
Lista de ilustrações

Figura 5.1 – Ângulo de deriva sob carga de vento lateral.	8
Figura 5.2 – Ângulo de deriva sob carga de curva.	9
Figura 5.3 – Forças no pneu numa curva.	11
Figura 5.4 – Pneu sob aceleração.	14
Figura 5.5 – Pneu sob frenagem.	15
Figura 5.6 – Aderência longitudinal x razão de deslizamento (%).	15
Figura 5.7 – Cambagem e camber thrust	16
Figura 5.8 – Dados de teste de pneu.	17
Figura 5.9 – Geometria da transferência de carga lateral.	21
Figura 5.10–Transferência de carga lateral da massa não-suspensa dianteira.	22
Figura 5.11–Transferência de carga lateral da massa suspensa.	22
Figura 5.12–Fatores que afetam o equilíbrio sub/sobre-esterçante - carro com comportamento neutro	27
Figura 5.13–Fatores que afetam o equilíbrio sub/sobre-esterçante - carro com comportamento sub-esterçante	30
Figura 5.14–Compensando a força de tração.	31
Figura 5.15–Dados de testes de pneus. Redesenhados a partir da Figura 5.8	37
Figura 5.16–Curvas de dirigibilidade.	40
Figura 5.17–Charles Pic levantando uma roda interna durante o GP da Alemanha de 2013 (reproduzido com a gentil permissão da equipe Caterham F1.	41
Figura 5.18–Cálculo da elevação durante a curva.	42

Lista de tabelas

Tabela 5.1 – Coeficientes de Pacejka - Pneus Avon British F3 (AVON, 2019)	20
Tabela 5.2 – Medidas para reduzir o sobre-esterçamento	41

Lista de símbolos

α	ângulo de deriva (<i>slip angle</i>)
α_f	ângulo de deriva dianteiro
α_r	ângulo de deriva traseiro
t	trilha pneumática (<i>pneumatic trail</i>)
e_t	razão de deslizamento na tração
ω	velocidade angular
r	raio da roda
v	velocidade do veículo
e_f	razão de deslizamento na frenagem
h_{rcf}	altura do centro de rolagem dianteiro
h_{rcr}	altura do centro de rolagem traseiro
m_s	massa suspensa
h_a	altura da massa suspensa ao eixo de rolagem
T	bitola
K_R	rigidez na roda

Sumário

5	Pneus e balanço	5
5.1	Introdução	6
5.2	Pneus	6
5.2.1	Curvas - understeer e oversteer	7
5.2.2	Forças em curvas dos pneus	10
5.2.3	Aceleração e frenagem	14
5.2.4	Cambagem	15
5.2.5	Teste de pneus	16
5.2.6	Modelagem de pneus	18
5.3	Balanceando um carro de corrida	20
5.3.1	Cargas individuais nas rodas durante a transferência lateral de carga	20
5.3.2	Fatores que afetam o equilíbrio de um carro	27
5.3.3	Elevação (<i>Jacking</i>)	42
5.4	Tarefa	44
	Referências	45

Pneus e balanço

APRESENTAÇÃO: ¹

Este texto é uma tradução ² do Capítulo 5 do livro (SEWARD, 2014) e será utilizado como referência para o desenvolvimento da disciplina TMEC078-Fundamentos de Dinâmica Veicular.

No final deste capítulo:

- Você conhecerá os tipos básicos de pneus de corrida.
- Você entenderá o importante conceito do ângulo de deslizamento do pneu e como isso influencia a subviragem e a sobreviragem durante as curvas.
- Você aprenderá o significado da força de arrasto do pneu e da inclinação da cambagem.
- Você conhecerá a taxa de deslizamento durante a aceleração e a frenagem.
- Você será capaz de interpretar os resultados do teste padrão de pneus.
- Você conhecerá um método de apresentar o comportamento do pneu na forma de um modelo matemático.
- Você será capaz de calcular a transferência de carga lateral em um eixo durante as curvas e entender como isso muda com a rigidez de rolagem da suspensão dianteira e traseira.
- Você entenderá os fatores que contribuem para o equilíbrio de subviragem/sobreviragem e será capaz de executar os cálculos necessários para produzir uma dirigibilidade desejada em curva.
- Você será capaz de estimar a quantidade real de *jacking* que ocorre durante as curvas.

