

**Análise da barra estabilizadora em um veículo *offroad*****Analysis of the stabilizer bar in an offroad vehicle**

DOI:10.34117/bjdv5n7-221

Recebimento dos originais: 10/07/2019

Aceitação para publicação: 08/08/2019

**Ana Caroline Garcia Feltrini de Souza**

Graduanda em Engenharia Mecânica - Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”

Instituição: Universidade Estadual Paulista (UNESP), Faculdade de Engenharia, Ilha Solteira

Endereço: Av. Brasil Sul, nº 56, Centro, Ilha Solteira - SP

E-mail: carolgfeltrini@gmail.com

**Mateus Coutinho de Moraes**

Graduando em Engenharia Mecânica - Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”

Instituição: Universidade Estadual Paulista (UNESP), Faculdade de Engenharia, Ilha Solteira

Endereço: Av. Brasil Sul, nº 56, Centro, Ilha Solteira - SP

E-mail: mateuscouthom@gmail.com

**Miguel Ângelo Menezes\***

Professor Assistente Doutor – Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”

Instituição: Universidade Estadual Paulista (UNESP), Faculdade de Engenharia, Ilha Solteira

Endereço: Av. Brasil Sul, nº 56, Centro, Ilha Solteira - SP

E-mail: miguel.menezes@unesp.br

**RESUMO**

A rolagem da carroceria de um veículo acontece quando o mesmo realiza uma manobra de curva; isso advém da transferência lateral de carga causada pela força centrífuga em que a carga é deslocada da roda externa à interna na curva. Para diminuí-la, uma das opções é a instalação de uma barra de torção, também conhecida como barra estabilizadora ou barra antirrolagem. O propósito do presente trabalho é avaliar a barra estabilizadora instalada em um veículo off Road e a sua influência no ângulo de rolagem e comportamento dinâmico.

**Palavras-Chave:** transferência de carga lateral, barra antirrolagem, sobre-esterço

**ABSTRACT**

The rolling of the body of a vehicle happens when it makes a maneuver of curve; this comes from the lateral load transfer caused by the centrifugal force in which the load is displaced from the outer wheel to the inner wheel in the curve. To reduce it, one of the options is the installation of a torsion bar, also known as a stabilizer bar or anti-roll bar. The purpose of the present work is to evaluate the stabilizer bar installed in an off-road vehicle and its influence on the rolling angle and dynamic behavior.

**Keywords:** lateral load transfer, anti-roll bar, oversteer

## 1 INTRODUÇÃO

Antes de analisar a rolagem de um veículo é necessário introduzir alguns conceitos importantes sobre o comportamento dinâmico e da suspensão do mesmo.

A tendência sub-esterçante ou *understeer* é o escorregamento da dianteira em relação à traseira, ou seja, a dianteira do carro acaba derrapando e o piloto não tem nenhuma ação, o carro vai continuar tangenciando a curva de modo a escapar para fora dela. Já a sobre-esterçante ou *oversteer* é o escorregamento da traseira em relação à dianteira e necessita de pilotos mais experientes, pois, como a traseira derrapa, eles precisam dar “contra volante” para o carro continuar tangenciando a curva.

Os carros de competição, como o Baja, são configurados para ter tendência *oversteer*, pois, além do piloto ter a opção de corrigir o carro, o raio de curvatura é diminuído e a curva é realizada em um tempo menor. Por esses motivos, a suspensão é projetada de tal modo que o carro atinja esse comportamento dinâmico.

Para o projeto dinâmico da suspensão é primordial o estudo da transferência lateral de carga. Através dela, define-se as rigidezes das molas e as alturas dos centros de rolagem, ambos importantes para uma maior tendência *oversteer*.

A transferência de carga lateral conforme Nicolazzi (2008), acontece quando há o deslocamento de carga da roda interna para a roda externa da curva e é proveniente de influências distintas:

1. Momento no eixo considerado, devido a força centrífuga das massas suspensas;
2. Momento devido à parcela dessa força centrífuga agindo no centro de rolamento do eixo;
3. Momento devido ao estabilizador existente no eixo;
4. Momento devido à força centrífuga das massas não suspensas desse eixo.

