

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

815
Aprovado Edson
16 jul 01

Metodologias de projeto de mancais aerostáticos

Trabalho apresentado na disciplina
PMC 581

Prof. Orientador: Edson Gomes
Aluno : Luciano Antonio Ferrarini

SÃO PAULO
2001

Índice

<i>Prefácio.....</i>	<i>3</i>
<i>Introdução</i>	<i>4</i>
<i>Generalidades</i>	
<i>Mancais Aerostáticos.....</i>	<i>5</i>
<i>Vantagens do uso de Mancais Aerostáticos.....</i>	<i>8</i>
<i>Aplicações de Mancais Aerostáticos.....</i>	<i>9</i>
<i>Mancais aerostáticos radiais e axiais (MTI).....</i>	<i>11</i>
<i>Mancais aerostáticos radiais e axiais (Powell).....</i>	<i>21</i>
<i>Comparação de diferentes métodos de projeto de mancais aerostáticos com base em dados experimentais</i>	
<i>O Equipamento de Teste.....</i>	<i>22</i>
<i>Metodologias de Projeto Testadas Experimentalmente.....</i>	<i>24</i>
<i>Resultados dos Testes e Comparação dos Métodos de Projeto.....</i>	<i>28</i>
<i>Ensaio com mancal esférico.....</i>	<i>36</i>
<i>Bibliografia.....</i>	<i>41</i>

Prefácio

O presente trabalho se complementa com a apresentação que o precedeu e tem como objetivo o estudo, a reunião e a tradução de metodologias de projeto de mancais aerostáticos.

Ele engloba não apenas aquilo que está apresentado nessas folhas, mas uma longa pesquisa e um vasto estudo baseado em várias publicações de diferentes autores reunindo assim diversos aspectos apresentados em variadas obras realizadas em diferentes países e períodos.

Introdução

Mancais aerostáticos são elementos fundamentais na mecânica de precisão e vêm sendo cada vez mais utilizados especialmente na fabricação de equipamentos de informática.

Alguns requisitos de alta precisão de giro , alta velocidade , alta temperatura e alta rigidez associada com baixíssimo atrito só podem ser satisfeitos com a utilização desse tipo de mancais.

Existem diferentes metodologias utilizadas para o projeto de mancais aerostáticos , algumas com maior outras com menor precisão em termos de resultados práticos. Em nosso trabalho caberá atenção especial à escola inglesa e à americana.

A primeira apresenta uma metodologia analítica de projeto de aplicação bastante fácil, porém seus resultados ainda são um pouco discrepantes com relação a dados experimentais.

A segunda (a escola americana) , por sua vez, apresenta resultados muito bons do ponto de vista experimental , mas , por outro lado , sua aplicação se mostra ainda um pouco complexa devido principalmente a métodos numéricos de que faz uso.

Nosso trabalho será realizar um estudo sobre as diferentes metodologias de projeto de mancais aerostáticos e ainda associar a este

estudo a análise de algumas técnicas de otimização baseadas nos estudos de HOLSTER (1967) e de TANG and GROSS (1962).

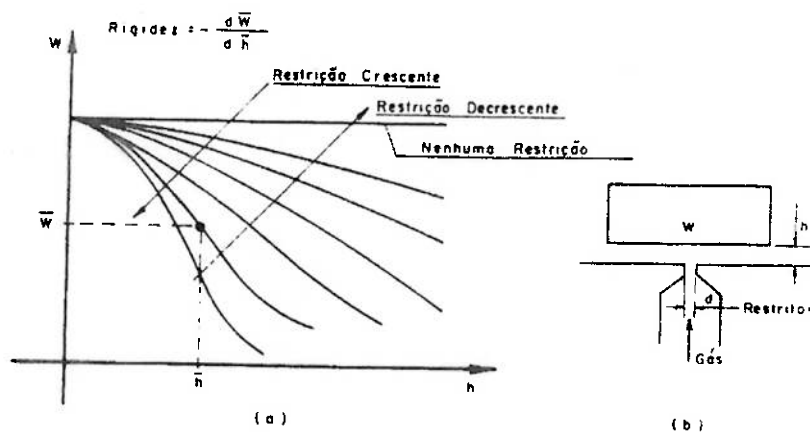
Generalidades

Mancais Aerostáticos

Os mancais aerostáticos têm por princípio de funcionamento a utilização da viscosidade do fluido que se escoar entre as superfícies.

É a restrição de escoamento entre a fonte de alimentação externa (a pressão constante) e a folga do mancal que proporciona a rigidez da película de ar, ou seja, se não houvesse restrição do escoamento a

- 09 -



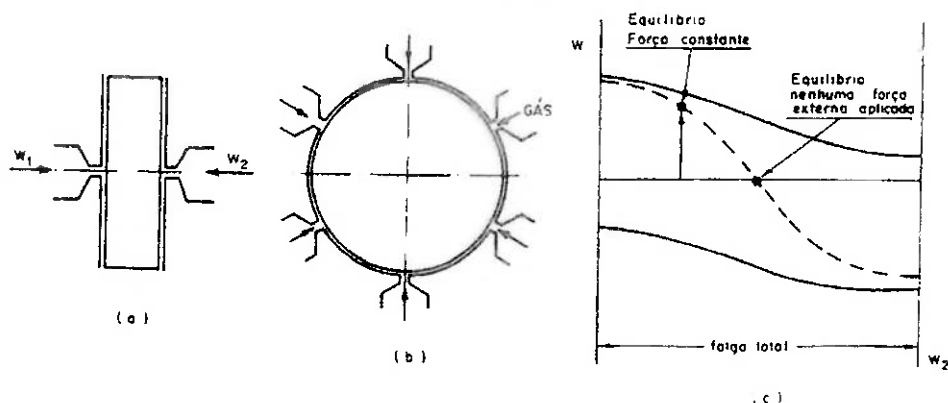
pressão no mancal seria constante, conforme mostra a figura abaixo.

A rigidez de um mancal aerostático é obtida pela relação entre a carga e a folga do mancal.

A máxima rigidez ocorre aproximadamente a 2/3 da força máxima e com essa condição, para um dado valor do restritor de escoamento, temos que a rigidez vem a ser diretamente proporcional à carga e inversamente proporcional à folga.

Qualquer mudança no sistema, tanto na pressão fornecida quanto na superfície do mancal (geometria) não alterará a rigidez a menos que a carga possa também ser alterada.

Mancais com pré-carga



Na figura acima vemos, pela ordem, um exemplo do mancal do tipo "back to back", um mancal radial e um diagrama *carga x folga de um mancal pré-carregado*.

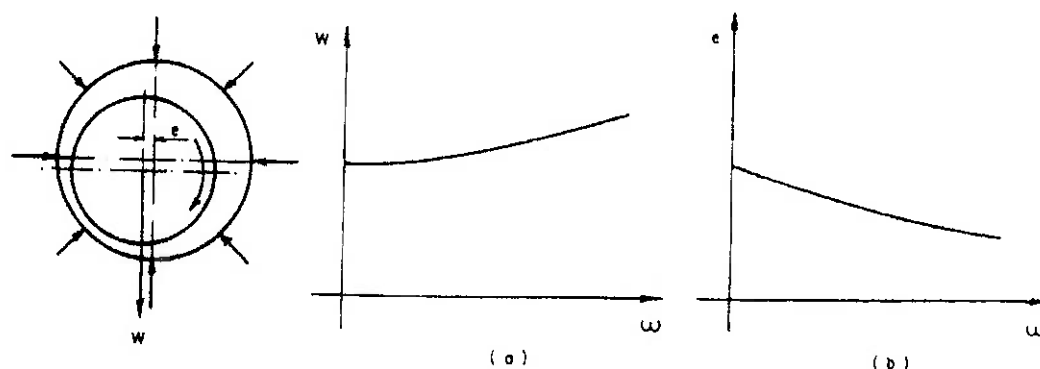
Uma solução para aumentar a capacidade de carga de um mancal seria utilizar um pré-carregamento. Nos mancais do tipo "back to back" ou nos radiais a rigidez é maior devido ao efeito deste pré-carregamento e como consequência disto cargas maiores podem ser suportadas.

Nos mancais aerostáticos radiais , em que a geometria é a mesma dos mancais auto-atuantes , a velocidade de operação influi nas características do mancal conforme pode ser visto através da figura a seguir.

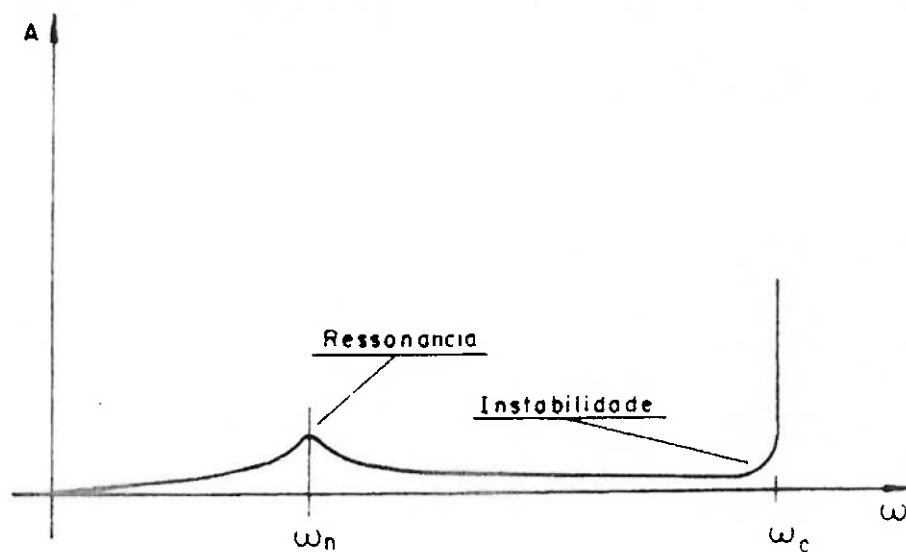
Da mesma forma que os mancais auto-atuantes (aerodinâmicos), os mancais radiais aerostáticos podem ser instáveis. A seguir temos a representação do comportamento de um rotor em função da velocidade de rotação .

Neste caso , considera-se um rotor rígido apoiado em mancais rígidos e simétricos .

É importante saber quando ocorrem a ressonância e a instabilidade porque ambas estão relacionadas com a aplicação particular para a qual o mancal está projetado . Pode ocorrer um outro tipo de instabilidade causada pelos rebaixos (bolsas) na superfície do mancal a qual é chamada de "*pneumatic hammer*".



A figura mostra a influência das forças auto atuantes (aerodinâmicas) na característica de um mancal aerostático



a)

força constante , pressão da fonte constante

b)

Excentricidade constante , pressão da fonte constante.

Comportamento de um rotor em função da velocidade de rotação

Vantagens do uso de mancais aerostáticos

Os mancais aerostáticos podem ser utilizados quando se deseja:

- Capacidade de carga com velocidade zero;
- Alta rotação;
- Repetibilidade de desempenho;
- Mancais que não podem ser contaminados , nem podem contaminar o ambiente;
- Grande rigidez;
- Temperaturas muito altas ou muito baixas;
- Vida longa , sem manutenção , a menos do sistema pneumático.

Aplicações de mancais aerostáticos

- Baixo Atrito

Mancais de dinamômetros;
Dispositivos para medir força em túneis de vento;
Guias de instrumentos de medição;
Giroscópios.

- Alta Precisão de Movimento

Metrologia;
Máquinas Ferramentas - mesas e cabeçotes;
Usinagem com Diamante.

- Baixa Temperatura

Turbinas Criogênicas de Expansão;
Turbo-Compressores.

- Alta Temperatura

Circuladores de gás para reatores nucleares

- Máquinas Especiais

Cortadores Ópticos;
Medidores de forma;
Caneta Ortopédica;
Broca Dentária;
Geradores de superfícies ópticas - usinagem com diamante.

- Baixo Nível de Ruído

motores silenciosos para submarinos.

- Baixo Nível de Vibração

Mancais de Giroscópios.

- Alta Velocidade

Ressonância Magnética de Rotação-Física;
Centrifugadoras.

- Grandes Cargas

Gerador Homopolar - Física;
Mesas de Máquinas - Ferramentas.

- Baixo Desgaste

Medidores de Vazão;
Computadores;
Máquinas Têxteis.

- Alta Pressão

Turbina a Vapor;
Indústria Química.

- Radiação

Centrais Nucleares.

Mancais aerostáticos radiais e axiais (M.T.I)

Na figura 5.5.1 vemos um típico mancal aerostático radial com alimentação por orifício.

O ar proveniente de um sistema pneumático passa através da restritor de orifício acompanhado por uma determinada queda de pressão e então flui axialmente em direção à atmosfera através do fino filme de ar existente entre o eixo e o mancal, causando assim uma segunda queda de pressão.

Se o eixo sofrer um deslocamento para baixo no sentido de diminuir a espessura do filme na parte de baixo do mancal, a resistência desse filme ao fluxo de ar aumentaria. Com isso a pressão em baixo do mancal se tornaria maior do que em cima e uma “força restauradora” iria ser exercida sobre o eixo.

A intensidade dessa força dividida pelo mencionado deslocamento do eixo é o que chamamos de rigidez do mancal.

Um dos parâmetros mais importantes essa rigidez é a razão entre a resistência oferecida ao fluxo pelo restritor e a oferecida pelo filme de ar.

Se a resistência do restritor for desprezível a pressão em cada um dos furos de alimentação será sempre igual a pressão ambiente e a rigidez do mancal também será nula.

A máxima rigidez será obtida quando a resistência do filme for da mesma ordem de grandeza que a resistência do orifício.

Há uma grande variedade de possíveis configurações para mancais aerostáticos radiais.

Há também alguns tipos diferentes de restritor que podem ser usados no lugar de simples orifícios.

Podemos ter, por exemplo, restritores laminares ou com partes porosas ou então restritores do tipo “ orifício sem rebaixo” nos quais a área anular variável πdh na entrada do filme de ar.

Restritores laminares tem a vantagem de atingir níveis de rigidez maiores sem que para isso seja necessário aumentar o fluxo de ar.

A desvantagem por outro lado é que eles não são constituídos por simples orifícios e além disso, para um valor fixo de pressão a rigidez por eles oferecido é menor.

Mais importante porém, do que foi dito acima a respeito dos restritores laminares é o fato de que eles são mais susceptíveis a vibrações auto-excitadas (“pneumatic hammer”).

Por outro lado, restritores de orifício sem rebaixo oferecem maior vantagem com respeito a se evitar “pneumatic hammer”. Além disso, sua segunda vantagem é a facilidade com que podem ser usinadas. Sua maior desvantagem, porém, é que a rigidez que se obtém com sua utilização é cerca de um terço menor que se pode obter com os restritores com rebaixo.

Além da variedade de restritores que o projetista pode escolher, há também a possibilidade de se optar por um dois planos de admissão, tal como mostra a figura 5.5.1. Tal escolha depende do quanto se pode aumentar a rigidez e a carga suportada pelo mancal em contrapartida à dificuldade de fabricação adicional.

Com respeito à geometria dos rebaixos dos furos de alimentação, pode-se usar bolsões circulares ou rasgos circunferências. Estes últimos aparentemente, podem proporcionar cerca de 25% maior capacidade de

carga do que os primeiros, entretanto sua grande complexidade de fabricação é certamente uma desvantagem.

Além disso, a fim de se evitar vibrações auto induzidas (“pneumatic hammer”) geralmente faz necessário evitar também o intenso uso de “recessos de ar” como rebaixos ou rasgos. Devido a esta necessidade geralmente não é possível aumentar a capacidade de carga dos mancais aumentando os “recessos de ar” – tal como ocorre com mancais hidrostáticos. O primeiro papel, portanto, dos furos de admissão, nos mancais aerostáticos, é admitir o gás dentro do mancal sem a ocorrência em larga escala de efeitos inerciais que poderiam produzir, por sua vez, o suprimento de pontos de significativa depressão na distribuição de pressão ao longo do filme de ar.

Por motivos de simplicidade e por uma performance já conhecida cuja confiabilidade já é, de certa forma, estabelecida, a configuração mais comum para os furos de alimentação em mancais aerostáticos é a que utiliza orifícios com ou sem rebaixos. Neste trabalho, portanto, salvo menção em contrário estaremos o tempo todo nos referindo a esse tipo de furos de alimentação.

Considerações analíticas

Geralmente determinar a distribuição de pressão dentro do filme é uma tarefa não muito trivial, principalmente, devido à complexidade geométrica do mancal. Alguns fatos complicam ainda mais a determinação da distribuição de pressão dentro do mancal. Entre tais fatos podemos citar o fluxo bidimensional dentro do filme e a espessura variável do filme em um mancal aerostático radial.

Dessa forma, para se executar o cálculo da distribuição de pressões em um mancal aerostático algumas simplificações se fazem necessárias.

Um dos modelos analíticos mais simples para tal finalidade é o modelo axial. Segundo esse modelo o mancal aerostático radial é dividido em uma série de canaletas (ver figura 5.5.2) , cada uma das quais sendo alimentada por um (no caso de um único plano de admissão) ou por dois orifícios (n caso de dois planos de admissão).

As premissas básicas em que está baseada este tipo de análise são :

1. O fluxo em cada canaleta é considerado exclusivamente axial.
2. Não há qualquer interação entre os fluxos de canaletas adjacentes, isto é, todo o fluxo de massa introduzido em uma canaleta por um ou dois furos de alimentação (dependendo da existência de um ou dois planos de alimentação) se mantém dentro da canaleta.
3. Admite se que a pressão não varia circunferencialmente ao longo da canaleta (o que, por sua vez, é consequência na canaleta).
4. A espessura do filme é admitida como sendo constante em toda a canaleta e é considerada como sendo igual à espessura do filme ao longo da linha central da canaleta (figura 5.5.2.).
5. Para mancais com dois planos de admissão, a pressão entre dois orifícios de uma mesma canaleta é considerada constante, ou seja, o fluxo simplesmente se estabelece a partir de cada orifício em direção ao exterior do mancal.

A partir das premissas acima, o cálculo da distribuição de pressão em uma dada canaleta se torna uma tarefa relativamente simples. Se o eixo se posiciona de maneira excêntrica dentro do mancal então a espessura do filme e a distribuição de pressão em uma canaleta se torna diferente do que em outra, sendo maior a pressão onde menor for a espessura.

Apesar de simples, o modelo de fluxo axial apresenta algumas desvantagens. Desprezar a interação entre uma canaleta, e outra (ou

seja, desprezar o fluxo entre canaletas) é pouco razoável se o mancal for longo ou se a excentricidade for muito grande. Assim também, algumas simplificações a respeito do fluxo dentro de cada canaleta podem causar significativo erro com respeito à pressão calculada e a real (figura 5.5.2.).

Apesar de tudo, devido à sua simplicidade, o modelo de fluxo axial tem formado a base dos mais recentes análises a respeito de mancais aerostáticos axiais e muitos estudiosos aplicaram e desenvolveram fatores de correção a fim de se levar em conta os efeitos do fluxo circunferencial.

Uma forma bastante precisa de se analisar a distribuição de pressão em um mancal aerostático radial é aproximar a admissão pontual por furos de alimentação por uma linha de alimentação obtendo se a distribuição de pressão e o fluxo circunferencial através da excentricidade e sua perturbação

Dessa maneira, assumi se que o fluxo entra no mancal continuamente através de uma linha de admissão circular em vez de discretos pontos de admissão.

Um outro ponto muito importante a ser observado é que muitas vezes a perda de pressão nos orifícios é superestimada pois após a passagem do fluxo por eles, a uma certa parcela de pressão que é recuperada. Esta parcela geralmente é calculada com uma descarga do fluxo de ar diretamente para atmosfera o que não acontece nos mancais aerostáticos (onde o ar proveniente dos orifícios descarrega no filme).

Seleção das dimensões do mancal e uso dos ábacos

Para se dimensionar os mancais a partir dos ábacos são necessários alguns parâmetros de entrada a partir dos quais conseguimos obter os adimensionais relativos a rigidez, carga e vazão para os mancais.

1. razão comprimento - diâmetro externo:

$$\xi = 1/2 \ln (R_o/R_i) \text{ para mancais axiais}$$

ou

$$\xi = L/D \text{ para um único plano de admissão}$$

ou

$$\xi = L_2/D \text{ para dois planos de admissão}$$

razão comprimento – diâmetro interno:

Zero para um único plano de admissão

ou

L_1/D para dois planos de admissão

2. Razão de pressões: P_s/P_a

3. O coeficiente do restritor: $\lambda_s = (6u na^2 (RT)^{1/2}) / (P_s C^3 (1 + \delta^2)^{1/2})$
(isto é, a razão entre a resistência do filme de gás e a resistência do orifício de alimentação).

4. A razão de excentricidade: ϵ

5. A razão de volume de alimentação : $(nVi)/(\pi DLC)$

6. Para mancais aerostáticos axiais temos ainda o parâmetro

$$R_c = (R_o R_i)^{1/2} \text{ onde}$$

R_o = raio externo do mancal

R_i = raio interno do mancal

R_c = raio da circunferência sobre o qual devem estar os furos de aplicação para se obter a mesma vazão de ar para uma dada carga.

Nomenclatura (figura 5.5.1 e 5.5.3)

a raio do orifício no furo de alimentação com rebaixo

C espessura do filme

D diâmetro do mancal

D diâmetro do furo de alimentação

e excentricidade

$L = L_1 + L_2$ comprimento total do mancal

L_1 = distancia entre planos de admissão

L_2 = comprimento combinado “externamente” aos planos de admissão

N número total de furos de admissão (total de todos planos de admissão)

P_a pressão ambiente (psia)

P_s = pressão da fonte (psia)

R constante dos gases ($\text{in}^2/(\text{sec } ^\circ\text{R})$)

T temperatura total

V_i volume de um único furo de admissão in^3

δ razão entre a área do orifício e a área anular em torno do orifício (na entrada do filme)=

$$(\pi a^2) / (C d \pi) = a^2 / (C d)$$

μ viscosidade do gás ($\text{reyn} = \text{lbs. Sec/in}^2$)

Nota na maioria das publicações a constante dos gases R não é dada nas unidades especificadas acima. Temos, portanto, dois fatores de conversão:

$$4632.8(R1 \text{ (ft.lbs)} / (\text{lbs.R}))$$

R , in²/(sec² °R)= ou

$$3.6051 \cdot 10^6 (R1 \text{ (Btu)/(lbs. °R)})$$

Adimensional de carga $W = W/(\pi R_o^2) (P_s - P_a)$

Adimensional de rigidez $K = ((1 + \delta^2)/(1 + 2/3\delta^2)) K/((1/C)\pi (R_o^2 - R_i^2) (P_s - P_a))$

Adimensional da vazão

em massa $G = (6 \mu R T G)/\pi C^3 P_s^2$

Adimensional de coeficiente

de amortecimento $B = B/(\mu R_o (R_o/C)^3)$

Adimensional de rigidez

angular $K_A = ((1 + \delta^2)/(1 + 2/3\delta^2)) K_A/((1/C)\pi R_o^2 (R_o^2 - R_i^2) (P_s - P_a))$

Adimensional

de amortecimento $B_A = B_A/(\mu R_o^3 (R_o/C)^3)$

Para a seleção das dimensões do mancal deve se a principio já se possuir os valores iniciais do carregamento w e do diâmetro D do eixo.

A partir daí utiliza-se a relação abaixo para se estimar os valores da pressão de alimentação (P_s) e do comprimento L :

0,20 para um único plano de admissão

$$W/((P_s - P_a) LD) \approx$$

0,25 para dois planos de admissão

Analisando a relação acima poderíamos dizer que o mancal aerostático pode transformar 20 a 25 por cento da queda de pressão disponível em capacidade de carga útil.

Após a determinação destes parâmetros deve-se selecionar a largura do filme de ar C .

Esta dimensão provavelmente é uma das mais críticas e deve ser a menor possível uma vez que a vazão é proporcional ao cubo de C e a rigidez é inversamente proporcional a C .

A experiência sugere que $C/R = 0,5 \cdot 10^{-3}$ a $1,0 \cdot 10^{-3}$ onde $R (=0,5D)$ é o diâmetro do eixo ou $C = 0,5 \cdot 10^{-3}$ a $2 \cdot 10^{-3}$ polegadas para mancais axiais.

Com esses dados em mãos é possível agora recorrer aos ábacos para encontrar parâmetros referentes ao mancal.

Inicialmente, procura-se o valor de λ_s referente a máxima rigidez adimensional K . Com esse valor em mãos pode-se encontrar os valores de K_a , G , w (para mancais axiais) e, a partir desses adimensionais calcula-se a rigidez aridez angular, a vazão e a carga dos mancais.

Para mancais radiais, a capacidade de carga pode ser dada a partir da relação

$$\epsilon = W/CK$$

ϵ = excentricidade

w= carga

C= espessura do filme

K= rigidez

Caso seja necessário encontrar o valor da pressão do gás (p_c) entre o orifício e o filme de ar basta se dividir G por $\lambda \xi$ encontrando o valor de G1 e entrar com esse valor no ábaco que relaciona G1 e p_c/p_s para, a partir daí, obter o valor de p_c .

Para determinar o número n de furos, o raio do orifício e o diâmetro d do rebaixo deve se usar a definição de λ_s obtendo assim:

$$(na^2)/(1+\delta^2)^{1/2} = (P_s C^3 / (6\mu(RT)^{1/2})) \lambda_s \quad \text{para orifício com rebaixo}$$

$$nd = (P_s C^2 / (6\mu(RT)^{1/2})) \lambda_s \quad \text{para orifício sem rebaixo}$$

Para encontrarmos os valores de n, a e d (note que $\delta = a^2/Cd$) use um procedimento de tentativa e erro assumindo inicialmente um valor de d na faixa de 0,025 polegadas e calculando ξ e D (lembre-se que $\xi = \frac{1}{2} \ln R_0/R_i$ e $D = 2 R_C = 2 (R_0 \cdot R_i)^{1/2}$ para mancais axiais) e, a partir daí, calculando o valor de $d/\xi D$, entre na figura 5.3.19 e encontre o valor mínimo para $n\xi$.

Mancais aerostáticos radiais e axiais (Powell)

Na metodologia de projeto apresentada por Purquerio (baseada em Powell), projetam-se os mancais aerostáticos para suportarem a máxima rigidez ou a máxima carga.

Estas características dos mancais dependem do valor dos fatores de pressão Kg.

Para valores de Kg iguais a 0,8 tem-se a máxima rigidez (ver figura 4), enquanto para valores iguais a 0,4 têm-se a situação de máxima carga.

