

ESTUDO DA DINÂMICA VERTICAL DE UM VEÍCULO ATRAVÉS DA TEORIA DE SISTEMAS MULTICORPOS

Vinicius Lopes dos Santos

lopes.santos@poli.usp.br; viniciusls@gmail.com

Prof. Dr. Roberto Spinola Barbosa

roberto.barbosa@poli.usp.br; spinola@usp.br

Resumo: Neste trabalho realizou-se uma revisão bibliográfica sobre dinâmica veicular e modelagem de veículos. Dada a complexidade da teoria de multicorpos envolvida, foi feita uma breve revisão sobre os principais formalismos para a determinação das equações dinâmicas de sistemas mecânicos. Estas fases iniciais do trabalho foram necessárias para o cumprimento dos objetivos deste projeto, que são o estudo do comportamento dinâmico vertical do sistema de suspensão de um veículo comercial e a validação de uma metodologia para o estudo de sistemas multicorpos. Para tanto, um veículo com sete graus de liberdade foi modelado através do software de multicorpos AUTOLEV. Os dados utilizados para a modelagem foram baseados em um veículo *off-road* comercial de médio porte, mas a abordagem utilizada é aplicável a uma grande variedade de automóveis. As equações de movimento do modelo foram desenvolvidas a partir do formalismo de Kane através do software AUTOLEV. Determinadas estas equações, elas foram integradas numericamente através do MATLAB e o modelo desenvolvido foi validado comparando-se suas frequências naturais àquelas apresentadas por modelos analíticos simplificados. Em seguida, simulou-se o tráfego do veículo em velocidade constante sobre trechos de pistas com lombada e com obstáculo de torção dinâmica.

Palavras chave: *dinâmica, veículo, multicorpos, simulação, AUTOLEV.*

1. Introdução

A utilização de ferramentas computacionais como softwares de multicorpos é crescente na indústria automobilística por permitir a redução de custos, a redução do tempo de desenvolvimento e lançamento do produto, além de possibilitar o estudo de diversas alternativas funcionais e a otimização de soluções já conhecidas de forma mais rápida e eficiente.

Dada a crescente exigência por veículos mais seguros, confortáveis, silenciosos e de baixo custo por parte dos consumidores e a importância do estudo da dinâmica veicular vertical neste contexto, a utilização da teoria de sistemas multicorpos no estudo de sistemas de suspensão passiva de veículos comerciais pode ser considerado um tema bastante atual e interessante para um trabalho de conclusão de curso na área de Engenharia Mecânica.

Este trabalho foi motivado pelas tendências apontadas acima e consiste em um estudo do comportamento dinâmico vertical da suspensão passiva de um veículo envolvendo análises modais e cenários específicos, em que o mesmo trafega em linha reta e em velocidade constante por trechos de pista com lombadas e obstáculos de torção dinâmica.

Os objetivos deste trabalho são o estudo da dinâmica vertical de um veículo comercial e, também, a validação de uma metodologia para o estudo de sistemas multicorpos com o software AUTOLEV, envolvendo desde a modelagem física do sistema até a validação e a análise dos resultados fornecidos pelo modelo, conforme mostra a Fig. 1.

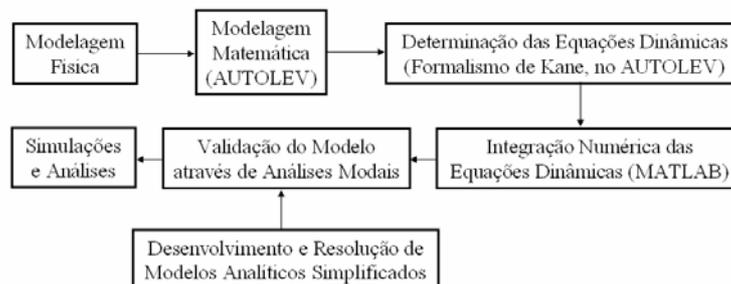


Fig. 1: Fluxograma geral da metodologia de análise utilizada.

2. Revisão bibliográfica

2.1. Sistemas multicorpos

De acordo com a definição de Larsson (2001), um sistema multicorpos é um sistema constituído por corpos sólidos que são conectados uns aos outros por juntas que restringem seus movimentos relativos. Kortüm; Vaculín (2003) ressaltam que o surgimento da abordagem de multicorpos para a resolução de problemas dinâmicos data do início do século passado. No entanto, devido à não existência de recursos computacionais, as equações resultantes da teoria aplicada não podiam ser exploradas profundamente. A abordagem por multicorpos ficou, então, subutilizada por quase

meio século, sendo retomada quando a humanidade iniciou suas tentativas de exploração do espaço. Simultaneamente, grandes esforços foram feitos para disponibilizar computadores digitais de alta capacidade de processamento.

Segundo Larsson (2001), softwares comerciais para simulação de sistemas mecânicos com integração CAD/CAE, como o ADAMS e o DADS começaram a ser desenvolvidos na década de 70. Eles são utilizados na determinação das equações dinâmicas de sistemas multicorpos e também são capazes de integrá-las numericamente para condições iniciais especificadas. Outros softwares utilizados na simulação de sistemas multicorpos são o Pro/MECHANICA, o WorkingModel e o AutoSim. Softwares mais especializados como SIMPACK, SOPHIA, AUTOLEV, GENSY, DYMOLA e MathModelica também são amplamente difundidos e têm a vantagem de serem bastante flexíveis, sendo aconselhados para usuários com um conhecimento mais profundo da teoria de multicorpos. Destacam-se entre estes softwares o SOPHIA e o AUTOLEV, que são baseados no formalismo de Kane.

2.2. Dinâmica veicular, conforto e segurança

Segundo Rebello (1999), o movimento de um veículo é gerado pelos comandos do motorista e pela influência do meio ambiente. Um veículo apresenta os seguintes movimentos: translação (posição, velocidade e aceleração nas direções longitudinal, lateral e vertical), rotação (orientação, velocidade angular e aceleração angular de rolagem, arfagem e guinada, ou seja, *roll*, *pitch* e *yaw*, respectivamente), além dos movimentos relativos entre as partes do veículo. As entradas às quais o motorista pode submeter o veículo são dadas pelos mecanismos de direção, freio, acelerador e transmissão. Há, ainda, distúrbios constantemente aplicados ao veículo, isto é, irregularidades da pista e esforços aerodinâmicos.

