



XXXVII IBERIAN LATIN AMERICAN CONGRESS  
ON COMPUTATIONAL METHODS IN ENGINEERING  
BRASÍLIA - DF - BRAZIL

## DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DE GEOMETRIA DE UMA SUSPENSÃO DUPLO “A” EM AMBIENTE MULTICORPOS

**Bruno Cintra Catozo**

**Paulo Vitor de Souza Costa**

**Rita de Cássia Silva**

**Maria Alzira Araújo Nunes**

bruno\_catozo@hotmail.com

paulo.costa96@yahoo.com

ritasilva@unb.br

maanunes@unb.br

Universidade de Brasília, Faculdade UnB Gama, Engenharia Automotiva

*Área Especial Projeção A, Setor Leste, 72444-240, Gama-DF, Brasil*

**Abstract.** *O subsistema suspensão é importante na dinâmica veicular, porque proporciona estabilidade, dirigibilidade, garantia de aderência pneu-solo, assim como conforto aos passageiros. A geometria do sistema de suspensão, garantida pelo câmber, caster e convergência, é fundamental em seu desempenho, pois exerce influência na integridade dos demais subsistemas do veículo. O objetivo do presente trabalho é mostrar a integração de ambientes CAD/CAE na avaliação dos parâmetros de geometria de um ¼ de suspensão Duplo “A”. As coordenadas dos principais pontos da suspensão e a geometria das massas de seus componentes são obtidas do modelo CAD. A modelagem CAE se dá em ambiente multicorpos, onde se constrói o modelo com points e polylines (Construction Geometry). O intuito da estratégia de modelagem é tornar o modelo da suspensão menos sobrecarregado; permitir que juntas e conectores flexíveis sejam mais facilmente inseridos, sem que se tenha sobreposição de markers das juntas/buchas com aqueles de corpos rígidos (links, por exemplo), além de evitar a operação de “hide”, caso se queira utilizar a máscara CAD no mecanismo. Essa fase do trabalho, constitui a fase inicial de avaliação de ¼ de suspensão, que será, posteriormente, utilizada para o estudo de vibrações em corpo inteiro.*

**Keywords:** *Suspensão Duplo A, Câmber, Caster, Toe, Adams/View®.*

## 1 INTRODUÇÃO

A suspensão representa um dos principais subsistemas de um veículo sendo capaz de garantir conforto e segurança para seus passageiros. A sua função principal pode ser caracterizada por isolar a massa suspensa, assim como os ocupantes das oscilações provocadas pelas irregularidades presentes na pista. Além disso, esse subsistema garante um permanente contato entre o pneu e a via de circulação (*apud* Andrade, 2012).

No início do século XX, foram realizados os primeiros estudos de Engenharia com ênfase na determinação dos parâmetros de uma suspensão, assim como a avaliação quanto ao conforto dos veículos (Lanchester, 1907). De fato, os valores estáticos dos parâmetros de geometria de suspensão ou alinhamento de roda tendem a variar com o comportamento cinemático da suspensão durante o deslocamento vertical do subsistema (Soares, 2005), ou seja, quando o mecanismo de suspensão se move entre o *bound* (suspensão comprimida) e o *rebound* (suspensão distendida).

Entre os parâmetros que caracterizam uma suspensão, define-se o câmbor estático como a inclinação de um plano imaginário em relação a uma linha vertical que passa pela banda de rolagem do pneu. A variação do ângulo de câmbor durante o traçado de uma curva é um dos responsáveis pelo desempenho dinâmico do veículo, visto que, durante a cinemática da manobra, garante maior ou menor contato do pneu com o solo, além de transmitir força lateral à estrutura (Reimpell, 2001, Gillespie, 1992). Sendo assim, grandes variações de camber não são desejáveis, de fato, elas devem ser tão pequenas quanto possível (Jing-Jun Zhang et al., 2012).

O ângulo de cáster tem um efeito específico no auto alinhamento do veículo, quando as rodas se encontram esterçadas. De fato, em um veículo quanto maior o caster maior é seu rastro pneumático e esse, por sua vez tem uma forte influência no torque de alinhamento do veículo. Isto porque, quanto maior o rastro maior a resistência do veículo em fazer curvas, por exemplo (Gillespie, 1992). Entende-se por rastro pneumático a distância que se estabelece entre o ponto de aplicação da força lateral gerada pelo pneu e o centro geométrico do mesmo.

Relativamente ao ângulo de convergência do veículo tem-se que um ajuste inadequado pode resultar em maior desgaste dos pneus, resistência ao rolamento e dificuldade em manter a estabilidade direcional em curvas (Reimpell, 2001). Um aspecto ideal de funcionamento da suspensão relacionado à convergência é: quando as rodas dianteiras encontram-se em *bound*, o valor do ângulo de convergência deve variar de zero a negativo (Jing-Jun Zhang et al., 2012). Do exposto até o momento, cabe ressaltar que os ângulos que conferem a geometria da suspensão serão melhor abordados no item 2.

