

---

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CENTRO TECNOLÓGICO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**TRIBOLOGIA  
- EMC 5315 -**

**Prof. Rodrigo Lima Stoeterau, Dr. Eng.**

**Semestre 2004/01**

Esta apostila foi originalmente elaborada pelo professor Longuinho da Costa Leal do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina, tendo sido a mesma, revisada, atualizada e complementada pelo professor Rodrigo Lima Stoeterau, para uso didático na disciplina de Tribologia do curso de Graduação.

## SUMÁRIO

### 1 INTRODUÇÃO

- 1.1 A Tribologia
- 1.2 Histórico
- 1.3 Considerações sobre Fenômenos Tribológicos
- 1.5 Considerações Econômicas
- 1.4 Soluções Tribológicas

### 2 REVISÃO SOBRE SUPERFÍCIES TÉCNICAS

- 2.1 Natureza das Superfícies Metálicas
- 2.2 Avaliação da Textura Superficial
- 2.3 Parâmetros Superficiais
- 2.4 Curva de Sustentação ou Curva de Abbott
- 2.5 Formas de Levantamento dos Parâmetros Superficiais
- 2.6 Relação entre o Processo de Fabricação, Tolerâncias e Acabamento Superficial

### 3 ATRITO

- 3.1 Introdução
- 3.2 Atrito no Nível Molecular
- 3.3 Conceito de Área de Contato Real
- 3.4 Leis Quantitativas do Atrito
- 3.5 Teorias de Atrito
  - 3.5.1 Teoria da Adesão
    - 3.5.1.1 Teoria da Adesão Simplificada
    - 3.5.1.2 Discussão Sobre a Teoria da Adesão Simplificada
    - 3.5.1.3 Modificação da Teoria da Adesão
    - 3.5.1.4 Críticas à Teoria da Adesão
  - 3.5.2 Outras Contribuições à Força de Atrito
- 3.6 Atrito em Metais
- 3.7 Atrito em Não Metais
- 3.8 Atrito de Rolamento
  - 3.8.1 Leis do Atrito de Rolamento
  - 3.8.2 Temperatura na Superfície de Escorregamento
  - 3.8.3 *Stick-Slip*
- 3.9 Valores de Coeficiente de Atrito

### 4 DESGASTE

- 4.1 Introdução
- 4.2 Definição
- 4.3 Classificação do Desgaste
- 4.4 Mecanismos de Desgaste
  - 4.4.1 Desgaste por Adesão
    - 4.4.1.1 Estimativa Quantitativa do Desgaste por Adesão
    - 4.4.1.2 Seleção de Materiais para Aumentar a Resistência ao Desgaste por Adesão
    - 4.4.1.3 Controle do Desgaste Adesivo
  - 4.4.2 Desgaste por Abrasão
    - 4.4.2.1 Expressão Quantitativa para o Desgaste Abrasivo
    - 4.4.2.2 Comprovação Experimental da Equação de Desgaste por Abrasão

- 4.4.2.3 Materiais para Uso em Situações de Desgaste por Abrasão
- 4.4.3 Desgaste Dominante por Oxidação
- 4.4.4 Desgaste por Fadiga Superficial
- 4.4.5 Outras Formas de Desgaste
- 4.5 Projetando para Desgaste
- 4.6 Desgaste em Superfícies Lubrificadas
- 4.7 Materiais com Propriedades Excepcionais de Desgaste
- 4.8 Projetando para Desgaste Zero
  - 4.8.1 Modelo Empírico para Desgaste Zero
  - 4.8.2 Exemplo de Utilização do Modelo Empírico para Desgaste Zero

## **5 PROJETANDO PARA DESGASTE**

- 5.1 Introdução
- 5.2 Categorias
  - 5.2.1 Metal contra metal
- 5.3 Desgaste em Superfícies Lubrificadas
- 5.4 Materiais com Propriedades Excepcionais de Desgaste
- 5.5 Projetando para Desgaste Zero
  - 5.5.1 Modelo Empírico para Desgaste Zero

## **6 LUBRIFICANTES**

- 6.1 Introdução à Teoria da Lubrificação
- 6.2 Lubrificantes
  - 6.2.1 Funções de Lubrificantes
    - 6.2.1.1 Controle de Atrito
    - 6.2.1.2 Controle de Desgaste
    - 6.2.1.3 Controle de Temperatura
    - 6.2.1.4 Controle de Corrosão
    - 6.2.1.5 Isoladores Elétricos
    - 6.2.1.6 Transmissão de Potência (Hidráulica)
    - 6.2.1.7 Amortecimento de Choques
    - 6.2.1.8 Remoção de Contaminantes
    - 6.2.1.9 Elemento de Vedação
- 6.3 Lubrificantes Sólidos ou Materiais Auto-Lubrificantes
  - 6.3.1 Tipos de Lubrificantes Sólidos
    - 6.3.1.1 Metais com Estrutura Hexagonal
    - 6.3.1.2 Filmes de Metais Moles
    - 6.3.1.3 Sólidos Lamelares
    - 6.3.1.4 Propriedades Tribológicas dos Plásticos Poliméricos
- 6.4 Lubrificantes Líquidos
- 6.5 Lubrificantes Graxeos (Graxas)
- 6.6 Normas para Óleos Lubrificantes
  - 6.6.1 Classificação das Viscosidades de Óleos Lubrificantes para Motores de Combustão Interna
  - 6.6.2 Relação entre o Sistema de Classificação Atual e o Antigo
  - 6.6.3 Normas para Especificações e Teste de Óleos para Motores de Combustão Interna

## **7 ASPECTOS TRIBOLÓGICOS DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA**

- 7.1 Introdução
- 7.2 Conjunto de Cilindro/Pistão

- 7.2.2 Previsão de Desgaste
- 7.3 Trens de Válvulas
  - 7.3.1 Rugosidade Inicial da Superfície
  - 7.3.2 Rugosidade da superfície / análise de ondulamento
  - 7.3.3 Previsão de Desgaste
  - 7.3.4 Ondulações
- 7.4 Mancais do Motor
  - 7.4.1 Interação de Asperezas
  - 7.4.2 Ondulações do Eixo
- 7.5 Desafios Futuros

## **8 LUBRIFICAÇÃO DE MANCAIS DE ROLAMENTO E ESCORREGAMENTO**

- 8.1 Mancais de Rolamento
  - 8.1.1. Lubrificação por Óleo.
    - 8.1.1.1 Lubrificação por Imersão
    - 8.1.1.2 Lubrificação por Circulação
    - 8.1.1.3 Lubrificação por Névoa
  - 8.1.2 Seleção de Viscosidade de Óleos para Mancais de Rolamento
  - 8.1.3 Lubrificação com Graxa
    - 8.1.3.1 Quantidade de Graxa
    - 8.1.3.2 Troca de Graxa
- 8.2 Mancais de Escorregamento
  - 8.2.1 Fatores que Influem na Seleção de Lubrificantes para Mancais de Escorregamento
  - 8.2.2 Lubrificação por Óleo
  - 8.2.3. Causas de problemas em mancais de escorregamento

## **9 LUBRIFICAÇÃO DE ENGRENAGENS**

- 9.1 Sistemas de Lubrificação
  - 9.1.1 Engrenagens Fechadas
  - 9.1.2 Engrenagens Abertas
- 9.2 Regimes de Lubrificação em Engrenagens
  - 9.2.1 Lubrificação Limite
- 9.3 Escolha dos Lubrificantes e suas Propriedades.
  - 9.3.1 Lubrificantes para engrenagens industriais.
  - 9.3.2 Lubrificantes para engrenagens de automação
- 9.4 Comportamento dos compostos polares e aditivos extrema pressão
- 9.5 Troca de óleos lubrificantes para engrenagens
- 9.6 Relação Entre o Sistema de Classificação Antigo e Atual
- 9.7 Testes para Óleos Lubrificantes de Motores de Combustão Interna – SAE J304/82.

## **REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS**

### **RECOMENDAÇÕES PARA LEITURA**

- R-1 Tribology aids for Designers – Thijisse, C. J.
- R-2 The Tribological design of machine elements – Cheng, H.S.
- R-3 Engineering Surfaces – A development Subject – Stout, K. J.
- R-4 Projetando para Desgaste Zero – Bayer R.G., Shaley A.T., Wayson A.R.
- 4-5 Projetando para Desgaste Mensurável – Bayer R.G., Wayson A.R.

## Simbologia

$\alpha$	constante
$\alpha$	condutividade térmica
$\Delta$	variação
$\mu$	coeficiente de atrito
$\mu_e$	coeficiente de atrito estático
$\mu_d$	coeficiente de atrito dinâmico
$\mu_r$	coeficiente de atrito rolamento
$\nu$	coeficiente de Poisson
$\sigma_e$	tensão de escoamento a tração
$\tau$	tensão cizalhate no escoamento de fluidos
$\tau_e$	tensão de escoamento no cisalhamento
$\tau_c$	tensão crítica de cisalhamento
$\gamma_e$	tensão de escoamento na compressão
$\gamma$	energia superficial
$\eta$	viscosidade absoluta ou dinâmica
$\theta_i$	ângulo
$\theta_m$	elevação de temperatura
$\Omega$	resistência de contato
$\rho$	densidade
$A_a$	área aparente
$A_{pv}$	área projetada vertical
$A_{ph}$	área projetada horizontal
$A_{rs}$	área resistente
$A_{tc}$	área total de contato
$A_r$	área real
$c$	calor específico
$c_l$	folga
$d_{ad}$	profundidade média de desgaste por adesão
$D$	distância percorrida
$D_e$	distância de escorregamento por operação unitária
$E_t$	energia total
$E_c$	energia cinética
$E_a$	energia dissipada pelo atrito
$E_p$	energia potencial
$f$	força
$f_a$	força de atrito
$f_{ar}$	força de atrito rolamento
$F$	força

$F_r$	força resultante
$H$	dureza
$J$	equivalente mecânico do calor;
$k_i$	condutividade térmica
$k$	constante
$K$	coeficiente de desgaste de Archard
$l_v$	comprimento prévio
$l_E$	comprimento singular de medição
$l_m$	comprimento útil medido
$l_n$	comprimento posterior
$L$	carregamento
$L_t$	comprimento total de apalpação
$L_e$	comprimento total de escorregamento
$n_c$	número de passos por operação unitária
$n_d$	número de carregamentos por operação
$n_{pd}$	número de passos para uma oscilação completa
$N$	força Normal
$N_j$	número total de junções formada por unidade de distância de escorregamento
$p$	probabilidade de formação de uma partícula
$P_e$	pressão de escoamento
$P_c$	pressão de contato
$P_n$	pressão normal de contato
$q$	taxa de desgaste local
$Q$	taxa total de desgaste
$Q_{ad}$	taxa total de desgaste por adesão
$Q_{ox}$	taxa total de desgaste por oxidação
$r$	raio
$R_a$	rugosidade média
$R_{max}$	rugosidade máxima
$R_p$	profundidade de alisamento
$R_t$	rugosidade
$R_z$	rugosidade
$S$	deslocamento
$t$	tempo
$T_{max}$	temperatura máxima
$U$	velocidade
$v$	velocidade
$v_e$	velocidade de escorregamento
$v_r$	velocidade de rolamento
$V_p$	volume de partículas
$W$	largura da área de contato na direção do escorregamento
$Z_i$	rugosidades singulares

## INTRODUÇÃO

### 1.1 A Tribologia

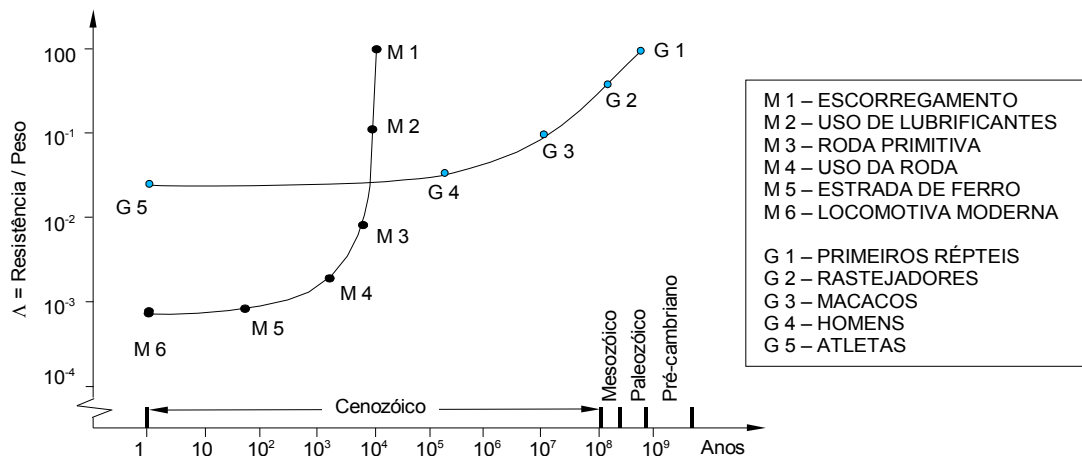
A palavra tribologia é derivada das palavras grega TRIBOS que significa atrito, e LOGOS que significa estudo, de forma que uma tradução literal significa 'Estudo do Atrito', ou a ciência que estuda o Atrito. Tribologia é definida como “A ciência e a tecnologia da interação entre superfícies com movimento relativo e dos assuntos e práticas relacionadas”. A palavra tribologia, em sua atual conotação, surgiu pela primeira vez na Inglaterra, em 1966, em um relatório do Departamento de Educação e Ciência. Embora a palavra seja nova, o assunto a que se refere não o é, incluindo os tópicos relativos ao atrito, desgaste e lubrificação. A invenção da roda ilustra bem a preocupação do homem em reduzir o atrito nos movimentos de rotação e consequentemente de translação, e essa invenção é anterior a qualquer registro histórico existente. A necessidade de nosso envolvimento com problemas tribológicos de atrito e desgaste é perfeitamente justificável pois esses fenômenos afetam quase todos os aspectos de nossa vida. Não estão restritos as máquinas que usamos e a seus mancais. A ação de juntas animais é uma situação tribológica e a cura de doenças como a artrite é devida, em grande parte, ao conhecimento dos tribologistas. Nós dependemos também do controle do atrito em atividades de laser, como escaladas de montanhas, esqui ou imprimir movimentos relativos a bolas de tênis, vôlei, basquete ou futebol. Segurar, cortar e escovar são outras manifestações da tribologia no nosso dia a dia, enquanto limpar os dentes é um processo controlado de desgaste, onde se deseja evitar o desgaste do esmalte e eliminar filmes indesejáveis. A habilidade de caminhar é dependente da existência de atrito apropriado, de modo que os efeitos tribológicos tiveram uma grande influência no processo de evolução.

Podemos verificar o efeito do atrito na evolução considerando o desenvolvimento do movimento de translação sobre a superfície terrestre ao longo do tempo. Na figura 1.1 a resistência à translação é representada pela relação resistência/peso, a qual pode ser considerada como um coeficiente de atrito equivalente  $\lambda$ . O gráfico mostra, ao longo da linha G, como evoluiu a facilidade translação com o tempo, desde os primeiros movimentos rastejantes, até o movimento dos atletas modernos. Note-se que as escalas na figura não são lineares mas logarítmicas, o que torna a forma das curvas um tanto enganosas.

O homem moderno, a partir de cerca de 10.000 anos atrás, usou sua inventividade para obter melhores desempenhos do que o permitido pelo desenvolvimento fisiológico dos animais. O uso de lubrificantes e o desenvolvimento da roda mostraram-se muito vantajosos, como pode ser verificado pela linha M.

Figura 1.1– Desenvolvimento da locomoção através da história (Halling, 1983)





É interessante, também, registrar os resultados da figura 1.1 com relação à velocidade alcançada em cada método de translação, conforme mostra a figura 1.2. Tem-se, novamente, duas curvas, uma representando o processo de evolução, e a curva devido a inventividade humana. Verifica-se, claramente, que seguindo a evolução animal simplesmente, o homem ficaria muito limitado, linha G. Usando sua criatividade, pela aplicação de princípios científicos e materiais diferentes dos puramente fisiológicos, conseguiu sobrepujar amplamente suas restrições, linha M.

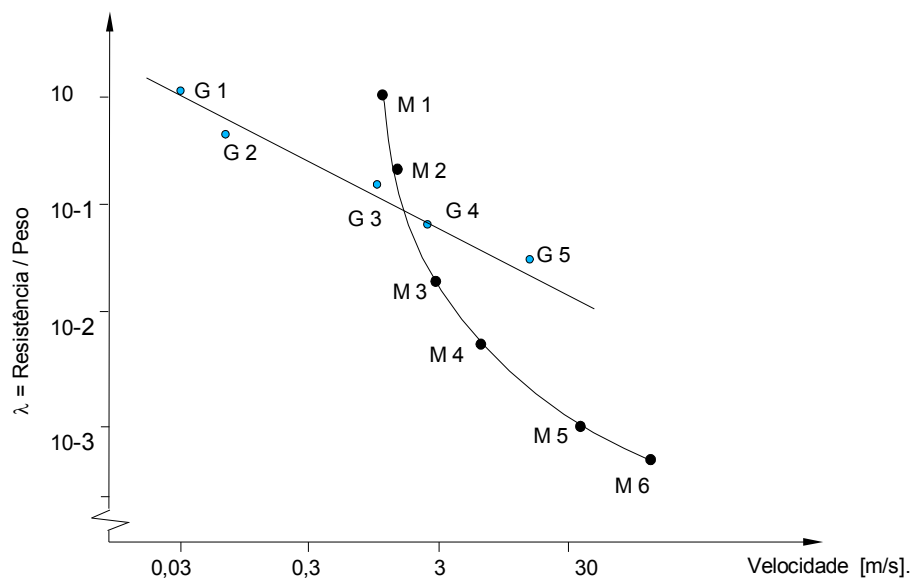


Figura 1.2 – Resultados da figura 1.1 indicando velocidades alcançadas (Halling, 1983)

## 1.2 Histórico

A invenção da roda pelo homem constituiu-se em um dos primeiros dispositivos tribológicos criados, mas o atrito afetou o desenvolvimento da civilização de várias formas. É conhecido o uso de brocas durante o período paleolítico, que eram apoiadas em mancais feitos de chifres ou ossos e serviam para fazer furos e produzir fogo. É possível supor que o desenvolvimento dos primeiros mancais progrediu a partir do momento em que o homem começou a empregar o movimento rotativo. As rodas de oleiro, utilizadas em 2.000 A.C. empregavam mancais de pedra polida.

O mais antigo registro do uso de rodas em veículos provem de tábuas da Suméria, na antiga Babilônia, e datam de 3.500 A.C.. Os lubrificantes foram, também, empregados neste

período, o que foi constatado pela abertura de tumbas do Egito antigo. Uma carruagem lá encontrada continha lubrificante animal, possivelmente sebo de boi ou de carneiro nos mancais das rodas.

A aplicação de princípios tribológicos na redução do atrito em movimentos lineares pode ser constatado, também, no antigo Egito. Ilustrações na forma de baixo relevo mostram o uso de rolos e pranchas para transportar figuras colossais. A figura 1.3 mostra um exemplo desse tipo de transporte: nesta 172 escravos são empregados para puxar uma grande estátua pesando cerca de  $6 \times 10^5$  newtons (60 ton.). O desenho mostra um homem sobre o trenó colocando um líquido na sua frente. Possivelmente um dos primeiros preocupados com a lubrificação. Esta figura mostra também, homens carregando pranchas planas e jarros contendo, possivelmente lubrificante.

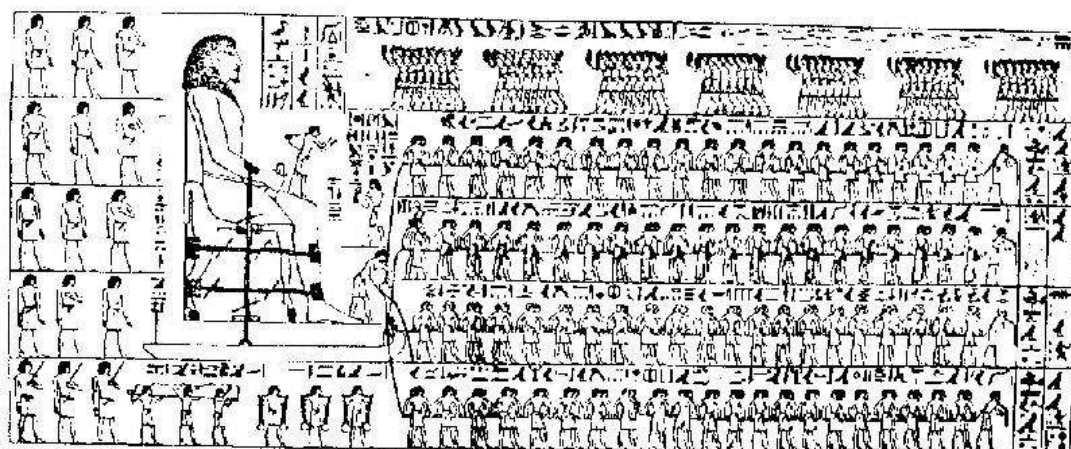


Figura 1.3 – Transporte de um colosso egípcio a cerca de 1900 A.C (Halling, 1983)

Se assumirmos que cada escravo possa exercer uma força de 800N, o coeficiente de atrito seria:

$$\mu = \frac{(172 \times 800)}{6 \times 10^5} = 0,23$$

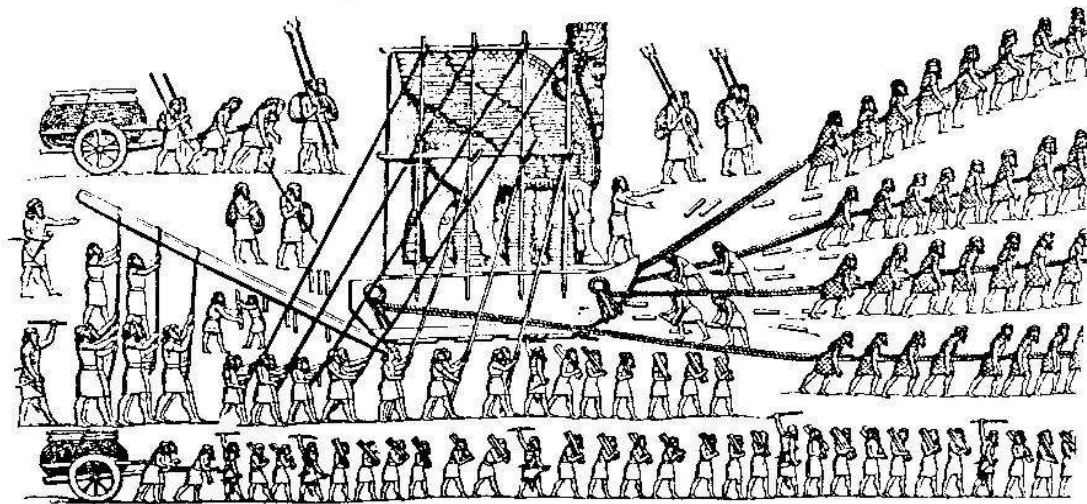
O trabalho de Bowden e Tabor de 1950 fornecem os seguintes valores para o coeficiente de atrito entre madeira e madeira:

- 0,2 para madeira molhada
- de 0,25 a 0,50 para madeira seca e limpa

É possível deduzir, portanto, que o trenó estivesse deslizando sobre pranchas de madeira lubrificadas.

Um outro exemplo, citado por Harris (1966) em seu livro sobre mancais de rolamento, refere-se a uma ilustração mostrando assírios movimentando um enorme bloco de pedra apoiado em pranchas dispostas sobre roletes. A data provável é 1100 A.C., o peso do bloco e treno foi estimado em  $7 \times 10^4$  N (7 ton.), e o número máximo de homens puxando igual a 8.

Figura 1.4 – Transporte de um colosso Assírio a cerca de 1100 A.C.



Assumindo que cada escravo pudesse exercer também uma força de 800 N, o coeficiente de atrito de rolamento correspondente seria de :

$$\mu_r = \frac{(32 \cdot 800)}{7 \cdot 10^5} = 0,04$$

Os valores numéricos calculados para o coeficiente de atrito nos dois exemplos citados sugerem que, por volta de 1100 A.C., um desenvolvimento tribológico considerável ocorreu, representado pela mudança do movimento de deslizamento para rolamento.

Em 1928 foi encontrado no lago Nemi, perto de Roma, os fragmentos do que deveria ter sido um mancal axial de esferas, possivelmente de 40 A.C.. O mancal é mostrado na figura 1.4 e foi provavelmente utilizado para suportar uma estátua, facilitando seu giro durante a escultura.

Considerando outros colossos da antigüidade clássica tais como Stone Heng e as estátuas da Ilha da Páscoa, pode-se imaginar que desafios tribológicos estes se tornaram a seus idealizadores.

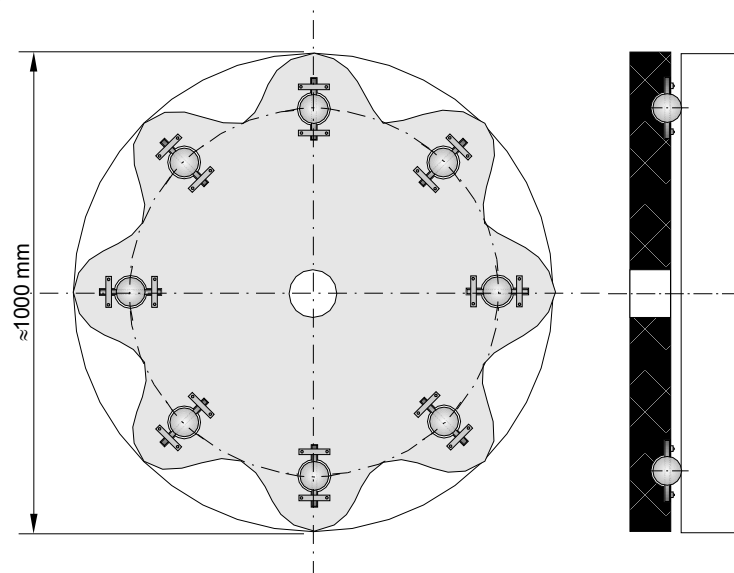


Figura 1.5 – Detalhe da reconstrução teórica do mancal encontrado no lago Nemi.

Praticamente não ocorreu desenvolvimento tribológico posterior, a não ser na época de Leonardo da Vinci (1452-1519), o qual foi primeiro constatou que a força de atrito é proporcional

à carga e independente da área nominal de contato. Isso ocorreu quase 200 anos antes que estas leis fossem enunciadas por Amonton, em 1699. Amonton, independentemente de Leonardo da Vinci, realizou investigações experimentais e postulou suas leis. O século XVIII viu consideráveis desenvolvimentos tribológicos devido ao crescente envolvimento do homem com novas máquinas. Em 1780, aproximadamente, Coulomb confirmou as leis de atrito de Amonton e estabeleceu a terceira lei, em que a força de atrito é independente da velocidade. Essas três leis ainda são usadas e podem ser encontradas nos livros atuais de física e engenharia sobre o atrito.

Outros desenvolvimentos ocorreram na época, particularmente na melhoria de materiais para mancais. Em 1684, Robert Hooke sugeriu a combinação de eixos de aço com buchas de materiais usados em sinos (bronze) para mancais de rodas, em lugar de suportes de madeira com ferro. Os desenvolvimentos adicionais são associados com o crescimento da industrialização na última década do século XVIII. O metal patente foi introduzido como material para mancal por volta de 1840.

Embora as leis essenciais do fluxo viscoso tivessem sido postuladas por Newton em data anterior, a compreensão científica da operação de mancais lubrificados não ocorreu antes do fim do século XIX. Realmente, nossos entendimentos sobre os princípios da lubrificação hidrodinâmica datam de 1883 e são devidos aos estudos experimentais de Beauchamp Tower. Seguindo os trabalhos de Tower, os princípios da lubrificação com filme fluido foram formulados por Osborne Reynolds em um extraordinário trabalho científico publicado em 1886. Aplicando os princípios hidrodinâmicos do escoamento laminar a uma geometria representativa da folga entre superfícies de um mancal radial, Reynolds mostrou que o movimento da superfície do eixo poderia gerar campos de pressão na película de óleo capazes de suportarem cargas consideráveis. Basicamente Reynolds demonstrou que quando um fluido viscoso é puxado para o interior de um de altura decrescente pela ação da velocidade superficial dos elementos do mancal, são geradas pressões capazes de suportar cargas. Esse importante conceito é conhecido como efeito cunha do lubrificante.

Outros trabalhos do mesmo período e creditados a Stoke e Petroff contribuíram para o desenvolvimento de mancais hidrodinâmicos. A crescente demanda por mancais adequados às novas máquinas que surgiam exigiu um desenvolvimento extremamente rápido da teoria e prática da lubrificação hidrodinâmica.

Desde o início do século XX, impulsionados pela demanda industrial, nosso conhecimento em todas as áreas da tribologia expandiu-se enormemente. Neste contexto, os mancais de elementos rolantes baseados em esferas que surgido em aplicações industriais por volta de 1700, alcançaram uma eficiência incomum. Eles são encontrados em uma ampla gama de tamanhos e oferecem, atualmente, uma solução muito econômica e flexível para muitos problemas de projeto tribológicos. Princípio esse que desde fins da década de 20 do século passado tem sido estendido ao movimento de translação através das guias lienares.

Desenvolvimentos na qualidade e características de serviço de lubrificantes em muitos colaboraram para a solução de problemas tribológicos, mas o ritmos de nossa sociedade industrial exige maiores velocidades, cargas e precisões, muitas vezes em ambientes tão hostis como reatores nucleares e em veículos espaciais, necessitando de desenvolvimentos adicionais no assunto. Atualmente, considera-se normal que um motor de carro dure cerca de 150.000 quilômetros, enquanto a menos de 25 anos (verificar) atrás a vida esperada era de somente 1/3 deste valor. É interessante salientar, também, que um carro moderno contém acima de 2.000 contatos tribológicos, de modo que não é surpreendente que a tribologia seja um assunto de importância crescente para os engenheiros.

A tribologia apresenta diferentes interesses nas diversas áreas do conhecimento tecnológico, com uma série de disciplinas científicas se ocupando de problemas tribológicos, tais como:

- a ciência dos materiais, com o desenvolvimento de materiais tribológicos especiais;
- a química, com o estudo de lubrificantes, aditivos e problemas de camada limite;

- a física, com estudos de novos materiais e processos de revestimentos, e estudo do atrito no nível atômico / quântico;
- a fabricação, com estudo da qualidade de superficial proveniente da fabricação e suas relações com a tribologia;
- a metrologia, com a qualificação superfícies tribológicas e a automação de sistemas;
- o projeto, com a aplicação de superfícies tribológicas;
- a automação, com o estudo da influência do atrito em sistemas de controle; entre outras .

### 1.3 Considerações sobre Fenômenos Tribológicos

Antes de considerar quais os tipos de problemas tribológicos, tantos os encontrados na indústria ou especificamente no projeto motores, vamos considerar o fenômeno de uma maneira geral. Essencialmente, em uma situação tribológica ocorre a interação de duas superfícies sólidas em um determinado ambiente, resultando em duas manifestações exteriores:

**1)** Ocorre uma dissipação de energia que é a resistência ao movimento representada pelo coeficiente de atrito. Essa dissipação de energia resulta em calor liberado no contato e uma certa quantidade de ruído, pequena mas muitas vezes significativa. Deve ser enfatizado que como estão sempre envolvidas duas superfícies, parâmetros como o coeficiente de atrito devem ser relacionados com o par de materiais que interagem. Falar do coeficiente de atrito do aço sem referências ao outro material em contato é cientificamente incorreto. É interessante salientar que a existência de superfícies sem atrito é cientificamente impossível, e que a associação geralmente feita de baixo atrito com superfícies lisas é, também, basicamente incorreta.

**2)** Durante o processo de escorregamento relativo, as superfícies modificam suas características básicas, de um valor maior ou menor. Elas podem se tornar mais lisas ou mais rugosas, ter propriedades físicas, tais como dureza, alteradas, e podem ainda perder material através do processo de desgaste. Essas mudanças nas superfícies podem ser benéficas, como acontece em situações de amaciamento, para produzir condições de operação próximas a ideal, ou desastrosas, quando ocorre a falha da superfície (perda da função técnica), necessitando da substituição da peça.

Pelas considerações anteriores pode-se concluir que, tanto o atrito, quanto o desgaste, são sempre desvantajosos, mas esse não é o caso. Em muitas aplicações em engenharia, emprega-se o atrito para preencher certas funções requeridas. Freios, embreagens, rodas diretoras de carros e trens, funcionam devido à existência do atrito. Os acionamento por roda de atrito são empregados em diversas aplicações em engenharia, desde sistemas de soldagem, a acionamentos de sistemas de posicionamento de ultraprecisão, que atuam no campo do nanômetro ou sub-nanométrico,

Enquanto que o conjunto porca/parafuso somente trabalha devido ao atrito presente, da mesma forma, o desgaste em máquinas é, algumas vezes, vantajoso. O desgaste inicial, resultando em uma melhor acomodação das peças (amaciamento) é evidentemente desejável, enquanto que o fato das peças desgastarem e necessitarem ser trocadas é, muitas vezes, uma forte motivação para substituir máquinas já obsoletas.

Uma interpretação errônea, e amplamente difundida, é a de que o atrito e desgaste, devem ser relacionados de alguma maneira, pois ambos provem da interação de superfícies, são relacionados de uma maneira simples, alto atrito significando desgaste elevado, o que nem sempre é o caso. A tabela 1.1 apresenta valores de desgaste e coeficientes de atrito para diversos pares de materiais. Com base nos valores da tabela 1.1 podendo-se notar que os

menores atritos não correspondem os menores desgastes, da mesma forma que materiais que tem valores próximos de coeficiente de atrito, apresentam desgastes bastantes diferentes.

Tabela 1.1 – Atrito e desgaste em teste de pino em anéis.

MATERIAIS	COEFICIENTE DE ATRITO	DESGASTE EM $\text{cm}^3/\text{cm} \times 10^{-12}$
AÇO DOCE / AÇO DOCE	0,62	157.000
60/40 BRONZE / CHUMBO	0,24	24.000
PTFE (TEFLON)	0,18	2.000
AÇO INOX FERRÍTICO	0,53	270
POLIETILENO	0,65	30
CNW / CNW (CARBONETO DE TUNGSTÊNIO)	0,35	2
CARGA: 400g VELOCIDADE 180 cm/s Anéis de aço ferramentas endurecidos, exceto nos testes 1 e 6.		

Na maioria das situações na indústria, os efeitos de desgaste são mais importantes que as perdas por atrito, porque tendem a ter maiores consequências. A importância do atrito e desgaste pode ser classificada de acordo com as seguintes categorias:

- a) Perdas de energia;
- b) Desgaste;
- c) Problemas na dinâmica de controle;
- d) Problemas ambientais (descarte de lubrificantes); e
- e) Projeto de dispositivos de atrito.

## 1.5 Considerações Econômicas

O significado econômico da tribologia é tão evidente que mereceria poucos comentários. Entretanto, com a economia obtida em casos individuais é muito pequena, a importância da aplicação de melhorias práticas tribológicas não é o suficientemente compreendida. É devido à enorme quantidade de contatos tribológicos nas máquinas que uma pequena economia em cada um deles permite alcançar somas significativas para uma nação. Basta lembrar cerca de metade da energia produzida no mundo é usada para vencer o atrito, o que permite deduzir que melhores projetos tribológicos têm significado considerável no futuro da própria humanidade. Por esse motivo, os governos das sociedades industrializadas tem dado ênfase crescente nos aspectos econômicos da tribologia.

Na Inglaterra, a aceleração recente no campo da tribologia se deve muito ao relatório, publicado em 1966, pelo Departamento de Educação e Ciência, *Lubrication (Tribology, Education and Research)*. Esse relatório, chamado de relatório Jost, sugeriu que esse país poderia economizar 515 milhões de libras por ano com a aplicação de melhores práticas tribológicas. Essa soma enorme resulta das parcelas de economia mostradas na figura 1.6, devendo-se lembrar que tais custos incluem a perda de produção consequentes das falhas tribológicas na indústria.

Deve ser notado que essas economias não requerem novas pesquisas mas resultam somente da aplicação dos conhecimentos já existentes. Com a expansão das pesquisas nessa área, maior economia seria conseguida. Observações feitas desde 1966 mostram que as recomendações do relatório não eram excessivamente otimistas e que a introdução da palavra tribologia e o atendimento à publicidade feita apresentaram efeitos consideráveis em benefício da economia inglesa.

Outros fatores que contribuíram para o aumento da importância da tribologia nas últimas décadas, estão a crise do petróleo dos anos 70 do século passado (XX), a qual levou a necessidade de se desenvolver sistemas mecânicos mais eficientes, através da redução do atrito. Também a preocupação ecológica surgida nos anos 90 do mesmo século, que teve seus reflexos na tribologia, onde a necessidade por sistemas ainda mais eficientes, principalmente

sentido de redução de emissão de poluentes, emissão de ruído e consumo de lubrificantes, os quais tem que ser descartados após certo período, levaram ao desenvolvimento de lubrificantes e sistemas de lubrificação mais eficientes.

Preocupações com relação aos custos, tanto de produtos quanto de mão de obra, levaram novamente a preocupações tribológicas relativas a necessidade de se controlar o desgaste, eliminar a necessidade de paradas para manutenção, e a redução dos estoques de componentes de reposição, e a necessidade de aumentar a produtividade por meio do aumento das velocidades das máquinas. O aumento dos custos de mão de obra associado a um aumento nos requisitos de precisão dos componentes mecânicos, tem levado a necessidade de sistemas automatizados, onde a compreensão do atrito é vital para o estabelecimento das leis e a formulação das estratégias de controle.

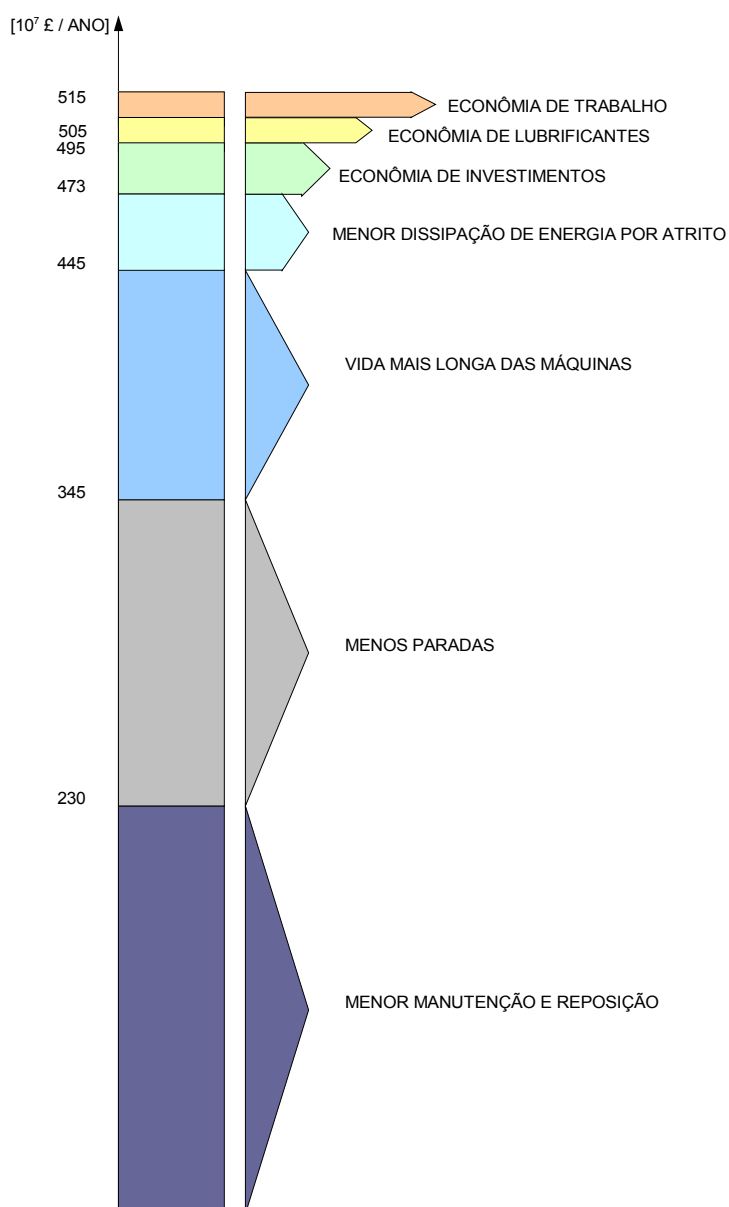


Figura 1.6 – Economias apresentadas pelo Relatório Jost (Halling, 1983)

## 1.5 Soluções Tribológicas

Talvez o efeito mais importante da introdução da palavra tribologia tenha sido criar uma visão de qualquer sistema pode ser orientada para o problema. A análise de qualquer projeto mecânico onde haja a necessidade de suportar carga e promover deslocamento relativo entre partes, sempre levam a pergunta: “Qual é a melhor solução para o problema de suportar carga através da interface com atrito e desgaste aceitáveis?”. O pensamento clássico leva a uma solução via lubrificação fluidica, contudo as soluções de engenharia disponíveis para problemas tribológicos são mais amplas e complexas do que o simples uso de lubrificantes, conforme a figura 1.7.

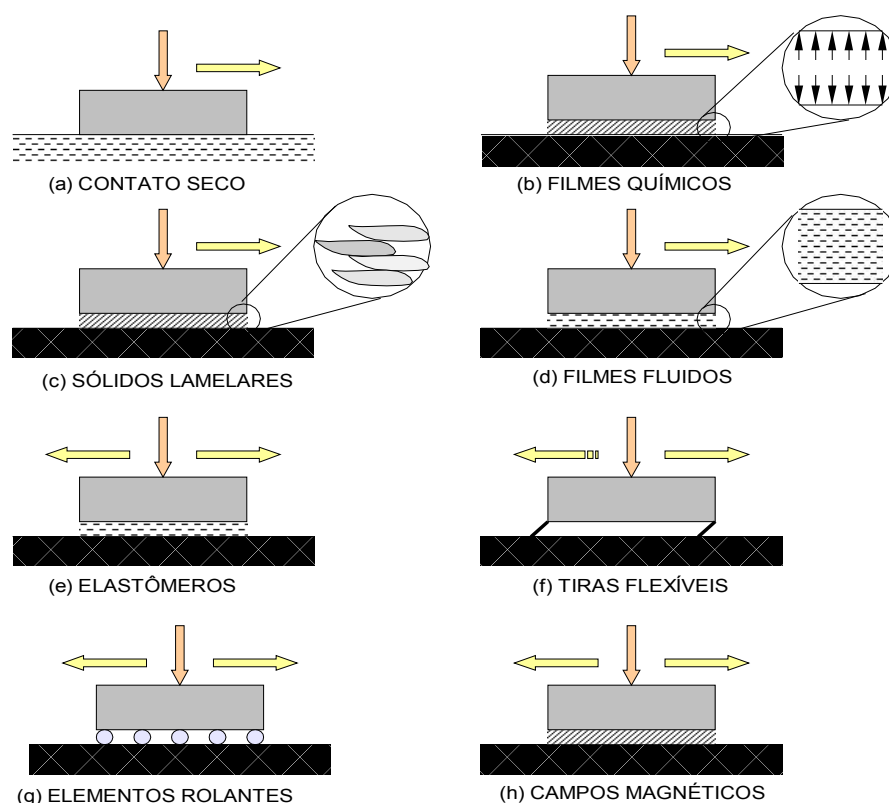


Figura 1.7 – Métodos de solução de problemas tribológicos (Leal, 1981)

Onde:

**Figura 1.3 a – Contato a Seco.** Neste caso escolhe-se materiais que apresentem características intrínsecas de baixo atrito e/ou boas características de desgaste, embora isto possa significar a aceitação de menores capacidades de carga, como por exemplo, quando materiais plásticos são empregados. Em muitos casos, é possível usar materiais com camadas superficiais de baixo atrito depositadas sobre substratos que preencham as exigências estruturais impostas a peça. Esse método é empregado nos casquilhos usados em motores de automóveis.

**Figura 1.3 b – Filmes Finos.** Os Filmes Finos, também denominados de Filmes Químicos, podem ser aplicados para proteger as superfícies e, em parte, reduzem o contato íntimo dos materiais de base. Nesses sistemas, a estabilidade térmica dos filmes é importante devido às altas temperaturas localizadas que surgem nos pontos em que ocorre contato durante o



escorregamento. Exemplos, revestimento com cromo duro em eixos e mancais, e nitreto de titânio (TiN) em ferramentas de usinagem de geometria definida.

**Figura 1.3 c – Sólidos Lamelares.** Recobrimentos sólidos das superfícies podem ser usados, desde que tenham baixa resistência ao cisalhamento, por exemplo camadas de metais moles, ou sólidos lamelares como grafite e dissulfeto de molibidênio. Estes últimos materiais tem uma estrutura em camadas, como um pacote de cartas de baralho, resistentes para cargas normais e frágeis ao longo de planos de 90°, facilitando o escorregamento.

**Figura 1.3 d – Lubrificação Fluidica.** As superfícies com movimento relativo podem ser separadas com um filme fluido contínuo, este pode ser líquido, vapor ou gás, geralmente ar. Nesses sistemas deve se originar uma pressão no filme fluido para resistir o efeito das cargas aplicadas. A pressão de sustentação pode ser originada pelo efeito do movimento relativo das superfícies, efeito cunha dos mancais fluido dinâmicos, ou por uma bomba externa, originando os mancais fluidostáticos. A ação hidrodinâmica é mais dependente da viscosidade do fluido do que a ação hidrostática. Em ambos os casos, uma ampla gama de fluidos como água, óleos, ar, ou mesmo metais líquidos em reatores nucleares, tem sido empregados com sucesso.

**Figura 1.3 e – Elastômeros.** Em aplicações onde a amplitude do deslocamento transversal é muito pequena, as superfícies podem ser separadas por elastômeros colocados às duas superfícies. Esta pode ser uma excelente solução e um projeto alternativo é mostrado na figura 1.3 f, onde foram utilizadas tiras elásticas flexíveis (mancais de mola).

**Figura 1.3 f – Elementos rolantes.** Uma das soluções tribológicas amplamente utilizadas é interpor elementos rolantes. Mancais de elementos rolantes ou de rolamento, apesar de apresentarem um projeto e um cálculo dimensional extremamente complexo, são o tipo de mancal antifricção mais amplamente utilizado na solução de problemas tribológicos, tanto pela forma simplificada de cálculo e seleção posta a disposição pelos fabricantes, quanto pelo nível de padronização encontrado no mercado. Nestes mancais, as superfícies com movimento relativo são separadas por um elemento rolante, o qual pode ser esférico, cilíndrico, cônico, na forma de barril ou de agulha. Nestes, os carregamentos são absorvidos pela deformação elástica de contato dos elementos rolantes junto aos anéis. Por isso, seu campo de utilização é limitado tanto pela rigidez possível de se obter quanto pelo baixo ou inexistente amortecimento, o que diminui sua precisão no deslocamento (Davidson, 1972; Donaldson, 1981).

**Figura 1.3 g – Campos magnéticos.** O suporte de cargas sem contato mecânico é possível através do uso de campos magnéticos. O funcionamento dos mancais magnéticos está baseado no princípio da atração ou repulsão mútua entre os pólos magnéticos. Os campos magnéticos controlados mantêm o elemento com movimento relativo suspenso, sem que ocorra contato metal-metal. Inicialmente empregados em instrumentos de medição (medidores de eletricidade), devido à excelente rigidez proporcionada por estes mancais, sua principal aplicação se dá em fusos de alta velocidade, onde pode-se atingir rotações entre 10.000 e 100.000 rpm. Apesar de nos mancais magnéticos não haver geração de calor por atrito mecânico entre as partes metálicas, esta se manifesta, e de forma excessiva, devido às correntes parasitas, o que torna necessário a utilização de refrigeração.

Considerando essas possíveis soluções, o projetista pode agora, considerar fatores com a carga a ser suportada, a velocidade, a natureza do ambiente e qualquer limitação imposta ao atrito e ao desgaste, para chegar à resposta mais adequada ao seu problema de projeto.

Até o momento, as superfícies foram consideradas como planos lisos que limitam os sólidos. Infelizmente, todas as superfícies em engenharia são mais complexas, apresentando geometrias com picos e vales e, também, propriedades físicas e químicas raramente uniformes

através da espessura do material, o que contribui para complicar a solução dos problemas tribológicos.

## CAPÍTULO – 2

### REVISÃO SOBRE SUPERFÍCIES TÉCNICAS

Todas as peças, tanto individualmente quanto como parte de um produto, são projetadas de forma a atender certos requisitos funcionais, para tanto, uma série de especificações dimensionais, geométricas e de qualidade superficial são definidas ao longo de seu desenvolvimento. Tais especificações tendem a suprir uma série de necessidades que vão desde a resistência aos esforços, peso, dinâmica, fabricação, montagem, ajustagem, tribologia, entre outras, necessárias a suprir estes requisitos funcionais.

Os engenheiros de projetistas especificam a geometria nominal da peça através de desenhos técnicos ou outros documentos relacionados, utilizando-se símbolos padronizados e regras de indicação para a documentação do produto.

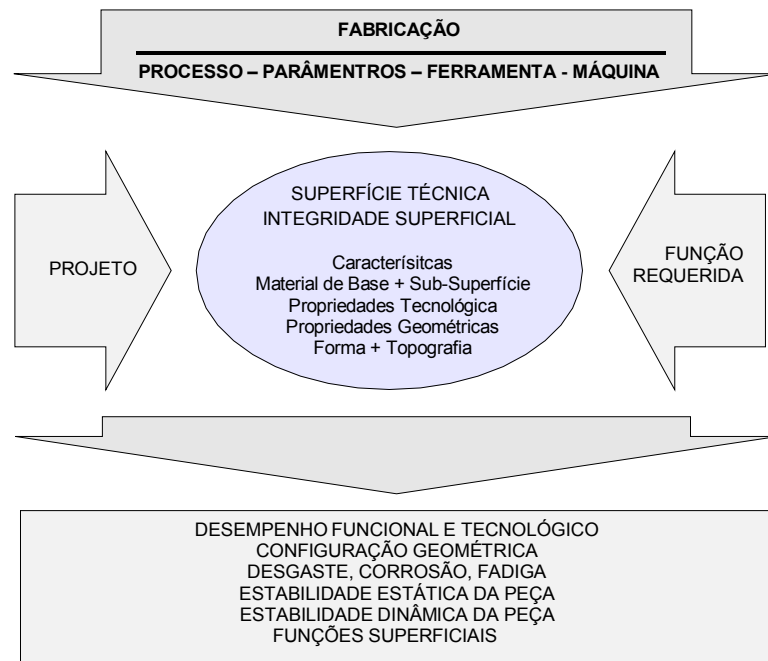
No outro lado da cadeia de desenvolvimento estão os engenheiros de fabricação, os quais são responsáveis por produzir peças reais, as quais devem estar em conforme com as especificações de projeto. Assim, componentes ou peças devem ser avaliados tanto no nível macroscópico para determinação dos desvios de forma e dimensionais, quanto microscopicamente para avaliação da qualidade superficial. Peças aparentemente lisas deixam de o ser quando avaliadas ao microscópio (ISO-TC213. Purquério, 1978. Leal, 1981).

O conceito de superfície, segundo Shumaltz, está fortemente relacionado com a noção espacial de interior e exterior. Uma superfície é caracterizada por delimitar um espaço fechado (Shumaltz, 1985).

Desta forma pode-se definir superfície técnica como a superfície de corpos que apresentam uma utilização técnica.

Contudo a descrição de uma superfície técnica é extremamente complexa. Pesquisadores continuam tentando descrevê-las cada vez mais precisamente. Somente a completa descrição das superfícies técnicas permitirá prever se as exigências feitas a estas estão preenchidas, de modo que as mesmas venham a exercer suas funções, e as peças desempenhem melhor sua finalidade, figura 2.1.

Figura 2.1 – Funções e requisitos de superfícies técnicas (Bethke, 1995)



Como cada superfície técnica tem uma função a preencher, é necessário que estas tenham determinadas propriedades, por esta razão o estudo de superfícies técnicas abrange tanto a topografia como também as propriedades da camada limite. Esta camada tem, em consequência do seu processo de fabricação e em consequência do contato como meio ambiente, propriedades físicas e químicas diferentes das do material de base, não perturbado no interior do corpo.

Do ponto de vista tribológico uma superfície deixa de ser um simples plano geométrico que separa dois meios, e passa a ser reconhecida como a camada externa ao sólido com propriedades físicas de elevado significado funcional. A camada superficial dos metais consiste de várias zonas com características físico-químicas estranhas ao material de base do componente propriamente dito.

## 2.1 Natureza das Superfícies Metálicas

A natureza das superfícies metálicas é uma consequência direta processo de fabricação a que foram submetidas. Apesar de um mesmo processo poder produzir peças com uma ampla gama de qualidade superficial diferentes (torneamento, eletro-erosão, etc.), em termos microscópios cada processo deixa suas marcas características, quase que um tipo de assinatura.

Segundo Shumaltz (1985) e Czichos (1982) em geral, a estrutura de uma superfície metálica é constituída das seguintes camadas:

- Camada de sujeira  $\Rightarrow$  aprox. 3 nm;
- Camada adsorvida  $\Rightarrow$  aprox. 0,3 nm;
- Camada oxidada  $\Rightarrow$  1 a 10 nm;
- Camada deformada  $\Rightarrow$   $> 5\mu\text{m}$

Os processos de usinagem representam um dos principais processos de fabricação na indústria, variando de 60% a 70%, desta forma a superfície obtida por usinagem (ex.: torneamento, fresamento, brunimento, lapidação, EDM, outros), será utilizada como exemplo, sendo que uma superfície usinada apresenta peças com característica superficial conforme a figura 2.2.

Esta pode ser dividida em três camadas distintas, uma denominada de camada superficial externa, que apresenta um filme de lubrificante (graxa/óleo) e uma camada

revestimento reativo, uma segunda camada, denominada de camada superficial interna, constituída principalmente de material encruado (resultado do processo) e/ou termicamente afetado, e a área não afetada, onde se encontra o material de base da peça.

Peças ainda podem sofrer tratamentos mecânicos (ex.: tamboreamento, jateamento), térmicos (ex.: tempera, normalização) e químicos (ex.: nitretação) para alterar as propriedades da camada superficial.

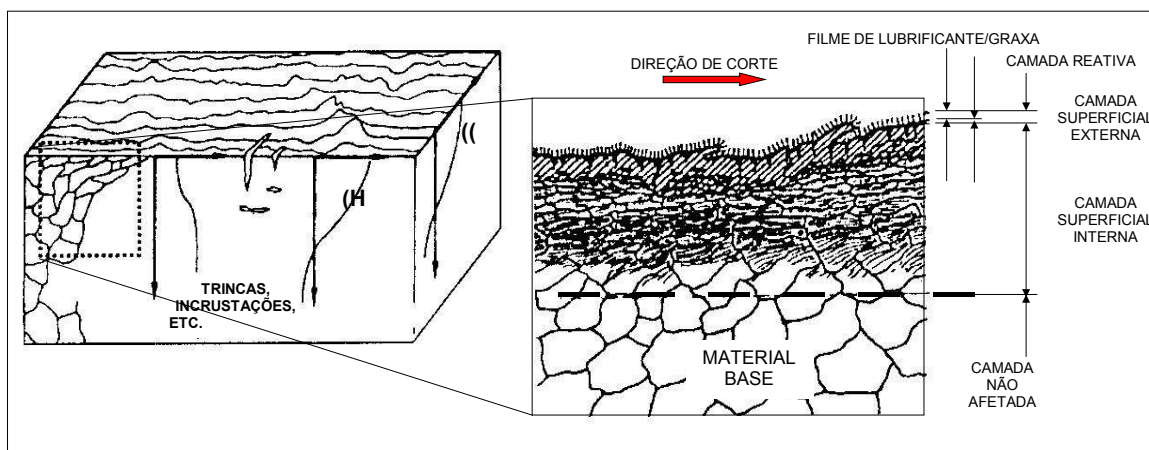


Figura 2.2 - Topografia e camadas superficiais de uma peça usinada (Bethke, 1997)

## 2.2 Avaliação da Textura Superficial (Rugosidade)


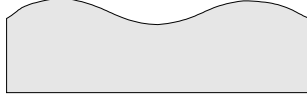
Todos os processos de fabricação induzem em erros que são traduzidos sob a forma de desvios dimensionais e geométricos, sendo que nenhum processo de fabricação existente até o presente permite produzir superfícies perfeitamente lisas. Superfícies de peças, mesmo que aparentemente lisas, quando observadas em microscópio apresentam regiões com maior ou menor planicidade, a qual é definida como sendo rugosidade (DIN 4760).

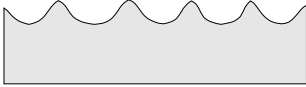


O desvio total entre a superfície real e superfície idealizada no projeto, é definido como sendo o desvio de forma da superfície, estes por sua vez podem ser grosseiros ou finos. Segundo a norma DIN 4760 esses desvios de superfície podem ser classificados em seis ordens, conforme a Tabela 2.1.

A maioria das técnicas de medição dos desvios de superfície se atem aos desvios de 2ª ordem ou superiores.

As pesquisas sobre tópico Determinação da Qualidade Superficial começaram em 1934 quando o engenheiro alemão Gustav Schulz desenvolveu um perfilômetro simples capaz de registrar e armazenar os desvios em uma determinada linha de uma superfície. O perfilômetro de Schulz serviu de base para os atuais rugosímetros de contato mecânicos amplamente difundidos em laboratórios e oficinas (Stout, 1997)

Tabela 2.1 - Desvios de forma de superfícies técnicas - DIN 4760 (Spur, 1996)

DESVIOS DE FORMA (REPRESENTADO NUMA SEÇÃO DE PERFIL)	EXEMPLO PARA OS TIPOS DE DESVIOS	EXEMPLO PARA A CAUSA DA ORIGEM DO DESVIO
1ª ORDEM: DESVIO DE FORMA 	NÃO PLANO OVALADO	DEFEITO EM GUIAS DE MÁQUINAS- FERRAMENTAS, DEFORMAÇÕES POR FLEXÃO DA MÁQUINA OU DA PEÇA, FIXAÇÃO ERRADA DA PEÇA, DEFORMAÇÕES DEVIDO A TEMPERATURA, DESGASTE
2ª ORDEM: ONDULAÇÃO 	ONDAS	FIXAÇÃO EXCÊNTRICA OU DEFEITO DE FORMA DE UMA FRESA, VIBRAÇÕES DA MÁQUINA-FERRAMENTA, DA FERRAMENTA OU DA PEÇA

3ª ORDEM: DESVIO DE FORMA 	RANHURAS	FORMA DO GUME DA FERRAMENTA, AVANÇO OU PROFUNDIDADE DE CORTE
4ª ORDEM: DESVIO DE FORMA 	ESTRIAS ESCAMAS RESSALTOS	PROCESSO DE FORMAÇÃO DE CAVACO (CAVACO ARRANCADO, CAVACO DE CISLHAMENTO, GUME POSTIÇO DE CORTE), DEFORMAÇÃO DO MATERIAL POR JATO DE AREIA, FORMA RESSALTOS POR TRATAMENTO GALVÂNICO
5ª ORDEM: DESVIO DE FORMA NÃO MAIS REPRESENTÁVEL GRAFICAMENTE EM FORMA SIMPLES	ESTRUTURA	PROCESSO DE CRISTALIZAÇÃO, MODIFICAÇÃO DA SUPERFÍCIE POR AÇÃO QUÍMICA (EX: DECAPAGEM), PROCESSO DE CORROSÃO
6ª ORDEM: DESVIO DE FORMA NÃO MAIS REPRESENTÁVEL GRAFICAMENTE EM FORMA SIMPLES	ESTRUTURA RETICULADA DO MATERIAL	PROCESSOS FÍSICOS E QUÍMICOS DA ESTRUTURA DO MATERIAL, TENSÕES E DESLIZAMENTOS NA REDE CRISTALINA.
	POSIÇÃO DOS DESVIOS DE FORMA DE 1ª E 4ª ORDEM	

## 2.3 Parâmetros Superficiais

O perfil de uma superfície pode ser definido como a linha produzida pela apalpação de uma agulha sobre uma superfície. A medição de uma superfície através de um sistema mecânico de apalpação produz uma linha conforme a figura 2.3 [Koenig, 1998. Stouts,1996].

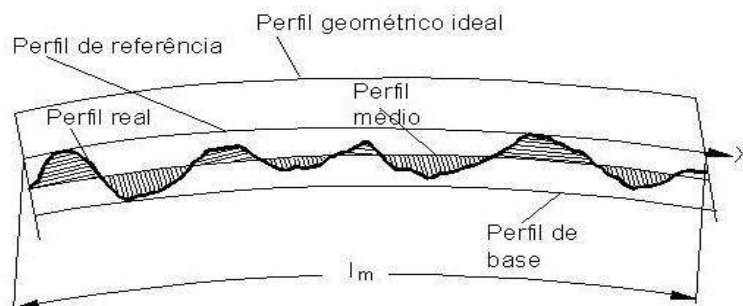


Figura 2.3 – termos básicos para a medição de uma superfície

### A - Rugosidade $R_t$

A rugosidade  $R_t$  é definida como sendo a distância entre o perfil de base e o perfil de referência, ou seja a maior distância medida normalmente ao perfil geométrico ideal.

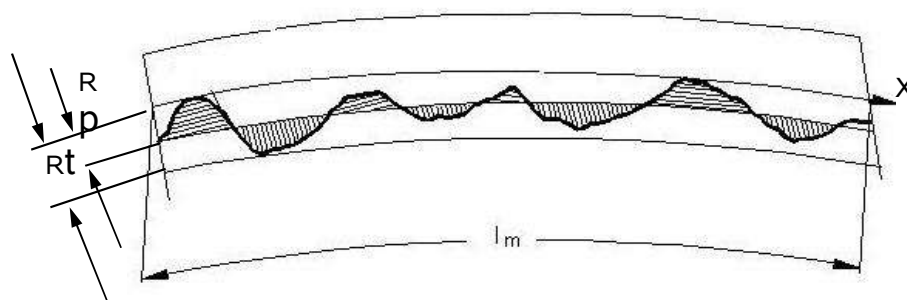


Figura 2.4 – Definição da rugosidade  $R_t$  e  $R_p$ 

A norma VDI/VDE 2601 não recomenda o uso de  $R_t$  devido a seu uso errôneo no passado, onde foi utilizado como sinônimo de  $R_z$ ,  $R_{max}$ , entre outros. Alguns autores definem  $R_t$  como sendo a distância vertical entre o ponto mais elevado e o mais profundo do perfil de rugosidade, também conhecida como rugosidade pico/vale.

### B - Profundidade de Alisamento $R_p$

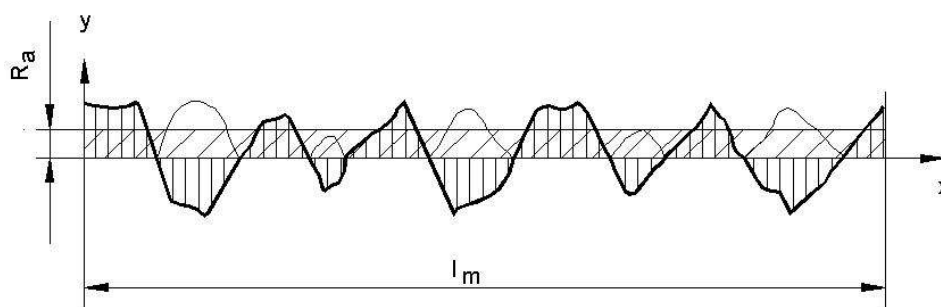
A Profundidade de Alisamento  $R_p$  é definida como o afastamento médio de perfil real, sendo igual ao afastamento do perfil médio do perfil de referência, e é calculado com base na equação a seguir:

$$R_t = \int_{x=0}^{x=1} \frac{1}{l} y_i dx \quad (2.1)$$

### C - Rugosidade Média $R_a$

A Rugosidade Média  $R_a$  é definida como sendo a média aritmética dos valores absolutos dos afastamentos  $h_i$  do perfil médio, sendo definida pela equação a seguir:

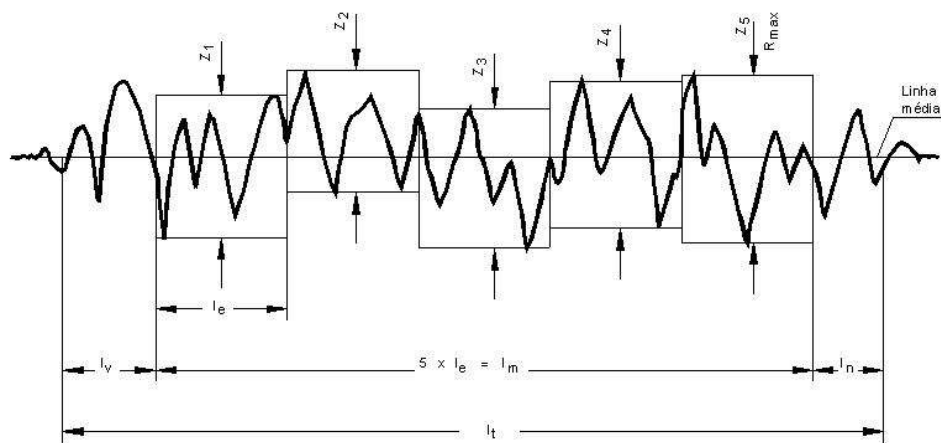
$$R_a = \frac{1}{l} \int_{x=0}^{x=1} |h_i| dx \quad (2.2)$$

Figura 2.5 – Definição da rugosidade  $R_a$ 

### D - Rugosidades Singulares $Z_i$ (com $i=1,5$ ):

A rugosidade singular é definida como sendo a distância entre duas linhas paralelas a linha média (perfil médio), as quais tocam os pontos máximos e mínimos dentro do trecho selecionado de medição singular ( $i$ ), que tangenciam o perfil de rugosidade no ponto mais elevado e mais baixo.

Figura 2.6 – Definição das rugosidades singulares e do parâmetro  $R_z$



Onde:

- $L_t$  = comprimento total de apalpação;
- $l_v$  = comprimento prévio (não avaliado);
- $l_e$  = comprimento singular de medição;
- $l_m$  = comprimento útil medido;
- $l_n$  = comprimento posterior (não avaliado);

## E - Rugosidade $R_z$

A rugosidade  $R_z$ , ou média das rugosidades  $R_{zi}$ , é definida como sendo a média aritmética das rugosidades singulares em cinco trechos de medição sucessivos.

$$R_z = \frac{1}{5} \sum_{i=1,5} Z_i \quad (2.4)$$

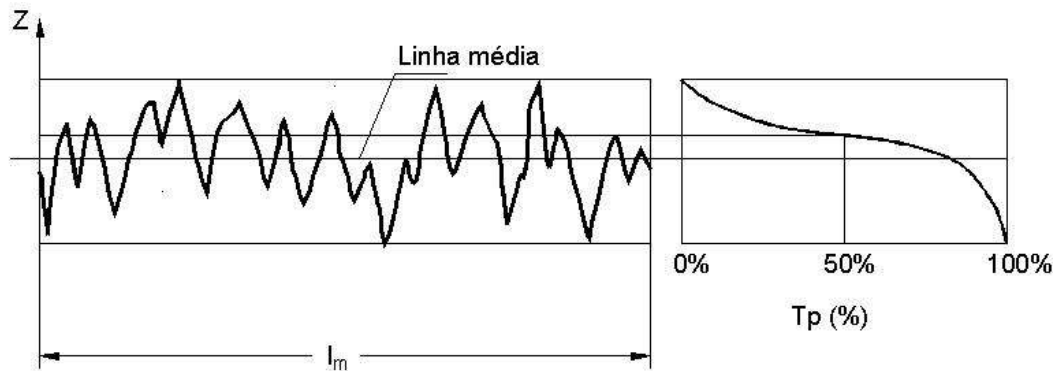
## F - Rugosidade Máxima $R_{max}$

A rugosidade  $R_{max}$  é definida como sendo a maior das profundidades isoladas das rugosidades singulares  $Z_i$ , ao longo do trecho de medição  $l_m$ .

