

MODELAGEM DO VEÍCULO FERROVIÁRIO UTILIZANDO PROGRAMA AUTOLEV

Vinicius Alves Fernandes

vinicius_alves_fernandes@yahoo.com.br

Resumo. A modelagem do comportamento dinâmico do veículo ferroviário mostrou-se uma ferramenta importante para a predição da carga dinâmica à qual a via férrea é submetida. Condições de descarrilamento em curvas e a influência de defeitos no trilho (superficiais ou na geometria da própria via) podem ser estudados através de modelos multicorpos do veículo ferroviário. O presente estudo visa caracterizar o comportamento dinâmico do veículo ferroviário. As equações do movimento foram obtidas através da ferramenta AUTOLEV 4, desenvolvida por Kane e Levinson (1985) e (2005), e integradas numericamente. O contato roda/trilho é tratado através da teoria de contato desenvolvida por Kalker (1990), utilizando-se a rotina FASTSIM. O sistema de coordenadas utilizado segue o proposto por Shabana et al (2007), e aplicado por Pombo e Ambrósio (2008). Desacoplou-se a dinâmica vertical do problema através de equações de restrição ao movimento do rodeiro, impostas pelas condições de existência e unicidade do ponto de contato entre a roda e o trilho, conforme mostrado por Shabana et al (2008). Os resultados de inscrição em curva de pequeno raio são apresentados. Estudou-se a variação do Índice de Segurança L/V para este caso. Com este trabalho, criam-se as bases de um futuro simulador de dinâmica ferroviária.

Palavras chave: dinâmica veicular (simulação computacional), material rodante, ferrovias

1. Introdução

O desenvolvimento de ferramentas de modelagem multicorpos tem permitido um rápido desenvolvimento de modelos do veículo ferroviário, de complexidade crescente. Obter um modelo de veículo utilizado no Brasil, através de uma modelagem que permita completo acesso às equações do movimento, é um objetivo importante e permitirá observar a influência dos diversos parâmetros internos no comportamento do mesmo, assim como condições de estabilidade em curvas e segurança.

O desempenho do veículo está intimamente relacionado com o contato entre a roda e o trilho e as forças desenvolvidas neste, já que ele não possui um sistema de direção e depende exclusivamente do seu direcionamento próprio. Este é produzido através da conicidade da pista de rolamento da roda, que produz diferentes raios de rolamento para diferentes deslocamentos laterais. Com isso forças laterais surgem no contato roda-trilho, que são responsáveis pela centralização, estabilidade e inscrição em curvas. Este auto-direcionamento é apresentado esquematicamente na Fig. (1).

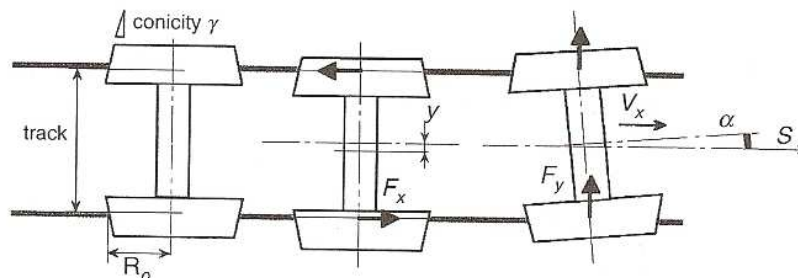


Figura 1. Auto-direcionamento do rodeiro

Além disso, outro aspecto importante é a geometria e o perfil da roda e do trilho. Eles desempenham papel muito importante no direcionamento, inscrição em curvas e estabilidade do veículo ferroviário. A roda possui perfil cônico para o auto-direcionamento do veículo e um friso que limita os deslocamentos laterais. O boleto do trilho possui sua parte superior curva, buscando contato único com a roda. Para a modelagem do veículo, as propriedades do contato têm grande influência nas forças envolvidas neste. Como foi concluído por Mace et al (1996), a interação roda/trilho pode acarretar geometrias de contato que afetam de modo negativo o direcionamento, além de acarretarem efeitos indesejáveis.

Deformação nas rodas e conseqüentemente falha são causadas pelas grandes forças desenvolvidas no contato. Segundo Grassie et al (2004), a direção de falha na superfície da roda reflete a direção da força tangencial presente no contato. Isso acarreta que definir a força tangencial acarreta também em melhorar as condições de segurança do veículo, principalmente nos novos trens de passageiros de alta velocidade, como o TGV. Como mostrado por Lee et al (2005), a principal preocupação dos projetistas atualmente é obter condições de alta velocidade sem instabilidade.

A via férrea é responsável pela transmissão das forças transversais, verticais e longitudinais da roda até o solo. Sua geometria e resistência mecânica são fixadas para obter-se uma qualidade uniforme. Alias (1984) mostrou que o trilho é o primeiro elemento de contato entre o veículo e a via, tendo por objetivo de dirigir o trem e de repartir os esforços entre os dormentes. Estes são devido ao deslocamento do veículo, mas também a eventuais choques assim como devido aos defeitos geométricos da roda, como estudado por Steenbergen (2007), do trilho ou da própria via.

O veículo ferroviário pode ser globalmente classificado segundo seu uso: transporte de passageiros ou transporte de carga. Algumas características são específicas segundo a aplicação. No caso de veículos de passageiros, a direção do rodeiro e a suspensão primária fazem a ligação elástica vertical e horizontal entre os rodeiros e a estrutura do truque, em H rígido. A direção do rodeiro assegura o alinhamento no trilho juntamente com os perfis da roda do rodeiro. A suspensão primária representa o primeiro nível de molas. Elas estão dispostas diretamente sobre os mancais do rodeiro, entre as guias do eixo e a estrutura do truque. As suspensões primárias são executadas com molas de pressão helicoidais de aço. O nível primário é separado da caixa do mancal do rodeiro com elementos de borracha para executar o isolamento acústico e elétrico.

