

## ANÁLISES CINEMÁTICA e DINÂMICA

Todo projeto de suspensão tem dois objetivos principais: dar conforto aos passageiros e estabilidade ao carro. O conforto é garantido isolando os passageiros das irregularidades do solo, como buracos e ondulações. A estabilidade e a dirigibilidade são conseguidas pela redução da inclinação nas curvas e da inclinação para frente e para trás nas acelerações e frenagens.

Geralmente é difícil conseguir um equilíbrio entre essas duas metas, devendo-se optar por um dos lados, sacrificando o outro. Carros de luxo, por exemplo, tem suspensões mais moles, privilegiando o conforto, mas normalmente em detrimento de seu desempenho nas curvas. Já os veículos esportivos, têm direção precisa, muita estabilidade e, em geral, uma suspensão bastante dura.

Para atingir os objetivos propostos, devem ser obtidos os melhores parâmetros a serem utilizados na suspensão do veículo. Com esta finalidade são realizadas as análises cinemática e dinâmica.

A análise cinemática procura descrever os movimentos sem se preocupar com as forças que originam estes movimentos. Para isso, organiza informação sobre a posição, o deslocamento, o espaço percorrido, a velocidade, a rapidez e a aceleração dos corpos.

Na análise cinemática são abordados os seguintes conceitos da física:

- Tempo
- Posição
- Distância
- Deslocamento
- Trajetória
- Velocidade
- Aceleração
- Direção
- Vetor e Sentido

No estudo da suspensão do veículo, a análise cinemática deve estar voltada principalmente para dois aspectos que são o movimento do mecanismo e as variações nos ângulos característicos.

## 5.1

### Movimentos do mecanismo

Conforme já foi mostrado no capítulo três, a geometria da suspensão deve ser tratada estaticamente em primeira análise e depois deve atender aos movimentos do veículo de forma que não ocorram restrições indevidas durante o seu curso, tal como o pneu entrar em contato com a carroceria, ou ainda, algum outro componente da suspensão entrar em colisão com o chassi. Seguindo este raciocínio e de acordo com a figura 3.24 é possível prever o espaço necessário para o curso da suspensão para que não ocorram estas interferências.

Além de prever as interferências, o estudo dos movimentos do mecanismo deve prever a aplicação de geometrias anti-dive e anti-squat para um melhor controle da suspensão em relação à massa suspensa.

#### 5.1.1

#### Geometria Anti-dive, anti-squat, anti-lift e anti-pitch

Para a obtenção das geometrias “anti-” é necessário o estudo da dinâmica transversal da massa suspensa. Portanto, inicialmente, a geometria da suspensão pode prever apenas um “chute” que será posteriormente analisado juntamente com a dinâmica transversal, ainda neste capítulo.

A tese de Barreto [2] mostra os cálculos e a obtenção das geometrias anti-dive, anti-squat, anti-lift e anti-pitch. Neste trabalho é mostrada a influência da geometria da suspensão do veículo na mudança de atitude da massa suspensa, quando o veículo está sob influência de aceleração e desaceleração longitudinal.

Apresenta ainda um estudo de caso para o veículo de competição do tipo FORMULA SAE.

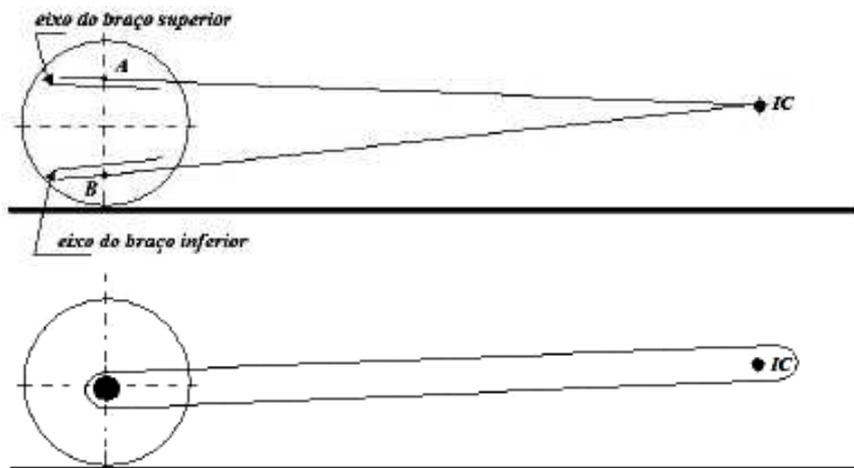


Figura 5.01 – Vista lateral da suspensão com dois braços de controle e com o trailing-arm equivalente. (Fonte: GILLESPIE) – [7]

Os pontos A e B representam, na figura 5.01, os pontos externos dos braços superior e inferior respectivamente. O ponto IC é o “centro instantâneo de rotação” que equivale ao ponto imaginário onde o braço virtual é fixado à massa suspensa e aonde são transferidas as forças de interação pneu-solo.

Para compreender os procedimentos de cálculo de anti-dive e anti-squat deve-se primeiro compreender a base do cálculo da dinâmica da transferência de carga entre os eixos.

A transferência de carga entre os eixos dianteiro e traseiro pode ser representada pela figura 5.02.

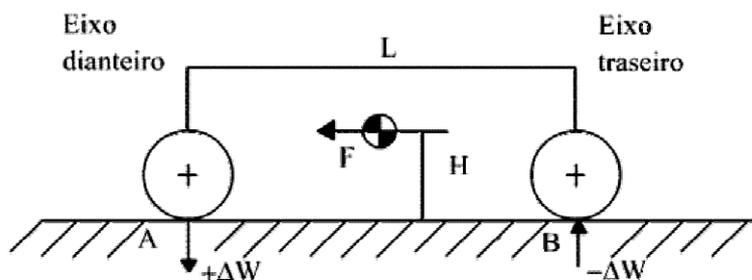


Figura 5.02 – Vista lateral da suspensão com dois braços de controle e com o trailing-arm equivalente. (Fonte: GILLESPIE) – [7]

A força de desaceleração pode ser descrita como

$$F = W \frac{a_1}{g}$$

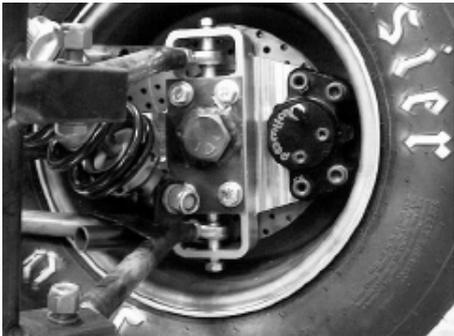
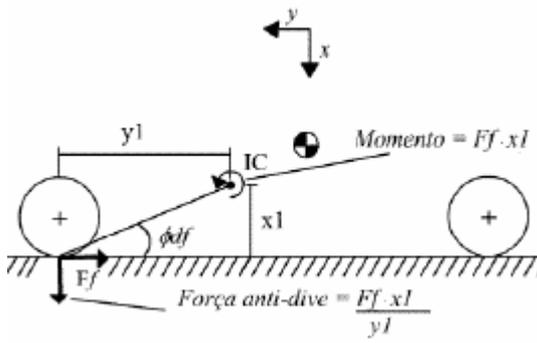
A “carga transferida” entre os eixos pode então ser descrita como

$$\Delta W = W \cdot \frac{a_1}{g} \cdot \frac{H}{L}$$

As forças anti-dive e anti-squat podem ser calculadas como o descrito no capítulo 7 do livro de Gillespie [7] e de acordo com a tese de Barreto [2]. Destas fontes obtemos as forças e percentuais anti-dive, anti-squat, anti-lift e anti-pitch e as variações do comprimento do trailing-arm equivalente relacionado aos movimentos de *bump* e *rebound* da suspensão. Estes valores de forças e percentuais estão representados nas tabelas 5.01 até 5.06 deste capítulo.

