

MODELAGEM EM MULTICORPOS DE UM VEÍCULO FERROVIÁRIO DE CARGA

João Ribeiro de Oliveira Gomes.

joao.r.o.gomes@gmail.com

A modelagem de sistemas dinâmicos permite explorar vários aspectos do comportamento destes a um custo muito inferior ao de uma análise baseada em experimentos em campo. Além disso, é possível avaliar situações dificilmente reproduzíveis em um ambiente de teste real, bem como variar parâmetros para estudo dos seus efeitos. Considerando tais aspectos da modelagem e avaliando a importância do transporte ferroviário de cargas, foi feita a modelagem da dinâmica de um veículo sobre trilhos para transportes de carga. Devido à complexa interação entre os rodízios e a via e o elevado número de vínculos e corpos formando o veículo, percebeu-se a necessidade de utilizar a teoria de multicorpos para estudo do sistema. As equações diferenciais de movimento foram obtidas através do *software* Autolev e a integração foi feita em rotina programada em C. As simulações e análises mostram a capacidade do código de tratar aspectos não lineares. Através dos resultados é possível determinar condições mais seguras de tráfego já que várias trajetórias com raios e velocidades diferentes foram analisadas.

Palavras chave: *Dinâmica veicular, vagões de carga, segurança de tráfego.*

1. Introdução

Sucintamente, o objetivo deste trabalho de conclusão de curso é a análise do comportamento dinâmico lateral de um veículo ferroviário de carga. Através de resultados das simulações é analisada a segurança de tráfego. Isto é possível através do uso de técnicas de multicorpos e da teoria de mecânica de contato, conhecimentos que permitem a representação de não linearidades e conseqüentemente o desenvolvimento de um modelo capaz de representar os fenômenos reais que ocorrem em uma dada trajetória. Com isso pretende-se que o estudo sirva de parâmetro para o projeto de vias e modos de operação mais seguros e eficientes.

2. Método de abordagem

O modelo matemático pode ser definido como um conjunto de equações capazes de representarem o comportamento de um sistema dinâmico de forma semelhante ao sistema real. Segundo Barbosa, estão envolvidos os seguintes passos:

1. Descrever um modelo físico do sistema contendo os aspectos relevantes para o estudo pretendido, com respectivas simplificações.
2. Obter as equações constitutivas que descrevam matematicamente o comportamento do sistema.
3. Resolver as equações resultantes analiticamente ou numericamente, visando obter o comportamento do sistema.
4. Verificar o resultado teórico do modelo por comparação com o comportamento do sistema real, e;
5. Modificar o sistema físico propriamente dito ou, utilizar os resultados como realimentação do processo de projeto e construção.

A partir do perfil do rodízio, do trilho, bitola e deslocamento lateral, pode-se calcular os pontos de contato entre rodízio e trilho. Com estes pontos e com as forças que o vagão exerce sobre o truque determinam-se as forças de interação entre rodízio e via por meio da mecânica do contato. Estas forças serão necessárias para dar entrada no modelo matemático juntamente com os parâmetros definidos pelo *benchmark* da IAVSD ou outra condição que se queira estudar. Especificando-se os vínculos entre os corpos, sua geometria e restrições são definidas as equações que regem a dinâmica do sistema. Resolvendo o sistema de equações diferenciais tem-se novas forças e deslocamentos que servirão como entradas para os cálculos do instante seguinte. Desta forma, para todo o intervalo de simulação, são obtidos como saídas, gráficos de deslocamento, ângulos e esforços em função do tempo.

3. Modelagem do contato veículo via

O rodízio é o elemento que transmite todos os esforços entre o vagão ferroviário e o trilho. Na região do contato surgem forças normais e tangenciais responsáveis por sustentar o peso do veículo e guiá-lo ao longo da trajetória desejada. Caso estas forças não cumpram os requisitos de intensidade ocorrerão situações de perda de estabilidade podendo levar a acidentes.

Estes esforços ocorrem, devido à pressão entre os dois corpos elásticos, por meio da qual surge uma pequena área de contato entre o trilho e a roda. Nesta região haverá velocidade relativa não nula (escorregamento) entre as superfícies de modo que o material se deforma e aparecendo os esforços tangenciais. Aplicada a teoria simplificada de Kalker,

através dos escorregamentos e das dimensões da elipse de contato de Hertz, é possível determinar todos os esforços atuantes e consequentemente deduzir a lei de movimento do rodeiro.

3.1 Escorregamentos

Supondo que o rodeiro está em uma trajetória retilínea e que não há deformações na zona de contato entre a roda e o trilho, então, o sistema exibe comportamento de corpo rígido. A velocidade do baricentro é dada pelo produto da velocidade angular pelo raio nominal. Nesta situação a velocidade de translação tem o mesmo valor da velocidade do ponto de contato, portanto a velocidade relativa entre estes é nula e consequentemente não há escorregamento. Em uma situação real os corpos se deformam, os pontos de contato do rodeiro passam a ter velocidade relativa ao trilho diferente de zero, ou seja, estão escorregando e não rolando sobre a via. Então, tem-se a definição de escorregamento, velocidade relativa entre as superfícies de contato dividido pela velocidade média de translação.

No caso de um rodeiro ferroviário o escorregamento é definido como a subtração entre a velocidade do ponto de contato da roda e a do ponto de contato do trilho normalizada pela velocidade média, conforme a Eq. (1).

$$\vec{v} = \frac{\vec{V}_R - \vec{V}_T}{|V_O|} \quad (1)$$

\vec{V}_R : velocidade do ponto de contato da roda.