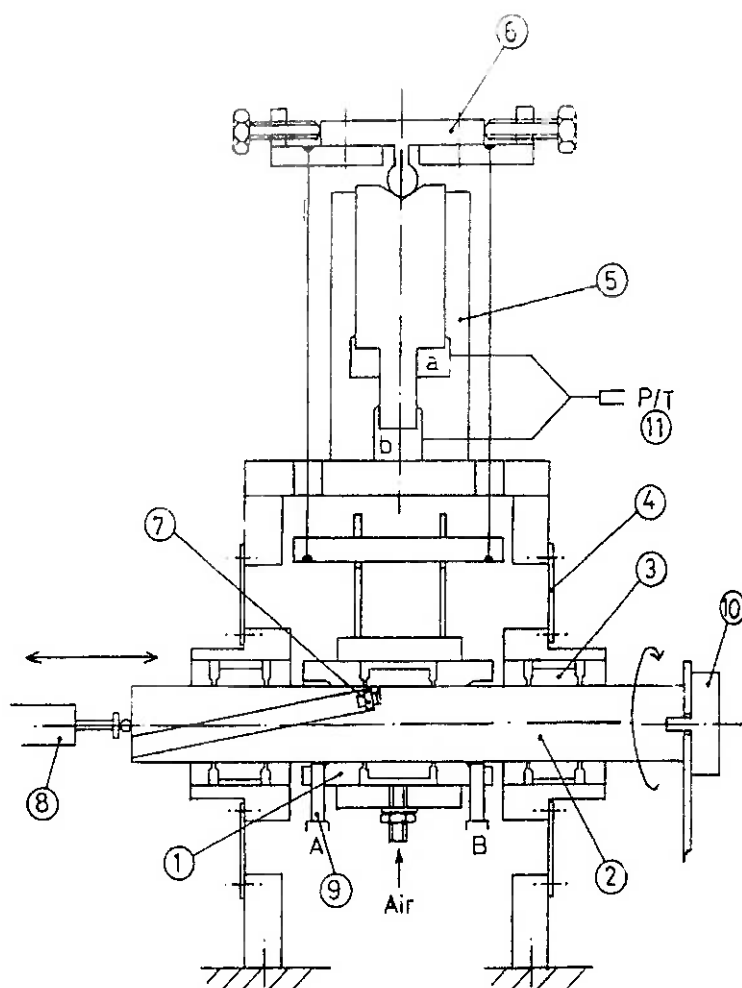
Por essa metodologia encontram-se primeiramente, os valores de vazão, carga, pressão de alimentação, diâmetro e comprimento do mancal conforme mostra a figura 1.

A partir daí dimensionam-se os orifícios conforme mostram as figuras de 5 a 13.

Comparação de diferentes métodos de projeto de mancais aerostáticos com base em dados experimentais

Nesta seção iremos apresentar resultados selecionados de um estudo experimental realizado na Universidade de Southampton, Reino Unido, para avaliar a precisão de alguns métodos de projeto de mancais aerostáticos publicados.

O equipamento de teste



O equipamento para a coleta dos dados experimentais é mostrado esquematicamente na figura a seguir.

1. Mancal a ser testado
2. Eixo
3. Mancais Auxiliares
4. Diafragmas
5. Cilindro de Carga
6. Mecanismo de Ajuste de Carga
7. Transdutor de Pressão
8. Potenciômetro Linear
9. Sensores Capacitivos
10. Potenciômetro Angular
11. Transdutor de Pressão do Cilindro de Carga

O eixo (2) é sustentado por dois mancais auxiliares (3) auto - alinhantes (4) . Os mancais a serem testados (1) são posicionados entre os mancais auxiliares e são submetidos à carga aplicada por um cilindro de carga (5) . Tal carga pode ser regulada por um mecanismo de ajuste (6).

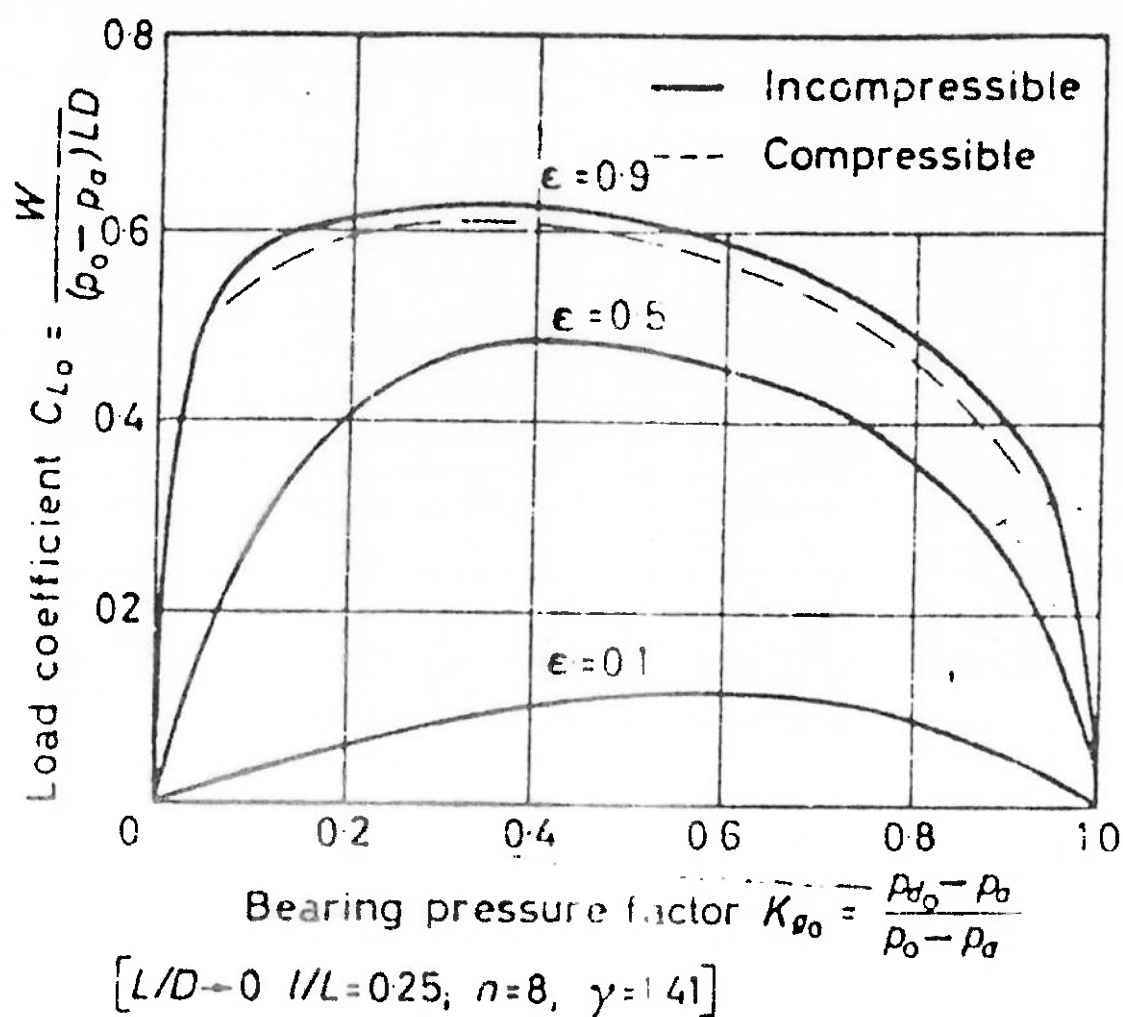
As duas áreas (a) e (b) do pistão proporcionam duas faixas de ajuste de carga : 0-150N e 0-1500N para uma pressão de 0-690 kN/m² . A pressão tanto de (a) quanto de (b) é monitorada por um transdutor de pressão (11) cuja saída , juntamente com a saída de um dos sensores capacitivos (9) montados em cada uma das extremidades do mancal a ser testado, é registrada por um *plotter* de forma que , variando a pressão no cilindro de carga , é plotado um gráfico *carga x excentricidade*.

A pressão no mancal , a posição axial e angular do eixo são monitoradas, respectivamente por um transdutor de pressão e por dois potenciômetros , um linear (8) e outro angular (10) . As saídas destes potenciômetros e deste transdutor também é conectada ao ploter.

Metodologias de Projeto Testadas Experimentalmente

Powell

Powell fornece o valor do carregamento (coeficiente de carregamento = $W / [(P_s - P_a)D^2]$) para valores da excentricidade $\epsilon = 0,5$ e $\epsilon = 0,9$ sugerindo o valor para o fator de pressão ($K_g = [P_d - P_a] / [P_s - P_a]$) igual a 0,4 a fim de otimizar a capacidade de carga.



São fornecidos também ábacos para a combinação apropriada dos valores da folga (h), diâmetro dos orifícios (d), razão comprimento/diâmetro (L/D) do mancal, número de orifícios (n) e pressão de alimentação (P_s) para valores de K_g iguais a 0,4 (máximo carregamento) e 0,8 (máxima rigidez). A precisão das previsões para

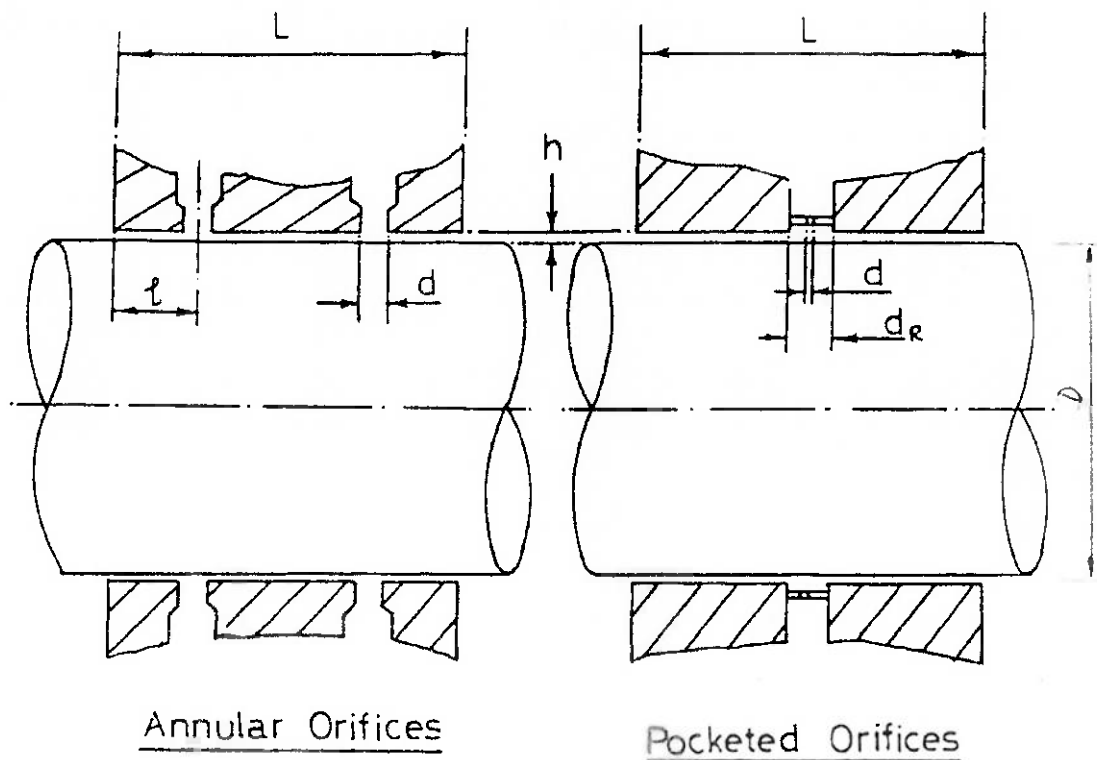
valores de carga, conforme deduzido experimentalmente, situam-se entre -10% e 20% para valores de K_g entre 0,4 e 0,8 .

Os valores de carga previstos para um determinado tipo de compensação , número de orifícios e razão comprimento diâmetro (L/D) são dados como sendo diretamente proporcionais a $(P_s - P_a)$ e D^2 .

$$C_L = W / [(P_s - P_a) D^2]$$

M.T.I.

A metodologia desenvolvida pelo M.T.I. sugere um valor mínimo para n (número de orifícios) dependendo dos vares de L/D , D e d_R se o mancal for de orifícios com rebaixo (*pocketed orifices*) ou d se o mancal for de orifícios sem rebaixo (*annular orifices*). É feito, ainda, um refinamento no cálculo caso seja usada uma combinação de mancais com orifícios com e sem rebaixos.

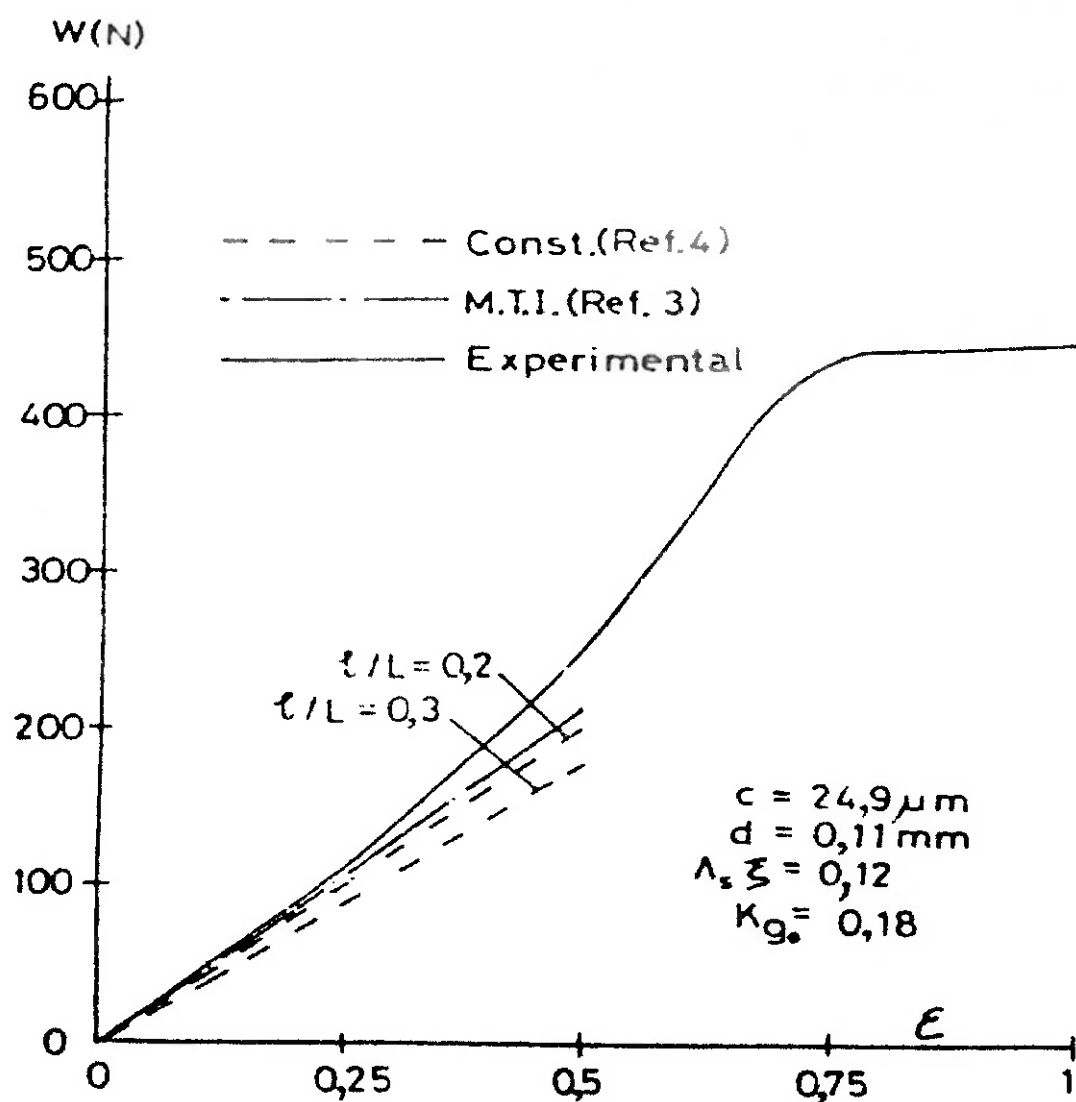


A capacidade de carga é dada através de **K** ("rigidez adimensional") plotada contra o parâmetro de alimentação $\Lambda_s \xi$ (analogamente ao K_g usado por Powell) para uma dada razão de pressões P_s / P_a . Dessa forma, para L/D fixo e para um tipo de compensação _ fixados e para n sendo superior a um mínimo sugerido, o valor máximo de K pode ser obtido para um valor ótimo de $\Lambda_s \xi$ para diferentes _ pressões de alimentação.

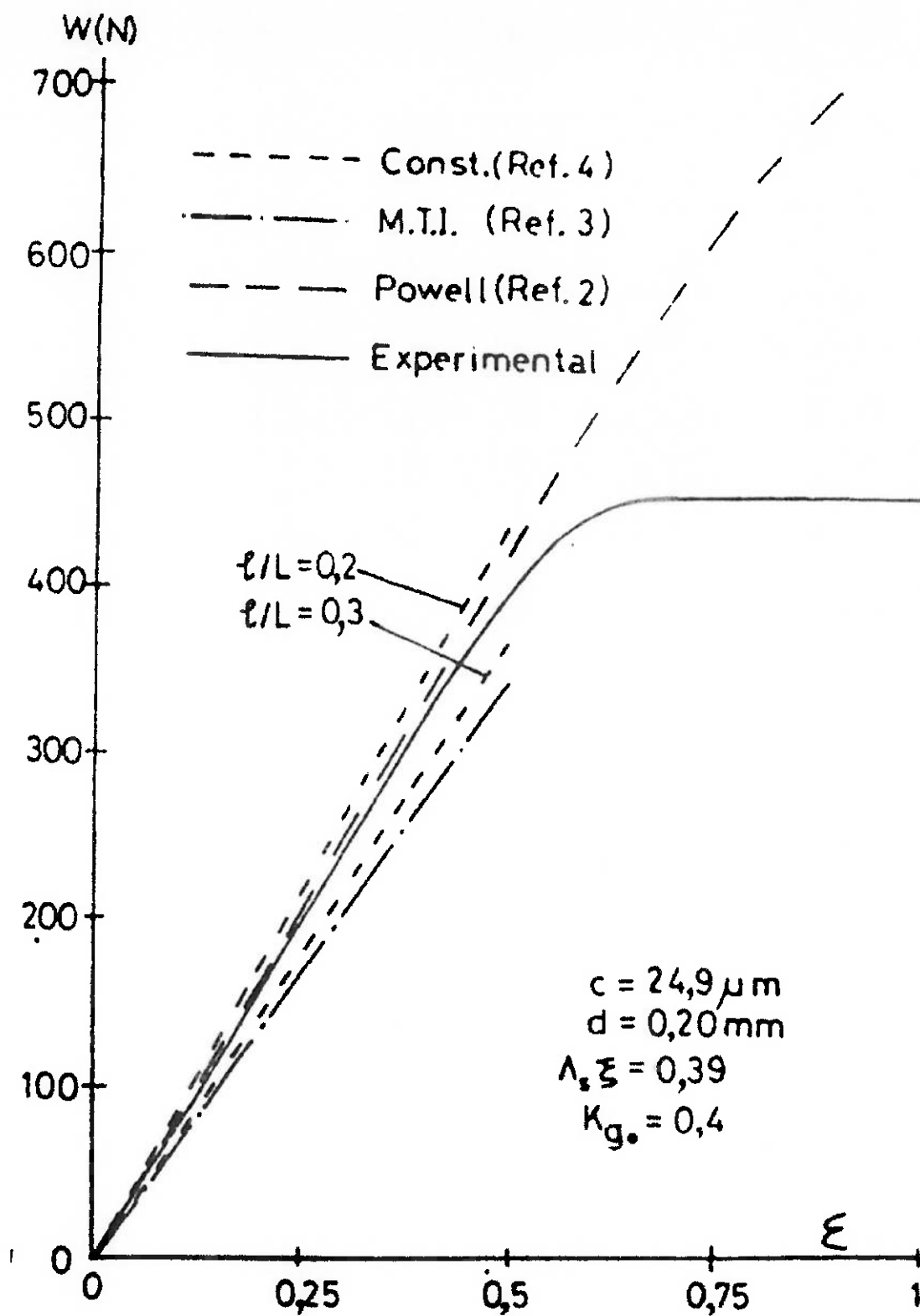
$$K \propto CK / [(P_s - P_a)D^2]$$

Sugere-se que a capacidade de carga é aproximadamente linear com o deslocamento para valores de excentricidade (ϵ) e do fator de alimentação ($\Lambda_s \xi$) respectivamente entre 0,4 e 0,5 e entre 0,1 e 2.

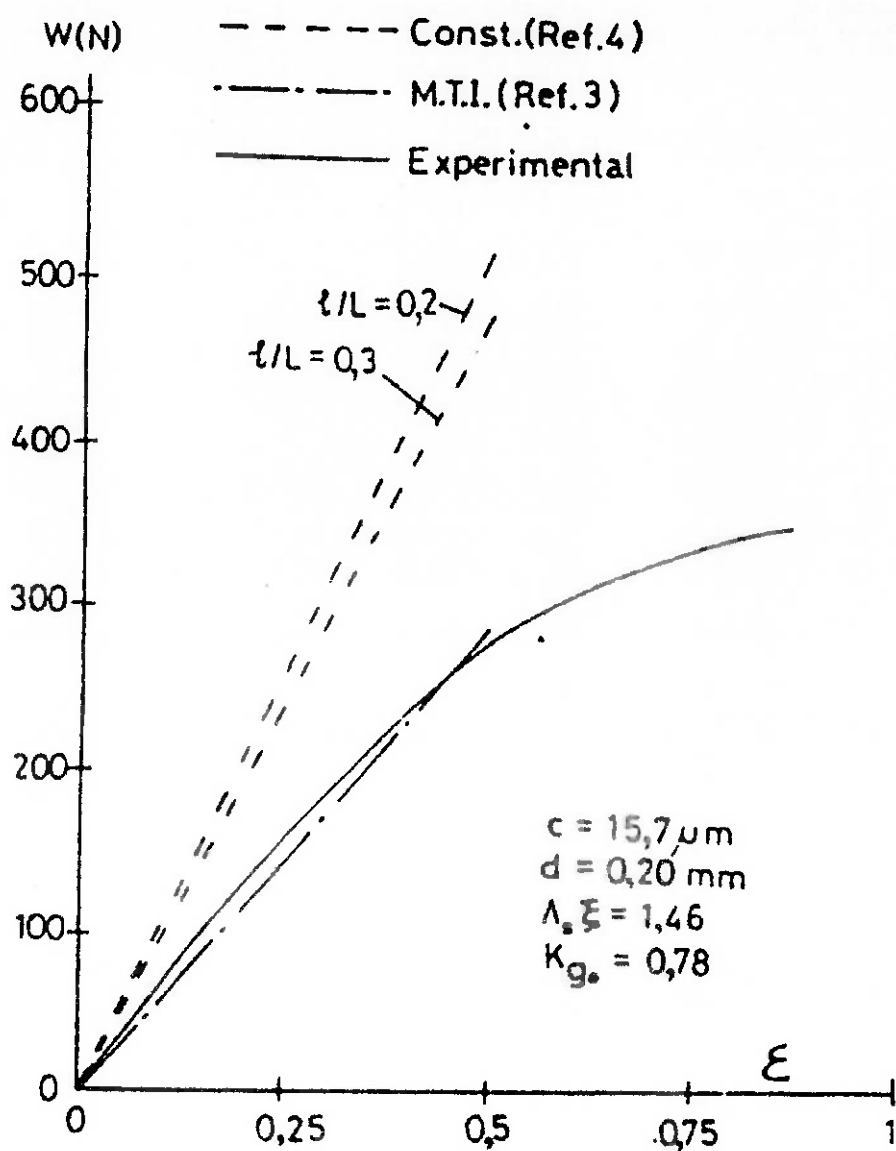
Resultados dos Testes e Comparação dos Métodos de Projeto



(a)



(b)



(C)

Fig. 3. Load/ ϵ curves for $L/D = 2$ - double adm.,
pocketed orifices

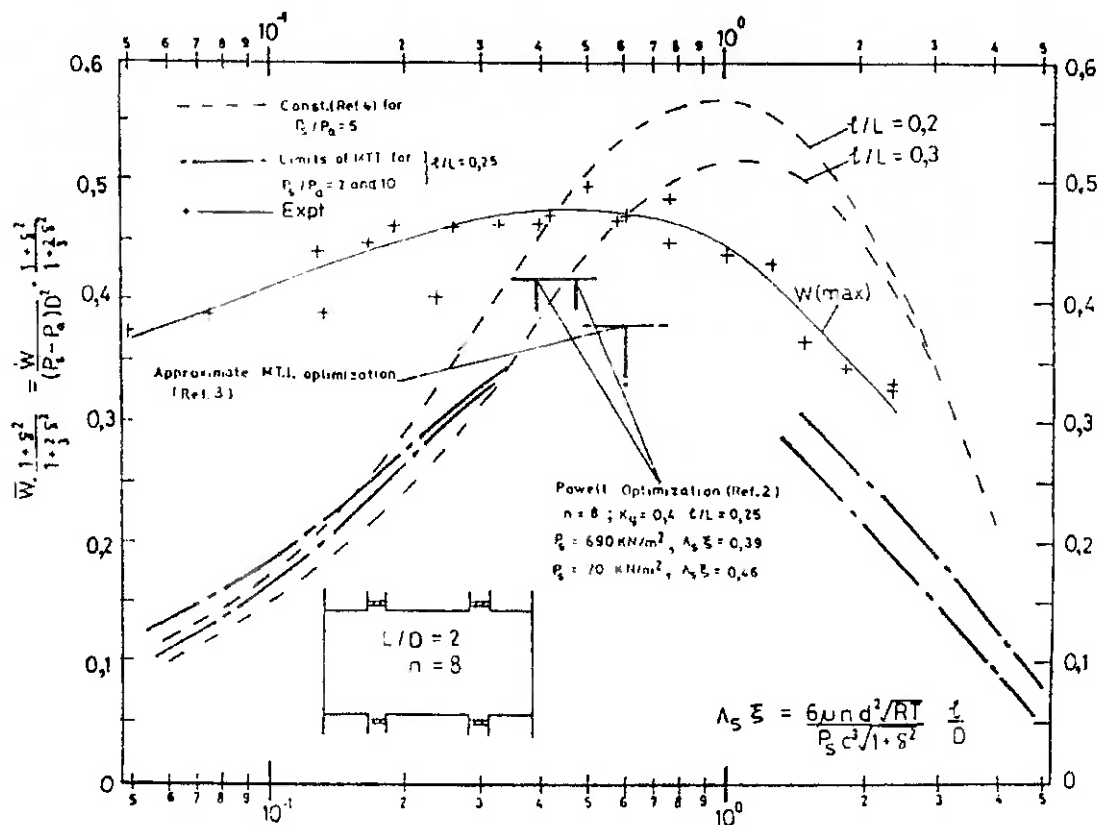


Fig. 4b. Comparison of exp touch down load with predicted load at $\epsilon = 0.5$

Fig. 4. Comparison of experimental data with design method predictions - $L/D = 2$ double adm., pocketed