É importante saber neste caso que as forças anti-dive sofrem diferenciações quanto ao posicionamento do freio. Este pode ser inboard ou outboard se estiver fixo na carroceria ou nos elementos de suspensão respectivamente.

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0421092/CA

<p><b>Anti-dive em veículo com sistema de freio outboard no eixo dianteiro</b></p> 	 <p>Fonte: Milliken</p>
<p>Força anti-dive</p>	<p><math>W \cdot (a_1/g) \cdot p \cdot x_1/y_1</math>, onde p = % frenagem na roda dianteira.</p>
<p>Percentual anti-dive</p>	<p>Força anti-dive /carga transferida = <math>p \cdot \tan \phi_{df} \cdot (L/H)</math>, onde <math>\tan \phi_{df} = x_1/y_1</math></p> <p style="text-align: right;">(Cont.)</p>

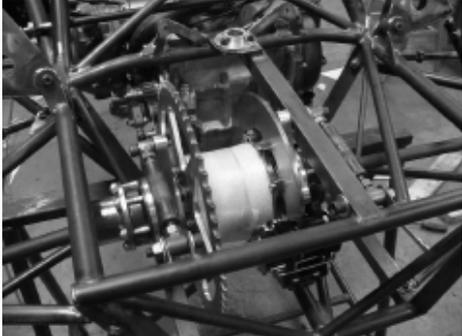
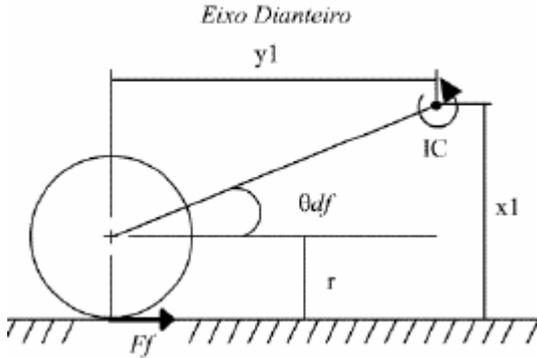
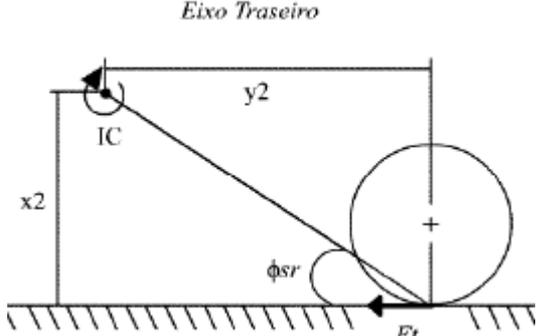
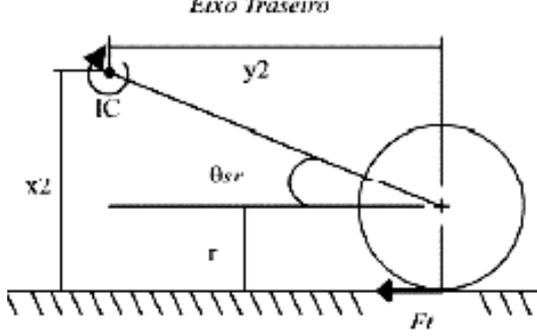
<p><b>Anti-dive em veículo com sistema de freio inboard no eixo dianteiro</b></p> 	<p><i>Eixo Dianteiro</i></p>  <p>Fonte: Milliken</p>
<p>Força anti-dive</p>	<p><math>W.(a_1/g).p.(x_1-r)/y_1</math>, <math>r</math> = raio da roda</p>
<p>Percentual anti-dive</p>	<p>Força anti-dive /carga transferida  <math>= p.tan\theta_{df}.(L/H)</math>, onde <math>\tan\theta_{df} = x_1/y_1</math></p>

Tabela 5.01 – Anti-dive – [2] e [7].

<p><b>Anti-squat na aceleração de veículo com tração traseira por eixo rígido</b></p>	<p><i>Eixo Traseiro</i></p> 
<p>Força anti-squat</p>	<p><math>Ft.(x_2/y_2)</math> ou <math>F.tan\phi_{sr}</math></p>
<p>Percentual anti-squat</p>	<p>Força anti-squat /carga transferida  <math>= \tan\phi_{sr}/(H/L)</math></p>
<p><b>Anti-squat na aceleração de veículo com tração traseira por eixo independente</b></p>	<p><i>Eixo Traseiro</i></p> 
<p>Força anti-squat</p>	<p><math>Ft.(x_2-r/y_2)</math> ou <math>F.tan\theta_{sr}</math></p>
<p>Percentual anti-squat</p>	<p>Força anti-squat /carga transferida</p>

	= $\tan\theta_{sr}/(H/L)$
--	---------------------------

Tabela 5.02 – Anti-squat – [2] e [7].

<b>Anti-lift na frenagem de veículo com sistema de freio outboard no eixo traseiro</b>	
Força anti-lift	$F.(1-p).(x_2/y_2)$
Percentual anti-lift	Força anti-squat /carga transferida = $[F.(1-p).(x_2/y_2)] / [W.(a_1/g).(H/L)]$
<b>Anti-lift na frenagem de veículo com sistema de freio inboard no eixo traseiro</b>	
Força anti-lift	$F.(1-p).(x_2-r)/y_2$
Percentual anti-lift	Força anti-squat /carga transferida = $[F.(1-p).(x_2-r)/y_2] / [W.(a_1/g).(H/L)]$

Tabela 5.03 – Anti-lift na frenagem – [2] e [7].

<b>Anti-lift na aceleração de veículo com tração dianteira por eixo rígido</b>	
Força anti-lift	$F_t.(x_1/y_1)$ ou $F_t.\tan\theta_{lf}$
Percentual anti-lift	Força anti-squat /carga transferida = $\tan\theta_{lf} / (H/L)$ , onde $\tan\theta_{lf} = x_1/y_1$
<b>Anti-lift na aceleração de veículo com tração dianteira por eixo independente</b>	
Força anti-lift	$F_t.(x_1-r)/y_1$ ou $F_t.\tan\theta_{lf}$
Percentual anti-lift	Força anti-squat /carga transferida = $\tan\theta_{lf} / (H/L)$ , onde $\tan\theta_{lf} = (x_1-r)/y_1$

Tabela 5.04 – Anti-lift na aceleração – [2] e [7].

<b>Anti-pitch na aceleração de veículo com tração traseira por eixo independente</b>	Nas equações abaixo fazer $r = 0$ para a condição de eixo rígido.
Ângulo de pitch	$\theta_p = (W/L).(a_1/g).{\{(1/Kr).[ (H/L)-(x_2-r)/y_2]+ (1/Kf).(H/L)\}}$
Condição de 100% anti-pitch	$\theta_p = 0$ , ou seja, $(x_2-r)/y_2 = (H/L).(1+ Kr /Kf)$
<b>Anti-pitch na aceleração de veículo com tração dianteira por eixo independente</b>	
Ângulo de pitch	$\theta_p = W.(a_1/g).(H/L^2).(1/Kr+1/Kf) + (F_t/L).(x_1-r)/y_1.(1/Kf)$
Condição de 100% anti-pitch	$\theta_p = 0$ , ou seja, $(x_2-r)/y_2 = (H/L).(1+ Kr /Kf)$
<b>Anti-pitch na aceleração de veículo com tração nas quatro rodas por eixo independente</b>	
Ângulo de pitch	$\theta_p = \{(W/KrL).(a_1/g).[ (H/L)-(x_2-r)/y_2).(1-q)]\} + \{(W/KfL).(a_1/g).[ (H/L)-(x_1-r)/y_1].q\}$ , onde $q = \%$ da tração total do veículo desenvolvido pelo eixo dianteiro
Condição de 100% anti-pitch	$\theta_p = 0$
<b>Anti-pitch na frenagem de veículo com sistema de freio inboard</b>	Nas equações abaixo fazer $r = 0$ para a condição sistema outboard.
Ângulo de pitch	$\theta_p = \{(W/KrL).(a_1/g).[ (H/L)-(x_2-r)/y_2).(1-q)]\} + \{(W/KfL).(a_1/g).[ (H/L)-(x_1-r)/y_1].q\}$ , onde $q = \%$ da tração total do veículo desenvolvido pelo eixo dianteiro
Condição de 100% anti-pitch	$\theta_p = 0$

Tabela 5.05 – Anti-pitch – [2] e [7].

