

# ESTUDO DAS OSCILAÇÕES LATERAIS DE VAGÕES GÔNDOLA PARA TRANSPORTE DE MINÉRIO EM VIAS CURVAS COM TRILHOS DESGASTADOS\*

Daniel Rodrigues Oliveiras<sup>1</sup>  
Max Suell Dutra<sup>2</sup>

## Resumo

Este trabalho apresenta a investigação do comportamento dinâmico de vagões ferroviários do tipo gôndola, utilizados para o transporte de minério de ferro, em vias permanentes de geometria curva e sob a influência de trilhos com seção transversal desgastada. As simulações dinâmicas do sistema roda-trilho são desenvolvidas no software Universal Mechanism®, sendo estudados os comportamentos de vagões vazios e carregados transitando sobre trilho com perfil transversal desgastado e em velocidades normais de operação. Como critério de propensão ao descarrilamento foi adotado o coeficiente de Nadal. A análise dos resultados obtidos permite inferir para quais condições de desgaste da seção transversal dos trilhos e macrogeometria, sob as condições simuladas, alteram significativamente: o comportamento dinâmico do vagão, as forças de contato roda-trilho e a propensão ao descarrilamento.

**Palavras-chave:** Comportamento dinâmico; Vagão gôndola; Trilhos desgastados; critério de Nadal.

## STUDY OF LATERAL OSCILLATIONS OF GONDOLA FREIGHT CAR FOR TRANSPORT IRON ON RAILWAY CURVES WITH WORN RAILS

### Abstract

This paper presents the research of the dynamic behavior of gondola freight car, used for transport of iron ore, on railways with curved geometry and under the influence of worn rail cross-section. The vehicle dynamics simulations are developed with the aid of a multibody systems simulation software, being studied the behavior of empty and loaded freight cars, traveling above rails with worn cross-section profiles and under normal operating speeds. As a criterion for proneness to derailment was adopted the Nadal coefficient. The analysis of results allows infer that wear conditions of cross-section rails and macrogeometry, under simulated conditions, change significantly: Freight car's dynamics behavior, wheel-rail contact forces and proneness to derailment.

**Keywords:** Dynamic behavior; Gondola freight car; Worn rail; Nadal Criterion.

<sup>1</sup> Engenheiro de Materiais, Mestre em Engenharia Mecânica, Professor EBTT/ Coordenador de Extensão, Coordenação do Curso Técnico Subsequente em Metalurgia, Instituto Federal do Pará, Marabá, Pará - Brasil.

<sup>2</sup> Engenheiro Mecânico, Doutor em Engenharia Mecânica, Professor, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Rio de Janeiro, Rio de Janeiro - Brasil.

## 1 INTRODUÇÃO

O trem tem sido usado para atividades econômicas por mais de um século, e nas últimas décadas tem se notado um progresso significativo no seu desenvolvimento tecnológico [1]. A maior quantidade de veículos ferroviários existentes no país são utilizados para o transporte de cargas, e entre eles os vagões gôndola, utilizados para o transporte de minério. As frotas de trem estão cada vez mais transportando maior quantidade de carga, como por exemplo, as composições de minério de ferro, que possui composição de até 332 vagões, com capacidades de até 150 toneladas cada [2].

As ferrovias brasileiras são compostas de grandes trajetos em reta e também de trajetos em curva. Por exemplo, A Estrada de Ferro Carajás possui 73% de sua extensão em linha reta e 27% em curvas [2]. O aumento das cargas e velocidades alteram a dinâmica do contato roda-trilho, e devido a isto, os defeitos tem aumentado muito nas últimas décadas, e os desgastes evoluíram rapidamente [3]. Os desgastes são um grande problema para o setor, pois, diminuem a vida útil dos trilhos e material rodante, aumentando os custos de manutenção. Os desgastes também podem ocasionar acidentes como descarrilamentos de vagões, que podem levar a grandes perdas de capital ou até perdas humanas.

O objetivo da pesquisa é analisar a influência dos desgastes na seção transversal do boleto dos trilhos no comportamento dinâmico de vagões gôndola, quando o mesmo percorre vias curvas sob determinadas condições de velocidade e carga.

