



PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
CENTRO TECNOLÓGICO
PRÓ-REITORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO

FABIO ALVES ANTONIOLLI

**Influência do desgaste em serviço no
desempenho de perfis alternativos de rodas
ferroviárias.**

Vitória, ES

2021



PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
CENTRO TECNOLÓGICO
PRÓ-REITORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO

FABIO ALVES ANTONIOLLI

Influência do desgaste em serviço no desempenho de perfis alternativos de rodas ferroviárias.

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do título do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica, na área de concentração Ciência e Engenharia de Materiais.

Orientador: Prof. Dr. Cherlio Scandian

Coorientador: Prof. Dr. Guilherme Fabiano Mendonça dos Santos

Vitória, ES

2021

Ficha catalográfica disponibilizada pelo Sistema Integrado de
Bibliotecas - SIBI/UFES e elaborada pelo autor

A635i Antonioli, Fábio Alves, 1980-
Influência do desgaste em serviço no desempenho de perfis
alternativos de rodas ferroviárias / Fábio Alves Antonioli. -
2021.
119 f. : il.

Orientador: Cherlio Scandian.
Coorientador: Guilherme Fabiano Mendonça dos Santos.
Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) -
Universidade Federal do Espírito Santo, Centro Tecnológico.

1. Roda. 2. Trilho. 3. Desgaste. 4. Fadiga de contato de
rolamento. 5. Diagrama de shakedown. 6. Flange falso. I.
Scandian, Cherlio. II. dos Santos, Guilherme Fabiano Mendonça.
III. Universidade Federal do Espírito Santo. Centro Tecnológico.
IV. Título.

CDU: 621



PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
CENTRO TECNOLÓGICO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO

Influência do Desgaste em Serviço no Desempenho de Perfis Alternativos de Rodas Ferroviárias

FÁBIO ALVES ANTONIOLLI

COMISSÃO EXAMINADORA

Prof. Dr. Cherlio Scandian
Orientador (PPGEM/UFES)

Prof. Dr. Guilherme Fabiano Mendonça dos Santos
Coorientador (UFES)

Prof. Dr. Auteliano Antunes dos Santos Jr.
Examinador Externo (UNICAMP)

Prof. Dr. Nathan Fantecelle Strey
Examinador Externo (UFES)

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Espírito Santo como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica

Vitória (ES), 21 de julho de 2021.

Agradecimentos

A Deus por ter me dado coragem de sair do meu emprego para realizar o antigo desejo de cursar um Mestrado em Engenharia Mecânica.

À minha esposa, Anna Paula, por ter apoiado essa decisão e por ter sido meu suporte durante essa empreitada.

Aos meus pais, Regina e Vital, por sua crença inabalável em mim.

Aos Professores Cherlio e Guilherme que pacientemente me conduziram durante esse processo. Sem suas orientações, o conhecimento que adquiri durante esse período não teria se direcionado, se consolidado e culminado nesse trabalho.

Aos amigos do LabTDF, pela amizade, o bom clima de trabalho e o conhecimento compartilhado. Em especial, à Carol, cujo apoio fora indispensável durante esse período, e ao Pacheco, pelo suporte no tratamento dos dados.

Aos amigos do Tricormat, que sempre estiveram dispostos a responder às minhas dúvidas.

Resumo

O estudo do contato entre a roda e o trilho tem ganhado importância na Engenharia Ferroviária, especialmente por esses componentes representarem o segundo e o terceiro maiores custos com materiais na ferrovia, sendo o primeiro o combustível. É sabido que o desgaste é a principal causa da substituição do par em quase todas as ferrovias. Esse desgaste varia de acordo com as condições de contato. Tais condições se alteram em função das particularidades de cada ferrovia, a exemplo, entre outros, da velocidade, da macrogeometria e dos materiais utilizados. Com a constante evolução dos computadores e dos programas de simulação, é possível prever o desgaste das rodas e dos trilhos, bem como a iniciação da fadiga de contato de rolamento. Assim, com o objetivo de avaliar a influência do desgaste no desempenho e na seleção de novos perfis de rodas ferroviárias, foram realizadas simulações dinâmicas utilizando dois conjuntos de perfis de rodas, os otimizados e os atualmente em uso nas EFVM (Estrada de Ferro Vitória Minas) e EFC (Estrada de Ferro Carajás). Enquanto os perfis da EFVM apresentaram desgaste distribuído ao longo da pista, devido à sua macrogeometria composta de curvas mais fechadas, os perfis da EFC apresentaram desgaste mais concentrado e presença de flange falso, devido à prevalência de tangentes nessa ferrovia. A influência do desgaste foi avaliada utilizando indicadores como a pressão de contato, os índices de desgaste e de fadiga superficial, o dano de fadiga, o diagrama de *shakedown*, o critério de Nadal e a resistência ao rolamento. As notas dos perfis, considerando o desgaste da pista de 2 e 3 mm, foram ponderadas de acordo com o valor desses indicadores e os pesos definidos pelo LabTDF-UFES. Para teste de campo, foram sugeridos os perfis com a maior pontuação ponderada e cujo ponto de trabalho se encontrava dentro da região de *shakedown*.

Palavras-chave: roda, trilho, desgaste, fadiga de contato de rolamento, diagrama de *shakedown*, flange falso.

Abstract

The study of the contact between the wheel and the rail has gained importance in Rail Engineering, especially because these components represent the second and third highest material costs in the railroad, fuel being the first. It is well known that wear is the main cause of pair replacement on almost all railways. And this wear varies according to the contact conditions. Such conditions change depending on the particularities of each railway, such as speed, macrogeometry and the materials used, among others. With the constant evolution of computers and simulation programs, it is possible to predict the wear of wheels and rails, as well as the initiation of rolling contact fatigue. Thus, in order to evaluate the influence of wear on the performance and selection of new rail wheel profiles, dynamic simulations were carried out using two sets of wheel profiles, the optimized ones and those currently in use in the EFVM (Estrada de Ferro Vitória Minas) and EFC (Estrada de Ferro Carajás). The EFVM profiles showed wear distributed along the tread, due to its macrogeometry composed of sharp curves, while the EFC profiles showed more concentrated wear and the presence of false flange, due to the prevalence of tangents in this railway. The influence of wear was evaluated using indicators such as contact pressure, wear and superficial fatigue indexes, fatigue damage, shakedown diagram, Nadal's criterion and rolling resistance. The profiles scores, considering the wear of the tread of 2 and 3 mm, were weighted according to the value of these indicators and the weights defined by LabTDF-UFES. The profiles with the highest weighted score and whose work point was within the shakedown region were suggested for field testing.

Key-words: wheel, rail, wear, rolling contact fatigue, *shakedown* diagram, false flange.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Comparação das matrizes de transporte de carga. Fonte: (ANTT, 2021), adaptado pelo autor.	21
Figura 2 – Produção de transporte ferroviário de cargas, por subgrupo de mercadorias, em toneladas úteis (TU) - Todas as concessionárias. Fonte: (ANTT, 2021), adaptado pelo autor.	21
Figura 3 – Transporte de carga por quilômetro útil das ferrovias da Vale. EFC: Estrada de Ferro Carajás e EFVM: Estrada de Ferro Vitória-Minas. Fonte: (ANTT, 2021), adaptado pelo autor	22
Figura 4 – Interface Roda-Trilho, (a) terminologia da roda e (b) terminologia do trilho. Fonte: (SPANGENBERG et al., 2017), adaptado pelo autor	25
Figura 5 – Exemplo de fenômenos indesejáveis que podem ocorrer na interface roda-trilho. Fonte: (LEWIS; OLOFSSON, 2009b), adaptado pelo autor.	25
Figura 6 – Regiões de contato da interface R-T, (a) Regiões funcionais do contato R-T, (b) Tipos de contato entre o par R-T. Fonte: (SHEVTSOV, 2008; SPANGENBERG et al., 2017), adaptado pelo autor.	26
Figura 7 – Três tipos de contato no canto de bitola: (a) um ponto de contato, (b) dois pontos de contato e (c) contato conformal. Fonte: (SPANGENBERG et al., 2017), adaptado pelo autor.	27
Figura 8 – Interação Rodeiro-Via (a) Rodeiro e (b) Definição da bitola da pista e do flange. Fonte: (SHEVTSOV, 2008), adaptado pelo autor.	28
Figura 9 – Esboço de truque com suspensão primária e rodeiro em contato com trilhos, dormentes e lastro. Fonte: (LUNDÉN; PAULSSON, 2009), adaptado pelo autor	29
Figura 10 – Área de contato e distribuição da pressão de contato ao longo da direção lateral para o caso $\Delta y = 3$ mm. Comparação com os resultados das soluções do CONTACT e de Hertz, o eixo lateral é positivo em direção ao lado do campo. (a) Área de contato, (b) Pressão Máxima. Fonte: (TAO et al., 2016), adaptado pelo autor	30
Figura 11 – Desgaste no trilho externo de uma curva. A coroa do trilho é desgastada pela pista da roda, enquanto o canto de bitola é desgastado pelo flange. Fonte: (KAPOOR et al., 2001), adaptado pelo autor	32

Figura 12 – Falhas causados pelo estado de tensão, (a) colapso do canto de bitola em trilho bem lubrificado, (b) trincas de RCF no lado da bitola dos trilhos externos, (c) fratura iniciada por RCF em trilho, (d) delaminação do aro, (e) junta de trilho profunda, (f) calo de roda e (g) marcas de deslizamento (derrapagem). Fonte: (FRÖHLING, 2006; FRÖHLING, 2007), adaptado pelo autor.	33
Figura 13 – Ilustração de roda com FF, onde H: profundidade máxima do desgaste da pista, A: borda interna, B: centro ou posição da maior profundidade e C: borda externa. Fonte: (SAWLEY; WU, 2005), adaptado pelo autor.	35
Figura 14 – Gradiente do FF, (a) Definição dos parâmetros geométricos do perfil e (b) Exemplo de cálculo do gradiente do flange falso do lado da bitola. Fonte: (FRÖHLING; SPANGENBERG; HETTASCH, 2012), adaptado pelo autor.	37
Figura 15 – Rodas com <i>Spalling</i> . Fonte: (CARVALHO, 2019), adaptado pelo autor.	40
Figura 16 – Rodas com <i>Shelling</i> . Fonte: (CARVALHO, 2019), adaptado pelo autor.	40
Figura 17 – Principais abordagens utilizadas na previsão de ocorrência da RCF. Fonte: (BUTINI et al., 2019), adaptado pelo autor.	42
Figura 18 – Exemplo de falha devido a RCF subsuperficial. Fonte: (EKBERG; KABO; ANDERSSON, 2002), adaptado pelo autor.	43
Figura 19 – Malha de FE do plano da seção transversal radial do fragmento da roda. Fonte: (SAKALO et al., 2018), adaptado pelo autor	44
Figura 20 – Isolinhas do dano acumulado nas rodas e ponto de maior dano, o ponto branco. Fonte: (SAKALO et al., 2018), adaptado pelo autor	45
Figura 21 – Resposta estrutural ao carregamento cíclico: (a) perfeitamente elástico, (b) <i>shakedown</i> elástico, (c) <i>shakedown</i> plástico e (d) plasticidade incremental (<i>ratchetting</i>). Fonte: (JOHNSON, 1989), adaptado pelo autor	46
Figura 22 – Diagrama de <i>shakedown</i> . A curva BC é construída tomando-se o valor de $1/\mu$. Fonte: (EKBERG; KABO; ANDERSSON, 2002), adaptado pelo autor	48
Figura 23 – Controle da vida útil por desgaste e fadiga. A vida efetiva é o mínimo de desgaste e fadiga para uma determinada taxa de desgaste (linhas sólidas). A operação no ponto de vida máximo (linha pontilhada) é difícil devido à variabilidade nas condições de operação. Para uma vida útil reduzida (linha tracejada), a operação poderia ser nos pontos A ou B, porém B é inerentemente mais seguro. Fonte: (KAPOOR et al., 2003), adaptado pelo autor	52
Figura 24 – (a) Dano de RCF observado em uma roda e (b) Previsão da localização das trincas de RCF prevista pelo modelo. Fonte: (BURSTOW, 2004), adaptado pelo autor	53

Figura 25 – Função dano devido ao início das trincas de RCF. Fonte: (BURSTOW, 2004; BURSTOW, 2006; IWNICKI, 2009; BOYACIOGLU; BEVAN, 2020), adaptado pelo autor	54
Figura 26 – Fatores chave para controle da RCF. Fonte: (MAGEL et al., 2011; EKBERG; KABO, 2005), adaptado pelo autor	57
Figura 27 – Forças que atuam na interface R-T. Fonte: (SHEVTSOV, 2008), adaptado pelo autor.	58
Figura 28 – Fluxograma das etapas de simulação, coleta e tratamento de dados. Fonte: Elaborado pelo autor.	63
Figura 29 – Dados de saída da simulação dinâmica.	64
Figura 30 – Etapas da Simulação de Desgaste. Fonte: (UNIVERSAL MECHANISM, 2019), adaptado pelo autor.	66
Figura 31 – Ilustração do processo paralelo e discreto da simulação. Fonte: (UNIVERSAL MECHANISM, 2019), adaptado pelo autor.	67
Figura 32 – Desgaste na pista em função da distância percorrida normalizada, onde I-1 é o perfil otimizado intermediário, F-1 é perfil otimizado de fadiga, D-1 é o perfil otimizado de desgaste para $R = 360$ m; I-2 é o perfil otimizado intermediário, F-2 é perfil otimizado de fadiga, D-2 é o perfil otimizado de desgaste para $R = 764$ m e $d(1)$ e $d(2)$ são os perfis que estão atualmente em uso.	73
Figura 33 – Distribuição de desgaste ao longo da pista da roda, imagem superior, e perfis desgastados, inferior.	73
Figura 34 – Pressão Máxima de Contato na Roda Direita, macrogeomometria R360 m, em função do desgaste na pista. I-1: perfil intermediário, F-1: perfil de fadiga, D-1: perfil de desgaste, otimizados para $R = 360$ m; I-2: perfil intermediário, F-2: perfil de fadiga, D-2: perfil de desgaste, otimizados para $R = 764$ m.	75
Figura 35 – Pressão Máxima de Contato na Roda Direita, macrogeomometria R764 m, em função do desgaste na pista.	75
Figura 36 – Média das pressões de contato dos perfis desgastados quando simulados nas macrogeomometrias $R = 360$ m (P360) e $R = 764$ m (P764).	76
Figura 37 – Índice de Desgaste na Roda Direita, macrogeomometria R360 m, em função do desgaste na pista.	78
Figura 38 – Índice de Desgaste na Roda Direita, macrogeomometria R764 m, em função do desgaste na pista.	78
Figura 39 – Comparação entre os índices de desgaste dos perfis desgastados quando simulados nas macrogeomometrias $R = 360$ m (TG360) e $R = 764$ m (TG764).	79

Figura 40 – Índice de fadiga superficial na Roda Direita, macrogeometria R360 m, em função do desgaste na pista.	81
Figura 41 – Índice de fadiga superficial na Roda Direita, macrogeometria R764 m, em função do desgaste na pista.	81
Figura 42 – Comparação entre os índices de fadiga dos perfis desgastados quando simulados nas macrogeometrias $R = 360$ m (IF360) e $R = 764$ m (IF764).	82
Figura 43 – Resistência ao Rolamento, macrogeometria R360 m, em função do desgaste na pista.	83
Figura 44 – Resistência ao Rolamento, macrogeometria R764 m, em função do desgaste na pista.	83
Figura 45 – Comparação entre os valores da resistência ao rolamento dos perfis desgastados quando simulados nas macrogeometrias $R = 360$ m (RR360) e $R = 764$ m (RR764).	84
Figura 46 – Critério de Nadal, macrogeometria R360 m, em função do desgaste na pista.	84
Figura 47 – Critério de Nadal, macrogeometria R360 m, em função do desgaste na pista.	85
Figura 48 – Diagrama de <i>shakedown</i> macrogeometria de Raio = 360 m.	87
Figura 49 – Diagrama de <i>shakedown</i> macrogeometria de Raio = 764 m.	88
Figura 50 – Isolinhas dos valores de dano de RCF acumulado, a) valores após a primeira iteração e b) valores para $H = 3,0$ mm.	89
Figura 51 – Dano de RCF acumulado em função do desgaste na pista.	89
Figura 52 – Desgaste na pista em função da distância percorrida normalizada, onde D é o perfil otimizado para desgaste, F é o otimizado para fadiga, I é o intermediário e d3 é o perfil atualmente em uso.	91
Figura 53 – Distribuição de desgaste ao longo da pista, imagem superior, e perfis desgastados, inferior.	91
Figura 54 – Pressão Máxima de Contato na Roda Direita em função do desgaste na pista para os perfis d3, D, F e I.	92
Figura 55 – Pressão de Contato em função do Gradiente de flange falso.	93
Figura 56 – Índice de Desgaste na Roda Direita em função do desgaste na pista para os perfis d3, D, F e I.	94
Figura 57 – Índice de Desgaste na Roda Direita em função do desgaste na pista para os perfis d3, D, F e I.	95
Figura 58 – Índice de fadiga na Roda Direita em função do desgaste na pista para os perfis d3, D, F e I.	96
Figura 59 – Resistência ao Rolamento na Roda Direita em função do desgaste na pista para os perfis d3, D, F e I.	96

Figura 60 – Critério de Nadal na Roda Direita em função do desgaste na pista para os perfis d3, D, F e I.	97
Figura 61 – Diagrama de <i>shakedown</i>	99
Figura 62 – Isolinhas dos valores de dano de RCF acumulado, a) valores apos a primeira iteração e b) valores para $H = 3,0$ mm.	100
Figura 63 – Dano de RCF acumulado em função do desgaste na pista.	100
Figura 64 – Comparação entre os danos de fadiga acumulado da EFC e da EFVM.	101
Figura B.1 – Perfis de roda não desgastados, onde I-1 é o perfil otimizado intermediário, F-1 é perfil otimizado de fadiga, D-1 é o perfil otimizado de desgaste, para $R = 360$ m; I-2 é o perfil otimizado intermediário, F-2 é perfil otimizado de fadiga, D-2 é o perfil otimizado de desgaste, para $R = 764$ m e d(1) e d(2) são os perfis que estão atualmente em uso na ferrovia.	118
Figura B.2 – Desgaste na pista em função da distância percorrida normalizada, onde D é o perfil otimizado para desgaste, F é o otimizado para fadiga, I é o intermediário e d3 é o perfil atualmente em uso.	119

Lista de tabelas

Tabela 1 – Densidade das malhas ferroviárias. Fonte: (ANTF, 2020), adaptado pelo autor.	20
Tabela 2 – Resumo do problema do contato R-T. Fonte: (LEWIS; OLOFSSON, 2009b), adaptado pelo autor.	29
Tabela 3 – Comparação das intervenções que podem ser utilizadas para se gerenciar os efeitos negativos dos regimes de tensão e de desgaste. Fonte: (FRÖHLING, 2007), adaptado pelo autor.	34
Tabela 4 – Terminologia de Defeitos. Fonte: (KAPOOR et al., 2001; SHEVTSOV, 2008), adaptado pelo autor.	40
Tabela 5 – Comparação das abordagens para modelagem do crescimento das trincas para fadigas de baixo e alto ciclo. Fonte: (MAGEL et al., 2011), adaptado pelo autor.	46
Tabela 6 – Vantagens e desvantagens da utilização do diagrama de <i>shakedown</i> . Fonte: (BURSTOW, 2004; TUNNA; SINCLAIR; PEREZ, 2007; DIRKS; ENBLOM, 2011; SPANGENBERG et al., 2017; BUTINI et al., 2019), adaptado pelo autor.	49
Tabela 7 – Faixa de valores de energia dissipada no contato e seus consequências. Fonte: (BURSTOW, 2004; BURSTOW, 2006; IWNICKI, 2009; MAGEL et al., 2011; BOYACIOGLU; BEVAN, 2020), adaptado pelo autor.	54
Tabela 8 – Vantagens e desvantagens da utilização do Índice de Desgaste. Fonte: (DIRKS; ENBLOM, 2011; MAGEL et al., 2011; SPANGENBERG et al., 2017), adaptado pelo autor.	56
Tabela 9 – Dados de entrada da simulação.	64
Tabela 10 – Composição química das rodas de aço. Fonte: (SAKALO et al., 2018; ALMEIDA et al., 2019), adaptado pelo autor.	66
Tabela 11 – Descrição estatística EFVM, onde $H1$ é a superelevação, P é faixa transitória, S é a faixa de raio constante e L é o comprimento total da faixa. Fonte: Vale, adaptado pelo autor.	68
Tabela 12 – Descrição estatística EFC, onde $H1$ é a superelevação, P é faixa transitória, S é a faixa de raio constante e L é o comprimento total da faixa. Fonte: LabTDF - UFES, adaptado pelo autor.	68
Tabela 13 – Parâmetros da Macrogeometria. Fonte: Vale, adaptado pelo autor.	69
Tabela 14 – Proposta dos pesos dos indicadores de acordo com a relevância. O x denota os parâmetros utilizados para composição da nota do perfil. Fonte: LabTDF - UFES, adaptado pelo autor.	71

Tabela 15 – Teste de Tukey - estimativa de contrastes entre as médias das pressões de contato nos perfis nas macrogeometrias de R = 360 m e R = 764 m, com <i>p-value</i> < 0,05.	77
Tabela 16 – Teste de Tukey - estimativa de contrastes entre as médias dos índices de desgastes dos perfis nas macrogeometrias de R = 360 m e R = 764 m, com <i>p-value</i> < 0,05.	80
Tabela 17 – Teste de Tukey - estimativa de contrastes entre as médias dos índice de fadiga nos perfis nas macrogeometrias de R = 360 m e R = 764 m, com <i>p-value</i> < 0,05. Rodas direita e esquerda.	82
Tabela 18 – Tabela de seleção dos perfis da EFVM para uma profundidade de cava igual a 2 mm.	86
Tabela 19 – Tabela de seleção dos perfis da EFVM para uma profundidade de cava igual a 3 mm.	86
Tabela 20 – Tabela de seleção dos perfis da EFVM (geral).	86
Tabela 21 – Tabela de seleção dos perfis da EFC para uma profundidade de cava igual a 2 mm.	98
Tabela 22 – Tabela de seleção dos perfis da EFC para uma profundidade de cava igual a 3 mm.	98
Tabela 23 – Tabela de seleção dos perfis da EFC (geral).	98
Tabela A.1–Pontuação para a Pressão dos perfis na EFVM. Fonte: o autor com dados das simulações.	112
Tabela A.2–Pontuação para a Índice de Fadiga dos perfis na EFVM. Fonte: o autor com dados das simulações.	112
Tabela A.3–Pontuação para a Índice de Desgaste dos perfis na EFVM. Fonte: o autor com dados das simulações.	113
Tabela A.4–Pontuação para a Resistência ao Rolamento dos perfis na EFVM. Fonte: o autor com dados das simulações.	113
Tabela A.5–Pontuação para a Vida Útil Teórica dos perfis na EFVM. Fonte: o autor com dados das simulações.	113
Tabela A.6–Tabela de pontuação dos perfis desgastados da EFVM - H: 2 mm. Fonte: o autor com dados das simulações.	114
Tabela A.7–Tabela de pontuação dos perfis desgastados da EFVM - H: 3 mm. Fonte: o autor com dados das simulações.	114
Tabela A.8–Tabela de pontuação dos perfis EFVM - Seleção Geral. Fonte: o autor com dados das simulações.	114
Tabela A.9–Pontos dos perfis novos de EFVM com curva de raio 360 m. Fonte: o autor com dados das simulações.	115
Tabela A.10–Pontos dos perfis novos de EFVM com curva de raio 764 m. Fonte: o autor com dados das simulações.	115

Tabela A.11–Pontos do perfis novos para as duas curvas. Fonte: o autor com dados das simulações.	115
Tabela A.12–Pontuação para a Pressão dos perfis na EFC. Fonte: o autor com dados das simulações.	116
Tabela A.13–Pontuação para a Índice de Fadiga dos perfis na EFC. Fonte: o autor com dados das simulações.	116
Tabela A.14–Pontuação para a Índice de Desgaste dos perfis na EFC. Fonte: o autor com dados das simulações.	116
Tabela A.15–Pontuação para a Resistência ao Rolamento dos perfis na EFC. Fonte: o autor com dados das simulações.	116
Tabela A.16–Pontuação para a Vida Útil Teórica dos perfis na EFC. Fonte: o autor com dados das simulações.	116
Tabela A.17–Tabela de pontuação dos perfis desgastados da EFC - H: 2 mm. Fonte: o autor com dados das simulações.	117
Tabela A.18–Tabela de pontuação dos perfis desgastados da EFC - H: 3 mm. Fonte: o autor com dados das simulações.	117
Tabela A.19–Tabela de pontuação dos perfis EFC - Seleção Geral. Fonte: o autor com dados das simulações.	117
Tabela A.20–Pontos dos perfis novos de EFC. Fonte: o autor com dados das simulações.	117

Lista de abreviaturas e siglas

AAR	<i>Association of American Railroads</i>
AREMA	<i>American Railway Engineering and Maintenance-of-Way Association</i>
d(1)	Perfil TTCI Design 1 atualmente em uso na EFVM
d(2)	Perfil TTCI Design 2 atualmente em uso na EFVM
d(3)	Perfil TTCI Design 2 atualmente em uso na EFC
D	Perfil de Desgaste otimizado - EFC
D-1	Perfil de Desgaste otimizado para a curva de Raio = 360 m - EFVM
D-2	Perfil de Desgaste otimizado para a curva de Raio = 764 m - EFVM
F	Perfil de Fadiga otimizado - EFC
F-1	Perfil de Fadiga otimizado para a curva de Raio = 360 m - EFVM
F-2	Perfil de Fadiga otimizado para a curva de Raio = 764 m - EFVM
FE	<i>Finite element</i> - Elementos finitos (métodos numéricos)
FF	Flange falso
FI_{surf}	<i>Fatigue Index</i> - Índice de Fadiga Superficial
FSS	Fadiga subsuperficial
GDE	Gôndula descarga no viradouro - bitola métrica 100 toneladas
GDU	Gôndula descarga no viradouro - bitola larga 143 toneladas
GFF	Gradiente de flange falso do lado da bitola
H	Profundidade de desgaste na pista
H1	Superelevação
HCF	<i>High Cycle Fatigue</i> - Fadiga de Alto Ciclo
I	Perfil Intermediário otimizado - EFC
I-1	Perfil Intermediário otimizado para a curva de Raio = 360 m - EFVM

I-2	Perfil Intermediário otimizado para a curva de Raio = 764 m - EFVM
k_e	Limite de resistência ao cisalhamento
L	Comprimento total da faixa
LabTDF	Laboratório de Tribologia e Dinâmica Ferroviária
LCF	<i>Low Cycle Fatigue</i> - Fadiga de Baixo Ciclo
MBS	<i>Multiple body systems</i> - Sistema de múltiplos corpos
P	Faixa transitória entre a tangente e a curva
P1	Ponto de contato entre a pista da roda e a coroa do trilho
P2	Ponto de contato entre o flange da roda e o boleto do trilho
RCF	<i>Rolling Contact Fatigue</i> - Fadiga de Contato de Rolamento
RR	Resistência de rolamento
R-T	Roda-Trilho
S	Faixa de raio constante
UFES	Universidade Federal do Espírito Santo
WP	<i>Work point</i> - Ponto de Trabalho

Sumário

1	INTRODUÇÃO	20
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
2.1	Breve história da teoria do contato Roda-Trilho	24
2.2	A interface Roda-Trilho	24
2.2.1	As regiões da interface Roda-Trilho	25
2.2.2	A interação entre o rodeiro e a via	27
2.2.3	A interação entre o par Roda-Trilho	28
2.2.4	A modelagem do contato Roda-Trilho	29
2.3	Tribologia do par Roda-Trilho	30
2.3.1	O Fenômeno do desgaste	31
2.3.2	Desgaste do par Roda-Trilho	31
2.3.2.1	Estado de tensões do par Roda-Trilho e suas consequências	32
2.3.2.2	Regime de desgaste do par Roda-Trilho e suas consequências	33
2.3.2.3	Flange falso	34
2.3.2.3.1	Limite sugerido de profundidade do flange falso	36
2.3.3	Modelos de desgaste	38
2.3.3.1	Modelos de energia dissipada	38
2.3.3.2	Modelo de deslizamento de Archard-Holm	39
2.4	Fadiga de contato de rolamento	39
2.4.1	Tipos de falhas de fadiga	40
2.4.1.1	Fadiga superficial	40
2.4.2	Modelos de previsão de RCF	41
2.4.2.1	Elementos finitos	42
2.4.2.1.1	Dano de fadiga	43
2.4.2.2	Leis empíricas	45
2.4.2.2.1	Diagrama de <i>shakedown</i>	45
2.4.2.2.2	Fadiga superficial	50
2.4.2.3	Modelos baseados na energia dissipada na região de contato	51
2.4.3	Fatores-chave para o controle da RCF	56
2.5	Critério de descarrilamento	57
2.6	Resistência ao rolamento	58
2.7	Simulação da dinâmica veicular	59
2.7.1	O uso de softwares para simulação da dinâmica veicular	59
2.7.2	<i>Load collective design</i>	60

2.7.3	Softwares utilizados nas simulações dinâmicas	60
3	METODOLOGIA	61
3.1	Simulação de desgaste	61
3.1.1	Simulador MBS	64
3.1.2	Etapas da simulação de desgaste	66
3.1.3	Descrição estatística da ferrovia	67
3.2	Macrogeometria para elaboração dos indicadores	69
3.3	Pontuação dos perfis	69
3.4	Normalização da distância percorrida	71
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES - EFVM	72
4.1	Análise de dados dos perfis desgastados	74
4.2	Pressão máxima de contato	74
4.2.1	Pressão máxima de contato - comparação entre os raios	76
4.3	Índice de desgaste	77
4.3.1	Índice de desgaste - comparação entre os raios	79
4.4	Índice de fadiga	80
4.4.1	Índice de fadiga - comparação entre os raios	82
4.5	Resistência ao rolamento	83
4.6	Critério de Nadal	84
4.7	Pontuação dos perfis	85
4.8	Diagrama de <i>shakedown</i>	86
4.9	Dano acumulado de fadiga	88
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES - EFC	90
5.1	Análise de dados dos perfis desgastados	91
5.2	Pressão máxima de contato	92
5.3	Índice de desgaste	93
5.4	Índice de fadiga	95
5.5	Resistência ao rolamento	96
5.6	Critério de Nadal	97
5.7	Pontuação dos perfis	97
5.8	Diagrama de <i>shakedown</i>	98
5.9	Dano acumulado de fadiga	99
6	CONCLUSÃO	102
7	TRABALHOS FUTUROS	104

	REFERÊNCIAS	105
	APÊNDICE A – PONTUAÇÃO DOS PERFIS	112
A.1	EFVM	112
A.2	EFC	116
	APÊNDICE B – PERFIS	118
B.1	EFVM	118
B.2	EFC	119

1 Introdução

De acordo com o Banco Mundial (2009), o transporte ferroviário é importante para o desenvolvimento econômico de uma sociedade, em virtude de suas vantagens econômicas comparativamente a outros modais de frete. Os países com ferrovias em bom funcionamento são mais competitivos e colhem benefícios mais amplos de sistemas de transporte equilibrados, nos quais a carga certa se move no modo certo. De acordo com a ANTF (2020), um vagão graneleiro de 100 toneladas substitui a movimentação de quatro caminhões, o que reduz os congestionamentos nas estradas e nos centros urbanos e, conseqüentemente, diminui o impacto ambiental.

Os Estados Unidos possuem a maior malha ferroviária do mundo (293,56 mil km), Tabela 1. Contudo, a Rússia é o país onde as ferrovias contam com a maior participação na matriz de transporte (81%), Figura 1. O Brasil possui tanto a menor extensão de ferrovias (29,18 mil km) quanto a menor representação desse modal na matriz de transporte (15%), Tabela 1 e Figura 1, respectivamente. Conseqüentemente, apresenta baixa densidade de malha ferroviária (3,4 km de ferrovias por cada 1000 km^3), quando comparado a países de dimensões continentais, como Canadá, Índia e China, e aos seus pares na América Latina, como México e Argentina (ANTF, 2020).

Apesar de a malha brasileira ser pequena frente à malha desses países, as concessionárias de ferrovias de carga atingiram um elevado ganho de produtividade em virtude dos investimentos crescentes e contínuos realizados nas duas últimas décadas. Desde o início das concessões, as ferrovias já investiram mais de 75 bilhões de reais (valores correntes), que representam mais de 113 bilhões de reais, se corrigidos pelo valor do IPCA de 2019 (ANTF, 2020).

Tabela 1 – Densidade das malhas ferroviárias. Fonte: (ANTF, 2020), adaptado pelo autor.

País	Área [$10^6 km^2$]	Ferrovias [$10^3 km$]	Ferrovias/Área [$km/10^3 km^2$]
EUA	9,83	293,56	29,8
Índia	3,29	68,53	20,8
África do Sul	1,22	20,99	17,2
Argentina	2,78	36,92	13,3
China	9,60	124,00	13,2
México	1,96	15,39	7,8
Canadá	9,98	77,93	7,8
Rússia	17,1	87,16	5,1
Austrália	7,74	36,97	4,8
Brasil	8,52	29,18	3,4

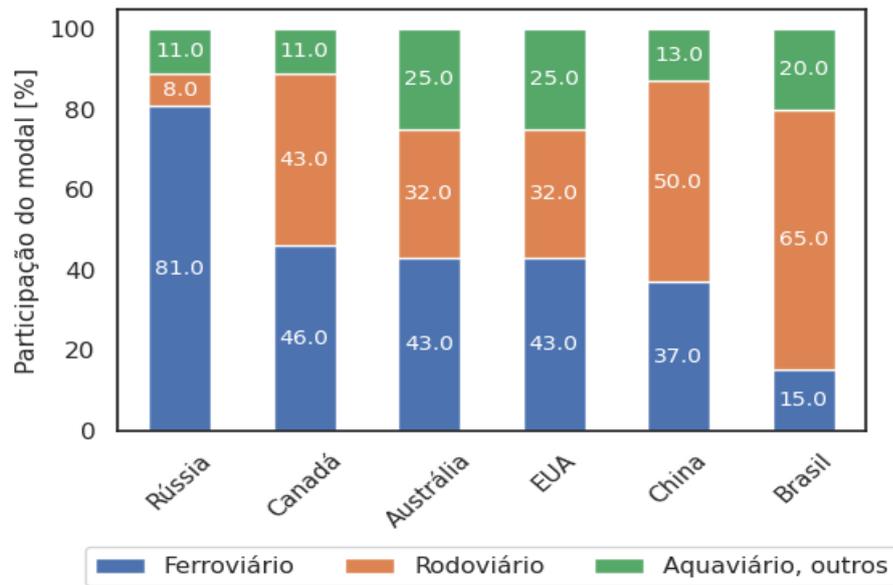


Figura 1 – Comparação das matrizes de transporte de carga. Fonte: (ANTT, 2021), adaptado pelo autor.

A Figura 2 apresenta a produção brasileira de transporte ferroviário de cargas de 2006 a 2020. O minério de ferro é o produto mais transportado dentre os subgrupos (média de 75,18% do total transportado no período), seguido pela soja e o farelo de soja (5,35 %).

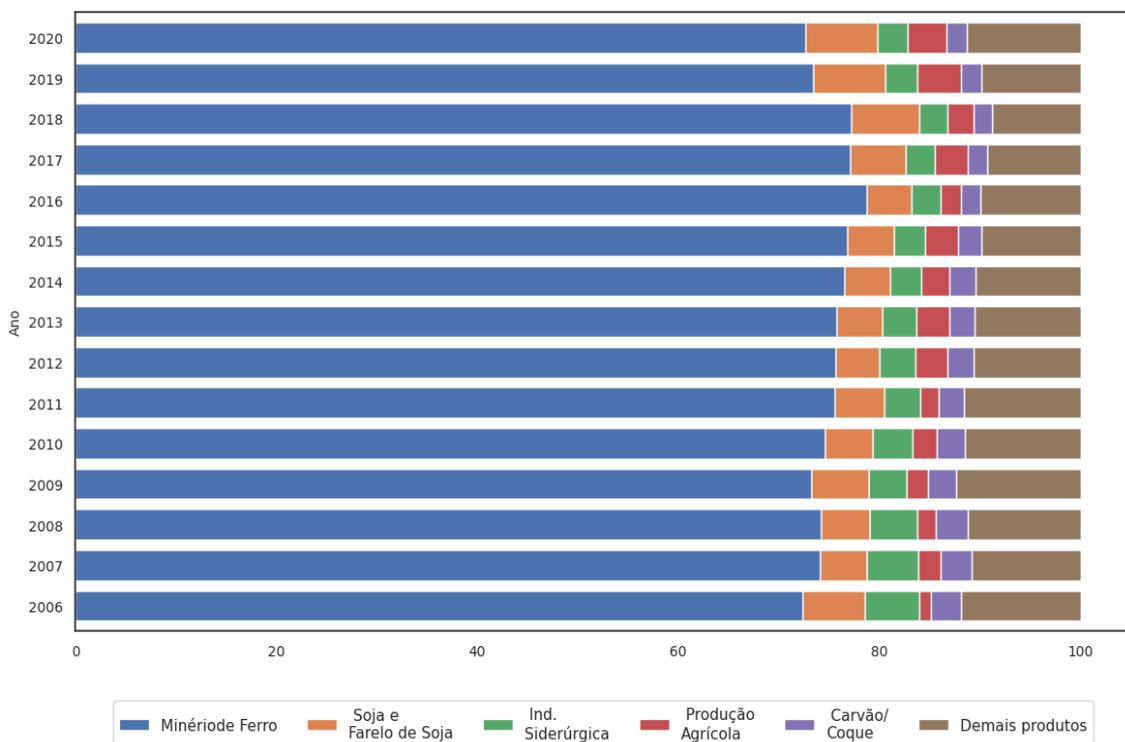


Figura 2 – Produção de transporte ferroviário de cargas, por subgrupo de mercadoria, em toneladas úteis (TU) - Todas as concessionárias. Fonte: (ANTT, 2021), adaptado pelo autor.

As ferrovias de carga pesada, a exemplo das que transportam minério de ferro, são projetadas para transportar cargas elevadas por eixo em longas distâncias e a um custo mais baixo que outros modais de transporte. No entanto, devido a essas altas cargas, as operações enfrentam desafios com a manutenção de rodas, de trilhos e de truque. A interface roda-trilho é, portanto, um componente chave na determinação da eficiência de custos (SPANGENBERG; FRÖHLING; ELS, 2018).

A Figura 3 ilustra o aumento da tonelada de minério de ferro por quilômetro útil transportado pela Vale. Nota-se um aumento substancial no valor do TKU transportado pela EFC, um comportamento mais constante entre 2006 e 2018 na EFVM e queda a partir de 2019. Esta queda está relacionada ao acidente ocorrido, em 25 de janeiro de 2019, na mina de Brumadinho. Estes dados corroboram a importância do contato Roda-Trilho (R-T), responsável por suportar a carga transportada pelos veículos ferroviários, como apontado por (SPANGENBERG; FRÖHLING; ELS, 2018).

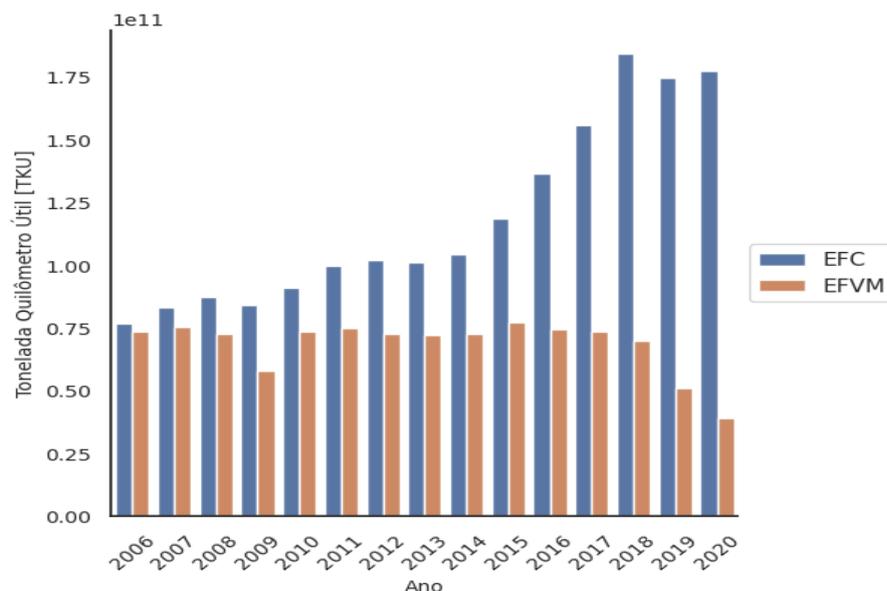


Figura 3 – Transporte de carga por quilômetro útil das ferrovias da Vale. EFC: Estrada de Ferro Carajás e EFVM: Estrada de Ferro Vitória-Minas. Fonte: (ANTT, 2021), adaptado pelo autor

Devido ao aumento da carga transportada, muita ênfase tem sido dada ao desenvolvimento de novos materiais para a roda e o trilho, bem como à utilização de programas de simulação para prever o desgaste desses materiais e à iniciação da fadiga de contato de rolamento (RCF) (SHEVTSOV, 2008; ENBLOM; BERG, 2005).