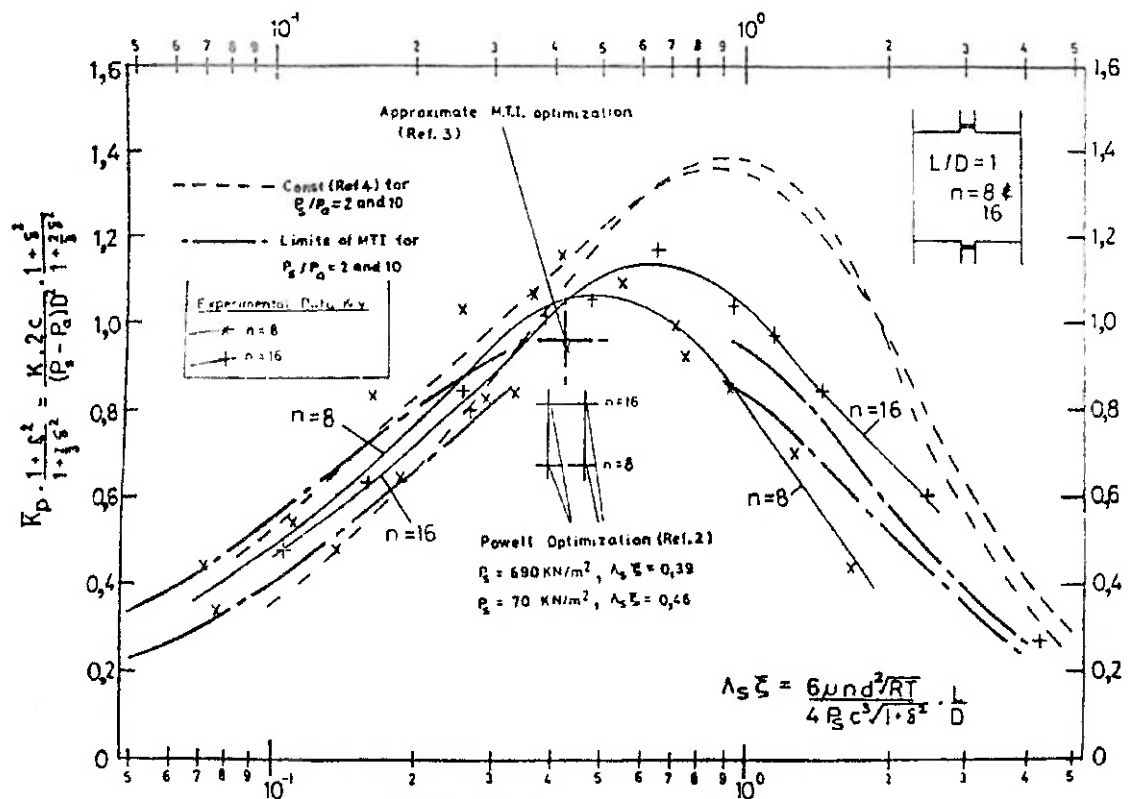


Fig. 5a. Non-dimensional stiffness at $\epsilon = 0$

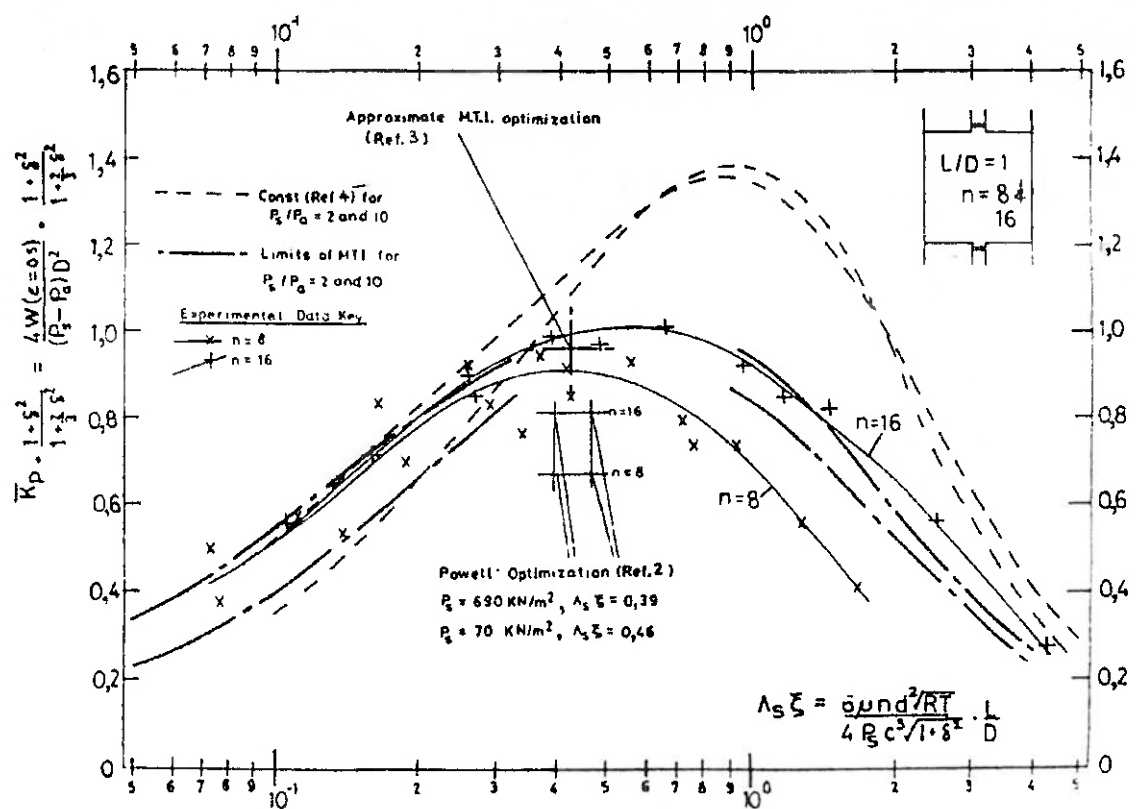


Fig. 5b. Non-dimensional load at $\epsilon = 0.5$

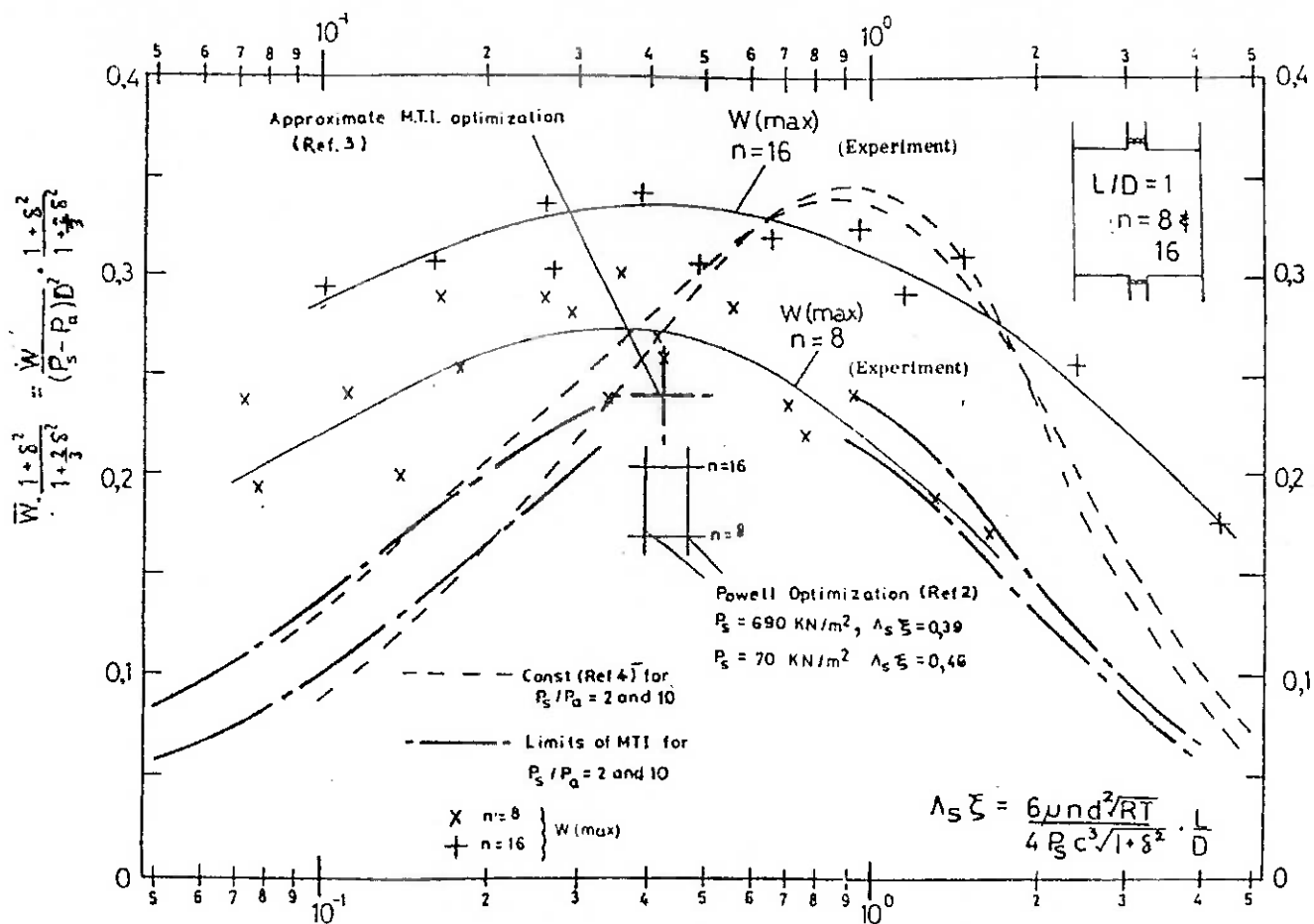
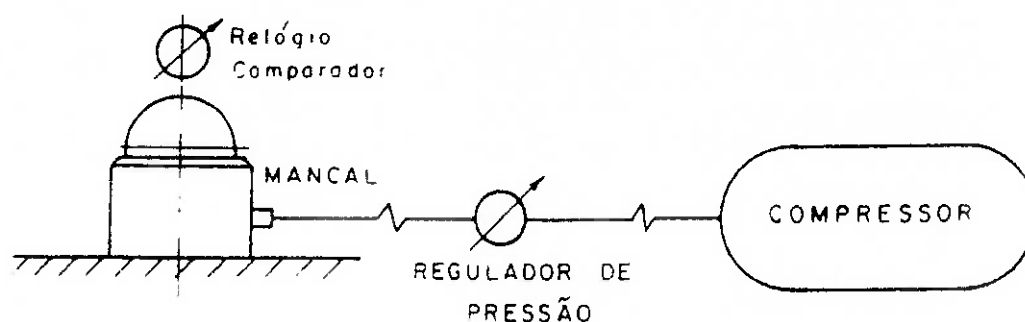


Fig. 5c. Comparison of exp. touch down load with predicted load at $\epsilon=0.5$

Ensaaios com mancal esférico

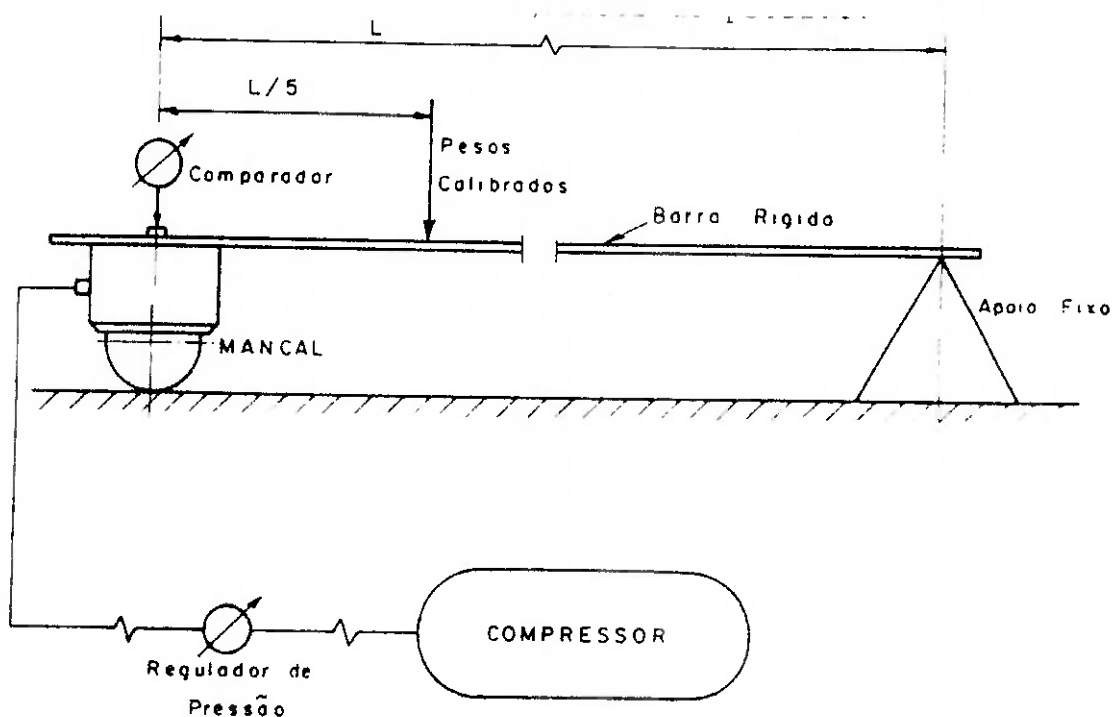
Ensaaios apresentados por Purquerio:

Esquemas de montagem



A montagem acima foi feita num primeiro ensaio que consistiu simplesmente na verificação das características do mancal adotadas no cálculo e na demonstração do baixo atrito da película de ar.

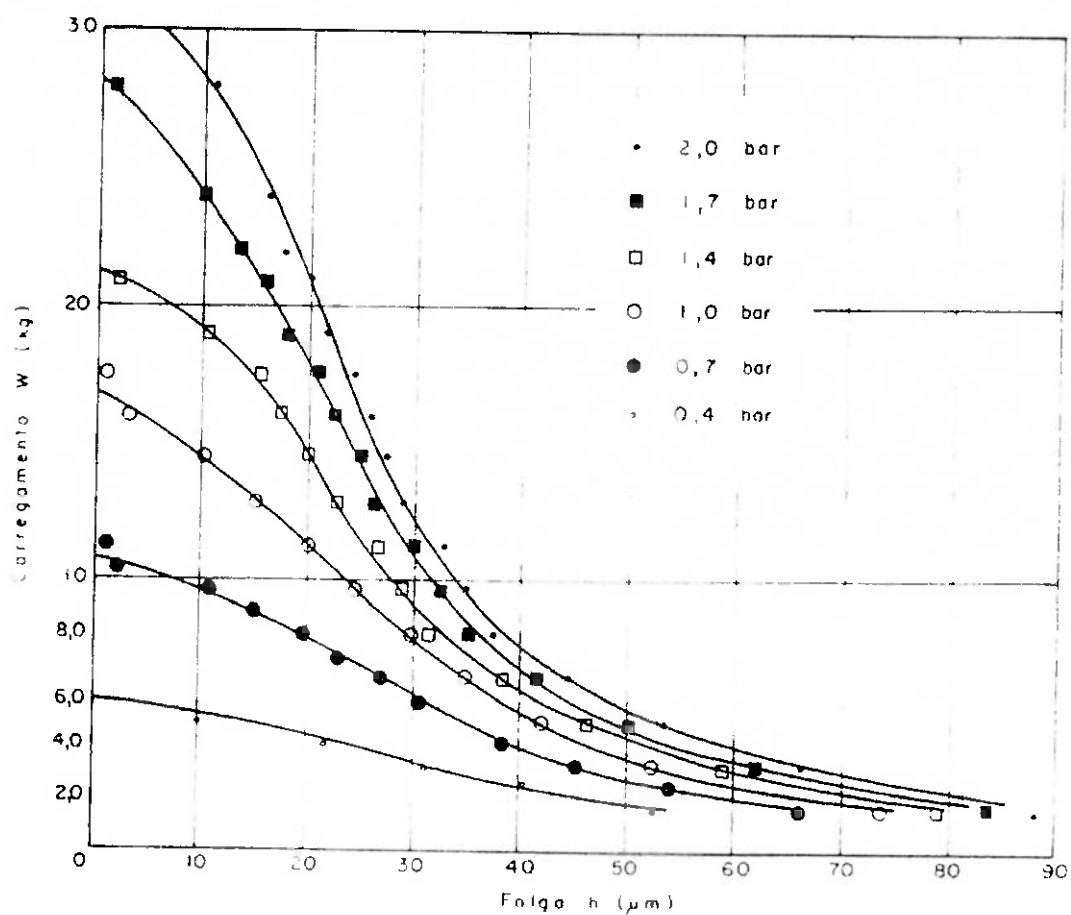
A montagem abaixo, por sua vez, representa o que foi feito nos ensaios subseqüentes em que o objetivo era levantar dados sobre o comportamento da rigidez e capacidade de carga do mancal, em função da pressão de alimentação.



Esta última montagem consistiu em uma barra rígida horizontal biapoiada de comprimento "L" com um apoio fixo e outro móvel. A posição escolhida para o mancal , posição invertida , foi a mais adequada pois dessa forma as leituras no relógio comparador puderam ser feitas diretamente sobre os deslocamentos da esfera .

Sobre a barra horizontal foram depositados pesos calibrados até um máximo de 40 kg com incrementos de 5 kg a cada medida efetuada . Para cada série de carregamentos , a pressão era mantida constante através do regulador de pressão .

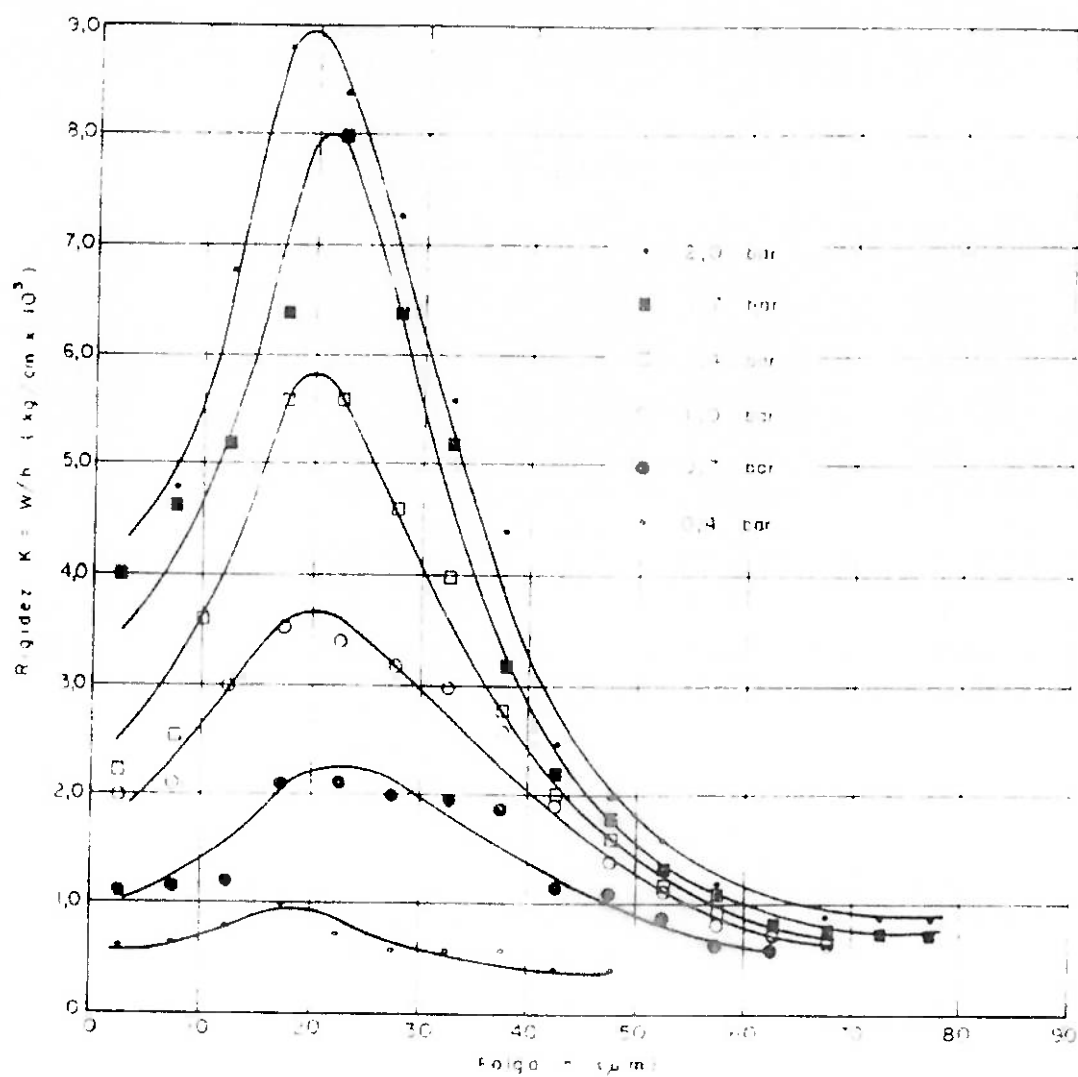
Dessa forma foram levantadas a curvas de rigidez do mancal para cada valor da pressão de alimentação.



Capacidade de Carga

X

Deslocamento do Mancal Esférico



Curvas de Rigidez do Mancal Esférico

Bibliografia

POWELL, J. W. *Disign of aerostatic bearings machinery* . Publ. Co. Ltd. London, 1970.

PURQUERIO, B. de M. *Tribologia III - Mancais Aerostáticos*. Publ. 089/95 São Carlos, EESC - USP , 1990 .

TANG, I. C. and GROSS, W.A. *Analysis and Design of Externally Pressurized Gas Bearings*, ASLE Transactions, vol 5, nr. 1

LUND, J. W. *A Theoretical Analysis of Whirl Instability and Pneumatic Hammer for Rigid Rotor in Pressurized Gas Journal Bearings*, Paper No. 65 - Lub-12 from ASME Headquarters 1965.

HOLSTER, P.L. *Reliable and easy to handle design formulae for externally pressurized gas thrust and journal bearings*. Department of Mechanical Engineering-UNIVERSITY OF SOUTHAMPTON. Gas bearing Symposium. Paper 8, April 1967.

PINK, E. G. *An experimental investigation of externally pressurized gas journal bearings and a comparison with design method preditions*. 7th International Gas Bearing Symposium, July 13-15, 1976. PaperG3.

Mechanical Technology Incorporated (M.T.I), *Gas bearing design course*.