O estudo da dinâmica veicular divide-se em três partes: dinâmica longitudinal, dinâmica lateral e dinâmica vertical. Chama-se de dinâmica veicular vertical o estudo do movimento na direção vertical do veículo, envolvendo deslocamento, velocidade e aceleração nesta direção e os movimentos de rolagem e arfagem. Um estudo de dinâmica vertical engloba subsistemas como suspensão e chassi, sendo afetada principalmente por irregularidades na pista.

Stone; Ball (2004) definem a suspensão como todo o sistema que faz a interface entre a estrutura do veículo e a superfície da pista. De acordo com os autores, as principais funções da suspensão são: isolar os passageiros e a carga transportada de vibrações causadas por irregularidades da pista; promover estabilidade e segurança às manobras do veículo; manter os pneus sempre em contato ao solo, garantindo as interações de contato necessárias entre pneu e pista.

De acordo com Rolvag (2004), uma faixa de vibração vertical confortável ao trafegar em um veículo compreende valores entre 1,0 e 1,5 Hz. Quando esta frequência atinge os 2,0 Hz, os ocupantes do veículo começam a ter sensações de desconforto. Assim, a suspensão de um veículo de passeio deve ter frequência de ressonância entre 1,0 e 1,5 Hz.

Sayers; Karamihas (1998) ressaltam que, além da frequência de ressonância do sistema de suspensão como um todo, que se dá a uma frequência de aproximadamente 1,0 Hz e provoca uma amplificação de amplitude de oscilação de 1,5 a 3,0 vezes em carros de passeio, existe também o fenômeno da ressonância das rodas, que se dá entre 10,0 e 15,0 Hz. Por isso é comum a existência de picos nos gráficos de resposta em frequência de automóveis para frequências ao redor de 1,0 e de 12,0 Hz.

Para simulações computacionais na área da dinâmica veicular e conforto é importante que se tenham descrições gráficas dos perfis de pista. Perfis de pistas reais não podem ser descritos somente por ruídos aleatórios, mas sim por obstáculos transientes como valas e lombadas somados a um sinal aleatório.

2.3. Modelagem matemática de sistemas dinâmicos

Rauh (2003) defende que um modelo matemático deve ser o mais simples possível e, portanto, utilizar o mínimo de recursos computacionais em sua simulação, para satisfazer ao estudo proposto. De acordo com Blundell; Harty (2004), modelos de pneus devem ser coerentes com a aplicação à qual o estudo se propõe. Para estudos de dinâmica vertical envolvendo suporte da carga e conforto, os modelos de pneus são utilizados apenas para transmitir as irregularidades da pista ao sistema de suspensão do veículo. Nestes casos, os pneus podem ser representados através de uma mola (ou uma mola e um amortecedor trabalhando em paralelo) ligando a superfície da pista ao centro de cada uma das rodas.

Rebello (1999) apresenta um modelo de veículo completo com 10 graus de liberdade, onde 6 são do chassi rígido do veículo e 1 para cada um dos quatro braços da suspensão. A suspensão é representada como um pêndulo, de forma que os braços da mesma simulem o movimento angular das bandejas do veículo. As forças de suspensão são representadas por meio de molas e amortecedores lineares que atuam somente na direção vertical. Massas concentradas nos cubos de roda representam o efeito combinado das inércias da roda e de parte da suspensão e os pneus são representados por molas de alta rigidez que se mantêm sempre em contato com o solo.

Rebello (1999) ressalta que uma representação menos sofisticada porém bastante empregada e útil na simulação isolada da dinâmica vertical de um veículo seria representar o chassi como uma massa suspensa com uma mola e um amortecedor em cada canto ligados às massas concentradas que representariam as rodas. Modelos como este último são largamente utilizados em estudos de controle da dinâmica vertical do veículo.

3. Revisão da teoria de multicorpos

O comportamento dinâmico de sistemas mecânicos pode ser descrito pelas leis de Newton da mecânica clássica e suas inúmeras variações, como, por exemplo, as equações de Newton-Euler, as equações de Lagrange, o formalismo de

Kane e o princípio de Jourdain. Estes são os principais formalismos matemáticos utilizados na determinação das equações dinâmicas de um sistema de multicorpos.

Dentre os formalismos matemáticos supracitados, destaca-se o formalismo de Kane, que, segundo Costa (1994), pode ser classificado como uma abordagem euleriana e baseia-se em quantidades denominadas velocidades parciais. Este método utiliza as equações de Newton e de Euler escritas na forma de D'Alembert e o princípio da ortogonalidade de Telegen para projetar vetores força em algumas direções particulares através do produto escalar.

Kane obteve relações entre as forças e torques de inércia projetados, chamados forças de inércia generalizadas, e as forças e torques externos projetados, denominados forças ativas generalizadas. As equações resultantes da aplicação do formalismo de Kane são consideradas mais simples que aquelas determinadas das equações de Newton-Euler, pois apenas forças e torques externos capazes de realizar trabalho no sistema aparecem nas forças ativas generalizadas. A Eq. (1), explícita a seguir, é a equação fundamental do formalismo de Kane. Nesta equação, as forças ativas generalizadas encontram-se representadas pelo primeiro somatório, enquanto que as forças de inércia generalizadas são representadas pelo segundo somatório.

$$\sum_B^{corpos} (\bar{R}^B \cdot \bar{v}_r^{B*} + \bar{T}^B \cdot \bar{\omega}_r^B) + \sum_B^{corpos} [-m^B \cdot \bar{a}^{B*} \cdot \bar{v}_r^{B*} - (I^{B*} \cdot \bar{\alpha}^B + \bar{\omega}^B \times I^{B*} \cdot \bar{\omega}^B) \cdot \bar{\omega}_r^B] = 0 \quad (r = 1, \dots, n) \quad (1)$$

Na Eq. (1) \bar{v}_r^{B*} é a r -ésima velocidade parcial do corpo B e $\bar{\omega}_r^B$, a r -ésima velocidade angular parcial do corpo B . Estas velocidades representam as direções nas quais o movimento do corpo B , e, conseqüentemente, a realização de trabalho no sistema, é possível. O escalar n é o número de coordenadas generalizadas (e de equações) do sistema em questão. As demais quantidades presentes na equação seguem a nomenclatura padrão da dinâmica de sistemas mecânicos e dispensam maiores esclarecimentos.

