

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
TECNOLOGIA EM MANUTENÇÃO INDUSTRIAL**

FERNANDO HENRIQUE DOMINGUES DE MORAES

**CARACTERIZAÇÃO DA TRIBOLOGIA COMO PROPOSTA DE
DISCIPLINA PARA UM CURSO SUPERIOR DE TECNOLOGIA EM
MANUTENÇÃO INDUSTRIAL**

**CORNÉLIO PROCÓPIO
2014**

FERNANDO HENRIQUE DOMINGUES DE MORAES

**CARACTERIZAÇÃO DA TRIBOLOGIA COMO PROPOSTA DE
DISCIPLINA PARA UM CURSO SUPERIOR DE TECNOLOGIA EM
MANUTENÇÃO INDUSTRIAL**

Trabalho de Conclusão de Curso Superior de
Tecnologia em Manutenção Industrial –
Coordenação Mecânica – COMIN – da
Universidade Tecnológica Federal do Paraná –
UTFPR.

Orientador: Prof. Carlos De Nardi

CORNÉLIO PROCÓPIO
2014



Ministério da Educação
Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Câmpus Cornélio Procopio

Diretoria De Graduação e Educação Profissional
Coordenação do Curso de Tecnologia em Manutenção Industrial
Tecnologia em Manutenção Industrial



TERMO DE APROVAÇÃO

CARACTERIZAÇÃO DA TRIBOLOGIA COMO PROPOSTA DE DISCIPLINA PARA UM CURSO SUPERIOR DE TECNOLOGIA EM MANUTENÇÃO INDUSTRIAL

por

FERNANDO HENRIQUE DOMINGUES DE MORAES

Este Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) foi apresentado em sete de agosto de dois mil e quatorze como requisito parcial para a obtenção do título de Tecnólogo em Manutenção Industrial. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Prof. Carlos De Nardi
Orientador

Prof. Celso Naves de Souza
Membro titular

Prof. Conrado Di Raimo
Membro titular

Dedico esse trabalho primeiramente a Deus, pela ciência e conhecimento que me permitiu adquirir, e aos estudantes que necessitem de um material de referência para estudo da tribologia, em um curso de tecnologia em manutenção industrial, a qual a nossa humilde contribuição científica poderá beneficiar.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, por me permitir essa nova caminhada abençoada.

Ao Professor Carlos De Nardi, que me orientou com toda dedicação para conclusão do trabalho.

À Universidade Tecnológica Federal do Paraná - UTFPR, que me acolheu e apoiou com todos os recursos necessários ao desenvolvimento e concretização do Curso Superior de Tecnologia em Manutenção Industrial.

À minha família por estarem sempre me dando forças para continuar, meu muito obrigado de coração!

Agradeço a todos que contribuíram para que eu pudesse subir mais esse degrau.

“Os caminhos da sabedoria são caminhos agradáveis, e todas as suas veredas são paz”

(Provérbios 3,17 – Bíblia Sagrada)

RESUMO

MORAES, Fernando Henrique Domingues de. **Caracterização da Tribologia como Proposta de Disciplina para um Curso Superior de Tecnologia em Manutenção Industrial**. 2014. 175 f. Trabalho de Conclusão de Curso. Curso Superior de Tecnologia em Manutenção Industrial – COMIN – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, Cornélio Procópio, 2014.

O objetivo deste trabalho foi realizar um estudo da Tribologia, por meio da pesquisa bibliográfica. Dessa forma, buscou-se abordar a natureza física do atrito e suas conseqüências; a definição de desgaste, seus mecanismos; as formas de controle associada a esse fenômeno, como também, os princípios do projeto para desgaste zero; os diversos tipos de lubrificação e lubrificantes, e os principais tipos de lubrificantes empregados na indústria. A finalidade deste estudo é servir de referência, como material didático pedagógico em um curso de tecnologia em manutenção industrial.

Palavras-chave: Tribologia. Atrito. Desgaste. Lubrificação.

ABSTRACT

MORAES, Fernando Henrique Domingues de. **Characterization of tribology as discipline for a course in Industrial Maintenance Technology**. 2014. 175 p. Work of Conclusion Course in Industrial Maintenance Technology. COMIN. Federal University of Technology - Paraná. Cornélio Procópio, 2014.

The aim of this study was to conduct a study of Tribology, through literature. Thus, we sought to address the physical nature of friction and its consequences; Definition of wear, its mechanisms; forms of control associated with this phenomenon, as well as the principles of design for zero wear; the various types of lubricants and lubrication, and the main types of lubricants employed in the industry. The purpose of this study is to serve as a reference, as a pedagogical learning materials in a technology course in industrial maintenance.

KEYWORDS: Tribology. Attrition. Wear. Lubrification.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Egípcios e o conhecimento de atrito e lubrificantes	22
Figura 2 - Tribômetros (Leonardo da Vinci) para determinação da força de atrito: (a) em superfícies	23
Figura 3 - Causas de falha e sua perda relativa sobre a economia	27
Figura 4 - Demonstrativo: Fricção e Desgaste	27
Figura 5 - Economias apresentadas pelo Relatório Jost Halling (1983)	28
Figura 6 - Métodos de solução de problemas tribológicos (Leal, 1981)	29
Figura 7 - Topografia e camadas superficiais de uma peça usinada	31
Figura 8 - Termos básicos para a medição de uma superfície	34
Figura 9 - Definição da rugosidade R_t e R_p	34
Figura 10 - Definição da rugosidade R_a	35
Figura 11 - Definição das rugosidades singulares e do parâmetro $R_z V$	36
Figura 12 - Curva de sustentação de uma superfície	37
Figura 13 - Princípios de operação de rugosímetros com apalpador mecânico	38
Figura 14 - Princípios de operação dos sistemas de varredura eletrônica	39
Figura 15 -. Princípio de operação de um rugosímetros óptico	39
Figura 16 -. Princípio de operação de rugosímetros elétricos capacitivos	40
Figura 17 -. Princípios de operação de rugosímetros pneumático	40
Figura 18 - Experimento para determinação da força de atrito	45
Figura 19 - Força entre dois átomos em função de suas distâncias de separação	46
Figura 20 - Vista esquemática de uma interface entre duas superfícies	48
Figura 21 - Diagrama esquemático ilustrando o modelo de Coulomb para atrito	49
Figura 22 - Forças concorrentes em uma junção unitária	50
Figura 23 - Variação da Área real com a força tangencial	52
Figura 24 -Visão gráfica entre da relação geométrica entre A_r/A_a	53
Figura 25 - Contato em um pico de aspereza superficial	53
Figura 26 - Representação do círculo de Mohr para uma junção idealizada	56
Figura 27 - Diagrama e corpo livre para uma aspereza em uma superfície inclinada	59
Figura 28 - Vista esquemática do escorregamento entre duas superfícies ásperas	60
Figura 29 - Vista esquemática de um cone pressionado contra uma superfície plana	61
Figura 30 - Ilustração esquemática de filmes em uma superfície metálica	62

Figura 31 - Estrutura atômica do grafite	64
Figura 32 - Superfície metálica com cristais de grafite.....	65
Figura 33 - Rotação de cilindros em contato.....	67
Figura 34 - Modelo de Junção adotado	69
Figura 35 - Representação de um sistema de atrito típico	73
Figura 36 - Gráfico hipotético força-deslocamento	74
Figura 37 - Coeficiente estático em função do tempo de repouso	75
Figura 38 - Grandezas no rolamento.....	83
Figura 39 - Desgaste por aderências	87
Figura 40 - Desgaste por abrasão	94
Figura 41 - Desgaste por abrasão em baixa tensão	95
Figura 42 - Desgaste por abrasão às altas tensões	96
Figura 43 - Modelo simplificado para o desgaste abrasivo	97
Figura 44 - Grão Abrasivo	102
Figura 45 - fluxo de calor em uma aspereza na superfície de aço submetido a atrito... 105	
Figura 46 - Desgaste por fadiga superficial	106
Figura 47 - Desgaste erosivo devido à ação de um fluido com partículas abrasivas 108	
Figura 48 - Relação corrosão tempo para um sistema.....	109
Figura 49 - Gráfico típico de desgaste ao longo da vida de um componente..... 111	
Figura 50 - Gráfico de compatibilidade baseado no diagrama de fases binárias	116
Figura 51 - Lubrificante filme entre dois corpos em contato.....	126
Figura 52 - Eixo e Rolamento.....	127
Figura 53 - Estrutura cristalina de alguns lubrificantes sólidos.....	139
Figura 54 - Ilustração esquemática da orientação superficial desenvolvida durante o escorregamento de lubrificantes sólidos lamelares.....	140
Figura 55 - Efeitos de vapores condensáveis no desgaste do grafite.	141
Figura 56 - Desgaste de uma peça sintetizada contendo dissulfeto de molibdênio.	143
Figura 57 - Diagrama esquemático de um mancal plano para determinação do fator P-V	145
Figura 58 - Diagrama esquemático de um mancal radial com lubrificação sólida e forças atuantes.....	146
Figura 59 - Curva limite P-V típica para o PTFE para desgaste de 25 mm em 100 horas	147
Figura 60 - Exemplo de lubrificação por imersão	163

Figura 61- Exemplo de lubrificação por imersão	163
Figura 62- Quantidade de óleo e prazo de troca válida para lubrificação por imersão.	163
Figura 63 - Quantidade de óleo na lubrificação por circulação.....	164
Figura 64 - Viscosidade de óleos para mancais de rolamentos segundo SKF	165
Figura 65 - Viscosidade de óleos para mancais de rolamentos segundo Fafnir Bearing Co	166
Figura 66 - Prazos de troca de graxas recomendados pela FAG e SKF.....	169
Figura 67 - Prazos de troca de graxas recomendados pela FAG e SKF.....	169

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Fenômenos tribológicos	25
Tabela 2 – Atrito e desgaste em teste de pino em anéis.....	26
Tabela 3 - Desvios de forma de superfícies técnicas - DIN 4760.....	33
Tabela 4 - Relação entre a exatidão dimensional ou geométrica possível de ser obtida por alguns processos de usinagem	42
Tabela 5 - Relação entre precisão e mecanismo de usinagem.....	42
Tabela 6 - Evolução da precisão na usinagem e inspeção no século XX (Tanigushi, 1994)	43
Tabela 7 – Valores típicos para a relação Ar/Aa (Bowden).....	53
Tabela 8 - Elevação da temperatura por unidade de velocidade de escorregamento	
Tabela 9 - Lubrificantes usados	72
Tabela 10 - Coeficiente de atrito estático para aço com aço.....	78
Tabela 11 - Coeficientes de atrito estático	78
Tabela 12 - Velocidade de escorregamento e coeficientes de atrito dinâmicos	78
Tabela 13 - Valores de coeficiente de atrito de escorregamento	79
Tabela 14 - Coeficiente de atrito entre rodas de aço e trilhos de trens	80
Tabela 15 - Coeficientes de atrito para sapatas de freio	80
Tabela 16 - Relação entre coeficiente de atrito e velocidade.....	81
Tabela 17 - Coeficiente de atrito para freios de bloco de madeira	81
Tabela 18 - Coeficiente de atrito entre rebolos abrasivos com grãos grossos	81
Tabela 19- Coeficiente de atrito entre rebolos abrasivos com grãos finos (esmerilhamento molhado).....	82
Tabela 20 - Coeficiente de atrito entre rebolos abrasivos com grãos finos (esmerilhamento molhado).....	82
Tabela 21 - Coeficiente de atrito para pneumáticos de borracha.....	82

Tabela 22 - valores de μ_e em diferentes situações	83
Tabela 23- cargas variando de leve até valores de deformação permanente do material	84
Tabela 24 – Dados fornecidos por Mckibben e Dawidson de coeficiente de atrito de rolamento m_R	84
Tabela 25 - Coeficiente de atrito de rolamento m_R para rodas de aço e pneumáticos .	84
Tabela 26 - Desenvolvimento de um mapa de desgaste	89
Tabela 27 - Gráfico típico para desgaste em função do carregamento e velocidade....	90
Tabela 28 – Gráfico de compatibilidade baseado no diagrama de fases binárias.....	91
Tabela 29- Comportamento de diferentes pares de materiais ao desgaste adesivo.....	93
Tabela 30 - Constante de desgaste por abrasão	99
Tabela 31 - Materiais para Uso como Abrasivos.....	101
Tabela 32 - Materiais Resistentes à Abrasão.....	101
Tabela 33 - Materiais Moles Recomendados para Uso em Mancais Radiais (dados de 1957)	102
Tabela 34- Coeficiente de desgaste segundo Holm – (1946)	111
Tabela 35 – Coeficiente de desgaste segundo Archard – (195.....	112
Tabela 36 – Coeficientes de desgaste segundo Hirst (1957).....	112
Tabela 37 – Coeficientes de desgaste segundo Rabinowicz – (1958).....	113
Tabela 38– Coeficiente de desgaste para desgaste por adesão.....	113
Tabela 39 – Coeficiente de desgaste para Titânio e suas ligas	113
Tabela 40– Valores da Constante γ_r e μ para Várias Combinações de Materiais e Lubrificantes.....	122
Tabela 41 – Características dos Lubrificantes A, B, C e D.....	123
Tabela 42 - Viscosidade de Fluidos a 20°C	130
Tabela 43 - Calor Específico de Fluidos.....	133
Tabela 44 – Tabela de classificação API para Motores de Ciclo Diesel.....	153
Tabela 45 - Tabela de classificação SAE	156

Tabela 46 - Relação entre o sistema atual e o antigo	157
Tabela 47 - Normas para lubrificantes - uso em motores	159
Tabela 48 – Recomendações DIN para a escolha da viscosidade para mancais de escorregamento.	161
Tabela 49 – Viscosidade em graus ISO para óleos usados em mancais de escorregamento	161
Tabela 50 - Expressão para obtenção da quantidade de graxa, em gramas, necessária para relubrificação dos rolamentos	168

LISTA DE ABREVIATURAS SIGLAS E ACRÔNIMOS

α	Constante
α	Condutividade Térmica
Δ	Variação
μ	Coeficiente de Atrito
μ_e	Coeficiente de atrito estático
μ_d	Coeficiente de atrito dinâmico
μ_r	Coeficiente de atrito rolamento
ν	Coeficiente de Poisson
σ_e	Tensão de escoamento a tração
τ	Tensão Cisalhante no escoamento de fluidos
τ_e	Tensão de escoamento no cisalhamento
τ_c	Tensão Crítica de cisalhamento
γ_e	Tensão de escoamento na compressão
γ	Energia Superficial
η	Viscosidade absoluta ou dinâmica
θ	Ângulo
θ_m	Elevação De Temperatura
Ω	Resistência de contato
ρ	Densidade
Aa	Área Aparente
Apv	Área projetada vertical
Aph	Área projetada horizontal
Ars	Área Resistente
Atc	Área total de contato
Ar	Área Real
C	Calor Específico
cl	Folga
dad	Profundidade média de desgaste por adesão
D	Distância Percorrida
De	Distância de escorregamento por operação unitária
Et	Energia Total
Ec	Energia Cinética
Ea	Energia dissipada pelo atrito
Ep	Energia Potencial
f	Força
fa	Força de atrito
far	Força de atrito rolamento
F	Força
Fr	Força Resultante
H	Dureza
J	Equivalente Mecânico do calor;

Ki	Condutividade Térmica
K	Constante
K	Coeficiente de desgaste de Archard
IV	Comprimento Prévio
IE	Comprimento singular de medição
Im	Comprimento útil medido
In	Comprimento Posterior
L	Carregamento
Lt	Comprimento total de apalpação
Le	Comprimento total de escorregamento
Nc	Número de passos por operação unitária
Nd	Número de carregamentos por operação
Npd	Número de passos para uma oscilação completa
N	Força Normal
Nj	Número total de junções/ unidade de distância de escorregamento
p	Probabilidade de formação de uma partícula
Pe	Pressão de Escoamento
Pc	Pressão de Contato
Pn	Pressão Normal De Contato
q	Taxa de Desgaste Local
Q	Taxa Total de Desgaste
Qad	Taxa Total de Desgaste por Adesão
Qox	Taxa Total de Desgaste por Oxidação
r	Raio
Ra	Rugosidade Média
Rmax	Rugosidade Máxima
Rp	Profundidade de Alisamento
Rt	Rugosidade
RZ	Rugosidade
S	Deslocamento
T	Tempo
T	Max Temperatura Máxima
U	Velocidade
v	Velocidade
ve	Velocidade de Escorregamento
vr	Velocidade de Rolamento
Vp	Volume de Partículas
W	Largura da área de Contato na direção do Escorregamento
Zi	Rugosidades Singulares

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	19
1.1 A TRIBOLOGIA	21
1.2 HISTÓRICO	22
1.2.1 Aplicações	23
1.3 CONSIDERAÇÕES SOBRE FENÔMENOS TRIBOLÓGICOS	24
1.4 CONSIDERAÇÕES ECONÔMICAS	26
1.5 SOLUÇÕES TRIBOLÓGICAS.....	28
2 REVISÃO SOBRE SUPERFÍCIES TÉCNICAS	31
2.1 NATUREZA DAS SUPERFÍCIES METÁLICAS.....	31
2.2 AVALIAÇÃO DA TEXTURA SUPERFICIAL	32
2.3 PARÂMETROS SUPERFICIAIS	33
2.4 CURVA DE SUSTENTAÇÃO OU CURVA DE ABOIT	37
2.5 FORMAS DE LEVANTAMENTO DOS PARÂMETROS SUPERFICIAIS	38
2.6 RELAÇÃO ENTRE PROCESSO DE FABRICAÇÃO, TOLERÂNCIAS E ACABAMENTO SUPERFICIAL.....	41
3 ATRITO	44
3.1 ATRITO NO NÍVEL MOLECULAR	44
3.2 CONCEITO DE ÁREA DE CONTATO REAL	46
3.3 LEIS QUANTITATIVAS DO ATRITO.....	47
3.4 TEORIAS DO ATRITO	48
3.5 TEORIA DA ADESÃO SIMPLIFICADA	48
3.5.1 Discussão Sobre a Teoria da Adesão Simplificada.....	50
3.5.1.1 Modificação da Teoria da Adesão	53
3.5.1.2 Críticas à Teoria da Adesão	54
3.5.1.3 Outras Contribuições à Força de Atrito	55
3.5.1.4 Atrito em Metais	58
3.5.2 Temperatura na Superfície de Escorregamento.....	59
3.6 STICK-SLIP.....	62
3.7 VALORES DO COEFICIENTE DE ATRITO	63
3.8 ATRITO DE ROLAMENTO – VALORES DO COEFICIENTE DE ATRITO	66
3.8.1 Temperatura na Superfície de Escorregamento.....	66
3.8.2 Stick-Slip	73
3.9 VALORES DO COEFICIENTE DE ATRITO	75
3.10 ATRITO DE ROLAMENTO – VALORES DO COEFICIENTE DE ATRITO	82
4 DESGASTE	85
4.1 INTRODUÇÃO	85
4.2 DEFINIÇÃO.....	85
4.3 CLASSIFICAÇÃO DO DESGASTE	86
4.4 MECÂNIISMOS DO DESGASTE	86
4.4.1 Desgaste por Adesão	86
4.4.1.1 Estimativa Quantitativa do Desgaste por Adesão	87
4.4.1.2 Controle do Desgaste Adesivo	91

4.4.2 Desgaste por Abrasão.....	94
4.4.2.1 Desgaste por abrasão em baixa tensão	94
4.4.2.2 Abrasão às altas tensões	96
4.4.2.3 Expressão Quantitativa para o Desgaste Abrasivo	96
4.4.2.4 Comprovação Experimental da Equação de Desgaste por Abrasão	100
4.4.2.5 Materiais para Uso em Situações de Desgaste por Abrasão	100
4.4.3 Desgaste Dominante por Oxidação.....	103
4.4.4 Outras Formas de Desgaste	105
4.4.4.1 Desgaste por fadiga superficial	105
4.4.4.2 Desgaste por erosão	107
4.4.4.3 Desgaste corrosivo.....	107
4.4.4.4 Desgaste por Fusão	109
4.5 INFLUÊNCIA DA VELOCIDADE DO DESGASTE MECÂNICO	110
4.6 DESGASTE POR ACOMODAÇÃO OU PARTIDA (AMACIAMENTO)	110
5 PROJETANDO PARA DESGASTE.....	111
5.1 PRINCÍPIOS DO MÉTODO DE CATEGORIZAÇÃO.....	113
5.2 CATEGORIAS.....	114
5.2.1 Metal contra metal.....	114
5.2.2 Sub-categorias em metal contra metal.....	115
5.3 METAIS IDÊNTICOS.....	115
5.4 METAIS COMPATÍVEIS.....	116
5.5 DESGASTE EM SUPERFÍCIES LUBRIFICADAS.....	117
5.6 MATERIAIS COM PROPRIEDADES EXCEPCIONAIS DE DESGASTE	119
5.7 PROJETANDO PARA O DESGASTE ZERO	120
5.7.1 Modelo Empírico para Desgaste Zero.....	120
5.7.2 Exemplo de Utilização do Modelo Empírico para Desgaste Zero.....	121
6 LUBRIFICANTES	126
6.1 INTRODUÇÃO À TEORIA DA LUBRIFICAÇÃO	126
6.2 LUBRIFICANTES	127
6.2.1 Funções de Lubrificantes	128
6.2.1.1 Controle de Atrito	129
6.2.1.2 Controle de Desgaste.....	131
6.2.1.3 Controle de Temperatura	132
6.2.1.4 Controle de Corrosão	133
6.2.1.5 Isoladores Elétricos	134
6.2.1.6 Transmissão de Potência (Hidráulica).....	134
6.2.1.7 Amortecimento de Choques	135
6.2.1.8 Remoção de Contaminantes	135
6.2.1.9 Elemento de Vedação	136
6.3 LUBRIFICANTES SÓLIDOS OU MATERIAIS AUTO LUBRIFICANTES.....	137
6.3.1 Tipos de Lubrificantes Sólidos.....	137
6.3.1.1 Metais com Estrutura Hexagonal	137
6.3.1.2 Filmes de Metais Mole.....	138
6.3.1.3 Sólidos Lamelares	139
6.3.1.4 Propriedades Tribológicas dos Plásticos Poliméricos	143
6.3.1.5 Fatores que influenciam o desgaste em mancais plásticos.....	144
6.4 ENCHIMENTOS E PLÁSTICOS REFORÇADOS.....	149
6.5 LUBRIFICANTES GRAXEOS (Graxas).....	150

6.5.1 Normas para Óleos Lubrificantes	150
6.5.2 Classificação das Viscosidades de Óleos Lubrificantes para Motores de Combustão Interna	152
6.5.3 Classificação API	155
6.5.4 Classificação SAE	157
6.5.5 Normas para Especificações e Teste de Óleos para Motores de Combustão Interna	158
7 LUBRIFICAÇÃO DE MANCAIS DE ROLAMENTO E ESCORREGAMENTO.	160
7.1 MANCAIS DE ROLAMENTO.	160
7.1.1. Lubrificação por Óleo	160
7.1.1.1 Lubrificação por Imersão.....	163
7.1.1.2 Lubrificação por Circulação	163
7.1.1.3 Lubrificação por Névoa.....	164
7.2 SELEÇÃO DE VISCOSIDADE DE ÓLEOS PARA MANCAIS DE ROLAMENTO ..	165
7.3 LUBRIFICAÇÃO COM GRAXA	166
7.3.1 Quantidade de Graxa	167
7.3.2 Troca de Graxa	167
7.4 MANCAIS DE ESCORREGAMENTO	169
7.4.1 Fatores que Influem na Seleção de Lubrificantes para Mancais de Escorregamento.	169
7.4.2 Causas de problemas em mancais de escorregamento.....	170
CONSIDERAÇÕES FINAIS	172
REFERÊNCIAS.....	173

1 INTRODUÇÃO

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. Em muitos casos baixa fricção é desejável, a operação satisfatória de articulações, como o quadril humano, por exemplo, demanda uma baixa força de fricção. Contudo, baixa fricção não é necessariamente benéfica em todos os casos.

Em sistemas mecânicos, como freios e embreagens, fricção é essencial. Uma alta força de fricção também é desejável entre o pneu de um veículo e a superfície do pavimento, assim como também é importante entre o calçado e o piso durante a marcha. O mundo que vivemos seria completamente diferente se não houvesse fricção entre corpos ou se esta fosse menos intensa. Sempre que duas superfícies se movimentarem, uma em relação à outra, ocorrerá o desgaste, sendo que este pode ser definido como prejuízo mecânico a uma ou a duas superfícies, geralmente envolvendo perda progressiva de material.

Em muitos casos, o desgaste é prejudicial, levando a um aumento contínuo de folga entre as partes que se movimentam ou a uma indesejável liberdade de movimento e perda de precisão. A perda por desgaste de pequenas quantidades relativas de material pode ser suficiente para causar a completa falha de máquinas grande e complexa.

Entretanto, assim como na fricção, altas taxas de desgaste são algumas vezes desejáveis, como em operações de lixamento e polimento. Um método de reduzir a fricção e, freqüentemente, o desgaste, é a lubrificação das superfícies. Ainda, assim mesmo que o lubrificante artificial não seja adicionado ao sistema, componentes da atmosfera (especialmente oxigênio e vapor d' água) têm um importante efeito e precisam ser considerados em qualquer estudo da interação de superfícies.

Diante deste contexto, justifica-se este estudo por considerar o desgaste, como um fator no desempenho de um sistema de engenharia, ser frequentemente negligenciado no projeto. O desgaste leva, em muitos casos, a prejuízos financeiros decorrentes de substituições prematuras de componentes e queda de produtividade. Portanto o desgaste deve ser sempre considerado nos primeiros estágios de um projeto e não ser deixado de lado até que se torne um problema. Neste sentido,

requerer conhecimentos de caráter multidisciplinar, pois, é o resultado de um conjunto de fenômenos físico/químicos que ocorrem simultaneamente durante o movimento relativo das superfícies em contato.

Assim, este estudo tem como objetivo geral, preparar um material de referência para estudo da tribologia em um curso de tecnologia em manutenção industrial, e como objetivos específicos, tornar o aluno capaz de compreender a natureza física do atrito e suas conseqüências; compreender a definição de desgaste, seus mecanismos e as formas de controle associadas a esses; compreender os princípios do projeto para desgaste zero; entender os diversos tipos de lubrificação e lubrificantes, tornando-o apto a selecionar, especificar e qualificar os principais tipos de lubrificantes empregados na indústria.

Neste trabalho, foi aplicada a pesquisa bibliográfica como principal metodologia, utilizando-se para isso livros, artigos, reportagens e manuais, em papel, mídia ou web. Foram abordados os fundamentos teóricos referentes à Tribologia. Assim, apresenta-se uma breve introdução de sua histórica, com ênfase especial aos mecanismos de atrito, suas causas; as conseqüências no âmbito dos processos tecnológicos de sistemas mecânicos, como também, nos processos de fabrico, incluindo a lubrificação dos mesmos

1.1 A Tribologia

A palavra tribologia, conforme (INFOPÉDIA, 2014) vem do grego (Tribos: esfregar), (Logos: estudo).

“Ramo da física que se dedica ao estudo dos fenômenos de atrito e desgaste, e da lubrificação como forma de minimizar os efeitos desses fenômenos” (GAHR, 1987, p.198).

Envolve a investigação científica de todos os tipos de fricção, lubrificação e desgaste como também as aplicações técnicas do conhecimento. O termo Tribologia foi definido por Hafner Peter Jost, em 1966, como a “ciência e tecnologia de superfícies interativas em movimento relativo e dos assuntos e práticas relacionados” (GAHR, 1987, p. 199), em um relatório – considerado o marco de criação da tribologia - feito para o comitê do departamento inglês de educação e ciência. Devido aos conhecimentos sobre a tribologia, Jost foi o primeiro a estudar os impactos econômicos.

Sinatora (2005) define de Tribologia como a arte de aplicar os problemas de análise operacional de grande importância econômica chamada confiabilidade, manutenção e desgaste de equipamentos técnicos, que vão desde a tecnologia aeroespacial para aplicações doméstica.

A ciência da Tribologia concentra-se em contato Mecânica de interfaces que geralmente envolvem dissipação de energia em movimento. Ela engloba os campos da ciência de Adesão, Atrito, lubrificação e desgaste.

Em um sistema mecânico, como freios e embreagens, a fricção é essencial. É desejável alta força de fricção entre o pneu de um veículo e a na superfície do pavimento, porém, quando estas superfícies se movimentarem, esfregando uma em relação à outra, ocorrerá o desgaste, tendo prejuízo mecânico em uma ou as duas superfícies, geralmente envolvendo perda progressiva de material.

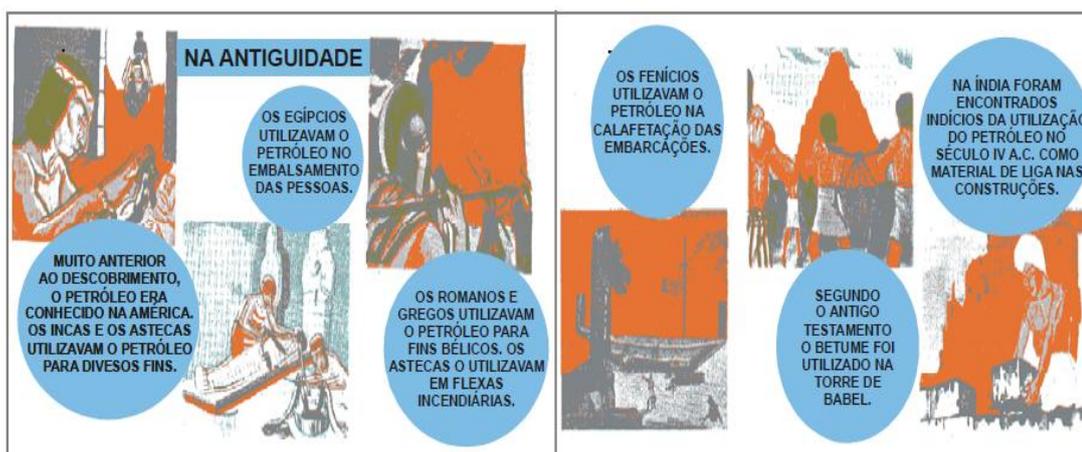
Em alguns casos, o desgaste, leva a um aumento contínuo da folga entre as partes que se movimentam perdendo-se liberdade de movimento e a de precisão, e “a perda por desgaste de pequenas quantidades relativas de material pode ser suficiente para causar a completa falha de máquinas grandes e complexas”((STOETERAU, 2004, p.8),

Neste contexto, a lubrificação é um método de reduzir a fricção e, conseqüentemente o desgaste das superfícies, observando-se que mesmo que não

seja adicionado nenhum lubrificante artificiais, componentes como o oxigênio, e vapor d'água precisam ser considerados na interação de qualquer estudo.

1.2 Histórico

Os registros históricos mostram o uso da roda de 3500 a.C., o que ilustra o interesse de nossos antepassados para reduzir o atrito em movimentos de translação. Os egípcios já tinham conhecimento de atrito e lubrificantes, este é visto no transporte de grandes blocos de pedra para a construção de monumentos. Para realizar esta tarefa, usava água ou gordura animal, tal como um lubrificante.



Embalsamento

Flexas incendiárias

Calafetação de embarcações

Material de liga para construções

Figura 1- Egípcios e o conhecimento de atrito e lubrificantes

Fonte: Disponível em <http://www.cultural.com/2011_11_01_archive.html> Acesso em 15/06/2014

Leonardo da Vinci (1452-1519) pode ser nomeado como o pai da tribologia moderna, deduziu as leis que regem o movimento dos planos horizontais e inclinados; demonstrando que, estas são dependentes da força normal ao deslizamento dos corpos e, independentes da área de contato aparente, e propôs uma distinção entre atrito de escorregamento e de rolamento, introduzindo o conceito de coeficiente de atrito (GAHR, 1987).

Leonardo da Vinci estudou um coletor de subtópicos tribológicas tais como: atrito, desgaste, materiais, mancais, sistemas de lubrificação, engrenagens, parafuso - macacos, e os rolamentos do rolamento - elemento de apoio; 150 anos

antes das Leis Amontons de atrito ser introduzidas, ele já havia gravado em seus manuscritos (GAHR, 1987).

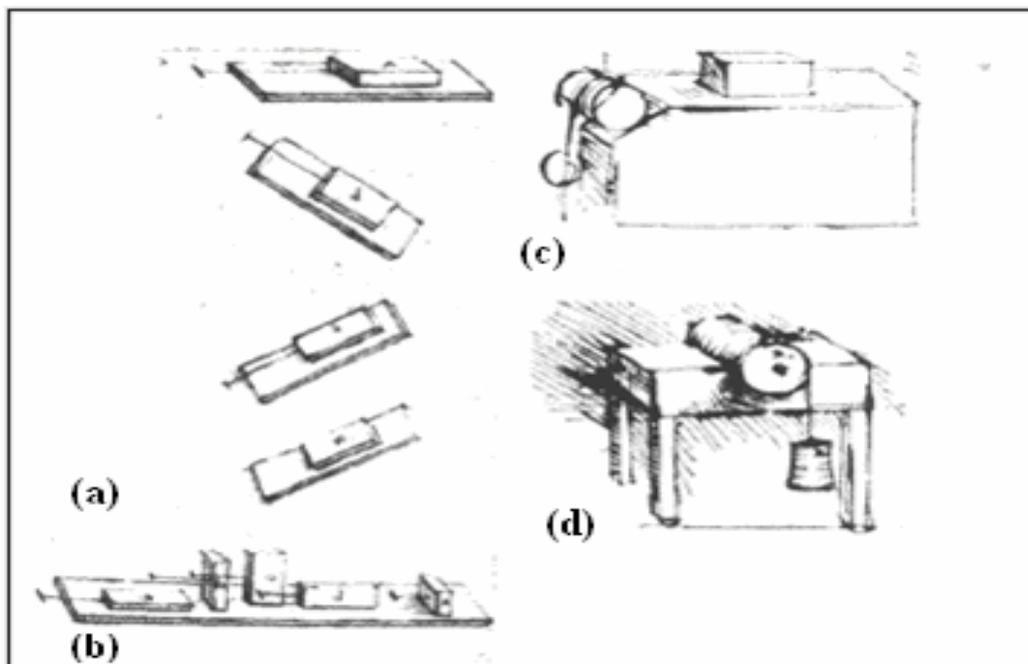


Figura 2 - Tribômetros (Leonardo da Vinci) para determinação da força de atrito: (a) em superfícies horizontais e inclinadas; (b) considerando o efeito da área aparente; (c) utilizando uma polia; e (d) considerando o troque num cilindro.

Fonte: Anais do XIII ENCITA (2007)

Escondida ou perdida durante séculos, os manuscritos de Leonardo da Vinci foram lidos na Espanha de um quarto de milênio depois. Os pioneiros em tribologia, além de, Leonardo da Vinci, também, Guillaume Amontons (1663-1705), John Theophilus Desaguliers (1683-1744), Leonard Euler (1707-1783) e Charles-Augustin de Coulomb (1736-1806) contribuíram com conhecimentos importantíssimos para o desenvolvimento desta ciência, e suas leis ainda se aplicam a muitos problemas de engenharia hoje.

1.2.1 Aplicações

Tribologia está presente em virtualmente todos os aspectos da maquinaria, motores e componentes da indústria em geral. Os componentes tribológicos mais comuns são:

- Rolamentos;
- Freios e Embreagens;
- Selos;
- Anéis de Pistão;
- Engrenagens e Cams.

As aplicações mais comuns de conhecimento tribológico, mas na prática, não são denominados como tal, são, lubrificação e desgaste:

- Motores elétricos e de combustão (componentes e operação)
- Turbinas
- Extrusão
- Rolar
- Fundição
- Forge
- Processos De Corte (Ferramentas E Fluidos)
- Elementos De Armazenamento Magnético
- Articulações Artificiais (Corpo Humano)

A aplicação do conhecimento de Tribologia nestas práticas resulta em:

- Economia de matérias-primas;
- Aumento da vida útil das ferramentas e máquinas de serviço;
- Economia de recursos;
- Economia de energia;
- Proteção Ambiental;
- Redução de custos

1.3 Considerações sobre Fenômenos Tribológicos

A tribologia por ser a ciência que estuda as condições de interação entre superfícies em movimento relativo e, aborda principalmente os fenômenos de lubrificação, atrito e desgaste.

FENÔMENOS	CARACTERÍSTICAS
Atrito	Efeito que provém da existência de forças tangenciais que surgem entre duas superfícies sólidas em contato quando permanecem unidas pela existência de seus esforços normais.
Desgaste	Caracteriza-se pela perda de material da superfície de um corpo como consequência da interação com outro corpo.
Adesão	Capacidade para gerar forças normais entre duas superfícies depois de terem sido mantidas juntas

Tabela 1 – Fenômenos tribológicos
Fonte: Nunes (2008).

De acordo com Stoeterau, (2004, p.13), quando duas ou mais superfícies se movem umas contra as outras “ocorre, uma dissipação de energia denominada resistência ao movimento, representada pelo coeficiente de atrito, essa dissipação de energia resulta em calor liberado no contato e, certa quantidade de ruído, pequena, mas muitas vezes significativa”. Dessa forma, é necessário sempre relacionar as superfícies ao outro material, para que se obtenha o coeficiente de atrito.

Para Stoeterau, (2004, p.13),

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. Essa mudança nas superfícies 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.

Apesar do atrito e desgaste ser considerado como problemas tribológicos, usa-se o atrito em muitas aplicações nas indústrias, ou especificamente no projeto de motores, para cobrir as partículas e ajudar a preencher os vazios de certas funções, desde sistemas de soldagem, acionamentos de sistemas de posicionamento de ultra precisão, entre outros, que atuam no campo do nanômetro ou sub-nanométrico.

Como conceitua Stoeterau, (2004, p.13) “freios, embreagens, rodas diretoras de carros e trens, funcionam devido à existência do atrito”

O autor ressalta que o desgaste inicial, acaba por ser vantajoso em algumas situações, como o amaciamento das peças em máquinas, que por outro lado se o desgaste for elevado é necessário trocar as peças, ou até mesmo a substituição das máquinas mais antigas. Enfatiza também, que desgaste e atrito estão inter-

relacionados, devido à interação das superfícies de forma simples, e que nem sempre os valores altos de atritos, correspondem a um valor alto de desgaste e/ou valores menores de atritos correspondam a valores menores de desgastes (STOETERAU, 2004). Podendo ser conferido na tabela 2:

MATERIAIS	COEFICIENTE DE ATRITO	COEFICIENTE DE ATRITO DESGASTE EM cm ³ /cm X 10
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.		

Tabela 2 – Atrito e desgaste em teste de pino em anéis.

Fonte: Nunes (2008).

Classificação dada por Stoeterau, (2004) de atrito e desgaste, de acordo com sua importância:

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

1.4 Considerações Econômicas

Nas últimas décadas, existe a necessidade de uma pesquisa sistemática sobre a importância econômica da tribologia, buscando aprimorar o conhecimento teórico e prático, uma vez que essa ciência está sendo reconhecida.

De acordo com estudos realizados pela American Society of Mechanical Engineers – (ASME)¹ nos mostra que nos Estados Unidos a perda econômica foi 1% a 2,5% do produto interno bruto relacionado ao desgaste. Já na Alemanha uma

¹ Sociedade Norte-americana de Engenheiros Mecânicos.

pesquisa aponta que na década de 1980, o desgaste e corrosão contribuem com a perda de 4,5% do produto interno bruto (GAHR, 1987).

