

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO  
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS**

**TIAGO CARVALHO TEPEDINO CRUZ**

**Análise numérica do contato roda-trilho com variações  
de inclinação do trilho e em JICs utilizando MEF**

**São Carlos**

**2022**

**TIAGO CARVALHO TEPEDINO CRUZ**

**Análise numérica do contato roda-trilho com variações  
de inclinação do trilho e em JICs utilizando MEF**

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como requisito para obtenção do Título de Mestre em Ciências no Programa Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Projeto, Materiais e Manufatura

Orientador: Prof. Dr. Marcelo Leite Ribeiro

**VERSÃO CORRIGIDA**

**São Carlos  
2022**

AUTORIZO A REPRODUÇÃO E DIVULGAÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTA  
TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO,  
PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Prof. Dr. Sérgio Rodrigues  
Fontes da EESC/USP

C957a Cruz, Tiago Carvalho Tepedino  
Análise numérica do contato roda-trilho com variações de  
inclinação do trilho e em JICs utilizando MEF / Tiago  
Carvalho Tepedino Cruz; orientador Marcelo Leite  
Ribeiro. -- São Carlos, 2023.

Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em  
Engenharia Mecânica e Área de Concentração em Projetos,  
Materiais e Manufatura -- Escola de Engenharia de São  
Carlos da Universidade de São Paulo, 2023.

1. MEF. 2. Contato roda-trilho. 3. Inclinação do  
trilho. 4. Ferrovia. 5. JIC. I. Título.

## FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **TIAGO CARVALHO TEPEDINO CRUZ**

Título da dissertação: "Análise numérica do contato roda-trilho com variações de inclinação do trilho e em JICs utilizando MEF"

Data da defesa: 25/08/2023

### **Comissão Julgadora**

### **Resultado**

Prof. Dr. **Marcelo Leite Ribeiro (Orientador)**

(Escola de Engenharia de São Carlos – EESC/USP)

APROVADO

Prof. Dr. **Gustavo Tressia de Andrade**

(Instituto Tecnológico Vale/ITV)

APROVADO

Prof. Dr. **Eleir Mundim Bortoleto**

(Instituto Tecnológico Vale/ITV)

APROVADO

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia  
Mecânica:

Prof. Associado **Adriano Almeida Gonçalves Siqueira**

Presidente da Comissão de Pós-Graduação:

Prof. Titular **Carlos De Marqui Junior**

*Este trabalho é dedicado à minha esposa, Eliene, e filhos, Tiago e Rebeca, pela compreensão e paciência que tiveram comigo durante essa caminhada.*

## AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço a Deus e a Jesus por não desistirem de mim e me darem mais essa oportunidade de finalizar meu sonho. Sem dúvida alguma, senão fosse por Eles minha trajetória nesse mundo já teria finalizado. Através dessa vitória digo que: “Toda a honra e glória seja dado a Deus e que Ele continue abençoando a mim, a todos os meus familiares e amigos, é o que eu peço no santo nome de Jesus, amém.”

À minha mãe por suas orações insistentes pedindo pela minha vida e que eu descobrisse o meu caminho. Tenho toda certeza que sem a sua dedicação, paciência, carinho e amor, eu não teria descoberto meu caminho e esta dissertação não teria ocorrido. Por mais que você, mãe, não esteja nesse momento para comemorar comigo, fica aqui o meu eterno agradecimento a você. Te amo minha amada mãe.

Ao meu pai por seus ensinamentos, investimentos e por acreditar que eu seria capaz desse feito, apesar de inúmeras derrotas que tive em minha trajetória e que qualquer outro ser humano desacreditaria.

Às minhas tias, Tereza Tepedino e Rosangela Tepedino por estarem sempre ao meu lado me apoiando, por toda a ajuda financeira, apoio moral e por suas orações incessantes pedindo a Deus que me guiasse sempre.

À minha esposa, Eliene Tepedino, pelo seu apoio incondicional, cuidados e atenção dados a mim. Sem a minha esposa essa dissertação não seria possível.

Aos meus filhos, Tiago Tepedino e Rebeca Tepedino, pela paciência, compreensão para que nos finais de semana eu pudesse trabalhar nessa dissertação.

À Loram do Brasil e LMOW (US), em especial aos meus diretores, Marcelo Almeida e Murilo Martins, pelo incentivo à pesquisa e disponibilidade dos softwares.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Marcelo Leite Ribeiro, por sua paciência, atenção, orientação e por acreditar em mim. Pela disponibilidade das reuniões semanais com o intuito de me guiar e estar junto. Isso fez e faz toda a diferença para o meu crescimento acadêmico e profissional.

Ao meu grande amigo Gustavo Tressia, por suas contribuições no decorrer da dissertação, disponibilidade e apoio em construir esse trabalho, que foram de extrema importância para meu crescimento profissional e acadêmico.

*“Tudo parece impossível  
até que seja feito.”  
Nelson Mandela*

## RESUMO

TEPEDINO, T.C. **Análise numérica do contato roda-trilho com variações de inclinação do trilho e em JICs utilizando MEF**. 2022. 123p. Dissertação (Mestrado) - ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2022.

A degradação dos componentes e da geometria da via-férrea depende do aumento da carga por eixo, da velocidade de operação e do tráfego. A inclinação do trilho é um importante parâmetro de geometria e comumente monitorado para garantir as condições de segurança e conforto ferroviário. As variações nas condições de via podem provocar alterações nas tensões impostas às rodas ferroviárias, bem como aos trilhos, com relação direta com seu desgaste e vida útil. Entender a influência da variação da inclinação (*cant*) no desempenho dos componentes ferroviários é de extrema importância para a definição dos limites de tolerância da via e adequação dos planos de manutenção. Existem inúmeros padrões de inclinação nas ferrovias, 1:40, 1:30, 1:20. No entanto, a inclinação ideal do trilho para reduzir o estresse e o desgaste do boleto do trilho não foi extensivamente estudada. Este trabalho realiza uma análise do efeito da inclinação do trilho na distribuição de tensões no topo do trilho quando não há JIC e quando esta existe com duas configurações de *end post* diferentes (fibra de vidro com epóxi e PA66). Para investigar tensões e deformações no boleto do trilho, foi utilizado um Modelo de Elementos Finitos (MEF) com o software Ansys. Para a análise, foi considerado um trilho 136RE com 68 kg por metro linear, carga por eixo de 32,6 ton e perfil de roda AAR-1B. Para representar a rigidez que o lastro exerce sob o dormente (coeficiente de lastro), foi estabelecida uma condição de apoio elástico na base do dormente com rigidez de 0,05N/mm<sup>3</sup>. A inclinação do trilho foi variada em três valores: 0, 1:20 e 1:40. Os resultados mostram que a tensão no boleto e na roda aumenta com o aumento da inclinação do trilho. A tensão máxima ocorreu na condição com inclinação do trilho de 1:20. A variação da escala de 0 a 1:20 resulta em uma diminuição de aproximadamente 9% na tensão máxima, variando de 947 MPa a 867 MPa. Por outro lado, quando se coloca a JIC, há um aumento na máxima tensão de von-Mises de 22% (*end post* de fibra de vidro com epóxi) até 35% (*end post* de PA66), enquanto o aumento de tensão foi de 5,1% quando varia o *cant* de zero para 1/20 na JIC com *end post* de PA66. O contato roda-trilho na condição *cant* zero ocorreu próximo à transição da banda de rodagem e início da raiz do flange, resultando em uma instabilidade dinâmica no rodeiro, pois nesta região o gradiente do raio da roda muda rapidamente. Assim, além de maior tensão de contato, aumenta a propensão à ocorrência do fenômeno de hutting, que pode acelerar o desgaste do trilho e da roda.

**Palavras-chave:** MEF. Contato roda-trilho. Inclinação do trilho. Ferrovia. JIC.



## ABSTRACT

TEPEDINO, T.C. **Numerical analysis of wheel-rail contact with variations of rail cant and in ICs using FEM.** 2022. 123p. Dissertação (Mestrado) - ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2022.

Degradation of the railway track components and geometry is dependent on the increasing of axle load, operation speed and traffic. The rail cant is a important geometry parameter and is commonly monitored to ensure railway safety and comfort conditions. The track condition variations can cause changes in the stresses imposed on the railway wheels, as well as on the rails, and it has a direct relationship with its wear rate and useful life. Understanding the influence of cant variation on the performance of railway components is extremely important to define the tolerance limits of the track and adequacy of maintenance plans. There are numerous rail cant patterns on railways, 1:40, 1:30, 1:20. However, the optimal rail cant to reduce the stress and wear of rail head not been extensively studied. This work performs an analysis of the effect of the rail cant on the rail head stress distribution, when there is no IJ, and when it exists with two different end post configurations (fiberglass with epoxy and PA66). To investigate stress and strain in rail head, a Finite Element Model with Ansys software was used. For the analysis was considered a 136RE rail with 68 kg per linear meter, axle load of 32.6 ton, and AAR-1B wheel profile. To represent the stiffness that the ballast exerts on the sleeper (ballast coefficient) an elastic support condition was established at the base of the sleeper with a stiffness  $0.05\text{N/mm}^3$ . The rail cant was varied in three values: 0, 1:20 and 1:40. The results shows that the stress in rail head and wheel increases with the increasing in the rail cant. The maximum stress occurred in the condition with rail cant of 1:20. The variation of cant from 0 to 1:20 results in an decrease of approximately 9% in maximum stress, ranging from 947 MPa to 867 MPa. On the other hand, when the IJ is applied, there is an increase in the maximum von-Mises stress from 22% (fiberglass with epoxy end post) up to 35% (PA66 end post). Meanwhile, the increase in von-Mises stress was 5.1% when varying the rail inclination from zero to 1/20 in the JIC with PA66 end post. The wheel/rail contact in cant zero condition occurred close to the transition of the wheel tread and the beginning of flange root, resulting in a dynamic instability in the wheelset, since in this region the gradient of the wheel radius changes rapidly. Thus, in addition to higher contact stress, increases the occurrence propensity for the hutting phenomenon, which can accelerate rail head and wheel wear.

**Palavras-chave:** FEM. Wheel-rail contact. Rail cant. Railway. IJs (Insulated rail joints).

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Representação esquemática da via permanente e material rodante. . . .	23
Figura 2 – Plano vertical da via, evidenciando perfil altimétrico . . . . .	24
Figura 3 – Legenda da curva espiral. . . . .	24
Figura 4 – Esquema de bitola larga. . . . .	26
Figura 5 – Esquema de Superelevação. . . . .	27
Figura 6 – Diferentes regiões de contato entre a roda e o boleto do trilho ferroviário.	28
Figura 7 – Circuito elétrico da via-férrea: bloco de sinalização, sendo (a) desocupado e (b) ocupado. . . . .	33
Figura 8 – Parte de uma junta isolante colada (JIC). . . . .	33
Figura 9 – Junta de trilho (a) suspensa simetricamente; (b) suportada discretamente em dormente de concreto; (c) suspensa assimetricamente; (d) suportada discretamente em dormente de madeira; (e) suportada em dois dormentes de madeira e (f) com suporte contínuo em dormentes. . . . .	34
Figura 10 – Junta isolada encapsulada, LBFoster. . . . .	35
Figura 11 – JIC com perfil isolante na configuração (a) reta e (b) inclinada. . . . .	35
Figura 12 – Perfis isolantes, fornecidos pela LBFoster. . . . .	36
Figura 13 – (a) Falha por escoamento do material do boleto; (b) representação esquemática da falha; e (c) distribuição da pressão de contato em região de JIC submetida ao contato por uma roda. . . . .	38
Figura 14 – Principais danos encontrados nos trilhos usados em JICs: (a) perfil isolante danificado; (b) extremidade do trilho com spalling; (c) trilho com defeitos na superfície; e (d) extremidade do trilho com spalling. . . . .	39
Figura 15 – Vista de topo de uma extremidade de trilho com solda de elevada resistência. . . . .	40
Figura 16 – (a) Desenho esquemático de um disco com material do perfil isolante; (b) disco fabricado com trilho premium após ensaio; (c) disco com laser cladding após ensaio; (d) seção transversal do disco premium; e (e) seção transversal com disco com laser. <i>cladding</i> . . . . .	40
Figura 17 – Seção transversal de um disco na região do vão do perfil isolante após ensaio para disco fabricado com trilho de dureza de (a) 260 HB e (b) 370 HB. . . . .	41
Figura 18 – (a) Conceito usual para trilhos usados em JIC; (b) proposta com arco na extremidade do trilho; e (c) representação de um trilho com a borda arredondada. . . . .	42

Figura 19 – Distribuição das tensões de von Misses para a extremidade de trilho usado em JIC na (a) condição normal e na (b) condição com borda arredondada. . . . .	43
Figura 20 – Hipóteses para comportamento do contato roda-trilho em JIC na configuração (a) reta e (b) inclinada. . . . .	44
Figura 21 – (a) Geometria do modelo utilizado para avaliação das tensões em função do material do perfil isolante e (b) tensões de von-Misses no perfil laminado em condição com perfil isolante convencional e perfil isolando com insertos de cerâmica. . . . .	45
Figura 22 – Seção transversal de um disco na região do vão do perfil isolante após ensaio com perfil isolante fabricado com: (a) compósito epóxi-fibra de vidro e (b) PA6. . . . .	46
Figura 23 – (a) Distribuição de tensões e contato na roda e no trilho em uma curva; (b) regiões de contato entre a roda e trilho. . . . .	47
Figura 24 – Vista lateral da grade, evidenciando carregamento . . . . .	49
Figura 25 – Ilustração do plano de simetria. . . . .	50
Figura 26 – Ilustração do dormente de madeira com placa de fixação na inclinação 1/20 e grampos E-2009. . . . .	50
Figura 27 – Ilustração dos elementos de mola, modelados para representar os grampos. . . . .	50
Figura 28 – Restrição transversal da grade. . . . .	51
Figura 29 – Restrição longitudinal da grade. . . . .	51
Figura 30 – Restrição na roda. . . . .	52
Figura 31 – Visualização dos perfis analisados. . . . .	53
Figura 32 – Testes de convergência de malha. . . . .	53
Figura 33 – Curva de encruamento do material utilizado na roda e no trilho. . . . .	54
Figura 34 – Superfície e segmento de reta na roda na vista frontal. . . . .	54
Figura 35 – Segmento de reta no trilho em vista isométrica. . . . .	55
Figura 36 – Perfil trilho novo 136RE. . . . .	55
Figura 37 – Perfil A. . . . .	56
Figura 38 – Perfil B. . . . .	56
Figura 39 – Perfil C. . . . .	57
Figura 40 – Perfil C. . . . .	57
Figura 41 – Vista isométrica da grade com JIC. . . . .	58
Figura 42 – Vista isométrica da grade com JIC em zoom. . . . .	58
Figura 43 – Vista explodida de uma JIC. . . . .	59
Figura 44 – Vista de campo do sub-modelo. . . . .	59
Figura 45 – Vista isométrica do sub-modelo, evidenciando importação dos deslocamentos do modelo global. . . . .	60
Figura 46 – Vista isométrica do sub-modelo, evidenciando malha de elementos finitos. . . . .	60

Figura 47 – Vista isométrica do sub-modelo no contato, evidenciando malha de elementos finitos. . . . .	61
Figura 48 – Vista do sub-modelo no contato, evidenciando o <i>element quality</i> . . . . .	61
Figura 49 – Tensões de von-Mises na roda para perfil de trilho novo e <i>cant</i> 1/20. . . . .	62
Figura 50 – Tensões de von-Mises na roda para perfil novo e <i>cant</i> zero. . . . .	63
Figura 51 – Localização dos pontos para as três variações de <i>cant</i> . . . . .	64
Figura 52 – Ilustração da região de transição de curvatura que forma o perfil de trilho novo. . . . .	64
Figura 53 – Tensões de von-Mises no trilho perfil novo e <i>cant</i> zero. . . . .	64
Figura 54 – Tensões de von-Mises no trilho perfil novo e <i>cant</i> 1/40. . . . .	65
Figura 55 – Tensões de von-Mises no trilho perfil novo e <i>cant</i> 1/20. . . . .	65
Figura 56 – Tensões de von-Mises ao longo de um caminho na profundidade do trilho para perfil novo e <i>cant</i> zero. . . . .	65
Figura 57 – Deformação plástica para perfil novo e <i>cant</i> zero. . . . .	66
Figura 58 – Deformação plástica para perfil novo e <i>cant</i> 1/40. . . . .	67
Figura 59 – Conicidade equivalente para o perfil novo com as 3 inclinações. . . . .	67
Figura 60 – Diferença de raio de rolamento para o perfil novo com as 3 inclinações. . . . .	67
Figura 61 – Posição de contato para o perfil novo com as 3 inclinações. . . . .	68
Figura 62 – Força reação no trilho (perfil de trilho novo e <i>cant</i> 1/20). . . . .	69
Figura 63 – Pressão de contato ( <i>cant</i> zero e perfil de trilho novo). . . . .	69
Figura 64 – Pressão de contato do perfil de trilho novo. . . . .	69
Figura 65 – Placa afundada em dormente em região de tangente. . . . .	70
Figura 66 – Tensões de von-Mises na roda para perfil A com: <i>cant</i> zero e 1/20 . . . . .	71
Figura 67 – Tensões de von-Mises na roda para perfil A e <i>cant</i> 1/40. . . . .	71
Figura 68 – Tensões de von-Mises ao longo de um caminho na profundidade da roda para perfil A e <i>cant</i> 1/40. . . . .	72
Figura 69 – Localização dos pontos para as três variações de <i>cant</i> . . . . .	72
Figura 70 – Tensões de von-Mises no trilho para perfil A e <i>cant</i> 1/40. . . . .	73
Figura 71 – Tensões de von-Mises no trilho para perfil A com: <i>cant</i> zero e 1/20. . . . .	73
Figura 72 – Tensões de von-Mises ao longo de um caminho na profundidade do trilho para perfil A e <i>cant</i> 1/20. . . . .	73
Figura 73 – Tensões de von-Mises em iso-superfície no trilho e perfil A <i>cant</i> 1/20. . . . .	74
Figura 74 – Posição de contato para o perfil A com as 3 inclinações. . . . .	75
Figura 75 – Conicidade equivalente para o perfil A com as 3 inclinações. . . . .	75
Figura 76 – Diferença de raio de rolamento para o perfil A com as 3 inclinações. . . . .	76
Figura 77 – Posição de contato para o perfil A e <i>cant</i> zero e deslocamento de 6 mm. . . . .	76
Figura 78 – Força reação na roda (Perfil A e <i>cant</i> 1/40). . . . .	77
Figura 79 – Pressão de contato ( <i>cant</i> zero e perfil A). . . . .	77
Figura 80 – Pressão de contato do perfil A. . . . .	78

Figura 81 – Tensões de von-Mises na roda para perfil B com: <i>cant</i> zero e 1/20. . . . .	78
Figura 82 – Tensões de von-Mises na roda para perfil B e <i>cant</i> 1/40. . . . .	79
Figura 83 – Tensões de von-Mises ao longo de um caminho na profundidade na roda para perfil B e <i>cant</i> 1/40. . . . .	79
Figura 84 – Localização dos pontos para as três variações de <i>cant</i> . . . . .	80
Figura 85 – Tensões de von-Mises no trilho para perfil B e <i>cant</i> 1/40. . . . .	80
Figura 86 – Tensões de von-Mises no trilho para perfil B com: <i>cant</i> zero e 1/20. . . . .	81
Figura 87 – Tensões de von-Mises ao longo de um caminho na profundidade do trilho para perfil B e <i>cant</i> 1/20. . . . .	81
Figura 88 – Tensões de von-Mises em iso-superfície no trilho com o perfil B e <i>cant</i> 1/20. . . . .	82
Figura 89 – Posição de contato para o perfil B com as 3 inclinações. . . . .	83
Figura 90 – Conicidade equivalente para o perfil B com as 3 inclinações. . . . .	83
Figura 91 – Diferença de raio de rolamento para o perfil B com as 3 inclinações. . . . .	83
Figura 92 – Força de reação na roda (Perfil B e <i>cant</i> zero). . . . .	84
Figura 93 – Pressão de contato ( <i>cant</i> zero e perfil B). . . . .	85
Figura 94 – Pressão de contato do perfil B. . . . .	85
Figura 95 – Tensões de von-Mises na roda para perfil C com: <i>cant</i> zero e 1/20. . . . .	86
Figura 96 – Tensões de von-Mises na roda para perfil C e <i>cant</i> 1/40. . . . .	86
Figura 97 – Tensões de von-Mises ao longo de um caminho na profundidade da roda para perfil C e <i>cant</i> 1/20. . . . .	87
Figura 98 – Localização dos pontos para as três variações de <i>cant</i> . . . . .	87
Figura 99 – Tensões de von-Mises no trilho para perfil C e <i>cant</i> 1/40. . . . .	88
Figura 100 – Tensões de von-Mises no trilho para perfil C com: <i>cant</i> zero e 1/20. . . . .	88
Figura 101 – Tensões de von-Mises ao longo de um caminho na profundidade do trilho para perfil C e <i>cant</i> 1/20. . . . .	89
Figura 102 – Tensões de von-Mises em iso-superfície no trilho e perfil C <i>cant</i> 1/20. . . . .	89
Figura 103 – Posição de contato para o perfil C com as 3 inclinações. . . . .	90
Figura 104 – Conicidade equivalente para o perfil C com as 3 inclinações. . . . .	90
Figura 105 – Diferença de raio de rolamento para o perfil C com as 3 inclinações. . . . .	91
Figura 106 – Força de reação no trilho (Perfil C e <i>cant</i> 1/20). . . . .	91
Figura 107 – Pressão de contato ( <i>cant</i> zero e perfil C). . . . .	92
Figura 108 – Pressão de contato do perfil C. . . . .	92
Figura 109 – Tensões de von-Mises na roda para perfil D com: <i>cant</i> zero e 1/20. . . . .	93
Figura 110 – Tensões de von-Mises na roda para perfil D e <i>cant</i> 1/40. . . . .	93
Figura 111 – Tensões de von-Mises ao longo de um caminho na profundidade da roda para perfil D e <i>cant</i> 1/20. . . . .	93
Figura 112 – Localização dos pontos para as três variações de <i>cant</i> . . . . .	94
Figura 113 – Tensões de von-Mises no trilho para perfil D e <i>cant</i> 1/40. . . . .	94

Figura 114–Tensões de von-Mises no trilho para perfil D com: <i>cant</i> zero e 1/20. . . . .	95
Figura 115–Tensões de von-Mises ao longo de um caminho na profundidade do trilho para perfil D e <i>cant</i> zero. . . . .	95
Figura 116–Posição de contato para o perfil D com as 3 inclinações. . . . .	96
Figura 117–Conicidade equivalente para o perfil D com as 3 inclinações. . . . .	96
Figura 118–Diferença de raio de rolamento para o perfil D com as 3 inclinações. . . . .	96
Figura 119–Força de reação no trilho (Perfil D e <i>cant</i> zero). . . . .	97
Figura 120–Pressão de contato ( <i>cant</i> zero e perfil D). . . . .	97
Figura 121–Pressão de contato do perfil D. . . . .	98
Figura 122–Pressão de contato na JIC ( <i>cant</i> 1/20 e perfil de trilho novo). . . . .	99
Figura 123–Pressão de contato do perfil de trilho novo na JIC. . . . .	99
Figura 124–Tensões de von-Mises na JIC ( <i>cant</i> 1/20 e perfil de trilho novo). . . . .	100
Figura 125–Tensões de von-Mises do perfil de trilho novo na JIC. . . . .	100
Figura 126–Tensões de von-Mises (plano xy no centro do contato) na roda em contato com a JIC ( <i>cant</i> 1/20 e perfil de trilho novo). . . . .	101
Figura 127–Tensões de von-Mises na roda em contato com a JIC. . . . .	101
Figura 128–Tensões de von-Mises no <i>end post</i> ( <i>cant</i> 1/20 e perfil de trilho novo). . . . .	102
Figura 129–Tensões de von-Mises no <i>end post</i> de epóxi e fibra de vidro. . . . .	102
Figura 130–Tensões normais em X no <i>end post</i> ( <i>cant</i> 1/20 e perfil de trilho novo). . . . .	103
Figura 131–Tensões normais em X no <i>end post</i> de epóxi e fibra de vidro. . . . .	103
Figura 132–Pressão de contato na JIC ( <i>cant</i> 1/20 e perfil de trilho novo). . . . .	104
Figura 133–Pressão de contato do perfil de trilho novo na JIC com <i>end post</i> de PA66. . . . .	104
Figura 134–Tensões de von-Mises na JIC com <i>end post</i> de PA66 ( <i>cant</i> 1/20 e perfil de trilho novo). . . . .	105
Figura 135–Tensões de von-Mises do perfil de trilho novo na JIC com <i>end post</i> de PA66. . . . .	106
Figura 136–Tensões de von-Mises (plano xy no centro do contato) na roda em contato com a JIC com <i>end post</i> PA66 ( <i>cant</i> 1/20 e perfil de trilho novo). . . . .	106
Figura 137–Tensões de von-Mises na roda em contato com a JIC com <i>end post</i> PA66. . . . .	107
Figura 138–Tensões de von-Mises no <i>end post</i> de PA66 ( <i>cant</i> 1/20 e perfil de trilho novo). . . . .	107
Figura 139–Tensões de von-Mises no <i>end post</i> de PA66. . . . .	108
Figura 140–Tensões normais em X no <i>end post</i> de PA66 ( <i>cant</i> 1/20 e perfil de trilho novo). . . . .	108
Figura 141–Tensões normais em X no <i>end post</i> de PA66. . . . .	109
Figura 142–Pressão de contato na JIC ( <i>cant</i> 1/20 e perfil B). . . . .	109
Figura 143–Pressão de contato do perfil B da JIC. . . . .	110
Figura 144–Tensões de von-Mises na JIC com <i>end post</i> de epóxi ( <i>cant</i> 1/20 e perfil B). . . . .	110

Figura 145–Tensões de von-Mises do perfil B na JIC com <i>end post</i> de epóxi. . . . .	111
Figura 146–Tensões de von-Mises (plano xy no centro do contato) na roda em contato com a JIC ( <i>cant</i> 1/20 e perfil B). . . . .	111
Figura 147–Tensões de von-Mises na roda em contato com a JIC com <i>end post</i> de epóxi e perfil B. . . . .	112
Figura 148–Tensões de von-Mises no <i>end post</i> de epóxi ( <i>cant</i> 1/20 e perfil B). . . . .	112
Figura 149–Tensões de von-Mises no <i>end post</i> de epóxi e fibra de vidro (Perfil B). . . . .	112
Figura 150–Tensões normais em X no <i>end post</i> de epóxi ( <i>cant</i> 1/20 e perfil B). . . . .	113
Figura 151–Tensões normais em X no <i>end post</i> de epóxi e fibra de vidro e perfil B. . . . .	113
Figura 152–Pressão de contato na JIC com <i>end post</i> de PA66 ( <i>cant</i> 1/20 e perfil B). . . . .	114
Figura 153–Pressão de contato do perfil B da JIC com <i>end post</i> de PA6. . . . .	114
Figura 154–Tensões de von-Mises na JIC com <i>end post</i> de PA66 ( <i>cant</i> 1/20 e perfil B). . . . .	115
Figura 155–Tensões de von-Mises do perfil B na JIC com <i>end post</i> de PA66. . . . .	115
Figura 156–Tensões de von-Mises (plano xy no centro do contato) na roda em contato com a JIC <i>end post</i> de PA66 ( <i>cant</i> 1/20 e perfil B). . . . .	116
Figura 157–Tensões de von-Mises na roda em contato com a JIC com <i>end post</i> de PA66 e perfil B. . . . .	116
Figura 158–Tensões de von-Mises no <i>end post</i> de PA66 ( <i>cant</i> 1/20 e perfil B). . . . .	117
Figura 159–Tensões de von-Mises no <i>end post</i> de PA66 (Perfil B) . . . . .	117
Figura 160–Tensões normais em X no <i>end post</i> de PA66 ( <i>cant</i> 1/20 e perfil B). . . . .	118
Figura 161–Tensões normais em X no <i>end post</i> de PA66 e perfil B. . . . .	118

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Efeito do <i>cant</i> no desgaste de trilhos de uma curva com raio de 800 m.	31
Tabela 2 – Propriedades dos materiais empregados na fabricação de perfil isolante para JIC. . . . .	36
Tabela 3 – Tensão de Von-Mises para roda e trilho, pressão de contato, força lateral e posição de contato para diferentes <i>cant</i> . . . . .	98
Tabela 4 – Comparação das tensões de Von-Mises no trilho da JIC com <i>end post</i> : epóxi e PA66. . . . .	105
Tabela 5 – Variações das tensões de Von-Mises no trilho com variações do <i>end post</i> e <i>cant</i> . . . . .	119
Tabela 6 – Variações das tensões de Von-Mises na roda com variações do <i>end post</i> e <i>cant</i> . . . . .	119



## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

RCF	Rolling contact fatigue
MEF	Método dos elementos finitos
FEM	Finite element method
JIC	Junta isolada colada
IJ	Insulated rail joint
AMV	Aparelho de mudança de via
VMA	Velocidade máxima autorizada
PS	Ponto de início da curva
ST	Ponto final da curva
SC	Ponto de início da curva circular
CS	Ponto final da curva circular
AREMA	American Railway Engineering and Maintenance-of-way Association

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>18</b>
<b>2</b>	<b>OBJETIVO</b>	<b>21</b>
<b>3</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>22</b>
<b>3.1</b>	<b>Conceitos ferroviários</b>	<b>22</b>
3.1.1	Visão geral da ferrovia	22
3.1.1.1	Geometria	23
3.1.1.2	Bitola	25
3.1.1.3	Superelevação	26
3.1.2	A estrutura da via permanente.	27
3.1.2.1	Trilho	27
3.1.2.2	Lastro	30
3.1.2.3	<i>Rail Cant</i>	30
3.1.2.4	Junta isolada colada	32
3.1.3	Dinâmica roda-trilho	46
<b>4</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS</b>	<b>49</b>
<b>4.1</b>	<b>Trilho</b>	<b>49</b>
<b>4.2</b>	<b>JIC</b>	<b>57</b>
<b>5</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES</b>	<b>62</b>
<b>5.1</b>	<b>Trilho</b>	<b>62</b>
<b>5.2</b>	<b>JIC</b>	<b>98</b>
5.2.1	Perfil de Trilho novo e <i>end post</i> de fibra de vibro com epóxi	98
5.2.2	Perfil de Trilho novo e <i>end post</i> de PA66	103
5.2.3	Perfil B e <i>end post</i> de fibra de vibro com epóxi	109
5.2.4	Perfil B e <i>end post</i> de PA66	114
<b>6</b>	<b>CONCLUSÃO</b>	<b>120</b>
	<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>121</b>

## 1 INTRODUÇÃO

O transporte ferroviário brasileiro participa com 21,5% da matriz de transporte de cargas no Brasil, segundo a Associação Nacional dos Transportadores Ferroviários (ANTF) e compõe uma malha ferroviária com aproximadamente 29.000 km de extensão (ANTF, 2022).

Segundo o Planejamento Nacional de Logística (PNL), do Ministério da Infraestrutura, o objetivo que consta na PNL atual, que compreende o período entre 2018 e 2025, é de atingir a 31,32% de participação do modal ferroviário na logística brasileira.

Neste contexto de crescimento do modal ferroviário, os custos de manutenção devem ser bem administrados a fim de tornar este plano uma realidade. Dessa forma, o trilho ferroviário tem uma papel fundamental nestes custos, uma vez que, em muitas ferrovias, um dos maiores custos de manutenção ferroviária é o manutenção e trocas desses trilhos (RONEY, 2015).

Neste viés, o trilho tem um plano importantíssimo, uma vez que aumentando a vida útil desse ativo, consegue-se diminuir custo de manutenção de forma expressiva. Para ZAREMBSKI (2005) e KALOUSEK(1997), defeitos superficiais, em decorrência dos esforços gerados do contato roda-trilho, diminuem consideravelmente a vida útil dos trilhos e rodas ferroviárias. Desse modo, entender as variáveis que interferem nos esforços gerados no contato entre a roda e o trilho contribui para estabelecer melhores práticas de manutenção para aumentar a vida desse par tribológico.

ZAREMBSKI (2005) e KALOUSEK(1997) mostram em seus trabalhos que é de grande importância para o aumento da vida útil de trilhos e rodas o esmerilhamento de trilho, reperfilamento de roda e lubrificação desse par tribológico.

No início do século XX, o esmerilhamento foi introduzido pela necessidade de remover do boleto dos trilhos os defeitos superficiais, em particular a corrugação, evitando desse maneira a substituição prematura e, conseqüentemente, diminuindo os custos das ferrovias associados a aquisição e substituição prematura de trilhos. Por algum tempo, o esmerilhamento foi usado, apenas, como método para controlar e remover defeitos superficiais nos trilhos (ZAREMBSKI, 2005).

Nas décadas de 1970 e 1980, o esmerilhamento de trilhos não era apenas usado para suavizar saliências e depressões existentes no trilho, mas também para controlar e modelar o contato roda-trilho. Originalmente, o esmerilhamento de perfil foi concebido com o intuito de ajudar a evitar problemas que as ferrovias de transporte pesado (Heavy Haul) na Austrália Ocidental (Território de Pilbara) tinham em relação a defeitos nos trilhos (ZAREMBSKI, 2005).

O esmerilhamento de perfil tem como foco gerar uma superfície onde o equilíbrio entre pressões de contato e a inscrição do veículo ferroviário seja favorecida, isto é, não se pode gerar um perfil que favoreça somente, por exemplo, a diminuição das pressões de contato. Isto porque as rodas e trilhos não somente suportam o carregamento, mas também guiam os veículos ao longo da via. Logo, é necessário a criação de um perfil que diminua a pressão de contato e, de tal modo, que mantenha uma inscrição adequada dos veículos em curvas (ZAREMBSKI, 2005).

Apesar dos grandes avanços do sistema ferroviário, ainda existem alguns problemas relacionados ao contato roda-trilho, como desgaste excessivo, fadiga de contato de rolamento (RCF), ruído, descarrilamento, etc. (SHEVTSON, 2008).

Para diminuir os problemas relatados por SHEVTSON, as ferrovias brasileiras vêm implantando o esmerilhamento de perfil de acordo com o tipo de equipamento (tangente ou curva) e tipo de curva (acentuada, moderada e leve).

Uma das variáveis para o desenvolvimento do perfil otimizado é a inclinação (*cant*) do trilho (SHEVTSON, 2008). Para que o trilho tenha a inclinação desejada, o patim do trilho deve ser colocado em uma placa de fixação e esta fixada ao dormente, no caso de dormente de madeira. Em dormentes de aço e concreto essa inclinação é colocada diretamente na estrutura do dormente. Essa abordagem é utilizada atualmente por todas as principais ferrovias. Normalmente, o trilho é inclinado para dentro em direção à bitola em uma inclinação entre 1:20 a 1:40. Isso é desejável e ajuda a manter o ponto de contato vertical e centrado no boleto do trilho, uma vez que a roda ferroviária é cônica (SADEGHI; FATHALI; BOLOUKIAN, 2008).

Variações da inclinação dos trilhos fora dos parâmetros estabelecidos podem aumentar as pressões de contato, fazendo com que a velocidade de propagação das trincas de RCF (Rolling Contact Fatigue) e tensões subsuperficiais aumentem descarrilamento devido à abertura de bitola e/ou torção do trilho (quadramento). Além do aumento das pressões de contato, variações de inclinação do trilho podem aumentar significativamente as forças laterais, e também diminuir a vida útil do trilho e da roda, uma vez que diminui a vida em fadiga do componente. Sem contar, é claro, com a degradação mais acelerada dos componentes da via permanente, entre outros prejuízos para as ferrovias (SADEGHI; FATHALI; BOLOUKIAN, 2008).

Alguns estudos falam da importância da inclinação dos trilhos nas ferrovias tanto em relação às alterações do contato roda-trilho quanto em relação à interação dinâmica (SADEGHI; FATHALI; BOLOUKIAN, 2008) (PU; LIANG; BO-WENV, 2021) (OVCHINNIKOV; POKATSKY; GALLYAMOV, 2021). Entretanto, em nenhum deles tratam de valores de inclinação que a manutenção ferroviária deve ter como limites, ou seja, os estudos não estabelecem o quanto a inclinação pode variar e quais seriam os limites de manutenção desse parâmetro.

Dada essa lacuna do conhecimento e o relevante crescimento ferroviário, esta dissertação se propõe em simular o contato roda-trilho por meio do software de elementos finitos a fim de entender quais tensões que surgem do contato roda-trilho quando há variação da inclinação do trilho, bem como estender estas análises para diferentes perfis e, também, a influência desse parâmetro para as juntas isoladas coladas (JIC). Dessa forma, o presente trabalho apresenta os objetivos a seguir.

## 2 OBJETIVO

Para o dimensionamento e análises de componentes da superestrutura, algumas considerações devem ser feitas de modo a tornar o problema analítico possível de ser resolvido, como, por exemplo, o dimensionamento de trilhos ferroviários, onde se considera que o trilho é uma viga suportada por apoios (dormentes) equidistantes sobre uma base elástica (lastro) e submetida a uma carga vertical.

Esse viés não é diferente quando tratamos de corpos em contato. Portanto, modelos de elementos finitos podem contribuir de maneira significativa para o entendimento do fenômeno físico do contato roda-trilho, uma vez que nestes modelos é possível variar as condições de contorno e, conseqüentemente, analisar o que essas condições podem ajudar ou piorar as tensões de contato, por exemplo.

Desse modo, esta pesquisa pretende analisar as tensões no contato roda-trilho em juntas isoladas coladas e compará-las com as tensões em um trilho contínuo, quando há variações de inclinação no trilho.

De forma específica, tal estudo objetiva:

- Analisar as pressões de contato roda-trilho quando houver variação do perfil de trilho;
- Analisar as pressões de contato roda-trilho quando houver variação de inclinação do trilho;
  - Serão simuladas variações de inclinação (*cant*) do trilho de: 0, 1/20 e 1/40
- Comparar os resultados obtidos no contato roda-trilho e roda-JIC;
- Analisar as máximas tensões utilizando o critério de Von Mises com as mesmas variações citadas para as pressões de contato.

## 3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 3.1 Conceitos ferroviários

#### 3.1.1 Visão geral da ferrovia

O sistema ferroviário vai além da soma de seus componentes individuais, pois a interação entre a roda e o trilho desempenha um papel fundamental. As partes distintas desse sistema estão interligadas por componentes que possuem efeitos elásticos e de amortecimento. Os elementos elásticos e de amortecimento presentes entre a caixa do vagão e o truque, assim como entre o truque e o rodeiro, são amplamente estudados e seus comportamentos podem ser adequadamente expressos matematicamente (LICHTBERGER, 2005) (GHAZAVI; TAKI, 2008) (LAN *et al.*, 2012) (EICKHOFF; EVANS; MINNIS, 1995) (BRUNI *et al.*, 2011).

Por outro lado, as propriedades elasto-plásticas de certos componentes da via permanente não podem ser expressas por equações exatas devido ao comportamento heterogêneo do lastro, sub-lastro e subleito. Portanto, parâmetros empíricos obtidos por meio de experimentos são utilizados com essa finalidade.

De acordo com LICHTBERGER (2005), a via deve ser capaz de:

- Guiar o material rodante sem risco de descarrilhamento;
- Suportar as forças verticais e horizontais dos veículos ferroviários;
- Transmitir essas forças para os componentes desde os trilhos até o solo;
- Garantir conforto aos passageiros;
- Alta disponibilidade para o tráfego de trens.

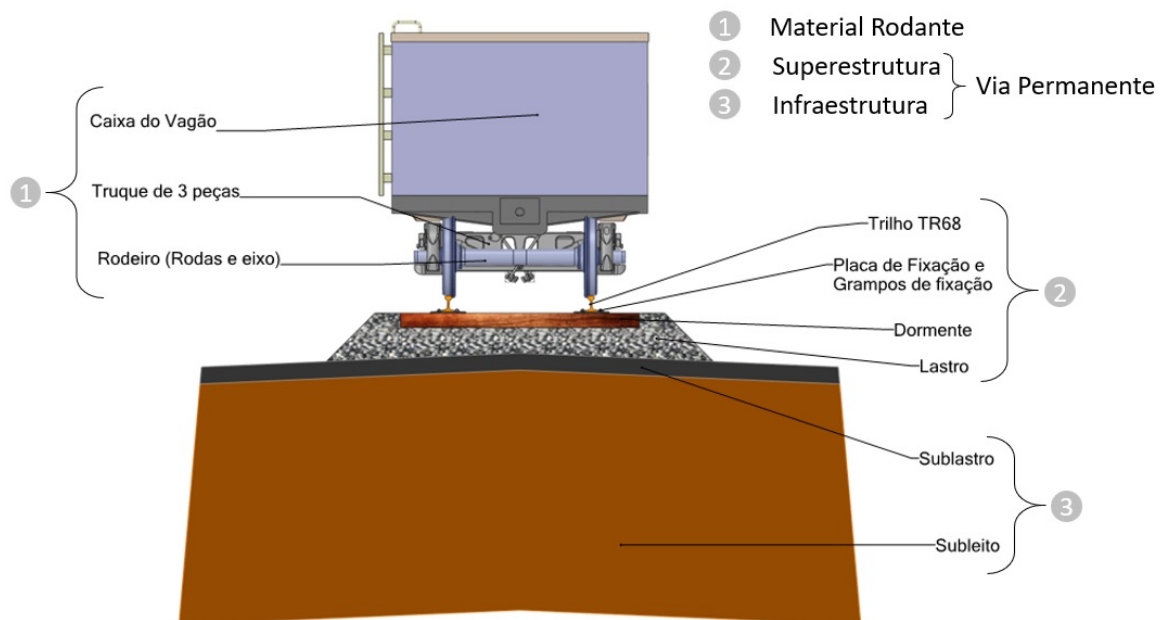
Conceitualmente, a via permanente compreende todas as estruturas necessárias para sustentar e transmitir a carga ferroviária, permitindo a circulação confiável, segura e eficiente dos trens. De acordo com STEFFLER (2013), ao longo dos séculos desde o surgimento das ferrovias, o projeto básico permaneceu na maioria das vezes similar, porém os componentes evoluíram com o avanço da tecnologia de materiais. A figura 1 ilustra, de forma esquemática, a divisão entre a via permanente e o material rodante. A via permanente pode ser subdividida em dois principais subgrupos:

- **Superestrutura:** composta por elementos como trilho, placa de fixação (em casos de dormentes de madeira), grampo elástico, tirefond, dormente e lastro. Além

desses componentes, também fazem parte da superestrutura os AMVs (Aparelhos de Mudança de Via), o traçado em planta e perfil, e a geometria da linha.

- **Infraestrutura:** composta por elementos como sublastro, subleito, pontes, túneis, terraplanagem, cortes e dispositivos de drenagem. Essa parte da via permanente tem a função de fornecer suporte à superestrutura e lidar com as condições circunvizinhas da circulação dos trens. A infraestrutura desempenha um papel crucial ao garantir a drenagem adequada, a preservação da geometria da via e a transposição de terrenos acidentados.

Figura 1 – Representação esquemática da via permanente e material rodante.



Fonte: Autor

### 3.1.1.1 Geometria

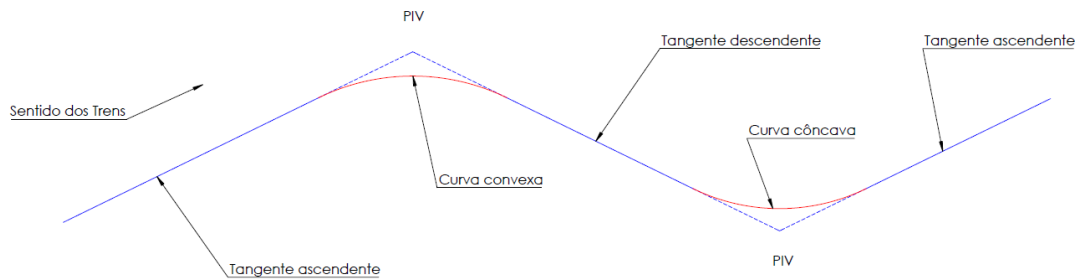
De forma objetiva, a geometria da linha refere-se à posição ocupada por cada fila de trilho no espaço. Aspectos altimétricos, planimétricos, bitola, superelevação, gabarito da via, entre outros, definem a geometria da via (FILHO; SILVA; MAGALHÃES, 2008).

No aspecto altimétrico, os elementos básicos são as curvas verticais e as tangentes. As tangentes podem estar em nível ou em rampas. As curvas verticais podem ser côncavas ou convexas, como ilustrado na figura 2. As rampas podem ser ascendentes ou descendentes, dependendo do sentido de circulação dos trens, e seus valores são geralmente expressos em porcentagem. Essa porcentagem indica a diferença de altura entre dois pontos na vertical a cada 100 metros na horizontal (LUCCIO, 2016).



Na perspectiva planimétrica, os elementos que compõem a geometria da linha também são curvas e tangentes, mas agora no plano. Os segmentos curvos são classificados em curvas circulares e curvas de transição. Nas curvas circulares, a curvatura do segmento é constante, enquanto nas curvas de transição, a curvatura varia para conectar um segmento de tangente a um segmento de curvatura constante (FILHO; SILVA; MAGALHÃES, 2008).

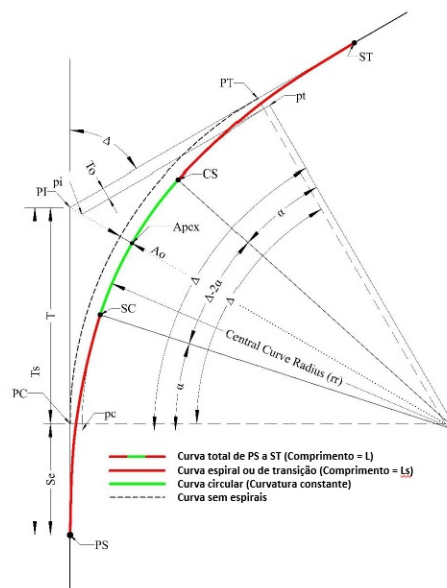
Figura 2 – Plano vertical da via, evidenciando perfil altimétrico



Fonte: Autor

Exceto em velocidades muito baixas, uma transição abrupta de uma tangente para uma curva seria prejudicial aos equipamentos e desconfortável para os passageiros. Por esse motivo, são utilizadas as transições em espiral, também conhecidas como curvas de transição, para modificar gradualmente a curvatura da tangente (curvatura zero) para a curvatura constante da curva circular, ao mesmo tempo, em que se introduz a superelevação. Em outras palavras, ao adicionar a curva de transição, também é incorporada a superelevação (DUNN, 2018).

Figura 3 – Legenda da curva espiral.



