

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROJETO DE GRADUAÇÃO**

**DESGASTE EM RODAS DE LOCOMOTIVAS
ESTUDO DE CASO**

**GEORGE AUGUSTO RADINZ
RENNÊ ALMEIDA GOMES**

**VITÓRIA – ES
JULHO/2008**

**GEORGE AUGUSTO RADINZ
RENNÊ ALMEIDA GOMES**

**DESGASTE EM RODAS DE LOCOMOTIVAS
ESTUDO DE CASO**

Parte manuscrita do Projeto de Graduação dos alunos George Augusto Radinz e Rennê Almeida Gomes, apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

**VITÓRIA – ES
JULHO/2008**

**GEORGE AUGUSTO RADINZ
RENNÊ ALMEIDA GOMES**

**DESGASTE DE RODAS DE LOCOMOTIVAS
ESTUDO DE CASO**

COMISSÃO EXAMINADORA:

**Prof. M.Sc. Oswaldo Paiva Almeida Filho
Orientador**

Vitória - ES, 10, Julho, 2008

DEDICATÓRIA

Dedicamos este projeto aos nossos queridos familiares, pais, irmãos, tios e avós, que com grande dedicação sempre proporcionaram para nossa formação intelectual e moral nos ensinando por meio de princípios éticos como alcançar nossos objetivos pessoais e profissionais.

AGRADECIMENTOS

Agradecemos primeiramente a Deus pela saúde física e mental que foram fundamentais para a elaboração deste projeto. Agradecemos também aos nossos pais pela oportunidade e apoio para nossa formação acadêmica, e com certeza sem este apoio não conseguiríamos obter êxito. Agradecemos aos nossos irmãos (ãs), aos demais familiares, namoradas e pessoas especiais que forneceram total apoio e compreensão nos momentos difíceis desta longa e dura jornada.

Agradecemos a VALE pelo apoio técnico, pela disponibilização das coletas de dados e compreensão da importância do projeto. Agradecemos a Gustavo Ramos de Souza Carvalho pelo incondicional apoio, a Luiz Carlos Pereira Bueno, a Alanderson Dalmaso e Gelson Castro, por acreditarem no sucesso do projeto.

Agradecemos ao professor Oswaldo Paiva A. Filho por ter assumido nosso projeto, pelas suas valiosas informações e disponibilidade de atendimento.

Lista de Figuras

Figura 1 - Principais ferrovias do Brasil	14
Figura 2 - Recuperadora de minério de ferro em Tubarão – ES.....	16
Figura 3 - Depósito de locomotivas a vapor em Natividade (Aimorés, MG)	18
Figura 4 - Interior do depósito de locomotivas em Porto Velho,1936	19
Figura 5 - Nova oficina diesel da EFVM, em Porto Velho em 1961.....	20
Figura 6 - Oficina de Locomotivas vista por satélite	22
Figura 7 - Trajeto da EFVM	23
Figura 8 - Elementos que compõem a Via Permanente	27
Figura 9 - Trilho Perfil Vignole	29
Figura 10 - Ilustração da Bitola.....	30
Figura 11 - Locomotiva diesel.....	31
Figura 12 - Desenho esquemático de uma locomotiva Diesel-Elétrica.....	32
Figura 13 - Locomotiva GM SD 45	34
Figura 14 - Locomotiva GM DDM 45	34
Figura 15 - Locomotiva GM DDM 45	35
Figura 16 - Locomotiva GM GT	35
Figura 17 - Locomotiva GE U26	36
Figura 18 - Locomotiva GM G12.....	36
Figura 19 - Locomotiva GE BB36	37
Figura 20 - Locomotiva GE DASH 9W.....	37
Figura 21 - Principais componentes do truque	39
Figura 22 - Truque do tipo B.....	40
Figura 23 - Truque do tipo C.....	40
Figura 24 - Truque do tipo D rígido.....	41
Figura 25 - Truque do tipo D articulado	41
Figura 26 - Locomotiva B-B	42
Figura 27 - Locomotiva C-C.....	42
Figura 28 - Locomotiva D-D.....	42
Figura 29 - Locomotiva B+B – B+B	43
Figura 30 - Rodeiro.....	43

Figura 31 - Dimensões para montagem do conjunto de rodas DDM45.....	44
Figura 32 – Eixos.....	44
Figura 33 - Desenho de fabricação de eixos	45
Figura 34 – Engrenagem.....	46
Figura 35 - Motor de Tração	46
Figura 36 - Desenho esquemático do corte de uma roda de locomotiva.....	47
Figura 37 - Desenho do perfil AAR-1B Narrow	50
Figura 38 - Roda de locomotiva.....	52
Figura 39 - Processo de Forjamento de Roda.....	54
Figura 40 - Processo de têmpera	55
Figura 41 - Contato entre sólidos elásticos.....	58
Figura 42 - Deformações no contato roda-trilho	59
Figura 43 - Raios Principais na superfície de contato.....	61
Figura 44 - Desgaste côncavo no contato	73
Figura 45 - Defeitos de fadiga no contato.....	74
Figura 46 - Locomotiva no Torno de Rodas	83
Figura 47 - Locomotiva posicionada sob o torno	83
Figura 48 - Locomotiva se preparando para ser suspensa nos macacos.....	84
Figura 49 - Máquina de eixamento	85
Figura 50 - Locomotiva sob a mesa falsa	86
Figura 51 - Truque em uma curva	87
Figura 52 - Tela 113 do UNILOG.....	92
Figura 53 - Tela 134 do UNILOG.....	93
Figura 54 - Operador efetuando medição do rodeiro.....	95
Figura 55 - Medidor de rodeiros.....	95
Figura 56 – Rodeiros 1 e 4 da locomotiva 1241 após o estudo de desgaste	103
Figura 57 - Ferramenta de manutenção de rodeiros	106
Figura 58 – Fluxograma de funcionamento da ferramenta.....	107
Figura 59 - Sistema de Monitoramento de Sapatas de Freio e Perfis de Rodas ...	111
Figura 60 - Sistema Completo de Monitoramento Wayside.....	111
Figura 61 - Sistema de Controle dos Equipamentos Wayside.....	112
Figura 62 - Módulo Perfil de Roda – Imagem do Friso da Roda Capturada a 60 mph.....	113

Figura 63 - Módulo Perfil de Roda – Imagem do Aro da Roda Capturada a 60 mph113

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Principais ferrovias brasileiras	15
Tabela 2 - Principais mercadorias transportadas pela EFVM	23
Tabela 3 - Frota da EFVM	24
Tabela 4 - Categoria relacionada à frota	33
Tabela 5 - Tipos de rodas das locomotivas da EFVM	49
Tabela 6 - Classes de rodas	51
Tabela 7 - Efeitos causados pelas deformações	59
Tabela 8 - Limites dos principais parâmetros de rodas	81
Tabela 9 - Limites para variação no raio da roda	82
Tabela 10 - Tempo necessário para executar o rodízio	84
Tabela 11 - Custos das intervenções	86
Tabela 12 - Rodas guias de cada frota	87
Tabela 13 - Distribuição das locomotivas quanto sua finalidade	90
Tabela 14 - Posição dos rodeiros das amostras escolhidas	91
Tabela 15 - Dados coletados das locomotivas 1162 e 1241	96
Tabela 16 - Taxas de desgaste da locomotiva 1241	101
Tabela 17 - Taxas de desgaste da locomotiva 1162	104

Lista de Gráficos

Gráfico 1 - Volume transportado pela EFVM	24
Gráfico 2 - Evolução da frota da EFVM	25
Gráfico 3 - Percentual de locomotivas diesel no mundo.....	32
Gráfico 4 - Percentual de locomotivas elétricas no mundo.....	33
Gráfico 5 - Acompanhamento do desgaste da espessura do friso da locomotiva 1241.....	98
Gráfico 6 - Acompanhamento do desgaste da altura do friso da locomotiva 1241.....	98
Gráfico 7- Acompanhamento do desgaste da bandagem da locomotiva 1241.....	99
Gráfico 8 - Taxas de desgaste mensal da locomotiva 1241	102
Gráfico 9 - Taxas de desgaste mensal da locomotiva 1162	104
Gráfico 10 - Exemplo de Medidas de Espessura de Aro	114
Gráfico 11 - Exemplo de Medidas de Altura de Friso	115
Gráfico 12 - Exemplo de Medidas de Espessura de Friso.....	115

Sumário

1 INTRODUÇÃO	12
2 A EFVM NO SISTEMA FERROVIÁRIO BRASILEIRO.....	14
2.1 VALE.....	15
2.2 Histórico da EFVM e da Oficina de Locomotivas.....	16
2.2.1 Localização	21
2.2.2 A EFVM atualmente	22
3 MANUTENÇÃO E ELEMENTOS DO SISTEMA FERROVIÁRIO.....	26
3.1 AAR	26
3.2 A Via Permanente Ferroviária.....	27
3.2.1 A Infra-Estrutura.....	27
3.2.2 A Super- Estrutura.....	28
3.2.2.1 Trilho.....	28
3.2.2.2 Dormentes	29
3.2.2.3 Lastro.....	30
3.2.2.4 Sublastro.....	30
4 LOCOMOTIVAS, TRUQUES E RODAS	31
4.1 Histórico.....	31
4.2 Locomotivas Diesel – Elétricas	31
4.3 Tipos de Locomotivas da EFVM	33
4.4 Truques.....	38
4.4.1 Tipos de truques.....	40
4.4.2 Classificação das locomotivas quanto ao truque.....	42
4.5 Rodeiros	43
4.5.1 Eixos	44
4.5.2 Engrenagem.....	45
4.5.3 Motores de Tração	46
4.6 Roda	47
4.6.1 Principais anomalias nas rodas.....	48
4.6.2 Tipos de Rodas	49
4.6.3 Material da Roda.....	51
4.7 Processo de Produção.....	53
4.7.1 Aciaria	53
4.7.2 Corte a Quente.....	53
4.7.3 Forjamento	54
4.6.4 Tratamento Térmico	55
5 MECÂNICA DO CONTATO RODA-TRILHO	57
5.1 A Importância do Estudo.....	57
5.2 Cálculo das Tensões de Contato.....	57
5.2.1 Compressão Máxima na Superfície	59
5.2.1.1 A Equação de Hertz adaptada para o sistema inglês	59
5.2.1.2 A equação de Hertz no sistema métrico	61
5.2.2 Cisalhamento máximo sub-superficial.....	62
5.2.2.1 A Equação de Thomas	63
5.2.2.2 A expressão sugerida por Alias	64

5.2.2.3 A equação de Eisenmann.....	65
5.3 Cuidados requeridos na adoção de modelos empíricos	66
5.4 Aspectos restritivos da Teoria de Hertz	67
6 DESGASTE.....	70
6.1 Regimes de Desgaste no Contato	70
6.1.1 Contato em Regime de Desgaste	71
6.1.2 Contato em Regime de Stress	72
6.2 Teoria e análise	74
6.3 Estratégias para o gerenciamento do Desgaste	75
6.3.1 Estratégias em Regime de Desgaste	75
6.3.1.1 Rodas com Perfil Estabilizado	76
6.3.1.2 Lubrificação	76
6.3.1.3 Reperfilamento de Trilhos.....	76
6.3.1.4 Alinhamento de Truques e Rodeiros	77
6.3.1.5 Limites Econômicos de Desgaste.....	77
6.3.2 Estratégias em Regime de Stress	77
6.3.2.1 Redução no Limite de Desgaste Côncavo.....	77
6.3.2.2 Limitação da Bitola em Curvas	78
6.3.2.3 Ampliação da Bitola em Retas	79
6.3.2.4 Roda com Friso Fino e Conicidade Suave.....	79
6.3.2.5 Adequação da Bitola de Eixamento.....	79
6.3.2.6 Esmerilamento do Boleto do Trilho.....	80
6.4 Normas e Processos Operacionais.....	80
6.4.1 Normas.....	80
6.4.2 Processos Operacionais	82
6.4.2.1 Usinagem.....	82
6.4.2.2 Rodízio.....	83
6.4.2.3 Troca	85
6.5 Custos.....	86
6.6 Desgaste da roda em função da posição no truque.....	87
7 EXPERIMENTO	89
7.1 Estudo da Base de Dados Existente.....	89
7.2 Escolha das Amostras	89
7.3 Posição dos Rodeiros	90
7.4 Monitoramento do Desgaste.....	91
7.4.1 Monitoramento da chegada das locomotivas	91
7.4.2 Parâmetros Medidos	94
7.5 Dados e Verificação.....	96
7.5.1 Gráficos.....	97
7.5.2 Cálculo das taxas de desgaste.....	99
7.5.2.1 Taxa de desgaste para espessura do friso.....	99
7.5.2.2 Taxa de desgaste para altura do friso	100
7.5.2.3 Taxa de desgaste para a bandagem	100

7.6 Resultados das Locomotivas 1241 e 1162	101
7.6.1 Locomotiva 1241.....	101
7.6.2 Locomotiva 1162.....	103
7.7 Resultados das demais locomotivas.....	104
8 FERRAMENTA	106
9 CONCLUSÃO	108
10 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	109
APÊNDICES	110
APÊNDICE A – Sistemas Avançados de Inspeção de Locomotivas.....	110

RESUMO

Nas empresas ferroviárias, existem vários ativos com elevado custo de aquisição e/ou manutenção; dentre eles as rodas apontam como uma significativa relevância nos custos. Portanto, faz-se necessário elaborar uma revisão acerca dos aspectos da atual forma de planejamento e práticas de manutenção dos rodéis da Estrada de Ferro Vitória a Minas (EFVM) como contribuição para se alcançar a melhor maneira de gerenciar este ativo.

A escolha de amostras, a determinação de taxas de desgaste e a implantação de uma ferramenta de auxílio ao planejamento visando minimizar impactos na disponibilidade das locomotivas e a conseqüente redução de custos, são os principais focos deste trabalho.

O sistema ferroviário e seus componentes, tipos de locomotivas, truques e suas classificações, os tipos de rodas e perfis utilizados na EFVM serão alguns dos tópicos abordados.

As tolerâncias de parâmetros de rodas determinado por norma, os principais processos operacionais, dimensões padronizadas pelos fabricantes, instrumento e técnicas de medição, monitoramento do ativo e os tipos de regimes de desgaste serão, além de outros aspectos, considerados de maneira a auxiliar a coleta e o estudo dos dados encontrados nas amostras.

1 INTRODUÇÃO

Sob o aspecto de segurança operacional, a manutenção das rodas assume um papel de importância vital, uma vez que a causa fundamental, da maioria dos acidentes ferroviários atribuídos à locomotiva, está relacionada à circulação dos rodeiros com medidas do friso e da bandagem próximas ou abaixo dos limites de condenação.

Portanto, sempre que as medidas do friso e da bandagem aproximam-se dos seus limites de condenação, devem ser realizados procedimentos que garantam uma operação segura.

Os atuais procedimentos utilizados a fim de recuperar o perfil adequado, são:

- Inversão dos truques da locomotiva;
- Rodízio dos rodeiros nos truques;
- Substituição por rodeiros novos ou em melhores condições;
- Usinagem dos rodeiros no torno de subsolo;
- Combinação de todos esses procedimentos.

Atualmente, em função de um planejamento não adequado, ocorre a retenção de locomotivas na oficina, devido estarem aguardando mão-de-obra ou algum material não disponível, ou ainda por estarem na fila de espera para torneamento das rodas, na entrada do torno de subsolo. Tudo isto afeta enormemente a disponibilidade operacional das locomotivas.

O objetivo do trabalho é definir parâmetro de desgaste por frota em função do tempo e quilômetros percorridos, uma vez que atualmente utiliza-se um único parâmetro padrão para todas as frotas, que é somente em função do tempo.

A partir das taxas de desgaste, será desenvolvido e implantado na Oficina de Locomotivas de Tubarão da EFVM (Estrada de Ferro Vitória a Minas – VALE) uma ferramenta de auxílio ao planejamento para apoio nas tomadas de decisões, indicando qual a melhor estratégia a ser adotada.

Esta ferramenta busca a otimização dos recursos. Com a sua implantação e uso, preve-se poder obter os seguintes ganhos:

- Reduzir os custos, pois a manutenção dos rodeiros representa uma parcela considerável no orçamento de custeio da Oficina de Locomotivas;
- Minimizar impactos na disponibilidade operacional das locomotivas de modo programado;
- Minimizar acidentes operacionais.

Tabela 1 - Principais ferrovias brasileiras

Principais Ferrovias Brasileiras					
Operadora	Extensão (Km)				
	Bitola (m)				Total
	1,00	1,60	1,00/1,44	1,00/1,60	
América Latina Logística - ALL	7.175,0		11,0		7.186,0
Brasil Ferrovias		2.025,0		301,0	2.326,0
Companhia Ferroviária do Nordeste - CFN	4.220,5			17,5	4.238,0
Estrada de Ferro do Amapá	194,0				194,0
Estrada de Ferro Carajás - EFC		892,0			892,0
Estrada de Ferro Vitória a Minas - EFVM	905,0				905,0
Ferrovia Centro-Atlântico - FCA	7.658,0			182,0	7.840,0
Ferrovia do Paraná - FERROPAR	249,0				249,0
Ferrovia Norte-Sul		226,0			226,0
Ferrovia Novoeste Brasil	2.683,0				2.683,0
Ferrovia Tereza Cristina - FTC	164,0				164,0
MRS Logística		1.631,9		42,2	1.674,1
Total	23.248,5	4.774,9	11,0	542,7	28.577,1

Fonte: VALE, BORBA, J. L., 2007

Entre os equipamentos móveis das estradas de ferro, distinguimos os veículos que são rebocados, compostos pelos carros que transportam passageiros e pelos vagões que transportam cargas. Os carros e vagões são denominados de equipamento rodante.

Os veículos que tracionam os trens são denominados locomotivas; os carros motores, são denominados de equipamentos de tração.

2.1 VALE

Fundada em 1942, durante o governo de Getúlio Vargas, como parte dos Acordos de Washington, a Companhia Vale do Rio Doce (CVRD) tornou-se, em 64 anos, a maior empresa de mineração diversificada das Américas e a segunda maior do mundo.

Opera em 14 estados brasileiros e nos cinco continentes. Possui mais de nove mil quilômetros de malha ferroviária e 10 terminais portuários próprios. É a

maior empresa no mercado de minério de ferro e pelotas (posição que atingiu em 1974 e ainda mantém) e a segunda maior produtora integrada de manganês e ferroligas, além de operar serviços de logística, atividade em que é a maior no Brasil.

No Brasil, os minérios são explorados por três sistemas totalmente integrados, que são compostos por mina, ferrovia, usina de pelletização e terminal marítimo.

No estado do Espírito Santo a Vale concentra seu principal pátio industrial na Ponta de Tubarão, localizada no município de Vitória. Em Tubarão a Vale possui sete usinas de pelletização de minério de ferro, que em 2005 produziram 255,71 milhões de toneladas em minério de ferro em pelotas.

A figura 2 ilustra a recuperadora de minério de ferro em Tubarão.



Figura 2 - Recuperadora de minério de ferro em Tubarão – ES
Fonte: Acervo da VALE

2.2 Histórico da EFVM e da Oficina de Locomotivas

A Estrada de Ferro Vitória a Minas (EFVM) começou a ser construída no dia 30 de março de 1903, para ligar o Porto de Vitória, no Espírito Santo, à cidade de Diamantina, em Minas Gerais.

O Engenheiro Pedro Nolasco foi um dos mais audaciosos empresários do Brasil no início do século XX e foi um dos principais acionistas da Companhia Estrada de Ferro Vitória a Minas, tendo sucedido Teixeira Soares na presidência da empresa e dirigindo-a até o seu falecimento, em janeiro de 1935.

Tal como a maioria das ferrovias construídas no Brasil desde o final do século XIX, a EFVM escolheu a bitola de 1,0 m, considerada na época como de construção mais econômica do que a chamada bitola larga de 1,60 m, já utilizada nas principais linhas da Estrada de Ferro Central do Brasil (EFCB).

Com recursos financeiros limitados que possuía, a Companhia Estrada de Ferro Vitória a Minas optou por traçados mais simples e de modestas condições técnicas, evitando recorrer ao uso das chamadas obras de arte de engenharia, como túneis, grandes cortes e aterros, e ainda limitando a construção de pontes ao absolutamente indispensável.

Com estudos e projetos relativos ao traçado dos primeiros trechos aprovados pelo governo, foram feitas na Europa as primeiras encomendas de materiais e equipamentos para a EFVM, tendo chegado a Vitória durante o ano de 1903 as suas primeiras duas locomotivas a vapor, fabricadas na Alemanha.

O ponto inicial da construção da EFVM foi a Ilha de São Carlos, às margens da Bahia de Vitória, próxima da localidade conhecida como porto de Argolas, onde já existia uma estação da Estrada de Ferro Sul - Espírito Santo, também com bitola de 1,0 m.

Durante 1904 mais uma locomotiva a vapor, desta vez fabricada na Bélgica, chega a Vitória, junto com outros equipamentos. Em 1905 a extensão da linha chegava a quase 100 km, mas circulavam regularmente apenas dois trens mistos por dia, já que só havia três locomotivas a vapor e uma pequena quantidade de vagões e carros de passageiros em tráfego.

Para fazer a manutenção de todo o material rodante, foi construído em 1904 um abrigo para locomotivas em Porto Velho, transformado logo depois numa modesta oficina também para carros e vagões.

Até o final de 1908, atravessando dificuldades financeiras, a EFVM tinha aberto quase 300 km de linhas e já contava com mais seis locomotivas. Os trabalhos de locação e construção foram se tornando cada vez mais difíceis, à medida que prosseguiram pela densa mata atlântica às margens do rio Doce.

Foi justamente em meio a toda essa crise durante o ano de 1908 que um grupo de empresários ingleses procurou a diretoria da Companhia Estrada de Ferro Vitória a Minas, interessados em transportar minério de ferro da região de Itabira, em Minas Gerais – onde sabiam existir grande jazida de minério de ótima qualidade – até o Porto de Vitória por um preço de frete pré-estabelecido.

Em 1908, foi construída uma nova oficina de reparação de locomotivas, carros e vagões em João Neiva, no Km 91, substituindo a pequena oficina existente em Porto Velho, que passou a servir apenas de depósito de locomotivas.

Em 1920, foi construído um modesto depósito de locomotivas em Natividade Aimorés, MG, para atender às locomotivas que operavam nos trechos mais distantes ao longo do rio Doce, vide Figura 3. Nesta época a EFVM possuía 20 locomotivas a vapor que consumia lenha como combustível, sendo eventualmente feita uma mistura com carvão importado em algumas ocasiões.



Figura 3 - Depósito de locomotivas a vapor em Natividade (Aimorés, MG)
Fonte: Acervo da VALE

Pouco tempo depois, foi construído em Figueira de Rio Doce, MG, o terceiro depósito de locomotivas da EFVM, dotado de instalações tão modestas quanto o de Natividade. Mesmo com todas as dificuldades a EFVM já tinha em meados de 1920 uma grande influência na nascente economia do vale do rio Doce. O transporte de passageiros e mercadorias, como café e madeiras, crescia a cada ano, gerando uma renda suficiente ao menos para manter a operação da EFVM e fazer a compra de

mais algumas locomotivas e vagões de características bastante modestas. Sendo assim treze locomotivas foram adquiridas no período de 1920 a 1926.

As condições de manutenção das locomotivas e do material rodante acabaram se deteriorando face aos poucos investimentos, motivando inclusive a tentativa de transferir a oficina de João Neiva de volta para Porto Velho em 1927. Como não havia recursos para construção de uma oficina inteiramente nova, a solução foi dispersar algumas atividades pelos próprios depósitos de locomotivas.

Desta maneira, a partir de 1931 o trabalho de reparação de carros e vagões foi transferido para um galpão anexo ao depósito de Aimorés (antiga Natividade), enquanto o depósito de Porto Velho, vide Figura 4, foi renovado com um prédio de alvenaria, onde foi instalado um torno de rodeiros para as locomotivas a vapor.

