

# INFLUÊNCIA DA GEOMETRIA DA SUSPENSÃO TIPO QUATRO BARRAS NO COEFICIENTE DE ESTERÇAMENTO INDUZIDO POR ROLAGEM

## *INFLUENCE OF 4-LINK SUSPENSION GEOMETRY ON THE ROLL STEER COEFFICIENT*

**Marco van der MEER**

Curso de Especialização em Engenharia Automotiva – ENGEAUTO  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR  
marco.meer@gmail.com

**Professor orientador: Cláudio Mund CARREIRÃO**

Curso de Especialização em Engenharia Automotiva – ENGEAUTO  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR  
ccarreirao@hotmail.com

**Resumo** – Ônibus articulados ao efetuarem manobras direcionais, estão sujeitos ao fenômeno da amplificação traseira, o que prejudica a estabilidade do veículo. Um fator que contribui para isso é o efeito do esterçamento induzido por rolagem que atua nos eixos do trator e do trailer. Este artigo apresenta um estudo sobre o efeito do posicionamento das barras da suspensão sobre o ângulo de esterçamento induzido por rolagem. É possível obter RSC (coeficiente de esterçamento induzido por rolagem – *roll steer coefficient*) variando entre -0,12 até 0,11. Estes valores são obtidos a partir de uma modificação relativamente simples e de baixo custo feita no posicionamento do ponto de conexão das barras com o eixo. O estudo identifica que é necessário executar-se uma avaliação complementar dinâmica do veículo a fim de fazer a seleção do RSC mais adequado.

**Palavras-chave:** Suspensão de quatro barras; Coeficiente de esterçamento induzido por rolagem; Ônibus articulado; Subesterço; Sobresterço; Dinâmica veicular lateral.

**Abstract** – Articulated buses, when making directional maneuvers, are subject to the phenomenon called as the rear amplification, which affects the vehicle's stability. One contributing factor is the effect of steering angle induced by chassis rolling acting on the axes of the tractor and the trailer. This article presents a study of the effect on positioning the suspension bars on the steering angle induced by chassis rolling. It is possible to achieve the RSC (steering angle coefficient induced roll - roll steer coefficient) ranging from -0,12 to 0,11. These values are obtained from a relatively simple and low cost modification by changing the positioning of the connecting point of the bars to the axle. The study identifies a need to run a complementary dynamic evaluation of the vehicle in order to make the selection of the most appropriate RSC.

**Key-words:** 4-Link suspension; Roll steer coefficient; Understeer; Oversteer; Articulated bus; Lateral vehicle dynamics.

## 1. INTRODUÇÃO

Quando um veículo executa manobras direcionais, além do movimento de guinada (rotação em torno do seu eixo vertical), o veículo experimenta um movimento de rolagem em torno do seu eixo longitudinal, causando a compressão da suspensão do lado externo da curva e expansão da suspensão oposta.

Este movimento da carroceria e suspensão pode afetar o alinhamento dos eixos traseiros do trator e dos trailers (quando ônibus articulados), causando um efeito denominado de “esterçamento induzido por rolagem”, ou no inglês “*roll steer*”, que está ilustrado na Figura 1.

Na parte superior da figura está mostrada uma vista lateral do eixo com o seu barramento conectando-o ao chassi. Este eixo é mostrado com a suspensão na sua posição normal (cor preta), na posição de suspensão comprimida (cor azul), e na posição de suspensão

estendida (cor verde). É possível observar que o centro do pneu se desloca para trás e para frente, dependendo do movimento da suspensão.

Quando o veículo é submetido à rolagem ao efetuar uma manobra direcional, a carroceria do veículo inclina-se lateralmente e isso resulta em uma compressão da suspensão no lado externo da curva e uma expansão da compressão no lado interno da curva, ou seja, o pneu do lado externo se desloca para trás e o pneu interno se desloca para frente, ou seja, o eixo fica desalinhado em relação ao chassi, conforme pode ser observado na parte inferior da Figura 1.