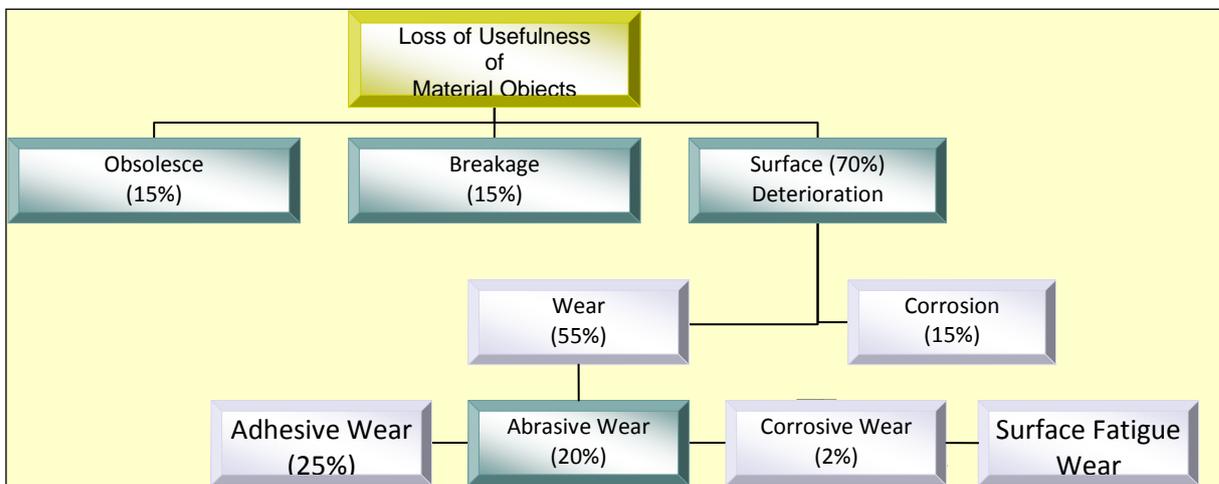


Figura 3 - Causas de falha e sua perda relativa sobre a economia
Fonte adaptada: RABINOWICZ (1995).

De acordo com a figura 3, deve - se considerar que a fricção e o desgaste resultam de características dos sistemas de engenharia (tribosistema) e não apenas das propriedades dos materiais.

Para Rabinowicz (1995), a fricção resiste ao movimento e o que ocorre entre os sólidos é o desgaste nas áreas de contato, ou seja, a fricção e desgaste desperdiçam energia causando serio problema material.

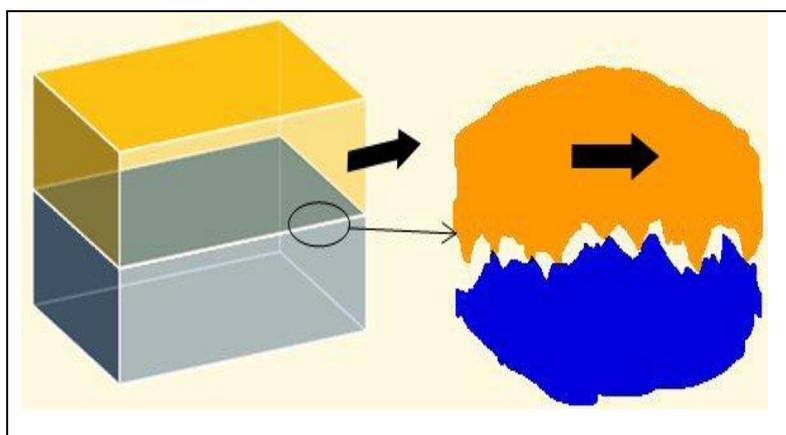


Figura 4 – Demonstrativo: Fricção e Desgaste

Fonte: Tribologia. Disponível em <<http://cadcamcae.wordpress.com/tag/tribologia/>>. Acesso em 23/04/2014

O desgaste é causado por uma separação dos componentes da máquina, como tensão do material nas partes que rodeiam a superfície. Não chega a ser

catastrófico, mas, causa o desalinhamento, ou até mesmas trincas, formando fragmentos que podem danificar o equipamento.

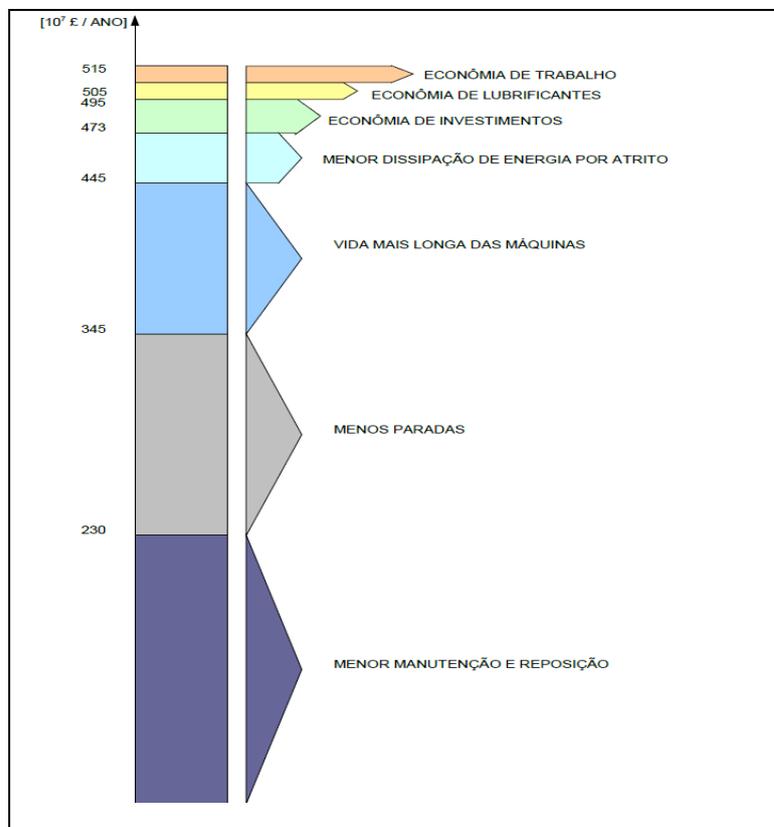


Figura 5– Economias apresentadas pelo Relatório Jost Halling (1983)
 Fonte: Apostila EMC 5315, 2004, p.15

A reformulação do projeto, a otimização do processo, a montagem, a aplicação, podem reduzir as perdas econômicas devidas ao desgaste. Neste contexto, o processo de fabricação correto para o produto, pode minimizar o custo gerado pelo desgaste, observando-se que conta também à escolha de equipamento; quem e onde instalar; questões de padronização, entre outros.

1.5 Soluções Tribológicas

As soluções tribológicas podem ser encontradas com o uso de lubrificantes, mas, dependendo de como se encontra o projeto, é necessário adotar alternativas.

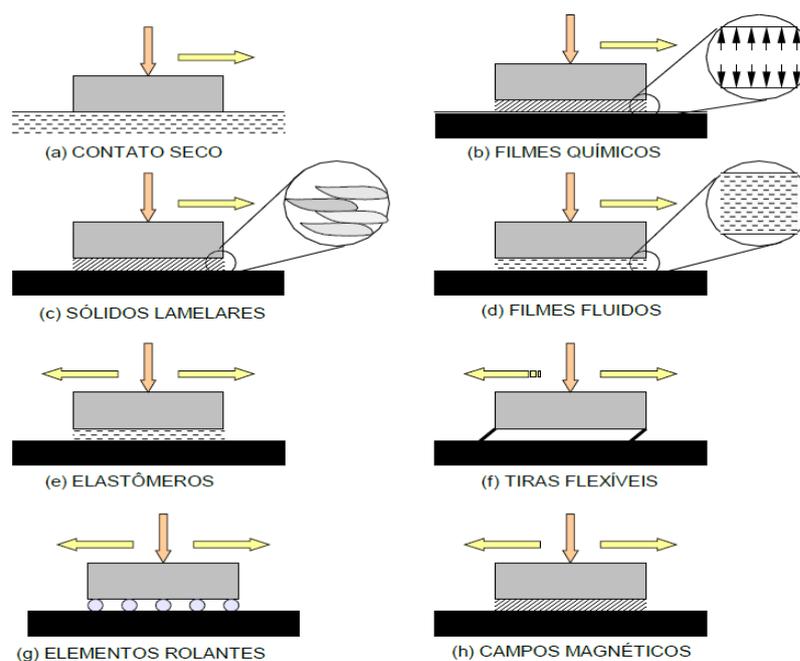


Figura 6 – Métodos de solução de problemas tribológicos (Leal, 1981)
 Fonte: Leal (1981, apud Stoeterau, 2004, P. 16) - Apostila EMC 5315

De acordo Leal (1981, apud Stoeterau, 2004), para cada tipo de atrito; apresentado na tabela 4 é aplicado métodos distintos para resolução do problema tribológico:

Figura 6 (a) – Contato a Seco: Usar materiais com camadas superficiais de baixo atrito depositadas sobre substratos que preencham as exigências estruturais da peça; método empregado nos casquilhos usados em motores de automóveis.

Figura 6 (b) – Filmes Finos ou Filmes Químicos: reduzem o contato íntimo dos materiais de base, protegendo as superfícies. Existe a necessidade de verificar a estabilidade térmica dos filmes, devido às altas temperaturas que podem surgir durante o contato de revestimentos com cromo duro em eixos e mancais; como também, no revestimento de nitreto de titânio (TiN) em determinadas ferramentas de usinagem de geometria.

Figura 6 (c) – Sólidos Lamelares - grafite e dissulfeto de molibidênio podem ser usadas, nos recobrimentos sólidos das superfícies, que ceda ao cisalhamento e resistentes para cargas normais e frágeis ao longo de planos de 90°, facilitando o escorregamento.

Figura 6 (d) – Lubrificação Fluídica. As superfícies com movimento relativo, aplicar o filme fluido contínuo (líquido, vapor ou gás, ar), usando de pressão, para

resistir o efeito cunha dos mancais de fluidos dinâmicos, ou por mancais de fluidos estáticos.

Figura 6 (e) – Elastômeros. Aplicam-se, tiras elásticas flexíveis (mancais de mola) na amplitude do deslocamento transversal das superfícies muito pequenas.

Figura 4 (f) – Elementos rolantes. Uma das soluções tribológicas amplamente utilizadas é interpor elementos rolantes nas superfícies com movimento relativo (esférico, cilíndrico, cônico, na forma de barril ou de agulha).

Figura 6 (g) – Campos magnéticos. Para solucionar, as cargas sem contato mecânico, fazer o uso de campos magnéticos, dessa forma, mantém o elemento com movimento relativo suspenso, sem correr o contato metal-metal. É necessário utilizar-se de refrigeração, pois mesmo não havendo geração de calor por atrito mecânico entre as partes metálicas, o calor se manifesta de forma excessiva, devido as correntes associadas.

Segundo Leal (1981, apud Stoeterau, 2004, p.17), nessas possíveis soluções, “considerar fatores como: a carga suportada, a velocidade, a natureza do ambiente e qualquer limitação imposta ao atrito e ao desgaste”, para se obter um resultado adequado nos problemas tribológicos.

2 REVISÃO SOBRE SUPERFÍCIES TÉCNICAS

2.1 Natureza das Superfícies Metálicas

O processo de fabricação influi diretamente na natureza das superfícies metálicas. Neste sentido, pode-se produzir varias peças com superficiais diferentes, da qual são classificadas conforme o torneamento, eletro-erosão, entre outros. Estas peças ao ser analisadas microscopicamente, nota-se que cada processo usado para sua fabricação, deixa as características da diferenciação.

Geralmente, a estrutura de uma superfície metálica se forma de camadas, sendo estas: Camada de sujeira > aprox. 3 nm; Camada absorvida > aprox. 0,3 nm; Camada oxidada >1 a 10 nm; Camada deformada > 5 μm .

Para Shumaltz (1985) e Czichos (1982) um dos principais processos de fabricação na indústria é destacado para a usinagem, oscilando entre 60% a 70%, de produtos com estas superfícies – fresamento, torneamento, brunimento, lapidação, EDM, e outros -, conforme a figura abaixo:

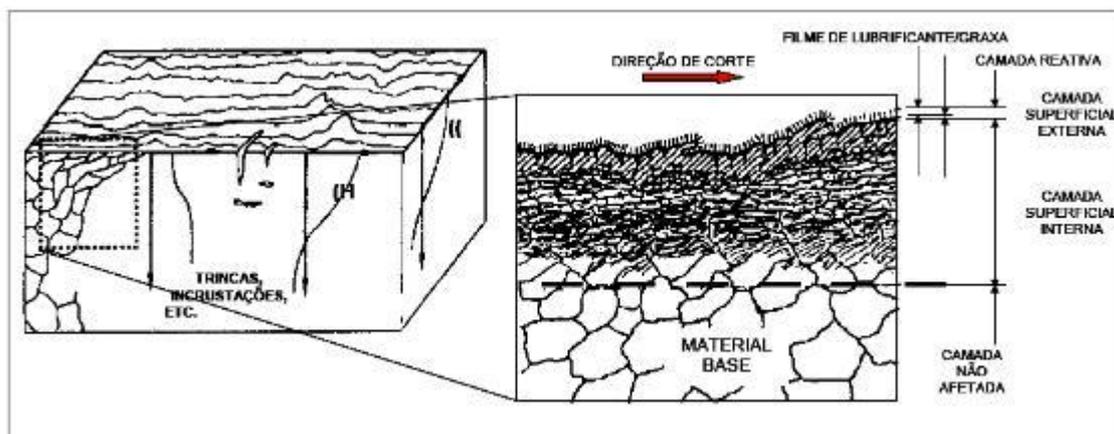


Figura 7 - Topografia e camadas superficiais de uma peça usinada
Fonte: Bethke, (1997) – Apostila EMC 5315

Conforme a figura 7, as camadas superficiais de uma peça usinada, estão divididas em tres camadas distintas, sendo que a primeira - camada externa, expõe um filme de lubrificante (graxa/óleo) e uma camada revestimento reativo; a segunda - camada superficial interna, mostra o resultado do processo, ou seja seu endurecimento por deformação plástica, ou encruado, como também o material da peça base da área que não esta afetada. (SHUMALTZ E CZICHOS, *apud* STOETERAU, 2004, p.22)

Podem-se alterar as propriedades da camada superficial, por meio de métodos mecânicos, (ex: jateamento, tamboreamento). Com métodos térmicos, (tempera, normalização) e métodos químicos (ex.: nitretação).

2.2 Avaliação da Textura Superficial

Segundo Stouts (1934), o cientista alemão Gustav Schul, desenvolveu um “perfilômetro simples, que registrava e armazenava os desvios em uma determinada linha de uma superfície”, dando assim, início a Determinação da Qualidade Superficial, e também servindo de alicerce na produção de rugosímetros de contato mecânicos, usados atualmente - equipamento que mede e indica informações da superfície do filme; que auxilia o contato e deslizamento de uma ponta de diamante sobre a mesma. O fato da superfície dos filmes serem rugosas, a ponte sobe e desce, descrevendo a topografia da superfície sobre a qual desliza.

Dessa forma, os erros de processos de fabricação são interpretados como desvios dimensionais e geométricos, pois, até no momento ainda, não foi encontrado um processo que produza as superfícies totalmente lisas.

Como já citado anteriormente, as superfícies de peças, mesmo que aparentemente lisas, quando observadas microscopicamente revelam regiões com maior e/ou menor planicidade, a qual é definida como sendo rugosidade - diferença entre a superfície efetiva e a superfície geométrica ideal chamada de discrepância de configuração (DIN 4760), a qual se pode simplificar, conforme Spur (1996) como sendo “o desvio de forma da superfície, estes por sua vez pode ser grosseira ou fina”.

Segundo a norma DIN 4760 esses desvios de superfície podem ser classificados em seis ordens, conforme a tabela 9:

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	

Tabela 3 - Desvios de forma de superfícies técnicas - DIN 4760
Fonte: Spur, (1996) - Apostila EMC 5315

A maioria das técnicas de medição dos desvios de superfície é até a 2ª ordem e/ou superiores.

2.3 Parâmetros Superficiais

Koenig, (1998), Stout (1996) definem o perfil de uma superfície como a linha produzida pela apalpação de uma agulha sobre uma superfície. Através de um sistema mecânico de sondagem, se consegue a medição de uma superfície, como mostra a figura abaixo:

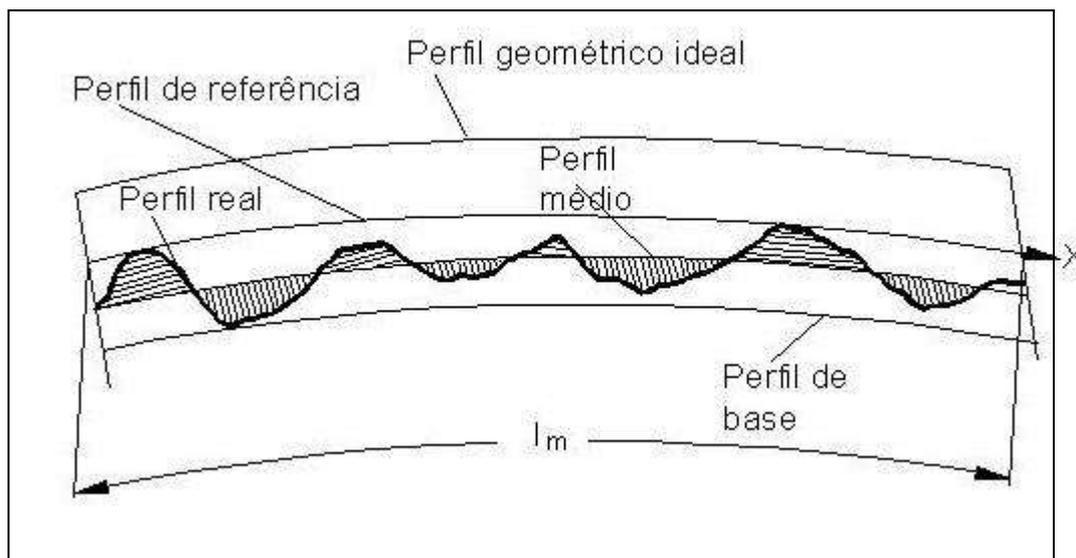


Figura 8 - Termos básicos para a medição de uma superfície
 Fonte: Stoeterau, (2004, p.22) - Apostila EMC 5315

A - Rugosidade Rt

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.

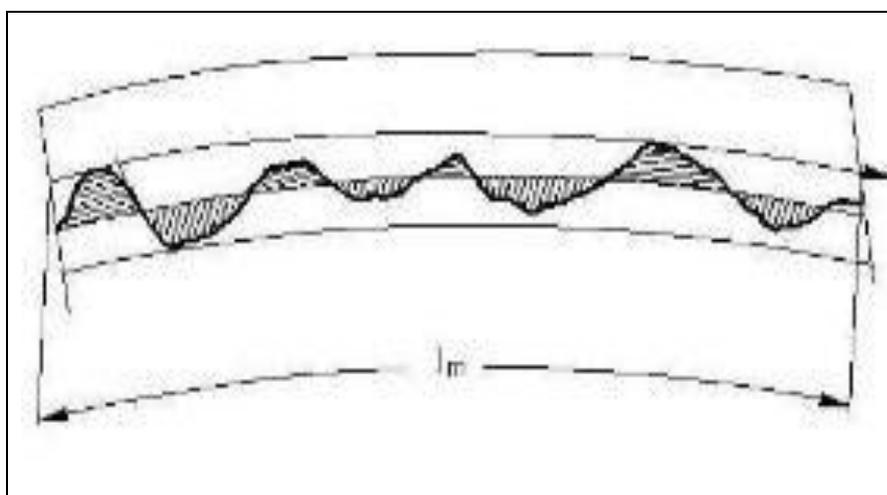


Figura 9 – Definição da rugosidade R_t e R_p
 Fonte: Stoeterau, (2004, p.22) - Apostila EMC 5315

Devido ao uso errado no passado, da R_t , a norma VDI/VDE 2601 não aconselha mas o seu uso; passando a utilizar R_z , R_{max} , entre outros, tendo o significado idêntico. A definição de R_t , é dada por Stoeterau, (2004, p.22) “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 Rp

É definida como o afastamento médio de perfil real, sendo igual ao afastamento do perfil médio do perfil de Profundidade de Alisamento e, tem como equação de calculo base:

$$R_t = \int_{x=0}^{x=1} \frac{1}{l} y_1 dx$$

C - Rugosidade Média Ra

É definida a Rugosidade Média Ra como “a média aritmética dos valores absolutos dos afastamentos h_i do perfil médio” (STOETERAU, 2004, p.22), conforme equação a seguir:

$$R_a = \frac{1}{l} \int_{x=0}^{x=1} |h_1| dx$$

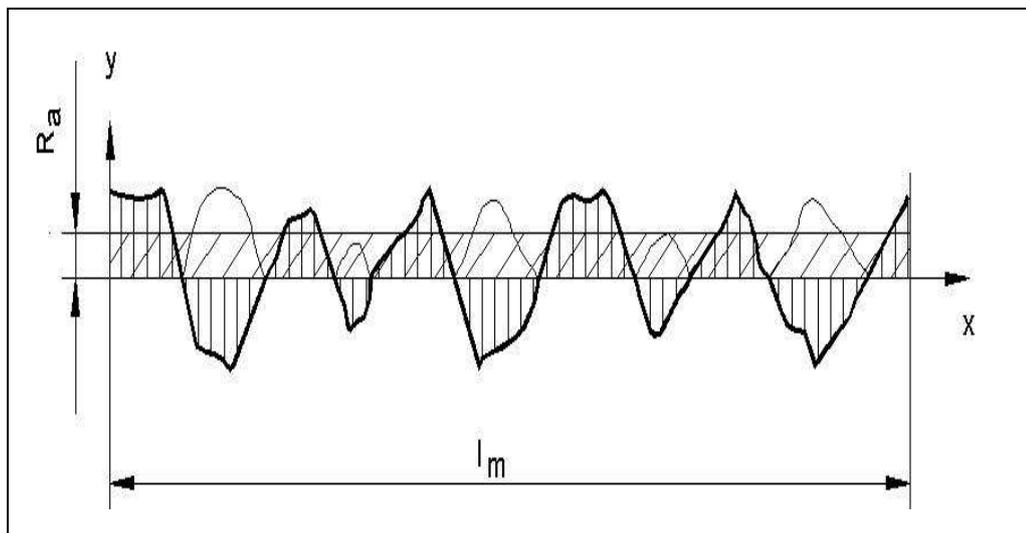


Figura 10 - Definição da rugosidade Ra
 Fonte: Stoeterau, (2004, p.22) - Apostila EMC 5315

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

É definida a rugosidade singular como “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” (STOETERAU, 2004, p.22)

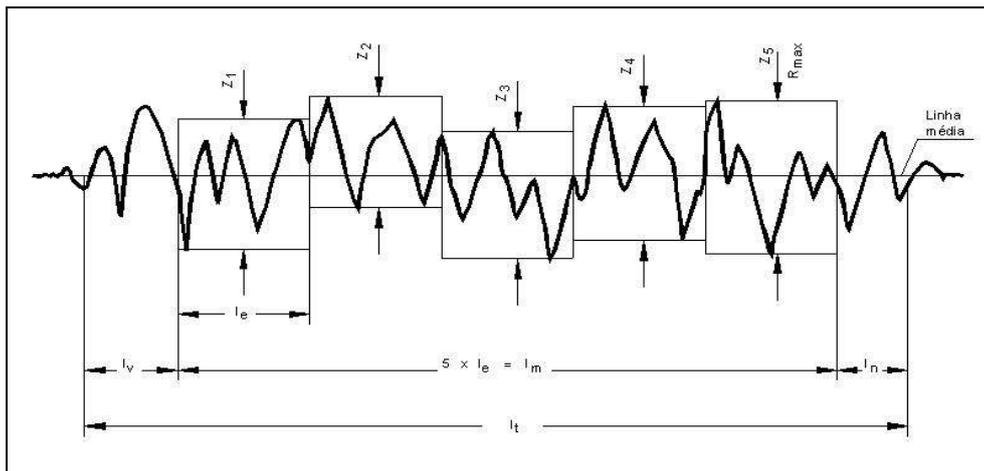


Figura 11 - Definição das rugosidades singulares e do parâmetro Rz
Fonte: Stoeterau, (2004, p.22) - Apostila EMC 5315

Assim, compreendendo em:

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 (STOETERAU, 2004)

E - Rugosidade RZ

É definida, a rugosidade RZ, ou média das rugosidades RZ_i , como “a média aritmética das rugosidades singulares em cinco trechos de medição sucessivos” (STOETERAU, 2004, p.22)

$$R_{\tau=1} = \frac{1}{5} \sum_{\tau=1,5} Z_{\tau}$$

F - Rugosidade Máxima Rmax

É definida a rugosidade Rmax como “a maior das profundidades isoladas das rugosidades singulares Zi, ao longo do trecho de medição l_m ” (STOETERAU, 2004, p.23)

2.4 Curva de Sustentação ou Curva de Abbott

O critério rugosidade recebe como complemento, a curva de sustentação, naquelas superfícies que absorvem um carregamento ou permitem um movimento relativo entre duas superfícies. “A Curva de Sustentação ou Curva de Abbott, ou ainda curva de suporte do perfil é definida como a relação ar/metálico de uma superfície” (STOETERAU, 2004, p.23). A figura 12 mostra como a curva de sustentação é definida:

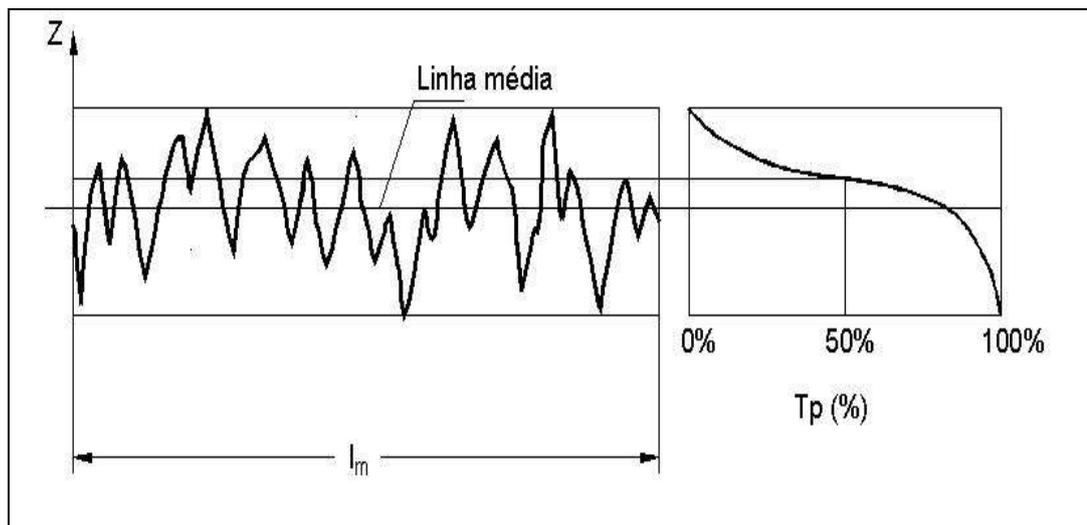


Figura 12 - Curva de sustentação de uma superfície
Fonte: Stoeterau, (2004, p.23) - Apostila EMC 5315

A curva de sustentação de uma superfície permite verificar a quantidade de material usado, como também, identificar a necessidade de desgaste, para que desenvolva na superfície, certa capacidade de suportar carregamento na região de contato.

2.5 Formas de Levantamento dos Parâmetros Superficiais

O princípio da medição consiste no fundamento científico da medição que se pretende efetuar. Neste sentido para que se possa determinar a rugosidade de uma superfície, podem ser usados os princípios mais comuns:

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

a) Princípio de Medição Mecânico: Apalpadores mecânicos que percorrem o total de medição, sendo ampliadas por meio de alavancas, engrenagens, cremalheiras, entre outros chamados de mecanismos finos, que emitem sinais da proporção do deslocamento sofrido por este medidor. Princípio usado por Gustav Schultz, em 1934.

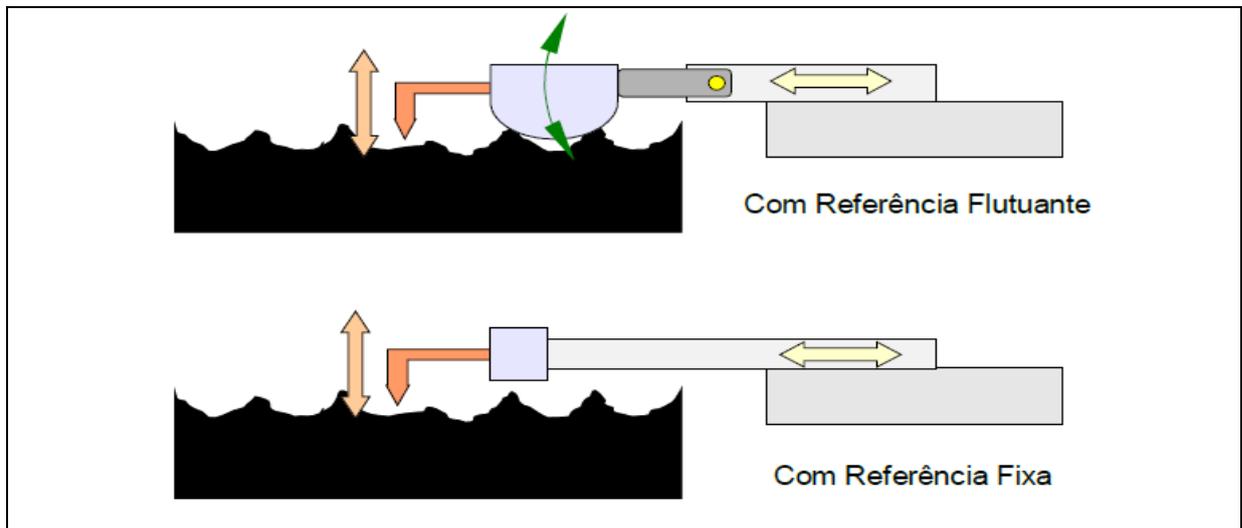


Figura 13 - Princípios de operação de rugosímetros com apalpador mecânico
Fonte: Stoeterau, (2004, p.25) - Apostila EMC 5315

Para Stoeterau, (2004, p.25),

[...] os 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.

Conforme Whitehouse (1994, apud Stoeterau, 2004) a microscopia de varredura é outra variante dos instrumentos com apalpadores, tais como Microscópios de Tunelamento de varredura (*Scanning Tunnelling Microscope – STM*) ou Microscópios de Força Atômica (*Atomic Force Microscope - AFM*). Difere dos apalpadores mecânicos, pois apresentam valores de densidade de carga, força, entre outros, e não a geometria das superfícies. Devido as interferências de vibrações e efeito do meio, conforme a figura 14.

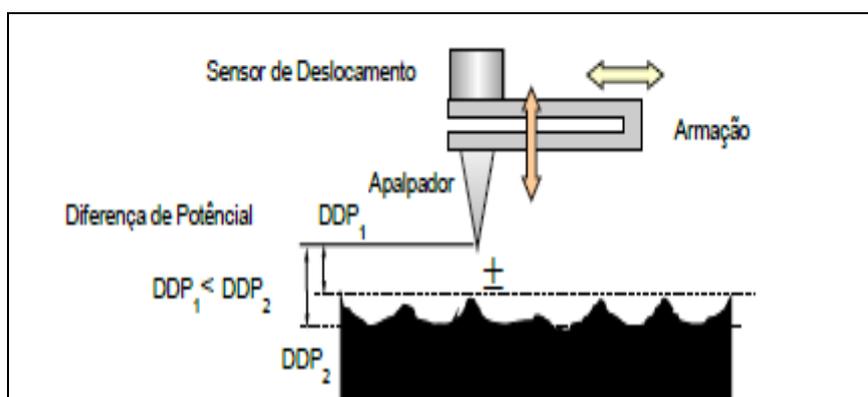


Figura 14 - Princípios de operação dos sistemas de varredura eletrônica.
Fonte: Stoeterau, (2004, p.25) - Apostila EMC 5315

b) Princípio de Medição Óptica. As deficiências dos métodos de avaliação dos apalpadores mecânicos podem ser solucionadas com esse princípio. Por ter o diâmetro focal em torno de 1mm, sua técnica de medição sem contato, conseguem obter os parâmetros de rugosidade com a aplicação de filtros (FFT) e levantamento de curva de sustentação em 2-D ou 3-D.

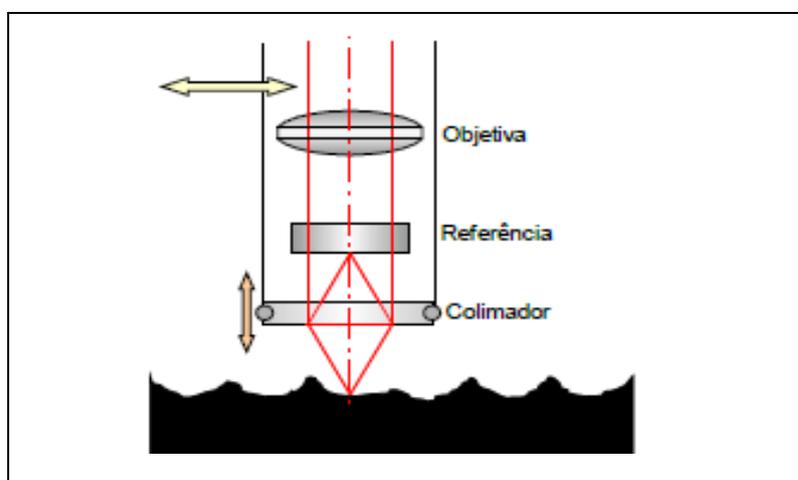


Figura 15 -. Princípio de operação de um rugosímetro óptico
Fonte: Stoeterau, (2004, p.26) - Apostila EMC 5315

c) Princípio de Medição Elétrica: Segue diversos princípios de medição. Dessa forma um desses princípios é a variação da resistência ôhmica, é usado para medir deformações com extensômetros, outro princípio é a medição indutiva, usado para medir comprimentos ou deslocamentos, utilizado apenas como sensores de proximidade.

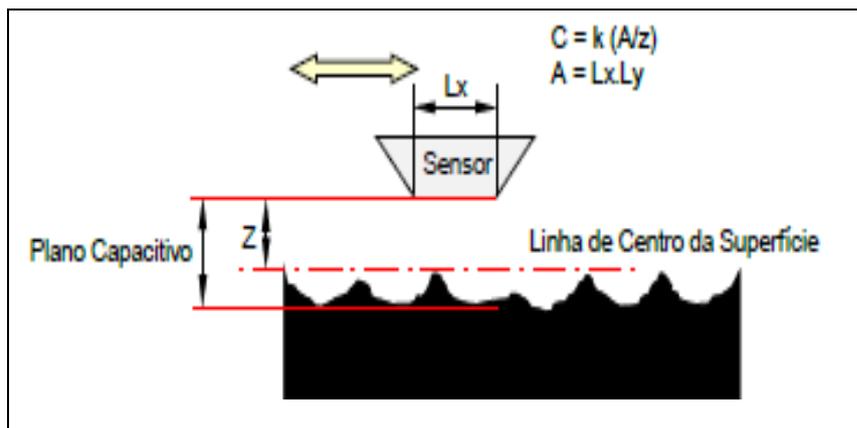


Figura 16 -. Princípio de operação de rugosímetros elétricos capacitivos
Fonte: Stoeterau, (2004, p.26) - Apostila EMC 5315

d) Princípio de Medição Pneumática: é baseada no princípio que depende do fluxo de ar e também no princípio da queda de pressão, ou seja, a variação na fenda de medição é dada pelo movimento relativo entre a superfície da peça, ou de orifícios existentes.

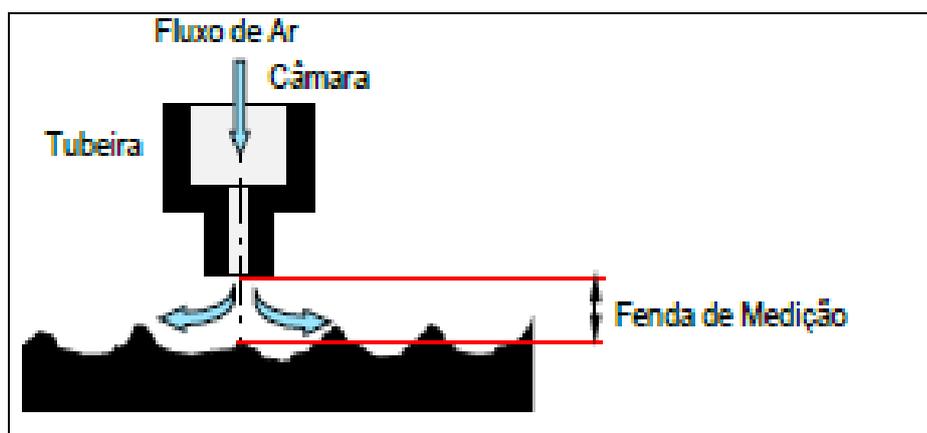


Figura 17 -. Princípios de operação de rugosímetros pneumático
Fonte: Stoeterau, (2004, p.26) - Apostila EMC 5315

Um método é muito usado devido ao seu grau de automatização que permite a verificação de variações dimensionais e qualidade superficial de furos na indústria, (STOETERAU, 2004)

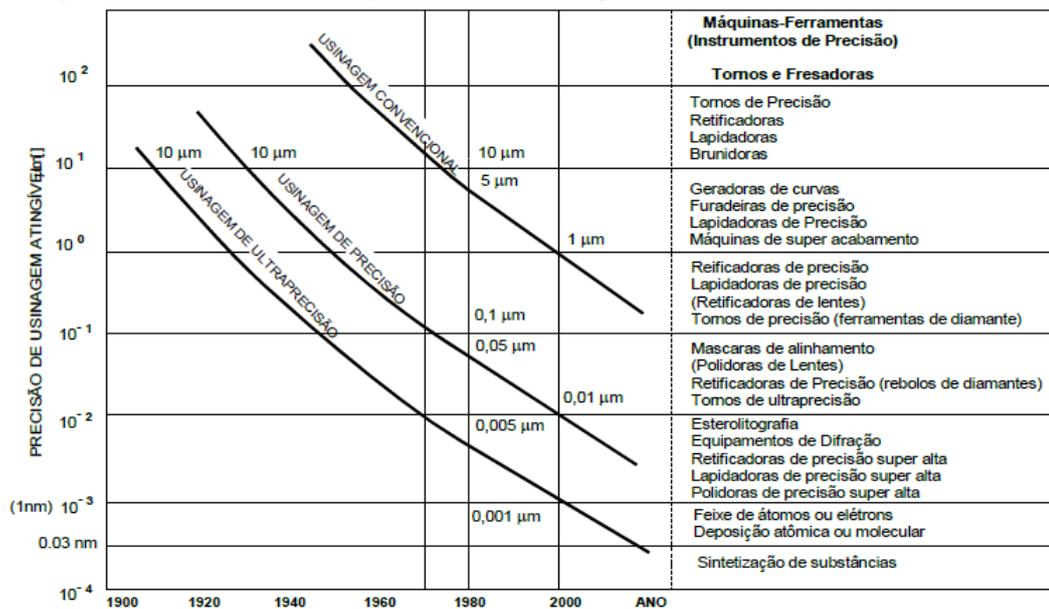


Tabela 6 - Evolução da precisão na usinagem e inspeção no século XX (Tanigushi, 1994)

Fonte: Tanigushi, (1994) - Apostila EMC 5315(2004, p.29)

3 ATRITO

3.1 Introdução

Nos projetos de engenharia, são comuns o movimento relativo entre superfícies planas de contato, com as quais os engenheiros se deparam com mais frequência ao longo do desenvolvimento. Os problemas de atrito são um dos mais principais obstáculos para que obtenha o bom funcionamento desses dispositivos (STACHOWIAK, 2001).

Devido a problemas de alinhamento relativo das superfícies, os testes dos efeitos do atrito entre duas superfícies planas são difíceis, porém, se duas superfícies planas de interface são perfeitas, o equipamento de plano inclinado é geralmente usado.

Atrito é uma das principais causas de desgaste e dissipação da energia e o estudo das conseqüências deste fenômeno, envolve diversos ramos da ciência. Tanto nas mais avançadas aplicações tecnológicas tais como a indústria automobilística, aeroespacial, entre outros, os engenheiros buscam compreender quais os mecanismos responsáveis pelo atrito e de que forma este fenômeno pode afetar o funcionamento do sistema, aumentando a sua eficiência, como também a redução de custos(HUTCHINGS, 2001).