¹ Atualizado em 9 de maio de 2019

² Para auxiliar no reconhecimento de caracteres do texto em pdf foi utilizado o *software* PDFCandy (PDFCANDY, 2019).

5.1 Introdução

Os três elementos básicos da corrida - aceleração, frenagem e curvas - exigem que as forças sejam transmitidas da estrada para o carro através das áreas de contato do pneu. [Bastow, Howard e Whitehead \(2004\)](#) dizem:

Os pneus são o único contato entre o carro e o solo. Portanto, uma compreensão das características das rodas e dos pneus é fundamental para a compreensão do comportamento do veículo e do projeto da suspensão.

Assim, a importância dos pneus para um carro competitivo não pode ser subestimada. Este capítulo considera como um pneu de carro reage a forças laterais nas curvas e forças longitudinais em aceleração e frenagem. O capítulo continua mostrando como selecionar pneus apropriados e ajustar a rigidez das suspensões dianteira e traseira e como pode produzir um carro com o grau desejado de equilíbrio understeer/oversteer.

5.2 Pneus

A maioria dos carros de corrida corre com pneus especiais que não podem ser usados legalmente na via pública. Muitas fórmulas adotam pneus controlados, o que significa que todos os carros concorrentes devem usar a mesma marca e tipo. O pneu básico de clima seco é o **pneu slick**, que não tem sulcos, para maximizar a área de borracha em contato com a pista. **Pneus de chuva** contêm ranhuras profundas que são adicionadas para permitir que o pneu desvie a água e, portanto, evite a aquaplanagem.

Os dois elementos básicos do pneu são a **carcaça** e a **banda de rodagem**. A carcaça forma a estrutura subjacente do pneu e consiste em cordões de reforço em uma matriz de borracha relativamente macia. Os cabos são dispostos em camadas ou placas e são feitos de materiais como nylon, aço ou Kevlar. Em um pneu **radial**, os cabos principais correm a 90° em relação à direção do deslocamento, porém são complementados por cinturões de reforço sob a área da banda de rodagem. Em um pneu **diagonal** ou de lona cruzada, os cabos correm a 45° na direção do deslocamento. Ambas as formas de construção de carcaças ainda são usadas em corridas, embora os principais fórmulas tendem a usar pneus radiais. Os dois tipos produzem diferentes características de condução com os radiais fornecendo curvas com maior pico de aderência (*grip*) mas com um declínio mais acentuado após o pico. Isso torna mais difícil equilibrar um carro com pneus radiais. As curvas dos pneus diagonais são menos "pontiagudos" e, conseqüentemente, mais tolerantes.

O outro elemento do pneu, a banda de rodagem, está disponível em uma variedade de compostos de borracha que variam de "duro" para corridas de resistência a "super-macios" para pequenas subidas e arrancadas. Os compostos mais macios proporcionam mais aderência, mas à custa da redução da vida útil. As empresas de pneus mantêm os detalhes de seus compostos como um segredo bem guardado.

Vimos na **Figura 1.3** que os pneus não exibem atrito simples de Coulomb (ou seja, não possuem um coeficiente de atrito constante). A aderência de um pneu de corrida pode ser considerado como tendo três componentes:

1. Atrito - onde o coeficiente de atrito varia com a temperatura e a velocidade de deslizamento.
2. Intertravamento (histerese) - onde a borracha se deforma ao redor do micro-solavancos e depressões na superfície da pista.
3. Adesão - onde um pneu realmente se prende (gruda) à pista, particularmente quando em temperatura de trabalho (80 a 110 C).

Para os componentes 2 e 3, a aderência aumenta com a largura do pneu.

Os componentes 1 e 2, combinados com as cargas de gravidade do peso do carro e do piloto, são chamados de **aderência mecânica**. Os componentes 1 e 2, combinados com cargas aerodinâmicas das asas, etc., formam a **aderência aerodinâmica**. O componente 3 é uma **aderência química**.

5.2.1 Curvas - understeer e oversteer

O desenvolvimento do conceito de **ângulo de deriva** (*slip angle*) na década de 1930 foi responsável por um avanço significativo na compreensão de como um pneu se comporta durante as curvas, o que por sua vez levou a grandes melhorias no manuseio do veículo. Embora esta seção esteja interessada em curvas, para entender o conceito de ângulo de deslizamento, vamos, paradoxalmente, começar considerando um carro dirigindo em linha reta, mas sujeito a um vento lateral (isso elimina a complicação dos ângulos de esterçamento adicionais das rodas dianteiras).

