



UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ELEMENTOS DE TRIBOLOGIA

Curso de Especialização em Engenharia de
Fabricação de Máquinas Ferramentas
PARTE 3

BENEDITO DE MORAES PURQUERIO
JOSÉ ROBERTO GAMBARINI

SÃO CARLOS
2021

B.M. PURQUÉRIO

J.R. GAMBARINI

Elementos de tribologia



III parte

Curso de especialização em engenharia de
fabricação e Máquinas ferramentas.

9 - ELEMENTOS PARA PROJETO

9.1 - Seleção do Tipo e Forma dos Mancais

Os mancais permitem o movimento relativo entre os componentes de máquinas, ao mesmo tempo que estabelece a locação entre eles. A forma do mancal a ser utilizado é determinada pela natureza do movimento relativo exigido bem como pelo tipo de vínculos a serem aplicados a ele.

Vínculo aplicado ao movimento	Movimento contínuo	Movimento oscilatório
Em torno do ponto 	O movimento será de rotação, portanto, o sistema pode fazer uso repetido de superfícies acuradas.	Se o movimento for somente oscilatório, pode ser usado um mecanismo adicional para que o sistema tenha rotação contínua.
Em torno da reta 	O movimento será de rotação, portanto o sistema pode fazer uso repetido de superfícies acuradas.	Se for exigido somente o movimento oscilatório, pode ser usado um mecanismo adicional para que o sistema tenha rotação contínua

(Tabela 9.1 - Continua)

(Tabela 9.1 - Continuação)



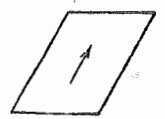
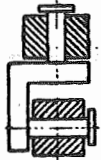

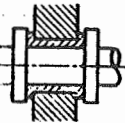

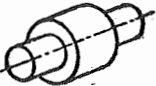
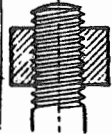
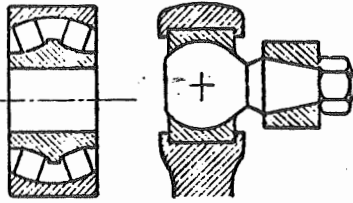
Vínculo aplicado ao movimento	Movimento contínuo	Movimento oscilatório
Ao longo da reta 	O movimento será de translação. Portanto uma das superfícies deve ser longa e contínua; e para que seja economicamente viável, deve ser moderadamente barata. O menor dos componentes deve ser suportado por uma película de fluido ou por elementos rolantes para que a taxa de desgaste seja aceitável.	Se o movimento de translação for recíproco, o sistema pode fazer uso repetido de superfícies acuradas, bem como a utilizar-se de mecanismos adicionais para que se torne economicamente viável.
No plano  	Se o movimento for de rotação, o sistema pode fazer uso repetido de superfícies acuradas. Se o movimento for de translação, uma das superfícies deve ser larga e contínua; e para que seja economicamente viável, deve ser moderadamente barata. O menor dos componentes deve ser suportado por uma película de fluido ou por elementos rolantes para que a taxa de desgaste seja aceitável.	Se o movimento for de rotação e oscilatório, podem ser utilizados sistemas adicionais cujos arranjos proporcionem rotação contínua. Se o movimento for de translação e oscilatório, o sistema pode fazer uso repetido de superfícies acuradas, bem como utilizar-se de mecanismos adicionais para que se torne economicamente viável.

Tabela 9.1 - Movimento relativo entre componentes de máquinas e vínculos aplicados

ADONIS
1988
PR.8
SISTEMA DE 1641542

Tanto para o movimento contínuo como para o oscilatório, existem tipos de mancais que permitem o movimento somente dentro da vinculação exigida, como também tipos que permitem o movimento dentro de outras. As tabelas 9.1 a 9.3 mostram exemplos de ambos os tipos de mancais.

Vínculo aplicado ao movimento	Arranjos que permitem o movimento somente segundo o vínculo aplicado.	Arranjos que permitem o movimento, mas também possuem outros graus de liberdade.	Efeito dos outros graus de liberdade.
Em torno do ponto	<p>Cardan</p> 	<p>Esfera alojada sobre uma placa.</p> 	A esfera de ser forçada no contato com a placa.
Em torno da reta	<p>Mancal radial com dupla locação axial.</p>  <p>Mancal cônico duplo</p> 	<p>Mancal radial</p>  <p>Parafuso e porca</p>  <p>Mancais esféricos ou autocompensadores.</p> 	<p>O mancal radial simples permite o movimento axial relativo.</p> <p>Fornece um momento axial relativo.</p> <p>Permite alguma liberdade angular relativamente ao eixo de rotação.</p>

(Tabela 9.2 - Continua)

(Tabela 9.2 - Continuação)

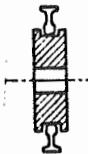
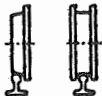


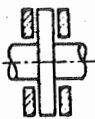
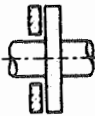

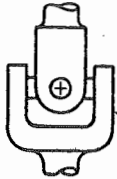
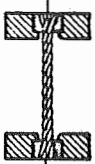
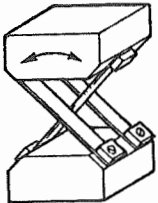
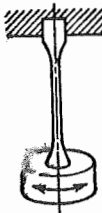

Vínculo aplicado ao movimento	Arranjos que permitem o movimento somente segundo o vínculo aplicado.	Arranjos que permitem o movimento, mas também possuem outros graus de liberdade.	Efeito dos outros graus de liberdade.
Ao longo da reta	Roda de ponte rolante entre dois trilhos. 	Roda de trem ou de ponte rolante nos trilhos.  Polia sobre cabo de aço  "Hovercraft" sobre guias 	Estes arranjos precisam ser carregados para o contato. Isto acontece usualmente por gravidade. As rodas em um único trilho ou cabos necessitam de vínculos que impeçam a rotação em torno do elemento de guia.
No plano (rotação) No plano (translação).	Mancal axial duplo 	Mancal axial simples  "Hovercraft" 	Os mancais axiais simples devem ser mantidos em contato. Normalmente é mantido em contato por gravidade.

Tabela 9.2 - Exemplos de formas de mancais adequados para o movimento contínuo.

<p>Vínculo aplicado ao movimento.</p>	<p>Arranjos que permitem o movimento segundo o <u>v</u>ínculo aplicado.</p>	<p>Arranjos que permitem os movimentos, mas também possuem outros graus de liberdade.</p>	<p>Efeito dos outros graus de liberdade.</p>
<p>Em torno do ponto.</p>	<p>Junta de Hooke</p> 	<p>União de componentes com cabos.</p> 	<p>O cabo deve ser mantido sob tensão.</p>
<p>Em torno da reta</p>	<p>Molas de lâminas "Flexure"</p> 	<p>Suspensão por barra de torção.</p>  <p>Cunha</p> 	<p>A suspensão simples não fornece posicionamento lateral.</p> <p>Deve ser mantido em <u>con</u>tato.</p>

(Tabela 9.3 - Continua)

(Tabela 9.3 - Continuação)

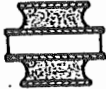

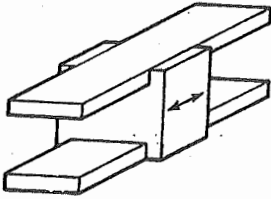
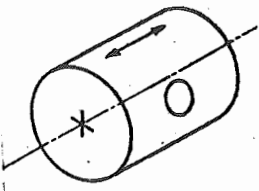
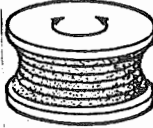
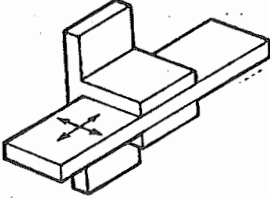
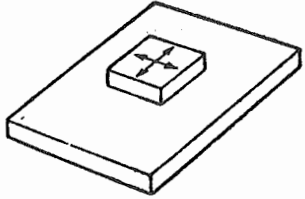
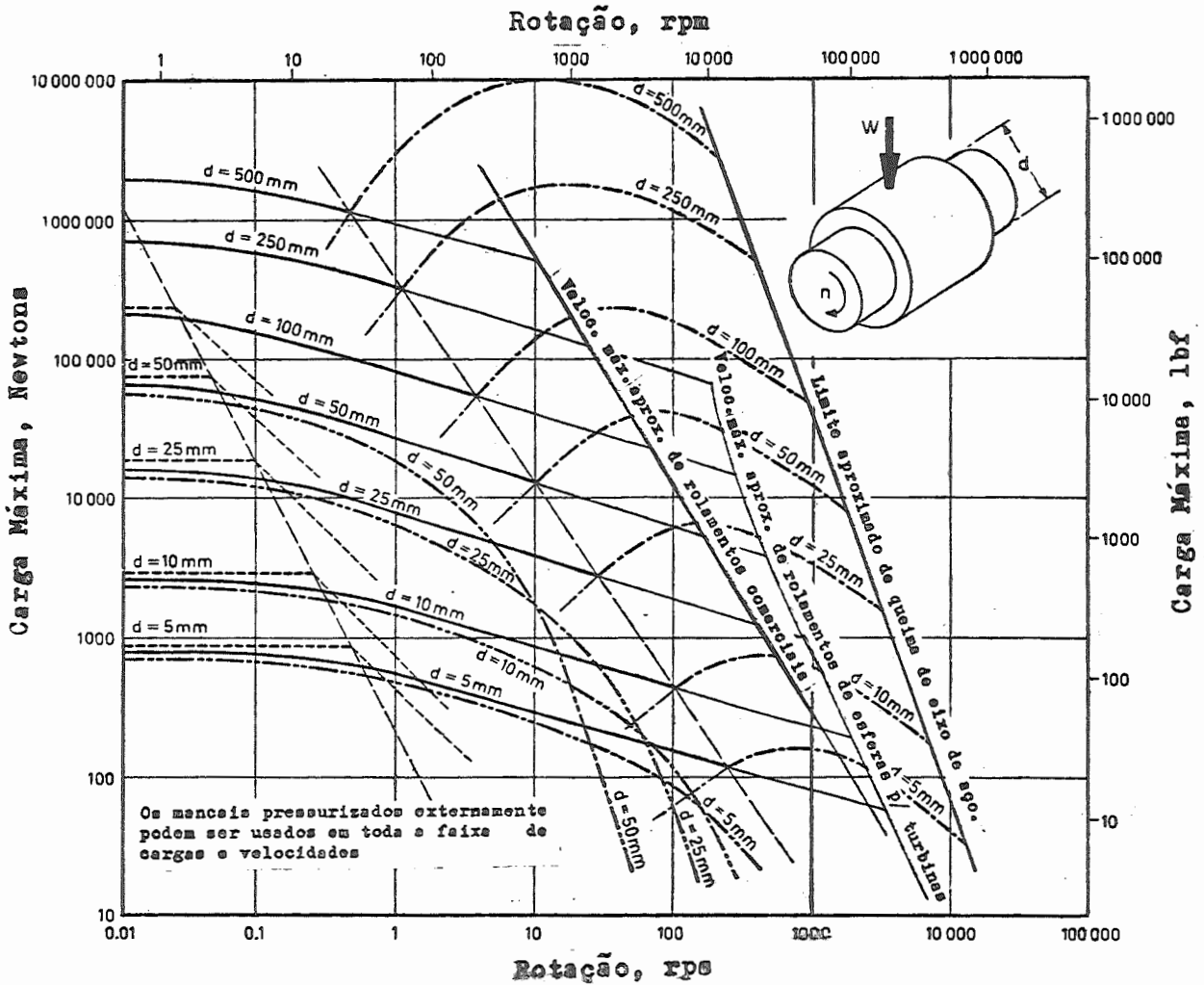
Em torno da reta		Buchas de borracha  a Sapata esférica 	Fornece uma flexibilidade lateral e axial relativa. Fornece relativa translação. Deve ser mantido em contato.
Ao longo da reta	Cabeçote de guias 	Cilindro e pistão 	O pistão pode girar a menos que esteje ligado a uma conexão.
No plano (rotação)		Disco ou anel de borracha. 	Fornece certa flexibilidade lateral e axial relativa.
No plano (translação).	Placas entre blocos de guia. 	Bloco deslizando sobre uma placa. 	Deve ser mantido em contato.

Tabela 9.3 - Exemplos de formas de mancais adequados somente para o movimento oscilatório.

9.2 - Seleção de Mancais Radiais



Nomenclatura	Diagrama	Descrição
		<u>Mancais Secos.</u> As superfícies que se atritam são usualmente não metálicas.
		<u>Mancais Porosos.</u> Material poroso impregnado com lubrificante.
		<u>Mancais de Rolamento.</u> Os elementos rolantes, de material duro, separam os dois anéis móveis.
		<u>Mancais Hidrodinâmicos.</u> A pressão hidrodinâmica é gerada pelo movimento relativo que arrasta fluido viscoso formando uma cunha de lubrificação.

Tabela 9.4 - Seleção através da capacidade de carga dos mancais com rotação contínua.

As tabelas deste item servem de guia para a escolha do tipo de mancal radial que tenha a máxima capacidade de carga para uma velocidade e diâmetro de eixo determinados. Foi baseada em uma vida de 10.000 horas para os mancais secos, porosos e de elementos rolantes. Uma vida maior pode ser obtida com cargas e velocidades reduzidas. Adotou-se para os vários mancais uma largura ao diâmetro, bem como um lubrificante de viscosidade média. As Tabelas 9.5 e 9.6 orientam com respeito a outras características de desempenho, operação e ambiente.






Tipo de Mancal	Temperatura alta	Temperatura baixa	Vácuo	Humidade	Poeira e sugidade	Vibração Ex- terna	Tipo de mancal
Mancais Secos (não metálicos)	Bom até o limite de temperatura do material	Bom	Excelente	Bom, porém o eixo deve ser anticorrosivo	Bom, com vedação	Bom	
Mancais Metálicos Porosos (lubrificadores)	Pobre, pois o lubrificante oxida	Regular, necessita momento de partida elevado	Possível, com lubrificante especial	Bom	Essencial uso de vedação	Bom	
Mancais de Rolamento	Acima de 150°, consultar o fabricante	Bom	Regular, com lubrificante especial	Bom, com vedação	Essencial o uso de vedação	Regular, consultar os fabricantes	
Mancais Hidrodinâmicos	Bom para a temperatura limite do lubrificante	Bom, necessita momento de partida elevado	Possível, com lubrificante especial	Bom	Bom, com vedações e filtração	Bom	
Mancais Pressurizados Externamente	Excelente com lubrificação a gás	Bom	Impossível, a alimentação afeta o vácuo	Bom	Bom. Excelente com lubrificação a gás	Excelente	
Comentários gerais	Prever o efeito da dilatação térmica nos ajustes			Prever corrosão		Prever o desgaste por "fretting"	

Tabela 9.5 - Seleção de mancais radiais com rotação contínua para condições especiais de ambiente.






Tipo de Mancal	Precisão de posicionamento radial	Capacidade de carga axial	Momento de partida suave.	Movimento silencioso	Disponibilidade de reposição de componentes	Facilidade de lubrificação	Tipo de Mancal
Mancais Sêcos (não metálicos)	Pobre	Pouca na maioria dos casos	Pobre	Regular	Alguns	Excelente	
Mancais Metálicos Porosos (lubrificados)	Bom	Pouca	Bom	Excelente	Sim	Excelente	
Mancais de Rolamento	Bom	Sim, na maioria dos casos	Muito bom	Satisfatório (geralmente)	Sim	Bom, quando lubrificado com graxa	
Mancais hidrodinâmicos	Regular	Nenhuma, necessidade de mancal axial	Bom	Excelente	Alguns	Usualmente, necessita de um sistema de circulação	
Mancais pressurizados externamente	Excelente	Nenhuma, necessidade de mancal axial	Excelente	Excelente	Nenhuma	Pobre, necessita de um sistema especial	

Tabela 9.6 - Seleção de mancais radiais com rotação contínua para requisitos especiais de desempenho.

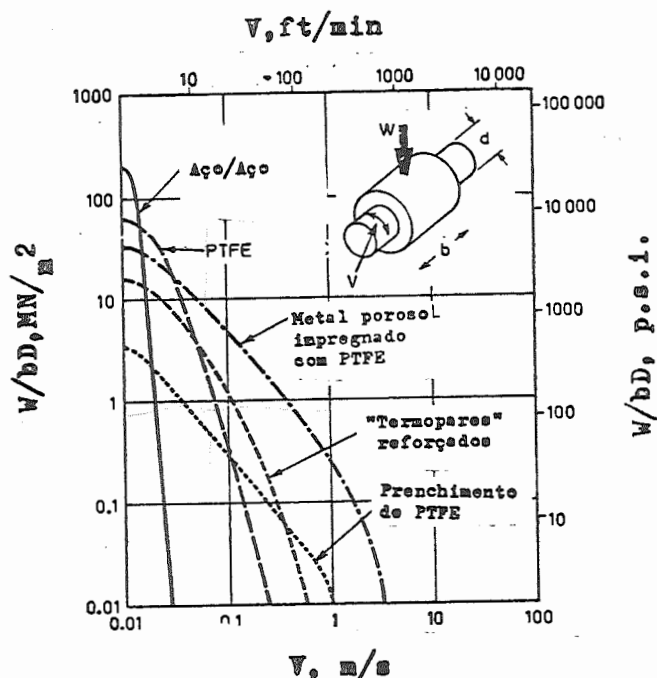


Tabela 9.7 - Seleção de materiais para as buchas de mancais secos com movimento oscilatório, através do valor máximo da pressão e do máximo valor da velocidade média de deslizamento. Os mancais de rolamento num arranjo equivalente usualmente suportam carregamentos da ordem de $10MN/m^2$.

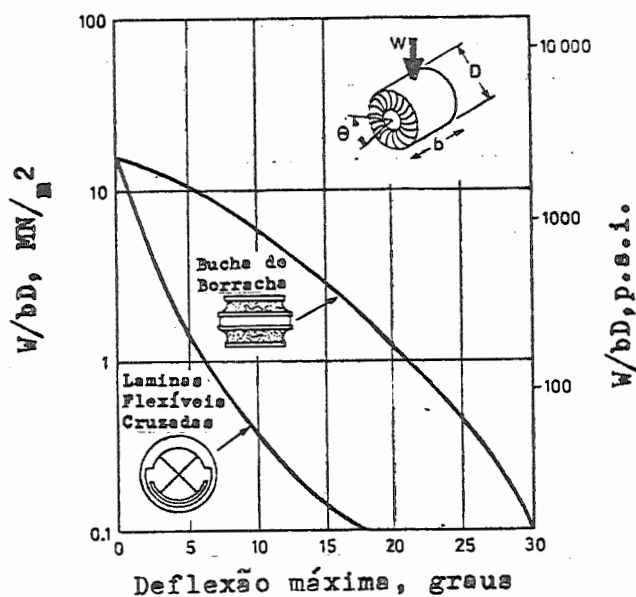


Tabela 9.8 - Seleção dos mancais flexíveis (flexures) através da pressão da carga externa e de deflexão exigida. Se o centro de rotação não tiver que ser mantido constante, podem ser usados cabos ou lâminas unitárias.







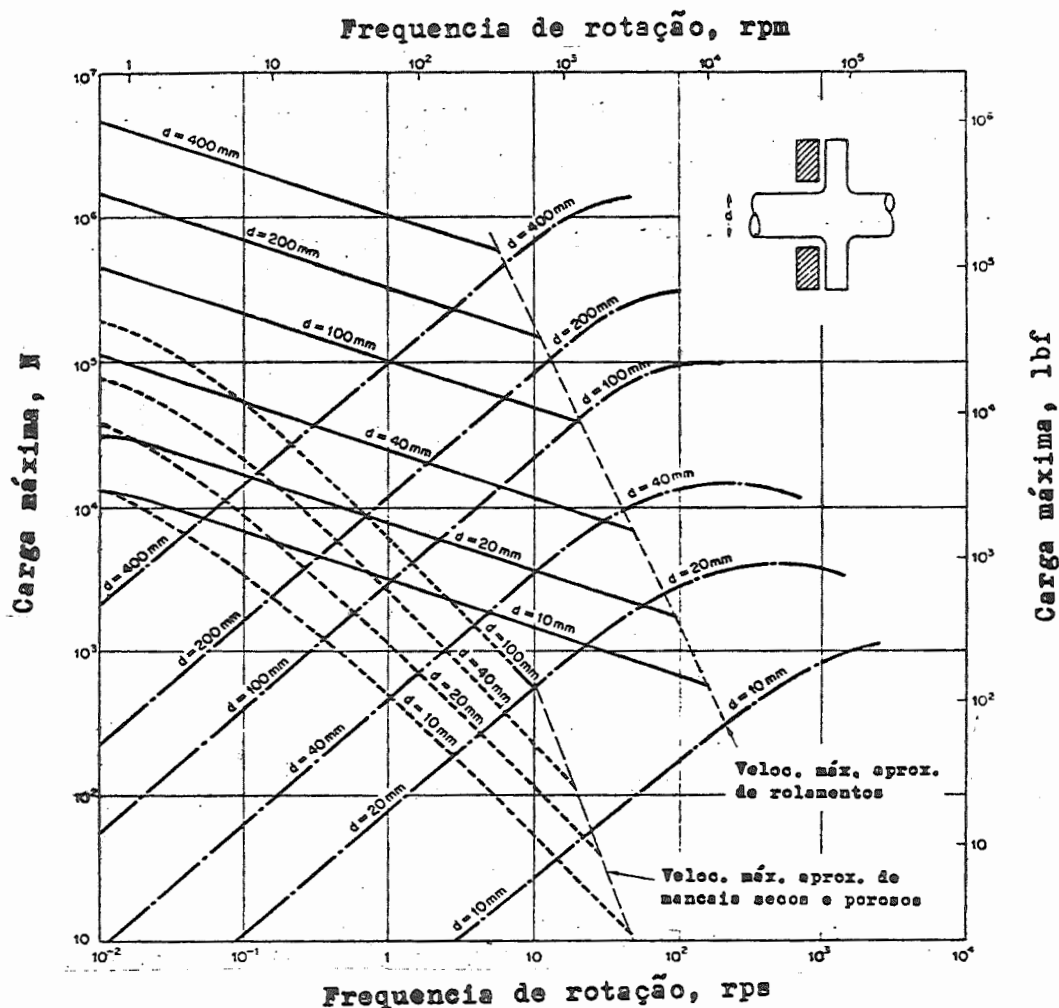
Tipo de Mancal	Baixo atrito	Alta temperatura	Baixa temperatura	Poeira e sujidade	Vibração externa	Humidade	Tipo de mancal
Mancais secos	Bom com PTFE	Bom até a temperatura limite do material	Muito bom	Bom, mas necessita vedação	Muito bom	Bom, mas o eixo deve ser anticorrosivo	
Mancais Metálicos Porosos (lubrificados)	Bom	Pobre, devido a oxidação do lubrificante	Regular, o atrito pode ser elevado	É essencial o uso de vedação	Bom	Bom	
Mancais de Rolamento	Muito bom	Consultar o lubrificante p/ temperaturas acima de 150°	Bom	É essencial o uso de vedação	Pobre	Bom, com vedação	
Buchas de Borracha	Elasticamente rígida	Pobre	Pobre	Excelente	Excelente	Excelente	
Lâminas flexíveis	Excelente	Bom	Muito bom	Excelente	Excelente	Bom, prevenindo a corrosão	
Cunha e pivot	Muito bom	Bom	Bom	Bom	Pobre	Bom, prevenindo a corrosão	

Tabela 9.10 - Seleção de mancais radiais com movimento oscilatório para ambientes e desempenhos especiais

9.3 - Seleção de Mancais Axiais








-  Mancais secos. Vida limitada pelo desgaste admissível
-  Mancais porosos. Vida limitada pela degradação do lubrificante ou falta do mesmo.
-  Mancais hidrodinâmicos. Pressão de sustentação gerada pela rotação - tem problemas nas paradas e partidas.
-  Mancais de rolamento. Vida limitada pela fadiga.
-  Mancais hidrostáticos. Aplicável em toda escala de carga e velocidade - pressão de alimentação 3 a 4 vezes a pressão média do mancal.

Tabela 9.11 - Orientação para a capacidade de carga de mancais axiais.

As Tabelas deste item orientam quanto a capacidade de carga máxima para diferentes tipos de mancais axiais para determinada velocidade e dimensão de eixos. As Tabelas 9.12 e 9.13 orientam com respeito à outras características de desempenho e ambiente.

Tipo de Mancais	Temperatura alta	Temperatura baixa	Vácuo	Humidade	Poeira e sujidade	Vibrações externas
Mancais secos não metálicos	Bom, até a temperatura limite do material	Bom	Excelente	Bom, com materiais do eixo e partes móveis aceitáveis	Bom, com vedação adequada	Bom
Mancais metálicos porosos (lubrificados)	Pobre, devido a oxidação do lubrificante	Regular, o momento de partida deve ser alto	Possível com lubrificante especial	Bom	Necessária a vedação	Bom
Mancais de rolamento	Acima de 100°C, reduzida capacidade de carga. Acima de 150°C consultar o fabricante	Bom	Necessita lubrificante especial	Bom, com vedação adequada	Necessária a vedação	Consultar fabricantes
Mancais hidrodinâmicos	Bom, até a temperatura limite do lubrificante	Bom, o momento de partida pode ser alto	Possível com lubrificante especial	Bom	Necessária a vedação	Bom
Mancais hidrostáticos	Bom, até o limite de temperatura do lubrificante	Bom	Normalmente não é aplicável	Bom	Bom, necessário a filtração	Bom
Comentários gerais	Considerar a dilatação térmica e ajustes			Considerar a corrosão		Considerar o desgaste por "fretting"

Tabela 9.12 - Seleção de mancais axiais para condições especiais de ambiente.

Tipo de mancal	Precisão de posicionamento axial	Momento de partida baixo	Momento de regime baixo	Movimento silencioso	Disponibilidade para movimento oxidatório ou intermitente	Disponibilidade de componentes de reposição	Simplicidade do sistema de lubrificação
Mancais secos (não metálicos)	Limitada pelo desgaste	Pobre	Pobre	Regular	Sim	Alguns	Excelente
Mancais metálicos porosos (lubrificadores)	Bom	Regular	Bom	Bom, quando mantido lubrificado	Sim	Bom	Excelente
Mancais de rolamento	Bom	Bom	Bom	Satisfatório	Sim	Excelente	Bom, quando lubrificado com graxa
Mancais hidrodinâmicos	Bom	Regular	Bom	Bom	Nenhuma	Alguma	Usualmente exige um sistema de circulação
Mancais hidrostáticos	Excelente	Excelente	Bom	Bom	Sim	Nenhuma	Necessita um sistema especial

Tabela 9.13 - Seleção de mancais axiais para exigências especiais de ambiente.

9.4 - Mancal Hidrodinâmico

9.4.1 - Princípio de Operação

A Fig. 9.1 mostra a seção transversal de um mancal hidrodinâmico. A folga, usualmente cerca de um milésimo do diâmetro do mancal, foi exageradamente ampliada para ilustrar a formação da película convergente-divergente DEA, que suporta a carga.

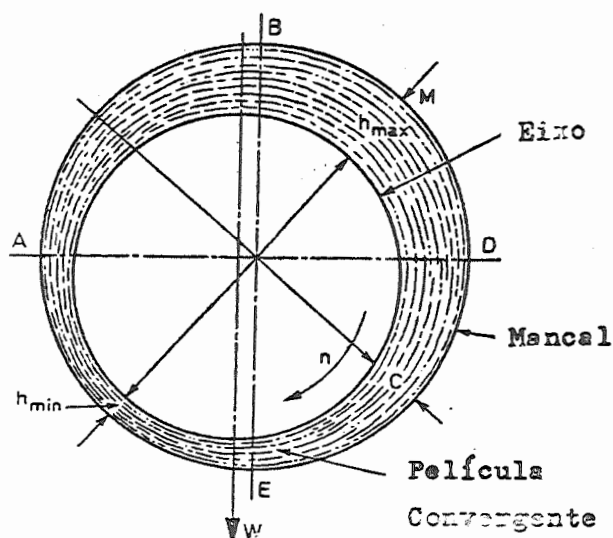


Fig. 9.1 - Seção transversal de um mancal hidrodinâmico.

O lubrificante é arrastado para o espaço convergente devido a rotação do eixo do mancal. A viscosidade do lubrificante não permite que este escape até que a pressão aumenta na película convergente-divergente, a qual força o lubrificante a fluir e ao mesmo tempo suporta a carga através da película.

A capacidade de carga depende da viscosidade do lubrificante, sendo que qualquer líquido pode ser usado, inclusive água; usualmente utiliza-se o óleo porque não é corrosivo e é capaz de lubrificar em condições "míxtas". A fig. 9.2 mostra, esquematicamente, a variação do atrito com a rotação.

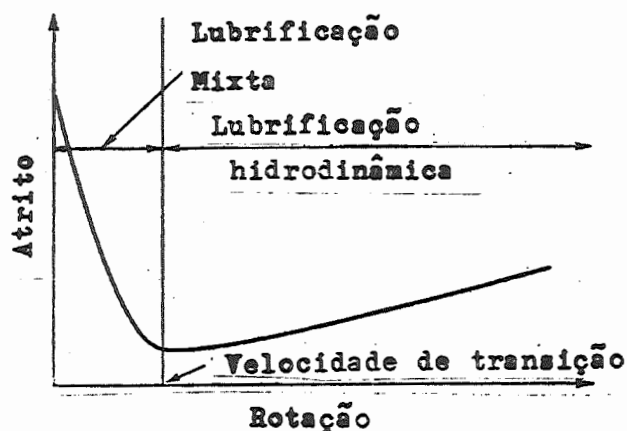


Fig. 9.2 - Variação do atrito com a rotação.

Se a rotação for menor que um valor crítico, dependendo da carga, do lubrificante e do acabamento superficial, não será possível a separação completa das superfícies pela película de fluido e parte da carga é sustentada pelo contato com as asperidades da superfície. Esta condição é chamada de lubrificação "mixta" ou "camada limite".

Os mancais hidrodinâmicos operam em velocidades bem acima da velocidade de transição.

9.4.2 - O Projeto Preliminar e o Desempenho

O leitor deve, neste ponto, retornar ao item 9.2 e verificar a possibilidade de escolha do mancal hidrodinâmico, através das tabelas, como avaliação preliminar do projeto. O passo seguinte vem a ser a estimativa do lubrificante, as proporções do mancal e seu desempenho. A escolha final dependerá de uma análise detalhada por métodos mais complexos, conforme bibliografia.

9.4.3 - Folga do Mancal e Lubrificante

Para prevenir o superaquecimento, a folga e viscosidade do lubrificante devem ser adotadas em conformidade com a velocidade de operação. As figuras 9.3 e 9.4 orientam a escolha da folga e da viscosidade do lubrificante, respectivamente. A viscosidade da Fig. 9.4 é a da temperatura de operação obtida (suposta não ser maior do que 20° acima da temperatura de entrada).

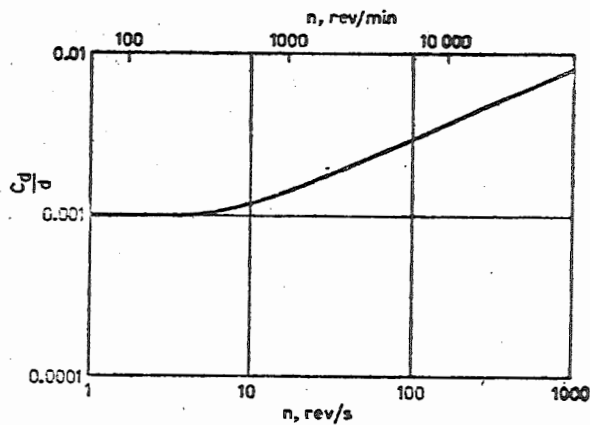


Fig. 9.3 - Escolha aproximada da folga.