Como conceitua Bhushan (2001), “atrito é a resistência ao movimento durante deslizamento ou rolagem quando um corpo sólido move tangencialmente ao outro com o qual está em contato.”

Neste contexto, Levinson (1968, p. 109) nos diz que “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.

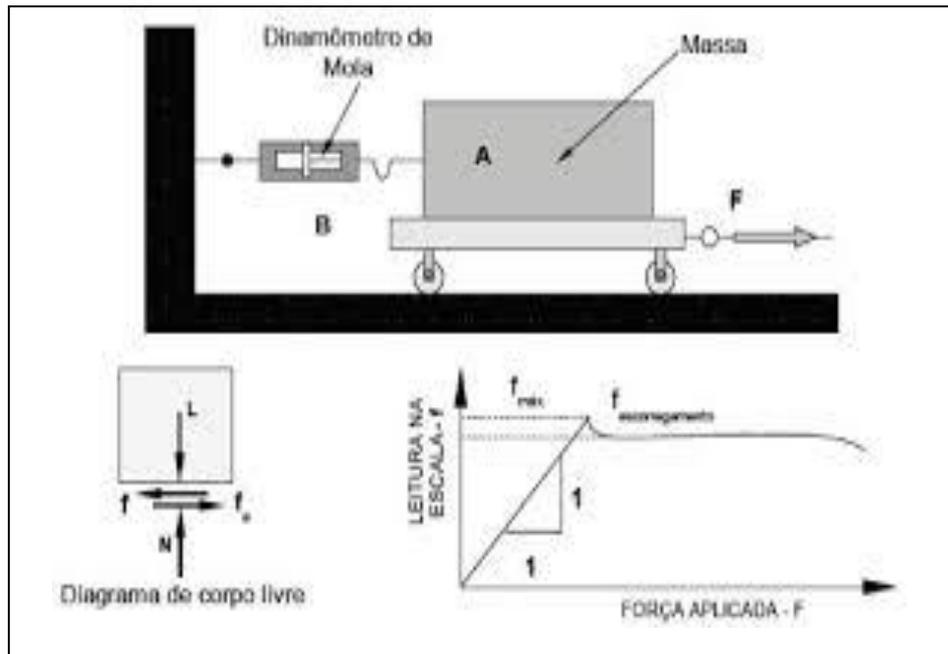


Figura 18 - Experimento para determinação da força de atrito
 Fonte: Stoeterau, (2004, p.30) - Apostila EMC 5315

O gráfico da figura 18 demonstra a força normal, chamada de coeficiente de atrito estático. Na relação entre as forças f e F , é extraído a relação entre a máxima força de atrito que age na interface das duas superfícies. Assim, ao aplicar-se uma força F no corpo B, a f aumentará proporcionalmente, ocorrendo um escorregamento. Essas leituras podem ser observadas no dinamômetro de Mola (dispositivo que pode ser utilizado para medir a força).

Conforme Levinson (1968, p.110) "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".

$$\mu e = \frac{f \max}{N}$$

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

$$\mu d = \frac{f \text{ esc}}{N}$$

Conhecidas desde outrora, ainda hoje, essas relações são aceitas e usadas para muitos desígnios. Dessa forma, a força normal N ou a velocidade ao tornarem-se demasiadas grandes, haverá falhas devido ao calor gerado, entre ambas, pois mesmo sendo constante, o coeficiente de atrito seco apresenta sensibilidade e pode ser influenciado por diversos fatores.

O atrito de escorregamento ocorre quando se estabelece o movimento relativo entre duas superfícies que estejam em contato - 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 (STOETERAU, 2004)

Nas situações onde o contato elástico é predominante, o μ é um conceito muito útil, porém, quando se tem o processo de deformação, seu valor é delimitado.

3.2 Atrito no Nível Molecular

O atrito no nível moléculas ocorre no corpo sólido, líquido ou gasoso, apesar de utilizados em fluidos; os termos viscosidade ou atrito viscoso.

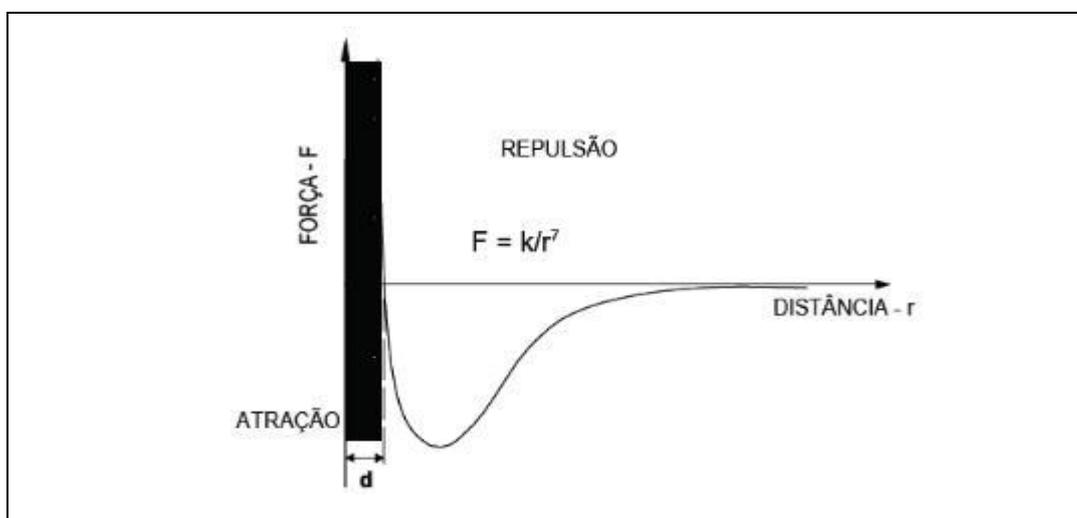


Figura 19 - Força entre dois átomos em função de suas distâncias de separação
Fonte: Stoeterau, (2004, p.31) - Apostila EMC 5315

“A origem do atrito se dá na força de atração e repulsão entre átomos e moléculas, isso foi comprovado na última análise feita” (STOETERAU, 2004, p.31)

Ex:

$$F = \frac{k}{r^7}$$

A força entre dois átomos, nada mais é que a força **F**, expressa em função da distância **r** entre ambos; a constante é o **k** que depende das moléculas (STOETERAU, 2004).

Esta equação é apenas para moléculas apolares. Neste sentido, as cargas elétricas devem estar com balanceamento perfeito, assim verifica-se que os átomos estão sempre ligados e o porquê de se formar essas moléculas.

Temos na engenharia mecânica de atração molecular, a montagem de blocos padrão para metrologia, um dos mais simples. Nestes blocos, a exatidão geométrica é de alta qualidade superficial, devido às lapidações que sofrem frequentemente. Assim, quando um bloco padrão escorregar sobre outro, a adesão destes elementos se dará através da atração entre átomos, isso por terem suas superfícies planas perfeitas (FEYNMANN, 1977).

3.3 Conceito de Área de Contato Real

Entre duas superfícies em contato, apenas algumas regiões na sua superfície estarão em contato, onde as demais estarão afastadas. Para que possamos entender como e quais os átomos que interagem com força, sua correspondência com a outra superfície, como também se dá a ocorrência nos contatos atômicos, usamos a ordem de Angstroms (10⁻¹⁰ m), nas distâncias muito pequenas.

Esta ordem representa o tamanho médio dos átomos, e dá possibilidades de verificação, em todas as interações que ocorrem nestas regiões - junções -, e a soma destas áreas se constituirá na área real de contato- A_r . A área de interferência 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 .

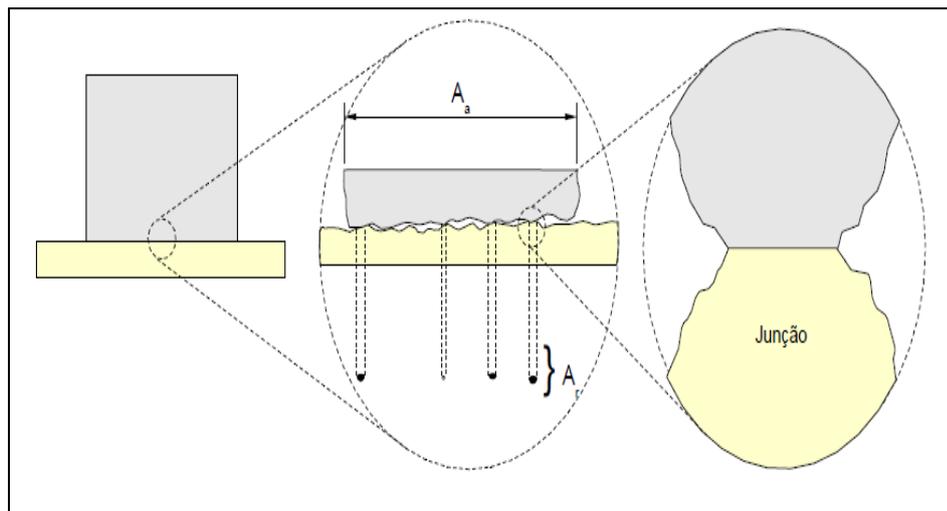


Figura 20- Vista esquemática de uma interface entre duas superfícies
 Fonte: Stoeterau, (2004, p.32) - Apostila EMC 5315

3.4 Leis Quantitativas do Atrito

Como já citado nos parágrafos anteriores deste capítulo, e de acordo com Stoeterau, (2004, p.32) “o coeficiente de atrito 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.”

E podem ser descritas como:

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

As duas primeiras leis nos remetem ao passado- Leonardo Da Vinci (1452-1519) e Guillaume Amontons (1699) -, como também nos dá a entender que o atrito é essencialmente como um contato elástico. Na terceira lei, Coulomb (1781), notou que a força de manter um corpo em movimento era menor do que aquela necessária para iniciá-lo, e acabou por distinguir o atrito estático do dinâmico, que ocorre quando dois corpos em contato se põem em movimento relativo entre eles.

3.5 Teorias de Atrito

A teoria de atrito é dirigida pelas antigas leis de Amontons e segundo Amontons e Coulomb, determinam que “a principal contribuição a força de atrito

surge da interação mecânica entre as deformações elásticas e rígidas das asperezas, esta considerações deram origem ao Modelo de Coulomb para atrito de escorregamento.” (STOETERAU, 2004, p.33)

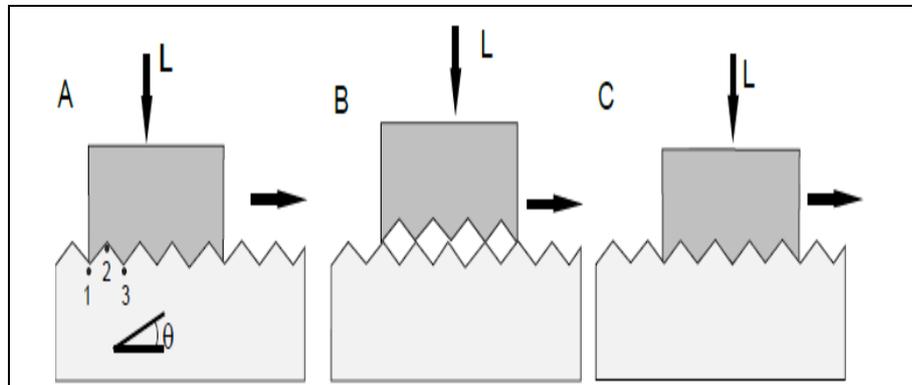


Figura 21 - Diagrama esquemático ilustrando o modelo de Coulomb para atrito.
Fonte: Stoeterau, (2004, p.33) - Apostila EMC 5315

A figura 21, mostra que representado sob a forma dentes de serra, a ação dos picos das asperezas forçam as superfícies. Nota-se, que nesse modelo simplificado, durante o escorregamento o ponto A, para B, acabam sendo separados.

Dessa forma, o modelo de Coulomb para atrito, não acontece quando faz o balanço entre os dois pontos de movimento.

Segundo Stoeterau; ao tomar os pontos 1 e 3 como variação de posição de um corpo, a energia total do processo (E_t) equivale a variação da energia cinética (E_c) menos a energia espalhada pelo atrito (E_a), ou seja,

a energia dissipada pelo atrito (E_a) equivale a variação da energia potencial (E_p) necessária para subir a aspereza 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 (STOETERAU, 2004, p.33)

Desta forma temos:

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

Resultando em:

$$E_{t1,3} = \Delta E_c - 0$$

Neste contexto, o que se pode notar é que não corresponde a realidade, pois a equação $E_t = \Delta E_c - E_a$, só tem validade se o atrito for desprezado.

3.5.1 Teoria da Adesão

Em termos de energia da superfície, o conceito de adesão, é definido como,

energia da interface e trabalho de adesão. É a criação de uma nova superfície a partir da separação de material envolve a quebra de ligações atômicas, cujo número (e provavelmente a força) depende da orientação cristalográfica. Por esse mesmo motivo, a energia de superfície varia também com esta orientação (BUCKLEY, 1981, p.67).

A explicação do fenômeno do atrito se dá por meio da teoria de adesão - uma das mais importantes no processo do atrito-, que tem como origem a formação e ruptura das ligações adesivas interfaciais.

O contato inicial se dá nos picos das asperidades, entre as superfícies de trabalho, formada por uma pequena fração de área aparente de contato. Altas pressões são provocadas, originando assim a deformação plástica e o aumento proporcional da área real de contato.

Essa adesão nos contatos é devido às vias de forças - interatômicas e intermoleculares, onde a ruptura dos contatos dá-se por aumento da força tangencial.

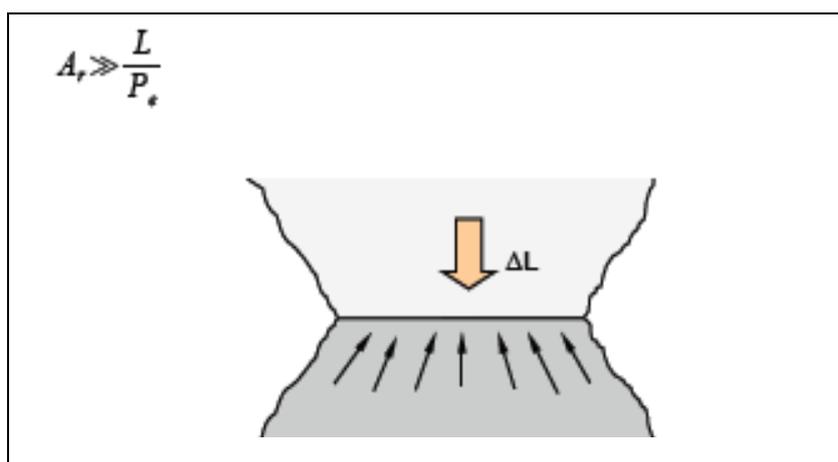


Figura 22 – Forças concorrentes em uma junção unitária
Fonte: Stoeterau, (2004, p.34) - Apostila EMC 5315

Conforme mostra a figura 22, a máxima tensão de compressão que essa região de material suporta sem ocorrer o escoamento plástico é denominada pressão de escoamento P_e . Como explica Stoeterau (2004, p. 34) “é a ordem de

três vezes a tensão de escoamento do material em compressão uniaxial (a pressão de escoamento P_e corresponde a dureza dos materiais).”

De acordo com os autores, no estado que se encontra o valor real de contato A_r é dado conforme a seguir:

$$A_r = \frac{L}{P_e}$$

Como podemos ver na equação ($A_r \gg L/P_e$), o que vale é a igualdade, e isso são encontradas na maioria dos casos.

Já no $A_r = L/P_e$, a determinação da area de contato é feito por meio da medição da resistência elétrica de metais em contato, e é formado pela a equação $A_r \gg L/P_e$.

Em superfícies extremamente lisas, onde as asperezas são minúsculas, as deformações plásticas não acontecem. A elasticidade é apenas nos pontos de junção, onde A_r é maior. Assim, a equação $A_r = L/P_e$, não tem valor.

Um exemplo é caso de superfícies altamente polidas, como as encontradas em mancais de rolamento, e Stoeterau (2004, p 34) nos diz que “a A_R e dada pela equação Hertz para deformação elástica: assumindo o coeficiente de Poisson (ν) para ambas as superfícies como sendo 0,3.” O mesmo acontece se o contato for com o polímero ou elastômero.

$$A_r = 2,9 \frac{L_r (E_1 + E_2)^{2/3}}{E_1 + E_2}$$

Neste sentido, a equação $A_r \gg L/P_e$ também não tem valor, as forças tangenciais as forças normais, agem juntas, existindo em todas as situações de escorregamento.

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 (STOETERAU, 2004, p 34).

Segundo Stoeterau (2004), na situação típica, a área inicial de contato pode atingir até três vezes o valor anterior à aplicação da força tangencial, antes mesmo do escorregamento conforme mostra a Figura 23

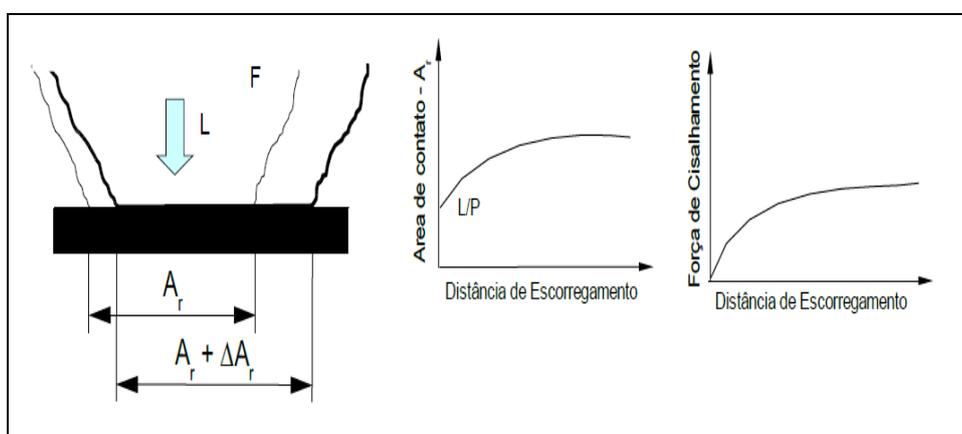


Figura 23 – Variação da Área real com a força tangencial
Fonte: Rabinowicz, (1995)

A área de contato real e aparente (A_r/A_a) depende do estado da superfície, do rigor geométrico das peças e da carga atuante L sobre as superfícies. A seguir, apresenta-se na tabela 7, os valores típicos para a relação A_r/A_a e na figura 24, a Visão gráfica entre da relação geométrica entre A_r/A_a .

Carga (Kgf)	$A_a(\text{cm}^2)$	$A_r(\text{cm}^2)$	$1/K$
500	21	0,05	0,0025
100	21	0,01	0,0005
5	21	0,0005	0,000025
2	21	0,0002	0,00001

Tabela 7– Valores típicos para a relação A_r/A_a (Bowden)
Fonte: Stoeterau, (2004, p.34) - Apostila EMC 5315

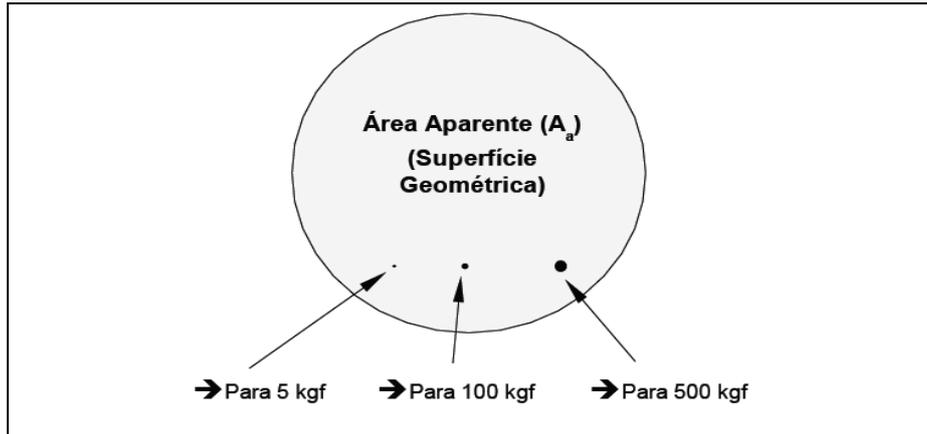


Figura 24 – Visão gráfica entre da relação geométrica entre A_r/A_a
 Fonte: Stoeterau, (2004, p.34) - Apostila EMC 53

A figura 24 apresenta a relação geométrica da reação entre a Área Real e Área Aparente (A_r/A_a) para diferentes carregamentos aplicados sobre o corpo (STOETERAU, 2004).

3.5.1.1 Teoria da Adesão Simplificada

A Teoria da Adesão Simplificada, de Bowden e Tabor (1964), foi elaborada utilizando-se do caráter elástico e plástico nos pontos de contatos. Segundo Stoeterau (2004, p. 34), Bowden e Tabor consideram que,

quando superfícies metálicas são postas em contato, as junções ocorrem somente nos picos das asperezas 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 qual a área real de contato seja o suficiente para suportar a carga

Exemplo:

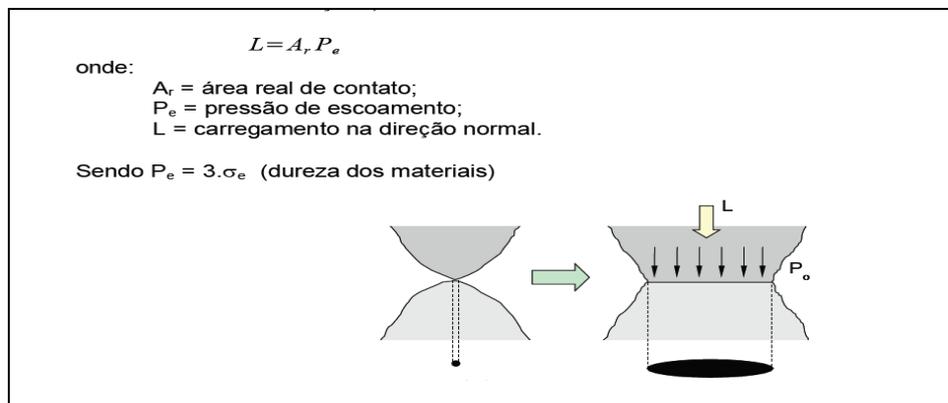


Figura 25 – Contato em um pico de aspereza superficial
 Fonte: Stoeterau, (2004, p.34) - Apostila EMC 53

Conforme figura 25, Bowden e Tabor consideram que ocorre forte adesão nas regiões de contato íntimo e metais, onde as junções sofrem uma soldagem a frio.

“[...] se τ_e é a tensão cisalhante necessária para causar o escoamento e a fratura final, e F é a força de atrito” Stoeterau (2004, p. 34), dessa forma temos:

$F = A_r \tau_e$

$F = L \frac{\tau_e}{P_e}$

Portanto:

$\mu = \frac{F}{L}$

$\mu = \frac{\tau_e}{P_e}$

Essa teoria simplificada explica como se dá as duas primeiras leis do atrito. E τ_e/P_e é razoavelmente constante para diversos pares metálicos. Para Stoeterau (2004, p. 37) a justificativa é, porque o coeficiente de atrito varia pouco para uma ampla gama de metais, enquanto suas propriedades mecânicas, como por exemplo, durezas variam em inúmeras ordens de grandeza, pois no caso de dois metais de alta dureza sujeitos a movimento relativo, P_e é elevado, A_r é pequena τ_e é elevado. Para metais moles, tanto P_e quanto τ_e são baixos, e A_r é grande.

Dessa forma, ao colocar um filme de metal mole em cima da base de metal dura, pode-se baixar o coeficiente de atrito. O substrato, com a pressão de escoamento P_e , faz com que seja suportada a carga. Porém, “o cisalhamento ocorre na camada superficial do material mole e deve-se usar a tensão de escoamento ao cisalhamento do material mole” (STOETERAU, 2004, p. 37), com:

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

3.5.1.2 Discussão Sobre a Teoria da Adesão Simplificada

Conforme já citado, com a adesão, as junções sofrem uma soldagem a frio (escoamento) durante o atrito de metais. De acordo Stoeterau, (2004), superfícies de metais limpas em alto vácuo: adesões fortes, com elevado coeficiente de atrito;

metais atritando em condições atmosféricas normais: a adesão e a transferência (ou arranque) de fragmentos metálicos.

Stoeterau, (2004, p. 37) explica que,

na maioria dos metais o τ_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 μ .

A teoria da Adesão Simplificada foi criticada, onde se provou que o atrito existe com total quebra de fragmentos. Neste sentido, Bowden e Tabor, repensou e encontrou através dos fônons² uma explicação aceitável. Dessa forma, desenvolveu na mesma teoria 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 contaminates" (STOETERAU, 2004, p. 38)

A área real de contato deve ser maior do que indica a teoria simplificada, ou seja, (A_r) é definida pela carga nominal L , e a pressão de contato (P_e) leva ao escoamento do metal mais mole.

Para o contato estático, estas considerações são verdadeiras, mas no caso do atrito, ao aplicar a força tangencial, "o escoamento deve ocorrer pela ação combinada de tensões normais e de cisalhamento" (STOETERAU, 2004, p.37).

Dessa forma, deve-se considerar a situação das duas dimensões da tensão, e encarregar-se para que aconteça escoamento quando a máxima tensão cisalhante - determinada pelo círculo de Mohr, onde a máxima tensão é o raio r do círculo;- atingir um valor crítico.

² Fônon, na física da matéria condensada, é uma quase-partícula que designa um quantum de vibração em um retículo cristalino rígido.

Exemplo:

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

O r atinge o valor crítico da tensão de cisalhamento (τ_c), e ocorrendo o escoamento. Dessa forma, o escorregamento depende da ação combinada das tensões e não só de L .

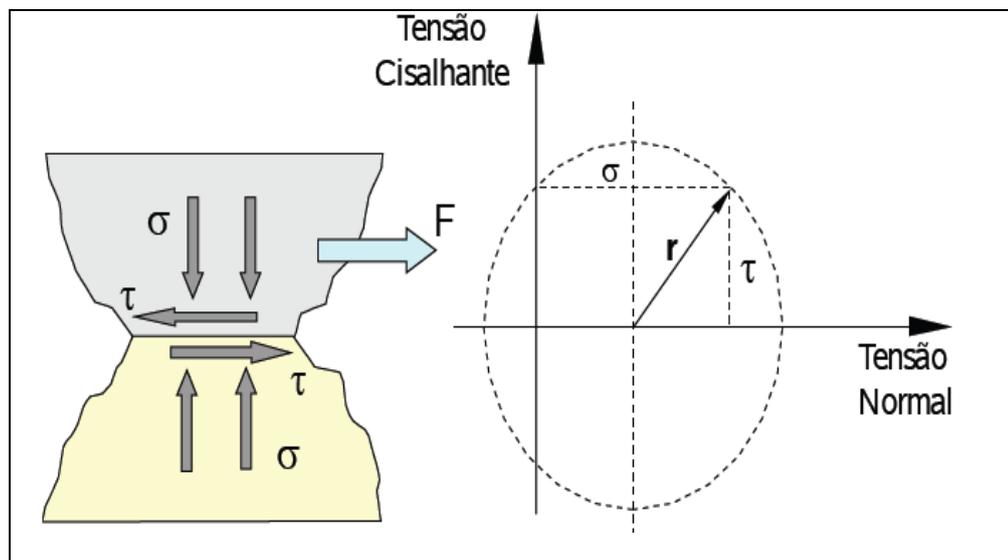


Figura 26 - Representação do círculo de Mohr para uma junção idealizada
Fonte: Stoeterau, (2004, p.38) - Apostila EMC 5315

Utiliza-se, o círculo Mohr para verificar “a máxima tensão cisalhante para uma junção idealizada, bi-direcional, submetida a tensões normais e tangenciais” (STOETERAU, 2004, p.38).

Ao considerar 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 teremos um único pico de aspereza sob a ação de uma carga normal L . Essa área se dará por Ar e $L/Ar = Pe$.

O escoamento ocorre da junção pela sobreposição das tensões tangenciais às tensões normais, ou seja:

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 obedecem a relação anterior, mostrada para a condição bi-dimensional. (STOETERAU, 2004, p.38).

Ainda, não se conhece a solução exata para o caso do tri-dimensional, podendo ser calculada por $k^2 = P^2 + \alpha T^2$, podendo ser substituída por $Ar = L/P_e$, $F = Ar T_e$, em $k^2 = P^2 + \alpha T^2$, vamos obter:

$$K^2 - \frac{(L)^2}{A_r} + \alpha \frac{(F)^2}{A_r}$$

Na $\tau = 0$, a pressão na junção deve ser Pe , $k^2 = P_e^2$, ou seja, $P_e^2 = P^2 + \alpha \tau^2$

O F aumenta até atingir valores elevados, onde continuara o crescimento da junção até que L/A possa ser considerada pequena em comparação a F/Ar , o que leva a:

$$P_e^2 \gg \alpha \tau^2$$

Nesta situação, τ o deve aproximar-se ou ser igual à tensão cisalhante limite τ_e , onde teremos:

$$P_e^2 \gg \alpha \tau_e^2$$

$$\alpha \gg \frac{P_e^2}{\tau_e^2}$$

Obtêm-se:

$$P_2 \approx 5. \tau_2 \text{ tem-se } \alpha \approx 25.$$

Porém, segundo Stoeterau, (2004, p. 39), levantamentos experimentais indicam que α apresenta um valor inferior a 25 ($\alpha < 25$), e Bowden e Tabor (1964) assumiram o valor de $\alpha = 9$, o que implica em $Pe = 3 * \tau_e$. Posteriormente será

verificado que o valor exato de α não afeta grandemente o crescimento da junção que ocorre na maioria dos casos práticos.

3.5.1.4 Críticas à Teoria da Adesão

A teoria da adesão até no momento, não apresentou suporte para inúmeros trabalhos de campo de atrito. Stoeterau em sua obra EMC 5315 apresenta cinco críticas sobre essa teoria:

A teoria divulga que o atrito é independente da rugosidade, o que se opõe ao senso comum e anexperiência. Fato que sendo senso comum ou não rugosidade muito acentuada (grosseiras) apresenta elevado atrito, pois o escorregamento nestas tem que sobre passar 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 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, 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, aderem 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 apresentas 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 σ é de cerca de $3\sigma_y$, tensão plástica de colapso, e a dureza de penetração p é de cerca de $3\sigma_y$. 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 equação $\mu = \tau_e/p^2$ deveria ser igual a σ/p , são na verdade cerca de $0,4$, ou de duas a três vezes maiores do que σ/p . (Stoeterau, 2004, p. 40).

3.5.2 Outras Contribuições à Força de Atrito

Na visão de Stoeterau, (2004), a principal resistência ao movimento surge da necessidade de cortar a força de adesão dos átomos; das superfícies dos materiais em contato. Outros fatores que devem ser considerados sempre acontecer para 90%, ou mais de todas as forças de atrito. Por exemplo: a componente rugosidade surge quando as asperezas das superfícies se acumulam umas sobre as outras.

Conforme Stoeterau, (2004, p. 40) "se a aspereza tem uma inclinação q , uma contribuição ao coeficiente de atrito será produzida em função da tangente de q ."

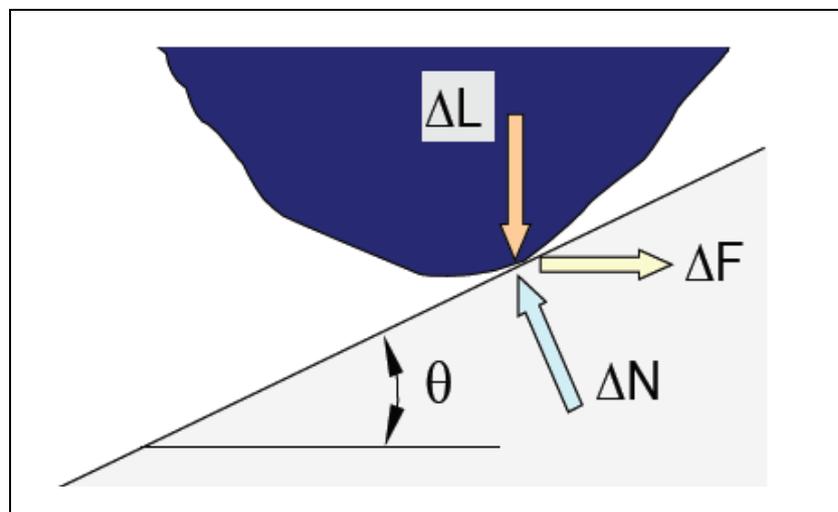


Figura 27 - Diagrama e corpo livre para uma aspereza em uma superfície inclinada
Fonte: Stoeterau, (2004, p.41) - Apostila EMC 5315

A figura 27 mostra uma aspereza deslizando para cima em uma superfície inclinada. Logo, temos uma componente negativa de atrito, onde q pode aceitar tanto, valores negativos como positivos.

$$\Delta F = \Delta N \operatorname{sen} \theta$$

$$\Delta L = \Delta N \operatorname{cos} \theta$$

$$F_r = \frac{\Delta F}{\Delta N} = \operatorname{Tan} \theta$$

Temos o componente F_r igual à tangente de θ , uma consequência da aspereza.

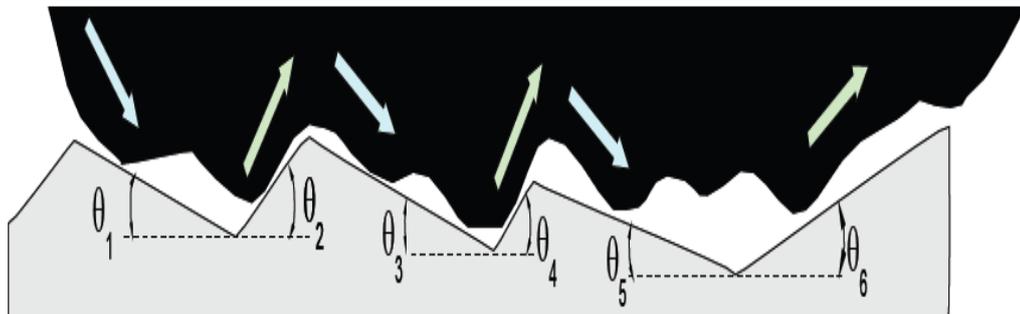


Figura 28 - Vista esquemática do escorregamento entre duas superfícies ásperas
Fonte: Stoeterau, (2004, p.41) - Apostila EMC 5315

Na figura 28, vimos na região apresentada ângulos θ tanto positivos quanto negativos e, quando somados os contatos, a elevação do atrito devido a rugosidade é cancelada, permanecendo a rugosidade, que contribui com cerca de 0,05% de todo o coeficiente de atrito. Dessa forma, representando uma força flutuante superposta as componentes principais da adesão na força de atrito (STOETERAU, 2004).

Já a componente de arranque de material, ao deslizar sobre uma superfície mole, fica cravada devido às asperezas afiadas. Assim, é produzida a energia de deformação, representada pelo arranhão.

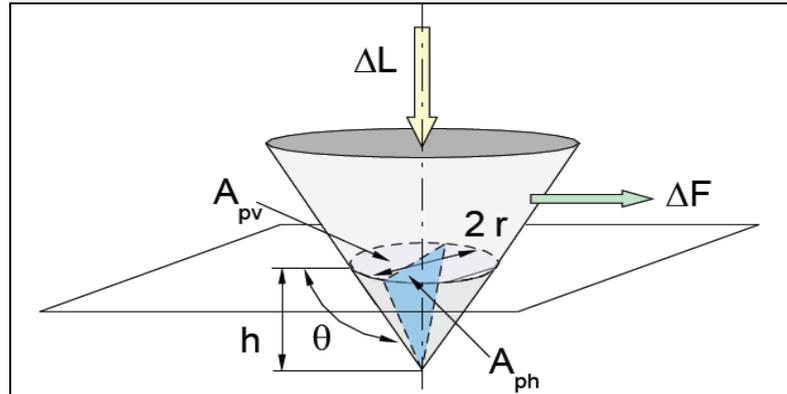


Figura 29 - Vista esquemática de um cone pressionado contra uma superfície plana
 Fonte: Stoeterau, (2004, p.41) - Apostila EMC 5315

Como podemos observar o cone quando é pressionado para dentro da superfície, sofre o deslocamento, assim, temos a resistência ao movimento - composta pela resistência ao cisalhamento e a resistência de remoção do cone encravado. (HALLING, 1983; RABINOWICZ, 1995).

$$F = A_{pv} \tau_e + A_{ph} \gamma_e$$

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

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

Segundo Stoeterau, (2004, p.43), “as duas forças resistentes são obtidas a partir das áreas projetadas - verticais e horizontais”. Assim,

$$A_{pv} = \pi r^2$$

$$A_{ph} = r^2 \tan \theta$$

Dessa forma temos: $F = \pi r^2 \tau_e + r^2 \gamma_e \tan \theta$

Como explica Stoeterau, o ângulo θ é grande, e A_{ph}/A_{pv} é muito pequeno na maioria das superfícies metálicas.

o termo de remoção pode ser desprezado quando comparado com o termo de adesão. Em superfícies muito rugosas, onde θ é grande, o termo de remoção pode ser comparado com o termo de adesão. Para superfícies

realmente ásperas, 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. (STOETERAU, 2004, p.43).

O ângulo α é grande, e A_{ph}/A_{pv} é muito pequeno na maioria das superfícies metálicas, portanto o termo de remoção pode ser desprezado quando comparado com o termo de adesão.

Em superfícies muito rugosas, onde θ é grande, o termo de remoção pode ser comparado com o termo de adesão. Para superfícies realmente ásperas, tais como lixas, $\tan \theta$ pode ser de até 0,2 ou mesmo maiores. Em geral o termo de arranque é cerca de 0,05 ou menor, e o termo de arranque pode ser desprezado (STOETERAU, 2004, p.43).

Em relação aos componentes elétricas, sabe-se que cargas elétricas encontram-se nas superfícies das junções quando materiais diferentes são postos em contato. Neste sentido, é necessário as retiradas das cargas elétricas instaladas nas junções, diminuindo a força de atrito. Em comparação aos outros efeitos, este é o menor.

3.6 Atrito em Metais

O atrito em metais é o contato metálico com o escorregamento, provocado pela presença de substâncias lubrificantes como óleos, graxas, ou filmes sólidos lubrificantes. Pode-se se dizer que é uma falha de fornecimento do lubrificante, por acidente, por aquecimento, ou até mesmo pela impossibilidade do fornecimento do mesmo, fazendo com que os metais entre em contato de forma extremamente seca (STOETERAU, 2004).

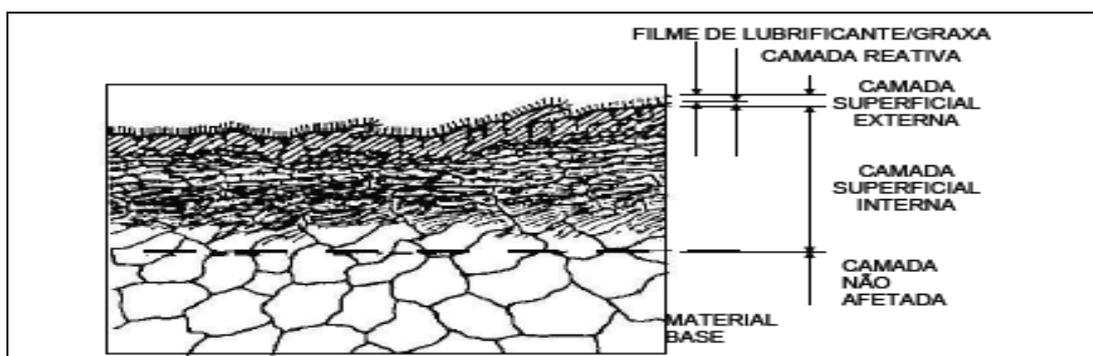


Figura 30– Ilustração esquemática de filmes em uma superfície metálica
Fonte: Stoeterau, (2004, p.49) - Apostila EMC 5315

3.7 Atrito em Não Metais

O atrito em não metais apresenta um coeficiente de atrito dinâmico, na faixa de velocidade de “0,1 a 100 cm/s 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” (STOETERAU, 2004, p,46), quando há deslizamento de uma superfície contra a outra, mesmo, o lubrificante sendo expulsos do meio das superfícies em contato, os danos são moderados.