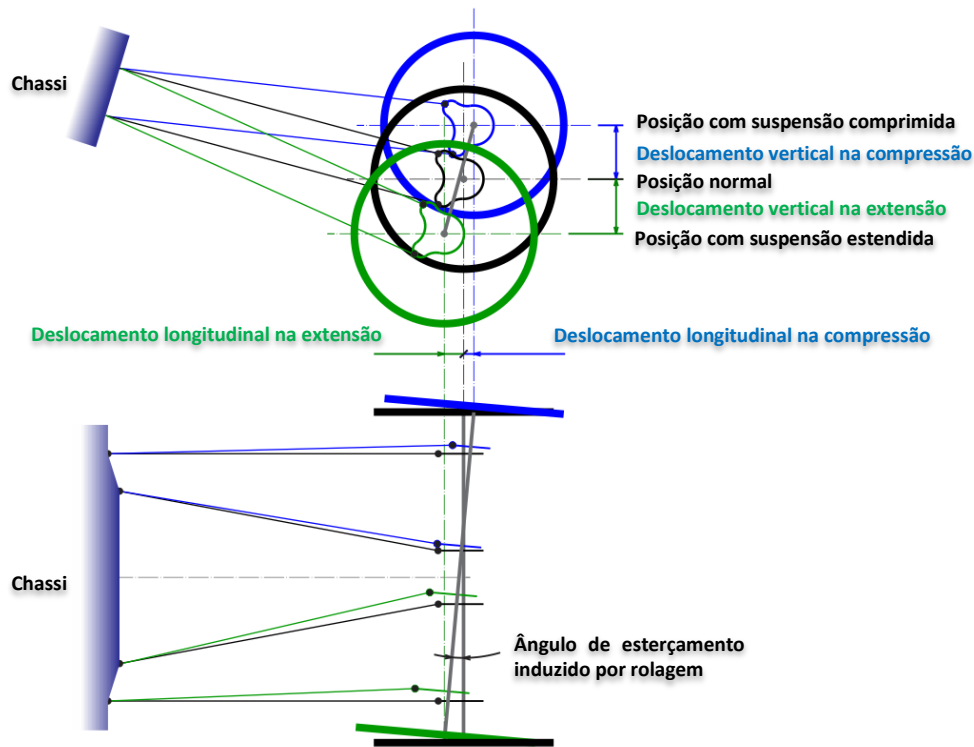


Figura 1 – Esterçamento induzido por rolagem no eixo  
Fonte: Os autores

A Figura 2 ilustra o efeito do esterçamento induzido por rolagem para um ônibus articulado, onde o eixo de tração sofreu um esterçamento induzido de um ângulo  $\alpha_1$  e o eixo do trailer um ângulo  $\alpha_2$  à medida que a carroceria rola para o lado externo da curva quando o veículo faz uma curva para a direita.

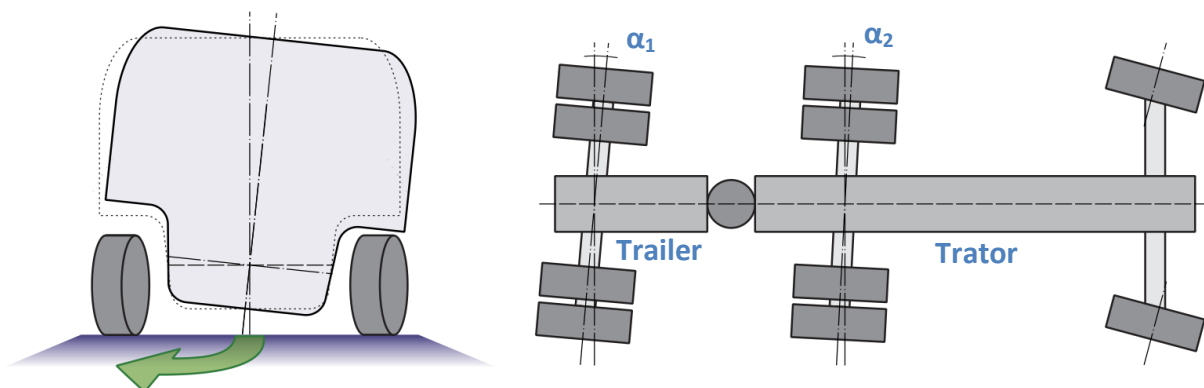


Figura 2 – Esterçamento induzido por rolagem em ônibus articulado  
Fonte: Os autores

O efeito do esterçamento induzido por rolagem pode tornar a manobra direcional mais ou menos segura, dependendo do valor e da direção do ângulo de esterçamento induzido por rolagem assumido por cada um dos eixos do veículo.

Esta característica é ainda mais crítica para veículos articulados e biarticulados, que possuem um comportamento inerente em manobras direcionais denominado de amplificação traseira, conforme está ilustrado na Figura 3, onde é possível ver o comportamento oscilatório subamortecido da traseira do ônibus.



Figura 3 – Fator de amplificação em ônibus biarticulado  
Fonte: MASSA NEWS, 2016

Portanto, o controle do esterçamento induzido por rolagem pode ser utilizado com o objetivo de melhorar a estabilidade direcional e diminuir a amplificação traseira em veículos articulados.

Uma maneira de controlar o esterçamento induzido por rolagem é a partir do projeto da suspensão do eixo traseiro e do trailer, que, na maioria das vezes, segue o conceito de quatro barras.

Este trabalho explora o efeito que o posicionamento das barras da suspensão causa no esterçamento induzido por rolagem, de tal forma que, ao desenvolver novos projetos, os engenheiros possam utilizar este conceito para conceber suspensões com características que contribuam para uma maior estabilidade direcional do veículo, possibilitando uma velocidade de operação com maior segurança para os usuários.

Inicialmente, serão apresentados alguns conceitos teóricos necessários para o entendimento dos estudos aqui desenvolvidos. Na sequência, será apresentada a metodologia utilizada bem como as propostas de modificações na geometria de suspensão, estudando-se a sua influência no esterçamento induzido por rolagem. Por fim, os resultados do estudo são mostrados compilados em um gráfico onde é possível verificar o efeito da geometria da suspensão no esterçamento induzido por rolagem. Sugestões para trabalho futuros também são apresentados na conclusão deste trabalho.

## 2. REFERENCIAL TEÓRICO

### 2.1. Sistema de coordenadas

O sistema de coordenadas utilizado neste trabalho segue o padrão ISO, onde o eixo  $x$  segue a direção longitudinal do veículo com sentido positivo para frente, o eixo  $y$  segue transversalmente com sentido positivo para a esquerda e o eixo  $z$  segue na vertical com sentido positivo para cima, conforme pode ser visto na Figura 4.

A rolagem da carroceria é tomada como a rotação em torno do eixo  $x$ , denominada por  $\phi$ .

Para a caracterização do posicionamento dos componentes da suspensão, o mesmo sistema de coordenadas foi utilizado, sendo que o plano  $xy$  coincide com o solo, o plano  $yz$  coincide com a linha de centro do eixo do trailer, e o plano  $xz$  está simetricamente posicionado no plano transversal do eixo.