## 2 DESENVOLVIMENTO

### 2.1. Desgastes em trilhos

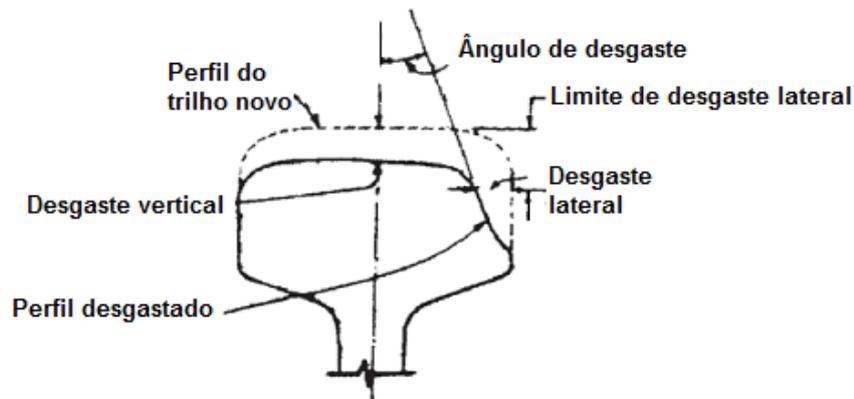
O desgaste dos trilhos ferroviários é o problema mais recorrente nas ferrovias brasileiras. O regime de desgaste ocorre na face de bitola do boleto de trilhos altos situados em curvas fechadas, devido à grande força lateral aplicada pelas rodas. Segundo Macedo [4], os desgastes podem ser classificados em ordinárias e ondulatórias. Os ordinários são desgastes que resultam em uma variação substancial da forma de seção do trilho.

Segundo Semprebone [3], o contato entre a roda e o trilho é um contato de aço com aço. A magnitude das cargas atua em uma reduzida área de contato e isto faz com que sejam criadas tensões mecânicas nas áreas de contato. Estas são altas o suficiente para superar o limite de escoamento do aço padrão. Como o limite de escoamento do aço é praticamente igual ao limite de esmagamento, a roda e o trilho se deformam, aparentando se encontrarem em estado plástico.

Os desgastes em trilhos são uma consequência natural do seu uso em serviço. Ele é dependente de fatores como o raio de curvatura a via permanente e da inclinação da via, por exemplo [5]. O desgaste pode ser classificado em [6]:

- Vertical;
- Lateral;
- Angular.

Os tipos de desgaste na seção transversal do boleto são apresentados na figura 1 abaixo [6]:



**Figura 1.** Desgastes vertical, lateral e angular da seção transversal do boleto do trilho.

Os trilhos no Brasil utilizados para vias permanentes que trafegam veículos ferroviários com elevada densidade de transporte e carga por eixo normalmente é do tipo TR-68 [5]. A tabela fornece os limites de desgaste para este perfil:

**Tabela 1.** Limite de desgaste do boleto para o trilho TR-68 [5].

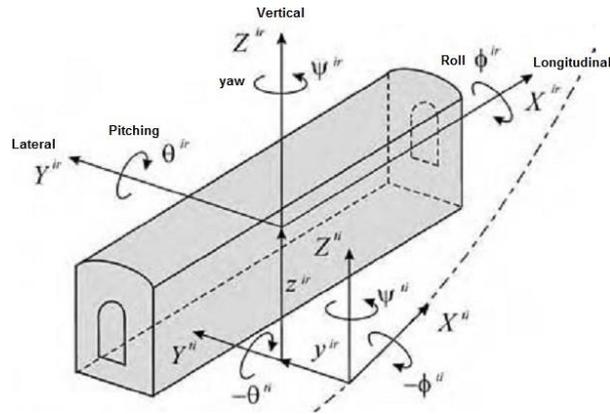
Vias de utilização	Máximo desgaste vertical (mm)	Máximo desgaste horizontal (mm)
Principais	5.61	12.7
Ramais principais	10.3	19.1
Ramais secundários	15.1	22.2
Pátios	16.7	25.4

## 2.2. Oscilações do veículo e propensão ao descarrilamento

Segundo Kumar e Yadav [6], quando o veículo trafega em uma via permanente, ele não se move suavemente, e sim executa uma variedade de oscilações. Estas são chamadas de oscilações chamadas de parasitas. Estas oscilações afetam as forças verticais  $Q$  e forças laterais  $Y$ . Um vagão contém até seis graus de liberdade, sendo três translacionais e os outros três rotacionais. Os eixos são considerados da seguinte forma:

- Eixo X: Ao longo da via permanente (movimentos longitudinais);
- Eixo Y: Transversal a via permanente (movimentos laterais);
- Eixo Z: Na direção vertical (movimentos verticais).

Sendo assim, o vagão possui seis modos de oscilação, mostrados na figura 2:

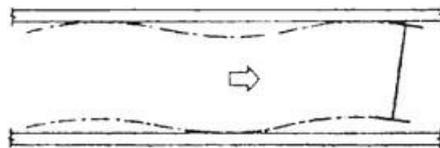


**Figura 2.** Modos de oscilação do vagão (adaptado de [1]).

A oscilação combinada de *roll* e *yaw* quando acontecem de forma violenta geram um fenômeno chamado de *hunting*. Há duas categorias de oscilações:

- Auto-excitado - Estes são devidos a conicidade da roda;
- Não auto-excitados - Estes são devidos à: Irregularidades nos trilhos; características de elasticidade dos trilhos; características da suspensão do veículo; disposição da carga no veículo etc.