Conforme dados fornecidos pela empresa Vale S.A (Vale), os trilhos e as rodas ferroviárias ocupam o segundo e o terceiro lugar entre os itens de maior custo para as suas ferrovias, sendo o combustível, o primeiro. Diante desse cenário e conhecendo a principal

causa de redução da vida útil desses componentes, é importante entender como o desgaste das rodas afeta suas vidas em serviço.

Devido à sua macrogeometria, as rodas utilizadas na Estrada de Ferro Carajás (EFC), quando desgastadas, apresentam o conhecido flange falso que, em razão da sua pequena área de contato, pode dar origem à RCF. Já a Estrada de Ferro Vitória-Minas (EFVM) possui, como primeira maior causa de reperfilamento, o calo de roda e, como segunda, o flange fino. Sendo que o desgaste acentuado no flange ocorre devido às curvas mais fechadas que compõem esta ferrovia.

Com o propósito de se minimizar esses problemas, Pires et al. (2021), do Laboratório de Tribologia e Dinâmica Ferroviária da UFES (LabTDF), realizaram um trabalho de otimização de perfis, utilizando o algoritmo de otimização multi-objetivo NSGA-II. Para cada uma das ferrovias, foram propostos três perfis otimizados, os quais apresentaram a melhor performance considerando-se o desgaste, a RCF e um perfil com características intermediárias entre os dois anteriores.

Assim, do exposto acima, o objetivo desse trabalho é avaliar a influência do desgaste no desempenho e na seleção de novos perfis de rodas ferroviárias para as duas ferrovias referenciadas e, para atingir esse objetivo, foram realizadas simulações utilizando *software MBS*. Todos os perfis objetos da análise são pontuados de acordo com o valor de seus indicadores, sendo que os perfis com as maiores pontuações ponderadas são indicados para teste de campo.

No próximo capítulo, serão abordados os conceitos da interface R-T, a exemplo de suas regiões, das interações entre o rodeiro e a via e entre a roda e o trilho, bem como as formas de modelagem do contato desse par. Os fenômenos relacionados aos regimes de desgaste e de tensão de contato e as formas de se evitar suas respectivas consequências estão descritos. Atenção especial é dada à RCF, às suas consequências e aos modelos atualmente utilizados de previsão de sua iniciação, como o *shakedown*, os Índices de Fadiga e o Índice de Desgaste e, por fim, uma breve visão dos fatores-chaves que auxiliam no controle desse tipo de dano.

No capítulo 3, serão apresentados os materiais e os métodos utilizados para simular o desgaste dos conjuntos de roda, como o fluxograma de atividades realizadas na simulação, o software de simulação multicorpos, as macrogeometrias de cada uma das ferrovias, os dados dos vagões, a velocidade, os coeficientes de atrito e de desgaste e os indicadores utilizados para pontuar cada perfil.

Nos capítulos 4 e 5, são expostos e discutidos os resultados dos indicadores para as EFVM e EFC, respectivamente.

O sexto capítulo se destina a apresentar as conclusões e, por fim, o sétimo capítulo apresenta as sugestões para trabalhos futuros.

2 Revisão bibliográfica

2.1 Breve história da teoria do contato Roda-Trilho

Avanços científicos pioneiros ocorreram na década de 1880 para a interface R-T. Em 1881, Heinrich Hertz apresentou sua análise sobre o contato de dois corpos com raios de curvatura diferentes. Sua teoria logo encontrou aplicação na engenharia ferroviária. Suposições sobre o contato hertziano ainda são muito comuns na análise da interface R-T e da dinâmica veicular. Joseph Valentin Boussinesq lançou, em 1885, as bases para uma análise matemática de contatos elásticos mais complexos. A primeira análise matemática do comportamento de *hunting* de um rodeiro foi feita por Johann Klingel, em 1883. Frederick Carter, em 1926, formulou o conceito de *creep* ou deslizamento na interface R-T, o qual é um pequeno movimento relativo que ocorre entre dois corpos durante o rolamento. August Wohler estudou, na década de 1850, pela primeira vez, a fadiga em eixos ferroviários. A teoria fundamental para a RCF foi publicada em 1947 por Gustaf Lundberg e Arvid Palmgren em seu estudo sobre rolamentos. As principais contribuições científicas que permitem a análise moderna da dinâmica veicular e da mecânica de contato foram realizadas por Joost Kalker, na mecânica geral de contato elástico, e por Ken L Johnson, na mecânica de contato elastoplástico de rolamento (LUNDÉN; PAULSSON, 2009).

2.2 A interface Roda-Trilho

A interface R-T é uma das mais importantes do sistema ferroviário e, se mantida em perfeito funcionamento, resultará em condução adequada, em baixas forças de atrito, em baixo custo operacional e em segurança satisfatória. É governada por perfis transversais de dois corpos em interação, a roda e o trilho, cuja terminologia está apresentada na Figura 4. Os diferentes componentes dos perfis possuem funções diversas e, pelo conhecimento de suas interações, os danos encontrados, tanto na roda quanto no trilho, podem ser analisados, estudados e entendidos (SPANGENBERG et al., 2017; SPANGENBERG; FRÖHLING; ELS, 2019).

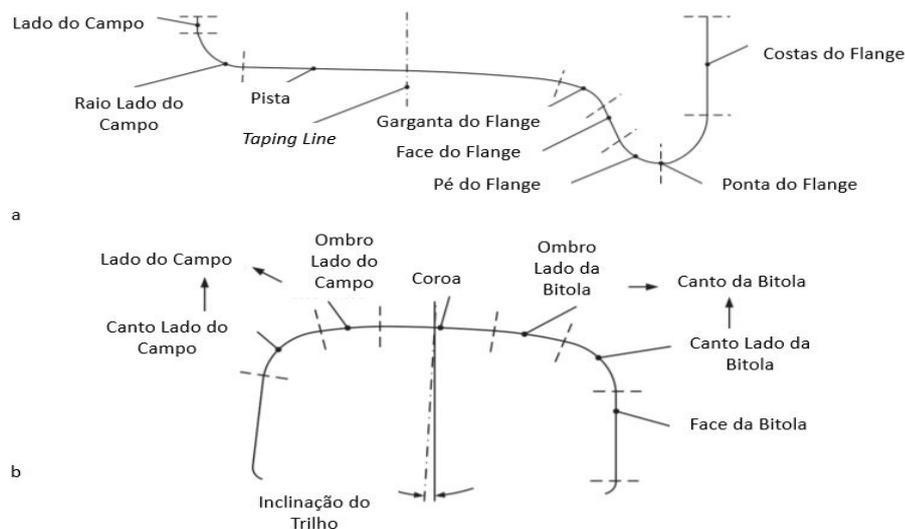


Figura 4 – Interface Roda-Trilho, (a) terminologia da roda e (b) terminologia do trilho. Fonte: (SPANGENBERG et al., 2017), adaptado pelo autor

A alta eficiência energética do transporte ferroviário é possível devido às baixas perdas energéticas que ocorrem em uma pequena área de contato na interface R-T. Nesta mesma interface, fenômenos indesejados podem ocorrer, Figura 5, causados por grandes forças verticais, laterais e longitudinais (LEWIS; OLOFSSON, 2009b).

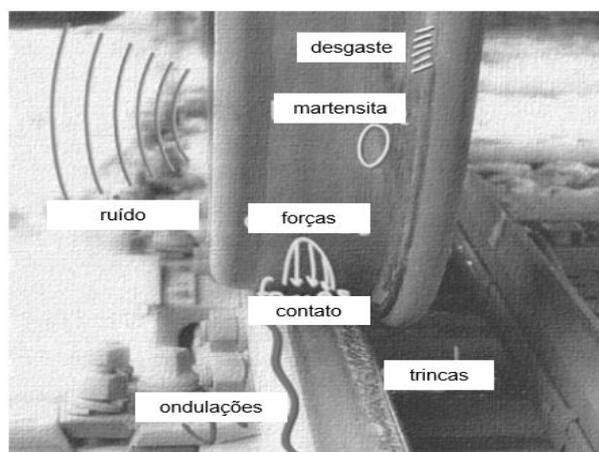


Figura 5 – Exemplo de fenômenos indesejáveis que podem ocorrer na interface roda-trilho. Fonte: (LEWIS; OLOFSSON, 2009b), adaptado pelo autor.

2.2.1 As regiões da interface Roda-Trilho

Esta interface é composta por perfis transversais do par R-T que são de grande importância quando se trata de estabilidade e de capacidade de executar curvas. Regiões diferentes desse par interagem e possuem requerimentos diferentes (TOURNAY, 2001; SHEVTSOV, 2008; SPANGENBERG et al., 2017).

A Figura 6 descreve as funções das três regiões do contato R-T. Em (a), na região A, ocorre o contato entre a região central da coroa do trilho e a pista da roda quando o veículo percorre uma tangente (trechos retos da ferrovia) ou curvas com raios grandes. Está associada à baixa tensão de contato, baixas forças laterais de *creep* e forças de *creep* longitudinais mais significantes. Na região B, ocorre o contato entre o canto de bitola do trilho e a garganta do flange da roda. O contato ocorre em curvas com raios menores e está associada a altas forças laterais de *creep* e a altas tensões de contato. Na região C, ocorre o contato entre o lado da pista e a coroa do trilho. É provavelmente a mais difícil de se otimizar, uma vez que o contato entre o trilho e a roda termina nessa região e, eventualmente, apesar dos esforços do projetista, geram-se tensões de contato elevadas à medida que a borda externa do perfil da roda é suportada por uma pequena região do trilho (TOURNAY, 2001; SHEVTSOV, 2008; SPANGENBERG et al., 2017).

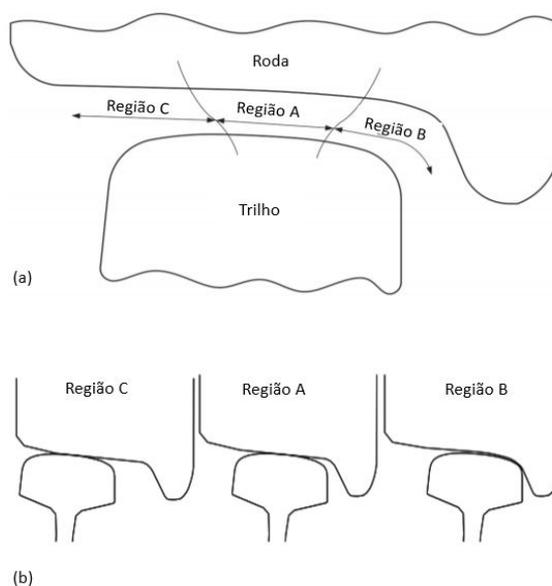


Figura 6 – Regiões de contato da interface R-T, (a) Regiões funcionais do contato R-T, (b) Tipos de contato entre o par R-T. Fonte: (SHEVTSOV, 2008; SPANGENBERG et al., 2017), adaptado pelo autor.

A Figura 7 mostra os tipos de contato que podem ocorrer entre o par R-T na Região B da Figura 6, o flange da roda. É um local de particular interesse, pois a área de contato é pequena, o que gera altas tensões de contato. Em (a), um ponto de contato resulta em alta tensão de contato, alto deslizamento (*creepage/slippage*) - desvio cinemático do movimento de rolamento puro - longitudinal e é o tipo de contato que causa mais dano dentre os 3 tipos que ocorrem nessa região. Em (b), os dois pontos de contato ocorrem quando o veículo ferroviário é incapaz de percorrer uma curva sem que haja o contato entre flange e o boleto do trilho. As forças produzidas durante esse contato são responsáveis pelo desgaste acelerado do flange, fazendo com que esse se ajuste ao perfil do trilho, gerando o contato conformal. Em (c), ocorre o contato conformal, o qual é preferível, visto que

mantém o perfil da roda, a boa performance em termos de RCF, a integridade do filme lubrificante em função das pressões mais baixas e as conicidades, que são menores quando comparadas ao perfil com um ponto de contato (TOURNAY, 2001; BURSTOW, 2004; SHEVTSOV, 2008; BRUNI; BRAGHIN, 2009; PERSSON et al., 2010; SPANGENBERG et al., 2017).

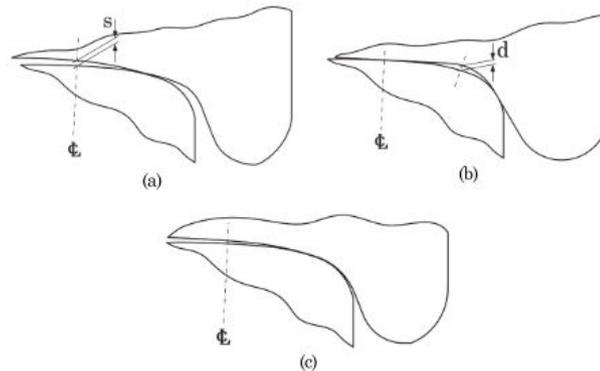


Figura 7 – Três tipos de contato no canto de bitola: (a) um ponto de contato, (b) dois pontos de contato e (c) contato conformal. Fonte: (SPANGENBERG et al., 2017), adaptado pelo autor.

Um perfil ótimo é um compromisso entre a estabilidade, a capacidade de executar curvas, o desgaste e a RCF (SHEVTSOV, 2008; MAGEL et al., 2011). Apesar dos veículos e vias apresentarem grandes variações em suas características, as leis da física e as teorias da mecânica do contato permanecem invioláveis, sendo assim, o par R-T otimizado deve satisfazer aos seguintes critérios: evitar tensão de contato maior que $3k_e$, evitar contato quase conformal, possuir capacidade apropriada de negociação de curvas, garantir conicidade efetiva, providenciar o maior número possível de pontos de contato na banda de rodagem e possuir ângulo de flange suficiente para reduzir o risco de descarrilamento (MAGEL; KALOUSEK, 2002).

Após otimizados, os perfis precisam ser avaliados e os critérios utilizados, de acordo com Shevtsov (2008), são o Contato Geométrico, o Índice de Desgaste, os Parâmetros Dinâmicos, os Parâmetros de Segurança e a Tensão de Contato.

2.2.2 A interação entre o rodeiro e a via

O rodeiro consiste, normalmente, em duas rodas cônicas com flanges nas bordas internas e rigidamente montadas em um eixo comum, Figura 8 (a). O rodeiro repousa sobre dois trilhos fixados aos dormentes ou outro suporte (trilho embutido, por exemplo) e move-se sobre trilhos normalmente inclinados em $1/20$ ou $1/40$, Figura 8 (b). A folga entre o flange da roda e o lado da bitola do trilho é tal que permite o deslocamento lateral do rodeiro de 4-7 mm antes que ocorra o contato do flange (SHEVTSOV, 2008).

O objetivo do perfil cônico é reduzir o contato entre o flange da roda e o trilho e, parcialmente, a resistência ao rolamento nas curvas. Quando esse se desloca lateralmente de sua posição de equilíbrio, ocorre uma diferença de raio de rolamento entre as rodas internas e externas. Essa diferença auxilia na negociação de curvas, no entanto, na pista tangente, causa oscilações ou instabilidade cinemática (SPANGENBERG et al., 2017).

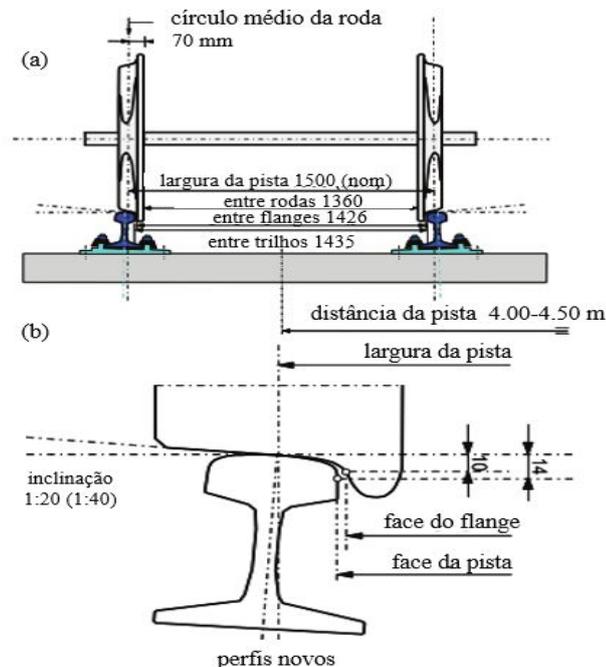


Figura 8 – Interação Roda-Via (a) Roda e (b) Definição da bitola da pista e do flange. Fonte: (SHEVTSOV, 2008), adaptado pelo autor.

2.2.3 A interação entre o par Roda-Trilho

De acordo com Enblom (2009) e Lundén e Paulsson (2009), a interação dinâmica entre o veículo e a pista determina as forças de contato do par R-T e o movimento relativo entre o veículo e a pista, como pode ser observado na Figura 9. Esta interação é influenciada por muitos parâmetros, tais como as propriedades mecânicas da via e do veículo, as condições na interface R-T, as condições de atrito do alinhamento da via, das curvas, da carga por eixo e da velocidade do veículo.

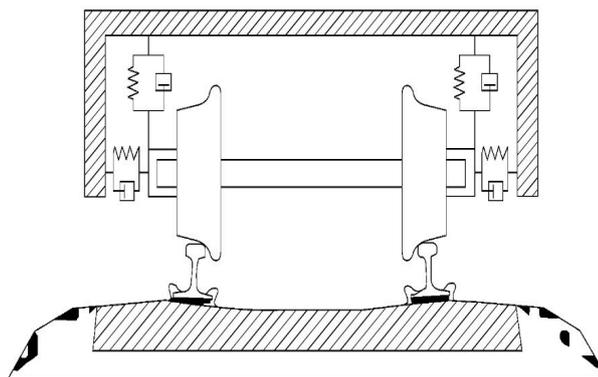


Figura 9 – Esboço de truque com suspensão primária e rodeiro em contato com trilhos, dormentes e lastro. Fonte: (LUNDÉN; PAULSSON, 2009), adaptado pelo autor

2.2.4 A modelagem do contato Roda-Trilho

Em aplicações ferroviárias, o problema da tensão de contato do par R-T pode ser dividido em duas partes: o normal e o tangencial. Apesar de as tensões normais e cisalhantes não serem independentes, é possível explorar propriedades fundamentais desse contato por meio do desacoplamento das soluções para as distribuições de tensões normal e tangencial (FRÖHLING, 2007; BRAGHIN; BRUNI; LEWIS, 2009; ENBLOM, 2009).

A tabela 2 apresenta uma breve descrição dos problemas normal e tangencial.

Tabela 2 – Resumo do problema do contato R-T. Fonte: (LEWIS; OLOFSSON, 2009b), adaptado pelo autor.

Problema	Descrição
Normal	A posição, a forma e a dimensão do contato e a distribuição da tensão normal é obtida em função da geometria local dos perfis em contato e da força normal resultante devido ao contato entre os corpos. Os resultados do problema normal são utilizados para se analisar o problema tangencial.
Tangencial	A tensão de contato tangencial e os escorregamentos são definidos dentro da área de contato como uma função das pressões de contato normal e da força de atrito resultantes, ou alternativamente, como uma função das pressões normal e dos componentes de deslizamento.

Tao et al. (2016) compararam os modelos utilizados para resolução dos problemas de contato, quais sejam: o Hertziano, o desenvolvido por Piotrowski e Kik (2008), o STRIPES, desenvolvido por Ayasse e Chollet (2005), o ANALYN, desenvolvido por Sichani, Enblom e Berg (2014) e o CONTACT, desenvolvido por Kalker. Para a área de contato, Figura 10 - a, seus resultados mostraram que, quando comparados com o CONTACT, os métodos STRIPES e ANALYN apresentam resultados próximos e Kik-Piotrowski o superestima. Todos os métodos resultam em uma área de contato maior quando comparados com Hertz.

Enquanto o método Kik–Piotrowski subestima o valor máximo da pressão de contato, os demais apresentam valores próximos quando comparados com o CONTACT e Hertz, Figura 10 - b.

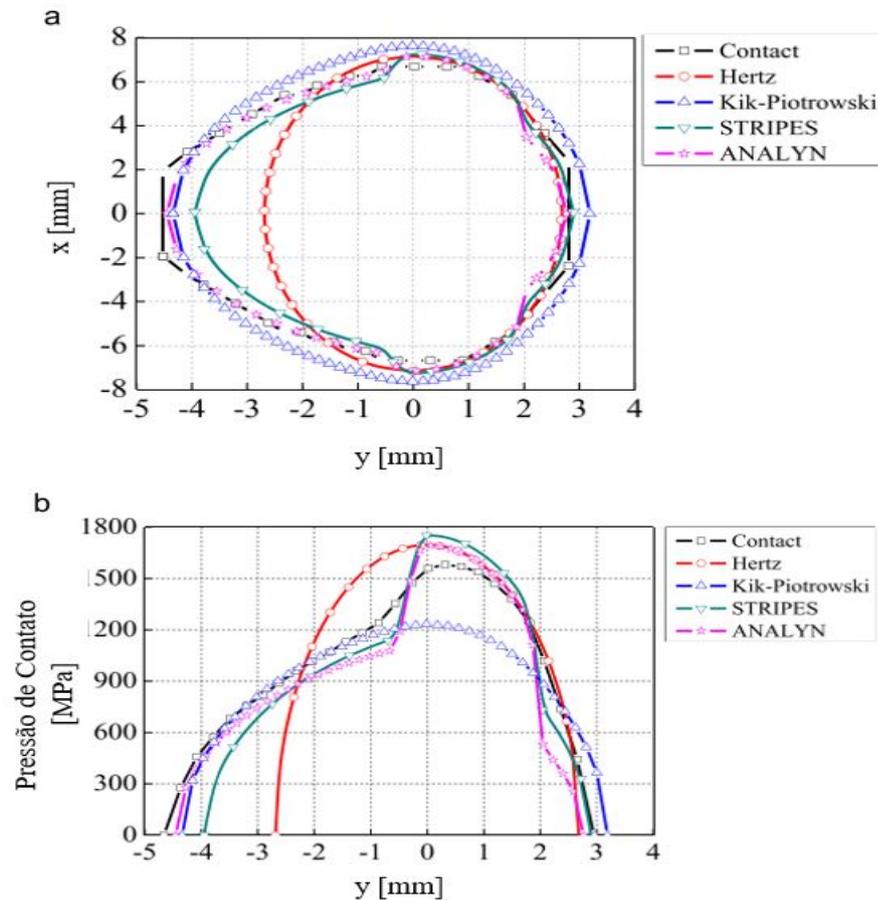


Figura 10 – Área de contato e distribuição da pressão de contato ao longo da direção lateral para o caso $\Delta y = 3$ mm. Comparação com os resultados das soluções do CONTACT e de Hertz, o eixo lateral é positivo em direção ao lado do campo. (a) Área de contato, (b) Pressão Máxima. Fonte: (TAO et al., 2016), adaptado pelo autor

O modelo de resolução dos problemas de contato deve ser eficiente em custo computacional, pois o contato R-T precisa ser solucionado a cada passo de tempo e soluções muito complexas podem requerer demasiado tempo de processamento, inviabilizando a simulação dinâmica em tempo real (TAO et al., 2016).

2.3 Tribologia do par Roda-Trilho

Para uma operação ferroviária eficaz e econômica, questões tribológicas importantes devem ser abordadas na interface R-T, nos motores das locomotivas e, para trens elétricos, no ponto de coleta atual (KAPOOR et al., 2001).

Do ponto de vista tribológico, esta interface (R-T) é um sistema aberto, dependente tanto das características do projeto quanto das condições ambientais e dos materiais de rodas e trilhos. Diferentes mecanismos de desgaste podem ser ativados em resposta às condições reais de carga, de deslizamento e de lubrificação. Essa última pode, neste contexto, ser entendida como intencional ou como resultado do estado ambiental. O processo de remoção de material metálico, geralmente, obedece a alguma função limiar dos parâmetros de operação, onde qualquer alteração pode influenciar drasticamente a taxa de desgaste (ENBLOM, 2009).

Para Bushan (2001), a Tribologia é a ciência e a tecnologia das superfícies em interação em movimentos relativos e de assuntos e práticas relacionadas. A natureza e as consequências das interações que ocorrem na interface móvel controlam seu comportamento de atrito, de desgaste e de lubrificação.

Para Hutchings e Shipway (2017), a Tribologia, que é o estudo do atrito, do desgaste e da lubrificação, é um tópico interdisciplinar que se baseia na experiência do físico, do químico e do engenheiro mecânico, bem como do cientista de materiais e do metalurgista, e que deve ser abordado de vários pontos de vista.

2.3.1 O Fenômeno do desgaste

Lim e Ashby (1987) definem o desgaste como a perda ou transferência de material ao entrar em contato com uma superfície deslizante, e a taxa de desgaste é dada em função da pressão de contato, da velocidade de deslizamento, das propriedades dos materiais e da geometria de contato.

Já em Kato e Adachi (2001) e Stachowiak (2006), o desgaste é definido como o fenômeno da remoção de material de uma superfície em função da interação com uma superfície correspondente pela separação física, devido à microfratura, à dissolução química ou à fusão das interfaces que estão em contato. O desgaste não é uma propriedade do material, senão uma resposta do sistema - processo sistêmico. A taxa de desgaste depende das condições de contato, tais como os materiais em contato, a pressão de contato, a velocidade de deslizamento, a forma do contato, a rigidez da suspensão do truque, o ambiente e o lubrificante.

2.3.2 Desgaste do par Roda-Trilho

Adesão, abrasão e fadiga contribuem para o desgaste do par R-T, mas o *ratcheting* ou deformação plástica incremental também é importante, pois, apesar de a deformação plástica não ser chamada de mecanismo de desgaste, ela desempenha um papel importante em qualquer processo de desgaste. Neste mecanismo, detalhado na Seção 2.4.2.2.1, as tensões superficiais causam uma deformação plástica cumulativa gradual, produzindo uma

camada superficial altamente cisalhada. Com deformação suficiente, o material não pode mais se deformar, sua ductilidade se esgota e finas partículas de desgaste são formadas (GAHR, 1987; KAPOOR et al., 2001).

Os três tipos de desgaste que ocorrem na interface R-T são o Tipo 1, que ocorre em baixa tensão de contato e *creep*, o Tipo 2, que ocorre em tensões de contato médias e *creep* e o Tipo 3, que ocorre em alta tensão de contato e *creep* acima de 0,1 (BOLTON; CLAYTON, 1984; KAPOOR et al., 2001).

O desgaste é a principal causa de substituição de trilhos em quase todas as ferrovias e age de forma diferente sobre a roda e sobre o trilho (KAPOOR et al., 2001):

- **Trilho**

O desgaste tende a se concentrar na face da bitola do trilho externo (ou seja, na borda interna do trilho externo em curvas), onde o contato é feito com o flange da roda, Figura 11. Em tangentes e curvas com grande raios, o desgaste ocorre na coroa do trilho. Se o trilho se desgastar severamente, a tensão de contato no trilho aumenta, principalmente, na coroa e, eventualmente, o trilho necessita ser substituído.

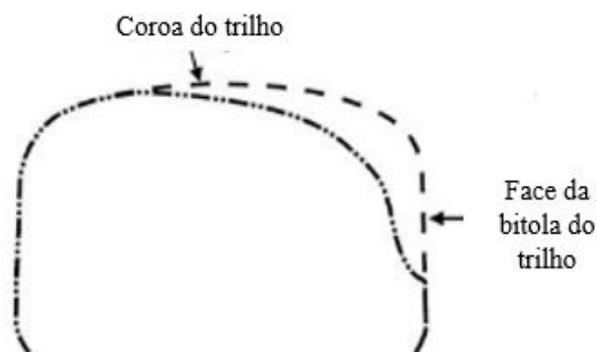


Figura 11 – Desgaste no trilho externo de uma curva. A coroa do trilho é desgastada pela pista da roda, enquanto o canto de bitola é desgastado pelo flange. Fonte: (KAPOOR et al., 2001), adaptado pelo autor

- **Roda**

A situação com as rodas é diferente na medida em que podem ser re-perfiladas por usinagem, quando desgastadas. Tal procedimento é realizado quando ou o flange está muito fino ou o desgaste na pista é concentrado, formando o flange falso, Subseção 2.3.2.3. As rodas também costumam ser usinadas quando o perfil se desgasta de forma a fazer com que o rodeiro tenha capacidade de direção reduzida.

2.3.2.1 Estado de tensões do par Roda-Trilho e suas consequências

A tendência para aumento de carga por eixo começou no início da década de 1950, como resultado da intensificação da competição com o transporte rodoviário, e foi facilitada por melhores projetos de vagões e de novas técnicas de construção, o que

resultou na redução da vida útil da ferrovia, em razão do escoamento do material e da RCF. Como a estratégia de se aumentar a resistência da estrutura dos trilhos nem sempre era eficiente, foram, então, iniciados estudos para se encontrar alternativas que reduzissem a magnitude das tensões na interface R-T. As ferrovias começaram, portanto, a introduzir novas tecnologias de trilhos, como trilhos continuamente soldados, trilhos mais duros, lubrificação, esmerilhamento de trilhos, desvios reforçados e materiais de construção de trilhos aprimorados (FRÖHLING, 2007).

A Figura 12 mostra algumas falhas ligadas a um estado de tensão inadmissível.

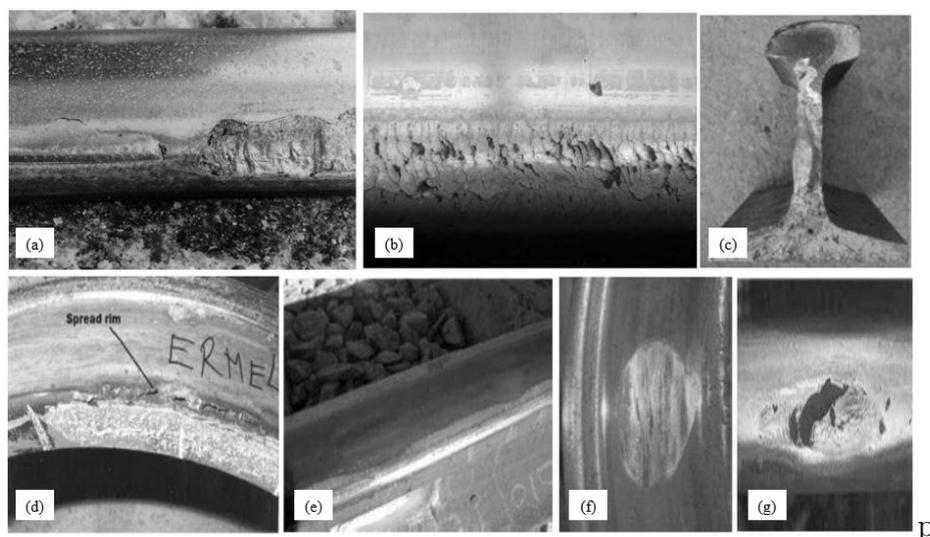


Figura 12 – Falhas causadas pelo estado de tensão, (a) colapso do canto de bitola em trilho bem lubrificado, (b) trincas de RCF no lado da bitola dos trilhos externos, (c) fratura iniciada por RCF em trilho, (d) delaminação do aro, (e) junta de trilho profunda, (f) calo de roda e (g) marcas de deslizamento (derrapagem).
Fonte: (FRÖHLING, 2006; FRÖHLING, 2007), adaptado pelo autor.

2.3.2.2 Regime de desgaste do par Roda-Trilho e suas consequências

O regime de desgaste é caracterizado por altas taxas de desgaste no flange, por distribuição de contato uniforme e generalizada, ou seja, grande faixa da pista da roda está sendo utilizada para suportar a carga vertical, e por um estado de tensão cíclico. Como o desgaste do flange aumenta a largura de contato disponível entre a roda e o trilho, os perfis com flanges desgastados em ambas as rodas de um rodeiro têm pistas desgastadas (planas) com pouco ou nenhum flange falso (FRÖHLING, 2006; FRÖHLING, 2007).

A Tabela 3 apresenta algumas intervenções que podem ser usadas para gerenciar os regimes de desgaste e de tensão.

Tabela 3 – Comparação das intervenções que podem ser utilizadas para se gerenciar os efeitos negativos dos regimes de tensão e de desgaste. Fonte: (FRÖHLING, 2007), adaptado pelo autor.

Regime de Desgaste	Regime de Tensão
Lubrificar a face da bitola;	Aplicar todos os controles associados ao regime de desgaste, a menos que se provem desnecessários;
Empenhar-se para obter contato conformal no flange de modo a auxiliar a lubrificação no canto da bitola;	Impor limite de flange falso. Fröhling, Spangenberg e Hettasch (2012) apontaram que um limite estreito para a profundidade do flange falso é fundamental para evitar seus efeitos prejudiciais;
Garantir a conicidade adequada na pista da roda;	Contra-perda devido a um limite mais estreito de flange falso pela distribuição do contato na roda. Isso pode ser alcançado usando-se baixas conicidades, alargamento seletivo da bitola em pista tangente, redução na distância entre rodas e flange de rodas mais finas;
Assegurar um bom alinhamento e rotação eficaz do truque;	Esmerilhar o trilho tangente limitando o contato no canto de bitola ou no lado do campo melhora a estabilidade e evita a maioria das trincas de RCF;
Promover o esmerilhamento do lado do campo do trilho interno e assegurar o controle da bitola;	Tratar todas as soldas nos trilhos para se evitar escoamento em direção ao canto da bitola. Isso reduz os problemas de estabilidade;
Promover o esmerilhamento do lado do campo do trilho externo para se evitar o contato no lado do campo desse trilho;	Manter boas propriedades de rastreamento de veículos controlando os diâmetros das rodas em um rodeiro, a forma da roda e dos perfis dos trilhos, o alinhamento e a resistência rotacional do truque;
Aplicar modificadores de atrito no topo do trilho;	

2.3.2.3 Flange falso

As mudanças no formato das rodas, que ocorrem devido ao desgaste, podem resultar em flanges finos, altos e falsos. As rodas apresentam flanges falsos (FF) quando se desgastam de tal forma que o centro da pista fica desgastado abaixo do nível da sua extremidade. A Figura 13 ilustra o FF (SAWLEY; WU, 2005; FRÖHLING, 2007).

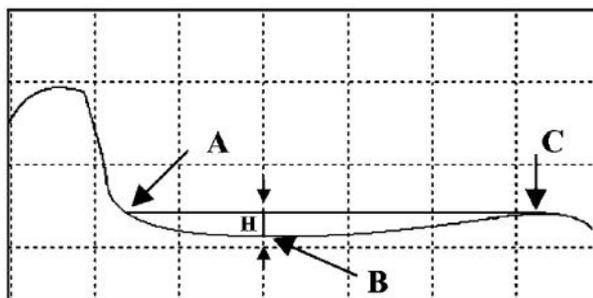


Figura 13 – Ilustração de roda com FF, onde H: profundidade máxima do desgaste da pista, A: borda interna, B: centro ou posição da maior profundidade e C: borda externa. Fonte: (SAWLEY; WU, 2005), adaptado pelo autor.

De acordo com Sawley e Wu (2005), Fröhling (2007), Fröhling, Ekberg e Kabo (2008) e Karttunen, Kabo e Ekberg (2014), os efeitos negativos dos FF são:

- Influenciam a geometria de contato do par R-T e as características dinâmicas do veículo que, por sua vez, influenciam a deterioração da via e do veículo ferroviário.
- Altas tensões de contato juntamente com as trações superficiais na interface que resultam no aumento do desgaste do par R-T, no início da RCF e nas deformações plásticas do material da roda e do trilho, o que pode resultar em descarrilamento.
- Fadiga superficial no canto da bitola do trilho externo e no lado do campo do trilho interno;
- Danos por RCF nas agulhas e jacarés dos trilhos de desvio, causados por contato de FF de rodas com pista excessivamente desgastadas;
- Trincas longitudinais iniciadas na subsuperfície, abaixo do canto de bitola, que se ramificam como uma trinca transversal que eventualmente cobre uma grande porcentagem da largura da coroa. Essas trincas podem ser a causa de descarrilamentos devido a trilhos fraturados;
- Maior RCF na pista da roda;
- Aumento na resistência ao rolamento e, conseqüentemente, no aumento do consumo de combustível;
- Contato conformal entre a pista da roda e a coroa do trilho, o que resulta em alta conicidade efetiva. Isso faz com que a roda se torne mais sensível as irregularidades da pista, mudança lateral repentina ou mesmo na instabilidade veicular;
- Menor eficiência para percorrer curvas;
- Está associado com o desgaste alternado na face da bitola do trilho e padrões de trincas de RCF após uma entrada da descontinuação de trilhos ou ferrovias;
- No aumento no desgaste do trilho e do flange da roda;

- No aumento das forças laterais quando o veículo ferroviário negocia curvas;
- No aumento do risco de *hunting*, que é a instabilidade dinâmica lateral, ou outro comportamento inseguro em tangentes.

2.3.2.3.1 Limite sugerido de profundidade do flange falso

Tournay e Mulder (1996) mostraram que, como consequência da presença do FF, a redução do desgaste entre o trilho e a roda pode resultar na formação de tensões de contato maiores em condições de desgaste, em razão da formação de uma pequena área de contato na interface R-T. Para se controlar o Regime de Tensão, Seção 2.3.2.1, propuseram uma combinação de práticas de projeto e de manutenção, a exemplo do *pummelling* e da restrição da profundidade do desgaste na pista a 2 mm.

Sawley e Wu (2005) quantificaram os efeitos indesejados das rodas desgastadas que apresentam FF, de modo a se determinar se há justificativa econômica para removê-las de serviço. A análise dinâmica mostrou que rodas com FF prejudicam a capacidade de um vagão de executar curvas, causando aumento na resistência ao rolamento (RR) e nas forças laterais na interface R-T. Condição essa que acarreta a ocorrência de RCF, a um maior consumo de combustível, ao desgaste acelerado dos trilhos e a danos aos dormentes de madeira. Sua análise econômica mostrou que as rodas devem ser retiradas de serviço quando a profundidade de desgaste na pista (H) for igual a 3 mm, dadas as condições do estudo.

Fröhling (2006) utilizou o MBS software MEDYNA para entender os motivos da ocorrência de RCF no canto de bitola do trilho externo após a implementação do perfil de roda N° 21. De posse dos dados da simulação, calculou o valor do Índice de Fadiga Superficial, desenvolvido por Ekberg, Kabo e Andersson (2002) e descrito na subseção 2.4.2.2.2, para prever a ocorrência de RCF. Uma das medidas sugeridas para se evitá-la é por meio do gerenciamento da interface R-T, sendo a limitação da profundidade da cava um dos pontos-chave. No caso das condições do seu estudo, um valor maior que 2 mm de FF aumenta os problemas causados pela iniciação da RCF.

O risco da ocorrência da RCF, devido à presença do FF, foi analisado por (FRÖHLING; EKBERG; KABO, 2008). Para tal, foram realizadas simulações quasi-estáticas e dinâmicas (utilizando-se o MBS software MEDYNA juntamente com o algoritmo FAST-SIM) e, complementarmente, uma simulação com elementos finitos (FE). Apresentaram um estudo detalhado das características operacionais dos diferentes perfis de rodas desgastados medidos. Mostraram que a ocorrência da RCF está associada a altas forças laterais e a uma estreita região de contato, que é provável que as simulações quasi-estáticas subestimem o impacto da RCF e que a prática atual de caracterizar o flange falso pela profundidade de desgaste seja falha.

Um limite de 2 mm para manutenção da profundidade do flange falso também foi definido por [RSSB \(2010\)](#).