Pela equação de Transferência de carga lateral abaixo, nota-se que a altura do centro de rolagem ( $z_F$  e  $z_R$ ), o peso ( $W$ ) e as rigidezes ( $K_F$  e  $K_R$ ) do veículo interferem no cálculo, além das dimensões do mesmo, como o entre-eixos dianteiro e traseiro ( $t_F$  e  $t_R$ ).

$$\frac{\Delta W_F}{A_y} = \frac{W}{t_F} \left[ \frac{H K_F}{K_F + K_R} + \frac{b}{l} z_F \right]$$

$$\frac{\Delta W_R}{A_y} = \frac{W}{t_R} \left[ \frac{HK_R}{K_F + K_R} + \frac{a}{l} Z_R \right]$$

A altura do centro de rolagem afeta a transferência de carga lateral, pois quanto maior a altura, maior a transferência. O eixo de rolagem é dado pela linha que liga os centros de rolagem dianteiro com o traseiro.

Durante uma manobra de curva, o veículo rola em direção ao lado de fora da mesma, devido a força centrífuga consequente da transferência de carga; esse fato recebe o nome de rolagem, quantificado pelo ângulo de rolagem.

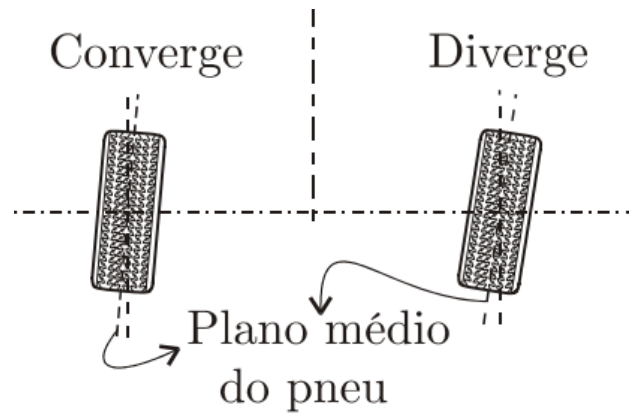
Além disso, a rigidez à rolagem é a resistência que o rolamento encontra e é responsável pelo controle da tendência *oversteer*, a mais buscada pelos carros *offroads*.

Finalizada a parte dinâmica do projeto, é necessário dar início a análise cinemática, realizada através do software Lotus.

Como o foco deste trabalho é a suspensão traseira, há dois ângulos cinemáticos de grande importância para a compreensão do estudo: os ângulos de *toe* e *camber*, pois, quando quantificados corretamente, auxilia o comportamento *oversteer*.

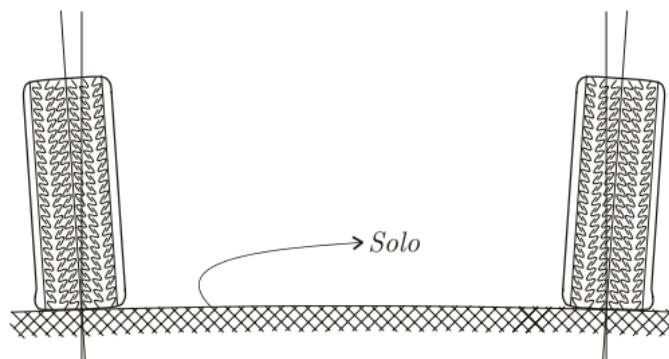
Convergência ou *Toe in* refere-se ao ângulo entre o eixo longitudinal do veículo e as linhas do plano central das rodas, conforme mostra a Figura 1.

Em curvas, as rodas externas a ela estão mais carregadas e regem o maior percentual da trajetória. Para diminuir o raio de curvatura e aumentar a tendência *oversteer*, adota-se nas rodas dianteiras convergentes e traseiras divergentes, devido a essa pré-inclinação existente na roda externa.



**Figura 1.** Esquema dos ângulos de convergência e divergência segundo Nicolazzi

*Camber* ou Cambagem é a inclinação do plano da roda em relação a uma vertical que passa pelo centro da superfície de contato pneu/pista (Nicolazzi, 2008). Essa inclinação pode ser negativa ou positiva, como é ilustrado na Figura 2.



**Figura 2.** Esquema de *camber* positivo e negativo segundo Nicolazzi

No caso abordado, utiliza-se *camber negative* para melhorar a absorção de forças laterais e aumentar a estabilidade em curvas, pois amplia o nível de aderência com o aumento da área de contato entre pneu e solo de modo que o desgaste destabanda de rodagem ocorra de forma uniforme.