As oscilações auto-excitadas acontecem quando o rodéio estando em movimento em uma via reta e se desloca lateralmente sobre o trilho. Quando isto ocorre, devido à conicidade das rodas, o raio de rolamento das rodas do rodéio se torna diferentes, o que faz com que elas percorram distâncias diferentes. Com o movimento para frente do rodéio, o deslocamento resultante do rodéio, quando visto de cima, é senoidal, causando oscilações laterais (figura 3) [6]:



**Figura 3.** Movimento senoidal do rodéio cônico.

Se a velocidade do veículo é constante, se tem (Equação 1):

$$\lambda = v * T \quad (1)$$

Onde:

$\lambda$  = Comprimento de onda da oscilação lateral;

$v$  = Velocidade do veículo;

$T$  = Período de oscilação.

O comprimento de onda  $\lambda$  foi estabelecido pela fórmula a seguir a partir dos estudos de Klingel [6], em 1883 (Equação 2):

$$\lambda = 2\pi \sqrt{\frac{rG}{2\gamma}} \quad (2)$$

Onde:

$r$  = Raio da roda (medida padrão);

$G$  = Bitola dinâmica. É a distância entre os pontos de contato entre as rodas e os trilhos;

$\gamma$  = Tangente do ângulo de conicidade.

Quando o valor de  $v$  aumenta, o valor de  $\lambda$  diminui. Isto faz com que a frequência de oscilação aumente e conseqüentemente uma maior instabilidade das rodas. Adicionalmente, o rodeiro pode oscilar lateralmente até certa amplitude, que corresponde a folga existente entre o rodeiro e os trilhos. Assim, a máxima amplitude é igual a metade da folga (Equação 3):

$$a = \frac{\sigma}{2} \quad (3)$$

Onde:

$a$  = Amplitude de oscilação lateral;

$\sigma$  = Folga entre rodeiro e trilhos.

Devido o movimento senoidal do rodeiro, podemos dizer que o deslocamento lateral  $y$  em qualquer instante é igual à (Equação 4):

$$y = a * \text{sen}(wt) \quad (4)$$

A partir da expressão acima se pode encontrar respectivamente a velocidade e aceleração laterais, a partir da derivação da mesma, mostrado respectivamente nas Equações 5 e 6:

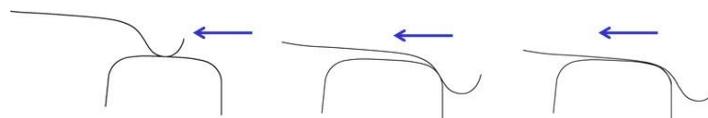
$$\frac{dy}{dt} = a * \cos (wt) \quad (5)$$

$$\frac{d^2y}{dt^2} = -a * \omega^2 \text{sen}(wt) \quad (6)$$

O descarrilamento sobrevém quando um ou mais rodeiros saem dos trilhos. Há duas categorias de tipos de descarrilamento [6]:

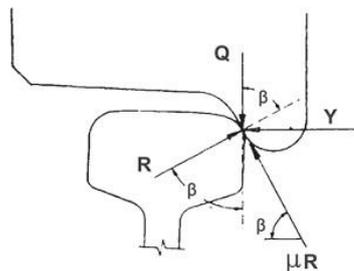
- Descarrilamento repentino – acontece quando o conjunto de rodas salta do trilho.
- Descarrilamento pela subida do flange – este acontece quando a parte do flange da roda sobe no boleto do trilho de maneira gradual.

As oscilações laterais que existem fazem com que o conjunto de rodas gerem um contato entre o flange das rodas com o trilho do lado direito ou o trilho do lado esquerdo de uma curva ou ora em um lado ou ora em outro lado, resultando em forças nos flanges. No instante em que há o contato do flange com o trilho se a disposição da força do flange (força de descarrilamento) e a carga instantânea na roda (força estabilizadora) são desfavoráveis, o flange da roda irá iniciar a deslizar e subir para o boleto do trilho (figura 4).



**Figura 4.** Processo de descarrilamento por escalada da roda (Wheel Flange Climbing).

No momento em que um descarrilamento está prestes a acontecer, a roda do flange está em um processo de *climbing* (subida do flange), as forças que agem no contato roda-trilho na condição de angularidade positiva serão de acordo com a figura 5:



**Figura 5.** Forças que agem no contato roda-trilho no momento da ocorrência de um descarrilamento com angularidade do eixo positiva.

