

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
Escola de Engenharia

Programa de Pós Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais

PPGE3M

ESTUDO DO DESGASTE DE RODAS DE PONTES ROLANTES UTILIZADAS EM
SIDERURGIA

José Thiago da Cunha

Dissertação para obtenção do Título de Mestre
em Engenharia

Porto Alegre
2012

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
Escola de Engenharia

Programa de Pós Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais

PPGE3M

ESTUDO DO DESGASTE DE RODAS DE PONTES ROLANTES UTILIZADAS EM
SIDERURGIA

JOSÉ THIAGO DA CUNHA
Engenheiro Mecânico

Trabalho realizado no Departamento de Metalurgia da Escola de Engenharia da UFRGS, dentro do Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais – PPGEM, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia.

Área de Concentração: Ciência dos Materiais

Porto Alegre
2012

Esta dissertação foi julgada adequada para obtenção do título de Mestre em Engenharia, área de concentração em Ciência dos Materiais, e aprovada em sua forma final, pelo orientador e pela Banca Examinadora do Programa de Pós-Graduação.

Orientador: Prof. Dr. Carlos Eduardo Fortis Kwietniewski

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Márcio Levi Kramer de Macedo, PPGE3M / UFRGS

Prof. Dr. Toni Roger Schifelhain de Lima, PPGE3M / UFRGS

Prof. Dr. Thomas Clarke, PPGE3M / UFRGS

Prof. Dr. Telmo Roberto Strohaecker
Coordenador do PPGE3M

Dedico este trabalho a minha família, em especial à minha esposa Priscila e ao nosso recém chegado filho João, pelo amor e espírito de união que me propiciaram desenvolver e concluir este trabalho.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus pelo dom da vida e demais dons recebidos.

À minha esposa Priscila, pela paciência e apoio de sempre no tempo que abdicamos de estar juntos para que eu pudesse concluir este trabalho.

Ao Grupo Gerdau pelo apoio e incentivo a este programa de Mestrado Profissional, buscando sempre a melhor qualificação de seus engenheiros.

Aos meus colegas: *Eng. Paulo F. Berger* por todo o apoio que dispensou para que eu pudesse realizar este curso, bem como pelo incentivo e disponibilidade de recursos para a execução deste trabalho; *Paulo Roberto Woiczekoski* e sua equipe de manutenção de pontes rolantes da Usina Riograndense, pela disponibilidade e comprometimento para a execução dos experimentos.

Ao Prof. Dr. Carlos Eduardo Fortis Kwietniewski pela disponibilidade e orientação neste trabalho e, sobretudo pelo incentivo na elaboração dos experimentos e diagramação da abordagem.

A UFRGS e seus professores e colaboradores, por fazerem desta instituição uma entidade de ensino e pesquisa de excelência.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	VIII
LISTA DE TABELAS	XI
LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS	XII
RESUMO.....	XIII
ABSTRACT	XIV
1.0 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Objetivos	2
2.0 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	3
2.1 Tribologia.....	3
2.1.1 Interação entre superfícies.....	5
2.1.2 A deformação de uma única aspereza.....	6
2.1.3 A teoria simplificada do contato múltiplo entre asperezas.....	8
2.1.4 Fricção.....	10
2.2 Mecanismos de desgaste.....	16
2.2.1 O desgaste por deslizamento	16
2.2.2 O desgaste por partículas duras	19
2.2.3 O desgaste abrasivo.....	20
2.2.4 Erosão por impacto de partículas sólidas	21
2.3 Lubrificantes e lubrificação	24
2.3.1 Desgaste sob lubrificação	24
2.3.2 Lubrificantes sólidos.....	27
2.4 As pontes rolantes	31
2.4.1 Trilhos como caminho de rolamento.....	32
2.4.2 Rodas de translação de pontes rolantes.....	35
2.4.3 O contato roda-trilho	38
2.4.4 Geometria dos trilhos	44
3.0 MATERIAIS E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	45

3.1	Considerações iniciais e hipóteses	45
3.2	Projeto de experimentos (DOE)	46
3.3	Determinação do tamanho da amostragem	48
3.4	Caracterização dos corpos de prova e condições dos experimentos	49
3.5	Experimentos	50
3.5.1	Experimento I	50
3.5.2	Experimento II	51
3.5.3	Experimento III	51
3.5.4	Experimento IV	52
3.6	Determinação da taxa de desgaste	52
4.0	RESULTADOS E DISCUSSÕES	55
4.1	Considerações iniciais	55
4.2	Experimento I	55
4.3	Experimento II	56
4.4	Experimento III	57
4.5	Experimento IV	58
4.6	Avaliação dos desgastes obtidos nos experimentos	59
4.7	Análise do desgaste dos flanges laterais das rodas	62
5.0	CONCLUSÕES	68
6.0	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	70
7.0	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	71
8.0	ANEXOS	73

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	Um perfil superficial é um gráfico da altura “y” da superfície, relativa à linha média, contra a distância “L”.....	3
Figura 2.2	Representação esquemática para cálculo da rugosidade R_z	4
Figura 2.3	(a) Topografia em 3D da superfície de uma camada de cromo duro sobre aço. (b) Perfil ao longo de uma linha que atravessa a porção central da superfície apresentada em (a).....	5
Figura 2.4	Contato elástico Hertziano	6
Figura 2.5	Distribuição da tensão normal ao longo da área de contato Hertziano.....	7
Figura 2.6	Distribuição das tensões cisalhantes máximas subsuperficiais definidas pelo contato de Hertz, para um contato cilindro/plano. Percebe-se que neste caso, a máxima tensão cisalhante localiza-se em torno de 0,786a.....	8
Figura 2.7	Índice de plasticidade <i>versus</i> tensão de contato em função do grau de acabamento superficial.....	9
Figura 2.8	Distribuição de máximas tensões de cisalhamento subsuperficiais para o caso de presença de fricção	10
Figura 2.9	Desenvolvimento de fricção quando um corpo experimenta movimento em relação a outro corpo.....	11
Figura 2.10	Diagrama esquemático do efeito da carga no coeficiente de fricção para pares metálicos	14
Figura 2.11	Coeficiente de fricção como função da temperatura para cobalto deslizando sobre aço inoxidável sob uma carga normal de 5N e velocidade de deslizamento de 25 mm/s	16
Figura 2.12	Diversos tipos de arranjos experimentais para a avaliação do desgaste por deslizamento.....	17
Figura 2.13	Ilustração das diferenças entre (a) abrasão por dois corpos; (b) abrasão por três corpos; e (c) erosão.....	19
Figura 2.14	Algumas configurações possíveis para avaliar o desgaste abrasivo.....	21
Figura 2.15	Dependência da erosão com o ângulo de impacto para materiais dúcteis e frágeis.....	22
Figura 2.16	A erosão do aço AISI 52100 com diferentes microestruturas em função do ângulo de impacto de partículas de sílica	23
Figura 2.17	Diferentes configurações utilizadas para avaliar o desgaste erosivo.....	24

Figura 2.18	Regimes de lubrificação desenvolvidos em função da razão λ	25
Figura 2.19	Exemplos de superfícies conformais	25
Figura 2.20	Exemplos de contatos não-conformais	26
Figura 2.21	Mecanismo de operação de um lubrificante de contorno	27
Figura 2.22	a) Representação tridimensional de uma estrutura em camadas de grafite hexagonal mostrando três camadas escalonadas. Há dois tipos distintos de sítios de carbono no grafite: círculos sólidos e vazios. Átomos nos círculos sólidos têm átomos vizinhos diretamente acima e abaixo nas camadas adjacentes, enquanto que nos átomos dos círculos vazios, não há nenhum vizinho correspondente. b) Estrutura cristalina hexagonal de Dissulfeto de Molibdênio	30
Figura 2.23	Ponte rolante e seus componentes	32
Figura 2.24	Trilhos para pontes rolantes: de barras quadradas e de perfil especial.....	33
Figura 2.25	Denominação dos componentes de um trilho ferroviário.....	33
Figura 2.26	Tabela dimensional de trilhos ferroviários.....	34
Figura 2.27	Efeito da conicidade das rodas: quando uma roda com conicidade de 1”/16” é utilizada, o centro de carga desloca-se para a borda do boleto. Já quando utilizamos uma conicidade de 1”/25”, o centro de carga aproxima-se da linha neutra da alma	36
Figura 2.28	Rodas cônicas operando sobre trilhos de boleto plano.....	37
Figura 2.29	Esquema de desgaste no boleto do trilho ao se utilizar rodas cônicas e planas, respectivamente.....	37
Figura 2.30	Superfície de contato gerada quando do contato entre dois corpos esféricos elásticos.....	39
Figura 2.31	Interface de contato entre flange lateral de uma roda com lateral do boleto do trilho.....	40
Figura 2.32	Interação entre flange lateral da roda e trilho.....	41
Figura 2.33	Deslocamento lateral de uma ponte rolante ao se movimentar sobre os trilhos.....	42
Figura 2.34	Danos na superfície de rolamento das rodas de pontes rolantes	43
Figura 3.1	A) Sistema de lubrificação para flanges da roda. B) Configuração geométrica original da banda de rodagem.	50
Figura 3.2	Experimento I em execução com roda lubrificada e geometria original.....	51
Figura 3.3	Experimento II em execução com roda sem lubrificação e geometria original..	51
Figura 3.4	Nova configuração geométrica proposta da banda de rodagem.....	52

Figura 3.5	A) Máquina de medição Óptica ATOS GOM Standart. B) Máquina de medição por coordenadas Mitutoyo B231	53
Figura 3.6	Pontos de caracterização pontual das amostras para avaliação antes e depois dos testes.....	53
Figura 3.7	Esquema da área de desgaste esperada nas rodas (representada em um corte transversal da roda) após a operação por um determinado tempo.....	54
Figura 4.1	Medição de desgaste da roda do experimento I (valores em mm)	55
Figura 4.2	Medição de desgaste da roda do experimento II (valores em mm).....	57
Figura 4.3	Medição de desgaste da roda do experimento III (valores em mm).....	58
Figura 4.4	Medição de desgaste da roda do experimento IV (valores em mm).	59
Figura 4.5	Taxas de desgaste obtidas em cada experimento em cada condição de teste	60
Figura 4.6	Comparação entre volume de desgaste na banda de rodagem (à esquerda) e flange da roda (à direita).	61
Figura 4.7	A) Representação esquemática da seção transversal da roda e pontos de medição de desgaste em cada plano de corte. B) Representação esquemática do corte no plano horizontal. C) Representação esquemática do corte no plano vertical.....	62
Figura 4.8	Comparativo de desgaste medido nos flanges em cada experimento conforme metodologia apresentada na Tabela 3.1	64
Figura 4.9	Imagem da roda do experimento II após os testes. Valores exatos destes desgastes estão expressos na figura 4.2	65
Figura 4.10	Desgaste da banda de rodagem em cada experimento (valores em mm)	67
Figura 8.1	Alinhamento, nivelamento e congruência admissíveis para trilhos de caminhos de rolamento de pontes rolantes	73

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Valores típicos de rugosidade média R_a para superfícies de engenharia acabadas por diferentes processos.....	5
Tabela 2.2	Típicos valores de coeficiente de atrito estático para combinação de metais ao ar e sem lubrificação.....	12
Tabela 2.3	Coeficiente de atrito (fricção) de alguns polímeros.....	31
Tabela 2.4	Composição química, propriedades mecânicas e fabricantes de alguns aços empregados para a fabricação de trilhos.....	35
Tabela 2.5	Ângulo ótimo de inclinação de flanges de rodas em função do tipo de trilho e da condição de desalinhamento A1 e B.....	42
Tabela 3.1	Configurações e interações dos experimentos	47
Tabela 3.2	Valores críticos associados ao nível de confiança da amostra	48
Tabela 4.1	Avaliação do desgaste médio total (mm) nos flanges de cada experimento.....	63

LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

Ra	rugosidade média;
Rq	rugosidade quadrática;
Rz	rugosidade resultado da média aritmética de cinco valores de rugosidade parcial;
Zi	rugosidade parcial;
Ψ	índice de plasticidade;
μ	coeficiente de fricção ou de atrito;
F	Força de fricção;
μ_s	coeficiente de fricção ou de atrito estático;
s	resistência ao cisalhamento;
λ	razão entre a espessura de filme de lubrificante e a média quadrática da altura das asperezas (rugosidade);
σ	tensão compressiva local atuante na roda de ponte rolante;
P	carga que age sobre a roda de ponte rolante;
γ	taxa de desgaste da roda;
K	taxa de desgaste do material da roda;
V	velocidade de deslizamento do flange da roda contra o trilho;
Q _e	Quantidade de experimentos;
N	Quantidade de níveis de análise do projeto de experimentos;
n	Quantidade de variáveis do projeto de experimentos;
n _a	número de indivíduos da amostragem;
Z _{$\alpha/2$}	valor crítico que corresponde ao nível de confiança desejado;

RESUMO

O atual cenário competitivo do mercado siderúrgico exige que os custos industriais sejam minimizados ao máximo a fim de garantir o retorno aos acionistas e, em última análise, até mesmo a sobrevivência das companhias em certos mercados. Neste contexto, o homem de manutenção passa a exercer papel fundamental no sentido de trabalhar para evitar perdas, sejam por paradas inesperadas de produção ou por estratégias incorretas de manutenção, buscando conhecer melhor seus equipamentos e introduzir melhorias no projeto de forma a reduzir custos de manutenção e aumentar sua confiabilidade. Este trabalho tem o objetivo de fazer um estudo teórico-prático com a finalidade de conhecer os mecanismos de desgaste envolvidos na interface roda-trilho de pontes rolantes utilizadas em siderurgia a fim de se implementar melhorias no projeto destas rodas e estender a sua vida útil, reduzindo assim custos de manutenção e os prejuízos causado por interrupções não programadas de produção. Inicialmente, é feita uma revisão bibliográfica sobre o tema, sobretudo quanto ao desgaste mecânico e a interface roda-trilho. Como um típico sistema de desgaste mecânico, a abordagem foi feita analisando a influência das condições de superfície, de material e geometria. Com a condição de material fixada (roda e trilho), definiu-se analisar experimentalmente a influência da condição de lubrificação e da geometria das rodas, produzindo ao todo quatro experimentos. As rodas foram dimensionadas e colocadas em operação sob as mesmas condições e o seu desgaste foi monitorado na mesma base de tempo. Os resultados apontaram que a lubrificação exerce influência predominante na vida da roda, estendendo consistentemente sua vida útil, enquanto que a alteração de geometria exerce influência secundária, porém ainda com alguma contribuição.

Palavras-Chave: Pontes Rolantes. Manutenção Industrial. Desgaste. Lubrificação.

ABSTRACT

The current competitive steel market requires that manufacturing costs are minimized to the maximum to ensure the return to shareholders and, ultimately, even the survival of companies in certain markets. In this context, the maintenance man begins to exercise its role in order to work to avoid losses, whether by unexpected production stoppages or incorrect maintenance strategies, seeking to better understand their equipment and make improvements in design to reduce maintenance costs and increase its reliability. This work aims to make a theoretical study and a practical evaluation in order to understand the wear mechanisms involved in the wheel-rail interface of overhead cranes used in the steel making industry in order to implement improvements in the design of these wheels with a view of extending life and reduce maintenance costs as well as losses due to unscheduled production interruptions. We begin with a literature review on the subject, focusing on the mechanical wear and wheel-rail interface. As a typical system of mechanical wear, the approach was made by analyzing the influence of surface conditions, material and geometry. With the condition of fixed material (wheel and rail), it was decided to analyze experimentally the influence of the lubrication condition and geometry of the wheels, producing a total of four experiments. The wheels were measured and made to operate under the same conditions and wear was monitored at the same time base. The results indicated that lubrication has a predominant influence in the life of the wheels, consistently extending its useful life, while the change in geometry influences secondary, but still with some contribution.

Keywords: Overhead cranes. Industrial maintenance. Wear. Lubrication.

1.0 INTRODUÇÃO

Pontes rolantes são equipamentos de levantamento e movimentação de cargas largamente utilizados em siderurgia. Caracterizam-se pela robustez e versatilidade, estando normalmente inseridas em processos críticos, em que sua indisponibilidade significa a parada momentânea da produção, normalmente com custos elevados de reparação e perdas consideráveis por lucro cessante.

O cenário atual do mercado siderúrgico, altamente competitivo e de fronteiras reduzidas, exige que as indústrias busquem cada vez mais soluções robustas de engenharia que maximizem a utilização dos recursos da empresa, com custos adequados e competitivos, garantindo acima de tudo a segurança operacional e das pessoas envolvidas e assim a sua existência no mercado. Neste contexto, os engenheiros de manutenção passam a exercer papel fundamental no processo, buscando no dia-a-dia aprofundar conhecimento sobre seus equipamentos, seus principais modos de falha e a forma de evitá-los ou minimizá-los. Para isto, os processos de manutenção têm sido revistos de forma a minimizar a quantidade de peças reservas, substituindo trocas sistemáticas de peças na base tempo por acompanhamentos preditivos, através de inspeções até o momento ideal da intervenção, agregando maior confiabilidade e previsibilidade aos ativos da empresa.

As rodas das pontes rolantes utilizadas em siderurgia são componentes críticos para a operação destes equipamentos, uma vez que quando falham provocam a parada imediata do conjunto. O custo destas interrupções operacionais, o custo de uma nova roda ou ainda a dificuldade para acompanhar ou diagnosticar precocemente desgastes ou situações de falha tem despertado há anos a atenção dos engenheiros de manutenção da siderurgia para entender os fenômenos que estão relacionados ao desgaste destes componentes a fim de reduzi-lo e assim maximizar a sua vida em operação, reduzindo custos e aumentando a confiabilidade operacional. O principal modo de falha das rodas de pontes rolantes é o desgaste dos flanges laterais da roda. Estes flanges são responsáveis por guiar a roda nos trilhos durante a translação do conjunto e assim garantir a segurança da operação, evitando descarrilamentos e, em casos extremos, a queda da ponte rolante do vão de rolamento.

O desgaste da roda na região dos flanges laterais se dá por deslizamento entre a roda e o trilho e os fenômenos desta interface são extremamente complexos, tendo sido

alvos de pesquisas pelo AISE (American Iron and Steel Engineers 2000) nos últimos anos. Tais pesquisas, historicamente têm sido realizadas em laboratório, em máquinas desenvolvidas especificamente para testes, onde uma roda única gira sobre um trilho com aplicação de uma carga sobre ela. De uma maneira geral, estes trabalhos acabam por apontar resultados bastante importantes nas áreas de metalurgia, tribologia, materiais e equipamentos, porém com uma necessidade, explicitada nos próprios trabalhos, de uma validação através de experimentos em escala real em operação. Com a velocidade atual das demandas diárias da indústria, bem como a grande mobilização de recursos que demandam testes e experimentos como estes (para preparação, montagem e acompanhamento) dificilmente se investe nestas questões e pouco se tem desenvolvido sobre este tema na forma de conhecimento efetivamente testado e aprovado para uso em escala industrial.

Desta forma, na essência da parceria entre a indústria e a universidade, através de um programa de Mestrado Profissional, este trabalho, na forma de desafio, visa explorar este tema buscando investigar, através de experimentos em escala real em campo, a influência de dois fatores críticos na vida destas rodas: o efeito da lubrificação do flange lateral e o efeito da geometria da banda de rodagem da roda que entra em contato com os trilhos.

Para isto, foram produzidos testes experimentais em ponte rolante específica de 10 toneladas durante uma mesma condição de trabalho e tempos de operação, totalizando quatro ensaios que permitiram avaliar a influência individual de cada condição bem como a interação entre elas.

1.1 Objetivos

- Avaliar e quantificar a influência da prática de lubrificação dos flanges laterais das rodas de pontes rolantes na vida média destas rodas;
- Avaliar e quantificar a influência da geometria da banda de rodagem das rodas de pontes rolantes na vida média destas rodas;
- Avaliar e quantificar a interação dos fatores lubrificação de flanges e geometria da banda de rodagem na vida média das rodas;
- Maximizar a vida média das rodas de pontes rolantes;

2.0 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Tribologia

As superfícies sólidas, quando estudadas a níveis suficientemente pequenos, são irregulares, podendo chegar à escala atômica ou molecular em última análise. Até mesmo as superfícies de engenharia mais polidas poderão apresentar irregularidades moderadamente maiores que as dimensões atômicas, existindo uma série de métodos diferentes para quantificar e estudar a sua topografia. Alguns destes métodos envolvem o exame da superfície por microscópio ótico ou eletrônico de varredura, medidas elétricas ou térmicas ou através de contato de um fino “stylus” (objeto com ponta afiada). Talvez a maior resolução possa ser obtida pela técnica de microscopia de tunelamento ou de força atômica, as quais podem resolver átomos individuais. No entanto, para grande parte das superfícies de interesse da engenharia métodos menos sensíveis são utilizados com resultados plenamente satisfatórios para estudo de sua superfície (KWIETNIEWSKI 2010).

A forma mais comum de se medir rugosidade superficial é expressa através da grandeza conhecida como rugosidade média ou R_a e tem como definição a média aritmética do desvio de altura da superfície a partir de uma linha média através do perfil. A linha média é definida de forma que áreas iguais do perfil fiquem acima e abaixo desta, conforme mostra a Figura 2.1 (KWIETNIEWSKI 2010).

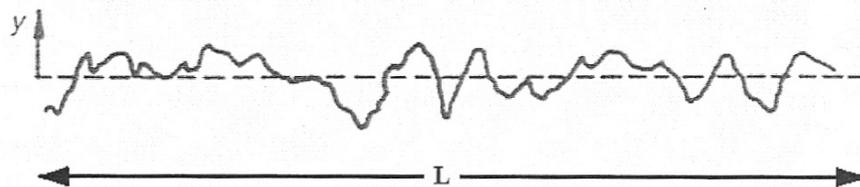


Figura 2.1 Um perfil superficial é um gráfico da altura “y” da superfície, relativa à linha média, contra a distância “L” (KWIETNIEWSKI 2010).

Há ainda a rugosidade dita quadrática média, R_q , que é a raiz quadrada da média dos quadrados do perfil efetivo em relação à linha média, dentro do trajeto de medição

(desvio de altura da superfície a partir de uma linha média através do perfil). É similar à rugosidade R_a , porém considera-se apenas os valores positivos das ordenadas (ou valores de y) elevados ao quadrado e em seguida extraída a raiz quadrada, conforme a Equação 2.1.

$$R_q = \sqrt{\sum_{i_1}^N \frac{y_i^2}{N}} \quad \text{Equação 2.1}$$

Por fim, a rugosidade R_z , outra forma de expressar irregularidades superficiais, corresponde à média aritmética dos cinco valores de rugosidade parcial (Equação 2.2), sendo que se define por rugosidade parcial Z_i a soma dos valores absolutos das ordenadas dos pontos de maior afastamento, acima e abaixo da linha média, existentes dentro de um trajeto de medição. A representação gráfica da Figura 2.2 ilustra com detalhe este conceito de afastamento do ponto máximo e mínimo do perfil, dentro do comprimento de amostragem (KWIETNIEWSKI 2010).

$$R_z = \frac{Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4 + Z_5}{5} \quad \text{Equação 2.2}$$

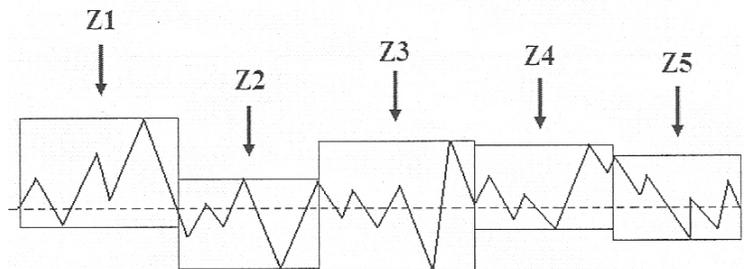


Figura 2.2 Representação esquemática para cálculo da rugosidade R_z (KWIETNIEWSKI 2010)

As rugosidades ora mencionadas são medidas e obtidas na prática por instrumentos conhecidos como rugosímetros ou perfilômetros. Usualmente, as medições de rugosidade são feitas em direções transversais àquela de que foram produzidas as superfícies, como por exemplo, usinagem por torneamento ou fresamento, obtendo perfil de rugosidade bidimensional como já apresentado. No entanto, cabe ressaltar que, dependendo da aplicação e do nível de exigência da peça analisada, podem ser utilizados perfilômetros tridimensionais para se obter então uma topografia completa da superfície, através de sucessivas passadas transversais, conforme ilustra a Figura 2.3 (KWIETNIEWSKI 2010).