Para limitação do percurso da mola, existem batentes e uma segurança contra levantamento entre guia do mancal do eixo e estrutura do truque. Para os truques usados em veículos de transporte de carga, o rolamento do rodeiro está diretamente ligado ao esqueleto do truque. Neste caso, os elementos elásticos anteriormente citados estão presentes apenas para os movimentos verticais. Um exemplo deste tipo de truque é apresentado na Fig. (2).

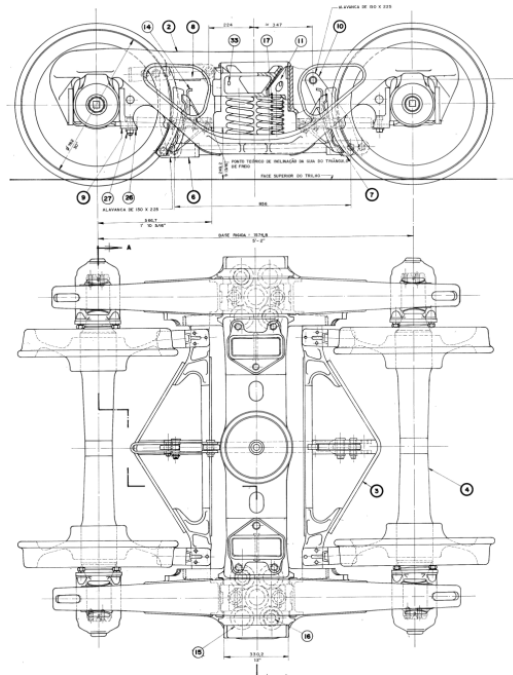


Figura 2. Estrutura do truque ferroviario de carga Barber

2. Mecânica de Contato

Quando um corpo deformável é pressionado contra outro corpo deformável, com força normal atuando entre ambos, é formada uma área de contato. Esta é normalmente considerada muito menor do que as dimensões de cada um dos corpos e do raio de curvatura envolvido, sendo este constante no interior da área de contato. Neste caso, considerando-se os materiais em regime elástico, a área de contato pode ser obtida através da teoria de Hertz. Ela tem formato elíptico, sendo a distribuição das pressões normais ao contato entre roda e trilho de forma semi-elíptica.

Se estes dois corpos forem rotacionados sobre seus eixos, de forma que um role sobre o outro, as suas velocidades tangenciais no ponto de contato não serão mais as mesmas. Este fenômeno é chamado escorregamento v (creep), e como mostrado por Whickens (2003), foi inicialmente introduzido por Carter para explicar o mecanismo da dinâmica lateral do rodeiro ferroviário. Barbosa (1999) define o escorregamento entre dois corpos em uma dada direção como sendo a diferença da velocidade tangencial de cada corpo no ponto de contato, dividido pela velocidade média. Adicionalmente, define-se como escorregamento spin como sendo a velocidade angular normal relativa entre ambos os corpos, também dividida pela velocidade média.

No caso de contato Hertziano, as forças no contato são funções dos escorregamentos próximos ao ponto de contato. Nos anos 60, Kalker desenvolveu completamente a teoria que permite calcular, conhecendo-se as velocidades relativas, as forças no contato. A expressão geral das forças no contato da Teoria Linear de Kalker é a seguinte:

$$F_x = -Gabc_{11}v_x \quad (1)$$

$$F_{y_{yaw}} = -Gabc_{22}v_y \quad (2)$$

$$F_{y_{spin}} = Gabc_{23}c\varphi \quad (3)$$

onde G é o módulo de cisalhamento do material [Pa], πab é a área de contato elipsoidal [m²], c_{ij} são os chamados coeficientes de Kalker e $c = \sqrt{ab}$ [m]. Estes são funções da razão b/a da elipse de contato e do coeficiente de Poisson do material.

Kalker desenvolveu diversos métodos de resolução de problemas de contato, sendo FASTSIM um dos mais usados no meio ferroviário, devido a sua rapidez de cálculo e boa aproximação de resultados. Programas comerciais, tais como VAMPIRE e NUCARS utilizam tabelas pré-calculadas com resultados baseados desta rotina. A superfície de contato é descrita em tiras na direção de rolamento. Como mostrado em Iwnicki (2003), para cada elemento, são calculadas as forças elementares e pressão separadamente (esta definida pelo valor da elipse de pressão neste ponto). Estas são posteriormente integradas em toda a área de contato.

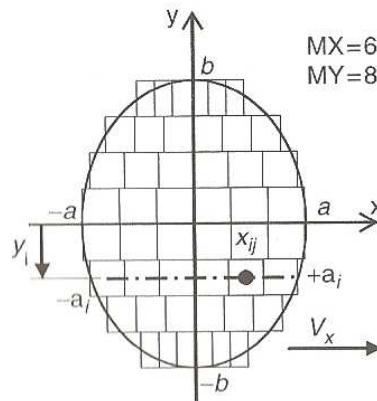


Figura 3. Discretização por elementos utilizada por FASTSIM

3. Programa multicorpos AUTOLEV e Modelo Matemático

Autolev é um programa de computador para manipulação avançada de caracteres desenvolvido por Kane, T. R. e Levinson, D. A. Seu principal objetivo é possibilitar ao usuário ter a certeza de que todas as operações matemáticas associadas ao problema tratado (neste caso de modelagem de sistemas mecânicos) foram corretamente efetuadas. Exemplos são produtos vetoriais, cálculo da energia cinética do sistema, do momento angular ou das forças generalizadas. Além disso, ele possibilita ao usuário a obtenção de rotinas em linguagem Fortran, C ou Matlab para simulação numérica.

As equações de movimento de um sistema dado podem ser calculadas pelo próprio Autolev através do método de Kane. Pode-se classificar a abordagem de Kane como euleriana, pois se baseia em equações que descrevem o equilíbrio de um sistema de forças. Não é objetivo deste relatório explicitá-lo, este podendo ser consultado em Kane et al (1985).