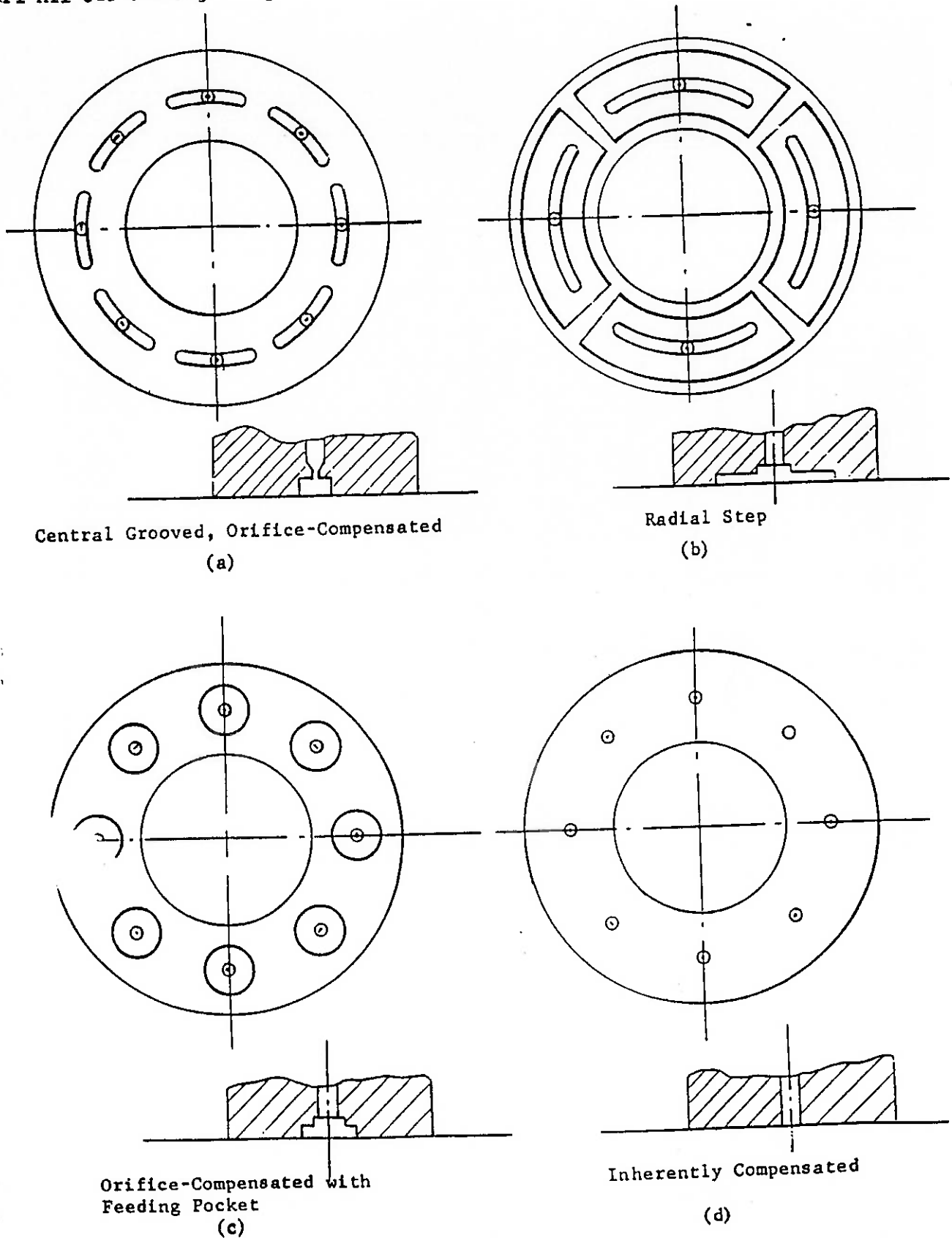


Fig. 5.3.1 Types of Annular Thrust Bearing

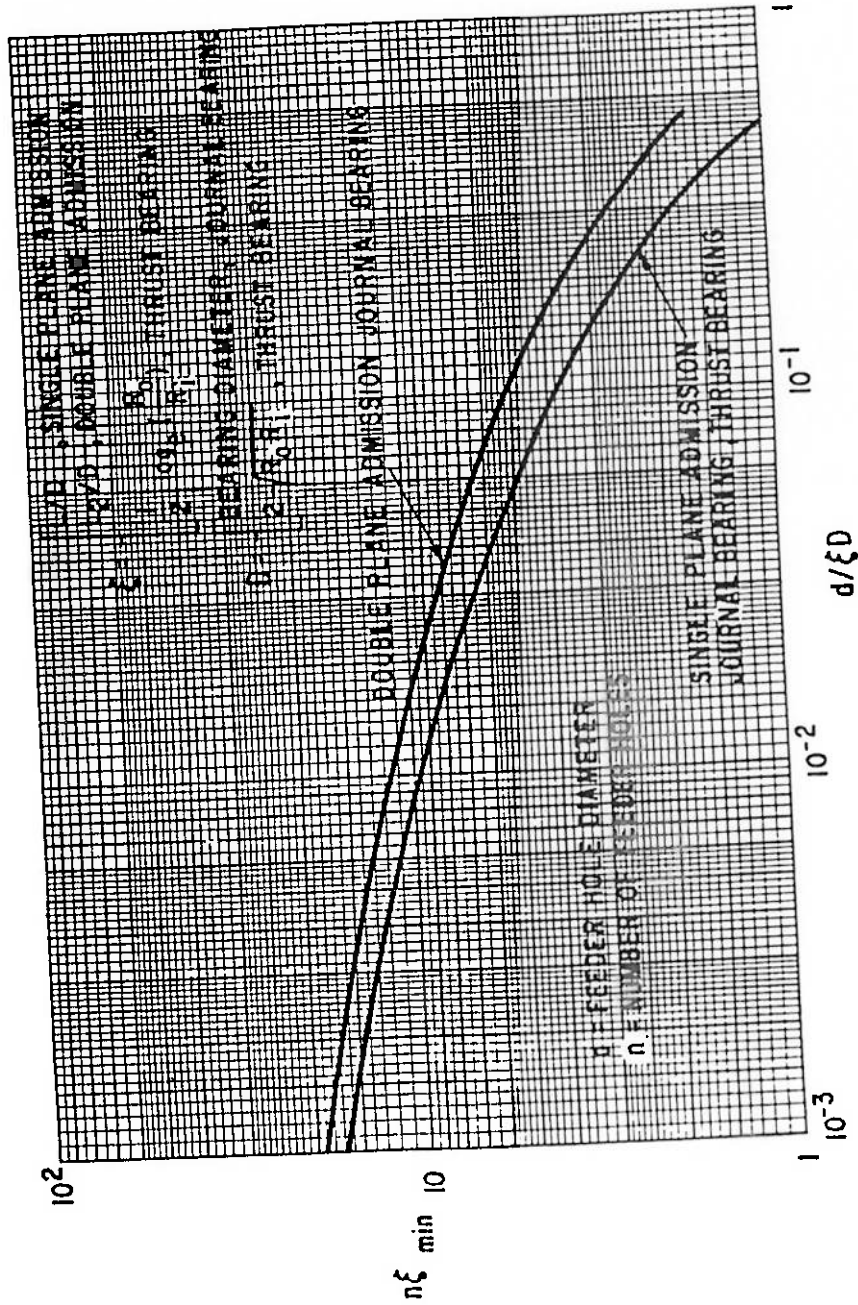


Fig. 5.3.19 Minimum Number of Feeder Holes

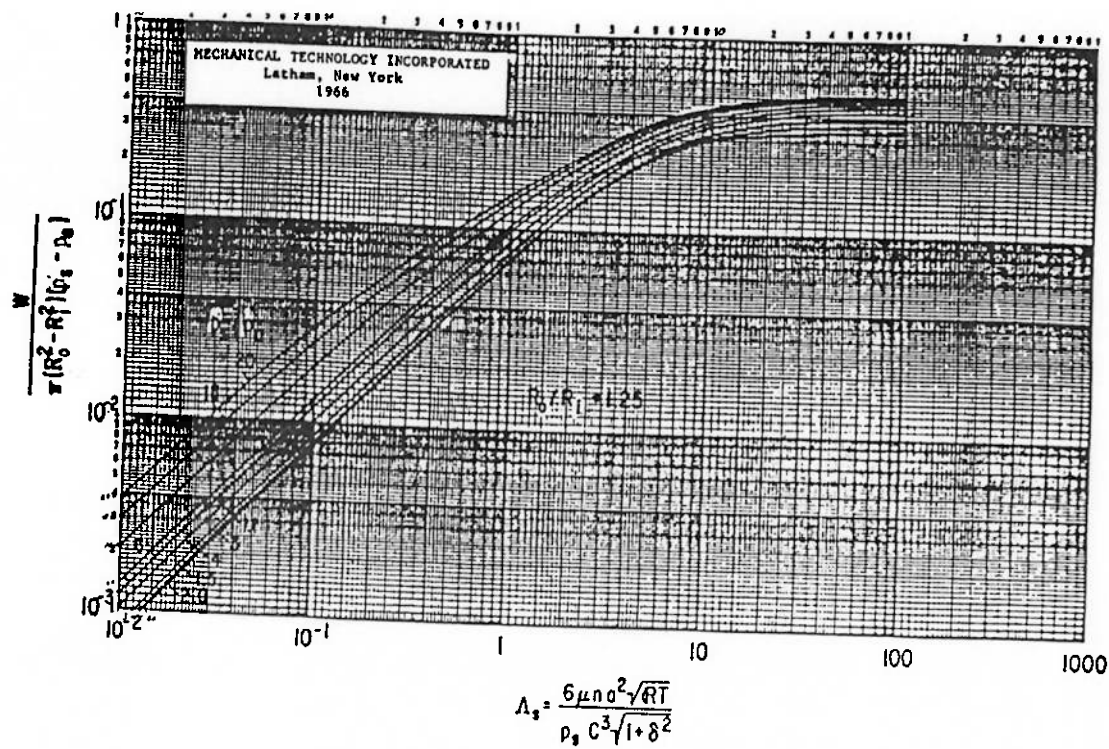


Fig. 5.3.2 Hydrostatic Thrust Bearing, $R_0/R_1 = 1.25$
Dimensionless Load vs. Restrictor Coefficient

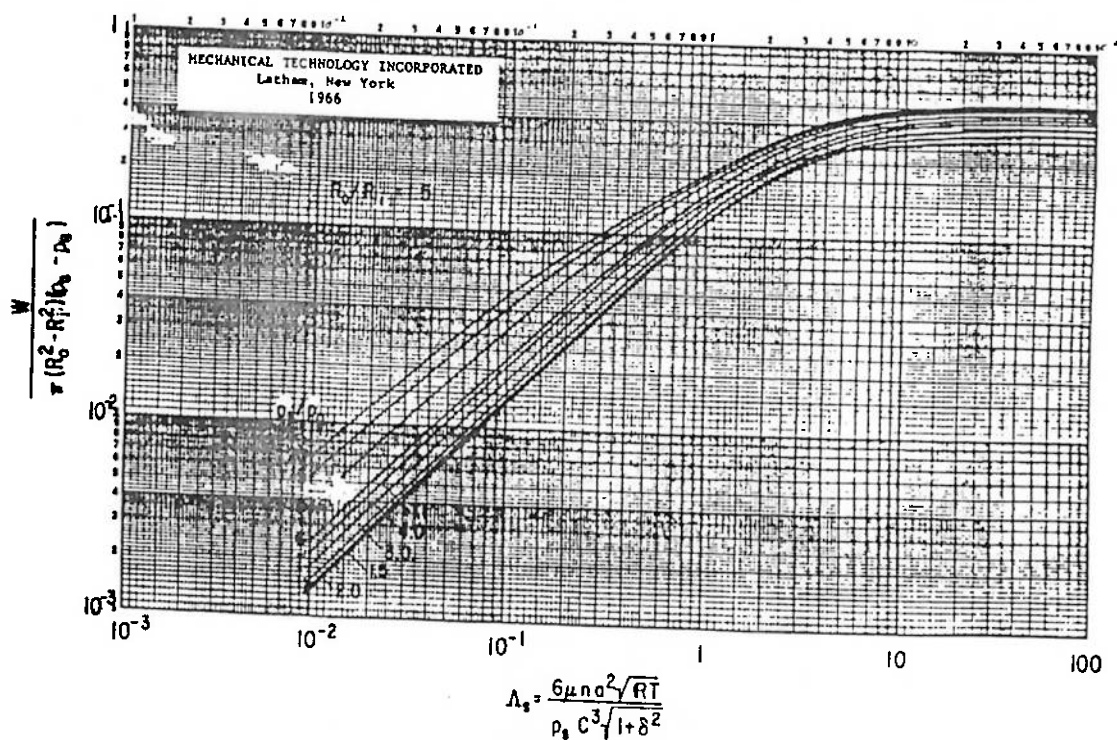


Fig. 5.3.3 Hydrostatic Thrust Bearing, $R_0/R_1 = 1.5$
Dimensionless Load vs. Restrictor Coefficient

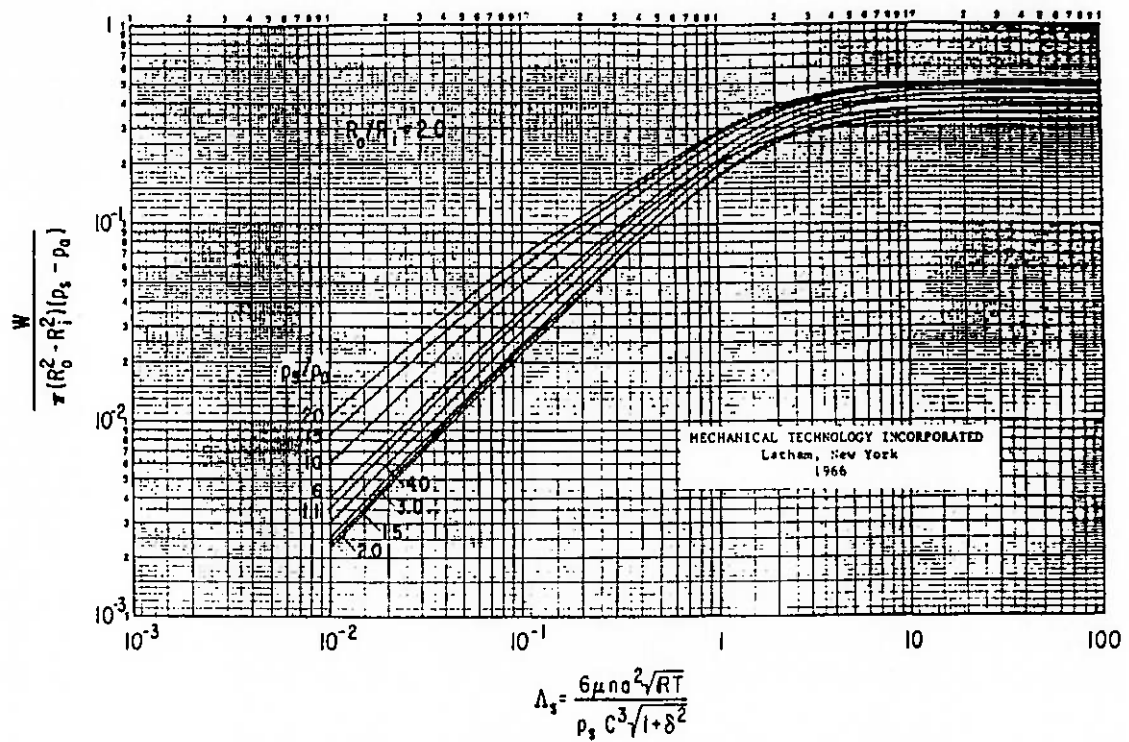


Fig. 5.3.4 Hydrostatic Thrust Bearing, $R_0/R_1 = 2$
Dimensionless Load vs. Restrictor Coefficient

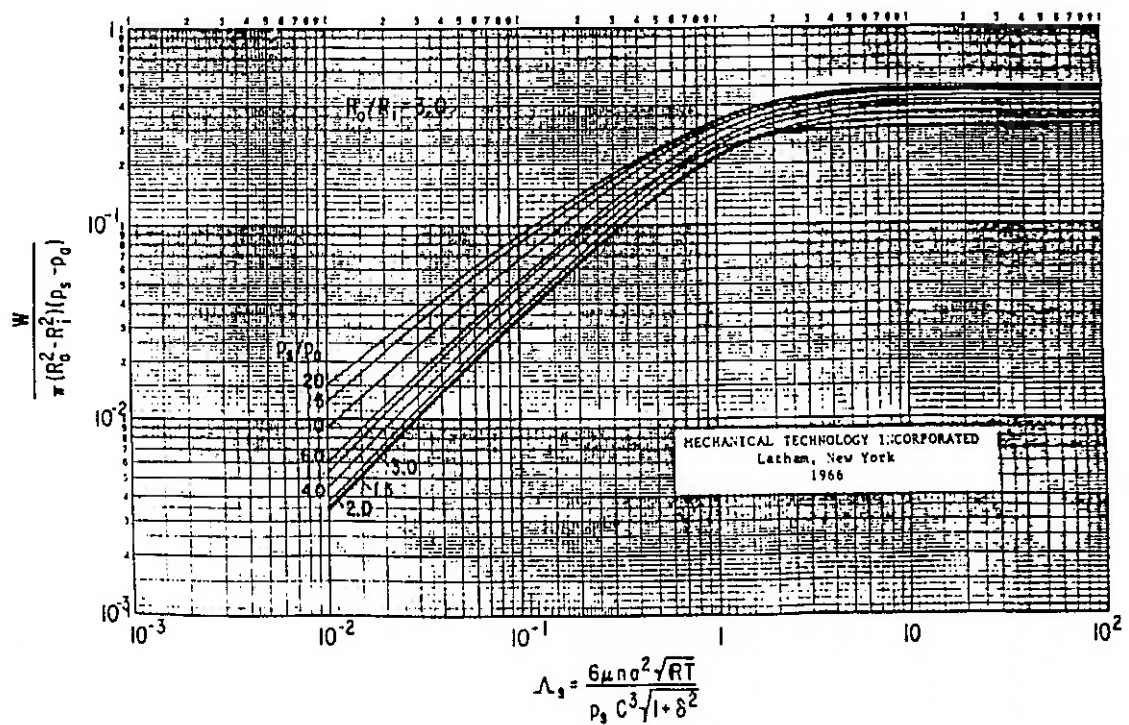


Fig. 5.3.5 Hydrostatic Thrust Bearing, $R_0/R_1 = 3$
Dimensionless Load vs. Restrictor Coefficient

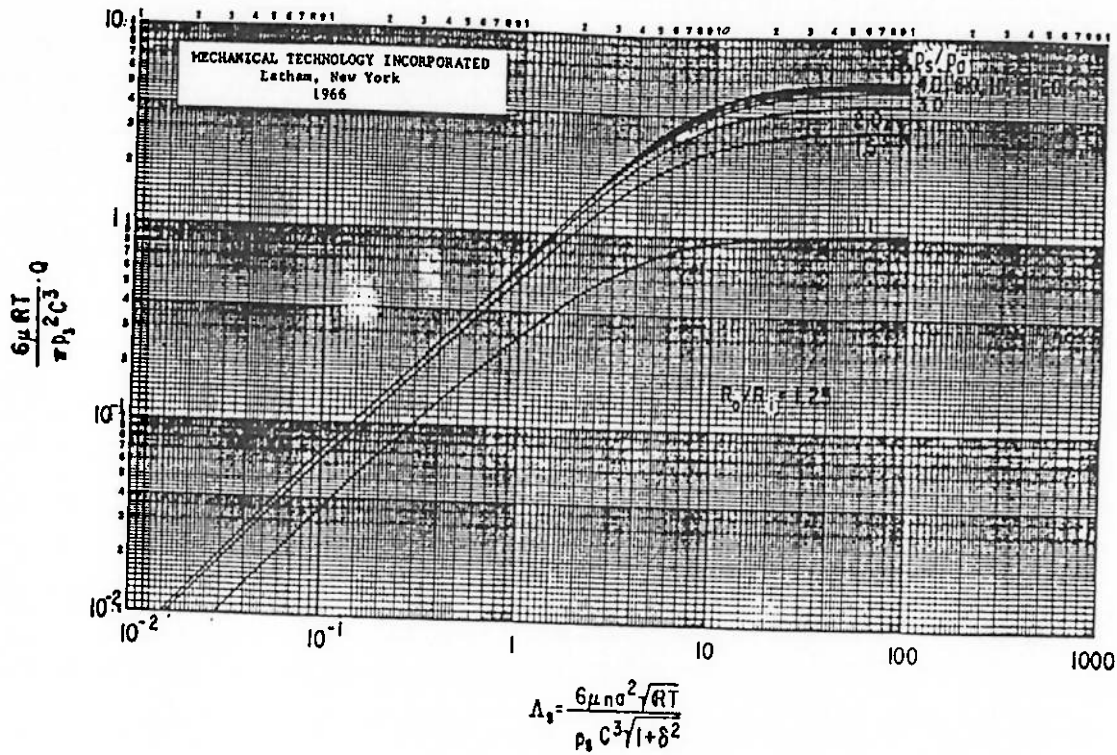


Fig. 5.3.6 Hydrostatic Thrust Bearing, $R_o/R_i = 1.25$
Dimensionless Flow vs. Restrictor Coefficient

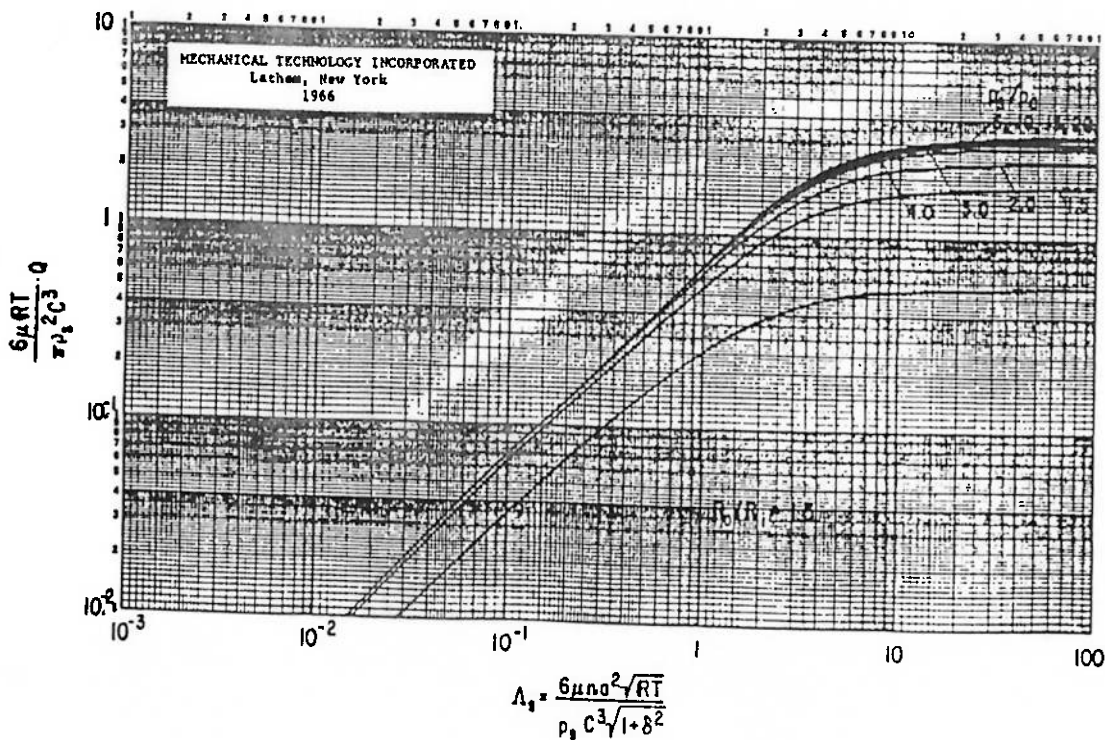


Fig. 5.3.7 Hydrostatic Thrust Bearing, $R_o/R_i = 1.5$
Dimensionless Flow vs. Restrictor Coefficient

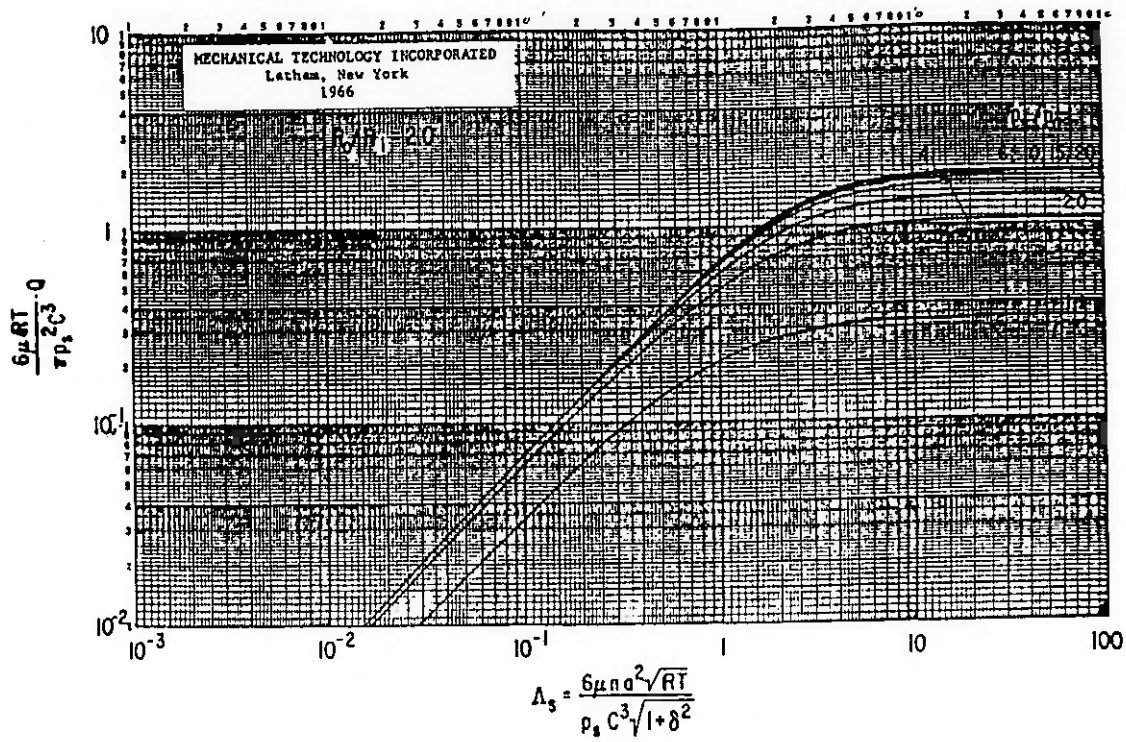


Fig. 5.3.8 Hydrostatic Thrust Bearing, $R_o/R_i = 2$
Dimensionless Flow vs. Restrictor Coefficient

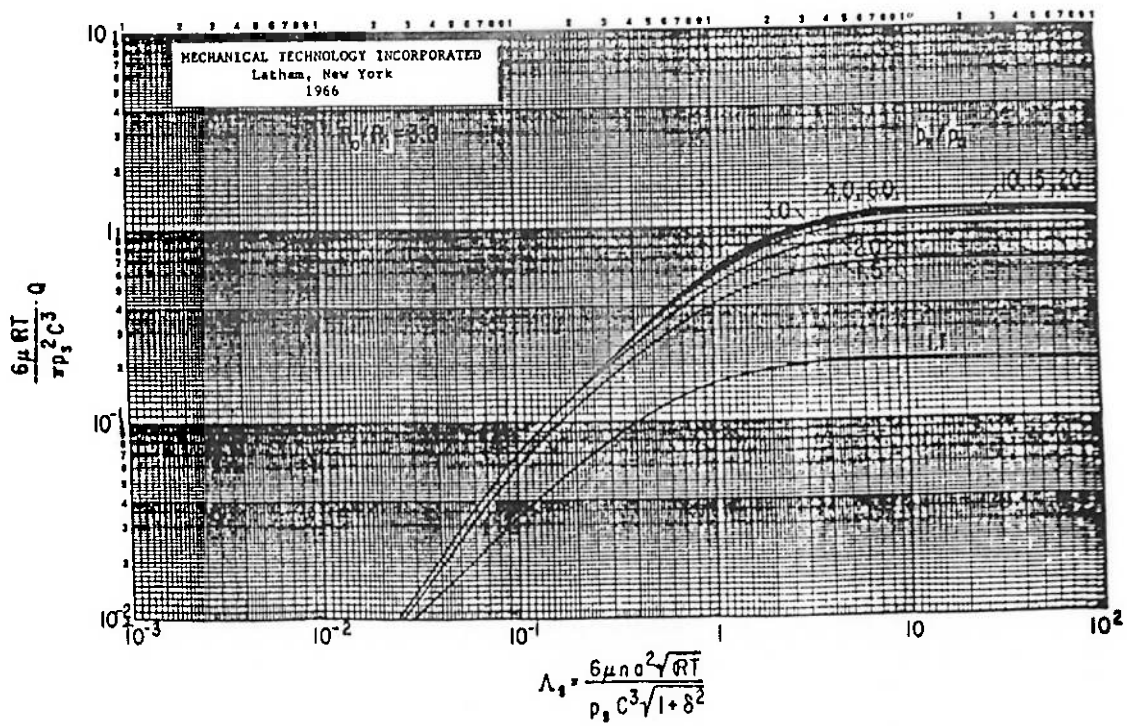


Fig. 5.3.9 Hydrostatic Thrust Bearing, $R_o/R_i = 3$
Dimensionless Flow vs. Restrictor Coefficient

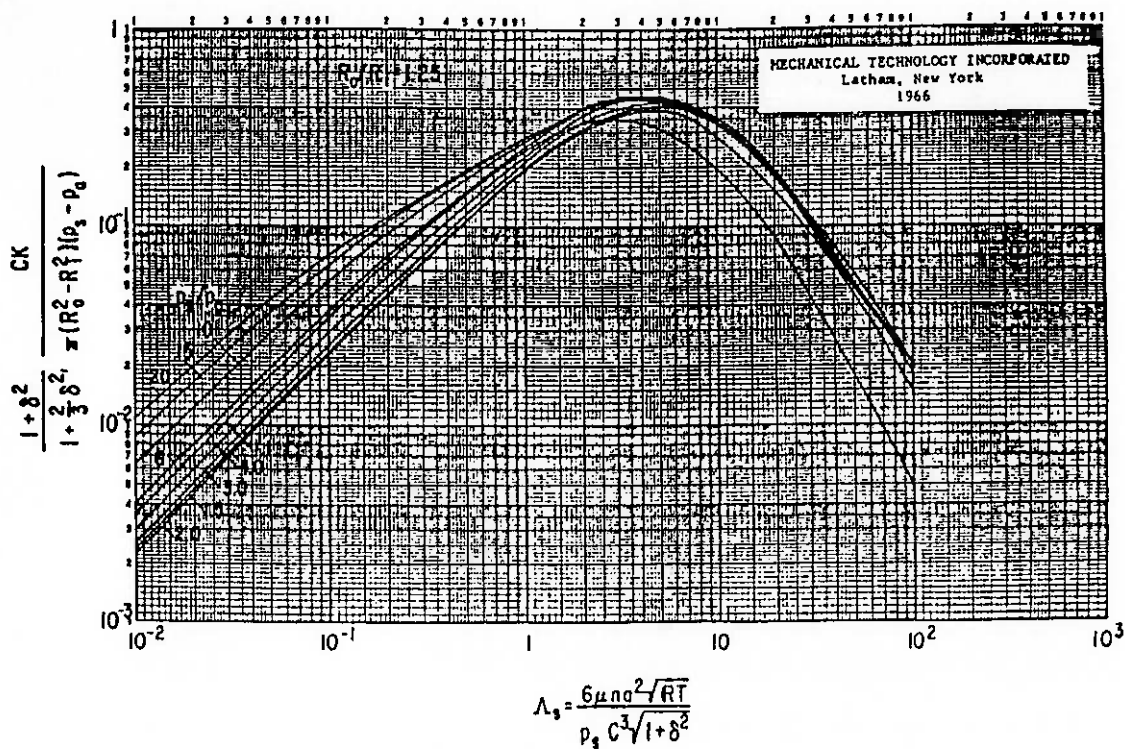


Fig. 5.3.10 Hydrostatic Thrust Bearing, $R_o/R_i = 1.25$
Dimensionless Stiffness vs. Restrictor Coefficient