Prova-se matematicamente que o formalismo de Kane, cuja teoria foi publicada em 1961, é equivalente ao princípio de Jourdain da potência virtual, publicado pela primeira vez ainda em 1909. Piedboeuf (1993) discute a relação entre estes dois formalismos. No entanto, independentemente da data de publicação da teoria, a contribuição de Kane para a teoria de multicorpos é inegável já que o seu método é mundialmente conhecido e utilizado, podendo, inclusive, ser considerado uma reestruturação algébrica do princípio de Jourdain feita de uma forma fisicamente mais intuitiva por ser baseada nas velocidades parciais do sistema.

4. O software AUTOLEV

O AUTOLEV, produto da OnLine Dynamics Inc. (2005), é um software de multicorpos baseado em computação simbólica e no formalismo de Kane que difere dos outros pacotes disponíveis no mercado por permitir ao usuário o controle passo a passo do processo de formulação das equações dinâmicas. O software não possui qualquer tipo de restrição em relação ao tipo de sistema dinâmico a ser resolvido, permitindo um trabalho igualmente fácil com sistemas uni, bi, ou tridimensionais, com vínculos holonômicos e não-holonômicos de cadeia fechada ou aberta.

Para a resolução de um problema de multicorpos através do AUTOLEV, o código-fonte (*arquivo .al*) da análise deve ser escrito através de um editor de texto comum, como o TEXTPAD, e submetido no AUTOLEV. O resultado desta submissão é dado por três arquivos: o *arquivo .dir*, que mostra uma lista dos *outputs* da análise em questão; o *arquivo .m*, que é um código-fonte para MATLAB através do qual as equações dinâmicas do sistema são integradas e o *arquivo .all*, que inclui as linhas de comando escritas pelo usuário no *arquivo .al* e as respostas do AUTOLEV a estes comandos. Executando-se o *arquivo .m* no MATLAB, as equações são resolvidas numericamente e este software gera o *arquivo .I*, no qual as variáveis escolhidas como *outputs* são tabeladas em função do tempo. É através deste arquivo e do módulo ALPLOT que são obtidos os gráficos das variáveis que se pretende analisar durante a fase de pós-processamento dos resultados. O fluxograma da Fig. 2 resume os procedimentos adotados nas análises de multicorpos realizadas neste trabalho.

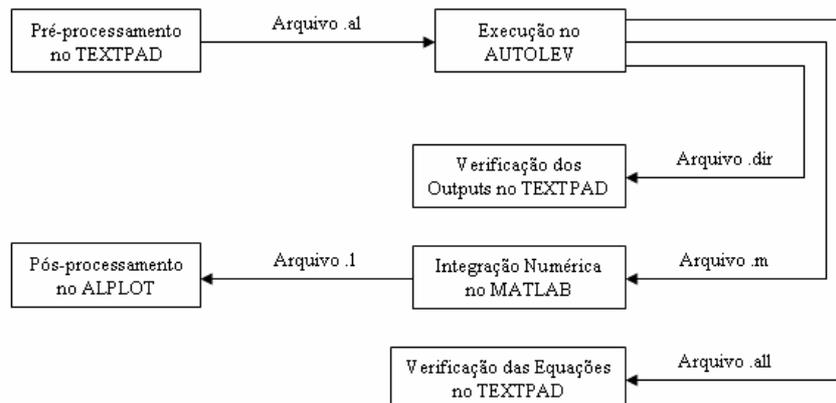


Fig. 2: Fluxograma de procedimentos para análises realizadas através do AUTOLEV.

Apesar das qualidades apresentadas pelo AUTOLEV frente a outros softwares de mult corpos disponíveis no mercado, ao longo deste trabalho foram notadas algumas deficiências. As principais limitações do AUTOLEV 4.0 são:

- A modelagem do sistema é complicada no AUTOLEV devido à inexistência de uma interface gráfica. Este fator torna o software impróprio para usuários que não possuem conhecimento prévio da teoria de mult corpos.
- O software não possibilita a inserção de corpos deformáveis (ou corpos elásticos) nos sistemas.
- O pós-processamento no AUTOLEV é limitado à análise gráfica de variáveis escalares através do módulo ALPLOT, pois o software não possui ferramentas para uma análise de resposta em frequência e as animações geradas pelo módulo ANIMAKE são simplificadas e pouco realistas.

5. O modelo do veículo

Para o estudo de dinâmica veicular vertical a que este trabalho se propõe, um modelo semelhante ao estudado por Rebello (1999) será desenvolvido. Mas, como o escopo deste trabalho é limitado ao estudo da dinâmica vertical, um modelo mais simples será utilizado. Em vez de os cubos de roda percorrerem trajetórias tridimensionais, neste trabalho, eles poderão apenas transladar sobre uma linha cuja direção é definida pela orientação da carroceria do veículo.

O veículo é representado fisicamente por cinco corpos rígidos: a carroceria e as quatro rodas associadas às partes móveis das respectivas suspensões. Cada uma das rodas tem um grau de liberdade translacional em relação à carroceria, sendo a direção desta translação definida pela orientação do vetor \vec{c}_3 , pertencente ao sistema de coordenadas C , solidário à carroceria do carro. O grau de liberdade número 1 do sistema (coordenada generalizada q_1) está relacionado à movimentação da roda dianteira esquerda do veículo; o grau de liberdade 2 (coordenada generalizada q_2) diz respeito ao movimento da roda dianteira direita e os graus de liberdade 3 e 4 (coordenadas generalizadas q_3 e q_4) correspondem às translações das rodas traseiras direita e esquerda, respectivamente.

No modelo desenvolvido, a trajetória do veículo é sempre retilínea e os movimentos de translação lateral (*sway*) e guinada (*yaw*) da carroceria encontram-se travados. Dado que apenas situações em que o veículo trafega com velocidade constante serão analisadas, o movimento de translação longitudinal (*surge*) da carroceria encontra-se automaticamente determinado, não constituindo, portanto, um grau de liberdade do sistema.