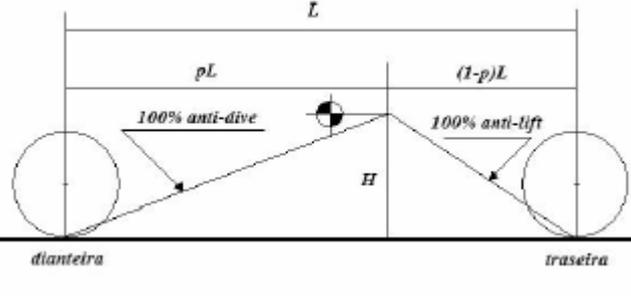
<b>Anti-dive e anti-lift para veículo com sistema de freio inboard</b>	
Condição de 100% anti-dive na suspensão dianteira	$(x_1/y_1) = H/pL$
Condição de 100% anti-lift na suspensão traseira	$(x_2/y_2) = H/(1-p).L$

Tabela 5.06 – Anti-dive e anti-lift – [2] e [7].

### 5.1.2

#### Variações nos Ângulos Característicos

As geometrias “anti-” causam grande dificuldade na criação de desenhos 2D que reflitam o movimento da suspensão. Normalmente sua análise começa no 2D e em seguida os ângulos obtidos para as balanças são colocados em desenho em programa 3D para que se possa determinar as alterações dos ângulos característicos simultaneamente.

Através de recursos computacionais tais como o MATLAB ou o ADAMS, por exemplo, podem-se obter informações sobre as variações ocorridas com os ângulos característicos, a partir das quais são criados gráficos que facilitam seu estudo. A figura 5.03 mostra a obtenção de gráfico a partir dos resultados obtidos para o veículo Opel Omega de 1996. Os valores apresentados no gráfico são para uma roda apenas e são verificadas as alterações causadas na geometria apenas pelo movimento para cima e para baixo da suspensão em relação à massa suspensa, *bump* e *rebound*, respectivamente. As geometrias analisadas são algumas das que foram descritas no capítulo 3, tais como toe in/out, câmbor, ângulo anti-squat e altura do centro de rolagem.

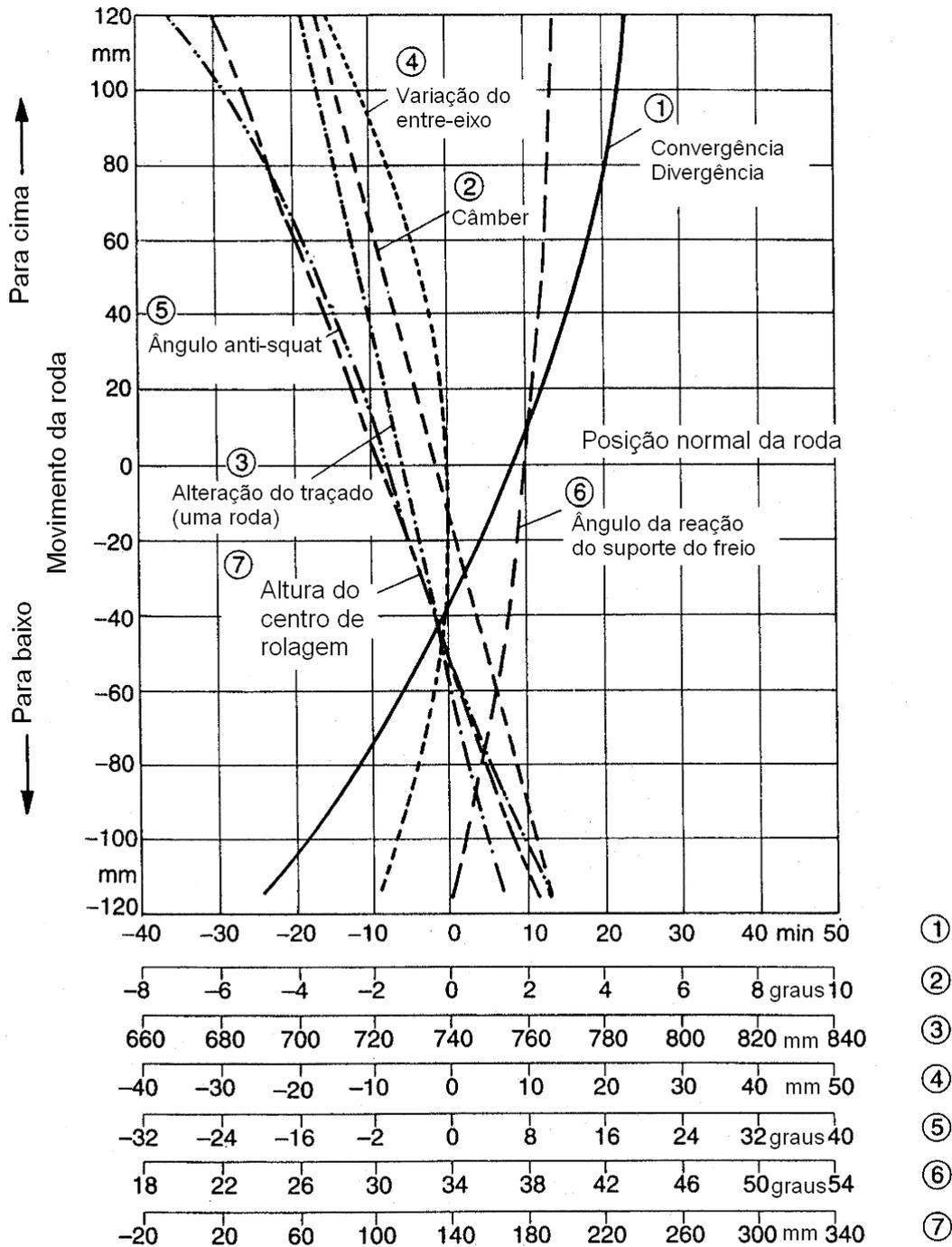


Figura 5.03 – análise cinemática do eixo traseiro tipo semi-trailing do Opel Omega (1996).

Outras verificações também foram feitas, tais como o comprimento de meia-bitola do eixo da roda e o ângulo de atuação do freio. Com base nas informações obtidas, devem ser verificadas as que têm direta relação com o resultado final desejado. Por exemplo, no trajeto da suspensão o somatório das

alterações ocorridas com o câmbor e com a convergência (*Toe-in*) deve ser verificado conforme a figura 5.04.