Como estaremos interessados na dinâmica em baixas frequências do rodeiro, tanto o rodeiro quanto a via serão considerados rígidos, exceto a região próxima do contato. As defleções do rodeiro devido à elasticidade do contato são desprezadas em relação ao movimento global do mesmo. O aparecimento de contato duplo das rodas com a via, tanto na região da pista de rolamento quanto no friso, não será objeto do presente estudo. Além disso, foi assumido que roda e trilho estão em contato a todo instante.

3.1. Modelo da via férrea

A via possui curvatura no plano horizontal com raio R_0 , superelevação ϕ_0 e pode ser deslocada localmente através de um deslocamento lateral y_0 . Seja ζ a curva que define a trajetória da via. Então:

$$\zeta : s \rightarrow (x(s), y(s), z(s)) \quad (4)$$

onde s é o parâmetro que define o deslocamento da via nas direções x , y e z . O vetor tangente é por definição:

$$\vec{t} = \left(\frac{dx}{ds}, \frac{dy}{ds}, \frac{dz}{ds} \right) \quad (5)$$

A parametrização do movimento do centro da base de referência junto à via, em relação a um referencial newtoniano N , considera um deslocamento s a velocidade constante V , através do seguinte trio de equações:

$$dX/ds = \cos \Psi \quad (6)$$

$$dY/ds = \sin \Psi \quad (7)$$

$$d\Psi/ds = 1/R_0 \quad (8)$$

sendo OX sempre tangente à curva, OY radial, OZ mutuamente perpendicular e Ψ (azimuth) representado na Fig. (4), onde é mostrado esquematicamente a inscrição em curvas de um vagão ferroviário completo. Em um caso genérico, a pista pode ser de trajetória retilínea (de curvatura zero) ou trajetória curva. Vê-se que o parâmetro que diferencia um

tipo de deslocamento do outro é apenas o valor da curvatura da pista no ponto (ou instante) considerado. O uso de coordenadas de trajetória leva a equações simples da trajetória imposta pela via ao veículo. Neste tipo de modelagem, deve-se impor a posição longitudinal de um dos corpos, geralmente do primeiro rodeiro, como salientado por Shabana et al (2008).

Curvas de variação de curvatura linear são denominadas de *Clotoide*. Para este caso, considera-se adicionalmente os termos de derivada de segunda ordem, calculados diretamente no programa AUTOLEV através da diferenciação direta das equações (6); (7) e (8).

