionamento é bastante simples e será descrito a seguir, para tanto, observe-se a Fig. 1.1.

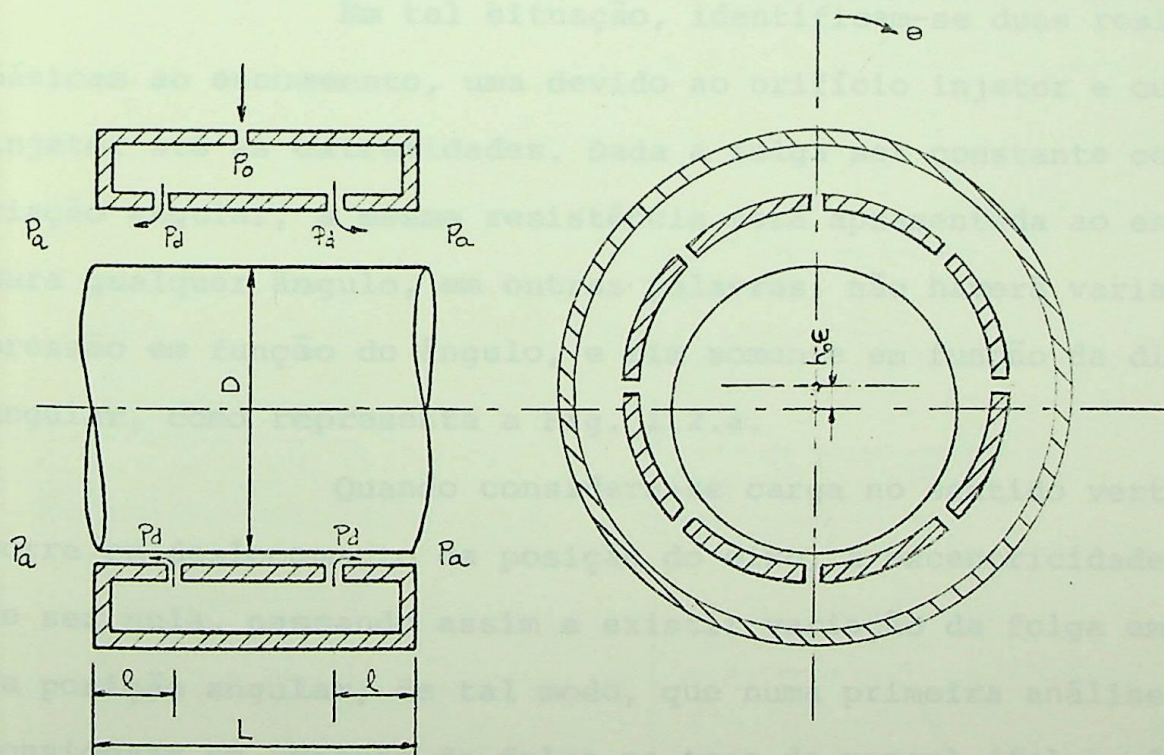


Fig. 1.1. - Vista em corte de um
mancal aerostático

O gás vindo sob pressão de uma fonte externa (compressor ou linha) atinge uma câmara "plenum" ao redor do mancal. A pressão da câmara (P_o) será considerada a pressão de alimentação. Para todos os efeitos, esta pressão é facilmente determinada pela utilização de um manômetro.

Considerando inicialmente que a linha de centro do eixo coincida com a linha de centro do mancal, o que equivale a excentricidade nula (para isto despreza-se a carga sobre o eixo bem como seu peso próprio), a folga entre munhão e mancal é constante, não varia em função da posição angular.

Nesta situação o gás contido na câmara flui pelos "injetores" (também chamados "orifícios de alimentação") atingindo a região limitada pela folga existente entre mancal e munhão, a partir destes pontos, a vazão ocorre no sentido das extremidades do mancal, as quais estão à pressão atmosférica.

Em tal situação, identificam-se duas resistências básicas ao escoamento, uma devido ao orifício injetor e outra do injetor até as extremidades. Dada a folga ser constante com a variação angular, a mesma resistência será apresentada ao escoamento para qualquer ângulo, em outras palavras, não haverá variação da pressão em função do ângulo, e sim somente em função da distância angular, como representa a Fig. 1.2.a.

Quando considera-se carga no sentido vertical ocorre um deslocamento da posição do eixo, a excentricidade deixa de ser nula, passando assim a existir variação da folga em função da posição angular, de tal modo, que numa primeira análise pode-se considerar um aumento da folga no topo do mancal (folga máxima $p/\theta = 0^\circ$) e diminuição da folga na base (folga mínima $p/\theta = 180^\circ$). Isto implica na alteração das resistências ao escoamento. Com isso haverá um aumento de vazão no topo do mancal com uma consequente maior queda de pressão e pelo motivo inverso uma menor queda de pressão na base. Desta forma, estabelece-se uma diferencial de pressão em função da posição angular, além daquela em função da

distância axial. A resultante da pressão aplicada sobre a seção lateral do munhão promoverá a sustentação da carga.

Observe tal situação na Fig. 1.2.b.

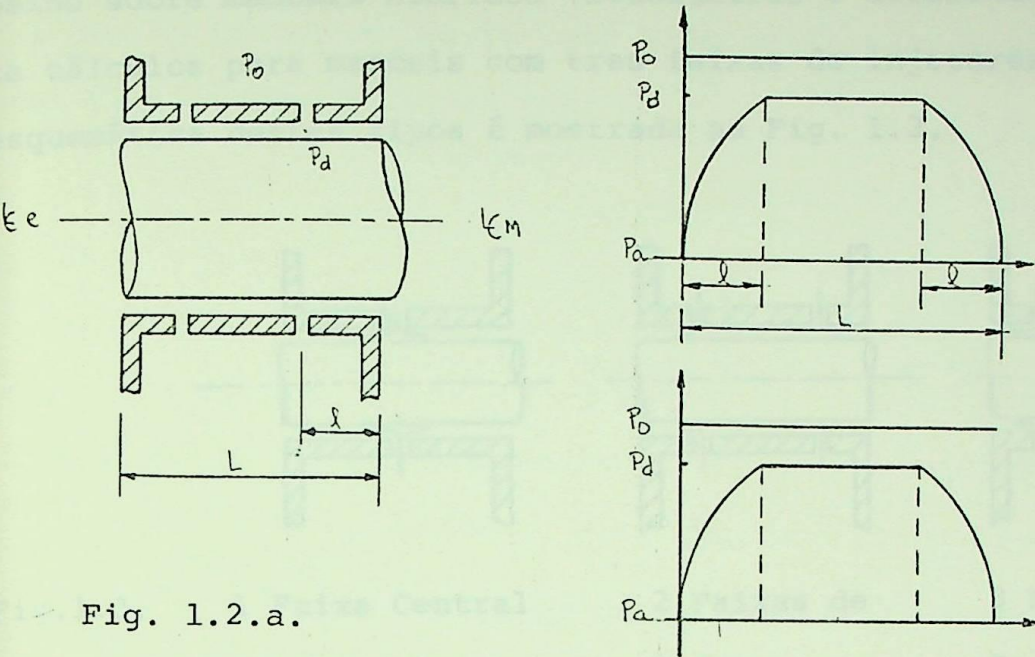


Fig. 1.2.a.

Distribuição de Pressão Segundo Modelo Idealizado

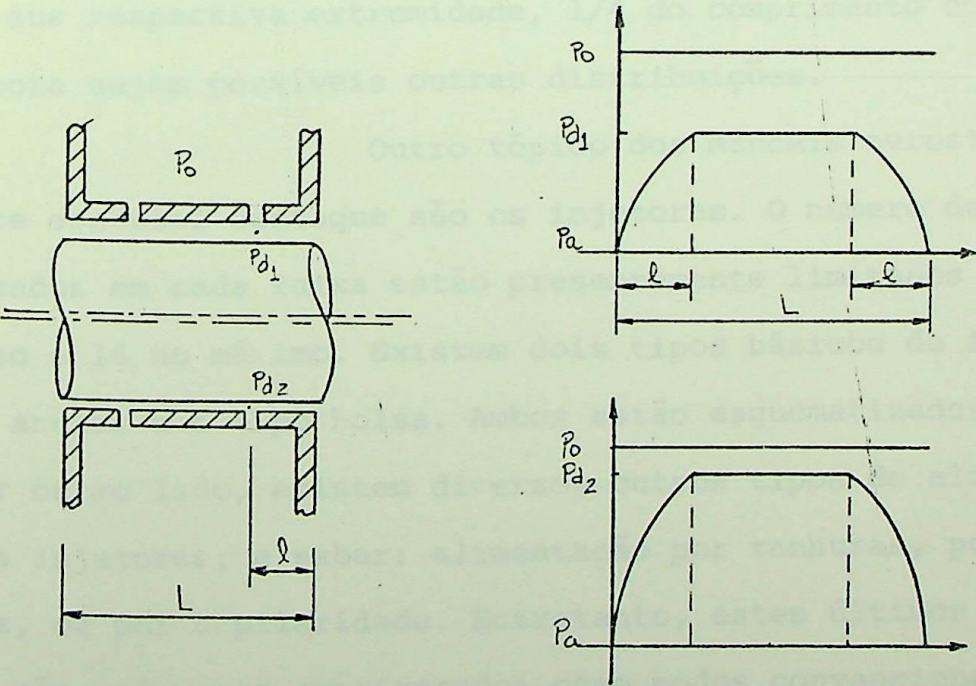


Fig. 1.2.b.

to de um mancais aerostático limitou-se para os mancais com duas faixas de injetores, por ser esta modalidade uma das mais difundidas presentemente. Todavia, os mancais com uma faixa central de injetores também são largamente empregados. Kamala, ref. (13), em seu trabalho sobre mancais híbridos (aerostático e aerodinâmico), apresenta cálculos para mancais com tres faixas de injetores. Uma figura esquemática destes tipos é mostrada na Fig. 1.3.

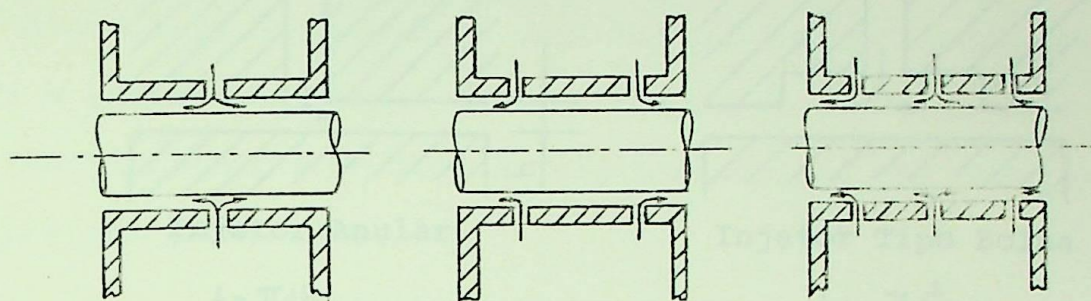


Fig.1.3. 1 Faixa Central 2 Faixas de 3 Faixas de
de Injetores Injetores Injetores

Quanto aos mancais com duas faixas de injetores, a distribuição mais comumente empregada é cada faixa distando de sua respectiva extremidade, $1/4$ do comprimento do mancal, $l = 1/4$, embora sejam possíveis outras distribuições.

Outro tópico dos mancais aerostáticos que merece especial destaque são os injetores. O número de injetores utilizados em cada faixa estão presentemente limitados entre 4 no mínimo e 16 no máximo. Existem dois tipos básicos de injetores, o tipo anular e o tipo bolsa. Ambos estão esquematizados na Fig. 1.4. Por outro lado, existem diversos outros tipos de alimentação além dos injetores, a saber: alimentação por ranhuras, por meios porosos, ou por capilaridade. Entretanto, estes últimos tipos ainda hoje não podem ser considerados como modos convencionais de alimentação, portanto, estão isentos de quaisquer comentários. Os alimentadores do tipo "injetor", particularmente os do tipo bolsa, podem apresentar bolsas dos mais variados formatos geométricos, sendo o

mais comum a bolsa do tipo cilíndrica. Cabe notar que o modelo de mais simples fabricação e portanto o de maior aplicação prática ' presentemente, é o tipo anular.

Para o projeto dos mancais do freio eletrodinâmico ora em pauta, optou-se pelo tipo de injetor anular, para maiores facilidades construtivas.

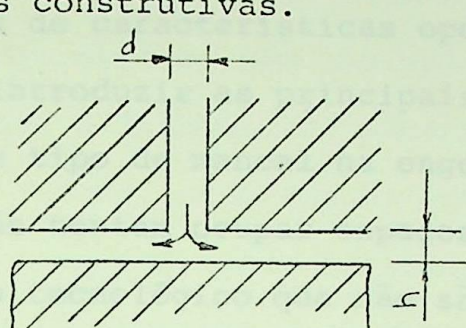
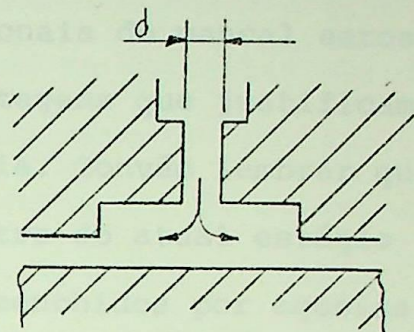


Fig. 1.4.

Injetor Anular

$$A = \pi d h$$



Injetor Tipo Bolsa

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

Para um mesmo mancal, diferentes números e/ou distribuição dos injetores influenciam suas características.

Powell, ref (1), Shires, ref (2) mostram a influência do tipo e número de injetores para mancais aerostáticos.

Também um excelente trabalho de comparação entre injetores anulares e tipo bolsa foi feito por Kazimierski e Trojnariski ref.(17).

1. 4 - CARACTERÍSTICAS

Neste estágio inicial, a intenção não é analisar os detalhes de características operacionais do mancal aerostático, mas sim introduzir as principais vantagens que justificam a aplicação deste tipo de mancal na engenharia. Convém lembrar que os mancais a gás tentam ocupar espaços dentro do atual estágio de desenvolvimento tecnológico que não são preenchidos por aquelas soluções clássicas já citadas.

As vantagens que um mancal a gás pode oferecer quando comparados com aquelas soluções clássicas mediante a utilização de óleo repousam em duas diferenças fundamentais nas propriedades do gás quando comparadas com líquidos: os gases são quimicamente estáveis numa larga faixa de temperatura e tem inerentemente viscosidades mais baixas. Com base nessas diferenças entre os fluídos, Ford, ref. (3), enumera algumas vantagens exclusivas do mancal à gás. A saber:

a. Operação sobre uma larga faixa de temperatura

Segundo em (3), esta talvez seja a principal vantagem da lubrificação a gás. As limitações da performance de um mancal, quando operando a altas temperaturas, será ditada mais pela vulnerabilidade dos componentes sólidos da máquina do que pelo lubrificante gasoso, uma vez que eles são quimicamente estáveis a altas temperaturas, e a variação da viscosidade com a temperatura é pequena. No outro extremo, ou seja, baixas temperaturas, os problemas só irão aparecer para temperaturas próximas a temperatura de condensação do lubrificante gasoso. Vale observar que gases como hélio, por exemplo, tem baixíssimas temperaturas de condensação.

b. Operação com baixo atrito

A perda de energia por atrito, que acarreta no aqueci-

mento do fluído lubrificante, numa primeira análise pode ser considerada como diretamente proporcional à sua viscosidade.

Para os fluídos lubrificantes mais usuais tanto gases como líquidos, os gases apresentam viscosidade da ordem de 100 a 1000 vezes menor que os líquidos. Este dado por si só evidencia a vantagem do mancal a gás neste item específico. Outra vantagem de corrente do baixo atrito, são nas aplicações em aparelhos medidores de precisão, onde o dinamômetro constitui um exemplo típico.

Ford, cita também outras vantagens do mancal a gás que ele define como vantagens de grau, em comparação a outros tipos de mancais. São inúmeras as vantagens classificadas como de grau.

Algumas delas, por exemplo, são: pequena ou nenhuma necessidade de manutenção periódica, baixos níveis de ruído e vibração, pequeno desgaste proporcionando longa vida, capacidade de operar a altas rotações, etc.

Powell, ref. (1) e Ford, ref. (3) fazem longas e detalhadas considerações sobre as vantagens e desvantagens do mancal a gás, sendo que (1) traz uma interessante comparação entre um mancal a gás, um rolamento e um mancal a óleo, todos de mesmo porte.

1.5 - APLICAÇÕES

Segundo Shires, ref (2), os mancais a gás pressurizados externamente são utilizados na maioria dos casos devido ao seu baixo atrito, e suas aplicações caem em geral dentro de tres grupos. No primeiro grupo grandes cargas precisam ser suportadas de tal modo que não ofereçam qualquer resistência ao movimento relativo entre as superfícies, isto porque são requeridos pequenos movimentos precisos ou pequenas forças precisam ser medidas. No segundo grupo, estão classificados os pequenos mancais para alta velocidade, que são utilizados onde pequenos toques de atrito ou pequenos movimentos radiais do eixo são requeridos.

Finalmente, o terceiro grupo são aplicações especiais, tal como ocorre em reatores nucleares resfriados a gás, onde a presença de Óleo pode introduzir contaminação.

Shires cita os seguintes exemplos de cada um dos três grupos:

a. 1º Grupo: Mancal grande de baixa velocidade

- Balanças para túnel de vento
- Dinamômetros
- Retíficas

b. 2º Grupo: Mancal pequeno de alta velocidade

- Giroscópios
- Acelerômetros
- Fiadoras (Tecelagem)
- Furadeiras de alta velocidade
- Pequenas Ferramentas
- Turbo-Liquidificadores

c. 3º Grupo: Mancal grande de alta velocidade

- Circuladores de gás (Reatores Nucleares e Indústrias Químicas)

Ainda (2) e (3) descrevem diversas aplicações efetivamente levadas a efeito na década passada. Recomenda-se tais leituras para uma maior visão das aplicações de mancais aerostáticos. Também recomenda-se a leitura do trabalho de Wunsch, ref. (5).

Não é o propósito do presente trabalho promover uma detalhada descrição dos materiais mais comumente empregados na confecção de mancais a gás, bem como suas amplas possibilidades de produção. Tal assunto seria por si só muito extenso para ser analisado neste trabalho, uma vez que são muitos os materiais possíveis de utilização, vários deles inclusive inexistentes no mercado nacional. Os processos de fabricação são vários, e mancais de certas dimensões exigem sofisticadíssimos processos de produção. Por exemplo, mancais a gás de brocas dentais movida a turbina de ar comprimido, possuem o diâmetro da bucha do mancal de 4,7mm feitas de carbeto de tungstênio sinterizado que empregam orifícios anulares de 0,15 mm de diâmetro.

Por este exemplo é possível imaginar a sofisticação envolvida em tal fabricação. Para uma detalhada exposição dos materiais utilizados em mancais a gás, bem como métodos de fabricação, seria conveniente uma consulta acurada nos trabalhos de ... Fricker, ref. (4); Pantall, ref. (8); Powell, ref. (1).

O objetivo principal deste tópico é justamente o de dar orientação sobre materiais, processos de fabricação e equipamentos que possam ser aplicados na confecção de um freio eletrodinâmico.

Além disso, as indicações serão restritas a itens que tenham possibilidades de serem adquiridos no mercado nacional e processos de fabricação que possam ser levados a efeito nas oficinas da Escola Federal de Engenharia de Itajubá.

Ao se selecionar materiais para mancais aerostáticos, quase todas as partes do mancal devem ser estudadas detalhadamente.

Deve-se ter sempre em mente, os seguintes fatores para a especificação de materiais: estabilidade do material, resistência a corrosão, usinabilidade, condutividade térmica e expansão térmica.

Powell, ref (1), divide a análise de materiais' para o mancal em quatro partes: material para o corpo do mancal, material para bucha do mancal, material para o eixo e material para placa de escora.

a. Materiais para o corpo - o termo "corpo" denota o membro estrutural principal do mancal que normalmente toma a forma de um cilindro convexo no núcleo do qual são locadas as buchas' do mancal. Ele usualmente inclui orifícios furados através dos ' quais, o gás passa de seu meio para folga entre as superfícies.

As duas propriedades mais desejadas para o corpo ... do mancal são estabilidade e resistência a corrosão. Também deve possuir alto módulo de elasticidade para minimizar qualquer distorção na fixação a uma estrutura de suporte. O material popularmente empregado é o aço inoxidável, especialmente o austenístico. Em situa^ções especiais é possível a utilização do aço inoxidável martensítico ou ainda ferro fundido.

b. Materiais para a bucha - o material tradicionalmente utilizado para as buchas é o bronze, pois este é facilmente usinável, resistente a corrosão, é facilmente soldável, o que facilita a fixação e selamentos dos injetores.

c. Materiais para o eixo - a escolha de material para o eixo é muito ampla. A necessidade de proteção contra corrosão do eixo pode ser solucionada por meio de tratamento superficial a base de cromo, por exemplo. A utilização de aço de baixa ou média liga tratado superficialmente com cromo duro é uma solução simples e barata.

d. Materiais para placa de escora - para o caso de freio eletrodinâmico, onde a placa existe para evitar eventuais movimentos axiais, ela pode ter a mesma solução apresentada para os ei

Quanto aos métodos de fabricação a serem empregados na produção dos mancais a gás para o freio eletrodinâmico estes podem ser convencionais, ou seja, usinagem comum em tornos e fresadoras, promovendo posterior retificação. Quanto aos oríficos injetores no presente caso, estes podem ser convencionalmente furados com brocas menores que 1 mm de diâmetro. Lembrar que estes furos serão feitos na bucha do mancal, cujo material no caso é bronze.

Outro ponto dentro deste tópico que exige citação diz respeito ao fornecimento de gás para o mancal aerostático. Salve situações muito especiais, o ar é o gás escolhido como lubrificante, por razões óbvias e o ar fornecido ao mancal poderá vir diretamente de um compressor ou de uma linha de ar comprimido. Porém, em qualquer um dos casos cuidados especiais devem ser tomados com respeito à filtragem, regulagem e garantia de fornecimento no caso de falha. As impurezas do ar são de natureza sólida (partículas), líquidas e gasosas. As partículas sólidas podem ser eliminadas através de filtros porosos. Em geral estes filtros tem diâmetro do poro na faixa de 1 a 25 μm .

O filtro pode ser especificado com um diâmetro de poro menor que a metade da folga do mancal, a folga via de regra é a menor dimensão pela qual o ar irá circular.

As impurezas líquidas (vapor de água condensado e óleo do compressor) exigem soluções mais apuradas. O vapor de água condensado pode ser eliminado por purgadores, o óleo arrastado do compressor não existirá se o compressor for de boa qualidade.

Já os vapores, poderão causar corrosão dos componentes do mancal, porém estes componentes dispõem de proteção contra corrosão. Para eliminação de vapores, sempre é possível lançar mão do expediente de resfriamento.

Para a boa performance do mancal, a pressão de operação deve ser constante, para isto usa-se válvula reguladora

de pressão, que pode ser pilotada ou não, porém sempre esta regula da a um nível mais baixo que o da oscilação da pressão da fonte de suprimento. É também sempre conveniente dispor de um reservatório' de ar comprimido a ser utilizado em situações de emergência, como por exemplo na falta da fonte de suprimento.

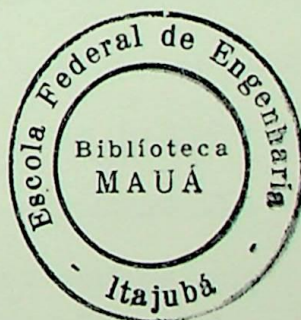
2.1 - INTRODUÇÃO

2.2 - O MODELO DE FLUXO AXIAL

2.3 - CORREÇÕES DAS PREVISÕES OBTIDAS ATRAVÉS DA APLICAÇÃO DO MODELO DE FLUXO AXIAL DEVIDO NOS EFEITOS DE DISPERSÃO E FLUXO CIRCUMFERENCIAL COM BASE EM OBSERVAÇÕES EXPERIMENTAIS

2.4 - MODELOS QUE CONSIDERAM FLUXO AXIAL, CTR CUMFERENCIAL E DISPERSÃO. SOLUÇÕES NUMÉRICAS

2.5 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES



2 - EVOLUÇÃO DOS ROTEIROS DE CÁLCULO

2.1 - INTRODUÇÃO

2.2 - O MODELO DE FLUXO AXIAL

2.3 - CORREÇÕES DAS PREVISÕES OBTIDAS ATRAVÉS DA APLICAÇÃO DO MODELO DE FLUXO AXIAL DEVIDO AOS EFEITOS DE DISPERSÃO E FLUXO CIRCUNFERENCIAL COM BASE EM OBSERVAÇÕES EXPERIMENTAIS

2.4 - MODELOS QUE CONSIDERAM FLUXO AXIAL, CIRCUNFERENCIAL E DISPERSÕES. SOLUÇÕES NUMÉRICAS

2.5 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES

2.1 - INTRODUÇÃO

O presente capítulo visa relatar da forma mais objetiva possível a evolução até aos dias de hoje dos modelos e métodos de solução utilizados nos estudos sobre mancais a gás pressurizados externamente. Tal relato foi possível após extensa pesquisa bibliográfica levada a efeito nas bibliotecas do INSTITUTO TECNOLÓGICO DE AERONÁUTICA (ITA), ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ (EFEI), BIBLIOTECA CENTRAL DA UNESP.

Com raríssimas exceções, todas as referências citadas poderão ser localizadas naquelas instituições.

O relato de tal pesquisa justifica-se a medida em que a difusão de mancais a gás no país simplesmente inexiste. O Banco de Teses do MEC/CNPQ, não registra qualquer trabalho referente ao assunto, que tenha sido desenvolvido até ao ano de 1981, pelas universidades brasileiras. Sendo este provavelmente um trabalho pioneiro em meios acadêmicos, procurou-se portanto condensar o que existe em termos de teoria de mancal a gás atualmente. Dessa forma, este capítulo serve como segura orientação inicial para todos aqueles interessados nos estudos sobre mancal a gás. Em relação à pesquisa sobre mancais a gás levadas a efeito pela indústria de capital genuína ou majoritariamente nacional, as notícias são esparsas e dão conta de algumas poucas tentativas nem sempre concluídas satisfatoriamente, portanto em termos de indústria nacional, as pesquisas sobre este tipo de mancal são irrelevantes.

Finalmente dois outros aspectos merecem comentários: primeiro, como objetivo principal do trabalho é o projeto de mancais a gás para sustentação de um freio eletrodinâmico, os estudos a seguir estão voltados para mancais pressurizados externamen-

te, do tipo de deslizamento, com o eixo isento de rotação. Contudo a extensão dos roteiros de cálculo para envolver situações em que o eixo disponha de rotação, na maioria dos casos é uma simples tarefa.

Segundo, devido ao fato da lubrificação a gás ' ter tomado corpo nas duas últimas décadas, ela pode ainda ser considerada como uma novidade tecnológica, portanto a evolução dos roteiros de cálculo não atingiram um exato equacionamento, embora alguns modelos prevejam características de comportamento distanciad^os de 2 a 3% da realidade. Quanto mais precisa for a previsão, certamente mais complicada será a modelagem e via de regra envolvem ' complexas equações matemáticas que são resolvidas com o auxílio de computadores digitais.

Enfim, é preciso ter em mente que não existe ainda um roteiro de cálculo definitivo. O campo de estudos sobre ' mancal a gás pressurizados externamente permanece aberto para muitas pesquisas.

Para a elaboração de projetos que não exijam ' grandes precisões, ou por outra, que permitam tolerâncias maiores que 10%, existem diversos roteiros de projeto publicados nestas ' duas últimas décadas. Estes roteiros podem ser utilizados por qualquer projetista, pois não envolvem qualquer complicação de natureza teórica. As informações neles contidas são de imediata compreensão.

Para fins informativos alguns destes textos são referenciados cronologicamente:

- 1964 - Shires, ref (2)
- 1966 - Reiger and Wilcock, ref (12)
- 1966/67/68 - R.P.I. - M.T.I., ref (23)
- 1968 - Gross, ref (6)
- 1971 - Powell, ref (1)

Munday, ref (7), faz breve descrição da situação do desenvolvimento dos mancais a gás até o ano de 1970 e também analisa as perspectivas futuras deste elemento de máquina.

San divide nenhuma, a modelagem considerando ao longo o fluxo axial é a solução mais simples possível. Diversos autores o classificam como "modelo ideal".

Os resultados obtidos por meio desta modelagem não são conflitantes. Segundo variados autores, esta modelagem foi inicialmente proposta por Robinson e Sterry em seu trabalho "The Strength of Pressure - Fed Air Lubricated Bearings, Parte 1 e 2", A.S.M.E. Reports E.O./E. 1672 e 1673, 1958.

2.2.1 - Determinação do coeficiente de carga do Mancais Aerostático

O escoamento do gás através do mancais aerostático é considerado como sendo unidimensional.

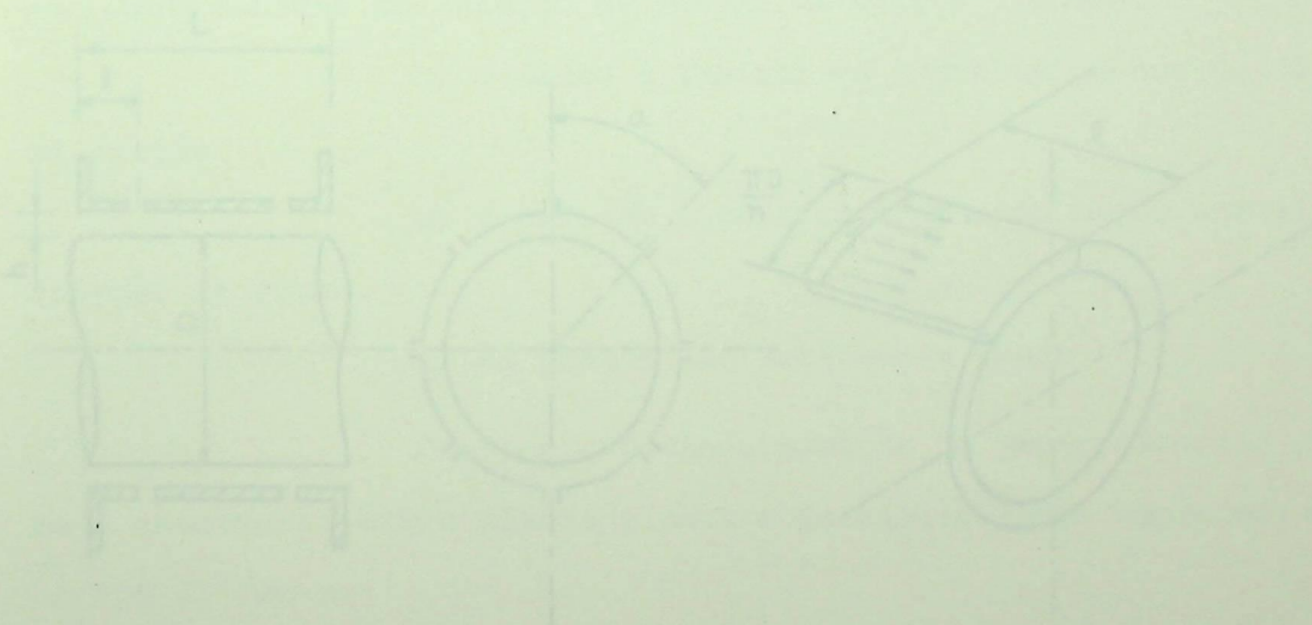


Fig. 2.1 - Esquema representativo do mancais aerostático.

2.2 - O MODELO DE FLUXO AXIAL

Sem dúvida nenhuma, a modelagem considerando so mente o fluxo axial é a solução mais simplista possível. Diversos' autores o classificam como "modelo ideal".

Os resultados obtidos por meio desta modelagem não são confiáveis. Segundo variados autores, esta modelagem foi i nicialmente proposta por Robinson e Sterry em seu trabalho "The Strength of Pressure - fed Air Lubricated Bearings, Parts 1 e 2" , A.E.R.E. Reports E.O./R. 1672 e 1673, 1958

2.2.1 - Determinação do coeficiente de carga do Mancal Aerostático.

O escoamento do gás do mancal será modelada co-
mo um fluxo axial entre placas.

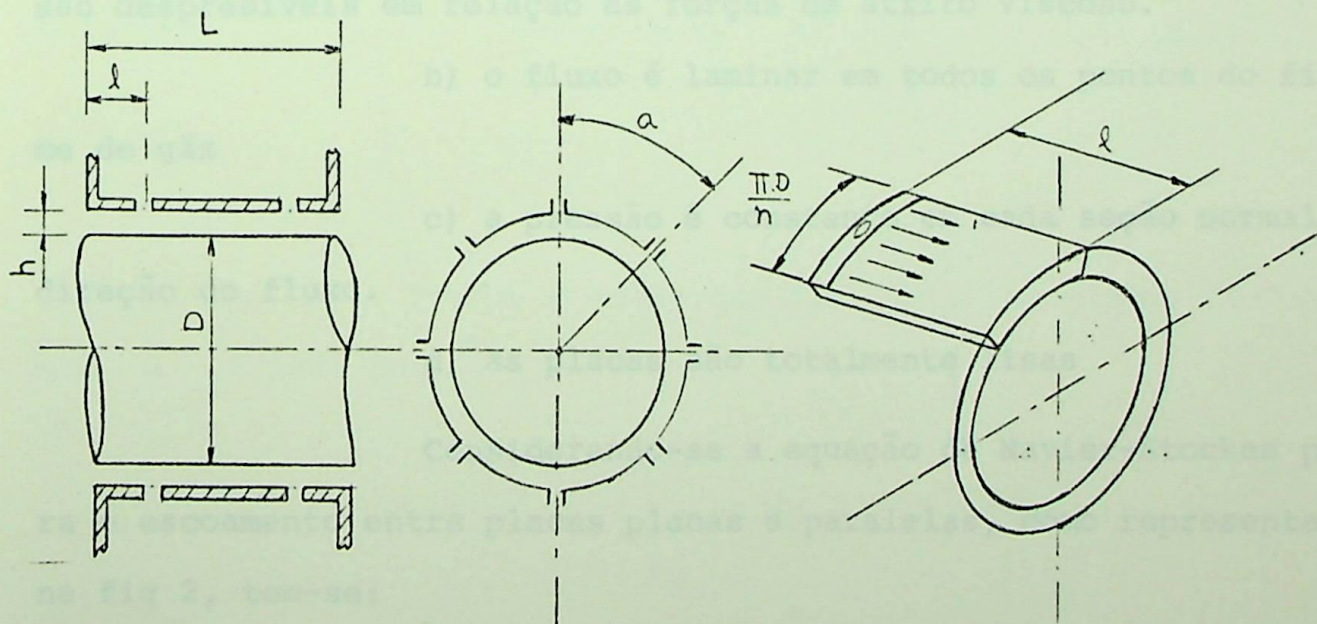


Fig. 2.1 Esquema representativo de um mancal aerostático com duas faixas de injetores

Divide-se o perfil lateral do mancal em "ranhuras", tantas são as ranhuras quantos forem os injetores. Para a determinação do coeficiente de carga, é necessário estabelecer o perfil da distribuição de pressão. Para tanto, o escoamento em cada "ranhura" é aproximado para um escoamento entre placas, como ilustram as figs. 2.1.(c) e 2.2.