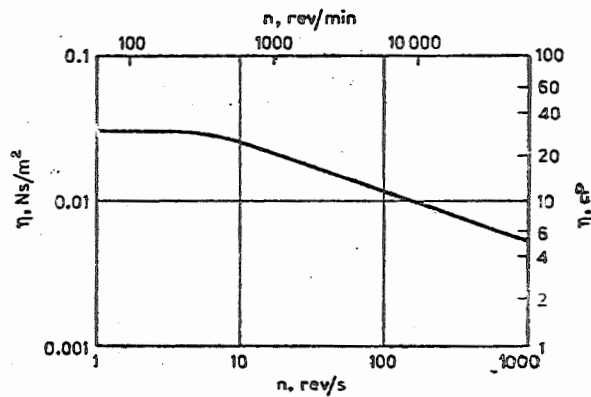


Fig. 9.4 - Escolha aproximada da viscosidade

9.4.4 - Dimensão do Mancal e Capacidade de Carga

A Fig. 9.5 fornece dados para a escolha da capacidade de carga de mancais de vários tamanhos, que operem conforme as velocidades, folgas e viscosidades fornecidas pelas figuras 9.4 e 9.5. Normalmente, os valores de b/d não deveriam exceder de 1.

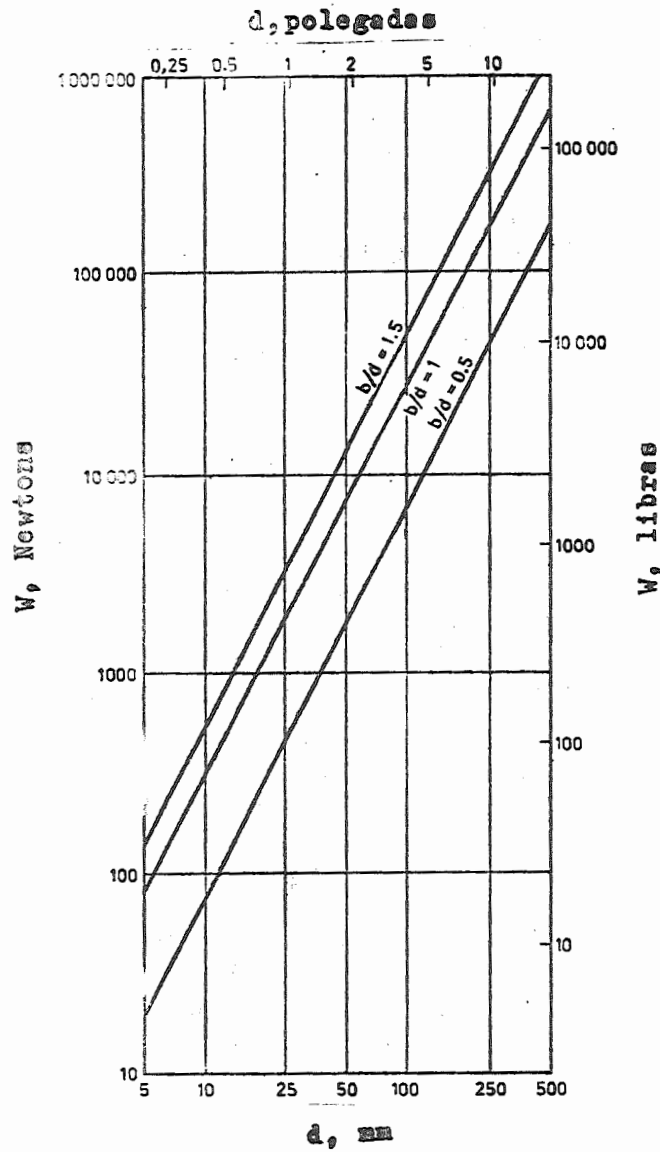


Fig. 9.5 - Capacidade de carga dos mancais hidrodinâmicos em função de suas dimensões.

9.4.5 - Perda de Potência

A Fig. 9.6 mostra a perda de potência nos mancais hidrodinâmicos em função das dimensões e velocidades. Nesta figura supos-se a relação $b/d = 1$. Grosseiramente, para outras larguras de mancais, a perda de potência pode ser suposta proporcional a esta dimensão (largura b). A potência não é grandemente afetada pela variação da folga.

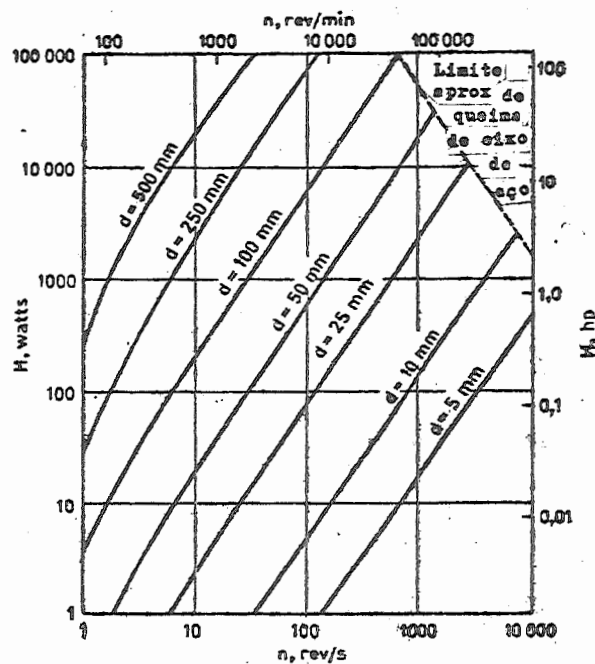


Fig. 9.6 - Determinação da perda de potência.

9.4.6 - Ranhuras e Sistemas de Alimentação

O método mais adequado de alimentação do mancal é através de uma ranhura axial ao longo de quase toda a largura do mancal, na região descarregada do mesmo. Um arranjo também prático, é a utilização de um par de ranhuras axiais diametralmente opostas e perpendiculares à direção do carregamento.

A ranhura circunferencial divide o mancal em dois mancais mais estreitos, de capacidade total muito menor do que o mesmo sem ranhura, sendo usada somente quando a direção de carga varia em uma faixa angular muito grande ou sem um deslocamento giratório.

O lubrificante é bombeado nas ranhuras a pressões de 70 kN/m^2 (10 lbf/in^2) até 350 kN/m^2 (50 lbf/in^2). A temperatura de alimentação é uma função do resfriamento do lubrificante recirculante, sendo que 40°C é um valor aceitável para mancais de velocidade alta.

9.4.7 - Vazão do Lubrificante

A vazão do lubrificante é função das dimensões do mancal e das condições de operação e do próprio lubrificante. É muito sensível as mudanças de certas variáveis, como por exemplo, a folga do mancal. A Fig. 9.7 fornece uma orientação aproximada para um mancal com diâmetro igual à

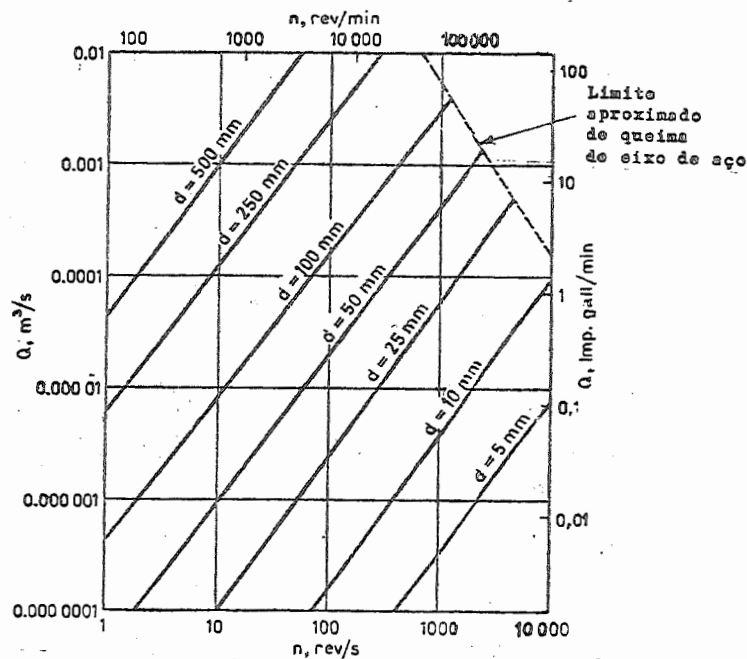


Fig. 9.7 - Variação volumétrica do lubrificante.

largura e de acordo com a orientação já fornecida. Deve ser notado, particularmente, que a vazão pode ser considerada como sendo produzida pela pressão de entrada e pela rotação do eixo. A velocidades inferiores a 100rpm, e para mancais com ranhura circunferencial, a vazão torna-se função principalmente da pressão de entrada, não sendo portanto aplicada à Fig. 9.7.

9.4.8 - Efeito das Modificações Durante o Projeto

A Tabela 9.14, que relaciona as modificações que podem ser feitas durante o projeto dos mancais, baseia-se num mancal com ranhura dupla de alimentação, condições de operações típicas e condições adequadas de vazão de óleo. A pressão de vazão do óleo não pode, naturalmente, decrescer indefinidamente sem efeitos negativos e o mesmo motivo se aplica às variáveis denominadas pela letra "N" na coluna dos efeitos.

MODIFICAÇÃO EFETUADA NO PROJETO	E F E I T O				
	h Espessura da Película	θ_o Temp. Saída Óleo	$Q_{m\acute{a}x}$ Temp. Máxima Mancal	H Perda de Potência	Q Variação de Vazão de Óleo
<u>Pequeno aumento:</u>					
- do diâmetro	A	A	A	A	A
- da largura	A	A	A	A	D
- da folga	D ou A	D	D	O	A
- da carga	D	A*	A	A	A*
- da velocidade	A	A	A	A	A
- da pressão de alimentação	N	N	N	N	A
- da temp. de alimentação	D	A	A	D	A
- do comprimento da ranhura axial	N	D	D	A	A
- da largura da ranhura axial	N	N	N	N	A
- Mudança p/ranhura circunferencial	D	A	A	A ou D	D
- Mudança p/ranhura axial simples na posição de máxima película	A	O	D	A	A
- Aumento da viscosidade do óleo	A	A	A	A	D

Tab. 9.14 - Efeitos das modificações efetuadas durante o projeto dos mancais hidrodinâmicos.

Notação: A = aumento; D = diminuição; N = nenhum efeito foi notado; * = depende da disposição das ranhuras.

9.5 - Mancais Hidrostáticos

Nos mancais hidrostáticos, as superfícies são separadas por uma película de fluido lubrificante mantido sob pressão em um ou mais rebaixos (recessos) na superfície do mancal. Se as duas superfícies do mancal forem pressionadas a se aproximarem sob a influência de uma carga aplicada forçará o fluido lubrificante a se escoar através da folga menor, resultando no aumento da pressão no rebaixo. A somatória das pressões dos rebaixos e das pressões através das superfícies que circundam os mesmos, contrabalança a carga aplicada. A capacidade que uma película de fluido do mancal tem em resistir às variações da folga com a carga depende muito do tipo de controle da vazão, ou seja, do tipo de restritor ou restrição usada.

9.5.1 - Capacidade de Carga

As Fig. 9.8 e 9.9 orientam quanto a definição da capacidade de carga para uma sapata plana e para um mancal radial, respectivamente.

As regras gerais são:

- 1) A máxima pressão de uma sapata plana é equivalente a um terço da pressão de alimentação.
- 2) A máxima pressão da área projetada de um mancal radial (relativamente às sapatas) é equivalente a um quarto da pressão de alimentação.

A rigidez média λ do mancal pode ser obtida dividindo-se a carga aproximada W pela folga de projeto h_0 .

$$\lambda = \frac{W}{h_0}$$

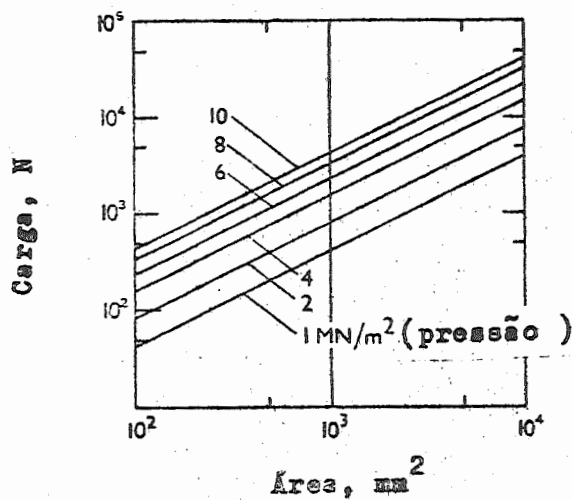


Fig. 9.8 - Capacidade de carga de sapatas planas.

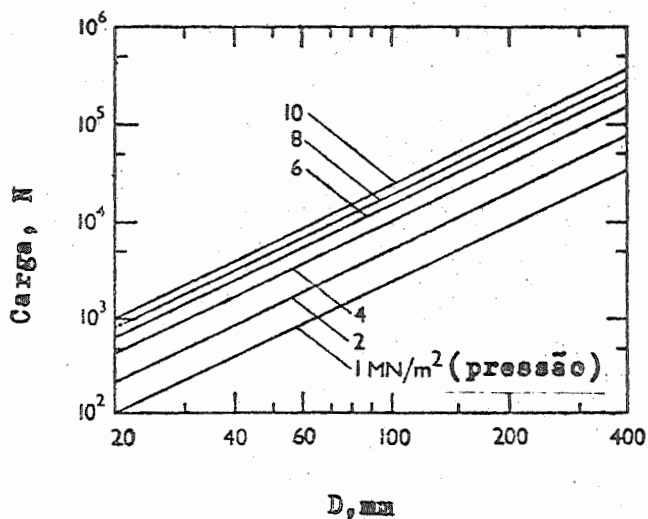


Fig. 9.9 - Capacidade de carga de mancais radiais

9.5.2 - Circuitos de Controle

Cada rebaixo do mancal (ou sapata) deve ter o seu controle de vazão próprio, conforme mostram as figuras 9.10 e 9.11, de forma que cada rebaixo possa sustentar uma carga, independentemente dos demais.

Os controles de vazão, os quais denominaremos de *restritores*, classificados quanto ao aumento de rigidez que proporcionam ao mancal são os seguintes:

- 1) Restritores capilares (ou laminares)- (tubos capilares);
- 2) Orifícios (relação comprimento/diâmetro $\ll 1$);
- 3) Vazão constante (bombas de deslocamento fixo ou válvulas de vazão constante).
- 4) Válvulas sensoras à pressão.

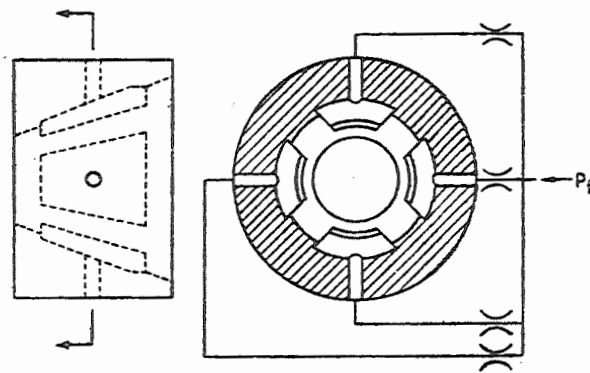


Fig. 9.10 - Mancal hidrostático cônico onde aparecem os rebaisos e restritores.

A Fig. 9.11(a) mostra um circuito típico de controle para restritor capilar ou orifício. Os componentes incluem um filtro (FLT), um motor (M), uma bomba de deslocamento contínuo (PF), um coador (STR) e uma válvula de alívio (compensação) disposta para manter a pressão de operação fixada no máximo igual a p_f . A Fig. 9.11(b) mostra um circuito envolvendo uma válvula de vazão constante com pressão de compensação (PC).

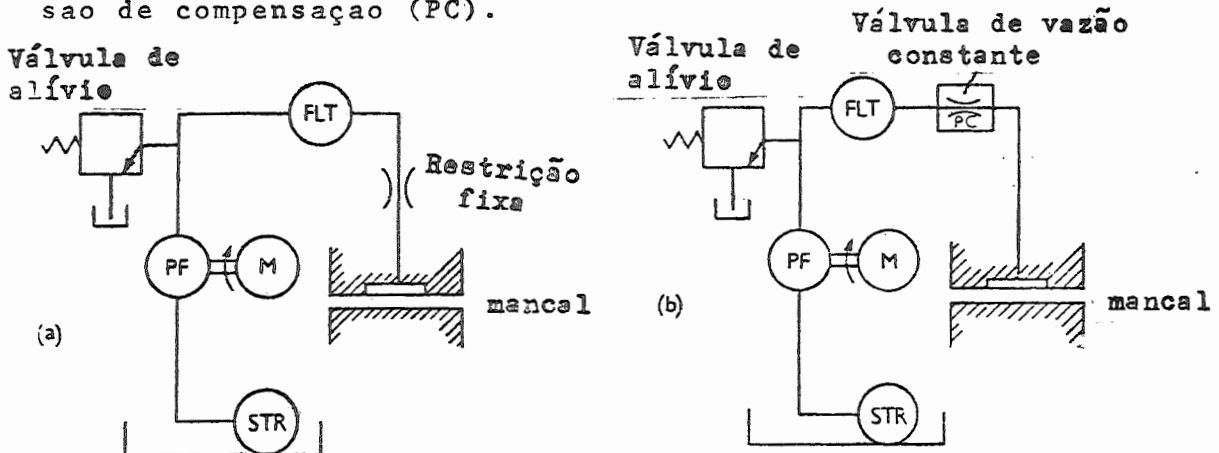


Fig. 9.11 - Disposições típicas de circuitos de controle.

O circuito de controle deve ser projetado para prover a pressão de rebaixo p_o para a fôlga de projeto h_o . É necessário primeiramente calcular a vazão do rebaixo do mancal nas condições de projeto, Q_o . Os valores de Q_o e p_o são então utilizados no cálculo das dimensões do restritor e escolha de outros elementos do circuito.

9.5.2.1 - Projeto dos Restritores

As dimensões dos restritores capilares e de orifício podem ser calculadas conforme as equações que se seguem.

Capilar:

$$Q_o = \frac{P_f - p_o}{K_c \cdot \eta}$$

onde $K_c = \frac{128 \cdot l}{\pi d^4}$

A Fig. 9.12 apresenta valores convenientes para comprimentos e diâmetros. A relação l/d deve ser de preferência maior do que 100 para que exista maior precisão e o número de Reynolds deve ser menor do que 1000.

$$R_e = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\eta}, \text{ onde}$$

ρ = densidade, v = velocidade média, d = diâmetro do furo e η = viscosidade dinâmica.

Orifício:

$$Q_o = \frac{\rho}{2(C_f \cdot A)^2} (P_f - p_o)^{1/2} \text{ onde}$$

A = área transversal do orifício.

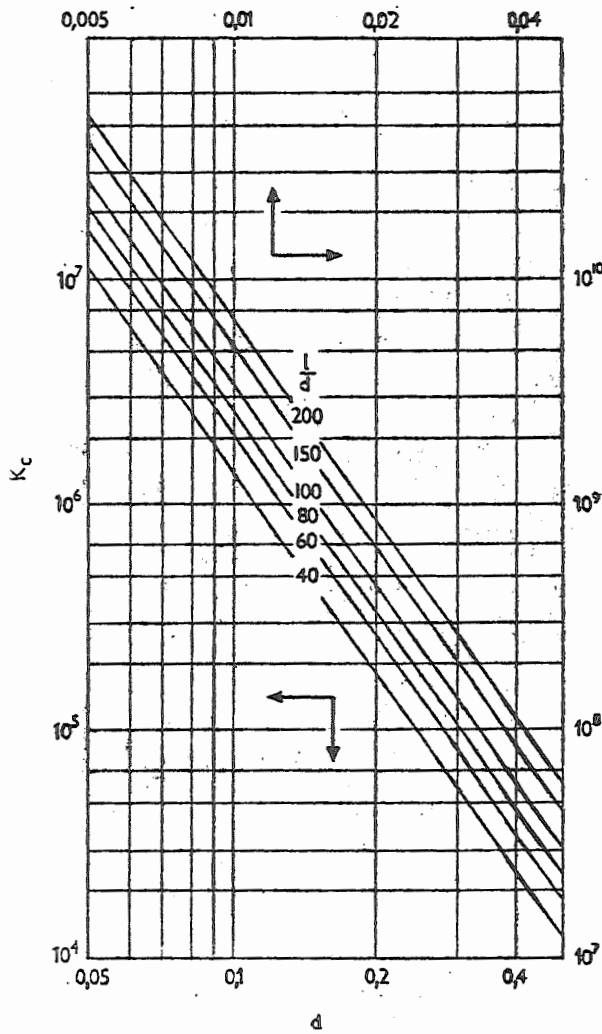


Fig. 9.12 - Valores de K_c para capilares de várias dimensões

A Fig. 9.13 apresentam os valores do coeficiente de vazão C_f conforme os valores de Re

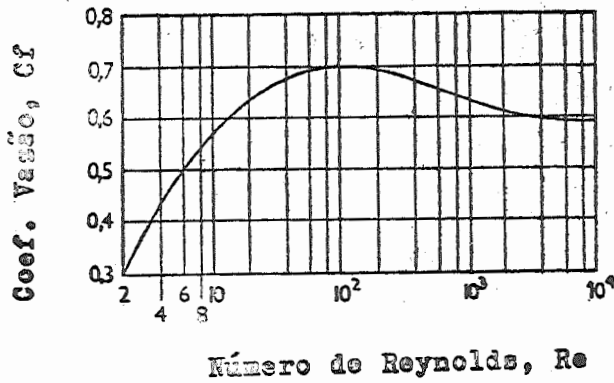


Fig. 9.13 - Valores do coeficiente de vazão C_f para orifícios.

9.5.2.2 - Cálculo da Rigidez do Mancal

As características do mancal não dependem unicamente do tipo do dispositivo de controle. Dependem, outros sim, do fator de pressão de projeto $\beta = \frac{p_0}{p_f}$.

As figuras 9.14 e 9.15 mostram a variação do parâmetro adimensional da rigidez $\bar{\lambda}$ com a folga h e o fator de pressão β . Levando todas as considerações em conta, inclui-

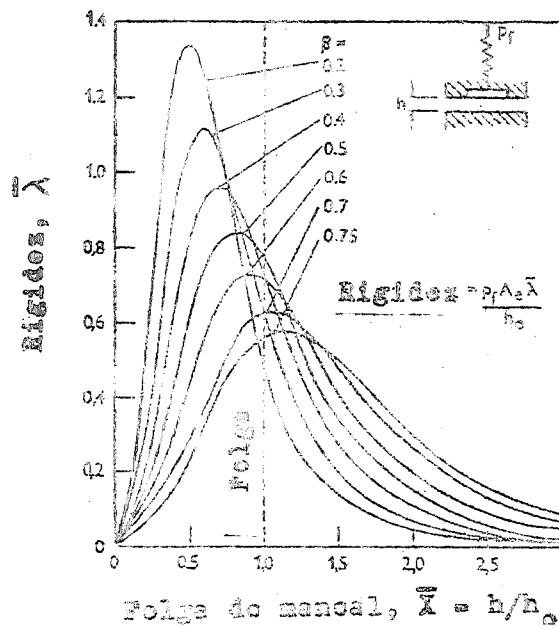


Fig. 9.14 - Parâmetros de rigidez para sapatas com capilar.

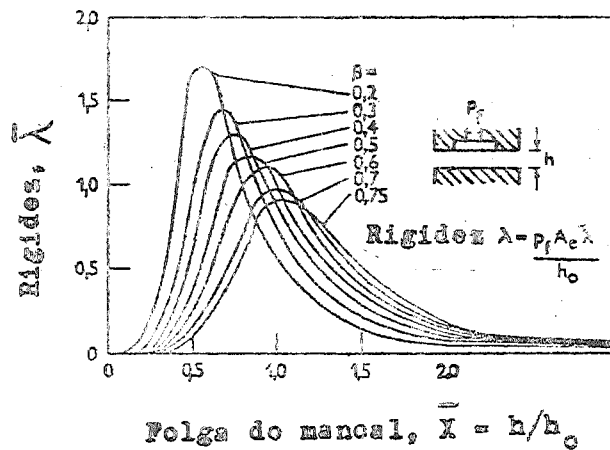


Fig. 9.15 - Parâmetros de rigidez para sapatas com orifícios.

sive as tolerâncias de fabricação, é recomendável optar por um valor de $\beta = 0,5$. A relação do valor de rigidez λ e o seu valor adimensional $\bar{\lambda}$ é:

$$\lambda = \frac{P_f \cdot A_e}{h_o} \cdot \bar{\lambda}$$

onde A_e é a área efetiva da sapata onde supõe-se que age a pressão p_f . Para uma sapata plana na qual o rebaixo ocupe um quarto da área total de apoio (do mancal) A , a área efetiva é aproximadamente $A/2$, a qual pode ser deduzida supondo que p_f age até a metade da soleira. Para uma maior precisão a área efetiva pode ser expressa como $A_e = A \cdot \bar{A}$, onde \bar{A} é um fator adimensional. Alguns valores de \bar{A} para sapatas planas, são mostrados na Fig. 9.16 e 9.17.

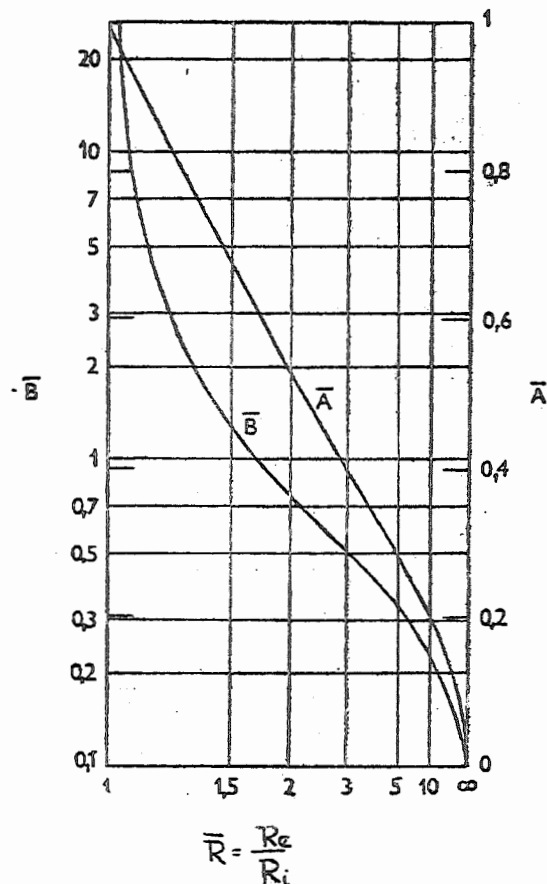


Fig. 9.16 - Coeficientes para sapatas circulares.

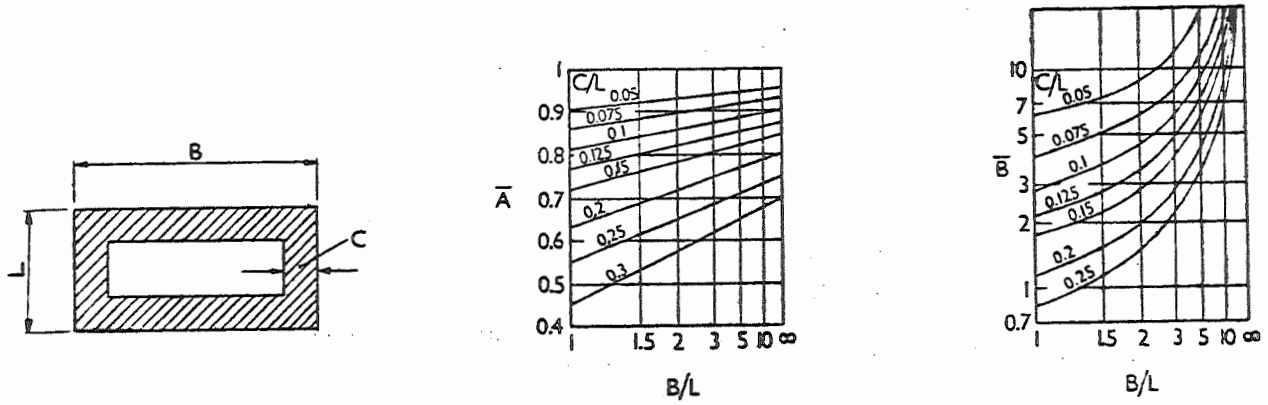


Fig. 9.17 - Coeficientes para sapatas retangulares. Para uma sapata retangular com largura uniforme é recomendado que $C/L < 0,25$.

9.5.3 - Projeto de Sapatas Hidrostáticas Planas

O desempenho de sapatas hidrostáticas planas pode ser calculado de acordo com as fórmulas:

$$\text{Carga} - W = p_f \cdot A \cdot \bar{A} \cdot \bar{P}$$

$$\text{Vazão} - Q = \frac{p_f \cdot h_o^3}{\eta} \cdot \bar{P} \cdot \bar{B}$$

onde \bar{A} é um fator de área efetiva ($A_e = A \bar{A}$)

\bar{B} é um fator para a vazão

$\bar{P} = \frac{P}{P_f}$ e varia com a espessura da película.

h_o = espessura da película de projeto.

As figuras 9.16 e 9.17 fornecem valores de \bar{A} e \bar{B} para sapatas circulares e retangulares de várias dimensões.

A relação entre \bar{P} e h dependem de β . As curvas das figuras 9.18 e 9.19 apresentam estas relações para o controle de capilar e de orifício. Para os mancais que operam com velocidade alta, é importante otimizar o projeto para minimizar a dissipação da potência e prever problemas

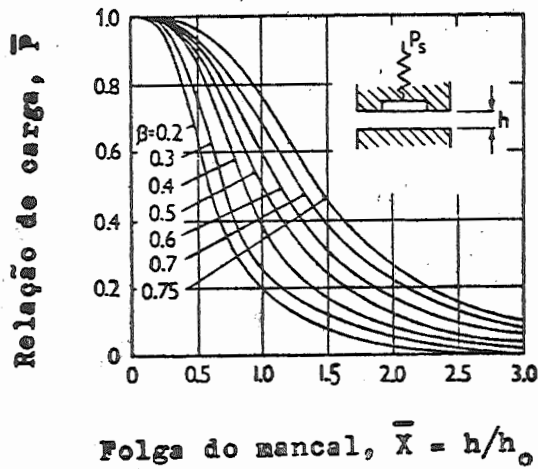


Fig. 9.18 - Variação da capacidade de carga axial da sapata com controle de espessura da película do tipo capilar.

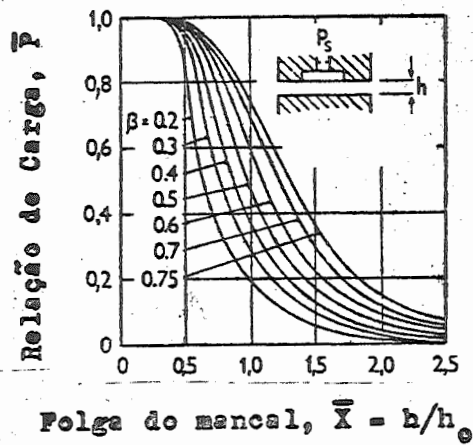


Fig. 9.19 - Variação da capacidade de carga axial da sapata com controle de espessura da película do tipo orifício.

de gravitação e instabilidade. A otimização exigida pode ser obtida pela escolha de valores da viscosidade η e da espessura da película h_0 para satisfazerem a seguinte equação:

$$\frac{\eta \cdot v}{p_f \cdot h_0^2} = \left(\frac{\beta \bar{B}}{A_f} \right)^{1/2}$$

onde $A_f = (\text{área total}) - \frac{3}{4} (\text{área do rebaixo})$

= Área efetiva de atrito.