A geometria de suspensão pode ser determinada para qualquer projeto de construção e para o sistema de suspensão Duplo A, tal também se aplica. Trata-se de um subsistema muito utilizado em veículos de competição, considerando que suas características de projeto concede a possibilidade de se obter o melhor funcionamento dos pneus e do veículo. Mas o uso deste sistema não é limitado a veículos de competição, uma vez que pode ser encontrado em veículos de passeio. A sua configuração encontra-se ilustrada na Fig. 1 e a mesma será melhor tratada no contexto desse trabalho no item 2.



Figura 1. Suspensão com geometria Duplo A

A indústria automotiva tem adotado a utilização de softwares CAE, como por exemplo os de abordagem multicorpos, que são capazes de simular mecanismos em condições quase que reais de uso, proporcionando confiabilidade e uma melhor análise cinemática e dinâmica do funcionamento desses (Rezende et al., 2003), e as suspensões veiculares se encaixam nesse grupo. Em realidade, vários são os autores que desenvolvem trabalhos com o intuito de explorar melhor o comportamento dos veículos frente a variação da geometria da suspensão, tal só destaca a importância desses parâmetros no comportamento do veículo (Knapczyk and Maniowski, 2006; Knapczyk and Para, 2012; Mahmoodi-Kaleibar et al, 2013, Wu et al, 2014; Silva et al, 2015).

Nesse sentido, o presente trabalho apresenta uma abordagem de integração entre ambientes CAD/CAE com o intuito de modelar  $\frac{1}{4}$  de suspensão Duplo A de um veículo esportivo Pontiac Fiero 88. O objetivo é destacar uma forma simplificada de modelagem em ambientes multicorpos utilizando elementos de construção do tipo *points* e *polylines*. O fato de explorar a geometria inicial do mecanismo se deve ao fato desse estudo configurar a fase inicial de um estudo mais abrangente que tratará da dinâmica vertical voltada ao estudo de VCI (vibrações de corpo inteiro).

## 2 GEOMETRIA DA SUSPENSÃO DUPLO “A”

A suspensão veicular utilizada no presente estudo consiste em uma suspensão independente do tipo Duplo “A”. Denomina-se uma suspensão como independente, quando da avaliação da cinemática do mecanismo, constata-se que o deslocamento vertical de  $\frac{1}{4}$  de suspensão, em um dos eixos, não ocasiona igual movimento no lado oposto (Reimpell, 2001, Gillespie, 1992). Normalmente, o comportamento das suspensões independentes em dinâmica transversal garante aos veículos uma resistência à rolagem superior à suspensão dependente.

A suspensão Duplo “A” caracteriza-se por ter o montante da roda sustentado por duas bandejas uma inferior e outra superior, sendo denominada SLA (*short-long arm*), ou seja, possuem comprimentos diferentes. Essa configuração permite que as extremidades das bandejas descrevam uma trajetória em semi-arco, de acordo com a movimentação da roda entre o *bound* e o *rebound*.

A Figura 2 tem por objetivo ilustrar, de forma esquemática, a trajetória descrita pelas extremidades externas das bandejas da suspensão, que na figura são denominadas “*Arco Superior*”, referindo-se à bandeja superior e “*Arco Inferior*” à bandeja inferior. No presente trabalho, a modelagem CAD/CAE baseou-se em uma suspensão dianteira Duplo “A” de um

veículo esportivo denominado Pontiac Fiero 1988 (disponível na internet: *Pennock's Fiero Forum*). A Figura 3 ilustra a suspensão do veículo em questão desenvolvida em ambiente CAD.

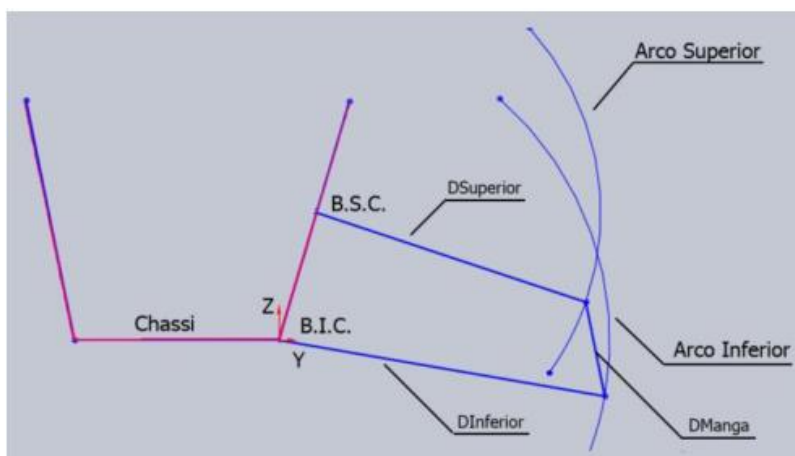


Figura 2. Imagem ilustrativa da trajetória das bandejas de suspensão



Figura 3. Modelagem de 1/4 de suspensão dianteira do veículo em ambiente CAD

De maneira geral, o alinhamento das rodas confere à suspensão o ajuste de seus ângulos, assim como dos componentes do subsistema de direção, a fim de garantir ao veículo estabilidade, dirigibilidade e segurança aos seus ocupantes. Em termos da conservação dos componentes do veículo, um dos primeiros indícios de não conformidade relativamente à geometria da mesma constata-se no desgaste inadequado do pneu (Halderman, 2015).