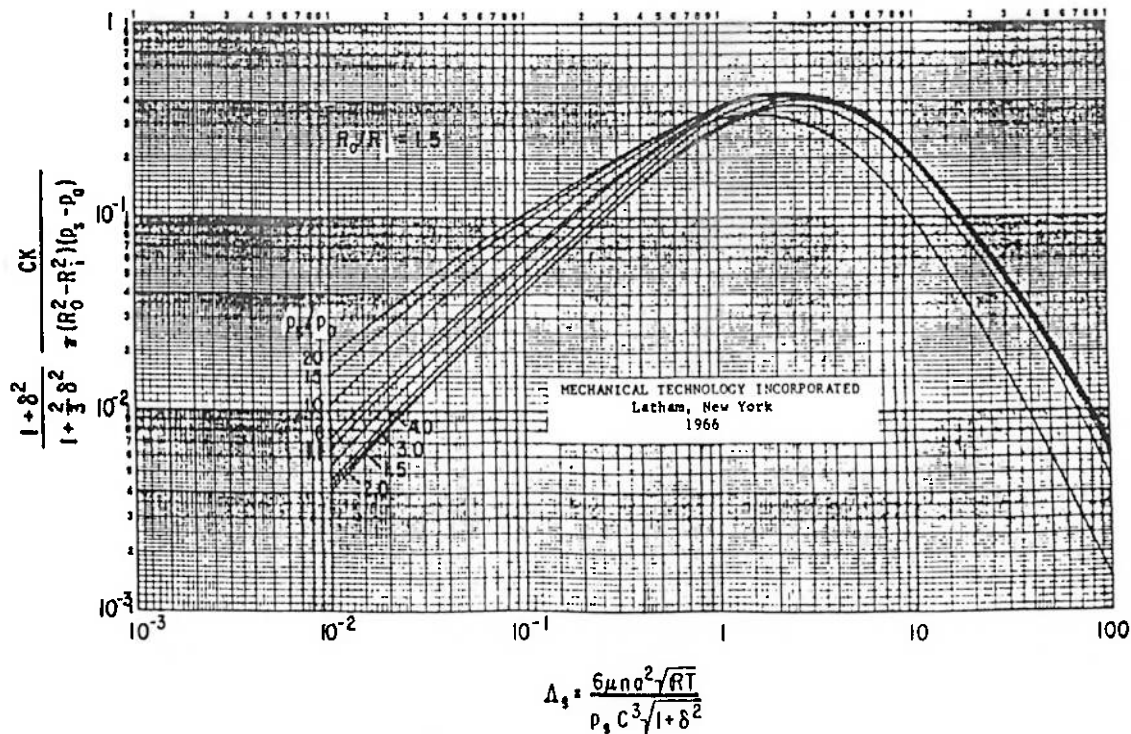


Fig. 5.3.11 Hydrostatic Thrust Bearing, $R_o/R_i = 1.5$
Dimensionless Stiffness vs. Restrictor Coefficient

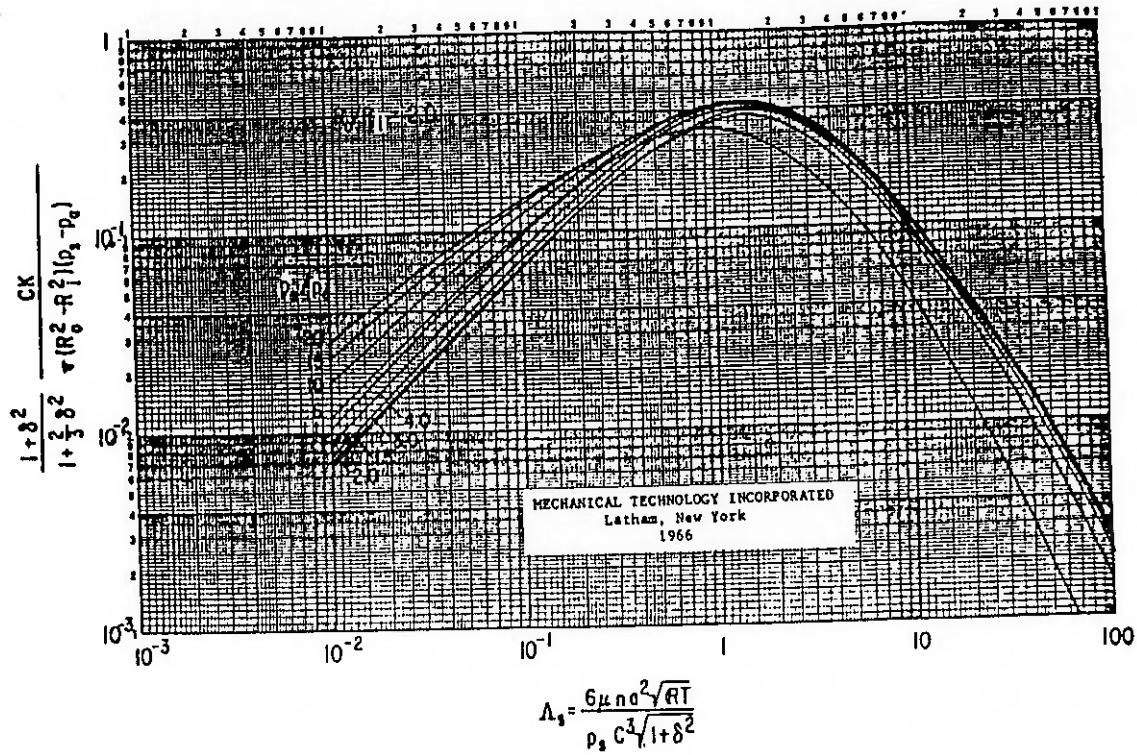


Fig. 5.3.12 Hydrostatic Thrust Bearing, $R_o/R_i = 2$
Dimensionless Stiffness vs. Restrictor Coefficient

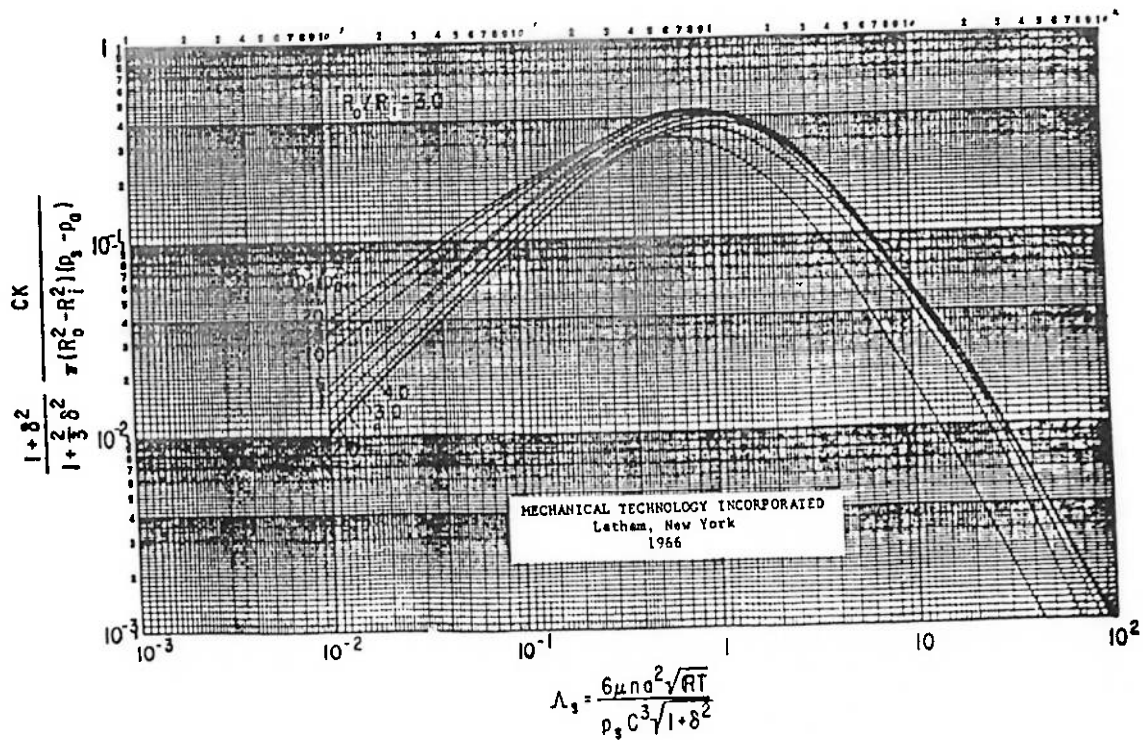


Fig. 5.3.13 Hydrostatic Thrust Bearing, $R_o/R_i = 3$
Dimensionless Stiffness vs. Restrictor Coefficient

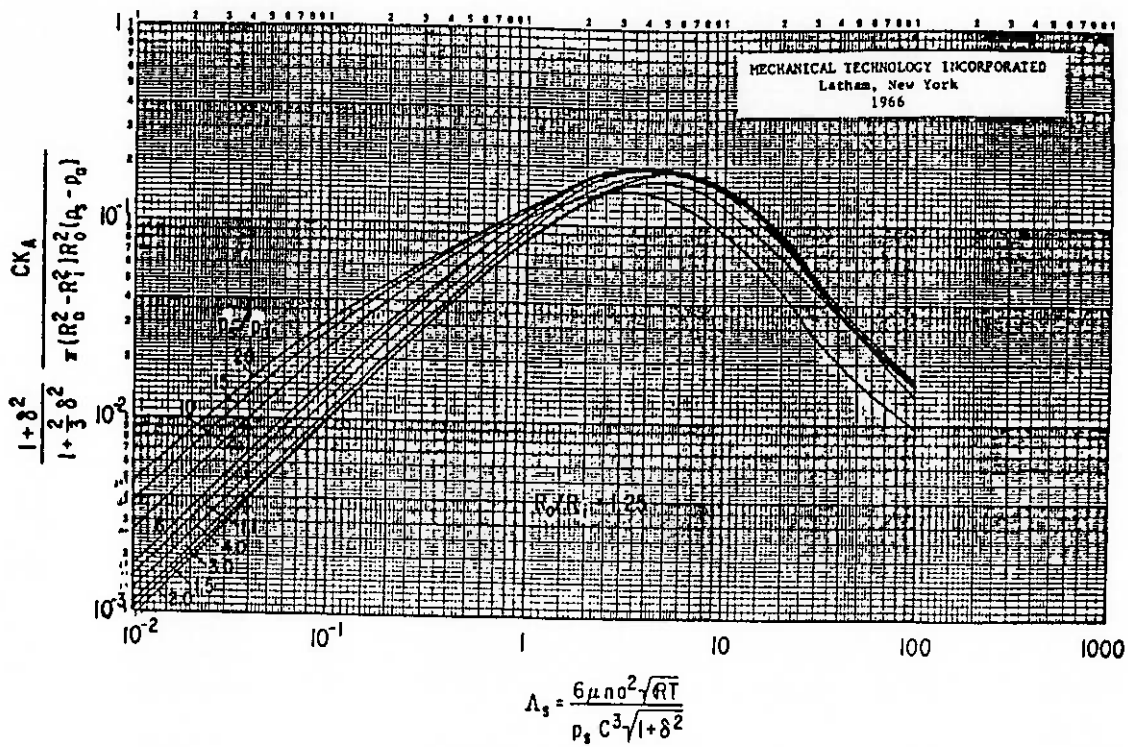


Fig. 5.3.14 Hydrostatic Thrust Bearing, $R_o/R_i = 1.25$
Dimensionless Angular Stiffness vs. Restrictor Coefficient

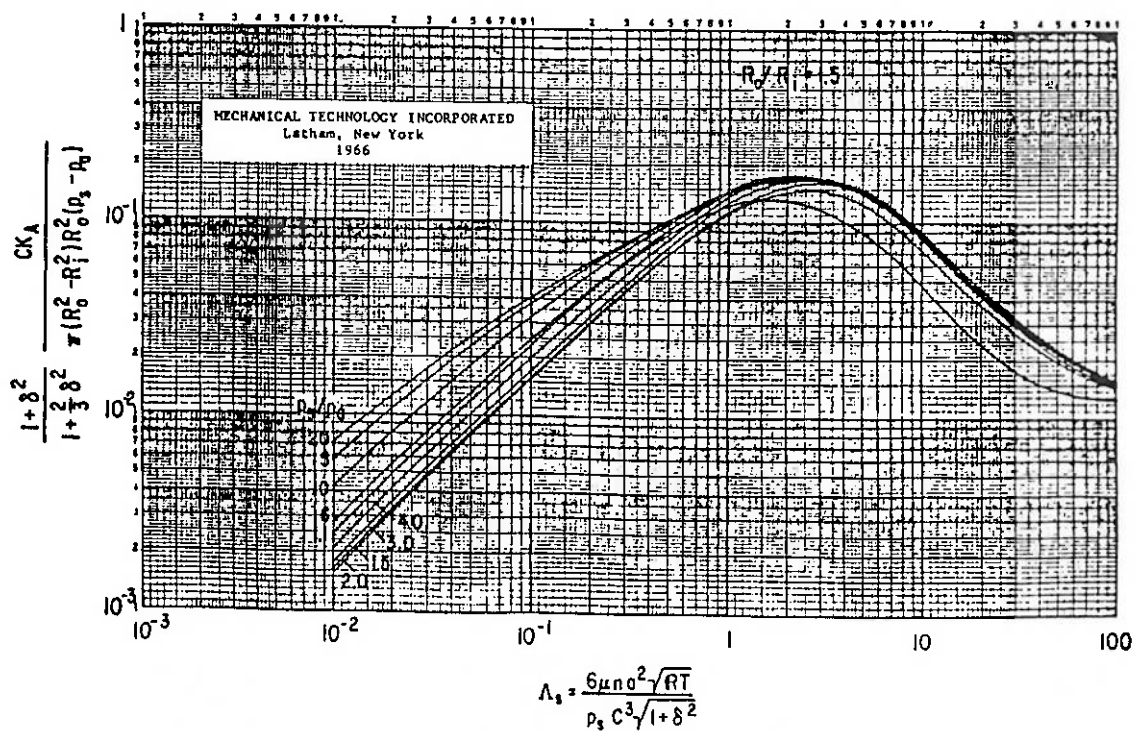


Fig. 5.3.15 Hydrostatic Thrust Bearing, $R_o/R_i = 1.5$
Dimensionless Angular Stiffness vs. Restrictor Coefficient

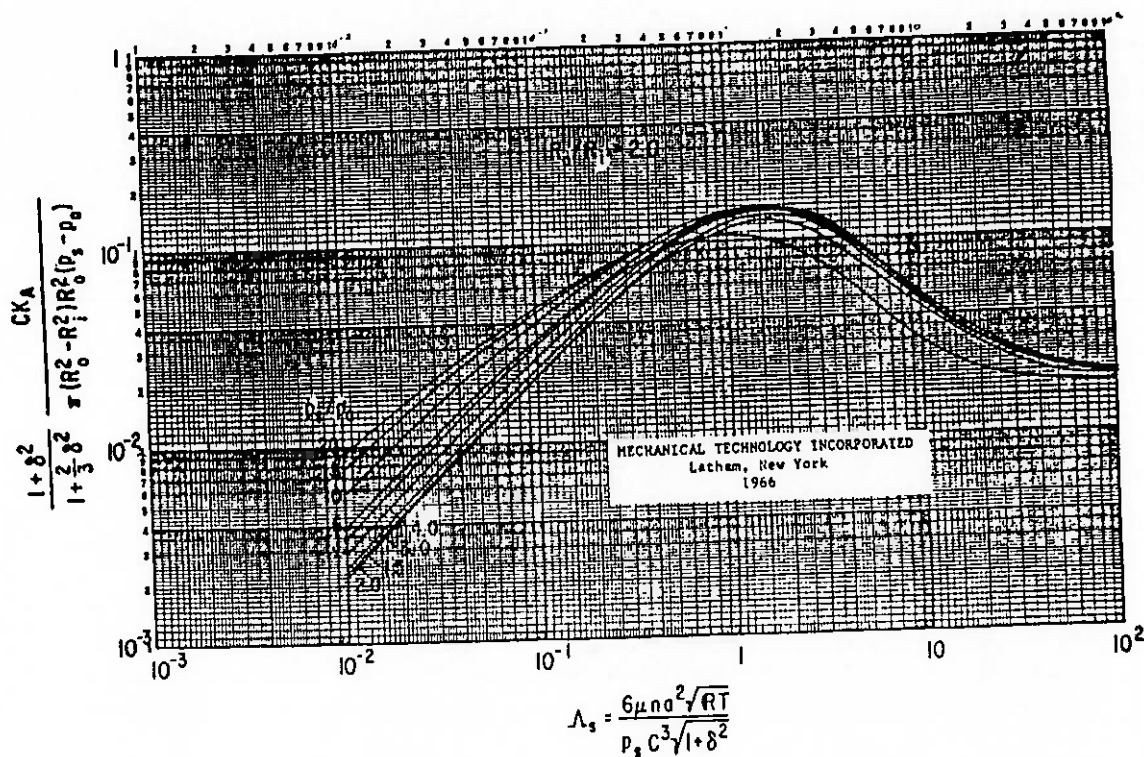


Fig. 5.3.16 Hydrostatic Bearing, $R_o/R_i = 2$
Dimensionless Angular Stiffness vs. Restrictor Coefficient

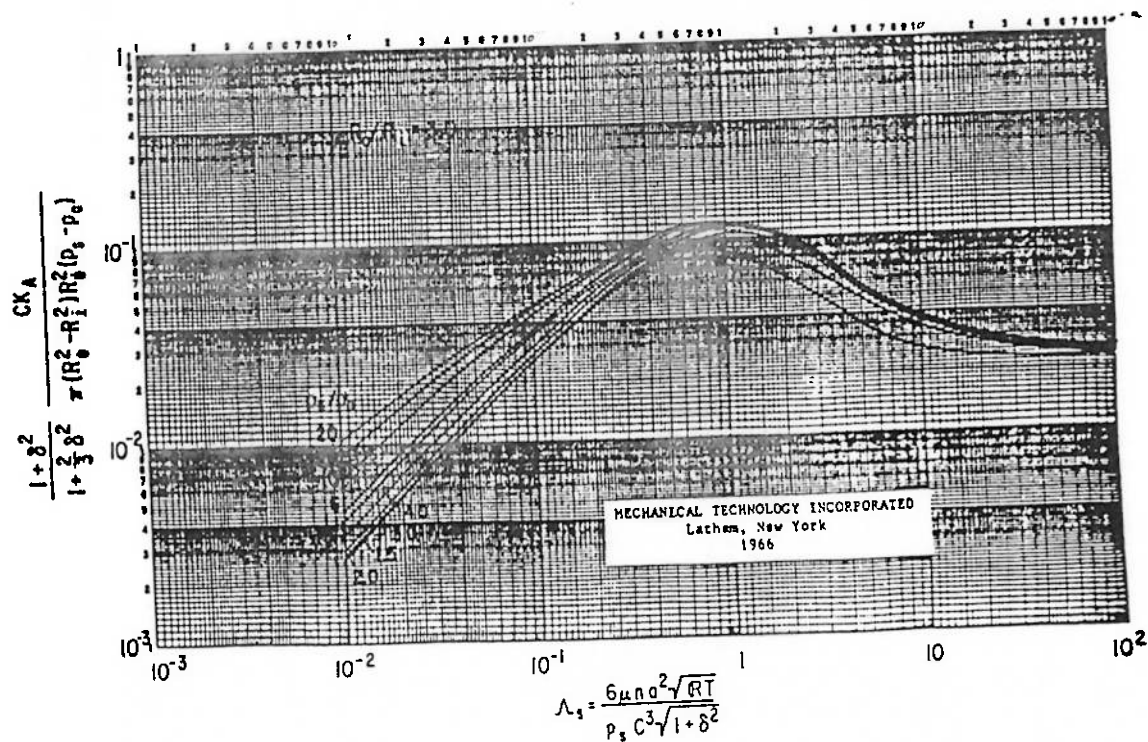


Fig. 5.3.17 Hydrostatic Thrust Bearing, $R_o/R_i = 3$
Dimensionless Angular Stiffness vs. Restrictor Coefficient

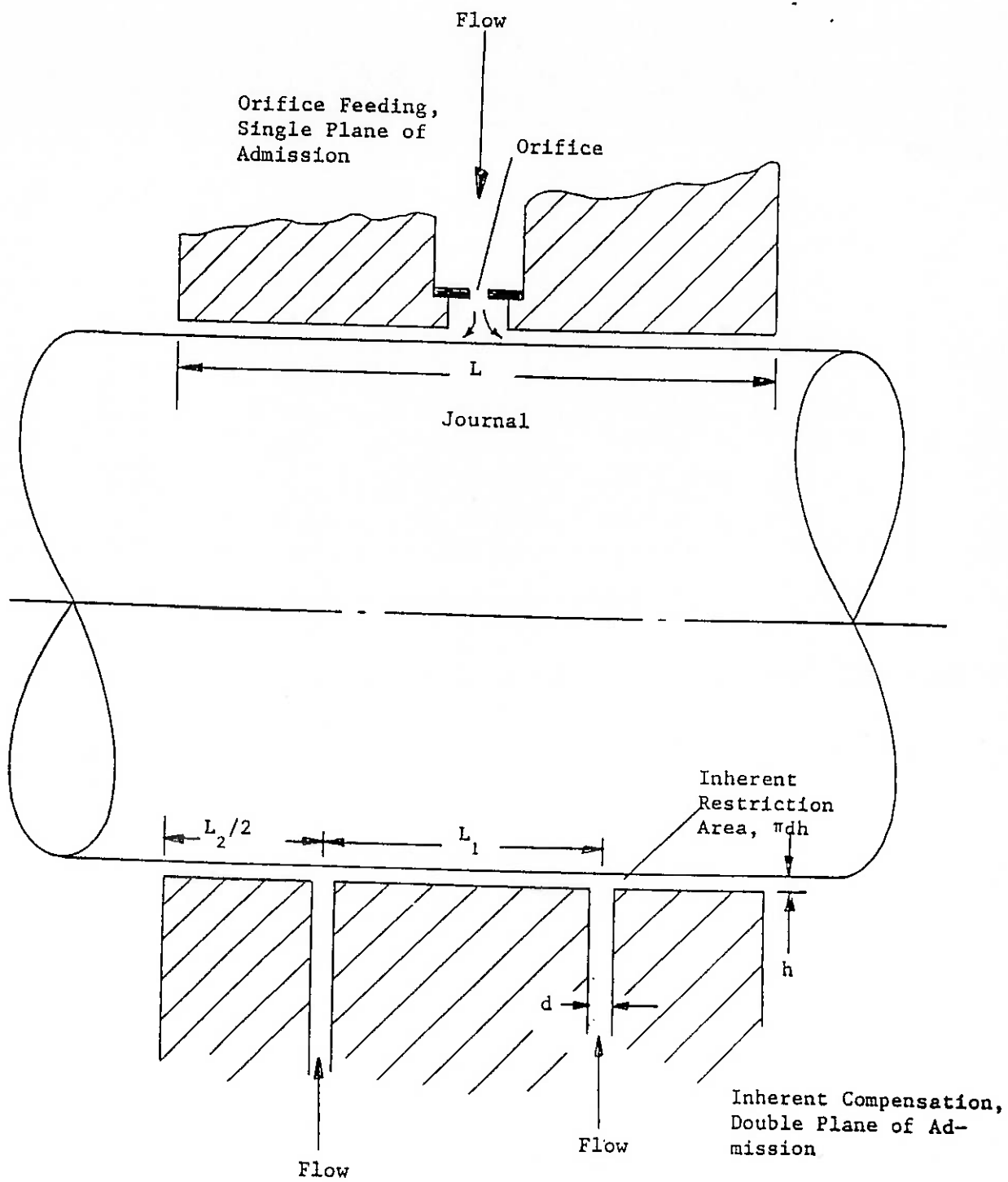


Figure 5.5.1 Typical Hydrostatic Journal Bearing Configurations

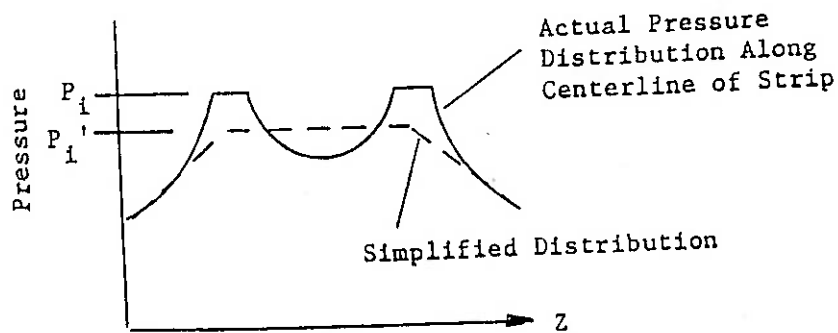
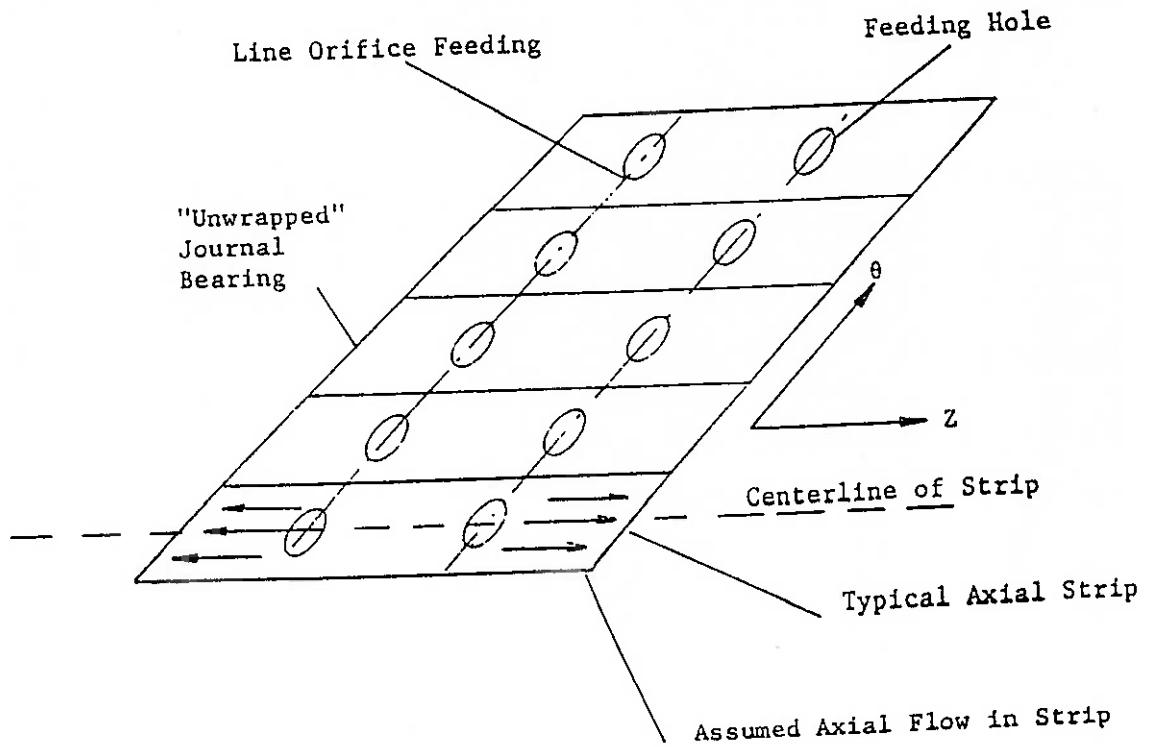