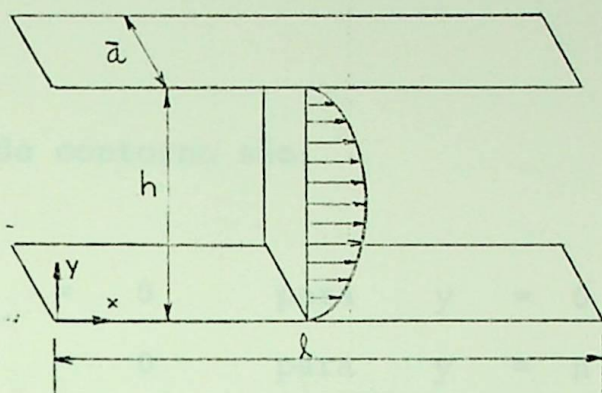


Fig. 2.2 Distribuição de pressão num escoamento entre placas planas

Em geral são feitas as seguintes considerações para a simplificação do problema:

- a) as forças de inércia devido a acelerações são desprezíveis em relação às forças de atrito viscoso.
- b) o fluxo é laminar em todos os pontos do filme de gás
- c) a pressão é constante em cada seção normal à direção do fluxo.
- d) as placas são totalmente lisas

Considerando-se a equação de Navier-Stokes para o escoamento entre placas planas e paralelas, como representado na fig 2, tem-se:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x}, \text{ integrando vem:}$$

$$\frac{d u}{d y} = \frac{1}{\mu} \frac{d P}{d x} y + A, \text{ integrando novamente:}$$

$$u = \frac{1}{\mu} \frac{d P}{d x} \frac{y^2}{2} + A y + B$$

as condições de contorno são:

$$\begin{aligned} u &= 0 & \text{para } y &= 0 & \text{e} \\ u &= 0 & \text{para } y &= h & \text{logo:} \end{aligned}$$

$$B = 0$$

$$A = - \frac{1}{2 \mu} \frac{d P}{d x} h$$

portanto:

$$u = \frac{1}{2 \mu} \frac{d P}{d x} y (y - h) \quad (2.1)$$

Porém, a massa que flui entre as placas de largura \bar{a} é dada por:

$$m = \bar{a} \cdot \rho \cdot \int_0^h u dy \quad \text{logo,}$$

$$m = - \frac{\bar{a} \rho h^3}{12 \mu} \frac{d P}{d x}, \text{ rearranjando vem:}$$

$$\frac{dP}{dx} = - \frac{12 \mu \cdot m}{\bar{a} \rho \cdot h} \quad (2.2)$$

Considerando o fluido como ideal e o escoamento isotérmico, tem-se:

$$\frac{P}{\rho} = RT \quad (2.3)$$

portanto,

$$P \, dP = - \frac{12 \cdot m \cdot \mu \cdot R \cdot T}{\bar{a} \cdot h^3} \, dx, \text{ integrando vem}$$

$$P_1^2 - P_2^2 = \frac{24 \cdot m \cdot \mu \cdot R \cdot T \cdot l}{\bar{a} \cdot h^3}$$

Considerando-se a simbologia da fig. 2.1, tem-se:

$$P_d^2 - P_a^2 = \frac{24 \cdot n \cdot m \cdot \mu \cdot R \cdot T \cdot l}{\pi \cdot D \cdot h^3} \quad (2.4)$$

A pressão num ponto qualquer entre $0 \leq x \leq l$, será da por

$$P_x^2 = P_d^2 - \frac{24 \cdot \mu \cdot n \cdot m \cdot R \cdot T}{\pi \cdot D \cdot h^3} \cdot x$$

Tal expressão, permite concluir que a distribuição de pressão entre o injetor e a extremidade é da forma parabólica, como representado na figura 2.3.

De posse desta conclusão, será deduzida em seguida a expressão de Robinson e Sterry, citada no trabalho de ... Shires, ref (2). A expressão é restrita para um número par de injetores, distribuídos simetricamente na periferia do mancal, conforme ilustra a fig. 2.3a, e também com dois planos de admissão.

Vale observar que qualquer outra configuração, como por exemplo um único plano de admissão, número ímpar de injetores ou ainda distribuição não simétrica desses injetores poderá ter um tratamento análogo ao apresentado, bastando observar as condições geométricas de cada situação.

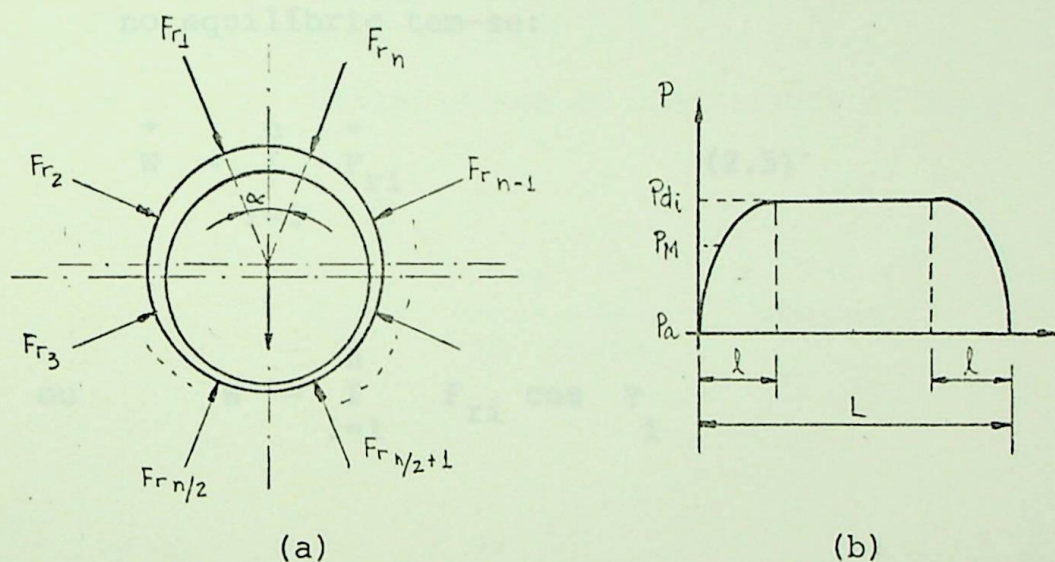


Fig.: 2.3 Distribuição simétrica de injetores e distribuição axial da pressão

Outra forte simplificação feita nesta modelagem refere-se à consideração da pressão permanecer constante no sentido axial entre dois injetores, conforme a fig. 2.3b.

Notar da fig. 2.3a que

$$\alpha = \frac{\pi}{n} \quad , \text{ assim, a área de cada "ranhura"}$$

sujeita a pressão pode ser aproximada por:

$$S = 2 \cdot \sin \alpha \cdot \frac{D}{2} \cdot L$$

Análise das forças:

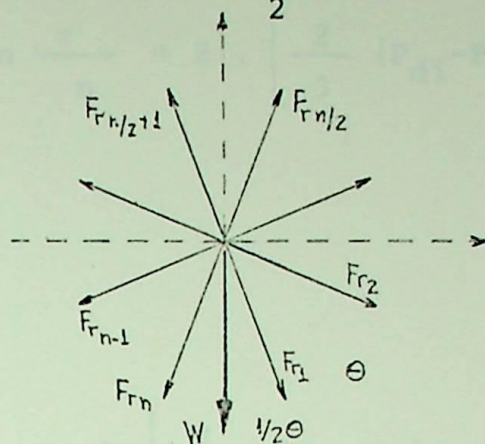


Fig. 2.4 Diagrama de Forças

da figura 2.4 tem-se: $\theta = \frac{2\pi}{n}$

no equilíbrio tem-se:

$$\vec{W} = \sum_{i=1}^n \vec{F}_{ri} \quad (2.5)$$

ou $W = \sum_{i=1}^n F_{ri} \cos \gamma_i$

onde $\gamma_i = \theta (i - 1/2)$

No trecho parabólico da distribuição de pressão pode-se definir uma pressão média, como:

$$P_M = \frac{2}{3} (P_{di} - P_a)$$

Assim sendo, e com base na fig. 2.3b, tem-se:

$$F_{ri} = (P_{di} - P_a) (L - 2\ell) . D . \text{sen} \frac{\pi}{n} + 2 \cdot \left[\frac{2}{3} (P_{di} - P_a) \ell D \text{sen} \frac{\pi}{n} \right]$$

Portanto;

$$W = \sum_{i=1}^n \left[(P_{di} - P_a) (L - 2\ell) . D . \text{sen} \frac{\pi}{n} + 2 \left\{ \frac{2}{3} (P_{di} - P_a) \ell . D . \text{sen} \frac{\pi}{n} \right\} \right] .$$

$$. \cos \theta \left(i - \frac{1}{2} \right)$$

Definindo-se um coeficiente de carga adimensional

$$C_L = \frac{W}{LD (P_o - P_a)} , \text{ tem-se:}$$

$$C_L = \sum_{i=1}^n \left\{ \left(\frac{P_{di} - P_a}{P_o - P_a} \right) \left(1 - \frac{2\ell}{L} \right) \text{sen} \frac{\pi}{n} + \frac{4}{3} \left(\frac{P_{di} - P_a}{P_o - P_a} \right) \frac{\ell}{L} \text{sen} \frac{\pi}{n} \right\}$$

$$\cos \theta \left(i - \frac{1}{2} \right)$$

Definindo-se um coeficiente de pressão como

$$K_{gi} = \frac{P_{di} - P_a}{P_o - P_a} \quad \text{vem:}$$

$$C_L = \sum_{i=1}^n K g_i \cdot \sin \frac{\pi}{n} \cdot \cos \theta \left(i - \frac{1}{2} \right) \left[1 - \frac{2\ell}{L} + \frac{4}{3} \frac{\ell}{L} \right]$$

ou ainda,

$$C_L = \sin \frac{\pi}{n} \cdot \left(1 - \frac{2\ell}{3L} \right) \sum_{i=1}^n K g_i \cos \frac{2\pi}{n} \left(i - \frac{1}{2} \right)$$

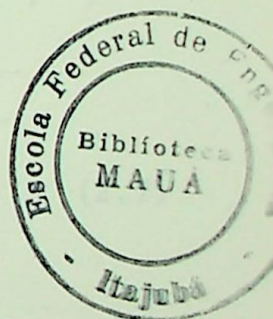
Considerando que a distribuição de injetores seja perfeitamente simétrica e seu número seja par, tem-se:

$$C_L = 2 \cdot \sin \frac{\pi}{n} \left(1 - \frac{2\ell}{3L} \right) \sum_{i=1}^{n/2} K g_i \cos \frac{2\pi}{n} \left(i - \frac{1}{2} \right)$$

finalmente:

$$C_L = 2 \sin \frac{\pi}{n} \left(1 - \frac{2\ell}{3L} \right) \left\{ K g_1 \cdot \cos \frac{\pi}{n} + K g_2 \cos \frac{3\pi}{n} + \dots + K g_{n/2} \cos \left(\pi - \frac{\pi}{n} \right) \right\} \quad (2.6)$$

Esta é a expressão de Robinson e Sterry, citada em Shires, ref (2). Atentar para as limitações que lhes foram impostas.



A dificuldade para calcular a capacidade de carga por esta fórmula reside justamente na obtenção dos fatores de pressão K_{gi} , enfim, avaliar qual é o valor da pressão imediatamente sob o injetor. Segundo diversos autores, o valor de P_{di} pode ser estimado usando o princípio da continuidade.

Anteriormente deduziu-se para um conjunto "ranhura"-injetor a seguinte expressão:

$$P_d^2 - P_a^2 = \frac{24 \cdot \mu \cdot n \cdot m \cdot R \cdot T \cdot \ell}{\pi \cdot D \cdot h^3}, \text{ rearranjando, tem-se}$$

$$m = \frac{\pi \cdot D \cdot h^3 \cdot (P_d^2 - P_a^2)}{24 \cdot \mu \cdot n \cdot R \cdot T \cdot \ell}$$

Considerando que cada plano de admissão tenha n injetores, e que existem dois planos, a vazão total será.

$$G = \sum_{i=1}^{n/2} 4 \cdot \frac{\pi \cdot D \cdot h_i^3 \cdot (P_{di}^2 - P_a^2)}{24 \cdot \mu \cdot R \cdot T \cdot \ell \cdot n} \quad (2.7)$$

A seguir, o fluxo pelos orifícios de alimentação pode ser calculado usando as expressões de escoamentos compressíveis em bocais, com as seguintes considerações:

- (a) Pressão na entrada do jato é a pressão P_o
- (b) Pressão na saída é a pressão na garganta do jato.

Para um escoamento ideal tem-se:

$$\frac{P_d}{P_o} = \left[1 - \frac{k-1}{2} \left(\frac{V}{C} \right)^2 \right]^{\frac{k}{k-1}}, \text{ onde} \quad (2.8)$$

$V \equiv$ velocidade na garganta

$C \equiv$ velocidade do som nas condições de suprimento

rearranjando vem

$$V^2 = \frac{2 \cdot C^2}{K-1} \left[1 - \left(\frac{P_d}{P_o} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$$

a vazão através do jato é dada por

$$Go = C_D \cdot \rho_d \cdot A \cdot V$$

Para uma expansão isoentrópica tem-se:

$$\rho_d = \rho_o \left(\frac{P_d}{P_o} \right)^{1/k} \quad \text{e portanto}$$

$$Go^2 = C_D^2 \cdot \rho_o^2 \cdot A^2 \cdot \left(\frac{P_d}{P_o} \right)^{2/k} \cdot V^2$$

Fazendo as necessárias substituições, inclusive a velocidade do som por $C = (KRT)^{1/2}$, vem que a vazão do jato pode ser dada por:

$$G_o = C_D \cdot A \cdot \rho_o (2 \cdot R \cdot T_o)^{1/2} \left[\frac{k}{k-1} \left\{ \left(\frac{P_d}{P_o} \right)^{2/k} - \left(\frac{P_d}{P_o} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right\} \right]^{1/2}$$

(*) Vide Observação

(2.9)

definindo

$$\gamma = \frac{P_d}{P_o} \quad \text{e} \quad F(k, \gamma) = \left[\frac{K}{K-1} \left\{ \left(\frac{P_d}{P_o} \right)^{2/K} - \left(\frac{P_d}{P_o} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right\} \right]^{1/2}$$

tem-se:

$$m = C_D \cdot A \cdot \rho_o (2 \cdot R \cdot T_o)^{1/2} \cdot F(k, \gamma)$$

Observação: O valor da área da garganta (A) depende do tipo de configuração geométrica do orifício de alimentação, vide fig. 1.4.

Finalmente, aplicando o princípio da continuidade entre o injetor e a respectiva ranhura vem:

$$\frac{(P_d^2 - P_a^2) \cdot \pi \cdot D \cdot h^3}{24 \cdot \mu \cdot n \cdot R \cdot T \cdot \ell} = C_D \cdot A \cdot \rho_o (2 \cdot R \cdot T_o)^{1/2} [F(K, \gamma)]$$

$$P_d^2 - P_o^2 = \frac{24 \cdot \mu \cdot n \cdot R \cdot T \cdot \ell \cdot C_D \cdot A \cdot \rho_o (2 \cdot R \cdot T_o)^{1/2} \cdot [F(K, \gamma)]}{\pi \cdot D \cdot h^3}$$

$$\text{mas; } (P_d^2 - P_o^2) = (P_d - P_a) (P_d + P_a)$$

$$(P_d^2 - P_o^2) = \left(\frac{P_d - P_a}{P_o - P_a} \right) (P_d + P_a) (P_o - P_a) =$$

$$= K_g \left(\frac{P_d}{P_o} + \frac{P_a}{P_o} \right) \left(1 - \frac{P_a}{P_o} \right) \cdot P_o^2$$

considerando $T = T_o$, tem-se finalmente

$$K_g = \frac{24 \mu \cdot (2RT)^{1/2} \cdot C_D \cdot A \cdot n \cdot [F(K \gamma)]}{\left(\frac{P_d}{P_o} + \frac{P_a}{P_o} \right) \left(1 - \frac{P_a}{P_o} \right) P_o \cdot \pi \cdot D \cdot h^3} \quad (2.10)$$

(*) vide observação

Por esta expressão ser explícita em termos de K_g ou P_d , exige solução numérica por meio de computador digital.

Com o valor de K_g calculado para cada conjunto injetor-ranhura, retorna-se à expressão do coeficiente de carga do mancal, e obtém-se sua avaliação.

Tentando evitar a utilização de computadores digitais para a solução desta expressão, Shires, ref(2) e Powell, ref(1) citam que na maioria dos casos $\frac{P_d}{P_o}$ aproxima-se da unidade e portanto, $F(K \gamma)$ reduz-se para $(1 - \frac{P_d}{P_o})^{1/2}$

Pode-se provar que:

$$\begin{aligned} \left(1 - \frac{P_d}{P_o}\right)^{1/2} &= \left[\left(1 - \frac{P_a}{P_o}\right) \left(1 - \frac{P_d - P_a}{P_o - P_a}\right) \right]^{1/2} = \\ &= \left(1 - \frac{P_a}{P_o}\right)^{1/2} (1 - K_g)^{1/2} \end{aligned}$$

Dessa forma, K_g reduz-se para

$$K_g = G (1 - K_g)^{1/2}$$

onde:

$$G = \frac{P_o/P_a}{\left(1 + \frac{P_a}{P_o}\right) \left(1 - \frac{P_a}{P_o}\right)^{1/2}} \cdot \frac{24\mu (2RT)^{1/2}}{P_a}$$

$$\cdot \frac{n \cdot \ell \cdot C_D \cdot A}{\pi \cdot D \cdot h^3}$$

(*) OBS.:

Para situações em que a velocidade no bocal a -
tinja o valor crítico, a expressão da vazão passa a ser dada por

$$G_o = C_D \cdot \rho \cdot A \cdot (KRT)^{1/2} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (2.11)$$

$$e \quad K_g = \frac{24 \mu ((k-1) \cdot R \cdot T)^{1/2} \ell \cdot C_D \cdot A \cdot n \cdot [F(K_Y)]}{(2.12)}$$

$$\left(\frac{P_d}{P_o} + \frac{P_a}{P_o} \right) \left(1 - \frac{P_a}{P_o} \right) P_o \cdot \pi \cdot D \cdot h^3$$

O leitor encontrará em Zucrow e Hoffman, ref (21), a discussão sobre vazão para situações envolvendo as velocidades críticas e super-críticas.

Sendo :

$$\frac{P_o/P_a}{\left(1 + \frac{P_a}{P_o} \right) \left(1 - \frac{P_a}{P_o} \right)^{1/2}} = F_p \dots\dots\dots \text{fator de pressão}$$

$$\frac{24 \mu \cdot (2RT)^{1/2}}{P_a} = F_g \dots\dots\dots \text{fator das propriedades do gás}$$

$$\frac{n \cdot \ell \cdot C_D \cdot A}{\pi \cdot D \cdot h^3} = F_d \dots\dots\dots \text{fator geométrico}$$

Shires, ref (2), apresenta K_g em função de G numa forma gráfica, reproduzido abaixo

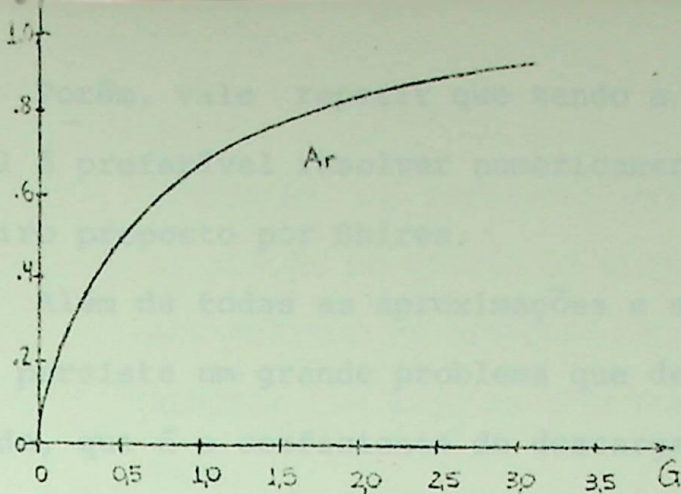
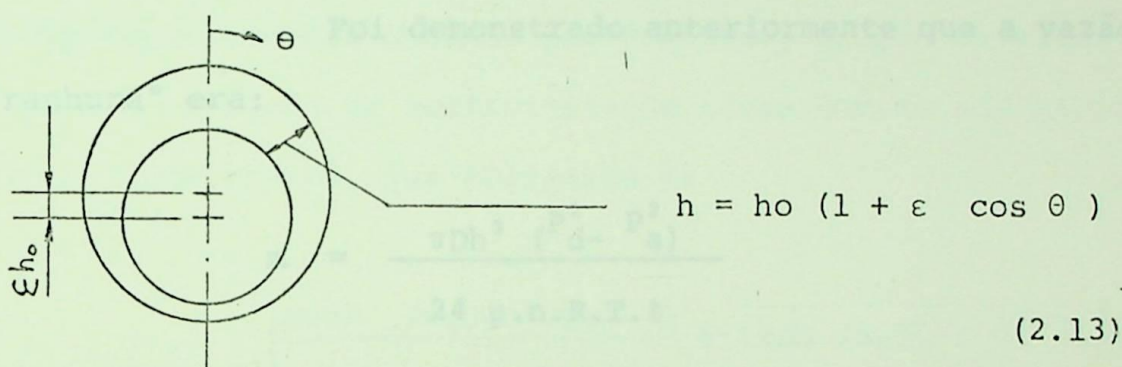


Fig. 2.5 Variação de Kg em função de G, segundo Shires

Sabendo que o mancal quando excêntrico toma a forma da fig. 2.6, tem-se que:



$$(2.13)$$

Fig. 2.6

OBS.: Esta equação é facilmente provada por relações geométricas, onde h_0 é a folga do mancal concêntrico, vide Cameron, ref (20).

Para facilitar ainda mais, Shires define um coeficiente de pressão para o mancal concêntrico, K_{go} , quando $h = h_0$.

A partir disto, calcula-se G_0 e determina-se K_{go} . Para as demais excentricidades vale a relação:

$$\frac{G}{G_0} = \left(\frac{h_0}{h} \right)^3 = \frac{1}{(1 + \epsilon \cos \theta)^3} \quad (2.14)$$

Porém, vale repetir que tendo a disposição um computador digital é preferível resolver numericamente a equação ' de Kg a usar roteiro proposto por Shires.

Além de todas as aproximações e simplificações já citadas, ainda persiste um grande problema que deve ser cuidadosamente analisado, que é o coeficiente de descarga C_D do injetor. Tal problema será enfocado mais adiante. Por ora, tome-se C_D igual a 0,8 para a maioria dos cálculos, segundo Powell, ref (1).

2.2.2 Determinação do coeficiente de vazão do man - cal aerostático

Foi demonstrado anteriormente que a vazão de uma "ranhura" era:

$$m = \frac{\pi D h^3 (P_d^2 - P_a^2)}{24 \mu . n . R . T . \ell}$$

Portanto, para a situação que está sendo considerada tem-se a vazão total dada por:

$$G = \sum_{i=1}^{n/2} 4 \cdot \frac{\pi D h_i^3 (P_{di}^2 - P_a^2)}{24 \mu . n . R . T . \ell}$$

OBS.: vazão para dois planos de admissão com n injetores em cada plano.

Define-se um coeficiente de vazão como sendo:

$$G_c = \frac{24 \mu . R . T . G}{h_o^3 (P_o^2 - P_a^2)} \quad (2.15)$$

2.3 - CORREÇÕES DAS PREVISÕES OBTIDAS ATRAVÉS DA APLICAÇÃO DO MODELO DE FLUXO AXIAL DEVIDO AOS EFEITOS DE DISPERSÃO E FLUXO CIRCUNFERENCIAL COM BASE EM OBSERVAÇÕES EXPERIMENTAIS.

2.3.1 Influência do Fluxo Circunferencial sobre o coeficiente de carga

Shires, ref (2) usando uma série de resultados experimentais obtidos por Robinson, propõe um valor empírico para a correção do coeficiente de carga devido aos efeitos do fluxo circunferencial. Sua expressão é:

$$\frac{C_L}{C_{Lo}} = 0,315 \cdot \frac{\left[\frac{\cosh (6,36 \ell / D) - 1}{\sinh (6,36 \ell / D)} + \tanh (6,36 \cdot \frac{(L - 2 \ell)}{D}) \right]}{\left[\frac{L - \ell}{D} \right]} \quad (2.16)$$

onde C_{Lo} é o coeficiente de carga teórico baseado no modelo de fluxo axial e C_L é o coeficiente de carga atual. Shires ressalva que os dados experimentais de então, não o autorizavam a determinar a precisão da equação. Entretanto, Powell, ref (1), aceita esta equação com uma precisão aproximada de 10%.

Esta é a equação experimental melhor aceita para previsão das influências do fluxo circunferencial no mancal aerostático.

2.3.2 Influência da dispersão sobre o coeficiente de carga

A correção sobre o coeficiente da carga do mancal aerostático, melhor aceita, correção esta baseada em observações experimentais ou empíricos é a correção de Dudgeon e Lowe, ref (9).

Pelo fato da fonte de fluxo no espaço da folga de um mancal aerostático ser uma pequena superfície cilíndrica formada pela extremidade de um orifício, em qualquer seção transversal da "ranhura", a distribuição de fluxo e pressão será diferente daquele do modelo axial idealizado. A fig. 2.7 (a) e (b) ilustram esta situação.

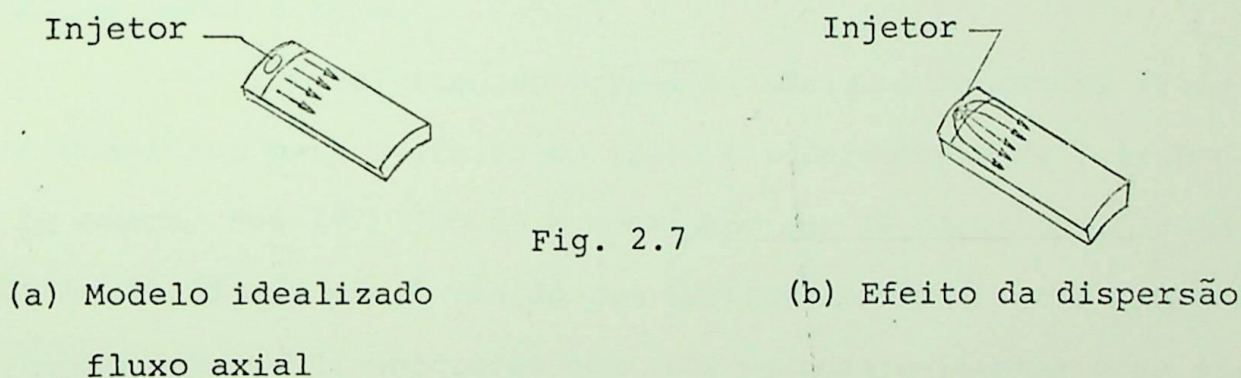


Fig. 2.7

Os autores assumem que não haja fluxos entre as fronteiras das "ranhuras", portanto, os efeitos da dispersão da fonte (injetor) podem ser postos em termos de coeficientes de dispersão de fluxo ou carga. Segundo os autores, o escoamento laminar de um fluido compressível em condições isotérmicas, pode ser expressado, com convenientes mudanças de variáveis, numa equação de Laplace bi-dimensional, assim é possível fazer analogias entre a distribuição desta pressão e potencial num tanque eletrolítico.

Fazendo esta analogia, os autores definem um co

eficiente de dispersão de carga, que deverá multiplicar os coeficiente de carga obtido pelo modelo de fluxo axial com as correções devido ao fluxo circunferencial,

$$CW = 0,89 \cdot \left(\frac{d \cdot n}{\pi D} \right)^{0,21} \cdot \left(\frac{Ln}{\pi D} \right)^{0,42} \cdot \left(\frac{Pd_i}{Pa} \right)^{0,0505} \cdot \left(\frac{\pi D}{nd} \right)^{0,379} \cdot \left(\frac{\pi D}{nL} \right)^{0,758} \quad (2.17)$$

esta é a expressão de Dudgeon e Lowe, obtida por meio de analogia entre um mancal aerostático e uma cuba eletrolítica.

2.4 MODELOS QUE CONSIDERAM FLUXO AXIAL, CIRCUNFERENCIAL E DISPERSÕES. SOLUÇÕES NUMÉRICAS.

Em geral, aqueles roteiros de projeto de mancal aerostáticos citados no item 1, são baseados no modelo de fluxo axial, com correções relativas aos efeitos do fluxo circunferencial e dispersões. Todavia, para estabelecer roteiros de cálculo que levem a resultados de maior precisão, devem ser considerados modelos mais elaborados que façam considerações analíticas sobre os efeitos de dispersão e fluxo circunferencial.

É sempre oportuno lembrar que o objetivo deste trabalho está voltado para mancais aerostáticos, com o eixo isento de rotação. Portanto, as análises a seguir consideram sempre a rotação igual a zero.

Um primeiro trabalho, que procura dar um tratamento analítico para o efeito do fluxo circunferencial é o trabalho de Lemon, ref (8). Porém a conclusão que se chega com o roteiro de Lemon, é que ele é válido com bastante precisão para mancais que tenham planos de injetores com três ou quatro injetores ao todo.

Outro trabalho que também merece citação é o de Dudgeon e Lowe, ref (9), que também procura dar um tratamento analítico para os efeitos do fluxo circunferencial.

Tal trabalho não será reproduzido aqui, pois outros tratamentos mais elaborados serão citados a seguir.

Basicamente, existem dois trabalhos, um de Majumdar, ref (16), outro de Kazimierski e Trojnariski, ref (17), que propõem modelos muitíssimos bem elaborados.

Ambos não esgotam totalmente o assunto, porém promovem excelente precisão. Este autor, faz algumas observações e

considerações com respeito ao trabalho de Majumdar, no sentido de generalizá-lo e aumentar sua precisão.

Ao final deste capítulo, várias referências serão apontados para o cálculo do mancal aerostático que consideram a rotação do eixo. Também lá serão encontrados vários comentários e sugestões feitos por este autor.

Majumdar, usa a equação generalizada de Reynolds para um mancal estacionário, filme de gás e regime laminar.

A equação de Reynolds para fluido compressível é dada em Cameron, ref (20), como sendo:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho \frac{h^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho \frac{h^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \left\{ \frac{\partial}{\partial x} (\rho \cdot U \cdot h) + \right. \\ \left. + \frac{\partial}{\partial y} (\rho \cdot V \cdot h) + 2 \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) \right\} \quad (2.18)$$

onde U denota velocidade da superfície na direção x, que no presente caso é nula. V denota a velocidade da superfície na direção y, neste caso também é nula, pois o eixo não dispõe de rotação. Por outro lado, o interesse sobre a distribuição de pressão reside no regime permanente. Com estas considerações, a equação de Reynolds reduz-se a:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 0$$

Considerando o gás perfeito em escoamento isotérmico, vem:

$$\rho = \frac{1}{RT} \cdot P$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{2 \mu RT} \frac{\partial p^2}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{2 \mu RT} \frac{\partial p^2}{\partial y} \right) = 0$$

logo:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p^2}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p^2}{\partial y} \right) = 0$$

já foi mostrado que $h = h_0 (1 + \epsilon \cos \theta)$, ou seja, na planificação, h é função somente de y . Assim,

$$h^3 \frac{\partial^2 p^2}{\partial x^2} + h^3 \frac{\partial^2 p^2}{\partial y^2} + 3 h^2 \frac{\partial h}{\partial y} \frac{\partial p^2}{\partial y} = 0$$

Finalmente,

$$\frac{\partial^2 p^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p^2}{\partial y^2} + \frac{3}{h} \frac{\partial p^2}{\partial y} \frac{dh}{dy} = 0 \quad (2.19)$$

Considerando $P = p^2$, tem-se:

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} + \frac{3}{h} \frac{\partial P}{\partial y} \frac{dh}{dy} = 0 \quad (2.20)$$

A solução desta equação sobre a região da folga do mancal dará a distribuição de pressão. Esta região está representada na fig. 2.8b. Por ser esta equação do tipo elíptica e quase-linear, deve-se procurar uma solução numérica.