Já os metais moles sofrem apenas danos superficiais, mas o desgaste são maiores do que no metal duro; uma vez “submetidos a condições semelhantes de carga e distância percorrida. Não metais, geralmente, tem coeficiente de atrito diminuído, de cerca de 0,1, quando umedecidos” (STOETERAU, 2004, p,46).

Os não metais mesmo seguindo as leis do atrito de escorregamento, existem certas divergências em relação ao seu comportamento médio, como peculiaridades nas propriedades mecânicas. Sendo estes:

Diamante. O diamante é a substância de maior dureza na natureza e apresenta um baixo coeficiente de atrito. O baixo coeficiente resultante do deslocamento relativo entre duas superfícies de diamante, ou mesmo contra a superfície de outros materiais, torna-o de grande interesse como material de manuais 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 obedecem 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) (STOETERAU, 2004, p,46).

Politetrafluoretileno – PTFE (teflon). Este plástico é conhecido por sua elevada inércia química devido a forte ligação carbono-fluor em sua estrutura. Além disso, verifica-se que eletem energia superficial muito baixa. Conseqüentemente, o teflon tem um toque escorregadio 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) (STOETERAU, 2004, p,46).

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 têm 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 distancia relativamente grandes, mantendo-se unidas por forças residuais fracas [...] (STOETERAU, 2004, p,46).

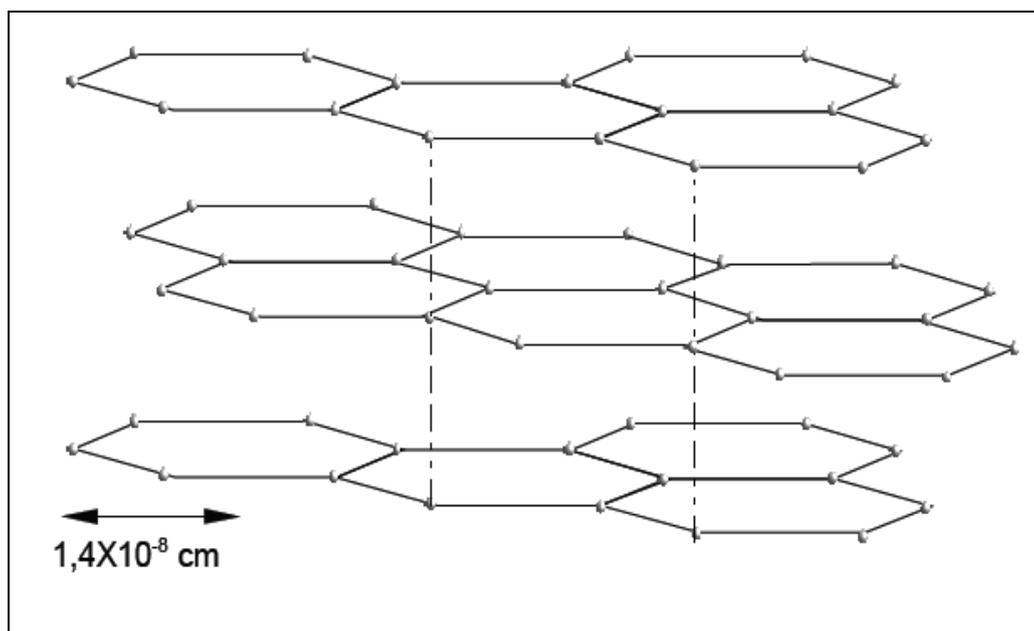


Figura 31– Estrutura atômica do grafite
Fonte: Stoeterau, (2004, p.49) - Apostila EMC 5315

De acordo com a figura 31, a distância entre os átomos dentro da camada de uma forma cristalina de carbono é $1,4 \cdot 10^{-8}$ cm, enquanto que entre camadas é de ordem de $3,4 \cdot 10^{-8}$ cm.

Para Stoeterau, (2004, p, 46),

em conseqüência, enquanto as forças atrativas no interior das camadas são grandes, as forças que mantêm as camadas são muito mais fracas. 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. Isto garante as propriedades favoráveis de atrito dos materiais com estrutura cristalina em camadas

Dessa forma, o grafite e demais materiais com estruturas em camadas, são considerados com o coeficiente de baixo atrito (0,1); e se o deslizamento ocorrer em

uma face, junto à direção das camadas, o valor é bem mais alto (0,3), se conectado a elas.

Já um bloco multicristalino de grafite, ou outro material igual, em camadas, desliza em diferentes matérias, como a superfície metálica, pode-se verificar que as placas, que estão junto a estrutura de camadas, são colocadas em cima de um outro tipo de material, em forma de lâminas retas.



Figura 32 – Superfície metálica com cristais de grafite
Fonte: Stoeterau, (2004, p.49) - Apostila EMC 5315

Somente com a presença de um material ou mistura orgânica volátil, é que aparecerá o baixo atrito, como também e baixo volume de desgaste. Apesar de ainda não compreendida, auxilia na separação das camadas.

Já nos casos como do dissulfeto de molibdênio, para garantir o processo de baixo atrito, não há a necessidade de material auxiliar, pois o enxofre no grafite já faz essa função, pela mistura ou vapor orgânico.

Exemplo dado por Stoeterau,

Gelo - normalmente tem um coeficiente de atrito muito baixo (0,1 ou menos). Isto acontece porque se encontra, 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. (STOETERAU, 2004, p, 48)

Borracha – suas propriedades são incomuns porque, por ser tão mole, a curva de atrito em função da velocidade apresenta um máximo para valores da ordem de 25cm/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) (STOETERAU, 2004, p, 48)

3.8 Leis do Atrito de Rolamento

Cada um dos mecanismos do atrito de escorregamento tem suas leis próprias, que diferem uma das outras; e o coeficiente de atrito necessita da componente da força de atrito, importante para o sistema particular em consideração. Exemplo de algumas considerações feitas por Stoeterau, (2004, p. 51),

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 muito pequena da carga aplicada e é causada por diversos fatores

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

3.8.1 Temperatura na Superfície de Escorregamento

A natureza dos materiais em contato, não é representada pelo coeficiente de atrito, porém, mas representa todo o sistema complexo que inclui temperatura das superfícies, pressão e, quando estudamos o atrito cinético, velocidade relativa de escorregamento. Observa-se que o contato não se dá em toda área aparente, porém em algumas junções isoladas. Por ser pequenas, recebem valores substanciais, pois, sua temperatura é bem mais elevada do que as regiões superficiais vizinhas. Denominada de “temperatura momentânea” (*flash temperature*), com o deslizamento, as junções são rompidas e refeitas continuamente, onde os “pontos quentes” na superfície se deslocam.

Para Stoeterau, (2004, p, 51),

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.

Definir a temperatura de uma superfície, não é fácil, pois o calor gerado no atrito pode variar bastante em diferentes pontos da superfície. Porém, ao assumir simplificações conforme orientações de Stoeterau, (2004), utilizando-se de modelos simplificado, pode-se prever a ordem de grandeza da temperatura que se atingiu com o escoamento. Dessa forma, mostrar quais as variáveis do sistema que estão influenciando na temperatura superficial.

O caso uniaxial,³ é o primeiro a ser considerado neste caso, pois, é representado pelo escoamento entre dois tubos que giram em contato, um contra o outro (STOETERAU, 2004).

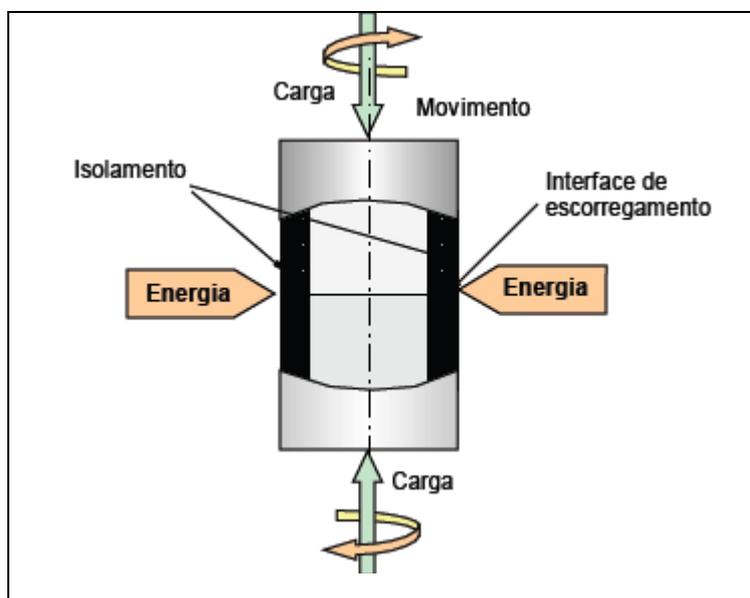


Figura 33 – Rotação de cilindros em contato
Fonte: Stoeterau, (2004, p.52) - Apostila EMC 5315

³ Que se refere ou tem um só eixo (articulação uniaxial)

Ao assumir que o atrito é uniforme na área de contato e, que a dissipação de calor do sistema é por condução através dos cilindros, é única, podemos afirmar que:

$$\theta_m = \frac{(1,35 P_e \mu V_e \tau^{1/2})}{[J ((k_1, \rho_1, c_1)^{1/2} (k_2, \rho_2, c_2)^{1/2})]}$$

Onde, θ_{μ} = elevação de temperatura;

P_e = pressão da área de contato;

μ = coeficiente de atrito;

V_e = velocidade do escorregamento;

τ = tempo transcrito após o escorregamento;

J = mecânico do calor equivalente;

K_1, ρ_1, c_1 = 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” (Stoeterau, 2004, p.52). Ex: Sistema de freio.

“As sapatas de freio e o tambor tem espessura infinita e a equação $\mu_r = Fr/L + \tan\theta$ distribui a temperatura na interface, quando considera que a pressão e o atrito são uniformes sobre a área total de contato” (STOETERAU, 2004, p, 52)

Apesar de ser considerações idealizadas, são os fatores importantes, podendo ser modificados para variar a elevação de temperatura superficial do sistema.

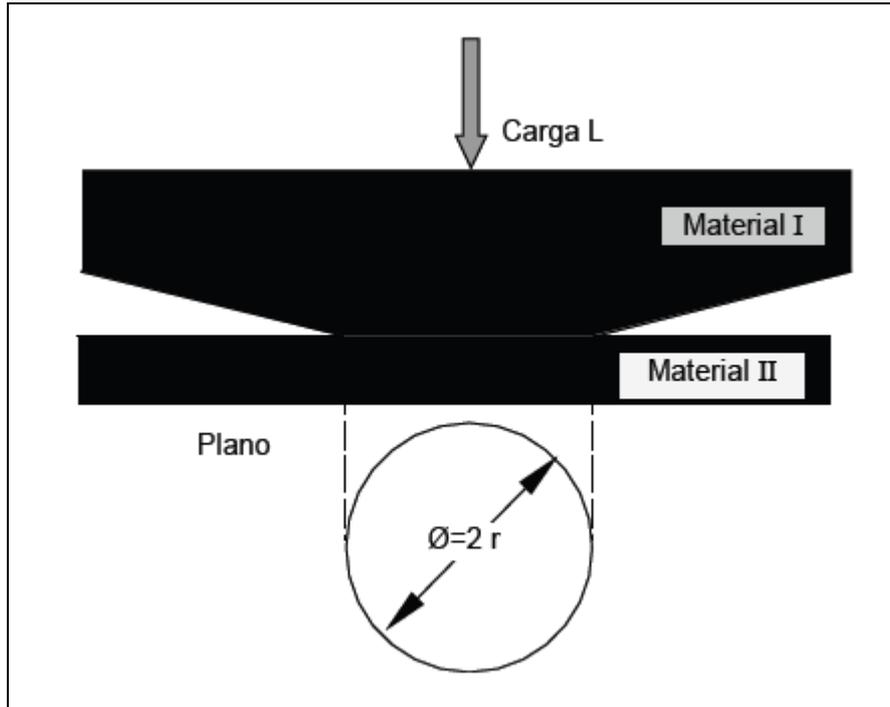


Figura 34- Modelo de Junção adotado
 Fonte: Stoeterau, (2004, p.53) - Apostila EMC 5315

O segundo tipo de sistema analisado - um corpo em contato com outro em uma área limitada-; o movimento está na mesma região do primeiro corpo, neste sentido em contato com diferentes regiões do segundo. É considerado diferente do anterior, pois o primeiro corpo é que recebe a distribuição uniforme de temperatura, já as regiões frias do corpo maior, refrigeram a área limitada.

O sistema é bastante simples, onde o contato é composto por uma junção circular de diâmetro $2r$, em uma superfície plana de outro material, com moderada velocidade.

Já no ponto superior do restante do material, a temperatura média de equilíbrio, é atingida pela interface, na qual Stoeterau (2004, p, 52) diz que “a expressão” pode ser:

$$\theta_m = (\mu L V_e)$$

$$4 J_r (k_1 + k_2)$$

No uso de elevadas velocidades, temos:

$$\theta_m = \frac{(\mu L V_e)}{3,6 J_r (1,1 k_2 + (p_1 c_1 r v k_1))^{1/2}}$$

Devido ao efeito de refrigeração nas regiões muito frias (material II), deve-se usar formulas mais complexa. Neste caso, de acordo com Stoeterau, (2004), nas velocidades altíssimas de deslizamento, podemos usar a expressão:

$$\theta_m = \frac{(\mu L V_e^{1/2})}{3,6 J (p_1 c_1 r_3 k_1)^{1/2}}$$

O L nas expressões é a força normal à superfície de contato na junção, porém, pode-se usar a equação $\theta_m = (\mu L V_e^{1/2} / 3,6 J (p_1 c_1 r_3 k_1)^{1/2})$. Por, ser mais simples, não há margens para grandes erros, apesar da equação, apresentar três dificuldades:

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. (STOETERAU, 2004, p, 53)

Ao se calcular a elevação de temperatura no escorregamento, essas dificuldades podem criar sérios problemas. Para amenizar o problema, Rabinowicz (1995, apud STOETERAU, 2004, p. 53), nos diz que, “a temperatura momentânea em uma superfície em escorregamento é, normalmente, pouco superior à temperatura média das superfícies em contato, como também a temperatura momentânea é, normalmente, a menor temperatura de fusão dos materiais em contato.” Rabinowicz (1995, apud STOETERAU, 2004) usou de uma formula simples para obter uma ordem de grandeza da temperatura real na superfície, conforme a seguir:

$$\theta_m = \frac{V_e}{2}$$

Com θ_m em (°C) e V_e (cm/s), velocidade de escorregamento, pode-se diversificar um fator 2 a 3, pois coincide com os valores medidos com termopares.

Considera-se os parâmetros da equação $\mu_r = (V_e/V_r)\mu_{ed}$, com carga e diâmetro da junção e, segundo Rabinowicz (1995, apud STOETERAU, 2004, p.43) “podem variar bastante de aplicação para aplicação”.

Para Rabinowicz (1995) o raio de uma junção - temperatura média em função da energia superficial dos materiais em contato-; pode ser dada pela expressão:

$$r = 11.000 \frac{\gamma}{H}$$

Ou seja, γ é a energia superficial;

H a dureza do material mais mole.

A área total de contato (A_{tc}) é determinada pela deformação plástica do material mais mole, dessa forma em uma situação de escorregamento, de acordo com Rabinowicz (1995, apud STOETERAU, 2004, p.43), tem-se:

$$A_{tc} = \pi r^2 H$$

Dessa forma, L é a carga em cada junção. Substituindo as equações, $r = 11.000\gamma/H$ e $A_{tc} = \pi r^2 H$, na equação $\theta_m = (\mu L V_e)/3,6 J_r (1,1 k_2 + (p_1 c_1 r v k_1))^{1/2}$, teremos:

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

Conforme pressuposto de Rabinowicz (1995, apud STOETERAU, 2004, p.54), 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. Assim, pode-se considerar como temperatura média momentânea a equação:

- $A_{tc} = \pi r^2 H$, com:
- γ (dinas/cm);
- k (cal/°C.cm.sec);
- v_e (cm/s);
- J em (ergs/cal);
- θ_m em (°C)

A tabela abaixo representa os valores da equação $A_{tc} = \pi r^2 H_e$, conforme Rabinowicz (1995, apud STOETERAU, 2004, p.54), são “fornecidos por unidade de velocidade de escorregamento, considerando superfícies não lubrificadas”

Par de materiais	μ	γ	K_1	K_2	θ/V_e (°C/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
Branquelite em branquelite	0,3	100	0,0015	0,0015	2,2
Bonze 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

Tabela 8- Elevação da temperatura por unidade de velocidade de escorregamento
Fonte: Rabinowicz (1995, apud STOETERAU, 2004, p.55)

De acordo com a tabela 8, nota-se que θ/V_e diversifica o fator que se aproxima igual a 3 em relação ao valor 0,5 °C/cm/s, lógica apresentada na equação $\theta_m = v_e \cdot 2$. Em relação entre temperatura e atrito, Stoeterau, (2004, p.55) distingue dois casos,

o primeiro quando se tem dois corpos escorregando e modificam-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.

Para o segundo caso, temos o escorregamento em altas velocidades, e normalmente seu coeficiente de atrito é baixo, devido τ_e na equação $F = A_r \tau_e$, também ser baixo, ao passo que H é elevado. Já o primeiro caso, a temperatura dos corpos, é modificado por ação externa, e seu coeficiente de atrito é insensível às variações de temperatura, notando-se que isso se dá, somente nas resistências mecânicas

dos corpos em contato, uma vez, que a resistência ao cisalhamento, como também a dureza, sofrem o mesmo grau de temperatura, conforme termos da equação

$$F = A_r \tau_e.$$

3.8.2 *Stick-Slip*

Essas flutuações de velocidade de escorregamento, são consideradas por Stoeterau, (2004, p.55) “um sério problema na maioria dos sistemas práticos de escorregamento”. De acordo com o autor, devemos buscar soluções para eliminar, ou ao menos amenizar as magnitudes das flutuações. São fatores importantes a serem estudados uma vez, que contribuem para a compreensão sobre as características intrínsecas do processo de escorregamento.

“O processo de *stick-slip* é ocasionado por uma inconstância da força de atrito motivada por outras variáveis tais como, distância, tempo e velocidade” (STOETERAU, 2004, p.55).

Stick-Slip Irregular – Deslocamento Controlado

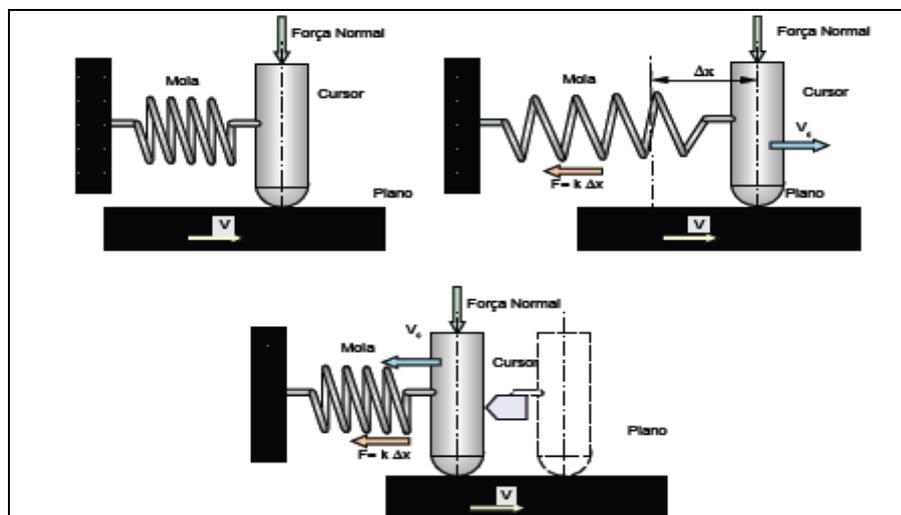


Figura 35- Representação de um sistema de atrito típico
Fonte: Stoeterau, (2004, p.56) - Apostila EMC 5315

Um sistema de atrito típico, é composto do corpo cursor, fixo em um suporte imóvel, por meio de uma mola, e uma placa em movimento com uma velocidade constante V . Sua velocidade é constantemente baixa, para que o cursor não tenha dificuldade em acompanhar o movimento da placa, sendo desnecessário seu amortecimento, conforme mostrado a seguir, na figura 36.

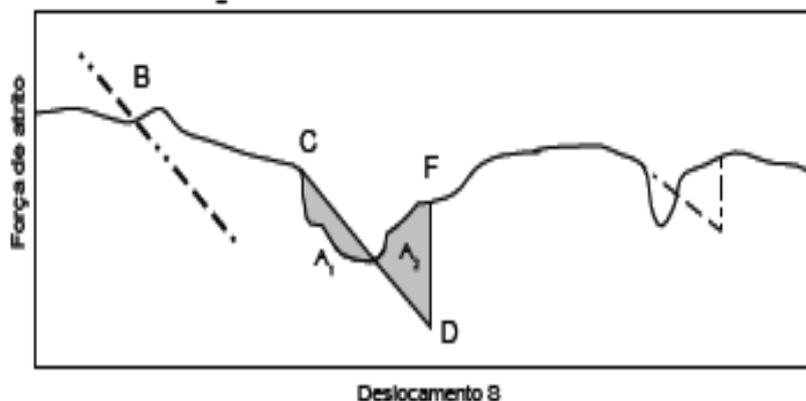


Figura 36 – Gráfico hipotético força-deslocamento
 Fonte: Stoeterau, (2004, p.56) - Apostila EMC 5315

Na figura 36, temos o gráfico hipotético força - deslocamento, e indica no mesmo diagrama a função da mola. Sua linha reta tem a inclinação K , e o ponto representa qualquer posição do cursor. Conforme explica Stoeterau, (2004, p.56),

se o movimento inicia em B, o cursor se deslocará sobre a placa com velocidade constante até que o ponto C é alcançado 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 A2 (força de atrito e deslocamento do cursor) é igual a área A1 (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.

Por ocasionar inconstância da força de atrito, é denominado *stick-slip* irregular, e ocorre devido ao filme lubrificante, ser ou estar parcialmente expulso, nas superfícies metálicas. Dessa forma, o cursor passa através de regiões cobertas pelo filme lubrificante e regiões em que a flutuação não esta presente. O *stick-slip* irregular pode ser evitado, se a mola for ser construída maior que a máxima inclinação do gráfico hipotético força-deslocamento, apresentado na figura 36.

Stick-Slip Regular – Controlado pelo Tempo

Para que possa ser controlado pelo tempo, usa-se a forma clássica do *stick-slip*, neste sentido, o coeficiente estático deve ser maior que o coeficiente dinâmico, como exemplo tem-se a figura 37.

Conforme teorias de vários autores, coeficiente de atrito estático tem como função do tempo de contato, exibindo um comportamento, de modo que coeficiente dinâmico mantenha-se constante como mostra a figura 36.

Neste contexto, Stoeterau, (2004, p.56) ressalta que,

movimentando a placa com a velocidade v , a força de mola cresce com o tempo na razão $kv t$, o que pode ser registrado na figura 24 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 $md = \text{constante}$ igual à do ponto A. A situação de equilíbrio, que ocorreria para força da mola = $\mu d/L$, 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 $\mu e > \mu d$. Finalmente, um estado de equilíbrio é alcançado. Aumentando V ou K às linhas terão uma inclinação maior e o stick-slip terá uma amplitude menor.

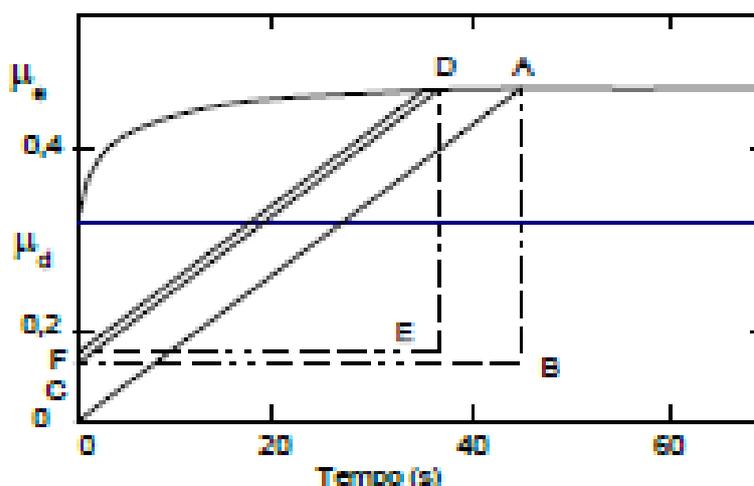


Figura 37 Coeficiente estático em função do tempo de repouso
Fonte: Stoeterau, (2004, p.56) - Apostila EMC 5315

3.9 Valores de Coeficiente de Atrito

Os valores de coeficiente de atrito superfícies secas (atrito seco) dependem dos materiais e condições de uso, e nesse caso os que, escorregam entre si e do acabamento superficial das superfícies. Devido à complexidade do atrito torna-se muito difícil determinar valores de coeficiente de atrito para um processo de conformação específico, pois os mesmos são sensíveis a certos materiais, como à poeira; umidade do ar; filmes óxidos; acabamento; superficial, velocidade de escorregamento; temperatura; vibração, e a demais contaminações. Portanto,

dependendo de como esta o grau de contaminação das superfícies, o coeficiente de atrito pode variar de infinito a 0,013 (STOETERAU, 2004), conforme mostra a tabela 9 a seguir:

		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
11					0,19 (u)
12	Aço Duro em Grafite	0,21	0,09 (a)	0,33	0,16 (b)
13	Aço Duro em Babbit (ASTM N° 1)	0,23	0,23	0,33	
14			0,15 (c)		0,16 (b)
15			0,08 (d)		0,06 (c)
16			0,085 (e)		0,11 (d)
17	Aço Duro em Babbit (ASTM N° 8)	0,42	0,17 (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 Babbit (ASTM N° 10)			0,25 (b)	0,13 (b)
23				0,12 (c)	0,06 (c)
24			0,11(e)	0,10 (d)	0,055 (d)
25	Aço Doce em Cádmiu 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	0,178 (x)
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	Cádmiu 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		0,94	0,01 (p)	0,4	0,09 (a)
54	Vidro em Vidro	0,005 (q)		0,116 (v)	
55	Carbono em Vidro			0,18	
56	Garnet em Aço Doce			053	

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 (\perp 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)
67	Couro em Ferro Fundido			0,56	0,36 (t)
68					0,13 (n)
69	Plástico Laminado em Aço			0,35	0,05 (t)
70	Borracha macia apoiada em Aço				0,05 (t)

: Tabela 9 - Coeficiente de atrito estático a temperatura ambiente
 Fonte: Stoeterau, (2004, p.58-59-60) - Apostila EMC 5315

Lubrificantes usados			
(a)	Ácido oléico	(n)	Óleo de oliva
(b)	Óleo Atlantic para eixos (mineral)	(o)	Ácido palmítico
(c)	Óleo de castor	(p)	Ácido rícino-oléico
(d)	Óleo de banha	(q)	Sabão seco
(e)	Óleo Atlantic para eixos com 2% de ácido oléico	(r)	Banha
(f)	Óleo mineral médio	(s)	Água
(g)	Óleo mineral médio mais 0,5% de ácido oléico	(t)	Óleo de colza
(h)	Ácido esteárico	(u)	Óleo 3 em 1
(i)	Graxa (base de óxido de zinco)	(v)	Álcool octílico
(j)	Grafite	(u)	Óleo 3 em 1
(k)	Óleo de turbina mais 1% de grafite	(v)	Álcool octílico
(l)	Óleo de turbina mais 1% de ácido esteárico	(w)	Trioleína
(m)	Óleo de turbina (mineral médio)	(x)	Óleo parafínico com 1% de ácido láurico

Tabela 10 - Lubrificantes usados
 Fonte: Stoeterau, (2004, p.60) - Apostila EMC 5315

Condições de teste	μ_2
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
Desgaseificado em temperatura elevada e alto vácuo	(solda em contato)

Tabela 11 - Coeficiente de atrito estático para aço com aço
 Fonte: Stoeterau, (2004, p.60) - Apostila EMC 5315

Efeitos de filmes superficiais no coeficiente de atrito estático

Segundo Rabinowicz (1995, apud Stoeterau, 2004, p.60), “Campbell observou uma redução no coeficiente de atrito devido à presença de filmes óxidos ou filmes de sulfetos sobre as superfícies metálicas.”

Dessa forma, os valores descritos na tabela 9, são cálculos do aquecimento do ar, com temperaturas oscilando entre 100 e 500°C. Em relação aos filmes de sulfeto, imergidos na solução de sulfeto de sódio 0,02%, deu-se a produção (STOETERAU, 2004)

Coeficientes de atrito estático

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

Tabela 12 - Coeficientes de atrito estático.
Fonte: Stoeterau, (2004, p.60) - Apostila EMC 5315

Efeito da Velocidade de Escorregamento

A intensidade do atrito depende da natureza da superfície em contato. No caso das superfícies seca, o coeficiente de atrito sobre elas, tendem a reduzir com o aumento da velocidade. Segundo Stoeterau, (2004) os valores médios encontrados na tabela 13, foram calculados por Dokos (apud Rabinowicz, 1995) por meio de quatro testes de altas pressões, usando como instrumento, sapatas de freio (aço médio) em uma estrada de ferro.

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

Tabela 13 - Velocidade de escorregamento e coeficientes de atrito dinâmicos
Fonte: Stoeterau, (2004, p.61) - Apostila EMC 5315

Efeito do Acabamento Superficial

Burwell (apud Rabinowicz, 1995) analisou o grau de rugosidade superficial que influencia o coeficiente de atrito para o aço duro em aço, usando lubrificação limite (STOETERAU, 2004).

A tabela 14 mostra os valores do 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 oleico	0,116	0,170	0,249	0,261	0,230
Ácido oleico	0,099	0,163	0,195	0,222	0,238

Tabela 14 - Valores de coeficiente de atrito de escorregamento

Fonte: Stoeterau, (2004, p.61) - Apostila EMC 5315

Coeficiente de atrito estático em casos especiais

Stoeterau (2004, p.61), nos diz que os coeficientes estáticos em casos especiais são:

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 molhado: 0,69; em aço com óleo: 0,45; cortiça saturada de água em aço: 0,56; cortiça saturada em óleo em aço: 0,41.

Já o Coeficiente de atrito de escorregamento (ou dinâmico) para casos especiais, como a madeira lubrificada com sabão mole, segundo Stoeterau (2004, p.61) é de: “0,0385”.

Em relação ao coeficiente de atrito dinâmico do “tecido asbesto contra um tambor de freio de ferro fundido, de acordo com Taylor e Holf (apud Stoeterau 2004, p.61) é 0,35 a 0,40 quando em temperatura normal.”

Neste caso, para o autor, quando aumenta a temperatura do freio até 150%, o coeficiente é baixo, porém, com temperatura entre 150°C e 260°C, é aumentado pela ruptura da superfície de freio (STOETERAU, 2004). Outro exemplo é Rodas de aço em trilhos de aço.

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

Tabela 15 - Coeficiente de atrito entre rodas de aço e trilhos de trens

Fonte: Stoeterau, (2004, p.61) - Apostila EMC 5315

De acordo Stoeterau (2004) Galton e Westingamm, após verificação de coeficientes de atrito para sapatas de freio em rodas de aço, constataram que o μ_d

diminui rapidamente com a velocidade do aro da roda; como também diminui com o tempo, isto se dá devido à elevação da temperatura da sapata.

O autor ressalta que 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 de acréscimo de m_d com a elevação da pressão da sapata na roda”. (STOETERAU, 2004, p.62). A seguir tabela 16, com valores dos Coeficientes de atrito para sapatas de freio, e tabela 17, com a medição entre coeficiente de atrito e velocidade.

Velocidade (Km/h)	16	32	48	64	80	96
μ_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

Tabela 16 - Coeficientes de atrito para sapatas de freio
Fonte: Stoeterau, (2004, p.61) - Apostila EMC 5315

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

Tabela 17 - Relação entre coeficiente de atrito e velocidade
Fonte: Stoeterau, (2004, p.61) - Apostila EMC 5315

Para o freio de blocos de madeira, Stoeterau (2004, p.63) diz que Klein (1994) comprovou que “ m_d é praticamente constante para velocidades entre 60 e 1220 m/min e pressões de 0,5 a 10 Kgf/cm¹. Os valores seguintes de m_d valem para blocos de freio de madeira com fibra longitudinal e cuidadosamente usinada”, conforme a tabela 18.

	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	0,51	0,54 – 0,40	0,65 – 0,60	0,60 – 0,49	0,63 – 0,60

Tabela 18-Coeficiente de atrito para freios de bloco de madeira
Fonte: Stoeterau, (2004, p.61) - Apostila EMC 5315

μd	ferro fundido	Aço	Ferro forjado
	0,21 a 0,24	0,21	0,41 a 0,46

Tabela 19- Coeficiente de atrito entre rebolos abrasivos com grãos grossos
Fonte: Stoeterau, (2004, p.61) - Apostila EMC 5315

μd	Ferro fundido	Aço	Ferro forjado
	0,7	0.94	0,1

Tabela 20 - Coeficiente de atrito entre rebolos abrasivos com grãos finos (esmerilhamento molhado).
Fonte Stoeterau, (2004, p.62) - Apostila EMC 5315

Conforme a rugosidade da mola, o μd para aço carbono com esmeril é de 0,28 a 0,50 (HONDA E YAMAHA, *apud* STOETERAU).

Em relação aos Pneus de borracha em pavimentos, Stoeterau, (2004, p.62), diz que “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.” Conforme tabela 20, os valores encontrados valores para μd , em testes feitos com balão de diferentes bandas em pavimento de tijolos molhados, pela companhia Goodrich:

	μd – Estático		μd – Dinâmico	
	Antes escorregamento		Após escorregamento	
Velocidade (Km/h)	8	48	8	48
Pneu liso	0,49	0,28	0,43	0,26
Ranhuras circunferências	0,58	0,42	0,52	0,36
Ranhuras angulares a 60	0,75	0,55	0,70	0,39
Ranhuras angulares a 45	0,77	0,55	0,68	0,44

Tabela 21 - Coeficiente de atrito para pneumáticos de borracha.
Fonte Stoeterau, (2004, p.63) - Apostila EMC 5315

Para Stoeterau, (2004) devido as novas tecnologias usadas na fabricação de pneus, os diferentes tipos de armação, as novas formas de bandas de rodagem, as substancias da borracha, não se consegue valores médios que sejam aplicáveis a todas as condições.

3.10 Atritos de rolamento – valores do coeficiente de atrito

Em casos como, as rodas de veículos, as esferas, rolos em mancais de elementos rolantes, os rolos sob suportes para movimento de cargas, entre outros, em que o atrito de rolamento substitui o atrito de escorregamento, o valor do

coeficiente é dado $\mu_r = f_{ar}/L$. Dessa forma, o L é a carga aplicada e o P a resistência de atrito.

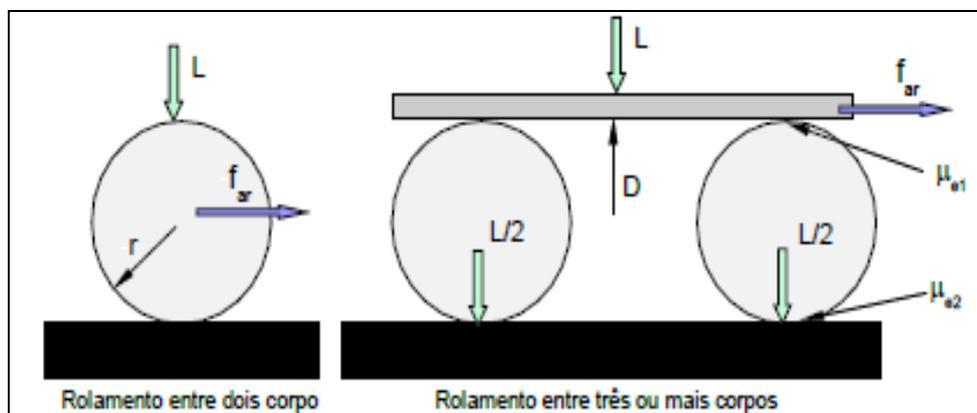


Figura 38 - Grandezas no rolamento
Fonte Stoeterau, (2004, p.63) - Apostila EMC 531

Para Stoeterau (2004, p. 63), “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.”

$$f_{ar} = \frac{\mu_r L}{r}$$

r = raio de rolamento e μ_{e1} e μ_{e2} são os coeficientes de atrito para as superfícies inferiores e superiores.

Valores μ_e	r/mm			
	Madeira em madeira	Ferro em ferro	Aço em aço	Aço duro e polido em aço duro e polido
0,5	0,05	0,05	0,0005 a 0,01	

Tabela 22 - valores de μ_e em diferentes situações
Fonte adaptada: Stoeterau, (2004, p.63) - Apostila EMC 5315

Conforme nota-se na tabela 20, são poucos os dados sobre de rolamento são escassos, e segundo Stoeterau, (2004, p.63), “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”

Valores μ_e	Superfícies			
	Acabadas/ limpas	Com óleo	Cobertas c/Sedimentos	Enferrujadas
	0,0125 a 0,025	0,025 a 0,050	0,075 a 0,125	0,125 a 0,25.

Tabela 23- cargas variando de leve até valores de deformação permanente do material
Fonte adaptada: Stoeterau, (2004, p.63) - Apostila EMC 5315

Se μ_{e1} e μ_{e2} ,” são os coeficientes de atrito para as superfícies inferiores e superiores” (STOETERAU, 2004, p. 64), então, é dada a de atrito pela equação:

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

Coeficiente de atrito de rolamento m_R para pneus de borracha e carga adequados	
Pista dura	0,008
Cascalho seco, firme e bem compactado	0,012
Cascalho molhado e solto	0,06.

Tabela 24 – Dados fornecidos por Mckibben e Dawidson de coeficiente de atrito de rolamento m_R
Fonte adaptada: Stoeterau, (2004, p.63) - Apostila EMC 5315

Roda (Polegadas)	Pressão (Lb/M2)	Carga (Kgf)	Concreto	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	20	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,	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	0,188	0,0793
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

Tabela 25 - Coeficiente de atrito de rolamento m_R para rodas de aço e pneumáticos
Fonte adaptada: Stoeterau, (2004, p.63) - Apostila EMC 5315

4 DESGASTE

4.1 Introdução

O desgaste é um objeto de estudo muito importante, pois as suas perdas econômicas associadas são críticas, pois sendo um fator no desempenho de um sistema de engenharia, muitas vezes é negligenciado no projeto.

O desgaste leva, em muitos casos, a prejuízos financeiros decorrentes de substituições prematuras de componentes e queda de produtividade. Portanto, deve ser sempre considerado nos primeiros estágios de um projeto e não ser deixado de lado até que se torne um problema. Existem diversos mecanismos de desgaste e pelo meio de ensaios experimentais é possível quantificar a perda de material que ocorre por desgaste. Assim é possível controlar e minimizar este fenômeno.

4.2 Definição

O processo de desgaste pode ser definido como a perda de material da interface de dois corpos, quando são ajustadas para um movimento relativo, sob a ação de uma força (RIBAS, 2002).

Para Organização Econômica Cooperação e Desenvolvimento (*OECD - Organisation for Economic Co-operation and Development*) da ONU, define desgaste 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”.

Já Gahr (1987), define desgaste como “desgaste é a perda progressiva de substância de uma superfície de um corpo em decorrência do movimento relativo com a superfície”.

Em geral, a engenharia de sistemas envolve o movimento relativo entre os fabricados a partir de metal e os componentes não metálicos e identificados seis tipos principais de desgaste, como se segue:

4.3 Classificação do Desgaste

Para se estudar e melhor entender o desgaste, é essencial conhecer os distintos e independentes mecanismos envolvidos. Burwell listou 4 mecanismos básicos de desgaste, quais sejam:

- Desgaste por adesão
- Desgaste por abrasão;
- Desgaste por fadiga superficial;
- Desgaste por oxidação;
- Desgaste Corrosivo

4.4 Mecanismos de Desgaste

A causa e os mecanismos, que contribui diretamente com o desgaste em materiais são inúmeras, devendo ser abordados seus aspectos distintos, para que se possa compreender esses vários elementos, definido pelo sistema tribológico.