Fonte: Adaptado de (DUNN, 2018)

A partir do ponto PS ou ST, onde as composições adentram a espiral, a curvatura nessas regiões é igual a zero. A curvatura aumenta gradualmente a partir desses pontos até atingir a curvatura constante na região circular, nos pontos SC e CS. A transição suave da curvatura na espiral permite que o veículo ferroviário se ajuste gradualmente, evitando a introdução de uma aceleração centrípeta abrupta e, conseqüentemente, uma força lateral resultante elevada (DUNN, 2018).

Acima e ao lado dos trilhos, é necessário haver um espaço adequado para permitir a passagem irrestrita dos veículos ferroviários. Essas dimensões são conhecidas como gabarito da via e são determinadas com base nas dimensões dos materiais rodantes que circulam na via (ESVELD, 2001).

Conforme explicado por LICHTBERGER (2005), a via precisa conseguir guiar o material rodante, e para isso, as rodas do sistema devem obedecer estritamente à geometria da via, independentemente de ser boa ou ruim. Portanto, uma geometria inadequada resultará em uma degradação mais rápida dos componentes da superestrutura, bem como maior consumo de combustível e maior desgaste no par tribológico roda-trilho (FILHO; SILVA; MAGALHÃES, 2008).

Além do exposto acima, de acordo com NABAIS (2014), a geometria da via permanente desempenha um papel fundamental no desempenho ferroviário, por estar diretamente relacionada à velocidade máxima autorizada (VMA) da via.

#### 3.1.1.2 Bitola

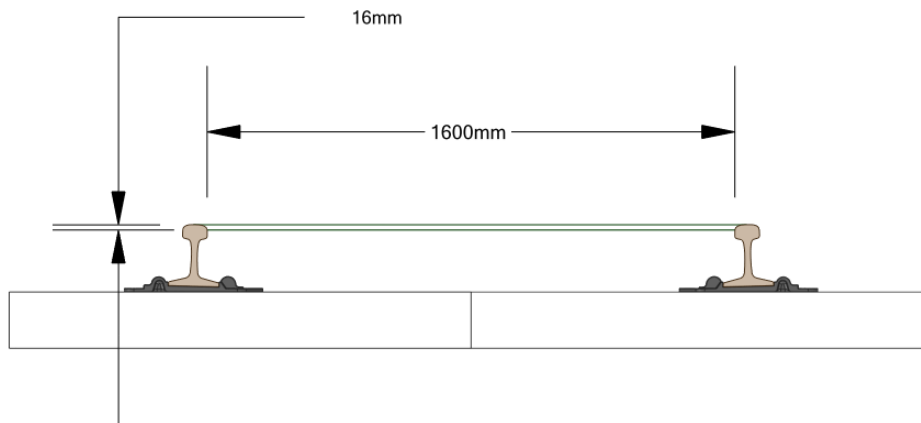
De acordo com FILHO; SILVA; MAGALHÃES (2008), a bitola é a menor distância entre os boletos das duas filas de trilho. Essa medida deve ser realizada próxima ao ponto de contato real do friso da roda com o trilho. Em ferrovias brasileiras, que seguem o padrão norte-americano, a bitola é medida 16 mm abaixo do topo do boleto dos trilhos, devido ao ponto de bitola das rodas estar localizado 16 mm abaixo do plano de rolamento. Porém, é importante ressaltar que essa não é uma realidade universal, já que em ferrovias que operam com o padrão espanhol, por exemplo, a bitola é medida a 10 mm do topo do boleto, uma vez que o ponto de bitola das rodas espanholas está 10 mm abaixo do plano de rolamento.

A fim de garantir a segurança ferroviária, são estabelecidos limites máximos e mínimos de bitola, de acordo com cada classe de ferrovia, que não devem ser ultrapassados. Essas normas regulamentam a variação permitida na distância entre os boletos das filas de trilho, garantindo a adequada estabilidade e funcionamento dos veículos ferroviários ao longo da via (FILHO; SILVA; MAGALHÃES, 2008).

É fundamental manter a bitola nos limites estabelecidos para evitar problemas operacionais e de segurança. Desvios significativos da bitola prescrita podem levar a

descarrilamentos, danos ao material rodante e até mesmo acidentes graves. Portanto, a manutenção adequada e regular da bitola é essencial para a operação segura e eficiente do sistema ferroviário.

Figura 4 – Esquema de bitola larga.



Fonte: Autor

### 3.1.1.3 Superelevação

Quando um veículo ferroviário entra em uma curva, é inevitável que ele seja submetido a uma aceleração centrípeta, que o faz mudar de trajetória. Como resultado dessa aceleração centrípeta, surge uma força centrípeta no veículo, que aponta em direção ao centro da curva. Para evitar que o veículo saia em linha reta, consoante a primeira lei de Newton, é exercida uma força pelos frisos das rodas no trilho externo da curva. No entanto, a massa, que está ligada às rodas, tende a seguir em linha reta, ou seja, a sair pela tangente. Para um observador externo, parece haver uma força que tende a fazer o veículo girar no ponto de contato entre os frisos das rodas e o trilho externo. Essa força aparente é chamada de força centrífuga (FILHO; SILVA; MAGALHÃES, 2008).

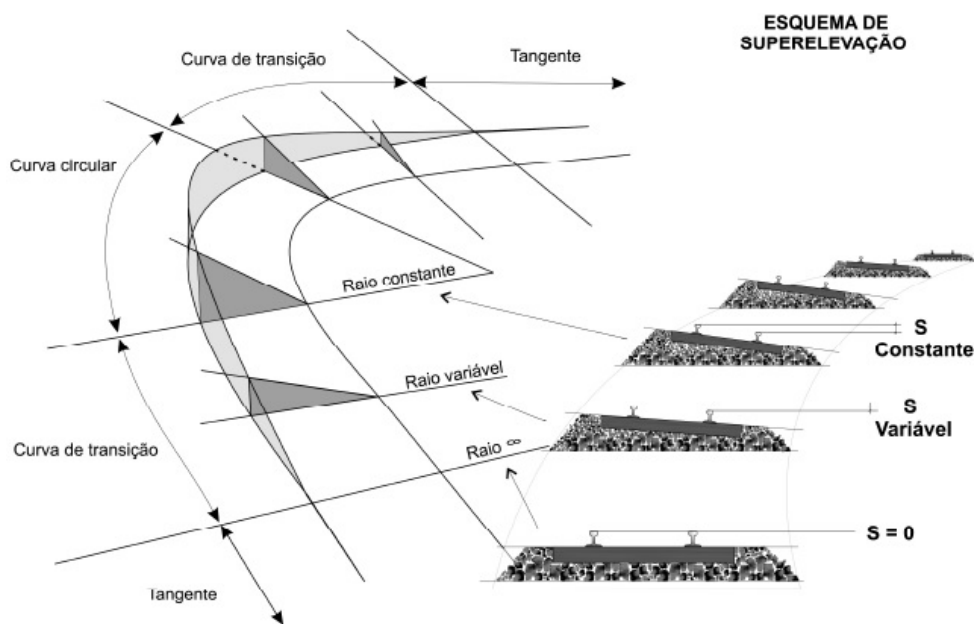
Para fins de cálculo, considera-se que a força centrífuga existe e possui o mesmo módulo e direção, mas em sentido oposto à força centrípeta. Para equilibrar as forças que atuam no trilho superior (externo) e no trilho inferior (interno), é introduzida uma superelevação na curva. A superelevação é definida como o aumento de altura do trilho externo em relação ao trilho interno, permitindo compensar, em parte ou totalmente, a ação da força centrífuga sobre o veículo ferroviário (FILHO; SILVA; MAGALHÃES, 2008).

A superelevação desempenha um papel crucial na segurança e estabilidade das operações ferroviárias em curvas. Ao criar uma diferença de altura entre os trilhos, ela permite que as forças centrífugas sejam contrabalançadas e que o veículo permaneça em uma trajetória segura e controlada. O cálculo preciso da superelevação é essencial para garantir a estabilidade dos veículos ferroviários e evitar descarrilamentos.

Além disso, é importante ressaltar que a superelevação não é aplicada de maneira uniforme ao longo de toda a curva. Ela varia gradualmente desde o início até o final da curva de transição e mantendo seu valor constante na curva circular, permitindo uma transição suave para os passageiros e minimizando as forças laterais sobre o veículo.

Em resumo, a superelevação é uma medida crucial adotada nas ferrovias para compensar a força centrífuga e garantir uma operação segura e estável nas curvas. Sua correta determinação e implementação são fundamentais para o bom funcionamento do sistema ferroviário.

Figura 5 – Esquema de Superelevação.



Fonte: Adaptado de (FILHO; SILVA; MAGALHÃES, 2008)

### 3.1.2 A estrutura da via permanente.

#### 3.1.2.1 Trilho

Os trilhos são componentes sujeitos a altas cargas cíclicas devido à interação com as rodas dos veículos ferroviários e estão expostos a diversas condições. Nesse contexto, é possível que os trilhos apresentem problemas como desgaste, defeitos e, em casos extremos, até mesmo quebras, que podem resultar em acidentes catastróficos. Existem diferentes seções transversais de trilhos disponíveis para várias aplicações e tipos de linha. No caso de empresas de transporte de cargas pesadas (*Heavy Haul*), é comum utilizar o perfil TR-68 Vignole.

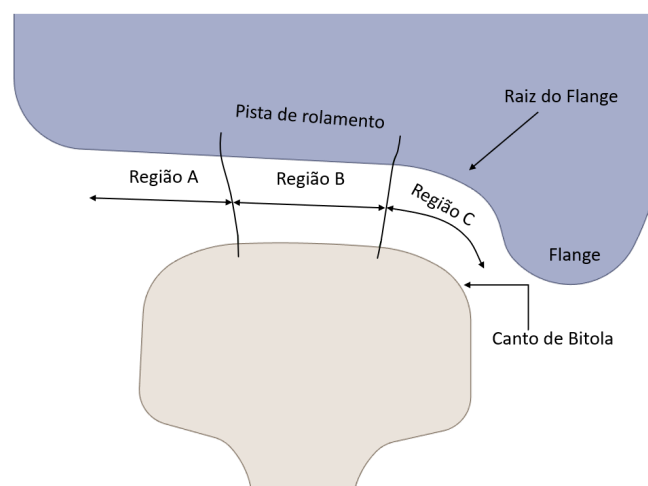
As principais partes de um trilho são as seguintes:

- Boleto: Também conhecido como cabeça do trilho, ou “head rail” em inglês, é a

parte superior que entra em contato com as rodas dos veículos ferroviários e suporta a maioria da carga. É nessa área que surgem os defeitos de fadiga por contato. O boleto pode ser subdividido em algumas partes principais, conforme ilustrado na figura (figura 6).

- Pista de rolamento (Running surface – Região B) – Região superior e mais plana do boleto, que faz contato com a parte cônica da roda ferroviária.
  - Canto de campo (Field corner – Região A) – Canto superior localizado no lado externo da via. Nesta região normalmente encontra-se uma camada de óxido, já que a mesma dificilmente entra em contato com a roda.
  - Região de bitola (Região C) – Essa região pode ser dividida em duas seções principais: face de bitola (Gage Face) e canto de bitola (Gage Corner).
- Alma: É a seção central do trilho, que conecta o boleto à base (patim). A alma ajuda a distribuir a carga e a resistir às forças laterais e verticais e a manter a estabilidade estrutural.
  - Base (Patim): É a parte inferior do trilho que repousa sobre as placas e os dormentes. É por meio dessa região que as cargas que chegam ao boleto do trilho são transferidas para as fixações, os dormentes e outros elementos, até serem distribuídas para o solo. O patim desempenha um papel importante na sustentação do trilho e na transmissão das cargas para a infraestrutura da via (LEWIS; OLOFSSON, 2009).

Figura 6 – Diferentes regiões de contato entre a roda e o boleto do trilho ferroviário.



Fonte: Adaptado de (LEWIS; OLOFSSON, 2009)

Basicamente as principais funções dos trilhos são: suportar as forças verticais e horizontais dos veículos ferroviários, transmitir essas forças para cada componente do

trilho até o solo, guiar o material rodante sem risco de descarrilhamento (LICHTBERGER, 2005).

Para o trilho obter sucesso em suas funções, as suas propriedades mecânicas e metalúrgicas são de grande importância e interesse. Normalmente, os aços utilizados em trilhos ferroviários são aços com teor de carbono na faixa de 0,7 a 0,8, em geral de microestrutura perlítica. Todavia, pode haver aços microligados, e estes contêm pequenas concentrações de um ou mais elementos fortemente formadores de carbonetos e nitretos. Cada elemento tem diferentes efeitos na microestrutura do aço, e desse modo, nas suas propriedades mecânicas (LEWIS; OLOFSSON, 2009).

Os trilhos ferroviários são compostos por uma liga de aço específica, projetada para garantir durabilidade e resistência às condições exigentes de uso. A composição química exata dos trilhos pode variar dependendo dos padrões e especificações adotados por cada país ou empresa ferroviária. No entanto, os trilhos ferroviários geralmente contêm os seguintes elementos químicos em sua composição (GODEFROID *et al.*, 2019):

**Carbono (C):** O carbono é um componente fundamental do aço, fornecendo resistência e dureza aos trilhos ferroviários. Geralmente, a porcentagem de carbono varia de 0,6% a 1,1%.

**Silício (Si):** O silício é frequentemente adicionado ao aço para melhorar sua resistência e tenacidade.

**Manganês (Mn):** O manganês é um elemento utilizado para aumentar a resistência à tração do aço, melhorando sua ductilidade e tenacidade.

**Fósforo (P) e Enxofre (S):** Esses elementos normalmente estão presentes em teores muito baixos, pois podem prejudicar as propriedades mecânicas do aço. O fósforo pode tornar o aço frágil, enquanto o enxofre pode afetar a soldabilidade.

**Outros elementos de liga:** Em alguns casos, outros elementos de liga, como níquel (Ni), cromo (Cr) e molibdênio (Mo), podem ser adicionados para melhorar ainda mais as propriedades do aço, como resistência à corrosão, resistência à fadiga e resistência ao desgaste.

É importante ressaltar que as especificações exatas dos trilhos ferroviários podem variar conforme o país, o tipo de tráfego (cargas pesadas ou passageiros) e os padrões específicos adotados pela indústria ferroviária.

Para garantir a segurança e o desempenho do sistema ferroviário, é fundamental realizar inspeções regulares nos trilhos, a fim de identificar precocemente quaisquer defeitos, desgastes ou problemas estruturais. Medidas de manutenção adequadas, como retificação e substituição de trilhos danificados, devem ser adotadas para assegurar a integridade e o bom funcionamento da infraestrutura ferroviária.

### 3.1.2.2 Lastro

BRINA (2003) classifica o lastro como elemento da superestrutura da ferrovia. O lastro ferroviário refere-se ao material utilizado entre os dormentes e a plataforma, isto é, ele é uma camada, que possui propriedades mecânica e suportar os componentes da superestrutura e distribui os esforços gerados no contato roda-trilho para a plataforma. Portanto, o lastro desempenha um papel fundamental na estabilidade e no suporte das linhas férreas.

O lastro ferroviário é geralmente composto por pedras britadas, cascalho, escórias ou outros materiais similares. Essas pedras são colocadas em uma camada uniforme ao longo da linha férrea, criando uma base sólida para os trilhos. O lastro ajuda a distribuir os carregamentos dinâmicos das composições ferroviárias de maneira uniforme, absorvendo parte da carga e transmitindo-a para a plataforma ou subleito, impede que os dormentes se desloquem tanto no sentido longitudinal quanto no sentido transversal, suprime possíveis irregularidades da plataforma formando uma superfície contínua e uniforme para os dormentes e, conseqüentemente os trilhos. Portanto, para o lastro desempenhar essas funções é necessário que ele tenha resistência e outras propriedades mecânica suficientes para tais esforços (BRINA, 2003).

Além de fornecer suporte estrutural, o lastro também desempenha um papel importante na drenagem das vias férreas, desse modo, ele permite que a água flua através dele, evitando o acúmulo de umidade e o conseqüente o enfraquecimento da plataforma (BRINA, 2003).

A AREMA (American Railway Engineering and Maintenance-of-way Association) estabelece especificações técnicas para o lastro ferroviário segundo a classe de cada ferrovia. Por exemplo, ela estabelece qual deve ser o peso específico mínimo, qual deve ser a resistência à ruptura, solubilidade, absorção, granulometria, resistência à abrasão entre outras propriedades. Todas essas especificações devem ser adotadas para garantir a segurança ferroviária.

Além das propriedades dos materiais utilizados como lastro mencionado acima, a altura do lastro sob os dormentes é de fundamental importância para o ótimo desempenho de suas funções, bem como para garantir a segurança ferroviária (BRINA, 2003).

### 3.1.2.3 *Rail Cant*

Uma das variáveis geométricas da via permanente que influencia o desempenho de trilhos, rodas, dinâmica e conforto dos veículos é a inclinação do trilho. A inclinação do trilho (*rail cant*) é o ângulo resultante da rotação em torno de seu eixo longitudinal, no sentido interno do trilho (ZAKERI; FATHALI; ROUDSARI, 2011). A norma AREMA (2020) sugere que o *cant* deve ser de 1/40, porém, esse valor não é um consenso entre as

ferrovias. Por exemplo, as ferrovias iranianas, russas e canadenses e a maioria das ferrovias europeias, utilizam o *cant* de 1/20, enquanto ferrovias alemãs e a Union Pacific Railway dos Estados Unidos utilizam *cant* de 1/30 (ZAKERI; FATHALI; ROUDSARI, 2011).

A literatura sobre a influência do *cant* no desgaste de trilhos (ZHAO; ZENG, 1995; CHEN; GAO; HAO, 2007; DAOLIN; WANG; HONG, 2010; WEI; ZHANGUO; DAOLIN, 2013; WANG *et al.*, 2015) mostra que a alteração da inclinação do trilho interno de curvas, de 1/40 para 1/20, reduz consideravelmente a taxa de desgaste destes trilhos.

WANG *et al.* (2015) avaliaram a influência do *cant* e da superelevação de trilhos em trajetos de curvas no desgaste de trilhos. Os autores empregaram um modelo de simulação numérica dinâmica para as avaliações. Foram avaliadas diferentes condições combinando variações de *cant* e superelevação. Para avaliação do desgaste dos trilhos, foi utilizada a metodologia de trabalho de atrito (“attrition power”). O trabalho do atrito é produto escalar da força lateral e da velocidade de deslizamento. Os resultados mostraram que para raios de curva menores do que 800 m (Tabela 1), o raio da curva tem grande influência no desgaste do trilho e o comprimento da curva de transição também. A redução do trabalho do atrito é de aproximadamente 20% para o trilho externo. Os resultados também corroboram com a prática ferroviária, mostrando que o desgaste do trilho externo é mais acentuado do que do trilho interno. Quando o raio da curva é de aproximadamente 600 m, aumentar a inclinação do trilho interno para 1/20 promoverá uma redução considerável de desgaste do trilho. Quando o raio da curva é de cerca de 800 m, aumentar a inclinação do trilho interno para 1/20 reduzirá efetivamente o desgaste do trilho da curva. Quando o raio da curva é maior que 1000 m, aumentar a inclinação do trilho interno para 1/20 pode efetivamente reduzir o desgaste do trilho. Adicionalmente, os autores observaram que aumentar o *cant* de 1/40 para 1/20 reduz o coeficiente de descarrilhamento e as forças laterais impostas no trilho devido ao contato da roda e com isso, é possível aumentar a segurança da via.

Tabela 1 – Efeito do *cant* no desgaste de trilhos de uma curva com raio de 800 m.

Superelevação/mm	Trilhos interno e externo com <i>cant</i> de 1/40		Trilhos interno com <i>cant</i> de 1/20 e externo com 1/40	
	Valor médio do trabalho de atrito Rodas internas (kN.m.s-1)	Valor médio do trabalho de atrito Rodas externas (kN.m.s-1)	Valor médio do trabalho de atrito Rodas internas (kN.m.s-1)	Valor médio do trabalho de atrito Rodas externas (kN.m.s-1)
35	0.273	0.310	0.216	0.227
40	0.289	0.330	0.235	0.247
45	0.279	0.321	0.241	0.255
50	0.277	0.320	0.231	0.245
53	0.278	0.321	0.241	0.256

Fonte: Adaptado de (WANG *et al.*, 2015)

SHAOFENG *et al.* (2019) estudaram a influência da inclinação do trilho no desgaste do trilho externo de uma curva de pequeno raio em linhas ferroviárias urbanas. Para uma condição com raio de curva pequeno, de 375 m, verificou-se uma redução no desgaste das rodas ao utilizar a inclinação do trilho de 1/40. LI *et al.* (2021) desenvolveram um modelo numérico de previsão para o desgaste roda-trilho e mostraram que em via curva a



inclinação do trilho de 1/30 é recomendada para reduzir o desgaste do sistema.

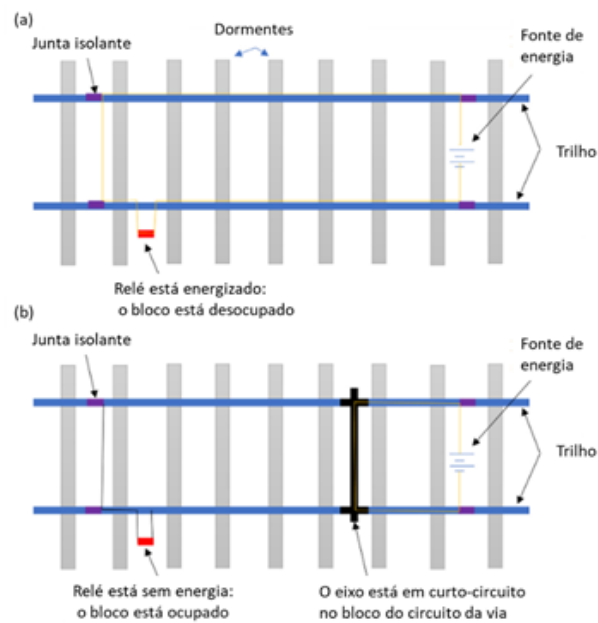
WANG; GAO; HOU (2013) analisaram a influência da inclinação do trilho com base no algoritmo de geometria de contato espacial roda-trilho e mostraram que o aumento da inclinação do trilho de 1/40 para 1/20 resulta em aumento da diferença de raio de rolamento correspondente, parâmetro de ângulo de contato, conicidade equivalente e parâmetro de ângulo de contato equivalente. Isso significa que a capacidade de autocentragem do rodeiro é aprimorada e a relação roda-trilho é aprimorada. Além disso, com a inclinação do trilho de 1/20, a probabilidade de contato com o flange da roda é reduzida e, conseqüentemente, o desgaste da roda e da lateral do trilho é minimizado. Por fim, em via curva, aumentar a inclinação do trilho de 1/40 para 1/20 tende a reduzir a interação roda e trilho, aumentando a área de contato entre a roda e o trilho, promovendo uma menor tensão de contato e, conseqüentemente, reduzindo a taxa de geração de defeitos de fadiga de contato.

Os resultados da influência da inclinação do trilho são dependentes da carga por eixo, velocidade, condição da via e outros parâmetros que variam de ferrovia para ferrovia, sendo muito difícil encontrar um único valor que resulte em menor desgaste e melhores condições dinâmicas. A literatura sobre efeito do *cant* no desgaste de trilhos e rodas é escassa e carece de maiores detalhamentos, em especial para trilhos de tangentes. Portanto, o desenvolvimento de modelos, abordagens e análises é de suma importância para avaliação e seleção correta do *cant*, bem como seus limites de variação permissíveis, ajudando assim as ferrovias a estabelecerem os melhores valores de *cant* de acordo com suas condições de operação, bem como os limites para atuação da manutenção. Por isso, esse é um dos objetivos desse trabalho, avaliar a influência de diferentes valores de *cant*, nas tensões impostas aos trilhos, da área de contato, das forças laterais, entre outras respostas oriundas do contato roda-trilho.

#### 3.1.2.4 Junta isolada colada

Juntas isolantes coladas (JICs) são componentes da superestrutura, com a função de seccionar os circuitos de sinalização, para possibilitar a detecção de posição de veículos ferroviários em uma dada seção de bloqueio e acionamento de comandos dos veículos e também de outros componentes e dispositivos da via-férrea, como chaves de aparelho de mudança de via, cancelas, sinais luminosos e sonoros. Na figura 7, é apresentado o funcionamento de um bloco de sinalização da linha férrea. Na figura 7a, é representada a situação em que a via está desocupada, ou seja, sem nenhum veículo ferroviário no bloco; e na figura 7b, uma situação em que tem um veículo ferroviário no bloco, ou seja, há um bloqueio da seção para outros veículos ferroviários e, desse modo, sinalizando que a seção possui um veículo nela.

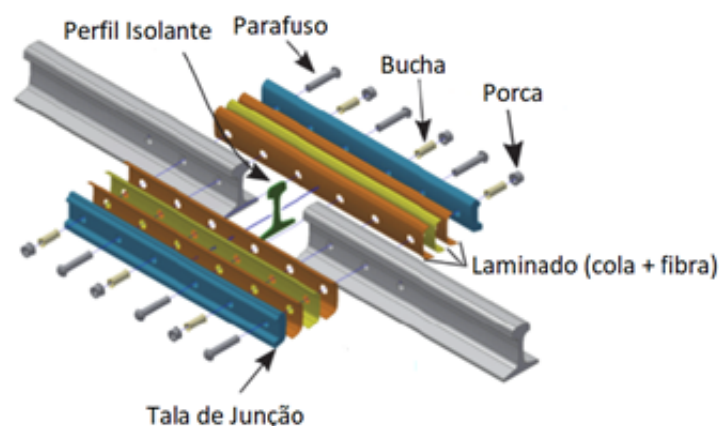
Figura 7 – Circuito elétrico da via-férrea: bloco de sinalização, sendo (a) desocupado e (b) ocupado.



Fonte: Adaptado de (MANDAL; LEWIS; WEN, 2020).

A figura 8 apresenta as principais partes de uma JIC, composta pelo perfil isolante (componente que separa os dois trilhos, na literatura em inglês é conhecido como *end post*), tala de junção (componente que faz a junção dos trilhos), laminado (que isola eletricamente a junta do trilho) e pelos elementos de fixação da tala (como parafusos, bucha e porcas).

Figura 8 – Parte de uma junta isolante colada (JIC).

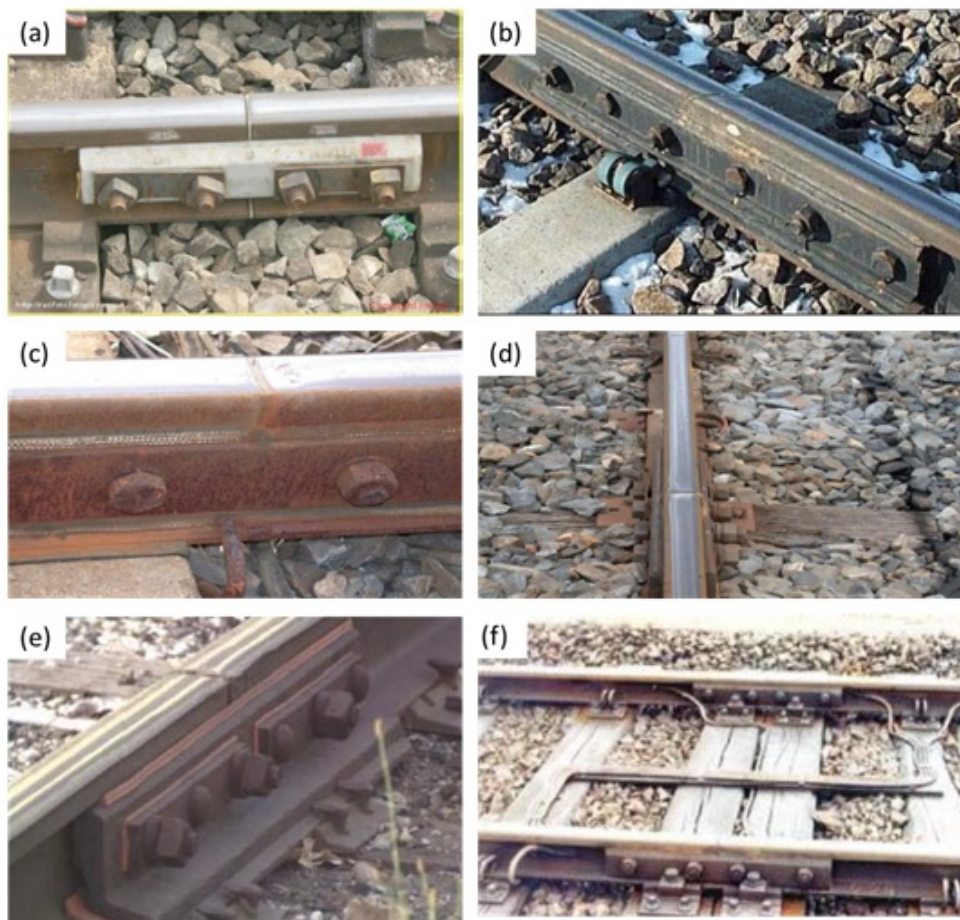


Fonte: Adaptado de (MANDAL; LEWIS; WEN, 2020), (CILOGLU *et al.*, 2014).

Existem diferentes configurações de juntas isoladas coladas (JICs). Elas podem variar consoante ao material do perfil isolante, com o alinhamento do perfil isolante, com o sistema de suporte, com o material e/ou geometria da tala de junção entre outras

alterações possíveis. MANDAL; PEACH (2010) resumiram as principais configurações encontradas em ferrovias de carga pesada da Austrália em relação à posição da JIC no espaçamento entres os dormentes ou em cima deste, sendo elas: junta isolada colada suspensa simetricamente (figura 9a), suportada discretamente em dormente de concreto (figura 9b), suspensa assimetricamente (figura 9c), suportada discretamente em dormente de madeira (figura 9d), suportada em dois dormentes de madeira (figura 9e) e com suporte contínuo em dormentes (figura 9f). Outro tipo de configuração pode estar relacionada à quantidade de parafusos na junta, sendo tipicamente encontradas configurações com 4 parafusos (figura 9a) e com 6 parafusos (figura 9b). Além das juntas isoladas coladas, há outra configuração de junta que possui as mesmas funções da JIC, sendo a tala encapsulada (figura 10). Nesta, a tala recebe um recobrimento isolantes em toda a sua extensão. Esse tipo de junta, normalmente, é usada de forma emergencial até que seja substituída pela junta isolada colada.

Figura 9 – Junta de trilho (a) suspensa simetricamente; (b) suportada discretamente em dormente de concreto; (c) suspensa assimetricamente; (d) suportada discretamente em dormente de madeira; (e) suportada em dois dormentes de madeira e (f) com suporte contínuo em dormentes.



Fonte: Adaptado de (MANDAL; PEACH, 2010).

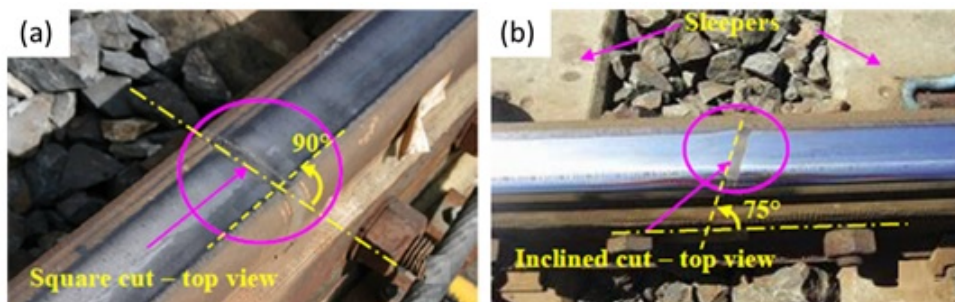
Figura 10 – Junta isolada encapsulada, LBFoster.



Fonte: Autor.

A configuração da JIC também pode depender do material do perfil isolante, da sua espessura e da sua posição em relação à seção transversal do trilho. A configuração no qual o perfil isolante é inserido entre duas extremidades perpendiculares ao eixo longitudinal do trilho é chamada de reta (figura 11a). Outra configuração encontrada é tipicamente conhecida como inclinada, em que o perfil isolante é inserido com inclinação de  $75^\circ$  em relação ao eixo longitudinal dos trilhos (figura 11b). Segundo MANDAL; PEACH (2010) a principal diferença entre estas duas configurações é na configuração inclinada, existe a possibilidade de que toda a carga da roda seja suportada em uma única extremidade dos trilhos; já no caso de juntas retas que, quando a carga da roda passa sobre o vão entre os trilhos, ela é transportada apenas pela tala da junta e, com isso, a folga entre os trilhos é crítica, sendo tipicamente utilizados perfis com espessura em 5 e 10 mm.

Figura 11 – JIC com perfil isolante na configuração (a) reta e (b) inclinada.



Fonte: Adaptado de (ZONG, 2013).

As propriedades dos materiais utilizados como perfil isolante são importantes na

Tabela 2 – Propriedades dos materiais empregados na fabricação de perfil isolante para JIC.

Material	Módulo de elasticidade (MPa)	Coefficiente de Poisson	Resistência à compressão (MPa)	Temperatura de fusão (°C)
Epóxi com fibra de vidro	4500	0,19	-	-
Náilon 66	1590	0,39	-	210
PTFE	400	0,46	28,6	327
PU	441 (100 a 740)	0,37	-	230
Zirconia*	200000	0,30	2757	-

\*Zirconia é uma cerâmica empregada com o PU, como insertos, não representando então a propriedade final do componente

Fonte: O autor.

resposta dos demais componentes da JIC. Os principais materiais utilizados para fabricação dos perfis isolantes são: polímeros como por exemplo poliuretano (PU); PTFE e náilon; além de polímeros enriquecidos com outros materiais, como, por exemplo, epóxi com fibra de vidro, náilon com fibra de vidro e PU com insertos cerâmicos. Na figura 12, são apresentados perfis isolantes fabricados com diferentes materiais, fornecidos pela LBFoster.

Figura 12 – Perfis isolantes, fornecidos pela LBFoster.



Fonte: O autor.

Os principais modos de falha encontrados em JICs são o de fluxo de metal ou deformação plástica dos trilhos nas proximidades do perfil isolante, delaminação, falha de ligação, tala de junção quebrada e afrouxamento dos parafusos.

BEATY *et al.* (2016) classificam as falhas que ocorrem em JICs como mecânicas e elétricas. As principais falhas mecânicas são de trincas de fadiga dos trilhos e fratura das fixações. As falhas elétricas são aquelas associadas à perda do isolamento elétrico entre os trilhos. Estas falhas podem ocorrer devido à contaminação do perfil isolante, perda de colagem da junta ou devido ao “lipping”. Os autores definem “lipping” como a deformação plástica ou escoamento de material do boleto do trilho sobre o perfil isolante. Com a

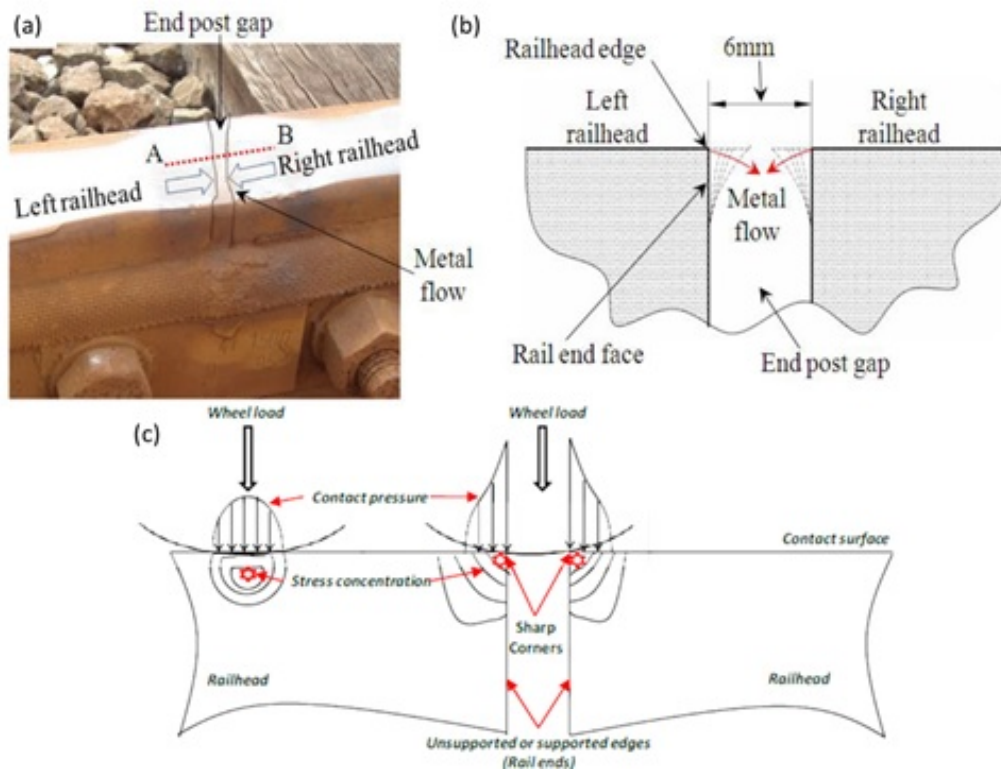
---

evolução do escoamento do material do boleto, os dois trilhos podem se conectar e levar a uma falha elétrica.

DANGRE (2019) apresenta uma definição semelhante para “lipping”, que é o escoamento de material do boleto devido às altas cargas impostas pelo contato das rodas com a região próxima à extremidade dos trilhos, levando a deformação destas regiões. Após contatos repetidos, o espaço entre os trilhos será fechado, levando ao contato do material escoado com o trilho adjacente.

Segundo DHANASEKAR (2013), o escoamento de material do boleto (chamado de “lipping” conforme citações anteriores) do trilho está relacionado ao fenômeno de “ratchetting”, que por sua vez é afetado pela singularidade da pressão de contato de rolamento roda-trilho, sendo um pico de pressão infinito teórico, superior ao limite de escoamento dos materiais utilizados para fabricação de trilhos e rodas. Conforme mostrado na figura 13c, o contato roda-trilho em regiões afastadas da extremidade do trilho produz a pressão definida pela teoria hertziana, na qual a concentração de tensão está localizada abaixo da superfície de contato, com uma distribuição elíptica. No entanto, à medida que a roda se aproxima do vão da junta (borda não suportada do trilho), a distribuição elíptica da pressão de contato se modifica para uma forma hiperbólica, e a concentração de tensão localizada abaixo da superfície de contato migra para cima no canto das extremidades do trilho (borda não suportada). A migração da concentração de tensão abaixo da superfície do topo do trilho para o topo (superfície) do trilho na região próxima ao vão da junta, resulta em um efeito de borda, na qual a tensão nos cantos de ambas as extremidades do trilho, geralmente, excede os limites de escoamento do material e pode causar danos severos, levando a uma baixa vida útil, sendo a principal razão para o início do “ratcheting” (ZONG, 2013). O “ratcheting” é caracterizado por ciclos de deformações elastoplásticas ocorrida no material com um acúmulo progressivo de deformações plásticas em uma mesma direção a cada ciclo.

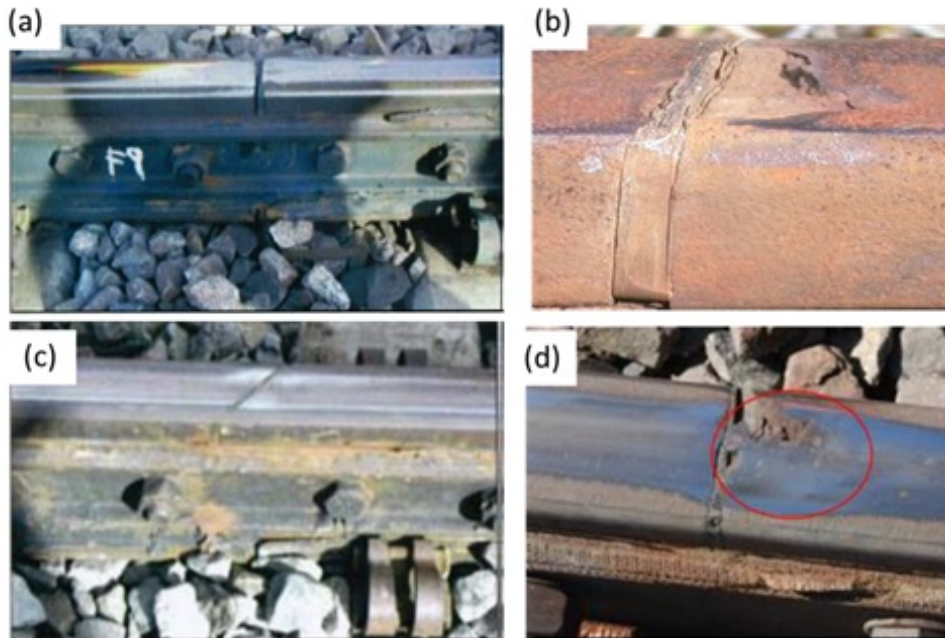
Figura 13 – (a) Falha por escoamento do material do boleto; (b) representação esquemática da falha; e (c) distribuição da pressão de contato em região de JIC submetida ao contato por uma roda.



Fonte: Adaptado de (DHANASEKAR, 2013).

Na figura 14, são apresentadas imagens dos principais danos encontrados em JICs na região próxima ao vão da junta. Na figura 14a é mostrado um perfil isolante danificado. Esse tipo de defeito pode estar associado às altas forças de impacto devido ao contato com as rodas, por conta de uma junta com problemas de fixação (parafusos soltos). Na figura 14c, são apresentados defeitos encontrados na superfície de rolamento do trilho, geralmente associados à fadiga de contato de rolamento, que evoluem para defeitos maiores do tipo “spalling” e “chipping out”, como os apresentados nas figura 14b e figura 14d, causados pelo impacto das rodas com essas regiões. Esses defeitos podem ser potencializados devido à maior largura do vão da junta, incompatibilidade da altura da extremidade dos trilhos e ao “ratcheting”.

Figura 14 – Principais danos encontrados nos trilhos usados em JICs: (a) perfil isolante danificado; (b) extremidade do trilho com spalling; (c) trilho com defeitos na superfície; e (d) extremidade do trilho com spalling.

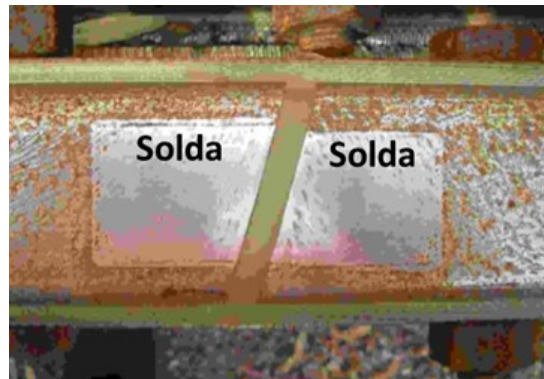


Fonte: Adaptado de (MANDAL; PEACH, 2010),(DANGRE, 2019).

Para minimizar as falhas por “lipping”, algumas soluções têm sido propostas na literatura. Uma delas é a de aumentar a resistência mecânica das extremidades dos trilhos instalados em JICs por meio de solda/deposição de materiais de maior resistência (figura 15). Nessa mesma linha, BEATY *et al.* (2016) avaliaram o desempenho de material de trilho com e sem revestimento quanto ao “lipping”, utilizando o equipamento disco contra disco. Os autores fizeram canais no disco para inserir o perfil isolante (figura 16a) e avaliaram discos fabricados com trilho premium sem revestimento e com revestimento. O revestimento utilizado foi Stellite 6 depositado por laser cladding. Os autores mostraram que após os ensaios (96 mil ciclos), os discos fabricados com trilho premium sem o revestimento apresentaram o defeito “lipping” (figura 16b) enquanto os discos com revestimento não apresentaram o defeito (figura 16c). Nas figuras 16d e 16e são apresentadas as seções transversais dos discos sem e com revestimento, respectivamente. Observa-se que a extremidade do vão do material com camada de laser *cladding* praticamente não sofreu deformação enquanto o material sem revestimento apresentou o defeito de “lipping”, com material escoado de uma extremidade para a outra.

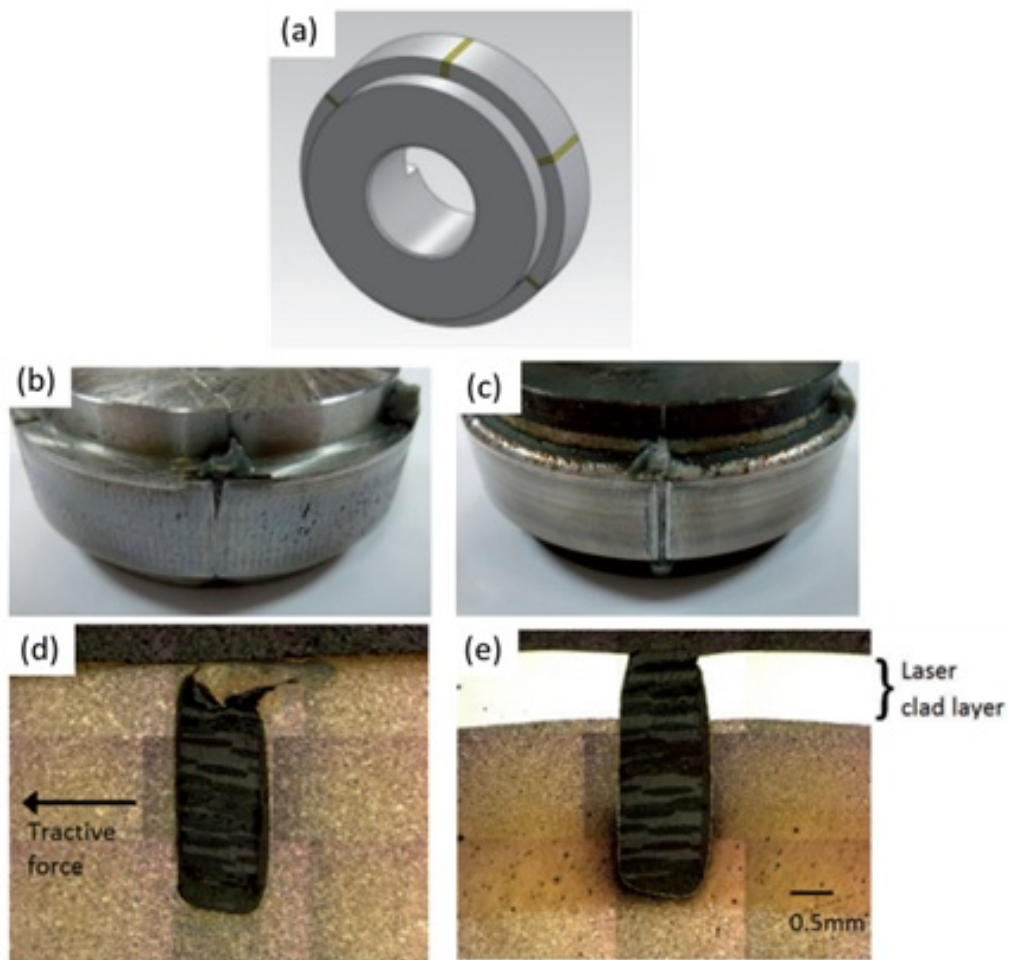


Figura 15 – Vista de topo de uma extremidade de trilho com solda de elevada resistência.