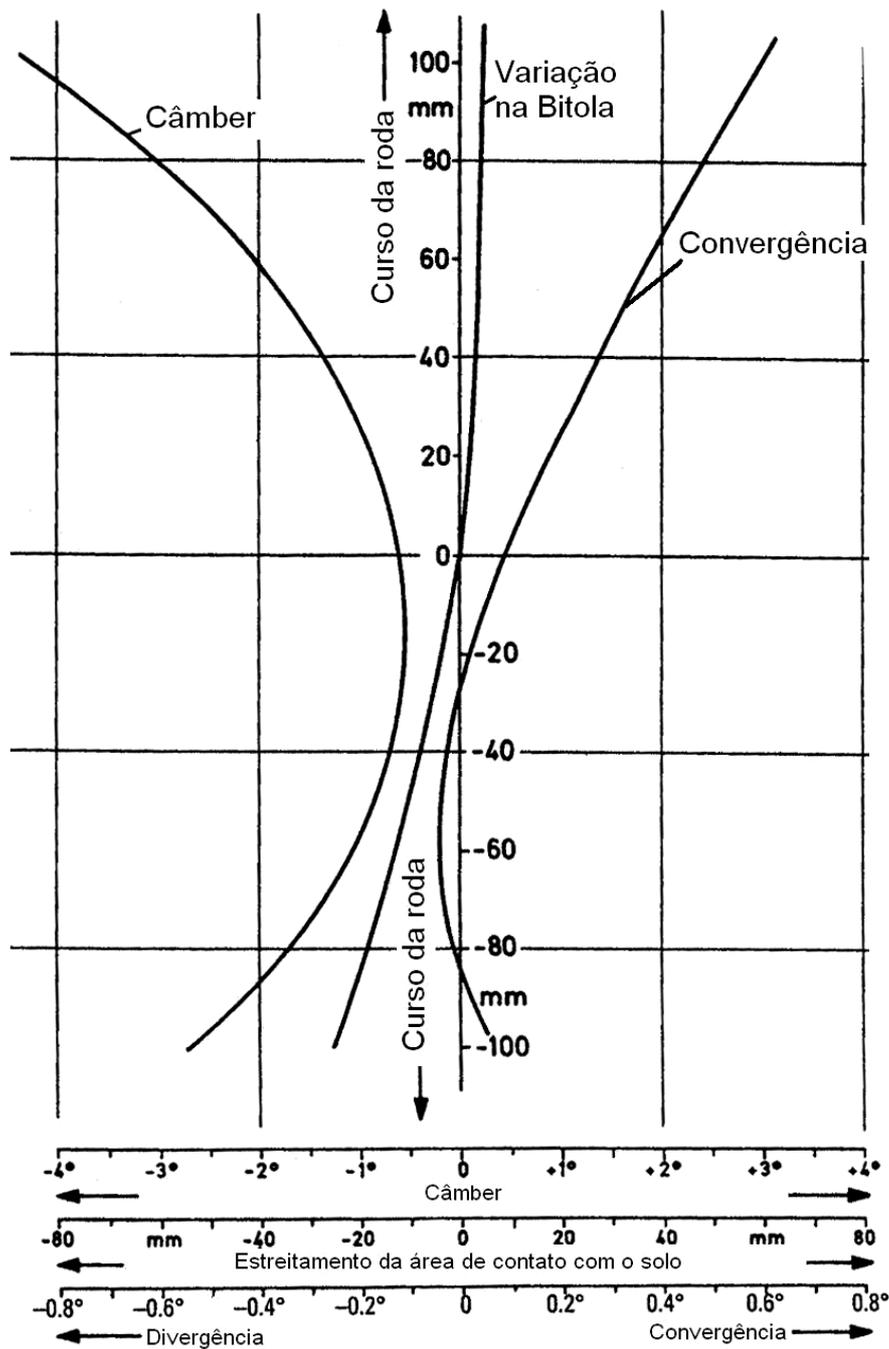


Figura 5.04 – Propriedade cinemática da suspensão traseira de um Audi A6 (1996).

A geometria de Ackerman também deve ser analisada pela área responsável pelo sistema de direção para determinar a diferença entre os ângulos das rodas interna e externa durante o esterçamento, conforme figura 5.05. Segundo a

geometria de Ackermann, o veículo possui um centro próprio de viragem que na vista superior é onde se encontram as linhas perpendiculares a todas as rodas do veículo durante a execução de uma curva.

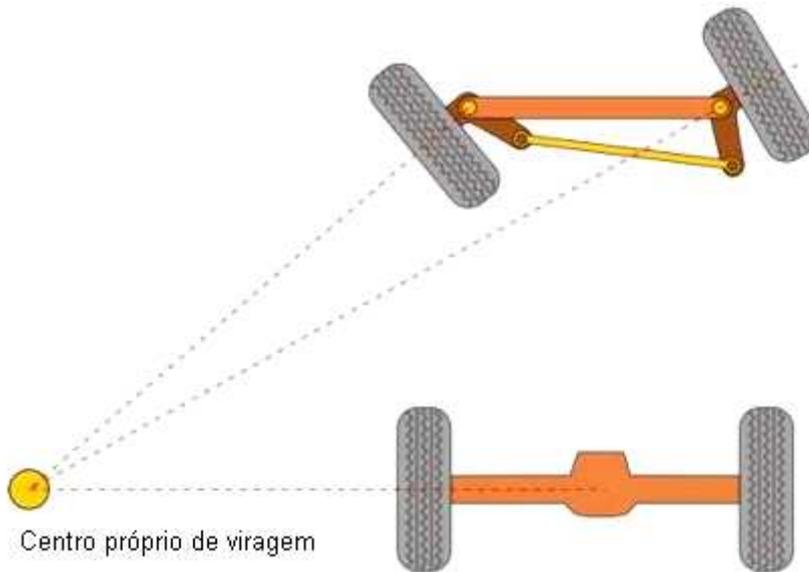


Figura 5.05: Geometria de Ackerman.

Um ponto de partida para a construção desta geometria é alinhar os braços de direção com o centro do eixo traseiro (figura 5.06).

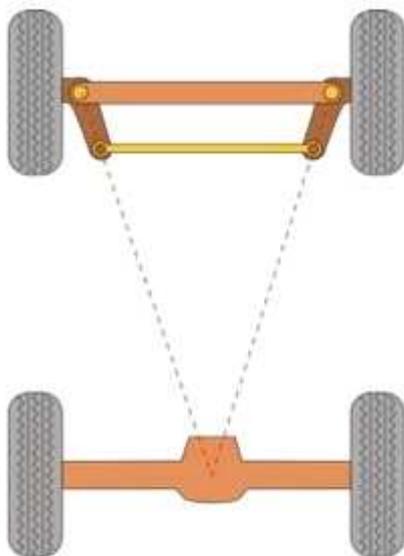


Figura 5.06: Sistema de direção prevendo a geometria de Ackerman.

Atualmente os veículos que são empregados em terrenos fora de estrada ou que possuem caster e câmber elevados não seguem corretamente esta geometria, pois ela é prevista para uma situação teórica incompleta (figura 5.07). Na prática e de acordo com as novas teorias, ocorre o escorregamento lateral do pneu durante a execução de uma curva e quanto maior a velocidade maior o ângulo de escorregamento.