O sistema tribológico abrange a superfície que sofre o desgaste, o agente de desgaste e as partes que estão desenvolvendo a ação. A mais importante informação é o balanço de energia na interface de contato por ser de grande influencia no tipo de mecanismo de desgaste (KOTECKI, 1995).

Para determinados mecanismos, deve-se fazer solicitações de propriedades consideradas as mais importantes tais como, dureza e tenacidade à fratura.

A seguir, uma breve descrição de cada um deles:

4.4.1 Desgaste por Adesão

Ocorre quando duas superfícies deslizar um contra o outro sob pressão. Ponto de contato (Figura 39), as projeções microscópicas ou rugosidade da junção na interface onde o deslizamento ocorre devido a tensões localizadas elevadas, que levam a forças de cisalhamento união fratura, rasgando a superfície do material e transferi-la para outro, o que pode, em seguida, provocar mais danos.

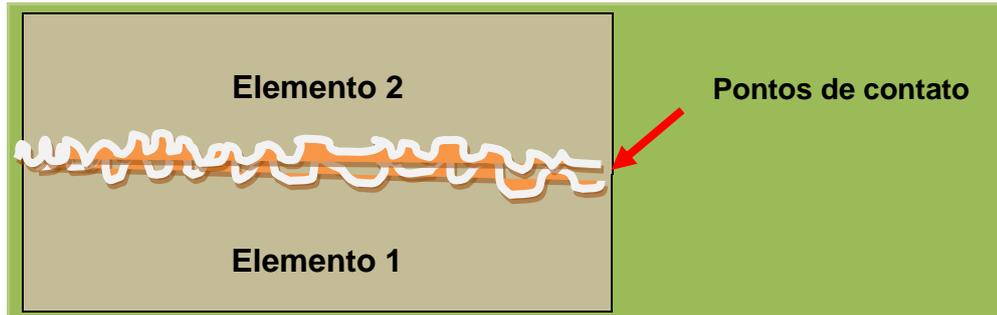


Figura 39 - Desgaste por aderências
Fonte: autor (2014)

4.4.1.1 Estimativa Quantitativa do Desgaste por Adesão

A estimativa quantitativa do desgaste por adesão é considerada como três vezes a tensão de escoamento uniaxial ($3\mu\epsilon$). Por meio do contato inicial das asperezas, o estado multiaxial de tensões é transposto e escorre no local. Neste sentido a área real de contato é A_r , a tensão de escoamento pôr compressão é $3\mu\epsilon$, e a força normal que pressiona as superfícies é N (STOETERAU, 2004) tendo assim.

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

Collins (apud Stoeterau, 2004, p, 76) com base em pesquisas de Archard, diz que,

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

Neste contexto, no caso de existir n junções em cada instante, a área real de contato A_r será:

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

E ao combinar com $N = A_r (3\mu\epsilon) + A_r \cdot n \cdot (\pi d^2)/4$, tem-se:

$$N = \frac{4A}{(n d^2)} = \frac{4N}{(3n d^2 \mu\epsilon)}$$

A distancia de escorregamento é igual a d , permanecendo intacta neste período, em seguida se rompe formando uma nova junção. Dessa forma, tem que refazer as junções usando l/d por cada unidade de distancia de escorregamento com um número total de N .

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

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 , as partículas formadas são hemisféricas, com volume $p d^3 / 12$, o volume das partículas ΔV formado por unidade de distância de escorregamento ΔL_e é dado por:

$$\frac{\Delta V_p}{\Delta L_e} = p \cdot n \left(\frac{n \cdot d^2}{12} \right)$$

A equação $\Delta V_p / \Delta L_e = p \cdot n \left(\frac{n \cdot d^2}{12} \right) + N_l = n \left(\frac{l}{d} \right) = \frac{4 \cdot N}{3 \cdot \pi d^2 \cdot \sigma_e}$ tem-se:

$$\frac{\Delta V_p}{L_e} = \frac{p \cdot W \cdot L}{9 \cdot \sigma_e}$$

Que juntando $Q = L/3H$ sobre a distância total de escorregamento L_e , tem-se o volume de desgaste por adesão.

$$Q_{ad} = \frac{k \cdot W \cdot L}{9 \cdot \sigma_e}$$

Se d_{ad} é a profundidade média de desgaste e A_a a área de contato aparente, $Q_{ad} = k \cdot W \cdot L / 9 \cdot \sigma_e$, pode ser modificada para:

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

OU,

$$d_{ad} = k_{ad} p m \cdot L$$

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

$k_{ad} = k/(9 \cdot \sigma_e)$ 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.

Para Rabinowicz (apud Stoeterau, 2004, p, 77),

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.

Os Valores típicos da constante de desgaste k para vários pares de materiais são mostrados na tabela 26, e a influência da lubrificação nessa constante é indicada na tabela 27:

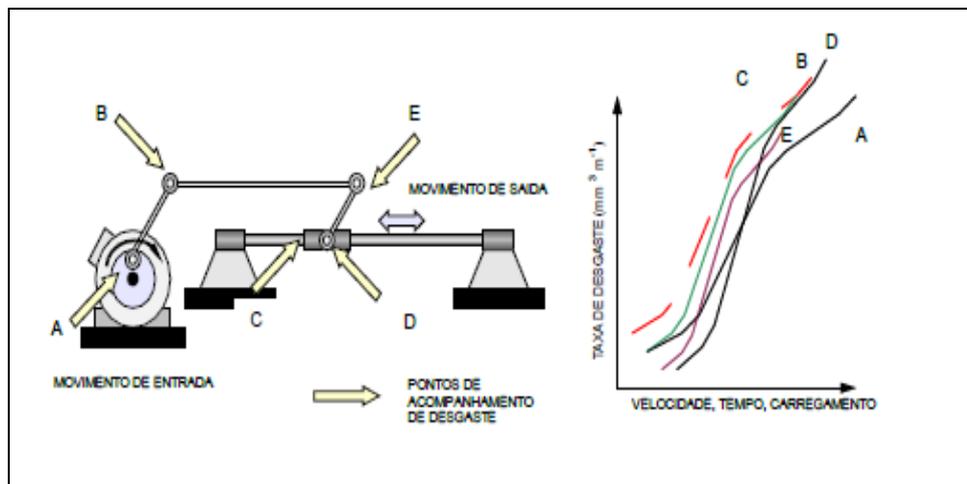


Tabela 26 - Desenvolvimento de um mapa de desgaste
Fonte adaptada: Stoeterau, (2004, p.70) - Apostila EMC 5315

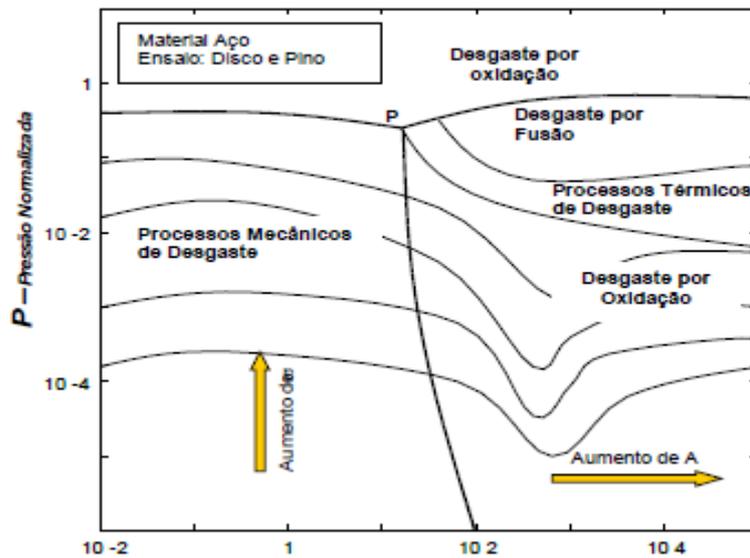


Tabela 27 - Gráfico típico para desgaste em função do carregamento e velocidade
 Fonte: Stoeterau, (2004, p.71) - Apostila EMC 5315

Pela expressão $d_{ad} = k_{ad} p_m \cdot L$ obtém-se que:

$$K_{ad} = \frac{d_{ad}}{p_m L}$$

Pode-se afirmar que a relação $d_{ad}/(p_m L)$ é uma constante. De acordo com Burwel (1996, apud STOETERAU, 2004, p, 77),

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.

Na visão de Stoeterau (2004), a profundidade média de desgaste em condições de desgaste por adesão pode ser estimada por raspagem e engripamento instáveis por meio de $p_m < s_e$. Exemplo: $d_{od} = K_{ad} p_m L$ para $p_m < s_e$.

Em alguns casos, é difícil achar valores próprios da constante de desgaste de adesão, com a aplicação desta prática, pois, os valores de K_{ad} , para diversas combinações de materiais, variam entre **1,5. 10⁻² a 1,5 mm²/kgf1/**. (STOETERAU, 2004)

Apesar dos valores úteis obtidos conforme demonstrados nas tabelas 25 e 26 deve-se desenvolver dados específicos, para uma determinada aplicação no caso

do uso desta prática. Devido ao comportamento geral do desgaste, é muito complicado o uso da equação $K_{ad}/\rho_m L = d_{ad}$.

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

Na seleção de materiais para aumentar a resistência ao desgaste por adesão, Lipson (*apud* STOETERAU, 2004, p, 78) indica dois critérios “par deslizante deve: (1) ser composto por metais mutuamente insolúveis e (2) que ao menos um dos metais pertença ao subgrupo B da tabela periódica.”

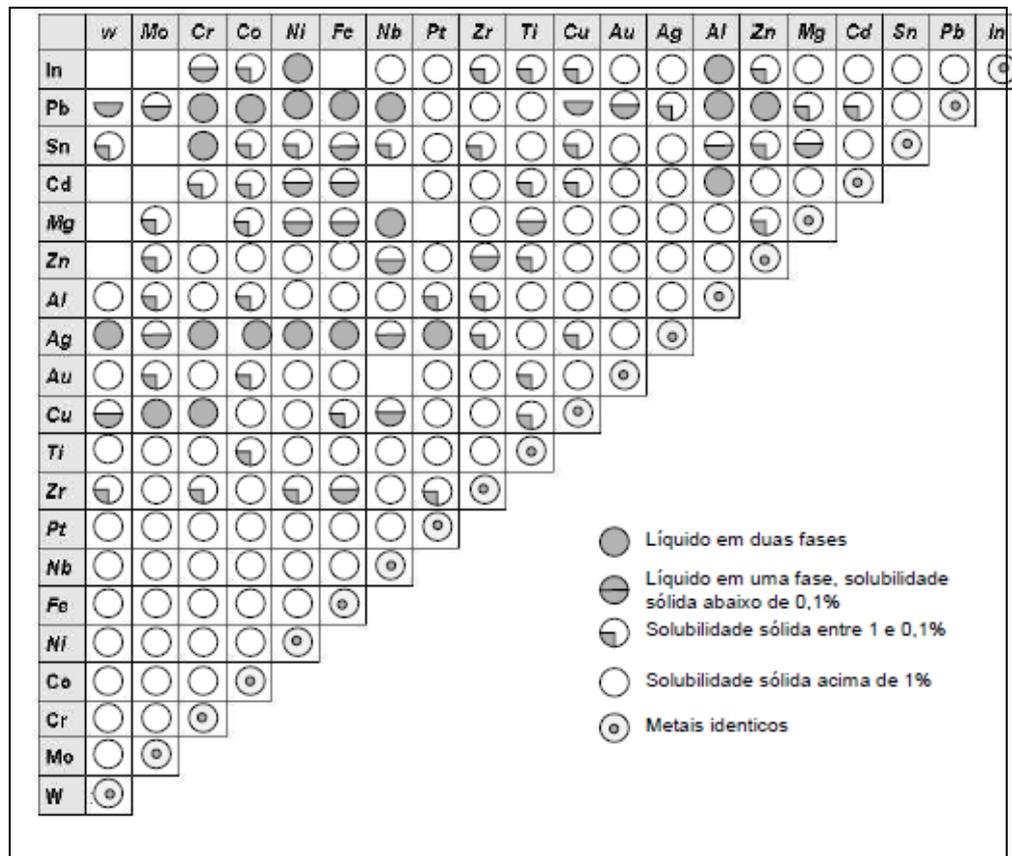


Tabela 28 – Gráfico de compatibilidade baseado no diagrama de fases binárias.
 Fonte: Stoeterau, (2004, p.76) - Apostila EMC 5315

Para Lipson (*apud* Stoeterau, 2004), com o uso da tabela periódica, e os dois critérios acima descritos, pode-se determinar a resistência, e o número de junções dos metais por soldagem a frio; como também suas características.

4.4.1.3 Controle do Desgaste Adesivo

Atualmente existe um grande número de métodos, para controlar o desgaste adesivo, como também por abrasão, sendo classificados por Stoeterau (2004, p.79), em três principais princípios, sendo estes:

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.

Descrição de pares metálicos	Combinações de materiais			
	Disco Al	Disco Aço	Disco Cu	Disco Ag
Observações Esses pares confirmam o critério de solubilidade e de metais do subgrupo B.	Be	Be	Be	Be
	Mg		Mg	Mg
	Al	Al	Al	
	Si	Si	Si	Si
	Ca		Ca	-
	Ti	Ti	Ti	
	Cr	Cr	-	-
	-	Mn	-	-
	Fe	Fe	-	-
	Co	Co	Co	-
	Ni	Ni	Ni	-
	Cu	-	Cu	-
	-	Zn	Zn	-
	Zr	Zr	Zr	zr
	Nb	Nb	Nb	Nb
	Mo	Mo	Mo	Mo
	Rh	Rh	Rh	-
	-	Pd	-	-
	Ag	-	Ag	-
	-	-	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)	-
-	Mg	-	-	
-	ca	-	-	
-	ra	-	-	
-	C(M)	-	-	
-	-	-	Ti(M)	
-	-	Cr(M)	Cr(M)	
-	-	-	Fe(M)	
-	-	-	Co(M)	
-	-	Ge(M)	-	
-	Se(M)	Se(M)	-	
-	-	-	Nb(M)	
-	Ag	-	-	
-	Sn(M)	-	-	
-	Sb(M)	Sb	-	
Te(M)	Te(M)	Te(M)	-	
T1	T1	T1	-	
Pb(M)	Pb	Pb	-	
C	-	C	C	
Se	-	-	-	
-	-	-	Mo	

Tabela 29-Comportamento de diferentes pares de materiais ao desgaste adesivo
Fonte: Stoeterau, (2004, p.76) - Apostila EMC 5315

4.4.2 Desgaste por Abrasão

É a remoção de material da superfície em superfícies de contato de encaixe rígido, ou superfícies duras que têm um movimento relativo na superfície desgastada. Quando for o caso de partículas sólidas, que pode ser encontrado entre as duas superfícies deslizar um contra o outro, como mostra a (figura 40), ou pode ser incorporado em qualquer das superfícies. Deve esclarecer-se que este tipo de desgaste pode ocorrer em estado seco, ou na presença de um fluido.

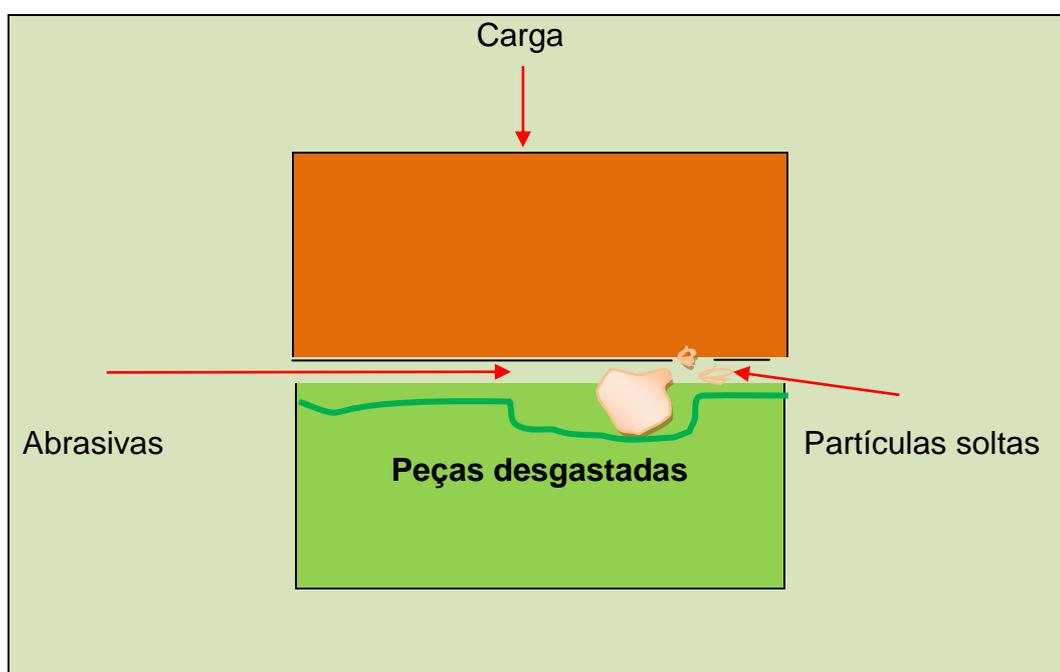


Figura 40 - Desgaste por abrasão
Fonte: Autor (2014)

4.4.2.1 Desgaste por abrasão em baixa tensão

Neste tipo de desgaste, a superfície apresenta-se ranhurada (como arada). Partículas duras e agudas ou outra superfície aguda e dura como que fresa (ou ara) material para formar canais profundos.

Pode-se estabelecer o critério que as forças devem ser baixas o suficiente para não causar a trituração do abrasivo. Exemplos desse tipo de desgaste por abrasão são os mancais de deslizamento quando atuam em ambientes sujos, roscas transportadoras, equipamentos de mineração, equipamentos da indústria de cimento, peças de máquinas agrícolas, etc.

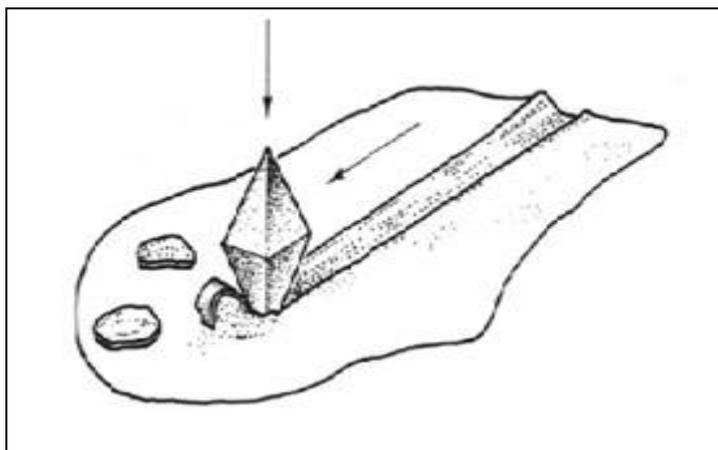


Figura 41 - Desgaste por abrasão em baixa tensão

Fonte: Disponível em < <http://pt.scribd.com/doc/35466603/Modos-de-Desgaste>>. Acesso em 28/04/2014.

As características da abrasão às baixas tensões são:

- Taxas de abrasão aumentam com o aumento da agudeza do abrasivo.
- Taxas de abrasão diminuem à medida que a dureza da superfície submetida a abrasão aumenta.
- Taxas de abrasão diminuem com a redução do tamanho do abrasivo. Abaixo de um tamanho de partícula de $3\mu\text{m}$, cessa o desgaste abrasivo; desgaste por polimento começa e não ocorre mais a formação de micro junções.
- A taxa de abrasão é diretamente proporcional a distância de deslizamento e à carga sobre as partículas ou protuberâncias.
- Taxas de abrasão aumentam muito se a dureza do abrasivo for mais de duas vezes a dureza da superfície sofrendo abrasão.
- A microestrutura dos metais afeta a abrasão, a presença de micro constituinte duros diminui a abrasão.
- Abrasivos fixos produzem maior abrasão do que em sistema de três corpos (lapidação) onde as partículas duras podem rolar.
- Elastômeros têm maior resistência a abrasão à baixas tensões que metais, pois deformam-se elasticamente.

- Cerâmicos e cermets (metais duros) podem ter resistência efetiva a abrasão à baixas tensões se a cerâmica é mais dura quem o abrasivo e se a fração das fases duras no cermet é significativa.

4.4.2.2 Abrasão às altas tensões

É mais severo e produz deformações plásticas e ranhuras profundas na direção do movimento. Ex: Fresamento de minerais, rolos ou esferas rolando sobre pistas de rolamento sujo, equipamento de movimentação de terra, utilização de implementos agrícolas em solos duros, sistemas de deslizamento de metais contra metais com carga elevada ocorrendo em ambientes sujos.

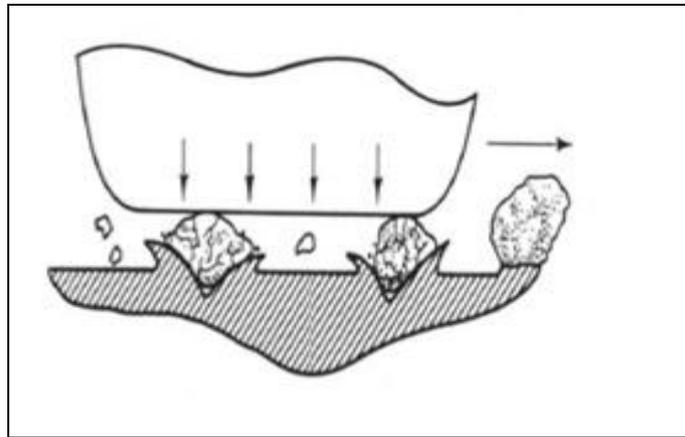


Figura 42- Desgaste por abrasão às altas tensões

Fonte: Disponível em < <http://pt.scribd.com/doc/35466603/Modos-de-Desgaste.> > Acesso em 28/04/2014.

4.4.2.3 Expressão Quantitativa para o Desgaste Abrasivo

O modelo simplificado de desgaste abrasivo, foi desenvolvido por Rabinowicz em que considerou uma forma cônica para as asperezas cortantes e/ou partículas (RABINOWICZ, 1995). A seguir o modelo simplificado para o desgaste abrasivo:

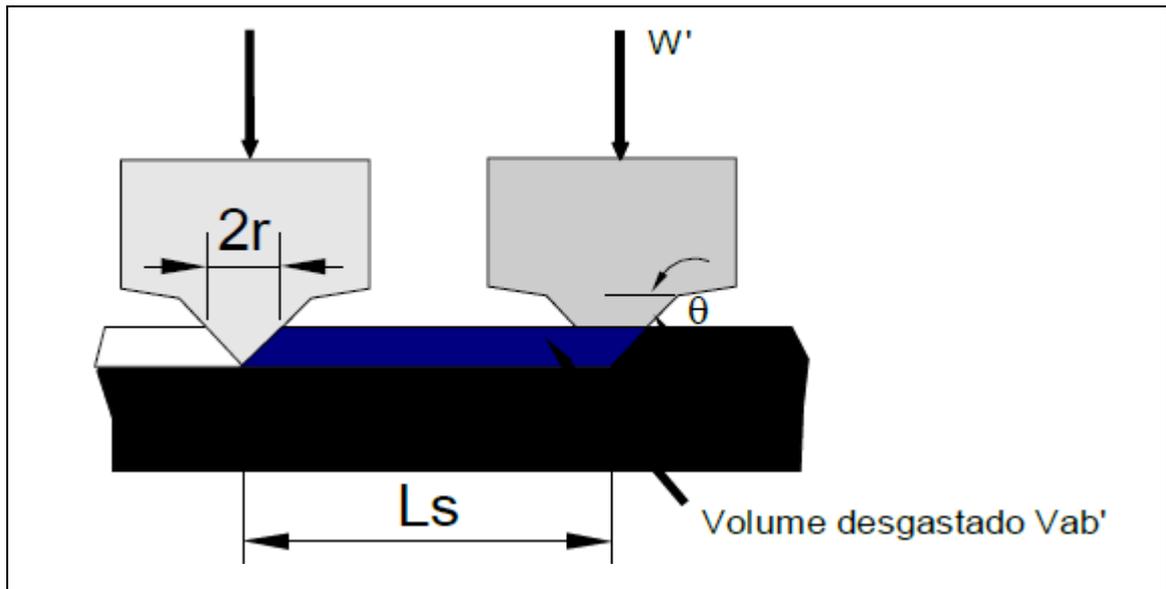


Figura 43- Modelo simplificado para o desgaste abrasivo
 Fonte: Stoeterau, (2004, p.82) - Apostila EMC 5315

De acordo com a figura 43, com a ação de uma única aspereza cônica, pressupõe-se que a profundidade de penetração na superfície mole, pode ser estimada, uma vez que essa penetração é interrompida pela porção de carga suportada. Essa única aspereza, W' , é dividida pela área de contato da aspereza projetada em um plano horizontal, A_{ph} , se for igual à tensão de escoamento. (STOETERAU, 2004)

$$\frac{W^2}{A_{ph}} = 3\sigma_e$$

Ou,

$$W^2 = 3\sigma_e pr^2$$

Como nos diz Stoeterau (2004) o 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, sendo expressa por,

$$A_{pv} = hr^2 \tan \theta$$

Produzido em uma distância de escorregamento L_s , o volume total de desgaste é:

$$V'_{ab} = ApvL_s = Lsr^2 \tan \theta$$

Substituindo r^2 tem-se para uma única aspereza

$$V'_{ab} = \frac{W' L_s \tan \theta}{3 p \theta_e}$$

E, para todas as asperezas que suportam a carga total W ,

$$V'_{ab} = \frac{W L_s (\tan \theta) m}{3 p \theta_e}$$

Assim, “o W é a carga total aplicada, o $(\tan \theta) m$ é um valor médio para todas as asperezas, L_s é a distância total de escorregamento, e p é a tensão de escoamento uniaxial para o material mole” (STOETERAU, 2004, p.83)

Comparando $Apv = hr_r^2 \tan \theta$, para o volume de desgaste por abrasão com:

$$Q_{ad} = \frac{K.W.L}{9.\sigma_e}$$

para o volume desgaste por adesão, nota-se que são semelhantes com de desgaste por adesão, nota-se que são semelhantes com a constante $k/3$ em, $Q_{ad} = K.W.L/9.\sigma_e$, substituída por $(\tan \theta) m/p$ em $Apv = hr_r^2 \tan \theta$, valores típicos para a constante $3(\tan \theta) m/p$ para diversos materiais, os quais serão mostrados na tabela 30 que se segue em tema do capítulo.

Assim, a profundidade média do desgaste por abrasão pode então ser calculada por:

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

Ou,

$$d_{ad} = K_{ab} P m L_s$$

Stoeterau (2004, p. 83) explica que:

$pm = W/Aa$ é a pressão média nominal de contato entre as duas superfícies, L_s é a distância total de escorregamento e $kab = (tg \theta)m/(3 p se)$ 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.

Dessa forma, os valores de kab , são indicados de modo experimental, para cada combinação de materiais e condições de superfícies de interesse. Os resultados da experiência para uma aproximação de kab foram obtidos em vários casos, alguns dos quais serão mostrados na tabela que se segue em tema do capítulo.

Segundo stoeterau (2004), poderão ser observados nesta tabela, os valores de kab para desgaste de três corpos de modo aproximado, ou seja, “uma ordem de grandezas menores para o caso de dois corpos”, pois, há grande probabilidade de economia, devido às partículas introduzidas entre as superfícies, rolarem boa parte do tempo.

Materiais	Tipo de Desgaste	Tamanho da partícula mm	$3(tg \theta)m/p$
Vários	dois corpos	*****	180.10^3
Vários	dois corpos	110	150.10^3
Vários	dois corpos	40-50	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	tres corpos	150	6.10^3
Aço	tres corpos	80	$4,5.10^3$
Vários	tres corpos	40	2.10^3

Tabela 30 - Constante de desgaste por abrasão
 Fonte: Stoeterau, (2004, p.83) - Apostila EMC 5315

A aplicação da equação pratica nos casos de desgaste por adesão é,

$$Q_{ad} = \frac{K \cdot W \cdot L}{9 \cdot \sigma}$$

para se calcular o valor apropriado da constante de desgaste por abrasão.

E, mesmo usando acabamentos superficiais adequados nos casos do desgaste de dois corpos, poucas vezes tem aceitação pelas partes. De acordo com Stoeterau (2004. p.83), “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.

Esta aplicação é usada para o desgaste gerado por partículas provenientes do ambiente externo, tais como poeira e sujeira da atmosfera. Essas partículas são de diferentes composições, geometrias, entre outros, dessa forma, deve-se selar, filtrar, como também usar outros métodos para excluir as partículas abrasivas que estão prejudicando a superfície.

4.4.2.4 Comprovação Experimental da Equação de Desgaste por Abrasão

Pela equação $Apv = hr \cdot r^2 \cdot \tan \alpha$, pode-se investigar se o volume de desgaste por abrasão encontra-se em circunstância invertida à tensão de escoamento (ou dureza), se existe resistência maior de tensão à distância de escorregamento, como também, a carga total aplicada (3 leis do desgaste).

4.4.2.5 Materiais para Uso em Situações de Desgaste por Abrasão

Podemos classificar em dois tipos de materiais: os abrasivos para o desgaste e o material de escorregamento para evitar o desgaste em presença de abrasivos, com critérios de dureza e agudeza e para Stoeterau (2004, p.88),

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. Já o critério de agudeza recomenda o uso de um não metal, em lugar de um metal, como material abrasivo.

Stoeterau (2004) sugere os não metais duros para ambas as características, uma vez que os materiais duros existentes tais como Óxido de alumínio e carboneto de silício (carborundo), ambos com dureza acima de 2000 kgf/mm², costumam sofrer fraturas.

Material	Composição	Dureza kgf/mm ²
Diamante	C 8000	2750
Carboneto de boro	B4C	2500
Carborundo, carboneto de silício	SiC	2450
Carboneto de titânio	TiC	2100
Coríndon, alumínio	Al2O3	2100
Carboneto de zircônio	ZrC	1900
Carboneto de tungstênio	WC	1350
Garnet	C 8000	1150
Zirconia	B4C	800
Quartzo, sílica, areia	SiC	~ 500
Vidro Silicato	TiC	2750

Tabela 31 - Materiais para Uso como Abrasivos
Fonte adaptada: Stoeterau, (2004, p.88) - Apostila EMC 5315

A tabela 32 lista os materiais típicos usados em mancais, como elemento mole em combinação com superfícies de aço endurecidas

Material	Dureza kgf/mm ²
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 30

Tabela 32 - Materiais Resistentes à Abrasão
Fonte adaptada: Stoeterau, (2004, p.88) - Apostila EMC 5315

Existe a possibilidade de danos causados por partículas produzidas durante o escorregamento, como também partículas vindas de fora deste 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” (STOETERAU, 2004, p.88), de acordo com figura 44, A tabela 33 mostra com esta regra é seguida na prática.

Material do Mancal	Dureza kgf/mm ²	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

Tabela 33 - Materiais Moles Recomendados para Uso em Mancais Radiais (dados de 1957)

Fonte: Stoeterau, (2004, p.89)- Apostila EMC 5315

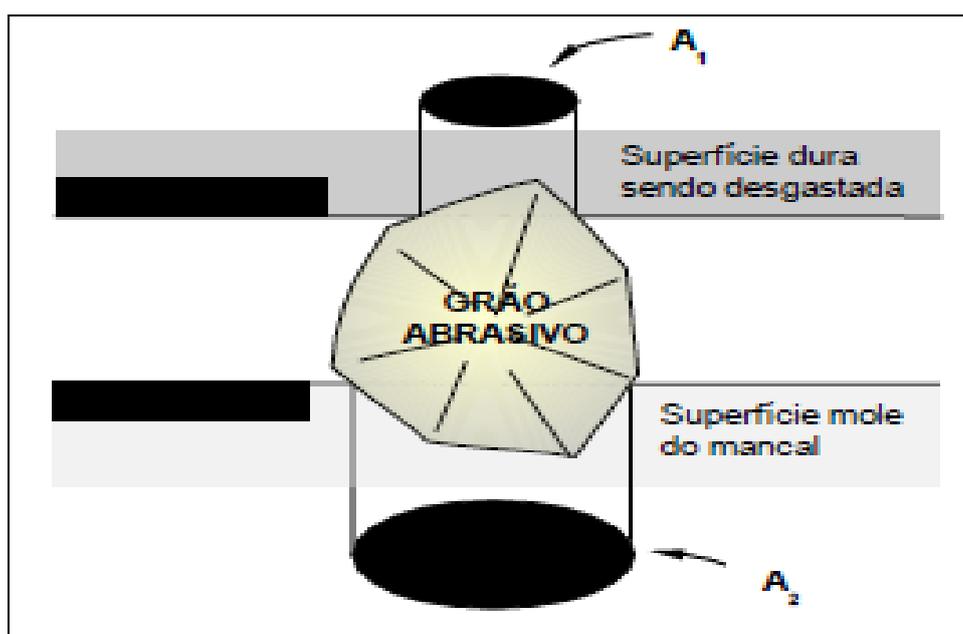


Figura 44- Grão Abrasivo

Fonte: Stoeterau, (2004, p.90)- Apostila EMC 5315

Com figura 44, Stoeterau nos mostra um exemplo 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)” (STOETERAU, 2004, p.90)

Dependendo do tamanho, essas partículas abrasivas que são geradas internamente, pode ser causar grandes ou pequenos danos. Não depende da

lubrificação limite em contato entre as superfícies e, segundo Stoeterau, (2004, p. 90), “especialmente em condições de lubrificação fluida onde um filme de lubrificante, com uma determinada espessura, separa as superfícies deslizantes a maior parte do tempo.” Neste sentido, o autor alerta que materiais submetidos a grandes ciclos de tensão, pode resultar a formação de grandes partículas, e faz recomendações no uso de boa qualidade e que não tenhas fraturas facilmente.

Stoeterau, (2004, p.90), exemplifica que “em materiais como o aço para mancais do tipo 52.100 com dureza Rockwell C de 65, o limite de fadiga não é superior ao do mesmo material endurecido com Rc 60, mas sua fragilidade é maior.”

Isso prova que, o desgaste por abrasão é mais elevado em aços duros e frágeis, pois, além da formação de partículas abrasivas, há a remoção das mesmas, causando a fratura com mais facilidade, ou seja volume maior que o apresentado pela equação $K_{ad} = d \cdot ad / pm \cdot L$. O autor ressalta que deve-se observar que este tipo de abrasão é elástica e não plástica, e que os elastômeros são os usados em ambientes abrasivos, tendo um desempenhos menor em tarefas fortes e duros(STOETERAU, 2004).

4.4.3 Desgaste Dominante por Oxidação

Este desgaste ocorre durante o contato entre as superfícies, em escorregamento com altas velocidades, e a oxidação é resultado da presença do oxigênio nas mediações destas superfícies em contato. Da mesma forma, ocorre no desgaste por fusão, onde a velocidade inferior a **1 m/s** os detritos, resultado causado pelo escorregamento de duas superfícies metálicas em contato, ou seja, oxido de ferro.

“Uma velocidade de **1 m/s** é o suficiente para produzir picos de temperatura $Q_{máx}$. O suficientemente elevados (**» 700 °C**) para produzir oxidação. O valor de $Q_{máx}$. é fortemente dependente da velocidade e varia muito com o carregamento” (STOETERAU, 2004, p.91).

Apesar do uso de um filme de óxido pode suprimir o desgaste, amenizando o grau de interação entre superfície, Stoeterau, (2004, p.91), nos diz que, 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 subseqüentes de material sofrem menor condução de calor da camada oxidada, ou seja a camada oxidada 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.

Dessa forma, a oxidação leve, média e severa, se dá devido à camada de óxido ser fino e frágil.

Em síntese, pode-se dizer que o desgaste dominante por oxidação, deriva da combinação do processo oxidativo e da ação mecânica, entre as duas superfícies em contato (HANDBOOK FOR SINTERED COMPONENTS, METALLOGRAPHY, 2004).

Para que se possa relacionar a taxa de desgaste v com parâmetros de operação, usa-se a aplicação de Arrhenius:

$$Q_o x = C e^{\frac{-Q_o}{RT_{max}}} * \frac{P}{U}$$

Ou seja,

- $Q_o x$ = taxa de desgaste;
- C = constante;
- Q_o = energia de ativação de oxidação para ferro;
- R = Constante universal molar dos gases;
- $T_{max.}$ = Temperatura;
- P = pressão; e
- $*U$ = velocidade de escorregamento.

No caso de aços Stoeterau, (2004, p.91), adverte que, 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.

A figura 45 mostra o exemplo do fluxo de calor em uma aspereza na superfície de aço submetido a atrito.

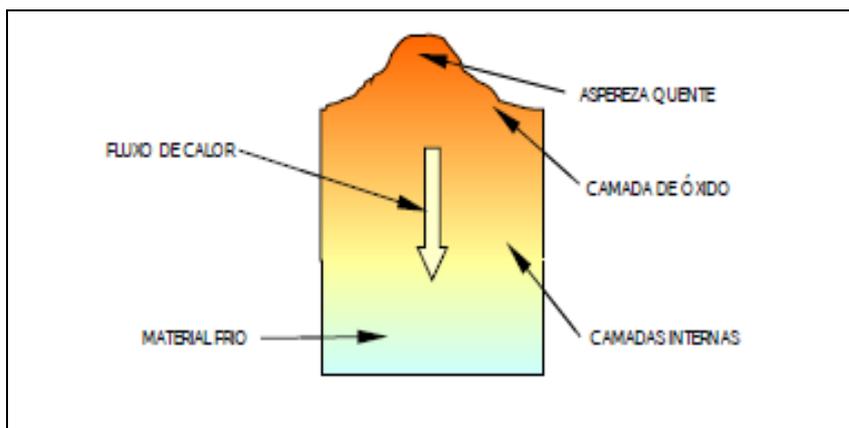


Figura 45 - fluxo de calor em uma aspereza na superfície de aço submetido a atrito
 Fonte adaptada: Stoeterau, (2004, p. 91) Apostila EMC 5315

Problemas da expansão volumétrica decorrentes da transformação martensítica, também podem aparecer, tais como: aumento da taxa de oxidação, mas filme de óxido amolecido e se deformando localmente, absorvendo calor latente. No caso de um filme fino nessa região, flui e se espalha nas regiões mais frias da superfície e acaba se solidificando.

Segundo Stoeterau (2004, p. 92) “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 pela equação $W' = 3\sigma_e p r^2$.

$$Q_{ox} = \frac{f m * (A p + B \sqrt{p}) W}{U}$$

De acordo com Willians, (1994), os parâmetros próprios dos materiais são **A** e **B**, o fator de perda de óxido é **fm**.

4.4.4 Outras Formas de Desgaste

4.4.4.1 Desgaste por fadiga superficial

É provável que o modo predominante de a maioria dos tipos de desgaste é devido à libertação de material a partir da superfície por fadiga, se a natureza do movimento unidirecional ou alternado.

Classificar um determinado tipo de falha como o desgaste fadiga pode ser confuso. No entanto, o desgaste é o termo é reservado para identificar a falha de contatos lubrificadas, em casos como os rolamentos de esferas ou rolos, engrenagens, cames e mecanismos de fricção de condução.

Neste contexto, o desgaste por fadiga superficial, esta relacionado com a ação do óleo lubrificante existente entre as superfícies (STOETERAU, 2004).

A perda de material é devido à liberação de corrosão de superfície é como nas engrenagens. Sob alta pressão, este óleo aprisionado age como uma cunha que aprofunda a trinca, ou seja, as fissuras de fadiga aparecem sob a superfície num ponto em que a tensão de cisalhamento é máxima.