Fonte: Adaptado de (DHANASEKAR, 2013)

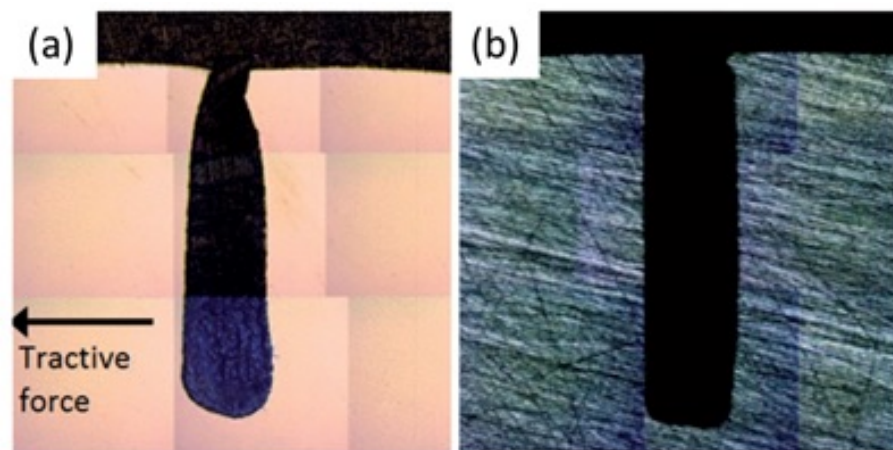
Figura 16 – (a) Desenho esquemático de um disco com material do perfil isolante; (b) disco fabricado com trilho premium após ensaio; (c) disco com laser cladding após ensaio; (d) seção transversal do disco premium; e (e) seção transversal com disco com laser. *cladding*.



Fonte: Adaptado de (BEATY *et al.*, 2016)

Assim como mostraram a importância de reforçar as extremidades dos trilhos com a deposição de um material de maior resistência, BEATY *et al.* (2016) também apontaram a importância da seleção da classe do trilho no desempenho das JICs. Os autores compararam por meio de ensaios disco contra disco o desempenho de materiais de trilhos com dureza de 260 HB e de 370 HB e a evolução e formação de “lipping”. Nas figuras 17a e 17b, são mostradas as seções transversais dos discos com dureza 260 HB e 370 HB, respectivamente, após 2000 mil ciclos. Nota-se uma deformação intensa no disco de menor dureza (260 HB), enquanto nenhuma deformação foi observada na extremidade do vão do disco de maior dureza (370 HB). Os autores justificam essa diferença pela maior dureza do trilho de 370 HB, mostrando que este possui maior resistência mecânica e conseqüentemente maior resistência às altas pressões de contato também.

Figura 17 – Seção transversal de um disco na região do vão do perfil isolante após ensaio para disco fabricado com trilho de dureza de (a) 260 HB e (b) 370 HB.

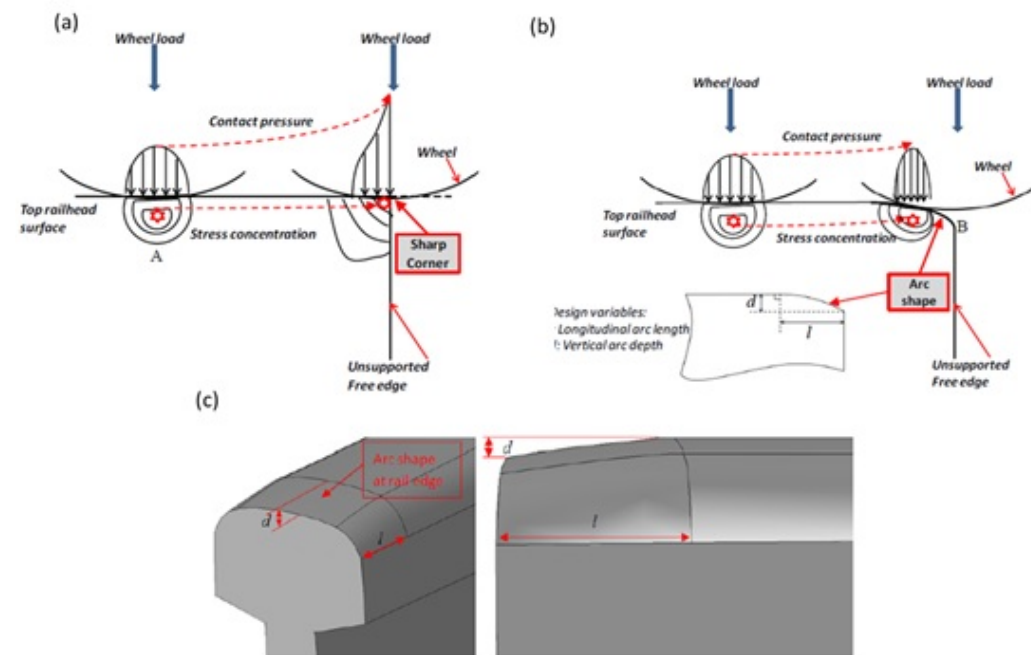


Fonte: Adaptado de (BEATY *et al.*, 2016)

Outra solução encontrada é a de alterar a geometria do trilho na região próxima ao vão da junta, visando reduzir a concentração de tensão nas bordas do trilho e também de deslocar a região de concentração de tensão. Devido à descontinuidade do material nas proximidades do vão da junta, bordas livres não suportadas são encontrados nas JICs. Com isso, são encontrados altos níveis de concentração de tensão na proximidade das bordas dos trilhos como mostrado na figura 18a. Essa concentração de tensão é severa e consegue levar a danos no boleto do trilho. Para isso, ZONG (2013) propôs introduzir uma forma de arco na extremidade do trilho (borda arredondada), como mostrado na figura 18c. Com isso, como representado na figura 18b, pode-se suportar a mesma condição de carregamento com nível muito reduzido de tensão devido aos seguintes fatores: o ponto de interseção entre o arco da extremidade dos trilhos e as bordas livres não suportadas existe abaixo da superfície de contato normal. No seu contexto, esta alteração geométrica levará a alteração da localização do ponto de contato inicial entre a roda e a superfície do

boleto do trilho. A região de contato final correspondente pode, portanto, ser realocada e afastada da borda livre. Outro fator é que a falta de apoio lateral na borda livre pode ser compensada realocando o ponto de contato. Assim, a máxima de tensão de contato será reduzida e a localização da concentração de tensão tende a migrar de volta para a subsuperfície do boleto, semelhante ao que ocorre no trilho em locais distantes das bordas da região da junta.

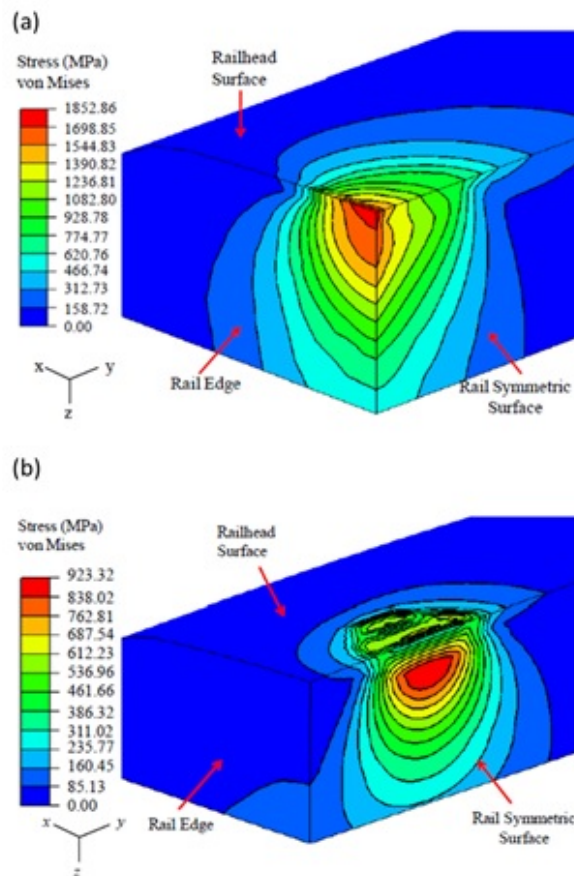
Figura 18 – (a) Conceito usual para trilhos usados em JIC; (b) proposta com arco na extremidade do trilho; e (c) representação de um trilho com a borda arredondada.



Fonte: Adaptado de (ZONG, 2013)

ZONG (2013) avaliou pelo método dos elementos finitos (MEF) a distribuição de tensões von Mises na borda de trilho na região do vão da junta. Para a avaliação foi considerado um trilho com a borda arredondada conforme figura 18c, sendo  $l = 40$  mm e  $d = 1,5$  mm. O autor encontrou que a máxima tensão de von Mises na condição normal (trilho sem alteração geométrica) é de 1852 MPa, enquanto para a condição com a borda arredondada foi de 923 MPa. Os resultados também indicaram que a posição da tensão equivalente máxima foi deslocada da superfície para extremidade (borda). Sugere-se, então, um incremento da vida útil do componente devido à redução da concentração de tensão e do deslocamento da região de máxima tensão para uma região menos crítica.

Figura 19 – Distribuição das tensões de von Mises para a extremidade de trilho usado em JIC na (a) condição normal e na (b) condição com borda arredondada.

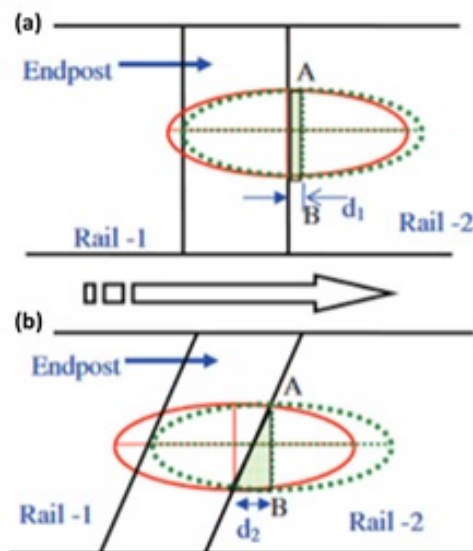


Fonte: Adaptado de (ZONG, 2013)

Outra solução proposta na literatura para a redução do “lipping” é variar a configuração com perfil isolante, utilizando a opção reta ou inclinada, como mostrado na figura 11. Segundo DHANASEKAR (2013), é, geralmente, afirmado que JICs com perfil isolante na configuração inclinada apresentam vida útil superior em comparação à configuração reta. Para validar essa afirmação, o autor quantificou a resposta estrutural desses dois tipos JICs com testes em campo em uma ferrovia australiana. Para entender o comportamento de cada configuração foi realizada instrumentação do trilho na região próxima ao vão da junta. Os resultados mostraram que JICs na configuração inclinada resistem à carga da roda com maiores picos de deformações de cisalhamento (que podem afetar indesejadamente sua vida de fadiga) e deformações verticais mais baixas (o que pode ajudar reduzindo o “ratchetting” e danos à superfície) em comparação à configuração reta. Na figura 20, é apresentada uma hipótese conceitual para o contato roda-trilho em JIC reta e inclinada, sendo a representação da roda substituída por uma elipse da pressão de contato de Hertz. Observa-se que o trilho 2 da JIC inclinada (figura 20b) recebe a carga da roda com excentricidade em relação do eixo longitudinal (como mostrado pelo triângulo). Com isso, será induzida uma torção em torno do eixo longitudinal do trilho. Uma vez que a

seção vertical do trilho em (b) é inclinada em relação ao eixo longitudinal, o trilho resistirá à torção como uma torção biaxial ao longo da seção transversal e da seção longitudinal, o que pode levar a um aumento dos esforços de cisalhamento. Tal excentricidade não ocorre na JIC de configuração reta, representada na figura 20a. Com as instrumentações, o autor encontrou que a deformação na JIC de configuração reta é maior em comparação com a inclinada. Como testes em campo foram realizados de modo a garantir o mesmo tráfego de trens, tem-se que a JIC reta promoveu uma maior carga dinâmica. Nas ferrovias as JICs inclinadas são conhecidas também como JICs de baixo impacto, sendo então essa nomenclatura reforçada por esse resultado. Por outro lado, observou-se que as deformações na JIC reta são maiores do que na configuração inclinada. De outra forma, a JIC inclinada está submetida a uma maior tensão de cisalhamento. Os testes em campo tiveram duração de aproximadamente 9 meses, sendo constatado que as JICs inclinadas apresentaram falhas 2 semanas antes do que a JICs retas. Esse resultado pode ser justificado pelo fato de deformações impostas por tensões de cisalhamento danificarem o material mais do que as deformações normais. Ou seja, a JICs inclinadas possuem maior possibilidade de falha do que as JICs retas.

Figura 20 – Hipóteses para comportamento do contato roda-trilho em JIC na configuração (a) reta e (b) inclinada.

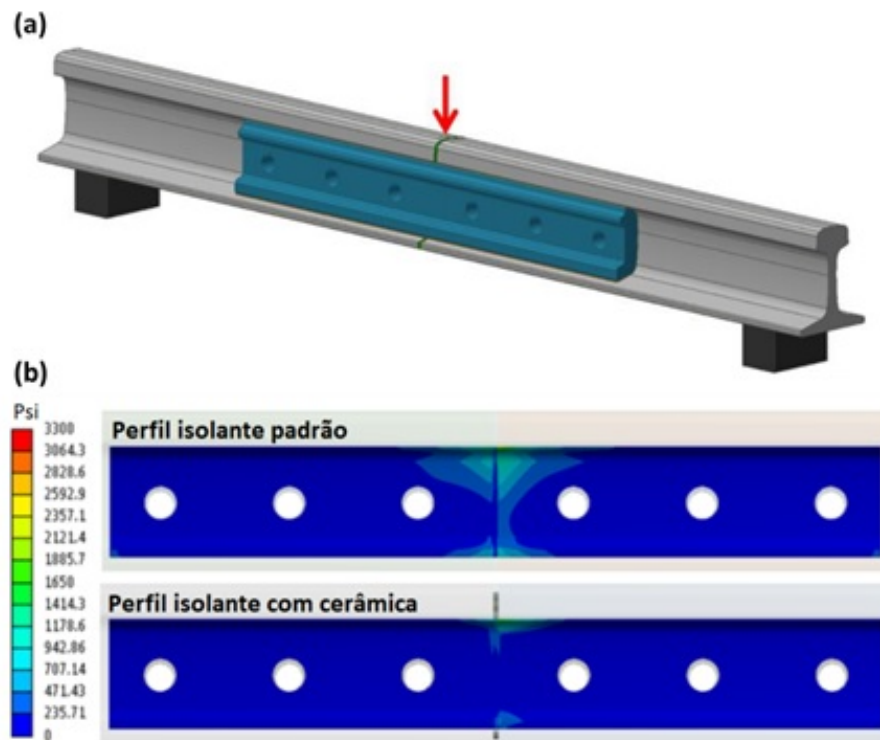


Fonte: Adaptado de (DHANASEKAR, 2013)

Outras soluções para aumentar a vida útil de JICs são propostas com adequações de característica do projeto da JIC, como, por exemplo, a largura do vão da junta ou espessura do perfil isolante utilizado. MANDAL; DHANASEKAR (2013) conduziram análises por elementos finitos para quantificar os danos causados no boleto de trilhos empregados em JICs com junta isolantes de 5 e de 10 mm de espessura. Os resultados das análises quanto à deformação plástica equivalente mostraram que ocorre mais deformação

na superfície superior do boleto de trilhos utilizados com perfil isolante de 10 mm em comparação à condição com 5 mm de espessura. CILOGLU *et al.* (2014) verificaram, por elementos finitos, a influência do material do perfil isolante na distribuição de tensões nos outros componentes da JIC, como o perfil laminado e a tala de junção. Na figura 21a é mostrada a geometria utilizada no modelo. Já na figura 21b, é apresentada a distribuição de tensões de von Mises no perfil laminado da JIC para uma condição com perfil isolante padrão e para outra condição com perfil isolante com insertos de cerâmica.

Figura 21 – (a) Geometria do modelo utilizado para avaliação das tensões em função do material do perfil isolante e (b) tensões de von-Mises no perfil laminado em condição com perfil isolante convencional e perfil isolando com insertos de cerâmica.

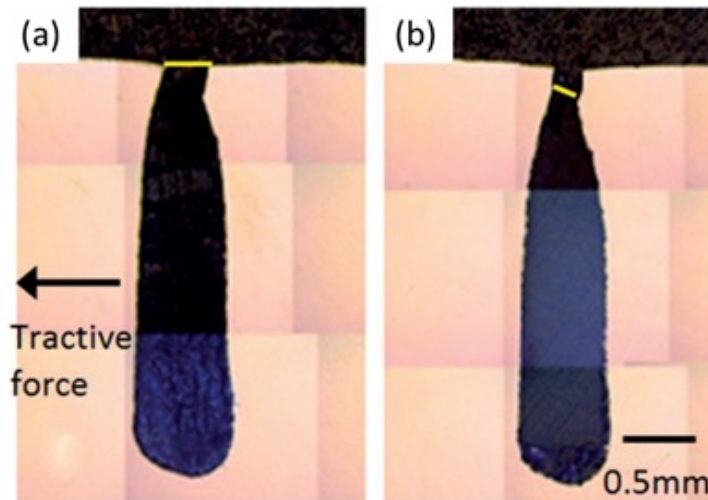


Fonte: Adaptado de (CILOGLU *et al.*, 2014)

BEATY *et al.* (2016) avaliaram dois tipos de materiais utilizados na fabricação de perfis isolantes, sendo um compósito de epóxi com fibra de vidro e a poliamida 6 (PA6). Os autores utilizaram a mesma configuração de ensaio apresentada na Figura 16a. Os autores mostraram que mudar o material utilizado no perfil isolantes de PA6 para compósito epóxi-fibra de vidro o disco deforma menos, indicando assim uma maior resistência à formação de "lipping". Nas figuras 17a e 17b são mostradas as seções transversais dos discos com perfil isolante de epóxi-fibra de vidro e de PA6, respectivamente após os testes. As linhas amarelas indicam a largura do perfil isolante após os ensaios. Observa-se um vazio no disco com PA6. Segundo os autores, partículas de desgaste podem acumular

nessas regiões causando falhas elétricas.

Figura 22 – Seção transversal de um disco na região do vão do perfil isolante após ensaio com perfil isolante fabricado com: (a) compósito epóxi-fibra de vidro e (b) PA6.



Fonte: Adaptado de (BEATY *et al.*, 2016)

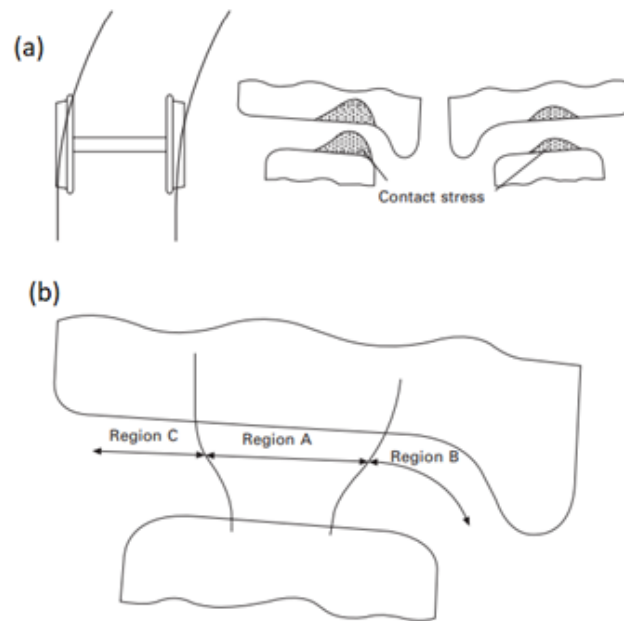
### 3.1.3 Dinâmica roda-trilho

O contato resultante da interação entre uma roda e um trilho ferroviário depende de inúmeros fatores, entre eles, do perfil da roda, do perfil do trilho, da região da via (curva ou tangente), do raio da curva, a posição do rodeiro no truque (LEWIS; OLOFSSON, 2009). Em uma tangente (região reta da linha férrea), é provável que a pista de rolamento da roda e o topo do boleto do trilho estejam em contato. Enquanto em uma curva de raio pequeno, o contato também ocorre entre a flange da roda e o canto de bitola do boleto. Na figura 23a é apresentada uma representação esquemática proposta por (LEWIS; OLOFSSON, 2009), com as posições de contato e as variações de tensão para as duas rodas de um mesmo rodeiro em uma curva. É possível observar que o contato e, conseqüentemente, a tensão para trilho externo estão mais concentradas próximo a flange da roda e ao canto do boleto, enquanto no trilho interno o contato está concentrado na região central do topo do boleto e da pista de rolamento da roda. Na figura 23b, são apresentadas as possíveis regiões de contato entre a roda e o trilho, sendo:

- Região A: é onde se tem o contato entre o passeio da roda e topo do boleto, ocorrendo geralmente em tangentes ou curvas com raios muito grandes. As menores tensões de contato e de força lateral ocorrem nesta região;
- Região B: o contato ocorre entre o friso da roda e canto de bitola do trilho, sendo que nessa condição a área de contato é muito menor do que na região A, resultando em maiores tensões de contato;

- Região C: o contato está concentrado no lado externo do passeio da roda e na região mais próxima à lateral externa do topo do boleto do trilho, sendo uma condição de menor incidência, mas que envolve altas tensões de contato.

Figura 23 – (a) Distribuição de tensões e contato na roda e no trilho em uma curva; (b) regiões de contato entre a roda e trilho.



Fonte: Adaptado de (LEWIS; OLOFSSON, 2009)

Existem diversos modelos que podem ser aplicados para simular o contato roda-trilho. Os principais modelos são a Teoria de Hertz e as abordagens não hertzianas. A teoria de Hertz é amplamente empregada para análise da mecânica do contato no sistema roda e trilho, embora esse sistema não tenha sido abordado por Hertz (SANTOS; SANTOS, 2004). A teoria de Hertz propõe que quando dois corpos convexos são postos em contato com uma determinada força normal aplicada, uma área de contato elíptica é criada. No sistema roda-trilho, ao aplicar a teoria de Hertz, assume-se então que ambos os corpos são cilíndricos e que seus eixos principais são perpendiculares.

Para os cálculos da área e da pressão de contato, decorrentes da interação da roda com o trilho, a teoria de Hertz é comumente empregada com as seguintes suposições: as superfícies em contato são contínuas e não conformes; as superfícies são pouco rugosas (lisas), as dimensões do contato são pequenas em comparação aos raios de curvatura dos corpos, cada sólido é considerado como um semi espaço elástico; não há atrito entre as superfícies; as deformações que ocorrem são pequenas (LEWIS; OLOFSSON, 2009) (SANTOS; SANTOS, 2004). A máxima pressão de contato, “p”, é apresentada na Equação (3.1), sendo que P é a força normal, E é o módulo de elasticidade,  $\nu$  é o coeficiente de



Poisson e  $R$  é o raio equivalente calculado conforme a Equação (3.2), em que  $R_1$  e  $R_2$  são os raios de contato dos corpos (roda e trilho).

$$p = \sqrt[3]{\frac{3PE^2}{2\pi^3 R^2(1-\nu^2)^2}} \quad (3.1)$$

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (3.2)$$

BOSSO (2013) destaca que as maiores limitações da teoria de Hertz são as hipóteses de que o contato ocorre a partir de um único ponto, os semieixos da elipse de contato são muito menores que os raios de curvatura das superfícies e que essas curvaturas são constantes na vizinhança do ponto de contato. Sendo assim, apenas em casos particulares e idealizados, os resultados das dimensões da área de contato serão coerentes. Os autores ponderam que os resultados dos modelos hertzianos devem ser sempre questionados, tendo em vista as hipóteses simplificadoras. Essas considerações são reforçadas no trabalho de MEYMAND; KEYLIN; AHMADIAN (2016), em que os autores mostram que as curvaturas da roda e do trilho podem variar significativamente na largura da área de contato, em especial em condições de contato do flange com a lateral do boleto, em que as rodas e os trilhos já estão desgastados.

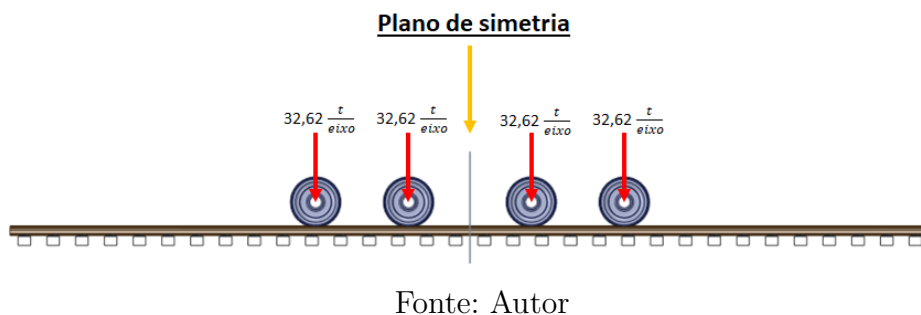
A teoria de Hertz também serve de fundamento para muitas teorias de contato tangente, tanto empíricas como analíticas. Para melhor descrição do contato roda-trilho, outras teorias vêm sendo propostas e utilizadas, como as teorias não hertzianas. Uma importante teoria, sendo amplamente utilizada em aplicações ferroviárias, é a proposta por KALKER (1979), que também considera a roda e o trilho como semiespaços elásticos que possuem raio de curvatura das superfícies em contato muito maior do que as dimensões da área de contato. Com isso, é possível a resolução de problemas em que se tem área de contato não elípticas e multi contato, ambos podendo ocorrer nas interações da roda com o trilho.

## 4 MATERIAIS E MÉTODOS

### 4.1 Trilho

Neste estudo foram desenvolvidos modelos computacionais de grade ferroviária em configuração de tangente. Os modelos foram construídos considerando uma superfície plana do ponto de vista altimétrico, ou seja, sem a existência de rampas ascendentes ou descendentes. A carga por eixo utilizado foi de 320 kN, o que é aproximadamente 32,62 toneladas por eixo, conforme mostra a figura 24.

Figura 24 – Vista lateral da grade, evidenciando carregamento



Para este trabalho foi utilizado o *software* SpaceClaim para os desenhos em CAD, o Ansys para análises por elementos finitos e o Envision para análises de contato.

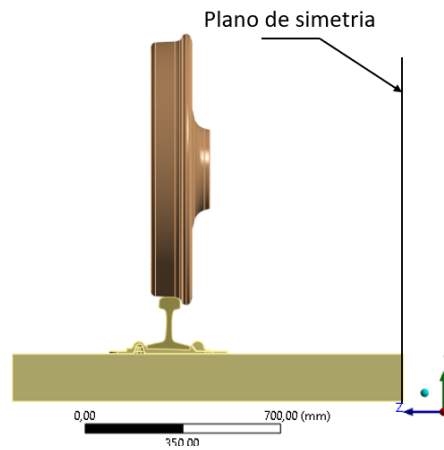
Para a montagem da grade foi utilizado 32 dormentes de madeira com o espaçamento de 550 mm. As dimensões do dormente são: 270mm de largura por 140mm de altura e 2800 mm de comprimento. Entretanto, foi utilizado somente metade do dormente, uma vez que no eixo da via (plano central do dormente) foi criado um plano de simetria, conforme figura 25. A simetria foi criada através do recurso *Symmetry* e *Symmetry Region* presente no software. Como os elementos utilizados foram sólidos e eles possuem apenas grau de liberdade de translação, o recurso de simetria impõe descolamentos nulos na direção perpendicular ao plano de simetria, que neste caso, foi o centro do dormente.

Sobreposto ao dormente foram utilizados, também, 32 placas de fixação para os grampos E-2009, conforme figura 26.

O trilho utilizado nas simulações é o 136RE, que possui uma massa de 68 kg por metro linear. O perfil de rodas utilizadas foram o perfil AAR-1B com 36 polegadas (91,44 cm) na linha de tape.

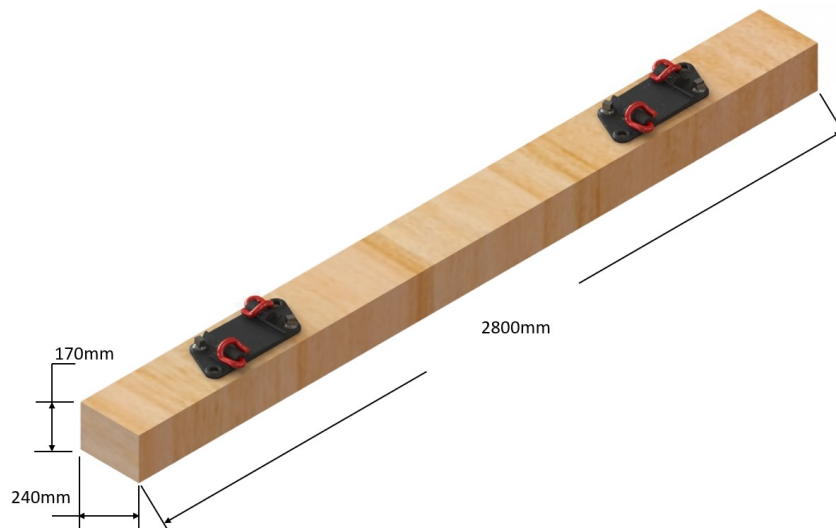
Para representar o esforço exercido pelo grampo no trilho, um elemento de mola foi criado no local no qual o grampo na realidade toca o trilho, conforme ilustra a figura 27. A rigidez adotada foi de 1700 N/mm e uma pré-carga de 12263 N foi aplicada.

Figura 25 – Ilustração do plano de simetria.



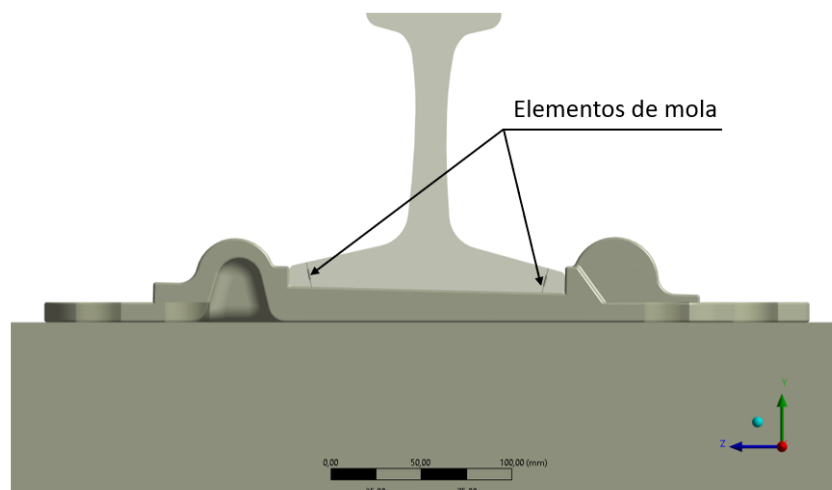
Fonte: Autor

Figura 26 – Ilustração do dormente de madeira com placa de fixação na inclinação 1/20 e grampos E-2009.



Fonte: Autor

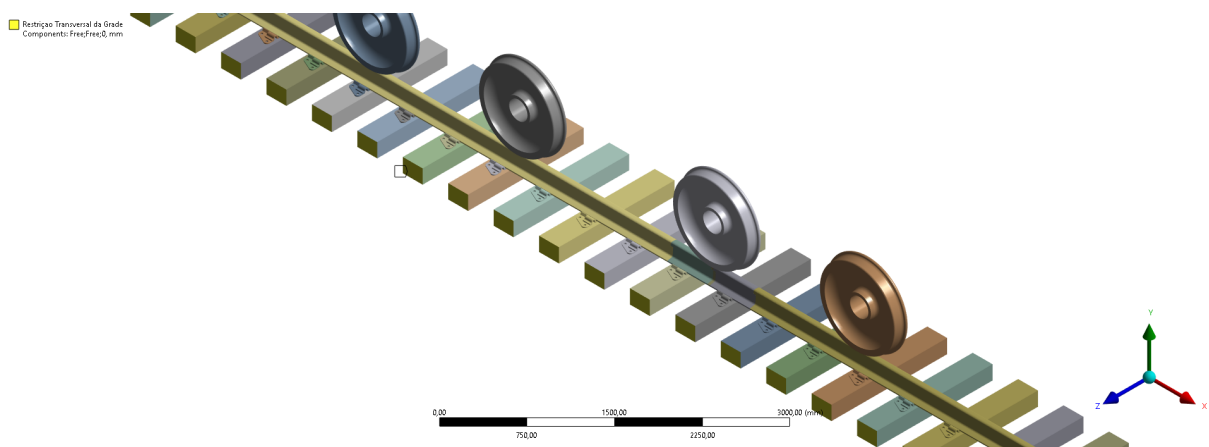
Figura 27 – Ilustração dos elementos de mola, modelados para representar os grampos.



Fonte: Autor

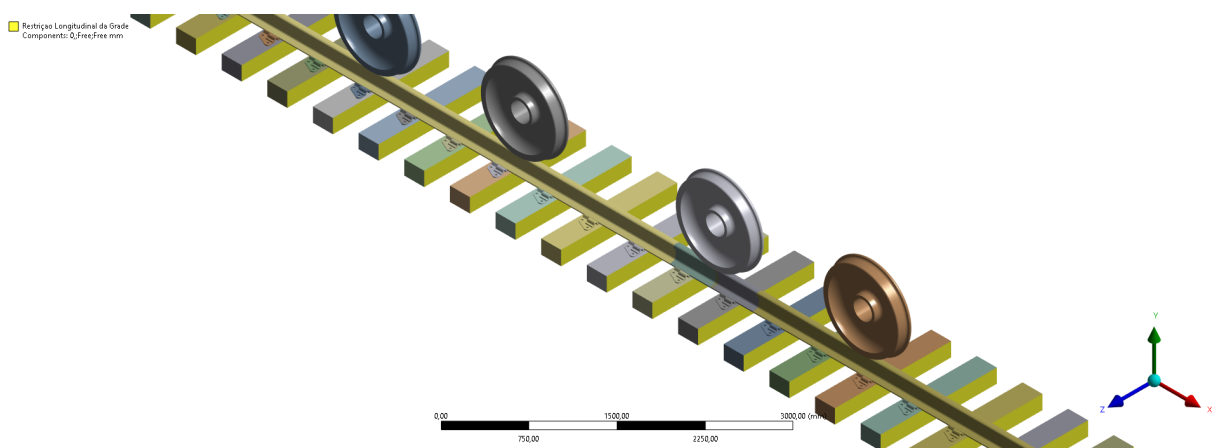
Para representar a rigidez que o lastro exerce no dormente, uma condição de suporte elástico foi estabelecido na base do dormente com uma rigidez de  $0,05 \text{ N/mm}^3$ . Além disso, foi estabelecido uma condição de deslocamento nas faces externas dos dormentes com restrição da componente  $z$  (figura 28). O propósito desta condição foi de simplificar a modelagem da restrição transversal da grade imposta pelo ombro ao dormente. Também, foi estabelecido uma condição de deslocamento nas faces laterais dos dormentes com restrição dos deslocamentos na direção da componente  $x$  (figura 29). O propósito desta condição foi de simplificar a modelagem da restrição longitudinal da grade, que é imposta ao dormente através do lastro entre os mesmos.

Figura 28 – Restrição transversal da grade.



Fonte: Autor

Figura 29 – Restrição longitudinal da grade.

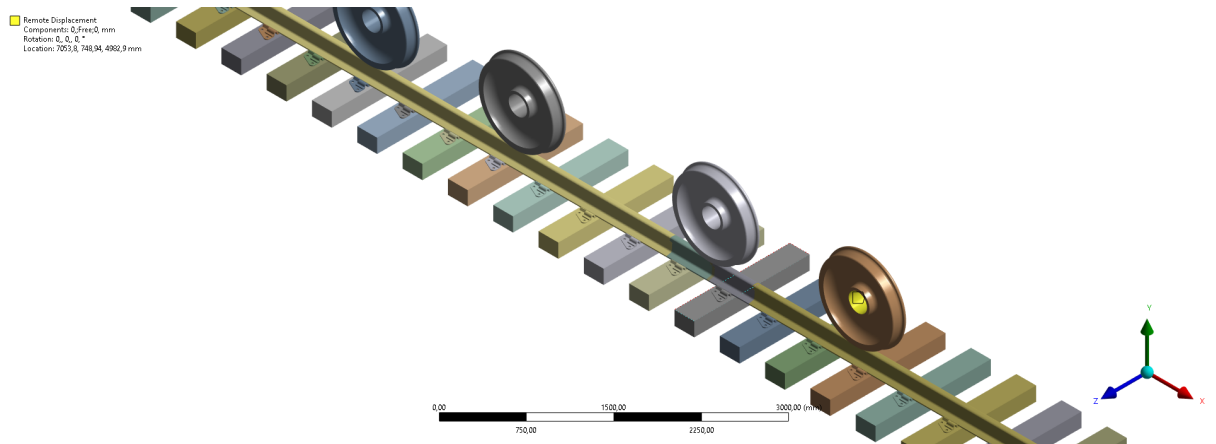


Fonte: Autor

Ainda expondo a respeito das condições de contorno, nas superfícies que abrigam os eixos nas rodas foi estabelecida uma restrição de deslocamento remoto, onde as seguintes

restrições foram impostas: translação em x e z bloqueadas, além do bloqueio das rotações em x e y, figura 30.

Figura 30 – Restrição na roda.

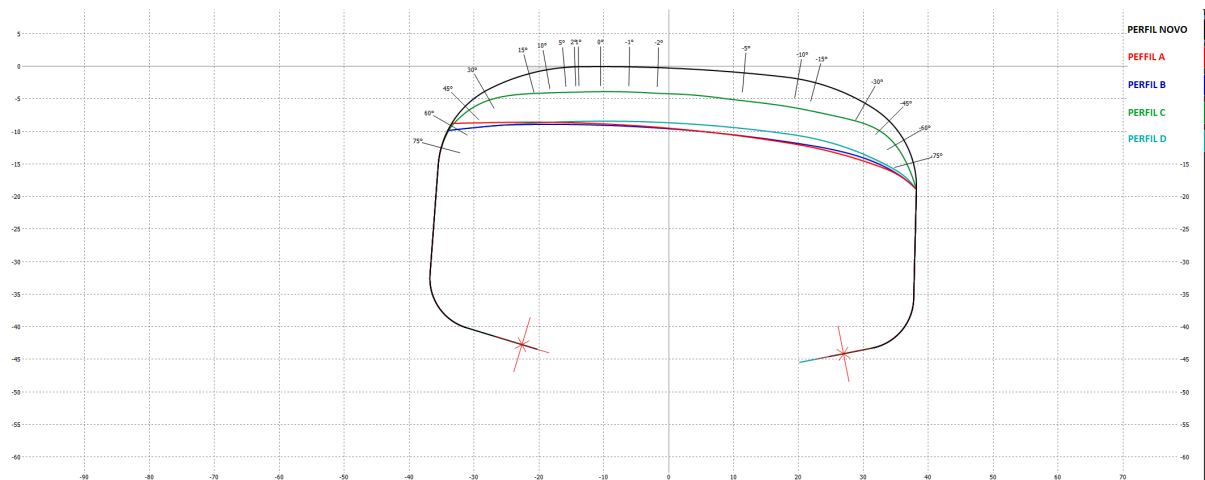


Fonte: Autor

Para estabelecer o contato da placa de fixação com o dormente, uma simplificação foi adotada, assim o contato do tipo *bonded* (ligado) foi criado. Nesse tipo de contato as regiões em contato são ligadas, isto é, nenhum deslizamento ou separação entre as faces, ou arestas é permitido. Este tipo de contato permite uma solução linear uma vez que o mesmo não muda com a aplicação da carga. Já o contato entre o trilho e as placas de fixação foi do tipo *frictional* com um coeficiente de atrito de 0,5 e o contato da roda com o trilho foi estabelecido como *frictional* com um coeficiente de atrito de 0,4 e com comportamento do tipo simétrico no contato. O contato *frictional* permite o deslizamento e separação das faces ou arestas em contato. Logo, esse contato terá uma solução não linear.

Com as mesmas condições de contorno, porém, variado o perfil do trilho e mantendo o perfil da roda, foram simulados 5 tipos de perfis. O primeiro modelo representa o contato de um perfil de trilho novo. O segundo (perfil A) representa o contato de um perfil de tangente por meio de ajuste de uma nuvem de pontos por uma *spline* com tolerância de 0.001 mm. O terceiro (perfil B) representa um perfil construído por segmentos de arcos com raio e coordenadas inicial e final dos segmentos bem definidas. O quarto (perfil C) é um perfil que favorece o contato em *gauge* para rodas de alta conicidade. O quinto (perfil D) é um perfil que favorece o contato em *field* para rodas de alta conicidade. Tanto o quarto perfil quanto o quinto foram construídos como o terceiro. A figura 31 mostra os cinco perfis analisados em uma inclinação de 1/20.

Figura 31 – Visualização dos perfis analisados.

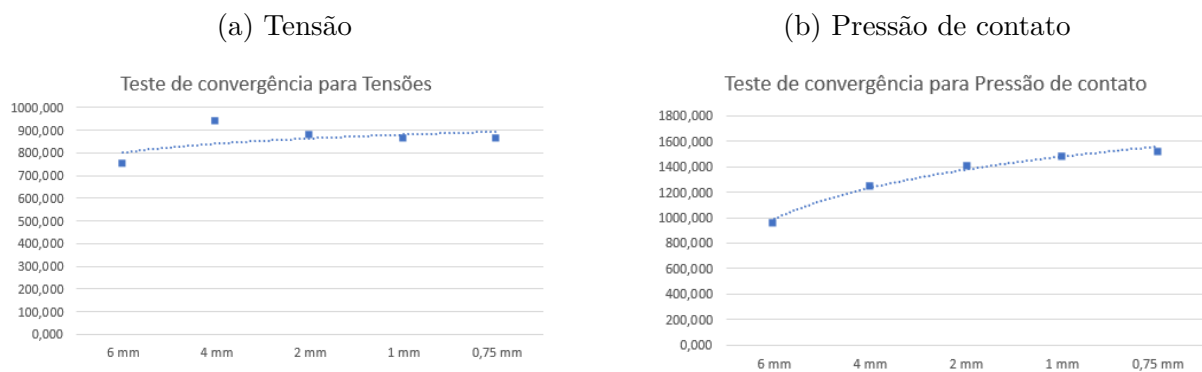


Fonte: Autor

Com a intenção de captar com melhor qualidade os efeitos do contato roda-trilho foi utilizada a técnica de sub-modelagem em um segmento da grade simulada sob uma roda. Através dessa técnica foi possível, computacionalmente, definir na região de contato uma malha de elementos hexagonais quadráticos com 0,75 mm de tamanho. O modelo global tem 636.040 nós e 326.745 elementos e o tempo de solução foi de 1 hora, 20 minutos e 21 segundos. Além disso, os elementos usados foram tetragonais e hexagonais. Já no submodelo, tem-se 795.095 nós e 283.522 elementos, todos de ordem quadrática, com elementos tetragonais e hexagonais. O tempo de solução da submodelagem foi de 5 horas, 40 minutos e 38 segundos.

A figura 32 mostra os testes de convergência de malha feitos tanto para tensão quanto para pressão de contato.

Figura 32 – Testes de convergência de malha.

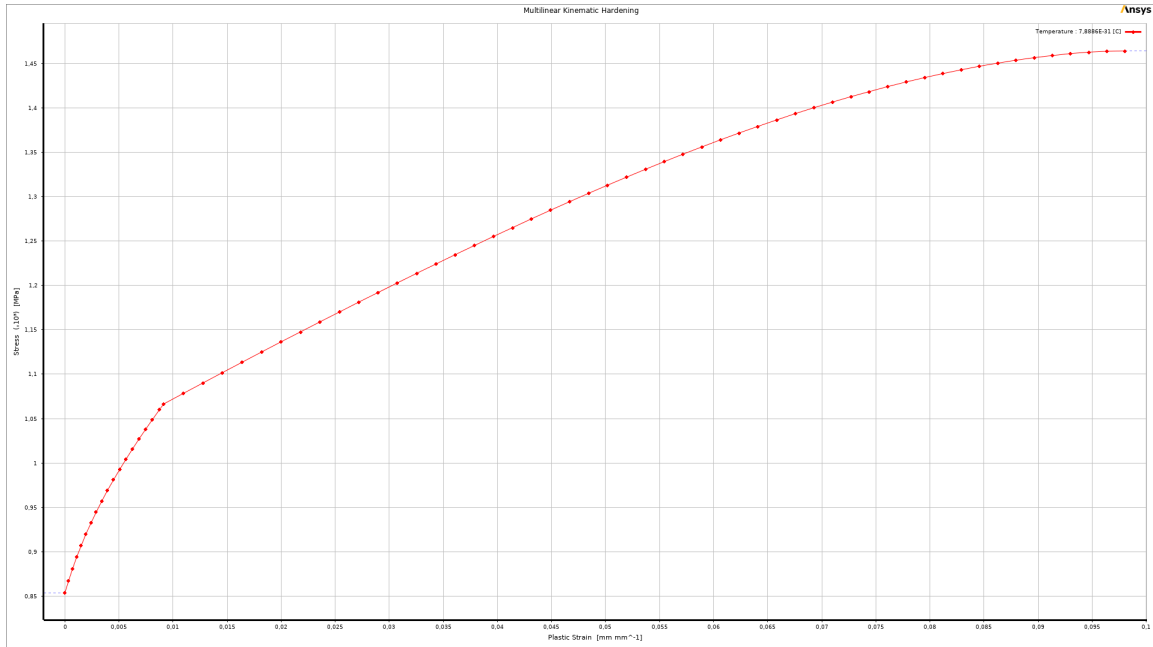


Fonte: Autor

O material utilizado tem comportamento elasto-plástico e o modelo de encruamento cinemático multilinear foi utilizado. A construção desse modelo foi possível ao separar a

parte elástica e plástica de dados do ensaio de tração de um material de trilho e roda com dureza de 400HB. A figura 33 mostra a curva de deformação plástica pela tensão.

Figura 33 – Curva de encruamento do material utilizado na roda e no trilho.

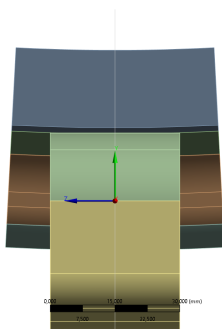


Fonte: Autor

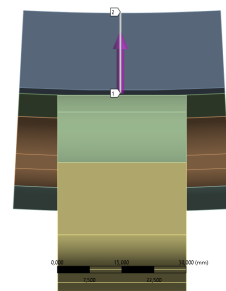
Para facilitar a visualização e análises dos resultados uma superfície e dois segmentos de retas foram criados. A superfície foi criada a partir do plano central do contato, conforme mostra a figura 34a. O segmento de reta foi criado a partir de dois pontos: o ponto inicial está no centro da elipse de contato na roda, possuindo coordenadas  $x$ ,  $y$  e  $z$ , e o ponto final possui as mesmas coordenadas do ponto inicial, todavia variando somente a profundidade com a variação da coordenada  $y$ , conforme ilustrado na figura 34b. A figura 35 mostra o mesmo procedimento realizado para o trilho.