\vec{V}_T : velocidade do ponto de contato do trilho.

V_O : velocidade média do rodeiro.

3.2. Forças de contato

No contato entre rodeiro e trilho em uma curva estas forças são responsáveis por manter o veículo em uma trajetória curvilínea segura. Como a região de contato está inclinada de um ângulo δ (Fig. (1)) em relação ao referencial inercial, o que se tem como força lateral é resultado da soma da componente na direção Y das forças N e T_y .

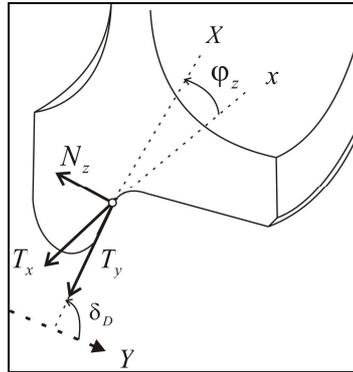


Figura1: representação dos esforços de contato, Barbosa (2009).

A área de contato é calculada através da teoria desenvolvida por Hertz. Esta região tem a forma de uma elipse com semi-eixos a e b . Tais dimensões são calculadas através da curvatura das superfícies no ponto de contato e da força normal agindo sobre a região. Dessa forma, a distribuição de pressões adquire a forma de um semi-elipsóide. Os coeficientes C são tabelados. Conhecidos o escorregamento lateral, longitudinal e rotacional, através da teoria linear desenvolvida por Kalker (1982), é possível se calcular as forças através das seguintes relações:

$$\vec{T} = T_x \cdot \vec{i} + T_y \cdot \vec{j} + N_z \cdot \vec{k} \quad (3)$$

$$T_x = -(G \cdot a \cdot b \cdot C_{11}) \cdot v_x \quad (4)$$

$$T_y = -(G \cdot a \cdot b \cdot C_{22}) \cdot v_y - (G \cdot (a \cdot b)^{\frac{3}{2}} \cdot C_{23}) \cdot v_{Spin} \quad (5)$$

G : módulo de elasticidade do rodeiro.

v_x, v_y, v_{Spin} : escorregamento longitudinal, lateral e rotacional.

As equações (4) e (5) são válidas apenas para uma pequena faixa de valores de escorregamento e não considera a saturação das forças de contato, limitadas pelo atrito de Coulomb, Eq. (6):

$$\sqrt{T_x^2 + T_y^2} \leq \mu \cdot N_z \quad (6)$$

μ : coeficiente de atrito.

Para contornar este problema, é utilizado o algoritmo de cálculo de forças tangenciais desenvolvido por Kalker, o FastSim. É uma rotina largamente utilizada para simulações dinâmicas de veículos ferroviários com boa aproximação em relação à teoria exata de contato, apresentando também grande velocidade de execução. A superfície elíptica de contato é discretizada em várias regiões de dimensões dx por dy (Fig. (2)). Partindo da distribuição de pressão pode-se estimar a força normal exercida sobre cada elemento.

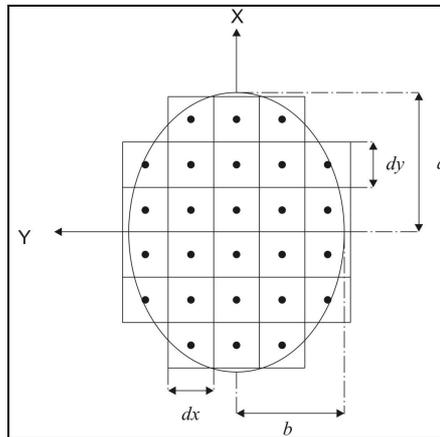


Figura 2: região do contato discretizada.

Feito isto, é verificada a condição de aderência ou escorregamento e então se determina a parcela de força tangencial na direção x e y que está sendo gerada naquela região. Com a soma destes valores discretos tem-se a força total. As entradas são os escorregamentos normalizados, dados pela Eq. (7):

$$\begin{aligned} NUX &= 0.589 \cdot \frac{G \cdot a \cdot b \cdot C_{11}}{\mu \cdot N} \cdot v_x \\ NUY &= 0.589 \cdot \frac{G \cdot a \cdot b \cdot C_{22}}{\mu \cdot N} \cdot v_y \\ FIY &= 2 \cdot \frac{G \cdot (a \cdot b)^{3/2} \cdot C_{23}}{\mu \cdot N} \cdot v_{Spin} \\ FIX &= \frac{b}{a} \cdot FIY \end{aligned} \quad (7)$$

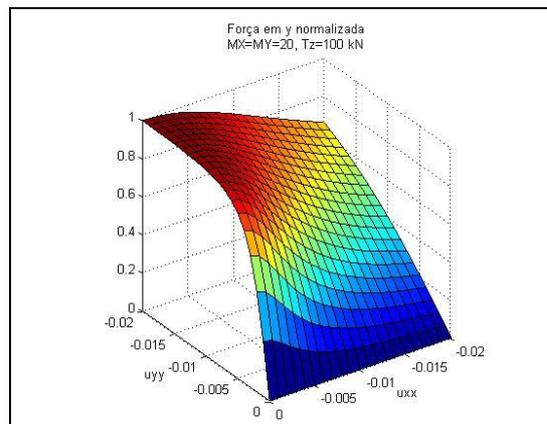


Figura 3: variação da força de contato lateral com os escorregamentos.

