



CONEM 2016
CONGRESSO NACIONAL DE
ENGENHARIA MECÂNICA

21-25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

AVALIAÇÃO DINÂMICA DE MODELOS DE VEÍCULO SUJEITOS A EXCITAÇÕES LATERAIS PELA TÉCNICA DE SISTEMAS MULTICORPOS

Guilherme Missio Parizotto, guilherme.parizotto@ufrgs.br
Walter Jesus Paucar Casas, walter.paucar.casas@ufrgs.br
Luis Roberto Centeno Drehmer, luisdrehmer@yahoo.com.br
Leandro Pavan, leandro_pavan@yahoo.com.br
André Vinícius Brizio da Silva, andre_brizio@hotmail.com

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Departamento de Engenharia Mecânica, Rua Sarmento Leite 425 Porto Alegre, Rio Grande do Sul, CEP 90050-170, Brasil

Resumo: Uma necessidade perene na área de engenharia mecânica diz respeito à predição do comportamento dinâmico dos sistemas mecânicos. Tanto na área de pesquisa quanto no setor industrial, boas ferramentas de simulação são indispensáveis para o estudo e implementação de sistemas eficientes em seus propósitos. Estes instrumentos possibilitam a otimização dos métodos experimentais, facilitando a escolha da melhor solução para cada problema ainda na fase de testes com baixos custos. Na área automotiva esse fator é de ainda mais notada importância. A análise das respostas dinâmicas em sistemas veiculares permite a realização de estudos referentes às questões de segurança e conforto, fatores decisivos na qualidade desses sistemas. O objetivo principal desta pesquisa consiste no estudo do comportamento dinâmico de veículos através do desenvolvimento de rotinas computacionais voltadas a resolver modelos matemáticos de veículos, simplificados pelo método dos sistemas multicorpos. As análises foram restritas à dinâmica lateral do veículo. Partindo do modelo proposto por Smith e Starkey (1995), consideraram-se trajetórias não retilíneas, com simulações restritas às excitações laterais provenientes da aplicação de um ângulo de esterçamento nas rodas dianteiras. Através de pequenas adaptações do modelo de Smith e Starkey, ainda foi possível analisar processos nos quais o veículo mudasse sua velocidade forçadamente, isto é, em frenagens e acelerações. Como forma de trazer mais acuracidade à simulação, foi ainda utilizado o modelo de pneu não linear de Dugoff et al. (1970). Isso permitiu a construção de uma rotina computacional em MATLAB capaz de verificar o comportamento dinâmico lateral para situações de altas acelerações, como curvas e frenagens bruscas simultâneas, por exemplo. Além disso, a rotina desenvolvida possibilita o estudo da relação entre o direcionamento pretendido pelo motorista, através da aplicação de determinado ângulo no volante de direção, e a trajetória na qual o veículo de fato segue, para situações de altas acelerações nas quais esta discrepância é mais acentuada, conforme verificado após comparação com modelo simplificado que não considera a influência da não linearidade dos pneus. Para fins de validação, foi utilizado o programa comercial de dinâmica veicular CarSim para comparação de resultados, os quais se mostraram consistentes.

Palavras-chave: modelo veicular, dinâmica lateral, dinâmica de sistema multicorpo.

1. INTRODUÇÃO

Os métodos numéricos de simulação computacional são importantes ferramentas de engenharia para o desenvolvimento de sistemas dinâmicos eficientes e confiáveis. Com o constante crescimento na capacidade de processamento dos computadores, abrem-se possibilidades para veículos equipados com sistemas cada vez mais complexos e modernos. Um bom exemplo é a utilização de modelos matemáticos multicorpos dos veículos como forma de avaliar o comportamento dinâmico dos mesmos, prever comportamento e antecipar ações se for o caso (através de um piloto automático, por exemplo). Tais estudos já possibilitam que muitos veículos sejam equipados com sistemas de controle inteligente de tração e direção e que, no futuro, poderão corresponder a parte dos primeiros passos para o desenvolvimento de um trânsito mais automatizado e, conseqüentemente, seguro.

Para alimentar este potencial, são necessários modelos matemáticos cada vez mais abrangentes, confiáveis e otimizados. Para controladores de direção, frenagem e tração, por exemplo, um modelo que responda adequadamente às

manobras de alta aceleração é indispensável para um funcionamento seguro do sistema em situações de emergência. Como mostrado por Smith e Starkey (1995), a complexidade do modelo matemático utilizado é representativo em casos de elevados de aceleração.

Neste trabalho, será demonstrado o fato de que, para manobras não bruscas, como curvas a baixas velocidades, por exemplo, os modelos mais simples são adequados. Entretanto, para situações com acelerações laterais elevadas, como curvas a altas velocidades ou frenagens bruscas, modelos mais complexos são necessários para resultados coerentes. A presença de um modelo não linear de pneu, desenvolvido por Dugoff *et al.* (1970) mostrou ainda uma maior coerência principalmente nos resultados de trajetória. Além disso, aplicou-se no presente trabalho uma técnica para o controle da velocidade tangencial do veículo durante a simulação, para fins de melhorar a fidelidade dos resultados, bem como possibilitar a simulação de frenagens e acelerações controladas do veículo. Para o estudo, foi utilizado o modelo veicular proposto por Smith e Starkey (1995), do qual são extraídas as equações dinâmicas para o desenvolvimento da rotina computacional e, para fins de comparação com um modelo mais simplificado, o modelo proposto por Albinsson e Routledge (2013) foi utilizado.