## 2.4 Curva de Sustentação ou Curva de Abbott

Para superfícies destinadas a servirem de mancal, ou seja, absorver um carregamento e/ou permitir um movimento relativo entre duas superfícies, o critério rugosidade é complementado pela curva de sustentação. Curva de Sustentação ou Curva de Abbott, ou ainda curva de suporte do perfil é definida como a relação ar/metálico de uma superfície. Sendo a curva de sustentação é definida conforme a figura 2.7.

Figura 2.7 – Definição da superfície de sustentação  $T_p$ .



A curva de sustentação de uma superfície permite identificar o quanto de material, ou qual é o desgaste necessário para que uma superfície desenvolva certa capacidade de suportar carregamento na região de contato.

## 2.5 Formas de Levantamento da Qualidade Superficial

A determinação da rugosidade de uma superfície pode ser realizada de diversas formas, em geral, a maneira de classificar as formas de medição de rugosidade se dá de acordo com o princípio de medição, sendo as formas mais comuns:

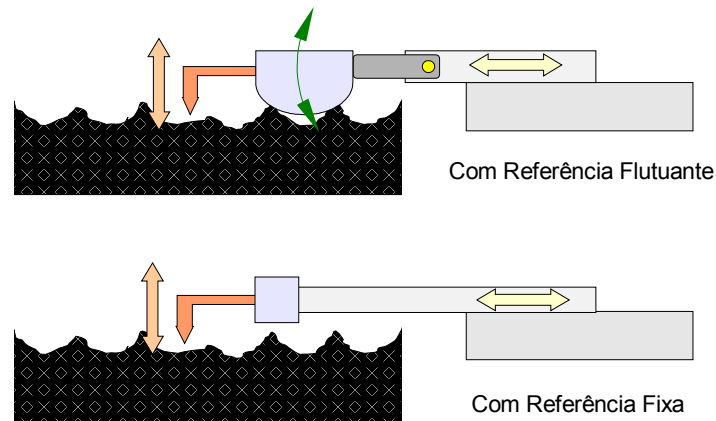
- medição mecânica;
- medição óptica;
- medição elétrica,
- medição pneumática.

### • Princípio de Medição Mecânico

O princípio de medição mecânica da rugosidade de uma superfície segue o mesmo princípio de funcionamento empregado no perfilômetro desenvolvido por Gustav Schultz em 1934. Nestes apalpadores mecânicos, em geral fabricados em material de altíssima dureza e resistência ao desgaste (ex.: diamante), percorrem o comprimento total de medição, sofrendo uma amplificação por meio mecanismos finos (alavancas, engrenagens, cremalheiras, etc.) que fornece um sinal de saída proporcional ao deslocamento sofrido pelo apalpador.

Figura 2.8 – Princípios de operação de rugosímetros com apalpador mecânico





As soluções de projeto variam muito entre os rugosímetros mecânicos, principalmente nos mecanismos de amplificação do movimento, da forma de integração com sistemas eletro-eletrônicos ou eletromecânicos, na maneira de tratar e armazenar os dados, e na forma de apresentar os resultados.

A principal limitação dos sistemas mecânicos está na incapacidade do apalpador em penetrar em vales muito pequenos, ou de riscar a superfície quando em deslocamento, além de problemas inerentes aos sistemas mecânicos em processar e amplificar micro-deslocamentos (problema de sensibilidade).

Os apalpadores mecânicos apresentam grande versatilidade, e são capazes de proporcionar muitas informações sobre a qualidade em uma ampla faixa de superfícies, além de poderem apresentar resultados de rugosidade de várias formas.

Contudo os processos com apalpadores mecânicos apresentam uma série de limitações, as quais podem ser listadas:

- técnica muito lenta;
- a força de medição dos apalpadores podem em alguns casos danificar a superfície;
- limitação quanto a área de medição.

Como vantagens os processos dotados de apalpadores mecânicos apresentam:

- versatilidade de acomodação a diversas formas;
- alta amplitude de resolução na direção vertical;
- alta amplitude espacial.

#### • Microscopia de varredura:

A microscopia de varredura é uma outra versão dos instrumentos com apalpadores. Também denominados de Microscópios de Tunelamento de varredura (*Scanning Tunnelling Microscope – STM*) ou Microscópios de Força Atômica (*Atomic Force Microscope -AFM*), estes apesar de não aparentarem, apresentam muito em comum com os instrumentos com apalpadores mecânicos. A diferença básica está que em vez de medir a geometria da

superfície, esses medem valores de densidade de carga, força e etc., na superfície. (Whitehouse, 1994).

Apesar de terem uma resolução teórica de um átomo, as interferências provenientes de vibrações e efeitos do meio não permitem que esta seja alcançada, limitações nos sistemas de varredura eletrônica está na área possível de ser analisada, em geral na ordem de alguns micrometros.

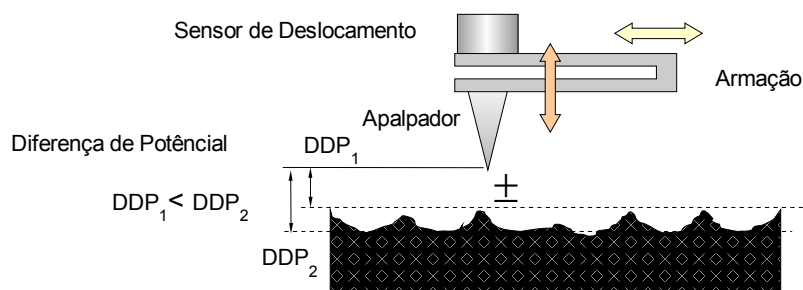


Figura 2.9 – Princípios de operação dos sistemas de varredura eletrônica.

#### • Princípio de Medição Óptica.

As vantagens e desvantagens dos métodos de avaliação de superfícies com apalpadores mecânicos foram apresentadas no item anterior, porém as deficiências deste método podem ser superadas através de outras técnicas, tais como a óptica.

Por ser uma técnica de medição sem contato esta permite a obtenção de parâmetros de rugosidade, forma, aplicação de filtros (FFT), levantamento da curva de sustentação, tudo em 2-D ou 3-D, além de dados estatísticos. Em função do pequeno diâmetro focal (cerca de 1mm), este método permite a obtenção de informações bem mais precisas do que pelo método mecânico. O princípio de funcionamento está baseado no ajuste contínuo do foco sobre a superfície, e a comparação das variações das distâncias focais sucessivas com a referência, conforme a figura 2.10.

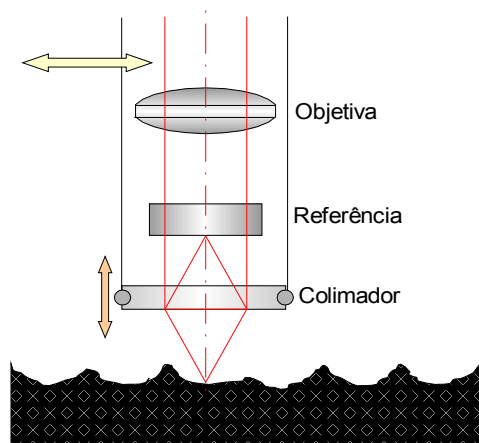


Figura 2.10 – Princípio de operação de um rugosímetro óptico

#### • Princípio de Medição Elétrica

A medição elétrica da qualidade de uma superfície pode seguir diversos princípios de medição tais como a variação da resistência ôhmica, variação capacitiva, indutiva ou na diferença de potencial entre as superfícies. A medição seguindo o princípio ôhmico, ou a

variação da resistência, é muito aplicado na medição de deformações com extensômetros, todavia para a medição da qualidade de superfícies este princípio não é muito utilizado. O princípio de medição indutiva é mais aplicado na medição de deslocamentos ou comprimentos.

O método capacitivo de medição de superfície apesar de ser um contemporâneo histórico dos métodos mecânicos, este não foi adiante devido a praticidade de selecionar um sensor compatível com a superfície. Normalmente estes sensores são mais utilizados como sensores de proximidade.

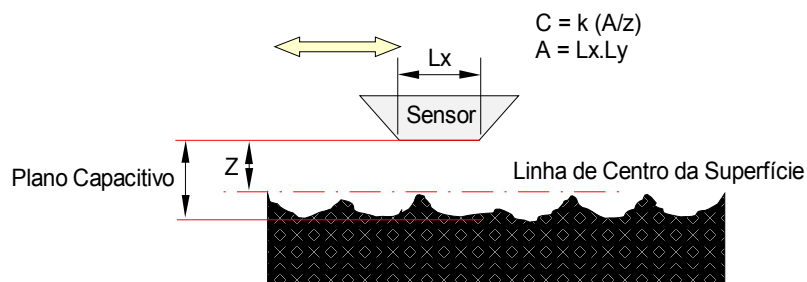


Figura 2.11 – Princípio de operação de rugosímetros elétricos capacitivos

#### • Princípio de Medição Pneumática

Tal como o método capacitivo de medição de superfícies, o método pneumático tem estado em uso por muito anos. A medição pneumática de superfícies pode ser baseada em dois princípios, um dependente do fluxo de ar, e outro na queda de pressão na câmara pela variação do ar que escapa em função das variações na superfície.

A variação na fenda de medição decorrente do movimento relativo entre a superfície do orifício de saída e superfície da peça, provoca variações do fluxo de ar ou variação de pressão, a figura 2.12 apresenta uma visão esquemática do princípio de medição pneumática.

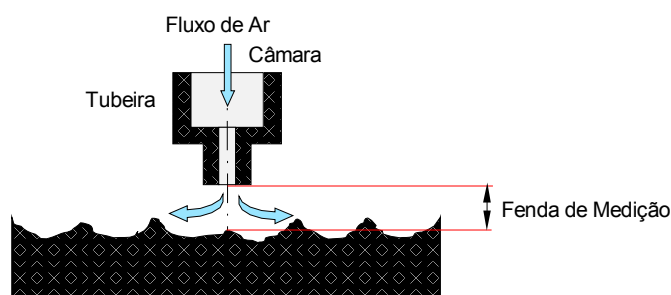


Figura 2.12 – Princípios de operação de rugosímetros pneumático

Apesar de aparentemente complicado, este método apresenta muita aplicação na verificação de variações dimensionais e qualidade superficial de furos na indústria, graças ao grau de automatização possível de se obter com este processo.

## 2.6 Relação entre Processos de Fabricação, Tolerâncias e Acabamento Superficial

Com o objetivo de transformar matéria prima em peças acabadas, com tolerâncias

geométrica, dimensional e qualidade superficial pré-definidas, estas tem que ser processadas de diversas maneiras. Os diversos processos de fabricação podem ser classificados como:

- Processos de transformação de material;  
⇒ Ex.: fundição.
- Processos de união de material, estas ainda podem ser subdividas em:  
⇒ permanentes (Ex.: soldagem, colagem, brasagem, etc.) e,  
⇒ não permanentes (Ex.: uniões aparafusadas e rebitas, etc.).
- Processos por conformação de material;  
⇒ Ex.: laminação, conformação, estampagem, embutimento, etc.
- Processos por remoção de material, comumente denominados de processos de usinagem.  
⇒ Ex.: torneamento, fresamento, eletro-erosão por faísca ou química, etc.

Algumas considerações podem ser traçadas entre o processo de fabricação e qualidade superficial possível de ser obtida, estas são apresentadas na tabela 2.2.

Tabela 2.2 – Relação entre processos e qualidade superficial (Whitehouse, 1994)

Relação entre processos e qualidade superficial (Whitcomb, 1997)														
PROCESSO	VALORES DE RUGOSIDADE (mm R <sub>a</sub> )													
	50	25	12,5	6,3	3,2	1,6	0,8	0,4	0,2	0,1	0,05	0,025	0,0125	
OXICORTE														
SNAGGING														
SERRA														
PLNING, SHAPING														
FURAÇÃO														
USINAGEM QUÍMICA														
ELETROEROSÃO														
FRESAMENTO														
BROCHAMENTO														
REAMING														
FEIXE DE ELETRONS														
LASER														
ELETROQUÍMICA														
TORNEMAMENTO,														
BARREL FINISHING														
RETIFICAÇÃO ELETROLÍTICA														
ROLLER BURNISHING														
RETIFICAÇÃO														
BRUNIMENTO														
POLIMENTO ELETROLÍTICO														
POLIMENTO														
LAPIDAÇÃO														
SUPPERFINISHING														
FUNDIÇÃO EM AREIA														
LAMINAÇÃO A QUENTE														
FORJAMENTO														
FUNDIÇÃO EM MOLDE PERMANENTE														
INVESTMENT CASTING														
ESTRUSÃO														
LAMINAÇÃO A FRIO														
FUNDIÇÃO SOB PRESSÃO														
	50	25	12,5	6,3	3,2	1,6	0,8	0,4	0,2	0,1	0,05	0,025	0,0125	

A tabela 2.3 apresenta a relação entre a exatidão dimensional ou geométrica possível de ser obtida por alguns processos de usinagem.

Tabela 2.3 - Relação entre precisão e mecanismo de usinagem.

EXATIDÃO DIMENSIONAL	MECANISMO DE USINAGEM
10 $\mu\text{m}$	ELETROEROSÃO POR FAÍSCA USINAGEM QUÍMICA CORTE COM FIOS ABRASIVOS
1 $\mu\text{m}$	ELETROEROSÃO DE PRECISÃO POLIMENTO ELETROLÍTICO USINAGEM FINA OU RETIFICAÇÃO FOTOLITOGRAFIA (LUZ VISÍVEL)
0,1 $\mu\text{m}$	RETIFICAÇÃO DE SUPERFÍCIES ESPELHADAS LAPIDAÇÃO DE PRECISÃO FOTOLITOGRAFIA (LUZ ULTRAVIOLETA) USINAGEM COM FERRAMENTA DE GUME ÚNICO
0,01 $\mu\text{m}$	USINAGEM POR ULTRA-SOM LAPIDAÇÃO MECÂNICO-QUÍMICA LAPIDAÇÃO REATIVA USINAGEM A LASER EXPOSIÇÃO A FEIXE DE ELÉTRONS EXPOSIÇÃO A RADIAÇÃO
0,001 $\mu\text{m}$ (1 nm)	LAPIDAÇÃO SEM CONTATO USINAGEM IÔNICA USINAGEM QUÍMICA
SUBNANÔMETRO (> 1 nm)	USINAGEM POR FEIXES ATÔMICOS OU MOLECULARES

Porém a evolução da técnica não permite que um processo tenha sua exatidão de fabricação (precisão) definida, sem ser referenciada no tempo. O primeiro a levantar relação entre a evolução dos processos de usinagem, as exatidões (precisões) possíveis de serem atingidas, e as formas de medição ao longo do século XX foi Norio Taniguchi, em fins da década de 70.

As tabelas apresentadas neste segmento são orientativas das possibilidades que podem ser atingidas em termos de exatidão dimensional, geométrica e qualidade superficial que podem ser atingidas por alguns processos de fabricação. Porém, deve-se sempre ter em mente que a técnica está em constante evolução, sempre buscando extrair o melhor de cada processo, com o menor custo, máxima produtividade e mínima influência humana. Esta evolução tem levado a melhores qualidades, menores desperdícios e a redução de custos.

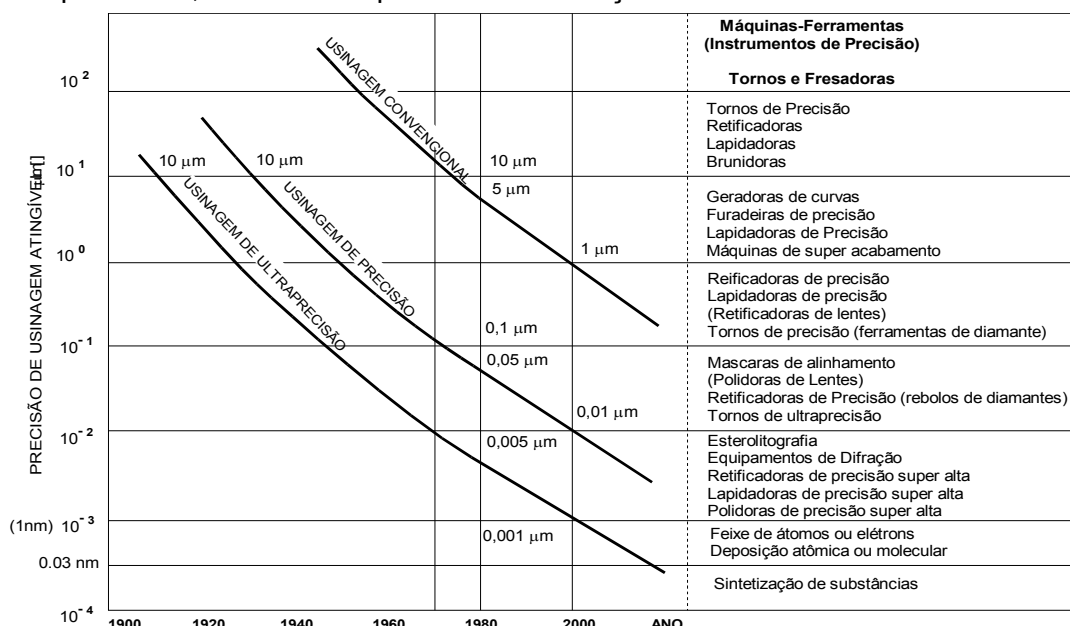


Figura 2.13 - Evolução da precisão na usinagem e inspeção no século XX (Taniguchi, 1994)

## CAPÍTULO 3

## ATRITO

### 3.1 Introdução

Atrito e gravidade são as duas forças com as quais os engenheiros se deparam com mais frequência ao longo do desenvolvimento de projetos mecânicos, contudo essas são ainda as forças da natureza menos compreendidas. Ao longo dos últimos séculos esforços combinados de engenheiros, cientistas e pesquisadores tem fracassado em responder questões a respeito suas origens e natureza. Tal como o fogo ou a energia nuclear, o atrito é extremamente útil e importante em algumas circunstâncias e exerce uma função vital em freios, embreagens, acoplamentos e nas propriedades anti-derrapantes dos pneus. Embora em outras situações seja altamente indesejável, e muito do estudo da tribologia esta concentrado sentido de minimizar seus efeitos.

Para definirmos atrito podemos tomar por base a mais elementar das situações de movimento, ou seja, dois corpos deslizando um sobre o outro, neste a resistência ao movimento é chamada de atrito. Isto pode ser ilustrado por um experimento simples, se colocarmos um corpo sólido sobre uma superfície, a esse fixarmos de forma rígida uma escala de mola, e imprimirmos uma força  $F$ , podemos obter um registro da variação da força com o movimento, conforme a figura 3.1.

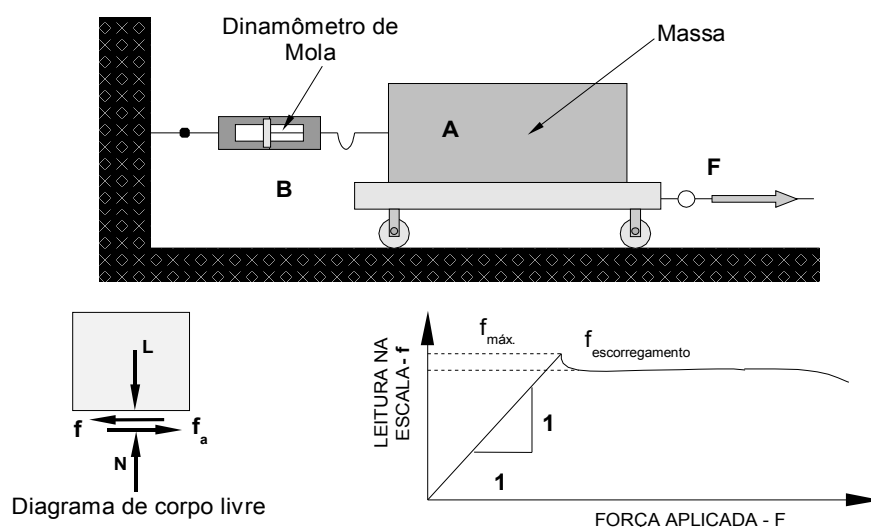


Figura 3.1 - Experimento para determinação da força de atrito

Aplicando uma força  $F$  no corpo B, e realizando leituras da força  $f$  no dinamômetro de mola, observa-se que  $f$  aumenta proporcionalmente com o aumento de  $F$ , até o momento em que ocorre o escorregamento. Uma vez iniciado o escorregamento entre os blocos, o valor de  $f$  sofre uma pequena queda, permanecendo constante e independente da força  $F$ , que atua sobre o corpo B (Levinson, 1968)

Observando a relação entre as forças  $f$  e  $F$ , conforme o gráfico da figura 3.1, pode-se extrair que a relação entre a máxima força de atrito que age na interface das duas superfícies e a força normal é denominada de coeficiente de atrito estático.

$$\mu_e = \frac{f_{max}}{N} \quad (3.1)$$

Já o coeficiente de atrito dinâmico é definido como a relação entre a força de atrito e a força aplicada

$$\mu_d = \frac{f_{esc}}{N} \quad (3.2)$$

Essas relações são conhecidas a muitos anos e permanecem aceitáveis para muitos propósitos. Se a força normal  $N$  ou a velocidade tornarem-se tão excessivamente grandes, estas relações falham em virtude do calor gerado. Apesar do coeficiente de atrito ser assumido como constante, atualmente se sabe que mesmo o coeficiente para atrito seco é sensível a muitas influências.

O atrito de escorregamento ocorre quando se estabelece o movimento relativo entre duas superfícies que estejam em contato. Esse ocorre que seja o corpo sólido, líquido ou gasoso, apesar de que em fluidos os termos viscosidade ou atrito viscoso serem mais utilizados.

Deve-se notar ainda que em certas circunstâncias o atrito de escorregamento pode ocorrer e terá pouca influência. Para fins práticos  $\mu$  é um conceito muito útil para situações onde o contato elástico é predominante, mas tem valor limitado quando se tem processo de deformação.

### 3.2 Atrito no Nível Molecular

Em última análise as forças de atração e repulsão entre átomos e moléculas são a origem do atrito. As forças moleculares são compreendidas, ou explicadas, em sua totalidade pela mecânica quântica. A força entre dois átomos pode ser mostrada pela figura 3.2, onde a força  $F$  é expressa em função da distância  $r$  entre ambos.

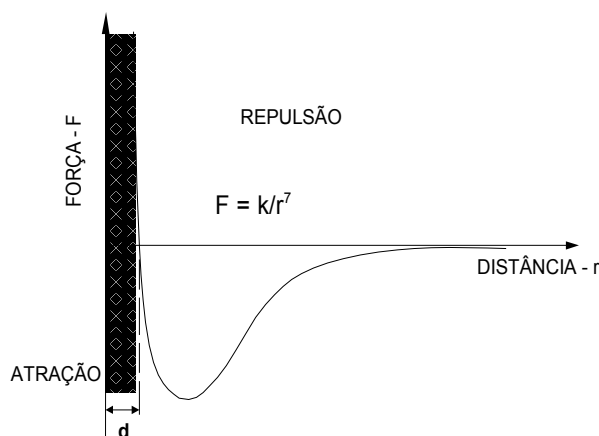


Figura 3.2 - Força entre dois átomos em função de suas distâncias de separação

A força de atração entre átomos é dada por:

$$F = \frac{k}{r^7} \quad (3.3)$$

onde  $k$  é uma constante que depende das moléculas.

A equação 3.3 embora seja válida somente para moléculas apolares, onde as cargas elétricas estejam perfeitamente balanceadas, esta serve para demonstrar porque átomos se mantêm ligados formando moléculas e assim por diante.

Um dos exemplos mais comum na engenharia mecânica de atração molecular esta na montagem de blocos padrão para metrologia. Os blocos padrão caracterizam-se por terem elevada exatidão dimensional, geométrica e superfícies com alta qualidade superficial, obtida por lapidações sucessivas.

Se um bloco padrão é escorregado sobre outro com muito cuidado, a elevada planeza das superfícies permite a adesão dos blocos através da atração entre átomos de ambas as superfícies em contato (Feynmann, 1977).

### 3.3 Conceito de Área de Contato Real

Quando colocamos duas superfícies em contato, somente algumas regiões na sua superfície estarão em contato, ao passo que outras estarão afastadas. Nosso desejo é determinar quais átomos interagem fortemente como os átomos correspondentes da outra superfície, e quais não. É sabido que a distâncias muito pequenas forças atômicas muito fortes se estabelecem, em geral, distâncias na ordem de angstroms ( $10^{-10}$  m), o que representa o tamanho médio dos átomos. Assim é possível simplificar o problema assumindo que todas as interações ocorrem nestas regiões onde ocorre nos contatos atômicos. Estas regiões são denominadas de junções, e a soma das áreas destas junções constituem a área real de contato -  $A_r$ . A área de interferencia total consiste da área real de contato e da área que aparenta estar em contato, mas não está, ou seja, é uma área de contato aparente -  $A_a$ .

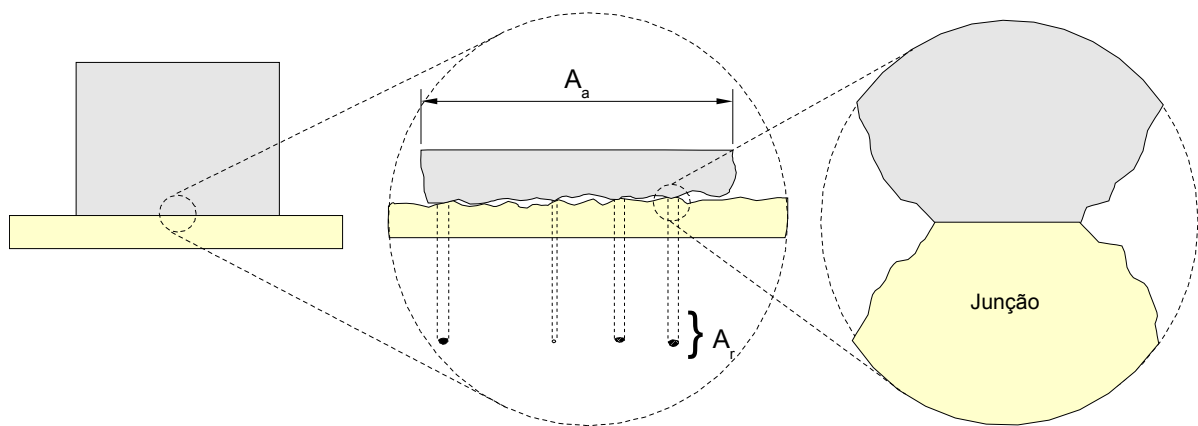


Figura 3.3 – Vista esquemática de uma interface entre duas superfícies

### 3.4 Leis Quantitativas do Atrito

O coeficiente de atrito  $\mu$  pode ser considerado constante, desde que sob determinadas condições de escorregamento, as influências para um dado par de materiais e condições de lubrificações, de preferencia sem lubrificação, sejam mantidas as mesmas. As leis clássicas do atrito podem ser descritas como se segue:

- **A força de atrito é proporcional a força (ou carregamento) normal;**
- **A força de atrito é independente da velocidade de escorregamento; e**
- **A força de atrito é independente da área de contato aparente.**

As duas primeiras leis descrevem o atrito essencialmente como um contato elástico. Essas duas leis remontam a Leonardo Da Vinci(1452-1519) e ao físico frances Guillaume Amontons (1699). Coulumb (1781) distinguiu o atrito estático do dinâmico, observando que a força para manter um corpo em movimento era menor do que aquela necessária para inicia-lo.



### 3.5 Teorias de Atrito

#### • Teorias de Amonton - Coulomb

Amonton e Coulomb determinaram que a principal contribuição a força de atrito surge da interação mecânica entre as deformações elásticas e rígidas das asperidades, estas considerações deram origem ao Modelo de Coulomb para atrito de escorregamento. A figura 3.4 apresenta uma representação simplificada do princípio por trás do Modelo de Coulomb. Nesse modelo a ação dos picos das asperidades, representado sob a forma dentes de serra, forçam as superfícies a se separarem durante o escorregamento do ponto A para B.

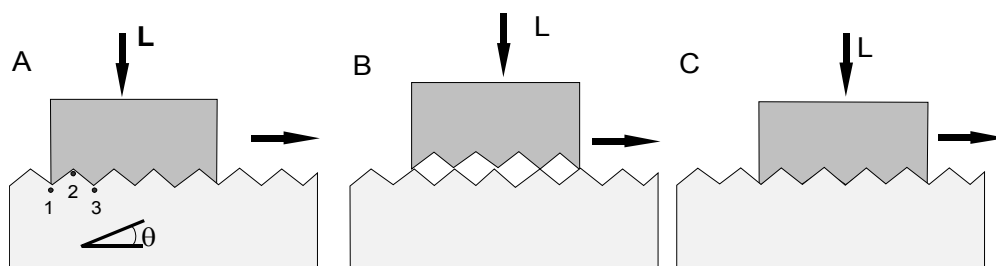


Figura 3.4 – Diagrama esquemático ilustrando o modelo de Coulomb para atrito

O modelo de Coulomb para atrito falha quando faz-se o balanço de energia entre dois pontos do movimento. Tomando os pontos 1 e 3 como sendo o deslocamento total do corpo, temos que a energia total do processo ( $E_t$ ) equivale a variação da energia cinética ( $\Delta E_c$ ) menos a energia dissipada pelo atrito ( $E_a$ ):

$$E_t = \Delta E_c - E_a \quad (3.4)$$

Neste caso a energia dissipada pelo atrito ( $E_a$ ) equivale a variação da energia potencial ( $E_p$ ) necessária para subir a asperidade da superfície inferior, que corresponde aos pontos 1 e 2 da figura. Contudo essa energia é devolvida ao sistema durante o deslocamento entre os pontos 2 e 3, tendendo a anular-se com a energia armazenada durante a subida da superfície. Desta forma temos:

$$E_{t1,3} = \Delta E_c - (E_{p1,2} - E_{p2,3}) \quad (3.5)$$

o que resulta em:

$$E_{t1,3} = \Delta E_c - 0 \quad (3.6)$$

o que não corresponde a realidade, pois a equação 3.6 só tem validade se o atrito for desprezado.

$$E_{t1,3} \neq \Delta E_c \quad (3.7)$$

### 3.5.1 Teoria de Adesão

A colocação em contato de duas superfícies leva ao aparecimento da área real de contato ( $A_r$ ), considerando que os pontos de contato, ou junções, que definem  $A_r$  apresentam deformações puramente elásticas.

Considerando as junções decorrentes do contato de duas superfícies, as quais definem a área real de contato ( $A_r$ ), como apresentando deformações puramente elásticas, temos um estado tri-axial de tensões, conforme a figura 3.5. Neste estado a máxima tensão de compressão que essa região de material pode suportar sem que ocorra escoamento plástico é conhecida como pressão de escoamento  $P_e$ , que é da ordem de três vezes a tensão de escoamento do material  $\hat{\sigma}_e$  em compressão uniaxial (a pressão de escoamento  $P_e$  corresponde a dureza dos materiais). Nessas condições o valor real da área real de contato  $A_r$  é dada por:

$$A_r \gg \frac{L}{P_e} \quad (3.8)$$

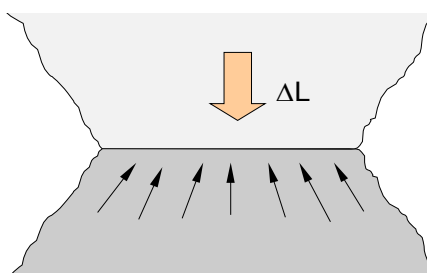


Figura 3.5 – Forças concorrentes em uma junção unitária

A observação da figura 3.5 leva a estabelecer uma analogia entre este tipo de contato e os ensaios de dureza, ou de microdureza. Como a topografia das superfícies são caracterizadas pela presença de picos e vales, estas superfícies quando pressionadas uma contra a outra, apresentam um comportamento semelhante ao de um ensaio de dureza, a menos de um fator de escala. Assim, ocorrerão deformações elásticas e plásticas em vários pontos de contato, os quais irão aumentar em número até o ponto onde esta deformação cessa. O que leva a área real de contato a atingir o valor:

$$A_r = \frac{L}{P_e} \quad (3.9)$$

Essas considerações levam a crer que na equação (3.8), para a grande maioria dos casos, vale a igualdade. Um segundo argumento em favor da equação (3.9) é fornecido por verificações experimentais realizadas por Bowden e Tabor, que por meio da medição da resistência elétrica de metais em contato conseguiram determinar a sua área de contato, de forma consistente com a equação 3.8.

#### • Não Validade da Equação 3.9

A equação 3.9 não apresenta validade para casos onde as superfícies sejam muito lisas, ou seja, as asperezas são muito pequenas, pois não ocorrem deformações plásticas, somente elásticas nos pontos de junção e  $A_r$  é bem maior.

Como exemplo podemos citar o caso de superfícies altamente polidas, como as encontradas em mancais de rolamento, onde a  $A_r$  é dada pela equação de Hertz para deformação elástica:

$$A_r = 2,9 \left[ Lr \frac{(E_1 + E_2)}{E_1 E_2} \right]^{2/3} \quad (3.10)$$

assumindo o coeficiente de Poisson ( $\nu$ ) para ambas as superfícies como sendo 0,3. Uma situação similar ocorre quando um dos materiais em contato é um elastômero.

→ A equação 3.9 também não apresenta validade quando as forças tangenciais ocorrem em conjunto com as forças normais. Embora seja o caso mais comum, existente em todas as situações de escorregamento, esta condição não foi ainda perfeitamente compreendida.

Pela ação do carregamento normal a junção sofre deformação até atingir uma situação de equilíbrio. Ao ser aplicada uma carga tangencial, ocorre um movimento tangencial na junção, que tem o efeito de aumentar a área de contato, de modo a manter a situação de equilíbrio, na nova condição. Se a força tangencial cresce continuamente, o correspondente aumento da área de contato pode ser insuficiente para manter o equilíbrio estático e o movimento de escorregamento tem início, figura 3.6.

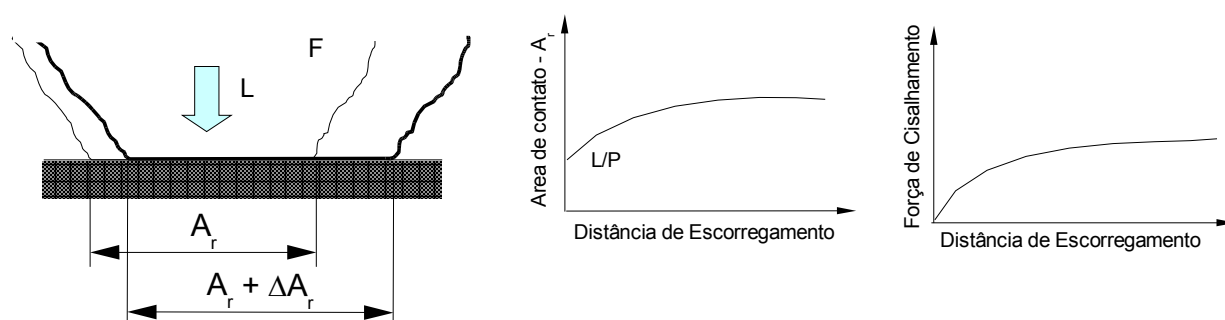


Figura 3.6 – Variação da Área real com a força tangencial (Rabinowicz, 1995)

Em uma situação típica, a área inicial de contato antes do início do escorregamento pode atingir até três vezes o valor anterior à aplicação da força tangencial.

#### • Valores típicos para relação área de contato real e aparente ( $A_r/A_a$ )

Ao apoiarmos duas superfícies planas, o contato se dará em um número restrito de junções, cuja a soma fornece a área real de contato -  $A_r$ . Essa relação entre a área de contato real e aparente ( $A_r/A_a$ ) dependerá do estado da superfície, do rigor geométrico das peças e da carga atuante  $L$  sobre as superfícies. A tabela 3.1 apresenta valores típicos para a relação  $A_r/A_a$ .

Tabela 3.1 – Valores típicos para a relação  $A_r/A_a$  segundo Bowden.

Carga (kgf)	$A_a$ (cm <sup>2</sup> )	$A_r$ (cm <sup>2</sup> )	1/k
500	21	0,05	0,0025
100	21	0,01	0,0005
5	21	0,0005	0,000025
2	21	0,0002	0,00001

A figura 3.7 apresenta uma visão gráfica mostrando a relação geométrica da reação entre a Área Real e Área Aparente ( $A_r/A_a$ ) para diferentes carregamentos aplicados sobre o corpo.

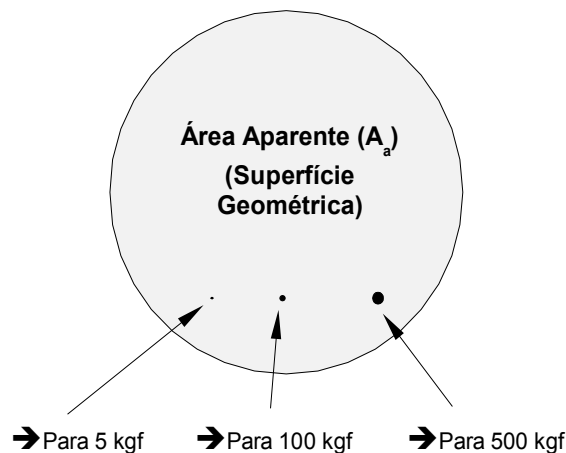


Figura 3.7 – Visão gráfica entre da relação geométrica entre  $A_r/A_a$

### 3.5.1.1 Teoria da Adesão Simplificada

Esta simplificação da teoria de adesão é baseada nos trabalhos de Bowden e Tabor, estes consideram que quando superfícies metálicas são postas em contato, as junções ocorrem somente nos picos das asperezas. Esta consideração implica em que área real de contato é pequena, a pressão nas asperezas em contato é suficientemente elevada para causar deformação plástica. Essa deformação (escoamento) ocasiona um aumento na área de contato até que a área real de contato seja o suficiente para suportar a carga, figura 3.8.

Sob estas condições,

$$L = A_r P_e \quad (3.11)$$

onde:

$A_r$  = área real de contato;

$P_e$  = pressão de escoamento;

$L$  = carregamento na direção normal.

Sendo  $P_e = 3 \cdot \sigma_e$  (dureza dos materiais)

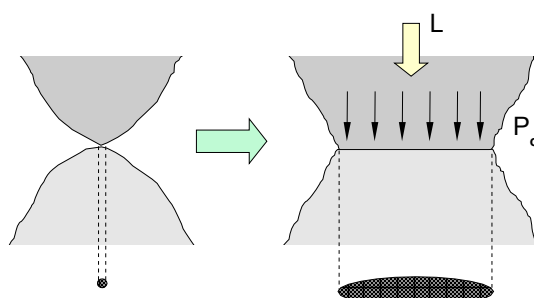


Figura 3.8 – Contato em um pico de aspereza superficial

Os picos sofrem deformação plástica até que as áreas de contato tenham crescido o suficiente para suportar a carga. Nas regiões de contato íntimo entre metais, Bowden e Tabor consideram que ocorre forte adesão, e que as junções tendem a sobrer um caldeamento (soldagem a frio). Se a tensão  $\tau_e$  é a força por unidade de área de contato necessária ao

cizalhamento da junção, ou seja  $\tau_e$  é a tensão cisalhante necessária para causar o escoamento e a fratura final, e  $F$  é a força de atrito, temos:

$$F = A_r \tau_e \quad (3.12)$$

$$F = L \frac{\tau_e}{P_e} \quad (3.13)$$

então:

$$\mu = \frac{F}{L} \quad (3.14)$$

$$\mu = \frac{\tau_e}{P_e} \quad (3.15)$$

Desta forma a teoria simplificada fornece uma explicação às duas primeiras leis do atrito, ou seja, que o atrito independe da área aparente de contato e que a força de atrito é proporcional ao carregamento na direção normal.

A relação  $\tau_e/P_e$  é razoavelmente constante para vários pares metálicos, e justifica porque o coeficiente de atrito varia pouco para uma ampla gama de metais, enquanto suas propriedades mecânicas, como por exemplo dureza, variam de várias ordens de grandeza. No caso de dois metais de alta dureza sujeitos a movimento relativo,  $P_e$  é elevado,  $A_r$  é pequena e  $\tau_e$  é elevado. Para metais moles, tanto  $P_e$  quanto  $\tau_e$  são baixos, e  $A_r$  é grande.

Uma maneira de conseguir baixo coeficiente de atrito é depositar um filme fino de metal mole sobre a base metálica dura. Dessa forma, a capacidade de suportar carga é devida ao substrato, com pressão de escoamento  $P_e$ . Entretanto, o cisalhamento ocorre na camada superficial do material mole e deve-se usar a tensão de escoamento ao cisalhamento do material mole, com:

$$\mu \gg \tau_e \text{ (material mole) } / P_e \text{ (material duro) } \Rightarrow \mu \text{ baixo.}$$

### 3.5.1.2 Discussão Sobre a Teoria da Adesão Simplificada

Não existe dúvida que o caldeamento (soldagem a frio) das junções pode ocorrer durante o atrito de metais. Para superfícies de metais limpas em alto vácuo são registradas adesões muito fortes, com elevado coeficiente de atrito. Para metais atritando em condições atmosféricas normais, verifica-se também a adesão e a transferência (ou arranque) de fragmentos metálicos. Entretanto, a teoria de adesão simplificada tem sido criticada por se mostrar inadequada quando se compara valores de coeficiente de atrito fornecidos por ela com valores obtido experimentalmente. Para a maioria dos metais  $\tau_e$  varia aproximadamente de 1/5 a 1/6 de  $P_e$  ( $P_e = 3 \cdot \sigma_e$ ;  $\tau_e = 0,5 \cdot \sigma_e$ ) e a teoria simplificada fornece, para estes materiais valores de  $\mu = 0,1$ .

Muitas combinações de pares metálicos, em condições normais, apresentam um coeficiente de atrito superior a 0,5 e metais em alto vácuo apresentam valores bem mais elevados de  $\mu$ .

Isto levou Bowden e Tabor a repensar algumas considerações na teoria de adesão simplificada, e a desenvolver uma modificação da mesma teoria, com considerações mais realistas do atrito para a condição de adesão.

### 3.5.1.3 Modificação da Teoria da Adesão

A Teoria da Adesão considera que as junções ocorrem somente nos picos das superfícies metálicas em contato, e o fato que valores muito altos de coeficiente de atrito são obtidos para metais submetidos a condições de alto vácuo, onde a adesão não é afetada por filmes óxidos ou outros contaminantes. Isso indica que a área real de contato deve ser consideravelmente maior do que é indicada pela teoria simplificada. Na teoria simplificada foi assumido que a área real de contato ( $A_r$ ) é definida pela carga nominal  $L$ , e a pressão de contato ( $P_e$ ) leva ao escoamento do metal mais mole.

Estas considerações são aproximadamente verdadeiras para o contato estático, mas no caso de atrito, onde é aplicada uma força tangencial, o escoamento deve ocorrer pela ação combinada de tensões normais e de cisalhamento. Considerando um estado bi-dimencional de tensões como na figura 3.9, e assumindo que ocorra escoamento quando a máxima tensão cisalhante atingir um valor crítico.

A máxima tensão cisalhante pode ser determinada pelo círculo de Mohr, onde a máxima tensão cisalhante é o raio  $r$  do círculo e, desta forma temos:

$$r^2 = \left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2 \quad (3.16)$$

Quando  $r$  atinge o valor crítico da tensão de cisalhamento ( $\tau_e$ ), ocorre o escoamento. Portanto, o escorregamento é dependente da ação combinada das tensões, e não somente de  $L$ .

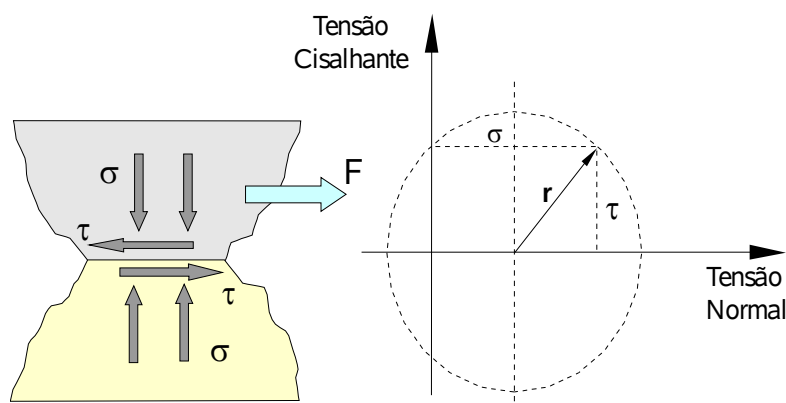


Figura 3.9 – Representação do círculo de Mohr para uma junção idealizada

O círculo de Mohr da figura 3.9 é utilizado para determinar a máxima tensão cisalhante para uma junção idealizada, bi-direcional, submetida a tensões normais e tangenciais.

Examinado como as tensões combinadas afetam o valor da área real de contato nas junções decorrentes do contato entre dois picos de asperezas das superfícies em contato nos ateremos a um único pico de aspereza sob a ação de uma carga normal  $L$ . A área de contato será dada por  $A_r$  e  $L/A_r = P_e$ . Se uma força tangencial é aplicada gradualmente até um valor  $F$ , ocorrerá escoamento adicional. Esse escoamento ocasiona um aumento na área de contato, ou seja, um crescimento de junção pela sobreposição das tensões tangenciais às tensões normais. As tensões normais e tangenciais (cisalhantes) causadas pela ação das forças normais ( $L$ ) e tangenciais ( $F$ ), devem decrescer a medida que a área sobre a qual atuam aumentam, e o aumento da junção continua até que as tensões combinadas obedeçam a relação anterior, mostrada para a condição bi-dimencional. A solução exata para o caso tri-dimencional não é conhecida, mas pode se assumir como sendo da forma:

$$k^2 = P^2 + \alpha \tau^2 \quad (3.17)$$

onde  $k$  e  $\alpha$  são constantes a serem determinadas. Substituindo (3.9) e (3.12) em (3.17) temos:

$$k^2 = \left(\frac{L}{A_r}\right)^2 + \alpha \left(\frac{F}{A_r}\right)^2 \quad (3.18)$$

Quando  $\tau = 0$ , temos que a pressão na junção deve ser  $P_e$ , então:

$$k^2 = P_e^2 \quad (3.19)$$

ou seja,

$$P_e^2 = P^2 + \alpha \tau^2 \quad (3.20)$$

Se  $F$  aumenta até atingindo valores o suficientemente grande, o crescimento da junção continuará até que  $L/A$  possa ser considerada pequena em comparação a  $F/A_r$ , o que leva a:

$$P_e^2 \gg \alpha \tau^2 \quad (3.21)$$

Nestas condições,  $\tau$  deve ser aproximadamente igual a tensão cisalhante limite  $\tau_e$ , assim:

$$P_e^2 \gg \alpha \tau_e^2 \quad (3.22)$$

e,

$$\alpha \gg \frac{P_e^2}{\tau_e^2} \quad (3.23)$$

Como  $P_e \approx 5 \cdot \tau_e$  tem-se  $\alpha \approx 25$ . Porém, levantamentos experimentais indicam que  $\alpha$  apresenta um valor inferior a 25 ( $\alpha < 25$ ), e Bowden e Tabor assumiram o valor de  $\alpha = 9$ , o que implica em  $P_e = 3 \cdot \tau_e$ . Posteriormente será verificado que o valor exato de  $\alpha$  não afeta grandemente o crescimento da junção que ocorre na maioria dos casos práticos.

Combinando as equações (3.18) e (3.19) temos que:

$$k^2 = \left(\frac{L}{P_e}\right)^2 + \alpha \left(\frac{F}{P_e}\right)^2 \quad (3.24)$$

onde  $(L/P_e)^2$  é a área de contato derivada da teoria simplificada, onde se considera somente o efeito do carregamento normal, e o termo  $\alpha \cdot (F/P_e)^2$  representa o aumento da área de contato causado pela força de cisalhamento ou força de atrito.

Com base nas informações acima pode-se concluir que para superfícies de metal limpas, testadas em alto vácuo, o crescimento em larga escala das junções é possível, resultando em altos coeficientes de atrito. Sob condições normais, os metais são cobertos por uma fina camada de óxido, ou outros contaminantes (Halling, 1983).

#### 3.5.1.4 Críticas à Teoria da Adesão

De tempos em tempos sugem críticas aos modelos apresentados anteriormente, os quais constituem a teoria da adesão. Apesar de até o presente a teoria da adesão ser suportada

pela maioria dos trabalhos no campo de atrito, podemos apresentar algumas das críticas mais difundidas a esta teoria.

- A teoria divulga que o atrito é independente da rugosidade, o que se opõe ao senso comum e a experiência. Fato que sendo senso comum ou não, rugosidade muito acentuadas (grosseiras) apresentem elevado atrito, pois o escorregamento nestas tem que sobrepassar também as elevações, superfícies muito lisas tendem a apresentar coeficientes de atrito ainda maiores por causa do aumento da área de contato.
- Não é aparente como como fortes junções entre os materiais em contato, tão fortes como soldagens, são produzidas, pois a temperatura de contato na maioria dos casos é baixa, não propiciando condições para difusão de átomos entre as superfícies, e o alinhamento entre os átomos das superfícies são muito pobres. Esta objeção tem perdido muita força com as modernas pesquisas no campo da adesão, que mostram que materiais limpos tais como por exemplo o alumínio, adere muito forte quando pressionado de forma a quebrar a camada de óxido e outros contaminantes na superfície.
- Uma das mais importantes críticas é que apesar de fortes adesões seja postulada na teoria, é fato que se a força normal que pressiona a superfícies é removida, esta adesão não pode ser detectada. Como as junções sofrem tanto deformações plásticas quanto elásticas, a remoção da força normal separa a maioria das junções pelo efeito de ação de mola dos picos.
- Objeções são apresentadas quando no campo dos materiais frágeis não metálicos, nos quais não ocorrem deformações plásticas, e apresentam propriedades de atrito similares as dos metais. Esta argumentação perde validade quando percebemos que os materiais na interface estão submetidos a elevadas pressões compressivas e que os materiais frágeis se deformam plasticamente sob estas elevadas tensões compressivas.
- Existem objeções baseadas no tocante a magnitude da força de atrito. É sabido que para a maioria dos materiais a tensão cisalhante  $\sigma$  é de cerca de  $\frac{1}{2}\sigma_y$ , tensão plástica de colapso, e a dureza de penetração  $p$  é de cerca  $3\sigma_y$ . Assim a relação  $s/p$  tem um valor de cerca de  $1/6$ , muito próxima dos valores atuais de atrito, o que de acordo com a equação (3.15) deveria ser igual a  $\sigma/p$ , são na verdade cerca de 0,4, ou de duas a três vezes maiores do que  $\sigma/p$ .

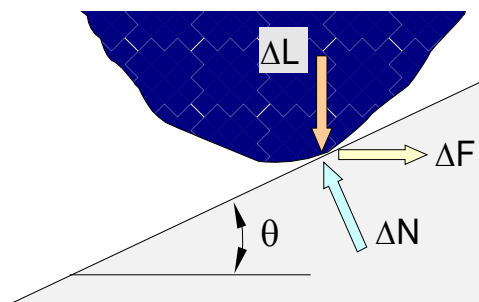
### 3.6 Outras Contribuições a Força de Atrito

Foi demonstrado que a principal resistência ao movimento surge da necessidade de cisalhar as fortes adesões dos átomos das superfícies dos materiais em contato. Apesar de isso quase sempre acontecer para 90%, ou mais de todas as forças de atrito, existe inúmeros outros fatores que devem ser considerados.

- a) A componente rugosidade. Esta surge da necessidade das asperezas das superfícies subirem umas sobre as outras. Se a aspereza tem uma inclinação  $q$ , uma contribuição ao coeficiente de atrito será produzida em função da tangente de  $q$ . A figura 3.10 apresenta um diagrama e corpo livre para uma aspereza escorregando para cima em uma superfície inclinada. Posteriormente haverá uma componente negativa de atrito, pois  $q$  pode tanto assumir valores positivos quanto negativos.

Figura 3.10 - Diagrama e corpo livre para uma aspereza em uma superfície inclinada





Da figura anterior (3.10) temos:

$$\Delta F = \Delta N \operatorname{sen} \theta \quad (3.25)$$

$$\Delta L = \Delta N \cos \theta \quad (3.26)$$

$$F_r = \frac{\Delta F}{\Delta N} = \tan \theta \quad (3.27)$$

ou seja, a componente  $F_r$  decorrente da aspereza é igual a tangente de  $\theta_i$ .

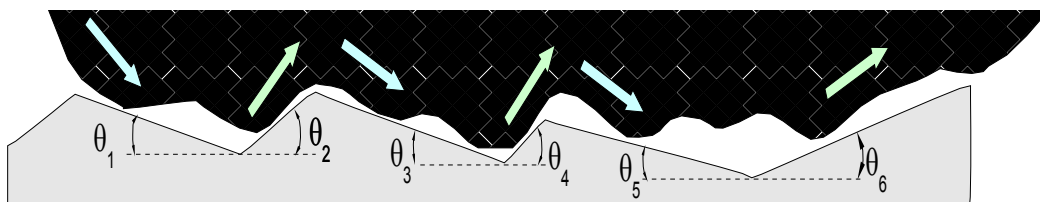
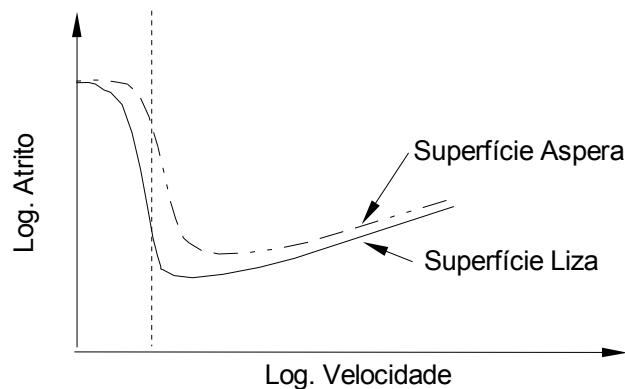


Figura 3.11 – Vista esquemática do escorregamento entre duas superfícies ásperas

Com base na figura 3.11 podemos concluir que na região coexistem tantos ângulos  $\theta$  positivos quanto negativos, e que na soma destes contatos tendem a se cancelar a elevação do atrito devido a rugosidade. O que permanece é que a rugosidade tende a contribuir com cerca de 0,05% de todo o coeficiente de atrito, representando uma força flutuante superposta as componentes principais da adesão na força de atrito.

Uma aparente excessão a regra que a rugosidade tem pouco efeito sobre o atrito, algumas vezes falha para superfícies lubrificadas por líquidos. Para certas velocidades uma superfície suave pode proporcionar uma condição de lubrificação hidrodinâmica ( $f$  muito pequeno), enquanto que para superfícies muito ásperas temos o caso de lubrificação limite ( $f$  muito alto). A figura 3.12 apresenta uma comparação do atrito em função da velocidade do fluido lubrificante entre superfícies com deslocamento, a velocidades próximas a  $v_c$ , superfícies lisas apresentam lubrificação fluida plena, ao passo que superfícies ásperas tendem a ter lubrificação limite ou falha.

Figura 3.12 – Lubrificação hidrodinâmica em função da qualidade superficial



b) A componente de arranque de material. Se uma superfície dura com asperezas afiadas esta escorregando sobre uma superfície mole, estas tendem a ficar cravadas na superfície mole durante o deslizamento, produzindo um arranhão, similarmente a um plainamento. Assim, a energia de deformação representada pelo arranhão deve ser fornecida pela força de atrito, a qual vai a partir daí ser maior do que se o arranhão não estivesse sendo produzido. Novamente se produz uma adição a força de atrito.

Um cálculo simples pode ser feito assumindo a aspereza como tendo forma de cone de ângulo  $\theta$ , conforme a figura 3.13.

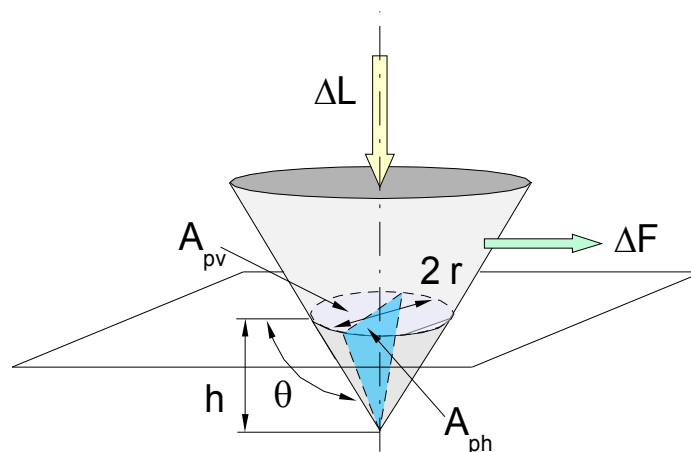


Figura 3.13 – Vista esquemática de um cone pressionado contra uma superfície plana

Esse cone é pressionado para dentro da superfície, e durante o deslocamento temos a resistência ao movimento é composta pela resistência ao cisalhamento e a resistência de remoção. A resistência a remoção é gerada da deformação plástica do material mais mole durante o deslocamento da seção de cone encrava nesse (Halling, 1983; Rabinowicz, 1995).

$$F = A_{pv} \tau_c + A_{ph} \gamma_e \quad (3.28)$$

onde:

$A_{pv} \tau_c$  é o termo responsável pela parcela de adesão, e

$A_{ph} \gamma_e$  é o termo responsável pela parcela de remoção ou deformação.

A duas forças resistentes são obtidas a partir das áreas projetadas vertical e horizontal, que são dadas por:

$$A_{pv} = \pi r^2 \quad (3.29)$$

$$A_{ph} = r^2 \tan \theta \quad (3.30)$$

temos:

$$F = \pi r^2 \tau_c + r^2 \gamma_e \tan \theta \quad (3.31)$$

Para a maioria das superfícies metálicas, o ângulo  $\theta$  é grande, e  $A_{ph} / A_{pv}$  é muito pequeno, o termo de remoção pode ser desprezado quando comparado com o termo de adesão. Em superfícies muito rugosas, onde  $\theta$  é grande, o termo de remoção pode ser comparado com o termo de adesão. Para superfícies realmente asperas, tais como lixas,  $\tan \theta$  pode ser de até 0,2 ou mesmo maiores. Em geral o termo de arranque é de cerca de 0,05 ou menor, e o termo de arranque pode ser desprezado.

- c) Componentes elétricas. Quando materiais diferentes são postos em contato, é sabido que cargas elétricas se localizam nas superfícies das junções. A separação das junções deve ser acompanhada pela separação das cargas elétricas que se estabelecem, e assim contribuindo para o aumento da força de atrito. Este efeito aparenta ser muito pequeno em comparação aos outros efeitos.

### 3.6 Atrito em Metais

Nos itens anteriores foram descritos as causas do atrito. Consideremos, agora, os seus efeitos em materiais, começando pelos metais já que eles estão presentes na grande maioria dos contatos por escorregamento nas máquinas. Na maioria das aplicações práticas, o contato metálico com o escorregamento ocorre na presença de substâncias lubrificantes como óleos, graxas, ou filmes sólidos lubrificantes. As propriedades de superfícies lubrificadas serão discutidas mais tarde. Vamos considerar aqui a situação, que ocorre com frequência, em que é impossível ou impraticável o fornecimento de um lubrificante, ou esse fornecimento falha por acidente, ou o lubrificante é aquecido acima de sua temperatura de trabalho, e, então, os metais entram em contato sob condições essencialmente secas.

Antes de discutir as propriedades de atrito de metais não lubrificadas, é preciso salientar que essas propriedades são bastante afetadas pela presença de filmes superficiais nos metais, e que, em geral, um metal não lubrificado encontrado em um ambiente industrial será recoberto por uma série desses filmes, conforme mostra a figura 3.14.

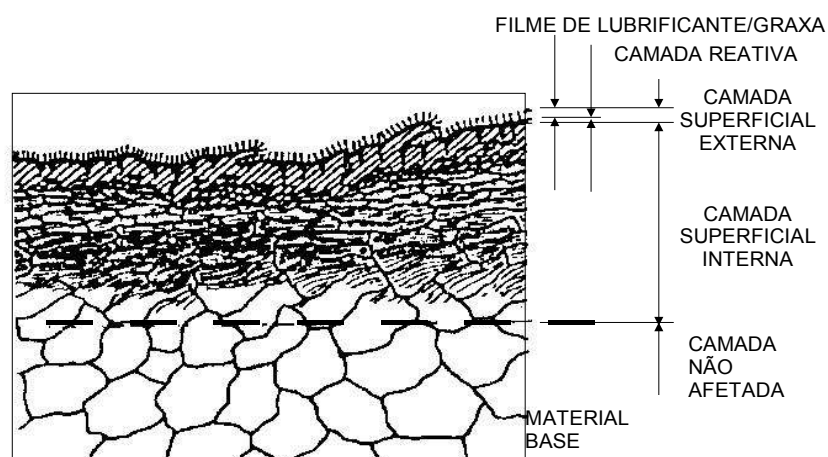


Figura 3.14 – Ilustração esquemática de filmes em uma superfície metálica

Partindo do metal interior, encontramos, primeiramente, uma camada de óxido, produzida pela reação do oxigênio do ar com o metal, e presente em todos os metais com exceção dos metais nobres como ouro. A seguir vem uma camada absorvida da atmosfera, cujos principais constituintes são moléculas de vapor d'água e de oxigênio. Por último, tem-se uma camada contaminante constituída, geralmente, por graxa ou filmes de óleo, que pode substituir parcialmente a camada absorvida.

- **Propriedades Atritantes de Metais Secos Contaminados**

Superfícies metálicas do tipo descrito anteriormente, tem, geralmente, coeficiente de atrito inicial na faixa de 0,1 a 0,5 quando em escorregamento uma contra a outra. Valores maiores são alcançados com a continuação do escorregamento porque o filme graxo pode ser, eventualmente, expulso de entre as superfícies.

- **Propriedades Atritantes de Metais não Contaminados no Ar**

Quando superfícies livres de elementos graxos escorregam entre si, o tipo de atrito encontrado varia com a natureza dos metais em contato e, em menor intensidade com outras variáveis, como carga, área superficial, rugosidade superficial e velocidade. Como regra geral, pode-se dizer que dois tipos de comportamentos são comuns: o atrito severo e o atrito moderado. Em algumas circunstâncias, o atrito varia continuamente entre os dois.

→ **Atrito Severo**

O coeficiente de atrito é elevado, normalmente na faixa de 2,0 a 0,9. Uma inspeção de superfície após o escorregamento mostrará poucos sulcos causados por pontos salientes de uma superfície riscando a outra, mas esses sulcos são largos e, normalmente com lados irregulares. Inspeções através de um microscópio revelarão partículas grandes (com diâmetro excedendo 50 micrometros) transferidas de uma superfície para a outra, conforme o exemplo da Figura 3.15.

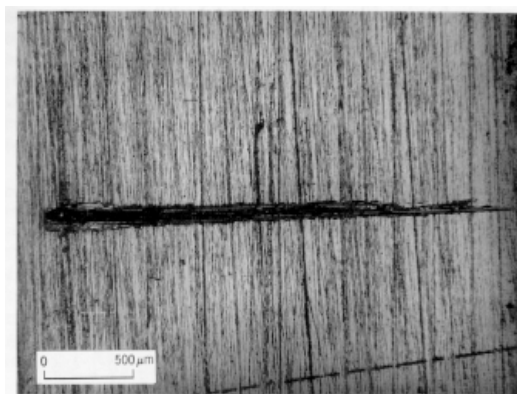


Figura 3.15 – Marca típica causada por atrito severo (Rabinowicz, 1995)

A figura 3.15 apresenta as marcas típicas de uma superfície de cobre submetida a condições de atrito severas, contra uma superfície de aço. A marca central foi produzida por uma partícula de cobre que aderiu superfície do aço (amplificação 500 mm X 40).

→ **Atrito Moderado**

O coeficiente de atrito é baixo, normalmente na faixa de 0,7 a 0,3. O coeficiente de atrito é muito estável ou do tipo stick-slip regular, em que a força de atrito flutua de modo regular entre dois extremos bem definidos, figura 3.16.

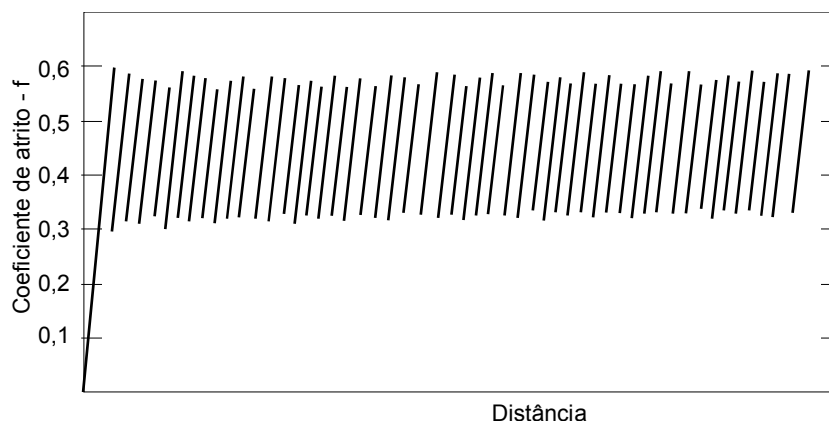


Figura 3.16 – Comportamento moderado do atrito (*stick-slip*)

Uma inspeção da superfície revelará um grande número de linhas finas onde pequenas saliências de uma superfície riscam sulcos na outra, conforme a figura 3.17. Partículas pequenas (com diâmetro normalmente abaixo de 25 microns. (Obs. 1 micron  $\neq$  1 micrometro) são transferidas de uma superfície para a outra.