Profundidade do rebaixo = $20 \times$ folga h_0 do mancal

v = velocidade linear do mancal

A relação acima minimiza a potência total, a qual é a soma da potência de atrito e potência de bombeamento. Uma vantagem posterior da otimização é que ela assegura que a temperatura não suba o suficiente para se tornar excessiva. Para mancais otimizados, o máximo aumento da temperatura, à medida que o lubrificante passa pelo mancal, pode ser calculado da relação:

$$\Delta T = \frac{2 \cdot p_f}{F \rho C_v}$$

onde F = equivalente mecânico do calor

C_v = Calor específico a volume constante.

9.5.4 - Projeto de Mancais Hidrostáticos Radiais

A geometria de um mancal radial cilíndrico com n sapatas é mostrada na Fig. 9.20. O valor ótimo do fator de pressão para os mancais radiais é $\beta = 0,5$ como para os demais mancais hidrostáticos. Outros valores de β reduzirão a espessura mínima da película, podendo reduzir a carga máxi-

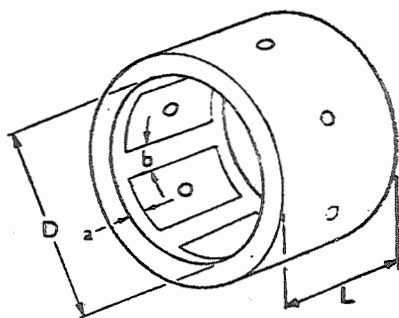


Fig. 9.20 - Mancal hidrostático radial típico.

ma suportada. As equações apresentadas abaixo constituem uma base para o projeto seguro de um mancal radial com qualquer número de rebaixos e para qualquer das três formas de controle já apresentadas.

CARGA: $W = p_f \cdot A_e \cdot \bar{W}$

onde \bar{W} é um fator de carga que normalmente varia de 0,30 a 0,60, tendo como orientação que $\bar{W} = \frac{\lambda'}{2}$

$\bar{\lambda}$ = parâmetro adimensional de rigidez (Tabela 9.15)

λ' = valor de $\bar{\lambda}$ para controle capilar e $\beta = 0,5$

$A_e = D(L-a)$

RIGIDEZ CONCÊNTRICA: $\lambda = \frac{p_f \cdot A_e}{C} \cdot \bar{\lambda}$

onde $C = h_o =$ folga radial

n	Capilar	Orifício	Vazão Constante
4	$\frac{3,82\beta(1-\beta)}{1-\gamma(1-\beta)}$	$\frac{7,65\beta(1-\beta)}{2-\beta+2\gamma(1-\beta)}$	$\frac{3,82\beta}{1+\gamma}$
5	$\frac{4,12\beta(1-\beta)}{1+0,69\gamma(1-\beta)}$	$\frac{8,25\beta(1-\beta)}{2-\beta+1,38\gamma(1-\beta)}$	$\frac{4,25\beta}{1+0,69\gamma}$
6	$\frac{4,30\beta(1-\beta)}{1+0,5\gamma(1-\beta)}$	$\frac{8,60\beta(1-\beta)}{2-\beta+\gamma(1-\beta)}$	$\frac{4,30\beta}{1+0,5\gamma}$

Tab. 9.15 - Coeficiente adimensional da rigidez $\bar{\lambda}$ para mancais hidrostáticos radiais com n sapatas.

VAZÃO: $Q = \frac{p_f \cdot C^3}{\eta} \cdot \eta \cdot \beta \cdot \bar{B}$

onde $\bar{B} = \frac{\pi \cdot D}{6 \cdot a \cdot \eta}$ é o fator de vazão para um mancal com n rebaixos.

Na Tabela 9.15, $\gamma = \frac{\eta \cdot a(L-a)}{\pi \cdot D \cdot b}$ é o fator de vazão circunferencial.

Se a dimensão b for muito pequena, o valor de γ será grande e o mancal se tornará instável. A geometria recomendada para os mancais hidrostáticos radiais (Fig.9.20) são:

$$a = \frac{1}{4} \quad ; \quad \frac{L}{D} = 1 \quad ; \quad b = \frac{\pi \cdot D}{4 \cdot \eta}$$

Os mancais radiais de velocidade alta podem ser otimizados, relativamente à perda de potência por atrito, tornando-a mínima, bem como o aumento da temperatura, pelas mesmas razões mostradas para as sapatas planas. Os valores da viscosidade e da folga devem ser escolhidos de forma que:

$$\frac{\eta \cdot N'}{P_f} \left(\frac{D}{C_D}\right)^2 = \frac{1}{4\pi} \left(\frac{\eta \beta \bar{E}}{\bar{A}_f}\right)^{1/2}$$

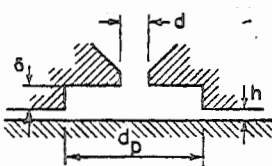
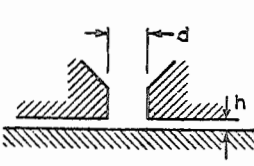
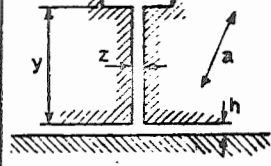
onde N' = velocidade de rotação em rpm

$$\bar{A}_f = (\text{área total}) - \frac{3}{4}(\text{área do rebaixo}) / D^2$$

Profundidade do rebaixo = 20 x folga radial. O máximo aumento da temperatura deve ser calculado como para as sapatas planas.

9.6 - Mancais a Gás

Os mancais a gás pressurizados externamente têm o mesmo princípio de operação dos mancais hidrostáticos lubrificados com fluido líquido. Existem três formas principais de restritores, conforme mostra a Tab. 9.16. Esta tabela mostra também várias características dos mancais a gás pressurizados externamente.

Tipo de Restritor	Orifício com Rebaixo	Orifício Anular	Ranhura
			
Restrição da Vazão	$\alpha \frac{1}{\pi \cdot d^2 / 4}$	$\alpha \frac{1}{\pi d h}$	$\alpha \frac{-y}{a z^3}$
Restrições Geométricas	$\frac{d^2}{4} < d \delta$ i.e., $\delta > \frac{d}{4}$ $\frac{\pi d^2}{4} < \pi d_p h$	Quando $\frac{\pi d^2}{4} < \pi d h$ i.e., $d < 4h$ funciona como o tipo com rebaixo, aumentando a rigidez.	y é geralmente grande para valores práticos de z resultando uma dimensão total do mancal grande.
Capacidade de carga em regime - Mancal Radial e Mancal Axial Duplo (Back-to-back)	Geralmente a maior	33% menor do que com orifício com rebaixo.	Maior para relações b/D pequenas (mancais radiais)
Capacidade de carga em regime - Mancal Axial Simples	Aproximadamente igual à do tipo com ranhura se forem usadas ranhuras na superfície	A mesma do tipo com orifício com rebaixo.	Geralmente a maior.

(Tab.9.16 continua)

Tabela 9.16 - Continuação

Rigidez em Regime - Mancal Radial e Mancal Axial duplo (back-to-back)	Geralmente a maior.	33% menor do que com orifício com rebai <u>xo</u> .	Maior para relações b/D pequenas (mancais radiais).
Rigidez em Regime - Mancal Axial Simples	Maior	33% menor do que com orifício com rebai <u>xo</u> .	-
Amortecimento	Tanto os rebai <u>xos</u> como as ranhuras da su <u>per</u> fície redu <u>z</u> irão o amorte <u>c</u> imento.		-
Estabilidade	Tanto os rebai <u>xos</u> como as ran <u>h</u> uras de su <u>per</u> fície resul <u>t</u> am em instabi <u>l</u> idades		-
Comportamento dinâmico	O amortecimento total diminui nos mancais radiais. Todos os mancais estão sujeitos a ressonância na frequência natural $\omega_n = \sqrt{K/m}$. Os mancais radiais têm um rodopio excêntrico na rotação de $2 \omega_n$.		
Lubrificante	Qualquer gás - As tabelas apresentadas são so <u>m</u> ente para o ar. Vide referências para outros gases.		

Tab. 1.17 - Características principais dos mancais a gás pressurizados externamente.

9.6.1 - Mancal Axial a Gás Pressurizado Externamente

Existem dois tipos principais de mancais a gás pressurizados externamente. O de *orifício central* (ou rebaixo central) e o *anular*, conforme mostra a Fig. 9.21. O mancal de orifício central é alimentado pelo orifício, ao

passo que o anular é alimentado através de um anel de orifícios. A rigidez destes mancais varia com a folga conforme mostra a Fig. 9.22. Todos os dados de projeto são forneci-

Mancal de orifício central Mancal anular

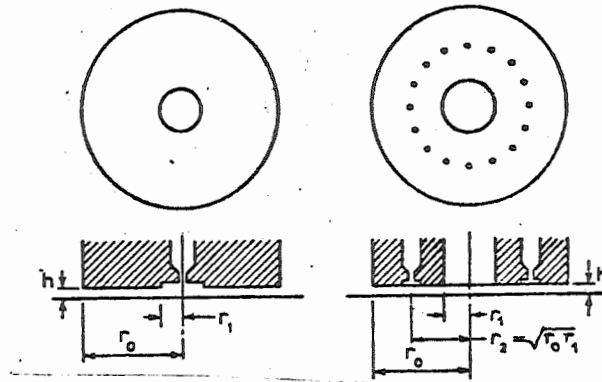


Fig. 9.21 - Tipos de mancais axiais a gás pressurizados externamente.

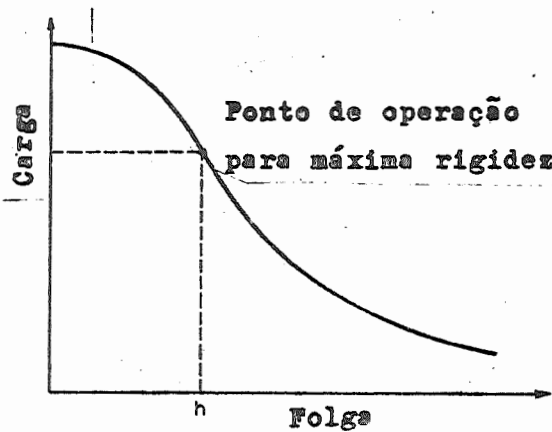


Fig. 9.22 - Característica geral da folga versus carregamento dos mancais axiais.

dos para a operação no ponto de rigidez máxima e são aproximados.

- Capacidade de Carga: $W = C_L' \cdot \pi \cdot r_o^2 \cdot P_f$

onde P_f = pressão de alimentação;

C_L' = coeficiente de carga (conforme Fig. 9.23)

- Rigidez: $K = 1,42 \frac{W}{h}$ para orifícios com rebaixo.

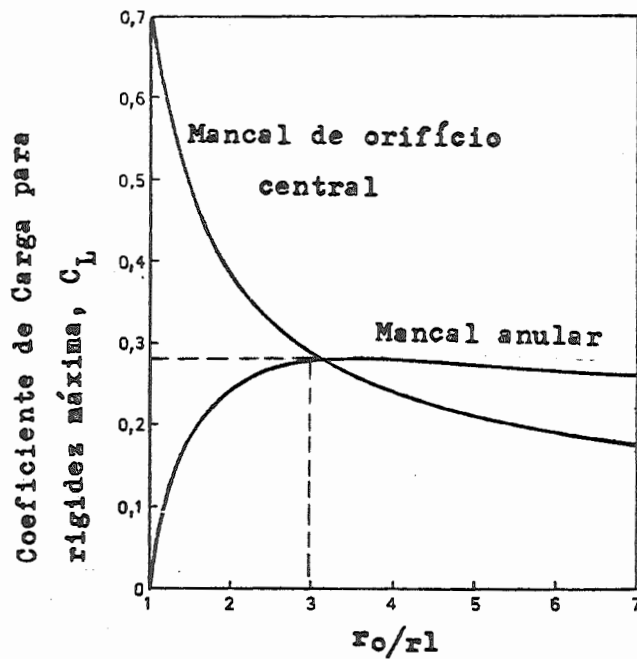


Fig. 9.23 - Coeficiente de carga ótimo de mancais axiais.

A Fig. 9.24 fornece o diâmetro ótimo de orifício d^* , para mancais de orifício central com folga $h_o = 25 \mu\text{m}$ (0,001 in), lubrificado com ar a 15°C e pressão ambiente de 1 bar.

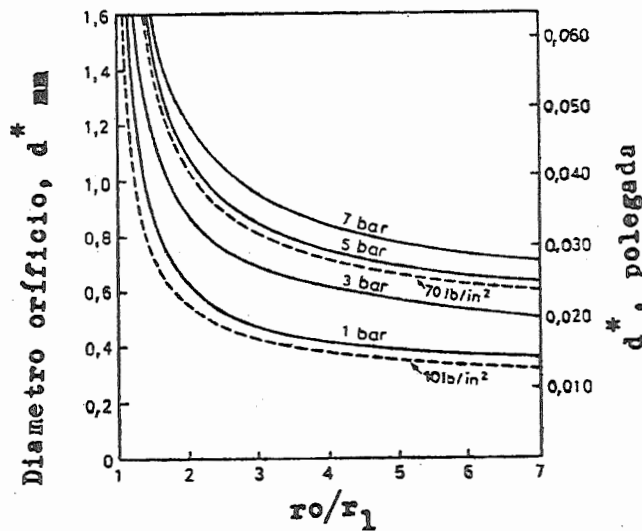


Fig. 9.24 - Diâmetro de orifícios para mancais axiais de orifício central.

Para outros valores da folga h , diferentes do especificado na Fig. 9.24, o diâmetro do orifício será:

$$d = d^* \left(\frac{h}{h_o} \right)^{3/2}$$

Para mancais anulares com N orifícios com rebai-
xos;

$$d = d^* \left(\frac{h}{h_o} \right)^{3/2} \frac{2}{\sqrt{N}}$$

Para mancais anulares com N orifícios sem rebai-
xos;

$$d = \frac{(d^*)^2 \cdot h^2}{N h_o^3}, \quad e \text{ a rigidez;}$$

$$K = 0,95 \frac{W}{h}$$

9.6.2 - Exemplo de Cálculo de um Mancal Axial

Um mancal para 1000N de carga deve ter um furo central de 50mm de diâmetro. A pressão disponível é de 5 bar. Projetá-lo para a rigidez máxima.

Tomando como ponto de partida o máximo coeficiente de carga disponível, conforme a Fig. 9.23 para mancal anular; $C'_L = 0,28$.

Sendo $W = 1000 \text{ N}$; $P_f = 5 \text{ bar}$;

$$r_o^2 = \frac{1000}{0,28 \pi \cdot 5 \cdot 10^5} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2,$$

i.e., $r_o = 0,045 \text{ m}$ e $r_o/r_1 = 0,045/0,025 = 1,8$

Porém, C_L' foi adotado para uma relação $r_o/r_1 = 3$ e o mancal não pode operar na máxima capacidade de carga C_L' com 5 bar de pressão de alimentação. Conseqüentemente ou o projeto terá um C_L' máximo ou uma pressão de alimentação menor.

1) Consideremos $r_o/r_1 = 2$, resultando $C_L' = 0,25$ (Fig. 9.23)

Sendo, $r_o = 50$ mm

Resulta, $W = 0,25 \cdot \pi (0,050)^2 \cdot 5 \times 10^5 = 1000N$

Para operar com folga de 20 μ m devemos ter $d^* = 1,08$ mm (Fig. 9.24).

Desta forma, para este mancal anular, digamos com 16 orifícios, o diâmetro dos mesmos será:

$$d = 1,08 \left(\frac{20}{25}\right)^{3/2} \frac{2}{(16)^{1/2}} = 0,4 \text{ mm}$$

A rigidez será: $K = \frac{1,42 \cdot 1000}{0,020} = 70 \text{ kN/mm}$

Para uma estabilidade maior deve-se optar pelos orifícios sem rebaixo.

Assim, para $N = 40$ (por exemplo),

$$d = \frac{1,08^2}{40} \frac{0,020^2}{0,025^2} = 0,75 \text{ mm (verifique que } d > 4h)$$

A rigidez será: $K = \frac{0,95 \times 1000}{0,020} = 46 \text{ kN/mm}$

A vazão independe do tipo de orifício, portanto, para qualquer dos tipos de mancais,

$$Q = 4 Q^* \left(\frac{20}{25}\right)^2 \text{ onde } Q^* = 0,65 \text{ dm}^3/\text{s (Fig. 9.25)}$$

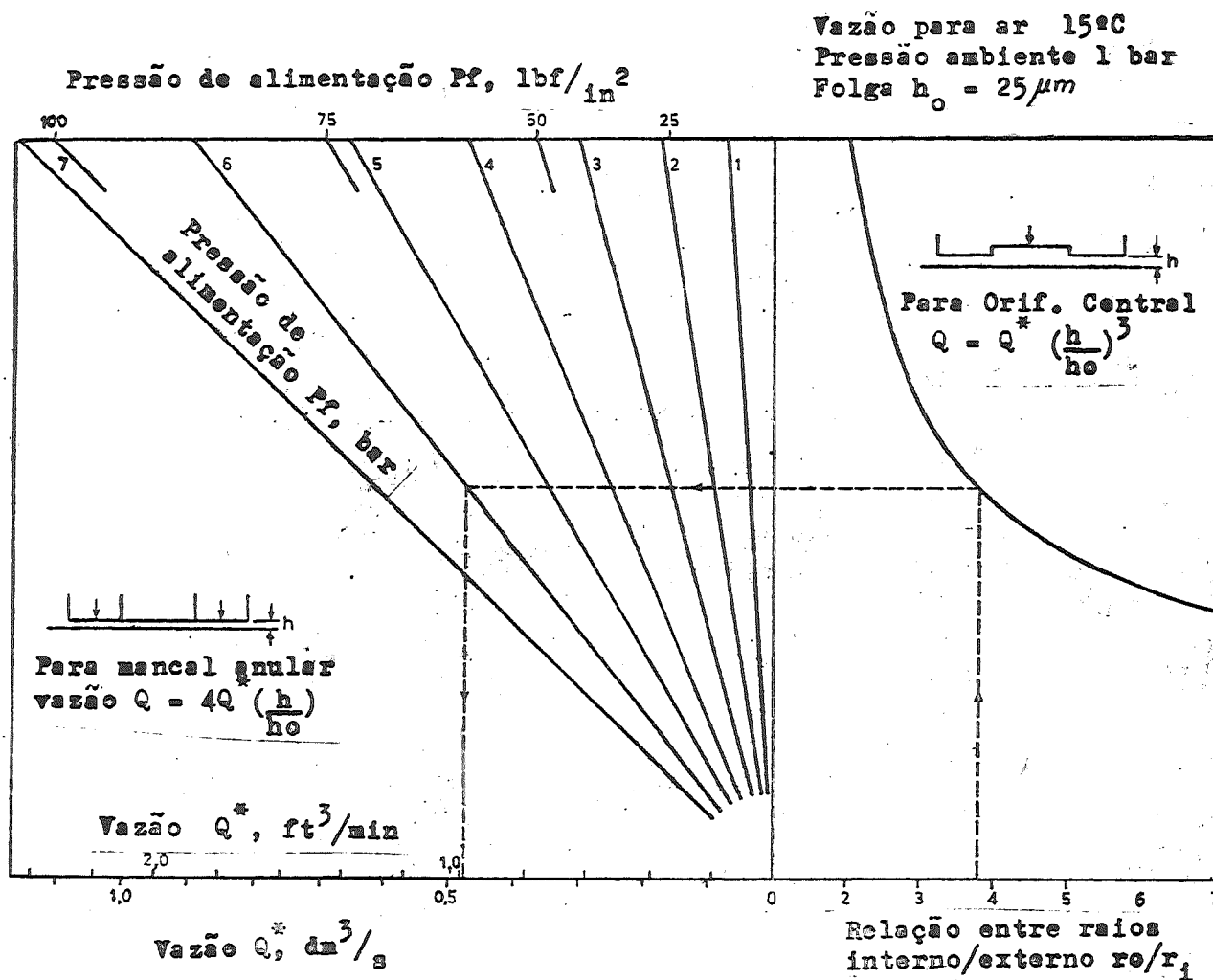


Fig. 9.25 - Dados para o cálculo de mancais aerostáticos axiais.

Portanto, $Q = 4 \times 0,65 \times 0,51 = 1,3 \text{ dm}^3/\text{s}$

2) Se considerarmos $r_o/r_i = 3$, i.e. $r_o = 75 \text{ mm}$, teremos

$$C_L^1 = 0,28$$

$$P_f = \frac{1000}{0,28 \cdot \pi \cdot (0,075)^2} = 2 \text{ bar}$$

para operação a $20 \mu\text{m}$ de folga, a rigidez será conforme item (1). $Q^* = 0,12 \text{ dm}^3/\text{s}$ (Fig. 9.25) e conseguintemente,

$Q = 4 \times 0,12 \left(\frac{20}{25}\right)^3 = 0,25 \text{ dm}^3/\text{s}$ (compare com o valor obtido no arranjo (1), ou seja, $Q = 1,3 \text{ dm}^3/\text{s}$).

9.6.3 - Mancal Radial a Gás Pressurizado Externamente.

Neste item, será fornecida orientação para o preenchimento dos requisitos da capacidade de carga e vazão de mancais radiais, com o objetivo de otimizá-los quanto à capacidade de carga e rigidez.

Os dados fornecidos são para um mancal com duas carreiras de oito orifícios, conforme mostra a Fig. 9.26, com a relação $l/b = 1/4$ e $P_f^* = 6,9$ bar (100 p.s.i.).

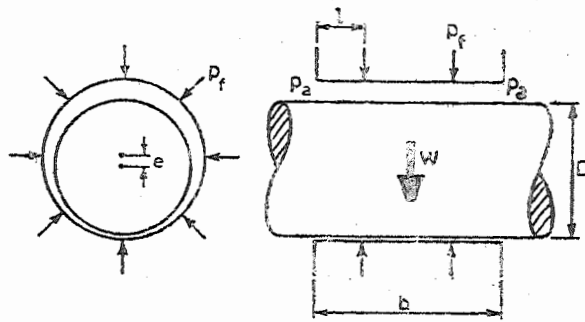


Fig. 9.26 - Mancal radial a gás pressurizado externamente.

A carga ótima W^* para uma excentricidade $\epsilon = \frac{2e}{C_d} = 0,5$ é fornecida pela Fig. 9.27, sendo que C_d = folga diametral.

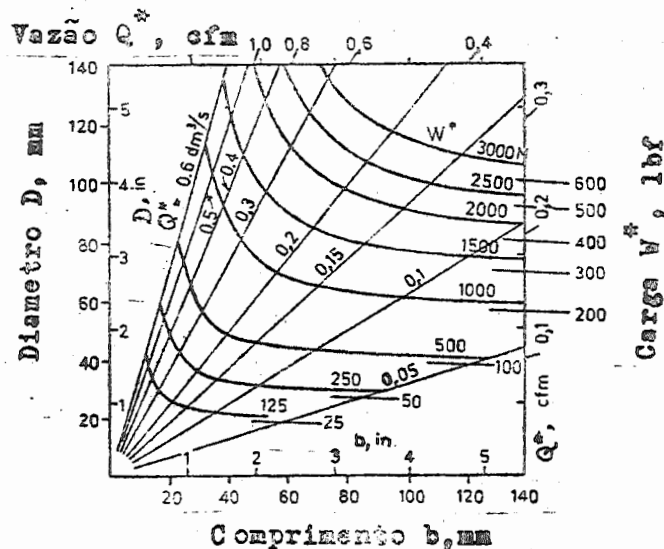


Fig. 9.27 - Capacidade de carga ótima W^* para mancais radiais.

Se a pressão de alimentação for diferente daquela da Fig. 9.27, a capacidade de carga será fornecida pela relação:

$$W = W^* \frac{P_f}{P_f^*}$$

E para mancais com orifícios sem rebaixo, a capacidade de carga com $\epsilon = 0,5$ será:

$$W = \frac{2}{3} W^* \frac{P_f}{P_f^*}$$

Para uma capacidade de carga muito maior,

(Carga com $\epsilon = 0,9$) = 1,28 (carga com $\epsilon = 0,5$)

Portanto, a rigidez será:

$$K = \frac{(\text{carga com } \epsilon = 0,5)}{C_d/4}$$

A vazão ótima Q^* é fornecida pela Fig. 9.27, para uma folga diametral ótima $C_d^* = 25 \mu\text{m}(0,001 \text{ in})$, ar a 15°C e pressão atmosférica $p_a = 1 \text{ bar}$.

Para outras folgas diametraes, a vazão é fornecida pela relação:

$$Q = Q^* \left(\frac{C_d}{C_d^*}\right)^3$$

Quando o número de orifícios for diferente de 8 (oito) por carreira, a Fig. 9.28 fornece os fatores para correção da carga.

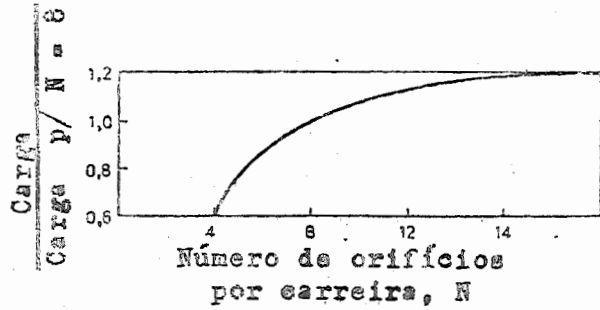
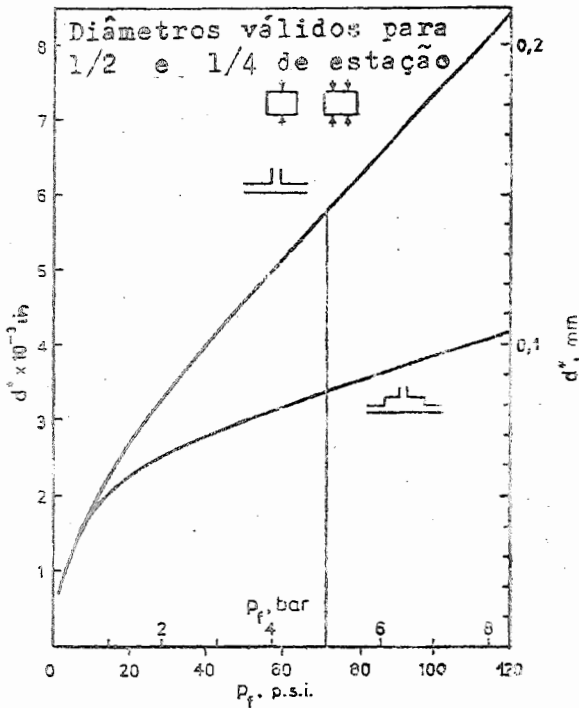


Fig. 9.29 - Diâmetros ótimos de orifícios.

Fig. 9.28 - Variação da carga em função do número de orifícios por carreira.

A Fig. 9.29 fornece o diâmetro dos orifícios d^* para as condições seguintes: $b/D = 1$, 8 (oito) orifícios por carreira, ar a 15°C , $p_2 = 1 \text{ bar}$ e $C_d^* = 25 \mu\text{m}$ (0,001 in).

Sob condições de operação diferente das apresentadas na Fig. 9.29, teremos:

a) Para orifícios com rebordo:

$$d = d^* \left(\frac{C_d}{C_d^*} \right)^{3/2} \cdot \left(\frac{8 D}{N b} \right)^{1/2}$$

b) Para orifícios sem rebordo:

$$d = d^* \cdot \frac{C_d}{C_d^*} \cdot \frac{8 D}{N \cdot b}$$

Usualmente, as carreiras de orifícios são posicionadas em duas configurações:

$$\frac{l}{b} = \frac{1}{4} \text{ (chamada de um quarto de estação) ou,}$$

$$\frac{l}{b} = \frac{1}{2} \text{ (chamada de meia estação)}$$

O coeficiente de carga C_L para as várias combinações das carreiras, sejam de meia ou um quarto de estação, é utilizado para se obter a maior capacidade de carga do mancal tendo fixado o diâmetro do eixo. A capacidade de carga para $\epsilon = 0,5$ e 8(oito) orifícios por carreira (com rebaixo) é fornecida pela relação:

$$W = C_L \cdot P_f \cdot D^2$$

A figura 9.30 fornece os valores do coeficiente de carga C_L para várias combinações de mancais radiais.

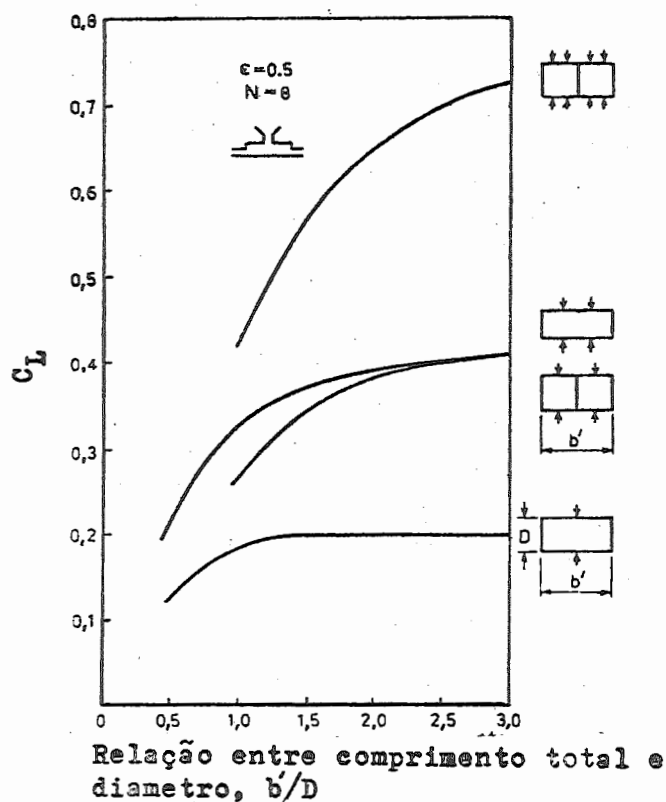


Fig. 9.30 - Coeficiente de carga C_L para mancais radiais.

Aconselha-se usar mancais com carreiras a meia estação quando a potência de compressão for pequena. Para se obter maior capacidade de carga e rigidez com a menor relação de área b/D aconselha-se a utilização de mancais com carreiras a um quarto de estação.

A utilização de dois mancais curtos lado a lado (Fig. 9.30) pode fornecer rigidez e capacidade de carga maiores para uma dimensão dada, porém, com um aumento muito grande da vazão de ar.

A Fig. 9.31 fornece a vazão de ar para mancais com $b/D = 1$, $l/b = 1/4$ e $C_d^* = 25 \mu\text{m}$ (0,001 in).

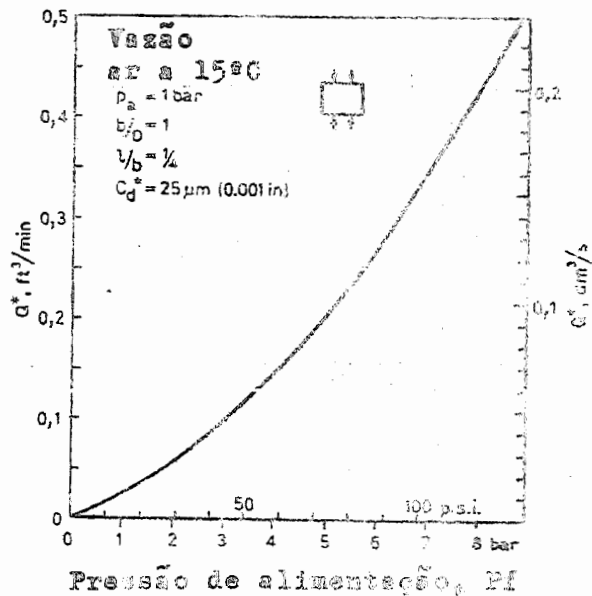


Fig. 9.31 - Vazão Ótima para mancais radiais.