Dentre os principais ângulos que definem a geometria da suspensão citam-se o câmbor, o cãster e a convergência. No caso do presente trabalho, essas geometrias serão avaliadas em 1/4 de suspensão durante o deslocamento da mesma em *bound*, segundo uma função linear em função do tempo do tipo  $f(t) = -0,5t$ , em que o coeficiente representa a amplitude do movimento em 100 s e o sinal negativo justifica-se para ajuste de referência.

O câmbor define-se, em vista frontal do veículo, como sendo o ângulo de inclinação que uma linha imaginária passando pelo centro da banda de rodagem do pneu faz com uma linha de referência vertical, como mostrado na Fig. 4.

O ângulo de câster é medido em vista lateral do veículo e, de acordo com a norma DIN 70 000 e 70 020, estabelece-se entre uma linha imaginária passando pelo eixo de esterçamento ou linha de giro da roda (projetado em um plano) e uma linha vertical ao solo, conforme Fig. 5.

A convergência representa a abertura entre rodas de um mesmo eixo, em vista de topo. Nas rodas do eixo frontal ou traseiro, mede-se a distância horizontal entre as projeções da parte da frente e atrás dos pneus. Em termos de ângulo, representa o ângulo que se forma entre o prolongamento das linhas de centro das duas rodas de um mesmo eixo, no sentido frente do veículo, Fig.6.

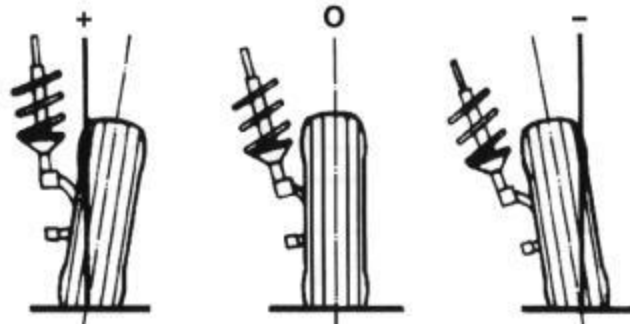


Figura 4. Representação do ângulo de câster das rodas de um veículo (Fonte: <http://www.revcarautocenter.com.br/camber.html> )

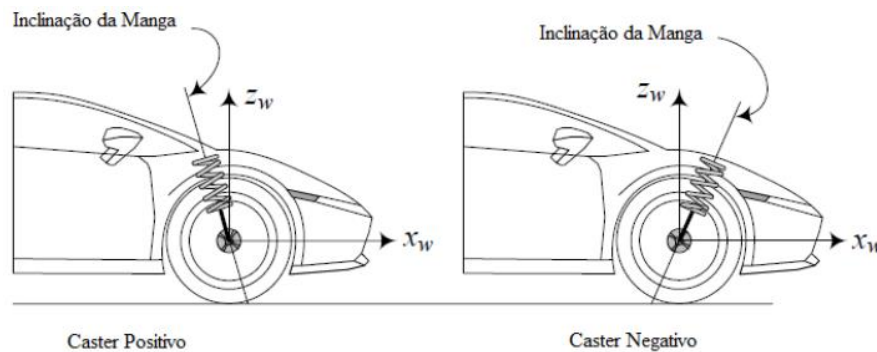


Figura 5. Representação do ângulo de câster das rodas de um veículo (Fonte: adaptado de Jazar, 2008)

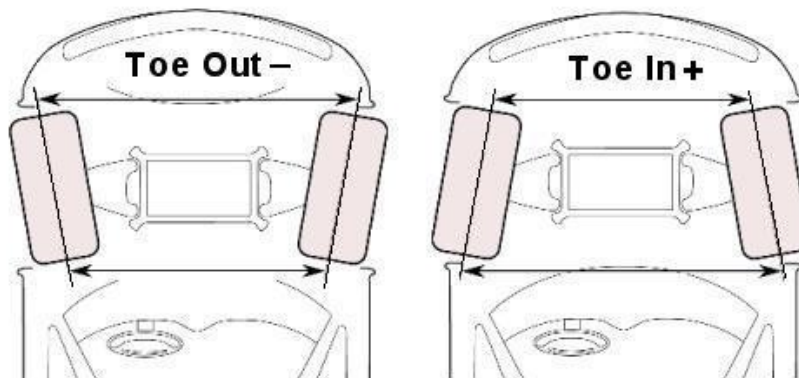


Figura 6. Representação do ângulo de convergência das rodas de um veículo (Fonte: <http://carrosinfoco.com.br>)