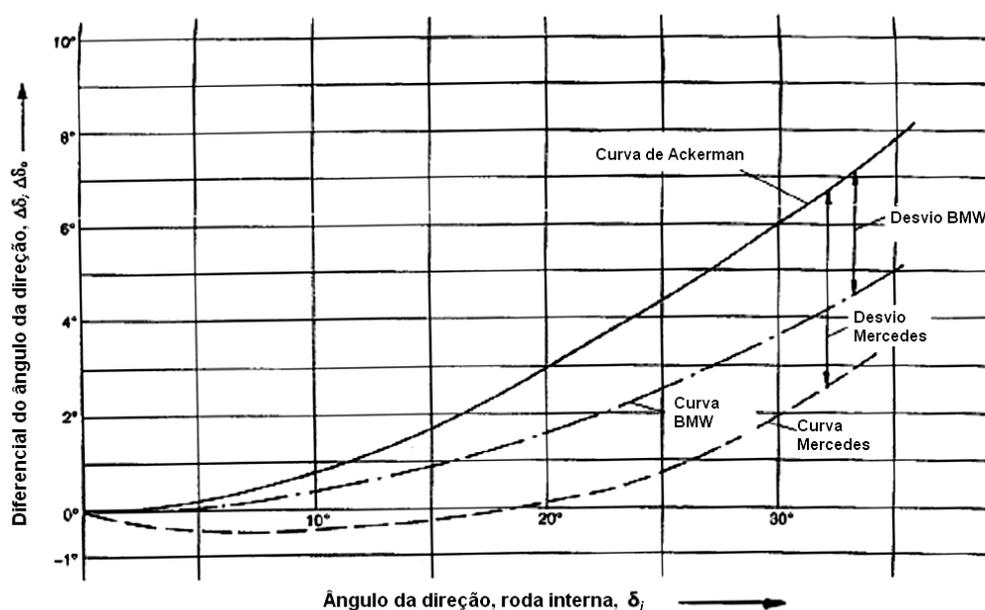


Figura 5.07 – Ângulo de esterçamento de dois veículos de mercado e seus desvios em relação ao ângulo de Ackerman.

Aspectos relevantes neste sentido podem ser observados segundo o livro de Pacejka – [63].

De acordo com esta teoria, o mesmo estudo de propriedade cinemática mostrada na figura 5.03 pode ser feito para a execução de uma curva. Neste caso outras propriedades cinemáticas serão acrescentadas, de forma a incluir o ângulo de escorregamento somado ao ângulo de esterçamento de cada roda.

Também são realizadas verificações quanto ao raio externo mínimo da curva descrita pelo veículo (figura 5.08). Esta é uma condição em que o veículo percorre o trajeto em baixa velocidade, porém com grande escorregamento do pneu, devido à inconsistência do ângulo de ackerman.

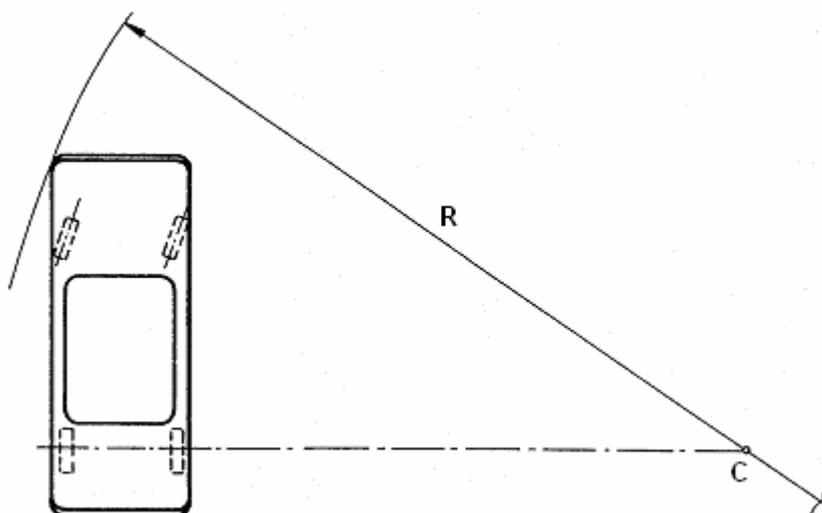


Figura 5.08 – Raio mínimo externo de uma curva, descrita por um veículo com o máximo de esterçamento.

## 5.2

### Dinâmica

A análise dinâmica estuda as relações entre as forças e os movimentos que são produzidos por estas.

Em um projeto de suspensões, a localização do centro de rolagem, os efeitos da rolagem, os ângulos característicos e a derrapagem devem ser verificados até que haja um equilíbrio entre eles nas diferentes situações que o veículo possa ser empregado. A utilização de programas de computador não é capaz de informar quais as melhores geometrias e parâmetros possíveis para atender aos requisitos e ao emprego do veículo. Mas através da utilização destes programas podemos verificar quais são as melhores geometrias entre as que forem inseridas nos programas. Podemos ainda determinar para estas, a otimização dos parâmetros utilizados inicialmente, tal como ocorre com a determinação do coeficiente de rigidez das molas e dos fatores de amortecimento dos amortecedores.

Durante as análises, são verificados os movimentos que a massa suspensa do veículo executa em relação ao referencial fixo no solo. Estes movimentos são as

reações do veículo para as solicitações externas provocadas durante o seu deslocamento. Estas reações apresentam-se relacionadas na tabela 5.07.

<b>Eixo</b>	<b>Dinâmica</b>	<b>Solicitação Externa</b>	<b>Reação do Veículo</b>
X	Longitudinal	Aceleração e desaceleração	Translação e oscilação ( <i>surging</i> ) ao longo do eixo x
		Realização de uma curva	Efeito de rolagem ( <i>roll</i> ) que é rotação ao redor do eixo x (plano yz)
Y	Transversal	Realização de uma curva	Translação e oscilação ( <i>lurching</i> ) ao longo do eixo y quando o veículo sai de frente ou de traseira (derrapagem)
		Aceleração e desaceleração	Efeito de arfagem ( <i>pitch</i> ) que é a rotação ao redor do eixo y (plano xz)
Z	Vertical	Oscilações do terreno	Efeito de cavalgada ou salto ( <i>bounce</i> ) que é a oscilação ao longo do eixo z quando o veículo passa por uma oscilação do terreno
		Realização de uma curva	Efeito de guinada ( <i>yaw</i> ) que é a rotação ao redor de z (plano xy) quando o veículo sai de frente ou de traseira (derrapagem)

Tabela 5.07 – Reações de translação e rotação da massa suspensa do veículo de acordo com os eixos.

### 5.2.1

#### Frequências e modos naturais

Para o cálculo da dinâmica do veículo, em especial da mola, é preciso saber inicialmente a faixa de frequência de utilização. Em veículos de passageiros, a massa suspensa apresenta frequência entre 60 a 80 ciclos por minuto (CPM), em veículos mais firmes e esportivos entre 100 e 125 CPM e em carros de fórmula está entre 200 a 350 CPM com picos podendo chegar a 500 CPM. As elevadas frequências dos carros de fórmula permitem ao piloto sentir exatamente a interação pneu-solo durante o trajeto. As frequências de utilização são as relacionadas na tabela 5.08.

Frequência (Hertz)	Aplicação
< 0,833	Perigoso. A massa suspensa do veículo ganha muito movimento
1 – 1,33	Para veículos de rua visando o conforto
1,33 – 1,67	Para veículos de rua visando a esportividade
1,67 – 2,1	Para veículos de corrida
2,1 – 2,9	Para veículos de corrida mais solicitados
> 2,9	Para veículos de Fórmula 1

Tabela 5.08 – Frequências de utilização.

Segundo a norma SAE 2000-01-1630v01 – [34], a frequência de ressonância da massa suspensa para a maioria dos veículos de passageiros está compreendida entre 1,0 a 1,2 Hz para movimento vertical (*bounce*), 1,2 a 1,5Hz para movimento de arfagem (*pitch*) e 1,5 a 2,0Hz para movimento de rolagem. Os valores recomendados neste caso para as acelerações verticais da massa suspensa são de zero a 0,4g para rodagem suave, de 0,4 a 0,6g para rodagem normal e maior que 0,6 para rodagem de maior impacto, podendo ser esportiva ou fora de estrada.