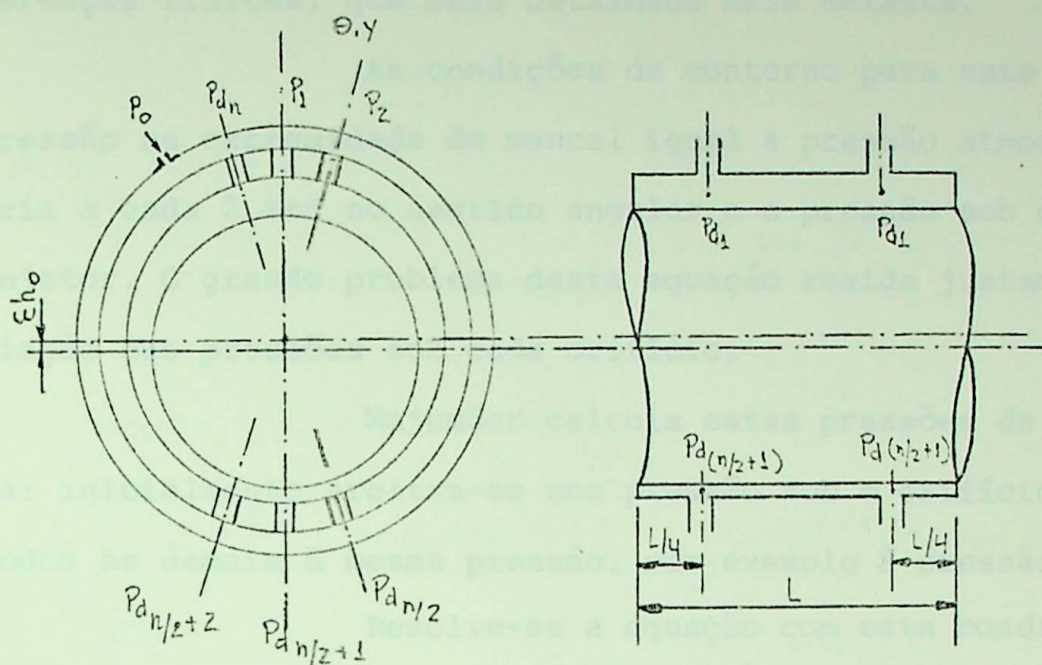


Fig. 2.8 (a) Configuração do Mancal

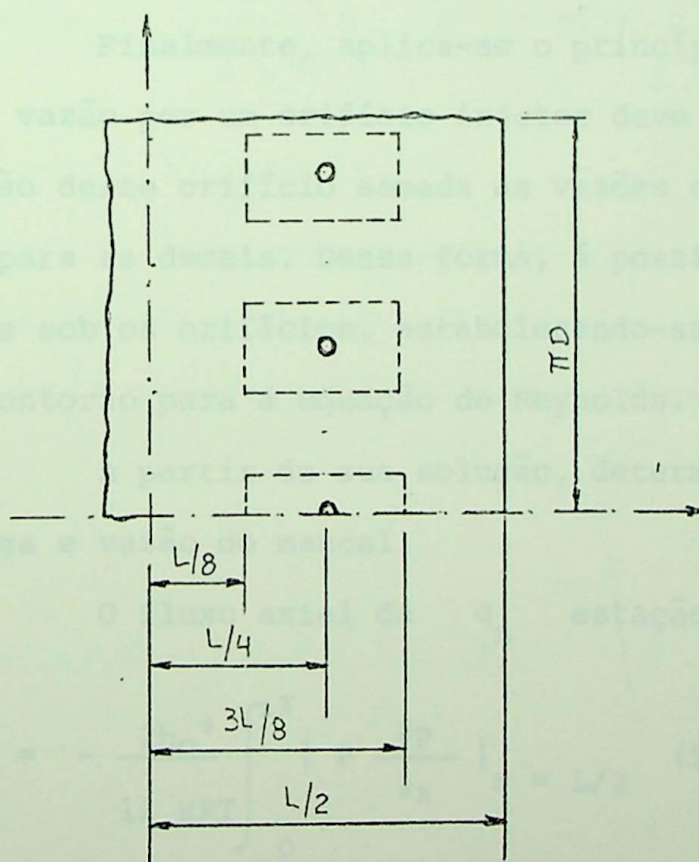
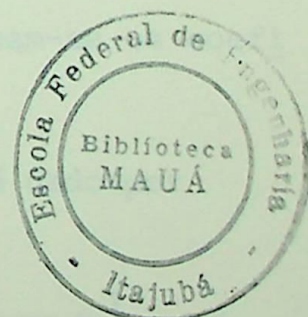


Fig. 2.8 (b) Vista desenvolvida de uma metade do mancal



A equação acima pode ser resolvida apenas para uma metade do mancal, como sugere a fig. 2.8 b, uma vez que a outra metade é rigorosamente simétrica.

Majumdar resolve esta equação pelo método de diferenças finitas, que será detalhado mais adiante.

As condições de contorno para este problema são: pressão na extremidade do mancal igual a pressão atmosférica, simetria a cada 2π rad no sentido angular e a pressão sob cada orifício injetor. O grande problema desta equação reside justamente na avaliação das pressões sob cada orifício.

Majumdar calcula estas pressões da seguinte forma: inicialmente arbitra-se uma pressão sob o orifício 1 e mantém todos os demais à mesma pressão, por exemplo à pressão atmosférica.

Resolve-se a equação com esta condição de contorno e obtêm-se coeficientes adimensionais de fluxo circunferencial da estação 1 para todas as demais e também o coeficiente de fluxo axial. Repete-se tal procedimento para todas as outras estações.

Finalmente, aplica-se o princípio da continuidade, ou seja, a vazão por um orifício injetor deve ser igual a vazão axial da estação deste orifício somada às vazões circunferenciais desta estação para as demais. Dessa forma, é possível avaliar todas as pressões sob os orifícios, estabelecendo-se finalmente as condições de contorno para a equação de Reynolds.

A partir de sua solução, determinam-se os coeficientes de carga e vazão do mancal.

O fluxo axial da q_n estação é dado por

$$G_{Aq} = - \frac{2h_o^3}{12 \mu RT} \int_0^{2\pi} \left| P \frac{\partial P}{\partial x} \right|_{x=L/2} (1 + \epsilon \cos \theta)^3 r d\theta \dots \quad (2.21)$$

O fluxo circunferencial da q_n estação para a m_n estação é dado, com respeito à fig. 2.8 b, por:

$$\begin{aligned}
 G_{Cq \rightarrow m} = & \frac{-2 h_o^3}{12 \mu R T} \left\{ \int_{\theta'_m}^{\theta''_m} \left[\left| P \frac{\partial P}{\partial x} \right|_{x=1/8} (1 + \epsilon \cos \theta)^3 + \right. \right. \\
 & \left. \left. + \left| P \frac{\partial P}{\partial x} \right|_{x=3L/8} (1 + \epsilon \cos \theta)^3 \right] r d\theta + \right. \\
 & \left. + \int_{1/8}^{3L/8} \left[\left| P \frac{\partial P}{\partial \theta} (1 + \epsilon \cos \theta)^3 \right|_{\theta=\theta'_m} + \left| P \frac{\partial P}{\partial \theta} (1 + \epsilon \cos \theta)^3 \right|_{\theta=\theta''_m} \right] dx \right\}
 \end{aligned}
 \tag{2.22}$$

$$\text{onde } \theta'_m = \theta_m - \frac{\pi}{2n} \text{ e } \theta''_m = \theta_m + \frac{\pi}{2n}$$

O leitor poderá referir-se à Cameron, ref (20) para encontrar a dedução destas duas expressões.

Para adimensionalizar estas expressões, Majumdar faz:

$$\bar{G}_{Aq} = \frac{24 \cdot \mu \cdot R \cdot T \cdot G_{Aq}}{h_o^3 (P_d^2 - P_a^2)} \text{ e }
 \tag{2.23}$$

$$\bar{G}_{Cq \rightarrow m} = \frac{24 \cdot \mu \cdot R \cdot T \cdot G_{Cq \rightarrow m}}{h_o^3 (P_d^2 - P_a^2)}
 \tag{2.24}$$

Assim, o fluxo total da q_n estação é:

$$\bar{G}_q = \bar{G}_{Aq} + \sum_{m=1}^n \bar{G}_{Cq} \rightarrow m \quad (2.25)$$

Com base no desenvolvimento feito no item 2.2, conclui-se que o fluxo total por dois orifícios de qualquer estação q é dado por

$$G_{Oq} = 2 \cdot C_D \cdot A \cdot P_o \left[\frac{2K}{RT(k-1)} \right]^{1/2} \left[\bar{P}_d^{2/k} - \bar{P}_d^{k+1/k} \right]^{1/2} \quad (2.26)$$

$$\text{para } \bar{P}_d \geq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} e$$

$$G_{Oq} = 2 \cdot C_D \cdot A \cdot P_o \left[\frac{K}{RT} \right]^{1/2} \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (2.27)$$

$$\text{para } \bar{P}_d \leq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

Em regime permanente, o fluxo através dos orifícios é igual ao fluxo que sai do mancal.

Majumdar apresenta as seguintes expressões para um mancal com número par de orifícios injetores:

$$Go_1 = GA_1 + 2 \sum_{m=1}^{n/2} Gc_{1 \rightarrow m} + Gc_{1 \rightarrow \frac{n}{2}} + 1 - Gc_{\frac{n}{2}} + 1 + 1 - 2 \sum_{m=1}^{n/2} Gc_{m \rightarrow 1}$$

$$Go_2 = GA_2 + \sum_{m=1}^n Gc_{2 \rightarrow m} - \sum_{m=1}^n Gc_{m \rightarrow 2} = Gon$$

$$\begin{array}{ccccccc} - & - & - & - & - & - & - \\ - & - & - & - & - & - & - \end{array}$$

$$Go_{\frac{n}{2}} = GA_{\frac{n}{2}} + \sum_{m=1}^n Gc_{\frac{n}{2} \rightarrow m} - \sum_{m=1}^n Gc_{m \rightarrow \frac{n}{2}} = Go_{\frac{n}{2}} + 2$$

$$Go_{\frac{n}{2} + 1} = GA_{\frac{n}{2} + 1} + 2 \cdot \sum_{m=2}^{n/2} Go_{\frac{n}{2} + 1 \rightarrow m} + Gc_{\frac{n}{2} + 1 \rightarrow 1} - Gc_{1 \rightarrow \frac{n}{2} + 1} + 1 -$$

$$\begin{array}{c} n/2 \\ - 2 \cdot \sum_{m=2}^{n/2} Gc_m \cdot \frac{m}{2} + 1 \end{array}$$

Substituindo convenientemente as expressões do fluxo axial, circunferencial e fluxo pelos injetores no sistema de equações acima, obtêm-se:

$$\begin{aligned} & \left(\frac{2}{k-1} \right)^{1/2} \cdot \delta \cdot \left[\bar{P}_{d1}^{2/k} - \bar{P}_{d1}^{\frac{k+1}{k}} \right]^{1/2} - (\bar{GA}_1 + 2 \cdot \sum_{m=1}^{n/2} \bar{Gc}_{1 \rightarrow m} + \\ & + \bar{Gc}_{1 \rightarrow \frac{n}{2} + 1}) \times (\bar{P}_{d1}^2 - \bar{P}_a^2) + \bar{Gc}_{\frac{n}{2} + 1} (\bar{P}_{d \frac{n}{2} + 1}^2 - \bar{P}_a^2) + \\ & + 2 \sum_{m=1}^n \bar{Gc}_{m \rightarrow 1} (\bar{P}_{dm}^2 - \bar{P}_a^2) = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \left(\frac{2}{k-1} \right)^{1/2} \cdot \delta \cdot \left[\bar{P}_{d2}^{2/k} - \bar{P}_{d2}^{\frac{k+1}{k}} \right]^{1/2} - (\bar{GA}_2 + \sum_{m=1}^n \bar{Gc}_{2 \rightarrow m}) \cdot \\ & \cdot (\bar{P}_{d2}^2 - \bar{P}_a^2) + \sum_{m=1}^n \bar{Gc}_{m \rightarrow 2} (\bar{P}_{dm}^2 - \bar{P}_a^2) = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \left(\frac{2}{k-1} \right)^{1/2} \cdot \delta \cdot \left[\bar{P}_d^{2/k} - \bar{P}_d^{\frac{k+1}{2}} \right]^{1/2} - \left(\bar{G}_A \frac{n}{2} + \sum_{m=1}^n \bar{G}_c \frac{n}{2} \rightarrow m \right) \times \\
& \cdot \left(\bar{P}_d^2 \frac{n}{2} - \bar{P}_a^2 \right) + \sum_{m=1}^n \bar{G}_{cm} \rightarrow \frac{n}{2} \left(\bar{P}_d^2 \frac{n}{2} - \bar{P}_a^2 \right) = 0 \\
& \left(\frac{2}{k-1} \right)^{1/2} \cdot \delta \cdot \left[\bar{P}_d^{2/k} - \bar{P}_d^{\frac{k+1}{2}} \right]^{1/2} - \left(\bar{G}_A \frac{n}{2} + 1 \right. \\
& + 2 \cdot \sum_{M=2}^{M/2} \bar{G}_c \frac{n}{2} + 1 \rightarrow m + \bar{G}_c \frac{n}{2} + 1 \rightarrow 1 \left. \right) \cdot \left(\bar{P}_d^2 \frac{n}{2} + 1 - \bar{P}_a^2 \right) + \\
& + \bar{G}_c \frac{n}{2} + 1 \left(\bar{P}_d^2 - \bar{P}_a^2 \right) + 2 \cdot \sum_{m=2}^{m/2} \bar{G}_{cm} \rightarrow \frac{n}{2} + 1 \left(\bar{P}_m^2 - \bar{P}_a^2 \right) = 0
\end{aligned}$$

onde

$$\delta = \frac{48 \cdot C_D \cdot A \cdot \mu \cdot (KRT)^{1/2}}{h_O^3 \cdot P_O}$$

Estas expressões são válidas para $\bar{P}_d \geq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$.
 Para $\bar{P}_d \leq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$, o primeiro termo das equações deve ser substituído por $\delta \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}$, todos os outros termos permanecerão inalterados.

A solução deste sistema de equações fornece os valores das pressões imediatamente sob os injetores, estabelecendo as condições de contorno da equação de distribuição de pressão.

Assim, é possível resolver esta equação por mé-

todos computacionais e obter finalmente os coeficientes de carga e de vazão do mancal.

A carga suportada pelo mancal pode se expressa por:

$$W = 2 \cdot \int_0^{L/2} \int_0^{2\pi} (P - P_a) \cos \theta \, r d\theta \, dx \quad (2.28)$$

O coeficiente de carga é definido por:

$$CL = \frac{W}{L \cdot D \cdot (P_o - P_a)} \quad (2.29)$$

A vazão total do mancal pode ser expressa por:

$$G = \frac{-2 h_o^3}{12 \mu R T} \int_0^{2\pi} \left| P \frac{\partial P}{\partial x} \right|_{x=L/2} (1 + \epsilon \cos \theta) \, r d\theta \quad (2.30)$$

O coeficiente de vazão é definido por:

$$G_C = \frac{24 \cdot \mu \cdot R \cdot T \cdot G}{h_o^3 (P_o^2 - P_a^2)} \quad (2.31)$$

Outro importante trabalho sobre este assunto é o roteiro de Kazimierski e Trojnarski, ref (17). Neste "paper" aqueles autores utilizam-se da equação de Reynolds para determinar a distribuição de pressão na folga do mancal.

Todavia, ao invés de determinar as pressões imediatamente sob os injetores pelo princípio da continuidade, eles usam uma técnica um pouco diferente.

Kazimierski e Trojnariski consideram cada inje-
tor como uma fonte. A equação de Reynolds é resolvida adicionando -
se um termo relativo às fontes, porém tal termo somente será consi-
derado naqueles pontos sob os injetores. Estes termos, por sua vez,
são calculados reduzindo a equação de Reynolds para uma equação de
Laplace nas regiões próximas aos orifícios, e igualando a distri-
buição de pressão, dada agora por esta equação, com a queda de pres-
são e vazão do injetor. Entretanto, a queda de pressão e a vazão '
nos injetores são calculados pelos autores como base em outros tra-
balhos citados por eles. Infelizmente até a presente data, não foi
possível o acesso a estas referências, o que impossibilita desenvol-
ver com precisão as propostas de Kazimierski e Trojnariski.

Vale chamar a atenção para o fato de que es-
te trabalho está sobretudo voltado a uma análise comparativa entre
mancais aerostáticos com diferentes sistemas de alimentação, ou se-
ja, injetores do tipo anular e do tipo de "bolsa".

$$C_D = 0.85 - 0.15 \left(\frac{P_1}{P_0} \right) - 0.10 \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^2$$

2.5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES

Como se observa, mesmo nos roteiros mais elaborados, como por exemplo o proposto por Majumdar, muitas são os problemas não satisfatoriamente resolvidos. Entre eles destaca-se o relativo ao coeficiente de descarga dos injetores (C_D), utilizado no cálculo da vazão pelos injetores.

O próprio Majumdar não faz qualquer referência a este fato. É sabido que o coeficiente de descarga de um injetor varia com a razão de pressão de entrada e saída do injetor, logo, não é possível adotar uma solução simplista de considerar $C_D = 0,8$ para toda a faixa de P_d/P_o .

É possível fazer esta aplicação para P_d/P_o compreendido entre 0 e 0,7 como cita Powell, ref (1).

Persistir com o valor 0,8 para relações P_d/P_o maiores que 0,7 pode acontecer inclusive resultados absurdos, ao se utilizar o modelo de Majumdar.

Por outro lado, não existe uma expressão analítica que dê com precisão o valor deste coeficiente. Dudgeon e Lowe citam uma expressão empírica apresentada por Perry que fornece o coeficiente de descarga como função da relação P_d/P_o . Esta expressão é:

$$C_D = 0.85 - 0.15 \left(\frac{P_d}{P_o} \right) - 0.10 \left(\frac{P_d}{P_o} \right)^2$$

Kazimierski e Trojnariski admitem a precisão desta fórmula em orifícios do tipo "bolsa" que tenham relação comprimento diâmetro em torno de 1.0.

Foi definido no trabalho de Majumdar um termo

δ onde:

$$\delta = \frac{48 C_D A \mu (KRT)^{1/2}}{h_O^3 \cdot P_o}$$

Considerando a expressão de C_D , o δ torna-se igual a

$$\delta = \frac{48 A \mu (KRT)^{1/2}}{h_O^3 \cdot P_o} \cdot \left[0,85 - 0,15 \left(\frac{P_d}{P_o} \right)^2 - 0,10 \left(\frac{P_d}{P_o} \right)^2 \right]$$

o que por si só, já impõe uma maior precisão ao trabalho de Majumdar, ainda que esta expressão seja utilizada para orifícios injetores do tipo anular. Em Zucrow e Hoffman, ref (21), encontra-se o coeficiente C_D para bocais convergentes-divergentes como função de outros coeficientes, a saber:

$$C_D = C_\eta \cdot C_c \cdot C_{be}$$

onde: $C_\eta \equiv$ fator de eficiência do fluxo de massa

$C_c \equiv$ fator de contração geométrica

$C_{be} \equiv$ fator do efeito de bloqueio

Pode-se deixar como sugestão a determinação experimental destes fatores para o caso de injetores anulares e do tipo "bolsa", de maneira semelhante àquela feita por Zucrow e Hoffman para bocais.

Em geral, o coeficiente de descarga é avaliado experimentalmente, e portanto não existe uma palavra definitiva sobre o assunto.

Outro elemento que permite melhorar a precisão da modelagem de Majumdar em particular e das outras em geral refere-

re-se às condições reais de escoamento e não isoentrópicas, especialmente no injetor. Tais observações visam corrigir o valor das pressões imediatamente sob os injetores.

Estas correções podem ser efetuadas por meio de "rendimentos" do escoamento como citado em Zucrow e Hoffman, ref (21), e/ou através de valores empíricos relacionando queda de pressão com as folgas do mancal como em Mori e Miyamitsu, ref (14).

Estas correções, se aplicadas levarão sempre a uma maior precisão do modelo.

Ainda com respeito ao modelo de Majumdar, da maneira pela qual foi apresentado, ele está limitado a um número par de injetores. Porém, expandido o sistema de $\frac{n}{2} + 1$ equações da continuidade para n equações, o modelo passa a ser válido para qualquer número de injetores com qualquer configuração de distribuição, a custo de um pequeno esforço computacional a mais. Isto será detalhado no próximo capítulo e no apêndice.

Especulando sobre o roteiro de Majumdar, poder-se-ia sugerir a construção de um modelo do mancal, guardadas as necessárias imposições de semelhança entre escoamentos, de forma que proporcionasse a medida experimental das pressões imediatamente sob os injetores, e então considerar estes valores como as condições de contorno para a solução da equação de Reynolds.

Finalmente, para os interessados em roteiros que calculam mancal aerostático com eixo em rotação, todas as referências citadas no item 2.1 tratam do problema, além desses, um "paper", importante para inicialização no assunto, pois além da rotação do eixo trata também do problema da vibração do eixo, é o "paper" de Lund, ref (11). Ainda especulando uma vez mais, poder-se-ia, ampliar a proposta de Majumdar no sentido de considerar as velocidades na equação de Reynolds e usar a mesma metodologia para resolver problemas sobre mancais aerostáticos com o eixo em rotação e também com vibração.

De outro lado, Kazimierski e Trojnarski não fa-

zem nenhum cálculo com eixo em rotação, porém suas equações preveem esta possibilidade.

3 - ANÁLISE COMPARATIVA

3.1 - OBJETIVO

3.2 - EXPRESSÕES PARA O MÓDULO DE FLUXO AXIAL E CORREÇÕES UTILIZADAS

3.3 - PROCEDIMENTOS NA UTILIZAÇÃO DOS MÓDULOS QUE CONSIDERAM OS FLUXOS CIRCUNFERENCIAL E AXIAL

3.4 - RESULTADOS

3 - ANÁLISE COMPARATIVA

3.1 - OBJETIVO

3.2 - EXPRESSÕES PARA O MODELO DE FLUXO AXIAL E CORREÇÕES UTILIZADAS

3.3 - PROCEDIMENTOS NA UTILIZAÇÃO DOS MODELOS QUE CONSIDERAM OS FLUXOS CIRCUNFERENCI- AL E AXIAL

3.4 - RESULTADOS

Diversas análises poderão ser feitas, como por exemplo, relacionar C_1 e C_2 em função de A para vários valores de excentricidade, relacionar sempre para as mesmas condições C_1 e C_2 em função do número de injetores, fazer as mesmas relações para várias pressões de suprimento, assim como tantas outras.

Entretanto, com este trabalho visa o projeto de um freio eletrodinâmico, portanto, tais como pressão de suprimento, que será imposta pela disponibilidade das linhas de pressão, o número de injetores, tipo de orifício, imposto pela maior facilidade de fabricação (no caso tipo anular), flutua, no caso C_1 e C_2 , e tantos outros parâmetros, serão escolhidos por exclusão.

Assim sendo, no presente caso a variação será

3.1 - OBJETIVO

Visando obter uma comparação entre os coeficientes de carga e vazão calculados a partir dos roteiros mencionados no capítulo anterior, foi escolhido um determinado mancal aerostático, o qual terá todos seus parâmetros fixos, com exceção à folga.

Serão levantados gráficos dos coeficientes de carga e vazão em função da folga do mancal, ou seja, obter-se-á

$$C_L = F(h_o) \quad \text{e} \quad G_C = \phi(h_o) \quad \text{e } \delta \text{ será dado por:}$$

$$\delta = \frac{48 \cdot A \cdot \mu \cdot (KRT)^{1/2}}{h_o \cdot P_o} \cdot \left[0,85 - 0,15 \left(\frac{Pd}{P_o} \right) - 0,10 \left(\frac{Pd^2}{P_o} \right) \right] \quad (3.1)$$

Diversas análises poderiam ser feitas, como por exemplo, relacionar C_L e G_C em função de δ para vários valores de excentricidade, relacionar sempre para as mesmas condições G_L e G_C em função do número de injetores, fazer as mesmas relações para variadas pressões de suprimento, assim como tantos outros.

Entretanto, como este trabalho visa o projeto de um freio eletrodinâmico, parâmetros, tais como pressão de suprimento, que será imposta pela disponibilidade de linhas de pressão ou compressor; tipo de orifício, imposto pela maior facilidade de fabricação (no caso tipo anular); fluido, no caso o ar; e tantos outros parâmetros, serão escolhidos por exclusão.

Assim sendo, no presente caso a variação será

dada pela folga entre mancal e munhão em posição concêntricas (ho) uma vez que esta informação será muito fácil no projeto na medida em que na fabricação de eixo e furo poderão ocorrer ajustes de diversas tolerâncias.

Estabelecendo-se um gráfico nessas condições, pode-se prever com facilidade os coeficientes de carga e vazão para situações de mínima e máxima folgas.

Para concretizar esta análise foi escolhido um mancal hipotético com as características dadas a seguir, e aplicou-se os diversos roteiros propostos, cujos resultados são mostrados no gráfico 3.1. O resultado relativo ao roteiro de Kazimierski e Trojnariski foi extraído do próprio "paper" dos autores.

Dados do Mancal e do Fluido

Diâmetro do mancal	$D = 0,130 \text{ m}$
Rel. Comp./Diam.	$L/D = 1,23$
Excentricidade	$\epsilon = 0,5$
Pos. dos injetores	$l/L = 0,25$
Diâmetro do Orif. injetor	$d = 1,0 \text{ mm}$
Tipo do orifício	anular
Número de injetores	$n = 12$ por faixa
Distrib. dos injetores	conf.' esquema
Fluido	ar
Temperatura	$T = 293^{\circ}\text{K} \dots (20^{\circ}\text{C})$
Constante do ar	$R = 287,13 \text{ N.m/Kg}^{\circ}\text{K}$
Pressão Atmosférica	$P_a = 1,033 \times 10^5 \text{ N/m}^2$
Pressão de Suprimento	$P_o = 6,200 \times 10^5 \text{ N/m}^2$
Viscosidade do ar	$\mu = 1,810 \times 10^{-5} \text{ N.s/m}^2$
Rotação do eixo	$r = 0 \text{ rpm}$

Esquema do Mancal

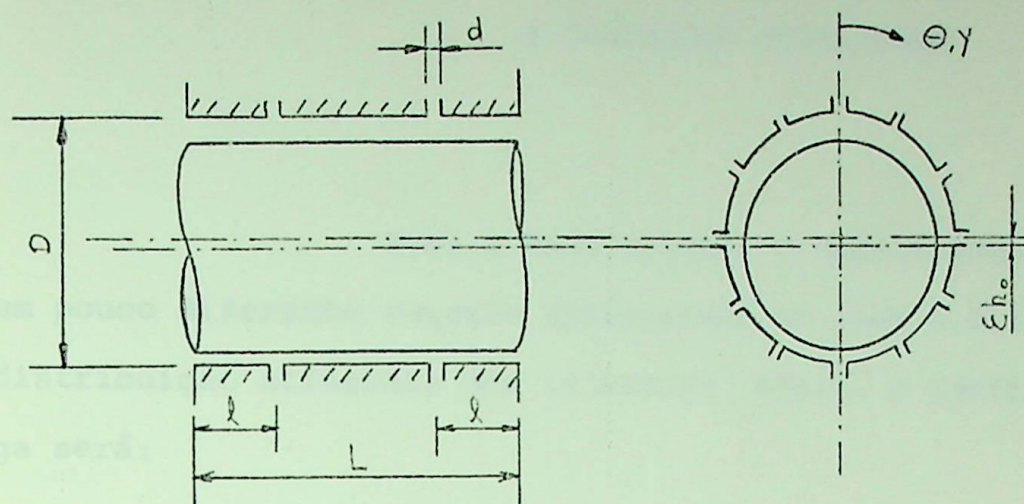


Fig. 3.1

Para injetores do tipo anular, a área A , área da garganta (ponto de estrangulamento), é considerada como sendo $A = \pi d h$, como mostra a figura abaixo:

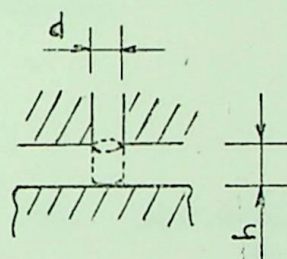


Fig. 3.2

3.2 - EXPRESSÕES PARA O MODELO DE FLUXO AXIAL E CORREÇÕES UTILIZADAS

Para o dado mancal, o coeficiente de carga será um pouco diferente daquele apresentado no item 2.2.1, em função da distribuição diferente dos injetores. Agora, o coeficiente de carga será:

$$C_L = \sin \frac{\pi}{n} \left(1 - \frac{2}{3} \frac{l}{L} \right) \sum_{i=1}^n K_{gi} \cos \frac{2\pi}{n} (i-1) \quad (3.2)$$

portanto, para o mancal dado tem-se:

$$C_L = 0,2157 \cdot \sum_{i=1}^{12} K_{gi} \cdot \cos \frac{\pi}{6} (i-1) \times C_{wi} \quad (3.3)$$

K_{gi} poderá ser determinado por:

$$K_{gi} = \frac{24 \mu (2RT)^{1/2} \cdot l \cdot C_D \cdot A \cdot n \cdot [F(k\delta)]}{\left(\frac{P_{di}}{P_o} + \frac{P_a}{P_o} \right) \left(1 - \frac{P_a}{P_o} \right) \cdot \pi \cdot D \cdot h_i^3} \quad (3.4)$$

para

$$\frac{P_d}{P_o} \leq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \text{ ou}$$

$$K_{gi} = \frac{24 \mu \left[(k-1) R.T \right]^{1/2} \cdot l \cdot C_D \cdot A \cdot n \cdot \left[F (K\hat{c}) \right]}{\left(\frac{P_{di}}{P_o} + \frac{P_a}{P_o} \right) \left(1 - \frac{P_a}{P_o} \right) \pi \cdot D \cdot h_i^3} \quad (3.5)$$

para

$$\frac{P_d}{P_o} \geq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

onde:

$$A = \pi \cdot d \cdot h$$

$$C_D = 0,85 - 0,15 \left(\frac{P_d}{P_o} \right) - 0,10 \left(\frac{P_d}{P_o} \right)^2$$

$$h_i = h_o (1 + \varepsilon \cos \theta_i)$$

K_{gi} deverá ser resolvido para cada "ranhura" e todos os valores deverão ser substituídos na expressão de C_L .

Neste trabalho os K_{gi} foram calculados por computador, utilizando o método da bissecção (BOLZANO).

O leitor poderá observar detalhes desta solução no apêndice , onde é apresentado um programa em FORTRAN IV para esta solução.

Para o cálculo do coeficiente de vazão, utilizou-se a expressão mostrada no item 2.2.2, ou seja:

$$G_C = \frac{24 \mu \cdot R \cdot T \cdot G}{h_o^3 \cdot (P_o - P_a)^2} \quad , \text{ onde} \quad (3.6)$$

$$G = \sum_{i=1}^{12} \frac{2 \cdot \pi \cdot D \cdot h_i^3 \cdot (P_{di}^2 - P_a^2)}{24 \cdot \mu \cdot n \cdot R \cdot T \cdot l}$$

As correções aplicadas ao coeficiente de carga

foram:

correção devido ao fluxo circunferencial:

$$C_L = \frac{C_{Lo} \times 0,315}{\left(\frac{L-1}{D}\right)} \cdot \left[\frac{\cos h (6.36 \frac{1}{D}) - 1}{\sin h (6.36 \frac{1}{D})} + \right. \\ \left. + \tan h (6.36 \left(\frac{L-2}{D}\right)) \right] \quad (3.7)$$

correção devido à dispersão para cada "ranhura":

$$C_{wi} = 0,89 \cdot \left(\frac{d \cdot n}{\pi D}\right)^{0,21} \cdot \left(\frac{Ln}{\pi D}\right)^{0,42} \cdot \left(\frac{P_{di}}{P_a}\right) \left[0,0505 \cdot \left(\frac{\pi D}{nd}\right)^{0,379} \cdot \left(\frac{\pi D}{nL}\right)^{0,758} \right] \quad (3.8)$$

3.3 - PROCEDIMENTOS NA UTILIZAÇÃO DOS MODELOS QUE CONSIDERAM OS FLUXOS CIRCUNFERENCIAL E AXIAL

Serão apresentadas aqui as metodologias utilizados no desenvolvimento do cálculo do mancal em questão pelo roteiro de Majumdar (16), com as modificações que foram propostas no item 2.5.

A equação de Reynolds foi resolvida pelo método de diferenças finitas por 5 pontos num computador digital HP-3000.

O desenvolvimento a seguir foi feito com base em Smith, ref (22).

A equação de Reynolds é:

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} + \frac{3}{h} \frac{\partial P}{\partial y} \frac{dh}{dy} = 0$$

(3.9)

Para a utilização do método de diferenças finitas, a região da folga do mancal será planificada, dando uma região retangular, conforme indica a figura 3.3. Sobre esta região é construída uma rede retangular, onde cada nó da rede constitui um ponto (i,j). A solução numérica sobre cada um dos pontos desta rede por diferenças finitas será considerado uma aproximação da solução da equação de Reynolds na região.