### 3 INTEGRAÇÃO CAD/CAE NO DESENVOLVIMENTO DA SUSPENSÃO

Essa seção se destina a apresentar a modelagem CAD da suspensão Duplo “A” do veículo Pontiac Fiero 1988. Sabe-se que projetos de subsistemas de veículos não são facilmente disponibilizados pelas montadoras, no entanto, por vezes é possível obter informações técnicas pela rede. Para o veículo em questão, em posse das plantas técnicas referentes às juntas esféricas (*upper and lower ball joints*); planta e detalhes das bandejas inferior e superior, cubo da roda, manga de eixo, etc. foi possível reproduzi-la.

Em termos da modelagem CAE, conforme comentado a mesma foi desenvolvida em ambiente multicorpos tendo como *inputs* da modelagem CAD as coordenadas *x*, *y* e *z* dos pontos principais (chave), além das informações referentes à geometria das massas dos componentes.

#### 3.1 Modelagem CAD da suspensão Duplo “A”

Para ilustrar a modelagem CAD apresenta-se a vista explodida do conjunto de componentes do ¼ de suspensão e, em seguida, a modelagem de algumas de suas partes, conforme Fig. 7 e Fig. 8 abaixo. Para concepção do projeto, além das dimensões, seria desejável ter-se informações acerca do material aplicado nos componentes, no entanto, tal informação não está disponível e, sendo assim, adotou-se informações de materiais disponíveis de materiais da biblioteca do software (basicamente steel).

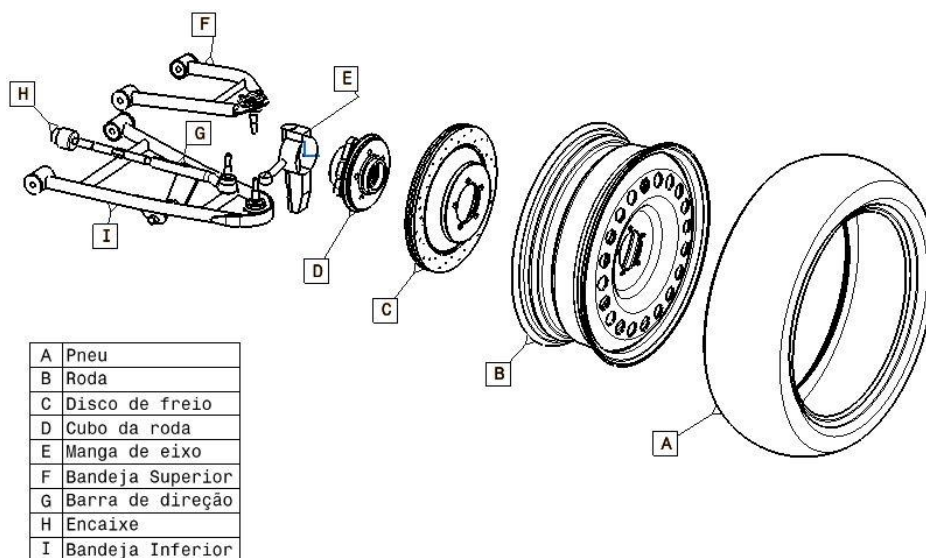


Figura 7. Vista explodida do ¼ de suspensão do veículo Pontiac Fiero 1988





Figura 8. Desenho em CAD do  $\frac{1}{4}$  de suspensão do veículo a) bandeja inferior b) bandeja superior c) cubo da roda d) montante

A partir da modelagem CAD, ainda foi possível definir as propriedades de massa dos principais componentes (posição do centro de gravidade e momentos de inércia). Essas informações são relevantes na modelagem CAE, que será tratada no item 3.2.

A Tabela 1 traz as coordenadas dos *points* obtidos da modelagem CAD. A última coluna traz uma ilustração simplificada do componente, mostrando a denominação dos pontos. Destaca-se que da união dos componentes, atentando-se à coincidência de pontos que auxilia na montagem, obtém-se a geometria da Fig. 9 que será importada ao ambiente multicorpos. As pequenas setas destacam alguns dos *points*.

A Tabela 2 apresenta os momentos de inércia de massa e coordenadas do centro de gravidade dos principais componentes, conforme especificado.