Onde:

Y = Força do flange da roda;

Q = Carga instantânea na roda.

$\mu R$  = Força de atrito, agindo para cima ( $\mu R$  sendo o coeficiente de atrito entre o flange da roda e face de medição do trilho);

$\beta$  = Ângulo do flange com relação a horizontal.

Para se assegurar de não haver descarrilamento devemos ter a seguinte condição:

### **Forças de descarrilamento < Forças estabilizadoras**

Isto quer dizer que para ser ter uma condição segura contra o descarrilamento precisamos que (Equação 7):

$$\frac{Y}{Q} \geq \frac{\tan \beta - \mu}{1 + \mu \tan \beta} \quad (7)$$

A fórmula acima é conhecida como fórmula de Nadal. O lado esquerdo da equação é chamado de coeficiente de descarrilamento. Ela provê um valor mais conservativo para a razão Y/Q, embora simples, já foi grandemente usada para a investigação de descarrilamentos [6].

### **2.3. Simulações dos estudos de caso**

O propósito das simulações computacionais foi de analisar a influência dos desgastes da seção transversal do boleto nas oscilações laterais do veículo e também verificar sob que circunstâncias as forças atuantes no veículo levariam a instabilidade do mesmo em uma determinada via, quando transitando sob velocidade constante.

Para as simulações computacionais foi utilizado o software *Universal Mechanism*, que faz simulação de sistemas multicorpos. O modelo para o vagão ferroviário consistiu de: corpo do veículo, laterais dos truques, travessas centrais, pratos-pião, ampara-balanços, rodeiros e caixas de eixo. o modelo para o vagão

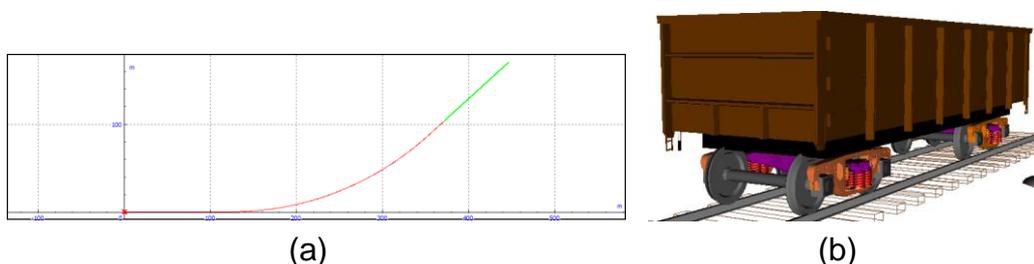
é não-linear devido a vários fatores como folga entre as caixas de eixo e rodeiros, amortecedores e o próprio contato roda-trilho.

O modelamento da via permanente consistiu em estabelecer uma macrogeometria para o trânsito do vagão. Para seu estabelecimento foi consultado o documento de especificação para construção de vias permanentes brasileiras projetadas e fabricadas pela empresa VALEC [7]. Neste documento são definidos parâmetros condicionantes para o projeto e fabricação de vias para cargas. As características técnicas básicas das vias em construção pela VALEC são as seguintes:

- Bitola de via: 1.60 m(larga ou simples) e 1.60/1.00 m(mista);
- Raio de Projeto Mínimo das Curvas Horizontais: 343.823m;
- Carga por eixo: 320 kN (TB-320) e 360 kN (TB-360) para as OAEs;
- Rampa Máxima Compensada: 0.60 /1.00% no sentido exportação e 1.45% no sentido importação;
- Velocidade Máxima de Projeto: 80 km/h;
- Velocidade Operacional Adotada: 60 km/h;
- Velocidade Operacional nos Pátios: 30 km/h;
- Trilho: TR-57 (115RE) – Padrão AREMA; UIC-60 (60 EI) – Padrão Europeu.

A macrogeometria desenvolvida no software obedeceu as normas de construção da VALEC [7] e consistiu de uma via reta de 100m de comprimento, uma via curva de raio 343.823m, com superelevação de 140mm e uma via tangente de 100m de comprimento. A macrogeometria criada e o modelo do vagão são mostrados na figura 6. Os trilhos desgastados foram postos no trecho de via curva (de 100 à 400m), apenas no trilho no lado externo à curva.