Para outras condições de operação teremos para a vazão:

$$Q = Q^* \left(\frac{C_d}{C_d^*} \right)^3 \frac{D}{b}$$

Para mancais a meia estação:

$$Q = Q^* \left(\frac{C_d}{C_d^*} \right)^3 \frac{D}{2b}$$

A vazão, nos mancais radiais, independe do tipo de orifício (com ou sem rebaixo).

9.6.4 - Exemplo de Cálculo de um Mancal Radial

Dados para um mancal de um mandril:

- Rigidez radial deve ser maior do que 200 kN/mm para obter a frequência de ressonância necessária.
- Pressão de alimentação disponível: 5 bar
- Diâmetro mínimo do eixo em função da rigidez do mesmo: 100 mm
- Folga mínima possível de ser obtida na fabricação: 30 μ m

Definir as características do mancal mais curto possível para esta aplicação. Analisaremos dois casos:

a) Orifícios com rebaixo:

Rigidez $K = \frac{W}{C_d/4}$, portanto, o mancal pode ser definido pela carga com $\epsilon = 0,5$, ou seja

$$W = 200 \cdot 10^6 \times \frac{30 \cdot 10^{-6}}{4} = 1500 \text{ N}$$

Usando o diâmetro mínimo do eixo, $D = 100 \text{ mm}$, e $P_f = 5 \text{ bar}$, podemos definir o coeficiente de carga:

$$C_L = \frac{W}{P_f D^2} = \frac{1500}{(5 \cdot 10^5)(0,1)^2} = 0,3$$

Portanto, conforme Fig. 9.30, o mancal mais curto será um mancal simples a um quarto de estação, com $b/D = 0,8$, ou seja, $b = 80 \text{ mm}$. O diâmetro dos orifícios desse mancal é obtido da Fig. 9.29, ou seja, $d^* = 0,085 \text{ mm}$ para $b/D = 1$ e $C_d^* = 25 \mu\text{m}$ com 8 orifícios por carreira.

Com os valores de b/D e C_d obteremos:

$$d = 0,085 \left(\frac{30}{25}\right)^{3/2} \left(\frac{1}{0,8}\right)^{1/2} = 0,125 \text{ mm}$$

o qual é um valor aceitável. Podemos aumentar a rigidez através do aumento do número de orifícios para mais que oito por carreira, porém, introduziremos maiores problemas de fabricação.

b) Orifícios sem Rebaixo

Se for necessária a utilização de orifícios sem rebaixo para melhorar a estabilidade, teremos:

$$\text{Rigidez } K = \frac{2}{3} \frac{W}{C_d/4}$$

$$\text{onde } W = \frac{3}{2} \cdot 1500 = 2250 \text{ N}$$

$$C_L = \frac{3}{2} \cdot 0,3 = 0,45$$

Portanto, conforme a Fig. 9.30, devemos usar dois mancais de 1/4 de estação lado a lado, onde a relação entre comprimento total e o diâmetro $b'/D = 1,2$, ou seja, $b' = 120$ mm. Cada mancal do par tem $b/D = 0,6$ e $d^* = 0,145$ (Fig. 9.29). Conseqüentemente, o diâmetro dos orifícios será:

$$d = 0,145 \frac{30}{25} \frac{1}{0,6} = 0,29 \text{ mm com 8 orifícios/carreira.}$$

Uma outra alternativa seria aumentar o diâmetro do eixo para permitir a utilização de um único mancal a 1/4 de estação, economizando desta forma o consumo de ar; desde que é solicitado um mancal curto (de comprimento pequeno) tomemos $C_L = 0,32$ e $b/D = 1$. Então, $W = 0,32 \times 5 \times 10^5 \times D^2$ e desde que $W = 2250$ N, teremos:

$$D^2 = \frac{2250}{0,32 \cdot 5 \cdot 10^5} = 1,41 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2, \text{ ou seja}$$

$$D = 119 \text{ mm e } b = 119 \text{ mm}$$

9.6.5 - Considerações Sobre o Projeto de Mancais a Gás Pressurizados Externamente

A Tabela 9.16 fornece várias considerações a respeito do projeto de mancais a gás pressurizados externamente, com relação à principal característica que é exigida dos mesmos.

Projetando para:	Pontos a Considerar:
Alta velocidade	<ul style="list-style-type: none"> - A potência absorvida e a temperatura aumentam no mancal devido ao atrito viscoso. - A ressonância e o rodópio nos modos cilíndrico e cônico. Variação. Alteração da folga devido a variações térmicas e mecânicas.
Baixo atrito	<ul style="list-style-type: none"> - Momento de atrito = $\frac{\pi^2 \eta D^3 b n}{C_d}$ - Notar que a taxa de vazão é proporcional a C_d^3
Nenhum momento inerente	<ul style="list-style-type: none"> - Os orifícios de alimentação devem ser radiais. - Eliminar todos os possíveis impecilhos para o escoamento de ar na saída. Pressão de alimentação e folga pequenas reduzem a velocidade do ar na folga (saída).
Alta capacidade de carga	<ul style="list-style-type: none"> - Distribuir a pressão disponível sobre toda a superfície a disposição
Alta rigidez	<ul style="list-style-type: none"> - São necessários uma folga pequena e orifícios com rebaiços. - Usar a maior área possível nos mancais radiais e nos axiais duplos (back-to-back). - Nos axiais simples a rigidez é proporcional à relação carga/folga nas condições de rigidez máxima. - O desempenho do mancal axial duplo pode ser deduzido dos dados fornecidos pelos mancais axiais simples.
Baixa potência do compressor	<ul style="list-style-type: none"> - Folga pequena, relação comprimento/diâmetro grande para os radiais, e trajetória de vazão longa para os axiais
Alta precisão de giro	<ul style="list-style-type: none"> - A circularidade da parte fixa tem menos importância que a da parte móvel. Relação de 10:1 entre o valor mzc da superfície do rotor e o locus do mesmo.

Tab. 9.16 - Considerações para o projeto de mancais a gás pressurizados externamente

9.6.6 - Mancais a Gás Auto-Atuantes

O mecanismo de operação dos mancais a gás auto-atuantes é o mesmo que o dos mancais hidrodinâmicos.

Os mancais a gás auto-atuantes são utilizados, principalmente, como mancais radiais cilíndricos, mancais radiais e axiais com sapatas pivotadas e, com ranhuras espirais na superfície dos mesmos, como mancais radiais, esféricos e cônicos.

A operação dos mancais a gás auto-atuantes, é limitada pelo atrito e desgaste nas partidas e paradas, pois o ar é carente do resfriamento e da lubrificação mixta que possuem a maioria dos lubrificantes líquidos.

Se a partida/parada for caracterizada pela carga, então o projeto será limitado para cerca de 48 kN/m^2 (70 lbf/in^2) da área projetada, dependendo da escolha dos materiais. Geralmente os materiais utilizados são os mesmos para mancais secos, ou uma combinação (rígido/rígido) de cerâmicas com ou sem camada molecular de lubrificação na interface ou uma combinação rígido/flexível usando superfícies plásticas.

É vital que o regime e as cargas dinâmicas que forem aplicadas a um mancal a gás auto-atuante sejam conhecidas com grande precisão, pois se o contato entre as superfícies do mancal for consequência de cargas externas ou instabilidades devido ao rodópio poderá ocorrer a deterioração do mancal. Conseqüentemente, todo projeto deve incluir uma análise dinâmica do sistema.

9.7 - Seleção de Mancais de Rolamento

9.7.1 - Determinação da Carga Dinâmica Básica

Os nomogramas da Fig. 9.33 podem ser usados para a determinação da relação,

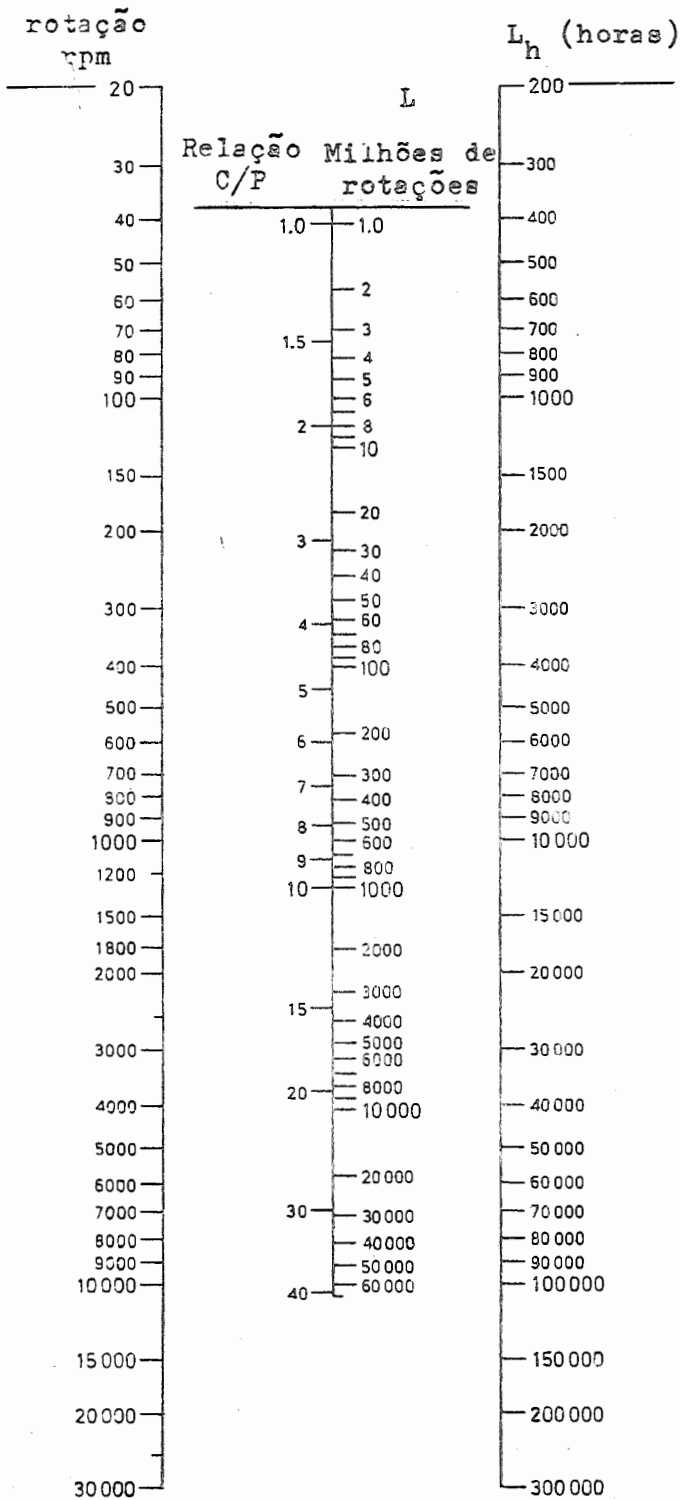
$$\frac{C}{P} = \frac{\text{Carga dinâmica básica do mancal a ser escolhido}}{\text{Carga equivalente para ser suportada pelo mancal}}$$

obtida através da rotação e da vida média. A Organização Internacional de Padrões (ISO) define a "vida de um rolamento" como sendo o número de rotações ou horas de trabalho com rotação constante que é alcançado ou ultrapassado por 90% das amostras de rolamento iguais, sob condições de ensaios idênticas, antes do aparecimento dos primeiros sinais de fadiga do mesmo.

Tem-se observado que os 90% correspondem a 0,2 da vida média, i.e., com grande probabilidade, a vida real do rolamento será cinco vezes a vida nominal calculada.

A determinação da carga dinâmica C' e da carga equivalente P podem ser obtidas da Norma ISO R281. Os valores de C' para os vários tipos de rolamento podem ser obtidos dos catálogos dos fabricantes.

ROLAMENTOS DE
ESFERAS



ROLAMENTOS DE
ROLOS

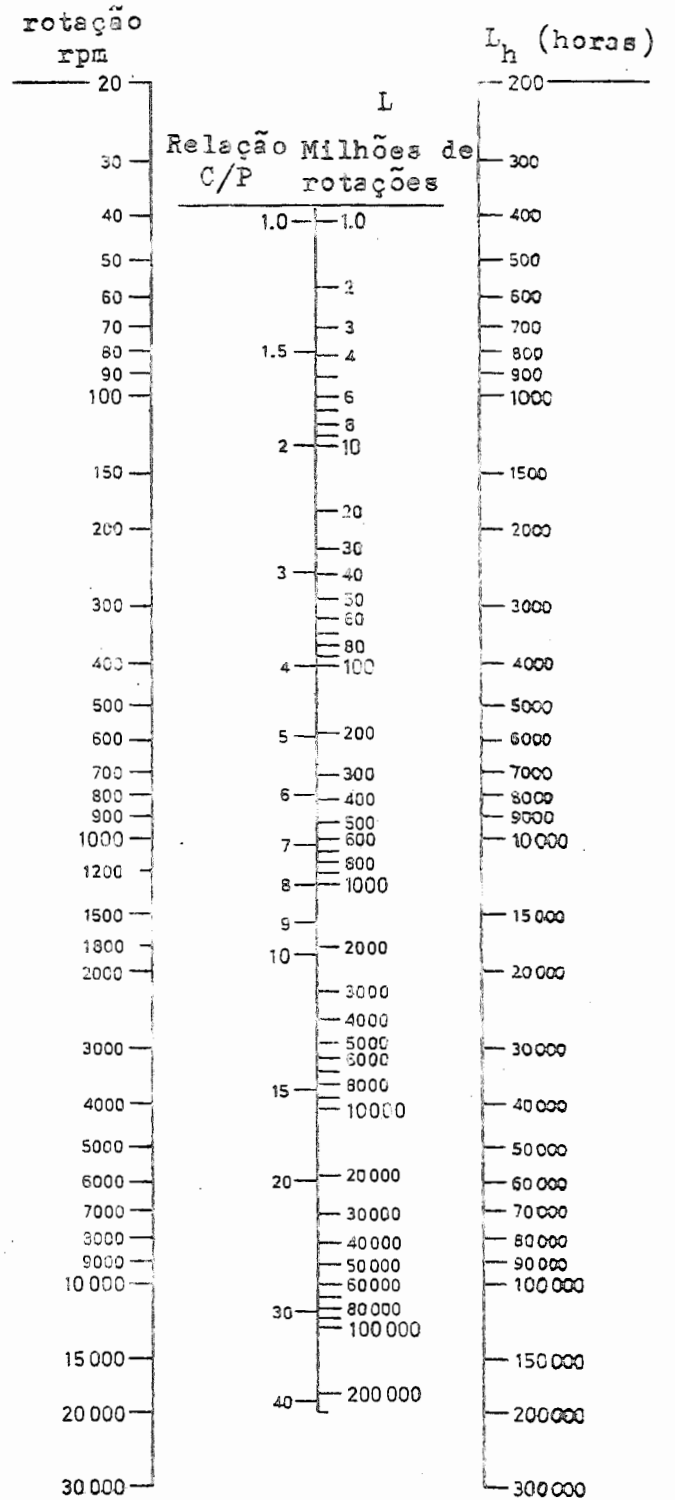


Fig. 9.33 - Nomogramas para o cálculo de mancais de elementos rolantes.

9.7.2 - Seleção do Tipo de Mancal de Elementos Rolantes

As informações fornecidas na Tabela 9.18 servem somente para uma orientação geral. As notações que nela aparecem têm o seguinte significado:

- 1) Deve haver simultaneamente carga axial atuante ou ser montado em oposição.
- 2) Tolera predominantemente carga axial.
- 3) Se forem utilizadas flanges para os anéis interno e externo, tolera cargas axiais, desde que a lubrificação seja adequada.
- 4) O grau de desalinhamento permitido é dependente do Projeto onde será usado, sendo que os fabricantes devem ser consultados.
- 5) Os coeficientes de atrito fornecidos nesta tabela são aproximados e servem para efetuar estimativas sobre o momento de atrito dos vários tipos de mancais.

$$\text{Momento de atrito} = P \frac{d}{2} 10^{-3} \text{ Nm}$$

Onde P = Carga no Mancal [N]

d = Diâmetro do furo [mm]

μ = Coeficiente de atrito

9.7.2.1 - Limites de Velocidade para Mancais de Rolamentos Radiais

Pode ser conseguida velocidades relativamente altas em aplicações gerais sem recorrer a medidas especiais. As informações que seguem podem ser utilizadas como orientação na definição dos limites de velocidade para os vários tipos de rolamentos, bem como adotar cuidados adequados com o controle da folga interna, lubrificação, etc. A Fig. 9.34

Tipo de Rolamento	Furo do Rolamento	Selado (S) Blindado (B)	Capacidade de Carga		Desalinhamento Permitido (graus)(4)	Coeficiente de Atrito	Secção do Rolamento
			Radiál	Axial			
Fixo de uma carreira de esferas	Cilíndrico	1 ou 2 S 1 ou 2 B	Leve e Média	Leve e Média	0,01 a 0,05	0,0015	
Auto compensador de duas carreiras de esferas	Cilíndrico ou Cônico	2 B	Leve e Média	Média	2 a 3	0,0010	
Contato angular de uma carreira de esferas	Cilíndrico	—	Média (1)	Média e Pesada	—	0,0020	
Contato angular de duas carreiras de esferas	Cilíndrico	—	Média	Média	—	0,0024	
Duplex	Cilíndrico	—	Leve (2)	Média	—	0,0022	
Rolos cilíndricos - Carreira simples	Cilíndrico	—	Pesada	— (3)	0,03 a 0,10	0,0011	
Rolos colíndricos - Carreira dupla	Cilíndrico	—	Pesada	—	—	0,0011	
Agulhas - Carreira Simples	Cilíndrico	—	Pesada	—	—	0,0025	
Rolos cônicos - Carreira simples	Cilíndrico	—	Pesada (1)	Média e Pesada	—	0,0018	
Auto compensador de rolos esféricos	Cilíndrico ou Cônico	—	Muito Pesada	Leve e Média	1,5 a 3,0	0,0018	
Axial de esferas de escora simples	Cilíndrico	—	—	Leve e Média	—	0,0013	
Axial de contato angular - Carreira dupla de esferas	Cilíndrico	—	—	Média	—	0,0013	
Axial auto compensador de rolos	Cilíndrico	—	Não exceder 55% da carga axial simultânea	Pesada	1,5 a 3,0	Consultar o Fabricante	

Tabela 9.18 - Orientação geral para escolha de mancais de elementos rolantes.

fornece dados aproximados para os limites de velocidade, sendo baseada na carga que permite uma vida média de 100.000 horas.

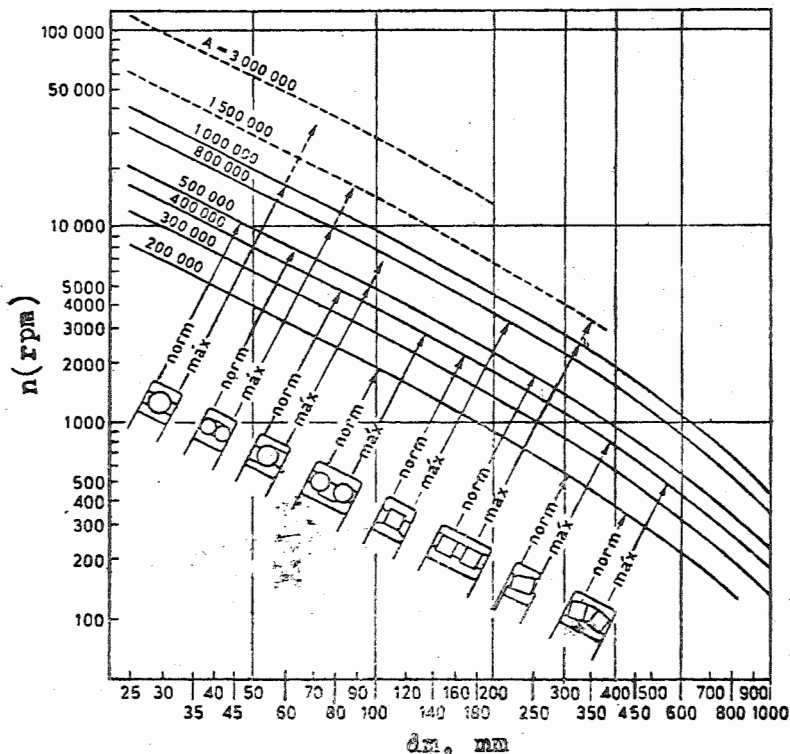


Fig. 9.34 - Limites de velocidades para os vários tipos de rolamentos radiais.

As curvas da Fig. 9.34 são relacionadas com a expressão:

$$\eta \cdot dm = f_1 \cdot f_2 \cdot A$$

onde: η = rotação, rpm

dm = diâmetro médio do mancal, mm

d = diâmetro do furo do mancal, mm

A = Fator que depende do projeto do mancal
(Tab. 9.19)

f_1 = Fator de correção da dimensão (Fig. 9.35a)

f_2 = Fator de correção para carga (Fig. 9.35b)

A vida em horas L_h é obtida do nomograma da Fig. 9.33.

Na Fig. 9.34, as curvas limite, mostradas com linha interrompida, ou sejam $A = 1500000$ e $A = 3000000$, indicam os valores extremos que foram alcançados em umas poucas

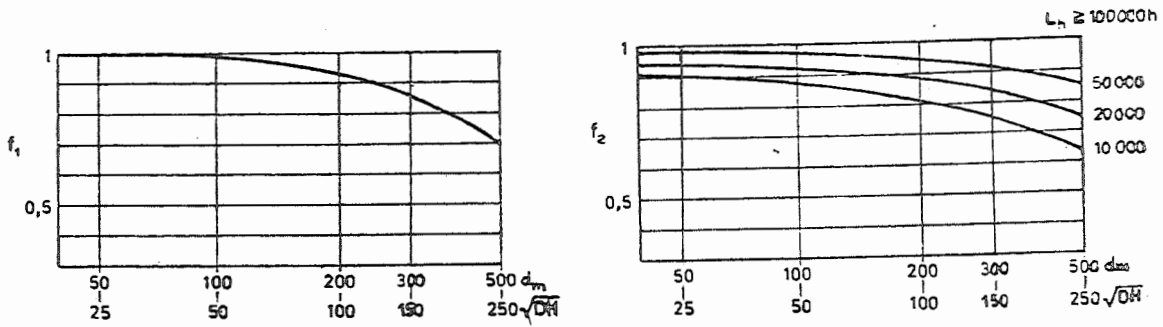


Fig. 9.35 - Fatores de dimensão e de carga para rolamento.

aplicações especiais. O projeto, montagem e operação dessas aplicações requerem considerável cuidado e experiência.

Para os rolamentos de rolos cônicos e esféricos os limites de velocidade aproximados se aplicam predominantemente para cargas radiais. Os limites inferiores se aplicam quando as cargas são predominantemente axiais.

Quando for necessário montar os rolamentos da mesma forma que é feita para os rolamentos de contato angular, ou seja, em pares, a velocidade limite indicada pelas curvas deve ser reduzida de aproximadamente 20%.

Tipo de Rolamento	Fator A	Notas
Fixo de uma carreira de esferas	Normal 500000	Gaiola de aço prensada
	Máximo 1000000	Gaiola inteiriça
	Máximo 1500000	Gaiola inteiriça; lubrificação com "spray"
Auto-compensador com duas carreiras de esferas	Normal 500000	Gaiola de aço prensada
	Máximo 800000	Gaiola inteiriça
Contato angular de uma carreira de esferas	$\alpha = 40$ Normal 400000	Gaiola de aço prensada Gaiola inteiriça; lubrificação contr. de óleo
	Máximo 650000	
	$\alpha = 15$ Máximo 1000000	Gaiola inteiriça
Contato angular de duas carreiras de esferas	Normal 200000	Folga C_3 (maior que normal)
	Máximo 400000	
Rolos cilíndricos - Carreira simples	Normal 400000	Gaiola de aço prensada
	Máximo 800000	Gaiola inteiriça

Tab. 9.19 - Continua...

Tab. 9.19 - Continuação

Rolos cilíndricos - Carreira dupla	Normal 500000 Máximo 1000000 Máximo 1300000	Lubrificação c/óleo Lubrificação c/"Spray"
Auto-compensadores de rolos esféricos	Normal 200000 Máximo 400000	Com predominância de carga axial, é limita- do em 150000 (lubrifi- cação com graxa) e 250000 (lubrificação com óleo)
Rolos cônicos - Carreira simples	Normal 200000 Máximo 400000	Com predominância de carga axial usar valo- res 20-40% menores, de- pendendo das dificul- dades das condições de operação
Axial de esferas de escora simples	Normal 100000 Máximo 200000	Gaiola inteiriça
Axial de contato an- gular com carreira dupla de esferas	Normal 250000 Normal 300000 Máximo 400000	Lubrificação c/graxa Lubrificação c/óleo Lubrificação c/óleo refrigerado
Axial auto-compensa- dor de rolos	Normal 200000 Máximo 400000	Lubrificação c/óleo o resfriamento natural geralmente é eficiente Requer refrigeração e- fetiva

Tab. 9.19 - Fator A, relativo ao tipo de rolamento

9.7.2.2 - Limites de Velocidade para Mancais de Rolamentos Axiais

As curvas da Fig. 9.36 fornecem uma orientação aproximada para os limites de velocidade de rolamentos axiais e são baseadas na expressão:

$$n \sqrt{DH} = f_1 \cdot f_2 \cdot A$$

onde H é a altura do rolamento em mm (para rolamentos axiais de contato angular com duas carreiras de esferas substituir

H por H/2). Todos os demais fatores da relação acima são os mesmos dos rolamentos radiais.

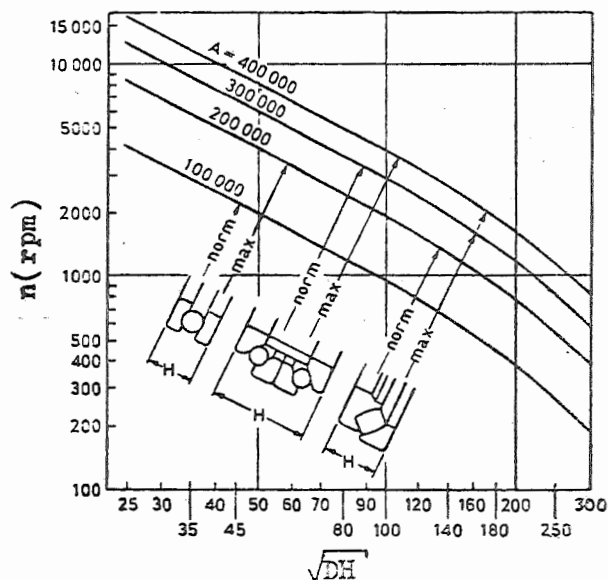


Fig. 9.36 - Limites de velocidade para vários tipos de rolamentos axiais

Os rolamentos axiais de esferas ou rolos para aplicações de alta velocidade devem sempre ser pré-carregados ou carregados com uma força axial mínima, sendo que o fabricante deve ser consultado a respeito.

9.7.3 - Lubrificação

9.7.3.1 - Lubrificação com Graxa

A lubrificação com graxa é geralmente usada quando os mancais de rolamento operam em condições de velocidade, carga e temperatura normais. Para aplicações normais os mancais e alojamentos devem ser preenchidos com graxa até 30-50% do espaço livre. O excesso de graxa proporciona o aumento da temperatura do rolamento. Quando for selecionada a graxa, deve ser levado cuidadosamente em consideração

os requisitos de consistência, as propriedades de anti-corrosão e a faixa de temperatura ideal. O período de relubrificação para um rolamento lubrificado com graxa está relacionado com o fator de serviço da vida da graxa e pode ser calculado pela expressão:

$$t_f = k \left(\frac{14 \times 10^6}{n \sqrt{d}} - 4d \right)$$

onde:

t_f = fator de serviço da vida da graxa ou intervalo de relubrificação, horas.

k = fator relacionado com o tipo de rolamento (Tab. 9.20)

n = rotação, rpm

d = diâmetro interno do rolamento, mm

O fator de serviço da vida da graxa pode ser obtido também, através das curvas da Fig. 9.37.

Tipo de Rolamento	Fator k para o cálculo do intervalo de relubrificação
Rolamentos de rolos esféricos e de rolos cônicos	1
Rolamentos de rolos cilíndricos e de agulhas	5
Rolamentos radiais de esferas	10

Tab. 9.20 - Fator k, relativo ao tipo de rolamento

A quantidade de graxa necessária para a relubrificação é obtida da expressão:

$$G = 0,005 D B$$

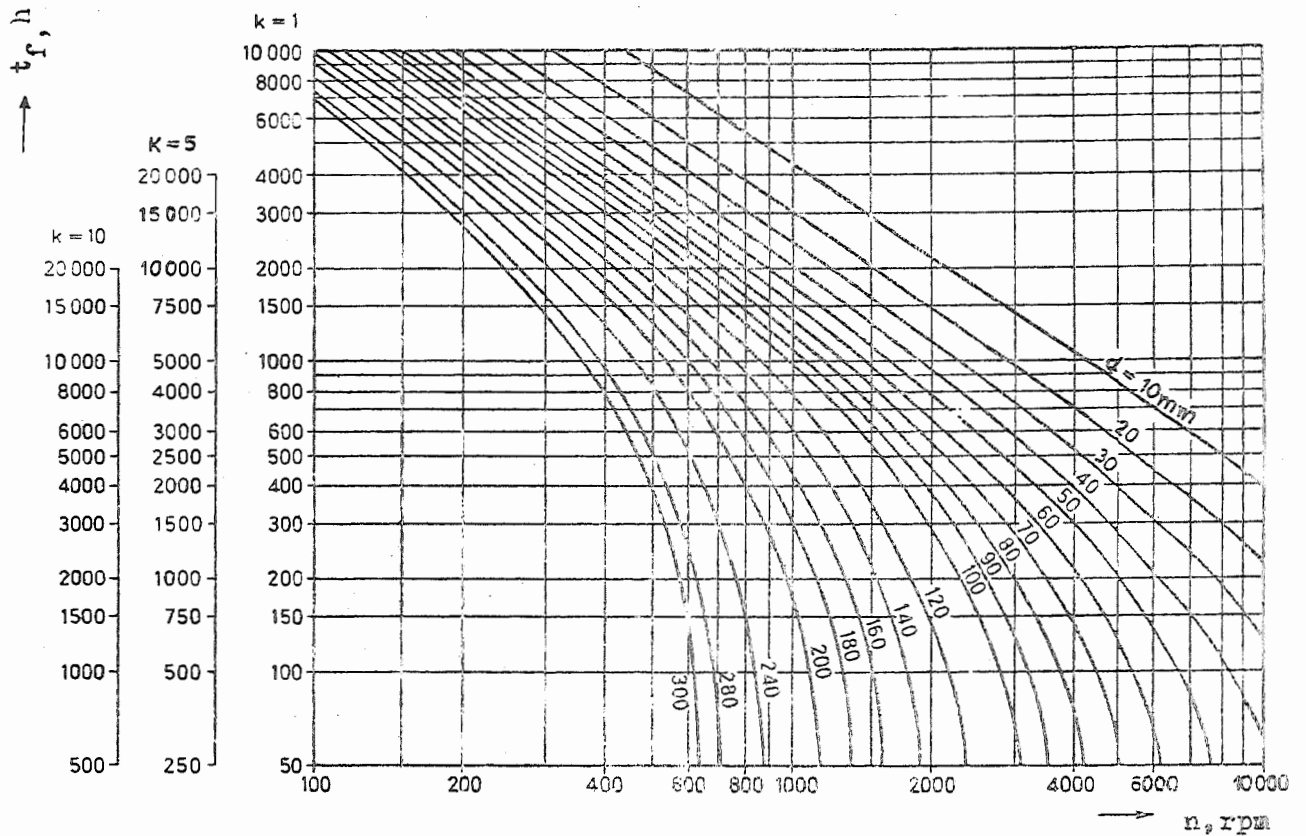


Fig. 9.37 - Fator de serviço relativo à vida da graxa.

onde:

G = peso da graxa, g

D = diâmetro externo do rolamento, mm

B = largura do rolamento, mm

9.7.3.2 - Lubrificação com Óleo

A lubrificação com óleo é usada quando as condições de velocidade ou temperatura impedem a utilização de graxa. A Fig. 9.38 fornece uma orientação adequada para viscosidades de óleos de mancais de rolamento, levando em conta o tamanho do mancal e a temperatura. Nesta figura, d = diâmetro interno do rolamento (mm), n = rotação (rpm). As linhas tracejadas mostram um exemplo de utilização da Fig. 9.38.