Figura 34 – Superfície e segmento de reta na roda na vista frontal.

(a) Plano  $xy$  central

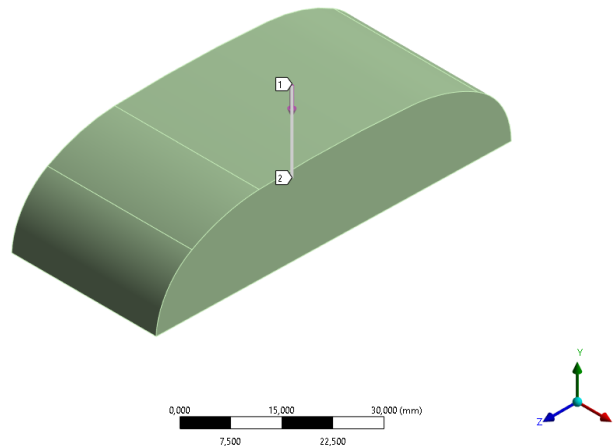


(b) Segmento de reta



Fonte: Autor

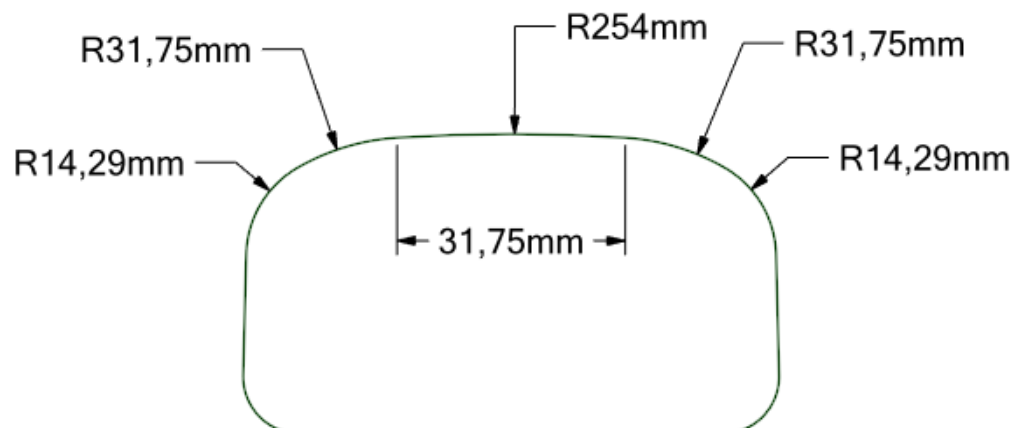
Figura 35 – Segmento de reta no trilho em vista isométrica.



Fonte: Autor

A figura 36 mostra o contorno que forma o perfil de um trilho novo, onde se nota que os raios dos arcos são bem definidos. Porém, esse perfil não é projetado para otimizar o contato roda-trilho.

Figura 36 – Perfil trilho novo 136RE.

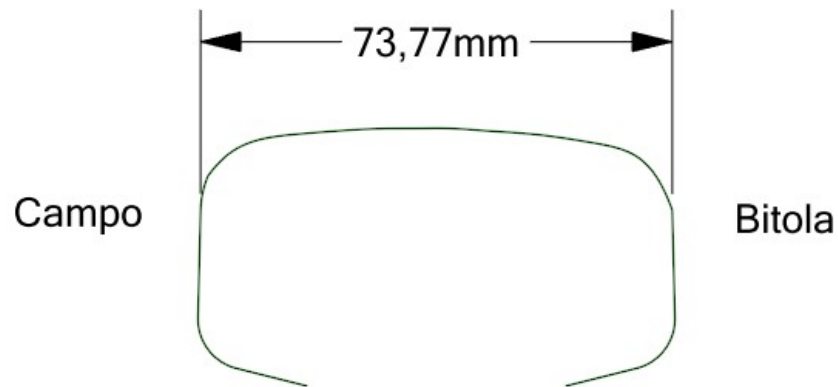


Fonte: Autor

A figura 37 mostra o contorno que forma o perfil A. Esse perfil foi formado a partir de uma nuvem de pontos com ajuste por um *spline*, desse modo não é possível identificar os arcos com raios constantes.



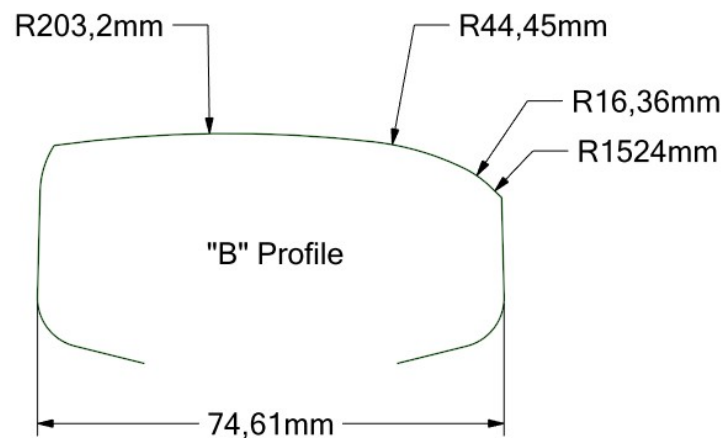
Figura 37 – Perfil A.



Fonte: Autor

A figura 38 mostra o contorno que forma o perfil B. Observa-se que os arcos são bem definidos.

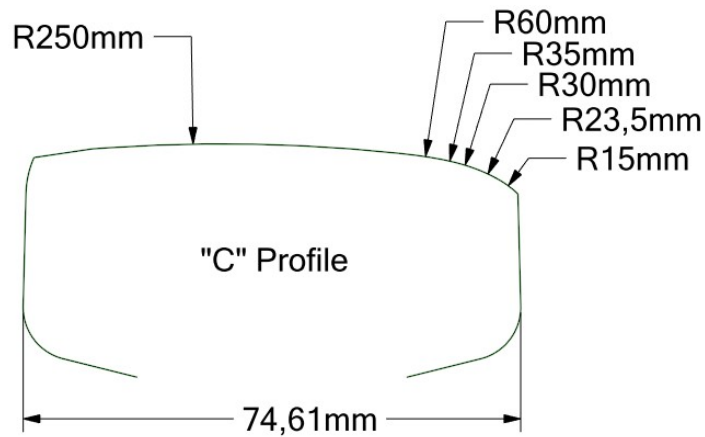
Figura 38 – Perfil B.



Fonte: Autor

A figura 39 mostra o contorno que forma o perfil C. Observa-se que os arcos são bem definidos. Esse perfil foi desenvolvido para a utilização com perfil de roda com conicidade maior do que a conicidade da roda AAR-1B, sendo de 1/20. A presença desse perfil e do perfil D, que possui o mesmo propósito quanto à utilização para roda com maiores conicidade, teve como objetivo a comparação dos resultados obtidos neles com os demais perfis.

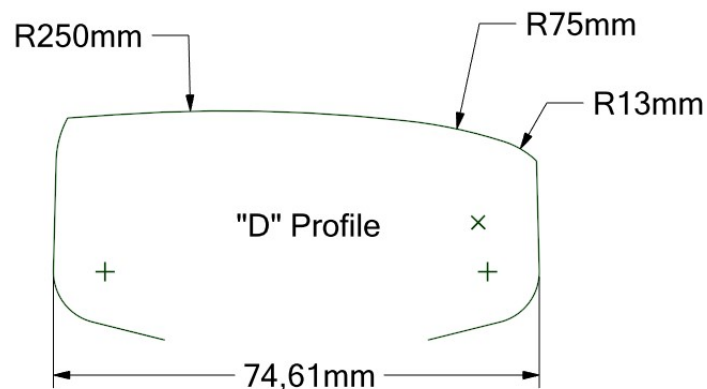
Figura 39 – Perfil C.



Fonte: Autor

A figura 40 mostra o contorno que forma o perfil D. Observa-se que os arcos são bem definidos.

Figura 40 – Perfil C.

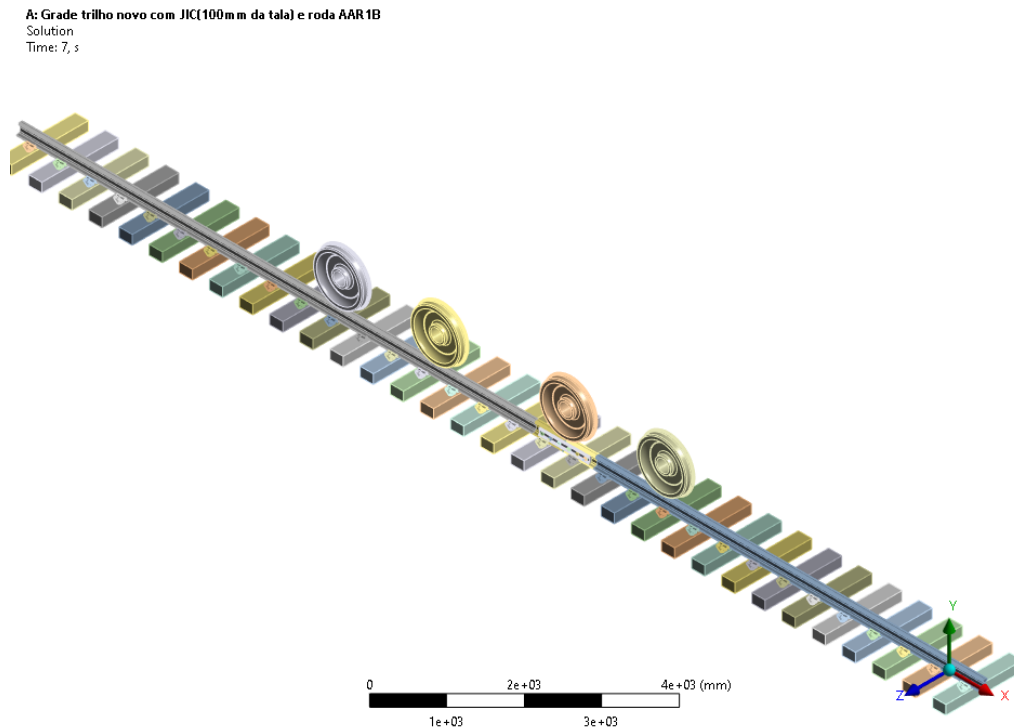


Fonte: Autor

## 4.2 JIC

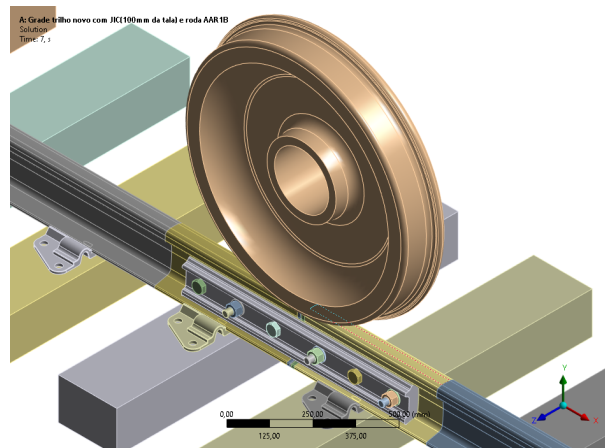
Para a simulação da JIC, foi criado um modelo com as mesmas características dos modelos anteriores, todavia nele foi colocado uma JIC ao invés de um trilho somente, conforme ilustram as figuras 41 e 42.

Figura 41 – Vista isométrica da grade com JIC.



Fonte: Autor

Figura 42 – Vista isométrica da grade com JIC em zoom.

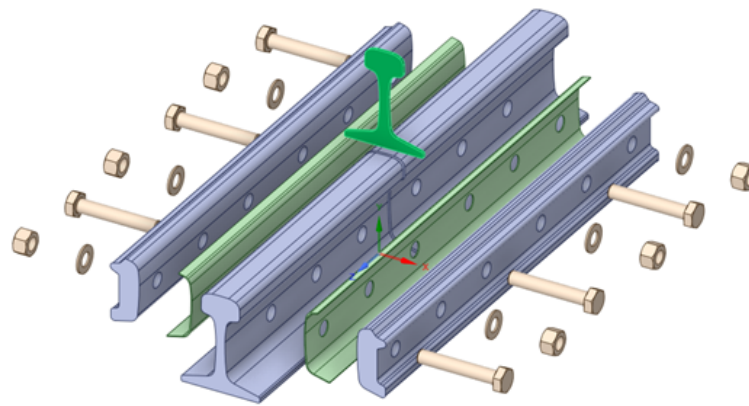


Fonte: Autor

Para o modelo que contém a JIC, além das condições de contorno aplicadas nos outros modelos, demais condições foram aplicadas na região da JIC. Para este modelo, foi necessário criar sete passos de carregamento. Do primeiro ao sexto passo foram colocadas a força de pro-tensão em cada um dos seis parafusos, todos contêm uma força de protensão de 66 kN. No sétimo passo, os demais carregamentos foram introduzidos como o carregamento das rodas e a gravidade.

De modo a facilitar o entendimento, a figura 43 mostra a vista explodida de uma JIC. No modelo global e na sub-modelagem, todos os contatos dos componentes da JIC foram considerados *bonded*.

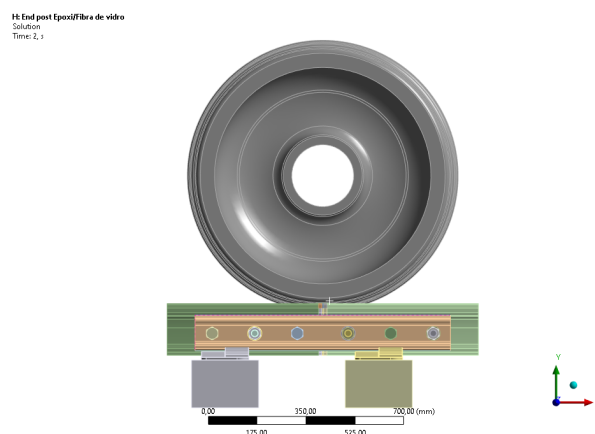
Figura 43 – Vista explodida de uma JIC.



Fonte: Autor

A técnica da sub-modelagem, também, foi utilizada para a JIC. A figura 44 mostra o sub-modelo isolado.

Figura 44 – Vista de campo do sub-modelo.



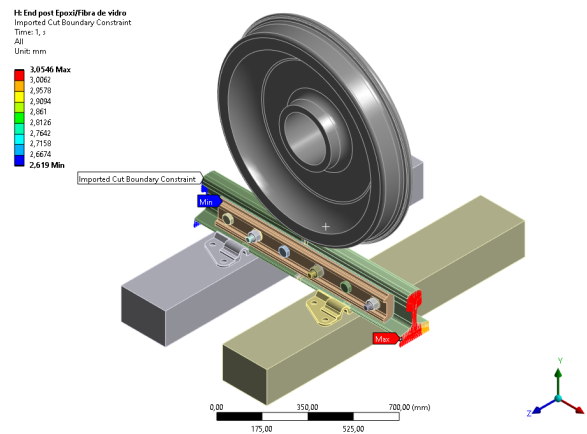
Fonte: Autor

Os deslocamentos gerados no modelo global foram importados para o sub-modelo, conforme mostra a figura 45. Além dessa importação, foram feitos vários controles de malha a fim de possibilitar uma análise do contato roda-trilho mais precisa e necessária. O resultado dessa malha é visto na figura 46. O tamanho dos elementos de contato entre a roda e o trilho foi feita com o recurso *sizing* com o tamanho de elemento de 1mm. A figura

47, mostra o contato roda-trilho isolado, evidenciando o tamanho e o tipo de elemento utilizado. Além disso, a figura 48 evidencia o *element quality* dos elementos. O modelo global tem 666.540 nós e 374.265 elementos e o tempo de solução foi de 1 hora, 42 minutos e 32 segundos. Além disso, os elementos usados foram tetragonais e hexagonais. Já no submodelo, tem-se 620.376 nós e 378.174 elementos, todos de ordem quadrática, com elementos tetragonais e hexagonais. O tempo de solução da submodelagem foi de 9 horas, 29 minutos e 23 segundos.

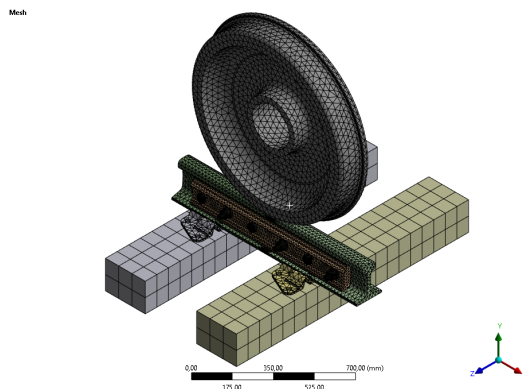
Para o modelo da grade ferroviária com a JIC, foi variado o material do topo isolante (*end post*), a fim de avaliar as tensões resultantes que ocorrem no contato roda-trilho quando esse material sofre variações. Para isso, dois materiais foram avaliados: PA66 e epóxi com fibra de vidro.

Figura 45 – Vista isométrica do sub-modelo, evidenciando importação dos deslocamentos do modelo global.



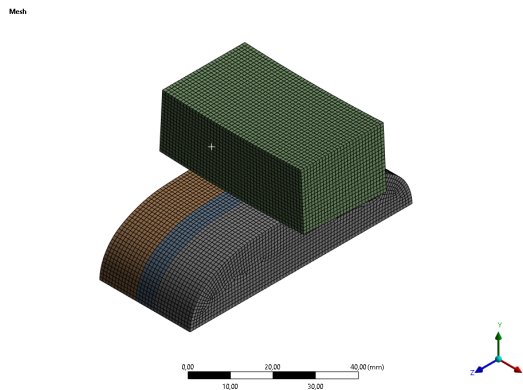
Fonte: Autor

Figura 46 – Vista isométrica do sub-modelo, evidenciando malha de elementos finitos.



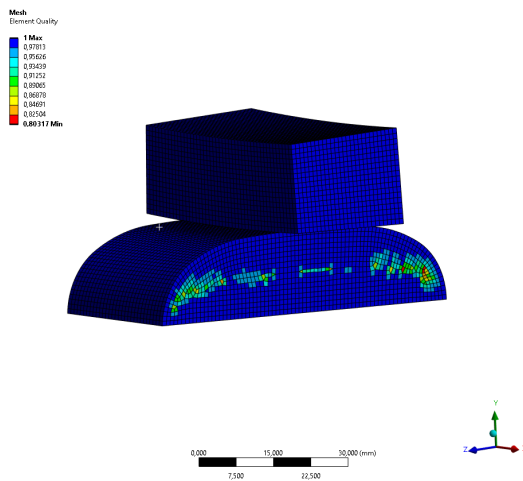
Fonte: Autor

Figura 47 – Vista isométrica do sub-modelo no contato, evidenciando malha de elementos finitos.



Fonte: Autor

Figura 48 – Vista do sub-modelo no contato, evidenciando o *element quality*.



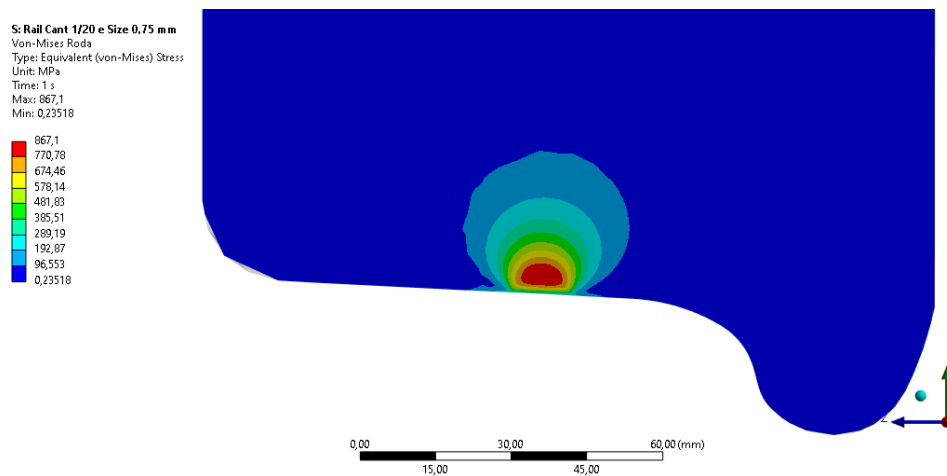
Fonte: Autor

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 5.1 Trilho

A figura 49 mostra as tensões de von-Mises na roda e no plano de contato para a configuração de perfil de trilho novo e *cant* 1/20, onde se nota que a maior tensão foi de 867 MPa.

Figura 49 – Tensões de von-Mises na roda para perfil de trilho novo e *cant* 1/20.

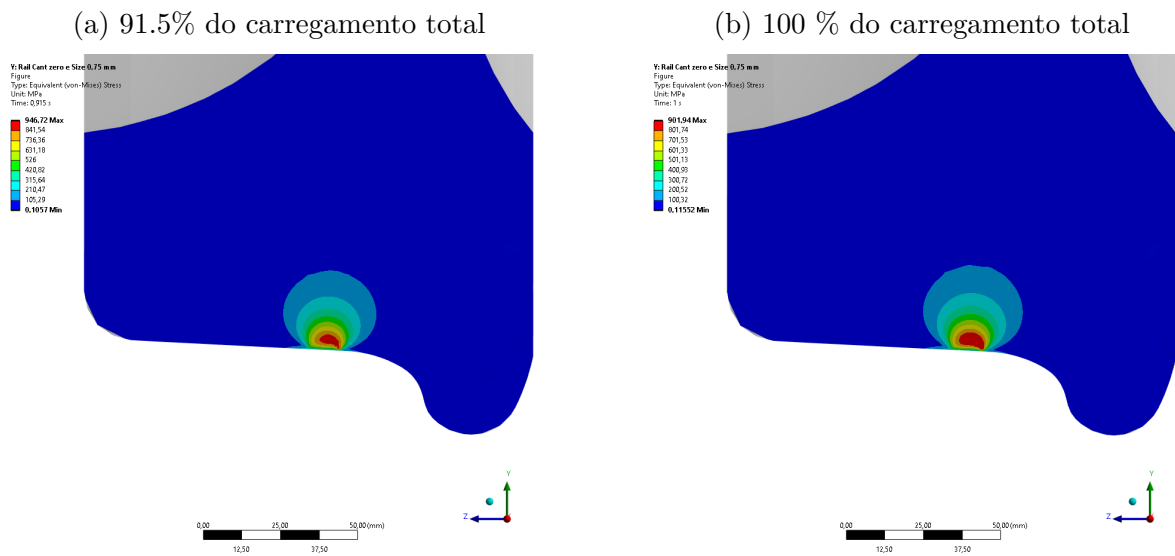


Fonte: Autor

Para o perfil do trilho novo (figura 36), a roda apresentou a sua maior tensão de von-Mises para a inclinação de zero e a sua menor tensão para a inclinação de 1/40. Para a inclinação de zero, 1/40 e 1/20, no plano central ao contato (plano xy da figura 34), os seguintes resultados em tensão de von-Mises foram obtidos a uma profundidade máxima de, respectivamente, 947 MPa a 1,5 mm, 867 MPa a 3,5 mm e 867 MPa a 3,5 mm na roda. As tensões iguais para as inclinações de 1/20 e 1/40 acontece pois o contato ocorre com raios, tanto da roda quanto do trilho, iguais, dessa forma respeitando a equação de *Hertz*.

A figura 50 mostra a distribuição de tensão para o perfil novo de trilho com *cant* zero no plano central ao contato. Nota-se que a máxima tensão foi de 947 MPa a 1,50 mm de profundidade, quando o carregamento atingiu 91,5% da carga total, conforme mostra a figura 50a. Todavia, nota-se, que ao atingir o carregamento total a tensão máxima reduz para 902 MPa. Essa redução é explicada pelo modelo de material elasto-plástico utilizado tanto na roda quanto no trilho, associado ao contato do par tribológico na região de transição de curvatura do trilho que forma o perfil do trilho novo, conforme ilustrado na figura 52, fazendo com que as tensões sejam aliviadas devido à plasticidade. Isto é, tensões acima do escoamento provocarão plastificação ao invés de aumento de tensão.

Figura 50 – Tensões de von-Mises na roda para perfil novo e *cant* zero.



Fonte: Autor

Esse fato ocorreu somente para a configuração de *cant* zero, onde o contato roda-trilho se deu na transição dos dois raios que formam o perfil do trilho novo. O contato, para as inclinações de 1/20 e 1/40, ficou restrito à região do trilho de curvatura constante e raio igual a 254 mm. Esse fato corrobora para que em trilhos novos seja empregado o esmerilhamento preventivo gradual a fim retirar a menor quantidade de material possível do trilho, além de suavizar a mudança de curvatura para evitar concentrações de tensões e, conseqüentemente, maiores danos às rodas e aos trilhos.

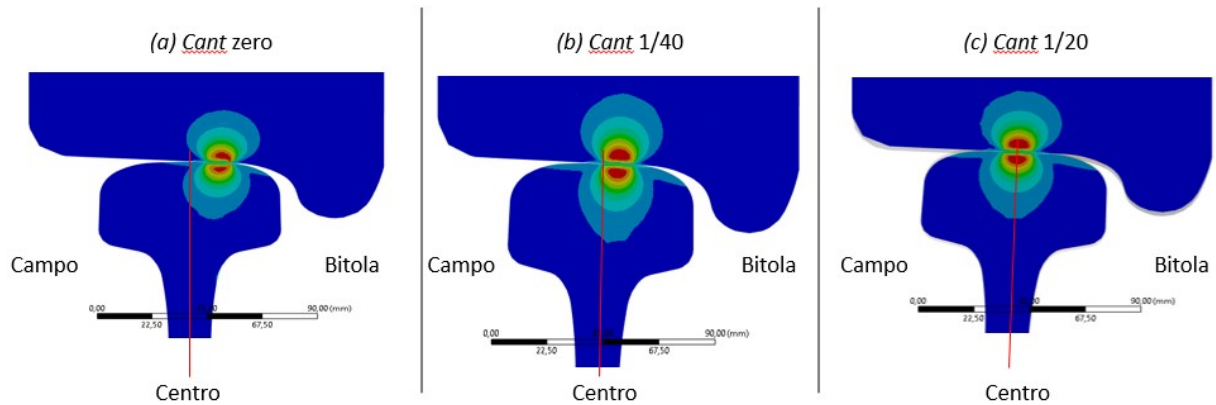
Mantendo-se a conicidade da roda, como é o caso do presente trabalho, ao aumentar o *cant* do trilho de zero até 1/20, desloca-se o ponto de contato, respectivamente, de bitola para campo, como se nota na figura 51, onde o contato mais interno, no sentido de bitola, é para configuração de *cant* zero; e o mais externo, no sentido de campo, é para o *cant* de 1/20. Desse modo, para o perfil de roda AAR-1B a configuração de *cant* que melhor se adequa é a 1/20, uma vez que para esta inclinação o contato é mais central, proporcionando dessa forma menor momento torsor ao trilho e, conseqüentemente, menos esforços são transmitidos às placas, aos grampos e/ou aos pregos de fixação.

A figura 53 mostra a distribuição de tensão de von-Mises para o perfil de trilho novo e na configuração de *cant* zero, configuração esta que evidencia a maior tensão, com o valor de 869 MPa. Já a figura 54 evidencia a menor tensão de 860 MPa, que é a mesma para o *cant* 1/20 da figura 55.

Analisando as tensões ao longo de um caminho na profundidade do trilho, a partir do centro da elipse de contato, tem-se a maior tensão de 867MPa para *cant* zero a profundidade de 3,75 mm, conforme ilustra a figura 56. Para as configurações de *cant* 1/40

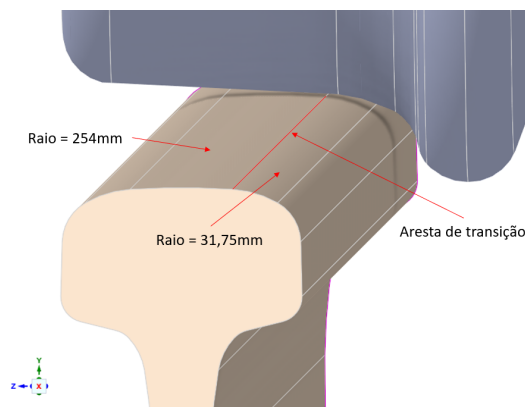


Figura 51 – Localização dos pontos para as três variações de *cant*.



Fonte: Autor

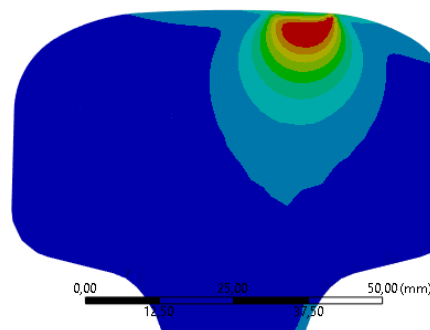
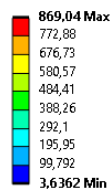
Figura 52 – Ilustração da região de transição de curvatura que forma o perfil de trilho novo.



Fonte: Autor

Figura 53 – Tensões de von-Mises no trilho perfil novo e *cant* zero.

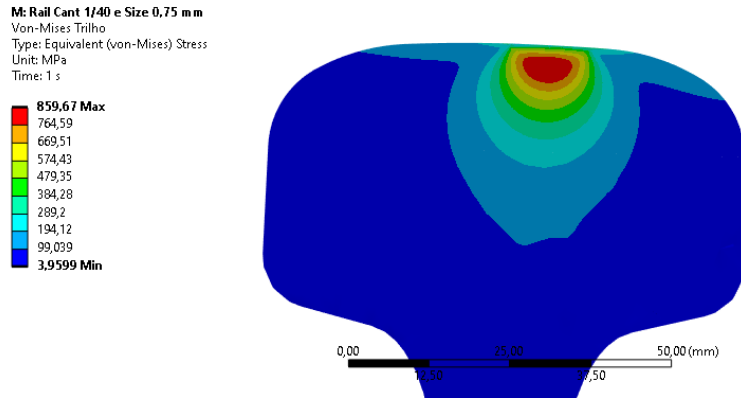
Y: Rail Cant zero e Size 0.75 m m  
Figure  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1 s



Fonte: Autor

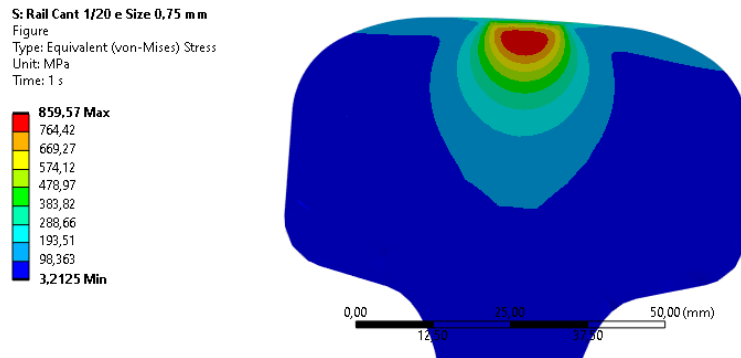
e 1/20 as, respectivas, tensões e profundidade foram: 840 MPa a 3,81 mm da superfície e 859 MPa a 3,48 mm da superfície.

Figura 54 – Tensões de von-Mises no trilho perfil novo e *cant* 1/40.



Fonte: Autor

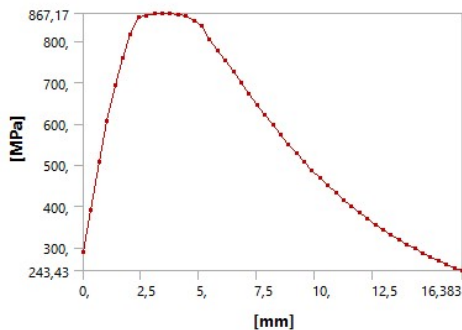
Figura 55 – Tensões de von-Mises no trilho perfil novo e *cant* 1/20.



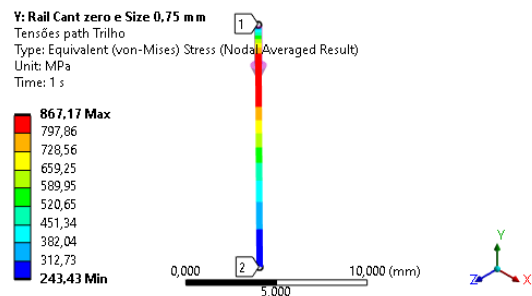
Fonte: Autor

Figura 56 – Tensões de von-Mises ao longo de um caminho na profundidade do trilho para perfil novo e *cant* zero.

(a) Tensão vs profundidade no trilho.



(b) Tensão na profundidade



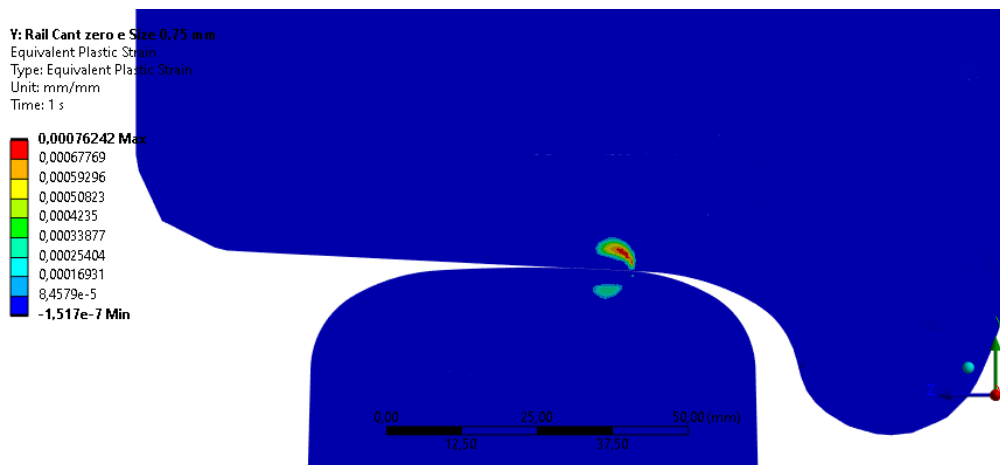
Fonte: Autor

Pequenas deformações plásticas foram observadas tanto na roda quanto nos trilhos, com maiores deformações na roda e menores no trilho. A maior deformação plástica ocorreu

na roda para o *cant* zero, devido ao efeito da concentração de tensão na transição de curvatura, como mostrado anteriormente, com o valor de 0,00076 mm/mm, conforme ilustra a figura 57. Para o *cant* de 1/40 e 1/20 a deformação plástica foi de, respectivamente, 0,00036 e 0,00036. Nota-se, também, que a porcentagem, do carregamento total, que ocorreu a plastificação foi diferente. Para o *cant* zero, 1/40 e 1/20 as porcentagens foram, respectivamente, 76,5%, 83,5% e 85,5% das 32,5 toneladas.

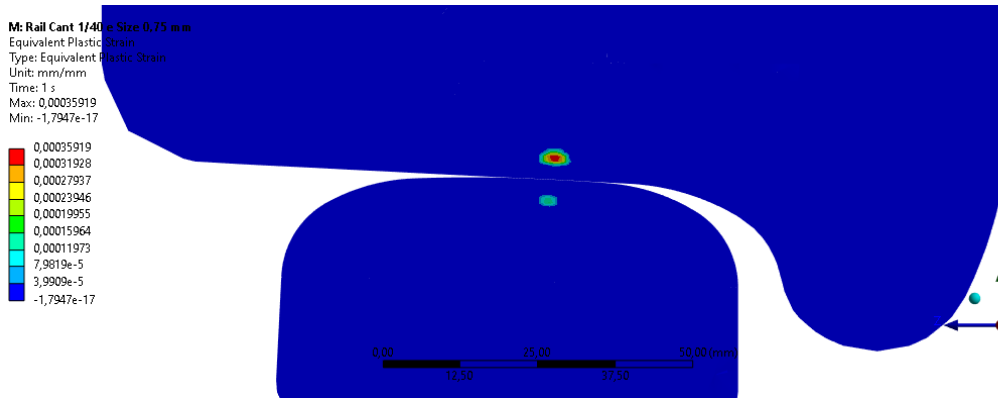
Por mais que numericamente pareça pequena a deformação plástica mencionada no parágrafo anterior, há um aumento, aproximado, de 2 vezes da deformação menor para a maior. Esse fato também reforça a importância do esmerilhamento para reperfilamento geométrico do trilho além de servir como um alerta para esmerilhamentos que deixam facetas muito grandes devido à ausência de rebolos e/ou plano de esmerilhamento incompleto, ou indevido. Ao analisar a localização do centro da elipse de contato nota-se que há uma mudança significativa. Para a inclinação de zero o centro da elipse está a 12,28 mm do eixo central do trilho no sentido da bitola. Para as inclinações de 1/40 e 1/20 o centro da elipse está, respectivamente a 6,79 mm e a 1,25 mm ambos no sentido da bitola também. Ao observarmos a conicidade equivalente para esse perfil para um deslocamento lateral do rodeiro de 10 mm, observa-se que a conicidade equivalente permanente constante para a inclinação de zero, 1/40 e 1/20, respectivamente, até 6,5 mm, 8,0 mm e 9,0 mm e no valor de 0,05 mm para cada deslocamento lateral, conforme se nota na figura 59. Em relação à diferença de raio de rolamento, nota-se comportamento similar ao da conicidade, como está na figura 60. A figura 61 ilustra a posição dos pontos de contato para as 3 inclinações.

Figura 57 – Deformação plástica para perfil novo e *cant* zero.



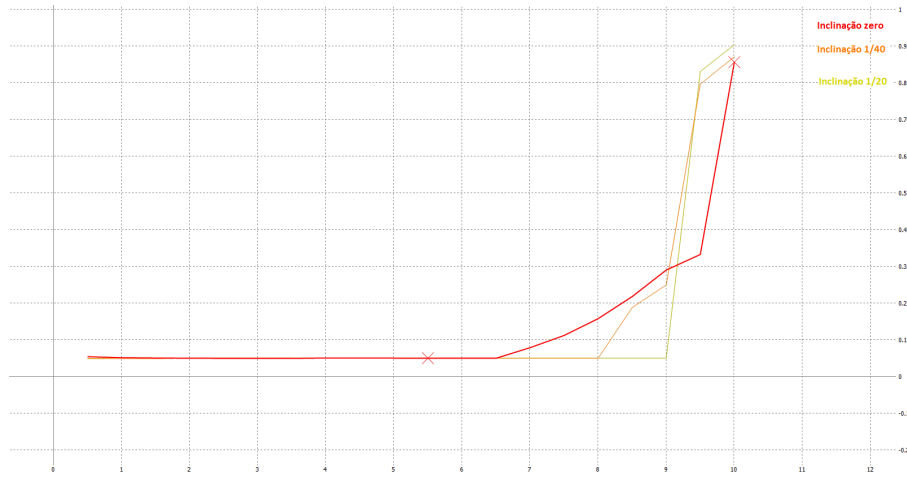
Fonte: Autor

Figura 58 – Deformação plástica para perfil novo e *cant* 1/40.



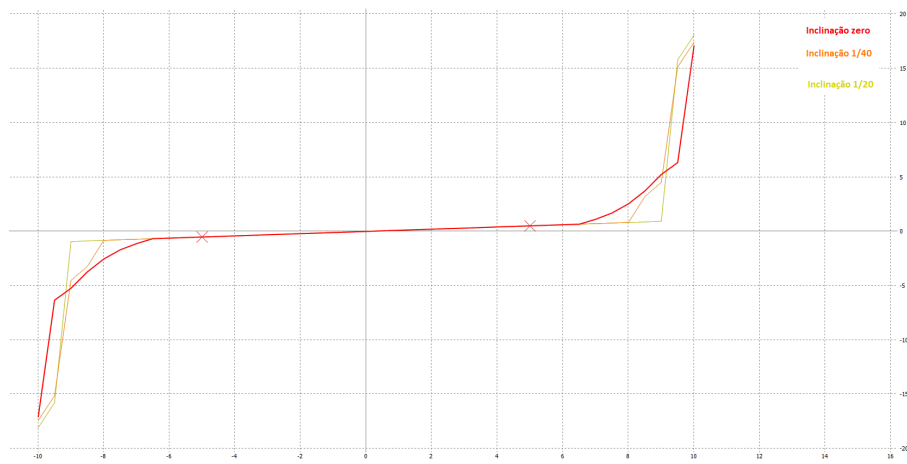
Fonte: Autor

Figura 59 – Conicidade equivalente para o perfil novo com as 3 inclinações.



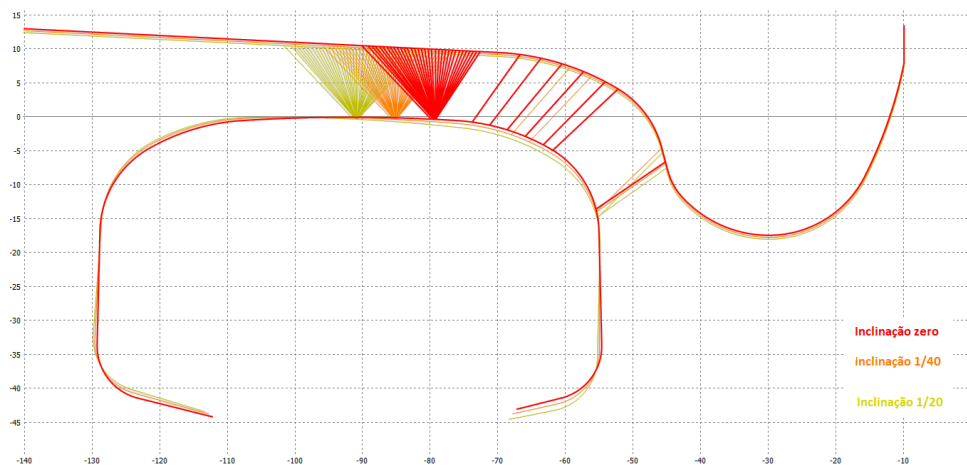
Fonte: Autor

Figura 60 – Diferença de raio de rolamento para o perfil novo com as 3 inclinações.



Fonte: Autor

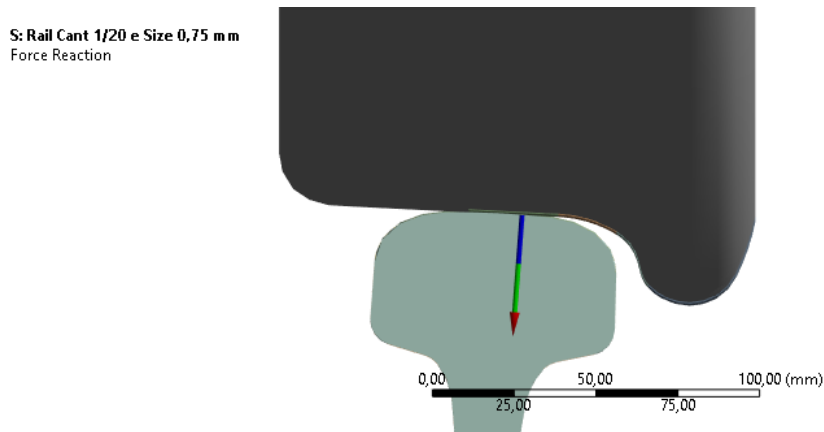
Figura 61 – Posição de contato para o perfil novo com as 3 inclinações.



Fonte: Autor

Tão importante quanto a localização da elipse de contato é a força lateral gerada no contato do par tribológico roda-trilho, já que quanto maior for a força lateral maior é a probabilidade do veículo ferroviário ficar instável por alguma excitação de via ou no material rodante, como por exemplo um desalinhamento da via e uma carga desbalanceada no vagão. Quando se fala dessa excitação em uma tangente, quanto maior a força lateral, também será maior a probabilidade da composição gerar o efeito *hutting*. A figura 62 mostra a força reação no trilho. A força de reação na roda terá módulo e direção igual e sentido oposto à força de reação no trilho. A maior força lateral observada foi de 16233 N para o *cant* zero. A menor força lateral foi obtida para o *cant* de 1/20 e seu valor foi de 12529 N. Ficando a força lateral intermediária para o *cant* de 1/40 com seu valor de 13551 N. Apesar dos valores de força lateral serem menores do que o valor da força vertical, sendo de 160000 N, a maior força lateral obtida no *cant* zero associada a toques de raiz de flange para deslocamento laterais do rodeiro, como visto na figura 51 para o *cant* zero, aumenta a probabilidade do veículo desestabilizar e gerar um possível *hutting* na tangente. Em termo de  $L/V$ , têm-se os seguintes valores, respectivamente, para *cant* de zero, 1/40 e 1/20: 0,10, 0,085 e 0,078. Comparando os resultados para o maior e o menor valor de  $L/V$ , tem-se um aumento de, aproximadamente, 30% na força lateral, ou seja, quanto se muda a inclinação do trilho de 1/20 para zero há um incremento de 30% de força lateral. A literatura mostra que incrementos de força aumentam a taxa de desgaste do trilho significativamente. VIANA; TRESSIA; SINATORA (2020) mostrou que incrementos de força na ordem de 50% promovem um aumento da taxa de desgaste em torno de 80%, estando consoante ao modelo de Archard, em que a perda volumétrica é proporcional à força normal. Sendo assim, o aumento de 30% na força lateral para a condição 1/20 irá promover desgaste acelerado do trilho em comparação à condição de *cant* zero que resulta em uma vida útil superior do trilho.

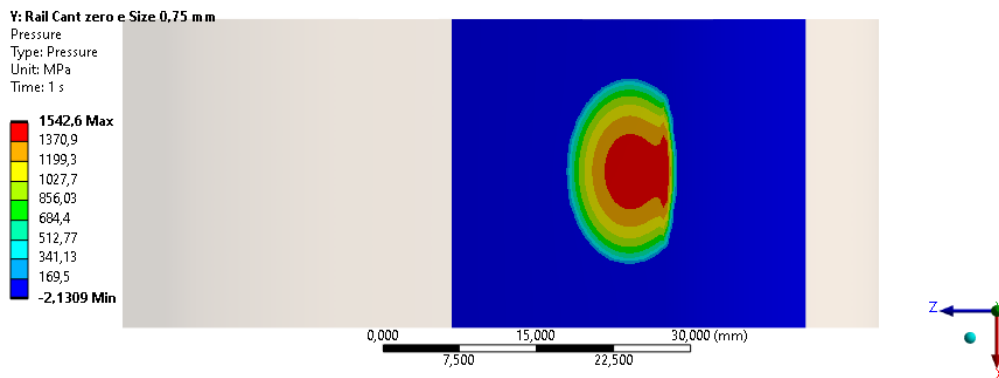
Figura 62 – Força reação no trilho (perfil de trilho novo e *cant* 1/20).