Constatou-se que a rigidez traseira da suspensão do Mini Baja da equipe TEC Ilha não era suficiente para que o carro tivesse tendência *oversteer*, por isso, optou-se pela instalação da barra estabilizadora. Ela funciona como uma barra de torção pura na qual se utiliza da resistência torsional para resistir ao movimento de subida de uma roda e de descida da outra.

Para maior efetividade, o ângulo formado entre os links que vão na suspensão e o braço da barra deve ser de 90°.

O modelo adotado é a barra estabilizadora em tipo U. Quanto maior a rigidez da barra, maior será a resistência a torção da carroceria. Quando aplicada na suspensão traseira, ocasiona uma maior saída de traseira, ou seja, o veículo torna-se mais *oversteer*. Isso acontece porque o carregamento no pneu externo irá aumentar a medida que as barras se torcem, pois, as forças que fazem o carro rolar são absorvidas pela barra estabilizadora, e essas forças são alimentadas através dos braços inferiores de controle.

## 2 METODOLOGIA

Primeiramente, calculou-se a rigidez total ( $K_{st}$ ) que a suspensão deveria ter através da equação 1

$$K_{st} = \frac{Wh}{\phi_{teórico}} \quad (1)$$

Feito isso, calculou-se a rigidez que a suspensão possui através da equação 2 para verificar se havia a necessidade da instalação de uma barra antirrolagem

$$K_{sf} = \frac{\omega_{sf}^2 RR_f}{57,3} \quad (2)$$

$$K_{sr} = \frac{\omega_{sr}^2 RR_r}{57,3} \quad (3)$$

onde  $\omega$  é a frequência natural e RR é o ride rate.

Constatando que seria necessário a instalação da barra, iniciou-se o projeto da mesma. Na Tabela 1 contém os dados do projeto e na Figura 3, seu desenho.

Tabela 1. Dados do projeto da Barra antirrolagem da Equipe TEC Ilha

<b>Mancal</b>	Aço AISI 1020
<b>Tubo</b>	Aço AISI 4130 1”
<b>Material da bucha</b>	Nylon
<b>Links</b>	Aço AISI 4130 – 3/4”
<b>Braço com ajuste</b>	Chapa Aço AISI 1020 4 mm
<b>Terminal aurora</b>	3/8”
<b>Comprimento</b>	650 mm
<b>Braço de alavanca 2º ajuste (b)</b>	59 mm

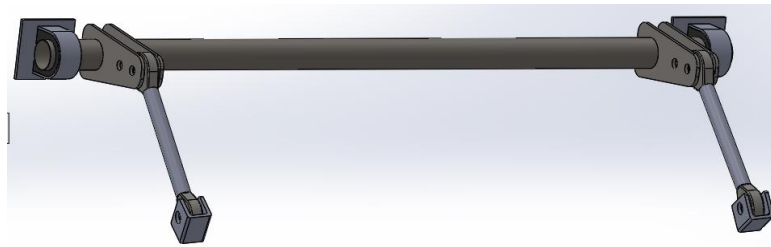


Figura 3. Projeto da barra de torção da Equipe TEC Ilha feito no Software SolidWorks licenciado para estudantes

Para realizar a análise da influência da barra em um veículo *offroad*, calculou-se a rigidez à rolagem ( $K_\phi$ ) sem a barra de torção através da equação 4:

$$K_\phi = K_{sf}S_f^2 + K_{sr}S_r^2 \quad (4)$$

onde,  $K_{sf}$  e  $K_{sr}$  são as rigidezes lineares da mola e  $S_f$  e  $S_r$  são as distâncias, respectivamente, entre as molas dianteiras e traseiras.

O cálculo do ângulo de rolagem ( $\phi$ ) foi feito pela equação 5:

$$\phi = \frac{-F_Y h}{K_\phi} \quad (5)$$

onde  $F_Y$  é a força lateral,  $h_r$  é a altura do centro de rolagem

Como houve um acréscimo na rigidez da traseira por causa da barra ( $K_E$ ), a equação para o cálculo da rigidez se tornou a equação 6:

$$K_\phi = K_{sf} S_f^2 + K_{sr} S_r^2 + K_E \quad (6)$$

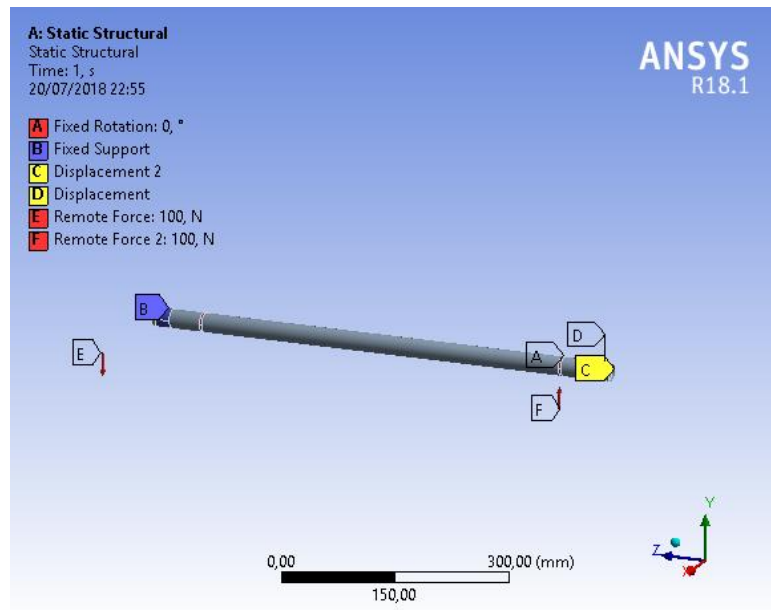
onde  $K_E$  é dado pela equação 7 e  $K_{barra}$  pela 8:

$$K_E = \frac{K_{barra} b^2}{2} \quad (7)$$

$$K_{barra} = \frac{EI}{2(1 + \nu)l} \quad (8)$$

Com os valores das rigidezes e os ângulos de rolagem, elaborou-se um gráfico ilustrado na Figura 5.

Para validar o modelo analítico, simulou-se a barra utilizando elementos finitos através do Software Ansys disponibilizado pela ESSS a fim de obter a rigidez dela. Na simulação, as condições de contorno utilizadas estão na Figura 4:



**Figura 4.** Condições de contorno utilizadas na simulação da barra estabilizadora no Software Ansys licenciado pela ESSS

### 3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Inicialmente, através da equação 1, calculou-se a rigidez necessária para a suspensão do veículo, obtendo  $K_{st} = 242,268$

$Nm/^\circ$ .

Em seguida, com as equações 2,3,4 e 5, calculou-se os valores das rigidezes sem a barra. Os resultados obtidos estão dispostos na Tabela 2 para melhor visualização.

**Tabela 2.** Resultados obtidos sem a instalação da barra estabilizadora

<b>Rigidez à rolagem dianteira</b>	58,45 $Nm/^\circ$
<b>Rigidez à rolagem traseira</b>	149,33 $Nm/^\circ$
<b>Rigidez à rolagem total</b>	207,78 $Nm/^\circ$
<b>Ângulo de rolagem</b>	5,18 $^\circ$



Com isso, pode-se verificar que havia a necessidade da instalação de uma barra estabilizadora. Optou-se por ser feita na traseira objetivando o veículo possuir comportamento dinâmico de tendência *oversteer*.

Na simulação, variou-se a força e os valores de deformações obtidos estão na tabela 3. Encontrou-se assim,  $K_{barra}=1246$  N/m e com o modelo analítico descrito pela equação 8,  $K_{barra}=1403,9$  N/m.

**Tabela 3.** Valores máximos e mínimos obtidos para cada força

Fo rça(N)	Deformação máxima (mm)	Deformação mínima (mm)
10 0	1,613359809	-0,000833028
20 0	3,226719618	-0,001666056
30 0	4,840079784	-0,002499084
40 0	6,453439236	-0,003332112
50 0	8,066799164	-0,00416514
60 0	9,680159569	-0,004998168
70 0	11,29351902	-0,005831197
80 0	12,90687847	-0,006664225
90 0	14,52023888	-0,007497253
10 00	16,13359833	-0,008330281

Novamente, os resultados obtidos para as rigidezes com a barra estabilizadora estão dispostos na Tabela 4.