A carroceria rígida do veículo possui três graus de liberdade: translação na direção vertical (*bounce*), que é o grau de liberdade número 5 do sistema (coordenada generalizada q_5); movimento de rolagem (*roll*), grau de liberdade número 6 (coordenada generalizada q_6) e movimento de arfagem (*pitch*), grau de liberdade número 7 (coordenada generalizada q_7). Estes três movimentos de corpo rígido são medidos tomando o sistema de referência C , fixo ao centro de massa do automóvel, em relação ao sistema inercial N , preso a Terra.

As rodas do veículo são modeladas como partículas (pontos com massa e sem momentos e produtos de inércia) e encontram-se ligadas à carroceria por uma mola e um amortecedor lineares e sem massa atuando em paralelo. Como as rodas transladam apenas na direção do vetor \vec{c}_3 , fixo à carroceria, as forças da suspensão também se dão nesta direção. Os pneus do veículo, assim como cada uma das suspensões independentes, também são modelados como uma mola e um amortecedor em paralelo. Estes componentes atuam, no entanto, na direção \vec{n}_3 do sistema de coordenadas inercial N . A Fig. 3 mostra os corpos que compõem o sistema, os sistemas de coordenadas utilizados nas análises e os graus de liberdade do veículo.

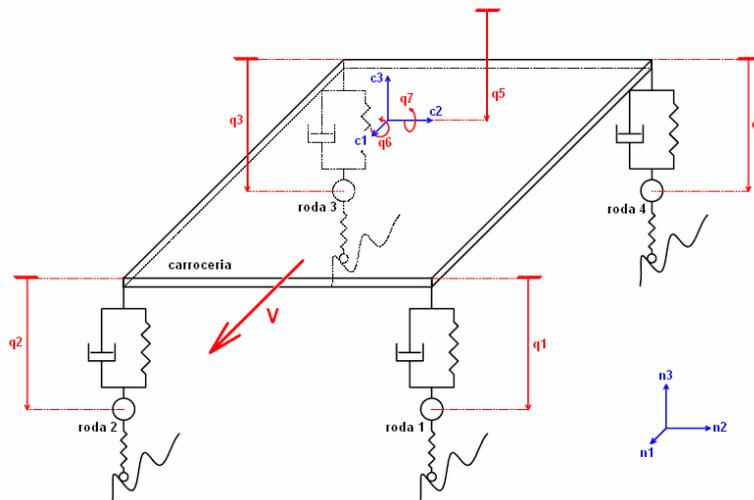


Fig. 3: Modelo do veículo, seus graus de liberdade e sistemas de coordenadas.

É importante ressaltar que neste modelo inexistente a possibilidade de descolamento dos pneus em relação à superfície da pista, o que restringe a aplicação do mesmo a casos em que o veículo trafega a baixas velocidades por pistas com

Com o modelo computacional foram realizadas 4 análises distintas em que se aplicou um deslocamento inicial de 0,05 m individualmente a cada uma das rodas e analisou-se o comportamento dinâmico dos graus de liberdade 1 a 4 durante 60 segundos através das funções PSD de seus deslocamentos (nas quais é possível observar picos para as frequências naturais de oscilação das rodas). A Tab. 1 mostra os resultados da comparação das frequências naturais obtidas com o modelo computacional e com o modelo analítico.

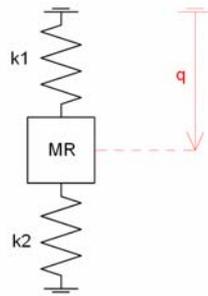


Fig. 5: Modelo analítico simplificado para o estudo das frequências naturais de oscilação das rodas.

Tab. 1: Resultados da verificação das frequências naturais de vibração das rodas.

Frequências Naturais de Vibração			
Grau de Liberdade	Modelo MBS	Modelo Analítico	Discrepância
1	6,79 Hz	6,76 Hz	0,4%
2	6,79 Hz	6,76 Hz	0,4%
3	6,62 Hz	6,62 Hz	0,0%
4	6,62 Hz	6,62 Hz	0,0%

6.2. Validação dos graus de liberdade 5 a 7

No caso do movimento da carroceria de um veículo não é possível estudar as frequências naturais de movimento a partir de um modelo simplificado de um único grau de liberdade, pois pode acontecer de os movimentos de translação e rotação da massa suspensa serem acoplados. Assim, para tais análises costumam-se utilizar modelos analíticos mais complexos, como os apresentados por Vierck (1979). A Fig. 6a mostra o modelo analítico utilizado para a validação do movimento de rolagem da carroceria (grau de liberdade 6 do modelo), que é desacoplado em relação aos outros movimentos da mesma devido à simetria do modelo ($b_1 = b_2$ e $k_1 = k_2$). A Fig. 6b mostra o modelo analítico referente aos movimentos de translação vertical e de arfagem da carroceria (graus de liberdade 5 e 7), que são acoplados entre si devido à assimetria do modelo ($b_1 \neq b_2$ e $k_1 \neq k_2$).

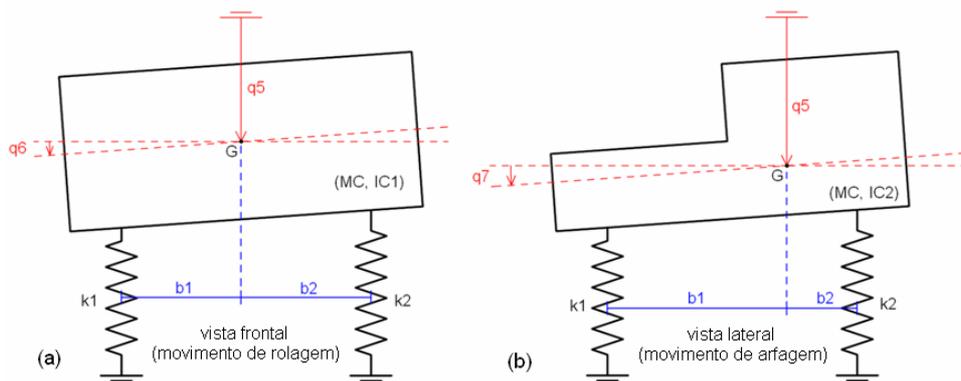


Fig. 6: Modelos analíticos simplificados utilizados para o estudo das frequências naturais de oscilação da carroceria.