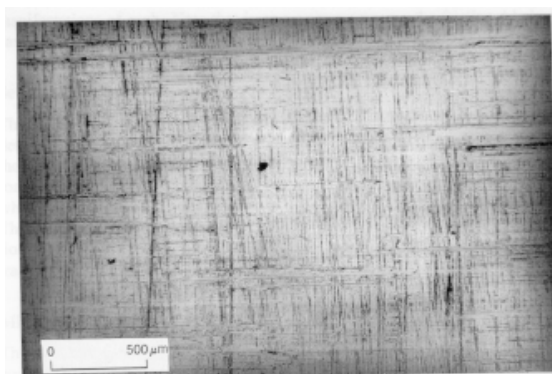


Figura 3.17 – Marcas típicas produzidas por atrito moderado (Rabinowicz, 1995)

A figura 3.17 apresenta as marcas típicas de uma superfície de cobre submetida a condições de atrito moderado contra uma superfície de aço. Como regra geral, atrito severo ocorre quando as duas superfícies em escorregamento são do mesmo metal, ou quando consistem de metais bastante similares, que tenham habilidade em formar ligas, ou que haja solubilidade dos átomos de um na estrutura atômica do outro (forte interação atômica). O atrito de cobre em cobre, por exemplo, é elevado, acima de 1,0, porque o mesmo metal é usado nas duas superfícies. Alumínio no ferro ou em aço de baixo carbono, fornece atrito também elevado, valores de 0,8 e acima, porque esses dois metais interagem fortemente formando uma grande quantidade de compostos intermetálicos. Ambos os sistemas ocasionam dano superficial severo.

Onde os metais são diferentes e com pequena afinidade, prevalece o atrito moderado. A prata em ferro ou aço de baixo carbono dá valor de coeficiente de atrito da ordem de 0,3, porque esses dois metais não se ligam e não formam compostos intermetálicos.

As regras gerais acima sofrem modificações em algumas circunstâncias especiais. Nota-se que o atrito severo ocorre quando um dos elementos é muito mole (por ex. chumbo ou índio) quando comparado ao outro. Isto ocorre porque o metal mais mole desgastando, cobre o outro com uma camada de seus próprios fragmentos, e o sistema de escorregamento se transforma em um metal mole deslizando sobre si próprio. Além dos metais muito moles, alguns metais duros apresentam o mesmo efeito (por ex. titânio, zircônio e as vezes o zinco). Nota-se, também, em segundo lugar, que metais duros como o ferro, cromo e níquel não apresentam sempre atrito severo, mesmo quando deslizam contra si mesmo. Isto ocorre, principalmente, na presença de atmosfera úmida, quando o filme de mistura absorvido na superfície do metal age como um lubrificante. Com os metais moles, entretanto, condições de atrito severo ocorrem tanto em atmosfera seca quanto úmida.

### 3.7 Atrito em Não Metais

Não metais apresentam características de atrito bastante diferentes dos metais. Essas diferenças se devem, basicamente, ao fato que metais apresentam superfícies que, quando nuas, tem alta reatividade com o oxigênio e vapor d'água do ar, e, também, tem elevada energia superficial, de tal modo que filmes contaminantes (graxos ou gasosos) tendem a ser fortemente absorvidos por elas. Consequentemente, o coeficiente de atrito de metais pode variar bastante, dependendo do estado de limpeza das superfícies, e é importante saber se os metais estão cobertos por um filme graxo, por um filme de óxido, ou não apresentam filme de qualquer espécie.

Por outro lado, a ocorrência de contaminação em não metais é menos importante. A formação de óxidos não ocorre na maioria dos casos e filmes de outros tipos, que geralmente alteram as características de atrito de metais, muitas vezes não afetam essas características nos não metais.

Um fator importante a considerar quando se analisam as características de atrito de não metais é que, ao contrário dos metais que formam uma classe homogênea, não metais variam muito entre si, incluindo substâncias completamente diferentes, como diamante, borracha, concreto, couro, nylon, grafite, madeira, e gelo. Apesar dessa grande diferença, entretanto, verifica-se que as características de atrito de não metais são bastante uniformes, de modo que se pode considerar um comportamento médio típico quanto ao atrito, e analisar como substâncias individuais divergem dessa média.

Quando não metais não lubrificados escorregam entre si mesmos, geralmente apresentam um coeficiente de atrito dinâmico (na faixa de velocidade de 1 a 100 cm/s) de 0,4 a 0,3, e um coeficiente de atrito estático (tempo de contato de 1 a 100 Seg.) na faixa de 0,6 a 0,4. O dano superficial e o desgaste são moderados, ou seja, menos que metais limpos de dureza comparável. Naturalmente, não metais moles apresentam dano superficial e desgaste maiores do que não metais duros, quando submetidos a condições semelhantes de carga e distância percorrida. Não metais, geralmente, tem coeficiente de atrito diminuído, de cerca de 0,1, quando umidecidos.

Quando não metais escorregam em outros materiais, metais ou não metais, verifica-se que as características de atrito tendem a ser às do material mais mole que a natureza do material mais duro faz pouca diferença. Isto acontece porque o material mais duro, na maioria dos casos, fica coberto pelas partículas do mais mole, de modo que o sistema de escorregamento se transforma no material mais mole escorregando em si mesmo.

Não metais geralmente obedecem as leis do atrito de escorregamento. Existe, entretanto, um certo número de divergências em relação ao comportamento médio citado anteriormente, quase todos explicados por peculiaridades nas propriedades mecânicas. Os seguintes são típicos:

- **Diamante.** O diamante é a substância de maior dureza na natureza e apresenta um baixo coeficiente de atrito. O baixo coeficiente resultante do do deslocamento relativo entre duas superfícies de diamante, ou mesmo contra a superfície de outros materiais, torna-o de grande interesse como material de mancais em instrumentos. Entretanto, esse baixo atrito é devido a filmes adsorvidos por sua superfície (em geral oxigênio molecular), e que para superfícies desgaseificadas (*outgassed*) leva o atrito a aumentar de 0,05 a cerca de 0,4. Outra peculiaridade do diamante é que, quando escorrega contra si mesmo, não obedece as leis de atrito já que a força de atrito varia com uma potência 0,8 da carga aplicada, em lugar de 1,0. Este comportamento anômalo se deve à dureza elevada, quando um diamante é pressionado contra outro a deformação nas superfícies é elástica e não plástica. O diamante é, também, incomum quando apresenta anisotropia em relação ao atrito. Em uma superfície de diamante é necessária uma força de atrito bem mais elevada para ocasionar escorregamento em determinadas direções do que em outras (direções de baixo atrito).
- **Politetrafluoretileno – PTFE (teflon).** Este plástico é conhecido por sua elevada inércia química devida a forte ligação carbono-fluor em sua estrutura. Além disso, verifica-se que ele tem energia superficial muito baixa. Consequentemente, o teflon tem um toque escorregadio e apresenta tendência muito pequena para formar ligações fortes com outros materiais. Com isso, seu coeficiente de atrito é muito baixo, tendo-se observado valores tão baixos quanto 0,04, sob cargas elevadas e baixas velocidades de escorregamento (recomendado, então, para situações em que o fenômeno stick-slip pode ocorrer – ver mais adiante).
- **Grafite, Dissulfeto de Molibdênio (Molikote) e Iodeto de Cádmio.** Estas substâncias são muito diferentes em sua composição, tipos de ligações químicas, e propriedades gerais, mas todas tem uma coisa em comum, uma estrutura atômica em camadas. Isto significa que sua estrutura cristalina apresenta-se em camadas, no interior das quais os átomos estão fortemente ligados mas que estão separadas por distâncias relativamente grandes, mantendo-se unidas por forças residuais fracas. Por exemplo, no grafite, uma forma cristalina de carbono, a distância entre os átomos dentro da camada é  $1,4 \cdot 10^{-8}$  cm, enquanto que entre camadas é de ordem de  $3,4 \cdot 10^{-8}$  cm, Figura 3.18. Em consequência, enquanto as forças atrativas no interior das camadas são grandes, as forças que mantêm as camadas são muito mais fracas.

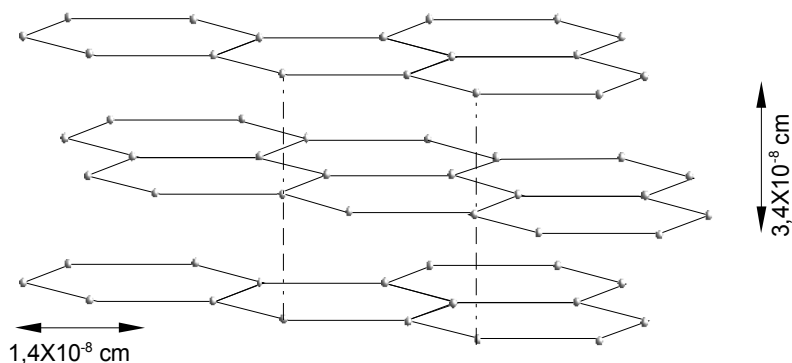


Figura 3.18 – Estrutura atômica do grafite

Com isso, o grafite e outros materiais com estrutura em camadas, tem baixo coeficiente de atrito (cerca de 0,1) quando o escorregamento ocorre em uma face paralela à direção das camadas, mas bem mais alto (cerca de 0,3) quando perpendicular a elas. Quando um bloco multicristalino de grafite, ou outro material com estrutura cristalina em camadas, escorrega em um material diferente, como uma superfície metálica, verifica-se que placas, orientadas paralelamente à estrutura de camadas, destacam-se do bloco e são

depositadas sobre o outro material em forma de lâminas aproximadamente planas, figura 3.19. Isto garante as propriedades favoráveis de atrito dos materiais com estrutura cristalina em camadas.



Figura 3.19 – Superfície metálica com cristais de grafite

Com grafite, verifica-se que baixo atrito e baixo volume de desgaste ocorre somente na presença de uma mistura ou de material orgânico volátil. A função dessa outra substância não é ainda completamente compreendida mas, aparentemente, auxilia na separação das camadas. No caso do dissulfeto de molibdênio, não é necessário material auxiliar para garantir condição de baixo atrito. Aparentemente, o enxofre na estrutura preenche a função que, no grafite, é efetuada pela mistura ou pelo vapor orgânico.

- **Gelo.** Gelo normalmente tem um coeficiente de atrito muito baixo (0,1 ou menos). Isto acontece porque encontra-se, geralmente, próximo ao seu ponto de fusão, e o calor produzido pelo escorregamento gera um filme de água que atua como lubrificante. Em temperaturas muito baixas o atrito no gelo é bem maior (0,2 ou mais) porque a água não se forma tão facilmente.
- **Borracha.** As propriedades de atrito da borracha são incomuns porque, por ser tão mole, a curva de atrito em função da velocidade apresenta um máximo para valores da ordem de 25 cm/s. Então, para velocidades de escorregamento menores que essa, o coeficiente de atrito estático é menor que o dinâmico e ocorre um escorregamento silencioso, enquanto para altas velocidades ocorrem chiados e rangidos. Quando a borracha desliza contra outros materiais em seco, o coeficiente de atrito em velocidades normais é excepcionalmente alto (0,8 a 1,0). Este elevado coeficiente de atrito possibilita a parada de veículos em pequenas distâncias.

### 3.8 Atrito de Rolamento

Atrito de rolamento é a resistência ao movimento que ocorre quando um objeto rola sobre uma superfície em contato. Ocorre em dois casos distintos, o primeiro quando o corpo rolante é irregular, como uma pedra ou um seixo, e o segundo quando o corpo tem uma superfícies lisa com alta precisão geométrica.

No primeiro caso, Figura 1.20, a força para iniciar o movimento  $F_R = L \tan \theta$ , com  $L$  igual a carga aplicada, e  $\theta$  o ângulo entre o corpo e a linha que une o centro de gravidade do corpo e o ponto em torno do qual o rolamento ocorrerá. O coeficiente de atrito por rolamento será, então:

$$\mu_r = \frac{F_r}{L} = \tan \theta \quad (3.32)$$

É interessante salientar que, se o coeficiente de atrito por escorregamento entre o corpo e a superfície for menor que  $\tan \theta$ , a aplicação da força tangencial produzirá escorregamento em lugar de rolamento.

Com o rolamento,  $q$  se modifica, assumindo também valores negativos. Então, a força de atrito para manter o rolamento em velocidade constante toma valores positivos e negativos. Em média, a força requerida para manter o rolamento é bem menor do que a necessária para iniciá-lo, de modo que o coeficiente dinâmico de atrito por rolamento é menor do que o estático.



O termo atrito por rolamento, entretanto, é normalmente restrito a corpos com forma aproximadamente perfeita e com asperezas superficiais muito pequenas. Nesse caso, a componente da força de atrito devido à rugosidade é muito pequena e, conseqüentemente, verificam-se forças de atrito extremamente baixas, com coeficiente de atrito geralmente na faixa de  $5 \cdot 10^{-3}$  a  $10^{-5}$ .

Essa resistência ao movimento não apresenta uma causa principal, mas é devida a uma combinação de causas, umas mais importante que as outras em uma determinada situação. Podem ser citadas o escorregamento na região de contato, perdas por histerese além de outras perdas por atrito durante o rolamento.

#### • Escorregamento na Região de Contato

Se o contato de dois corpos (por ex. uma esfera em uma superfície plana, embora outras configurações adaptem-se às mesmas considerações) fosse um ponto, poderia ser considerada a ocorrência de rolamento puro. Na prática, entretanto, a região de contato é deformada elasticamente, em casos extremos plasticamente, de modo que o contato é feito sobre uma área, com pontos dispostos em diferentes planos, Figura 3.20. Em conseqüência, o rolamento puro somente ocorre para um número muito pequeno de pontos, com todos os outros submetidos a uma combinação de rolamentos, e um pequeno escorregamento. Para que esse escorregamento ocorra é necessário vencer uma resistência a ele oposta na interface, o que corresponde a um aumento de força de atrito por rolamento.

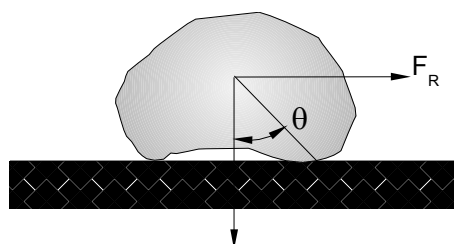


Figura 3.20 – Força de atrito para um objeto irregular

Embora a velocidade de escorregamento seja normalmente pequena (cerca de 5% ou menos da velocidade de rolamento). Esse pequeno escorregamento é o responsável, em muitos casos, pela maior parcela da resistência total ao rolamento.

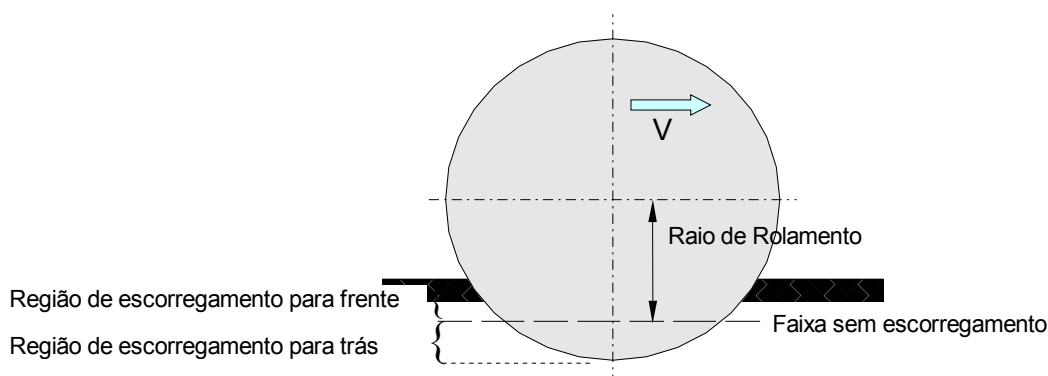


Figura 3.21 – Regiões de rolamento em uma esfera rola sobre uma superfície plana

De acordo com a figura 3.21 pode-se notar a existência de regiões onde ocorre o escorregamento para frente e para trás. Desta forma pode-se escrever a seguinte expressão para o coeficiente total de atrito por rolamento

$$\mu_r = \left( \frac{V_e}{V_r} \right) \mu_{ed} \quad (3.33)$$

Onde:  $v_e$  é a velocidade de escorregamento;  
 $v_r$  é a velocidade de rolamento; e  
 $\mu_{ed}$  o coeficiente de atrito dinâmico no escorregamento.

Em certos sistemas onde ocorre contato por rolamento (como mancais de rolamento e dentes de engrenagens), além do contato real em uma área estendida, ocorrem fatores que tendem a produzir escorregamento na região de contato aumentando o coeficiente de atrito. Em alguns casos a superfície rolante gira em relação à região de contato (efeito giroscópio), em outros ocorre grande escorregamento (dentes de engrenagem). Nestes casos o coeficiente de atrito por rolamento pode ser grande, encontrando-se valores maiores de  $10^3$ .

- **Perdas por Histerese**

Durante o rolamento, diferentes regiões das superfícies em contato são tensionadas, desaparecendo essas tensões quando o ponto de contato se desloca. Quando um elemento de volume, em cada corpo, é tensionado, acumula energia elástica. Quando as tensões desaparecem a maioria dessa energia é liberada para o sistema mas, uma pequena parte é perdida na forma de calor, ocasionando a histerese elástica do material de que os corpos são constituídos. Esse perda continuada de energia corresponde a um aumento na resistência ao rolamento, e outra componente é adicionada ao coeficiente de atrito por rolamento.

A componente devida à histerese no coeficiente de atrito por rolamento total é pequena em algumas situações, ou seja menor que  $10^{-4}$ , mas, provavelmente é a contribuição predominante na maioria dos casos de rolamento.

- **Outras Perdas por Atrito Durante o Rolamento**

Nesta categoria são agrupados vários processos que ocorrem durante o rolamento usando energia.

Primeiro, pode-se citar a perda de energia causada pela falta de perfeição na geometria do corpo rolante, por ex. imprecisão na forma esférica dos corpos rolamentos de um mancal de rolamento, ou a presença de um partícula de poeira na pista de rolamento. Isto ocasionaria uma componente de atrito devido à 'rugosidade', semelhante ao caso apresentado na Figura 1.20, mas em menor escala.

Segundo, a perda de energia causada por deformação plástica das asperezas da superfície de rolamento, já que essas superfícies não são perfeitamente lisas. O mesmo ocorre com partículas contaminantes pressionadas entre as superfícies rolantes.

Por último, existem perdas de energia em sistemas de rolamentos que são independentes da ação de rolamento, sendo as principais, o escorregamento existentes na interface dos corpos rolantes e das gaiolas espaçadoras ( porta-esferas e porta-rolos em mancais) e perdas devido à viscosidade do óleo ou graxa que podem estar presentes.

Todas as perdas correspondem a uma componente da força de atrito com uma ordem de magnitude de cerca de  $10^{-4}$ , ou seja, não predominante em valor mas muitas vezes não desprezáveis.

### 3.8.1 Leis do Atrito de Rolamento

É difícil determinar leis quantitativas para o atrito de rolamento análogas às aquelas do atrito de escorregamento, porque cada um dos mecanismos citados anteriormente tem suas leis próprias, diferentes dos outros, e o coeficiente de atrito dependerá da componente da força de atrito mais importante para o sistema particular em consideração.

Entretanto algumas considerações gerais podem ser feitas:

**1** - A força de atrito varia com a potência da carga na faixa de 1,2 a 2,4. Em sistemas levemente carregados onde a deformação no contato é puramente elástica, a força de atrito geralmente varia com a carga elevada a um expoente de ordem 1,3. Com cargas pesadas, onde ocorre deformação plástica, o expoente será da ordem de 2,0.

**2** - A força de atrito varia inversamente com o raio de curvatura dos elementos rolantes.

**3** - A força de atrito é menor para superfícies lisas do que para superfícies rugosas. De fato, em quase todos os casos, o atrito de rolamento diminui com o tempo devido à melhoria do acabamento superficial ocasionada pela ação de rolamento.

**4** - A força de atrito estática é geralmente bem maior do que a dinâmica, mas a dinâmica é pouco dependente da velocidade de rolamento, embora realmente diminua um pouco com o aumento dessa velocidade.

Como resumo geral, pode-se dizer que a força de atrito de rolamento é uma fração muito pequena da carga aplicada e é causada por diversos fatores.

### 3.8.2 Temperatura na Superfície de Escorregamento

Para se ter um deslocamento relativo entre as superfícies em contato de dois corpos, deve-se aplicar uma força o suficientemente grande para vencer a resistência de atrito. Com a continuidade de escorregamento, essa força deve ser mantida e, desse modo, é injetada energia no sistema. Essa energia é utilizada de vários modos, entre os quais deformação elástica dos corpos em contato e seus suportes, deformação elástica e plástica das asperezas nos pontos de contato, formação de partículas de desgaste, emissão de energia acústica e calor. Na maioria dos casos, uma alta porcentagem da energia total fornecida é transformada em calor na interface dos corpos em contato, elevando a temperatura acima da temperatura ambiente.

Na grande maioria das situações em que ocorre escorregamento. O contato se dá não em toda a área aparente de contato mas em algumas poucas junções isoladas. Como elas são pequenas e recebem valores substanciais de energia térmica, sua temperatura é bem mais elevada do que as regiões superficiais vizinhas. A alta temperatura associada com essas junções é, muitas vezes chamada de “temperatura momentânea” (*flash temperature*). Durante o escorregamento as junções são continuamente rompidas e refeitas e os “pontos quentes” na superfície se deslocam. A temperatura momentânea atingida em qualquer desses pontos quentes, entretanto, tende a ser aproximadamente constante sob condições constantes de escorregamento.

A geração de calor e elevação de temperatura durante o escorregamento são importantes por uma série de razões. Em muitos casos, a resistência mecânica de um dos materiais em contato diminui drasticamente com a elevação da temperatura e é importante calcular a temperatura durante o escorregamento para verificar se ela atinge valores críticos nas condições de operação do sistema. Em outras ocasiões, utiliza-se um lubrificante que funciona efetivamente somente abaixo de uma temperatura, ou somente acima de uma determinada temperatura, ou mesmo, se decompõe ao ser atingido um valor de temperatura.

É importante salientar que não é fácil definir a temperatura de uma superfície resultante do calor gerado no atrito, porque essa pode variar bastante em diferentes pontos da superfície.

Entretanto, assumindo simplificações como a salientada acima e utilizando modelos também simplificados, pode-se prever a ordem de grandeza da temperatura atingida durante o escorregamento e mostrar quais variáveis do sistema influem na temperatura superficial.

O primeiro tipo de sistema a ser considerado é o caso uniaxial, representado por exemplo, pelo escorregamento entre dois tubos que giram em contato de topo, um contra o outro, conforme a figura 3.22.

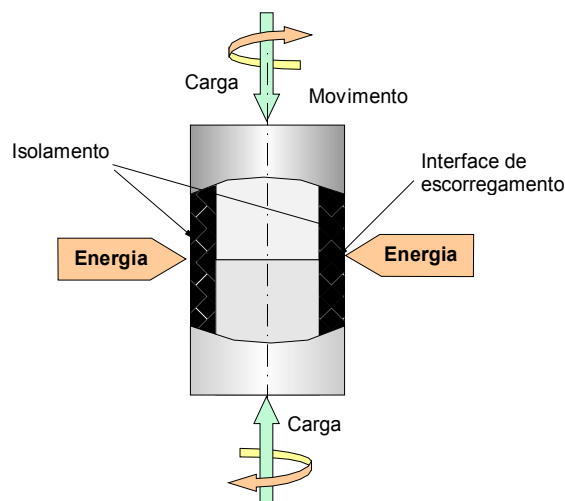


Figura 3.22 – Rotação de cilindros em contato

Para este sistema, assumindo que o atrito é uniforme na área de contato e que a única dissipação de calor do sistema é por condução através dos cilindros, pode-se demonstrar que:

$$\theta_m = \frac{(1,35 P_c \mu v_e t^{1/2})}{[J((k_1 \rho_1 c_1)^{1/2} (k_1 \rho_1 c_2)^{1/2})]} \quad (3.34)$$

onde:  $\theta_m$  = elevação de temperatura;

$P_c$  = pressão na área de contato;

$\mu$  = coeficiente de atrito;

$v_e$  = velocidade de escorregamento;

$t$  = tempo transcorrido após o início do escorregamento;

$J$  = equivalente mecânico do calor;

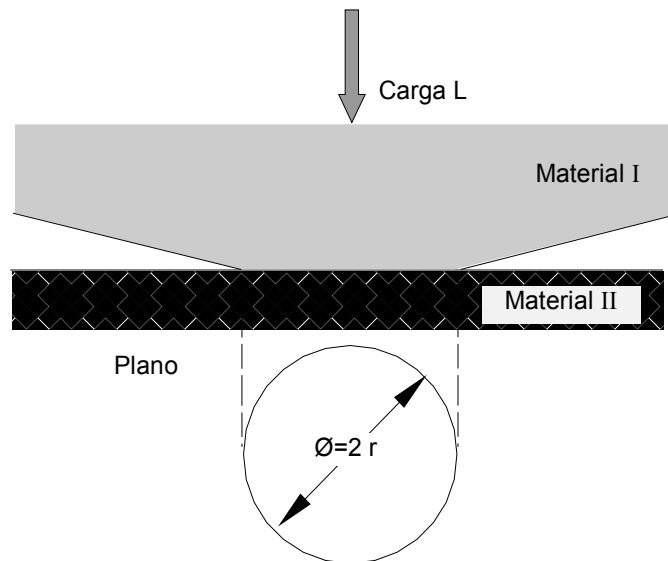
$k_i, \rho_i, c_i$  = condutividade térmica, densidade e calor específico dos corpos 1 e 2.

É uma característica deste, bem como de outros sistemas fechados, que a temperatura na interface aumenta com a raiz quadrada do tempo.

Um exemplo prático de uso desse modelo pode ser o sistema de freio de um automóvel, ou seja, as sapatas de freio e o tambor. É assumido que tanto as sapatas quanto o tambor tem espessura infinita e a (Eq. 3.32) fornece a temperatura na interface quando se considera que a pressão e o atrito são uniformes sobre a área total de contato. Embora essas sejam considerações idealizadas, elas mostram quais são os fatores importantes que podem ser modificados para variar a elevação de temperatura superficial do sistema.

O segundo tipo de sistema analisado é o de um corpo em contato com outro em uma área limitada e movimentando-se sobre sua superfície de modo que a mesma região do primeiro corpo entra em contato com diferentes regiões do segundo. Este sistema difere do anteriormente considerado porque é atingida uma distribuição uniforme de temperatura o primeiro corpo, enquanto o corpo com área de contato limitada é refrigerado pelas regiões frias do corpo maior. Considerando o caso, bastante simplificado, em que o contato consiste de uma junção circular de diâmetro  $2r$  escorregando em uma superfície plana de outro material, figura 3.23, com velocidade moderada,

Figura 3.23 – Modelo de Junção adotado



A interface atinge uma temperatura média de equilíbrio, acima do restante do material, a qual é dada por:

$$\theta_m = \frac{(\mu L v_e)}{4 J r (k_1 + k_2)} \quad (3.35)$$

(1.30)

Com velocidades muito elevadas tem-se:

$$\theta_m = \frac{(\mu L v_e)}{3,6 J r (1,1 k_2 + (\rho_1 c_1 r v k_1)^{1/2})} \quad (3.36)$$

Fórmula mais complexa devido ao efeito refrigerante das regiões frias do material II. Com altíssimas velocidades de escorregamento pode-se usar a expressão:

$$\theta_m = \frac{(\mu L v_e^{1/2})}{3,6 J (\rho_1 c_1 r^3 k_1)^{1/2}} \quad (3.37)$$

Nessas expressões L é a força normal à superfície de contato na junção. Em geral entretanto, pode-se usar a equação (3.37), mais simples, sem a ocorrência de grandes erros.

O uso dessa equação, entretanto e infelizmente, apresenta três dificuldades, uma menor e duas mais graves.

- A primeira é que deve ser estimado o coeficiente de atrito para a situação de escorregamento em consideração, o que pode introduzir erros da ordem de 30%.
- A segunda é a estimativa do tamanho das junções, que podem facilmente, variar de um fator 10 em relação ao estimado.
- A terceira é que o calor não é gerado em uma junção e sim em várias, devendo-se calcular L para cada uma delas.

Essas dificuldades criam sérios problemas para calcular a elevação de temperatura no escorregamento. Rabinowicz (1995), por isso mesmo, faz algumas considerações que podem ser válidas no tratamento do problema. Diz que, geralmente, confia-se em uma ou outra das duas seguintes máximas que, entretanto, são mutuamente exclusivas:

- a temperatura momentânea em uma superfície em escorregamento é, normalmente, pouco superior à temperatura média das superfícies em contato, e;
- a temperatura momentânea é, normalmente, a menor temperatura de fusão dos materiais em contato.

Apresenta, também, uma fórmula simples e crua, usada por ele para ter uma ordem de grandeza da temperatura real na superfície:

$$\theta_m = \frac{v_e}{2} \quad (3.38)$$

Com  $\theta_m$  em ( $^{\circ}\text{C}$ ) e  $v_e$  (cm/s), velocidade de escorregamento. Essa fórmula geralmente coincide com valores medidos com termopares, podendo variar de um fator 2 a 3.

Essa concordância relativamente boa é surpreendente, considerando que parâmetros que aparecem na eq. (3.33), com carga e diâmetro da junção, podem variar bastante de aplicação para aplicação.

Segundo Rabinowicz (1995), também, uma expressão para temperatura média em função da energia superficial dos materiais em contato, o raio de uma junção pode ser dado por:

$$r = 11.000 \frac{\gamma}{H} \quad (3.39)$$

onde  $\gamma$  é a energia superficial e  $H$  a dureza do material mais mole. Em uma situação de escorregamento em que a área total de contato ( $A_{tc}$ ) é determinada pela deformação plástica do material mais mole, tem-se:

$$A_{tc} = \pi r^2 H \quad (3.40)$$

e sendo  $L$  a carga em cada junção. Substituindo as eq. 3.39 e 3.40 na eq. 3.35 temos:

$$\theta_m = \frac{9.400 \mu \gamma v_e}{J(k_1 + k_2)} \quad (3.41)$$

Esta expressão contém, a menos da velocidade de escorregamento, somente constantes dos materiais e fator de conversão. Considerando as junções individuais suficientemente afastadas para não influírem na temperatura momentânea das suas vizinhas, o que ocorre na maioria dos casos a não ser para cargas muito pesadas, a eq. 3.40 pode ser considerada como a temperatura média momentânea, com:

- $\gamma$  ( dinas/cm);
- $k$  ( cal/ $^{\circ}\text{C}$ .cm.seg);
- $v_e$  ( cm/s);
- $J$  em ( ergs/cal);
- $\theta_m$  em ( $^{\circ}\text{C}$ ).

Na tabela 3.2 aparecem valores calculados por Rabinowicz usando a equação 3.40 e fornecidos por unidade de velocidade de escorregamento, considerando superfícies não lubrificada.

Tabela 3.2 - Elevação da temperatura por unidade de velocidade de escorregamento

Par de Materiais	$\mu$	$\gamma$	$K_1$	$K_2$	$\theta/v_e$ ( $^{\circ}\text{C}/\text{cm/s}$ )
Aço em aço	0,5	1500	0,11	0,11	0,75

Chumbo em aço	0,5	450	0,08	0,11	0,26
Baquelite em baquelite	0,3	100	0,0015	0,0015	2,2
Bronze em bronze	0,4	900	0,26	0,26	0,15
Vidro em aço	0,3	500	0,0007	0,11	0,3
Aço em nylon	0,3	120	0,11	0,0006	0,07
Bronze em nylon	0,3	120	0,26	0,0006	0,03
Aço em bronze	0,25	900	0,11	0,18	0,17

Observando a tabela verifica-se que  $\theta/v_e$  varia de um fator aproximadamente igual a 3 em torno do valor  $0,5 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{cm}/\text{s}$ , o que dá um certo embasamento teórico a relação apresentada na equação 3.38. (Nota-se que os menores valores de  $\theta/v_e$  são obtidos quando um metal escorrega sobre um não metal mole).

#### • Relação entre Temperatura e Atrito

Ao examinar a variação no atrito devido à variação na temperatura, deve-se distinguir dois casos. O primeiro quando se tem dois corpos escorregando e modifica-se suas temperaturas por aquecimento ou resfriamento externo; o segundo quando a elevação da temperatura é causada pela velocidade elevada de escorregamento, de modo que se tem uma camada superficial aquecida em uma base mais fria ( caso tratado na seção anterior).

Vamos desconsiderar o segundo caso com o comentário que durante o escorregamento em altas velocidades o coeficiente de atrito é geralmente baixo porque  $\tau_e$  na eq. 3.12 é baixo enquanto H é elevado.

No primeiro caso, quando modifica-se a temperatura dos corpos por ação externa, verifica-se que o coeficiente de atrito é basicamente insensível às variações de temperatura, que somente mudam as resistências mecânicas dos corpos em contato, porque tanto a resistência ao cisalhamento quanto a dureza, que são termos da eq. 3.12, são afetados no mesmo grau.

### 3.8.3 Stick-Slip

O escorregamento de um corpo sobre outro pela ação de uma força constante ocorre, algumas vezes em velocidade constante, ou aproximadamente constante, e outras em velocidade que flutuam amplamente. Na maioria dos sistemas práticos de escorregamento, essas flutuações de velocidade de escorregamento são consideradas um sério problema e, portanto, são procuradas medidas para eliminar ou mesmo reduzir a amplitude das flutuações. Um estudo dos fatores que determinam a natureza do movimento de sistemas de escorregamento é não só de interesse prático, como também, contribui para uma compreensão das características intrínsecas do processo de escorregamento.

Todo processo de stick-slip é ocasionado por uma inconstância da força de atrito motivada por outras variáveis tais como, distância, tempo e velocidade.

#### • Stick-Slip Irregular – Deslocamento Controlado

Considere a figura 3.24 que representa uma situação típica de escorregamento, envolvendo um corpo (chamado cursor) fixado a um suporte estacionário através de uma mola, e outro (uma placa) em movimento com uma velocidade constante  $v$ .

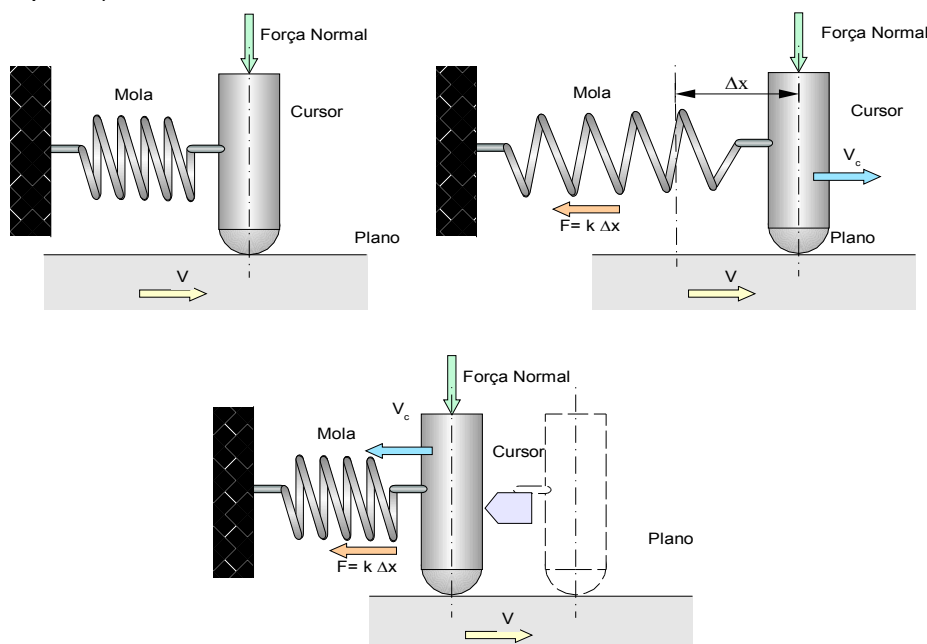


Figura 3.24 – Representação de um sistema de atrito típico

Neste caso considera-se que a velocidade é suficientemente baixa de tal modo que o cursor não apresente dificuldade em acompanhar o movimento da placa, e que o amortecimento é desprezável.

Considera-se, ainda, que o gráfico força de atrito função do deslocamento do cursor na placa é como o mostrado na figura 3.25.

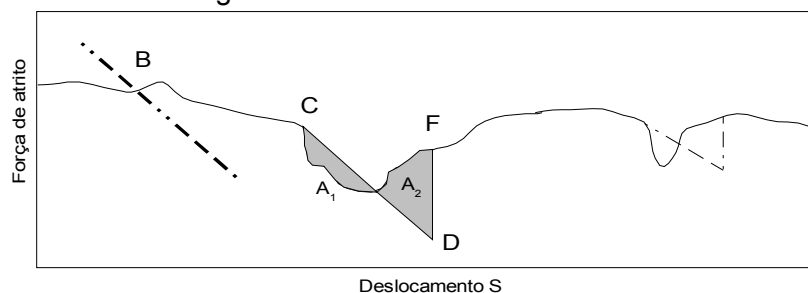


Figura 3.25 – Gráfico hipotético força-deslocamento

Como este é um gráfico força-deslocamento, pode-se indicar no mesmo diagrama a função força-deslocamento da mola, a qual será uma linha reta com inclinação  $K$  através do ponto representativo de qualquer posição do cursor. Se o movimento inicia em B, o cursor se deslocará sobre a placa com velocidade constante até que o ponto C é alcançado. Aqui a força de atrito cai bruscamente. Nesse ponto a força acumulada na mola é superior à força de atrito e, por sua ação, o cursor escorrega (*slip*) até o ponto D. Nesse ponto, área  $A_2$  (força de atrito e deslocamento do cursor) é igual a área  $A_1$  (energia de deformação acumulada na mola e transformada em energia cinética do cursor); como a energia cinética foi totalmente usada, a força da mola é bem inferior à força de atrito, o cursor para (*stick*) em relação à placa e é arrastado por ela até que a força de mola, igualando-se à força de atrito, faça o movimento relativo reiniciar.

Um comportamento desse tipo é chamado stick-slip irregular, é ocasionado pela inconstância da força de atrito. Ocorre em superfícies metálicas cobertas por um filme



lubrificante que podem ter sido parcialmente expulso. A flutuação ocorre porque o cursor atravessa, alternativamente, regiões cobertas pelo filme lubrificante e regiões onde ela está ausente.

Se a mola for construída com uma rigidez tal que sua inclinação, na figura 3.24, for maior que a máxima inclinação do gráfico força de atrito função do deslocamento, o *stick-slip* irregular será evitado.

#### • **Stick-Slip Regular – Controlado pelo Tempo**

Esta é considerada a forma clássica do stick-slip e pode ocorrer sempre que o coeficiente de atrito estático é bem maior que o coeficiente dinâmico.

Considere-se uma situação de escorregamento em que a placa da figura 3.24 tem uma velocidade baixa quando comparada à máxima velocidade do cursor durante o escorregamento e que o amortecimento externo é desprezável. Esse modelo simples pode ser usado para explicar o *stick-slip* regular. Assuma-se que o coeficiente de atrito estático é função do tempo de contato, apresentando um comportamento como o mostrado na figura 3.26 (o que foi confirmado por vários pesquisadores) e que coeficiente dinâmico permaneça constante.

Movimentando a placa com a velocidade  $v$ , a força de mola cresce com o tempo na razão  $k v t$ , o que pode ser registrado na figura 3.26 como uma reta a partir da origem, com inclinação  $kv/L$ . Energia elástica se acumula na mola mas a força da mola é insuficiente para vencer a força de atrito e o cursor permanece parado em relação à placa. Ao atingir o ponto A, ocorre escorregamento, a energia da mola é liberada e, como  $\mu_d < \mu_e$ , o escorregamento continua até o ponto B, situado a uma distância de reta de  $m_d = \text{constante}$  igual à do ponto A. A situação de equilíbrio, que ocorreria para força da mola  $= \mu_d \cdot L$ , foi ultrapassada e o cursor para, o que foi representado ao gráfico com o ponto C (a força da mola não é nula). Continuando o deslocamento da placa, um novo ciclo inicia e somente ocorrerá escorregamento em D, pois o cursor está parado e  $\mu_e > \mu_d$ . Finalmente, um estado de equilíbrio é alcançado.

Aumentando  $v$  ou  $k$  as linhas terão uma inclinação maior e o stick-slip terá uma amplitude menor.

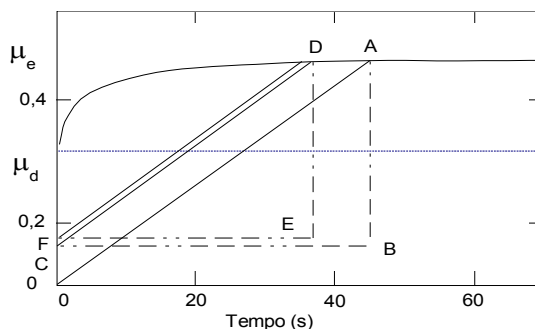


Figura 3.26 – Coeficiente estático em função do tempo de repouso

### 3.9 Valores de Coeficiente de Atrito

Os coeficientes de atrito para superfícies secas (atrito seco) dependem dos materiais que escorregam entre si e do acabamento superficial das superfícies. Com lubrificação limite, os coeficientes dependem tanto dos materiais e condições das superfícies como dos lubrificantes empregados.

Coeficientes de atrito são sensíveis à poeira e umidade do ar, filmes óxidos, acabamento superficial, velocidade de escorregamento, temperatura, vibração, e a extensão de contaminação. Em muitos casos, o grau de contaminação é, talvez a variável mais importante. Por exemplo, nas tabelas abaixo, são listados valores do coeficiente de atrito estático de aço com aço e, dependendo do grau de contaminação das superfícies, o coeficiente de atrito varia de infinito a 0,013, tabela 3.3.

Os lubrificantes mais eficientes, para lubrificação não fluida, são geralmente os que reagem quimicamente com as superfícies sólidas e formam um filme aderente à superfície com ligação química. Essa ação depende da natureza do lubrificante e da reatividade da superfície sólida. A tabela 3.4 mostra que um ácido graxo, como os encontrados nos animais, vegetais, e óleos marinhos, reduzem o coeficiente de atrito de modo significativo, somente se reagem efetivamente com a superfície sólida. O óleo parafínico é praticamente não reativo.

O valores dos coeficientes estático e dinâmico mostrados na tabela 3.5 foram selecionados de pesquisadores que controlaram cuidadosamente as variáveis envolvidas. São valores característicos de superfícies lisas. Verifica-se, geralmente, que o atrito de escorregamento entre materiais duros é menor do que entre superfícies moles.

Tabela 3.3 - Coeficiente de atrito estático a temperatura ambiente

		Estático		Dinâmico	
		Seco	Lub. Limite	Seco	Lub. Limite
1	Aço Duro em Aço Duro	0,78	0,11 (a)	0,42	0,029
2			0,23 (b)		0,081 (c)
3			0,15 (c)		0,080 (i)
4			0,11 (d)		0,058 (j)
5			0,0075 (p)		0,084 (d)
6			0,0052 (h)		0,105 (k)
7					0,096 (l)
8					0,108(m)
9					0,12 (a)
10	Aço Doce em Aço Doce	0,74		0,57	0,09 (a)
11					0,19 (u)
12	Aço Duro em Grafite	0,21	0,09 (a)	0,33	
13	Aço Duro em Babbitt (ASTM N° 1)	0,70	0,23	0,33	0,16 (b)
14			0,15 (c)		0,06 (c)
15			0,08 (d)		0,11 (d)
16			0,085 (e)		
17	Aço Duro em Babbitt (ASTM N° 8)	0,42	0,17 (b)		0,14(b)
18			0,11 (c )		0,065 (c )
19			0,09 (d)		0,07(d)
20			0,08 (e)		0,08 (h)
21	Aço Duro em Babbitt (ASTM N° 10)		0,25 (b)		0,13 (b)
22			0,12 (c )		0,06 ( c )
23			0,10 (d)		0,055 (d)
24			0,11(e)		

Tabela 3.3 - Coeficiente de atrito estático a temperatura ambiente (Cont.)

		Estático		Dinâmico	
		Seco	Lub. Limite	Seco	Lub. Limite
25	Aço Doce em Cádmio Prata				0,097 (f)
26	Aço Doce / Bronze Fosforoso			0,34	0,173 (f)
27	Aço Doce em Cobre Chumbo				0,145 (f)
28	Aço Doce em Ferro Fundido		0,183 (c )	0,23	0,133 (f)
29	Aço Doce em Chumbo	0,95	0,5 (f)	0,95	0,3 (f)
30	Níquel em Aço Doce			0,64	0,178 (x)

		Estático		Dinâmico	
		Seco	Lub. Limite	Seco	Lub. Limite
31	Alumínio em Aço Doce	0,61		0,47	
32	Magnésio em Aço Doce			0,42	
33	Magnésio em Magnésio	0,60	0,08 (y)		
34	Teflon em Teflon	0,04			0,04 (f)
35	Teflon em Aço	0,04			0,04 (f)
36	WC em WC	0,2	0,12 (a)		
37	WC em Aço	0,5	0,08 (a)		
38	WC em Cobre	0,35			
39	WC em Ferro	0,8			
40	Carboneto Ligado em Cobre	0,35			
41	Carboneto Ligado em Ferro	0,8			
42	Cádmio em Aço Doce			0,46	
43	Cobre em Aço Doce	0,53		0,36	0,18 (a)
44	Níquel em Níquel	1,10		0,53	0,12 (w)
45	Latão em Aço Doce	0,51		0,44	
46	Latão em Ferro Fundido			0,30	
47	Zinco em Ferro Fundido	0,85		0,21	
48	Magnésio em Ferro Fundido			0,25	
49	Cobre em Ferro Fundido	1,05		0,29	
50	Estanho em Ferro Fundido			0,32	
51	Chumbo em Ferro Fundido			0,43	
52	Alumínio em Alumínio	1,05		1,4	
53	Vidro em Vidro	0,94	0,01 (p)	0,4	0,09 (a)
54			0,005 (q)		0,116 (v)
55	Carbono em Vidro			0,18	
56	Garnet em Aço Doce			0,39	
57	Vidro em Níquel	0,78		0,56	
58	Cobre em Vidro	0,68		0,53	
59	Ferro Fundido/ Ferro Fundido	1,10		0,15	0,07 (d)
60					0,064 (n)
61	Bronze em Ferro Fundido			0,22	0,077 (n)
62	Madeira / Madeira (// à Fibra)	0,62		0,48	0,164 (r )
63					0,067 (s)
64	Madeira / Madeira (⊥ à fibra)	0,54		0,32	0,072 (s)
65	Couro em Madeira ( // à fibra)	0,61		0,52	
66	Ferro Fundido em Madeira			0,49	0,075 (n)

Tabela 3.3 - Coeficiente de atrito estático a temperatura ambiente (Cont.)

		Estático		Dinâmico	
		Seco	Lub. Limite	Seco	Lub. Limite
67	Couro em Ferro Fundido			0,56	0,36 (t)
68					0,13 (n)
69	Plástico Laminado em Aço			0,35	0,05 (t)

		Estático		Dinâmico	
		Seco	Lub. Limite	Seco	Lub. Limite
70	Borracha macia apoiada em Aço				0,05 (t)

**Lubrificantes usados:**

- |   |  |
|---|--|
| (a) ácido oléico                                    | (b) óleo Atlantic para eixos (mineral) |
| (c) óleo de castor                                  | (d) óleo de banha                      |
| (e) óleo Atlantic para eixos com 2% de ácido oléico |  |
| (f) óleo mineral médio                              |  |
| (g) óleo mineral médio mais 0,5% de ácido oléico    |  |
| (h) ácido esteárico                                 | (i) graxa (base de óxido de zinco)     |
| (j) grafite   | (k) óleo de turbina mais 1% de grafite |
| (l) óleo de turbina mais 1% de ácido esteárico      |  |
| (m) óleo de turbina (mineral médio)                 | (n) óleo de oliva                      |
| (p) ácido palmítico                                 | (q) ácido rícino-oléico                |
| (r) sabão seco                                      | (s) banha                              |
| (t) água  | (u) óleo de colza                      |
| (v) óleo 3 em 1                                     | (w) álcool octílico                    |
| (x) trioleína                                       |  |
| (y) óleo parafínico com 1% de ácido láurico         |  |

Tabela 3.4 - Coeficiente de atrito estático para aço com aço

Condições de teste	$\mu_e$
Desgaseificado em temperatura elevada e alto vácuo	( solda em contato)
Livre de graxa no vácuo	0,78
Livre de graxa no ar	0,39
Limpo e coberto com ácido oléico	0,11
Limpo e coberto com solução de ácido esteárico	0,013

- Efeitos de filmes superficiais no coeficiente de atrito estático.**

Segundo Rabinowicz (1995), Campbell observou uma redução no coeficiente de atrito devido à presença de filmes óxidos ou filmes de sulfetos sobre as superfícies metálicas. Os valores listados na tabela 3.6 foram obtidos com filmes de óxidos formados pelo aquecimento ao ar em temperaturas variando entre 100 e 500°C, e filmes de sulfeto produzidos por imersão em uma solução a 0,02% de sulfeto de sódio.

Tabela 3.6 - Coeficientes de atrito estático.

	Limpo e seco	Filme Óxido	Filme de sulfeto
<b>Aço em Aço</b>	0,78	0,27	0,39
<b>Bronze em Bronze</b>	0,88		0,57
<b>Cobre em Cobre</b>	1,21	0,76	0,74

- Efeito da Velocidade de Escorregamento.**

Verifica-se que, geralmente, o coeficiente de atrito em superfícies secas diminui com o aumento da velocidade. Os resultados a seguir foram obtidos com sapatas de freio usadas em estrada de ferro e são valores médios de quadro testes com altas pressões de contato. Os valores foram medidos por Dokos (apud Rabinowicz, 1995) com aço médio.

Tabela 3.7 - Velocidade de escorregamento e coeficientes de atrito dinâmicos

cm/s	0,00025	0,0025	0,025	0,25	2,5		
$\mu_d$	0,53	0,48	0,39	0,31	0,23	0,19	0,18

### • Efeito do Acabamento Superficial

Verificou-se que o grau de rugosidade superficial influencia o coeficiente de atrito. Burwell (apud Rabinowicz, 1995) analisou esse efeito, em condições com lubrificação limite, para o aço duro em aço duro. Os valores do coeficiente de atrito de escorregamento estão listados na tabela 3.8.

Tabela 3.8 - Valores de coeficiente de atrito de escorregamento

Superfície	Super Acabamento	Retificada			
Rugosidade ( microns)	0,05	0,18	0,51	1,27	1,65
Óleo mineral	0,128	0,189	0,36	0,372	0,378
Óleo mineral mais					
2% ácido oléico	0,116	0,170	0,249	0,261	0,230
Ácido oléico	0,099	0,163	0,195	0,222	0,238

### • Lubrificantes Sólidos

Em certas aplicações a utilização de lubrificantes sólidos apresetnam grande sucesso. Boyd e Robertson (apud Rabinowicz, 1995) encontraram os seguintes coeficientes de atrito de escorregamento para o aço endurecido contra aço endurecido, com pressões variando entre 3,5 e 27,5 kgf/cm<sup>2</sup>.

Tabela 3.9 - Coeficientes  $\mu_e$  para o aço duro contra aço duro com pressões variando

Lubrificante sólido	$\mu_d$
mica pulverizada	0,305
sabão de pedra pulverizado	0,306
iodeto de chumbo	0,071
sulfato de prata	0,054
grafite	0,058
dissulfeto de molibdênio	0,033
dissulfeto de tungstênio	0,037
ácido esteárico	0,029

### 3.9.1 Coeficiente de atrito estático em casos especiais

**1 - terra em:** areia seca, argila, terra misturada: 0,4 a 0,7; argila úmida: 1,0; argila molhada: 0,31; cascalhos e seixos: 0,8 a 1,1.

**2 - Cortiça natural em:** cortiça: 0,59; em pinho: 0,49; em vidro: 0,52; em aço seco: 0,45; em aço molhado: 0,69; em aço aquecido: 0,64; em aço com óleo: 0,45; cortiça saturada de água em aço: 0,56; cortiça saturada em óleo em aço: 0,41.

### 3.9.2 Coeficiente de atrito de secorregamento (ou dinâmico) para casos especiais.

**1 - Madeira ensaboada:** 0,0385 para madeira em madeira lubrificada com sabão mole.

**2 - Tecido de asbesto usado como material de freio:** o coeficiente de atrito dinâmico de tecido de asbesto contra um tambor de freio de ferro fundido, de acordo com Taylor e Holf, é 0,35 a 0,40 quando em temperatura normal. Baixa um pouco com aumento de temperatura do freio até 150°C. Com temperatura entre 150°C e 260°C aumenta devido a ruptura da superfície de freio.

**3 - Rodas de aço em trilhos de aço** (Segundo Galton)

Tabela 3.10 – Coeficiente de atrito entre rodas de aço e trilhos de trens

Velocidade(Km/h)	Arrancada	11	22	44	66	88	97
$\mu_d$	0,242	0,088	0,072	0,07	0,057	0,038	0,027

**4 - Sapatas de freio de trem em rodas de aço** (Segundo Galton e Westingamm). Para freios de ferro fundido, esses pesquisadores verificaram que  $\mu_d$  diminui rapidamente com a velocidade do aro da roda;  $\mu_d$  também diminui rapidamente com o tempo, em função do aumento da temperatura da sapata.

Tabela 3.11 – Coeficientes de atrito para sapatas de freio

Velocidade (Km/h)	16	32	48	64	80	96
$\mu_d$ quando o freio foi aplicado	0,32	0,21	0,18	0,13	0,1	0,06
após 6 segundos	0,21		0,11	0,1	0,07	0,05
após 12 segundos		0,13	0,10	0,08	0,06	0,05

Schmidt e Schrader confirmaram a diminuição do coeficiente de atrito com o aumento da velocidade da roda, mas não constataram queda do atrito após uma prolongada aplicação dos freios, embora tenham verificado um pequeno decréscimo de  $m_d$  com a elevação da pressão da sapata na roda. Suas medições são dadas a seguir:

Tabela 3.12 – Relação entre coeficiente de atrito e velocidade

Velocidade (Km/h)	32	48	64	80	96
Coeficiente de atrito ( $\mu_d$ )	0,25	0,23	0,19	0,17	0,16

**5 - Freio de blocos de madeira:** Segundo Klein  $m_d$  é praticamente constante para velocidades entre 60 e 1220 m/min e pressões de 0,5 a 10 Kg/cm<sup>1</sup>. Os valores seguintes de  $m_d$  valem para blocos de freio de madeira com fibra longitudinal e cuidadosamente usinados.

Tabela 3.13 – Coeficiente de atrito para freios de bloco de madeira

	Faia	Pinheiro	Choupo	Olmo	Salgueiro
Ferro fundido	0,29 – 0,37	0,30 – 0,34	0,35 – 0,40	0,36 – 0,37	0,46 – 0,47
Ferro forjado	0,54	0,51 – 0,40	0,65 – 0,60	0,60 – 0,49	0,63 – 0,60

**7 - Rebolos abrasivos:** O coeficiente de atrito entre rebolos abrasivos com grãos grossos e ferro fundido é  $\mu_d = 0,21$  a 0,24; com aço : 0,29; com ferro forjado: 0,41 a 0,46; para rebolos com grãos finos (esmerilhamento molhado) encontra-se  $\mu_d = 0,7$  para ferro fundido; 0,94 para aço; 1,0 para ferro forjado.

Honda e Yamaha fornecem  $\mu_d = 0,28$  a 0,50 para aço carbono com esmeril, dependendo da rugosidade da mola.

**8 - Pneus de borracha em pavimentos:** Arneux fornece  $\mu_d = 0,67$  para macadame seco; 0,71 para asfalto seco e 0,17 a 0,06 para pistas moles e escorregadias. A companhia Goodrich fez testes com pneus balão de diferentes bandas de rodagem em pavimento de tijolos molhados encontrando os seguintes valores para  $\mu_d$ .

Tabela 3.14 - Coeficiente de atrito para pneumáticos de borracha

	$\mu_s$ - Estático		$\mu_d$ - Dinâmico	
	(antes escorregamento)		(após escorregamento)	
Velocidade (Km/h)	8	48	8	48
Pneu liso	0,49	0,28	0,43	0,26
Ranhuradas circunferenciais	0,58	0,42	0,52	0,36
Ranhuradas angulares a 60	0,75	0,55	0,70	0,39
Ranhuradas angulares a 45	0,77	0,55	0,68	0,44

Atualmente, com o desenvolvimento das técnicas de fabricação de pneus, com diferentes tipos de carcaças, configurações de bandas de rodagem e compostos de borracha, é impossível fornecer valores médios aplicáveis a todas as condições.

### 3.9.3 Atrito de rolamento – valores do coeficiente de atrito

O atrito de rolamento substitui, em muitos casos, o atrito de escorregamento, como no caso de rodas de veículos, esferas e rolos em mancais de elementos rolantes, rolos sob suportes para movimento de cargas, etc. A resistência de atrito em movimentos com rolamento é bem menor que movimentos com escorregamento. O coeficiente de atrito de rolamento é dado por:

$$\mu_r = \frac{f_{ar}}{L} \quad (3.42)$$

onde L é a carga aplicada e P a resistência de atrito, figura 3.27

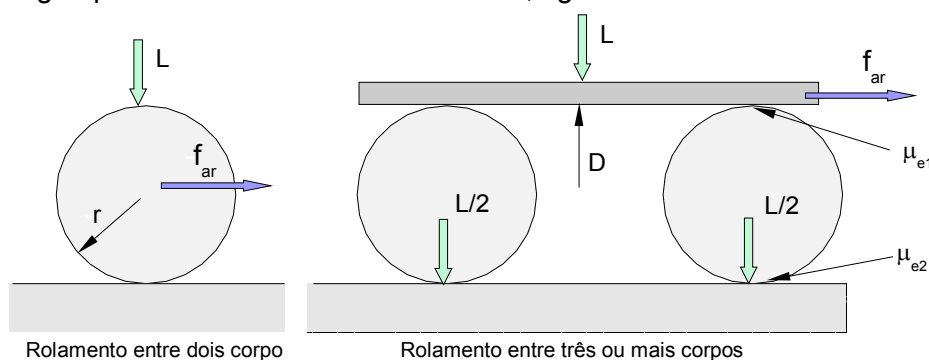


Figura 3.27 - Grandezas no rolamento

A resistência de atrito P ao rolamento de um corpo rolante sob a carga L aplicada no seu centro é inversamente proporcional ao raio r do corpo rolante.

$$f_{ar} = \frac{\mu}{r} L \quad (3.42)$$

onde  $r$  = raio de rolamento e  $\mu_{e1}$  e  $\mu_{e2}$  são os coeficientes de atrito para as superfícies inferiores e superiores

Se  $r$  é dado em mm, os valores de  $\mu_e$  em diferentes situações são: madeira em madeira dura: 0,5; ferro em ferro ou aço em aço: 0,05; aço duro e polido em aço duro e polido: 0,005 a 0,01.

Dados sobre atrito de rolamento são escassos. Noonan e Strange fornecem, para corpos rolantes de aço em placas de aço e para cargas variando de leve até valores que causam deformação permanente do material, os seguintes valores de  $\mu_e$ : superfícies bem acabadas e limpas: 0,0125 a 0,025; superfícies com óleo: 0,025 a 0,050; superfícies cobertas com sedimentos: 0,075 a 0,125; superfícies enferrujadas: 0,125 a 0,25.

Se a carga é movimentada sobre rolos, figura 3.27, e se  $\mu_{e1}$  e  $\mu_{e2}$  são os coeficientes de atrito para as superfícies inferiores e superiores, respectivamente, a força de atrito é dada por

$$f_{ar} = \left( \frac{\mu_{e1} + \mu_{e2}}{d} \right) L \quad (\text{com } d \text{ em mm}) \quad (3.43)$$

Mckibben e Dawidson, fornecem os dados da tabela 1.38, para o coeficiente de atrito de rolamento  $m_R$  para pneus de borracha com pressão e carga adequados: pista dura = 0,008; cascalho seco, firme e bem compactado = 0,012; cascalho molhado e solto = 0,06.

Tabela 3.15 - Coeficiente de atrito de rolamento  $m_R$  para rodas de aço e pneumáticos

RODA (polegadas)	PRESSÃO (lb/m²)	CARGA (kgf)	CONCRET O	CAPIM GRAMA	terRA ARADA	AREIA SOLTA	NEVE SOLTA
2,5 x 36 aço		445	0,01	0,087	0,384	0,431	0,106
4 x 24 aço		222	0,034	0,082	0,468	0,504	0,282
4,0 – 18 4 lonas	20	222	0,034	0,058	0,366	0,392	0,210
4 x 36 aço		445	0,019	0,074	0,367	0,413	
4,0 – 30 4 lonas	36	445	0,018	0,057	0,322	0,319	
4,0 – 36 4 lonas	36	445	0,017	0,050	0,294	0,277	
5,0 – 16 4 lonas	32	445	0,031	0,062	0,388	0,460	
6 x 28 aço		445	0,023	0,094	0,368	0,477	0,156
6,0 – 16 4 lonas	20	445	0,027	0,060	0,319	0,338	0,146
6,0 – 16 4 lonas *	30	445	0,031	0,070	0,401	0,387	
7,5 – 10 4 lonas +	20	445	0,029	0,061	0,379	0,429	
7,5 – 16 4 lonas	20	668	0,023	0,055	0,280	0,322	
7,5 – 28 4 lonas	16	668	0,026	0,052	0,197	0,205	
8 x 48 aço		668	0,013	0,065	0,236	0,264	0,118
7,5 – 36 4 lonas	16	668	0,018	0,046	0,185	0,177	0,0753
9,0 – 10 4 lonas+	20	445	0,031	0,060	0,331	0,388	
9,0 – 16 6 lonas	16	668	0,042	0,054	0,249	0,272	0,099



## CAPÍTULO 4

### DESGASTE

#### 4.1 Introdução

Praticamente todos os ramos da engenharia enfrentam problemas de desgaste. Os engenheiros de fabricação, em especial os que trabalham com o processo de usinagem, tem uma preocupação constante em avaliar o desgaste de ferramentas de corte, sem contudo, em muitos casos, não levarem em conta a natureza do desgaste que essas sofrem.

Apesar de sua importância, o desgaste nunca recebe a atenção merecida, principalmente quando não é associado ao aspecto econômico. As perdas econômicas conseqüentes de desgastes são generalizadas e perversas, não envolvem tão somente os custos de reposição, mas também os custos de depreciação de equipamentos, perdas de produção, perda de competitividade, e perdas envolvendo a perda de oportunidades de negócios. Outro fator significativo está na perda de eficiência em um equipamento, ou até mesmo uma fábrica, decorrente de desgaste, pois este acarreta na diminuição de desempenho e aumento no consumo de energia.

#### 4.2 Definição

De forma geral o desgaste pode ser definido como uma mudança cumulativa e indesejável em dimensões motivada pela remoção gradual de partículas discretas de superfícies em contato e com movimento relativo, devido, predominantemente, a ações mecânicas.

Segundo a Organização para Cooperação Econômica e Desenvolvimento (*OECD - Organisation for Economic Co-operation and Development*) da ONU, desgaste pode ser definido como sendo um dano progressivo que envolve a perda de material, perda a qual ocorre na superfície de um componente como resultado de um movimento relativo a um componente adjacente. Na maioria das aplicações práticas quando ocorre o movimento relativo entre duas superfícies sólidas, este movimento ocorre na presença de lubrificantes.

De forma geral, o desgaste também pode ser definido como a indesejável e cumulativa mudança em dimensões motivada pela remoção gradual de partículas discretas de superfície em contato e com movimento relativo, devido, predominantemente, as ações mecânicas. Na realidade, a corrosão muitas vezes interage com o processo de desgaste modificando as características das superfícies sob desgaste, através da reação com o meio ambiente.

#### 4.3 Generalidades

O desgaste é um processo complexo, resultado de diferentes processos que podem ocorrer independentemente ou em combinações. Podem ser salientadas quatro formas de desgaste:

- por adesão;
- por abrasão;
- por corrosão e
- por fadiga superficial.

Destes a maior ênfase é dada ao desgaste pôr adesão, por ser o maior responsável pelos danos na maioria dos sistemas práticos. Esse tipo de desgaste, depende de série complexa de fatores, onde variáveis como a natureza das superfícies em escorregamento, sua compatibilidade e a existência de lubrificantes ou contaminantes na interface, podem determinar seu grau de agressividade no processo.

Deve ser salientado que os estudos sobre desgaste são relativamente recentes e uma análise quantitativa desse fenômeno encontra-se, ainda, em um estágio inicial. As incertezas associadas com previsões de volumes de desgaste são muito grandes de modo que as técnicas hoje utilizadas são mais apropriadas para decidir sobre alternativas de projeto do que tentar prever, com precisão, a vida de um sistema em escorregamento.

Destacam-se duas técnicas utilizadas no controle do desgaste pôr adesão. A primeira, proposta pôr HOLM, assume que o volume de desgaste após um certo escorregamento pode ser dado pela equação

$$V = k \frac{N.D}{H} \quad (4.0)$$

onde:

N = força normal que pressiona as superfícies em escorregamento;

D = distância de escorregamento;

H = dureza da superfície que desgasta; e

k = constante de proporcionalidade.

A constante de proporcionalidade  $k$  pode ser entendida como uma probabilidade de formação de uma partícula de desgaste, ou seja, a probabilidade de que ao romper o contato entre duas asperezas das superfícies em movimento relativo a ruptura ocorra não na interface original mas dentro de um dos materiais, originando um fragmento transferido.

A maneira mais confiável para obtenção de um valor do coeficiente de desgaste  $k$  é através de ensaios de desgaste, que são realizados em máquinas apropriadas, devendo-se ter o cuidado para que os testes simulem, o melhor possível, a condição de operação do componente.

A segunda técnica empregada é a proposta pôr pesquisadores da IBM. Esses pesquisadores concluíram que existe relação entre o nível de tensões ocorrentes na interface de contato de duas superfícies em escorregamento e o desgaste resultante. Desenvolveram, então, equações empíricas que podem ser usadas no projeto de peças com movimento relativo. Sua aplicação é muito ampla, incluindo sistemas com lubrificação mista ou limite ou não lubrificados; o contato pode ser pontual, através de uma linha ou de uma área; os materiais considerados incluem plásticos, metais ferrosos e não ferrosos ou, mesmo, metais sintetizados. Segundo os proponentes, verificações experimentais demonstram a validade das equações desenvolvidas em um número muito grande de situações diferentes.

Para 23 geometrias distintas, incluindo contatos pontuais, lineares e através de uma área, foram deduzidas as equações correspondentes, que permitem determinar as cargas admissíveis na interface de contato para uma vida estipulada ou, para uma carga dada, qual a estimativa de vida das peças em escorregamento.

O conhecimento sobre o desgaste, até o presente momento, não foi suficientemente desenvolvido para permitir a obtenção de procedimentos analíticos ou empíricos de projeto bem definido e amplamente aceitos, ou, mesmo, de técnicas de previsão de vida. Somente na década passada se conseguiu um processo substancial na previsão quantitativa do desgaste. Este desenvolvimento tardio nas técnicas de previsão do desgaste não diminuiu sua importância. Realmente, o desgaste é um dos principais motivadores de falhas mecânicas e uma considerável literatura sobre pesquisa na área está surgindo, embora não tenham sido

desenvolvidas, ainda, técnicas de previsão quantitativa da vida que possam ser utilizadas como boas ferramentas de projeto.

#### 4.4 Classificação do Desgaste

A classificação pura e simples do desgaste é algo difícil, não sendo relacionado a valores numéricos específicos, esse é em geral dividido em desgaste médio e desgaste severo. A tabela 4.1 apresenta uma distinção entre ambas as classificações de desgaste.