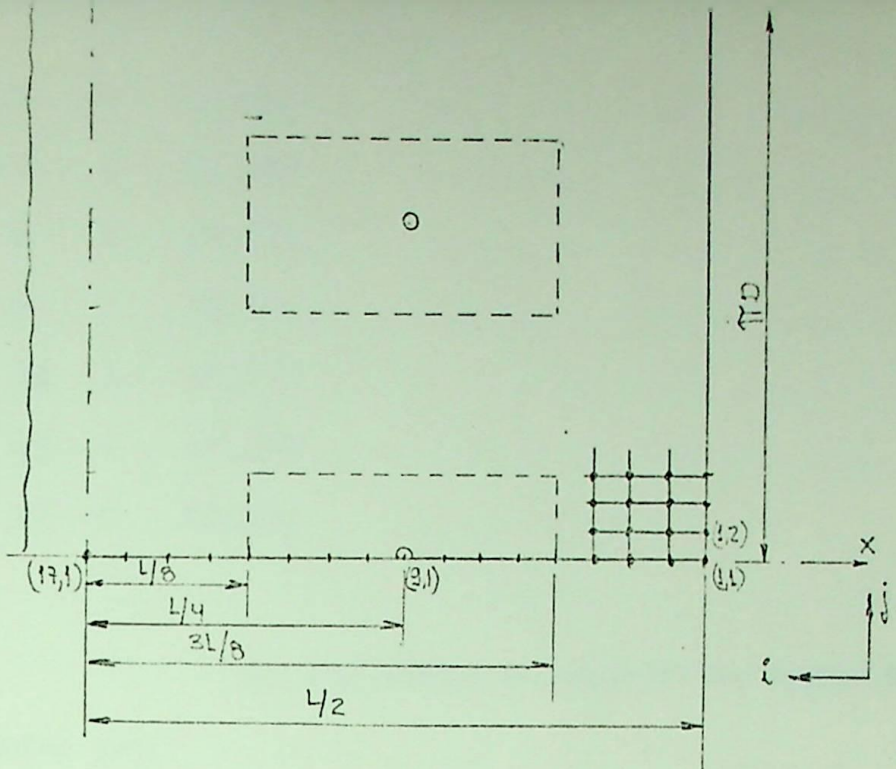


Fig. 3.3 Representação da Rede

O tamanho da rede para o mancal, considerado por conveniência 96 linhas na direção Y e 16 linhas na direção X será:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta_{(Y)} = \frac{\pi D}{96} \\ \Delta_{(X)} = \frac{1,23 \cdot D}{2 \cdot 16} \end{array} \right.$$

Cada ponto da rede (i,j) será numerado de acordo com o sentido indicado na fig. 3.3. Assim, para uma metade do mancal, os injetores estarão nos pontos:

- INJ 1 \equiv (9,1)
- INJ 2 \equiv (9,9)
- INJ 3 \equiv (9,17)
- INJ 4 \equiv (9,25)
- INJ 5 \equiv (9,33)

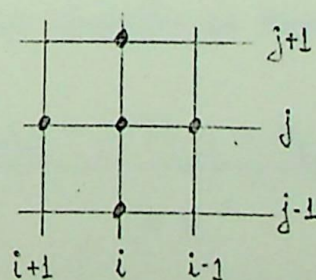


Fig. 3.4

$$\text{INJ } 6 \quad \equiv \quad (9,41)$$

$$\text{INJ } 7 \quad \equiv \quad (9,49)$$

$$\text{INJ } 8 \quad \equiv \quad (9,57)$$

$$\text{INJ } 9 \quad \equiv \quad (9,65)$$

$$\text{INJ } 10 \quad \equiv \quad (9,73)$$

$$\text{INJ } 11 \quad \equiv \quad (9,81)$$

$$\text{INJ } 12 \quad \equiv \quad (9,89)$$

As derivadas da equação de Reynolds serão aproximadas por:

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} = \frac{P_{i+1,j} - 2 P_{i,j} + P_{i-1,j}}{\Delta x^2}$$

$$\frac{\partial^2 P}{\partial y^2} = \frac{P_{i,j+1} - 2 P_{i,j} + P_{i,j-1}}{\Delta y^2}$$

$$\frac{\partial P}{\partial y} = \frac{P_{i,j+1} - P_{i,j-1}}{2 \cdot \Delta y}$$

$$\frac{d h}{d y} = \frac{h_{j+1} - h_{j-1}}{2 \cdot \Delta y}$$

Substituindo na equação de Reynolds vem:

$$\frac{P_{i+1,j} - 2 P_{i,j} + P_{i-1,j}}{\Delta x^2} + \frac{P_{i,j+1} - 2 P_{i,j} + P_{i,j-1}}{\Delta y^2} +$$

$$+ \frac{3}{4 \cdot \Delta y^2} \left(\frac{h_{j+1} - h_{j-1}}{h_j} \right) (P_{i,j+1} - P_{i,j-1}) = 0$$

(3.10)

Esta equação poderia ser resolvida pelo método iterativo de Gauss-Siedel, porém, procurando obter um processo mais rápido de convergência, a equação foi resolvida pelo método S.O.R. (Sucessive Over Relaxation). Ocorre que não é possível estimar o valor do melhor fator de relaxação para uma equação elíptica quase-linear, assim, foi utilizado um fator de relaxação que seria ótimo para uma equação de Poisson e verificou-se que tal fator acelera sensivelmente a convergência da equação acima.

O valor de relaxação foi considerado como $W_b = 1,750$, após cálculos desenvolvidos segundo Smith, ref (22).

$$\begin{aligned}\text{Fazendo } z_1 &= W_b \cdot \frac{\Delta Y^2}{2(\Delta X^2 + \Delta Y^2)} \\ z_2 &= W_b \cdot \frac{\Delta X^2}{2(\Delta X^2 + \Delta Y^2)} \\ z_3 &= \frac{3}{4} \cdot W_b \frac{\Delta X^2}{2(\Delta X^2 + \Delta Y^2)} \\ z_4 &= 1 - W_b\end{aligned}$$

a equação de Reynolds ficará:

$$\begin{aligned}P_{i,j}^{(n+1)} &= z_1 \cdot \left[P_{i+1,j}^{(n)} + P_{i-1,j}^{(n+1)} \right] + z_2 \cdot \left[P_{i,j+1}^{(n)} + P_{i,j-1}^{(n+1)} \right] \\ &+ z_3 \cdot \left[\frac{h_{j+1}^{(n)} - h_{j-1}^{(n+1)}}{h_j^{(n)}} \right] \cdot \left[P_{i,j+1}^{(n)} - P_{i,j-1}^{(n+1)} \right] + \\ &+ z_4 \cdot P_{i,j}^{(n)}\end{aligned}\tag{3.4}$$

O leitor deve referir-se ao apêndice A para detalhes deste procedimento, pois lá existe um programa FORTRAN IV para a solução desta equação.

Esta equação será resolvida 12 vezes, cada uma

com uma condição arbitrária de contorno, conforme o item 2.4.

A partir daí são determinados os coeficientes de fluxo com os quais aplica-se o princípio da continuidade, para a determinação da condição de contorno real.

Em seguida, resolve-se a equação para a obtenção da verdadeira distribuição de pressão, o que permite determinar o coeficiente de carga e vazão do mancal. Este procedimento é aplicado para diversos valores de folga concêntrica do mancal, como o leitor pode observar pelos programas em FORTRAN IV existente no apêndice.



I - modelo completo
II - modelo ideal

Gráfico 3.1

Coeficiente de vazão X folga



I - modelo ideal corrigido
II - modelo completo

Gráfico 3.2

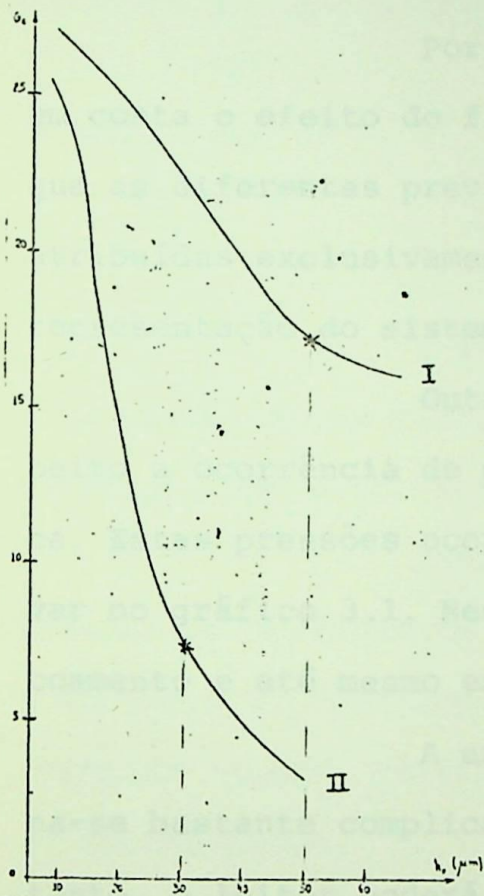
Coeficiente de carga X folga

* O modelo em ponta não é válido para excêntricas que atinjam pressões críticas ou abaixo da crítica. Tal situação ocorre para todas as folgas maiores que as assinaladas.

3.4 - RESULTADOS

São apresentados os coeficientes de carga e vazão do mancal em questão em função da folga h_0 .

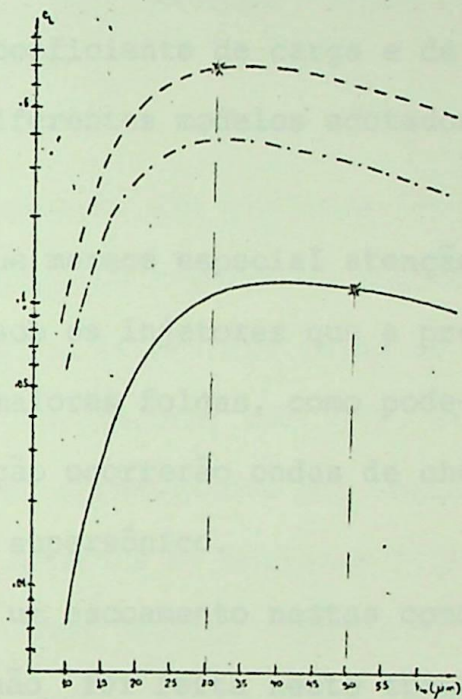
Os resultados são apresentados no gráfico 3.1.



I - modelo completo
II - modelo ideal

Gráfico 3.1

Coeficiente de vazão X folga



- - - modelo ideal
- . - . - modelo ideal corrigido
 modelo completo

Gráfico 3.2

Coeficiente de carga X folga

* O modelo em pauta não é válido para escoamentos que atinjam pressões críticas ou abaixo da crítica. Tal situação ocorre para todas as folgas maiores que as assinaladas.

tado previsto para o coeficiente de carga fica menor quanto mais rigorosa for a teoria empregada. O mesmo observa-se com respeito a vazão. A explicação para este fato é evidente, pois no terceiro modelo o fluxo circunferencial é avaliado teoricamente, enquanto que no segundo modelo a influência deste fluxo é corrigida mediante fórmula empírica baseado em experimentos.

Ocorre que esta fórmula empírica pode ter sido estabelecida sem que o número de experiências fosse suficientemente abrangente para todas situações possíveis.

Por outro lado, no primeiro modelo não se leva em conta o efeito do fluxo circunferencial. Assim sendo, conclui-se que as diferentes previsões do coeficiente de carga e de fluxo são atribuídas exclusivamente aos diferentes modelos adotados para a representação do sistema.

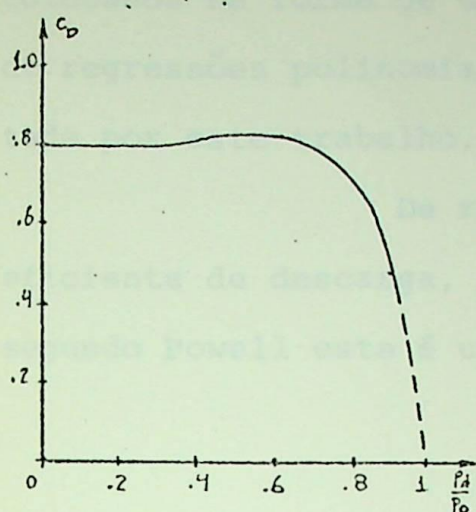
Outro fato que merece especial atenção, diz respeito a ocorrência de pressões sob os injetores que a pressão crítica. Estas pressões ocorrem nas maiores folgas, como pode-se observar no gráfico 3.1. Nesta situação ocorrerão ondas de choque no escoamento e até mesmo escoamento supersônico.

A análise de um escoamento nestas condições torna-se bastante complicada, e não foi feita neste trabalho. Entretanto, o leitor poderá encontrar em Mori e Miyamatsu, ref (14), algumas orientações para o tratamento deste problema. Por outro lado, vale observar que esta modalidade de escoamento ocorre em situações de folgas que não são usuais na construção de mancais, daí o fato de terem sido negligenciados, pois no projeto que é o objetivo deste trabalho este tipo de escoamento será evitado.

Finalmente cabe a discussão referente ao coeficiente de descarga (C_D) dos injetores.

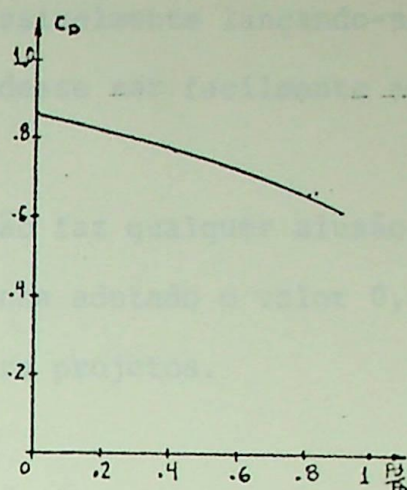
Segundo Powell, ref (1), o coeficiente de descarga varia com a relação de pressão $\frac{P_d}{P_o}$ conforme a figura abaixo. Todavia, Powell não fornece a expressão que gera esta curva, bem

como ela foi obtida. Isto posto, para efeitos deste trabalho, optou-se pela expressão encontrada, em Dudgeon e Lowe, ref (9), cuja curva também é representada abaixo.



(a)

Powell, ref (1)



(b)

Dudgeon e Lowe, ref (9)

Gráfico 3.2

A simples observação dos gráficos já é suficiente para ressaltar as discrepâncias entre os valores do coeficiente de descarga, sobretudo para as relações de pressão acima de 0,7.

Kazimierski e Trojnariski, ref (17), utilizam expressão de coeficiente de descarga apresentadas por Carfagno, S.P. e McCabe, J.T. "Summary of Investigations of Entrance Effects in Circular Thrust Bearings". Proc. Gas Bearing Symposium, 1971, Univ of Southampton.

Infelizmente até a presente data não foi possível a obtenção deste trabalho, razão pela qual ele não foi analisado nesta dissertação.

Enfim, constata-se que o valor do coeficiente de descarga, tem significativa influência nos valores dos coeficientes de carga e vazão do mancal, sobretudo na região de menores folgas, situação em que ocorrerá relações de pressão próximas da unidade, ou seja, justamente onde os valores de C_D são mais imprecisos.

Assim, fica como sugestão a determinação experimental dos coeficientes de descarga para ambos os tipos de injeto-

res na mais diversas situações.

Seria interessante que estes resultados fossem colocados na forma de uma expressão, possivelmente lançando-se mão de regressões polinomiais, para que pudesse ser facilmente aproveitada por este trabalho.

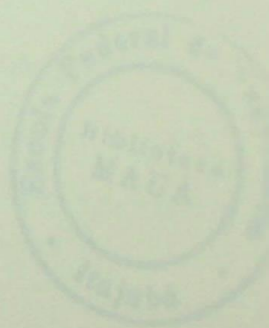
De resto, Majumdar não faz qualquer alusão ao coeficiente de descarga, provavelmente tenha adotado o valor 0,8, que segundo Powell este é um valor usual para projetos.

4.1 - INTRODUÇÃO

4.2 - AVALIAÇÃO DAS POSSIBILIDADES

4.3 - O PROBLEMA DO MOVIMENTO ATUAL

4.4 - DEFINIÇÕES DO PROJETO



4 - PROJETO

4.1 - INTRODUÇÃO

4.2 - AVALIAÇÃO DAS POSSIBILIDADES

4.3 - O PROBLEMA DO MOVIMENTO AXIAL

4.4 - DEFINIÇÕES DO PROJETO



4.1 - INTRODUÇÃO

A finalidade básica de um dinamômetro é medir o torque desenvolvido por máquinas motoras ou geradoras.

O tipo de dinamômetro utilizado para esta tarefa depende essencialmente do tipo de máquina a ser examinada. De qualquer forma, com o torque medido associado à rotação, é possível obter a curva característica de comportamento da máquina.

O presente trabalho visa o projeto de um dinamômetro que será utilizado pelo Laboratório de Máquinas de Fluxo da Escola Federal de Engenharia de Itajubá, cujo interesse específico é o levantamento de características de máquinas geradoras tais como ventiladores, bombas regenerativas, etc...

Assim sendo, optou-se justamente por um freio eletrodinamométrico, que consiste em um motor de corrente contínua. A função deste motor não será outra senão a de acionar a máquina geradora. A escolha do motor recaiu sobre um que seja excitado por corrente contínua, na medida em que este tipo de máquina permite um controle de velocidade com razoável facilidade, ou seja, o controle da velocidade pode ser feito mediante o controle da corrente de armadura ou da corrente de campo.

Mediante interação entre campos magnéticos, estabelece-se o princípio da ação ou reação, ou seja, ao torque desenvolvido pelo rotor do motor corresponderá um torque de mesma intensidade porém de sentido contrário atuante sobre a carcaça do motor. Dessa forma, se a carcaça tiver liberdade de giro certamente irá girar com o mesmo torque do rotor.

Aproveitando-se deste fenômeno, é possível medir a força com que a carcaça tende a girar, inibindo sua rotação com uma balança ou uma célula de carga. Assim, medindo-se esta força e conhecida a distância em que ela é aplicada a partir do centro do rotor, obtém-se o torque imediatamente.

No caso em que a carcaça deste motor tenha liberdade de movimento isenta de atrito, a medida efetuada será rigorosamente precisa.

Por isto, a carcaça deste projeto é sustentada por mancais a gás cujo atrito é extremamente pequeno e para todos os efeitos considerado desprezível.

Como este projeto exige que o motor seja capaz de desenvolver uma potência de 7,5C.V a 3500 r.p.m., a escolha recaiu sobre um motor G.E. da linha KINAMATIC modelo 186 AT cujo comportamento é apresentado abaixo.

RPM	850	1150	1750	2500	3500
POTÊNCIA	1,0	2,0	3,0	3,0	7,5

Além disso, optou-se pela medida da força por meio de célula de carga, pois esta possibilitará uma maior precisão de medida, sobretudo quando estiver ligada a um registrador digital de precisão. Quanto à rotação, esta será tomada mediante a instalação de um taco-gerador diretamente acoplado ao eixo, com o mostrador igualmente digital.

Tomados essas medidas é possível obter-se um dinamômetro de elevada precisão.

4.2 - AVALIAÇÃO DAS POSSIBILIDADES

Uma vez selecionado o motor, pode-se imediatamente passar à fase propriamente de projeto do mancal, pois a carga que este deve suportar fica então estabelecida. É sempre conveniente adotar um generoso fator de segurança quanto a carga a ser suportada pelo mancal.

De posse da carga sobre o mancal é necessário estabelecer suas dimensões bem como a pressão de suprimento do ar.

Via de regra a pressão a ser utilizada será aquela disponível no local em que o dinamômetro será montado, uma vez que o ar será fornecido a partir de uma linha de ar comprimido ou de um compressor. Isto posto, a pressão de fornecimento ao mancal no presente caso é de 6,0 bars.

Após diversas consultas a muitas referências, conclui-se que é conveniente projetar um mancal cuja a relação comprimento-diâmetro (L/D) não se distancie muito da unidade. Assim, estabeleceu-se para este projeto uma relação igual a unidade.

Por sua vez, o diâmetro deverá ser simplesmente arbitrado, evidentemente são feitas várias tentativas. Entretanto, é necessário ter em mente que o diâmetro do munhão e do mancal terão que possuir medidas, compatíveis com a capacidade de fornecimento de materiais pelo atual mercado nacional.

Finalmente, fica estabelecida a capacidade de carga que o mancal deverá possuir, uma vez que a capacidade de carga exigida é dada por

$$C'_L = \frac{W'}{LD(P_o - P_a)} \quad (4.1)$$

onde:

$$W' = W \cdot N$$

e

N fator de segurança.

W peso efetivo a ser sustentado pelo mancal.

C_L' capacidade de carga exigida do mancal.

Utilizando a teoria exposta nos capítulos 2 e 3, calcula-se para cada diâmetro a capacidade de carga fornecida ' pelo mancal, ou seja

$$C_L = \frac{W_{\text{carga}}}{LD(P_o - P_a)} \quad (4.2)$$

onde: W_{carga} sustentação do mancal.

Do mesmo modo feito no capítulo 3, para cada diâmetro será levantada a curva de capacidade de carga em função ' de folga do mancal. Sempre que C_L for maior ou igual C_L' , as dimensões adotadas para tal situação garantirão o bom desempenho do mancal. Convém salientar novamente, que dentre as diversas alternativas, será adotado como diâmetro do mancal, aquele que implique em folgas que sejam possíveis de obtenção mediante operação de retificação e que levem a um mancal cuja exigência de vazão de ar seja compatível com a fonte de suprimento.

Caso o dinamômetro fique simplesmente apoiado sobre dois mancais radiais ele não terá qualquer maneira de resistir a eventuais deslocamentos axiais, deslocamentos estes possíveis de ocorrência mediante ação inclusive da própria máquina geradora accionada pelo dinamômetro. Um exemplo, típico seria o empuxo axial ' de um ventilador.

Para possibilitar que este dinamômetro tenha ' resistência ao deslocamento axial, a solução adotada foi introduzir um mancal de escora associado ao mancal radial posterior do freio como mostrado detalhadamente no capítulo seguinte. Esta solução está representada esquematicamente na figura abaixo.

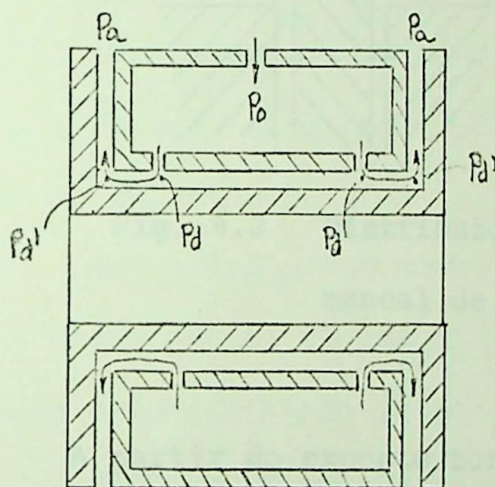


Fig. 4.1 Mancal de escora alimentado pelo mancal radial. '

Nestas condições, o ar em exaustão do mancal radial alimenta na pressão P_D o mancal de escora. São introduzidos dois mancais de escora semelhantes, em cada extremidade do mancal radial para inibir o deslocamento em ambos sentidos da direção axial.

O escoamento do fluído no mancal de escora é analisado com as mesmas simplificações que foram feitas para o man

cal radial expostas no capítulo 2.

Dado o fato de que este mancal do dinamômetro estará isento de rotação e também que a folga ao longo da direção radial do mancal de escora será constante, é bastante razoável a proposição de um modelo de escoamento entre placas circulares, aplicando então as equações de Navier-Stokes em coordenadas polares com as mesmas considerações feitas no capítulo 2, tem-se finalmente a distribuição de pressões no mancal de escora.

Esta distribuição está esquematizada na figura abaixo.

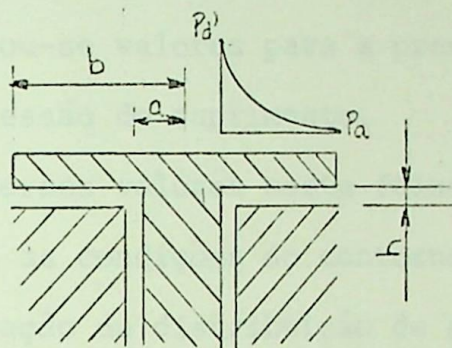


Fig. 4.2 Distribuição de pressão no mancal de escora

A partir do exposto torna-se uma fácil tarefa determinar a expressão que fornece a carga de sustentação axial do mancal de escora. Tal expressão, dada por Powell, ref (1), é a seguinte:

$$W_a = (p_d' - p_a) \cdot \pi \frac{|b^2 - a^2 (2 \ln (b/a) + 1)|}{2 \ln (b/a)} \quad (4.3)$$

O leitor poderá encontrar naquela referência a dedução desta expressão.

Por sua vez a distribuição de pressão será dada por:

$$P_{d'}^2 - P_a^2 = \frac{12 \mu m RT}{\pi h^3} \ln(b/a) \quad (4.4)$$

A maior dificuldade apresentada por ambas equações refere-se à determinação do valor de $P_{d'}$, pressão na interface dos mancais radial e axial.

Não é uma tarefa de fácil execução elaborar uma única equação que expresse a distribuição de pressão em todo o conjunto, ou seja, uma equação que englobe os mancais axial e radial simultaneamente.

Para contornar este problema foi utilizada a seguinte técnica: arbitrou-se valores para a pressão $P_{d'}$ numa faixa entre 25% a 35% da pressão de suprimento.

Diversos valores nesta faixa foram examinadas. Estes valores de $P_{d'}$ são as condições do contorno da equação de Reynolds, ou seja, a equação de distribuição de pressão no mancal radial apresentado no capítulo 2.

Com estas novas condições de contorno é possível calcular novas vazões de ar em exaustão pelo mancal radial, bem como, calcular novas capacidades de carga.

Pelo princípio da continuidade, a vazão em exaustão do mancal radial é a mesma pelo mancal de escora. Com esta informação e também admitindo que a pressão $P_{d'}$ seja a pressão de admissão de ar pelo mancal de escora, torna-se possível pela equação 4.4 calcular a folga do mancal de escora e também avaliar sua capacidade de carga axial, por meio da equação 4.3.

Dentre as diversas tentativas feitas, optou-se por um valor de pressão $P_{d'}$ igual a 2,0 bars, ou seja, 1/3 da pressão de suprimento, pois este resultado conduziu a uma folga para o mancal de escora com um valor bastante razoável em termos de execução mecânica, garantiu a capacidade de carga exigida por ambos mancais (axial e radial), bem como levou a exigência de mode-

toda vazão de ar.

Finalmente, como poderá ser observado no capítulo seguinte, esta montagem envolvendo mancal axial alimentado por mancal radial foi empregada apenas no mancal posterior do dinamômetro.

4.4 DEFINIÇÕES DO PROJETO

O esquema do dinamômetro é dado na figura abaixo

xo

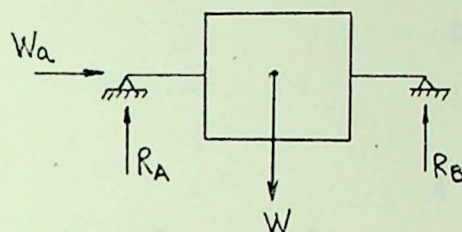


Fig. 4.3 Esquema do dinamômetro

onde:

- W peso do dinamômetro
 R_B reação radial do mancal anterior
 R_A reação radial do mancal posterior
 W_a reação axial do mancal posterior

- Peso aproximado do motor 45 kgf
Peso do conjunto "munhão anterior"..... 8 kgf
Peso do conjunto "munhão posterior".... 8 kgf
Peso aproximado do conjunto $W = 61$ kgf

Supondo que o centro de aplicação de massa do conjunto freio eletrodinamométrico coincida com o centro da distância entre os mancais, tem-se:

$$R_A = 30,5 \text{ kgf} \quad \text{e} \quad R_B = 30,5 \text{ kgf}$$

Supondo um fator de segurança igual a 2,5 vem

$$R_A = 76,3 \text{ kgf} \quad \text{e} \quad R_B = 76,3 \text{ kgf}$$

Assim, a capacidade de carga dos mancais será calculada a partir da definição da relação L/D e do diâmetro.

Após diversas tentativas estabeleceu-se:

$$4 D = 1,0$$

Mancal anterior:

$$D = 130 \text{ mm}$$

$$4 D = 0,95$$

Mancal posterior:

$$D = 130 \text{ mm}$$

Portanto, a capacidade de carga (radial) exigida será:

$$C'_{LA} = \frac{76,3 \times 9,81}{0,13 \times 0,13 \times (6,198 - 1,033) \times 10^5} = 0,086$$

$$C'_{LA} = \frac{76,3 \times 9,81}{0,1235 \times 0,13 \times (6,198 - 1,033) \times 10^5} = 0,090$$

De outro lado, considerando a teoria proposta no item 2.1, adotando o mesmo procedimento numérico exposto no capítulo 3, considerando os seguintes parâmetros para os mancais:

Mancal Anterior:

$$\begin{aligned} L/D &= 1,0 \\ D &= 130 \text{ mm} \\ \epsilon &= 0,5 \\ h_o &= 0,020 \text{ mm} \\ P_o &= 6,0 \text{ bars} \\ P_a &= 1,0 \text{ bar} \\ d &= 0,8 \text{ mm} \\ n &= 12 \text{ injetores} \end{aligned}$$

injetor tipo anular

$$\ell = L/4$$

Mancal Posterior:

$$\begin{aligned} L/D &= 0,95 \\ D &= 130 \text{ mm} \\ \epsilon &= 0,5 \\ h_o &= 0,020 \text{ mm} \\ P_o &= 6,0 \text{ bars} \\ P_a &= 2,0 \text{ bars} \\ d &= 0,8 \text{ mm} \\ n &= 12 \text{ injeto} \end{aligned}$$

res

injetor tipo anu
lar

$$\ell = L/4$$

e considerando as seguintes condições para o ar:

$$K = 1,40; \quad T = 293^\circ\text{K}; \quad \mu = 1,81 \times 10^{-5} \frac{\text{N.S}}{\text{m}},$$

$$R = 287 \frac{\text{J}}{\text{Kg}^\circ\text{K}}$$

obtém-se os seguintes resultados:

Mancal Anterior:

$$\text{Vazão} \dots\dots\dots 0,757 \times 10^{-3} \text{ KG/seg}$$

$$\text{Capacidade de carga} \dots\dots\dots 890 \text{ N}$$

$$\text{Capac. adim. de carga} \dots\dots\dots 0,102$$

Mancal Posterior:

Vazão $0,940 \times 10^{-3}$ KG/seg

Capacidade de carga..... 1245 N

Capac. adim. de carga..... 0,184

Em tal situação, o mancal de escora associado ao mancal posterior terá:

$$p_d' = 2,0 \text{ bars} \quad e \quad p_a = 1,0 \text{ bar}$$

As demais condições do fluído permanecem inalteradas. Foram adotadas as seguintes dimensões:

$$b = 76,5 \text{ mm} \quad e \quad a = 65 \text{ mm.}$$

Assumindo a teoria proposta no item 4.3, conclui-se que a folga exigida pelo mancal de escora deverá ser de 0,025 mm. Da mesma forma, a capacidade de sustentação de carga axial do mancal de escora será de 234 N.

A partir de todos os dados deste capítulo, é desenvolvido a seguir o detalhamento do projeto do freio eletrodinamométrico.

5 - DETALHAMENTO DO PROJETO

5.1 - ESPECIFICAÇÃO DE COMPONENTES

5.2 - PROCEDIMENTO DE FABRICAÇÃO E MONTAGEM DO FREIO ELETRODINÂMICO

5.1 - ESPECIFICAÇÃO DE COMPONENTES

Como já mencionado anteriormente, este trabalho cuida do projeto de um dinamômetro de acionamento, portanto, o item principal é o motor. Este motor deverá ser de corrente contínua pelas razões expostas no capítulo anterior.

Dentre os diversos fabricantes nacionais de motores de corrente contínua destacam-se as seguintes empresas: WEG, GENERAL ELETRIC, VARIMOT, etc., porém o motor escolhido e produto da General Eletric.

Trata-se do motor 186 AT da linha KINAMATIC, com características já mencionadas. A preferência por este modelo deu-se em razão de suas reduzidas relações de peso/potência e dimensões potência.

Um outro item que merece especial atenção, refere-se a definição da forma de alimentação do motor. Uma vez estabelecido que este dinamômetro ficará instalado no Laboratório de Máquinas de Fluxo da EFEI, o qual não dispõe de tomadas de força de corrente contínua, surge a necessidade de especificar um equipamento conversor CA/CC.

Trata-se basicamente de um equipamento cuja entrada está ligada a uma rede trifásica alternada, e na saída existe um sinal C.C.

Esta conversão estática é feita mediante tiristores. Entre dezenas de fabricantes nacionais, optou-se pelo conversor produzido pela Reliance Elétrica Ltda., modelo Maxitron S-6/58A.

Todavia, pode-se utilizar outros conversores

desde que tenham tensão e corrente compatíveis com o motor.

O controle das correntes de armadura e campo do motor serão feitas no próprio conversor, pois o modelo especificado de conversor permite esta operação. Também é conveniente a utilização de voltímetro e amperímetros para o acompanhamento da alimentação do motor.

Para tanto, recomenda-se a utilização de ' multímetro digital produzido pela firma EURO CONTROL.

A finalidade básica de um dinamômetro de acionamento é a medida de torque e rotação. A rotação será medida ' por um gerador tacométrico modelo TM-100, da firma EURO CONTROL.

Este gerador será acoplado diretamente ao ' eixo do dinamômetro pelo lado posterior deste. O sinal elétrico obtido pelo gerador será mostrado por um tacômetro digital, modelo TM-500, também fornecido pela EURO CONTROL.

A rotação é dada diretamente em R.P.M.. O torque, por sua vez, será medido através da medição de uma força aplicada num ponto conhecido. O produto da força pela distância até ao centro do motor fornece o torque. Assim, a medição da força será feita mediante célula de carga convenientemente arranjada conforme ilustram os desenhos anexos.

A célula especificada é modelo MM, capacidade de 10 kgf, tração ou compressão, produzida pela firma KRATOS.

O princípio de uma célula de carga baseia - se na utilização de "strain-gages", nos quais uma atuação de força corresponde a uma deformação que por sua vez altera a resistência elétrica "strain-gage". Mantida a tensão constante pelo "strain - gage" a corrente elétrica irá variar diretamente proporcional à ' força aplicada. Um indicador digital, modelo IK-2, igualmente fornecido pela KRATOS.

Todos os medidores digitais, voltímetro, amperíme - tros, indicador de força e indicador de r.p.m., poderão ser monta - dos num gabinete ou ficarem livres.

Esta decisão fica por conta do usuário.

Observa-se nos desenhos em anexo a existência de um amortecedor, cujo fluído interno é silicone, que tem por única finalidade atenuar os movimentos oscilatórios causados pela partida e parada do motor. Também existem pesos deslocáveis sobre os braços de dinamômetro que tem por finalidade nivelar o dinamômetro como também fazer a calibração do mesmo.