Figure 5.5.2

Axial Flow Model for Analysis of Hydrostatic Journal Bearing

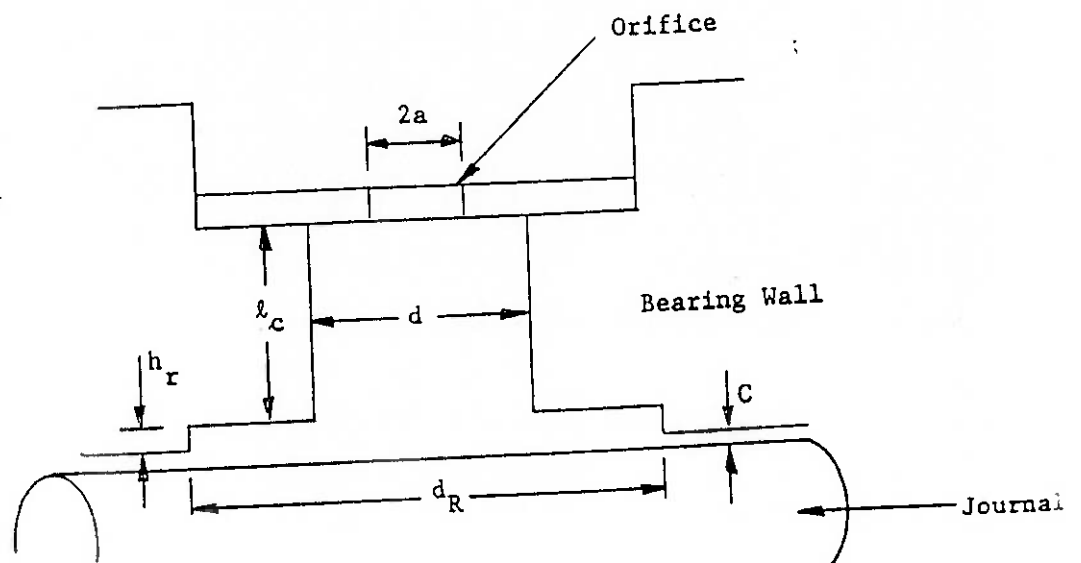


Fig. 5.5.3 Feeder Hole Geometry

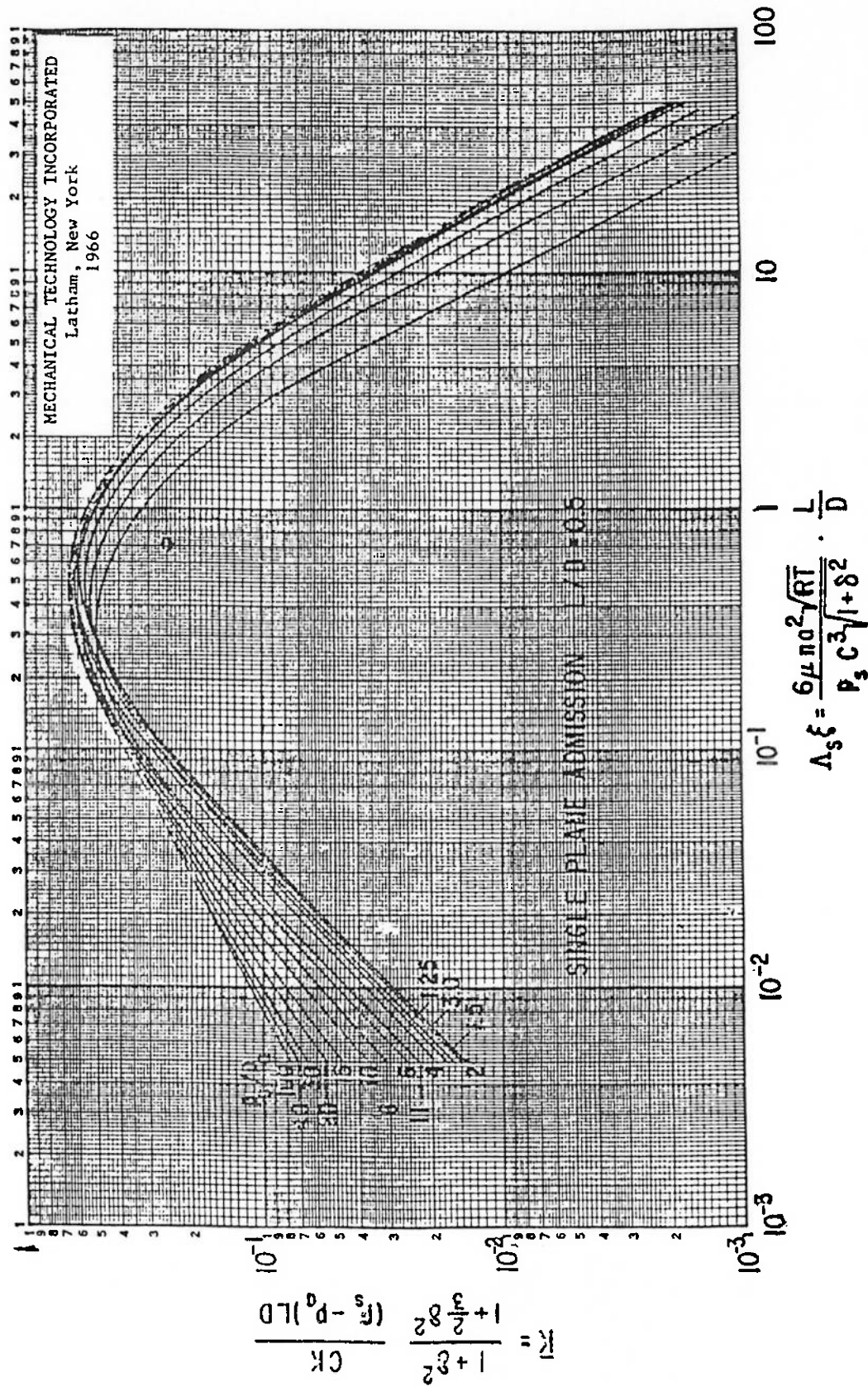


Fig. 5.5.4 Hydrostatic Journal Bearing, Dimensionless Stiffness vs Restrictor Coefficient, Single Plane Admission $L/D = 0.5$

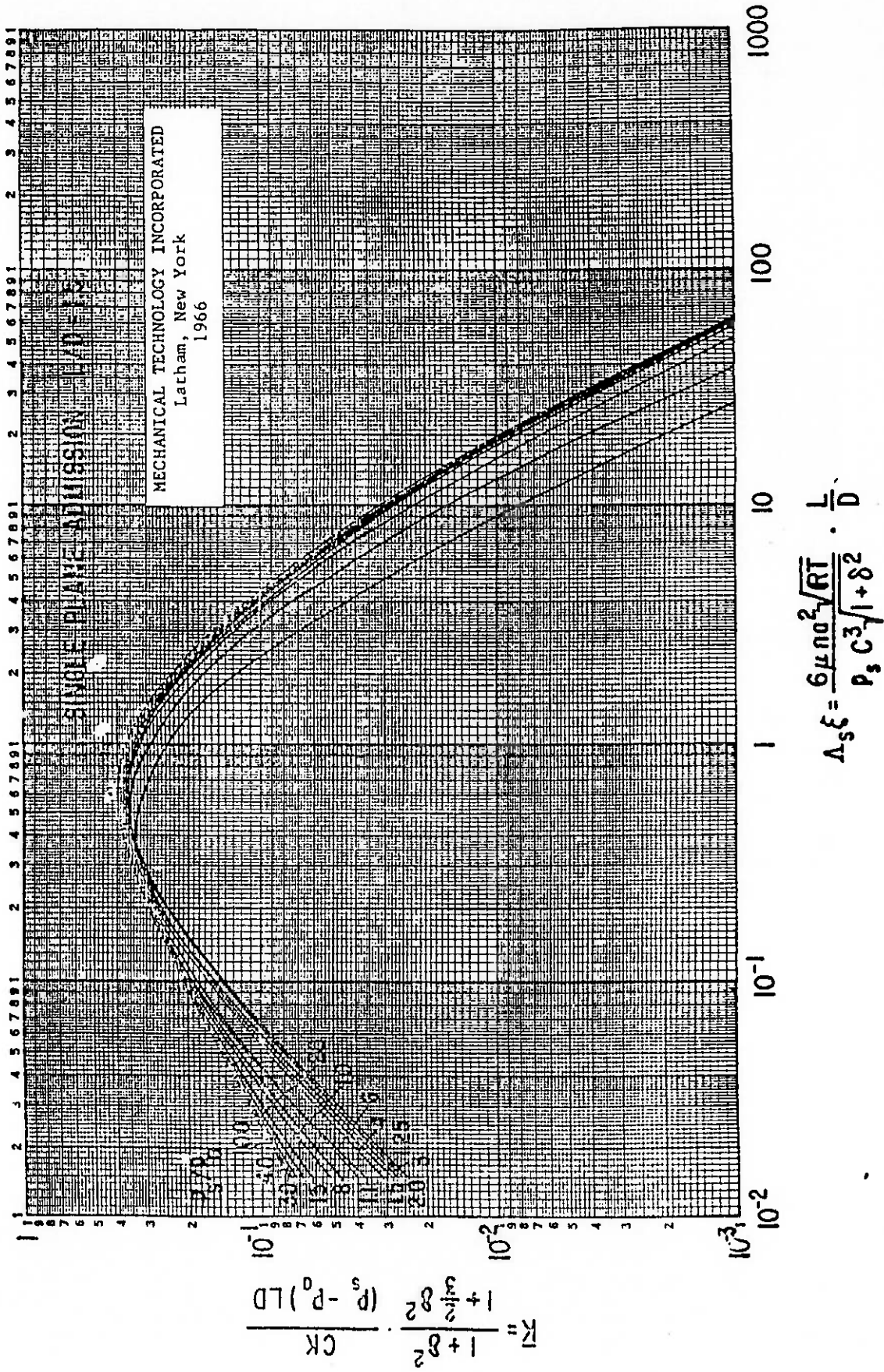
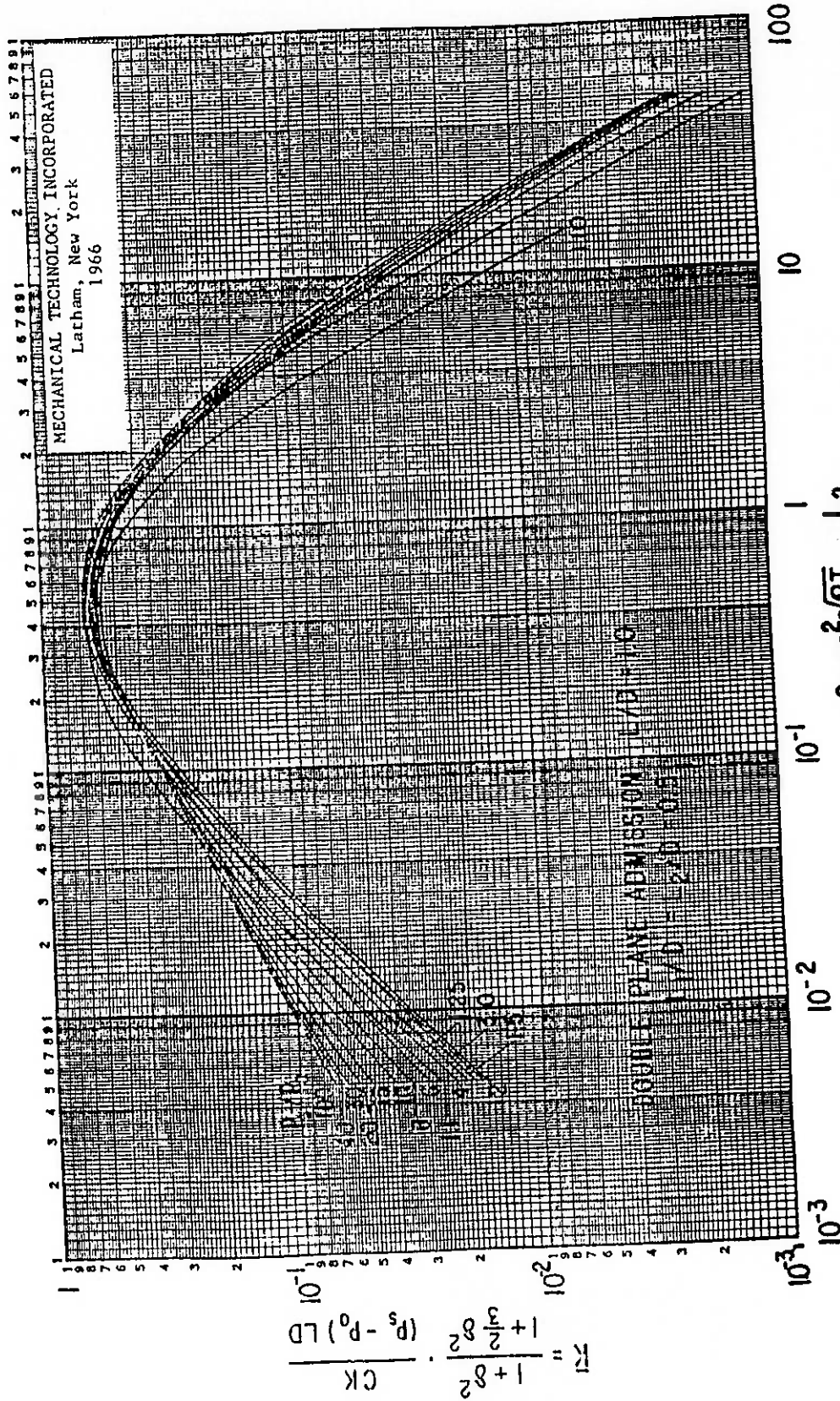


Fig. 5.5.6 Hydrostatic Journal Bearing, Dimensionless Stiffness vs Restrictor Coefficient, Single Plane Admission L/D = 1.5



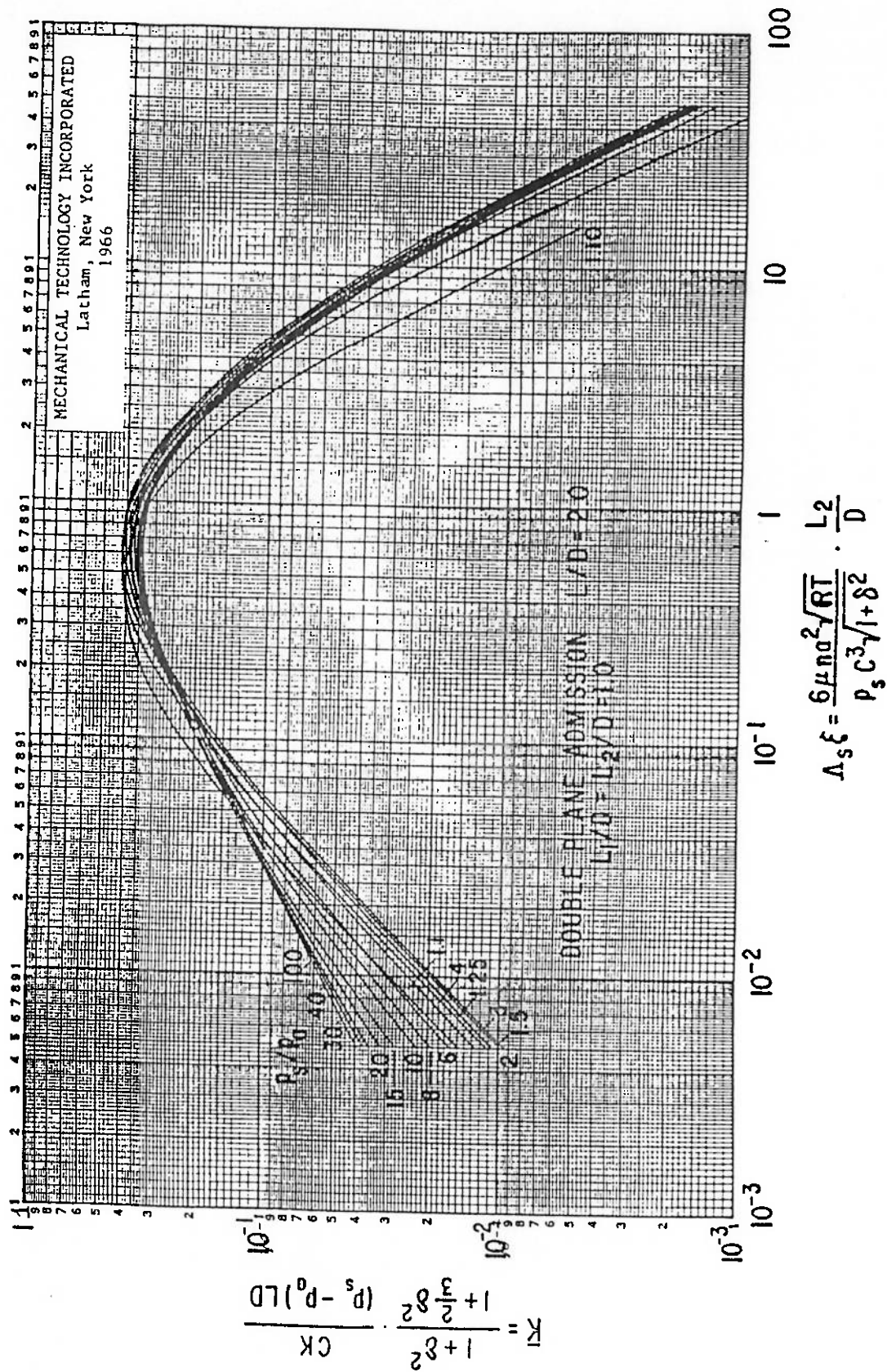


Fig. 5.5.10 Hydrostatic Journal Bearing, Dimensionless Stiffness vs. Restrictor Coefficient, Double Plane Admission $L/D = 2.0$

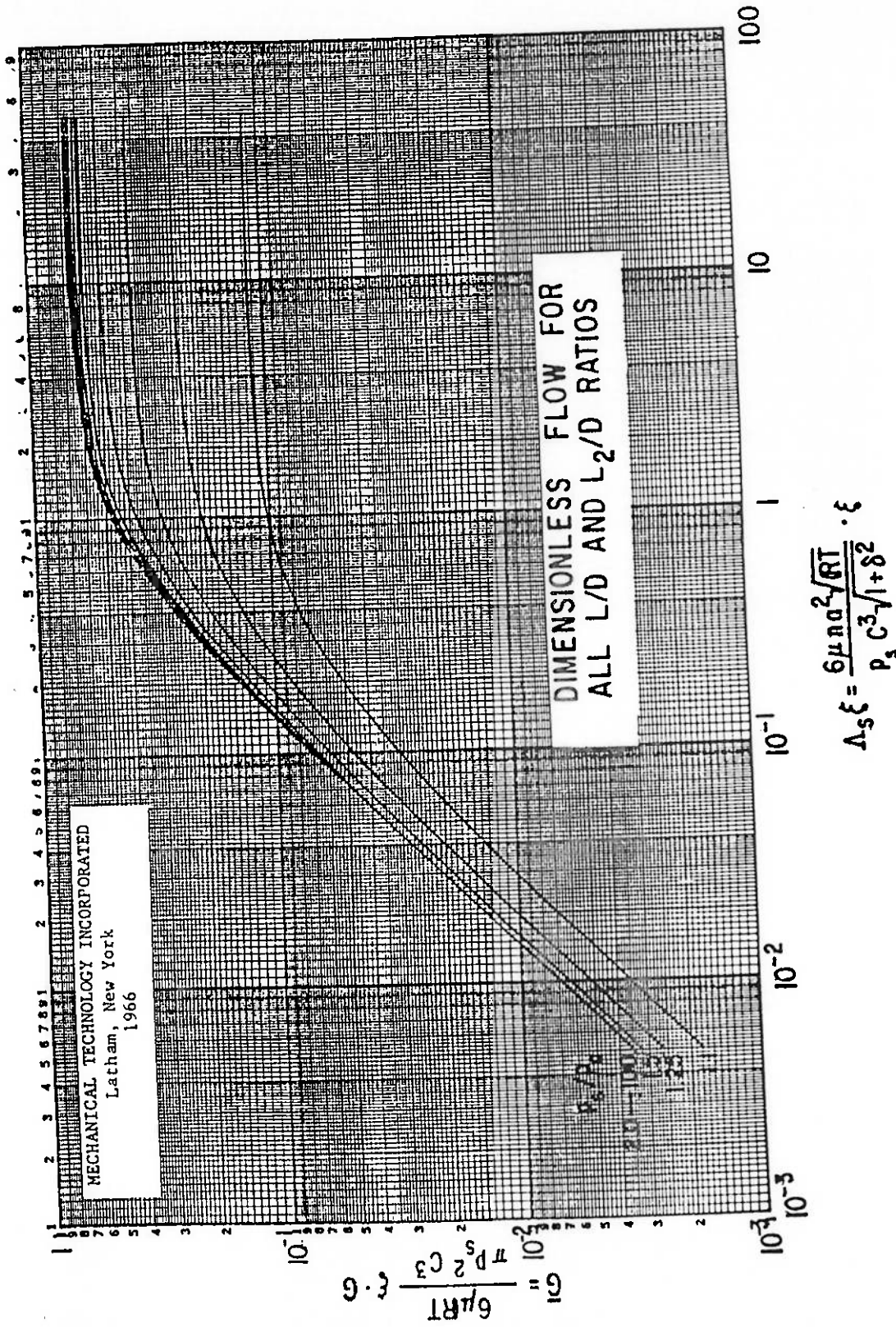


Fig. 5.5.11 Hydrostatic Journal Bearing, Dimensionless Flow vs. Restrictor Coefficient

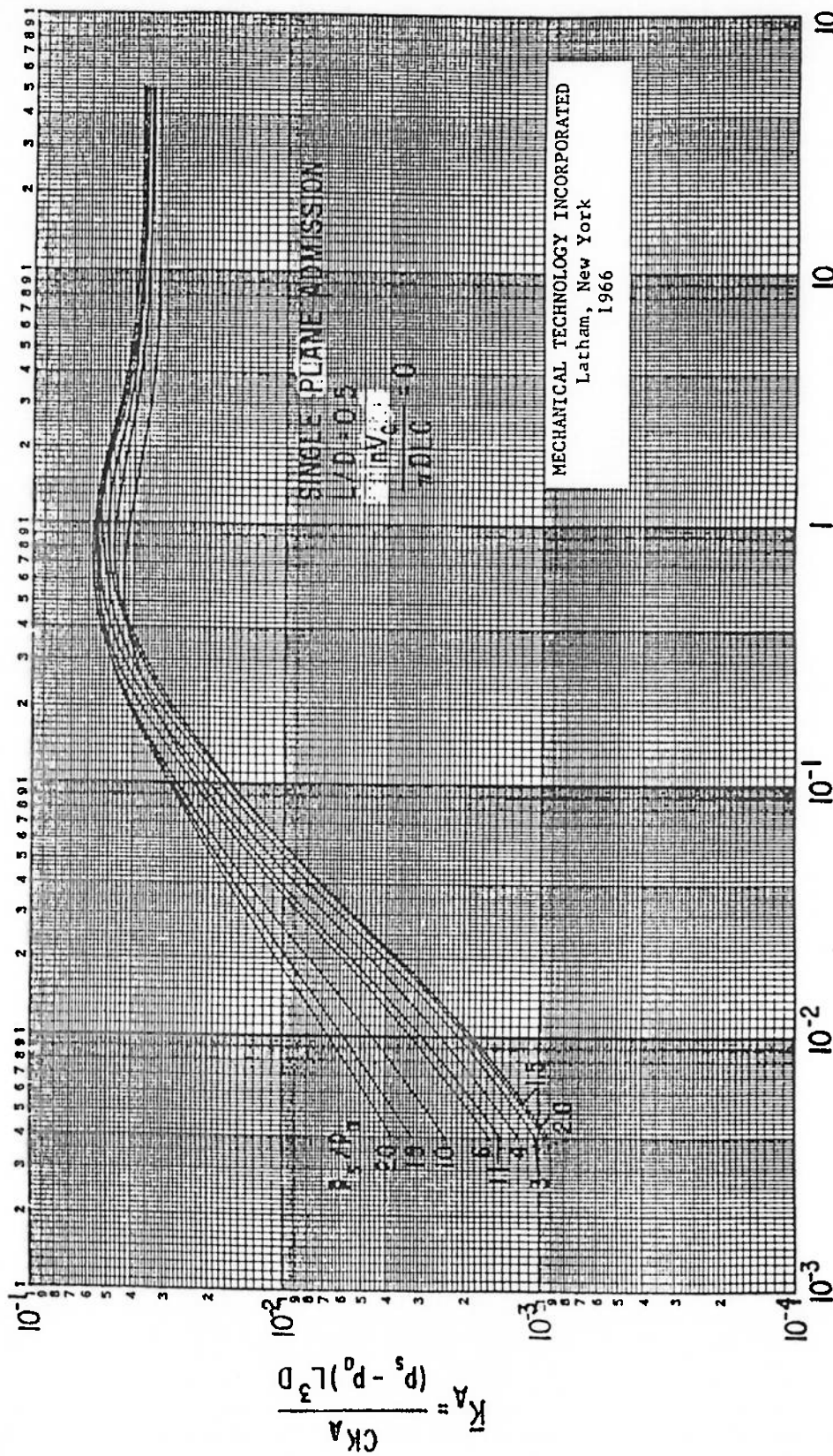
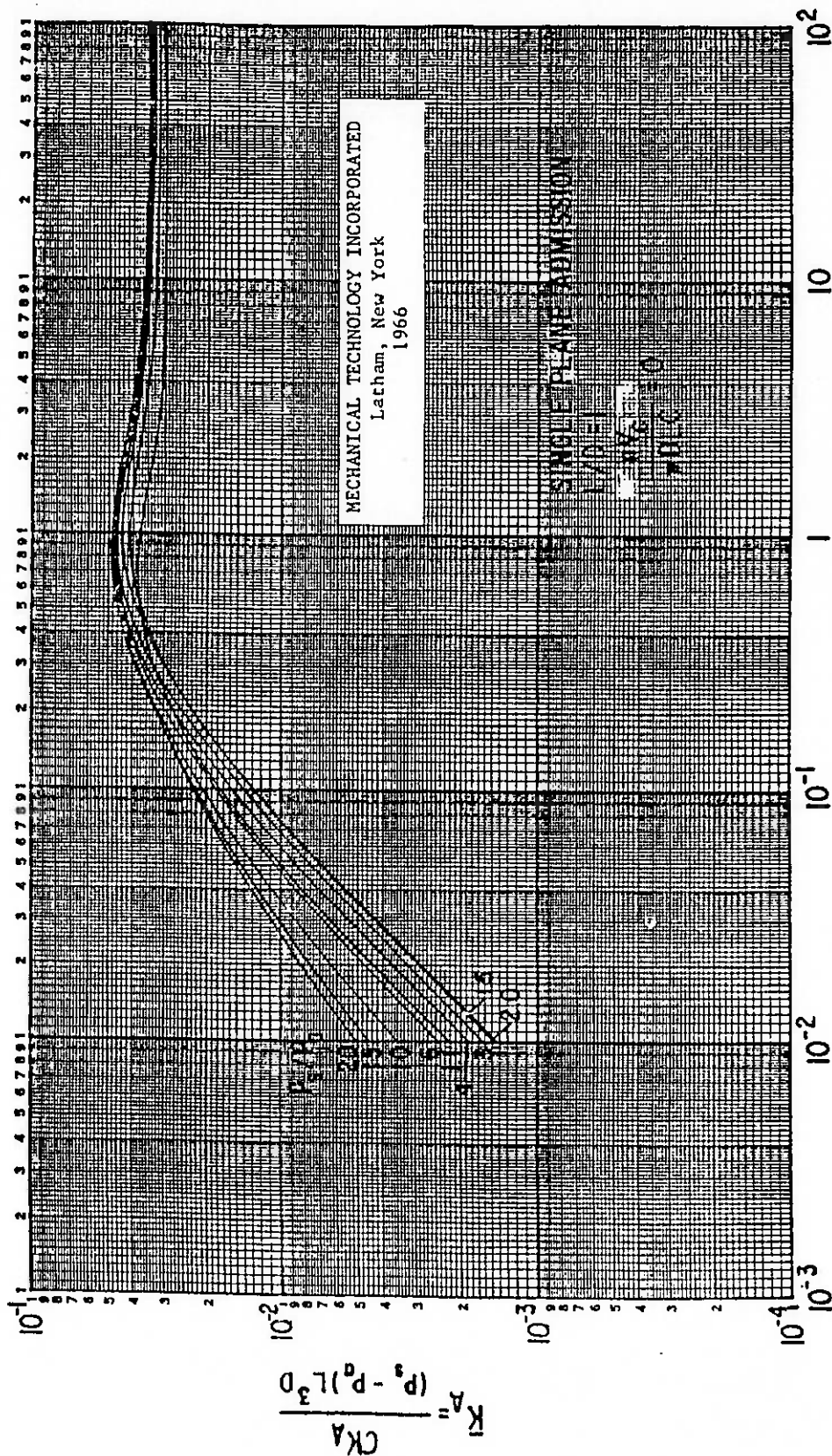