Tabela 4.1 - Classificações do desgaste

DESGASTE LEVE	DESGASTE SEVERO
Resulta em superfícies extremamente suaves, geralmente mais suaves do que a original.	Resulta em superfícies ásperas, com ranhuras profundas, em geral muito mais rugosa do que a original.
Produz partículas extremamente pequenas, na ordem de 0,1 mm de diâmetro	Produz partículas grandes, tipicamente com diâmetro médio acima de 0,01 mm.
Alta resistência elétrica de contato, pouco contato metálico real.	Baixa resistência elétrica de contato, formação de contatos metálicos.

A equação de Archard (equação 4.6) é o ponto de partida natural para se iniciar os estudos sobre desgaste. Essa assume que o material a ser perdido é relacionado com a forma e tamanho da área de de contato nas asperezas, figura 4.1. Essa equação também realcionando o desgaste com o carregamento e a dureza da superfície do material, por meio de uma constante K.

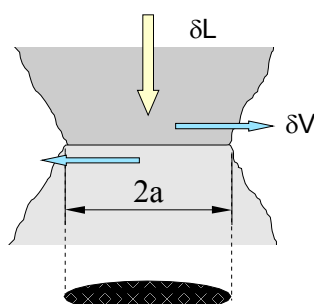


Figura 4.1 – Junção idealizada

Area de contato de uma aspereza pode ser estabelecida como:

$$\delta V = \frac{2}{3} \pi a^3 \quad (4.1)$$

a taxa de desgaste local  $q$  é fornecida por :

$$q = k \frac{\delta}{a} = k \frac{\pi a^2}{3} \quad (4.2)$$

onde  $k$  é o atrito no contato dado, e a taxa total de desgaste  $Q$  dada pela soma da contribuição de todos os pontos de contato:

$$Q = k \sum \frac{\pi a^2}{3} \quad (4.3)$$

$$\delta Q = H \pi a^2 \quad (4.4)$$

Com  $H$  = dureza superficial.

Da mesma maneira o somatório das contribuições de todos os pontos de contato fornece:

$$W = H \sum \pi a^2 \quad (4.5)$$

O somatório fornece a Equação de desgaste de Archard, com  $k$  sendo o coeficiente de desgaste de Archard.

$$Q = \frac{k W}{3 H} = K \frac{W}{H} \quad (4.6)$$

As incertezas na determinação do coeficiente de desgaste  $K$  leva ao conceito de coeficiente de desgaste adimensional –  $k$ . O coeficiente de desgaste  $k$  é uma constante adimensional, e seu conhecimento torna-se vital para qualquer tentativa de aplicar a equação 4.8. Em termos práticos de engenharia, determinar a exata dureza da superfície de contato mais externa de um componente esbarra em problemas de medição, principalmente na eliminação da influência das camadas adjacentes a superfície (camadas sub-superficiais), as quais mascaram os valores de dureza, e conseqüentemente do coeficiente  $k$ . O coeficiente de desgaste adimensional  $k$  é definido como sendo a média entre o coeficiente de desgaste dimensional  $K$  e a dureza superficial  $H$ , sendo geralmente expresso em  $\text{mm}^3/\text{Nm}$ , adimensionalizando  $k$  temos:

$$k = \frac{K}{H} \quad (4.7)$$

o que permite reescrever (4.6) como:

$$Q = k W \quad (4.8)$$

onde:  $Q$  = taxa de desgaste;  
 $W$  = carregamento;  
 $H$  = dureza superficial da aspereza mais mole; e  
 $k$  = coeficiente de desgaste

Considerações sobre a Equação de Archard

- A perda de material através do desgaste deveria ser proporcional ao "comprimento do deslizamento", ou tempo. Em geral essa afirmação em geral é verdadeira, considerando os efeitos de desgaste de partida.

- O desgaste deveria ser proporcional ao carregamento aplicado. Essa afirmação é verdadeira, pois pode significar transições entre mecanismos de desgaste com a mudança dos carregamentos.
- A taxa de desgaste deveria ser independente da área de contato aparente para um dado carregamento, ou para um tensão de contato. Essa afirmação é em geral verdadeira a linearidade entre tensão e deformação no regime elástico, a tensão de contato aumenta linearmente com a área de contato aparente.
- A taxa de desgaste independe da velocidade de escorregamento. Essa afirmação é verdade, assim como o coeficiente de atrito o desgaste depende da velocidade de deslizamento entre as superfícies, e o aumento dessa causa aquecimento e consequentemente transição para um novo mecanismo de desgaste.

O coeficiente  $k$  representa o volume removido ( $\text{mm}^3$ ) por unidade de deslocamento (m), por unidade de carregamento normal (N). A tabela 4.3 apresenta valores típicos para o coeficiente de desgaste adimensional  $K$  em escorregamento a seco. Materiais escorregando sem lubrificação contra um pinos de aço ferramenta em sistema pino/disco ao ar, figura 4.2. Em todos os testes o coeficiente de atrito situaram-se na faixa de  $0,18 < \mu < 0,8$ .

Tabela 4.2 – Ordem de grandeza da constante de desgaste  $k$  sob várias condições de lubrificação (Rabinowicz, 1978).

Condição de Lubrificação	Metal em metal		Não metal em metal
	Iguais	Diferentes	
Sem lubrificação	$5 \times 10^{-3}$	$2 \times 10^{-4}$	$5 \times 10^{-6}$
Com lubrificação pobre	$2 \times 10^{-4}$	$2 \times 10^{-4}$	$5 \times 10^{-6}$
Com lubrificação média	$2 \times 10^{-5}$	$2 \times 10^{-5}$	$5 \times 10^{-6}$
Com lubrificação excelente	$2 \times 10^{-6}$ a $1 \times 10^{-7}$	$2 \times 10^{-6}$ a $1 \times 10^{-7}$	$2 \times 10^{-6}$

Tabela 4.3 – Coeficiente de desgaste adimensional  $K$  em escorregamento a seco

Material	Coeficiente de Desgaste Adimensional $K$
Aço doce contra aço doce	$7 \times 10^{-3}$
Bonze a/b contra aço ferramenta	$6 \times 10^{-4}$
PTFE contra aço ferramenta	$2,5 \times 10^{-5}$
Liga Cobre / Berílio contra aço ferramenta	$3,7 \times 10^{-5}$
Aço ferramenta endurecido contra aço ferramenta	$1,3 \times 10^{-4}$
Aço inox ferrítico contra aço ferramenta	$1,7 \times 10^{-5}$
POLYETHANO contra aço ferramenta	$1,3 \times 10^{-7}$
PMMA contra aço ferramenta	$7 \times 10^{-6}$
Zinco em zinco	$160 \times 10^{-3}$
Aço de baixo carbono em aço de baixo carbono	$45 \times 10^{-3}$
Cobre em cobre	$32 \times 10^{-3}$
Aço inox em aço inox	$21 \times 10^{-3}$
Cobre em aço de baixo carbono	$1,5 \times 10^{-3}$
Aço de baixo carbono em cobre	$0,5 \times 10^{-3}$
Baquelite em baquelite	$0,02 \times 10^{-3}$

Os resultados apresentados na tabela 4.2 são característicos para escorregamento a baixa velocidade com carregamentos relativamente baixos, ou seja, condições que não favorecem o aumento da temperatura de contato. Se as condições de ensaio fossem mais severas, com aumento do carregamento ou da velocidade de escorregamento, as variações nos

coeficientes de atrito seriam poucas, mas a variações nos mecanismos de desgaste seriam bem significantes. Estas mudanças geralmente ocorrem quando um mecanismo dominante de desgaste se sobrepõe a outro. A determinação de como as condições de serviço podem influenciar a resposta ao desgaste de um material, pode ser feita através da confecção de mapas de desgaste. A construção de mapas de desgaste pode ser realizada de duas formas distintas, uma empírica e outra por modelamento físico. A abordagem empírica está baseada na plotagem de dados experimentais de taxas de desgaste levantados experimentalmente para cada ponto de desgaste nos mecanismos que compõem o sistema.

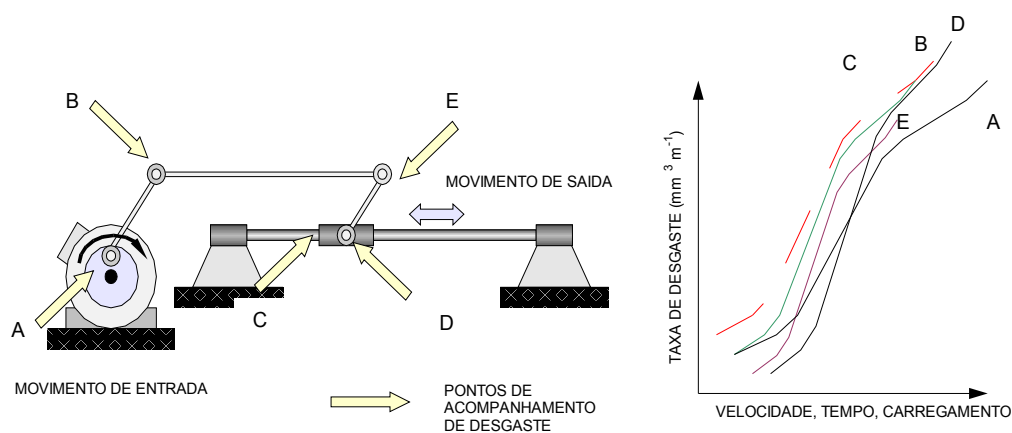


Figura 4.2 – Desenvolvimento de um mapa de desgaste

Outra forma está baseada na utiliza-se de modelos físicos, nessa o desgaste de cada mecanismo é descrito por meio da combinação de equações que descrevem a taxa de desgaste. A combinação destas equações permitem que a obtenção de um mapa apresentando o total de desgaste e em que condições de operação cada um dos mecanismos de desgaste é dominante.

A dificuldade prática em obter as curvas de desgaste geralmente está na escolha das coordenadas apropriadas para apresentação dos dados obtidos, sendo que o uso de planilhas eletrônicas para tratamento de dados de desgaste minimiza este problema. Um dos eixos deve apresentar a pressão de normal  $P_n$ , que nada mais é do que o carregamento normal dividido pela área de contato aparente  $A_a$ , em função da velocidade de escorregamento  $V_e$ . Este mapa é específico para um determinado par de materiais, assim como as grandezas físicas associadas a esses, tais como tamanho de grão, dureza superficial, qualidade superficial, entre outras.

O mapa de desgaste permite também associar diferentes regimes de operação em diferentes condições de reações químicas ou superficiais com variáveis tais como temperatura, relacionando com diferentes estados de topografia e rugosidade da superfície, sendo que a figura 4.4 apresenta um exemplo destes mapas (Lin *et al*, 1987).

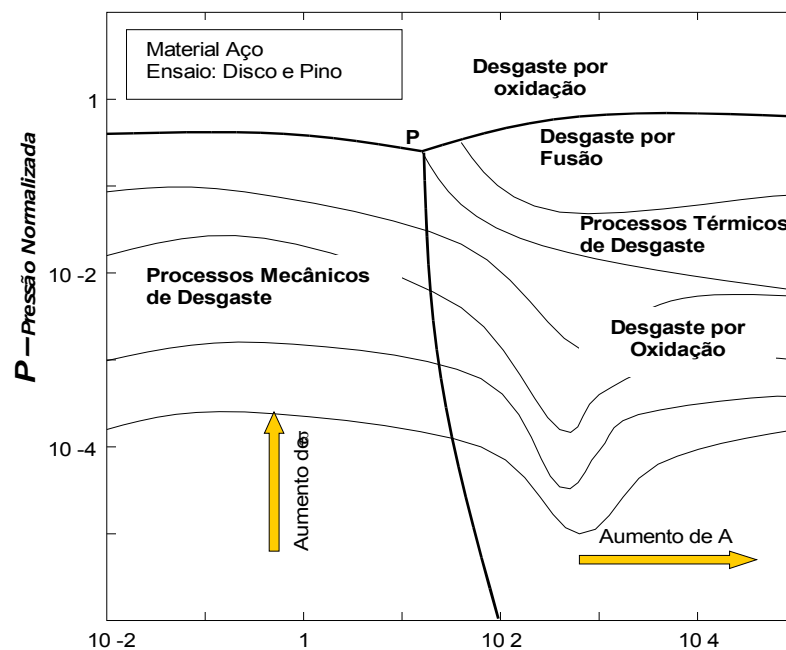


Figura 4.3 – Gráfico típico para desgaste em função do carregamento e velocidade

O mapa de desgaste da figura 4.3 apresenta os respectivos mecanismos de desgaste para valores normalizados de  $\bar{P}_n$  e  $\bar{V}_e$ .

Onde:

$$\bar{P}_n = \frac{P_n}{H} \quad (4.9)$$

$$\bar{U} = \left( \frac{U}{k} \right) * \left( \frac{A_{nom}}{p} \right)^{1/2} \quad (4.10)$$

$$v = \frac{w}{A_a} = K * P_n \quad (4.11)$$

A constante k representa a Difusividade térmica, e é definida como:

$$k = \frac{\alpha}{(\rho * z)} \quad (4.12)$$

onde:

$\alpha$  = condutividade térmica;  
 $\rho$  = densidade; e  $z$  = calor específico.

A normalização permite se operar com valores adimensionais para  $\bar{P}_n$ ,  $\bar{U}_n$  e  $v$ . Uma forma alternativa de apresentação de dados de desgaste, mais voltada aos aspectos mecânicos da superfície danificadas, ao invés do aspecto térmico, pois a velocidade não é considerada como uma variável independente, é apresentada na figura 4.4. Neste gráfico diferentes regimes de desgaste representam o compartilhamento de tensão na interface  $t$  entre dois materiais em função de algum parâmetro de rugosidade, tal como a inclinação média da superfície  $J$ . A tensão na interface  $t$  é normalizada através  $t/k$  representada a deformação relativa na interface e  $J$  a inclinação média da superfície rugosa, ou o ângulo de ataque de uma aspereza individual (pico). O eixo das coordenadas também pode ser calibrado em termos de do índice de plasticidade  $Y$ , cujo o valor indica a transição da condição de contato elástico para plástico (Childs, 1988, apud Willians, 1994).

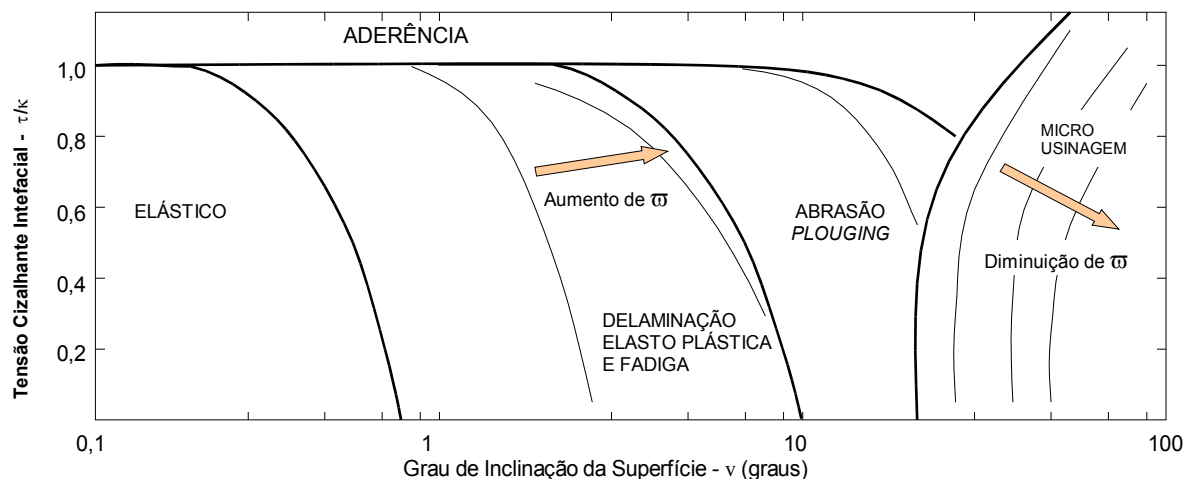


Figura 4.4 – Mapa de mecanismos de desgaste para uma superfície rugosa

Para superfícies relativamente suaves a ponto de que o valor de  $u$  seja pequeno, as deformações elásticas não podem ser desprezadas, de fato essas devem ser o suficiente para acomodar os carregamentos aplicados, então o desgaste em é repetições transversais, a qual é comum na maioria das mecanismos tribológicos, dependem de alguma forma de mecanismo de fadiga ou acumulação de danos.

A fronteira entre as zonas plásticas e elásticas correspondem a valores de  $y$  próximo a unidade (1). A deformação do substrato começa a ser significaste quando é de tal forma maior do que o consistente para esta transição. O desgaste pode então ser em função de uma combinação de efeitos elásticos e plásticos, como no desgaste por delaminação. Se a superfície é fabricada áspera, a abrasão é iniciada; isto sempre envolve deformações plásticas severas e podem tomar forma de uma combinação de *ploughing*, na qual a topografia da superfície é muito modificada, com somente uma pequena porção de material sendo efetivamente removida da superfície, e microusinagem, onde uma proporção muito maior de material deformado plasticamente é perdida sob a forma de detritos.

Outra parcela significativa material é perdida por usinagem quando ocorre uma redução da tensão compartilhada na superfície  $t$ , que tem um efeito de aumentar a perda volumétrica pela melhora na eficiência da operação de micro-usinagem, podendo-se ter situações onde se reduzindo o atrito, por meio de lubrificação ou a melhora dessa, se tem um aumento de desgaste. O que contradiz as informações do mapa da figura 4.4, onde a redução da tensão compartilhada na superfície diminui o desgaste (Willians, 1994).

#### 4.5 Mecanismos de Desgaste

O desgaste não é de fato, um processo simples mas, sim, um complexo de diferentes processos que podem ocorrer independentemente ou em combinações. É aceito, geralmente, que existem quatro sub-categorias de desgaste:

- **Desgaste por adesão;**
- **Desgaste por abrasão;**
- **Desgaste oxidação;**
- **Desgaste por fadiga superficial.**

Alguns especialistas consideram, ainda, o desgaste devido ao (*fretting*) e ao impacto, sendo que a erosão e cavitação algumas vezes também são considerados como categorias de desgaste. Cada uma delas ocorre através de um processo físico diferente e deve ser considerada separadamente, embora as várias subcategorias possam combinar sua influência,



ou de uma mudança de um modo para outro durante diferentes épocas da vida operacional da máquina ou pela ação simultânea de dois ou mais diferentes modos de desgaste.

A complexidade do processo de desgaste pode ser melhor compreendida pelo reconhecimento da quantidade de variáveis envolvidas, incluindo dureza, tenacidade, ductilidade, módulo de elasticidade, tensão de escoamento, propriedades relativas à fadiga, estrutura e composição das superfícies em contato, bem como, geometria, pressão de contato, temperatura, estado de tensões, distribuição de tensões, coeficiente de atrito, distância de escorregamento, velocidade relativa, acabamento superficial, lubrificantes, contaminantes, e atmosfera ambiente na interface sob desgaste. Em alguns casos, pode ser importante conhecer o histórico '*tempo de separação X tempo de contato*' das superfícies sob desgaste. Embora o processo de desgaste seja complexo, nos últimos anos conseguiu-se um certo progresso no desenvolvimento de relações empíricas quantitativas para as várias subcategorias de desgaste, sob determinadas condições de operação. Muitos experimentos deverão ser feitos, entretanto, até que essas relações sejam amplamente aceitas.

#### 4.4.1 Desgaste por Adesão

O desgaste por adesão é a mais comum forma de desgaste encontrada, sendo que sua teoria tem as mesmas bases da teoria do atrito por adesão, e apresentam um longo histórico de pesquisa. Segundo a teoria do atrito por adesão, fortes soldagens a frio (caldeamentos?) são formadas em alguns pontos de contato entre pico das superfícies, e essas soldagens devem ser rompidas para permitir a continuidade do escorregamento. O rompimento das asperezas soldadas provocam severo dano a superfície, em geral sob a forma de crateras visíveis (macroscópicas). Este tipo de desgaste pode ser um problema quando se tem dois materiais de mesma natureza em contato, como por exemplo aços e suas ligas, ou quando ocorre uma lubrificação deficiente e temperaturas altas, ou velocidades de escorregamento elevadas. (Rabinowicz, 1994)

O desgaste por adesão é muitas vezes caracterizado como a subcategoria básica ou fundamental de desgaste já que ocorre, em determinado grau, sempre que duas superfícies sólidas atiram e mantém-se ativo mesmo quando todos os outros modos de desgaste foram eliminados. O fenômeno do desgaste por adesão pode ser melhor compreendido se for considerado que toda superfície real, não importa quão cuidadosamente tenha sido preparada e polida, apresenta uma ondulação sobre a qual é superposta uma distribuição de protuberâncias ou asperezas. Quando duas superfícies são colocadas em contato, somente poucas asperezas realmente se tocam e a área total de contato,  $A_r$ , é somente uma pequena parcela da área de contato aparente,  $A_a$ . Bowden e Tabor deduziram, através de experimentos com condutividade elétrica, que para as cargas usuais, em projetos de engenharia, a relação entre as áreas real e aparente,  $A_r/A_a$ , varia na faixa de  $10^{-2}$  a  $10^{-5}$ .

Assim, mesmo sob cargas aplicadas muito pequenas, as pressões locais nos pontos de contato são suficientemente elevadas para exceder a tensão de escoamento de uma ou ambas superfícies, e ocorre uma plastificação local. Se as superfícies de contato são limpas e livres de corrosão, o contato muito íntimo decorrente dos pontos plastificados leva os átomos das duas superfícies a se aproximarem suficientemente para que surjam forças de adesão bastante fortes. Esse processo é, as vezes chamada de soldagem a frio. Então, se as superfícies forem submetidas a um movimento relativo de escorregamento, as junções soldadas devem ser rompidas. Se elas romperão na interface original ou em um ponto no interior da aspereza dependerá das condições superficiais, distribuição de temperatura, características de encruamento, geometria local e distribuição de tensões. Se a junção é rompida fora da interface original, uma partícula de uma das superfícies é transferida para a outra superfície, iniciando o processo de desgaste por adesão, conforme mostra a figura 4.5.

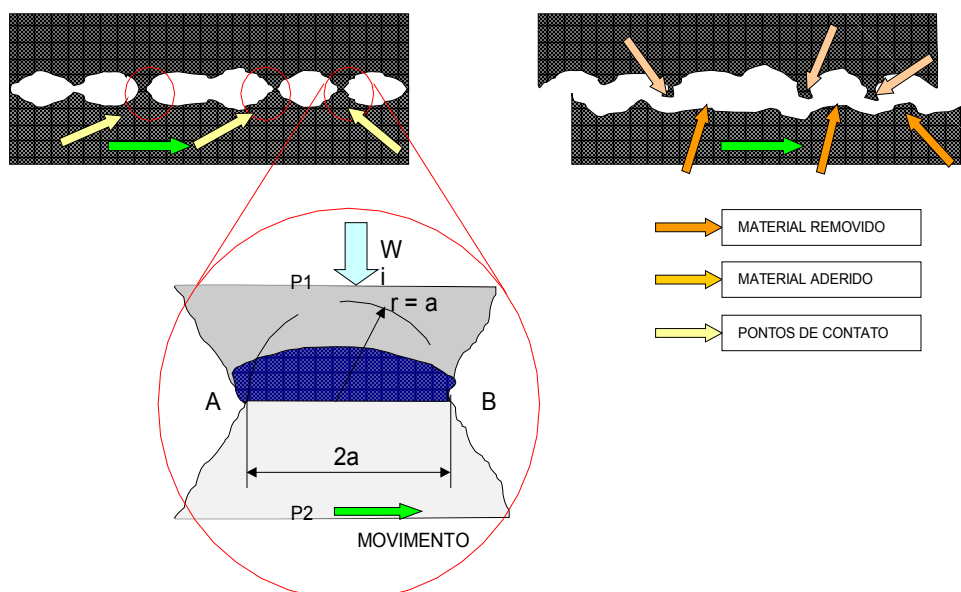


Figura 4.5 - Contato e transferência de partículas no desgaste pôr adesão

Na figura 4.5 pode-se observar, as seguintes etapas:

I – Superfícies carregadas em contato. A carga aplicada causa plastificação e soldagem a frio.

II – Ruptura na interface sem transferência de partículas.

III – Ruptura da aspereza abaixo da junção soldada, com conseqüente transferência de partícula.

Escorregamentos posteriores podem deslocar a partícula, soltando-a, ou ela pode permanecer unida à outra superfície. Se o processo de desgaste por adesão tornar-se severo, com transferência de grande volume de metal, o fenômeno é chamado raspagem (galling). Se a raspagem se tornar tão severa que as duas superfícies aderem em uma ampla região, de modo que as forças atuantes não conseguem produzir movimento relativo entre elas, o fenômeno é chamado engripamento (do inglês seizure). Se controlado adequadamente, entretanto, o desgaste pôr adesão pode ser baixo e auto limitado.

Aplicando a equação de Archard para as condições apresentada para um único pico de contato no detalhe da figura 4.5, assumindo que a aspereza tenha um diâmetro  $2a$ , e partícula a ser formada será cisalhada na junção compartilhada AB, somente na peça P1. Na realidade esta é uma simplificação pois a interface de contato original apresenta ambas as condições para cisalhamento, menor área da seção e a maior densidade de defeitos, o que representa a caminho de menor resistência. Contudo o plano AB está inclinado (levemente) com relação a direção de escorregamento pode levar a formação de uma partícula. Neste caso, para se fazer um previsão do desgaste como um todo, é necessário se estimar o volume de partículas formadas.

Até o momento foi observado que a área de contato real entre a superfície de dois corpos sólidos corresponde somente uma fração da área de contato nominal, conforme a figura 4.5. Os picos em contato estão sujeitos a elevadas pressões normais ( $p = \partial W_v / \partial A : A \rightarrow 0$ ) que possibilitam a formação de junções metálicas (caldeamento) as quais são cisalhadas quando da aplicação de um carregamento tangencial a interface. Sendo que este processo de formação de junções e cisalhamento tende a crescer até que a área efetiva de contato tenda a área nominal. Este fenômeno é denominado como “crescimento de junção”.

O comportamento do ponto de contato de um pico individual pode ser descrito por uma relação do tipo:

$$\alpha_2 k^2 = P_n^2 + \alpha_1 \tau^2 \quad (4.13)$$

onde:  $\alpha_{1,2}$  = são constantes;

$P_n$  = pressão normal no pico de contato;

$\kappa$  = tensão cisalhante superficial; e

$t$  = tensão superficial.

Definindo  $\mu$  como fator de atrito, onde:

$$\mu = \frac{\tau}{k} \quad (4.14)$$

Quando  $t / k \rightarrow 0$ ,  $P_n$  é igual a dureza do material  $H$ , então:

$$H = k \sqrt{\alpha_2} \quad (4.15)$$

Quando  $t / k \rightarrow 1$ , a pressão normalizada  $\bar{P}$  é dada por:

$$\bar{P} = \sqrt{\left(1 + \mu^2 \frac{\alpha_1}{\alpha_2}\right)} \quad (4.16)$$

Assumindo que  $m$  e  $(a_1/a_2)$  tenham valores normalmente observados, em torno de 0,9, observamos que  $\bar{P}$  tende a valores entre 0,5 e 0,6, os quais sugerem que este parâmetro é independente da velocidade  $\bar{U}$ . O que é consistente com as conclusões apresentadas no gráfico da figura 2.3. Na prática a dureza local depende tanto da temperatura superficial quanto da taxa de deformação da mesma. Com o aumento da velocidade há o conseqüente aumento da temperatura, o que tende a reduzir a dureza, enquanto o resultante aumento da taxa de deformação tem um efeito oposto e tende a aumentar a resistência local a deformação, o que é observado experimentalmente em aços ao carbono, onde a linha de adesão é de fato horizontal (Willians, 1994).

Assumindo o hemisfério formado como tendo um raio  $a$ , a distância de escorregamento  $2a$ , temos um volume gerado de  $2/3 \pi a^3$ . O volume desgastado por unidade de deslocamento é  $(2/3 \pi a^3) / 2a$  resultando em  $1/3 \pi a^2$ . Como o pico é deformado somente plasticamente, pode-se relacionar a dimensão  $a$  com o carregamento  $L_i$ , através da dureza  $H$ , assim:

$$L_i = H \pi a^2 \quad (4.17)$$

Assumindo todos estes eventos temos que o desgaste total é:

$$Q = \frac{\pi}{3} \sum a^2 \quad (4.18)$$

$$Q = \frac{1}{(3\pi)} \sum \left( \frac{p L_i}{H} \right) \quad (4.19)$$

$$Q = \frac{L}{3H} \quad (4.20)$$

como  $Q = \sum L_i$ , o valor previsto para o coeficiente de desgaste  $K$  para a junção como um todo é de 1/3.

#### 4.4.1.1 Estimativa Quantitativa do Desgaste por Adesão

Uma estimativa quantitativa do desgaste por adesão pode ser assumindo-se que a tensão de escoamento por compressão, que pode ser considerada como três vezes a tensão de escoamento uniaxial ( $3\sigma_e$ ) devido ao estado multiaxial de tensões, é ultrapassada após o contato inicial das asperezas, o material escoar localmente. Assim, se a área real de contato é  $A_r$ , a tensão de escoamento por compressão é  $3\sigma_e$ , e a força normal que pressiona as superfícies é  $N$ , tem-se:

$$N = A_r \cdot (3 \cdot \sigma_e) \quad (4.21)$$

Segundo Collins, baseado em estudos de Archard, quando duas asperezas entram em contato para formar uma junção, existe uma probabilidade constante que seja formada uma partícula de desgaste. Assumindo que sua forma é hemisférica, de diâmetro  $d$ , igual ao diâmetro da junção, e que todas as junções são do mesmo tamanho, se existirem  $n$  junções em cada instante, a área real de contato  $A_r$  será:

$$A_r = n \cdot \left( \frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) \quad (4.22)$$

Combinando (4.21) e (4.22) tem-se:

$$n = \frac{4 \cdot A_r}{(\pi \cdot d^2)} = \frac{4 \cdot N}{(3 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \sigma_e)} \quad (4.23)$$

Em seguida, é assumido que cada junção permanece intacta durante uma distância de escorregamento igual ao diâmetro da junção  $d$ , após a qual a junção é rompida e uma nova junção se forma. Assim, cada junção deve ser refeita  $l/d$  vezes por unidade de distância de escorregamento, e o número total de junções  $N_j$  formada por unidade de distância de escorregamento é:

$$N_j = n \left( \frac{l}{d} \right) = \frac{4 \cdot N}{(3 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \sigma_e)} \quad (4.23)$$

Se a probabilidade de formação de uma partícula de desgaste é  $p$ , o número total de junções formada por unidade de distância de escorregamento é  $N_j$ , e as partículas formadas são hemisféricas, com volume  $\pi d^3/12$ , o volume das partículas  $\Delta V$  formado por unidade de distância de escorregamento  $\Delta L_e$  é dado por:

$$\frac{\Delta V_p}{\Delta L_e} = p \cdot n \left( \frac{\pi \cdot d^3}{12} \right) \quad (4.24)$$

Combinando (4.24) com (4.23) tem-se:

$$\frac{\Delta V_p}{\Delta L_e} = \frac{p \cdot W \cdot L}{9 \cdot \sigma_e} \quad (4.25)$$

Integrando (2.20) sobre a distância total de escorregamento  $L_e$ , tem-se o volume de desgaste por adesão

$$Q_{ad} = \frac{k \cdot W \cdot L}{9 \cdot \sigma_e} \quad (4.26)$$

Se  $d_{ad}$  é a profundidade média de desgaste e  $A_a$  a área de contato aparente, (4.26) pode ser modificada para:

$$d_{ad} = \frac{Q_{ad}}{A_a} = \left( \frac{k}{9 \cdot \sigma_e} \right) \cdot \left( \frac{W}{A_a} \right) \quad (4.27)$$

ou

$$d_{ad} = k_{ad} \cdot p_m \cdot L \quad (4.28)$$

onde:

$p_m = W/A_a$  é a pressão média nominal de contato entre as duas superfícies; e

$k_{ad} = k / (9 \cdot \sigma_e)$  um coeficiente de desgaste.

O coeficiente  $k_{ad}$  depende da probabilidade de formação de um fragmento transferido e da tensão de escoamento (ou dureza) do material mais mole.

Segundo Rabinowicz “Durante o escorregamento, uma pequena parte de uma das superfícies entra em contato com uma parte semelhante da outra superfície, e existe uma probabilidade, pequena mas finita, que ao romper o contato, a ruptura ocorrerá não na interface original, mas dentro de um dos materiais. Em consequência, se formará um fragmento transferido.”

Valores típicos da constante de desgaste  $k$  para vários pares de materiais foram apresentados nas tabelas 4.2 e a influência da lubrificação nessa constante é indicada na tabela 4.3.

Por (4.28) obtém-se que:

$$K_{ad} = \frac{d_{ad}}{p_m L} \quad (4.29)$$

Isso significa que se a relação  $d_{ad}/(p_m L)$  for demonstrada experimentalmente como sendo constante, a equação (4.28) é válida. De acordo com Burwell, para um determinado par de materiais essa relação é constante até que a pressão média de contato não ultrapasse a tensão de escoamento. Acima desse limite o coeficiente de desgaste por adesão cresce rapidamente com ocorrência de raspagem severa e engripamento.

Desse modo, a profundidade média de desgaste em condições de desgaste por adesão pode ser estimada por raspagem e engripamento instáveis para  $p_m < s_e$

$$d_{od} = K_{ad} p_m L \quad \text{para } p_m < s_e \quad (4.30)$$

O problema na aplicação prática desta expressão é encontrar valores apropriados da constante de desgaste por adesão  $k_{ad}$  para um determinado caso. Valores de  $k_{ad}$  variam de aproximadamente  $1,5 \cdot 10^{-2}$  a  $1,5 \text{ mm}^2/\text{kgf} / 1/$ , para várias combinações de materiais.

Para uma determinada aplicação, freqüentemente devem ser desenvolvidos dados experimentais específicos, embora valores úteis para uma aproximação de  $k_{ad}$  tenham sido obtidos, como os apresentados nas tabelas 4.2 e 4.3.

A aplicação da equação de desgaste por adesão (4.29) é complicada, adicionalmente, pelo fato de outros tipos de desgaste ocorrem, muitas vezes, simultaneamente, dominando o comportamento geral do desgaste.

#### 4.4.1.2 Seleção de Materiais para Aumentar a Resistência ao Desgaste por Adesão

Na seleção do par de materiais para que, em condições de contato deslizante ou com lubrificação limite, haja resistência ao desgaste por adesão, Lipson apresenta dois critérios. O par deslizante deve: (1) ser composto por metais mutuamente insolúveis e (2) que ao menos um dos metais pertença ao sub-grupo B da tabela periódica.

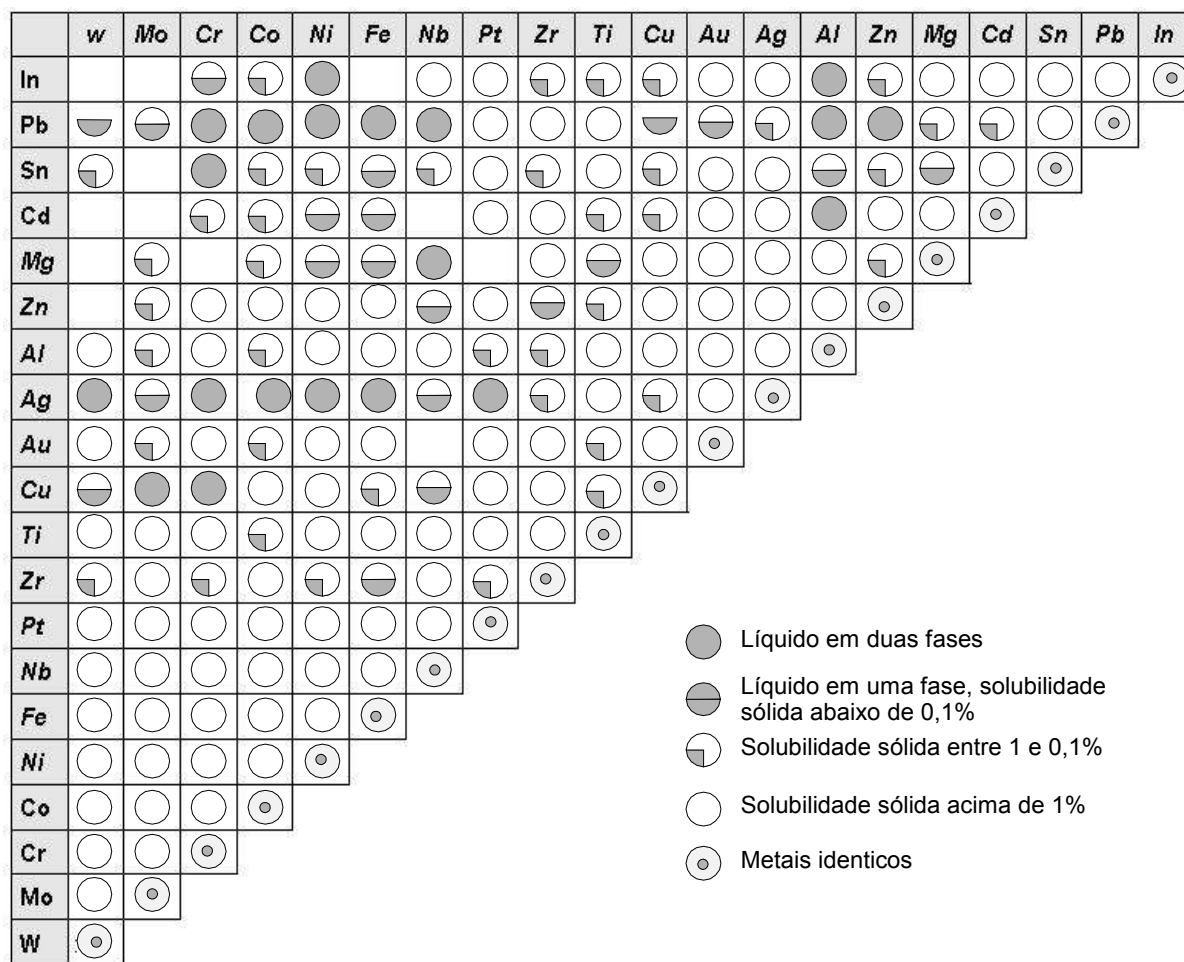


Figura 4.14 – Gráfico de compatibilidade baseado no diagrama de fases binárias.

A justificativa para essa recomendação é que, segundo parece, o melhor par para aplicações com deslizamento é aquele que produz o menor número de junções e as junções

mais fracas. Com poucas junções, o número de possíveis pontos de desgaste será pequeno e com junções fracas, a tendência para transferência de metal e endurecimento das asperezas (por encruamento) será minimizado.

As razões em que se baseiam esses dois critérios podem ser resumidas em dois enunciados básicos: a solubilidade mútua dos metais determinará o número de junções por soldagem a frio, e as características da junção dos metais irá determinar a resistência dessa junção.

Segundo Bowden, como a carga normal é suportada por uma área relativamente pequena das asperezas, um dos metais em contato deslizante alcançará sua temperatura de fusão devido à pressão e à temperatura de fricção na interface. Essa condição é adequada para que ocorra difusão entre metais solúveis. A medida que o metal funde, a pressão nessa pequena área diminui, as partes se deslocam ocorrendo resfriamento e solidificação. É formada, então, uma junção sólida.

A resistência da junção formada, seja na superfície, por adesão natural, seja no interior do metal devido à difusão, dependerá das características de junção dos metais envolvidos. Metais do sub-grupo B da tabela periódica são caracterizados por junções fracas e frágeis chamadas junções covalentes. Metais como os do sub-grupo A formam junções chamadas iônicas, que se apresentam dúteis e fortes.

Os critérios apresentados por Lipson foram verificados experimentalmente, como mostra a tabela 4.4, onde 114 dos 123 pares testados satisfizeram os critérios.

#### **4.4.1.3 Controle do Desgaste Adesivo**

Evidentemente, o desgaste é controlado pelo controle dos fatores que nele influem. Talvez o único fator incontrolável seja a adesão do par de metais, já que esta é uma característica inerente do material.

Nos problemas de engenharia, fatores como carga, distância percorrida, velocidade e efeitos ambientais são determinados por requisitos funcionais; portanto, os fatores restantes controláveis são: dureza acabamento das superfícies e contaminantes.

Um grande número de métodos é usado para controlar o desgaste, não só por adesão mas também por abrasão; eles podem ser classificados em três categorias principais:

1. Princípio dos revestimentos (camadas) protetores: incluindo proteção por lubrificantes, películas superficiais (por exemplo, filmes de óxidos), pinturas, fosfatização e outros revestimentos químicos;
2. Princípio de conversão – o desgaste é convertido de destrutivo para níveis permissíveis, através da escolha adequada do par de metais, dureza, acabamento superficial ou pressão de contato;
3. Princípio de desvio – o desgaste é deslocado para um elemento de desgaste economicamente substituível de tempos em tempos. Por exemplo, o uso de materiais moles e de baixo ponto de fusão em mancais radiais, de modo que o desgaste é desviado do munhão para o mancal.

Tabela 4.4 – Comportamento de diferentes pares de materiais ao desgaste adesivo



Descrição dos pares metálicos	Combinação de materiais				Observações
	Disco Al	Disco Aço	Disco Cu	Disco An	
Pares solúveis com baixa resistência ao desgaste por adesão	Be	Be	Be	Be	Esses pares confirmam o critério de solubilidade e de metais do subgrupo B.
	Ma	--	Ma	Ma	
	Al	Al	Al	--	
	Si	Si	Si	Si	
	Ca	--	Ca	--	
	Ti	Ti	Ti	--	
	Cr	Cr	--	--	
	--	Mn	--	--	
	Fe	Fé	--	--	
	Co	Co	Co	--	
	Ni	Ni	Ni	--	
	Cu	--	Cu	--	
	--	Zn	Zn	--	
	Zr	Zr	Zr	Zr	
	Nh	Nh	Nh	Nh	
	Mo	Mo	Mo	Mo	
	Rh	Rh	Rh	--	
	--	Pd	--	--	
	An	--	An	--	
	--	--	Cd	Cd	
	--	--	In	In	
	Sn		Sn		
	Ce	Ce	Ce		
	Ta	Ta	Ta		
	W	W	W		
		Ir			
	Pt	Pt	Pt		
	An	An	An	An	
	Th	Th	Th	Th	
	U	U	U	U	
		Li			
		Cu(M)			
	Zn(M)				
			Sb(M)		
		Ma			
		Ca			
		Ba			
	--	C(M)	--	--	
	--	--	--	Ti(M)	
	--	--	Cr(M)	Cr(M)	
	--	--	--	Fe(M)	
	--	--	--	Co(M)	
	--	--	Ge(M)	--	
	--	Se(M)	Se(M)	--	
	--	--	--	Nb(M)	
	--	Aa	--	--	
	--	Sn(M)	--	--	
	--	Sb(M)	Sb	--	
	Te(M)	Te(M)	Te(M)	--	
	T1	T1	T1	--	
	Ph(M)	Ph	Ph	--	
	Bi(M)	Bi	Bi(M)	--	
	C	--	C	C	
	--	--	--	Ni	
	Se	--	--	--	
	--	--	--	Mo	

#### 4.4.2 Desgaste por Abrasão

Esta é a forma de desgaste que ocorre quando uma superfície rugosa e dura, ou uma superfície mole contendo partículas duras, desliza sobre uma superfície mais mole, e riscara (*ploughs*) uma série de ranhuras nesta superfície. O material das ranhuras é deslocado na forma de partículas de desgaste, geralmente soltas.

O desgaste abrasivo pode ocorrer, também, em uma situação algo diferente, quando partículas duras e abrasivas são introduzidas entre as superfícies deslizantes, desgastando-as. O mecanismo desta forma de abasivo parece ser o seguinte: um grão abrasivo adere temporariamente em uma das superfícies deslizantes, ou mesmo é incrustado nela, e risca uma ranhura na outra.

As duas formas de desgaste, uma envolvendo uma superfície dura e rugosa e a outra um grão duro e abrasivo, são conhecidas como processo de desgaste abrasivo de dois corpos e processo de desgaste abrasivo de três corpos, respectivamente.

O desgaste abrasivo do tipo dois corpos não ocorre quando a superfície dura deslizante é lisa. O desgaste abrasivo do tipo três corpos não ocorre quando as partículas no sistema são pequenas, ou quando são mais moles que os materiais deslizantes. É, portanto, possível conseguir que um sistema seja, inicialmente, livre de desgaste abrasivo. Quando o deslizante inicia, entretanto, o desgaste abrasivo pode se tornar um problema, porque os fragmentos de desgaste provenientes de outros processos de desgaste, freqüentemente endurecidos por oxidação, começam a se acumular no sistema. Em outros casos, partículas contaminantes podem ser introduzidas no sistema deslizante, provenientes do meio ambiente.

O desgaste abrasivo é amplamente utilizados em operações de acabamento. O tipo dois corpos é utilizado em limas, papel abrasivo, tecidos abrasivos e rebolos (rodas abrasivas), enquanto o tipo três corpos é usado para polimento e lapidação. Como se verá mais tarde, é a simplicidade e a repetibilidade do processo de desgaste abrasivo que faz seu uso tão atrativo.

##### 4.4.2.1 Expressão Quantitativa para o Desgaste Abrasivo

Rabinowicz desenvolveu um modelo simples para o desgaste abrasivo, considerando uma forma cônica para as asperezas cortantes, ou partículas, conforme mostra a figura 4.6 (Rabinowicz, 1994)

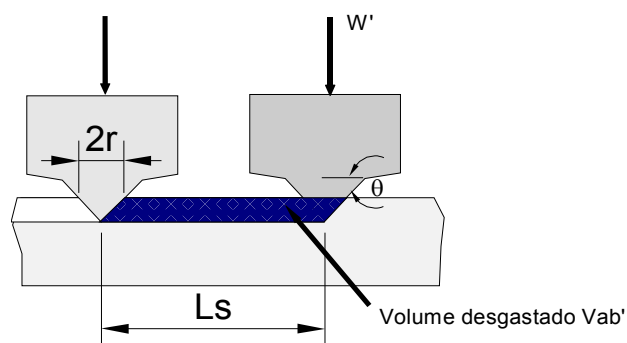


Figura 4.6. Modelo simplificado para o desgaste abrasivo

Considerando, primeiramente, a ação de uma única aspereza cônica, podemos deduzir que a profundidade de penetração na superfície mole pode ser estimada considerando que essa penetração cessa quando a porção de carga suportada por essa única aspereza,  $W'$ , dividida pela área de contato da aspereza projetada em um plano horizontal,  $A_{ph}$ , for igual à tensão de escoamento, ou seja,

$$\frac{W'}{A_{ph}} = 3 \sigma_e \quad (4.34)$$

ou

$$W' = 3 \sigma_e p r^2 \quad (4.35)$$

onde  $r$  é o raio do cone da aspereza penetrante na altura da superfície do metal mole.

A área da seção transversal da ranhura  $V$  produzida pelo cone riscando através do metal mole pode ser expressa por

$$A_{pv} = h r = r^2 \tan \theta \quad (4.36)$$

e o volume total de desgaste, produzido em uma distância de escorregamento  $L_s$  é:

$$V'_{ab} = A_{pv} L_s = L_s r^2 \tan \theta \quad (4.37)$$

Substituindo  $r^2$  tirado de (2.27) tem-se para uma única aspereza

$$V'_{ab} = \frac{W' L_s \tan \theta}{3 p \sigma_e} \quad (4.38)$$

E para todas as asperezas ( que suportam a carga total  $W$  )

$$V'_{ab} = W L_s \frac{(\tan \theta)_m}{3 p \sigma_e} \quad (4.39)$$

onde  $W$  é a carga total aplicada,  $(\tan \theta)_m$  é um valor médio para todas as asperezas,  $L_s$  é a distância total de escorregamento, e  $\sigma_e$  é a tensão de escoamento uniaxial para o material mole.

Comparando (4.36) para o volume de desgaste por abrasão com (4.26) para o volume de desgaste por adesão, nota-se que são semelhantes com a constante  $k/3$  em (4.26) substituída por  $(\tan \theta)_m/p$  em (4.36). Valores típicos para a constante  $3(\tan \theta)_m/p$  para diversos materiais, são mostrados na tabela 4.5.

Uma profundidade média do desgaste por abrasão pode então ser calculada por

$$d_{ad} = V_{ab} = \frac{(\tan \theta)_m}{3 p \sigma_e} \quad (4.40)$$

ou

$$d_{ad} = k_{ab} p_m L_s \quad (4.41)$$

onde  $p_m = W/A_a$  é a pressão média nominal de contato entre as duas superfícies,  $L_s$  é a distância total de escorregamento e  $k_{ab} = (\tan \theta)_m/(3 p \sigma_e)$  é um coeficiente de desgaste por abrasão que depende das características de rugosidade das superfícies e da tensão de escoamento (ou dureza) do material mole. Valores de  $k_{ab}$  devem ser determinados experimentalmente para cada combinação de materiais e condições de superfícies de interesse, embora dados úteis para uma aproximação de  $k_{ab}$  tenham sido obtidos em vários casos, alguns dos quais estão mostrados na tabela 4.5. Como pode ser observado por essa tabela, os valores de  $k_{ab}$  para desgaste de três corpos são aproximadamente, uma ordem de grandeza menores que para o caso de dois corpos, provavelmente porque as partículas introduzidas entre as superfícies tendem a rolar a maior parte do tempo e cortam parte do tempo. A tabela 4.5

apresenta uma série de constante de desgaste por abrasão  $3 (tg q_m/p)$  para vários materiais em contato deslizante segundo relatórios de vários pesquisadores.

Tabela 4.5 - Constante de desgaste por abrasão

<b>Materiais</b>	<b>Tipos de Desgaste</b>	<b>Tamanho da partícula mm</b>	<b><math>3 (tg q)_m/p</math></b>
Vários	dois corpos	----	$180.10^{-3}$
Vários	dois corpos	110	$150.10^{-3}$
Vários	dois corpos	40-150	$120.10^{-3}$
Aço	dois corpos	260	$80.10^{-3}$
Vários	dois corpos	80	$24.10^{-3}$
Latão	dois corpos	70	$16.10^{-3}$
Aço	três corpos	150	$6.10^{-3}$
Aço	três corpos	80	$4,5.10^{-3}$
Vários	três corpos	40	$2.10^{-3}$

Como no caso do desgaste por adesão, o problema em aplicações praticas de (4.24) é encontrar o valor apropriado da constante de desgaste por abrasão. Se forem usados acabamentos superficiais adequados, o caso de desgaste de dois corpos raramente é o predominante. Normalmente o desgaste é governado pelo tipo de três corpos e é gerado por partículas de fontes externas, como poeira e sujeira existente na atmosfera; como essas partículas são variáveis em composição, tamanho, geometria e quantidade, o desgaste por abrasão resultante é muito variável. Se, em uma determinada aplicação, o desgaste produzido por partículas provenientes do ambiente externo é significativo, devem ser tomadas providências para selar, filtrar ou excluir por outro modo as partículas abrasivas prejudiciais a superfície.

#### 4.4.2.2 Comprovação Experimental da Equação de Desgaste por Abrasão

Pela equação (4.36) verifica-se que o volume de desgaste por abrasão é inversamente proporcional à tensão de escoamento (ou dureza) e diretamente proporcional à distância de escorregamento e a carga total aplicada (3 leis do desgaste).

Rabinowicz (1995) apresenta essa equação na forma:

$$\frac{dV}{df} = W (\tan \theta)_m / p^2 \quad (4.39)$$

onde  $dV$  é o volume elementar de desgaste por abrasão originado pelo cone na distância  $dl$ ,  $p$  é a dureza da superfície mais mole, com  $p = 3 s_e$ .

O efeito da dureza é mostrado por Rabinowicz pela apresentação dos resultados do trabalho de Kruschov (1957) que mostram que o inverso da relação do desgaste por abrasão  $dV/dl$ , ou seja  $dl/dV$  (que ele chamou de resistência ao desgaste  $e$ ), é proporcional à dureza de um grande número de metais puros, conforme mostra a figura 4.7.

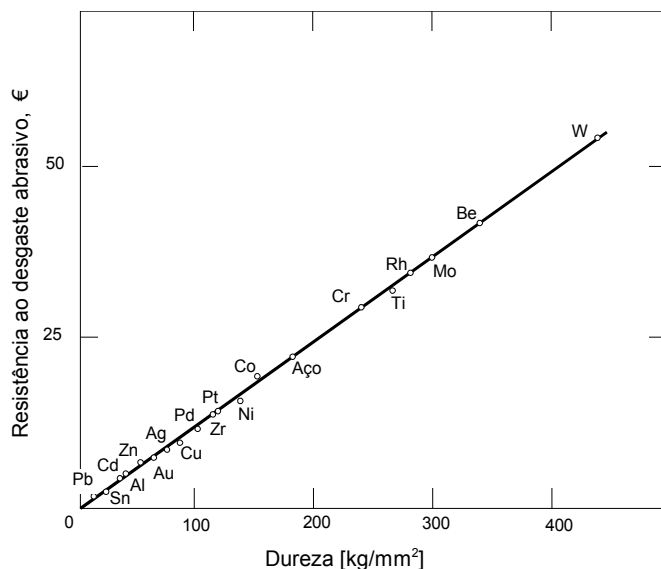


Figura 4.7 - Resistência ao desgaste abrasivo de metais puros, abrasão do tipo dois corpos

Resultados semelhantes foram obtidos por Rabinowicz e outros (1961) nas condições de abrasão do tipo três corpos, conforme mostra a figura 4.8.

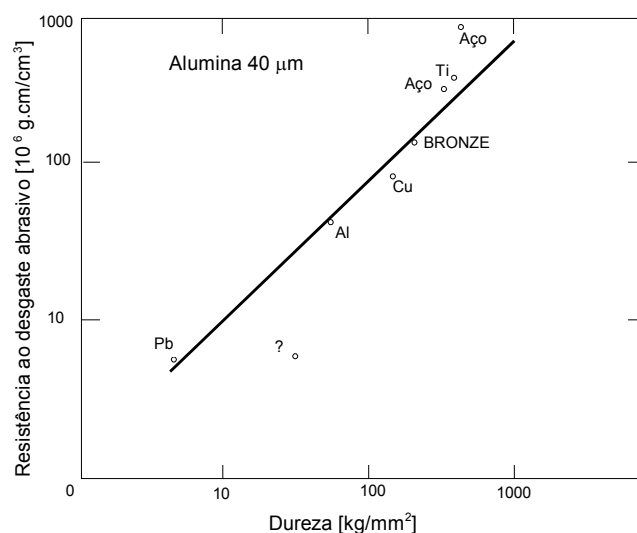


Figura 4.8 - Resistência ao desgaste por abrasão de metais - abrasão do tipo três corpos

Pesquisadores como Kruschov e Babichev (1956), e Aleinikov (1957) mostraram que essa proporcionalidade é válida enquanto o material a ser desgastado é mais mole que o abrasivo. Quando a dureza do material desgastado ultrapassa a dureza do abrasivo, o volume de material desgastado cai rapidamente, tendendo a zero a medida que a dureza aumenta. Esse fato pode ser explicado por uma característica do processo de desgaste por abrasão que

deve estar sempre presente, nenhum abrasivo cortara algo mais duro que ele mesmo (figura 4.9).

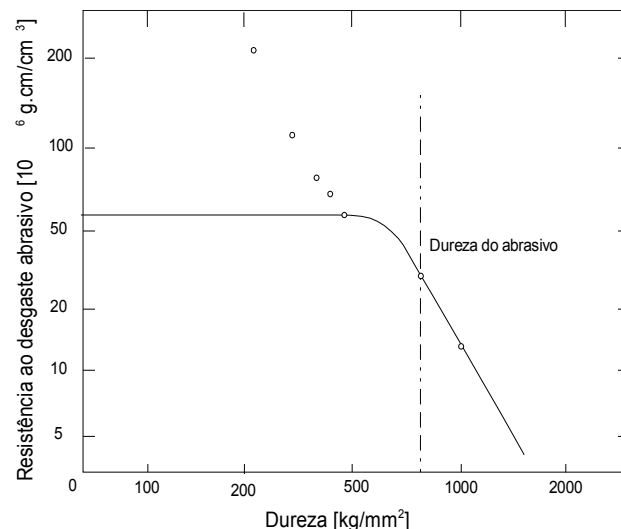
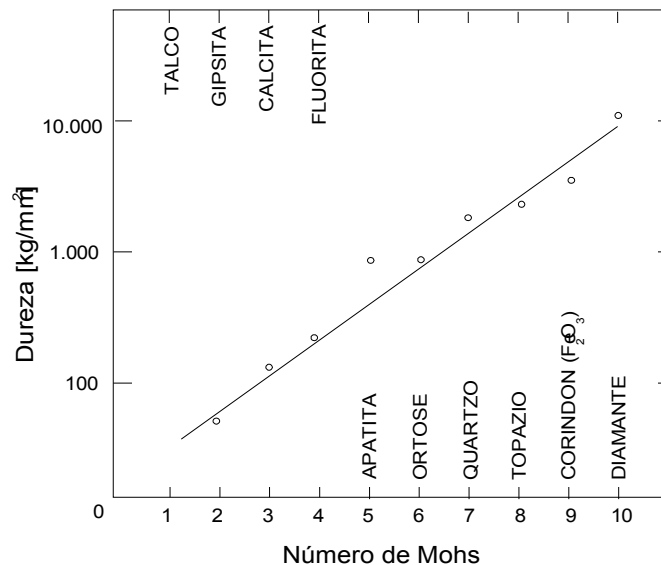


Figura 2.9 - Efeito da dureza no desgaste por abrasão (no trecho onde o desgaste é inversamente proporcional à dureza da superfície, o gráfico desgaste x dureza = f (dureza deve ser uma linha horizontal)).

Essa limitação é a base da conhecida escala de dureza de MOHS, usada por mineralogistas. Se o mineral A é mais duro que o mineral B, A risca (isto é, desgasta por abrasão) B, mas não é riscado por ele. Assim, Mohs propôs uma escala simples de dureza crescente. Uma comparação entre as escalas de dureza de Mohs e Vickers é mostrada na figura 4.10.

O outro efeito de dureza que deve ser considerado no desgaste por abrasão, é o que ocorre quando o material abrasivo e o material desgastado permanecem os mesmos, mas varia-se o tratamento térmico do material desgastado produzindo uma variação de sua dureza. Entretanto, segundo foi constatado por alguns pesquisadores, analisando o comportamento de ligas de aço endurecidas, o aumento da dureza aumenta a resistência ao desgaste mas não proporcionalmente como sugere a equação (4.26) ou como foi mostrado nas figuras 4.7 e 4.8. Rabinowicz, Dunn e Russel (1951) concluíram que a resistência ao desgaste para aços varia aproximadamente com a dureza elevada na potência 1/3.

Figura 4.10 - Dureza em kgf/mm<sup>2</sup> em função dos números da escala de Mohs



Rabinowicz considera que este efeito é de difícil explicação, não sendo ocasionado por uma única causa. Sugere que um dos possíveis causadores desse comportamento anômalo é a fragilidade. Se um material é endurecido, geralmente se torna mais frágil; com isso, é possível que durante a abrasão se formem partículas de desgaste com tamanho superior às dimensões geométricas da ranhura de desgaste. Em ensaios, foram observados volumes de desgaste excessivamente elevados para corpos de prova de aço bastante endurecidos e frágeis.

A dependência do desgaste abrasivo da distancia de deslizamento é, também, complexa. Em situações onde a abrasão ocorre sempre com novas partículas abrasivas (ou novo papel abrasivo), o desgaste continua com volume constante ao longo do tempo. Entretanto, quando o sistema de escorregamento contém uma quantidade limitada de abrasivo, que é usada continuamente durante o deslizamento, o desgaste tende a diminuir enquanto o deslizamento continua. Alguns pesquisadores explicam essa diminuição do desgaste porque as partículas abrasivas tornam-se rombudas (figura 4.10). Outro fator provável de influencia é o entupimento do elemento abrasivo por partículas do material desgastado. Esses fragmentos de desgaste poderão, eventualmente, passar do nível dos grãos abrasivos e, no ponto considerado, a ação abrasiva cessa (figura 4.11).

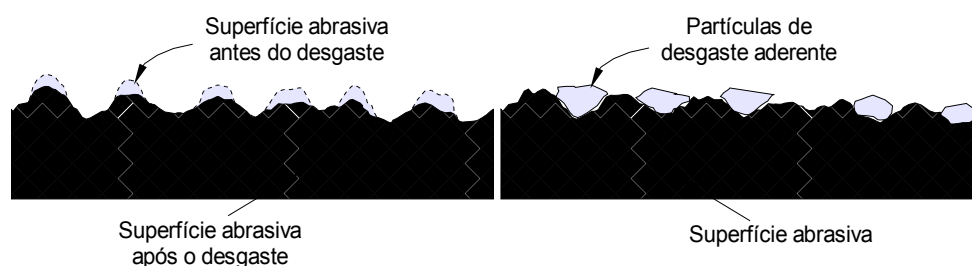


Figura 4.11 - a) Aparência da superfície abrasiva antes e depois do trabalho de desgaste, mostrando o arredondamento das asperezas; b) Superfície abrasiva entupida de fragmentos de desgaste.

Em concordância com essa explicação do fenômeno, Mulhearn e Samuels constataram que a ação abrasiva cessa muito mais rapidamente com o uso de papel abrasivo de grão fino quando comparado com papel de grãos grossos.

A variação do desgaste por abrasão com a carga tem sido relativamente menos pesquisada, entretanto, estudos de Avient, Goddard e Wilman (1960) que mediram o desgaste

na abrasão do tipo dois corpos, com carga aplicada variando de 0,2 a 2 kgf, confirmam a proporcionalidade representada na equação 4.26.

#### 4.4.2.3 Materiais para Uso em Situações de Desgaste por Abrasão

Deve-se considerar dois tipos de materiais, os usados como abrasivo quando o desgaste é desejado, e os usados como material de escorregamento quando o desgaste deve ser evitado e se está em presença de contaminantes abrasivos.

Considerando, primeiramente, os materiais a serem usados como abrasivos, as características para uma boa ação de corte são dureza e agudeza (do inglês Sharpness).

O critério de dureza exige que o abrasivo deva ser mais duro que o material a ser desgastado, mas, do ponto de vista de uma efetiva ação de corte, a diferença de dureza não precisa ser enorme. Se, por exemplo, o abrasivo tiver dureza 50% superior à do material a ser desgastado, produzirá um volume de desgaste tão grande quanto um abrasivo com dureza muito maior. Entretanto, se o abrasivo é pouco mais duro que o material a ser desgastado tenderá, mais rapidamente, a perder seus cantos agudos por deformação plástica ou por abrasão, com conseqüente diminuição de sua própria ação abrasiva. Por isso, é vantajoso usar um abrasivo muito duro, não por questões de volume de desgaste a atingir, mas para manter esse volume de desgaste por um longo período de tempo.

A segunda característica requerida é a agudeza. Portanto, é vantajoso que o abrasivo seja frágil para que forme pontos cortantes e cantos agudos quando submetido a altas tensões ou quando usado. Este critério recomenda o uso de um não metal, em lugar de um metal, como material abrasivo.

Ambas as características sugerem que não metais duros são mais apropriados como abrasivos, pois são os materiais mais duros que se conhece e porque falham por fratura frágil. Realmente os abrasivos comuns estão todos nesta categoria. Óxido de alumínio e carboneto de silício (carborundo.), ambos com dureza acima de 2000 kgf/mm<sup>2</sup>, são os materiais preferidos para uso geral, pois combinam as propriedades de extrema dureza, fragilidade e baixo preço, Tabela 4.5.

Tabela 4.5 - Materiais para Uso como Abrasivos

Material	Composição	Dureza kgf/mm <sup>2</sup>
Diamante	C	8000
Carboneto de boro	B <sub>4</sub> C	2750
Carborundo, carboneto de silício	SiC	2500
Carboneto de titânio	TiC	2450
Coríndon, alumínio	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	2100
Carboneto de zircônio	ZrC	2100
Carboneto de tungstênio	WC	1900
Garnet	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> . 3FeO . 3SiO <sub>2</sub>	1350
Zircônia	ZrO <sub>2</sub>	1150
Quartzo, sílica, areia	SiO <sub>2</sub>	800
Vidro	Silicato	~ 500

Existem materiais com maior dureza como carboneto de boro (2750 kgf/mm<sup>2</sup>) e diamante (8000 kgf/mm<sup>2</sup>) mas são caros.

Para desgastar materiais relativamente moles, como madeira, não há necessidade de grande dureza. Garnet e areia (sílica) são muito usados em papéis abrasivos.

No processo de jato de areia, esse material é usado para desgastar metais (exceto os muito duros) e não metais.

Metais duros não são usados, geralmente, como partículas abrasivas, pelas razões já salientadas, mas encontram grande emprego em limas. A máxima dureza do aço é da ordem de 1000 kgf/mm<sup>2</sup>, de modo que limas de aço duro cortarão metais moles, vidro, e não metais moles, mas não, certamente, aço endurecido.



Analisando, em segundo lugar, a questão da prevenção da ação abrasiva em sistema de escorregamento, verifica-se que as considerações sobre dureza continuam prioritárias. As superfícies que devem resistir ao desgaste abrasivo devem ser mais duras que as partículas contaminantes. O contaminante mais comum é o sólido mais comum na superfície da terra, ou seja, a sílica (dióxido de silício = areia). Ela tem uma dureza comparável com a que se consegue obter em metais e, portanto, são poucas as escolhas disponíveis para resistir sua ação abrasiva, conforme mostra a tabela 4.6.

No projeto de sistemas de escorregamento, é importante prever a possibilidade de eliminar as partículas abrasivas. Muitas vezes, a melhor maneira de se conseguir isso é filtrando o lubrificante que circula no sistema, mas essa ação pode ser aumentada utilizando-se como materiais deslizantes um duro e outro mole, sendo a função deste último coletar e acamar qualquer partícula abrasiva que entra no sistema em escorregamento. Materiais típicos usados em mancais, como elemento mole em combinação com superfícies de aço endurecidas são listados na tabela 4.7.

Tabela 4.6 - Materiais Resistentes à Abrasão

Material	Dureza kgf/mm <sup>2</sup>
Aço de mancais	700 - 950
Aço de ferramentas	700 - 1000
Cromo (revestimento eletrolítico)	900
Aço carbonetado	900
Aço nitretado	900 - 1250
Carboneto de tungstênio (aglutinante cobalto)	1400 - 1800
Não metais duros, ou camadas protetoras consistindo de não metais duros	Veja tabela 4.5

Além das partículas abrasivas provenientes de fora do sistema de escorregamento, deve-se considerar a possibilidade de dano devido a partículas produzidas durante o escorregamento. As mais moles entre estas partículas tem dureza igual a da superfície de escorregamento que lhes deu origem; por isso, o material mole deve ter uma dureza menor do que um terço da dureza do material duro, figura 4.12. A tabela 4.7 mostra que esta regra é seguida na prática.