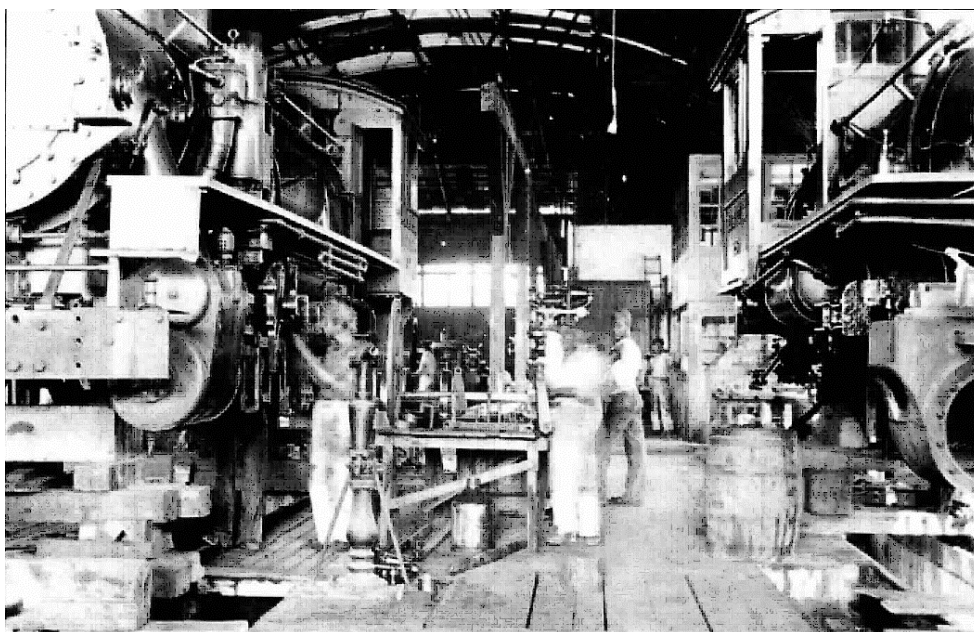


Figura 4 - Interior do depósito de locomotivas em Porto Velho, 1936
Fonte: Acervo da VALE

Em 1939 foi iniciada a construção do abrigo para locomotivas de Desembargador Drumond, próximo à estação de São José da Lagoa, que após ser concluído passou a ser o quarto depósito de locomotivas da EFVM.

Sendo assim, no dia 12 de maio de 1940, o primeiro trem de minério de ferro chegou festivamente a Pedro Nolasco, sendo o minério carregado no Porto de Vitória entre 2 e 9 de Julho no navio francês “Modesta” rumo aos Estados Unidos.

Entretanto, devido à falta de equipamentos adequados, o minério tinha que ser extraído de forma natural e todo transporte feito sob as piores condições possíveis.

No dia 1º de Julho de 1942, o Presidente Getúlio Vargas expediu o decreto-lei 4.352 criando a Companhia Vale do Rio Doce (CVRD), como empresa estatal de economia mista dedicada à exploração e comercialização de minério de ferro, incorporando a ela o patrimônio formado pelas minas de Itabira e EFVM.

Um fato notável acontecido em 1947 foi a entrada em serviço das duas primeiras locomotivas diesel-elétrico da EFVM, abrindo caminho para a grande modernização de todo o parque de tração, que culminaria na substituição das locomotivas a vapor pelas locomotivas a diesel. A EFVM de 1950 pouco lembrava a situação precária de apenas 10 anos antes, passando a operar desde 1945 em regime de lucro. O material rodante somava 70 locomotivas a vapor e duas locomotivas diesel-elétrico.

Em 1961 a EFVM inaugurou em Porto Velho sua primeira oficina de locomotiva diesel, ilustrada na Figura 5, capaz de servir tanto como posto de inspeção e abastecimento quanto para reparações leves e pesadas, ou até a reconstrução inteira de uma locomotiva.



Figura 5 - Nova oficina diesel da EFVM, em Porto Velho em 1961
Fonte: Acervo da VALE

No fim da primeira metade da década de 1960, encerrou-se definitivamente a “era do vapor” na EFVM. A baixa na maioria das locomotivas fez com que antigos depósitos a vapor perdessem sua função, sendo desativados e demolidos.

A partir de 1970 a CVRD adquiriu locomotivas diesel de grande potência.

Como o Porto de Tubarão passou a ser o grande centro coletor de todo o transporte de minério, foi inaugurado em 1978 a oficina de locomotivas do complexo

de Tubarão, que é objeto deste estudo. O projeto foi iniciado em 1971 tendo como modelo a oficina da ferrovia Americana Union Pacific, localizada em North Platte, considerada umas das mais modernas e eficientes do mundo, na época.

As obras iniciaram-se em 1974, tendo sido concebida como um complexo reunindo várias seções especializadas para componentes, baterias, lavagem de peças, pintura, lavador de truques, torno de rodeiros, além da oficina de reparação diesel propriamente dita e de um posto para inspeção de locomotivas. A oficina foi projetada para atender uma frota de 200 locomotivas, podendo ser expandida para uma frota de até 300 locomotivas.

O histórico das frotas modernas tem suas raízes na chegada das primeiras máquinas diesel elétrica em meados da década de 50, eram as primeiras G12. Com a chegada das locomotivas DDM45, locomotiva fabricada para a CVRD pela GM, entre 1970 e 1976 para atender a demanda crescente de transporte de minério de ferro, a oficina de locomotivas teve um acréscimo na quantidade de máquinas para realizar manutenção, neste momento eram 83 locomotivas a mais.

Por longos anos a predominância de locomotivas GM (G12, G16, GT e DDM) ocorreu na manutenção de locomotivas Vitória a Minas, até a chegada das primeiras locomotivas GE, Dash 8, no final da década de 80. Naquele período eram aproximadamente 130 locomotivas que garantiam o transporte de minério de ferro até a chegada das locomotivas GE, Dash 9, na década de 90.

Atualmente o número de locomotivas é de 334 divididas nas frotas Dash 7, Dash 8, Dash 9, Dash 9W, DDM, DDM MP, GT, G12 e G16.

Com histórico de grandes crescimentos tecnológicos, a oficina de locomotivas vem buscando constantemente o crescimento técnico de seus profissionais e buscando sempre a excelência em manutenção de locomotivas.

2.2.1 Localização

A manutenção de locomotivas da EFVM está concentrada em sua maior parte nas dependências do Complexo de Tubarão, Vitória, ES, mostrada na Figura 6. Além destas instalações, existe um Posto de Manutenção em Nova Era, MG, chamada Oficina de Drumond.

Em Tubarão, a Oficina de Locomotivas realiza atividades de inspeção, manutenção preventiva, manutenção preditiva e manutenção corretiva de locomotivas, estando capacitada a realizar qualquer tipo de manutenção independente de seu porte.

A Oficina de Recuperação de Componentes está instalada no Complexo de Tubarão e realiza recuperação de diversos componentes ferroviários da EFVM.

A Oficina de Drumond está restrita a inspeções, pequenos reparos e preventivas de pequeno porte. Existem na sua área de abrangência alguns postos volantes, basicamente para inspeção e detecção de problemas de locomotivas nos pátios de carregamento e formação de trens na região de abrangência da oficina.



Figura 6 - Oficina de Locomotivas vista por satélite
Fonte: Google Earth

2.2.2 A EFVM atualmente

A EFVM representa 3,1% da malha ferroviária nacional e totaliza 905 quilômetros de extensão, cortando inúmeras cidades dos Estados de Minas Gerais e Espírito Santo, como pode ser visto na Figura 7.

Mesmo representando apenas 3,1 % da malha ferroviária do Brasil, a EFVM transporta atualmente cerca de 40% de toda a carga ferroviária brasileira, o que corresponde a mais de 135 milhões de toneladas por ano, das quais cerca de 80% é

minério de ferro e cerca de 20% de mais de 60 diferentes tipos de produtos, tais como aço, carvão, calcário, produtos florestais e granito, como pode ser visto na Tabela 2.

Tabela 2 - Principais mercadorias transportadas pela EFVM

<i>Mercadorias</i>	<i>Porcentagem</i>
Minério de Ferro	80,00%
Carvão Mineral	4,59%
Aço	3,88%
Ferro gusa	2,49%
Calcário	1,61%
Farelo de soja	1,41%
Soja	0,78%
Coque	0,76%
Trigo	0,55%
Celulose	0,49%
Outras mercadorias	3,44%

Fonte: RADINZ, G.A.; GOMES, R.A., 2007



Figura 7 - Trajeto da EFVM

Fonte: Site oficial da VALE

Somente em carga geral, entre 2001 e 2006, a EFVM aumentou sua produção média em TKU¹, em 11%, passando de 11,4 bilhões para 12,7 bilhões. Os altos índices de produtividade da Vitória a Minas são resultados da segurança e eficiência que a colocam entre as principais ferrovias do mundo. O Gráfico 1 mostra a evolução da EFVM, no tocante ao volume transportado em toneladas anualmente.

¹ Toneladas por Quilômetro Útil.

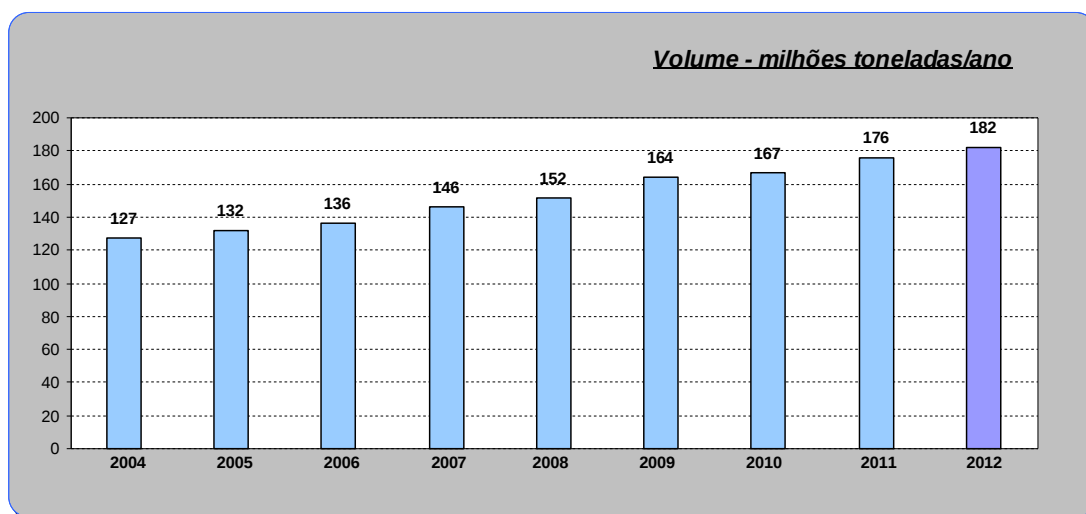


Gráfico 1 - Volume transportado pela EFVM
 Fonte: Acervo da VALE, adaptado

A Estrada de Ferro Vitória Minas conta hoje com uma frota de 334 locomotivas, contabilizando um total de 1.138.600 HP de potência. Na Tabela 3 segue as principais características da frota da Estrada de Ferro Vitória Minas.

Tabela 3 - Frota da EFVM

<i>Frota</i>	<i>HP</i>	<i>Quantidade</i>	<i>Potência Total (HP)</i>	<i>Porcentagem da frota sobre o total de locomotivas</i>	<i>Fabricante</i>
U-26	1310	1	1310	0,3%	GE
U5	540	1	540	0,3%	GE
G12	1310	25	32750	7,5%	GM
G16	1800	34	61200	10,2%	GM
GT	3000	6	18000	1,8%	GM
BB36	3600	27	97200	8,1%	GE
DDMMP	3600	6	21600	1,8%	GM
DDM45	3600	71	255600	21,3%	GM
Dash 8	4000	6	24000	1,8%	GE
Dash 9M	4000	12	48000	3,6%	GE
Dash 9W	4000	72	288000	21,6%	GE
Dash 9WN	4000	69	276000	20,7%	GE
SD-45	3600	4	14400	1,2%	GM
TOTAL		334	1138600		

Fonte: RADINZ, G.A.; GOMES, R.A., 2007

O Gráfico 2 representa a evolução da quantidade de locomotivas da EFVM, e a tendência para os próximos anos, onde até 2012 pretende-se chegar ao número de 381 locomotivas.

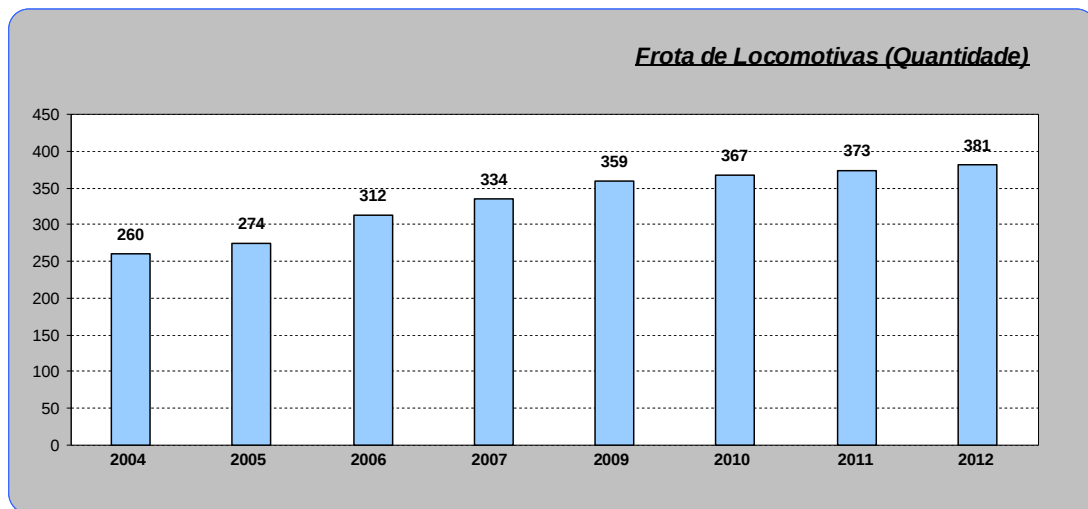


Gráfico 2 - Evolução da frota da EFVM

Fonte: Acervo da VALE, adaptado

3 MANUTENÇÃO E ELEMENTOS DO SISTEMA FERROVIÁRIO

A ferrovia é um sistema extremamente complexo, composto por diversas áreas que interagem visando um objetivo comum que é a circulação de trens. Podemos citar como componentes deste sistema, as áreas de operação de trens, suporte administrativo e manutenção, cada uma com características bastantes distintas umas das outras.

A operação de trens contempla a parte da circulação de trens propriamente dita. Esta envolve o Centro de Controle, unidade que faz o planejamento operacional da circulação.

O suporte administrativo não está ligado diretamente à atividade ferroviária, mas procura auxiliar as demais atividades como recursos humanos, contabilidade, treinamentos, suprimento de materiais, contratação de serviços.

A manutenção dentro de um sistema ferroviário pode ser dividida em quatro grupos que são: a via permanente, a sinalização, as locomotivas e os vagões.

A manutenção de locomotivas e vagões, apesar da aparente semelhança, apresenta características bem distintas, uma vez que o primeiro se preocupa principalmente com a estabilidade dinâmica dos vagões, o segundo tem diversos componentes eletro-mecânicos e eletrônicos ausentes no outro.

A manutenção de sinalização e via permanente cuidam dos elementos fixos presentes ao longo da malha ferroviária. A manutenção de via permanente zela pela integridade do caminho do trem, ou seja, zela para que os componentes da via (trilhos, dormentes, lastro e fixações) estejam dentro de padrões, garantindo a segurança.

3.1 AAR

A Association of American Railroads² (AAR) foi formada em 1934 e tem como principal objetivo assegurar que as vias férreas da América do Norte permaneçam sendo as melhores do mundo, e com isso têm o compromisso de mantê-las seguras, rápidas, eficientes, limpas e tecnologicamente avançadas.

² Associação Americana de Ferrovias (tradução nossa).

A AAR está envolvida em programas para melhorar estes quesitos citados e estabelece inúmeras normas para fabricação e manutenção de materiais rodantes ferroviários. Ela possui como membros as principais via férreas dos Estados Unidos, Canadá e México, sendo sua sede principal localizada em Washington, com o objetivo de trabalhar perto dos líderes de governo e legisladores.

3.2 A Via Permanente Ferroviária

A via permanente ferroviária pode ser definida como “o sistema de sustentação e rolamento dos trens em circulação” (Amaral, apud Lima, 1998). Ela é normalmente separada em duas partes que são a super-estrutura e a infra-estrutura, conforme Figura 8.

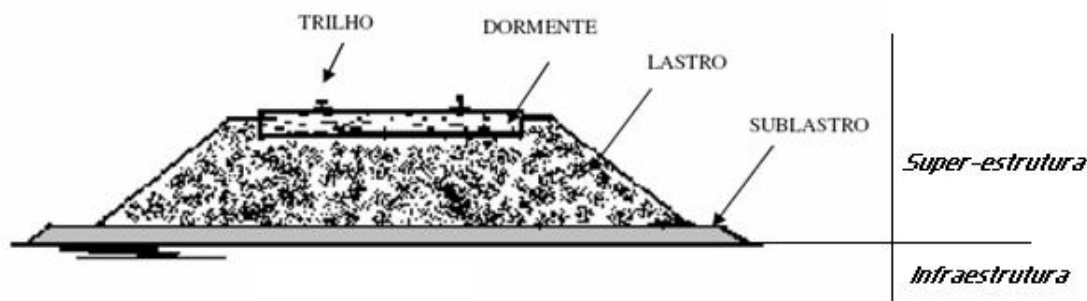


Figura 8 - Elementos que compõem a Via Permanente
Fonte: SEMPREBONE, P.S., 2005

3.2.1 A Infra-Estrutura

A infra-estrutura é, segundo Carvalho (1994), o conjunto de obras implantadas em uma faixa de terreno, destinadas ao estabelecimento e à proteção do caminho de rolamento da via.

Segundo Lima (1998), “A infra-estrutura tem papel fundamental na estabilidade da via, pois sendo ela a base da ferrovia, toda a super-estrutura a utiliza como apoio e conseqüentemente qualquer alteração na infra-estrutura terá reflexo na superestrutura”.

Ela é composta por:

- Sistema de drenagem: são os equipamentos que visam promover o escoamento satisfatório da água proveniente das chuvas.
- Seções de terraplanagem
- Obras de arte especiais: são obras de grande porte que se prestam a auxiliar na transposição de alguns obstáculos ao caminho da ferrovia, como rios, montanhas ou grandes desníveis. As principais são pontes, viadutos e túneis.
- Obras de contenção: são responsáveis pela proteção da plataforma ferroviária. São exemplos deste tipo de obra os muros de arrimo, as cortinas atirantadas e os muros de peso.

3.2.2 A Super- Estrutura

A super-estrutura é a parte da via permanente responsável por receber as cargas dos veículos ferroviários e transmiti-la para a infra-estrutura, e constitui a superfície de rolamento para as rodas dos veículos ferroviários, servindo como guia. A super-estrutura é composta por trilho, dormente, lastro e sub-lastro.

3.2.2.1 Trilho

São vigas contínuas de aço que tem como funções principais:

- Guiar as rodas dos veículos ferroviários,
- Receber os carregamentos verticais, laterais e longitudinais aplicados pelos rodéiros,
- Fornecer uma superfície de rolamento,
- Conduzir energia para circuitos de sinalização;
- Comportar-se como terra para circuitos elétricos de tração das locomotivas.

Os trilhos podem ser unidos através de talas ou podem ser soldados. A solda é mais indicada, pois ela não gera a descontinuidade que acontece no caso das talas. A Figura 9 mostra o esquema de um trilho do perfil Vignole.

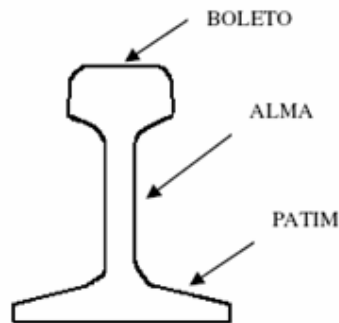


Figura 9 - Trilho Perfil Vignole
Fonte: SEMPREBONE, P.S. 2005

Com o intuito de melhor utilização e redução de desgaste do trilho, este é assentado com uma inclinação na razão de 1:20 sobre a vertical. Foi observado que uma inclinação de 1:40 apresenta maior resistência ao desgaste que a inclinação de 1:20. Assim, as condições de contato entre a roda e o boleto permanecem as mesmas por mais tempo.

3.2.2.2 Dormentes

Os dormentes são vigas posicionadas transversalmente em relação ao trilho que tem como principais funções transferir a carga recebida ao lastro, manter a bitola, restringir os movimentos do trilho e amortecer as vibrações. Os materiais empregados para confecção dos dormentes são de madeira, concreto, aço e polímeros. A madeira é a mais usual, pois é de fácil manuseio e atende a todas as funções para qual este componente se propõe. As dimensões dos dormentes variam de acordo com a dimensão da bitola e o espaçamento entre eles.

Bitola, conforme citado no parágrafo acima, é a distância entre os dois trilhos da linha, conforme Figura 10, medida de 12 a 16 mm abaixo da superfície de rolamento do boleto. Varia conforme o país, sendo que, no Brasil, são adotadas as seguintes bitolas: 1,00 m; 1,435 m, 1,60 m e bitolas mistas. Na EFVM usa-se a bitola de 1,00 m.

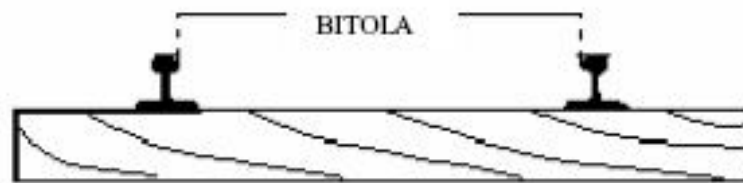


Figura 10 - Ilustração da Bitola
Fonte: SEMPREBONE, P.S. 2005

3.2.2.3 Lastro

Material granular idealmente de 15 a 45 cm de espessura, que fica logo acima do solo. Suas funções principais são: distribuir ao solo os esforços, dar elasticidade à via quando ocorre a passagem dos veículos, corrigir as irregularidades da infra-estrutura formando uma superfície uniforme para colocação dos dormentes, impedir o deslocamento dos dormentes e manter a super-estrutura drenada (Brina, 1983). O material mais utilizado como lastro ferroviário é a pedra britada.

3.2.2.4 Sublastro

O sublastro é o elemento que está ligado à infra-estrutura da via. Sua utilização depende do tipo de solo da plataforma. Para Paiva, é empregado quando houver necessidade de impedir a penetração do solo da plataforma no interior do lastro, ou quando as condições do tráfego forem muito severas, ou ainda quando a altura do lastro superar 40 centímetros, por razões econômicas, já que o material do lastro é freqüentemente mais caro que do sublastro.

4 LOCOMOTIVAS, TRUQUES E RODAS

4.1 Histórico

Duas invenções significativas ocorridas na Alemanha no final do século XIX revolucionaram os meios de transporte no século XX. Em 1866 o gerador de corrente contínua auto-excitado foi inventado por Werner Von Siemens. Em 1892 o motor de combustão interna a óleo combustível foi patenteado por Rudolf Diesel.

Desde 1897, quando os primeiros modelos do motor diesel passaram a ser comercializados, as atenções dos engenheiros ferroviários se voltaram para a sua aplicação em locomotivas.

Em 1925 o motor diesel foi empregado pela primeira vez numa locomotiva de manobras da Central of New Jersey Railroad, em 1934 foi utilizado no novo trem de passageiros Zephyr e em 1941, vide Figura 11, foi utilizado no transporte de cargas na Ferrovia Santa Fé.

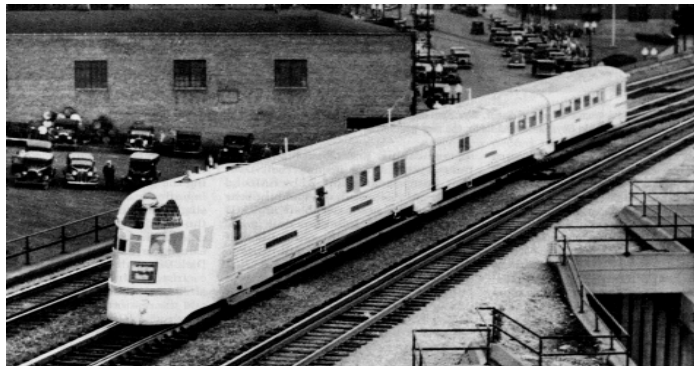


Figura 11 - Locomotiva diesel
Fonte: VALE, BORBA, J. L., 2007

4.2 Locomotivas Diesel – Elétricas

A locomotiva diesel-elétrica é um sistema de produção e geração de energia elétrica completo e isolado que tem como fonte primária de energia o motor diesel.

Na busca contínua pelo aumento da eficiência, em conjunto com o aprimoramento das unidades de tração, foram desenvolvidos sistemas de transmissão mais sofisticados, através dos quais, itens antes pouco importantes, passaram a receber atenção cada vez maior.

A Figura 12 ilustra o esquema de uma locomotiva Diesel-Elétrica, com seus principais componentes.

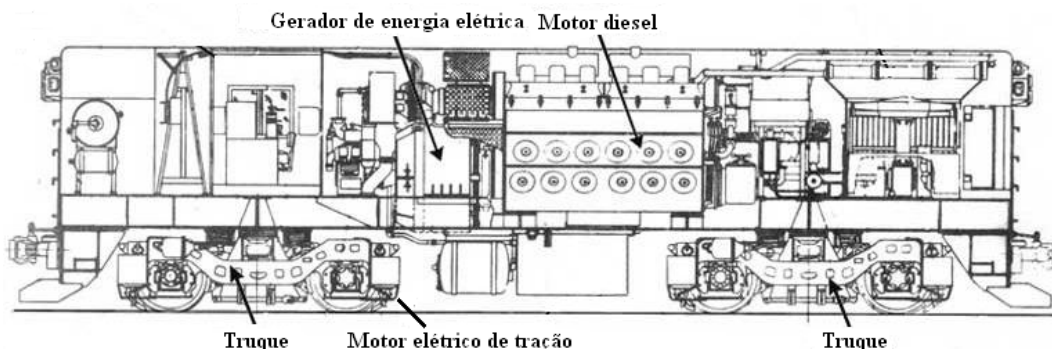


Figura 12 - Desenho esquemático de uma locomotiva Diesel-Elétrica
Fonte: VALE, BORBA, J. L., 2007

Além do maior rendimento no tracionamento, alcançou-se também uma maior compacidade das unidades de tração com menores níveis de ruído e de vibrações, o que proporcionou um maior conforto, especialmente nas unidades de transporte de passageiros, isto graças à sofisticação dos componentes de transmissão intermediários, ou seja, dos acoplamentos e dos engrenamentos.