A Figura 5.1a mostra um carro que estava se deslocando em linha reta pelo centro da estrada até que recebe um vento lateral significativo e estável. O condutor percebe que o carro é empurrado para fora do curso e que ele segue em algum ângulo em relação à direção original do movimento. Assume-se a força horizontal do vento atua no centro de área do carro e é resistida pelas forças de aderência dianteira e traseira dos pneus F_{yf} e F_{yr} , respectivamente. Isso causa distorção da área de contato fato este responsável pelo desvio angular. A diferença entre a direção do movimento e o eixo longitudinal do pneu é o **ângulo de deriva** (*slip angle*), α . Quanto mais forte o vento soprar, maiores serão as forças de aderência necessárias e maior será o ângulo de deriva. O termo "ângulo de deriva" é universalmente adotado, mas infelizmente dá a impressão de que o pneu escorrega ou derrapa ao longo da estrada. Este não é o caso. O pneu não "descola" e o ângulo de deriva é uma característica da torção e distorção da borracha na área de contato (um termo melhor pode ser "ângulo de aderência"). O ângulo de deriva aumenta com a força lateral até que, para os pneus de corrida, atinjam um limite máximo de cerca de 7° a 10°, momento em que o pneu "descola" e começa a deslizar pela superfície da pista.

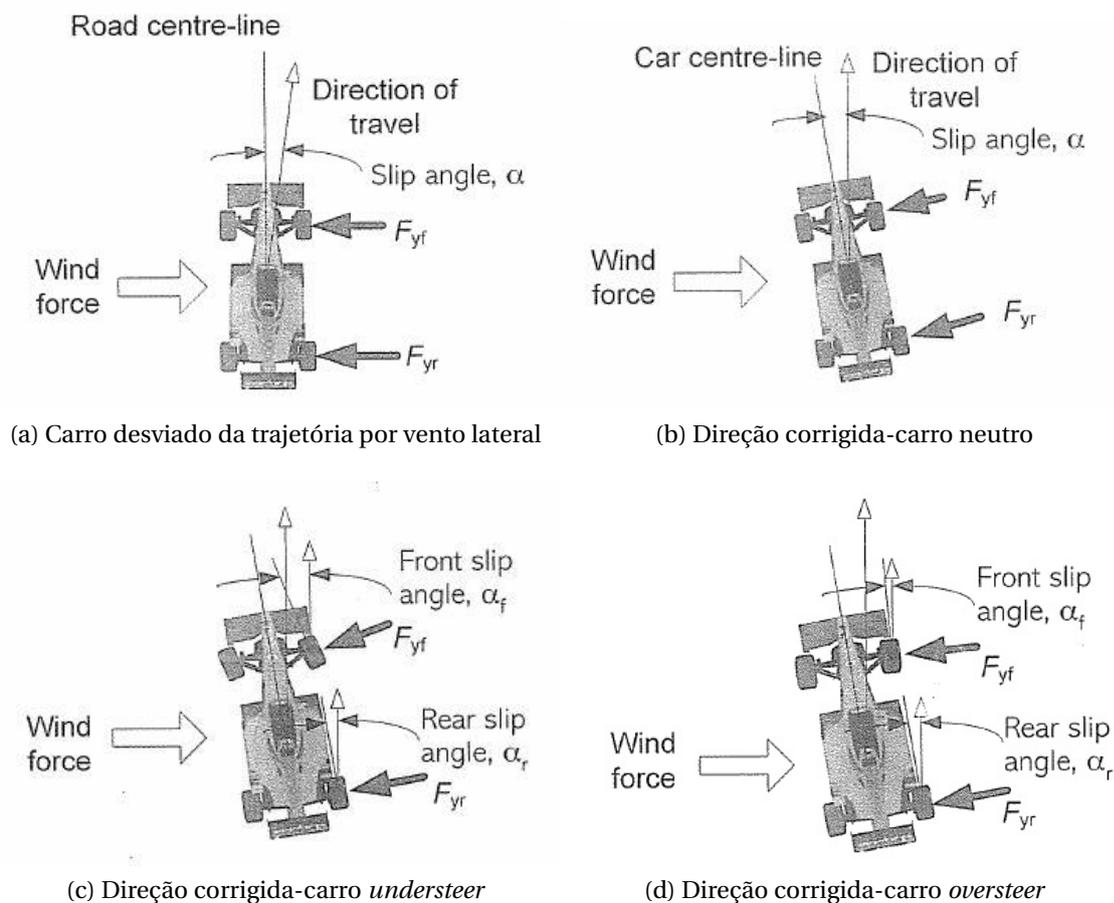


Figura 5.1 – Ângulo de deriva sob carga de vento lateral.