Os estudos de caso envolveram os casos em que o vagão se encontrava vazio ou carregado, com carga de 98 toneladas (980.000N), à velocidades de 16,666 m/s (60km/h) e 13,888m/s (50km/h) respectivamente. A velocidade de 60 km/h é a velocidade operacional e a velocidade de 50km/h é a velocidade operacional em curvas [7]. Uma outra condição que é estudada trata-se da consideração de uma carga descentralizada no vagão, foram feitas inúmeras simulações até que se atingisse o momento do descarrilamento do vagão variando a posição do CM, que conseqüentemente altera a posição do seu CG.



**Figura 6.** Desenvolvimento dos modelos no software UM: a) Macrogeometria da via permanente; b) vagão.

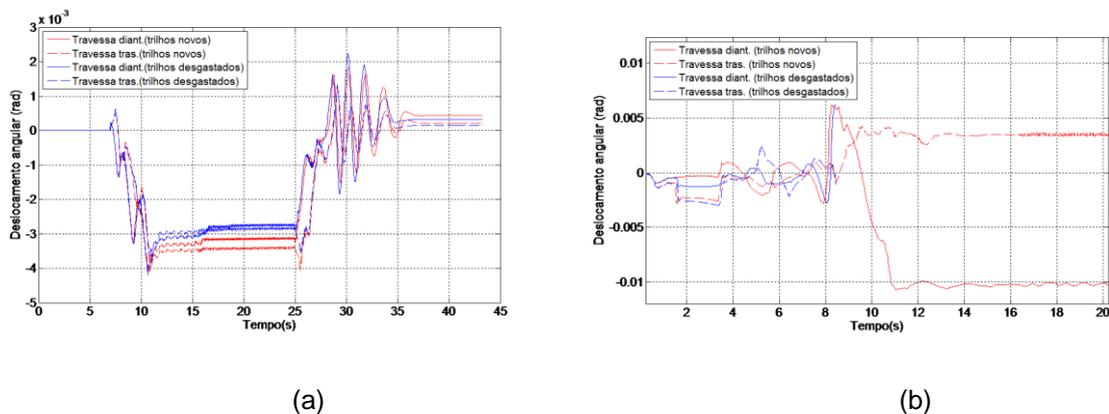
Para se estudar as oscilações laterais e seus efeitos, são analisados os seguintes resultados:

- Deslocamento angular das travessas dianteiras e traseiras do vagão;
- Deslocamento roda-trilho das rodas do vagão;

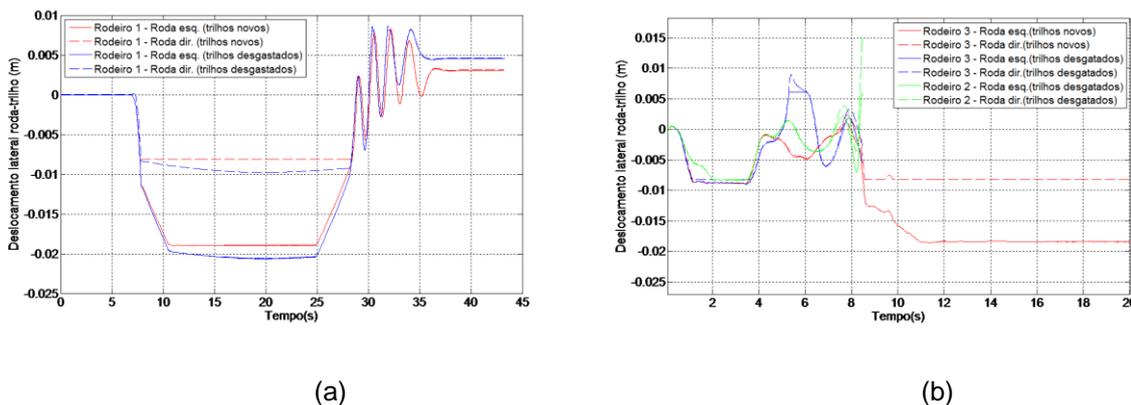
- Forças totais laterais atuantes nas rodas do vagão;
- Critério de Nadal para as rodas do vagão.

## 2.4. Resultados e discussões

Neste tópico são mostrados os resultados das simulações para os estudos de caso considerados: vagão vazio e vagão cheio com carga descentralizada. O vagão carregado possui seu CM (centro de massa) descentralizada de -0,66m em y, isto é, o CM da carga está deslocado para o lado externo da curva de 0,66m. Na figura 7 são mostrados os deslocamentos angulares em z (*yaw*) das travessas dianteiras e traseiras do vagão vazio tomadas no sistema de referência dos trilhos para as duas condições: vagão vazio e vagão cheio com massa descentralizada. Na figura 8 são mostrados os deslocamentos laterais roda-trilho das rodas para as duas condições citadas anteriormente.