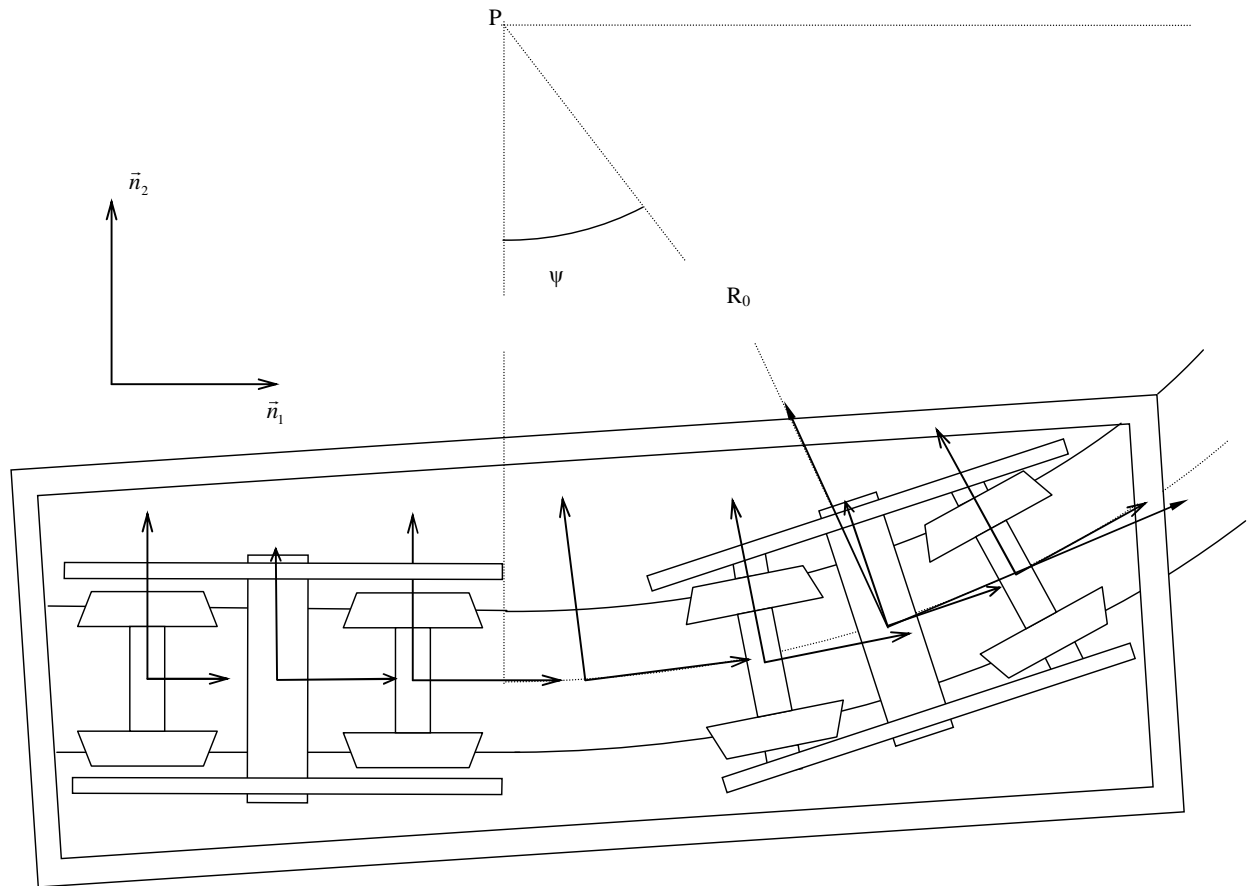


Figura 4. Representação da via para o caso de inscrição de um vagão

3.2. Modelo de rodeiro, truque e vagão

Cada rodeiro é composto por um eixo e duas rodas solidárias a ele, de conicidades contrárias. Ele está ligado ao truque através da suspensão primária do veículo, presente nos três eixos. Cada truque apresenta um base rígida, também conhecida como H rígido e dois rodeiros. Uma rigidez torcional K_φ decorre do posicionamento das suspensões na direção x , tal que $K_\varphi = K_x * e_0^2$, que interfere de maneira decisiva na habilidade do rodeiro em resistir às forças laterais, como mostrados por Barbosa (2009). O veículo ferroviário de carga é composto de dois truques, um à frente e outro ao final do vagão. A suspensão secundária do veículo é conhecida como “prato de peão” e serve para isolar as massas suspensas da dinâmica das massas não suspensas. O veículo completo será portanto modelado por um sistema multicorpos com 7 corpos, sendo:

- 4 rodeiros,
- 2 truques,
- 1 vagão.

Ao centro de massa do rodeiro (considerado simétrico e regular) é fixada uma segunda base de referência, tal como mostrado na Fig. (5). O rodeiro possui inicialmente seis graus de liberdade em relação à via: três deslocamentos lineares x , y e z , e três angulares φ (rolagem, rotação em torno de Ox), θ (rotação da roda) e ψ (ângulo de ataque, rotação em torno de Oz). Estes são representados em um vetor de estado u de dimensão 6, respeitando a ordem apresentada.

Como discutido por Whickens (2003), como a área de contato entre a roda e o trilho é pequena comparada com as dimensões da via, pode-se considerar que o rodeiro o trilhos possuem dois pontos de contato (um em cada roda). Com isso, duas equações de restrição aparecem, e poder-se-á eliminar duas equações dentre as coordenadas acima. Será conveniente eliminar o deslocamento vertical z e a rotação φ (roll) do rodeiro, tornando-as dependentes do

deslocamento lateral y e do ângulo ψ (yaw). Como a velocidade de avanço V do veículo é considerada constante, cada rodeiro possuirá apenas três graus de liberdade.

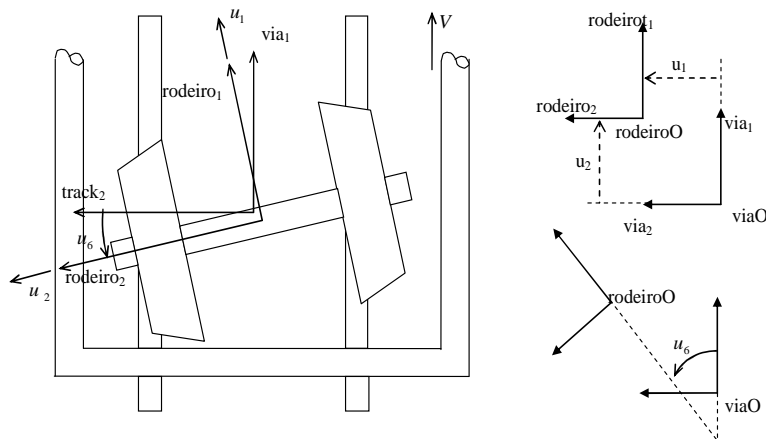


Figura 5. Base de referência do rodeiro em relação à base da via

Para o caso de um truque ferroviário, ambos os rodeiros seguem a mesma metodologia de parametrização. O H rígido, diferentemente dos rodeiros, pode se deslocar livremente nos seis graus de liberdade em relação à via. Globalmente, o sistema multicorpos tratado é visualizado na Fig. (6). O vagão, assim como o truque, é considerado livre nas 6 direções, estando ligado ao truque através da suspensão secundária. Suspensões primária e secundária são consideradas inicialmente lineares.

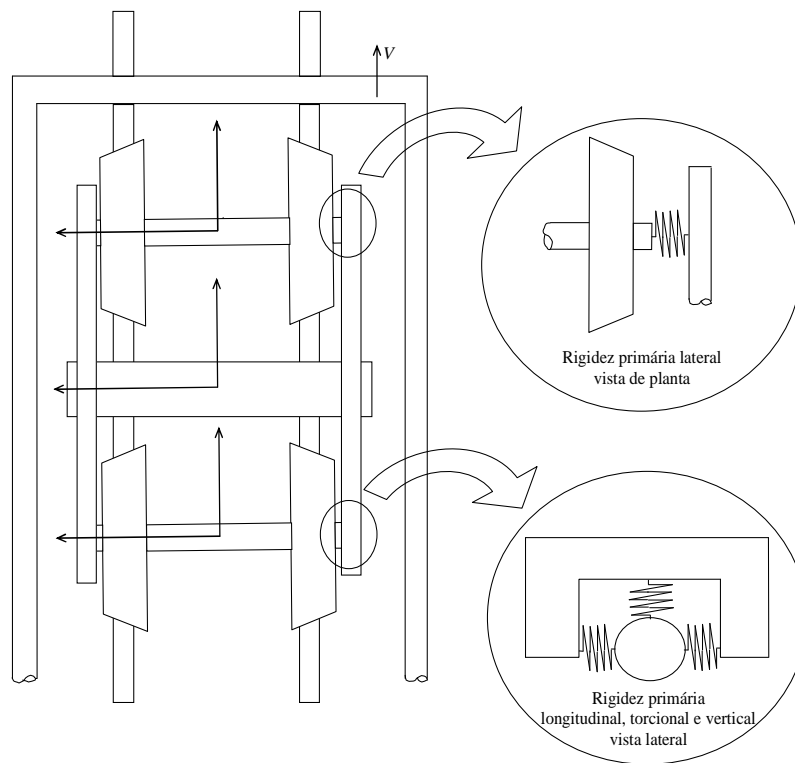


Figura 6. Truque completo e suspensões primárias

Uma base de referência foi considerada para cada ponto de contato. Elas são centradas no ponto de contato, sendo x^* e y^* no plano de contato, com x^* coincidente à x , e z^* o versor mutuamente perpendicular, como mostrado na Fig. (7). Para a roda esquerda trata-se de uma rotação positiva e para a roda esquerda uma rotação negativa.