A Figura (3) mostra como varia a força de contato lateral em função dos escorregamentos na direção x e y . Como esperado, se não houver escorregamento na direção y não haverá força lateral direção y . O gráfico mostra que se houver escorregamento em x , quanto maior este for (em módulo) menor deverá ser o limite de saturação da força lateral. Isto acontece porque a força em x e a força em y estão limitadas pelo limite de saturação imposto pelo coeficiente de atrito entre as superfícies, como demonstra a Eq. (6).

4. Modelagem da via

Para a representação da trajetória da via são utilizadas coordenadas curvilíneas, do mesmo modo que foi feito por Wickens (2005). A variável s é a posição ao longo da curva, C a curvatura e ψ o ângulo formado entre o referencial da curva e o inercial. O eixo x da via está sempre tangente à linha da trajetória.

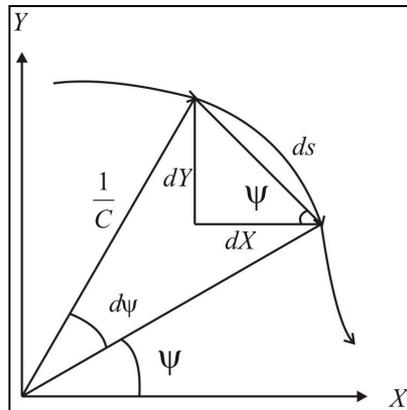


Figura 4: representação da via.

Pela figura 4, é fácil notar que existem as seguintes relações geométricas que definem matematicamente a trajetória:

$$\begin{aligned} dX &= ds \cdot \cos(\psi) \\ dY &= ds \cdot \sin(\psi) \\ d\psi &= ds \cdot C \end{aligned} \tag{8}$$

5. Modelo não linear

Primeiramente é definido um referencial inercial N , e outros quatro referenciais auxiliares, dois tangentes aos planos de contato, um que representa a trajetória, e o referencial do rodeiro, criado juntamente com a declaração deste corpo. Além disso, são definidos pontos para a aplicação de esforços, tais como as forças de contato e forças externas. Com isso, são declarados os graus de liberdade do sistema através das suas variáveis de estado. Neste caso, o modelo é representado por 6 estados, os deslocamentos lineares (u_x, u_y e u_z) e angulares (φ, θ, ψ) nas 3 direções x, y e z . Adicionalmente é criada a trajetória de referência da via calculando-se conforme apresentado na equação X.

Vale ressaltar que foi definido o referencial da via para que os deslocamentos do rodeiro, sejam angulares ou lineares, possam ser medidos relativamente a este, uma vez que são estes os valores importantes para se fazer uma análise do comportamento dinâmico, onde importa quanto o rodeiro se afasta das condições centrais.

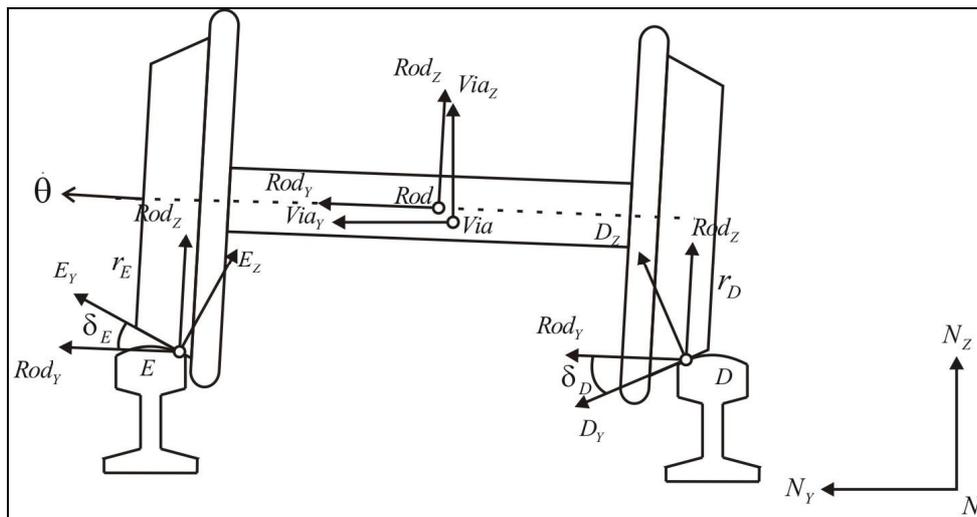


Figura 5: vista traseira do rodeiro e seus referenciais.

