

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CAMPUS JOINVILLE
CENTRO DE ENGENHARIAS DA MOBILIDADE
CURSO DE ENGENHARIA FERROVIÁRIA E METROVIÁRIA**

Alfredo Hugo Valença Morillo

**ANÁLISE DE DADOS EXPERIMENTAIS DA LITERATURA SOBRE
DESGASTE ADESIVO EM AÇOS PARA RODAS FERROVIÁRIAS**

Joinville, 2015

Alfredo Hugo Valença Morillo

**ANÁLISE DE DADOS EXPERIMENTAIS DA LITERATURA SOBRE
DESGASTE ADESIVO EM AÇOS PARA RODAS FERROVIÁRIAS**

Trabalho de conclusão de curso para obtenção do título
de graduação em Engenharia Ferroviária e Metroviária
apresentado à Universidade Federal de Santa Catarina
- UFSC

Orientador: Modesto Hurtado Ferrer, Dr. Eng.
Coorientador: Alexandre Mikowski, Dr. Fís.

Joinville, 2015

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Morillo, Alfredo Hugo Valença

Análise de dados experimentais da literatura sobre
desgaste adesivo em aços para rodas ferroviárias / Alfredo
Hugo Valença Morillo ; orientador, Modesto Hurtado Ferrer
; coorientador, Alexandre Mikowski. - Joinville, SC, 2015.
73 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) -
Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Joinville.
Graduação em Engenharia Ferroviária e Metroviária.

Inclui referências

1. Engenharia Ferroviária e Metroviária. 2. Taxa de
Desgaste. 3. Tribologia. 4. Mecânica de Contato. 5. Roda
Ferroviária. I. Ferrer, Modesto Hurtado. II. Mikowski,
Alexandre. III. Universidade Federal de Santa Catarina.
Graduação em Engenharia Ferroviária e Metroviária. IV.
Título.

Alfredo Hugo Valença Morillo

**ANÁLISE DE DADOS EXPERIMENTAIS DA LITERATURA SOBRE
DESGASTE ADESIVO EM AÇOS PARA RODAS FERROVIÁRIAS**

Este Trabalho de Graduação foi julgado adequado para obtenção do título de “Engenheiro Ferroviário e Metroviário”, e aprovado em sua forma final pela Comissão examinadora e pelo Curso de Graduação em Engenharia Ferroviária e Metroviária da Universidade Federal de Santa Catarina.

Joinville, 06 de Julho 2015.

Yesid Ernesto Asaff Mendoza, Dr. Eng.
Coordenador do Curso de Engenharia Ferroviária e Metroviária

Comissão Examinadora:

Modesto Hurtado Ferrer, Dr. Eng.
Presidente da Comissão Examinadora

Claudimir Antonio Carminatti, Dr. Eng.

Jakerson Ricardo Gevinski, Dr. Eng.

AGRADECIMENTOS

Antes de tudo, eu agradeço imensamente a minha família, por todo amor, carinho, presença e apoio que me deram durante meus anos de UFSC. Minha mãe Ana, por ser o suporte e a pessoa que une a família, com todo seu amor, paciência e atenção comigo e minhas irmãs, por sempre nos apoiar e lutar para que tenhamos o melhor. Ao meu pai Alfredo, que é um guerreiro, é alguém que possui uma força que me serve de exemplo para lutar pelos meus sonhos. As minhas lindas, maravilhosas e divas irmãs, Ana, Karina e Luiza, que estão sempre ao meu lado como melhores amigas, seja nos choros e nas alegrias, em brigas e em baladas, mas principalmente por me possibilitarem de seguir com meus estudos, se tenho a possibilidade de fazer um mestrado é graças a elas, que me incentivam por lados que muitas vezes parecem não existir.

Aos professores Modesto e Mikowski que foram meu orientador e coorientador respectivamente, não preciso dizer que sem eles este trabalho não seria possível, me apoiaram mesmo quando parecia que nada daria certo. Estou finalizando meus anos de graduação com o sentimento de que ganhei dois amigos.

A Universidade Federal de Santa Catarina, os servidores técnicos administrativos e professores, que mesmo com todas as dificuldades que existem ao fundar um novo campus e a criar um curso que não existia em nenhuma outra instituição de ensino, lutaram e tornaram isto possível. Fazendo um curso que forma profissionais exemplares. Agradeço a instituição também, por ter me concedido bolsas em todos meus anos, que me possibilitaram estudar, fazendo com que um sonho torne-se realidade.

Aos amigos que conheço há muitos anos, Caio, Carina e Karen que ficaram tão felizes quanto eu quando passei na UFSC e que estão do mesmo jeito agora que estou me formando. Vocês fazem parte da minha vida como membros de minha família. Não importa quanto tempo passemos sem nos falar, quando chega a hora de conversarmos, a velha amizade volta e de um dia para o outro e sentimos como se nunca tivesse havido uma distância. Saibam que quero vocês sempre comigo, do jeito que quero minha família.

A minha turma do curso de engenharia ferroviária, minhas amigas Aline e Mariana, me sinto feliz por ter tido a sorte de ter caído nesta turma, vocês duas quero manter a amizade pelo resto da vida. Obrigado por todo companheirismo, todos os trabalhos feitos juntos, por toda a paciência e pelas horas que passaram comigo estudando para as matérias que pareciam impossíveis.

Agradeço aos amigos deslocados “ops”, descolados, Ana, Bruno, Edemar, João, e Mayara que estiveram comigo desde o início da graduação e manteremos contato com seu fim. A minha amiga Marina, que veio comigo de outro curso se arriscar na UFSC e que pra minha felicidade, se formará comigo.

Por fim, aos amigos que aqui não cito nomes, pois com orgulho, sinto que tenho muitos. Aqueles que conheço da época de colégio, aos meus amigos da “Coca de domingo?”, aos meus irmãos Demolays que até hoje fazem parte da minha vida, para aqueles que fiz na faculdade, alguns desde o começo, outros mais no final da faculdade e aos que moraram comigo, pois tiveram que me aturar no dia a dia sem ter como escapar.

A vida é uma peça de teatro que não permite ensaios. Por isso, cante, chore, dance, ria e viva intensamente, antes que a cortina se feche e a peça termine sem aplausos.

Charles Chaplin

RESUMO

Estão em desenvolvimento novos materiais para utilização em rodas ferroviárias, isto devido ao problema de descarte relacionado com os desgastes que as rodas sofrem durante o serviço. Para entender o que ocorre com as rodas ferroviárias foram estudados nesta monografia a mecânica do contato e o desgaste em aços, verificando as várias teorias e os mecanismos que os diferenciam em suas características e proveniências. Porém infelizmente existe uma grande defasagem de pesquisas de desgastes em rodas. O objetivo geral deste trabalho é correlacionar valores de taxas de desgaste retirados da literatura, com os parâmetros utilizados nos ensaios tribológicos. Foi feita uma base de dados com resultados de diferentes aços, com estes dados, foi possível usar o método de correlação para determinar a influência de parâmetros como a carga aplicada no ensaio, a velocidade, a distância percorrida, o meio no qual é realizado o ensaio e a influencia do tratamento térmico. Correlacionando sempre uma destas variáveis com a taxa de desgaste. Concluiu-se que é necessário desenvolver um padrão para os parâmetros dos ensaios, com intuito de relacionar as variáveis com os resultados e mensurar o desempenho do material no que se refere a resistência ao desgaste.

Palavras-chave: Taxa de Desgaste, Tribologia, Mecânica de Contato, Aços, Roda Ferroviária.

ABSTRACT

It has been developed new materials to be used in rail wheels, this is due to the problem of discarding related to the wear which they undergo during service. To understand what happens to the rail wheels, it was studied in this monograph the contact mechanics and the wear on steels, checking the various theories and mechanisms that differentiate them in their characteristics and origins. But unfortunately there is a large gap of researches in wear of rail wheels. The main objective of this study is to correlate the wear rates of the values taken from the literature, with the parameters used in tribological tests. It was made a database with results of different steels, with these data, it was possible to use the correlation method to determine the influence of the parameters as the load applied to the test, the speed, the distance traveled, the environment in which the test is performed and the influence of the heat treatment. Always one of these variables was correlated with the wear rate. It was concluded that it is necessary to develop a standard to the test parameters to enable a relationship of these variables with the results and measure the performance of the material with regards to the resistance to the wear.

Keywords: Wear Rate, Tribology, Contact Mechanics, Steels, Rail Wheel.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	Gráfico que apresenta investimentos realizados pelas concessionárias anualmente.	17
Figura 2	Gráfico que apresentam percentuais das causas dos acidentes ocorridos na malha norte da ALL em 2013.	17
Figura 3	Foto de rodeiros ferroviário, conjuntos eixos e rodas.	18
Figura 4	Representação das partes geométricas que compõem uma roda ferroviária e suas nomenclaturas.	20
Figura 5	Área de contato de sistema roda-trilho segundo Johnson e região de compressão e tração causadas durante movimento.	25
Figura 6	Região de contato entre dois sólidos cilíndricos iguais, com carregamento constante.	26
Figura 7	Coordenadas que esquematizam as Equações 2.1 e 2.2.	27
Figura 8	Relação de forças com escorregamento e rolamento.	29
Figura 9	Superfície de contato na teoria de Johnson e Vermeulen.	30
Figura 10	Forças tangenciais, microescorregamentos longitudinal, lateral e rotacional atuando na região de contato.	30
Figura 11	Formatos da região de contato. E = escorregamento; A = adesão.	32
Figura 12	Classificação do desgaste segundo os modos de desgaste.	35
Figura 13	Classificação do desgaste segundo quantidade de corpos.	35
Figura 14	Predominância no desgaste.	37
Figura 15	Gráfico do coeficiente de adesão em função da dureza e estrutura cristalina do material.	37
Figura 16	Gráfico do desgaste abrasivo em relação a fração da dureza das partículas com dureza e homogeneidade do material de trabalho.	38
Figura 17	Metalografia de uma superfície danificada por trinca de rolamento.	39
Figura 18	Propagação de trinca subsuperficial.	39
Figura 19	Classificação da falha dependendo de sua profundidade em relação a pista de rolamento.	40
Figura 20	Lascamento encontrado em roda ferroviária.	40
Figura 21	Escamação encontrado em roda ferroviária.	41
Figura 22	Arrancamento encontrado em roda ferroviária.	42

Figura 23 Trinca térmica encontrado em roda ferroviária.	43
Figura 24 Calo encontrado em roda ferroviária.	43
Figura 25 Representação esquemática do dispositivo de ensaio pino sobre disco.	44
Figura 26 Gráfico que apresenta a variação da taxa de desgaste em função da carga para diversos aços.	56
Figura 27 Gráfico que apresenta taxa de desgaste por carga aplicada no ensaio pino sobre disco utilizando aço AISI M2 temperado e revenido	57
Figura 28 Gráfico que apresenta volume de perda por distância percorrida no ensaio pino sobre disco utilizando aço AISI 4340 na fase de martensita	58
Figura 29 Gráfico que apresenta a variação da taxa de desgaste em função da velocidade do ensaio, para diversos aços.	59
Figura 30 Influência da velocidade na taxa de desgaste.	60
Figura 31 Gráfico que apresenta a variação da taxa de desgaste em função da distância total percorrida no ensaio, para diversos aços.	61
Figura 32 Variação da área de contato com relação a carga aplicada e número de giros. . .	62
Figura 33 Imagem da superfície desgastada do pino e do disco.	64
Figura 34 Imagem da superfície desgastada.	65
Figura 35 Imagem da superfície com pista de desgaste ao lado da região não desgastada. .	65

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Crescimento do setor ferroviário no Brasil.....	16
Tabela 2	Classificação de material e suas composições químicas utilizado em rodas ferroviárias seguindo norma AAR M-107/07.....	21
Tabela 3	Aplicação da roda ferroviária segundo sua classe.....	21
Tabela 4	Durezas mínimas e máximas dos materiais utilizados em roda ferroviárias seguindo AAR.....	22
Tabela 5	Dados de propriedades mecânicas de aços utilizados em rodas ferroviárias.....	23
Tabela 6	Variáveis K_a e K_b para cálculo dos semi-eixos da área de contato em forma de elipse de Hertz.....	28
Tabela 7	Comparação entre coeficiente de rigidez no contato apresentado por Vermeluen – Johnson (V - J) e o de Kalker.....	32
Tabela 8	Valores da matriz rigidez para algumas relações a/b e ν (KALKER, 1967).....	33
Tabela 9	Comparação entre valores calculados utilizando equações de Hertz e em MEF..	34
Tabela 10	Relação de autores com mecanismos de desgaste.....	36
Tabela 11	Dimensões das pontas esféricas dos pinos utilizados para ensaio de desgaste adesivo pelos diversos autores estudados.....	50
Tabela 12	Elementos químicos que compõe os aços analisados nos ensaios de desgastes....	51
Tabela 13	Tratamento térmico e dureza obtida pelos aços ensaiados.....	52
Tabela 14	Parâmetros de ensaio e resultados obtidos.....	53
Tabela 15	Uma possível interpretação para valores de correlações.....	57

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANTT	Agência Nacional de Transportes Terrestres.....	16
AAR	Association of American Railroads.....	16
ALL	América Latina Logística.....	17
CVRD	Companhia Vale do Rio Doce.....	18
BS	British Standards.....	20
ZTA	Zona Termicamente Afetada.....	22
MEF	Métodos de Elementos Finitos.....	33
HC	Hexagonal Compacta.....	37
CCC	Cúbico de Corpo Centrado.....	37
CFC	Cúbico de Face Centrada.....	37
AMV	Aparelho de Mudança de Via.....	41
SI	Sistema Internacional de Unidades.....	46
CP	Corpo de Prova.....	47
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas.....	51
AISI	<i>American Iron and Steel Institute</i>	51
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>	51
DIN	<i>Deutsches Institut für Normung</i>	51

LISTA DE SÍMBOLOS

Z_i, A_i, B_i	Constante de equação da elipse, onde i representa a estrutura analisada	27
R_i, R'_i	Raio principal e ortogonal respectivamente, sendo i o corpo analisado	27
$A + B$	Constante geométrica de Hertz para mecânica do contato	27
Θ	$\hat{\text{A}}\text{ngulo entre planos cartesianos}$	27
ν_i	Coeficiente de Poisson, onde i representa o material analisado	28
E_i	Modulo de elasticidade, onde i representa o material analisado	28
m_i	Constante de elasticidade de Hertz para mecânica do contato, onde i representa o material analisado	28
N	Carga aplicada sobre objetos em contato	28
K_i	Constante de Hertz para mecânica do contato, onde i representa o material analisado	28
Φ	Parâmetro de Hertz para determinar constantes	28
ω	Velocidade rotacional da roda	29
R	Raio da roda	29
ξ_x	Microescorregamento Longitudinal	29
F_x	Força tangencial	29
F_N	Força Normal	29
μ	Coeficiente de atrito	29
x, y, z	Sistema de coordenadas cartesianas	30
F_y	Força lateral	31
ξ	Correção do ξ_x para modelo de Johnson	31
η	Correção do ξ_y para modelo de Johnson	31
ξ_y	Microescorregamento Lateral	31
G	Módulo de cisalhamento	31
a	Comprimento longitudinal da elipse de contato	31
b	Comprimento lateral da elipse de contato	31
C_{ij}	Coeficiente de rigidez no contato	31
ξ_{sp}	Escorregamento rotacional em torno do eixo “z”	32
M_z	Momento	32

h	Diâmetro da ranhura de desgaste	44
V_{pino}	Volume de perda no pino	44
r	Raio da ponta esférica do pino	44
R	Raio da trilha de desgaste.....	45
d	Largura da trilha de desgaste	45
V_{disco}	Volume de perda no disco.....	45
L	Distância percorrida	45
N	Revoluções do disco.....	45
w	Coefficiente de desgaste.....	45
HB	Dureza Brinell	45
P	Carga do pino	45
%C	Porcentagem de carbono	51
%Mn	Porcentagem de manganês	51
%S	Porcentagem de enxofre.....	51
%Mo	Porcentagem de molibdênio	51
%Al	Porcentagem de alumínio	51
%V	Porcentagem de vanádio	51
%Si	Porcentagem de silício	51
%P	Porcentagem de fósforo	51
%Cr	Porcentagem de cromo	51
%Ti	Porcentagem de titânio	51
%Ni	Porcentagem de níquel	51
%W	Porcentagem de tungstênio.....	51
HV	Dureza Vickers	52
HRC	Dureza Rockwell C	52
TiCN	Carbonitreto de Titânio.....	52
TiAlN	Nitreto de Titânio-Alumínio	52
CrN	Nitreto de cromo	52
a_i	Constantes para ajustes de funções, sendo i o número de constantes	56

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 OBJETIVO	19
1.1.1 Objetivo Geral	19
1.1.2 Objetivos Específicos	19
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	20
2.1 INTRODUÇÃO A RODA FERROVIÁRIA	20
2.1.1 Materiais Utilizados	21
2.1.2 Processo de Fabricação	23
2.1.3 Modos de Falhas	24
2.2 TEORIAS DA MECÂNICA DO CONTATO	24
2.2.1 Teoria de Hertz	25
2.2.2 Teoria de Carter	29
2.2.3 Teoria de Johnson e Vermeulen	29
2.2.4 Teoria de Kalker	31
2.2.5 Tensões na Roda Ferroviária	33
2.3 FUNDAMENTOS DE DESGASTE	34
2.3.1 Mecanismo de Desgaste	36
2.3.2 Desgaste na Roda Ferroviária	39
2.3.3 Ensaio de Desgaste Pino sobre Disco	43
3 METODOLOGIA	46
4 APRESENTAÇÃO DE DADOS E ANÁLISE DE RESULTADOS	49
4.1 APRESENTAÇÃO DA BASE DE DADOS	49
4.2 ANÁLISE DE DADOS E DISCUSSÃO	55
4.2.1 Influência da Carga no Desgaste	55
4.2.2 Influência da Velocidade no Desgaste	58
4.2.3 Influência da Distância Total Percorrida no Desgaste	61
4.2.4 Microestrutura, Dureza, Temperatura e Revestimento	63
4.3 RELAÇÃO COM RODA FERROVIÁRIA	65
5 CONCLUSÃO	67
5.1 TRABALHOS FUTUROS	68
REFERÊNCIAS	69
APÊNDICE A – Equações para cálculo da matriz rigidez no contato apresentado por Johnson	73

1 INTRODUÇÃO

O Brasil ficou por muitos anos estagnado no setor ferroviário. Foi em 1997, no governo do ex-presidente Fernando Henrique Cardoso que os investimentos no transporte ferroviário brasileiro retornaram, dando início as concessões das ferrovias. No ano de 2013, o Brasil possuía 28.978 km de malha férrea nas mãos de concessionárias, e os investimentos que antes eram quase nulos chegaram a 5,31 bilhões de reais (ANTT, 2014). Este valor reflete a importância que o país está dando ao setor, porém para a dimensão do Brasil, a malha ferroviária ainda é pequena. Nos Estados Unidos, a malha férrea é de 228.218 km (THE WORLD BANK, 2014), e o investimento em 2013 foi de 62,6 bilhões de dólares, 30 vezes maior que o investimento brasileiro, considerando 1 dólar equivalente a 2,70 reais, com valor aproximado do dólar em 2014 (AAR, 2014). Estes números mostram o longo percurso para alcançar um transporte ferroviário coerente com a dimensão do Brasil.

São apresentados na Tabela 1 e na Figura 1 dados que foram extraídos de relatórios anuais fornecidos pela ANTT (Agência Nacional de Transportes Terrestres), que desde 2006, são exigidos pelo Ministério dos Transportes do Brasil. Esses dados mostram o crescimento da demanda no setor ferroviário brasileiro.

Tabela 1 – Crescimento do setor ferroviário no Brasil.

Ano	Investimento em milhões de reais	Produção milhões de t x km úteis	Acidentes por milhões de trens x km	Frotas de locomotiva	Frota de vagões
2001	810,4	162,3	49,0	-	-
2002	625,7	170,1	44,0	1895,0	67795,0
2003	1072,1	182,7	36,0	1987,0	62932,0
2004	1889,6	205,8	32,0	2125,0	74400,0
2005	3192,1	221,6	31,8	2394,0	90119,0
2006	2458,0	238,3	23,0	2492,0	87073,0
2007	2691,0	257,1	14,0	2624,0	87150,0
2008	4196,9	266,9	14,8	2817,0	90708,0
2009	2769,6	245,3	15,6	2902,0	91654,0
2010	3234,9	277,9	15,0	3014,0	95545,0
2011	4926,7	291,9	14,0	3093,0	101983,0
2012	4877,4	294,9	13,0	-	-
2013	5313,6	297,4	12,0	-	-

Fonte: Elaborado pelo Autor a partir de dados da ANTT.

No seguinte gráfico, Figura 1, são mostrados os investimentos realizados pelas concessionárias, que apresentam o crescimento nos investimentos, sendo eles, um indício do aumento na demanda. Este gráfico foi elaborado usando dados da tabela 1.

Figura 1 – Gráfico que apresenta investimentos realizados pelas concessionárias anualmente.



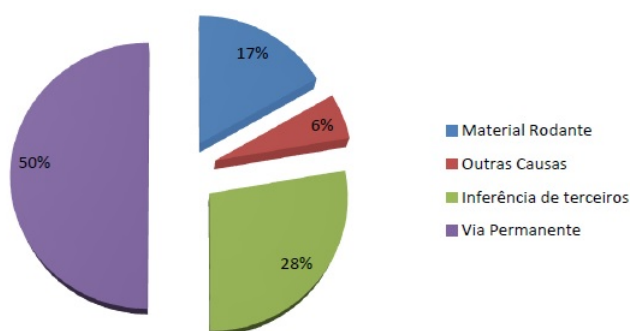
Fonte: Elaborado pelo Autor.

Realizando uma análise nos investimentos feitos pelas concessionárias, entre os anos de 2004 e 2013, percebe-se um crescimento de 281,2%. No indicador de produção para transporte de carga ferroviário, que é medido em toneladas vezes quilômetros úteis (quilômetros percorridos de trem operando com carga), houve um crescimento de 144,5%. Já nas frotas de vagões e locomotivas, no período de 2002 a 2011 observa-se um crescimento de 150,8%.

Outro aspecto importante que se pode analisar da tabela 1, é o índice de acidentes, que é medido pela quantidade de acidentes que aconteceram em 1 trem após percorrer 1 milhão de quilômetros. Entre 2004 e 2013 ocorreu uma redução de 62,6%.