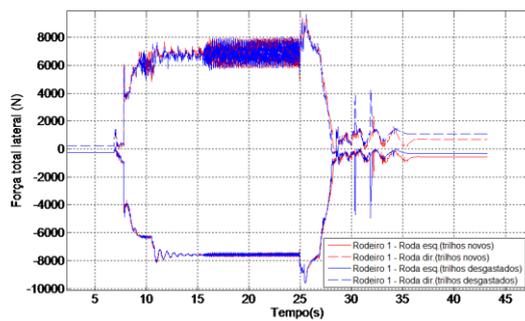


**Figura 7.** Deslocamento angular das travessas dianteiras e traseiras do vagão em trilhos novos e com desgaste: a) vagão vazio a velocidade de 16,888 m/s (60 km/h) ; b) vagão cheio a velocidade de 13,888 m/s (50 km/h).

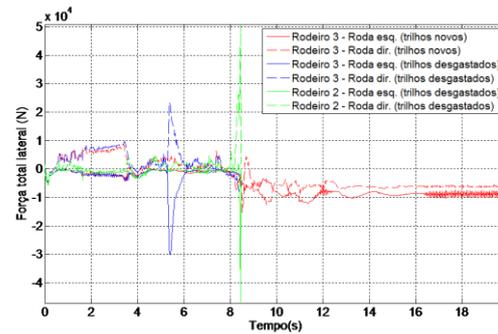


**Figura 8.** Deslocamento roda-trilho das rodas dos rodeiros em trilhos novos e com desgaste: a) vagão vazio a velocidade de 16,888 m/s (60 km/h) ; b) vagão cheio a velocidade de 13,888 m/s (50 km/h).

Na figura 9 são mostradas as forças totais laterais atuantes nas rodas do vagão sob as suas condições de vagão vazio e cheio citadas. Na figura 10 são mostrados os valores de Critério de Nadal para as rodas para as duas condições já citadas.

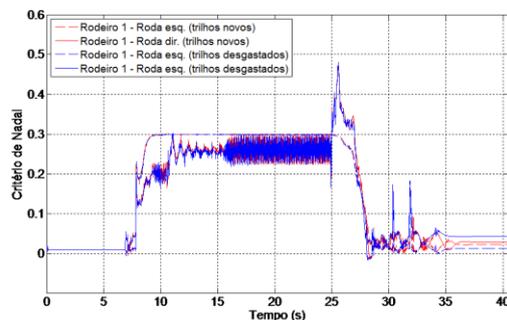


(a)

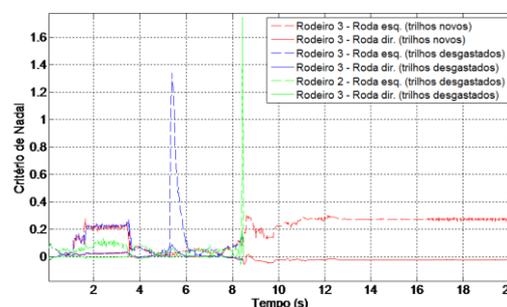


(b)

**Figura 9.** Forças totais laterais atuantes nas rodas do vagão em trilhos novos e com desgaste: a) vagão vazio a velocidade de 16,888 m/s (60 km/h) ; b) vagão cheio a velocidade de 13,888 m/s (50 km/h).



(a)



(b)

**Figura 10.** Critério de Nadal para as rodas do vagão em trilhos novos e com desgaste: a) vagão vazio a velocidade de 16,888 m/s (60 km/h); b) vagão cheio a velocidade de 13,888 m/s (50 km/h).

Na figura 7a observa-se que quando o vagão se encontra vazio, os deslocamentos angulares (yaw) das travessas são inexistentes durante aproximadamente os 7 primeiros segundos, o que corresponde ao trajeto em via reta. Quando o vagão entra na via curva, ele passa por uma via de transição, onde se faz gradualmente a inclinação do trilho externo (superelevação). Esta parte da via prossegue até a via curva com raio permanente, fato este que acontece no tempo 10s. Pode-se observar que após 10s há o surgimento de pequenas diferenças nos ângulos das travessas quando o veículo em trilhos novos ou desgastados. Para ambos os casos visualiza-se que na saída da curva as travessas e conseqüentemente os truques sofrem oscilações angulares, para ambos os sentidos positivo e negativo, até se chegar a estabilização, já na via tangente.

Na figura 7b, se tem o vagão carregado. Observa-se que os deslocamentos angulares da travessas do vagão transitando em trilhos novos ou desgastados possuem comportamentos não lineares. Percebe-se que no período de tempo entre 5s e 9s há uma alternância entre os ângulos das travessas, ora a travessa dianteira em ângulo positivo e a traseira negativa, e vice versa, sendo um pouco mais acentuado para a condição de trilhos desgastados. Percebe-se também que para a condição de trilhos desgastados após 8s não a continuidade das curvas em azul.