Baseando-se na parametrização da via e do veículo apresentada anteriormente, desenvolveu-se no programa AUTOLEV uma rotina para o cálculo dos escorregamentos e das equações diferenciais de movimento. Estas são integradas numericamente utilizando-se o método de integração explícito de passo fixo Euler. As forças normais no contato são atualizadas a cada passo de integração, a partir das forças laterais e verticais calculadas no passo anterior. A dinâmica vertical do veículo não é considerada, a rotação ϕ (roll) do veículo é obtida previamente e tabelada em função do deslocamento lateral, sendo a influência do ângulo de ataque desconsiderada. Para todas as simulações efetuadas, considerou-se uma pista sem defeitos e sem superelevação, para o caso de inscrição em curvas.

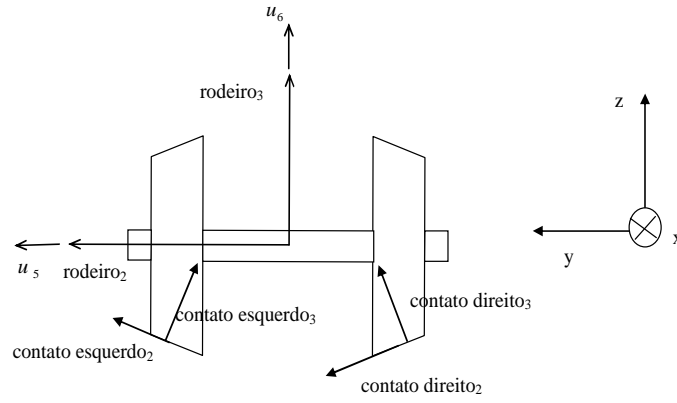


Figura 7. Vetores do plano de contato roda/trilho

3.3. Modelo de escorregamento

Os escorregamentos longitudinal, lateral e spin podem ser calculados a partir da diferença das velocidades tangenciais da roda e do trilho, o spin sendo o termo referente à diferença de velocidade rotacional entre ambos os corpos.

$$v_x^{left} = - \left[r_l \dot{u}_5 + Lu_6 + \dot{\Psi}(r_l u_4 - L) + \dot{\Psi} u_2 - \sin \Psi \frac{dy}{ds} - \cos \Psi \frac{dx}{ds} + u_1 \right] / V \quad (9)$$

$$v_y^{left} = - \left[\dot{\varphi}(u_3 + Lu_4 - r_l) + \cos \varphi \left(\sin \Psi \frac{dx}{ds} - \cos \Psi \frac{dy}{ds} \right) + u_6 (\dot{\Psi}(L + r_l u_4) + Lu_6 + r_l \dot{u}_5) - \dot{u}_2 \right] / V \quad (10)$$

$$\omega_z^{left} = - [u_5 \sin \lambda_l - u_6 \cos \lambda_l] / V \quad (11)$$

$$v_x^{right} = - \left[r_r \dot{u}_5 - Lu_6 + \dot{\Psi}(r_r u_4 - L) + \dot{\Psi} u_2 - \sin \Psi \frac{dy}{ds} - \cos \Psi \frac{dx}{ds} + u_1 \right] / V \quad (12)$$

$$v_y^{right} = - \left[\dot{\varphi}(u_3 - Lu_4 - r_r) + \cos \varphi \left(\sin \Psi \frac{dx}{ds} - \cos \Psi \frac{dy}{ds} \right) - u_6 (\dot{\Psi}(L - r_r u_4) + Lu_6 - r_r \dot{u}_5) - \dot{u}_2 \right] / V \quad (13)$$

$$\omega_z^{right} = [u_5 \sin \lambda_r + u_6 \cos \lambda_r] / V \quad (14)$$

Para trajetórias retilíneas, $\dot{\Psi}=0$ e as equações se simplificam. Em trajetória qualquer a velocidade constante V , $\dot{\Psi} = V_i/R_i$, onde R_i é o raio de curvatura no instante considerado.

As forças no contato são discriminadas segundo roda e direção, estando no plano de contato. As propriedades do contato são obtidas com o auxílio do programa CCRT (Cálculo de Propriedades de Contato Roda/Trilho). Considerou-se uma roda de perfil S-1002 e trilho de padrão UIC-60. O ângulo do plano de contato λ e o raio de rolamento variam com bastante intensidade para deslocamentos maiores que 4 mm, quando o friso da roda entra em contato com o trilho. Para este perfil, o descarrilamento ocorre para deslocamentos maiores que 6,17 mm, para os quais o rodeiro não mais apresenta capacidade de centralização.

Como mostrado por Shabana et all (2008), duas formulações são amplamente empregadas para calcular a força normal no contato. A formulação por “Elastic Contact” calcula a força normal através da teoria de Hertz, permitindo separação do par roda / trilho. Esta metodologia é aplicada por Pombo e Ambrósio (2007), permitindo o estudo do caso de contato duplo (tanto na pista de rolamento quanto no friso). Este fenômeno é principalmente encontrado nos casos de ângulo de ataque elevado. No entanto, a consideração de existência e unicidade do ponto de contato feita anteriormente nos permite calcular a força normal através do método chamado “Constraint Contact”. Neste, adicionam-se as equações de restrição ao problema tratado. Inicialmente, decompõe-se as forças no contato Normal e Transversal em Lateral e Vertical. A força Vertical será calculada como sendo a necessária para manter a todo instante contato único em cada uma das rodas, através do cálculo do equilíbrio de forças na direção vertical e de momentos no rodeiro em relação ao seu centro de massa. Estas são justamente as direções escolhidas como dependentes do deslocamento lateral e do ângulo de ataque.