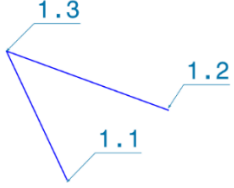
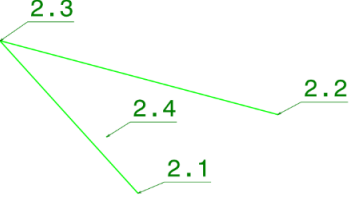
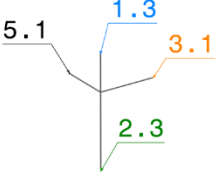
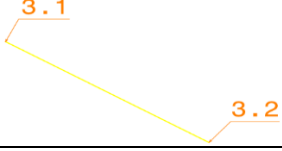


### 3.2 Modelagem CAE em ambiente multicorpos

A modelagem multicorpos tem por objetivo obter os ângulos de geometria de suspensão descritos na seção 2, além de preparar o modelo para estudos futuros em VCI. O modelo será desenvolvido no software comercial MSC ADAMS módulo ADAMS/View®.

De fato, o intuito dessa estratégia de modelagem é tornar o modelo do mecanismo de suspensão visualmente menos sobrecarregado. Isto permitirá que juntas e conectores flexíveis (buchas) sejam mais facilmente inseridos, sem que se tenha sobreposição de *markers* das juntas/buchas com aqueles de corpos rígidos (*links*, por exemplo). *Markers* consistem em um sistema de coordenadas que normalmente, está atrelado aos *Parts*. Contudo, durante a modelagem a cada inserção de partes, juntas, buchas, etc novos *markers* vão sendo inseridos parametrizando o modelo. Isto porque todos possuem coordenadas de localização, bem como orientação.

Para definição dos ângulos da geometria da suspensão, lançou-se mão de alguns recursos disponíveis no ambiente de modelagem. No presente trabalho a ferramenta “*Orientation*” foi utilizada, onde a especificação de orientação utilizada foi *YPR*. Os *outputs* são os deslocamentos angulares relativamente a um referencial original fixo definido por um *marker*.

Tabela 1. Coordenados dos *points* da suspensão veicular

Componente	keypoints	x (mm)	y (mm)	z (mm)	Ilustração simplificada do componente
Bandeja Superior	1.1	139,098	386,873	39,113	
	1.2	-73,091	385,756	57,643	
	1.3	8,769	130,538	77,302	
Bandeja Inferior	2.1	134,525	542,308	-139,121	
	2.2	-154,257	542,308	-139,121	
	2.3	-9,878	333,247	-211,911	
	2.4	-9,878	333,247	-211,911	
Manga de eixo	1.3	8,769	130,538	77,302	
	2.3	-9,878	333,247	-211,911	
	3.1	-117,499	107,877	-42,254	
	5.1	2,233	61,060	-0,203	
Barra de direção	3.1	-117,499	107,877	-42,254	
	3.2	-114,83	494,371	-52,86	
Encaixe	3.2	-114,83	494,371	-52,86	
	4.1	-117,296	885,54	-50,14	
Mola	2.4	-9,878	333,247	-211,911	
	6.1	-9,878	373,724	97,414	

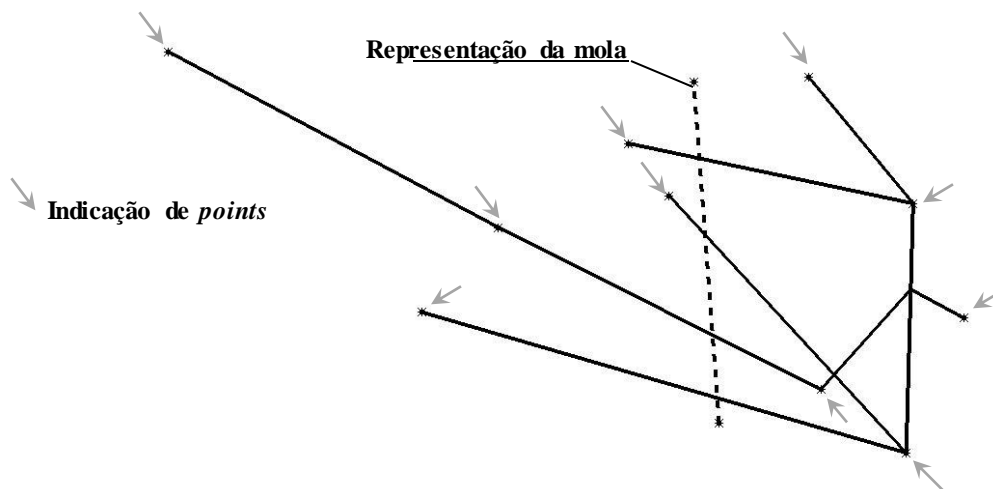


Figura 9. Ilustração simplificada do ¼ de veículo que será importada ao ambiente multicorpos



Tabela 2. Coordenadas do centro de gravidade e momentos de inércia de massa dos componentes da suspensão