Utilizando como exemplo a empresa ALL (América Latina Logística), que no trecho norte com 617 km atravessa o estado do Mato Grosso do Sul, é fornecido pelo relatório anual de 2013 a Figura 2, que apresenta as causas dos acidentes (ANTT, 2014).

Figura 2 – Gráfico que apresentam percentuais das causas dos acidentes ocorridos na malha norte da ALL em 2013.



Fonte: ANTT (2014, p. 17)

Na Figura 2, deve-se dar atenção especial ao percentual dos acidentes cuja as causas foram

os materiais rodantes. É a terceira maior causa de acidentes ferroviários, chegando a 17%, que diz respeito a acidentes no qual as causas foram dos vagões ou locomotivas. Caso haja falha nos engates, ou sistemas de tração e freio, não chega a ser considerado um acidente. Grande parte dos acidentes são descarrilamentos dos veículos. Desta forma, supõe-se que para acontecer um acidente cuja causa foi o material rodante, provavelmente a falha ocorrerá no sistema de suspensão, na estrutura do truque, no eixo ou na roda.

Segundo o Manual de Treinamento, Investigação de Acidentes Ferroviários da Companhia Vale do Rio Doce (CVRD, 2006), um dos primeiros aspectos que deve-se observar após um descarrilamento, é se a roda ferroviária está quadrada, ou seja, se a roda apresenta mudança em sua geometria, sendo por achatamento ou remoção de parte do material. Conclui-se que a roda ferroviária é uma das causas mais comuns para os descarrilamentos.

Roda quadrada seria uma roda desgastada. Para evitar que isto ocorra deve-se ter conhecimento da resistência ao desgaste do material da roda, assim como os mecanismos que geram este desgaste, além de sempre fazer medições para tomar medidas preditivas, como o reperfilamento.

O aumento na demanda do transporte ferroviário de carga, junto a seus maiores investimentos, maior frota e redução do índice de acidentes, justificam um investimento em pesquisas e desenvolvimentos de rodas ferroviárias. A procura e os gastos em rodas são enormes, as empresas estão buscando aperfeiçoar o seu uso, assim reduzindo custos e preservando o meio ambiente.

A roda ferroviária classe C (ver detalhes no capítulo 2.1), roda mais utilizada no transporte de carga no Brasil, é de um aço de alto carbono que é utilizado desde metade do século XX, já existem pesquisas no exterior e também no Brasil para mudar este material de forma a aperfeiçoar suas propriedades mecânicas, que poderão suportar maiores cargas, reduzir taxa de desgaste e conseqüentemente, aumentar a vida útil. Com isso, é possível diminuir o descarte de rodas nos “cemitérios ferroviários” e reduzir custos para as empresas, podendo realizar, deste modo, uma operação mais sustentável. Na Figura 3 consta uma foto onde se pode ver rodas ferroviária de classe C.

Figura 3 – Foto de rodeiros ferroviário, conjuntos eixos e rodas.



Fonte: Amsted Maxion (2015)

Segundo Minicucci (2011), existe um aumento de carga transportada por eixo, para este

caso, a roda ferroviária teve que evoluir, onde deu início a utilização de aços microligados e aços bainíticos, pois estes materiais apresentam propriedades mecânicas muito superiores aos aços de classe C, incluindo o aumento da resistência ao desgaste.

Sisdelli (2006) apresenta dados da empresa MRS Logística, dizendo que em uma frota de 400 locomotivas e 11.500 vagões, totalizando 96.800 rodas em operação. Para rodas de 914,4 mm de diâmetro, a vida é de 719.000 km com uma manutenção preventiva bem feita, isso para a MRS é aproximadamente 5,8 anos. A MRS em 2006 consumia aproximadamente 1.000 rodas novas por mês.

Segundo o catálogo da empresa Brauer[®], a roda ferroviária de classe C com diâmetro de 914,4 mm apresenta uma massa de aproximadamente 997,9 kg, ou seja, são aproximadamente 12.000 toneladas de aços descartados por ano pela empresa MRS Logística. Efetuando um estudo para aperfeiçoar o desempenho deste material, pode-se reduzir consideravelmente o custo envolvido (BRAUER, 2014).

1.1 OBJETIVO

1.1.1 Objetivo Geral

Este trabalho tem como objetivo geral correlacionar valores de taxas de desgaste adesivo obtidos por diferentes autores em ensaios de pino sobre disco.

1.1.2 Objetivos Específicos

- i. Criar um documento que sirva de base teórica no que se refere ao desgaste adesivo e a mecânica do contato.
- ii. Reproduzir em forma de tabelas os parâmetros e aços que foram estudados, gerando uma base de dados.
- iii. Correlacionar os resultados obtidos com os parâmetros utilizados nos ensaios.
- iv. Relacionar a mecânica de contato com problemas tribo-mecânicos.
- v. Sugerir parâmetros de carga, velocidade, duração de ensaio e dimensões do pino para padronizar o ensaio de desgaste pino sobre disco.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

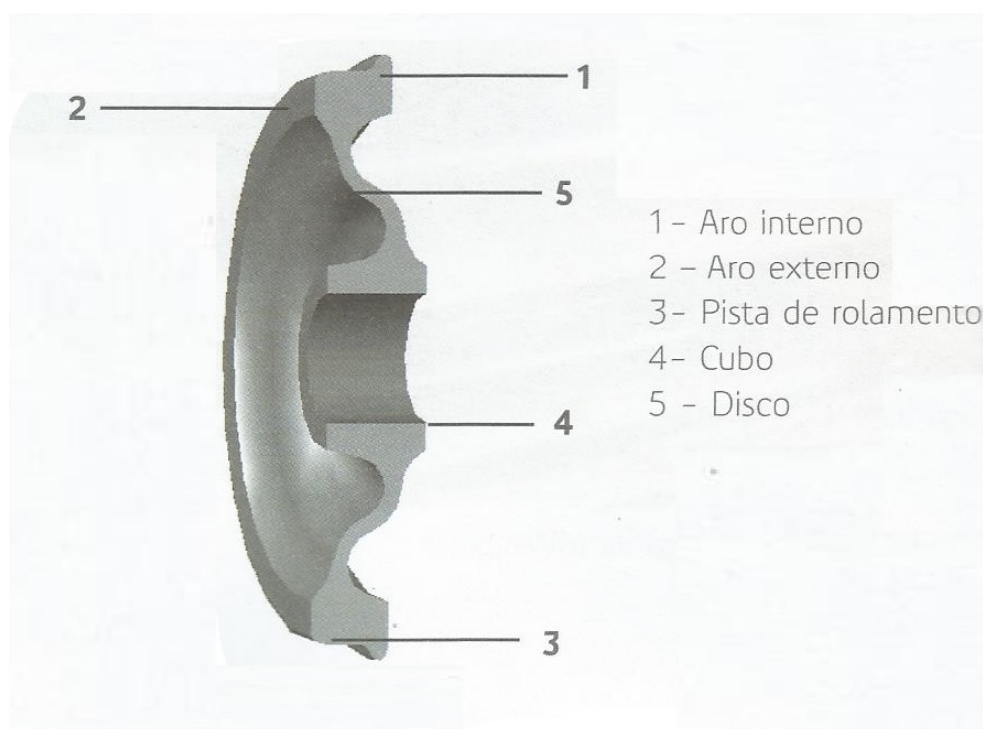
Este capítulo trata de uma revisão bibliográfica para fundamentar a monografia, foi dividido em três seções que em ordem são: Introdução a roda Ferroviária, Teorias da Mecânica do Contato e Fundamentos de Desgaste.

2.1 INTRODUÇÃO A RODA FERROVIÁRIA

Historicamente as rodas ferroviárias eram fabricadas por fundição ou forjamento, mas nos últimos anos pode-se constatar uma maior abrangência na utilização da técnica de forjamento. O processo de fabricação, a geometria e os aços utilizados nas rodas ferroviárias seguem normas internacionais de associações, como: AAR (Association of American Railroads), BS (British Standards), entre outras.

A Figura 4 apresenta as partes geométricas que compõem uma roda ferroviária.

Figura 4 – Representação das partes geométricas que compõem uma roda ferroviária e suas nomenclaturas.



Fonte: Minicucci (2011, p. 20)

Observa-se na Figura 4 que o disco da roda possui um formato de “S”, isto serve para absorver as altas cargas que a mesma suporta, minimizando o surgimento de trincas, que podem ocorrer no disco. Outro aspecto importante é a superfície cônica do aro que tem como objetivos principais a redução de problemas de vibrações, conseqüentemente melhorando a dinâmica do veículo ferroviário e função de direcionar o mesmo na via permanente, sempre centralizando o veículo na via.

2.1.1 Materiais Utilizados

No Brasil a grande maioria das rodas ferroviárias é de classe C, padronizada pela AAR M-107 de 2007. Na Tabela 2 tem-se a composição química padronizada pela AAR, que é utilizada no Brasil.

Tabela 2 – Classificação de material e suas composições químicas utilizado em rodas ferroviárias seguindo norma AAR M-107/07.

Classe	Carbono	Manganês	Fosforo	Enxofre	Silício
A	0,47 - 0,57	0,6 - 0,9	MAX 0,03	0,005 - 0,04	0,15 - 1,00
B	0,57 - 0,67	0,6 - 0,9	MAX 0,03	0,005 - 0,04	0,15 - 1,00
C	0,67 - 0,77	0,6 - 0,9	MAX 0,03	0,005 - 0,04	0,15 - 1,00
L	MAX 0,47	0,6 - 0,9	MAX 0,03	0,005 - 0,04	0,15 - 1,00

Fonte: AAR M-107 (2007, p. 6)

Observa-se na Tabela 2 que o único elemento que sofre alteração nos aços padronizados pela AAR, é o carbono. O aumento do carbono eleva a dureza do material que é uma propriedade importante em uma roda ferroviária, estando diretamente relacionada com o desgaste.

Na Tabela 3 tem-se a aplicação para cada classe de roda ferroviária.

Tabela 3 – Aplicação da roda ferroviária segundo sua classe.

Classe da roda	Aplicação	Carbono(%)
L	Altas velocidades e condições severas de frenagem.	0,47 Máx.
A	Altas velocidades com condições severas de frenagem com cargas moderadas.	0,47 – 0,57
B	Altas velocidades com condições severas de frenagem e altas cargas.	0,57 – 0,67
C	Baixas velocidades, condições leves de frenagem e altas cargas.	0,67 – 0,77

Fonte: Queiróz (2012, p. 46)

Nos últimos anos a AAR vem estudando a criação de uma nova classe de roda ferroviária, que seria a classe D. Esta nova classe teria semelhança com composições químicas das rodas classe C, porém seriam microligadas. Estas microligas precisam ser previamente aprovadas pela AAR.

No livro “Rodas e Eixos Ferroviários” escrito por Minicucci (2011) é apresentado um capítulo que fala das rodas ferroviárias com aço microligado, este estudo foi realizado em conjunto pela empresa MLW Brasil e a UNICAMP (Universidade Estadual de Campinas), verificando a viabilidade de fabricação e performance destes aços nas rodas. Segundo o autor, a empresa já fabrica este tipo de roda, que é conhecida como *Heavy Haul*, o problema é o custo de fabricação, mas a vantagem é o transporte de carga pesada (acima de 30 toneladas por eixo), aumento da vida útil, aumento da tenacidade a fratura, aumento da tensão de escoamento.

mento, retardamento da formação de martensita e a facilidade do reperfilamento, no caso do aço microligado com menor teor de carbono que o utilizado pelas rodas classe C.

As durezas normalizadas pela AAR variando com a classe do material são apresentadas na Tabela 4.

Tabela 4 – Durezas mínimas e máximas dos materiais utilizados em roda ferroviárias segundo AAR.

Classe	Dureza Mínima (HB)	Dureza Máxima (HB)
L	197	277
A	255	321
B	302	341
C	321	363
D	341	415

Fonte: AAR M-107 (2007), AAR M-208 (2009)

Minicucci (2011) explica que no momento da frenagem, a temperatura na região de contato pode chegar a 800 °C, criando uma ZTA (Zona Termicamente Afetada). Esta elevada temperatura ocasiona uma transformação austenítica no aço. Nesta fase, o aço fica muito maleável ocasionando calos nas rodas (mais detalhes na seção 2.3.2). Essa deformação deve ser removida rapidamente, pois causa danos ao vagão ou a locomotiva. Quando o freio é removido, a ZTA é rapidamente resfriada, ocorrendo uma têmpera forçada e transformado o aço em martensita, onde existe uma alta dureza na ZTA, tornando a roda frágil e instável.

Os aços microligados utilizados nas rodas ferroviárias normalmente possuem pequenas quantidades de ligas de vanádio, nióbio e/ou titânio. Estes elementos além de aumentar a dureza do material, elevam a temperatura de austenitização do aço (MINICUCCI, 2011).

Outra opção para resolver este problema, é a utilização de aços bainíticos, que possuem dureza e tenacidade superiores aos aços perlíticos. A dificuldade com o aço bainítico está no difícil controle de temperatura durante o processo de fabricação, possuindo estreitos limites para temperaturas de forjamento e tratamentos térmicos. As rodas ferroviárias bainíticas possuem elementos de ligas de molibdênio e/ou boro, que assim como as microligas ditas acima, elevam a temperatura de transformação do aço bainítico em aço austenítico.

A Tabela 5 apresenta as principais propriedades mecânicas dos aços AAR classe B, classe C, de aços microligados e aços bainíticos.

Tabela 5 – Dados de propriedades mecânicas de aços utilizados em rodas ferroviárias.

Classe	%C	Dureza (HB)		Tensão (MPa)	Impacto (J)	K _{Ic} MPa.m ^{1/2}	%Along..
		Pista**	Pista*				
B	0,62	316	260	650	10,5	42,0	14,2
MB	0,62	330	300	790	12,4	54,4	14,6
C	0,72	330	290	710	7,1	32,0	12,5
MC	0,72	350	325	800	9,4	41,2	13,0
I	0,15	375	375	910	35,0	74,7	13,1
H	0,2	415	415	1130	23,7	70,7	17,5

* Interno à pista de colamento, no aro.

* Na superfície da pista de rolamento.

Fonte: Minicucci (2011, p. 127).

2.1.2 Processo de Fabricação

As etapas utilizadas pela empresa MLW Brasil, no processo de fabricação de uma roda ferroviária forjada, são divididas da seguinte forma: aciaria, corte a quente, forjamento, tratamento térmico e usinagem. Todas as descrições de cada etapa utilizada pela MLW Brasil foi retirada da dissertação de mestrado escrita por Bôas (2010).

Na aciaria uma panela com capacidade de 35 toneladas é pré-aquecida a 900 °C, logo após, um aço líquido com temperatura inferior a 1620 °C é transferido de um forno para a panela, nesta etapa são inseridos elementos de ligas no aço, são estes elementos que visam otimizar a performance do material no trabalho. Para finalizar, o aço é desgaseificado, com objetivo principal de redução do teor de hidrogênio, que fragiliza o material, já transformado em lingotes, que ficam por 12 horas resfriando, para evitar criação de trincas térmicas.

A segunda etapa, é início da forjaria, os lingotes são cortados por processo oxi-corte, em dimensões que dependem do peso da roda a ser fabricada. Oxi-corte é um processo onde se utiliza de um maçarico que aquece o material a uma temperatura de 1350 °C, fazendo com que o processo de oxidação do material seja quase instantâneo no ponto aquecido e ocorra transformação de fase para estado líquido. Em seguida, é liberado um jato de O₂ que expulsa o óxido no estado líquido e conclui processo de corte a quente (RAMALHO, [s.d.]).

No forjamento, os blocos cortados na etapa anterior são aquecidos a uma temperatura superior a 1000 °C, após este aquecimento, os blocos passam por um jato de água à alta pressão, que serve para retirar carepa causada no aquecimento. Para finalizar, a roda passa por duas prensagens, já na primeira a roda sai com formato bem definido, a segunda tem como único objetivo formar o disco da roda. Saindo do forjamento a roda está a uma temperatura de 800 °C.

Para fazer o tratamento térmico as rodas recém saídas do forjamento são temperadas em água sob pressão, na temperatura ambiente. A têmpera é feita com jatos direcionados ao perfil de rolamento da roda, garantindo assim, a dureza necessária para resistência contra fadiga e ao desgaste. Terminada a têmpera, as rodas são revenidas em fornos até uma temperatura de 500 °C para que ocorra alívio de tensões.

Na última etapa, as rodas ferroviárias passam por usinagem para acabamento superficial. A sequência da usinagem é: Aro interno e cubo, furo central, pista de rolamento, aro e cubo externos, disco externo, e disco interno.

2.1.3 Modos de Falhas

A roda ferroviária é projetada para que sua substituição seja causada pelo desgaste, nunca por qualquer outro modo de falha, por isso a importância de desenvolver novos materiais resistentes ao desgaste.

No caso da roda ferroviária, o modo de falha crítico é a fadiga de contato, que é oriundo de fatores como os ciclos de tensões e ciclos térmicos, que a roda suporta durante serviço.

Os ciclos de tensões ocorrem devido às altas cargas, mais detalhes estão tratados na seção 2.2. O segundo fator é causado principalmente no momento da frenagem, como dito anteriormente, o aço pode chegar a uma temperatura de 800 °C durante aplicação do freio na superfície de rolamento e rapidamente é resfriado. Outro momento que ocorre uma elevação brusca de temperatura é durante a patinação, ou seja, quando sucede o deslizamento total da roda sobre o trilho.

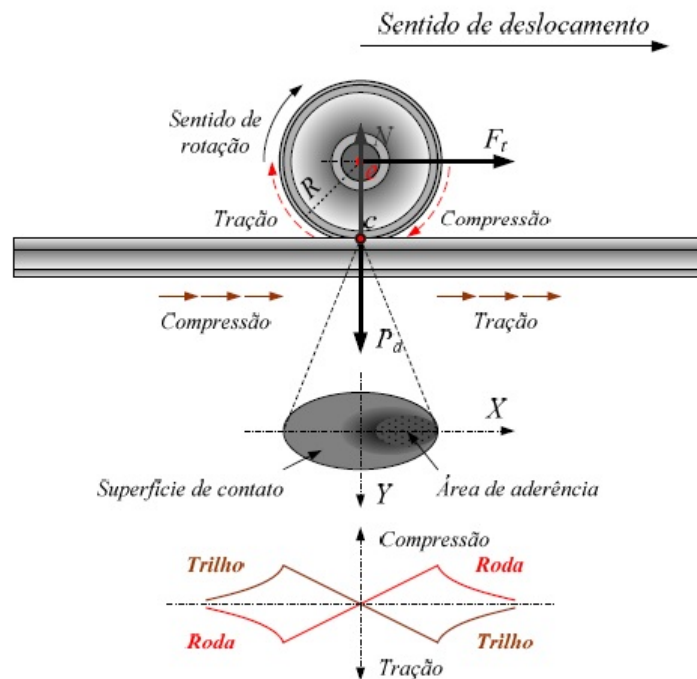
Os modos de falhas nas rodas ferroviárias que não foram abordados nesta monografia são: trincas por concentração de tensões e trinca circunferencial. Estes modos de falhas não são comuns, mas caso exista algum destes a roda é descartada, caso contrário poderá ocorrer ruptura total da mesma (MINICUCCI, 2011). A seção 2.3.2 trata sobre desgaste e aborda os modos de falhas encontrados nas rodas.

2.2 TEORIAS DA MECÂNICA DO CONTATO

Para explicar as causas dos desgastes deve-se entender a raiz do problema, que são as altas tensões dinâmicas e temperaturas cíclicas nas quais as rodas ferroviárias trabalham. Hertz (1882) deu início a esta pesquisa, descobrindo qual seria o formato da área de contato. Esta descoberta foi o ponto de partida para diversas teorias que evoluíram com passar dos anos, sendo que a Teoria de Kalker (1967) a mais aceita. Nesta teoria consegue-se levar em consideração todos os microescorregamentos que existem no contato.

Borba (2009) explica quais são as regiões na roda e no trilho que sofrem compressão e tração. Na Figura 5 pode-se verificar que uma parte da roda está sofrendo compressão e outra metade sofre tração, e estas tensões são dinâmicas, já que a roda está em movimento. As constantes mudanças de tensões levam os materiais à fadiga, e a região de contato é a que mais sofre, pois é onde está localizada a tensão máxima. Esse, juntamente com a pressão de frenagem que ocorre diretamente no perfil da roda, são as maiores causas de desgastes, por isso a importância de estudar o contato roda-trilho.

Figura 5 – Área de contato de sistema roda-trilho segundo Johnson e região de compressão e tração causadas durante movimento



Fonte: Borba (2009, p. 21)

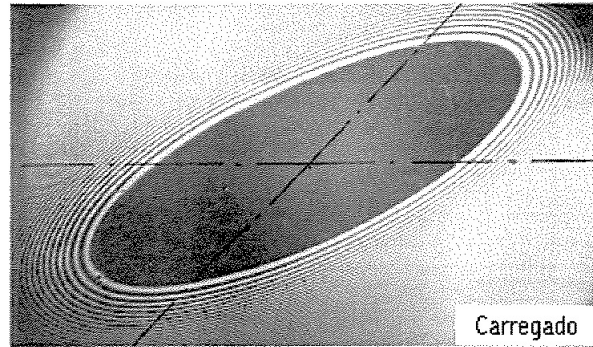
Este trabalho cita as principais teorias e suas evoluções com relação a anterior, relacionando as mesmas com suas influências no estudo do contato da roda com o trilho.

Atualmente um método muito aceito, além da teoria de Kalker, seria a utilização de programas que trabalham com métodos de elementos finitos, onde se divide a estrutura em vários elementos.

2.2.1 Teoria de Hertz

Com o artigo *On the Contact of Elastic Solids* em 1882, Hertz foi um dos primeiros a estudar a mecânica de contato, mostrando que dois materiais sólidos cilíndricos em contato sob carga constante sofrem uma deformação elástica, formando uma área de contato elíptica, como mostra a Figura 6 (SANTOS, 2000).

Figura 6 – Região de contato entre dois sólidos cilíndricos iguais, com carregamento constante.



Fonte: Santos (2000, p. 8)

Somente na metade do último século que os engenheiros e cientistas perceberam a importância do trabalho desenvolvido por Hertz, com a necessidade de desenvolvimento do setor ferroviário, dos redutores de engrenagem e na indústria de rolamentos (SANTOS, 2000).