2. MODELO VEICULAR MULTICORPO PARA DINÂMICA VEICULAR LATERAL

Como proposto por Smith e Starkey (1995), para manobras de altas velocidades, com grandes valores de aceleração lateral envolvidos, é utilizado o modelo da Fig. 1. Neste modelo multicorpo de dinâmica lateral, são considerados quatro graus de liberdade. Leva-se em consideração o deslocamento lateral e longitudinal do veículo e os ângulos de rolagem do chassi e guinada do veículo completo. São ainda consideradas quatro equações que avaliam os efeitos do esterçamento individual de cada uma das rodas, bem como outras equações de acoplamento adiante apresentadas.

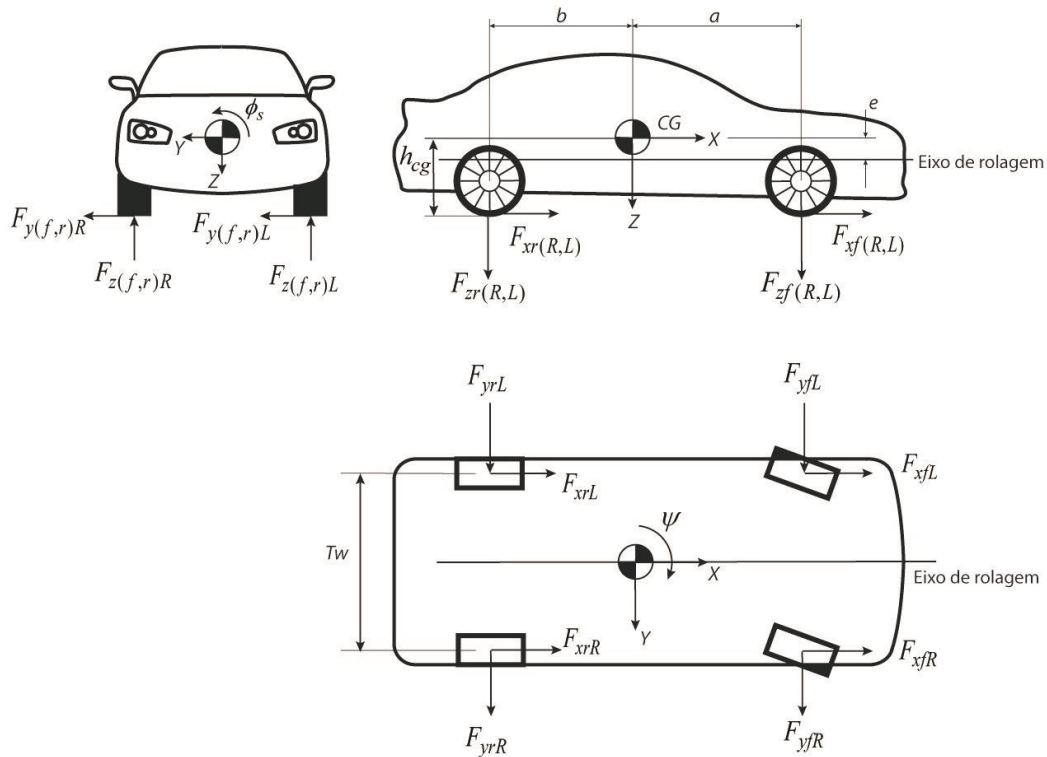


Figura 1. Modelo Veicular de 4 graus de liberdade proposto por Smith e Starkey
Fonte: Pavan (2015)

2.1. Equações Dinâmicas do Modelo

As equações dinâmicas para os quatro graus de liberdade correspondentes do modelo utilizado são apresentadas à seguir:

Movimento longitudinal em x :

$$m\dot{U} = mVr + F_{xfR} + F_{xfL} + F_{xrR} + F_{xrL} - \frac{1}{2}C_d A_f \rho_a U^2 \quad (1)$$

Movimento lateral em y :

$$m\dot{V} + m_s e \dot{p} = -mUr + F_{yfR} + F_{yfL} + F_{yrR} + F_{yrL} \quad (2)$$

Movimento de guinada ψ do veículo:

$$I_{zz}\dot{r} - I_{xz_s}\dot{p} = a(F_{yfR} + F_{yfL}) - b(F_{yrR} + F_{yrL}) + \frac{T_w}{2}(F_{xfL} + F_{xrL}) - \frac{T_w}{2}(F_{xfR} + F_{xrR}) \quad (3)$$

Movimento de rolagem ϕ_s do veículo:

$$I_{xx_s}\dot{p} + m_s e \dot{V} - I_{xz_s}\dot{r} = -m_s e U r + m_s g e \sin \phi_s - \frac{\partial L}{\partial \phi_s} \phi_s - \frac{\partial L}{\partial p} p \quad (4)$$

A notação dos quatro graus de liberdade é mostrada a seguir, na forma vetorial:

$$\chi = \begin{Bmatrix} x \\ y \\ \psi \\ \phi_s \end{Bmatrix} \quad \dot{\chi} = \begin{Bmatrix} U \\ V \\ r \\ p \end{Bmatrix} \quad \ddot{\chi} = \begin{Bmatrix} \dot{U} \\ \dot{V} \\ \dot{r} \\ \dot{p} \end{Bmatrix}$$