Tabela 4.7 - Materiais Moles Recomendados para Uso em Mancais Radiais (dados de 1957)

Material do Mancal	Dureza kgf/mm <sup>2</sup>	Dureza Mínima do Eixo	Relação de Dureza
Babbitt a base de chumbo	15 - 20	150	08
Babbitt a base de estanho	20 - 30	150	06
Alkali-chumbo endurecido	22 - 26	200 - 250	09
Cobre- chumbo	20 - 23	300	14
Prata - revestimento	25 - 50	300	08
Liga a base de cádmio	30 - 40	200 - 250	06
Ligas de alumínio	45 - 50	300	06
Bronze ao chumbo	40 - 80	300	05
Bronze ao estanho	60 - 80	300 - 400	05

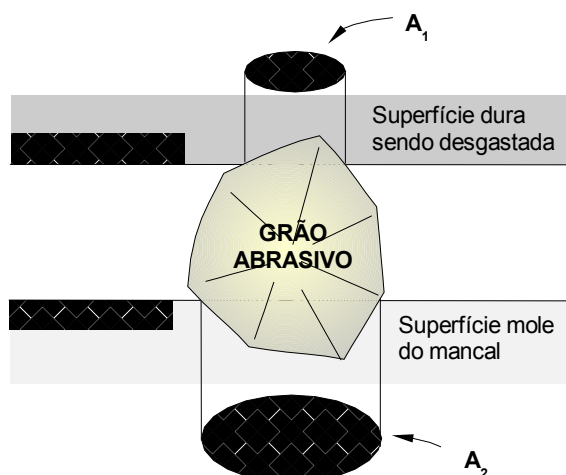


Figura 4.12 - Provável aparência de um grão abrasivo fixado no material mais mole de um mancal. A geometria é tal que  $A_2 > A_1$  (aproximadamente 3 vezes maior) e, então, se o material mole tem dureza igual a  $1/3$  da dureza do material duro, o grão será empurrado para dentro do material mole (acamamento).

O dano produzido por essas partículas abrasivas geradas internamente dependerá do seu tamanho. Enquanto forem pequenas, o dano será limitado, não somente quando ocorre lubrificação limite com contato entre as superfícies sólidas, mas especialmente em condições de lubrificação fluida onde um filme de lubrificante, com uma determinada espessura, separa as superfícies deslizantes a maior parte do tempo. Conseqüentemente, a maior preocupação deverá ser com a formação de partículas realmente grandes. Esse tipo de partícula aparece como resultado da fadiga superficial do material que foi submetido a um número suficientemente grande de ciclos de tensão ou em metais frágeis suscetíveis a esse tipo de fratura. Esses fatores recomendam o uso de materiais com boas propriedades de fadiga e relativamente imunes a fraturas frágeis. De um certo modo, esses requisitos modificam o requisito de alta dureza enfatizado anteriormente. Em materiais como o aço para mancais do tipo 52.100 com dureza Rockwell C de 65, por exemplo o limite de fadiga não é superior ao do mesmo material endurecido com Rc 60, mas sua fragilidade é maior. Realmente, foi observado um grande volume de desgaste por abrasão em aços muito duros e muito frágeis. Isso se deve não só à formação de partículas abrasivas mas porque cada partícula tende a remover, como resultado de fratura frágil, um volume de material maior que o dado pela equação 4.26.

Antes de concluir a discussão sobre desgaste por abrasão, é importante salientar que assim como materiais frágeis produzem um volume de desgaste maior do que o previsto através da equação 4.26, materiais com grande elasticidade produzem um volume de desgaste muito menor que o indicado por essa equação, porque a deformação do material ocasionada pelo abrasivo é elástica e não uma deformação plástica. Conseqüentemente, materiais altamente elásticos, ou elastômeros (borracha, por exemplo) são freqüentemente usados em ambientes abrasivos, muitas vezes com um desempenho melhor que materiais muito mais duros e fortes, mas com limites normais de deformação elástica.

#### 4.4.3 Desgaste Dominante por Oxidação

Em condições de escorregamento em velocidades elevadas o desgaste por oxidação pode ocorrer. A existência e a extensão deste tipo de desgaste, assim como a taxa de desgaste resultante, depende da capacidade que tem os materiais com movimento relativo em sofrer

oxidação, e é claro da presença de uma atmosfera oxidante (presença de oxigênio) nas imediações das superfícies em contato.

Como observado no desgaste por fusão, a velocidades inferiores a 1 m/s os detritos resultantes do escorregamento de duas superfícies metálicas são principalmente metal, o que a alta velocidade tendem a ser basicamente óxido de ferro.

Uma velocidade de 1 m/s é o suficiente para produzir picos de temperatura  $Q_{\text{máx.}}$  o suficientemente elevados ( $\gg 700^\circ\text{C}$ ) para produzir oxidação. O valor de  $Q_{\text{máx.}}$  é fortemente dependente da velocidade e varia muito com o carregamento. A presença de um filme de óxido na interface pode ser o suficiente para reduzir o desgaste meramente pelo efeito supressivo de sua presença, ou pelo menos reduzir o grau de interação entre as superfícies. Contudo os filmes óxido são finos e apresentam elevada dureza e fragilidade, e o desgaste ocorre principalmente pelo arranque deste material da superfície.

Em elevada velocidade, ou elevado carregamento, o filme óxido torna-se mais espesso e contínuo, apesar do calor gerado por atrito ser considerável, as camadas interiores subsequentes de material sofrem menor condução de calor da camada óxida, ou seja a camada óxida atua como um isolante térmico para as camadas internas. Contudo o calor gerado pode ser tal que o mesmo pode gerar deformações plásticas e até mesmo a fusão. O primeiro regime onde a camada de óxido é fina e frágil é denominado de desgaste por oxidação média, e o segundo é denominado de desgaste por oxidação severa, lembrando que severa e leve são a oxidação não a taxa desgaste.

O desgaste por oxidação leve tem sido objeto de intensas pesquisas ao longo das últimas décadas. A aplicação da relação de Arrhenius leva a equação 4.36, a qual relaciona a taxa de desgaste  $v$  com parâmetros de operação.

$$Q_{\text{ox}} = C e^{\left\{\frac{-Q_o}{RT_{\text{max}}}\right\}} * \frac{P}{U} \quad (4.36)$$

onde:

$Q_{\text{ox}}$  = taxa de desgaste;

$C$  = constante;

$Q_o$  = energia de ativação de oxidação para ferro;

$R$  = Constante universal molar dos gases;

$T_{\text{max.}}$  = Temperatura;

$P$  = pressão; e

$\bar{U}$  = velocidade de escorregamento.

Em caso de aços esse efeito pode ser complicado devido a formação de martensita. Algumas vezes o calor gerado em uma áspera, ou pico, aquecido provoca um fluxo de calor o suficientemente alto, na direção ao material de base das camadas interiores frias, que as vezes pode levar a formação de martensita, o que leva a um repentino aumento de dureza na superfície.

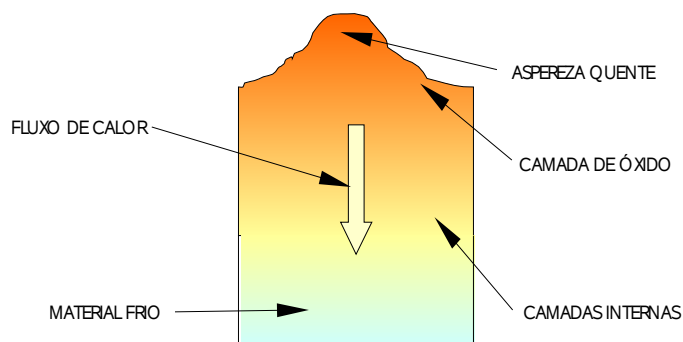


Figura 4.13 – Exemplo mostrando o fluxo de calor em uma aspereza na superfície de aço submetido a atrito.

Outro problema associado ao fluxo de calor gerado na ponta de uma aspereza, está no aparecimento de tensões residuais na superfície, resultado da expansão volumétrica decorrentes da transformação martensítica.

Velocidade maiores de deslocamento geram temperatura maiores, não levando somente ao aumento da taxa de oxidação, mas também resultando em um filme de óxido que pode estar amolecendo e se deformando localmente, absorvendo calor latente durante isto. O filme fino nessa região de desgaste por oxidação severa subsequente flui e se espalha por regiões mais frias da superfície de forma tão eficiente distribuindo esta energia com a solidificação do óxido. Assim a fusão de picos de asperezas é uma forma de uma forma mais uniforme de redistribuir o calor que flui para interior da superfície. Uma sensível idealização sobre a natureza e severidade dos contatos dos picos de asperezas foi realizada por Lim e Ashby em 1987 em uma tentativa de modelar o processo de oxidação, equação 4.35.

$$Q_{ox} = f_m * \left\{ AP + B \frac{\sqrt{P}}{U} \right\} \quad (4.37)$$

onde:

A e B são parâmetros próprios dos materiais; e

$f_m$  = fator de perda de oxido da superfície (Willians, 1994).

#### 4.4.4 Desgaste por Fadiga Superficial

Quando duas superfícies atuam em contato com rolamento, o fenômeno de desgaste é diferente do desgaste que ocorre entre superfícies que escorregam. Em superfícies em contato com rolamento surgem tensões de contato, segundo Herz, as quais produzem tensões de cisalhamento cujo valor máximo ocorre logo abaixo da superfície. Com o movimento de rolamento, a zona de contato desloca-se, de modo que a tensão de cisalhamento varia de zero a um valor máximo e volta a zero, produzindo tensões cíclicas que podem levar a uma falha por fadiga do material. Abaixo da superfície pode se formar uma trinca que se propaga devido ao carregamento cíclico podendo chegar à superfície lascando-a e fazendo surgir uma partícula superficial macroscópica com a correspondente formação de uma cavidade (pit). Essa ação, chamada de desgaste por fadiga superficial, é um modo comum de falha em mancais de rolamento, dentes de engrenagens, cames e em partes de máquinas que envolvem superfícies em contato com rolamento.

As características do processo de desgaste por fadiga são:

1 - As partículas que são removidas tendem a ser grandes, ou seja, sua dimensão e da ordem da área de contato sob tensão (ordem de grandeza de 100µm), enquanto que as partículas características de um desgaste por adesão para o material considerado seriam bem menores (ordem de grandeza de 30µm).

2 - A forma mais característica de uma cavidade formada pelo processo é de um leque, conforme mostra a figura 4.14.

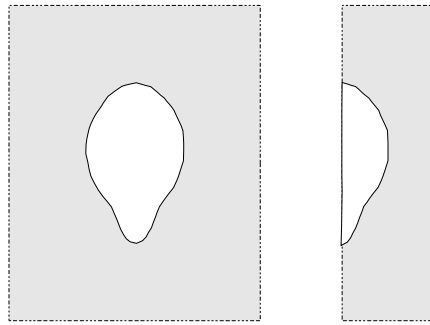


Figura 4.14 - Forma típica de uma cavidade (pit) mostrando a inclinação em relação à superfície e a forma de leque

A trinca chega à superfície como um pequeno "V" que irá crescer gradualmente para o interior da peça durante o processo de formação da partícula. Quando a partícula é deslocada, a orientação da trinca é tal que o vértice do V corresponde ao vértice da cavidade em forma de leque. As trincas de fadiga superficial são sempre inclinadas em relação à superfície, formando com ela um ângulo agudo e aprofundando-se na direção do movimento do rolamento da superfície oposta.

3 - O crescimento da trinca de fadiga superficial está relacionado com a ação do óleo lubrificante existente entre as superfícies. A teoria aceita é que o óleo entra na trinca que surgiu na superfície, é aprisionado pela superfície rolante que fecha a entrada da pista e fica submetido a altas pressões enquanto o elemento rolante avança. Este óleo aprisionado sob alta pressão age como uma cunha que aprofunda a trinca. Esta teoria é consistente com a observação da inclinação da trinca e da existência de uma viscosidade crítica de óleo. Para um dado material, acabamento e carga, existe uma viscosidade crítica de óleo abaixo da qual, na temperatura de operação, o óleo promoverá a formação de crateras (pitting). Óleos com viscosidade maior não causarão fadiga superficial pois não entram na trinca e não formam cunha.

A fadiga superficial (pitting) não ocorre sem óleo. Quando as superfícies rolantes são testadas a seco nota-se formação de escamas mas não de cavidades que somente surgirão pela ação do óleo.

4 - A vida do sistema é bastante dependente da carga, sendo a relação do tipo

$$Vd = \left(\frac{C}{L}\right)^3 \quad (4.38)$$

sendo **Vd** a vida em ciclos de carregamento, **L** a carga aplicada e **C** é uma constante.

5 - A faixa de variação da vida é enorme. Variações de 200:1 sob condições aparentemente idênticas, não são incomuns. Deve ser mostrado que em condições de desgaste por adesão embora a faixa de variação seja grande, geralmente não ultrapassa um fator 10.

As duas diferenças importantes entre a fadiga normal e a fadiga superficial são, primeiro, que as flutuações na vida são muito maiores em situações de contato por rolamento (fator > 100) do que nos casos normais de fadiga (fator -10).

Segundo, nos casos ordinários de fadiga existe um limite de tensão (usualmente entre um terço e metade da tensão de escoamento) abaixo do qual o material atinge uma vida infinita. Esse limite não existe para o caso da fadiga superficial. Essas diferenças dificultam projetar elementos com contato por rolamento com cargas elevadas e para uma vida longa e previsível. Não é possível projetar elementos com esse tipo de contato cujas tensões de contato estejam

abaixo de um certo valor e ter a certeza que foi eliminado a falha por fadiga superficial. Além disso, se conhecermos as condições que permitem uma determinada vida para um conjunto de elementos com contato por rolamento, digamos 90% deles, e muito difícil definir as medidas que levariam a garantir a mesma vida para 99,9%.

Os fabricantes de rolamento, por exemplo, definem a constante  $C$  da equação (4.36) como a capacidade dinâmica do rolamento, que é a carga radial que um grupo de mancais idênticos pode suportar para uma vida de 1 milhão de revoluções do anel interno, com, uma confiabilidade de 90%.

Em dentes de engrenagens deve ser considerada, também, a possibilidade de fadiga superficial. Em certos tipos de engrenagens como sem fim-coroa, ou engrenagens hipóides, existe uma combinação de rolamento e escorregamento, o que facilita o surgimento de trincas superficiais; desgaste por adesão, por abrasão, por corrosão ou por fadiga superficial são modos potenciais de falha. Portanto, resultados satisfatórios de operação em elementos potencialmente sujeitos a fadiga superficial somente podem ser obtidos com um projeto adequado, com uma manufatura cuidadosa e com o uso do lubrificante próprio para as condições de trabalho.

#### 4.7.1 Outras Formas de Desgaste

##### • Desgaste por Fusão

Fusões localizadas nas camadas mais externas da superfície de um sólido sujeito a desgaste é sempre uma possibilidade, a evidência desta ocorrência é observada em testes de desgaste em aços mesmos a velocidades inferiores a 1 m/s. A velocidades maiores o coeficiente de atrito pode diminuir, em alguns casos para valores muito baixos, como um se um filme de metal líquido atua-se na interface da mesma forma que um filme fluido na lubrificação hidrodinâmica. O calor gerado pelo trabalho viscoso (cisalhamento do fluido) tende a fundir mais material sólido da superfície, o que gera uma taxa de desgaste muito elevada, apesar do fato do coeficiente de atrito ser baixo. O metal removido da superfície pode ser eliminado sob a forma de faíscas ou partículas incandescentes, ou até mesmo, em casos extremos, se expulso sob a forma líquida ou jatos de vapor.

Uma analogia ao modelo para zona desgastada por fusão (derretimento) pode ser feita através do escorregamento de sólidos sob gelo ou neve, nesse o atrito induz ao derretimento que produz uma filme fino de água que produz o efeito de sustentação hidrodinâmica para o sólido.

A equação 4.41 relaciona parâmetros tais como dureza, difusividade térmica, calor latente de fusão de ambos os materiais, e parâmetros de processo tais como coeficiente de atrito local e a divisão entre a energia térmica entre as superfícies de contato (Ashby - Frost, 1982; Lim – Ashby, 1987).

$$v = A \bar{p} - \frac{B}{U} \quad (4.41)$$

onde:

$v$  = taxa de desgaste;

$A$  e  $B$  = parâmetros dos materiais e processo;

$\bar{p}$  = pressão hidrostática abaixo da aspereza;

$U$  = Velocidade de escorregamento entre as superfícies (Willians, 1994)

##### • Influência da velocidade no desgaste mecânico

Para velocidades de deslocamento menores do que 0,1m/s (equivalente a 10 em uma escala normalizada de 100) o aquecimento da superfície é desprezível, e o efeito da força de atrito é no sentido principal de deformar a superfície do metal, compartilhando este efeito na

direção de deslizamento e podendo causar a remoção de material geralmente sob a forma de pequenos detritos. Neste regime o comportamento do desgaste geralmente segue a equação de Archard (equação – 4.6) é o principal objetivo de qualquer modelo é prever o coeficiente de desgaste **K** em função dos parâmetros do material e processo. Como a velocidade passa a ter uma contribuir com uma parcela muito pequena do desgaste, o regime de desgaste é melhor representado pelos mapas como os da figura 4.16, os quais levam em conta alguns parâmetros geométricos e qualidade superficial.

- **Desgaste por Acomodação ou Partida (amacramento)**

O desgaste por acomodação ou desgaste de partida, popularmente conhecido como amaciamento, é caracterizado como sendo o processo desgaste gerado pela acomodação da superfície de componentes submetidos a movimento relativo, com carregamento leve ou plena, pela primeira vez. Este tipo de desgaste é resultante da melhoria da conformidade, topografia e compatibilidade tribológica, sendo muito comum em máquinas com lubrificação produzidas em série, tais como motores automotivos e caixas de redução.

Nesta condição a taxa de desgaste inicial é elevada, diminuindo a medida que as asperezas vão sendo removidas ou aplainadas e as superfícies em contato vão se acomodando. Assumindo que os detritos gerados no início são removidos, este tipo de desgaste tende a se estabilizar, o que permite após este período que o equipamento possa ser utilizado a pleno desempenho.

O mecanismo de desgaste de partida na realidade é uma combinação de mecanismo, principalmente adesão e abrasão, os quais operam simultaneamente. Uma vez passada a fase de amaciamento a taxa de desgaste diminui mantendo-se estável durante a vida útil do sistema. A figura 4.16 apresenta um gráfico típico de desgaste ao longo da vida de um componente, onde no período inicial a taxa de desgaste é relativamente alta seguindo um período de taxa menor o qual termina quando o mecanismo de fadiga passa a dominar.

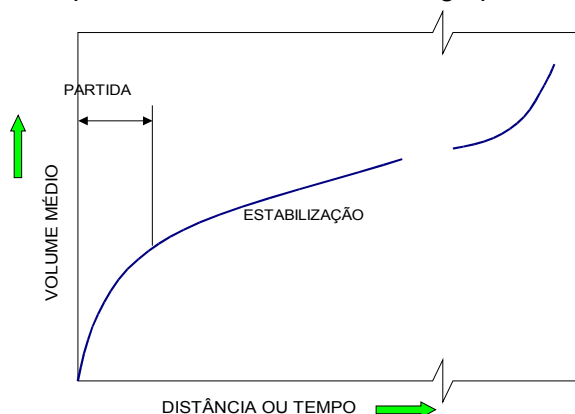


Figura 4.16 - Gráfico típico de desgaste ao longo da vida de um componente.

- **Desgaste por Corrosão**

Esta forma de desgaste ocorre quando o ambiente que envolve a superfície de deslizamento interage quimicamente com ela. Se o produto da reação é raspado da superfície, desgaste corrosivo terá ocorrido.

O primeiro estágio do desgaste por corrosão é o ataque corrosivo da superfície. Este estágio do processo de desgaste é idêntico ao que ocorre em um processo normal de corrosão. Quando uma superfície nua (por exemplo um metal) é exposta a um meio com o qual pode reagir, ocorre uma rápida reação inicial, que irá diminuindo com o tempo, (figura 4.17a). Associada -a diminuição dessa reação está a formação de um filme coeso na superfície que separa os dois elementos reativos, mais ou menos de modo perfeito. Para esse tipo de

combinação de materiais e ambientes (por exemplo alumínio e ar) a reação química cessa completamente após uma certa profundidade (para o alumínio é de ordem de  $2 \cdot 10^{-6}$  cm) de produto da reação formado. Em alguns casos, a reação química continua indefinidamente na mesma relação inicial (figura 4.17b) seja porque não há formação de filme protetor, seja porque o filme é poroso, frágil, ou se estilhaça.

Nestas circunstâncias ocorre perda de material da superfície mas que é independente de qualquer escorregamento que possa ocorrer, e que é determinada pelas características do processo corrosivo.

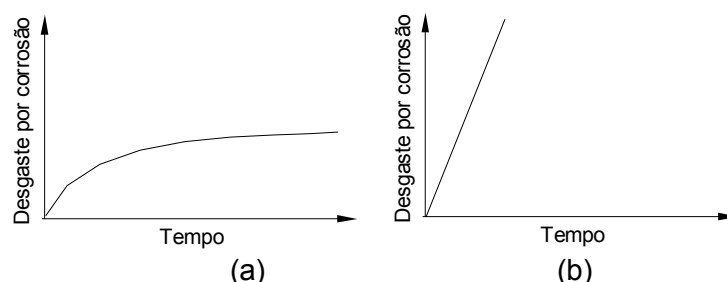


Figura 4.17 - Relação corrosão tempo para um sistema a.) em que se forma um produto da reação protetor e b.) em que não se forma filme, ou mesmo, que o filme não protege a superfície.

O segundo passo no processo de desgaste corrosivo consiste da raspagem do filme de produto da reação, como resultado do escorregamento entre as superfícies do sistema. Quando isto ocorre, a superfície nua e novamente exposta e o ataque corrosivo continua.

O processo de corrosão pode ocorrer simultaneamente as condições de desgaste por adesão ou por abrasão. Se o produto da corrosão é duro e abrasivo, partículas provenientes do processo corrosivo que possam existir entre as superfícies em contato, acelerarão o desgaste abrasivo.

Por outro lado, em alguns casos, principalmente quando o processo dominante é o desgaste por adesão, são utilizados produtos corrosivos, como fosfatos, sulfetos e cloretos metálicos que formam um filme macio proveniente da ação corrosiva, com baixos volumes de desgaste e com boas características lubrificantes (baixo atrito, bom acabamento superficial). Os lubrificantes usados em processos de corte de metais freqüentemente contêm cloro, enxofre e fósforo como aditivos para encorajar um desgaste corrosivo em lugar do desgaste por adesão que de outro modo ocorreria. Sulfetos hidrogenados gasosos e hidrocarbonetos halogenados são usados com o mesmo propósito em lubrificantes de extrema pressão (lubrificantes E.P.).

Até o momento não se dispõe de bons modelos quantitativos que possam permitir previsões da profundidade de desgaste sob condições de desgaste corrosivo, embora sugira, para os casos em que um filme protetor se forma, um valor de  $k = 10^{-4}$  a  $10^{-5}$  como possível de ser usado praticamente. Esse valor situa-se entre valores de escorregamento sem lubrificação e valores válidos para superfícies em condições de lubrificação limite.



## **CAPÍTULO 5**

### **PROJETANDO PARA DESGASTE**

#### **5.1 Introdução**

Sempre que houver a necessidade de desenvolver projetos onde haja movimento relativo entre dois componentes, o projetista deve estar preparado para lidar com o problema de desgaste. É ponto comum entre os tribologistas que seria impraticável pretender dispor de uma tabela de coeficientes de desgaste que fornecesse valores para todos os pares de materiais sólidos conhecidos, estando esses pares sob condição de contato de escorregamento a seco, ou sob todos os possíveis estados de lubrificação e contaminação. Então, neste capítulo são apresentados dois procedimentos de projeto para desgaste possíveis de serem aplicados.

Um primeiro procedimento é listar valores de coeficientes de desgaste para um número limitado de combinações sob um número limitado de condições de teste e esperar que, ao consultar a tabela, o projetista encontre uma condição de ensaio que seja o mais aproximado o possível da condição real que se apresente. Este é o procedimento seguido nas primeiras

tabulações de valores de coeficientes de desgaste, conforme as tabelas 5.1, 5.2 e 5.3 da *American Society of Mechanical Engineering* (ASME, 1980).

Tabela 5.1 – Coeficiente de desgaste segundo Holm – 1946

Par de Materiais	Ambiente	Coeficiente de desgaste K
Aço em Aço	Desconhecido	$126 \times 10^{-4}$
Ferro em Ferro	Ar seco	90
Ferro em Ferro	Ar seco a 200C	270
Ferro em Ferro	Ar damp	0,6
Ferro em Estanho (white metal)	Ar seco	1,2
Ferro em Estanho (white metal)	Ar Damp	1,0
Aço em ferro fundido	Lubrificado	0,6
Ferro em Ferro	Lubrificado	0,2

Tabela 5.2 – Coeficiente de desgaste segundo Archard – 1953

Superfícies Não lubrificadas	
Par de Materiais	K (para trasferir)
Cadmio em Cadmio	$57 \times 10^{-4}$
Zinco em Zinco	530
Prata em Prata	40
Cobre em Cobre	110
Platina em Platina	130
Aço mole em Aço mole (mild steel)	150
Aço inoxidável em Aço inoxidável	70
Cadmio em Aço mole (mild steel)	0,3
Cobre em Aço mole (mild steel)	5
Platina em Aço mole (mild steel)	5
Aço mole em Cobre	1,7
Platina em Prata	0,3

Tabela 5.3 – Coeficientes de desgaste segundo Hirst (1957)

Par de Materiais	Coeficiente de desgaste K
Aço baixo carbono em Aço baixo carbono	$70 \times 10^{-4}$
Bronze 60/40 em aço ferramenta	6
Teflon em aço ferramenta	0,25
Bronze 70/30 em aço ferramenta	1,7
Plástico Lucite <sup>a</sup> em aço ferramenta	0,07
Baquelite moldada em aço ferramenta	0,024
Prata em aço ferramenta	0,6
Cobre Berílio em aço ferramenta	0,37
Aço ferramenta em aço ferramenta	1,3
Stellite #1 em aço ferramenta	0,55
Aço inoxidável ferrítico em aço ferramenta	0,17
Baquelite Laminada em aço ferramenta	0,0067
Metal duro em aço ferramenta	0,04
Polietileno em aço ferramenta	0,0013

Par de Materiais	Coefficiente de desgaste K
Metal duro em Metal duro	0,01

O segundo procedimento consiste em classificar todos os materiais possíveis e condições de escorregamento em um número limitado de categorias, para então dar valores de coeficiente de desgaste para as categorias. Neste caso, ao usar a tabela, deve-se primeiramente encontrar a categoria que mais se aproxime da aplicação em questão, para então obter um valor correspondente. A vantagem desse procedimento é que aumenta muito a probabilidade de se encontrar um coeficiente de desgaste nesse tipo de tabela que sirva na aplicação em questão. Outra vantagem é ter uma tabela sistemática e que se torna mais fácil avaliar os efeitos produzidos com mudanças nas condições de escorregamento, por ex. pela mudança de um dos materiais ou pelo uso de lubrificante.

A tabela 5.4 é um exemplo de tabela sistemática para uso na análise da maioria das superfícies metálicas sob condições de desgaste por adesão.

Tabela 5.4 – Coeficientes de desgaste segundo Rabinowicz – 1958

Condição	Metais em Metais		Não Metais em Metais
	Favorável	Não favorável	
Limpo	$1,7 \times 10^{-3}$	$6,7 \times 10^{-5}$	$1,7 \times 10^{-6}$
Com lubrificação pobre	$6,7 \times 10^{-5}$	$3,3 \times 10^{-5}$	$1,7 \times 10^{-6}$
Com Lubrificação média	$3,3 \times 10^{-6}$	$3,3 \times 10^{-6}$	$1,7 \times 10^{-6}$
Com lubrificação excelente	$3,3 \times 10^{-7}$	$3,3 \times 10^{-7}$	$3,3 \times 10^{-7}$

**Observação:** Com os valores de k das tabelas 5.1 a 5.4 deve ser usada a expressão 4.39

$$Q_{ad} = K \left( \frac{WL}{H} \right) \equiv K \left( \frac{W.L}{3 \cdot \sigma_e} \right) \quad (5.1)$$

Tabela 5.5 – Coeficiente de desgaste para desgaste por adesão

	Metais em Metais			
	Idêntico	Compatível	Parcialmente compatível/incompatível	Incompatível
Sem Lubrificação	$1500 \times 10^{-6}$	$500 \times 10^{-6}$	$100 \times 10^{-6}$	$15 \times 10^{-6}$
Com lubrificação pobre	300	100	20	3
Com Lubrificação média	30	10	2	0,3
Com lubrificação excelente	1	0,3	0,1	0,03

Tabela 5.6 – Coeficiente de desgaste para Titânio e suas ligas

	Idênticos	Outras combinações
Sem Lubrificação	$1.000 \times 10^{-6}$	$500 \times 10^{-6}$
Com lubrificação pobre	300	100

	Idênticos	Outras combinações
Lubrificante a base de hidrocarboneto (Ex. Óleo mineral)	1.000	100
Lubrificante polar (Ex. Policlorotrifluorcarbono)	50	25

Antes de discutir as tabelas 5.4, 5.5 e 5.6 é importante considerar o princípio do método de categorização e descrever os termos nele utilizados.

Os eixos verticais e longitudinais da tabela indicam os dois fatores mais importantes no desgaste por adesão. No eixo horizontal, é mostrada a tendência dos metais em escorregamento aderir fortemente um ao outro, em função da sua compatibilidade metalúrgica, enquanto o eixo vertical indica o grau de limpeza ou de lubrificação da superfície em escorregamento. Ambos são fatores significativos, já que o coeficiente de desgaste varia acima de duas ordens de grandeza dependendo do grau de compatibilidade e acima de três ordens de grandeza dependendo da contaminação da superfície.

Os parâmetros usados na tabela são baseados nos valores de desgaste de metais com estrutura cúbica que foram obtidas em testes experimentais. Metais com estrutura hexagonal, metais nobres e metais com componentes auto-lubrificantes seguem regras diferentes e foram considerados separadamente.

Com relação as tabelas 5.5 e 5.6 de coeficientes de desgaste nota-se que essas são tabelas para coeficientes de desgaste adesivo. Se a forma predominante de desgaste for de tipo diferente como por exemplo desgaste abrasivo ou desgaste corrosivo, essas tabelas não se aplicam. Para outros mecanismos de desgaste deve-se consultar as tabelas apresentadas nas seções sobre desgaste por atrito (*fretting*), desgaste corrosivo ou desgaste abrasivo.

Entretanto, deve-se notar que quando o modo predominante de desgaste é um desses outros, desgaste adesivo também ocorrerá e, nesse caso, o coeficiente de desgaste global será, geralmente, a soma dos dois valores de coeficiente de desgaste. Em alguns casos, a habilidade para determinar a grandeza dos vários coeficientes de desgaste é importante na avaliação do modo predominante de desgaste.

Deve-se notar também que essas tabelas devem ser usadas com superfícies metálicas na condição de escorregamento.

## 5.2 Categorias

### 5.2.1 Metal contra metal

Esta categoria inclui metais elementares, como por ex. cobre, e inclui ligas, tanto de fase simples (por ex. bronze ao estanho), quanto de fase múltipla (por ex. latão), na condição de escorregando contra outros metais. Materiais compostos constituídos de metais e não metais (ex. metal-teflon ou composto metal-grafite) são caracterizados pelo material presente em mais alta concentração volumétrica. Assim, um composto 80 Cu 20 Teflon é considerado metal, enquanto um composto 80 Teflon 20 Cu é considerado não metal. Poucos materiais apresentam propriedades que os situam entre os metais e os não metais. Os materiais mais importantes nesta categoria são os carbonetos metálicos, como por exemplo o carboneto de tungstênio presente no metal duro. Pode-se considerá-lo como na metade do caminho entre

metais e não metais. Para esses, primeiro determina-se o valor do coeficiente de desgaste assumindo que o material é metálico e incompatível com a outra superfície metálica em escorregamento, após, determina-se o valor do coeficiente de desgaste assumindo que seja não metálico e, então, calcula-se a média geométrica.

### **Sub - categorias em metal contra metal**

#### **→ Metais idênticos**

Esta categoria consiste de combinações elementares idênticas, como cobre contra cobre, bem como, combinações idênticas envolvendo ligas como por exemplo o bronze ao alumínio em bronze ao alumínio), ou mesmo combinações envolvendo um metal de uma liga onde ele é o principal componente (por ex., cobre em cobre ao alumínio). Duas ligas diferentes do mesmo metal (por ex., bronze ao alumínio e bronze ao fósforo) são também idênticas.

Se em uma liga nenhum componente tem uma concentração superior a 60%, essa liga escorregando contra si mesmo deve ser considerada como “compatível” ao invés de “idêntica”. O motivo dessa recomendação é melhor compreendido com o seguinte exemplo: uma liga consiste de 60% do componente a, 30% do b, e 10% do c, em volume. Se a concentração no interior for semelhante à da superfície e escorregando sua liga contra ela mesma, 36% do contato consistirá de a em a, 9% de b em b e 1% de c em c, perfazendo um total de 46% de contatos idênticos, enquanto os restantes 54% são de contatos diferentes. Assim, a categoria idêntica não é garantida e a categoria logo a seguir, compatível, é mais apropriada.

Esse procedimento de caracterizar combinações envolvendo ligas como idêntica ou em uma categoria inferior, pode ser refinado. Por exemplo, se no caso acima os materiais a, b e c são compatíveis, pode-se considerar que o coeficiente de desgaste da combinação: fica a 54% da distância entre os valores de k idêntico e compatível (em um sentido geométrico), isto é:

$$\log k_{\text{liga}} = 0,54 \log k_{\text{compatível}} + 0,46 \log k_{\text{idêntico}} \quad (5.2)$$

#### **→ Metais compatíveis**

Consistem de metais que são metalurgicamente compatíveis, de modo que seus diagramas binários de fase mostram miscibilidade líquida completa, e ou solubilidade sólida completa ou mesmo solubilidade sólida de um metal no outro na temperatura ambiente de no mínimo 1% por volume.

É importante salientar que existe outra terminologia que se refere a materiais “compatíveis quanto ao atrito” como aqueles que apresentam baixo atrito e desgaste durante o escorregamento. Infelizmente, metais metalurgicamente compatíveis são incompatíveis quanto ao atrito e desgaste, e vice versa. As referências aqui feitas correspondem a compatibilidade ou incompatibilidade metalúrgicas, figura 5.1.

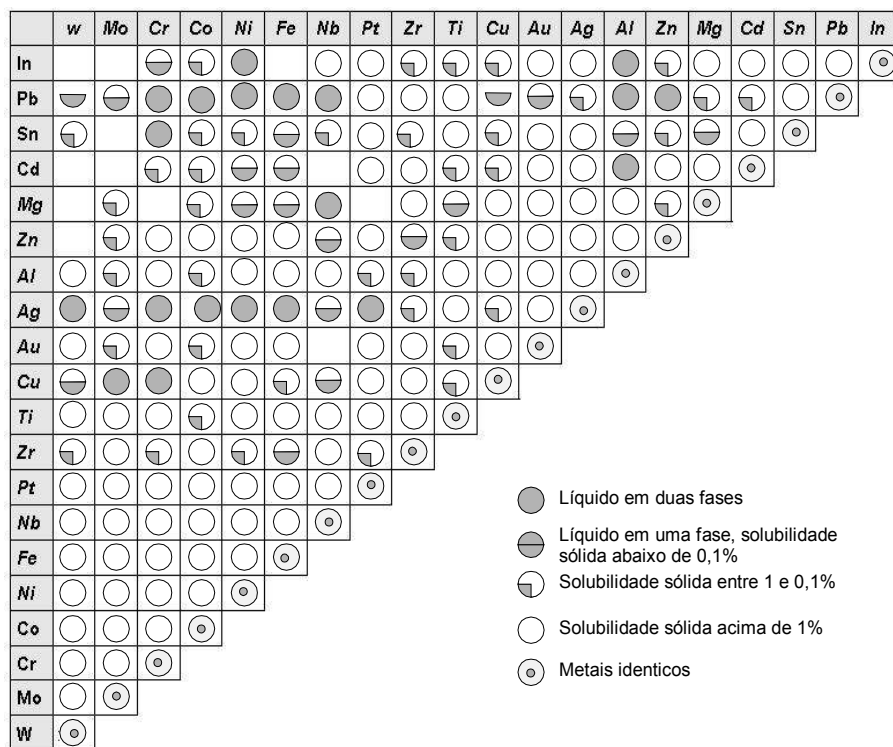


Figura 5.1 – Gráfico de compatibilidade baseado no diagrama de fases binárias

A carta de compatibilidade mostrada na Figura 5.1 apresenta 175 situações de compatibilidade. Esta é uma pequena amostra dos 2450 pares que podem ser formados com os 70 elementos metálicos. Entretanto, informações sobre a fase binária da maioria desses pares não são disponíveis.

Nessa carta, os pares compatíveis são representados por um círculo branco.

#### → Metais parcialmente compatíveis e parcialmente incompatíveis

Metais parcialmente compatíveis são pares de metais elementares (ou de suas ligas) que formam uma solução quando fundidos juntos, e tem solubilidade sólida limitada, entre 0,1% e 1% em temperatura ambiente.

Na carta de compatibilidade, pares parcialmente compatíveis são indicados por um círculo que tem uma quarta parte preta e três quartos branco.

Metais parcialmente incompatíveis formam uma solução quando fundidos, mas tem uma solubilidade sólida muito limitada (menos que 0,1%) na temperatura ambiente.

Metais parcialmente incompatíveis são representados na carta por um círculo metade preto e metade branco.

Na tabela de coeficientes de desgaste, os metais parcialmente compatíveis e parcialmente incompatíveis são colocados na mesma categoria porque a diferença dos coeficientes de desgaste é pequena. Teoricamente, os parcialmente incompatíveis devem desgastar menos do que os parcialmente compatíveis.

#### → Metais incompatíveis

Consistem dos pares de metais que formam duas fases quando fundidos. No diagrama de compatibilidade são representados por um círculo cinza escuro.

#### → Metal em não metal

As propriedades de desgaste desse tipo de combinação é geralmente determinada pelo componente não metálico, e não será considerada aqui.

- **Descrição dos termos das linhas da tabela de coeficientes de desgaste**
  - **Superfícies não lubrificadas, no ar**

Esta categoria consiste de superfícies que foram limpas por abrasão, desengorduradas por vapor, ou por um processo de limpeza alcalino, e trabalham no ar sem a presença de lubrificantes.

- **Lubrificação pobre**

Esta categoria descreve a situação onde existe um líquido que está presente na interface, mas que não tem característica lubrificante. Líquidos típicos que se enquadram nesta categoria são a água e líquidos análogos, como solução salina, álcool etílico, querosene ou mercúrio.

- **Lubrificação boa**

Esta categoria inclui superfícies cobertas pelos líquidos típicos conhecidos por suas habilidades lubrificantes quando aplicados em superfícies metálicas. Líquidos a base de petróleo, lubrificantes sintéticos, glicóis e líquidos inorgânicos como vidro fundido e óxido bórico fundido.

- **Lubrificação excelente**

Esta categoria inclui superfícies lubrificadas com lubrificantes a base de petróleo com mistura cuidadosa de aditivos, bem como, certos lubrificantes sintéticos como os ésteres dicarboxílicos e, também, alguns dos líquidos mencionados na categoria anterior quando aplicados com cuidado sobre as superfícies consideradas. Além disso, as superfícies devem trabalhar com tensões moderadas, ou em um modo combinado de escorregamento rolamento e a velocidade de escorregamento deve ser moderada para que a temperatura do lubrificante não exceda sua temperatura de transição. Nessas condições, as superfícies em escorregamento assumem uma aparência polida e, é nestes casos de escorregamento que esse nível de coeficiente de desgaste é aplicado.

Deve ser salientado que o processo de desgaste com lubrificação excelente ocorre pela remoção de material das superfícies em escorregamento em uma escala muito fina - possivelmente em uma escala atômica. Em contraste com as outras formas de lubrificação onde o material é removido na forma de partículas de desgaste cujo diâmetro está na faixa de 1 a 100  $\mu\text{m}$ .

Com metais iguais ou compatíveis, é muito difícil conseguir lubrificação excelente, exceto em circunstâncias especiais como com movimento combinado de escorregamento e rolamento, que existe em dentes de engrenagens, ou na transição de lubrificação limite para a lubrificação fluida ou lubrificação elastohidrodinâmica, que existe com superfícies lubrificadas com fluidos e velocidades de escorregamento intermediárias.

Com metais parcialmente compatíveis ou parcialmente incompatíveis a lubrificação excelente é atingida mais facilmente, mas mesmo aqui existem limitações, por exemplo, que a pressão aparente interfacial (relação entre a carga normal e a área aparente de contato) seja menor que 0,05 da dureza.

Em muitos sistemas com lubrificação limite, a transição entre a lubrificação boa e a lubrificação excelente ocorre durante o processo de amaciamento.

### 5.3 Desgaste em Superfícies Lubrificadas

**A.** Teoricamente, desgaste adesivo não ocorre quando as superfícies em escorregamento são separadas por um filme completo de fluido, como na lubrificação hidrostática, na lubrificação hidrodinâmica ou na lubrificação elastohidrodinâmica. Praticamente, desgaste pode ocorrer nos arranques e nas paradas quando ocorre contato momentâneo motivado por vibrações, ou quando partículas sólidas penetram no filme de fluido. Entretanto, valores de desgaste podem ser obtidos nos arranques e nas paradas se os percursos percorridos durante a lubrificação limite puderem ser determinados.

**B.** Desgaste muito pequeno ocorre com rolamento puro (por ex. dois cilíndricos idênticos e paralelos rolando em contato). Entretanto, na maioria dos casos práticos (por ex. em mancais de esferas, engrenagem, rodas em trilhos) ocorre escorregamento na interface com uma relação típica escorregamento/rolamento de poucos por cento. Esse escorregamento muitas vezes produz uma quantidade de desgaste comparável com a encontrada em escorregamento normal, mas em geral o coeficiente de desgaste é menor (aproximadamente uma linha na tabela 4.12).

**C.** Na descrição anterior foram consideradas condições de lubrificação “boas” e “pobres”, de uma maneira absoluta. Realmente, os lubrificantes mantêm sua efetividade somente enquanto a temperatura na interface for menor do que a temperatura de transição, valor específico de temperatura característica desse lubrificante. Se essa temperatura é excedida, a qualidade do lubrificante cai rapidamente. Em termos da tabela 4.12, essa deterioração pode ser considerada como equivalente a um deslocamento vertical de uma linha (isto é, de bem lubrificado para pobremente lubrificado, de pobremente lubrificado para não lubrificado). Se o estado inicial de escorregamento era lubrificação excelente, a deterioração corresponde a duas linhas, ou seja, lubrificação pobre.

Com temperatura ainda mais elevada, deve haver uma deterioração adicional na lubrificação, passando à condição não lubrificada.

Para um lubrificante mineral típico, a temperatura de transição é cerca de 1500°C, enquanto que para um bom lubrificante sintético chega a 210°C. Para outros tipos de lubrificantes essa temperatura varia bastante. Nos lubrificantes pobres é, geralmente, 50°C somente, ou esse valor acima do ponto de solidificação de lubrificante., enquanto com lubrificantes bons pode estar 200°C acima desse ponto.

### 5.4 Materiais com Propriedades Excepcionais de Desgaste

#### - Metais nobres

Se o metal mais mole é prata, ouro, paládio, platina, irídio, o coeficiente de desgaste é somente um terço do que seria se o metal formasse uma camada de óxido. Assim, para determinar o coeficiente de desgaste para um metal nobre, localize a posição apropriada na tabela 5, leia o valor correspondente e divida por três.

A razão dos metais nobres apresentarem menor desgaste do que os outros metais não é bem conhecida, mas pode ser relacionada como fato que, com outros metais, a ruptura da camada oxidada leva a um certo desgaste e essa ruptura não ocorre com metais nobres.

#### - Metais com estrutura hexagonal e suas ligas

Metais como zinco e cádmio devem ser tratados como metais com estrutura cúbica. Metais como titânio e zircônio tem coeficientes de desgaste mostrados na tabela 6. Outros



metais com estrutura hexagonal como cobalto e magnésio apresentam coeficiente de desgaste menor do que os metais cúbicos e o valor a ser usado pode ser obtido da tabela 5 como se os metais não fossem hexagonais e adotar o valor da mesma linha mas uma coluna para a direita.

#### - Materiais de difícil categorização -

Ligas com componentes moles e metais auto-lubrificados.

#### - Liga com componentes moles

Como foi estabelecido anteriormente, a regra geral de relação de compatibilidade de uma liga é determinada pelo componente presente com maior concentração em volume, enquanto outros componentes são ignorados. Aqui, é apresentada uma exceção a essa regra, aplicada quando um componente com concentração em volume menor que 8% pode afetar o coeficiente de desgaste desde que duas condições sejam preenchidas:

- a. O componente é mais mole que o componente principal, no mínimo 3X.
- b. O componente não é mais compatível que o componente principal, em relação à outra superfície em escorregamento.

Nesse caso, leia o valor de  $k$  correspondente ao constituinte principal, o valor de  $k$  para o componente mais mole e torne a média geométrica.

(Explicação: o metal mais mole, menos compatível, provavelmente estará presente em maior quantidade na interface, o que afeta o coeficiente de desgaste).

**Exemplo:** Qual é o valor de  $k$  para um eixo de aço escorregando contra um mancal de cobre-chumbo (84 Cu 16 Pb), na presença de um bom lubrificante?

A concentração de chumbo na liga pode ser considerada como 12% em volume. Além disso, a carta de compatibilidade mostra que o chumbo é metalurgicamente incompatível com o ferro, enquanto o cobre é parcialmente compatível com o ferro. Portanto, o chumbo é menos compatível com o ferro do que o cobre. Assim, as duas condições antes mencionadas para o chumbo influenciar a compatibilidade da combinação são obedecidas. Como  $k$  para a combinação parcialmente compatível, cobre com o ferro, é  $2 \times 10^{-6}$ , enquanto  $k$  para a combinação incompatível, chumbo com o ferro, é  $0,3 \times 10^{-6}$ , pode-se calcular o  $k$  da liga cobre-chumbo com o ferro como sendo a média geométrica dos dois valores, ou seja  $0,78 \times 10^{-6}$ .

#### - Metais compostos auto - lubrificados

Esta categoria de materiais consiste de composições com metal-grafite, metal-teflon e metal- $\text{MoS}_2$ , quando a substância auto-lubrificada está presente em uma concentração de 8% ou mais em volume. Quando uma das duas superfícies em escorregamento consiste de um composto auto-lubificado, o lubrificante sólido garante um nível de lubrificação que se pode considerar, grosseiramente, como média entre “lubrificação pobre” e “lubrificação boa” (o valor de  $k$  é a média geométrica dos valores para as duas condições). Na prática, quando o estado de lubrificação das superfícies é “não lubrificado” ou “pobremente lubrificado” use a média geométrica entre os valores de  $k$  válidos para “lubrificação pobre” e “boa lubrificação”. Quando o lubrificante é bom ou o estado de lubrificação é excelente, o lubrificante sólido não afeta o valor de  $k$ .

Ferro fundido pode ser considerado um componente auto-lubificado, entretanto um composto em que o conteúdo de grafite é muito baixo para garantir uma boa lubrificação. O valor de  $k$  para “lubrificação pobre” é apropriado para sistemas em escorregamento que envolvem ferro fundido.

## 5.5 Projetando para Desgaste Zero

### 5.5.1 Modelo Empírico para Desgaste Zero

Nas discussões dos vários mecanismos de desgaste por escorregamento feitas capítulo anterior, foi abordado que os modelos existentes para previsão do desgaste por escorregamento não estavam ainda bem desenvolvidos. Entretanto, um método empírico para previsão do desgaste por escorregamento foi desenvolvido, e as correspondentes constantes empíricas foram determinadas para uma grande variedade de combinações de materiais e lubrificantes para várias condições de operação. Esse desenvolvimento empírico permite ao projetista especificar configurações ao projeto para garantir "desgaste zero" durante a vida útil necessária ao componente.

Desgaste zero é definido como o desgaste de magnitude tão pequena, que o acabamento superficial durante o processo de desgaste não é significativamente alterado. Ou seja, a profundidade de desgaste para desgaste zero é da ordem da metade da altura máxima das rugosidades, avaliada por  $R_t$ .

Se um passo é definido como a distância de escorregamento,  $Aa$  é a dimensão da área de contato aparente na direção de escorregamento,  $n$  é o número de passos,  $\tau_{m\acute{a}x}$  é a máxima tensão tangencial na vizinhança da superfície,  $\tau_e$  é a tensão tangencial de escoamento do material especificado, e  $\gamma_r$  é uma constante para a combinação particular de material e lubrificante, o modelo empírico indica que ocorrerá desgaste zero para  $n$  passos se:

$$\tau_{max} \sqrt[2]{2 \frac{X10^3}{n}} \leq \gamma_r \tau_e \quad (5.3)$$

ou, interpretada de outro modo, o número de passos que pode ser executado sem que o nível de desgaste zero seja ultrapassado é dado por:

$$n = 2 X10^3 \left[ \frac{\gamma_r \tau_e}{\tau_{max}} \right]^9 \quad (5.4)$$

É importante salientar que a constante  $\gamma_r$  é referida a 2000 passos e deve ser determinada experimentalmente. Desta forma  $\gamma_r$  pode assumir uma série de valores de acordo com a condição de escorregamento, tais como:

- para lubrificação quase hidrodinâmica,  $\gamma_r$  varia entre 0,54 e 1,0;
- para atrito seco ou lubrificação limite,  $\gamma_r$  é 0,54;
- para materiais com pequena suscetibilidade para desgaste por adesão e;
- para materiais com alta suscetibilidade para esse tipo de desgaste é 0,20.

Na tabela 5.7 são dados valores para  $\gamma_r$  para várias combinações de materiais e lubrificantes. O cálculo para a máxima tensão de cisalhamento  $t_{m\acute{a}x}$  na vizinhança da superfície de contato deve incluir forças normais e de fricção. Assim, para geometrias que se adaptam, como superfície plana em superfície plana ou eixo em mancal radial, o ponto crítico na interface de contato pode ser analisado pela teoria da máxima tensão tangencial, para determinação de  $t_{m\acute{a}x}$ . Então, como existem somente uma componente normal de tensão e uma componente tangencial, gerada pela força de atrito, o estado de tensões é aproximadamente bi-axial e

$$\tau_{max} = k_e \sqrt{\left(\frac{\sigma_n}{2}\right)^2 + \tau_a^2} \quad (5.5)$$

onde a tensão normal  $s_n$  é igual à pressão normal  $p_o$ , a tensão tangencial  $t_a$  gerada pelo atrito é igual ao coeficiente de atrito  $m$  vezes a pressão normal  $p_o$ , e  $k_e$  é um fator de concentração de tensão que considera a forma dos bordos e cantos e a ser determinado experimentalmente. Valores típicos de  $k_e$  variam entre 2 e 3 - para bordos arredondados, até 1000 - para bordos com cantos agudos.

Tabela 5.7 - Valores da Constante  $\gamma_r$  e  $\mu$  para Várias Combinações de Materiais e Lubrificantes

Combinação de Material	Lubrificante veja tabela	$\gamma_r$	$\mu$
Aço 52100 em aço inox 302	Seco	0,20	1,0
	A	0,20	0,19
	B	0,20	0,16
	C	0,20	0,21
Aço 52100 em aço 1045	Seco	0,20	0,67
	A	0,54	0,15
	B	0,20	0,17
	C	0,20	0,28
	D	0,54	0,08
Aço 52100 em aço 52100	Seco	0,20	0,60
	A	0,20	0,21
	B	0,54	0,16
	C	0,20	0,21
	D	0,54	0,10
Aço 52100 em alumínio 356	Seco	0,20	1,40
	A	0,54	0,22
	B	0,54	0,17
	C	0,54	0,23
	D	0,54	0,10
Aço 52100 em bronze sinterizado	Seco	0,20	0,26
	A	0,20	0,23
	B	0,20	0,11
	C	0,20	0,18
Aço inox 302 em aço inox 302	Seco	0,20	1,02
	A	0,20	0,16
	B	0,20	0,15
	C	0,20	0,17
Aço inox 302 em aço 1045	Seco	0,20	0,17
	A	0,20	0,16
	B	0,54	0,14
	C	0,54	0,15
	D	0,54	0,11

Tabela 5.7 - Valores da Constante  $\gamma_r$  e Coeficientes de Atrito  $\mu$  para Várias Combinações de Materiais e Lubrificantes - Continuação

Combinação de Material	Lubrificante veja tabela	$\gamma_r$	$\mu$
Aço 52100 em camada de cromo sobre base de aço 1018	Seco	0,20	0,51
Aço 52100 em alumínio anodizado sobre base de 2024	Seco	0,54	0,16
Aço inox 302 em alumínio 356	Seco	0,20	1,78
	A	0,54	0,18
	B	0,54	0,21
	C	0,54	0,18
	D	0,54	0,10
Aço inox 302 em teflon	Seco	0,54	0,09
	A	0,54	0,15

Combinação de Material	Lubrificante veja tabela	$\gamma_r$	$\mu$
	B	0,54	0,11
	C	0,54	0,12

Tabela 5.9. Características dos Lubrificantes A, B, C e D usados na Tabela 5.7.

ÓLEO A		ÓLEO B
SOCONY VACCUM GARGOYLE PE 797		ESSO STANDARD OIL MILLCOT K - 50
Tipo	parafínico	Naftênico
Ponto de fulgor	405°F	435°F
Ponto de fluidez	20°F	15°F
Densidade	33,0 API	23,1 API
Índice de viscosidade	105	77
Neutralização n°	0,05	0,03
Tipo de aditivo	oxidação e corrosão	oxidação e coesão
ÓLEO C		ÓLEO D
TEXACO - 0 - 5606		ÓLEO A + ÁCIDO ESTEÁRICO
	parafínico	0,2% do peso
	200°F	
	-75°F	
	1,15 – 1,18	
	188	
	0,20	
	Melhorador do índice de viscosidade e anti desgaste	

Dessa forma a equação (5.3) pode ser re-escrita da seguinte forma:

$$\tau_{max} = k_e \sqrt{\left(\frac{p_o}{2}\right)^2 + (\mu p_o)^2} \quad (5.6)$$

ou

$$\tau_{max} = k_e p_o \sqrt{\left(\frac{1}{2}\right)^2 + \mu^2} \quad (5.7)$$

Para elemento deslizante plano com área aparente de contato  $A_a$  sob carga normal  $L$

$$p_o = \frac{L}{A_a} \quad (5.8)$$

Para um eixo de um mancal radial com o mesmo diâmetro nominal  $d$  e comprimento  $l$ .

$$p_o = \frac{L}{ld} \quad (5.9)$$

Expressões para a máxima tensão cisalhante no caso de outros tipos de geometrias podem ser encontrados em livros de resistência dos materiais.

O número de passos é dado, normalmente, por expressões que consideram o número de ciclos, cursos, oscilações, ou horas de operação na vida prevista no projeto. Na maioria dos pares de escorregamento, um elemento permanece completamente carregado durante a operação, enquanto o segundo elemento fica periodicamente descarregado após a passagem da carga, ou o segundo elemento pode ficar somente parcialmente descarregado se o movimento é oscilatório. Para o elemento completamente carregado o número de passos  $n_c$  por operação unitária é:

$$n_c = \frac{D_e}{W} \quad (5.10)$$

onde  $D_e$  é a distância de escorregamento por operação unitária e  $W$  a largura da área de contato na direção do escorregamento. Onde o número de passos por operação para o elemento descarregado é:

$n_d = \text{Número de carregamentos por operação}$

Para movimentos oscilatórios em que o segundo elemento é parcialmente descarregado, o número de passos para uma oscilação completa é, para esse elemento,

$$n_{pd} = \frac{D_e}{W} \quad (5.10)$$

e para o elemento carregado

$$n_c = 2 \quad (5.20)$$

Utilizando essas definições e uma análise apropriada das tensões na interface de desgaste, pode-se projetar para desgaste zero usando (4.41) ou (4.42), juntamente com constantes empíricas do tipo mostrado na tabela 4.14.

Segundo SAE (1980), o uso desta técnica tem levado à obtenção de projetos bem sucedidos.

## CAPÍTULO 6

### LUBRIFICANTES

#### 6.1 Introdução à Teoria da Lubrificação

Segundo Fuller, a lubrificação com filme fluido é a atividade industrial mais difundida. Sendo que, sob o ponto de vista tecnológico, comparada unicamente a eletricidade (Fuller, 1984).

Historicamente os primeiros estudos científicos sobre atrito e lubrificação foram realizados por Leonardo D'Vinci no século XVI. No século seguinte (1687) Isaac Newton introduz o conceito de viscosidade (1687).

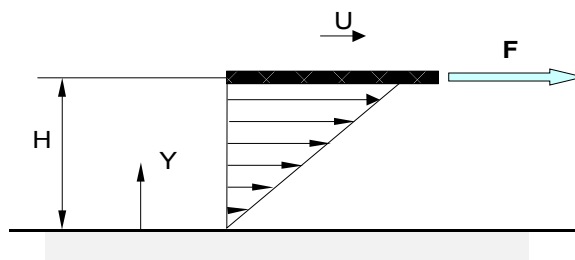


Figura 6.1 – Perfil de velocidade de uma placa deslizando sobre um fluido

$$F = t A \quad (6.1)$$

onde:

$$t = m \frac{\partial u}{\partial y} \quad [\text{Lei de Newton}] \quad (6.2)$$

$$t = m \frac{U}{h} \quad (6.3)$$

O Século XIX, impulsionado pelas necessidades da revolução industrial, foi fértil em pesquisadores sobre o assunto. Esse século trás as figuras de Navier (1823) e Stokes (1845) os quais desenvolvem as equações para fluidos viscosos, equação (6.4).

$$S \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (6.4)$$

No mesmo período Thruston (1879) determina a relação entre o coeficiente de atrito viscoso e carga, concluindo que o coeficiente de atrito viscoso depende da velocidade, indo de encontro a terceira lei do atrito, postulada por Coulomb. A terceira lei do atrito afirma que o atrito entre duas superfícies sólidas, sofrendo escorregamento, independe da velocidade, exceto para velocidades extremamente altas.

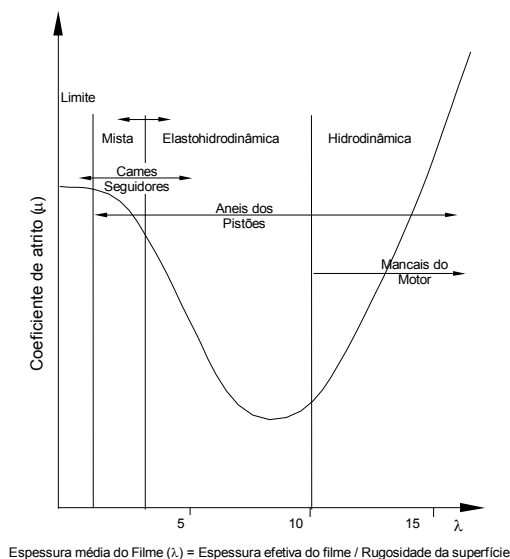


Figura 6.2 – Relação de Thruston

Petrov em 1883, foi o primeiro pesquisador a postular sobre a natureza hidrodinâmica do atrito viscoso, conforme a figura 6.3.

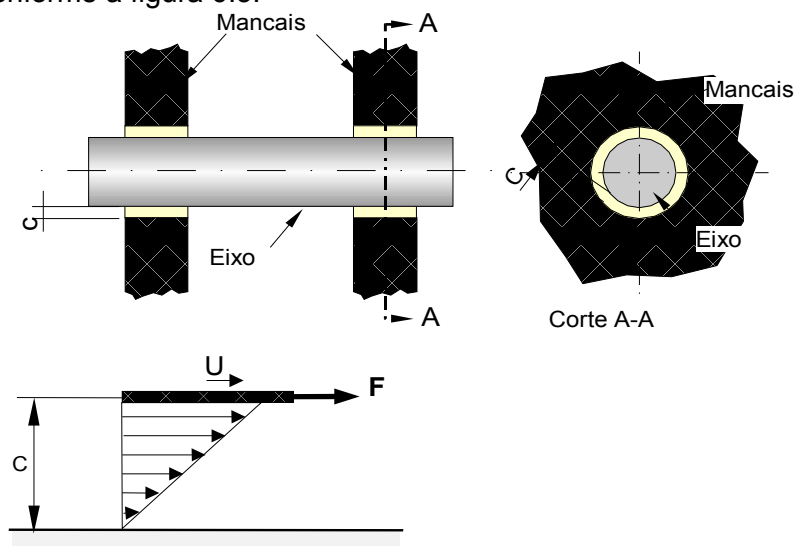


Figura 6.3 – Considerações de Petrov

Da figura 6.3 temos :

$$\tau = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right) = \mu \left( \frac{U}{c_l} \right) \quad (6.5)$$

Com base na equação (6.5), Petrov obteve a expressão para determinação coeficiente de atrito viscoso, também denominada de Lei de Petrov.

$$f = \frac{\mu \cdot A \cdot U}{c_l \cdot L} \quad (6.6)$$

onde:

$c_l$  = folga

L = carregamento suportado

Beauchamp Tower (1883) durante seus experimentos para observar a melhor forma de lubrificação de um eixo, conseguiu validar experimentalmente a equação de Reynolds.

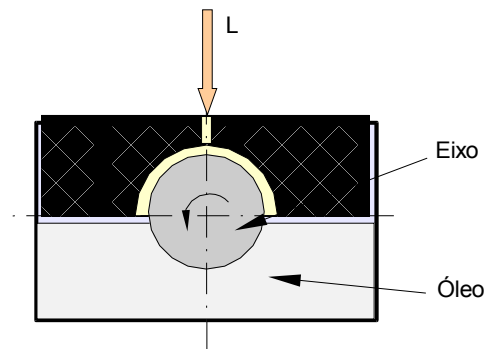


Figura 6.4 – Experimento de Beauchamps Tower.

Osborne Reynolds (1886) apresentou soluções adicionais para o mancal de Beauchamps Tower, apresentou soluções para situações que envolvem o problema de filme espremido (*squeeze film*). Também desenvolveu a noção de que mancais radiais tem folga, mesmo que micrométricas, apresentou preocupação com o problema de cavitação em mancais e demonstrou a dependência da viscosidade com a temperatura, figura 6.5.

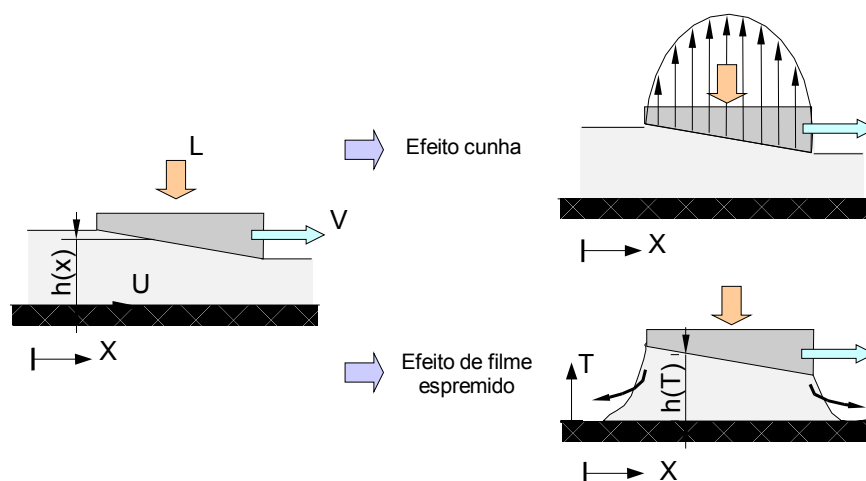


Figura 6.5 – Efeito cunha e efeito de filme espremido



A partir destas considerações Reynolds estabelece as bases da lubrificação a filme fluido. Reynolds explicou e formulou matematicamente o problema da lubrificação hidrodinâmica, segundo a equação 6.7.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6 \mu \frac{\partial}{\partial x} (U * h) + 2 \mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (6.7)$$

onde:

$$6 \mu \frac{\partial}{\partial x} (U * h) \text{ representa o efeito cunha, e} \quad (6.8)$$

$$2 \mu \frac{\partial h}{\partial t} \text{ representa o efeito de filme espremido.} \quad (6.9)$$

De forma geral a lubrificação é dividida em cinco grandes áreas de estudo, as quais são:

- **Lubrificação hidrodinâmica** – onde a força de sustentação, no filme de lubrificante, é gerada pelo movimento relativo entre as superfícies.
- **Lubrificação Elastohidrodinâmica** – Lubrificação ocorre na presença de contato de rolamento entre as partes (atrito de rolamento)
- **Lubrificação Limite** – quando a espessura do filme lubrificante é na ordem molecular.
- **Lubrificação Sólida** – ocorre comumente em casos onde não há um filme de lubrificante fluido separando as superfícies, promovendo um coeficiente de atrito constante.
- **Lubrificação hidrostática**

## 6.2 Lubrificantes

Aplicação e a seleção de lubrificantes são determinadas pelas funções que eles devem preencher. Em algumas aplicações, como em mancais de instrumentos delicados, o controle de atrito é o mais significativos. Em outras, como em cortes de metais, pode ser mais importante o controle da temperatura. Os lubrificantes variam dependendo das diferentes funções que devem desempenhar. Neste item, nos referiremos principalmente a lubrificantes líquidos embora muitos gases e sólidos desempenhem importante papel como lubrificantes.

Sendo que as principais funções dos lubrificantes são:

- 1 - Controle de atrito;
- 2 - Controle do desgaste;
- 3 - Controle de temperatura;
- 4 - Controle de corrosão;
- 5 - Isolante (elétrico);
- 6 - Transmissão de potência (hidráulica);
- 7 - Amortecimento de choques (amortecedores, engrenagens);
- 8 - Remoção de contaminantes (ação de lavagem por jato);
- 9 - Formação de vedação (graxa).

Essas funções são interdependentes. Na análise de problemas de lubrificação e falhas de peças lubrificadas, muitas vezes a interdependência das funções dos lubrificantes é negligenciada. Na discussão dessas funções, procurar-se-á evidenciar o efeito de uma grande variação em uma dada função sobre as outras funções dependentes.

### 6.2.1 Controle de Atrito

A questão de como o lubrificante funciona para controlar o atrito, e o que pode ser feito para alterar essa propriedade. Os fluidos lubrificantes atuam em qualquer dos três tipos de lubrificação: limite, mista e fluida. O trabalho desenvolvido pelo lubrificante no controle do atrito em cada um desses casos é diferente.

No caso de atrito fluido ou lubrificação hidrodinâmica (filme completo) o filme de lubrificante é suficientemente espessos para separar completamente as superfícies em movimento. Não ocorre contato metálico, com a conseqüente perda elevada de energia. É o melhor tipo de lubrificação e, com ele, o coeficiente de atrito é, geralmente, muito pequeno, atingindo valores de 0,001 ou menos.

Sob lubrificação fluida, a principal contribuição do lubrificante no controle do atrito é minimizar as perdas por atrito fluido – perdas pelo cisalhamento interno do lubrificante e perdas por bombeamento para garantir um suprimento contínuo. No caso de sistemas com lubrificação forçada, as perdas por bombeamento podem ser significativas.