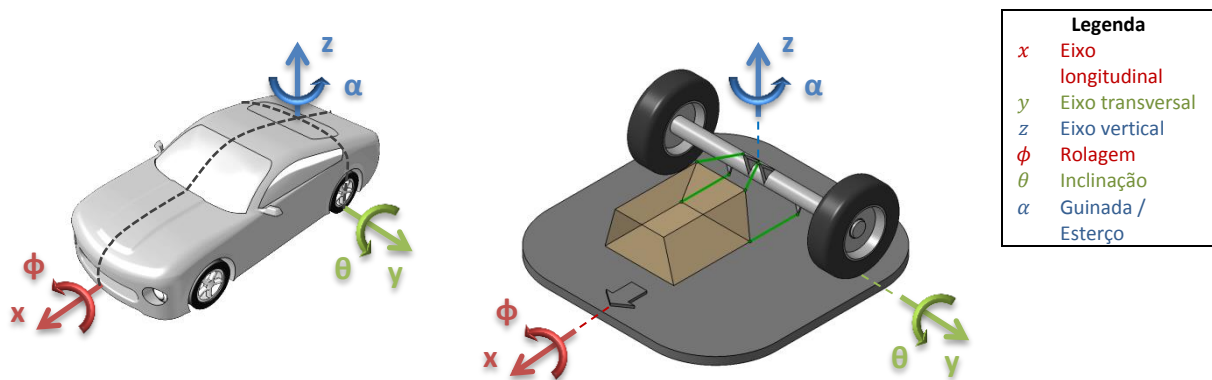


Figura 4 – Sistema de coordenadas  
Fonte: Os autores

### 2.2. Suspensão de quatro barras

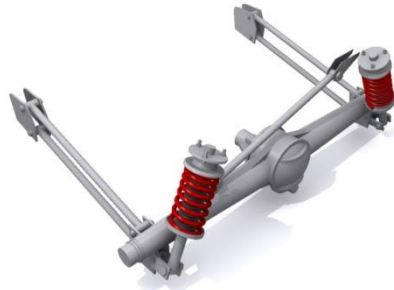
Existe uma grande variedade de tipos de suspensão, os quais se agrupam em dependentes, independentes ou semi-independentes, conforme a influência da movimentação das rodas que um lado do veículo exerce no outro.

As suspensões dependentes prevalecem nos eixos traseiros de veículos de carga pela sua simplicidade, baixo custo e alta capacidade de carga. Um dos tipos de suspensão para eixo rígido é a de quatro barras.

A suspensão de quatro barras pode ser usada tanto na dianteira, quanto na traseira do veículo. A sua flexibilidade geométrica de instalação, envolvendo o comprimento das barras, seus ângulos e posicionamentos de ancoragem no chassi e no eixo, permite um melhor controle de parâmetros cinemáticos da suspensão, como a posição do centro de rolagem, o desempenho de antimergulho e antiarfagem e o esterçamento induzido por rolagem em manobras direcionais.

Esse tipo de suspensão apresenta duas variedades, a de quatro barras paralelas, acompanhada de uma barra transversal comumente denominada de barra Phanhard, e a de quatro barras triangulada, conforme está ilustrado na Figura 5.

Quatro barras paralelas com barra Panhard



Quatro barras trianguladas

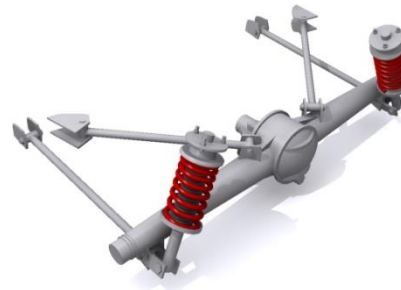


Figura 5 – Suspensões de quatro barras  
Fonte: CarBibles.com, 2008

Na triangulada, que será o objeto de estudo deste trabalho, as barras longitudinais e a projeção longitudinal das barras trianguladas suportam os esforços longitudinais de aceleração e de frenagem, além de suportar o binário causado pelo torque de frenagem. A projeção transversal das barras trianguladas suportam os esforços laterais presentes, principalmente, em manobras direcionais. Ocasionalmente, os dois braços superiores são substituídos por um simples braço triangular, não alterando a similaridade funcional do sistema.

### 2.3. Centro de instantâneo de rolagem

A suspensão tem permite o movimento de rolagem da carroceria, promovendo uma transferência de carga para o lado externo da curva, devido à força centrífuga.

O centro de rolagem da carroceria é definido como o ponto no plano vertical transversal ao longo dos centros de rodas e equidistante a eles (para projetos onde as suspensões esquerda e direita são simétricas opostas) para o ângulo instantâneo de rolagem da carroceria.

O centro de rolagem é o ponto teórico sobre o qual forças laterais podem ser aplicadas à massa suspensa sem produzir rolagem desta.

Quando uma força lateral começa a atuar no veículo devido a, por exemplo, uma curva ou uma manobra direcional, a carroceria começa a girar em torno do centro de rolagem, comprimindo a suspensão externa à curva e expandindo a suspensão interna, conforme está representado na Figura 6.

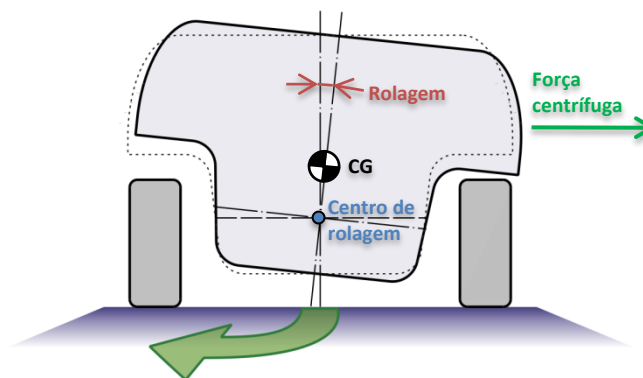


Figura 6 – Movimento de rolagem da carroceria.  
Fonte: Os autores

Se altura do centro de gravidade coincidissem com o eixo de rolagem, não haveria inclinação da carroceria. Entretanto, quase todos os veículos possuem um centro de gravidade situado acima do eixo de rolagem, a carroceria inclina-se para fora da curva.