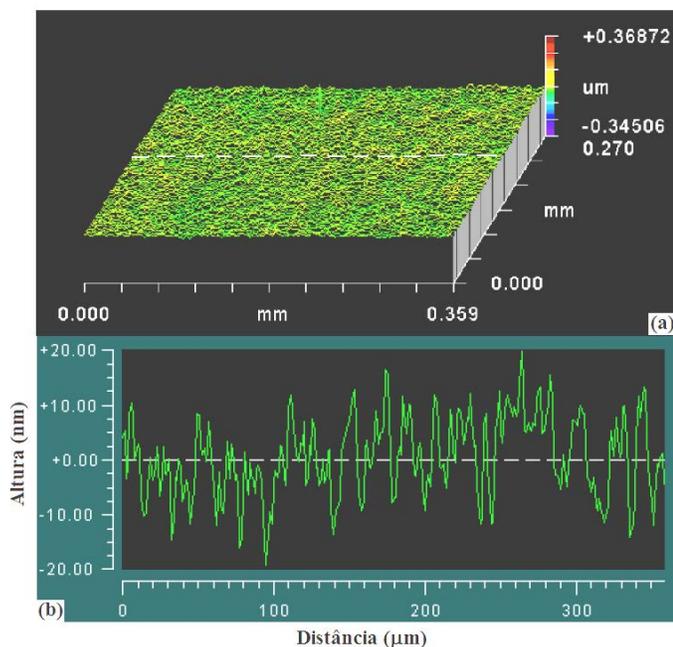


Figura 2.3 (a) Topografia em 3D da superfície de uma camada de cromo duro sobre aço. (b) Perfil ao longo de uma linha que atravessa a porção central da superfície apresentada em (a) (KWIETNIEWSKI 2010).

Contudo, com uma série de formas de se medir e expressar irregularidades superficiais, entre métodos simples e sofisticados, a rugosidade média R_a acaba sendo a mais comumente empregada. A Tabela 2.1 expressa os valores típicos de R_a para acabamentos obtidos por diferentes processos.

Tabela 2.1 – Valores típicos de rugosidade média R_a para superfícies de engenharia acabadas por diferentes processos (KWIETNIEWSKI 2010).

Processo de acabamento	R_a (μm)
Passo para deixar plana a superfície	1-25
Fresamento	1-6
Trefilação ou extrusão	1-3
Torneamento	0,4-6
Lixamento	0,1-2
Brunimento	0,1-1
Polimento	0,1-0,4
Lapidação	0,05-0,4

2.1.1 Interação entre superfícies

Quando duas superfícies planas e paralelas entram em contato, este ocorrerá inicialmente somente em poucos pontos. À medida que a carga normal à superfície

aumenta, há uma aproximação das superfícies e um maior número de “áreas altas” ou asperezas, das duas superfícies, entram em contato. Uma vez que estas asperezas são as únicas partes em contato das duas superfícies (portanto bem menor que a área aparentemente em contato) estas acabam por suportar toda a carga normal e são as responsáveis pelo aparecimento das forças de fricção. Desta forma, há um interesse muito grande, e obviamente importante, em saber como ocorre a interação entre as duas superfícies, sendo então estas as bases para qualquer estudo sobre fricção, lubrificação e desgaste (KWIETNIEWSKI 2010).

2.1.2 A deformação de uma única aspereza

Para efeitos de simplificação das situações reais, quando duas superfícies rugosas entram em contato, faz-se o estudo do contato de uma única aspereza ideal, sendo então considerado formato esférico e perfeitamente liso, e um plano qualquer. Uma outra simplificação é feita quando se estabelece que a situação é elástica, isto é, não ocorrerão forças tangenciais ou de cisalhamento devido ao movimento de uma superfície em relação à outra. Estas simplificações e as equações formuladas caracterizam o que se conhece como contato Hertziano ou de Hertz (KWIETNIEWSKI 2000).

Quando uma esfera de um material elástico é pressionada contra um plano (ver Figura 2.4) sob um carregamento normal “w”, o contato será estabelecido sob um círculo de raio “a”, definido pela equação de Hertz (ver Equação 2.3):

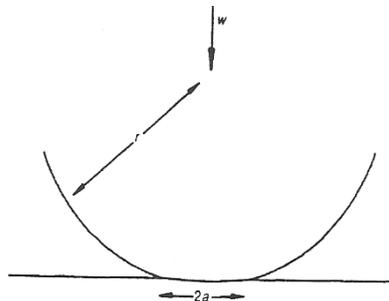


Figura 2.4 Contato elástico Hertziano (HUTCHINGS 1992).

$$a = \left(\frac{3wr}{4E} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Equação 2.3}$$

Onde “r” é o raio da esfera e “E” o módulo elástico, que depende por sua vez do módulo de elasticidade (ou de Young) “E1” e “E2” e dos coeficientes de Poisson “v1” e “v2” dos materiais da esfera e do plano, da seguinte forma:

$$\frac{1}{E} = \frac{(1 - \nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \nu_2^2)}{E_2} \quad \text{Equação 2.4}$$

A área de contato entre a esfera e o plano, πa^2 , é dada por:

$$\pi a^2 = 0,83 \pi \left(\frac{wr}{E} \right)^{2/3} \quad \text{Equação 2.5}$$

A tensão normal não é uniforme ao longo da área de contato, mas apresenta um máximo no centro e cai a zero nas extremidades (ver Figura 2.5), sendo que a sua intensidade é calculada em função da configuração analisada (KWIETNIEWSKI 2000).

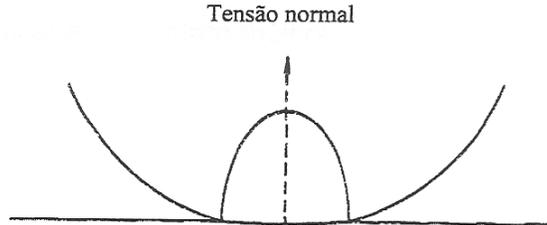


Figura 2.5 Distribuição da tensão normal ao longo da área de contato Hertziano (HUTCHINGS 1992).

Quando o carregamento normal entre a esfera e o plano é aumentado, um ou outro dos componentes em contato podem sofrer deformação plástica. Esta situação pode ser simplificada considerando-se que a esfera é rígida e que o escoamento plástico ocorre somente no plano. As análises de Hertz do campo de tensões, desenvolvidas devido à penetração de um indentador esférico em uma superfície plana, indicam que a máxima tensão de cisalhamento, abaixo do indentador, ocorre a uma profundidade de, aproximadamente, $0,47a$, onde “a” é o raio do círculo de contato. Assim, a deformação plástica iniciará neste ponto de máxima tensão cisalhante e, à medida que o carregamento é incrementado, o volume de escoamento plástico aumenta até, eventualmente, atingir a superfície. A Figura 2.6 apresenta a distribuição de tensões máximas cisalhantes subsuperficiais definidas pelo contato Hertziano apenas para efeito ilustrativo, de um contato entre cilindro e plano (KWIETNIEWSKI 2000).

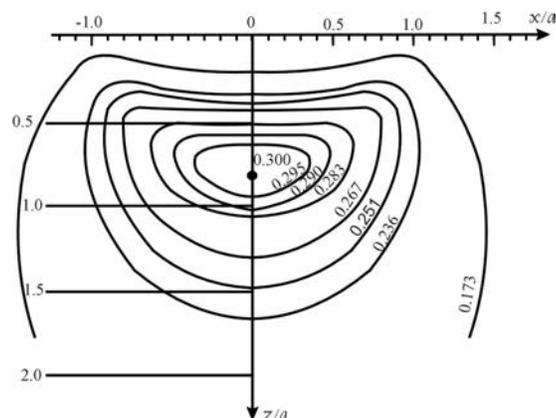


Figura 2.6 Distribuição das tensões cisalhantes máximas subsuperficiais definidas pelo contato de Hertz, para um contato cilindro/plano. Percebe-se que neste caso, a máxima tensão cisalhante localiza-se em torno de 0,786a (KWIETNIEWSKI 2000).

2.1.3 A teoria simplificada do contato múltiplo entre asperezas

Considerando que o contato se estabeleça entre uma superfície rugosa (múltiplas asperezas de formato esférico e raio e altura constantes e que cada aspereza deforma-se independentemente uma das outras) e um plano perfeitamente liso, pode-se, imediatamente, aplicar os conceitos da seção anterior. Desta forma, cada aspereza suportará a mesma fração da carga normal total e cada uma contribuirá com a mesma área real total de contato “A”. Assim, pode-se assumir que esta área será relacionada com o carregamento total “W” da mesma forma que cada área individual de contato para cada aspereza (πa^2) é relacionada com a carga sob cada aspereza “w” (KWIETNIEWSKI 2000).

No entanto, as superfícies reais não são compostas por asperezas uniformes de raio e altura únicos, mas apresentam uma distribuição estatística da morfologia das asperezas. Considerando então uma distribuição estatística normal da altura das asperezas (normalmente, considera-se a altura da aspereza como o fator mais importante da morfologia), assume-se que a área real de contato não é mais exatamente proporcional à carga aplicada. Assim, outros fatores devem ser considerados, que levem em consideração algumas propriedades dos materiais envolvidos. A proporção das asperezas, nas quais o escoamento plástico ocorre, depende do *índice de plasticidade* (ψ), definido como:

$$\psi = \frac{E}{H} \left(\frac{\sigma^*}{r} \right)^{1/2} \quad \text{Equação 2.6}$$

onde “E” é definido pela Equação 2.4, “H” é a dureza da superfície e σ^* é o desvio padrão da distribuição das alturas das asperezas. A quantidade $(\sigma^*/r)^{1/2}$ é, aproximadamente, igual à média das inclinações das asperezas (“r” é igual a largura das asperezas. Tanto σ^* quanto “r” descrevem a morfologia das asperezas) (KWIETNIEWSKI 2000).

Segundo HUTCHINGS (1992), a proporção de asperezas em contato plástico é determinada pelos valores da tensão normal e do índice de plasticidade, sendo o segundo o fator preponderante e dominante no contato. Para valores de ψ menores que 0,6, o escoamento plástico de asperezas só ocorreria a muito altas pressão de contato, enquanto que para valores maiores do que 1 as asperezas se deformariam plasticamente, mesmo para carregamento muito leves. Para superfícies metálicas, produzidas por processos usuais de engenharia, ψ cai na faixa de 0,1 a 100 e, como pode ser visto na Figura 2.7, somente para superfícies muito bem polidas as asperezas permanecem em contato elástico.

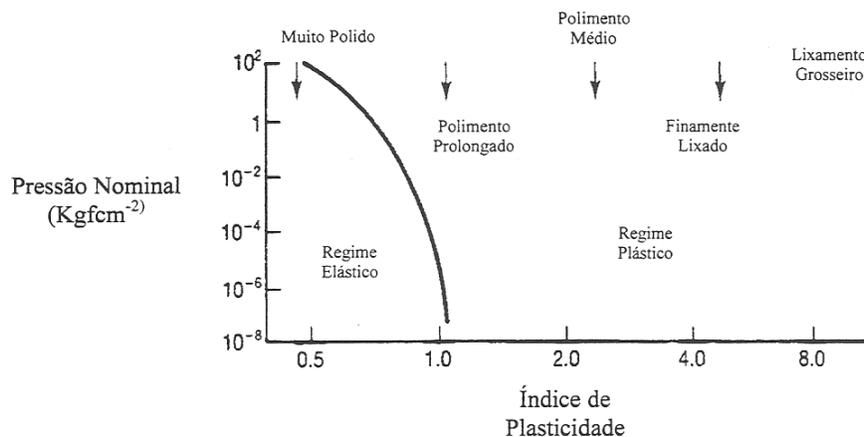


Figura 2.7 Índice de plasticidade *versus* tensão de contato em função do grau de acabamento superficial (HUTCHINGS 1992).

As teorias de contato entre superfícies rugosas, corroboradas por observações experimentais, sugerem que, em muitos casos práticos de contato entre metais, a maior parte do contato entre asperezas será plástico. A carga suportada por cada aspereza é diretamente proporcional a sua área de contato e à área real de contato para toda a superfície será proporcional a carga normal, sendo menos dependente de uma detalhada distribuição estatística de altura das asperezas (acabamento superficial) (HUTCHINGS 1992).

Na Figura 2.7, observa-se que o acabamento superficial pode ditar a condição do contato, ou seja, para superfícies muito lisas é muito mais provável que um contato elástico se estabeleça.

KWIETNIEWSKI (2000) cita ainda que quando se considera que a máxima tensão de cisalhamento se localiza em um ponto, abaixo do indentedor, de $0,47a$, onde “a” é o raio do círculo do contato estabelecido (para um contato esfera/plano), leva-se em consideração a condição ideal de contato Hertziano. No entanto, em situações reais, este ponto de máxima tensão de cisalhamento se deslocará em função da rugosidade superficial, ou melhor, em função da fricção gerada (coeficiente de fricção). Quanto maior é a fricção, mais próxima da superfície se localizará o ponto de máxima tensão cisalhante (conforme a Figura 2.8). Além disso, observa-se que ocorre o deslocamento das curvas para a direção do movimento (no caso, para a direita), o que acontece também devido à ação da força friccional.

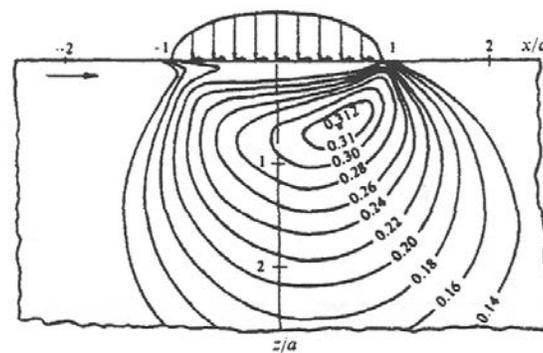


Figura 2.8 Distribuição de máximas tensões de cisalhamento subsuperficiais para o caso de presença de fricção (KWIETNIEWSKI 2000).

Sendo assim, com o deslocamento das curvas de máxima tensão cisalhante em direção à superfície, todas as tensões desenvolvidas pelo carregamento normal e força friccional serão impostas na superfície do material, levando a um desgaste severo.

Para efeito de melhor compreensão, é importante ressaltar que rugosidade superficial é um conceito diferente de coeficiente de fricção. Uma vez considerado o mesmo material e mesmas condições de ensaio, o coeficiente de fricção é proporcional à rugosidade superficial. No entanto, se dois materiais diferentes forem comparados, o coeficiente de fricção depende, principalmente, das características superficiais de cada material considerado (KWIETNIEWSKI 2000).

2.1.4 Fricção

Definição de fricção

Pode-se definir fricção como sendo a resistência percebida por um corpo que experimenta movimento em relação a outro corpo (HUTCHINGS 1992). Esta definição

engloba duas importantes classes de movimentos relativos: o deslizamento e o rolamento. A distinção entre fricção de rolamento e de deslizamento é importante, mas os dois não são mutuamente exclusivos, e sempre o movimento de rolamento puro envolve algum deslizamento.

Em ambas as situações de deslizamento e rolamento ideal, como mostrado na Figura 2.9, uma força tangencial F é necessária para mover o corpo sobre uma superfície estacionária (HUTCHINGS 1992).

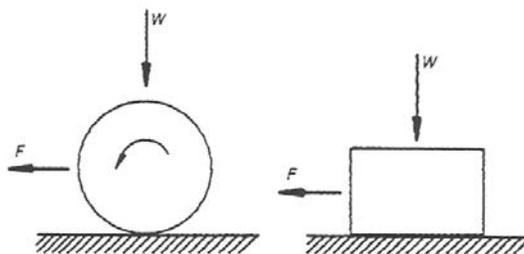


Figura 2.9 Desenvolvimento de fricção quando um corpo experimenta movimento em relação a outro corpo (HUTCHINGS 1992).

O coeficiente de fricção ou “ μ ” indica a magnitude da força de fricção (F) desenvolvida entre as duas superfícies em contato, sob um determinado carregamento (W) e em movimento relativo (HUTCHINGS 1992).

Este coeficiente de fricção pode ser estimado pela seguinte equação:

$$\mu = \frac{F}{W} \quad \text{Equação 2.7}$$

O coeficiente de fricção pode variar desde 0,001 (levíssimo carregamento em rolamento) a 10 (metais limpos deslizando sobre eles mesmos no vácuo). Contudo, para a maioria dos materiais em deslizamento ao ar, este coeficiente pode variar de 0,1 a 1 (KWIETNIEWSKI 2000).

As leis da fricção

Conforme HUTCHINGS (1992), citando trabalhos anteriores de observações experimentais de Amontons em 1699 e até mesmo de Leonardo da Vinci, duzentos anos antes, podemos apresentar hoje três Leis básicas da Fricção:

- 1 – A força de fricção é proporcional ao carregamento normal.

2 – A força de fricção é independente da área de contato aparente.

3 – A força de fricção é independente da velocidade de deslizamento.

Conforme a primeira lei, a força de fricção é proporcional à carga aplicada, mas o coeficiente de fricção é independente do carregamento normal.

Já pela segunda lei, tanto a fricção desenvolvida quanto o coeficiente de fricção “ μ ” são independentes da área de contato aparente. Justamente, o contato real que se estabelece entre duas superfícies só ocorre em pontos ou asperezas das superfícies, de forma que esta área real de contato é (ou poderá ser) apenas uma fração da área de contato nominal ou aparente. É este contato entre as asperezas que irá determinar as características da fricção desenvolvida.

A terceira lei da fricção indica que a força de fricção independe da velocidade de deslizamento entre os corpos em contato. Justamente, no início do movimento, há um valor de coeficiente de fricção (μ estático) maior do que o valor que se estabelece e permanece constante após um determinado tempo de deslizamento (μ dinâmico) (HUTCHINGS 1992).

A Tabela 2.2 a seguir ilustra valores típicos obtidos experimentalmente para coeficientes de fricção estáticos μ_s :

Tabela 2.2 Típicos valores de coeficiente de atrito estático para combinação de metais ao ar e sem lubrificação (HUTCHINGS 1992).

Metais deslizando entre si ao ar	μ_s
Ouro	2
Prata	0,8 - 1,0
Estanho	1
Alumínio	0,8 - 1,2
Cobre	0,7 - 1,4
Magnésio	0,5
Chumbo	1,5
Cádmio	0,5
Cromo	0,4
Metais puros e ligas deslizando contra o aço (0,13% C) ao ar	μ_s
Prata	0,5
Alumínio	0,5
Cádmio	0,4
Cobre	0,8
Cromo	0,5
Chumbo	1,2
Cobre - 20% Chumbo	0,2
Bronze α (Cobre - 30% Zinco)	0,5
Chumbo α / Bronze β (Cobre - 40% Zinco)	0,2
Ferro fundido cinzento	0,4
Aço doce (0,13% C)	0,8

HUTCHINGS (1992) citando Bouden e Tabor, afirma que a força de fricção total é composta por duas componentes, ou seja, pela força de deformação, necessária para causar

a penetração das asperezas da superfície mais dura na mais macia e pela força de adesão desenvolvida nas áreas reais de contato entre as duas superfícies, dando origem a “junções” de asperezas.

KWIETNIEWSKI (2000) explica que tratamentos matemáticos para estimar a magnitude da força de fricção total resultam na obtenção de valores bem menores do que aqueles observados na prática. Sendo assim, assume-se que outros efeitos devem estar agindo no sistema. Dois efeitos, principalmente, podem ser apresentados: o efeito do encruamento e o efeito do crescimento de junção. Considerando que a área total de contato “A” como sendo a soma das áreas das seções transversais de todas as junções de asperezas e assumindo-se que todas estas junções formadas tem a mesma resistência ao cisalhamento “s”, então pode-se dizer que a força de fricção devido a adesão é algo como:

$$F_{adesão} = A \cdot s \quad \text{Equação 2.8}$$

Com o encruamento dos materiais durante o processo de desgaste, surgem junções de asperezas com maior tensão de cisalhamento, causando aumento da componente da força friccional total relativa à adesão (Equação 2.8). Contudo, ainda que o encruamento seja um fator importante na adesão, considera-se que o crescimento da junção tem maior relevância nesta questão, sendo inclusive tema abordado em maior profundidade do tópico a seguir (KWIETNIEWSKI 2000).

A fricção de materiais metálicos

Em situações típicas verificadas na prática, a maior parte do contato que ocorre entre metais é um contato que envolve deformação plástica ou dito contato plástico. Logo, a combinação do carregamento externo e a força de fricção gerada pelo movimento relativo das duas superfícies leva ao aumento da área de contato plástico “A” ou “crescimento da junção”. Este efeito, conforme a Equação 2.8 ($F_{adesão}$), causa aumento da componente friccional devido à adesão (KWIETNIEWSKI 2000).

As situações descritas acima dizem respeito a superfícies livres de filmes ou em deslizamento em vácuo. Para estas situações, uma forte adesão é gerada e um grande desgaste acaba sendo observado. Contudo, com pequena quantidade ou simplesmente a ausência de contaminantes ou filmes superficiais, o crescimento da junção só é limitado pela ductilidade do material. Em situações usuais de operação, os óxidos, gases adsorvidos e contaminantes em geral fazem com que ocorra a diminuição da força de fricção total

desenvolvida. Estes filmes, que se localizam entre as junções de asperezas, reduzem a resistência ao cisalhamento “s” destas junções (Equação 2.8), de forma que a componente friccional de adesão é reduzida. A presença destes filmes superficiais também limita o crescimento da junção, justificando então a aplicação e utilização de lubrificantes, como será explorado mais adiante (KWIETNIEWSKI 2000).

A maioria dos metais (exceto metais nobres) apresenta um certo grau de oxidação, formando na superfície filmes de óxidos da ordem de 1 a 10nm de espessura. Estes filmes são de extrema importância no comportamento em fricção, uma vez que a fricção entre óxidos ou entre óxidos e superfícies metálicas nuas é quase sempre menor do que a fricção entre duas superfícies metálicas. Contudo, o efeito da presença de um filme de óxido na fricção desenvolvida pode ser radicalmente alterado se ocorrer a penetração ou ruptura desta camada de óxido. A Figura 2.10 ilustra este efeito de uma maneira genérica. Para baixos carregamentos normais, o filme de óxido separa efetivamente as duas superfícies, prevenindo ou reduzindo o contato metálico produzindo um baixo valor de coeficiente de fricção em deslizamento. À medida que a carga normal é aumentada, ocorre a transição para um alto valor de “ μ ” devido ao rompimento deste filme e um contato direto metal-metal e um desgaste severo é observado. A partir daí, com o aumento da rugosidade superficial causado pelo desgaste e efeito da grande quantidade de detritos gerados também pelo desgaste, há um decréscimo do coeficiente de fricção para mais altos carregamentos normais (BHUSHAN 2002).