O vetor χ corresponde aos deslocamentos, $\dot{\chi}$ é o vetor das velocidades e $\ddot{\chi}$ das correspondentes acelerações. Na Eq. (4), $\partial L / \partial \phi_s$ e $\partial L / \partial p$ são, respectivamente, a rigidez e o amortecimento torcional do eixo de rolagem. Sendo assim, o sistema com as quatro equações dinâmicas pode ser simplificado e escrito na forma matricial:

$$\mathbf{M}\ddot{\chi} + \mathbf{C}\dot{\chi} + \mathbf{K}\chi = \mathbf{F} \quad (5)$$

onde as matrizes de massa $\mathbf{M}$, amortecimento $\mathbf{C}$ e rigidez $\mathbf{K}$, e o vetor de forças $\mathbf{F}$ são definidos conforme segue:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & m_s e \\ 0 & 0 & I_{zz} & I_{xz_s} \\ 0 & m_s e & -I_{xz_s} & I_{xx_s} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} \frac{1}{2} C_d A_f \rho_a U & -mr & 0 & 0 \\ 0 & 0 & mU & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_s e U & \frac{\partial L}{\partial p} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{\partial L}{\partial \phi_s} - m_s g e \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{F} = \begin{Bmatrix} F_{xfR} + F_{xfL} + F_{xrR} + F_{xrL} \\ F_{yfR} + F_{yfL} + F_{yrR} + F_{yrL} \\ a(F_{yfR} + F_{yfL}) - b(F_{yrR} + F_{yrL}) + \frac{T_w}{2}(F_{xfL} + F_{xrL}) - \frac{T_w}{2}(F_{xfR} + F_{xrR}) \\ 0 \end{Bmatrix}$$

2.2. Forças nos Pneus

Conforme Smith e Starkey (1995), as forças em x e y nos pneus podem ser relacionadas com as forças de tração e laterais para cada ângulo de esterçamento das rodas por meio do modelo da bicicleta. O modelo inclui a influência da rolagem no ângulo total de esterçamento das rodas. Adicionalmente às transferências de carga longitudinais devido à eventual aceleração longitudinal, o modelo também considera uma transferência de carga lateral quasi-estática devido à aceleração lateral e ângulo de rolagem. O fator que define a distribuição da carga por eixo, K_{RSF} , é a razão entre a rigidez à rolagem do eixo dianteiro e a razão à rigidez da rolagem total.

As forças F nos pneus são dadas pelas suas propriedades e pelos modelos de deslizamento, baseados nos ângulos α de deslizamento em cada pneu e pelo fator de deslizamento longitudinal i_s . Este fator de deslizamento é adaptado do modelo original para este trabalho, e é dado por

$$i_s = 1 - \frac{U_t}{U_p} \quad (6)$$

onde U_t é a velocidade longitudinal instantânea da roda na direção em que está alinhada, e U_p é a velocidade longitudinal pretendida na simulação. Esta formulação permite que a velocidade tangencial do veículo seja controlada continuamente pela rotina computacional. Em caso de mudanças forçadas da velocidade longitudinal do veículo cria-se um deslizamento, e, conseqüentemente, uma força que tende sempre a manter o veículo em uma velocidade desejada. Além disso, é possível determinar velocidades pretendidas diferentes para cada ponto no tempo, permitindo a simulação de frenagens e acelerações.

As equações para as forças nos pneus e para os ângulos de deslizamento estão disponíveis em Smith e Starkey (1995). Já as velocidades longitudinais instantâneas das rodas na direção em que estão alinhadas possuem valores distintos para cada um dos pneus e são dadas por:

$$U_{tR} = \left(U - \frac{1}{2} T_w r \right) \cos \delta_{w_f} + (V + ar) \sin \delta_{w_f} \quad (7)$$

$$U_{tL} = \left(U + \frac{1}{2} T_w r \right) \cos \delta_{w_f} + (V + ar) \sin \delta_{w_f} \quad (8)$$

$$U_{trR} = \left(U - \frac{1}{2} T_w r \right) \cos \delta_{w_r} - (br - V) \sin \delta_{w_r} \quad (9)$$

$$U_{trL} = \left(U + \frac{1}{2} T_w r \right) \cos \delta_{w_r} - (br - V) \sin \delta_{w_r} \quad (10)$$

2.3. Modelo de Pneu

Como o objeto de estudo são situações que geram grandes valores de aceleração lateral, existe a possibilidade de deslizamento em ambas as direções do pneu, longitudinal e transversalmente. Desta forma, é necessário um modelo de pneu não linear para o cálculo das forças lateral, F_s , e trativa, F_t . O modelo de pneu não linear desenvolvido por Dugoff *et al* (1970) incorpora o deslizamento longitudinal e lateral. Neste caso, as forças em questão são dadas por

$$F_s = \frac{C_\alpha \tan \alpha}{1 - i_s} f(S) \quad (11)$$

$$F_t = \frac{C_i i_s}{1 - i_s} f(S) \quad (12)$$

onde

$$f(S) = \begin{cases} S(2 - S), & S < 1 \\ 1, & S > 1 \end{cases} \quad (13)$$

$$S = \frac{\mu F_z \left[1 - \varepsilon_r U \sqrt{i_s^2 + \tan^2 \alpha} \right] (1 - i_s)}{2 \sqrt{C_i^2 i_s^2 + C_\alpha^2 \tan^2 \alpha}} \quad (14)$$