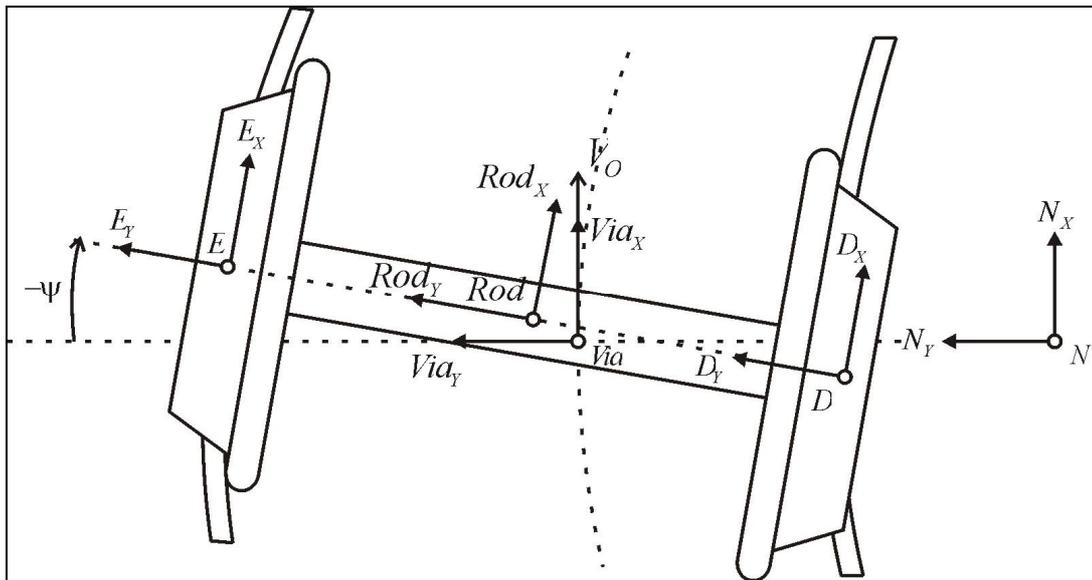


Figura 6: vista superior do rodeiro e seus referenciais.

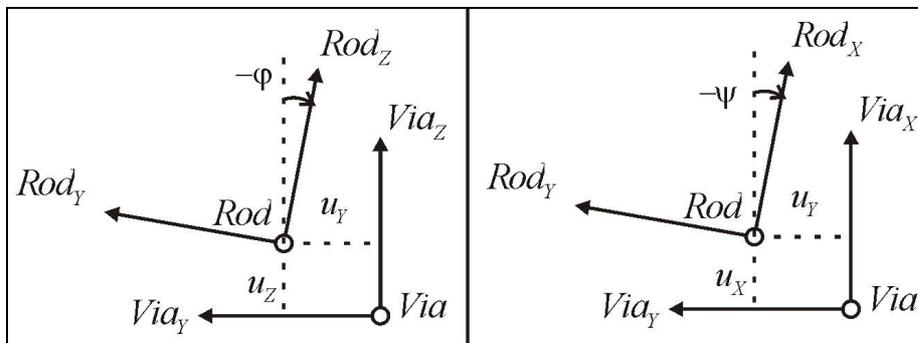


Figura 7: detalhes da Figura X e FiguraX.

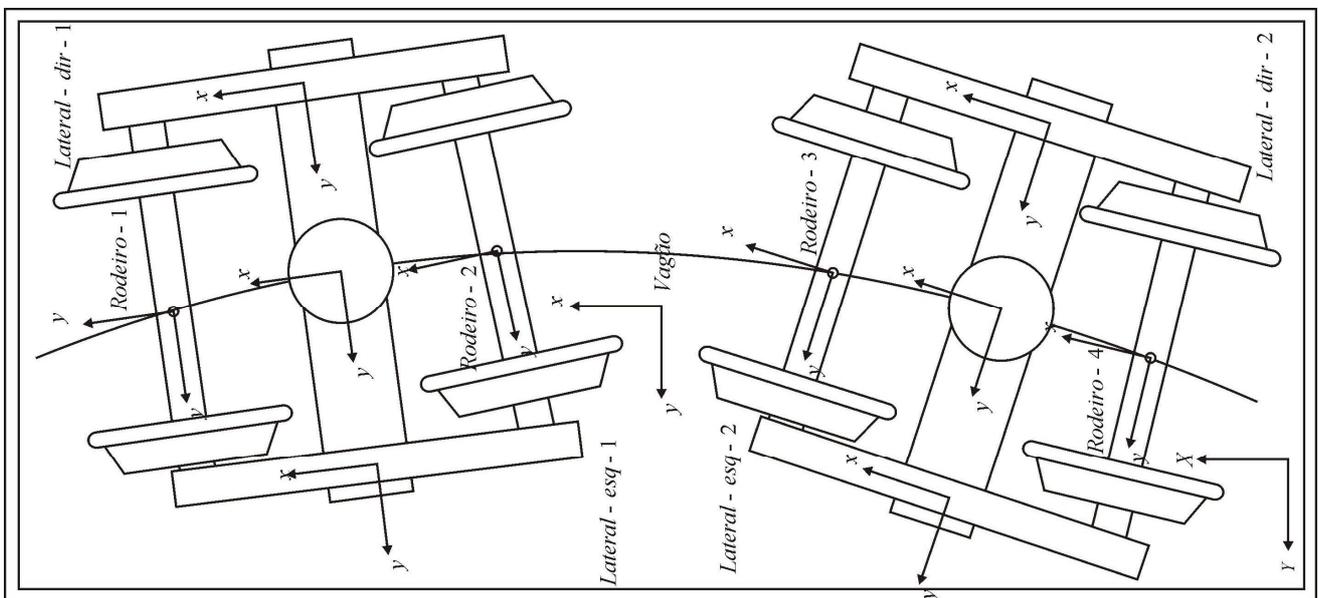


Figura 8: modelo do vagão completo.

A Figura (5) mostra os ângulos de contato entre o rodeiro e o trilho δ_E e δ_D . Esta mudança de coordenadas é feita no Autolev definindo-se uma matriz de rotação entre os referenciais de contato e o rodeiro. Por exemplo, para o referencial E foi feita uma rotação de um ângulo δ_E em torno do eixo Rod_x .

Já na Figura (6), vista superior, nota-se o deslocamento lateral do rodeiro. Na Figura (7) pode ser visto mais detalhadamente como são os deslocamentos. Assim, no Autolev definiu-se que o baricentro do rodeiro (Rod) tem sua posição linear em relação à via dada pelo vetor $u_x \cdot via_x + u_y \cdot via_y + u_z \cdot via_z$. A posição angular em relação à via é

definida por uma matriz de rotação impondo um deslocamento angular φ em torno do eixo Rod_x e sucessivamente ψ em torno do eixo Rod_z . Além disso, deve-se declarar a posição dos referenciais de contato e dos pontos que eventualmente tenham sido criados.