### 5.2.2

#### Coeficientes de amortecimento

Os amortecedores do veículo são dimensionados primeiramente a partir do espaço geométrico que irão ocupar e pela sua frequência crítica de utilização cuja aproximação do valor pode ser obtida pelas fórmulas apresentadas na figura 5.09. Nesta figura também pode-se verificar a seqüência de acontecimentos que devem ser levados em consideração para se determinar o amortecedor a ser utilizado na suspensão do veículo. Alguns destes passos já foram tratados nos capítulos anteriores. Estes são os teórico estáticos descritos nos itens 1 e 2 da figura 5.09.

Em 1, o coeficiente da mola, o valor de massa suspensa sobre a roda são fixos e o coeficiente de mola do pneu é desprezado.

Em 2, o coeficiente da mola assume novo valor fixo e o pneu passa a apresentar um coeficiente fixo, sendo calculado em série com a mola da

suspensão. É calculado o valor aproximado do fator de amortecimento do amortecedor segundo as fórmulas.

A partir do item 3 começa a análise dinâmica, sendo necessária a aplicação de programação em computador para obter os resultados.

Em 3, a mola apresenta coeficiente fixo e é inserido o batente da suspensão com coeficiente de maior rigidez que a mola. Também é verificada a transferência de peso pela frenagem e o *Downforce*. O pneu apresenta coeficiente variável.

Em 4, é permitida a aplicação de gráfico segundo função para o coeficiente dos batentes da suspensão, sem a aplicação de função degrau.

Em 5, são incluídas maiores características às molas, que podem ter seus arames formando função não-linear, os pneus sofrem variação na pressão etc.

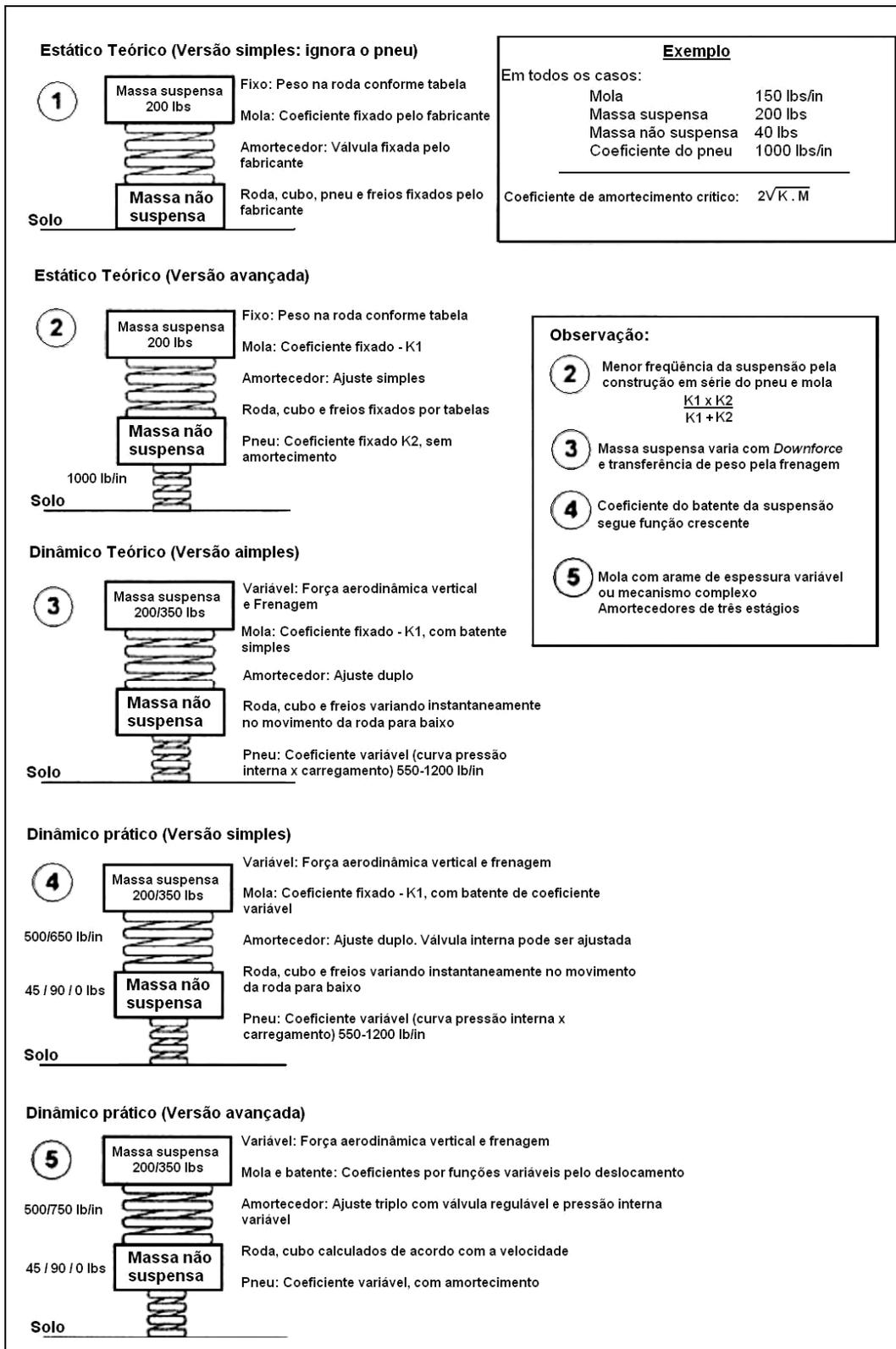


Figura 5.09 – Seqüência de implementação do estudo da dinâmica da suspensão segundo Staniforth – [20].

### 5.2.3

#### Dinâmica longitudinal

Desenhar o centro de rolagem em geometria estática não é o suficiente para garantir a estabilidade nas curvas. No momento em que o veículo começar a executar a curva, os centros de rolagem dianteiro e traseiro irão se deslocar. Este deslocamento depende basicamente da geometria da suspensão (figura 5.10), da rigidez das molas, da transferência de peso, e do conseqüente carregamento dos pneus.

Segundo STANIFORTH [20], a altura dos centros de rolagem varia de 1” abaixo do solo a 12” acima do solo, este último no caso de eixo rígido. Em carros de corrida, varia de 1” abaixo do solo a 2” acima do solo. Baixos centros de rolagem causam menor transferência de peso para a roda externa e, pequeno ou desconsiderável efeito de elevação da massa suspensa, ou seja, tendência ao capotamento, mas possuem elevado potencial de execução de grandes ângulos de rolagem. Neste caso, podem ser utilizadas barras anti-rolagem ou adequado posicionamento das molas e amortecedores.

Os centros de rolagem da dianteira e da traseira são geralmente dispostos em alturas diferentes para criar um eixo de rolagem inclinado para baixo na dianteira.

De acordo com a definição do centro de rolagem, que diz que uma força lateral aplicada nele induz à derrapagem, o centro de gravidade do veículo deve estar sempre localizado da linha de rolagem para cima. Assim, as suspensões dianteira e traseira poderão ser projetadas de forma a resistir ao rolamento da massa suspensa. Por outro lado, se o centro de massa, durante a cinemática do veículo, for para baixo da linha de rolagem, o veículo terá maior facilidade para a capotagem.