A teoria de Hertz somente é válida quando um sólido sofre deformação perfeitamente elástica em superfície sem escorregamento. Hertz teorizou que o contato era um único ponto, quando não existisse carga entre os corpos. Ao aplicar uma carga no sentido normal à região de contato, ocorrerá uma deformação na região, formando uma área de contato.

Hertz concluiu que esta área possui uma forma elíptica quando os corpos em contato possuem um raio de curvatura. Esta descoberta foi feita durante experimentos onde Hertz tentava verificar seu modelo de interferência óptica para um caso de duas lentes convexas em contato (SANTOS, 2000).

Este é o caso do contato da roda ferroviária com o trilho, pelo fato de existir uma carga aplicada no sentido normal a região de contato, e os corpos apresentarem raio de curvatura, a área de contato assumiria uma forma elíptica (JOHNSON, 1985).

Para determinar as tensões que os corpos sofrem é necessário conhecer esta área, já que se o contato real fosse um único ponto, as tensões tenderiam para o infinito, ocorrendo ruptura quase instantânea. O modelo que Hertz apresenta equações para estimar os semi-eixos da elipse, é a mesma estimativa aceita pelas demais teorias, que viriam no futuro (JOHNSON, 1985).

Seguem as equações modeladas por Hertz para o cálculo dos semi-eixos da área em forma de elipse no contato entre dois corpos com raios de curvaturas conhecidos. As equações estão baseadas na dissertação de Santos (2000).

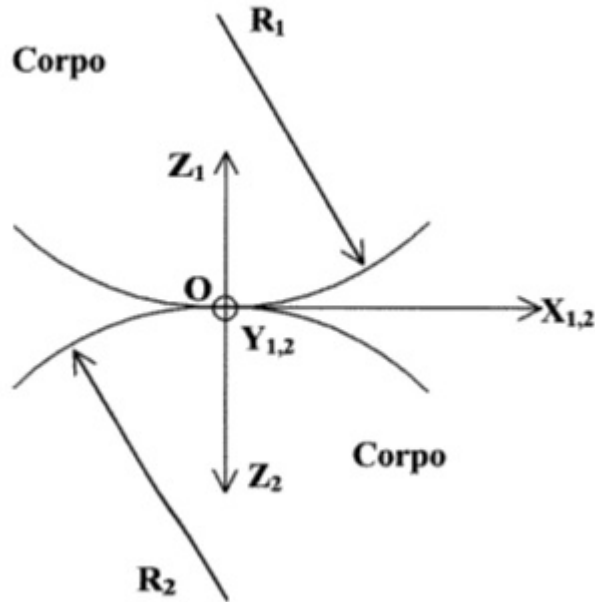
Em um primeiro momento, deve-se definir duas coordenadas cartesianas, uma para cada corpo em contato. Estas coordenadas possuem origem no ponto teórico de contato, elas serão exatamente iguais quando não exista um ângulo de contato, porém no caso roda-trilho o contato possui um ângulo que é responsável pela estabilidade do veículo ferroviário no trilho. Pode-se representar as superfícies dos corpos pelas equações:

$$Z_1 = A_1x_1^2 + B_1y_1^2 \quad (2.1)$$

$$Z_2 = A_2x_2^2 + B_2y_2^2 \quad (2.2)$$

onde x_1 e y_1 são coordenadas longitudinais e laterais respectivamente, de um dos corpos em contato, o mesmo vale para x_2 e y_2 no outro corpo em contato, Z_1 e Z_2 seriam vetores normal à área de contato dos dois corpos. Estas coordenadas são mostradas na Figura 7.

Figura 7 – Coordenadas que esquematizam as Equações 2.1 e 2.2.



Fonte: Santos (2000, p 47)

As constantes A_1 , A_2 , B_1 e B_2 dependem dos raios principais (R_1 e R_2) e dos raios ortogonais (R'_1 e R'_2), de cada um dos corpos, conforme apresentado abaixo.

$$A_1 = \frac{1}{2R_1} \quad B_1 = \frac{1}{2R'_1} \quad A_2 = \frac{1}{2R_2} \quad B_2 = \frac{1}{2R'_2} \quad (2.3)$$

Caso os dois planos cartesianos estejam em paralelo é possível somar os termos $Z_1 + Z_2$, assim obtendo:

$$Z_1 + Z_2 = \left(\frac{1}{2R_1} + \frac{1}{2R_2} \right) x^2 + \left(\frac{1}{2R'_1} + \frac{1}{2R'_2} \right) y^2 \quad (2.4)$$

Pode-se definir uma constante $A + B$ como:

$$A + B = A_1 + B_1 + A_2 + B_2 = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R'_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R'_2} \right) \quad (2.5)$$

Para manter-se o $A + B$ constante para um caso onde exista um ângulo (Θ) entre os planos cartesianos, define-se a constante $B - A$ como:

$$B - A = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1} \right)^2 + \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2} \right)^2 + 2 \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R'_1} \right) \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R'_2} \right) \cos 2\Theta} \quad (2.6)$$

Outra constante determinada por Hertz é relacionada ao material utilizado por cada um dos corpos em contato. Esta constante depende do coeficiente de Poisson (ν_1 e ν_2) e do módulo de elasticidade (E_1 e E_2) do material.

$$m_1 = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} \quad m_2 = \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (2.7)$$

Para concluir, tem-se abaixo as equações para calcular os semi-eixos da elipse. Sendo a o semi-eixo maior e b o semi-eixo menor.

$$a = K_a \sqrt[3]{\frac{3N(m_1 + m_2)}{4(A + B)}} \quad b = K_b \sqrt[3]{\frac{3N(m_1 + m_2)}{4(A + B)}} \quad (2.8)$$

Conclui-se que o tamanho da área de contato é dependente da carga aplicada (N), do material de ambos os corpos em contato e da geometria dos corpos. Nas equações existem duas variáveis ainda desconhecidas os valores para K_a e K_b , que foram tabelados por Hertz, conforme Tabela 6. Na Tabela 6 precisa-se do parâmetro Φ , em que o parâmetro é calculado pela equação:

$$\Phi = \cos^{-1} \left(\frac{B - A}{A + B} \right) \quad (2.9)$$

onde $A + B$ e $A - B$ são constantes provenientes das Equações 2.5 e 2.6 respectivamente.

Tabela 6 – Variáveis K_a e K_b para cálculo dos semi-eixos da área de contato em forma de elipse de Hertz.

Φ	K_a	K_b
0	∞	0
0,5	61,400	0,102
1	36,890	0,131
1,5	27,480	0,152
2	22,260	0,169
3	16,500	0,196
4	13,310	0,219
6	9,790	0,255
8	7,860	0,285
10	6,612	0,319
20	3,778	0,408
30	2,731	0,493
35	2,397	0,530
40	2,136	0,567
45	1,926	0,604
50	1,754	0,641
55	1,611	0,678
60	1,486	0,717
65	1,378	0,759
70	1,284	0,802
75	1,202	0,846
80	1,128	0,893
85	1,061	0,944
90	1,000	1,000

Fonte: Dukkupati e Amyot (apud SANTOS, 2000)

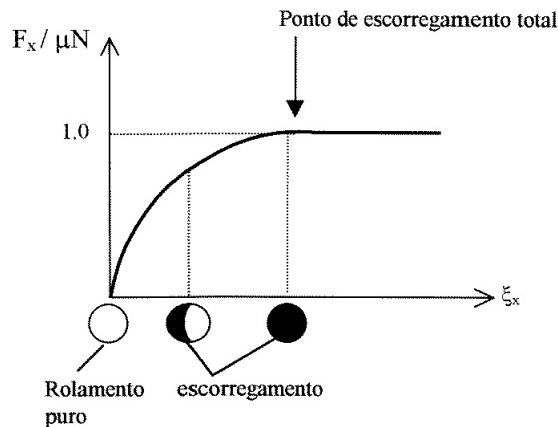
2.2.2 Teoria de Carter

Em 1926, Carter publicou *On the Action of a Locomotive Driving Wheel*, sendo ele o primeiro a pesquisar a mecânica de contato com análises aplicadas ao contato roda-trilho. Em sua pesquisa ele considerou a roda como um cilindro e o trilho como uma placa espessa. Com isso, ele percebeu que na área de contato em forma de elipse, a dimensão longitudinal é ligeiramente maior que a dimensão lateral da elipse, isto para trilhos e rodas novos, porém com o desgaste desses corpos o perfil da área de contato tende a se aproximar de um retângulo (SANTOS, 2000).

Segundo Carter, a velocidade circunferencial da roda ($R\omega$) é diferente de sua velocidade de translação. Com esta conclusão, ele descobriu que o movimento da roda no trilho é de rolamento e deslizamento simultaneamente, diferente do rolamento puro que acreditava Hertz. No contato roda-trilho ocorre o microescorregamento (*creepage*) e Carter conseguiu incluir em sua teoria o microescorregamento longitudinal, por isso a teoria de Carter é considerada bidimensional. Isto ocorre durante aceleração e frenagem, quanto maior a aceleração em valor absoluto, maior será o valor da diferença das velocidades circunferencial com de translação (KALKER, 1979).

O valor máximo do microescorregamento longitudinal (ξ_x) obedece a lei de Coulomb, onde existirá escorregamento total quando força tangencial (mesmo sentido que o microescorregamento logitudinal) na roda for maior ou igual a força resistente de atrito ($F_x \geq F_N\mu$), como mostra a Figura 8.

Figura 8 – Relação de forças com escorregamento e rolamento.



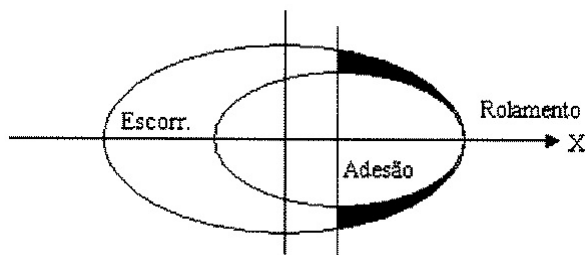
Kalker (1979, p. 322).

2.2.3 Teoria de Johnson e Vermeulen

Vermeulen e Johnson (1964) escreveram o artigo *Contact of Nonspherical Elastic Bodies Transmitting Tangential Forces*, que estendeu a teoria para um caso tridimensional. Johnson e Vermeulen fazem uma análise onde duas esferas estão em contato, assim conseguiram analisar o microescorregamento longitudinal e lateral. Dividiram a superfície de contato em duas regiões

distintas, uma de escorregamento e outra de adesão, sendo a área de adesão um círculo dentro da superfície de contato e o resto, seria a área de escorregamento. No caso da roda ferroviária com o trilho, onde a superfície de contato é uma elipse, a área de adesão também é uma elipse dentro da superfície de contato. Na Figura 9 tem-se a superfície de contato para Johnson e Vermeulen (JOHNSON, 1985).

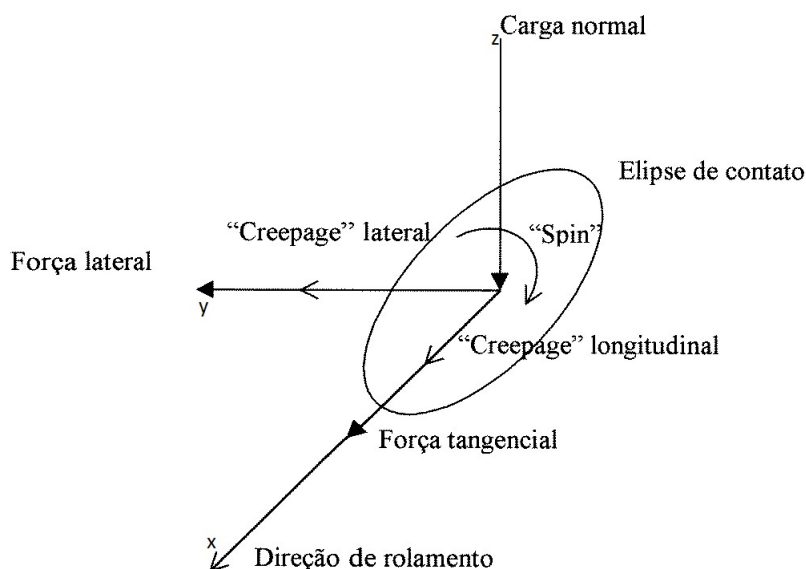
Figura 9 – Superfície de contato na teoria de Johnson e Vermeulen.



Fonte: Johnson (apud SANTOS, 2000, p. 12)

Johnson (1985) apresentou um modelo matemático para calcular as forças longitudinais (F_x) e laterais (F_y), este modelo leva em consideração os escorregamentos longitudinal e lateral, mas desconsidera o escorregamento rotacional em torno do eixo “z”. Tanto o escorregamento rotacional como o lateral ocorrem devido ao perfil cônico da roda ferroviária, como mostrado na Figura 10.

Figura 10 – Forças tangenciais, microescorregamentos longitudinal, lateral e rotacional atuando na região de contato.



*Creepage = escorregamento linear; Spin = escorregamento rotacional

Fonte: Santos (2000, p. 68)

Segue modelo matemático apresentado por Johnson:

$$F_x = \begin{cases} [1 - (1 - \xi)^3]\mu N & \xi < 1 \\ \mu N & \xi \geq 1 \end{cases} \quad (2.10)$$

$$F_y = \begin{cases} [1 - (1 - \eta)^3]\mu N & \eta < 1 \\ \mu N & \eta \geq 1 \end{cases} \quad (2.11)$$

Neste modelo, Johnson utiliza os valores de “ ξ ” e “ η ” como correção dos valores de micro-escorregamento longitudinal (ξ_x) e lateral (ξ_y), respectivamente. Estes valores são calculados da seguinte forma:

$$\xi = \frac{GabC_{11}\xi_x}{3\mu N} \quad \eta = \frac{GabC_{22}\xi_y}{3\mu N} \quad (2.12)$$

Sendo G o módulo de cisalhamento, a o comprimento longitudinal da elipse formada pelo contato, b o comprimento lateral da elipse e “ C_{ij} ” o coeficiente de rigidez no contato, que foi calculado por Johnson analiticamente. Nesta aproximação o coeficiente de rigidez no contato, é dependente da forma geométrica da superfície de contato e do coeficiente de Poisson, estas equações estão apresentadas no Anexo A.

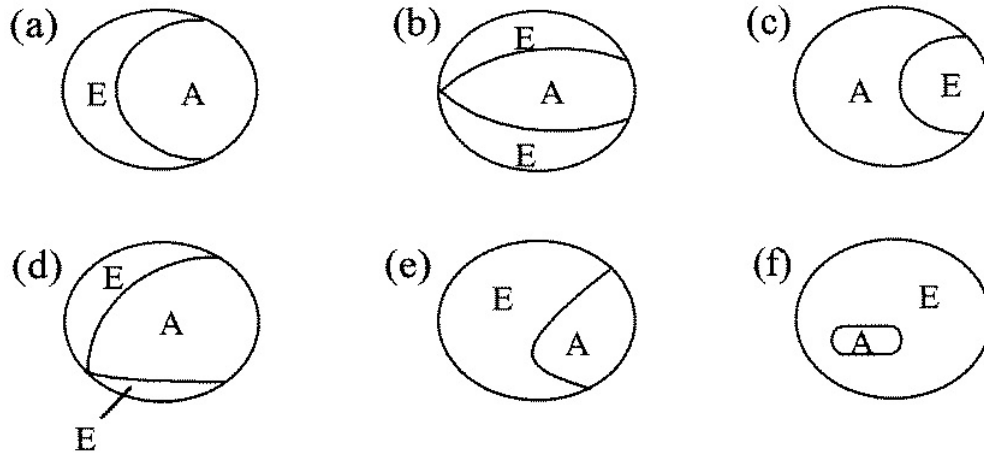
2.2.4 Teoria de Kalker

Kalker em 1967 escreveu sua tese de doutorado com o título *On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction* onde considera microescorregamento longitudinal, lateral e rotacional. Uns dos resultados obtido por Kalker era que a área de adesão da teoria de Johnson e Vermeluen estava errada, além da força tangencial resultante ter dado uma diferença de 25% entre modelos de Kalker e Johnson. Isto ocorreu porque o coeficiente de rigidez apresentado por Johnson possuía erros consideráveis de aproximação e pela escolha errônea da área de adesão.

Na Figura 11 pode-se ver a geometria da área de adesão descoberta por Kalker e na Tabela 7 uma comparação dos valores obtidos por Johnson com os valores obtidos por Kalker .

Figura 11 – Formatos da região de contato. E = escorregamento; A = adesão.

(a) Sem escorregamento rotacional ($\xi_{sp} = 0$); (b) escorregamento rotacional puro ($\xi_x = \xi_y = 0$); (c) sem escorregamento longitudinal ($\xi_x = 0$); (d) sem escorregamento lateral ($\xi_y = 0$); (e) com todos escorregamentos ($\xi_{sp} \neq \xi_x \neq \xi_y \neq 0$); (f) escorregamento rotacional puro (alto).



Fonte: Kalker (1979, p. 323)

Tabela 7 – Comparação entre coeficiente de rigidez no contato apresentado por Vermeluen – Johnson (V - J) e o de Kalker.

	a/b	C_{11}			C_{22}			C_{23}		
		$\nu = 0$	$\nu = 1/4$	$\nu = 1/2$	$\nu = 0$	$\nu = 1/4$	$\nu = 1/2$	$\nu = 0$	$\nu = 1/4$	$\nu = 1/2$
Kalker J - V Erro	0,1	2,51	3,31	4,85	2,51	3,31	4,85	0,33	0,47	0,73
		3,18	4,21	6,24	3,18	3,19	3,21	0,34	0,34	0,34
		27%	27%	29%	27%	27%	27%	0%	29%	54%
Kalker J - V Erro	1	3,40	4,12	5,20	3,40	3,67	3,98	1,33	1,47	1,63
		4,00	4,92	6,40	4,00	4,27	4,57	1,33	1,42	1,52
		18%	19%	23%	18%	16%	15%	0%	3%	7%
Kalker J - V Erro	10	10,70	11,90	12,90	10,70	12,80	16,00	12,20	14,60	18,00
		11,60	12,80	14,20	11,60	13,80	17,10	12,2	14,60	18,00
		8%	9%	10%	8%	8%	7%	0%	0%	0%

Fonte: Santos (2000, p. 22)

Segue modelo matemático para cálculos das forças longitudinal (F_x), lateral (F_y) e do momento (M_z) apresentado por Kalker (KALKER, 1967):

$$F_x = -abGC_{11}\xi_x \quad (2.13)$$

$$F_y = -abGC_{22}\xi_y - (ab)^{\frac{3}{2}}GC_{23}\xi_{sp} \quad (2.14)$$

$$M_z = -(ab)^{\frac{3}{2}}GC_{23}\xi_y + (ab)^2GC_{33}\xi_{sp} \quad (2.15)$$

Na Tabela 8 tem-se alguns valores estimados por Kalker da matriz rigidez. Estes valores variam dependendo do comprimento maior da elipse a , comprimento menor b e coeficiente de

Poisson ν .

Tabela 8 – Valores da matriz rigidez para algumas relações a/b e ν (KALKER, 1967).

		C_{11}			C_{22}			C_{23}		
		$\nu = 0$	$\nu = 1/4$	$\nu = 1/2$	$\nu = 0$	$\nu = 1/4$	$\nu = 1/2$	$\nu = 0$	$\nu = 1/4$	$\nu = 1/2$
a/b (b>a)	0,1	2,51	3,31	4,85	2,51	2,52	2,53	6,42	8,38	11,70
	0,2	2,59	3,37	4,81	2,59	2,63	2,66	3,46	4,27	5,66
	0,3	2,68	3,44	4,8	2,68	2,75	2,81	2,49	2,96	3,72
	0,4	2,78	3,53	4,82	2,78	2,88	2,98	2,02	2,32	2,77
	0,5	2,88	3,62	4,83	2,88	3,01	3,14	1,74	1,93	2,22
	0,6	2,98	3,37	4,91	2,98	3,14	3,65	1,56	1,68	1,86
	0,7	3,09	3,81	4,97	3,09	3,28	3,48	1,43	1,50	1,60
	0,8	3,19	3,91	5,05	3,19	3,41	3,65	1,34	1,37	1,42
	0,9	3,29	4,01	5,12	3,29	3,54	3,82	1,27	1,27	1,27
a=b	1,0	3,40	4,12	5,20	3,40	3,67	3,98	1,21	1,19	1,16
b/a a>b	0,9	3,51	4,22	5,30	3,51	3,81	4,16	1,16	1,11	1,06
	0,8	3,65	4,36	5,42	3,65	3,99	4,39	1,10	1,04	0,95
	0,7	3,82	4,54	5,58	3,82	4,21	4,67	1,05	0,97	0,86
	0,6	4,06	4,78	5,80	4,06	4,50	5,04	1,01	0,89	0,75
	0,5	4,37	5,10	6,11	4,37	4,90	5,56	0,96	0,82	0,65
	0,4	4,84	5,57	6,57	4,84	5,48	6,31	0,91	0,75	0,55
	0,3	5,57	6,34	7,34	5,57	6,40	7,51	0,87	0,67	0,45
	0,2	6,96	7,78	8,82	6,96	8,14	9,79	0,83	0,60	0,34
	0,1	10,70	11,70	12,90	10,70	12,80	16,00	0,80	0,53	0,23

Fonte: Kalker (1979, p. 326)

2.2.5 Tensões na Roda Ferroviária

Na seção 2.2 foram apresentadas as teorias mais aceitas no que se refere a mecânica do contato. Para finalizar a seção, são apresentadas as tensões teóricas calculadas utilizando MEF (Métodos de Elementos Finitos) com base na teoria de Kalker e analiticamente com base na teoria de Hertz.

Santos (2000) em sua dissertação calcula estas tensões e pressão existente no contato entre roda ferroviária com o trilho e compara os resultados obtidos.

Para uma roda de 19 pol de raio, sob uma carga de 15 toneladas, os valores obtidos para os dois modelos foram, conforme Tabela 9.

Tabela 9 – Comparação entre valores calculados utilizando equações de Hertz e em MEF.