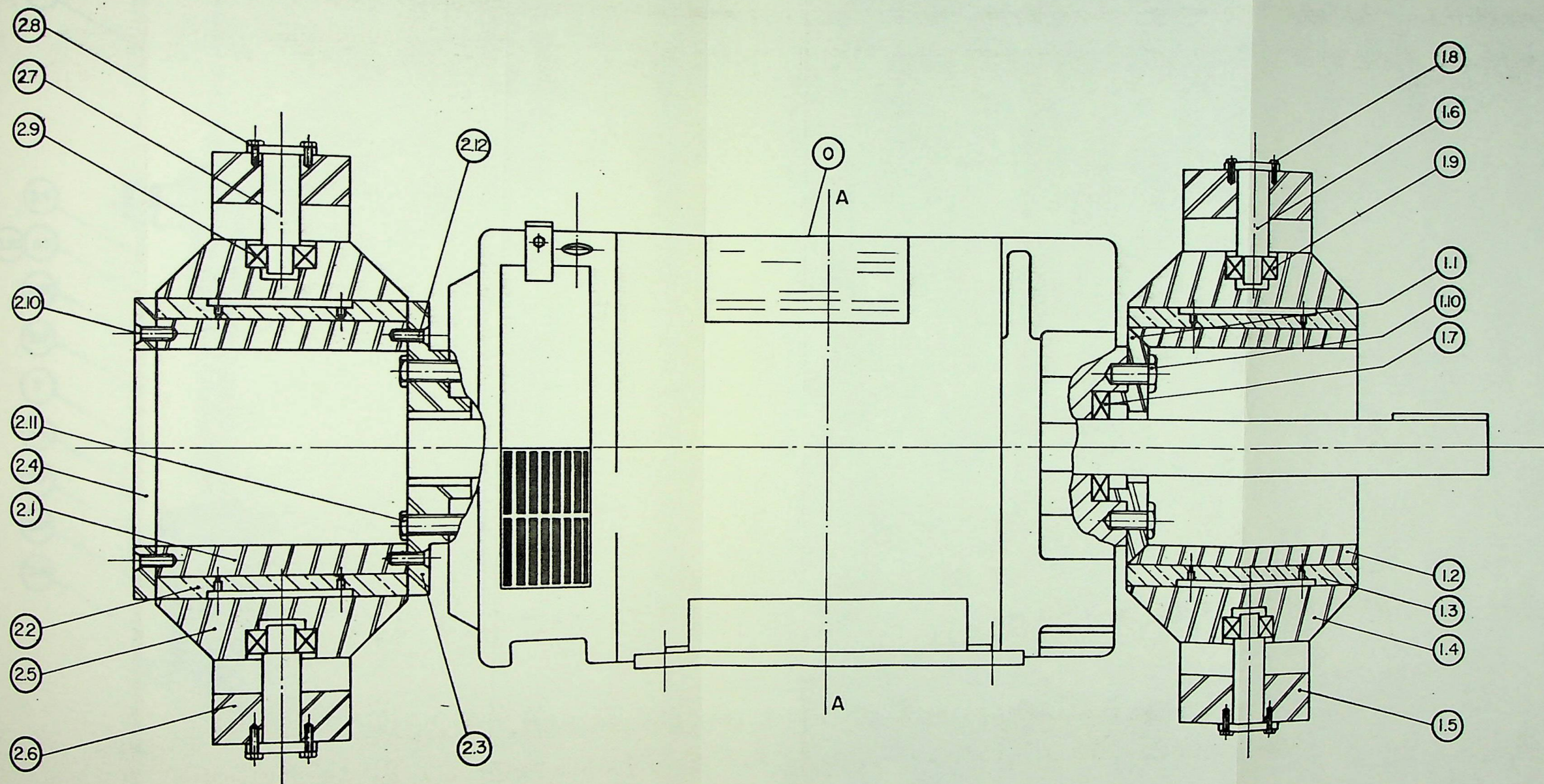
Deve-se chamar a atenção para o fato da utilização do amortecedor introduzir forças de atrito no sistema. Todavia, deverá anteceder à operação do dinamômetro o levantamento de uma curva de calibração com a qual as medidas de torque serão efetuadas. Esta curva de calibração compensará quaisquer efeitos de atritos estranhos ao sistema. Vale notar, por outro lado, que dadas as características citadas da lubrificação a gás e as características intrínsecas do silicone, este expediente, ou seja, o levantamento da curva de calibração será feito com baixíssima frequência e não periodicamente como exigem em geral os dinamômetros similares, cujas sustentações sejam por rolamentos ou mancais a óleo. Em resumo, a curva de calibração deste dinamômetro será muito bem definida, e suas verificações serão eventuais.

Finalmente, o suprimento de ar será feito a partir de uma linha de ar comprimido. Esta linha será conectada ao dinamômetro mediante mangueiras flexíveis.

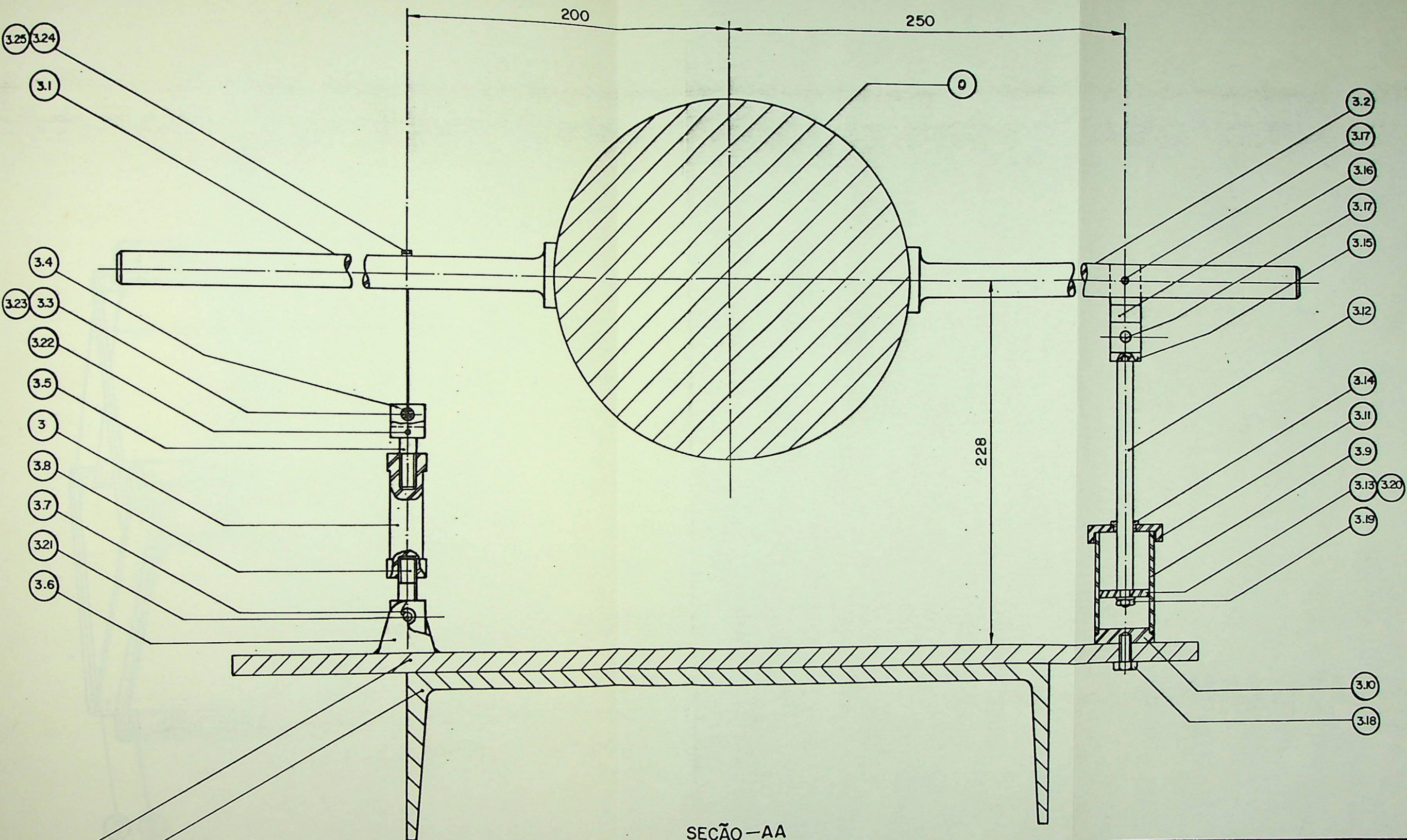
Na saída da linha de suprimento deverá existir uma válvula reguladora de pressão e filtro convenientemente montados. Tal tarefa ficará por conta do usuário, como também a base sobre a qual o dinamômetro ficará apoiado.

5.2 - PROCEDIMENTOS DE FABRICAÇÃO E MONTAGEM DO FREIO ELETRODINÂMICO

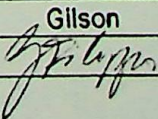
ITEM	DESCRIÇÃO	
0	Motor KINAMATIC, 186 AT ... G E	
3	Célula de carga KRATOS MM - 10 kgf	
1.7	Mancal do motor	
1.9/2.9	Rolamentos SKF autocompensadores de esfera 2201	
1.8/2.8	Parafusos cab. sextavada M5	... Qt.- 48
1.10	Parafusos cab. sextavada M 10 x 25	... Qt.- 4
2.10/2.12	Parafusos cab. chata $\varnothing = 1/4"$... Qt.- 8
2.11	Parafusos cab. sextavada M 10 x 30	... Qt.- 4
3.18	Parafusos cab. sextavada M 10 x 15	
3.19	Porca M6	
3.20	Arruela $\varnothing = 6$ mm	
3.21	Pino de aço $\varnothing = 8$ mm	
3.22	Parafuso de cab. chata $\varnothing = 0,138"$	
3.23	Rolamentos SKF 618/4	...Qt. - 2
3.24	Porca M2	
3.25	Arame de aço $\varnothing = 2$ mm	
*	Parafusos cab. sextavada M12	... Qt.- 50
*	Porcas M12	... Qt.- 50

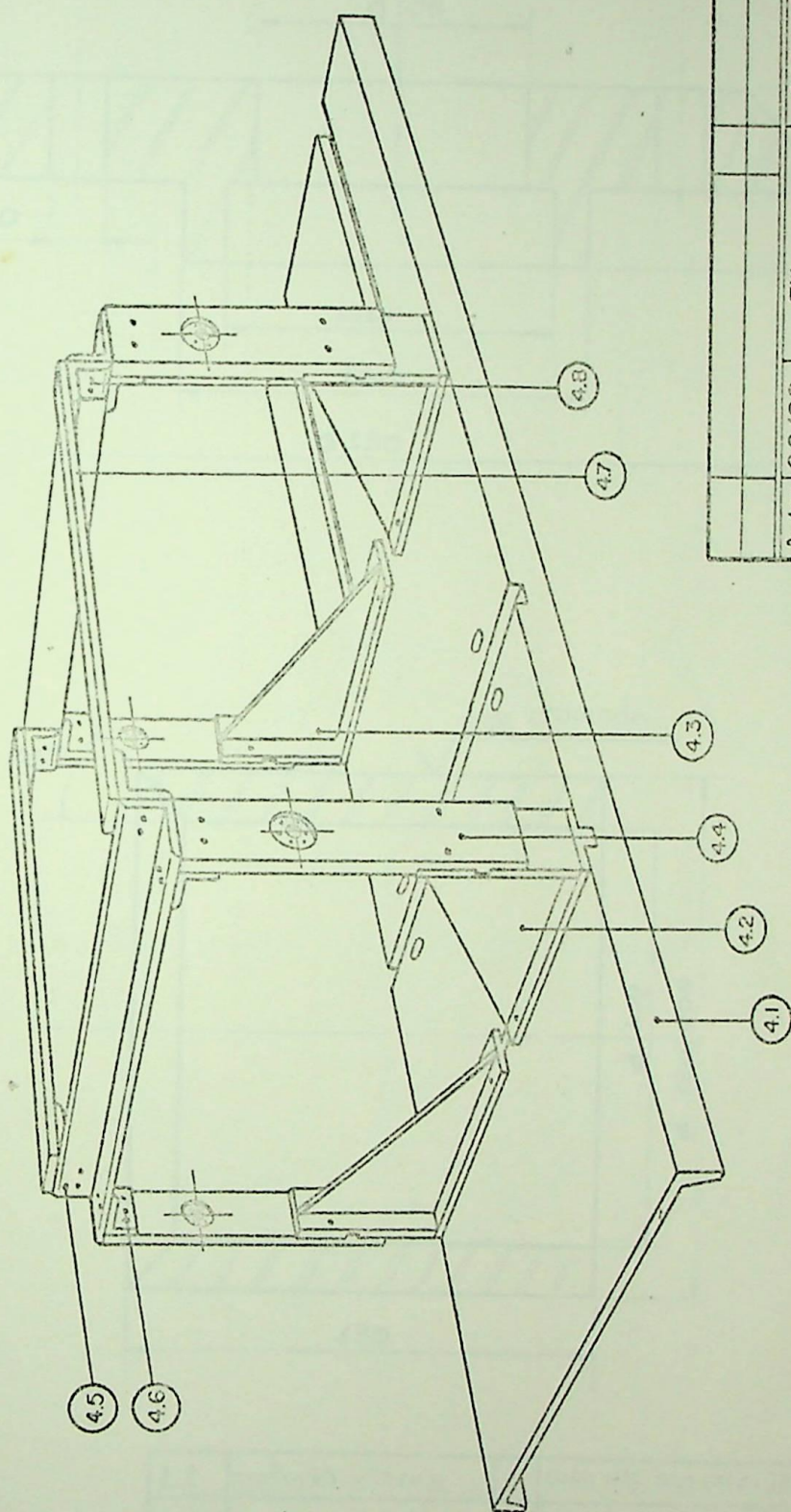


				EFEI Número
Autor	06/82	Fillippo	APROVADO	
Des.	06/82	Gilson		
Visto	06/82	<i>Fillippo</i>		
Esc.				
1:2,5	CONJUNTO DOS MANCAIS			



SEÇÃO - AA

Autor	06/82	Filippo	APROVADO
Des.	06/82	Gilson	
Visto	06/82		
Esc.			Número
1:2,5	DISPOSITIVOS DE MEDIÇÃO		

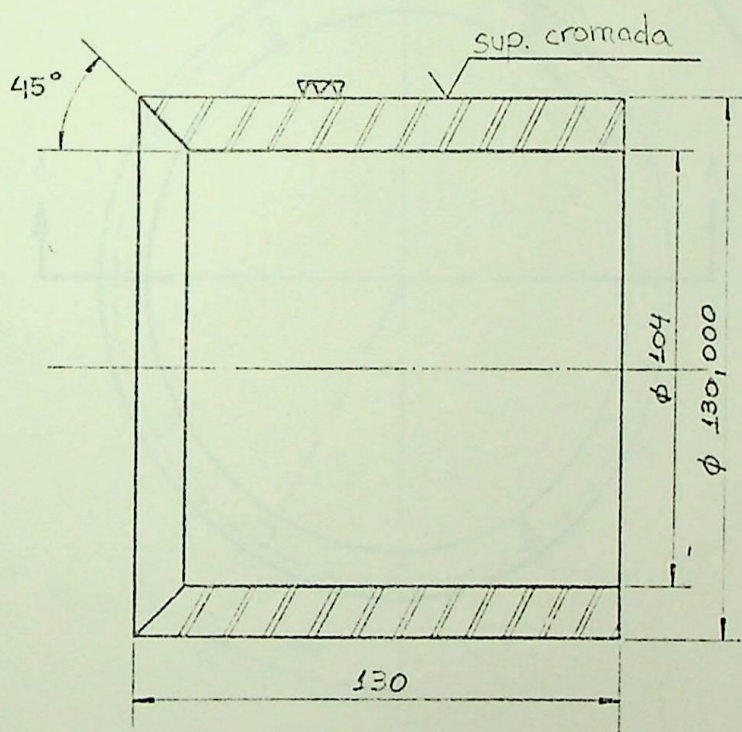
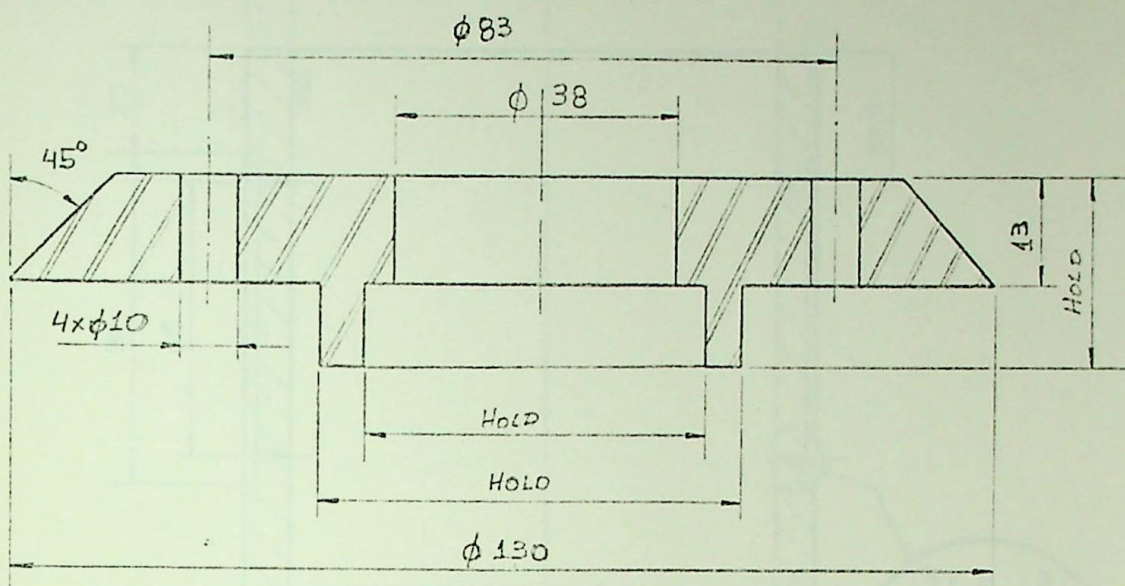


三

Número

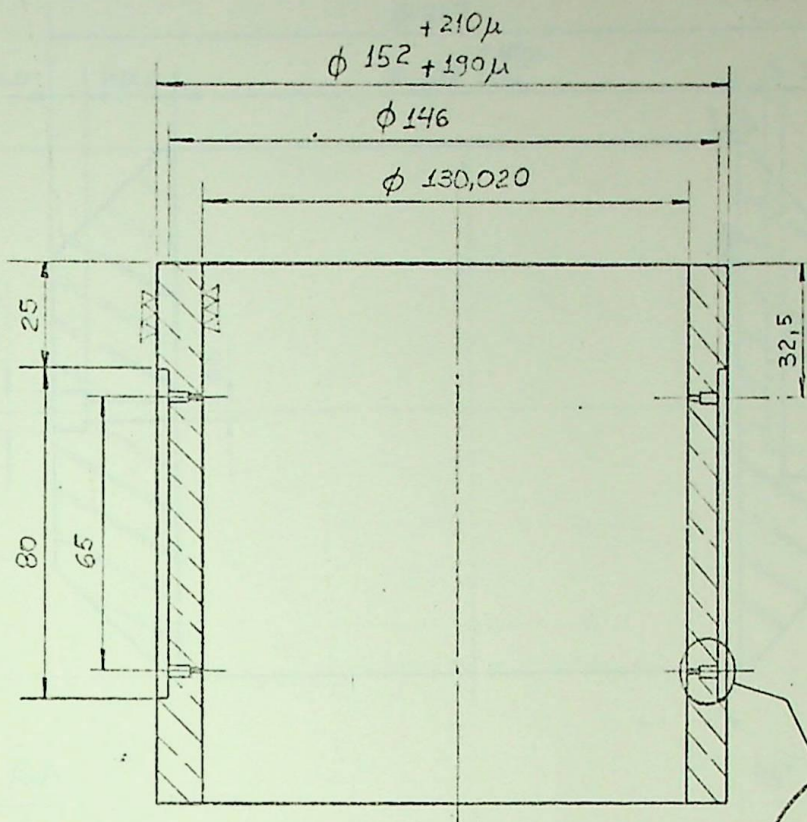
ESTRUTURA DO CONJUNTO

11

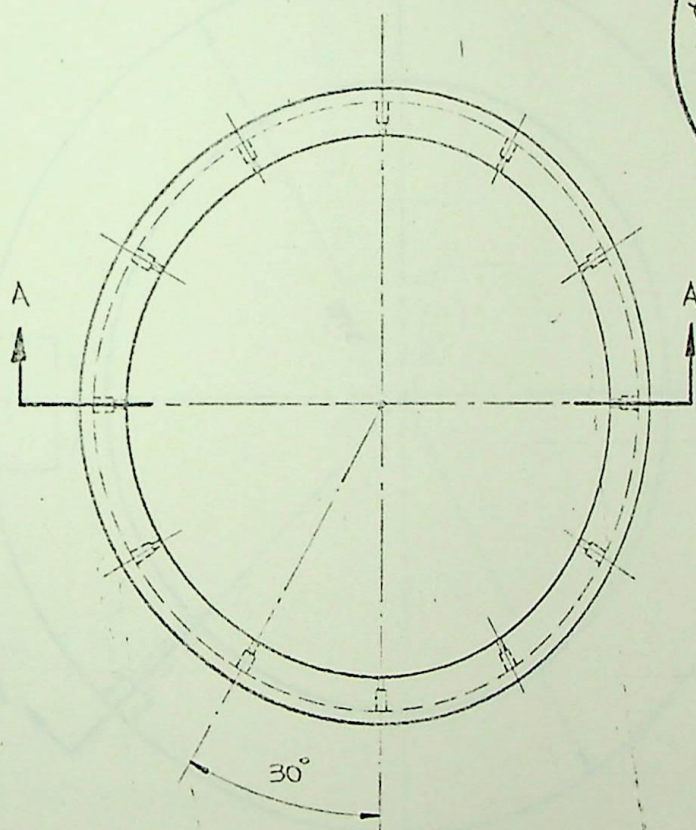


12

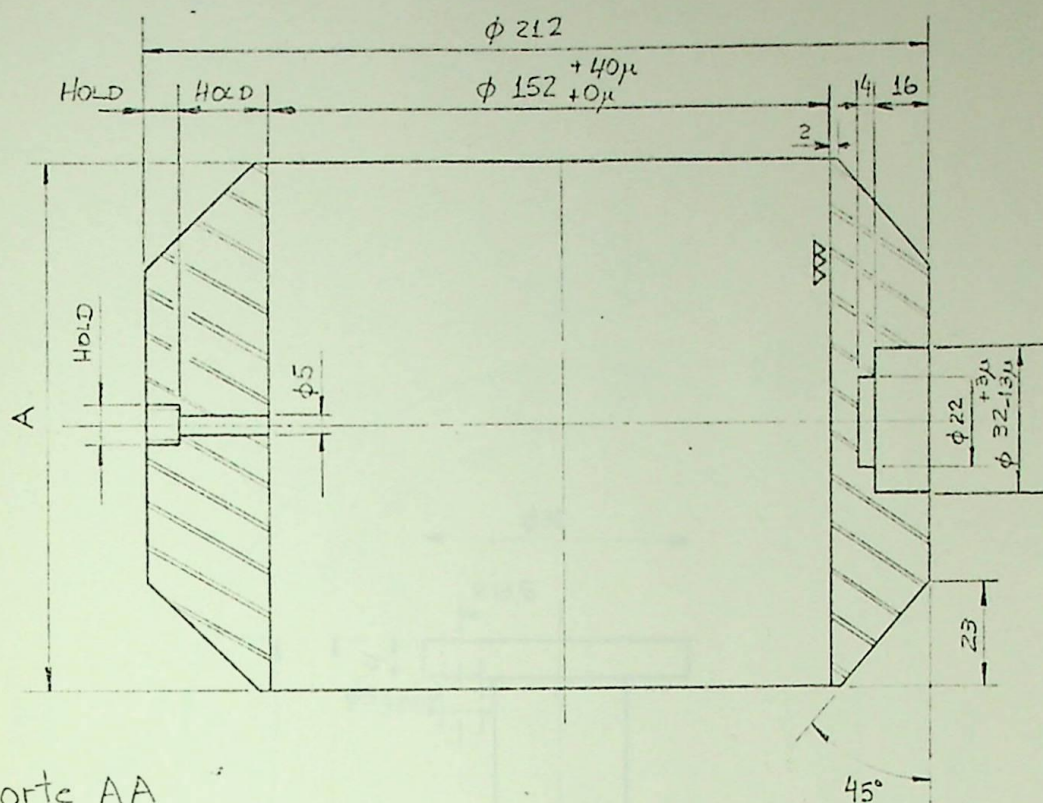
1.2	centrado interno	1	tubo aço aço carb. INAPER (132x90)
1.1	—	1	Chapa aço SAE 1020, $\epsilon=1''$
Ficha	Observações	Qt	Material e Dimensões
AUTOR	06/82	Filippo	APROVADO
DES.	06/82	Wilson	EFEI
VISTO	06/82	Filippo	
ESCALA	FREIO ELETRODINÂMICO		NÚMERO
1:1	PLACA DE APOIO ANTERIOR		1.1
1:1	MUNHAO ANTERIOR		1.2



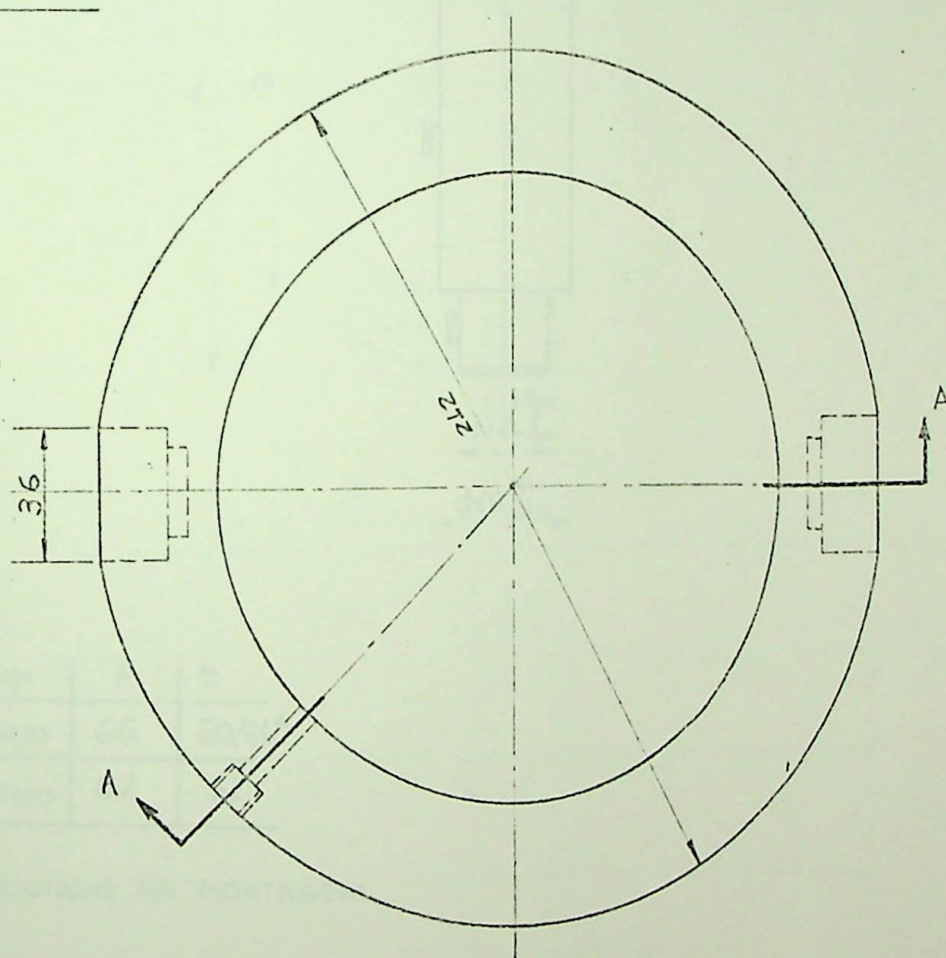
Corte AA



1.3	—	1	Bucha de Bronze (6"x 5")
Peca	Observações	Qt	Material e Dimensões
AUTOR	06/82	Filippo	APROVADO
DES.	06/82	Gilson	EFEI
VISTO	06/82	f. Filippo	
ESCALA	FREIO ELETRODINÂMICO		
1:2	MANCAL ANTERIOR		1.3

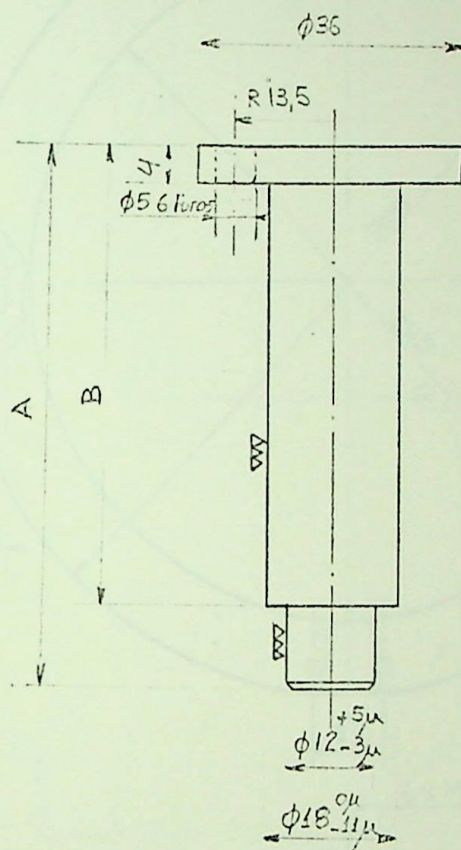


Corte AA



Peca	A
1.4	128
2.5	122

14/25	—	1	tubo mec. aco INOX-INAFER (224x140)
peça	Observações	Qt	Material e Dimensões
AUTOR	06/82	Filippo	APROVADO
DES.	06/82	Gilson	EFEI
VISTO	06/82	Filippo	
ESCALA	FREIO ELETRODINÂMICO		NÚMERO
1:2	ALOJAMENTO DO MANCAL ANTERIOR		1.4
	ALOJAMENTO DO MANCAL POSTERIOR		2.5

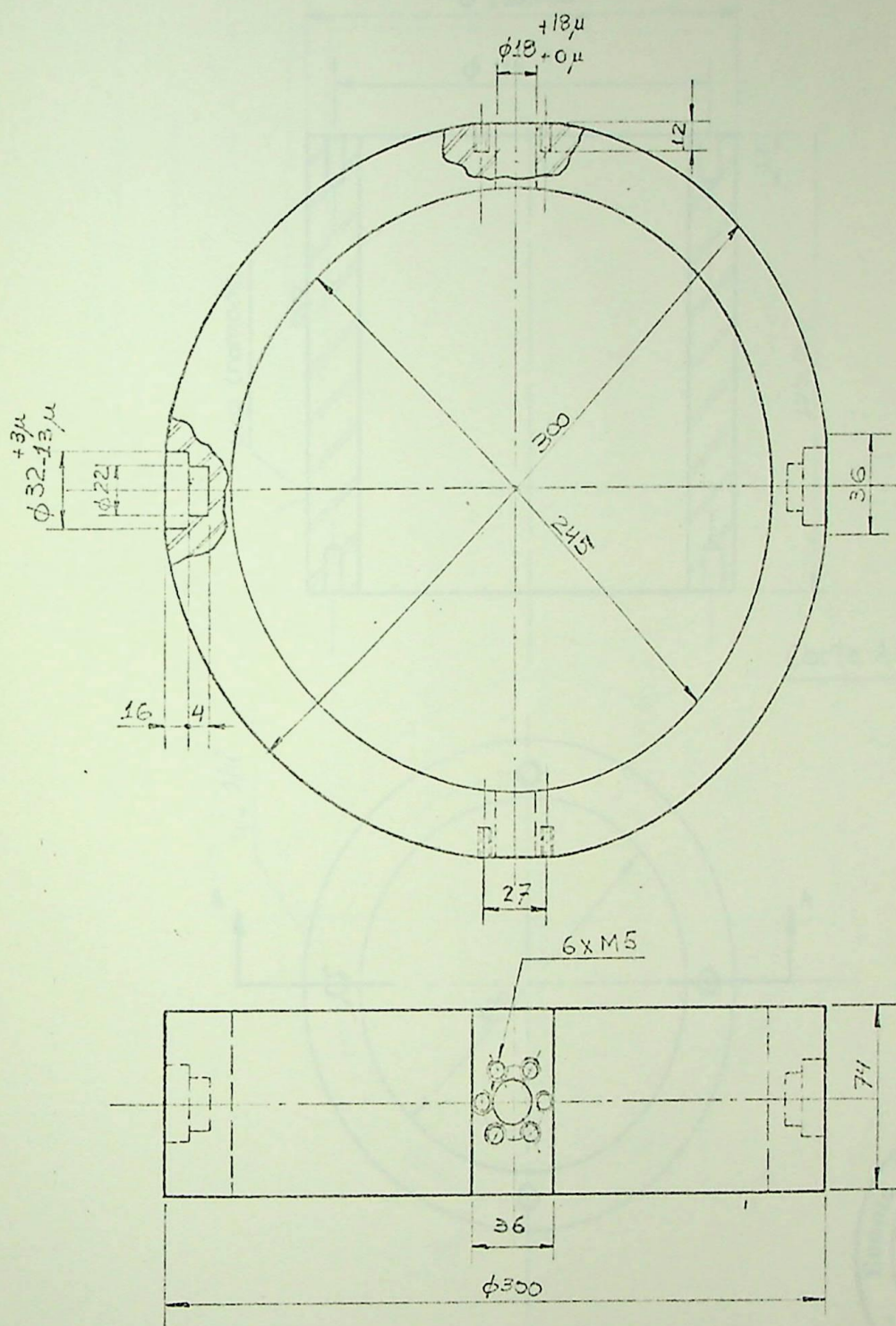


Peca	A	B
INTERNO	65	50,46*
EXTERNO	67	52

*AJUSTADO NA MONTAGEM

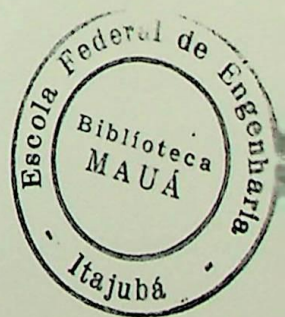
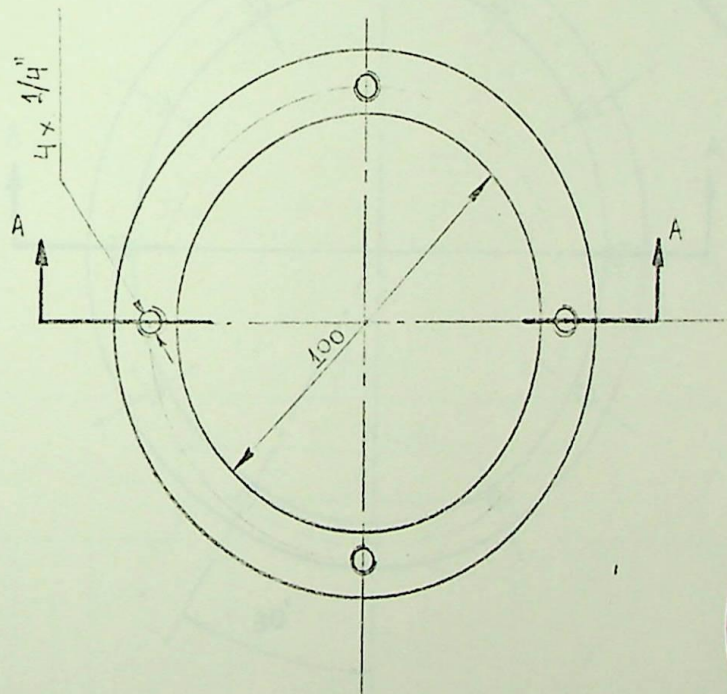
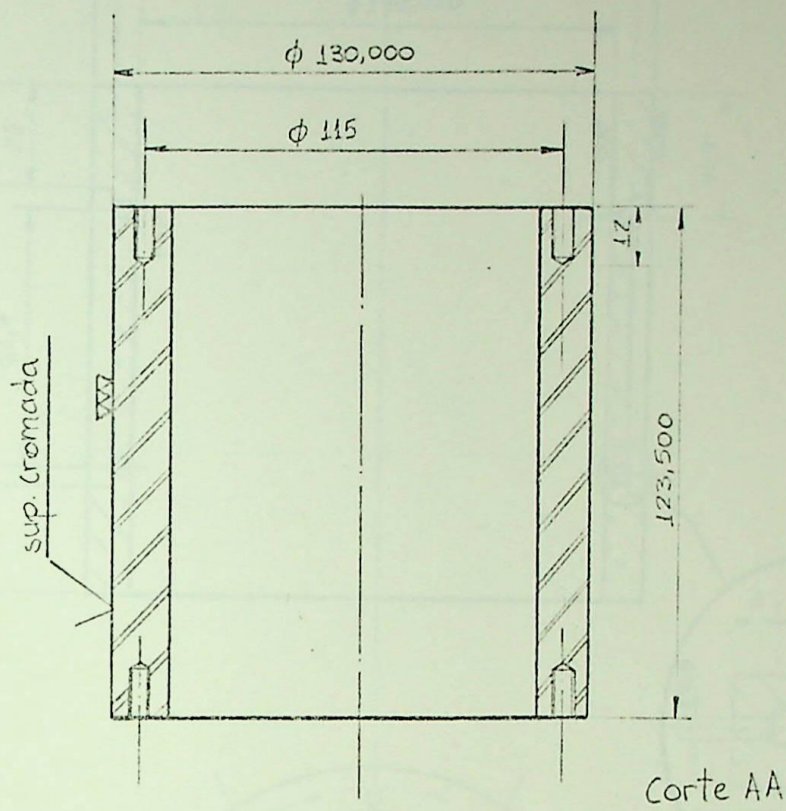
16/27	pino interno	4	barra aco SAE 1020 ($\phi = 1\frac{1}{2}"$)
16/27	pino externo	4	"
Peca	Observações	01	Material e Dimensões
AUTOR	06/82	Filippo	APROVADO
DES.	06/82	Mauro	
VISTO	06/82	Filippo	
ESCALA	FREIO ELETRODINÂMICO		
1:1	PINO		
			NÚMERO
			16/2.7