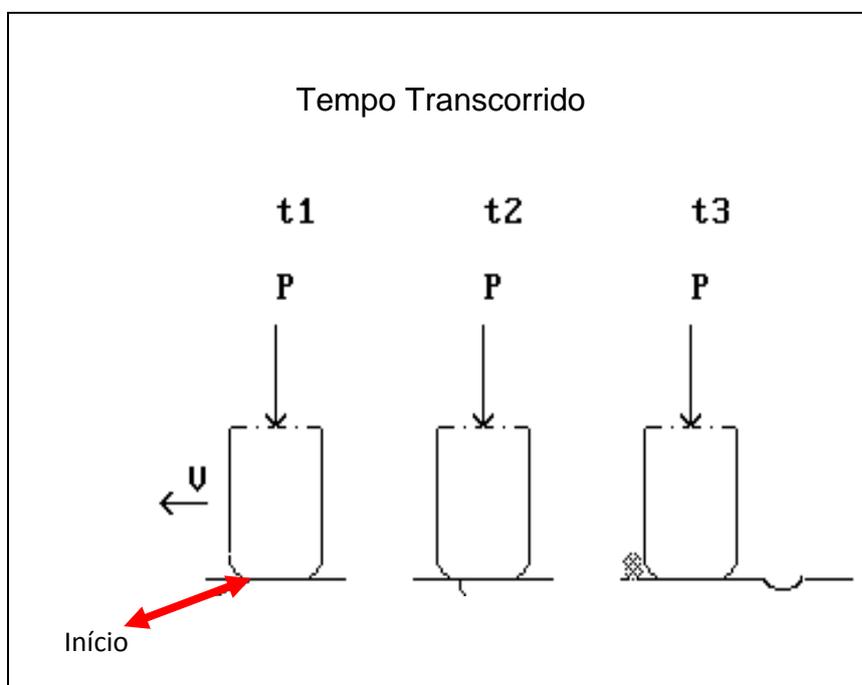


Figura 46 - Desgaste por fadiga superficial
Fonte: Autor (2014)

Stoeterau, (2004, p. 93) explica que,

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.

Stoeterau, (2004), ressalta quando óleos contem viscosidade maior, não formam cunha e nem trinca, portanto não existe a possibilidade da fadiga superficial

Sem óleo, é impossível ocorrer a formação de crateras ou pitting, pois quando testada a seco as superfícies rolantes, é notado a formação apenas de escamas mas não de cavidades (STOETERAU, 2004).

Neste sentido, pressupõe que o período de desempenho do componente depende da carga aplicada e, tem a relação com a equação:

$$Vd = \frac{C^3}{L}$$

Ou seja, “**Vd** a vida em ciclos de carregamento, **L** a carga aplicada e **C** é uma constante” (Stoeterau, 2004, p. 93)

O uso de uma camada externa dura, obtida por cimentação, nitretação ou sulfurização, pode proporcionar uma superfície com alto limite de resistência na região vulnerável onde se inicia as rachaduras, melhorando a vida desses componentes.

4.4.4.2 Desgaste por erosão

Tal desgaste provoca perda de material na superfície de contato com uma suspensão líquida contendo certa quantidade de partículas abrasivas, como mostrado na (Figura 47), o movimento relativo entre o fluido e a superfície é essencial, uma vez que a força partículas, que são realmente responsáveis pelos danos, se aplica cinematicamente. No desgaste erosivo é onde o movimento relativo das partículas sólidas é quase paralelo à superfície corroída erosão em que o movimento relativo das partículas é quase normal (perpendicular) à superfície é chamado erosão abrasiva, por outro lado, corroído conhecido como erosão de baixo impacto,

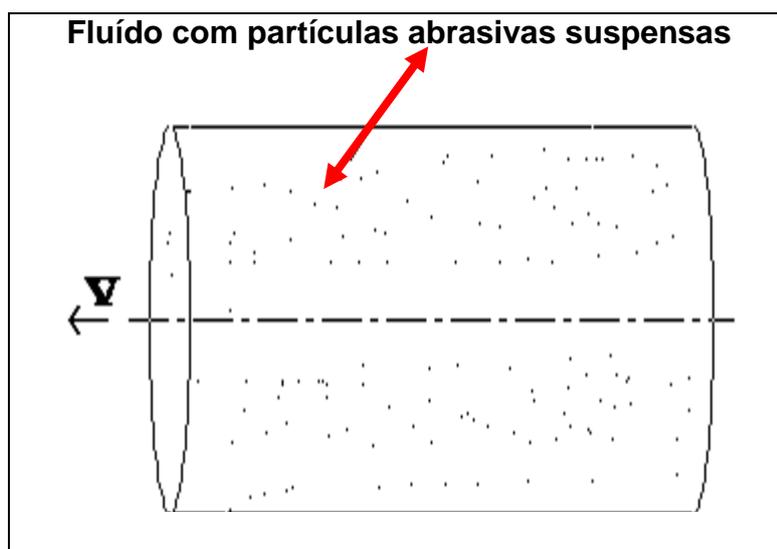


Figura 47- Desgaste erosivo devido à ação de um fluido com partículas abrasivas
Fonte: Autor (2014)

4.4.4.3 Desgaste corrosivo

Ocorre em turbinas, tubulações e bombas por onde circulam gases combustíveis ou não, líquidos e vapores.

Nas turbinas e bombas, os desgastes metálicos podem ser explicados pela interferência mecânica de pequenas projeções ou asperezas das superfícies em contato e em movimento.

Ao se deslocar uma das superfícies, essas imperfeições (saliências e depressões) podem se alojar uma à outra, de forma que se a força responsável pelo movimento for maior que a que se opõe ao movimento, ou seja, a força de atrito, as saliências serão deformadas ou arrancadas.

Neste sentido, podemos supor que quanto mais regular e polida for uma superfície menor será o desgaste sofrido por esse metal, atenuando o desgaste introduzindo entre as superfícies uma película lubrificante de forma que essa empeça o contato entre elas.

O que contribui também para o desgaste é o calor gerado pelo atrito, o calor produzido causa uma soldagem das partículas, e a pressão e os movimentos das superfícies em contato arrancam essas partículas deixando vazios em forma de depressões. Exemplo de Stoeterau (2004, p. 96):

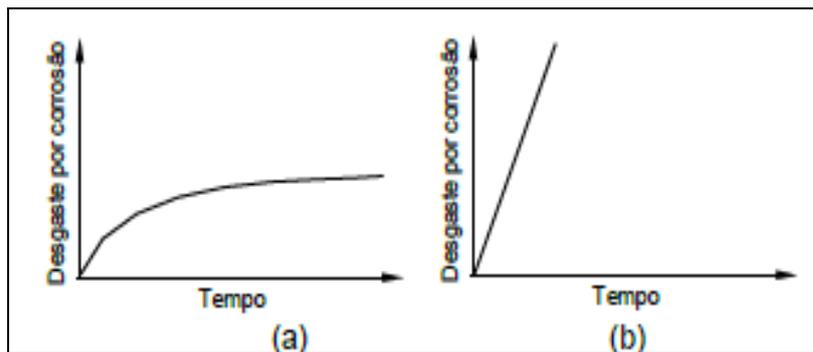


Figura 48 - Relação corrosão tempo para um sistema
 Fonte adaptada: Stoeterau, (2004, p. 96) Apostila EMC 5315

- a) em que se forma um produto da reação protetor;
 b) em que não se forma filme, ou mesmo, que o filme não protege a superfície.

4.4.4.4 Desgaste por Fusão

O desgaste por fusão, pode ser observado em testes com aços mesmos a velocidades inferiores a 1 m/s . Em caso de velocidades maiores o coeficiente de atrito pode diminuir.

De acordo com Stoeterau (2004, p. 94),

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.

Segundo o autor, conforme a analogia ao modelo para zona desgastada por fusão, pode-se fazer o escorregamento de sólido sob o gelo ou neve. Com o atrito a neve ou gelo serão derretidos, surgindo o efeito de sustentação hidrodinâmica para o sólido, por meio de um filme fino de água.

Conforme Lim e Ashby, (1987 apud Stoeterau 2004, p.94), a equação $v = A p - B/U$ 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.

Já para Willians (1994) essa equação é representada da seguinte forma:

- 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

4.4.4.5 Influência da velocidade no desgaste mecânico

Nas velocidades de deslocamento menores do que 0,1m/s (equivalente a 10 em uma escala normalizada de 100ª a atenção é dada apenas no efeito da força, ou seja, na deformação da superfície. Neste sentido, pode-se seguir a equação $Q=kW/3H=K/WH$, pois, esse modelo de Archard, tem como objetivo prever o coeficiente de desgaste **K** em função dos parâmetros do material e processo (STOETERAU, 2004).

Esse tipo de desgaste pode ser representado pela figura 18, que veremos no capítulo que se segue, com algumas considerações sobre os parâmetros geométricos e qualidade superficial.

4.4.4.6 Desgaste por Acomodação ou Partida (amacramento)

Conhecido popularmente como “amacramento”, o desgaste por acomodação pode-se dizer que, são componentes submetidos a movimento relativo, com carregamento leve ou pleno, pela primeira vez.

Para Stoeterau, (2004, p. 95) “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.” Portanto, por ter a taxa de desgaste inicial elevada, as asperezas são removidas, diminuindo o desgaste, dessa forma aplainando e acomodando as superfícies em contato, ou seja, estabilizando-as, garantindo o desempenho equipamento.

“O mecanismo de desgaste de partida na realidade é uma combinação de mecanismo, principalmente adesão e abrasão, os quais operam simultaneamente” (STOETERAU, 2004, p. 95). Abaixo exemplo de gráfico do período inicial do desgaste, seguido do período de taxa menor, e término, onde mecanismo de fadiga passa a dominar.

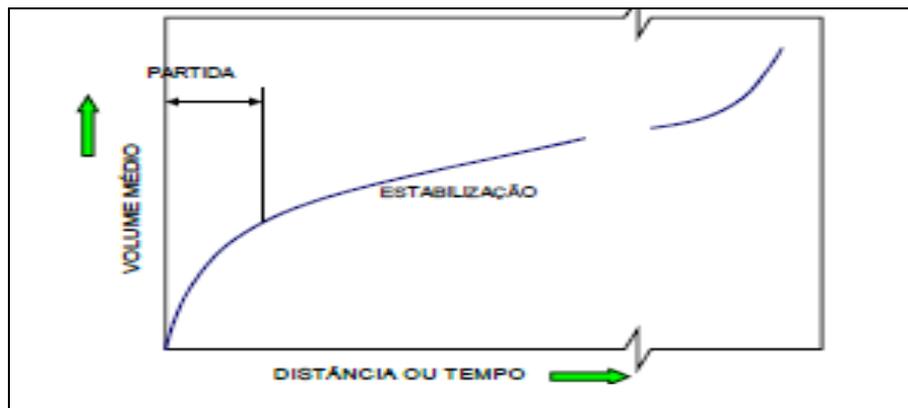


Figura 49 - Gráfico típico de desgaste ao longo da vida de um componente.
Fonte: Stoeterau, (2004, p. 95) Apostila EMC 5315

5 Projetando para Desgaste

Projetar consiste em formular um plano para a necessidade de uma satisfação específica quanto a solução de um problema, e neste caso, um projeto em busca de soluções quanto ao desgaste. Neste sentido, e conforme Stoeterau, (2004, p.97) é necessário dispor de uma tabela de coeficientes de desgaste que forneça valores para todos os pares de materiais sólidos que conhecemos, “estando esses pares sob condição de contato de escorregamento a seco, ou sob todos os possíveis estados de lubrificação e contaminação”.

Assim o primeiro passo é listar valores de coeficientes de desgaste conforme as tabelas abaixo apresentadas da *American Society of Mechanical Engineering* (ASME, 1980).

Par de Materiais	Ambiente	Coefficiente 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 34- Coeficiente de desgaste segundo Holm – (1946)

Fonte: American Society of Mechanical Engineering- ASME (1980, apud Stoeterau, 2004, p.98)

Superfícies Não lubrificadas	Par de Materiais K (para transferir)
Cadmio em Cadmio	57 X 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 35 – Coeficiente de desgaste segundo Archard – (1953)

Fonte: American Society of Mecânica Engineering- ASME (1980, *apud* Stoeterau, 2004, p.98)

Par de Materiais	Coeficiente de desgaste K
Aço baixo carbono em Aço baixo carbono	70 X 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 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
Metal duro em Metal duro	0,01

Tabela 36 – Coeficientes de desgaste segundo Hirst (1957)

Fonte: American Society of Mecânica Engineering- ASME (1980, *apud* Stoeterau, 2004, p.99)

O segundo passo “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” (STOETERAU, 2004, p.99).

A seguir, exemplo um exemplo de tabela sistemática dadas por Stoeterau, (2004), para uso na análise da maioria das superfícies metálicas sob condições de desgaste por adesão.

Metais em Metais			Metais em Não Metais
Condição	Favorável	Não favorável	
Limpo	1,7 X 10 ⁻³	6,7 X 10 ⁻⁵	1,7 X 10 ⁻⁶
Com lubrificação pobre	6,7 X 10 ⁻⁵	3,3 X 10 ⁻⁵	1,7 X 10 ⁻⁶
Com Lubrificação média	3,3 X 10 ⁻⁶	3,3 X 10 ⁻⁶	1,7 X 10 ⁻⁶
Com lubrificação excelente	3,3 X 10 ⁻⁷	3,3 X 10 ⁻⁷	3,3 X 10 ⁻⁶

Tabela 37 – Coeficientes de desgaste segundo Rabinowicz – 1958

Fonte: Stoeterau, (2004, p.99) - Apostila EMC 5315

Observação feitas por Stoeterau, (2004, p.99) com os valores de k das tabelas 36 e 39 usa-se a expressão $Q_{ad} = K(WL)/H = K(W.L)/3.\sigma$

Metais em Metais				
	Idêntico	Compatível	Parcialmente Compatível e Incompatível	Incompatível
Sem Lubrificação	1500 X 10 ⁻⁶	500 X 10 ⁻⁶	100 X 10 ⁻⁶	15 X 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 38– Coeficiente de desgaste para desgaste por adesão

Fonte: Stoeterau, (2004, p.99) - Apostila EMC 5315

	Idênticos	Outras combinações
Sem Lubrificação	1.000 X 10 ⁻⁶	500 X 10 ⁻⁶
Com lubrificação pobre	300	100
Lubrificante a base de hidrocarboneto (Ex. Óleo mineral)	1000	100
Lubrificante polar (Ex. Policlorotrifluorcarbono)	50	25

Tabela 39– Coeficiente de desgaste para Titânio e suas ligas

Fonte: Stoeterau, (2004, p.99) - Apostila EMC 5315

5.1 Princípio do método de categorização

De acordo Stoeterau, (2004, p.99), para que se possam apresentar questões acerca das tabelas 37, 38 e 39, é necessário compreender o princípio do método de categorização e os termos nele utilizados, assim,

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 aderirem 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.

Neste contexto, em testes experimentais, os parâmetros usados na tabela 36, foram obtidos, por meio dos valores de desgaste de metais com estrutura cúbica. Em relação aos Metais com estrutura hexagonal, metais nobres e metais com componentes auto-lubrificantes, têm regras diferenciadas e não foram consideradas neste estudo.

Já as tabelas, 38 e 39, são coeficientes de desgaste adesivo e, não se aplicam desgastes abrasivos ou corrosivos. Nos casos de predominar mais de um desgaste - adesivo abrasivo e corrosivo -; deve-se usar o coeficiente de desgaste global, ou seja, a soma dos dois valores de coeficiente de desgaste. Stoeterau, (2004, p.100), adverte que “essas tabelas devem ser usadas com superfícies metálicas na condição de escorregamento”.

5.2 Categorias

5.2.1 Metal contra metal

Composta por metais elementares, tais como o cobre, incluso de 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 maior 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.

5.2.2 Sub - categorias em metal contra metal

5.3 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:

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

5.4 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 da tabela 39.

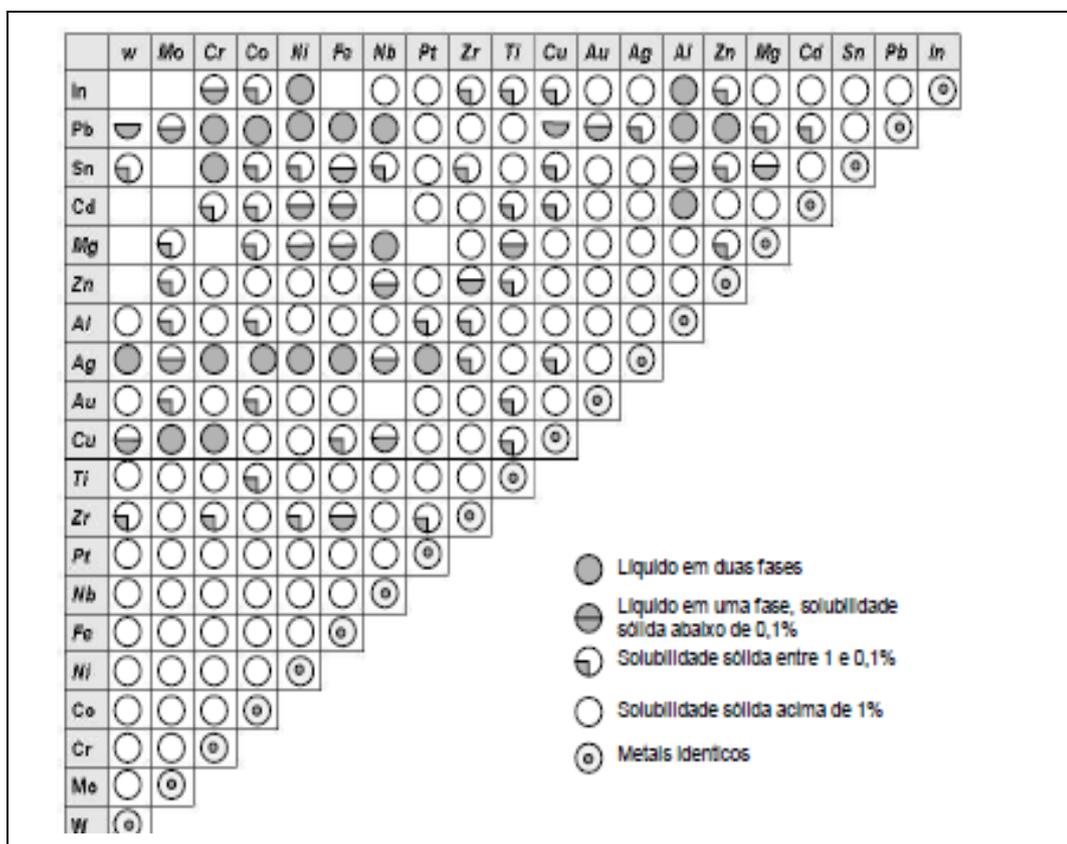


Figura 50 – Gráfico de compatibilidade baseado no diagrama de fases binárias
Fonte: Stoeterau, (2004, p.102) - Apostila EMC 5315

A Figura 50 pode-se notar 175 situações de compatibilidade. São 2450 pares que podem ser formados com os 70 elementos metálicos. Porém, informações sobre a fase binária de alguns desses pares não foram encontradas nas literaturas recorrentes (STOETERAU, 2004).

Segundo Stoeterau, (2004, p.102),

os pares compatíveis são representados por um círculo branco, 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.

Já os metais incompatíveis, são pares de metais constituídos de duas fases fundidas e são representados por um círculo cinza escuro. O metal em não metal, representado pelo componente não metálico, e sua representação ficará para um próximo estudo.

Na descrição dos termos das linhas da tabela de coeficientes de desgaste, Stoeterau, (2004, p.102), diz que,

Superfícies não lubrificadas, no ar: 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: 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: 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: incluem 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.

A única forma de se obter uma lubrificação adequada é por meio da implantação de um programa voltado para as análises de óleo, de forma a reduzir os gastos relacionados a reposição de peças, horas paradas, mão de obra, e, volume de óleo lubrificante ora consumido

5.5 Desgaste em Superfícies Lubrificadas

De acordo as teorias de Stoeterau, (2004, p.104), o “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.”

Neste sentido, o desgaste ocorre devido aos arranques ou nas paradas, motivadas por vibrações. Partículas sólidas, também podem provocar o desgaste, ao penetrarem o filme fluido (STOETERAU, 2004).

“Os valores de desgaste podem ser obtidos nos arranques e nas paradas se os percursos percorridos durante a lubrificação limite puderem ser determinados.” (STOETERAU, 2004, p.104).

Stoeterau considera o desgaste de dois cilíndricos idênticos e paralelos rolando em contato, como pequeno, pois o contato é em rolamento puro. Já em mancais de esferas, engrenagem roda em trilhos, há uma pequena porcentagem de desgaste, devido ao escorregamento na interface com uma relação típico escorregamento e rolamento.

Na visão de Stoeterau, (2004, p.104) “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.” Podendo ser verificado em uma linha da tabela 36.

Observa-se que no estudo de Stoeterau, (2004) foram consideradas de forma absoluta as qualidades e condições de lubrificação. Neste sentido, entende-se enquanto a temperatura na interface for menor que o valor característico do lubrificante, ou seja, a temperatura de transição; sua efetividade é mantida, caso contrário, cai rapidamente a qualidade da lubrificação.

Para Stoeterau, (2004, p.104) em termos da tabela 36,

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.

Dessa forma, a temperatura de transição é de 1500°C, para os lubrificantes minerais típicos, Já em lubrificante sintético de boa qualidade, chega atingir uma temperatura 210°C. Nos lubrificantes pobres, a temperatura chega apenas em 50°C, ao passo que lubrificantes bons podem atingir uma temperatura acima de 200°C. Em outros tipos de lubrificantes essa temperatura é variável.

5.6 Materiais com Propriedades Excepcionais de Desgaste

Nos metais nobres - prata, ouro, paládio, platina, irídio-; caso forme uma camada de óxido, o coeficiente de desgaste seria apenas de 1/3 (um terço). Para que se possa calcular o coeficiente destes materiais, utilizar a tabela 34 localizar o valor na posição adequada, dividindo-o por 3 (tres).

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. (STOETERAU, 2004, p.106).

Já os metais com estrutura hexagonal e suas ligas - zinco e cádmio-; são tratados como metais com estrutura cúbica e tem seus coeficientes de desgaste apresentados na tabela 38 No cobalto e magnésio, o coeficiente de desgaste é menor que os metais cúbicos, podem ser tratados como se não fossem hexagonais podendo ser obtido o valor na linha da tabela 34, mas em uma coluna diferenciada, ou seja, “uma coluna para a direita” (STOETERAU, 2004, p.106).

Nos materiais de difícil categorização-Ligas, Stoeterau (2004, p.106) nos diz que “na liga com componentes moles 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.”.

O autor apresenta uma “lacuna” encontrada nesta regra, que pode afetar o coeficiente de desgaste se aplicada em um componente com concentração em volume menor que 8%, a não ser que, duas condições sejam dadas: “o componente é mais mole que o componente principal, no mínimo **3X**; o componente não é mais compatível que o componente principal, em relação à outra superfície em escorregamento” (STOETERAU, 2004, p.106).

Neste contexto o valor de **K**, é simétrico ao valor principal, dessa forma, deve-se usar o valor de **k** nos componentes mais moles para tornando assim, a média geométrica.

Stoeterau (2004, p.106) apresenta como exemplo, 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 como 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 2×10^{-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 $0,78 \times 10^{-6}$.

Nos metais compostos auto – lubrificados, como o metal-grafite, metal-teflon e metal- MoS₂, suas composições auto-lubrificadas têm uma concentração de 8% ou mais em volume. Para Stoeterau (2004, p.106),

o valor de k é a média geométrica dos valores para as duas condições.[...] quando o estado de lubrificação das superfícies é “não lubrificado” ou “pobremamente 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 .

Mesmo considerado um componente auto lubrificado, no ferro fundido, pode-se usar o valor de K , devido ao conteúdo de grafite ser baixo para garantir uma boa lubrificação.

5.7 Projetando para Desgaste Zero

5.7.1 Modelo Empírico para Desgaste Zero

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 (STOETERAU 2004, p.106).

Segundo Stoeterau (2004) distingui-se a distância de escorregamento como:

- Aa é a dimensão da área de contato aparente na direção de escorregamento,
- n é o numero de passos;
- $\pi_{máx}$ é a máxima tensão tangencial na vizinhança da superfície,
- τ_e é a tensão tangencial de escoamento do material especificado,

- γr é uma constante para a combinação particular de material e lubrificante,

5.7.2 Exemplo de Utilização do Modelo Empírico para Desgaste Zero

Conforme os valores dados acima por Stoeterau (2004) da distância de escorregamento, o modelo empírico indica que ocorrerá desgaste zero para n passos se:

$$T_{max} V \left[\frac{2 \times 10^3}{n} \right]^{1/9} \gamma r \tau_e$$

Também pode ser executado sem que o nível de desgaste zero seja ultrapassado, usando-se da equação:

$$n = 2 \times 10^3 \left[\frac{\gamma r \tau_e}{T_{max}} \right]^9$$

De acordo com Stoeterau (2004, p.106), “[...] essa constante γr é referida a 2000 passos, e deve ser determinada experimentalmente”.

Neste sentido, γr assume uma série de valores e condições de escorregamento: “para lubrificação quase hidrodinâmica, γr varia entre 0,54 e 1,0; atrito seco ou lubrificação limite, γr é 0,54; materiais com pequena suscetibilidade para desgaste por adesão; materiais com alta suscetibilidade para esse tipo de desgaste é 0,20 “(STOETERAU, 2004, p.106).

Os valores das gramas das várias combinações de materiais e lubrificantes estão inseridos na tabela 39. Observa-se que se devem incluir forças normais e de fricção para o cálculo para a máxima tensão de cisalhamento $t_{máx}$, na vizinhança da superfície de contato. Segundo Stoeterau (2004, p.106), “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 $t_{máx}$ ”.

O estado das tensões é bi-axial, visto que a força de atrito gera apenas um componente normal de tensão e um tangencial, neste caso a equação é:

$$T_{max} = K_e \sqrt{\frac{(\sigma_n)^2}{2}} = \tau_e$$

a tensão normal σ_n é igual à pressão normal p_o , a tensão tangencial τ_a gerada pelo atrito é igual ao coeficiente de atrito m vezes a pressão normal p_o , e k_e os valores típicos de k_e variam entre 2 e 3 para bordos arredondados, até 1000, para bordos com cantos agudos (STOETERAU, 2004)

Combinação de Material	Lubrificante veja tabela	γr	μ
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 sintetizado	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
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
	A	0,54	1,78
	B	0,54	0,11
	C	0,54	0,12

Tabela 40– Valores da Constante γr e μ para Várias Combinações de Materiais e Lubrificantes
Fonte: Stoeterau, (2004, p.107) - Apostila EMC 5315

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	33,0API	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	

Tabela 41– Características dos Lubrificantes A, B, C e D
 Fonte: Stoeterau, (2004, p.108) - Apostila EMC 5315

Neste sentido, podemos reescrever a equação $T_{max} V [2 \times 10^3]^{1/9} \gamma r \tau_e / n$, como:

$$T_{max} = K_e \sqrt{\frac{(\rho \sigma)^2 + (\mu p_e)^2}{2}}$$

Ou dessa forma,

$$T_{max} = K_e p_e \sqrt{\frac{(\underline{1})^2 + \mu^2}{2}}$$

Segundo Stoeterau, (2004, p.108), “para elemento deslizante do plano com área aparente de contato A_a sob carga normal L ”:

$$P_o = \frac{L}{A_a}$$

Já para “um eixo de um mancal radial com o mesmo diâmetro nominal d e comprimento l ” (STOETERAU 2004, p.108) nos dá:

$$P_o = \frac{L}{Ld}$$

Outros tipos de geometrias podem ser encontrados em literaturas referentes aos estudos da resistência de matérias. Geralmente essas expressões usadas para calcular a máxima tensão consideram-se “o numero de ciclos, cursos, oscilações, ou horas de operação na vida prevista no projeto” (STOETERAU 2004, p.108).

Dessa forma, durante a operação dos pares de escorregamento, um dos elementos conserva-se completamente carregado, enquanto o outro elemento, após a passagem da carga permanece descarregado por um período. No caso de movimento oscilatório, seu descarregamento é parcial.

O número de passos n_c por operação unitária para o elemento completamente carregado é:

$$n_c = \frac{D_e}{W}$$

Assim,

- D_e : é a distância de escorregamento por operação unitária;
- W : é a largura da área de contato na direção do escorregamento;
- n_c = Número de carregamentos por operação (STOETERAU 2004).

No caso de movimento oscilatório, onde o segundo elemento tem seu descarregamento parcial, para uma oscilação completa, o número de passos será:

$$n_{pd} = \frac{D_e}{W}$$

Já para o elemento carregado:

$$nc = 2$$

Segundo Stoeterau, (2004) para que se possa projetar para desgaste zero é necessário compreender e utilizar as definições apresentadas. O autor, enfatiza que é importante fazer análise apropriada das tensões na interface de desgaste, como também a utilização da equação $v = Ap - B/U$. Como já mencionado neste estudo, essa equação “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” (LIM; ASHBY, 1987, *apud* STOETERAU, 2004, p.94)

6 LUBRIFICANTES

6.1 Introdução à Teoria da Lubrificação

A finalidade de lubrificação é a separação de duas superfícies com deslizamento entre si, de tal maneira que não produza danos entre ambas as partes, assim a espessura da película do lubrificante deve ser suficiente entre as duas superfícies de contato para evitar o desgaste, como mostrado na Figura 51.

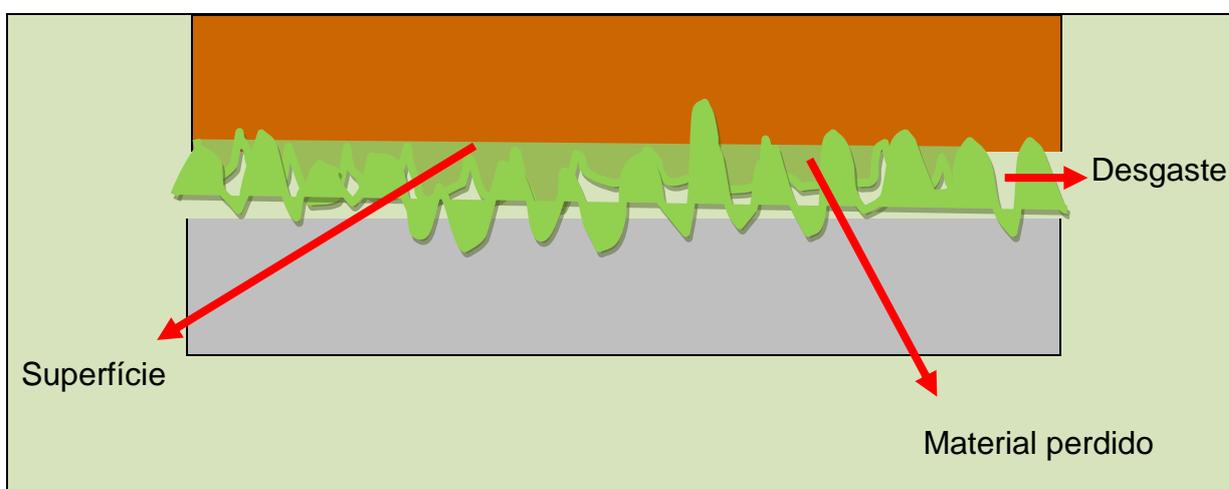


Figura 51- Lubrificante filme entre dois corpos em contato
Fonte: Autor (2014)

O lubrificante, na maioria dos casos é o óleo mineral. Em alguns casos, são utilizados lubrificantes; água, ar ou sintéticos, quando as condições especiais de temperatura, velocidade, entre outros.

Historicamente, é de salientar que apenas a melhoria dos processos de fabricação de elementos de metal (da revolução industrial) e aumento de velocidades de rotação do eixo (acima de um carro normal ou uma fábrica), a lubrificação hidrodinâmica torna tipo normal de lubrificação e começa a ser estudado.

A Lubrificação com graxa (lubrificação limite) recebeu atenção especial de muitos anos atrás. Muitos pesquisadores famosos realizaram experimentos em lubrificação: Leonardo da Vinci (1508), Amontons (1699), Euler (1748), Coulomb (1809).

Amontons Coulomb e descobriu que a força de fricção F que tem de ser ultrapassado para mover um corpo em relação a outro é proporcional à carga

aplicada P normais, ou seja, existe um registro da relação P/F , o chamado coeficiente de atrito.

Os primeiros trabalhos sobre um eixo com rolamentos que trabalham em condições hidrodinâmicas foram realizadas por Pauli (1849) e Hirn (1854). Estes estudos foram analisados pelo cientista russo Petroff em 1883.

Torre entre 1883 e 1885 mostrou que altas pressões foram geradas neste tipo de rolamentos. Este fato foi explicado em 1886 por Reynolds mostrou que era necessário um filme de forma convergente um aumento de pressão é gerada.

Os experimentos de Torre foram fundamentais no desenvolvimento desta teoria. Torre foi convidado para estudar o atrito no eixo de vagões e, ver a melhor maneira de lubrificar.

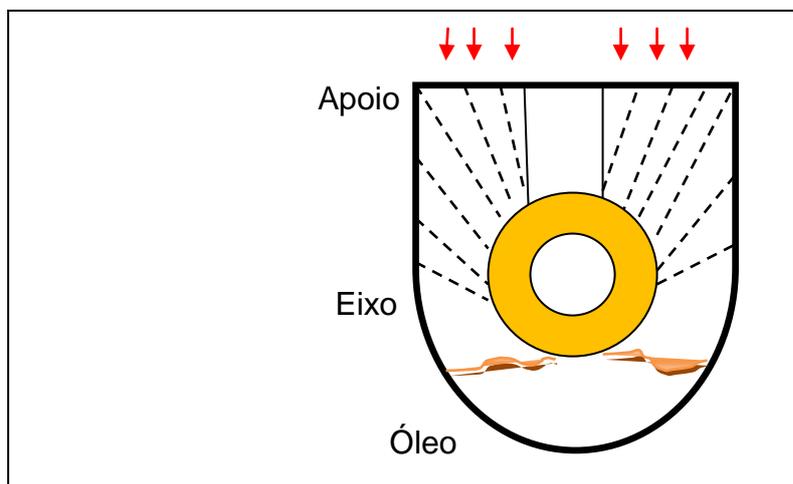


Figura 52 - Eixo e Rolamento
Fonte: Autor (2014)

Durante uma de suas investigações viu um dos seus aspectos parciais tinha um muito baixo coeficiente de atrito (4 "de diâmetro , 6 " de comprimento, 157° arco de contato), submetidos a um furo no suporte, como mostrado na Figura 8, e viu que a pressão gerada pela rotação do eixo foi elevada. Isso o levou a fazer um estudo sobre a distribuição da pressão em toda a largura do rolamento.

6.2 Lubrificantes

Pode-se dizer que a manutenção de qualquer tipo máquina, é feito por meio da lubrificação. Esta lubrificação vai assegurar o bom funcionamento de seus

dispositivos por um longo período de tempo, reduzindo o atrito de suas partes móveis.

Em algumas aplicações, como em mancais de instrumentos delicados, o controle de atrito é o mais significativo. 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 (STOETERAU, 2004, p. 113)

Neste contexto, as funções principais dos lubrificantes são:

- Controle de atrito;
- Controle do desgaste;
- Controle de temperatura;
- Controle de corrosão; Isolante (elétrico);
- Transmissão de potência (hidráulica);
- Amortecimento de choques (amortecedores, engrenagens)
- Remoção de contaminantes (ação de lavagem por jato);
- Formação de vedação (graxa).

6.2.1 Funções de Lubrificantes

A finalidade de lubrificação é para reduzir o atrito, desgaste e aquecimento das superfícies de acoplamento de peças com movimento relativo. A aplicação típica é no rolamento engenharia mecânica, que consiste em Munhão⁴ ou eixo ou rolamento manga.

Os campos de aplicação:

- Virabrequim e bronzinas de um motor (vida de milhares de km).
- Rolamentos de turbinas Centrais (100% de confiabilidade).
- Fatores a serem considerados no projeto técnico e econômico são:
- Aplicado cargas e condições.
- Termos de instalação e manutenção.

⁴ São partes de transmissão de movimentos articuladas. Nos veículos, a junta homocinética é um exemplo.

- Tolerâncias de fabricação e operação; vida necessária.
- O custo de instalação e manutenção.
- O estudo de lubrificação é baseado em:
 - Mecânica dos Fluidos.
 - Termodinâmica e transferência de calor.
 - Mecânica dos sólidos, materiais.

6.2.1.1 Controle de Atrito

Definida como a força de atrito ou força de fricção entre duas superfícies, a força de contacto, que se opõe ao movimento de uma superfície sobre a outra (força de atrito cinético) ou a força que se opõe ao início do movimento (força de atrito estático). Os lubrificantes devem atuar em três tipos de lubrificação, sendo estes, limite, mista e fluida (STOETERAU, 2004), observando - se que é diferente para cada caso:

No Atrito fluido ou lubrificação hidrodinâmica, o filme de lubrificante deve ser suficiente espesso para que separe completamente as superfícies em movimento. Não pode ocorrer o contato metálico, pois isso pode gerar a perda elevada de energia. Segundo Stoeterau (2004, p. 114) o filme completo, é “melhor tipo de lubrificação e, com ele, o coeficiente de atrito é, geralmente, muito pequeno, atingindo valores de 0,001 ou menos”.

Já a lubrificação fluida, contribui no controle do atrito, minimizando as perdas por atrito fluido⁵, ressaltando-se que as perdas por bombeamento podem ser maiores, em sistemas com lubrificação forçada.

Na lubrificação hidrodinâmica “a viscosidade é definida como a propriedade física de um fluido que oferece resistência ao movimento relativo de suas partes componentes” (STOETERAU, 2004, p. 114) Neste sentido, para minimizar essa resistência é necessário aplicar a força, conforme a seguir:

$$F = n A p v \frac{u}{h}$$

⁵ “Perdas no cisalhamento interno do lubrificante e perdas por bombeamento para garantir um suprimento contínuo”. Cf. APOSTILA. Tribologia - EMC 5315, op.cit., p.114.

Sendo que:

- n é a viscosidade absoluta ou dinâmica;
- Apv é a área projetada na vertical,
- u/h é a gradiente de velocidade através do filme de lubrificante.

Este lubrificante influencia no atrito, por meio da viscosidade. No sistema mancal outras variáveis podem ser usadas. Outros fluidos, podem até ser considerados lubrificantes, mas somente sob as condições hidrodinâmicas, se podem lubrificar superfícies em atrito. Existem muitas variações na viscosidade absoluta, de acordo como mostra a tabela abaixo:

Fluido Centipoise	Fluido Centipoise
Mel (aproximado) 1500	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

Tabela 42-Viscosidade de Fluidos a 20°C
 Fonte: Stoeterau (2004, p.114) - APOSTILA EMC 5315

Stoeterau (2004, p.114), em relação à temperatura e a viscosidade, diz que:

o calor é resultante 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 deseja obter 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 inter-relacionados e deve-se procurar calcular o calor gerado em um sistema se deve ser feito um controle do atrito através da viscosidade.

Neste sentido, a viscosidade não é o fator principal na lubrificação mista. Em determinado tempo é condicionado ao filme fluido, mas, outras vezes, o coeficiente de atrito, pode ser influenciado por as asperezas superficiais das partes em movimento, onde se pressupõe o rompimento, ou até mesmo quando a espessura do filme lubrificante diminui, ocasionando o contato metálico. Dessa forma, “o controle de atrito pode depender mais das propriedades relativas à interface

lubrificante – superfície do que propriamente das características do lubrificante óleos minerais com baixo refinamento” (STOETERAU, 2004, p.114)

Para esse tipo de lubrificação, se pode ter mais vantagem se for usado os óleos minerais com baixo refinamento. Estes óleos possibilitam maior absorção pelas superfícies do mancal, evitando assim, o contato metal com metal, uma vez que existem materiais polares, onde processo de refinamento, acaba por remover esses componentes.