3. VALIDAÇÃO DO MODELO

Para verificar a validade dos resultados obtidos através do modelo, o mesmo foi validado utilizando o *software* comercial multicorpo CarSim (versão 8.02). O modelo de dinâmica lateral foi programado numa rotina na plataforma do *software* comercial MATLAB (versão R2014). Todos os parâmetros utilizados na rotina foram transferidos para o CarSim, bem como a manobra a ser realizada. Para a validação, escolheu-se a manobra “dente de serra”, em que o esterçamento das rodas dianteiras acontece conforme a Fig. 2, a seguir:

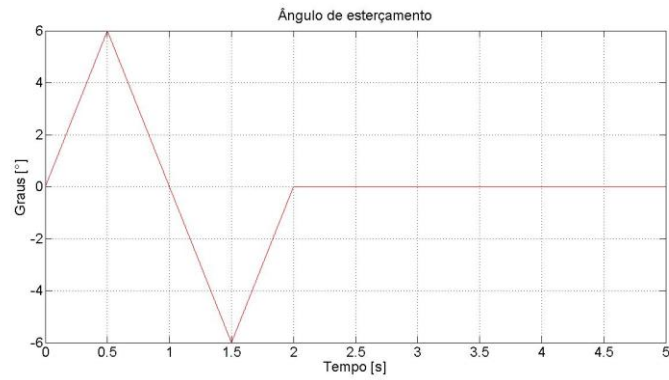


Figura 2. Ângulo de esterçamento das rodas dianteiras na manobra “Dente de Serra”

Três comparações foram realizadas para fins de validação. Dentre elas, a da Fig. 3 exibe o resultado para 40 km/h:

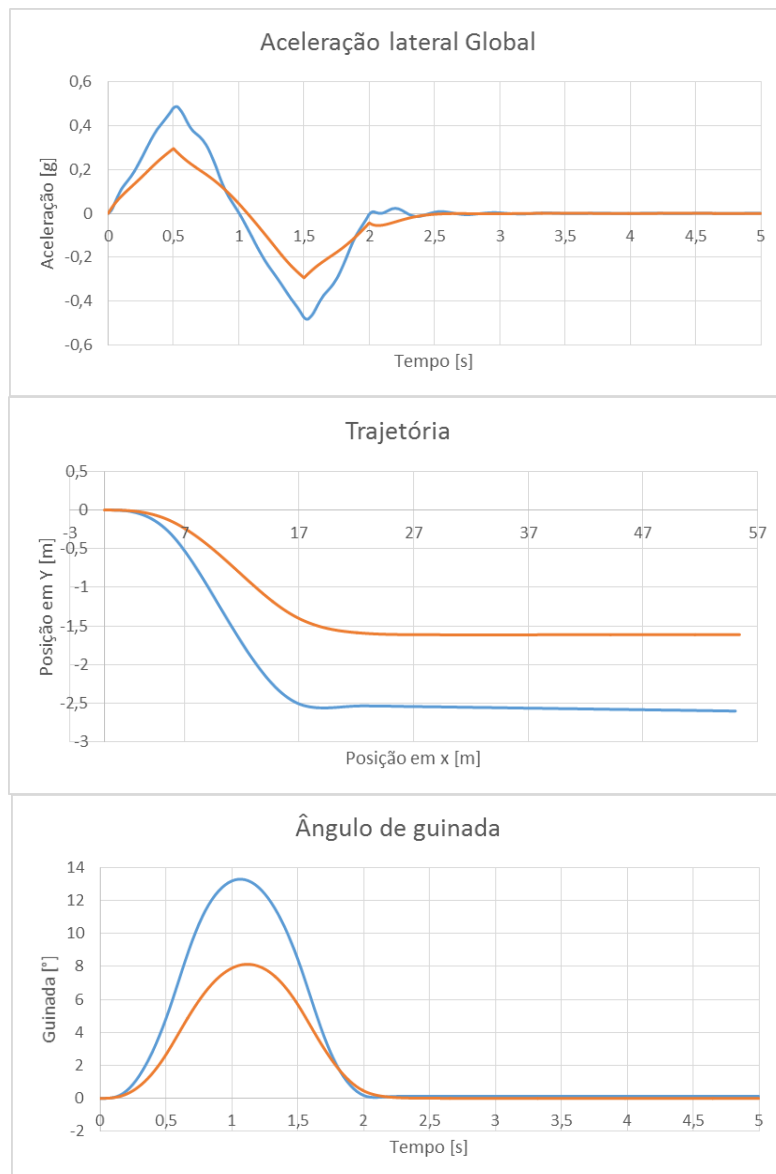


Figura3. Comparação entre os resultados obtidos pelo CarSim (em azul) e pela rotina desenvolvida no MATLAB (em vermelho)

A tendência e a forma das curvas obtidas foram similares. Entretanto, o programa CarSim leva em consideração a dinâmica vertical do veículo, bem como outros parâmetros de entrada que não foram implementados na rotina deste

trabalho, a qual foi baseada no modelo de Smith e Starkey, (1995). Por isso, há diferenças nas magnitudes de alguns resultados obtidos.

4. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

A rotina desenvolvida para a resolução do modelo descrito na seção 2 foi submetida à manobra “dente de serra” conforme a Fig. 2 para as velocidades de 30, 60 e 90 km/h. Duas manobras adicionais, para título de informação extra, foram realizadas a 90 e a 65 km/h com uma desaceleração de 3 m/s^2 e uma aceleração de 1 m/s^2 , respectivamente. Para fins de comparação dos resultados obtidos, foi utilizado o modelo proposto por Albinsson e Routledge (2013). Este modelo simplificado possui três graus de liberdade: deslocamento longitudinal, deslocamento lateral e guinada, e não inclui o modelo de pneu, sendo considerado apenas um elemento de rigidez com contato pontual na pista. A seguir, estão traçadas as respostas do veículo para as manobra em cada velocidade proposta. Para a trajetória do veículo, é feita a comparação com os resultados do modelo simplificado de Albinsson e Routledge (2013). Tanto para a validação, quanto na obtenção das respostas nas subseções seguintes, foram utilizados os parâmetros de um veículo utilitário de médio porte conforme sugerido em Smith e Starkey (1995), onde os valores dos parâmetros estão disponíveis.

4.1. Manobra a 30 km/h

Nos dados extraídos para a velocidade de 30 km/h, situação essa que envolve baixos valores de aceleração lateral, é possível verificar que o modelo simplificado de Albinsson e Routledge (2013) se mostrou válido, com uma trajetória muito semelhante em tendência, forma e magnitude ao modelo mais complexo em estudo neste trabalho. Isso ocorre, em parte, devido aos baixos valores de aceleração lateral, com pico de aproximadamente $0,2 \bar{g}$, conforme pode ser visto na figura nas acelerações laterais.

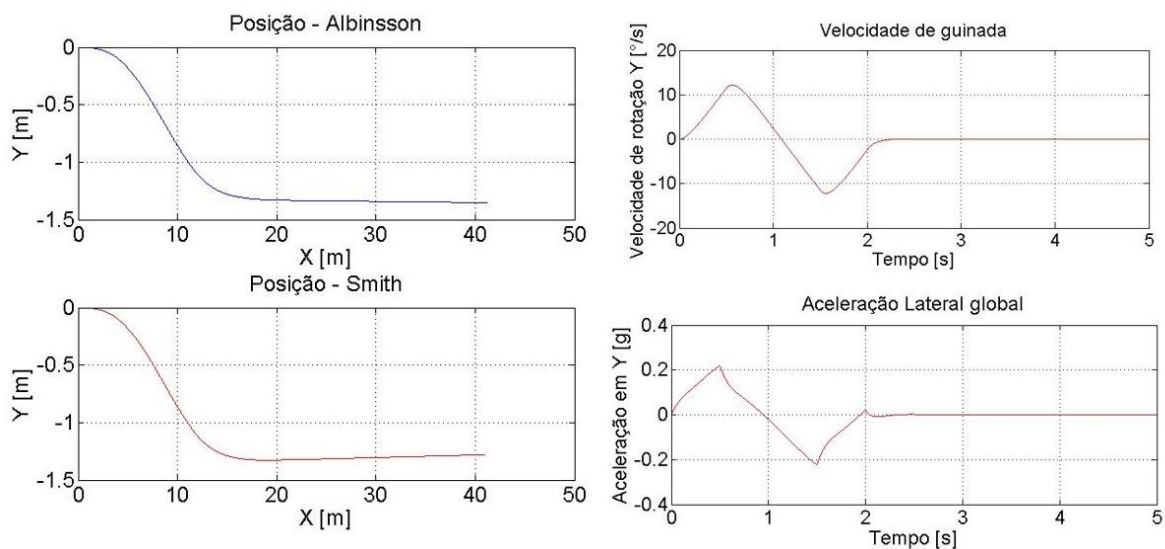


Figura 4. Resposta do veículo para manobra a 30 km/h

4.2. Manobra a 60 km/h

Para a manobra realizada a 60 km/h, as diferenças foram evidentes no que se refere a trajetória calculada pelo modelo de Albinsson e Routledge (2013), o qual não considera a influência da não linearidade dos pneus. Enquanto a trajetória calculada através do modelo simplificado tende a manter a aparência de uma mudança simples de faixa, a resposta do modelo proposto por Smith e Starkey (1995) mostra sinais de derrapagem dos pneus e desvio do formato original da curva devido a acelerações laterais mais elevadas, que chegam próximo de $0,5 \bar{g}$, conforme a figura.