Pelas ferrovias do mundo trafegam 86.000 locomotivas a diesel e 27.000 locomotivas elétricas. Os Gráficos 3 e 4 representam, respectivamente, as porcentagens de locomotivas diesel e elétricas pelo mundo.

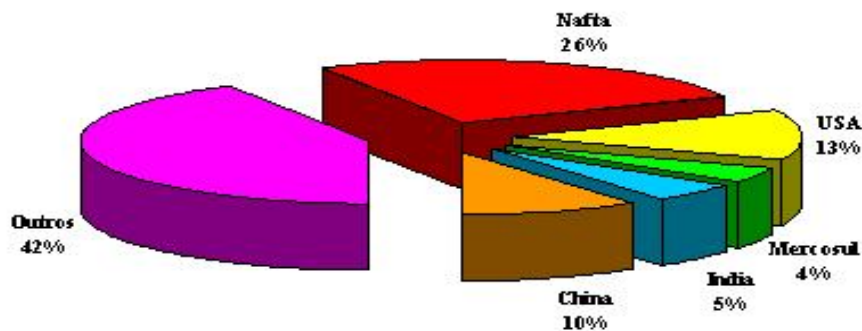


Gráfico 3 - Percentual de locomotivas diesel no mundo
Fonte: VALE, BORBA, J. L., 2007

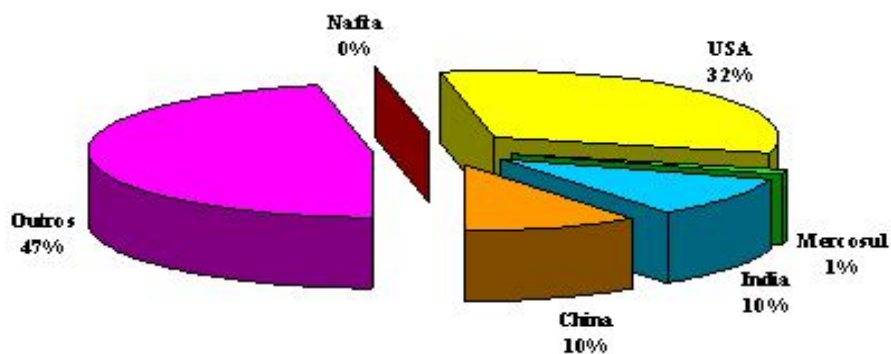


Gráfico 4 - Percentual de locomotivas elétricas no mundo
Fonte: VALE, BORBA, J. L., 2007

4.3 Tipos de Locomotivas da EFVM

A EFVM possui ao todo 13 frotas de locomotivas, que diferem entre si em vários fatores, como a potência, tipo de truque e a finalidade a qual é utilizada, que podem ser para manobra, transporte de carga geral e transporte de minério, que é a principal atividade da EFVM e representa a grande parte da frota, conforme Tabela 4.

Tabela 4 - Categoria relacionada à frota

Categoria	Frota	Potência (HP)	Quantidade
Manobra	U26	1310	1
	U5	540	1
	G12	1310	25
	G16	1800	34
	GT	3000	6
Carga Geral	BB36	3600	27
	DDMMP	3600	6
	DDM45	3600	71
Minério	Dash 8	4000	6
	Dash 9M	4000	12
	Dash 9W	4000	72
	Dash 9WN	4000	69
Passageiro	SD-45	3600	4
Total			334

Fonte: RADINZ, G.A.; GOMES, R.A., 2007

As Figuras de 13 a 20 representam as principais frotas da EFVM.



Figura 13 - Locomotiva GM SD 45
Fonte: VALE, BORBA, J. L., 2007



Figura 14 - Locomotiva GM DDM 45
Fonte: VALE, BORBA, J. L., 2007



Figura 15 - Locomotiva GM DDM 45
Fonte: VALE, BORBA, J. L., 2007



Figura 16 - Locomotiva GM GT
Fonte: RADINZ, G.A.; GOMES, R.A., 2007



Figura 17 - Locomotiva GE U26
Fonte: VALE, BORBA, J. L., 2007



Figura 18 - Locomotiva GM G12
Fonte: VALE, BORBA, J. L., 2007



Figura 19 - Locomotiva GE BB36
Fonte: VALE, BORBA, J. L., 2007



Figura 20 - Locomotiva GE DASH 9W
Fonte: RADINZ, G.A.; GOMES, R.A., 2007

4.4 Truques

O truque tem uma função estrutural. Todo peso da locomotiva é transferido às rodas pelo truque, que tem a finalidade de transmitir e absorver parte dos impactos, bem como a força de tração/frenagem e os esforços laterais.

O truque é formado por várias partes mecânicas, tais como:

- Estrutura;
- Timoneira (freio);
- Suspensão (molas);
- Amortecedores;
- Prato pião;
- Ampara-balanços;
- Rodeiro,
- Motores de tração.

A estrutura do truque conta, basicamente, de duas laterais fundidas e/ou soldadas, unidas por travessas também fundidas e/ou soldadas.

A interligação entre esta estrutura e a plataforma se dá por meio de outra peça fundida que é a travessa flutuante do truque. Esta peça contém um prato central que liga os truques aos pinos centrais da plataforma. Sua interligação com o truque se faz através de coxins de borracha e aço, os quais absorvem boa parte dos impactos provenientes do truque para plataforma

Para evitar que as peças sejam excessivamente solicitadas ao cisalhamento, o movimento relativo entre truque e travessa flutuante é limitado por batentes com placas de desgaste no sentido longitudinal da locomotiva.

Todo o peso da locomotiva é transferido das armações do truque para os eixos dos rodeiros através de um conjunto de molas que se apóia diretamente sobre as caixas de rolamento das pontas dos eixos. Amortecedores absorvem choques e vibrações, em sua maior parte provenientes do contato roda-trilho.

Os eixos têm seu movimento relativo ao truque limitado pelos pedestais laterais do truque, as quais estão aparafusadas placas de desgaste, chamadas telhas, que guiam os movimentos das caixas de rolamento

Os motores de tração se apóiam, de um lado sobre o eixo, através do

conjunto mancal de apoio do motor de tração, do outro lado à transversal da estrutura do truque, através de coxins de borracha e aço, os quais absorvem os choques provenientes do torque do motor, em ambos os sentidos de marcha. Também, neste apoio há placas de desgaste.

Ainda no truque, está a timoneria de freios, sistema de alavancas que multiplica os esforços resultantes na haste do cilindro de freios até as sapatas que freiam as rodas. Barras com roscas ou furações eqüidistantes permitem o ajuste da distância entre a sapata e a roda, à medida que ambas vão se desgastando.

A Figura 21 representa os principais componentes de um truque.

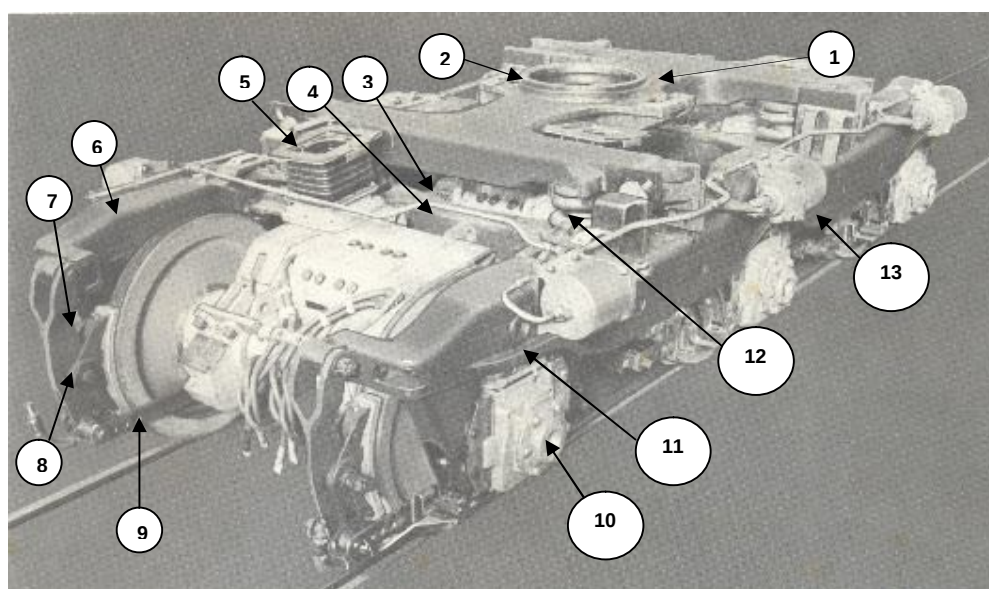


Figura 21 - Principais componentes do truque

Fonte: Acervo Técnico – Oficina de Locomotivas - GALES

Legenda da Figura

- 1 - Travessão oscilante em 'H'
- 2 - Mancal central do travessão oscilante
- 3 - Vigas de estrutura do truque
- 4 - Local de suspensão do nariz do motor de tração
- 5 - Duto de ar de ventilação do motor de tração
- 6 - Carcaça do truque
- 7 - Barra de suspensão do cepo de freio
- 8 - Cepo de freio
- 9 - Tirante de ligação da alavanca de freio
- 10 - Caixa de rolamento
- 11 - Molas de suspensão entre as caixas de rolamento e a carcaça do truque
- 12 - Molas de apoio do travessão oscilante
- 13 - Cilindro de freio

4.4.1 Tipos de truques

Os truques são classificados conforme o número de eixos. Temos os truques do tipo B, C e D, conforme ilustrados nas Figuras 22 a 25.

Truque B:
Possui 2 eixos

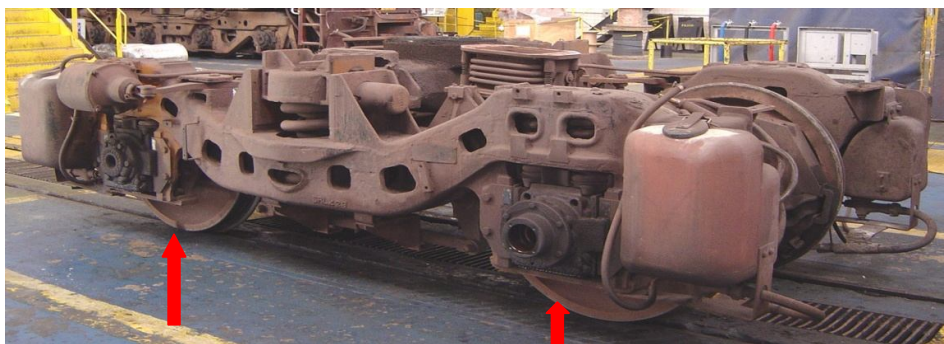


Figura 22 - Truque do tipo B
Fonte: VALE, BORBA, J. L., 2007

Truque C:
Possui 3 eixos

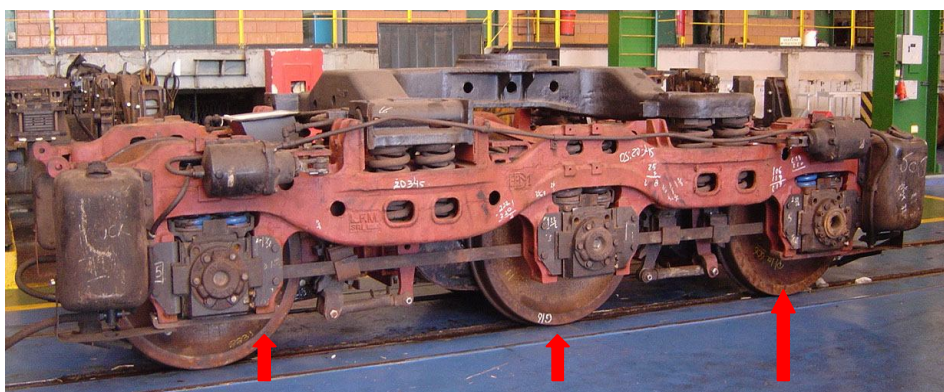


Figura 23 - Truque do tipo C
Fonte: VALE, BORBA, J. L., 2007

Truque D:

Possui 4 eixos

Rígido

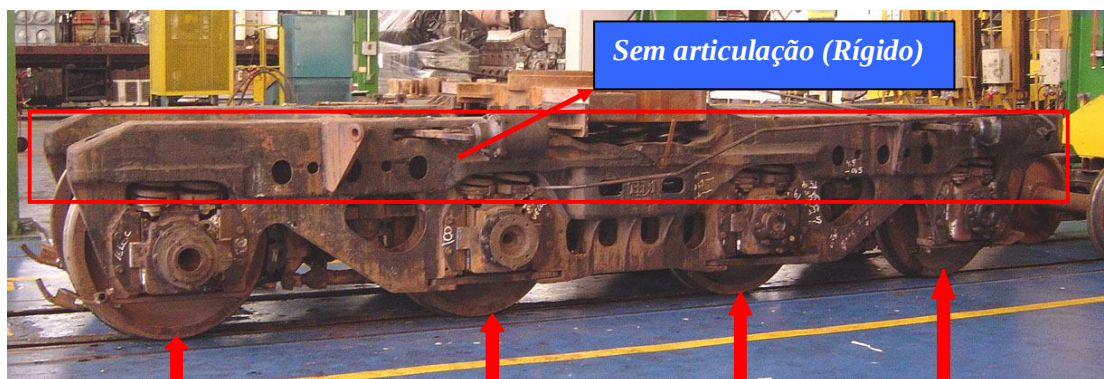


Figura 24 - Truque do tipo D rígido
Fonte: VALE, BORBA, J. L., 2007

Articulado

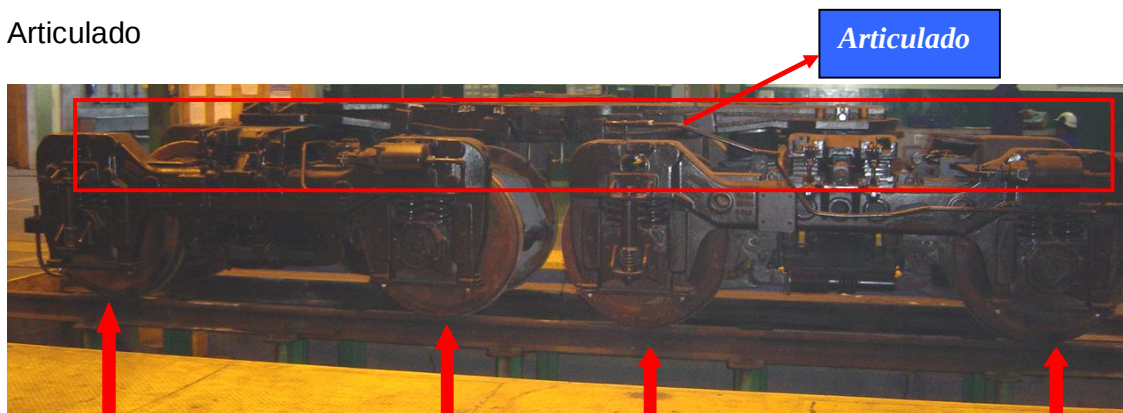


Figura 25 - Truque do tipo D articulado
Fonte: VALE, Borba, J. L., 2007

4.4.2 Classificação das locomotivas quanto ao truque

As locomotivas são classificadas conforme o tipo do truque. As Figuras 26 a 29 ilustram as classificações de truques.

B $\Rightarrow$ dois truques B independentes: B – B



Figura 26 - Locomotiva B-B
Fonte: VALE, BORBA, J. L., 2007

C $\Rightarrow$ dois truques C independentes: C – C



Figura 27 - Locomotiva C-C
Fonte: VALE, BORBA, J. L., 2007

D $\Rightarrow$ dois truques D independentes: D – D



Figura 28 - Locomotiva D-D
Fonte: VALE, Borba, J. L., 2007

BoBo $\Rightarrow$ dois pares de truques B interligados: B+B – B+B



Figura 29 - Locomotiva B+B – B+B
Fonte: VALE, BORBA, J. L., 2007

4.5 Rodeiros

Os rodeiros das locomotivas são formados da montagem de um eixo, uma engrenagem, um par de rodas, um par de rolamentos, um motor de tração e uma caixa de graxa. Vide Figuras 30 e 31.

Em uma locomotiva todos os rodeiros são motores.

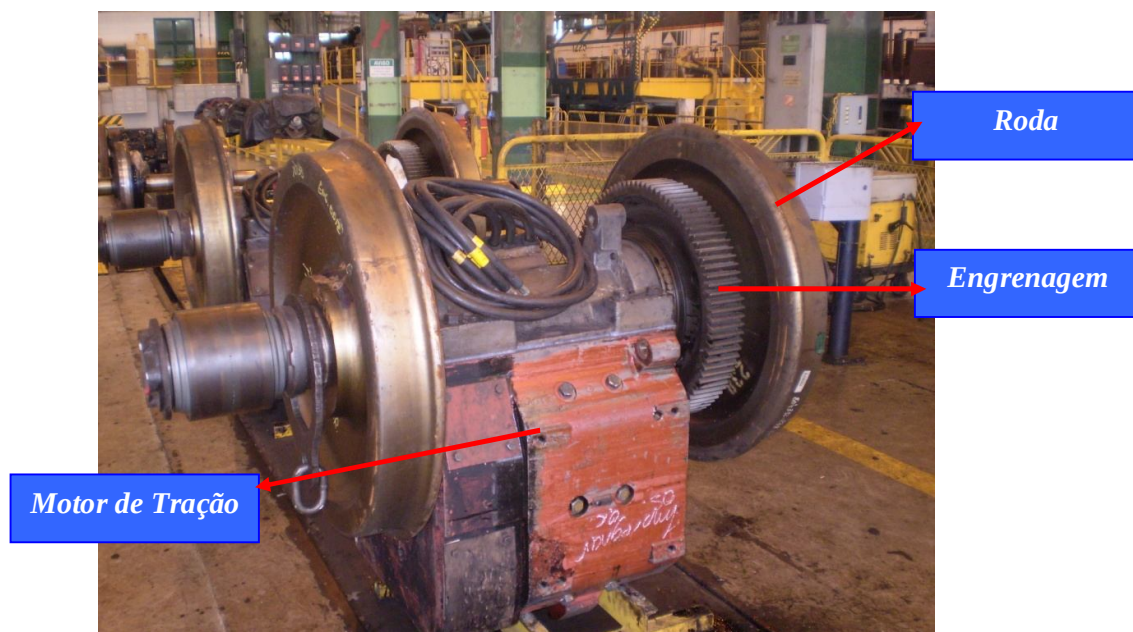


Figura 30 - Rodeiro
Fonte: RADINZ, G.A.; GOMES, R.A., 2007

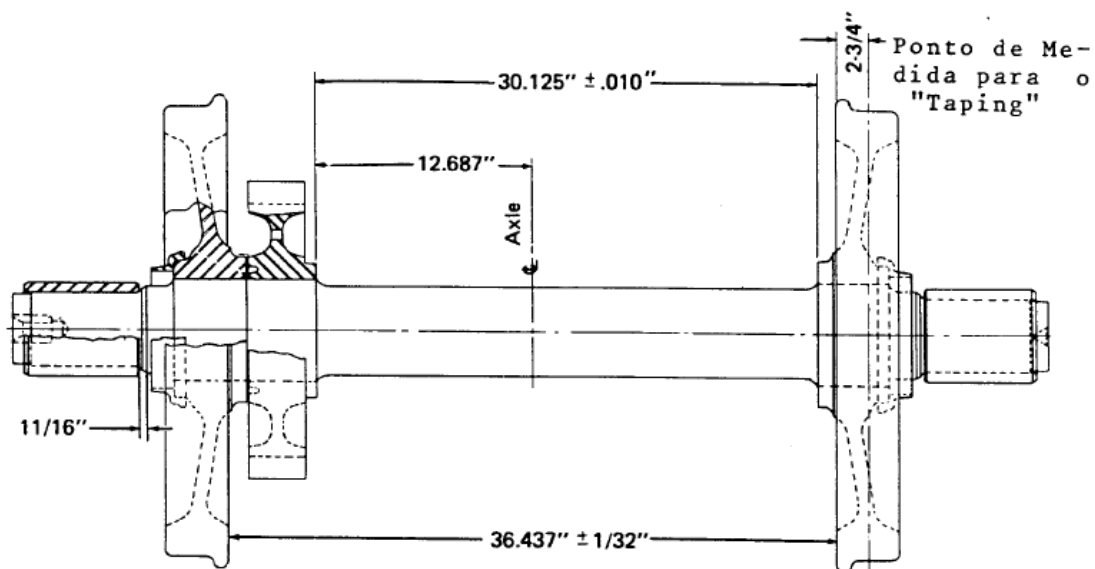


Figura 31 - Dimensões para montagem do conjunto de rodas DDM45
 Fonte: Acervo da VALE

4.5.1 Eixos

Os eixos são em aço forjado segundo a Norma AAR M-101 e possuem tolerâncias nas regiões de encaixes, onde se apóiam às rodas (mangas), engrenagem e os rolamentos. Vide Figuras 32 e 33.



Figura 32 – Eixos
 Fonte: RADINZ, G.A.; GOMES, R.A., 2007

O alojamento dos mancais de apoio prende os rolamentos e o eixo do rodeiro ao motor de tração.

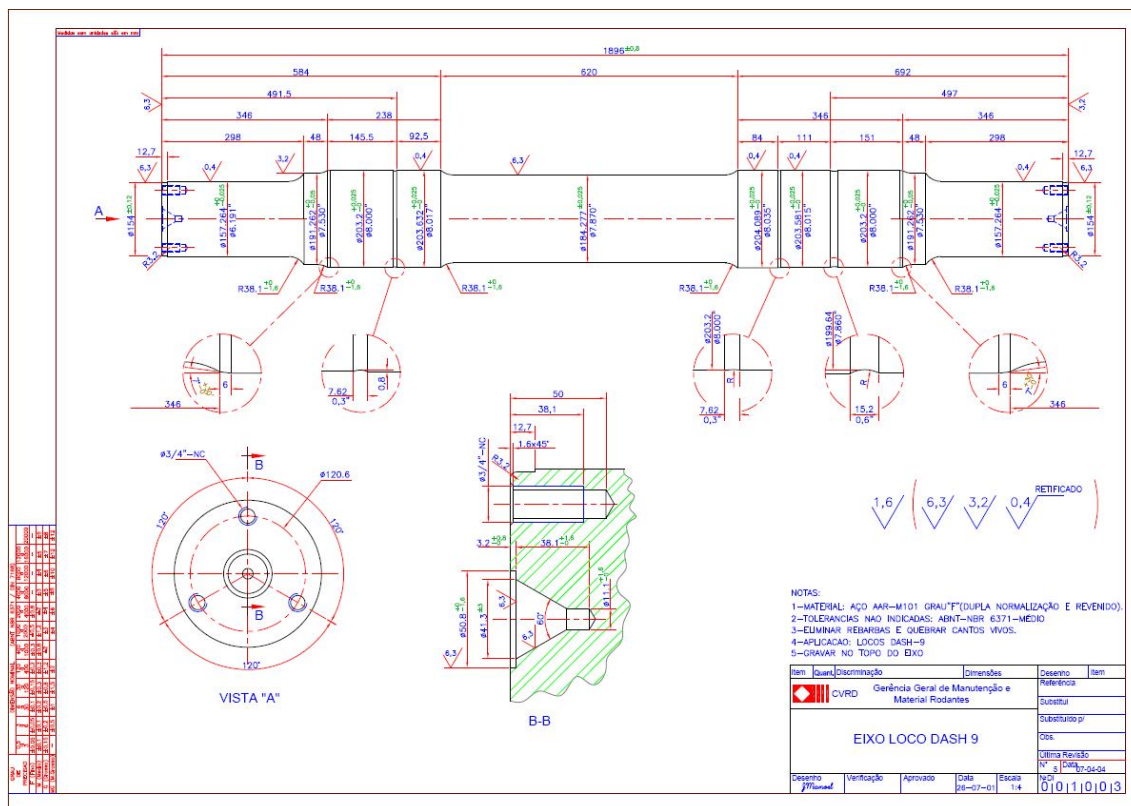


Figura 33 - Desenho de fabricação de eixos
Fonte: Acervo da VALE

4.5.2 Engrenagem

A engrenagem, fabricada em aço médio-carbono tratado termicamente, é de forma cilíndrica e tem dentes retos.