[Fröhling, Spangenberg e Hettasch \(2012\)](#) apresentaram uma metodologia, baseada nas tensões máximas de contato para um grande número de combinações de perfis R-T medidos, para gerenciar o Estado de Tensão. Para tal, foram avaliados parâmetros como a pressão de contato, a forma, a profundidade e o gradiente do FF. Mostraram que o limite de 2 mm proposto por [Tournay e Mulder \(1996\)](#) ainda continua válido, pois, de fato, reduziu a ocorrência de altas tensões de contato. Entretanto, uma medida alternativa, o gradiente de FF no lado do flange da roda, [Figura 14](#), resultou em uma maior redução do número de ocorrências de alta tensão de contato. Essa figura exemplifica o procedimento para cálculo do gradiente de FF dado um desgaste côncavo, ou também conhecido como formação de cava (*hollow wear*).

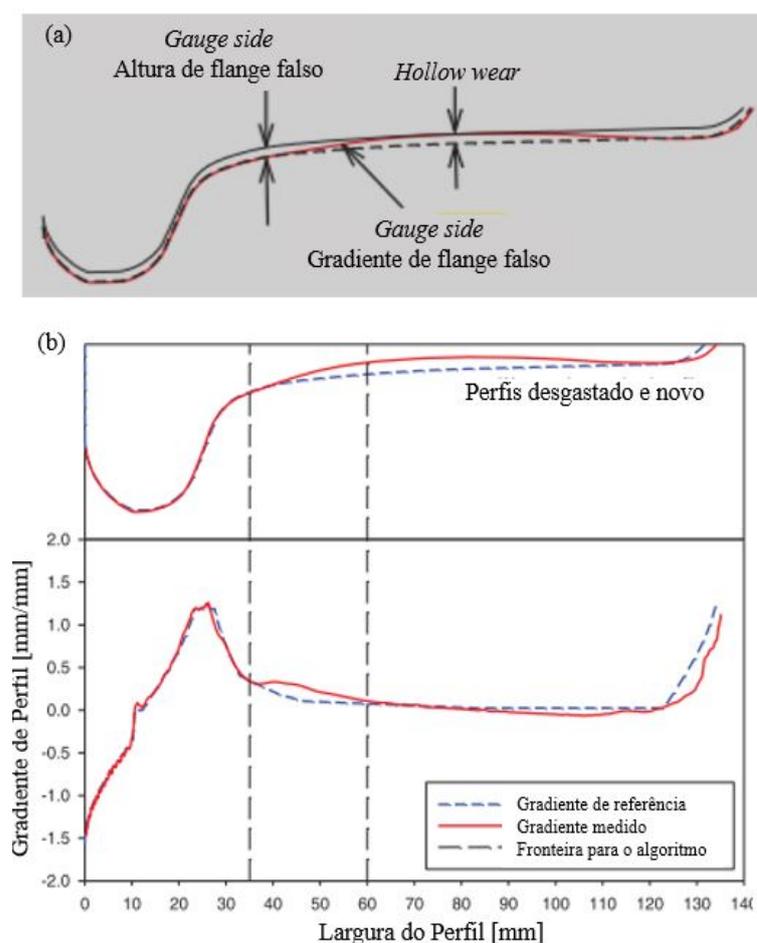


Figura 14 – Gradiente do FF, (a) Definição dos parâmetros geométricos do perfil e (b) Exemplo de cálculo do gradiente do flange falso do lado da bitola. Fonte: ([FRÖHLING; SPANGENBERG; HETTASCH, 2012](#)), adaptado pelo autor.

O efeito da forma do perfil desgastado na iniciação da RFC também foi objeto de estudo de [Karttunen, Kabo e Ekberg \(2014\)](#). Por meio da criação de um procedimento de

parametrização de perfis de roda desgastados, utilizando simulações de MBS em uma curva, identificaram os parâmetros do perfil da roda desgastada que possuem maior influência sobre a RCF e o desgaste. O resultado final são quantidades geométricas identificadas, como, por exemplo, a espessura, a altura e o gradiente do flange, assim como a profundidade do desgaste da pista, que fornecem uma categorização aprimorada da geometria da pista da roda desgastada e maior embasamento para tomadas de decisões de manutenção.

Spangenberg, Fröhling e Els (2016) confirmaram que o limite de 2 mm estabelecido por Tournay e Mulder (1996) e Fröhling, Spangenberg e Hettasch (2012) é confiável e eficaz como medida para se reduzir a ocorrência das trincas de RCF. Demonstraram ainda que os perfis de trilho com seus cantos de bitola mais baixos do que o perfil de trilho visado têm maior tendência de ocorrência RCF. Essa condição de contato pode ser evitada caso os perfis do trilho em serviço nas curvas tiverem seus cantos de bitola compatíveis com o perfil do trilho visado, pois o aumento do material disponível para o contato permitirá que o rodeiro gire antes que ocorra o contato de dois pontos, reduzindo, potencialmente, a iniciação RCF.

Spangenberg, Fröhling e Els (2019) avaliaram o desgaste de longo prazo e o desempenho em relação à iniciação de trincas de RCF de um perfil de roda não conformal. Utilizaram simulação MBS simultaneamente com previsões numéricas de desgaste da roda e de possibilidade de ocorrência de RCF. Encontraram que não há ocorrência de RCF até um desgaste de pista igual a 2 mm, porém, quando esse desgaste é maior que 2 mm, aumenta a possibilidade de se produzir dois pontos de contato e a iniciação das trincas de RCF

2.3.3 Modelos de desgaste

Os modelos de desgaste podem ser divididos em dois métodos principais de modelagem, de acordo com Dirks e Enblom (2011), a saber: Modelos de Energia Dissipada e Modelos de Deslizamento.

2.3.3.1 Modelos de energia dissipada

Nesses modelos, a taxa de desgaste está relacionada com a dissipação de energia que ocorre no contato R-T, devido o trabalho realizado pela força de atrito. De acordo com Ekberg (2009), o desgaste e a RCF iniciada na superfície podem ser vistos como duas manifestações do mesmo fenômeno. Ambos são causados por altas tensões de atrito na interface R-T e resultam no desprendimento do material da pista da roda. O que os difere é o tamanho dos fragmentos de metal destacados. Esse modelo é tratado na Subseção 2.4.2.3.

2.3.3.2 Modelo de deslizamento de Archard-Holm

Nesses modelos, a taxa de desgaste está relacionada com a distância deslizada, a força normal e a dureza do material. A Equação 2.2 relaciona o volume removido, o coeficiente de desgaste adimensional, a carga normal, a dureza do material e a distância deslizada.

$$V_{wear} = k_{wear_1} \times \frac{sN}{H} \quad (2.1)$$

Onde: V_{wear} é o volume desgastado em m^3 , k_{wear_1} é o coeficiente de desgaste adimensional, s é a distância deslizada, N é a força normal [N] no contato R-T e H é a dureza Vickers do material mais macio.

Em aplicações de engenharia, a relação $\frac{K}{H}$ ganha destaque pois permite comparar a taxa de desgaste de materiais diferentes (HUTCHINGS; SHIPWAY, 2017).

Substituindo $\frac{K}{H}$ pela variável k_{wear_2} na equação (2.2), tem-se:

$$V_{wear} = k_{wear_2} \times sN \quad (2.2)$$

Onde: k_{wear_2} é o coeficiente de desgaste dimensional [m^3/J]

2.4 Fadiga de contato de rolamento

Em operações ferroviárias de transporte pesado prevalecem altas cargas cíclicas, tantos verticais quanto laterais no contato R-T. A depender da carga na roda, da distribuição da tensão de contato e da tensão subsuperficial, a deformação plástica pode ocorrer, o que pode resultar na iniciação e no crescimento de trincas de fadiga, tanto na superfície quando na subsuperfície. Essas trincas são conhecidas como trincas de RCF e diferem das trincas por fadiga observadas na maioria dos componentes de engenharia porque se iniciam e crescem sob cargas compressivas e não trativas (KAPOOR et al., 2001; ENBLOM, 2009; EKBERG; ÅKESSON; KABO, 2014; SPANGENBERG et al., 2017).

A Tabela 4 apresenta a terminologia dos defeitos causados no par R-T pela RCF. As terminologias são diferentes para trilhos e rodas e, de acordo com Shevtsov (2008), apesar de o desgaste atacar tanto a roda quanto o trilho, a evidência é que as trincas de RCF são mais prováveis de se iniciarem nos trilhos do que nas rodas.

Tabela 4 – Terminologia de Defeitos. Fonte: (KAPOOR et al., 2001; SHEVTSOV, 2008), adaptado pelo autor.

Componente	<i>Spalling</i>	<i>Shelling</i>
Roda	Perda de metal por defeitos iniciados por um processo térmico, Figura 15	Metal perdido por um processo RCF puro, Figura 16
Trilho	Perda de metal a partir de trincas iniciadas na superfície	Perda de metal a partir de trincas iniciadas abaixo da superfície



Figura 15 – Rodas com *Spalling*. Fonte: (CARVALHO, 2019), adaptado pelo autor.



Figura 16 – Rodas com *Shelling*. Fonte: (CARVALHO, 2019), adaptado pelo autor.

2.4.1 Tipos de falhas de fadiga

As falhas por fadiga podem ser divididas em, pelo menos, três formas diferentes, quais sejam, a fadiga iniciada na superfície, a iniciada na subsuperfície e a em defeitos profundos, cada uma correspondendo a diferentes mecanismos subjacentes (SHEVTSOV, 2008).

2.4.1.1 Fadiga superficial

A iniciação das trincas superficiais é o resultado do *ratcheting* ou deformação plástica incremental, consequência do rolamento com atrito e contato deslizante na interface R-T. Conforme a deformação plástica excede a tensão do material à fratura - substancialmente aumentada devido ao efeito benéfico do carregamento compressivo – melhor detalhado

subseção 2.4.2.2.1 -, forma-se uma trinca superficial (EKBERG; KABO; ANDERSSON, 2002; SHEVTSOV, 2008; EKBERG; ÅKESSON; KABO, 2014).

Uma vez iniciada, essa trinca se propagará em um ângulo raso para dentro do material da roda, desviando, primeiro, para uma direção quase radial e, depois, para uma direção circunferencial de crescimento. A direção final é alcançada a uma profundidade de alguns milímetros (EKBERG; KABO; ANDERSSON, 2002; SHEVTSOV, 2008; EKBERG; ÅKESSON; KABO, 2014).

Nos trilhos, a propagação das trincas ocorre também devido ao efeito da hidro pressurização, o qual é causado quando um fluido, a exemplo de graxa e água, penetra nas trincas. Esse efeito pode ajudar nessa propagação, tanto pela redução do atrito entre suas faces, quanto, hidraulicamente, transmitindo a tensão de contato como tensão de tração próximo à ponta da trinca. A fratura finalmente ocorrerá como uma ramificação da trinca em direção à superfície, destacando uma parte do material. Há indícios de que esse também seja o mecanismo para rodas (EKBERG; KABO; ANDERSSON, 2002; SHEVTSOV, 2008; EKBERG; ÅKESSON; KABO, 2014).

2.4.2 Modelos de previsão de RCF

De acordo com Ekberg (2009), a análise da RCF difere da análise da fadiga clássica nos seguintes aspectos:

- Um carregamento devido a um contato de rolamento causa um estado de tensão multiaxial com componentes de tensão fora de fase e direções rotativas da tensão principal;
- À medida em que crescem, as trincas sujeitas à uma carga multiaxial normalmente se desviam para um crescimento dominado pelo Modo I (ou seguem um caminho mais fraco na estrutura). Esse não é o caso na RCF, pois as grandes pressões de confinamento sob o contato normalmente suprimem qualquer deformação Modo I da trinca, quando na ausência de fluidos aprisionados. Em vez disso, as trincas se propagam principalmente em um misto dos Modos II-III;
- Em um carregamento compressivo, a validade dos modelos de fadiga tradicionais podem ser questionados. Por exemplo, a Lei de Paris Paris e Erdogan (1963) prevê um crescimento de trinca nulo sob carregamento compressivo em sua forma original já que emprega a faixa do fator de intensidade de tensão do Modo I;
- Devido o carregamento compressivo, o atrito na face irá controlar a propagação da trinca. A intensidade desse atrito é difícil de quantificar;
- Um efeito similar devido à carga compressiva é que a deflexão da face da trinca aumenta com o comprimento da trinca e pode causar um bloqueio completo entre a

face e as partes da trinca;

- Sobrecargas ocasionais podem acelerar ligeiramente o crescimento de trincas, em contraste com o comportamento no carregamento de tração, isso pode levar a previsões não conservadoras da vida em fadiga. Para componentes ferroviários, essa previsão é ainda mais complicada, visto que há maior aleatoriedade nas cargas atuantes, na geometria de contato e na resistência à fadiga (influenciada pelos defeitos no material) e nos grandes volumes de material sob tensão (EKBERG, 2009).

A Figura 17 apresenta as principais abordagens utilizadas para se prever a RCF, quais sejam, os baseados nos Elementos Finitos e os baseados em Leis Empíricas.

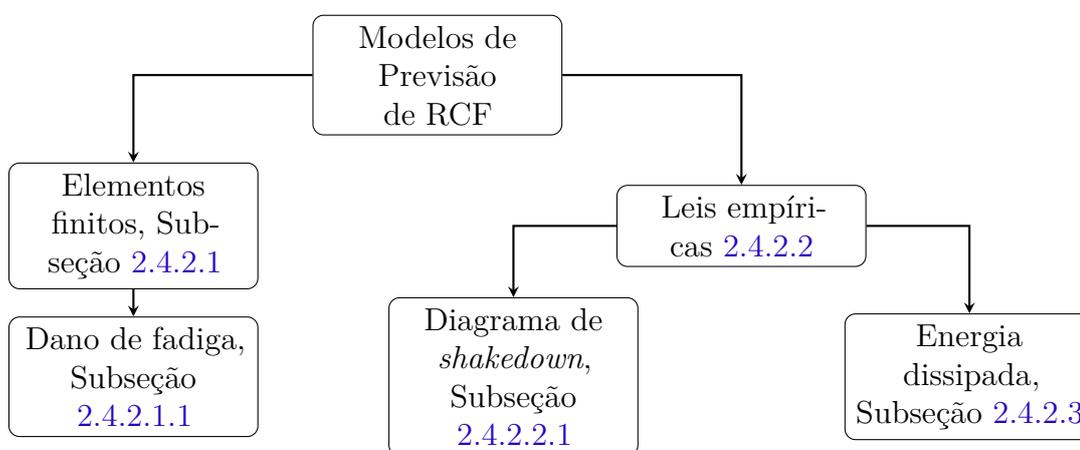


Figura 17 – Principais abordagens utilizadas na previsão de ocorrência da RCF. Fonte: (BUTINI et al., 2019), adaptado pelo autor.

2.4.2.1 Elementos finitos

Os modelos de previsão de ocorrência de RCF baseados em FE, apesar de sua alta precisão, são críticos em termos de eficiência computacional e muito complexos para serem usados em simulações MBS com grandes redes ferroviárias (BUTINI et al., 2019). Assim, a Mecânica da Fratura pode ser utilizada para previsão da taxa de crescimento da trinca de RCF e do Fator de Intensidade de Tensão (FLETCHER; SMITH; KAPOOR, 2009).

Essas técnicas numéricas são utilizadas para se calcular a fadiga subsuperficial (FSS), cujas trincas iniciam-se em profundidades entre 3 mm e 10 mm da pista da roda e são o resultado da fadiga de alto ciclo (HCF), causada por uma combinação de alta carga vertical, geometria de contato inadequada - pequena área de contato - e baixa resistência à fadiga do material, devido à inclusões microscópicas, como sulfeto de manganês (EKBERG; KABO; ANDERSSON, 2002) e (SHEVTSOV, 2008). A figura 18 representa as características típicas de uma falha por FSS.

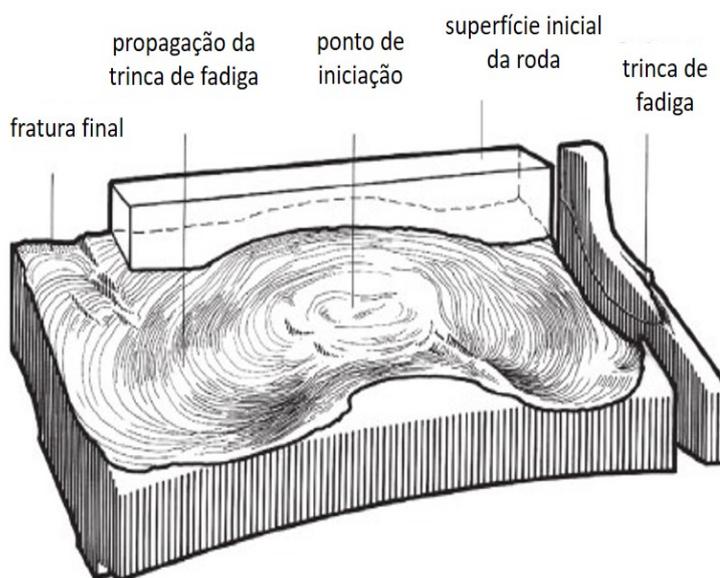


Figura 18 – Exemplo de falha devido a RCF subsuperficial. Fonte: (EKBERG; KABO; ANDERSSON, 2002), adaptado pelo autor.

2.4.2.1.1 Dano de fadiga

Sakalo et al. (2018) desenvolveram um algoritmo para modelagem computacional do processo de dano acumulado devido à RCF, que pode resultar em FSS, em rodas de veículos ferroviários. Esse algoritmo é baseado nas curvas de RCF obtidas após o processamento de resultados laboratoriais feitos em amostras retiradas das rodas. Como critério de tensão equivalente σ_{eq} , a amplitude do valor de tensão de cisalhamento máximo, o Critério de Dang Van, foi utilizado.

Esse critério permite um estado de tensão de rotação complexo que envolve todos os seis componentes do tensor de tensão e onde o plano de cisalhamento principal pode não ser conhecido. É usado principalmente para Fadiga Subsuperficial (MAGEL et al., 2011).

Sakalo et al. (2019) lista algumas premissas necessárias para se aplicar o critério de Dang Van, quais sejam: os corpos em contato são considerados como semi-espacos perfeitamente elásticos, a área de contato possui forma elíptica, há deslizamento total em um contato e a hipótese de um estado de deformação plana é aplicada ao se calcular a tensão em um ponto.

A equação 2.3 mostra que o número de ciclos de carga (N) que uma amostra pode suportar, antes de falhar devido a RCF, é dependente da tensão equivalente σ_{eq} .

$$N = C \times \sigma_{eq}^{-m} \quad (2.3)$$

onde: C e m são constantes do material

O critério de Dang Van expressa que o Dano por Fadiga ocorrerá se a desigualdade da Equação 2.11 for satisfeita (EKBERG; KABO; ANDERSSON, 2002).

$$\sigma_{EQ} > \sigma_{EQ,e} \quad (2.4)$$

Onde: σ_{EQ} é a tensão equivalente e $\sigma_{EQ,e}$ é o limite de fadiga equivalente.

Os arquivos de dados de saída criados pelo MBS *Universal Mechanism* (2019), durante o processo de simulação, contêm as informações sobre as condições na área de contato na interface R-T e são usados para calcular as tensões nos nós do fragmento de FE da roda. Os parâmetros do ciclo de tensões variáveis são obtidos para cada i –ésimo nó da seção transversal radial do fragmento FE quando ele passa pela área adjacente ao contato. Esses parâmetros são então usados para calcular o critério σ_{eq} . O dano acumulado no i –ésimo nó é dado pela equação 2.5 (SAKALO et al., 2018):

$$Q = \sum_{j=1}^n \frac{1}{N_{i,j}} \quad (2.5)$$

Onde: $N_i(j)$: Número de ciclos antes da falha por RCF, quando o valor do critério é σ_{eq}^i e n : Número de ingressos da seção transversal radial na área de contato.

O processo de simulação foi concluído quando o dano acumulado atingiu o valor 1 em qualquer nó do malha de FE e o cálculo foi feito excluindo as tensões residuais. Qualquer tensão diferente de zero foi considerada (SAKALO et al., 2018).

O dano acumulado é determinado para os pontos do plano da seção transversal radial do fragmento da roda. A parte desta seção é representada por uma malha FE plana para os nós dos quais é simulado o processo de acumulação de danos, Figura 19. Toda vez que a seção transversal passa pela área adjacente ao contato, incrementos de danos acumulados são obtidos para os nós dessa malha. Este corte é mostrado na Figura 19 (SAKALO et al., 2018).

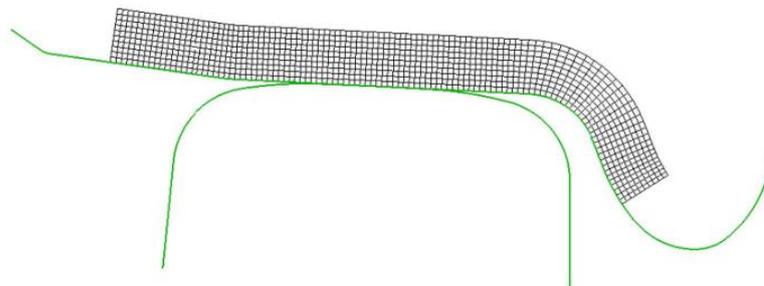


Figura 19 – Malha de FE do plano da seção transversal radial do fragmento da roda. Fonte: (SAKALO et al., 2018), adaptado pelo autor

Os danos de RCF acumulados são apresentados em forma de isolinas, Figura 20. O ponto com o dano máximo acumulado de 1 é marcado por um círculo branco e ocorre

nas áreas adjacentes à parte média da superfície de rolamento das rodas. O ponto com o maior dano está localizado a uma profundidade de 1,5–3 mm. Essa profundidade está próxima ao apontado por Ekberg, Kabo e Andersson (2002) para FSS.

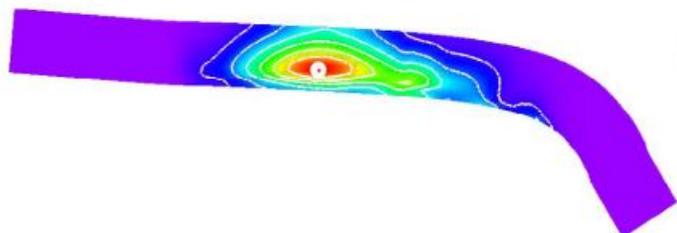


Figura 20 – Isolinhas do dano acumulado nas rodas e ponto de maior dano, o ponto branco.
Fonte: (SAKALO et al., 2018), adaptado pelo autor

2.4.2.2 Leis empíricas

Os modelos baseados em Leis Empíricas, utilizados para se prever a iniciação da RCF encontrados na literatura, são baseados no diagrama de *shakedown*, desenvolvido por Ponter, Hearle e Johnson (1985), e no modelo de energia dissipada, desenvolvido por Burstow (2003). Esses dois modelos são complementares, uma vez que o primeiro não considera a quantidade de *creepage* na interface R-T, e o último não considera a pressão de contato interfacial. E, apesar de possuírem abordagens diferentes, são reconhecidos por preverem o início da RCF (WILLIAMS, 2005; HIENSCH; STEENBERGEN, 2018; SPANGENBERG; FRÖHLING; ELS, 2018).

A maior desvantagem desses modelos era a sua incapacidade de avaliar o comprimento e a profundidade da trinca e, conseqüentemente, o nível do dano. Esses podiam somente determinar se o dano de RCF iria ocorrer (BUTINI et al., 2019). Dirks et al. (2015) e, posteriormente, Dirks, Enblom e Berg (2016) supriram essa deficiência ao desenvolverem um modelo de cálculo das dimensões da trinca ao utilizar uma lei de dano de fadiga adequada e ao considerar o efeito que o desgaste possui na propagação dessas trincas.

2.4.2.2.1 Diagrama de *shakedown*

O par R-T está sujeito a grande número de contatos repetitivos. Por exemplo, uma roda de um trem de passageiros pode viajar 200.000 milhas (321.868,8 km) por ano, o equivalente a 100 milhões de repetições. Embora esses contatos estejam espalhados por toda a largura da pista da roda, é provável que uma pequena área na roda esteja sujeita a mais de 10 milhões de contatos por ano. Esse contato de rolamento ou deslizamento repetitivo sobrecarrega o material ciclicamente e ele responde de quatro maneiras (KAPOOR et al., 2001).

A Figura 21 descreve as referidas maneiras. Em (a), se a carga aplicada não exceder

o limite de escoamento dos materiais, suas respostas serão puramente elásticas. Caso a falha ocorra, será por HCF. Em (b), *shakedown* elástico, haverá deformação plástica inicial que causa aumento efetivo no limite de escoamento devido ao desenvolvimento de tensões residuais protetivas (e também encruamento e aumento de área) e, em função disso, o estado cíclico estacionário ainda pode ser complementarmente elástico. E a falha, caso ocorra, será devida à HCF. Em (c), *shakedown* plástico, ocorre caso o carregamento exceda regularmente esse limite, mas permaneça dentro de um ciclo fechado de tensão-deformação plástica sem o acúmulo líquido de deformação plástica unidirecional. A falha, caso ocorra, será devido à LCF. Em (d), *ratcheting* ou deformação plástica incremental, ocorre quando o ciclo de deformação plástica for aberto com acúmulo líquido dessa deformação após cada ciclo. Em rodas ferroviárias ocorre principalmente perto da superfície de rolamento e manifesta-se devido às altas forças de atrito que promovem altas tensões de cisalhamento seguidas por escoamento superficial, que poderá resultar em trincas de RCF (JOHNSON, 1989; EKBERG; SOTKOVSKI, 2001; KAPOOR et al., 2001; WILLIAMS, 2005; EKBERG, 2009; LEWIS; OLOFSSON, 2009b; SPANGENBERG et al., 2017).

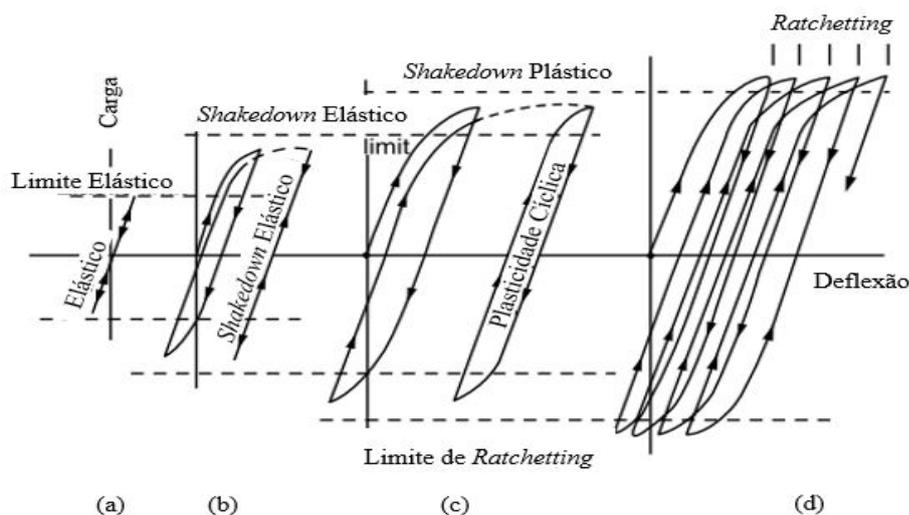


Figura 21 – Resposta estrutural ao carregamento cíclico: (a) perfeitamente elástico, (b) *shakedown* elástico, (c) *shakedown* plástico e (d) plasticidade incremental (*ratcheting*). Fonte: (JOHNSON, 1989), adaptado pelo autor

A Tabela 5 apresenta a comparação entre as fadigas de baixo e alto ciclo.

Tabela 5 – Comparação das abordagens para modelagem do crescimento das trincas para fadigas de baixo e alto ciclo. Fonte: (MAGEL et al., 2011), adaptado pelo autor.

	Fadiga de baixo ciclo (LCF)	Fadiga de alto ciclo (HCF)
Ciclos ate a falha	10^4	10^6

Continua na próxima pagina

Tabela 5 – Continuação da pagina anterior

	Fadiga de baixo ciclo (LCF)	Fadiga de alto ciclo (HCF)
Papel da plasticidade	Governada pela quantidade de material escoado;	Sem deformação plástica macroscópica;
Parâmetro modelado	Tensão Equivalente <i>Critério dos Senos</i> Crossland Dang Van	Deformação Equivalente Critério de Morrow Kandil, Brown and Miller Jiang-Sehitoglu
Tensão de cisalhamento estática	Afeta a performance em LCF;	Sem impacto;

O diagrama de *shakedown*, Figura 22, desenvolvido por Johnson (1989), representa as quatro maneiras pelas quais um metal pode responder ao contato de rolamento, baseado nos carregamentos normal e tangencial. Esse diagrama mostra os limites do comportamento do material em termos de pressão de contato adimensional (ν), eixo y , como uma função do coeficiente de tração (μ), eixo x (LEWIS; OLOFSSON, 2009a).

Em seu trabalho, Ekberg, Kabo e Andersson (2002) definem a localização do ponto de trabalho (WP) do par R-T no diagrama de *shakedown* como o par ordenado (μ, ν) , definidos como:

Pressão de contato adimensional ou fator de carregamento (ν):

$$\nu = \frac{p}{k_e} \quad (2.6)$$

onde: p é a pressão de contato máxima e k_e é a resistência ao cisalhamento.

Como não se dispunha do valor de k_e , medido em laboratório, foi utilizada a equação proposta por Fröhling (2006) para se obter esse valor:

$$k_e = HV \times \frac{9.8}{6} \quad (2.7)$$

onde: HV é Dureza Vickers, retirada do trabalho de Almeida et al. (2019)

Coefficiente de tração (μ):

$$\mu = \frac{\sqrt{F_x^2 + F_y^2}}{F_z} \quad (2.8)$$

onde: F_x e F_y são as forças longitudinal e lateral, respectivamente, e F_z é o carregamento normal no contato.

Ekberg (2009) define a fronteira de *shakedown* como $1/\mu$, linha BC na Figura 22. É prática comum aplicar esse limite, que foi derivado em condições de deslizamento total, para estudar o início e o crescimento de trincas RCF (EKBERG; KABO; ANDERSSON, 2002; FRÖHLING; EKBERG; KABO, 2008; IWNICKI, 2009; DIRKS; ENBLON, 2011; WU; KALAY; TOURNAY, 2011).

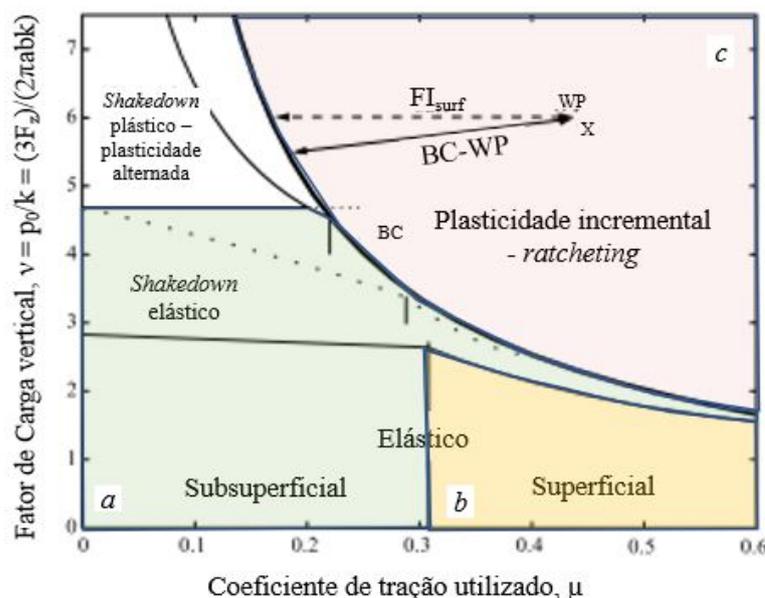


Figura 22 – Diagrama de *shakedown*. A curva BC é construída tomando-se o valor de $1/\mu$.
Fonte: (EKBERG; KABO; ANDERSSON, 2002), adaptado pelo autor

Com valores de μ relativamente baixos, o escoamento cumulativo ocorre abaixo da superfície. Para valores de $\mu > 0.3$, Figura 22 - região b, o escoamento é maior na superfície. A pior posição em termos de danos ao material é na região de *ratcheting*, Figura 22 - região c, onde a deformação é acumulada até que a ductilidade do material seja excedida e pode ou ocorrer perda de material como debris ou a iniciação de um trinca de RCF (LEWIS; OLOFSSON, 2009a).

Idealmente os materiais do par R-T devem ser projetados ou selecionados de modo que no contato R-T haja uma tensão de contato abaixo do limite de *shakedown* elástico, Figura 22 - região a. Caso o WP, representado por X, encontre-se em uma região fora da fronteira do *shakedown*, linha BC, estará suscetível a falhas prematuras por fratura ou desgaste devido ao elemento de deformação plástica que acompanha cada ciclo de carga (WILLIAMS, 2005; LEWIS; OLOFSSON, 2009b).

O modelo de previsão de ocorrência de RCF baseado no diagrama de *shakedown* apresenta suas limitações. As vantagens e desvantagens de sua utilização estão descritas na Tabela 6.

Tabela 6 – Vantagens e desvantagens da utilização do diagrama de *shakedown*. Fonte: (BURSTOW, 2004; TUNNA; SINCLAIR; PEREZ, 2007; DIRKS; ENBLOM, 2011; SPANGENBERG et al., 2017; BUTINI et al., 2019), adaptado pelo autor.

Vantagens	Desvantagens
Considera as forças normais e tangenciais;	Foi desenvolvido sob a suposição de deslizamento total, como acontece no flange da roda. O contato na pista, no entanto, costuma ser de deslizamento parcial;
Considera a pressão de contato;	Usa a pressão de contato Hertziana máxima e portanto as suposições Hertzianas ainda devem ser verdadeiras;
Pode ser prontamente calculado a partir de dados extraídos das simulações dinâmicas dos veículos ferroviários;	Não considera explicitamente o <i>creepage</i> no contato R-T, embora essa possa ser uma variável importante na determinação da vida em fadiga, vide subseção 2.4.2.3;
	Não considera a possível influência do desgaste. No entanto, o modelo pode ser aplicado em combinação com um modelo de desgaste separado;
	Não é capaz de avaliar o comprimento/profundidade da trinca de RCF e, consequentemente, o nível de dano, ou seja, podem apenas determinar se a RCF ocorrerá;

Neste estudo, para a análise do desgaste da pista de rodas e a sua influência sobre a RCF, o diagrama de *shakedown* será utilizado, porquanto, conforme apontado por Dirks e Enblom (2011), o escorregamento parcial é bastante comum entre a pista da roda e o trilho.

Evans e Iwnicki (2002) utilizaram o diagrama de *shakedown* para calcular a influência do raio da curva (R) na iniciação da RCF. Os dados da simulação mostraram maior probabilidade de ocorrência de RCF quando $R = 700$ m do que quando $R = 1.500$ m. Na prática, entretanto, as evidências mostram mais ocorrência de RCF na curva de maior raio do que na de menor. Uma das explicações é a maior taxa de desgaste que ocorre na curva de 700 m.

Fröhling, Ekberg e Kabo (2008) utilizaram simulações numéricas e o diagrama de *shakedown* para quantificar o impacto dos FF na iniciação da RCF e propor um limite

máximo para a profundidade de cava.

Fröhling, Spangenberg e Hettasch (2012) aplicaram o diagrama de *shakedown* para desenvolver um mecanismo de identificação das boas e más combinações entre pares rodas-trilhos desgastados considerando o trilho externo de uma curva. Constataram que o critério de profundidade de cava do flange continuava válido e propuseram um critério mais efetivo, o gradiente de flange falso.

2.4.2.2.2 Fadiga superficial

As trincas de RCF iniciadas na superfície, mesmo que menos graves, são mais comuns que as iniciadas na subsuperfície. Essas trincas normalmente se desenvolvem como consequência do contato de rolamento/deslizamento por atrito, com possíveis contribuições de carga térmica, o que causa o escoamento do material da superfície. Cada um desses efeitos tende a aumentar o carregamento da trinca, promovendo o seu crescimento (EKBERG, 2009; EKBERG; ÅKESSON; KABO, 2014).

Para prever a ocorrência dessas trincas, Ekberg, Kabo e Andersson (2002) desenvolveram um modelo quantitativo baseado no diagrama de *shakedown*, Figura 22. Para tal, somente a fronteira de *shakedown*, linha BC - Figura 22, é de interesse e é dada pela Equação 1/ μ . O índice de fadiga superficial (FI_{surf}) é tomado como a distância mais curta entre a curva BC e o WP, e essa distância é definida como positiva caso o ponto de trabalho esteja à direita de BC, ou seja, o escoamento ocorrerá se $FI_{surf} > 0$ (EKBERG; KABO; ANDERSSON, 2002).

De modo a se simplificar o equacionamento, nota-se que, em um gráfico proporcional em relação à escala dos eixos vertical e horizontal, a curva BC é quase vertical. Assim, a distância entre o WP e a curva BC é, normalmente dentro de alguns poucos por cento, igual à projeção horizontal, ou seja $BC-WP \approx FI_{surf}$. A região em que essa suposição é duvidosa é para μ muito alto e ν baixo. No entanto, nessa região, o desgaste provavelmente dominará a resposta do material na superfície e a RCF não ocorrerá (EKBERG; KABO; ANDERSSON, 2002).

O FI_{surf} é expresso como:

$$FI_{surf} = \mu - \frac{1}{\nu} \quad (2.9)$$

Substituindo a Equação 2.6 na Equação 2.9, tem-se que:

$$FI_{surf} = \mu - \frac{k_e}{p} \quad (2.10)$$

De acordo com Ekberg, Kabo e Andersson (2002), se o $FI_{surf} > 0$, é provável que ocorram trincas por fadiga, uma vez que está na região de *rachteting* no diagrama de

shakedown e, quanto maior o valor do FI_{surf} , mais grave é o escoamento. É desejável que o WP esteja dentro do envelope de *shakedown* ou, de preferência, na região elástica.

O FI_{surf} também pode ser calculado para cada ponto de contato, semelhante ao índice de desgaste ($T\gamma$). No caso do segundo ponto de contato, grandes tensões de cisalhamento ocorrem no flange da roda e na superfície do trilho, o que leva a um rápido acúmulo de dano de RCF nas superfícies dos materiais. No entanto, como resultado do desgaste intenso que ocorre na superfície do flange, onde ocorre contato de deslizamento puro, os danos acumulados e as trincas de fadiga desaparecem rapidamente (WILLIAMS, 2005; HIENSCH; STEENBERGEN, 2018).

Fröhling (2006) utilizou o MBS software MEDYNA para entender os motivos da ocorrência de RCF no canto de bitola do trilho externo após a implementação do perfil de roda N° 21. De posse dos dados da simulação, calculou o valor do Índice de Fadiga Superficial, desenvolvido por Ekberg, Kabo e Andersson (2002). Uma das medidas sugeridas para se evitá-la é por meio do gerenciamento da interface R-T, sendo a limitação da profundidade do flange falso um dos pontos chave. No caso das condições do seu estudo um valor maior que 2 mm de flange falso aumentam os problemas causados pela iniciação da RCF.

Com o objetivo de se prever quantitativamente a ocorrência desse tipo de Fadiga, será utilizado o modelo criado por Ekberg, Kabo e Andersson (2002) e revisitado por Ekberg (2009).

2.4.2.3 Modelos baseados na energia dissipada na região de contato

O nível de desgaste na interface R-T é indicado pela energia dissipada na área de contato e esta é calculada tomando-se o produto do *creepage* e das forças de *creep*, Equação 2.11. Um valor alto de energia dissipada é visto como um indicativo de alta taxa de desgaste do par R-T e deve ser evitado. Algum desgaste, no entanto, é visto como benéfico, visto que remove as pequenas trincas que se desenvolvem ao longo do contato de rolamento. Esse desgaste, que evita a ocorrência de *spalls* nos trilhos ou *shells* superficial, prolongará a vida do par R-T, quando comparado ao cenário onde as trincas se propagam para um estágio de crescimento mais rápido (SHEVTSOV, 2008; KAPOOR et al., 2001; DIRKS et al., 2015).

De acordo com Kapoor et al. (2001), uma maneira de se obter essa condição é aumentar a taxa de desgaste das rodas ou trilhos, reduzindo-se a dureza do material. O aumento correspondente na ductilidade diminui a incidência de RCF e pequenas trincas são desgastadas antes mesmo que possam crescer e comprometer a integridade do material. Entretanto, a sua vida útil é inevitavelmente reduzida pela alta taxa de desgaste.