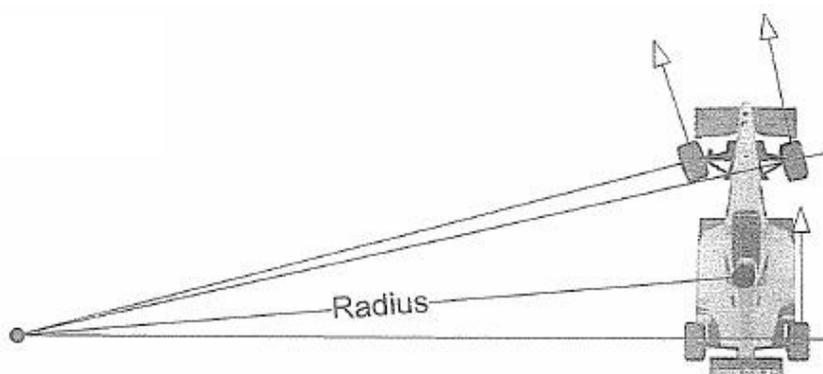
A Figura 5.1b mostra a situação após alguns ajustes transitórios feitos no volante pelo motorista. Sob uma força constante do vento, um regime estacionário foi alcançado no qual o carro segue na direção certa, mas com o carro inteiro orientado no ângulo de deriva, α , relativo à direção do movimento. Podemos concluir que a aplicação de uma força lateral a um pneu produz um ângulo de deriva e, inversamente, a aplicação de um ângulo de deriva produz uma força lateral. Se, como mostrado, este equilíbrio estacionário é conseguido com ângulo de esterçamento zero, isto é, os pneus dianteiros e traseiros possuem mesmo ângulo de deriva, então o carro possui um **comportamento neutro**. Isto implica que os dois pneus dianteiros desenvolvem uma força de aderência combinada F_{yf} e que os pneus traseiros desenvolvem uma força combinada F_{yr} quando sujeitos ao mesmo ângulo de deriva.

Para atingir a condição de regime estacionário, o motorista pode achar necessário apontar as rodas dianteiras para o vento - Figura 5.1c. O ângulo de deriva da roda dianteira, α_f , é agora maior que o ângulo de deslizamento da roda traseira, α_r , e o carro é dito **sub-esterçante** (*understeer*). Isto implica que, dados os mesmos ângulos de deriva dianteiros e traseiros, as rodas dianteiras não podem prover a aderência necessária para equilibrar a força do vento. Se o motorista não responder aumentando o ângulo de direção para aumentar o ângulo de deriva dianteiro, o carro se desviará da direção

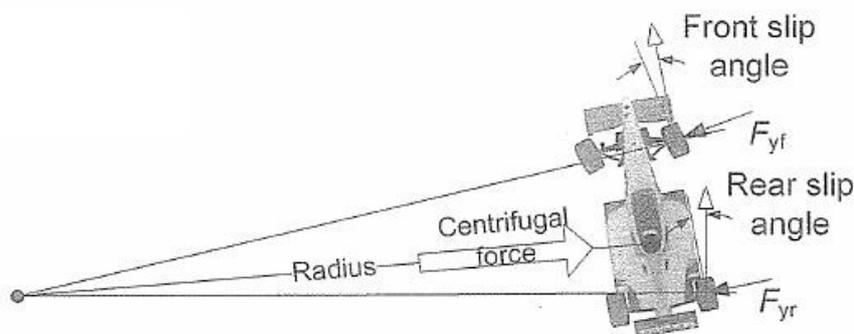
desejada.

Por outro lado, o motorista pode achar necessário apontar as rodas dianteiras para o lado oposto ao vento - Figura 5.1d. O ângulo de deriva da roda dianteira, α_f , agora é menor do que o ângulo de deriva da roda traseira, α_r , e o carro é considerado **sobre-esterçante** (*oversteer*). Assim, a fim de atingir a condição estável, o motorista aplica uma pequena quantidade de esterçamento negativo. Uma definição mais formal de subviragem e oversteer é dada na página 149.