Tem furo cilíndrico não chavetado e é montada por prensagem a frio no eixo do rodeiro, sendo fixada ao eixo apenas pela interferência entre ambos.

A Figura 34 ilustra uma engrenagem.



Figura 34 – Engrenagem
Fonte: VALE, BORBA, J. L., 2007

4.5.3 Motores de Tração

Os motores de tração, mostrado na Figura 35, são motores elétricos de corrente contínua, com a função é converter a energia elétrica recebida do gerador principal, em energia mecânica necessária para a movimentação da locomotiva.

Normalmente, são fixados nos rodeiros pelos mancais que estão acoplados ao mesmo eixo, através de um pinhão instalado na extremidade do eixo.



Figura 35 - Motor de Tração
Fonte: VALE, BORBA, J. L., 2007

4.6 Roda

As rodas das locomotivas são de múltiplas vidas, podendo ser em aço forjado, laminado ou fundido segundo a Norma AAR M-107 Classe C³, utilizada pela EFVM.

Os dois principais parâmetros para análise de manutenção das rodas das locomotivas são o friso e a bandagem. Eles são especificados conforme Figura 36:

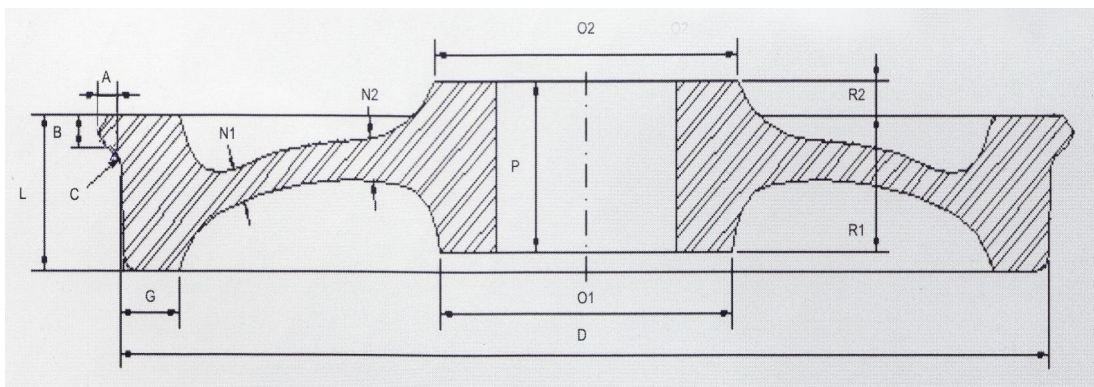


Figura 36 - Desenho esquemático do corte de uma roda de locomotiva

Fonte: Catálogo MWL

Legenda:

A – Altura do friso
B – Espessura do friso
C – Raio de curva da base do friso
D – Diâmetro da roda
G – Espessura do aro (bandagem)
L – Largura do aro

N1 – Espessura do disco, junto ao aro
N2 – Espessura do disco, junto ao cubo
O1 – Diâmetro do cubo, na face externa
O2 – Diâmetro do cubo, na face interna
P – Comprimento do cubo
R1 – Depressão do cubo
R2 – Projeção do cubo

Friso: Os frisos mantêm o trem sobre os trilhos, evitando um deslocamento lateral que provoque o descarrilamento.

Bandagem: A espessura da bandagem é que determina a vida útil da roda, possui configuração cônica.

A configuração cônica tem duas funções:

³ Ver item 4.5.4, Material da Roda, Tabela 6.

- Centralizar o veículo nos trilhos, uma vez que, quando o mesmo se desloca mais para um lado de um trilho, a geometria cônica o faz escorregar pela gravidade de volta para o centro.
- Diminuir o efeito do escorregamento das rodas na curvas, pois o trem se apóia numa curva no trilho externo e a configuração das rodas faz com que a externa tenha uma circunferência de contato com trilho maior que a interna.

4.6.1 Principais anomalias nas rodas

As principais anomalias encontradas nas rodas são:

- **Friso Fino**

Medida mínima do friso em 21 mm. O friso fino raramente causa descarrilamento. Esta medida estabelece a condição para prevenir quebra.

- **Friso Alto ou Vertical**

Friso com altura acima de 32 mm (máximo). O friso com aresta viva no topo propicia a subida da roda em trilho usado.

- **Calos**

Deformação localizada na pista de rolamento da roda, provocado quando a roda trava durante a frenagem, ocorrendo a transformação do aço para austenita, muito maleável a altas temperaturas, provocando o calo.

- **Cavas e Rebarbas**

É causada pela perda de conicidade do perfil da roda, indicando que a roda não tem qualidade de rolamento, o limite de perda de conicidade no perfil é de 6,5mm.

4.6.2 Tipos de Rodas

A EFVM possui dois modelos de locomotivas, que são as fabricadas pela General Eletric (GE) e General Motors (GM). As locomotivas do modelo GM são as mais antigas e as do modelo GE as mais recentes.

Todas as frotas desses dois modelos possuem rodas de mesmo material, porém de perfis diferentes.

Atualmente a AAR, padronizou o perfil de roda de locomotivas para AAR 1B NARROW que anteriormente era AAR G 29.

O perfil atual é utilizado nas locomotivas do modelo GE que são as mais novas, e as do modelo GM ainda utiliza o perfil antigo. Portanto existem dois tipos de rodas nas locomotivas da EFVM, conforme Tabela 5.

Tabela 5 - Tipos de rodas das locomotivas da EFVM

<i>Modelo</i>	<i>Tipo de Perfil</i>	<i>Diâmetro da roda (polegadas)</i>
GE	AAR 1B NARROW	36
GM	AAR G 29	40

Fonte: RADINZ, G.A.; GOMES, R.A., 2008

As rodas com perfil AAR 1B NARROW fornecem maior segurança, pois as mesmas permitem um maior deslocamento axial da locomotiva no trilho, o desgaste na roda é uniforme em todos os pontos e a força para ocasionar um descarrilamento tem que ser muito superior do que a do outro perfil.

A Figura 37 representa o perfil AAR-1B:

AAR-1B NARROW FLANGE CONTOUR FOR FREIGHT CAR WHEELS

Standard

S-669

Adopted 1991; Revised 1997

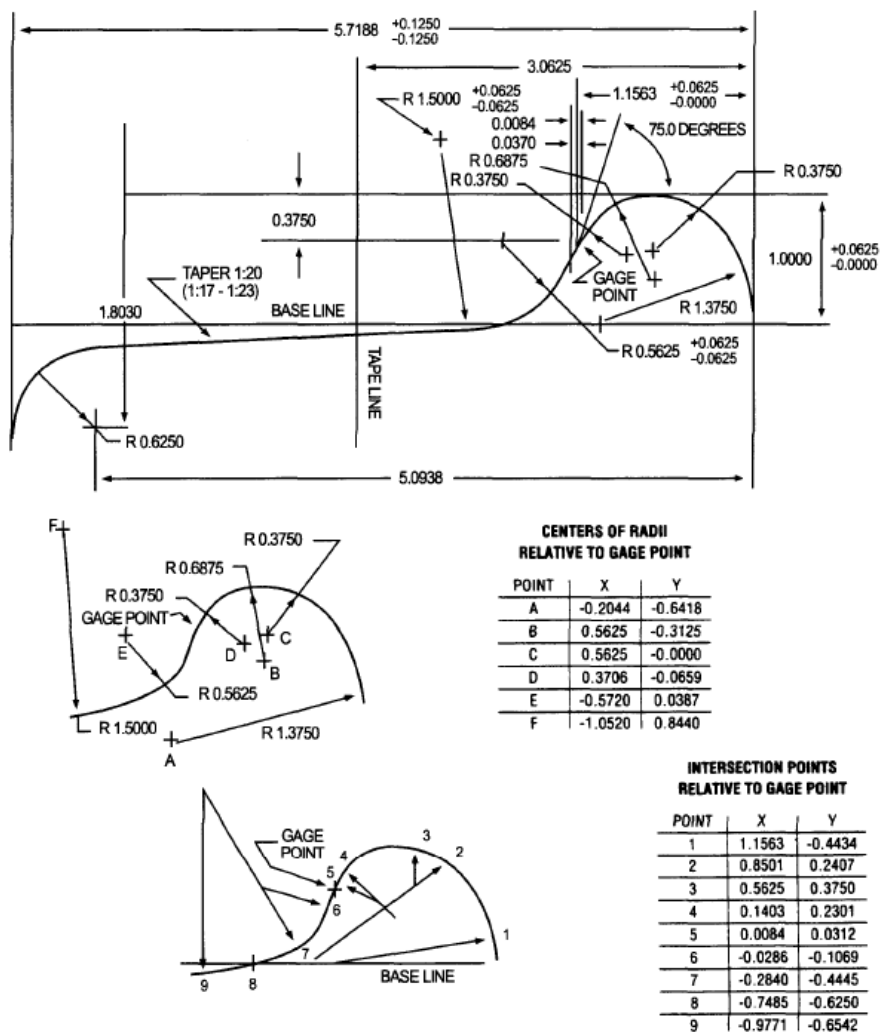


Figura 37 - Desenho do perfil AAR-1B Narrow
Fonte: Catálogo de normas AAR

4.6.3 Material da Roda

As rodas são feitas de aço com alto e médio teor de carbono, dependendo do tipo de aplicação. A norma AAR divide as rodas em 4 classes de aplicação conforme a Tabela 6.

Tabela 6 - Classes de rodas

CLASSE	CARBONO %	DUREZA (BHN)	APLICAÇÃO
L	0,47 Màx.	197 – 277	Altas velocidades e condições severas de frenagem.
A	0,47 – 0,57	255 – 321	Altas velocidades com condições severas de frenagem com cargas moderadas
B	0,57 – 0,67	277 – 341	Altas velocidades com condições severas de frenagem e altas cargas.
C	0,67 – 0,77	321 – 363	Baixas velocidades, condições leves de frenagem e altas cargas

Fonte: Acervo da VALE

Durante anos houve poucas mudanças no desenvolvimento de novos tipos de aços para aplicação em rodas ferroviárias, porém ultimamente temos ouvido falar cada vez mais nos aços micro-ligados e nos aços bainíticos. Para enxergar o benefício destes aços, temos que entender um pouco o que acontece com as rodas em serviço.

Quando a roda trava durante a frenagem, a temperatura no contato roda-trilho pode ultrapassar 800°C. Na Zona Termicamente Afetada (ZTA) ocorre transformação do aço para austenita, muito maleável em altas temperaturas, incapaz de suportar a carga provocando uma deformação localizada na pista de rolamento da roda (bandagem). Se esta deformação não for removida em uma operação de reperfilamento, causará danos.

Quando o freio é removido, a ZTA se esfria rapidamente dissipando o calor pela roda que possui uma massa muito grande. Este processo provoca o efeito de têmpera localizado na ZTA, transformando a austenita em martensita. Estudos mostram que travamentos de 1 segundo na roda pode gerar martensita.

A martensita é indesejável porque é uma solução sólida supersaturada de carbono em ferro alfa, provocando uma distorção na rede cristalina tendo como resultado um material de alta dureza, porém frágil e instável.

Os aços micro-ligados existem há muito tempo. Estes aços ao carbono possuem pequenas adições de elementos de liga (origem do termo “micro”) que melhoram muito as propriedades mecânicas e resistência ao desgaste do material. Os elementos de liga mais comuns nos aços micro-ligados são entre outros: vanádio, cromo, nióbio, e titânio. Estes elementos de liga além de melhorar a temperabilidade do material (aumento da dureza e sua uniformidade), aumentam a temperatura necessária para formação de martensita fazendo com que a ZTA diminua e a martensita ocorra somente em condições mais severas.

Os aços bainíticos são de baixo carbono e impedem a formação de martensita, possuindo uma tenacidade maior que os aços perlíticos (estrutura principal dos aços carbono para rodas ferroviárias). Uma das dificuldades para o uso destes aços na fabricação de rodas ferroviárias é a temperatura de forjamento e laminação: a faixa ideal é muito estreita e o seu controle tem que ser muito preciso.

A Figura 38 mostra a estocagem de rodas, que aguardam eixamento.



Figura 38 - Roda de locomotiva
Fonte: RADINZ, G.A.; GOMES, R.A., 2007

4.7 Processo de Produção

As rodas ferroviárias podem ser forjadas ou fundidas. A principal diferença está no processo produtivo; as rodas forjadas podem ser usadas em qualquer tipo de aplicação, enquanto que as fundidas podem ser usadas apenas no transporte de carga.

O processo de fabricação das rodas forjadas é mostrado a seguir, na mesma sequência da fabricação, tomando-se como base o processo usado pela MWL Brasil Rodas & Eixos Ltda., que doou as rodas para esta pesquisa.

4.7.1 Aciaria

O processo começa com a fabricação do aço em forno elétrico, partindo-se de sucata metálica. O acerto da composição química é feito com adição de elementos de liga. Durante a fusão são retiradas várias amostras do metal, que são analisadas em espectrômetro de emissão óptica para verificar sua composição química. Quando o metal líquido estiver com a composição química correta, é vazado nas lingoteiras.

Após a solidificação, os lingotes são retirados das lingoteiras e colocados em fossas refratárias para resfriamento lento por 12 horas, visando evitar trincas superficiais. Depois do resfriamento, os lingotes são transportados para área do corte a quente.

4.7.2 Corte a Quente

A primeira etapa de fabricação no forjamento é o corte dos lingotes em blocos por oxicorte. O tamanho dos blocos é proporcional ao peso da roda acabada. Após o corte, os blocos são pesados e enfiados.

4.7.3 Forjamento

No forjamento a primeira etapa é o enformamento dos blocos para aquecimento. Nesta etapa os blocos atingem temperaturas em torno de 1100 °C. Após o aquecimento, os blocos são retirados um a um do forno e passam por um jateamento de água a alta pressão (200 Kgf/cm^2) para remover a carepa (pele) formada no processo de aquecimento. Na sequência, as rodas são forjadas em prensa de 6.000 toneladas. Nesta etapa, a roda tem um formato bem definido. A etapa seguinte é a laminação, onde é formada a superfície de rolamento da roda juntamente com o friso, por meio de transferência de material do disco da roda para a pista.

A última etapa do processo de forjamento, representado na Figura 39, é a prensagem final para conformar o disco da roda e puncionar o furo central. Esta operação é feita em prensa de 1.500 toneladas. No final do forjamento a temperatura da roda está em torno de 900 °C. As rodas, após o forjamento, são colocadas em fossas refratárias cobertas para um resfriamento lento e controladas por 12 horas.



Figura 39 - Processo de Forjamento de Roda
Fonte: ROSA, 2006

4.6.4 Tratamento Térmico

As rodas, após o resfriamento, são aquecidas em fornos elétricos à temperatura de 840 °C. Em seguida, as rodas são temperadas em água sob pressão na temperatura ambiente (de 25 °C a 35 °C), por meio de bicos espalhados ao longo da superfície de rolamento da roda (parte de contato com o trilho), garantindo a dureza da roda nesta região. Após a têmpera em água, as rodas são revenidas a temperaturas entre 450 °C e 500 °C para alívio de tensões em fornos elétricos. Nesta etapa da fabricação se determina a dureza que irá definir, junto com a composição química, a classe da roda. A Figura 40 mostra a têmpera das rodas.

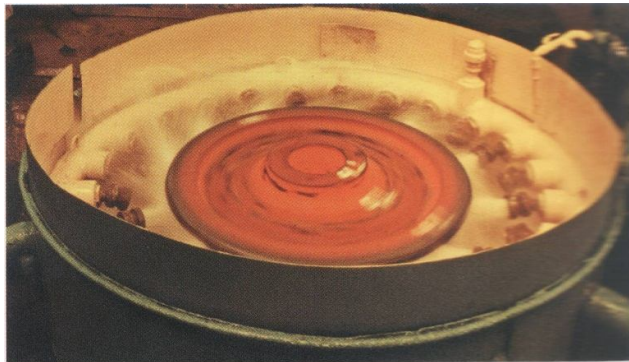


Figura 40 - Processo de têmpera
Fonte: Catálogo MWL

O processo de tratamento térmico é a fase mais importante no estudo das tensões residuais, pois é nesta etapa da fabricação que a roda adquire tensão residual a compressão ao longo do aro. A tensão de compressão circunferencial é benéfica para roda, pois previne a ocorrência de trincas por fadiga nas rodas em serviço.

A tensão residual de compressão é função da têmpera no aro que produz uma deformação plástica permanente nesta região. Quando os jatos de água atingem a superfície quente do aro da roda existe um resfriamento rápido e uma contração. No mesmo instante, o material da roda, abaixo da região resfriada (temperada), ainda está quente, com conseqüente redução da tensão de escoamento. As fibras internas do aro e do disco encontram-se em compressão pelo resfriamento, ocorrendo, desta forma, o escoamento das fibras externas. No resfriamento da roda, as fibras internas do aro e do disco estão menores do que

estavam originalmente durante o escoamento em compressão; porém, algumas áreas tentam se acomodar dentro de um espaço grande. Este processo resulta em tensão de tração na parte inferior do disco e do aro, e compressão na parte externa.

O nível inicial de tensão residual das rodas, obtido no processo de tratamento térmico, é consideravelmente mudado durante o uso da roda. Porém, o nível inicial de tensão das rodas novas tem um efeito substancial na redistribuição das tensões durante o ciclo de vida da roda, desde o início de uma falha até a fratura total. Os parâmetros do tratamento térmico são ferramentas importantes para determinar o nível das tensões residuais, especialmente para a composição química do material e o tempo de resfriamento na têmpera.

5 MECÂNICA DO CONTATO RODA-TRILHO

5.1 A Importância do Estudo

Segundo Paulo C. B. Magalhães, para que a empresa ferroviária moderna corresponda às exigências do século XXI, com fretes competitivos e regras comerciais rígidas, é necessário otimizar custos de manutenção, custos com acidentes, consumo energético e custos operacionais em geral. A solução para esta equação de múltiplas restrições passa necessariamente pelo adequado mapeamento dos fatores intervenientes no contato roda-trilho e por um planejamento de intervenções que garanta rolamento suave. A rigor é aquilo que alguns dos maiores especialistas têm definido como Gestão do Desgaste no contato roda-trilho.

Artigo técnico publicado em julho/00, pela revista *Railway Track and Structures*, sintetiza as ações neste sentido numa única frase: suavizando atrito onde aço encontra aço. Atenção crescente tem sido devotada às condições de contato e às correspondentes cargas dinâmicas que podem resultar de anomalias introduzidas na superfície da roda ou do trilho. Acima de tudo é preciso ter em mente que as imperfeições em um desses componentes repercutem diretamente no outro (roda ou trilho), gerando riscos e afetando a confiabilidade do sistema como um todo.

5.2 Cálculo das Tensões de Contato

O problema da determinação das tensões de contato entre sólidos elásticos de superfícies curvas, pressionados um contra o outro, é extremamente complexo e diversos estudiosos têm proposto soluções ao longo do tempo.

A segunda metade do século XIX foi um período marcante no desenvolvimento geral da teoria da elasticidade. O físico alemão Heinrich Rudolf Hertz, que viveu somente 37 anos (1857-1894), foi o primeiro a obter uma solução satisfatória para o problema descrito. Hertz publicou em 1881 a Teoria de Contato, desenvolvida por ele aos 23 anos, durante o feriado de natal de 1880.

Se dois sólidos esféricos, elásticos e ideais, não exercem qualquer pressão

entre si, então o contato entre eles se resume a um único ponto. Quando pressionado um contra o outro, produz-se, na região de contato, uma pequena deformação de configuração elíptica, denominada de elipse de Hertz. Conforme Figura 41.

A distribuição de esforços, dentro desta elipse de contato, não é homogênea e, pelo contrário, verifica-se de forma aproximadamente parabólica.

A tensão máxima de compressão ocorre na parte central da elipse e sua intensidade pode ser calculada pela equação de Hertz. Para roda e trilho de aço, e desde que respeitados certos limites e condições de contorno, alguns autores demonstram ser possível considerar, para simplificação de cálculo, um retângulo de contato, em lugar da elipse. De qualquer forma, dentro do domínio elástico, as experiências indicam em geral geometria sensivelmente elíptica, como descrito por Hertz.

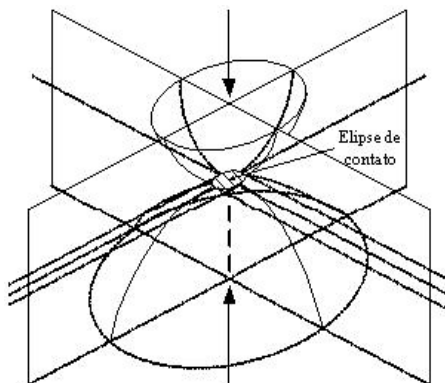


Figura 41 - Contato entre sólidos elásticos
Fonte: MAGALHÃES, P.C.B

Aplicando a Teoria de Contato de Hertz ao transporte ferroviário, onde rodas de aço rolam sobre trilhos de aço, podemos afirmar que o contato roda-trilho, em virtude da curvatura destes dois elementos, se nenhuma carga vertical fosse aplicada, seria um ponto muito pequeno.

Ao ser aplicada uma carga mecânica no contato roda-trilho, estes elementos se deformam e a área de contato aumenta, formando uma pequena elipse.

Pela Figura 42 observa-se que:

As deformações causadas provocam, vide Tabela 7:

Tabela 7- Efeitos caudados pelas deformações

	Na roda	No trilho
Tração	atrás da superfície de contato	na frente da superfície de contato
Compressão	na frente da superfície de contato	atrás da superfície de contato

Fonte: RADINZ, G.A.; GOMES, R.A., 2008

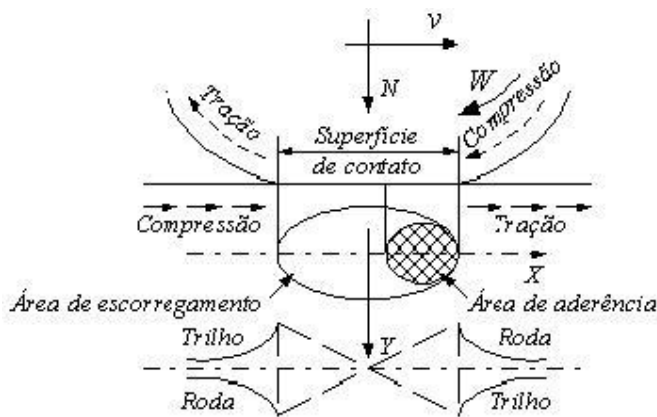


Figura 42 - Deformações no contato roda-trilho

Fonte: VALE, BORBA, J. L., 2007

Somente uma pequena parte da superfície de contato é responsável pela aderência da roda ao trilho.

5.2.1 Compressão Máxima na Superfície

5.2.1.1 A Equação de Hertz adaptada para o sistema inglês

De acordo com E E. King e J. Kalousek (Boletim AREA # 658), os resultados produzidos pela equação original e Tabelas de Hertz podem ser aproximados, no caso ferroviário, pela seguinte expressão, com coeficientes adaptados para o sistema inglês de medidas:

$$q_0 = 23600 \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_1'} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_2'} \right)^{2/3} (P)^{1/3} \quad (1)$$

Fonte: MAGALHÃES, P.C.B

em que:

q_0 : tensão máxima de compressão no contato [psi];

P : carga vertical transmitida pela roda [lb];

R_1 : raio transversal da roda [pol];

R_1' : raio da roda [pol];

R_2 : raio transversal do boleto do trilho [pol];

R_2' : raio de curvatura do trilho no sentido vertical [pol].

A tensão de compressão referida na expressão (1) é a tensão máxima no centro da elipse de contato e não a máxima das máximas, no sentido pleno, considerando efeito dinâmico das rodas, tensões residuais internas, efeitos térmicos e outros. A carga P considerada é a carga nominal ou estática da roda, como se observa em geral nos estudos fundamentados no modelo de Hertz. Basicamente isto decorre da própria concepção daquele modelo, que considera pressão constante, sem deslizamentos e sem ocorrência de outros esforços além da compressão normal.

Consultado pelo autor sobre a conveniência de adoção da carga dinâmica em lugar da estática, na expressão (1), o Dr. Kalousek, um dos maiores especialistas no assunto e atualmente diretor de pesquisas do Centro de Tecnologia de Transportes de Superfície do Canadá, manifestou posicionamento técnico que pode ser resumido da seguinte forma: a opção pela carga dinâmica aproxima mais o estado real de tensões a que se submete o trilho, mas o procedimento correto seria calcular as tensões hertzianas, em conformidade com o modelo original, e posteriormente sobrepor a elas outros efeitos que aproximem a realidade prática em estudo.