Para o modelo analítico para a verificação do movimento de rolagem da carroceria, Fig. 6a, tem-se:

$$b_1 = b_2 = L_{12} = L_{22} = L_{32} = L_{42} \quad (2)$$

$$k_1 = k_2 = \frac{k_{diant} \cdot k_{pneu}}{k_{diant} + k_{pneu}} + \frac{k_{tras} \cdot k_{pneu}}{k_{tras} + k_{pneu}} \quad (3)$$

Por outro lado, para o modelo analítico para a verificação dos movimentos acoplados de translação vertical e de arfagem da carroceria, Fig. 6b, tem-se:

$$b_1 = L_{11} = L_{21} \quad b_2 = L_{31} = L_{41} \quad (4)$$

$$k_1 = 2 \cdot \left(\frac{k_{diant} \cdot k_{pneu}}{k_{diant} + k_{pneu}} \right) \quad k_2 = 2 \cdot \left(\frac{k_{tras} \cdot k_{pneu}}{k_{tras} + k_{pneu}} \right) \quad (5)$$

Nota-se claramente pela Fig. 6 que os modelos analíticos simplificados para o estudo das frequências naturais da carroceria não consideram a existência das massas não-suspensas. Tal consideração pode levar a uma discrepância entre os resultados do modelo analítico e o do modelo computacional. No entanto, como a massa de cada roda corresponde a menos de 10% da massa total da carroceria, espera-se que as frequências naturais obtidas das duas formas não sejam muito diferentes. De qualquer forma, para tornar o modelo de multicorpos comparável aos modelos analíticos, além das simulações considerando $M_R = 130\text{kg}$, que representam a realidade do veículo, também foram realizadas simulações com $M_R = 1\text{kg}$, isto é, considerando as massas das rodas desprezíveis frente à massa da carroceria. Conforme feito para o estudo das frequências naturais das rodas, foram realizadas análises independentes para cada um dos graus de liberdade estudados. Deslocamentos iniciais foram impostos independentemente e as funções PSD dos deslocamentos referentes a cada coordenada generalizada foram analisadas. A Tab. 2 resume os resultados da verificação das frequências naturais de vibração da carroceria do veículo. Nota-se que, para todos os casos, com a redução dos valores das massas não-suspensas de 130 kg para 1 kg, existe uma clara tendência de convergência das frequências naturais dos modelos computacionais aos valores apresentados pelos modelos analíticos.

Tab. 2: Resultados da verificação das frequências naturais de vibração da carroceria do veículo.

Frequências Naturais de Vibração					
Grau de Liberdade	Modo de Vibir	Modelo MBS $M_R=130\text{ kg}$	Modelo MBS $M_R=1\text{ kg}$	Modelo Analítico	Tendência de Convergência ao Valor Analítico?
5	1	0,88 Hz	0,90 Hz	0,91 Hz	Sim
5	2	1,56 Hz	1,58 Hz	1,58 Hz	Sim
6	1	0,83 Hz	0,90 Hz	0,92 Hz	Sim
7	1	0,85 Hz	0,88 Hz	0,91 Hz	Sim
7	2	1,56 Hz	1,58 Hz	1,58 Hz	Sim

É importante ressaltar que o movimento de translação vertical da carroceria encontra-se sempre vinculado ao movimento de arfagem da mesma. Assim, o primeiro modo de vibração vertical da carroceria do veículo acontece juntamente com o primeiro modo de arfagem e pode-se dizer o mesmo do segundo modo de vibrar. A Fig. 7a mostra o primeiro modo de arfagem-translação vertical (*pitch-bounce*), que ocorre a 0,91 Hz no modelo analítico e tem $OG = -0,89\text{m}$, enquanto a Fig. 7b mostra o segundo modo, a 1,58 Hz no modelo analítico apresentando $OG = 3,16\text{m}$.

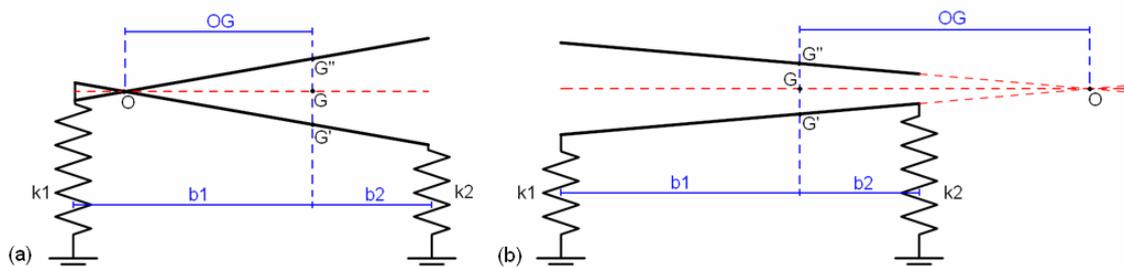


Fig. 7: Modos de vibrar de arfagem-translação vertical do modelo.

7. Simulações do veículo em trechos irregulares de pista

Validado o modelo de multicorpos desenvolvido para o veículo, este foi simulado em condições de tráfego em velocidade constante e em linha reta sobre trechos de pistas com perfis irregulares. As análises realizadas consistem na passagem do veículo sobre uma lombada e por um trecho de pista de torção dinâmica. Devido ao grande número de gráficos obtidos das simulações e ao espaço restrito para este texto, apenas os gráficos e as interpretações decorrentes da simulação de tráfego sobre lombada serão exibidos.

7.1. Veículo trafegando sobre trecho de pista com lombada

Nesta simulação o veículo trafega em velocidade constante de 20 km/h (5,56 m/s) sobre um trecho de pista que inclui uma lombada padrão de 0,1 m de altura e 4,0 m de comprimento. O gráfico da Fig. 8a mostra o perfil de pista visto por cada uma das rodas em função da distância percorrida pelo centro de massa da carroceria. Nota-se que o perfil

de pista visto pelas rodas dianteiras (rodas 1 e 2) difere do perfil visto pelas rodas traseiras (rodas 3 e 4), já que estas precisam percorrer uma distância maior até que a lombada seja alcançada.