Fonte: Autor

A figura 63 mostra a distribuição da pressão de contato na roda, onde é possível ver uma distribuição não homogênea devido à mudança de raio de curvatura do trilho. Em contrapartida, nota-se uma distribuição homogênea para as inclinações 1/20 e 1/40, como pode ser notado na figura 64.

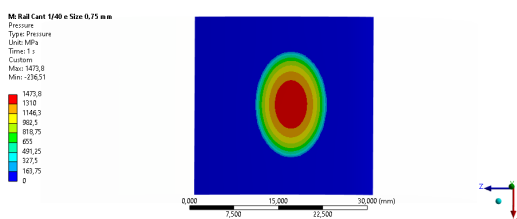
Figura 63 – Pressão de contato (*cant* zero e perfil de trilho novo).



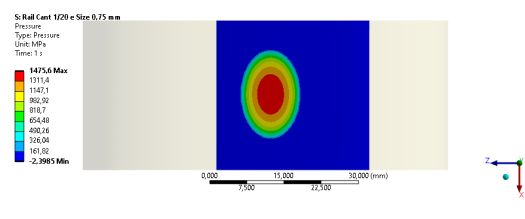
Fonte: Autor

Figura 64 – Pressão de contato do perfil de trilho novo.

(a) Pressão de contato (*cant* 1/40)



(b) Pressão de contato (*cant* 1/20)



Fonte: Autor

No que concerne a pressão de contato, nota-se que a maior pressão foi de 1543 MPa para o *cant* de zero, com a localização do máximo próprio a transição de curvatura, porém na região central desse contato a pressão foi de 1486 MPa. Por outro lado, as pressões de contato para o *cant* de 1/40 e 1/20 foram, respectivamente, 1474 MPa e 1476 MPa

Como mencionado, nota-se que para o perfil de trilho novo ao se aumentar a inclinação do trilho de zero até 1/20 o ponto de contato caminha para o centro do trilho, conforme visto na figura 51. Além disso, nota-se que para um deslocamento lateral do rodeiro de 10 mm, o trilho com a inclinação de zero apresenta contato com a raiz do friso, assim como para a inclinação de 1/40, apesar desse contato acontecer mais distante da banda de rolagem, conforme se nota na figura 61, onde o vermelho representa o contato para a inclinação de zero, o laranja a inclinação de 1/40 e o verde-claro a inclinação de 1/20. O contato do trilho com a raiz do flange não é observado para a inclinação de 1/20, no deslocamento máximo avaliado de 10 mm em *y*.

A fim de diminuir os danos causados, por exemplo, em dormentes de madeira, deseja-se que o contato fique o mais central possível no trilho para que não gere momento de tombamento no trilho e, conseqüentemente, a distribuição dos esforços do trilho na placa de fixação seja mais homogênea e, assim, não gere afundamento no sentido do campo ou bitola de placa nos dormentes, dependendo do local do contato. Este afundamento irá gerar aumento ou diminuição de bitola, além de tensões concentradas em certas regiões no fundo do patim, devido à distribuição de carga não homogênea, podendo nuclear trincas de fadiga na base do patim e, dessa forma, diminuir a segurança da ferrovia, em adição aumentar os custos de manutenção. A figura 65 evidencia o afundamento da placa no dormente em um perfil de trilho que favorece o contato em campo.

Figura 65 – Placa afundada em dormente em região de tangente.

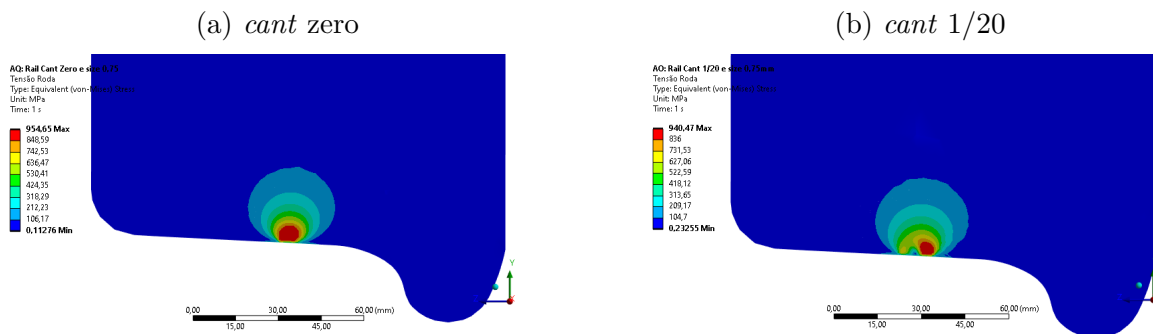


Fonte: Autor

Para o perfil de trilho A, a maior tensão de von-Mises constatada foi 977 MPa

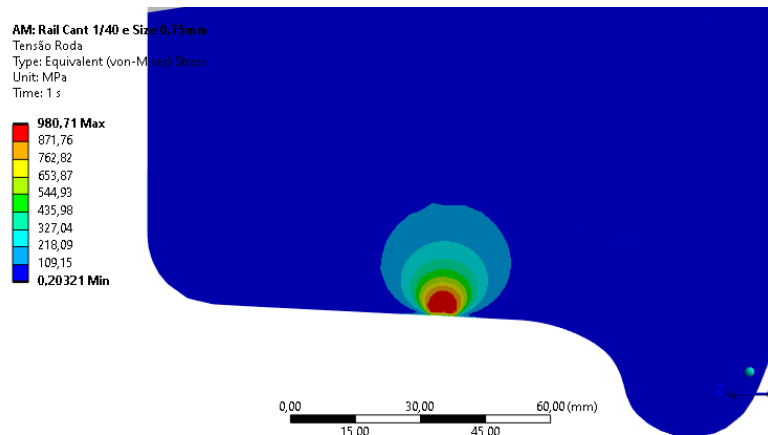
na roda a uma profundidade de 2,3 mm, figura 67, para a inclinação de 1/40. Por outro lado, a menor tensão observada foi de 933 MPa a 1,5 mm de profundidade na roda para a inclinação de 1/20. Já para a inclinação de zero a tensão observada foi de 953 MPa a 2,3 mm de profundidade na roda. A figura 66 mostra as tensões no von-Mises para as inclinações de zero e 1/20 no plano de contato. A figura 67 mostra a tensão de von-Mises no plano de contato. Nota-se que para esse plano a tensão foi, ligeiramente, maior e com o valor de 981 MPa. Este fato é explicado pela falta de simetria na elipse de *Hertz*, que será abordado a frente.

Figura 66 – Tensões de von-Mises na roda para perfil A com: *cant* zero e 1/20



Fonte: Autor

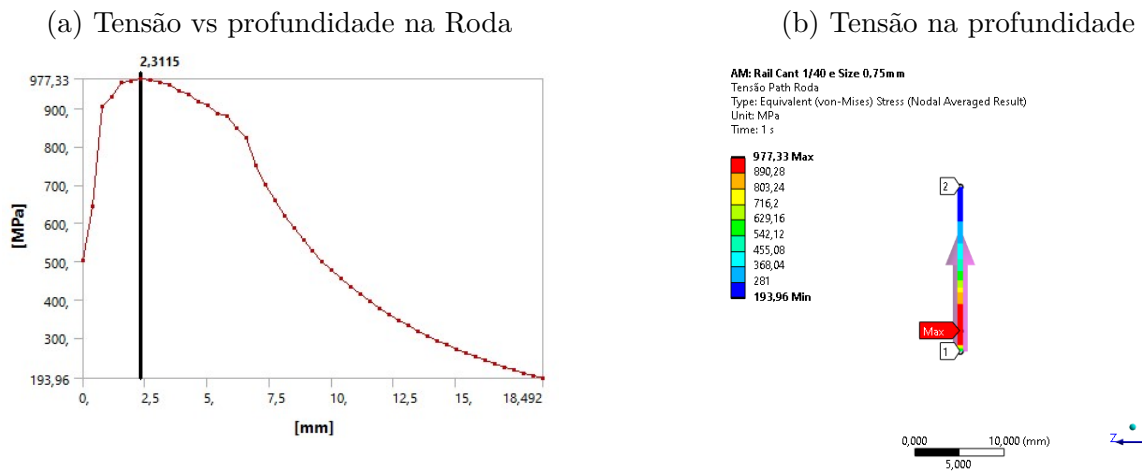
Figura 67 – Tensões de von-Mises na roda para perfil A e *cant* 1/40.



Fonte: Autor

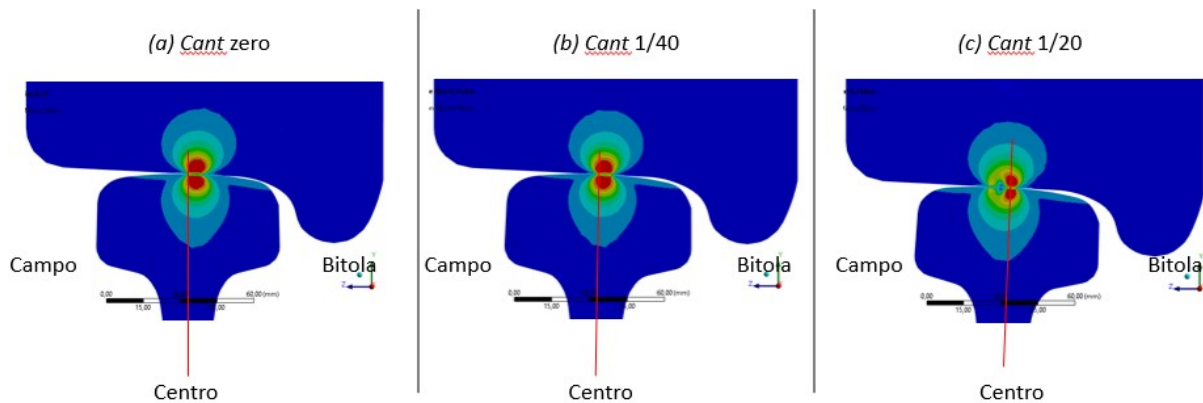


Figura 68 – Tensões de von-Mises ao longo de um caminho na profundidade da roda para perfil A e *cant* 1/40.



Fonte: Autor

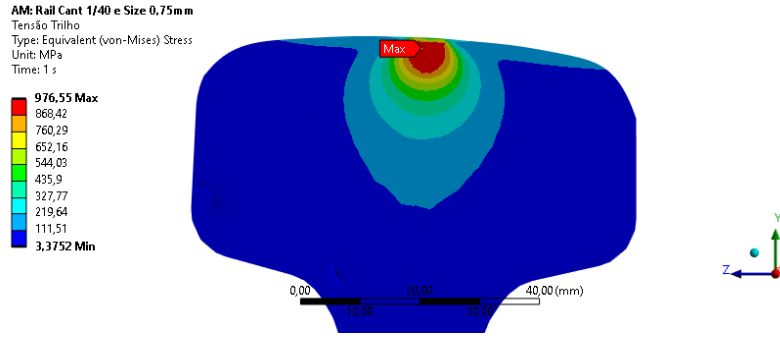
Figura 69 – Localização dos pontos para as três variações de *cant*.



Fonte: Autor

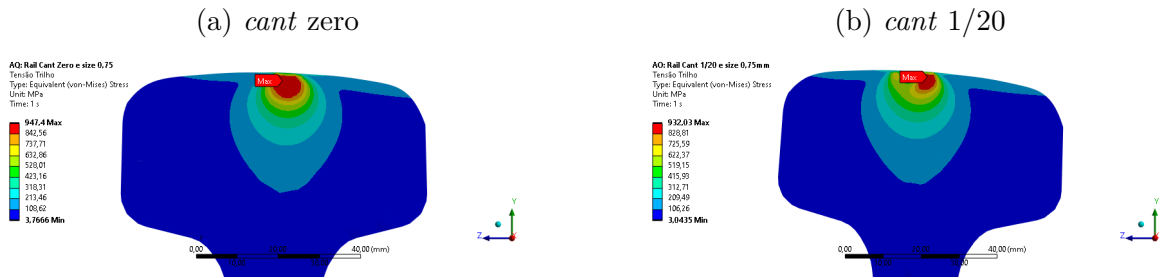
A figura 70 mostra as distribuições de tensões de von-Mises no trilho para o perfil A e *cant* 1/40 no plano central do contato. Nota-se a maior tensão, que foi de 977 MPa, obtida para o perfil A. Ainda para esse mesmo *cant*, porém analisando as maiores tensões na profundidade ao longo de um caminho no trilho tem-se a maior tensão de 976 MPa constatada a 2,31 mm de profundidade no trilho. Já a menor tensão de von-Mises evidenciada no plano de contato foi de 931 MPa a 2,25 mm para o *cant* 1/20 e na profundidade, em um caminho, conforme mostrado na figura 72, que evidencia as tensões de von-Mises ao longo de uma reta na profundidade do trilho. A tensão de von-Mises intermediária foi de 947 MPa observada no *cant* zero no plano, que foi a mesma tensão observada na profundida a 2,68 mm.

Figura 70 – Tensões de von-Mises no trilho para perfil A e *cant* 1/40.



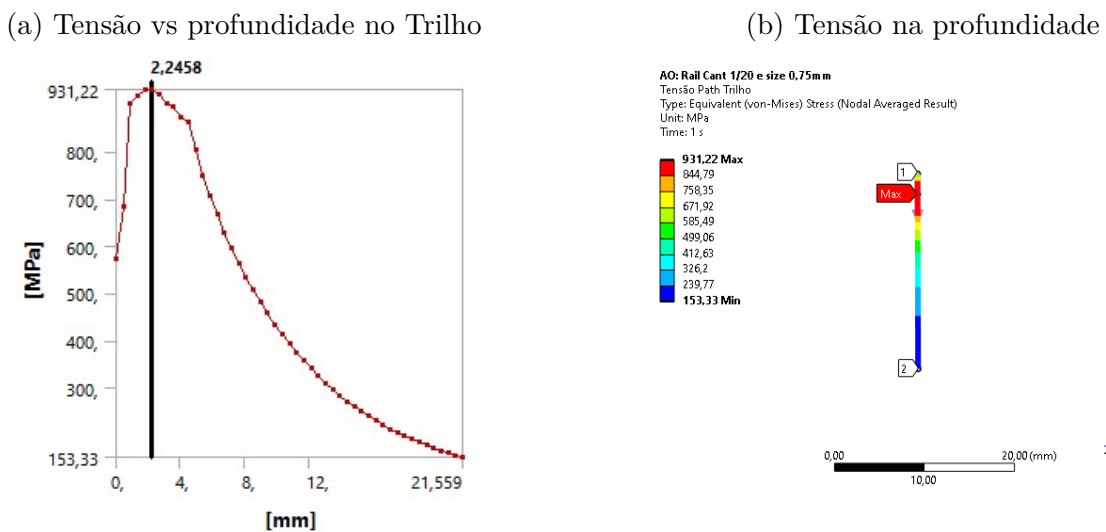
Fonte: Autor

Figura 71 – Tensões de von-Mises no trilho para perfil A com: *cant* zero e 1/20.



Fonte: Autor

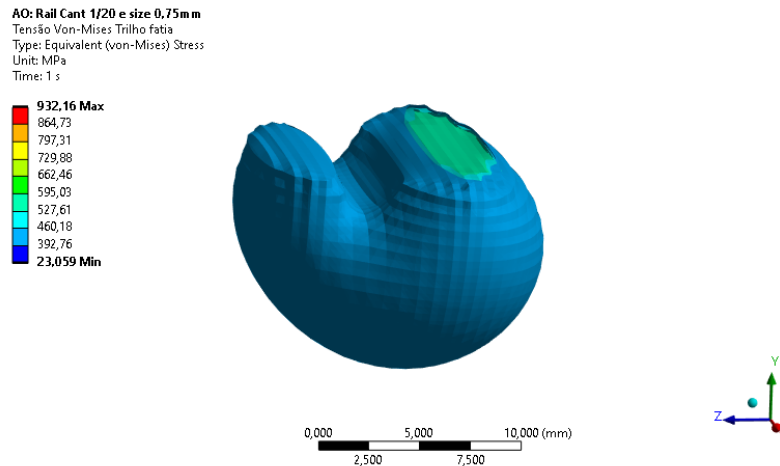
Figura 72 – Tensões de von-Mises ao longo de um caminho na profundidade do trilho para perfil A e *cant* 1/20.



Fonte: Autor

A figura 73 mostra as tensões de von-Mises na visualização de iso-superfície, onde se observa duas elipses unidas, para o perfil A e *cant* 1/20.

Figura 73 – Tensões de von-Mises em iso-superfície no trilho e perfil A *cant* 1/20.



Fonte: Autor

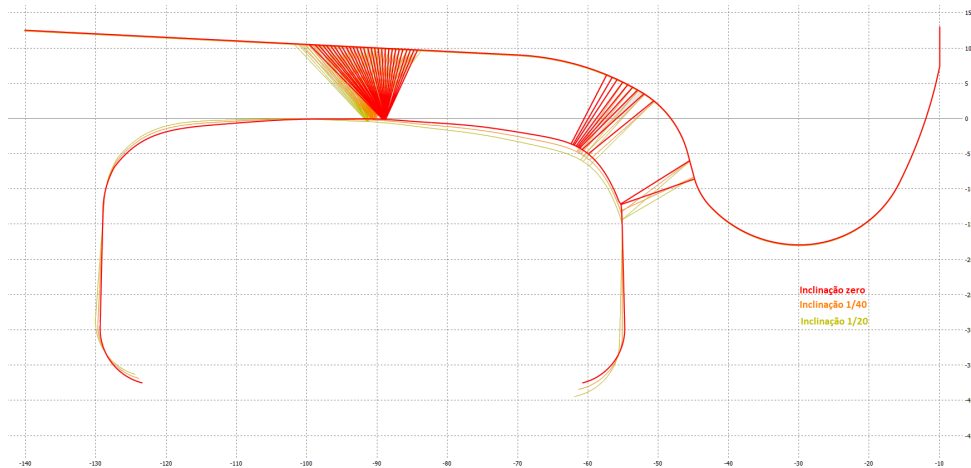
Em relação ao ponto central de contato da elipse, nota-se que para o perfil A e todas as inclinações analisadas, manteve-se o ponto de contato mais próximo ao centro do trilho, conforme visto na figura 69, com as seguintes distâncias do centro do contato no sentido da bitola: 3,47 mm, 1,99 mm e 1,01 mm para, respectivamente, as inclinações de zero, 1/40 e 1/20. Em adicional, para todas as inclinações houve toque da raiz do friso para um deslocamento lateral do rodeiro de 10 mm, conforme visto na figura 74. O toque do friso no trilho em uma tangente não é desejado, uma vez que pode gerar o efeito *hutting*.

A figura 75 mostra a conicidade equivalente para esse perfil para um deslocamento lateral do rodeiro supracitado. Nota-se que para o *cant* zero a conicidade equivalente subiu de 0,05 para 0,4 após o deslocamento lateral de 4,5 mm do rodeiro. Em outras palavras, significa dizer que após 4,5 mm de deslocamento lateral começou a ter toque da raiz do friso ao trilho. A figura 77 mostra as posições de contato para um deslocamento lateral do rodeiro de 6 mm, onde é visto o toque da raiz do friso com o trilho. Já para o *cant* 1/40 o toque ocorreu para um deslocamento de 6 mm e para o *cant* 1/20 o toque ocorreu para um deslocamento de 7,5 mm.

A figura 76 mostra a diferença de raio de rolamento para o perfil A com as 3 variações de *cant*. Nota-se que quando o rodeiro está centrado a diferença de raio de rolamento é zero, porém a medida que o rodeiro se desloca lateralmente a diferença é de até 4,5 mm para o *cant* zero, 6,0 mm para o *cant* 1/40 e 7,5 mm para o *cant* 1/20. Após estes valores a diferença de raio de rolamento aumenta significativamente, uma vez que há o toque da raiz do friso, onde os raios são maiores do que na banda de rolamento.

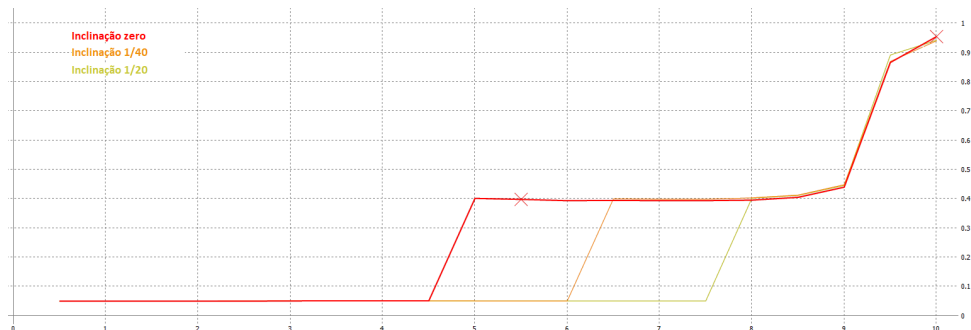
Este perfil aumenta a probabilidade do veículo desestabilizar e gerar um possível *hutting* na tangente, em decorrência do toque de raiz do friso em todas as condições de inclinações de trilho analisadas.

Figura 74 – Posição de contato para o perfil A com as 3 inclinações.



Fonte: Autor

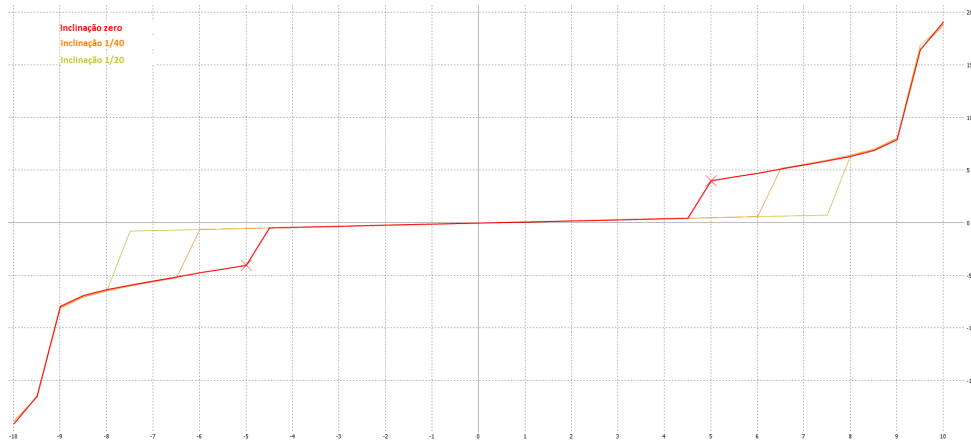
Figura 75 – Conicidade equivalente para o perfil A com as 3 inclinações.



Fonte: Autor

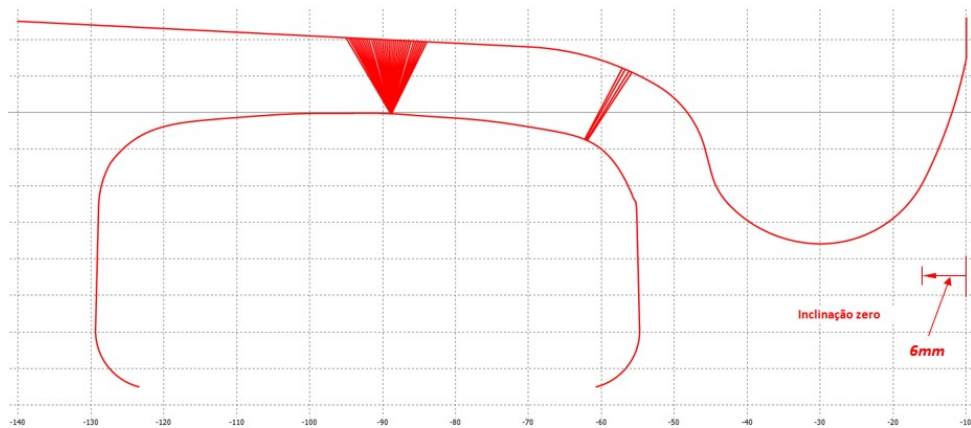
Assim como a localização da elipse de contato é importante, também é de grande relevância conhecermos a distribuição de pressão de contato e a força lateral. A figura 78 mostra a força de reação na roda gerada pelo contato roda-trilho. Note que esta força na roda terá uma componente em +Y e uma componente -Z (força lateral). A força de reação no trilho terá mesmo módulo e mesma direção porem com sentido contrário ao vetor de reação na roda. Para o perfil A, a maior força lateral(em módulo) encontrada foi de 10312 N para *cant* 1/20. A menor foi de 8118 N para o *cant* zero, enquanto a intermediária foi de 9670 N para o *cant* 1/40. Assim, quando sai de um *cant* 1/20 e vai para o *cant* zero tem-se uma redução de, aproximadamente, 21%. Em termos de L/V tem-se os seguintes valores, respectivamente, para o *cant* zero: 1/40 e 1/20: 0,051, 0,060 e 0,064.

Figura 76 – Diferença de raio de rolamento para o perfil A com as 3 inclinações.



Fonte: Autor

Figura 77 – Posição de contato para o perfil A e *cant* zero e deslocamento de 6 mm.



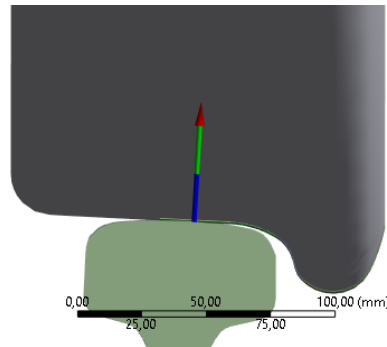
Fonte: Autor

Os resultados acima são contraintuitivos, uma vez que esperava-se obter um aumento da força lateral ao invés de redução. Comparando somente os módulos das forças laterais obtidas para o perfil A (perfil esmerilhado) com os obtidos para o perfil de trilho novo (perfil não esmerilhado), nota-se que os valores para o perfil A foram menores do que para o perfil de trilho novo. Assim, um dos objetivos do esmerilhamento, que é a redução de força lateral, foi conseguindo, se comparado com o perfil de trilho novo.

Todavia, estes valores evidenciam, também, o quanto é importante para o contato roda-trilho se ter arcos com raios bem definidos e desenhados para cada inclinação requerida. Isto é, ao desenvolver um perfil é imprescindível conhecer qual é a inclinação do trilho para que se gere um perfil que diminua forças laterais, além de outros benefícios, como por exemplo a diminuição de tensões.

Figura 78 – Força reação na roda (Perfil A e *cant* 1/40).

AM: Rail Cant 1/40 e Size 0,75mm  
Force Reaction



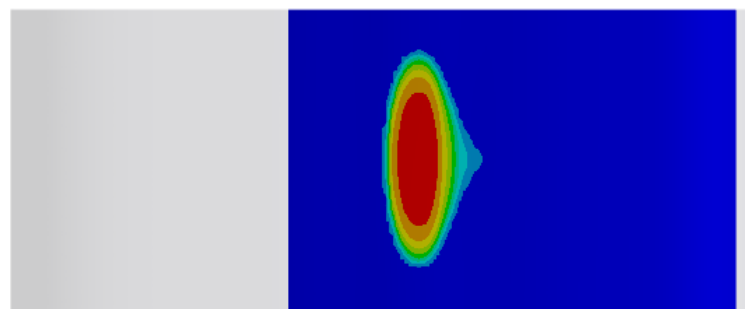
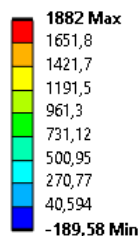
Fonte: Autor

As figuras 79 e 80 mostram as distribuições das pressões de contato para as 3 variações de *cant*, onde também é possível ver a elipse formada no contato. A maior pressão de contato foi de 2033 MPa obtida para o *cant* 1/40, a intermediária de 1964 MPa para o *cant* 1/20 e a menor de 1882 MPa para o *cant* zero. Novamente, tem-se um resultado contraintuitivo, uma vez que se esperavam pressões para *cant* de 1/40 ou 1/20. A figura 80b mostra a formação de duas elipses de contato. Este tipo de contato não é desejável, uma vez que cria uma grande área de contato e gera maiores forças e momentos de arrastes, estes irão diminuir a eficiência energética do material rodante, além de induzir maiores momento de giro do truque. A provável causa dessas maiores pressões deve ser a construção do perfil que foi feita baseada em nuvens de ponto com coordenadas x e y e posterior ajuste desses pontos a uma *spline*. Assim, não limitando somente ao ajuste desses pontos, mas também ao posicionamento desses pontos no plano, não gerando, dessa forma, arcos com raios bem definidos, conforme já enfatizado.

Figura 79 – Pressão de contato (*cant* zero e perfil A).

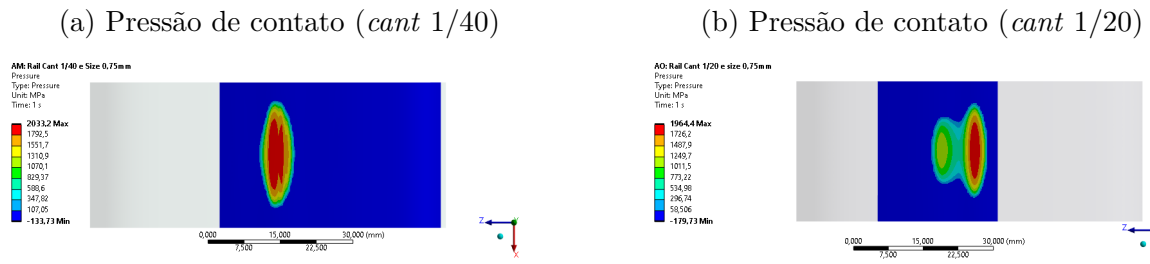
AQ: Rail Cant Zero e size 0,75

Pressure  
Type: Pressure  
Unit: MPa  
Time: 1 s



Fonte: Autor

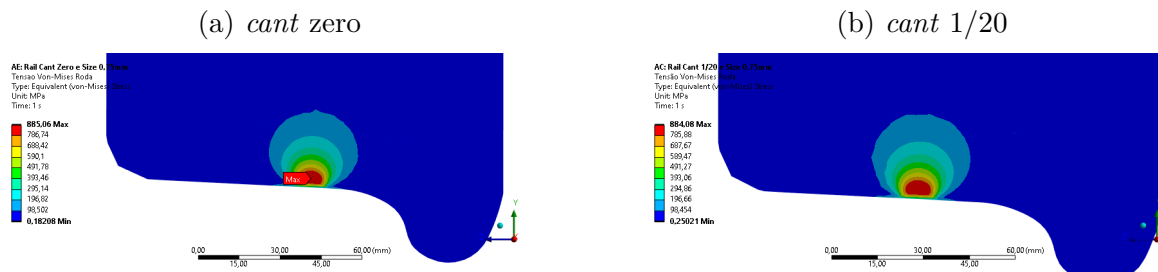
Figura 80 – Pressão de contato do perfil A.



Fonte: Autor

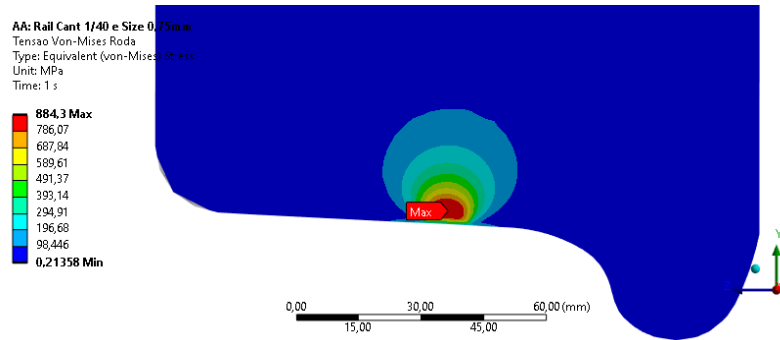
A figura 82 mostra as tensões de von-Mises no plano de contato na roda, onde se nota que a máxima tensão encontrada para *cant* 1/40 foi de 884 MPa. Tensões próximas a esta foram encontradas, para essa mesma configuração, na profundidade na roda, com valor de 885 MPa a 3,10 mm. Para as configurações de *cant* zero e 1/20 as máximas tensões no plano foram, respectivamente, de 885 MPa e 884 MPa, enquanto as maiores tensões na profundidade em uma reta, para estas configurações, foram de 885 MPa a 3,14 mm (*cant* zero) e 885 MPa a 3,06 mm (*cant* 1/20). A figura 83 mostra as tensões de von-Mises ao longo de um caminho na profundidade na roda, onde se nota que a máxima tensão para *cant* 1/40 ocorreu a 3,10 mm.

Os resultados de tensões na roda para todas as 3 inclinações foram praticamente os mesmos, evidenciando que as tensões na roda com essas variações de inclinação do trilho, para esse tipo de perfil de trilho, não foram significativas e, portanto, esse perfil não afetou as tensões na roda quando se varia o *cant* entre zero e 1/20. Esse resultado corrobora a importância de possuir um perfil de trilho bem definido além, é claro, de um esmerilhamento bem executado em campo, a fim de obter resultados de tensões próximas.

Figura 81 – Tensões de von-Mises na roda para perfil B com: *cant* zero e 1/20.

Fonte: Autor

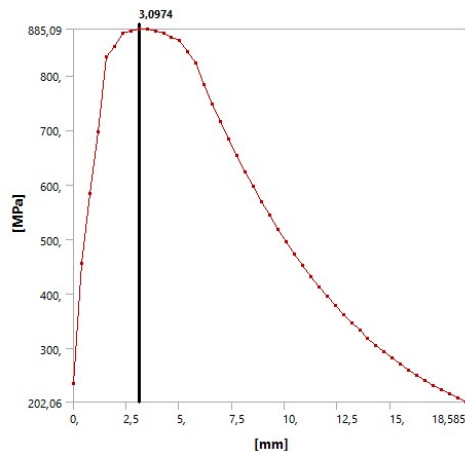
Figura 82 – Tensões de von-Mises na roda para perfil B e *cant* 1/40.



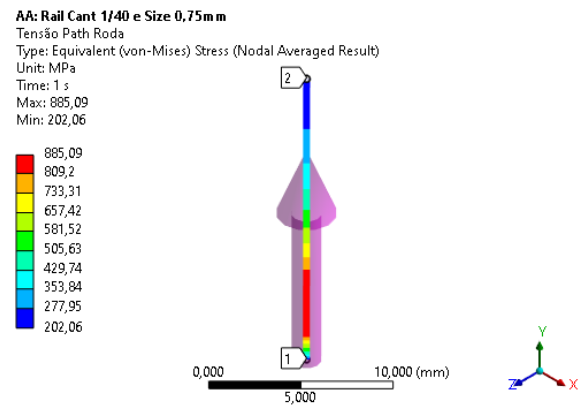
Fonte: Autor

Figura 83 – Tensões de von-Mises ao longo de um caminho na profundidade na roda para perfil B e *cant* 1/40.

(a) Tensão vs profundidade na Roda



(b) Tensão na profundidade

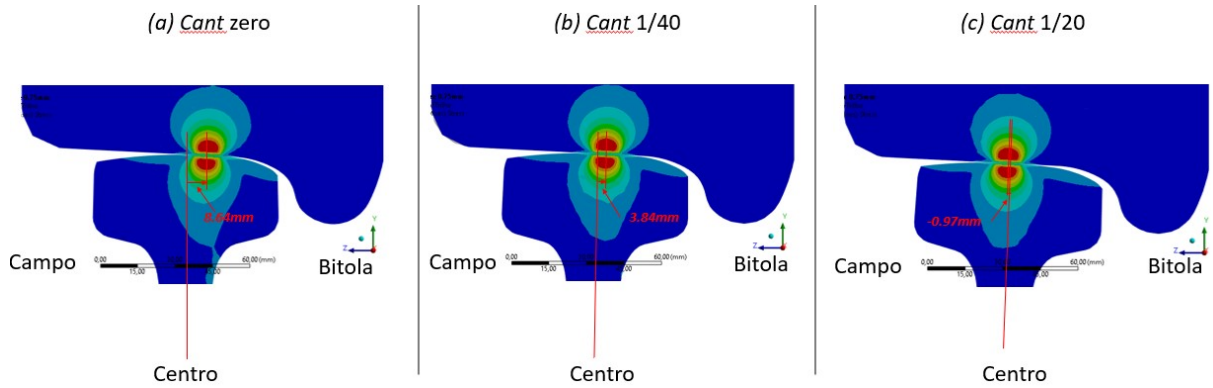


Fonte: Autor

A figura 84 mostra a localização do centro de contato para as 3 inclinações. Observa-se, para esse perfil, as seguintes posições do centro da elipse: 8,64 mm, 3,84 mm e -0,97 mm, respectivamente, para as inclinações de zero, 1/40 e 1/20. Tanto para o *cant* zero quanto para o *cant* 1/40, o contato ficou mais para bitola. Já para o *cant* 1/20 o contato ficou mais centralizado, todavia quase 1,00 mm para campo.



Figura 84 – Localização dos pontos para as três variações de *cant*.

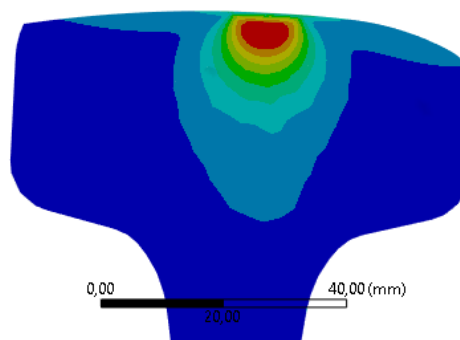
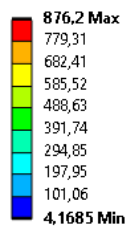


Fonte: Autor

A figura 85 mostra as tensões de von-Mises no plano central do contato para o *cant* 1/40, onde a maior tensão observada foi de 876 MPa, que foi a mesma tensão observada para o *cant* zero e 1/20. Em relação a maior tensão observada na profundidade ao longo de um caminho, para o *cant* 1/40, foi de 877 MPa a 3,08 mm, enquanto para as inclinações de zero e 1/20 a maior tensão e a profundidade observada foi de, respectivamente, 876 MPa a 3,13 mm e 877 MPa a 3,21 mm. Assim como ocorreu na roda, as tensões no trilho não variaram, exceto a profundidade onde ocorreram essas tensões. Porém, não foram variações significativas. A figura 87 mostra as tensões de von-Mises que ocorrem ao longo de um caminho na profundidade do trilho para o perfil B e *cant* 1/20.

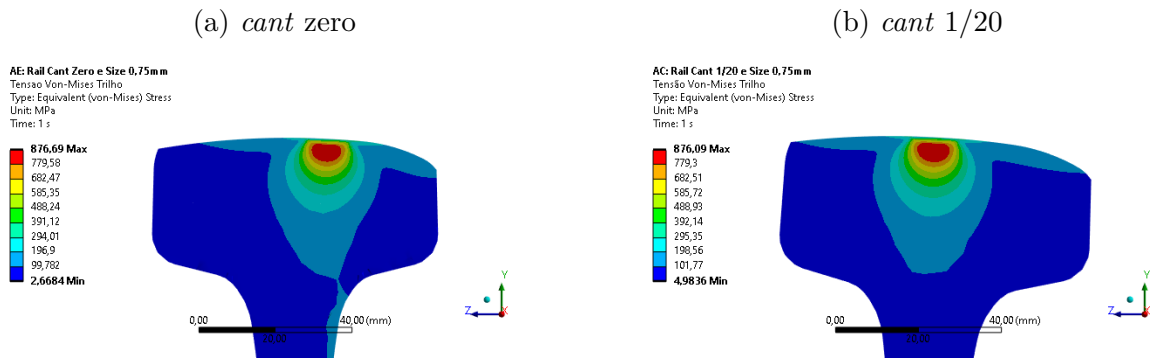
Figura 85 – Tensões de von-Mises no trilho para perfil B e *cant* 1/40.

AA: Rail Cant 1/40 e Size 0.75mm  
Tensao Von-Mises Trilho  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1 s



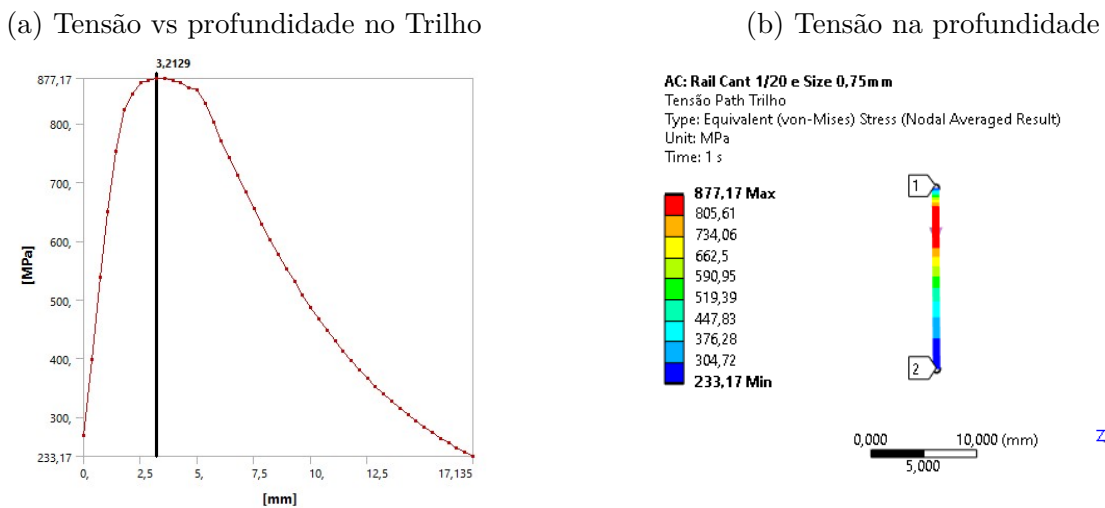
Fonte: Autor

Figura 86 – Tensões de von-Mises no trilho para perfil B com: *cant* zero e 1/20.



Fonte: Autor

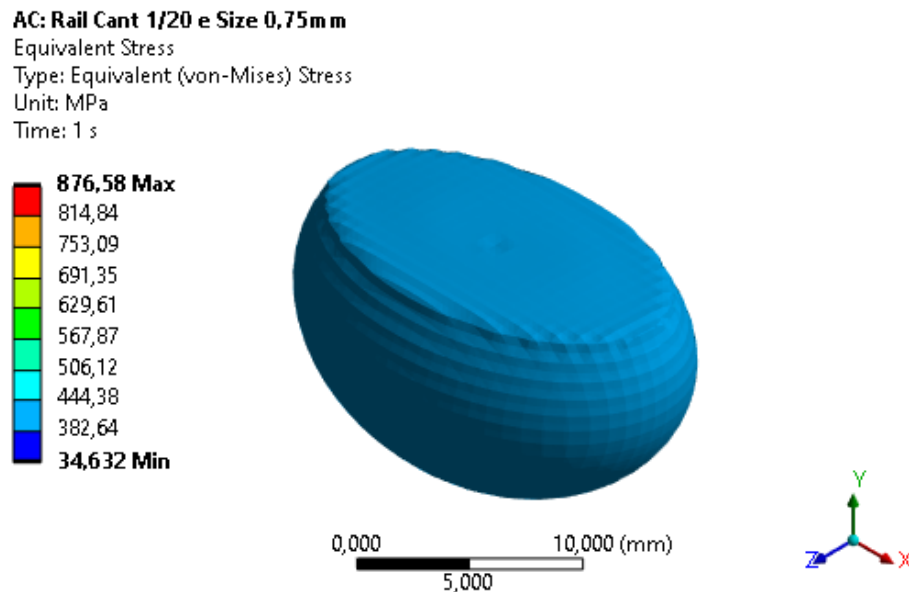
Figura 87 – Tensões de von-Mises ao longo de um caminho na profundidade do trilho para perfil B e *cant* 1/20.



Fonte: Autor

A figura 88 ilustra as tensões de von-Mises que ocorre para *cant* 1/20 com o perfil B através da iso-superfície. Nota-se a formação de uma elipse única, diferentemente do que foi observado na iso-superfície para o perfil A (Figura 73).

Figura 88 – Tensões de von-Mises em iso-superfície no trilho com o perfil B e *cant* 1/20.



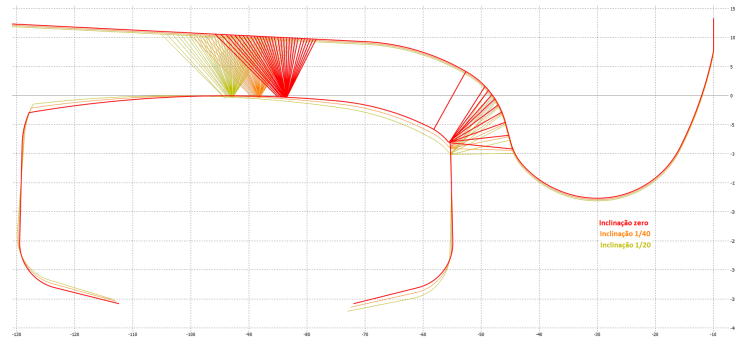
Fonte: Autor

A figura 89 mostra as posições de contato que ocorrem para as 3 inclinações quando se desloca lateralmente o rodeiro em 10 mm. Para o *cant* zero, a roda começa a tocar na raiz do flange para um deslocamento lateral igual a 5 mm. Já para as inclinações de 1/40 e 1/20, o toque da roda no trilho ocorreu para um deslocamento lateral igual a 6 mm.

A figura 90 mostra a conicidade equivalente para as 3 inclinações. Até 5 mm de deslocamento lateral tem-se uma conicidade de 0,05, que é, basicamente, a conicidade da roda. Todavia, para o *cant* zero nota-se que a conicidade equivalente aumenta de 0,05 até 0,72 para um deslocamento de 1 mm de deslocamento lateral após 5 mm iniciais, enquanto para o *cant* 1/40 a conicidade aumenta de 0,05 até 0,73 para um deslocamento de 0,5 mm após 6 mm iniciais. Já para o *cant* 1/20, a conicidade aumenta de 0,05 até 0,78 para um deslocamento de 0,5 mm após 6 mm iniciais.

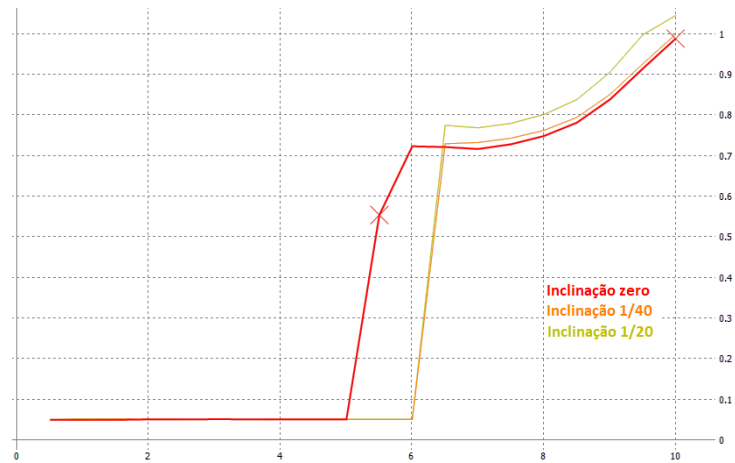
A figura 91 mostra a diferença de raio de rolamento para o perfil B para as 3 inclinações. Por ser tratar de perfis simétricos, por estarem em uma tangente, as curvas possuem o mesmo comportamento da conicidade equivalente.