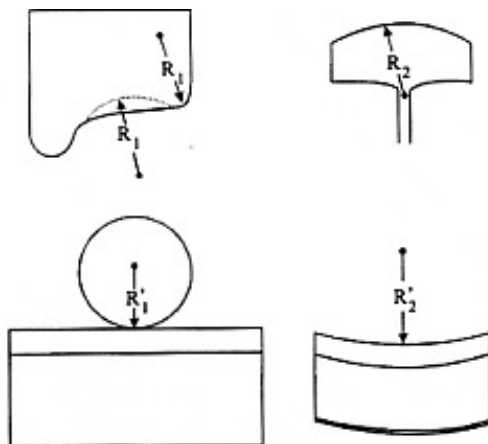


Figura 43 - Raios Principais na superfície de contato
Fonte: MAGALHÃES, P.C.B

Para rodas novas, o raio R_1 , é infinitamente grande, pois a pista de rolamento é reta, no sentido transversal, com inclinação 1:20 em rodas standard AAR. Da mesma forma, as rodas usadas que não apresentem desgaste côncavo acentuado terão raio R_1 , sensivelmente grande. Em ambos os casos o termo $1/R_1$ tende a zero e pode ser negligenciado para fins práticos. Por outro lado, nas situações em que se observe desgaste côncavo representativo, duas situações podem ocorrer: apoio da roda na superfície côncava ou apoio no falso friso. Por convenção de cálculo, o raio R , assume sinal negativo no primeiro caso, para apoio na superfície côncava, e sinal positivo quando o apoio ocorre no falso flange. De acordo com King e Kalousek (Boletim AREA #658), o raio R , da expressão (1) varia entre $2'' \leq R_1 \leq 6''$, quando o apoio ocorre no falso friso, atingindo $R_1 \leq 15''$, aproximadamente, para apoio na parte côncava da pista.

O raio R'_2 , formado pela flexão do trilho na passagem da roda e/ou por imperfeições na via é sensivelmente grande, em presença dos demais. Por esta razão, o termo $1/R'_2$ é quase nulo e costuma ser negligenciado na expressão (1). Os raios principais estão ilustrados na Figura 43.

5.2.1.2 A equação de Hertz no sistema métrico

Para cálculo da tensão máxima de compressão, desde que se tenha roda e

trilho novos, Schramm (1977) indica a expressão (2) que também aproxima a equação e tabelas de Hertz, mas com coeficiente adaptado ao sistema métrico de medidas:

$$\alpha = 178 \left(\frac{1}{R} + \frac{1}{r} \right)^{2/3} (Q)^{1/3} \quad (2)$$

Fonte: MAGALHÃES, P.C.B

em que:

α : tensão máxima de compressão em [kgf/cm²];

R : raio da roda [m];

r :raio de arredondamento do boleto [m];

Q carga estática por roda em [kgf];

A área de contato (f) pode ser calculada, de forma aproximada, pela expressão (3) (Schramm, 1977):

$$f = \frac{2Q}{\alpha} \quad (3)$$

Fonte: MAGALHÃES, P.C.B

5.2.2 Cisalhamento máximo sub-superficial

O modelo de Hertz produz a tensão de compressão máxima na superfície de contato imediatamente abaixo da roda, mas não permite calcular diretamente a tensão máxima de cisalhamento que ocorre alguns milímetros abaixo da superfície. Nos estudos de fadiga mecânica por contato, esta tensão tem grande importância uma vez que, acima de determinados valores, pode originar trincas sub-superficiais que caracterizam o início da fadiga. Este fenômeno é particularmente perigoso porque as trincas não são detectadas visualmente durante o período de incubação e podem originar perda substancial de material e mesmo fratura.

5.2.2.1 A Equação de Thomas

Adaptando algumas das complexas formulações de Hertz ao particular problema das ferrovias, H. R. Thomas desenvolveu uma expressão simplificada (expressão (4)) para cálculo da tensão máxima de cisalhamento, que é indicada pela AAR-AREMA, e largamente empregada nos estudos de fadiga (Hay, 1982).

$$\tau = \frac{23500(P_d)^{1/3}}{2(R_1/R_2)^{0,271}(R_2)^{2/3}} \quad (4)$$

Fonte: MAGALHÃES, P.C.B

em que:

τ : tensão máxima de cisalhamento [psi];

P_d : carga dinâmica da roda [lb];

R_1 : raio do cilindro maior [pol];

R_2 : raio do cilindro menor [pol].

Nota-se que, nesta expressão, Thomas recomenda utilização direta da carga dinâmica. Em virtude do seu largo emprego, a expressão (4) tem sido freqüentemente confundida com a própria tensão de contato que, a rigor, é determinada pela expressão (1). É oportuno destacar, no entanto, que são fenômenos e expressões de natureza física bem distinta. Uma mede a tensão máxima de compressão no ponto de contato imediatamente abaixo da roda e a outra a tensão máxima de cisalhamento, alguns milímetros abaixo da superfície. A expressão (4) é válida para trilho e roda novos, e para $1 \leq (R_1/R_2) \leq 8$.

No caso de roda e trilho com desgaste, deve-se considerar o ajustamento proposto por Thomas, fazendo R_2 igual ao raio da roda e sendo $R_1 = R'$, visto na expressão (5).

$$R' = \frac{R_H \cdot R_R}{R_H - R_R} \quad (5)$$

Fonte: MAGALHÃES, P.C.B

em que:

R' : maior raio (toma o lugar de R_I)

R_H : raio transversal da roda com desgaste;

R_R : raio transversal do boleto com desgaste.

De acordo com Hay (1982), em ferrovias no padrão americano mais usual, a experiência tem mostrado que o desgaste no boleto do trilho conduz a um raio de arredondamento $R_R = 11,5"$, aproximadamente. Nestas mesmas ferrovias, a pista da roda tende a apresentar um desgaste côncavo com raio da ordem de $R_H = 17"$. Este ajustamento proposto por Thomas permite calcular a tensão máxima de cisalhamento quando o apoio da roda ocorre na superfície côncava.

O coeficiente de impacto (φ), recomendado atualmente pela AREMA para determinação da carga dinâmica $P_d = \varphi \cdot P$, pode ser obtido pela expressão (6), em função da velocidade e diâmetro das rodas. Efeitos dinâmicos produzidos por anomalias na linha, na operação ou no equipamento não são considerados.

$$\varphi = 1 + \frac{33 \cdot V}{D \cdot 100} \quad (6)$$

Fonte: MAGALHÃES, P.C.B

Onde:

V : velocidade [mph];

D : diâmetro da roda [pol].

5.2.2.2 A expressão sugerida por Alias

A tensão máxima de cisalhamento sub-superficial pode ser calculada, de acordo com Alias (1977), pela expressão (7).

$$t = 85 \cdot Q^{1/3} \cdot \frac{1}{r} \cdot \left[\left(\frac{1}{\rho_r} - \frac{1}{\rho_b} \right) \right]^{1/3} \quad (7)$$

Fonte: MAGALHÃES, P.C.B

em que:

t : tensão máxima de cisalhamento [kgf/cm²];

r : raio da roda [m];

Q : carga estática por roda [kgf]; r : raio da roda [m];

ρ_r : raio transversal da superfície do trilho [m];

ρ_b : raio transversal da bandagem [m].

Os resultados produzidos pela expressão (7) são em geral muito elevados, se comparados aos da expressão (4), mesmo para carga estática. Entretanto, é possível que tenha havido incorreção gráfica que deixou o termo (1/r) fora do primeiro colchete. Com esta adequação os resultados se tornam sensivelmente mais próximos, e foi encaminhada consulta formal à editora Eyrolles (do livro La Voie Ferrée), neste sentido, e também para verificação dos limites de validade da expressão. A grande vantagem do seu uso seria a aparente possibilidade da utilização da convenção de sinais proposta na expressão (1). Com isto se poderia calcular a crítica tensão de cisalhamento para apoio da roda no falso friso e a consulta formulada à editora incorpora solicitação de esclarecimentos neste sentido.

5.2.2.3 A equação de Eisenmann

O professor Eisenmann, da Universidade Técnica de Munique, desenvolveu um método simplificado para cálculo das tensões de contato no regime elastoplástico, quando a teoria da elasticidade não pode ser aplicada. Os resultados são satisfatórios, segundo Esveld (1989), se observados certos limites e condições de contorno. De acordo com este autor, medições na Europa têm provado que, para rodas com diâmetro compreendido entre 600 e 1200 mm, e desde que não se esteja considerando curvas severas com lubrificação, um modelo bidimensional de cálculo, como o que foi desenvolvido por Eisenmann, pode resolver o problema com suficien-

te aproximação.

Neste estudo, todos os raios das superfícies curvas em contato são considerados infinitamente grandes, exceto o raio r da roda, e a área de contato resulta retangular.

O estado de tensões no boleto do trilho pode ser aproximado através da teoria do semi-espaço de Boussinesq e, nos casos em que a teoria da elasticidade não é aplicável, experimentações têm demonstrado que a máxima tensão de cisalhamento pode ser determinada, pela expressão (8) (Esveld, 1989):

$$\tau_{\max} = 412 \cdot \sqrt{\frac{Q}{r}} \quad (8)$$

Fonte: MAGALHÃES, P.C.B

em que:

$\tau_{\max}$: tensão máxima de cisalhamento [N/MM²];

Q : carga por roda, sem impacto [kN];

r : raio da roda [mm];

Este modelo simplificado pode ser usado nas condições descritas e para rodas sem desgaste côncavo pronunciado. Nestes casos, a tensão máxima ocorre à profundidade entre 4-6 mm, coincidente com alguns dos defeitos de shelling observados na prática. Em curvas de pequeno raio com lubrificação é necessário basear os cálculos na distribuição das tensões de contato da forma elíptica. Nesta circunstância, a tensão máxima ocorre mais próxima à superfície, entre 2-4 mm, e assume valores aproximadamente 50% maiores (Esveld, 1989)

5.3 Cuidados requeridos na adoção de modelos empíricos

As expressões (7) e (8) utilizam carga por roda estática e, de acordo com Esveld (1989), a explicação é a seguinte: em geral, as rodas não seguem exatamente uma mesma trajetória e a região do trilho afetada pelo contato muda de roda para roda, de tal sorte que não há constante repetição do esforço crítico, com

impacto, sempre numa mesma posição. Os fenômenos de fadiga têm natureza peculiar e cargas apenas ocasionais em geral importam menos do que as cargas permanentes ou muito freqüentes.

Em princípio, considerando que os europeus operam necessariamente com grande segurança, pelo nível de velocidade dos trens, parece suficiente considerar apenas a carga estática, ainda que se obtenham valores menos críticos para tensão de cisalhamento no contato. Entretanto, existem aspectos essenciais que diferenciam a operação na Europa e América do Norte, aspectos esses que podem conduzir a resultados experimentais e expressões empíricas desiguais. Por exemplo, na América do Norte os padrões de tolerância para desgaste de rodas são muito mais amplos, criando condições de circulação críticas que não são observadas na Europa, pelo menos não por estes motivos. Além disto, os aços para roda e trilho têm, tanto na Europa como na América do Norte, suas próprias características químicas, metalúrgicas e mecânicas, e mesmo os perfis de roda e trilho apresentam particularidades de projeto que são relevantes e que podem alterar as condições de contato.

Por tudo isto, é recomendável que cada sistema procure adotar expressões que estejam coerentes com a sua realidade. Muito cuidado, entretanto, se deve ter em situações, algumas vezes observadas no Brasil e em outras partes do mundo, onde a via tenha sido projetada segundo critérios europeus, para circulação de veículos no padrão norte-americano. Por questão até de busca por melhores preços e oportunidades de negócios, na fase de implantação da via e posteriormente na de aquisição do material rodante, costuma-se observar este tipo de circunstância. Neste caso, é preciso avaliar o problema em profundidade para adoção de soluções mais adequadas em cada caso.

5.4 Aspectos restritivos da Teoria de Hertz

A solução de Hertz, apesar de largamente empregada em situações práticas desde sua publicação em 1881, foi concebida para sólidos ideais isotrópicos, homogêneos e também elásticos, que se comportem segundo a lei de Hooke. No caso ferroviário, muitos problemas de contato são estudados em circunstâncias onde há

escoamento plástico visível, com tensões sensivelmente superiores ao limite elástico do aço. Os materiais em contato não são isotrópicos ou homogêneos, especialmente quando endurecidos por ação do tráfego e, além disto, a teoria do contato de sólidos ideais considera apenas a ação do esforço normal que comprime as partes. Tensões ortogonais não estão previstas, mas ocorrem, no caso particular do contato rodatrielho, associadas a deslizamentos e aos esforços laterais e longitudinais de origem diversa, inclusive térmica.

Por todas estas razões, estudos mais sofisticados, pautados na teoria dos elementos finitos e em recursos computacionais avançados, têm sido produzidos para obtenção de resultados mais exatos na determinação das tensões e sua distribuição ao longo dos perfis da roda e do trilho. Para leitura mais aprofundada do assunto Hay (1982) recomenda a tese de doutorado: "The Influence of Wheel-Rail Contact Forces on the Formation of Rail Shells"⁴, defendida em 1970, na Universidade de Illinois. Diversas outras monografias e teses já foram produzidas desde então e muitas delas já se encontram disponíveis para consulta na rede mundial de computadores. Algumas são muito recentes e de abordagem interessante, a exemplo de: "New Developments in the Theory of Wheel-Rail Contact Mechanics"⁵, tese de doutorado defendida em 1998 por Jakob Birkedal Nielsen, na Universidade Técnica da Dinamarca.

De qualquer forma, os modelos de Hertz e expressões derivadas continuam sendo amplamente utilizados, na prática, para determinação das tensões de contato e estudos de fadiga mecânica em ferrovias. A complexidade do problema torna difícil as modelagens exatas da condição de contato. Fatores como a tensão residual presente na roda e no trilho variam ao longo de uma mesma seção e variam também por ação do tráfego ao longo do tempo. Além disto, há modificações importantes na curvatura e desgaste do trilho, a cada tramo de via, o mesmo ocorrendo com relação ao nivelamento. As sobrecargas decorrentes são, portanto distintas, a cada tramo, e variam continuamente, ao longo do tempo.

Diante desta evidente complexidade, e dos limites práticos de aplicação da teoria da elasticidade, algumas simplificações costumam ser introduzidas. Aquelas que foram sugeridas por Eisenmann e apresentadas anteriormente, podem ser

⁴ A Influência das Forças de Contato em Rodas Ferroviárias na Formação de Cascas nos Trilhos (tradução nossa).

⁵ Novo Desenvolvimento na Teoria do Contato Mecânico de Rodas Ferroviárias (tradução nossa).

utilizadas, desde que respeitadas as condições de contorno.

Com tudo isto, a expressão de Hertz e as que dela foram derivadas fornecem importante avaliação das tensões no contato. Os cálculos demonstram claramente que trilhos e rodas têm sido submetidos a sobrecargas excepcionalmente elevadas, mesmo sem considerar deslizamentos laterais, longitudinais e fatores térmicos severos que irão se somar às tensões hertzianas. Existem ainda aspectos não completamente esclarecidos que têm estimulado pesquisas sobre o assunto em várias partes do mundo.

6 DESGASTE

6.1 Regimes de Desgaste no Contato

Tournay (1997), desenvolveu uma interessante abordagem sintética sobre as condições de desgaste geralmente observadas no contato roda-trilho e sobre as alternativas para gestão deste desgaste. Seu trabalho traz à tona aspectos realmente essenciais e de larga aplicação prática, com algumas adequações que objetivam a caracterização mais completa dos regimes de desgaste.

De acordo com este especialista, as ferrovias podem ser classificadas em dois diferentes grupos, quanto ao modo de degradação no contato roda-trilho:

- Regime de desgaste;
- Regime de stress.

No regime de desgaste, é marcante o desgaste lateral do friso da roda , enquanto no regime de stress não há desgaste lateral importante no friso e marcantes são as tensões de contato, excepcionalmente elevadas, geradas pelo desgaste côncavo na pista (friso alto).

O estudo desenvolvido por King e Kalousek (boletim ARFA #658) e outros mais recentes, demonstram claramente que o desgaste côncavo na pista de rolamento das rodas é fator chave na determinação das tensões de contato, pela possibilidade de apoio do falso friso.

Ferrovias com elevada carga por eixo desenvolvem grandes tensões de contato mesmo para rodas novas. Entretanto, se houver desgaste côncavo nas rodas, as tensões serão excepcionalmente mais elevadas, quando o apoio ocorrer no falso friso, caracterizando o regime de stress, que pode ser observado até mesmo para rodas leves. Por esta razão, optou-se, neste capítulo, pela classificação dos modos de desgaste no contato em função da degradação observada nas rodas.

De maneira geral, toda ferrovia que opere em regime de stress, terá a vida útil dos seus trilhos governada por defeitos superficiais associados à fadiga, mas o contrário não é necessariamente verdadeiro. Nas ferrovias que operam em regime de desgaste, a vida útil dos trilhos é determinada, em geral, também pelo desgaste que ocorre na face lateral do boleto e isto é marcante em curvas de pequeno raio. Entretanto, existem sistemas com elevada densidade de transporte e carga por eixo,

que podem operar em regime de desgaste e ter a vida útil dos seus trilhos governada por fatores como fadiga e corrugação que afetam a superfície de rolamento. Seria uma consequência natural das características operacionais e geométricas observadas. Portanto, na prática, a ferrovia pode apresentar comportamentos de interface entre os dois regimes e, neste caso, as estratégias de gerenciamento devem observar padrões que agreguem ambos os regimes.

No Brasil, estudos realizados em meados dos anos 80, em rodas de vagões de minério, indicaram um desgaste de friso desproporcionalmente grande, em relação ao desgaste da pista de rolamento. Constatou-se ainda que, naquele período, a maior parte das ferrovias brasileiras operava em regime de desgaste e cerca de 85-90 % das rodas ferroviárias eram refugadas por friso fino e, em muito menor escala, pelo friso alto que caracteriza o desgaste côncavo na pista (Skarsky, 1985). Depois disto, a entrada em operação da E.F.C. e Ferrovia do Aço, são os dois principais eventos potencialmente capazes de alterar o percentual anteriormente definido, mas é possível que, em termos globais, a diferença não seja importante. A predominância do regime de desgaste no Brasil é certamente muito grande, ainda que não sejam estes os números atuais, e isto decorre basicamente das características do traçado.

Estudos realizados no exterior, neste mesmo período, indicaram também predominância do regime de desgaste (Skarsky, 1985).

6.1.1 Contato em Regime de Desgaste

As ferrovias que pertencem a este Regime costumam apresentar uma combinação de um ou mais dos seguintes fatores típicos.

- Raios de curva pequenos;
- Base rígida longa e truques convencionais;
- Inscrição inadequada dos truques;
- Rodeiros desalinhados;
- Contato roda-trilho mal lubrificado;
- Amplo desgaste lateral para roda e trilho;
- Ampla variação na bitola da via em curvas e retas;
- Trilho de material mais macio;

- Encaixe adequado entre roda e trilho com desgaste, quando o contato é feito no friso (curvas).

O chamado regime de desgaste está geralmente associado a traçados predominantemente sinuosos, capazes de gerar ângulos de ataque amplos e esforço lateral acentuado. Resulta daí um tipo de contato abrasivo que usina o friso da roda e o boleto do trilho, progressivamente, tornando-os finos até o limite de rejeito. Também em virtude destas características geométricas, o trilho interno das curvas de pequeno raio pode sofrer deformação plástica substancial. Em geral isto ocorre para patamares de transporte suficientemente elevados ou quando a superelevação, calculada para trens em um dos sentidos, resulta exagerada para a velocidade real dos trens no sentido contrário. Na prática, isto é freqüentemente observado em perfis íngremes.

6.1.2 Contato em Regime de Stress

As ferrovias que operam sob regime de stress em geral são caracterizadas por mínimo desgaste lateral no friso das rodas e nos trilhos. Nestes sistemas, pode-se observar a combinação de um ou mais dos seguintes fatores (Tournay, 1997):

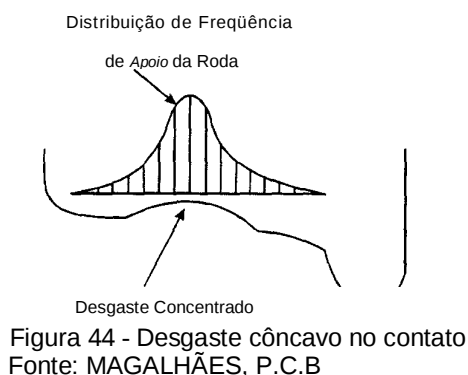
- Linha basicamente reta em todo o percurso;
- Veículos de inscrição radial ou dirigíveis;
- Inscrição mais adequada dos truques;
- Tolerâncias rigorosas de bitola da via;
- Boa lubrificação na interface roda-trilho;
- Trilhos de maior dureza.

Além destes, pode-se observar:

- Encaixe adequado entre roda e trilho com desgaste, quando o contato é feito na pista (retas);
- Rodeiros com eixamento amplo.

O regime de fadiga está geralmente associado a traçados predominantemente retos, que geram um certo aprisionamento lateral das rodas, já que o veículo tende a se manter centrado pela própria concepção mecânica de

circulação dos rodéis.



Esta curva característica de distribuição, sugerida por Tournay (1997), representa a frequência com que o contato ocorre em cada posição da roda. Nota-se, claramente que, neste tipo de linha, a roda estará apoiada, na maior parte do tempo, em sua região mais central. Quando isto ocorre, há perfeita adequação e encaixe no contato, uma vez que o desgaste côncavo é forjado nas rodas pelo próprio desenho dos trilhos. Portanto, em geral, a roda côncava se amolda bem ao boleto e as tensões no contato se mantêm em torno de um valor mínimo, bem inferior ao que se observa para roda nova.

Entretanto, a roda não permanece o tempo todo aprisionada à superfície côncava e, em certos pontos da linha, abandona esta posição de equilíbrio. Quando isto ocorre, seja por aceleração centrífuga em curvas, pelo movimento de lacê em retas ou por interações dinâmicas complexas que podem ocorrer em diversas partes da via, o apoio se desloca para região mais próxima ao friso ou na região do falso friso. Neste caso, o contato ocorre em raios muito pequenos e as tensões de contato se tornam substancialmente elevadas, mesmo para rodas relativamente leves.

A curva de distribuição da Figura 44 indica claramente esta possibilidade, ainda que a frequência de ocorrência seja destacadamente menor. Em consequência disto, surgem defeitos de fadiga que, para rodas mais leves, afetam apenas as regiões da linha onde há apoio crítico, ou seja, uma parte da via tão pouco representativa quanto à frequência de apoio fora da concavidade.

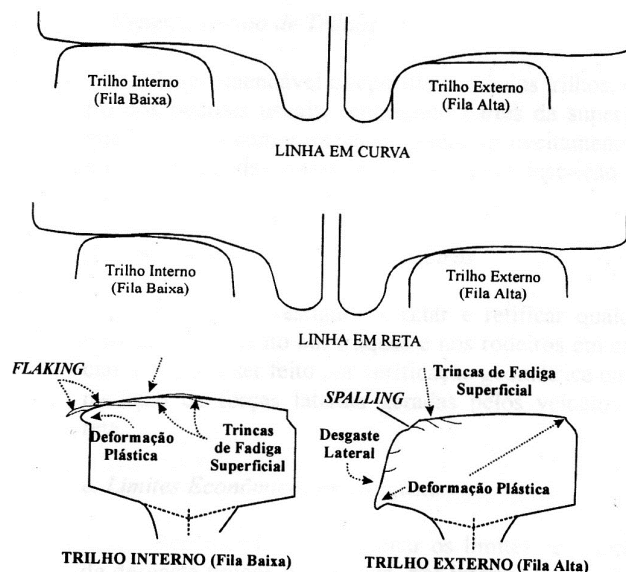


Figura 45 - Defeitos de fadiga no contato
Fonte: MAGALHÃES, P.C.B

Na prática, os defeitos se instalam em geral da forma indicada na Figura 45. Nas curvas de grande raio, a roda é forçada a se apoiar justamente em um dos pontos mais críticos de mudança de concavidade, local onde as tensões de contato se tornam excepcionalmente elevadas. Sob tais circunstâncias, em geral o head checking se instala de forma discreta, para em seguida progredir até que as trincas comecem a se encontrar, gerando flaking e outros defeitos associados à fadiga.

Em regime de fadiga, o incremento do desgaste côncavo propicia também crescimento de conicidade nas rodas, resultando daí possíveis problemas de estabilidade dos veículos. A habilidade de inscrição dos rodéis em curva é também afetada, uma vez que as rodas internas podem se apoiar em maior diâmetro, dificultando a compensação e ampliando os deslizamentos relativos (Tournay, 1997). Sob este aspecto, as ferrovias operadas em regime de stress podem, a partir de certos limites de desgaste côncavo, apresentar também maior propensão à instalação de corrugação.

6.2 Teoria e análise

De acordo com a teoria citada, verificou-se com esta pesquisa que o desgaste de rodas das locomotivas da EFVM, se enquadra como Contato em

Regime de Desgaste. Devido principalmente aos raios de curva no trecho, ao contato roda-trilho mal lubrificado e amplo desgaste de friso.

6.3 Estratégias para o gerenciamento do Desgaste

Experiências têm mostrado que boa parte do aparente mistério que envolve as questões relacionadas ao contato roda-trilho pode ser claramente elucidado com a introdução de uma abordagem de investigação do tipo passo-a-passo, elaborada para entendimento e gerenciamento do contato, tanto em regime de desgaste como de stress (Toumay, 1997).