Os escorregamentos são calculados pela diferença de velocidades entre a superfície do rodeiro e a superfície do trilho no plano de contato. O escorregamento angular é dado pela diferença da velocidade angular normal às superfícies. Por fim aplicam-se as forças gravitacionais e de contato e com isso são obtidas as equações de movimento.

Em um vagão de carga típico a caixa suspensa, onde se transporta a carga, é sustentada por dois truques. Este truque possui uma travessa, onde se liga o vagão e duas barras laterais que se conectam a travessa e aos 2 rodeiros. Assim, o veículo final possui 11 corpos, a caixa do vagão, duas travessas, quatro barras laterais e quatro rodeiros. A forma como o conjunto está montado é representado na Figura 8.

Ao modelo do rodeiro apenas é acrescentado em sua equação dinâmica os esforços da suspensão primária que o liga as duas barras laterais do truque. Esta ligação é feita por molas e amortecedores lineares.

Nesse tipo de truque as barras laterais estão ligadas à travessa por meio de molas lineares e cunhas de fricção. Estes elementos não lineares, por enquanto, não foram introduzidos, sendo simplificados por amortecedores proporcionais a velocidade. Desta mesma forma, a ligação entre o vagão e as travessas também está simplificada pela presença de apenas elementos lineares.

Exceto os rodeiros, barras laterais, travessas e vagão, têm os deslocamentos angulares e lineares medidos em relação ao referencial inercial. Ou seja, seus deslocamentos não são relativos como no caso do rodeiro. É necessário, portanto, fazer uma mudança de coordenadas para estudo de movimentos relativos entre as peças e a trajetória ideal destas, mas isto não é problema, uma vez que se pretende estudar a segurança e esta está diretamente ligada aos deslocamentos e esforços no rodeiro.

As barras laterais, travessas e vagão estão livres nos seus 6 graus de liberdade e o rodeiro é restrito na direção z e na rotação ψ , assim, o modelo completo possui 54 graus de liberdade.

6. Simulação e análise do modelo não linear

6.1 Aumento de força lateral até o descarrilamento

Com base na pesquisa de Barbosa (2009), foi feita a simulação da aplicação de força lateral crescente. Nesta simulação, um rodeiro isolado é submetido a uma força externa lateral que aumenta a uma taxa de 50 kN por segundo partindo do zero. A simulação tem fim quando o ângulo atinge 70° e o rodeiro não mais pode se centralizar, levando ao descarrilamento.

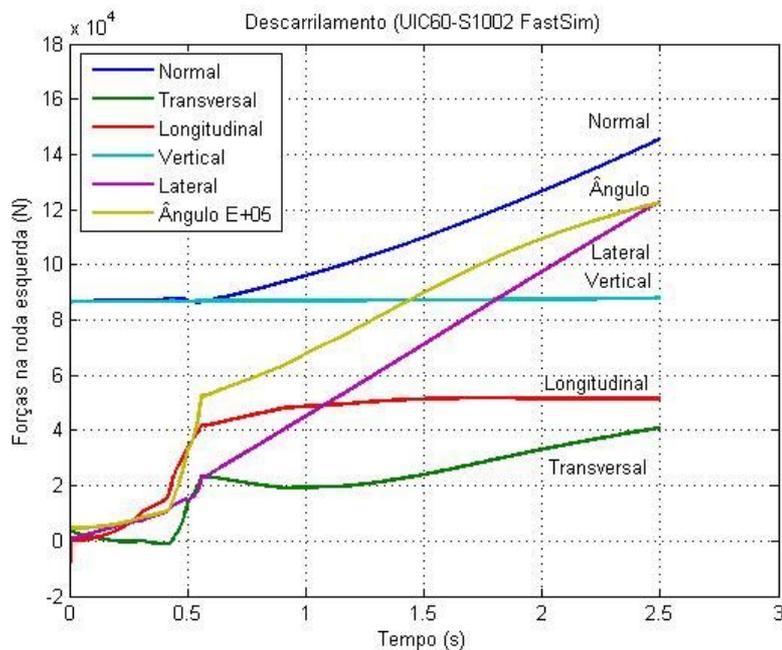


Figura 9: simulação de descarrilamento ($\mu = 0,6$)

A Figura (9) apresenta os esforços e o ângulo de contato para a roda externa durante o tempo de simulação. A força vertical e lateral são relativas ao referencial externo, já as forças longitudinal, transversal e normal correspondem aos esforços no plano de contato entre o rodeiro e o trilho. Como esperado, a força vertical permanece constante durante toda a simulação, já que a aplicação da força lateral é na altura do contato e conseqüentemente não provoca aumento de força vertical.

É possível notar claramente o efeito das não linearidades provocadas pelas mudanças repentinas de propriedades de contato quando o friso da roda se aproxima do trilho. Isto ocorre por volta do instante $t=0,4$ s. A partir deste instante a variação do ângulo de contato faz com que grande parte da força lateral se projete na força normal e por isto acontece o aumento. A partir de $t=1$ s a força longitudinal fica praticamente constante e a transversal aumenta de modo que a força tangencial se aproxima do limite de saturação.

O rodeiro permanece se deslocando lateralmente até que o ângulo de contato atinge 1.22 rad (70°), condição esta em que se considera que haverá descarrilamento pois este perde a capacidade de centralização.