Figura 89 – Posição de contato para o perfil B com as 3 inclinações.



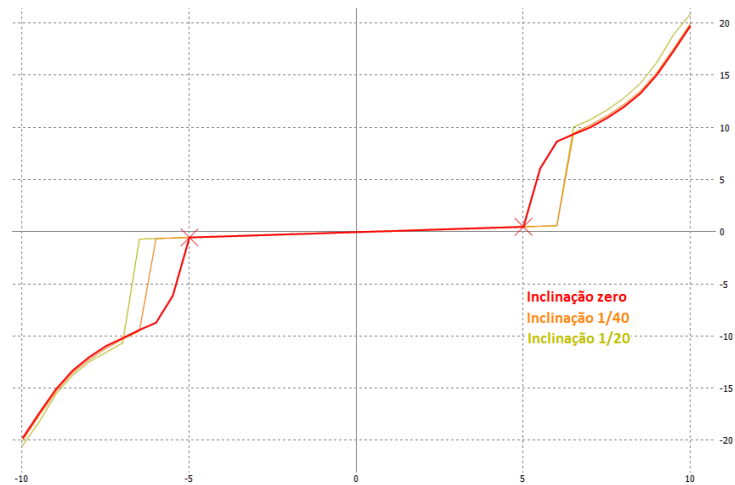
Fonte: Autor

Figura 90 – Conicidade equivalente para o perfil B com as 3 inclinações.



Fonte: Autor

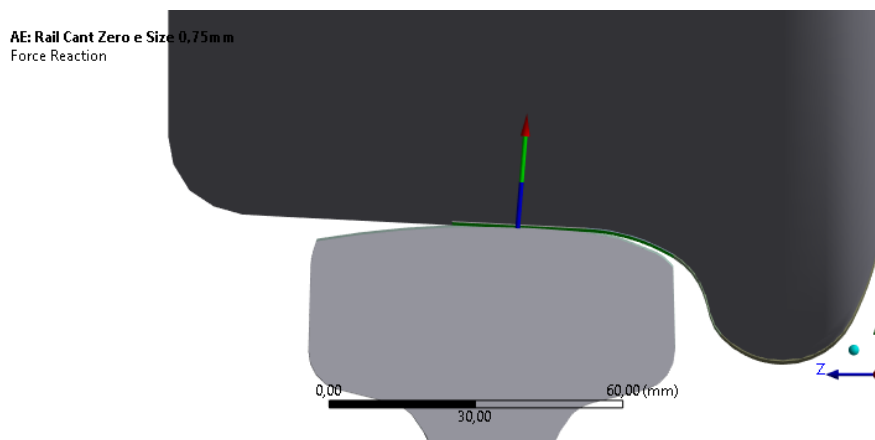
Figura 91 – Diferença de raio de rolamento para o perfil B com as 3 inclinações.



Fonte: Autor

A figura 92 mostra a força de reação na roda gerada pelo contato roda-trilho. Observa-se que esta força na roda terá uma componente em +Y (força vertical) e uma componente -Z (força lateral). A força de reação no trilho terá mesmo módulo e mesma direção, porém com sentido contrário ao vetor de reação na roda. Para o perfil B, a maior força lateral (em módulo) encontrada foi de 13562 N para *cant* zero. A menor foi de 10507 N para o *cant* 1/20, que foi bem próxima da observada para *cant* 1/40 que foi de 10834 N. Assim, quando sai de um *cant* 1/20 e vai para o *cant* zero, tem-se um aumento de, aproximadamente, 29%. Em termos de L/V tem-se os seguintes valores, respectivamente, para o *cant*: zero, 1/40 e 1/20: 0,085, 0,068 e 0,066.

Figura 92 – Força de reação na roda (Perfil B e *cant* zero).



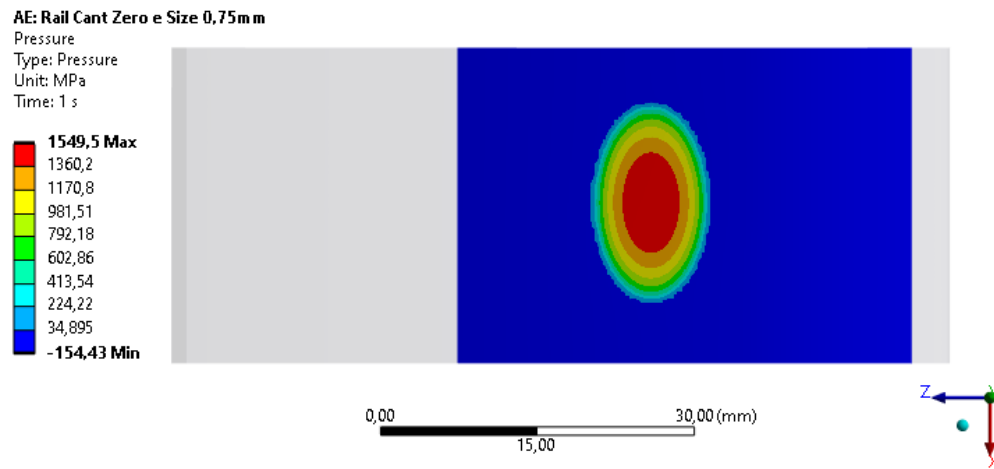
Fonte: Autor

A figura 93 mostra a pressão de contato obtida para o perfil B e *cant* zero, onde se nota que a maior pressão de contato foi de 1550 MPa. Pressões próximas a esta foram encontradas para as inclinações de 1/40 e 1/20, onde as máximas pressões de contato foram, respectivamente, 1560 MPa e 1556 MPa.

Os resultados de pressões de contato observadas para as 3 inclinações mostram que a variação do *cant* para essa variável não provocam grandes variações. Este fato reforça a importância do esmerilhamento para controle não só para retirada de trincas e defeitos superficiais, como também o controle das tensões e pressões de contato quando houver variações de *cant*.

Todavia, ao analisar as forças laterais geradas devido a variações do *cant*, nota-se que a perda do *cant*, por exemplo, indo de 1/20 até zero tem-se um aumento significativo na força lateral gerada. Associado a isto, tem-se também a localização do contato fora do centro no trilho, que contribuirá para uma degradação mais rápida dos componentes da superestrutura, como afundamento de placas em dormentes, quebra de placas e grampos, entre outros danos.

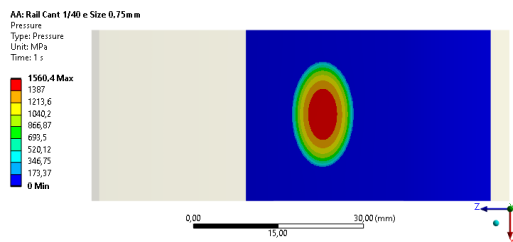
Figura 93 – Pressão de contato (*cant* zero e perfil B).



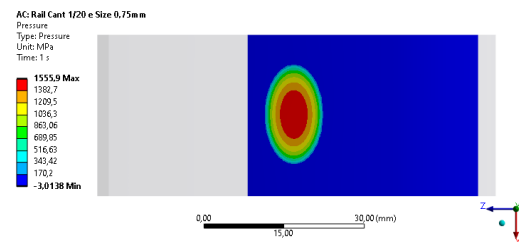
Fonte: Autor

Figura 94 – Pressão de contato do perfil B.

(a) Pressão de contato (*cant* 1/40)



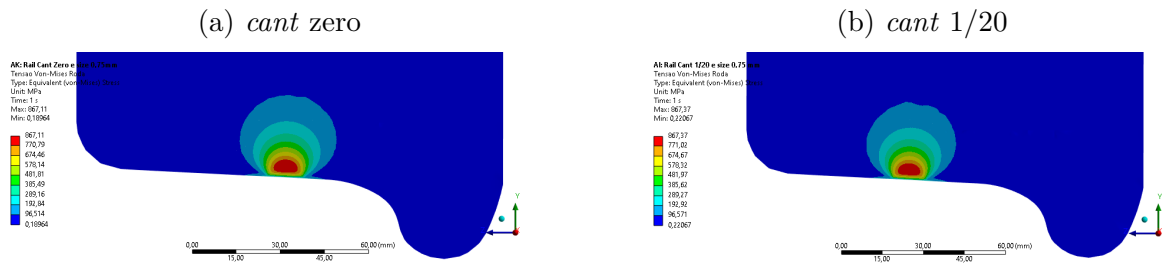
(b) Pressão de contato (*cant* 1/20)



Fonte: Autor

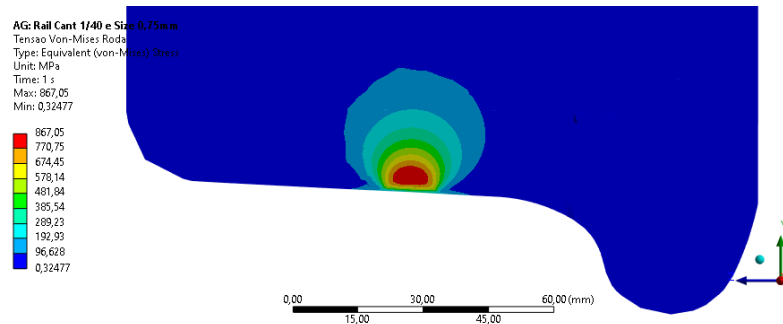
A figura 96 mostra as tensões de von-Mises no plano de contato para o perfil C e *cant* 1/40, onde se nota que a maior tensão de von-Mises observado foi de 867 MPa. O mesmo valor de tensão de von-Mises foi observado para as inclinação zero e 1/20. Este fato comprova que variações de *cant* de 1/20 até zero não provocam variações de tensões na roda.

Figura 95 – Tensões de von-Mises na roda para perfil C com: *cant* zero e 1/20.



Fonte: Autor

Figura 96 – Tensões de von-Mises na roda para perfil C e *cant* 1/40.

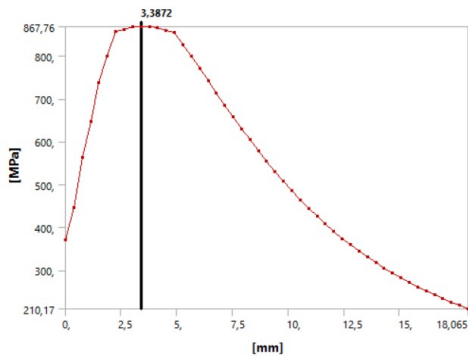


Fonte: Autor

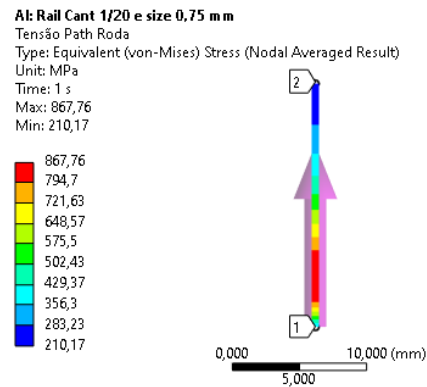
A figura 101 mostra as tensões de von-Mises que ocorrem ao longo de uma reta na profundidade da roda para o perfil C e *cant* 1/20. Nestas figuras, nota-se que a maior tensão de von-Mises observada foi de 867 MPa a uma profundidade de 3,39 mm. Essa mesma tensão foi observada, também, para a inclinação de zero a 3,50 mm de profundidade e para a inclinação de 1/40 a 3,44 mm de profundidade.

Figura 97 – Tensões de von-Mises ao longo de um caminho na profundidade da roda para perfil C e *cant* 1/20.

(a) Tensão vs profundidade na Roda



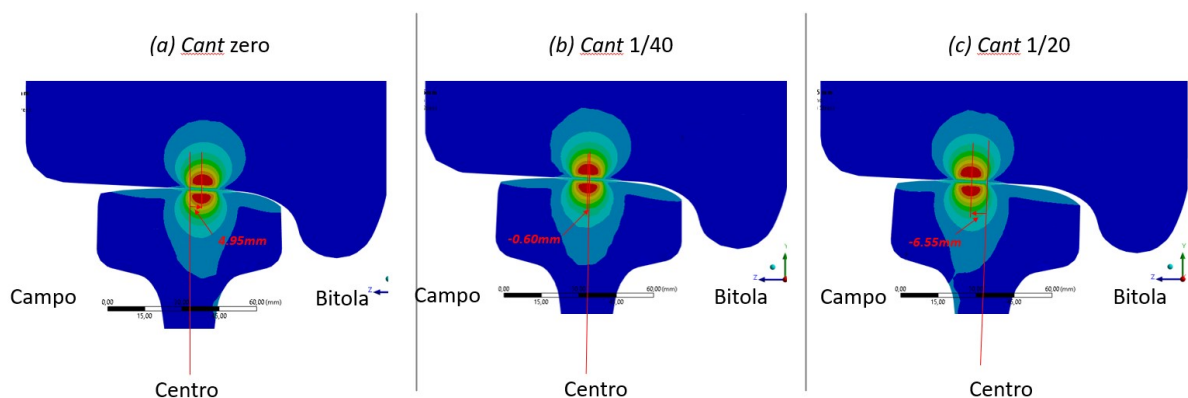
(b) Tensão na profundidade



Fonte: Autor

A figura 98 apresenta as posições do contato para as 3 inclinações no perfil C, onde se nota que a posição mais central, que está a -0,60 mm do centro, foi para a configuração de *cant* 1/40. Para a inclinação de 1/20, o contato ficou -6,55 mm do centro do trilho no sentido de campo, enquanto para o *cant* zero o contato ficou 4,95 mm do centro do trilho no sentido de bitola. Dessa forma, quando se varia o *cant* de 1/20 para zero há uma variação de 11,5 mm. Isto é, o contato saindo da inclinação 1/20 e indo para zero deslocará 11,5 mm. Caso uma ferrovia tenha adotada a inclinação de 1/20 e, por qualquer motivo, há em alguns locais perda dessa inclinação indo, por exemplo, para zero, haverá uma grande variação na posição de contato que poderá gerar o efeito *hutting*, por exemplo.

Figura 98 – Localização dos pontos para as três variações de *cant*.



Fonte: Autor

A figura 99 mostra as tensões de von-Mises, no plano, para o perfil C com a inclinação do trilho em 1/40, onde se nota que a maior tensão observada foi de 861 MPa.



Enquanto para o *cant* zero a maior tensão, no plano, foi de 859 MPa. Já para a inclinação de 1/20 a maior tensão foi de 861 MPa. Ao observar a maior tensão ao longo de uma reta na profundidade do trilho, tem-se os seguintes valores: 860 MPa a 3,32 mm, 862 MPa a 3,70 mm e 861 MPa a 3,39 mm para, respectivamente, as inclinações zero, 1/40 e 1/20. A figura 101 mostra as tensões de von-Mises ao longo de uma reta na profundidade do trilho para o perfil C e *cant* 1/20, onde se nota a maior tensão de 861 MPa a 3,39 mm.

Os resultados supracitados, tanto no plano quanto na profundidade ao longo de uma reta, mostram que as tensões não sofrem variações quando há mudanças na inclinação do trilho.

Figura 99 – Tensões de von-Mises no trilho para perfil C e *cant* 1/40.

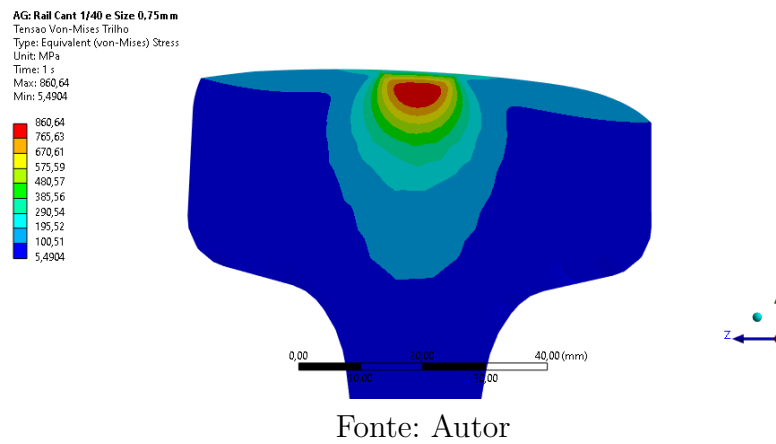


Figura 100 – Tensões de von-Mises no trilho para perfil C com: *cant* zero e 1/20.

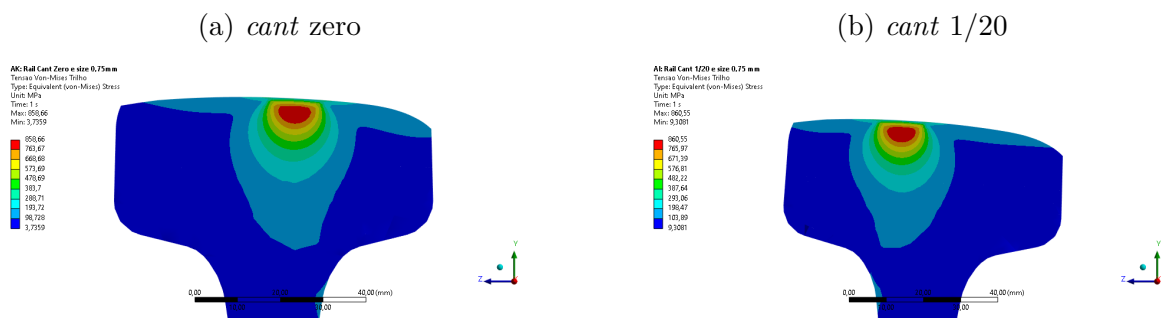
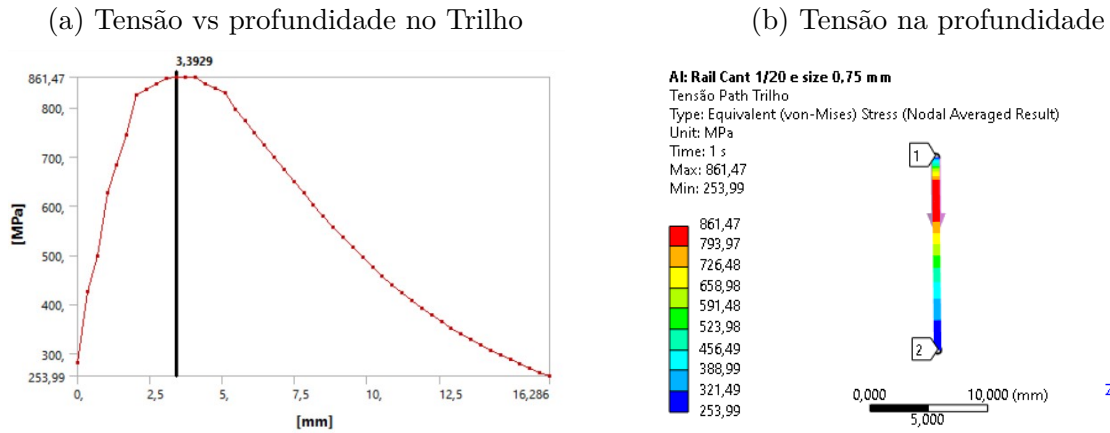


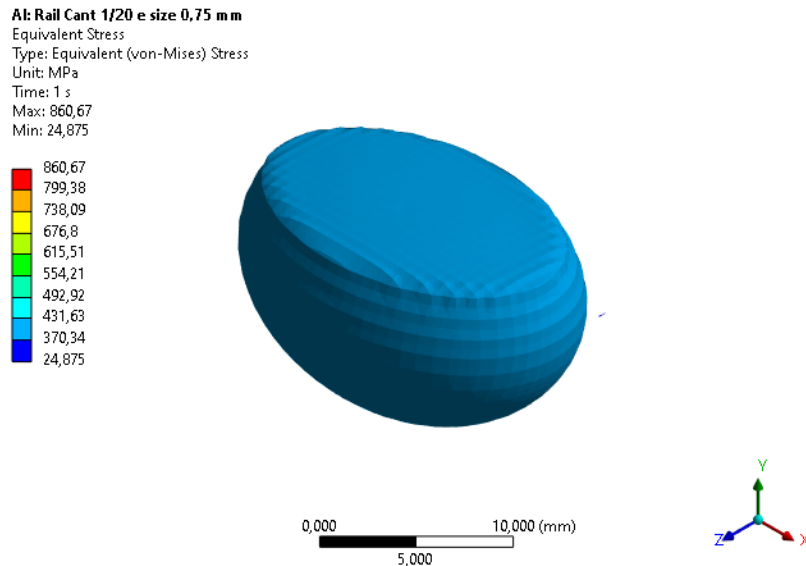
Figura 101 – Tensões de von-Mises ao longo de um caminho na profundidade do trilho para perfil C e *cant* 1/20.



Fonte: Autor

A figura 102 ilustra as tensões de von-Mises que ocorre para *cant* 1/20 com o perfil C através da iso-superfície. Nota-se a formação de uma elipse única, com a máxima tensão de 861 MPa, assim como para o perfil B, porém diferente da que foi observado na iso-superfície para o perfil A (Figura 73).

Figura 102 – Tensões de von-Mises em iso-superfície no trilho e perfil C *cant* 1/20.



Fonte: Autor

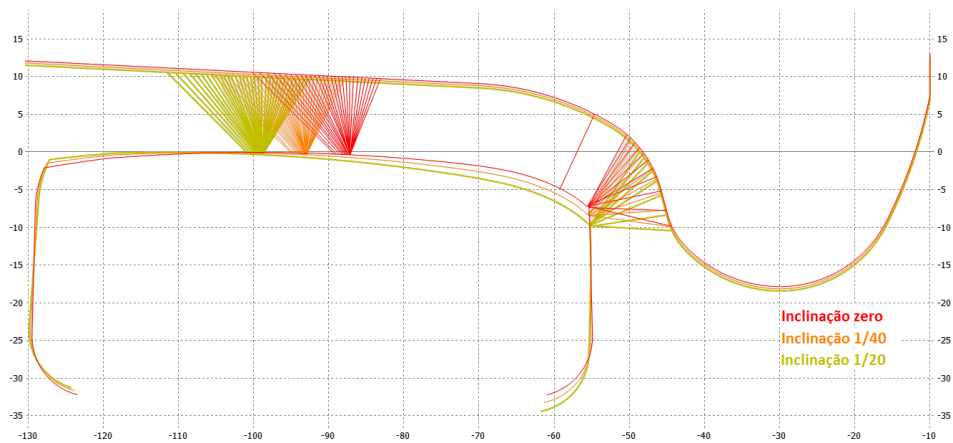
A figura 103 ilustra as posições de contato que ocorrem para as 3 inclinações do trilho no perfil C quando há um deslocamento lateral do rodeiro em 10 mm. Nota-se que para o *cant* zero há um toque da roda, próximo ao centro da raiz do flange, no trilho.

Após esse toque, houve toques no trilho através do final da raiz do flange e início do flange para todas as inclinações.

A figura 104 mostra a conicidade equivalente para as 3 inclinações no perfil C. Nota-se que a conicidade para o *cant* zero muda de 0,05 até 0,79 em um deslocamento lateral de 1 mm a partir de 4 mm iniciais. Para o *cant* 1/40 a variação foi de 0,05 até 0,78, também, em um deslocamento de 1 mm a partir de 5 mm iniciais. Já para a inclinação de 1/20 a conicidade mudou de 0,05 até 0,79 em um deslocamento de 0,5 mm.

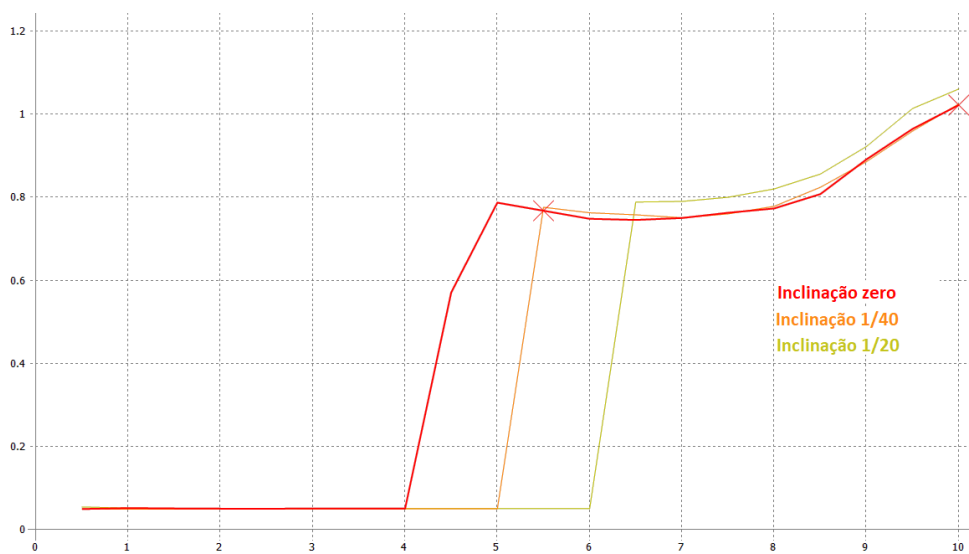
A figura 118 mostra a diferença de raio de rolamento para o perfil C com as 3 inclinações, onde se observa o mesmo comportamento da conicidade por se tratar de perfis simétricos de tangente.

Figura 103 – Posição de contato para o perfil C com as 3 inclinações.



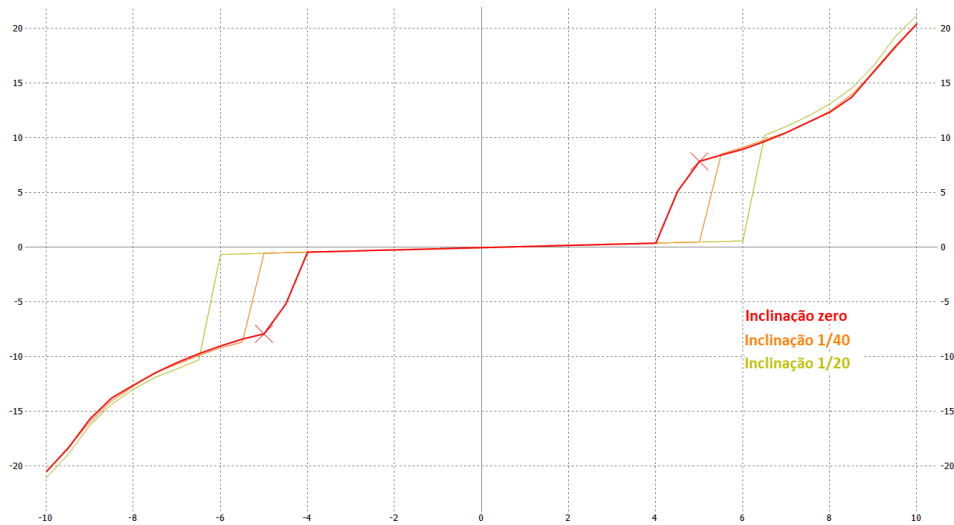
Fonte: Autor

Figura 104 – Conicidade equivalente para o perfil C com as 3 inclinações.



Fonte: Autor

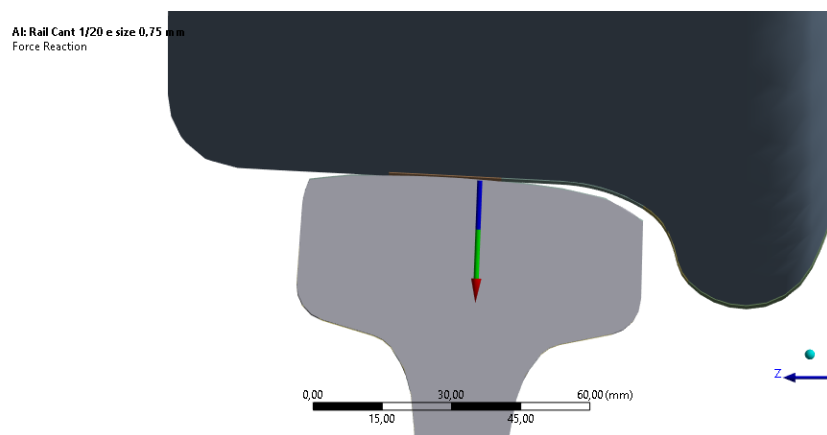
Figura 105 – Diferença de raio de rolamento para o perfil C com as 3 inclinações.



Fonte: Autor

A figura 106 mostra a força de reação no trilho gerada pelo contato roda-trilho. Observa que esta força no trilho terá uma componente em  $-Y$  (força vertical) e uma componente  $+Z$  (força lateral). A força de reação na roda terá mesmo módulo e mesma direção porém com sentido contrário ao vetor de reação na roda. Para o perfil C, a maior força lateral (em módulo) encontrada foi de 9524 N para *cant* zero. A menor foi de 5986 N para o *cant* 1/20. A intermediária foi observada para *cant* 1/40 com o módulo de 7190 N. Assim, quando sai de um *cant* 1/20 e vai para o *cant* zero tem-se um aumento de, aproximadamente, 59%. Em termos de  $L/V$ , tem-se os seguintes valores, respectivamente, para o *cant*: zero, 1/40 e 1/20: 0,060, 0,045 e 0,037.

Figura 106 – Força de reação no trilho (Perfil C e *cant* 1/20).

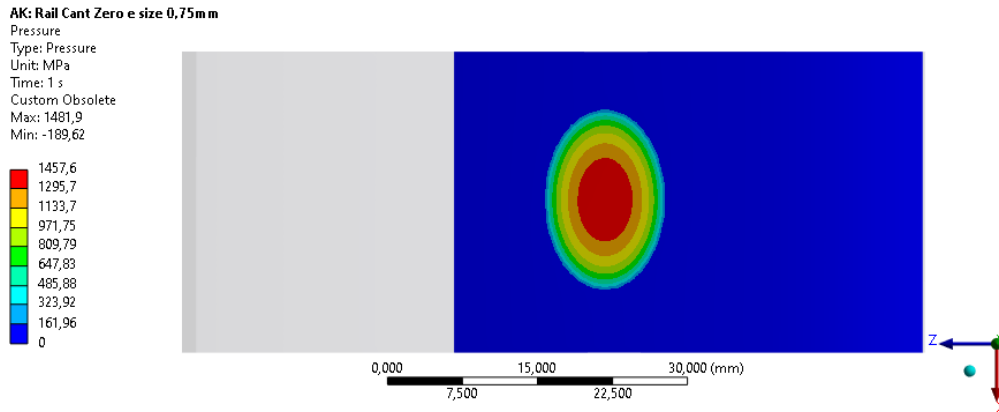


Fonte: Autor

A figura 107 mostra as pressões de contato que ocorre no perfil C e *cant* zero, onde

se nota a máxima pressão de 1458 MPa. Já para a inclinação de 1/40 a pressão máxima foi de 1482 MPa, enquanto para o *cant* 1/20 foi de 1483 MPa.

Figura 107 – Pressão de contato (*cant* zero e perfil C).

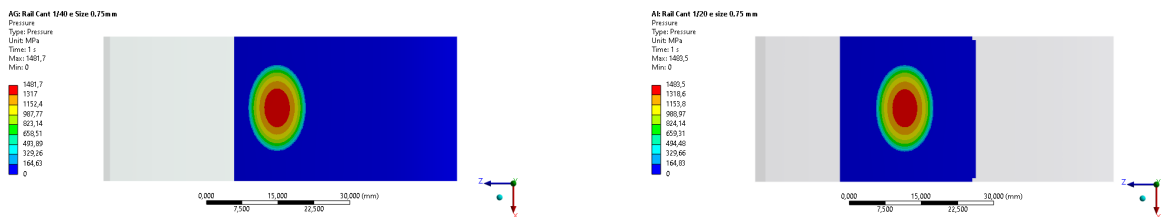


Fonte: Autor

Figura 108 – Pressão de contato do perfil C.

(a) Pressão de contato (*cant* 1/40)

(b) Pressão de contato (*cant* 1/20)



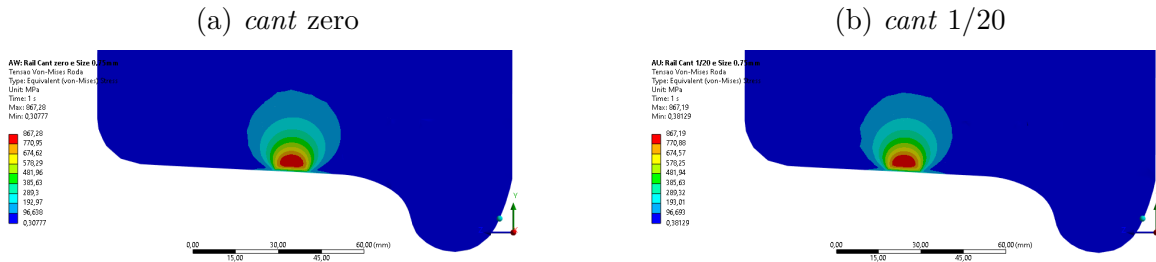
Fonte: Autor

A figura 110 mostra as tensões de von-Mises na roda para a inclinação do trilho de 1/40, onde se observa que a máxima tensão foi de 866 MPa, enquanto a maior tensão observada para esta mesma configuração, porém ao longo de uma reta na profundidade da roda, foi de 867 MPa a 3,41 mm. Já para as inclinações zero e 1/20 a maior tensão observada no plano foi de 867 MPa, para ambas as configurações. A maior tensão observada na profundidade da roda ao longo de uma reta para *cant* zero foi de 868 MPa a 3,47 mm, enquanto para o *cant* 1/20 foi de 867 MPa a 3,36 mm.

A figura 111 mostra as tensões de von-Mises ao longo de uma reta na profundidade da roda para o perfil D e *cant* 1/20, nela nota-se que a maior tensão foi de 867 MPa a 3,36 mm.

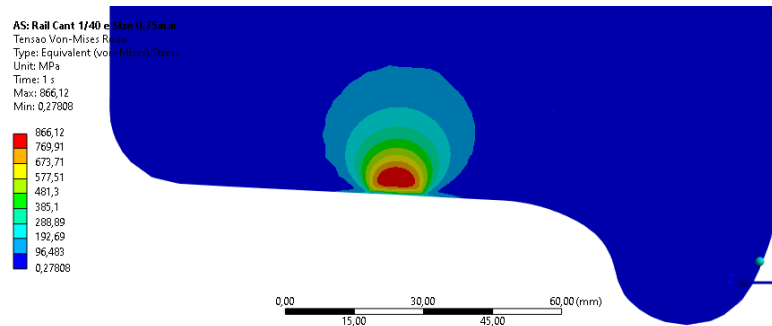
O resultado das tensões de von-Mises evidenciadas acima, mostra que, praticamente, não há variação nas tensões quando se muda as inclinações nos trilhos de zero até 1/20.

Figura 109 – Tensões de von-Mises na roda para perfil D com: *cant* zero e 1/20.



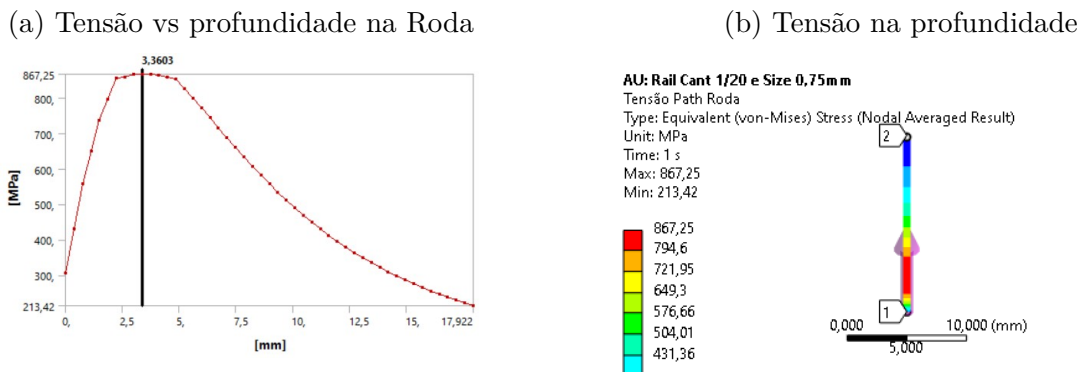
Fonte: Autor

Figura 110 – Tensões de von-Mises na roda para perfil D e *cant* 1/40.



Fonte: Autor

Figura 111 – Tensões de von-Mises ao longo de um caminho na profundidade da roda para perfil D e *cant* 1/20.

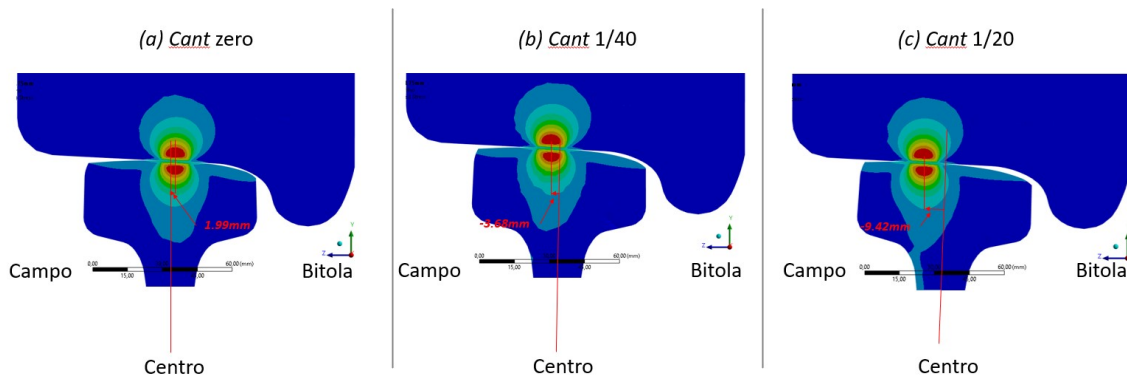


Fonte: Autor

A figura 112 ilustra as posições de contato para o perfil D nas 3 inclinações analisadas. A posição mais central foi observada para o *cant* zero a 1,99 mm do centro do trilho no sentido de bitola. Enquanto a posição mais distante do centro foi observado na inclinação de 1/20 à -9,42 mm do centro no sentido de campo. Já a posição para o *cant* 1/40 foi de -3,68 mm do centro no sentido de campo. Como expresso anteriormente, esse

perfil foi desenvolvido para roda com maiores conicidades do que o perfil AAR-1B, por isso as posições de contato para as inclinações de 1/40 e 1/20 estão localizadas mais para campo. Provavelmente, o perfil D foi desenvolvido para favorecer o contato em campo. Enquanto o perfil C foi desenvolvido para favorecer o contato em bitola. Tal afirmação baseia-se no fato de que no perfil C a posição de contato para o *cant* 1/40 está mais central do que essa mesma configuração para o perfil D, onde o contato encontra-se mais a campo para o *cant* 1/40.

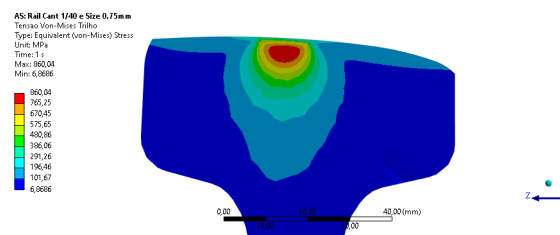
Figura 112 – Localização dos pontos para as três variações de *cant*.



Fonte: Autor

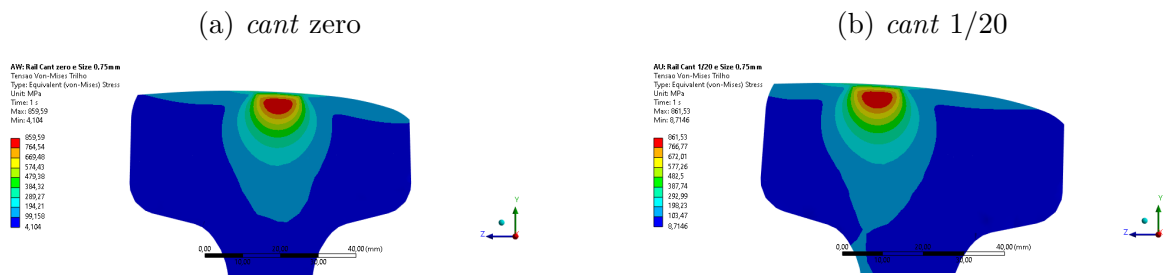
A figura 113 mostra as tensões de von-Mises no plano de contato no trilho para o perfil D com inclinação de 1/40, onde se nota que a maior tensão foi de 860 MPa. Para inclinações de zero e 1/20 a maior tensão foi de, respectivamente, 860 MPa e 862 MPa. Observando estas mesmas tensões, porém ao longo de uma reta na profundidade do trilho, notam-se as seguintes tensões máximas: 861 MPa a 3,02 mm, 861 MPa a 3,79 mm e 862 MPa a 3,09 mm, respectivamente, para as inclinações zero, 1/40 e 1/20. A figura 115 mostra as tensões de von-Mises ao longo de uma reta na profundidade do trilho, onde se nota que a maior tensão foi de 861 MPa a 3,02 mm de profundidade no trilho.

Figura 113 – Tensões de von-Mises no trilho para perfil D e *cant* 1/40.



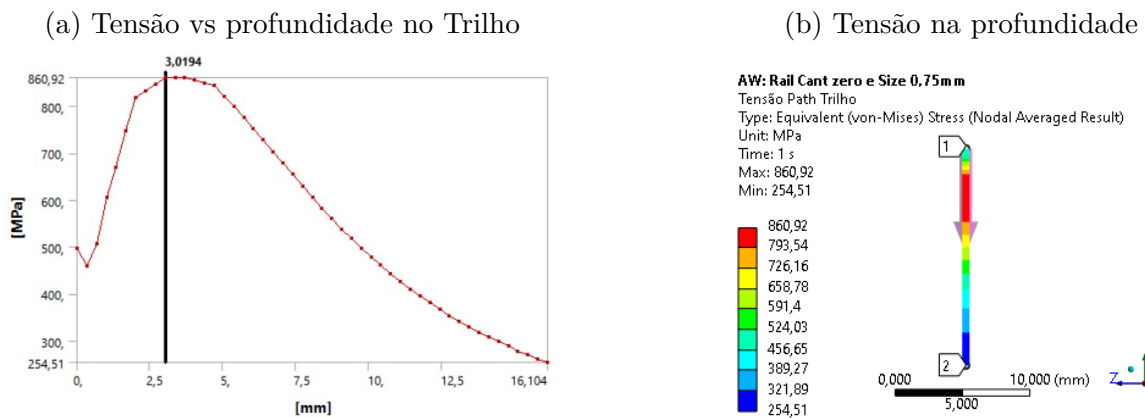
Fonte: Autor

Figura 114 – Tensões de von-Mises no trilho para perfil D com: *cant* zero e 1/20.



Fonte: Autor

Figura 115 – Tensões de von-Mises ao longo de um caminho na profundidade do trilho para perfil D e *cant* zero.



Fonte: Autor

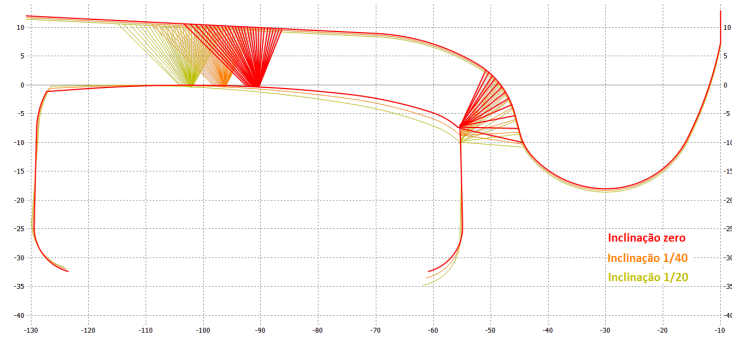
A figura 116 ilustra as posições de contato que ocorrem no perfil D com as 3 inclinações do trilho. Nota-se que o toque da roda ao trilho não ocorre nem no início nem ao meio da transição da raiz do friso. O toque ocorre no final da transição da raiz do friso e no friso.

A figura 117 mostra a conicidade equivalente que ocorre no perfil D com as 3 inclinações do trilho. Nela observa-se que a conicidade, para a inclinação zero, varia de 0,05 até 0,8 em 1 mm de deslocamento lateral do rodeiro, após os 4 mm iniciais de deslocamento. Já para o *cant* 1/40 a variação é de 0,05 até 0,81 em 0,5 mm de deslocamento lateral, após os 5 mm iniciais, enquanto para a inclinação de 1/20 a variação foi de 0,05 até 0,83 em 0,5 mm de deslocamento, após os 5,5 mm iniciais.

A figura 118 mostra a diferença de raio de rolamento para o perfil D com as 3 inclinações, onde se nota o mesmo comportamento das curvas que tiveram na conicidade equivalente, uma vez que a análise foi feita em uma tangente de perfis simétricos.

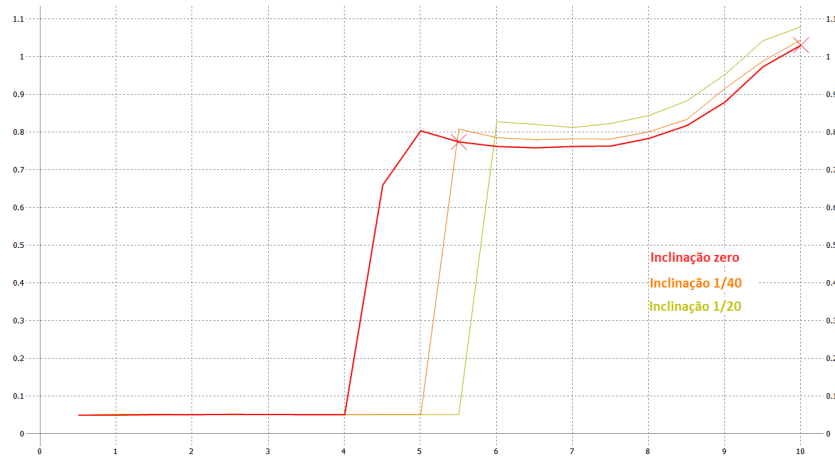


Figura 116 – Posição de contato para o perfil D com as 3 inclinações.