Na lubrificação hidrodinâmica, a viscosidade é definida como a propriedade física de um fluido que oferece resistência ao movimento relativo de suas partes componentes, é necessário aplicar uma força ou realizar um trabalho para vencer essa resistência. Essa força vale:

$$F = \eta A_{pv} \frac{u}{h}$$

onde:  $\eta$  é a viscosidade absoluta ou dinâmica;

$A_{pv}$  é a área projetada na vertical, e

$u / h$  é o gradiente de velocidade através do filme de lubrificante.

É evidente que a única forma do lubrificante influir no atrito, sob esse tipo de lubrificação, é através de sua viscosidade. As outras variáveis são constantes do sistema de mancal.

Muitos fluidos diferentes podem ser considerados como lubrificantes se somente for considerada a habilidade de lubrificar superfícies em atrito sob condições hidrodinâmicas. A variação na viscosidade absoluta é bastante ampla, conforme mostra a tabela 6.1, e a figura 6.6.

Tabela 6.1 - Viscosidade de Fluidos a 20°C

Fluido	Centipoise
Mel (aproximado)	1500
Óleo mineral, SAE 50	800
Glicerina	500
Óleo mineral, SAE 30	300
Óleo de oliva	100
Óleo mineral, SAE 10	70
Água	1,0
Ar	0,018

Figura 6.6 - Variação da viscosidade com a temperatura para diversos fluidos.

O resultado de aplicação de energia para vencer a força de atrito é calor. Todo o calor gerado no mancal devido ao atrito viscoso deve ser removido se se deseja obter um certo equilíbrio na temperatura de operação; em caso contrário, ocorre superaquecimento. Exata situação ilustra a interdependência das funções do lubrificante.

A habilidade do sistema de lubrificação em dissipar calor controlará a viscosidade real de operação do lubrificante. Esses efeitos são interrelacionados e deve-se procurar calcular o calor gerado em um sistema se deve ser feito um controle do atrito através da viscosidade.

No tipo de lubrificação mista, a viscosidade do lubrificante não é o único fator significativo. Neste caso, condição de filme fluido ocorre uma parte do tempo, mas, em outras, as asperezas superficiais das partes em movimento aproximam-se o suficiente para influir no coeficiente de atrito. O mecanismo que ocasiona essa influência não foi, ainda, adequadamente explicado, procurando-se justificá-la através da existência de alguns poucos picos em cada superfície que, eventualmente, rompem o filme lubrificante ocasionando contato metálico. Isto ocorre mais freqüentemente quando a espessura do filme diminui, e o controle do atrito passa a depender mais das propriedades relativas à interface lubrificante – superfície do que propriamente das características do lubrificante. Para esse tipo de lubrificação, podem ser vantajosos óleos minerais com baixo refinamento. Isso porque, nesses óleos, é maior a presença de materiais polares que são absorvidos pelas superfícies do mancal e evitam contato metal com metal. O processo de refinamento remove esses componentes.

O atrito pode ser controlado, na lubrificação mista, pela adição de materiais polares ou lubrificante base. Graxas, ácidos graxos, ésteres, alguns alcoóis, e alguns produtos químicos solúveis em óleo, podem ser usados para minimizar o atrito. A adsorção física ou a reação físico química, em escala microscópica, são os mecanismos que garantem uma camada de baixo atrito entre superfícies em movimento.

Na lubrificação mista o coeficiente de atrito é superior ao da lubrificação hidrodinâmica (filme completo); a geração de calor é aumentada e as perdas por atrito serão maiores.

Dependendo das superfícies dos mancais e dos aditivos empregados, o coeficiente de atrito pode ser reduzido para 10 a 95 por cento do valor encontrado com óleos sem aditivos.

Com lubrificação limite, o efeito do lubrificante no atrito depende muito menos de suas propriedades do que de efeitos na interface ou efeitos da contaminação superficial. Depende da reatividade das superfícies em atrito com os aditivos do lubrificante, da temperatura de decomposição do produto final dessas reações, e de outras variáveis. Como o controle do atrito em lubrificação limite depende do controle de reações químicas, o efeito sobre outras funções do lubrificante, como controle da corrosão, deve ser considerado. O controle da temperatura é

também importante na reação lubrificante-superfície, o que ilustra a interdependência das funções do lubrificante.

Em resumo, os lubrificantes, para controlar o atrito, funcionam sob condições de filme fluido, através do efeito de sua viscosidade, da espessura do filme e das perdas de energia. Com o aumento do contato metálico, a medida que se aproximam as condições de lubrificação limite, a viscosidade do lubrificante se torna menos importante, e a sua natureza química e com ela afeta as superfícies em contato são significativas.

### 6.2.2 Controle de Desgaste

O desgaste ocorre, em um sistema lubrificado, por três mecanismos: abrasão, corrosão e contato metálico. O lubrificante tem um importante papel no combate a cada um desses tipos de desgaste.

O desgaste abrasivo é causado por partículas sólidas que penetram na área entre as superfícies lubrificadas erodindo-as fisicamente. As partículas sólidas podem ser contaminantes ou fragmentos do desgaste. Para ocasionar desgaste, a partícula deve ser mais alta que a espessura da película de óleo e mais dura que as superfícies com que entra em contato. O desgaste abrasivo é caracterizado por arranhões (scratching) ou (scoring) na superfície e pode ser catastrófico se muito severo.

A ação de jato do lubrificante, especialmente em alimentação forçada serve para remover partículas sólidas nocivas da área das superfícies lubrificadas. Filtros e vedações são acessórios importantes em um sistema de lubrificação sujeitos a contaminantes abrasivos.

O desgaste corrosivo é geralmente ocasionados pelos produtos de oxidação dos lubrificantes. Em alguns casos, um certo valor de desgaste corrosivo pode ser desejado, como substituto de desgaste abrasivo ou por desgaste por adesão, como ocorre pelo uso de lubrificantes EP (extrema pressão) em sistemas altamente carregados.

A corrosão é a principal causa de desgaste em motores de combustão interna. Os produtos da combustão interna. Os produtos da combustão são altamente ácidos e contaminam o óleo lubrificante.

Os lubrificantes funcionam de duas maneiras para minimizar o desgaste corrosivo. Um refinamento apropriado somado ao uso de inibidores de oxidação reduzem a deterioração do lubrificante e mantém baixo o nível de produtos corrosivos da oxidação. De outro lado, a adição de preventivos da corrosão protege as superfícies metálicas dos produtos ácidos que podem se formar. Os produtos corrosivos da combustão ou outros contaminantes ácidos (como os encontrados em processos industriais como de produção de papel) podem ser neutralizados pelo uso de aditivos alcalinos no óleo lubrificante ou graxa.

O desgaste causado pelo contato metálico resulta da ruptura do filme lubrificante. Sob condições de lubrificação hidrodinâmica, ele pode ocorrer no arranque e parada. Pode ser resultante de rugosidade superficial excessiva ou interrupção do suprimento de lubrificante. Esse tipo de desgaste é, normalmente, severo. Um suprimento adequado de óleo com viscosidade apropriada é, na maioria das vezes, a melhor maneira de evitar o desgaste metálico. Na lubrificação limite, a natureza química do lubrificante (mais aditivos) afeta o contato metálico e, portanto, o desgaste que pode ocorrer.

### 6.2.3 Controle de Temperatura

O controle de temperatura é uma função importante dos lubrificantes. A temperatura de uma sistema lubrificado é diretamente proporcional ao trabalho dispendido para movimentar as partes, uma em relação à outra, e à temperatura ambiente. Na lubrificação hidrodinâmica o calor de atrito baixo. Em operações com lubrificação limite o calor é muito maior e a temperatura muito mais elevada. Quando ocorre contato metálico, é gerada grande quantidade de calor e a temperatura superficial dos metais pode chegar próximo ao ponto de fusão. A habilidade do lubrificante para absorver e transmitir calor das áreas de alta temperatura para

outras em temperatura média ou fria, é muito importante. Para conseguir isso necessita-se um suprimento constante de lubrificante.

A tabela 6.2 mostra que, comparado com a água, os lubrificantes são pobres transmissores de calor; sua habilidade em absorver calor é 35 a 50 por cento da apresentada pela água. Isto significa que, para controlar a temperatura no mesmo grau possibilitado pela água, necessita-se um fluxo de óleo duas a três vezes maior.

Tabela 6.2 - Calor Específico de Fluidos

Fluido	Calor Específico
Água	1,00
Óleo para turbina a vapor	0,45
Silicone	0,35
Diester	0,43

Outra propriedade importante no controle de temperatura é a condutividade térmica do lubrificante, ou sua habilidade de transmitir calor através do filme. Essa constante corresponde à quantidade de calor que flui, na unidade de tempo, através de uma unidade de área, por unidade de espessura.

O petróleo apresenta uma condutividade térmica da ordem de  $\frac{1}{4}$  da correspondente à água. Propriedades térmicas favoráveis da água justificam seu amplo uso como refrigerante na usinagem de metais, tanto pura como em forma de emulsão.

Um lubrificante, portanto, controla temperatura diminuindo atrito e retirando calor gerado na operação. A eficiência desse controle depende da quantidade de lubrificante suprido, da temperatura ambiente, e da possibilidade de resfriamento externo. Em um menor grau, o tipo de lubrificante usado também afeta essa função, mas é pouco significativo quando comparado com os outros fatores.

#### 6.2.4 Controle de Corrosão

O papel de um lubrificante no controle de corrosão é duplo. Quando a máquina está parada é usado como protetor. Quando a máquina está em uso, o lubrificante controla a corrosão cobrindo as partes com um filme protetor que pode ou não conter aditivos para neutralizar materiais corrosivos e molhar, preferencialmente, a superfície. O nível de proteção requerido depende do ambiente em que as superfícies lubrificadas trabalham. Quando a máquina opera no interior, com baixa umidade e na ausência de contaminantes corrosivos, a tendência de corrosão é pequena, e o nível de proteção requerido é baixo. Em condições exteriores, por outro lado, são necessários lubrificantes com alta viscosidade para garantir um filme espesso nas superfícies. Mesmo os mais efetivos inibidores de corrosão são inadequados quando o lubrificante deixa somente um filme fino nas superfícies metálicas expostas externamente.

A presença de contaminantes corrosivos torna a tarefa de controlar a corrosão muito mais difícil. Muitos processos industriais usam ácidos, soda cáustica e outros materiais corrosivos, exigindo dos lubrificantes uma elevada capacidade protetora, obtidas com lubrificantes altamente compostos. Como muitos contaminantes reagem com os inibidores, é exigido uma constante renovação do lubrificante.

Um fator importante a ser considerado na aplicação de lubrificantes corrosivos é o efeito desses contaminantes nas propriedades lubrificantes. Isto é especialmente crítico com o uso de graxas. Excesso de ácidos, álcalis ou mesmo água somente podem destruir completamente a estrutura da graxa, que se torna fluida e abandona o local a ser lubrificado.

Em resumo, a habilidade de um lubrificante controlar corrosão é diretamente relacionada com a espessura do filme de lubrificante que permanece nas superfícies metálicas e com a composição química do lubrificante.

### 6.2.5 Isoladores Elétricos

Em algumas poucas aplicações especializadas, o lubrificante pode desempenhar um papel de isolante elétrico, como, por exemplo, em transformadores. O óleo ideal para isolante elétrico é o do tipo não viscoso, tendo um pouco de fulgor não inferior a 150°C e uma viscosidade de 80 a 140 SSU a 38 °C.

As características desejáveis para óleos isolantes são alta resistividade elétrica e resistência dielétrica, baixa viscosidade, elevado ponto de fulgor, neutralidade química em relação a metais e materiais isolantes, não conter sedimentos de água e impurezas e estabilidade química sob temperaturas altas e localizadas. Esses requisitos podem ser incompatíveis com os necessários para uma boa lubrificação, de modo que são usados produtos especiais quando o isolamento elétrico é a função mais importante.

### 6.2.6 Transmissão de Potência (Hidráulica)

Os lubrificantes são, também, bastante usados como meios hidráulicos para transmissão de potência, devendo preencher três funções:

- 1 – Transmitir potência com perda mínima;
- 2 – Lubrificar as partes em movimento;
- 3 – Proteger as partes metálicas da corrosão.

Essas funções múltiplas novamente ilustram a interdependência das propriedades dos lubrificantes. Os sistemas hidráulicos são de dois tipos. Sistemas hidrostáticos e hidrodinâmicos. Nos sistemas hidrostáticos, por exemplo um macaco hidráulico, onde a força aplicada em um pistão pequeno origina uma pressão no fluido que, ao atuar na área de um pistão maior, multiplica a força aplicada, o requisito principal é uma ação positiva com mínima perda de movimento devido à compressibilidade do meio hidráulico. Na seleção do fluido para esse tipo de aplicação deve-se adotar os de baixa compressibilidade.

Nos sistemas hidrodinâmicos a velocidade fornecida ao fluido por uma bomba é convertido em energia (trabalho) quando ele se choca contra um elemento a ser movimentado. Exemplos desse sistema são as engrenagens hidráulicas e os conversores de torque. Nestes casos, é desejável uma baixa viscosidade, para reduzir perdas por atrito, e alta densidade para maximizar a energia cinética do fluido.

Em muitas máquinas os dois sistemas estão combinados, com bombas sendo utilizadas para gerar pressão ou velocidade e, nesses casos, deve ser escolhido um elemento fluido de compromisso.

Os sistemas hidráulicos devem ser mantidos livres de contaminantes, como em qualquer sistema de lubrificação, e de ar, que pode causar formação de espuma.

### 6.2.7 Amortecimento de Choques

Os lubrificantes funcionam como amortecedores de choque de duas maneiras. A mais conhecida é através da transformação de energia mecânica em energia cinética do fluido, como em amortecedores de automóveis. Vibrações e oscilações do corpo do automóvel fazem com que um pistão se movimente para cima e para baixo em um cilindro com fluido. O fluido, então,

se movimentam de um lado do pistão para o outro, através de orifícios que dissipam a energia mecânica através do atrito fluido. Os lubrificantes, neste caso, devem ter uma viscosidade adequada para satisfazer os critérios de projeto e essa viscosidade não deve variar significativamente com a temperatura. Normalmente são usados óleos com alto índice de viscosidade.

A segunda maneira é através da propriedade que apresentam alguns lubrificantes de alterar sua viscosidade com o aumento da pressão. Testes feitos com alguns óleos mostraram, que sob pressões elevadas sua viscosidade chega a quadruplicar. Em dispositivos mecânicos que funcionam sob elevadas pressões, o aumento da viscosidade do óleo ao penetrar nas áreas carregadas é responsável pela melhoria em seu desempenho, principalmente sob condições de choque.

### **6.2.8 Remoção de Contaminantes**

Em muitos sistemas, os lubrificantes tem como função remover contaminantes. Em motores de combustão interna, aditivos detergente-dispersante são usados para manter partículas em suspensão e retirá-las do carter e levá-las para filtros projetados para retê-las.

Na usinagem de metais, a ação de jato dos lubrificantes é usada para remover contaminantes sólidos que se localizam entre superfícies com movimentos relativos.

Os lubrificantes são usados, também, para reter contaminantes corrosivos, evitando sua deposição sobre superfícies metálicas, levando-os para filtros dispostos no sistema.

### **6.2.9 Elemento de Vedação**

Uma função especial dos lubrificantes, e que pode ser desempenhada pelas graxas, é a de servir como elemento de vedação. As graxas são normalmente usadas onde a retenção do lubrificante é problemática e sua ação vedante mantém o lubrificante no mancal e evita a entrada de contaminantes. A função de vedação pode ser obtida, também, por óleo circulante através de folgas estreitas.

#### **• Graxas, um caso especial**

As graxas lubrificantes desempenham a maioria das funções dos lubrificantes fluidos. Não são adequadas para funções como de controle de temperatura e onde é necessária a ação de jato. Para outras funções, a graxa é tão efetiva quanto os óleos e, no caso de controle da corrosão, graxas com inibidores de corrosão fornecem uma proteção superior à conseguida com lubrificantes fluidos.

## **6.3 Lubrificantes Sólidos ou Materiais Auto Lubrificandos**

#### **• Vantagens**

Materiais auto lubrificandos são materiais que apresentam, intrinsicamente, boas propriedades tribológicas. São usados devido às vantagens seguintes:

**a** – Lubrificantes sólidos operam em uma ampla faixa de temperatura, maior do que a dos fluidos. Os óleos perdem sua viscosidade e decompõem ou oxidam em temperaturas elevadas; em baixas temperaturas se tornam muito viscosos e, eventualmente, podem solidificar;

- b** – Lubrificantes sólidos garantem uma melhor separação das superfícies que os lubrificantes sólidos em condições limite, sob altas cargas e baixas velocidades;
- c** – Muitos lubrificantes sólidos são muito mais estáveis quimicamente que os líquidos podendo ser usados em ambientes com acidez elevada, muitos solventes ou que contenham gases liquefeitos;
- d** – Lubrificantes sólidos são, normalmente, muito limpos e podem ser usados em ambientes onde a limpeza é essencial, como em equipamentos para processamento de alimentos;
- e** – Lubrificantes sólidos podem ser utilizados para garantir lubrificação permanente em partes do equipamento inacessíveis após a montagem;
- f** – Pelo uso de lubrificantes sólidos, o projeto pode ser simplificado pela eliminação de passagens complicadas e de equipamentos para circulação do óleo;
- g** - Lubrificantes sólidos são muito estáveis em ambiente de alta radioatividade, onde óleos e graxas seriam degradados;
- h** - Lubrificantes sólidos podem ser muito mais convenientes que óleos e graxas. Um exemplo é o uso de buchas auto-lubrificadas em carros modernos, com conseqüente redução no tempo perdido em manutenções periódicas.

### 6.3.1 Tipos de Lubrificantes Sólidos

Além dos metais com estrutura hexagonal e os filmes de metal mole, os lubrificantes sólidos podem ser divididos em três grupos, sólidos lamelares, sólidos inorgânicos e plásticos.

#### A - Metais com Estrutura Hexagonal

A teoria de Bowden e Tabor indica que superfícies perfeitamente limpas e que podem se deformar plasticamente, apresentam um “trancamento” ( do inglês seizure) antes que ocorra um escorregamento entre elas, devido ao crescimento das junções. Existe, entretanto, uma classe importante de metais que não se comporta dessa maneira e que apresenta coeficiente de atrito razoáveis ( $m = 0,2$  a  $0,4$ ) e baixo volume de desgaste, mesmo quando absolutamente limpos. Esses são os metais que apresentam uma estrutura cristalina do tipo hexagonal fechada e que deformam plasticamente por escorregamento em um único plano de escorregamento. O plano basáltico.

Considera-se que as boas propriedades tribológicas desses materiais é explicada por esse escorregamento limitado, já que a deformação plástica a que se refere a teoria de Bowden e Tabor requer escorregamento em diferentes planos de escorregamento. Sem isto é impossível haver um crescimento contínuo das junções, o que é a base da teoria.

Embora esse tipo de comportamento fosse de interesse puramente teórico, até poucos anos atrás, o desenvolvimento tecnológico atual exigiu materiais resistentes que pudessem atuar em condições completamente limpas. Esse tipo de material foi usado, recentemente, nas dobradiças de portas de dispositivos espaciais, e encontram uso crescente em áreas inacessíveis como o interior de reatores nucleares.

O cobalto é um exemplo de material com estrutura cristalina hexagonal fechada, a qual é mantida até  $400^{\circ}\text{C}$  quando esta muda para a forma cúbica de face centrada, menos favorável tribologicamente. O cobalto tem um coeficiente de atrito  $m \gg 0,35$  em temperaturas de até  $300^{\circ}\text{C}$  trabalhando contra cobalto, no vácuo. Ao passar para a forma cúbica de face centrada na



região da interface, devido à temperatura ambiente e ao calor gerado no atrito, há crescimento das junções pelo aumento no número de planos de escorregamento, e o coeficiente de atrito e o desgaste aumentam rapidamente.

### B - Filmes de Metais Moles

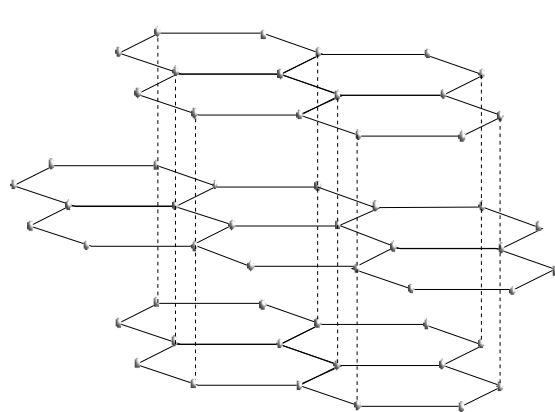
Em situações práticas o desgaste muito baixo, enquanto o outro é considerado substituível, e tem um desgaste maior. Por exemplo, o virabrequim de um motor de combustão interna é muito caro para ser substituído e, por isso, é executado de aço duro e é suportado em castilhos relativamente baratos, feitos de metal muito mais mole, como ligas de chumbo-estanho, cobre-chumbo ou alumínio-estanho.

O uso de mancais com metais mais moles tem vantagens adicionais. Podem se deformar mais facilmente redistribuindo cargas elevadas localizadas, originadas por distorções do eixo ou desalinhamentos. Além disso, os metais moles podem absorver partículas abrasivas estranhas. Mesmo sob condições extremas, como a falta total do lubrificante, esses metais podem evitar, por um curto período de tempo, danos irreversíveis no eixo, devido ao seu baixo ponto de fusão.

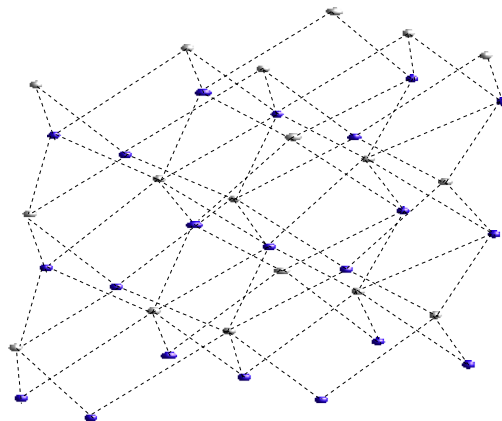
A deposição de filmes metálicos em substratos mais duros está encontrando um uso crescente em câmaras de vácuo em dispositivos espaciais. O metal mais usado é o chumbo sobre uma base mais dura, que se mostra como excelente lubrificante em condições de vácuo, embora pobre em atmosfera normal. Acredita-se que a diferença seja devida à conversão contínua do chumbo em óxido de chumbo sob condições atmosféricas.

### C - Sólidos Lamelares

Sólidos lamelares são aqueles em que os átomos são ligados em camadas paralelas separadas por distâncias relativamente grandes. Os exemplos mais conhecidos e amplamente usados são o grafite e o dissulfeto de molibdênio, que apresentam estruturas cristalinas mostradas na figura 6.6.



Estrutura cristalina do grafite



Estrutura cristalina do dissulfeto de molibdênio

Figura 6.6 - Estrutura cristalina de alguns lubrificantes sólidos.

Sob várias circunstâncias, ambos são excelentes lubrificantes, como o são, também, outros sólidos lamelares como o dissulfeto de tungstênio, o cloreto de cádmio e o iodeto de

cádmio. Entretanto, nem todos os sólidos lamelares atuam como lubrificantes, e não há, até o momento, teoria que permita dizer se um sólido lamelar em particular é um bom lubrificante.

Os sólidos lamelares que podem lubrificar efetivamente apresentam certas características comuns. A principal parece ser a habilidade de formar filmes transferidos que aderem fortemente sobre a superfície a ser lubrificada. Após o deslizamento inicial, em que esse filme é formado, a interface consiste de lubrificante em lubrificante.

Uma Segunda característica é que o material lamelar desenvolve uma orientação preferencial em ambas a superfícies, como mostra esquematicamente figura 6.7.

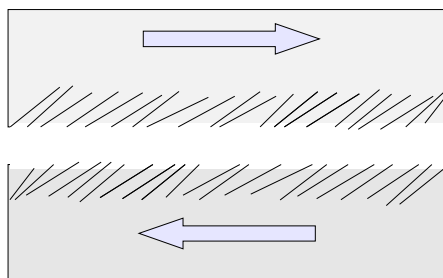


Figura 6.7 - Ilustração esquemática da orientação superficial desenvolvida durante o escorregamento de lubrificantes sólidos lamelares.

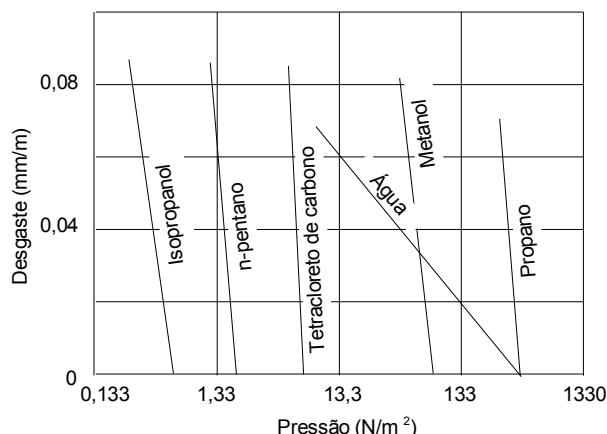
Esta orientação reduz a interação mecânica entre as superfícies, como pode ser demonstrado ao reverter a direção do movimento, quando o coeficiente de atrito aumenta significativamente.

Embora um grande número de experiências tenham sido feitas com o grafite e o dissulfeto de molibdênio, não há, ainda uma explicação universalmente aceita de seus comportamentos. Consideraremos, a seguir, algumas das explicações sugeridas.

## C1 - Grafite

A explicação mais antiga para as propriedades do grafite sugere que a resistência ao cisalhamento paralelo às camadas de átomos é muito pequena. Isto permitiria que as camadas de átomos deslizam uma sobre as outras como cartas em um baralho, e faria com que o grafite atuasse como um lubrificante limite. Essa explicação foi aceita até a 2ª Guerra Mundial, quando verificou-se que os carvões de grafite em geradores elétricos usados em aviões desgastavam-se muito rapidamente. Uma investigação sobre esse efeito, feita por Savage, mostrou que o grafite tem propriedades tribológicas muito pobres na ausência de vapores condensáveis. Esse efeito é muito marcante e a quantidade de vapor necessário para uma lubrificação efetiva pode ser muito baixa: por exemplo, expondo o grafite seco a uma pressão de 400N/m<sup>2</sup> de vapor d'água diminui o volume de desgaste de três ordens de grandeza, e o coeficiente de atrito por um fator igual a cinco. A eficiência de diferentes vapores varia enormemente, e enquanto o nitrogênio não tem efeito lubrificante sob pressão atmosférica, muitos vapores orgânicos são efetivos em pressões muito baixas, conforme a figura 6.8.

Figura 6.8 - Efeitos de vapores condensáveis no desgaste do grafite.



Uma explicação para esse efeito sugere que o vapor diminui as forças superficiais e a adesão entre os cristais vizinhos fica muito baixa e eles podem deslizar facilmente um sobre o outro. A camada superficial de grafite pode, assim, ser cisalhada por pequenas forças.

## C2 - Dissulfeto de Molibdênio

Diferente do grafite, o dissulfeto de molibdênio,  $\text{MoS}_2$ , parece ser um lubrificante intrinsecamente bom apresentando um coeficiente de atrito menor sob condições de vácuo do que em presença de vapor d'água. Novamente, existem diferentes explicações para esse atrito inerente baixo. A primeira sugere que o dissulfeto de molibdênio é um sólido com baixa resistência ao cisalhamento, com cisalhamento ocorrendo entre as camadas adjacentes aos átomos de enxofre mostrados na figura 6.6. A Segunda, similar à apresentada para o grafite, é que as forças de atração dos cristais são diminuídas pela ação do oxigênio. Diferentemente do que ocorre com os vapores de grafite, entretanto, o oxigênio não é volátil persistindo até à temperatura de decomposição do sólido.

Os sólidos lamelares podem ser usados de várias formas diferentes, sendo as mais comuns:

- 1 – Como pó secos ou dispersos em fluidos. O método mais antigo de uso desses lubrificantes, e ainda bastante usado com  $\text{MoS}_2$ , é atritar as superfícies a ser lubrificadas com pós secos. Filmes sólidos de  $\text{MoS}_2$  aderem melhor que grafite, sendo muitas vezes aplicadas como uma dispersão em um solvente que evaporando em seguida, deixa um filme de pó seco. Dispersões e pós secos são muito usados para facilitar a montagem de peças bem ajustadas, para lubrificar componentes no trabalho com metais, com matrizes para fios, e como agentes de separação para roscas de parafusos.
- 2 – Blocos sólidos. Grafite e carvões gráfiticos são, muitas vezes, ligados em blocos sólidos que podem, por exemplo, ser usados como mancais axiais, como no acionamento de engrenagens de veículos. Mancais de carvão sólido são feitos com uma mistura de carvão finamente dividido e um ligante com piche, que é, então, aquecido com temperatura muito elevada. Este tratamento térmico grafitiza a mistura inteira, e pela variação da temperatura do tratamento e do tempo, pode-se fazer uma ampla faixa de materiais. Varia desde eletrografite altamente cristalino, usado para aplicações de baixa carga, como carvão de gerador elétrico, até carvões mecanicamente quase amorfos, que tem alta resistência e são usados como mancais axiais.
- 3 – Filmes ligados. Lubrificantes sólidos são freqüentemente ligados a superfícies metálicas pelo uso de ligantes tipo resinas orgânicas, e os filmes obtidos apresentam uma vida, relativa ao desgaste, duas ordens de grandeza ( $\times 100$ ) superiores à apresentada pelos filmes de pó seco. Devido às suas excelentes propriedades tribológicas, filmes de  $\text{MoS}_2$

ligados são muito usados na indústria. A principal desvantagem desses filmes, quando comparados com o de pó seco, é que a decomposição da resina impõe um limite à máxima temperatura de atrito e, portanto, à carga e à velocidade.

- 4 – Compostos metálicos. O limite térmico mencionado anteriormente pode ser evitado pela incorporação do lubrificante em uma matriz metálica. As proporções relativas de lubrificante e metal nesses filmes são bastante críticas como pode ser verificado na figura 6.9. Muito lubrificante enfraquece o composto, enquanto muito pouco não garante um suprimento suficiente de lubrificante.

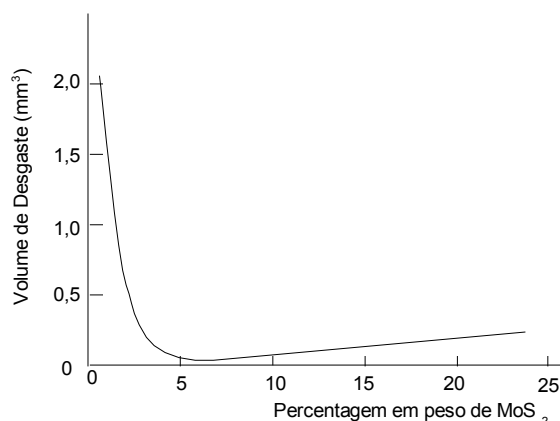


Figura 6.9 - Desgaste de uma peça sinterizada contendo dissulfeto de molibdênio.

Esses compostos fornecem uma ilustração excelente do princípio fundamental que rege o projeto de mancais, ou seja, garantir alta capacidade de carga com baixa resistência ao cisalhamento. Se o composto contém insuficiente lubrificante, apresenta alta capacidade de carga mas a resistência ao cisalhamento é próxima ao metal puro. Esse composto apresentará coeficiente de atrito próximo ao do metal puro. Além disso, o lubrificante não garante um recobrimento adequado da superfície e o desgaste é também elevado. Por outro lado, com excesso de lubrificante, a resistência superficial ao cisalhamento é muito baixa, mas a estrutura do composto fica enfraquecida, com também baixa capacidade de carga.

- 5 – Aditivos em graxas. O maior uso do MoS<sub>2</sub> é como aditivos para graxas e óleos. Essas são efetivas durante operações de amaciamento e aumentam a eficiência da lubrificação sob cargas pesadas. Elas são também usadas para evitar trancamento (seizure) de componentes roscados.

### 6.3.2 Sólidos Inorgânicos para Lubrificação a Altas Temperaturas

Além dos sólidos lamelares descritos anteriormente, muitos sólidos inorgânicos foram experimentados como lubrificante sólidos com diferentes graus de sucesso. Vamos apresentar dois deles que se apresentam como lubrificantes promissores para uso em altas temperaturas:

- 1 – Monóxido de chumbo. É um lubrificante pobre em temperaturas inferiores a 250°C, mas acima dessa temperatura é um lubrificante melhor do que o MoS<sub>2</sub> e retém excelentes propriedades até temperaturas da ordem de 650°C. O monóxido de chumbo pode ser usado como filmes cerâmicos que tem excelentes propriedades quanto ao desgaste. Esses filmes em temperaturas de 650°C apresentam melhores propriedades que os filmes de MoS<sub>2</sub> ligados com resina e a temperatura ambiente. Esse material tem uma temperatura limite superior de aproximadamente 700°C, porque as películas amolecem em temperaturas mais altas.

- 2 – Fluoreto de cálcio. Para lubrificação em temperaturas acima de 700°C um dos lubrificantes mais eficientes, até hoje conhecidos, é o filme cerâmico de fluoreto de cálcio. Apresenta excelentes propriedades em temperaturas acima de 1000°C, e tem propriedades relativas ao desgaste em altas temperaturas melhores que o MoS<sub>2</sub> e óxido de chumbo em suas temperaturas ótimas.

### 6.3 Plásticos

Os plásticos são usados com sucesso em muitas aplicações tribológicas, sendo os mais usados o nylon, os carbonetos de fluor como o politetrafluoretileno (PTFE – conhecido como TEFLON) e os laminados fenólicos. Em adição as vantagens apresentadas para os materiais auto lubrificantes, os mancais plásticos (polímeros) tem as seguintes vantagens:

- 1 – Absorvem bem vibrações e são silenciosos em operação;
- 2 – Deformam-se para adaptarem-se às peças com as quais trabalham, ou seja, as tolerâncias de fabricação e precisão de alinhamento são, portanto, menos críticas que para peças metálicas;
- 3 – São facilmente conformáveis em formas complicadas, seja por usinagem ou fundição em moldes;
- 4 – São muito baratos.

Os plásticos são usados em muitas formas, como plásticos sólidos, filmes ligados por resinas, e compostos impregnados com outras substâncias para fornecer melhores propriedades tribológicas, físicas e mecânicas.

Existe uma grande gama de materiais plásticos disponíveis e o objetivo aqui é simplesmente descrever as propriedades dos materiais de base e indicar as vantagens relativas das várias formas.

#### 6.3.1 Propriedades Tribológicas dos Plásticos Poliméricos

##### • Atrito dos Plásticos

King e Tabor mostraram que, para a maioria dos plásticos, a força de atrito entre uma superfície plástica em um cursor de aço é dada pela teoria simplificada de Bowden e Tabor, ou seja, é aproximadamente igual à tensão de cisalhamento do plástico multiplicada pela área efetiva de contato. Não é correto, entretanto, estabelecer valores específicos de coeficientes de atrito para os plásticos, já que eles são viscoelásticos e apresentam coeficientes variáveis, significativamente, com a velocidade de escorregamento e a rugosidade superficial. O coeficiente de atrito para a maioria dos plásticos, trabalhando com metais ou entre si, situa-se na faixa de 0,2 a 0,4. O PTFE é uma exceção, apresentando coeficiente de atrito de 0,05 quando escorrega em si mesmo, e que é o menor valor conhecido para qualquer sólido. Não há, ainda, uma explicação adequada para esse comportamento do PTFE, sendo geralmente justificado pela baixa adesão entre suas moléculas.

##### • Desgaste de plásticos:

Com exceção do PTFE, o coeficiente de atrito dos plásticos não é baixo, mas sua principal vantagem é o comportamento quanto ao desgaste, que se apresenta baixo e razoavelmente previsível. Isto permite ao projetista selecionar, com certa precisão, o material do mancal que fornecerá a vida desejada sob condições especificadas de carga e velocidade. O desgaste dos mancais de plástico é, evidentemente, função da carga e velocidade podendo-se definir um critério de projeto, o fator P-V, sendo P a carga por unidade de área e V velocidade de escorregamento.

• **O Fator P-V:**

A determinação do fator P-V é baseada na consideração de que o desgaste é proporcional à potência dissipada na interface de escorregamento. Partindo dessa consideração, procurar-se-á determinar a relação entre desgaste e fator P-V para as duas configurações básicas de mancais.

**1 – Mancais planos.** Considere-se a superfície plana do mancal mostrado na figura 6.5 com uma área A e submetida a uma carga normal W. A energia dissipada no escorregamento em uma distância dx é dada por  $\mu W dx$ , onde  $\mu$  é o coeficiente de atrito de escorregamento. A energia dissipada na unidade de tempo é dada por

$$\mu * W * \left(\frac{\partial x}{\partial t}\right) = \mu * W * V \quad (6.10)$$

onde V é a velocidade de escorregamento na interface.

Assumindo que o volume de desgaste Q é proporcional à potência dissipada tem-se, para  $\mu$  constante

$$Q \propto W * V \quad (6.11)$$

O fator que normalmente interessa é a profundidade de desgaste, ou seja, o desgaste linear normal à superfície de escorregamento. Seu valor é dado pela razão entre o volume de desgaste e a área total de contato, ou seja,

$$\text{profundidade de desgaste} = \frac{Q}{A}$$

$$\text{profundidade de desgaste} \propto \frac{W}{A} * V$$

$$\text{profundidade de desgaste} \propto P * V$$

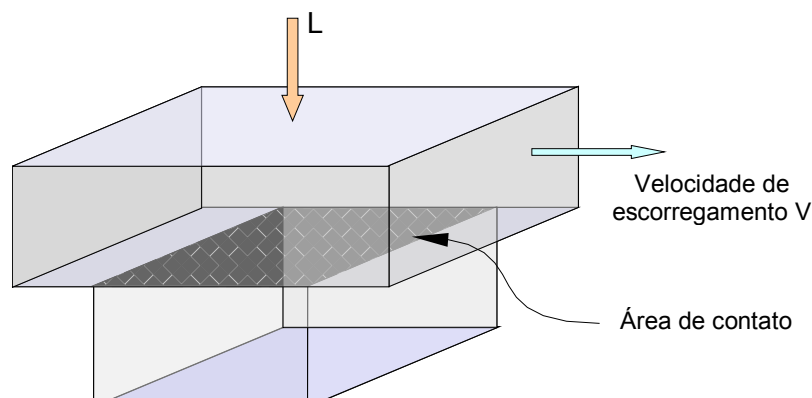


Figura 6.10 - Diagrama esquemático de um mancal plano para determinação do fator P-V

**2 – Mancais circulares.** A figura 6.11 mostra um mancal circular submetido a uma carga normal W, que é suportada pela metade inferior do mancal. A reação normal do mancal R,

por unidade de área na interface, pode ser determinada pelo equilíbrio de forças verticais. Verifica-se pela figura 6.11 que a reação oferecida por um elemento da superfície de comprimento  $ds$  será dada por  $R ds L$ , onde  $L$  é o comprimento axial do mancal, e sua componente vertical será:

$$R ds L \cos \theta \quad (6.12)$$

mas

$$ds = \frac{D}{2} d\theta \quad (6.13)$$

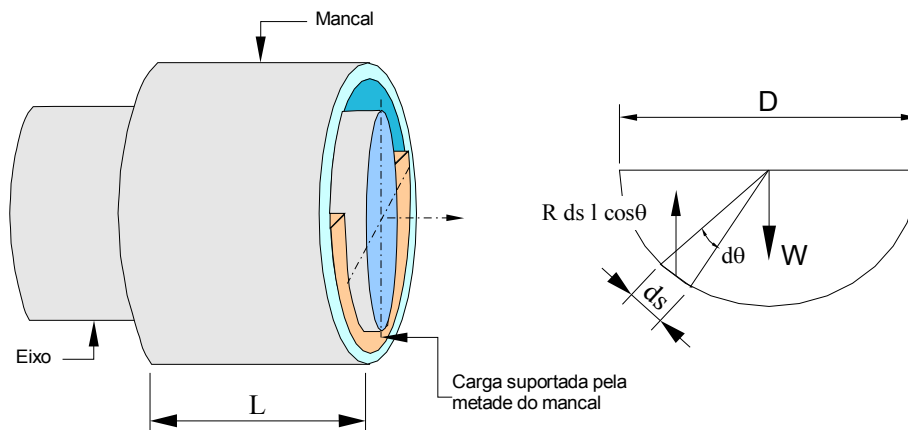


Figura 6.11 - Diagrama esquemático de um mancal radial com lubrificação sólida e forças atuantes.

Portanto, a reação vertical total é dada por

$$R * L \left( \frac{D}{2} \right) \int_{-\frac{\pi}{2}}^{+\frac{\pi}{2}} \cos \theta d\theta = R * L * D \quad (6.14)$$

que é igual à carga vertical aplicada  $W$  e, então:

$$R = \frac{W}{D * L} \quad (6.15)$$

Mas a potência dissipada por unidade de área da interface =  $\mu R V$  e, portanto, a potência total dissipada na interface será:

$$\zeta = \mu R V L \frac{\pi D}{2} \quad (6.16)$$

$$\zeta = \mu \frac{W}{D L} V \frac{\pi D}{2} \quad (6.17)$$

$$\zeta = \mu W V \frac{\pi}{2} \quad (6.18)$$

Então o volume de desgaste  $Q$  a  $m W V p$

Interessa, normalmente, o desgaste radial que é dado por

$$\frac{\text{volume de desgaste}}{\pi D L} \quad (6.19)$$

e

$$\text{desgaste radial} \propto \frac{\mu W V \pi}{\pi D L} \quad (6.20)$$

ou

$$\text{desgaste radial} \propto \mu \pi P V \quad (6.21)$$

onde: P = carga por unidade de área projetada.

Pode-se deduzir das expressões anteriores que o fator P-V é válido para os dois tipos de mancais desde que P seja considerada como a carga por unidade de área projetada.

Com boa aproximação, é possível especificar um certo fator P-V que não deve ser excedido para uma determinada vida esperada. Uma prática mais correta é fornecer gráficos pressão velocidade para um desgaste aceitável, como mostra a figura 6.12. Pode-se verificar, por esse diagrama que o fator P-V, para um determinado valor de desgaste, é razoavelmente constante, com exceção nos extremos de carga ou velocidade.

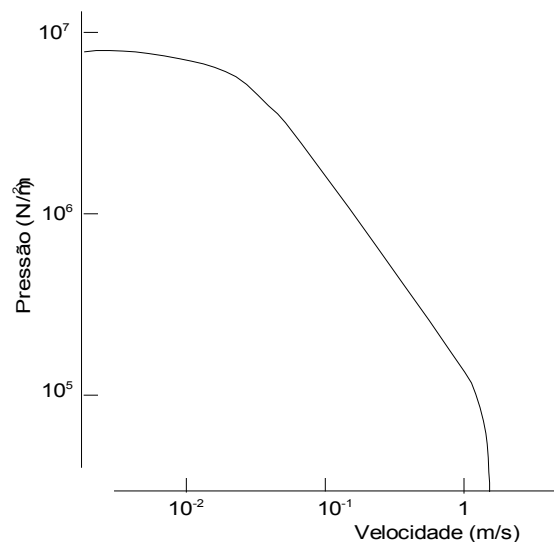


Figura 6.12 - Curva limite P-V típica para o PTFE para desgaste de 25 mm em 100 horas

O limite P-V de um mancal é o fator P-V para o qual um mancal falhará rapidamente devido à fusão ou decomposição térmica.

Verificou-se que o volume de desgaste Q para um mancal plástico é proporcional ao fator P-V da faixa usual de P-V. Pode-se, portanto, definir um coeficiente de desgaste K pela equação

$$Q = K P V \quad (6.22)$$

Pode-se verificar, por essa equação, que se o volume de desgaste for conhecido para um valor P-V, K pode ser calculado e o volume de desgaste para outros fatores P-V podem ser determinados.

Deve ser salientado que o uso de fatores P-V não é limitado a mancais plásticos; fatores semelhantes podem ser dados para outros tipos de mancais e, em particular, para filmes de lubrificantes sólidos ligados por resina.

### 6.3.3 Fatores que influenciam o desgaste em mancais plásticos:



**A – Lubrificação.** O desempenho de mancais plásticos pode ser melhorado pela lubrificação. Lubrificação periódica pode aumentar o limite P-V de algumas centenas de por cento e, sob condições de lubrificação contínua o funcionamento do mancal é limitado somente pela resistência mecânica do plástico.

**B – Temperatura e dissipação do calor.** O limite P-V de um mancal é alcançado quando a interface começa a fundir ou a se decompor termicamente. O limite P-V é, portanto, afetado pela temperatura ambiente. É afetado, também, pela elevação de temperatura na interface em escorregamento e, então, pela dissipação de calor na interface. Em geral, a condutividade térmica dos plásticos é baixa e deve-se adotar técnicas adequadas para melhorar a dissipação do calor, como a adição de enchimentos condutores térmicos, como pós metálicos e o uso de plásticos como revestimento fino de camisas metálicas. É possível usar mancais intermitente, com valores de P-V aumentados, desde que o mancal seja resfriado entre os períodos de operação.

### 6.3.4 Enchimentos e Plásticos Reforçados

Todos os tipos de mancais de plásticos podem ser executados em plásticos mesmo ou com uma grande variedade de enchimentos ou reforços. Esses aditivos são usados com os seguintes propósitos:

**1 – Melhoria das propriedades mecânicas.** Uma desvantagem dos mancais de plástico é a falta de rigidez e resistência. Essas propriedades podem ser melhoradas com vários aditivos, dos quais o mais comum é fibras de vidro picada. Ela aumenta a resistência ao *creep* e possibilita ao mancal operar em valores mais elevados de P-V. No caso de mancais fenólicos laminados, as propriedades do mancal são afetadas pelas do material laminado. Os mais usados são papel, linho, lona e tecido de fibra de vidro. Em geral os materiais mais grosseiros, como a lona, fornecem a maior resistência e dureza, enquanto os materiais mais finos apresentam melhor usinabilidade e podem ser usados para componentes de precisão.

**2 – Melhoria das propriedades térmicas.** Já foi comentado o uso de enchimento metálico para melhorar a condutividade térmica e dissipação de calor. Uma desvantagem adicional dos plásticos é que eles apresentam, geralmente, maior coeficiente de expansão térmica que os metais. Devido a isso, os mancais de plásticos precisam, freqüentemente, ter uma folga bem maior que outros mancais. Essa discrepância pode ser reduzida por enchimento ou reforço do plástico, permitindo a confecção do mancal com tolerância mais fina.

**3 – Melhoria do atrito e desgaste.** Os aditivos mais comuns para melhorar as propriedades de atrito e desgaste de mancais de plásticos são o grafite e o dissulfeto de molibdênio. Eles podem aumentar os valores de P-V de uma ordem de grandeza (multiplicar por 10) e diminuir o desgaste de duas a três ordens de magnitude. Apresentam, também, a vantagem adicional de melhorar as propriedades térmicas e mecânicas do plástico.

## 6.4 Normas para Óleos Lubrificantes

### 6.4.1 Classificação das Viscosidades de Óleos Lubrificantes para Motores de Combustão Interna

A classificação das viscosidades de óleos lubrificantes para motores de combustão interna apresentadas neste item, são baseadas na norma SAE J300 de setembro 1980. Os

graus SAE definidos na tabela 6.7 constituem uma classificação de óleos lubrificantes em termos de viscosidade somente, não sendo considerada quaisquer outras características. Essa recomendação é para uso dos fabricantes de motores na determinação do grau de viscosidade do óleo lubrificante a ser utilizado em seus produtos, e para os comerciantes na classificação dos óleos produzidos para consumo.

São definidas duas séries de graus de viscosidade na tabela 6.7, uma contendo a letra W e a outra não. Os graus de viscosidade com a letra W são baseadas em uma viscosidade máxima a baixa temperatura, bem como, em uma viscosidade mínima a 100°C. Óleos sem a letra W são baseadas somente na viscosidade a 100°C. Um óleo de multiviscosidade é aquele que apresenta viscosidade a baixa temperatura correspondente a um dos óleos W e viscosidade a 100°C dentro da faixa prescrita para um dos óleos sem W. Como cada grau W é definido com base em uma viscosidade máxima, é possível para um óleo satisfazer os requisitos de mais de um grau W. Ao classificar um óleo de multiviscosidade deve-se fazer referência somente ao menor grau W satisfeito. Assim, um óleo que satisfaça os requisitos dos graus SAE 10W, 15W, 20W, 25W e 30 deve ser classificado como grau SAE 10W – 30.

A tabela 6.7 fornece, também, a temperatura limite de bombeamento que é medida da habilidade de um óleo para fluir através da bomba de óleo e garantir uma pressão adequada no óleo do motor durante o estágio inicial de operação.

Tabela 6.7 - Grau de Viscosidade SAE para Óleos de Motores

Grau de Viscosidade	Viscosidade (cP) máx. na temperatura (°C)	Temp. (°C) limite de bombeamento Máx.	Viscosidade (cSt) a 100°C	
			Mín.	Máx.
0W	3250 a -30	-35	3,8	----
5W	3500 a -25	-30	3,8	----
10W	3500 a -20	-25	4,1	----
15W	3500 a -15	-20	5,6	----
20W	4500 a -10	-15	5,6	----
25W	6000 a -05	-10	9,3	----
20	----	----	5,6	9,3
30	----	----	9,3	12,5
40	----	----	12,5	16,3
50	----	----	16,3	21,9

Nota: 1 cP = 1 mPa.S ; 1 cSt = 1 mm<sup>2</sup>/S

A viscosidade a 100°C é medida de acordo com o método ASTM D 445.

A viscosidade a 0°C é medida de acordo com o método ASTM D 2602.

A temperatura limite de bombeamento é medida segundo o método ASTM D 3829.

Tabelas 6.8 – Classificação de óleos lubrificantes para motores automotivos, segundo SAE

CLASSIFICAÇÃO SAE	DESCRIÇÃO API DO SERVIÇO DO MOTOR API	DESCRIÇÃO ASTM DO ÓLEO PARA MOTOR
SA	<u>Serviço Classe A:</u> Serviços típicos de motores operando sob condições suaves tais que a proteção oferecida pelos óleos aditivados não é necessária. Esta classificação não faz exigências do desempenho.	Óleo sem aditivos ou óleo que contenha apenas abaixador d Ponto de Fluidez e/ou Anti-espumante.
SB	<u>Serviço Classe B:</u> Serviço típicos de motores operando sob condições suaves em que é despejada apenas um mínimo de proteção oferecida pelo lubrificante. Os óleos apropriados para este serviço tem sido usados desde 1930 e apresentam apenas propriedades anti-desgaste e de proteção contra a corrosão dos mancais, e anti-oxidantes.	Provê alguma proteção contra a oxidação e o desgaste.

CLASSIFICAÇÃO SAE	DESCRIÇÃO API DO SERVIÇO DO MOTOR API	DESCRIÇÃO ASTM DO ÓLEO PARA MOTOR
SC	<u>Serviço Classe C:</u> Serviço típico de motores a gasolina dos carros de passageiros e caminhões dos anos 1964 a 1968, operando sob o regime de garantia do fabricante, em efeito durante aqueles anos. Os óleos designados para este serviço proporcionam o controle de depósitos a altas temperaturas, do desgaste, da ferrugem e da corrosão, nos motores a gasolina.	Óleos satisfazendo os requisitos dos fabricantes de automóveis nos anos de 1964 a 1967. Designado inicialmente para uso nos carros de passageiros. Previne a formação de borra à baixa temperatura e a ferrugem.
SD	<u>Serviço Classe D:</u> Serviços típicos de motores dos carros de passageiros e caminhões modelos de 1968 a 1970 operando sob regime de garantia do fabricante em efeito durante aqueles anos. Pode, também, ser aplicado a certos modelos de 1971 ou posteriores, conforme especificado ou recomendado no manual do proprietário. Os óleos designados para este serviço dão aos motores à gasolina, maior proteção contra a formação de borra a altas e baixas temperaturas, contra o desgaste, a ferrugem e a corrosão, que os óleos da classe SC e podem ser usados onde esta classificação (SC) for recomendada.	Óleo satisfazendo os requisitos dos fabricantes de automóveis dos anos 1968 a 1971. Designado inicialmente para uso em carros de passageiros. Previne a formação de borra à baixa temperatura e a ferrugem.
SE	<u>Serviço Classe E:</u> Serviços típicos de motores a gasolina em carros de passageiros e alguns caminhões, modelos de 1972 e certos modelos de 1971, operando sob regime de garantia dos fabricantes. Os óleos designados para este tipo de serviço dão aos motores à gasolina maior proteção contra oxidação do óleo, contra os depósitos a altas temperaturas, contra a ferrugem e a corrosão, que os óleos para serviço SD ou SC e podem ser usados quando uma ou outra destas classificações for recomendada.	Óleo satisfazendo as exigências dos fabricantes de automóveis de 1972 a 1979. Designado inicialmente para uso em carros de passageiros. Previne a oxidação do óleo em altas temperaturas, a formação de bôrras a baixas temperaturas e a ferrugem.
SF	<u>Serviço Classe F:</u> Serviços típicos de motores a gasolina em carros de passageiros e alguns caminhões, modelos a partir de 1980, operando nas condições de manutenção recomendadas pelos fabricantes. Os óleos desenvolvidos para esta classe de serviço dão aos motores maior desempenho anti-desgaste que os óleos de serviço classe E. Estes óleos fornecem, também, proteção contra depósitos no motor, contra ferrugem e contra corrosão. Os óleos da categoria SF podem ser usados onde as categorias SE, SD, ou SC forem recomendadas.	Óleo satisfazendo os requisitos de garantia dos fabricantes de automóveis em 1980. Recomendado inicialmente para uso em carros de passageiros a gasolina. Protege contra lodos, vernizes ferrugem, desgaste e espessamento em altas temperaturas. (Oxidação do óleo em altas temperaturas).
CA	<u>Comercial Classe A:</u> Serviços típicos de motores a diesel operando em condições suaves e moderadamente pesadas e utilizando combustíveis de alta qualidade. Ocasionalmente são incluídos motores a gasolina operando em condições suaves. Os óleos designados para este serviço foram largamente usados na década de 1940 a 1950. Esses óleos, dão proteção aos mancais contra a corrosão e evitam a formação de borra a altas temperaturas nos motores diesel com aspiração natural, e utilizando combustíveis de qualidade tal, que não impõem exigências especiais quanto ao desgaste e a formação de depósitos.	Óleo satisfazendo as exigências da MIL-L-2104 A. Para uso em motores diesel com aspiração natural operando com combustível de baixo teor de enxofre. A especificação MIL-L-2104 A foi publicada em 1954.
CB	<u>Comercial Classe B:</u> Serviço típico de motores diesel operando em condições suaves e moderadamente pesadas, mas, utilizando combustível de baixa qualidade, necessitando de maior proteção contra o desgaste e a formação de depósitos. Ocasionalmente são incluídos motores a gasolina em condições suaves. Os óleos designados para este serviço foram introduzidos em 1949. Tais óleos dão a necessária proteção contra a corrosão dos mancais e contra a formação de depósitos a altas temperaturas nos motores diesel com aspiração natural, utilizando combustível com alto teor de enxofre.	Óleo para uso em motores a gasolina e motores diesel com aspiração natural. Inclui os óleos MIL-L-2104 A em que o teste do motor foi feito com combustível de alto teor de enxofre.

CLASSIFICAÇÃO SAE	DESCRIÇÃO API DO SERVIÇO DO MOTOR API	DESCRIÇÃO ASTM DO ÓLEO PARA MOTOR
CC	<u>Comercial Classe C:</u> Serviço típico de motor diesel levemente superalimentados operando em condições moderadamente e severamente pesadas. Inclui também certos motores a gasolina em trabalho pesado. Os óleos designados para este serviço foram introduzidos em 1961 e utilizados em muitos caminhões e em equipamentos industriais e de construção e em tratores agrícolas. Esses óleos dão proteção contra a formação de depósitos a altas temperaturas nos motores diesel levemente superalimentados e também contra a ferrugem, corrosão e depósitos a baixas temperaturas nos motores a gasolina.	Óleo satisfazendo as exigências da MIL-L-2104 B. Previne a formação de bórna a baixa temperatura e a ferrugem. Apresenta nível de desempenho adequado aos motores diesel levemente superalimentados. A especificação MIL-L-2104 B, foi publicada em 1964.
CD	<u>Comercial Classe D:</u> Serviço típico de motores diesel superalimentados, de alta rotação e alto rendimento que exigem efetivo controle do desgaste e dos depósitos. Os óleos designados para este serviço foram introduzidos em 1955 e dão proteção contra a corrosão dos mancais e a formação de depósitos a altas temperaturas nos motores diesel superalimentados utilizando combustíveis de larga faixa de qualidade.	Óleo atendendo as exigências da Caterpillar Tractor Co. para os "Superior Lubricants – Séries 3", para os motores diesel Caterpillar. Apresenta nível de desempenho adequado aos motores diesel moderadamente superalimentados. O certificado de óleo Serie # foi estabelecido pela Caterpillar Tractor Co. em 1955. A correspondente especificação MIL-L-45199 B, foi publicada em 1968.

#### 6.4.2 Relação entre o Sistema de Classificação Atual e o Antigo

Não é possível fazer a equivalência direta do atual sistema, com o antigo, isto porque, da necessidade de definições mais precisas, resultou um novo sistema com nove classificações, enquanto que o velho limitava-se a seis. A tabela seguinte, contudo, fornece uma indicação de relação não apenas com a antiga classificação mas, também com as exigências militares e dos fabricantes de motores.

Tabela 6.9 - Relação entre o sistema atual e o antigo

CLASSIFICAÇÃO ATUAL	O MAIS PRÓXIMO CORRESPONDENTE DA ANTIGA CLASSIFICAÇÃO	EXIGÊNCIAS MILITARES DOS EE.UU. FABRICANTES DE AUTOMÓVEIS DOS EE.UU.
SA	ML	Nenhuma
SB	MM	Nenhuma
SC	MS	Para atender as especificações dos fabricantes de motores dos EE.UU. como exigido em 1964.
SD e SE	MS	Para atender as especificações dos fabricantes de motores dos EE.UU., como exigido em 1968.
CA	DG	Para atender as especificação militar dos EE.UU. MIL-L-2104 A (combustível com baixo teor de enxofre).
CB	DM	Para atender as especificação militar dos EE.UU. MIL-L-2104 A (combustível com alto teor de enxofre).
CC	DM	Para atender as especificação militar dos EE.UU. MIL-L-2104 B.
CD	DS	Para atender as especificações Caterpillar para "Lubricant Series 3".

#### 6.4.3 Normas para Especificações e Teste de Óleos para Motores de Combustão Interna

A Sociedade dos Engenheiros Automotivos – SAE (Society of Automotive Engineering) apresenta uma série de normas para lubrificantes para uso em motores, dentre estas podemos citar:

Norma	Data de Publicação	Título	Tópico
J1536	Novembro de 2001	Two-Stroke-Cycle Engine Oil Fluidity/Miscibility Classification	his SAE Recommended Practice is intended for use by engine manufacturers in determining the Fluidity/Miscibility. Grades to be recommended for use in their engines, and by oil marketers in formulating and labeling their products.
J1510		Lubricants for Two-Stroke-Cycle Gasoline Engines	
J1536		Two-Stroke-Cycle Engine Oil Fluidity/Miscibility Classification	
J2116		Two-Stroke-Cycle Gasoline Engine Lubricants Performance and Service Classification	
J2227		International Tests and Specifications for Automotive Engine Oils	
J2362	Novembro de 1998	Lubricating Oil, Automotive Engine, Api Service Sj for Military Administrative Service	Technical Committee 1 - Engine Lubrication addresses information pertinent to the classification, performance characteristics, physical and chemical properties, and test requirements of both new and used engine lubricating oils used in internal combustion engines of the passenger-car type. In addition, Technical Committee 1 is also concerned with those fluids used as lubricants in engines typically used in such devices as outboard motors, lawn mowers, chain saws, pumps, motorcycles, snowmobiles, portable generators, etc.
J183		Engine Oil Performance and engine Service Classification (Other than Energy Conserving)	
J300		Engine Oil Viscosity Classification	
J304		Engine Oil Tests	
J357		Physical and Chemical Properties of Engine Oils	
J1423		Classification of Energy-Conserving Engine Oil for Passenger Cars, Vans, Sport Utility Vehicles, and Light Duty Trucks	

A fim de determinar as características de desempenho de óleos lubrificantes para motores de combustão interna, são realizados testes com esses óleos em determinados tipos de motores:

- Testes em Motores Diesel – são realizados para verificar trancamento dos anéis dos pistões, desgaste dos anéis e dos cilindros e acumulação de depósitos em geral. É usado um motor diesel de um cilindro e as características dos testes usados são apresentados no relatório SAE J304 de junho de 1982.
- Testes em Motores a Gasolina – o desempenho dos lubrificantes é verificado em testes feitos com motores a gasolina observando-se ferrugem e corrosão, lodo, verniz, depósitos na região dos anéis dos pistões, desgaste, corrosão de mancais e trancamento de válvulas. As técnicas de teste e critérios de desempenho dos lubrificantes são fornecidos nas recomendações SAE J183. A tabela 2 do relatório SAE J304 apresenta as condições de teste e a tabela 3 dá as referências sobre os procedimentos a adotar, os fatores a avaliar e as categorias de lubrificantes em que os testes devam ser aplicados.

## CAPÍTULO 7

### ASPECTOS TRIBOLÓGICOS DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

## 7.1 Introdução

Motores de combustão interna, por sua natureza, estão sujeitos a condições tribológicas extremamente desfavoráveis, tais como: pressões e temperatura elevadas, lubrificação deficitária nas partes com movimento relativo, regimes de trabalhos variáveis, entre outras. Independentemente de serem motores combustão interna de 2 ou 4 tempos, automotivos, estacionários ou para aplicações diversas, as condições tribológicas que afetam o desempenho desses motores é a mesma. A figura 1.1 apresenta uma visão geral dos principais problemas tribológicos encontrados em motores de combustão interna.

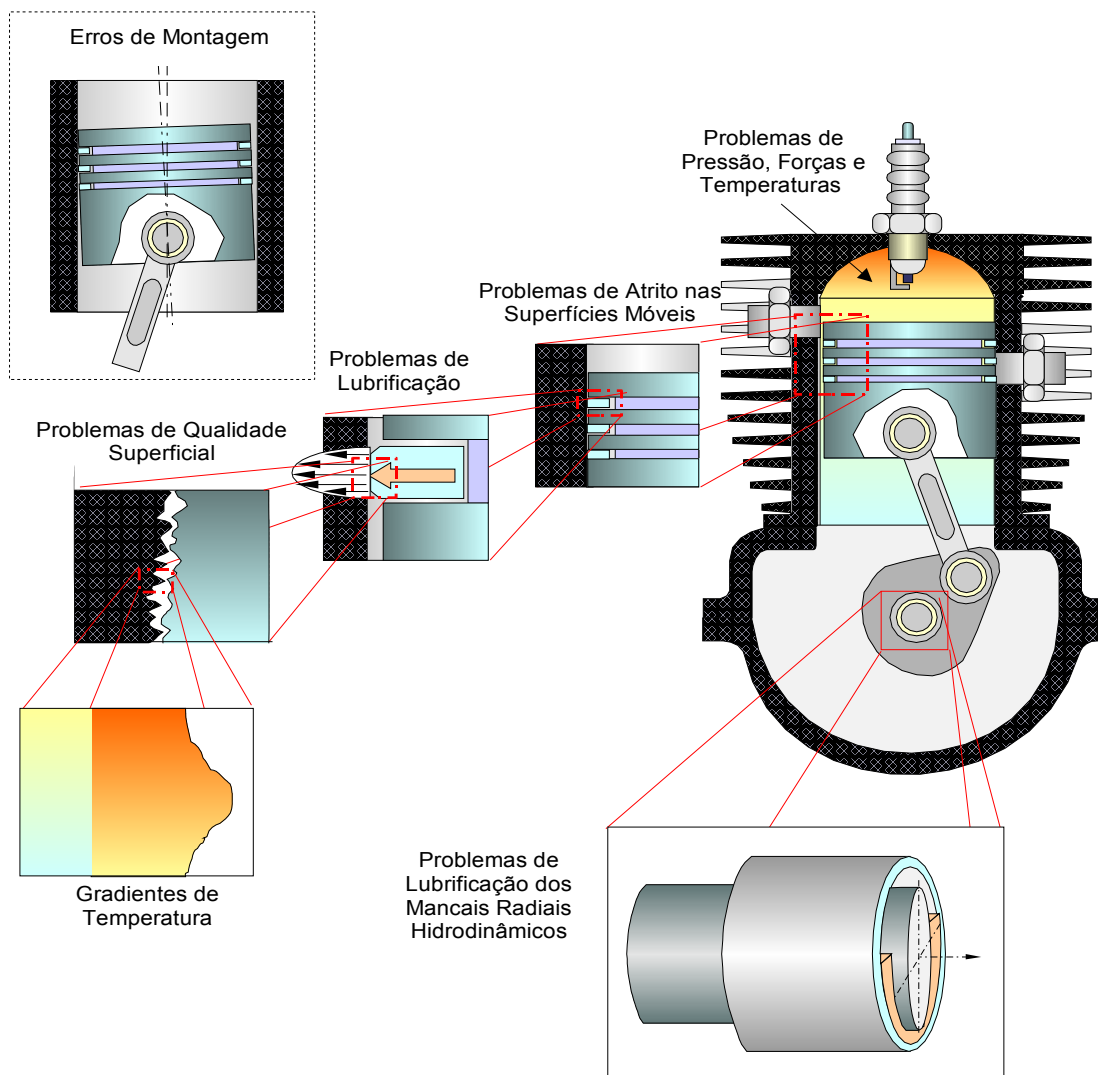


Figura 1.1 - visão geral dos principais problemas tribológicos em motores

Desde a segunda metade do século XX tem havido muita pressão no sentido de se desenvolver motores de combustão interna de dois e quatro tempos, mais compactos, com maior vida útil e com maior eficiência na queima de combustível, o que representa maior potência, menor consumo e emissão de poluentes. Esses requisitos são diretamente relacionados a desenvolvimentos e pesquisas no campo da tribologia, e consequentemente

levam a novas especificações de projeto, menores tolerâncias de fabricação geométricas e dimensionais, novos requisitos de qualidade superficial, cuidados na montagem, entre outros.

Com o objetivo de uniformizar as terminologias a serem adotadas nesse curso a figura 1.2 apresenta uma visão geral de motores 2 e 4 tempos, com seus principais elementos constituintes.