Tensões em MPa	Hertz	MEF
Lateral	1220	543
Longitudinal	1092	523
Tensão vertical	1460	857
Máxima de cisalhamento	496	241

Fonte: Adaptado de Santos (2000)

As tensões normais máximas foram encontradas na superfície da pista de rolamento, a tensão máxima de cisalhamento foi encontrada no interior do aro. As diferenças encontradas nestes resultados foram oriundas das aproximações realizadas nos dois modelos e principalmente porque o modelo de Hertz não leva em consideração os escorregamentos longitudinais, laterais e rotacionais. Além de continuidade, homogeneidade e outras hipóteses adotadas em ambos os modelos.

Os resultados apresentados na Tabela 9, mostram o quão altas são as tensões, justificando o porquê que a roda ferroviária tanto sofre com a fadiga.

Lembrando que além destas tensões causadas pelo contato, ainda existem às tensões geradas no processo de fabricação, no processo de montagem, além das tensões térmicas e tensões acumuladas durante o serviço.

2.3 FUNDAMENTOS DE DESGASTE

Rosa (2002) apresentou duas causas para os modos de falhas dos materiais que dependem do tempo, sendo o envelhecimento e o desgaste, estas causas acarretam na perda gradativa das propriedades mecânicas dos materiais.

O desgaste é quando ocorre à perda de massa por remoção de partículas da superfície no contato entre dois materiais. Existem duas formas de desgaste. O adesivo e o abrasivo, o primeiro depende do atrito entre os dois materiais que estão em contato, ou seja, lubrificação e compatibilidade dos materiais em contato influenciam diretamente no desgaste adesivo. O segundo, desgaste abrasivo tem como principal variável a dureza das partículas abrasivas, ocorre devido a presença de partículas duras entre o contato de duas superfícies ou no choque de uma superfície com abrasivos (ROSA, 2002).

Tribologia é a ciência que estuda o atrito e desgaste. Nas ultimas quatro décadas tem surgido um grande número de estudos em tribologia, inclusive que mostram aspectos econômicos, sendo que algumas pesquisas afirmam que as perdas de materiais devido ao desgaste chegam a 4,5% na Alemanha, 2,5% nos Estados Unidos e 2% na Inglaterra (SUSKI, 2004).

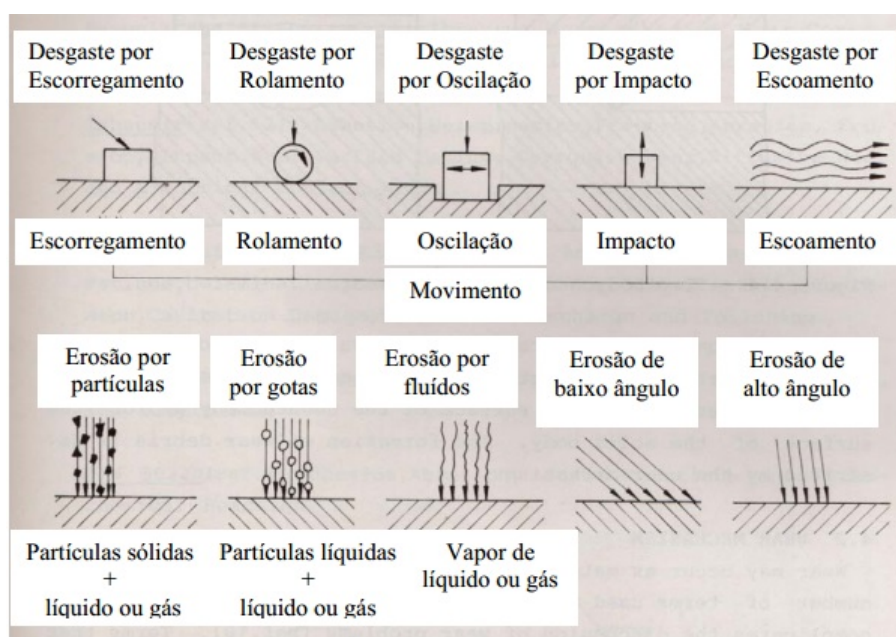
A resistência ao desgaste não é uma propriedade do material, mas são características do sistema de engenharia, conhecido como tribosistema, embora não seja o maior causador de falhas, é um dos maiores causadores da perda de eficiência do sistema (SUSKI, 2004). Isto não quer dizer que a microestrutura do material não influencia na resistência ao desgaste, mas explica que existem outros fatores que influenciam nesta resistência, como o design do produto,

acabamento superficial, produção, montagem, entre outros.

O conhecimento da microestrutura do material e sua influência na resistência ao desgaste são fundamentais na hora de fazer um projeto de fabricação e de manutenção do produto.

Os desgastes são comumente classificados pelos seus modos. A Figura 12 apresenta os modos de desgaste de acordo com a cinemática do sistema e no caso do desgaste por erosão sendo diferenciado segundo ângulo de ataque e partículas carregadas.

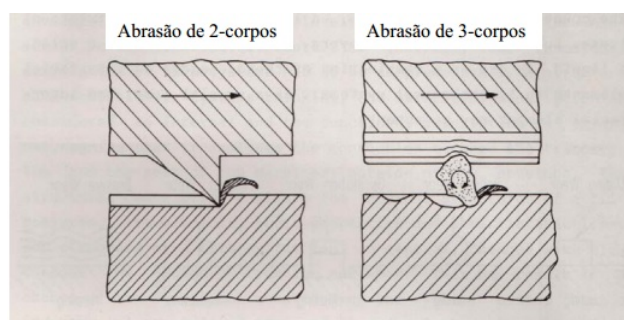
Figura 12 – Classificação do desgaste segundo os modos de desgaste.



Fonte: Suski (2004) página 7

Outra forma de classificar o desgaste é pela quantidade de corpos. Existe nele o desgaste de dois corpos, que ocorre quando temos dois sólidos em contato, com ou sem lubrificante, e o desgaste de três corpos, quando existem partículas sólidas que interferem no contato entre dois corpos principais. Na Figura 13 é possível identificá-los (SUSKI, 2004 apud PETERSON, 1980).

Figura 13 – Classificação do desgaste segundo quantidade de corpos.



Fonte: Suski (2004) página 8

2.3.1 Mecanismo de Desgaste

Existe uma enorme quantidade de termos utilizados por diferentes autores para descrever o mecanismo de desgaste. A dissertação do Suski (2004) apresenta uma Tabela comparando a classificação do mecanismo de desgaste entre os autores (Tabela 10). Nela, se encontra a classificação segundo a norma DIN 50320, que coloca como os 4 principais mecanismos de desgaste, sendo eles: adesão, abrasão, fadiga e reação triboquímica.

Tabela 10 – Relação de autores com mecanismos de desgaste.

Autor(es)	Mecanismos de desgaste
Burwell e Strang	Desgaste abrasivo, desgaste corrosivo, desgaste por fadiga, erosão, fricção e cavitação.
Jahanmir	Adesão, delaminação, fricção, abrasão, erosão, desgaste por impacto, fadiga, desgaste por corrosão, desgaste difusivo e desgaste por contato elétrico.
Godfrey	Desgaste adesivo baixo, desgaste adesivo severo, abrasão, erosão, fadiga, delaminação, corrosão, eletrocorrosão, fricção corrosiva, falha por cavitação, descarga elétrica e polimento.
Rice	Adesão, abrasão, fadiga, corrosão ou oxidação e elétrica.
DIN 50320	Adesão, abrasão, fadiga e reação triboquímica.

Fonte: Suski (2004) página 11

Nesta monografia consta uma explicação sobre 3 dos 4 mecanismos de desgaste definidos pela DIN 50320. A reação triboquímica foi deixada de lado por não ser abordada na análise proposta, mas basicamente ela é a influência de um meio corrosivo que pode ser líquido ou gasoso, no desgaste do material.

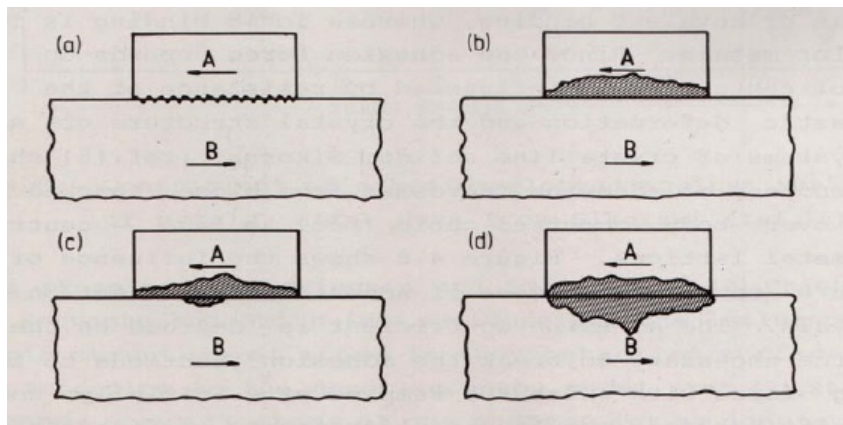
- Adesão

Como já visto na seção 2.2, a região de contato é dividido por duas partes, área de adesão e área de escorregamento. Pode-se dizer que a região real de contato somente ocorre em alguns pontos, sendo eles na área de adesão. O tamanho da área de adesão depende de fatores como forças aplicadas, rugosidade dos materiais, impurezas que possam existir no tribosistema, microestrutura dos corpos em contato, entre outros.

Na Figura 14 são apresentados dois materiais em contato e movendo um deles ou ambos. No caso (a) tem-se lubrificante entre superfícies em contato, isto minimiza o desgaste em ambos os materiais, que será mínimo caso as tensões no contato não ultrapassem o limite de escoamento dos mesmos. No caso (b) a resistência do material A é muito inferior que a resistência do material B, tendo ultrapassado o limite de escoamento do material A. Neste caso o desgaste somente irá ocorrer no material A. No caso (c) a resistência do material A é inferior que a resistência do material B, porém não foi ultrapassado o limite de escoamento, então o desgaste predominante será no material A, mas o material B também sofrerá desgaste. No caso (d) o desgaste ocorre igualmente em ambos os materiais, pois os mesmos possuem propriedades mecânicas iguais.

Figura 14 – Predominância no desgaste.

(a) com lubrificante e baixas tensões, (b) grande diferença nas resistências dos materiais, (c) com diferentes resistências dos materiais e (d) mesmas propriedades mecânicas.

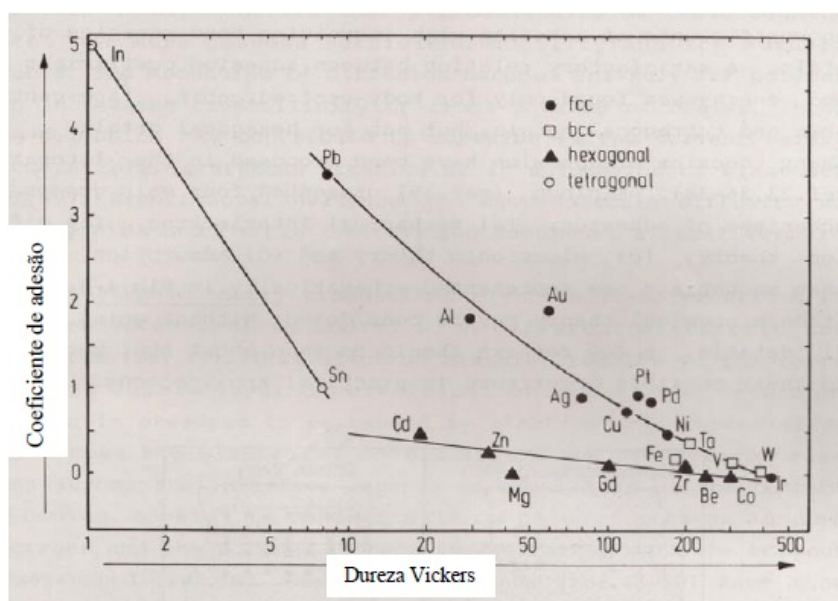


Fonte: Suski (apud KALPAKJIAN, 1995, p. 13)

A força de adesão depende da área de contato do material, da deformação plástica que ocorre e da estrutura cristalina do material. Sikorski (1995) mostrou que a adesão cresce em ordem: hexagonal compacta (HC), cúbico de corpo centrado (CCC) e cúbico de face centrada (CFC). É comum o estudo do coeficiente de adesão do material, que é definido como a razão entre força necessária para evitar o desgaste adesivo com a força normal de compressão aplicada.

Na Figura 15 é apresentado um gráfico que depende do coeficiente de adesão em função da dureza e a estrutura cristalina do material. Percebe-se então, que quanto maior a dureza menor é o coeficiente de adesão.

Figura 15 – Gráfico do coeficiente de adesão em função da dureza e estrutura cristalina do material.



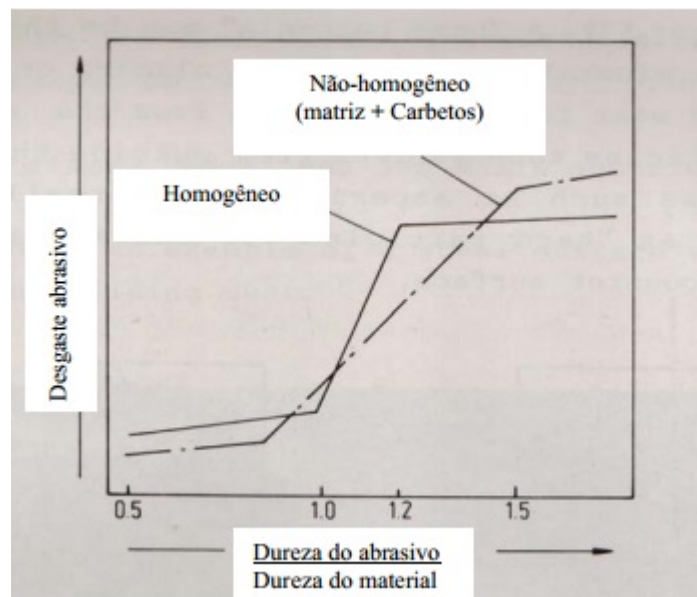
Fonte: Sikorski (1995, p. 155)

- Abrasão

O desgaste abrasivo ocorre quando um terceiro material na forma de partículas provoca perdas de massa no material de trabalho. A perda de massa pode ser por corte ou arrancamento. A abrasão ocorre quando as partículas possuem maior dureza.

Wahl (apud SUSKI, 2004) apresenta um gráfico do desgaste abrasivo em relação a razão da dureza da partícula abrasiva com dureza e homogeneidade ou heterogeneidade do material de trabalho, conforme Figura 16.

Figura 16 – Gráfico do desgaste abrasivo em relação a fração da dureza das partículas com dureza e homogeneidade do material de trabalho.



Fonte: Wahl (apud SUSKI, 2004, p. 17)

O desgaste abrasivo não depende somente da dureza, sendo outro fator importante o ângulo de ataque das partículas. Dependendo do ângulo tem-se a abrasão por microsulcamento, abrasão por microcorte ou abrasão por microlascamento.

No microsulcamento ocorre um amassamento do material devido ao grande número de partículas que atacam sucessivamente e pelo baixo ângulo de ataque. Microcorte é devido ao ângulo de ataque das partículas serem a de um ângulo crítico, este é em função da rugosidade e do desgaste já sofrido. Microlascamento ocorre devido a altas tensões impostas pelas partículas abrasivas, neste caso o efeito causa aceleração na formação e propagação de trincas com início na superfície (SUSKI, 2004).

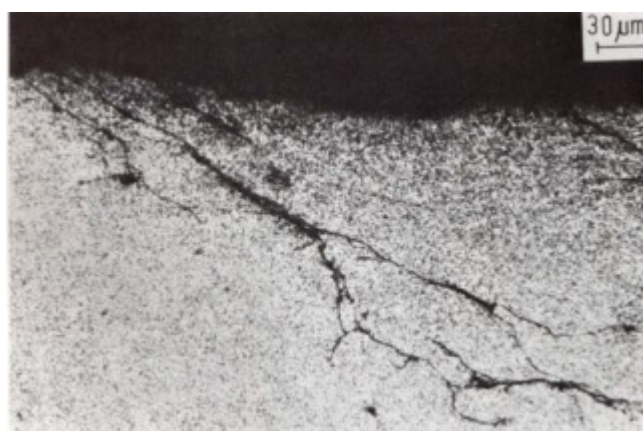
- Fadiga

O desgaste é acentuado com a formação de trincas por fadiga, que ocorre devido a ciclos de tensão sofrido pelo material. As trincas formadas devido ao rolamento podem gerar duas formas de lascamento superficial, compressão e subsuperficial.

No lascamento superficial de compressão existe uma alta tensão na área de contato. Estas trincas têm como características iniciarem na superfície e se propagarem com um ângulo de

inclinação para dentro do material, sendo comum que este ângulo de inclinação seja de 15° ou 30° (SUSKI, 2004), como mostra na Figura 17.

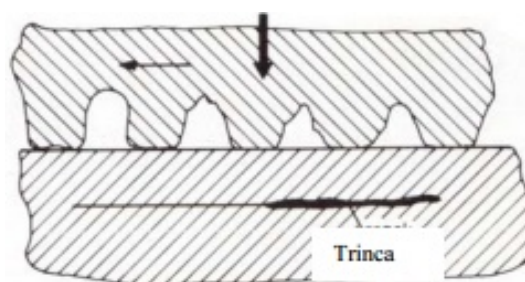
Figura 17 – Metalografia de uma superfície danificada por trinca de rolamento.



Fonte: Suski (2004, p. 22)

As trincas com formação subsuperficial ocorrem pela descontinuidade que existe no material, que levou ao aumento da máxima tensão teórica. Estas trincas iniciam devido à sobrecarga nas zonas de região plástica que existem, logo abaixo da superfície de contato. Diferente das trincas de compressão, estas se propagam paralelamente a superfície (SUSKI, 2004). Na Figura 18 consta um exemplo de como seria a propagação desta trinca.

Figura 18 – Propagação de trinca subsuperficial.



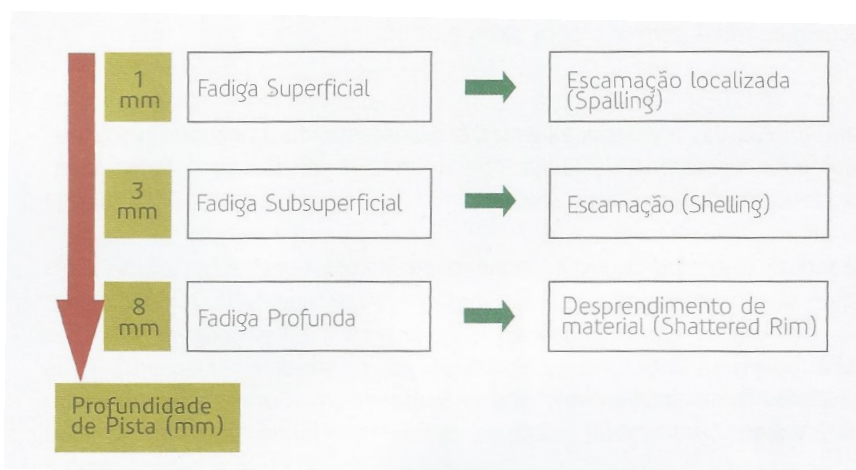
Fonte: Suski (2004, p. 21)

2.3.2 Desgaste na Roda Ferroviária

O desgaste que ocorre na pista de rolamento da roda é oriundo principalmente do processo de fadiga. Pode ser térmica, devido as diferentes temperaturas causadas pelas frenagens, podendo ser mecânica, devido as altas cargas ou pode ser oriundo das duas (MINICUCCI, 2012).

Na Figura 19 consta como identificar o modo de falha de acordo com a profundidade do desgaste ou trinca.

Figura 19 – Classificação da falha dependendo de sua profundidade em relação a pista de rolamento.



Fonte: Minicucci (2011, p. 60)

A seguir uma breve explicação sobre formas comuns de desgastes encontradas nas rodas ferroviárias.

- Lascamento (Spalling)

Um dos tipos mais comuns de defeito na roda ferroviária é o lascamento, também conhecido como uma escamação localizada. É o resultado de pequenas lascas que acontecem na pista de rolamento, que assim causam pequenas trincas, propiciando escorregamento. Lascamento é de origem termomecânica e ocorre na patinação da roda sobre o trilho (QUEIRÓZ, 2012). Na Figura 20 encontra-se um caso de lascamento na roda.

Figura 20 – Lascamento encontrado em roda ferroviária.



Fonte: Minicucci (2012, p. 1)

A alta temperatura causada na patinação e na frenagem leva o material a uma mudança de fase para martensita temperada sem revenimento, o que torna o aço um material de alta dureza, porém frágil. Esta camada de martensita na ZTA pode chegar até 1,2 mm, porém em geral não ultrapassa os 1,5 mm de profundidade (MINICUCCI, 2011).

Outro tipo de lascamento (spalling) que pode ocorrer, é devido aos diversos tipos de impactos que sofre a roda em serviço, causado por lastros, AMV (Aparelho de Mudança de Via), emendas de trilhos, entre outros, levando a aceleração da fadiga superficial, caso estes impactos excedam o limite de escoamento do material (MINICUCCI, 2011).

Como o lascamento ocorre em baixas profundidades, ele é facilmente corrigido no reperfilamento da roda. Para garantir confiabilidade e segurança deve-se sempre utilizar do ensaio ultrassom para otimizar a profundidade do reperfilamento, assim eliminando todas as trincas.

- Escamação (Shelling)

Ocorre uma escamação quase contínua retirando pedaços de material da pista de rolamento em várias posições. A escamação ocorre a frio, diferente do lascamento, está associado à fadiga superficial, que também gera trincas circulares paralelas a pista de rolamento (QUEIRÓZ, 2012). A escamação está fortemente ligada ao mecanismo de fadiga com trinca subsuperficial, que foi anteriormente apresentado, ela ocorre devido à ação combinada de fadiga de contato e alta carga aplicada. Um caso de escamação é apresentado na Figura 21.

Figura 21 – Escamação encontrado em roda ferroviária.



Fonte: Minicucci (2012, p. 1)

Estas trincas se originam em uma profundidade entre 1 mm até 3 mm, em relação a pista de rolamento. Estas trincas são consideradas perigosas, pois podem ser causadoras de descarrilamento e são muitas vezes difíceis de ser identificadas. Assim como o lascamento, para garantir segurança e confiabilidade, devem ser feitas inspeções utilizando-se de ultrassom e fazendo o reperfilamento quando necessário (MINICUCCI, 2011). A escamação é causada por altas tensões que levam algumas regiões da roda a uma deformação plástica, o processo é acelerado por impactos na roda, que pode existir devido à ovalização da mesma, por desgastes anteriores.