Um nível de desgaste muito baixo também é indesejável, posto que, provavelmente,

indica que o desgaste está ocorrendo sobre uma seção muito limitada do perfil, dando origem por exemplo, ao flange falso (SHEVTSOV, 2008).

Em resumo, a vida útil do par R-T é limitada pelo desgaste e pela RCF, Figura 23, sendo ambos fenômenos que causam deterioração. Há uma competição entre o desgaste e a RCF iniciada na superfície: o desgaste pode prejudicar a geometria de contato do par R-T, o que, conseqüentemente, pode acelerar o crescimento da trinca, porém altas taxas de desgaste podem impedir que as trincas de RCF se propaguem. Ou seja, as trincas podem se iniciar, contudo serão truncadas pelo desgaste e não serão capazes de se propagar em direção ao interior do material. Dessa maneira, é necessário agir com cautela ao otimizar o par R-T para se reduzir o desgaste, pois a RCF pode, nesse caso, tornar-se o problema dominante (DIRKS; ENBLOM, 2011).

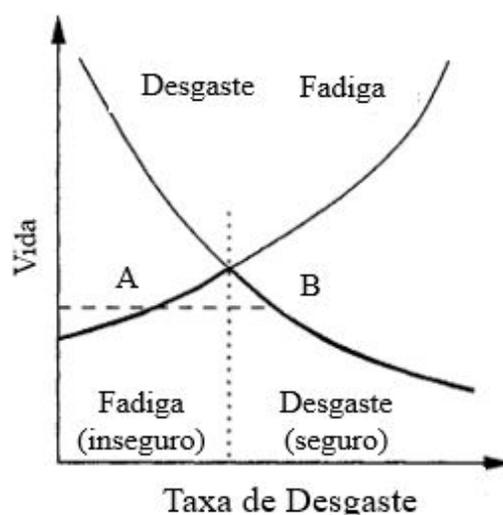


Figura 23 – Controle da vida útil por desgaste e fadiga. A vida efetiva é o mínimo de desgaste e fadiga para uma determinada taxa de desgaste (linhas sólidas). A operação no ponto de vida máximo (linha pontilhada) é difícil devido à variabilidade nas condições de operação. Para uma vida útil reduzida (linha tracejada), a operação poderia ser nos pontos A ou B, porém B é inerentemente mais seguro. Fonte: (KAPOOR et al., 2003), adaptado pelo autor

Para desenvolver seu modelo de previsão de ocorrência de RCF, Burstow (2003) realizou levantamentos detalhados de vários pontos que continham trincas de RCF e simulações dinâmicas para prever as forças de contato e o comportamento do veículo nesses locais. Determinou a correlação entre a localização prevista pelos parâmetros de dano e a localização da trinca de RCF medida em campo. Verificou-se que o parâmetro de dano que proporcionou a melhor correlação para os locais de teste foi o parâmetro derivado do número de desgaste ($T\gamma$), que se trata de uma descrição da quantidade de energia dissipada na área de contato.

Burstow (2004), ao refinar o modelo apresentado por Burstow (2003), permitiu

um melhor entendimento da RCF e dos fatores que a influenciam. O papel das curvas e da tangente sobre o dano acumulado de RCF é apresentado na Figura 24, a qual mostra que o modelo previu um aumento nos danos de RCF no mesmo local da roda em que as trincas de RCF foram observadas.

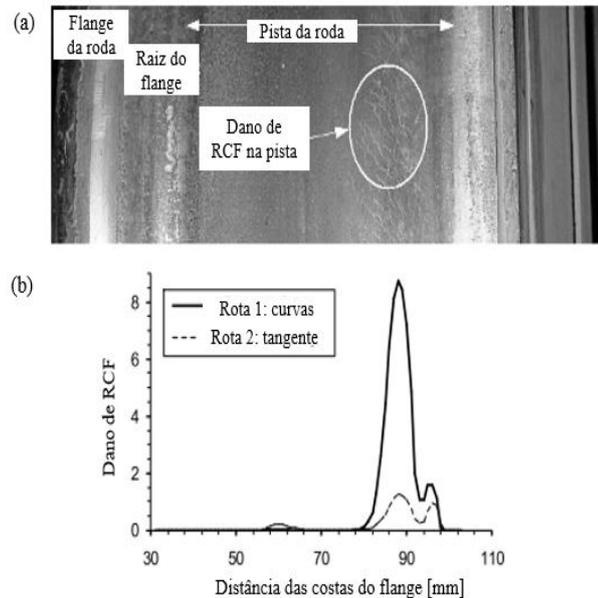


Figura 24 – (a) Dano de RCF observado em uma roda e (b) Previsão da localização das trincas de RCF prevista pelo modelo. Fonte: (BURSTOW, 2004), adaptado pelo autor

Essa energia dissipada, também conhecida como Índice de Desgaste ($T\gamma$), combina as forças de *creepage* longitudinal e lateral com os seus respectivos *creepage* (DIRKS; ENBLON, 2011):

$$T\gamma = F_x\gamma_x + F_y\gamma_y \quad [Nm/m] \quad (2.11)$$

Onde F_x e F_y são as forças de *creepage* longitudinal e lateral, respectivamente, e γ_x e γ_y são os *creepages* longitudinal e lateral, respectivamente.

A Figura 25 apresenta a função dano de fadiga, que é o recíproco do número de ciclos até que a fadiga ocorra. Um valor igual 0 implica uma vida infinita de fadiga e um valor negativo representa as condições sob as quais as trincas existentes estão sendo usinadas pelo desgaste (MAGEL et al., 2011).

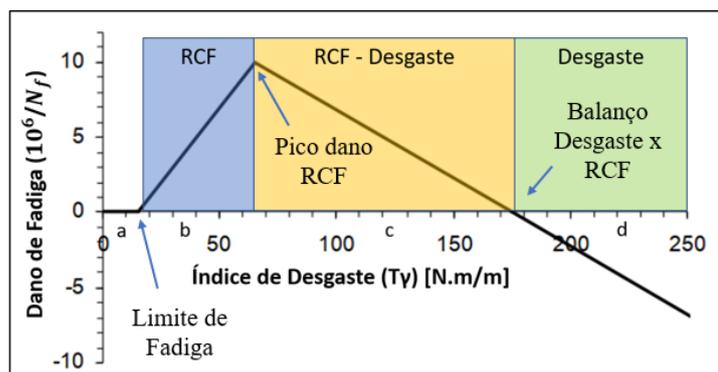


Figura 25 – Função dano devido ao início das trincas de RCF. Fonte: (BURSTOW, 2004; BURSTOW, 2006; IWICKI, 2009; BOYACIOGLU; BEVAN, 2020), adaptado pelo autor

A Tabela 7 detalha os fenômenos que ocorrem nas regiões indicadas na Figura 25.

Tabela 7 – Faixa de valores de energia dissipada no contato e seus conseqüências. Fonte: (BURSTOW, 2004; BURSTOW, 2006; IWICKI, 2009; MAGEL et al., 2011; BOYACIOGLU; BEVAN, 2020), adaptado pelo autor.

Figura 25	Faixa	Descrição
Região a	$T\gamma < 15$ [Nm/m]	A energia não é suficiente para causar deformação plástica permanente no material e não ocorre dano de RCF - a vida em fadiga é essencialmente infinita;
Região b	15 [Nm/m] $< T\gamma < 65$ [Nm/m]	Conforme aumenta o valor, aumenta também o nível de dano por RCF devido à iniciação de trincas;
Região c	65 [Nm/m] $< T\gamma < 175$ [Nm/m]	Ponto de inflexão onde o dano de RCF começa a se reduzir com o aumento da entrada de energia. O desgaste começa a usinar a trincas impedindo seu crescimento;
Região d	$T\gamma > 165$ [Nm/m]	Nesse ponto a taxa de desgaste apenas equilibra a taxa de início de fadiga, e a vida em fadiga é novamente infinita;

Além das faixas de energia dissipada da Tabela 7, há as faixas definidas em Pearce e Sherratt (1991) para o desgaste moderado, $T\gamma < 100$ [Nm/m], para a transição entre os dois regimes, 100 [Nm/m] $\leq T\gamma < 200$ [Nm/m], e para o severo $T\gamma > 200$ [Nm/m].

Tunna e Urban (2009) estudaram vários parâmetros que podem influenciar a iniciação da RCF utilizando a Equação 2.11. Os parâmetros que possuem influência direta são a distribuição das curvas, a qualidade da pista, a conicidade, o tipo de veículo e a

carga, se carregado ou não.

Dirks e Enblom (2011), ao desenvolverem um modelo capaz de prever tanto o desgaste quanto a probabilidade de ocorrência de RCF em trilhos e rodas ferroviárias, expandiram dois modelos de previsão de ocorrência de RCF. O modelo FI_{surf} , desenvolvido por Ekberg, Kabo e Andersson (2002) e Ekberg e Kabo (2005), e o DI , desenvolvido por Burstow (2004). O primeiro modelo foi, inicialmente, desenvolvido para o cálculo do valor global, o qual considera todo a região de contato, e foi modificado para calcular o valor local do dano, ou seja, considerando cada elemento de célula da malha de contato, chamado de FI . O segundo modelo, DI , foi atualizado com a inclusão do *spin creepage*. Seus resultados mostraram que, tanto para a pista quanto para o flange, os valores de FI calculados localmente são maiores que os calculados globalmente. Os valores do DI considerando o *spin creepage* são maiores para curvas mais fechadas e aproximadamente iguais para curvas com raios maiores.

Dirks et al. (2015) apresentaram abordagens que podem prever o comprimento real e a profundidade de trincas superficiais. A primeira baseada no achado de Dirks e Enblom (2011), de que a precisão no cálculo de FI aumentou quando calculado localmente, propuseram um novo índice chamado SI , que é derivado do FI_{surf} , proposto por Ekberg, Kabo e Andersson (2002). A segunda é baseada no modelo proposto por Burstow (2004). Aplicada localmente e incluindo o *spin*, propuseram um índice conhecido como SI . Os resultados mostraram que a previsão em ambos os modelos é razoavelmente boa, especialmente considerando a dispersão nas medições da trinca. Em duas posições na curva, ambos os modelos de danos superestimaram a profundidade da trinca, mas subestimaram o comprimento da superfície da trinca. Mostraram também que as medições da trinca não são completamente confiáveis em termos da relação entre o comprimento da superfície e a profundidade.

Dirks, Enblom e Berg (2016) verificaram a validade do modelo desenvolvido por Dirks et al. (2015) e o atualizaram para que contemple a previsão de desgaste. A verificação de ambos os modelos foi feita utilizando dados de medições das rodas de trens urbanos de Estocolmo. Os valores das variáveis EI e SI são semelhantes para a pista, porém discrepantes para o flange. O alto dano previsto pela variável EI é devido à influência do *creepage* no modelo, que é alto nessa região, pois o coeficiente de atrito é frequentemente baixo, devido à lubrificação. A variável SI , entretanto, não prevê nenhum dano nesta área, possivelmente devido ao alto desgaste nessa região da roda.

Butini et al. (2019) aperfeiçoaram o modelo proposto por Dirks et al. (2015) e Dirks, Enblom e Berg (2016). Seu modelo calcula o tamanho da trinca de RCF, considerando o efeito do desgaste no seu crescimento, e a sua posição ao longo do trilho e da roda, o que é fundamental para se conhecer a localização do dano.

O modelo de previsão de ocorrência de RCF baseado em $T\gamma$ apresenta suas

limitações. As vantagens e desvantagens de sua utilização estão descritas na Tabela 8.

Tabela 8 – Vantagens e desvantagens da utilização do Índice de Desgaste. Fonte: (DIRKS; ENBLUM, 2011; MAGEL et al., 2011; SPANGENBERG et al., 2017), adaptado pelo autor.

Vantagens	Desvantagens
Considera o carregamento tangencial e a <i>creepage</i> ;	Não inclui os efeitos da carga normal ou a pressão de contato;
Prontamente calculado a partir de dados extraídos das simulações dinâmicas;	Não há distinção entre a probabilidade da iniciação das trincas de RCF superficial ou subsuperficial;
	A pressão de contato, que pode ter uma forte influência sobre a RCF e o desgaste, não é explicitamente considerada;
	Deve ser recalibrado, considerando-se os dados colhidos em campo e laboratório, para diferentes pares de materiais e condições de operação;
	Requer mais parâmetros para se estimar a curva de dano, levando a grande incerteza;
	Não inclui os efeitos da água e do óleo nas taxas de propagação de trincas;
	As taxas de desgaste e possivelmente a fadiga em trilhos e rodas com camadas contaminantes em um dado coeficiente de atrito $\mu = 0,3$, por exemplo, serão muito diferentes das mesmas taxas de dano sob um contato não contaminado dado o mesmo coeficiente de atrito;

2.4.3 Fatores-chave para o controle da RCF

Para Magel et al. (2011), o projeto do perfil de roda ideal deve corresponder às necessidades do material rodante e da pista e fornecer, como benefícios, uma melhor negociação nas curvas para reduzir o desgaste, as forças L/V e a RCF.

A Figura 26 apresenta os fatores chave para controle da RCF. Alguns itens de interesse para o objeto deste trabalho foram detalhados.

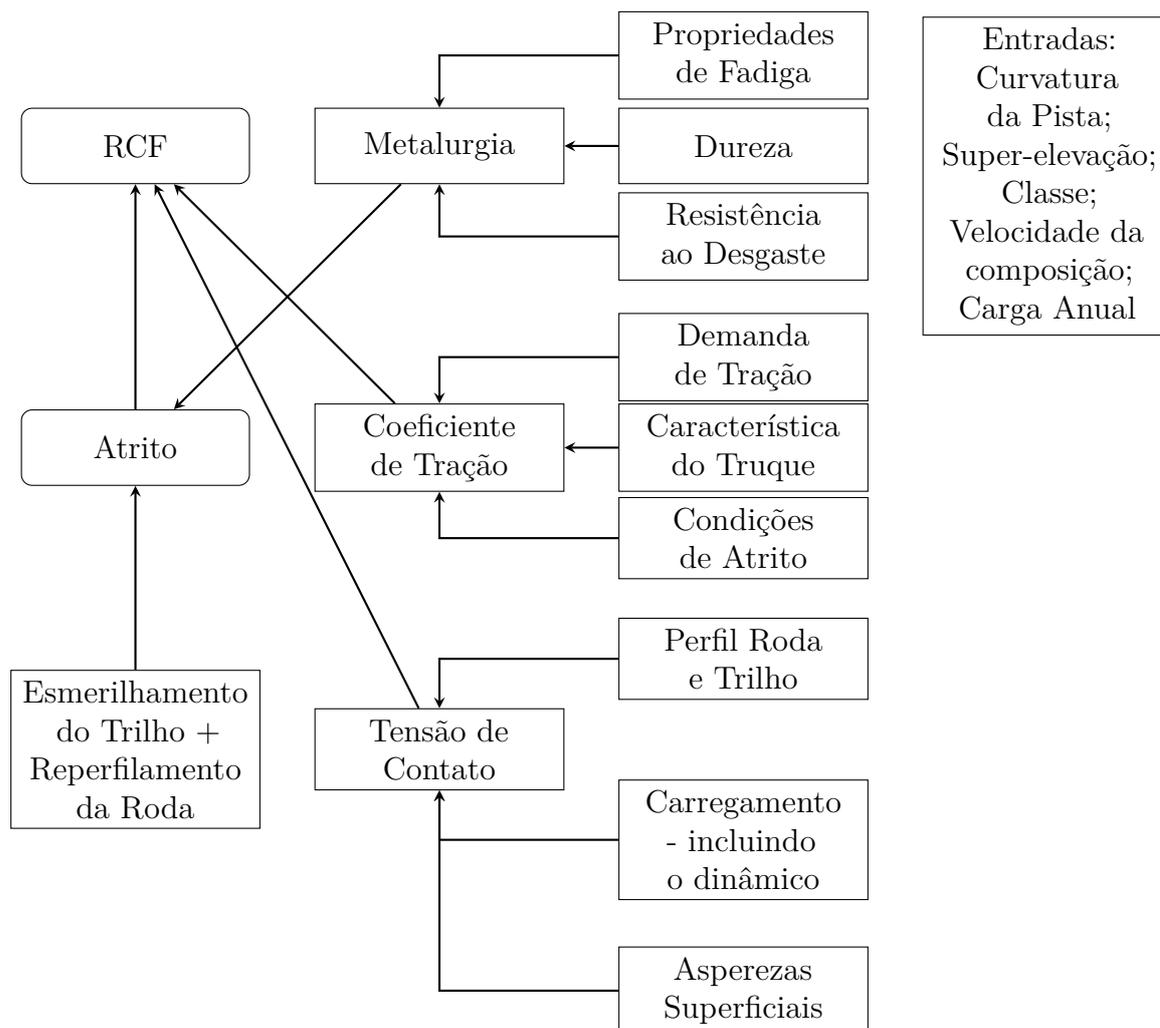


Figura 26 – Fatores chave para controle da RCF. Fonte: (MAGEL et al., 2011; EKBERG; KABO, 2005), adaptado pelo autor

2.5 Critério de descarrilamento

De modo a apresentar um desempenho satisfatório, o veículo ferroviário deve atender a certos critérios, sendo a possibilidade de descarrilamento o mais fundamental. Para se avaliar essa possibilidade, faz-se necessário avaliar as forças laterais e verticais que atuam no contato R-T. A razão entre estas forças é um indicador da qualidade da via e do perfil de roda, portanto, da segurança do veículo em termos de seu comportamento dinâmico (WICKENS, 2003, 2003; SANTOS, 2015; BARBOSA, 2016).

Existem várias teorias para a análise desse processo de descarrilamento que fornecem a razão entre as forças laterais e verticais para uma dada combinação de par R-T. Um dos mais amplamente usadas é o critério de descarrilamento de Nadal, que descreve as condições necessárias para manter o equilíbrio das forças no contato do flange (NADAL, 1896; SHEVTSOV, 2008; FRÖHLING, 2007).

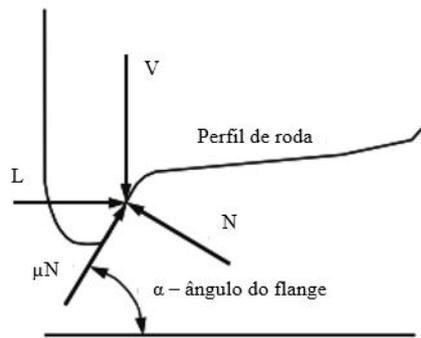


Figura 27 – Forças que atuam na interface R-T. Fonte: (SHEVTSOV, 2008), adaptado pelo autor.

$$\frac{L}{V} = \frac{\tan \alpha - \mu}{1 + \mu \tan \alpha} \quad [adimensional] \quad (2.12)$$

onde: α é o ângulo entre o flange da roda e a linha horizontal, μ é o coeficiente de atrito, L é a força lateral e V é a força vertical.

Nesse trabalho o limite de Nadal utilizado é 0,8, estabelecido pela norma UIC-518 (2009), e seu valor é dado pela equação 2.13.

$$\frac{L}{V} \leq 0.8 \quad [adimensional] \quad (2.13)$$

2.6 Resistência ao rolamento

A resistência do veículo ferroviário ao rolamento possui vários componentes, incluindo a resistência à aceleração, a aerodinâmica e o arrasto e a resistência no contato R-T. Somente esta última é influenciada pela escolha dos materiais que constituem o par R-T. Vários fatores contribuem para a resistência de contato desse par Kapoor et al. (2001):

- Durante o rolamento as superfícies da roda e do trilho são elasticamente deformadas de modo que o movimento relativo possa ocorrer;
- A energia pode ser dissipada por deformação plástica;
- O fenômeno de adesão superficial para dissipar energia. Em uma primeira aproximação, a resistência ao contato é proporcional ao comprimento da área de contato e, conseqüentemente, a resistência é minimizada se, para um dada geometria, a área de contato for mantida pequena pela escolha de materiais com alto módulo de elasticidade;

O valor da resistência ao rolamento é dado pela Equação 2.14, Universal Mechanism

(2019) e considera todos as rodas do veículo ferroviário:

$$RR = \frac{\sum_{i=1}^{N_w} P_i}{\nu} \quad (2.14)$$

onde: RR é a resistência ao rolamento, P é a potência devido às forças de *creep*, N_w é o número de rodas do veículo e ν é a sua velocidade longitudinal.

com P dado por:

$$P = \int_{i=A} \tau s dA \quad (2.15)$$

onde: τ é a tração tangencial, s é a distância de deslizamento e A é a área da região de contato.

2.7 Simulação da dinâmica veicular

2.7.1 O uso de softwares para simulação da dinâmica veicular

Cada vez mais, o uso de simulações dinâmicas, em oposição de testes de campo, tem tido maior aceitação para demonstrar segurança na execução e aceitação de novos perfis. Com a finalidade de avaliar a segurança, o uso desses *softwares*, em aplicações críticas, levanta novas e importantes questões sobre os níveis aceitáveis de validação da simulação, a competência do usuário e a gama de aplicabilidade desses programas. Esse é um dos maiores desafios atualmente enfrentados pelos desenvolvedores e usuários dessa ferramenta (EVANS; BERG, 2009). Ainda de acordo com Evans e Berg (2009), existem muitas vantagens do uso das simulações dinâmicas em substituição aos testes em escala real. São elas:

- A simulação é muito mais barata do que o teste ferroviário, particularmente com a separação da infraestrutura e a operação ferroviária, quando os custos de acesso à ferrovia podem ser desproporcionalmente altos;
- As simulações podem ser usadas para se testar novos projetos de veículos antes mesmo que deixem a prancheta. As simulações podem explorar uma gama de condições de entrada que poderiam ser difíceis ou mesmo impossíveis de se testar em condições reais, como, por exemplo, condições extremas de descarrilhamento ou modos de falha;
- As simulações podem produzir informações sobre condições as quais poderiam ser difíceis ou impossíveis de se medir em campo ou laboratório, como, por exemplo, as forças de contato, as posições de contato e os *creepages* na interface R-T;

2.7.2 *Load collective design*

Um *load collective* determina um conjunto de simulações no domínio do tempo que é escolhido para refletir a ferrovia real e inclui, por exemplo, a macrogeometria, as irregularidades da pista, os perfis do trilho e as condições operacionais do veículo (JENDEL, 2002). Sendo que, Enblom e Berg (2005) incluíram a lubrificação e a frenagem no modelo de simulação de desgaste proposto por (JENDEL, 2002).

Bevan et al. (2013), é a caracterização estatística de uma rota que representa o ciclo de trabalho do veículo com uma série de simulações muito mais curtas sem comprometer significativamente a precisão dos resultados. Abordagem similar, de utilização da descrição estatística da via, foi utilizada por Jendel (2002) e Enblom e Berg (2005)

A precisão do *load collective desing* é extremamente importante para as previsões de desgaste das rodas, porém, quanto mais detalhado, maior o custo computacional. Entretanto, ainda assim, existem muitas suposições simplificadoras que podem ser feitas no *load collective desing* para garantir tempos de soluções mais rápidos, mantendo as previsões de desgaste precisas Spangenberg et al. (2017).

Os modelos virtuais utilizados neste trabalho foram comparados com os modelos reais e validados após análises de dados coletados em campo por (SANTOS et al., 2014).

2.7.3 Softwares utilizados nas simulações dinâmicas

Softwares para simulação dinâmica e exemplos de suas utilizações:

- Gensys: Utilizado por Jendel (2002), Lewis e Olofsson (2004), Enblom e Berg (2005), Enblom e Berg (2008) e Dirks, Enblom e Berg (2016).
- ADAMS/Rail: Utilizado por Ward, Lewis e Dwyer-Joyce (2003)
- Vampire: Utilizado por Pearce e Sherratt (1991), Xia, Cole e Wolfs (2008), Pombo et al. (2010) e (POMBO et al., 2011)
- SIMPACK: Utilizado por Ignesti et al. (2012) e Tao et al. (2016)
- UM: Utilizado por Kovalev et al. (2009), Sakalo et al. (2018) e Sakalo et al. (2019)
- NUCARS: Utilizado por Sawley e Wu (2005)

3 Metodologia

3.1 Simulação de desgaste

A Figura 28 apresenta o fluxograma de simulação de desgaste das rodas, o de simulação de coleta de dados para os indicadores e o de tratamento desses dados, bem como os dados de entrada utilizados nas duas simulações.

Para as simulações de desgaste dos perfis de roda (**simulação de desgaste**) das ferrovias EFVM e EFC, são inseridos no sistema MBS (**software MBS**), como parâmetros de entrada (**dados de entrada 1**), Tabela 9, informações vitais para a previsão do processo de desgaste, tais como os perfis de roda, a macrogeometria descritiva das vias, o coeficiente de atrito coulombiano e o coeficiente de desgaste medido em laboratório. A simulação é iniciada (**início da simulação 1**), o veículo é posto em movimento (**vagão em movimento**) e o contato local calculado (**análise do contato local**), seguido pela determinação do desgaste em função da distância percorrida (**determinação do desgaste**) e da geração de perfis de rodas desgastados (**geração do perfil de roda**), após término do passe de desgaste, Figura 30. Nesse momento, é realizada uma comparação entre a profundidade atual de desgaste da pista da roda e a profundidade máxima de 3 mm definida no início da simulação (**condição de parada atingida?**). Caso essa condição não seja atingida, ocorre a substituição do perfil de roda pelo perfil mais desgastado (**atualização do perfil de roda.**) e a simulação prossegue. Sendo que, enquanto a profundidade máxima de desgaste estipulada não é atingida, o sistema continua a simulação, atualizando esse perfil a cada passo de desgaste. Dadas as suas características, cada perfil percorre uma determinada distância antes que a condição de parada estipulada nessa simulação seja atingida. Para que a comparação entre os perfis seja justa, a distância foi normalizada em relação à distância percorrida pelos perfis que estão atualmente em uso nas ferrovias, subseção 3.4.

De posse dos inúmeros perfis desgastados obtidos nas simulações de desgaste, pode-se, então, executar três simulações complementares (duas para a EFVM e uma para a EFC) para a coleta de dados para a elaboração dos indicadores utilizados para avaliar o desempenho dos perfis em função do desgaste na pista (**simulação para indicadores**). Os dados de entrada dessas simulações (**dados de entrada 2**) são os perfis de que apresentam profundidade de desgaste da pista iguais a 1,0, 1,5, 2,0, 2,5 e 3,0 mm e as macrogeometrias, sendo duas para a EFVM e uma para a EFC, Tabela 13.

Os dados de saída desta simulação são as variáveis pressão de contato, índice de desgaste, índice de fadiga, resistência ao rolamento e o critério de Nadal. O valor do

dano de fadiga é obtido ao final da simulação de desgaste. No diagrama de *shakedown*, as profundidades de desgaste da pista de 2 e 3 mm foram escolhidas em função da profundidade de desgaste máxima admissível (2 mm), descrita na literatura citada na seção 2.3.2.3, bem como na prática da Vale de reperfilamento da roda quando $H = 3$ mm.

Durante a (**elaboração dos indicadores**), os dados devem ser tratados (**tratamento das variáveis**) para contemplar uma região da curva onde o veículo encontra-se estável, evitando, assim, que a análise fique comprometida pela presença de grandes variações nos valores das variáveis. A Figura 29 ilustra o valor de uma variável em função da distância percorrida. Entre 0-100 m, tem-se a tangente de entrada, entre 100-120 m, a região de transição entre essa tangente e a curva, entre 120 e 420 m, o trecho de raio constante, entre 420 e 440 m, a transição entre a curva e a tangente de saída e, após 440 m, a tangente de saída. A região verde demarca o local de coleta de dados (dados constantes) que evita as variações vistas tanto na entrada quanto na saída da curva.

Os dados coletados são tratados estatisticamente (**tratamento das variáveis**) e utilizados para elaborar os indicadores utilizados na avaliação de desempenho dos perfis (**elaboração e análise dos indicadores**). Concluída essa etapa, para a EFVM, é feita uma análise ANOVA com teste de Tukey [Montgomery \(2017\)](#), utilizando o software [Minitab Statistical Software \(2019\)](#) (**EFVM: ANOVA e Tukey**), de modo a verificar se o raio da curva tem influência no desempenho dos perfis. Esses dados são utilizados para elaboração das tabelas de pontuação dos perfis quando novos (**tabela de indicadores dos perfis não desgastados**) e, após, quando desgastados (**tabela de indicadores dos perfis desgastados**). As pontuações dos perfis novos e desgastados são ponderadas de acordo com os pesos da Tabela 14, (**agrupamento das notas**). Por fim, de posse da pontuação, é possível indicar os melhores perfis para um possível teste de campo em cada ferrovia (**indicação dos perfis mais apropriados**).

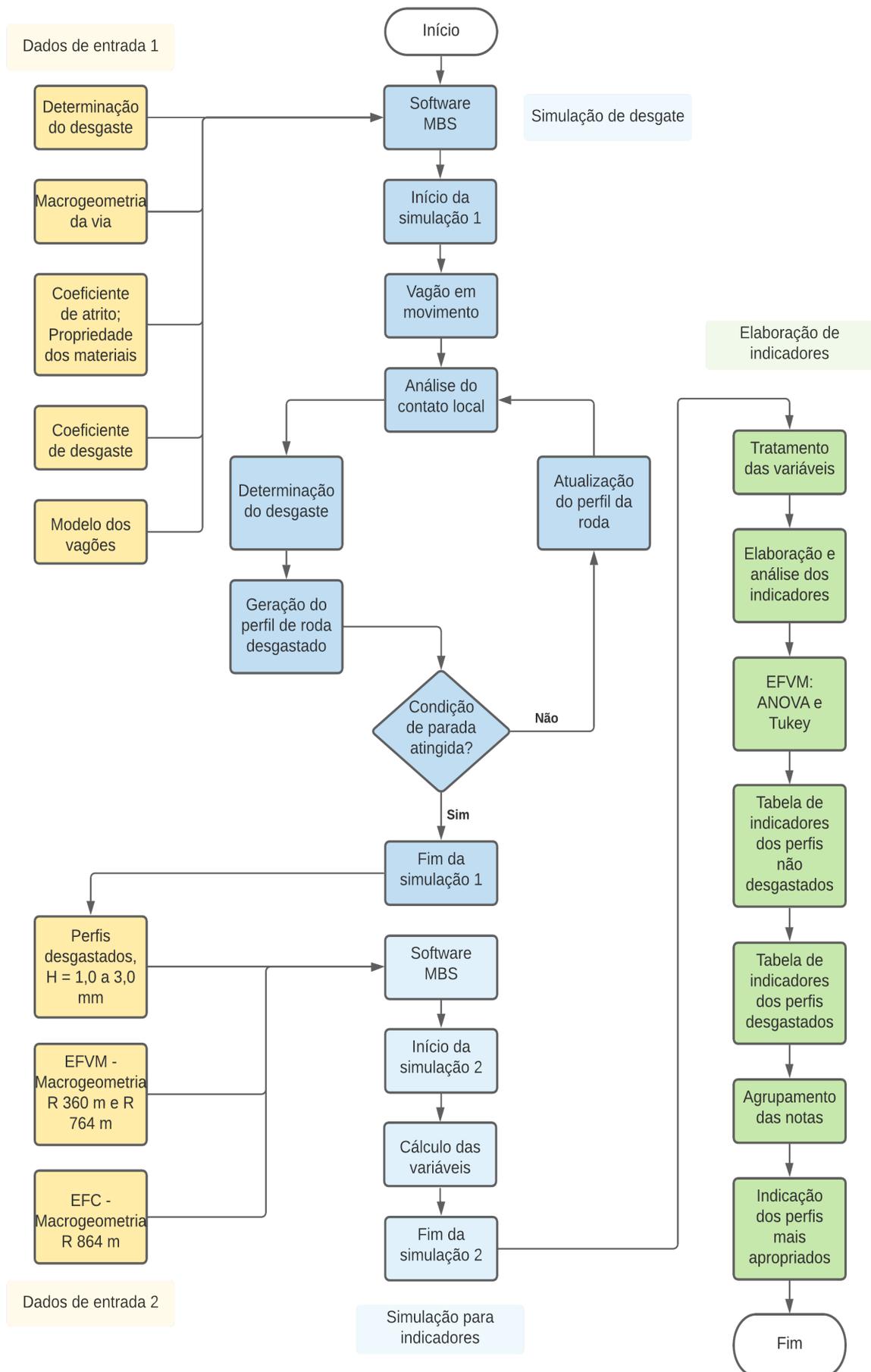


Figura 28 – Fluxograma das etapas de simulação, coleta e tratamento de dados. Fonte: Elaborado pelo autor.

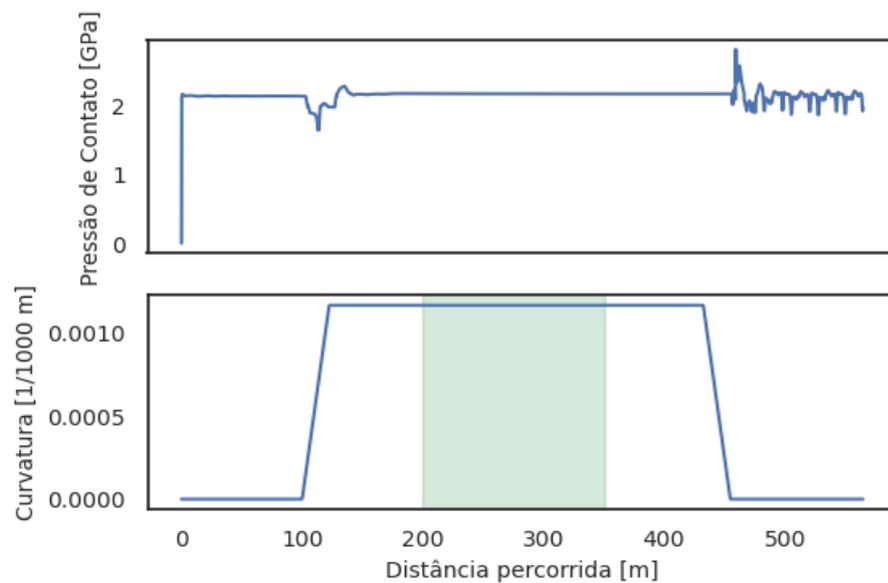


Figura 29 – Dados de saída da simulação dinâmica.

3.1.1 Simulador MBS

O sistema utilizado nesse estudo é o software Universal Mechanism ([UNIVERSAL MECHANISM, 2019](#)) e os principais componentes da simulação são na Tabela 9.

Tabela 9 – Dados de entrada da simulação.

Entrada	Descrição
Modelo de Vagão	GDE (EFVM) e GDU (EFC): os modelos virtuais foram construídos, testados e comparados com os dados dos vagões reais pelo LabTDF - UFES e apresentam boas correlações com os veículos utilizados na ferrovias
Perfil da roda	Atualmente em uso e as otimizadas por Pires et al. (2021) , LabTDF - UFES, Figuras B.1 e B.2 ;
Perfil do trilho	TR-68 (AREMA, 2014) não desgastado. O desgaste do trilho não é avaliado;
Irregularidade	Nenhuma;
Modelo de contato:	Kik-Piotrowski (PIOTROWSKI; KIK, 2008);
Modelo de desgaste:	Archard - Holm

Continua na próxima pagina

Tabela 9 – Continuação da página anterior

Entrada	Descrição
Coeficiente de atrito	$\mu = 0,5$ (ALMEIDA et al., 2019). De acordo com Jendel (2002), um valor μ médio pode ser usado durante a simulação, uma vez que a forma da distribuição do desgaste não é muito afetada por ele.
Coeficiente de desgaste	Nessa simulação, utilizou-se o coeficiente de desgaste dimensional (k) obtido por Almeida et al. (2019), em um ensaio pino-disco, posto que a classe da roda avaliada é a mesma que a utilizada nesse trabalho: AAR classe C para aço forjado. Uma limitação dessa escolha é que o desgaste simulado pelo ensaio pino-disco é mais severo, pois representa o contato flange da roda-boleto do trilho, onde ocorre o deslizamento puro. Isso promove uma maior remoção de material da pista (deslizamento parcial) em função da distância percorrida. A utilização desse coeficiente de desgaste não influencia na comparação entre os perfis analisados, visto que em todas as simulações foi utilizado o mesmo valor de k . Até a data de conclusão deste trabalho, não foi encontrado o valor de k para o ensaio disco-disco de rodas AAR classe C e mesmas condições operacionais. Não foi realizada comparação com outros modelos de desgaste.
Passo de desgaste	5000 km - é a distância percorrida
Macrogeometria descritiva da pista	De acordo com as Tabelas 11 e 12;
Curva de fadiga	Nesse trabalho, as rodas utilizadas são de aço AAR-classe C (AAR, 2014). Até a data de finalização das simulações, o LabTDF-UFES e a Cátedra Roda-Trilho não possuíam essa curva de fadiga, assim como não estava disponível no banco de dados russo. No entanto, os pesquisadores do Universal Mechanism (2019) informaram que o aço russo grau T é muito semelhante ao aço AAR grau C e, portanto, essa curva poderia ser utilizada.

A Tabela 10 contempla tanto a composição química dos aços quanto a sua dureza Brinell.

Tabela 10 – Composição química das rodas de aço. Fonte: (SAKALO et al., 2018; ALMEIDA et al., 2019), adaptado pelo autor.

Região	Padrão	(Composição Química, wt)				[HB]
		C [%]	Si [%]	Mn [%]	Cr [%]	
Rússia	L	0.48-0.54	0.45-0.65	0.8-1.2	0.25	260-320
	2	0.55-0.63	0.22-0.45	0.5-0.9	0.3	
	T	0.62-0.7	0.22-0.65	0.5-1.0	0.4	
AAR	C	0.67-0.77	0.15-1.00	0.60-0.90	-	321-363

3.1.2 Etapas da simulação de desgaste

A Figura 30 ilustra o processo de simulação de desgaste. O processo é realizado em intervalos discretos chamados de *wear steps* (passos de desgaste), conforme Figura 31. Ao final de cada intervalo, a profundidade do desgaste da roda é calculada (desgaste acumulado) e o perfil atual é substituído pelo perfil mais desgastado (novo perfil). Esses inúmeros perfis, referentes a cada *wear step*, são salvos em um banco de dados e a simulação continua até que o critério de parada adotado seja alcançado (3 mm).

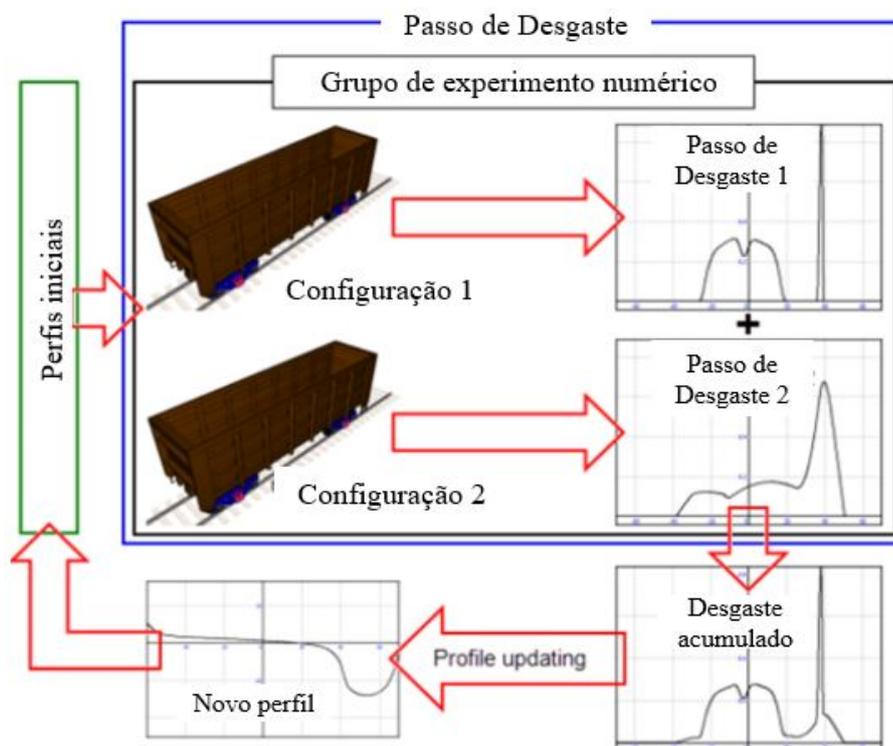


Figura 30 – Etapas da Simulação de Desgaste. Fonte: (UNIVERSAL MECHANISM, 2019), adaptado pelo autor.