A Figura (10) apresenta a força tangencial na região do contato, isto é feito por meio da soma vetorial da força lateral com a força longitudinal. A direção varia de 20° a 40° , considerando um valor intermediário de 30° a força lateral de descarrilamento pode atingir aproximadamente a metade (seno (30°)) do valor da força tangencial de saturação.

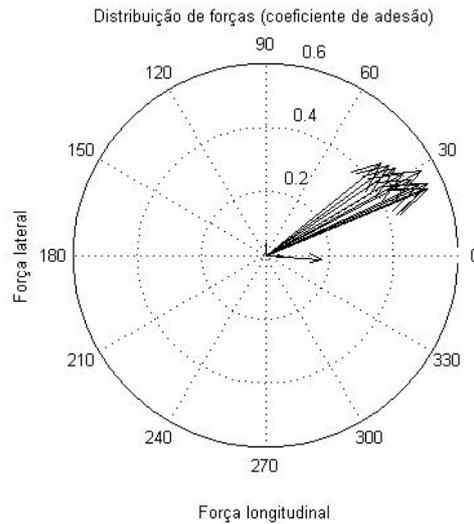


Figura 10: forças longitudinais e laterais normalizadas ($\mu = 0,6$)

6.2 Variação do índice L/V de acordo com a velocidade e raio da trajetória

Para estudo de segurança em curvas foi avaliado o índice de força lateral sobre força vertical do lado direito do rodeiro mais solicitado, que no caso é o frontal do truque dianteiro. Este índice foi tomado em situação de regime permanente, depois que os efeitos transitórios da inscrição já se passaram.

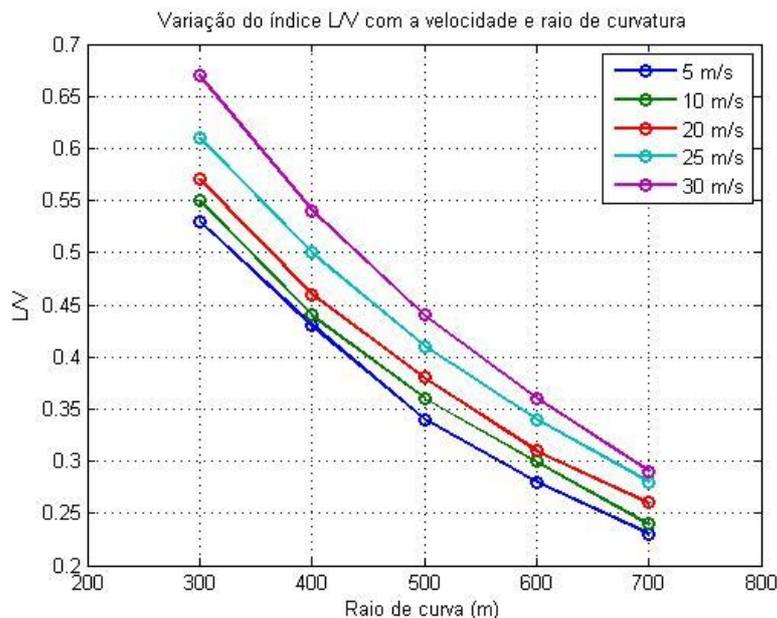


Figura 11: Variação de L/V.

Foram avaliadas trajetórias com raio variando de 300 a 700 metros e velocidade de 5 a 30 m/s. Os resultados estão mostrados na Figura (11). Como esperado o índice é maior, indicando trajetórias mais inseguras, para menores raios de curva e maiores velocidades. Nota-se ainda a variação não linear deste índice.

Com estes mapas é possível determinar a velocidade de tráfego de acordo com o raio da curva e o índice L/V máximo desejado pela concessionária da linha de trem. Por exemplo, supondo que o índice máximo determinado pela operadora do trem seja 0,55 e a inscrição será em uma curva de 350 metros de raio, então a velocidade máxima permitida é de 25 m/s conforme a Figura (11). Também é possível determinar o raio mínimo para certa velocidade e índice de segurança desejado. Se a velocidade de tráfego é de 30 m/s e o índice máximo de 0,55 o raio mínimo de curva permitido é de 380 metros.

Assim, estes gráficos permitem um planejamento prévio da viagem do trem de carga. Conforme a curva pode-se prever com antecedência qual a velocidade ideal a se ter em sua inscrição permitindo maior segurança de tráfego. Estes veículos demoram muito para sofrer variação na sua velocidade devido a grande massa deslocada, por isso é importante planejar com antecedência já que não adianta chegar a 50 metros de uma curva e querer reduzir a velocidade como em um automóvel.

6.3 Velocidade crítica

O movimento dos rodeiros é capaz de excitar toda a estrutura do truque e do vagão influenciando o movimento de todo o veículo. Ao sofrer uma perturbação na sua posição lateral o rodeiro começa a passear em torno do centro da trajetória em um movimento oscilatório chamado de *hunting*. Devido aos elementos que dissipam energia, esta oscilação é atenuada até o retorno ao centro da trajetória. Porém a medida que se aumenta a velocidade do veículo esta dissipação de energia pode não ser mais suficiente e a amplitude de oscilação do rodeiro aumenta até que este começa a tocar as flanges no trilho podendo levar a descarrilamento.

Segundo Pombo, a velocidade crítica é definida como a velocidade para a qual a oscilação do rodeiro é mantida sem que aumente nem diminua. Para a determinação desta velocidade o veículo foi posto em uma reta com um deslocamento inicial de 2 mm em cada um dos 4 rodeiros e se observou o comportamento lateral destes. A velocidade foi variada gradualmente de modo que foi possível notar a transição de comportamento com centralização e comportamento instável, com contato entre flange e trilho.