Fig. 5.5.12 Hydrostatic Journal Bearing Dimensionless Angular Stiffness vs. Restrictor Coefficient, Single Plane Admission $L/D = 0.5$



$$\Lambda_3 \xi = \frac{6 \mu n a^2 \sqrt{RT}}{P_s C^3 \sqrt{1 + \delta^2}} \cdot \frac{L}{D}$$

Fig. 5.5.13 Hydrostatic Journal Bearing Dimensionless Angular Stiffness vs. Restrictor Coefficient, Single Plane Admission $L/D = 1.0$

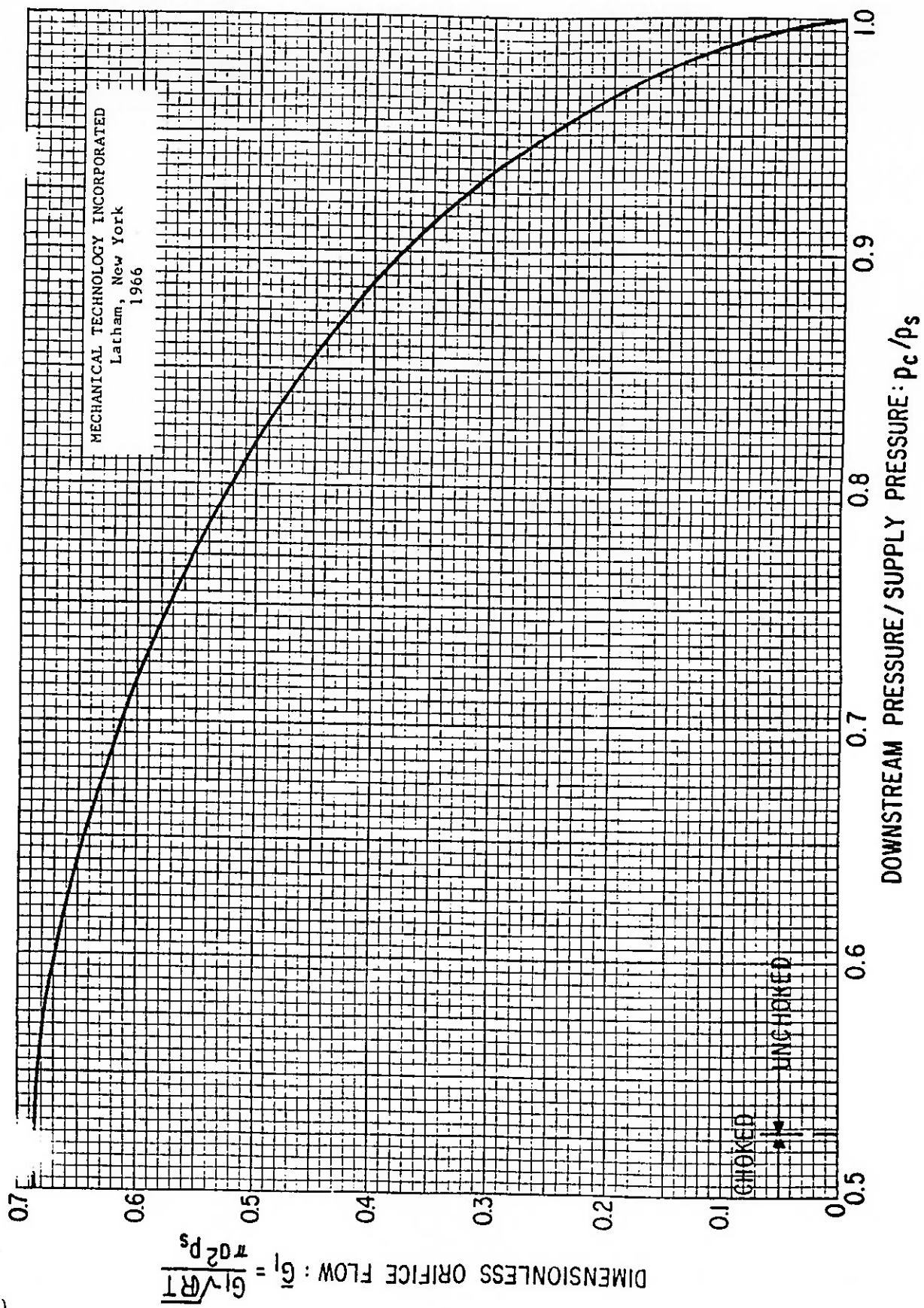
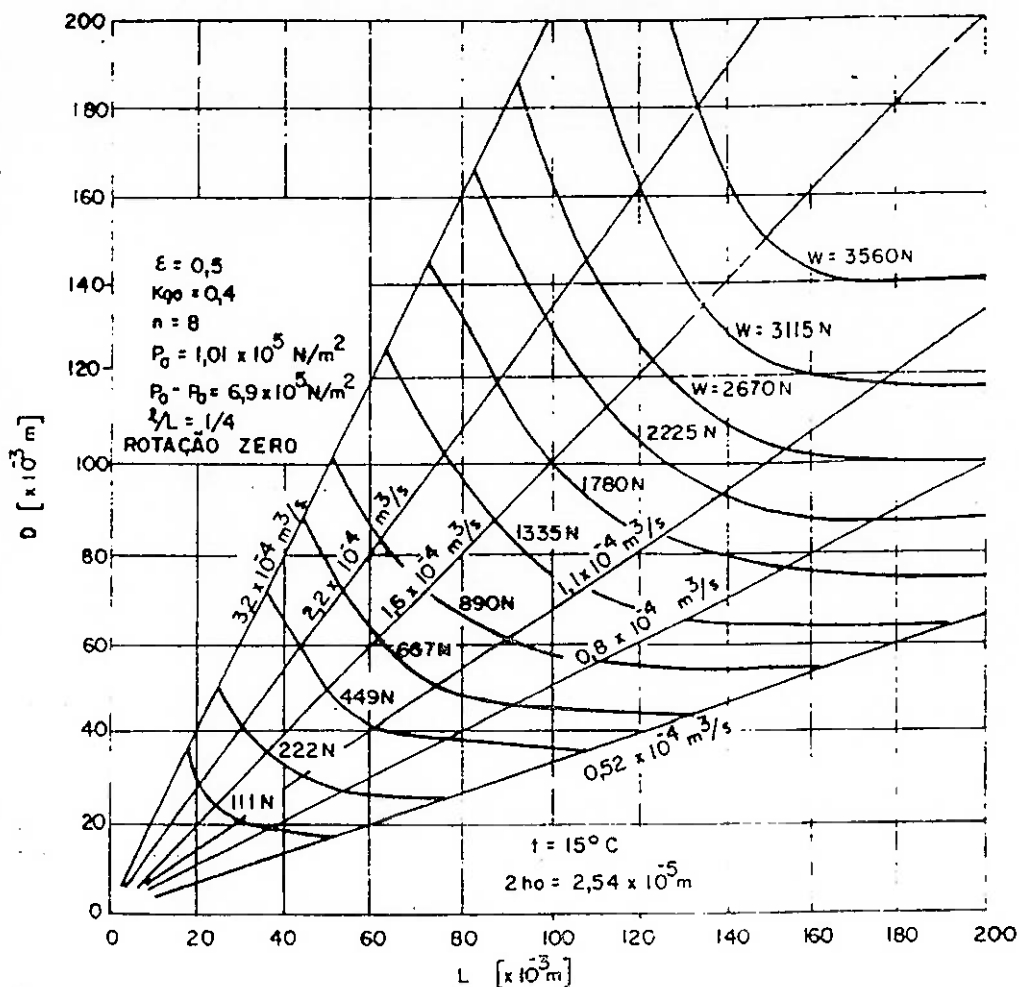


Fig. 5.3.18 Feeder Hole Flow vs. Downstream Pressure



Para outras pressões de alimentação multiplicar a carga por

$$\left(\frac{P_o - P_a}{6.9 \times 10^5} \right)$$

Para $P_o - P_a = 5.17 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ multiplicar a vazão por 0,65 (0,642)*

Para $P_o - P_a = 3.45 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ multiplicar a vazão por 0,27 (0,356)*

Para $P_o - P_a = 1.73 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ multiplicar a vazão por 0,14 (0,142)*

Para outras folgas diâmetrais, multiplicar a vazão por

$$\left(\frac{2h_o}{2.54 \times 10^{-5}} \right)^3$$

Para orifício sem rebaixo: (valores com *)

$$\text{Carga} = \frac{2}{3} W \text{ (com rebaixo)}$$

$$\text{Rigidez} = \frac{2}{3} K \text{ (com rebaixo)}$$

A vazão não muda

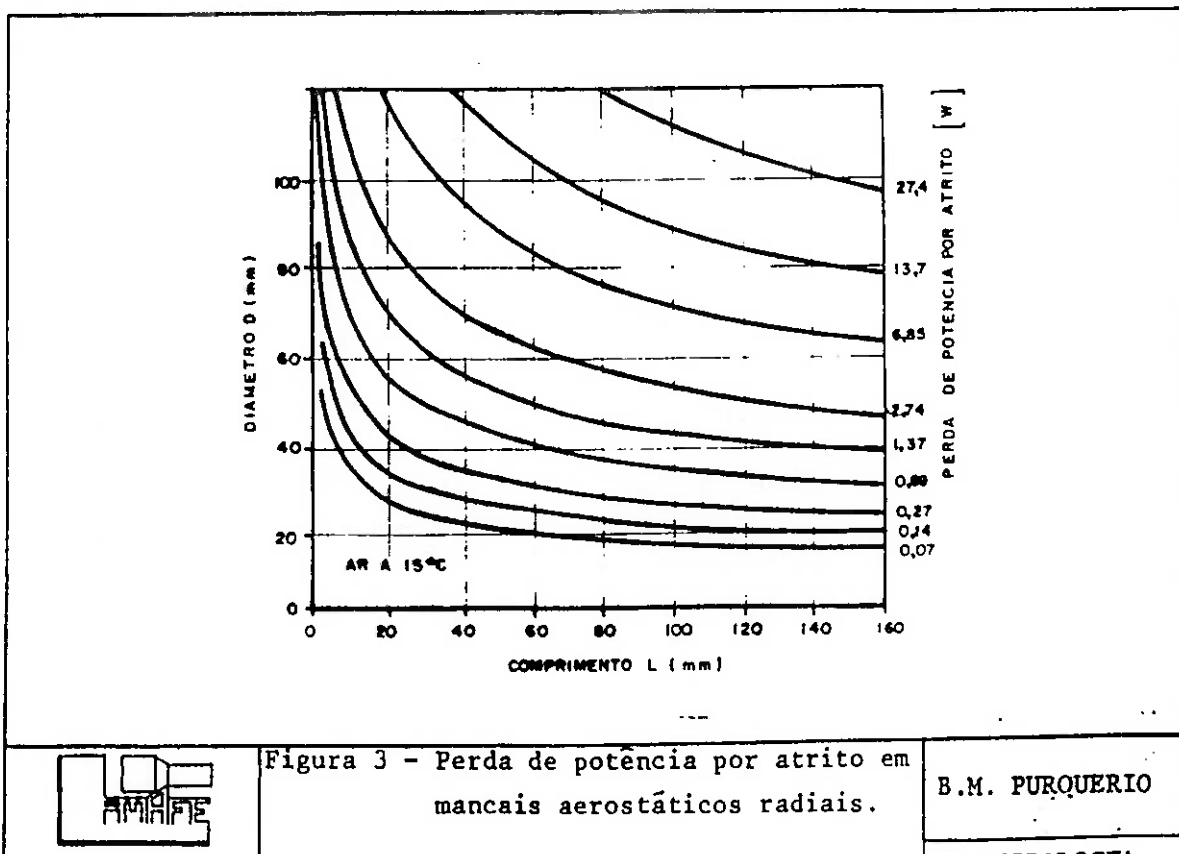
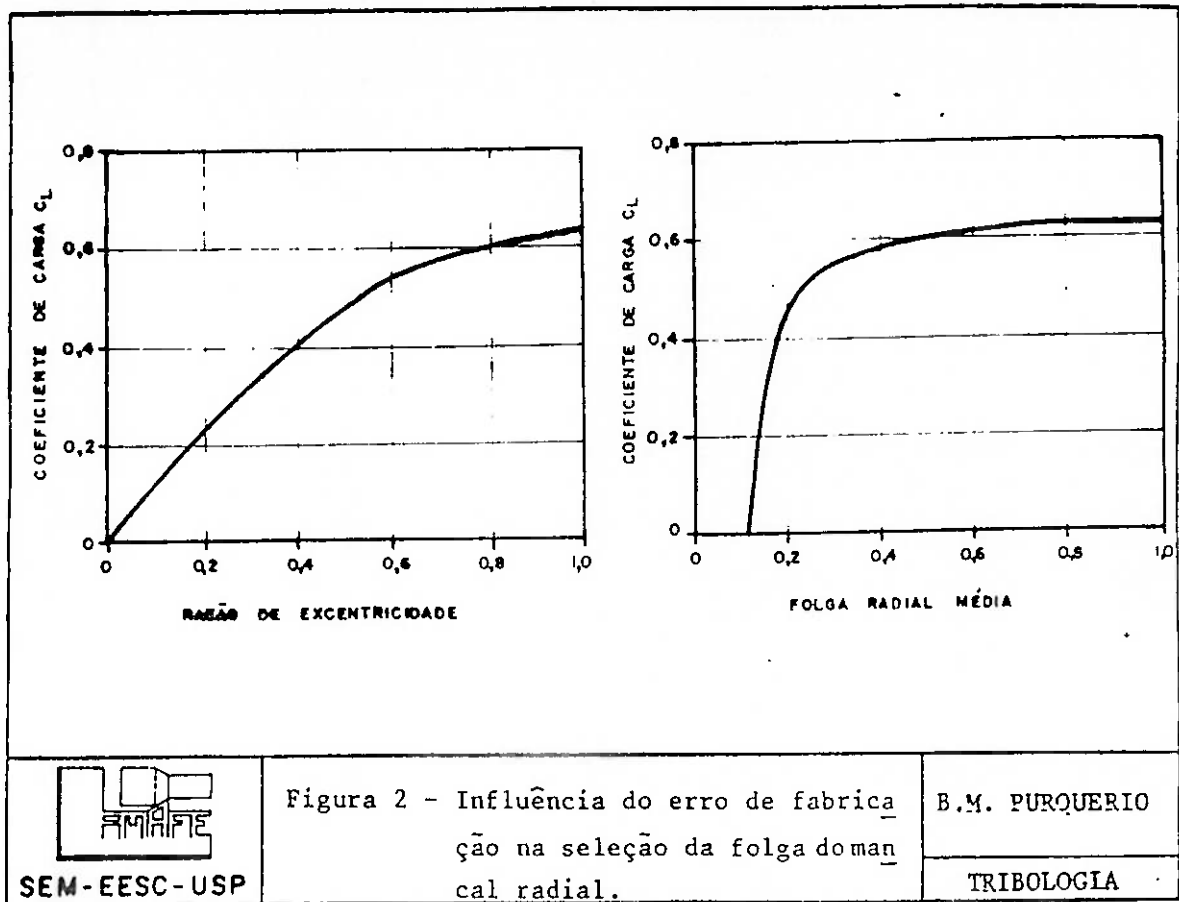


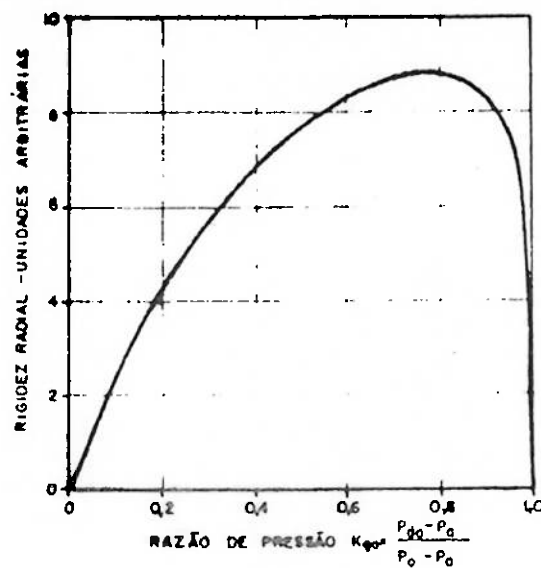
SEM - EESC - USP

Figura 1 - Estimativa da capacidade de carga (W) e vazão (Q) para mancais aerostáticos radiais com duas carreiras de orifícios com rebaixo.

B.M. PURQUERIO

TRIBOLOGIA



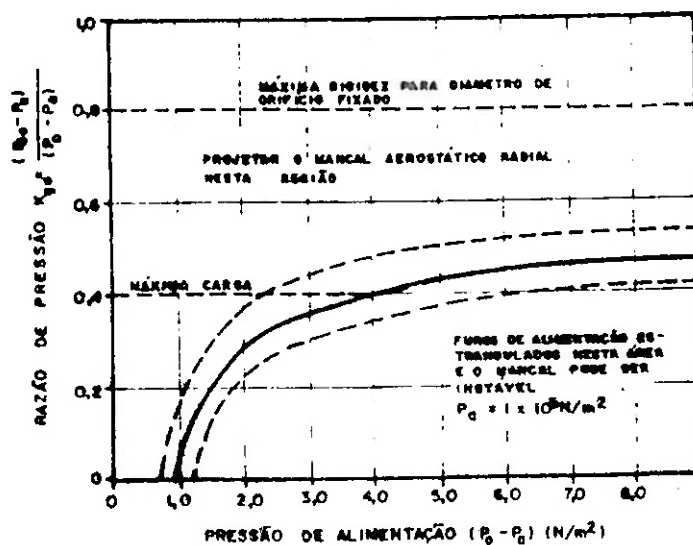


SEM-EESC-USP

Figura 4 - Determinação da razão de pressão para o projeto de mancais radiais.

B.M. PURQUERIO

TRIBOLOGIA



SEM-EESC-USP

Figura 5 - Variação da rigidez radial com a razão de pressão, variando somente a folga.

B.M. PURQUERIO

TRIBOLOGIA

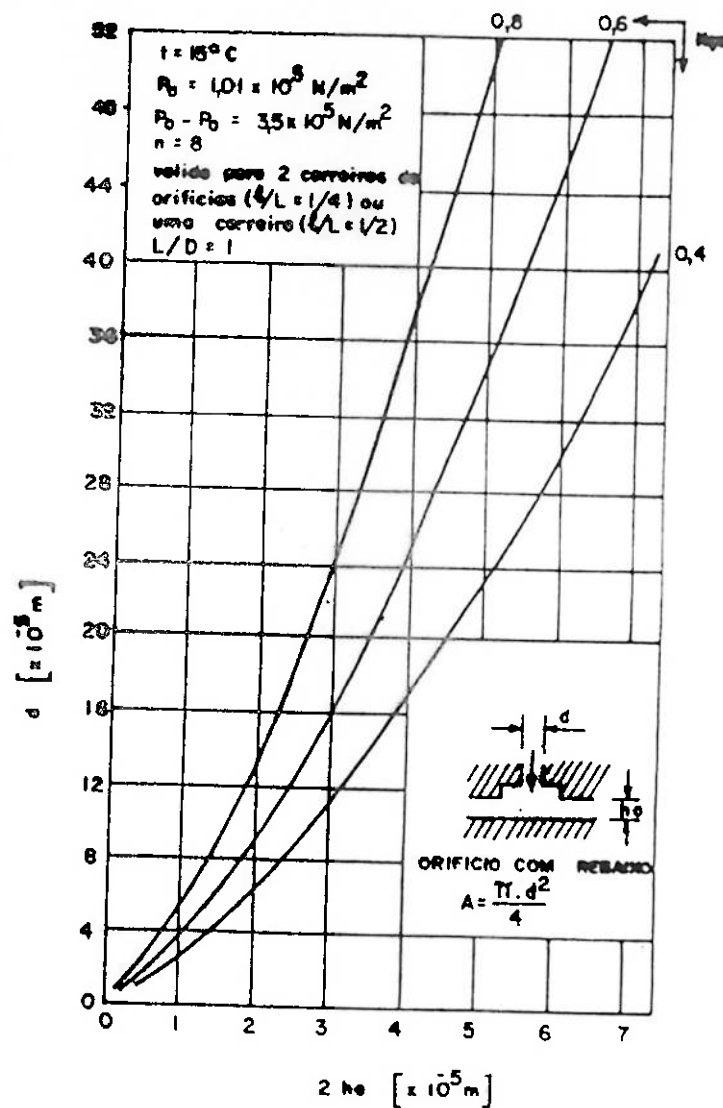


Figura 6 - Determinação do diâmetro do orifício com rebaixo em função da folga dia

B.M. PURQUERIO

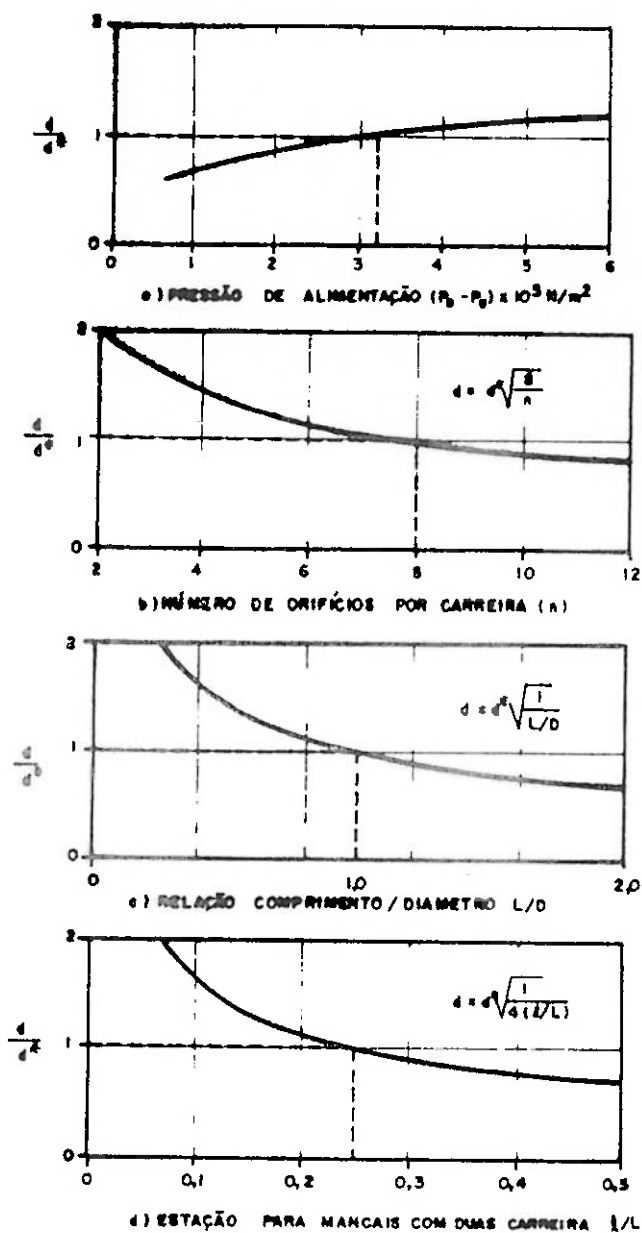


Figura 7 - Variação do diâmetro do orifício com rebaixo em função de vários parâmetros, dos mancais radiais.