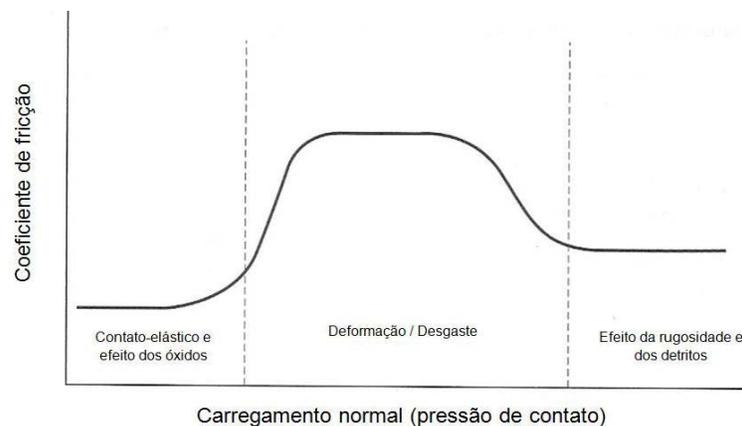


Figura 2.10 Diagrama esquemático do efeito da carga no coeficiente de fricção para pares metálicos (adaptado de BHUSHAN 2002).

Para metais muito macios, tais como o estanho e o índio, KWIETNIEWSKI (2000) comenta que o contato metálico ocorre mesmo a baixos carregamentos, de forma que o coeficiente de fricção é alto e não se altera de forma notória com aumento da carga.

Mesmo que haja filmes de óxido, estes são penetrados facilmente, uma vez que o substrato macio não oferece resistência mecânica (suporte à camada de óxido).

Desta forma, pode-se dizer que a fricção de metais puros em deslizamento entre si, ao ar, com superfícies não lubrificadas, é frequentemente determinada pela presença de óxidos na superfície. Enquanto não há penetração do filme de óxido durante o deslizamento, o efeito ou prejuízo à superfície é pequeno e o próprio óxido determina o coeficiente de fricção. Porém, se ocorrer a ruptura deste filme de óxido, uma alta fricção se desenvolve e desgastes severos podem ser esperados (KWIETNIEWSKI 2000).

O efeito da temperatura também é importante. Quando esta é aumentada, no metal em deslizamento, pode ocorrer uma série de alterações, tais como mudanças nas propriedades mecânicas, aumento da taxa de oxidação e até mesmo possibilidade de transformações de fases. Todos estes fatores influenciarão no comportamento da fricção. O efeito mais drástico ocorre se o metal tem sua temperatura aumentada próxima a seu ponto de fusão, onde sua resistência cai ligeiramente e a difusão térmica e fluência passam a ser fatores determinantes e críticos. A adesão oriunda do aumento da ductilidade em maiores temperaturas, também leva a uma maior fricção. As altas temperaturas também aumentam a taxa de oxidação, que em muitos casos podem resultar em menor adesão e menor fricção. A Figura 2.11 mostra os efeitos da temperatura no cobalto quando este é colocado a deslizar sobre aço inoxidável. Observa-se que o cobalto apresenta uma transformação de fase a 417°C, passando de uma estrutura hexagonal para cúbica, sendo esta fase responsável pelo pico no coeficiente de fricção em torno de 500°C. É provável que a queda observada a partir de 550°C seja devida a um aumento na espessura do óxido formado e também pela troca do tipo de óxido, nesta faixa de temperatura, de CoO, que é um lubrificante sólido precário para Co₃O₄, que apresenta menor fricção (BHUSHAN 2002).

Ambientes de atmosferas gasosas e a umidade relativa também afetam a fricção. Como exemplo, cita-se a maioria dos pares metálicos que experimentam fricção severa sob condições de alto vácuo (BHUSHAN 2002).

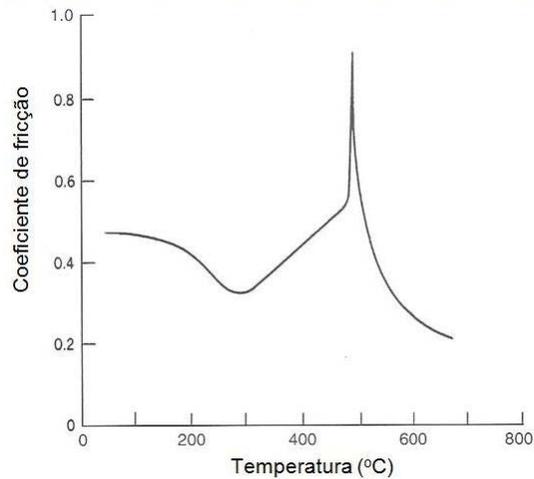


Figura 2.11 Coeficiente de fricção como função da temperatura para cobalto deslizando sobre aço inoxidável sob uma carga normal de 5N e velocidade de deslizamento de 25 mm/s (adaptado de BHUSHAN 2002).

2.2 Mecanismos de Desgaste

2.2.1 O desgaste por deslizamento

O desgaste por deslizamento ocorre quando duas superfícies deslizam uma em relação à outra sob carregamento. Também é comum encontrar o termo desgaste adesivo para descrever este tipo de desgaste. Mesmo que a adesão exerça importante função no desgaste por deslizamento, este é somente um dos vários processos físicos e químicos que podem ocorrer. Como exemplo, pode-se citar outros mecanismos de desgaste que ocorrem no deslizamento como o desgaste por oxidação, em que um aumento de temperatura local, provocado pela fricção, pode levar ao desgaste de uma das partes em contato, ou até mesmo de ambas (KWIETNIEWSKI 2000).

Classicamente, existem testes típicos para estudar o desgaste por deslizamento. A Figura 2.12 apresenta alguns arranjos geométricos mais empregados.

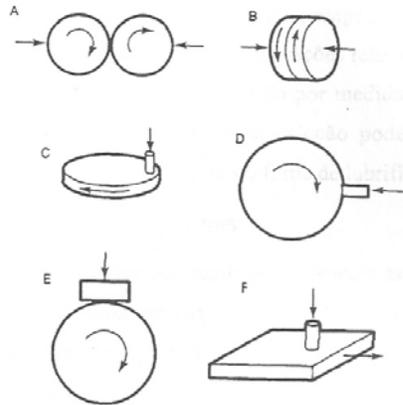


Figura 2.12 Diversos tipos de arranjos experimentais para a avaliação do desgaste por deslizamento (KWIETNIEWSKI 2000).

Estes testes podem ser ainda divididos em dois grandes grupos, ou seja, aqueles em que as superfícies em escorregamento são dispostas simetricamente e o desgaste é avaliado nas duas amostras (A e B) e aqueles, mais comumente empregados, em que o sistema é inerentemente assimétrico e o desgaste experimentado será diferente para as duas partes envolvidas (C, D, E e F) (KWIETNIEWSKI 2000).

Os dois tipos de testes mais comuns são o pino no disco (Figura 2.12.c) e o bloco no disco (Figura 2.12.e). Nos arranjos assimétricos, um dos componentes do par, geralmente o pino ou o disco, é chamado de “counterface” (superfície oposta de contato) (KWIETNIEWSKI 2000).

Basicamente, a taxa de desgaste depende da distância deslizada e da pressão nominal imposta (carga nominal dividida pela área nominal de contato). Contudo, o desgaste também depende da velocidade de deslizamento e do tempo de teste de uma forma independente. A velocidade de deslizamento afeta a taxa de dissipação de energia friccional e, portanto, a temperatura de interface. Assim, pode-se afirmar com certeza que um teste não vai produzir os mesmos resultados do que outro em que metade do tempo de teste foi empregado a uma velocidade duas vezes maior (KWIETNIEWSKI 2000).

Além das principais variáveis, como carregamento normal, área de contato, velocidade de deslizamento e tempo de teste, diversos outros fatores devem ser considerados e monitorados. Entre estes, cita-se a temperatura do teste, condições de lubrificação (ou não lubrificação) e atmosfera do teste.

É comum as taxas de desgaste serem obtidas por medidas de perda de massa das amostras testadas. Uma das formas mais utilizadas é a pesagem periódica dos corpos de prova ao longo do tempo total de teste. De forma complementar, informações relevantes

podem ser obtidas pelo monitoramento do coeficiente de fricção, que é obtido por medidas de força de fricção. Entre outros pontos, o monitoramento do coeficiente de fricção pode indicar uma mudança no mecanismo de desgaste (leve para severo), ruptura do filme de lubrificação, etc (KWIETNIEWSKI 2000).

O mecanismo de desgaste está associado predominantemente às condições de deslizamento. Ao se variar a carga normal aplicada e/ou a velocidade de deslizamento podem ocorrer mudanças dos mecanismos de desgaste atuantes. Estas variações provocam, de forma direta, alterações nas tensões mecânicas desenvolvidas sobre os componentes em contato, na temperatura e no fenômeno de oxidação, variando a severidade do contato (KWIETNIEWSKI 2000).

O aumento do carregamento acentua as tensões desenvolvidas, aumentando o desgaste mecânico, uma vez que o contato entre metais é predominantemente plástico. Assim, quanto maior é o carregamento maior é a deformação plástica das asperezas e maior é o desgaste para a superfície sob deslizamento. Esta carga normal também define a magnitude e a posição da máxima tensão de cisalhamento desenvolvida pela componente da força friccional, causada pelo movimento de deslizamento. Conforme indicam estudos já realizados, para valores de μ menores do que 0,3, a máxima tensão de cisalhamento localiza-se abaixo da superfície e um pequeno desgaste é observado. Esta condição é típica para um sistema lubrificado ou um sistema que apresente uma camada de óxido protetora. Para valores de μ maiores do que 0,3, a máxima tensão de cisalhamento é observada junto à superfície, levando a grandes deformações plásticas e acentuação do desgaste (KWIETNIEWSKI 2000).

Por sua vez, a temperatura é afetada tanto pela carga normal quanto pela velocidade de deslizamento. Juntos, estes dois fatores controlam a dissipação de energia da superfície. Para uma carga constante, a velocidade de deslizamento sozinha ditará a temperatura da interface. Já para baixas velocidades de deslizamento, a dissipação de calor para fora da interface é baixa e, em condições limites, o processo pode ser até mesmo adiabático. Altas temperaturas de interface fazem com que seja alta a reatividade química da superfície, causando, por exemplo, o rápido crescimento de filmes de óxidos ao ar, além de reduzir a resistência mecânica das asperezas e de regiões próximas à superfície. Como já comentado, este aumento de temperatura também causa aumento da ductilidade e uma acentuada deformação plástica pode ocorrer tendo assim influência direta sobre o desgaste (KWIETNIEWSKI 2000).

2.2.2 O desgaste por partículas duras

No desgaste abrasivo, o material é removido ou deslocado da superfície por partículas duras ou, algumas vezes, por protuberâncias mais duras na superfície oposta de contato, durante o deslizamento entre as duas superfícies (KWIETNIEWSKI 2000). A literatura apresenta vários termos para descrever a abrasão. A Figura 2.13 ilustra algumas terminologias mais comuns.

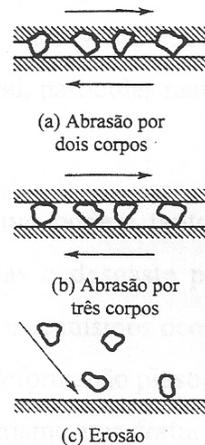


Figura 2.13 Ilustração das diferenças entre (a) abrasão por dois corpos; (b) abrasão por três corpos; e (c) erosão (adaptado de HUTCHINGS 1992).

A abrasão por dois corpos é causada por duras protuberâncias na interface ou simplesmente pela diferença de dureza e/ou rugosidade das suas superfícies em contato, enquanto que por três corpos, partículas duras posicionam-se e rolam entre as superfícies. Estas partículas duras podem estar presentes na forma de contaminantes ou podem ser geradas localmente, por oxidação ou por desgaste dos próprios componentes (HUTCHINGS 1992).

Porém, em determinadas situações o desgaste pode ser causado por partículas duras que atingem a superfície, carregadas por um fluxo de gás ou líquido (Figura 2.13.c). Este tipo de desgaste é conhecido como erosão ou erosão por partículas sólidas, para distinguir do prejuízo causado pelo impacto de jato ou gotas de água. As características das partículas, tais como dureza, forma e tamanho exercem forte influência nas taxas de desgaste por abrasão ou erosão. Quanto à dureza das partículas, se esta for menor do que a da superfície que está sofrendo abrasão ou erosão, menor é o desgaste observado. De uma forma geral, pode-se dizer que uma partícula abrasiva só será capaz de “riscar” uma superfície se a sua dureza for maior que 1,2 vezes a dureza da superfície (HUTCHINGS 1992). Quanto à forma das partículas, observa-se que taxas de desgaste muito mais

elevadas são observadas para partículas angulares em relação a partículas arredondadas.

Pela questão do tamanho das partículas, observa-se maior desgaste ocasionado por àquelas de tamanho entre 5 a 500 μm . A exata influência do tamanho das partículas sobre as taxas de desgaste abrasivo e erosivo depende, entre outros fatores, das condições do teste e natureza das partículas e materiais, sendo que, de uma maneira geral, partículas mais grosseiras causam maior prejuízo mecânico (desgaste) (HUTCHINGS 1992).

2.2.3 O desgaste abrasivo

O mecanismo de desgaste abrasivo podem tanto envolver escoamento plástico como fratura frágil. Sob condições determinadas, o desgaste pode ocorrer somente por escoamento plástico, mas freqüentemente, estes dois mecanismos ocorrem de forma simultânea (HUTCHINGS 1992).

Para o mecanismo de desgaste por deformação plástica, a dureza da interface é um fator importante, enquanto que para o mecanismo por fratura frágil, a tenacidade à fratura é mais importante, ainda que a dureza seja relevante.

A lubrificação e os fatores ambientais, tais como, conteúdo de oxigênio atmosférico, umidade, etc. podem exercer fortes influências no desgaste por abrasão. O efeito da lubrificação no desgaste abrasivo diverge daquele encontrado para o desgaste por deslizamento. A lubrificação no desgaste por deslizamento tende a reduzir o desgaste através da redução das forças tangenciais nas superfícies (redução da tensão de cisalhamento das junções das asperezas e, portanto, redução da componente da força friccional total devido à adesão) e pela diminuição da incidência e severidade de contato entre as asperezas. Entre superfícies relativamente lisas, filmes de lubrificantes protetores são prontamente formados. Partículas abrasivas, contudo, serão freqüentemente maiores do que a espessura de filmes hidrodinâmicos de lubrificação, de forma que tais filmes não poderão prevenir o contato entre a partícula e a interface (HUTCHINGS 1992).

Assim, em desgaste abrasivo a lubrificação não resultará em considerável redução do desgaste como observado para o caso da ausência de partículas duras, e, na verdade, pode resultar inclusive em aumento do desgaste. Este efeito ocorre porque o lubrificante diminui a fricção entre uma partícula abrasiva e a superfície metálica, de forma que a eficiência do corte ou remoção de material da superfície é maior (não ocorrerá o “empastamento” da partícula abrasiva na superfície, acentuando o desgaste. Além disso, a lubrificação inibe a adesão das partículas geradas pelo desgaste da própria superfície às

partículas abrasivas, diminuindo a degradação da “abrasividade” sob condições de multipasses (HUTCHINGS 1992).

Há uma grande quantidade de métodos para se avaliar as taxas de desgaste abrasivo. A Figura 2.14 ilustra os mais utilizados.

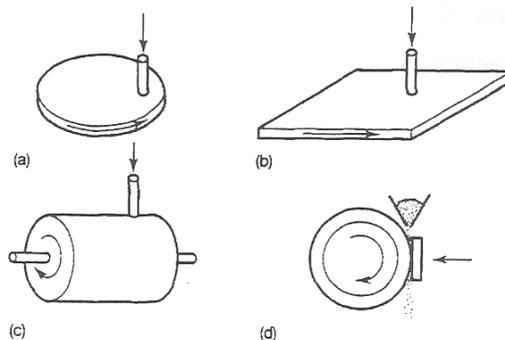


Figura 2.14 Algumas configurações possíveis para avaliar o desgaste abrasivo (adaptado de HUTCHINGS 1992).

As configurações (a), (b) e (c) representam três variações possíveis para avaliar o desgaste abrasivo por dois corpos. Nestes arranjos, o pino (amostra de interesse) desliza contra partículas abrasivas fixas. A taxa de desgaste do pino reduz à medida que este desliza, repetidamente, sob a mesma “trilha”. Este efeito ocorre devido à queda da “abrasividade” das partículas da outra superfície. Uma forma de se evitar tal efeito é fazer com que o pino experimente não só o movimento de deslizamento, mas também se desloque ao longo do plano abrasivo. A taxa de desgaste é obtida, entre outras formas, pesando-se o pino antes e depois do ensaio (HUTCHINGS 1992).

Já a Figura 2.14.d apresenta a configuração em que é avaliado o desgaste abrasivo por três corpos. Neste caso, a amostra é na forma de uma placa ou bloco e esta é pressionada contra um disco de aço revestido com “cinto” de borracha, o qual gira sob uma rotação específica. Partículas abrasivas (como por exemplo, a sílica) são introduzidas a uma taxa específica e o desgaste é avaliado, por exemplo, através da pesagem do bloco antes e depois do teste (HUTCHINGS 1992).

2.2.4 Erosão por impacto de partículas sólidas

O processo conhecido como erosão por partículas sólidas ocorre quando partículas sólidas atingem uma superfície. Em erosão, várias são as forças que, de diferentes origens, podem agir sobre uma partícula em contato com uma superfície. Entre outras, a força

dominante é a principal responsável pela desaceleração da partícula a partir de uma velocidade inicial de impacto, isto é, a força de contato exercida pela superfície (HUTCHINGS 1992). Desta forma, assim como para o ensaio de abrasão, o desgaste erosivo pode envolver tanto a deformação plástica como a fratura frágil, conforme atesta KWIETNIEWSKI (2000), citando HUTCHINGS (1992). A erosão dos metais geralmente envolve deformação plástica, enquanto que para materiais mais frágeis, a erosão pode envolver os mecanismos de escoamento plástico e de fratura frágil, dependendo das condições de impacto.

O desgaste erosivo é determinado pelas condições da superfície que está sendo erodida. A taxa de desgaste é dependente da velocidade de impacto, forma e orientação das partículas, bem como do ângulo de impacto, sendo este último o fator mais importante. A Figura 2.15 ilustra este efeito onde, para baixos ângulos de ataque, as taxas de desgaste são máximas para materiais dúcteis e em altos ângulos de ataque a superfície se deforma plasticamente e pouco material é removido (HUTCHINGS 1992).

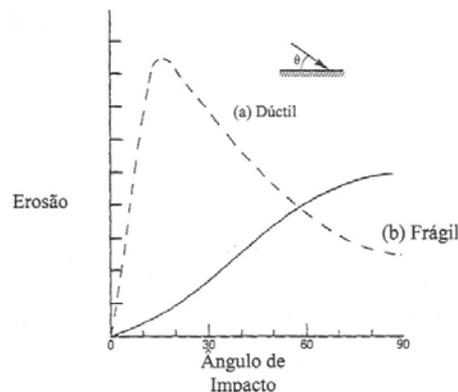


Figura 2.15 Dependência da erosão com o ângulo de impacto para materiais dúcteis e frágeis (adaptado de HUTCHINGS 1992).

Quando o impacto de partículas erosivas causa fratura frágil, há remoção de material da superfície pela formação e intersecção de trincas formadas, sendo que uma deformação plástica mínima ocorre freqüentemente ao redor do ponto de contato de uma partícula angular. A extensão do trincamento devido ao impacto das partículas é bem mais severa quando a direção de impacto é normal à superfície e a erosão, sob estas condições, é mais rápida. Na Figura 2.15, pode-se observar a influência do ângulo de impacto sobre a erosão para o caso em que o mecanismo por fratura frágil é o dominante (HUTCHINGS 1992).

A propriedade mais importante do material que está sofrendo erosão pelo mecanismo de fratura frágil é a tenacidade à fratura, sendo a dureza menos significativa.

Enfim, pode-se dizer que existem dois tipos de comportamento em erosão, ou seja, comportamento dúctil e frágil, com dependência do ângulo de impacto conforme descrito na Figura 2.15. Cabe ressaltar que a dependência angular da erosão não é uma característica do material somente, mas depende também das condições de erosão. Ainda que a maioria dos metais erodidos por partículas angulares duras apresentem comportamento dúctil, a erosão por partículas esféricas, ainda que para um metal dúctil como o aço não ligado, pode levar a uma aparente dependência angular frágil, embora o desgaste ainda ocorra por um processo puramente plástico. Nesta linha, HUTCHINGS (1992) cita como exemplo o caso de um aço AISI 52100, em que, sendo uma liga de alta dureza e baixa ductilidade, exibe uma maior taxa de desgaste a uma incidência normal, conforme mostra a figura 2.16.

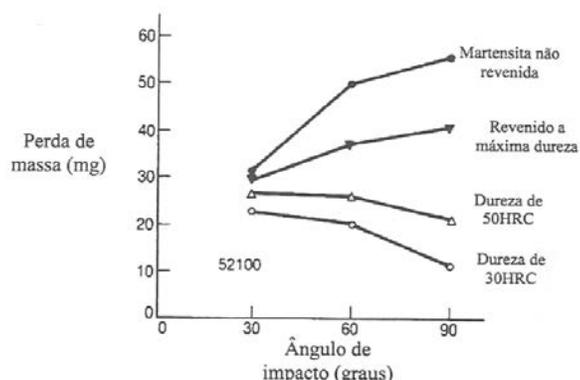


Figura 2.16 A erosão do aço AISI 52100 com diferentes microestruturas em função do ângulo de impacto de partículas de sílica (adaptado de HUTCHINGS 1992).

Nas condições de baixa dureza e alta ductilidade, o aço apresenta características de comportamento dúctil, enquanto que para a alta dureza fica clara a transição para o comportamento frágil, ainda que o exame microscópico não tenha indicado sinais de fratura frágil (KWIETNIEWSKI 2000).

Quanto aos métodos de teste, os testes para desgaste por erosão entre aqueles em que as partículas são aceleradas por um gás ou líquido e aqueles em que um movimento circular é usado para alcançar a velocidade de impacto. A Figura 2.17 apresenta quatro configurações típicas (KWIETNIEWSKI 2000).

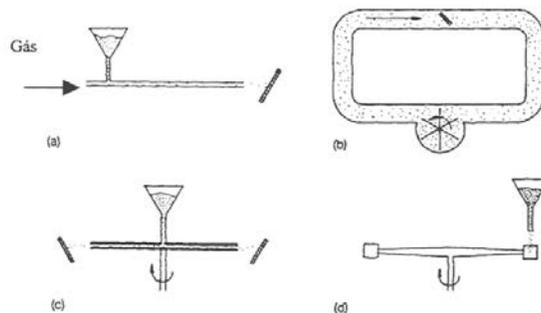


Figura 2.17 Diferentes configurações utilizadas para avaliar o desgaste erosivo (adaptado de HUTCHINGS 1992).

Nas figuras (a) e (b), um fluxo de gás ou líquido é utilizado para acelerar as partículas erosivas. No sistema (b), podem ocorrer problemas com a degradação das partículas, o que pode gerar resultados incorretos para as taxas de erosão. Já nas configurações (c) e (d), não existe a necessidade de um fluxo de gás ou líquido, sendo que no esquema (c), as partículas atingem a velocidade de impacto pelo movimento circular do sistema, enquanto que em (d), a própria amostra é acelerada atingindo as partículas erosivas que caem de um reservatório (KWIETNIEWSKI 2000).