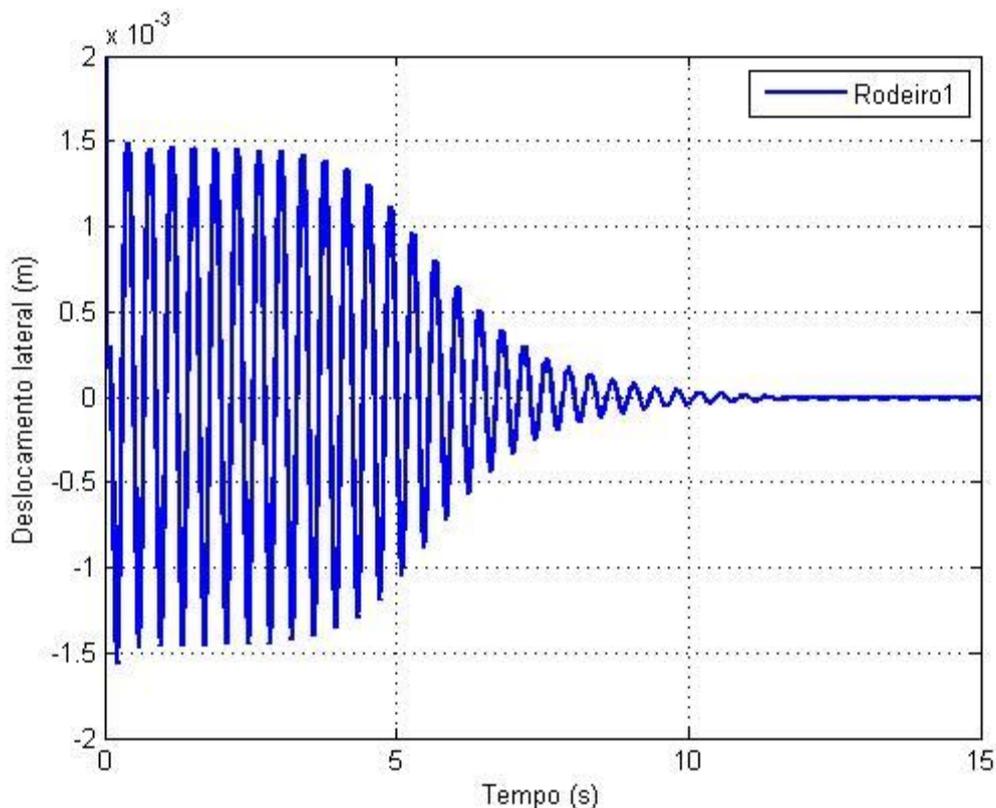


Figura 12: Veículo a 49,5 m/s ou 178,2 Km/h.

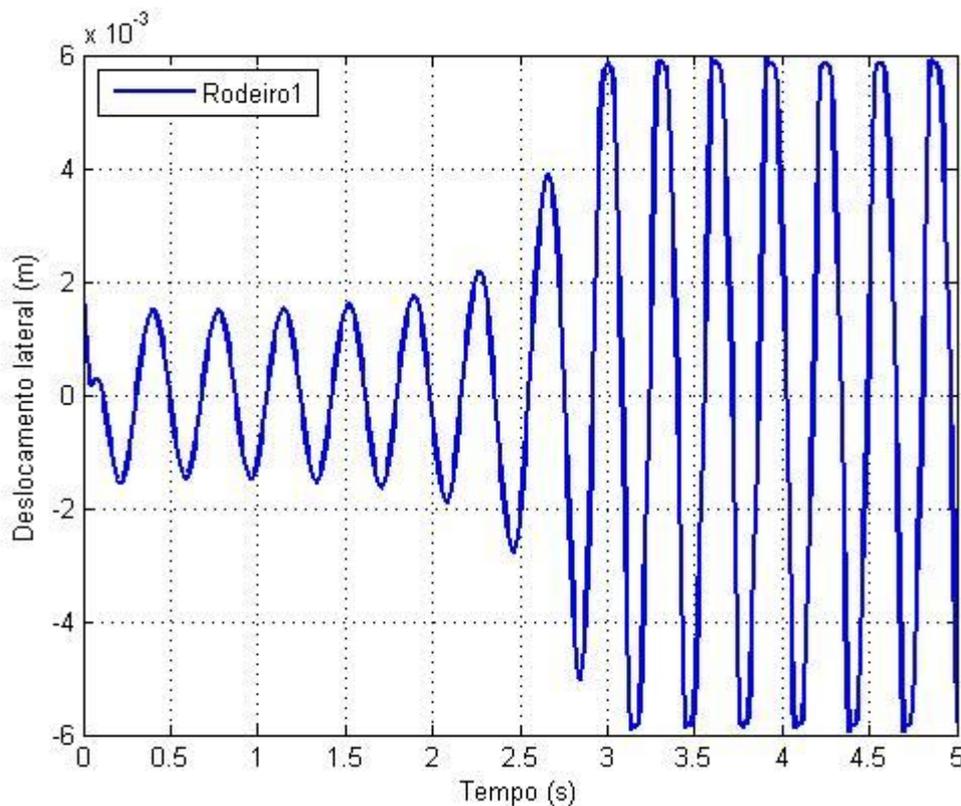


Figura 13: Veículo a 49,6 m/s ou 178,6 Km/h.