Componentes	Coordenadas do centro de gravidade (mm)			Matrizes de momento de inércia de massa (kg x mm <sup>2</sup> )
	Ox	Oy	Oz	
Bandeja Superior	25,334	238,181	66,924	$\begin{bmatrix} 1368,697 & 0 & 0 \\ 0 & 778,21 & 0 \\ 0 & 0 & 2084,119 \end{bmatrix}$
Bandeja Inferior	-9,807	341,125	-153,203	$\begin{bmatrix} 106433,115 & 0 & 0 \\ 0 & 40749,74 & 0 \\ 0 & 0 & 144639,106 \end{bmatrix}$
Manga de eixo	1,212	49,565	-1,462	$\begin{bmatrix} 544261,773 & 0 & 0 \\ 0 & 934106,587 & 0 \\ 0 & 0 & 541035,125 \end{bmatrix}$
Barra de direção	-116,455	260,14	-48,37	$\begin{bmatrix} 14395,864 & 0 & 0 \\ 0 & 71,656 & 0 \\ 0 & 0 & 14395,528 \end{bmatrix}$
Encaixe	-114,83	506,386	-52,86	$\begin{bmatrix} 78,719 & 0 & 0 \\ 0 & 65,514 & 0 \\ 0 & 0 & 78,719 \end{bmatrix}$

A primeira rotação tem componente ortogonal “z” (plano ‘xy’) e fornece o ângulo de convergência. A segunda rotação, por sua vez, possui componente ortogonal “y” (plano ‘xz’) determinando o ângulo de cãster e, finalmente, a terceira rotação em torno de “x” (plano ‘yz’) fornece o cãamber.

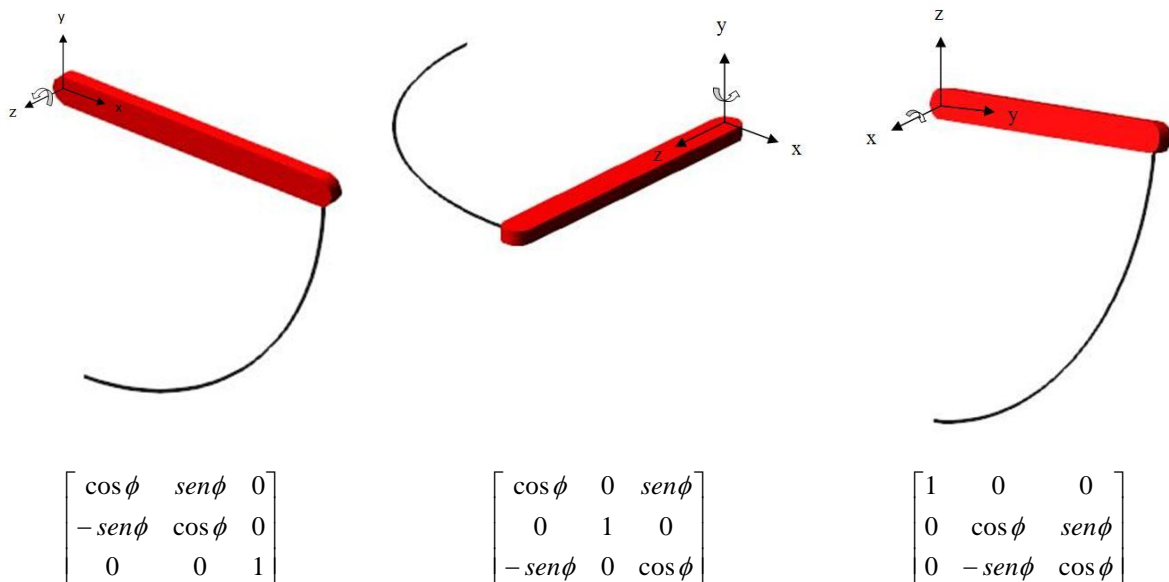


Figura 10. Representação esquemática das rotações YPR

Cabe ressaltar que a sequência adotada de verificação dos ângulos de geometria é a descrita aqui, contudo, o posicionamento dos eixos do *marker* móvel no componente, que será responsável pelo traçado da trajetória da medida é fundamental. A Figura 10 destaca de forma simplificada as rotações descritas, os arcos destacam a trajetória, utilizando-se de um corpo rígido denominado *link* construído em ambiente multicorpos, explicita-se, ainda, a referida matriz de rotação. Essa transformação equivale a um *body 3-2-1* (ADAMS® Solver Help, 2012). No presente trabalho, a obtenção de cada deslocamento angular foi feita separadamente.

A Figura 11 destaca a suspensão modelada em modo sombra, a fim de destacar a orientação dada aos eixos do *marker* principal para determinação da geometria de suspensão.