EFEI

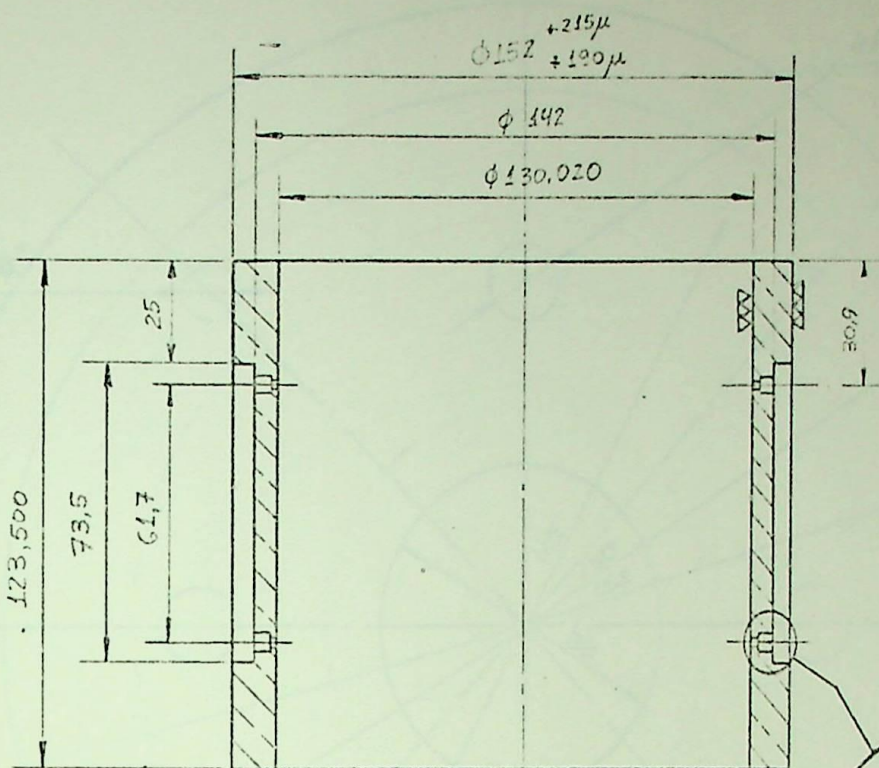


15/26	Furo cego retificado	2	tubo mec. aço carbono - INAFER (30R x 24)
Peca	Observações	Qt.	Materiais e Dimensões
AUTOR	06/82	Filippo	APROVAZO
DES.	06/82	Mauro	
VISTO	06/82	Filippo	
ESCALA	FREIO ELETRODINÂMICO		
m	ANEL EXTERNO		
1:1			
			NÚMERO
			15/2.6

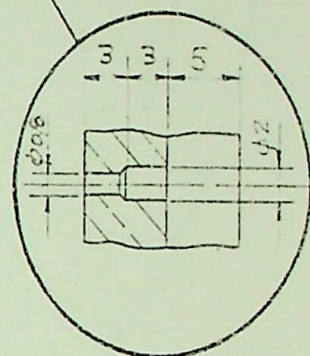
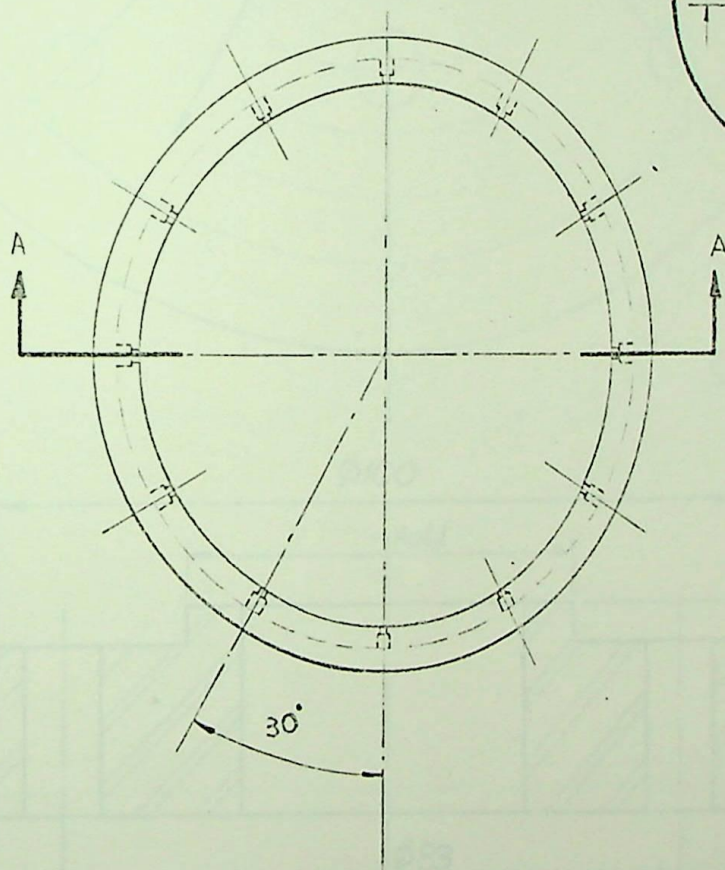
EFEI



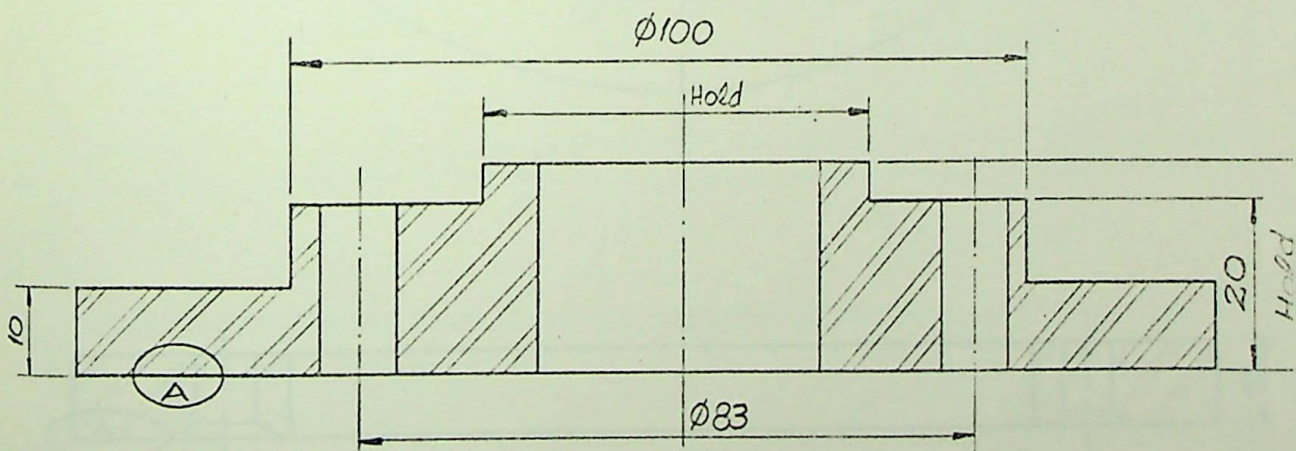
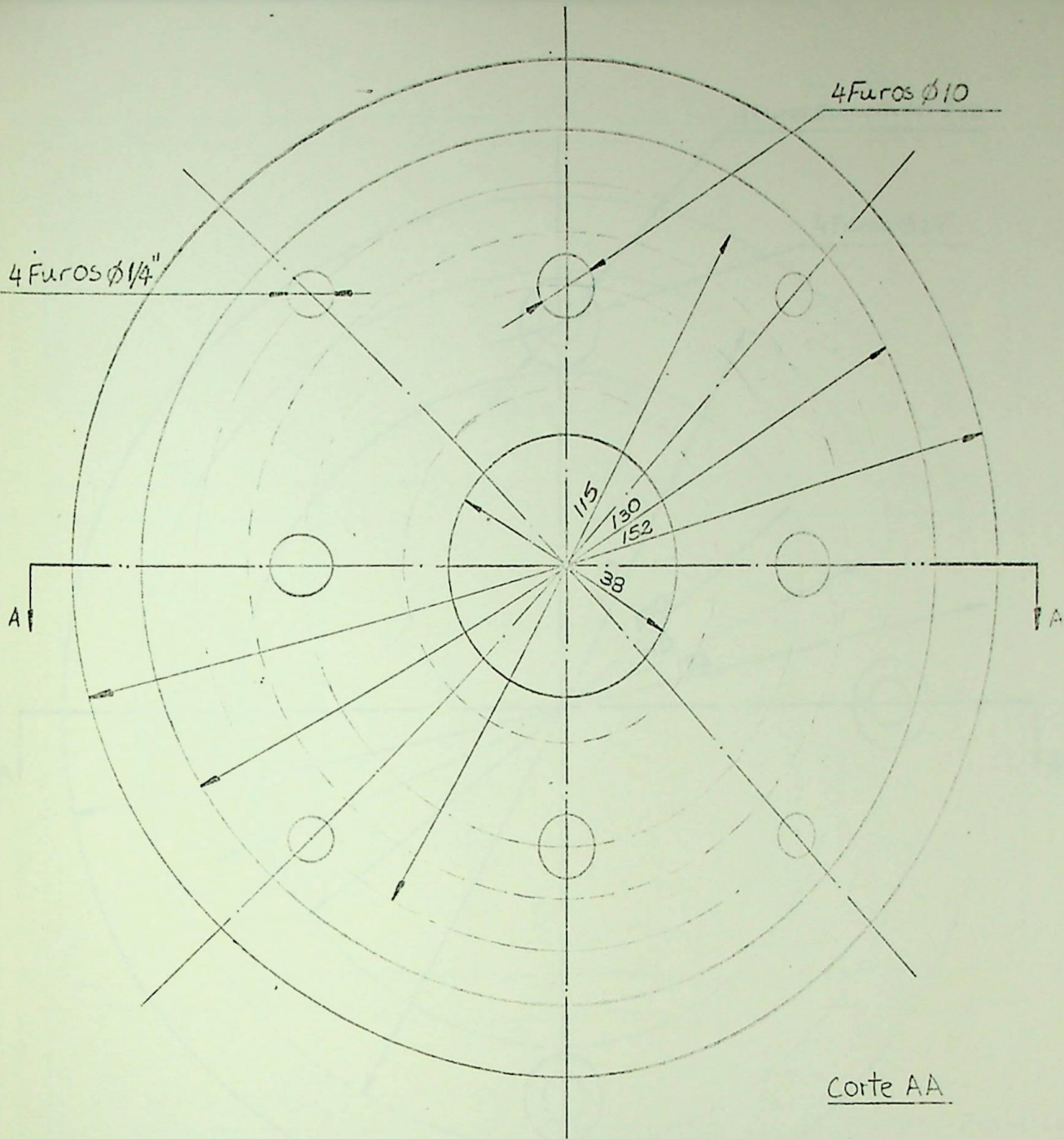
2 1	centrado interno	1	tubo mec aço carbono - INAFER (132x90)
Peça	Observações	Qt.	Material e Dimensões
AUTOR	06/82	Filippo	APROVADO
DES.	06/82	Glison	EFEI
VISTO	06/82	Filippo	
ESCALA	FREIO ELETRODINÂMICO		
2:1	MUNHÃO POSTERIOR		
	NÚMERO		
	2.1		



Corte AA

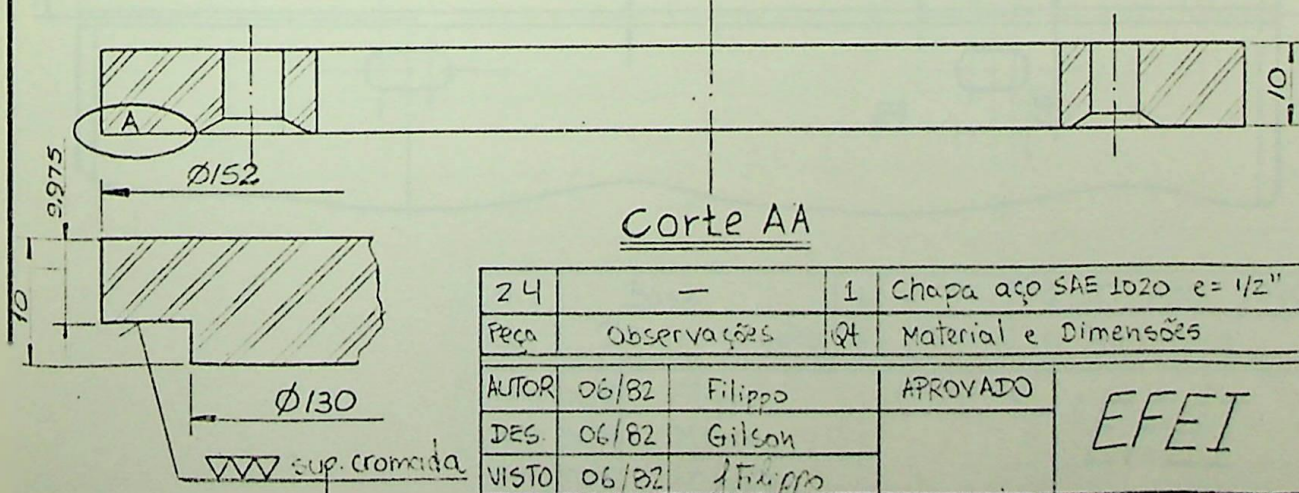
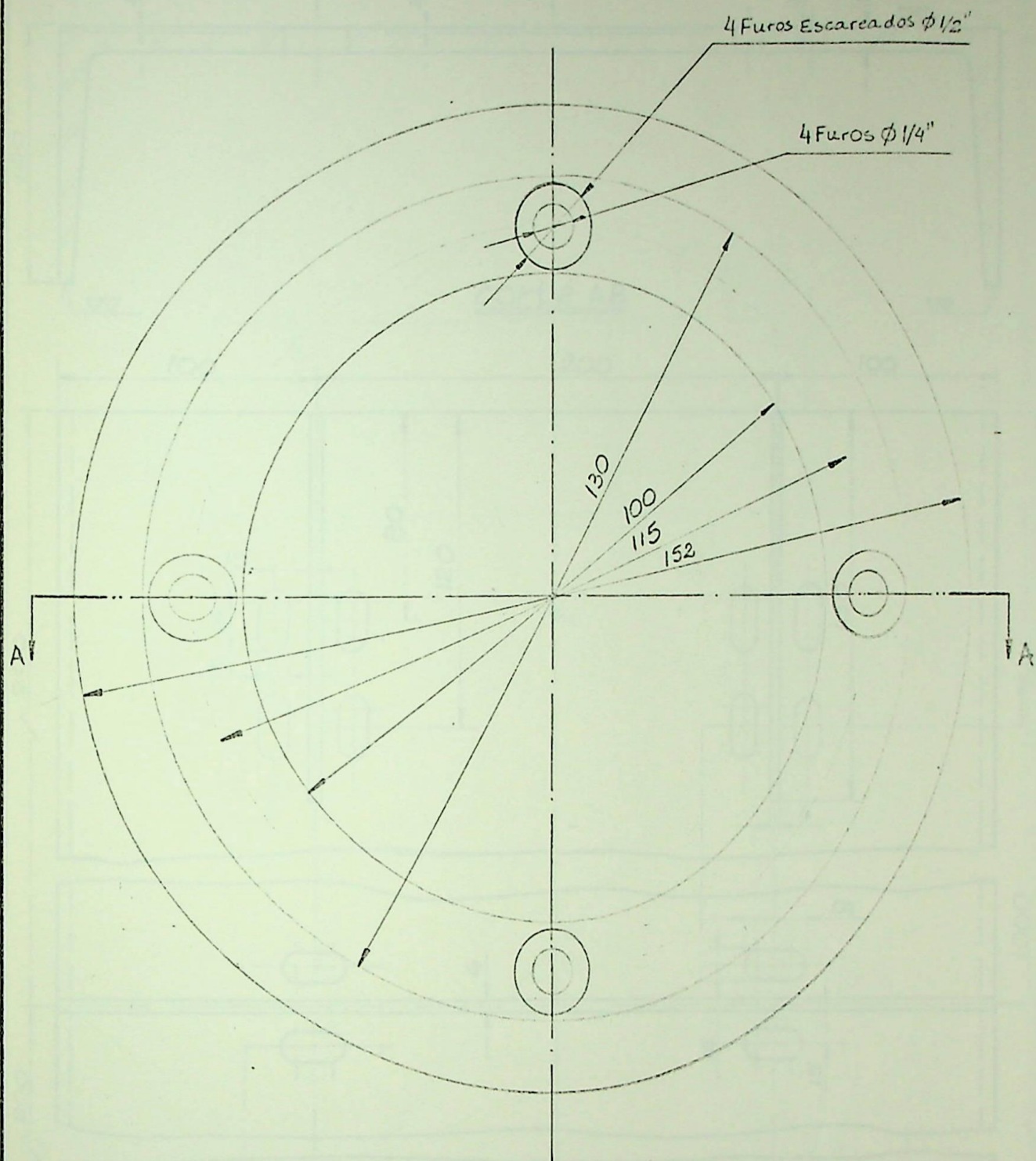


2.2	—	L	Bucha de Bronze (6" x 5")
Peca	Observações	Qt.	Material e Dimensões
AUTOR	06/82	Filippo	APROVADO
DES.	06/82	Gilson	EFEI
VISTO	06/82	2 Fil. 920	
ESCALA	FREIO ELETRODINÂMICO		
1:2	MANCAL POSTERIOR		
			NÚMERO
			2.2



Detalhe A
Idem a Peça 24

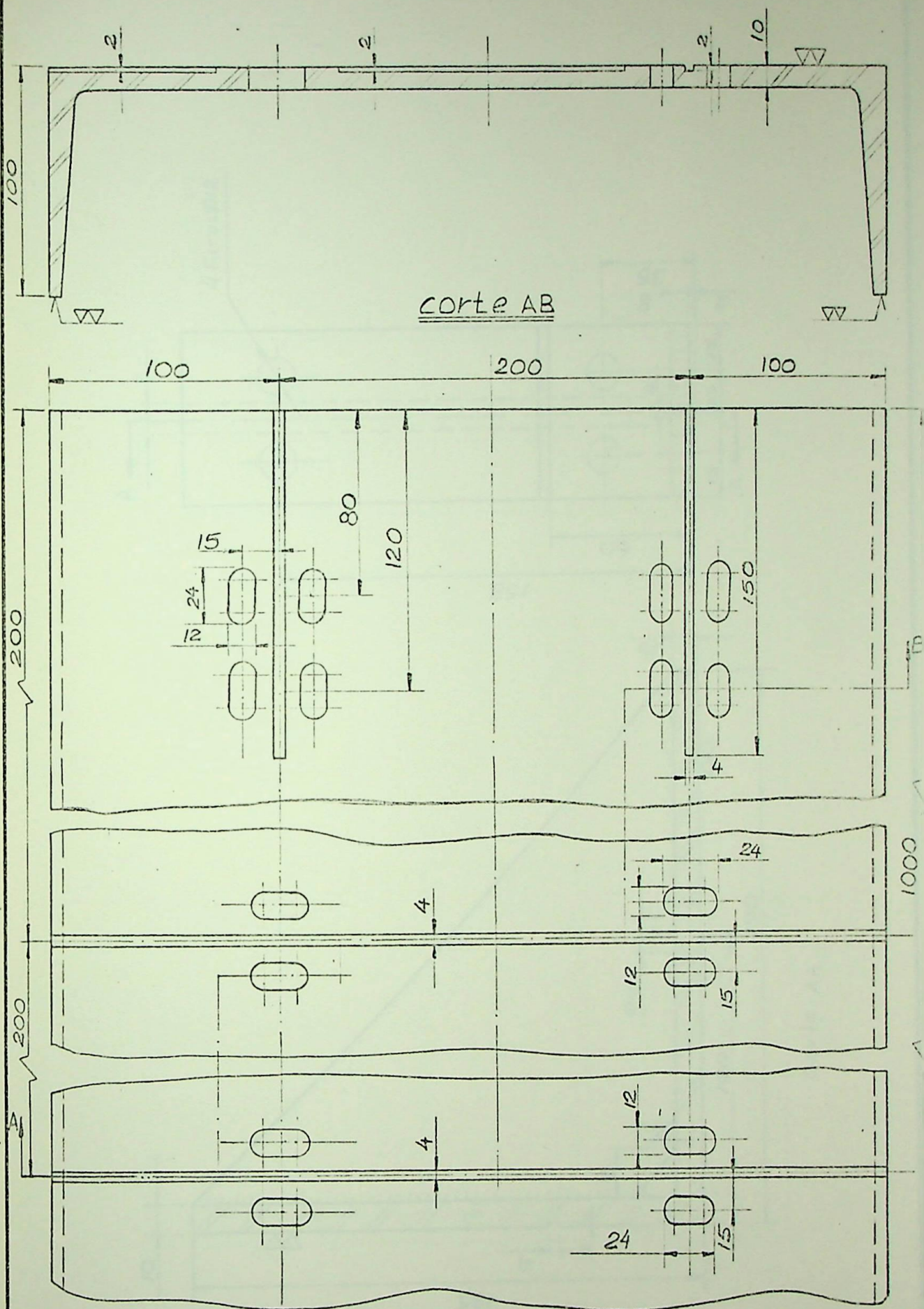
2.3	—	1	Chapa aço SAE 1020 - e: 1"	
Peça	Observações	Qt	Material e Dimensões	
AUTOR	06/82	Filippo	APROVADO	EFEI
DES	06/82	Gilson		
VISTO	06/82	Filippo		
ESCALA	FREIO ELETRODINÂMICO			NÚMERO
1:1	ESCORA POSTERIOR - INTERNA			23



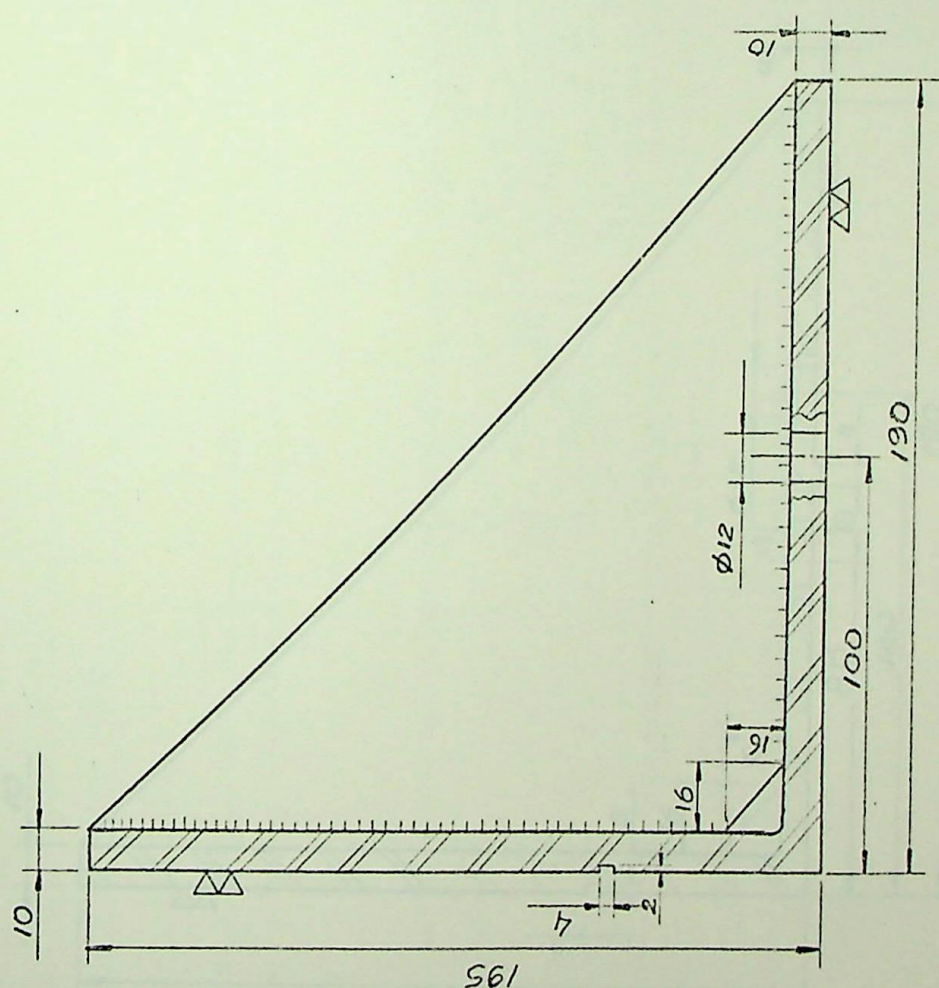
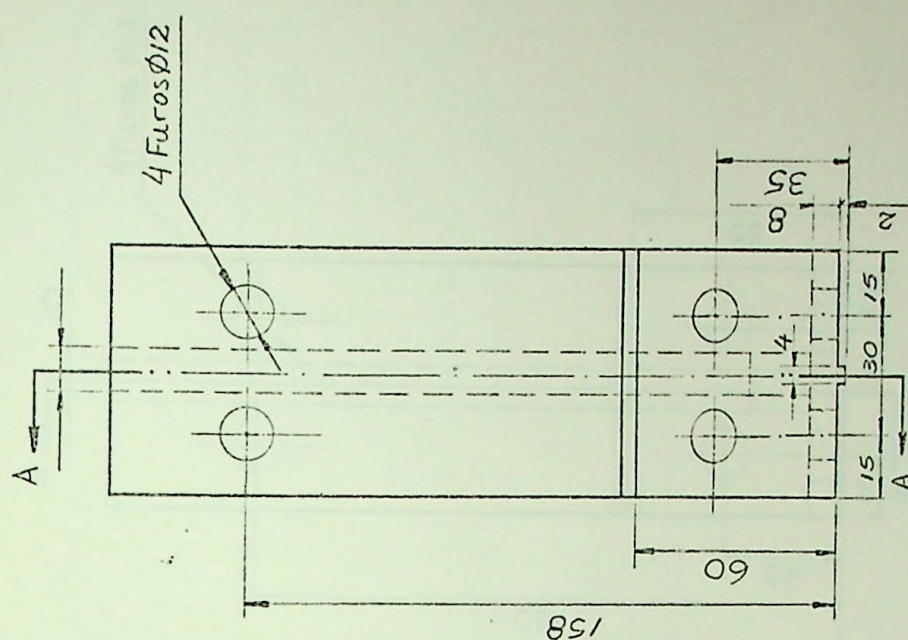
Detalhe A

Corte AA

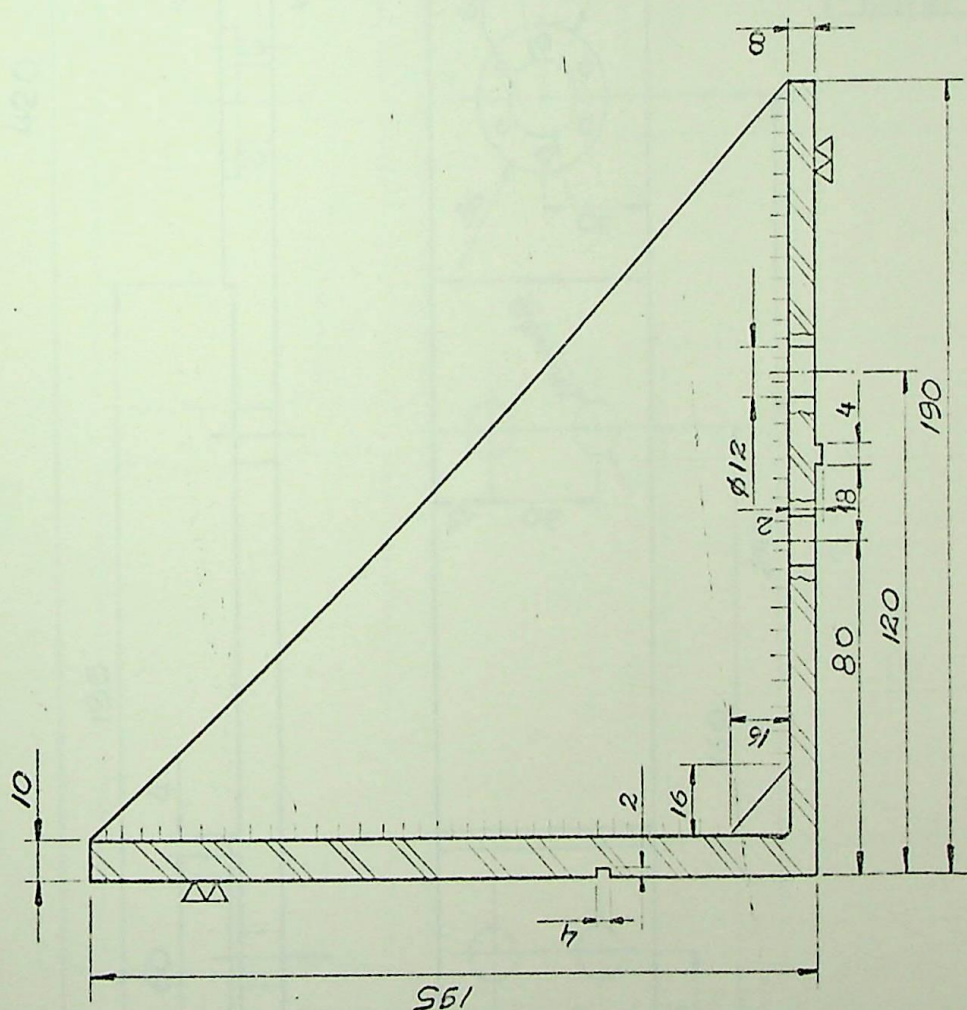
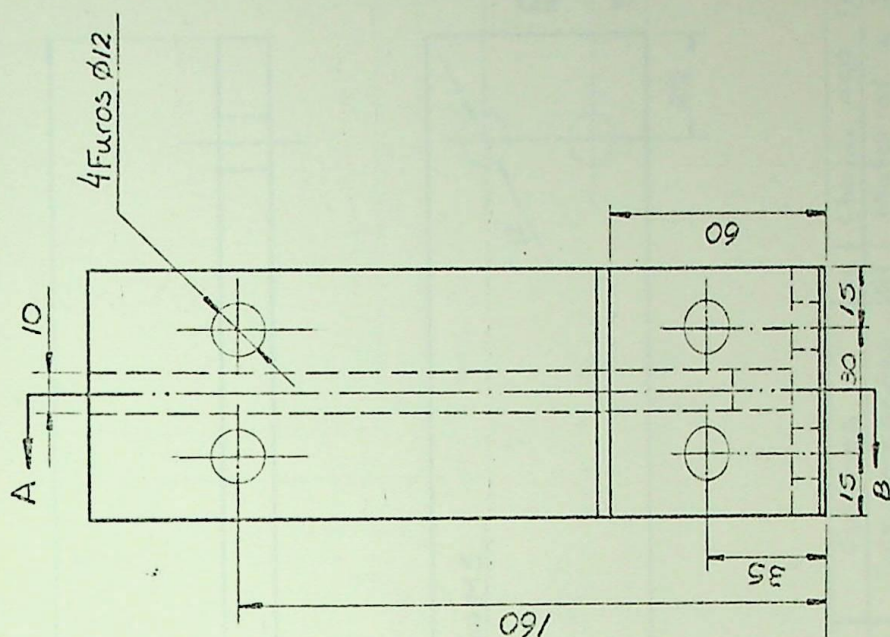
24	—	1	Chapa aço SAE 1020 e = 1/2"
Peca	Observações	Qt	Material e Dimensões
AUTOR	06/82	Filippo	APROVADO
DES.	06/82	Gilson	EFEI
VISTO	06/82	Filippo	
ESCALA	FREIO ELETRODINÂMICO		
1:1	ESCORA POSTERIOR - EXTERNA		
	NÚMERO		
	24		