A posição o centro instantâneo de rolagem é uma característica da geometria da suspensão e depende da posição instantânea do seu barramento. Com a movimentação da suspensão a posição do centro de rolagem também se movimenta, entretanto, neste estudo, o

centro instantâneo de rolagem é determinado com a suspensão na posição normal e é mantido estático durante a análise de rolagem da carroceria.

Com o auxílio da Figura 7, pode-se entender como o centro de rolagem para a suspensão de quatro barras é obtido. Na vista superior, a linha de ação das barras é prolongada até encontrar a linha de centro do veículo. Estes pontos são projetados na vista lateral, sobre a linha de ação das respectivas barras. A união destes dois pontos na vista lateral forma o eixo de rolagem da suspensão. A intersecção deste eixo com o plano vertical que passa pelo centro das rodas determina o centro de rolagem da suspensão. Este procedimento está ilustrado na figura da esquerda onde as quatro barras estão inclinadas.

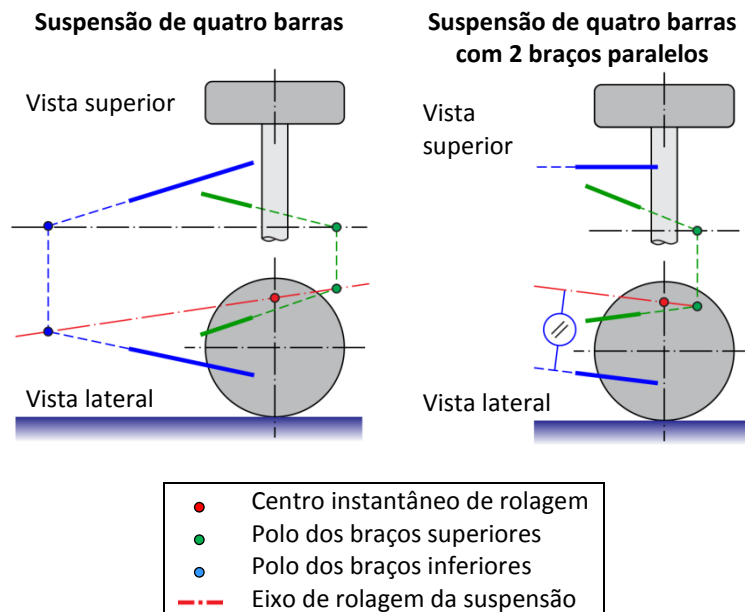


Figura 7 – Determinação do centro instantâneo de rolagem para suspensão de quatro barras  
Fonte: Os autores

Quando duas barras são dispostas longitudinalmente paralelas à linha de centro do veículo, então somente a linha de ação barra inclinada é que deve ser prolongada até encontrar a linha de centro do veículo. Este ponto é então projetado na vista lateral sobre a linha de ação da mesma barra. Uma linha paralela à barra longitudinal é traçada por este ponto, formando o eixo de rolagem da suspensão. Da mesma forma que descrito anteriormente, a intersecção deste eixo com o plano vertical que passa pelo centro das rodas determina a localização do centro de rolagem da suspensão.

Normalmente, em especial para veículos de passeio, por razões de assegurar melhores características dinâmicas, a suspensão dianteira e traseira possuem alturas diferentes para centro de rolagem, gerando um eixo de rolagem conforme mostrado na Figura 8. De uma forma idealizada, é sobre o eixo de rolagem que a carroceria do veículo gira durante a rolagem.

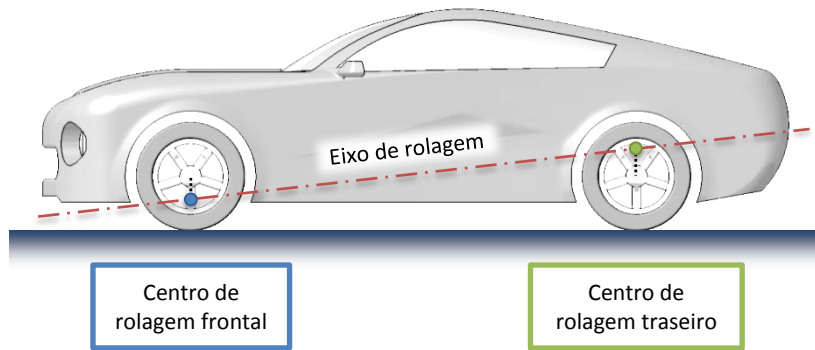


Figura 8 – Eixo de rolagem da carroceria  
Fonte: Os autores

Entretanto, neste trabalho, para fins de simplificação da análise, o eixo de rolagem será considerado paralelo ao solo. Tal simplificação não invalida os resultados, pois, principalmente em ônibus, as distâncias de entre eixo são grandes, e a altura do centro de rolagem das suspensões dos eixos não varia muito, pois são todas suspensões de eixo rígido.

#### 2.4. Coeficiente de esterçamento induzido por rolagem

A fim de relacionar os movimentos de rotações da carroceria e do eixo durante o esterçamento induzido por rolagem, é definido o coeficiente de esterçamento induzido por rolagem, que nada mais é do que a divisão entre o deslocamento angular no eixo  $z$  do eixo (esterçamento) pelo deslocamento angular no eixo  $x$  da carroceria (rolagem). Matematicamente temos que:

$$RSC = \frac{\alpha_{eixo}}{\phi_{carroceria}}$$

$RSC$ : coeficiente de esterçamento induzido por rolagem (*roll steer coefficient*)

$\alpha_{eixo}$ : ângulo de esterçamento induzido no eixo

$\phi_{carroceria}$ : ângulo de rolagem da carroceria em torno do eixo  $x$

#### 2.5. Amplificação traseira

A amplificação traseira é um fenômeno específico que afeta, significativamente, a estabilidade direcional de veículos articulados com duas ou mais unidades, como ônibus articulados, bitrens e rodotrens.