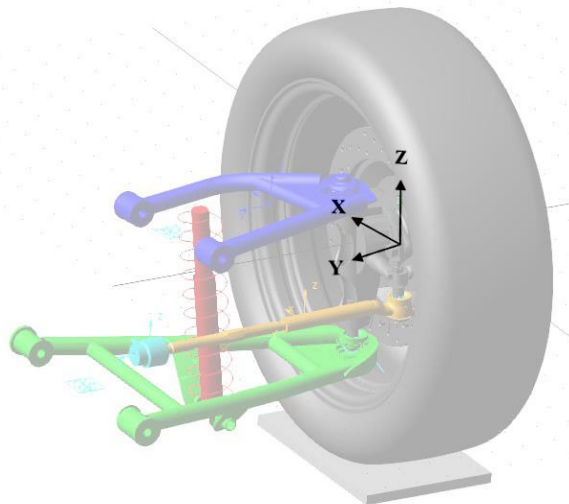


Figura 11. Modelagem da suspensão em ambiente multicorpos com destaque ao *marker* utilizado para obtenção dos ângulos da geometria

## 4 RESULTADOS

Nessa seção, são mostrados os gráficos obtidos após aplicação do descrito na seção 3.

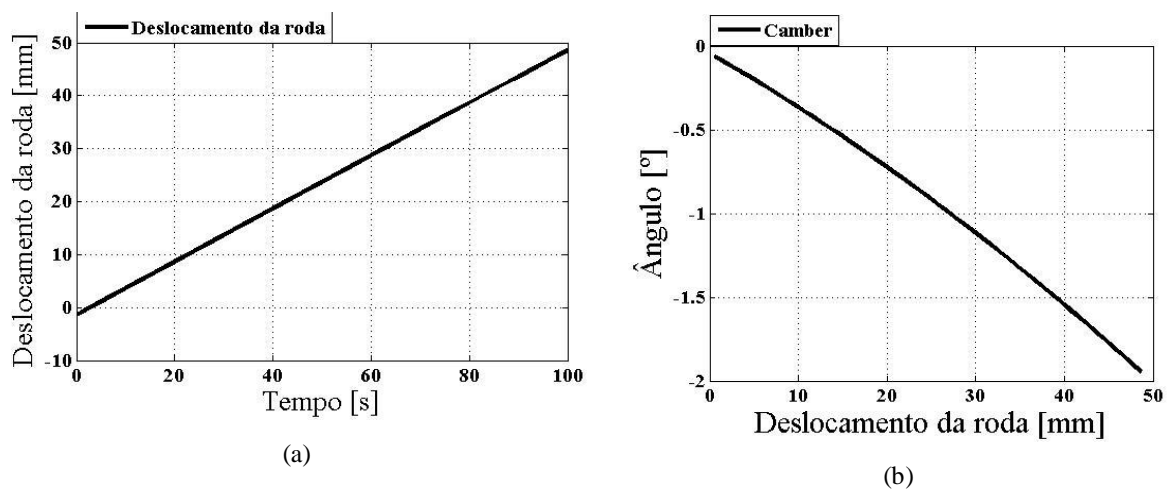


Figura 12. a) deslocamento da roda em função do tempo b) ângulo de câmbio em função do deslocamento da roda

Cabe ressaltar que se avalia aqui, apenas a praticidade da aplicação da metodologia no uso do software multicorpos e obtenção dos parâmetros de suspensão, pois os resultados obtidos não são passíveis de serem validados sem procedimento experimental.

A roda descreve um *bound* de 50 mm em um tempo de 100 s (Fig. 12a). Isso se evidencia no gráfico do câmbor x deslocamento da roda, em que se verifica um câmbor mais negativo. Cabe salientar que o câmbor estático para esse modelo é de aproximadamente  $0^\circ$ .

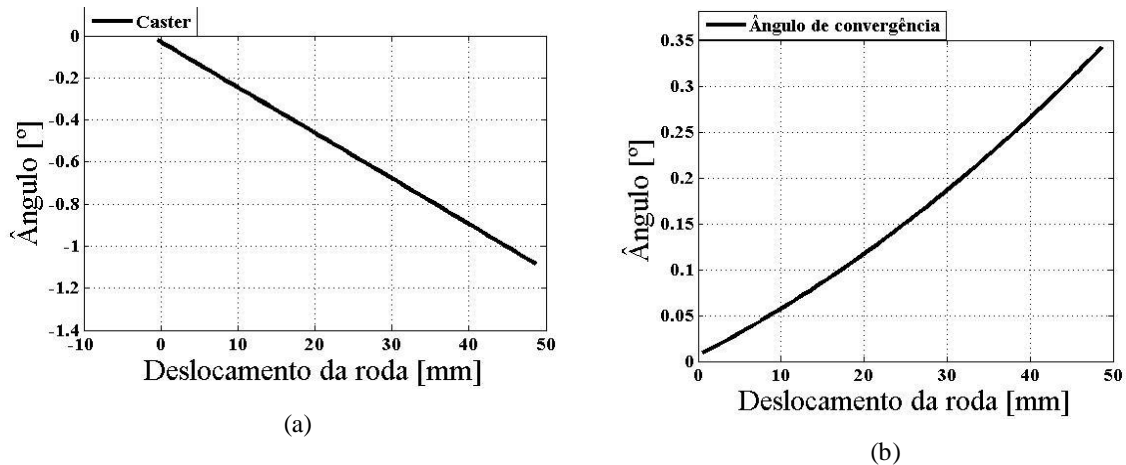


Figura 13. a) variação do ângulo de câster b) variação do ângulo de convergência ambos em função do deslocamento da roda