- Arrancamento (Shattered Rim)

O defeito mais grave que ocorre na roda é o arrancamento de material, que se inicia no interior do aro e se propaga rapidamente para a superfície. Ele começa em uma profundidade entre 4 mm e 8 mm propagando-se paralelo a pista de rolamento (QUEIRÓZ, 2012). Segue um caso na Figura 22.

Figura 22 – Arrancamento encontrado em roda ferroviária.



Fonte: Queiróz (2012, p. 37)

O arrancamento tem início em porosidades, vazios ou não homogeneidades no material e é acelerado devido às altas cargas e impactos. Muitas vezes esta falha somente é identificada quando a trinca chega à pista de rolamento, o qual pode levar a ruptura completa da roda. Pesquisas recentes mostram que defeitos ou inclusões de 1 mm já são suficiente para iniciar o arrancamento do material (shattered rim) (MINICUCCI, 2011).

- Trinca Térmica (Thermal cracks)

Outro defeito nas rodas está relacionado com a introdução de grandes fluxos de calor em uma pequena seção do material. Ocorre frequentemente devido à fricção causada pela ação do freio na roda (QUEIRÓZ, 2012).

Esta trinca se inicia na superfície, causada pela fadiga de contato, e se propaga em direção normal a pista de rolamento, pela lateral da roda. Este já foi um defeito muito comum em rodas ferroviárias, mas após desenvolvimento de aros em forma de “S” este problema foi minimizado. Quando surge um trinca térmica, a roda deve ser descartada, já que o reperfilamento não é solução (MINICUCCI, 2011). Na Figura 23 encontrasse um caso.

Figura 23 – Trinca térmica encontrado em roda ferroviária.

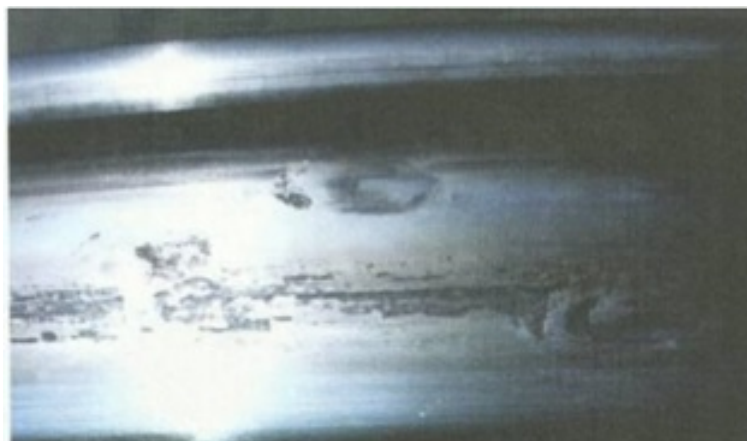


Fonte: Minicucci (2011, p. 65)

- Calo

Ocorre devido ao travamento da roda, principalmente nos momentos da frenagem ou partida, gerando aquecimento localizado e através disso causando trincas em torno da área afetada. Segue na Figura 24 um calo na roda (QUEIRÓZ, 2012).

Figura 24 – Calo encontrado em roda ferroviária.

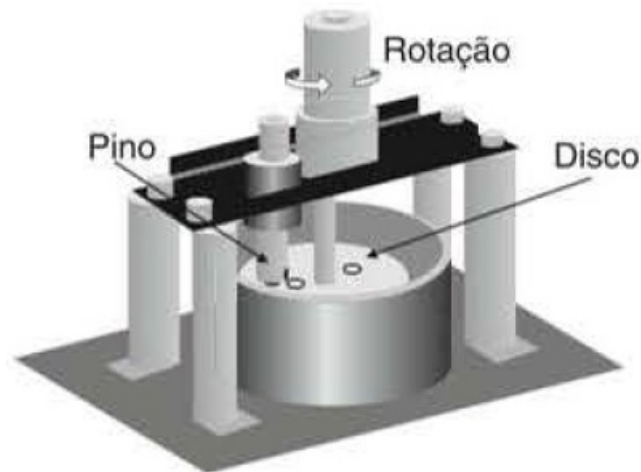


Fonte: Queiróz (2012, p. 40)

2.3.3 Ensaio de Desgaste Pino sobre Disco

O ensaio pino sobre disco é realizado em uma máquina ou dispositivo de teste, que consiste em promover a rotação de um disco em contato com um pino, para que haja um movimento discordante, gerando atrito na superfície de contato entre ambos os corpos e, conseqüentemente, a perda de massa. A Figura 25 ilustra o funcionamento teórico do dispositivo.

Figura 25 – Representação esquemática do dispositivo de ensaio pino sobre disco.



Fonte: Garcia, Spim e Santos (2012, p. 152)

A configuração do dispositivo prevê a fixação do disco na posição horizontal e do pino como sendo perpendicular com a face do disco. A carga aplicada no pino, bem como a velocidade de rotação do disco são constantes, dependem dos limites estabelecidos pela norma ASTM G99 (2004) com as disponibilizadas pelo dispositivo. Durante o ensaio o pino é pressionado sobre o disco, sob carga constante. Outras variáveis que podem ser estabelecidas para o ensaio são: umidade, lubrificante, temperatura, entre outros.

É aconselhável que o desgaste seja medido pela perda de volume do material, porém a complexidade desta medição leva a maioria dos pesquisadores a medirem a perda de massa do corpo de prova. A taxa de desgaste é resultado de uma combinação de fatores como força aplicada, velocidade de deslizamento, distância percorrida, área de contato, o meio em que o teste é realizado, utilização de lubrificantes e as propriedades dos materiais.

A norma padroniza a taxa de desgaste como medida de volume de perda dividido pela distância total percorrida durante ensaio.

Para a análise das dimensões a partir do ensaio, partindo do pino com ponta esférica, adotar-se-á a Equação 2.16 para determinar o volume de perda, assumindo-se que o desgaste do disco seja insignificante (ASTM G99, 2004).

$$V_{pino} = \frac{\pi h^4}{64r} \quad (2.16)$$

Onde:

h - Diâmetro da ranhura de desgaste

V_{pino} - Volume de perda no pino

r - Raio da ponta esférica do pino

Para a análise da dimensão do disco deve-se considerar o raio do risco provocado pelo desgaste e assumir que o desgaste do pino seja desprezível. A Equação 2.17 deve ser utilizada para a determinação da perda de volume do disco (ASTM G99, 2004).

$$V_{disco} = \frac{\pi d R^3}{6r} \quad (2.17)$$

Onde:

R - Raio da trilha de desgaste

d - Largura da trilha de desgaste

V_{disco} - Volume de perda no disco

Com o número de revoluções executados pelo disco, será possível calcular a distância percorrida através da Equação 2.18.

$$L = 2\pi RN \quad (2.18)$$

Onde:

L - Distância percorrida

N - Revoluções do disco

O coeficiente de desgaste (w) é um parâmetro que pode ser obtido através do volume de perda em função da distância percorrida, de acordo com a Equação 2.19 de Archard (PETERSON, 1980).

$$w = \frac{HBV}{PL} \quad (2.19)$$

Onde:

w - Coeficiente de desgaste

HB- Dureza de Brinell

P - Carga do pino

É importante perceber a ligação de todas as seções estudadas neste capítulo. Algumas características das rodas ferroviárias, como forma de trabalhar ou processo de fabricação, assim como a mecânica do contato com o trilho são fatores que a levam ao desgaste, sendo o motivo do descarte da roda em sua grande maioria. No próximo capítulo será apresentada a metodologia utilizada nesta monografia.

3 METODOLOGIA

Este trabalho classifica-se como uma pesquisa exploratória e correlacional. Exploratória porque se busca em todo o desenvolvimento da monografia familiarizar-se com um tema pouco conhecido, pouco explorado. Este tipo de pesquisa possibilita o autor a aprimorar ideias e construir hipóteses. A pesquisa correlacional busca encontrar relação que possa existir entre duas ou mais variáveis. Não seria classificado como correlacional caso já existisse uma relação definida entre estas variáveis (BERVIAN; CERVO; SILVA, 2002).

Para o desenvolvimento deste trabalho o primeiro passo foi definir palavras chaves com o intuito de filtrar as buscas. Foram escolhidas 6 conjuntos de palavras chaves: “desgaste aço pino”, “desgaste aço adesão”, “desgaste aço deslizamento”, “fadiga contato aço pino”, “fadiga contato aço adesão” e “fadiga contato aço deslizamento”. Estes conjuntos de palavras tiveram como objetivo focar a pesquisa ao desgaste com mecanismo de adesão em aços, buscando eliminar trabalhos relacionados a outros mecanismos de desgastes, a desgastes em outros materiais ou outros modos de falhas.

Em seguida foram coletadas dissertações, teses e artigos onde havia sido estudado o desgaste adesivo. Para isto foi definido a fonte de pesquisa como sendo o sítio eletrônico de pesquisa *Google Brasil*.

Durante a pesquisa foram encontrados diversos trabalhos relacionados a desgaste em ferramentas de usinagem durante serviço. Estes trabalhos foram descartados devido à medição do desgaste serem nas arestas das ferramentas, tendo uma medida diferenciada do normalizado pela ASTM G99-05 de 2010. A norma determina que a taxa de desgaste deva ser determinada em volume de perda do material desgastado dividido pela distância percorrida pelo mesmo (ASTM, 2010). Em desgastes de ferramenta é comum ser apresentado a taxa do desgaste em profundidade desgastada por distância percorrida, sendo complicado fazer uma boa aproximação para volume por distância percorrida. Para este trabalho foram adotadas as unidades do SI (Sistema Internacional de Unidades), sendo assim as taxas de desgaste apresentadas foram em m^3/m .

Para padronizar as taxas de desgaste foi necessário fazer conversões de unidades em alguns casos. Houve autores que apresentaram a perda de massa ao invés do volume de perda. Para isso foi utilizado a densidade do aço fornecida pelo autor ou encontrada no sítio eletrônico da AzoM (2015).

Neste sítio eletrônico encontram-se publicações e outros dados relacionados aos materiais. Abaixo consta a equação utilizada para correlacionar massa perdida com volume de perda.

$$\rho = \frac{m_p}{V_p} \quad (3.1)$$

onde V_p é o volume de perda, m_p é a massa perdida e ρ é a densidade medida em massa por volume.

Ao fazer esta conversão é adicionado um erro na medição do volume de perda, devido à densidade real do Corpo de Prova (CP) não ser constante, já que após o desgaste além da existência de mais de uma fase do aço, existe uma diferença na ZTA em relação às demais

regiões. Este erro é admissível pela norma ASTM (2010).

Outra equação utilizada para padronizar as taxas de desgaste foi a relação entre velocidade, tempo e distância percorrida. Alguns trabalhos apresentaram a taxa de desgaste variando no tempo. Como todos os ensaios foram realizados a uma velocidade constante pode-se assumir que:

$$v = \frac{d}{t} \quad (3.2)$$

onde v é a velocidade constante do ensaio, d é a distância percorrida pelo corpo de prova e t é o tempo total do ensaio.

Segue abaixo um caso onde foi aplicado as equações 3.1 e 3.2. Neste caso em específico o autor Arango (2010) informou em sua tese o desgaste (k) medido em perda de massa por distância percorrida, a equação utilizada para padronizar a taxa de desgaste foi a equação 3.1, da seguinte maneira:

$$k_{padrao} = \frac{k_{autor}}{\rho} \quad (3.3)$$

onde k_{padrao} é a taxa de desgaste padronizado pela ASTM (2010) e k_{autor} é a taxa de desgaste fornecida pelo autor do trabalho.

Alguns autores, como König (2007) e Heck (2010) não determinaram a taxa de desgaste em um valor numérico. Eles forneceram gráficos variando o volume perdido em relação à distância percorrida no ensaio, ou colocaram tabelas contendo as mesmas informações dos gráficos. Nestes casos foram retirados dos gráficos ou tabelas as informações do volume de perda máximo e a distância percorrida total do ensaio. De posse destes valores, foram calculadas as taxas de desgaste conforme equação 3.4.

$$k = \frac{V_p}{d} \quad (3.4)$$

Ao fazer este procedimento, assume-se que a taxa de desgaste em todo o ensaio é constante, em caso de aços pode-se ter isto como verdade, a partir de certa distância percorrida.

Porém caso o material ensaiado tivesse um revestimento, poderá ser observado duas taxas de desgaste distintas. A primeira seria no desgaste do revestimento, a segunda seria após o CP ter perdido o revestimento, onde pode-se observar uma mudança significativa na taxa de desgaste.

Quando o CP era revestido e o autor apenas fornecia o gráfico, ao invés de utilizar o volume de perda máximo, foi utilizada a diferença entre volume de perda máximo com o início do desgaste no aço sem revestimento, e a distância percorrida total foi a diferença entre distância percorrida total, com distância percorrida correspondente ao início do desgaste do aço sem o revestimento.

Outra forma dos autores disponibilizarem as taxas de desgaste em forma de gráfico foi variando as taxas de desgaste pelas cargas aplicadas nos CPs ou pelas variações de velocidades. Nestes casos as taxas de desgaste foram retiradas dos gráficos, sendo feito uma aproximação no caso do gráfico não apresentar valor no ponto e sim em uma faixa de valores, onde se encontrava a taxa de desgaste para aquela determinada velocidade e determinada carga.

Após terem sido recolhidos os dados das taxas de desgaste dos autores pesquisados, foram

montadas tabelas que auxiliassem na análise dos resultados obtidos, de forma que esta análise contribua para futuros ensaios e para as conclusões obtidas.

As tabelas criadas possuem informações como elemento químico dos aços ensaiados, norma de cada aço, tratamento térmico utilizado no CP, dureza medida no CP antes do ensaio ao desgaste adesivo, dimensões dos pinos de pontas esféricas ensaiados e condições de ensaios como carga aplicada, velocidade e distância total percorrida.

Nestas tabelas os valores de durezas apresentados foram em Dureza Rockwell na escala C ou/e em Dureza Vickers medidas em escala de macroindentação ou microindentação.

Por não existir equação exata para conversão de unidade quando trata-se de dureza, foram utilizadas as duas durezas apresentadas acima como padrão para esta monografia, sendo difícil relacionar uma com a outra.

4 APRESENTAÇÃO DE DADOS E ANÁLISE DE RESULTADOS

Neste capítulo será apresentada a base de dados levantada, para que torne-se possível a realização das análises por correlações entre variáveis, que encontram-se na segunda seção deste capítulo.

4.1 APRESENTAÇÃO DA BASE DE DADOS

Primeiro passo foi o levantamento de dados dos corpos de prova. Importante frisar que em todos os trabalhos pesquisados, foram observados que para ensaios de desgastes adesivos utilizando método pino sobre disco, os pinos possuíam pontas esféricas, embora a norma (ASTM, 2010) também padronize a utilização de pinos cilíndricos de pontas planas.

Como visto na seção 2.2, mais especificamente na teoria de Hertz. Quando existe o contato entre uma esfera com uma superfície plana, o contato teórico seria um único ponto. Porém quando se aplica uma força sobre os corpos em contato, este ponto teórico assume uma forma de elipse, levando em consideração que todos os materiais possuem uma elasticidade. Esta área é proporcional ao raio da esfera e a carga aplicada, e inversamente proporcional ao módulo de elasticidade.

Para este caso, do ensaio pino sobre disco, a equação 2.5 pode ser simplificada, considerando R_2 e R'_2 como raio principal e raio ortogonal do disco, e por se tratar de discos com superfície plana, considera-se ambos os raios como infinitos. Outra consideração é que os raios principal e ortogonal da esfera são iguais, com isto tem-se a equação simplificada da seguinte forma:

$$A + B = \frac{1}{R_1} \quad (4.1)$$

Sendo assim, os valores dos semi-eixos da área de contato em forma de elipse que são proporcionais à raiz quadrada do inverso de “ $A + B$ ” tornam-se proporcional à raiz quadrada do raio da esfera. Conforme Equação 2.8.

$$a = K_a \sqrt[3]{\frac{3N(m_1 + m_2)}{4(A + B)}} \quad b = K_b \sqrt[3]{\frac{3N(m_1 + m_2)}{4(A + B)}} \quad (2.8)$$

Pela equação 2.7, tem-se a constante de Hertz relacionada a teoria da elasticidade, onde é inversamente proporcional ao módulo de elasticidade. No cálculo dos semi-eixos, Hertz leva esta constante a raiz quadrada, concluindo que a área de contato é inversamente proporcional a raiz quadrada do módulo de elasticidade.

A Tabela 11 apresenta os raios das pontas esféricas utilizadas nos pinos pelos diversos autores estudados.

Tabela 11 – Dimensões das pontas esféricas dos pinos utilizados para ensaio de desgaste adesivo pelos diversos autores estudados.

Autor(a)	Corpo de Prova	Diâmetro (mm)
Crnkovic (1993)	Pino	14,29
Bressan e Comeli ([s.d.])	Pino	9,75
Bressan, Gilapa e Daros (2007)	Pino	10
Barros (2013)	Pino	10
Arango (2010)	Pino	4,9
Bressan, Koslowski e Silva Junior (2000)	Pino	10
König (2007)	Pino	10
Andrade, Falqueto, Strey, Balarini Junior e Scandian (2013)	Pino	7,95
Both, Rocha e Hirsch (2010)	Pino	6
Matamoros (2004)	Pino	3
Heck (2010)	Esfera**	25,4

** Heck (2010) foi o único autor estudado onde utilizava uma esfera deslizando em cima de um disco, o desgaste foi medido no disco, ensaio este conhecido como esfera sobre disco.

Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Tabela 11 pode-se observar que o maior diâmetro utilizado foi o de Heck (2010), sendo de 25,4 mm e o menor foi o de Matamoros (1993) com o valor de 3 mm. Calculando a média dos diâmetros, tem-se um resultado de 10,12 mm, com desvio padrão de 5,92 mm. Este alto desvio padrão é um fator de alta influência na taxa de desgaste medida, já que como visto, este diâmetro influencia na área de contato, conseqüentemente no desgaste que irá ocorrer. O tamanho da área de contato influenciará no desgaste medido.

Seria interessante a padronização do tamanho da esfera na ponta do pino, porém isto geraria maior dificuldade na realização dos ensaios de desgaste. Fica proposto a ideia de um padrão para o valor da resistência ao desgaste de cada material, que seria interessante tanto para o meio acadêmico como para a indústria. A taxa de desgaste poderia ser padronizada como volume de perda de material dividido pela área de contato de Hertz e espaço percorrido pelo material desgastado, obtendo assim um número adimensional. Um coeficiente semelhante foi sugerido por Archard e está apresentado na equação 2.19.

Na Tabela 12 consta todos os aços que foram utilizados pelos autores pesquisados, incluindo a norma que padroniza o aço e os elementos químicos que nele compõe.

Tabela 12 – Elementos químicos que compõe os aços analisados nos ensaios de desgastes.

Autor(a)	CP	Aço	%C	%Mn	%S	%Mo	%Al	%V	%Si	%P	%Cr	%Cu	%Ti	%Ni	%W
Crnkovic (1993)	Pino e Disco	ABNT-1020	0,21	0,37	0,03	0,03	0,02	0	0,2	0,02	0,18	0,2	0,03	0,08	-
Bressan e Comeli ([s.d.])	Disco	AISI 422	0,22	1,03	-	1,09	-	0,4	0,5	-	11,5	0,2	-	0,49	-
Bressan, Gilapa e Daros ([s.d.])	Pino	AISI D2	1,50	0,6	-	1	-	1	0,6	-	12	-	-	-	-
	Disco	ABNT 1008	0,10	0,4	0,05	-	-	-	-	0,04	-	-	-	-	-
Barros (2013)	Disco	AISI 4340	0,39	0,67	0,01	0,26	-	-	0,2	0,08	0,83	-	-	1,73	-
Arango (2010)	Pino	AISI 4140	0,37	0,78	0,01	0,19	-	-	0,2	0,01	1,07	-	-	-	-
	Disco	ABNT H13	0,39	0,34	0	1,24	-	1	1	0,02	5,18	-	-	-	-
Bressan, Koslowski e Silva Junior (2000)	Pino	AISI M2	0,90	0,3	-	5	-	1,9	0,3	-	4,2	-	-	-	6,2
König (2007)	Pino	AISI M2	0,89	0,3	-	5	-	1,9	0,3	-	4,2	-	-	-	6,2
	Disco	SAE 1075	0,75	0,5	0,05	-	-	-	-	0,04	-	-	-	-	-
Andrade, Falqueto, Strey, Balarini Junior e Scandian (2013)	Pino e Disco	AISI 1020	0,21	0,37	0,03	0,03	0,02	0	0,2	0,02	0,18	0,2	0,03	0,08	-
	Pino	AISI 4340	0,39	0,67	0,01	0,26	-	-	0,2	0,08	0,83	-	-	1,73	-
Both, Rocha e Hirsch (2010)	Disco	AISI H13	0,39	0,33	-	1,21	-	0,9	0,9	-	4,9	-	-	-	-
		DIN X100 CrMoV 8-1-1	1,11	0,36	-	1,59	-	1,6	0,9	-	8,44	-	-	-	-
Matamoros (2004)	Pino	AISI M2	0,72	0,24	0,02	5,35	-	2	0,2	0,01	4,25	-	-	-	6,65
	Disco	SAE 1045	0,44	0,52	0,2	-	-	-	0,2	0,02	-	-	-	-	-
Heck (2010)	Disco	AISI H13	0,45	0,42	-	1,39	-	1,2	1,1	-	4,6	-	-	-	-
	Disco	AISI 1060	0,57	0,78	-	0	-	-	0,2	-	0,03	-	-	-	-

Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Tabela 12 observa-se que alguns autores utilizaram de mesmo material, tanto para o pino como para o disco, isto é algo que deve ser levado em consideração no resultado obtido, pois como visto na seção 2.3, existe uma influência no estudo da tribologia no que se trata de compatibilidade de materiais em contato. No mesmo capítulo é citado Rosa (2002), que também afirma, que o desgaste é acentuado quando dois corpos de mesmos materiais estão friccionando entre si.

A seguir, na Tabela 13, são apresentados os tratamentos térmicos que os aços sofreram antes dos ensaios. Os tratamentos influenciam diretamente na dureza do material, como dito no capítulo anterior, as durezas mais utilizadas pelos autores seriam a Rockwell C e a dureza Vickers, porém o (BARROS, 2013) utiliza Dureza Brinell, por este motivo o valor do mesmo não consta na tabela. Alguns autores não informam valores das durezas.