Isto acontece devido a parada da simulação, pois o vagão saiu dos trilhos e descarrilou.

O deslocamento roda-trilho trata-se do deslocamento lateral da roda relativo aos trilhos. Na figura 8 foram mostrados os maiores valores que foram observados durante a simulação. Na figura 8a se verifica que para o vagão vazio se movendo em trilhos sem desgaste, o deslocamento roda-trilho aumenta na transição de 0 mm para -8.1mm para a roda direita, estabilizando na curva de raio constante, e aumenta de 0mm para -18mm para a roda esquerda. Estas duas posições permanecem aproximadamente constantes até que se atinja a transição na saída da curva. Pode-se observar que para o mesmo trecho, há o aumento do deslocamento roda-trilho em comparação com o trecho com trilhos novos, atingindo valores de -9.7mm para a roda direita e -20.6mm para a roda esquerda. Verifica-se que na saída da curva, o rodeiro sofre várias oscilações laterais como explicado em [6].

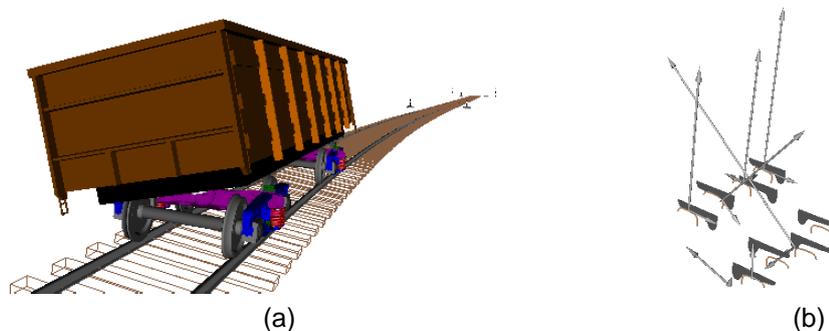
Observa-se que tanto as rodas esquerda e direita, para os casos de trilhos novos ou desgastados obtiveram o mesmo comportamento oscilante e que se estabiliza após 36s. Na figura 7b, para o vagão carregado com CM descentralizado, os maiores deslocamentos roda-trilho acontecem nos rodeiros 2 (rodeiro traseiro do truque dianteiro) e 3 (rodeiro dianteiro do truque traseiro). Para o vagão se movendo sob trilhos novos pode se visualizar que as rodas sofrem o deslocamento lateral antes mesmo de chegar a curva, devido a carga descentralizada. Quando o vagão atinge a curva, ambas as rodas do rodeiro 3 sofrem deslocamentos laterais de mesma intensidade até que atinjam o equilíbrio em -8mm para a roda direita e -18mm para a roda esquerda. Já para o caso do vagão se movendo em trilhos desgastados se verifica que os deslocamentos roda-trilho são maiores na entrada da curva, oscilando entre valores positivos e negativos, variando de -9mm à 9mm para o rodeiro 3 e de -8mm à 15mm para a roda direita do rodeiro 2. Neste momento, a simulação é interrompida, pois há o descarrilamento do rodeiro 3 e o tombamento do vagão.

Após de analisado os deslocamentos angulares e laterais analisa-se as forças totais laterais nas rodas do rodeiro 1 (rodeiro dianteiro do truque dianteiro). Quando o vagão vazio (figura 9a) entra na via curva, percebe-se que as forças aumentam de 250N para valores na faixa de aproximadamente 5.700N à 8.000N para a roda direita e de -250N para valores de aproximadamente para valores na faixa de -7.000N à -7.700N para a roda esquerda. Isto acontece tanto para o vagão se movendo em trilhos sem desgaste, como desgastados. Verifica-se também que após 15s, as forças oscilam com as frequências relativamente altas, com amplitudes maiores para a roda direita, que é a roda externa a curva, onde seu friso entra em contato com o boleto do trilho. Na figura 9b, é mostrado as forças nos rodeiros 2 e 3. Para o veículo carregado com CM descentralizado em trilhos sem desgaste as forças totais laterais sofrem variações que variam de -10.000N a aproximadamente 9.000N. Entretanto, para o vagão se movendo em trilhos desgastados se nota a presença de picos de força no instante 5s para as rodas do rodeiro 3, com valores de 23.380N e -29730N para as rodas direita e esquerda respectivamente e picos de força no instante 8.4s com valores de 510.480N e -46.670N para as rodas direita e esquerda respectivamente.