Vamos agora analisar o comportamento em curvas. A figura 5.2a mostra um carro movendo-se muito lentamente ao longo de uma curva, de modo que a força centrífuga e, portanto, os ângulos de deslizamento são insignificantes. Pode-se ver que,



(a) Carro lento com força lateral insignificante



(b) Carro veloz com força lateral elevada

Figura 5.2 – Ângulo de deriva sob carga de curva.

neste caso, os ângulos de direção são tais que as rodas se movem tangencialmente ao círculo de giro. (Isso é conhecido como direção Ackermann e será abordado com mais detalhes no Capítulo 6.). Se a velocidade do carro for aumentada, aparece uma força centrífuga cuja resultante irá atuar no centro de massa. Isso cria forças de aderência iguais e opostas, F_{yf} e F_{yr} , que, por sua vez, geram ângulos de deriva nos pneus. Pode ser visto que uma condição de estado estacionário é alcançada onde o carro agora prossegue ao longo da curva com seu nariz apontando para dentro em direção ao centro da curva. Como antes, se os ângulos de deriva das rodas dianteiras igualarem os

ângulos de deriva das rodas traseiras, o carro é dito que possui comportamento **neutro**. Se a velocidade do carro for aumentada além do limite em que a força centrífuga é igual à aderência máxima dos pneus, um carro neutro deve se mover para uma condição de escorregamento lateral controlado. No entanto, como veremos mais adiante, muitas vezes não é fácil projetar um carro com características de comportamento neutro e consistentes sob todas as condições.

Se, para atingir este estado estacionário, o motorista precisar aumentar o ângulo de direção da roda dianteira, de modo que os ângulos de deriva dianteiros sejam maiores que os traseiros, o carro é considerado **sub-esterçante**. Se o motorista aumentasse a velocidade do carro sem aumentar o ângulo de direção, o carro continuaria em um caminho com um raio de curva maior do que o desejado. Além do limite de aderência, mesmo que o motorista tenha aplicado a direção no batente, o carro não conseguirá fazer a curva e provavelmente sairá da pista tangenciando o lado de fora da curva. Os pneus dianteiros escorregaram mas os traseiros continuam aderentes. No entanto, quando se leva o carro para além do limite, a situação é geralmente recuperável, simplesmente aliviando o acelerador. A força centrífuga reduzida conduz os pneus dianteiros a recuperarem a aderência.

Por outro lado, à medida que a velocidade aumenta, se o motorista precisar diminuir o ângulo de direção para conseguir fazer a curva em estado estacionário, o carro está **sobre-estersante**. Se isto não for feito, o carro segue um raio cada vez menor do que o desejado. Se o carro ultrapassar o limite de aderência, a traseira definirá o caminho e o carro executará um giro (cavalo-de-pau) - provavelmente deixando o caminho desejado para trás. Um piloto habilidoso com reações rápidas pode ser capaz de corrigir a situação girando o volante ao contrário, no entanto, o sobre-esterçamento continua sendo uma condição significativamente menos estável do que o sub-esterçamento.

Pelas razões acima mencionadas, os carros de passeio de produção modernos são invariavelmente projetados com características significativas de subviragem sob todas as condições de direção. Os pilotos de corrida diferem na preferência da configuração de regulagem embora geralmente gostem de estar perto do neutro. Para condutores menos experientes, um modesto grau de subesterçamento faz sentido e, com um carro de tração traseira permite que o motorista equilibre o carro acelerando para fora das curvas. Vimos no Capítulo 1 que a tração total é governada pelo círculo de tração e, portanto, a aderência lateral traseira pode ser reduzida para coincidir com a dianteira, adicionando um pouco de aceleração.

5.2.2 Forças em curvas dos pneus

A Figura 5.3 mostra as forças que atuam sobre o pneu dianteiro direito na Figura 5.2b. Observa-se que a força centrífuga do eixo passa através dos rolamentos das rodas e, portanto, está no centro da roda e perpendicular à linha central do pneu. Esta força é equilibrada pela força de aderência na área de contato, cuja resultante, F_y , também é perpendicular à linha central do pneu. No entanto, pode-se observar que, devido à distorção no contato, F_y atua a uma certa distância atrás da linha central da roda. Esse

deslocamento é conhecido como **trilha pneumática** (*pneumatic trail*), t . O valor de