A Figura 13a traz a variação do ângulo de câster, enquanto a Fig. 13b o ângulo de convergência. O câster possui uma tendência de variar negativamente com a trajetória da roda e com os valores negativos o esforço da direção é menor. Quanto à convergência, não se verifica uma variação significativa.

## 5 CONCLUSÃO

O presente artigo prestou-se a apresentar uma forma simplificada de construção de modelo multicorpos, a partir de informações CAD e, nesse sentido acredita-se ter alcançado seu objetivo, conforme mostrado no item 3.

De fato, o intuito dessa estratégia de modelagem é tornar o modelo do mecanismo de suspensão visualmente menos sobrecarregado; permitir que juntas e conectores flexíveis (buchas) sejam mais facilmente inseridos, sem que se tenha sobreposição de *markers* das juntas/buchas com aqueles de corpos rígidos (links, por exemplo). Além disso, evita a operação de *Hide*, caso se queira utilizar a máscara CAD no mecanismo.

Essa fase do trabalho, constitui a fase inicial de avaliação de  $\frac{1}{4}$  de suspensão, que será, posteriormente, utilizada para o estudo de vibrações em corpo inteiro.

## AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer a Direção da Faculdade UnB Gama por ter viabilizado o desenvolvimento do referido estudo.

## REFERÊNCIAS

- Andrade, G.O., Silva, R.C., Nunes, M.A.A., Oliveira, A.B.S, Determinação da posição do centro de rolagem em veículos de competição utilizando ferramentas CAD/CAE. VII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica – CONEM, 2012.
- Gillespie, T. D., *Fundamentals of vehicle dynamics*. Ed. SAE – Society of Automotive Engineers, Inc. 1992.
- Halderman, J. D., *Automotive Technology: Principles, Diagnosis and Service*. 1ª Edição. Ed. Pearson, 2012.
- Knapczyk, J., Maniowski, M., Elastokinematic, Modelling and Study of Five-rod Suspension with Subframe, *J. Mechanism and Machine Theory*, 41, 2006, pp. 1031-1047.
- Knapczyk, J., Para, S., Estimation of Geometrical Parameters of an Elastokinematic Model in a Car McPherson Suspension, *Technical Transactions Mechanics*, 10, 2012, pp. 19-34.
- Jazar, N. R., *Vehicle Dynamics – Theory and Application*. 1ª Edição. Ed. Springer, 2008.
- Lanchester, F. W., Some problems peculiar to the design of the Automobile, *Proceedings of the Institution of Automobile Engineers*, vol 2, 1907, pp. 197 – 287.
- Mahmoodi-kaleibar, M., Javanshir, I., Asadi, K., Afkar, A., Paykani, A., Optimization of Suspension System of Off-road Vehicle for Vehicle Performance Improvement, *J. Cent. South Univ.*, 20, 2013, pp. 902-910.
- MSC Software, *ADAMS Solver® Help*, 2012.
- Reimpell, J., Stoll, H. and Betzler, J. W., *The automotive chassis: engineering principles*. 2ª Edição. Ed. Butterworth Heinemann, Oxford University, 2001.
- Rezende, J. C. C., Borges, J. A. F., Desenvolvimento, projeto e construção de um protótipo de suspensão automotiva para bancada de laboratório, *13º POSMEC, FEMEC/UFU*, Uberlândia-MG, 2003.
- Silva, R. C., Nunes, M. A. A., Oliveira, A. B. S., Andrade, G. O., Estimation of the geometric parameters of a front double wishbone suspension based on geometric formulation, *Proceedings of the ASME 2015 International Mechanical Engineering Congress & Exposition*, IMECE. Houston, Texas, 2015.
- Soares, A.L.V., Análise de conforto e elastocinemática das suspensões de duplo estágio de um veículo de competição off-road em ambiente multicorpos. Dissertação Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2005.
- Wu J., Luo, Z., Zhang, Y., Zhang, N., An Interval Uncertain Optimization Method for Vehicle Suspensions using Chebyshev Metamodels, *J. Applied Mathematical Modelling*, 38, 2014, pp. 3706-3723.
- Zhang, J.J., Xu, L.W., Gao, R.Z., Multi-island Genetic Algorithm Optimization of Suspension System, *Telkomnika*, vol.10, No.7, 2014, pp 1685 – 1691.