Tabela 13 – Tratamento térmico e dureza obtida pelos aços ensaiados.

Autor(a)	Aço	Tratamento térmico	HV	HRC
Crnkovic (1993)	ABNT-1020	Normalizados a 950°C por 120 min	118	-
		Têmpera a 760°C por 65 min Revenimento 350°C por 120 min	Ferrita= 147; Martensita = 510	-
		Têmpera a 760°C por 65 min Revenimento 400°C por 120 min	Ferrita= 146; Martensita = 464	-
		Têmpera a 760°C por 65 min Revenimento 450°C por 120 min	Ferrita= 145; Martensita =397	-
		Normalizados a 950°C por 120 min Cementado em banho de sal com 1% de carbono por 7 h	Ferrita= 220; Martensita=1095	-
Bressan e Comeli ([s.d.])	AISI 422	Nitretação a plasma	1235	-
		Normalizado	778	-
		Temperado e Revenido	700	-
		Revestido com carboneto de cromo-níquel	1075	-
	Zircônia		1500	-
Bressan, Gilapa e Daros (2007)	AISI D2	Revenimento a 530 °C em seguida a 550 °C	580	54
		Revenimento a 280 °C em seguida a 400 °C	640	57
		Revenimento a 280 °C em seguida a 300 °C	640	57
		Revenimento a 280 °C em seguida a 500 °C	652	58
	AISI 1008		93	-
Barros (2013)	AISI 4340	Normalizado	-	-
		Têmpera 850 °C e revenimento 300 °C	-	-
		Austenitização 850 °C resfriado de maneira a formar bainita	-	-
	Liga de Bronze com Alumínio		-	-
Arango (2010)	AISI 4140	Bainita	436	44
		Tempera e revenimento	317	32
	ABNT H13	Têmpera a 1050 °C e revenimento	510	50
		Têmpera a 1050 °C e revenimento	460	46
		Têmpera a 1050 °C e revenimento	387	40
		Têmpera a 1050 °C e revenimento	356	36
Bressan, Koslowski e Silva Junior (2000)	AISE M2	Revestido com TiCN	3000	-
		Revestido com TiAlN	3500	-
König (2007)	AISE M2	Nitreto de titânio (TiN)	2.269	62
		Nitreto de cromo (CrN)	2.455	-
		Carbonitreto de titânio (Ti(C,N))	3.164	-
	SAE 1075	Temperado	-	-
Andrade, Falqueto, Strey, Balarini Junior e Scandian (2013)	AISI 1020	Normalizado	218	-
	AISI 4340	Normalizado	330	-
	AISI 1020	Normalizado	142	-
Both, Rocha e Hirsch (2010)	AISI H13	Temperada e revenida	600	56
		Nitretado a plasma	977	-
	DIN X100 CrMoV 8-1-1	Temperada e revenida	800	64
		Nitretado a plasma	1183	-
	Alumina		-	-
Matamoros (2004)	AISI M2	Temperado e Revenido	1090	64,8
	AISI 1045	Temperado e Revenido	450	40,6
Heck (2010)	AISI H13	Temperado e Revenido	700	-
	AISI 1060	Temperado e Revenido	250	-

Fonte: Elaborado pelo autor.

Unindo informações das Tabelas 12 e 13 pode-se propor a utilização de um material fixo para o contra corpo de prova, que em geral é o disco. Pode-se fazer uma relação com os ensaios de dureza, onde o indentador é padronizado dependendo do ensaio utilizado. Sendo que isso tornaria o ensaio de desgaste do material analisado válido para comparações, da mesma forma que é difícil comparar dureza Vickers com Rockwell C, difícil é comparar devidamente ensaios onde o pino é desgastado em discos de materiais distintos.

Abaixo segue última tabela levantada, Tabela 14, com objetivo de obter valores de taxas de desgaste de diversos aço.

Tabela 14 – Parâmetros de ensaio e resultados obtidos.

Autor(a)(s)	CP	Carga (N)	Velocidade (m/s)	Deslocamento (m)	Taxa de desgaste(m ³ /m)
Crnkovic (1993)	Normalizado	65,8	0,52	11310	$1,11 \times 10^{-13}$
			1,05		$7,90 \times 10^{-14}$
			1,57		$1,29 \times 10^{-13}$
			2,09		$2,10 \times 10^{-13}$
			2,62		$1,12 \times 10^{-12}$
	Normalizado	33,9 52,8 65,8 72,1 99,6	1,57	11310	$7,50 \times 10^{-14}$
					$1,21 \times 10^{-13}$
					$1,29 \times 10^{-13}$
					$1,68 \times 10^{-13}$
					$2,12 \times 10^{-13}$
	Normalizado	65,8	1,57	3930	$1,39 \times 10^{-13}$
				7620	$1,48 \times 10^{-13}$
				11310	$1,30 \times 10^{-13}$
				15000	$1,12 \times 10^{-13}$
				18690	$1,43 \times 10^{-13}$
	Revenido a 450 C	33,9 52,8 65,8 72,1 99,6	1,57	11310	$8,10 \times 10^{-14}$
					$9,90 \times 10^{-14}$
					$1,94 \times 10^{-13}$
					$1,53 \times 10^{-13}$
					$2,20 \times 10^{-13}$
	Revenido a 450 C	65,8	1,57	3930	$1,48 \times 10^{-13}$
7620				$1,23 \times 10^{-13}$	
11310				$1,94 \times 10^{-13}$	
15000				$1,56 \times 10^{-13}$	
18690				$1,45 \times 10^{-13}$	
Revenido a 400 C	65,8	1,57	11310	$1,25 \times 10^{-13}$	
				$1,54 \times 10^{-13}$	
				$1,66 \times 10^{-13}$	
				$1,42 \times 10^{-13}$	
				$4,01 \times 10^{-13}$	
Revenido a 350 C	65,8	1,57	11310	$1,94 \times 10^{-13}$	
Revenido a 400 C				$1,66 \times 10^{-13}$	
Revenido a 450 C				$1,37 \times 10^{-13}$	
Bressan e Comeli ([s.d.])	Nitretação a plasma	30	0,5	2400	$5,26 \times 10^{-13}$
	Normalizado				$4,64 \times 10^{-13}$
	Temperado e Revenido				$6,11 \times 10^{-13}$
	Revestido de cromo-níquel				$6,32 \times 10^{-13}$
Bressan, Gilapa e Daros ([s.d.])	Revenimento a 530 °C e 550 °C	30	0,6	2400	$5,20 \times 10^{-14}$
	Revenimento a 280 °C e 400 °C				$3,85 \times 10^{-14}$
	Revenimento a 280 °C e 300 °C				$4,42 \times 10^{-14}$
	Revenimento a 280 °C e 500 °C				$5,85 \times 10^{-14}$
	Desgaste médio no disco				$2,30 \times 10^{-12}$

Continua na próxima página...

Tabela 14 - Parâmetros de ensaio e resultados obtidos (Continuação).

Autor(a)(s)	CP	Carga (N)	Velocidade (m/s)	Deslocamento (m)	Taxa de desgaste(m ³ /m)
Barros (2013)	Normalizado	5	0,5	3300	$1,23 \times 10^{-12}$
			1		$1,61 \times 10^{-12}$
			1,5		$1,48 \times 10^{-12}$
	Temperado e Revenido	5	0,5	3300	$1,17 \times 10^{-12}$
			1		$2,22 \times 10^{-12}$
			1,5		$1,21 \times 10^{-12}$
	Bainítico	5	0,5	3300	$1,48 \times 10^{-12}$
			1		$2,33 \times 10^{-12}$
			1,5		$1,71 \times 10^{-12}$
Arango (2010) *	Disco 1 - Pino 1	35	0,1	360	$4,10 \times 10^{-10}$
	Disco 1 - Pino 2				$1,54 \times 10^{-10}$
	Disco 2 - Pino 3				$1,95 \times 10^{-08}$
	Disco 2 - Pino 4				$2,82 \times 10^{-08}$
Bressan, Koslowski e Silva Junior (2000) *	Pino revestido TiCN - disco 1	19,5	0,5	2400	$9,17 \times 10^{-17}$
	Pino revestido TiCN - disco 2				$8,75 \times 10^{-17}$
	Pino revestido TiCN - disco 3				$1,04 \times 10^{-16}$
	Pino revestido TiAlN - disco 1				$8,75 \times 10^{-17}$
	Pino revestido TiAlN - disco 2				$2,92 \times 10^{-17}$
	Pino revestido TiAlN - disco 3				$5,42 \times 10^{-17}$
	Pino revestido TiCN - disco 1	29,5			$1,20 \times 10^{-16}$
	Pino revestido TiCN - disco 2				$1,50 \times 10^{-16}$
	Pino revestido TiCN - disco 3				$1,04 \times 10^{-16}$
	Pino revestido TiAlN - disco 1				$8,75 \times 10^{-17}$
	Pino revestido TiAlN - disco 2				$6,25 \times 10^{-17}$
	Pino revestido TiAlN - disco 3				$7,50 \times 10^{-17}$
König (2007) *	Nitreto de titânio	20	600 rpm	2000	$2,52 \times 10^{-13}$
	Nitreto de cromo				$7,33 \times 10^{-14}$
	Carbonitreto de titânio				$5,42 \times 10^{-14}$
Andrade, Falqueto, Strey, Balarini Junior e Scandian (2013)	AISI 1020	5	0,1	180	$2,46 \times 10^{-13}$
		9,9			$5,12 \times 10^{-13}$
		18,7			$1,05 \times 10^{-10}$
		36,3			$2,73 \times 10^{-10}$
		62,9			$4,02 \times 10^{-10}$
	AISI 4340	5			$1,77 \times 10^{-14}$
		9,9			$1,93 \times 10^{-13}$
		18,7			$1,94 \times 10^{-13}$
		36,3			$2,07 \times 10^{-13}$
		62,9			$1,74 \times 10^{-12}$
Both, Rocha e Hirsch (2010)	AISI H13	10	0,21	300	$9,46 \times 10^{-14}$
			0,33	900	$9,10 \times 10^{-14}$
	DIN X100 CrMoV 8-1-1		0,21	300	$9,22 \times 10^{-14}$
			0,33	900	$9,75 \times 10^{-14}$
	AISI H13 - Nitretado		0,21	300	$1,71 \times 10^{-14}$
			0,33	900	$1,92 \times 10^{-14}$
	DIN X100 CrMoV 8-1-1 - Nitretado		0,21	300	$1,70 \times 10^{-14}$
			0,33	900	$2,55 \times 10^{-14}$
Matamoros (2004) *	Pino	40	1	10800	$1,50 \times 10^{-07}$
		80			$1,73 \times 10^{-07}$
		120			$3,32 \times 10^{-07}$
	Disco	40			$2,15 \times 10^{-05}$
		80			$1,25 \times 10^{-05}$
		120			$2,40 \times 10^{-05}$
Heck (2010) *	AISI H13	6,65	0,53	838	$7,16 \times 10^{-13}$
	AISI 1060				$1,91 \times 10^{-12}$

Fonte: Elaborado pelo autor.

* Estas referências não disponibilizaram a taxa de desgaste, o valor demonstrado na tabela foi calculado com dados de tabelas ou gráficos.

Pode-se tirar diversas conclusões observando a Tabela 14, em conjunto com as demais tabelas apresentadas neste capítulo, é possível constatar ainda mais detalhes.

4.2 ANÁLISE DE DADOS E DISCUSSÃO

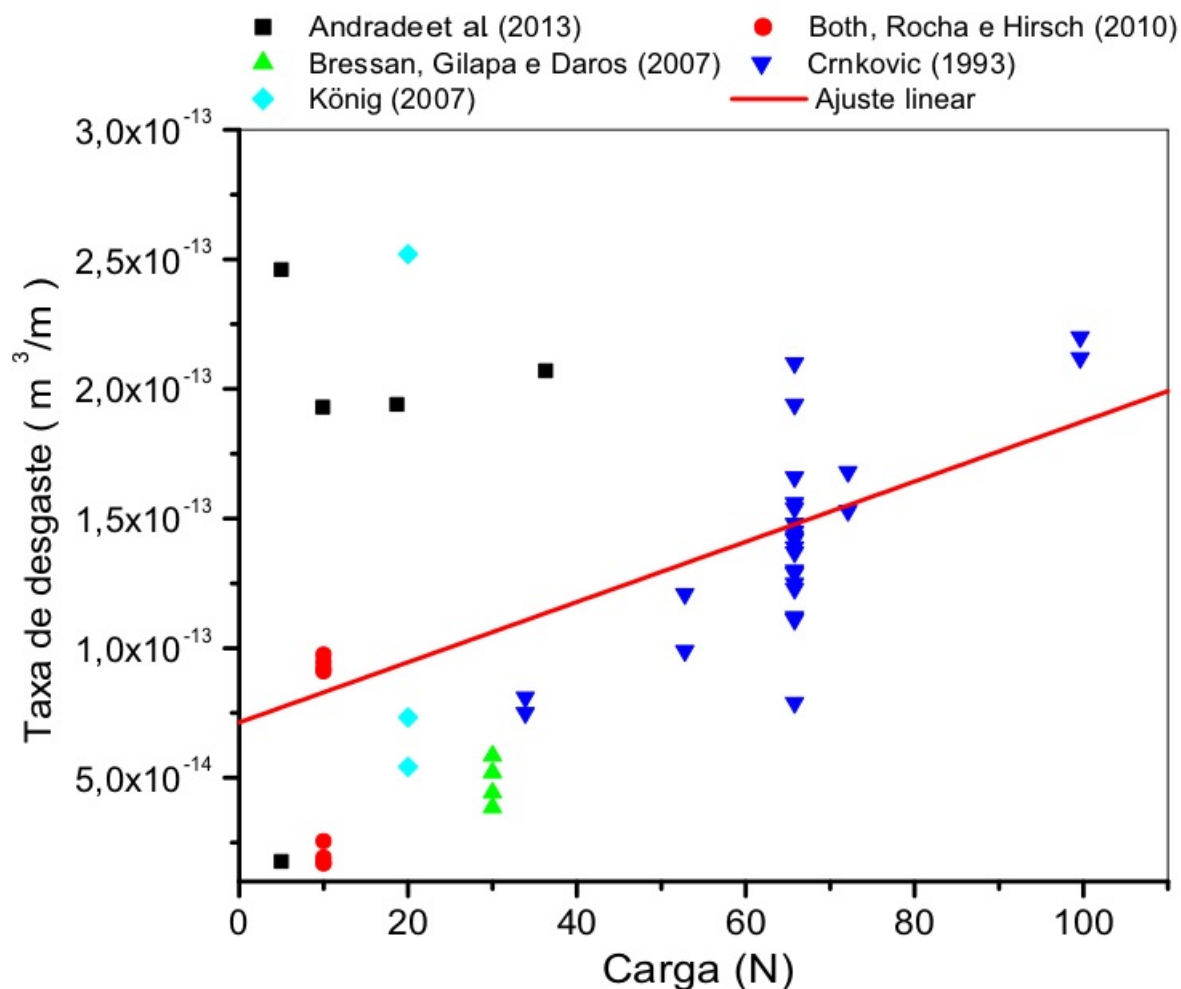
Na seção anterior foram mostrados os dados retirados da literatura, onde pôde-se perceber que cada autor trabalhou com parâmetros diferentes para os ensaios, além de diferentes aços. Nas subseções seguintes, serão discutidas as possíveis correlações existentes, como também uma análise das mesmas.

4.2.1 Influência da Carga no Desgaste

Observando os parâmetros de ensaio e comparando resultados, inicialmente entre mesmo autor, é possível observar que em quase todos os casos, ao aumentar a carga aplicada no pino sobre o disco, a taxa de desgaste teve uma elevação, conforme esperado. Afirma-se que quanto maior a carga, maior a taxa de desgaste. As exceções encontradas foram em um dos resultados de Crnkovic (1993) e um dos resultados de Matamoros (1993). Pode-se assumir que estas exceções foram devidas aos erros existentes nas medições e ao número de amostras analisadas.

Seguindo na análise da carga aplicada, observa-se uma diferença grande nos ensaios, sendo que a menor carga utilizada foi de 5 N e a maior de 120 N, obtendo uma razão de 24. Novamente, fazendo uma analogia com os ensaios padronizados de dureza, poderia ser comparado a resistência ao desgaste de cada material, caso existisse uma carga padrão no ensaio. Para ensaios de desgaste em aços, uma carga de 60 N gera resultados interessantes. Este valor foi definido devido a Matamoros (1993) ter obtido maiores valores de desgaste com as cargas que aplicou, facilitando a comparação de resultados, principalmente se a medida utilizada for milímetros cúbicos por metro. Na Figura 26 é apresentado um gráfico com dados retirados da Tabela 14, de carga aplicada no ensaio e resultado da taxa de desgaste obtido.

Figura 26 – Gráfico que apresenta a variação da taxa de desgaste em função da carga para diversos aços.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Observa-se que na Figura 26, mesmo apresentando resultados de aços distintos, com parâmetros e máquinas diferentes, a taxa de desgaste está aumentando com o acréscimo da carga. Na Tabela 14 existem valores que estão fora dos limites inferior e superior das taxas apresentadas na Figura 26, porém ao utilizar-se da faixa que varia de $1 \times 10^{-14} \text{ m}^3/\text{m}$ até $31 \times 10^{-13} \text{ m}^3/\text{m}$ é encontrada uma concentração de resultados.

Com os resultados que constam na Figura 26 foi possível fazer um ajuste linear. A Equação 4.2 apresenta este ajuste.

$$k = a_1 P + a_2 \quad (4.2)$$

O coeficiente de correlação encontrada neste ajuste linear foi de 0,49638. Este valor pode variar de 0 até 1, mensurando o quão forte é a correlação de uma função com os resultados obtidos. Segue na Tabela 15 uma possível interpretação para os valores dos coeficientes de correlações obtidos.

Tabela 15 – Uma possível interpretação para valores de correlações.

Coefficiente de Correlação	Interpretação
0,00 até 0,19	Muito Fraca
0,20 até 0,39	Fraca
0,40 até 0,69	Moderada
0,70 até 0,89	Forte
0,90 até 1,00	Muito Forte

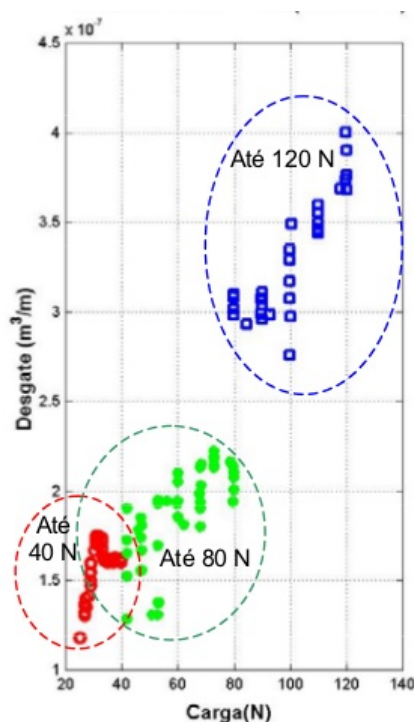
Fonte Silvia e Shimakura (2015)

Com base na Tabela 15 é possível definir que os resultados apresentados na Figura 26 possuem uma correlação moderada, provando que existe uma correlação dos resultados. A justificativa para ter uma correlação moderada é devido à variação de outros parâmetros como velocidade e distância percorrida, como também devido à propriedades mecânicas dos diferentes aços.

Interessante fazer uma análise por coluna na Figura 26, observa-se que quase sempre existe mais de um ponto associado a uma mesma carga e que este(s) ponto(s) são provenientes da mesma referência. Cada referência ensaiou um único tipo de aço. Nesta análise conclui-se que os parâmetros de velocidade e distância percorrida influenciaram nos resultados, como também o tratamento térmico que o aço recebeu.

Matamoros (1993), assim como na figura anterior, disponibiliza em sua tese uma representação da taxa de desgaste quando variado a carga, conforme Figura 27.

Figura 27 – Gráfico que apresenta taxa de desgaste por carga aplicada no ensaio pino sobre disco utilizando aço AISI M2 temperado e revenido



Fonte: Matamoros (1993, p. 115)

É possível identificar o aumento da taxa de desgaste com o aumento da carga aplicada. Importante frisar que Matamoros (1993) fez ensaios variando a carga durante um mesmo ensaio. Os círculos na Figura 27 informam o limite da carga aplicada no CP analisado, exemplo, no círculo sinalizado como 120 N, o autor aumenta a carga gradativamente de 80 N até 120 N e durante o ensaio ele retira informações de perdas de material, para verificar a taxa de desgaste.

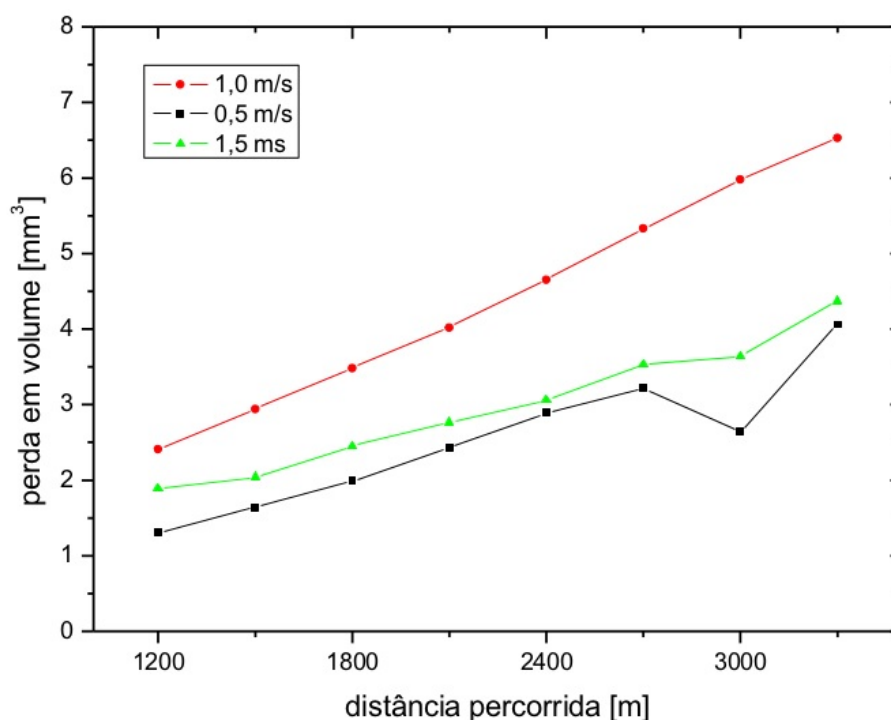
Uma das possíveis razões que possam justificar isso está relacionada com a área de contato, que aumenta proporcionalmente com a raiz quadrada da carga aplicada, segundo equação de Hertz. Quanto maior a área de contato, maior será a área de aderência, aumentando assim a região que ocorrerá o desgaste.