A avaliação constante e precisa do perfil de desgaste da roda e do trilho permitirá a identificação de pontos de súbita mudança na taxa de desgaste. Frequentemente esses pontos definem limites de desgaste que, se observados, podem resultar em substancial economia de energia e prolongamento da vida útil para componentes do equipamento e via. O segredo para entendimento dos fenômenos e escolha da estratégia mais adequada de gestão dos desgastes é o monitoramento constante, até mesmo porque as circunstâncias podem se modificar ao longo do tempo (Tournay, 1997).

6.3.1 Estratégias em Regime de Desgaste

É possível estabelecer diretrizes ou estratégias básicas para gerenciamento do desgaste no contato e os benefícios práticos da implementação destas estratégias podem ser realmente substanciais. Os resultados estimados pela AAR, com a implementação do perfil estabilizado AAR-1B, correspondem a apenas uma das ações que foram propostas por Tournay (1997), que estão relacionadas em seguida, e indicam muito claramente a ordem de grandeza dos benefícios que se pode esperar.

6.3.1.1 Rodas com Perfil Estabilizado

Diversas experiências têm indicado a conveniência da adoção, nas ferrovias que operam em regime de desgaste, de rodas novas com perfil suavemente côncavo. Isto não implica em copiar, necessariamente, toda a roda desgastada, até porque na região da linha de tape deve-se projetar a conicidade desejada.

A idéia é apenas buscar as principais tendências de desgaste para suavizar o contato desde o início, evitando o excessivo desgaste que se observa em rodas convencionais de perfil reto (AAR 1:20) com contato em apenas dois pontos. A própria AAR já desenvolveu e padronizou. desde 1990, um perfil especial com estas características, para vagões de carga (AAR-1B).

O relatório R-808 (AAR, 1992) projeta os seguintes benefícios genéricos: 30% de acréscimo na vida da roda quanto ao desgaste, 10% de acréscimo na vida dos trilhos em curva, 3% de redução no consumo de combustível e 28% de redução no número de descarrilamentos normais por subida do friso. Os resultados práticos têm sido expressivos, mas alterações deste tipo devem se fazer acompanhar de estudos experimentais.

6.3.1.2 Lubrificação

Em regime de desgaste deve haver perfeita lubrificação na interface roda-trilho, obtida, com maior eficiência, pela conjugação de lubrificadores na via e nas locomotivas.

6.3.1.3 Reperfilamento de Trilhos

É recomendável o reperfilamento dos trilhos, dentro dos padrões usuais, rebaixando partes da superfície que poderiam comprometer o melhor aproveitamento do efeito cônico das rodas, prejudicando a inscrição e o contato.

6.3.1.4 Alinhamento de Truques e Rodeiros

Deve-se investigar, detectar e retificar qualquer erro de alinhamento em truques e nos rodeiros em especial. Isto pode ser feito por verificação geométrica ou por medição de forças laterais geradas pelos veículos em reta.

6.3.1.5 Limites Econômicos de Desgaste

Recomenda-se determinar os limites econômicos de desgaste típicos da ferrovia, por intermédio da observação dos pontos de brusca mudança na taxa de desgaste. Para tanto, é necessário um monitoramento contínuo e sistemático dos desgastes. De acordo com critérios da Spoornet, um desgaste côncavo máximo de 6 mm na linha de tape parece ter sido definido como adequado para linhas que operem em regime de desgaste.

6.3.2 Estratégias em Regime de Stress

As ações básicas para gestão do contato em regime de stress foram também descritas por Tournay (1997) e estão relacionadas a seguir. Neste caso, entretanto, o mapeamento completo dos benefícios da rejeição de rodas com desgaste côncavo parece depender ainda, pelo menos na América do Norte, de investigações em curso nas linhas de teste da AAR no Colorado (TTCI). Há, no entanto, indícios de que sejam amplas as vantagens, pelos estudos de King e Kalousek (boletim ARFA # 658) e pelas sucessivas adequações postas a termo nos últimos anos pela Spoornet.

6.3.2.1 Redução no Limite de Desgaste Côncavo

A redução no limite permitido para desgaste côncavo costuma ser, em regime de stress, a única alternativa capaz de amenizar o ambiente de tensões ex-

cepcionalmente altas no contato roda-trilho. De acordo com Tournay (1993), a Spoornet, ferrovia australiana dedicada ao transporte pesado de cargas (heavy haul), decidiu reduzir de 6 mm para 4 mm a profundidade máxima para desgaste côncavo, na Richard Bay Coal Line. Esta medida é tomada na linha de tape da roda e o objetivo da ação foi proteger a fila interna de trilhos, nas curvas, do contato com o falso friso. A taxa de desgaste côncavo na ferrovia era da ordem de 104.000 km/mm (hollow wear) e isto, combinado com desgaste quase desprezível no friso, permitiria três torneamentos e quatro vidas, dando à roda uma expectativa teórica de 1,6 milhão de quilômetros percorridos. Mesmo assim, nos anos seguintes a Spoornet acabou concluindo pela conveniência de redução do desgaste côncavo ao limite de 2 mm, possivelmente pelos resultados ainda insatisfatórios com 4 mm.

As normas da AAR continuam limitando o desgaste côncavo pela altura do friso, que pode chegar a 38,1 mm. Isto corresponde a uma profundidade de desgaste côncavo acima de 11 mm, na linha de tape, permitindo a instalação de um falso friso pronunciado e tensões de contato que chegam a caracterizar um abuso técnico. Do ponto de vista econômico, no entanto, a realidade é outra e todos os fatores precisam estar bem calibrados para cada particular realidade pelas implicações da maior rejeição de rodas e reperfilamentos. De qualquer forma, a própria AAR tem desenvolvido pesquisas prioritárias no TTCl, que permitirão decidir sobre a conveniência da rejeição de rodas com desgaste côncavo e sobre as tolerâncias ideais para desgaste lateral da roda e do trilho (RT&S, 2000).

6.3.2.2 Limitação da Bitola em Curvas

A bitola máxima permitida em curvas pode ser reduzida para evitar contato do trilho interno de curvas com o falso friso da roda. Para as condições da Spoornet, com desgaste côncavo máximo de 2 mm, o limite ideal parece ser $1065 + 10$ mm (Tournay, 1997).

6.3.2.3 Ampliação da Bitola em Retas

Tournay (1997) observa que a iniciativa anterior conjugada com adoção de bitola mais ajustada em retas pode reduzir ainda mais a distribuição de apoio da roda, gerando desgaste mais concentrado. A solução para este paradoxo parece ser a adoção de bitola um pouco mais larga em retas, ação primeiramente sugerida por Kalousek, especialista canadense reconhecido como uma das maiores autoridades no assunto. Consultado pelo autor, o referido especialista destacou, entretanto uma palavra de alerta que considera importante: "é preciso gerenciar com muito cuidado qualquer destas alterações para redução do desgaste côncavo. Algumas delas podem favorecer a instalação do movimento de hunting nos truques, propiciando a corrugação dos trilhos em curva".

6.3.2.4 Roda com Friso Fino e Conicidade Suave

Em ferrovias de carga onde o desgaste lateral do friso for suficientemente pequeno, um perfil de roda com friso mais fino (narrowflange) pode ser usado. Quando conjugada a valores mais suaves de tonicidade, esta medida amplia o passeio lateral das rodas, podendo reduzir a taxa de desgaste côncavo. De qualquer forma, investigações técnicas devem ser realizadas para prevenir eventuais problemas surgidos das adequações e o ideal é que os limites para desgaste lateral do friso e para desgaste côncavo sejam estudados simultaneamente.

6.3.2.5 Adequação da Bitola de Eixamento

Apesar de não prevista por Tournay, uma adequação na bitola de eixamento dos rodeiros, para melhor adaptá-los à bitola da via, pode ser, em tese, uma medida capaz de produzir resultados satisfatórios, ao longo do tempo. Há circunstâncias, como no caso de linhas construídas com dormentes de aço ou concreto, em que esta pode ser a única alternativa para ajustamento do jogo da via (bitola da via menos bitola do rodeiro), diante da impossibilidade de adequação na bitola da via.

6.3.2.6 Esmerilamento do Boletô do Trilho

Em circunstâncias onde defeitos de fadiga tenham se instalado nos trilhos, mas em estágios ainda iniciais, medida sempre recomendável é o esmerilamento e remoção da superfície danificada.

6.4 Normas e Processos Operacionais

6.4.1 Normas

Abaixo esta listada a norma para os limites das dimensões de bandagem e friso e as instruções de manutenção (MI) para se fazer a montagem de rodeiros no mesmo truque, ou em truques diferentes, com diferença de diâmetro de rodas dentro dos limites de tolerância recomendados pelo fabricante.

ABNT / NBR-5565

Assunto: Rodeiros de Locomotivas

Objetivo: Padronização e controle dimensional de rodeiros de locomotivas conforme parâmetros definidos em Norma. Vide Tabela 8.

Tabela 8 - Limites dos principais parâmetros de rodas

Rodeiros de Locomotivas (dimensões em mm)		
Parâmetro	Bitola Métrica (1000 mm)	Bitola Larga (1600 mm)
Bitola Interna do Rodeiro	919,00 ± 1,00	1.521,00 ± 1,00
Espessura do Friso (Mín.)	21,00	21,00
Altura do Friso (Máx.)	38,10 (1.1/2")	38,10 (1.1/2")
Bandagem da Roda (Mín.) (obs: estes valores estão sendo revistos pela ABNT)	25,40 (1")	25,40 (1")
Batimento Lateral das Rodas (Máx.)	1,60	1,60
Batimento Radial das Rodas (Máx.)	1,00	1,00
Interferência roda/Eixo (Ideal)	$i = (\text{Diâmetro do furo}) / 1000$	
Acabamento do Eixo nas Sedes da Roda e da Engrenagem	0,4 a 3,2 µm	
Acabamento da Manga de Eixo	0,4 a 1,6 µm	
Acabamento do Furo da Roda	1,6 a 6,4 µm	
Acabamento do Furo da Engrenagem	1,6 a 3,2 µm	

Fonte: Acervo VALE

Instruções de Manutenção (MI): GM – MI 1519; GE – SMI EP-30001 ; ALCO - MI 16009

Assunto:

Variação no diâmetro de rodas de locomotivas.

Objetivo:

Reduzir falhas de locomotivas por deslize de rodas ou perda de tração.

Aplicação:

Locomotivas GM e GE

Descrição do problema:

Montagem de rodeiros no mesmo truque com diferença de diâmetro de rodas acima dos limites recomendados pelos fabricantes. Vide Tabela 9.

A diferença excessiva entre diâmetros de rodas num mesmo truque pode causar deslizes de rodas, vibração nos motores de tração e redução de tração nas locomotivas micro-processadas.

Tabela 9 - Limites para variação no raio da roda
Limites Recomendados para Variação no RAI0 da Roda
(mm)

Posição das Rodas	GM (MI 1519)	GE (SMI EP-30001-009)	MX-620 (MI 16009)
Rodas novas no mesmo eixo	0,25	0,0	1,2
Rodeiros num mesmo truque	6,4	16,0	4,0
Rodeiros numa mesma locomotiva	15,9	16,0	12,7

Fonte: Acervo VALE

6.4.2 Processos Operacionais

6.4.2.1 Usinagem

Devido à sua importância no aspecto segurança, as rodas devem ser inspecionadas quanto a danos ou desgastes excessivos, onde são medidos freqüentemente o friso e a bandagem, e se não estiverem dentro dos limites especificados, devem ser retorneadas ou substituídas. O reperfilamento (usinagem) de uma roda permite que ela tenha várias vidas antes de ser finalmente sucateada.

A usinagem de rodas de locomotivas é feita no torno subsolo, Figura 47, da Oficina de Locomotivas da VALE, Figura 46. Essa intervenção é feita através da análise do banco de dados de medida de friso e bandagem das locomotivas, onde se verifica através de cálculos as medidas finais das rodas após a usinagem. Se essas medidas calculadas estiverem dentro dos limites estabelecidos pelas normas, realiza-se o processo.

O processo de usinagem é realizado por apenas uma pessoa com um tempo médio de uma hora e trinta minutos por rodeiro. Utiliza-se uma ferramenta de aço-rápido de oito arestas, sendo que cada aresta usina apenas uma roda.

Muitas vezes não é preciso usinar todos os rodeiros de uma locomotiva, bastando apenas reperfilar o mais crítico.



Figura 46 - Locomotiva no Torno de Rodas
Fonte: VALE, BORBA, J. L., 2007



Figura 47 - Locomotiva posicionada sob o torno
Fonte: VALE, BORBA, J. L., 2007

6.4.2.2 Rodízio

O rodízio de rodeiros é feito na oficina de truques da Vale. Essa intervenção é feita através da análise semanal do banco de dados de medidas de friso e bandagem.

No rodízio as rodas de ataque (rodeiros guias) que possuem um maior desgaste são invertidas para uma posição onde há menor desgaste. Recomenda-se no rodízio remanejar as rodas com maiores medidas para a posição de ataque.

Para se fazer um rodízio em uma determinada locomotiva não se gasta nenhum tipo de material, mas são necessários três homens para executar o serviço. O tempo de execução depende da frota na qual será feito o serviço. A Tabela 10 mostra o tempo gasto em várias frotas para executar o rodízio.

Tabela 10 - Tempo necessário para executar o rodízio

<i>Frota</i>	<i>Tempo (h)</i>
G12	4
GT	6
G16	6
Dash	8
Outras	8

Fonte: RADINZ, G.A.; GOMES, R.A., 2008

A locomotiva é suspensa por macacos apoiados na plataforma da mesma, conforme Figura 48.



Figura 48 - Locomotiva se preparando para ser suspensa nos macacos
Fonte: VALE, BORBA, J. L., 2007

6.4.2.3 Troca

A troca de rodeiros também é feita na oficina de truques da Vale. Essa intervenção é feita quando as rodas das locomotivas atingem os limites permitidos pela norma. Neste serviço troca-se o conjunto rodeiro completo, que é composto pelas rodas, eixo, motor de tração e engrenagem. Vide Figura 50.

Muitas vezes uma locomotiva não necessita trocar todos os rodeiros, troca-se somente os mais críticos, isto só é possível verificando as diferenças entre os raios das rodas novas com as rodas que não necessitam de troca, se os limites forem respeitados conforme as normas, a troca de apenas esses rodeiros pode ser realizada.

Para a troca de apenas um rodeiro em uma determinada locomotiva leva-se em média cerca de duas horas para se fazer o eixamento, Figura 49, e a montagem do motor, esse serviço é executado por três pessoas e o custo é bastante elevado.



Figura 49 - Máquina de eixamento
Fonte: Acervo da Vale



Figura 50 - Locomotiva sob a mesa falsa
Fonte: Acervo da Vale

6.5 Custos

Os custos para se fazer as principais intervenções (usinagem, rodízio e troca) em uma locomotiva foram feitos relacionando todos os materiais gastos, quantidade de homens, tempo e quantidade de rodeiros em cada frota.

A Tabela 11 apresenta os valores encontrados para cada intervenção.

Tabela 11 - Custos das intervenções

<i>Frota</i>	<i>Intervenções</i>		
	<i>Usinagem (R\$)</i>	<i>Rodízio (R\$)</i>	<i>Troca (R\$)</i>
Dash	385,65	54,6	313257
SD-45	385,65	54,6	N/D ¹
BB36	385,65	54,6	136090,16
DDM 45	385,65	54,6	208658,57
G12	202,05	42,6	64710,4
GT	293,85	48,6	N/D
G16	293,85	48,6	98835,88

Fonte: RADINZ, G.A.; GOMES, R.A., 2008

¹ Valor não disponível.

6.6 Desgaste da roda em função da posição no truque

O desgaste de uma roda de locomotiva varia de acordo com a sua posição no truque, sendo as rodas da frente, chamadas de rodas guias, as que mais sofrem desgaste, pois são as primeiras a entrarem na inscrição da curva. A Tabela 12 ilustra as rodas guias de determinadas frotas.

Tabela 12 - Rodas guias de cada frota

RODAS GUIAS	
LOCOMOTIVAS	RODEIROS
GE (D8,D9 e BB 36)	01,03,05 e 07
DDM	01e 05
G12	01 e 03
G16 e GT	01 e 04

Fonte: RADINZ, G.A.; GOMES, R.A., 2008

No início da negociação de um rodeiro com uma curva aparecem esforços longitudinais na região do contato roda-trilho que causam o deslocamento lateral do rodeiro, produzindo um torque e fazendo com que o mesmo gire no sentido de buscar seu alinhamento com o centro da curva, formando um pequeno ângulo de ataque do rodeiro em relação à via.

A inscrição do rodeiro nas curvas é realizada pelo deslocamento lateral do rodeiro em relação aos trilhos e pela conicidade das rodas, conforme Figura 51.

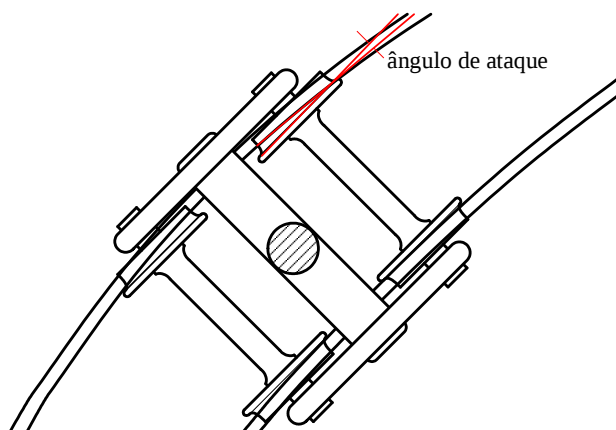


Figura 51 - Truque em uma curva
Fonte: Acervo da Vale

Uma inscrição de curva adequada é aquela em que o ângulo de ataque em relação à via seja o menor possível e que o movimento do rodeiro seja de rolamento puro, ou seja, não há deslizamento.

Sendo as rodas solidárias ao eixo, haverá sempre diferentes raios de rolamento, e forçosamente a existência de um deslizamento da roda externa. Caso o ângulo de ataque do rodeiro não seja favorável, dirigindo o rodeiro para fora da curva, a maior parte das forças laterais necessárias será gerada pelo encosto do friso da roda externa no trilho. Se a inscrição for adequada as duas rodas passam a contribuir com forças laterais, dividindo a tarefa de produzir as acelerações entre elas.

7 EXPERIMENTO

A pesquisa é voltada para identificar o quanto os parâmetros de friso e bandagem das rodas de algumas frotas da EFVM desgastam por um determinado período. Com a taxa de desgaste sendo conhecida possibilitará a otimização do planejamento de rodas para as melhores condições possíveis, reduzindo custos, e aumentando a vida útil e a disponibilidade de locomotivas.

7.1 Estudo da Base de Dados Existente

A Oficina de Locomotivas possui um banco de dados de medidas de rodas, cujos valores são atualizados toda vez que uma locomotiva realiza uma IC (Inspeção de Conservação), e esta é feita a cada quinze dias.

Constatou-se alguns pontos relevantes durante o processo de análise dos dados, como por exemplo a dificuldade na identificação do processo operacional (usinagem, rodízio ou troca) adotado.

Devido aos problemas encontrados com o banco de dados, tornou-se inconveniente iniciar esta pesquisa com os valores existentes, o que levou à coletas de novos dados de rodas de algumas amostras, de forma mais rigorosa e controlada

7.2 Escolha das Amostras

Como foi dito anteriormente, para cada tipo de categoria (utilização) existe determinada frota encarregada ao transporte. Pode-se ver na Tabela 13 que o transporte de minério demanda 48% das locomotivas da EFVM, sendo que estas são da frota DASH (8, 9, 9W e 9WN).

Tabela 13 - Distribuição das locomotivas quanto sua finalidade

<i>Categoria</i>	<i>Quantidade de locomotivas</i>	<i>Porcentagem</i>
Minério	159	48%
Carga Geral	104	31%
Manobra	67	20%
Passageiro	4	1%

Fonte: RADINZ, G.A.; GOMES, R.A., 2008

Além disso, sabe-se que o minério representa 80% de todos os produtos transportados, e já que somente as DASH'S realizam este transporte, conclui-se que esta frota é a mais representativa de todas da EFVM.

Com essa conclusão, a frota DASH tornou-se a principal amostra na coleta de dados, sendo que foram escolhidas duas locomotivas. Optou-se também pelo acompanhamento de outras frotas.

7.3 Posição dos Rodeiros

Sabe-se que o desgaste das rodas varia de acordo com a posição da mesma em um truque da locomotiva. Sabe-se também que os rodeiros ímpares sofrem maior desgaste que os pares. Por esses motivos foram escolhidos os rodeiros pares e ímpares para cada amostra.

A Tabela 14 representa as amostras, seus respectivos rodeiros e a situação de cada roda.

Tabela 14 - Posição dos rodeiros das amostras escolhidas

<i>Frota</i>	<i>Locomotiva</i>	<i>Posição do rodeiro</i>	<i>situação da roda</i>
Dash9WN	1241	1 e 4	novos
Dash9W	1162	1 e 4	meia-vida
G12	558	1 e 2	novos
DDM45	870	1 e 2	novos
SD45	885	1 e 4	meia-vida

Fonte: RADINZ, G.A.; GOMES, R.A., 2008

7.4 Monitoramento do Desgaste

7.4.1 Monitoramento da chegada das locomotivas

Para monitorar as chegadas das locomotivas, foi utilizado o sistema informatizado UNILOG, que fornece em tempo real a localização e a previsão de chegada das locomotivas na Oficina de Locomotivas, e com todo esse respaldo parou-se cada amostra mensalmente para coletar as medidas. Além da localização, o UNILOG ainda fornece as quilometragens das locomotivas, que foram úteis neste trabalho. A Figura 52 representa a tela 113 do UNILOG, que mostra a situação da locomotiva 1162. Indica também o local onde ela está, o trem a qual ela pertence e a sua situação (trem parado ou circulando).

UNILOG Ferrovias

Tela: 113

Cadastro Consultas Operação Planejamento Indicadores Sair ?

Consulta Veiculos Você está em: Consulta > Estado Veiculos

Veículo: 11623 Classe: Série: DSH Propried.: EFVM Descritivo: VIT.MINAS Ativo: Sim Data:

Local: V58 Trem: M001 Linha: Sequência: TB: 163,323 TU: Recomend.: Sem Destac

Responsável Localização **Situação** Lotação Intercâmbio Recomend.

Situação

Descrição	Data Inicio	Data Fim
Circulando	11/03/2008 01:30:00	

Pesquisar Sair

UNILOG Usuário: 01030031 11/03/2008 10:20:30 CVRDVITAP59

Figura 52 - Tela 113 do UNILOG

Fonte: RADINZ, G.A.; GOMES, R.A., 2008

Na tela 113 do UNILOG ainda é possível saber qual a situação da locomotiva monitorada no momento que ela está presente na Oficina de Locomotivas, se ela está sendo reparada, manobrando para iniciar nova viagem, ou ainda em processo de abastecimento.

A Figura 53 representa a tela 134 do UNILOG. Este mapa ilustra de forma sequencial as localidades da EFVM e a previsão de chegada de cada trem, no qual pode ser composto por uma ou mais locomotivas. Os trens são visualizados em simbologias, onde as que são iniciadas com o caractere M são os trens de minério, com C os cargueiros e com P os de passageiros.

Para facilitar a visualização, as simbologias que representam os trens que estão retornando de determinada localidade para a Oficina de Locomotivas estão dispostos acima da linha cinza, que representa o trajeto. Já os trens que estão saindo da Oficina para alguma localidade, estão dispostos abaixo da linha do trajeto.

Quando as simbologias que representam os trens estão indicadas em verde,

significa que este trem está circulando, e quanto estão em vermelho, significa que o trem está parado em determinada localidade. Isto está ilustrado na figura 53.

O complexo de Tubarão é representado pela sigla VTU.