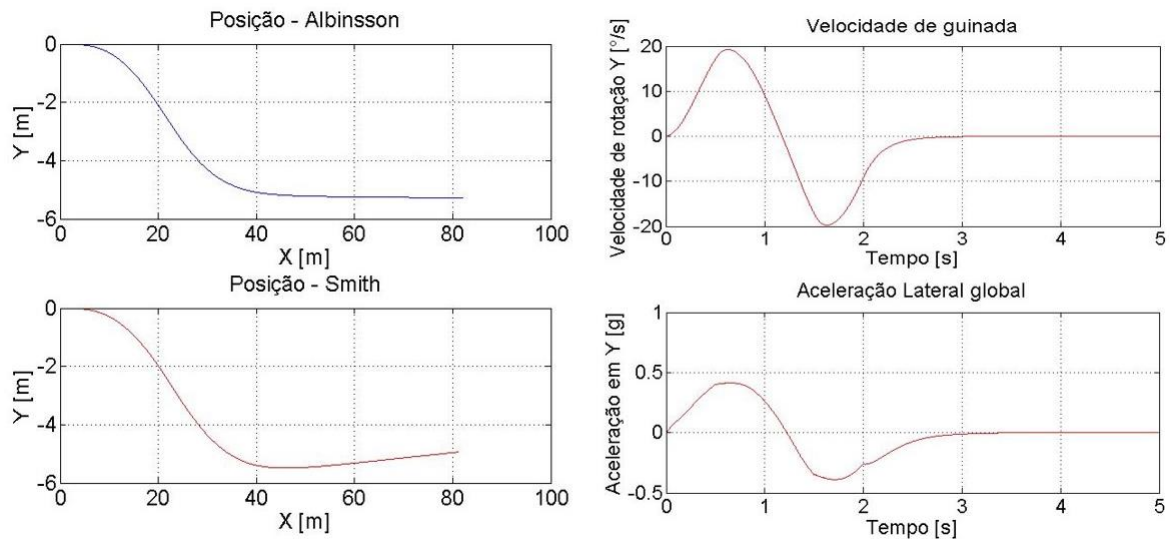


Figura 5. Resposta do veículo para manobra a 60 km/h

4.3. Manobra a 90 km/h

A Figura 6 representa a situação em que o veículo trafega a 90 km/h com acelerações laterais de até $0,6 \bar{g}$. Nestas condições, as respostas do modelo Smith & Starkey (1995) mostraram que a trajetória seguida pelo veículo difere da sugerida pelo modelo Albinsson e Routledge (2013). Essa diferença está relacionada, em parte, a não presença de um modelo adequado de pneu no modelo simplificado, que não prevê as situações de deslizamento quando saturado o limite de atrito do pneu. Os ângulos de deslizamento, portanto, devem ser considerados nas equações das forças nos pneus quando o veículo trafega a velocidade elevadas, acima de 30 km/h.

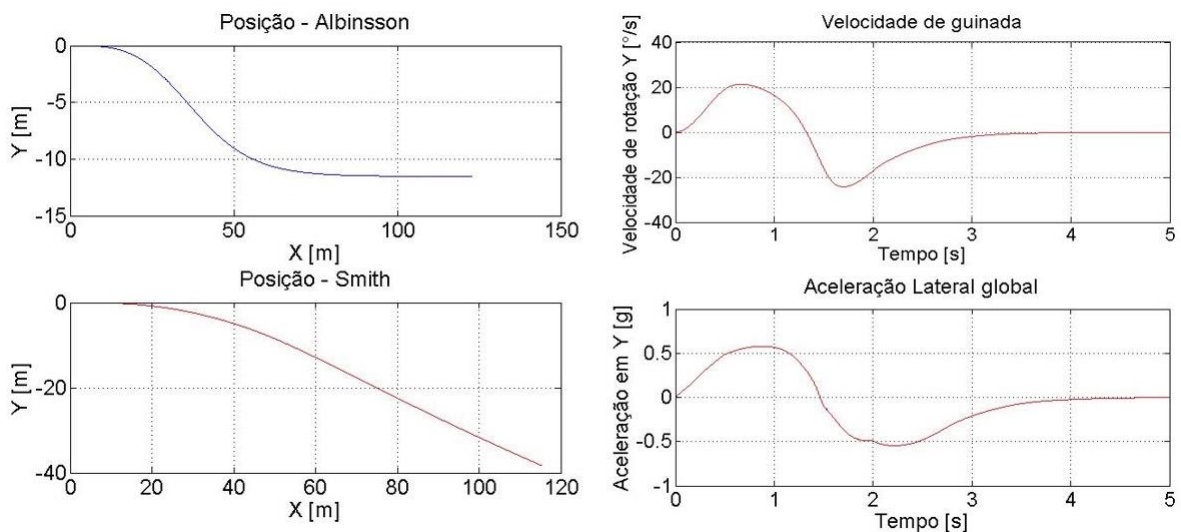


Figura 6. Resposta do veículo para manobra a 90 km/h

4.4. Manobra a 90 km/h com desaceleração de 3m/s^2

O modelo de Albinsson e Routledge (2013) não prevê aceleração longitudinal; dessa forma, a comparação não foi realizada neste e no próximo caso. Mesmo assim, com a finalidade de visualizar o comportamento do veículo, foram selecionados pontos na trajetória e, neles, adicionados segmentos de reta, desenhados sobre as curvas, em vermelho, cujas inclinações são iguais aos ângulos de guinada do veículo ao passar pelos respectivos pontos. Através da relação de tangência destes segmentos de reta com a trajetória, podem-se visualizar os pontos onde ocorre derrapagem dos pneus e se ter uma ideia geral da intensidade destes deslizamentos.