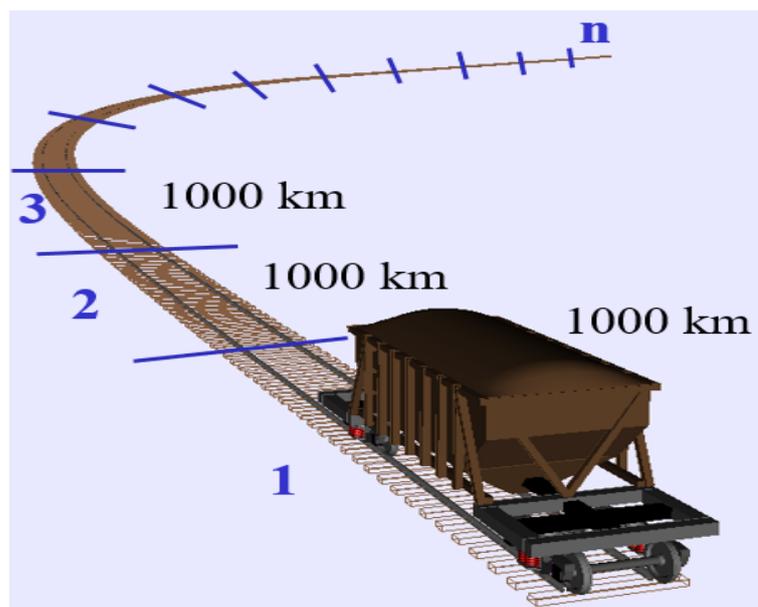


Figura 31 – Ilustração do processo paralelo e discreto da simulação. Fonte: (UNIVERSAL MECHANISM, 2019), adaptado pelo autor.

3.1.3 Descrição estatística da ferrovia

Modelar toda a via férrea no *software* MBS para simulação de desgaste é computacionalmente muito custoso, o que pode inviabilizar o processo e, para contornar essa situação, utiliza-se a sua descrição estatística. As Tabelas 11 e 12 mostram a descrição estatística para EFVM e EFC, respectivamente. Essas tabelas foram elaboradas a partir dos dados das ferroviárias reais, que foram fornecidos pela Vale, e descrevem as condições das ferrovias de interesse.

Tabela 11 – Descrição estatística EFVM, onde $H1$ é a superelevação, P é faixa transitória, S é a faixa de raio constante e L é o comprimento total da faixa. Fonte: Vale, adaptado pelo autor.

Direção (de: para:)	N	Raio [m]	Orientação	P [m]	H1 [m]	S [m]	L [m]	%
A - B	1	∞	-	-	-	-	3.266	26%
	2	343,79	Direita	86	0,069	455	627	5%
	3	381,99	Esquerda	156	0,062	42	354	3%
	4	381,99	Direita	78	0,062	5	161	1%
	5	509,32	Esquerda	116	0,047	729	961	8%
	6	763,97	Direita	39	0.031	127	205	2%
	7	763,97	Esquerda	78	0.031	113	269	2%
	8	1091,39	Esquerda	0,1	0.022	79	79,20	1%
	9	1145,96	Direita	0,1	0,021	344	344,20	3%
B - A	1	∞	-	-	-	-	3.266	26%
	2	343,79	Esquerda	86	0,069	455	627	5%
	3	381,99	Direita	156	0,062	42	354	3%
	4	381,99	Esquerda	78	0,062	5	161	1%
	5	509,32	Direita	116	0,047	729	961	8%
	6	763,97	Esquerda	39	0.031	127	205	2%
	7	763,97	Direita	78	0.031	113	269	2%
	8	1091,39	Direita	0,1	0.022	79	79,20	1%
	9	1145,96	Esquerda	0,1	0,021	344	344,20	3%
Total								100%

Tabela 12 – Descrição estatística EFC, onde $H1$ é a superelevação, P é faixa transitória, S é a faixa de raio constante e L é o comprimento total da faixa. Fonte: LabTDF - UFES, adaptado pelo autor.

Direção (de: para:)	N	Raio [m]	Orientação	P [m]	H1 [m]	S [m]	L [m]	%
A - B	1	∞	-	-	-	-	14.191	34%
	2	860	Esquerda	215,13	0,050	1.270	1.366	3%
	3	1.146	Esquerda	286,67	0,038	1.826	1.901	5%
	4	1.146	Direita	286,67	0,038	1.826	1.901	5%
	5	1.719	Direita	430,01	0,025	2.196	2.249	5%
	6	3.348	Direita	837,51	0,013	361	393	1%
B - A	1	∞	-	-	-	-	14.191	34%
	2	860	Direita	215,13	0,050	1.270	1.366	3%
	3	1.146	Direita	286,67	0,038	906	981	5%
	4	1.146	Esquerda	286,67	0,038	906	981	5%
	5	1.719	Esquerda	430,01	0,025	2.196	2.249	5%
	6	3.348	Esquerda	837,51	0,013	361	393	1%
Total								100%

3.2 Macroeometria para elaboração dos indicadores

As ferrovias são compostas por várias curvas diferentes e, embora a utilização da curva mais crítica seja um bom método para a coleta de dados, para a dúvida sobre o quanto esse método generaliza para as outras curvas que compõem a ferrovia.

Para verificar isso, enquanto duas macroeometrias diferentes foram utilizadas para a EFVM, ou seja, dois processos de otimização, para a EFC, foi utilizada apenas uma macroeometria, Tabela 13. Na primeira, foram utilizados o raio mais crítico (360 m) e o mais representativo (764 m). Na última, foi utilizado o mais crítico (860 m).

Os perfis desgastados utilizados para coleta de dados e posterior elaboração de indicadores apresentam profundidades de desgaste da pista de 1,0, 1,5, 2,0, 2,5 e 3,0 mm. Esses indicadores foram utilizados tanto para elaboração de gráficos quanto para pontuação dos perfis.

As macroeometrias utilizadas para essas simulações estão descritas na Tabela 13.

Tabela 13 – Parâmetros da Macroeometria. Fonte: Vale, adaptado pelo autor.

Parâmetros da Macroeometria	EFVM		EFC
	C1	C2	C3
Velocidade do Veículo [Km/h]	65	65	70
Raio [m]	764	360	860
Tangente de entrada [m]	25	25	50
Transição [m]	38,86	82,47	43,10
Trecho de raio constante [m]	200	200	120
Tangente de saída [m]	150	150	100
Superelevação [mm]	25	52	51
Comprimento total [m]	452,72	539,95	356,20

3.3 Pontuação dos perfis

Após a obtenção dos perfis desgastados com valores de cava próximas de 2 e 3 mm, por meio da primeira simulação, as notas para pontuação dos perfis foram atribuídas de acordo com o fluxograma apresentado na Figura 28 e a Tabela 14, a qual trata-se de proposta elaborada pelo LabTDF - UFES.

De modo a se comparar a influência das duas macroeometrias da EFVM nos perfis otimizados e de referência, foi utilizado o teste de Tukey *Montgomery* (2017), que é um método utilizado em ANOVA para criar intervalos de confiança para todas as diferenças pareadas entre as médias dos níveis dos fatores controlando a taxa de erro global para um nível de significância especificado ($\alpha = 0,05$). É importante considerar a taxa de erro global, ao efetuar comparações múltiplas, haja vista que as chances de cometer um erro do tipo I para uma série de comparações é maior do que a taxa de erro para uma comparação

separada. Para compensar essa alta taxa de erro, esse método ajusta o nível de confiança para cada intervalo individual, de forma que o nível de confiança simultâneo resultante seja igual ao valor especificado.

A nota de cada perfil foi atribuída considerando-se todos os indicadores e a tabela de pesos para cálculo da média ponderada. Isto foi feito tanto para a tabela dos perfis novos (não desgastados) quanto para a dos desgastados. Após a atribuição da nota do perfil novo e do desgastado, as pontuações são agrupadas novamente com outra função peso, obtendo, assim, a nota final. Os pesos atribuídos aos indicadores foram definidos em função do seu impacto no desempenho do perfil. Por exemplo, sabe-se que o desgaste desempenha um papel importante na iniciação da RCF, por isso seu peso (3) é maior que o do Critério de Nadal (1). Apesar de ser um critério de segurança operacional, o peso do critério de Nadal é 1, porque o valor desse critério para os perfis novos e desgastados ficou muito abaixo do valor limite (definido na Equação 2.13), não demonstrando, desse modo, risco de descarrilamento. Os pesos das curvas R=360 m e R=764 m devem ser iguais (1), para que seja possível avaliar se o raio da curva possui influência no desempenho dos perfis.

A nota de um perfil não desgastado NP_n é dada pela Equação 3.1:

$$NP_n = (T\gamma^n \cdot p_{T\gamma} + FI_{surf}^n \cdot p_{FI_{surf}} + N^n \cdot p_N + P_1^n \cdot p_p + P_2^n \cdot p_p + RR^n \cdot p_R + V^n \cdot p_V) / p_t^n \quad (3.1)$$

onde $T\gamma^n$ é o valor do índice de desgaste, FI_{surf}^n é o valor do índice de fadiga, N^n é o valor do critério de Nadal, P_1^n e P_2^n são os valores das pressões de contato dos pontos 1 (contato na pista) e 2 (contato no flange), respectivamente, RR^n é o valor da resistência ao rolamento, V é o valor da vida útil, p_t^n é o somatório dos pesos das variáveis utilizadas para avaliar os perfis e o índice sobrescrito n significa que os perfis são novos (não desgastados).

A nota de um perfil desgastado NP_d é dada pela Equação 3.2:

$$NP_d = (T\gamma \cdot p_{T\gamma} + FI_{surf} \cdot p_{FI_{surf}} + P_{p1} \cdot p_{p1} + RR \cdot p_R + V \cdot p_V) / p_t \quad (3.2)$$

onde o $T\gamma$ é o valor do índice de desgaste, o FI_{surf} é o valor do índice de fadiga, o P_1 é o valor da pressão de contato na pista, RR é a resistência ao rolamento, V é o valor da vida útil e p_t é o somatório dos pesos das variáveis utilizadas para avaliar os perfis

A nota total de um perfil, que é uma ponderação considerando seu desempenho quando novo e quando desgastado NP_T , é dada pela Equação 3.3:

$$NP_T = (NP_n \cdot p_n + NP_d \cdot p_d) / p_T \quad (3.3)$$

Tabela 14 – Proposta dos pesos dos indicadores de acordo com a relevância. O x denota os parâmetros utilizados para composição da nota do perfil. Fonte: LabTDF - UFES, adaptado pelo autor.

Parâmetros dos Perfis	Peso
Índice de Desgaste [Nm/m]	3
Índice de Fadiga []	3
Critério de Nadal []	1
Pressão de Contato P1 [GPa]	2
Pressão de Contato P2 [GPa]	2
Resistência ao Rolamento [Nm/m]	1
Vida útil teórica [Nm/m]	1
Curva R360 [m]	1
Curva R764 [m]	1
Profundidade da cava 2 [mm]	1
Profundidade da cava 3 [mm]	1
Resultado dos Perfis Novos	1
Resultado Geral de Desgaste	2
Resultado da cava 2 [mm]	2
Resultado da cava 3 [mm]	2

3.4 Normalização da distância percorrida

Em função das características geométricas dos perfis utilizados nas simulações de desgaste, as distâncias percorridas até que o critério de parada seja atingido ($H = 3,0$ mm) variam de perfil para perfil. Para que a comparação entre os perfis seja isonômica, fez-se necessária a normalização dessa distância.

A distância normalizada é dada pela Equação 3.4:

$$DP_{norm} = DP_d / DP_f \quad (3.4)$$

onde DP_{norm} é a distância percorrida normalizada, DP_d é distância percorrida em função do passo de desgaste definido na simulação de desgaste, Tabela 9, e DP_f é distância total percorrida pelo perfil de referência, que são os perfis que estão atualmente em uso nas ferrovias, antes de atingir $H = 3,0$ mm.

4 Resultados e Discussões - EFVM

As simulações de desgaste dos perfis da EFVM foram feitas de acordo com a descrição estatística da via, Tabela 11. A Figura 32 mostra o desgaste da pista H [mm] em função da distância percorrida normalizada.

Por exemplo, da Equação 3.4, pode-se calcular a distância percorrida normalizada para o perfil F-2. Dos resultados abaixo, tem-se que esse perfil atingiu a condição de parada ($H = 3,0$ mm) ao percorrer 82% da distância percorrida pelos perfis de referência.

$$\text{Para } H = 1,0 \text{ mm: } DP_{norm} = 55.000/150.000 = 0,37$$

$$\text{Para } H = 3,0 \text{ mm: } DP_{norm} = 130.000/150.000 = 0,82$$

Ainda da referida Figura, nota-se que houve pouco desgaste até 0,2 da distância percorrida. A partir desse ponto, há um comportamento aproximadamente linear da curva de desgaste.

A Figura 33 apresenta um perfil desgastado. Dela, nota-se um desgaste distribuído ao longo da pista, diferentemente do que ocorre com a EFC, Figura 53, que será abordada no próximo capítulo.

Desgastes menos concentrados e com distribuição de contato uniforme e generalizada são causas do Regime de Desgaste, subseção 2.3.2.2, e deve-se à macrogeometria da via, Tabela 11, que é composta por 52% de pistas tangentes (trechos retos) e curvas de raios menores. Isso faz com que os pontos de contato na interface R-T apresentem maior deslocamento lateral quando o veículo deixa a pista tangente, executa as curvas e retorna para a tangente. Esse comportamento foi bem descrito por Tournay e Mulder (1996). O concentrador de tensões visto nessa figura pode ter sido gerado pela forma como o programa simula o desgaste, Figuras 30 e 31, ou seja, simular de forma paralela o desgaste que ocorre quando o veículo percorre uma tangente e quando percorre uma curva, resultou em menos contato nesse ponto. Essa forma de desgaste não seria encontrada em perfis reais.

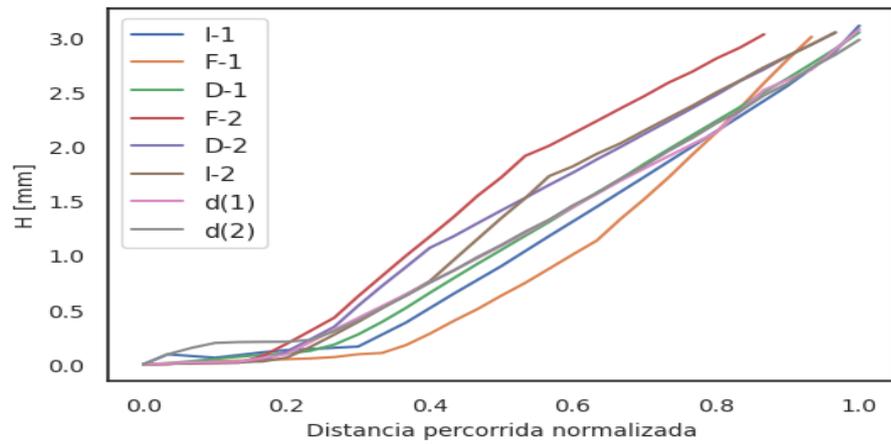


Figura 32 – Desgaste na pista em função da distância percorrida normalizada, onde I-1 é o perfil otimizado intermediário, F-1 é perfil otimizado de fadiga, D-1 é o perfil otimizado de desgaste para $R = 360$ m; I-2 é o perfil otimizado intermediário, F-2 é perfil otimizado de fadiga, D-2 é o perfil otimizado de desgaste para $R = 764$ m e d(1) e d(2) são os perfis que estão atualmente em uso.

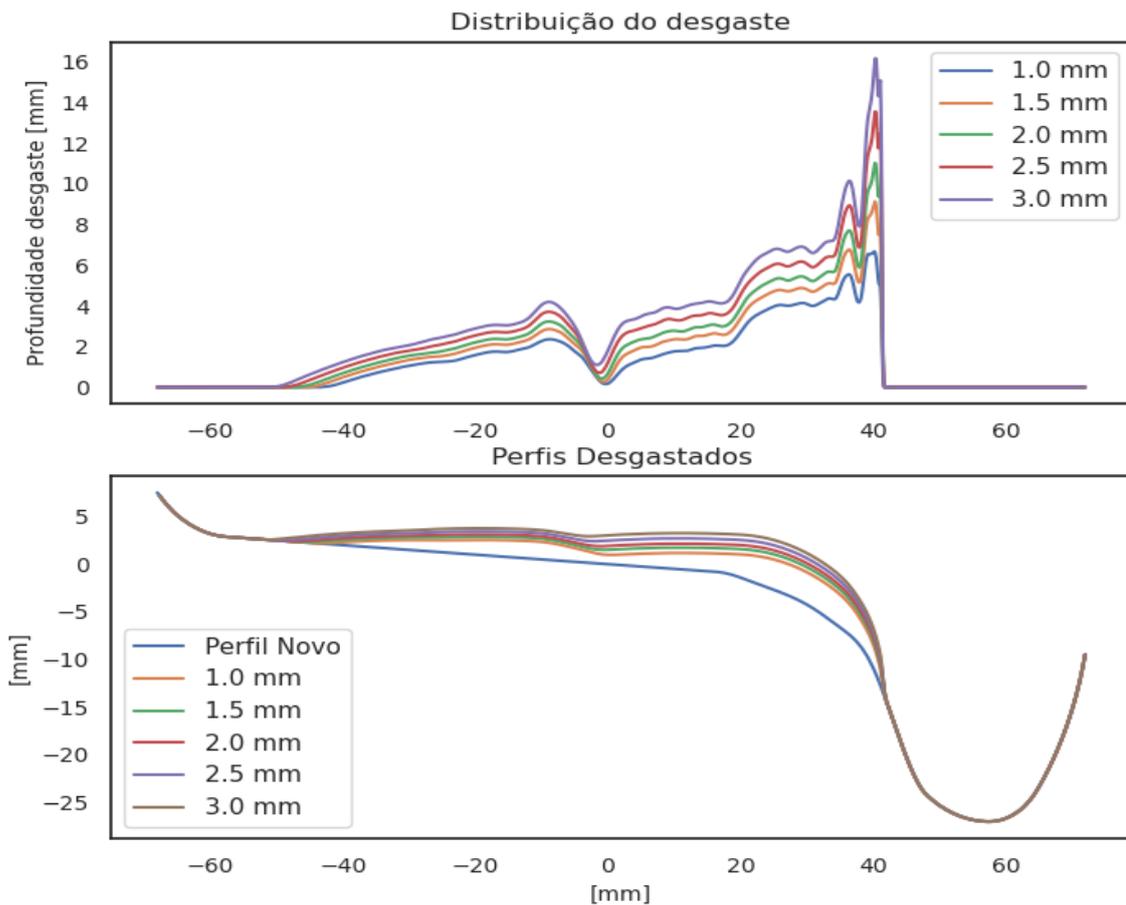


Figura 33 – Distribuição de desgaste ao longo da pista da roda, imagem superior, e perfis desgastados, inferior.

4.1 Análise de dados dos perfis desgastados

Os dados das simulações realizadas com os perfis desgastados e de acordo com a Tabela 13 foram coletados em uma faixa da curva onde o veículo ferroviário já se encontrava estável. Esse procedimento evita a coleta de valores extremos que poderiam influenciar a análise dos indicadores. Esses dados foram tratados e utilizados para elaboração das tabelas e dos gráficos utilizados para avaliação dos perfis.

4.2 Pressão máxima de contato

As Figuras 34 e 35 mostram o valor da pressão de contato para $R = 360$ m e 764 m, respectivamente. A linha vermelha pontilhada representa o valor da pressão máxima admissível de 2,50 GPa.

Da Figura 34, raio da curva de 360 m, fica claro que o valor da pressão de contato está abaixo do limite de pressão de contato permitido de 2,50 GPa para todos os perfis e todas as faixas de desgaste e não mostra alterações significativas em seus valores.

De modo geral, a Figura 35, raio da curva de 764 m, mostra uma ligeira tendência de baixa em função do desgaste da pista. Para $H = 1,0$ mm, D-1 e d(1) estão acima do limite permitido. Para $H = 1,5$ mm, apenas d(1) está acima do limite. Para $H > 1,5$ mm, todos os perfis possuem valor de pressão de contato abaixo do valor limite.

O concentrador de tensão visto na Figura 33 não influenciou os valores das pressões de contato, uma vez que os dados foram coletados enquanto o veículo realizava curvas. Se a análise fosse feita com dados coletados em uma tangente, certamente os valores dessa variável seriam impactados.

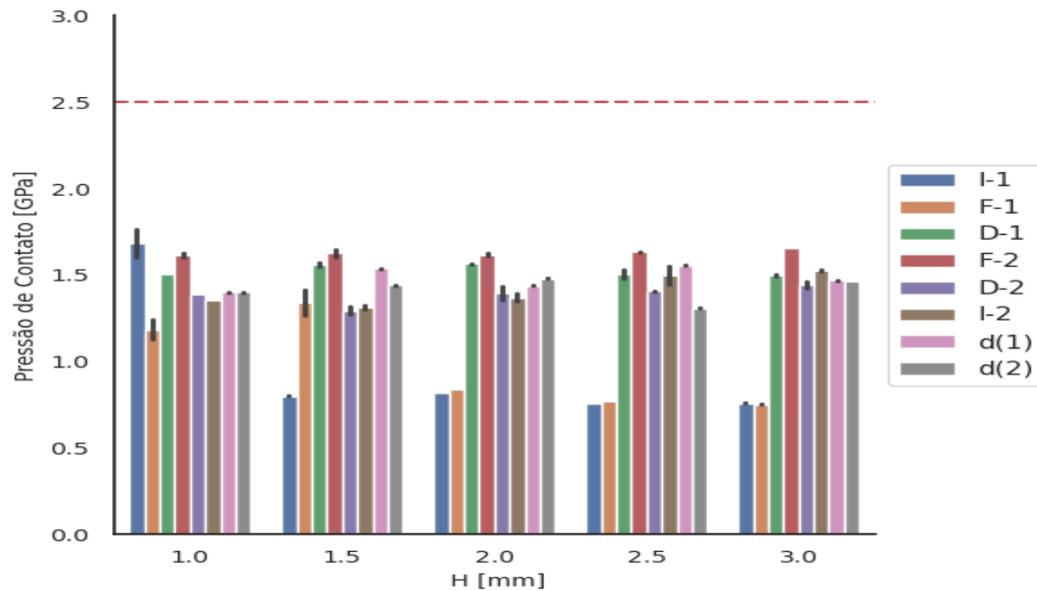


Figura 34 – Pressão Máxima de Contato na Roda Direita, macrogeomometria R360 m, em função do desgaste na pista. I-1: perfil intermediário, F-1: perfil de fadiga, D-1: perfil de desgaste, otimizados para $R = 360$ m; I-2: perfil intermediário, F-2: perfil de fadiga, D-2: perfil de desgaste, otimizados para $R = 764$ m.

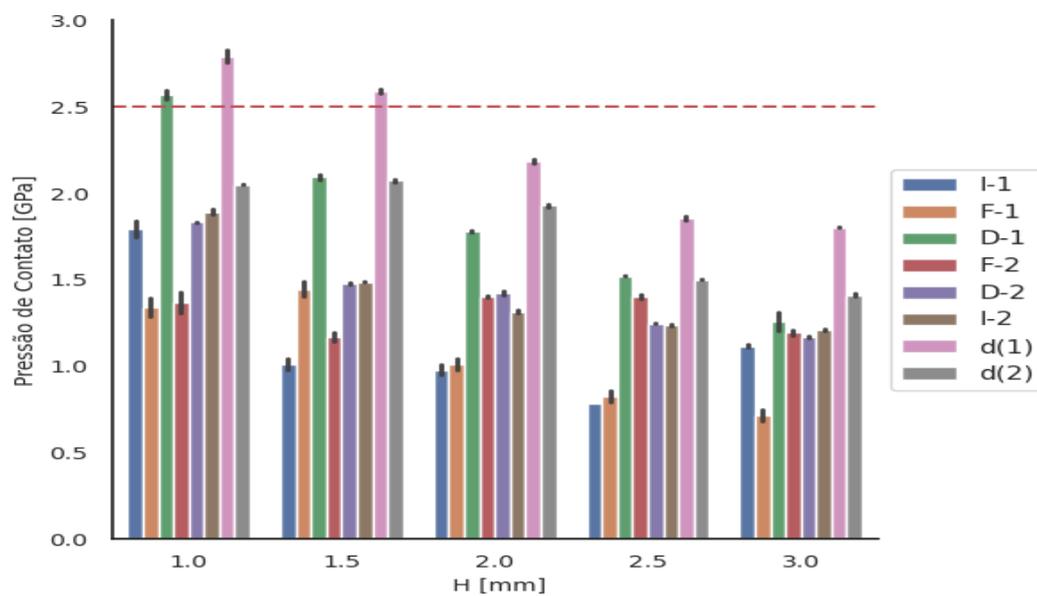


Figura 35 – Pressão Máxima de Contato na Roda Direita, macrogeomometria R764 m, em função do desgaste na pista.

Os *boxplots* são uma maneira muito útil de se exibir os dados e são compostos pelos valores mínimo, máximo, os primeiro e terceiro quartis e a mediana (MONTGOMERY, 2017). Neste trabalho, serão utilizados para suportar a análise dos dados.

Os *boxplots* da Figura auxiliar 36 têm como objetivo adicionar um guia visual que ajude a enfatizar a diferença do valor da pressão de contato dos perfis desgastados, quando

simulados em raios diferentes. Foram elaborados considerando-se os valores da pressão de todos os perfis em função do desgaste da pista. Por exemplo, para $H = 1,0$ mm, foram considerados os valores de todos os perfis simulados com esse desgaste de pista. Os demais *boxplots* foram elaborados da mesma forma.

Os perfis, quando simulados em $R = 764$ m, inicialmente, apresentam maior pressão de contato, porém há uma taxa maior de redução desse valor, conforme o desgaste na pista aumenta. Os perfis simulados em $R = 360$ m apresentam pequena variação na pressão de contato.

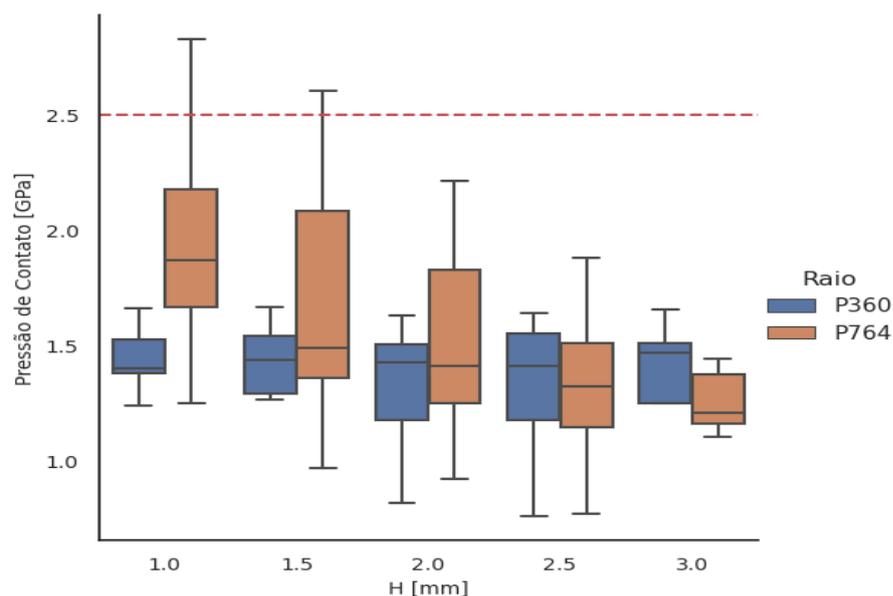


Figura 36 – Média das pressões de contato dos perfis desgastados quando simulados nas macrogeometrias $R = 360$ m (P360) e $R = 764$ m (P764).

De modo a se obter maior detalhamento à respeito desse comportamento, as médias de um mesmo perfil simulado em diferentes raios serão comparadas utilizando-se o teste de Tukey.

4.2.1 Pressão máxima de contato - comparação entre os raios

A aplicação do teste de Tukey sobre os valores das pressões de contato permite comparar as médias de um mesmo perfil simulado em macrogeometrias diferentes. Se o resultado do teste retornar à mesma letra para um dado perfil nas duas macrogeometrias, significa que as médias são iguais e os raios utilizados para otimização não são importantes.

A Tabela 15 mostra que nenhum perfil possui a mesma pressão média, quando simulado em macrogeometrias diferentes.

Tabela 15 – Teste de Tukey - estimativa de contrastes entre as médias das pressões de contato nos perfis nas macrogeometrias de $R = 360$ m e $R = 764$ m, com $p\text{-value} < 0,05$.

Roda Direita					
Perfis	1,0 mm	1,5 mm	2,0 mm	2,5	3,0 mm
INT-1 (1)	G	M	O	K	M
INT-1 (2)	F	L	M	J	L
INT-2 (1)	L	J	J	E	C
INT-2 (2)	D	G	K	H	I
FAD-1 (1)	M	I	N	J,K	M
FAD-1 (2)	L	H	L	I	N
FAD-2 (1)	H	D	D	B	D
FAD-2 (2)	K,L	K	I	F	J
DES-1 (1)	I	E	E	E	D
DES-1 (2)	B	B	C	D	H
DES-2 (1)	J,K	J	I	F	F
DES-2 (2)	E	G	H	H	K
D1 - (1)	J	F	G	C	E
D1 - (2)	A	A	A	A	A
D2 - (1)	J	H	F	G	E
D2 - (2)	C	C	B	E	G

4.3 Índice de desgaste

As Figuras 37 e 38 mostram o índice de desgaste em função de H . As linha vermelhas tracejadas são os valores de T_γ indicados na Tabela 7.

Como pode ser visto na Figura 37, todos os perfis, independentemente de H , estão localizados em uma região onde o fenômeno do desgaste prevalece, ou seja, os valores estão maiores que 175 N. Porém, os perfis I-1 e F-1, além de possuírem valores de (T_γ) maiores que os demais, apresentam aumento no valor da energia dissipada. E, por possuírem maiores valores, podem se desgastar mais rapidamente quando comparados aos demais perfis.

A Figura 38 mostra que os perfis I-1, F-1 e D-1, para $H > 1,5$ mm, tendem a se desgastar mais rapidamente que os demais perfis por se encontrarem em uma região onde o desgaste é severo.

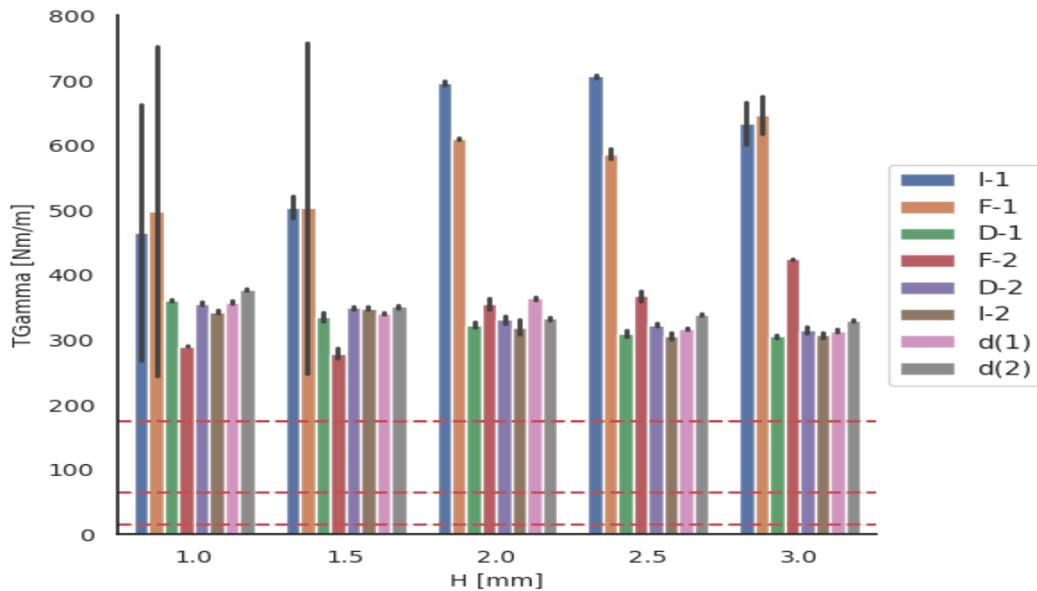


Figura 37 – Índice de Desgaste na Roda Direita, macrogemometria R360 m, em função do desgaste na pista.

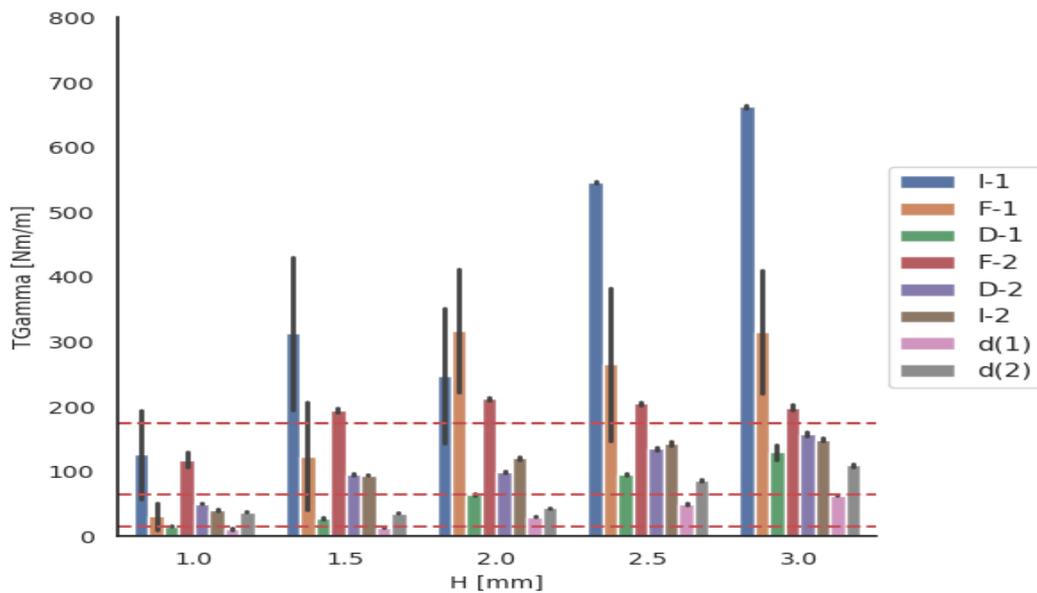


Figura 38 – Índice de Desgaste na Roda Direita, macrogemometria R764 m, em função do desgaste na pista.

Os *boxplots* da Figura 39 têm como objetivo comparar a energia dissipada no contato, em função do raio da curva, e foram elaborados da mesma forma que os da Figura 36. Para $R = 360$ m, o valor de (T_γ) é alto o suficiente para promover apenas o desgaste, enquanto que, para $R = 764$ m, exceto quando $H = 1,0$ mm, onde há apenas a prevalência de RCF, os perfis encontram-se em um região onde desgaste e RCF competem.

Resultado semelhante foi encontrado por Tunna e Urban (2009), ao analisarem o impacto da curvatura da pista sobre o nível de dano superficial. Mostraram que, em

curvas com raios menores ($R = 400$ m, próximo ao $R = 360$ m utilizado nesse estudo), a energia dissipada é alta o suficiente para causar apenas desgaste. Curvas com raios entre 600 e 1.200 m são as que produzem os maiores danos superficiais, o que está em linha com os valores para $R = 764$ m, quando $H = 1$ mm. Conforme os perfis se desgastam, a energia dissipada é distribuída entre o desgaste e o dano por fadiga.

Dirks e Enblom (2011) mostraram que raios de curva de 300 m (próximo ao $R = 360$ m utilizado neste estudo) apresentam altos valores de T_γ , encontrando-se na região de desgaste que está em consonância com o resultado deste estudo.

Os resultados de Karttunen, Kabo e Ekberg (2014) mostraram que os valores de T_γ para a roda externa, quando $R = 500$ m (próximo ao $R = 360$ m utilizado neste estudo e perfil 1/20), encontram-se na região de desgaste severo. Para $R = 750$ m, os perfis encontram-se na região de desgaste moderado. Tendência semelhante à indicada pela Figura 39. Como Karttunen, Kabo e Ekberg (2014) não explicitaram a profundidade de desgaste na pista, não foi possível fazer uma comparação mais detalhada.

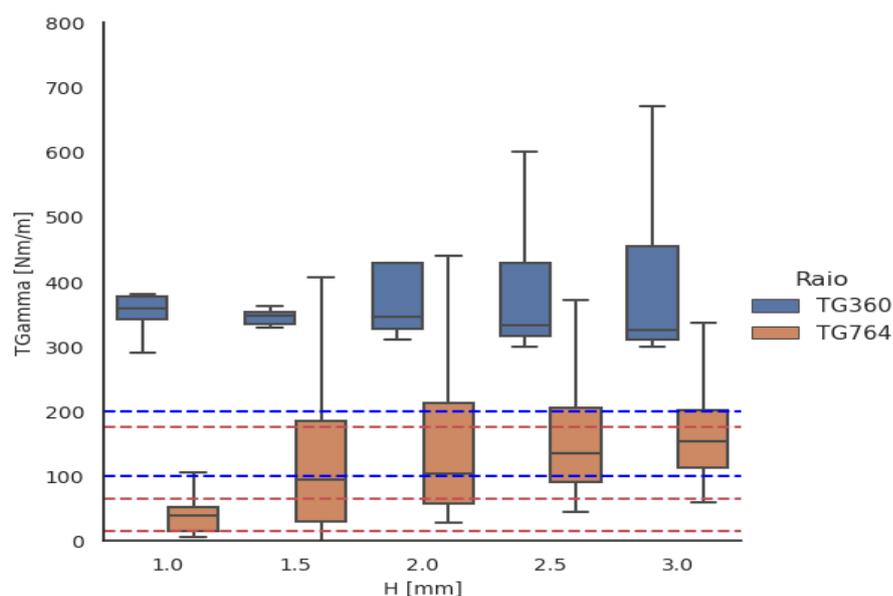


Figura 39 – Comparação entre os índices de desgaste dos perfis desgastados quando simulados nas macrogeometrias $R = 360$ m (TG360) e $R = 764$ m (TG764).

4.3.1 Índice de desgaste - comparação entre os raios

A Tabela 16 mostra que nenhum perfil possui o mesmo índice de desgaste, quando simulado em macrogeometrias diferentes.

Tabela 16 – Teste de Tukey - estimativa de contrastes entre as médias dos índices de desgastes dos perfis nas macrogeometrias de $R = 360$ m e $R = 764$ m, com $p\text{-value} < 0,05$.

Roda Direita					
Perfis	1,0 mm	1,5 mm	2,0 mm	2,5	3,0 mm
INT-1 (1)	A	A	A	A	B
INT-1 (2)	D	B,C	F	C	A
INT-2 (1)	B,C	B	E	F	E
INT-2 (2)	E	E	H	I	G
FAD-1 (1)	A	A	B	B	A,B
FAD-1 (2)	E	E	E	G	D,E
FAD-2 (1)	C	C	C,D	D	C
FAD-2 (2)	D	D	G	H	F
DES-1 (1)	B	B	E	F	E
DES-1 (2)	E	F	I	J	H
DES-2 (1)	B	B	D,E	E,F	D,E
DES-2 (2)	E	E	H	I	G
D1 - (1)	B	B	C	F	D,E
D1 - (2)	E	F	J	K	J
D2 - (1)	B	B	D,E	E	D
D2 - (2)	E	F	I,J	J	I

4.4 Índice de fadiga

As Figuras 40 e 41 apresentam o valor do índice de fadiga superficial para os perfis simulados nos raios de 360 m e 764 m, respectivamente.

Da Figura 40, tem-se que o perfil F-2 apresenta $FI_{surf} > 0$ para todas as faixas de desgaste e é provável que o fenômeno da RFC se manifeste. O perfil I-1 tem apenas $FI_{surf} > 0$ para $H = 1,0$ mm, enquanto todos os outros perfis têm $FI_{surf} < 0$ para todos os valores de H .

Por outro lado, como é ilustrado pela Figura 41, todos os perfis para todas as faixas de desgaste possuem valor de $FI_{surf} < 0$, o que significa que o WP está dentro do envelope de *shakedown* e, de acordo com Dirks e Enblom (2011), é improvável que ocorra a iniciação da fadiga da superfície.