B.M. PURQUERIO

TRIBOLOGIA



SEM-EESC-USP

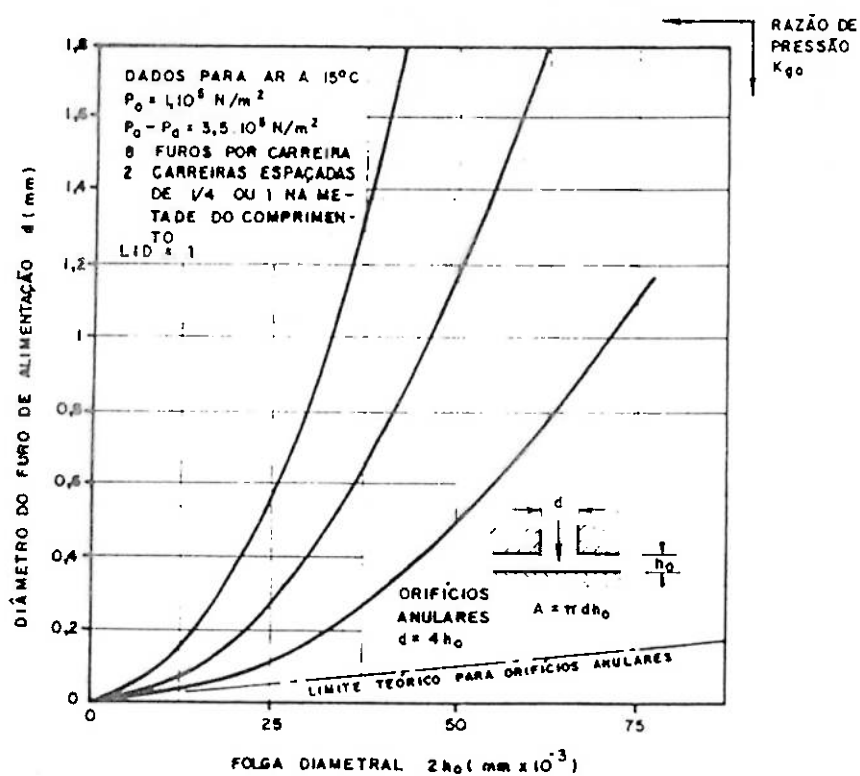
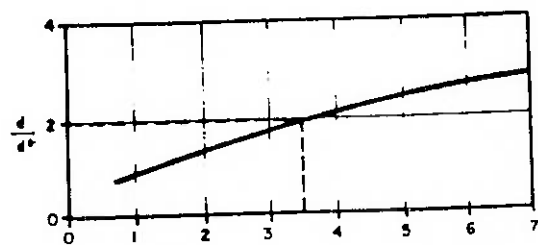
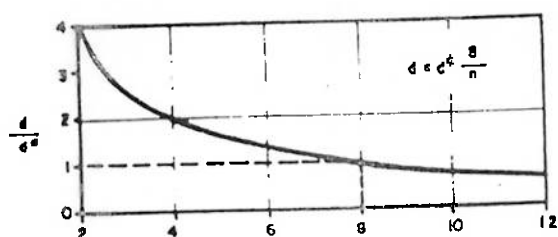


Figura 8 - Determinação do diâmetro do orifício sem rebaixo em função da

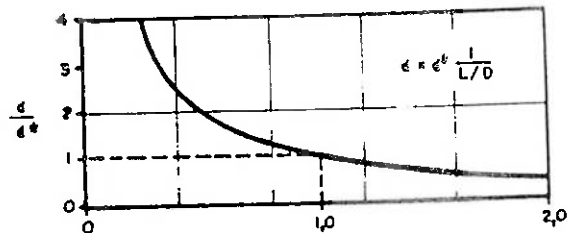
B.M. PURQUERIO



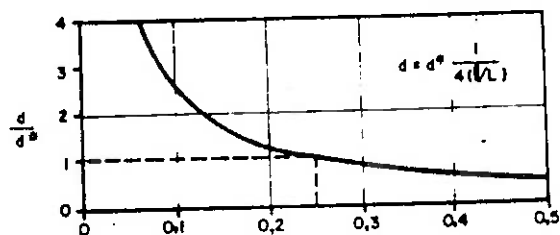
a) PRESSÃO DE ALIMENTAÇÃO $\times 10^5 \text{ N/m}^2$



b) NÚMERO DE ORIFÍCIOS POR CARREIRA n



c) RELAÇÃO COMPRIMENTO/DIÂMETRO L/D



d) ESTAÇÃO PARA MANCAIS COM DUAS CARREIRAS l/L

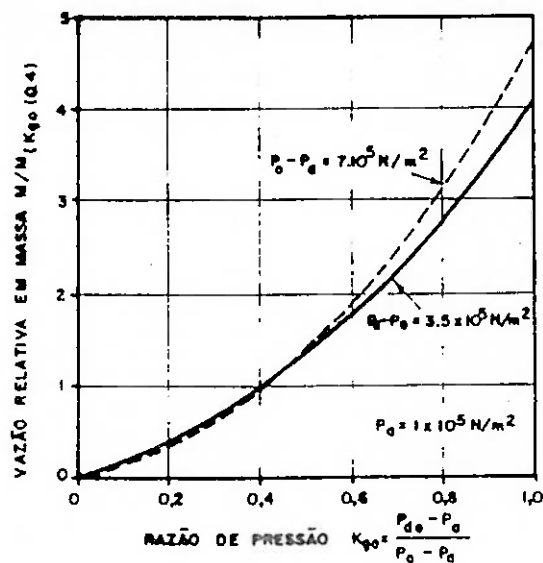


FEM - FFSC - USP

Figura 9 - Variação do diâmetro do orifício sem rebaixo em função de vários parâmetros dos mancais radiais.

B.M. PURQUERIO

TRIBOLOGIA

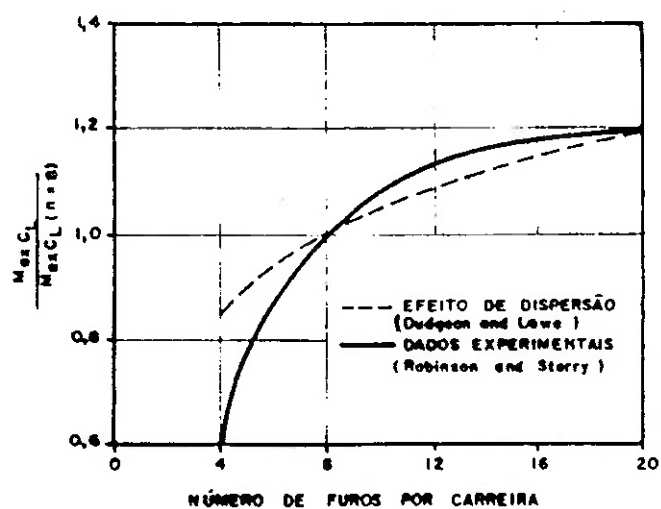


SEM-EESC-USP

Figura 10 - Variação da descarga (vazão em massa) com a razão de pressão nos mancais aerostáticos radiais.

B.M. PURQUERIO

TRIBOLOGIA

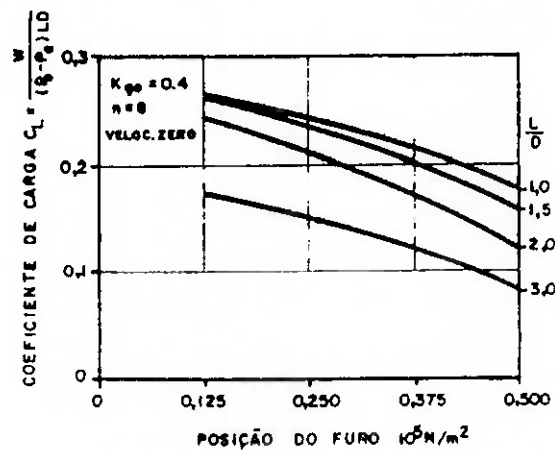


SEM-EESC-USP

Figura 11 - Influência do número de orifícios no coeficiente de carga de mancais radiais.

B.M. PURQUERIO

TRIBOLOGIA



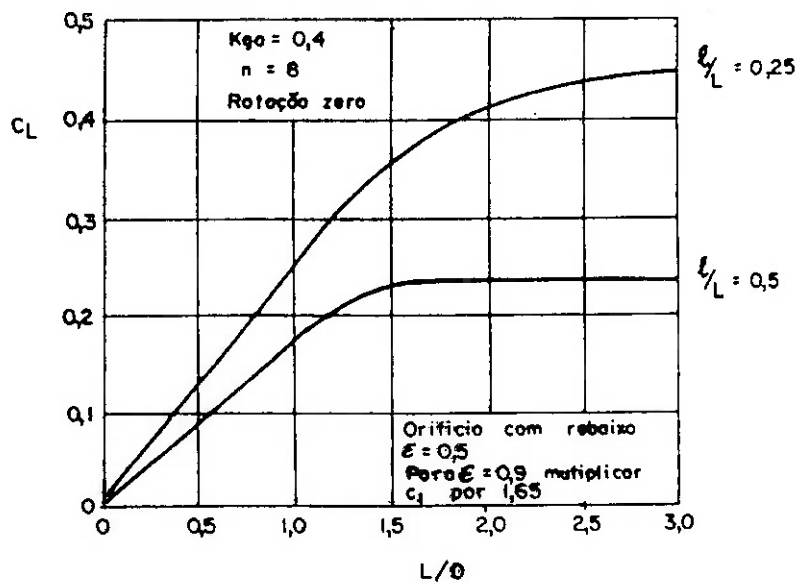
SEM-EESC-USP

Figura 12 - Influência da posição do orifício no coeficiente de carga de mancais radiais. Dudgeon and Lowe:

$P_a = 10^5 \text{ N/m}^2$, $(P_o - P_a) = 1,5 \text{ a } 7 \times 10^5 \text{ N/m}^2$.

B.M. PURQUERIO

TRIBOLOGIA

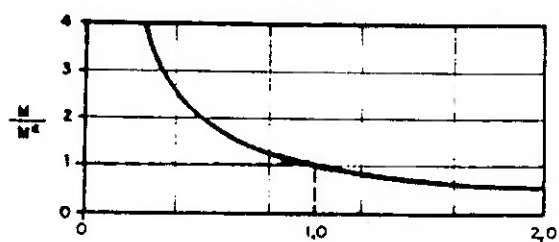


SEM-EESC-USP

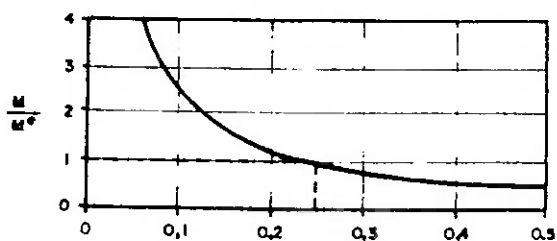
Figura 13 - Influência da relação L/D no coeficiente de carga de mancais radiais.

B.M. PURQUERIO

TRIBOLOGIA



a) RAZÃO ENTRE COMPRIMENTO E DIÂMETRO L/D



b) POSIÇÃO DOS FUROS PARA MANCAIS COM DUAS CARREIRAS l/L



SEM-EESC-USP

Figura 14 - Variação da descarga (vazão em massa) com a geometria do mancal radial.

B.M. PURQUERIO

TRIBOLOGIA

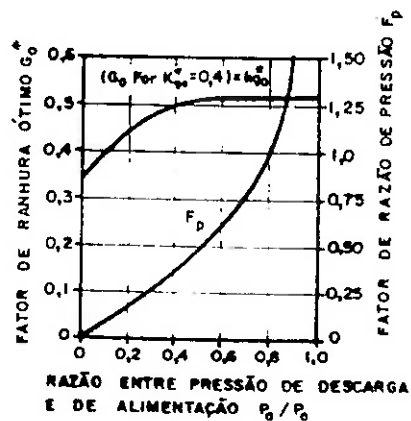


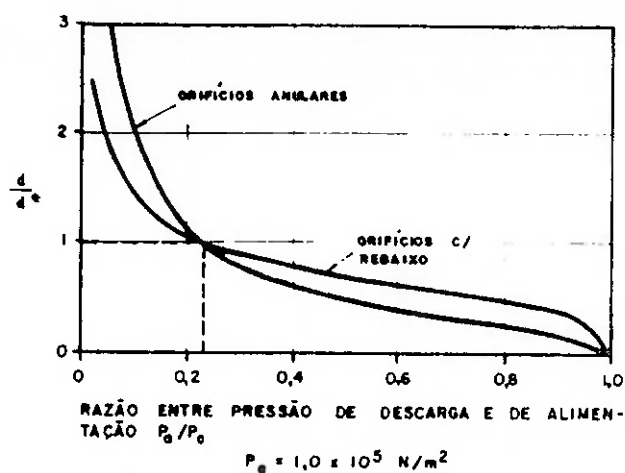
Figura 15 - Efeito da razão de pressão no fator de ranhura ótimo.



SEM-EESC-USP

B.M. PURQUERIO

TRIBOLOGIA

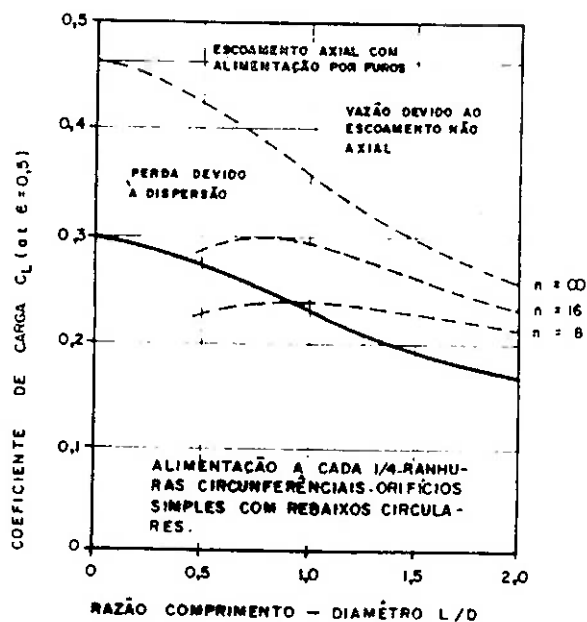


SEM-EESC-USP

Figura 16 - Variação do diâmetro ótimo de orifício com a razão de pressão.

B.M. PURQUERIO

TRIBOLOGIA



SEM-EESC-USP

Figura 17 - Comparação entre alimentação por orifício e por ranhura nos mancais radiais.

B.M. PURQUERIO

TRIBOLOGIA

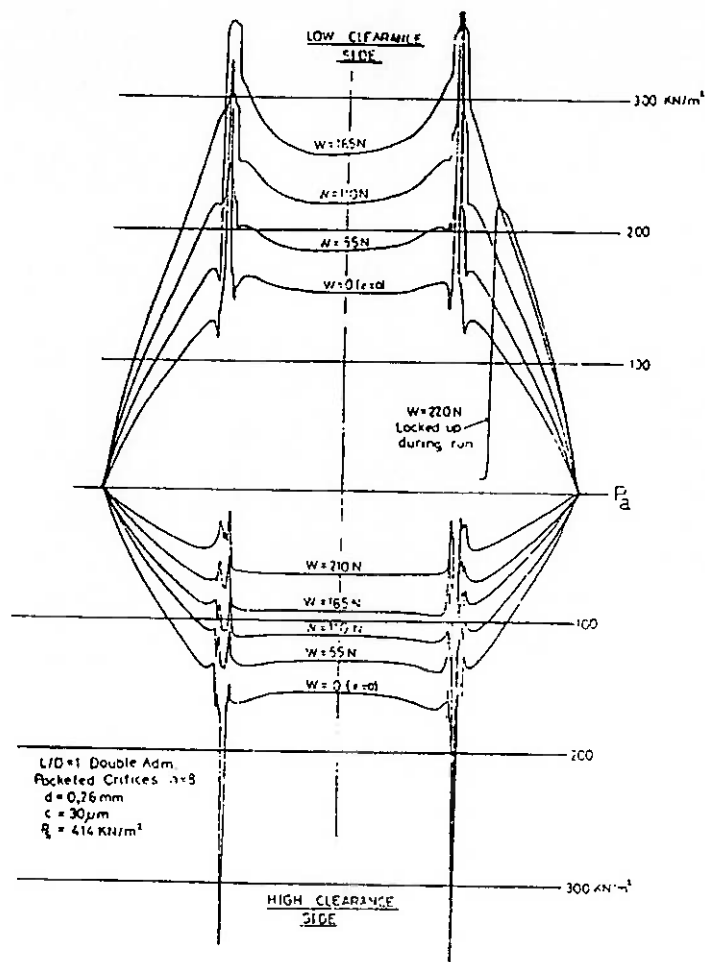


Fig. 7. Axial pressure profiles in-line with load for various W

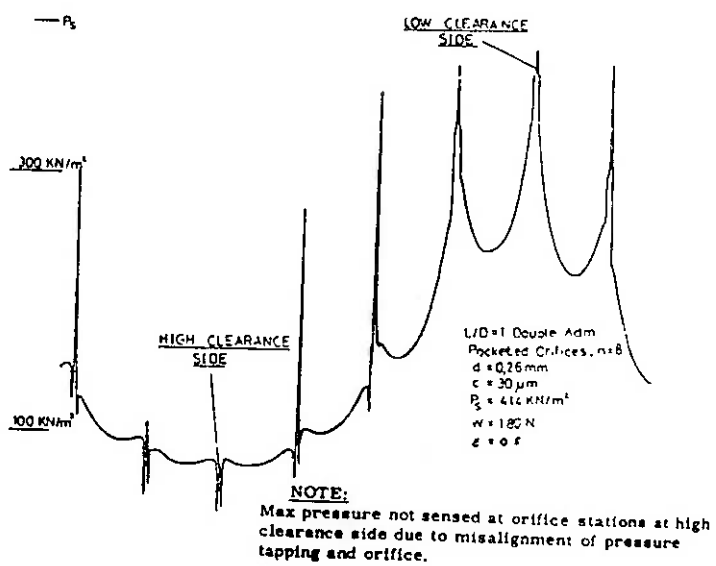
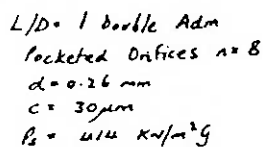
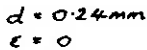


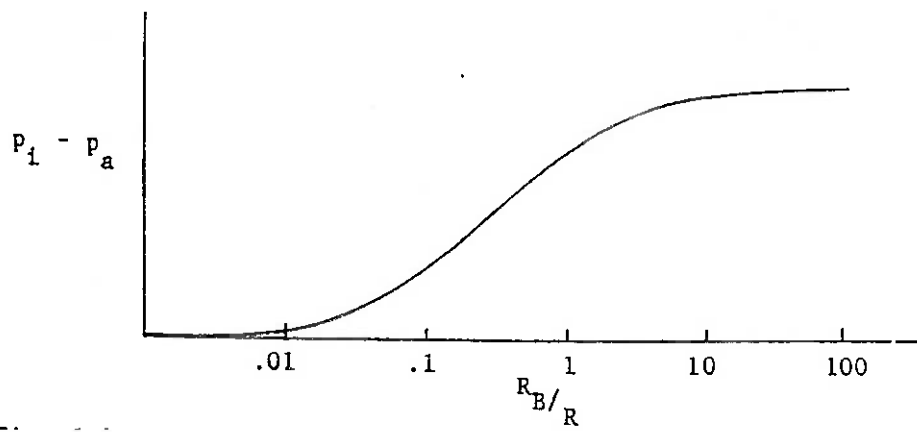
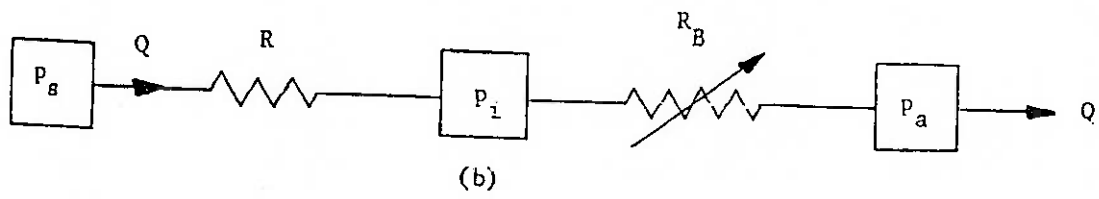
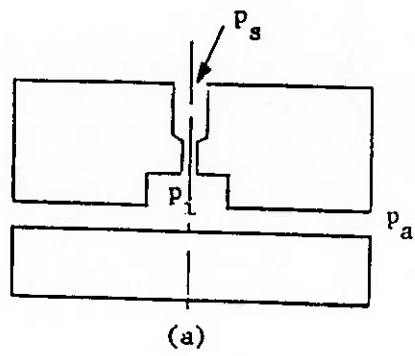
Fig. 8. Circumferential pressure profile of loaded bearing

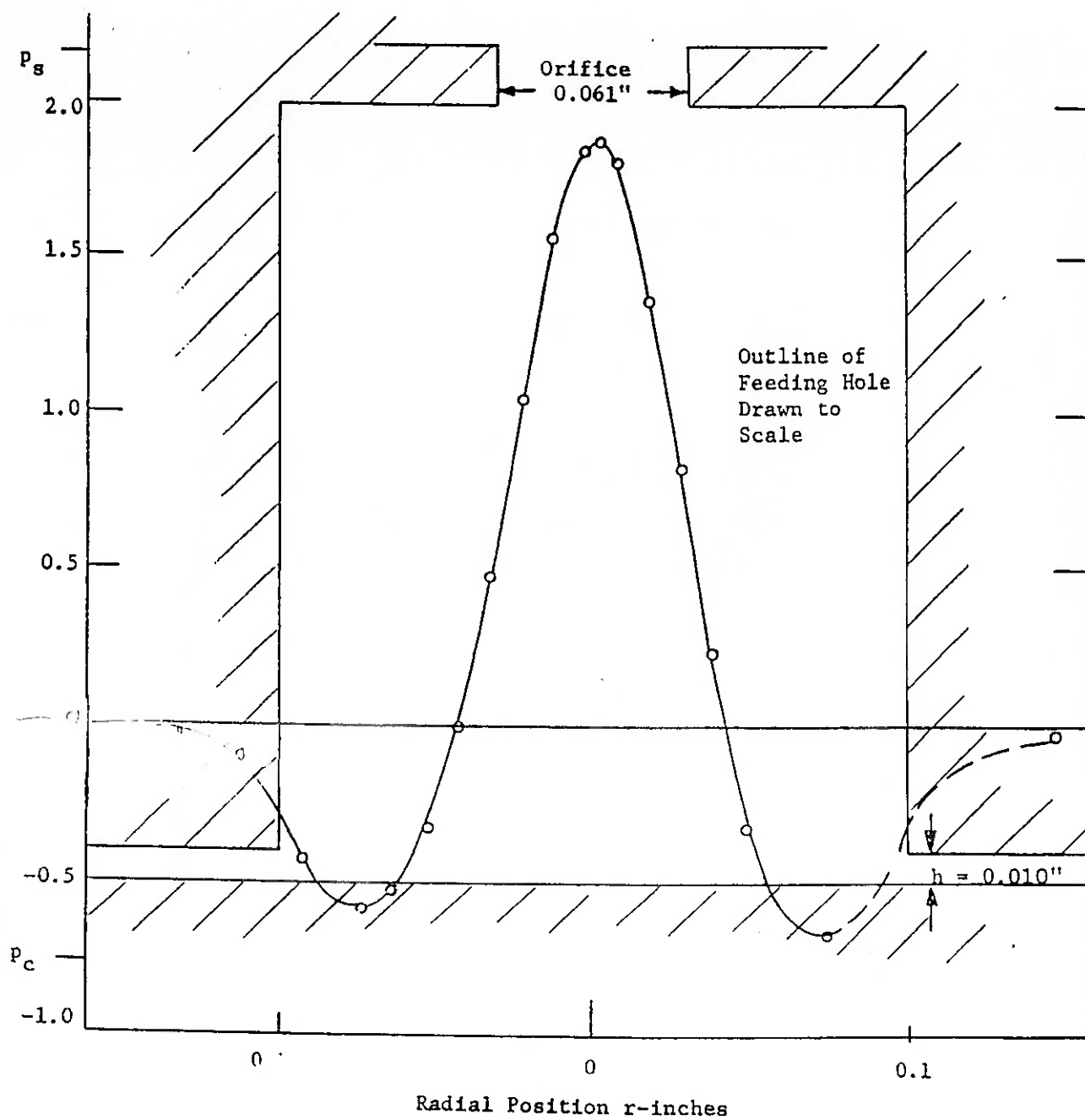


of unloaded bearing

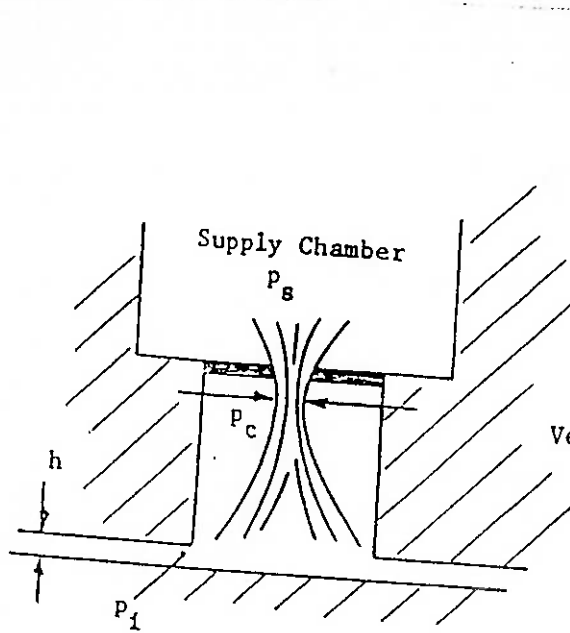


optimised bearings (central adm.)

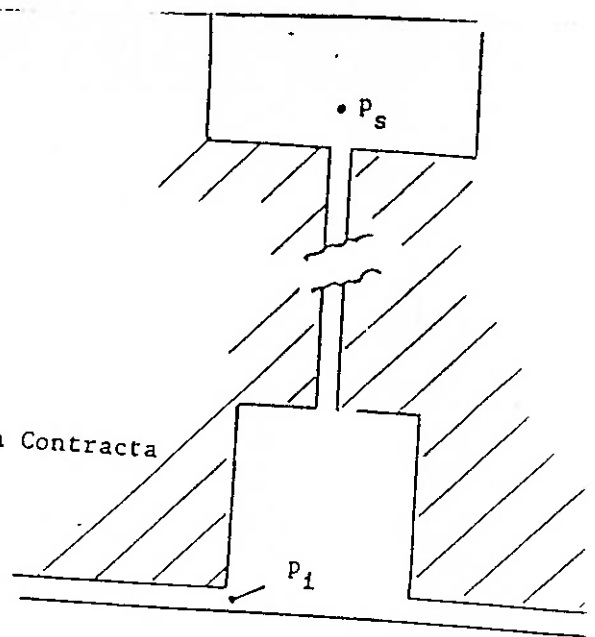




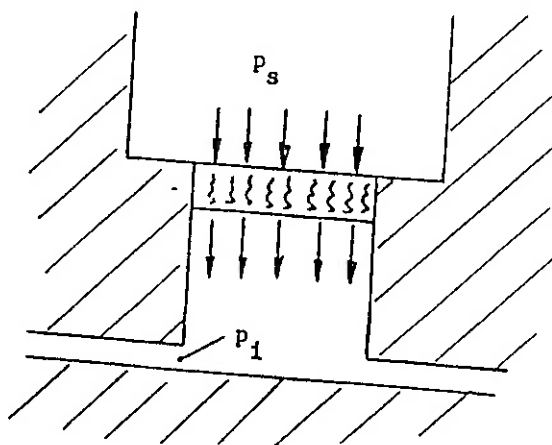
5.1.7 Pressure Profile Across Feeding Hole with Orifice



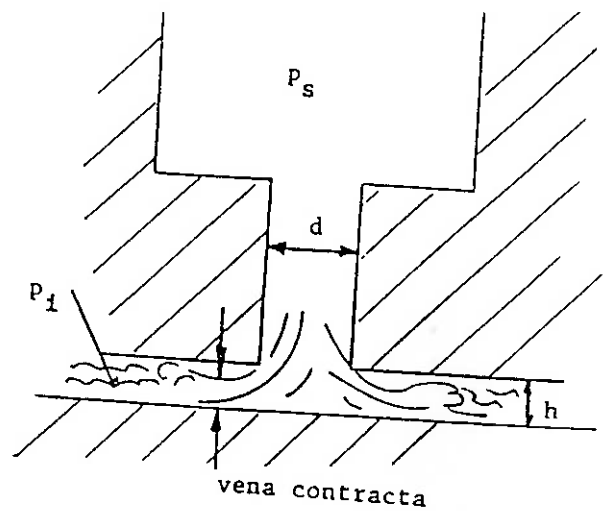
Orifice Restrictor



Capillary Restrictor



Porous Restrictor



Inherent Restrictor