4.1	Base	1	U-400 P-PB-127 ABNT 1020
Peca	Denominações	Qt	Material e Dimensões
AUTOR	06/82	Filippo	APROVADO
DES.	06/82	Mauro	EFEI
VISTO	06/82	Filippo	
ESCALA	FREIO ELETRODINÂMICO		
1:2,5	BASE		4.1



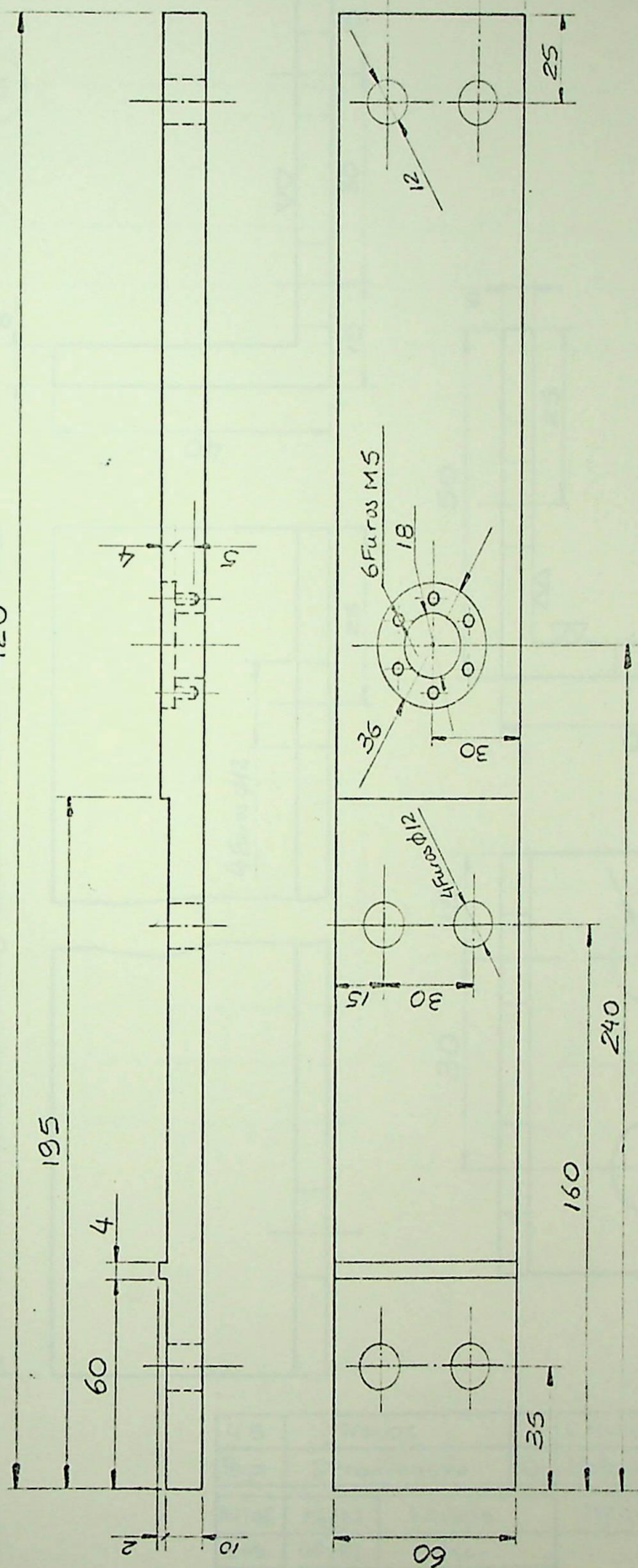
4.2	Suporte Anterior	Z	L 200x200 - P.P.B - 123	ABENT 1020
Peca	Denominação	Q1	Material e Dimensões	
AUTOR	06/82	Filippo	APROVADO	EFEI
DES.	06/82	Mauro		
VISTO	06/82	Filippo		
ESCALA	FREIO ELETRODINÂMICO			NUMERO
1:2	SUPORTE DE FIXAÇÃO ANTERIOR			4.2



4.3	Suprte Posterior	2	L 200x200-P-PB-128 ABNT 1000
Peca	Denominações	Q1	Material e Dimensões
AUTOR	06/82	Filippo	APROVADO
DES.	06/82	Gilson	
VISTO	06/82	J. Filippo	
ESCALA	FREIO ELETRODINÂMICO		NÚMERO
1:2	SUPORTE DE FIXAÇÃO POSTERIOR		4.3

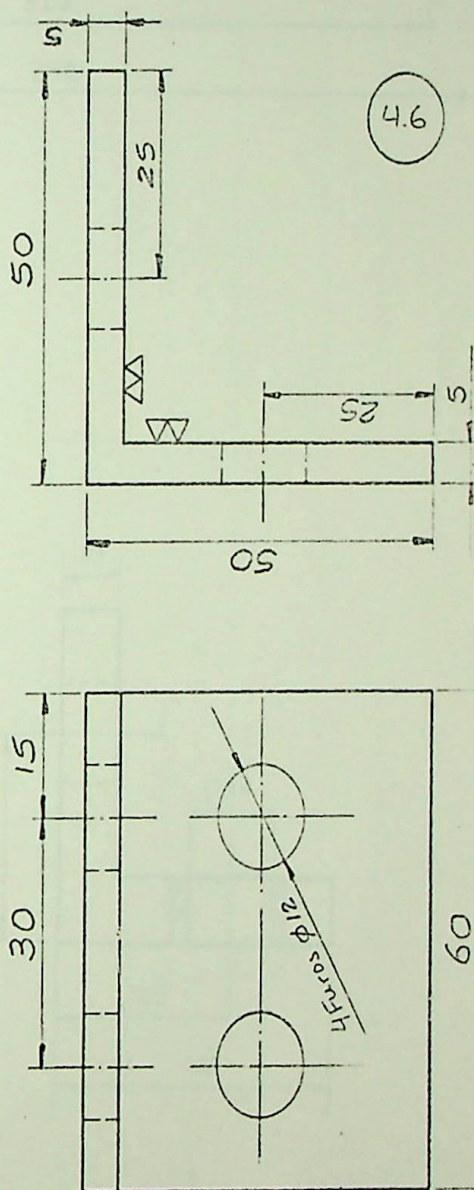
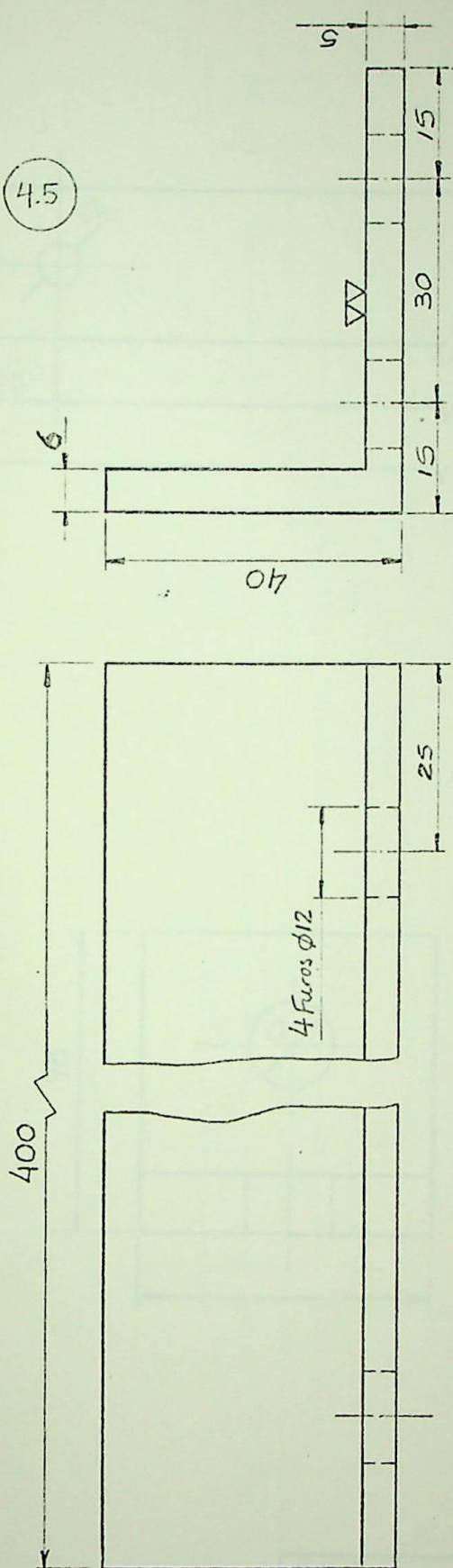
EFEL

420



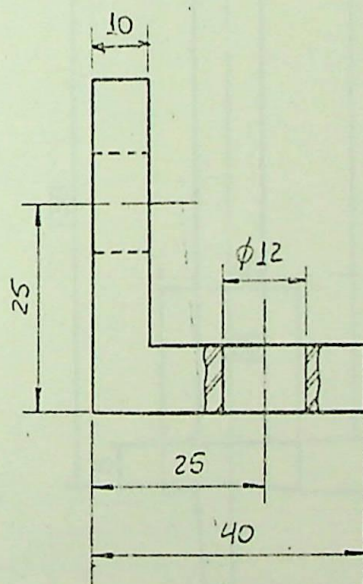
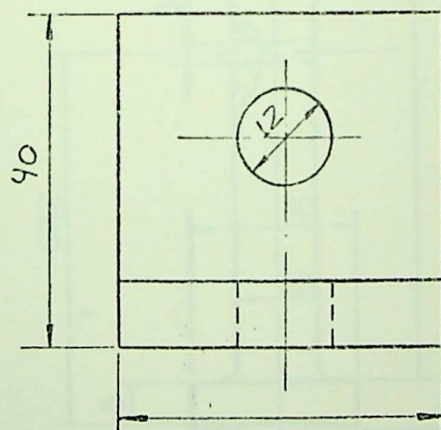
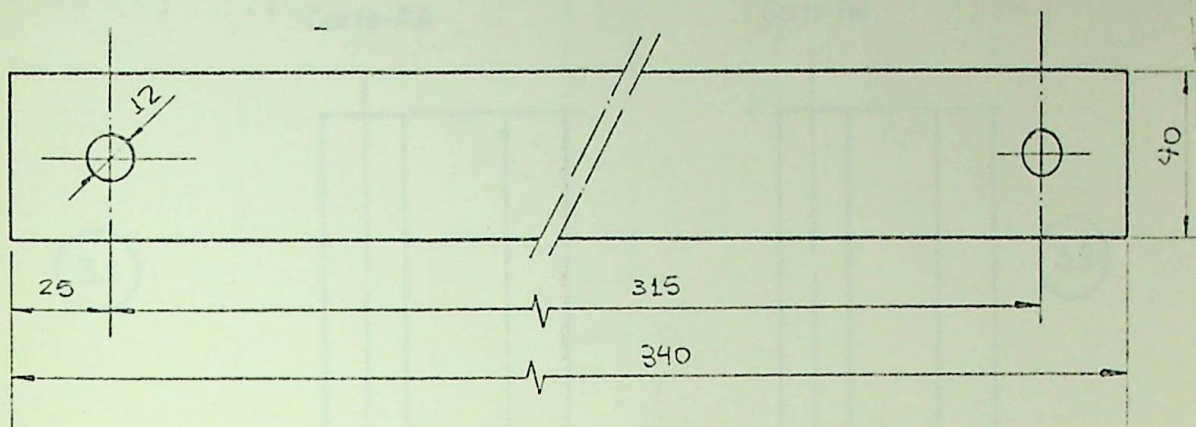
4.4	Colunas	4	Chapa aço 1020 - e=1/2"
Peca	Denominações	Qt	Material e Dimensões
Autor	06/82	Filippo	APROVADO
DES.	06/82	Gilson	
11570	06/82	Filippo	
12044		FREIO ELECTRODINAMICO	
			NÚMERO
4.4	COLUNAS DE SUSTENTAÇÃO		4.4

EFEI



4.5	Travas		L 60x40 - P - PB-128 A31-T 1020
Peca	Denominações	01	Material e Dimensões
AUTOR	06/82	Filippo	APROVADO
DES.	06/82	Gilson	
VISTO	06/82	Filippo	
ESCALA	FREIO ELETRODINÂMICO		NÚMERO
1:1	TRAVAS		4.5
	FIXAÇÃO DAS TRAVAS		4.6

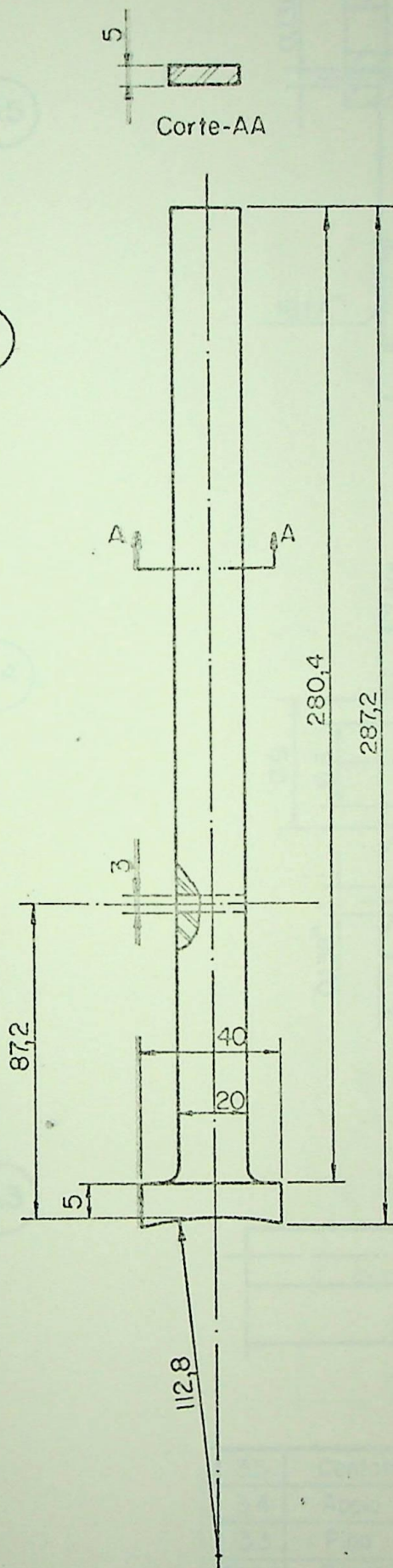
EFET



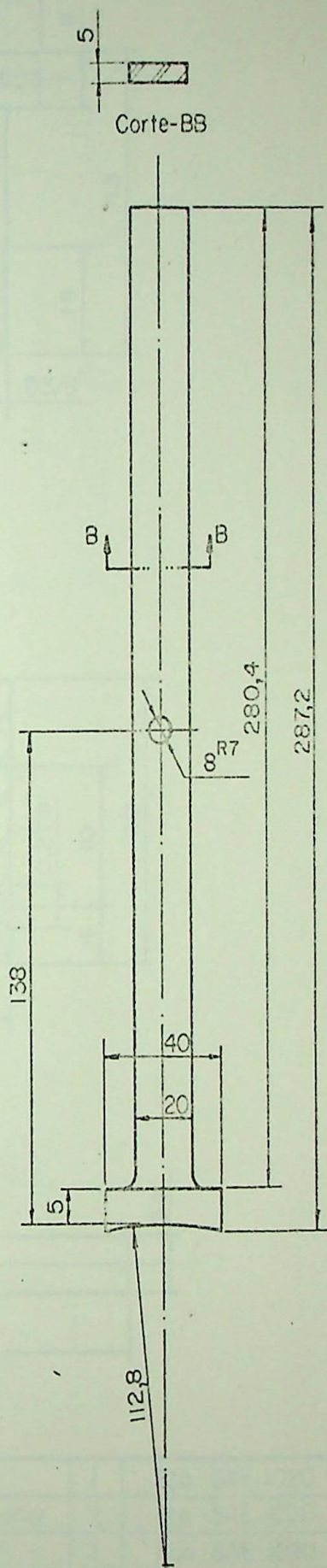
48	-	2	LEOX50 - 2-PB-128 ABNT-1020
47	-	4	Chapa de Aço 1020 $e = 1/2''$
Peca	Observações	Qt.	Material e Dimensões
AUTOR	06/82	Filippo	APROVADO
DES	06/82	Gilson	
VISTO	06/82	J. Filippo	
ESCALA	FREIO ELETRODINÂMICO		
T:1	TRAVAS, FIXAÇÃO DAS TRAVAS		
			NÚMERO
			47/48

EFEL

3.1

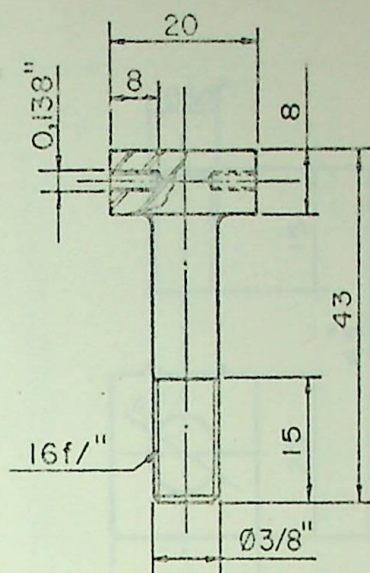


3.2

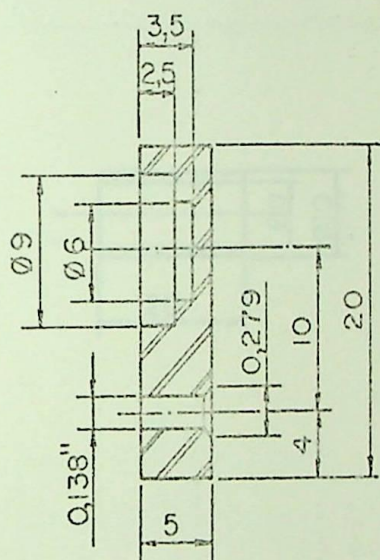


Autor	06/82	Filippo	APROVADO	EFEI
Des.	06/82	Gilson		
Visto	06/82	<i>[Signature]</i>		
Esc.				Número
1:2			BRAÇOS	3.1 3.2

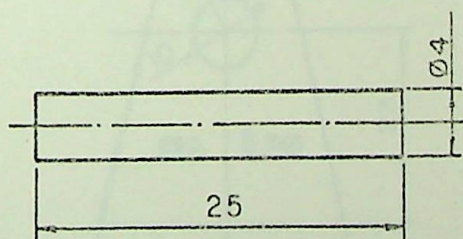
3.5



3.4



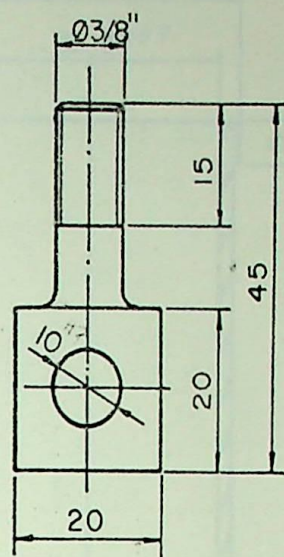
3.3



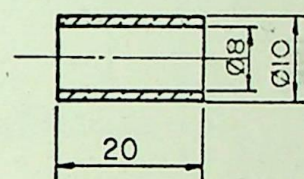
3.5	Contato	1	Aço SAE 1020
3.4	Apoio superior	2	Aço SAE 1020
3.3	Pino	1	Aço SAE 1020
Peça	Denominações	Qt.	Material e Dimensões
Autor	06/82	Filippo	APROVADO
Des.	06/82	Gilson	
Visto	06/82	<i>[Signature]</i>	
Esc.			
1:1	CONTATO, APOIO SUPERIOR, PINO		
2:1			
2:1			
			Número
			3.5
			3.4
			3.3

EFEI

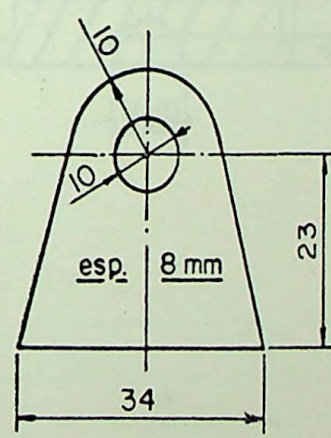
3.8



3.7



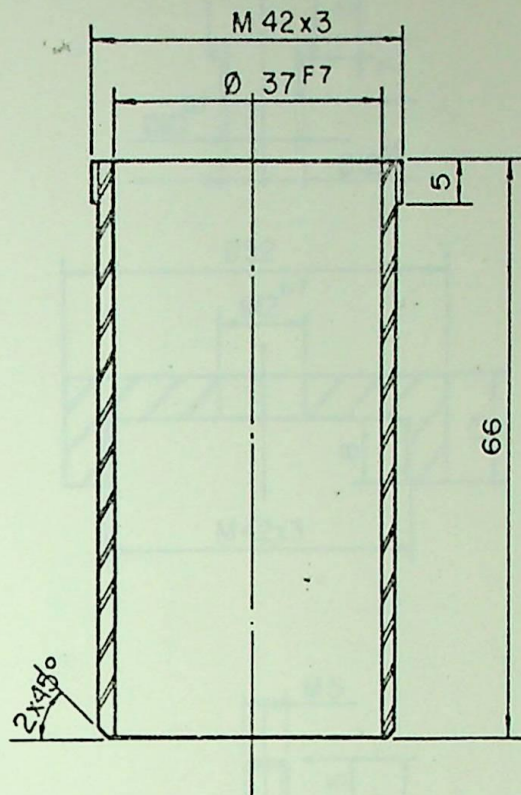
3.6



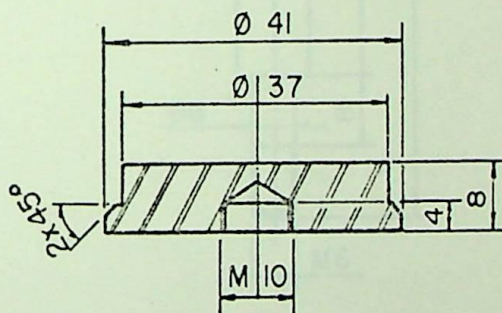
3.8	Contato superior	1	Aço SAE 1020
3.7	Bucha	1	Bronze
3.6	Apoio inferior	2	Aço SAE 1020
Peça	Denominações	Qt.	Material e Dimensões
Autor	06/82	Filippo	APROVADO
Des.	06/82	Gilson	
Visto	06/82	<i>Gilson</i>	
Esc.	CONTATO SUPERIOR, BUCHA, APOIO INFERIOR		
1:1			
1:1			
1:1			
			Número
			3.6
			3.7
			3.8

EFEI

3.9

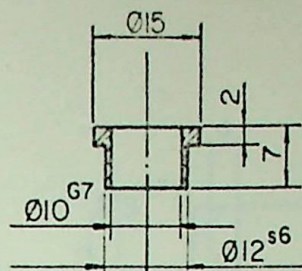


3.10

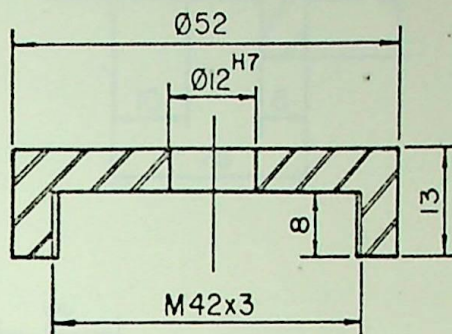


				EFEI
Autor	06/82	Filippo	APROVADO	
Des.	06/82	Gilson		
Visto	06/82	<i>Filippo</i>		
Esc.				Número
1:1	CORPO DO AMORTECEDOR, BASE DO AMORTECEDOR			3.9 3.10

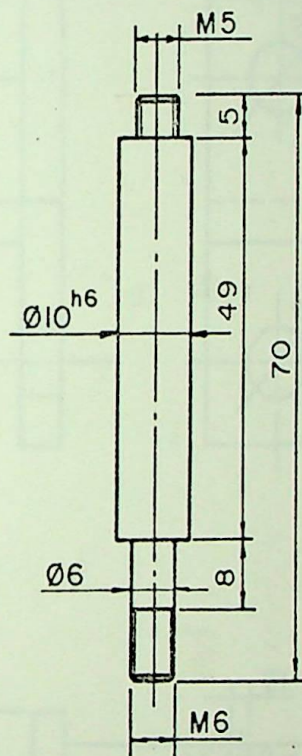
3.14



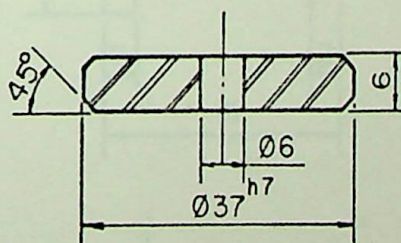
3.11



3.12

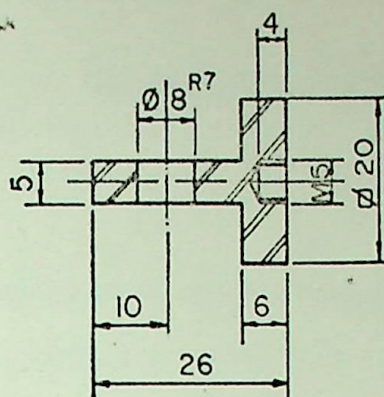


3.13

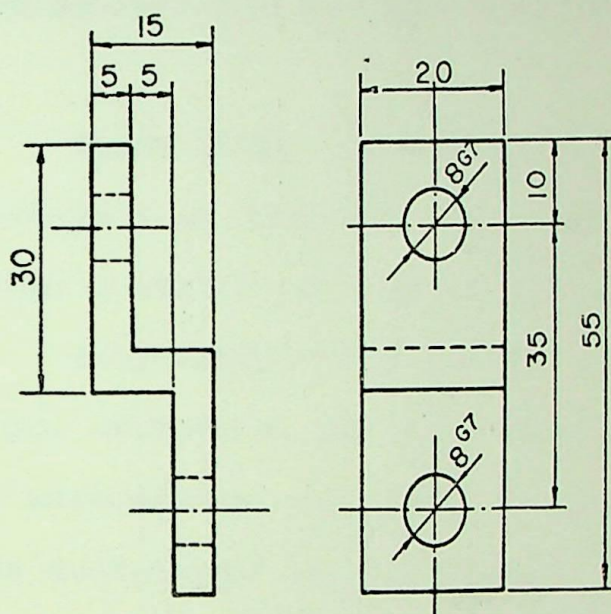


Autor	06/82	Filippo	APROVADO	EFEI
Des.	06/82	Gilson		
Visto	06/82	<i>Filippo</i>		
Esc.				Número
1:1	TAMPA, HASTE, EMBOLO DO AMORTECEDOR, BUCHA			3.11 3.12 3.13 3.14

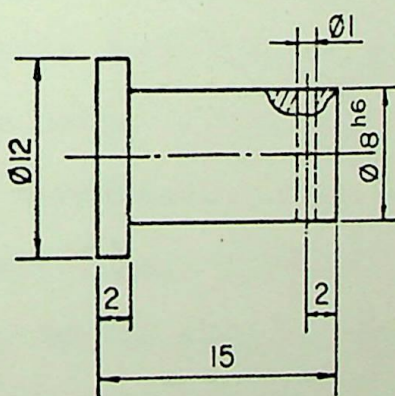
3.15



3.16



3.17



Autor	06/82	Filippo	APROVADO
Des.	06/82	Gilson	
Visto	06/82	<i>Filippo</i>	
Esc.			

EFEI

1:1
1:1

ENCAIXE DO AMORTECEDOR,
ARTICULAÇÃO, PINO

Número
3.15
3.16
3.17

6 - COMENTÁRIOS FINAIS

O objetivo desta dissertação de Mestrado não foi a realização de um profundo estudo teórico sobre o comportamento de mancais aerostáticos pressurizados externamente, e sim projeto de um freio eletrodinamométrico de acionamento sustentado por mancais deste tipo.

Dessa forma, o estudo teórico sobre mancais aerostáticos limitou-se a um detalhado levantamento bibliográfico das pesquisas levadas a efeito até a presente data.

Este estudo bibliográfico, juntamente com considerações feitas por este autor que visam dar maior precisão nos cálculos do mancal aerostático, permitiram um roteiro para o projeto dos mancais da sustentação de freio eletrodinamométrico.

Por outro lado, o trabalho justifica-se pela própria necessidade da Escola Federal de Engenharia de Itajubá de possuir em seu Laboratório de Máquinas de Fluxo um freio eletrodinamométrico de acionamento deste tipo e pelo relevante fato de tal freio ainda não ser produzido por empresas nacionais.

O atendimento a esta necessidade específica da EFEI constitui a maior e mais imediata contribuição dada por este trabalho. Todavia, outras contribuições podem ser extraídas dele, como por exemplo a utilização deste mesmo roteiro para o projeto de sustentação de outras máquinas e equipamentos nos quais o mancal aerostático venha a se apresentar como uma solução adequada.

Como já foi citada anteriormente, o Banco de Teses do MEC/CNPQ não registra qualquer trabalho sobre mancais aerostático realizado pelas universidades brasileiras, assim sendo,

esta dissertação de Mestrado pode servir como uma primeira referên-
cia para quem vier a se interessar por este ramo da engenharia,vis-
to não só a significativa bibliografia nele indicado, como também'
o desenvolvimento detalhado de diversas passagens teóricas funda-
mentais para o cálculo dos mancais aerostáticos.

Finalmente, com respeito aos freios eletro-
dinamométricos sustentados por mancais a gás,conclui-se que eles '
possuem uma grande vantagem com relação a freios sustentados por
mancais a óleo ou de rolamentos, ou seja, a ausência quase total '
de atrito, e por isto, estes dinamômetros propiciam medidas de ele-
vadas precisões.

ESTE PROGRAMA RESOLVE A EQUACAO DE REYNOLDS
PARA UM MANCAL AEROSTATICO COM A FINALIDADE
DE OBTER COEFICIENTES DE FLUXO CIRCUNFEREN-
CIAL E AXIAL ADMENSIONAIS

REAL LCD

DIMENSION P(18,97),H(97),PG(17,96),FLC(12)

*** LEITURA DOS DADOS GEOMETRICOS DO MANCAL ***

READ(5,100)DIAM,EXC,FOLGA,LCD

100 FORMAT(F5.3,10X,F4.2,10X,E10.3,F4.2)

*** LEITURA DAS COND. TERMODINAMICAS DO FLUIDO ***

READ(5,101)VISC,R,T,PA

101 FORMAT(E10.3,10X,F6.2,10X,F4.0,E11.4)

*** LEITURA DO FATOR DE RELAXACAO ***

READ(5,102)OMEGA

102 FORMAT(F5.3)

*** CALCULOS PRELIMINARES ***

HM=3.1416*DIAM/96.

HN=LCD*DIAM/(2*16)

Z1=OMEGA*HM**2

Z2=OMEGA*HN**2

Z3=(OMEGA*HN**2)*3./4.