A resolução das forças verticais considera o problema estático: velocidades e acelerações não são consideradas. Além disso, não se considera o momento causado pela variação da posição do contato.

Para trajetória qualquer sem superelevação, teremos a seguinte expressão para cada uma das forças verticais:

$$VL = \frac{(B+Au_4)}{2} - \frac{r_r}{2L} \left[A + Bu_4 + M \left(1 - \frac{Lu_4}{r_r} \right) \left(\sin \Psi \frac{d^2x}{ds^2} - \cos \Psi \frac{d^2y}{ds^2} \right) \right] \quad (15)$$

$$VR = \frac{(B+Au_4)}{2} + \frac{r_l}{2L} \left[A + Bu_4 + M \left(1 - \frac{Lu_4}{r_l} \right) \left(\sin \Psi \frac{d^2x}{ds^2} - \cos \Psi \frac{d^2y}{ds^2} \right) \right] \quad (16)$$

$$A = P_y - Mu_2\dot{\psi}^2 + Mu_1\dot{\psi} \quad (17)$$

$$B = Mg - P_z \quad (18)$$

4. Simulações e Discussão

A fim de verificar a estabilidade e a resposta do modelo obtido, uma simulação de inscrição e saída de curva de pequeno raio foi efetuada. A velocidade considerada é de 30m/s, para um rodeiro de massa 1887 Kg suportando uma carga vertical de 154715 N. O truque é considerado com massa de 3000 Kg. A rigidez da suspensão primária angular é de $8,16 \cdot 10^7$ mN/rad. A suspensão primária lateral é de $2 \cdot 10^7$ Nm e a secundária de 10^7 Nm. O coeficiente de atrito μ considerado é de 0,6. A trajetória imposta ao rodeiro segue a função $C(s)$ descrita na Fig.(8). O raio da curva é de 250m, com inscrição e saída de 30m.

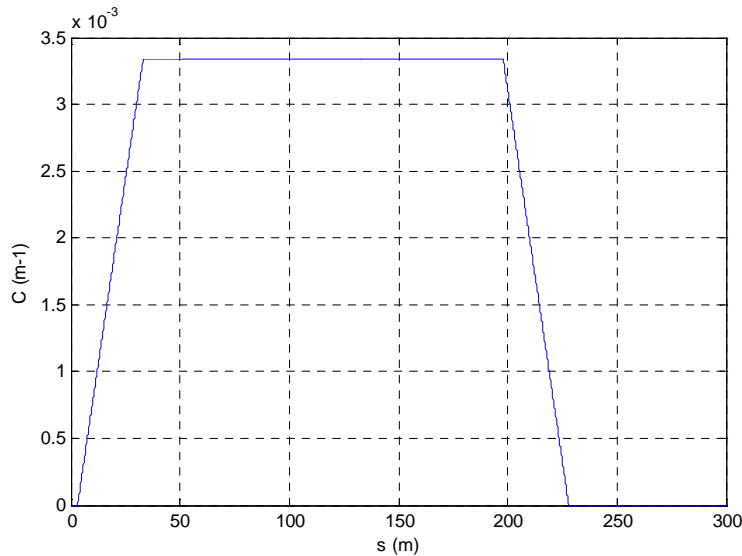


Figura 8. Trajetória imposta ao veículo – entrada e saída de curva através do parâmetro C (curvatura)

Os resultados do deslocamento lateral e angular de rodeiros e truques desta simulação são apresentados nas Fig. (9) e (10). Vê-se claramente que os rodeiros dianteiros de cada um dos truques possuem um grande deslocamento lateral, apresentando contato no friso da roda. Os rodeiros traseiros possuem deslocamento inverso aos frontais, seu comportamento em passeio na pista sendo determinado pela característica da suspensão primária. Os rodeiros frontais apresentam também uma posição angular de inscrição na curva muito desfavorável, com rotação negativa (e portanto de sentido contrário ao da curva). Os rodeiros traseiros são beneficiados da inscrição do rodeiro dianteiro na curva, e com isso se posicionam com ângulo de ataque positivo, tendo sua inscrição facilitada.