4.2.2 Influência da Velocidade no Desgaste

Na variação de velocidade a norma ASTM (2010) impõe uma faixa de variação reduzida, porém a discrepância no parâmetro velocidade utilizado pelos autores ainda é grande, sendo a menor e maior velocidade de 0,1 m/s e 2,62 m/s respectivamente, obtendo uma razão de 26,2.

Os resultados obtidos de taxas de desgaste quando é variada somente a velocidade, em geral, aumentaram com o aumento da velocidade. Porém existem resultados que dificultam afirmar que quanto maior for a velocidade, maior será a taxa de desgaste, pois em alguns casos é possível observar um decréscimo no desgaste com o aumento da velocidade. Na Figura 28 é apresentada o volume de perda pela distância percorrida para o ensaio do aço martensítico feito por Barros (2013).

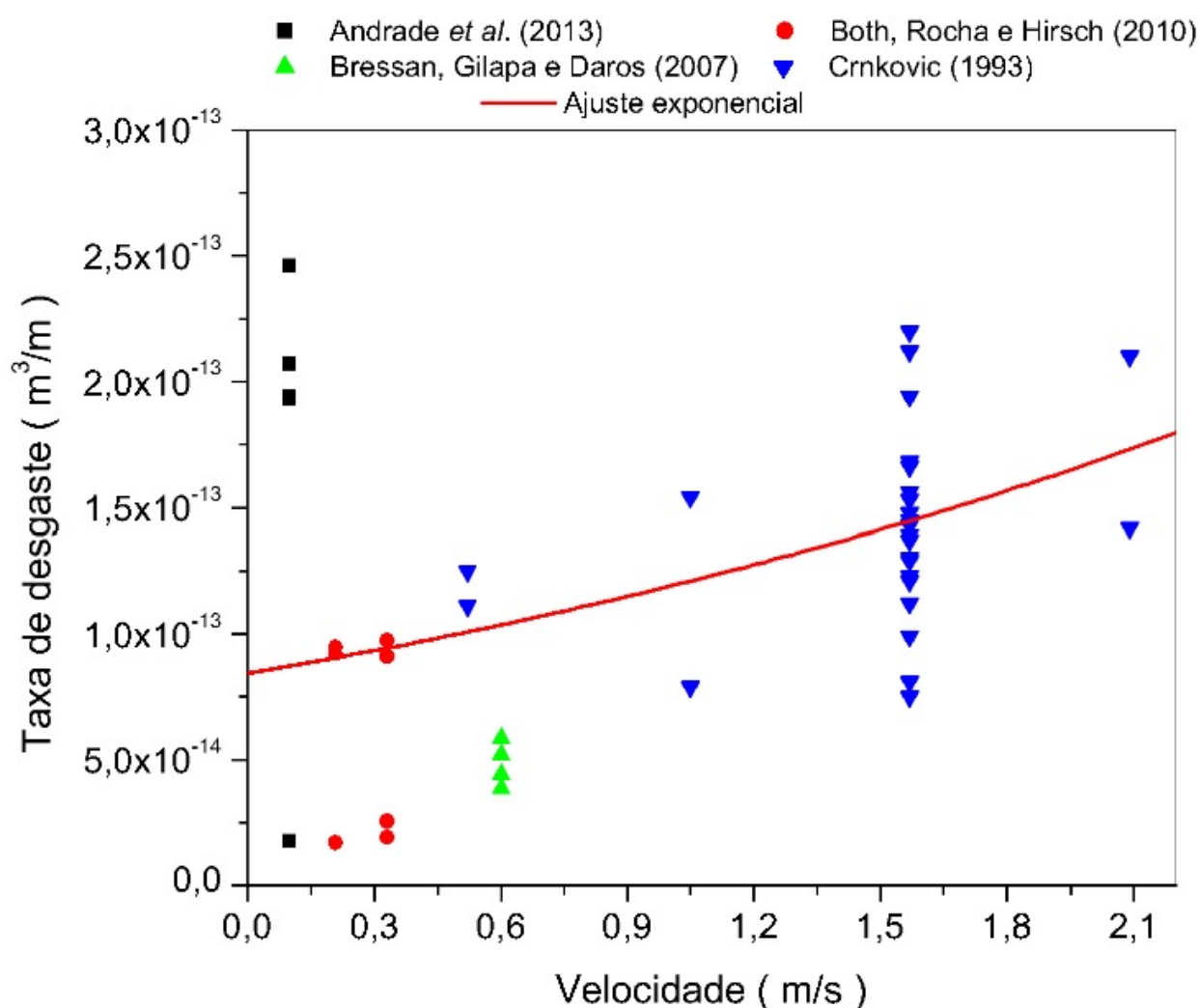
Figura 28 – Gráfico que apresenta volume de perda por distância percorrida no ensaio pino sobre disco utilizando aço AISI 4340 na fase de martensita



Na Figura 28 nota-se que a inclinação da curva com velocidade de 1,0 m/s é maior do que a curva de 1,5 m/s, sendo observado em todos os ensaios por Barros. Pode existir uma velocidade crítica para um determinado tribosistema, para determinar esta velocidade crítica é necessário que diversos ensaio tribológicos sejam realizados, utilizando mesmos materiais e mesmos parâmetros, exceto a velocidade.

Como apresentado na variação da carga, segue na Figura 29 um gráfico variando a taxa de desgaste em função da velocidade do ensaio, para diversos tipos de aços. Foi utilizado a mesma faixa de taxa de desgaste da Figura 26, pois é onde se concentram os resultados.

Figura 29 – Gráfico que apresenta a variação da taxa de desgaste em função da velocidade do ensaio, para diversos aços.



Fonte: Elaborado pelo autor.

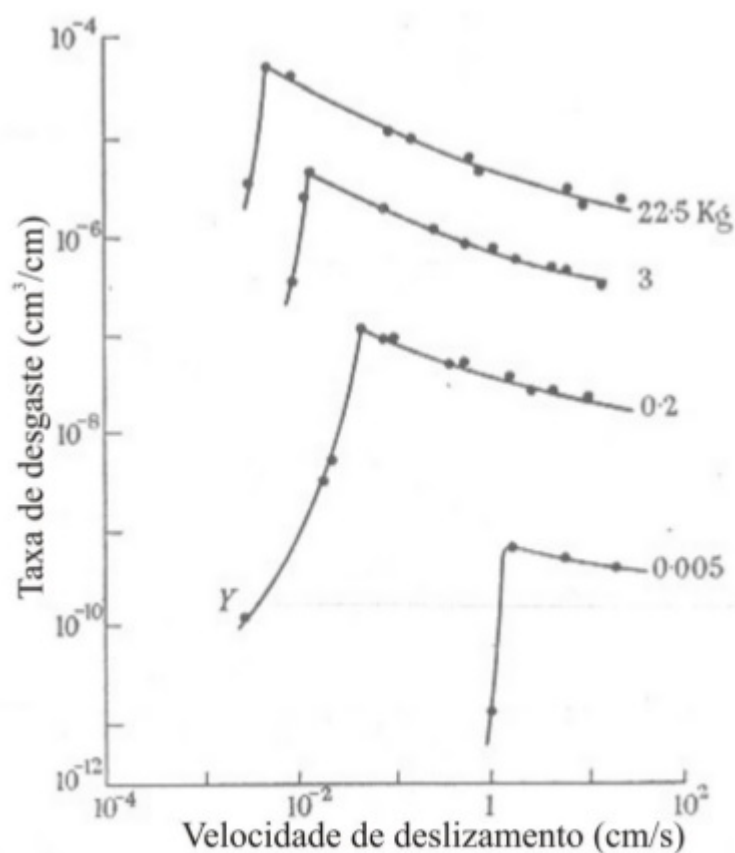
Observando a Figura 29, pode-se notar que o melhor ajuste encontrado foi o exponencial, em que o coeficiente de correlação encontrado foi de 0,4243, que segundo Tabela 15 é uma correlação moderada. Como no caso anterior, isso demonstra que existe correlação com os resultados. A função de ajuste para este caso foi uma exponencial, conforme apresentado abaixo:

$$k = a_3 e^{v/a_4} \quad (4.3)$$

Assim como para a variação de carga, encontra-se na Figura 29 valores que podem ser analisados por colunas. Isto explica a influência que os demais parâmetros de ensaio e o tratamento térmico aplicado exercem.

No início desta subseção foi explanado sobre uma velocidade crítica que existe em um tribosistema para problemas de desgaste. Na Figura 30 consta um gráfico apresentado por Arango (2010) onde demonstra esta velocidade crítica na análise do desgaste e que inicialmente a velocidade influencia a taxa de desgaste significativamente, mas que após a velocidade crítica, a taxa de desgaste tende a uma constante. Segue a Figura 30 com o gráfico comentado.

Figura 30 – Influência da velocidade na taxa de desgaste.



Fonte: Lancaster (apud ARANGO, 2010, p 61)

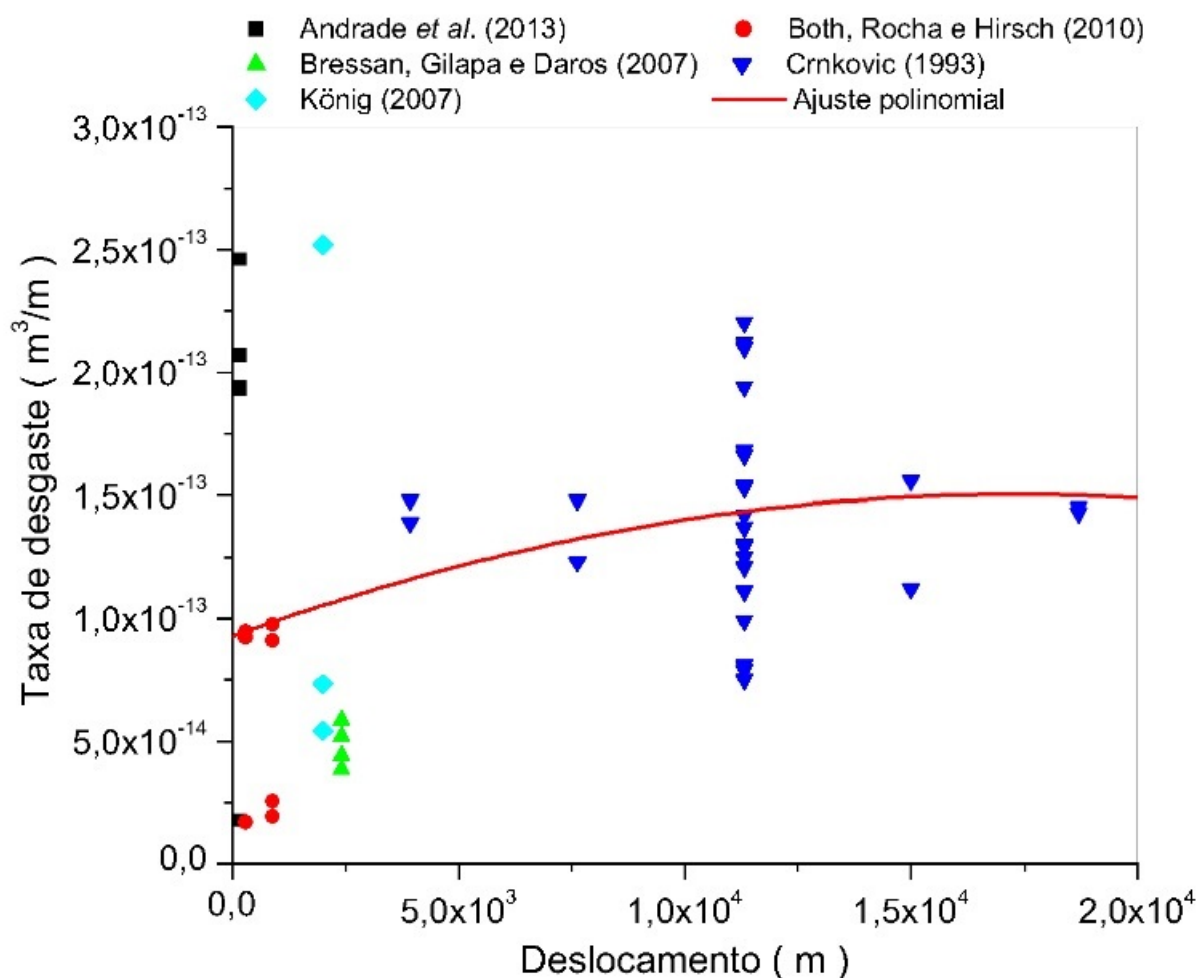
A Figura 29 não apresenta o mesmo comportamento da Figura 30 devido à primeira se tratar de uma curva universal, com análise de diferentes aços com diferentes tratamentos térmicos e parâmetros. Como dito, para chegar a esta velocidade crítica é necessário fazer uma análise de mesmos parâmetros e mesmos aços.

4.2.3 Influência da Distância Total Percorrida no Desgaste

Na Tabela 14 nota-se que nos parâmetros de ensaio é variado a distância percorrida pelo pino. Com este parâmetro percebe-se que quando o ensaio é percorre uma distância pequena, as taxas de desgaste são muito discrepantes, ou elevadas, ou baixas. Porém quando ele ultrapassa um determinado valor, a taxa de desgaste permanece em uma faixa aproximadamente constante. Por este motivo, muitos autores, como apresentado na Figura 28, analisam a perda de material a partir de uma distância pré-determinada, onde o desgaste apresenta um comportamento quase linear. Em muitos casos, a inclinação inicial da perda de material é muito elevada, o que descaracteriza o ensaio.

Na Figura 31 é apresentado a variação das taxas de desgaste obtidas pelos autores, em função da distância total percorrida nos ensaios.

Figura 31 – Gráfico que apresenta a variação da taxa de desgaste em função da distância total percorrida no ensaio, para diversos aços.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Percebe-se que diferente do ocorrido nas Figuras 26 e 29, não existe um aumento da taxa de desgaste ao variar a distância percorrida pelo pino sobre o disco. Neste caso, o comportamento

é diferente. Até a distância de 4100 m existe um maior número de resultados discrepantes. A partir de 4100 m os resultados tendem a ter uma média aproximadamente constante entre $1,1 \times 10^{-13} \text{ m}^3/\text{m}$ à $1,6 \times 10^{-13} \text{ m}^3/\text{m}$.

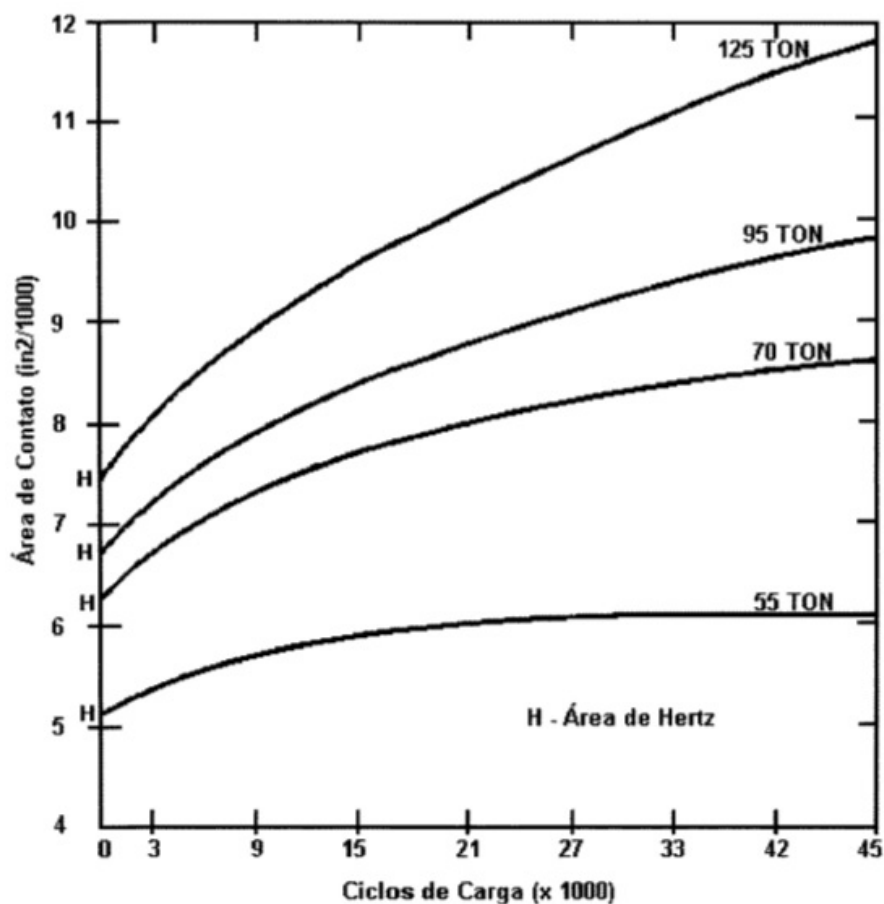
O melhor ajuste encontrado para este caso foi o de polinômio de segunda ordem, porém o mesmo apresentou um coeficiente de correlação de 0,12473, que segundo Tabela 15 esta correlação é muito fraca, podendo-se afirmar que não existe correlação. A função utilizada para o ajuste foi:

$$k = a_5 + a_6d + a_7d^2 \quad (4.4)$$

A análise que pode ser efetuada na Figura 31 é fazendo a verificação dos resultados em colunas. Nesta análise percebe-se que os dados de mesmas referências variam nas mesmas colunas. Estas variações dos resultados se justificam pelas variações dos demais parâmetros, sendo eles a velocidade do ensaio e a carga aplicada. Como também, pelos tratamentos térmicos utilizados em cada ensaio.

Um interessante gráfico foi apresentado por Santos (2000), onde demonstra a variação da área de contato no início do ensaio, até um patamar de estabilidade, conforme mostra Figura 32.

Figura 32 – Variação da área de contato com relação a carga aplicada e número de giros.



Fonte: Santos (2000, p. 53)

Embora a Figura 32 represente o contato entre roda ferroviária com trilho, pode-se assumir que o mesmo irá ocorrer no contato pino sobre disco. Neste gráfico percebe-se que quanto menor a carga, mais rápido a área chegará a um valor constante, e quanto maior a carga, maior será a variação da área de Hertz com área constante. Pode-se considerar a distância onde ocorre a estabilidade da área de contato, como a melhor distância para início das medições e das análises do desgaste. Este gráfico é proveniente de um modelo matemático desenvolvido por Kalker, onde utiliza área de contato estática proposta por Hertz para início da função.

4.2.4 Microestrutura, Dureza, Temperatura e Revestimento

Voltando na Tabela 14, pode ser comparado as taxas de desgaste do aço AISI M2, que foram ensaios realizados por Matamoros (1993), König (2007) e Bressan, Koslowski e Junior (2010). Destacam-se dois resultados nestes trabalhos que são completamente diferentes, um próximo a 10^{-7} m³/m (Matamoros) outro próximo a 10^{-17} m³/m (Bressan). Estes resultados são a maior e a menor taxa de desgaste apresentado nesta monografia, ocorrendo devido à alguns fatores. Primeiro pode-se citar a carga aplicada, enquanto Bressan chegou em 30 N, Matamoros chegou até 120 N. Outra diferença, e a mais importante, é devido à Bressan revestir o seu CP com filme de nitrato de titânio e cromato de titânio o que resulta em uma dureza que ultrapassa os 3000 HV. Esta dureza representa o revestimento, enquanto o aço M2 chega em 1000 HV, o material desgastado no ensaio do Bressan foi o revestimento.

Por outro lado, em Andrade et al. (2013) e Crnkovic (1993), que fizeram análises em mesmo aço, o AISI 1020, era esperado que chegassem em resultados próximos, já que não existia revestimento e as condições de contato eram semelhantes. A diferença que existe, é justificável pelos aços utilizados no contra corpo de prova, o disco. Crnkovic utiliza o mesmo material para pino e para disco, enquanto Andrade utiliza de aço AISI 4340 para disco. Existe influência em análises tribológicas, dependendo da compatibilidade dos materiais em contato, dos valores de durezas dos materiais em contato que influenciam no resultado, então é justificável que as taxas de desgaste obtidas sejam diferentes. Enquanto Crnkovic com uma carga de 65,8 N apresenta taxa de desgaste na casa do 10^{-13} m³/m, Andrade com uma carga de 62,9 N apresenta taxa na casa de 10^{-10} m³/m. Estas diferenças que encontramos na literatura são as que justificam o desenvolvimento de um ensaio normalizado para determinar as taxas de desgaste.

Na literatura é muito enfatizada a forte relação da dureza do material com sua resistência ao desgaste, e ainda para ressaltar, todos os trabalhos pesquisados fizeram ensaios de dureza antes do ensaio de desgaste.