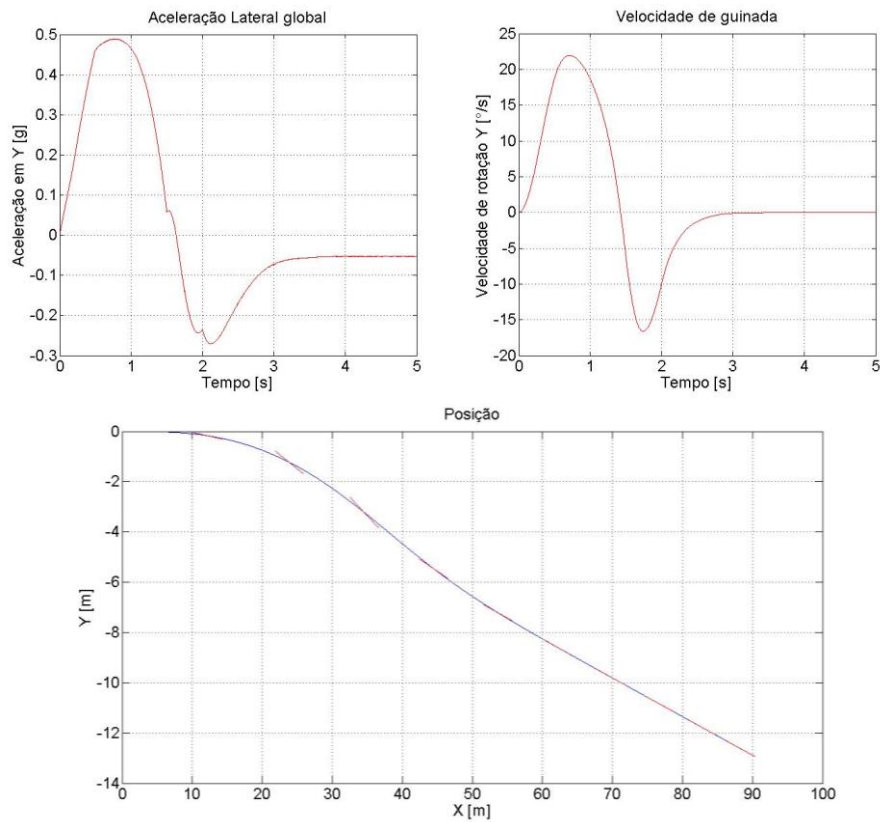


Figura 7. Resposta do veículo para manobra a 90 km/h com desaceleração de 3m/s²

Na Fig. 7, é possível notar uma queda no pico da resposta de aceleração lateral quando comparado com a mesma manobra sem a frenagem. Além disso, notou-se que ocorre derrapagem logo após o veículo passar por $x = 20$ m, procurando a se alinhar com a trajetória logo em seguida.

4.5. Manobra a 65 km/h com aceleração de 1m/s²

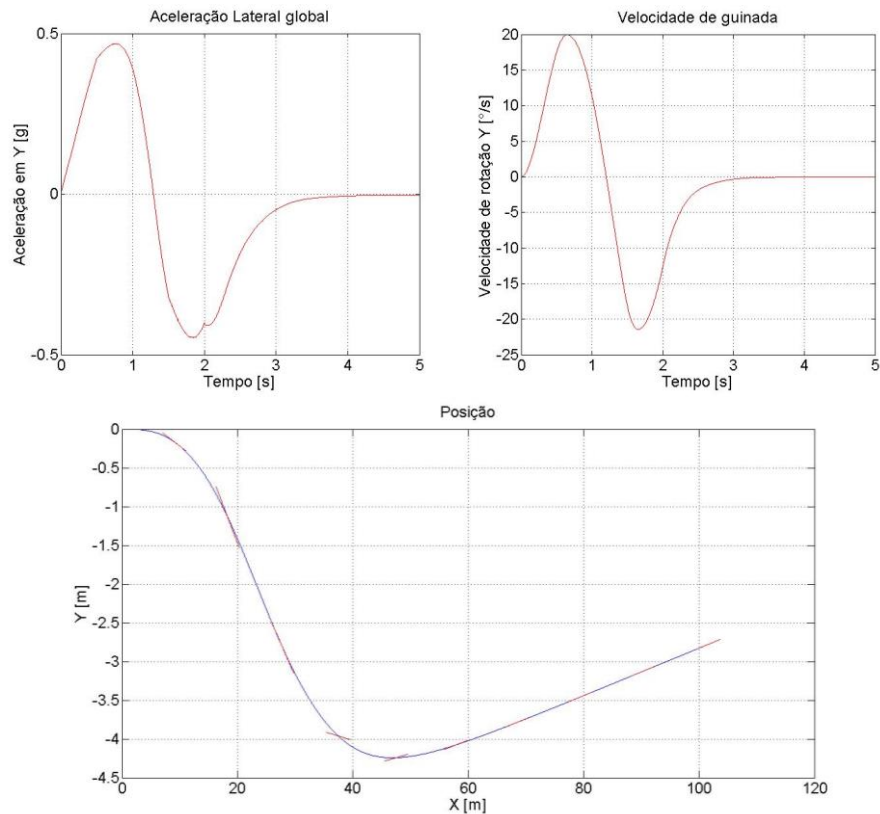


Figura 8. Resposta do veículo para manobra a 65 km/h com aceleração de 1m/s²

Para a manobra dente de serra a 65 km/h com aceleração de 1 m/s², através da Fig. 8, ficou claro que, logo após $x = 30$ m, as forças laterais nos pneus excedem o limite de atrito e ocorre a derrapagem. Além disso, notou-se uma forma característica de trajetória diferente da analisada anteriormente.

5. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi realizado o estudo de um modelo multicorpo de dinâmica lateral veicular adaptado de Smith e Starkey (1995) por meio de rotinas realizadas no programa comercial MATLAB (versão R2014). Alguns resultados do modelo estudado foram comparados com as respostas do programa multicorpo comercial CarSim (versão 8.02). A comparação mostrou que os resultados são consistentes, apesar de uma ressalva quanto à magnitude de alguns valores das curvas, fato este que evidencia a importância da avaliação conjunta das dinâmicas lateral e vertical para resultados mais próximos do que ocorre na realidade.

As respostas do modelo para a manobra “dente de serra” em uma série de velocidades do veículo foram comparadas com os resultados provenientes do modelo de Albinsson e Routledge (2013), o qual não utiliza um modelo adequado de pneu. Esta comparação mostrou que, para situações de baixas acelerações laterais, este modelo ainda é válido; porém, para acelerações elevadas, o modelo não linear de pneu utilizado no modelo de Smith e Starkey (1995) permitiu a verificação das derrapagens em momentos onde as forças nos pneus excedem o limite de atrito. Estas derrapagens se mostraram importantes no desenvolvimento das trajetórias do veículo quando submetido a elevados múltiplos de $\bar{g}$.

Desta forma, para sistemas em que a análise de situações que envolvem altos valores de aceleração lateral é necessária, como manobras bruscas ou frenagens emergenciais, a utilização de modelos mais complexos se mostrou importante. Em trabalhos futuros, sugere-se o estudo da evolução das trajetórias do veículo para diferentes velocidades de tráfego e realizar o acoplamento das dinâmicas vertical e lateral, de modo a repetir as análises deste trabalho com um modelo mais abrangente.

6. AGRADECIMENTOS

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pela bolsa de iniciação científica concedida ao autor GMP junto ao Programa Jovens Talentos para a Ciência.

7. REFERÊNCIAS

- Albinsson, A.; Routledge, C., 2013, “The damper levels influence on vehicle roll, pitch, bounce and cornering behaviour of passenger vehicles”, Master’s Thesis in Automotive Engineering, Department of Applied Mechanics, Division of Vehicle Engineering and Autonomous Systems, Vehicle Dynamics Group, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden.
- Dugoff, H.; Fancher, P.; Segel, L., 1970, “An Analysis of Tire Traction Properties and their Influence on Vehicle Dynamic Performance”, SAE Transactions, v. 79-A, pp. 341-366, SAE Technical Paper 700377.
- Pavan, L., 2015, “Otimização do comportamento dinâmico lateral e vertical de um ônibus modelado como sistema multicorpo”, Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre – RS, Brasil.
- Smith, E.D.; Starkey, J.M., 1995, “Effects of Model Complexity on the Performance of Automated Vehicle Steering Controllers: Model, Development, Validation and Comparison, Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, v. 24, n. 2, pp. 163-181.

DYNAMIC EVALUATION OF LATERALLY EXCITED MULTIBODY VEHICLE MODELS

Guilherme Missio Parizotto, guilherme.parizotto@ufrgs.br

Walter Jesus Paucar Casas, walter.paucar.casas@ufrgs.br

Luis Roberto Centeno Drehmer, luisdrehmer@yahoo.com

Leandro Pavan, leandro_pavan@yahoo.com.br

André Vinícius Brizio da Silva, andre_brizio@hotmail.com

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Departamento de Engenharia Mecânica, Rua Sarmento Leite 425 Porto Alegre, Rio Grande do Sul, CEP 90050-170, Brasil

Abstract. *A constant necessity in mechanical engineering relates to the prediction of the dynamic behavior of mechanical systems. Both in research and in industry, good simulation tools are indispensable for the study and implementation of systems that are efficient in their purposes. These tools enable the optimization of experimental methods, making it easy to choose the best solution for each problem still in testing stage, with low cost. In the automotive area, this factor is even more important. The analysis of dynamic responses in vehicle systems enables studies related to safety and comfort, decisive factors in the quality of these systems. The main objective of this research is to study the dynamic behavior of vehicles by developing computational routines aimed to solve mathematical models of vehicles, simplified by the method of multibody systems. The analysis were restricted to the lateral dynamics. Starting from the mathematical model proposed by Smith and Starkey (1995), non-rectilinear tracks were considered. The simulations were restricted to the side excitations due to the application of a steering angle in the front wheels. Through minor adaptations in the Smith and Starkey model, it was even possible to analyze processes in which the vehicle changes its speed forcibly, that is, braking and accelerations. In order to bring more accuracy to the simulation, the nonlinear tire model of Dugoff (1970) was used. This allowed the construction of a computational routine in MATLAB witch is able to check the lateral dynamic behavior in situations of high accelerations, such as simultaneous sharp turns and sudden braking, for example. Furthermore, the developed routine allows the study of the relationship between the direction desired by the driver, by applying a specific angle on the steering wheel, and the path that in fact the vehicle follows, mainly in situations of high accelerations in witch this discrepancy is more pronounced, as verified after comparison with a simpler model that doesn't consider the tires non-linearity. For validation purposes, the commercial program of vehicle dynamics CarSim was used to compare the results, which were consistent.*

Keywords: *vehicle model, lateral dynamics, multibody system dynamics.*