Na figura 10a vemos que os valores de critério de Nadal para o vagão vazio permanecem em um valor baixo (0.009) nos primeiros 7 segundos. Após isso, os

valores aumentam para o trecho de via curva para valores de no máximo 0,3, tanto para o vagão em trilhos novos, como desgastados. Os valores durante o período de curva de raio constante variam com frequências relativamente altas em uma faixa entre 0,22 à 0,3 para a roda direita do rodeiro entre os instantes 15s à 25s. Durante a saída da curva, o valor de Nadal no instante 25,6s se torna 0,48, para a roda direita, para os ambos os casos de trilhos novos ou desgastados.

Na figura 10b, é apresentado os valores de Nadal para as rodas dos rodeiros 2 e 3. Quando o vagão está carregado com CM descentralizado se movendo em trilhos sem desgaste, se observa que os valores variam com o tempo e trecho da via, variando de -0,023 para a roda direita do rodeiro 3 à 0,307 para a roda esquerda do mesmo rodeiro. Agora, quando se examina os valores de Nadal para o vagão se movendo em trilhos desgastados se percebe que no instante 5,18s a roda esquerda do rodeiro 3 gera um pico que atinge uma valor de 1,34 no instante 5,3s. Isto acontece com o vagão em via reta. Novamente, o valor de Nadal gera um pico de 1,748 no instante 8,4s, fato este que acontece durante a entrada da curva. Após este instante a simulação é interrompida. Para que o movimento do veículo na via curva seja seguro contra descarrilamentos é necessária que a força total lateral seja baixa, a força total vertical seja baixo e que o coeficiente de atrito roda-trilho seja baixo. Pelo gráfico da 9b, se verifica que no mesmo instante 8,44s a força total lateral gera um pico de 510.480N. Como o CM se encontra descentralizado de 0.66m no sentido do lado externo a curva, conseqüentemente há uma transferência de cargas verticais das rodas do lado esquerdo para o lado direito. O valor de Nadal, para um coeficiente de atrito de 0,25, não deve ultrapassar o valor de 1,0 ou de 0,8 quando o valor permanecer por mais de 0,05s. Na figura 11 é mostrado o vagão no momento do descarrilamento e os vetores de força atuantes no contato roda-trilho [6].



**Figura 11.** a) Instante em que vagão descarrila e tomba na via; b) Vetores de força atuantes no contato roda-trilho para cada roda.

### 3 CONCLUSÃO

O uso do software de simulação de sistemas multicorpos para corpos rígidos é bastante útil para simulação de veículos ferroviários, pois permite a modelagem de veículos reais pela atribuição de suas propriedades físicas específicas, assim como das condições impostas ao veículo. O *software* possibilita também a modelagem da macrogeometria.

Pelos resultados se conclui que a presença de trilhos desgastados em vias curvas faz influência nas oscilações laterais do veículo, aumentando a amplitude

das oscilações. Verifica-se também que fatores como a velocidade do vagão e carga no mesmo tem influência nos deslocamentos laterais e angulares. Quando a carga se encontra descentralizada, o sistema se torna menos estável e a instabilidade pode ser aumentada caso o veículo trafegue em via curva com trilhos desgastados. Conclui-se então que a ação combinada de cargas altas com massa descentralizada para o lado externo a curva e trilhos desgastados podem culminar o descarrilamento do vagão e seu tombamento como explicitado pelos gráficos das figuras 9 e 10.

## REFERÊNCIAS

- 1 Shabana, A., Zaazaa, K. and Sugiyama, H. *Railroad Vehicle Dynamics - A Computational Approach*. CRC Press, Boca Raton, 1st edition. 2008.
- 2 VALE, 2016. "Portos e terminais". URL <http://www.antt.gov.br/index.php/content/view/4971.html>.
- 3 Semprebone, P. *Desgastes em Trilhos Ferroviários - Um estudo teórico*. Dissertação de M.Sc., Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, Brasil. 2005.
- 4 Macedo, F.B. *Estudo do Desgaste de Trilhos Ferroviários*. Monografia, Universidade Federal de Juiz de Fora, Juiz de Fora, MG, Brasil. 2009.
- 5 Schneider, E., 2005. *Análise de Vida Remanescente de Trilhos com Defeitos Transversais Desgastados em Serviço*. Dissertação de M.Sc., Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, RS, Brasil.
- 6 Kumar, S. and Yadav, R.. *The Investigate of Derailments*. Indian Railways Institute of Civil Engineering, Pune, 3rd edition. 2007.
- 7 VALEC. In: Especificação de projeto, VALEC Engenharia, Construções e Ferrovias S.A., Brasília - Brasil. 2011.