Já na lubrificação mista, o atrito pode ser controlado por ácidos graxos, graxas, ésteres, alguns dos produtos químicos e alcoóis. A combinação destes materiais polares pode diminuir o atrito entre as partes. A os mecanismos que dão garantia de uma camada de baixo atrito é a reação química, dada em escala microscópica.

Para a lubrificação mista o coeficiente de atrito tem que superior ao da lubrificação hidrodinâmica - filme completo; aumentando a geração de calor e serão maiores as perdas por atrito. Stoeterau (2004, p.114) conceitua que “dependendo das superfícies dos mancais e dos aditivos empregados, o coeficiente de atrito pode ser reduzido para 10% a 95% do valor encontrado com óleos sem aditivos”.

Na lubrificação limite, os efeitos da contaminação superficial (atrito), dependem bem menos de suas propriedades, pois:

a reatividade das superfícies em atrito com os aditivos do lubrificante, da temperatura de decomposição do produto final dessas reações, e da 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 (STOETERAU, 2004, p.114).

Em síntese, para se controlar o atrito, os lubrificantes funcionam sob condições de filme fluido, por meio de sua viscosidade, da densidade do filme e das privações de energia.

6.2.1.2 Controle de Desgaste

O desgaste ocorre, em um sistema lubrificado, por três mecanismos: abrasão, corrosão contato metálico, conforme já citado parágrafos acima. A função do lubrificante é combater cada um desses tipos de desgaste.

No desgaste por abrasão, usa-se o jato do lubrificante com alimentação forçada para se remover as partículas sólidas nocivas da área das superfícies lubrificadas. Em um sistema de lubrificação sujeito a contaminantes abrasivos, acessórios como Filtros e vedações são muito importantes.

Já no desgaste corrosivo, os lubrificantes funcionam de duas maneiras para minimizar o desgaste:

Um refinamento apropriado somado ao uso de inibidores de oxidação reduz 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 (STOETERAU, 2004, p.117),

Para evitar este tipo de desgaste, normalmente severo, deve-se usar um suprimento adequado de óleo com viscosidade adequada.

6.2.1.3 Controle de Temperatura

De acordo com Stoeterau (2004, p.117), “a temperatura de um sistema lubrificado é diretamente proporcional ao trabalho dispendido para movimentar as partes, uma em relação à outra, e à temperatura ambiente.” Sabe-se que ao ocorrer o contato metálico, o calor gerado aumenta a temperatura superficial dos metais, podendo causar à fusão das partes.

No controle dessa temperatura, a lubrificação tem uma função muito importante, pois, as características típicas dos óleos contêm grande capacidade de trocas térmicas, e permitem, em quantidades de fluxo calculado, resfriar as superfícies, que venham a ter aquecimento em função dos movimentos atritantes.

A capacidade do lubrificante em absorver, ou transmitir calor das altas temperaturas às outras áreas de baixa, fria ou média temperatura é fundamental (STOETERAU, 2004).

Fluido Calor	Específico
Água	1,00
Óleo para turbina a vapor	0,45
Silicone	0,35
Diester	0,43

Tabela 43 - Calor Específico de Fluidos
 Fonte: Stoeterau (2004, p.117) - APOSTILA EMC 5315

De acordo com a tabela 43 os lubrificantes por ser transmissores de calor, absorvem apenas 35 a 50% da temperatura, diferindo-se da água (100%). Neste sentido, se compararmos o controle de temperatura entre água e o lubrificante no mesmo grau, é necessário um fluxo de óleo duas ou três vezes mais que a água.

A condutividade térmica do lubrificante é outra propriedade importante no controle da temperatura, pois corresponde “à quantidade de calor que flui na unidade de tempo, através de uma unidade de área, por unidade de espessura.” (STOETERAU, 2004, p.117). Apresentando apenas $\frac{1}{4}$ de condutividade térmica, o petróleo difere da água. Devido suas propriedades térmicas, água é muito usada como forma de refrigeração nas usinagens de metais.

A lubrificação poderá ser realizada de formas diferentes, sempre se levando em consideração a geometria dos corpos em contato, bem como, a aspereza e textura das superfícies deslizantes, carga, temperatura, pressão, velocidades de rolamento e escorregamento, entre outros. Duas outras funções consideradas importantes dos lubrificantes estão relacionadas com a proteção contra a corrosão e auxílio à vedação (CUNHA, 2005)

6.2.1.4 Controle de Corrosão

Segundo Stoeterau (2004, p.117), “o lubrificante tem um papel duplo no controle de corrosão, 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.

Dessa forma, se no interior de uma máquina predomina a ausência da umidade ou contaminantes corrosivos, naturalmente o risco de corrosão é remoto e, não requer proteção. Já no controle de corrosão das partes externa da máquina, é

necessário o uso de lubrificantes com alta viscosidade, garantindo um filme espesso nas superfícies. Se o lubrificante produz um filme fino nas superfícies metálicas externas, as ações industriais como o uso do ácido, soda cáustica e outros materiais, acabam por contribuir com a corrosão destas superfícies.

Dessa forma, o uso de lubrificante altamente composto, contendo uma capacidade protetora mais elevada podem fazer ser usado no controle da corrosão, lembrando-se que é a renovação do lubrificante deve ser periódica, os excessos também devem ser controlados.

6.2.1.5 Isoladores Elétricos

Em um transformador, o lubrificante pode desempenhar um papel de isolante elétrico. Neste sentido, o óleo lubrificante usado, não pode ser viscoso; o fulgor a 150°C, viscosidade de 80 a 140 SSU a 38 °C (STOETERAU, 2004).

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 (STOETERAU, 2004, p.118).

Nota-se que, por ter uma função importante, no isolamento elétrico devem ser usados produtos especiais para garantir uma boa lubrificação.

6.2.1.6 Transmissão de Potência (Hidráulica)

A função do lubrificante pode ser definida como um meio de transmitir energia, através de um líquido confinado sob pressão. Na seleção do fluido para esse tipo de aplicação, deve-se adotar os de baixa compressibilidade. O componente de entrada de um circuito hidráulico denomina-se bomba. Os atuadores podem ser linear ou rotativo; no caso de motores hidráulicos. A fonte de energia é o acionador, tal como, o motor que gira a bomba. A maior parte das bombas incorpora vários elementos de bombeamento tais como pistões, palhetas, parafusos ou engrenagens hidráulicas. Nestes casos, usa-se um lubrificante de baixa viscosidade, para reduzir perdas por atrito, e alta densidade para maximizar a energia cinética do fluido.

“Em muitas máquinas os sistemas estão combinados, com bombas sendo utilizadas para gerar pressão ou velocidade e, nesses casos, deve ser escolhido um elemento fluido de compromisso” (STOETERAU, 2004, p.118).

Como em qualquer sistema de lubrificação, os transmissores de potencia hidráulicos, devem estar livres de contaminação, e de ar, para evitar a formação de espuma.

6.2.1.7 Amortecimento de Choques

Como amortecedores de choque, os lubrificantes funcionam de duas maneiras.

a) transformação de energia mecânica em energia cinética do fluido: por meio das vibrações e oscilações do corpo do automóvel, o pistão se movimenta para cima e para baixo em um cilindro com fluido. O fluido, então, se movimenta de um lado para o outro do pistão, e por meio de aberturas que dispersam a energia mecânica através do atrito fluido. Os lubrificantes, neste caso, devem ter uma viscosidade adequada, e não variar significativamente com a temperatura. Normalmente são usados óleos com alto índice de viscosidade (STOETERAU, 2004).

b) por meio de propriedade que apresentam alguns lubrificantes de alterar sua viscosidade com o aumento da pressão: testes feitos com alguns óleos mostrara, 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 (STOETERAU, 2004).

6.2.1.8 Remoção de Contaminantes

Em muitos sistemas, os lubrificantes têm como função remover contaminantes. Dessa forma, os aditivos de detergente-dispersante são usados em motores de combustão interna, para manter partículas em suspensão e retirá-las do Carter e levá-las para filtros projetados para retê-las (STOETERAU, 2004).

A ação de jato dos lubrificantes na usinagem de metais é usada para remover contaminantes sólidos que se localizam entre superfícies com movimentos relativos. Os lubrificantes retêm contaminantes corrosivos, pois evita sua deposição sobre superfícies metálicas, além de levá-los para filtros dispostos no sistema (STOETERAU, 2004).

6.2.1.9 Elemento de Vedação

A vedação é obtida por meio do óleo circulante através de folgas estreitas. Uma função especial desempenhada pelas graxas, é a de servir como elemento de vedação, pois mantém o lubrificante no mancal, evitando dessa forma, a entrada de contaminantes.

Pode-se dizer que as graxas lubrificantes representam a maioria das funções dos lubrificantes fluidos, mas não se adequa em funções como o de controle de temperatura, sendo necessária a ação de jato. A graxa realiza os mesmos procedimentos que os óleos e, no caso de controle da corrosão, graxas com inibidores de corrosão fornecem uma proteção superior à conseguida com lubrificantes fluidos (STOETERAU, 2004).

6.3 Lubrificantes Sólidos ou Materiais Auto Lubrificantes

Os materiais auto lubrificadas apresentam intrinsecamente, boas propriedades tribológicas e são usados devido às diversas vantagens tais como:

- a** – Com uma extensa faixa de temperatura, maior do que a dos fluidos; os óleos perdem sua viscosidade e decompõe ou oxidam em temperaturas levadas; em baixas temperaturas se tornam muito viscosos e, eventualmente, podem solidificar;
- b** – Garantem a separação das superfícies em condições limite, em relação a altas cargas e baixas velocidades;
- c** – Os lubrificantes sólidos, comparados a outros, são muito mais estáveis

quimicamente que os líquidos podendo ser usados em ambientes com acidez elevada, muitos solventes ou que contenham gases liquefeitos;

d – Por ser muito límpido, os lubrificantes sólidos ser usados 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 repassagem complicada, e de equipamentos para circulação do óleo;

g – são estáveis em ambiente de alta radioatividade, onde óleos e graxas seriam degradados;

h – São mais convenientes que óleos e graxas. Um exemplo é o uso de buchas auto lubrificadas em carros modernos, com consequente redução no tempo perdido em manutenções periódicas (STOETERAU, 2004).

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.

6.3.1.1 Metais com Estrutura Hexagonal

Segundo a teoria de Bowden e Tabor (1954 *apud* Stoeterau, 2004) que superfícies perfeitamente limpas podem se deformar plasticamente, apresentando uma apreensão antes que ocorra um escorregamento entre elas, devido ao crescimento das junções.

Porém existe uma classe de metais que não agem dessa maneira, apresentando um 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, deformando-se plasticamente em um único plano de escorregamento, ou seja, no plano basáltico.

Por este escorregamento ser limitado, considera-se que as boas propriedades tribológicas desses materiais, pois, sem essas características é impossível haver um crescimento contínuo das junções, seguindo as teorias Bowden e Tabor (1954)

Esse tipo de material foi usado, recentemente, nas dobradiças de portas de dispositivos espaciais, e encontra uso crescente em áreas inacessíveis como o interior de reatores nucleares.

O coeficiente de atrito do cobalto é $m \gg 0,35$, dessa forma, a estrutura cristalina hexagonal fechada é um exemplo de material, o qual é mantido até 400°C , e ao ser modificado cubicamente de face centrada, devido ao calor gerado no atrito, e a temperatura ambiente, há o crescimento. Observa-se que é desfavorável tribologicamente, quando trabalhado, no vácuo (STOETERAU, 2004).

6.3.1.2 Filmes de Metais Moles

Os filmes de metais moles são muito utilizados em práticas de desgastes pequenos, enquanto os filmes metálicos em substratos mais duros, considerados substituíveis, 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 que são de valores mais baratos, feitos de metal mole, como ligas de chumbo estanho, cobre-chumbo ou alumínio-estanho (STOETERAU, 2004).

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, pois, 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 (STOETERAU, 2004).

A deposição de filmes metálicos em substratos mais duros encontra-se em uso crescente em câmaras de vácuo em dispositivos espaciais. O metal mais usado é o chumbo sobre uma base mais dura, que se apresenta 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 (STOETERAU, 2004).

6.3.1.3 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.

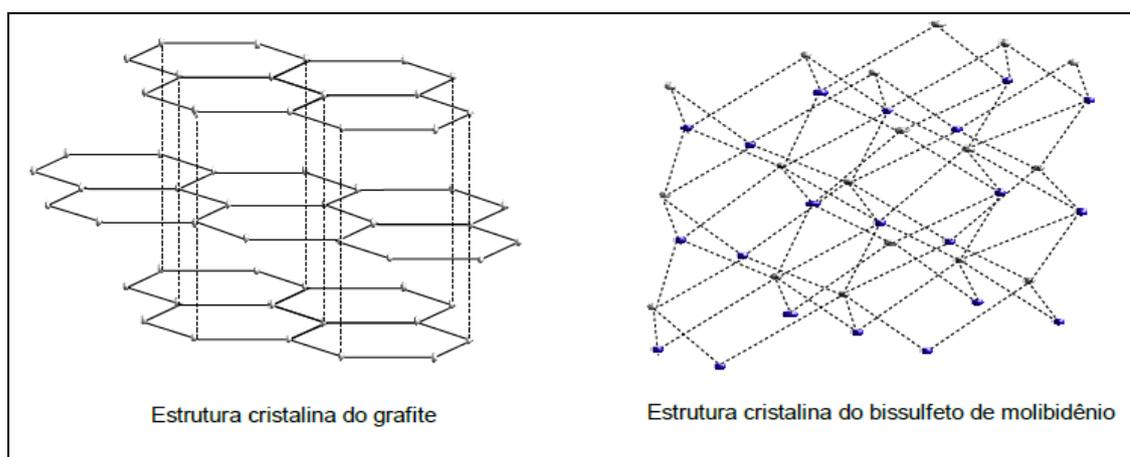


Figura 53 - Estrutura cristalina de alguns lubrificantes sólidos.
Fonte: Stoeterau (2004, p.121)- Apostila EMC 5315

Ambos são excelentes lubrificantes, como, também, outros sólidos lamelares como o dissulfeto de tungstênio, o cloreto de cádmio e o iodeto de cádmio. Porém, 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.

De Stoeterau (2004, p.121),

os sólidos lamelares que podem lubrificar efetivamente apresentam certas características comuns, e 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. Tal orientação reduz a interação mecânica entre as superfícies, e pode ser demonstrado ao reverter a direção do movimento, quando o coeficiente de atrito aumenta significativamente.

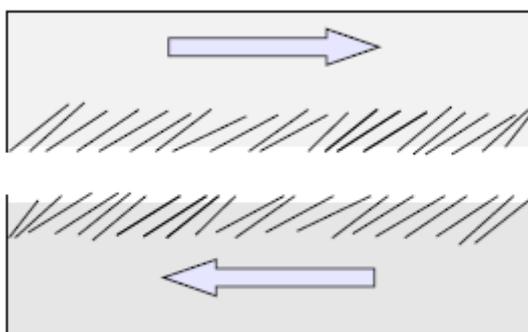


Figura 54 - Ilustração esquemática da orientação superficial desenvolvida durante o escorregamento de lubrificantes sólidos lamelares.

Fonte: Stoeterau (2004, p.121) - Apostila EMC 5315

Apesar de muitas experiências tenham sido feitas com o grafite e o dissulfeto de molibdênio, não há, ainda uma explicação universalmente aceita de seus comportamentos.

Explicações sugeridas por Stoeterau (2004):

C1 – Grafite: A explicação mais antiga para seria que o grafite para a resistência ao cisalhamento paralelo às camadas de átomos são muito pequena, permitindo dessa forma, que as camadas de átomos deslizassem uma sobre as outras com facilidade, fazendo com que o grafite agisse como um lubrificante limite. Essa explicação foi aceita até a 2ª Guerra Mundial, quando se verificou que em geradores elétricos usados em aviões os carvões de grafite desgastavam-se muito rapidamente.

Savage (1993, *apud* Stoeterau 2004, p.122), 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/m² 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.

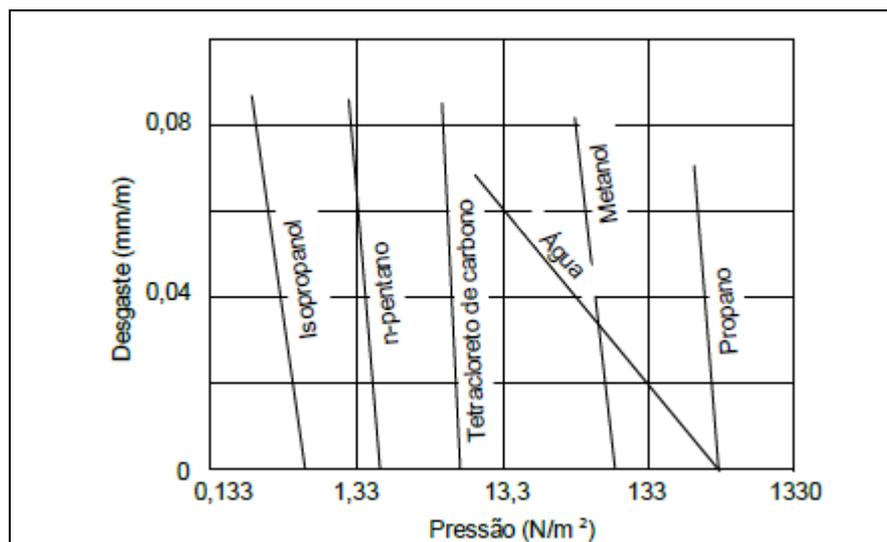


Figura 55 – Efeitos de vapores condensáveis no desgaste do grafite.
Fonte: Stoeterau (2004, p.121) - Apostila EMC 5315

A figura 55 sugere que o vapor diminui as forças superficiais e a adesão entre os cristais vizinhos e, por ficar muito baixa, deslizam facilmente um sobre o outro. A camada superficial de grafite pode, assim, ser cisalhada por pequenas forças.

C2 - Dissulfeto de Molibdênio: O dissulfeto de molibdênio, MoS₂, ao contrário do grafite, mostra ser um bom lubrificante apresentando um coeficiente de atrito menor sob condições de vácuo do que em presença de vapor d'água. Novamente, Stoeterau (2004, p.121) dá diferentes explicações para esse atrito ser totalmente 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 52. 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 a temperatura de decomposição do sólido

Os sólidos lamelares podem ser usados de várias formas diferentes, sendo as mais comuns:

1 – Como pó seco ou disperso em fluidos. O método mais antigo de uso desses lubrificantes, e ainda bastante usado com MoS₂, é atritar as superfícies a ser lubrificadas com pós secos. Filmes sólidos de MoS₂ 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 (STOETERAU, 2004).

2 – Blocos sólidos. Grafite e carvões grafiticos 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 grafitisa a mistura inteira, e pela variação da temperatura do tratamento e do tempo, pode-se fazer uma ampla faixa de materiais. Varia desde eletro grafite 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 (STOETERAU, 2004).

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 as suas excelentes propriedades tribológicas, filmes de MoS_2 ligados são muito usados na industria. 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 (STOETERAU, 2004).

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 55. Muito lubrificante enfraquece o composto, enquanto muito pouco não garante um suprimento suficiente de lubrificante (STOETERAU, 2004).

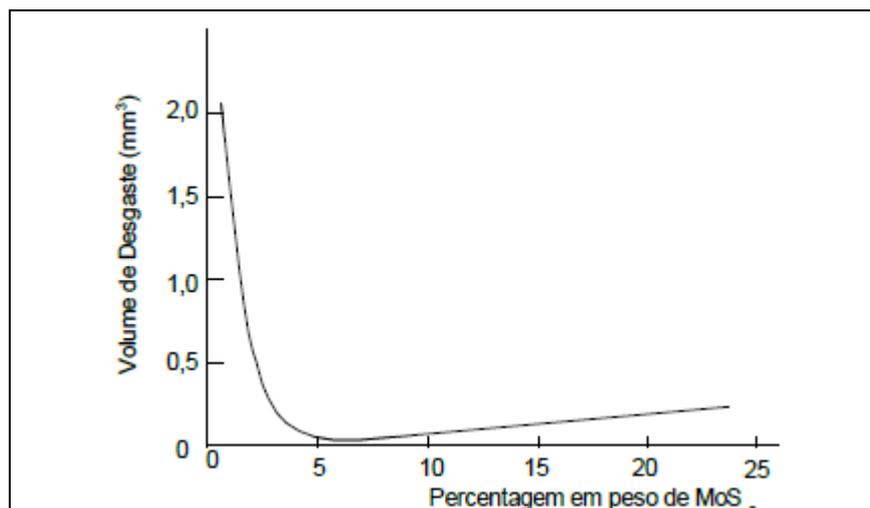


Figura 56 - Desgaste de uma peça sintetizada contendo dissulfeto de molibdênio..
 Fonte: Stoeterau (2004, p.121) - Apostila EMC 5315

Para Stoeterau (2004), os compostos da figura 55 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 (STOETERAU, 2004).

5 – Aditivos em graxas. O maior uso do MoS₂ 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 a apreensão de componentes roscados (STOETERAU, 2004).

6.3.1.4 Propriedades Tribológicas dos Plásticos Poliméricos

De acordo com Stoeterau (2004), King (1980) demonstrou que os plásticos em sua maioria, usa-se para calcular a força de atrito entre sua superfície e um cursor de aço, a teoria simplificada de Bowden (1983) e Tabor (1954), ou seja, é aproximadamente igual à tensão de cisalhamento do plástico, onde se multiplica pela área efetiva de contato. Stoeterau (2004, p.121) ressalta que não se pode “

estabelecer valores específicos de coeficientes de atrito para os plásticos, já que eles são viscos elásticos 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, tem a faixa de 0,2 a 0,4. Sendo uma exceção o coeficiente de atrito dos plásticos- PTFE, por apresentar o menor valor conhecido para qualquer sólido, com um coeficiente de atrito de 0,05, devido fazer o escorregar em si mesmo. Não há, ainda, uma explicação adequada para esse comportamento do PTFE, onde é justificado por sua baixa adesão entre suas moléculas (STOETERAU, 2004).

6.3.1.5 Desgaste de plásticos

Com exceção do coeficiente de atrito dos plásticos - PTFE, não é baixo, mas sua principal vantagem é seu comportamento em relação ao desgaste, que se apresenta baixo e razoavelmente previsível, permitindo dessa forma, selecionar o material do mancal, com condições específicas de carga e velocidade. Neste sentido a função da carga e velocidade, pode definir um critério de projeto, onde o fator P-V, tem P como carga para cada unidade de área e V para a velocidade de escorregamento (STOETERAU, 2004).

O fator P-V é baseado na potência dissipada na interface de escorregamento, Por meio desta consideração, determina-se a relação entre desgaste e fator P-V para as duas configurações básicas de mancais

Já o mancal plano, deve-se considerar a superfície mostrada 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 $mW dx$, onde m é o coeficiente de atrito de escorregamento. A energia dissipada na unidade de tempo é dada por:

$$\mu * W * \frac{\partial X}{\partial \tau} = \mu * W * V$$

V é a velocidade de escorregamento na interface.

Ao assumir que o volume de desgaste Q é proporcional à potência dissipada, assim tem-se para a constante:

$$Q \propto W \cdot V$$

No desgaste linear normal à superfície de escorregamento, o valor é dado pela razão entre o volume de desgaste e a área total de contato, ou seja,

$$\begin{aligned} \text{Profundidade de desgaste} &= \frac{Q}{A} \\ \text{Profundidade de desgaste} &\propto \frac{W \cdot L}{A} \\ \text{Profundidade de desgaste} &\propto P \cdot v \end{aligned}$$

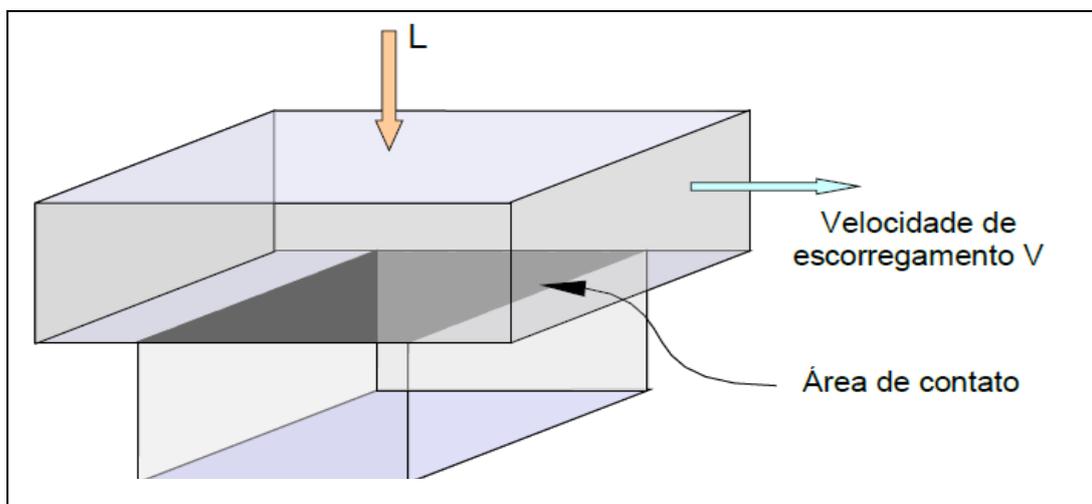


Figura 56 - Diagrama esquemático de um mancal plano para determinação do fator P-V
Fonte: Stoeterau (2004, p.126) - Apostila EMC 5315

Já para os mancais circulares, conforme Stoeterau (2004) a figura 56 mostra um mancal circular submetido a uma carga normal W , que é suportada pela metade inferior do mancal. A reação normal do mancal R , ds L , onde L é o comprimento axial do mancal, e sua componente vertical serão:

$$R ds L \cos \theta$$

mas,

$$ds = \frac{D}{2} d\theta$$

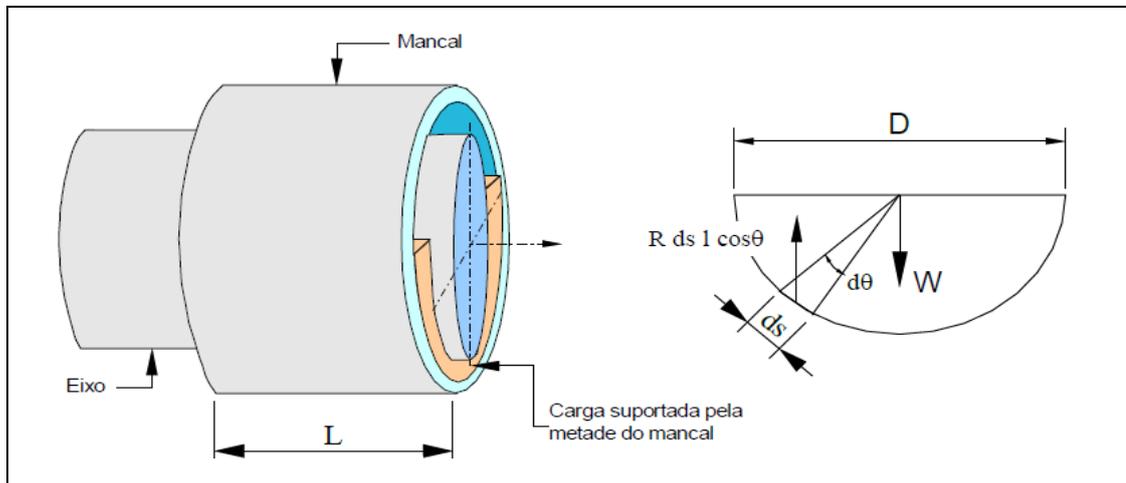


Figura 58 - Diagrama esquemático de um mancal radial com lubrificação sólida e forças atuantes.
Fonte: Stoeterau (2004, p.127) - Apostila EMC 5315

Portanto, a reação vertical total é dada por:

$$R * L * \left(\frac{D}{2} \right) \int_0^{\pi} \cos\theta d\theta = R * L * D$$

Sendo igual à carga vertical aplicada W e, então:

$$R = \frac{W}{D * L}$$

Sendo a potência dissipada por unidade de área da interface = $\mu R V$ e, portanto, a potência total dissipada na interface será:

$$\zeta = \mu R V L \frac{\pi D}{2}$$

$$\zeta = \mu \frac{W V}{D L} \frac{\pi D}{2}$$

$$\zeta = \mu W V \frac{\pi}{2}$$

Se o volume de desgaste é Q a m W V p , então o desgaste radial que é dado por:

$$\begin{aligned} \text{Volume de desgaste} & \pi DL \\ e \\ \text{Desgaste radial} & \propto \frac{\mu WV\pi}{\pi DL} \\ \text{ou} \\ \text{Desgaste Radial} & \propto \mu \pi PV \end{aligned}$$

P = carga por unidade de área projetada.

As 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 certo fator P-V que não deve ser excedido para uma determinada vida esperada. Uma prática mais correta é fornecer gráficos de pressão velocidade para um desgaste aceitável, como mostra a figura 57. Esse diagrama tem o fator P-V, para um determinado valor,

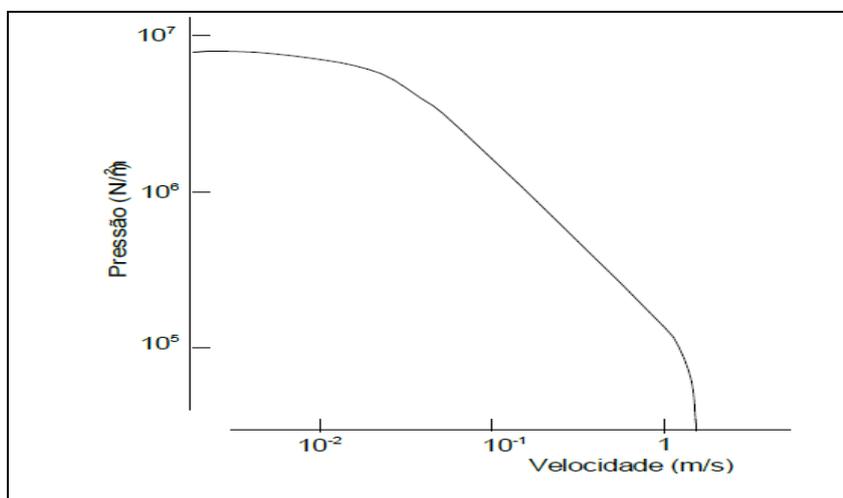


Figura 59 - Curva limite P-V típica para o PTFE para desgaste de 25 mm em 100 horas
Fonte: Stoeterau (2004, p.128) - Apostila EMC 5315

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,

$$Q=K PV$$

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.

Stoeterau (2004, p.128), salienta 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”

6.3.1.6 Fatores que influenciam o desgaste em mancais plásticos

A – Lubrificação. Melhora o desempenho de mancais plásticos. O limite ***P-V*** aumenta em grande porcentagem se alimentado periodicamente e, sob essa condição o limite de funcionamento do mancal se dá apenas pela resistência mecânica do plástico.

B – Temperatura e dissipação do calor. O limite ***P-V*** de um mancal é afetado pela temperatura ambiente, pois quando alcança a interface começa a fundir ou se decompõe com a temperatura. Para melhorar a dissipação do calor, deve-se adotar algumas técnicas. A adição de enchimentos condutores térmicos, como pós metálicos e o uso de plásticos como revestimento fino de camisas metálicas, são as mais adequadas. É possível usar mancal periodicamente, com valores de ***P-V*** aumentados, se resfriados nos intervalos de operação.

6.3.1.7 Enchimentos e Plásticos Reforçados

Os mancais de plásticos podem ter uma grande variedade de enchimentos ou reforços. Esses aditivos são usados com os seguintes propósitos:

1 – Melhoria das propriedades mecânicas. A desvantagem é a falta de rigidez e resistência, e podem ser melhoradas com vários aditivos, um deles é fibras de vidro picada, que aumenta a resistência ao creep, possibilitando o mancal operar em valores mais elevados de ***P-V***. No caso de mancais fenólicos laminados, suas propriedades são afetadas pelas do material laminado. Os mais usados são linho, lona, papel, tecido de fibra de vidro. Em geral os materiais, como a lona, tem maior

resistência e dureza. Já os materiais mais finos possuem mais usinabilidade, e são para componentes de precisão.

2 – Melhoria das propriedades térmicas. Enchimento metálico para melhorar a condutividade térmica e bem 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 usados para melhorar as propriedades de atrito e desgaste de mancais de plásticos são o grafite e o dissulfeto de molibdênio. Esses aditivos aumentam os valores de P-V de uma ordem de grandeza (multiplicar por 10) e diminuem o desgaste de duas a três ordens de magnitude. Apresentam, também, a vantagem de melhorar as propriedades térmicas e mecânicas do plástico.

6.4 Lubrificantes Líquidos

As substâncias líquidas são preferidas como lubrificantes, porque podem penetrar facilmente nas partes móveis pela ação hidráulica, mantendo-as separadas e agindo ainda como fluido resfriadores.

Os lubrificantes líquidos são os óleos minerais, obtidos por meio da destilação do petróleo. As suas propriedades sempre dependem da natureza do óleo cru, isto em razão de sua composição variada, que normalmente é composta por grande quantidade de hidrocarbonetos, pertencentes às seguintes classes: parafínicos, naftênicos e aromáticos. Portanto, os óleos minerais são os mais utilizados e também importantes para a lubrificação (PETROBRAS, 1999)

6.4 Lubrificantes Graxos (Graxas)

Os óleos graxos podem ser de origem animal ou vegetal. Foram considerados como os primeiros lubrificantes utilizados, de forma, a satisfazer as necessidades da época em que a tração animal era predominância. Nos dias atuais, não são muito utilizados, principalmente por não suportarem temperaturas altas, pois, facilmente se oxidam, formando ácidos e se tornando rançosos (CARRETEIRO E BELMIRO, 2006)

Os óleos compostos são constituídos de misturas de óleos minerais e graxos. A percentagem de óleo graxo é pequena, variando de acordo com a finalidade do

óleo. Os óleos graxos conferem aos óleos minerais propriedades de emulsibilidade, oleosidade e extrema pressão. Os principais óleos graxos são:

Óleos animais: sebo bovino (tallow oil); mocotó (neat's foot oil); baleia (sperm oil); banha de porco (lard oil); lanolina (degras oil)

Óleos vegetais: mamona (castor oil); colza (rape seed oil); palma (palm oil); oliva (olive oil)

Os chamados graxos são empregados onde os lubrificantes líquidos não executam suas funções satisfatoriamente. As graxas podem ser subdivididas em: graxas de sabão metálico, graxas sintéticas, graxas á base de argila, graxas betuminosas e graxas para processo.

As graxas de sabão metálico são as mais comumente utilizadas. São constituídas de óleos minerais puros e sabões metálicos, que são a mistura de um óleo graxo e um metal (cálcio, sódio, lítio, etc.). “Como os óleos, estas graxas podem ser aditivadas para se alcançarem determinadas características” (FONTENELLE, 2008, p.8).

As graxas sintéticas são as mais modernas. Tanto o óleo mineral, como o sabão, pode ser substituído por óleos e sabões sintéticos. Como os óleos sintéticos, devido ao seu elevado custo, estas graxas têm sua aplicação limitada aos locais onde os tipos convencionais não podem ser utilizados.

As graxas á base de argila são constituídas de óleos minerais puros e argilas especiais de granulação finíssima. São graxas especiais, de elevado custo, que resistem a temperaturas elevadíssimas (FONTENELLE, 2008)

As graxas betuminosas, formuladas à base de asfalto e óleos minerais puros, são lubrificantes de grande adesividade. Algumas, devido à sua alta viscosidade, devem ser aquecidas para serem aplicadas. Outras são diluídas em solventes que se evaporam após sua aplicação (FONTENELLE, 2008)

As graxas para processo são graxas especiais, fabricadas para atenderem a processos industriais como a estampagem, a moldagem etc. Algumas contêm materiais sólidos como aditivos

6.5 Normas para Óleos Lubrificantes

6.5.1 Classificação das Viscosidades de Óleos Lubrificantes para Motores de Combustão Interna

A classificação de óleos lubrificantes acabou por nascer em razão da necessidade dos engenheiros das empresas de automóveis e petroleiros tinham na padronização de seus produtos para uma melhor identificação por parte do consumidor. Assim, as siglas que formam a classificação têm como base as normas de acordo com a sua utilização, qualidade e destinação. Portanto, o produto passa a ser classificado após vários testes específicos que acabam por determinar as funções, composições, características físicas, entre outros requisitos. Nos dias atuais existem diversos órgãos responsáveis pela classificação dos óleos lubrificantes, como:

SAE - Society of Automotive Engineers: é tido como a classificação mais antiga para os lubrificantes automotivos de motor e transmissão, sendo definido por meio de faixas de viscosidade, sendo que o mesmo não tem o condão de considerar os requisitos de desempenho. Assim, a sua criação fora em 1900, com o surgimento das primeiras grandes indústrias de carros nos EUA e Europa, sendo oficializado em 1905.

- **API - American Petroleum Institute:** teve início na primeira Guerra Mundial, por meio do trabalho em conjunto do Congresso e indústrias de petróleo e gás natural americanas. Assim, a API apenas fora oficializada em 20 de março de 1919, elaborando em conjunto com a ASTM (*American Society for Testing and Materials*), especificações voltadas para a definição dos níveis de desempenho a serem atendidos pelos óleos lubrificantes.

- **ACEA - Association des Constructeurs Européens de l'Automobile:** responsável pela associação de alguns testes da classificação API, bem como, ensaios de motores europeus e ensaios de laboratório;

- **JASO - Japanese Automobile Standards Organization:** tem como finalidade definir as especificações para a classificação de lubrificantes para motores considerados como de dois tempos;

- **NMMA - National Marine Manufacturers Association:** acabou por substituir a BIA (*Boating Industry Association*), trazendo a classificação dos óleos lubrificantes que conseguiram satisfazer as exigências por meio da sigla TC-W (*Two Cycle Water*), sendo este aplicável apenas nos motores de popa de dois tempos.

Nos dias atuais encontram-se óleos de nível TC-W3, sendo que os anteriores encontram-se, em desuso.

Importante salientar, que as normais mais usadas em nosso país são as seguintes:

- API: voltada para o desempenho;
- SAE: voltada para a viscosidade.

Assim, a API tem como finalidade a regularização de todos os produtos derivados de petróleo e gás natural.

6.5.2 Classificação API

O sistema de classificação de óleos apresentado pela API (*American Petroleum Institute*) possibilita que os óleos sejam definidos por meio de suas características de desempenho, bem como, tipo de serviço ao qual o mesmo se destina.

Portanto, o presente sistema possibilita o acréscimo de novas categorias, isto em razão da mudança dos projetos dos motores que exigem mais do óleo do motor.

Neste sentido, a API acaba por classificar os óleos usados nos motores de ignição por compressão com a sigla C⁶, sendo seguida por uma segunda letra sempre em ordem crescente, que tem como finalidade determinar o avanço tecnológico do óleo. Deste modo, um óleo API que apresenta classificação CC tende a oferecer menor proteção ao motor do que um com a classificação API CF (LUBRIFICANTES 2007).

Na tabela abaixo se apresentam os principais níveis de classificação API voltados para motores, sendo possível a determinação dos lubrificantes sempre de acordo com as atividades ora desenvolvidas por cada motor. No caso de nosso país,

⁶ Compressão

os lubrificantes com as seguintes classificações **API A, B, C, D e E**, não mais se encontram no comércio, visto que os níveis de aditivação que se encontra nos lubrificantes de classificação superior acabam por atender os motores enquadrados para nestas classificações

Classificação API	Descrição
CI-4	Motores Diesel equipados com EGR (Exhaust Gás Recirculation) - serviço severo. O número 4 indica que o óleo é adequado para motores quatro tempos.
CG-4	Motores de alta rotação serviço severo
CF-2	Motores Diesel 2 tempos
CF	Serviço pesado. Combustível com alto teor de enxofre
CE	Motor Diesel turbinado
CD-2	Motores Diesel 2 tempos - serviço severo
CD	Serviço pesado
CC	Serviço moderado e severo com aspiração natural
CB	Serviço moderado
CA	Serviço leve

Tabela 44 – Tabela de classificação API para Motores de Ciclo Diesel
Fonte: LUBRIFICANTES (2007).