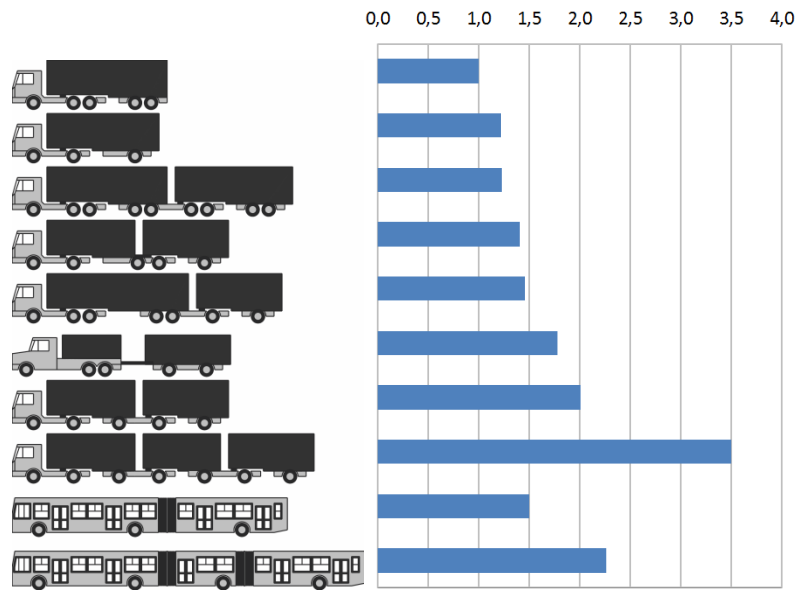


Figura 9 – Influência dos tipos de veículo articulado na amplificação traseira.  
 Fonte: ERVIN, 1983 e KIENHÖFER, 2014

Este fenômeno ocorre durante curvas e manobras direcionais evasivas, sendo o responsável pelo aumento do deslocamento lateral da última unidade quando comparado com o deslocamento lateral da unidade tratora, conforme ilustrado na Figura 9, onde é possível verificar que a amplificação traseira de um ônibus biarticulado (mais abaixo na figura) é de 2,26, ou seja, uma oscilação lateral no trator é amplificada 2,26 vezes no último trailer.

Em consequência dessa amplificação, a unidade traseira é submetida a acelerações laterais maiores, podendo vir a tombar levando consigo todo o conjunto.

Os fatores comuns que contribuem para a amplificação traseira são o número de unidades articuladas, comprimento reduzido das unidades, frouxidão das conexões entre as unidades, cargas maiores nas unidades posteriores, maior velocidade do veículo.

### 3. METODOLOGIA

Para fazer a análise do esterçamento induzido por rolagem para diferentes arranjos de geometria de suspensão, foi criado em CAD um modelo 3D simplificado da suspensão traseira de um ônibus articulado, conforme mostrado na Figura 10. Tal modelo simplificado têm as medidas principais descritas no Quadro 1.

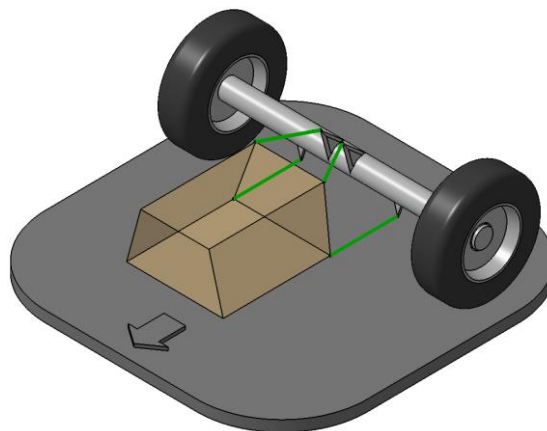


Figura 10 – Modelo CAD simplificado da suspensão  
 Fonte: Os autores

Ponto	x (mm)	y (mm)	z (mm)	Especificações	
Projeção do centro de eixo no solo	0,0	0,0	0,0	Roda	22.5"
Articulação - Barra inferior/chassi	625,0	±450,2	263,0	Pneu	295/80
Articulação - Barra inferior/eixo	0,4	±450,2	263,0	Raio dinâmico	490 mm
Articulação - Barra superior/chassi	553,7	±317,9	746,0	Suspensão - Curso máximo	110 mm
Articulação - Barra superior/eixo	166,4	±101,9	753,0	Suspensão - Curso mínimo	-90 mm
Articulação - Suspensão/chassi	140,4	±496,0	852,4		
Articulação - Suspensão/eixo	173,0	±550,0	279,7		
Centro da roda	0,0	±1181,1	490,0		

Quadro 1 – Dimensões do modelo CAD simplificado

Fonte: Os autores

A fim de avaliar a influência do posicionamento das barras da suspensão no esterçamento induzido por rolagem, seis diferentes modelos 3D foram criados. Cada modelo varia entre si no posicionamento das barras longitudinais superiores e inferiores na sua conexão com o eixo (Pontos 2 e 4), conforme pode ser observado na Figura 11, onde cada um dos modelos está representado por uma cor diferente.