2.3 Lubrificantes e lubrificação

2.3.1 Desgaste sob lubrificação

A função dos lubrificantes é introduzir entre as superfícies em deslizamento um material com uma resistência ao cisalhamento menor que a de ambas as superfícies em deslizamento. Em alguns sistemas de lubrificação, o lubrificante não elimina completamente o contato entre as asperezas. No entanto, ele reduz este contato e pode ainda reduzir a resistência das junções formadas entre asperezas (CARRETEIRO 2006). Em outros casos, o lubrificante separa completamente as superfícies e não há formação de junções de asperezas. De uma maneira geral, em maior ou menor grau, o lubrificante sempre reduz a taxa de desgaste de deslizamento e este é outro benefício substancial da lubrificação. Há uma grande variedade de materiais, gases, líquidos ou sólidos, que podem ser usados como lubrificantes (HUTCHINGS 1992).

A lubrificação é dividida em três tipos bem distintos (CARRETEIRO 2006):

- Lubrificação Hidrodinâmica
- Lubrificação Elastohidrodinâmica (EHL)
- Lubrificação de Contorno

Também descrito pela literatura como outro tipo de lubrificação, a lubrificação com lubrificantes sólidos será abordada em capítulos subsequentes pela aplicabilidade a este trabalho.

Na Figura 2.18, é possível verificar os regimes de lubrificação que podem se desenvolver entre duas superfícies, separadas por um lubrificante, em função da razão λ , onde λ expressa a razão entre a espessura de filme de lubrificante e a média quadrática da altura das asperezas.

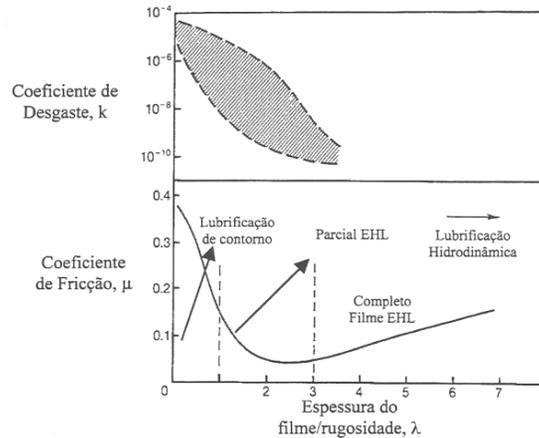


Figura 2.18 Regimes de lubrificação desenvolvidos em função da razão λ (adaptada de HUTCHINGS 1992).

Na lubrificação hidrodinâmica, $\lambda > 3$, as superfícies são separadas por um filme fluido, que é usualmente espesso em comparação com a altura das asperezas das superfícies em rolamento ou deslizamento. A pressão hidrostática no filme causa apenas uma pequena distorção elástica das superfícies que, em uma primeira aproximação, podem ser tratadas como rígida. Um desgaste reduzido é verificado ao longo do tempo. Para que ocorra a lubrificação hidrodinâmica as superfícies opostas devem ser conformais, isto é, devem ser geometricamente semelhantes tanto quanto possíveis, de forma que estejam separadas por um pequeno espaço (folga) preenchido pelo lubrificante, sobre uma área relativamente grande (ver Figura 2.19). Desta forma, estas condições de contato produzirão forças de fricção relativamente baixas e desgaste desprezível (KWIETNIEWSKI 2000).

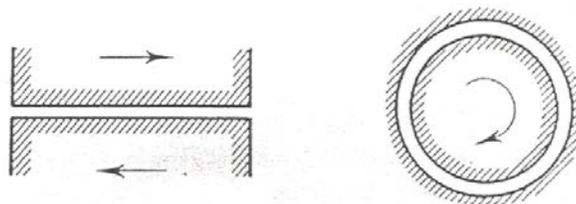


Figura 2.19 Exemplos de superfícies conformais (KWIETNIEWSKI 2010).

A lubrificação elastohidrodinâmica (EHL) descreve o caso onde as pressões locais são tão altas e o filme lubrificante tão fino que a deformação elástica das superfícies não pode ser negligenciada. De fato, este é um fator vital deste tipo de lubrificação, sendo que para componentes típicos de aço as pressões locais superam alguns GPa. Este tipo de lubrificação ocorre quando o contato entre superfícies é do tipo não-conformal, isto é, envolve nominalmente uma linha ou um ponto de contato (ver Figura 2.20). Neste caso, λ é próximo a 3 e algumas asperezas acabam entrando em contato, sendo a taxa de desgaste inevitavelmente maior do que para o regime de total lubrificação ou hidrodinâmico. É o caso típico de contato e lubrificação de dentes de engrenagens, entre pistas e elementos girantes de rolamentos ou ainda entre um cames e seu componente seguidor. Cabe ainda salientar que, mesmo em condições de EHL, pode ocorrer formação de filme pleno de lubrificante que evita, efetivamente, o contato entre as asperezas das superfícies opostas (KWIETNIEWSKI 2000).

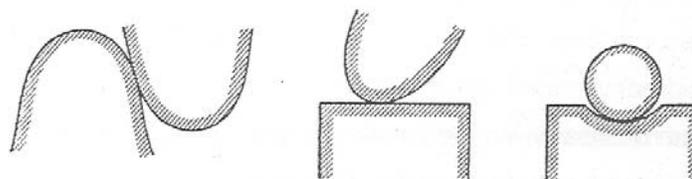


Figura 2.20 Exemplos de contatos não-conformais (KWIETNIEWSKI 2010).

Na lubrificação de contorno, onde λ cai para valores menores do que a unidade, as superfícies são separadas por filmes formados na própria superfície por adsorção molecular, usualmente estabelecidos a partir de um óleo ou graxa contendo um adequado lubrificante de contorno. Uma quantidade apreciável de contato entre asperezas e formação de junções pode, contudo, ocorrer. Sob altas pressões tensões de contato ou a velocidades de deslizamento muito baixas, as forças hidrodinâmicas são insuficientes para manter um filme fino (tipo EHL) entre as superfícies em deslizamento. Como já foi descrito, alta fricção e altas taxas de desgaste irão prevalecer a menos que as superfícies estejam protegidas por um lubrificante de contorno (KWIETNIEWSKI 2000).

A Figura 2.21 ilustra o mecanismo de operação de um lubrificante de contorno típico, ou seja, uma longa cadeia de ácido carboxílico nas superfícies metálicas. As moléculas do lubrificante são adsorvidas com o final da cadeia polarizado aderindo fortemente à camada de óxido presente no metal. As cadeias moleculares tendem a se alinhar perpendicularmente à superfície, estabilizadas pela sua mútua repulsão, formando densas camadas de 2 a 3 nm de comprimento. Quando as duas camadas em ambas as

superfícies entram em contato, a maior parte do carregamento é suportada pela interação das cadeias de hidrocarbonetos, existindo somente pequenas áreas de contato desprotegido das asperezas. A força de fricção é menor do que para um deslizamento não lubrificado, e embora ocorra desgaste, este é substancialmente menos severo do que se as superfícies não estivessem protegidas (HUTCHINGS 1992).

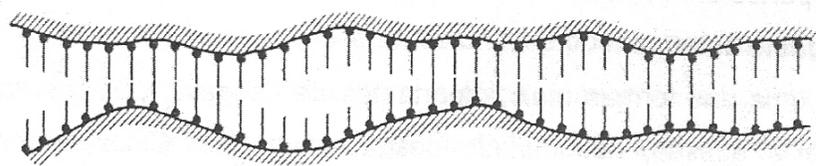


Figura 2.21 Mecanismo de operação de um lubrificante de contorno (KWIETNIEWSKI 2010).

2.3.2 Lubrificantes sólidos

Materiais sólidos que apresentam baixo coeficiente de fricção podem ser utilizados como lubrificantes em preferência a líquidos ou por diversas razões. Um componente pode ser composto, ou coberto, por um lubrificante sólido, ou feito de um material compósito contendo este, com o objetivo de produzir um sistema de “auto-lubrificação” que não necessita de fonte externa de lubrificante durante seu tempo de vida. Estes efeitos produzem notáveis ganhos em custos de manutenção e de lubrificação nas indústrias. Uma vantagem importante deste tipo de lubrificante diz respeito à temperatura, onde se sabe que lubrificantes líquidos se decompõem ou oxidam-se, enquanto que os lubrificantes sólidos podem estender a temperatura de operação à faixa de 1000 °C, mantendo ainda relativamente baixo coeficiente de fricção (HUTCHINGS 1992).

Os lubrificantes sólidos podem, por conveniência, ser divididos nas seguintes classes (BRAITHWAITE 1964):

- a) Lubrificantes sólidos estruturais;
- b) Lubrificantes sólidos mecânicos;
- c) Sabões
- d) Lubrificantes quimicamente ativados
- e) Materiais em desenvolvimento

a) LUBRIFICANTES SÓLIDOS ESTRUTURAIS

Inclui o grafite, dissulfeto de molibdênio, talco, mica e outros vários sais inorgânicos que, ainda em pesquisas em laboratórios, não são utilizados na indústria. Estas substâncias destacam-se por possuir, principalmente, inerentes propriedades lubrificantes devido à suas estruturas cristalinas e serem, usualmente, anisotrópicas. Em geral, lubrificantes desta classe funcionam por clivagem de seus próprios planos cristalinos e mantêm-se fixos entre as superfícies em deslizamento. Este mecanismo será detalhado e discutido mais adiante.

b) LUBRIFICANTES SÓLIDOS MECÂNICOS

A principal característica deste grupo é sua tendência ao desgaste por sacrifício. São divididos em dois grupos: metálicos e plásticos. Em ambos os casos, os lubrificantes precisam ser capazes de formar um filme contínuo aderente na superfície em fricção. Este filme é então desgastado gradualmente, reduzindo a taxa de desgaste até eventualmente ser removido. A principal diferença entre os dois grupos é que os filmes metálicos em geral operam melhor a altas temperaturas, velocidades e carregamentos quando comparados aos plásticos.

c) SABÕES

São usados de duas maneiras: ou como lubrificantes sólidos por si só, ou como compostos formados *in situ* na superfície do metal por interação entre ácidos graxos e o metal. Alguns autores têm sugerido que a lubrificação não é afetada por ácidos graxos isoladamente, mas pelo sabão metálico formado como resultado de reações químicas entre o metal e o ácido graxo. A ação do sabão é muito dependente de seu ponto de fusão. Como exemplo, cita-se os diferentes comportamentos de estearatos de sódio e de alumínio, típico das graxas lubrificantes, onde para ambos os casos observa-se pontos de fusão bem distintos, limitando o campo de aplicação de cada uma.

d) LUBRIFICANTES QUIMICAMENTE ATIVOS

Esta categoria inclui os aditivos conhecidos como “Extrema Pressão”, ou simplesmente E.P., e uma variedade de químicos que são adicionados aos líquidos (óleos) ou usados na fase gás e estão disponíveis para interagir com a superfície do metal para produzir uma camada de lubrificante. Por exemplo, o dissulfeto de molibdênio pode ser formado em uma

superfície contendo molibdênio pela interação com o gás sulfeto de hidrogênio em torno de 300°C. Outros químicos tipicamente usados são os fosfatos, cloretos e agentes oxidantes.

e) MATERIAIS EM DESENVOLVIMENTO

Os materiais desta classe são aqueles que estão em plena fase de pesquisas e desenvolvimento, em escalas experimentais. Tem-se verificado bons desempenhos com alguns materiais refratários industriais quando submetidos em curtos espaços de tempo a altas temperaturas. Também alguns vidros podem ser incluídos neste grupo, porém sua função é completamente diferente uma vez que amolecem em altas temperaturas e auxiliam na lubrificação hidrodinâmica.

Os lubrificantes sólidos estruturais são os de maior importância pelo seu uso já difundido na indústria nas últimas décadas e será, portanto, melhor analisado agora.

KWIETNIEWSKI (2010) descreve que nestes lubrificantes a ligação entre átomos dentro das camadas da estrutura é covalente, portanto forte, enquanto que entre as camadas é consideravelmente mais fraca. No grafite, por exemplo, a ligação interplanar é primariamente por forças de Van der Waals. A energia de ligação é, aproximadamente, de um décimo a um centésimo do que aquela para os átomos dentro das camadas. No dissulfeto de molibdênio, a ligação entre as camadas de átomos de enxofre é devido às forças de Van der Waals, como para o caso do grafite. Ambos os materiais são fortemente anisotrópicos nas suas propriedades mecânicas e físicas. Em particular, estes são muito menos resistentes à deformação por cisalhamento no plano basal (isto é, para uma direção paralela aos planos atômicos) do que em outras direções.

A baixa fricção de ambos, grafite e dissulfeto de molibdênio, está associada as suas estruturas lamelares e a fraca ligação interplanar, mas isto não quer dizer que todos os compostos com estruturas similares apresentam baixa fricção. Assim, os baixos valores de fricção não podem ser atribuídos apenas a estes fatores. A Figura 2.22 ilustra a estrutura cristalina típica destes dois materiais, onde devemos imaginar uma sucessão de infinitas camadas paralelas destes hexágonos separados por uma distância “*c*”, típica de cada um, onde, sob ação de pequenas forças externas, paralela aos planos, ocorre o deslizamento de camadas com uma alta densidade de átomos (BHUSHAN 2002).

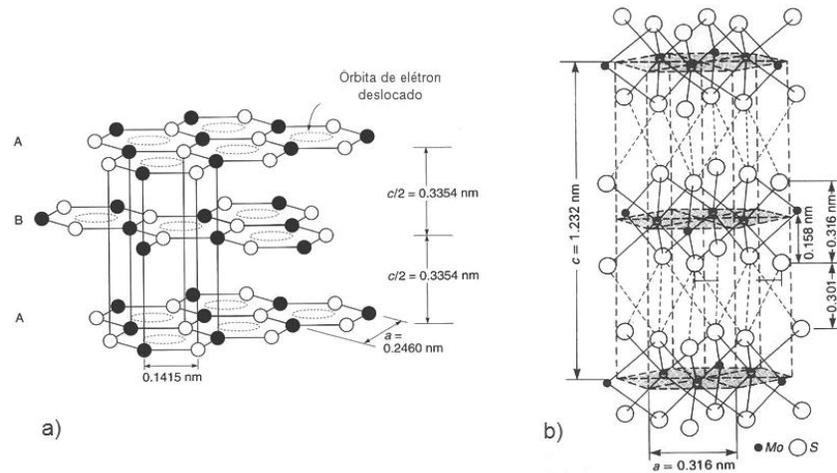


Figura 2.22 a) Representação tridimensional de uma estrutura em camadas de grafite hexagonal mostrando três camadas escalonadas. Há dois tipos distintos de sítios de carbono no grafite: círculos sólidos e vazios. Átomos nos círculos sólidos têm átomos vizinhos diretamente acima e abaixo nas camadas adjacentes, enquanto que nos átomos dos círculos vazios, não há nenhum vizinho correspondente. b) Estrutura cristalina hexagonal de Dissulfeto de Molibdênio (adaptado de BHUSHAN 2002).

Existem ainda, muitos outros compostos com estruturas lamelares. Alguns como o talco, dissulfeto de tungstênio, fluoreto de grafite, cloreto de cádmio e iodeto de chumbo, apresentam baixa fricção e são candidatos em potencial para serem usados como lubrificantes sólidos (BHUSHAN 2002).

O PTFE

O PTFE, ou politetrafluoretileno (teflon), é um plástico notoriamente conhecido por ser muito inerte quimicamente devido às fortes forças de ligação carbono-flúor em sua estrutura. Além disso, este material apresenta uma baixa energia superficial que também é uma característica bem peculiar e importante para um lubrificante sólido. Conseqüentemente, o teflon tem uma característica “deslizante” que o deixa com baixa tendência a formar fortes ligações com outros materiais. Por isso, seu coeficiente de fricção é extremamente baixo, sendo que valores abaixo de 0,04 são comumente observados a altas cargas e baixas velocidades de deslizamento (RABINOWICZ 1965).

A Tabela 2.3 ilustra o coeficiente de fricção de alguns polímeros, onde se pode verificar o destaque do PTFE frente aos demais.

Tabela 2.3 Coeficiente de atrito (fricção) de alguns polímeros (CARRETEIRO 2006):

Polímero	Nome usual	Fórmula química	Coeficiente de atrito
Polivinil cloreto	PVO	$[-CH_2 - \underset{\text{C}_6\text{H}_5}{\text{CH}} -]_n$	0,4 – 0,5
Poliestireno	Poliestireno	$[-CH_2 - CH -]_n$	0,4 – 0,5
Polietileno	Polietileno	$[-CH_2 - CH_2 -]_n$	0,6 – 0,8
Politetra-flúor-etileno	PTFE	$[-CF_2 - CF_2 -]_n$	0,05 – 0,1

Segundo CARRETEIRO (2006), mesmo que o PTFE conserve seu coeficiente de atrito muito baixo até temperaturas acima de 300°C, este apresenta sérios inconvenientes para ser empregado diretamente como material para fabricação de mancais, tais como: não é suficientemente resistente mecanicamente para suportar os esforços típicos destes componentes, é um mau condutor de calor e possui ainda elevada expansibilidade térmica.

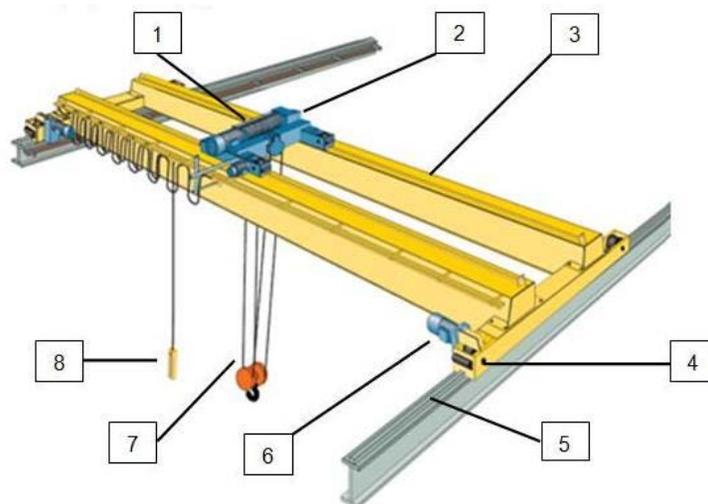
Sendo assim, a solução encontrada foi a incorporação do PTFE à superfície de um metal poroso, tal como o cobre sinterizado, por exemplo, na fabricação de mancais. O material resultante apresenta a resistência mecânica e as propriedades térmicas do cobre, aliadas à condição de pequeno atrito superficial do PTFE (CARRETEIRO 2006).

O PTFE tem sido empregado como lubrificante sólido também como aditivo em óleos ou graxas lubrificantes especiais para uso industrial ou ainda, mais modernamente, como películas secas aplicadas diretamente sobre as superfícies que entrarão em contato, obtendo nestes casos ótimos resultados de taxas de desgaste com camadas de até 1mm, sendo que valores bem abaixo deste já apresentam excelentes resultados (CARRETEIRO 2006).

2.4 As pontes rolantes

Pontes rolantes são equipamentos de grande capacidade amplamente utilizados na indústria para a movimentação tridimensional de cargas dos mais variados tipos (COEN 1966).

Uma ponte rolante, tipicamente, é constituída de elementos conforme ilustra a Figura 2.23.



1 – Sistema de elevação	5 – Trilhos ou caminho de rolamento
2 – Carro transversal de carga	6 – Sistema de translação
3 – Corpo ou viga principal	7 – Cabos de aço, moitão e gancho de carga
4 – Rodas de translação	8 – Botoeira de acionamento no solo

Figura 2.23 Ponte rolante e seus componentes (adaptado de MOLLYN 2011 e ALEXANDROV 1976).

No Brasil, as pontes rolantes são normatizadas, quanto à classificação, projeto e fabricação através da norma NBR 8400 (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS 1984). Nos Estados Unidos, utiliza-se o código CMAA 70/83 (ASSOCIATION OF IRON AND STEEL ENGINEERS 1983).

2.4.1 Trilhos como caminho de rolamento

Dependendo da finalidade, os trilhos de rolamento para equipamentos de elevação e transporte, podem ser classificados nos seguintes grupos, conforme RUDENKO (1976):

- Trilhos para carros de pontes rolantes e para mecanismos de translação de pontes rolantes acionadas à mão (vigas ou barras): são fabricados de barra chata de aço, com cantos arredondados ou chanfrados e com superfícies de rolamento convexas.
- Trilhos especiais de rolamento para pontes rolantes: são de base larga e de pequena altura. Possuem um momento de inércia relativamente grande.

As características destes trilhos podem ser verificadas na Figura 2.24.

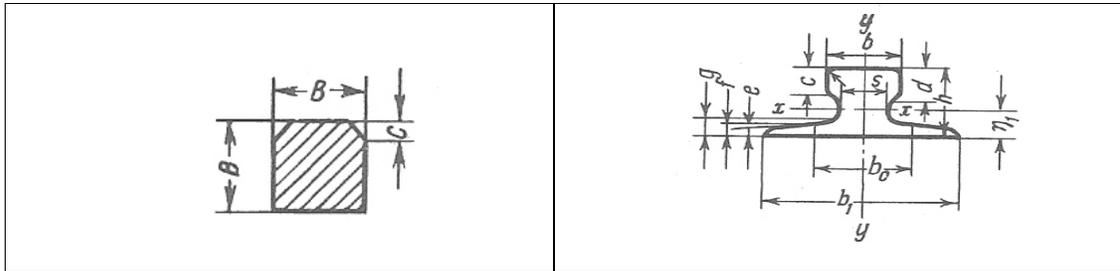


Figura 2.24 Trilhos para pontes rolantes: de barras quadradas e de perfil especial (RUDENKO 1976).

- Trilhos para guindaste velocípedes ferroviários, pórticos rolantes e outros.
- Monotrilhos para monovias e carrinhos. Estes trilhos são construídos em seções como I, T, em caixa e X, sendo o I e o T os mais populares.

Adicionalmente às classificações acima, são comumente e largamente utilizados na indústria os trilhos ferroviários.

Os trilhos ferroviários convencionais possuem um perfil tipo *Vignole*, e são compostos por boleto, alma e patim, conforme definido pela NBR 7590 e apresentado na Figura 2.25:

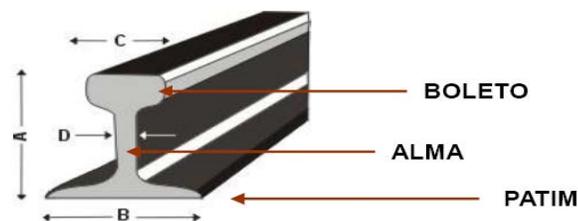


Figura 2.25 Denominação dos componentes de um trilho ferroviário (MACÊDO 2009).

A NBR 7650 define boleto como a parte do trilho destinada ao apoio e deslocamento da roda, e alma como a parte do trilho compreendida entre o boleto e o patim. A alma deve possuir altura suficiente para resistir à flexão, contribuindo diretamente para o alto momento de inércia desejado nestes perfis (MACÊDO 2009).

O patim é definido como a base do trilho constituída pela massa mais longa do duplo T, através do qual o trilho é apoiado e fixado nos dormentes. Deve ter espessura suficiente para permitir perfeito assentamento do trilho à base civil e não sofrer deformações permanentes.

A classificação dos trilhos é feita conforme sua massa por metro linear. Se a caracterização de um trilho for TR 68, significa que este pesa 68 kg a cada metro (MACÊDO 2009).