Portanto, na presente tabela tem-se:

CA: é o óleo com aditivos, que tem como finalidade a proteção dos mancais, evitando corrosão, desgastes, formação de depósitos de altas temperaturas. O mesmo acaba por satisfazer a seguinte especificação militar MIL-L-2104-A. O motor deve operar em condições suaves ou moderadas, com combustível formado por baixo teor de enxofre (0,4%). O presente tipo de óleo fora utilizado principalmente nas décadas de 1940 e 1950.

CB: o presente óleo é formado por aditivos, sendo que proporciona a mesma proteção que os óleos da classe anterior, mas sempre em grau maior, em razão da utilização de um combustível de elevado teor de enxofre. Assim, acaba por satisfazer a especificação MIL-L-2104-A, suplemento. 1. Deverá ser utilizadas em motores que operam em condições suaves ou moderadas, aonde o combustível apresente teor elevado de enxofre (1%);

CC: a presente classe tende a proporcionar maior proteção em relação ao depósito de alta temperatura e também formação de borra de baixa temperatura. Formado por proteção contra ferrugem, desgaste e corrosão. Acaba por satisfazer a especificação MIL-L-2104-B. Utilizado em motores turbinados, que apresentam

baixa taxa de superalimentação, sempre operando em condições severas e moderadas, independentemente do combustível;

CD – óleo formado por aditivos, tendo a mesma finalidade de proteção dos óleos de classe CC, mas apresentam um grau maior. O mesmo é direcionado para motores turbinados com alta taxa de superalimentação, que operam sempre em condições severas, bem como, com qualquer tipo de combustível. Devem satisfazer a especificação MIL-L-2104-C e também a especificação da Caterpillar, Série 3;

CD-2 – voltado para motores de 2 tempos, que acabam por trabalhar em serviço severo;

CE: supera a categoria CD no caso de desempenhos mais severos. Acaba por satisfazer ao consumo de óleo lubrificante, combustível, controle de depósitos, desgaste e corrosão, entre outros. Indicado para motores turbo alimentados que desenvolvam serviço severo;

CF: a presente categoria fora introduzida em 1994, sendo utilizada como substituição da API CE. É utilizado para motores de injeção indireta e outros que acabem por incluir alto teor de enxofre (acima de 0,5%). Apresenta controle de depósitos nos pistões, corrosão em mancais e desgastes no caso dos motores superalimentados, turbinados ou de aspiração natural. O presente atende a todos os testes de motor CRCL-38 e Caterpillar IMPC;

CF-2: é direcionado para motores de 2 tempos que acabam por requerer efetivo controle de desgaste e também depósitos. A presente categoria apresenta um desempenho superior em relação aos óleos da classificação CD-2. O presente atende aos testes de motor CRL L-38, Caterpillar IM- PC e Detroit Diesel 6 V92TA;

CF-4: fora criada no ano de 1990 para ser utilizado em motores de quatro tempos, operando sempre em altas velocidades. Portanto, o CF-4 tende a exceder os requisitos presentes do API CE no que diz respeito ao controle de consumo de lubrificante e depósitos nos pistões. Acaba abrangendo os requisitos da CRC L- 38 MACK-T6, MACK-T7, CUMMINS NTC 400 e Caterpillar 1K;

CG-4: fora apresentada em 1994, voltado para a utilização em motores projetados, tendo como finalidade atender aos níveis de emissão do EPA. O presente pode ser ainda ser usado em motores de alta rotação, que possuem teor de enxofre inferior a 0,5%. Estes óleos se destacam em razão da proteção aos

motores contra os seguintes fenômenos: depósitos em pistões, espuma, desgaste, corrosão, estabilidade a oxidação e também acúmulo de fuligem. Pode ser usado nos motores: CRC L-38, sequência IIIE, GM 6.2L, MACK T-8 e Caterpillar 1K;

- **CH-4:** a presente categoria começou a ser disponibilizada em dezembro de 1998. Assim, fora voltada para atender aos altos níveis de emissão de poluentes, principalmente no caso de motores de alta rotação e esforço que apresentam enxofre até 0,5%. Portanto, os óleos da presente categoria tendem a proporcionar maior proteção contra desgaste nos cilindros e anéis de vedação, possibilitando maior controle de volatilidade, oxidação e corrosão. A presente categoria acabou por substituir as classificações anteriores para os motores considerados como de quatro tempos.

6.5.3 Classificação SAE

A classificação da *Society of Automotive Engineers* - SAE não leva em consideração o desempenho do produto, mas, sim, sua viscosidade. Portanto, a viscosidade do óleo é considerada como a principal medida para a sua resistência em relação ao escoamento, sendo que varia sempre em razão da temperatura.

Diante disto, a SAE acabou por desenvolver um sistema de classificação que se baseia nas medições de viscosidade. Assim, para óleos de motores foram estabelecido as seguintes classificações em relação aos graus de viscosidade: SAE 0W, 5W, 10W, 15W, 20W, 25W, 20, 30, 40, 50 e 60. O “W” que segue após o número indica que o óleo é adequado para a utilização em temperaturas mais frias. Portanto, neste caso, a viscosidade é adequada para as temperaturas mais baixas. Os demais óleos que não possuem W apresentam valor adequado medido a 100°C.

Deste modo, o desenvolvimento de melhoradores de índice de viscosidade trouxe a possibilidade de fabricação de óleos com múltipla graduação e também de boa qualidade, sendo denominado como óleo multiviscoso. Portanto, esses óleos, SAE 20W40, 20W50, 5W40 são muito utilizado no motor quando o óleo está frio. Na presente temperatura o mesmo deve ser “fino” o suficiente para conseguir fluir bem, alcançando todas as partes do motor.

No caso de altas temperaturas, o mesmo deverá apresentar uma viscosidade totalmente adequada, de modo a manter a película protetora entre todas as partes metálicas, de forma a garantir a lubrificação adequada a temperatura de trabalho do

motor. Assim, os óleos multigrados poderão ser utilizados em altas temperaturas quando comparados com os óleos monovisco. As características relacionadas a temperatura/viscosidade tendem a proporcionar partida e também bombeio fáceis quando se encontram em baixas temperaturas, sendo viscosos o bastante no caso de altas temperaturas. Portanto, quanto menor o índice W, conseqüentemente mais rápido será a fluidez do óleo no momento mais crítico, evitando, deste modo, o contato entre todas as partes metálicas, possibilitando a minimização do desgaste.

No caso de existir apenas o número sem o W, se refere a viscosidade do óleo na temperatura de operação do motor. Deste modo, um óleo 5W40 apresenta o mesmo comportamento de viscosidade a quente, que um óleo de 15W40, visto que ambos serão considerados como SAR 40. Na tabela abaixo se verifica os principais valores de viscosidades dos óleos lubrificantes considerados como monogrados e multigrados.

Grau de Viscosidade SAE	Viscosidade (cP) a temperatura °C máxima		Viscosidade (cSt) a 100°C		Viscosidade (cSt) após cisalhamento(5)
	Partida ⁽²⁾	Bombeamento (3)	Min	Max	
0 W	6.200 até 35°C	60.000 até - 40°C	3,8		
5W	6.600 até 30°C	60.000 até-35 °C	3,8		2,6
10W	7.000 até - 25°C	60.000 até-30 °C	4.1		
15W	7.000 até - 20°C	60.000 até-25 °C	5,6		2,9
20W	9.500 até - 15°C	60.000 até-20 °C	5.6		2,9 ⁽⁶⁾
25W	13.000 até 10°C	60.000 até-15 °C	9.3		
20	-	-	5.6	<9,3	3,7 ⁽²⁾
30	-	-	9.3	<12,5	
40	-	-	12.5	<16,3	3,7
40	-	-	12.5	<16,3	
50	-	-	16,3	<21,9	3,7
60	-	-	21,9	<26,1	

Tabela 45 - Tabela de classificação SAE⁷
Fonte: TEXACO (2005)

⁷ Notas:

- 1) Valores com especificações definidas pela ASTM D-3244
- 2) Viscosidade aparente utilizando o Simulador de partida a frio (CCS) - Método ASTM D 5293.
- 3) Viscosidade aparente utilizando o Viscosímetro rotativo (MRV) - Método ASTM D 4684.
- 4) Viscosidade cinemática utilizando Viscosímetro capilar - Método ASTM D 445.
- 5) Viscosidade após cisalhamento de 10-6s, e temperatura de 150°C utilizando o Viscosímetro simulador de rolamento selado - Método ASTM D 4683.
- 6) Para óleos SAE 0W40, 5W40 e 10W40.
- 7) Para óleos SAE 15W40, 20W40, 25W40 e 40. (KIMURA, 2010)

- 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.

6.5.4 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” (STOETERAU 2004, p.132)

A tabela abaixo apresenta indicações sobre a classificação antiga dos lubrificantes, exigências militares e dos fabricantes de motores (STOETERAU 2004)

CLASSIFICAÇÃO ATUAL	CLASSIFICAÇÃO ATUAL	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 1964.
CA	DG	Para atender as especificações militar dos EE.UU. MILL - 2104 A (combustível com baixo teor de enxofre).
CB	DM	Para atender as especificações militar dos EE.UU. MILL- 2104 A (combustível com alto teor de enxofre).
CC	DM	Para atender as especificações militar dos EE.UU. MILL- 2104 B.
CD	DS	Para atender as especificações Caterpillar para “Lubrificant Series 3”.

Tabela 46- Relação entre o sistema atual e o antigo
 Fonte: Stoeterau (2004, p.132) - Apostila EMC 5315

6.5.5 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	Motor de dois tempos de ciclo Oil.Fuidity/miscibilidade-classificação	A prática SAE recomendada é destinado ao uso por fabricantes de motores na determinação da fluidez/miscibilidade. Grades devem ser recomendadas para uso em seus motores, e por comerciantes de petróleo na formulação e rotulagem dos seus produtos.
J1510		Lubrificantes para Two-Stroke-Motores a Gasolina Ciclo	
J1536		Óleo do motor de dois tempos de ciclo Fluidez/miscibilidade Classificação	
J2116		Gasolina Two-Stroke-Cycle - Desempenho de Motores Lubrificantes e classificação de serviço	
J2227		Testes internacionais e Especificações para Automotiva - Óleos de Motor	.
J2362	Novembro de 1998	Óleo lubrificante, Automotive Engine, Sj Serviço API para Serviço Administrativo Militar	Comitê Técnico 1 – Endereços; Motor; Lubrificação; informações pertinentes à classificação, o desempenho características; propriedades físicas e químicas e teste; requisitos de novos e usados; óleos de motor lubrificante usado em motores de combustão interna do tipo de carros de passageiros. Em adicional, o Comitê Técnico 1, também está preocupado com aqueles fluidos usados como lubrificantes em motores de popa; cortadores de grama; motosserras; bombas; motocicleta; geradores portáteis, etc.
J183		Desempenho de óleo do motor e Serviço de classificação de motor (Além de conservação de energia)	
J300		Motor Oil viscosidade - Classificação	
J304		Testes de óleo do motor	
J357		Física e Químicas Propriedades de Óleos de Motor	

J1423		A classificação de Energia - A conservação de óleo do motor para Automóveis de passageiros, Vans, Esporte Veículos utilitários e serviços leves - Caminhões	
-------	--	---	--

Tabela 47 - Normas para lubrificantes - uso em motores

Fonte: Stoeterau (2004, p.133) - Apostila EMC 5315

Para que se possa 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): 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 apresentadas no relatório SAE J304 de junho de 1982 (STOETERAU, 2004).

Testes em Motores (Gasolina): verificação do desempenho dos lubrificantes; da ferrugem e corrosão, lodo, verniz, de depósitos na região dos anéis dos pistões; do desgaste, da corrosão de mancais; do trancamento de válvulas. As técnicas de teste e critérios são fornecidas nas recomendações SAE J183. A tabela 2 do relatório SAE J304 apresenta as condições de teste e a tabela 3 dá as referencias sobre os procedimentos a adotar, os fatores a avaliar e as categorias de lubrificantes em que os testes devam ser aplicados (STOETERAU, 2004).

7 LUBRIFICAÇÃO DE MANCAIS DE ROLAMENTO E ESCORREGAMENTO

7.1 Mancais de Rolamento

Dependendo a aplicação, o mancal do rolamento pode ser lubrificado com óleo, graxa, lubrificante sólido, com combinações destes ou outro lubrificante para rolamento. Os progressos conseguidos nos processos de fabricação e a qualidade das graxas permitem que essa seja preferida, principalmente quando os rolamentos são de difícil acesso (STOETERAU, 2004).

Deve-se reservar a lubrificação por óleo para casos especiais onde a lubrificação com graxa não for adequada. A lubrificação evita o contato metálico diretamente entre os corpos rolantes e os anéis de rolamento e, assim, previne um desgaste através de soldagem, atrito, fadiga de materiais ou corrosões. A maioria dos mancais de rolamentos é lubrificada com graxas, especialmente devido aos poucos problemas de vedação dos rolamentos.

De um lado, o óleo no espessante é mantido no ponto de lubrificação e do outro, evita a penetração de impurezas (ambiente) para dentro do ponto de lubrificação. Conforme as exigências de condições de funcionamentos, devem ser aplicadas graxas lubrificantes especiais nas altas e baixas temperaturas; nas elevadas velocidades ou nas cargas mecânicas.

7.1.1. Lubrificação por Óleo

De acordo com Stoeterau (2004, p.154), “a 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, devem-se proteger os rolamentos contra esses contaminantes através de elementos de vedação adequados. O sistema mais adequado em cada caso particular depende das condições de serviço, da aplicação dos rolamentos e das condições construtivas.

Na tabela 46, 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 47, 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:

Carga a suportar		Velocidade [m/s]	Temperatura de Serviço do óleo [°C]	Viscosidade Engler a 50 °C
Pressão [kg/cm ²]	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 5 a 10 10 a 15	50 ° Max. 50 ° Max. 50 ° Max.	4
10-18	Media	0,2 a 0,5 5 a 10	50 ° Max. 50 ° Max	6 4
80	Pesada	0,1 a 1 1 a 2,5 2,5 a 10	50 ° Max. 50 ° Max. 50 ° Max	12+ 10 8

Tabela 48 – Recomendações DIN para a escolha da viscosidade para mancais de escorregamento.
Fonte: Stoeterau (2004, p.163) - Apostila EMC 5315

Temperatura	Diâmetro	Rotação [rpm]	Tipos de óleo R&O Classe ISO VG
Inferior a 0°C	Inferior a 152	Menos de 500 a 1.000 Mais de 1.000	32 32 22
	Superior a 152 mm	Menos de 500 a 1.000 Mais de 1.000	68 32 32
De 0° a 66°C	Inferior a 152 mm	Menos de 500 a 1.000 Mais de 1.000	32 32 22
	Superior a 152 mm	Menos de 500 a 1.000 Mais de 1.000	100 68 32
De 66°C a 94°C	Inferior a 152 mm	Menos de 500 a 1.000 Mais de 1.000	68 68 32
	Superior a 152 mm	Menos de 500 a 1.000 Mais de 1.000	100 100 68

Tabela 49 – Viscosidade em graus ISO para óleos usados em mancais de escorregamento
Fonte: Stoeterau (2004, p.163) - Apostila EMC 5315

Na visão de Stoeterau (2004, p.163), para uma boa lubrificação dos mancais de escorregamento, os lubrificantes devem ter,

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 (STOETERAU, 2004)

7.1.1.1 Lubrificação por Imersão

Nesse método, as peças que irão ser lubrificadas, são mergulhadas total ou parcialmente num recipiente de óleo. Dessa forma, o excesso de lubrificante vai sendo distribuído entre meio de ranhuras a outras peças. Deve ser controlado o nível do óleo constantemente, pois além de lubrificar, tem a função de resfriar a peça. Esse tipo de lubrificação é empregado em caixas de engrenagens e mancais de rolamentos de eixos horizontais (STOETERAU, 2004).

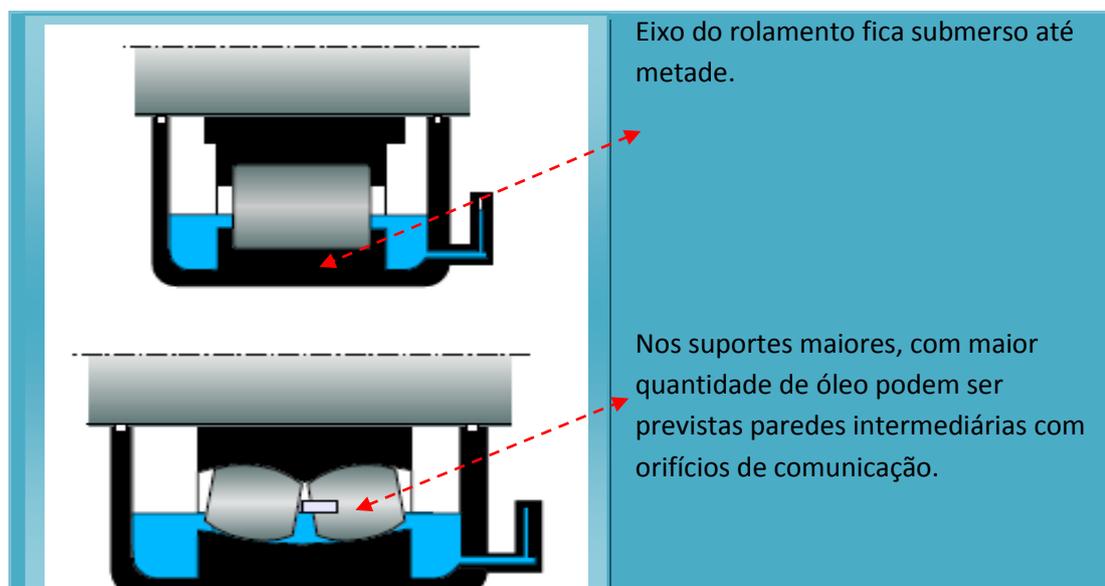
Este sistema é também chamado por banho de óleo e nele o rolamento é submerso parcialmente no óleo. Em cada rotação os rolamentos são banhados no óleo. Em uma posição horizontal o eixo do rolamento fica submerso ate metade conforme a figura 60. Se o nível for superior ao óleo, pode formar espuma e aumentar a temperatura do rolamento. Só se usa quantidade maior de óleo em casos de suportes maiores, pois pode ser previstas paredes intermediárias com orifícios de comunicação, figura 61. Dessa forma, consegue-se que em rotações maiores não seja agitado todo o óleo e que contaminantes fiquem depositados nas câmaras laterais.

A renovação do óleo depende do grau de contaminação e de seu envelhecimento. Os parâmetros que influem no envelhecimento são a oxidação, temperatura de elevada, partículas abrasivas metálicas e água.

A figura 62, 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 (STOETERAU, 2004).

Em sistemas de lubrificação com grandes volumes de óleo é necessário controlar o estado de envelhecimento, e quantidades de partículas.



Figuras 60 e 61 – Exemplos de lubrificação por imersão.
Fonte: Stoeterau (2004, p.155) - Apostila EMC 5315

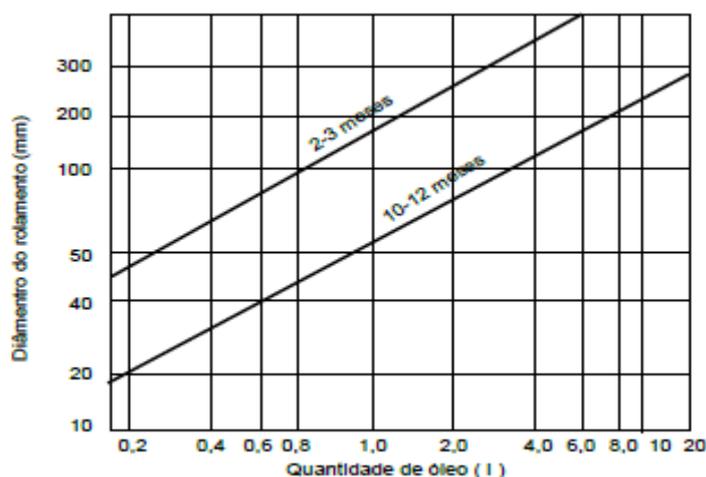


Figura 62 – Quantidade de óleo e prazo de troca válida para lubrificação por imersão
Fonte: Stoeterau (2004, p.155) - Apostila EMC 5315

7.1.1.2 Lubrificação por Circulação

Nesta lubrificação devem ser considerados três aspectos importantes, das quais segundo Stoeterau (2004, p.156) são,

1. Quando se requer somente uma quantidade mínima de óleo necessária para a lubrificação do rolamento, sem necessidade de evacuação de calor;
2. Quando devido à elevada rotação e temperatura ambiente requerem evacuação de calor e, portanto, precisa-se quantidade considerável de óleo;
3. 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).

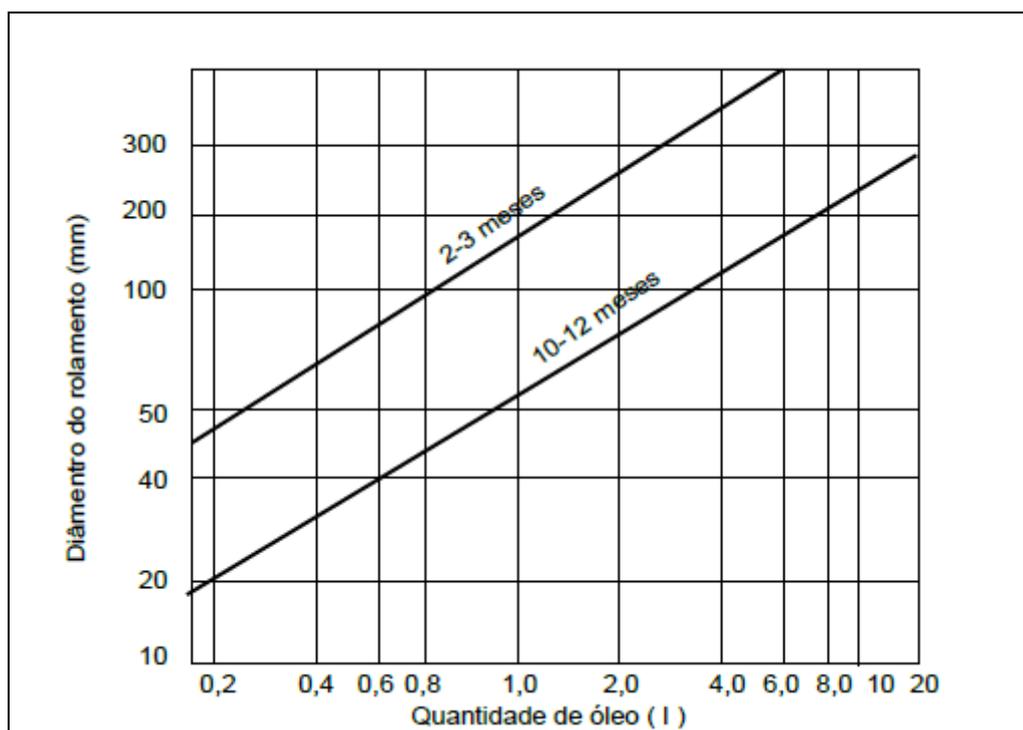


Figura 63– Quantidade de óleo na lubrificação por circulação.

Fonte: Stoeterau (2004, p.156) - Apostila EMC 5315

A figura 63 apresenta um gráfico onde é fornecida a quantidade de óleo na lubrificação por circulação quando são levados em conta os três aspectos salientados.

7.1.1.3 Lubrificação por Névoa

Na lubrificação por névoa, a quantidade de óleo utilizado é muito pequena, e é feita por meio de um aparelho nebulizador. Através de um tubo aspirador submerso no óleo, o ar comprimido é expulso pela extremidade livre, causando uma depressão. O óleo é puxado pelo ar em forma de pequenas gotas ou neblina e é levado até o rolamento.

Segundo Stoeterau (2004, p.156) “a grande vantagem de a lubrificação por névoa é que o lubrificante chega às superfícies rolantes de forma finamente

distribuída e em quantidades pequenas”. Dessa forma, garante a lubrificação, onde o atrito do lubrificante no rolamento é muito pequeno, e o fluxo de ar acaba auxiliando na refrigeração do rolamento e a sobre pressão originada impede a entrada de partículas estranhas.

7.2 Seleção de Viscosidade de Óleos para Mancais de Rolamento

O diagrama da figura 64 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 65 é fornecido pela The Fafnir Bearing Co., que permite obter a viscosidade de óleos para rolamentos de esferas em função do fator de velocidade do diâmetro o mancal em mm x rotação em *rpm* e, da temperatura de serviço estimada.

Os lubrificantes para rolamentos apresentam as seguintes propriedades:

- estabilidade à oxidação;
- tendência baixa de forma depósitos ante ferrugem;
- baixo ponto de fluidez ou de congelação;
- boas propriedades de separação de água.

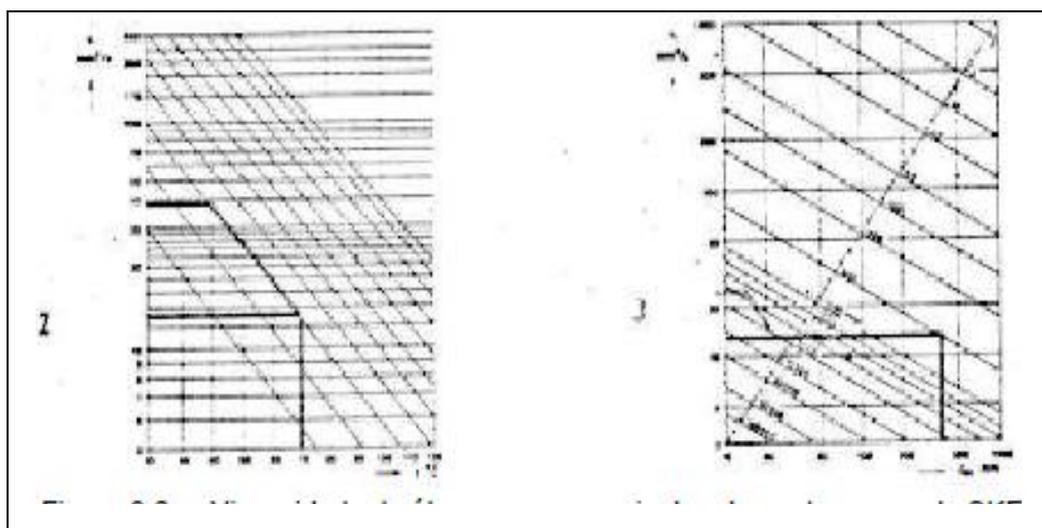


Figura 64. – Viscosidade de óleos para mancais de rolamentos segundo SKF
Fonte: Stoeterau (2004, p.158) - Apostila EMC 5315

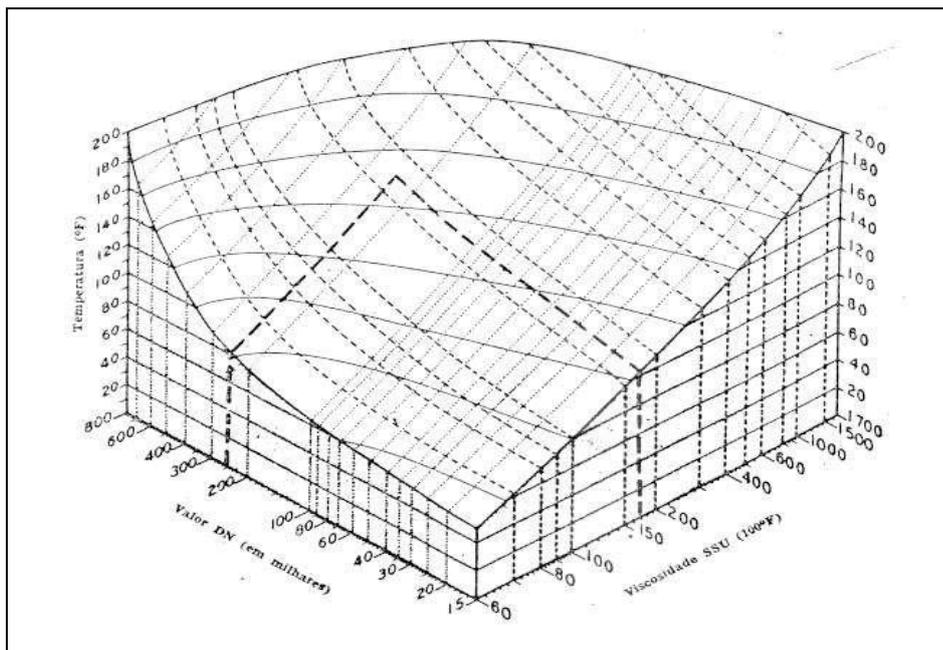


Figura 65 – Viscosidade de óleos para mancais de rolamentos segundo Fafnir Bearing Co
 Fonte: Stoeterau (2004, p.159) - Apostila EMC 5315

7.3 Lubrificação com Graxa

Stoeterau (2004, p.159), nos diz que “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.” E tem como 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 (STOETERAU, 2004)

Stoeterau (2004, p.159), enfatiza que “a lubrificação com graxa é recomendável se o fator de velocidade do rolamento”

$$N \times D_m = 5000.000$$

N = é a rotação em *rpm* e,

$$D_m = \frac{D + d}{2}$$

d diâmetro do furo do rolamento [mm] e **D** diâmetro externo [mm].

7.3.1 Quantidade de Graxa

A quantidade de graxa depende de número de rotação e os espaços em ambos os lados da caixa, onde é submerso o 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 encher a referida caixa, devemos seguir as seguintes recomendações de Stoeterau (2004, p.160): “total para $n/ng < 0,2$; até $1/3$ para n/ng entre $0,2$ e $0,8$; vazia para $n/ng > 0,8$ ”.

De acordo com Stoeterau (2004) nas baixas rotações, a influência do atrito do lubrificante na temperatura não deixa prejudicar o bom funcionamento do rolamento, pois a perda da potencia e o aumento de temperatura são pequenos. A reserva na caixa amplia os prazos de troca, uma vez que a rotação e vibrações ocorrentes renovam a graxa nos pontos de contato (STOETERAU, 2004).

Já o atrito no lubrificante com rotações elevadas, a graxa que se acumula no rolamento pode causar aumentos elevadíssimos na temperatura. Nestes casos, os espaços vazios na caixa devem ficar livres para absorver a graxa expulsa dos corpos rolantes, onde os intervalos de troca ficam sensivelmente reduzidos.

Nos rolamentos selados com tampas, com discos de proteção em ambos os lados; o interior do rolamento é preenchido com 20 a 30 % de graxa; quantidade suficiente para a vida do rolamento (STOETERAU, 2004).

7.3.2 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 66 e 67 são fornecidos os casos recomendados pela FAG e pela SKF,. Na figura 66 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 67 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°C no aro exterior e para as graxas resistentes ao envelhecimento. Esses intervalos devem ser reduzidos à metade para cada 15°C acima de 70°C . Podem ser prolongadas até o dobro desde que a temperatura não exceda 50°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.

$G = 0,005.D.B$ (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 $G = 0,005.110.22 = 12\text{g}$

Tabela 50 - Expressão para obtenção da quantidade de graxa, em gramas, necessária para relubrificação dos rolamentos

Fonte: Stoeterau (2004, p.160) - Apostila EMC 5315

classificadas, de acordo com a pressão que originam, em leves de 2 a 10 kgf/cm²; médias de 10 a 18 kgf/cm²; pesadas até 80 kgf/cm².”

Já as temperaturas de funcionamento são classificadas em baixas, moderadas, altas e excessivas, e influencia muito na escolha da viscosidade do óleo adequado para manter uma cunha eficiente (STOETERAU, 2004).

Temperaturas baixas: por condições climáticas ou devido a refrigeração do mancal. Deve-se usar um óleo que mantenha sua fluidez na temperatura desejada.

As moderadas: Até cerca de 50°C.

As altas: Acima de 50°C, que ocorrem pelo calor de atrito gerado no próprio mancal; por radiação de calor ambiente; por calor induzido, transmitindo através do eixo.

No caso em temperatura ultrapasse 50°C devido ao calor de atrito, é necessária uma atenção especial requer atenção imediata, uma vez que temperatura elevada diminui a viscosidade do óleo, podendo causar a ruptura da película lubrificante, e até a destruição do mancal. Já nos casos do aumento da temperatura, em que o calor tenha sido provocado por radiação ou indução, basta selecionar um óleo com a viscosidade apropriada, isto irá garantir o funcionamento do mancal.

As excessivas. No caso de ultrapassar 80-85°C., e for temperatura resultante do calor ambiente, a lubrificação só ser feita, se a velocidade for muito elevada, essa lubrificação garante a separação das superfícies por uma película. Nos casos de velocidades pequenas, buscar solução com uma lubrificação apropriada.

7.4.2 Causas de problemas em mancais de escorregamento

A lubrificação adequada para um mancal de escorregamento conforme Stoeterau (2004, p. 161) 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.

Neste sentido, essas condições são:

- 1- conformação incorreta do mancal, influenciada pela escolha de materiais, projeto, execução, ajuste e desgaste;
- 2- pressões excessivas resultantes de desalinhamentos, tensões elevadas de correias ou sobre cargas da máquina;
- 3- temperatura muito elevadas, resultantes de calor ou frio do ambiente, de calor de atrito ou irradiação deficiente;
- 4- contaminação do lubrificante, antes ou durante o uso do mancal;
- 5- métodos incorretos de lubrificação;
- 6- lubrificantes inadequados para as condições de funcionamento (STOETERAU, 2004).

CONSIDERAÇÕES FINAIS

Ao longo desse estudo foi possível notar a complexidade envolvida no estudo do desgaste e atrito, como também a importância do processo de lubrificação. A lubrificação exerce um papel fundamental, visto que o fenômeno de desgaste e atrito é sensível ao processo de lubrificação a que o sistema se encontra.

Através da pesquisa bibliográfica realizada, pode-se constatar que os desgastes em sua maioria são gerados por atritos em mancais de deslizamento e, se dá por falta de lubrificação, manutenção ineficiente do equipamento, ou utilização inadequada do lubrificante.

Essa manutenção visa diretamente à diminuição da taxa de falhas dos maquinários industriais e equipamentos, fazendo com que processos industriais sejam otimizados, garantindo a margem de lucro da cadeia produtiva.

Da necessidade de prever o tempo de vida de um equipamento, esta prática possibilita que estes equipamentos possam trabalhar sem que falhas ocorram, e dessa forma projetando o ideal da cadeia produtiva.

O estudo aborda esse tribossistema de modo simplificado, abrindo um leque de possibilidades como material de referência para estudo da tribologia em um curso de tecnologia em manutenção industrial. Dessa forma, contribuindo com o aluno, para que ele seja capaz de compreender a natureza física do atrito e suas conseqüências; seus mecanismos e as formas de controle associadas a esses; os princípios do projeto para desgaste zero; entender os diversos tipos de lubrificação e lubrificantes, tornando-o apto a selecionar, especificar e qualificar os principais tipos de lubrificantes empregados na indústria.

REFERÊNCIAS

Anais do 13º Encontro de Iniciação Científica e Pós-Graduação do ITA – XIII ENCITA / 2007. Disponível em <http://www.bibl.ita.br/xiiiencita/FUND18.pdf> Acessado em 15 de jun. de 2014.

ASME, New York 1980, pp. 9-15, citado por: Suski, C.A., 2004, “**Estudo do Efeito de Tratamentos e Revestimentos Superficiais na Vida de Ferramentas de Conformação Mecânica à Frio**”, Dissertação de mestrado

BETHKE, J. **Surface Technology in Production Engineering**, 1995.

BOWDEN, F. P.; YOUNG, J. E. **Friction of Diamond, Graphite, and Carbon and the Influence of Surface Films**. Royal Society of London, p. 444-455, 1983

CZICHOS, H. **Funktionale Aufgaben technischer Oberflächen**, VDI-Berichte, 1982.

BUCKLEY, D.H, **Surface Effects in Adhesion, Friction, Wear and Lubrication**, Elsevier, Amsterdam, 1981.

BHUSHAN, B. Modern Tribology Handbook – Volume 1 – **Principles of Tribology**. CRC Press, 2001.

CARRETEIRO, Ronald P BELMIRO, Pedro N.A. **Lubrificantes & Lubrificação Industrial**, 1a Edição, Editora Interciência, 532 páginas, 2006.

CUNHA, R. C. **Análise do estado de conservação de um redutor de velocidade através da técnica de partículas de desgaste no óleo lubrificante auxiliada pela análise de vibrações**. 2005. 164 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2005

FEYNMAN, R. P.; Leighton, R. B.; Sands, M. **The Feinman Lectures on Physics** Addison-Wesley Publishing, 6ª Ed. 1977.

GAHR, Karl-Heinz Zum. **Microestruure and wear of materials**. Tribology series, v.10. Amsterdam: Elsevier, 1987. p.128 .

HALLING, J. **Principles of Tribology** .The MacMillan Press. Ltda., 1983

HANDBOOK FOR SINTERED COMPONENTS, METALLOGRAPHY. ED. NORTH AMERICAN HÖRGANÄS, 2004. **Surface Effects in Adhesion, Friction, Wear and Lubrication**, Elsevier, Amsterdam, 1981.

HUTCHINGS, I.M. **Tribology friction and wear of engineering material**. Edward Arnold, London. England, (2001).

INFOPÉDIA. (2014). **Dicionário da Língua Portuguesa**. Disponível em: <<http://www.infopedia.pt/>> Acesso em: 10 mai. 2014.

KING, R.B. **Elast analysys of some punch problems for a layered médium**. Int. J. of. Solids Structures, v 23, p.1657-64, 1980.

KOENIG W., ARCISZEWSKI, A. von; **Continuous dressing—dressing conditions determine material removal rates and workpiece quality**, Ann. CIRP 37 (1) (1988) 303–307.

KOTECKI D. J. e OGBORN, J. S. - **Abrasion Resistance of Iron Based Hardfacing Alloy**. Welding Journal. p. 269s – 278s. (8) August 1995.

LEAL, L. C. **Apostila de Tribologia**. Departamento de Engenharia Mecânica -UF Santa Catarina,1981.

LEVINSON, I. J. **Introduction to Mechanics**. Prentice Hall, 1968.

LUBRIFICANTES. O significado das siglas. **Guia de frota e companhia**. 9.ed. Disponível em:http://www.digitalflip.com.br/frotacia/flip/guia_lubrificantes/2007%3D01-01-2007/09.pdf. Acesso em: 10 mai. 2014.

NORMA DIN 4760. **Apostila de Tribologia**. Departamento de Engenharia Mecânica -Universidade Federal de Santa Catarina, 2004

PETROBRÁS. **Lubrificantes: fundamentos e aplicações**. Rio de Janeiro: Petrobras. 1999.

RABINOWICZ, E. **Friction and Wear of Materials**. John Wiley e Sons, 1995.

RIBAS, P.R.F. et. al. **Fatores que afetam a resistência ao desgaste de aços e ferros fundidos utilizados em componentes mecânicos que trabalham em mineração**. São Paulo: anais 57º BM, 2002. p.1810-1819.

SHUMALTZ, G. **Technische Oberfäche**. Beuth Verlag, Berlin 1985.

STOUT, K. **An Introduction to Surface Characterisation**,1934.

STOETERAU, R. L.. **Apostila de Tribologia**. Departamento de Engenharia Mecânica-Universidade Federal de Santa Catarina, 2004.

SPUR, G.; Stöferle, Th. **Handbuch de Fertigungstechnik** - vol. 3. Viena: Carl Hanser Verlag, 1979

SINATORA, A., **“Tribologia: um resgate histórico e o estado da arte”** Prova de Erudição, São Paulo, 2005.

TABOR, D. (1954) **"Friction: The present state of our understanding"** Trans. ASME: J. Lub. Technol. 105 169- 179.

TANIGUSHI, N. **The State of the Art of Nanotechnology of Ultraprecision and Ultra-fine Products.** *Precision Engineering*, v. 16, n. 1, jan. 1994.

TEXACO. **Fundamentos de lubrificação.** Rio de Janeiro: Chevron do Brasil, 2005.

WILLIAMS, J. A. **Engineering tribology.** Oxford: oxford publications, 1994. p.488