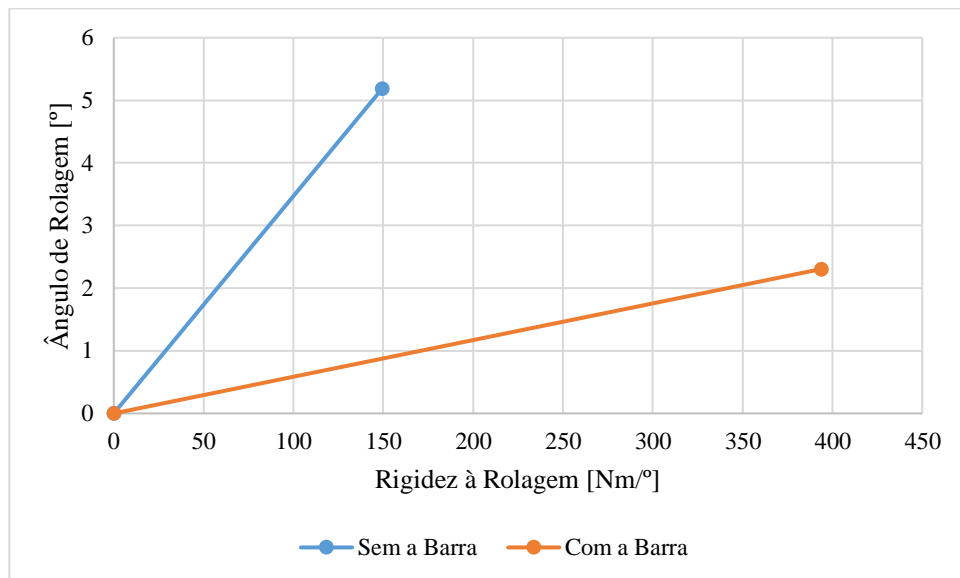
**Tabela 4.** Resultados obtidos após a instalação da barra estabilizadora

<b>Rigidez à rolagem dianteira</b>	58,45 Nm/°
<b>Rigidez à rolagem traseira</b>	393,68Nm/°
<b>Rigidez à rolagem total</b>	452,13 Nm/°
<b>Ângulo de rolagem</b>	2,31°

Nota-se que a rigidez à rolagem na traseira aumentou em 1,83 vezes. Isso aconteceu porque o material utilizado foi o aço AISI 4130.

Com a instalação da barra, observou-se que, para realizar o mesmo percurso, o carro gastou quase 2.37 segundos a menos.

Na Figura 5, observa-se graficamente a variação da rolagem em função da rigidez.



**Figura 5.** Gráfico representativo da variação do ângulo de rolagem em função da rigidez

#### 4 CONCLUSÃO

O trabalho demonstra que, após a instalação da barra estabilizadora na traseira do veículo, a rigidez à rolagem do mesmo aumentou em 37,93% e conseqüentemente, a rolagem da carroceria diminuiu em 44,59%. Portanto, esse resultado mostra que o desempenho do veículo em curva melhora devido ao aumento da estabilidade já que diminui o levantamento da roda traseira interna à curva.

Pela simulação numérica, obteve-se um erro percentual de 21,3%.

Nota-se ainda que o material utilizado foi superdimensionado. Como sugestão para trabalhos futuros, aconselha-se a utilizar materiais com menor resistência mecânica, como o aço AISI 1020, pois ainda possui um baixo custo quando comparado ao aço AISI 4130.

#### AGRADECIMENTOS

A UNESP, a Unidade e ao Departamento de Engenharia Mecânica pelo apoio material e financeiro.

#### REFERÊNCIAS

Adams, H. Chassis Engineering. USA. 1992.

Almeira, D.A. Análise da influência da barra estabilizadora no ângulo de rolagem da suspensão dianteira de ônibus. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre: 2009.

Gillespie, T.D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. USA: SAE - Inc. 1992.

Milliken, Douglas L., milliken, William F. Race Car Vehicle Dynamics. 1995.

Nicolazzi, L.C., Rosa. Uma Introdução à Modelagem Quase Estática de Veículos Automotores de Rodas. Brasil: Publicação interna do GRANTE – Depto. de Engenharia Mecânica da UFSC. 2008.

**ÀREA DE CONHECIMENTO DO TRABALHO**

Assinalar aqui, com um X, a seção 'área de conhecimento do trabalho'.

- Acústica, Vibrações e Dinâmica
- Automação Industrial
- Energia
- Fabricação Mecânica e Materiais
- Gestão de Manufatura
- Mecânica Computacional
- Mecânica dos Sólidos
- Otimização e Análise
- Projeto de Máquinas
- Termociências e Mecânica dos Fluidos

**DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE**

Os autores Ana Caroline Garcia Feltrini de Souza, Mateus Coutinho de Moraes e Miguel Ângelo Menezes são os únicos responsáveis pelo material impresso contido neste artigo.