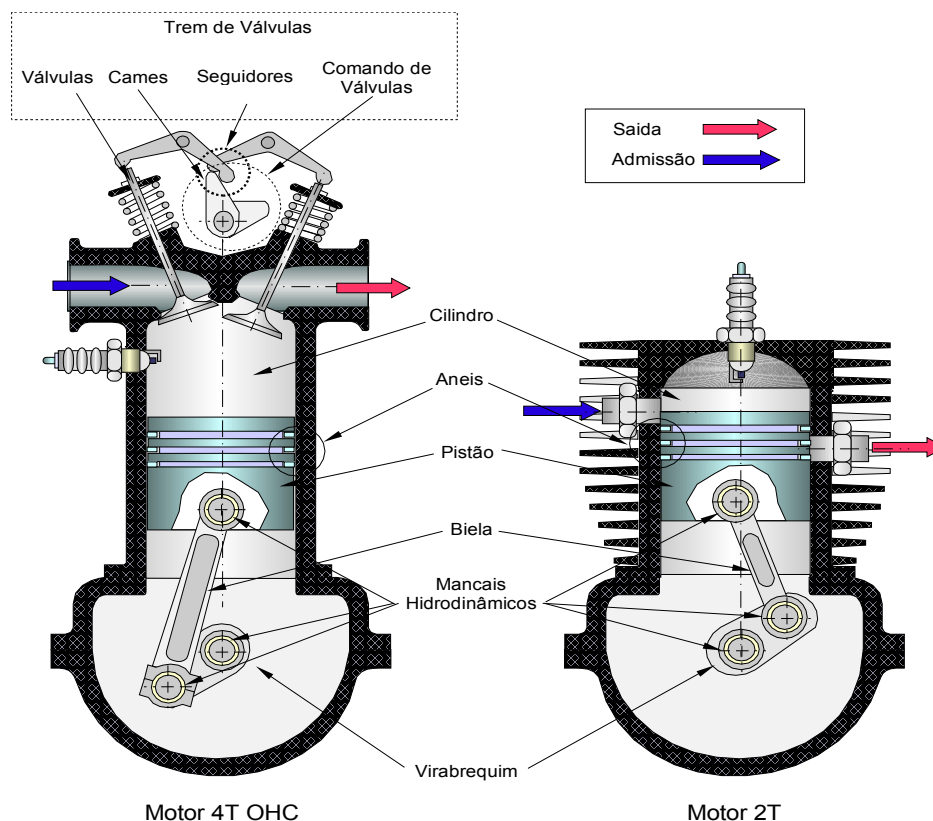


Figura 1.2 - Visão geral dos principais elementos constituintes de motores 2 e 4 tempos

Do ponto de vista do tribólogo esses novos requisitos de projeto implicam em aumentar os carregamentos específicos, aumentos nas velocidades e temperaturas nos principais componentes do motor, em especial no conjunto cilindro/pistão/aneis, no comando de válvulas e nos mancais radiais. Isso implica na utilização de óleos para motores com menor viscosidade, o com que inevitavelmente leva a uma diminuição da espessura do filme de óleo entre as superfícies com interação desses componentes e uma função mas crítica no papel desempenhado pela topografia e o perfil das superfícies das duas superfícies em um determinado desempenho tribológico. Este curso tem por objetivo revisar a natureza das superfícies encontradas na montagem dos pistões, comando de válvulas e mancais de apoio de motores de combustão interna, assim como a natureza do atrito, sua principal consequência o desgaste, e os mecanismos para redução dos mesmos.

Uma apreciação da tribologia de uma montagem de pistão (pistão + cilindro), trem de válvulas (válvulas + comando + sede de válvulas + etc.) e mancais de sustentação em motores automotivos deve ser vinculada um entendimento do conceito de modos de lubrificação. Isto é particularmente verdade se o objetivo for para facilitar melhorias nos aspectos de projeto e desempenho, desde que isto possa somente alcançado condiaça se o fundamentado da ciencia da engenharia for satisfatoriamente identificado e compreendido.

Já faz quase 100 anos desde que o conhecido Richard Stribeck levou a cabo seus experimentos sobre atrito em mancais de escora planos, os resultados de desses foram subsequentemente reordenados por Ludwig Gumbel. Detalhes podem ser encontrados em Dowson [1]. Os dados tem sido amplamente representados no que se tornou conhecido como o

diagrama Stribeck, como forma de plotar duas grandezas adimensionais agrupadas: o coeficiente de atrito ( $\mu$ ) na ordenada, e a variação do número de Sommerfeld ( $hN/P$ ) na abscissa; onde  $h$  é a viscosidade dinâmica,  $N$  a velocidade rotacional e  $P$  é carregamento específico. Com o desenvolvimento do entendimento dos regimes de lubrificação, este gráfico tem aumentado incorporado a espessura média do filme, ou o parâmetro ( $\lambda$ ) na abscissa conforme o diagrama modificado de Stribeck na figura 7.1.

A espessura média do filme tem provado ser um valioso conceito de projeto, desde que esse em levado a apreciação do ocorrido na interação das superfícies na campo dos elementos de máquina lubrificadas, e o reconhecimento da topologia da superfície pode ter uma função de alta significância no desempenho e durabilidade de tais componentes. Isso é certamente verdadeiro com respeito aos principais elementos atritantes em motores de combustão interna, os quais serão referenciados neste paper. O coeficiente  $\lambda$  é definido como a média da espessura do filme de lubrificante (calculado pela aplicação da análise clássica de filmes finos assumindo as superfícies como planas) para serem compostas com a qualidade das superfícies (rugosidade). Valores da espessura média do filme apropriados ao que hoje se denomina regimes de lubrificação tem frequentemente sido assinalados (v. fig. 7.1); por outro lado, a posição é complicada por muitos fatores incluindo o reconhecimento que a rugosidade medida em laboratório pode ser modificada durante a operação e/ou aplainada (alisada) durante um evento de carregamento em particular.

O fato que os dados de Stribeck levam a uma única curva, conforme mostrado na figura 7.1, foi a justificativa do princípio das similaridades dinâmicas, permitindo extrapolações de previsões de desempenho para um dado elemento de máquina baseado nos grupos adimensionais. Enquanto estas observações não forem estritamente verdadeiras para situações de lubrificação mais complexas, onde as ações físicas e químicas forem mais importantes, a forma da curva com essas características mínimas levando em si para a identificação com os regimes de lubrificação os quais foram descobertos durante o século XX. Isto é indicado na figura 7.1, e é explicado de forma breve na tabela 7.1.

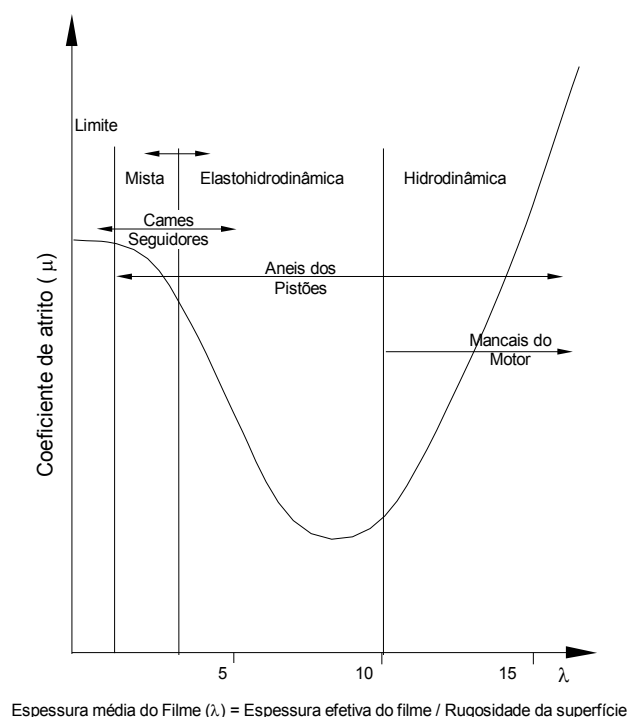


Figura 7.1 – Diagrama de Steinbeck modificado

Os regimes de lubrificação convencionalmente associados com anéis de pistões, cames/ seguidores e mancais de motores de automóveis são mostrados na Figura 7.1. Estes componentes apoiam-se em diferentes modos de lubrificação para um desempenho satisfatório e



de fato cada um deles pode saborear mais do que uma forma de lubrificação durante o ciclo. Isto reflete os desafios que são encontrados pelo projetista ao tentar melhorar as características operacionais, em resposta pressões legais e outras pressões relativas a emissão de gases e eficiência energética.

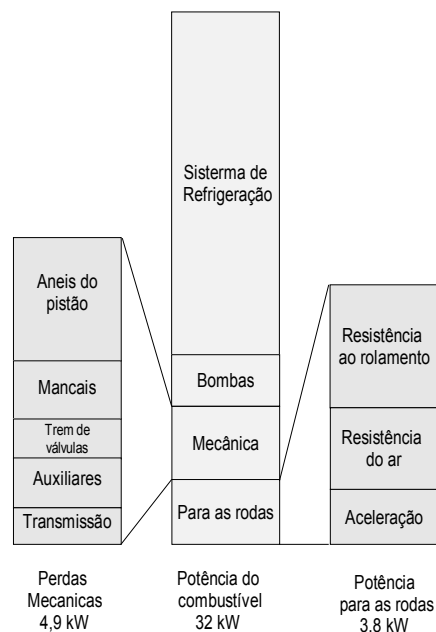
Tabela 7.1 – Resumo dos regimes de lubrificação

Regime de lubrificação	Características
hidrodinâmica	Filme lubrificante completo com separação das superfícies. A viscosidade dinâmica do fluido é a propriedade mais importante
Elastohidrodinâmica	Normalmente também o filme lubrificante é completo com separação das superfícies, mas um mecanismo mais concentrado onde deformação elástica das superfícies e o efeito da pressão sobre a viscosidade é mais importante
Mista	Existe um certo grau de interação entre as asperezas das superfícies e a característica de ambos os regimes de lubrificação hidrodinâmico e elastohidrodinâmico
Limite	As superfícies estão em contato normal com caracterizado pela ação química e física de filmes moleculares

Estas melhorias tem que ser afetadas contra o conhecimento de fundo de motores com alto saída específica é componentes freqüentemente menores, com velocidades superficiais (velocidades de deslocamento relativos) e temperaturas maiores. Os tópicos importantes deparados por aqueles que desenvolvem lubrificantes vai ser aparente e tende a ser forte no sentido de lubrificantes de baixa viscosidade (ex. Lubrificantes da família OW/30 SAE, que estão entrando agora no mercado em algumas partes do mundo). Enquanto estas ajudam no combate para reduzir as perdas por atrito, elas também levam a reduzidas espessuras de filmes e problemas potenciais de durabilidade. A habilidade de incorporar mais e mais aspectos do comportamento físico dos lubrificantes dentro do modelamento analítico é uma ação importante e um campo de desenvolvimento rápido [2]. Acima de tudo estas preocupações são a redução da viscosidade a elevadas taxas de cisalhamento, particularmente com os polímeros contidos nos lubrificantes multigrade, o aumento da viscosidade a elevada pressão e nos regimes de lubrificação limite.

Nas últimas duas décadas, tem havido muitos estudos que tem levado a uma elucidação do atrito em componentes de motores. Isto é revelado no exame para onde vai a energia do combustível que é queimada. Na figura 2 são registrados dados após Andersson [3] representando a distribuição da energia para motores de um carro médio durante um ciclo de trânsito urbano.

Figura 7.2 – Distribuição da energia do combustível para um carro de porte médio durante um ciclo urbano



Somente 12% da energia disponível no combustível encontra seu caminho até as rodas, com cerca de 15% dissipada como perdas mecânicas, principalmente perdas por atrito. As implicações destas perdas nos pilares da economia mundial e as perspectivas da melhorias significantes em termos de eficiência por modestas reduções na fricção são aparentes[4]. Baseado nos dados da figura 7.2, uma redução de 10% nas perdas mecânicas poderia levar a uma redução de combustível de 1,5%.

Um ponto final geral no qual uma piora no sentido de sempre menores espessuras de filme, os quais são sempre previstas para ocorrer nos componentes com atrito no motor. Dowson [5] tem observado que durante o século XX a espessura do filme lubrificante em elementos de máquina tais como mancais, engrenagens, etc. tem se reduzido de várias ordens de grandeza. Isto tem sido notado que motores automotivos, como sua natureza, parecem operar com espessuras de filmes de óleo, em todos os seus componentes atritantes, na ordem de um micrometro (1 mm). De fato filmes significativamente mais finos do que isto são encontrados. Isto serve para dar ênfase ao aumento da importância da topografia da superfície de apoio dos componentes com relação ao diagrama de Stribeck, e os regimes de lubrificação até agora discutidos.

Antes de se referir a algum componentes em particular, os quais são de interesse específico neste paper, é de grande ajuda obter uma ordem de magnitude e sensibilidade da importância da tribologia e dos parâmetros de desempenho em cada um. No espírito da apreciação da engenharia, isto é feito na tabela 7.2. Os dados relacionados aos modernos motores de quatro cilindros a gasolina, com quatro válvulas por cilindro e duplo comando de válvulas no cabeçote com seguidores de ação direta.

Tabela 7.2 -Parâmetros típicos de desempenho para motores a gasolina

	Mancal do motor	Anel do pistão/ linha (anel de compressão superior)	Nariz da came/seguuidor
Espessura máxima do lubrificante	< 1 mm	< 0,2 mm	0,1 mm
Máxima temperatura	180°C	200°C no rebaixo / 120°C linha	150°C
Máxima pressão / carregamento específico	60 MPa	70 MPa	600 MPa
Máxima taxa	10 <sup>8</sup> 1/s	10 <sup>7</sup> 1/s	10 <sup>7</sup> 1/s
Perda de potência (típica)	0,25 kW	0,15 kW	0,04 kW
Viscosidade dinâmica mínima	0,0025 Pa s	0,0065 Pa s	EHL
Rugosidade composta da superfície	0,35 mm Ra	0,2 mm Ra	0,3 mm Ra

## 7.2 Conjunto de Cilindro/Pistão

Em termos gerais do conceito de projeto, pistões e anéis de pistões tiveram poucas modificações desde os trabalhos pioneiros de Ramsbottom [6,7] e Miller [8] com relação aos motores a vapor. Ramsbottom merece mais crédito por seu projeto inovador de peça única, anéis de pistão metálicos com um diâmetro livre de cerca de 10% do diâmetro do furo do cilindro, no qual ele irá operar. Quando ajustado dentro de uma cavidade circunferencial simples, o anel é forçado contra a superfície da cavidade pela ação de sua elasticidade, provendo uma vedação ao vapor. Isto foi um grande avanço sobre os projetos prévios de pistão e anel, que eram compostos por várias peças e incorporavam chapas finas ou molas espirais para atingir uma força de vedação adequada. Miller [8] propôs uma modificação ingênua ao anel de Ramsbottom onde a pressão no cilindro era permitida em agir na face de trás do anel, promovendo assim uma força de vedação adicional. Esta concepção levou a um sistema auto regulador onde a força de vedação aumenta ou diminui com pressão no cilindro e também permite o uso de anéis leves e flexíveis, os quais são capazes de se conformarem com o cilindro.

O anel de pistão é talvez o mais complicado componente tribológico em motores de combustão interna. Ele é sujeito a grandes e rápidas variações de carregamento, velocidade, temperatura e viabilidade de lubrificante. Em um único ciclo de movimento do pistão, o anel do pistão pode experimentar lubrificação limite, mista e completa [9] conforme ilustrado na figura 7.1. A lubrificação elastohidrodinâmica do anel do pistão é também possível tanto em motores a gasolina, quanto nos diesel devido a um carregamento rápido durante a fase expansiva após a ignição no ciclo.

A história do desenvolvimento do anel do pistão enfatiza sucintamente o tema deste artigo.

Em 1959, Furuuma [11] desenvolveu uma análise hidrodinâmica da lubrificação do anel de pistão para um anel com perfil plano central e duas meias parábolas, as quais tinham a função de incorporar o efeito da variação cilíndrica de ambos o carregamento e a velocidade de deslizamento. Este esforço pioneiro corretamente identificou a importância do efeito de filme espremido (*squeeze film*) em manter a capacidade de carga hidrodinâmica mas desprezando o efeito de contato superficial.

Uma pesquisa chave no campo experimental foi realizada por Hamilton e Moore [12] nos anos 70, eles desenvolveram uma miniatura de transdutor capacitivo para medição de espessura do filme, esse foi montado embutido na parede do cilindro para medir a espessura do filme lubrificante no anel do pistão. Eles complementaram seus experimentos em motores motorizados com uma análise teórica [13], a qual permitia prever a espessura do filme de até oito vezes maiores do que as espessuras medidas. Brown and Hamilton [4] mais tarde computaram o efeito de ignição do óleo para explicar a discrepância entre a teoria e os valores experimentais medidos para a espessura do filme de lubrificante.

Análises teóricas posteriores surgiram com o maior grau de sofisticação e menos hipóteses simplificativas (apud. [15,16]).

Uma das maiores críticas a dessas análises é que elas assumem o anel operando tanto com um regime pleno de lubrificação a filme fluido ou em um regime de lubrificação limite extremamente simplificado. Nenhuma consideração é dada a lubrificação mista de transição entre os dois regimes, onde a qualidade superficial (rugosidade) pode influenciar o desempenho hidrodinâmico ou a natureza do contato que ocorre entre as superfícies nos regimes de lubrificação mista e limite. Rohde [17] remediou esta situação desenvolvendo um novo modelo de lubrificação de anel de pistão que incorporava uma lubrificação mista detalhada e um modelo de contato entre as espessas superficiais baseadas no trabalho de Patir e Cheng [18,19], e Greenwood e Tripp [20] respectivamente.

### 7.2.1 Perfil e Topografia

Anéis de pistão geralmente são fabricados a partir de ferro fundido ou aço, frequentemente com superfícies tratados ou revestidas na periferia, e ocasionalmente nos flancos, para aumentar a resistência ao desgaste. A forma inicial e topografia do anel do pistão oferecem a parede do cilindro é uma combinação de features de projeto e artefatos do revestimento. A figura 7.3 apresenta o perfil inicial e a topografia de um anel superior de compressão de um moderno motor a gasolina após Priest [21].

O anel fabricado em ferro fundido grafitado esferoidal com um revestimento a quente de molibidênio na periferia. A forma de barril da face, convexa no perfil é uma característica de projeto mas os vales profundos são poros formados no revestimento de molibidênio durante a fabricação. A figura 7.4 apresenta o mesmo anel após 120 horas de uso a velocidade e carregamento constantes.

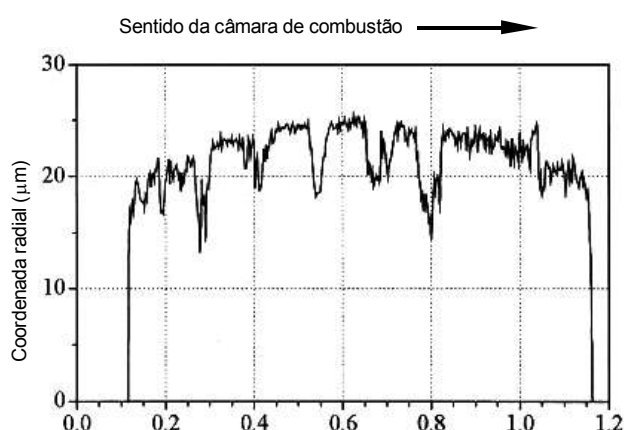
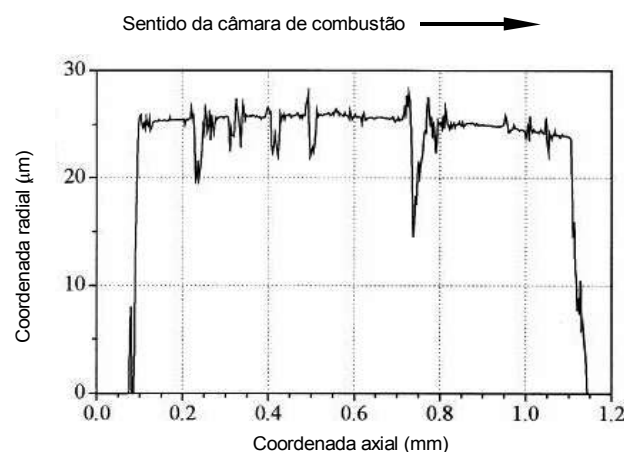


Figura 7.3 -Perfil e topografia inicial do anel superior [21]



Pode ser observado que o perfil sofreu um desgaste significativo com a curvatura inicial sendo muito reduzida. Por outro lado os vales resultantes da porosidade tendem a resistir na topografia, o qual é um aspecto negligenciado na análise da lubrificação do anel do pistão.

O segundo anel deste motor em particular é um anel raspador em ferro fundido plano Napier com funções de compressão e controle de óleo. Este anel raspador desgasta mais rapidamente em serviço como mostrado na figura 7.5, a qual mostra a mudança no perfil e topografia após as duas primeiras horas de movimento.

A Figura 7.5 destaca a geometria complexa do anel do pistão quando novo, com as marcas de torneamento fino deixadas prositalmente deixadas sobre ele, e um desgaste violento pode ocorrer durante a partida com mais de 10 mm removidos dos picos do perfil. A figura 7.6 fornece um visão do consumo de gasolina (bsfc) do motor nos primeiros estágios de funcionamento e mostra uma queda acentuada durante as primeiras horas. Apesar de haverem outros mecanismos envolvidos, tais como as mudanças na lubrificação, é questionada [21] essa redução acentuada e, assim do atrito, é principalmente atribuída ao desgaste do do segundo anel de compressão, conforme a figura 7.5.

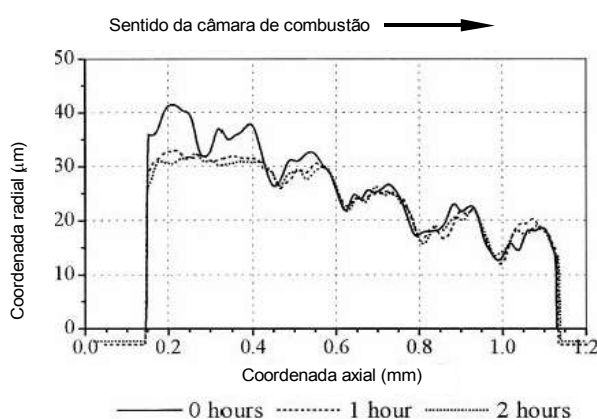


Figura 7.5 – Desgaste no segundo anel de compressão [21]

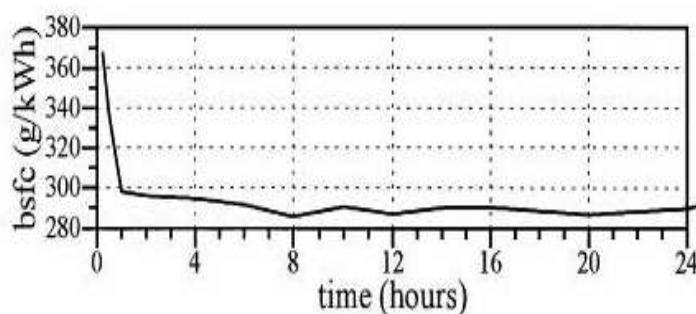


Figura 7.6 – Variação do consumo de combustível nos estágios iniciais de uso [21]

O desgaste no pacote de anéis é algo também muito importante ao desempenho do motor como também o desgaste da parede do cilindro, apesar desta ocorrer mais devagar.

Figura 7.7, apresenta a topografia da superfície da região central da parede do cilindro, fabricada em ferro-fundido conzento, quando nova e após 120 de uso. Nenhuma tentativa tem sido feita em avaliar a quantidade de desgaste nestes dados; a origem da coordenada radial é simplesmente a a linha média. Por outro lado, existem mudanças significativas evidentes na topografia da superfície, a qual tem maior efeito no suprimento de lubrificante no pacote de anéis e na natureza do contato superficial entre os componentes. Note que estes dados para a região média tem sido apresentados onde menos desgaste de sua linha é encontrado e onde muitas análises tradicionais preveem lubrificação fluida completa e assim sem desgaste. Detalhes completos do experiento realizados neste motor a gasolina podem ser encontrados na referência [21].

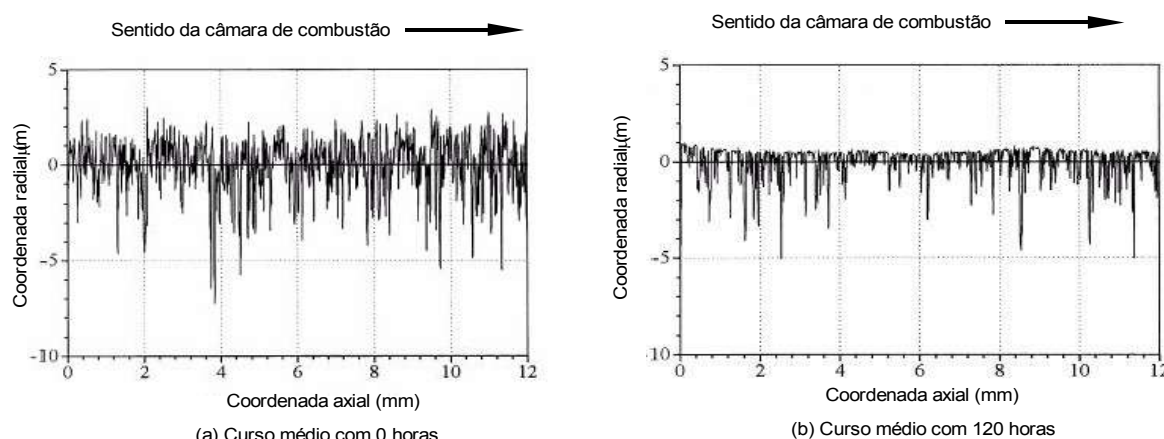


Figura 7.7 – Variação da topografia da parede do cilindro [21]

Comentários similares podem ser feitos a cerca do perfil e da topografia do componente de motores diesel e sua mudança no tempo de utilizado. Dados comparativos para motores diesel podem ser encontrados em Priest et al. [22].

Um aspecto dos que distinguiram os experimentos realizados em motores diesel dos a gasolina a duração dos ensaios. Particularmente interessante neste aspecto foi o desgaste na parede do cilindro no centro ponto morto superior. A figura 7.8 apresenta o perfil de um cilindro nessa posição após mais de 628 hora de ensaio, marcas nessa figura identificam aproximadamente os pontos de reversão do anel, onde eles descansam no ponto fim do ponto morto superior. O anel 1 é anel superior de compressão e o anel 4 é o de controle de óleo, o qual tem duas regiões distintas de suporte, ou pousos. Sulcos de desgaste profundos desenvolveram na superfície da parede do cilindro, neste caso fabricado em ferro-fundido endurecido por indução, na posição reversão do movimento do anel reflete a baixa espessura do filme de óleo e os elevados carregamentos nesses pontos. Isto é essencialmente verdade no anel de compressão superior.

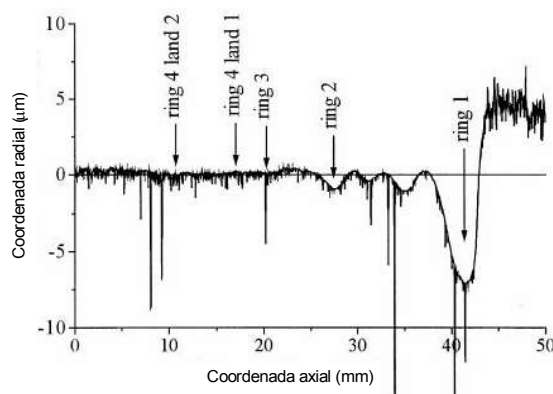


Figura 7.8 – Parede de cilindro de motor diesel no ponto morto superior após ensaio de longa duração [21]

### 7.2.2 Previsão de Desgaste

O desgaste observado nos anéis e nas paredes do cilindro nos exemplos anteriores tem efeito significativo no desempenho do conjunto pistão. Ainda tradicionalmente, nenhum modelo de desgaste tem sido incluído na análise tribológica do anel do pistão. Isso porque incorporando a consideração de desgaste na análise adiciona um nível além de sofisticação em um modelo

já em muito sofisticado. Isso também é colocado pelo fato que o desgaste é o menos entendido dos três processos de tribologia: atrito, lubrificação e desgaste.

Um modelo de anel de pistão incorporando previsões de mudanças na perfil da face do anel em motores tem sido recentemente relatado por Priest et al. [22,23]. É assumido que o desgaste do perfil do anel do pistão pode ser descrito pela equação de desgaste de Archard, na forma proposta por Lancaster [24]:

$$V = k W x_s$$

onde:

$V$  = volume desgastado ( $\text{m}^3$ )

$k$  = fator de desgaste ( $\text{m.m.N}$ )

$W$  = carregamento (N)

$x_s$  = distância percorrida (m)

O fator  $k$  é uma função do par de materiais em contato, sua topografia superficial, do lubrificante e das condições de operação. Isto pode ser expresso de forma alternativa como uma variação do fator de desgaste em função da espessura média do filme de lubrificante ( $l$ ) relativa ao fator de desgaste no regime de lubrificação limite,  $k_0$ , conforme a figura 7.9.

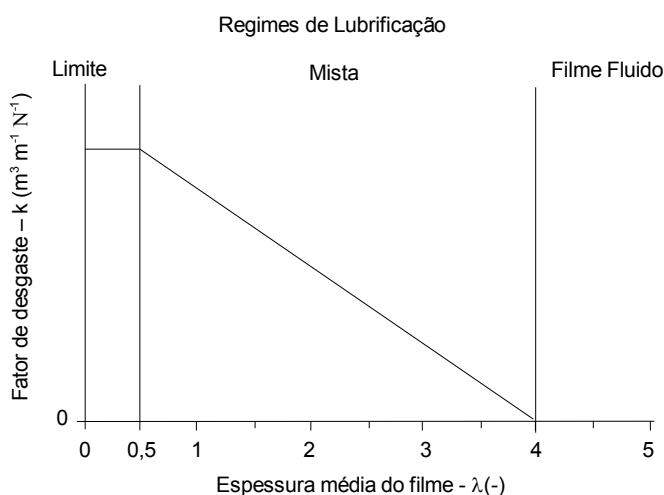


Figura 7.9 – Variação do desgaste com espessura média do filme [23]

O fator de desgaste no regime de lubrificação limite  $k_0$ , é obtido a partir de resultados experimentais, utilizando componetes e lubrificantes usuais em condições normais de carregamento, velocidade e temperatura indicativas da lubrificação limite. Esta entrada empírica no modelo claramente expõe nossa falta de entendimento do processo de desgaste que ocorre nessas interfaces tribológicas. Essa aproximação, por outro lado, tem sido sucessivamente aplicada no modelamento do desgaste de trens de válvulas automotivas [25,26].

Com esse relacionamento e o ciclo de variação da espessura mínima do filme de óleo prevista pela análise da lubrificação, o fator de desgaste pode ser determinado para cada ângulo do comando no ciclo do motor. Assim, é possível prever iterativamente as mudanças no desgaste e na lubrificação no anel do pistão que ocorrem como uso do motor (tempo).

Um exemplo da aplicação desse modelo, tirado de Priest et al. [22], é dado na figura 7.10. O desgaste medido no perfil de anéis é mostrado sobreposto utilizando dois métodos diferentes. Primeiramente pela geometria, visualmente combinando a região pontilhada não desgastada do perfil, e secundariamente pela massa, convertendo a perda de peso do anel em uma eventual perda de volume distribuída em torno da circunferência do anel. O perfil previsto do anel, após 120 h de uso simulado, é também apresentado e esse correlaciona bem com os dados medidos.

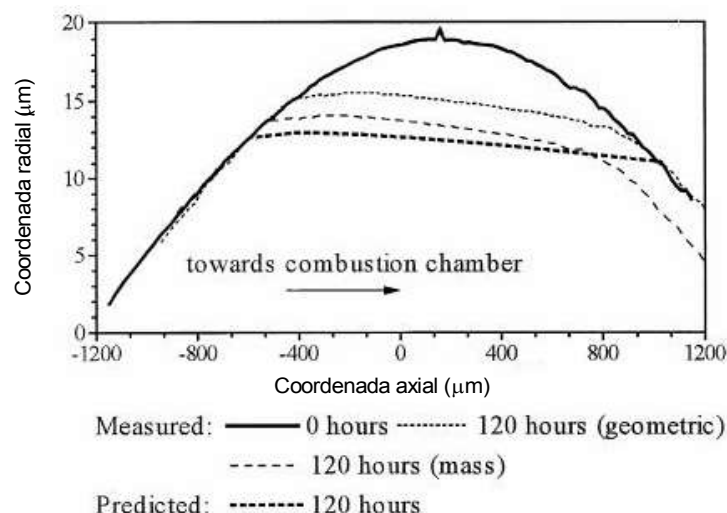


Figura 7.10 – Desgaste do perfil do anel, medido e previsto [22]

### 7.3 Trens de Válvulas

As melhorias na "respiração" dos motores foi uma das formas de aumentar a potência em motores de combustão interna ao longo dos últimos 100 anos. O trem de válvulas do cabeçote continua a ser uma área importante de estudo, sendo a primeira forma efetiva, e ainda dominante em muitas aplicações, de introduzir ar e combustível na câmara de combustão e para exaustão dos gases queimados. Tentativas de substituir as válvulas do cabeçote por outors dispositivos, notadamente válvulas rotativas e de deslizamento tem consistentemente falhado apesar dos esforços que esporadicamente permanecem.

Apesar do trem de válvulas do cabeçote tenha se estabelecido como o método mais favorável de introduzir a carga combustível e exaustão de gases, primariamente por causa dos problemas tribológicos com relação as alternativas, estas também sofreram severas dificuldades. A introdução do comando de válvulas no cabeçote, ou sobre a cabeça das válvulas, exarcebaram as dificuldades de projeto do ponto de vista da lubrificação ou do desempenho tribológico, que tal arranjo provou ser em si pobre. No últimos 20 anos, a maioria dos fabricantes de automóveis tem experimentado problemas de operação com a lubrificação de cames e seguidores e os fundamentos de engenharia por trás disso tem sido amplamente estudado. Detalhes podem ser encontrados em Taylor [27,28].

Desenvolvimentos analíticos que permitiram a previsão das variações cíclicas de parâmetros importantes tais como a espessura mínima do filme, tensão máxima de Hertz e perda de potência, baseada na teoria da lubrificação elastohidrodinâmica, essa tem permitido aos projetistas extrair ao máximo as vantagens de esquemas mecânicos que se utilizam de cames e seguidores no sentido de promover a durabilidade [apud 29,30]. Por outro lado, apesar de ter sido convincentemente demonstrado que a natureza da lubrificação hidrodinâmica tem uma função a desempenhar, as modernas cames e seguidores tem sido tradicionalmente associadas com regimes de lubrificação limites onde o papel da ação química no revestimento de filme lubrificação fino é vital. Isto é relacionado ao pacote de aditivos do lubrificante e em particular aos aditivos de extrema pressão, onde são mais comuns os que formam dialcildifosfato de zinco (ZDDP). Isto seve para enfatizar que pelo menos que em parte do ciclo de cames e seguidores existe a interação de superfícies. Claramente a topologia da superfície pode ter um papel muito significativo e este é o aspecto do estudo de trens de válvulas, os quais vão enfatizados no fim desta seção.

Os materiais mais comuns em cames e seguidores são ferros e aços, que de acordo com a preparação podem ter uma variedade de características metalúrgicas. Existe uma ampla variedade de tratamentos superficiais para facilitar o movimento e prevenir falhar prematuras.



Seguidores em cerâmicas apesar de tudo estão cada vez mais se tornando comuns. Os modos de falhas são a formação de sulcos (*pitting*), polimento e o desgaste generalizado (*scuffing*), todos influenciados pelos materiais, lubrificação, projeto e condições de operação. A durabilidade e os tipos de falhas podem variar constantemente dependendo da combinação do par de materiais escolhidos para trabalharem juntos e da lubrificação e do pacote de aditivos.

Somente tolerâncias dimensionais muito pequenas são admitidas no acabamento de cames. O desenvolvimento do perfil de levantamento para promover uma aspiração satisfatória do motor sobre uma gama de condições de operações é um processo complexo por si só, e um dos que não parece ligado diretamente ao ambiente de operação tribológica. O acabamento superficial típico para cames e seguidores em motores automotivos é de 0,2 mm Ra, com a visão implícita de que quanto mais suave melhor (com o objetivo de melhorar a lubrificação elastohidrodinâmica). No entanto o quadro real não é tão simples com evidências que as rugosidades de superfícies suaves podem ocorrer e que a retenção de lubrificantes nos vales superficiais pode ser importante. Um dos poucos aspectos considerados na topografia da superfície com relação ao desempenho de cames e seguidores e a análise do problema virão a seguir.

Tabela 3 – Rugosidade da came antes e depois teste de 100 hs -condições de laboratório [4]

Rugosidade nominal da came ( $\mu\text{m}$ )	Rugosidade (Ra) média em pontos específicos da came					
	Naris		Flancos		Circulo base	
	Antes	Depois	Antes	Depois	Antes	Depois
0,1*	0,20	0,50	0,14	0,15	0,14	0,14
0,2	0,28	0,17	0,27	0,28	0,28	0,27
0,4	0,31	0,22	0,42	0,41	0,48	0,48
0,8*	0,52	0,55	0,78	0,77	1,27	1,27
1,6	0,93	0,34	1,47	1,45	2,41	2,40

### 7.3.1 Rugosidade Inicial da Superfície

Poucos estudos parecem ter sido direcionados para a influência da rugosidade inicial da superfície no desempenho subsequente de cames e seguidores automotivos. Roylance et al. [31] levaram a cabo um estudo para examinar o comportamento de desgaste durante o período de conduções (revolução ou ciclo) como influenciada pela topografia da superfície e dureza. Dois experimentos foram adotados, um adotando um conjunto de cilindro motorizado, e outro desenvolvido em laboratório com uma came acionada a correia. No experimento com conjunto de cilindro motorizado foi notado que a came e o balancim experimentaram um alisamento de suas superfícies durante o início do ensaio, para em seguida ambos sofrerem um aumento da rugosidade, em um período de 40 h. Foi sugerido que o processo de alisamento não deve ter encorajado a retenção de lubrificante no contato, e assim provocando o dano subsequente. Para o experimento realizado em laboratório foi relatado um desgaste menor para superfícies mais lisas e para casos onde a dureza da came foi menor do que a do seguidor.

Taylor [4] tem relatado estudos usando um procedimento experimental para testar um mecanismo de ação direta. As cames feitas em aço, com temperadas por indução e camada de 2,5 mm de dureza, alívio de tensões, com sede fosfatizada. Cames com diferentes rugosidades inicialmente eram postas contra seguidores nominalmente similares por 100 h a velocidade fixa do comando de válvulas e temperatura constantes. Os dados obtidos são exibidos na tabela 7.3.

Nessa podem ser vistos que houve poucas mudanças em termos de rugosidade nos flancos das cames, além de uma espessura de filmes de óleo expressiva. A came e o seguidor foram mecanicamente separados sobre o círculo base e, assim, não houveram mudanças na região. Na região do nariz houve evidências que nas cames mais rugosas que uma melhoria no

acabamento superficial refletindo a remoção das asperes e aplainamento da superfície. Será notado que a rugosidade aumentou nas cames mais lisas, e que houve uma tendência para a rugosidade final no nariz de se mover no sentido de atingir os valores da rugosidade inicial. Convém notar que em uma série de testes posteriores que a temperatura na região do experimento foi variando até 120 °C, mas isso pareceu não ser um fator que influenciava os resultados.

### 7.3.2 Rugosidade da superfície / análise de ondulamento

Como tem sido notado, Pair e Cheng [18,19] desenvolveram no fim dos anos 70 do século XX uma aproximação por análise estocástica para estudar os efeitos dos picos de rugosidade da superfície e a distribuição entre os componentes em cima da lubrificação de elementos de máquinas. Pela incorporação de um modelo de interação de asperezas desenvolvidos por Greenwood e Tripp [20], isso provou ser possível investigar situações de lubrificação mista. Por exemplo, Ruddy et al. [32] tem aplicado essa aproximação para estudar o efeito do anel de controle de óleo no consumo de óleo. Essa aproximação também tem sido usada para prever o desempenho de cames e seguidores [apud 33,34]. Para a ação direta de cames e seguidores mostrada na figura 7.11, Dowson et al. [33] estudaram as previsões dos efeitos da rugosidade sobre em cima da espessura nominal do filme, perda de potência e o carregamento suportado pelas asperezas.

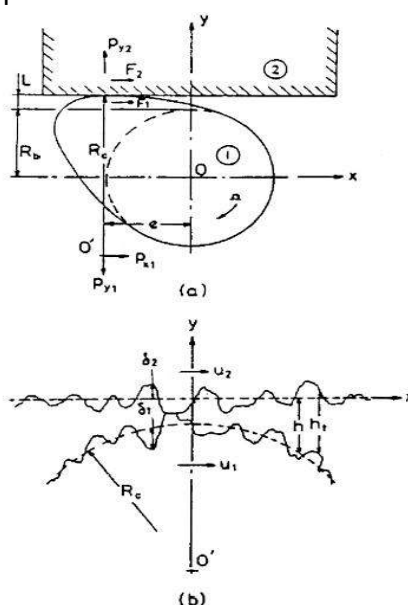


Figura 7.11 – Considerações de rugosidade entre came e seguidor [33]

Enquanto previsões interessantes surgiram dessa análise, como por exemplo, a pequena proporção do carregamento suportado pelas asperezas devido a não conformidade geométrica do contato came/seguidor, deve ser observado que o correntemente o valor de tais análises é limitado com relação ao projecto influenciado pelo projecto. Uma razão para isto é o uso de dados extrapolados além da espessura limite média do filme para o qual ela é estabelecida.

Potencialmente de maior valor no longo prazo, é a aplicação de estudos determinísticos da ondulação (erros de primeira e segunda ordem) na lubrificação elastohidrodinâmica. Até o momento com o aumento exponencial da capacidade dos computadores, e o desenvolvimento de métodos numéricos mais poderosos tem proporcionado um rápido desenvolvimento da análise de superfícies não suaves, e lubrificação elastohidrodinâmica. Isso tem um enorme significância no projecto e desenvolvimento de de contatos concentrados para operarem em condições incrivelmente severas. Ehret et al. [35] tem estudado o efeito de várias texturas superficiais, descritas tanto como ondulações orientadas ou distribuições uniformes de

asperesas, para condições de rolamento e escorregamento. A figura 7.12 apresenta uma previsão de variação da espessura mínima do filme lubrificante para a máxima deformação média de Hertz com ângulo orientação de ondulações, com zero grau sendo ondulação transversa para condições de rolamento e escorregamento puros, após Ehret et al. [35]. É claro que enquanto a orientação da ondulação é moderadamente influenciada pela espessura do filme com rolamento puro, isto não é o caso para escorregamento puro. A textura superficial pode levar a importantes diferenças e em escorregamento puro é mostrado que a melhor condição de lubrificação é produzida para ondulações transversas. O união definitiva da textura superficial na melhoria de do desempenho de elementos de máquinas em, digamos, uma came e seguidor, poderia ser uma técnica poderosa.

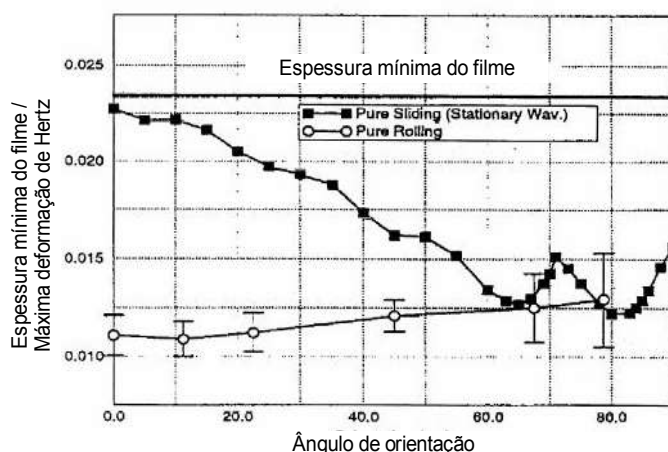


Figura 7.12 – Efeito da orientação da ondulação em contatos EHL [35]

### 7.3.3 Previsão de Desgaste

A previsão de desgaste em elementos de máquinas é sabidamente uma tarefa difícil. Na seção 2 deste trabalho, uma técnica foi descrita com relação a linha de contato entre o anel do pistão e o cilindro. A mesma técnica foi primeiramente aplicada a análise na análise de seguidores pivotados em sistemas de trens de válvulas (de acordo com [25,26]). Isto encoraja a relatar que tal modelamento tem provado seu valor em identificar condições críticas para o desgaste, incluído a posição de máximo desgaste. As razões para ter sido observado um desgaste tão severo podem ser identificadas e isso tem provado o valor de se desenvolver testes experimentais em laboratório em condições de cinemática apropriadas [36]. É claro que a influência do coeficiente de desgaste adimensional na previsão da magnitude do desgaste é crucial assim como a linha de contato entre o anel do pistão e contato.

Também é típico de nota que as técnicas empíricas para a previsão do desgaste em cames e seguidores são influenciadas pelas propriedades do material que é investigado. Tanimoto et. al. [37] usou métodos estatísticos de análise por regressão múltipla, baseados em estudos teóricos e na experimentação para estabelecer a correlação entre propriedades do material e a resistência ao desgaste.

### 7.3.4 Ondulações

O'Connor e Spending [38] tomaram um estudo experimental do efeito da ondulação no perfil da came. Esta ondulação era influenciada pela forma imposta pelo rolo dressador no rebolo. Nesse forma investigadas as características de desgaste e a retenção de óleo da superfície de comando de válvulas automotivas. Foi sugerido que as ondulações na superfície da came poderiam oferecer boas características retenção de óleo, mas a liberação de partículas duras ao longo do tempo, removidas dos picos das ondulações, pode ser problemático. Foi proposto que que superfícies de cames tendo a mesma rugosidade, mas com ondulação

ereduzida ou mesmo zero, poderiam apresentar desempenho superior. Ondulações em cames automotivas permanecem um tópico em aberto, e é interessante notar que essa análise somente agora está em posição de contribuir para o debate sobre a influência geral, segundo [37].

#### 7.4 Mancais do Motor

A técnica de mobilidade para análise de mancais de motores sob carregamentos dinâmicos foi estabelecida a cerca de 30 anos [39,40], e permanece como sendo a aproximação mais comum. O método assume que a capacidade decarga gerada pelo efeito hidrodinâmico em razão da pressão do filme de lubrificante contrapõe ao carregamento aplicado, assim impedido a possibilidade de se negligenciar os efeitos da instabilidade, tais como as geradas pelo carregamento da inércia. A técnica tem provado ser acessível a uma análise computacional simples estabelecendo a espessura mínima do ciclo, um parâmetro de projeto importante, além de outras previsões.

No entanto, isso é importante lembrar que existe uma ampla faixa de hipóteses implícitas na aplicação do método da mobilidade. Dentre as quais:

- (i) Análise de mancais curtos – muito imprecisas para valores elevados de excentricidade.
- (ii) Simetria circunferencial – o efeito erro geométrico é desprezado
- (iii) Superfícies rígidas – o que não ocorre em muitas circunstâncias
- (iv) Alinhamento perfeito – pouco se conhece do efeito do desalinhamento
- (v) Fluido newtoniano -
- (vi) Instabilidade não vibracional
- (vii) Filme de lubrificante isotérmico – os efeitos de transferência de calor podem ser importantes

Essas hipóteses simplificativas claramente implicam que qualquer previsão pode somente ser estimada e apontam para a importância do campo experimental que deve ser utilizado em paralelo as estimativas teóricas, como forma de se tornarem úteis a melhoria do projeto. Taylor [4] tem detalhado uma faixa dessas pesquisas na qual algumas dessas hipóteses simplificativas foram relaxadas.

O "filme fino" citado por Dowson [5] é evidente com relação aos mancais de motores. No começo dos anos 70 (sec.XX), as estimativas previstas eram de 2,5 mm. Vinte e cinco anos depois as previsões para a espessura mínima de filme levam a uma redução desse valor por um fator de 5, ou mais ou menos do que isso para mancais de motores de carros de passeio. A espessura mínima do filme de óleo está na ordem de 0,5 a 1,0 mm, isso implica em que podem haver interações entre as asperezas do eixo e da sapata nos mancais radiais, pelo menos em parte do ciclo do motor.

##### 7.4.1 Interação de Asperezas

É conhecido que um mancal de motor deva desempenhar parte de sua função com algum contato entre o eixo e o casquilho, em parte de cada ciclo, segundo Conway-Jones e Gojon [41]. Esta situação está sendo influenciada pela introdução de motores menores e consequentemente com componentes menores, tais como mancais, os quais tem requisito de capacidade de carga aumentado. Então carregamentos específicos muito elevados são encontrados nos mancais desses motores.

O efeito dessas interações de asperezas podem estar aumentando o atrito e assim dando um torque médio alto sobre o ciclo. Evidências disso são apresentadas na figura 7.13. Com um aumento da temperatura do mancal, o torque previsto e a espessura mínima de filme diminuem de acordo com a teoria hidrodinâmica. Porém na espessura prevista de 1,2 mm foi observado um aumento no torque medido, o que é atribuído a interação entre as asperezas. Conway-Jones e Gojon [41] discutem os efeitos da topografia da superfície sobre o atrito

adicional e a consequente geração de calor, notando que seus dados experimentais a rugosidade inicial era de 0,35 e 0,26 mm Ra. Eles desenvolveram um método empírico de cálculo do carregamento da aspereza, assim permitindo que a geração de calor seja calculada com base em mPV, onde V é a velocidade da superfície.

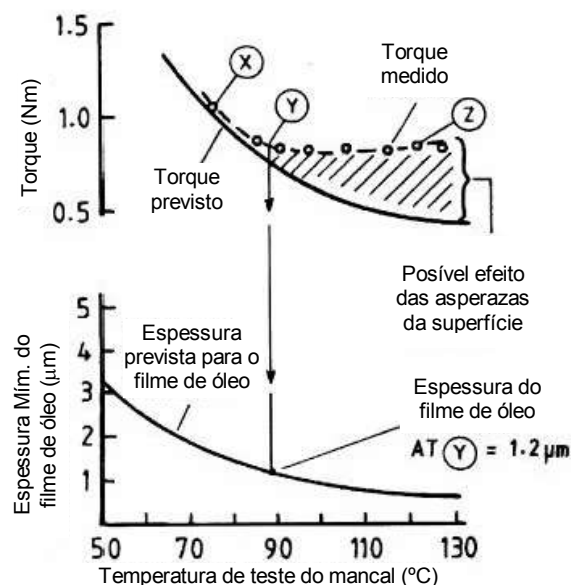
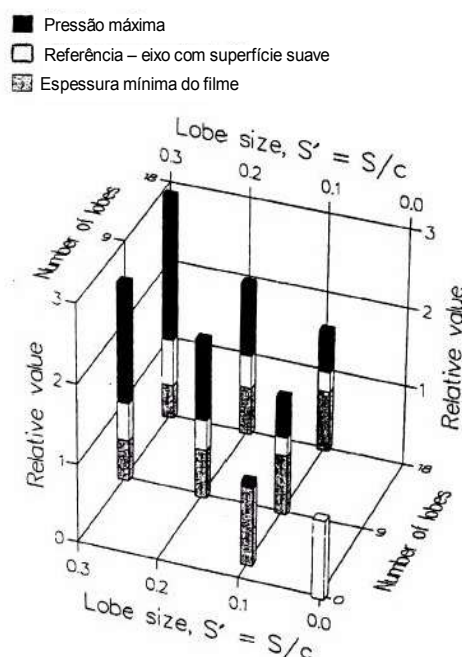


Figura 7.13 – Influência da asperezas da superfície em motores automotivos [41]

#### 7.4.2 Ondulações do Eixo

Mehenny et al. [42] tem considerado o efeito da ondulação circunferêncil no desempenho de motores. Existe uma evidência clara que o processo de usinagem para, digamos, mancais grandes pode ter um efeito significativo na falha do mancal, em função a criação de um lóbulo de junção (ponto de contato de grandes dimensões). Têm se obtido evidências experimentais da existências de tais lóbulos dentro de qualquer freqüência entre 1 e 21 em um mancal radial, e lobos podem ser na ordem de cerca 5mm em amplitude em um eixo de 50 mm de diâmetro nominal. Claramente, isto é grande se comparado com a espessura mínima calculada. Mehenny et al. [42] desenvolveram uma aproximação analítica para estimar os efeitos do tamanho do lobe e sua freqüência de aparecimento, sendo sua influência sobre a espessura mínima do filme e pressão máxima apresentados na figura 7.14.

Figura 7.14 – Forma do lobo e freqüência de efeitos em mancais de motores [42]



Comparando com dados anteriores de DeHart e Smiley [43], os quais tinham medido a perda de material em mancais de geometria imperfeita em função do desgaste, tornou-se encorajadora.

#### 7.4.3 Mancais com Microcavidades - microranhuradas

Kumada et al. [44] reportaram que o contínuo desenvolvimento de mancais com microranhuradas circunferenciais, permitiriam aos mancais de se capacitarem em operar em condições mais severas. Suas avaliações revelaram que o processo de desgaste inicial e as deformações nos picos das microranhuradas levam a uma boa conformabilidade, menores temperaturas devido ao maior fluxo de óleo e menor resistência ao cisalhamento devida a capacidade de retenção de óleos das microranhuradas. O aumento da conformabilidade foi verificado por medições do atrito, com a estabilização do movimento de partida ocorrendo em um tempo menor do que em mancais sem ranhuradas. Também foram obtidas temperaturas de 10% a 20% inferiores com o uso de microranhuradas, devido a melhoria da condição de cisalhamento do filme de óleo, o que foi avaliado comparando-se o tempo até a falha quando é cortado o suprimento de óleo.

Desde que a atenção se voltou a projeto de mancais nos anos 60 e 70 do século XX, é interessante observar que pesquisas em tribologia do conjunto pistão/cilindro e do trem de válvulas tem assumido uma importância cada vez maior. Aumento muito das condições severas de operação, no entanto, levam a uma propensão a falha do mancal, assim uma abordagem sobre o projeto como um todo é mais adequada. Também é necessário levar em consideração a melhoria nos efeitos elásticos e térmicos sobre a topologia da superfície.

#### 7.5 Desafios Futuros

Ainda permanecerão inúmeros desafios para aqueles interessados nos aspectos tribológicos do conjunto pistão/cilindro/anéis, trens de válvulas e mancais em motores automotivos. Sendo os seguintes aspectos importantes relevantes para pesquisas mais detalhadas e desenvolvimentos a serem perseguidos no sentido de melhorar o desempenho, entre os quais podemos citar:

- a) – Melhoria do perfil da superfície, rugosidade da superfícies e condições de lubrificação mista.
- b) – Desenvolvimento da relação entre os mecanismos de lubrificação e os mecanismos químicos, com melhor compreensão da função dos aditivos com o filme lubrificante
- c) – Consolidação dos desenvolvimentos na reologia do lubrificante e fazer considerações de projeto mais precisas
- d) – Estabelecimento da relação entre modelos de desgaste e falha, materiais , lubrificação~e condições térmicas
- e) – Prover condições de lubrificação adequadas na interface came/seguidor
- f) – Melhoria de materiais, revestimentos superficiais e engenharias da superfícies

### Referencias para esse tópico

**[0] Preist, M; Taylor C. M.**

Escola de Engenharia Mecânica da Univerisdde de Leeds, Woodhouse Lane, Leeds, LS2 9jt, UK

**[ 1] D. Dowson, History of Tribology, Professional Engineering Publishing, 1998, 768 pp.**

**[ 2]** R.C. Coy, Practical applications of lubrication models in engines, New Dir. Tribol. MEP 1997 197–209.

**[ 3]** B.S. Andersson, Company perspectives in vehicle tribology - Volvo, 17th Leeds–Lyon Symposium on Tribology – Vehicle Tribology, Tribol. Ser. vol. 18 Elsevier, Amsterdam, 1991, pp. 503–506.

**[ 4]** C.M. Taylor, Automobile engine tribology - design considerations. for efficiency and durability, Wear 221 1 1998 1–8.

**[ 5]** D. Dowson, Developments in lubrication - the thinning film, J. Phys. D., Appl. Phys. 25 1992 A334–A339.

**[ 6]** J. Ramsbottom, On an improved piston for steam engines, Proc. Instn. Mech. Eng. 1854 70–74.

**[ 7]** J. Ramsbottom, On the construction of packing rings for pistons, Proc. Inst. Mech. Eng. 1855 206–208.

**[ 8]** G.M. Miller, On a packing for pistons of steam engines and pumps, Proc. Inst. Mech. Eng. 1862 .

**[ 9]** D. Dowson, Piston assemblies; background and lubrication analysis, in: Taylor Ed. , Engine Tribology, Tribol. Ser. vol. 26 Elsevier, Amsterdam, 1993, pp. 213–240, Chap. 9.

**[10]** J.E. Rycroft, R.I. Taylor, L.E. Scales, Elastohydrodynamic effects in piston ring lubrication in modern gasoline and diesel engines, in: Dowson Ed. , Elastohydrodynamics - Fundamentals and Applications in Lubrication and Traction, Proc. 23rd Leeds–Lyon Symposium on Tribology, September 1996, Elsevier, Amsterdam, 1997, pp. 49–54.

**[11]** S. Furuham et al., A dynamic theory of piston ring lubrication 1<sup>st</sup> report, calculation , Bull. JSME 2 7 1959 423–428.

- [12] G.M. Hamilton, S.L. Moore, The lubrication of piston rings, first paper, measurement of the oil-film thickness between the piston rings and liner of a small diesel engine, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 188 20r74 1974 253–261, D51–D60.
- [13] G.M. Hamilton, S.L. Moore, The lubrication of piston rings, second paper, comparison between measured and calculated thicknesses of the oil-film lubricating piston rings, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 188. 20r74 1974 262–268, D51–D60.
- [14] S.R. Brown, G.M. Hamilton, The partially lubricated piston ring, *J. Mech. Eng. Sci., Inst. Mech. Eng.* 19 2 1977 81–89.
- [15] Y. Wakuri, M. Soejima, T. Taniguchi, On the oil film behaviour of piston rings correction of effective pressure region of oil film , *Bull. JSME* 21 152 1978 295–302.
- [16] D. Dowson, P.N. Economou, B.L. Ruddy, P.J. Strachan, A.J.S. Baker, Piston ring lubrication - Part II, theoretical analysis of a single ring and a complete ring pack, in: Rohde, Wilcock, Cheng  
( ) M. Priest, C.M. Taylor *Wear* 241 2000 193–203 203 Eds. , *Energy Conservation Through Fluid Film Lubrication Technology: Frontiers in Research and Design*, ASME, 1979, pp. 23–52.
- [17] S. M. Rohde, A mixed friction model for dynamically loaded contacts with application to piston ring lubrication, *Surface Roughness Effects in Hydrodynamic and Mixed Lubrication*, Rohde, Cheng Eds. , ASME, 1980, pp. 19–50.
- [18] N. Patir, H.S. Cheng, An average flow model for determining effects of three-dimensional roughness in partial hydrodynamic lubrication, *J. Lubr. Technol., Trans. ASME* 100 1 1978 12–17.
- [19] N. Patir, H.S. Cheng, Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces, *J. Lubr. Technol., Trans. ASME* 101 2 1979 220–230.
- [20] J.A. Greenwood, J.H. Tripp, The contact of two normally flat roug surfaces, *Proc. Inst. Mech. Eng.* 185 1971 625–633.
- [21] M. Priest, *The Wear and Lubrication of Piston Rings*, Ph.D. Thesis, Univ. Leeds, 1996, Chap. 8, 246 pp.
- [22] M. Priest, D. Dowson, C.M. Taylor, Predictive wear modelling of lubricated piston rings in a diesel engine, *Wear* 231 1999 89–101.
- [23] M. Priest, D. Dowson and C.M. Taylor, Prediction of the lubrication and wear of piston rings - theoretical model, *World Tribology Congress, Abstracts of Papers*, September, 1997, p. 82 full paper in preparation for *J. Eng. Tribol., Proc. Inst. Mech. Eng., Part J*, 1999 .
- [24] J.K. Lancaster, *Dry bearings: a survey of materials and factors affecting their performance*, *Tribology* 1973 219–251, December.
- [25] J.C. Bell, P.J. Davies, W.B. Fu, Prediction of automotive valve train wear patterns with simple mathematical models, *Proc. 12th Leeds–Lyon Symp. on Tribology: Mechanisms and Surface-Distress*, 1985, Paper XI iii , pp. 323–333.



- [26] J.C. Bell, T. Colgan, Pivoted follower valve train wear: criteria and modelling, *Lubr. Eng.*, J. STLE 1991 114–121, February.
- [27] C.M. Taylor, Valve train lubrication analysis, *Proc. 17th Leeds–Lyon Symposium on Tribology - Vehicle Tribology*, Tribol. Ser. Vol. 18 Elsevier, Amsterdam, 1991, pp. 119–131.
- [28] C.M. Taylor, Fluid film lubrication in automobile valve trains, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, J. Eng. Tribol., Part J 208 1994 221–234.
- [29] A.D. Ball, D. Dowson, C.M. Taylor, Cam and follower design, *Proc. 15th Leeds–Lyon Symposium on Tribology - Tribological Design of Machine Elements*, Tribol. Ser. vol. 14 Elsevier, Amsterdam, 1989, pp. 111–130.
- [30] D. Dowson, P. Harrison, C.M. Taylor, The lubrication of automotive cams and followers, *Proc. 12th Leeds–Lyon Symposium on Tribology Mechanisms and Surface Distress*, Butterworth, London, 1986, pp. 305–322.
- [31] B.J. Roylance, G. Wang, C.H. Bovington, A. Hubbard, Running-in wear behaviour of valve train systems, *Proc. 17th Leeds–Lyon Symposium on Tribology - Vehicle Tribology*, Tribol. Ser. Vol. 18 Elsevier, Amsterdam, 1991, pp. 143–147.
- [32] B.L. Ruddy, D. Dowson, P.N. Economou, A theoretical analysis of the twin-land type of oil control ring, *J. Mech. Eng. Sci.*, *Inst. Mech. Eng.* 23 2 1981 51–62.
- [33] D. Dowson, C.M. Taylor, G. Zhu, Mixed lubrication of a cam and flat faced follower, *Proc. 13th Leeds–Lyon Symposium on Tribology - Fluid Film Lubrication*, Tribol. Ser. vol. 11 Elsevier, Amsterdam, 1987, pp. 599–609.
- [34] L.S. Yang, A. Ibo, H. Negishi, A valve train friction and lubrication analysis model and its application in a camtappet wear study, *SAE Technical Paper 962030*, 1996, 9 pp.
- [35] P. Ehret, D. Dowson, C.M. Taylor, Time-dependent solutions with waviness and asperities in EHL point contacts, *Proc. 23rd Leeds–Lyon Symposium on Tribology - Elastohydrodynamics '96*, Tribol. Ser. vol. 32 Elsevier, Amsterdam, 1997, pp. 313–324.
- [36] J.C. Bell, Reproducing the kinematic conditions for automotive valve train wear in a laboratory test machine, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, J. Eng. Tribol., Part J 210 1996 135–144.
- [37] I. Tanimoto, M. Kano, M. Sasaki, Establishment of a method for predicting cam follower wear in the material development process, *SAE Technical Paper 902087*, 1990, 8 pp.
- [38] R.F. O'Connor, T.A. Spedding, Investigation into the effects of waviness present on the cam surface profile of an engine camshaft, *Precis. Eng.* 11 2 1989 83–88, Butterworth.
- [39] J.F. Booker, Dynamically loaded journal bearings: mobility method of solution, *Trans. ASME, J. Basic Eng.*, D 187 1965 537–546, Sept.
- [40] J.F. Booker, Dynamically loaded journal bearings: maximum film pressure, *Trans. ASME, J. Lubr. Technol.* 1969 534–543, July.

- [41] J.M. Conway-Jones, R. Gojon, Heat flow in crankshaft bearings, Proc. 17th Leeds–Lyon Symposium on Tribology - Vehicle Trbology, Tribol. Ser. vol. 18 Elsevier, Amsterdam, 1991, pp. 33–42.
- [42] D.S. Mehenny, C.M. Taylor, G.J. Jones, H. Xu, The Influence of circumferential waviness of the journal on the lubrication of dynamically loaded journal bearings, SAE Technial Paper 970216, 1997, 9 pp.
- [43] A.O. DeHart, J.O. Smiley, Imperfect journal geometry - its effect on sleeve bearing performance, SAE Paper 813C, 1964.
- [44] Y. Kumada, K. Hashizume, Y. Kimura, Performance of plain bearings with circumferential microgrooves, STLE Trans. 39 1 1996 81–86.
- [45] S. Saburi, C.M. Taylor, D. Dowson, An analytical study of the oil film thickness between the piston rings and cylinder liner of a long stroke, low speed, marine diesel, Jpn. Inst. Tribol., ITC, Yokohama, Japan, 1995, pp. 1435–1440.

## CAPÍTULO 8

### LUBRIFICAÇÃO DE MANCAIS DE ROLAMENTO E ESCORREGAMENTO

#### 8.1 Mancais de Rolamento

Os mancais de rolamento podem ser lubrificados por óleo ou graxa. Simplesmente por razões técnicas e práticas, principalmente pelas boas características lubrificantes, simplificação de sistemas de lubrificação. Os progressos conseguidos nos processos de fabricação e a qualidade das graxas, permite que essa atualemtne sejam preferidas, principalmente quando os rolamentos são de difícil acesso. Deve-se reservar a lubrificação por óleo para casos especiais onde a lubrificação com graxa não for adequada.

##### 8.1.1. Lubrificação por Óleo.

Na lubrificação por óleo deve-se ter o cuidado de eliminar a possibilidade de sua contaminação através de partículas metálicas, poeira, corpos estranhos, etc., mediante uma filtragem contínua. Além disso, deve-se proteger os rolamentos contra esses contaminantes através de elementos de vedação adequados.

Os tipos de sistemas de lubrificação de rolamentos por óleo são:

- por imersão;
- por circulação;
- por névoa.

O sistema mais adequado em cada caso particular depende das condições de serviço, da aplicação dos rolamentos e das condições construtivas.

### 8.1.1.1 Lubrificação por Imersão

Este sistema é também chamado de lubrificação por banho de óleo e nele o rolamento fica parcialmente submerso em óleo. Em cada rotação os corpos rolantes são banhados no óleo transportando-o para as pistas, rebolos e superfícies deslizantes do porta-esferas ou rolos.

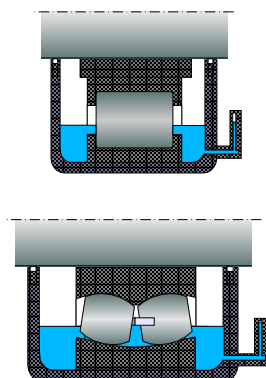
Com o eixo do rolamento em posição horizontal, o nível do óleo deverá ser tal que o corpo rolante inferior fique submerso, aproximadamente, até à metade, figura 8.1. Se o nível for superior ao óleo será salpicado no alojamento, podendo formar-se espuma e aumentar a temperatura do rolamento.

Nos suportes maiores, com maior quantidade de óleo podem ser previstas paredes intermediárias com orifícios de comunicação, figura 8.2. Dessa forma, consegue-se que em rotações maiores não seja agitado todo o óleo e que contaminantes fiquem depositados nas câmaras laterais.

O prazo de renovação do óleo dependerá do grau de contaminação e de seu envelhecimento. Os parâmetros que influem no envelhecimento são a oxidação, temperatura de serviço elevada, partículas abrasivas metálicas e água.