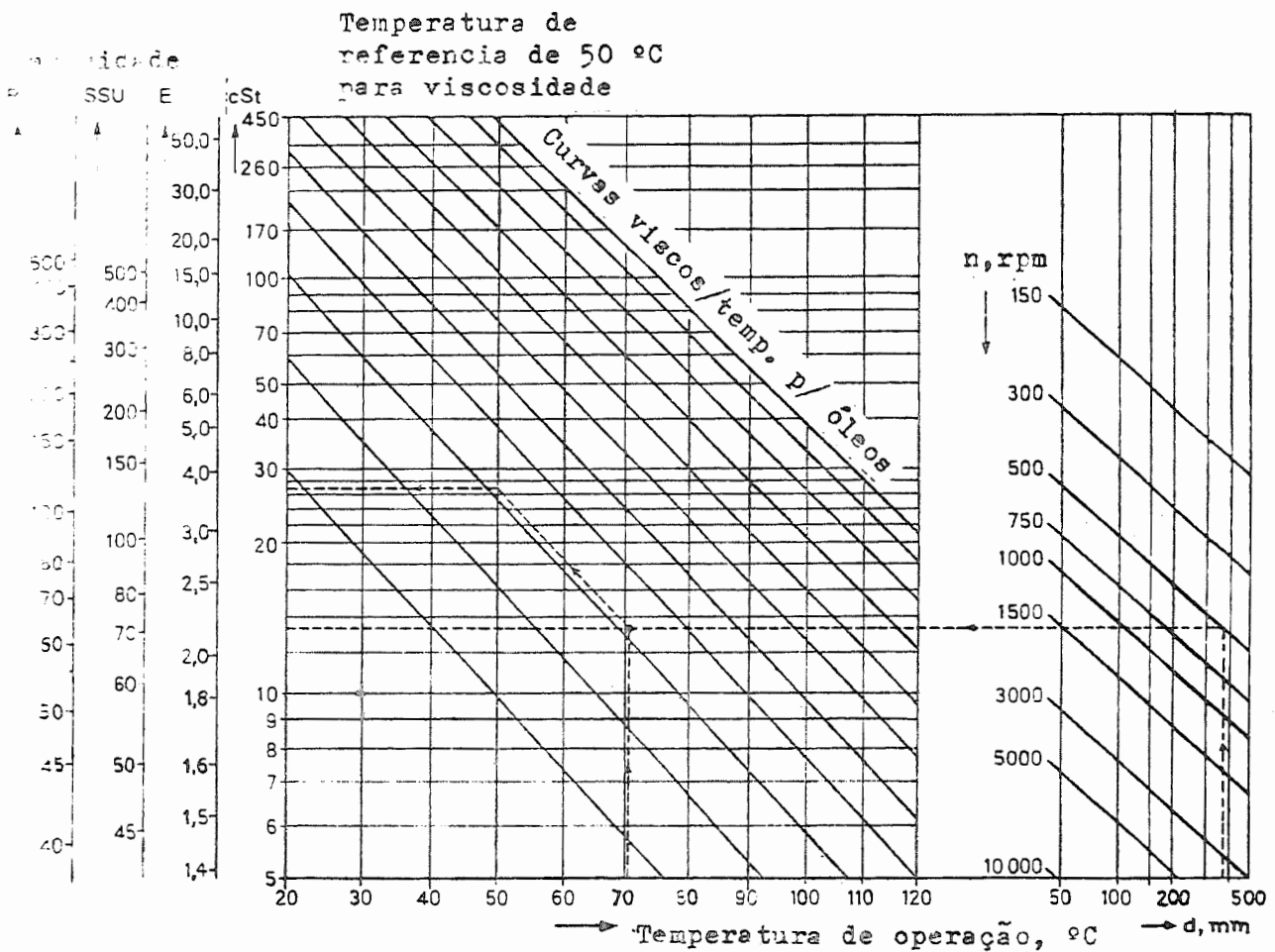


Fig. 9.38 - Diagrama para obtenção da viscosidade de óleos para lubrificação de rolamentos.

Geralmente, a viscosidade do óleo para rolamentos de tamanhos médio e grande não deve ser menor do que 12 cSt nas condições de temperatura de operação. Para rolamentos pequenos de alta velocidade, são usados óleos de viscosidade menor, com a finalidade de minimizar o atrito.

EXEMPLO: Um rolamento com diâmetro interno $d = 340$ mm e operando com $n = 500$ rpm necessita de um óleo com 13,2 cSt de viscosidade na temperatura de operação. Se esta temperatura de operação for suposta como sendo de 70°C , um óleo com 26 cSt de viscosidade a 50°C pode ser escolhido.

9.8 - Montagem de Mancais de Rolamento

9.8.1 - Projeto do Eixo e do Alojamento

9.8.1.1 - Rigidez

Verificar a *inclinação do eixo* junto ao rolamento, devido a deflexão proporcionado pela carga, a menos que estejam sendo utilizados rolamentos auto-compensadores.

Verificar se o alojamento tem suporte adequado para o anel externo do rolamento, como também se a deformação do alojamento, sob efeito de cargas, não provocará a deformação do anel externo do rolamento.

Projetar o alojamento do rolamento de forma que a resultante da inclinação do rolamento seja subtrativa, conforme mostra a Fig. 9.39.

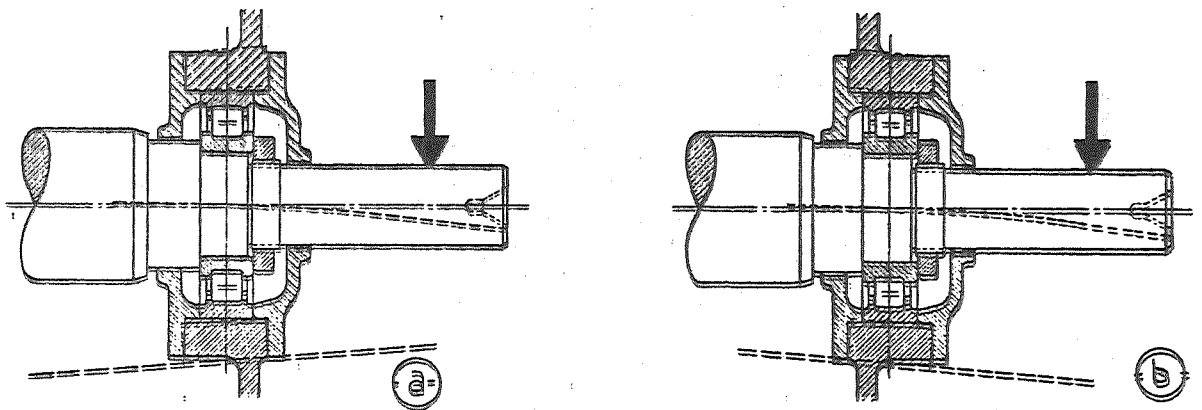


Fig. 9.39 - Inclinação do rolamento no alojamento.
a) as inclinações somam-se (incorreto)
b) as inclinações subtraem-se (correto)

9.8.1.2 - Alinhamento

Para os rolamentos rígidos, calcular as inclinações do eixo e do alojamento considerando a carga de flexão.

Determinar os erros do desalinhamento dos alojamentos considerando tolerâncias.

Assegurar que o desalinhamento total não ultrapasse os valores fornecidos na Tab. 9.21.

Rolamento Rígido	Desalinhamento Permitido (mrad)
Fixo de uma carreira de esferas	1,0
Contato angular de esferas	0,3
Rolos cilíndricos	0,3
Agulhas	0,1

Tab. 9.21 - Máximo desalinhamento para mancais de rolamentos rígidos.

9.8.1.3 - Assentos e Rolamentos

Os ajustes da Tab. 9.22 devem ser usados com o objetivo de evitar o deslizamento dos anéis do rolamento em seus assentos, seja no eixo ou no alojamento.

Componente em Rotação	Carga Radial	Assento do eixo	Assento do alojamento
Eixo	Direção Constante	Ajuste com interferência	Ajuste Deslizante
Eixo	Rotativa	Ajuste Deslizante	Ajuste com interferência
Eixo ou Alojamento	Combinada: direção constante e rotativa	Ajuste com interferência	Ajuste com interferência
Alojamento	Direção Constante	Ajuste Deslizante	Ajuste com interferência
Alojamento	Rotativa	Ajuste com interferência	Ajuste Deslizante

Tab. 9.22 - Seleção do ajuste dos assentos.

Os rolamentos para cargas puramente axiais podem ter ajustes deslizantes em ambos os anéis, pois não ocorrerá deslizamento devido a cargas induzidas.

Selecionar as tolerâncias para os assentos do eixo e do alojamento segundo as Tabelas 9.23 e 9.24, respectivamente, as quais foram estabelecidas conforme as dimensões externas e folgas internas, da série métrica de rolamentos padronizados.

Diâmetro do Eixo	desde até	-	6	10	18	30	50	80	120	150	180	250	315
		6	10	18	30	50	80	120	150	180	250	315	400
Ajuste com Interferência	Eixo Base	j5	j5	j5	j5	j5	k5	k5	k5	m5	m5	n6	n6
	Limites	+3 -2	+4 -2	+5 -3	+5 -4	+6 -5	+15 +2	+18 +3	+21 +3	+33 +15	+37 +17	+66 +34	+73 +37
Ajuste Deslizante	Eixo Base	g6	g6	g6	g6	g6	g6	g6	g6	g6	g6	g6	g6
	Limites	-4 -12	-5 -14	-6 -17	-7 -20	-9 -25	-10 -29	-12 -34	-14 -39	-14 -39	-15 -44	-17 -49	-18 -54

Tab. 9.23 - Tolerâncias para o assento do eixo de rolamentos da série métrica (valores em micrometros).
Exemplo: Tolerância para um eixo com 35mm de diâmetro = +6/-5µm. Portanto, limite entre os diâmetros = 35,006/34,995mm.

Diâmetro do Alojamento	desde até	-	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400	500	630
		6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400	500	630	800
Ajuste com Interferência	Furo Base	M6	M6	M6	M6	M6	M6	M6	M6	M6	M6	M6	M6	M6	M6
	Limites	-1 -9	-3 -12	-4 -15	-4 -17	-4 -20	-5 -24	-6 -28	-8 -33	-8 -37	-9 -41	-10 -46	-10 -50	-26 -70	-30 -80
Ajuste Deslizante	Furo Base	J6	J6	J6	J6	J6	J6	J6	J6	J6	J6	J6	J6	H6	H6
	Limites	+5 -3	+5 -4	+6 -5	+8 -5	+10 -6	+13 -6	+16 -6	+18 -7	+22 -7	+25 -7	+29 -7	+33 -7	+44 -0	+50 -0

Tab. 9.24 - Tolerâncias para o assento do alojamento de rolamentos da série métrica (valores em micrometros).
Exemplo: Ajuste deslizante para um alojamento com 72mm de diâmetro = +13/-6µm. Portanto, o limite entre os diâmetros será = 72,013/71,994mm.

Controlar as tolerâncias de forma (circularidade e conicidade) para os alojamentos. A somatória desses erros não deve exceder as tolerâncias dimensionais das tabelas 9.23 e 9.24.

Ajustar os limites das tolerâncias dos assentos, se necessário, para permitir as diferenças de dilatação térmica, se materiais que não o aço ou ferro fundido estiverem envolvidos. Deixar livre para as tolerâncias nas temperaturas normais de operação, todavia cuidar para que o rolamento não fique nem excessivamente apertado nem muito solto nos extremos da faixa de temperatura. Camisas ou luvas de aço, ou camisas com um coeficiente de expansão térmica intermediário, resolvem este tipo de problema. Estes elementos devem ter uma seção pelo menos igual à seção do anel externo do rolamento.

Evitar sempre que possível os alojamentos bipartidos. Os alojamentos bipartidos devem ser cuidadosamente ajustados com pinos de guia antes da usinagem dos assentos e os pinos de guias colocados de forma que as duas metades possam ser montadas de uma única maneira.

9.8.1.4 - Alojamentos de Rolamentos

Assegurar para que os alojamentos sejam suficientemente profundos para proporcionar um suporte adequado para as laterais do rolamento, particularmente quando as cargas axiais são envolvidas.

Verificar se o raio de concordância do alojamento é menor que o dos cantos do rolamento - Ver Figura 9.40.

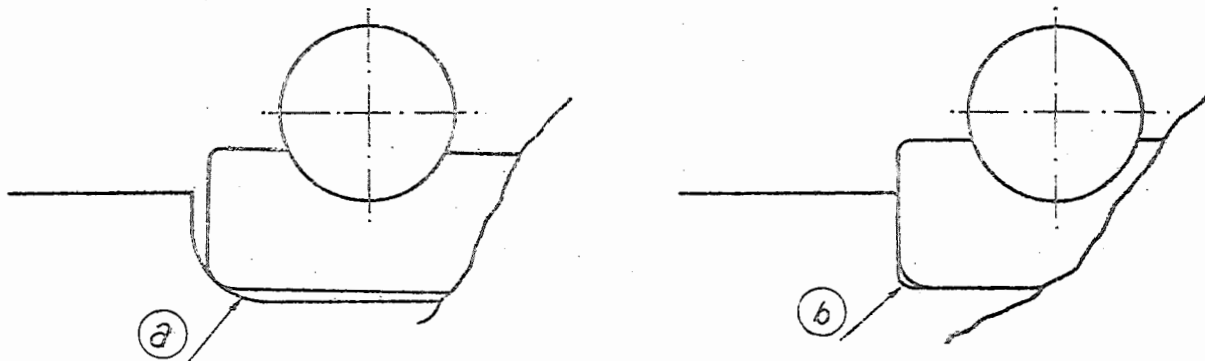


Fig. 9.40 - Raios de concordância do alojamento e do rolamento. a) Incorreto. b) Correto.

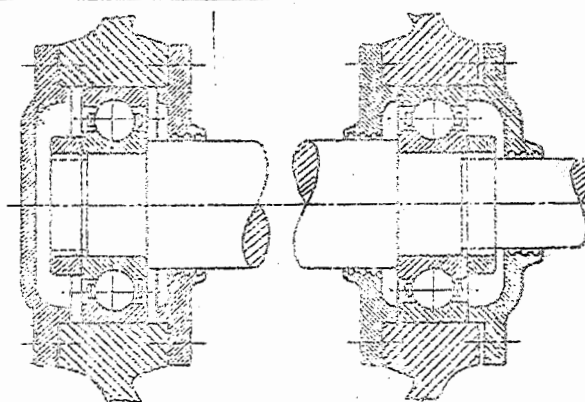
Projetar ranhuras adequadas nos alojamentos se a desmontagem do rolamento constitui problema.

9.8.2 - Montagem de Rolamentos

9.8.2.1 - Nos Eixos Horizontais

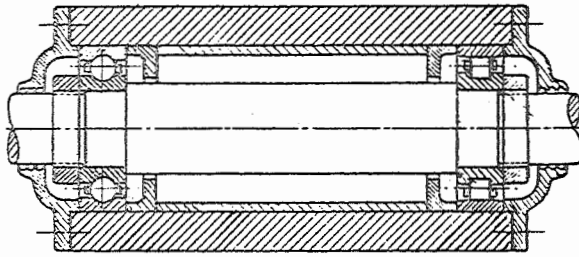
Os métodos básicos de montagem mostrados nas Tabelas 9.25 e 9.26 foram idealizados para satisfazer uma série de condições de carga e rotação. Basear-se nestes princípios de montagem descritos e adaptá-los para satisfazer as necessidades particulares de cada projeto.

O tipo de montagem pode ser baseado considerando mais as exigências de folga axial e de expansão térmica do que as considerações sobre carga e rotação.



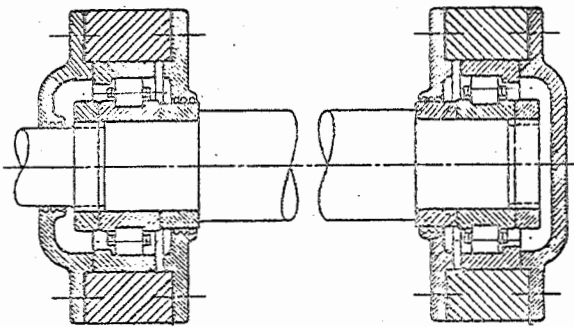
Condição	Conveniência da Montagem
Rotação do eixo	Sim
Rotação do alojamento	Não
Carga σ / direção constante	Sim
Carga Rotativa	Não
Cargas radiais	Capacidade Moderada
Cargas axiais	Capacidade Moderada
Controle da folga do axial	Moderada
Dilatação térmica relativa	Moderada

Tab. 9.25 - Montagem de dois rolamentos fixos de uma carreira de esferas.



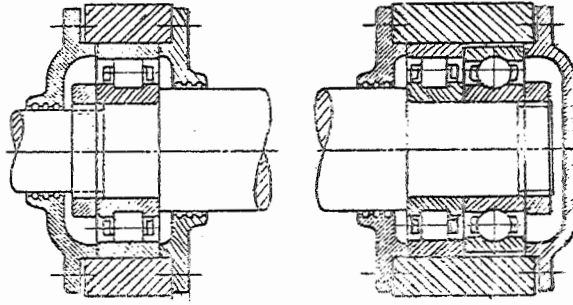
Condição	Conveniência da Montagem
Rotação do Eixo	Sim
Rotação do alojamento	Sim
Carga com direção constante	Sim
Carga Rotativa	Sim
Cargas Radiais-Rolamentos Posicionados	Capacidade Moderada
Cargas radiais-Rolamentos não posicionados	Capacidade Boa
Cargas Axiais	Capacidade Moderada
Controle da folga Axial	Moderado
Dilatação térmica Relativa	Sim

Tab. 9.26 - Montagem de um rolamento fixo de esferas com um rolamento com uma carreira de rolos cilíndricos.



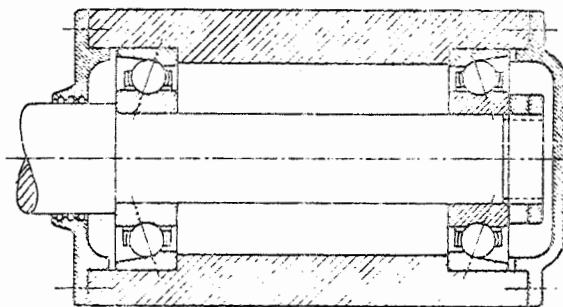
Condição	Conveniência da Montagem
Rotação do Eixo	Sim
Rotação do alojamento	Não
Carga c/ direção constante	Sim
Carga Rotativa	Não
Cargas Radiais	Capacidade Boa
Cargas Axiais	Capacidade Pequena
Controle da folga Axial e dilatação térmica relativa	É necessário uma folga axial suficiente para satisfazer as tolerâncias e temperatura.

Tab. 9.27 - Montagem de dois rolamentos de uma carreira de rolos cilíndricos.



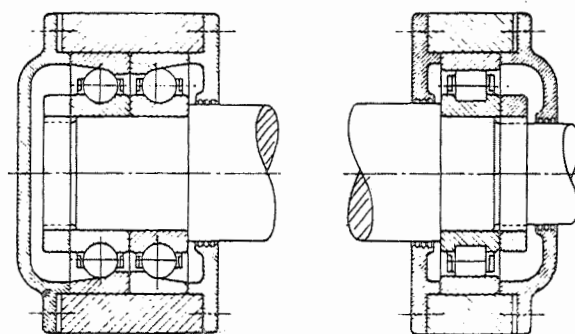
Condição	Conveniência da Montagem
Rotação do Eixo	Sim
Rotação do Alojamento	Sim
Carga com direção constante	Sim
Carga Rotativa	Sim
Cargas Radiais	Capacidade Boa
Cargas Axiais	Capacidade Moderada
Controle da folga Axial	Moderado
Dilatação Térmica Relativa	Sim

Tab. 9.28 - Montagem de dois rolamentos de uma carreira de rolos cilíndricos e um rolamento fixo de esferas.



Condição	Conveniência da Montagem
Rotação do Eixo	Não
Rotação do alojamento	Sim
Carga com Direção constante	Sim
Carga Rotativa	Não
Cargas Radiais	Capacidade Moderada
Cargas Axiais	Capacidade Boa
Controle da folga Axial	Bom
Dilatação Térmica Relativa	Deve ser permitida no ajuste inicial

Tab. 9.29 - Montagem de rolamentos de contato angular.



Condição	Conveniência da Montagem
Rotação do Eixo	Sim
Rotação do Alojamento	Sim
Carga com direção constante	Sim
Carga Rotativa	Sim
Cargas Radiais	Capacidade Boa
Cargas Axiais	Capacidade Boa
Controle da folga Axial	Bom
Dilatação Térmica Relativa	Sim

Tab. 9.30 - Montagem de um par de rolamentos de contato angular e um rolamento de rolos colíndricos.

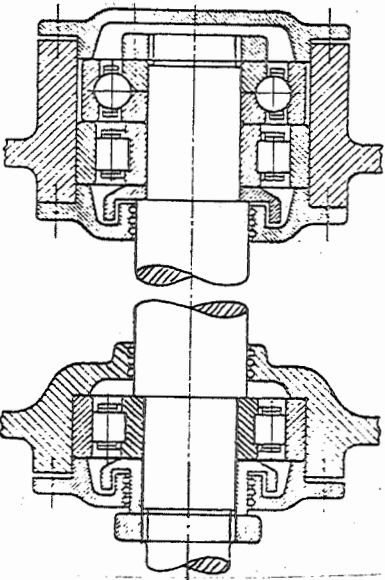
9.8.2.2 - Nos Eixos Verticais

Utilizar os mesmos princípios de montagem para os eixos horizontais.

Sempre que possível, locar o eixo na posição do rolamento superior pois obtêm-se maior estabilidade quando sustenta-se uma massa em rotação em um ponto acima do seu centro de gravidade.

Assegurar uma lubrificação correta e meios adequados para retenção dos lubrificantes. Usar graxas consistentes e minimizar o espaço acima dos rolamentos.

A Tab. 9.31 mostra uma montagem típica para condições de carregamento pesado com vedações especiais para evitar a saída de graxa dos alojamentos.



Condição	Conveniência da Montagem
Rotação do Eixo	Sim
Rotação do Alojamento	Sim
Carga com direção constante	Sim
Carga Rotativa	Sim
Cargas Radiais	Capacidade Boa
Controle da folga axial	Moderado
Dilatação Térmica relativa	Sim
Carga axial nula	Não

Fig. 9.31 - Montagem vertical de dois rolamentos de rolos e de um duplex para locação.

Para velocidades altas usar um separador para o par de rolamentos. Tal disposição minimizará o acúmulo de graxa no rolamento inferior, conforme mostra a Fig. 9.41.

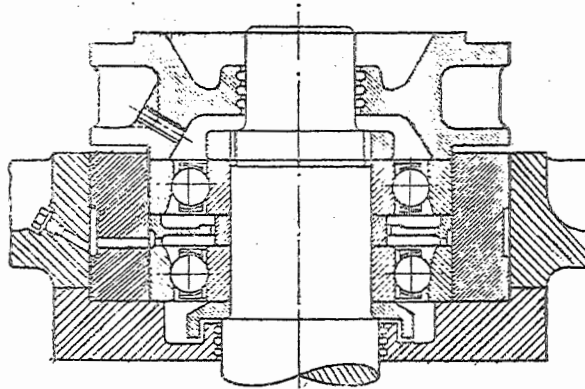
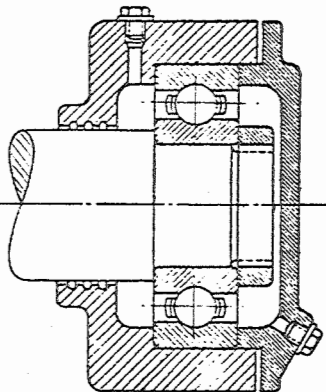
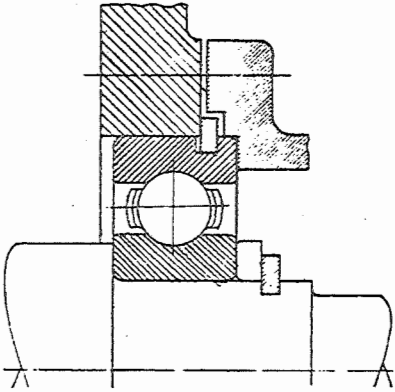
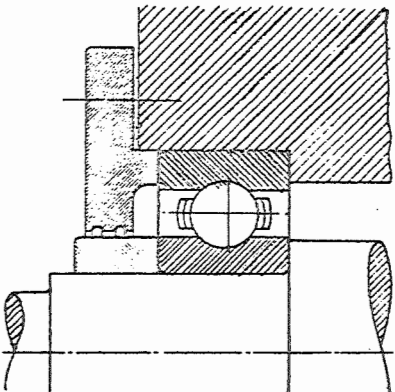


Fig. 9.41 - Par de rolamentos de contato angular com um separador entre eles.

9.8.2.3 - Métodos de Fixação de Rolamentos

A Tab. 9.32 mostra os principais métodos de fixação de rolamentos.

 <p>A technical cross-section drawing of a bearing assembly. It shows an inner ring mounted on a shaft. A lock washer (porca especial) is used to secure the inner ring axially. The outer ring is housed in a housing with a cover cap (tampa do alojamento) that is secured by screws (parafusos) to ensure proper axial positioning.</p>	<p>Eixo - o anel interno do rolamento é fixado através de porca especial.</p> <p>Alojamento - A tampa do alojamento deve ser guiada pelo furo do mesmo e fixada uniformemente por parafusos para proporcionar ao anel externo do rolamento um posicionamento adequado.</p>
 <p>A technical cross-section drawing of a bearing assembly. It shows an inner ring on a shaft with a spacer (espaçador) between the shaft and the inner ring. The outer ring is mounted in a housing. This configuration is used to reduce the cost and assembly time.</p>	<p>A locação com anel pode reduzir o custo e o tempo de montagem. Para o eixo pode ser usado um espaçador, se necessário. Não devem ser usados anéis de montagem se existir cargas elevadas ou for necessária uma fixação positiva (por exemplo: pares de rolamentos de contato angular). O alojamento é o adequado para montagem de tipos de rolamentos com anel.</p>
 <p>A technical cross-section drawing of a bearing assembly. It shows an inner ring on a shaft with an interference fit. The outer ring is mounted in a housing. This method is used for axial fixation and is effective and cheap.</p>	<p>Algumas vezes são utilizados anéis de fixação com interferência como um método efetivo e barato para fixar o rolamento axialmente. O grau de interferência deve ser suficiente para evitar movimentos sob o esforço axial aplicado. Onde for usada a locação cruzada, a própria interferência do assento do rolamento pode proporcionar locação axial suficiente.</p>

(Tabela 9.32 - continua)

(Tabela 9.32 continuação)

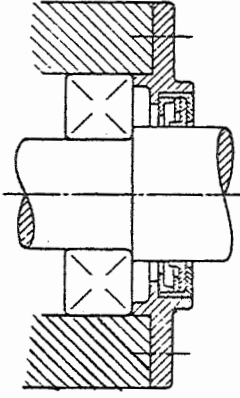
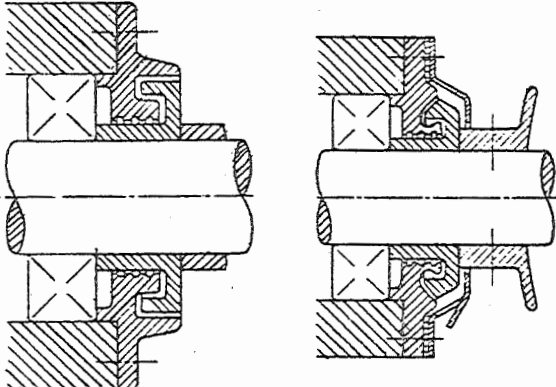
	<p>Rolamentos com bucha de assento cônico. É o método para fixar rolamentos em eixos longos e paralelos. A bucha cônica bipartida é pressionada contra o eixo através das superfícies cônicas quando a porca de montagem é apertada.</p>
--	--

Tab. 9.32 - Métodos de fixação dos anéis dos rolamentos.

9.8.2.4 - Vedação dos Rolamentos

O papel da vedação é proporcionar ao rolamento condições para que o lubrificante seja retido adequadamente e protegê-lo contra a entrada de poeira ou misturas de qualquer substância que possa danificar o rolamento. A Tab. 9.33 fornece alguns métodos práticos de vedação.

Tipo de Vedação	Descrição
<p>(a) (b) (c)</p>	<p>a) <i>Rolamento blindado</i> - As lâminas metálicas de blindagem devem ter folga suficiente para permitir o giro do anel interno. Tais rolamentos são lubrificados para toda a vida do mesmo.</p> <p>b) <i>Rolamento selado</i> - A vedação de borracha sintética mantém contato com o anel interno do rolamento. Também são lubrificados para a vida completa do mesmo.</p> <p>c) <i>Vedação com feltro</i> - Fornece boa proteção em condições extremamente severas de sugidade.</p>

	<p>Normalmente são usados <i>re-</i> <i>tentores de borracha</i> para impedir a saída de óleo dos alojamentos, bem como impe dir a entrada de líquidos. Deve-se dispensar cuidados a lubrificação, bem como ao acabamento das superfícies em contato com o retentor.</p>
	<p><i>Labirintos</i> - para impedir a entrada de poeira, sujeira e água. A figura da esquer da mostra um labirinto ade quado para atmosfera poei renta e o da direita apre senta um sistema para impe dir a entrada de água. As folgas devem ser da ordem de 0,2mm e preenchidas com graxa espessa para melhorar a qualidade da vedação.</p>

Tab. 9.33 - Métodos de vedação do alojamento de rolamentos.

9.8.3 - Montagem de Rolamentos

O local onde é feita a montagem de rolamentos deve ser muito limpo para evitar contaminação dos mesmos com conseqüentes danos às pistas superacabadas dos elementos rolantes.

Sempre deve ser verificado se os assentos dos mancais condizem com as especificações do projeto, bem como se os rolamentos e as folgas estão corretas.

Na montagem dos rolamentos, seja no eixo ou no alojamento, aplicar a carga de montagem sempre no anel que está

sendo montado, conforme mostra a Fig. 9.42. O mesmo princípio se aplica para a desmontagem dos rolamentos dos seus assentos.