A Figura 2.26 ilustra os tipos de trilhos, bem com suas características dimensionais:

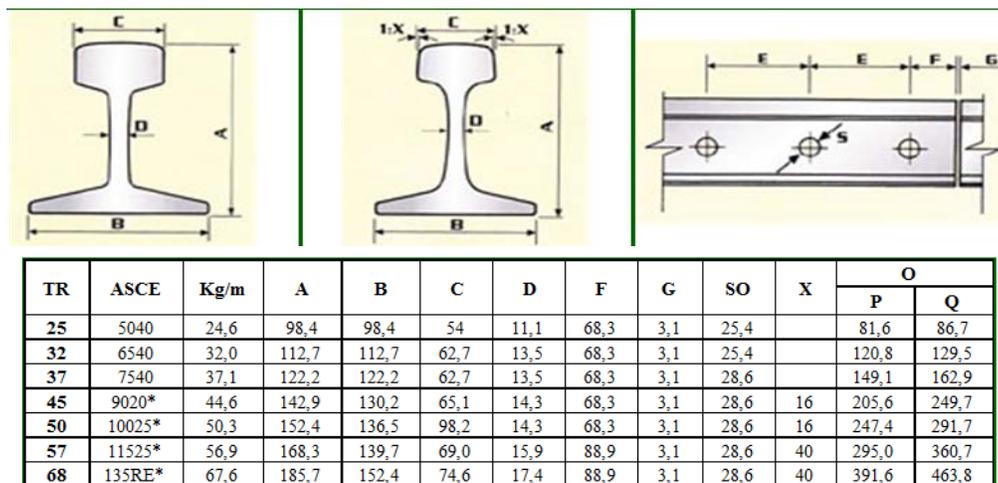


Figura 2.26 Tabela dimensional de trilhos ferroviários (MIMF 2011).

Os trilhos são materiais sujeitos a condições de serviço relativamente severas. Além dos choques e esforços de reflexão alternados, verifica-se desgaste da superfície de trabalho. As extremidades, por outro lado, estão sujeitas a um amassamento devido ao golpe produzido pelo choque das rodas quando estas atravessam as juntas dos trilhos. Para exercer a sua função de superfície de rolamento e suporte das cargas transportadas, é necessário que o trilho tenha dureza, tenacidade, elasticidade e resistência à flexão. Entre todos os materiais, é o aço o que oferece as melhores vantagens para o emprego na fabricação dos trilhos (MAGEL 1999).

A Tabela 2.4 abaixo ilustra as composições químicas típicas de alguns aços empregados para a fabricação de trilhos, seus fabricantes e propriedades mecânicas.

Tabela 2.4 Composição química, propriedades mecânicas e fabricantes de alguns aços empregados para a fabricação de trilhos (IVOJORGEPALU 2011).

Fabricante	Tipo	Composição Química (%)							Limite convencional de escoamento (0,2%)		Limite de resistência a tração		Alongamento %	Estricção %	Dureza HB
		C	Mn	Si	Cr	V	Nb	Mo	MPa	kgf/mm ²	MPa	kgf/mm ²			
Padrão A.R.E.A		0,8	0,9	0,2					510	51,7	920	93,4	11	18	255
C.F & I.	Alto silício	0,75	0,8	0,65	-	-	-	-	520	52,8	980	99,5	11	14	285
	Cr-Mo	0,78	0,84	0,65	0,74	-	-	0,18	807	81,9	1228	124,7	9	17	352
Algoma	Cr	0,75	0,65	0,25	1,15	-	-	-	650	66	1100	111,6	9	17	320
British Steel	Cr	0,75	1,25	0,35	1,15	-	-	-	690	70,1	1130	114,7	11	17	325
Krupp	Cr-Si	0,7	1,05	0,75	1	-	-	-	675	68,5	1140	115,7	12	20	315
Thyssen	Cr-Si-V	0,65	1,05	0,6	1,15	0,2	-	-	680	69	1130	114,7	12	20	320
Klockner	Cr-Mo-V	0,65	0,8	0,3	1	0,1	-	0,1	705	71,6	1145	116,3	12	20	325
Sydney	Mn-Cr-V	0,7	1,65	0,2	0,3	0,1	-	-	705	71,6	1035	105,1	12	18	325
	Cr-Si-Nb	0,7	1,1	0,55	0,8	-	0,06	-	705	71,6	1040	105,6	10	16	340
Aço Brasileiro (CSN)	Si-Nb	0,74	1,3	0,8	-	-	0,03	-	645	65,4	1070	108,6	10	15	320
Bethlehem	Totalmente temperado	0,8	0,9	0,2	-	-	-	-	870	88,3	1220	123,8	13	30	365
U.S Steel	Boleto temperado	0,8	0,9	0,2	-	-	-	-	910	93,4	1260	128	12	33	380
Rússia	Totalmente temperado	0,75	0,9	0,3	-	-	-	-	820	83,2	1250	126,9	14	40	380
Nippon Steel	Boleto temperado	0,75	0,8	0,22	-	-	-	-	857	87	1231	124,9	12	34	370
Nippon Kokan	Boleto temperado	0,75	0,83	0,22	-	-	-	-	817	82,9	1192	121	14	37	365

2.4.2 Rodas de translação de pontes rolantes

Rodas de translação de máquinas de elevação e transporte como guindastes, pórticos e pontes rolantes podem ser fixas ou girar livremente sobre buchas de bronze ou mancais de rolamento. Todos estes tipos de máquinas, exceto guindastes que se movem em vias férreas de bitola normal e também truques de guindastes, devem ser providos de rodas, duplamente flangeadas (bordas laterais), permitindo uma certa folga de cada lado (para rodas de truque recomenda-se no mínimo 10mm de folga e para rodas de guindaste de 10 a 20mm) (RUDENKO 1976).

Um aspecto importante do desenho das rodas de translação especialmente de pontes rolantes diz respeito ao tipo de perfil da banda de rodagem da roda, que pode ser plana ou cônica. Segundo AISE (2000), experimentos e o monitoramento instrumentado de rodas de pontes rolantes nos Estados Unidos mostram que o perfil cônico apresenta excelentes desempenhos quanto ao auto-alinhamento da ponte rolante ao se deslocar sobre os trilhos. Em função principalmente do deslocamento da carga através do movimento do carro transversal durante translação da ponte, irregularidades geométricas no alinhamento dos trilhos e desgaste não uniforme das próprias rodas, é comum que a ponte rolante apresente um dito “passeio” lateral, ou desalinhamento, durante sua operação, sendo o balanço de forças através de rodas cônicas resulta num auto-alinhamento favorável ao conjunto. Um inconveniente ao uso de rodas cônicas que surge é a questão do ponto de contato roda-trilho, que passa a ser deslocado da linha central do trilho (linha neutra da alma) gerando

um momento fletor perigoso ao conjunto em termos de estabilidade estrutural e desgaste do boleto do trilho. Neste sentido, a AISE (2000) cita testes realizados onde se encontrou melhor desempenho de rodas cônicas com inclinação de $1''/25''$ (algo como $2,3^\circ$) sobre rodas com inclinação de $1''/16''$ (algo como $3,5^\circ$) no que diz respeito ao desempenho conjugado: capacidade de auto-alinhamento, taxa de desgaste do trilho, ocorrências de quebra de trilhos (ver Figura 2.27).

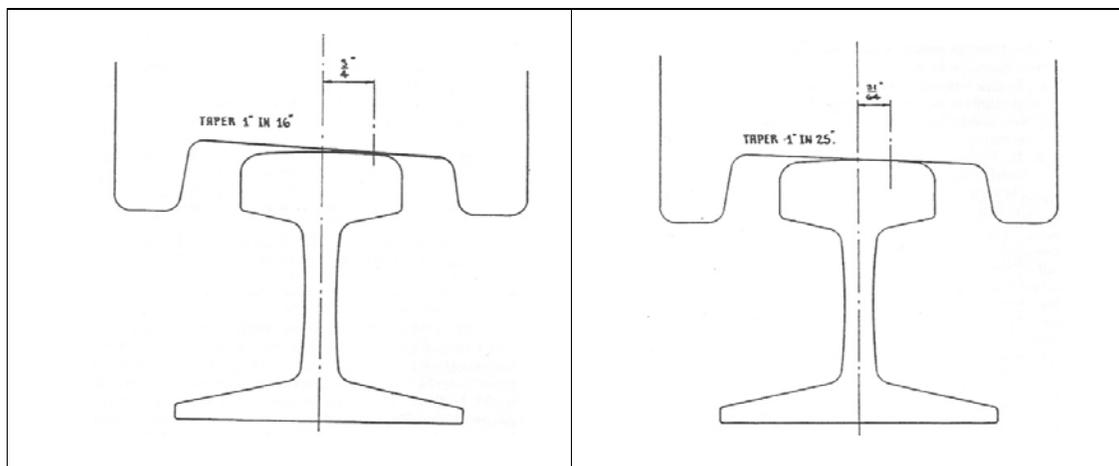


Figura 2.27 Efeito da conicidade das rodas: quando uma roda com conicidade de $1''/16''$ é utilizada, o centro de carga desloca-se para a borda do boleto. Já quando utilizamos uma conicidade de $1''/25''$, o centro de carga aproxima-se da linha neutra da alma (AISE 2000).

AISE (2000) cita ainda os péssimos resultados encontrados e recomenda fortemente a não utilização de rodas cônicas em trilhos de cabeça plana (Figura 2.28), onde foram verificados severos desgastes no boleto do trilho assim como na pista e flange das rodas. Desta forma, fica evidenciada a recomendação prática, segura e eficaz de uso de rodas cônicas apenas para trilhos de boleto curvo, onde os resultados da aplicação deste tipo de roda se justificam.

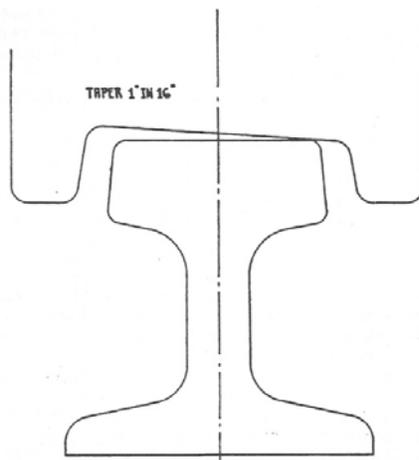


Figura 2.28 Rodas cônicas operando sobre trilhos de boleto plano (adaptado de AISE 2000).

Na Figura 2.29, é possível verificar o tipo de desgaste obtido no boleto do trilho quando utilizado roda cônica ou roda plana. Em ambas as rodas as linhas tracejadas indicam o desgaste que será produzido no trilho após longo tempo em serviço, diminuindo a pista de rolamento para cada caso.

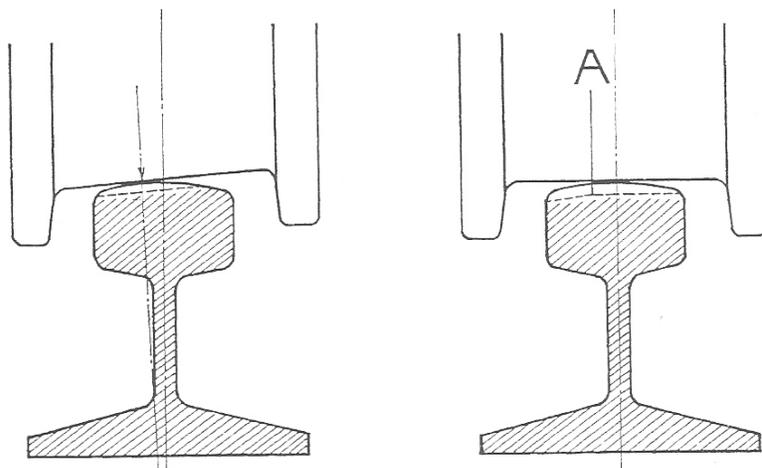


Figura 2.29 Esquema de desgaste no boleto do trilho ao se utilizar rodas cônicas e planas, respectivamente (adaptado de AISE 2000).

As rodas de translação de pontes rolantes são verificadas quanto à resistência e ao desgaste, de acordo com a teoria das tensões de contato. Na determinação do diâmetro de rodas de translação de aço, segundo RUDENKO (1976), parte-se da tensão específica de compressão local conforme equações a seguir:

- a) Rodas com faces de rolamento paralelas, rolando sobre trilhos de cabeça plana:

$$\sigma_{max} = 600 \sqrt{\frac{P \cdot k}{b \cdot r}} \quad \text{Equação 2.9}$$

b) Rodas com faces cônicas de rolamento, rolando sobre trilho de cabeça convexa:

$$\sigma_{max} = 4.000 \sqrt[3]{P \cdot k \left(\frac{1}{r1} + \frac{1}{r2} \right)^2} \quad \text{Equação 2.10}$$

onde,

- σ é a tensão compressiva local máxima atuante na roda, em kgf/cm²;
- P é a carga que age sobre a roda, em kgf;
- r é o raio da cabeça do trilho, em cm;
- r1 e r2 são os raios das faces paralelas ou cônicas de rolamento das rodas, em cm. Para o caso de rodas cônicas, “r2” é o raio na parte central do aro;
- k é um coeficiente que considera a velocidade de rolamento da roda, determinado pela fórmula $k = (1 + 0,2)v$, onde “v” é a velocidade de rolamento da roda em m/s.

A tensão de compressão local não deve exceder aos valores limites indicados por algum critério de escoamento adotado.

Dependendo da tarefa operacional das máquinas, RUDENKO (1976) sugere valores de dureza Brinell para a superfície de rolamento das rodas de translação conforme segue:

- a) Guindastes ou máquinas para trabalho leve – 170 a 200 HB;
- b) Guindastes ou máquinas para trabalho médio e pesado – 240 a 350 HB.

2.4.3 O contato roda-trilho

O contato roda-trilho representa a interação das rodas de translação com o caminho de rolamento, ou trilhos. Qualquer imperfeição em um destes componentes vai afetar o outro direta e indiretamente.

O contato roda-trilho se dá pelo contato direto das rodas com os trilhos, ambos metálicos. Isso provoca um desgaste considerável dessas partes devido a grande magnitude da carga que solicita as rodas. A zona de contato roda-trilho, segundo SISDELLI (2006), apresenta inter-relações muito complexas, já que envolve mais de 60 variáveis. Muitas destas variáveis estão além do controle da engenharia, porém as mais significativas, como a geometria de contato roda-trilho, podem ser controladas.

Se dois sólidos esféricos, elásticos e ideais, não exercem qualquer pressão entre si, então o contato entre eles se resume a um único ponto. Quando pressionados, um contra o

outro, produz-se, na região de contato, uma pequena deformação de configuração elíptica, conforme indicado na Figura 2.30 (MACÊDO 2009).

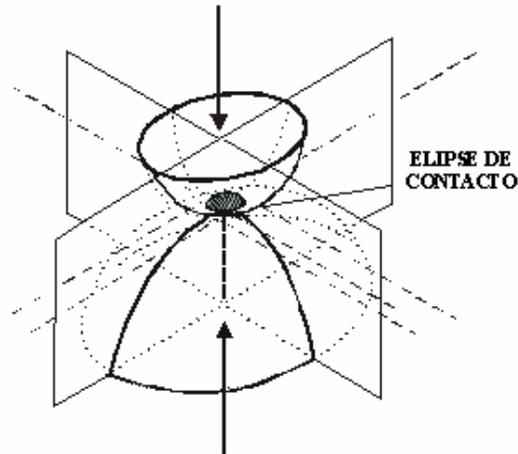


Figura 2.30 Superfície de contato gerada quando do contato entre dois corpos esféricos elásticos (MACÊDO 2009).

A distribuição de esforços, dentro desta elipse de contato, não é homogênea e, pelo contrário, se verifica de forma aproximadamente parabólica. A tensão máxima de compressão ocorre na parte central da elipse e sua intensidade se calcula segundo a equação de Hertz expressa nas Equações 2.9 e 2.10 já apresentadas (MACÊDO 2009).

O contato roda-trilho gera solicitações em ambos os elementos. Esse contato se converte em uma elipse quando a roda atua comprimindo o trilho com uma força igual à carga que suporta (MACÊDO 2009).

A área de contato elíptica é definida de forma aproximada, ainda segundo SISDELLI (2006) citando SCHRAMM (1977), pela equação a seguir:

$$A_1 = \frac{2 P}{\sigma_{max}} \quad \text{Equação 2.11}$$

onde,

- A_1 é a área elíptica de interface de contato, em cm^2 ;
- P é a carga que age sobre a roda, em kgf ;
- σ é a tensão compressiva local máxima atuante na roda, em kgf/cm^2 .

Desgaste dos flanges laterais das rodas

Uma parte importante desta interação diz respeito ao contato entre os flanges laterais das rodas e trilho, uma vez que este é o principal modo de falhas de rodas de

pontes rolantes: o desgaste dos flanges laterais (abas laterais que guiam a roda no trilho). As principais causas deste modo de falha estão relacionadas à falta de lubrificação no contato roda-trilho, desalinhamento ou falta de paralelismo dos trilhos, rodas fora das tolerâncias recomendadas ou utilização de rodas com geometria de perfil inadequado para o trilho em uso (AISE 2000).

Segundo AISE (2000), com um perfil de 15° , um flange de roda é forçado contra o boleto do trilho com forças horizontais que superam 15% da carga vertical da roda, sendo que tipicamente os trilhos não têm ângulo nas faces laterais (são retas verticais) e o raio de curvatura é de aproximadamente 1.4" (ver Figura 2.31.a), conforme detalhes dimensionais de cada trilho. Esta configuração propicia um ponto de tensão de contato extremamente alta entre o flange e o trilho. Esta condição crítica pode ocorrer até mesmo em trilhos que possuem ângulos laterais em seu boleto.

O material do flange da roda é também submetido a significantes esforços de fricção e não consegue resistir elasticamente sendo observado severo desgaste e presença de sulcos ou marcas. Embora o raio de concordância do boleto do trilho seja mais suave que o da roda, ele é consideravelmente maior que a circunferência da roda. Como resultado, o trilho desgasta a superfície do flange, penetrando em seu contorno (ver Figura 2.31.b). Como o flange e o trilho permanecem em interação intrusiva, suas geometrias alteram-se continuamente até atingirem uma nova situação de equilíbrio. A área de contato se expande até quase toda a altura do flange. A tensão neste estágio decai para valores menores que a tensão de Hertz inicial devido à mudança da geometria. Embora o flange pareça agora paralelo ao boleto do trilho, na realidade, algum ângulo entre eles ainda existe (AISE 2000).

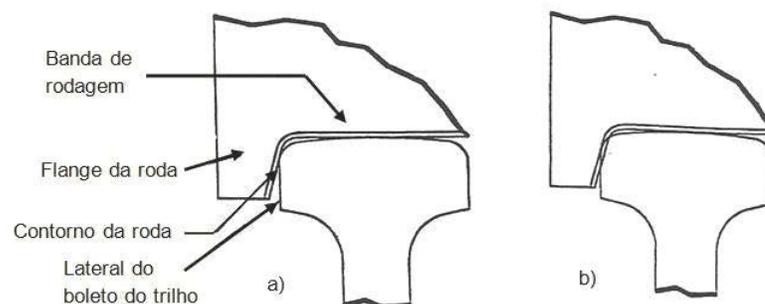


Figura 2.31 Interface de contato entre flange lateral de uma roda com lateral do boleto do trilho (AISE 2000).

A razão para este ângulo entre o flange da roda e o trilho é que o diagrama de pressão tem uma característica hiperbólica. Isto significa que os pontos de contato mais remotos do flange possuem pressão, mesmo que pequenas (ver Figura 2.32). Além disso,

quanto mais longe está o ponto de contato do flange em relação à banda de rodagem da roda, maior é a velocidade de deslizamento contra o trilho e menor será a pressão. Isto é porque a taxa de desgaste é igual para pontos superiores e inferiores do flange e diretamente proporcionais ao produto da pressão e velocidade, como ilustra a Equação 2.12 (AISE 2000):

$$\gamma = K P^m V^n \quad \text{Equação 2.12}$$

onde

- γ é a taxa de desgaste da roda;
- K é a taxa de desgaste do material;
- P é a pressão de contato, em PSI;
- V é a velocidade de deslizamento do flange da roda contra o trilho, em pés/min;
- “ m ” é um expoente que depende do tipo de desgaste e condições de deslizamento das superfícies com restrição, $m \neq 2$;
- “ n ” é um expoente que depende dos mesmos fatores que “ m ” acima.

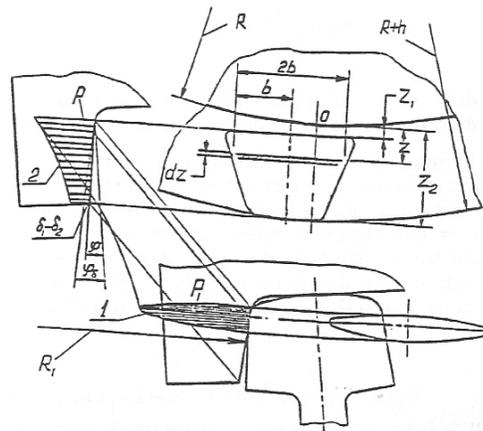


Figura 2.32 Interação entre flange lateral da roda e trilho (adaptado de AISE 2000).

Os termos da Equação 2,12 e da Figura 2.32 acima estão deduzidos e especificados em detalhes em AISE (2000) e foram obtidos em experimentos em máquina específica de testes para estudos da interface roda-trilho.

Em suma, AISE (2000) demonstra que existem ângulos de inclinação ótimos para os flanges de rodas para cada tipo de trilho e situações de desalinhamento entre roda e trilho conforme pode ser visto na Tabela 2.5.

Tabela 2.5 Ângulo ótimo de inclinação de flanges de rodas em função do tipo de trilho e da condição de desalinhamento A1 e B (adaptado de AISE 2000).

Tipo trilho	Peso linear (lb/jd)	Inclinação face lateral do trilho (°)	Desalinhamento roda-trilho (°)		
			A1 = 0,1 B = 0,2	A1 = 0,3 B = 0,6	A1 = 0,5 B = 1,0
ASCE	20...100	0	1,50	2,00	2,50
BETH	104	0	1,50	2,00	2,50
USS	105	0	1,50	2,00	2,50
ARA	90	3,5	5,00	5,50	6,00
AREA	100	3,5	5,00	5,50	6,00
USS, BETH	135	10	11,50	12,00	12,50
BETH	171	8	9,50	10,00	10,50
USS, BETH	175	10	11,50	12,00	12,50

A1 = desalinhamento roda-trilho no plano horizontal

B = desalinhamento roda-trilho no plano vertical

De uma maneira geral, percebe-se que um ângulo ótimo de flange de rodas de translação para pontes rolantes situa-se em torno de 1,5° a 2,5°, maior que o ângulo lateral do boleto do trilho. Especificamente para trilhos do tipo TR ou seu similar padrão americano ASCE (ver Figura 2.26), observa-se que estes não possuem ângulo lateral no boleto e, portanto, deveriam trabalhar com rodas de flange entre 1,5 e 2,5° de inclinação apenas (conforme situação de desalinhamento dos trilhos) para majorar sua vida útil (AISE 2000).

Outro fator importante na geometria das rodas para a maximização de sua vida útil diz respeito à sua “folga” total em relação ao trilho. AISE (2000) atesta que ao se deslocar longitudinalmente sobre os trilhos, uma ponte rolante pode, por diversos fatores, apresentar deslocamentos laterais, forçando o contato do flange das rodas contra o trilho. A Figura 2.33 ilustra isto de forma gráfica, onde tipicamente são percebidos deslocamentos laterais da ordem de 1 polegada (25,4 mm). Para tanto, AISE (2000) recomenda que rodas de translação sejam projetadas para ter no mínimo entre 1 e 1,5 polegadas (25,4 a 38,1mm) de “folga” total em relação ao boleto do trilho.