Utilizando como base os resultados obtidos por Bressan, Gilapa e Daros (2007), eles mantiveram constantes os parâmetros dos ensaios e variaram os tratamentos térmicos realizados nos corpos de prova. Para uma dureza de 580 HV; 640 HV; 640 HV; e 652 HV obtiveram taxas de desgaste de $5,20 \times 10^{-14}$ m³/m; $3,85 \times 10^{-14}$ m³/m; $4,42 \times 10^{-14}$ m³/m; e $5,85 \times 10^{-14}$ m³/m respectivamente. Observa-se que assim como ocorre na velocidade, é impossível afirmar que ocorre aumento da taxa de desgastes com o decréscimo da dureza. O CP com 652 HV resultou em maior taxa de desgaste do que os dois CPs de 640 HV. Segue mais um

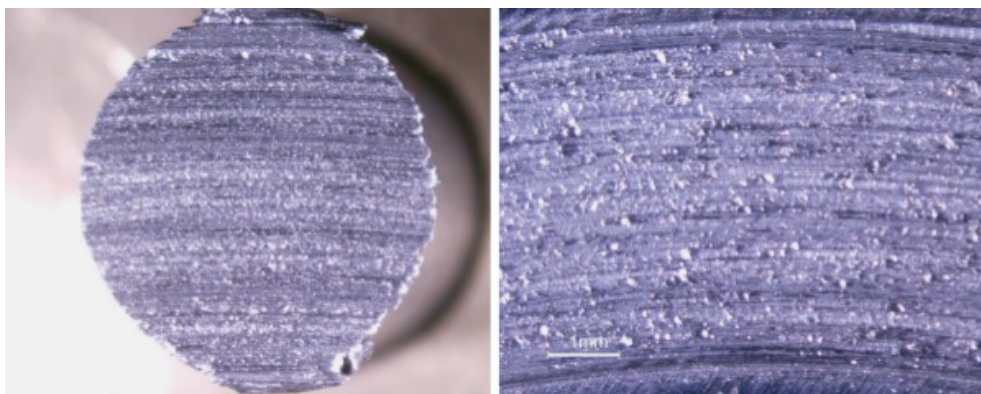
exemplo para justificar a afirmação: Barros (2013) com seus corpos de prova em fase perlítica, bainítica e martensítica sendo a dureza Brinell de 326 HB; 372 HB; e 472 HB respectivamente, obteve os seguintes resultados: $1,48 \times 10^{-12} \text{m}^3/\text{m}$; $1,21 \times 10^{-12} \text{m}^3/\text{m}$ e $1,71 \times 10^{-12} \text{m}^3/\text{m}$ respectivamente, foram utilizados os mesmos parâmetros de ensaio. Neste caso a martensita com maior dureza apresentou a menor taxa de desgaste, porém a resistência ao desgaste da bainita chamou atenção, pois era esperada uma resistência ao desgaste maior quando comparado com a perlita, porém o resultado obtido foi uma taxa de desgaste maior.

Uma possível justificativa para os resultados das taxas de desgaste não acompanharem a dureza é a microestrutura cristalina do material, conforme citado por Sikorski (1995) e apresentado na Figura 15. Existe uma relação forte quando comparado o valor de dureza, com a microestrutura cristalina e o coeficiente de adesão.

Outro detalhe que influenciaram os resultados obtidos nos experimentos são as pausas que foram realizadas para medições de massa ou volume de perda durante os ensaios, sendo possível afirmar que a fricção eleva a temperatura do CP, gerando uma Zona Termicamente Afetada (ZTA). Quando o ensaio é pausado, esta ZTA resfria, sendo retornado o ensaio, ela volta a aquecer. Isto gera um ciclo térmico, o qual está acelerando o desgaste por fadiga térmica. Os autores não deixaram claro quantas pausas foram realizadas para confeccionar os gráficos de volume de perda por distância percorrida, como também não foi citado se houve controle de temperatura nestas pausas.

A seguir, algumas micrografias disponibilizadas pelos autores após os respectivos ensaios de desgastes. Primeiro, na Figura 33 nota-se riscos de desgaste e uma deformação plástica em volta do pino.

Figura 33 – Imagem da superfície desgastada do pino e do disco.

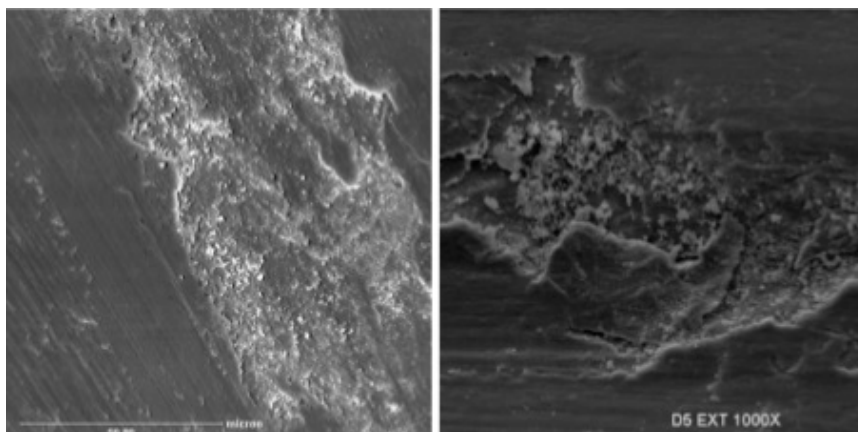


Fonte: Arango (2010, p. 167)

Em todos os ensaios foram identificados pelos respectivos autores um contorno com deformação plástica, tanto para os pinos como para os discos. Isto é possível de se identificar na Figura 33 e na Figura 35

Na Figura 34, além dos riscos, é identifica-se arrancamento de material da superfície, sendo possível afirmar que este CP sofreu um desgaste mais severo do que o CP apresentado na Figura 33.

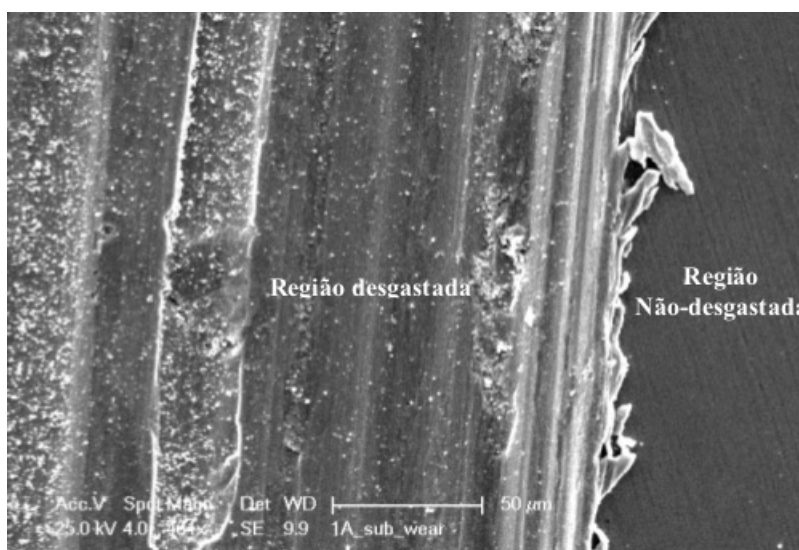
Figura 34 – Imagem da superfície desgastada.



Fonte: Matamoros (1993, p. 120)

Na Figura 35 é percebe-se como fica a região de desgaste, através dos riscos causados pelo deslizamento. No contorno da trilha identifica-se uma deformação plástica e maior lascamento do CP.

Figura 35 – Imagem da superfície com pista de desgaste ao lado da região não desgastada.



Fonte: Nascimento (2007, p. 105)

4.3 RELAÇÃO COM RODA FERROVIÁRIA

Durante a pesquisa foram buscadas informações de desgaste em aços utilizados em rodas ferroviárias, ou aços semelhantes. Porém se percebeu que existe uma grande falta de informação, quando se trata de desgaste.

Na Tabela 5 foram apresentadas algumas propriedades dos aços utilizados em rodas ferroviárias. Analisando os valores de dureza, que era mínima de 260 HB e máxima de 415 HB, pode-se buscar aços analisados com durezas semelhantes.

Utilizando uma tabela de conversão fornecida pela empresa Metalúrgica Vera (2015), a dureza equivalente à apresentada na Tabela 5 seria mínima de 24 HRC ou 247 HV e máxima de 45 HRC ou 421 HV. Com estes valores é possível buscar na Tabela 13 aços que sejam semelhantes no que se refere a dureza. Os aços encontrados foram os utilizados por: Arango (2010), Andrade et al. (2013) e Matamoros (1993).

Arango (2010), manteve constante os parâmetros de velocidade, carga aplicada e distância total percorrida nos ensaios, variando os tratamentos térmicos dos CPs que utilizou, tendo como resultados valores próximos a 10^{-8} m³/m e a 10^{-10} m³/m. Já no trabalho do Andrade et al. (2013), eles chegaram em valores próximos a 10^{-10} m³/m, 10^{-13} m³/m e a 10^{-14} m³/m, variando apenas a carga, sendo os demais fatores que influenciam o desgaste, constantes. Por último o Matamoros (1993) utilizou cargas mais elevadas e chegou em valores na casa dos 10^{-5} m³/m e dos 10^{-7} m³/m, variando somente a carga.

Além de variados parâmetros, aços, tratamento térmicos, condições do meio em que se está realizando o ensaio, tem-se também a elasticidade dos aços. No parágrafo acima estão sendo citados trabalhos que analisaram os aços AISI 1020, AISI 4140, ABNT H13, AISI 4340, AISI M2 e AISI 1045.

Com estas informações não é possível prever qual seria o comportamento ao desgaste das rodas ferroviárias, nem mesmo afirmar qual classe de roda possuiria maior resistência ao desgaste, mesmo sabendo que o aço bainítico de classe H apresentado na Tabela 5 possui uma maior dureza. Como já discutido, existem outros fatores que podem influenciar no resultado do desgaste.

5 CONCLUSÃO

As correlações encontradas mostram que a quantidade de variáveis que influenciam os resultados dos ensaios de desgaste dificultou a análise. O ideal seria uma análise de correlação entre as taxas de desgaste quando variado apenas uma das variáveis do sistema.

Foram confeccionados gráficos para mostrar o comportamento do desgaste em função da carga, da velocidade e da distância percorrida no ensaio. Embora tenha sido encontrada uma correlação moderada no caso da carga e velocidade, o resultado não possibilita a criação de um modelo matemático baseado em dados empíricos.

Uma situação ideal seria relacionar as taxas de desgaste obtidas em ensaios onde se permanecesse constante todos os parâmetros, exceto aquele a ser analisado e que fossem resultados provenientes de um mesmo aço com mesmo tratamento térmico.

Para um caso de aços distintos, poderia ser analisado, caso os parâmetros de ensaio fossem constantes. Por exemplo, vários resultados com diferentes aços, onde todos os parâmetros são constantes e todos os ensaios são repetidos sob diferentes cargas. Isto poderia trazer um resultado com um alto valor de correlação e de possível modelagem.

Este trabalho serve de base teórica para futuras análises de contato e de desgaste. Foi possível com ele gerar uma base de dados que demonstra as dificuldades existentes para comparar valores de desgaste. Pode-se afirmar que atualmente não é possível ranquear as taxas de desgaste dos aços, utilizando valores retirados da literatura. O que impossibilita ao engenheiro conhecer o desempenho do material quanto a sua resistência ao desgaste quando comparado ou outro material.

Outro ponto importante tratado nesta monografia foi a forte relação que existe da mecânica do contato com o resultado de desgaste. Com o estudo em paralelo destes dois itens, pode ser possível determinar um ensaio que resolva o problema mencionado no parágrafo anterior. Determinar-se-ia a distância mínima de um ensaio tribológico utilizando a teoria de Kalker, que descobriu, que após uma distância percorrida a área de contato tende a uma constante, que varia com a carga aplicada. Neste conceito já possibilita a padronização de dois parâmetros, sendo eles a carga e a distância mínima percorrida para um ensaio.

Outro parâmetro que pode ser definido é a velocidade de ensaio. A velocidade deve ser determinada pelo ponto que a taxa de desgaste do corpo de prova se torna constante. Conforme apresentado, existe uma velocidade crítica, onde a taxa de desgaste é máxima para aquele tribosistema. Após esta criticidade, a taxa de desgaste tende a uma constante, mesmo com o aumento da velocidade de ensaio.

Existe mais uma dificuldade na análise por correlação dos resultados analisados. Cada referência utilizou um contra corpo de prova diferente. Muitos autores não chegam a citar qual foi o utilizado. Deveria ser padronizado um contra corpo de prova de alta dureza, sendo que este contra corpo de prova seria o disco quando o corpo de prova fosse o pino. Isto garantiria que o corpo de prova fosse o material desgastado, sendo ainda, acentuando o desgaste, o que facilitaria a medição do volume perdido e conseqüentemente reduzindo os erros de medições.

5.1 TRABALHOS FUTUROS

Como trabalhos futuros ficam sugeridos:

- Ensaiar aços utilizados em rodas ferroviárias e comparar o desempenho entre aços de diferentes classes AAR, incluindo microligado e bainítico.
- Comparar modelo de Kalker com medidas de campo tanto no que se refere à pressão de contato, tensões nas rodas e trilhos, dimensão e geometria da área de contato, assim como identificar a influência da área de contato no desgaste.

REFERÊNCIAS

- AAR. Railroad investment. 2014. <<https://www.aar.org/economy/Pages/Railroad-Investment.aspx>>. Acessado em 10/09/2014.
- AAR M-107. *Manual of Standards and Recommended Practices Wheels and Axles*. EUA, 2007.
- AAR M-108. *Manual of Standards and Recommended Practices Wheels and Axles*. EUA, 2009.
- AAR M-208. *Manual of Standards and Recommended Practices Wheels and Axles*. EUA, 2009.
- Amsted Maxion. Website da empresa amsted maxion. 2015. <<http://www.amsted-maxion.com.br/>>. Acessado em 07/07/2015.
- ANDRADE, P. J. S. de et al. Influência da carga normal no desgaste por deslizamento de aços. *68 Congresso Anual da ABM, São Paulo*, p. 2899 – 2906, 2013.
- ANTT. *Relatório Anual ANTT 2006*. Brasília, 2007.
- ANTT. *Relatório Anual ANTT 2007*. Brasília, 2008.
- ANTT. *Relatório Anual ANTT 2008*. Brasília, 2009.
- ANTT. *Relatório Anual ANTT 2009*. Brasília, 2010.
- ANTT. *Relatório Anual ANTT 2010*. Brasília, 2011.
- ANTT. *Relatório Anual ANTT 2011*. Brasília, 2012.
- ANTT. *Acompanhamento das Concessões Ferroviárias, Relatório Técnico 2012*. Brasília, 2013. 222 p.
- ANTT. *Acompanhamento das Concessões Ferroviárias, Relatório Técnico 2013*. Brasília, 2014. 235 p.
- ARANGO, C. C. V. *Transição no Regime de Desgaste por Deslizamento dos Aços: Uma Abordagem Termodinâmica*. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, 2010.
- ASTM G99. *Standard Test Method for Wear Testing with a Pin-on-Disk Apparatus*. EUA, 2004.
- ASTM, S. G99-05, 2010. *Standard Test Method for Wear Testing with a Pin-on-Disk Apparatus*, ASTM International, West Conshohocken, PA, 2010.
- AZOM. Azo materials. 2015. <<http://www.azom.com/>>. Acessado em 17/04/2015.
- BARROS, R. A. *Influência das microestruturas bainítica e martensítica nas propriedades tribológicas do par aço aisi/sae 4340 e liga bronze-alumínio 630*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Estadual Paulista, 2013.
- BERVIAN, P. A.; CERVO, A. L.; SILVA, R. d. Metodologia científica. *São Paulo: Pretence Hall*, 2002.
- BÔAS, R. L. V. *Desenvolvimento de Aço Microligado para Rodas Ferroviárias*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Estadual de Campinas, 2010.

- BORBA, J. L. *Mecânica da Locomotiva*. 1nd. ed. Belo Horizonte: PUC MINAS, 2009.
- BOTH, G. B.; ROCHA, A. da S.; HIRSCH, T. K. Modificações microestruturais e tribológicas nos aços-ferramenta aisi h13 e din x100crmov 8-1-1 produzidas por nitretação a plasma. *Estudos Tecnológicos - Vol. 6*, p. 149 – 161, 2010.
- BRAUER. Wheels catalog. 2014. <<http://www.merko.no>>. Acessado em 17/09/2014.
- BRESSAN, J. D.; COMELI, F. W. *Estudo da Resistência ao Desgaste de Aço AISI 422 Tratado Termicamente, Nitretado e com Revestimentos Aspergidos de Carboneto de Cromo-Níquel*. Joinville, SC, [s.d.].
- BRESSAN, J. D.; GILAPA, L. M.; DAROS, D. P. *Influência do revenimento na resistência ao desgaste do aço villares d2*. Joinville, SC, 2007.
- BRESSAN, J. D.; KOSLOWSKI, L. A. D.; Junior, E. M. Desempenho tribológico dos intermetálicos tialn e tictn e micro-mecanismos de desgaste abrasivo. *CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA E CIÊNCIA DOS MATERIAIS*, 2010.
- CRNKOVIC, S. J. *Comportamento de um aço ABNT-1020 Bifásico Revenido Quanto ao Atrito e Desgaste*. Tese (Doutorado) — Universidade Estadual de Campinas, 1993.
- CVRD. *Manual de Treinamento, Investigação de Acidentes Ferroviários*. Vitória - ES, 2006.
- DUKKIPATI, R. V.; AMYOT, J. R. Computer-aided simulation in railway dynamics. *MECHANICAL ENGINEERING; 61-UNTRACED SERIES*, p. 427, 1988.
- GARCIA, A.; SPIM, J. A.; SANTOS, C. A. *Ensaaios dos Materiais*. 2nd. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2012.
- HECK, S. C. *Influência da boretação com pó na resistência ao desgaste, corrosão e oxidação dos aços AISI 1060 e AISI H13*. Dissertação (Mestrado) — Universidade de São Paulo, 2010.
- JOHNSON, K. L. *Contact Mechanics*. 4nd. ed. Cambridge: Cambridge University Press, 1985.
- KALKER, J. Survey of wheel-rail rolling contact theory. *Vehicle Systems Dynamics*, v. 5, p. 317–358, 1979.
- KALKER, J. J. *On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction*. Tese (Doutorado) — Delft University of Techninology, 1967.
- KALPAKJIAN, M. *Manufacturing engineering and technology, Tribology: Friction, Wear and Lubrication*. 1nd. ed. Illinois: Addison-Wesley publishing company, 1995.
- KÖNIG, R. G. *Estudo do Desgaste de Revestimentos em Matrizes de Recorte a Frio de Cabeças de Parafusos*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2007.
- LANCASTER, J. The formation of surface films at the transition between mild and severe metallic wear. In: THE ROYAL SOCIETY. *Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*. [S.l.], 1963. v. 273, n. 1355, p. 466–483.
- MATAMOROS, E. P. *Modelo de desgaste oxidativo baseado em parâmetros termodinâmicos*. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, 1993.
- MINICUCCI, D. J. *Rodas e Eixos Ferroviários*. 1nd. ed. Caçapava - SP: MLW Brasil, 2011.

- MINICUCCI, D. J. *Aço microligado para roda ferroviária*. 2012. <<http://www.shreditorial.com.br>>. Acessado em 28/02/2014.
- NASCIMENTO, A. M. do. *Obtenção por Tratamento a Laser e Caracterização de Compósito Superficial em Aços Inoxidáveis Duplex Fundidos*. Tese (Doutorado) — Universidade Estadual de Campinas, 2007.
- PETERSON, M. B. *Wear Control Handbook*. 1nd. ed. New York: Amer Society of Mechanical Engineers, 1980.
- QUEIRÓZ, S. R. S. *Propriedades Mecânicas e Micromecanismos de Fratura de Corpos-de-prova Usinados de Rodas Ferroviárias Fundidas e Forjadas*. Tese (Doutorado) — Universidade Estadual de Campinas, 2012.
- RAMALHO, J. Processo oxicorte. [s.d.]. <<http://www.infosolda.com.br/images/Downloads/Artigos/corte/processo-oxicorte.pdf>>. Acessado em 08/11/2014.
- ROSA, E. da. *ANÁLISE DE RESISTÊNCIA MECÂNICA DE PEÇAS E COMPONENTES ESTRUTURAIS*. 1nd. ed. Florianópolis - SC: Editora UFSC, 2002.
- SANTOS, F. de C. *Análise de contato roda-trilho e sua influência na vida em serviço de rodas ferroviárias*. Tese (Doutorado) — Universidade Estadual de Campinas, 2000.
- SIKORSKI, M. E. The adhesion of metals and factors that influence it. *Wear*, v. 7, p. 144 – 162, 1995.
- SILVIA; SHIMAKURA. Interpretação do coeficiente de correlação. 2015. <<http://leg.ufpr.br/silvia/CE003/node74.html>>. Acessado em 10/07/2015.
- SISDELLI, A. *Estudo de Desgastes de Rodas e suas Consequências no Material Rodante e na Via Permanente*. [S.l.], 2006.
- SUSKI, C. A. *ESTUDO DO EFEITO DE TRATAMENTOS E REVESTIMENTOS SUPERFICIAIS NA VIDA DE FERRAMENTAS DE CONFORMAÇÃO MECÂNICA A FRIO*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2004.
- THE WORLD BANK. Rail lines (total route-km). 2014. <<http://data.worldbank.org/>>. Acessado em 10/09/2014.
- VERMEULEN, P. J.; JOHNSON, K. L. Contact of nonspherical elastic bodies transmitting tangential forces. *Journal of Applied Mechanics*, v. 31, p. 338–340, 1964.
- WAHL, H. Verschleißprobleme im Braunkohlenbergbau. *Wärme und Energie*, v. 5, p. 75 – 87, 1955.

**APÊNDICE A - Equações para cálculo da matriz rigidez no contato apresentado
por Johnson**

Equações para rigidez no contato aproximada por Johnson (JOHNSON, 1985) :

$$C_{11} = -\frac{\pi}{B-\nu(D-C)}$$

$$C_{22} = -\frac{\pi}{B-\nu(a\backslash b)^2 C} \quad \text{se } a < b \quad (\text{A.1})$$

$$C_{23} = -C_{32} = \frac{C_{22}\sqrt{a\backslash b}}{3}$$

$$C_{11} = -\frac{\pi}{[D-\nu(D-C)](b\backslash a)}$$

$$C_{22} = -\frac{\pi}{[B-\nu C](b\backslash a)} \quad \text{se } a > b \quad (\text{A.2})$$

$$C_{23} = -C_{32} = \frac{C_{22}}{3\sqrt{b\backslash a}}$$

Onde ν é o número de Poisson e B, C e D são:

$$B = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{(\cos \theta)^2}{[1-k^2(\sin \theta)^2]^{\frac{1}{2}}} d\theta$$

$$C = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{(\cos \theta)^2(\sin \theta)^2}{[1-k^2(\sin \theta)^2]^{\frac{1}{2}}} d\theta \quad (\text{A.3})$$

$$D = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{(\sin \theta)^2}{[1-k^2(\sin \theta)^2]^{\frac{1}{2}}} d\theta$$

Sendo “k”:

$$k = \sqrt{1 - \frac{a^2}{b^2}} \quad a < b$$

$$k = \sqrt{1 - \frac{b^2}{a^2}} \quad a > b \quad (\text{A.4})$$