O gráfico da Fig. 8b mostra a oscilação vertical das rodas quando da passagem sobre a lombada. Nota-se que elas apresentam um deslocamento vertical máximo um pouco superior à altura máxima da lombada. O máximo deslocamento de cada roda é atingido quando da sua passagem pelo ponto de máxima cota da lombada. Próximo a este instante, as forças entre o pneu e a pista atingem seu valor mínimo e as rodas tendem a perder contato com o solo. A perda total de contato não ocorre devido à baixa velocidade de tráfego do carro e à suavidade do perfil da lombada.

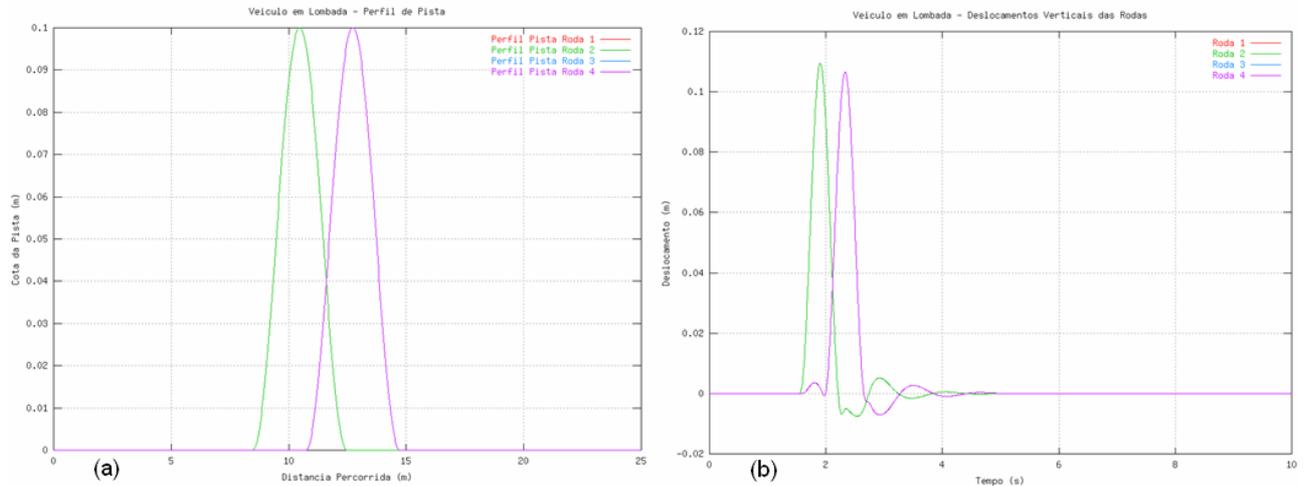


Fig. 8: (a) Perfil de pista visto por cada roda quando o veículo trafega sobre pista com lombada. (b) Deslocamentos verticais de cada uma das rodas durante a simulação de tráfego sobre lombada.

Os gráficos das Figs. 9a e 9b mostram as forças nas suspensões e as forças entre os pneus e o pavimento durante a simulação. Nota-se pelo gráfico da Fig. 9b que, os pneus das rodas 1 e 2 encontram-se submetidos à mínima força de compressão no instante 1,9 s, que é o mesmo instante em que as rodas dianteiras atingem seu máximo pico de deslocamento vertical, conforme o gráfico da Fig. 8b. Percebe-se o mesmo para as rodas traseiras no instante 2,4 s.

É importante ressaltar que, para o modelo desenvolvido, é possível que se tenham forças de interação negativas entre pneu e solo (pneu sob tração), já que a mola e o amortecedor que representam o pneu no modelo têm uma extremidade presa ao pavimento, impedindo o descolamento. Assim, para que as análises tenham validade é importante verificar que as forças entre pneu e pavimento sejam sempre positivas (pneu sob compressão), como no caso do gráfico da Fig. 9b, pois na aplicação real do veículo, os pneus podem apresentar descolamento em relação à pista.

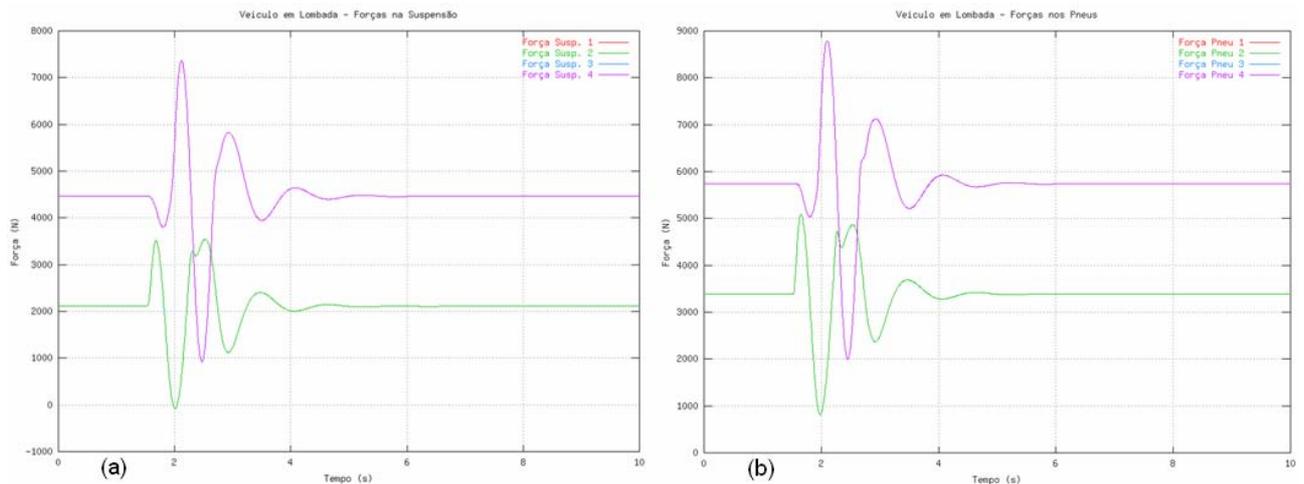


Fig. 9: (a) Forças nas suspensões durante a simulação de tráfego sobre pista com lombada. (b) Forças de interação entre pneu e pavimento durante a simulação de tráfego sobre lombada.