Conforme a Figura (12) e Figura (13) a velocidade crítica está entre 178,2 e 178,6 Km/h. A 178,2 Km/h o vagão e seus elementos de ligação ainda conseguem atenuar o distúrbio inicial de 2 mm na posição lateral dos rodeiros. A 178,6 Km/h isto já não é mais possível, a oscilação aumenta de amplitude até que os rodeiros ficam oscilando entre as posições máximas de +6 e -6 mm ao redor da linha de centro da trajetória. Para estes deslocamentos, e já discutido anteriormente, há o contato entre a flange e o trilho sendo está uma condição crítica de segurança, pois pode levar ao descarrilamento.

Sendo assim, o veículo não pode trafegar a mais de 178 Km/h, o que de certa forma é uma velocidade altíssima para um veículo de transporte de carga, não sendo, portanto, um grande problema.

7. Conclusão

Foi desenvolvido um modelo simplificado de um truque através de diagramas de blocos no programa Simulink. Com este modelo e suas simulações se mostrou a necessidade de desenvolver um sistema complexo capaz de tratar adequadamente as forças na região de contato, bem como permitir o acoplamento entre as variáveis de forma a abranger os aspectos não lineares.

Com isto foi desenvolvido um modelo de rodeiro com todos os 6 graus de liberdade modelados. O tratamento das forças no plano de contato foi feito com a rotina, já muito difundida, FASTSIM, que através de pequenos elementos de área é capaz de representar a saturação, além de levar em conta o escorregamento angular juntamente com os escorregamentos lateral e longitudinal.

Na simulação do rodeiro isolado foram avaliadas as forças no plano de contato e no referencial externo em uma condição partindo de força lateral nula e aumentando até o descarrilamento. Os resultados mostrados na forma de gráficos demonstram a capacidade de tratamento dos aspectos não lineares uma vez que o rodeiro teve grande deslocamento lateral passando por condições repentinas de mudança de propriedades de contato.

Foi desenvolvido um modelo completo de vagão apoiado sobre dois truques de carga. Este modelo possui 54 graus de liberdade abrangendo todos os seis graus de liberdade de cada um dos seus 11 corpos exceto rodeiros que possuem restrições de movimento. Esta modelagem e simulações mostram o poder da técnica de multicorpos, uma vez que foi possível modelar um sistema de elevado grau de complexidade devido às não linearidades de contato, trajetória e relação entre as partes móveis.

Ao vagão se impôs uma trajetória de inscrição e saída de curva semelhante para várias velocidades e raios de curvatura diferentes. A convergência da simulação, mesmo nas condições mais severas, mostra que o modelo é capaz de tratar situações como o contato de flange e trilho em grandes deslocamentos laterais. Além disso, ao contrário de softwares comerciais que levam muito tempo para simulação, o código deste trabalho trabalha em tempo muito próximo do real, sendo uma ferramenta eficiente e rápida.

O índice de segurança de tráfego L/V foi mapeado para várias condições de raio e velocidade permitindo um planejamento prévio da viagem, tornando-a mais segura e eficiente. Foi determinada a velocidade crítica, a partir da qual o rodeiro não mais centraliza e pode ocorrer descarrilamento.

Fica como sugestão para melhorias introduzir as não linearidades da cunha de fricção, como o atrito seco e o efeito da sua geometria. Além disso, seria interessante avaliar como varia a segurança do veículo de acordo com os parâmetros de suspensão e também condições da via, como trechos desgastados. Enfim, esta é uma área que tem muito a ser explorada, principalmente no Brasil, e que permitiu o enfrentamento de problemas desafiadores.

8. Referências

- Barbosa, R. S. Aplicação de Sistemas Multicorpos na Dinâmica de Veículos Guiados. 1999, 273 p. Tese – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 1999.
- Barbosa, R. S. Safety of a Railway Wheelset – Derailment Simulation with Increasing Lateral Force. *Vehicle System Dynamics*, 47-12, 1493-1510, 2009.
- Kalker, J. J. A Fast Algorithm for the Simplified Theory of Rolling Contact. *Vehicle System Dynamics*, 11: 1, 1 – 13, 1982.
- Pascal, J. P. Benchmark To Test Wheel/Rail Contact Forces. *Vehicle System Dynamics*, 22:2, 169 - 173, 1993.
- Wickens, A. H. *Fundamentals of Rail Vehicle Dynamics*. 1ª ed. Holanda: Swets & Zeitlinger B.V, 2005. 286 p.
- Pombo, J; Ambrósio, J; Silva, M. A New Wheel-Rail Contact Model for Railway Dynamics. *Vehicle System Dynamics*, 45:2, 165 – 189, 2009.

9. Direitos autorais

O autor é o único responsável pelo conteúdo do material impresso incluído neste trabalho.

Multibody modeling of a freight wagon

João Ribeiro de Oliveira Gomes

Joao.r.o.gomes@gmail.com

Dynamical system models can explore various aspects of their behavior at a lower cost than an analysis based on field experiments. Furthermore, it is possible to assess situations hardly reproducible in a real test environment, and vary parameters to study their effects. Considering these aspects of modeling and evaluating the importance of rail freight cars, a model for the dynamics of that vehicle was made. Due to the complex interaction between the wheelsets and the track and the large number of links and bodies forming the vehicle, the need of multibody system theory became evident. The differential motion equations were obtained by Autolev software and integration was done in a routine programmed in C. The simulations and analysis show the ability of code to handle non-linear aspects. Through the results it is possible to determine safer traffic conditions because several trajectories with different radii and speeds were analyzed.

Keyword: *Vehicle dynamics, freight cars, traffic security.*