Cálculo do ângulo de rolagem:

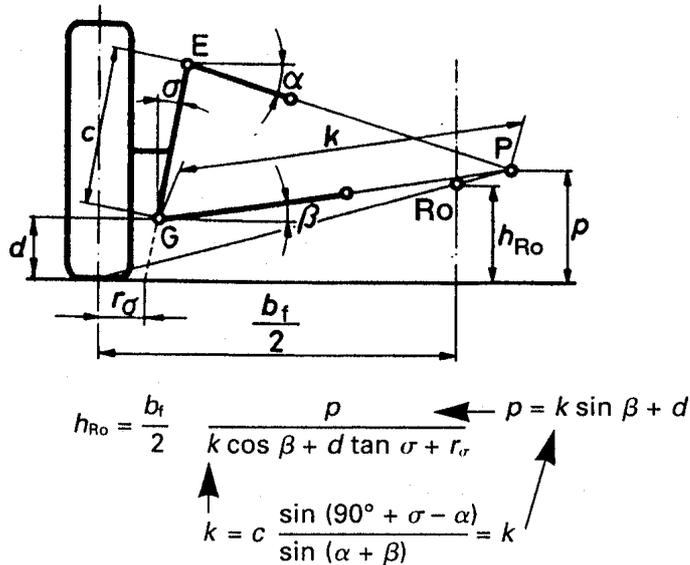


Figura 5.10 – Gráfico para a obtenção da altura do centro de rolagem (CR) de um sistema de bandeja dupla.

O item deste capítulo que trata dos coeficientes de amortecimento verificou a utilização dos amortecedores e molas principalmente quanto à sua dinâmica vertical. Entretanto, os amortecedores e as molas, dependendo da forma como se encontram na geometria da suspensão podem ter papel importante no controle da rolagem. A componente lateral dos vetores das forças exercidas nestes, pode agir como uma força contrária à força centrífuga existente durante a curva.

A existência de ventos laterais e de pistas inclinadas longitudinalmente devem ser outros fatores levados em consideração na análise da rolagem.

Além da rolagem, a dinâmica longitudinal verifica o movimento de translação no eixo longitudinal do veículo. Este movimento é denominado *surging* e pode ocorrer por problemas na construção do freio, pneus e embreagem.

A análise da estabilidade lateral do veículo, tanto no que diz respeito ao comportamento direcional quanto à tendência ao capotamento, é realizada a partir de resultados de simulações em que o veículo é sujeito a condições de condução padronizadas e baseadas em procedimentos previstos em normas de organizações internacionais (SAE e ISO). Entre os ensaios são previstos os seguintes: trajetória

circular em regime permanente (“steady-state cornering”), esterçamento em degrau (“step steer”), esterçamento senoidal (“sinusoidal steer”), manobra evasiva dupla em trajetória retilínea (“double lane-change”) e frenagem em trajetória curvilínea (“brake in a turn”). Destes ensaios podem ser obtidos vários resultados. Os mesmos são analisados por Neves – [10]. Abaixo são apresentados alguns destes resultados.

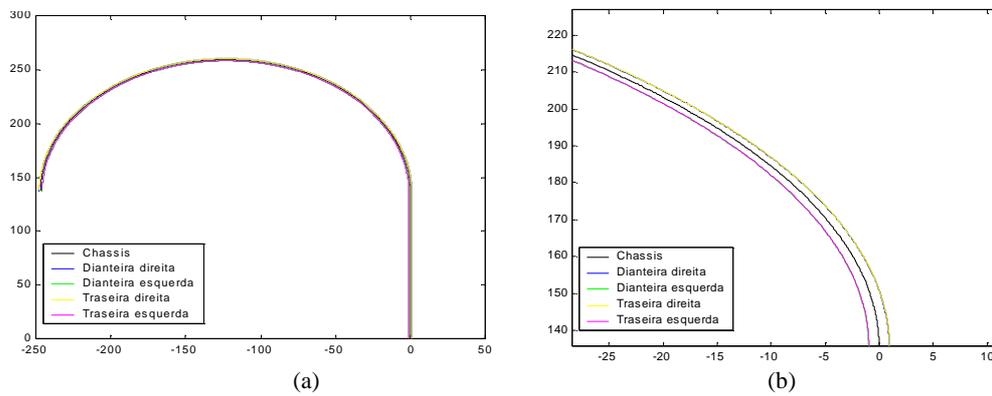


Figura 5.11 – Trajetória dos centros de massas do chassis, roda dianteira direita, roda dianteira esquerda, roda traseira direita e roda traseira esquerda no plano (XY). (a) trajetória ao longo dos 24 s de simulação. (b) Ampliação de (a) na região de regime transiente – [10].

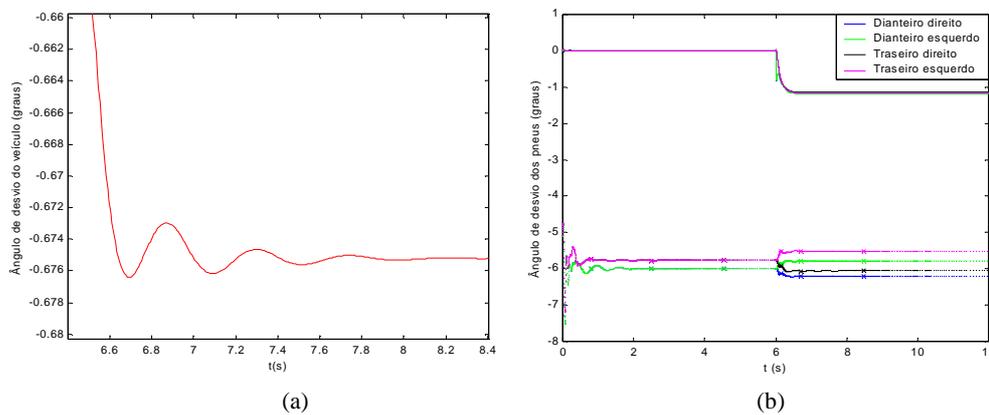


Figura 5.12 – Esterçamento em degrau. (a) Ângulo de desvio do veículo x tempo no final do regime transiente. (b) Ângulos de desvio dos pneus x tempo (curvas com símbolos em “x” representam os limites de aderência dos pneus) – [10].

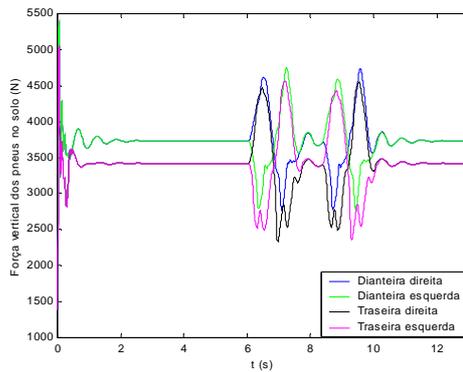


Figura 5.13 – Força vertical dos pneus no solo x tempo para manobra evasiva dupla a uma velocidade de 80 km/h – [10].

## 5.2.4

### Dinâmica transversal

A dinâmica transversal verifica a atuação das forças de mergulho (*dive*), arfagem (*squat*), *lift* e *pitch*. Estas foram apresentadas no item deste capítulo denominado “Geometria Anti-dive, anti-squat, anti-lift e anti-pitch”.

De acordo com a cinemática, o câster pode ter o comportamento apresentado nas figuras 5.11 e 5.12, de acordo com o tipo de ancoragem das bandejas ao chassi.

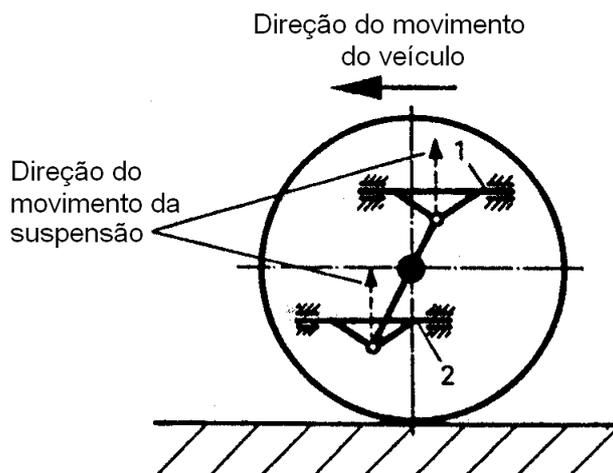


Figura 5.14 – Câster permanece inalterado durante a movimentação da suspensão pelo paralelismo dos suportes das bandejas e conseqüentemente pela inexistência de geometria anti-dive.