A Fig. 10a mostra o deslocamento vertical da carroceria do veículo quando da passagem do mesmo pela lombada. Nota-se um deslocamento máximo de 0,073 m para cima. O primeiro pico acontece quando as rodas dianteiras passam sobre a lombada, enquanto que o segundo pico se dá com a passagem das rodas traseiras por ela. Nota-se que o deslocamento vertical máximo da carroceria é inferior ao das rodas, que ficou em torno de 0,108 m. Assim, a suspensão modelada está efetivamente cumprindo sua função de minimizar a amplitude de vibração da carroceria do carro.

O gráfico referente ao ângulo de rolagem da carroceria não é aqui apresentado já que este mostrou-se nulo ao longo da simulação. Isto já era esperado, pois a simetria da pista não excita o movimento de rolagem da carroceria.

A Fig. 10b mostra o ângulo de arfagem da carroceria do veículo ao longo da simulação. Nota-se um vale de $-0,054$ rad ($-3,1^\circ$) quando da passagem das rodas dianteiras sobre a lombada, mostrando que neste instante a parte anterior da carroceria encontra-se em elevação. Em um segundo instante, as rodas traseiras passam pela lombada, provocando a elevação da parte de trás da carroceria e um pico de $0,071$ rad ($4,0^\circ$).

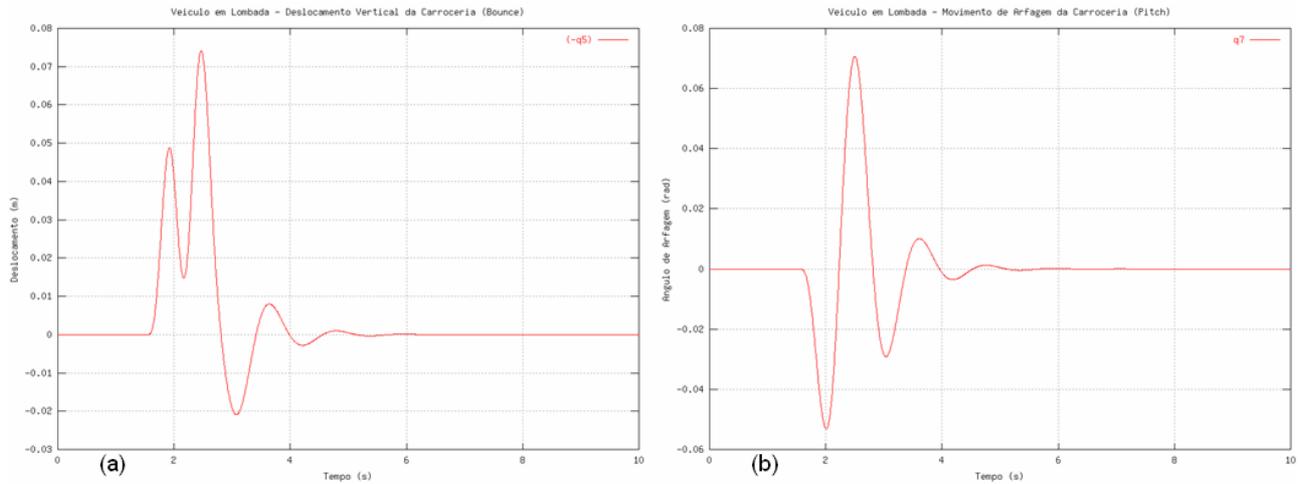


Fig. 10: (a) Deslocamento vertical da carroceria durante a simulação de tráfego sobre pista com lombada. (b) Ângulo de arfagem da carroceria durante a simulação de tráfego sobre pista com lombada.

8. Observações e Conclusões

Durante a fase de desenvolvimento do modelo de multicorpos do veículo, o software AUTOLEV, apesar de não possuir uma interface gráfica para o pré-processamento das análises, mostrou-se uma ferramenta bastante útil por permitir ao usuário o controle passo-a-passo do processo de formulação das equações dinâmicas de um sistema mecânico. Devido a esta característica e por exigir do usuário um certo conhecimento da teoria de multicorpos envolvida, o AUTOLEV mostrou-se uma ferramenta academicamente bastante interessante quando inserido em uma metodologia de trabalho bem estruturada, como a proposta neste trabalho.

Definido o modelo do veículo, procurou-se validá-lo através da comparação de suas frequências naturais com as frequências naturais características de modelos analíticos simplificados que pudessem ser resolvidos manualmente. Para o estudo das frequências naturais de vibração das rodas, foram utilizados sistemas massa-mola com um único grau de liberdade. Para a verificação das frequências naturais da carroceria do veículo, modelos mais complexos de dois graus de liberdade adaptados de Vierck (1979) e que permitiam movimentos acoplados foram empregados. Os resultados mostraram-se compatíveis, comprovando a representatividade do modelo de multicorpos desenvolvido.

O modelo do veículo apresentou, também, resultados coerentes nas análises de tráfego sobre trecho de pista com lombada e sobre trecho de pista de torção dinâmica, mostrando-se representativo para condições de baixa velocidade de avanço (até 20 km/h) e tráfego sobre pistas de topologia suave, onde se pode garantir contato contínuo dos pneus com o pavimento.