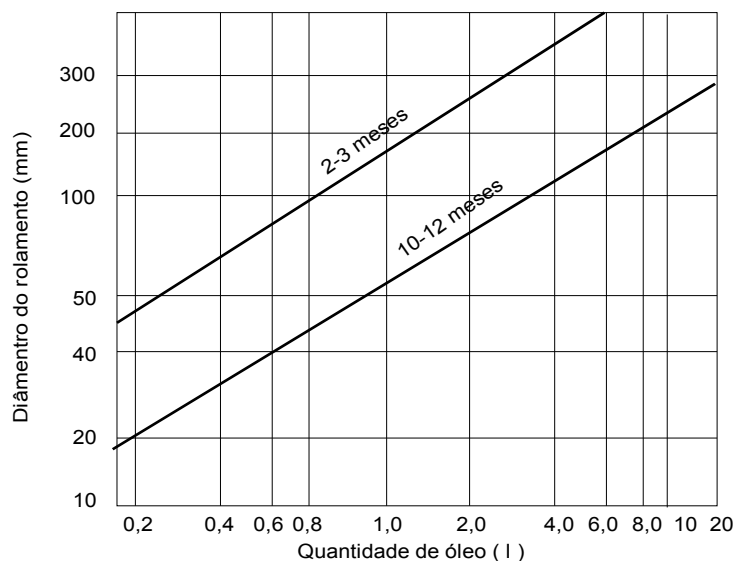
De uma forma geral e aproximada, a figura 8.3. fornece os prazos de troca de óleo em função de sua quantidade e do diâmetro dos rolamentos, desde que a temperatura de serviço não ultrapasse 70°C, e que a contaminação por partículas estranhas e por água seja pequena. A quantidade de partículas estranhas não deve ser superior a 0,2% do volume do óleo usado no mancal.

Em sistemas de lubrificação com grandes volumes de óleo é conveniente analisá-lo para controlar seu estado de envelhecimento e quantidade de partículas, definido melhor o prazo de troca.



Figuras 8.1 e 8. 2 – Exemplos de lubrificação por imersão.

Figura 8.3 – Quantidade de óleo e prazo de troca válidos para lubrificação pôr imersão



### 8.1.1.2 Lubrificação por Circulação

Na lubrificação por circulação deve-se considerar três aspectos importantes:

4. Quando se requer somente uma quantidade mínima de óleo necessária para a lubrificação do rolamento, sem necessidade de evacuação de calor;
5. Quando devido à elevada rotação e temperatura ambiente se requer evacuação de calor e, portanto, necessita-se quantidade considerável de óleo;
6. Que a quantidade de óleo que flui através de um rolamento de secção não simétrica é maior do que nos de secção simétrica, devido à ação da força centrífuga (por ex. rolamentos de esferas com contato angular e rolamentos de rolos cônicos).

A figura 8.4. apresenta um gráfico onde é fornecida a quantidade de óleo na lubrificação por circulação quando são levados em conta os três aspectos salientados.

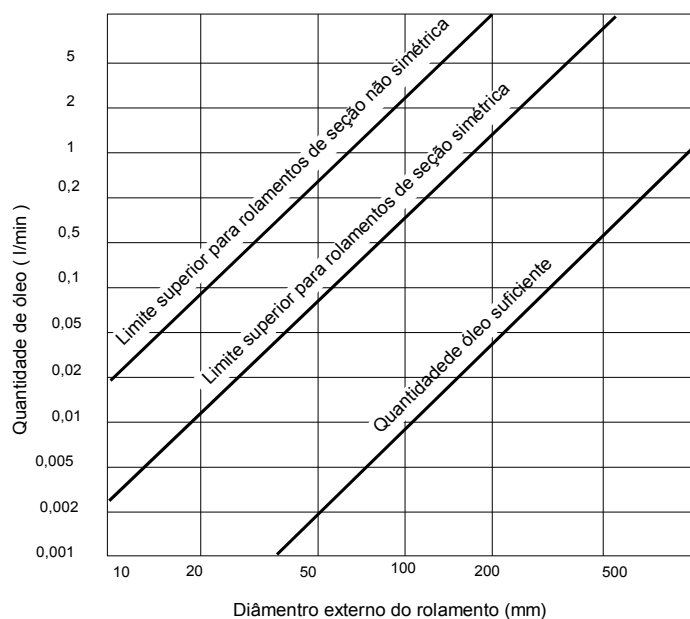


Figura 8.4 – Quantidade de óleo na lubrificação por circulação.

### 8.1.1.3 Lubrificação por Jato de Óleo

É um tipo de lubrificação por circulação de óleo utilizada quando as velocidades do rolamento são muito elevadas. O óleo sob pressão é injetado, através de uma tubulação, entre a gaiola (porta rolos ou esferas) e o anel interno, figura 8.5. Com esse tipo de lubrificação diminuem as perdas por agitação do óleo e se consegue uma boa refrigeração do rolamento. Para evitar um acúmulo de óleo no mancal, devem ser previstos canais de retorno adequados, como mostra o detalhe V na figura. No gráfico dessa figura, são fornecidos, em função do produto  $dm.n$  (diâmetro médio do rolamento em mm x rotação em rpm), a pressão de óleo necessária, a diâmetro dos furos da canalização para obtenção dos jatos de óleo e a correspondente quantidade de óleo pôr jato, em jato/minuto.

Esse gráfico é válido para rolamentos radiais rígidos de esferas, rolamentos radiais de esferas com contato angular e rolamentos radiais de rolos cilíndricos.

Quando o diâmetro dos furos for pequeno corre-se o risco de obstrução por partículas existentes no óleo, sendo conveniente uma filtragem adequada para garantir a lubrificação continuada do rolamento.

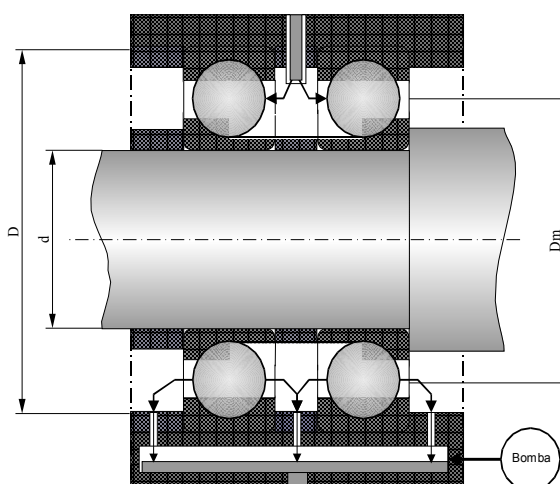
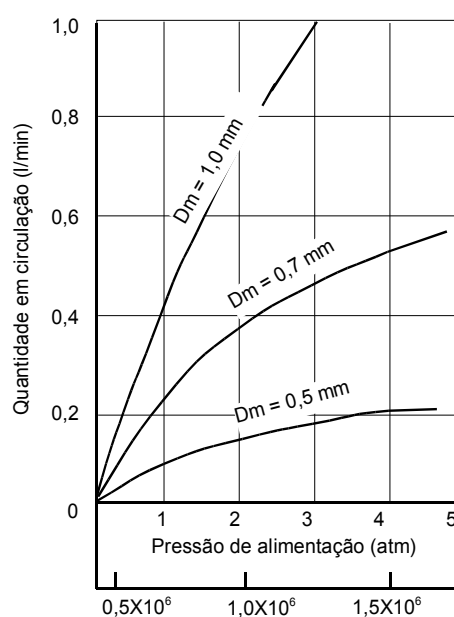


Figura 8.5. – Lubrificação por jato de óleo



### 8.1.1.7 Lubrificação por Névoa

A lubrificação por névoa de óleo utiliza quantidade muito pequenas de lubrificação. Em um aparelho nebulizador, o ar comprimido passa pela extremidade livre de um tubo aspirador mergulhado no óleo, originando uma depressão. O óleo é arrastado pelo ar em forma de pequenas gotas ou neblina e é conduzido por uma canalização até o rolamento.

A grande vantagem da lubrificação por névoa é que o lubrificante chega nas superfícies rolantes de forma finamente distribuída e em quantidades pequenas. Dessa forma, a lubrificação é garantida, o atrito do lubrificante no rolamento é muito pequeno, o fluxo de ar auxilia na refrigeração do rolamento e a sobrepressão originada impede a entrada de partículas estranhas.

### 8.1.2 Seleção de Viscosidade de Óleos para Mancais de Rolamento

O diagrama da figura 8.6 é recomendado pela SKF e permite selecionar a viscosidade do óleo na temperatura de 40°C a fim de que ele tenha a viscosidade exigida em função do diâmetro médio do rolamento, na temperatura de serviço.

O diagrama da figura 8.7 é fornecido pela The Fafnir Bearing Co., e permite obter a viscosidade de óleos para rolamentos de esferas em função do fator de velocidade DN (diâmetro o mancal em mm x rotação em rpm) e da temperatura de serviço estimada.

Além da viscosidade adequada obtida com o auxílio desses diagramas e em função de dimensões, velocidade e temperatura, os lubrificantes para rolamentos devem apresentar as seguintes propriedades:

- estabilidade à oxidação
- tendência baixa de formar depósitos ante ferrugem
- baixo ponto de fluidez (ou de congelação)
- boas propriedades de separação de água.

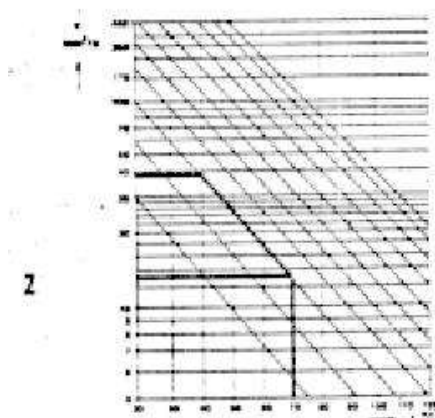


Figura 8.6. – Viscosidade de óleos para mancais de rolamentos segundo SKF

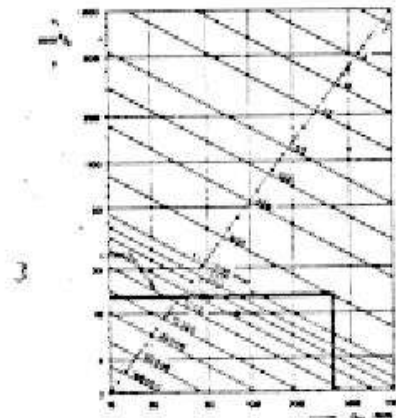
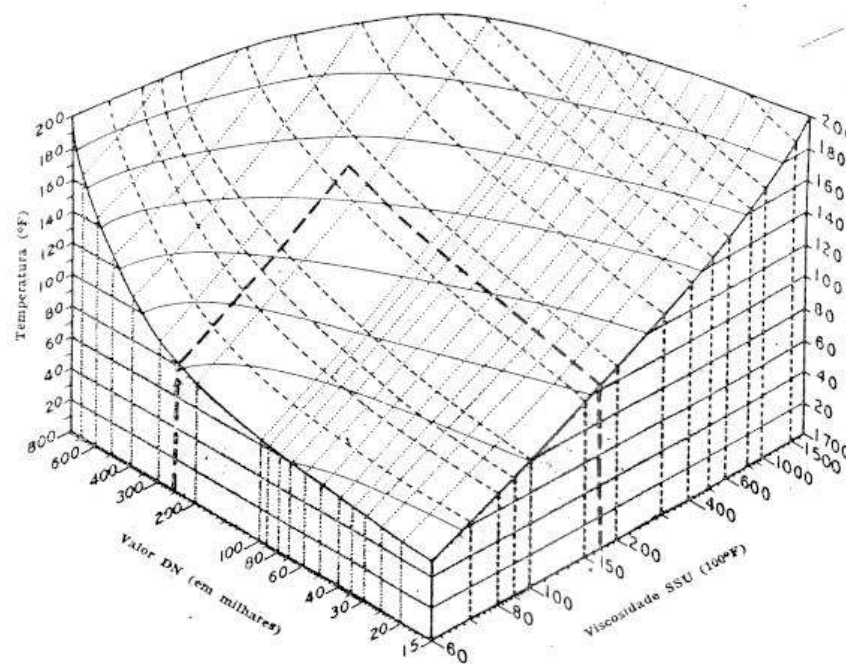


Figura 8.7 – Viscosidade de óleos para mancais de rolamentos segundo Fafnir Bearing Co



### 8.1.3 Lubrificação com Graxa.

A lubrificação de rolamentos com graxa apresenta as seguintes vantagens:

- fácil manuseio e aplicação;
- não necessita controle de nível;
- menor risco de vazamento, logo, vedação simplificadas;
- efeito vedante;
- facilidade de estocagem e transporte.

Apresenta, também, desvantagens:

- para relubrificar é necessário abrir o suporte do rolamento para retirar a graxa usada, a menos que sejam usados mancais com válvula de graxa;
- o limite de rotação é inferior aos óleos.

De uma forma geral, pode-se considerar que a lubrificação com graxa é recomendável se o fator de velocidade do rolamento:

$$N \times D_m \equiv 5000.000 \quad (8.1)$$

onde: **N** = rotação em rpm; e

$$D_m = \frac{D+d}{2} \quad , \quad (8.2)$$

com **d** diâmetro do furo do rolamento [mm] e **D** diâmetro externo [mm].

#### 8.1.3.1 Quantidade de Graxa

A quantidade de graxa a ser utilizada em mancais de rolamento depende do seu número de rotações. Os espaços vazios do rolamento deverão ser preenchidos completamente para que todas as superfícies ativas fiquem lubrificadas.

Os espaços na caixa, entretanto, existentes em ambos os lados do rolamento, devem ser preenchidos em função da relação de número de rotações  $n/ng$ , sendo  $n$  o número de rotações em serviço e  $ng$  o número limite de rotações para o rolamento selecionado. Para enchimento da caixa podem ser seguidas as seguintes recomendações:

- total para  $n/ng < 0,2$
- até  $1/3$  para  $n/ng$  entre  $0,2$  e  $0,8$
- vazia para  $n/ng > 0,8$

O motivo desse escalonamento é a influência do atrito do lubrificante na temperatura do rolamento. Para baixas rotações, esse atrito não prejudica o funcionamento pois tanto a perda de potência como o aumento de temperatura são pequenos. A reserva de graxa na caixa permite uma ampliação nos prazos de troca, já que a rotação e vibrações ocorrentes sempre fazem chegar graxa nova nos pontos de contato.

Com rotações elevadas, entretanto, o atrito no lubrificante origina aumentos inadmissíveis de temperatura se a graxa se acumula no rolamento. Nestes casos, os espaços vazios na caixa devem ficar livres para absorver a graxa expulsa dos corpos rolantes. Os intervalos de troca ficam sensivelmente reduzidos.

Em rolamentos selados, com discos de proteção em ambos os lados, o interior do rolamento é preenchido com 20 a 30 % de graxa, já que as tampas impedem sua saída e essa quantidade é suficiente para toda a vida do rolamento.

### 8.1.3.2 Troca de Graxa

Na maioria das aplicações de rolamento há necessidade de completar ou renovar a graxa em determinados intervalos de tempo.

O prazo de troca depende do consumo de graxa pelo atrito no rolamento e é fornecido em função dos diâmetros, número de rotações e temperatura dos rolamentos.

Nas figuras 8.8 e 8.9 são fornecidos os casos recomendados pela FAG e pela SKF, respectivamente. Na figura 8.8 o prazo de troca  $T$ , em horas de serviço, é fornecido em função da razão de rotação  $n/ng$ , para diferentes tipos de rolamento em condições ambientais normais.

Na figura 8.9 o intervalo de troca em horas de serviço é fornecido em função da rotação, das dimensões e tipo de rolamento.

Os intervalos em horas entre as trocas de graxa são válidas para temperatura até  $70^{\circ}\text{C}$  no aro exterior e para as graxas resistentes ao envelhecimento. Esses intervalos devem ser reduzidos à metade para cada  $15^{\circ}\text{C}$  acima de  $70^{\circ}\text{C}$ . Podem ser prolongadas até o dobro desde que a temperatura não exceda  $50^{\circ}\text{C}$ .

Os intervalos de troca recomendados podem variar sensivelmente dependendo das condições de serviços e do ambiente em que trabalham os rolamentos. Uma análise das características do lubrificante que está sendo trocado, sempre que possível, é importante para uma melhor fixação dos períodos de relubrificação.

A quantidade de graxa, em gramas, necessária para relubrificação dos rolamentos é obtida da seguinte expressão:

$$G = 0,005.D.B \quad (8.3)$$

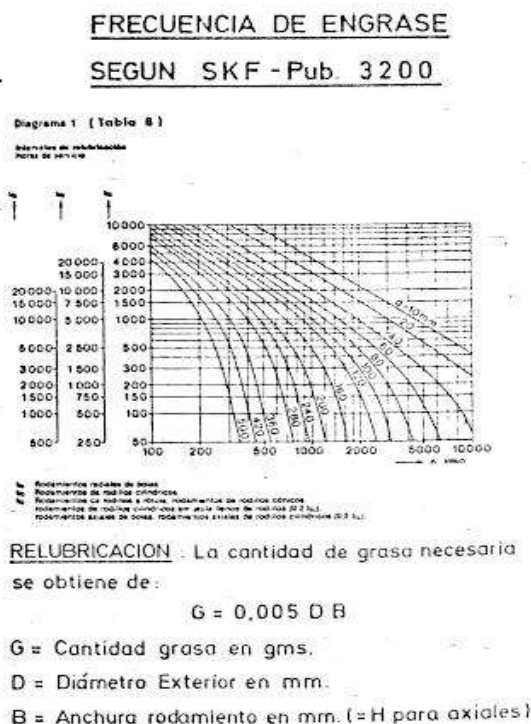
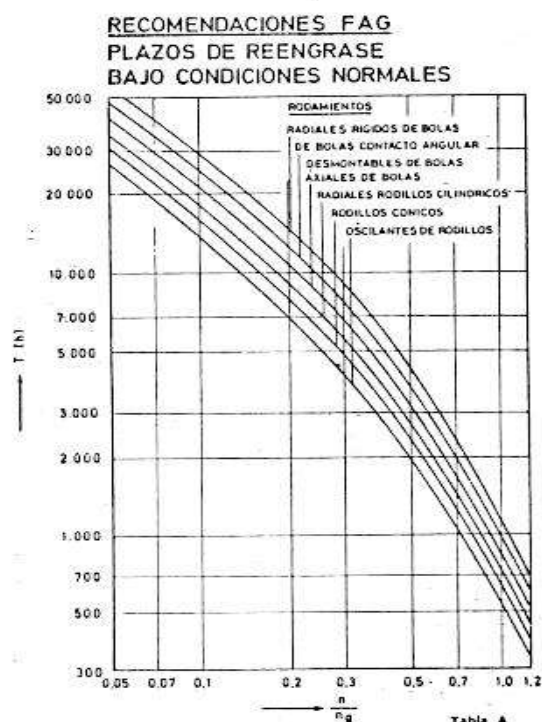
$G$  = quantidade de graxa em gramas

$D$  = diâmetro exterior em mm

$B$  = largura do rolamento em mm (=  $H$  para os axiais)

Exemplo: Rolamento 6212  $D = 110$  mm  $B = 22$  mm  $G = 0,005.110.22 = 12g$





## 8.2 Mancais de Escorregamento

Os mancais de escorregamento, como os de rolamento, podem ser lubrificados pôr óleo ou graxa. Os sistemas de lubrificação utilizados são:

### a) Lubrificação por óleo

a.1) com lubrificação contínua:

- pôr circulação
- por banho ou imersão
- por anéis
- por colares
- por névoa
- por salpico

a.2) com lubrificação intermitente: • manual, por almotolia  
• por gotas

### b) Lubrificação por Graxa

b.1) com troca: • por período de manutenção  
• pela vida do mancal

#### 8.2.1 Fatores que Influem na Seleção de Lubrificantes para Mancais de Escorregamento

Na escolha do lubrificante, ou seja, de sua viscosidade e propriedades influem diferentes parâmetros. Para a determinação da viscosidade adequada devem ser considerados:

- **o diâmetro do mancal.** Quanto maior o diâmetro do mancal, maior a superfície de atuação do lubrificante, devendo-se adotar normalmente para maiores viscosidades.
- **A velocidade do eixo.** A velocidade do eixo pode ser considerada como:

- pequena < 50 rpm
- média entre 50 e 500 rpm
- alta > 500 rpm

As velocidades altas produzem uma cunha maior de óleo na zona de maior pressão, que suporta perfeitamente a carga. Nesses casos, para evitar perdas elevadas pôr atrito no lubrificante, é possível utilizar óleos de menor viscosidade.

As velocidades pequenas não desenvolvem a pressão necessária na película de óleo precisando-se de óleos mais viscosos ou mais aderentes ao metal.

- **a pressão no mancal.** As cargas nos mancais de escorregamento podem ser classificadas, de acordo com a pressão que originam, em:
  - leves de 2 a 10 kgf/cm<sup>2</sup>
  - médias de 10 a 18 kgf/cm<sup>2</sup>
  - pesadas até 80 kgf/cm<sup>2</sup>

Pressões superiores são resultantes de um projeto errôneo ou cargas excessivas fora dos limites de projetos.

- **a temperatura de funcionamento.** A temperatura de serviço influi muito na escolha da viscosidade do óleo adequado para manter uma cunha eficiente. As temperaturas podem ser classificadas em baixas, moderadas, altas e excessivas.

As baixas. São geralmente resultantes de condições climáticas ou por refrigeração do mancal. Tem-se, somente, que selecionar um óleo que mantenha sua fluidez na temperatura desejada.

As moderadas. Até cerca de 50°C (mais ou menos o que se pode suportar com a mão) e não trazem nenhum problema especial.

As altas. Acima de 50°C e podem ocorrer pelas seguintes causas:

- 1° por calor de atrito gerado no próprio mancal;
- 2° por radiação de calor ambiente;
- 3° por calor induzido, transmitindo através do eixo.

Quando a temperatura ultrapassa 50°C devido ao calor de atrito, requer atenção imediata, já que essa temperatura pode diminuir apreciavelmente a viscosidade do óleo com possibilidade de ruptura da película lubrificante, acarretando a destruição do mancal. Se, entretanto o aumento de temperatura se deve ao calor por radiação ou indução, não há dificuldade em manter o mancal em serviço através de seleção apropriada de viscosidade do óleo.

As excessivas. Quando ultrapassam 80-85°C. Se essas temperaturas resultam do calor ambiente, a lubrificação é possível se a velocidade é bastante elevada para garantir uma película de lubrificação separando as superfícies metálicas. Se a velocidade é pequena, o mancal exigiria normalmente a utilização de uma apropriada.

### 8.2.2 Lubrificação por Óleo

Na tabela 8.1, tem-se recomendações para a escolha da viscosidade em graus Engler, para diferentes tipos de carga, velocidade do mancal e temperatura do óleo em serviço.

A tabela 8.2, apresenta a viscosidade recomendada em graus ISO (1 grau ISO equivale a 1 centistoke a 40°C) para diferentes temperaturas, diâmetro do mancal e sua rotação. As letras R e O significam com aditivos contra oxidação e contra ferrugem. Com relação às propriedades que devem ser escolhidas para o lubrificante a ser usado em:

Tabela 8.1 – Recomendações DIN para a escolha da viscosidade para mancais de escorregamento.

Carga a suportar		Velocidade [m/s]	Temperatura de Serviço do óleo [°C]	Viscosidade Engler a 50 °C
Pressão [kg/cm²]	Classe			
0-2	Muito leve	0,2 a 10	30 ° max. 30 ° a 50 °	1,6 - 2
2-10	Leve	0,2 a 0,5	50 ° max.	4
		5 a 10 10 a 15	50 ° max. 50 ° max.	3
10-18	Média	0,2 a 0,5 5 a 10	50 ° max. 50 ° max.	6 4
80	Pesada	0,1 a 1	50 ° max.	12 +
		1 a 2,5	50 ° max.	10
		2,5 a 10	50 ° max.	8

Tabela 8.2 – Viscosidade em graus ISO para óleos usados em mancais de escorregamento

Temperatura	Diâmetro	Rotação [rpm]	Tipos de óleo R&O Classe ISO VG
Inferior a 0 °C	Inferior a 152 mm	Menos de 500 500 a 1.000 mais de 1.000	32 32 22
	Superior a 152 mm	Menos de 500 500 a 1.000 mais de 1.000	68 32 32
De 0 °C a 66 °C	Inferior a 152 mm	Menos de 500 500 a 1.000 mais de 1.000	32 32 22
	Superior a 152 mm	Menos de 500 500 a 1.000 mais de 1.000	100 68 32
De 66°C a 94°C	Inferior a 152 mm	Menos de 500 500 a 1.000 mais de 1.000	68 68 32
	Superior a 152 mm	Menos de 500 500 a 1.000 mais de 1.000	100 100 68

Um mancal de escorregamento, ou seja, se serão minerais puros ou aditivados, dependerá do sistema de lubrificação usado, contínuo ou intermitente, do tipo de serviço, se exige características de extrema pressão, e do ambiente, se existe contaminações por água, pó, etc. De uma forma geral, exige-se de lubrificantes para mancais de escorregamento, as seguintes propriedades:

- grau de viscosidade adequado à dimensão, velocidade, carga e temperatura;
- estabilidade à oxidação em alta temperatura;
- características anti ferrugem;
- não ser corrosivo;
- não forma espuma;
- separar-se facilmente da água;
- apresentar tenacidade da película para resistir sobrecargas.

O conjunto de propriedades constitui a qualidade do lubrificante que deverá ser adequada às condições de trabalho em que ele será utilizado.

### 8.2.3. Causas de problemas em mancais de escorregamento.

Essencial para uma lubrificação adequada de um mancal de escorregamento é a formação de uma película completa de óleo, ou seja, que separe completamente as superfícies em contato.

A lubrificação incorreta que pode trazer problemas ao funcionamento do mancal, é, portanto, devida a condições que impedem a formação e manutenção de uma película de óleo eficaz. Essas condições são:

1ª conformação incorreta do mancal, influenciada pela escolha de materiais, projeto, execução, ajuste e desgaste;

2ª pressões excessivas resultantes de desalinhamentos, tensões elevadas de correias ou sobre cargas da máquina;

3ª temperatura muito elevadas, resultantes de calor ou frio do ambiente, de calor de atrito ou irradiação deficiente;

4ª contaminação do lubrificante, antes ou durante o uso do mancal;

5ª métodos incorretos de lubrificação;

6ª lubrificantes inadequados para as condições de funcionamento.

### **8.2.3.1 Lubrificantes Inadequados**

Deve haver correspondência entre as condições de funcionamento do mancal e o lubrificante empregado para que se consiga uma lubrificação correta.

O uso de óleos demasiadamente fluidos ou demasiadamente espessos para as condições de serviço ocorrentes é uma das causas mais comuns de falhas em mancais devidas ao lubrificante.

Para pequenas velocidades, pressões elevadas e condições pouco favoráveis à formação de película, são necessários óleos mais viscosos, já que um óleo fluido seria expulso da zona de pressão e não manteria uma película completa.

Altas velocidades, pressões leves, boas condições para formação de película, recomendam o uso de óleos menos viscosos. O emprego de óleos espessos originaria um atrito molecular excessivo e sobreaquecimento do mancal.

Outra causa de problemas em mancais de escorregamento é o uso de uma qualidade de óleo não adequado ao tipo de aplicação. O descuido na escolha das propriedades do lubrificante pode ocasionar a destruição da película e falha completa da lubrificação.

Em condições especiais de temperatura, alta ou baixa, o óleo escolhido deve possuir qualidades específicas requeridas pelo serviço.

O uso de um óleo mineral puro para a lubrificação de mancais molhados pode ocasionar a ausência de película porque o óleo mineral não adere a uma superfície úmida. Deve-se usar óleos adequadamente aditivados.

Os óleos aditivados espessos são normalmente vantajosos em mancais com carga elevada, devido a suas propriedades adesivas.

O uso da graxa em mancais sujeitos a altas velocidades e cargas moderadas, leva freqüentemente a um atrito excessivo na película e altas temperaturas do mancal. O efeito produzido é semelhante ao que ocorre com uso de óleo demasiadamente viscoso.

## **CAPÍTULO 9**

### **LUBRIFICAÇÃO DE ENGRENAGENS**

#### **9.1 Sistemas de Lubrificação.**

Engrenagens fechadas:- por banho com salpico

- forçada, com jato
- por nevoa

Engrenagens abertas:- por banho sem salpico

- intermitente (brocha ou espátula)
- por gota (pouco usada)

### 9.1.1 Engrenagens Fechadas

A lubrificação por banho por salpico é muito usada, devendo somente a parte inferior da engrenagem mergulhar no óleo, no máximo até três vezes a altura do dente. Usada em uma faixa muito ampla de velocidades, excetuando-se as extremamente baixas ou altas.

A lubrificação forçada, ou por circulação de óleo sob pressão de uma bomba, é usada essencialmente para engrenagens que atuam em altas velocidades. O jato de óleo, em alguns casos, nincide no ponto em que os dentes engrenam. São consideradas altas as velocidades periféricas superiores a 10 m/s.

A lubrificação por névoa de óleo é também utilizada em engrenagens com altas velocidades e diminui a perda de potência por agitação do óleo. Projetando-se o sistema para uma pressão interna de caixa maior que a atmosférica, evitando-se entrada de impurezas.

### 9.1.2 Engrenagens Abertas

Engrenagens grandes com baixa velocidade, menores que 10 m/min, podem ser lubrificadas por banho, sem salpico, usando-se lubrificantes muito viscosos.

A lubrificação intermitente, ou manual, é utilizada para engrenagens expostas, geralmente de grande porte e baixa velocidade, aplicando-se composições betuminosas, altamente adesivas, por meio de brochas ou espátulas.

Essas composições possuem elevada viscosidade necessitando aquecimento prévio para serem aplicadas. Alguns tipos apresentam-se diluídos em um solvente leve, não inflamável, que possibilita aplicação a frio, evaporando-se em seguida. Enquadram-se na classificação AGMA (American Gear Manufacturers Association) 9, 10 e 11 ou apresentam viscosidade ainda maior.

## 9.2 Regimes de Lubrificação em Engrenagens

Lubrificação hidrodinâmica ou de película grossa.

Nesse regime as condições de velocidade, carga, temperatura e viscosidade são tais que a película lubrificante permanece entre os dentes sem romper-se.

O óleo, portanto, suporta integralmente a carga. A característica mais importante, neste caso, é a viscosidade.

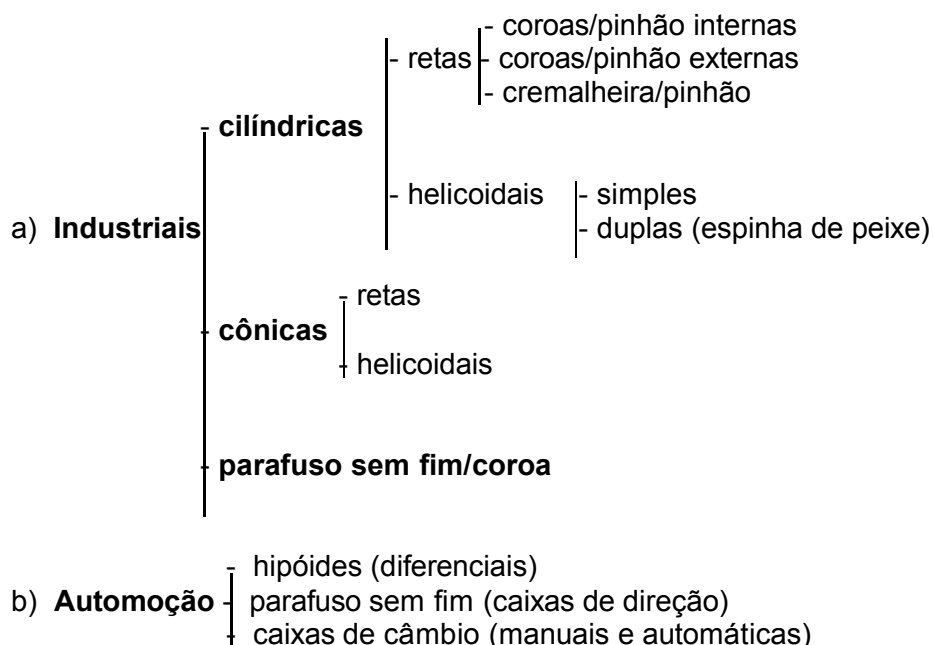
### 9.2.1 Lubrificação Limite

Esse regime ocorre quando as condições anteriores são tais que a película de óleo não consegue separar completamente as superfícies dos dentes em contato:

- quando essas condições ocorrem esporadicamente o uso de aditivos de untuosidade, constituídos de materiais graxos ou polares é suficiente;
- quando as condições que favorecem a lubrificação limite ocorrem de forma contínua, devem ser usados aditivos químicos de extrema pressão (EP).

### 9.3 Escolha dos Lubrificantes e suas Propriedades.

As engrenagens podem ser classificadas da seguinte maneira:



Dessa forma, os lubrificantes para engrenagens podem, também, ser divididos em duas grandes categorias: de automação e industriais. A principal propriedade que os diferencia é o comportamento de extrema pressão cujas exigências são mais rigorosas para os de automação, principalmente para engrenagens hipóides.

#### 9.3.1 Lubrificantes para engrenagens industriais.

As principais propriedades exigidas para esses lubrificantes são:

- viscosidade adequada em função da temperatura
- propriedades de extrema pressão – EP
- estabilidade à oxidação
- não corrosivo
- boa capacidade de separação de água
- propriedade antiespumante

A tabela 9.1 (12) fornece recomendações para a escolha da viscosidade de óleos para engrenagens industriais em função do tipo de engrenagens, da relação de transmissão, da potência transmitida e do número de rotações por minuto.

A tabela 9.2 (13) apresenta orientações para escolha do lubrificante em função do tipo de serviço e do sistema de lubrificação usado.

A tabela 9.3 apresenta a correspondência entre os números AGMA e o grau de viscosidade ISO, bem como a faixa de variação da viscosidade em cSt a 40°C e a faixa de variação em SSU a 100°F.

Tabela 9.1 - Recomendações para a escolha da viscosidade de óleos para engrenagens industriais

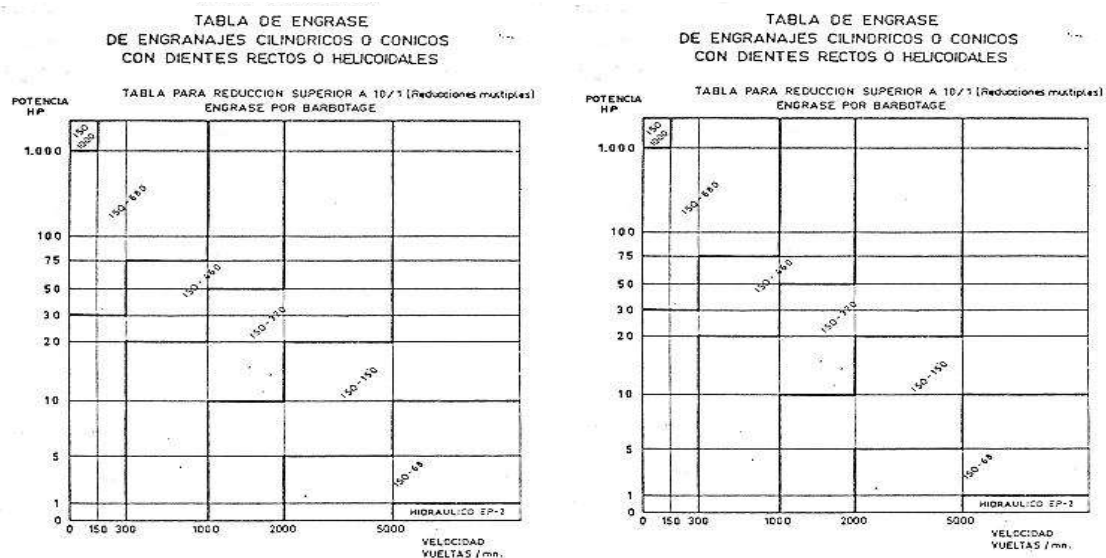
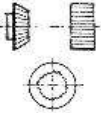


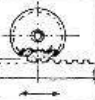


Tabela 9.2 - Orientações para escolha do lubrificante em função do tipo de serviço e do sistema de lubrificação

Óleo lubrificante para engrenagens de base mineral, não corrosivo, antiespumante, antioxidante para serviço normal.

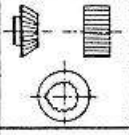
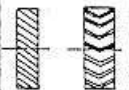

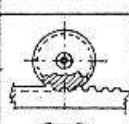
NÚMERO (AGMA)	FAIXA DE VISCOSIDADE . EM SUS		TABELA DE CONDIÇÕES DE TRABALHO A TEMPERATURA AMBIENTE DE 5 a 40°C			
	a 100 °F (38°C)	a 210 °F (99°C)	APLICAÇÃO	ENGRANAGENS FECHADAS MANCAIS LU- BRIFICADOS SEPARADAMEN- TE	ENGRANAGENS FECHADAS MANCAIS LU- BRIFICADOS COM ÓLEO DE ENGRANAGEM	ENGRANAGENS LUBRIFICANDO POR BANHO
1	180 - 240				4	4
2	280 - 360					
3	490 - 700			4	3	—
4	700 - 1000					
5		80 - 105		4	4	—
6		105 - 125				
7		125 - 150		7	7	—
8		150 - 190				
8-A (COMPOSTO)		190 - 250				
9		350 - 550				
10		900 - 1 200				
11		1 800 - 2 500				

APLICAÇÃO: ENGRANAGENS FECHADAS EM CAIXAS LUBRIFICADOS POR BANHO, ENGRANAGENS ABERTAS LUBRIFICADOS POR BANHO OU MANUALMENTE.

OBSERVAÇÕES: a) O ÓLEO Nº 8-A (COMPOSTO) CON-  
TÉM DE 3 a 10% DE SUBSTÂNCIA GRAXA ISENTA DE ÁCIDO.  
b) OS ÓLEOS DE Nºs 9, 10 e 11  
PODEM CONTER ADITIVOS DE ADE-  
SIVIDADE.

ÍNDICE DE VISCOSIDADE 60 MÍNIMO

Tabela 9.3 - correspondência entre os números AGMA e o grau de viscosidade ISO

NÚMERO (AGMA)	FAIXA DE VISCOSIDADE EM SUS		TABELA DE CONDIÇÕES DE TRABALHO À TEMPERATURA AMBIENTE DE 5 a 40°C				
	a 100°F (38°C)	a 210°F (99°C)	APLICAÇÃO	ENGRENAGENS FECHADAS MANCAIS LU- BRIFICADOS SEPARADAMEN- TE	ENGRENAGENS FECHADAS MANCAIS LU- BRIFICADOS COM ÓLEO DE ENGRENAGEM	ENGRENAGENS ABERTAS LUBRIFICANDO POR BANHO	ENGRENAGENS ABERTAS LUBRIFICADO MANUALMEN- TE
2 EP	280 — 400			5 EP	4 EP ou 5 EP	8 EP	5 EP ou 6 EP
3 EP	490 — 700						
4 EP	700 — 1000						
5 EP		80 — 105					
6 EP		105 — 125		5 EP ou 6 EP	2 EP ou 3 EP	8 EP	8 EP
7 EP		125 — 150					
8 EP		150 — 190					
APLICAÇÃO: ENGRENAGENS FECHADAS EM CAIXAS LUBRIFICADOS POR BANHO, ENGRENAGENS ABERTAS LUBRIFICADOS POR BANHO OU MANUALMENTE							
				5 EP	5 EP	—	8 EP
				—	—	8 EP	8 EP

### → Aditivos

Para obter as propriedades listadas anteriormente, os lubrificantes recebem aditivos que podem ser divididos em três classes:

Tabela 9.3 – Classes de aditivos e suas funções

CLASSE/USO	ADITIVOS
A: usado em qualquer tipo de óleo para engrenagens	<ul style="list-style-type: none"> <li>. diminuidores do ponto de fluidez</li> <li>. melhoradores do índice de viscosidade</li> <li>. antiespumante</li> <li>. inibidores de oxidação e corrosão</li> </ul>
B: para óleos de engrenagens industriais	<ul style="list-style-type: none"> <li>. compostos polares ou graxos, para condições pouco severas</li> <li>. Graxas sulfuradas</li> <li>. Agentes EP com cargas contínuas</li> <li>Pb - S - P</li> </ul>
C: engrenagens hipóides (automação)	<ul style="list-style-type: none"> <li>. Zn - S - Cl - P</li> <li>. S - Cl - Pb</li> <li>. S - P (tendência atual)</li> </ul>

As principais funções desses aditivos são:



**Diminuidores do ponto de fluidez:** para obter uma boa fluidez do óleo mesmo em baixas temperaturas. Melhoradores do índice de viscosidade: para que a viscosidade não sofra grandes alterações com a variação de temperatura.

Antiespumante: evitar a formação de espuma o que poderia ocasionar falhas na lubrificação das engrenagens.

**Inibidores de oxidação e corrosão:** prolongar a vida do lubrificante, evitar sua oxidação e reduzir os efeitos das contaminações com água e outras matérias corrosivas.

Compostos polares ou graxos: reduzir o atrito, permite maior capacidade de carga que os minerais puros e melhorar o comportamento em presença da umidade.

**Graxas sulfuradas:** contém enxofre para evitar soldagem nos pontos de contato metálico nos momentos críticos de carga. Esse enxofre deve ser estável, ou seja, não corrosivo.

**Agentes EP (Pb – S – P – Zn) :** destinam-se a todos os tipos de engrenagens industriais submetidas a cargas elevadas, grandes velocidades, ou ambas. Com temperatura muito alta, forma-se uma película de enxofre e outra liga de fósforo que evitam a soldagem dos metais.

Também se empregam compostos polares para reduzir o atrito e obter temperaturas aceitáveis de funcionamento.

### → Classificação dos lubrificantes.

Em função dos aditivos usados, os óleos para engrenagens podem ser divididos em três tipos:

TIPO DE ÓLEO	APLICAÇÃO
. Óleo mineral puro ou com qualquer aditivo da classe <sup>a</sup>	Para engrenagens com baixa cargas e velocidades médias.
. Óleos com matérias graxas ou polares (aditivos classe B).	Para qualquer tipo de engrenagens com exceção das hipóides, onde possa ocorrer lubrificação limite, ou seja, serviço moderado.
. Óleos com aditivos extrema pressão quimicamente ativos (aditivos da classe C)	Para todas as engrenagens, inclusive as hipóides, que funcionem a grandes velocidades e baixos torques, mudanças bruscas de carga, ou com grandes pressões e serviços muito severos.

### 9.3.2 Lubrificantes para engrenagens de automação.

As propriedades exigidas de lubrificantes para engrenagens de automação podem ser assim relacionadas:

- Altas propriedades EP
- Estabilidade à oxidação em temperatura elevada

- c) Não corrosivo
- d) Propriedades antiferrugem
- e) Baixo ponto de fluidez
- f) Propriedades antiespuma

Em caixas automáticas, além das propriedades acima, são exigidas:

- g) Baixa viscosidade
- h) Elevado índice de viscosidade
- i) Efeito mínimo sobre vedações

Os lubrificantes para essas engrenagens são classificados segundo os seguintes critérios:

- por sua viscosidade
- pelos aditivos empregados
- pelo tipo de serviço a que serão submetidos

#### • Viscosidade

A classificação de óleos segundo a viscosidade, mais utilizada para engrenagens empregadas em veículos, é a da SAE (Society of Automotive Engineers) (41). A recomendação SAE J306 de maio de 1981, fornece a classificação de óleos de transmissão, usados em caixas de câmbio manuais, diferenciais, etc., e que foi reduzida na tabela 9.4.

Tabela 9.4 - Classificação SAE para óleos de transmissão e eixo (SAE J306 maio 81).

Nº SAE	Temperatura máx. P/ viscosidade de 150.000 CP °C	Viscosidade em cSt a 100°C	
		mínima	máxima
70W	- 55	4,1	-
80W	- 26	7,0	-
85W	- 12	11,0	-
90W	-	13,5	< 24,0
140	-	24,0	< 41,0
250	-	41,0	-

#### Observações:

- A classificação SAE baseia-se exclusivamente na viscosidade.
- O grau de viscosidade SAE para óleos de transmissão não deve ser confundido com o grau de viscosidade SAE para óleos de motores. Um lubrificante para engrenagens e outro para motores podem ter a mesma viscosidade e graus de viscosidade SAE completamente diferentes.
- O nº SAE corresponde não a um valor de viscosidade, mas sim a uma faixa de viscosidade a uma dada temperatura.
- Um lubrificante de multiviscosidade (multigrade) como o SAE 80W-90, possui alto índice de viscosidade, e mantém as características lubrificantes em baixas (W = winter) e altas temperaturas. Ou seja, apresenta viscosidade do SAE 80W em baixas temperaturas e situa-se na faixas do SAE 90 em altas temperaturas.

Para transmissões automáticas é válida a recomendação SAE J 331 b. Essas transmissões usam, normalmente, um conversor de torque e uma caixa com engrenagens planetárias. O fluido usado deve preencher cinco funções distintas:

- Servir de meio de transmissão de energia cinética (ou hidrodinâmica) para uso no conversor de torque;
- Servir de meio de transmissão de energia hidrostática (transmissão de força) para uso nos comandos hidráulicos e servo mecanismos de atuação de embreagens e freios;
- Meio de lubrificação de mancais radiais, axiais e engrenagens;

- Meio de transmissão da energia de atrito para uso em embreagens e freios lubrificados;
  - Meio de transferência de calor para sistemas de refrigeração a fim de manter a transmissão automática em faixas admissíveis de temperatura. Nesses casos, são recomendados lubrificantes de baixa viscosidade, em geral, na faixa de 7,0 a 8,5 cSt a 100°C.
- **Aditivos**
- Existem três tipos diferentes, conforme vimos no item anterior:
- Os que são baseados na combinação de Pb e S, com ou sem Cl.
  - Os que contém Zn, Cl, S e P.
  - Os que contém S e P mais usados atualmente pela melhor estabilidade térmica.
- **Tipo de Serviço**

A classificação SAE é independente das condições de serviço. Dependendo destas, exige-se diferentes níveis de qualidade classificados pelo API ( American Petroleum Institute) de acordo com a tabela 9.5.

Tabela 9.5 – Classificação API para óleos de engrenagens de automatização

Classificação API	Tipo de serviço	Tipo de engrenagens e transmissão	Aditivos
GL-1 e GL-2	Muito leves: baixa pressão e escorregamento	Espiral-Parafuso sem fim	Sem EP. Sem modificadores de atrito.
GL-3	Condições de escorregamento, carga e velocidade moderada	Espiral-Parafuso sem fim. Caixas de câmbio manuais	Leve EP
GL-4	Condições severas de escorregamento, carga e velocidade	Engrenagens hipóides caixas de câmbio manuais de carros e caminhões	Médio EP
GL-5	Condições muito severas de pressões, choque e escorregamento	Engrenagens hipóides. Carros e caminhões com caixas manuais	Alto EP
GL-6	Condições muito severas especialmente com alto escorregamento e choques	Engrenagens hipóides	Alto EP com modificadores de atrito

#### 9.4 Comportamento dos compostos polares e aditivos extrema pressão

Os ácidos graxos se decompõe pelo calor e perdem suas propriedades lubrificantes quando alcançam seus pontos de fusão, situados entre 150 e 200°C. Esta faixa de temperatura é facilmente alcançada no contato entre dentes de engrenagens, seja em regime normal de

trabalho ou sob o efeito de sobrecargas. Nesses casos, se faz necessária a presença de um novo aditivo com elevada estabilidade térmica e cuja atividade química seja iniciada em condições de temperatura elevada, ou seja os aditivos EP.

Esses aditivos reagem quimicamente com as superfícies metálicas presentes formando revestimentos superficiais sólidos de cloretos, sulfetos e fósforos metálicos. Estas películas possuem grande resistência à compressão e separam as superfícies metálicas através de um sal metálico sólido, evitando que se soldem as asperezas metálicas em contato.

Os agentes EP mais eficientes são os compostos de enxofre já que o sal suporta até 650°C. Os compostos de cloro são satisfatórios até 300°C e, além disso, se hidrolisam facilmente em presença de água livre e o ácido clorídrico resultante pode ocasionar corrosão.

O gráfico da figura 9.1 mostra o efeito combinado do composto polar e o aditivo EP. Nesse gráfico tem-se os coeficientes de atrito devidos ao óleo mineral puro, ao óleo com aditivo polar. Ao óleo com aditivo EP e ao óleo com aditivo polar mais aditivo EP, em função da temperatura. A tabela 9.6 fornece a composição de diferentes aditivos EP do tipo S-P para óleos industriais.

Tabela 9.6 – Análise de aditivos tipo S-P para óleos industriais

Aditivo	E-1	E-2	E-3	A	B	C
Enxofre %	12,5	18,5	9,3	32	28,3	28,8
Fósforo %	0,8	0,6	1,4	1,75	2,5	1,8
Nitrogênio %	0,18	0,15	0,4	0,7	1,0	0,7
Origem do S	Es sulfurada	Graxa sulfurada	Graxa sulfurada	Hidrocarbonos de S	Hidrocarbonos de S	Hidrocarbonos de S
Dosagem Volume %	4,5	4	4	3,5	3,1	3,1
Aplicações Industrial Automatização (MIL-L 2105B)	Sim Não	Sim Não	Sim Não	Possível Sim	Possível Sim	Possível Sim

## 9.5 Troca de óleos lubrificantes para engrenagens

O método ideal para lubrificar uma engrenagem fechada seria colocar na caixa a quantidade e qualidade mais adequadas de óleo lubrificante para engrenagens e não necessitar renová-lo durante toda a vida do mecanismo. Os fabricantes de automóveis tendem a isso e já são fornecidos veículos com óleo do câmbio somente substituível após cinco anos.

Entretanto, qualquer recomendação com relação à vida de lubrificantes de engrenagens poderá modificar-se em função das condições de funcionamento, ambiente, etc. Os óleos de caixas de engrenagens devem ser trocados por novos quando ficarem deteriorados ou contaminados.

AGMA recomenda o seguinte:

“O óleo em uma máquina nova deve ser trocado após duas semanas, lavando-se o reservatório com óleo leve para lavagem. Após, recomenda-se trocá-lo cada 2500 horas de funcionamento ou a cada seis meses (o que ocorre antes) nas máquinas que funcionam em condições favoráveis. Em condições severas, como rápidas elevações e abaixamentos da temperatura na caixa de engrenagens com conseqüente condensações nas paredes interiores e formação de lodos, ou operação em atmosferas úmidas ou com poeira, ou, ainda, em presença de vapores químicos, pode ser necessária a troca em intervalos de um a três meses.”

Portanto, os motivos que limitam a vida útil de um lubrificante são, fundamentalmente:

- A contaminação devida à ação de agentes externos como água, poeira, partículas metálicas, etc.
- A deterioração do óleo, que pode ocorrer por diversos fatores: oxidação do óleo, segregação do aditivo, decomposição do aditivo pela presença de água que ocasiona sua hidrólise, etc.

A determinação do grau de deterioração do lubrificante somente pode ser feita por análise em laboratório. Os ensaios a serem realizados para um controle em serviço de engrenagem e redutores industriais são:

- Viscosidade a 100°F (37,8°C)
- Viscosidade a 210°F (98,9°C)
- Índice de viscosidade
- Teste na máquina de 4 esferas
- Insolúveis em pentano
- Insolúveis em tolueno
- Espuma

Benllock (12), baseado em sua experiência obtida em inúmeras análises feitas com óleos em serviços, recomendado com período mínimo de troca de óleo em redutores de pequena capacidade 8 a 9.000 horas ou 1 ano e para reatores grandes, onde a contaminação por partículas externas seja mínima e o controle do lubrificante seja feito periodicamente, períodos superiores a 14 a 15.000 horas.

### **Classificação das Viscosidades de Óleos Lubrificantes para Motores de Combustão Interna – SAE J300 – Setembro 1980.**

Os graus SAE definidos na tabela 9.7 constituem uma classificação de óleos lubrificantes em termos de viscosidade somente, não sendo considerada quaisquer outras características. Essa recomendação é para uso dos fabricantes de motores na determinação do grau de viscosidade do óleo lubrificante a ser utilizado em seus produtos, e para os comerciantes na classificação dos óleos produzidos para consumo.

São definidas duas séries de graus de viscosidade na tabela 9.7, uma contendo a letra W e a outra não. Os graus de viscosidade com a letra W são baseadas em uma viscosidade máxima a baixa temperatura, bem como, em uma viscosidade mínima a 100°C. Óleos sem a letra W são baseadas somente na viscosidade a 100°C. Um óleo de multiviscosidade é aquele que apresenta viscosidade a baixa temperatura correspondente a um dos óleos W e viscosidade a 100°C dentro da faixa prescrita para um dos óleos sem W. Como cada grau W é definido com base em uma viscosidade máxima, é possível para um óleo satisfazer os requisitos de mais de um grau W. Ao classificar um óleo de multiviscosidade deve-se fazer referência somente ao menor grau W satisfeito. Assim, um óleo que satisfaça os requisitos dos graus SAE 10W, 15W, 20W, 25W e 30 deve ser classificado como grau SAE 10W – 30.

A tabela 9.7 fornece, também, a temperatura limite de bombeamento que é medida da habilidade de um óleo para fluir através da bomba de óleo e garantir uma pressão adequada no óleo do motor durante o estágio inicial de operação.

Tabela 9.7 - Graus de Viscosidade SAE para Óleos de Motores

Grau de Viscosidade	Viscosidade (cP) máx. na temperatura (°C)	Temp. (°C) limite de bombeamento Máx.	Viscosidade (cSt) a 100°C	
			Mín.	Máx.
0W	3250 a -30	-35	3,8	---
5W	3500 a -25	-30	3,8	---

10W	3500 a -20	-25	4,1	---
15W	3500 a -15	-20	5,6	---
20W	4500 a -10	-15	5,6	---
25W	6000 a -05	-10	9,3	---
20	-----	---	5,6	9,3
30	-----	---	9,3	12,5
40	-----	---	12,5	16,3
50	-----	---	16,3	21,9

Nota: 1 cP = 1 mPa.S ; 1 cSt = 1 mm<sup>2</sup>/S

A viscosidade a 100°C é medida de acordo com o método ASTM D 445.

A viscosidade a 0°C é medida de acordo com o método ASTM D 2602.

A temperatura limite de bombeamento é medida segundo o método ASTM D 3829.

Tabelas 9.8 – Classificação SAE

CLASSIFICAÇÃO SAE	DESCRIÇÃO API DO SERVIÇO DO MOTOR API	DESCRIÇÃO ASTM DO ÓLEO PARA MOTOR
SE	<u>Serviço Classe E:</u> Serviços típicos de motores a gasolina em carros de passageiros e alguns caminhões, modelos de 1972 e certos modelos de 1971, operando sob regime de garantia dos fabricantes. Os óleos designados para este tipo de serviço dão aos motores à gasolina maior proteção contra oxidação do óleo, contra os depósitos a altas temperaturas, contra a ferrugem e a corrosão, que os óleos para serviço SD ou SC e podem ser usados quando uma ou outra destas classificações for recomendada.	Óleo satisfazendo as exigências dos fabricantes de automóveis de 1972 a 1979. Designado inicialmente para uso em carros de passageiros. Previne a oxidação do óleo em altas temperaturas, a formação de bôrras a baixas temperaturas e a ferrugem.
SF	<u>Serviço Classe F:</u> Serviços típicos de motores a gasolina em carros de passageiros e alguns caminhões, modelos a partir de 1980, operando nas condições de manutenção recomendadas pelos fabricantes. Os óleos desenvolvidos para esta classe de serviço dão aos motores maior desempenho anti-desgaste que os óleos de serviço classe E. Estes óleos fornecem, também, proteção contra depósitos no motor, contra ferrugem e contra corrosão. Os óleos da categoria SF podem ser usados onde as categorias SE, SD, ou SC forem recomendadas.	Óleo satisfazendo os requisitos de garantia dos fabricantes de automóveis em 1980. Recomendado inicialmente para uso em carros de passageiros a gasolina. Protege contra lodos, vernizes ferrugem, desgaste e espessamento em altas temperaturas. (Oxidação do óleo em altas temperaturas).

CLASSIFICAÇÃO SAE	DESCRIÇÃO API DO SERVIÇO DO MOTOR	DESCRIÇÃO ASTM DO ÓLEO PARA MOTOR
CA	<u>Comercial Classe A:</u> Serviços típicos de motores a diesel operando em condições suaves e moderadamente pesadas e utilizando combustíveis de alta qualidade. Ocasionalmente são incluídos motores a gasolina operando em condições suaves. Os óleos designados para este serviço foram largamente usados na década de 1940 a 1950. Esses óleos, dão proteção aos mancais contra a corrosão e evitam a formação de bôrra a altas temperaturas nos motores diesel com aspiração natural, e utilizando combustíveis de qualidade tal, que não impõem exigências especiais quanto ao desgaste e a formação de depósitos.	Óleo satisfazendo as exigências da MIL-L-2104 A. Para uso em motores diesel com aspiração natural operando com combustível de baixo teor de enxofre. A especificação MIL-L-2104 A foi publicada em 1954.

CB	<u>Comercial Classe B:</u> Serviço típico de motores diesel operando em condições suaves e moderadamente pesadas, mas, utilizando combustível de baixa qualidade, necessitando de maior proteção contra o desgaste e a formação de depósitos. Ocasionalmente são incluídos motores a gasolina em condições suaves. Os óleos designados para este serviço foram introduzidos em 1949. Tais óleos dão a necessária proteção contra a corrosão dos mancais e contra a formação de depósitos a altas temperaturas nos motores diesel com aspiração natural, utilizando combustível com alto teor de enxofre.	Óleo para uso em motores a gasolina e motores diesel com aspiração natural. Inclui os óleos MIL-L-2104 A em que o teste do motor foi feito com combustível de alto teor de enxofre.
----	--	---

CLASSIFICAÇÃO SAE	DESCRIÇÃO API DO SERVIÇO DO MOTOR	DESCRIÇÃO ASTM DO ÓLEO PARA MOTOR
CC	<u>Comercial Classe C:</u> Serviço típico de motor diesel levemente superalimentados operando em condições moderadamente e severamente pesadas. Inclui também certos motores a gasolina em trabalho pesado. Os óleos designados para este serviço foram introduzidos em 1961 e utilizados em muitos caminhões e em equipamentos industriais e de construção e em tratores agrícolas. Esses óleos dão proteção contra a formação de depósitos a altas temperaturas nos motores diesel levemente superalimentados e também contra a ferrugem, corrosão e depósitos a baixas temperaturas nos motores a gasolina.	Óleo satisfazendo as exigências da MIL-L-2104 B. Previne a formação de borra a baixa temperatura e a ferrugem. Apresenta nível de desempenho adequado aos motores diesel levemente superalimentados. A especificação MIL-L-2104 B, foi publicada em 1964.
CD	<u>Comercial Classe D:</u> Serviço típico de motores diesel superalimentados, de alta rotação e alto rendimento que exigem efetivo controle do desgaste e dos depósitos. Os óleos designados para este serviço foram introduzidos em 1955 e dão proteção contra a corrosão dos mancais e a formação de depósitos a altas temperaturas nos motores diesel superalimentados utilizando combustíveis de larga faixa de qualidade.	Óleo atendendo as exigências da Caterpillar Tractor Co. para os "Superior Lubricants – Séries 3", para os motores diesel Caterpillar. Apresenta nível de desempenho adequado aos motores diesel moderadamente superalimentados. O certificado de óleo Serie # foi estabelecido pela Caterpillar Tractor Co. em 1955. A correspondente especificação MIL-L-45199 B, foi publicada em 1968.

CLASSIFICAÇÃO SAE	DESCRIÇÃO API DO SERVIÇO DO MOTOR API	DESCRIÇÃO ASTM DO ÓLEO PARA MOTOR
SA	<u>Serviço Classe A:</u> Serviços típicos de motores operando sob condições suaves tais que a proteção oferecida pelos óleos aditivados não é necessária. Esta classificação não faz exigências do desempenho.	Óleo sem aditivos ou óleo que contenha apenas abaixador d Ponto de Fluidez e/ou Anti-espumante.
SB	<u>Serviço Classe B:</u> Serviço típicos de motores operando sob condições suaves em que é despejada apenas um mínimo de proteção oferecida pelo lubrificante. Os óleos apropriados para este serviço tem sido usados desde 1930 e apresentam apenas propriedades anti-desgaste e de proteção contra a corrosão dos mancais, e anti-oxidantes.	Provê alguma proteção contra a oxidação e o desgaste.

SC	<u>Serviço Classe C:</u> Serviço típico de motores a gasolina dos carros de passageiros e caminhões dos anos 1964 a 1968, operando sob o regime de garantia do fabricante, em efeito durante aqueles anos. Os óleos designados para este serviço proporcionam o controle de depósitos a altas temperaturas, do desgaste, da ferrugem e da corrosão, nos motores a gasolina.	Óleos satisfazendo os requisitos dos fabricantes de automóveis nos anos de 1964 a 1967. Designado inicialmente para uso nos carros de passageiros. Previne a formação de borra à baixa temperatura e a ferrugem.
SD	<u>Serviço Classe D:</u> Serviços típicos de motores dos carros de passageiros e caminhões modelos de 1968 a 1970 operando sob regime de garantia do fabricante em efeito durante aqueles anos. Pode, também, ser aplicado a certos modelos de 1971 ou posteriores, conforme especificado ou recomendado no manual do proprietário. Os óleos designados para este serviço dão aos motores à gasolina, maior proteção contra a formação de borra a altas e baixas temperaturas, contra o desgaste, a ferrugem e a corrosão, que os óleos da classe SC e podem ser usados onde esta classificação (SC) for recomendada.	Óleo satisfazendo os requisitos dos fabricantes de automóveis dos anos 1968 a 1971. Designado inicialmente para uso em carros de passageiros. Previne a formação de borra à baixa temperatura e a ferrugem.

#### 9.4 Relação Entre o Sistema de Classificação Antigo e Atual

Não é possível fazer a equivalência direta do atual sistema, com o antigo, isto porque, da necessidade de definições mais precisas, resultou um novo sistema com nove classificações, enquanto que o velho limitava-se a seis. A tabela seguinte, contudo, fornece uma indicação de relação não apenas com a antiga classificação mas, também com as exigências militares e dos fabricantes de motores

Tabela 9.9 – Classificação atual

CLASSIFICAÇÃO ATUAL	O MAIS PRÓXIMO CORRESPONDENTE DA ANTIGA CLASSIFICAÇÃO	EXIGÊNCIAS MILITARES DOS EE.UU. FABRICANTES DE AUTOMÓVEIS DOS EE.UU.
SA	ML	Nenhuma
SB	MM	Nenhuma
SC	MS	Para atender as especificações dos fabricantes de motores dos EE.UU. como exigido em 1964.
SD e SE	MS	Para atender as especificações dos fabricantes de motores dos EE.UU., como exigido em 1968.
CA	DG	Para atender as especificação militar dos EE.UU. MIL-L-2104 A (combustível com baixo teor de enxofre).
CB	DM	Para atender as especificação militar dos EE.UU. MIL-L-2104 A (combustível com alto teor de enxofre).
CC	DM	Para atender as especificação militar dos EE.UU. MIL-L-2104 B.
CD	DS	Para atender as especificações Caterpillar para "Lubricant Series 3".

#### 9.5 Testes para Óleos Lubrificantes de Motores de Combustão Interna – SAE J304/82.

A fim de determinar as características de desempenho de óleos lubrificantes para motores de combustão interna, são realizados testes com esses óleos em determinados tipos de motores:

- Testes em Motores Diesel – são realizados para verificar trancamento dos anéis dos pistões, desgaste dos anéis e dos cilindros e acumulação de depósitos em geral. É usado um motor diesel de um cilindro e as características dos testes usados são apresentados no relatório SAE J304 de junho de 1982.



- Testes em Motores a Gasolina – o desempenho dos lubrificantes é verificado em testes feitos com motores a gasolina observando-se ferrugem e corrosão, lodo, verniz, depósitos na região dos anéis dos pistões, desgaste, corrosão de mancais e trancamento de válvulas. As técnicas de teste e critérios de desempenho dos lubrificantes são fornecidos nas recomendações SAE J183. A tabela 2 do relatório SAE J304 apresenta as condições de teste e a tabela 3 dá as referências sobre os procedimentos a adotar, os fatores a avaliar e as categorias de lubrificantes em que os testes devam ser aplicados.

\*\*\*\*\* X \*\*\*\*\*

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Arnell, R. D.; Davies, P. B.; Halling, J.; Whomes, T.L. *Tribology, Principles and Design Applications*. Springer Verlag, 1993
- Bethke, J. *Surface Technology in Production Engineering*, 1995
- Childs, 1988
- Czichos, H. *Funktionale Aufgaben technischer Oberflächen*, VDI-Berichte, 1982.

Davidson, A. *Handbook of Precision Engineering* - vol. 5. McGraw Hill, 1972

Donaldson, R. R.; Patterson, S. R.; Thompson, D. C. *Diamond Machining and Mechanical Inspection of Optical Components*. Lawrence Livermore National Laboratory, novembro, 1981.

Feynman, R. P.; Leighton, R. B.; Sands, M. *The Feynman Lectures on Physics* Addison-Wesley Publishing, 6ª Ed. 1977

Fuller, D. D.; *Theory and Practice of Lubrication for Engineers*. John Wiley & Sons, 1984

Halling, J. *Principles of Tribology* The MacMillan Press. Ltda., 1983

Ikawa, N.; *et al.* *Ultraprecision Metal Cutting - The Past, the Present and the Future*. In: CIRP. Anais. V. 40, fev. 1991.

Leal, L. C. Apostila de Tribologia. Departamento de Engenharia Mecânica -UF Santa Catarina, 1981.

Levinson, I. J. *Introduction to Mechanics*. Prentice Hall, 1968

Lin *et al*, 1987

Muller, M. N.D. 2002

Norma DIN 4760

Norma ISO/TC213

Normas SAE - diversas

Purquério, B. M.; Gambini, J. R. *Elementos de Tribologia*. Escola de Engenharia -UPS São Carlos, 1978.

Rabinowicz, E. *Friction and Wear of Materials*. John Wiley e Sons, 1995

*n.n.* *Wear Control Handbook*. American Society of Mechanical Engineer, 1980

Shumaltz, G. *Technische Oberfläche*. Beuth Verlag, Berlin 1985.

Stout, K. *An Introduction to Surface Characterisation*

Stoeterau, R. L.; Leal, L. C. Apostila de Tribologia. Departamento de Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Santa Catarina, 2002.

Spur, G.; Stöferle, Th. *Handbuch de Fertigungstechnik* - vol. 3. Viena: Carl Hanser Verlag, 1979

Stout, *An Introduction to Surface Characterisation*. 1997

Tanigushi, N. *The State of the Art of Nanotechnology of Ultraprecision and Ultra-fine Products*. *Precision Engineering*, v. 16, n. 1, jan. 1994

Willians, J. a. *Engineering Tribology*. Oxford Scince Publications, 199

## RECOMENDAÇÕES PARA LEITURA

R-1 The Tribological Design of Machine Elements – Cheng, H. S.

R-2 Tribology aids for Designers – Thijisse, C. J.

R-3 Engineering Surfaces – A development Subject – Stout, K. J.

R-4 Projetando para Desgaste Zero – Bayer R.G., Shaley A.T., Wayson A.R.

4-5 Projetando para Desgaste Mensurável – Bayer R.G., Wayson A.R.