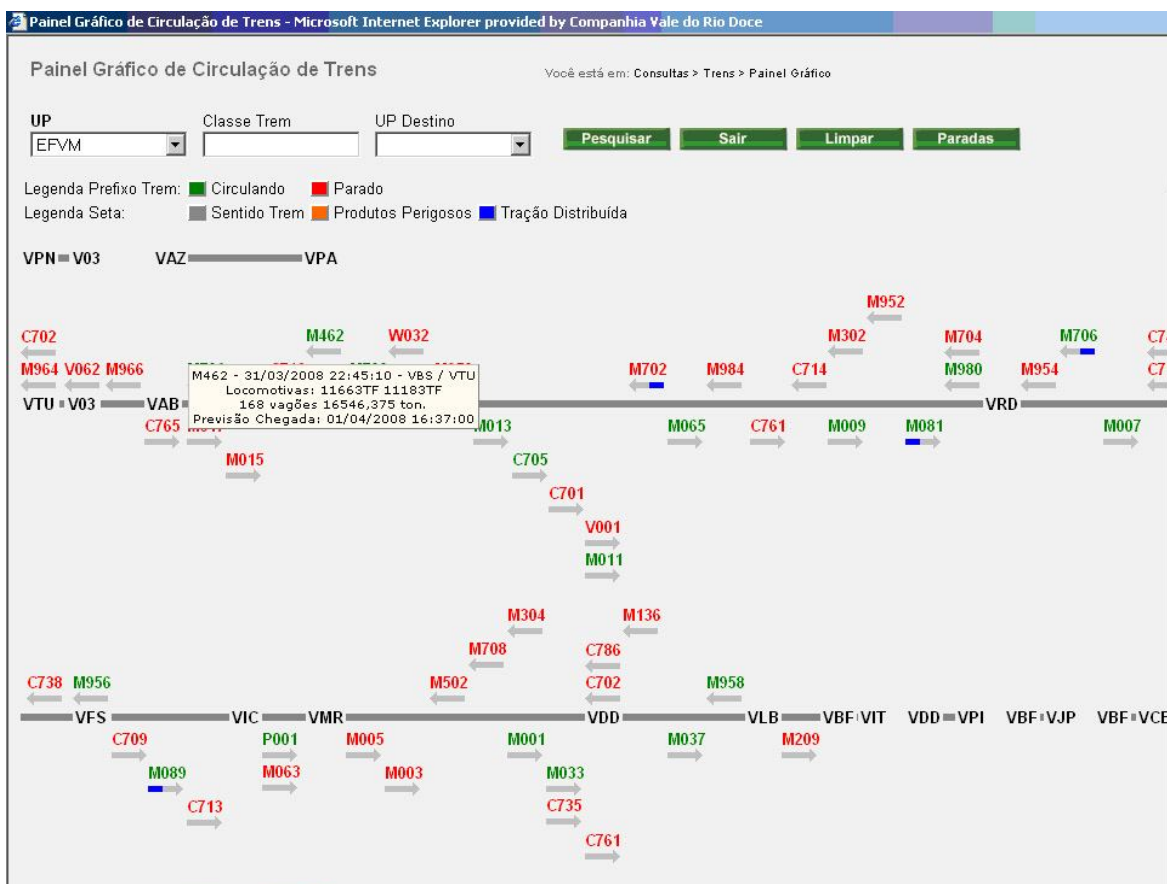


Figura 53 - Tela 134 do UNILOG
Fonte: RADINZ, G.A.; GOMES, R.A., 2008

A caixa amarela, presente na Figura 53, mostra a previsão de chegada em VTU das locomotivas 1166 e 1118, que pertencem ao trem M462, onde o mesmo tem previsão de chegada às 22:45. Nesta caixa amarela também é possível saber o número de vagões que compõem o trem, e até a quantidade de toneladas que o mesmo está transportando.

Mesmo contando com tantos recursos, por algumas vezes ocorreram inúmeros problemas na parada das locomotivas na oficina, como por exemplo:

- Disponibilidade

A locomotiva passava pela oficina somente para abastecimento com horário indisponível de realizar outro serviço;

- Horário da chegada

Em alguns horários, como por exemplo, durante a madrugada, fins de semana e feriados, não havia pessoas disponíveis para efetuar a medição;

- Local inapropriado

Para efetuar as medições com segurança, a mesma deve ser feita com a locomotiva posicionada sob uma vala, onde nem sempre estava disponível para efetuar a medição.

7.4.2 Parâmetros Medidos

Os parâmetros medidos foram o friso e a bandagem das rodas. Para o friso monitoramos sua espessura e altura, como representado anteriormente (Figura 36).

As medições são realizadas com um gabarito apropriado para este fim, ilustrado na Figura 55. Para uma maior precisão de medida devem-se ter os seguintes cuidados:

- Preservação e aferição da ferramenta (gabarito);
- Raspar a roda com uma espátula para retirar a crosta de sujeira, que certamente alterará a medição;
- Posicionamento adequado da ferramenta na roda, conforme mostrado na Figura 54. Para isso o ideal é que a locomotiva se encontre sob a vala;
- Qualificação do operador.



Figura 54 - Operador efetuando medição do rodeiro

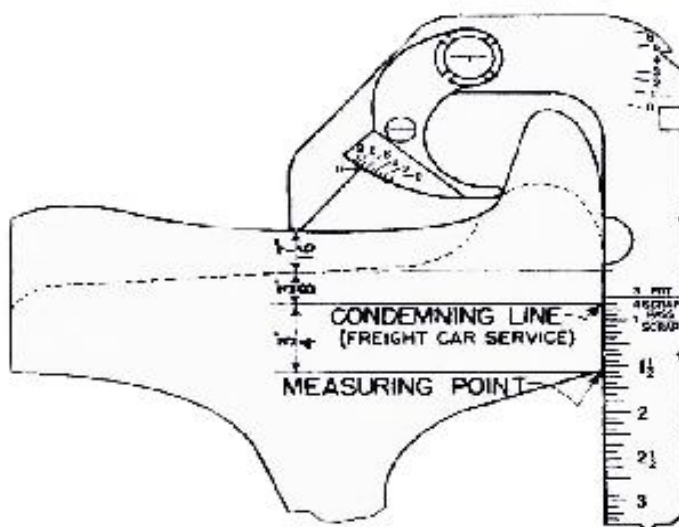


Figura 55 - Medidor de rodeiros

Fonte: Manual of Standards and Recommended Practices –Section G, 1997

7.5 Dados e Verificação

A Tabela 15 representa os dados colhidos para a frota DASH 9W. Estão representados os valores das locomotivas 1241 e 1162.

Tabela 15 - Dados coletados das locomotivas 1162 e 1241

Dash 9W						
FRISO						
Locomotiva	Data	Km	FER01	FDR01	FER04	FDR04
1241- GE	20/08/07	0,00	34	34	34	34
	08/09/07	7.806,34	32	32	34	34
	26/09/07	15.201,82	31	31	33	33
	19/11/07	23.404,00	31	30	33	33
	17/12/07	34.308,00	30	30	33	33
	17/01/08	44.442,00	29,5	30	33	33
	17/03/08	58.280,00	29	29	33	33
Locomotiva	Data	Km	FER01	FDR01	FER04	FDR04
1162- GE	29/12/07	0,00	32	31	30	30
	31/01/08	9.845,00	30	30	29	30
	28/02/08	19.799,00	29	30	28	30
	03/04/08	33.817,00	28	27	26,5	30
BANDAGEM						
Locomotiva	Data	Km	BER01	BDR01	BER04	BDR04
1241- GE	20/08/07	0,00	67	67	67	67
	08/09/07	7.806,34	65	65	67	67
	26/09/07	15.201,82	64	64	67	67
	19/11/07	23.404,00	64	64	67	67
	17/12/07	34.308,00	63	63	65	65
	17/01/08	44.442,00	62	62	65	65
	17/03/08	58.280,00	62	62	65	65
Locomotiva	Data	Km	BER01	BDR01	BER04	BDR04
1162- GE	29/12/07	0,00	35	35	30	30
	31/01/08	9.845,00	35	35	30	30
	28/02/08	19.799,00	34	34	30	30
	03/04/08	33.817,00	33	34	30	30
ALTURA						
Locomotiva	Data	Km	AFER01	AFDR01	AFER04	AFDR04
1241- GE	20/08/07	0,00	27	27	27	27
	08/09/07	7.806,34	27,5	27,5	27,5	27,5
	26/09/07	15.201,82	28	28	28	28
	19/11/07	23.404,00	29	29	29	29
	17/12/07	34.308,00	30	30	29	29
	17/01/08	44.442,00	30	30	29,5	29,5
	17/03/08	58.280,00	30	31	29,5	29,5
Locomotiva	Data	Km	AFER01	AFDR01	AFER04	AFDR04
1162- GE	20/08/07	0,00	26	26	26	26
	08/09/07	9.845,00	26	26	26	26
	26/09/07	19.799,00	26,5	26,5	26	26
	19/11/07	33.817,00	27	27	27	27

Fonte: RADINZ, G.A.; GOMES, R.A., 2008

Legenda:

FER01 – Espessura do friso esquerdo roda 1

FDR01 – Espessura do friso direito roda 1

FER04 – Espessura do friso esquerdo roda 4

FDR04 – Espessura do friso direito roda 4

BER01 – Bandagem esquerda roda 1

BDR01 – Bandagem direita roda 1

BER04 – Bandagem esquerda roda 4

BDR04 – Bandagem direita roda 1

AFER01 – Altura do friso esquerdo roda 1

AFDR01 – Altura do friso direito roda 1

AFER04 – Altura do friso esquerdo roda 4

AFDR04 – Altura do friso direito roda 4

7.5.1 Gráficos

Observando os Gráficos 5 a 7, fica claro que os desgastes de friso e bandagem dos rodeiros ímpares (guia) são maiores que os pares..

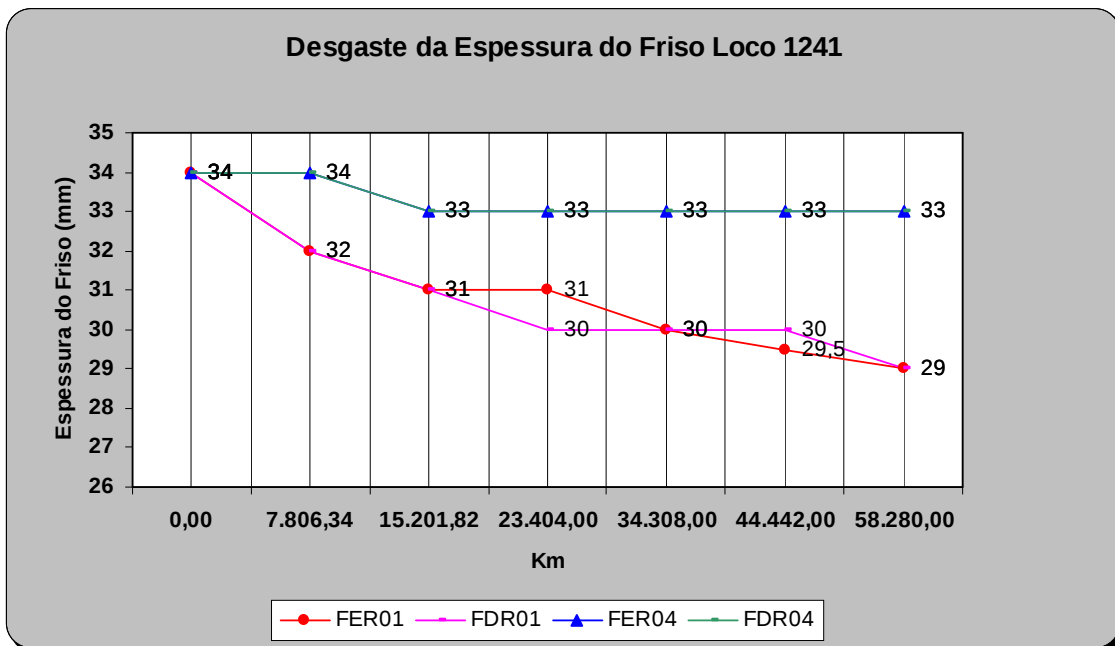


Gráfico 5 - Acompanhamento do desgaste da espessura do friso da locomotiva 1241
 Fonte: RADINZ, G.A.; GOMES, R.A., 2008

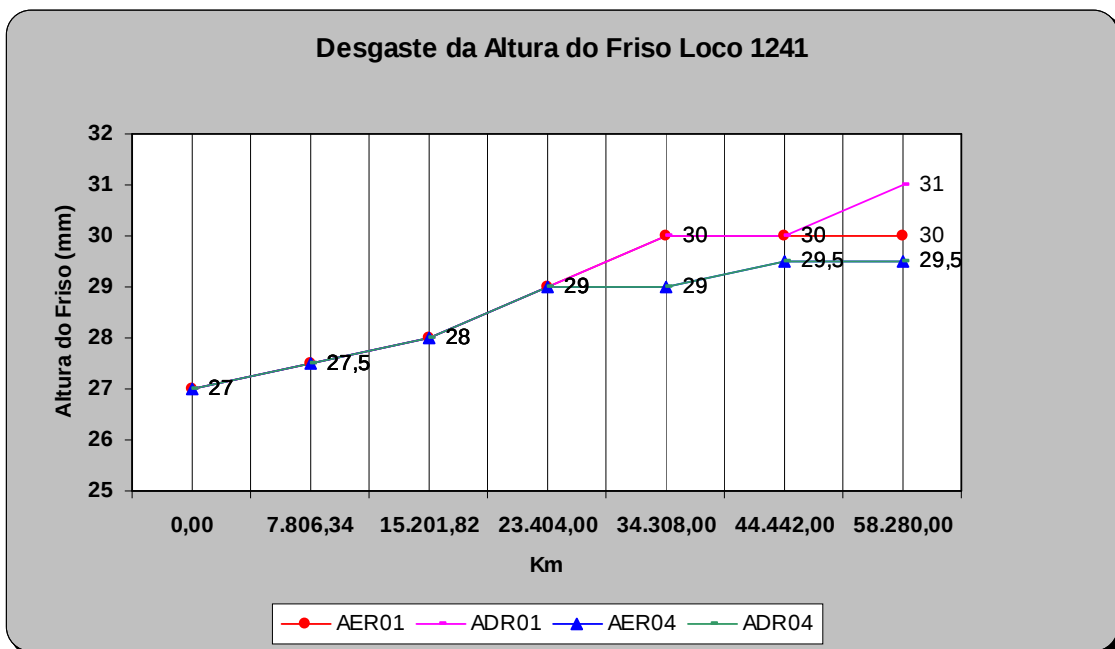


Gráfico 6 - Acompanhamento do desgaste da altura do friso da locomotiva 1241
 Fonte: RADINZ, G.A.; GOMES, R.A., 2008

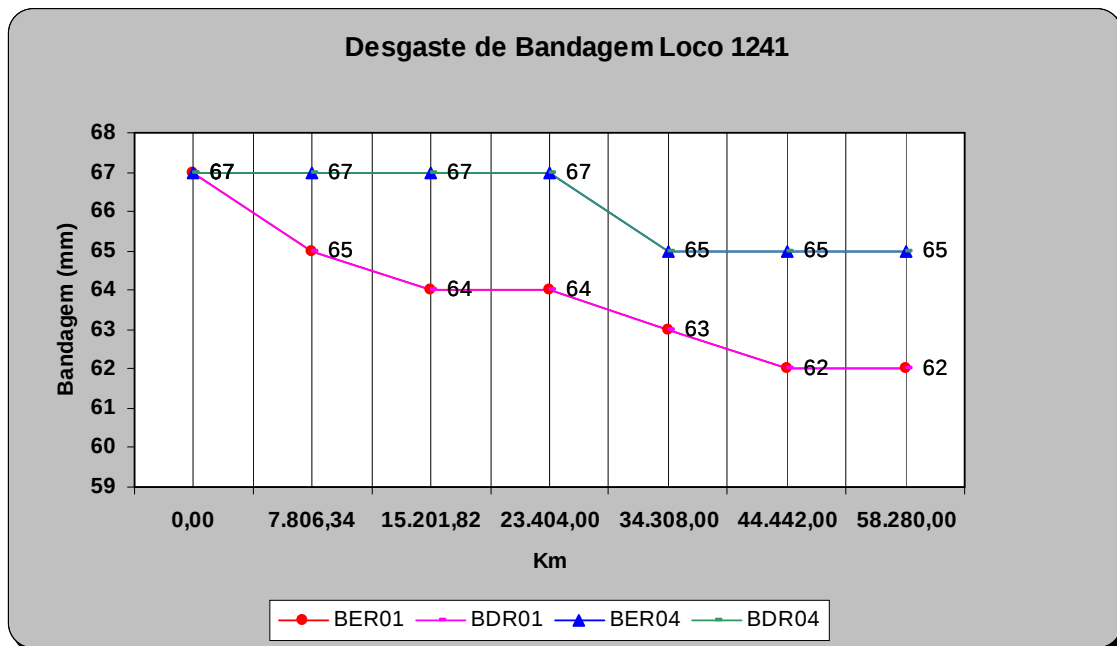


Gráfico 7- Acompanhamento do desgaste da bandagem da locomotiva 1241
 Fonte: RADINZ, G.A.; GOMES, R.A., 2008

7.5.2 Cálculo das taxas de desgaste

Com os dados encontrados mostrados na Tabela 15, tornou-se possível encontrar as taxas de desgaste das duas posições de rodeiros. Foi calculada a taxa de desgaste por quilômetro percorrido, e a taxa de desgaste por mês.

7.5.2.1 Taxa de desgaste para espessura do friso

$$\alpha_1 = (mf_i - mff) / Km_{total}$$

$$\beta_1 = \alpha_1 \times Km_{médio}$$

Onde

α_1 : taxa de desgaste por quilômetro para o friso (mm/Km)

β_1 : taxa de desgaste por mês para o friso (mm/mês)

mf_f : medida final do friso (mm)

mf_i : medida inicial do friso (mm)

Km_{total} : quilometragem total (Km)

Km_{medio} : quilometragem média (Km)

7.5.2.2 Taxa de desgaste para altura do friso

$$\alpha_2 = (mf_f - mfi) / Km_{total}$$

$$\beta_2 = \alpha_2 \times Km_{medio}$$

Onde

α_2 : taxa de desgaste por quilômetro para a altura do friso (mm/Km)

β_2 : taxa de desgaste por mês para a altura do friso (mm/mês)

mf_f : medida final do friso (mm)

mfi : medida inicial do friso (mm)

7.5.2.3 Taxa de desgaste para a bandagem

$$\alpha_3 = (mb_i - mbf) / Km_{total}$$

$$\beta_3 = \alpha_3 \times Km_{medio}$$

Onde:

α_3 : taxa de desgaste por quilômetro para a bandagem (mm/Km)

β_3 : taxa de desgaste por mês para a bandagem (mm/mês)

mb_f : medida final da bandagem (mm)

mb_i : medida inicial da bandagem (mm)

7.6 Resultados das Locomotivas 1241 e 1162

7.6.1 Locomotiva 1241

Tempo de estudo: 7 meses

Quilometragem total percorrido durante o estudo: 58.280 Km

Quilometragem média: 8.325,71 Km/mês

Utilizando as fórmulas do item 7.5.2, chegou-se às seguintes taxas, conforme Tabela 16.

Tabela 16 - Taxas de desgaste da locomotiva 1241

Taxas de desgaste loco 1241				
	FER01	FDR01	FER04	FDR04
α_1	8,57927E-05	8,57927E-05	1,71585E-05	1,71585E-05
β_1	0,714285714	0,714285714	0,142857143	0,142857143
	AFER01	AFDR01	AFER04	AFDR04
α_2	5,14756E-05	6,86342E-05	4,28964E-05	4,28964E-05
β_2	0,428571429	0,571428571	0,357142857	0,357142857
	BER01	BDR01	BER04	BDR04
α_3	8,57927E-05	8,57927E-05	3,43171E-05	3,43171E-05
β_3	0,714285714	0,714285714	0,285714286	0,285714286

Fonte: RADINZ, G.A.; GOMES, R.A., 2008

O Gráfico 8 confronta as taxas mensais de desgaste, dos rodeiros ímpares com os pares, da locomotiva 1241.

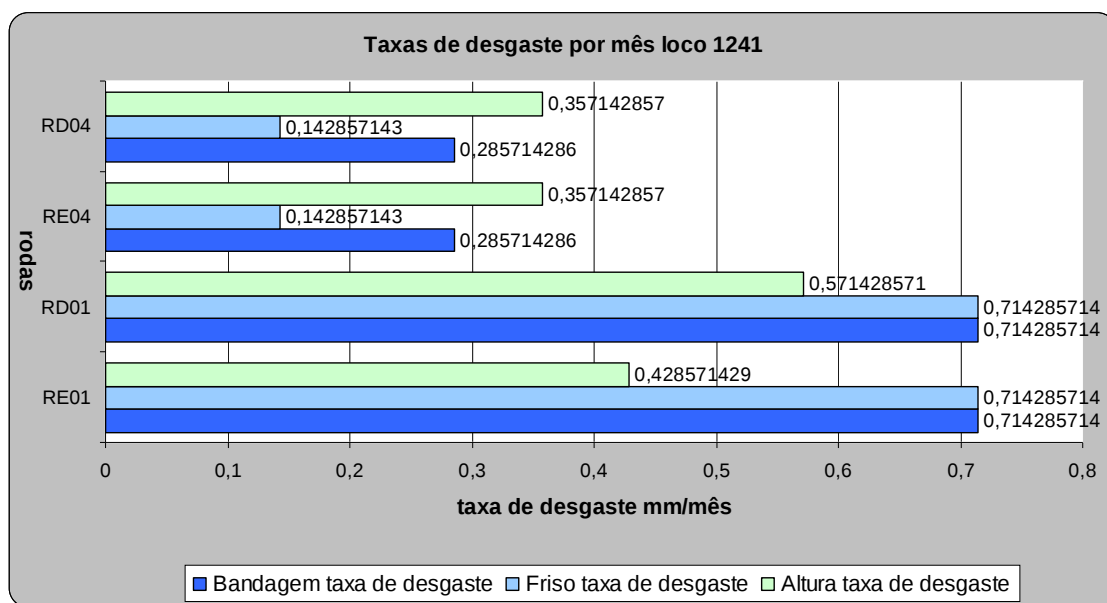


Gráfico 8 - Taxas de desgaste mensal da locomotiva 1241

Fonte: RADINZ, G.A.; GOMES, R.A., 2008

Legenda

RE01: Roda esquerda do rodeiro 1

RD01: Roda direita do rodeiro 1

RE04: Roda esquerda do rodeiro 4

RD04: Roda direita do rodeiro 4

Observa-se na Figura 56 a diferença na espessura de friso do rodeiro ímpar (1) para o rodeiro par (4) após o estudo.

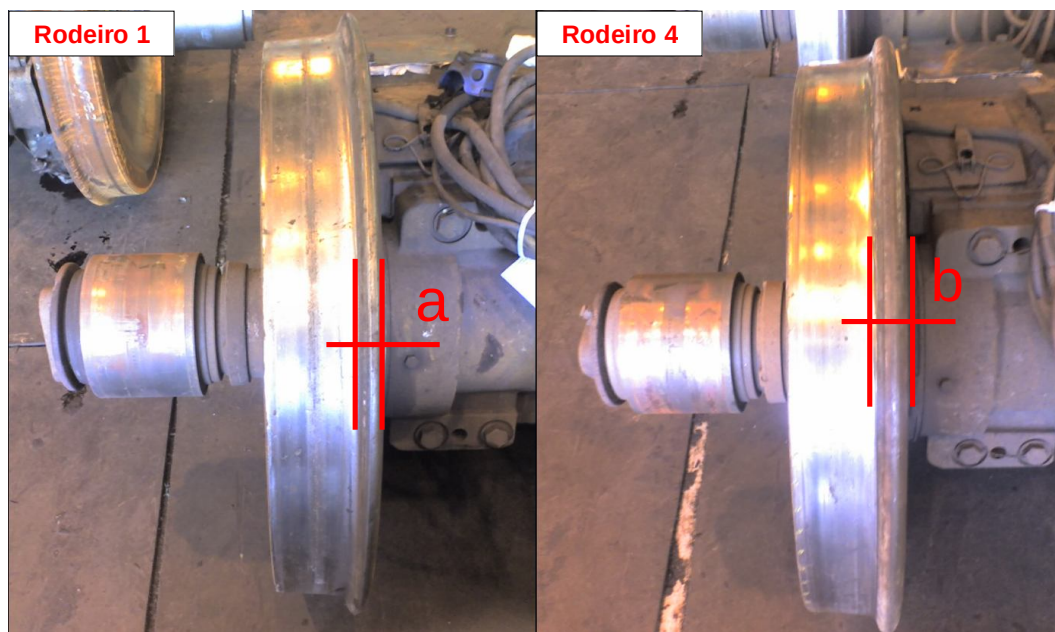


Figura 56 – Rodeiros 1 e 4 da locomotiva 1241 após o estudo de desgaste
Fonte: RADINZ, G.A.; GOMES, R.A., 2008

7.6.2 Locomotiva 1162

Tempo de estudo: 96 dias

Quilometragem total percorrido durante o estudo: 33.817,00

Quilometragem média: 10.567,81 Km/mês

A Tabela 17 ilustra as taxas de desgaste encontradas da locomotiva 1162 durante a pesquisa.

Tabela 17 - Taxas de desgaste da locomotiva 1162

Taxas de desgaste loco 1162				
	FER01	FDR01	FER04	FDR04
α_1	0,000118284	0,000118284	0,000103498	0
β_1	1,25	1,25	1,09375	0
	AFER01	AFDR01	AFER04	AFDR04
α_2	5,91419E-05	2,95709E-05	0	0
β_2	0,625	0,3125	0	0
	BER01	BDR01	BER04	BDR04
α_3	2,95709E-05	2,95709E-05	2,95709E-05	2,95709E-05
β_3	0,3125	0,3125	0,3125	0,3125

Fonte: RADINZ, G.A.; GOMES, R.A., 2008

O Gráfico 9 confronta as taxas mensais de desgaste, dos rodeiros ímpares com os pares, da locomotiva 1162.