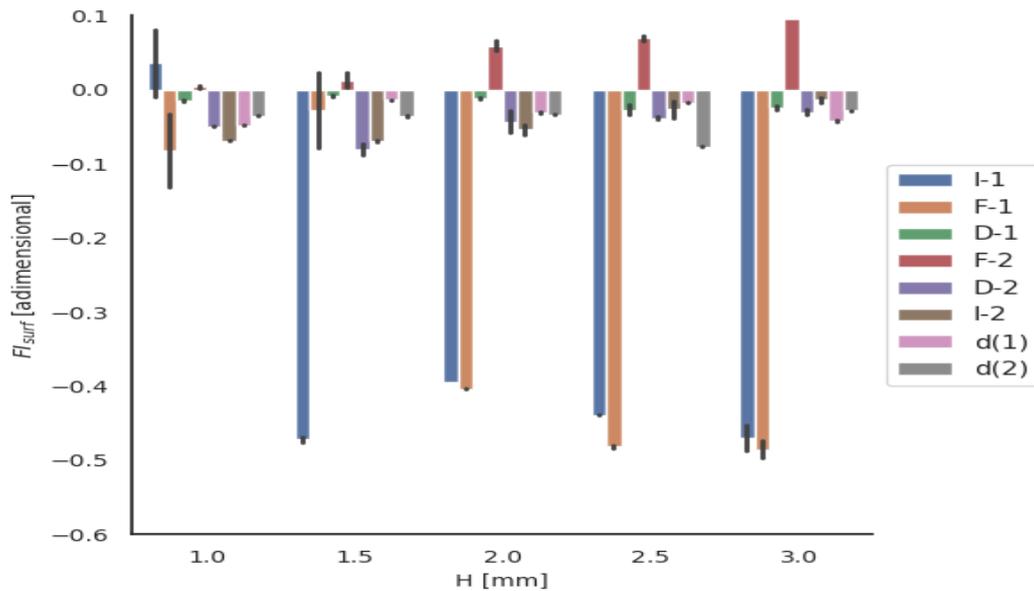


Figura 40 – Índice de fadiga superficial na Roda Direita, macrogeomometria R360 m, em função do desgaste na pista.

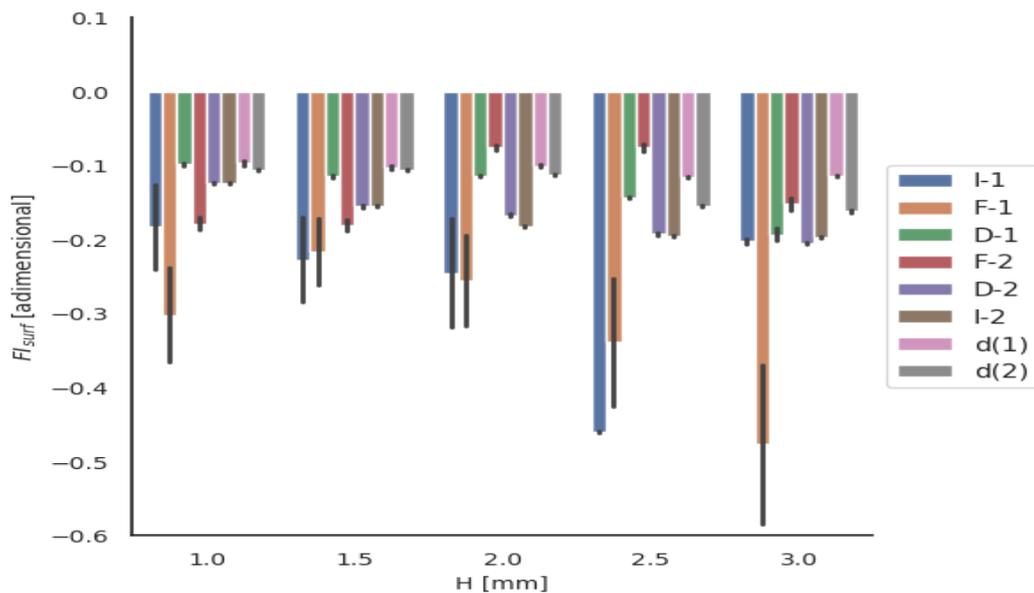


Figura 41 – Índice de fadiga superficial na Roda Direita, macrogeomometria R764 m, em função do desgaste na pista.

Da Figura 42, tem-se que os valores são maiores quando os perfis são simulados na macrogeomometria de $R = 360$ m. Resultado similar aos de Fröhling (2002), Tunna e Urban (2009), Dirks e Enblom (2011) e Karttunen, Kabo e Ekberg (2014), que mostraram que, quanto menor o raio, maior a possibilidade de ocorrência da RCF. Alinhado também com o comportamento de T_γ discutido na subseção 4.3.

De modo a se obter maior detalhamento a respeito do $F_{I_{surf}}$ de um mesmo perfil, simulado em diferentes raios, seus valores serão comparados utilizando-se o teste de Tukey.

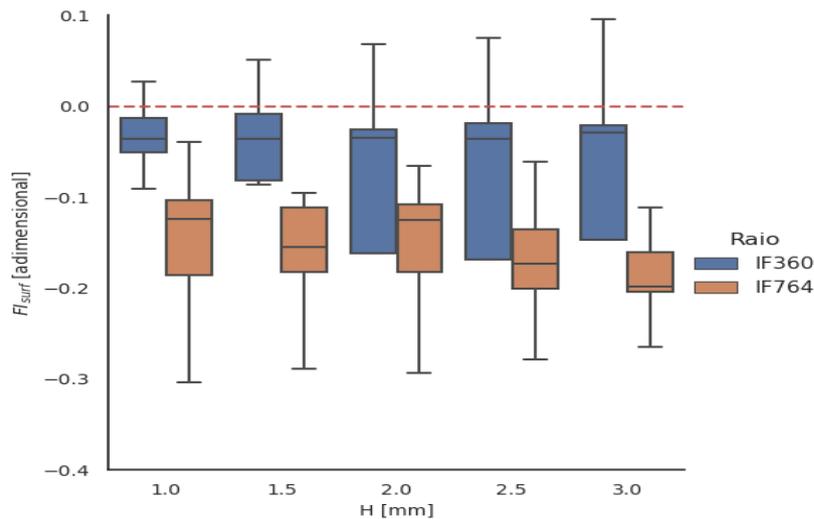


Figura 42 – Comparação entre os índices de fadiga dos perfis desgastados quando simulados nas macrogeometrias $R = 360$ m (IF360) e $R = 764$ m (IF764).

4.4.1 Índice de fadiga - comparação entre os raios

A Tabela 17 mostra que nenhum perfil possui o mesmo índice de fadiga quando simulado em macrogeometrias diferentes.

Tabela 17 – Teste de Tukey - estimativa de contrastes entre as médias dos índice de fadiga nos perfis nas macrogeometrias de $R = 360$ m e $R = 764$ m, com $p\text{-value} < 0,05$. Rodas direita e esquerda.

Roda Direita					
Perfis	1,0 mm	1,5 mm	2,0 mm	2,5	3,0 mm
INT-1 (1)	A	J	I	I	G
INT-1 (2)	I	I	H	J	F
INT-2 (1)	D/E	E	D	B,C	B
INT-2 (2)	H	G	G	G	F
FAD-1 (1)	E,F	C,D	I	K	G
FAD-1 (2)	J	I	H	H	G
FAD-2 (1)	B	A	A	A	A
FAD-2 (2)	I	H	E	D	E
DES-1 (1)	B	B	B	B,C	B,C
DES-1 (2)	F,G	F	F	F	F
DES-2 (1)	C,D	E	C,D	C	B,C
DES-2 (2)	H	G	G	G	F
D1 - (1)	C	B,C	C	B	C
D1 - (2)	F,G	F	F	E	D
D2 - (1)	C	D	C	D	B,C
D2 - (2)	G,H	F	F	F	E

4.5 Resistência ao rolamento

As Figuras 43 e 44 mostram os valores da resistência ao rolamento (RR), quando os perfis são simulados em $R = 360$ m e $R = 764$ m, respectivamente, em função de H .

Da Figura 44, tem-se que há aumento no valor da RR para os perfis I-1 e F-1 até $H = 2,5$ mm e redução nesse valor quando $H = 3,0$ mm. Por outro lado, os mesmos perfis mostram tendência de redução no valor, para $R = 360$ m, Figura 43. Os demais, para ambos R , apresentam apenas uma pequena flutuação em toda a faixa de desgaste.

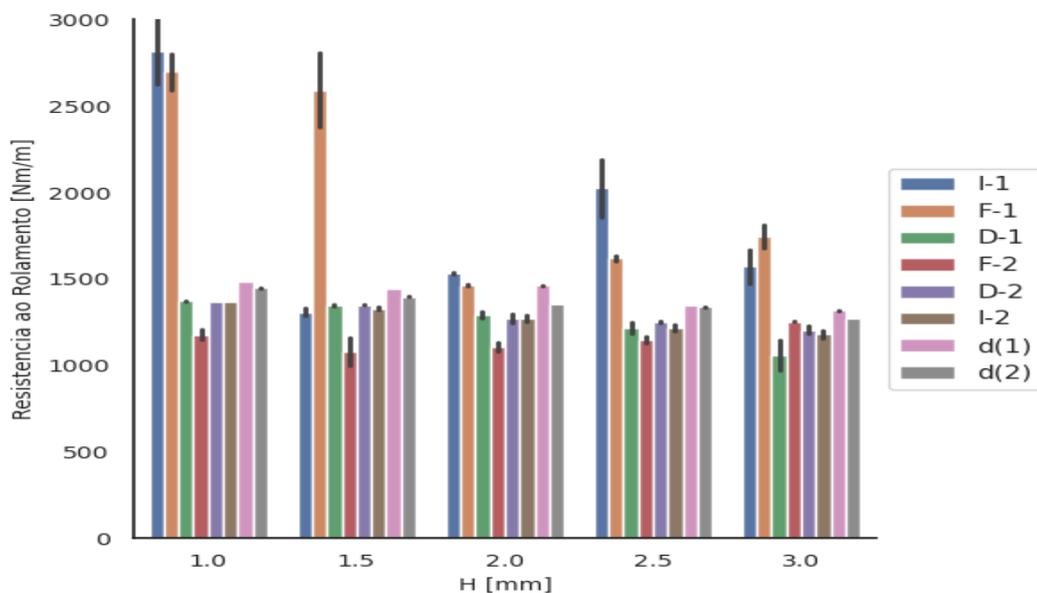


Figura 43 – Resistência ao Rolamento, macrogemometria R360 m, em função do desgaste na pista.

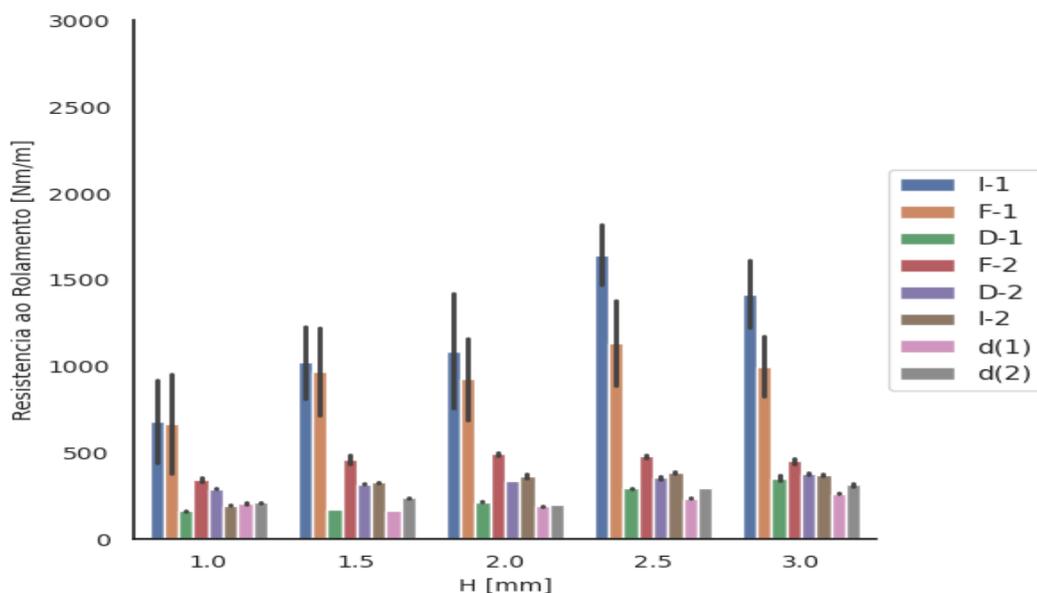


Figura 44 – Resistência ao Rolamento, macrogemometria R764 m, em função do desgaste na pista.

Os *boxplots* da Figura auxiliar 45 tem como objetivo comparar a RR dos perfis em função do raio da curva. Da figura, percebe-se que, quanto menor o raio, maior a resistência ao rolamento.

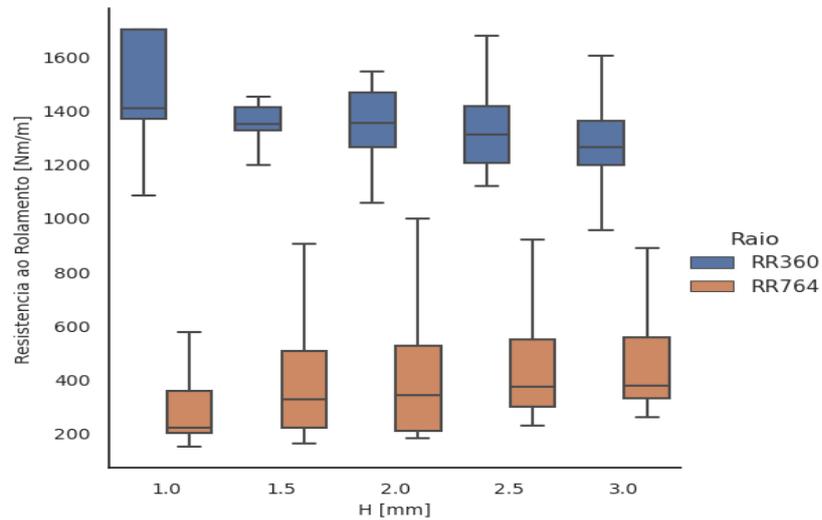


Figura 45 – Comparação entre os valores da resistência ao rolamento dos perfis desgastados quando simulados nas macrogeometrias $R = 360$ m (RR360) e $R = 764$ m (RR764).

4.6 Critério de Nadal

As Figuras 46 e 47 apresentam o valor do Critério de Nadal para os raios de 360 m e 764 m, respectivamente. A linha tracejada vermelha representa o valor máximo de 0.8, estabelecido pela norma UIC Standard 518. Da análise, verifica-se que todos os perfis atendem à norma.

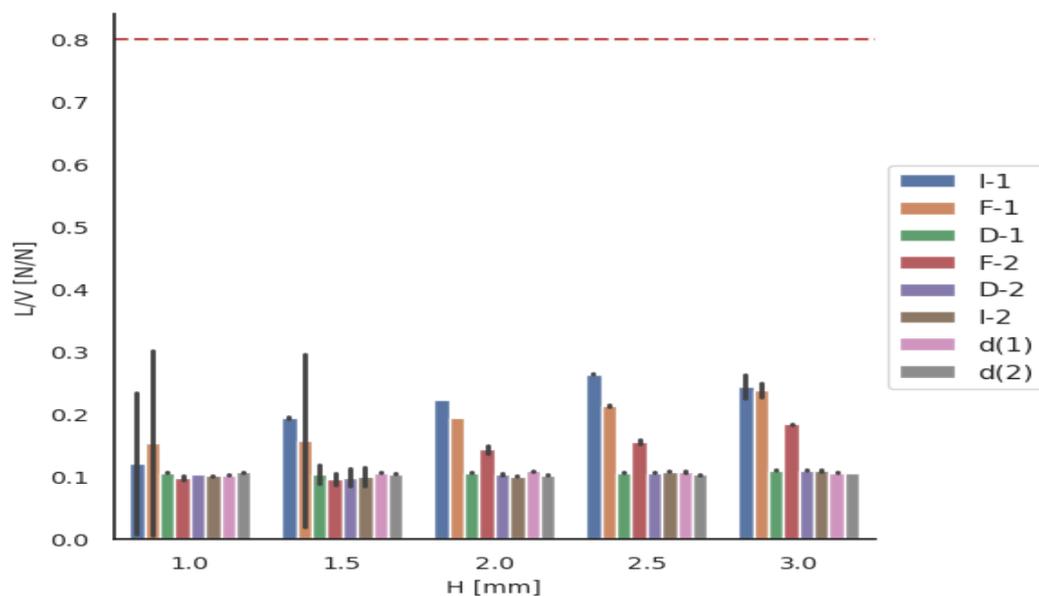


Figura 46 – Critério de Nadal, macrogeometria R360 m, em função do desgaste na pista.

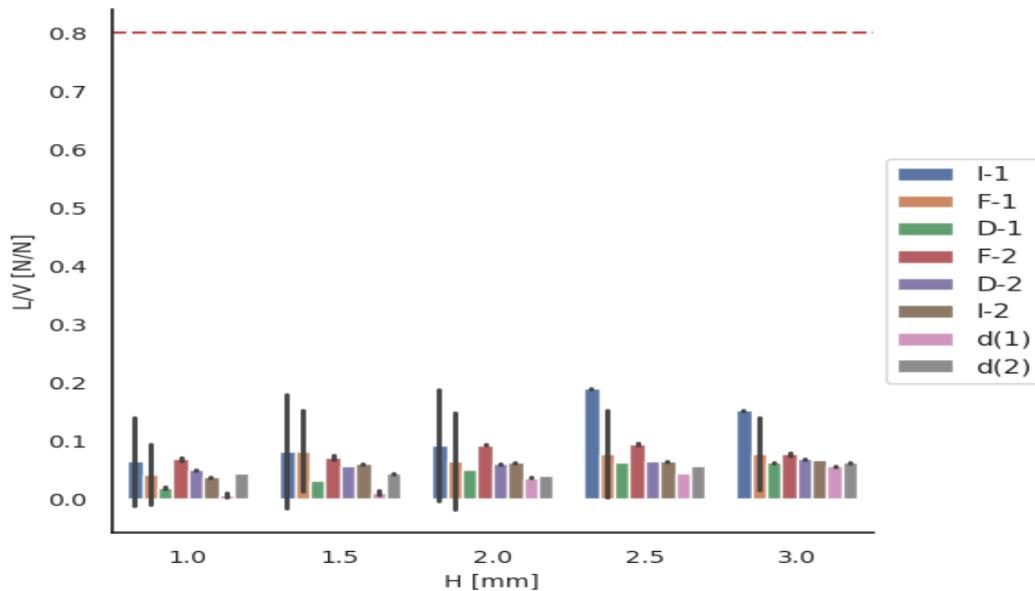


Figura 47 – Critério de Nadal, macrogeomometria R360 m, em função do desgaste na pista.

4.7 Pontuação dos perfis

As Tabelas 18, 19 e 20 apresentam a pontuação ponderada de cada perfil e foram elaboradas de acordo com os pesos indicados na Tabela 14 e os dados extraídos da simulação das curvas de $R = 360$ m e $R = 764$ m.

Por exemplo, da Equação 3.1 e da Tabela A.11, pode-se calcular a pontuação total do perfil d(1) quando novo:

$$NP_d = (6,00.3 + 4,00.3 + 1,00.1 + 5,00.2 + 4,00.2 + 5,00.1)/12 = 4,50$$

E da Equação 3.2 e da Tabela A.17, pode-se calcular a pontuação total do perfil d(1) quando $H = 2$ mm:

$$NP_d = (5,50.3 + 2,50.3 + 2,50.2 + 5,50.1 + 6,00.1)/10 = 4,05$$

Finalmente, da Equação 3.3, tem-se a pontuação total do perfil:

$$NP_T = (4,50.1 + 4,05.2)/3 = 4,20$$

Para $H = 2,0$ mm, Tabela 18, os perfis com as maiores pontuações ponderadas são F-1 e I-2, enquanto que, quando $H = 3,0$ mm, Tabela 19, os perfis com as maiores pontuações ponderadas são F-1 e D-2. Finalmente, a Tabela 20 apresenta a pontuação geral, ou seja, considerando-se tanto os perfis não desgastados quanto os com 2,0 e 3,0 mm de desgaste na pista. Nesse caso, os perfis com as maiores pontuações ponderadas são F-1, D-2 e I-2.

Tabela 18 – Tabela de seleção dos perfis da EFVM para uma profundidade de cava igual a 2 mm.

Descrição	Peso	d(1)	d(2)	D-1	F-1	I-1	D-2	F-2	I-2
Resultado dos Perfis Novos	1	4,50	3,08	4,21	4,42	3,88	3,63	3,83	4,33
Resultado para Cava 2 mm	2	4,05	4,70	4,20	4,55	4,65	4,85	3,20	5,80
Total	3	4,20	4,16	4,20	4,51	4,39	4,44	3,41	5,31

Tabela 19 – Tabela de seleção dos perfis da EFVM para uma profundidade de cava igual a 3 mm.

Descrição	Peso	d(1)	d(2)	D-1	F-1	I-1	D-2	F-2	I-2
Resultado dos Perfis Novos	1	4,50	3,08	4,21	4,42	3,88	3,63	3,83	4,33
Resultado para Cava 3mm	2	4,30	4,65	4,65	5,00	4,25	5,45	2,85	4,85
Total	3	4,37	4,13	4,50	4,81	4,13	4,84	3,18	4,68

Tabela 20 – Tabela de seleção dos perfis da EFVM (geral).

Descrição	Peso	d(1)	d(2)	D-1	F-1	I-1	D-2	F-2	I-2
Resultado dos Perfis Novos	1	4,50	3,08	4,21	4,42	3,88	3,63	3,83	4,33
Resultado Geral	2	4,18	4,68	4,43	4,78	4,45	5,15	3,03	5,33
Total	3	4,28	4,14	4,35	4,66	4,26	4,64	3,29	4,99

4.8 Diagrama de *shakedown*

As Figuras 48 e 49 representam os diagramas de *shakedown* para os perfis com profundidades de desgaste da pista de 2,0 e 3,0 mm. Esse diagrama é a última verificação desta análise e os perfis cujos WP's estiverem mais próximos da origem, região elástica, são preferíveis.

Da Figura 49, tem-se que todos os perfis estão dentro do limite de *shakedown*. Sendo assim, o diagrama para $R = 360$ m é o definidor dos perfis mais aptos. Resta claro, pela Figura 48, que o Perfil F-2 está desclassificado, por se encontrar na região de *ratchetting*.

Evans e Iwnicki (2002), utilizando o diagrama de *shakedown*, mostraram que há maior probabilidade de ocorrência de RCF para o menor raio estudado. Resultado similar está apresentado na Figura 48, na qual os pontos de trabalho dos perfis estão mais próximos da fronteira. Como o valor de $T\gamma$ de $R = 360$ m, Figura 39, é maior que para $R = 764$ m, é provável que, na prática, devido a esse maior desgaste, a RCF se manifeste no $R = 764$ m, como indicado por Evans e Iwnicki (2002).

Karttunen, Kabo e Ekberg (2014), mostraram que menores raios implicam maior probabilidade de manifestação da RCF.

Defeitos de RCF encontrados nas rodas da EFVM foram estudados por Carvalho

(2019) e o diagrama de *shakedown* para $R = 360$ m mostra que F-2 pode apresentar esses defeitos. Os demais estão muito próximos da fronteira e qualquer alteração de pressão ou no coeficiente de tração pode fazer com que seus WP's se desloquem para essa região.

A ausência da utilização de irregularidades nas simulações poderia ter alterado esse resultado, com mais perfis apresentando WP na região de plasticidade incremental (*ratchetting*), pois, de acordo com Magel et al. (2011), as irregularidades são um dos fatores responsáveis pelo início do fenômeno da RCF.

Do exposto acima, os perfis candidatos a teste de campo ainda são os que apresentaram as maiores pontuações ponderadas, a saber: F-1, D-2 e I-2.

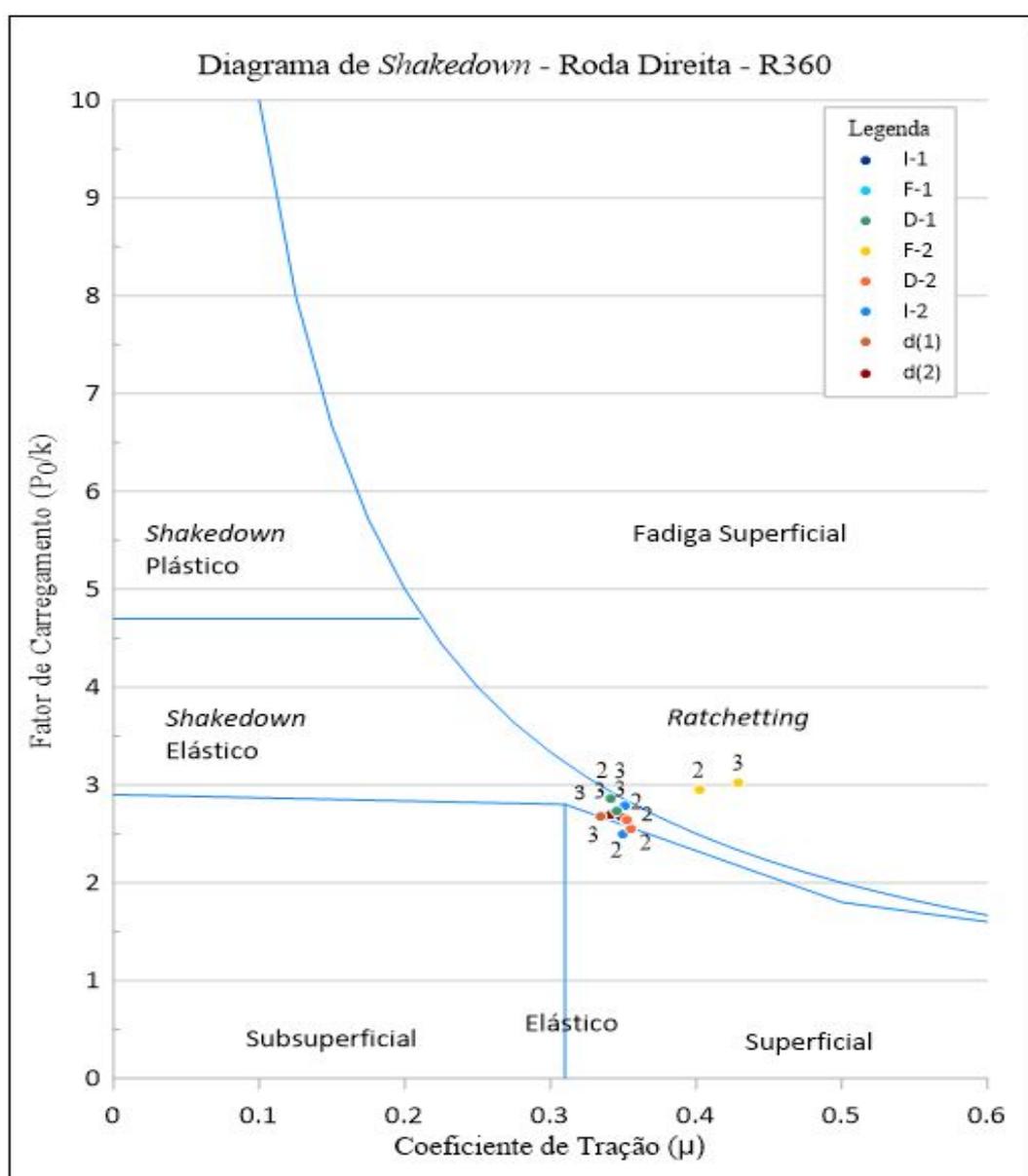


Figura 48 – Diagrama de *shakedown* macrogeometria de Raio = 360 m.

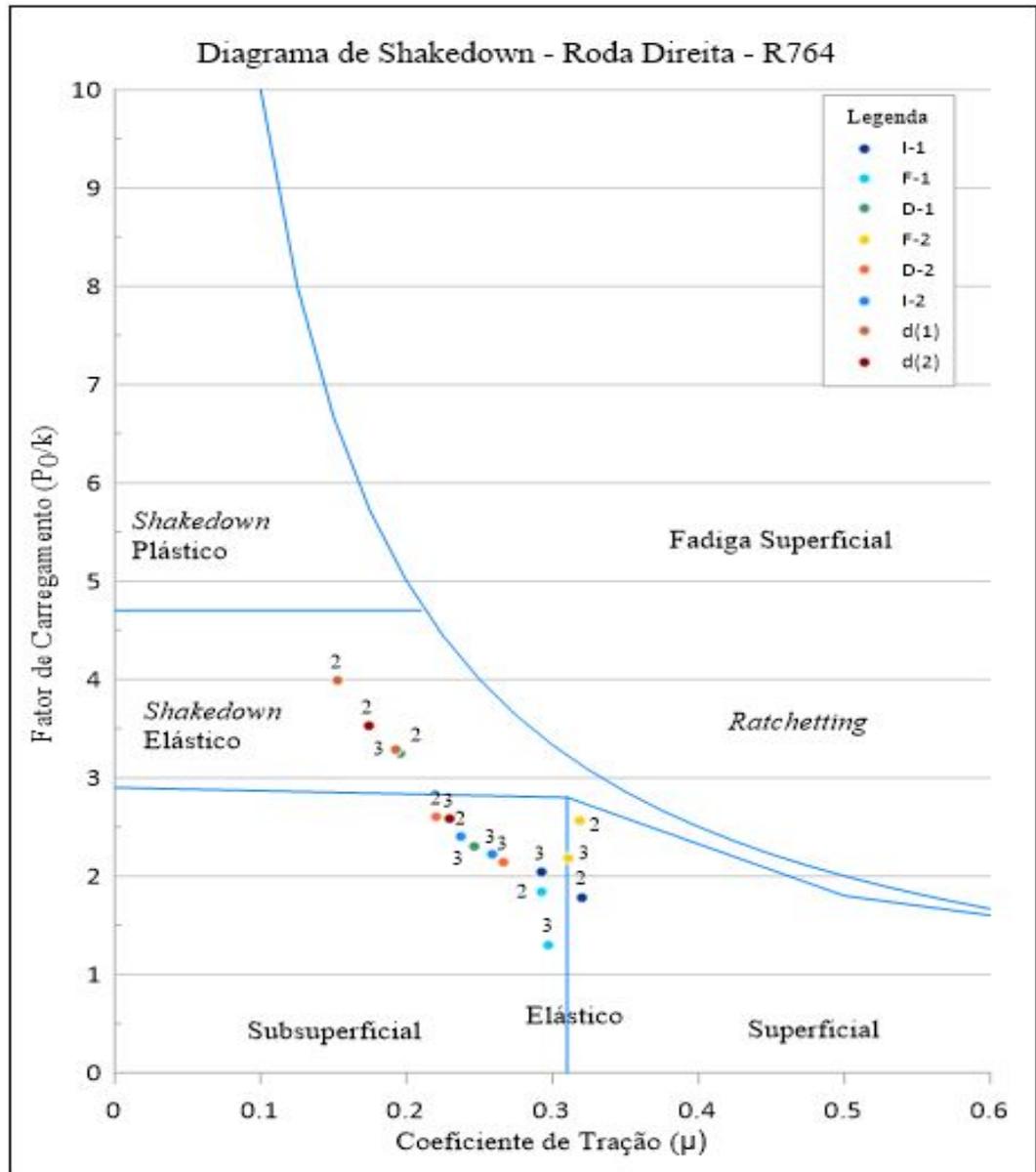


Figura 49 – Diagrama de *shakedown* macrogeometria de Raio = 764 m.

4.9 Dano acumulado de fadiga

As Figuras 50 e 51 mostram o resultado da simulação do dano acumulado de RCF utilizando o algoritmo desenvolvido por Sakalo et al. (2018). Para essa simulação, foram escolhidos os perfis com a melhor nota ponderada, F-1, D-2 e I-2, além do perfil em uso atualmente d(2).

A Figura 50 mostra visualmente o dano de fadiga acumulado. Em a), têm-se os valores após a primeira iteração e, em b), ao atingir a profundidade de cava estipulada de 3,0 mm. Ao contrário do resultado apresentado por Sakalo et al. (2018), essa simulação não apresentou máximo dano acumulado = 1, pois, assim como ocorreu na EFVM, a simulação de desgaste atingiu o parâmetro de parada antes de atingir o máximo valor de

dano.

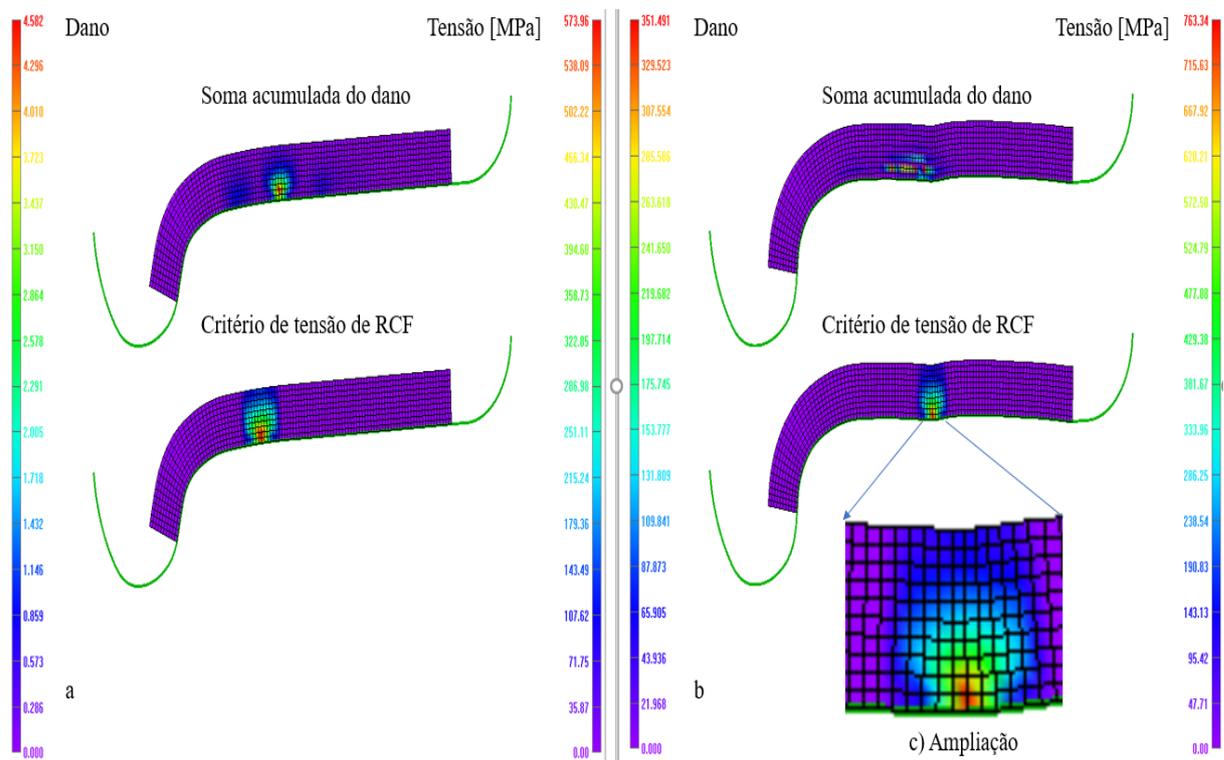


Figura 50 – Isolinhas dos valores de dano de RCF acumulado, a) valores após a primeira iteração e b) valores para $H = 3,0$ mm.

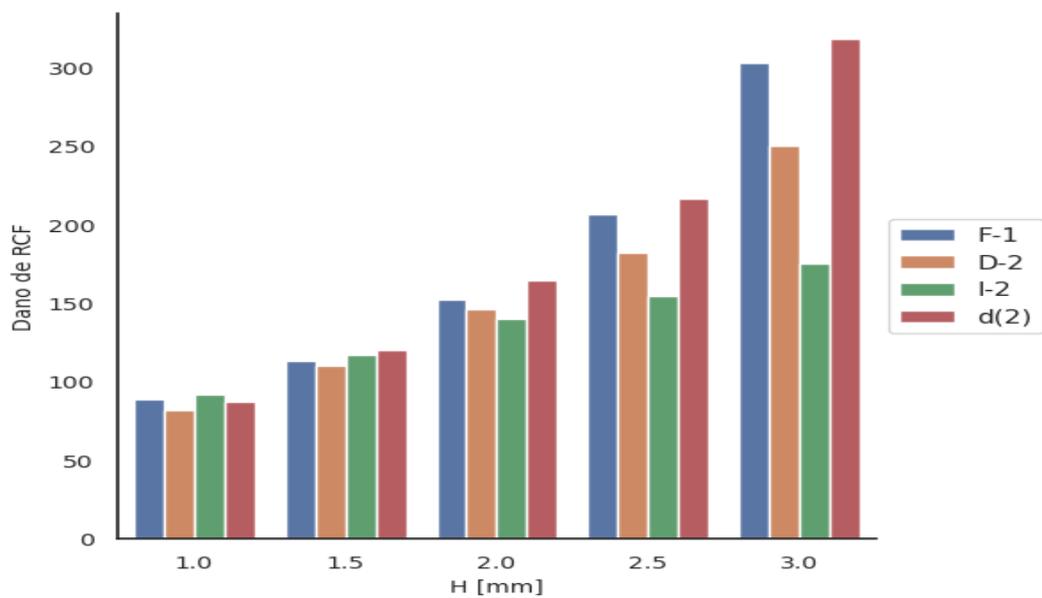


Figura 51 – Dano de RCF acumulado em função do desgaste na pista.

5 Resultados e discussões - EFC

As simulações de desgaste dos perfis da EFC foram feitas de acordo com a descrição estatística da via, Tabela 12. A Figura 52 apresenta o desgaste da pista $H[mm]$ em função da distância percorrida normalizada. A normalização foi feita para melhor comparação entre os perfis, dado que alguns perfis alcançaram mais cedo o desgaste de 3,00 mm de pista.

Por exemplo, da Equação 3.4, pode-se calcular a distância percorrida normalizada para o perfil D. Dos resultados abaixo, tem-se que esse perfil atingiu a condição de parada ($H = 3,0$ mm) ao percorrer 82% da distância percorrida pelos perfis de referência.

$$\text{Para } H = 1,0 \text{ mm: } DP_{norm} = 255.000/255.000 = 1,00$$

$$\text{Para } H = 3,0 \text{ mm: } DP_{norm} = 325.000/255.000 = 1,25$$

Ainda da referida Figura, pode-se notar que a curva de desgaste apresenta comportamento aproximadamente linear até 0,5 da distancia percorrida. A partir desse ponto, o desgaste torna-se exponencial. A causa desse comportamento é a formação do flange falso (FF), conforme os perfis se desgastam, Figura 53.

Diferentemente do padrão de perfil desgastado encontrado na EFC, a Figura 33 mostra que, na EFVM, o desgaste ocorreu ao longo da pista da roda, de modo que os perfis não apresentam flanges falsos, Figura 32. Esse padrão de desgaste se deve à composição das macrogeometrias, por exemplo, enquanto a EFVM, Tabela 11, é composta por 52% de pistas tangentes e curvas de raios menores, a EFC, Tabela 12, é composta por 64% de pistas tangentes e curvas de raios grandes, o que faz com que o contato ocorra na maior parte do percurso entre um região mais estreita da pista da roda e a coroa do trilho, gerando, assim, um desgaste mais concentrado e, conseqüentemente, o FF.

Longas tangentes e flanges falsos são características do regime de tensão, abordado na seção 2.3.2.1, que são, por sua vez, características parecidas com as encontradas na EFC. Esse regime resulta em distribuição de contato concentrada, Figura 52, e em altas tensões de contato, Figura 54. Isso indica que os resultados apresentados estão condizentes com os apontados na literatura técnica revisada na seção 2.3.2.3.