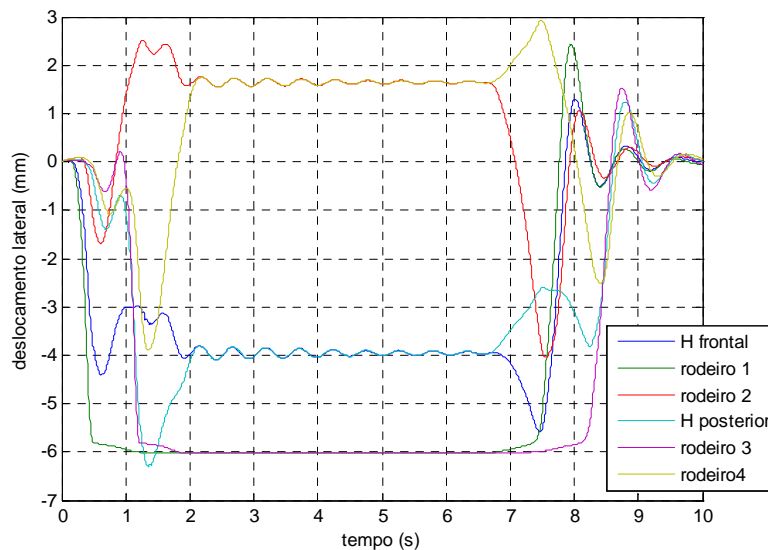


Figura 9. Deslocamento lateral para entrada e saída de curva de raio 250m

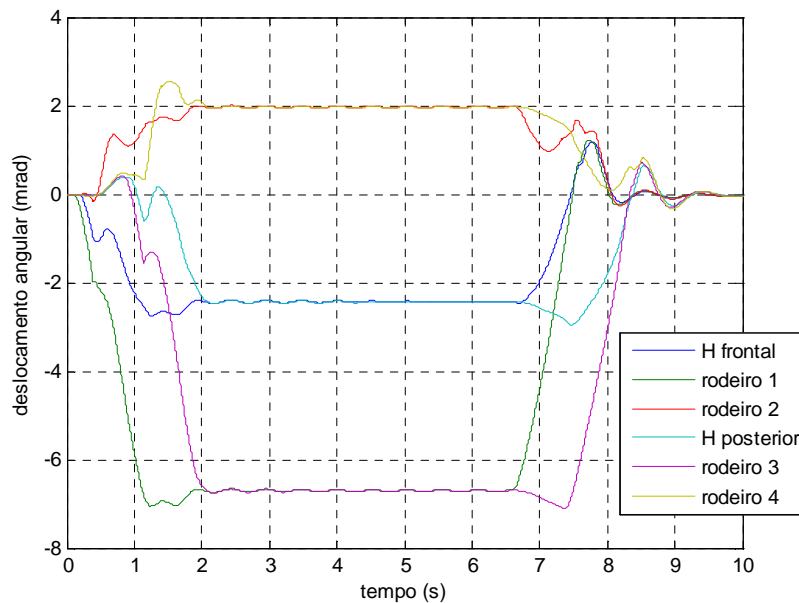


Figura 10. Ângulo de ataque para entrada e saída de curva de raio 250m

Para o rodeiro frontal, as forças no plano de contato são apresentadas (longitudinal, transversal e normal), assim como as forças no contato projetadas na base de referência do rodeiro (lateral e vertical), para a roda direita (externa), na Fig. (11). Percebe-se que a força vertical mantém-se constante a 94 kN durante toda a simulação. Este é um resultado da não consideração de transferência de carga devido à força centrífuga. As forças tangenciais apresentam saturação a cerca de 40 kN (tanto longitudinal quanto transversal), anteriormente ao final da inscrição na curva. Com isso, o rodeiro só apresenta capacidade de centralização com o aumento do ângulo do plano de contato. Este apresenta valor 60° na situação de raio constante, valor elevado e próximo do limite de 70° deste perfil de roda.

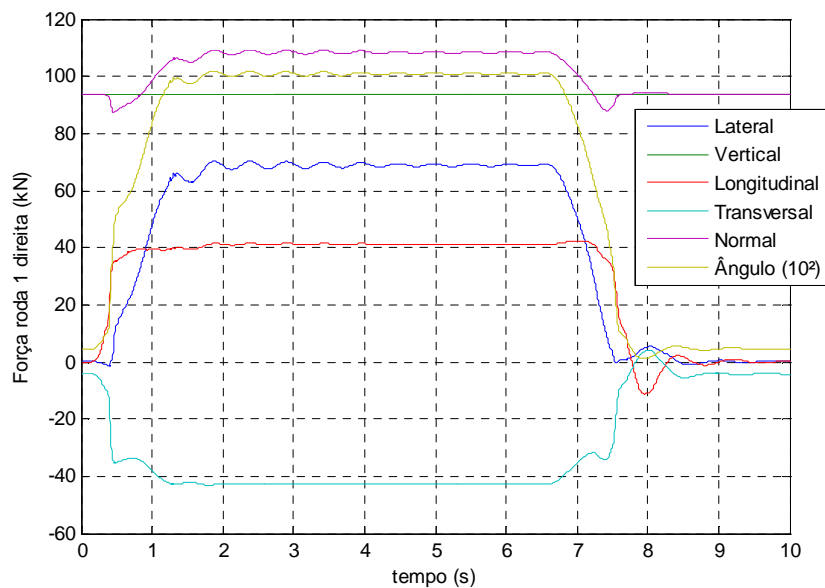


Figura 11. Forças na contato da roda direita (externa) para rodeiro frontal

Um índice de segurança importante utilizado no meio ferroviário e que caracteriza a possibilidade de descarrilamento é o quociente da força lateral pela força vertical, ou L/V . Na Figura (12) está representado o índice L/V para as rodas dos rodeiros presentes no truque frontal. Percebe-se claramente que a roda direita do rodeiro frontal é aquela que apresenta maior chance de descarrilar, como era esperado a partir dos resultados apresentados.