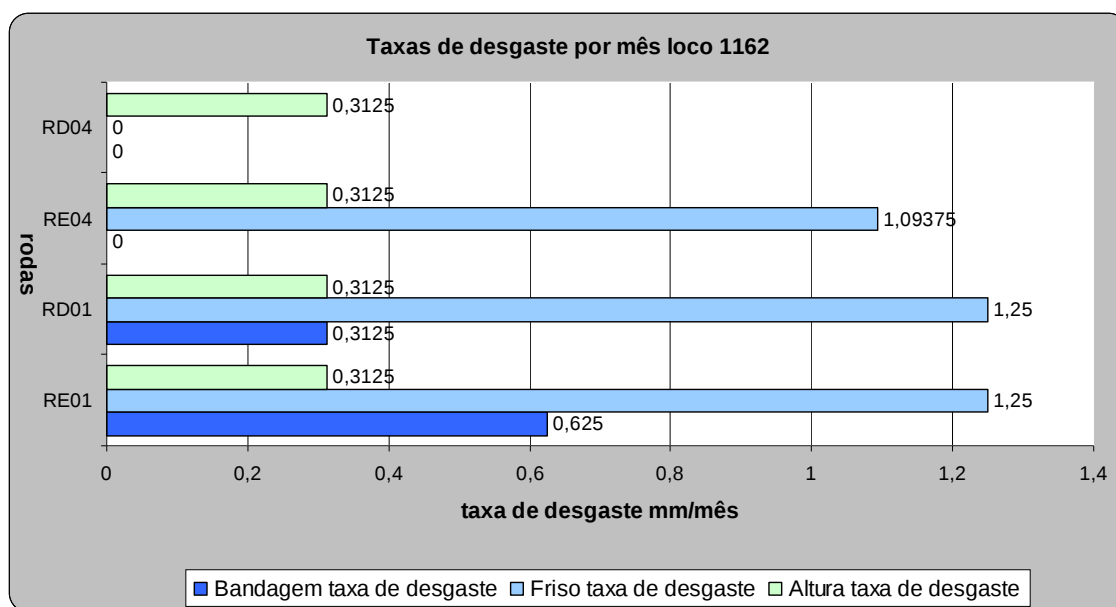


Gráfico 9 - Taxas de desgaste mensal da locomotiva 1162

Fonte: RADINZ, G.A.; GOMES, R.A., 2008

7.7 Resultados das demais locomotivas

Para as demais locomotivas as taxas de desgaste encontradas não atingiram as expectativas. Percebe-se que o tempo de pesquisa não foi suficiente para chegar a números concretos. Essas locomotivas diferentemente da frota DASH

trafegam menos ou em rotas mais curtas, isto explica o fato da quilometragem rodada ser pequena e valores nulos de taxas de desgaste para determinados rodeiros.

A Tabela 18 exemplifica o texto acima e representa somente os valores críticos, de maior significância, encontrados.

Tabela 18 - Taxas de desgaste mensal para as demais locomotivas

DESGASTE (mm/mês)					
Frota	km Médio	Esp. Friso	Bandagem	Alt. Friso	Categoria
G12	3824,70	0,67	0,00	0,34	Manobra
DDM 45	5740,00	1,25	0,00	0,75	Carga Geral
SD45	5518,57	0,72	0,72	2,14	Passageiro

Fonte: RADINZ, G.A.; GOMES, R.A., 2008

Observa-se que para algumas frotas, por exemplo a G12 e a DDM45, não apresentaram desgaste de bandagem durante o estudo.

8 FERRAMENTA

Para auxílio do planejamento de manutenção, através das taxas de desgaste encontradas, desenvolveu-se uma ferramenta capaz de informar o tempo correto de se fazer as intervenções de usinagem e troca dos rodeiros das locomotivas da EFVM.

A ferramenta foi construída utilizando-se a linguagem de programação Visual Basic (VBA), disponível no Microsoft Office Excel.

Para as locomotivas do modelo DASH, utilizou-se as taxas mais críticas entre a 1241 e 1162. Todos os rodeiros ímpares (1,3, 5 e 7) tiveram a mesma taxa que o rodeiro 1, e os rodeiros pares (2,4, 6 e 8) a mesma taxa que o rodeiro 4. Esta decisão foi tomada devido à diferença de desgaste entre os rodeiros ímpares e pares. As demais locomotivas no momento estão sendo utilizadas as taxas conforme Tabela 17.

Nesta ferramenta foram utilizados todos os parâmetros de medidas estabelecidos pela norma ABNT / NBR-5565 e pelas Instruções de manutenção (MI) no item 6.3.

A Figura 57 ilustra a ferramenta de forma resumida, e a Figura 58 apresenta o fluxograma de funcionamento. O botão “Análise” faz uma análise do banco de dados e indica as locomotivas que deverão sofrer intervenção (usinagem ou troca), através de cores indica quais são as rodas e o motivo, além disso, apresenta um resumo da quantidade de rodas que serão usinadas e trocadas em cada locomotiva.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
1														
2														
3														
4														
5														
6														
7														
8														
9														
10														
11														
12														
13														
14														
15														
16														
17														
18														
19														
20														

FERRAMENTA DE RODEIROS

Análise

Calcular

■ Usinagem

■ Troca

■ Usinagem mesmo eixo

■ Usinagem mesmo Truque

■ Usinagem Eixo, Truque e Loco

■ Usinagem mesma loco

■ Usinagem mesmo Eixo e Truque

■ Usinagem mesmo Eixo e Loco

■ Usinagem mesmo Truque e Loco

Data	Loco	Modelo	Frota	Km	FER01	FDR01	BER01	BDR01	AER01	ADR01	Usinagem	Troca
01/04/08	1229	GE	DASH	0,0	25	21	60	60	38,2	34	6	0
01/04/08	1155	GE	DASH	0,0	26	23	56	58	34	34	4	0
01/04/08	1225	GE	DASH	0,0	30	31	64	63	34	34	5	0
01/04/08	1200	GE	DASH	0,0	24	22	25	48	34	34	3	1
01/04/08	1197	GE	DASH	0,0	27	27	65	62	34	34	4	0
01/04/08	1169	GE	DASH	0,0	23	27	50	53	34	34	7	0

Figura 57 - Ferramenta de manutenção de rodeiros

Fonte: RADINZ, G.A.; GOMES, R.A., 2008

Com o botão “Calcular”, pode-se fazer um planejamento para os meses posteriores. Através das taxas de desgaste e a quilometragem média percorrida por cada frota, é calculado o quanto cada parâmetro desgastará por mês.

A Figura 57 mostra como exemplo o banco de dados de algumas locomotivas da frota DASH, e ao analisarmos todo o banco de dados existente da EFVM, será possível calcular quantas intervenções serão demandadas para o planejamento do próximo mês.

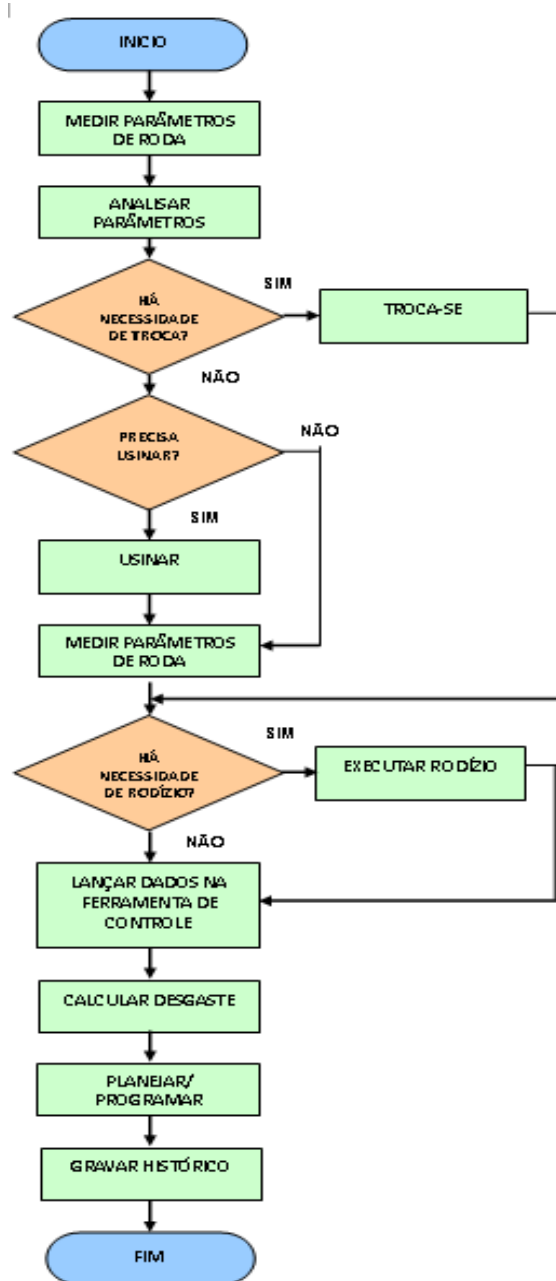


Figura 58 – Fluxograma de funcionamento da ferramenta
Fonte: Radinz, G.A.; Gomes, R.A., 2008

9 CONCLUSÃO

Atualmente o item rodeiro representa um valor significativo na Oficina de Locomotivas da VALE. Conclui-se com esse trabalho que é possível estabelecer estratégias básicas para o gerenciamento do desgaste dos rodeiros, permitindo um maior aproveitamento dos mesmos e que a implementação desta ferramenta de controle pode ser realmente substancial.

Para tanto, é necessário um monitoramento contínuo de todas as locomotivas, verificando e ajustando, caso necessário, periodicamente os parâmetros das taxas de desgaste utilizadas na ferramenta.

Uma vez monitorados todos ou parte dos rodeiros da VALE, pode-se através da ferramenta realizar-se múltiplas análises. Desde análise de usinagem, rodízio ou troca de rodeiros, visando-se, por exemplo, tomar medidas para evitar-se descarrilamentos iminentes, aumentando a confiabilidade da frota, até mesmo análises econômicas objetivando-se tomar decisões para controlar o preço médio do ativo na empresa.

Com as taxas de desgaste, passa a ser possível identificar as tendências de desgaste das rodas em função da frota e quilometragem percorrida. Mediante a isso pode-se fazer uma planejamento a médio ou a longo prazo.

10 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] MAGALHÃES, P.C.B. **Tratado de Estradas de Ferro – Material Rodante**
- [2] LIMA, A.N. **O Desgaste de Rodas e o Processo de Reperfilamento**. 2006. Rio de Janeiro
- [3] SEMPREBONE, P.S. **Desgastes em trilhos ferroviários – Um estudo teórico**. 2006. Campinas
- [4] Muniz L.F., Spada, J.L.G. **Apostila de Manutenção de Via Permanente Ferroviária**, Rio de Janeiro, Instituto Militar de Engenharia, 2006.
- [5] MRS Logística, **Especificação de Serviços de Via Permanente**, Juiz de Fora, 2006.
- [6] ROSA, Paulo Mauricio Costa Furtado; **Curso de Especialização em Transporte Ferroviário de Cargas**; IME; Novembro 2005.
- [7] LUNDGREN, Jim; **Advanced Rail Vehicle Inspection Systems**; Transportation Technology Center, USA.
- [8] TOURNAY, Harry; **Managing Rail and Wheel Interaction**; África do Sul; Fevereiro 1997.
- [9] Association of American Railroads, **Catalog of Publications**, Transportation Technology Center, 2005, USA.
- [10] MWL, **Catálogo Técnico Rodas e Eixos Ferroviários Produtos Especiais**. São Paulo, Brasil.
- [11] VALE, **Acervo Técnico - Oficina de Locomotivas – GALES**. Vitória, 2007, Brasil.
- [12] VALE, **Acervo da VALE**. Vitória, 2007, Brasil.

APÊNDICES

APÊNDICE A – Sistemas Avançados de Inspeção de Locomotivas

Segurança, confiabilidade dos sistemas, serviços personalizados, produtividade e a lucratividade de uma ferrovia dependem do conhecimento preciso do desempenho e condições de manutenção do seu material rodante. Sistemas de monitoramento Wayside (ao lado da via) têm evoluído continuamente e aumentado a capacidade de monitorar um maior número parâmetros quase que em tempo real com cada vez maior precisão. Sistemas automáticos de inspeção de veículos ferroviários são fundamentais para minimizar riscos e falhas potenciais resultantes da má performance destes, contribuindo para aumentar a segurança e produtividade da operação ferroviária. Sistemas avançados de inspeção que utilizam alta tecnologia são dotados de maior precisão, eficiência e rapidez nas tarefas de inspeção. Esses sistemas são denominados “Machine Vision” (Visão de Máquina), devido à sua aproximação da capacidade da visão humana de visualização e interpretação de imagens.

Sistemas avançados de captura de vídeo para aquisição de dados quantitativos acerca de componentes críticos de veículos ferroviários foram desenvolvidos a partir da integração de câmeras wayside, sistemas de controle, bancos de dados e softwares avançados.

Os Sistemas de Monitoramento Wayside, de maneira geral, são compostos de módulos para monitoramento de rolamentos, alinhamento de truck, superfície de rodas, sapatas de freio e perfil de contorno e desgaste de roda e, além de outros.

Dentre os módulos citados acima o módulo de monitoramento do perfil de contorno e desgaste de rodas monitora os parâmetros acerca do desgaste de rodas que estão diretamente relacionados ao processo de reperfilamento. Esses parâmetros são a espessura de friso, altura de friso, espessura de aro e diâmetro da roda. Uma instalação típica deste equipamento pode ser observada nas Figuras 58 e 59.



Figura 59 - Sistema de Monitoramento de Sapatas de Freio e Perfis de Rodas
Fonte – LUNDGREN



Figura 60 - Sistema Completo de Monitoramento Wayside
Fonte – LUNDGREN

Na Figura 59 observa-se a instalação de um sistema de monitoramento de sapatas de freio e perfis de rodas. Câmeras de alta resolução estão instaladas para captura precisa de imagens que são, em seqüência, disponibilizadas para análise quantitativa de suas dimensões. Uma instalação completa pode ser observada na Figura 60. O sistema de controle, análise de dados computadorizado e demais equipamentos ficam dispostos em racks, abrigados em um hut que pode ser, por exemplo, um container. As instalações elétricas e conexões de comunicação completam a instalação.



Figura 61 - Sistema de Controle dos Equipamentos Wayside
Fonte – LUNDGREN

Em operação, o sistema fornece os dados de entrada para o software de análise, que vêm a ser as imagens fotográficas capturadas. Seguem algumas exemplos de imagens de rodas, vide Figuras 61 e 62.

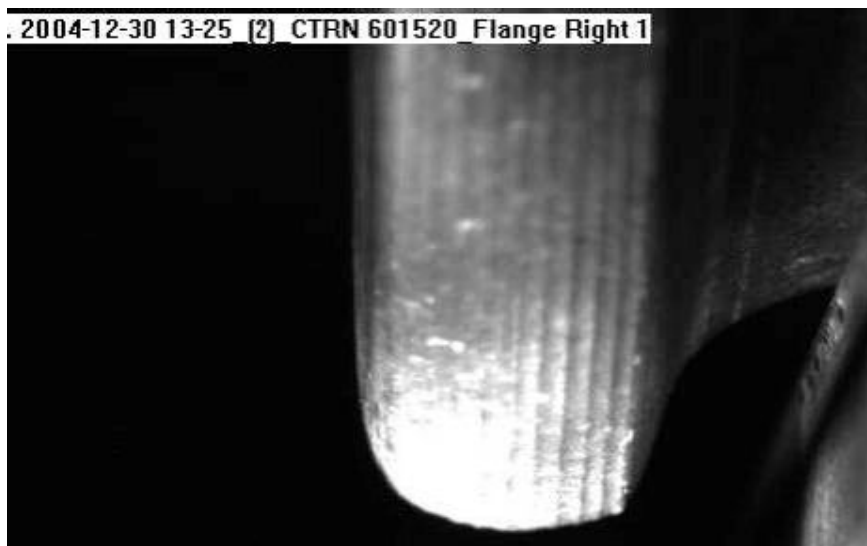


Figura 62 - Módulo Perfil de Roda – Imagem do Friso da Roda Capturada a 60 mph
Fonte – LUNDGREN

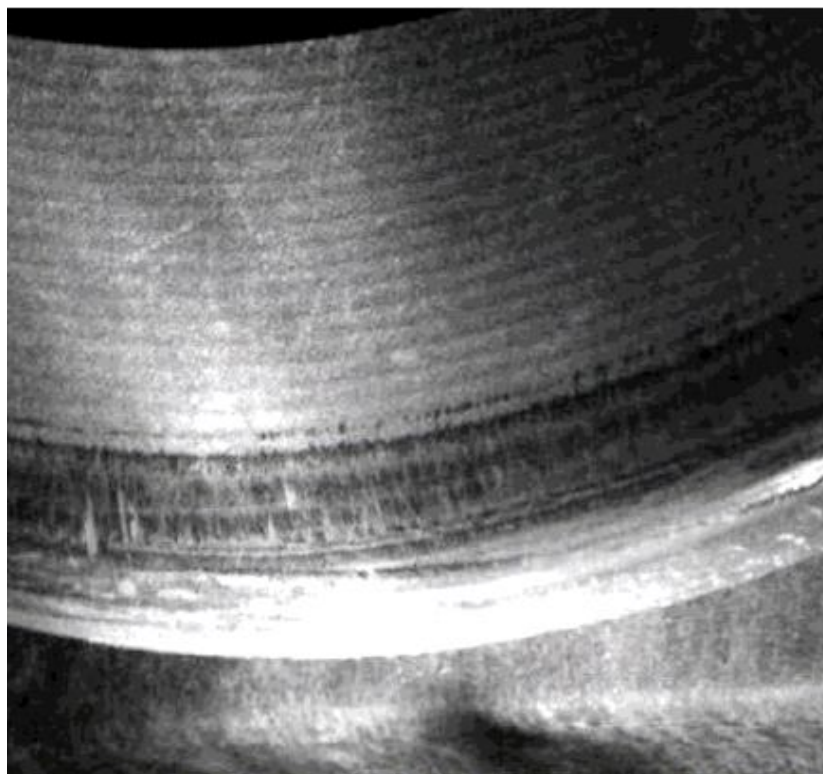


Figura 63 - Módulo Perfil de Roda – Imagem do Aro da Roda Capturada a 60 mph
Fonte – LUNDGREN

Ambas as imagens foram capturadas em um teste utilizando-se de um veículo ferroviário movendo-se a velocidade constante de 96 km/h (60 mph). A partir da utilização de perspectivas práticas as imagens são processadas para obterem-se as medidas necessárias que serão comparadas com os padrões de tolerância prescritos ao sistema. Então, atende-se aos requisitos da tolerância ou indica-se a necessidade de manutenção.

Exemplos de dados coletados acerca de 7 passes a 96 km/h de um veículo ferroviário de teste estão representados nos Gráficos 10, 11 e 12. São exemplos de medidas de espessura de aro, altura de friso e espessura de friso respectivamente.

Para a verificação e validação dos dados de saída, múltiplas medidas são coletadas a partir de veículos ferroviários previamente medidos estaticamente utilizando-se instrumentos de medição direta como o perfilômetro de rodas “MiniProf”. Essas medidas são adotadas como referência. Os limites superior e inferior de controle, ou tolerância, são calculados baseados em variações possíveis e previsíveis na uniformidade (nominalmente na ordem de 0,5 mm) da circunferência da roda e das tolerâncias inerentes ao procedimento padrão de medição de campo. No caso do manual de campo da AAR, eles são da ordem de 0,8 mm (altura de friso, espessura de friso e espessura de aro).

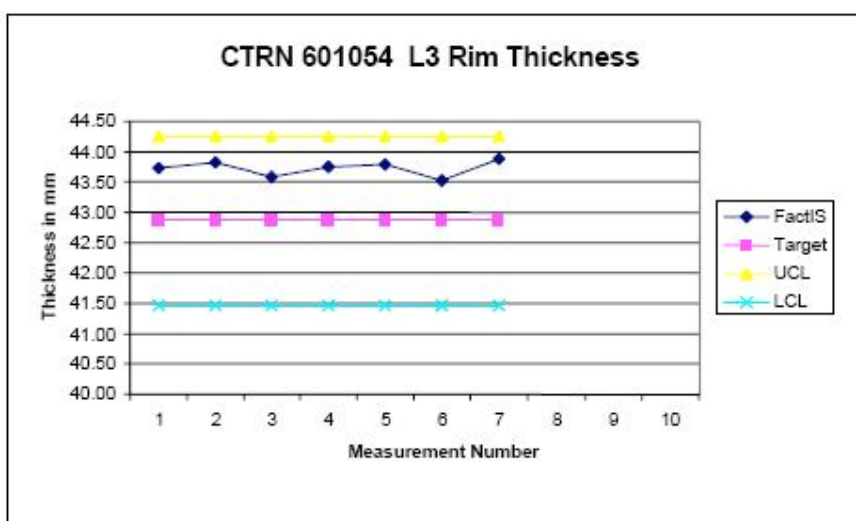


Gráfico 10 - Exemplo de Medidas de Espessura de Aro
Fonte – LUNDGREN

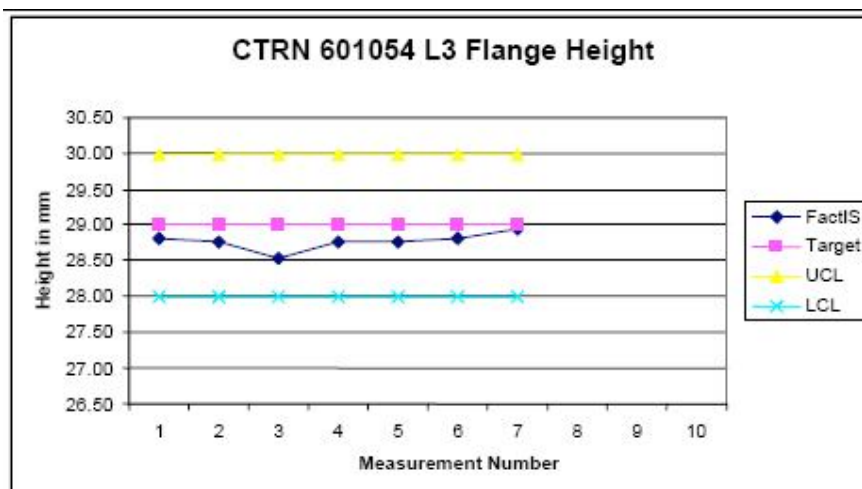


Gráfico 11 - Exemplo de Medidas de Altura de Friso
Fonte – LUNDGREN

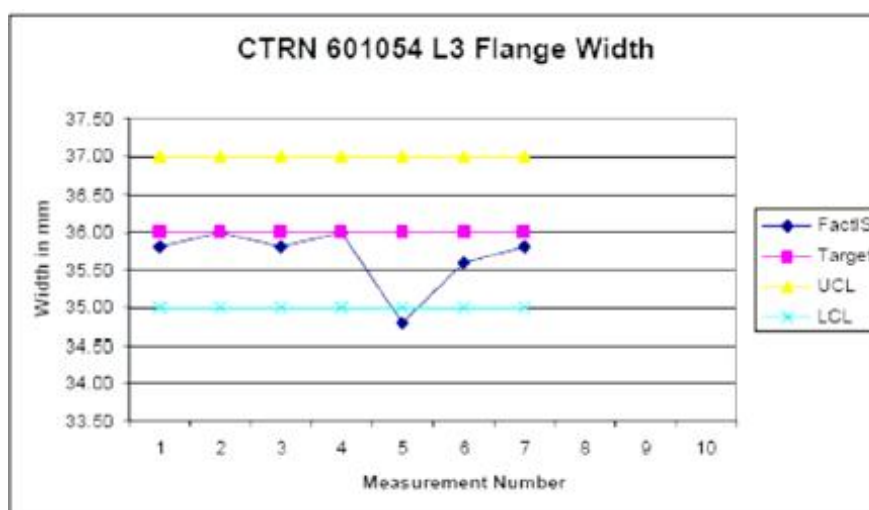


Gráfico 12 - Exemplo de Medidas de Espessura de Friso
Fonte – LUNDGREN

Várias e extensas análises de custo/benefício foram conduzidas pela AAR, focadas no potencial dos sistemas automatizados de inspeção para reduzir custos e prover benefícios aos operadores ferroviários. Como exemplos, análises econômicas dos benefícios e custos do monitoramento do perfil de rodas foram realizadas.

Os sistemas de monitoramento de perfil de rodas fornecem aos operadores de veículos ferroviários medidas periódicas das dimensões citadas anteriormente. Isso torna possível aos operadores preverem modificações nas rodas e então planejarem e controlarem as manutenções do respectivo ativo de acordo com suas necessidades. A habilidade de monitorar as dimensões das rodas possibilita que

medidas sejam tomadas para a redução de descarrilamentos causados por “friso fino”, desgaste da pista de rolamento e demais fatores passíveis de associação ao desgaste de rodas.