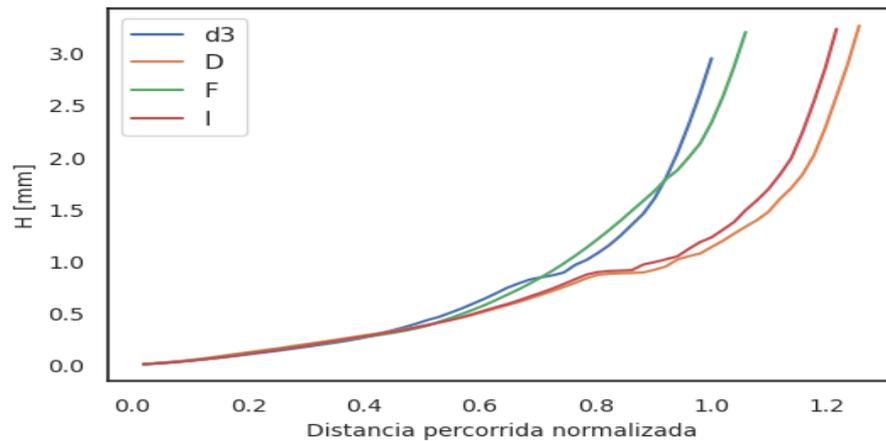


Figura 52 – Desgaste na pista em função da distância percorrida normalizada, onde D é o perfil otimizado para desgaste, F é o otimizado para fadiga, I é o intermediário e d3 é o perfil atualmente em uso.

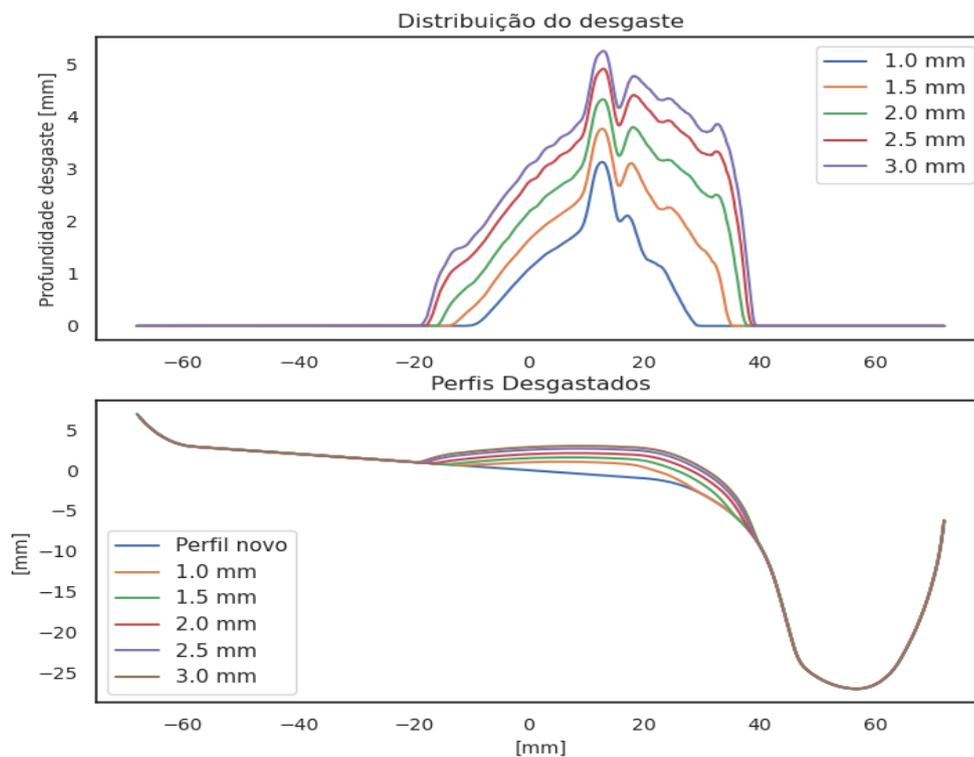


Figura 53 – Distribuição de desgaste ao longo da pista, imagem superior, e perfis desgastados, inferior.

5.1 Análise de dados dos perfis desgastados

Os dados das simulações realizadas com os perfis desgastados e de acordo com a Tabela 13 foram coletados em uma faixa da curva em que o veículo ferroviário já se encontrava estável. Esses dados foram tratados e utilizados para elaboração das tabelas e dos gráficos utilizados para avaliação dos perfis.

5.2 Pressão máxima de contato

A Figura 54 apresenta o valor da pressão de contato máxima e, a linha vermelha pontilhada, o valor da pressão máxima admissível de 2,50 [GPa]. A pressão apresenta tendência de redução no valor para todos os perfis até $H = 2,00$ mm. Para $H = 2,5$ mm, apenas os perfis d3 e D apresentam pressão de contato menor que o limite. Todos os perfis possuem valor muito acima da pressão de contato máxima admissível para $H = 3,00$ mm.

Para esse desgaste, todos os perfis apresentam pressão máxima de contato, cujo valor é quase o quádruplo do valor de referência de 2,50 GPa, o que indica, a princípio, que a utilização de perfis com esse nível de desgaste pode incorrer em RCF e em seus efeitos prejudiciais. O papel da pressão de contato deve ser melhor avaliado utilizando-se o diagrama de *shakedown*, Figura 61.

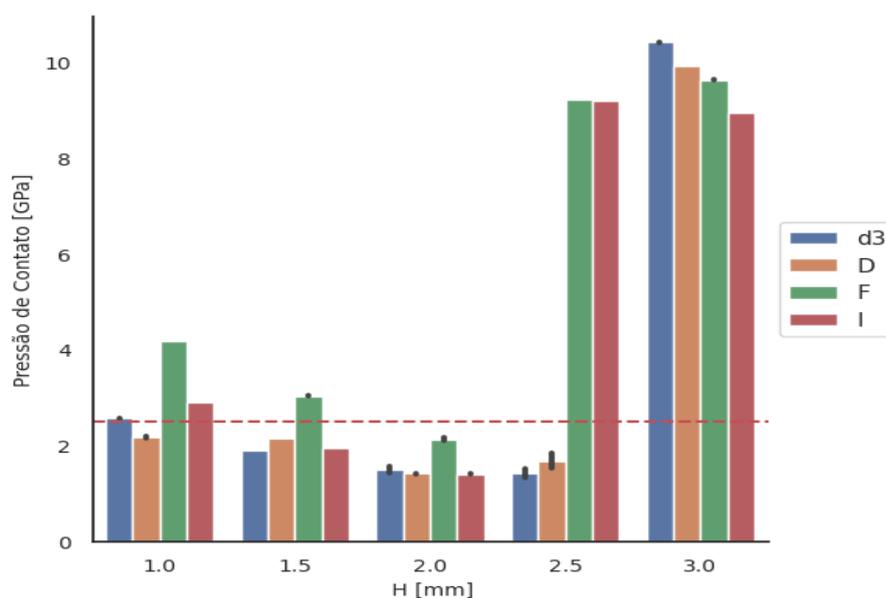


Figura 54 – Pressão Máxima de Contato na Roda Direita em função do desgaste na pista para os perfis d3, D, F e I.

Ramalho (2015) mostrou, por meio de ensaio laboratorial, utilizando tribômetro do tipo disco-disco, que altas pressões de contato resultaram em significativo aumento no desgaste da roda, o que corrobora o padrão de desgaste visto na Figuras 52 e 57.

Para se averiguar se a forma como os perfis se desgastaram influencia a pressão de contato, conforme mostrado por Fröhling, Spangenberg e Hettasch (2012), em seu trabalho sobre o desgaste em rodas sujeitas a alta carga por eixo, foi realizado o cálculo do gradiente de FF do lado da bitola (GFF). A Figura 55 mostra que a pressão de contato aumenta expressivamente com o aumento do GFF, isso significa que a pressão de contato é amplamente impactada pelo formato do FF.

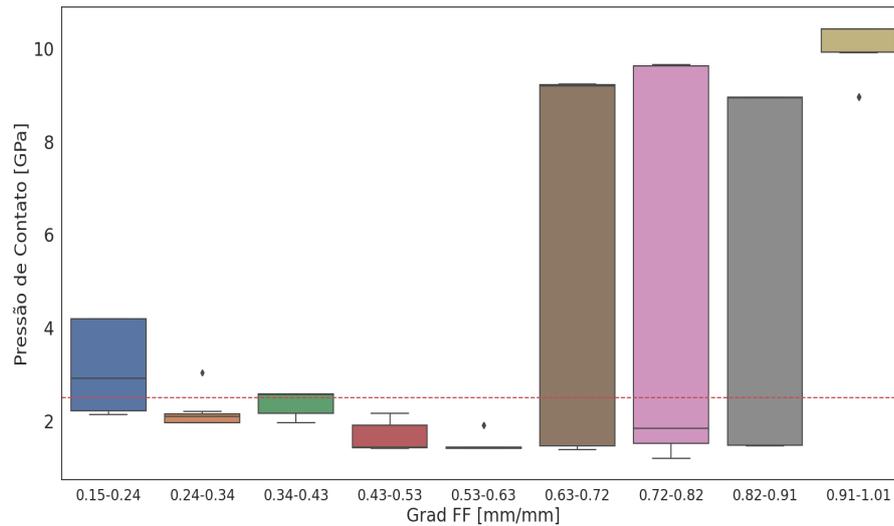


Figura 55 – Pressão de Contato em função do Gradiente de flange falso.

5.3 Índice de desgaste

A Figura 56 retrata o Índice de Desgaste em função da profundidade da cava H. As linhas vermelhas tracejadas são os valores indicados na Tabela 7. De maneira geral, há tendência de alta nos valores da energia dissipada para todos os perfis até $H = 2,0$ mm, o que é a tendência oposta vista na Figura 54. Isso ocorre, porque a energia dissipada na área de contato aumenta a taxa de desgaste e, conseqüentemente, a área de contato. A pressão volta a subir para todos os perfis quando $H = 3,0$ mm. Isso se deve à baixa energia dissipada no contato ($T\gamma < 15$ N), que é insuficiente para gerar qualquer deformação plástica, permitindo que a forma do FF se imponha, aumentando a pressão de contato.

Quando $H = 2,0$ mm, apenas o perfil F não está na região onde ocorre apenas o fenômeno do desgaste - $T\gamma > 165$ N. Para $H = 2,5$ mm, somente os perfis d3 e D mostram aumento no valor de $T\gamma$, permanecendo na região onde a energia dissipada não é suficiente para promover qualquer dano. Para $H = 3,0$ mm, a quantidade de energia dissipada na interface de todos os perfis não é suficiente para causar nem mesmo deformação plástica no material.

Esse comportamento no valor de $T\gamma$ é esperado, pois, de acordo com Fröhling, Ekberg e Kabo (2008), rodas com flanges falsos aumentam a taxa de desgaste.

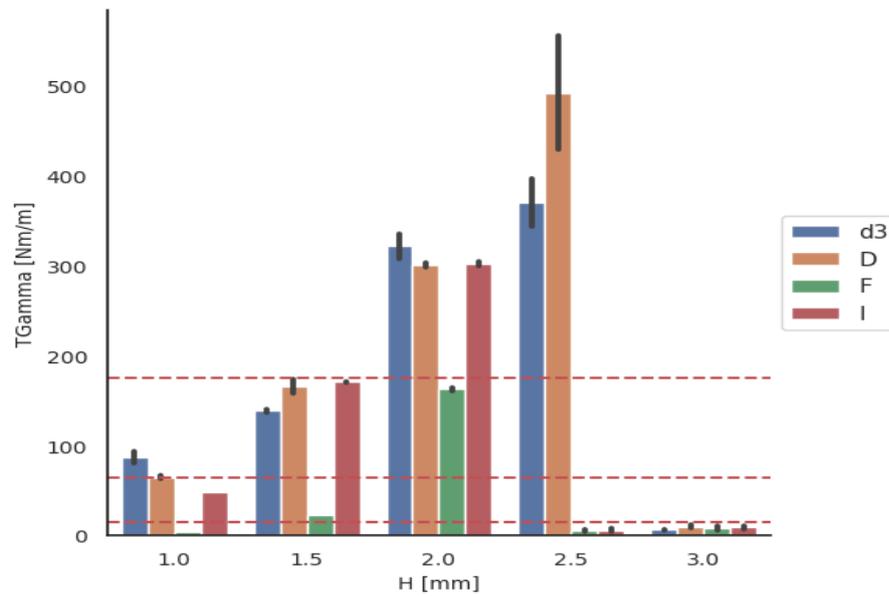


Figura 56 – Índice de Desgaste na Roda Direita em função do desgaste na pista para os perfis d3, D, F e I.

Na Figura auxiliar 57, os *boxplots* indicam os valores de todos os perfis em função do desgaste da pista. Comparando-se a mediana dos valores da Figura 39 com a mediana do valores do $R = 764$ m, valores de raios próximos, percebe-se claramente os efeitos do FF. Para $H = 1,0$ mm, a mediana de $R = 860$ m está próxima da região de prevalência do desgaste, enquanto a do $R = 764$ m encontra-se na região de RCF. Quando $H = 1,50$ mm, a mediana para $R = 860$ m está dentro da região de desgaste severo, definida por Pearce e Sherratt (1991), enquanto a mediana de $R = 764$ m está dentro da região de desgaste moderado. Para $H = 2,0$ mm, praticamente todos valores de $R = 860$ m estão na região de desgaste severo. Esses dados mostram o impacto do raio da curva sobre a quantidade de energia dissipada no contato.

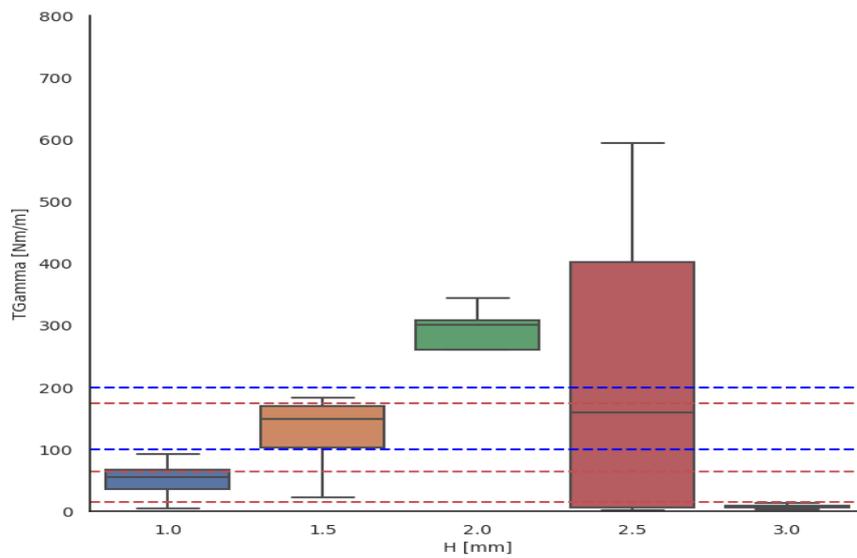


Figura 57 – Índice de Desgaste na Roda Direita em função do desgaste na pista para os perfis d3, D, F e I.

5.4 Índice de fadiga

Da Figura 58, tem-se o valor do índice de fadiga superficial em função do desgaste. O perfil F possui valor de $FI_{surf} > 0$ para todos níveis de desgaste. Os perfis d3 e D apresentam valores de $FI_{surf} < 0$ até $H = 2,5$ mm. O perfil I apresenta valor $FI_{surf} < 0$ apenas quando o desgaste da pista esta entre 1,5 e 2,0 mm. Perfis com $FI_{surf} > 0$, de acordo com Ekberg, Kabo e Andersson (2002), tendem a apresentar fadiga superficial.

Para Fröhling, Ekberg e Kabo (2008), uma das causas de os perfis apresentarem valores de $FI_{surf} > 0$ é a combinação entre a alta pressão de contato e a tração superficial na região de contato. Essa pode ser uma potencial justificativa para os valores de FI_{surf} devido à presença do FF e pelo coeficiente de atrito coulombiano de 0.5 utilizado na simulação.

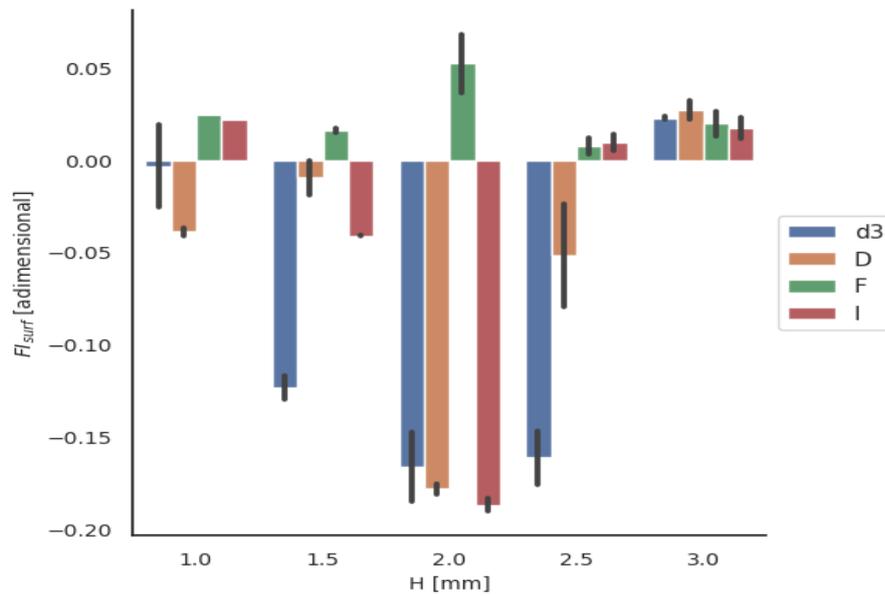


Figura 58 – Índice de fadiga na Roda Direita em função do desgaste na pista para os perfis d3, D, F e I.

5.5 Resistência ao rolamento

A Figura 59 apresenta os valores da resistência ao rolamento em função da profundidade do desgaste na pista H . Um dos efeitos negativos do FF é o aumento da resistência ao rolamento (FRÖHLING; EKBERG; KABO, 2008), o qual pode ser observado na Figura 59. O valor da resistência aumenta com o do desgaste da pista, notadamente os perfis d3 e D. Este último apresenta o maior valor da série $H = 2,5$ mm.

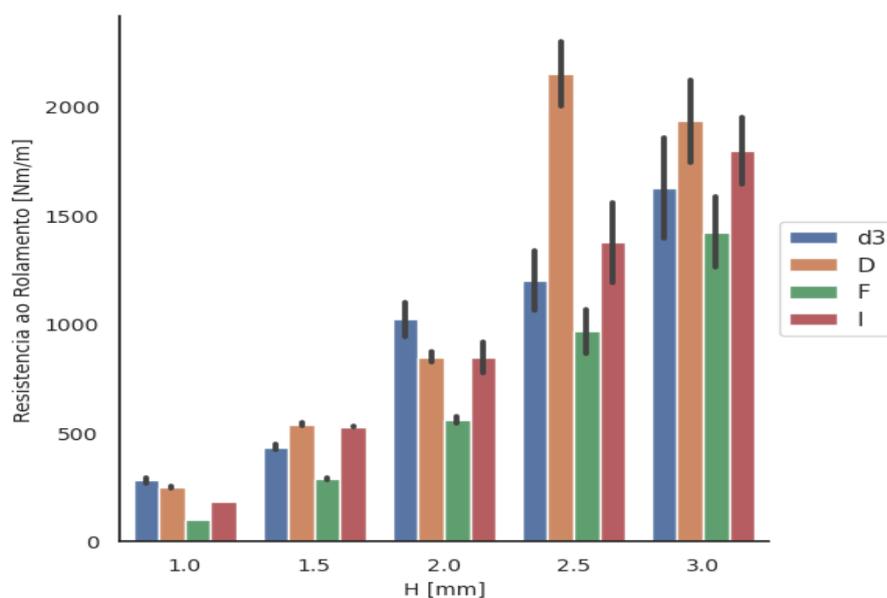


Figura 59 – Resistência ao Rolamento na Roda Direita em função do desgaste na pista para os perfis d3, D, F e I.

5.6 Critério de Nadal

Da Figura 60, observa-se que nenhum dos perfis, independentemente do desgaste da pista, apresentou valor próximo ao valor estabelecido pela norma UIC-518 (2009).

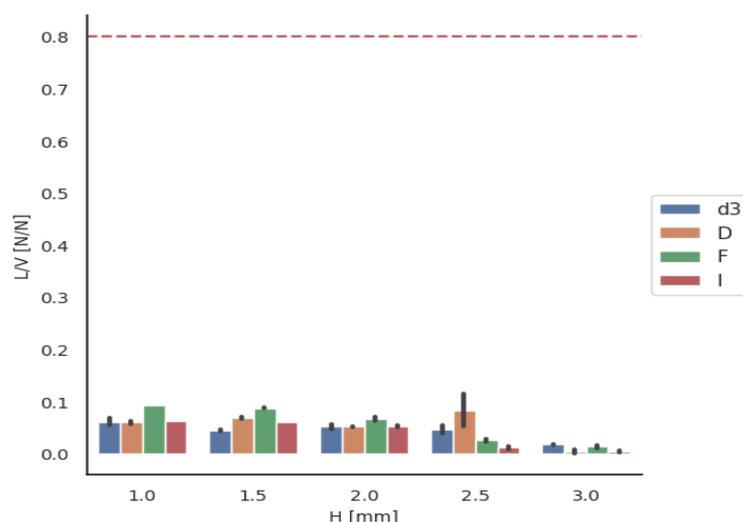


Figura 60 – Critério de Nadal na Roda Direita em função do desgaste na pista para os perfis d3, D, F e I.

5.7 Pontuação dos perfis

As Tabelas 21, 22 e 23 apresentam a pontuação ponderada de cada perfil e foram elaboradas de acordo com os pesos indicados na Tabela 14 e os dados extraídos da simulação da curva de $R = 860$ m.

Por exemplo, da Equação 3.1 e da Tabela A.20, pode-se calcular a pontuação total do perfil d(3) quando novo:

$$NP_d = (2.3 + 1.3 + 1.1 + 1.2 + 3.2 + 2.1)/12 = 1,67$$

E da Equação 3.2 e da Tabela A.17, pode-se calcular a pontuação total do perfil d(3) quando $H = 2$ mm:

$$NP_d = (1.3 + 2.3 + 2.2 + 1.1 + 1.1)/10 = 1,50$$

Finalmente, da Equação 3.3, tem-se a pontuação total do perfil:

$$NP_T = (1,67.1 + 1,50.2)/3 = 1,56$$

Para $H = 2,0$ mm, Tabela 21, os perfis com as maiores pontuações são D e I, enquanto que, quando $H = 3,0$ mm, Tabela 22, os perfis com as maiores pontuações são F e I. Finalmente, a Tabela 23 apresenta a pontuação geral, ou seja, considerando-se tanto os perfis não desgastados quanto os com 2,0 e 3,0 mm de desgaste na pista. Nesse caso, os perfis com as maiores pontuações são F e I.

Tabela 21 – Tabela de seleção dos perfis da EFC para uma profundidade de cava igual a 2 mm.

Descrição	Peso	d(3)	D	F	I
Resultado dos Perfis Novos	1	1,67	2,50	2,42	2,75
Resultado para Cava 2mm	2	1,50	3,00	2,30	3,20
Total	3	1,56	2,83	2,34	3,05

Tabela 22 – Tabela de seleção dos perfis da EFC para uma profundidade de cava igual a 3 mm.

Descrição	Peso	d(3)	D	F	I
Resultado dos Perfis Novos	1	1,67	2,50	2,42	2,75
Resultado para Cava 3mm	2	2,40	1,50	3,00	3,10
Total	3	2,16	1,83	2,81	2,98

Tabela 23 – Tabela de seleção dos perfis da EFC (geral).

Descrição	Peso	d(3)	D	F	I
Resultado dos Perfis Novos	1	1,67	2,50	2,42	2,75
Resultado Geral	2	1,95	2,25	2,65	3,15
Total	3	1,86	2,33	2,57	3,02

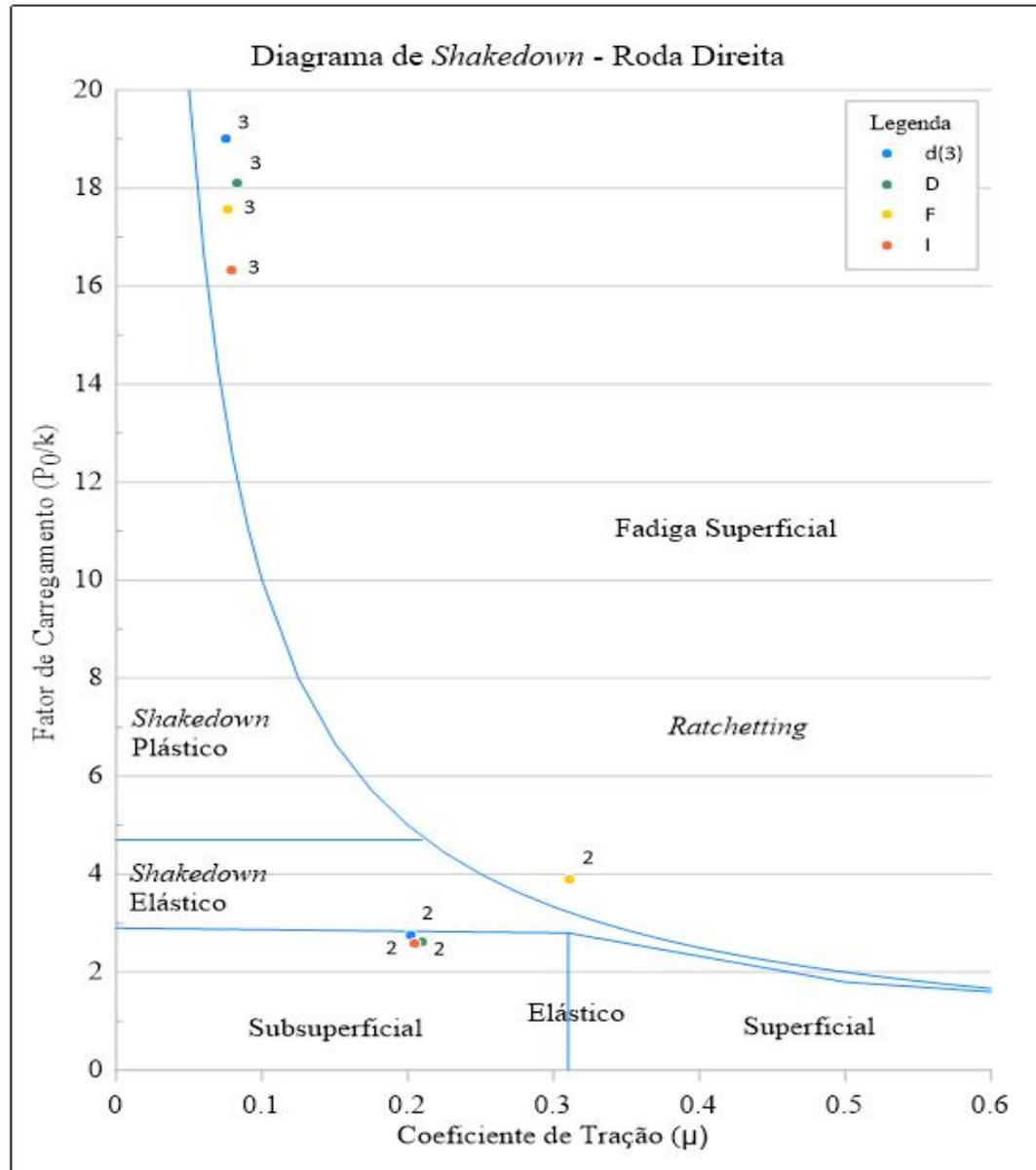
5.8 Diagrama de *shakedown*

O diagrama de *shakedown*, Figura 61, os WP's dos perfis com $H = 2,0$ e $3,0$ mm. Esse diagrama é a última verificação desta análise e os perfis cujos WP's estiverem mais próximos da origem, região elástica, são preferíveis.

Para $H = 2,0$ mm, pode ser visto que somente o WP do perfil F encontra-se fora da fronteira de *shakedown*, enquanto que os WP's de todos os outros perfis encontram-se na região elástica subsuperficial. Quando $H = 3,0$ mm, todos os WP's encontram-se na região de *ratchetting* e seus altos valores de carga vertical normalizada devem-se à pequena área de contato na interface R-T, devido ao FF.

De modo a se evitar os efeitos negativos que a presença do FF promove, é necessária a introdução de um limite de desgaste da pista da roda, assim como sugerido por Fröhling, Spangenberg e Hettasch (2012). Então, para o caso deste estudo, sugere-se que os perfis devam ser mantidos em uso até $H = 2,0$ mm.

Outros trabalhos sugerem um limite para o desgaste da pista: Tournay e Mulder (1996), Fröhling (2006), Fröhling, Spangenberg e Hettasch (2012), Spangenberg, Fröhling e Els (2019) e RSSB (2010), conforme fora relatado na seção 2.3.2.3.

Figura 61 – Diagrama de *shakedown*.

5.9 Dano acumulado de fadiga

As Figuras 62 e 63 apresentam o resultado da simulação do dano acumulado de RCF utilizando o algoritmo desenvolvido por Sakalo et al. (2018) e deve ser visto como um indicador qualitativo para se avaliar os perfis, pois foram utilizados os dados do aço classe T, conforme já mencionado na seção 2.4.2.1.1.

A Figura 50 mostra visualmente o dano de fadiga acumulado. Em a), tem-se os valores após a primeira iteração e, em b), ao atingir a profundidade de cava estipulada de 3,0 mm. Esta simulação, assim como a feita para a EFVM, não apresentou máximo dano acumulado = 1, posto que o critério de parada da simulação foi alcançado antes do valor de dano máximo.

Nota-se, a partir da Figura 63, que todos os perfis apresentam tendência de alta no valor do dano, com o perfil F apresentando o maior valor final. Este resultado está de acordo com a localização do WP desse perfil no diagrama de *shakedown*, Figura 61, pois está localizado fora do envelope de *shakedown*. Importante destacar que esse perfil, quando não desgastado, apresentava a maior resistência à fadiga e, após o desgaste, a pior.

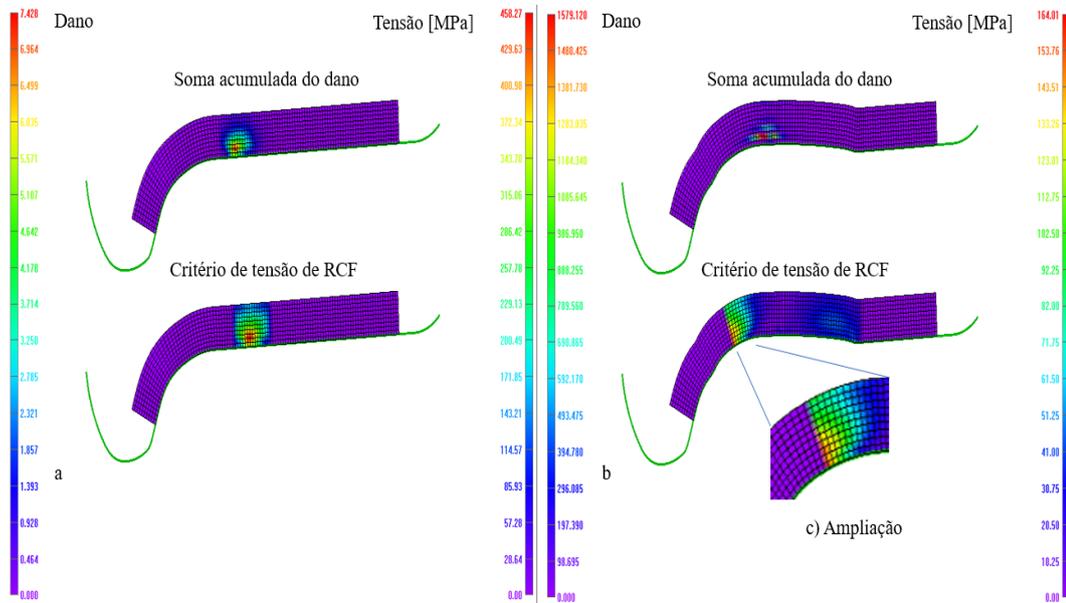


Figura 62 – Isolinhas dos valores de dano de RCF acumulado, a) valores após a primeira iteração e b) valores para $H = 3,0$ mm.

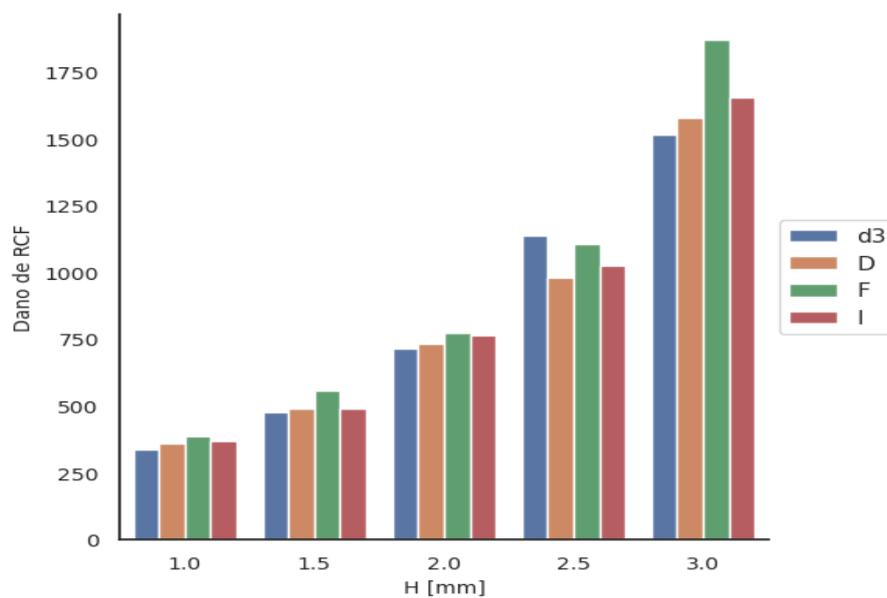


Figura 63 – Dano de RCF acumulado em função do desgaste na pista.

A Figura 64 mostra a comparação entre os valores dos danos acumulados de RCF para a EFC e a EFVM. O valor para a EFVM apresenta pouca variação, ao revés do

observado para a EFC. Esse comportamento é esperado, dado que esta ferrovia apresenta rodas desgastadas com FF e os WP's dos perfis no diagrama de *shakedown*, quando $H = 3,00$ mm, estão localizados na região de fadiga superficial.

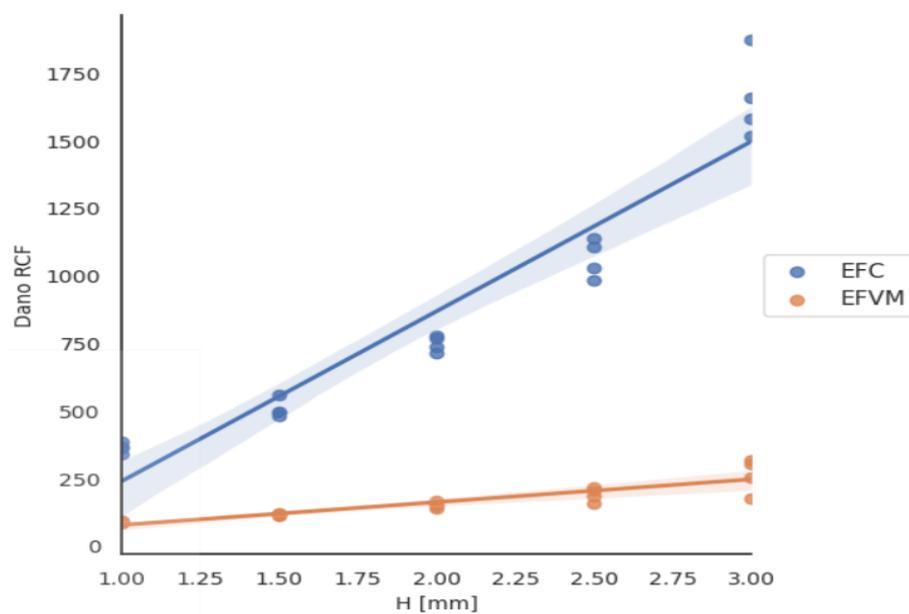


Figura 64 – Comparação entre os danos de fadiga acumulados da EFC e da EFVM.

6 Conclusão

Da análise dos resultados, verifica-se que a utilização do coeficiente de desgaste k (medido para o contato entre o flange e o boleto do trilho), bem como a forma paralela como o *software* simula o desgaste, resultaram, na EFVM, em perfis desgastados com presença de concentrador de tensão e, na EFC, em perfis desgastados com flange falso, os quais geraram altas pressões de contato. Cumpre frisar que estes perfis desgastados podem não corresponder aos desgastados em serviço, dadas as limitações da simulação.

Outrossim, verifica-se também que a não utilização da curva de fadiga do aço classe-C, e sim de um aço similar, pode ter influenciado no valor do dano acumulado de fadiga, todavia, ainda assim, como esse indicador de dano foi utilizado apenas em caráter qualitativo, sua utilização mostrou a influência do desgaste no desempenho dos perfis.

Diferentemente da EFC, devido à sua macrogeometria, os perfis da EFVM apresentaram desgaste distribuído ao longo da pista da roda. A pressão de contato permaneceu dentro dos limites, porém os perfis se encontraram dentro da região de prevalência de desgaste, principalmente devido ao $R = 360$ m. Além disso, os perfis apresentaram baixa probabilidade de ocorrência de RCF, contudo seus WP's, para $R = 360$ m, ficaram muito próximos da fronteira de *shakedown*.

A pontuação dos perfis comprovou que o desgaste influenciou em seus desempenho e seleção. Quando novos (não desgastados), os perfis com a melhor pontuação foram d(1), F-1 e I-2. Quando $H = 2$ mm, os melhores pontuados foram I-1, F-1 e D-2. Quando $H = 3$ mm, foram D-2, F-1 e I-2. E, por fim, a avaliação geral mostrou que os melhores perfis foram I-2, F-1 e D-2. O perfil d(1), que fora o melhor pontuado quando novo, não mais figurou entre os que obtiveram a maior pontuação.

Ademais, ainda para a EFVM, foi comprovado que o raio da curva influencia no desempenho e escolha dos perfis, uma vez que, dos perfis com maior pontuação geral, dois foram otimizados para o raio de 764 m (I-2 e D-2) e um para o raio de 360 m (F-1).

No que tange à EFC, devido à sua macrogeometria, o desgaste deu origem ao flange falso, que causou aumento significativo na pressão de contato que, por sua vez, potencializou a taxa de desgaste e aumentou o risco de iniciação de fadiga superficial, os valores da resistência ao rolamento e o dano de fadiga.

Para a EFC, ao se comparar suas pontuações, nota-se, igualmente, a influencia do desgaste no desempenho e escolha dos perfis, de modo que, quando novos, os perfis com as maiores pontuações foram I e D. Quando $H = 2$ mm, também, I e D. Quando $H = 3$ mm, I e F. E, finalmente, quando da análise geral, I e F. Assim, o perfil I manteve sua

posição como perfil melhor pontuado, independente do desgaste na pista, e o perfil D foi substituído pelo perfil F.

Desta maneira e por todo o exposto, em síntese, constata-se que o desgaste influenciou no desempenho e seleção de novos perfis de rodas ferroviárias. E a utilização da ferramenta de simulação computacional de desgaste contribui para a evolução do conhecimento das variáveis que afetam a vida útil das rodas ferroviárias.