Z1=Z1/(2.*(HM**2+HN**2))

Z2=Z2/(2.*(HM**2+HN**2))

Z3=Z3/(2.*(HM**2+HN**2))

Z4=1-OMEGA

*** CALCULO DA EQ.DE REYNOLDS POR DIF. FINITAS ***

*** METODO ITERATIVO DE GAUSS-SIEDEL. COM S.O.R. ***

INJET=0

DO 1 I=1,96

TETA=(2.*(I-1)*HM)/DIAM

1 H(I)=FOLGA*(1+EXC*COS(TETA))

400 INJET=INJET+1

DO 2 J=1,96

DO 2 I=1,17

2 P(I,J)=1.067E+10

READ(5,103)H,M,PRES

103 FORMAT(2I2,E9.3)

IF(M)401,401,402

401 STOP

402 P(H,M)=PRES

DO 3 IT=1,300

DO 23 J=1,96

DO 23 I=1,17

23 PG(I,J)=P(I,J)

DO 4 I=2,17

IF(I-9)5,4,5

5 P(I,1)=Z1*(P(I+1,1)+P(I-1,1))+Z2*(P(I,96)+P(I,2))+Z3*((H(2)-H(96))

1/H(I))*((P(I,2)-P(I,96))+Z4*P(I,1)

IF(I-16)4,6,4


```

6 P(18,1)=P(16,1)
4 CONTINUE
  DO 7 J=2,95
    DO 7 I=2,17
      IF(I-9)8,9,8
9 IF(J-9)10,7,10
10 IF(J-17)11,7,11
11 IF(J-25)12,7,12
12 IF(J-33)13,7,13
13 IF(J-41)14,7,14
14 IF(J-49)15,7,15
15 IF(J-57)16,7,16
16 IF(J-65)17,7,17
17 IF(J-73)18,7,18
18 IF(J-81)19,7,19
19 IF(J-89)8,7,8
8 P(I,J)=Z1*(P(I+1,J)+P(I-1,J))+Z2*(P(I,J-1)+P(I,J+1))+Z3*((H(J+1)-H
  1(J-1))/H(J))*(P(I,J+1)-P(I,J-1))+Z4*P(I,J)
  IF(I-16)7,20,7
20 P(18,J)=P(16,J)
7 CONTINUE
  DO 21 I=2,17
    P(I,96)=Z1*(P(I+1,96)+P(I-1,96))+Z2*(P(I,95)+P(I,1))+Z3*((H(1)-H(9
      15))/H(96))*(P(I,1)-P(I,95))+Z4*P(I,96)
    IF(I-16)21,22,21
22 P(18,96)=P(16,96)
21 CONTINUE
  KONT=0
  DO 24 J=1,96
    DO 24 I=1,17
      ZETA=ABS(P(I,J)-PG(I,J))
      IF(ZETA-5.0E+05)25,25,3
25 KONT=KONT+1
24 CONTINUE
  IF(KONT-1632)3,26,26
3 CONTINUE
  WRITE(6,200)IT
200 FORMAT(/,20X,'NAO HOUVE CONVERGENCIA DESEJADA APOS ',I3,' ITERACO
  1ES')
  STOP
26 WRITE(6,201)IT
201 FORMAT(/,20X,'HOUVE CONVERGENCIA DESEJADA APOS ',I3,' ITERACOES')
  DO 80 J=1,96
    DO 80 I=1,17
80 P(I,J)=SQRT(P(I,J))
  PRES=SQRT(PRES)

C
C *** CALCULO DO FLUXO AXIAL PELO METODO DO ***
C *** TRAPEZIO ***
C
  ZINT=0
  DO 500 J=1,96
    FUNC=ABS(((P(1,J)+P(2,J))/2.)*((P(1,J)-P(2,J))/(2*HN)))*H(J)*3
    ZINT=ZINT+2.*FUNC
500 CONTINUE
  ZINT=ZINT*HN/2.
  FLAX=ZINT*(2./((12.*VISC*R*T)))

```



```

WRITE(6,204)INJET
204 FORMAT(/,20X,'***** ESTACAO ',I2,'*****')
WRITE(6,202)FLAX
202 FORMAT(/,20X,'FLUXO AXIAL EM KG/SEG =',
      *E11.4)
      FLAD=FLAX*24*R*T*VISC/(FOLGA**3*(PRES**2-PA**2))
      WRITE(6,203)FLAD
203 FORMAT(/,20X,'FLAX.ADM.= ',E11.4)
C ***** CHAMADA DOS SUBPROGRAMAS FUNCTION *****
C ***** PARA O CALCULO DOS FLUXOS CIRCUNF *****
C ***** ERENCIAIS *****
C
      FLC(1)=GCK(95,3,P,H,VISC,R,T,HM,HN,FOLGA,PRES,PA)
      NA=1
      WRITE(6,301)INJET,NA,FLC(1)
      K=7
      L=11
      DO 300 NA=2,12
      FLC(NA)=GCK(K,L,P,H,VISC,R,T,HM,HN,FOLGA,PRES,PA)
      K=K+8
      L=L+8
300 WRITE(6,301)INJET,NA,FLC(NA)
301 FORMAT(/,30X,'GCK ',I2,'-',I2,')= ',F7.4)
      GO TO 400
      END
C
C ***** SUB-PROGRAMA PARA O CALCULO CIRCUN *****
C ***** FERENCIAL DA PRIMEIRA ESTACAO *****
C
      FUNCTION GCK(K,L,P,H,VISC,R,T,HM,HN,FOLGA,PRES,PA)
      DIMENSION P(18,97),H(97)
      IT=0
      IN=9
      GINT=0
      DO 100 I=5,13
      GITAL=P(I,K)*ABS((P(I,K+1)-P(I,K-1))/(2.*HM))+H(K)**3
      *+P(I,L)*ABS((P(I,L+1)-P(I,L-1))/(2.*HM))+H(L)**3
      IT=IT+1
      IN=IN-1
      IF(IT-1)101,101,102
101 GITINT=GITAL+GINT
      GO TO 100
102 IF(IN-1)101,101,104
104 GITINT=2.*GITAL+GINT
100 CONTINUE
      GINT2=GINT*HN/2.
      GINT=0
      DO 105 J=95,96
      GATEN=P(13,J)*ABS((P(12,J)-P(14,J))/(2.*HN))+H(J)**3
      *+P(5,J)*ABS((P(4,J)-P(6,J))/(2.*HN))+H(J)**3
      IF(J-95)106,106,107
107 GINT=2.*GATEN+GINT
      GO TO 105
106 GINT=GATEN+GINT
105 CONTINUE
      DO 108 J=1,3
      GATEN=P(13,J)*ABS((P(12,J)-P(14,J))/(2.*HN))+H(J)**3

```



```

      *+P(5,J)*ABS((P(4,J)-P(6,J))/(2.*HN))*H(J)**3
      IF(J-3)109,110,110
109  GINT=2.*GATEN+GINT
      GO TO 108
110  GINT=GATEN+GINT
108  CONTINUE
      GINT1=GINT*HN/2.
      GINTE=GINT1+GINT2
      GCA=(-2./((12.*VISC*R*T))*GINTE
      GCA=GCA*24*R*T*VISC/(FOLGA**3*(PRES**2-PA**2))
      RETURN
      END

```

```

C
C      ***** SUB-PROGRAMA PARA O CALCULO DO FLUXO *****
C      ***** CIRCUNFERENCIAL PARA AS DEMAIS EST. *****
C

```

```

      FUNCTION GCK(K,L,P,H,VISC,R,T,HN,HN,FOLGA,PRES,PA)
      DIMENSION P(18,97),H(97)
      IT=0
      IN=5
      CINT=0
      DO 10 J=K,L
      IT=IT+1
      IN=IN-1
      FATEN=P(13,J)*ABS((P(12,J)-P(14,J))/(2.*HN))*H(J)**3
      *+P(5,J)*ABS((P(4,J)-P(6,J))/(2.*HN))*H(J)**3
      IF(IT-1)11,11,12
11  CINT=FATEN+CINT
      GO TO 10
12  IF(IN-1)13,13,14
13  GO TO 11
14  CINT=2.*FATEN+CINT
10  CONTINUE
      CINT1=CINT*HN/2.
      IT=0
      IN=9
      CINT=0
      IF(K-1)30,30,40
30  MAT=96
      GO TO 50
40  MAT=K-1
50  DO 20 I=5,13
      FITAL=P(I,K)*ABS((P(I,K+1)-P(I,MAT))/(2.*HN))*H(K)**3
      *+P(I,L)*ABS((P(I,L+1)-P(I,L-1))/(2.*HN))*H(L)**3
      IT=IT+1
      IN=IN-1
      IF(IT-1)21,21,22
21  CINT=FITAL+CINT
      GO TO 20
22  IF(IN-1)21,21,24
24  CINT=2.*FITAL+CINT
20  CONTINUE
      CINT2=CINT*HN/2.
      CINTE=CINT1+CINT2
      GC=(-2./((12.*VISC*R*T))*CINTE
      GC=GC*24*R*T*VISC/(FOLGA**3*(PRES**2-PA**2))
      RETURN

```



```

C
C      ****
C      * SOLUCAO DO SISTEMA DE EQUACOES *
C      * PARA DETERMINACAO DAS PRESSOES *
C      * SOB OS INJETORES, PARA A DEFI- *
C      * NICAO DAS CONDICAOES DE CONTOR- *
C      * NO DA EQUACAO DE REYNOLDS , E *
C      * UTILIZADO O PRINCIPIO DA CON- *
C      * TINUIDADE, O INJETOR E DO TIPO *
C      * SIMPLES (BOLSA CILINDRICA) *
C      ****
C
C      DIMENSION GC(12,12),DF(12,12),CDF(12,12),GA(12),P(12),
C      *F(12),FA(12),HC(12),BIT(12),BUX(12),FOG(12)
C
C      *** NUMERO DE INJETORES ***
C      READ(5,100)N
C      100 FORMAT(I2)
C
C      *** COEF. DE FLUXO CIRCUNFERENCIAL ***
C      READ(5,101)((GC(I,J),J=1,N),I=1,N)
C      101 FORMAT(12F6,4)
C      *** A MATRIZ GC FOI LIDA POR LINHA ***
C
C      *** COEF. DE FLUXO AXIAL ***
C      READ(5,101)(GA(I),I=1,N)
C
C      *** COND. TERMICAS DO FLUIDO ***
C      READ(5,103)PO,PA,VISC,R,T,AK
C      103 FORMAT(3E11.4,F6.2,F4.0,F4.2)
C
C      *** RAO DO INJETOR ***
C      READ(5,105)RO,EXC
C      105 FORMAT(E11.4,F4.2)
C
C      PA=PA/PO
C      *** FOLGA RADIAL ***
C      300 READ(5,104)FOLGA
C      104 FORMAT(E11.4)
C      IF(FOLGA)1,1,2
C      1 STOP
C      *** CALCULO DE PISIA E SIGMA ***
C      2 ABEN=(RO**2*VISC*SQRT(R*T))/(PO*FOLGA**3)
C      SIGMA=(6.7*(SQRT(1+(RO**2/(2*FOLGA+1.175E-03))**2)))*ABEN
C      PISIA=(48+3.1415*RO**2*VISC*SQRT(AK*R*T))/(PO*FOLGA**3)
C      DO 3 I=1,N
C      3 P(I)=0.7
C      DO 4 NA=1.70
C      CALL EQUAC(GC,GA,P,PA,AK,PISIA,F,BIT,N)
C      CALL DEREQ(GC,GA,P,PA,AK,PISIA,DF,BIT,N)
C      DO 5 J=1,N
C      DO 6 I=1,N
C      6 BUX(I)=DF(I,J)
C      DO 50 N=J,N
C      AUX=0
C      DO 7 I=J,N
C      TESTE=ABS(BUX(I))-ABS(AUX)

```



```

IF(TESTE,LE,0)GO TO 7
K=1
AUX=DF(I,J)
7 CONTINUE
DO 8 L=1,N
8 CDF(M,L)=DF(K,L)
FA(M)=F(K)
50 BUX(K)=0
5 CONTINUE
DO 9 IK=1,N
9 H(IK)=0
DO 10 IM=1,40
J=2
K=3
L=4
M=5
JJ=6
KK=7
LL=8
LA=9
LB=10
LC=11
LD=12
DO 11 I=1,N
H(I)=(FA(I)-(CDF(I,J)*H(J)+CDF(I,K)*H(K)+CDF(I,L)*H(L)
+CDF(I,M)*H(M)+CDF(I,JJ)*H(JJ)+CDF(I,KK)*H(KK)+CDF(I,LL)
*L)*H(LL)+CDF(I,LA)*H(LA)+CDF(I,LB)*H(LB)+CDF(I,LC)*H(LC)
+C)*CDF(I,LD)*H(LD))/CDF(I,I)
GO TO (12,13,14,15,16,17,18,19,20,21,22),I
12 J=J-1
GO TO 11
13 K=K-1
GO TO 11
14 L=L-1
GO TO 11
15 M=M-1
GO TO 11
16 JJ=JJ-1
GO TO 11
17 KK=KK-1
GO TO 11
18 LL=LL-1
GO TO 11
19 LA=LA-1
GO TO 11
20 LB=LB-1
GO TO 11
21 LC=LC-1
GO TO 11
22 LD=LD-1
11 CONTINUE
10 CONTINUE
KONT=0
DO 23 I=1,N
P(I)=P(I)+H(I)
*** FLAG ***
IF(P(I)-1.)24,25,25

```




```

25 P(I)=0.999
   GO TO 27
24 IF(P(I)-0.167)26,27,27
26 P(I)=0.168
27 ZEM=ABS(H(I))-0.0005
   IF(ZEM.GT.0)GO TO 23
   KONT=KONT+1
   IF(KONT-N)23,28,28
23 CONTINUE
   4 CONTINUE
   WRITE(6,202)KONT
202 FORMAT(/,20X,'***',5X,'KONT=',I2,10X,'APOS 20 IT')
   WRITE(6,203)
203 FORMAT(/,25X,'NAO HOUVE CONVERGENCIA')
   GO TO 301
28 WRITE(6,204)
204 FORMAT(/,20X,'** HOUVE CONVERGENCIA **')
301 DO 29 I=1,N
   WRITE(6,201)I,P(I)
201 FORMAT(20X,'P(',I2,')=',F6,4)
29 CONTINUE
   WRITE(6,205)SIGMA,FOLGA
205 FORMAT(/,20X,'SIGMA =',F7,4,10X,'FOLGA =',E11,4)
   GO TO 200
END

```

C
C
C
C
C

```

*****

SUBROUTINE EQUAC(GC,GA,P,PA,AK,PISIA,F,BIT,N)
DIMENSION GC(N,N),F(N),P(N),GA(N),BIT(N),TOF(N)
DO 1 I=1,N
  PISI=PISIA*(0.85-0.15*P(I)-0.10*P(I)**2)
  BIT(I)=GA(I)
  DO 2 J=1,N
    BIT(I)=BIT(I)+GC(I,J)
    TOF(I)=0
  DO 3 M=1,N
    TOF(I)=TOF(I)+(GC(M,I)*(P(M)**2-PA**2))
    IF(P(I)-0.5266)10,10,11
10  F(I)=PISI*(2./(AK+1))*((AK+1)/(2.*(AK-1)))-
    *(BIT(I)*(P(I)**2-PA**2))+TOF(I)
    GO TO 1
11  F(I)=(SQRT((2./(AK-1)))*PISI*(P(I)**(2./AK)-P(I)**(
    *AK+1)/AK))*0.5)-(BIT(I)*(P(I)**2-PA**2))+TOF(I)
1  CONTINUE
  RETURN
END

```

SUBROUTINE DEREQ(GC,GA,P,PA,AK,PISIA,DF,BIT,N)
DIMENSION GC(N,N),DF(N,N),P(N),GA(N),BIT(N)

DO 1 J=1,N

DO 1 I=1,N

PISI=PISIA*(0.85-0.15*P(I)-0.10*P(I)**2).

IF(I.EQ.J)GO TO 2

DF(I,J)=2.*GC(J,I)*P(J)

GO TO 1

2 IF(P(I)-0.5266)10,10,11

11 DF(I,J)=SQRT(2./AK-1))*(PISI*(1./AK)*(2*P(I)**(2.

*AK-1)-(AK+1)*P(I)**(1./AK))/(2*SQRT(P(I)**(2./A

*K)-P(I)**((AK+1)/AK))+PISIA*(-0.15-0.20*P(I))*(P(I)

((2/AK)-P(I)((AK+1)/AK))*0.50)-2*P(I)*BIT(I)

**2*GC(J,I)*P(J)

GO TO 1

10 DF(I,J)=+2*P(I)*BIT(I)+2*GC(J,I)*P(J)+PISIA*(-0.15-0.20*P(I))
**((2/AK+1))*((AK+1)/(2*(AK-1)))

1 CONTINUE

RETURN

END


```

C
C      *****
C      *   SOLUCAO DO SISTEMA DE EQUACOES   *
C      *   PARA DETERMINACAO DAS PRESSOES   *
C      *   SOB OS INJETORES, PARA A DEFI-   *
C      *   NICAO DAS CONDICAOES DE CONTOR-   *
C      *   NO DA EQUACAO DE REYNOLDS , E    *
C      *   UTILIZADO O PRINCIPIO DA CON-    *
C      *   TINUIDADE, O INJETOR E DO TIPO   *
C      *   ANULAR                            *
C      *****
C
C      DIMENSION GC(12,12),DF(12,12),CDF(12,12),GA(12),P(12),
*F(12),FAK(12),HK(12),BIT(12),BUX(12),FOG(12)
C
C      *** NUMERO DE INJETORES ***
C      READ(5,100)N
100  FORMAT(I2)
C
C      *** COEF. DE FLUXO CIRCUNFERENCIAL ***
C      READ(5,101)((GC(I,J),J=1,N),I=1,N)
101  FORMAT(12F6.4)
C      *** A MATRIZ GC FOI LIDA POR LINHA ***
C
C      *** COEF. DE FLUXO AXIAL ***
C      READ(5,101)(GA(I),I=1,N)
C
C      *** COND. TERMICAS DO FLUIDO ***
C      READ(5,103)PG,PA,VISC,R,T,AK
103  FORMAT(3E11.4,F6.2,F4.0,F4.2)
C
C      *** RAIO DO INJETOR ***
C      READ(5,105)RO,EXC
105  FORMAT(E11.4,F4.2)
C
C      PA=PA/PG
C      *** FOLGA RADIAL ***
300  READ(5,104)FOLGA
104  FORMAT(E11.4)
      IF(FOLGA)1,1,2
1    STOP
C      *** CALCULO DE PISIA E SIGMA ***
2    ABEN=(RO**2*VISC*SQRT(R*T))/(PO*FOLGA**3)
      SIGMA=(6.7*(SQRT(1+(RO/(2*FOLGA))**2)))*ABEN
      DO 900 I=1,12
900  FOG(I)=FOLGA*(1+EXC*COS(0.5236*(I-1)))
      PISIA=48*3.1415*RO*2*VISC*SQRT(AK*R*T)/(PO*FOLGA**3)
      DO 3 I=1,N
3    P(I)=0.7
      DO 4 NA=1,40
      CALL EQUAC(GC,GA,P,PA,AK,PISIA,F,BIT,N,FOG)
      CALL DEREQ(GC,GA,P,PA,AK,PISIA,DF,BIT,N,FOG)
      DO 5 J=1,N
      DO 6 I=1,N
6    BUX(I)=DF(I,J)
      DO 50 M=J,N
      AUX=0

```



```

DO 7 I=J,N
TESTE=ABS(BUX(I))-ABS(AUX)
IF(TESTE.LE.0)GO TO 7
K=I
AUX=DF(I,J)
7 CONTINUE
DO 8 L=1,N
8 CDF(M,L)=DF(K,L)
FAC(M)=-F(K)
50 BUX(K)=0
5 CONTINUE
DO 9 IK=1,N
9 H(K)=0
DO 10 IM=1,40
J=2
K=3
L=4
M=5
JJ=6
KK=7
LL=8
LA=9
LB=10
LC=11
LD=12
DO 11 I=1,N
H(I)=(FAC(I)-(CDF(I,J)*H(J)+CDF(I,K)*H(K)+CDF(I,L)*H(L)
+CDF(I,M)*H(M)+CDF(I,JJ)*H(JJ)+CDF(I,KK)*H(KK)+CDF(I,L
*L)*H(LL)+CDF(I,LA)*H(LA)+CDF(I,LB)*H(LB)+CDF(I,LC)*H(L
*C)+CDF(I,LD)*H(LD)))/CDF(I,1)
GO TO (12,13,14,15,16,17,18,19,20,21,22),I
12 J=J-1
GO TO 11
13 K=K-1
GO TO 11
14 L=L-1
GO TO 11
15 M=M-1
GO TO 11
16 JJ=JJ-1
GO TO 11
17 KK=KK-1
GO TO 11
18 LL=LL-1
GO TO 11
19 LA=LA-1
GO TO 11
20 LB=LB-1
GO TO 11
21 LC=LC-1
GO TO 11
22 LD=LD-1
11 CONTINUE
40 CONTINUE
KONT=0
DO 23 I=1,N
P(I)=P(I)+H(I)

```



```

C      *** FLAG ***
      IF(P(I)-1, 24, 25, 25)
25  P(I)=0.999
      GO TO 27
24  IF(P(I)-0.167)26,27,27
26  P(I)=0.168
27  ZEM=ABS(H(I))-0.0005
      IF(ZEM.GT.0)GO TO 23
      KONT=KONT+1
      IF(KONT-N)23,28,28
23  CONTINUE
      4 CONTINUE
      WRITE(6,202)KONT
202  FORMAT(/,20X,'****',5X,'KONT=',I2,10X,'APOS 20 IT')
      WRITE(6,203)
203  FORMAT(/,25X,'NAO HOUVE CONVERGENCIA')
      GO TO 301
28  WRITE(6,204)
204  FORMAT(/,20X,'** HOUVE CONVERGENCIA **')
301  DO 29 I=1,N
      WRITE(6,201)I,P(I)
201  FORMAT(20X,'P(',I2,')=',F6,4)
29  CONTINUE
      WRITE(6,205)SIGMA,FOLGA
205  FORMAT(/,20X,'SIGMA =',F7,4,10X,'FOLGA =',E11,4)
      GO TO 300
      END

```

```

C
C
C      *****
C
C
SUBROUTINE EQUAC(GC,GA,P,PA,AK,PISIA,F,BIT,N,FOG)
DIMENSION GC(N,N),F(N),P(N),GA(N),BIT(N),TOF(N),FOG(N)
DO 1 I=1,N
  PISI=PISIA*(0.85-0.15*P(I)-0.10*P(I)**2)*FOG(I)
  BIT(I)=GA(I)
DO 2 J=1,N
2  BIT(I)=BIT(I)+GC(I,J)
  TOF(I)=0
DO 3 M=1,N
3  TOF(I)=TOF(I)+(GC(M,I)*(P(M)**2-PA**2))
  IF(P(I)-0.5266)10,10,11
10  F(I)=PISI*(2./(AK+1))*((AK+1)/(2.*(AK-1)))-
  *(BIT(I)*(P(I)**2-PA**2))+TOF(I)
  GO TO 1
11  F(I)=(SQRT((2./(AK-1)))*PISI*(P(I)**(2./AK)-P(I)**(
  *AK+1)/AK))*0.5)-(BIT(I)*(P(I)**2-PA**2))+TOF(I)
1  CONTINUE
  RETURN
  END

```

```
SUBROUTINE DEREQ(GC,GA,P,PA,AK,PISIA,DF,BIT,N,FOG)
DIMENSION GC(N,N),DF(N,N),P(N),GA(N),BIT(N),FOG(N)
DO 1 J=1,N
DO 1 I=1,N
PISI=PISIA*FOG(I)*(-0.85-0.15*P(I)-0.10*P(I)**2)
IF(I.EQ,J)GO TO 2
DF(I,J)=2.*GC(J,I)*P(J)
GO TO 1
2 IF(P(I)-0.5266)10,10,11
11 DF(I,J)=SQRT(2./AK-1))*(PISI*(1./AK)*(2*P(I)**(2.
*/AK-1)-(AK+1)*P(I)**(1./AK))/2+SQRT(P(I)**(2./A
*K)-P(I)**((AK+1)/AK))+PISIA*FOG(I)*(-0.15-0.20*P(I)
*)*SQRT(P(I)**(2./AK)-P(I)**((AK+1)/AK))-2*P(I)*BIT(I)
**2*GC(J,I)*P(J)
GO TO 1
10 DF(I,J)=(2./AK+1))*((AK+1)/(2*(AK-1)))*PISIA*FOG(I)*(-0.15
*-0.20*P(I))-2*P(I)*BIT(I)+2*GC(J,I)*P(J)
1 CONTINUE
RETURN
END
```



```

C
C     ESTE PROGRAMA RESOLVE A EQUACAO DE REYNOLDS
C     PARA UM MANCAL AEROSTATICO COM A FINALIDADE
C     DE OBTEN COEFICIENTES DE FLUXO E CARGA CON-
C     FORME A TEORIA PROPOSTA PELO TRABALHO
C
C     REAL LCD
C     DIMENSION P(18,97),H(97),PG(17,96),TETA(96)
C
C     *** LEITURA DOS DADOS GEOMETRICOS DO MANCAL ***
C     READ(5,100)DIAM,EXC,LCD,
100  FORMAT(F5.3,10X,2F4.2)
C
C     *** LEITURA DAS COND. TERMODINAMICAS DO FLUIDO ***
C     READ(5,101)VISC,R,T,PA,PRES
101  FORMAT(E10.3,10X,F6.2,10X,F4.0,2E11.4)
C
C     *** LEITURA DO FATOR DE RELAXACAO ***
C     READ(5,102)OMEGA
102  FORMAT(F5.3)
C
C     400 READ(5,103)FOLGA
103  FORMAT(E11.4)
C     IF(FOLGA)401,401,402
401  STOP
C     *** CALCULOS PRELIMINARES ***
402  HM=3.1416*DIAM/96.
C     HN=LCD*DIAM/(2*16)
C     Z1=OMEGA*HN**2
C     Z2=OMEGA*HN**2
C     Z3=(OMEGA*HN**2)*3./4.
C     Z1=Z1/(2.*(HN**2+HN**2))
C     Z2=Z2/(2.*(HN**2+HN**2))
C     Z3=Z3/(2.*(HN**2+HN**2))
C     Z4=1-OMEGA
C
C     *** CALCULO DA EQ. DE REYNOLDS POR DIF. FINITAS ***
C     *** METODO ITERATIVO DE GAUSS-SIEDEL COM S.O.R. ***
C
C     DO 1 I=1,96
C     TETA(I)=(2.*(I-1)*HN)/DIAM
1  H(I)=FOLGA*(1+EXC*COS(TETA(I)))
C     DO 2 J=1,96
C     DO 2 I=1,17
2  P(I,J)=1.067E+10
C     READ(5,105)P(9,1),P(9,9),P(9,17),P(9,25),P(9,33),
C     *P(9,41),P(9,49),P(9,57),P(9,65),P(9,73),P(9,81),P(9,89)
105  FORMAT(12F6.4)
C     KAK=1
C     DO 600 NAC=1,12
C     P(9,KAK)=(P(9,KAK)*PRES)**2
C     KAK=KAK+8
600  CONTINUE
C     DO 3 IT=1,300
C     DO 23 J=1,96
C     DO 23 I=1,17

```



```

23 PG(I,J)=P(I,J)
   DO 4 I=2,17
     IF(I-9)5,4,5
5   P(I,1)=Z1*(P(I+1,1)+P(I-1,1))+Z2*(P(I,96)+P(I,2))+Z3*((H(2)-H(96))
   1/H(1))*(P(I,2)-P(I,96))+Z4*P(I,1)
     IF(I-16)4,6,4
6   P(18,1)=P(16,1)
4   CONTINUE
   DO 7 J=2,95
     DO 7 I=2,17
       IF(I-9)8,9,8
9     IF(J-9)10,7,10
10    IF(J-17)11,7,11
11    IF(J-25)12,7,12
12    IF(J-33)13,7,13
13    IF(J-41)14,7,14
14    IF(J-49)15,7,15
15    IF(J-57)16,7,16
16    IF(J-65)17,7,17
17    IF(J-73)18,7,18
18    IF(J-81)19,7,19
19    IF(J-89)8,7,8
8    P(I,J)=Z1*(P(I+1,J)+P(I-1,J))+Z2*(P(I,J-1)+P(I,J+1))+Z3*((H(J+1)-H
   1(J-1))/H(J))*(P(I,J+1)-P(I,J-1))+Z4*P(I,J)
       IF(I-16)7,20,7
20   P(18,J)=P(16,J)
7   CONTINUE
   DO 21 I=2,17
     P(I,96)=Z1*(P(I+1,96)+P(I-1,96))+Z2*(P(I,95)+P(I,1))+Z3*((H(1)-H(9
   15))/H(96))*(P(I,1)-P(I,95))+Z4*P(I,96)
     IF(I-16)21,22,21
22   P(18,96)=P(16,96)
21   CONTINUE
     KONT=0
     DO 24 J=1,96
       DO 24 I=1,17
         ZETA=ABS(P(I,J)-PG(I,J))
         IF(ZETA-5.0E+05)25,25,3
25   KONT=KONT+1
24   CONTINUE
     IF(KONT-1632)3,26,26
3   CONTINUE
     WRITE(6,200)IT
200  FORMAT(/,20X,'NAO HOUVE CONVERGENCIA DESEJADA APDS ',I3,' ITERACO
   1ES')
     STOP
26   WRITE(6,201)IT
201  FORMAT(/,20X,'HOUVE CONVERGENCIA DESEJADA APDS ',I3,' ITERACOES')
     DO 80 J=1,96
       DO 80 I=1,17
80   P(I,J)=SQRT(P(I,J))
C
C   *** CALCULO DO FLUXO CIRCUNFERENCIAL PELO METODO ***
C   *** DO TRAPEZIO ***
C
ZINT=0
DO 500 J=1,96

```



```

      FUNC=ABS(((P(1,J)+P(2,J))/2.)*(P(1,J)-P(2,J))/(2*HM))*H(J)**3
      ZINT=ZINT+2.*FUNC
500  CONTINUE
      ZINT=ZINT*HM/2.
      FLAX=ZINT*(2./(12.*VISC*R*T))
      WRITE(6,202)FLAX
202  FORMAT(/,20X,'FLUXO AXIAL EM KG/SEG =',
      *E11.4)
      FLAD=FLAX*VISC*R*T*24/(FOLGA**3*(PRES**2-PA**2))
      WRITE(6,203)FLAD
203  FORMAT(/,20X,'FL.AX.ADM.=',E11.4)
C    *** CALCULO DA CAPACIDADE DE CARGA ***
C
C    *** METODO DE SIMPSON NO SENTIDO ***
C    *** CIRCUNF.E TRAPEZIO NO AXIAL ***
C
      DO 300 I=1,17
      AINF=0
      AIT=0
      DO 301 J=1,96
      ZEO=(P(1,J)-PA)*COS(TETA(J))
      IF(J-1)302,302,303
302  AIT=2.*ZEO
      GO TO 301
303  INE=J/2
      KOF=INE*2
      IF(J-KOF)306,306,307
307  AIT=AIT+2.*ZEO
      GO TO 301
306  AIT=AIT+4.*ZEO
301  CONTINUE
      AINF=AIT*HM/3.
      IF(I-1)308,308,309
308  BINF=AINF
      GO TO 300
309  IF(I-17)310,310,311
310  BINF=BINF+2.*AINF
      GO TO 300
311  BINF=BINF+AINF
300  CONTINUE
      BINF=BINF*HM/2.
      CARGA=2.*BINF
      WRITE(6,312)CARGA
312  FORMAT(/,30X,'CAPACIDADE DE CARGA DO MANCAL',/,
      *30X,'WC =',2X,E11.4)
      WCAD=CARGA/(LCD*DIAM**2*(PRES-PA))
      WRITE(6,313)WCAD
313  FORMAT(10X,'CARGA ADM. =',E11.4)
      WRITE(6,314)FOLGA
314  FORMAT(10X,'**** FOLGA *** ',/,10X,E11.4)
      GO TO 400
      END

```


8 - BIBLIOGRAFIA

1. Powell, J.W; "Design of Aerostatic Bearings", The Machinery, Publishing Co Ltd. Brighton, 1970
2. Shires, G.L; "The Design of Externally Pressurized Bearings - Gas Lubricated Bearings", Butterworths, London, 1964, Chapter 4.
3. Ford, G.W.K; "The Place and Scope of Gas Lubrication - Gas Lubricated Bearings" Butterworths, London, 1964 Chapter 1.
4. Fricker, H.W; "The Choice of Bearing Materials - Gas Lubricated Bearings", Butterworths, London, 1964, Chapter 7.
5. Wunsch, H.L; "The Applications of Externally Pressurized Air Bearings to Measuring Instruments and Machine Tools - Gas Lubricated Bearings", Butterworths, London, 1964.
6. Gross, W.A; "A Review of Developments in Externally Pressurized Gas Bearing Technology Since 1959". Journal Of Lubrication Technology, Trans. ASME, Jan. 1969, pp. 161-165.

7. Munday, A.J; "Gas Bearing Developments", Proc. Instn. Mech. Engrs, 1969-70, Review Paper 1, vol 184 Pt 3 L.
8. Lemon, J.R; "Analytical and Experimental Study of Externally Pressurized Air Lubricated Journal Bearings", Journal Of Basic Engineering, Trans. ASME, Mar. 1962, pp. 159-165.
9. Dudgeon, E.H; Lowe, I.R.G.; "A Theoretical Analysis of Hydrostatic of Canada, Report MT-54, 1965.
10. Licht, L.; "Extension of the Conducting Sheet Analogy to Externally Pressurized Gas Bearings", Journal of Basic Engineering. Tran ASME, Jun. 1961, pp. 209-212.
11. Lund, J.W.; "The Hydrostatic Gas Journal Bearing With Journal Rotation an Vibration", Journal of Basic Engineering, Trans. ASME, Jun. 1964, pp.328-336.
12. Reiger, N.F.; Wilcock, D.F.; "A Simplified Approach to the Design of Hydrostatic Gas Bearings", Machine Design, vol. 38, 1966, pp. 106-115.
13. Kamala, V; "The Hybrid Isothermal Air Lubricated, Journal Bearing", Journal of Lubrication Technology, Trans. ASME, Vol. 101, Oct. 1979, pp.444-450.
14. Mori, H; "A Theoretical Investigation of Pressure Depression in Externally Pressurized Gas Lubricated Circular Thrust Bearings", Journal of Basic

15. Mori, H; Miyamatsu, Y; "Theoretical Flow Models for Externally Pressurized Gas Bearings", Journal of Lubrication Technology. Trans. ASME, Jan. 1969, pp. 181 -193.
16. Majumdar, B.C; "On the General Solution of Externally Pressurized Gas Journal Bearings", Journal of Lubrication Technology, Trans. ASME, Oct. 1972, pp. 291 - 296.
17. Kazimierski, Z; Trojnarowski, J; "Investigations of Externally Pressurized Gas Bearings With Different Feeding Systems", Journal of Lubrication Technology Trans, ASME, vol. 102, Jan. 1980, pp. 59-64.
18. Stowell, T.B; Markho, P.H; Devrieze, L; "An Experimental Investigation of the Effect of Inter-Orifice Variations on the Performance of an Externally - Pressurized, Orifice- Compesated Air Journal Bearing", Journal of Lubrication Technology, Trans ASME, vol. 102, Oct. 1980, pp. 505 - 510.
19. Boffey, D.A; Wilson, P.M; "An Experimental Investiga - tion of the Pressure at the Edge of a Gas Bearing Pocket", Journal of Lubrication Technology, Trans ASME, vol. 103, Oct. 1981, pp. 593-600.
20. Cameron, A; "Principles of Lubrication", Longmans, London, 1966.

21. Zucrow, M; Hoffman, J.D; "Gas Dynamics", Vol. I e II,
John Wiley of Sons, Inc. New York, 1976
22. Smith, G.D; "Numerical Solution of Partial Differen -
tial Equations", Oxford University Press, 1975.
23. "Design of gas bearings: notes supplemetal to the
R.P.I. - M.T.I. course on gas bearing design,
1967, Vols. 1 and 2 (Mech. Tech. Inc., N.Y.).