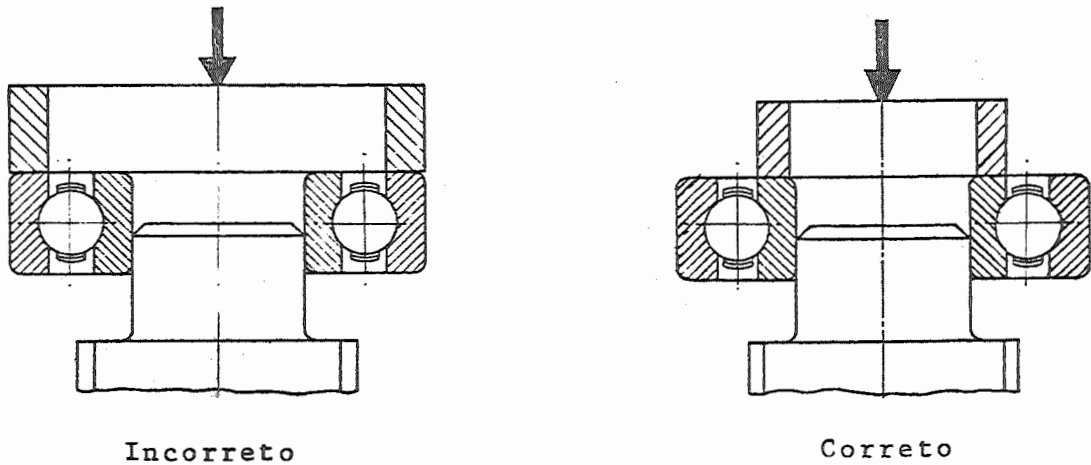


Fig. 9.42 - Montagem de rolamentos nos assentos.

Quando for utilizado ajuste por contração dos rolamentos com relação aos assentos, estes nunca devem ser aquecidos acima de 120°C , sendo necessária posterior verificação para assegurar que os mesmos estejam firmes após o resfriamento.



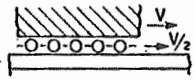
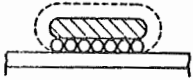
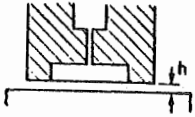
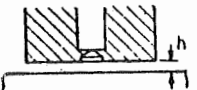
Quando o ajuste dos rolamentos devem ser levados em consideração, assegurar para que os mesmos não fiquem pré-carregados excessivamente um contra o outro. Idealmente, os pares de rolamento de contato angular devem ter um pequeno pré-carregamento nas condições de operação, porém às vezes torna-se necessário um pequeno deslocamento axial para compensar a dilatação térmica relativa.

Assegurar a lubrificação correta dos rolamentos. Excesso de lubrificante provoca muita agitação, superaquecimento e rápida oxidação com a consequente perda de capacidade do lubrificante. Muito pouco lubrificante no rolamento provocará a falha prematura devido as superfícies trabalharem em condições secas (sem lubrificação).

9.9 - Seleção e Projeto de Guias

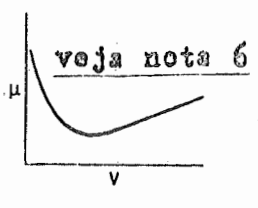
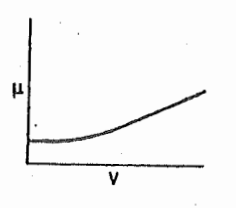
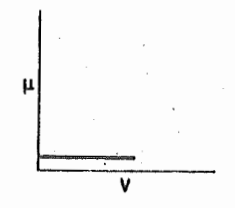
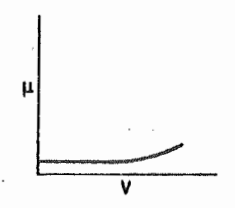
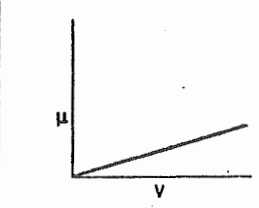
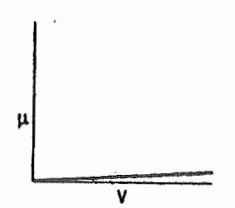
Com o objetivo de orientar o projetista na escolha do melhor tipo de guia para uma aplicação específica, bem como a forma construtiva mais conveniente, apresentamos a seguir as características principais e as possibilidades de aplicação dos vários tipos existentes de guias. Não estão incluídos neste capítulo os métodos de dimensionamento já que eles obedecem os conceitos convencionais para esse tipo de cálculo. Porém, são indicados para cada forma construtiva, quais os métodos que podem ou devem ser utilizados em função da aplicação que se pretende.

Tabela 9.34 - Seleção do tipo de guia em função das características

	Deslizamento		Elementos Rolantes		Hidroestático	
	metal/metal	plástico/metal	não recirculantes	recirculantes	líquido	gás
						
Choques	Alguma	Alguma	Pequena	Alguma	Alguma ¹	Alguma ¹
Lubrificante	Óleo, graxa. Usar ranhuras transversais para circulação do óleo.	Óleo, graxa, seco.	Óleo (neblina de óleo), seco	Óleo (neblina de óleo), seco	Qualquer (não corrosivo)	Ar (limpo e seco)

CONTINUA

TABELA 9.34 - CONTINUAÇÃO

Capacidade de carga	Média ²	Média, alta a baixa velocidade ²	Média (consulte fabricante)	Média, alta (consulte fabricante)	Pode ser muito alta ³	Média, baixa ⁴
Velocidade	Média, alta ⁶	Média	Qualquer (consulte fabricante)	Qualquer (consulte fabricante)	Baixa, média ⁵	Qualquer
Atrito típico						
Rigidez	Alta	Alta ⁷	Alta	Alta	Alta (use h pequeno) ⁸	Baixa média (use h bastante pequeno) ⁸
Precisão de movimento linear	Boa se as superfícies forem retificadas ou rasqueteadas	Boa; tomar cuidado com a variação da espessura do adesivo	Virtualmente a rigidez do suporte	Virtualmente a rigidez do suporte	Excelente, média dos erros glométricos locais ⁹ . Pode sofrer aquecimento.	Excelente, média dos erros glométricos locais ⁹ . Não se aquece.
Materiais	Qualquer combinação boa para mancais	O metal e usualmente CI ou aço com acabamento superior a Ra = 0,25μm	Suportes de aço temperado (Rc = 60). Podem ser usados insertos	Suportes de aço temperado (Rc = 60). Podem ser usados insertos	Qualquer ¹⁰	Qualquer ¹⁰

-325-

CONTINUA

TABELA 9.34 - CONTINUAÇÃO

Taxa de desgaste	Baixa/média ¹¹	Baixa/média ¹¹	Baixa ¹¹	Baixa ¹¹	Virtualmente nenhuma	Virtualmente nenhuma
Instalação	Fácil	Moderada	Moderada	Moderada	Necessita de bomba, etc.	Necessita de suprimento de ar, etc.
Uso de pré-carga (sobre as faces opostas)	Não necessária; só aumentaria o atrito	Não necessária; só aumentaria o atrito	Necessária para eliminar folgas. Em excesso reduz a vida da guia	Necessária para eliminar folgas. Em excesso reduz a vida da guia.	Necessariamente alta; pode destorcer a estrutura se ela for fraca	Necessária
Proteção necessária	Limpadores e cobertura para guias	Limpadores ¹² e cobertura para guias	Limpadores e coberturas para guias	Limpadores e coberturas para guias	Cobertura para guias e um filtro para o óleo	Limpadores ¹²
Custo inicial	Baixo	Baixo, médio	Médio	Médio, alto ¹³	Médio, alto ¹⁴	Médio, alto

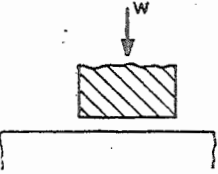
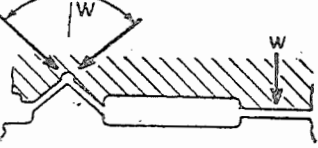
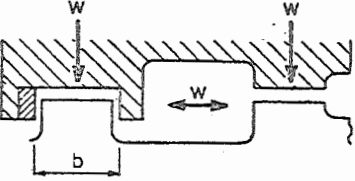
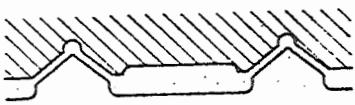
1. Fluido à pressão relativamente alta deve ser suprido pelo elemento mais curto do sistema.
2. Normalmente 50 a 500 KNm⁻² para máquinas ferramenta, de outro modo use o valor P.V. para o par de materiais na lubrificação mista do mancal axial tipo colar.
3. Máxima, tipicamente 0,5 x pressão de alimentação-área; de trabalho ~ 0,5 x máxima.
4. Limitada, muitas vezes pela pressão da linha de ar e da área disponível.

5. Prevenir-se contra a entrada de ar pela folga entre as superfícies sempre que a velocidade do componente exceder a velocidade de saída do fluido na direção do movimento.
6. Sujeito a Stick-Slip com velocidades abaixo de 1mms^{-1} , use óleo com aditivos, endurecer a superfície até que:

$$\left[\text{rigidez da superfície (Nm}^{-1}\text{) / massa do elemento deslizante (kg)} \right]^{1/2} > 300$$

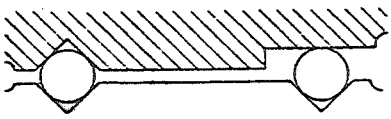
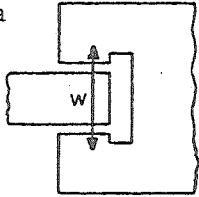
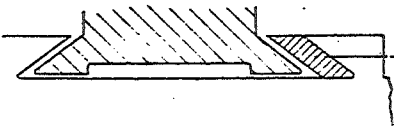
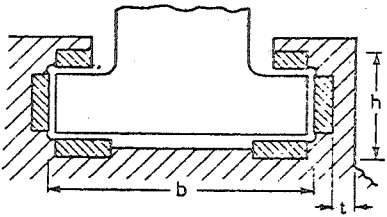
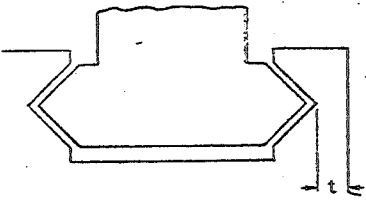
7. Providenciar apoio de plástico ou insertos para evitar contato direto.
8. $h > 3$ vezes os erros geométricos (forma e posição) da superfície do mancal.
9. Materiais sinterizados e materiais impregnados com PTFE não podem ser rasqueteados ou retificados.
10. Use uma boa combinação para o caso de falha na pressão de alimentação ou sobrecargas.
11. Pode ser excessivo se houver presença de abrasivo ou limalha.
12. O raspador pode ter que operar sêco.
13. O custo aumenta rapidamente com a dimensão.
14. O custo aumenta rapidamente com a dimensão, mas mais lentamente que para o caso de suportes de elementos rolantes; adicionar o suprimento hidráulico.

Tabela 9.35 - Formas construtivas de guias (de uma forma ge-
ral, aplicáveis à qualquer caso daqueles mos-
trados na tabela 9.34).

Geometria	Superfície	Observações
<p data-bbox="225 606 454 637">Guia simples</p> 		<p data-bbox="922 606 1396 1218">Esse tipo básico de guia é geralmente usado para suportar o peso de componentes deslizantes ou para forças de sustentação. Guias planas tendem a aumentar com a velocidade, suporte hidrostático para baixas cargas. Nunca use esse tipo de guia isoladamente, mas como parte de um conjunto mais complexo.</p>
<p data-bbox="247 1265 502 1295">Faixa de carga</p> 	<p data-bbox="783 1248 799 1279">3</p>	<p data-bbox="922 1248 1396 1470">O sentido da carga limitado, necessita de ângulo V com grande precisão, geralmente é usada guia plana.</p>
	<p data-bbox="783 1507 799 1538">4</p>	<p data-bbox="922 1507 1396 1822">Fácil de usinar; a guia lateral dupla precisa ser ajustada; por exemplo pode ser usado uma cunha, melhor se b for pequeno em relação ao comprimento.</p>
	<p data-bbox="783 1860 799 1891">4</p>	<p data-bbox="922 1860 1396 2128">Usado no caso de movimento intermitente ou no caso de necessitar ser travada quando estacionária, usualmente guia plana</p>

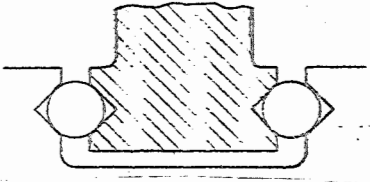
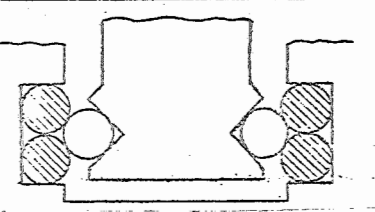
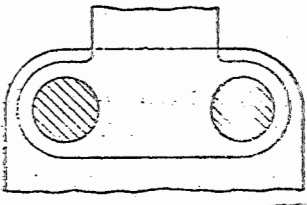
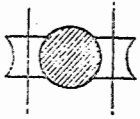
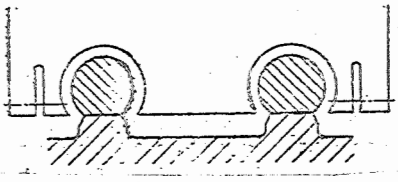
CONTINUA

TABELA 9.35 - CONTINUAÇÃO

	<p>3 ou 4</p>	<p>Precisão de posicionamento alta, tres <u>supor</u>tes de esferas para ins<u>trumento</u> (2 esferas no duplo V e uma esfera na combinação V - plano).</p>
<p>Guia dupla</p> 		<p>Resiste carga em ambos os sentidos</p>
	<p>4</p>	<p>Geralmente plana, ajusta da com ajustadores planos localizados por parafusos; muito compacta.</p>
	<p>6</p>	<p>Para todos os tipos, h grande se forem usadas sapatas grossas, fazer t suficientemente grande para evitar que haja deformação da estrutura, levar em conta a expansão térmica através de b se ele for grande em relação a folga.</p>
	<p>4</p>	<p>Usualmente plana ou hidrostática, cuidado com a espessura t; se hidrostática uma carga vertical de compensação causa também uma deflexão horizontal.</p>

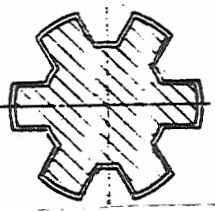
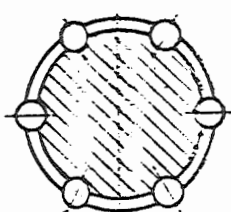
CONTINUA

TABELA 9.35 - CONTINUAÇÃO

	4	Usualmente esferas mas nem sempre não recirculantes; podem ser usado também roletes.
		As barras circulares que servem de guia para as esferas precisam estas em contato total ao longo do comprimento com o corpo principal do conjunto (partes achuradas).
		Vários tipos (incluindo planas, hidrostáticas, buchas com esferas ou roletes); as barras são sujeitas a flexão, o centro da barra é crítico; o ajuste de folgas ou pré cargas não é fácil. 
		Não é usual o tipo hidrostático; barras de suporte; suporte fraco; ajuste de folga fácil através dos rasgos na estrutura

CONTINUA

TABELA 9.35 - CONTINUAÇÃO

	<p>Plana ou com elementos <u>ro</u>lantes; a rigidez torcional é usualmente determinada pela barra.</p>
	<p>Esferas recirculantes; normalmente pequenos a <u>mé</u>dios torques são permitidos desde que não seja <u>usa</u>da uma barra simplesmente circular, mas sim com ranhuras.</p>

9.10 - Seleção de Materiais para Paredes Resistentes ao Desgaste

DESGASTE POR ABRASÃO

O desgaste por abrasão é a perda de material de uma superfície que resulta do movimento relativo de uma material mais duro sobre ela.

Há vários tipos de desgaste abrasivo. Uma vez que as propriedades requeridas para um material resistente ao desgaste depende do tipo de desgaste ao qual ele estará su jeito, faremos uma breve descrição dos tipos mais comuns de desgaste.

Há três tipos principais de desgaste para serem considerados:

- a) desgaste por riscamento (impacto) Fig. 9.45.
- b) desgaste a alta-tensão (esmagamento) Fig.9.46
- c) desgaste a baixa tensão (deslizamento) Fig.9.47

a) Desgaste Abrasivo por Riscamento

Esse tipo de desgaste ocorre quando um material em forma de partículas ásperas, em grande quantidade, dila cera as superfícies deslizantes. Isso, normalmente envolve alta tensão localizada e pode ser encontrado, por exemplo, no transporte de algum material a granel.

b) Desgaste por Abrasão a Alta Tensão

Este tipo de desgaste pode ser encontrado, por e xemplo, quando duas superfícies de trabalho se movimentam para triturar um material abrasivo granulado. As cargas po dem ser baixas, mas as tensões localizadas são altas. Me-

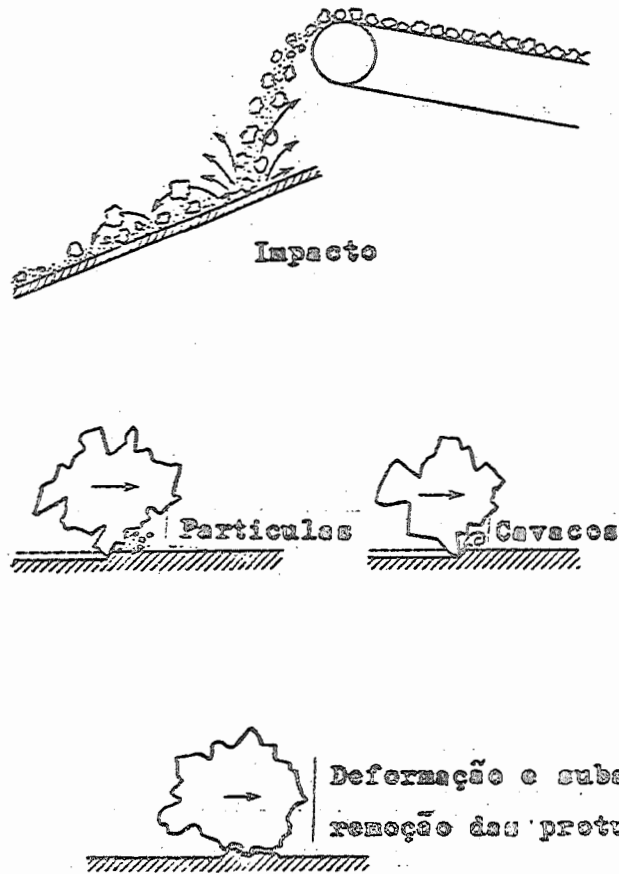


Fig. 9.45 - Tipos de desgaste abrasivo por riscamento.

tais de moderada tenacidade são exigidos; uma resistência média à abrasão pode ser alcançada.

Atualmente, a borracha compete com algum sucesso com o metal, no revestimento de rolos ou esferas de moinho. As principais vantagens são: a longa vida para em dado custo, sem redução da produção; baixo nível de ruído; redução da potência de acionamento; menor carga no mancal dos moinhos; um desgaste mais uniforme dos rolos.

c) Desgaste por Abrasão devido à Baixa Tensão

Ele ocorre principalmente, onde materiais abrasivos deslizam livremente sobre uma superfície, como por exem-

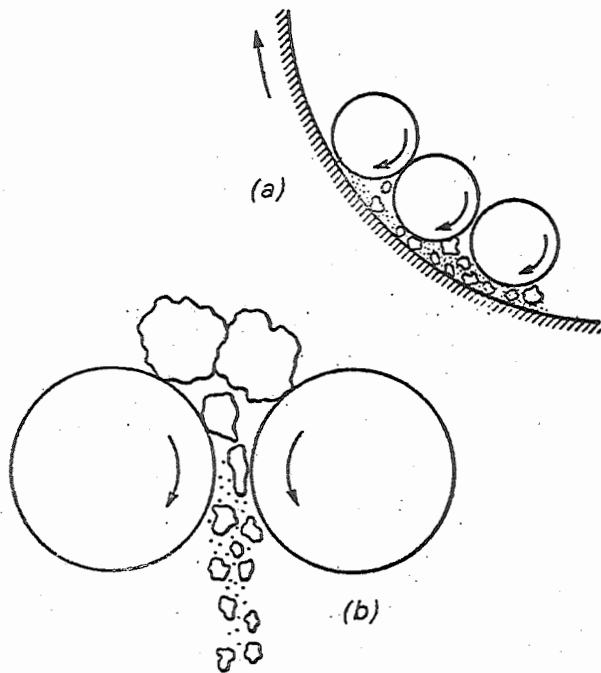


Fig. 9.46 - Tipos de desgaste por abrasão por alta tensão:
a) moinhos de róis ou esferas.
b) esmagamento por rolamento.

plo calhas, reservatórios, moegas, vagonetes para material abrasivo a granel, ou outras situações onde pode haver condições erosivas. A tenacidade requerida é baixa, mas a resistência à abrasão pode ser alta.

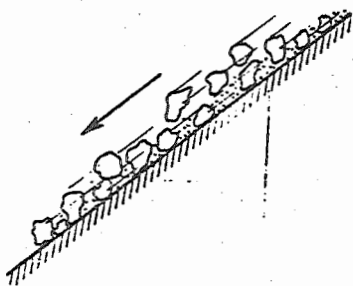


Fig. 9.47 - Desgaste por abrasão a baixa tensão.

SELEÇÃO DO MATERIAL

Geralmente, as propriedades requeridas para materiais resistentes ao desgaste é uma combinação correta de dureza com tenacidade. Uma vez que essas propriedades são conflitantes, a seleção do melhor material ficará comprometida. Além das duas propriedades mencionadas, há ainda algumas propriedades gerais. Usualmente o material certo para uma certa aplicação só pode ser selecionado depois de levar em conta outros fatores que determinam a taxa de desgaste. Destes, os mais importantes são:

- temperatura do ambiente, ou a temperatura do material que estará em contato com a superfície de desgaste.
- medida da distribuição das partículas que fluem sobre a superfície de desgaste.
- Abrasividade das partículas.
- tipo de desgaste ao qual está sujeita a superfície de desgaste (isto é, riscamento, deslizamento, impacto, etc.)
- velocidade do fluxo de material em contato com a superfície de desgaste.
- condições de humidade e nível de corrosão.
- condições gerais (isto é, projeto do equipamento, acessibilidade, períodos em que o equipamento fica parado).

As Tabelas 9.37 e 9.38 dão indicação quanto a seleção do material e como fixar os componentes para facilitar sua substituição.

A Tabela 9.39 dá exemplos da taxa de desgaste para vários materiais, quando manuseados materiais abrasivos.

Tab. 9.37 - Sugestão de materiais para várias condições de operação

Condições de Operação	Propriedades necessárias	Material
Alta tensão, impacto.	Grande tenacidade, endurecimento.	Aço austenitivo ao manganês, borracha de espessura adequada.
Baixa tensão, Deslizamento.	1-Alta dureza; 2-baixa tenacidade; 3-Fácil substituição.	metal endurecido por tratamento térmico ou cerâmicas.
	1-Mais barato que o material da base; 2-tempo de substituição baixo é muito importante.	cerâmica, ladrilhos de pedra, concreto.
	1-máxima resistência ao desgaste; o custo não é importante.	carbeto de tungstênio.
Desgaste por riscamento	Alta tenacidade.	Materiais usuais(ferro, aço)endurecidos.
Condições de umidade ou corrosão	Resistência à corrosão.	Metais ligados, cerâmicas, borracha, plásticos.
Baixa tensão; Contato de partículas finas; Baixa abrasividade.	Baixo coeficiente de atrito.	Poliuretano, PTFE, metais com superfície bem lisa.
Alta Temperatura.	Resistência à formação de fissuras; Crateramento; Choques térmicos; Resistência a altas temperaturas de um modo geral	Aço e ferro ligados com cromo; Algumas cerâmicas.
Períodos mínimos de parada	Fácil substituição	Qualquer material que possa ser fixado em posição e que não exija tratamento
Superfícies ou formas curvas ou irregulares	Qualquer uma das combinações das propriedades acima.	Endurecimento da superfície do metal por solda.
Condições severas e na presença de calor		

Tab. 9.38 - Métodos de adaptação para substituição de componentes resistentes ao desgaste.

Método de Fixar		Adequado para:
1- Parafuso, porca ou porca com parafuso.		Metal, cerâmica, borracha, plásticos.
2- Fixação por pregos, adesivos ou argamassa com cimento	<p>Material resistente ao desgaste</p> <p>Placa de suporte</p> <p>Adesivo ou cimento</p>	Cerâmica, concreto, plástico, borracha.
3- Enchimento sobre suporte de metal com parafuso para fixação como em 1	<p>Parafuso</p> <p>Placa de suporte</p>	Concreto, pastas, plásticos fundidos.
4- Parafusos incorporados no fundido ou prisioneiros	<p>Parafuso incorporado na fundição</p>	Ferro fundido, cerâmica, concreto.
5- Painéis	<p>Cerâmica</p> <p>Metal</p> <p>Parafuso</p>	Cerâmicas
6- Barras em "T"	<p>Borracha</p> <p>Parafuso em "T"</p>	Borracha e plástico
7- Parafusos Soldados	<p>Superfície resistente ao desgaste</p> <p>Placa para enchimento</p>	Placa de metal previamente recoberta com plástico, com solda ou com "spray". metálico.
8- Solda	<p>Tacos Soldados</p>	Principalmente para aço sobre base de aço.

Tabela 9.39 - Comportamento típico de alguns materiais resistentes ao desgaste.

Tipo	Alguns materiais típicos	Razão de desgaste de deslizamento com coque	Limitação de temperatura	Facilidade e conveniência de substituição	Comentários Gerais
Ferro Fundido	Ferro fundido branco martensítico do tipo Ni-duro	0,110	Não	Sim	O mais versátil dos materiais, pode ser aquele que pela variação dos elementos de liga e processo de fabricação e aplicação, é capaz de dar uma faixa larga de propriedades. A principal vantagem é obter uma boa combinação de resistência, isto é, tenacidade e dureza para uma certa aplicação. Outros produtos são: sinterizados e recobrimentos metálicos.
	Ferro fundido branco martensítico de alto cromo	0,118			
	Ferro fundido do tipo grafite esferoidal	0,216			
	Ferro gusa altamente fosforoso	0,323			
Aço Fundido	Aço fundido - $3 \frac{1}{4}$ Cr - Mo	0,170			
	Aço fundido austenítico - 13 Mn	0,220			
	Aço fundido $1 \frac{1}{2}$ Cr - Mo	0,430			
Aço Laminado	Chapa de aço de baixa liga temperada e recozida	0,306			
	Aço EN8	0,46			
Revestimentos duros	Solda de endurecimento de alto cromo	0,111	Não	Difícil de aplicar no próprio local	

Continua...

Tabela 9.39 - Continuação

Cerâmicas	Fusão de alumina-zircônio-silício	0,0531	Não	Fácil de fixado. Não é fácil se for fixado por adesivo ou argamassa de cimento devido ao tempo necessário para a secagem	Faixa de dureza grande. Muito recomendado para situações em que há deslizamento. Desvantagem-quebradiça
	Escoria de cerâmica	0,15			
	Basalto fundido	0,174			
	Ladrilho de cerâmica resistente a ácidos	0,190			
	Placa de cristal	0,81			
	Ladrilho de pedra para piso	2,2-3,38			
Concreto	Concreto com cimento à base de alumina	0,42	Não	Pode ser molhado. Pode ser difícil em locais sujos	Vantagens: barato, fácil de ser fundido. Desvantagem: Tempo de cura longo; tempo de secagem longo.
	Concreto com agregado quartzo-granito	0,87			
Borracha	Borrachas	2,1 -3,16	Sim	Depositada ou fixada. Colagem com adesivos pode ser difícil em locais sujos.	As principais vantagens são a resistência e baixa densidade porém com correspondente perda de dureza. É muito usado quando a principal vantagem no estágio de projeto, é a resistência e a propriedade anti-engripamento.
Borracha similar a plástico	Poliuretano	2,27-5,35			

Continua ...

Tabela 9.39 - Continuação

Outros plásticos	Poliétileno de alta densidade	6,44	Sim	Em forma de folha difícil de fixar	Baixo coeficiente de atrito. Propriedades anti-en-gripamento. O melhor para deslizamento de partículas finas.
	Politetrafluoretileno	8,20			
Resinas - Compostos ligados	Resina - Bauxita calcinada ligada	2,31	Sim	Pode ser molhado. Dificuldades em locais sujos e de difícil acesso.	Estes materiais encontram aplicação no caso de deslizamento de pós finos ou partículas finas.

* A taxa de desgaste é expressa em in^3 de material perdido por 1000 toneladas de coque por ft^2 de área de contato.

-11 - Recobrimento para Endurecimentos Superficial - Seleção e Aplicação

Neste capítulo nós nos propomos a apresentar de forma rápida os principais métodos de recobrimento superficial, fatores que influenciam na aplicação e materiais recomendados.

Tabela 9.40 - Orientação para a seleção do método usado no recobrimento

	Deposição por chama	Deposição por fusão ou spray	Metализação (Eletroplating)	Deposição por solda
Técnica	A deposição de material em forma de fios ou pó por meio de um arco de plasma, chama de gás combustível-oxigênio, sobre a superfície de componente, onde é formada uma fina camada de recobrimento.	Deposição pó de elementos de ligas usualmente por meio chama de gás combustível-oxigênio sobre uma superfície preparada para formar um recobrimento o qual é fundido ao metal base em um forno, ou por uma bobina de indução.	Eletrodeposição de um recobrimento por meio de solução química ou suspensão.	Deposição de material usando varetas e por meio de um arco de argônio ou solda <u>o</u> xi-acetileno.
Fatores				
Facilidade de acesso	O ângulo de incidência da chama e a distância afetam a praticabilidade. Por exemplo um diâmetro interno de relativa profundidade	O ângulo de incidência da chama e a distância afetam a praticabilidade. Por exemplo um diâmetro interno de relativa profundidade.	Geralmente não há limitações excepto para diâmetros internos, cantos, devido ao acesso para o eletrodo.	Geralmente não há limitações excepto para diâmetros internos que tornam difícil o acesso da vareta.