7 Trabalhos futuros

Utilizar o coeficiente de desgaste medido em laboratório, que simule o contato com a pista da roda, utilizando um ensaio de disco-disco;

Utilização de uma curva de fadiga para o aço classe-C;

Utilização de irregularidades na via;

Comparação com perfis desgastados reais e medidos para calibragem dos modelos;

Inclusão do *spin* no cálculo do Índice de Desgaste;

Avaliação da influência do desgaste no desempenho dos perfis quando simulados em tangentes;

Considerar o desgaste do trilho;

Referências

- ALMEIDA, L. P. F. de et al. Study of sliding wear of the wheel flange-rail gauge corner contact conditions: Comparative between cast and forged steel wheel materials. *Wear*, Elsevier, v. 432, p. 102894, 2019. Citado 4 vezes nas páginas 12, 47, 65 e 66.
- AYASSE, J. B.; CHOLLET, H. Determination of the wheel rail contact patch in semi-hertzian conditions. *Vehicle System Dynamics*, Taylor & Francis, v. 43, n. 3, p. 161–172, 2005. Citado na página 29.
- BARBOSA, R. S. Evaluation of railway track safety with a new method for track quality identification. *Journal of Transportation Engineering*, American Society of Civil Engineers, v. 142, n. 11, p. 04016053, 2016. Citado na página 57.
- BEVAN, A. et al. Development and validation of a wheel wear and rolling contact fatigue damage model. *Wear*, Elsevier, v. 307, n. 1-2, p. 100–111, 2013. Citado na página 60.
- BOLTON, P.; CLAYTON, P. Rolling—sliding wear damage in rail and tyre steels. *Wear*, Elsevier, v. 93, n. 2, p. 145–165, 1984. Citado na página 32.
- BOYACIOGLU, P.; BEVAN, A. Prediction of rail damage using a combination of shakedown map and wheel-rail contact energy. *Wear*, Elsevier, v. 460, p. 203457, 2020. Citado 3 vezes nas páginas 9, 12 e 54.
- BRAGHIN, F.; BRUNI, S.; LEWIS, R. Railway wheel wear. In: *Wheel-rail interface handbook*. [S.l.]: Elsevier, 2009. p. 172–210. Citado na página 29.
- BRUNI, S.; BRAGHIN, F. Effect of damage on vehicle dynamics. In: *Wheel-Rail Interface Handbook*. [S.l.]: Elsevier, 2009. p. 456–476. Citado na página 27.
- BURSTOW, M. Whole life rail model application and development for rrsb—development of an rcf damage parameter. *AEA Technology Rail report AEATR-ES-2003-832 Issue*, v. 1, 2003. Citado 2 vezes nas páginas 45 e 52.
- BURSTOW, M. Whole life rail model application and development for rrsb—continued development of an rcf damage parameter. *Rail Standards and Safety Board, London*, 2004. Citado 9 vezes nas páginas 8, 9, 12, 27, 49, 52, 53, 54 e 55.
- BURSTOW, M. A model to predict and understand rolling contact fatigue in wheels and rails. In: *Proceedings of the 7th World Congress on Railway Research (WCCR 2006)*, Montreal, Canada. [S.l.: s.n.], 2006. Citado 3 vezes nas páginas 9, 12 e 54.
- BUSHAN, B. Modern tribology handbook. *Vol I. & II: CRC Press LLC. New York*, 2001. Citado na página 31.
- BUTINI, E. et al. An innovative model for the prediction of wheel-rail wear and rolling contact fatigue. *Wear*, Elsevier, v. 436, p. 203025, 2019. Citado 6 vezes nas páginas 8, 12, 42, 45, 49 e 55.
- CARVALHO, D. de. Caracterização mecânico-metalúrgica de defeitos superficiais em rodas ferroviárias. *UFES*, 2019. Citado 3 vezes nas páginas 8, 40 e 87.

- DIRKS, B.; ENBLÖM, R. Prediction model for wheel profile wear and rolling contact fatigue. *Wear*, Elsevier, v. 271, n. 1-2, p. 210–217, 2011. Citado 11 vezes nas páginas 12, 38, 48, 49, 52, 53, 55, 56, 79, 80 e 81.
- DIRKS, B.; ENBLÖM, R.; BERG, M. Prediction of wheel profile wear and crack growth—comparisons with measurements. *Wear*, Elsevier, v. 366, p. 84–94, 2016. Citado 3 vezes nas páginas 45, 55 e 60.
- DIRKS, B. et al. The development of a crack propagation model for railway wheels and rails. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, Wiley Online Library, v. 38, n. 12, p. 1478–1491, 2015. Citado 3 vezes nas páginas 45, 51 e 55.
- EKBERG, A. Fatigue of railway wheels. In: *Wheel–rail interface handbook*. [S.l.]: Elsevier, 2009. p. 211–244. Citado 7 vezes nas páginas 38, 41, 42, 46, 48, 50 e 51.
- EKBERG, A.; ÅKESSON, B.; KABO, E. Wheel/rail rolling contact fatigue—probe, predict, prevent. *Wear*, Elsevier, v. 314, n. 1-2, p. 2–12, 2014. Citado 3 vezes nas páginas 39, 41 e 50.
- EKBERG, A.; KABO, E. Fatigue of railway wheels and rails under rolling contact and thermal loading—an overview. *Wear*, Elsevier, v. 258, n. 7-8, p. 1288–1300, 2005. Citado 3 vezes nas páginas 9, 55 e 57.
- EKBERG, A.; KABO, E.; ANDERSSON, H. An engineering model for prediction of rolling contact fatigue of railway wheels. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, Wiley Online Library, v. 25, n. 10, p. 899–909, 2002. Citado 13 vezes nas páginas 8, 36, 41, 42, 43, 44, 45, 47, 48, 50, 51, 55 e 95.
- EKBERG, A.; SOTKOVSKI, P. Anisotropy and rolling contact fatigue of railway wheels. *International journal of fatigue*, Elsevier, v. 23, n. 1, p. 29–43, 2001. Citado na página 46.
- ENBLÖM, R. Deterioration mechanisms in the wheel–rail interface with focus on wear prediction: a literature review. *Vehicle System Dynamics*, Taylor & Francis, v. 47, n. 6, p. 661–700, 2009. Citado 4 vezes nas páginas 28, 29, 31 e 39.
- ENBLÖM, R.; BERG, M. Simulation of railway wheel profile development due to wear—influence of disc braking and contact environment. *Wear*, Elsevier, v. 258, n. 7-8, p. 1055–1063, 2005. Citado 2 vezes nas páginas 22 e 60.
- ENBLÖM, R.; BERG, M. Impact of non-elliptic contact modelling in wheel wear simulation. *Wear*, Elsevier, v. 265, n. 9-10, p. 1532–1541, 2008. Citado na página 60.
- EVANS, J.; BERG, M. Challenges in simulation of rail vehicle dynamics. *Vehicle System Dynamics*, Taylor & Francis, v. 47, n. 8, p. 1023–1048, 2009. Citado na página 59.
- EVANS, J.; IWNICKI, S. D. Vehicle dynamics and the wheel/rail interface. Institution of Mechanical Engineers, 2002. Citado 2 vezes nas páginas 49 e 86.
- FLETCHER, D.; SMITH, L.; KAPOOR, A. Rail rolling contact fatigue dependence on friction, predicted using fracture mechanics with a three-dimensional boundary element model. *Engineering fracture mechanics*, Elsevier, v. 76, n. 17, p. 2612–2625, 2009. Citado na página 42.

- FRÖHLING, R. Strategies to control wheel profile wear. *Vehicle system dynamics*, Taylor & Francis, v. 37, n. sup1, p. 490–501, 2002. Citado na página 81.
- FRÖHLING, R. Analysis of asymmetric wheel profile wear and its consequences. *Vehicle System Dynamics*, Taylor & Francis, v. 44, n. sup1, p. 590–600, 2006. Citado 6 vezes nas páginas 8, 33, 36, 47, 51 e 98.
- FRÖHLING, R. Wheel/rail interface management in heavy haul railway operations—applying science and technology. *Vehicle System Dynamics*, v. 45, n. 7-8, p. 649–677, 2007. Citado 7 vezes nas páginas 8, 12, 29, 33, 34, 35 e 57.
- FRÖHLING, R.; EKBERG, A.; KABO, E. The detrimental effects of hollow wear—field experiences and numerical simulations. *Wear*, Elsevier, v. 265, n. 9-10, p. 1283–1291, 2008. Citado 7 vezes nas páginas 35, 36, 48, 49, 93, 95 e 96.
- FRÖHLING, R.; SPANGENBERG, U.; HETTASCH, G. Wheel/rail contact geometry assessment to limit rolling contact fatigue initiation at high axle loads. *Vehicle system dynamics*, Taylor & Francis, v. 50, n. sup1, p. 319–334, 2012. Citado 7 vezes nas páginas 8, 34, 37, 38, 50, 92 e 98.
- GAHR, K.-H. Z. *Microstructure and wear of materials*. [S.l.]: Elsevier, 1987. v. 10. Citado na página 32.
- HIENSCH, M.; STEENBERGEN, M. Rolling contact fatigue on premium rail grades: Damage function development from field data. *Wear*, Elsevier, v. 394, p. 187–194, 2018. Citado 2 vezes nas páginas 45 e 51.
- HUTCHINGS, I.; SHIPWAY, P. *Tribology: friction and wear of engineering materials*. [S.l.]: Butterworth-Heinemann, 2017. Citado 2 vezes nas páginas 31 e 39.
- IGNESTI, M. et al. Development of a wear model for the prediction of wheel and rail profile evolution in railway systems. *Wear*, Elsevier, v. 284, p. 1–17, 2012. Citado na página 60.
- IWNICKI, S. The effect of profiles on wheel and rail damage. *International Journal of Vehicle Structures & Systems*, MechAero Foundation for Technical Research and Education Excellence. MAFTREE, v. 1, n. 4, p. 99–104, 2009. Citado 4 vezes nas páginas 9, 12, 48 e 54.
- JENDEL, T. Prediction of wheel profile wear—comparisons with field measurements. *Wear*, Elsevier, v. 253, n. 1-2, p. 89–99, 2002. Citado 2 vezes nas páginas 60 e 65.
- JOHNSON, K. The strength of surfaces in rolling contact. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Mechanical Engineering Science*, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 203, n. 3, p. 151–163, 1989. Citado 3 vezes nas páginas 8, 46 e 47.
- KAPOOR, A. et al. The role of wear in enhancing rail life. In: *Proceedings of the 29th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*. [S.l.: s.n.], 2003. v. 41, n. 3, p. 331–340. Citado 2 vezes nas páginas 8 e 52.
- KAPOOR, A. et al. Tribology of rail transport. *Modern Tribology Handbook*, v. 2, p. 1271–1330, 2001. Citado 10 vezes nas páginas 7, 12, 30, 32, 39, 40, 45, 46, 51 e 58.

- KARTTUNEN, K.; KABO, E.; EKBERG, A. Numerical assessment of the influence of worn wheel tread geometry on rail and wheel deterioration. *Wear*, Elsevier, v. 317, n. 1-2, p. 77–91, 2014. Citado 5 vezes nas páginas 35, 37, 79, 81 e 86.
- KATO, K.; ADACHI, K. *Wear Mechanisms. Chapter 7 of Modern Tribology Handbook*, Ed. B. Bhushan. [S.l.]: CRC Press. Boca Raton, 2001. Citado na página 31.
- KOVALEV, R. et al. Freight car models and their computer-aided dynamic analysis. *Multibody System Dynamics*, Springer, v. 22, n. 4, p. 399, 2009. Citado na página 60.
- LEWIS, R.; OLOFSSON, U. Mapping rail wear regimes and transitions. *Wear*, Elsevier, v. 257, n. 7-8, p. 721–729, 2004. Citado na página 60.
- LEWIS, R.; OLOFSSON, U. Basic tribology of the wheel–rail contact. In: *Wheel–rail interface handbook*. [S.l.]: Elsevier, 2009. p. 34–57. Citado 2 vezes nas páginas 47 e 48.
- LEWIS, R.; OLOFSSON, U. *Wheel-rail interface handbook*. [S.l.]: Elsevier, 2009. Citado 6 vezes nas páginas 7, 12, 25, 29, 46 e 48.
- LIM, S.; ASHBY, M. Overview no. 55 wear-mechanism maps. *Acta metallurgica*, Elsevier, v. 35, n. 1, p. 1–24, 1987. Citado na página 31.
- LUNDÉN, R.; PAULSSON, B. Introduction to wheel–rail interface research. In: *Wheel–rail interface handbook*. [S.l.]: Elsevier, 2009. p. 3–33. Citado 4 vezes nas páginas 7, 24, 28 e 29.
- MAGEL, E. E.; KALOUSEK, J. The application of contact mechanics to rail profile design and rail grinding. *Wear*, Elsevier, v. 253, n. 1-2, p. 308–316, 2002. Citado na página 27.
- MAGEL, E. E. et al. *Rolling contact fatigue: a comprehensive review*. [S.l.], 2011. Citado 10 vezes nas páginas 9, 12, 27, 43, 46, 53, 54, 56, 57 e 87.
- MINITAB STATISTICAL SOFTWARE. *User Guide*. 2019. Disponível em: <<http://www.minitab.com/>>. Citado na página 62.
- MONTGOMERY, D. C. *Design and analysis of experiments*. [S.l.]: John wiley & sons, 2017. Citado 3 vezes nas páginas 62, 69 e 75.
- NADAL, J. *Theorie de la stabilite des locomotives*. [S.l.]: Dunod et Vicq, 1896. Citado na página 57.
- PARIS, P.; ERDOGAN, F. A critical analysis of crack propagation laws. 1963. Citado na página 41.
- PEARCE, T.; SHERRATT, N. Prediction of wheel profile wear. *Wear*, Elsevier, v. 144, n. 1-2, p. 343–351, 1991. Citado 3 vezes nas páginas 54, 60 e 94.
- PERSSON, I. et al. Use of a genetic algorithm to improve the rail profile on stockholm underground. *Vehicle system dynamics*, Taylor & Francis, v. 48, n. S1, p. 89–104, 2010. Citado na página 27.
- PIOTROWSKI, J.; KIK, W. A simplified model of wheel/rail contact mechanics for non-hertzian problems and its application in rail vehicle dynamic simulations. *Vehicle*

- System Dynamics*, Taylor & Francis, v. 46, n. 1-2, p. 27–48, 2008. Citado 2 vezes nas páginas 29 e 64.
- PIRES, A. et al. The effect of railway wheel wear on reprofiling and service life. *Wear*, Elsevier, p. 203799, 2021. Citado 2 vezes nas páginas 23 e 64.
- POMBO, J. et al. A study on wear evaluation of railway wheels based on multibody dynamics and wear computation. *Multibody System Dynamics*, Springer, v. 24, n. 3, p. 347–366, 2010. Citado na página 60.
- POMBO, J. et al. Development of a wear prediction tool for steel railway wheels using three alternative wear functions. *Wear*, Elsevier, v. 271, n. 1-2, p. 238–245, 2011. Citado na página 60.
- PONTER, A.; HEARLE, A.; JOHNSON, K. Application of the kinematical shakedown theorem to rolling and sliding point contacts. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, Elsevier, v. 33, n. 4, p. 339–362, 1985. Citado na página 45.
- RAMALHO, A. Wear modelling in rail–wheel contact. *Wear*, Elsevier, v. 330, p. 524–532, 2015. Citado na página 92.
- RSSB. Railway wheelsets gm/rt2466. *RSSB*, RSSB, Iss3, n. 1, p. 1–46, 2010. Citado 2 vezes nas páginas 37 e 98.
- SAKALO, V. et al. Computer modeling of processes of wear and accumulation of rolling contact fatigue damage in railway wheels using combined criterion. *Wear*, Elsevier, v. 432, p. 102900, 2019. Citado 2 vezes nas páginas 43 e 60.
- SAKALO, V. et al. Computer modelling of process of accumulation of rolling contact fatigue damage in railway wheels. *International Journal of Fatigue*, Elsevier, v. 111, p. 7–15, 2018. Citado 9 vezes nas páginas 8, 12, 43, 44, 45, 60, 66, 88 e 99.
- SANTOS, G. D. et al. Characterization and modelling of a new heavy axle load freight wagon for wheel rail wear prediction. *J. Mech. Eng. Technol.*, v. 2, n. 3, p. 17–28, 2014. Citado na página 60.
- SANTOS, G. F. M. d. *Análise de segurança de veículo ferroviário de carga em tangente considerando a excitação periódica da via permanente*. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, 2015. Citado na página 57.
- SAWLEY, K.; WU, H. The formation of hollow-worn wheels and their effect on wheel/rail interaction. *Wear*, Elsevier, v. 258, n. 7-8, p. 1179–1186, 2005. Citado 5 vezes nas páginas 8, 34, 35, 36 e 60.
- SHEVTSOV, I. Y. Wheel/rail interface optimisation. 2008. Citado 16 vezes nas páginas 7, 9, 12, 22, 25, 26, 27, 28, 39, 40, 41, 42, 51, 52, 57 e 58.
- SICHANI, M. S.; ENBLUM, R.; BERG, M. A novel method to model wheel–rail normal contact in vehicle dynamics simulation. *Vehicle System Dynamics*, Taylor & Francis, v. 52, n. 12, p. 1752–1764, 2014. Citado na página 29.
- SPANGENBERG, U.; FRÖHLING, R. D.; ELS, P. S. Influence of wheel and rail profile shape on the initiation of rolling contact fatigue cracks at high axle loads. *Vehicle System Dynamics*, Taylor & Francis, v. 54, n. 5, p. 638–652, 2016. Citado na página 38.

SPANGENBERG, U.; FRÖHLING, R. D.; ELS, P. S. The effect of rolling contact fatigue mitigation measures on wheel wear and rail fatigue. *Wear*, Elsevier, v. 398, p. 56–68, 2018. Citado 2 vezes nas páginas 22 e 45.

SPANGENBERG, U.; FRÖHLING, R. D.; ELS, P. S. Long-term wear and rolling contact fatigue behaviour of a conformal wheel profile designed for large radius curves. *Vehicle System Dynamics*, Taylor & Francis, v. 57, n. 1, p. 44–63, 2019. Citado 3 vezes nas páginas 24, 38 e 98.

SPANGENBERG, U. et al. *Reduction of rolling contact fatigue through the control of the wheel wear shape*. Tese (Doutorado) — University of Pretoria, 2017. Citado 12 vezes nas páginas 7, 12, 24, 25, 26, 27, 28, 39, 46, 49, 56 e 60.

STACHOWIAK, G. W. *Wear: materials, mechanisms and practice*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2006. Citado na página 31.

TAO, G. et al. Effects of wheel–rail contact modelling on wheel wear simulation. *Wear*, Elsevier, v. 366, p. 146–156, 2016. Citado 4 vezes nas páginas 7, 29, 30 e 60.

TOURNAY, H. Part 2: Supporting technologies vehicle track interaction. *Guidelines to best practises for heavy haul operations: Wheel and Rail Interface Issues*, 2001. Citado 3 vezes nas páginas 25, 26 e 27.

TOURNAY, H.; MULDER, J. The transition from the wear to the stress regime. *Wear*, Elsevier, v. 191, n. 1-2, p. 107–112, 1996. Citado 5 vezes nas páginas 36, 37, 38, 72 e 98.

TUNNA, J.; SINCLAIR, J.; PEREZ, J. A review of wheel wear and rolling contact fatigue. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 221, n. 2, p. 271–289, 2007. Citado 2 vezes nas páginas 12 e 49.

TUNNA, J.; URBAN, C. A parametric study of the effects of freight vehicles on rolling contact fatigue of rail. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 223, n. 2, p. 141–151, 2009. Citado 3 vezes nas páginas 54, 78 e 81.

UNIVERSAL MECHANISM. *User Guide*. 2019. Disponível em: <<http://www.universalmechanism.com/>>. Citado 7 vezes nas páginas 9, 44, 59, 64, 65, 66 e 67.

WARD, A.; LEWIS, R.; DWYER-JOYCE, R. Incorporating a railway wheel wear model into multi-body simulations of wheelset dynamics. *Tribology series*, Elsevier, v. 41, p. 367–376, 2003. Citado na página 60.

WICKENS, A. *Fundamentals of rail vehicle dynamics*. [S.l.]: CRC Press, 2003. Citado na página 57.

WILLIAMS, J. A. The influence of repeated loading, residual stresses and shakedown on the behaviour of tribological contacts. *Tribology international*, Elsevier, v. 38, n. 9, p. 786–797, 2005. Citado 4 vezes nas páginas 45, 46, 48 e 51.

WU, H.; KALAY, S.; TOURNAY, H. Development of the wheel—rail interface management model and its applications in heavy haul operations. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, SAGE

Publications Sage UK: London, England, v. 225, n. 1, p. 38–47, 2011. Citado na página [48](#).

XIA, F.; COLE, C.; WOLFS, P. The dynamic wheel–rail contact stresses for wagon on various tracks. *Wear*, Elsevier, v. 265, n. 9-10, p. 1549–1555, 2008. Citado na página [60](#).

APÊNDICE A – Pontuação dos Perfis

A.1 EFVM

Tabela A.1 – Pontuação para a Pressão dos perfis na EFVM. Fonte: o autor com dados das simulações.

Cava de H = 2 mm									
Raio da Curva [m]	Peso	d(1)	d(2)	D-1	F-1	I-1	D-2	F-2	I-2
360	1	4,00	3,00	2,00	7,00	8,00	5,00	1,00	6,00
764	1	1,00	2,00	3,00	7,00	8,00	4,00	5,00	6,00
Total	2	2,50	2,50	2,50	7,00	8,00	4,50	3,00	6,00
Cava de H = 3 mm									
Raio da Curva [m]	Peso	d(1)	d(2)	D-1	F-1	I-1	D-2	F-2	I-2
360	1	4,00	5,00	3,00	8,00	7,00	6,00	1,00	2,00
764	1	1,00	2,00	3,00	8,00	7,00	6,00	5,00	4,00
Total	2	2,50	3,50	3,00	8,00	7,00	6,00	3,00	3,00
Critério de Cava [mm]	Peso	d(1)	d(2)	D-1	F-1	I-1	D-2	F-2	I-2
2	1	2,50	2,50	2,50	7,00	8,00	4,50	3,00	6,00
3	1	2,50	3,50	3,00	8,00	7,00	6,00	3,00	3,00
Total	2	2,50	3,00	2,75	7,50	7,50	5,25	3,00	4,50

Tabela A.2 – Pontuação para a Índice de Fadiga dos perfis na EFVM. Fonte: o autor com dados das simulações.

Cava de H = 2 mm									
Raio da Curva [m]	Peso	d(1)	d(2)	D-1	F-1	I-1	D-2	F-2	I-2
360	1	3,00	4,00	2,00	8,00	7,00	5,00	1,00	6,00
764	1	2,00	3,00	4,00	8,00	7,00	5,00	1,00	6,00
Total	2	2,50	3,50	3,00	8,00	7,00	5,00	1,00	6,00
Cava de H = 3 mm									
Raio da Curva [m]	Peso	d(1)	d(2)	D-1	F-1	I-1	D-2	F-2	I-2
360	1	6,00	4,00	3,00	8,00	7,00	5,00	1,00	2,00
764	1	1,00	3,00	4,00	8,00	6,00	7,00	2,00	5,00
Total	2	3,50	3,50	3,50	8,00	6,50	6,00	1,50	3,50
Critério de Cava [mm]	Peso	d(1)	d(2)	D-1	F-1	I-1	D-2	F-2	I-2
2	1	2,50	3,50	3,00	8,00	7,00	5,00	1,00	6,00
3	1	3,50	3,50	3,50	8,00	6,50	6,00	1,50	3,50
Total	2	3,00	3,50	3,25	8,00	6,75	5,50	1,25	4,75

Tabela A.3 – Pontuação para a Índice de Desgaste dos perfis na EFVM. Fonte: o autor com dados das simulações.

Cava de H = 2 mm									
Raio da Curva [m]	Peso	d(1)	d(2)	D-1	F-1	I-1	D-2	F-2	I-2
360	1	3,00	5,00	7,00	2,00	1,00	6,00	4,00	8,00
764	1	8,00	7,00	6,00	1,00	2,00	5,00	3,00	4,00
Total	2	5,50	6,00	6,50	1,50	1,50	5,50	3,50	6,00
Cava de H = 3 mm									
Raio da Curva [m]	Peso	d(1)	d(2)	D-1	F-1	I-1	D-2	F-2	I-2
360	1	6,00	4,00	8,00	1,00	2,00	5,00	3,00	7,00
764	1	8,00	7,00	6,00	2,00	1,00	4,00	3,00	5,00
Total	2	7,00	5,50	7,00	1,50	1,50	4,50	3,00	6,00
Critério de Cava [mm]	Peso	d(1)	d(2)	D-1	F-1	I-1	D-2	F-2	I-2
2	1	5,50	6,00	6,50	1,50	1,50	5,50	3,50	6,00
3	1	7,00	5,50	7,00	1,50	1,50	4,50	3,00	6,00
Total	2	6,25	5,75	6,75	1,50	1,50	5,00	3,25	6,00

Tabela A.4 – Pontuação para a Resistência ao Rolamento dos perfis na EFVM. Fonte: o autor com dados das simulações.

Cava de H = 2 mm									
Raio da Curva [m]	Peso	d(1)	d(2)	D-1	F-1	I-1	D-2	F-2	I-2
360	1	3,00	4,00	5,00	2,00	1,00	7,00	8,00	6,00
764	1	8,00	7,00	6,00	2,00	1,00	5,00	3,00	4,00
Total	2	5,50	5,50	5,50	2,00	1,00	6,00	5,50	5,00
Cava de H = 3 mm									
Raio da Curva [m]	Peso	d(1)	d(2)	D-1	F-1	I-1	D-2	F-2	I-2
360	1	3,00	4,00	8,00	1,00	2,00	5,50	3,50	6,00
764	1	8,00	7,00	6,00	2,00	1,00	4,50	3,00	6,00
Total	2	5,50	5,50	7,00	1,50	1,50	5,00	4,00	6,00
Critério de Cava [mm]	Peso	d(1)	d(2)	D-1	F-1	I-1	D-2	F-2	I-2
2	1	5,50	5,50	5,50	2,00	1,00	6,00	5,50	5,00
3	1	5,50	5,50	7,00	1,50	1,50	5,00	4,00	6,00
Total	2	5,50	5,50	6,25	1,75	1,25	5,50	4,75	5,50

Tabela A.5 – Pontuação para a Vida Útil Teórica dos perfis na EFVM. Fonte: o autor com dados das simulações.

Critério de Cava [mm]	Peso	d(1)	d(2)	D-1	F-1	I-1	D-2	F-2	I-2
2	1	6,00	8,00	3,00	1,00	4,00	2,00	7,00	5,00
3	1	1,00	7,00	2,00	4,00	3,00	6,00	5,00	8,00
Total	2	3,50	7,50	2,50	2,50	3,50	4,00	6,00	6,50

Tabela A.6 – Tabela de pontuação dos perfis desgastados da EFVM - H: 2 mm. Fonte: o autor com dados das simulações.

Parâmetros dos Perfis	Peso	d(1)	d(2)	D-1	F-1	I-1	D-2	F-2	I-2
Índice de Desgaste [Nm/m]	3	5,50	6,00	6,50	1,50	1,50	5,50	3,50	6,00
Índice de Fadiga []	3	2,50	3,50	3,00	8,00	7,00	5,00	1,00	6,00
Pressão de Contato [GPa]	2	2,50	2,50	2,50	7,00	8,00	4,50	3,00	6,00
Resistência ao Rolamento [Nm/m]	1	5,50	5,50	5,50	2,00	1,00	6,00	5,50	5,00
Vida útil teórica	1	6,00	8,00	3,00	1,00	4,00	2,00	7,00	5,00
Total	10	4,05	4,70	4,20	4,55	4,65	4,85	3,20	5,80

Tabela A.7 – Tabela de pontuação dos perfis desgastados da EFVM - H: 3 mm. Fonte: o autor com dados das simulações.

Parâmetros dos Perfis	Peso	d(1)	d(2)	D-1	F-1	I-1	D-2	F-2	I-2
Índice de Desgaste [Nm/m]	3	7,00	5,50	7,00	1,50	1,50	4,50	3,00	6,00
Índice de Fadiga []	3	3,50	3,50	3,50	8,00	6,50	6,00	1,50	3,50
Pressão de Contato [GPa]	2	2,50	3,50	3,00	8,00	7,00	6,00	3,00	3,00
Resistência ao Rolamento [Nm/m]	1	5,50	5,50	7,00	1,50	1,50	5,00	4,00	6,00
Vida útil teórica	1	1,00	7,00	2,00	4,00	3,00	6,00	5,00	8,00
Total	10	4,30	4,65	4,65	5,00	4,25	5,45	2,85	4,85

Tabela A.8 – Tabela de pontuação dos perfis EFVM - Seleção Geral. Fonte: o autor com dados das simulações.

Parâmetros dos Perfis	Peso	d(1)	d(2)	D-1	F-1	I-1	D-2	F-2	I-2
Índice de Desgaste [Nm/m]	3	6,25	5,75	6,75	1,50	1,50	5,00	3,25	6,00
Índice de Fadiga []	3	3,00	3,50	3,25	8,00	6,75	5,50	1,25	4,75
Pressão de Contato [GPa]	2	2,50	3,00	2,75	7,50	7,50	5,25	3,00	4,50
Resistência ao Rolamento [Nm/m]	1	5,50	5,50	6,25	1,75	1,25	5,50	4,75	5,50
Vida útil teórica	1	3,50	7,50	2,50	2,50	3,50	4,00	6,00	6,50
Total	10	4,18	4,68	4,43	4,78	4,45	5,15	3,03	5,33

Tabela A.9 – Pontos dos perfis novos de EFVM com curva de raio 360 m. Fonte: o autor com dados das simulações.

Parâmetros dos Perfis	Peso	d(1)	d(2)	D-1	F-1	I-1	D-2	F-2	I-2
Índice de Desgaste [Nm/m]	3	6,00	1,00	8,00	3,00	5,00	4,00	2,00	7,00
Índice de Fadiga []	3	3,00	4,00	5,00	8,00	6,00	1,00	7,00	2,00
Índice de Nadal []	2	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Pressão de Contato P1 [GPa]	2	5,00	1,00	4,00	7,00	6,00	2,00	8,00	3,00
Pressão de Contato P2 [GPa]	1	5,00	2,00	5,00	3,00	4,00	5,00	2,00	5,00
Resistência ao Rolamento [Nm/m]	1	6,00	1,00	8,00	3,00	5,00	4,00	2,00	7,00
Total	12	4,50	1,92	5,50	4,75	4,92	2,83	4,17	4,25

Tabela A.10 – Pontos dos perfis novos de EFVM com curva de raio 764 m. Fonte: o autor com dados das simulações.

Parâmetros dos Perfis	Peso	d(1)	d(2)	D-1	F-1	I-1	D-2	F-2	I-2
Índice de Desgaste [Nm/m]	3	6,00	8,00	5,00	2,00	3,00	7,00	1,00	4,00
Índice de Fadiga []	3	5,00	3,00	1,00	8,00	2,00	4,00	7,00	5,00
Índice de Nadal [GPa]	2	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Pressão de Contato P1 [GPa]	2	5,00	2,00	1,00	6,00	3,00	4,00	7,00	8,00
Pressão de Contato P2 [GPa]	1	3,00	3,00	3,00	2,00	3,00	3,00	1,00	3,00
Resistência ao Rolamento [Nm/m]	1	4,00	7,00	8,00	2,00	6,00	5,00	1,00	3,00
Total	12	4,50	4,25	2,92	4,08	2,83	4,42	3,50	4,42

Tabela A.11 – Pontos do perfis novos para as duas curvas. Fonte: o autor com dados das simulações.

Parâmetros dos Perfis	Peso	d(1)	d(2)	D-1	F-1	I-1	D-2	F-2	I-2
Índice de Desgaste [Nm/m]	3	6,00	4,50	6,50	2,50	4,00	5,50	1,50	5,50
Índice de Fadiga []	3	4,00	3,50	3,00	8,00	4,00	2,50	7,00	3,50
Índice de Nadal []	2	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Pressão de Contato P1 [GPa]	2	5,00	1,50	2,50	6,50	4,50	3,00	7,50	5,50
Pressão de Contato P2 [GPa]	1	4,00	2,50	4,00	2,50	3,50	4,00	1,50	4,00
Resistência ao Rolamento [Nm/m]	1	5,00	4,00	8,00	2,50	5,50	4,50	1,50	5,00
Total	10	4,50	3,08	4,21	4,42	3,88	3,63	3,83	4,33

A.2 EFC

Tabela A.12 – Pontuação para a Pressão dos perfis na EFC. Fonte: o autor com dados das simulações.

Critério de Cava [mm]	Peso	d(3)	D	F	I
2	1	2,00	3,00	1,00	4,00
3	1	1,00	2,00	3,00	4,00
Total	2	1,50	2,50	2,00	4,00

Tabela A.13 – Pontuação para a Índice de Fadiga dos perfis na EFC. Fonte: o autor com dados das simulações.

Critério de Cava [mm]	Peso	d(3)	D	F	I
2	1	2,00	3,00	1,00	4,00
3	1	2,00	1,00	3,00	4,00
Total	2	2,00	2,00	2,00	4,00

Tabela A.14 – Pontuação para a Índice de Desgaste dos perfis na EFC. Fonte: o autor com dados das simulações.

Critério de Cava [mm]	Peso	d(3)	D	F	I
2	1	1,00	3,00	4,00	2,00
3	1	4,00	1,00	3,00	2,00
Total	2	2,50	2,00	3,50	2,00

Tabela A.15 – Pontuação para a Resistência ao Rolamento dos perfis na EFC. Fonte: o autor com dados das simulações.

Critério de Cava	Peso	d(3)	D	F	I
2 [mm]	1	1,00	3,00	4,00	2,00
3 [mm]	1	3,00	1,00	4,00	2,00
Total	2	2,00	2,00	4,00	2,00

Tabela A.16 – Pontuação para a Vida Útil Teórica dos perfis na EFC. Fonte: o autor com dados das simulações.

Critério de Cava	Peso	d(3)	D	F	I
2	1	1,00	3,00	2,00	4,00
3	1	1,00	4,00	2,00	3,00
Total	2	1,00	3,50	2,00	3,50

Tabela A.17 – Tabela de pontuação dos perfis desgastados da EFC - H: 2 mm. Fonte: o autor com dados das simulações.

Parâmetros dos Perfis	Peso	d(3)	D	F	I
Índice de Desgaste [Nm/m]	3	1,00	3,00	4,00	2,00
Índice de Fadiga []	3	2,00	3,00	1,00	4,00
Pressão de Contato [GPa]	2	2,00	3,00	1,00	4,00
Resistência ao Rolamento [Nm/m]	1	1,00	3,00	4,00	2,00
Vida útil teórica	1	1,00	3,00	2,00	4,00
Total	10	1,50	3,00	2,30	3,20

Tabela A.18 – Tabela de pontuação dos perfis desgastados da EFC - H: 3 mm. Fonte: o autor com dados das simulações.

Parâmetros dos Perfis	Peso	d(3)	D	F	I
Índice de Desgaste [Nm/m]	3	4,00	1,00	3,00	2,00
Índice de Fadiga []	3	2,00	1,00	3,00	4,00
Pressão de Contato [GPa]	2	1,00	2,00	3,00	4,00
Resistência ao Rolamento [Nm/m]	1	3,00	1,00	4,00	2,00
Vida útil teórica	1	1,00	4,00	2,00	3,00
Total	10	2,40	1,50	3,00	3,10

Tabela A.19 – Tabela de pontuação dos perfis EFC - Seleção Geral. Fonte: o autor com dados das simulações.

Parâmetros dos Perfis	Peso	d(3)	D	F	I
Índice de Desgaste [Nm/m]	3	2,50	2,00	3,50	2,00
Índice de Fadiga []	3	2,00	2,00	2,00	4,00
Pressão de Contato [GPa]	2	1,50	2,50	2,00	4,00
Resistência ao Rolamento [Nm/m]	1	2,00	2,00	4,00	2,00
Vida útil teórica	1	1,00	3,50	2,00	3,50
Total	10	1,95	2,25	2,65	3,15

Tabela A.20 – Pontos dos perfis novos de EFC. Fonte: o autor com dados das simulações.

Parâmetros dos Perfis	Peso	d(3)	D	F	I
Índice de Desgaste [Nm/m]	3	2,00	4,00	1,00	3,00
Índice de Fadiga []	3	1,00	2,00	4,00	3,00
Índice de Nadal []	2	1,00	1,00	1,00	1,00
Pressão de Contato P1 [GPa]	2	1,00	2,00	4,00	3,00
Pressão de Contato P2 [GPa]	1	3,00	3,00	1,00	2,00
Resistência ao Rolamento [Nm/m]	1	2,00	1,00	3,00	4,00
Total	12	1,67	2,50	2,42	2,75

APÊNDICE B – Perfis

B.1 EFVM

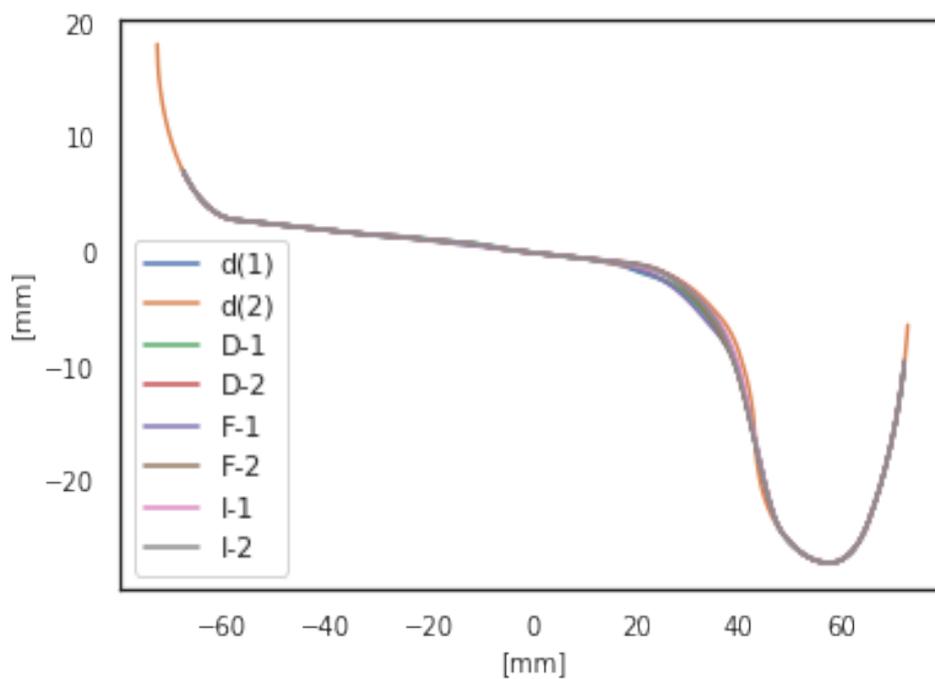


Figura B.1 – Perfis de roda não desgastados, onde I-1 é o perfil otimizado intermediário, F-1 é perfil otimizado de fadiga, D-1 é o perfil otimizado de desgaste, para $R = 360$ m; I-2 é o perfil otimizado intermediário, F-2 é perfil otimizado de fadiga, D-2 é o perfil otimizado de desgaste, para $R = 764$ m e d(1) e d(2) são os perfis que estão atualmente em uso na ferrovia.

B.2 EFC

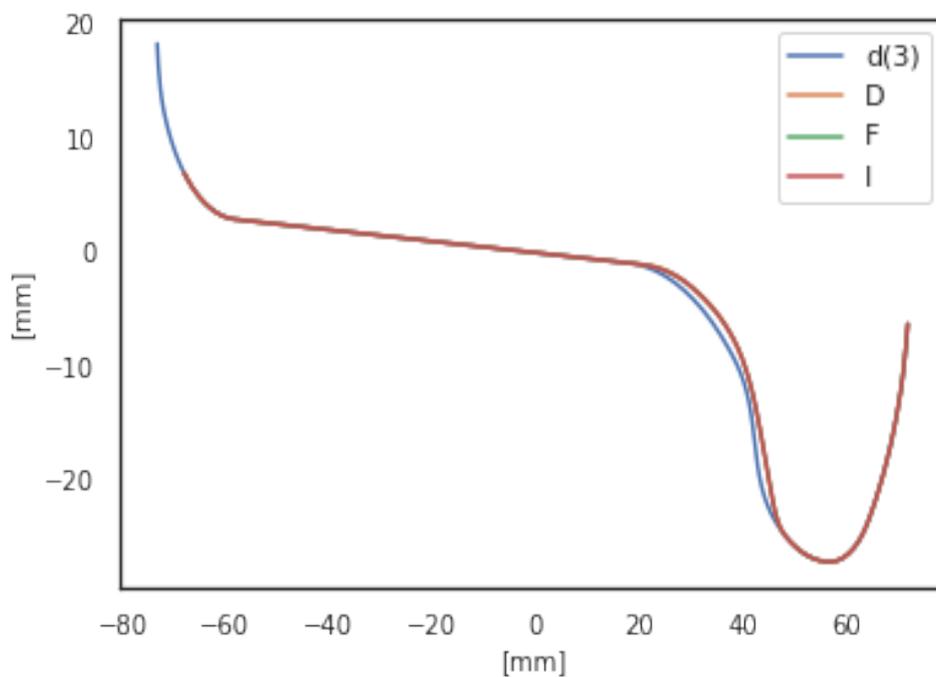


Figura B.2 – Desgaste na pista em função da distância percorrida normalizada, onde D é o perfil otimizado para desgaste, F é o otimizado para fadiga, I é o intermediário e d3 é o perfil atualmente em uso.