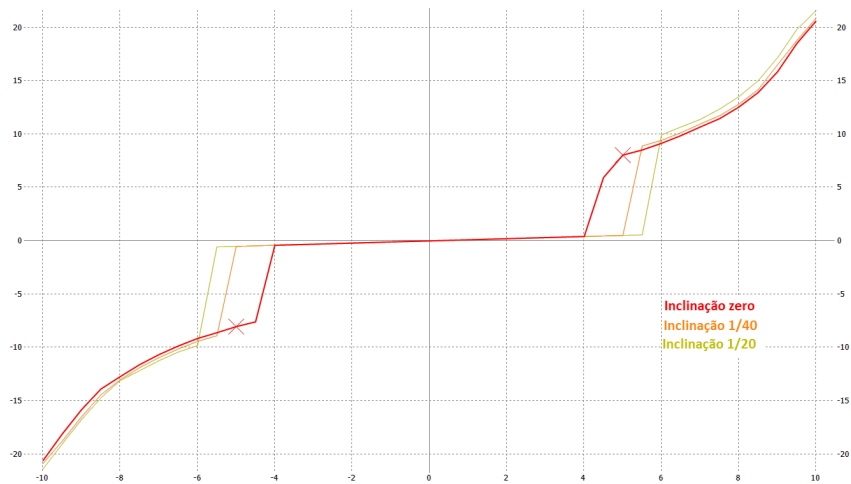
Fonte: Autor

Figura 117 – Conicidade equivalente para o perfil D com as 3 inclinações.



Fonte: Autor

Figura 118 – Diferença de raio de rolamento para o perfil D com as 3 inclinações.

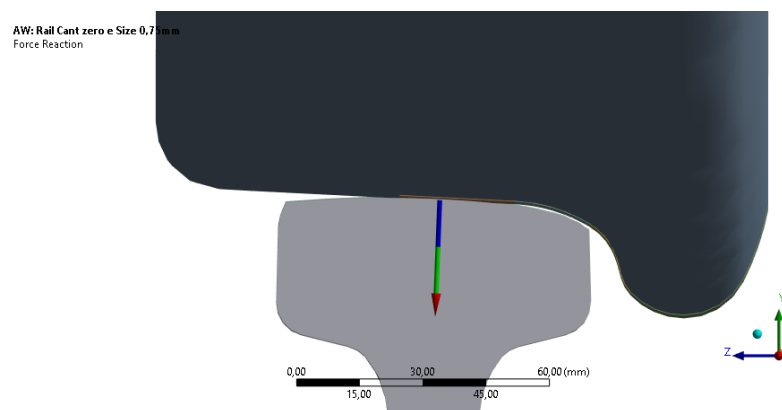


Fonte: Autor

A figura 119 mostra a força de reação no trilho gerada pelo contato roda-trilho.

Observa que esta força no trilho terá uma componente em  $-Y$  (força vertical) e uma componente  $+Z$  (força lateral). A força de reação na roda terá mesmo módulo e mesma direção porem com sentido contrário ao vetor de reação na roda. Para o perfil D, a maior força lateral(em módulo) encontrada foi de 6383 N para *cant* zero. A menor foi de 2618 N para o *cant* 1/20. A intermediária foi observada para *cant* 1/40 com o módulo de 4566 N. Assim, quando sai de um *cant* 1/20 e vai para o *cant* zero tem-se um aumento de, aproximadamente, 143%. Em termos de  $L/V$ , têm-se os seguintes valores, respectivamente, para o *cant*: zero, 1/40 e 1/20: 0.040, 0.029 e 0.016.

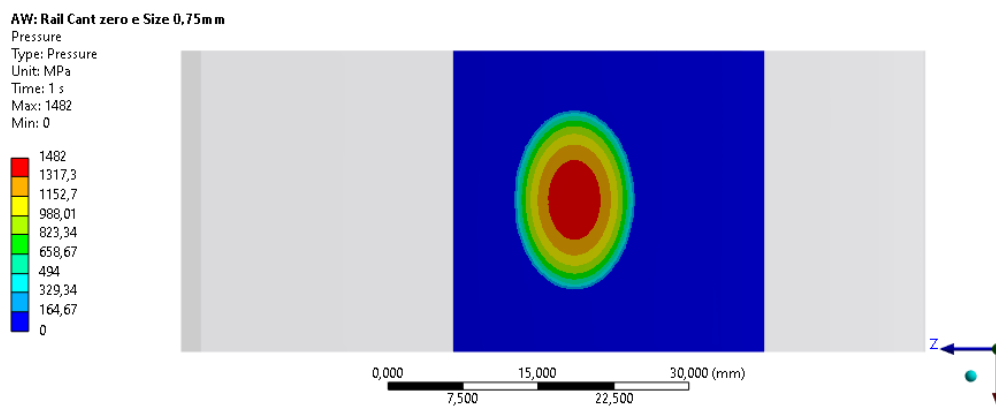
Figura 119 – Força de reação no trilho (Perfil D e *cant* zero).



Fonte: Autor

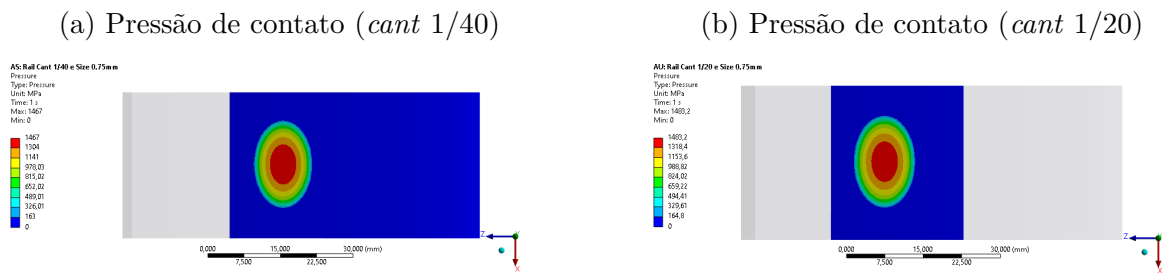
A figura 120 mostra a pressão de contato que ocorre no perfil D com a inclinação do trilho em zero, onde se nota que a pressão de contato foi de 1482 MPa, enquanto para as inclinações de 1/40 e 1/20 foram, respectivamente, 1467 MPa e 1483 MPa.

Figura 120 – Pressão de contato (*cant* zero e perfil D).



Fonte: Autor

Figura 121 – Pressão de contato do perfil D.



Fonte: Autor

A tabela 3 mostra as tensões de von-Mises, que ocorrem na roda e no trilho, bem como a pressão de contato, a força lateral e a posição de contato para os diferentes *cant* e perfil de trilho.

Tabela 3 – Tensão de Von-Mises para roda e trilho, pressão de contato, força lateral e posição de contato para diferentes *cant*.

<i>Cant</i>	Trilho		Roda		Pressão de contato (MPa)	Força Lateral (N)	Posição do contato (mm)	
	Máxima tensão de von-Mises (MPa)	Profundidade máxima da tensão (mm)	Máxima tensão de von-Mises (MPa)	Profundidade máxima da tensão (mm)				
0	867	3,8	947	1,5	1486	16235	12,28	
Perfil Novo	1/40	840	3,8	867	3,5	1474	13551	6,79
	1/20	859	3,5	867	3,5	1476	12529	1,25
0	947	2,7	953	2,3	1882	8118	3,47	
Perfil 'A'	1/40	976	2,3	977	2,3	2033	9670	1,99
	1/20	931	2,2	933	1,5	1964	10312	1,1
0	876	3,1	885	3,1	1549	13562	8,64	
Perfil B	1/40	877	3,1	885	3,1	1560	10834	3,84
	1/20	877	3,2	884	3,1	1556	10507	0,97
0	860	3,3	868	3,5	1458	9524	4,95	
Perfil C	1/40	862	3,7	868	3,4	1482	7190	-0,60
	1/20	861	3,4	868	3,4	1484	5986	-6,55
0	861	3,0	868	3,5	1482	6383	1,99	
Perfil D	1/40	861	3,8	867	3,4	1467	4566	-3,68
	1/20	861	3,1	867	3,4	1483	2618	-9,42

Fonte: Autor

## 5.2 JIC

### 5.2.1 Perfil de Trilho novo e *end post* de fibra de vidro com epóxi

A figura 122 mostra a pressão de contato que ocorre no perfil de trilho novo com a inclinação do trilho em 1/20 e *end post* de epóxi com fibra de vidro, onde se nota que a pressão de contato foi de 1834 MPa, enquanto para as inclinações de 1/40 e zero foram, respectivamente, 1906 MPa (figura 123a) e 1957 MPa (figura 123b). Comparando as pressões de contato que ocorrem somente nos trilhos com as que ocorrem na JIC, nota-se que para o *cant* 1/20 a pressão sobe de 1476 MPa (somente trilho) para 1834 MPa. Isto é, há um aumento de 24,3%; para o *cant* 1/40 a pressão aumenta de 1474 MPa (somente trilho) para 1906 MPa, o que significa que há um acréscimo de 29,3%; enquanto para o *cant* zero a pressão eleva de 1543 MPa (somente trilho) para 1957 MPa, isto é, há um aumento de 26,8%.

Figura 122 – Pressão de contato na JIC (*cant* 1/20 e perfil de trilho novo).

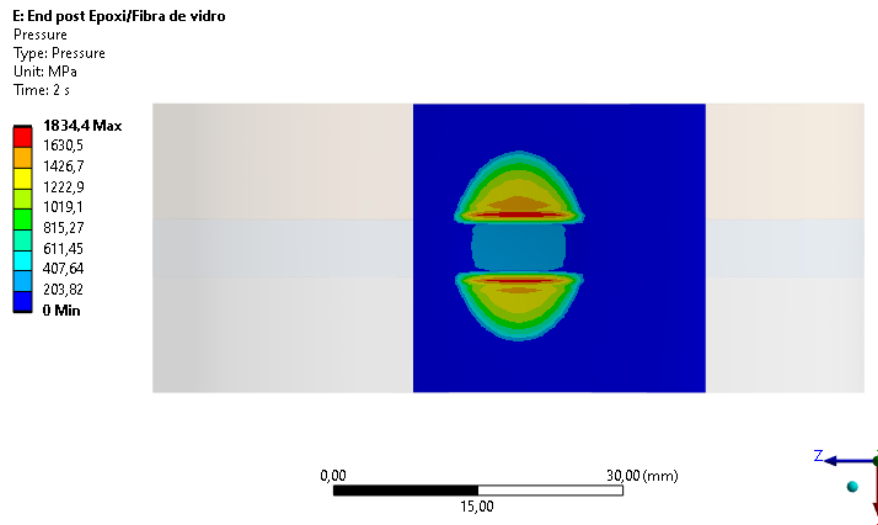
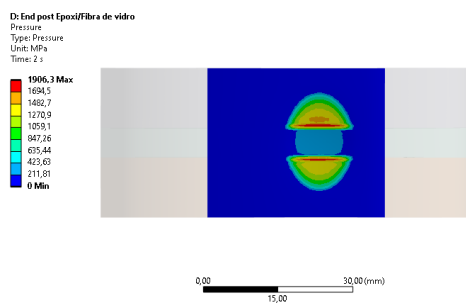
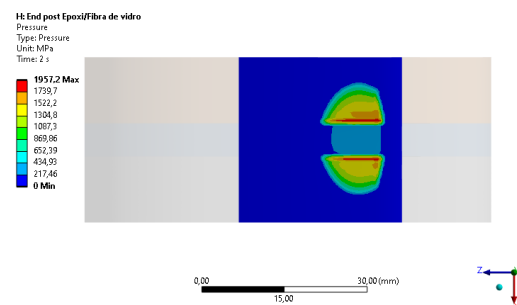


Figura 123 – Pressão de contato do perfil de trilho novo na JIC.

(a) Pressão de contato (*cant* 1/40)



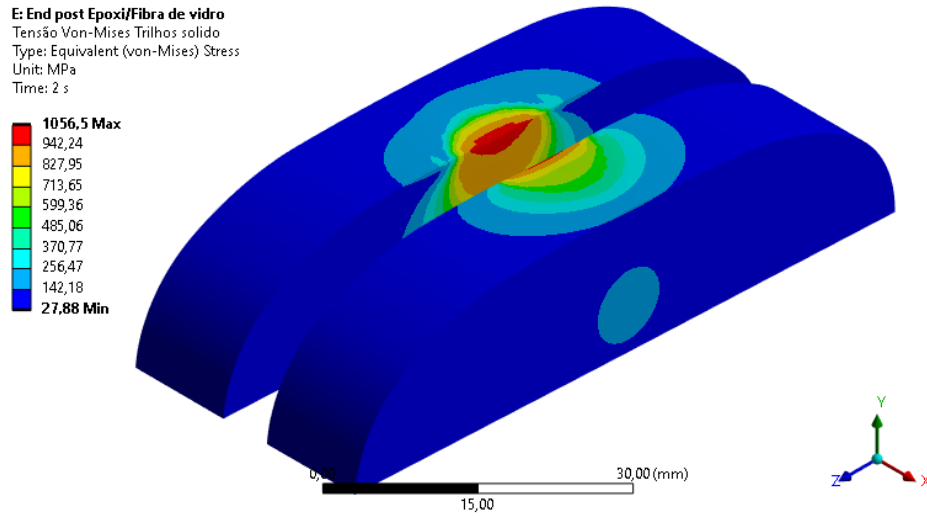
(b) Pressão de contato (*cant* zero)



Fonte: Autor

A figura 124 mostra a tensão de von-Mises que ocorre no perfil de trilho novo com a inclinação do trilho em 1/20 e *end post* de epóxi com fibra de vidro, onde se nota que a máxima tensão foi de 1057 MPa, enquanto para as inclinações de 1/40 e zero foram, respectivamente, 1043 MPa (figura 125a) e 1044 MPa (figura 125b). Comparando as tensões que ocorrem somente nos trilhos com as que ocorrem na JIC, observa-se para o *cant* 1/20 houve um aumento de tensão de 860 MPa (somente trilho) para 1057 MPa, isto é, um aumento de 22,9%; para o *cant* 1/40 houve um aumento de 860 MPa (somente trilho) para 1043 MPa, isto é, um aumento de 21,3%; enquanto para o *cant* zero a tensão eleva de 869 MPa (somente trilho) para 1044 MPa, isto é, há um aumento de 20,1%. Enquanto as máximas tensões somente nos trilhos ocorrem abaixo da superfície, na JIC as máximas tensões ocorrem na superfície.

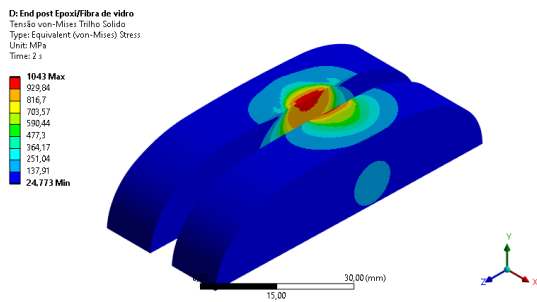
Figura 124 – Tensões de von-Mises na JIC (*cant* 1/20 e perfil de trilho novo).



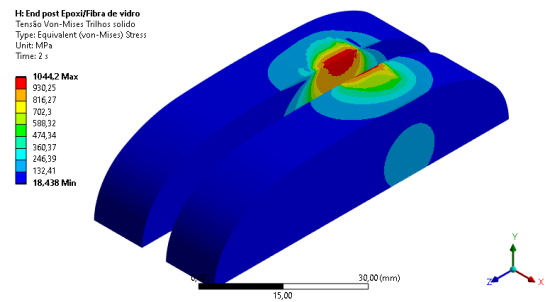
Fonte: Autor

Figura 125 – Tensões de von-Mises do perfil de trilho novo na JIC.

(a) Tensões de von-Mises na JIC (*cant* 1/40)



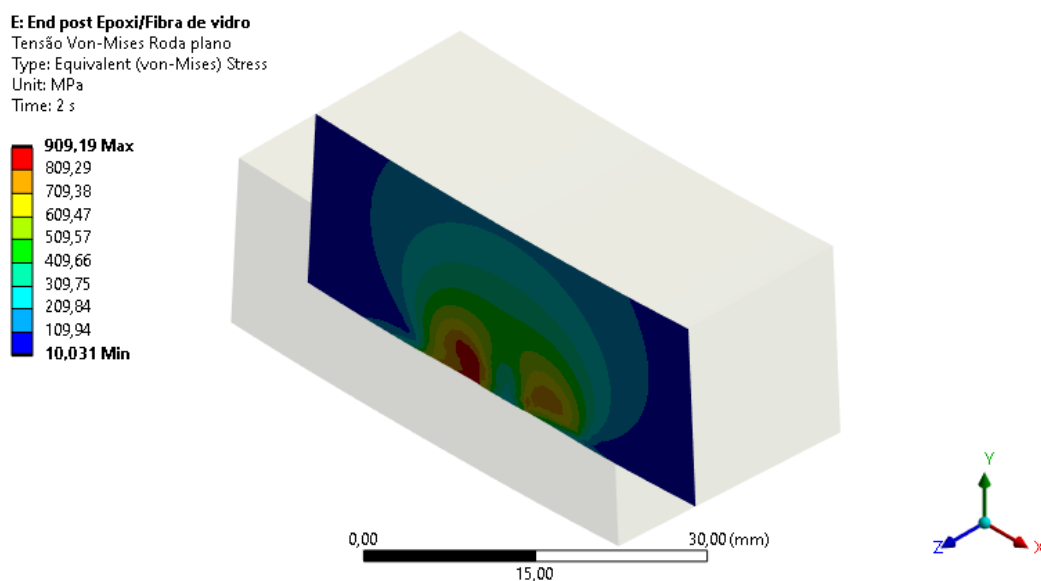
(b) Tensões de von-Mises na JIC (*cant* zero)



Fonte: Autor

A figura 126 mostra a tensão de von-Mises que ocorre no plano xy no centro do contato no perfil de trilho novo com a inclinação do trilho em 1/20 e *end post* de epóxi com fibra de vidro, onde se nota que a máxima tensão foi de 909 MPa, enquanto para as inclinações de 1/40 e zero foram, respectivamente, 910 MPa (figura 127a) e 919 MPa (figura 127b). Comparando as tensões que ocorrem na roda quando há somente contato da roda e trilho, sem JIC, nota-se que para as inclinações de trilho de 1/20, 1/40 e zero, tem-se, respectivamente, um aumento de 4,8%, um aumento de 5,0% e uma redução de 3,0% nas tensões que ocorrem na roda.

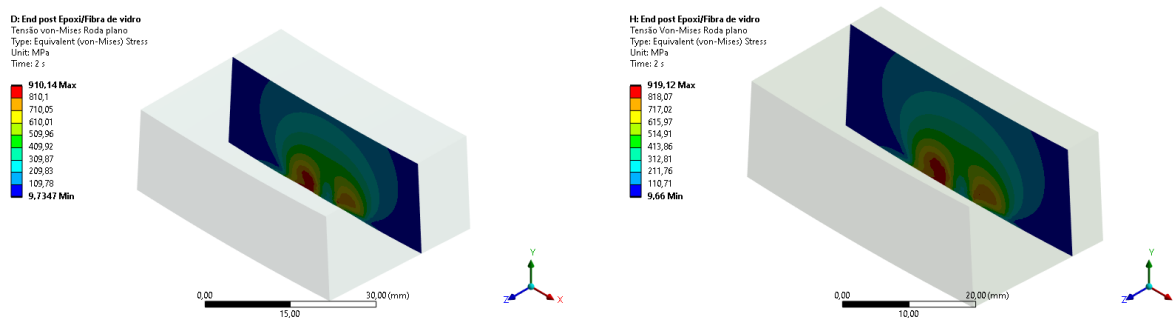
Figura 126 – Tensões de von-Mises (plano xy no centro do contato) na roda em contato com a JIC (*cant* 1/20 e perfil de trilho novo).



Fonte: Autor

Figura 127 – Tensões de von-Mises na roda em contato com a JIC.

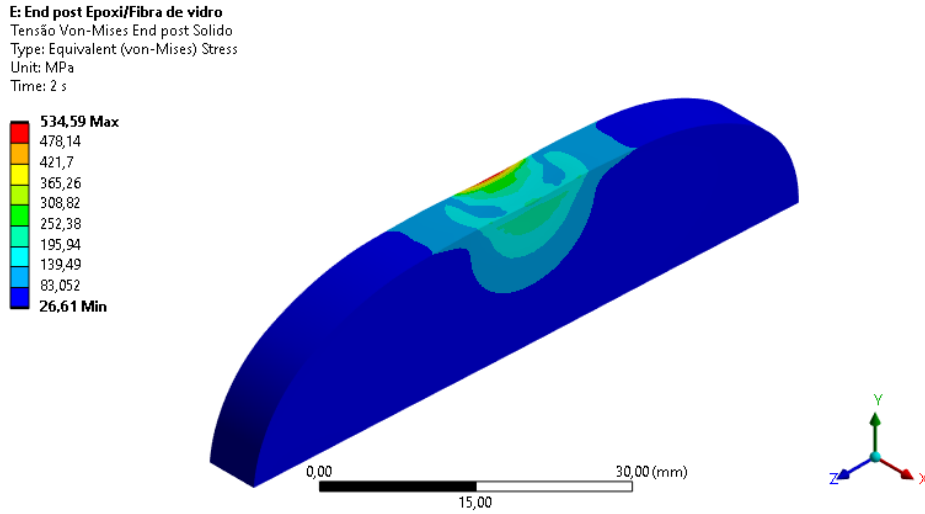
(a) Tensões (von-Mises) na roda (*cant* 1/40)      (b) Tensões (von-Mises) na roda (*cant* zero)



Fonte: Autor

As maiores tensões de von-Mises observada no *end post* foi para o *cant* zero com o valor de 590 MPa (figura 129b), enquanto as intermediárias foram para o *cant* 1/40 com 547 MPa (figura 129a). Já as tensões de von-Mises menores ocorreram para o *cant* 1/20 com 535 MPa (figura 128).

Figura 128 – Tensões de von-Mises no *end post* (*cant* 1/20 e perfil de trilho novo).

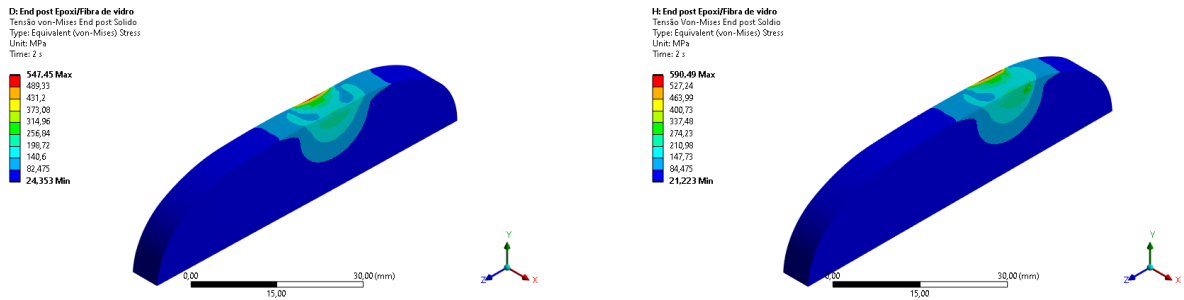


Fonte: Autor

Figura 129 – Tensões de von-Mises no *end post* de epóxi e fibra de vidro.

(a) Tensões (von-Mises) (*cant* 1/40)

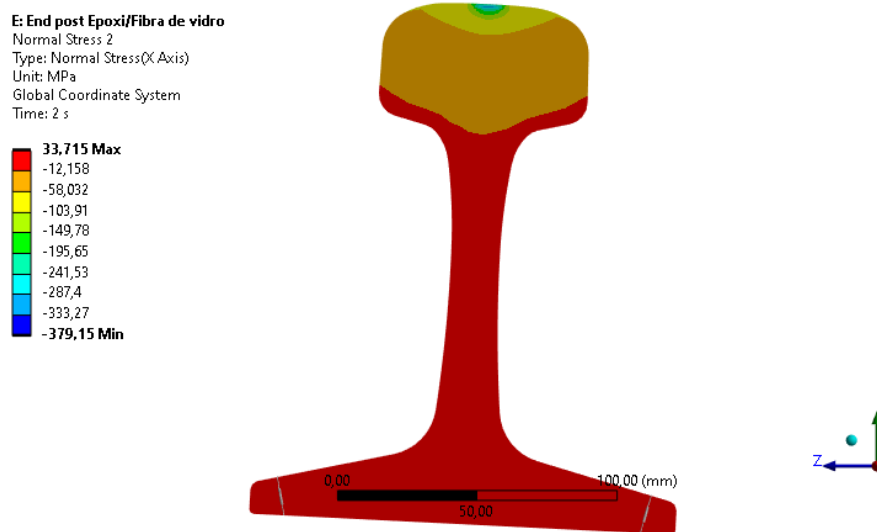
(b) Tensões (von-Mises) (*cant* zero)



Fonte: Autor

A figura 130 mostra as tensões normais em X que ocorrem no *end post* quando a inclinação do trilho é de 1/20. Nota-se que as maiores tensões de compressão ocorrem no topo do boleto na região de contato com o valor de -379 MPa. Na região da alma e do patim, observam-se tensões trativas, com valor máximo de tração de 34 MPa. Já a figura 131a, evidencia as tensões normais em X para o *cant* 1/40, onde se nota que a máxima tensão de compressão foi de -376 MPa na região de contato roda-trilho, enquanto a máxima tensão de tração foi de 34 MPa no patim e alma. Por fim, a figura 131b, ilustra as tensões normais que ocorre para a inclinação de zero, onde se tem as maiores tensões de compressão na região de contato com valor máximo de -392 MPa, enquanto a maior tensão de tração foi de 36 MPa na alma e patim.

Figura 130 – Tensões normais em X no *end post* (*cant* 1/20 e perfil de trilho novo).

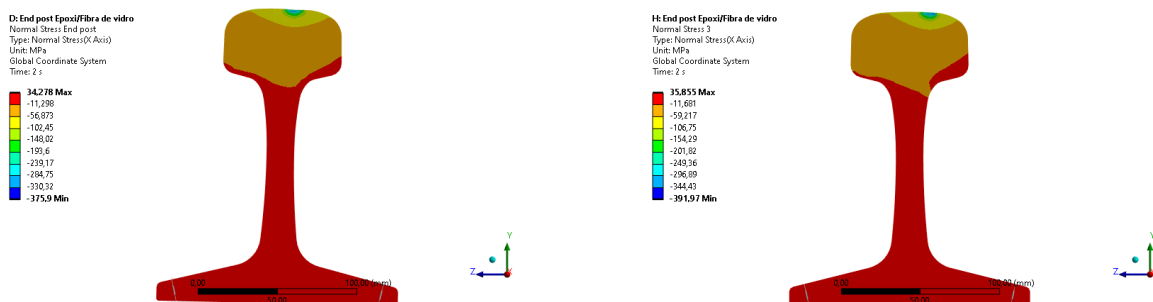


Fonte: Autor

Figura 131 – Tensões normais em X no *end post* de epóxi e fibra de vidro.

(a) Tensões normais em X (*cant* 1/40)

(b) Tensões normais em X (*cant* zero)



Fonte: Autor

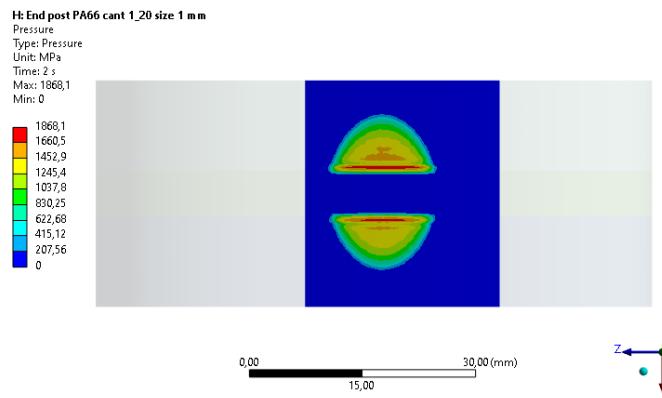
### 5.2.2 Perfil de Trilho novo e *end post* de PA66

A figura 132 mostra a pressão de contato que ocorre no perfil de trilho novo com a inclinação do trilho em 1/20 e *end post* de PA66, onde se nota que a pressão de contato foi de 1868 MPa, enquanto para as inclinações de 1/40 e zero foram, respectivamente, 2303 MPa (figura 133a) e 1806 MPa (figura 133b). Comparando as pressões de contato que ocorrem somente nos trilhos com as que ocorrem na JIC, nota-se que para o *cant* 1/20 a pressão sobe de 1476 MPa (somente trilho) para 1868 MPa, isto é, há um aumento de 26,6%; para o *cant* 1/40 a pressão aumenta de 1474 MPa (somente trilho) para 2303 MPa, isto é, há um acréscimo de 56,2%; enquanto para o *cant* zero a pressão eleva de 1543 MPa (somente trilho) para 1806 MPa, isto é, há um aumento de 17,0%. Ao comparar as pressões de contato que ocorrem na JIC, quando há variação do material do *end post*, nota-se que



não existe uma lógica de aumento ou diminuição das pressões ao variar o *rail cant*. Ou seja, quando há uma diminuição da inclinação, por exemplo, de 1/20 até zero, não há um aumento da pressão de contato, como seria esperado e ocorreu somente para os trilhos. A exemplo, temos a pressão de aproximadamente 1475 MPa tanto para *cant* de 1/20 quanto para o de 1/40 nos trilhos sem a JIC, ao passo que, para as pressões de contato na JIC para as mesmas inclinações citadas, não ocorreram as mesmas pressões. Esse fato pode ser explicado pela singularidade que ocorre na borda devido à grande diferença de rigidez do trilho e dos materiais do *end post*. Todavia, pode-se afirmar que, em média, há um aumento de 30% com desvio padrão da amostra de 13% nas pressões de contato, quando a roda está no centro da JIC, ao comparar as pressões somente nos trilhos com as pressões de contato na JIC. Esse desvio padrão de 13% foi elevado pelo valor de 56,2% de aumento que ocorreu para a inclinação de 1/40 com *end post* de PA66. Porém, ao retirar esse valor do cálculo da média e do desvio tem-se valores de 24,8% de aumento nas pressões de contato com desvio de 5%.

Figura 132 – Pressão de contato na JIC (*cant* 1/20 e perfil de trilho novo).

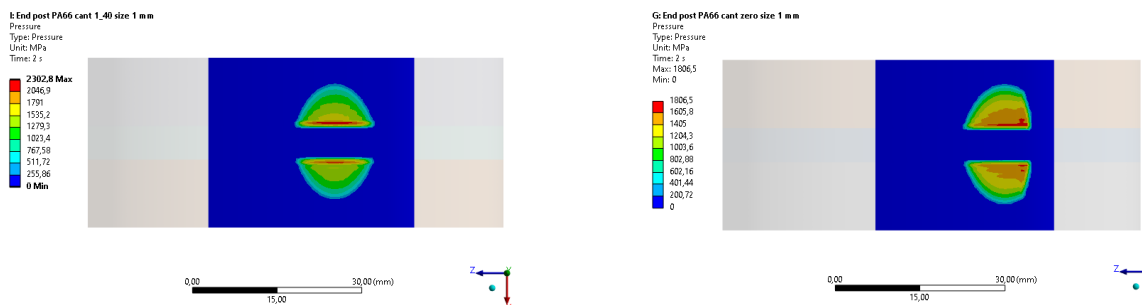


Fonte: Autor

Figura 133 – Pressão de contato do perfil de trilho novo na JIC com *end post* de PA66.

(a) Pressão de contato (*cant* 1/40)

(b) Pressão de contato (*cant* zero)



Fonte: Autor

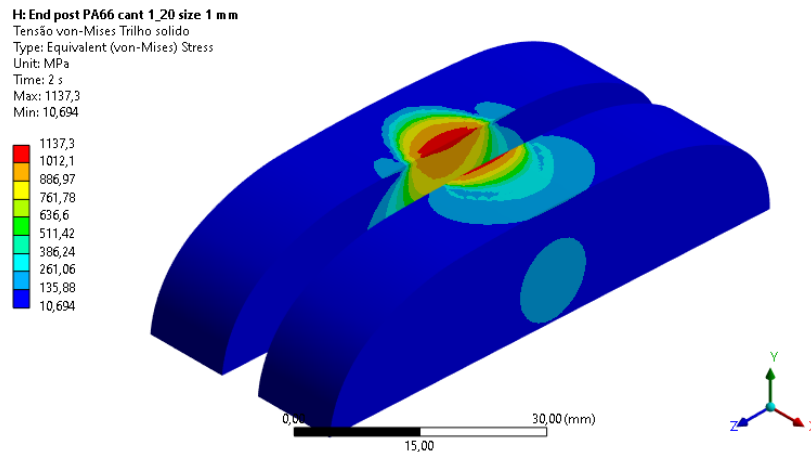
Tabela 4 – Comparação das tensões de Von-Mises no trilho da JIC com *end post*: epóxi e PA66.

	<i>Cant</i>	Fibra de vidro com epóxi (MPa)	PA66 (MPa)	Variação
Perfil novo	1/20	1057	1137	7,6%
	1/40	1043	1141	9,4%
	zero	1044	1192	14,2%

Fonte: Autor

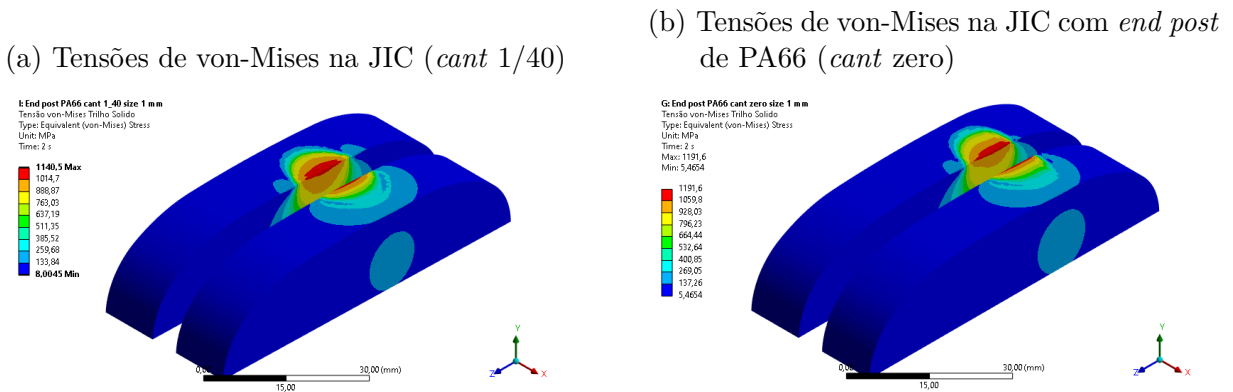
A figura 134 mostra a tensão de von-Mises que ocorre no perfil de trilho novo com a inclinação do trilho em 1/20 e *end post* de PA66, onde se nota que a máxima tensão foi de 1137 MPa, enquanto para as inclinações de 1/40 e zero foram, respectivamente, 1141 MPa (figura 135a) e 1192 MPa (figura 135b). Comparando as tensões que ocorrem somente nos trilhos com as que ocorrem na JIC, observa-se que para o *cant* 1/20 houve um aumento de tensão de 860 MPa (somente trilho) para 1137 MPa, isto é, um aumento de 32,2%; para o *cant* 1/40 houve um aumento de 860 MPa (somente trilho) para 1141 MPa, isto é, um aumento de 32,7%; enquanto para o *cant* zero a tensão eleva de 869 MPa (somente trilho) para 1192 MPa, isto é, há um aumento de 37,2%. Enquanto as máximas tensões somente nos trilhos ocorrem abaixo da superfície, na JIC as máximas tensões ocorrem na superfície. Ao comparar as tensões que ocorrem nos trilhos da JIC, quando há alteração de material do *end post*, nota-se que ao diminuir a rigidez do material, isto é, da fibra de vidro com epóxi para PA66, há um aumento, em média, de 10,4% com desvio padrão de 3,4%. Na tabela 4, observa-se que também existe um aumento de tensão no trilho da JIC quando se varia a inclinação do trilho, em termos de percentual há quase o dobro de variação, ou seja, sobe de 7,6% para a inclinação de 1/20 para 14,2% para a inclinação de zero.

Figura 134 – Tensões de von-Mises na JIC com *end post* de PA66 (*cant* 1/20 e perfil de trilho novo).



Fonte: Autor

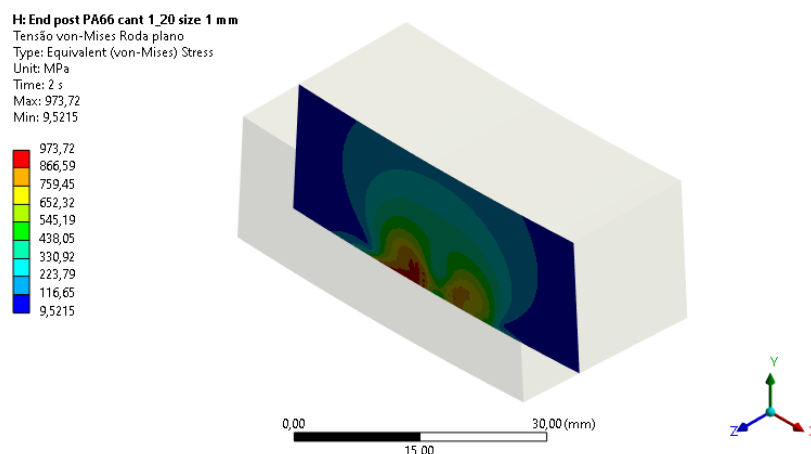
Figura 135 – Tensões de von-Mises do perfil de trilho novo na JIC com *end post* de PA66.



Fonte: Autor

A figura 136 mostra a tensão de von-Mises que ocorre no plano xy no centro do contato no perfil de trilho novo com a inclinação do trilho em 1/20 e *end post* de PA66, onde se nota que a máxima tensão foi de 974 MPa, enquanto para as inclinações de 1/40 e zero foram, respectivamente, 956 MPa (figura 137a) e 1017 MPa (figura 137b). Comparando as tensões que ocorrem na roda quando há somente contato da roda e trilho, sem JIC, nota-se que para as inclinações de trilho de 1/20, 1/40 e zero, tem-se, respectivamente, um aumento de 12,3%, um aumento de 10,3% e um aumento de 7,4% nas tensões que ocorrem na roda. Desse modo, observa-se que quando há variação do material do *end post* de fibra de vidro para PA66 há um aumento da tensão média máxima que ocorre na roda em percentual de, aproximadamente, 100%, isto é, indo de um aumento de 5% com *end post* de epóxi (comparado com as tensões quando não há a JIC) para 10% com *end post* de PA66 (comparado com as tensões quando não há a JIC).

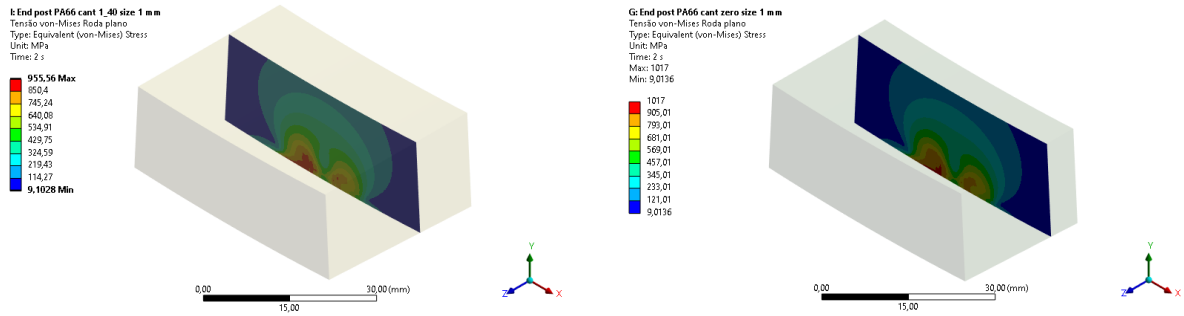
Figura 136 – Tensões de von-Mises (plano xy no centro do contato) na roda em contato com a JIC com *end post* PA66 (*cant* 1/20 e perfil de trilho novo).



Fonte: Autor

Figura 137 – Tensões de von-Mises na roda em contato com a JIC com *end post* PA66.

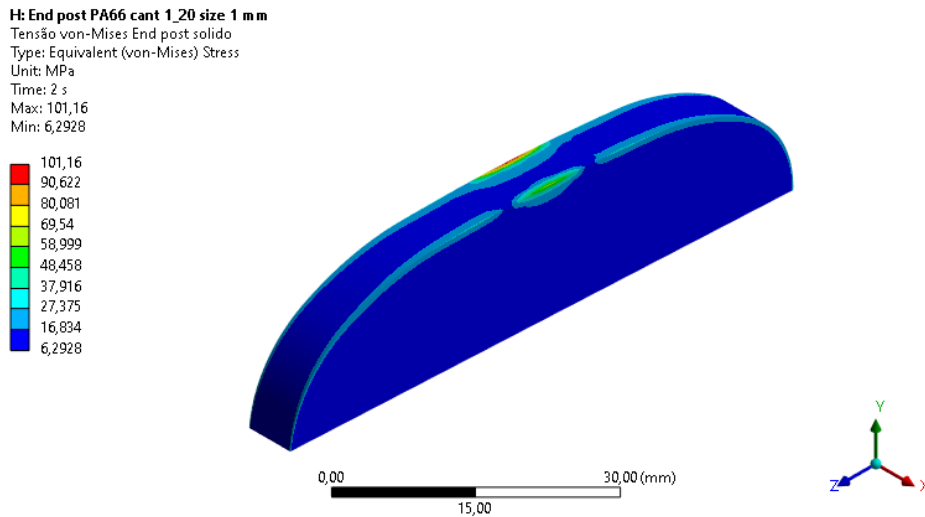
(a) Tensões (von-Mises) na roda (*cant* 1/40)      (b) Tensões (von-Mises) na roda (*cant* zero)



Fonte: Autor

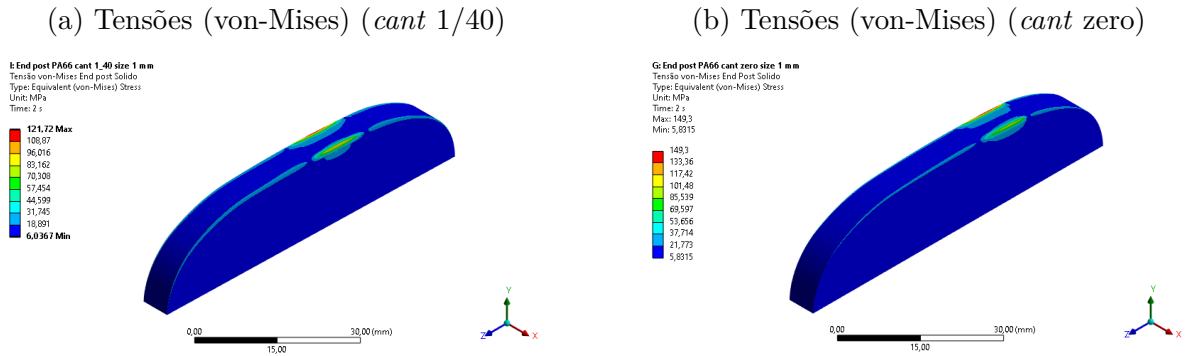
As maiores tensões de von-Mises observadas no *end post* de PA66 foi para o *cant* zero com o valor de 149 MPa (figura 139b), enquanto as intermediárias foram para o *cant* 1/40 com 122 MPa (figura 139a). Já as tensões de von-Mises menores ocorreram para o *cant* 1/20 com 101 MPa (figura 138).

Figura 138 – Tensões de von-Mises no *end post* de PA66 (*cant* 1/20 e perfil de trilho novo).



Fonte: Autor

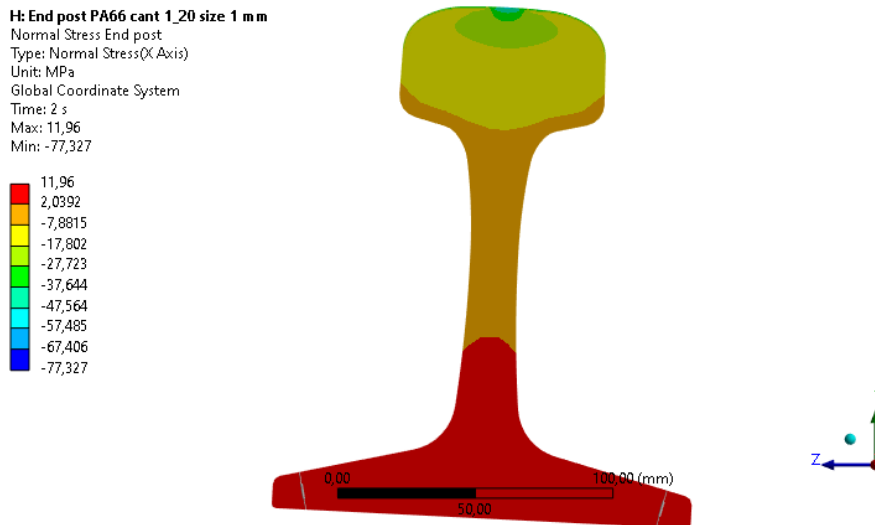
Figura 139 – Tensões de von-Mises no *end post* de PA66.



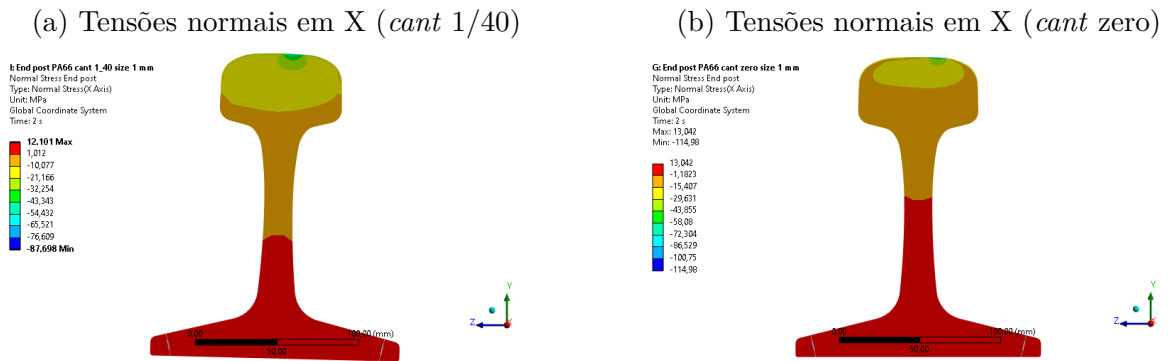
Fonte: Autor

A figura 140 mostra as tensões normais em X que ocorrem no *end post* de PA66 quando a inclinação do trilho é de 1/20. Nota-se que as maiores tensões de compressão ocorrem no topo do boleto na região de contato com o valor de -77 MPa. Na região da alma e do patim observam-se tensões trativas, com valor máximo de tração de 12 MPa. Já a figura 141a evidencia as tensões normais em X para o *cant* 1/40, onde se nota que a máxima tensão de compressão foi de -88 MPa na região de contato roda-trilho, enquanto a máxima tensão de tração foi de 12 MPa no patim e alma. Por fim, a figura 141b ilustra as tensões normais que ocorre para a inclinação de zero, onde se tem as maiores tensões de compressão na região de contato com valor máximo de -115 MPa, enquanto a maior tensão de tração foi de 13 MPa na alma e patim.