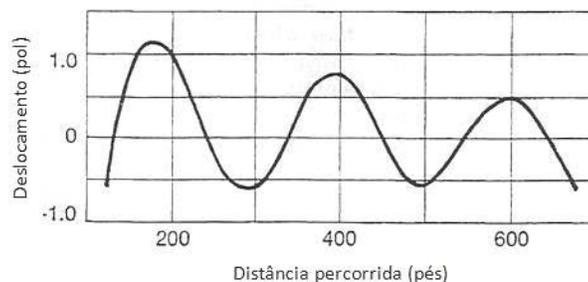


Figura 2.33 Deslocamento lateral de uma ponte rolante ao se movimentar sobre os trilhos (adaptado de AISE (2000)).

Danos na superfície de rolamento das rodas

Segundo SILVA (2004), este modo de falha é caracterizado pela remoção de material da superfície de rolamento da roda (principalmente a motriz) do sistema de translação das pontes rolantes, contribuindo significativamente para o desgaste acelerado da própria roda, bem como do trilho. As principais causas deste modo de falha estão associadas ao acúmulo de detritos na superfície dos trilhos, imperfeições das emendas dos trilhos e a própria fadiga superficial pelos ciclos de operação, gerando a ocorrência de “*pittings*” na superfície da roda. Já os efeitos de fricção ou deslizamento, sobretudo em situações de partida ou arrancada da ponte rolante e/ou reversões de sentido de movimento ou paradas bruscas, propiciam a ocorrência de falhas conhecidas como “*spalling*”, de origens sobretudo térmicas. Ambos os modos de falha são ilustrados na Figura 2.34.



Figura 2.34 Danos na superfície de rolamento das rodas de pontes rolantes (adaptado de SILVA 2004).

Desgaste da superfície de rolamento das rodas

Este modo de falha ocorre pelo uso puro e simples da roda ou desgaste natural, sendo caracterizado pela redução de diâmetro da roda na superfície de rolamento, ou banda de rodagem (ver Figura 2.35). Pode ocorrer de forma acelerada quando a roda for fabricada com materiais inadequados, utilização de dureza superficial inadequada ou ainda adoção de perfil geométrico da pista de rolamento da roda incompatível com o tipo de trilho utilizado (SILVA 2004), como explicado no Capítulo 2.4.2.

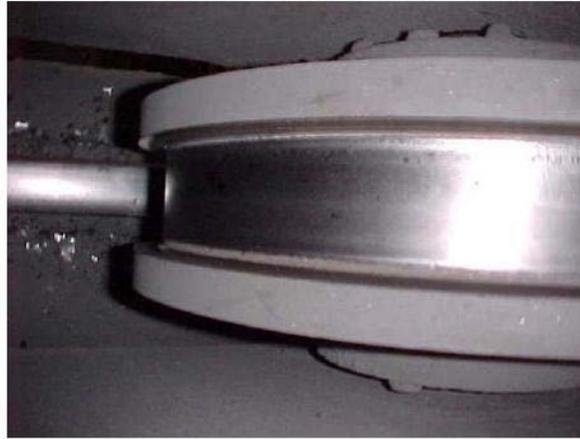


Figura 2.35 Desgaste da superfície de rolamento das rodas de pontes rolantes (adaptado de SILVA 2004).

2.4.4 Geometria dos trilhos

A correta instalação e manutenção da geometria dos trilhos de caminho de rolamento das pontes rolantes é fator essencial para uma longa vida útil das rodas de translação de pontes rolantes. SILVA (2004) cita fatores como alinhamento, nivelamento e congruência dos trilhos como fatores chave para a minimização do desgaste de rodas. O Anexo “A” apresenta uma tabela obtida por SILVA (2004) da Mannesmann Demag como recomendação prática para condições admissíveis dos fatores citados para a geometria de instalação dos trilhos.

3.0 MATERIAIS E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

3.1 Considerações iniciais e hipóteses

Tipicamente, um problema de tribologia é estudado sob três pontos:

- a) a condição das superfícies em contato,
- b) a condição dos materiais em contato,
- c) a condição das geometrias em contato.

Como já foi dito, o desgaste dos flanges laterais das rodas de pontes rolantes é o principal modo de falha destes componentes, sendo o responsável pela substituição da roda quando se chega a limites mínimos que impactam na segurança da operação. A estratégia de investigação sobre a minimização do desgaste das rodas de pontes rolantes siderúrgicas foi analisar a influência de duas variáveis críticas no desgaste destes flanges laterais:

- a condição de lubrificação das superfícies entre flange lateral da roda e o trilho
- a condição de geometria da banda de rodagem da roda

A condição referente aos materiais envolvidos não foi abordada ficando, portanto, fixada para todos os testes, uma vez que não se tinha interesse em modificar, no momento, materiais de fabricação das rodas e tão pouco dos trilhos.

A escolha de investigação destas duas variáveis (lubrificação e geometria) deve-se ao fato da hipótese dos autores de que estas tenham influência direta no desgaste dos flanges da seguinte forma:

- **Quanto à lubrificação**: considerando que inevitavelmente, uma hora ou outra, irá ocorrer o contato entre flange lateral da roda e trilhos, a condição de lubrificação desta interface deverá, necessariamente, produzir menor taxa de desgaste se comparada à interface seca metal-metal. O lubrificante sólido PTFE foi selecionado por apresentar menor coeficiente de fricção ou de atrito conforme Tabela 2.3.

- **Quanto à geometria da banda de rodagem**: pelas experiências realizadas em bancada (ou máquina específica para testes) em trabalhos realizados pela AISE, conforme comentado em no Item 2.4.2 e 2.4.3.1, avaliou-se que a condição atual de geometria das rodas utilizadas na usina divergia das condições ditas ideais obtidas nestes trabalhos, sobretudo quanto ao ângulo do flange lateral da roda e da folga total entre roda e trilho.

Portanto, decidiu-se analisar em condições reais de operação estas alterações geométricas, como sugerido pelos próprios trabalhos da AISE (2000).

Para o procedimento experimental, definiu-se que seriam realizados testes em condições reais de operação em rodas de tração de uma ponte rolante de 10 toneladas de capacidade, considerada de alta criticidade para o processo siderúrgico sobre o ponto de vista de desgaste de rodas, custos envolvidos, frequência de utilização e relevância operacional (“gargalo” de produção). Optou-se pelo teste em escala e situações reais de operação a fim de se simular conjuntamente toda a variabilidade de condições operacionais que um teste em laboratório não conseguiria reproduzir, como nível de poeira do ambiente sobre os trilhos, aceleração e desaceleração da ponte rolante, condição superficial, material e geometria dos trilhos, variabilidade do peso da carga, esforços sobre a roda em função do deslocamento transversal do carro de carga e longitudinal da ponte rolante, operador da ponte rolante, entre outros. Além disso, pelas variáveis definidas para o estudo, seria necessário desenvolver uma máquina de testes específica para simular tais condições, pois nenhum método citado no Capítulo 2.2, a priori, seria o adequado. Por fim, AISE (2000) comenta ainda sobre a boa prática da realização de testes “in-loco” neste tipo de equipamento, pelos motivos citados acima, em função da experiência acumulada na obtenção de resultados discrepantes quando na comparação de testes em máquina de simulação e situações reais de operação.

3.2 Projeto de experimentos (DOE)

Segundo BONDUELLE (2011), o planejamento de experimentos (DOE – “*Design of Experiments*”) consiste no estudo dos métodos da amostragem e dos problemas correlatos que surgem (SPIEGEL 1982). Seu princípio básico permite variar de uma só vez todos os níveis de todas as variáveis, discretas ou contínuas (chamadas de fatores), a cada experiência, de maneira programada e racional. O planejamento de experimentos permite o estudo de numerosos fatores, mantendo-se o número de ensaios em níveis razoáveis, pois uma de suas aplicações principais está na procura dos fatores influentes. O experimentador pode reduzir o tempo de trabalho, diminuindo o número de pontos de experiência por fator, sem ser obrigado a limitar o número de fatores, como ocorre no método clássico da experimentação (GOUPY 1988). O planejamento de experimentos é baseado nas considerações racionais e relacionado com as regras estatísticas e algébricas. O princípio discutido por VIGIER (1988) considera que “ n ” fatores podem influenciar na variabilidade “ y ”, sendo que todos estes fatores não são forçosamente identificados, escolhendo-se “ k ”

fatores controlados no experimento. Quer dizer que “ $k-n$ ” fatores ditos não-controlados serão a priori deixados em seu estado habitual. Esta constatação é importante, pois, em geral, estes fatores são afetados por uma variabilidade geral e são eles mesmos a causa da variabilidade “ y ”. Isto é suposto normal, no sentido gaussiano. A procura dos fatores influentes consiste em:

- fixar somente dois valores para cada fator. Estes valores são denominados de níveis;
- estudar o maior número possível de fatores, mesmo aqueles que não parecem ser muito importantes.

Entre todos os fatores estudados, apenas alguns apresentarão influência significativa na variação das respostas. Em função dos resultados obtidos, será fácil escolher os novos pontos experimentais para esclarecer alguns aspectos de um estudo. Desta maneira, todos os fatores terão sido detectados e estudados, mantendo-se o número de experiências dentro do justo necessário (BONDUELLE 2011).

Um planejamento de experimentos em dois níveis utiliza apenas as combinações selecionadas. Ele permite a obtenção de uma grande quantidade de informações com um pequeno número de ensaios experimentais. As experiências estatísticas permitem obter a melhor solução para extrair um máximo de informações úteis com um mínimo de ensaios (GOUPY 1988).

A estratégia de testes foi montada baseada nesta metodologia, definindo-se duas variáveis analisadas em dois níveis: lubrificação dos flanges das rodas (com e sem) e geometria da banda de rodagem das rodas (original e alterada). A Tabela 3.1 ilustra as condições dos experimentos.

Tabela 3.1 Configurações e interações dos experimentos.

Variável		Nível Baixo (X)	Nível Alto (O)
A - Lubrificação do flange da roda		SEM	COM
B - Geometria da banda de rodagem		Original	Alterada
Experimento	Lubrificação (A)	Geometria (B)	Interação
1	O	X	A
2	X	X	Ref.
3	O	O	AB
4	X	O	B

Desta metodologia (GOUPY 1988) tem-se que:

$$Q_e = N^n \quad \text{Equação 3.1}$$

onde :

Q_e = Quantidade de experimentos

N = Quantidade de níveis

n = Quantidade de variáveis

Sendo assim, foram necessários $2^2 = 4$ ensaios para analisar o efeito de cada variável bem como a interação entre elas na contribuição para a taxa de desgaste das rodas.

Como pode ser visto na Tabela 3.1, o Experimento II representa a condição atual das rodas, ou seja, sem lubrificação e geometria original, sendo o ensaio de referência para as demais taxas finais de desgaste obtidas nos outros experimentos.

3.3 Determinação do tamanho da amostragem

Na usina siderúrgica estudada, existem em torno de 100 pontes rolantes, totalizando uma população de pouco mais de 600 rodas. Para uma melhor representatividade do estudo, foi verificado o tamanho mínimo ideal da amostragem de cada experimento.

Da estatística (SPIEGEL 1982), tem-se que, pela Equação 3.2, é possível calcular, de uma maneira confiável, o tamanho de amostragem mínimo para levantamento da média populacional (μ_p) do desgaste das rodas:

$$n_a = \left[\frac{Z_{\alpha/2} \cdot \sigma}{E} \right]^2 \quad \text{Equação 3.2}$$

onde:

n_a = número de indivíduos da amostragem

$Z_{\alpha/2}$ = valor crítico que corresponde ao nível de confiança desejado

σ = Desvio-padrão populacional da variável estudada (na unidade da variável)

E = Margem de erro ou Erro máximo de estimativa na unidade da variável. Identifica a diferença máxima entre a média amostral e a verdadeira média populacional (μ_p).

Os valores de confiança mais utilizados e os valores de Z correspondentes podem ser encontrados na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 Valores críticos associados ao nível de confiança da amostra.

Nível de confiança	α	Valor crítico $Z_{\alpha/2}$
90%	0,10	1,645
95%	0,05	1,96
99%	0,01	2,575

Como o desvio-padrão populacional σ não era conhecido, estimou-se o mesmo em $\frac{1}{4}$ da amplitude esperada para a variável analisada (FESPPR 2011). Logo, para uma

amplitude esperada da taxa de desgaste de $25 \text{ mm}^3/\text{h}$, $\sigma = 6,25$. O erro aceitável máximo admitido para os experimentos foi fixado em $\pm 10 \text{ mm}^3/\text{h}$.

Desta forma dimensionou-se, a partir da Equação 3.2, o tamanho da população de amostras (amostragem) como:

$$n_a = \left[\frac{1,645 \cdot 6,25}{10} \right]^2 = 1,057$$

Como “ n_a ” é sensivelmente maior do que a unidade, o tamanho ideal para amostragem seriam duas amostras para cada experimento para 90% de confiança. No entanto, foi decidido que seria utilizada uma amostra em cada experimento em função da operação de testes reais em campo ser muito dispendiosa em termos de tempo de preparo, montagem e acompanhamento, bem como dos custos totais envolvidos. Através de um simples cálculo reverso pela Equação 3.2 (e com uso de tabelas estatísticas para valores de $Z_{\alpha/2}$), pode-se verificar que trabalhar com uma amostra única implicaria em trabalhar com um nível de confiança de 89%, o que não comprometeria o trabalho.

A fim de reduzir as incertezas, as análises foram realizadas considerando a distribuição “ t ” de “Student”, que é mais adequada para o estudo de médias de amostragens pequenas (SISDELLI 2006).

3.4 Caracterização dos corpos de prova e condições dos experimentos

O conjunto rodas-trilho utilizados nos experimentos tiveram as seguintes características:

- Material das rodas: Aço ASTM A-504-C, forjado.
- Acabamento superficial: como usinado
- Dureza das rodas na superfície de rolamento: 350 HB
- Trilhos: padrão TR-37 (ASCE 7540)
- Dureza dos trilhos: 320 HB
- Alinhamento dos trilhos: foi realizado um levantamento topográfico destes, ficando todos os parâmetros típicos de análise em acordo com as recomendações práticas conforme Anexo A.
- Caminho de rolamento: em torno de 100 metros
- Condição superficial dos trilhos: os trilhos possuíam aproximadamente 10 meses de uso no início dos testes, sendo que foram avaliados e considerados adequados em termos de desgaste e emendas.

A ponte rolante utilizada nos testes (capacidade 10 t) trabalha continuamente em operações de alta repetitividade, com carregamentos variando entre 8 e 9 toneladas.

3.5 Experimentos

Como já foi dito, a metodologia utilizada para a realização deste trabalho foi o planejamento e Análise de Experimentos (DOE – *Design of Experiments*). A escolha desta metodologia se baseou na confiabilidade alcançada, redução dos tempos e custos de trabalho experimental.

Os ensaios foram realizados em rodas de tração de uma mesma ponte rolante, aos pares, ou seja, no mesmo eixo. Cada roda operou por um período de aproximadamente 60 dias, sendo o tempo exato de operação controlado e registrado por um horímetro.

3.5.1 Experimento I

No experimento I foi preparada e colocada para operação uma roda com lubrificante sólido nos flanges laterais de ambos os lados da roda (ver Figura 3.1.a) e com geometria da banda de rodagem na condição dita original (ver Figura 3.1.b). O dispositivo lubrificador consiste de duas barras semi-circulares constituídas de um lubrificante sólido à base de PTFE, ou *teflon*, pressionadas com molas contra os flanges laterais da roda. Este lubrificante cobre uma região de aproximadamente 60° da circunferência da roda. O foco deste experimento foi analisar de forma isolada o efeito da variável Lubrificação, ou interação “A” conforme a Tabela 3.1 do planejamento do DOE na taxa de desgaste das rodas.

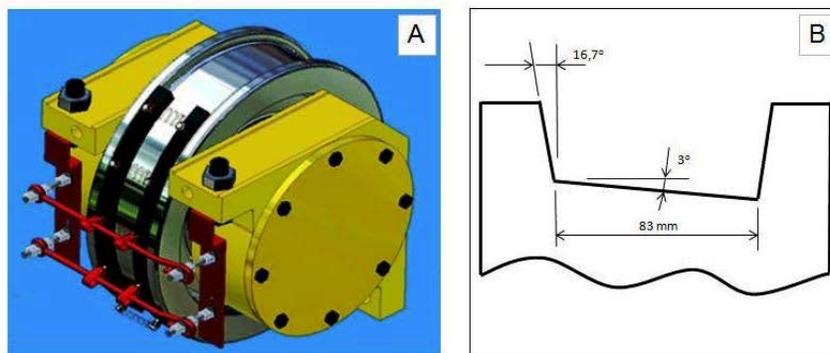


Figura 3.1 A) Sistema de lubrificação para flanges da roda. B) Configuração geométrica original da banda de rodagem.

A Figura 3.2 ilustra a roda deste experimento em plena operação.



Figura 3.2 Experimento I em execução com roda lubrificada e geometria original.

3.5.2 Experimento II

No segundo experimento, foram avaliadas as condições de referência, ou seja, roda sem lubrificação e com geometria original, ou nível zero de interação das variáveis, conforme plano de experimentos DOE da Tabela 3.1. Trata-se das condições de operação das rodas antes da realização deste trabalho.

A geometria de roda utilizada foi a mesma do experimento anterior (ver Figura 3.1.b). A Figura 3.3 ilustra a roda deste experimento em operação na ponte rolante.



Figura 3.3 Experimento II em execução com roda sem lubrificação e geometria original.

3.5.3 Experimento III

Neste experimento, o objetivo foi avaliar o desempenho da roda sob o efeito provocado pela interação das duas variáveis: roda lubrificada e com geometria alterada, conforme nova proposta já apresentada na Seção 3.1. Desta maneira, buscou-se avaliar a

interação “AB” do planejamento de experimentos DOE da Tabela 3.1, ou seja, o efeito combinado de lubrificação e nova geometria na taxa de desgaste das rodas.

A Figura 3.4 apresenta detalhes das alterações geométricas que foram feitas conforme discutido no Capítulo 2.4.3.1. O ângulo dos flanges da roda foi fixado em $2,5^\circ$, indicado para trilhos padrão TR (ou ASCE) e na situação de desalinhamento mais desfavorável (ver Tabela 2.5). Quanto à folga total entre roda e trilho, foi definida a medida de 95 mm para a largura da base da banda de rodagem. Considerando que o trilho TR-37 possui 62,7 mm de largura do boleto (ver Figura 2.26), temos uma folga total de $95 - 62,7 = 32,3$ mm, que situa-se dentro da faixa recomendada (1” a 1.1/2” ou 25,4 a 38,1 mm) em trabalhos anteriores (AISE 2000) realizados em máquinas de teste, conforme apresentado na Seção 2.4.3.

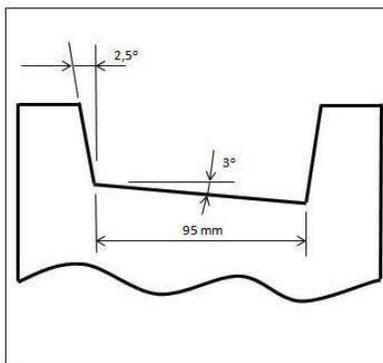


Figura 3.4 Nova configuração geométrica proposta da banda de rodagem

3.5.4 Experimento IV

No último experimento, foi testada a seguinte configuração: roda sem lubrificação e com nova geometria proposta (ver Figura 3.4), o que permitiu avaliar a interação “B” do planejamento de experimentos DOE da Tabela 3.1, ou seja, o efeito isolado da nova geometria na taxa de desgaste.

3.6 Determinação da taxa de desgaste

Para a determinação da taxa de desgaste por roda durante os experimentos, decidiu-se utilizar a metodologia de variação volumétrica da roda num dado intervalo de tempo. Para tanto, as quatro amostras de rodas foram identificadas e levadas a um laboratório de medição tridimensional. Foi utilizada uma medidora por coordenadas Mitutoyo B231 e uma máquina de medição Óptica ATOS GOM Standart para fazer o levantamento

dimensional detalhado das amostras, sobretudo na região da banda de rodagem e flanges laterais (ver figura 3.5). Através da medidora óptica, as rodas foram “escaneadas” na sua totalidade, gerando um modelo tridimensional completo com todas as suas características geométricas. Este procedimento foi realizado antes e depois de cada experimento a fim de avaliar a variação volumétrica gerada pelo desgaste durante a operação em função do atrito com os trilhos.

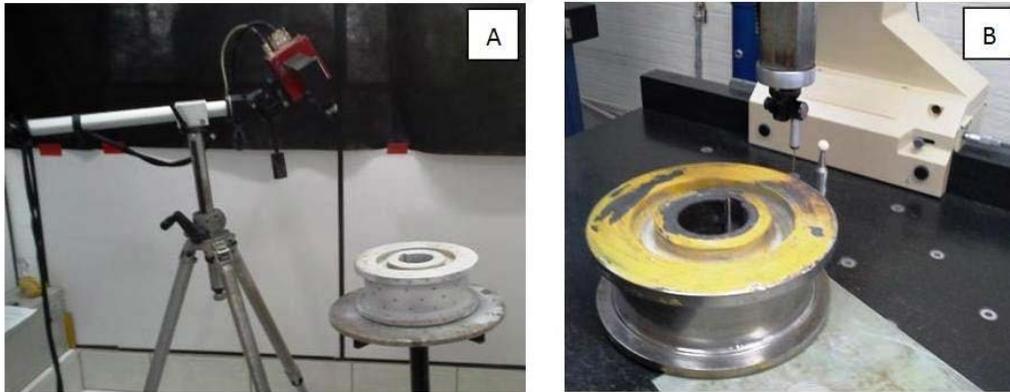


Figura 3.5 A) Máquina de medição Óptica ATOS GOM Standart. B) Máquina de medição por coordenadas Mitutoyo B231.

De forma a poder estudar e avaliar de forma complementar, no perfil de rodagem, a região de concentração ou desgaste preferencial e entender melhor a interface de contato roda-trilho, cada amostra foi ainda caracterizada conforme a Figura 3.6, sendo oito pontos de medição em quatro posições defasadas a 90° , também analisados antes e após os testes operacionais.

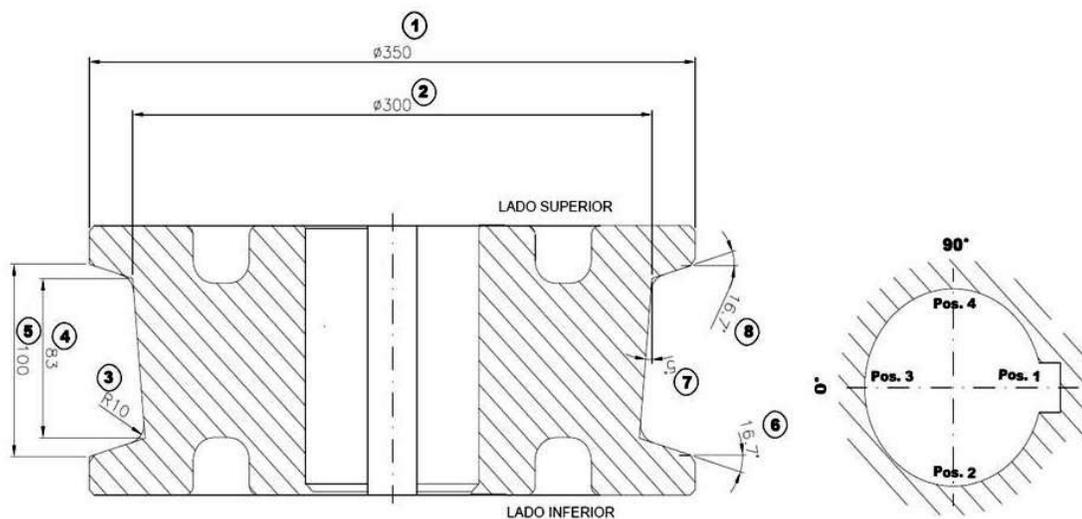


Figura 3.6 Pontos de caracterização pontual das amostras para avaliação antes e depois dos testes.