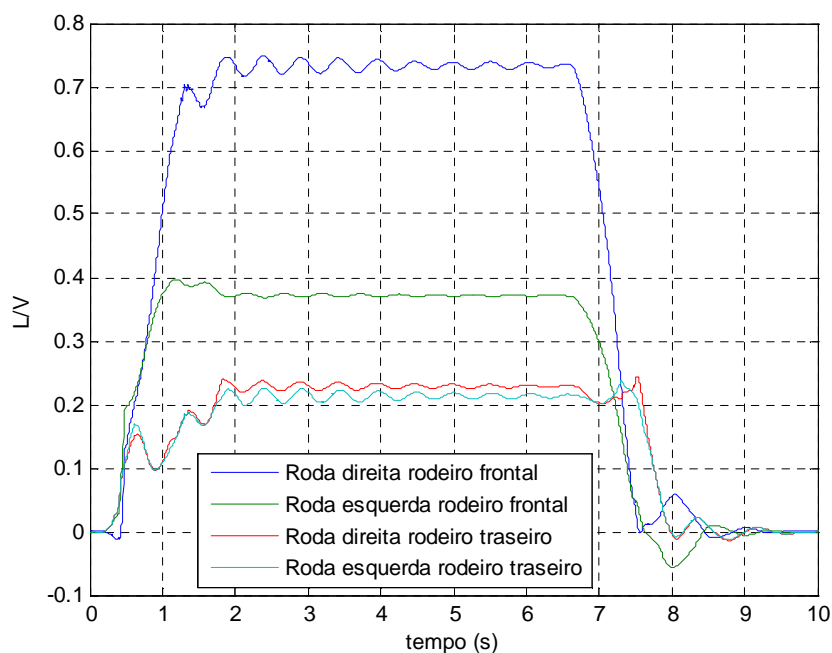


Figura 12. Índice L/V para rodas do truque frontal

5. Conclusões e Perspectivas

As equações dinâmicas do veículo ferroviário foram obtidas utilizando-se a parametrização apresentada e o programa AUTOLEV. O contato roda/trilho foi tratado através da formulação desenvolvida por Kalker, utilizando-se a rotina FASTSIM. As propriedades do contato foram obtidas com o auxílio do programa CCRT e denotam o comportamento não linear do problema tratado. Os escorregamentos relativos foram obtidos e tratados para o caso de referenciais não-inerciais, tais como inscrição em curvas.

Utilizou-se um integrador numérico explícito de passo fixo, buscando-se adequar o tempo de simulação ao tempo real. Para tanto, a rotina foi implementada em linguagem C e utilizou-se um passo de tempo de 0,001s. O tempo de cálculo da rotina foi otimizado para aplicações em tempo real.

O caso de inscrição em curva de pequeno raio foi tratado como exemplificativo do desempenho da rotina. Observou-se a estabilidade numérica do modelo, que apresentou convergência mesmo com condições severas de inscrição em curva (raio de 250m e velocidade de 30 m/s). As forças no contato foram obtidas assim como o índice de segurança L/V para este caso.

A implementação de não linearidades existentes na suspensão do veículo é um objetivo importante para a implementação desta modelagem em simulação de dinâmica ferroviária. Adicionalmente, a comparação de resultados com programas comerciais tais como Vampire e Nucars é um ponto importante para a validação completa da rotina.

6. Agradecimentos

Agradeço ao Prof. Roberto Spinola Barbosa pela oportunidade de retomar os estudos em dinâmica ferroviária, interrompidos em 2005. Agradeço também à Fundação de Apoio à Universidade de São Paulo por acreditar neste trabalho e me contemplar com uma bolsa de estudos. Agradeço adicionalmente ao comitê avaliador do VII Prêmio AmstedMaxion de Tecnologia Ferroviária pelo 1º lugar concedido a esse trabalho.

7. Referências

- ALIAS, J.: “La voie ferré”, Eyrolles, deuxième edition, 1984
- BARBOSA, R. S.: “Aplicação de Sistemas Multicorpos na Dinâmica de Veículos Guiados”. Tese de Doutorado na Universidade de São Paulo. (1999)
- GRASSIE, S. L., ELKINS, J. A., “Tractive effort, curving and surface damage of rails, Part 1: Forces exerted on the rails”, Wear xxx (2004) xxx-xxx
- IWNICKI, S.: “Handbook of Railway Vehicle Dynamics”, Taylor & Francis Group, 2006
- KALKER, J. J.: “Three-dimensional elastic bodies in rolling contact”, 1990
- KANE, T. R., LEVINSON, D. A.: “Dynamics – Theory and Applications”, McGraw-Hill, 1985
- KANE, T. R., LEVINSON, D. A.: “AutoLev 4 User’s Manual”, OnLine Dynamics Inc, 2005

- LEE, S., CHENG, Y., “Hunting stability analysis of high railway vehicle trucks on tangent tracks”. Journal of Sound and Vibration 282 (2005) 881-898
- MACE, S., PENA, R., WILSON, N., DIBRITO, D., “Effects of wheel-rail contact geometry on wheel set steering forces”, Wear 191 (1996) 204-209
- POMBO, J. C., AMBROSIO, J. A. C.: “Application of a wheel-rail contact model to railway dynamics in small radius curved track”, Multibody System Dynamics (2007)
- SHABANA, A. A., SINOKROT, T. NAKHAEINEJAD, M.: “A velocity transformation method for nonlinear dynamic simulation of railroad vehicle systems”, Nonlinear Dynamics (2008), pp 289-307
- SHABANA, A. A., ZAAZAA, K., E., SUGIYAMA, H.: “Railroad Vehicle Dynamics A Computational Approach”, Taylor & Francis Group, 2008
- STEENBERGEN, M. J. M. M.: “The role of the contact geometry in wheel-rail impact due to wheel flats”. Vehicle System Dynamics, Vol. 45, No 12. December 2007. pp 1097-1116
- WICKENS, A. H.: “Fundamentals of Rail Vehicle Dynamics”, Swets & Zeitlinger, 2003

8. Direitos autorais

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

RAILWAY VEHICLE MODELING USING AUTOLEV ROUTINE

Vinicius Alves Fernandes

vinicius_alves_fernandes@yahoo.com.br

Abstract. Modeling the dynamic behavior of the railway vehicle is an important tool to predict the dynamic charges applied to the railway. Curve derailment conditions and the influence of rail defects (on the rail surface or on the track geometry it-self) may be studied through railway multibody models. This study aims to characterize the dynamic behavior of the wheelset vehicle. The motion equations were obtained using the AUTOLEV 4 tool, developed by Kane and Levinson, and integrated numerically. The wheel/rail contact is treated using the contact theory developed by Kalker, using the FASTSIM routine. The coordinate system proposed by Shabana et al (2007) and used by Pombo and Ambrósio (2008) is used. The vertical and lateral dynamics have been uncoupled by both the restriction equations imposed by the track’s trajectory and the assumption of the existence and unicity of the contact point between the wheel and the rail, as shown by Shabana et al (2007). The curve case is presented for the complete vehicle model. The L/V criterion is obtained for this case study. This work presents the bases for a railway vehicle dynamic simulator.

Keywords. *vehicle dynamics (computational simulation), rolling stock, railroad*