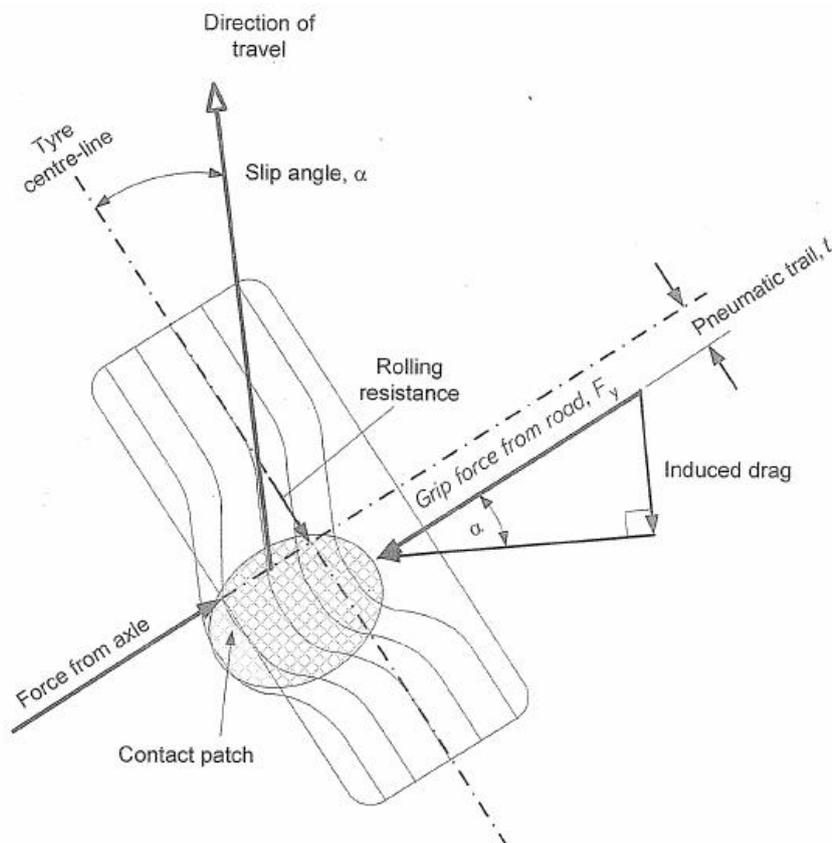


Figura 5.3 – Forças no pneu numa curva.

t atinge um máximo em cerca de metade do pico do ângulo de deriva e, em seguida, diminui à medida que o pneu se aproxima do **pico de aderência**. A trilha pneumática provoca um momento sobre o eixo de direção que tenta endireitar a roda e, portanto, puxar o carro para fora da curva. Este momento é referido como **torque auto-alinhante**:

$$\text{Torque auto-alinhante} = F_y \times t \quad (5.1)$$

O torque de auto-alinhante é transmitido através do mecanismo de direção e sentido pelo motorista no volante. Sentindo o aumento e o declínio desse torque, o motorista pode prever a proximidade da aderência máxima. É o que é conhecido como "boa sensação de direção" e pode ser mascarado em carros de passeio com direção assistida excessivamente agressiva.

Também é mostrado na Figura 5.3 que a força de aderência F_y pode ser decomposta em duas componentes - paralela e perpendicular à direção do movimento do carro. A componente perpendicular $= F_y \times \cos \alpha$ é essencialmente a força centrípeta e para ângulos de deriva realistas, α , geralmente pode ser considerado como F_y . A componente paralela $= F_y \times \sin \alpha$, opõe-se à direção do movimento e é conhecida como **arrasto induzido do pneu**. Isso explica por que um motorista precisa aplicar um pouco de aceleração para manter uma velocidade constante ao longo de uma curva longa.

Como mencionado no Capítulo 1, os pneus também estão sujeitos à resistência ao rolamento, que ocorre no ângulo de deriva zero. A resistência ao rolamento ocorre em uma roda livre e é devida à energia usada na compressão e distorção do pneu à medida que a borracha penetra na área de contato. No Capítulo 1 estimamos a resistência ao rolamento em cerca de 2% da carga vertical para um pneu de corrida em movimento. O arrasto total em um carro é o arrasto induzido em cada roda mais a resistência ao rolamento.