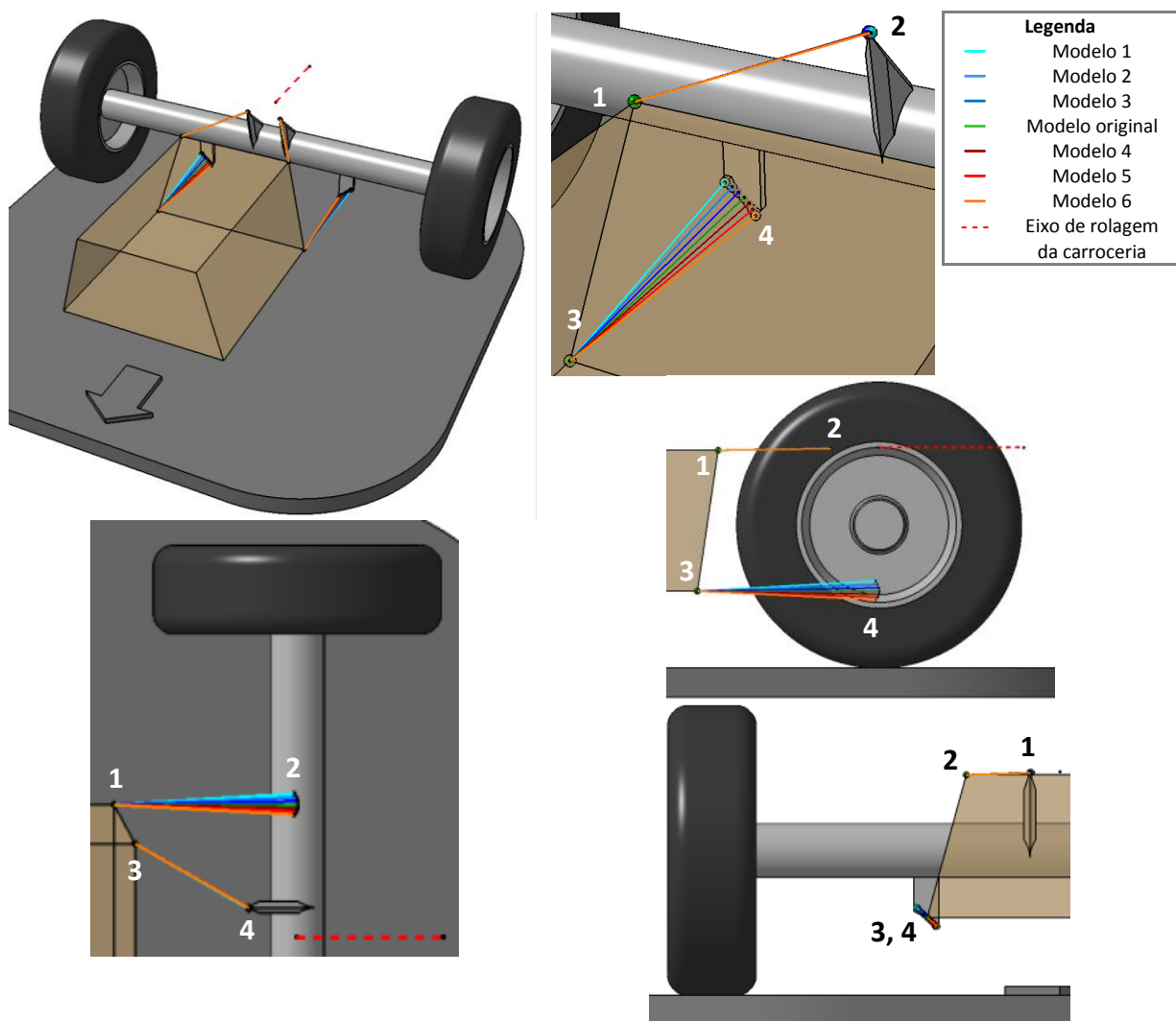


Figura 11 – Modelo CAD para análise

Fonte: Os autores

O Quadro 2 apresenta as novas medidas para os diferentes arranjos.

### Articulação - Barra inferior/eixo

Coordenada	Modelo 1	Modelo 2	Modelo 3	Original	Modelo 4	Modelo 5	Modelo 6
x (mm)	13,6	6,5	2,0	0,4	1,7	5,7	12,3
y (mm)	±487,1	±474,7	±462,3	±450,2	±438,6	±427,6	±417,3
z (mm)	297,8	285,6	274,0	263,0	252,5	242,8	234,0

### Articulação - Barra superior/eixo

Coordenada	Modelo 1	Modelo 2	Modelo 3	Original	Modelo 4	Modelo 5	Modelo 6
x (mm)	166,1	166,3	166,5	166,4	166,6	166,5	164,8
y (mm)	±96,7	±100,2	±102,1	±101,9	±102,2	±101,7	±99,3
z (mm)	753,4	753,6	753,4	753,0	752,5	752,0	751,9

Quadro 2 – Dimensões alteradas das barras da suspensão

Fonte: Os autores

Para cada um destes modelos, foi determinado o centro de rolagem da suspensão, e, então, a carroceria foi rotacionada gradativamente tendo o centro de rolagem como pivô. Para cada grau de rolagem da carroceria ( $\phi_{carroceria}$ ) foi medida a rotação do eixo em torno do eixo z ( $\alpha_{eixo}$ ).

Os resultados obtidos, tanto para a versão original quanto para os diferentes arranjos estão mostrados na Figura 14 e no Quadro 3.

É importante observar que neste trabalho adotou-se a premissa de manter o comprimento das barras inferiores constante para todos os modelos. Esta não é uma condição necessária, e foi adotada somente para fins de comparação.

## 4. ANÁLISE DOS RESULTADOS

Após a aplicação do procedimento descrito no Capítulo 3, os valores do ângulo de esterçamento induzido por rolagem obtidos para cada um dos modelos foram compilados e agrupados, e estão apresentados Quadro 3, sendo que as cores fazem a correlação com a Figura 11 e o Quadro 2. Os valores do Quadro 3 estão exibidos em forma de gráfico na Figura 12.