Figura 140 – Tensões normais em X no *end post* de PA66 (*cant* 1/20 e perfil de trilho novo).



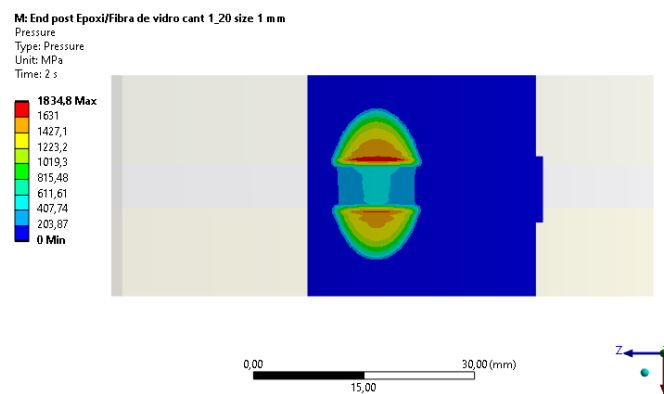
Fonte: Autor

Figura 141 – Tensões normais em X no *end post* de PA66.

Fonte: Autor

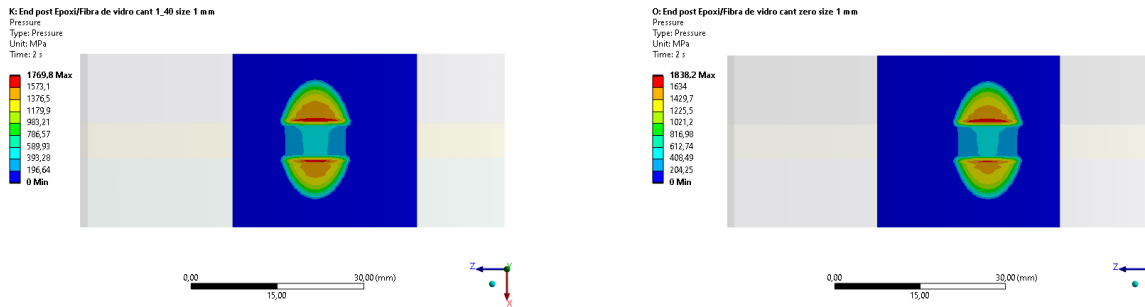
### 5.2.3 Perfil B e *end post* de fibra de vidro com epóxi

A figura 142 mostra a pressão de contato que ocorre no perfil “B” com a inclinação do trilho em 1/20 e *end post* de epóxi com fibra de vidro, onde se nota que a pressão de contato foi de 1835 MPa, enquanto para as inclinações de 1/40 e zero foram, respectivamente, 1770 MPa (figura 143a) e 1838 MPa (figura 143b). Comparando as pressões de contato que ocorrem somente nos trilhos com as que ocorrem na JIC nota-se que para o *cant* 1/20 a pressão sobe de 1556 MPa (somente trilho) para 1835 MPa, isto é, há um aumento de 17,9%; para o *cant* 1/40 a pressão aumenta de 1560 MPa (somente trilho) para 1770 MPa, isto é, há um acréscimo de 13,5%; enquanto para o *cant* zero a pressão eleva de 1549 MPa (somente trilho) para 1838 MPa, isto é, há um aumento de 18,7%. Portanto, as pressões de contato aumentam, em média, 17% com desvio padrão de 3% quando a roda está no centro da JIC. Enquanto, as variações que ocorreram nas pressões de contato quando o perfil do trilho é novo foi de 21,5% e desvio de 2%, portanto, em termos de pressão podemos afirmar que o reperfilamento do trilho para o perfil B gera uma pequena diminuição da pressão máxima de contato.

Figura 142 – Pressão de contato na JIC (*cant* 1/20 e perfil B).

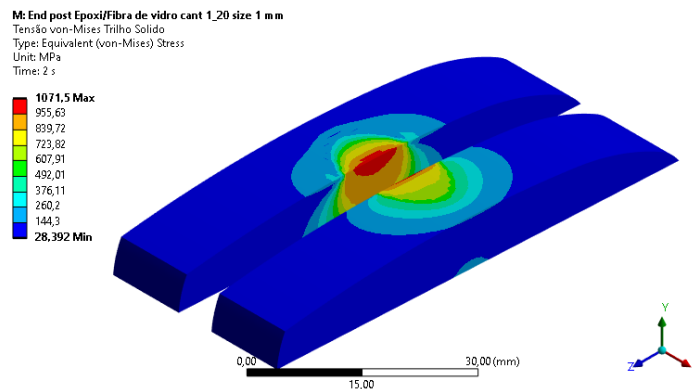
Fonte: Autor

Figura 143 – Pressão de contato do perfil B da JIC.

(a) Pressão de contato (*cant* 1/40 e perfil B)      (b) Pressão de contato (*cant* zero e perfil B)

Fonte: Autor

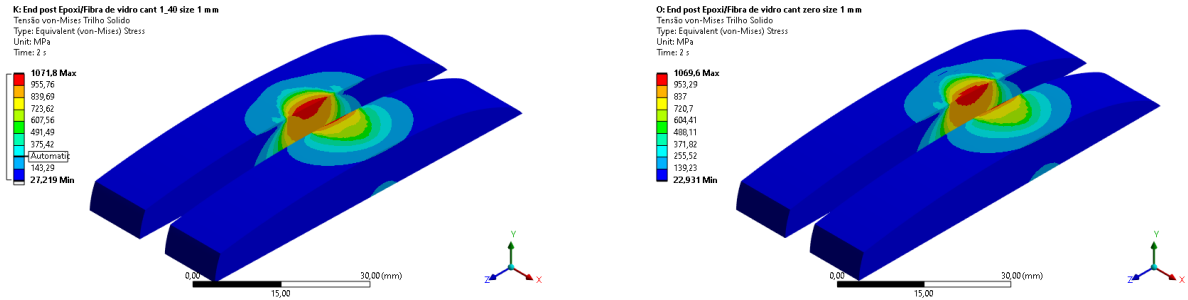
A figura 144 mostra a tensão de von-Mises que ocorre no perfil de trilho novo com a inclinação do trilho em 1/20 e *end post* de epóxi com fibra de vidro, onde se nota que a máxima tensão foi de 1072 MPa, enquanto para as inclinações de 1/40 e zero foram, respectivamente, 1072 MPa (figura 145a) e 1070 MPa (figura 145b). Comparando as tensões que ocorrem somente nos trilhos com as que ocorrem na JIC, observa-se que para o *cant* 1/20 houve um aumento de tensão de 877 MPa (somente trilho) para 1072 MPa, isto é, um aumento de 22,2%; para o *cant* 1/40 houve um aumento de 877 MPa (somente trilho) para 1072 MPa, isto é, um aumento de 22,2%; enquanto para o *cant* zero a tensão eleva de 876 MPa (somente trilho) para 1070 MPa, isto é, há um aumento de 22,1%. Enquanto as máximas tensões somente nos trilhos ocorrem abaixo da superfície, na JIC as máximas tensões ocorrem na superfície. Desse modo, pode-se afirmar que quando o perfil de trilho é reperfilado não há variação nas tensões máximas que ocorrem nos trilhos da JIC quando há mudança de inclinação do trilho. Todavia, há um aumento de 22,2% com desvio padrão de 0,1% nas tensões máxima de von-Mises nos trilhos ao ter a JIC.

Figura 144 – Tensões de von-Mises na JIC com *end post* de epóxi (*cant* 1/20 e perfil B).

Fonte: Autor

Figura 145 – Tensões de von-Mises do perfil B na JIC com *end post* de epóxi.

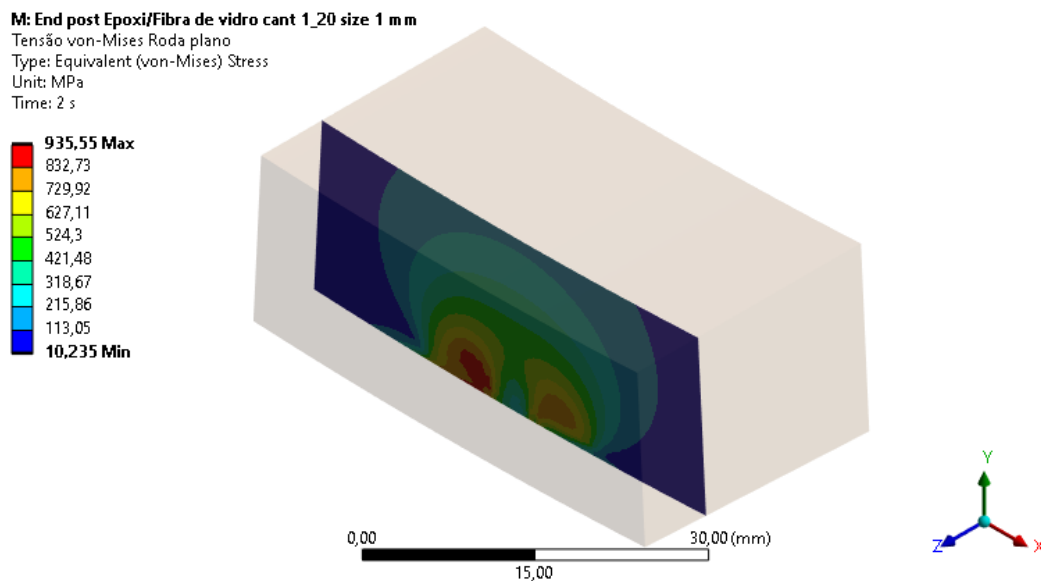
(a) Tensões de von-Mises na JIC (*cant* 1/40)      (b) Tensões de von-Mises na JIC (*cant* zero)



Fonte: Autor

A figura 146 mostra a tensão de von-Mises que ocorre no plano xy no centro do contato no perfil B com a inclinação do trilho em 1/20 e *end post* de epóxi com fibra de vidro, onde se nota que a máxima tensão foi de 936 MPa, enquanto para as inclinações de 1/40 e zero foram, respectivamente, 922 MPa (figura 147a) e 931 MPa (figura 147b). Comparando as tensões que ocorrem na roda quando há somente contato da roda e trilho, sem JIC, nota-se que para as inclinações de trilho de 1/20, 1/40 e zero, tem-se, respectivamente, um aumento de 5,9%, um aumento de 4,2% e um aumento de 5,2% nas tensões máximas que ocorrem na roda. Desse modo, nota-se um aumento médio de 5,1% com desvio padrão de 0,9% nas tensões máximas na roda ao ter a JIC no centro do contato.

Figura 146 – Tensões de von-Mises (plano xy no centro do contato) na roda em contato com a JIC (*cant* 1/20 e perfil B).

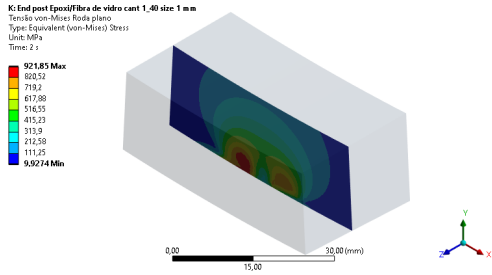


Fonte: Autor

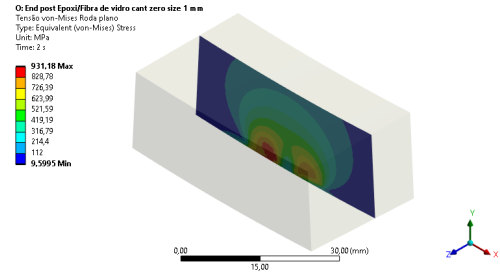


Figura 147 – Tensões de von-Mises na roda em contato com a JIC com *end post* de epóxi e perfil B.

(a) Tensões (von-Mises) na roda (*cant* 1/40)



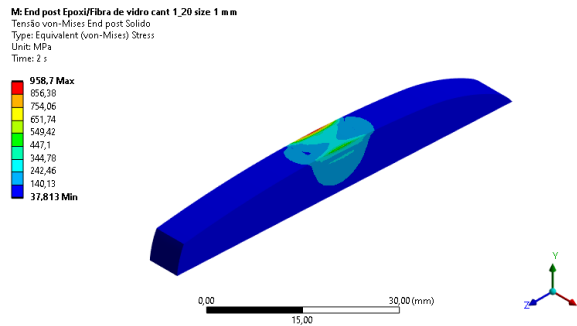
(b) Tensões (von-Mises) na roda (*cant* zero)



Fonte: Autor

As maiores tensões de von-Mises observada no *end post* foi para o *cant* 1/20 com o valor de 959 MPa (figura 148), enquanto as intermediárias foram para o *cant* zero com 953 MPa (figura 149b). Já as tensões de von-Mises menores ocorreu para o *cant* 1/20 com 663 MPa (figura 148).

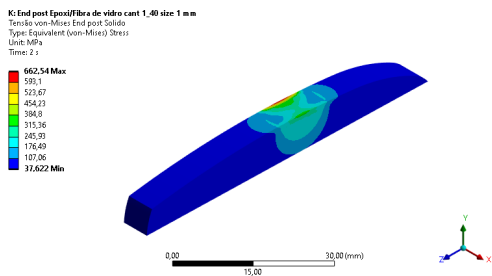
Figura 148 – Tensões de von-Mises no *end post* de epóxi (*cant* 1/20 e perfil B).



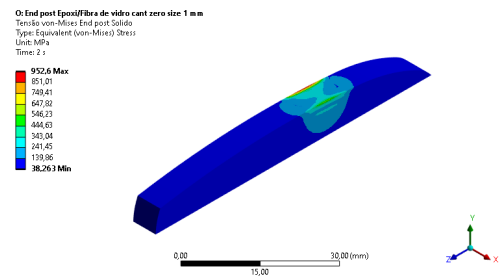
Fonte: Autor

Figura 149 – Tensões de von-Mises no *end post* de epóxi e fibra de vidro (Perfil B).

(a) Tensões (von-Mises) (*cant* 1/40)



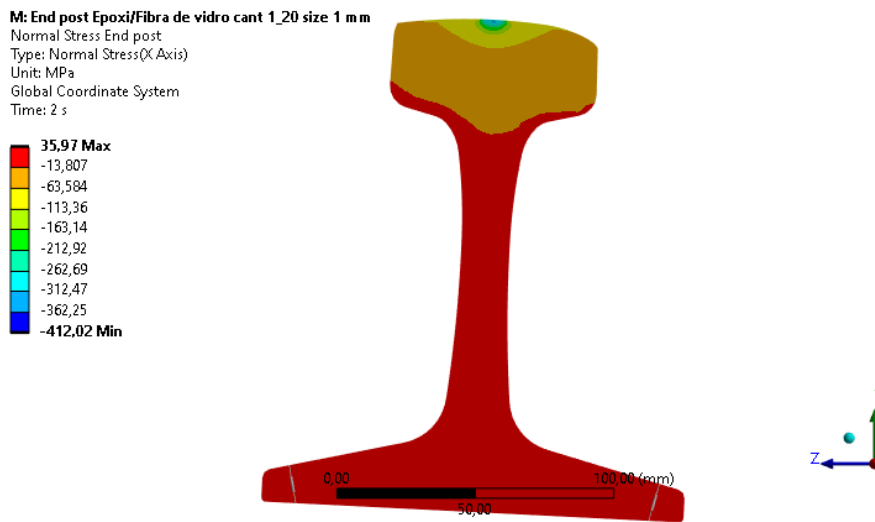
(b) Tensões (von-Mises) (*cant* zero)



Fonte: Autor

A figura 150 mostra as tensões normais em X que ocorrem no *end post* quando a inclinação do trilho é de 1/20. Nota-se que as maiores tensões de compressão ocorrem no topo do boleto na região de contato com o valor de -412 MPa. Na região da alma e do patim, observam-se tensões trativas, com valor máximo de tração de 36 MPa. Já a figura 151a evidencia as tensões normais em X para o *cant* 1/40, onde se nota que a máxima tensão de compressão foi de -385 MPa na região de contato roda-trilho, enquanto a máxima tensão de tração foi de 36 MPa no patim e alma. Por fim, a figura 151b ilustra as tensões normais que ocorre para a inclinação de zero, onde se tem as maiores tensões de compressão na região de contato com valor máximo de -410 MPa, enquanto a maior tensão de tração foi de 38 MPa na alma e patim.

Figura 150 – Tensões normais em X no *end post* de epóxi (*cant* 1/20 e perfil B).

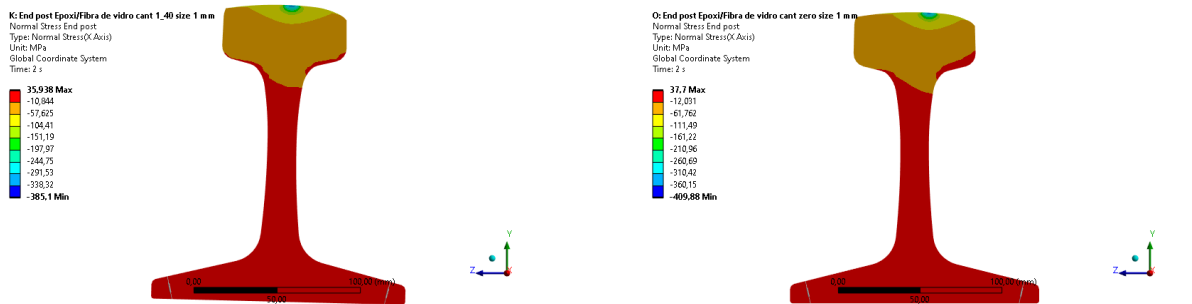


Fonte: Autor

Figura 151 – Tensões normais em X no *end post* de epóxi e fibra de vidro e perfil B.

(a) Tensões normais em X (*cant* 1/40)

(b) Tensões normais em X (*cant* zero)

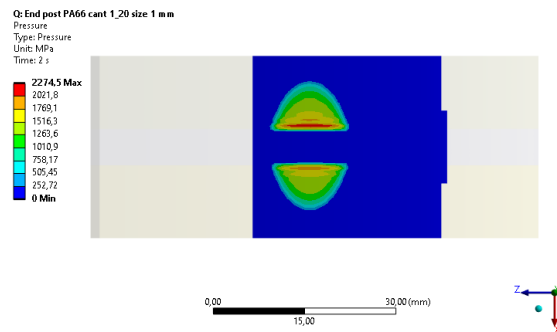


Fonte: Autor

### 5.2.4 Perfil B e *end post* de PA66

A figura 152 mostra a pressão de contato que ocorre no perfil B com a inclinação do trilho em 1/20 e *end post* de PA66, onde se nota que a pressão de contato foi de 2274 MPa, enquanto para as inclinações de 1/40 e zero foram, respectivamente, 1885 MPa (figura 153a) e 2263 MPa (figura 153b). Comparando as pressões de contato que ocorrem somente nos trilhos com as que ocorrem na JIC, nota-se que para o *cant* 1/20 a pressão sobe de 1556 MPa (somente trilho) para 2274 MPa, isto é, há um aumento de 46,1%; para o *cant* 1/40 a pressão aumenta de 1560 MPa (somente trilho) para 1885 MPa, isto é, há um acréscimo de 20,8%; enquanto para o *cant* zero a pressão eleva de 1549 MPa (somente trilho) para 2263 MPa, isto é, há um aumento de 46,1%. Portanto, as pressões de contato aumentam, em média, 38% com desvio padrão de 15% quando a roda está no centro da JIC. Portanto, os valores das máximas pressões de contato não seguiu uma lógica quando se varia a inclinação do trilho, além disso, nota-se um alto valor de desvio padrão e altas pressões de contato, que pode indicar a sensibilidade, dos valores de pressão de contato, em relação à singularidade.

Figura 152 – Pressão de contato na JIC com *end post* de PA66 (*cant* 1/20 e perfil B).

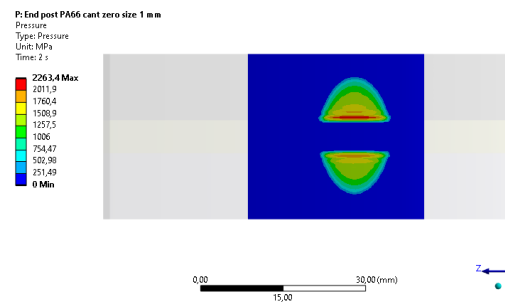
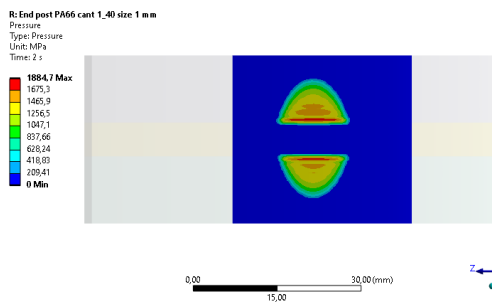


Fonte: Autor

Figura 153 – Pressão de contato do perfil B da JIC com *end post* de PA6.

(a) Pressão de contato (*cant* 1/40 e perfil B)

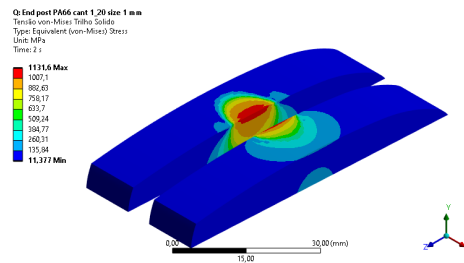
(b) Pressão de contato (*cant* zero e perfil B)



Fonte: Autor

A figura 154 mostra a tensão de von-Mises que ocorre no perfil de trilho novo com a inclinação do trilho em 1/20 e *end post* de PA66, onde se nota que a máxima tensão foi de 1132 MPa, enquanto para as inclinações de 1/40 e zero foram, respectivamente, 1155 MPa (figura 155a) e 1133 MPa (figura 155b). Comparando as tensões que ocorrem somente nos trilhos com as que ocorrem na JIC observa-se para o *cant* 1/20 houve um aumento de tensão de 877 MPa (somente trilho) para 1132 MPa, isto é, um aumento de 29,1%; para o *cant* 1/40 houve um aumento de 877 MPa (somente trilho) para 1155 MPa, isto é, um aumento de 31,7%; enquanto para o *cant* zero a tensão eleva de 876 MPa (somente trilho) para 1133 MPa, isto é, há um aumento de 29,3%. Enquanto as máximas tensões somente nos trilhos ocorrem abaixo da superfície, na JIC as máximas tensões ocorrem na superfície. Desse modo, pode-se afirmar que, quando o perfil de trilho é reperfilado, não há variação nas tensões máximas que ocorrem nos trilhos da JIC quando há mudança de inclinação do trilho. Todavia, há um aumento de 30% com desvio padrão de 1% nas tensões máxima de von-Mises nos trilhos ao ter a JIC. Ao comparar as tensões que ocorrem nos trilhos da JIC quando há variação do *end post* de fibra de vidro com epóxi para PA66, nota-se que, em média, as máximas tensões subiram de 1071 MPa, no *end post* de fibra de vidro com epóxi, para 1140 MPa, no *end post* de PA66, isto é, um aumento de 6% no valor máximo médio da tensão de von-Mises.

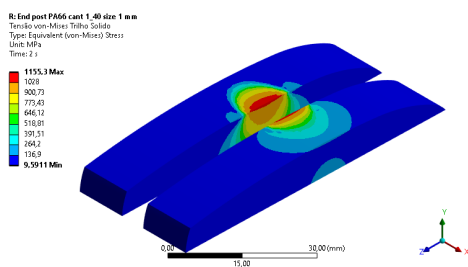
Figura 154 – Tensões de von-Mises na JIC com *end post* de PA66 (*cant* 1/20 e perfil B).



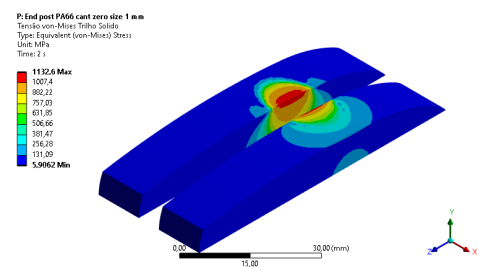
Fonte: Autor

Figura 155 – Tensões de von-Mises do perfil B na JIC com *end post* de PA66.

(a) Tensões de von-Mises na JIC (*cant* 1/40)



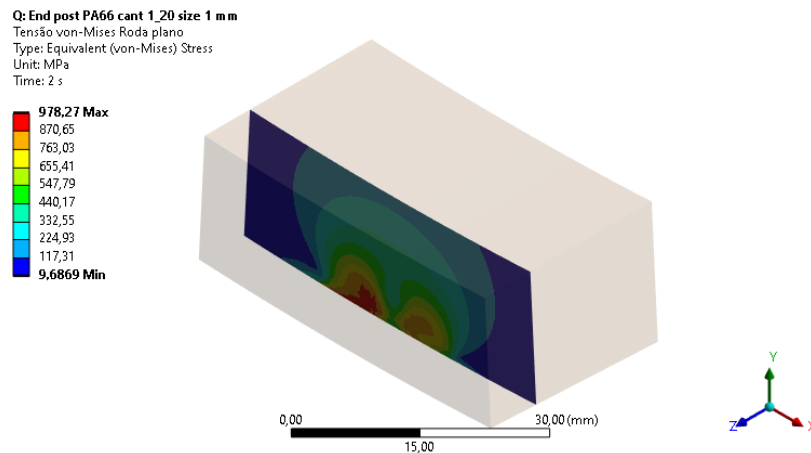
(b) Tensões de von-Mises na JIC (*cant* zero)



Fonte: Autor

A figura 156 mostra a tensão de von-Mises que ocorre no plano xy no centro do contato no perfil B com a inclinação do trilho em  $1/20$  e *end post* de PA66, onde se nota que a máxima tensão foi de 978 MPa, enquanto para as inclinações de  $1/40$  e zero foram, respectivamente, 1003 MPa (figura 157a) e 977 MPa (figura 157b). Comparando as tensões que ocorrem na roda quando há somente contato da roda e trilho, sem JIC, nota-se que para as inclinações de trilho de  $1/20$ ,  $1/40$  e zero, tem-se, respectivamente, um aumento de 10,6%, um aumento de 13,3% e um aumento de 10,4% nas tensões máximas que ocorrem na roda. Desse modo, nota-se um aumento médio de 12% com desvio padrão de 2% nas tensões máximas na roda ao ter a JIC no centro do contato. Assim, ao variar o material do *end post* de fibra de vidro com epóxi para PA66 a máxima tensão média das 3 inclinações aumenta de 931 MPa, no *end post* de fibra de vidro com epóxi, para 990 MPa, no *end post* de PA66, isto é, tem-se um aumento de 6% na máxima tensão média.

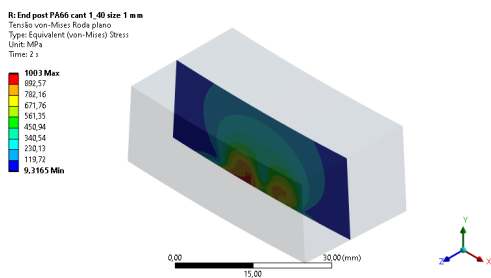
Figura 156 – Tensões de von-Mises (plano xy no centro do contato) na roda em contato com a JIC *end post* de PA66 (*cant*  $1/20$  e perfil B).



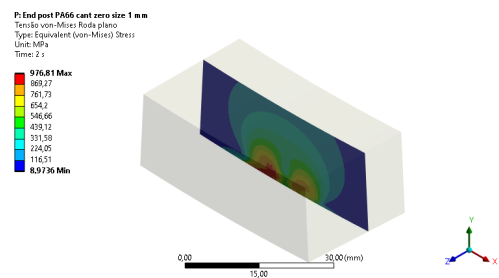
Fonte: Autor

Figura 157 – Tensões de von-Mises na roda em contato com a JIC com *end post* de PA66 e perfil B.

(a) Tensões (von-Mises) na roda (*cant*  $1/40$ )



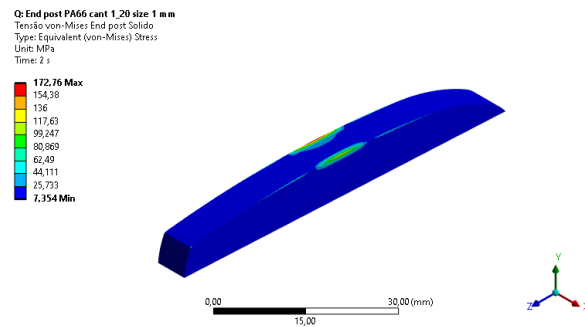
(b) Tensões (von-Mises) na roda (*cant* zero)



Fonte: Autor

As maiores tensões de von-Mises observada no *end post* foi para o *cant* 1/20 com o valor de 173 MPa (figura 158), enquanto as intermediárias foram para o *cant* zero com 172 MPa (figura 159b). Já as tensões de von-Mises menores ocorreram para o *cant* 1/20 com 131 MPa (figura 158).

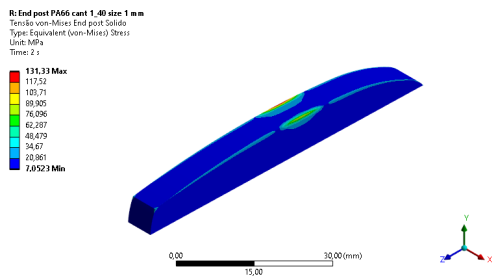
Figura 158 – Tensões de von-Mises no *end post* de PA66 (*cant* 1/20 e perfil B).



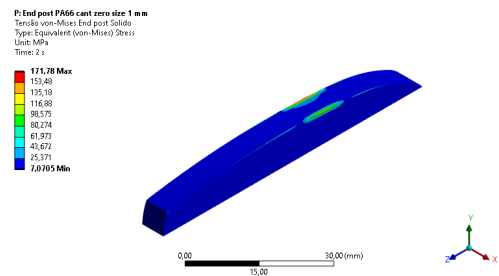
Fonte: Autor

Figura 159 – Tensões de von-Mises no *end post* de PA66 (Perfil B)

(a) Tensões (von-Mises) (*cant* 1/40)



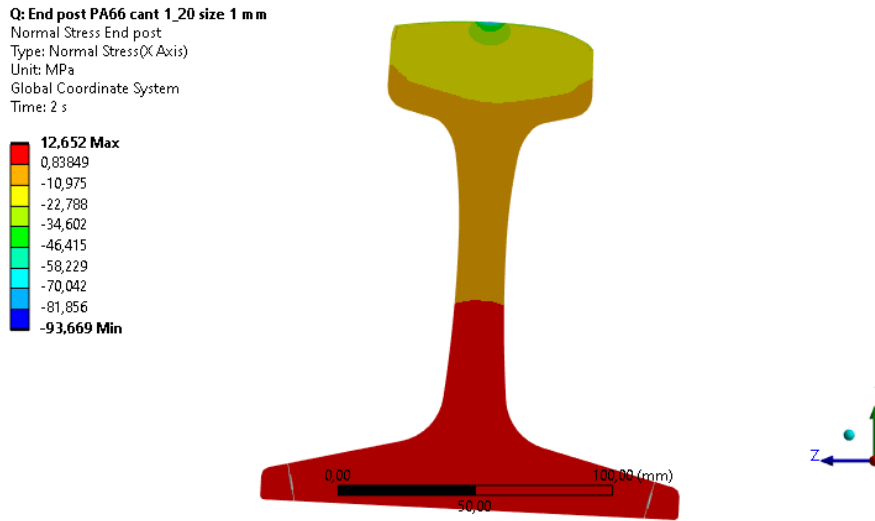
(b) Tensões (von-Mises) (*cant* zero)



Fonte: Autor

A figura 160 mostra as tensões normais em X que ocorrem no *end post* quando a inclinação do trilho é de 1/20. Nota-se que as maiores tensões de compressão ocorrem no topo do boleto na região de contato com o valor de -94 MPa. Na região da alma e do patim, observam-se tensões trativas, com valor máximo de tração de 13 MPa. Já a figura 161a evidencia as tensões normais em X para o *cant* 1/40, onde se nota que a máxima tensão de compressão foi de -99 MPa na região de contato roda-trilho, enquanto a máxima tensão de tração foi de 13 MPa no patim e alma. Por fim, a figura 161b ilustra as tensões normais que ocorre para a inclinação de zero, onde se tem as maiores tensões de compressão na região de contato com valor máximo de -94 MPa, enquanto a maior tensão de tração foi de 13 MPa na alma e patim.

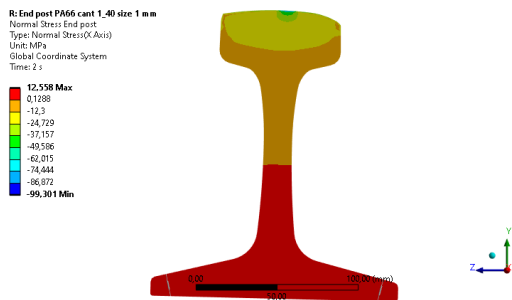
Figura 160 – Tensões normais em X no *end post* de PA66 (*cant* 1/20 e perfil B).



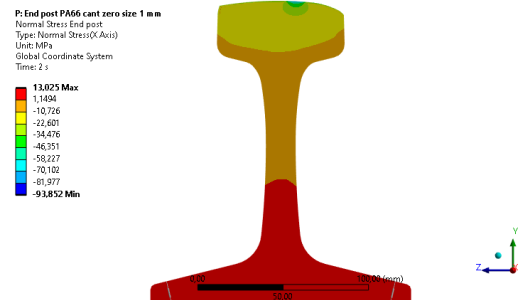
Fonte: Autor

Figura 161 – Tensões normais em X no *end post* de PA66 e perfil B.

(a) Tensões normais em X (*cant* 1/40)



(b) Tensões normais em X (*cant* zero)



Fonte: Autor

As tabelas 5 e 6 mostram as máximas tensões de von-Mises encontradas tanto no trilho quanto na roda quando há variação de *cant* e quando há mudanças do *end post* de fibra de vidro com epóxi e PA66. Nota-se, portanto, variações significativas nas máximas tensões de von-Mises no trilho quando se coloca a JIC, com média de variação, sem JIC comparada com JIC de *end post* de fibra de vidro com epóxi, de 22% e desvio de 2% para o perfil de trilho novo e 22,2% com desvio de 0,1% para o perfil reperfilado B e de 35% e desvio de 3% para o perfil de trilho novo e 30% com desvio de 1% para o perfil B, para condição sem JIC comparada com JIC *end post* de PA66. Por outro lado, não foram observadas variações significativas quando se varia a inclinação do trilho, a máxima variação de tensão no trilho para o *end post* de fibra de vidro com epóxi, quando se varia o *cant*, foi de 3,8%, enquanto para o *end post* de PA66 a variação máxima foi de 5,1%. Já as

variações de máxima tensão de von-Mises na roda, nota-se que, também, há um aumento das tensões quando se coloca a JIC e quando varia o *end post* de fibra de vidro com epóxi para PA66. Porém, as variações foram menos expressivas na roda com valores de variações, em média, 2% com desvio de 5% para o perfil de trilho novo e 5,1% com desvio de 0,9% para o perfil reperfilado B para a condição sem JIC comparada com JIC *end post* de fibra de vidro com epóxi e de 10% com desvio de 2% para o perfil de trilho novo e 12% com desvio de 2% para o perfil B para a condição sem JIC comparada com JIC *end post* de PA66. Da mesma forma que não houve variações significativas nas máximas tensões no trilho quando se varia a inclinação do trilho, não houve variação expressiva nas máximas tensões que ocorrem na roda quando se varia o *cant*.

Tabela 5 – Variações das tensões de Von-Mises no trilho com variações do *end post* e *cant*.

	<i>Cant</i>	Tensão de von-Mises no Trilho (Mpa)		Variação sem a JIC para JIC com epóxi		Variação JIC com epóxi para JIC com PA66	
		Sem JIC	JIC (epóxi)	JIC (PA66)	Sem JIC/ JIC com epóxi	Sem JIC/ JIC com PA66	Epóxi para PA66
Perfil novo	1/20	859	1057	1137	23,1%	32,4%	7,6%
	1/40	840	1043	1141	24,2%	35,8%	9,4%
	zero	867	1044	1192	20,4%	37,5%	14,2%
Perfil B	1/20	877	1072	1132	22,2%	29,1%	5,6%
	1/40	877	1072	1155	22,2%	31,7%	7,7%
	zero	876	1070	1133	22,1%	29,3%	5,9%

Fonte: Autor

Tabela 6 – Variações das tensões de Von-Mises na roda com variações do *end post* e *cant*.

	<i>Cant</i>	Tensão de von-Mises na Roda (Mpa)		Variação sem a JIC para JIC com epóxi		Variação JIC com epóxi para JIC com PA66	
		Sem JIC	JIC (epóxi)	JIC (PA66)	Sem JIC/ JIC com epóxi	Sem JIC/ JIC com PA66	Epóxi para PA66
Perfil novo	1/20	867	909	974	4,8%	12,3%	7,2%
	1/40	867	910	956	5,0%	10,3%	5,1%
	zero	947	919	1017	-3,0%	7,4%	10,7%
Perfil B	1/20	884	936	978	5,9%	10,6%	4,5%
	1/40	885	922	1003	4,2%	13,3%	8,8%
	zero	885	931	977	5,2%	10,4%	4,9%

Fonte: Autor



## 6 CONCLUSÃO

Foram observadas variações significativas das tensões de contato para a condição com perfil de trilho novo, sendo que a máxima tensão na roda apresentou uma redução de aproximadamente 9% quando alterado o rail *cant* de 0 para 1/40. Para os demais perfis, os quais são reperfilados, não foi observada variações significativas das tensões de contato em função do rail *cant*.

Foi observado que alterando a inclinação de 0 até 1/20 o ponto de contato entre a roda e o trilho muda significativamente. Contudo, essa mudança é mais acentuada em alguns perfis, como por exemplo o perfil de trilho novo com rail *cant* de zero para 1/20 muda em 11 mm o contato no sentido campo. Quando o perfil não possui raios de arcos bem definidos pode acarretar contatos irregulares elevando as forças de arraste, como foi observado no perfil B.

Os resultados obtidos neste trabalho demonstram a importância do reperfilamento realizado no processo de esmerilhamento preventivo e/ou corretivo. Esse processo é comumente empregado para eliminação de defeitos nos boletos dos trilhos. Porém, foi mostrado que ele também contribui significativamente para o aumento da vida útil de rodas ferroviárias, por reduzir as tensões de contato devido à melhores condições de contato impostas por perfis mais adequados do que os perfis de trilhos novos.

Em relação às tensões que ocorrem na JIC, nota-se que houve um aumento expressivo das máximas tensões de von-Mises que ocorrem no trilho com variações de 22% (*end post* de fibra de vidro com epóxi) até 35% (*end post* de PA66), quando comparado com as tensões que ocorre no trilho sem a JIC. Além disso, não se nota variações de tensão significativas quando há variação da inclinação do trilho, com a máxima variação de 5,1% no perfil de trilho novo e *end post* de PA66 e variação de *cant* de 1/20 para zero, para esse caso a máxima tensão no trilho foi para a configuração de *cant* zero. Conclui-se, dessa forma, que quando há JIC os danos serão maiores nos trilhos. Portanto, deve-se esmerilhar as JICs em uma frequência menor se comparada com a frequência de esmerilhamento do trilho sem a JIC. Além disso, a escolha de JIC com *end post* mais rígido auxiliará no ciclo de manutenção desses componentes, tão importante para a sinalização ferroviária.

## REFERÊNCIAS

- ANTF. 2022. <http://https://www.antf.org.br/informacoes-gerais/>. Accessed: 2022-08-10.
- BEATY, P. *et al.* Experimental modelling of lipping in insulated rail joints and investigation of rail head material improvements. **Journal of Rail and Rapid Transit**, 2016. Disponível em: <https://doi.org/10.1177/0954409715600740>.
- BOSSO, N. **Mechatronic modeling of real-time wheel-rail contact**. [*S.l.: s.n.*]: Springer, 2013.
- BRINA, H. **Estradas de ferro**. Belo Horizonte: UFMG, 2003.
- BRUNI, S. *et al.* Modelling of suspension components in a rail vehicle dynamics context. **Vehicle system dynamics**, Taylor & Francis, v. 49, n. 7, p. 1021–1072, 2011.
- CHEN, P.; GAO, L.; HAO, J. Simulation study on parameters influencing wheel/rail wear in railway curve. **China Railway Science**, v. 5, 2007.
- CILOGLU, P. *et al.* Advances in bonded insulated rail joints to improve product performance. *In*: JOINT RAIL CONFERENCE. Colorado Springs, 2014.
- DANGRE, H. International journal of advanced research and publications a review on insulated rail joints (irj) failure analysis. **International Journal of Advanced Research and Publications**, 2019. Disponível em: [www.ijarp.org](http://www.ijarp.org).
- DAOLIN, S.; WANG, J.; HONG, M. Study on influence of rail cant on the wheel rail relationship at heavy haul railway. **China Railway Science**, v. 5, p. 108–110, 2010.
- DHANASEKAR, M. A guide to insulated rail joints. Brisbane, 2013. Disponível em: [www.railcrc.net.au](http://www.railcrc.net.au).
- DUNN, W. **Railroad Curves Simplified**. Florida: SunCam, 2018.
- EICKHOFF, B.; EVANS, J.; MINNIS, A. A review of modelling methods for railway vehicle suspension components. **Vehicle System Dynamics**, Taylor & Francis, v. 24, n. 6-7, p. 469–496, 1995.
- ESVELD, C. **Modern Railway Track**. Zaltbommel: MRT-Productions, 2001.
- FILHO, E.; SILVA, M.; MAGALHÃES, P. **Via Permanente**. Cariacica: CEFETES, 2008.
- GHAZAVI, M. R.; TAKI, M. Dynamic simulations of the freight three-piece bogie motion in curve. **Vehicle System Dynamics**, Taylor & Francis, v. 46, n. 10, p. 955–973, 2008.
- GODEFROID, L. B. *et al.* Effect of chemical composition and microstructure on the fatigue crack growth resistance of pearlitic steels for railroad application. **International Journal of Fatigue**, Elsevier, v. 120, p. 241–253, 2019.
- KALKER, J. Survey of wheel-rail rolling contact theory. **Vehicle System Dynamics**, p. 317–358, 1979.

KALOUSEK, J. Achieving a balance: The 'magic' wear rate. **Railway Track & Structures**, 1997.

LAN, Z. *et al.* Study on dynamical simulation of railway vehicle bogie parameters test-bench electro-hydraulic servo system. **Physics Procedia**, Elsevier, v. 33, p. 1663–1669, 2012.

LEWIS, R.; OLOFSSON, U. **Basic tribology of the wheel-rail contact. Wheelrail interface handbook**. Sawston: Woodhead Publishing Limited, 2009. 33-57 p.

LI, W. *et al.* Wheel-rail wear simulation and rail cant optimisation based on railway vehicle dynamics. **International Journal of Vehicle Performance**, Inderscience Publishers (IEL), v. 7, n. 1-2, p. 4–20, 2021.

LICHTBERGER, B. **Track Compendium**. Hamburg: Eurailpress, 2005.

LUCCIO, A. R. A. Graduação em Engenharia Mecânica. **Estudo dinâmico de uma composição ferroviária de carga e análise de condições de descarrilamento**. Rio de Janeiro: Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2016.

MANDAL, N.; DHANASEKAR, M. Stress analysis of inserted rail joints. *In*: 10TH WORLD COBGRESS ON RAILWAY RESEARCH. 2013. Disponível em: <https://www.researchgate.net/publication/259240748>.

MANDAL, N.; LEWIS, R.; WEN, Z. Quantification of sub-surface railhead material damage due to composite endpost materials of insulated rail joints for cyclic wheel loadings. **Engineering Failure Analysis**, 2020. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104562>.

MANDAL, N.; PEACH, B. An engineering analysis of insulated rail joints: A general perspective. **International Journal of Engineering Science and Technology**, 2010. Disponível em: <https://www.researchgate.net/publication/50346113>.

MEYMAND, S.; KEYLIN, A.; AHMADIAN, M. A survey of wheel–rail contact models for rail vehicles. *Vehicle System Dynamics*, p. 386–428, 2016.

NABAIS, R. **Manual básico de engenharia ferroviária**. São Paulo: Oficina de Textos, 2014.

OVCHINNIKOV, D.; POKATSKY, V.; GALLYAMOV, D. Factors affecting the dynamic rail canting of the railway track. **Transportation Research Procedia**, 2021.

PU, W.; LIANG, G.; BO-WENV, H. Influence of rail cant on wheel-rail contact relationship and dynamic performance in curves for heavy haul railway. **Applied Mechanics and Materials**, 2021.

RONEY, M. Guidelines to best practices for heavy haul railway operations: Management of the wheel and rail interface. **IHHA**, Simmons-Boardman Books, 2015.

SADEGHI, J.; FATHALI, M.; BOLOUKIAN, N. Development of a new track geometry assessment technique incorporating rail cant factor. **Iran University of Science and Technology**, 2008.

SANTOS, A.; SANTOS, F. Evaluation of subsurface contact stresses in railroad wheels using an elastic half-space model. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Engineering*, Rio de Janeiro, p. 420–429, 2004.

SHAOFENG, W. *et al.* Influence of rail cant on high rail side wear on sharp curve of urban transit. *In: AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. ASME/IEEE Joint Rail Conference*. [S.l.: s.n.], 2019. v. 58523, p. V001T10A002.

SHEVTSON, I. Y. Wheel/rail interface optimization. **Delft University of Technology**, 2008.

STEFFLER, F. **Via Permanente Aplicada**: Guia teórico e prático. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

VIANA, T. G.; TRESSIA, G.; SINATORA, A. Sliding wear of rail and wheel steels: Effect of hardness ratio, normal load and lubrication. **Tribology in Industry**, 2020.

WANG, J. *et al.* Influence of heavy haul railway curve parameters on rail wear. **Engineering Failure Analysis**, Elsevier, v. 57, p. 511–520, 2015.

WANG, P.; GAO, L.; HOU, B. Influence of rail cant on wheel-rail contact relationship and dynamic performance in curves for heavy haul railway. *In: TRANS TECH PUBL. Applied Mechanics and Materials*. [S.l.: s.n.], 2013. v. 365, p. 381–387.

WEI, L.; ZHANGUO, M.; DAOLIN, S. Study on influence of curve geometric parameters on rail wear. **China Railway Science**, v. 5, p. 130–134, 2013.

ZAKERI, J.; FATHALI, M.; ROUDSARI, N. Effects of rail cant on wheel-rail contact forces in slab tracks. **International Journal of Mechanics and Applications**, v. 1, n. 1, p. 12–21, 2011.

ZAREMBSKI, A. M. **The art and science of rail grinding**. [S.l.: s.n.]: Simmons-Boardman Books, 2005.

ZHAO, G.; ZENG, S. Effect of curve radius and off-balance superelevation on side wear of high rail on curved track. **China Railway Science**, v. 16, n. 3, p. 90–96, 1995.

ZONG, N. **Development of optimal designs of insulated rail joints**. 2013. Tese (Doutorado) — Queensland University of Technology, 2013.