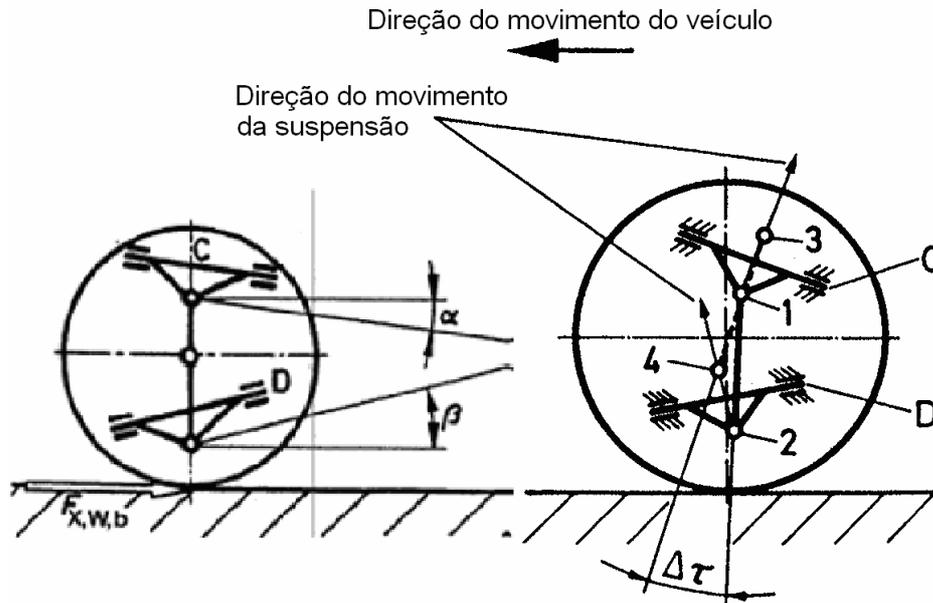


Figura 5.15 – Cáster é alterado durante a movimentação da suspensão pela existência de geometria anti-dive. (Fonte: Mechanical Engineering – SAE – The automotive chassis) – [64]

As características cinemáticas do mecanismo são verificadas juntamente com a aplicação de forças durante a análise dinâmica. Desta forma, podemos obter no caso da existência de cáster, uma composição de forças conforme a figura 5.13.

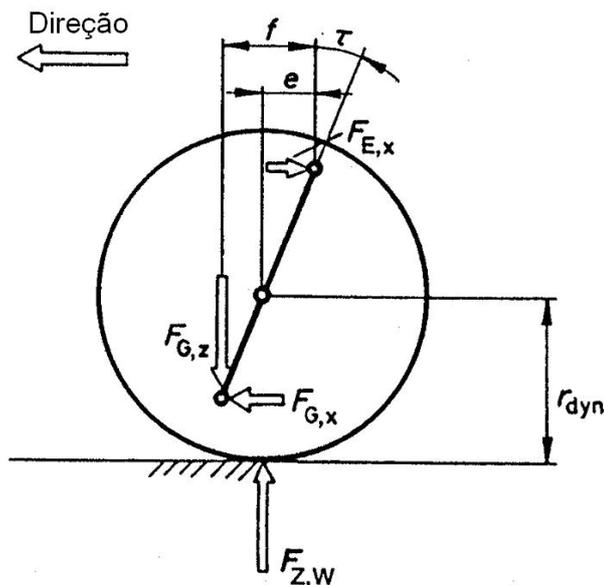


Figura 5.16 – No caso da mola estar suportada pela bandeja inferior, a força  $F_{G,z}$  é a que suporta a massa suspensa e o momento causado pelas forças  $F_{z,w}$  e  $F_{G,z}$  gera as forças de reação  $F_{G,x}$  e  $F_{E,x}$  na direção paralela ao suporte da bandeja ao chassis. (Fonte: Mechanical Engineering – SAE – The automotive chassis) – [64]

Demais verificações a respeito da dinâmica do veículo envolvendo cáster, câmber e geometrias “anti” são detalhadamente descritas no capítulo 3 de Mechanical Engineering – SAE – The automotive chassis.

Outro fator a ser verificado na dinâmica transversal é a translação lateral do veículo, chamada de *lurching*, que pode estar seguida de um movimento da dinâmica vertical de *understeer* ou *oversteer*. Outras formas de se obter a translação vertical ocorrem pelo desnível lateral de pista e pela existência de ventos laterais, tal como analisado no movimento de rolagem dito anteriormente.

### 5.2.5

#### Dinâmica vertical

Seguindo o item deste capítulo que trata de coeficientes de amortecimento e com as informações obtidas pela análise estática e cinemática podemos partir para a análise dinâmica vertical do veículo.

A partir deste ponto, as análises cinemática e dinâmica devem ser realizadas preferencialmente em conjunto dentro de uma mesma programação, de forma que os resultados obtidos por uma sejam utilizados em um mesmo ciclo de cálculo pela outra. Uma ferramenta que tem sido muito utilizada para este tipo de estudo é a de transformadores cinemáticos multicorpos. Esta ferramenta está embutida em programas tais como o ADAMS/CAR da MSC que é amplamente utilizado na indústria automobilística.

Maiores informações a respeito da dinâmica vertical podem ser obtidas no capítulo 5 de Mechanical Engineering – SAE – The automotive chassis [64]. Neste livro são verificados os valores das forças de subida e descida da suspensão de acordo com a figura 5.14.

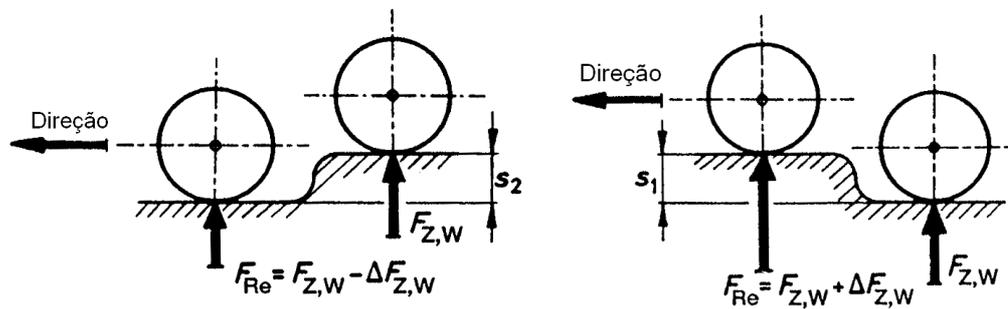


Figura 5.17 – Forças envolvidas na descida e subida da direção . (Fonte: Mechanical Engineering – SAE – The automotive chassis) – [64]

Para atender ao conforto vertical, são fatores determinantes, o peso da massa suspensa em relação ao peso da massa não suspensa, o coeficiente da mola, a forma da mola, a distribuição de peso, o tipo de suspensão, a existência de barras anti-rolagem, o coeficiente de torção das buchas da suspensão, os fatores de amortecimento dos amortecedores e seus tipos de montagem, a distância entre-eixos, a bitola e os pneus utilizados, entre outros.

Outro aspecto que deve ser verificado na dinâmica vertical é quanto à direção do veículo, conhecida como *yaw* ou guinada. Este movimento dá-se pela rotação no eixo vertical do veículo e pode compreender os movimentos de direção, *oversteer* e *understeer*, ao mesmo tempo em que ocorre o *lurching*, da dinâmica transversal.