O tempo definido para cada experimento foi de 60 dias para que se produzisse um desgaste significativo e assim obter melhor “resolução” nas medições pós-testes. Para tanto, foi instalado um horímetro no motor da ponte rolante utilizada para os testes, a fim se de garantir o tempo de exposição de cada amostra às condições operacionais.

A taxa de desgaste foi obtida através de um “software” do tipo CAD pelo cálculo do volume do modelo gerado pela medidora óptica antes e depois de cada amostra operar pelo mesmo período de tempo. A taxa de desgaste foi expressa em mm^3/h de operação.

A Figura 3.7 apresenta de forma esquemática, numa seção em corte de roda, a área de desgaste (A_d), ou área perdida, durante o experimento:

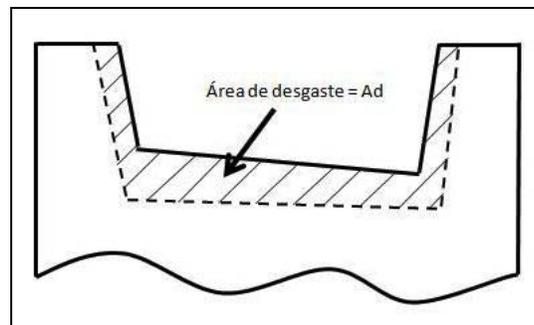


Figura 3.7 Esquema da área de desgaste esperada nas rodas (representada em um corte transversal da roda) após a operação por um determinado tempo.

4.0 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Considerações iniciais

Os resultados serão apresentados e discutidos através das taxas de desgaste obtidas e também da variação dimensional que foi produzida em cada roda em decorrência do desgaste no tempo em que esta operou durante os testes devido às interações que foram propiciadas e demais fatores que tipicamente compõem a interface de contato roda-trilho.

4.2 Experimento I

No primeiro experimento, onde se testou a condição de geometria original com lubrificação dos flanges, obtiveram-se os seguintes resultados (ver Figura 4.1).

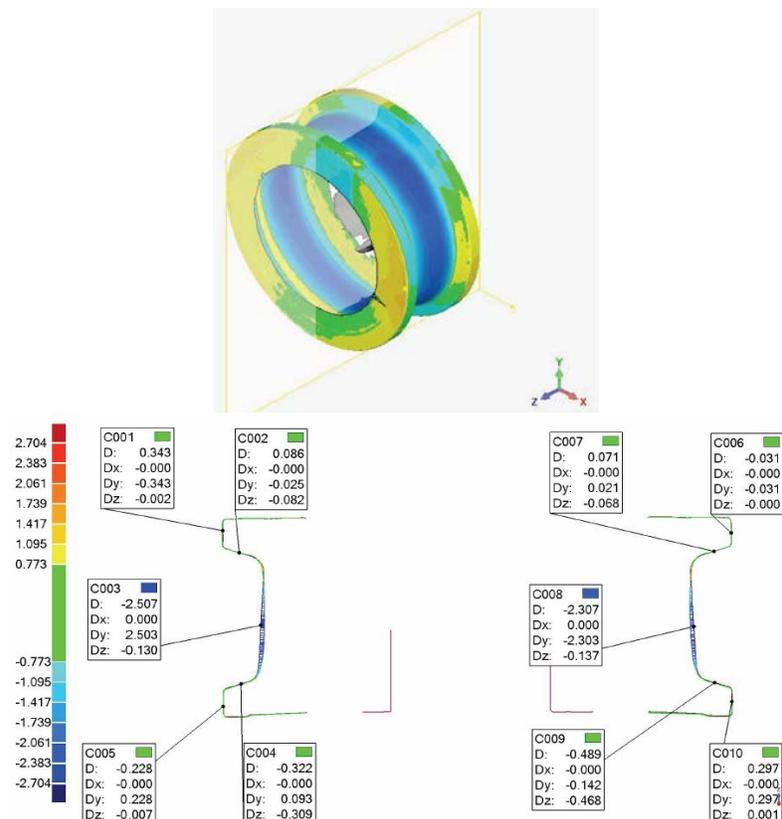


Figura 4.1 Medição de desgaste da roda do experimento I (valores em mm).

Na Figura 4.1 (e que será o padrão de apresentação dos desgastes de cada experimento), observa-se a roda após a operação com indicações, em forma de cores, da variação dimensional observada diretamente em função da comparação realizada pela medidora óptica com as medidas tomadas nas rodas antes da operação. A escala de cores à esquerda da figura demonstra a intensidade desta variação dimensional, em milímetros. Na parte inferior da Figura 4.1, consta um corte no plano vertical na qual são mensurados os desgastes diretamente em pontos de interesse da roda (em milímetros). Para cada roda, foram feitas ainda medições também no plano horizontal (não ilustradas na figura).

Observa-se neste experimento que os desgastes se concentraram na região da banda de rodagem, atingindo em torno de 2,4 mm. Como era o esperado, em decorrência da presença de lubrificante, o desgaste na parte interna dos flanges foi baixo e ficou em torno de 0,35 mm.

A taxa de desgaste deste experimento foi calculada conforme metodologia apresentada na Seção 3.6 e foi de 103,62 mm³/h. Na Seção 4.6, serão discutidas e comparadas as taxas de desgaste obtidas.

4.3 Experimento II

Neste experimento, testou-se a condição de geometria original, porém sem lubrificação. Esta condição é dita de referência (ver figura 4.2), pois era a configuração de operação usual das rodas antes da realização deste trabalho.

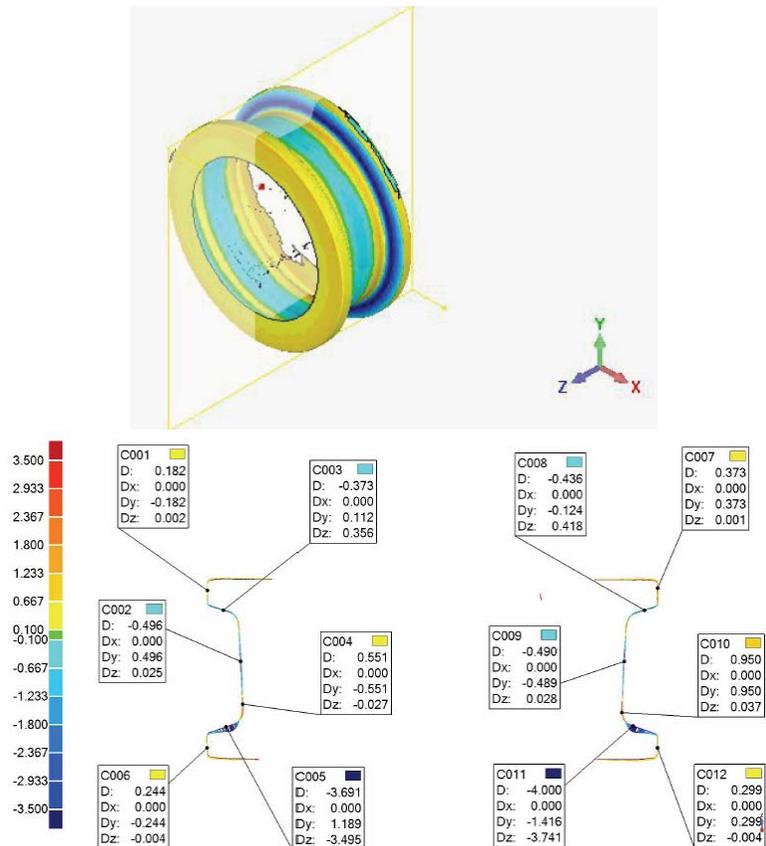


Figura 4.2 Medição de desgaste da roda do experimento II (valores em mm).

Neste experimento, observa-se um severo desgaste nos flanges laterais da roda, decorrência da ausência de lubrificação quando do contato flange-trilho (ver figura 4.2). Os desgastes nesta região chegaram a ordem de 4 mm, o que pode ser considerado demasiadamente alto. Quanto à banda de rodagem, observa-se que o desgaste ficou em torno 0,5 mm.

A taxa de desgaste calculada para esta roda foi de $87,74 \text{ mm}^3/\text{h}$.

4.4 Experimento III

No terceiro experimento, que testou a condição de geometria alterada da banda de rodagem e com lubrificação dos flanges, os resultados foram conforme figura 4.3 a seguir:

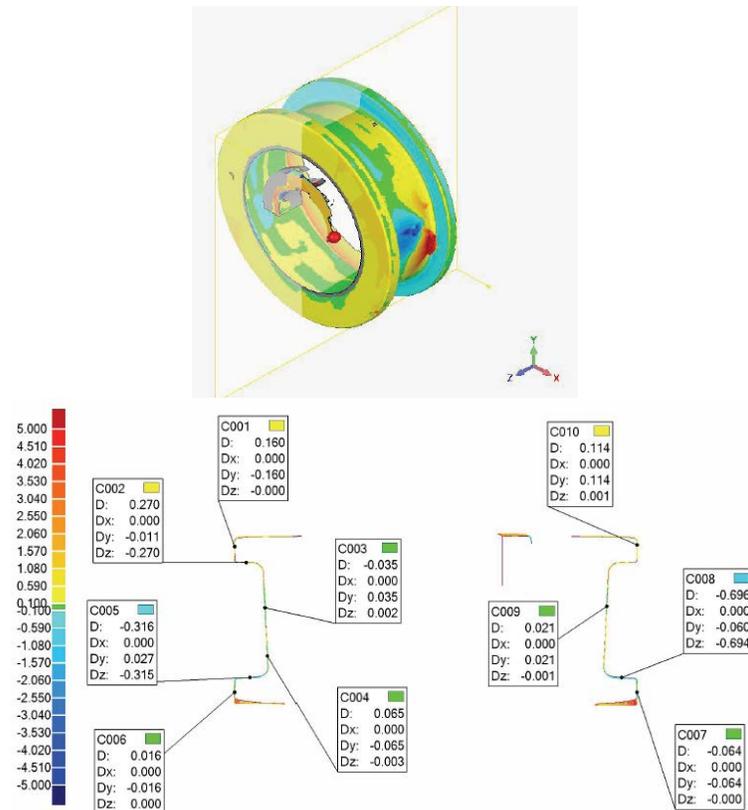


Figura 4.3 Medição de desgaste da roda do experimento III (valores em mm).

Já sob o efeito da nova geometria na banda de rodagem e ainda da lubrificação dos flanges, observa-se um leve desgaste de flanges, na ordem de 0,3 a 0,7 mm, e um mínimo desgaste de banda de rodagem, na ordem de 0,03 a 0,08 mm (figura 4.3).

A taxa de desgaste calculada para esta condição foi de $110,76 \text{ mm}^3/\text{h}$.

4.5 Experimento IV

No quarto experimento, foi testada a condição de geometria alterada, sem lubrificação obtendo-se os resultados conforme ilustra a Figura 4.4.

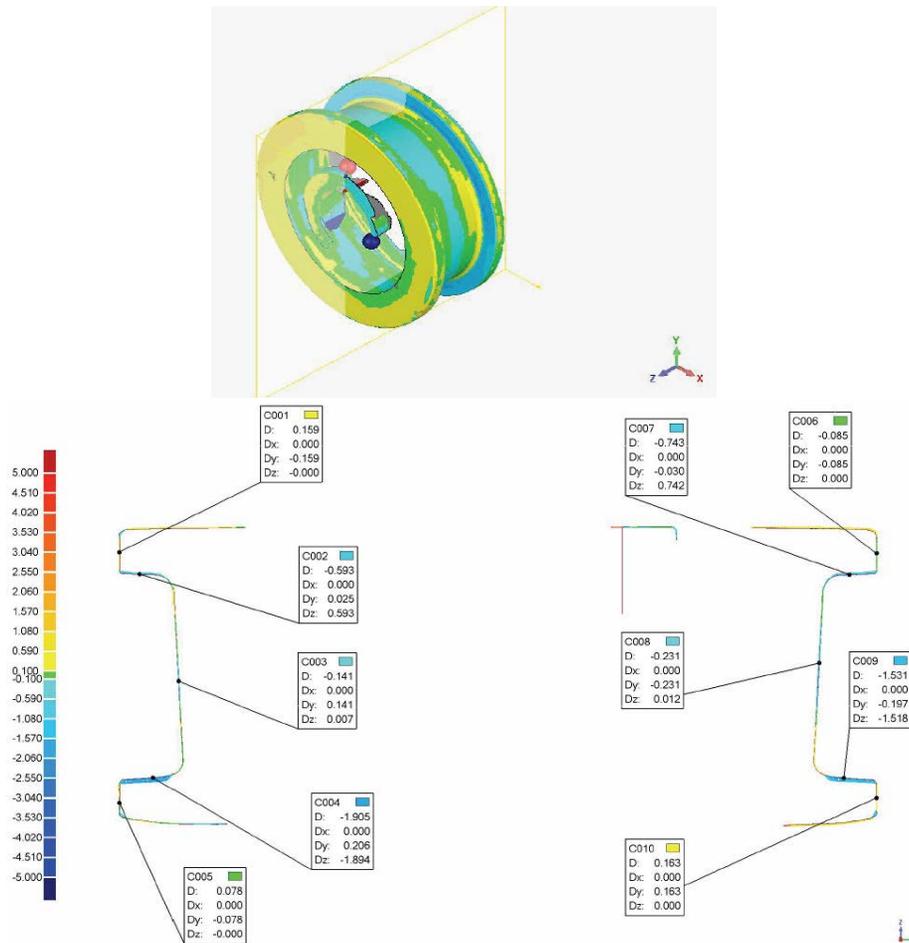


Figura 4.4 Medição de desgaste da roda do experimento IV (valores em mm).

Para esta condição, verifica-se que houve um desgaste razoável nos flanges (em torno de 0,7 a 1,9 mm) e um desgaste leve na banda de rodagem, que ficou na ordem de 0,14 a 0,23 mm (figura 4.4).

A taxa de desgaste calculada para a roda deste experimento foi de $82,70 \text{ mm}^3/\text{h}$.

4.6 Avaliação dos desgastes obtidos nos experimentos

Realizados os experimentos, foram calculadas as taxas de desgaste conforme a metodologia inicialmente proposta na Seção 3.6. Conforme ilustra a Figura 3.7, para cada roda foi verificada a situação dimensional antes e após os experimentos na área compreendida entre a banda de rodagem e flanges laterais da roda, calculando-se a perda de volume após os experimentos em função do tempo de operação, como já explicado.

Sendo assim, obteve-se as taxas de desgaste como ilustra a Figura 4.5 a seguir.

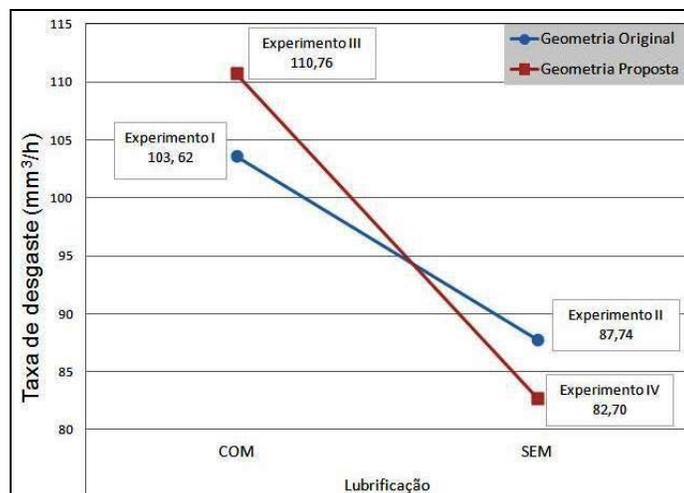


Figura 4.5 Taxas de desgaste obtidas em cada experimento em cada condição de teste.

Uma vez realizados os cálculos das taxas de desgaste e construído o gráfico da Figura 4.5, deparamo-nos com estes resultados que, quando analisados e comparados entre si, nos quatro experimentos, e trazendo à discussão as condições de teste impostas (lubrificação e geometria), demonstraram-se claramente incoerentes. Tal incoerência fica ainda mais evidente quando se verifica, mesmo que apenas visualmente pelo gráfico da distribuição dos desgastes, a intensidade destes desgastes gerados em cada roda, descritos pela Figuras 4.1, 4.2, 4.3 e 4.4 apresentadas anteriormente. A Figura 4.5 analisada friamente levaria o leitor a crer que:

- de uma maneira geral, a lubrificação dos flanges aumenta a taxa de desgaste e não deveria, portanto, ser introduzida como melhoria para maximizar a vida das rodas;
- a configuração, até então atual de operação das rodas, reproduzidas pelo experimento II, apresenta-se com a segunda menor taxa de desgaste, com pequena diferença sobre a primeira. Desta forma, talvez não fosse necessário implementar nenhuma melhoria nas rodas, uma vez que as condições atuais estariam muito próximas do ideal.

Sendo assim, estabeleceu-se uma série de questionamentos indicando-nos que algo estava errado na forma de interpretação dos dados. Após uma análise detalhada, observamos que a forma adotada de mensurar a taxa de desgaste não representava de forma adequada aquilo que realmente estávamos interessados em medir: o desgaste na região dos flanges das rodas, que é o principal modo de falha destas rodas, motivo primeiro pelo qual inclusive ela é substituída quando atinge limites mínimos que comprometem a segurança operacional.

A metodologia inicialmente proposta considera a variação volumétrica total da roda (através da medição do volume antes e depois da operação pela medidora óptica ATOS, ver Figura 3.5.A), porém há uma questão matemática neste cálculo que distorce o resultado final de cálculo de volume para o objetivo do trabalho que é o desgaste dos flanges: uma pequena variação na espessura da banda de rodagem irá gerar um volume final desgastado muito maior do que no flange, se fosse considerado uma mesma variação de espessura no flange. A razão é que a área de desgaste na banda de rodagem é muito maior que a do flange, gerando um volume também muito maior, pois a banda de rodagem tem uma largura muito maior que a altura do flange. A figura 4.6 a seguir ilustra de forma gráfica, em conjunto com a equação 4.1 este efeito geométrico que afeta a forma de cálculo adotada inicialmente para mensurar a taxa de desgaste.

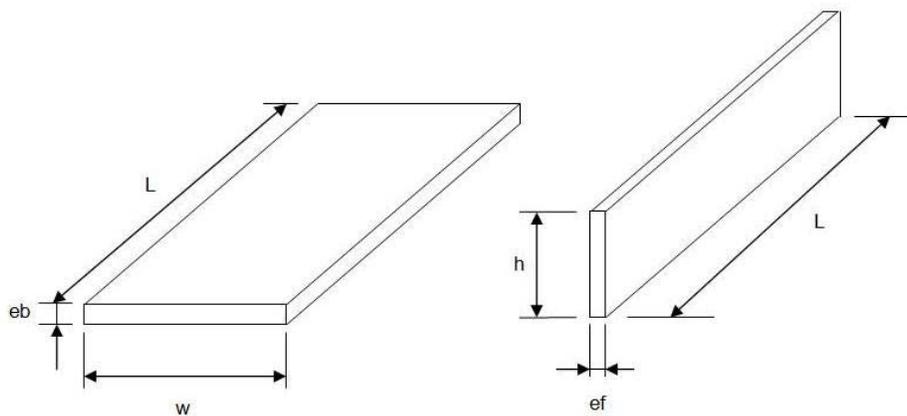


Figura 4.6 Comparação entre volume de desgaste na banda de rodagem (à esquerda) e flange da roda (à direita).

Pela figura 4.6, pode-se ilustrar esta diferença, tomando-se como base o mesmo comprimento L , para simplificação do cálculo ($L = \pi \cdot D$, onde D é o diâmetro da roda) e calculando-se a relação de espessuras de desgaste “ eb ” e “ ef ” para uma mesma perda volumétrica:

$$w \cdot eb \cdot L = ef \cdot h \cdot L$$

Considerando $w = 83 \text{ mm}$ e $h = 25 \text{ mm}$ (geometria original da roda), chega-se a seguinte relação:

$$ef = 3,32 \text{ eb} \quad \text{Equação 4.1}$$

Logo, se a banda de rodagem perde 1 mm, seria necessário que o flange perdesse 3,32 mm para que ambos perdessem juntos o mesmo volume, ou seja, para desgastes relativos $ef/eb < 3,32$, o volume final de desgaste dos flanges será menor que o da banda de rodagem e a

taxa de desgaste calculada da forma proposta perde o sentido (para o objetivo do trabalho que é avaliar o desgaste dos flanges) quando comparada com uma roda que obteve, por exemplo, uma relação $ef/eb > 3,32$. Tais condições foram calculadas e foi verificada realmente esta aleatoriedade, distorcendo a interpretação prática desta taxa de desgaste.

Para contornar este problema e buscar uma interpretação prática mais fidedigna ao que realmente se obteve de desgaste nas rodas testadas, decidiu-se por analisar os desgastes mensurados diretamente pela medidora óptica, ilustrados em parte nas Figuras 4.1, 4.2, 4.3 e 4.4, sobretudo na região dos flanges.

4.7 Análise do desgaste dos flanges laterais das rodas

Procedendo então à análise do desgaste gerado exclusivamente nos flanges, construiu-se um mapa de desgaste realmente medido em cada roda após os experimentos (através dos valores absolutos de desgaste levantados a cada 90° pela medidora tridimensional por coordenadas Mitutoyo, ver Figura 3.5.A), tomando-se como base oito medições nos flanges de cada roda, sendo quatro tomadas no plano horizontal de corte (ver Figura 4.7.B) e outras quatro tomadas no plano vertical (ver Figura 4.7.C). Os pontos de referência de cada medição estão apresentados na Figura 4.7.A.

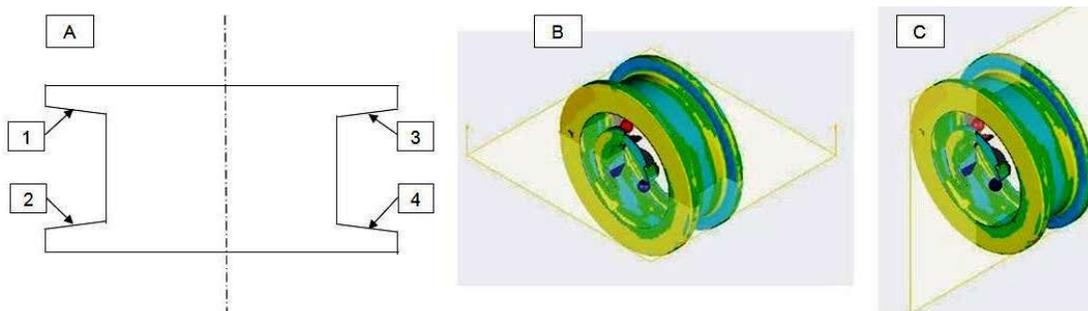


Figura 4.7 A) Representação esquemática da seção transversal da roda e pontos de medição de desgaste em cada plano de corte. B) Representação esquemática do corte no plano horizontal. C) Representação esquemática do corte no plano vertical.

Desta forma, os desgastes nos flanges foram então organizados e tabulados conforme a Tabela 4.1. Os valores negativos indicam redução na medida (desgaste) e os positivos indicam variações de aumento devido a escoamento de material ou alterações de rugosidade.

Tabela 4.1 Avaliação do desgaste médio total (mm) nos flanges de cada experimento.