9. Referências

- Barbosa, R. S.; Costa, A. N., 2001, "Safety Vehicle Traffic Speed Limit". In: IX International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics (IX - DINAME), Florianópolis.
- Blundell, M.; Harty, D., 2004, "The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics" Warrendale: SAE International, 518 p.
- Costa, A. N., 1994, "Application of Multibody Systems (MBS) Techniques to Vehicle Modelling" In: II Workshop CAE/CAD/CAM SAE Brasil, São José dos Campos.
- Kortüm, W.; Vaculín, O., 2003, "Is Multibody Simulation Software Suitable for Mechatronic Systems?" Vehicle System Dynamics Supplement, London, n. 40, p. 1 – 16.
- Larsson, T., 2001, "Multibody Dynamic Simulation in Product Development" Division of Computer Aided Design – Department of Mechanical Engineering – Lulea University of Technology, Lulea.
- OnLine Dynamics Inc., 2005, "AUTOLEV: a symbolic manipulator for statics, dynamics and mathematical". Sunnyvale. Disponível em <<http://www.autolev.com>>. Acesso em 12 de agosto de 2007.
- Piedboeuf, J. C., 1993, "Kane's Equations or Jourdain's Principle?" In: 36th Midwest Symposium on Circuits and Systems, Detroit.
- Rauh, J., 2003, "Virtual Development of Ride and Handling Characteristics for Advanced Passenger Cars" Vehicle System Dynamics, London, vol. 40, n. 1 - 3, p. 135 – 155.

- Rebello, A. L. F., 1999, “Modelagem e Simulação de um Veículo Automotivo Usando uma Metodologia de Sistemas Multicorpos Aproximada” 1999. 124 p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. São Carlos.
- Rolvag, T., 2004, “Design and Optimization of Suspension Systems and Components” Department of Machine Design and Material Technology – Norwegian University of Science and Technology.
- Sayers, M. W.; Karamihas, S. M., 1998, “The Little Book of Profiling: Basic Information about Measuring and Interpreting Road Profiles” University of Michigan.
- Stone, R.; Ball J. K., 2004, “Automotive Engineering Fundamentals” Warrendale: SAE International, 594 p.
- Vierck, R. K., 1979, “Vibration Analysis” New York: Crowell, 511 p.

10. Direitos autorais

O autor é o único responsável pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

Anexo A – Dados do veículo *off-road* simulado

Grandeza	Símbolo	Valor	Unidade
Massa da carroceria	M_C	1340	kg
Massa das rodas e partes móveis da suspensão	M_R	130	kg
Momento de inércia de rolagem (<i>roll</i>) da carroceria	I_{C1}	895	$kg \cdot m^2$
Momento de inércia de arfagem (<i>pitch</i>) da carroceria	I_{C2}	3750	$kg \cdot m^2$
Momento de inércia de guinada (<i>yaw</i>) da carroceria	I_{C3}	3865	$kg \cdot m^2$
Rigidez das molas dianteiras	k_{diant}	38025	N/m
Rigidez das molas traseiras	k_{tras}	28330	N/m
Rigidez vertical dos pneus	k_{pneu}	196250	N/m
Coefficiente de amortecimento dos amortecedores dianteiros	c_{diant}	3850	N/m/s
Coefficiente de amortecimento dos amortecedores traseiros	c_{tras}	3850	N/m/s
Coefficiente de amortecimento vertical dos pneus	c_{pneu}	50	N/m/s
Distância longitudinal do centro de massa do veículo ao ponto de fixação da suspensão 1 à carroceria	L_{11}	1,535	m
Distância longitudinal do centro de massa do veículo ao ponto de fixação da suspensão 2 à carroceria	L_{21}	1,535	m
Distância longitudinal do centro de massa do veículo ao ponto de fixação da suspensão 3 à carroceria	L_{31}	0,725	m
Distância longitudinal do centro de massa do veículo ao ponto de fixação da suspensão 4 à carroceria	L_{41}	0,725	m
Distância lateral do centro de massa do veículo ao ponto de fixação da suspensão 1 à carroceria	L_{12}	0,515	m
Distância lateral do centro de massa do veículo ao ponto de fixação da suspensão 2 à carroceria	L_{22}	0,515	m
Distância lateral do centro de massa do veículo ao ponto de fixação da suspensão 3 à carroceria	L_{32}	0,515	m
Distância lateral do centro de massa do veículo ao ponto de fixação da suspensão 4 à carroceria	L_{42}	0,515	m
Distância vertical do centro de massa do veículo ao ponto de fixação da suspensão 1 à carroceria	L_{13}	0,265	m
Distância vertical do centro de massa do veículo ao ponto de fixação da suspensão 2 à carroceria	L_{23}	0,265	m
Distância vertical do centro de massa do veículo ao ponto de fixação da suspensão 3 à carroceria	L_{33}	0,265	m
Distância vertical do centro de massa do veículo ao ponto de fixação da suspensão 4 à carroceria	L_{43}	0,265	m
Comprimento da mola da suspensão 1 (veículo em equilíbrio no plano)	L_{S1}	0,415	m
Comprimento da mola da suspensão 2 (veículo em equilíbrio no plano)	L_{S2}	0,415	m
Comprimento da mola da suspensão 3 (veículo em equilíbrio no plano)	L_{S3}	0,415	m
Comprimento da mola da suspensão 4 (veículo em equilíbrio no plano)	L_{S4}	0,415	m

STUDY OF THE VERTICAL DYNAMICS OF A VEHICLE THROUGH MULTIBODY SYSTEMS THEORY

Vinícius Lopes dos Santos

lopes.santos@poli.usp.br; viniciusls@gmail.com

Prof. Dr. Roberto Spinola Barbosa

roberto.barbosa@poli.usp.br; spinola@usp.br

Abstract: In this work was done a review about vertical vehicle dynamics and automotive vehicles modeling. Due to the complexity of the multibody systems theory involved, it was done a short review about the main multibody system formalisms used to solve the dynamics of mechanical systems. These initial phases are necessary to achieve the main goals of this project, which are the study of the vertical dynamic behavior of the suspension of a commercial vehicle and the validation of a methodology for the study of multibody systems. For this study a seven-degree-of-freedom vehicle was modeled in the multibody system software AUTOLEV. The data used for the modeling was based on an off-road commercial vehicle, but the approach used in this work is valid for many automobile types. The dynamic equations of the vehicle were deduced in AUTOLEV through Kane's formalism. Determined the dynamical equations of the car, these were numerically integrated in MATLAB and the model was validated through the comparison of its eigenmodes and eigenfrequencies with simple analytical models. After that, the dynamic behavior of the vehicle at constant speed on pieces of tracks with a spine and with a dynamic torsion obstacle was simulated.

Keywords: dynamics, vehicle, multibody systems, simulation, AUTOLEV.