CONTINUA

TABELA 9.40 - CONTINUAÇÃO

Distorção	<p>Geralmente não há limitações, exceto no caso da superfície ser previamente tratada por jateamento (principalmente em materiais de pequenas dimensões).</p>	<p>Como na deposição por chama. O tratamento de fusão pos-spray (1000°C) pode causar distorção.</p>	<p>Geralmente não há limitações.</p>	<p>Maiores limitações devido ao alto gradiente de temperatura localizada.</p>
Preparação da superfície	<p>Atenção: deve ser dada a demora da aplicação do recobrimento, depois de preparada a superfície. É necessário nesses casos, evitar a formação de óxidos que podem interferir na adesão ou na fusão.</p>			
Compatibilidade de aplicação (expansão térmica).	<p>Geralmente não há limitações.</p>	<p>Compatibilidade do coeficiente de expansão da base e do material depositado.</p>	<p>Geralmente não há limitações.</p>	<p>A compatibilidade de soldagem da base com a vareta de solda é importante, bem como o coeficiente de expansão.</p>
Efeito sobre o componente	<p>Alguns tipos de depósito podem resultar na redução da resistência a fadiga do metal base.</p>	<p>Deposições duras e de baixa ductilidade em algumas aplicações podem resultar em redução da resistência a fadiga do metal base.</p>	<p>Deposição pode causar redução da resistência a fadiga. A fragilidade do hidrogênio em metais precisa ser correta.</p>	<p>Redução da resistência a fadiga pode ser possível mas dependerá do tipo de deposição e da espessura.</p>
Propriedades mecânicas	<p>É importante notar que a aplicação de recobrimentos não contribuem para melhoria da resistência do metal base e cuidados devem ser tomados particularmente quando a avaria devido ao desgaste retira o recobrimento antes da peça ser reparada.</p>			

CONTINUA

TABELA 9.40 - CONTINUAÇÃO

Integridade da deposição	Sujeito a ter as arestas lascadas (por causa de impactos). O recobrimento da parte restante só é removido por ação mecânica.	Recobrimento metalúrgico. A baixa ductilidade da deposição é susceptível a ação de cargas aplicadas por instrumentos ponteados e a cargas de impacto.	Cuidados devem ser tomados com as arestas.	Recobrimento interfacial ligado. Grande integridade da deposição.
Acabamento	A retificação é a única operação de acabamento; deve ser deixado, no recobrimento, um sobremetal.	A retificação é geralmente empregada, porém algumas ligas podem ser acabadas por outras formas de usinagem.	A retificação é a única técnica de acabamento.	A retificação é geralmente empregada, mas algumas ligas podem ser acabadas por outras formas de usinagem.
Espessura final recomendada.	Ótima - 0,20-0,25mm máxima - 0,40mm mínima - 0,08mm A espessura dependerá do tipo de deposição e do ambiente de serviço.	Ótimo - 0,50-0,75mm máximo - 1,25mm mínimo - 0,25mm	Ótimo - 0,08-0,12mm máximo - 0,25mm mínimo - 0,01mm	Geralmente não há limitação da espessura mas 1,25mm é normal para aplicações leves ótimo - 0,75mm máximo - 1,25mm mínimo - 0,5mm
Economia	Para deposições de pequena espessura sobre áreas grandes essa técnica é recomendada.	Operação de spray e fusão é considerada como uma técnica cara.	Para camadas finas particularmente sobre pequenos componentes ou áreas, o processo pode ser feito em larga escala, o que o torna competitivo.	A desvantagem da aplicação num componente individualmente é com pensada pela alta integridade e espessura de depósito (assumindo a distorção, não há problemas).

CONTINUA

TABELA 9.40 - CONTINUAÇÃO

<p>Qualidade da superfície.</p>	<p>A porosidade inerente ao recobrimento pode impedir uma medida real do acabamento superficial. Acabamentos equivalentes a 32µin c/a são normalmente adequados. Acabamentos melhores que 16µin c/a são normalmente desnecessários.</p>	<p>Acabamentos normalmente aplicados.</p>	<p>Acabamentos normalmente aplicados.</p>	<p>Acabamentos normalmente aplicados.</p>
---------------------------------	---	---	---	---

TABELA 9.41 - Orientação para a seleção do material de recobrimento de acordo com as várias condições de movimento e temperaturas de operação.

TIPO DE MOVIMENTO: DESLIZAMENTO SOB CARGA ESTÁVEL - UNIDIRECIONAL OU ALTERNATIVA (ATÉ 100 cm/s)

Tipo de recobrimento.	Temperatura de trabalho, °C			
	Menos que 300°C	300 - 500°C	500 - 800°C	800 - 900°C
Deposição por chama.	Base de cobalto/cromo/níquel/pó de tungstênio. Arame ou pó de molibdênio composição com pó de níquel/alumínio. Composição com pó de carbeto de tungstênio/cobalto. Arame de aço ao cromo 13%.	Base de cobalto/cromo/níquel/pó de tungstênio. Composição com pó de níquel/alumínio. Mistura de carbeto - 25% carbeto de tungstênio/5% de níquel. Carbeto de tungstênio/cobalto. Arame de aço ao cromo 13%.	Base de cobalto/cromo/níquel pó de tungstênio. Carbeto de cromo/pó de níquel-cromo. Composição de pó de níquel/alumínio. Arame de aço ao cromo 13% (até 600°C). Mistura de carbeto - 25% carbeto de tungstênio/5% níquel.	
Deposição por spray-fusão	Níquel/cromo/boro/carbeto de tungstênio - pó facilmente fundível. Níquel/cromo/boro - pó facilmente fundível.	Níquel/cromo/boro/carbeto de tungstênio - pó facilmente fusível. Níquel/cromo/boro - pó facilmente fusível.	Níquel/cromo/boro/ carbeto de tungstênio - pó facilmente fusível. Níquel/cromo/boro - pó facilmente fusível.	

CONTINUA

TABELA 9.41 - CONTINUAÇÃO

Metalização (Eletro deposição).	Cromo; ródio (cobre e prata até 1cm/s).	Cromo; ródio; cobalto/carbeto de cromo.	Cobalto/carbeto de cromo.	
Deposição por solda.	Base de cobalto/cromo/níquel/barra de tungstênio. Base de cobalto/cromo/ barra de tungstênio.	Base de cobalto/cromo/níquel/barra de tungstênio. Base de cobalto/cromo/barra de tungstênio.	Base de cobalto/cromo/níquel/barra de tungstênio.	Base de cobalto/cromo/ barra de tungstênio. Base de cobalto/cromo/níquel/barra de tungstênio.
Outros	Camadas anódicas sobre liga de alumínio			

TIPO DE MOVIMENTO: CHOQUES (IMPACTOS SOBRE AS SUPERFÍCIES DURANTE O DESLIZAMENTO)

Tipo de recobrimento.	Temperatura de trabalho, °C			
	Menos que 300°C	300 - 500°C	500 - 800°C	800 - 900°C
Deposição por chama.	Base de cobalto/cromo/níquel/pó de tungstênio. Composição com pó de níquel/ alumínio. Composição com pó de carbeto de tungstênio/cobalto. Arame de aço ao cromo 13%.	Base de cobalto/cromo/níquel/pó de tungstênio. Composição com pó de níquel/alumínio. Mistura de carbeto - 25% carbeto de tungstênio/ 5% níquel composição com pó de carbeto de tungstênio/cobalto. Arame de aço ao cromo 13%.	Carbeto de cromo/níquel/cromo em forma de pó. Base de cobalto/cromo/níquel/pó de tungstênio. Composição com pó de níquel/ alumínio. Mistura de carbeto - 25%. Carbeto de tungstênio/ 5% de níquel.	

CONTINUA

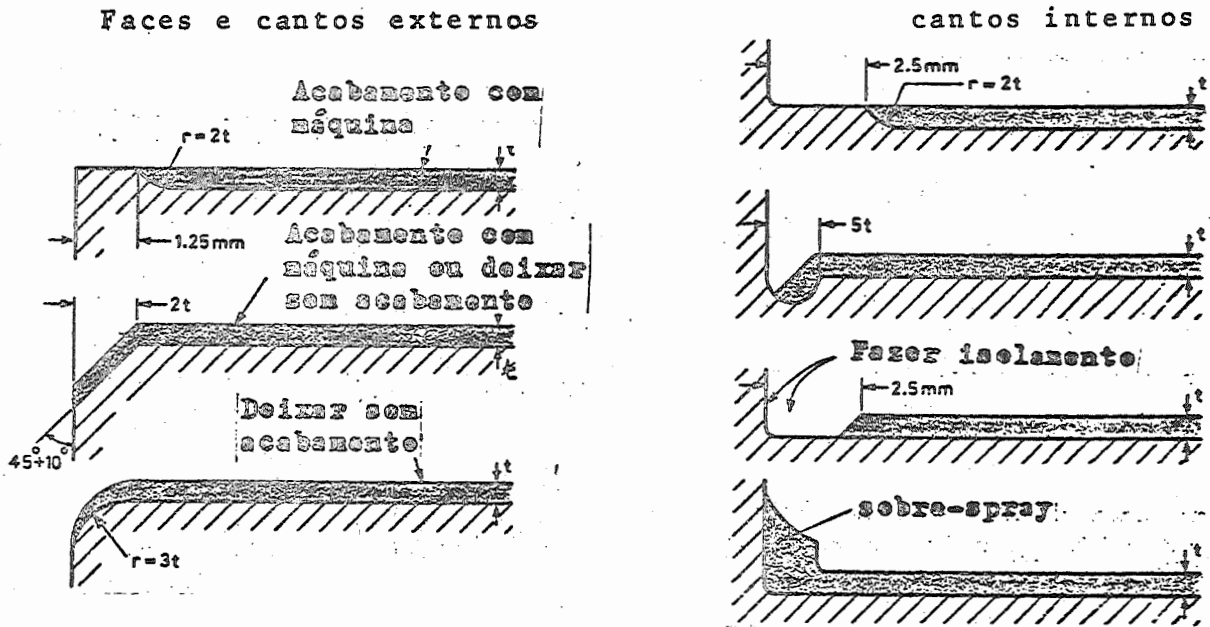
TABELA 9.41 - CONTINUAÇÃO

Deposição por spray-fusão				
Metalização (Eletro deposição)		Cobalto/carbeto de cromo.	Cobalto/carbeto de cromo	
Deposição por solda	Base de cobalto/cromo/níquel/barra de tungstênio	Base de cobalto/cromo/níquel/barra de tungstênio.	Base de cobalto/cromo/níquel/barra de tungstênio.	Base de cobalto/cromo/níquel/barra de tungstênio.

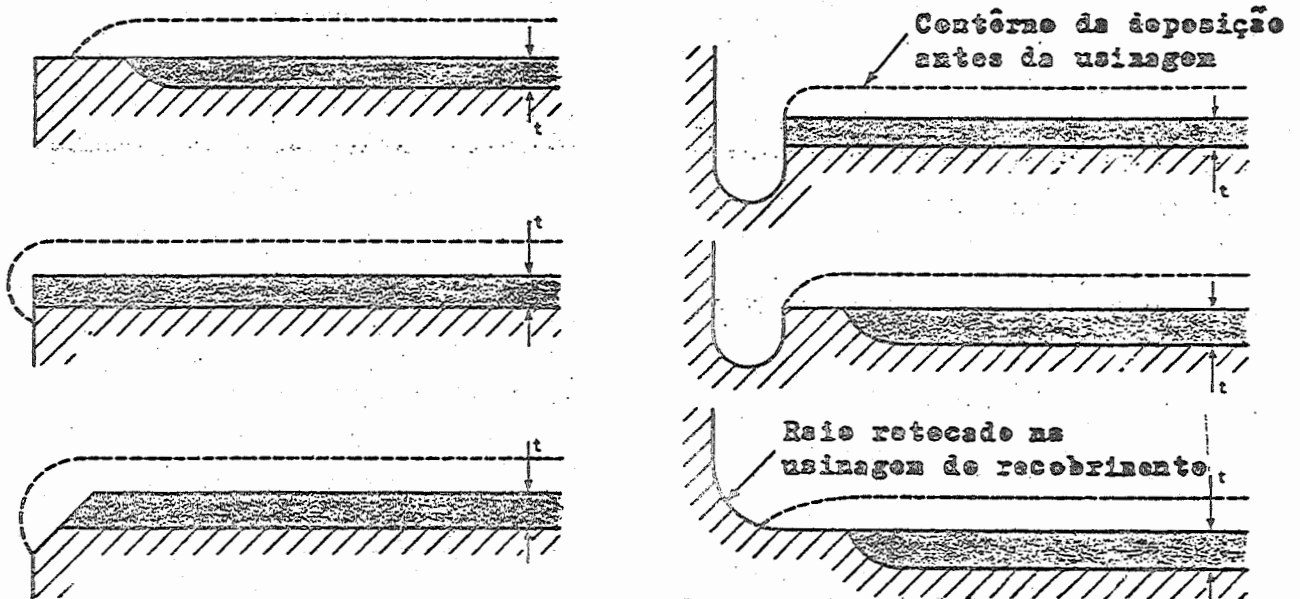
Tabela 9.42 - Recobrimento - Nomenclatura e fabricantes

Carbeto de cromo/pó de níquel-cromo	LC1.B LC2 Metco 81 NS Stellundum 19	Union Carbide UK Ltd. Metco Ltd. Deloro Stellite (UK) Ltd.	
Base de cobalto/cromo/barras de tungstênio	CM6	Dewrance Metals Ltd.	
	CM9		
	CM63		
	Eutecdur 9010 9012 9060	Eutectic Company Ltd.	
			Stellite 1
			6
	Stellite 12	Deloro Stellite (UK) Ltd.	
			Wallex 1
			6
	Wall Colmonoy Ltd.	12	
Coast Metals 65		Dewrance Metals Ltd.	
LS 31		Union Carbide UK Ltd.	
Base de cobalto/cromo/níquel/pó de tungstênio	Metco 45C	Metco Ltd.	
	Stellite X40	Deloro Stellite (UK) Ltd.	
	Haynes 25	Cabots Belgium S.A. Firth Brown Ltd. Deloro Stellite (UK) Ltd.	
Haynes Stellite 31			
Stellite X40			
Stellite 125			
Cobalto/cromo	Tribomet T104C	Bristol Aerojet Ltd.	
Barra ou pó de molibidênio	—	Metallisation Ltd.	
		Metco Ltd.	
Composição com pó de níquel/alumínio	Metco 404	Metco Ltd.	
	405		
	450		
Níquel/cromo/boro - pó facilmente fundível	CM 54	Dewrance Metals Ltd.	
	Colmonoy 4	Wall Colmonoy Ltd.	
	Deloro SF4	Deloro Stellite (UK) Ltd.	
	Metco 12C	Metco Ltd.	
	Microflo 10185	Eutectic Company Ltd.	
Níquel/cromo/boro/carbeto de tungstênio - pó facilmente fusível	CM 53 WC	Dewrance Metals Ltd.	
	Colmonoy 75	Wall Colmonoy Ltd.	
	Metco 34F	Metco Ltd.	
	Microflo 10112	Eutectic Company Ltd.	
	Stelcar PW40	Deloro Stellite (UK) Ltd.	
Composição com pó de carbeto de tungstênio/cobalto	LW1	Union Carbide UK Ltd.	
	LW1 N30		
	LW1 N40		
	Metco 73F	Metco Ltd.	
Stellundum 52F	Deloro Stellite (UK) Ltd.		
Arame de aço ao cromo 13%	CR.13	Metallisation Ltd.	
	Metcoloy 2	Metco Ltd.	
Mistura de carbeto - 25% carbeto de tungstênio/5% níquel	LW5	Union Carbide UK Ltd.	

a) Superfícies para deposição por chama



b) Superfícies para deposição por spray-fusão ou por solda



c) Superfícies para metalização (Eletro deposição)

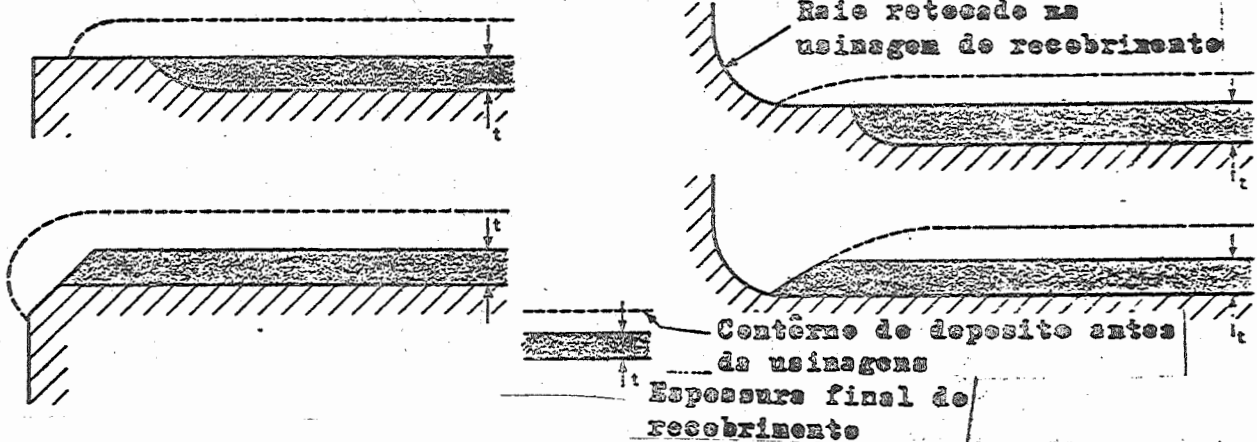


Figura 9.48 - Preparação da superfície para recobrimento superficial.

9.12 - Seleção do Tipo de Lubrificante

O melhor lubrificante para uma aplicação particular deve ser o mais simples e de menor custo possível, desde que atenda os requisitos necessários.

Em geral a mais simples e mais barata lubrificação é aquela em que se usa uma pequena quantidade de óleo mineral nas partes a serem montadas, sem necessidade de nenhum sistema de alimentação.

Uma pequena quantidade de óleo mineral, pode ser inadequada quando se deseja uma vida longa, ou quando partículas de desgaste começam a se tornar um problema, ou quando há uma quantidade de calor gerado, muito grande. Nessas situações deve ser previsto um sistema de alimentação para contínua distribuição do óleo.

Quando não há necessidade de refrigeração, mas sim, necessidade de boa vedação, pode ser usada graxa.

Quando a faixa de temperatura de trabalho é muito alta para um óleo mineral ou quando se necessita de uma propriedade especial, como por exemplo, baixa carbonização ou baixo ponto de inflamação, a melhor escolha pode ser um óleo sintético.

Quando a temperatura é muito alta ou muito baixa para líquidos ou graxa, ou quando não há perigo de contaminação do produto dentro dos limites aceitáveis, ou quando se deseja longa vida sem lubrificação, a melhor escolha é um lubrificante sólido.

Projetos mais simples é que têm um melhor comportamento, podem ser obtidos quando se trabalha com um lubrificante fluido.

Tab. 9.43.- Propriedades dos lubrificantes

Tipo de lubrificante Propriedade	LÍQUIDOS			Graxa	Lubrificante Sólido
	Óleo Mineral Puro	Óleo Mineral com Aditivos	Óleo Sintético		
1. Propriedades na lubrificação mista	regular	bom para excelente	mau para excelente	Boa para excelente	Boa para excelente
2. Refrigeração	muito boa	muito boa	regular	mau	muito mau
3. Atrito ou torque (baixo)	regular	Boa	regular	regular	mau para regular
4. Habilidade em permanecer no suporte	mau	mau	muito mau para mau	Boa	muito boa
5. Habilidade de reter contaminantes	mau	mau	mau	muito boa	regular para excelente
6. Faixa de temperatura	boa	muito boa	regular para excelente	boa	excelente
7. Proteção contra a corrosão atmosférica	mau para boa	excelente	mau para boa	excelente	mau
8. Volatilidade (baixa)	regular	regular	regular para excelente	boa	excelente
9. Inflamabilidade (baixa)	mau	mau	regular para excelente	regular	regular para excelente
10. Compatibilidade	regular	regular	muito mau para regular	regular	excelente
11. Custo	muito baixo	baixo	alto a muito alto	relativamente alto	alto
12. Vida determinada por:	deterioração e contaminação	principalmente contaminação	deterioração e contaminação	deterioração	desgaste

Tab. 9.44 - Importância da propriedade do lubrificante com relação ao tipo de suporte.

Propriedade do lubrificante \ Tipo de suporte	Mancal Radial Pleno	Mancal de Rolamento	Engrenagens em Caixa Fechada	Engrenagens em Caixa Aberta Cabos, Correntes, etc.	Relógios e Instrumentos	Articulações Guias Engates, etc.
1. Propriedades na lubrificação mista	+	++	+++	++	++	+
2. Refrigeração	++	++	+++	-	-	-
3. Atrito ou torque	+	++	++	-	++	+
4. Habilidade de permanecer no suporte	+	++	-	+	+++	+
5. Habilidade de reter contami- nante	-	++	-	+	-	+
6. Faixa de temperatura	+	++	++	+	-	+
7. Proteção contra corrosão	+	++	--	++	-	+
8. Volatilidade	+	+	-	++	++	+

Nota: A importância relativa de cada propriedade do lubrificante para determinada classe de suporte vai da escala +++ = altamente importante até - = inteiramente sem importância.

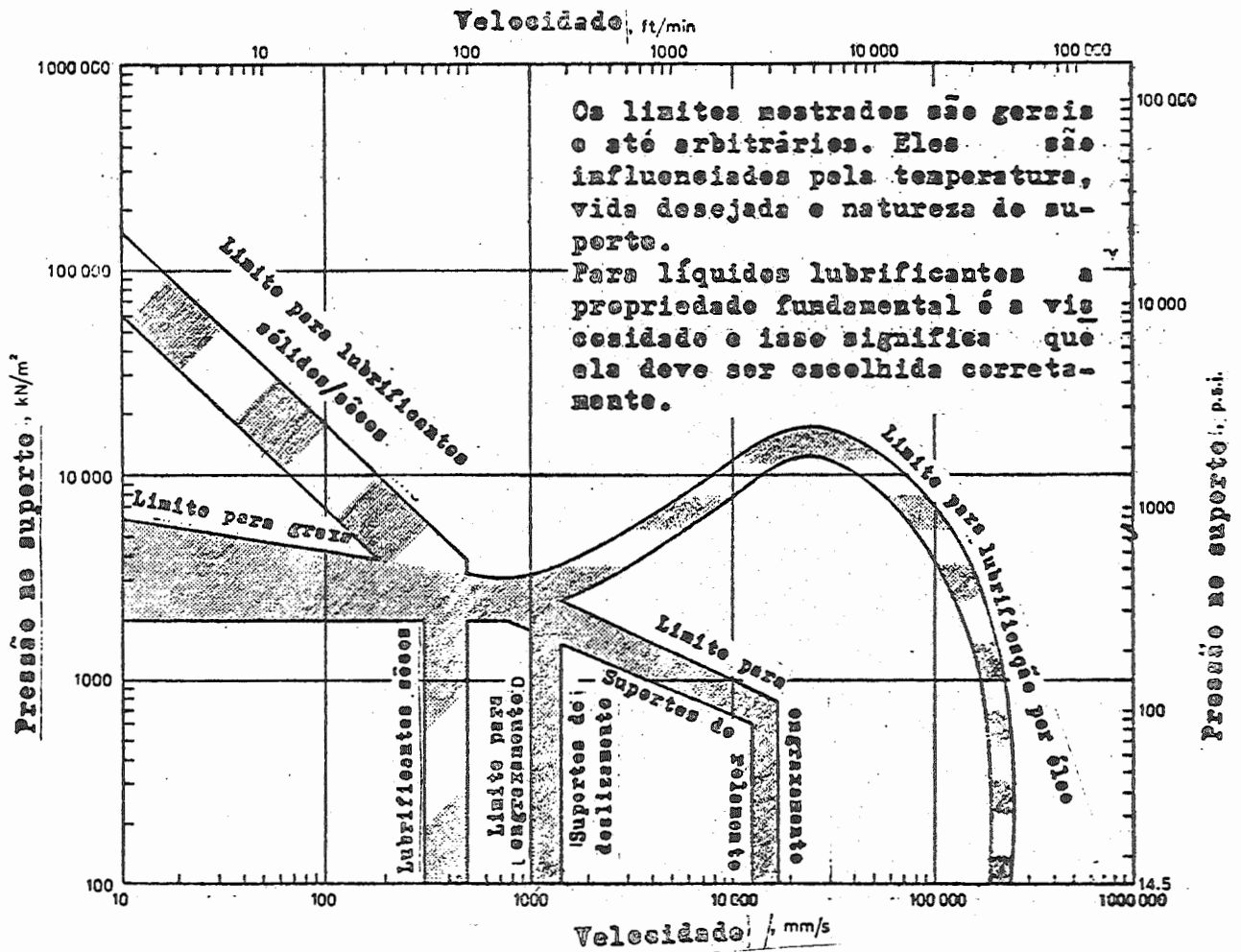


Fig. 9.49 - Limitações velocidade/carga para diferentes tipos de lubrificantes.

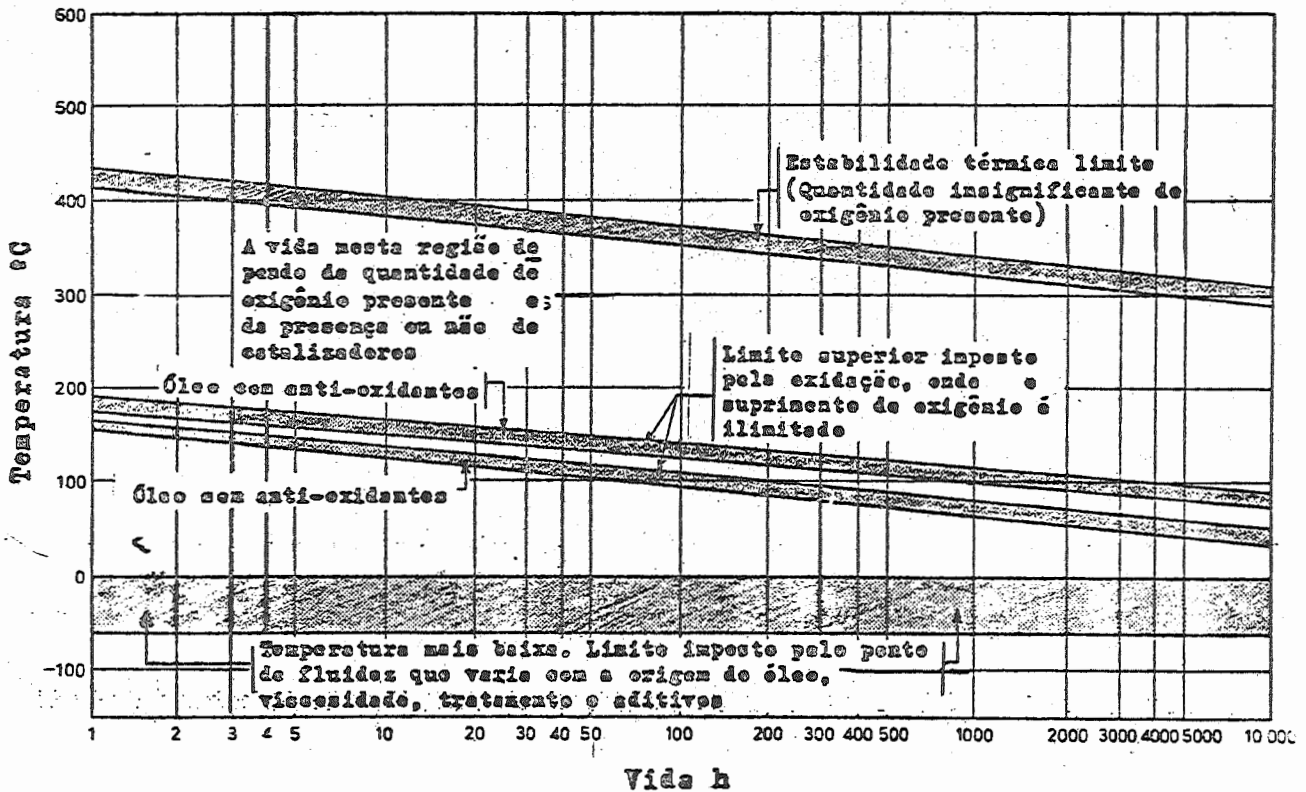


Fig. 9.50 - Limite de temperatura para óleos minerais.

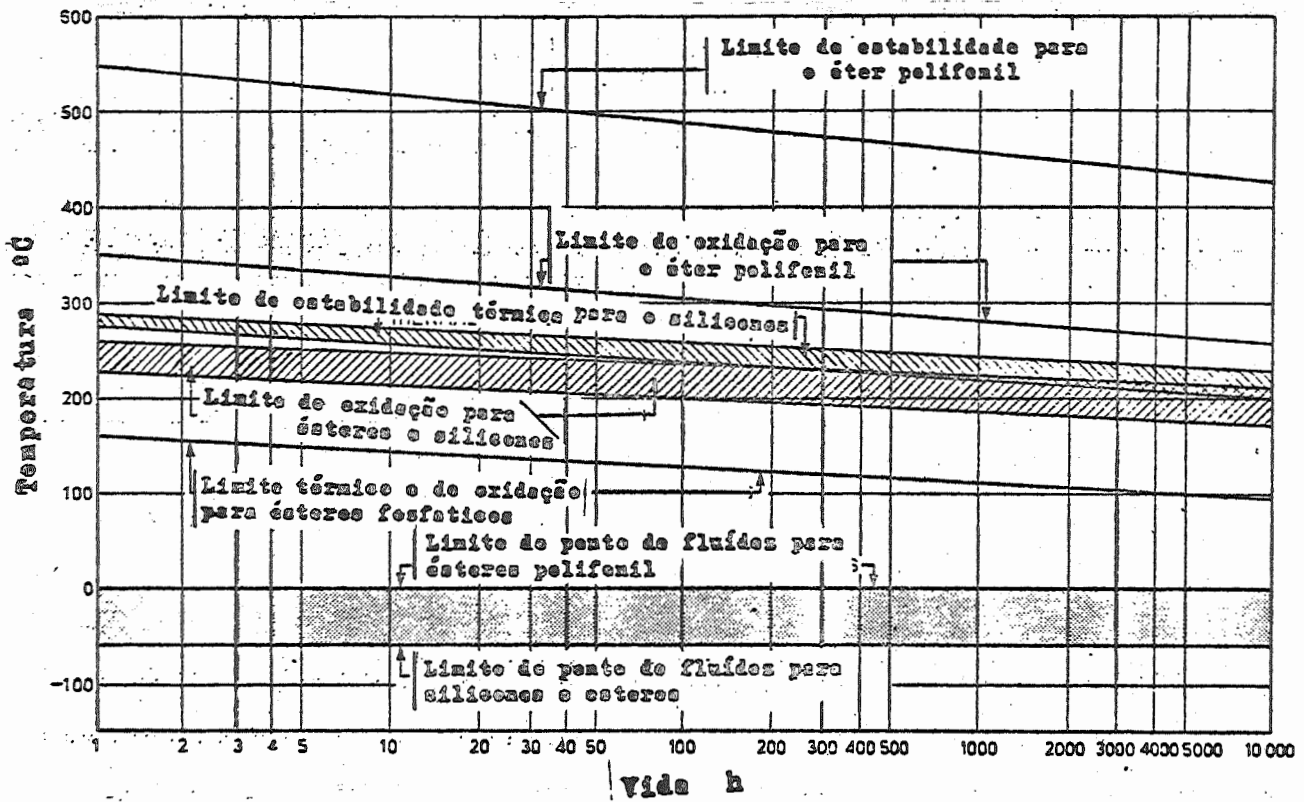


Fig. 9.51 - Limite de temperatura para alguns óleos sintéticos.