É possível observar que, os posicionamentos alternativos propostos pelos diferentes modelos conseguem causar um ângulo de esterçamento induzido de  $-1,2^\circ$  até  $1,1^\circ$  para  $10^\circ$  de rolagem da carroceria, ou seja, RSC variando entre  $-0,12$  até  $0,11$ .

É possível observar também que a variação de RSC é praticamente linear ao longo do movimento de rolagem da carroceria entre  $0^\circ$  e  $10^\circ$ , podendo adotar-se os valores referentes à rolagem máxima para defini-los.

$\phi_{carroceria}$	$\alpha_{eixo}$						
	Modelo 1	Modelo 2	Modelo 3	Original	Modelo 4	Modelo 5	Modelo 6
$0^\circ$	$0,000^\circ$	$0,000^\circ$	$0,000^\circ$	$0,000^\circ$	$0,000^\circ$	$0,000^\circ$	$0,000^\circ$
$1^\circ$	$0,113^\circ$	$0,076^\circ$	$0,038^\circ$	$0,000^\circ$	$-0,038^\circ$	$-0,076^\circ$	$-0,114^\circ$
$2^\circ$	$0,227^\circ$	$0,151^\circ$	$0,076^\circ$	$0,000^\circ$	$-0,077^\circ$	$-0,153^\circ$	$-0,229^\circ$
$3^\circ$	$0,339^\circ$	$0,226^\circ$	$0,113^\circ$	$-0,002^\circ$	$-0,108^\circ$	$-0,231^\circ$	$-0,346^\circ$
$4^\circ$	$0,452^\circ$	$0,301^\circ$	$0,149^\circ$	$-0,004^\circ$	$-0,156^\circ$	$-0,310^\circ$	$-0,464^\circ$
$5^\circ$	$0,563^\circ$	$0,374^\circ$	$0,184^\circ$	$-0,007^\circ$	$-0,198^\circ$	$-0,391^\circ$	$-0,582^\circ$
$6^\circ$	$0,673^\circ$	$0,445^\circ$	$0,217^\circ$	$-0,012^\circ$	$-0,242^\circ$	$-0,473^\circ$	$-0,705^\circ$
$7^\circ$	$0,782^\circ$	$0,516^\circ$	$0,249^\circ$	$-0,019^\circ$	$-0,288^\circ$	$-0,558^\circ$	$-0,829^\circ$
$8^\circ$	$0,889^\circ$	$0,585^\circ$	$0,279^\circ$	$-0,028^\circ$	$-0,337^\circ$	$-0,646^\circ$	$-0,956^\circ$
$9^\circ$	$0,996^\circ$	$0,652^\circ$	$0,307^\circ$	$-0,039^\circ$	$-0,388^\circ$	$-0,737^\circ$	$-1,088^\circ$
$10^\circ$	$1,100^\circ$	$0,717^\circ$	$0,332^\circ$	$-0,054^\circ$	$-0,442^\circ$	$-0,831^\circ$	$-1,222^\circ$
RSC	$0,1100$	$0,0717$	$0,0332$	$-0,0054$	$-0,0442$	$-0,0831$	$-0,1222$

Quadro 3 – Valores dos ângulos de esterçamento induzidos por rolagem para os diferentes arranjos das barras da suspensão

Fonte: Os autores

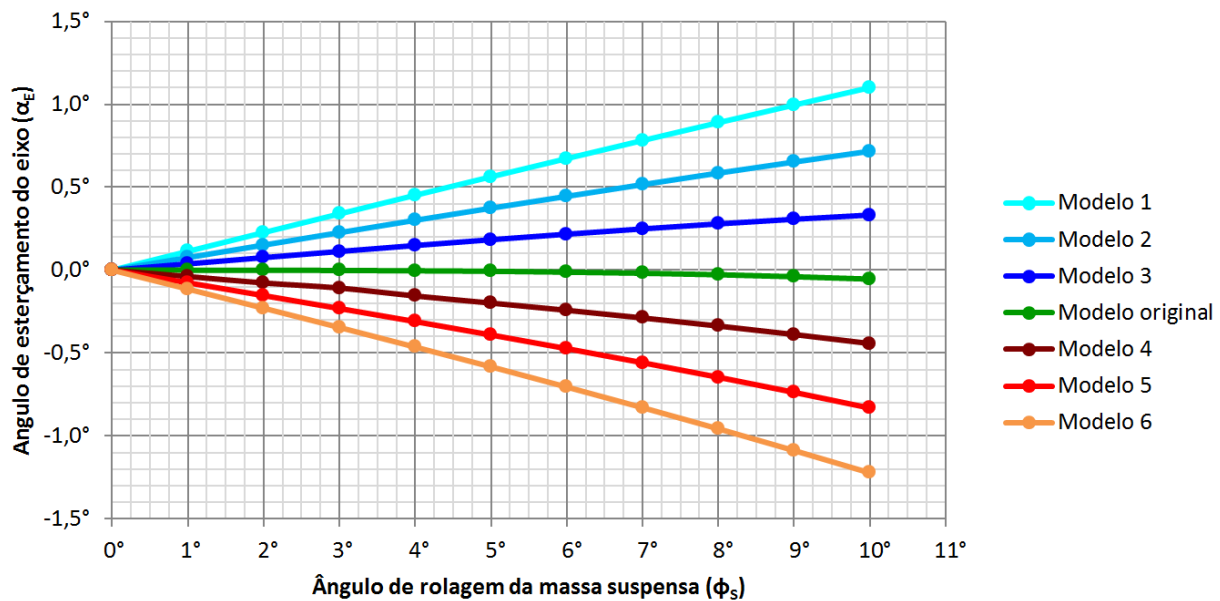


Figura 12 – Ângulos de esterçamento induzido por rolagem para diferentes arranjos das barras da suspensão  
Fonte: Os autores

Analisando a Figura 11 e o Quadro 2, nota-se que as conexões das barras inferiores ao eixo (Ponto 4) variaram principalmente na direção vertical e transversal, enquanto que as fixações das barras superiores (Ponto 2) quase não se alteraram. Isso aconteceu conforme as coordenadas do modelo escolhido para este estudo, mas pode ocorrer de modo diferente para outros modelos.