Posição	Plano	Experimento I	Experimento II	Experimento III	Experimento IV
		Geometria Original Com Lubrificação	Geometria Original Sem Lubrificação	Geometria Proposta Com Lubrificação	Geometria Proposta Sem Lubrificação
1	Vertical	0,086	-0,373	0,270	-0,593
2	Vertical	-0,322	-3,691	-0,316	-1,905
	A - Desgaste 1-2 vert. (mm)	-0,236	-4,064	-0,046	-2,498
3	Vertical	0,071	-0,436	0,000	-0,743
4	Vertical	-0,489	-4,00	-0,696	-1,531
	B - Desgaste 3-4 vert. (mm)	-0,418	-4,436	-0,696	-2,274
1	Horizontal	-0,115	-4,250	-0,118	-1,416
2	Horizontal	-0,403	-0,258	0,004	-0,714
	C - Desgaste 1-2 horiz. (mm)	-0,518	-4,508	-0,114	-2,130
3	Horizontal	0,210	-4,258	-0,301	-0,946
4	Horizontal	-0,503	-0,485	-0,224	-0,86
	D - Desgaste 3-4 horiz. (mm)	-0,293	-4,743	-0,525	-1,806
Desgaste médio dos flanges (mm) (A+B+C+D)/4		-0,366	-4,438	-0,345	-2,177

As medições realizadas foram obtidas com incerteza de medição de 0,006 mm. Tal incerteza foi obtida pela multiplicação da incerteza padrão de medição por um fator de abrangência $K = 2,00$, que corresponde a uma probabilidade de abrangência de aproximadamente 95% para uma distribuição “t” com $V_{\text{eff}} > 10.000$ graus efetivos de liberdade. A incerteza padrão de medição foi determinada de acordo com a publicação EA-4/02.

A Figura 4.8 apresenta um comparativo final do desgaste dos flanges entre os experimentos, apresentando, além do valor médio obtido em cada roda, os limites superior e inferior para o desgaste real da população no período de operação estudado, considerando um intervalo de confiança de 95%, segundo a distribuição “t” de *Student* (recomendada para análise de amostras pequenas).

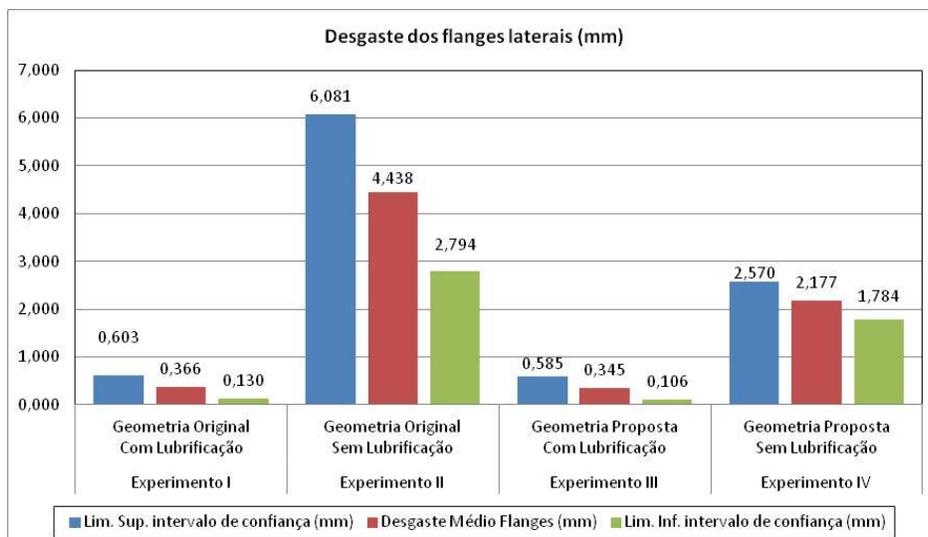


Figura 4.8 Comparativo de desgaste medido nos flanges em cada experimento conforme metodologia apresentada na Tabela 3.1.

Através desta nova abordagem para mensurar o desgaste, que por fim parece mais adequada, uma vez que está focada no problema inicial e objetivos finais do trabalho, observa-se claramente o grande benefício provocado pela lubrificação nos flanges das rodas, bem como alguma relevância conjunta da mudança de geometria.

O experimento III obteve o menor desgaste entre todos os testes. A análise comparativa visual entre as rodas, através das Figuras 4.1, 4.2, 4.3 e 4.4, já indicava que este experimento seria o de melhor desempenho.

A condição de lubrificação entre o flange e trilho, como era de se esperar, obteve em ambos os testes desta condição um desempenho bem superior, quando comparado a condição não-lubrificada, mostrando-se independente (ou muito pouco dependente) da condição de geometria do perfil da banda de rodagem. A redução do coeficiente de atrito metal-metal, estimada em 0,8 (ver Tabela 2.2) para um atrito na interface do tipo teflon-aço, fica evidenciada em todas as comparações possíveis, entre situação lubrificada e não-lubrificada, sendo este, sem dúvida, o principal fator causador do melhor desempenho das rodas lubrificadas. O mecanismo de desgaste presente na região do flange, como já foi discutido na seção 2.4.3, é essencialmente de deslizamento e acredita-se que com o filme lubrificante realmente a máxima tensão cisalhante atuante na roda situou-se logo abaixo da superfície (ver Figura 2.8), promovendo mínimo desgaste superficial, uma vez que certamente obteve-se um coeficiente de atrito $\mu < 0,3$. Da mesma forma, conforme discutido em 2.3.1, em sistemas não-lubrificadas, onde $\mu > 0,3$, a máxima tensão cisalhante estabelece-se na superfície do material, levando a grandes deformações plásticas e desgaste

severo, como observado nos experimentos II e IV. Pela Figura 4.2, experimento II, é possível verificar a severidade do desgaste, sobretudo no flange do lado direito, onde se verifica uma superfície interna residual em menor ângulo, quando comparado ao flange do lado esquerdo (ver Figura 4.9 abaixo). Esta roda foi a que apresentou o maior desgaste médio nos flanges: 4,438 mm. Cabe ressaltar que esta é a condição de referência, ou seja, a configuração de operação das rodas antes da execução deste trabalho.



Figura 4.9 Imagem da roda do experimento II após os testes. Valores exatos destes desgastes estão expressos na figura 4.2.

Quanto à geometria, verifica-se que este fator é secundário no resultado final de desgaste dos flanges, porém ainda influente, quando a roda é lubrificada. Comparando-se os experimentos I e III (ver Tabela 4.1), observa-se um melhor desempenho na roda do experimento III, com desgaste médio de flanges de 0,345 mm. Neste experimento, com a geometria proposta, a roda teve menor contato com os trilhos, uma vez que havia mais folga entre roda e trilho (passou de 20,3 mm para 32,3 mm), diminuindo as chances de ocorrências de contato entre roda e trilho ao longo do tempo, conforme discutido na Seção 2.4.3. Quando houve contato com os trilhos, esta roda, por possuir um flange de menor ângulo do que a geometria original dispunha ($2,5^\circ$ ao invés de $16,7^\circ$), experimentou uma distribuição de tensão de contato mais homogênea e menos concentrada (ver capítulo 2.4.3), resultando em menores esforços sobre o flange, quando comparado ao experimento I, decorrendo daí um menor desgaste de flanges. Analisando agora o efeito da geometria em rodas não-lubrificadas (experimentos II e IV), verifica-se claramente um desempenho superior da nova geometria, corroborando para a tese explicitada acima.

Em termos quantitativos, na amostragem deste trabalho, o resultado de desgaste de flange da roda com a nova geometria frente à geometria original (estando ambas lubrificadas) ficou em torno de 5,7% menor, enquanto que na ausência de lubrificação, a nova geometria contribuiu para que houvesse uma redução de aproximadamente 51%. Tais resultados expressam claramente que, do ponto de vista do desgaste de flanges, a lubrificação realmente exerce efeito predominante, baixando drasticamente o patamar de

desgaste, enquanto que a geometria da banda de rodagem, exerce um efeito secundário, ou complementar.

Na comparação entre o melhor desempenho (experimento III) e o pior (experimento II), que é a condição de referência e a utilizada na usina até então, observa-se uma redução considerável em se tratando de desgaste de flanges (motivo pelo qual são substituídas hoje grande parte das rodas das pontes rolantes, como já foi dito), uma vez que com a perda de espessura, o flange perde resistência mecânica correndo-se o risco de em algum contato eventual com o trilho, este se romper e a ponte descarrilar ou até mesmo cair do vão. Esta redução, com base na amostragem do trabalho, foi da ordem de 92%, se mostrando, portanto, bastante benéfica para o aumento de vida das rodas, quanto ao critério de desgaste dos flanges laterais das rodas motoras de translação estudadas aqui.

Quanto ao desgaste da banda de rodagem das rodas que, como já foi dito, não é foco deste trabalho, este ocorre, nas condições normais de operação, naturalmente, devido sobretudo ao mecanismo predominante que é o de rolamento. Conforme apresentado no Capítulo 2.4.3, outros efeitos podem contribuir ainda para este desgaste como partículas e detritos ou ainda fenômenos de origem térmica, gerando respectivamente falhas do tipo *pitting* ou *spalling*. Das rodas testadas, pode-se dizer que houve um desgaste natural e homogêneo entre elas na banda de rodagem, com exceção do experimento I. Neste experimento, observou-se um desgaste acentuado na banda de rodagem, na ordem de 2,4 mm (ver Figura 4.10 a seguir). A roda quando removida, apresentou uma razoável quantidade de lubrificante na região da banda de rodagem, principalmente óleo. Este óleo modificou o mecanismo de desgaste atuante na roda, passando da predominância de rolamento para uma razoável parcela de deslizamento, uma vez que o coeficiente de atrito entre roda e trilho, agora na banda de rodagem, foi razoavelmente reduzido. Com este mecanismo presente, certamente o desgaste será maior, como de fato ocorreu. Uma análise mais atenta pode ainda indicar que o fato do ângulo do flange da roda do experimento I ser mais agudo ($16,7^\circ$), quando comparado ao outro teste lubrificado, com ângulo de flange de $2,5^\circ$, pode ter sido o causador deste efeito indesejável na banda de rodagem, pois com um ângulo agudo no flange, a pressão de contato entre o flange da roda e o lubrificante sólido fica mais concentrada gerando maiores esforços sobre o lubrificante, talvez “arrastando” mais lubrificante do que precisaria, levando este excesso até a banda de rodagem, onde este é extremamente indesejável. Cabe ressaltar que é fundamental para a segurança da operação da ponte rolante que ambas as rodas de um mesmo eixo girem sobre um mesmo diâmetro e da forma mais sincronizada possível, sob o risco de haver deslocamentos

laterais da ponte sobre os trilhos (algo como um descarrilamento). Desta forma, fica evidente que este efeito observado no experimento I é extremamente danoso ao processo e indica que o uso de lubrificantes nos flanges das rodas deve ser cuidadosamente aplicado, controlando-se inclusive algumas variáveis como:

- lubrificar as duas rodas de um mesmo eixo, nunca uma só;
- exercer apenas a mínima pressão necessária entre o flange da roda e o lubrificante sólido;
- controlar a tensão das molas do lubrificante sólido, sobretudo em rodas com ângulo de flange mais agudo;
- avaliar a qualidade da impregnação de óleo no lubrificante sólido para que não haja excessos, bem como a consistência estrutural da barra ou filete de lubrificante sólido, para que não haja fácil desprendimento;

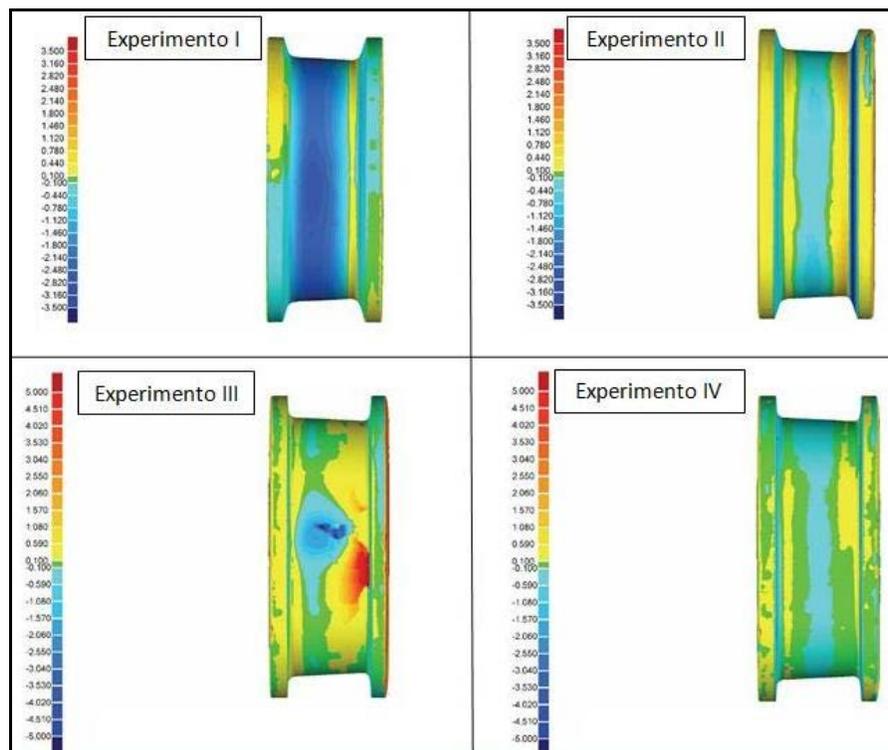


Figura 4.10 Desgaste da banda de rodagem em cada experimento (valores em mm).

5.0 CONCLUSÕES

A partir dos resultados apresentados ao longo deste trabalho, e com base na revisão bibliográfica, pode-se apresentar as seguintes conclusões:

1 – A simples introdução de um lubrificante na interface roda-trilho reduz drasticamente o desgaste dos flanges laterais das rodas, com ganhos em vida de roda (desgaste de flanges laterais) da ordem de 92%, com base na metodologia e condições de teste discutidas neste trabalho.

2 – O fator lubrificação do flange predomina sobre o fator alteração de geometria no que diz respeito à vida final da roda (como exposto no item anterior). Porém, ainda há um pequeno ganho adicional da ordem de 5,7% se a geometria for também alterada para uma condição favorável que diminua a chance de haver contato entre o flange de roda e o trilho (determinação da folga entre roda e trilho).

3 – Ainda na questão geométrica da roda, observou-se que para trilhos de face lateral do boleto plana, um ângulo interno mínimo no flange lateral da roda (conforme valores e discussões apresentadas ao longo do texto) minimiza o desgaste deste e, por consequência, maximiza a vida da roda sob este critério de vida.

4 – Uma roda sem lubrificação de flange pode ter um aumento da sua vida em serviço (quanto a desgaste de flanges laterais) da ordem de 51%, se forem feitas apenas mudanças geométricas favoráveis na banda de rodagem e no flange lateral.

5 – A condição atual de projeto geométrico das rodas e operação sem lubrificação de flanges laterais faz com que se tenha um baixo desempenho destes componentes, gerando custos e perdas que poderiam ser otimizadas.

6 – A aplicação de lubrificante no flange lateral da roda pode gerar transtornos operacionais se não for bem executada. Deve-se garantir que: a) ambas as rodas de um mesmo eixo estejam lubrificadas igualmente, nunca uma só, ou uma mais e outra menos; b) a pressão do lubrificante exercida sobre o flange deve ser a mínima necessária para não

gerar excessos que atingirão a banda de rodagem; c) se utilize lubrificante de origem conhecida e bem especificada e fabricada para evitar desprendimentos sólidos e/ou líquidos do lubrificante em uso na região da banda de rodagem.

7 – O desgaste é inerente ao contato roda-trilho, e seus mecanismos de atuação devem ser bem conhecidos para que se possa implementar melhorias eficazes e seguras que otimizem os custos de manutenção.

8 – As condições de instalação e estado de conservação dos trilhos são fundamentais para o desempenho das rodas de pontes rolantes, sendo necessário um gerenciamento mínimo destes quanto às inspeções, substituições e correções de nivelamento/congruência para maximizar a vida das rodas.

6.0 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A fim de aprofundar mais o tema e gerar mais conhecimento sobre esta importante interface roda-trilho, explorando as oportunidades de ganho das ações investigativas, se propõem as seguintes sugestões para eventuais trabalhos futuros:

1- Realizar um plano mais amplo de amostragem a fim de se obter maior representatividade, dentro de um horizonte de tempo compatível com a demanda inerente que envolve estes experimentos.

2 - Investigar o desempenho de lubrificantes sólidos de mais de um fornecedor, sobretudo prezando pela qualidade e *know-how* neste tipo de aplicação, avaliando a capacidade deste se manter rígido e fixo na posição, minimizando o risco de se desprender e atingir a banda de rodagem da roda. Avaliar fatores de impregnação do lubrificante, bem como sua composição química e área e pressão de contato.

3 – Testar outras geometrias quanto ao ângulo interno do flange da roda, bem como a folga total máxima permissível entre roda e trilho, dentro de limites seguros como discutido neste trabalho.

4 – Avaliar a parcela tribológica não abordada neste trabalho: a condição dos materiais em contato. Através de experimentos em máquina específica de testes realizadas por AISE⁽¹⁾, observa-se que há campo para experimentar, entre outros, sobretudo, a variação de dureza superficial da roda (banda de rodagem e flanges laterais) e a condição de acabamento superficial destas superfícies.

5 – Estudar a relação dos desgastes de rodas sobre outras velocidades de operação. Neste caso, trabalhando com pontes rolantes mais rápidas e/ou mais lentas.

6 – Realizar experimentos com uma instrumentação estruturada na ponte rolante, como por exemplo, uma câmera termográfica acoplada próximo à roda para verificar instantaneamente o gradiente térmico gerado que pode ser correlacionado com os esforços mecânicos e os efeitos dinâmicos atuantes na ponte.

7.0 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AISE PUBLICATIONS, **Reference Handbook for Electric Overhead Traveling Cranes, Vol. I – Mechanical**. AISE, Association of Iron and Steel Engineers, Revised 2000.

KWIETNIEWSKI, C. E. F., KISS, F. J. **Metalografia e Tratamentos térmicos de aços e ferros fundidos**. Porto Alegre: UFRGS, 2010.

KWIETNIEWSKI, C. E. F. **A Utilização do Níquel para Melhoria do Comportamento Tribológico de Ligas de Titânio**. Tese de Doutorado. Porto Alegre: UFRGS, 2000.

HUTCHINGS, I. M. **Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials**. Cambridge: A. J. Sparks, 1992.

BHUSHAN, B. **Introduction to Tribology**. John Wiley & Sons, Inc. New York, 2002.

CARRETEIRO, R. P., BELMIRO, P. N. A. **Lubrificantes e lubrificação industrial**. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 2006.

BRAITHWAITE, E. R. **Solid Lubricants and Surfaces**. New York: Pergamon Press, 1964.

RABINOWICZ, E. **Friction and wear of materials**. Cambridge: John Wiley & Sons, Inc., 1965.

COEN, M. de B. **Manutención Mecánica: Manejo y transporte de materiales**. Barcelona: Ediciones CEAC, 1966.

MOLLYN<<http://www.mollyn.com.br>>. Acesso em 20/08/2011.

ALEXANDROV, M. **Aparatos y Maquinas de Elevacion y Transporte**. Moscou: Editorial MIR, 1976.

NBR 8400, *Cálculo de Equipamentos para Levantamento e Movimentação de Cargas*, ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas, São Paulo, 1984.

CMAA 70/83, *Specification for Electric Overhead Traveling Cranes*, Association of Iron and Steel Engineers, Pittsburg, 1983.

RUDENKO, N. **Máquinas de Elevação e Transporte**. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1976.

MACÊDO, Fernanda Bittencourt. **Estudo do Desgaste de Trilhos Ferroviários**. Trabalho de conclusão de curso de graduação em Engenharia de Produção. Universidade Federal de Juiz de Fora – Minas Gerais, 2009.

MINF<<http://www.mimf.com.br>>. Acesso em 23/08/2011.

MAGEL, E. **Optimizing Wheel, rail profiles**. Railway Track and Structures. New York, 1999.

IVOJORGEPALU<<http://ivojorgepalu.br.tripod.com/fabricacao.htm>>. Acesso em 23/08/2011.

SISDELLI, A. **Estudo de Desgastes de Rodas e suas Conseqüências no Material Rodante e na Via Permanente**. Monografia do curso de Especialização em Transporte Ferroviário de carga. Rio de Janeiro, 2006.

SCHRAMM, G. **Técnica e economia na via permanente**. Tradução de Rudy A. Volkman. Porto Alegre: Emma, 1977.

SILVA, A. B. **Programa de Inspeção para Ponte Rolante Baseado em Risco**. Dissertação de Mestrado. Rio de Janeiro, 2004.

BONDUELLE, G. M. **Aplicação do Planejamento de Experimentos no controle da fabricação de chapas de fibras de madeira**. Artigo disponível em: www.dcf.ufla.br/cerne/artigos/13-02-20097730v6_n2_artigo%2001.pdf. Acesso em: 16/08/2011.

SPIEGEL, Murray R. **Théorie et applications de la statistique**. Paris: McGrawHill, 1982.

GOUPY, J. **La méthode des plans d'expériences**. Paris Dunod, 1988.

VIGIER, Michel G. **Pratique des plans d'expériences: méthodologie Taguchi**. Paris: Les Editions d'Organisation, 1988.

FESPPR<http://www.fesppr.br/~centropesq/Calculo_do_tamanho_da_amostra/Tamanho%20da%20Amostra%20-%201.pdf>. Acesso em 23/07/2011.

8.0 ANEXO A

Figura 8.1 Alinhamento, nivelamento e congruência admissíveis para trilhos de caminhos de rolamento de pontes rolantes (SILVA 2004).

Cotas de controle		Tolerância 1 Pontes conforme DIN 15018 grupos de solicitação B4 a B5	Tolerância 2 Pontes conforme DIN 15018 grupos de solicitação B1 a B3 Guindastes portuários grupos B1 a B3
Vão "lkr" (paralelismo)		$lkr \leq 15 \text{ m: } A = \pm 3 \text{ mm}$ $lkr > 15 \text{ m: } A = \pm [3 + 0,25(lkr - 15)] \text{ mm}$ lkr em m	$lkr \leq 15 \text{ m: } A = \pm 5 \text{ mm}$ $lkr > 15 \text{ m: } A = \pm [5 + 0,25(lkr - 15)] \text{ mm}$ lkr em m
Alinhamento de um trilho em um plano		$B = \pm 5 \text{ mm}$ Porém, em um comprimento máximo de 2 m a cota de controle não deve superar a tolerância seguinte: $b = \pm 1,0 \text{ mm}$	$B = \pm 10 \text{ mm}$ $b = \pm 1,0 \text{ mm}$ Pontes guiadas somente de um dos lados $b = + 0,5 \text{ mm}$
Diferença de altura de um trilho (desnível longitudinal)		$C = \pm 10 \text{ mm}$ Porém, em um comprimento de 2 m a cota de controle não deve superar as tolerâncias seguintes: $c = \pm 1,0 \text{ mm}$	$c = \pm 2,0 \text{ mm}$
Diferença de altura entre os trilhos (desnível transversal)		$D = \pm 0,2\text{‰}$ de lkr máx. + 10 mm	$D = \pm 1\text{‰}$ de lkr máx. + 10 mm
Inclinação dos trilhos entre si (diagonal)		$E = 0,5\text{‰}$	$E = 1\text{‰}$
Diferença dos batedores entre si sobre o plano horizontal		$F = \pm 0,7\text{‰}$ de lkr máx. 20 mm	$F = \pm 1\text{‰}$ de lkr máx. 20 mm
Desnível do boleto do trilho		$G = \pm 8\text{‰}$ da largura do boleto (com superfície de rolamento lisa)	

Fig. 15