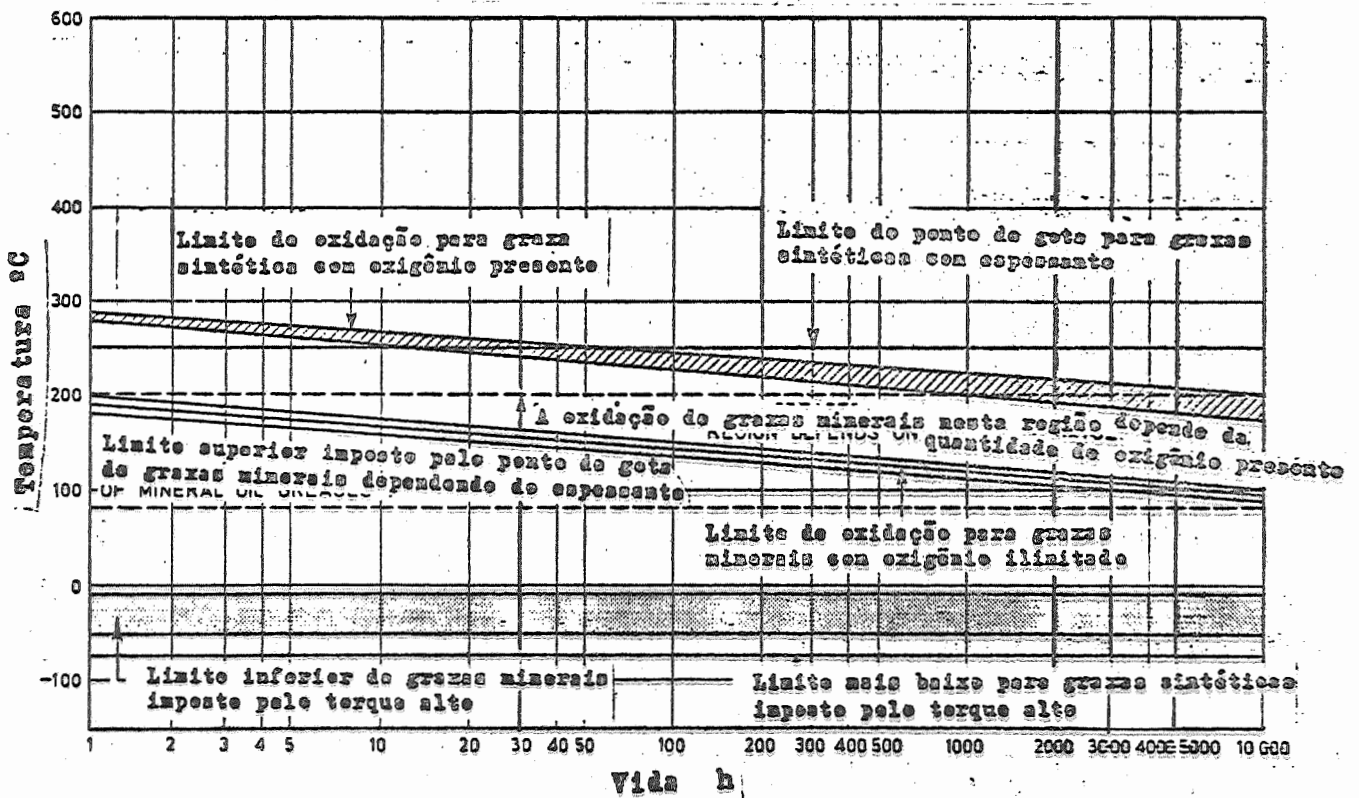


Fig. 9.52 - Temperatura limite para graxas. Em muitos casos a vida da graxa poderá ser controlada pela volatilidade ou migração. Isso não é fácil de descrever, porque varia com a pressão e o grau de ventilação, mas em geral o limite pode ser considerado ligeiramente abaixo do limite de oxidação.

A viscosidade efetiva do lubrificante no mancal po de ser diferente da viscosidade medida pelos métodos de teste standard, e a diferença depende da razão de cisalhamento no mancal.

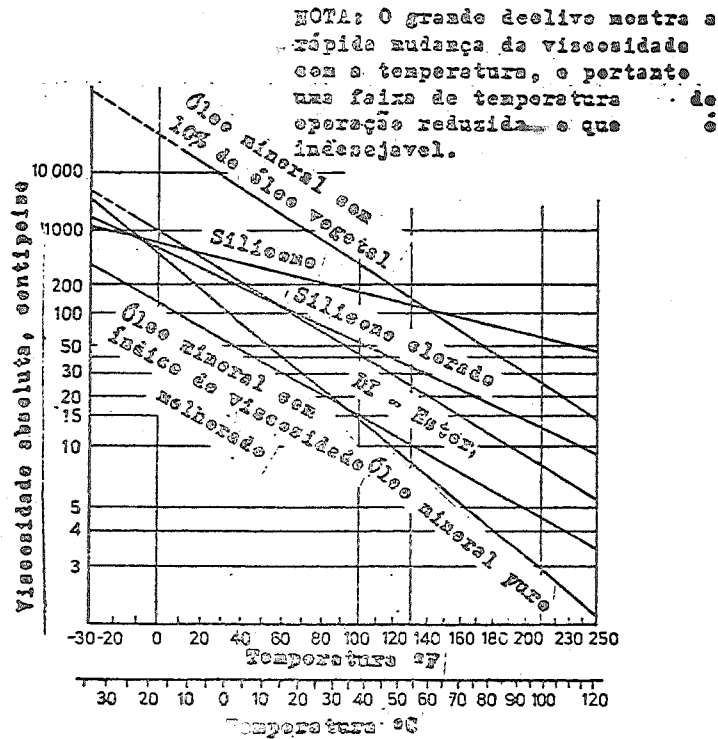


Fig. 9.53 - Características de viscosidade/temperatura para vários óleos.

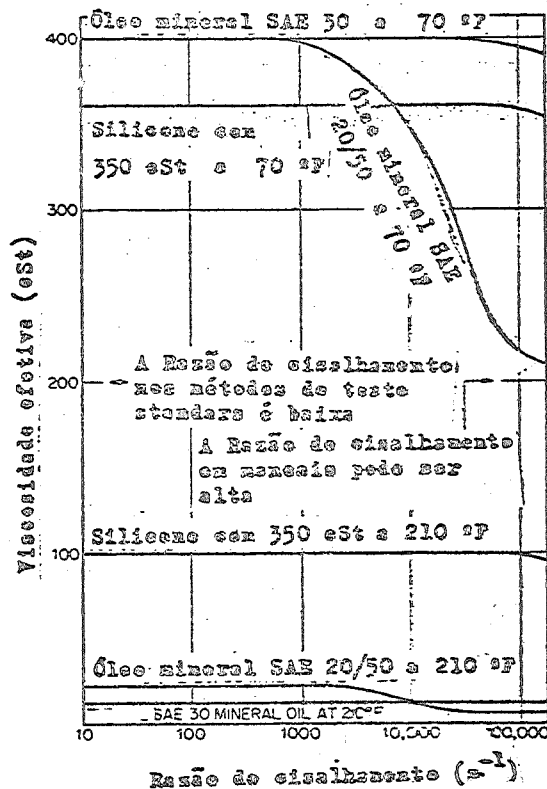


Fig. 9.54 - Variação da viscosidade com a razão de cisalhamento.

Tabela 9.45 - Exemplos de mecanismos específicos, lubrificantes possíveis e sistema de lubrificação.

	Lubrificante	Sistema de Lubrificação	Custo de Manutenção	Custo do Investimento	Taxa de calor removido pelo lubrificante	Observações
Mancal Radial	Óleo	Manual	Alto	Baixo	Pequena	Somente para trabalho leve
		Sistema de circulação	Baixo	Alto	Alta	Fluxo de óleo precisa ser garantido
		Lubrificação por anel	Baixo	Baixo	Moderada	Somente para velocidades circunferenciais
		Mancal Poroso	Baixo	Baixo	Pequena	Somente para velocidades circunferenciais médias e baixa pressão
	Graxa	Manual	Alto	Baixo	Nenhum	Somente para trabalho leve
		Sistema Centralizado	Baixo	Alto	Nenhum	Um bom bombeamento é necessário para longa linha de mancais
Mancais de Rolamento	Óleo	Neblina de óleo	Baixo	Alto	Pequena	Se for necessário ar comprimido em quantidade e limpo, o custo do investimento é moderado
		Banho	Baixo	Baixo	Pequena	Cuidados devem ser tomados no projeto para evitar que haja batimento do óleo
		Salpico	Baixo	Baixo	Moderada	Cuidados no suporte do mancal
	Graxa	Blindado	Baixo	Baixo	Moderada	Os custos de manutenção são baixos se o período de relubrificação não for demasiado curto
		Sistema Centralizado	Baixo	Alto	Alta	Possibilidades para a fuga da graxa devem ser evitadas

-356-

Continua...

Tabela 9.45 - Continuação

Engrenagens	Óleo	Banho	Baixo	Baixo	Moderado	Cuidados no projeto da caixa para possibilitar lubrificação de todas as engrenagens e para evitar batimento do óleo
		Sistema de circulação	Baixo	Alto	Alto	Jatos têm que ser dimensionados e corretamente posicionados para boa distribuição do óleo e remoção do calor
	Graxa	Manual	Alto	Baixo	Nenhuma	Somente para trabalho leve
		Suporte para graxa, cheio	Baixo	Baixo	Nenhuma	Principalmente para engrenagens pequenas e a baixa velocidade

10 - MÉTODOS EXPERIMENTAIS

Nós encerramos este trabalho, apresentando alguns métodos experimentais em Tribologia. Esses métodos não são típicos de laboratórios, mas sim, procuram mostrar algumas técnicas experimentais empregadas também na indústria. Os métodos que serão descritos são os seguintes:

- a) dispositivo com disco rotativo
- b) dispositivo com cilindro interno ou externo
- c) dispositivo com correia plana
- d) dispositivo para abrasão e desgaste
- e) máquina rotativa de quatro esferas.

10.1 - Dispositivo com Disco Rotativo

O dispositivo mais simples e mais conveniente para a execução, é o do disco rotativo, mostrado na figura 10.1. Ele é constituído de um disco rotativo horizontal sobre o qual é colocada uma amostra circular do material que será testado (geralmente de composição metálica ou elastomérica). A superfície da peça que se atrita com a amostra, é usualmente um cone, uma esfera ou um pino com ponta cilíndrica. Esse elemento é feito de material duro (geralmente um metal), sendo montado num braço de alavanca e comprimido contra a superfície da amostra, como mostra a figura. Para uma dada rotação do disco, a velocidade relativa entre o elemento e a amostra, pode ser variada, ajustando-se a distância radial r , entre o centro do disco e o ponto de contato entre a amostra e o pino ou esfera. A força de atrito é geralmente medida por meio de "strain gauges" montados nas faces verticais do braço de alavanca, de forma a medir a tensão devido à inclinação horizontal da mesma. Outra alternativa é montar os "strain gauges", no eixo de acionamento do disco para medir o torque produzido pela força de atrito. A força normal pode ser obtida por meio de pesos aplicados à

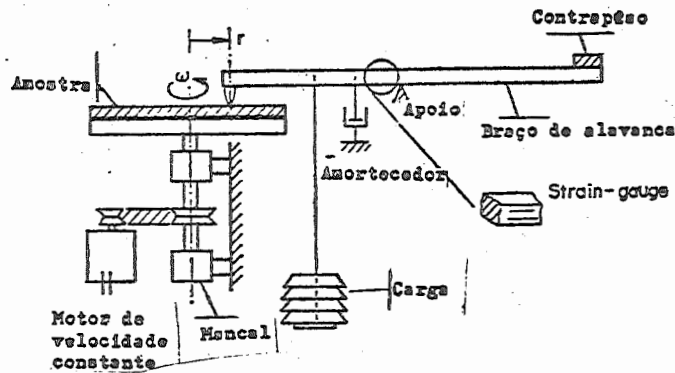


Fig. 10.1 - Dispositivo com amostra em forma de disco rotativo para medida do atrito.

alavanca, ou por meio de um cilindro hidráulico. A temperatura durante o deslizamento, pode ser medida embutindo-se termopares no pino. No caso de elastômeros pode-se ainda colocar um certo número de termopares embutidos, logo abaixo do caminho por onde deve passar o pino ou a esfera.

As medidas obtidas com esse dispositivo não podem ser consideradas como muito precisas, porém, são de confiança e dão uma idéia consistente do problema. Os problemas mais sérios desse dispositivo são: a vibração do braço de alavanca que aplica a força normal na amostra, e o ranhuramento do disco rotativo da amostra depois de um certo número de revoluções. Amortecedores mecânicos e uma aplicação da carga normal por meio de um cilindro hidráulico podem reduzir consideravelmente a vibração. Um filtro aplicado ao sistema pode reduzir a difusão do sinal enviado pelo "strain gauges". O efeito do ranhuramento pode ser minimizado, pela limitação do número de revolução do disco para cada teste, ou programando um caminho para o pino, de forma que a distância entre o centro do disco e o ponto de contato diminua constantemente. O desgaste do pino de atrito (ou esfera) é normalmente desprezível (ou muito pequeno) quando comparado com o efeito de ranhuramento da superfície da amostra, principalmente quando o material for um elastômero. Deve ser ainda, evitada a distorção da área de contato entre a amostra e o

pino. Para que isso ocorra é preciso que a área do pino seja pequena. Finalmente, uma outra desvantagem é a impossibilidade de controlar a espessura do filme de lubrificante devido à força centrífuga. Quando a área de contato aumenta e é necessário usar um lubrificante, usa-se o dispositivo com cilindro interno ou externo para testar a amostra.

10.2 - Dispositivo com Cilindro Interno ou Externo

O uso desse equipamento para a medida da força de atrito fornece resultados bastante precisos, porém é um método mais complexo. Um cilindro cuja superfície externa é usada para o teste, é mais conveniente pela facilidade que apresenta para a montagem e desmontagem da parte onde é fixada a amostra. Porém, a altas velocidades, é impossível manter o lubrificante aderido à superfície do cilindro, devido

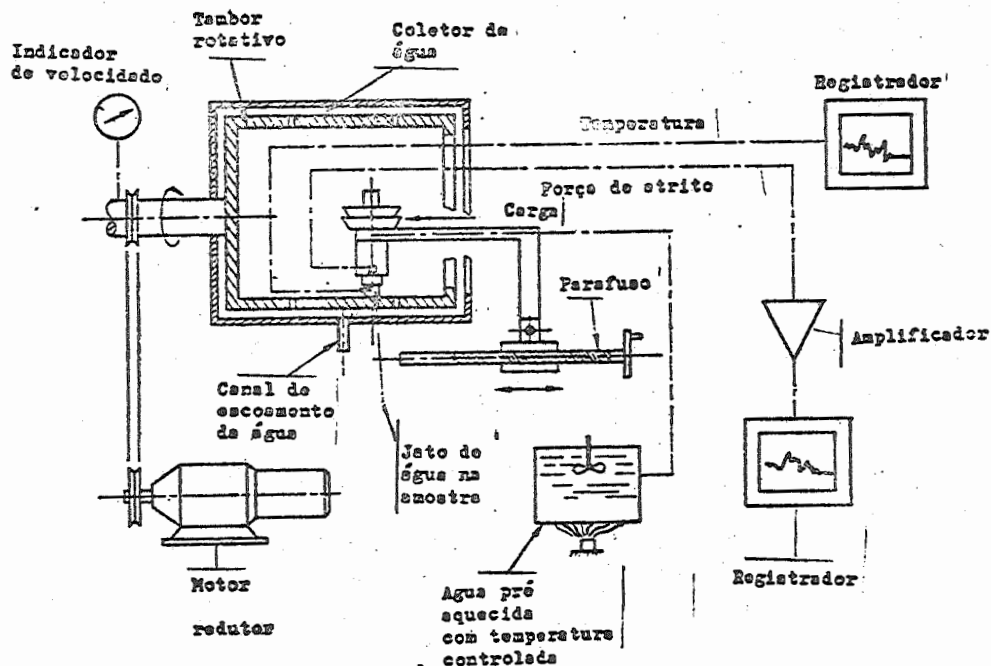


Fig. 10.2 - Desenho esquemático de um dispositivo com cilindro interno

aos efeitos de centrifugação. Em contraste, cilindros onde a superfície interna é usada, permitem um filme de lubrificante estável, cuja uniformidade aumenta com a rotação. Ambos os sistemas precisam de um variador de velocidades para possibilitar a variação da velocidade de escorregamento entre a amostra e a superfície do cilindro.

A figura 10.2 mostra um arranjo esquemático para um dispositivo cuja superfície interna é usada como elemento de atrito com a amostra. Nesse exemplo a superfície interna do cilindro tem uma textura superficial distinta, obtida pela montagem de asperidades hemisféricas cilíndricas ou em forma de cone, com tamanhos e arranjos diferentes.

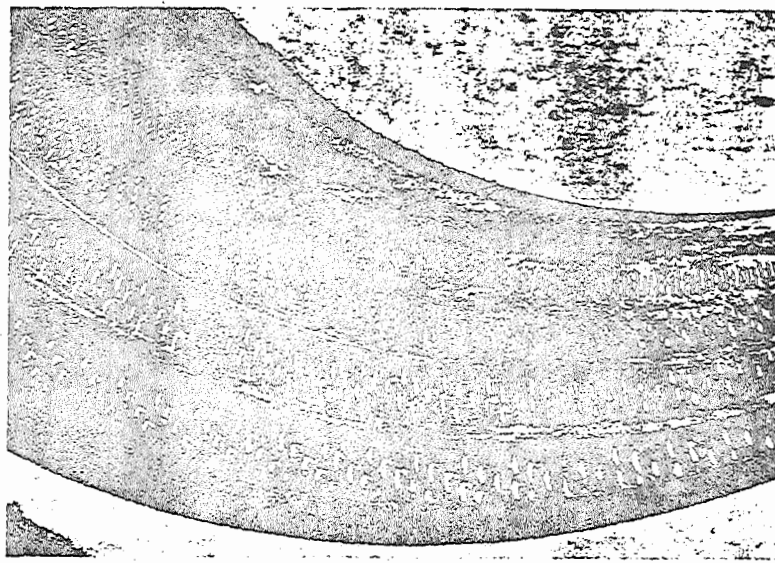


Fig. 10.3 - Detalhe do "layout" das asperidades na superfície interna de um cilindro: são usados cones com vários ângulos de coincidência e com espaçamento diferentes.

A figura 10.3 mostra a textura da superfície interna de um cilindro. A forma cônica para as asperidades é usada para evitar o desgaste excessivo ou a ruptura da superfície atritante oposta, quando esta última for um elastômero ou um material plástico. As asperidades são agrupa-

das em faixas circunferenciais, como mostra a figura 10.3 e se um elastômero é testado numa particular experiência, a amostra pode ser localizada diretamente sobre uma determinada faixa ajustando-se convenientemente o parafuso mostrado na figura 10.2.

A carga é aplicada na amostra por meio de pesos e o acionamento do tambor deve usar um motor elétrico e um variador especial que permita uma faixa bastante larga de velocidades, desde 0,05 cm/s até 180 Km/hr.

Para os ensaios sob condição de umidade, um suprimento de água pré aquecida e com temperatura controlada por um termostato, é colocado junto à amostra. A temperatura da água pode variar até 80°C. Os efeitos de centrifugação, produzem um filme de água de espessura uniforme e no caso da figura 10.2 o excesso de água sai por orifícios feitos na superfície do cilindro. Um cilindro estacionário coleta a água que sai do cilindro rotativo e faz com que ela saia por um orifício de escape.

A força de atrito na superfície do elastômero, provoca pequena deflexão no suporte de aço do bloco e esse deslocamento é medido por um sistema de "strain gauges" com compensação de temperatura. O sinal emitido pelo "strain gauge" é amplificado e registrado. As temperaturas em amostras de elastômeros são medidas por termopares colocados em várias profundidades dentro do elastômero.

Uma usinagem precisa do cilindro e um bom balanceamento, são necessários para permitir trabalho a altas rotações. A faixa de altas velocidades serve para obter dados sobre a histêrese, o desgaste e efeitos da temperatura enquanto que nas velocidades baixas a adesão é predominante. É possível também montar o elastômero na superfície interna do cilindro e uma única asperidade no lugar do bloco de elastômero, na cabeça deslocável do dispositivo. Assim, o atrito individual de uma asperidade pode ser estudado. Da mesma forma, é possível estudar o atrito metal-metal com esse dispositivo, ou ainda a combinação de dois materiais.

Pelo controle das condições que cercam o dispositivo (controle de temperatura, umidade, existência ou não de vácuo, condições de baixa pressão), a faixa de experiências que podem ser feitas é bastante ampla.

Uma desvantagem desse equipamento, é a curvatura do cilindro. Embora não haja problemas sérios quando a área de contato for pequena, eles podem surgir quando uma extensão de contato muito grande for usada, obrigando a execução de algumas correções. Uma das aplicações mais comuns do dispositivo com cilindro externo é para testar pneus. Aqui, a flexão côncava da borracha do pneu no caminho de contato, por causa da curvatura do cilindro, se constitui num severo teste de resistência ao desgaste e à fadiga. Para comparar o comportamento do pneu sobre o cilindro e na estrada, normalmente é reduzida a área de contato pneu-cilindro (usando uma carga menor sobre o pneu) para compensar o aumento da tensão de flexão no pneu.

10.3 - Dispositivo com Correia Plana

A figura 10.4 mostra um esquema desse dispositivo, que consiste essencialmente de uma correia flexível que passa por dois cilindros. Um dos cilindros é acionado por um motor de rotação variável ou alternativamente por um motor síncrono e um variador de velocidades intermediário. A correia é tensionada por um sistema simples de tensionamento. A própria correia é um dos materiais (borracha, lâmina de aço, ou outro material) a ser testado. A textura superficial pode ser incorporada à correia na sua fabricação, colando-se lixa ou pó abrasivo em um dos lados. A parte plana da correia, entre os dois cilindros, é geralmente suportada por um colchão de água ou ar para resistir à aplicação da carga. No caso da figura 10.4, a água é lançada, para formar o colchão de água, com uma velocidade que é aproximadamente igual à da correia. A válvula A pode ser ajustada manualmente para regular o suprimento de água do colchão suporte.

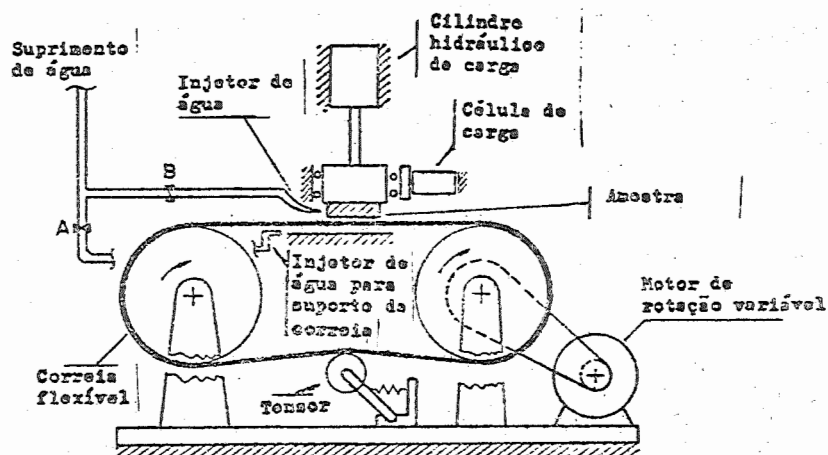


Fig. 10.4 - Esquema do dispositivo com correia plana.

A carga na amostra, é aplicada por um cilindro hidráulico e a deformação da estrutura que suporta a amostra, devido ao atrito da mesma com a correia, é medido por meio de uma célula de carga que mede diretamente a força de atrito. Se a temperatura precisa ser controlada, termopares podem ser embutidos na amostra de forma conveniente. Um suprimento de água permite que uma camada uniforme se forme sobre a correia, na frente da amostra. Sua vazão pode ser variada operando a válvula B.

O dispositivo em questão pode trabalhar a altas velocidades relativas de deslizamento entre a correia e a amostra. Uma limitação, é a tensão de tração na correia o que pode ser minimizado, usando-se uma fita de aço ou maximizando-se o raio de curvatura do cilindro. Outra limitação é o rápido desgaste da amostra, particularmente nos casos em que a correia é muito rugosa ou tem a textura superficial do tipo esmeril. O problema pode ocorrer ainda se não é usado lubrificante entre a correia e a amostra. A grande vantagem do sistema está em não haver curvatura na região de contato. Todavia, a distância entre o plano onde ocorre o atrito e a posição onde se encontra a célula de carga deve ser minimizada para evitar que haja alteração

na carga efetivamente medida. Um desgaste desigual da amostra pode ocorrer, em consequência do efeito de momento que ocorre por causa da distância que vai da amostra à célula de carga, e assim, atenção especial deve ser dada aos detalhes da medição da carga e do atrito no estágio de projeto.

10.4 - Máquina para Desgaste e Abrasão

Até agora descrevemos equipamentos para a medida da força de atrito, que podem ser adaptados para medir desgaste, uma vez que este tem uma inevitável interação com o atrito. Vamos agora, descrever um equipamento próprio para medida de desgaste a abrasão. Um esquema dessa máquina é dado na Fig. 10.5.

A máquina é formada por uma plataforma que se desloca com velocidade constante acionada por um motor e um variador contínuo de velocidades.

A base da pista sobre a qual a plataforma desliza é montada em um pedestal e contém uma placa horizontal plana que é apoiada em mancais de rolo de baixo atrito. A placa por sua vez é limitada na direção longitudinal e suporta uma pista rígida ou flexível. A plataforma contém um cilindro de ar na vertical, capaz de aplicar uma carga normal na faixa de 0 a 50 kgf por meio de um pistão. Asperidades de várias formas (hemisféricas, cônicas, etc) com tamanhos diferentes, podem ser montadas no pistão. A unidade pneumática de carga pode ser lateralmente deslocada se necessário, para variar o caminho de deslizamento sobre a pista. Essa máquina é capaz de executar um teste preciso de adesão a baixa velocidade num único deslocamento da plataforma, como também fazer testes de desgaste por fadiga por um período de vários dias, se necessário. "Micro-switches" de reversão, são posicionados nos extremos da pista para inverter a sentido de movimento da plataforma. O espaço entre eles pode ser modificado, de forma que a distância de deslocamento po

de ser variada. A velocidade varia de 0 a 10 cm/s, e é indicada por um tacômetro. A força de atrito entre o elemento deslizante e a pista de borracha é transmitida diretamente à base plana e registrada por transdutores de força, os quais restringem o movimento longitudinal da placa.

O número de variáveis é bastante grande para esse aparelho. A velocidade, o comprimento do deslocamento, a carga, contaminantes da interface (por exemplo lubrificante) e a rugosidade superficial, podem ser selecionados num teste de adesão. Num teste de desgaste por fadiga, é possível selecionar a frequência cíclica, o curso, o número de ciclos. A forma mais sensível e precisa de medir o desgaste, é usar o método do traço radiativo. Ele consiste em se fazer um traço radiativo na superfície da amostra antes do início do teste e em seguida, durante o teste, observar a redução da contagem radiativa. A precisão desse método permite a medida de fragmentos de desgaste da ordem de fração de grama, reduzindo portanto, o tempo da experiência.

Os contaminantes da interface podem ser, água, água com detergente, óleos minerais e vegetais com diferentes viscosidades, silicone fluído, etc. Formas de rugosida

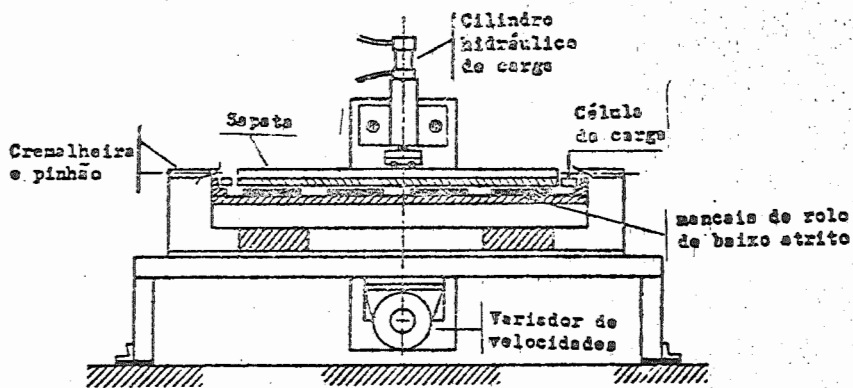


Fig. 10.5 - Máquina para desgaste e abrasão.

de superficial podem ser incorporadas no deslizador e na amostra simultaneamente. Podemos substituir a amostra por abrasivo ou lixa e montar uma amostra de elastômero ou metal mole na base do pistão de carga, no lugar das asperidades. Isso permite a avaliação dos efeitos da textura aleatória sobre o desgaste abrasivo produzido na amostra. Se a textura da lixa é substituída por saliências, pode-se medir o desgaste por fadiga. Os efeitos da temperatura podem ser medidos pela colocação de termopares embutidos em uma ou duas superfícies de atrito.

10.5 - Máquina Rotativa de Quatro Esferas

Vários métodos experimentais para medir atrito usam movimento relativo entre superfícies como modo de operação. A máquina rotativa de quatro esferas, esquematizada na figura 10.6, usa rolamento contínuo entre as superfícies. Um tipo comum de falha em elementos rolantes é a falha por "pitting" e isso pode ser satisfatoriamente investigado neste tipo de máquina. A máquina é constituída por três esferas inferiores montadas em um alojamento, com possibilidade de girar livremente, e de uma quarta esfera presa ao eixo, a qual aplica a carga sobre as outras três. A rotação do eixo em um sentido obriga as outras esferas a girarem em sentido contrário e ao mesmo tempo, descreverem uma trajetória circular em torno do eixo de rotação da quarta esfera. Pode ser visto que, um pequeno aumento na carga aplicada ou na rotação das esferas, causará grande redução na vida à fadiga em virtude do aumento de tensão na área de contato.

A presença de pequenas crateras também resultam na redução da vida. O uso desse equipamento pode ser estendido usando-se lubrificante ou aquecendo-se por indução o equipamento para testes a alta temperatura.

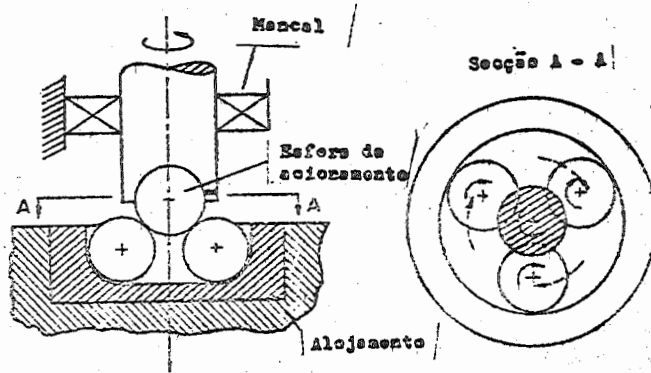


Fig. 10.6 - Máquina rotativa de quatro esferas.

Existem outros equipamentos que usam métodos mais complexos (tais como interferometria, microscopia, difratometria, etc) para a análise do atrito e desgaste. São equipamentos bastante precisos em suas medidas, mas devido à sua complexidade são praticamente usados somente em testes de laboratório especializados.

BIBLIOGRAFIA

- MOORE, D.F. - Principles and applications of tribology. Oxford, Pergamon, 1975. 388 p.
- HONDROS, E.D. - Tribology - M & B Monograph ME/1. London, Mills & Boon Limited, 1971. 70 p.
- FIRST EUROPEAN TRIBOLOGY CONGRESS (1973) - Proceedings. London, Mech. Eng. Publications Limited, 1975. 523 p.
- NEALE, M.J. (Edit.) - Tribology handbook. London, Butterworths, 1973.
- TRIBOLOGY. Schools Council Publications. London, Macmillan Education Limited, 1974. 61 p.
- TRIBOS - Tribology abstracts (10 volumes - 1968/77). Granfield/Bedford, BHRA (British Hydromechanics Research Association).
- HALLING, J. - Principles of tribology. London, The Macmillan Press Ltd, 1975. 401 p.
- CAUBET, J.J. - Teoria e Prática industrial del rozamiento. Bilbao, Ediciones Urmo, 1971. 400 p.
- PUGH, B. - Friction and Wear. London, Newnes-Butterworths, 1973. 206 p.
- QUINN, T.F.J. - The application of modern Physical techniques to tribology. London, Van Nostrand Reinhold Company, 1971. 253 p.
- GRASSAN, N.S. & POWELL, J.W. - Gas lubricated bearings. London, Butterworths, 1964. 309 p.
- POWELL, J.W. - Design of aerostatic bearings. London, The Machinery Publishing, 1970. 28 p.
- WILCOCK, D.F. & BOOSER, E.R. - Bearing design and application. New York, McGraw Hill, 1957. 464 p.

- STANSFIELD, F.M. - Hydrostatic bearings for machine tools and similar applications. London, The Machinery Publishing, 1970. 227 p.
- ROWE, W.B. & O'DONOGHUE, J.P. - Design procedures for hydrostatic bearings. London, The Machinery Publishing, 1971. 64 p.
- GAS BEARINGS SYMPOSIUM - Proceedings. University of Southampton, 1963/65/67/69/71/74.