Para os modelos com o ponto de conexão das barras longitudinais no eixo mais para baixo e ao centro (Modelo 4, 5 e 6), causam um movimento de rotação do eixo em torno do eixo z contrário ao do ângulo de esterçamento das rodas do eixo dianteiro, ou seja, um comportamento conhecido como “*roll oversteer*”.

Já para os modelos com o ponto de conexão das barras longitudinais ao eixo mais para o alto e para fora (Modelos 1, 2 e 3), causam um movimento de rotação do eixo em torno do eixo z na mesma direção do ângulo de esterçamento das rodas do eixo dianteiro, ou seja, um comportamento conhecido como “*roll understeer*”.

## 5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Existem inúmeras formas de se conseguir o coeficiente de esterçamento induzido por rolagem desejado, ficando evidente que isto pode ser conseguido a partir do controle do posicionamento das barras longitudinais com o eixo.

Optou-se aqui em não alterar os pontos de fixação com o chassi, entretanto, estudos futuros podem também levar em conta o efeito desta alteração no esterçamento induzido por rolagem.

É relativamente fácil obter valores diferentes de RSC, bastando alterar somente o posicionamento de quatro articulações.

Além da análise cinemática evidenciada aqui, é necessário fazer uma análise dinâmica dos diferentes modelos propostos, a fim de avaliar o comportamento do veículo como um todo quando submetido a manobras direcionais, principalmente para veículos articulados que apresentam o fenômeno da amplificação traseira.

Outro fator dinâmico que precisa ser avaliado é o efeito que este ângulo de esterçamento induzido teria sobre o comportamento direcional do veículo quando ele passa por imperfeições no piso, quando a sua carroceria executa movimento de rolagem, mesmo

movendo-se em linha reta. Isto é muito comum para ônibus rodoviários, com posição do centro de gravidade elevado.

Este movimento de rolagem em linha reta pode induzir um comportamento direcional indesejado devido à presença de um ângulo de esterçamento no eixo traseiro por rolagem da carroceria.

Outro fator que precisa ser definido por experimentações, quer numérica ou real, é o próprio valor do RSC adequado.

Sem estas avaliações dinâmicas não é possível indicar qual o RSC que seria mais adequado para um projeto do veículo, que proporcionaria um melhor comportamento em curvas, que atenuasse o efeito da amplificação traseira e que não causaria efeitos colaterais indesejados no comportamento dinâmico do veículo.

Um estudo neste sentido se justifica pelo simples fato de envolver segurança na operação do veículo.

Com uma relativamente pequena e simples alteração na geometria da suspensão dos ônibus, principalmente os articulados, de forma a criar um efeito de esterçamento induzido por rolagem, pode ser possível produzir-se um veículo mais seguro, tanto para os passageiros quanto para as pessoas que transitam nas vias públicas.

## 6. REFERÊNCIAS

- BARBIERI, N.; BARBIERI, R.; CARREIRÃO C.; Dynamical performance of a bus under directional maneuvers. 18th International Congress of Mechanical Engineering, Ouro Preto, 2005.
- CARREIRÃO, C.; Estudo do Comportamento Dinâmico de Ônibus com Diferentes Arranjos de Eixos. Pontifícia Universidade Católica do Paraná. Curitiba, 2003.
- EL-GINDY, M.; Mrad, N.; TONG, X.; Sensitivity of rearward amplification control of a truck/full trailer to tyre cornering stiffness variations. Proc Instn Mech Engrs, vol 15, Part D, 2001.
- ELLIS, J. R.; Vehicle Handling Dynamics. London: Mechanical Engineering Publications, 1994.
- ERVIN, R.D., NISONGER, R.L., MACADAM, C.C. e FANCHER, P.S.; "Influence of size and weight variables on the stability and control properties of heavy trucks", University of Michigan Transportation Research Institute, 1983
- GILLESPIE, T. D.; Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1992.
- KIENHÖFER, F., DESSEIN, T., NORDENGEN, P. A.; "The PBS Assessment Of A South African Bi-Articulated Bus", University of the Witwatersrand South Africa, 2014-10.
- MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L.; Race Car Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1995.
- MASSA NEWS; Câmera registra acidente impressionante no Água Verde - Youtube. 05 jul. 2016. Disponível em: <[https://www.youtube.com/watch?v=l6MK\\_H5kjFM](https://www.youtube.com/watch?v=l6MK_H5kjFM)>. Acesso em 20 Jul 2016.
- SMITH, E. D.; STARKEY, J. M.; Effects of model complexity on the performance of automated vehicle steering controllers: model, development, validation and comparison. Vehicle Systems Dynamics, 1995.
- CARBIBLES.COM; The Suspension Bible. 19 abr. 2008. Disponível em: <[http://www.carbibles.com/suspension\\_bible\\_pg2.html](http://www.carbibles.com/suspension_bible_pg2.html)>. Acesso em: 20 jul. 2016.
- VLK, F.; A linear study of the transient and steady turning behaviour of articulated buses. Int. J. of Vehicle Design, vol. 5, 1984.
- WU, D. H.; A theoretical study of the yaw/roll motions of a multiple steering articulated vehicle. Proc Instn Mech Engrs, vol. 15, Part D, 2001.