EXEMPLO 5.1

No Exemplo 1.7 mostramos que um carro de F1 tinha um peso total de 15450 N (incluindo downforce) e poderia desenvolver uma força total de curva de 18540 N em um a curva de raio de 100 m a 49,7 m/s.

(a) Estime o arrasto total do pneu no carro se todos os pneus estiverem operando em um ângulo de deriva de 8°.

(b) Calcule a potência do motor necessária para superar o arrasto do pneu e manter essa velocidade constante.

DADOS:

peso + downforce: $W_{total} := 15450 \text{ N}$

Força total produzida: $F_{total} := 18540 \text{ N}$

ângulo de deriva: $\alpha := 8 \text{ deg}$

porcentagem referente à resistência ao rolamento: $perc_r := 2 \%$

velocidade do veículo: $v := 49,7 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ $v = 178,92 \frac{\text{km}}{\text{hr}}$

(a) força de arrasto induzido: $F_{ai} := F_{total} \cdot \sin(\alpha) = 2580 \text{ N}$

resistência ao rolamento: $F_r := W_{total} \cdot perc_r = 309 \text{ N}$

arrasto total: $D := F_{ai} + F_r = 2889 \text{ N}$

(b) potência necessária: $P := D \cdot v = 143,6 \text{ kW}$ $P = 193 \text{ hp}$

5.2.3 Aceleração e frenagem

A Figura 5.4 mostra uma roda acionada sob um torque de aceleração. A força proveniente da estrada empurra o carro para a frente, causando cisalhamento longitudinal na área de contato, como mostrado. Isso causa compressão e, portanto, contração

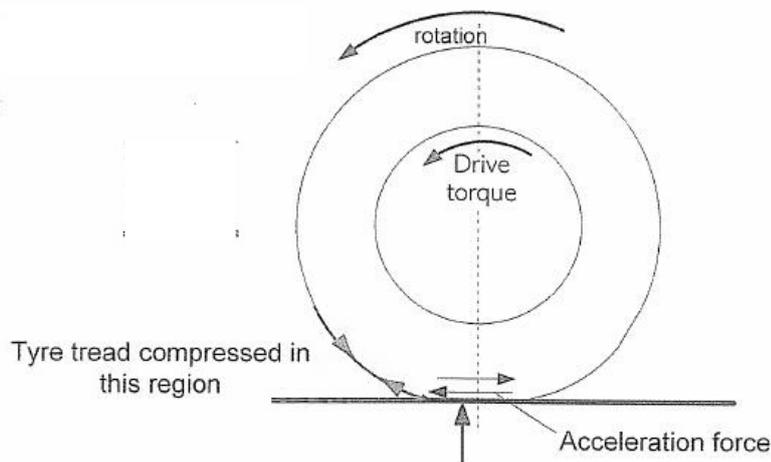


Figura 5.4 – Pneu sob aceleração.

da banda do pneu à frente da área de contato. Essa contração é conduzida para dentro da área de contato e reduz a circunferência efetiva (e , portanto, o raio) do pneu. Assim, para uma determinada velocidade do veículo, uma roda acionada deve girar mais rápido do que uma roda que gira livre. Na parte de trás da área de contato, a banda recupera sua dimensão deslizando sobre a superfície da pista e expandindo para o normal. A diferença na velocidade de rotação de uma roda acionada em comparação com uma roda livre é expressa na forma de uma razão percentual de deslizamento na tração, e_t , dada por:

$$e_t = \frac{\omega r - v}{\omega r} \times 100\% \quad (5.2)$$

sendo ω a velocidade angular da roda acionada, r o raio da roda e v a velocidade do veículo.

Durante a frenagem ocorre o oposto. A Figura 5.5 mostra como o torque de frenagem produz a expansão da banda na frente da área de contato, o que causa um aumento efetivo na circunferência do pneu na área de contato. Logo, uma roda freiando gira mais lentamente do que uma roda que gira livre. A razão percentual de deslizamento na frenagem, e_f , é dada por:

$$e_f = \frac{v - \omega r}{v} \times 100\% \quad (5.3)$$

Se a relação entre a força de aderência longitudinal, F_x , dividida pela carga vertical da roda, F_z , é plotada em relação à taxa de deslizamento percentual (Figura 5.6), pode ser visto que os valores de pico da aderência ocorrem em torno de 10-15% de taxa de deslizamento. Essa é a figura usada para regular um **sistema de controle de tração**. O nível de aderência diminui à medida que a roda se move em direção a patinar ou travar.

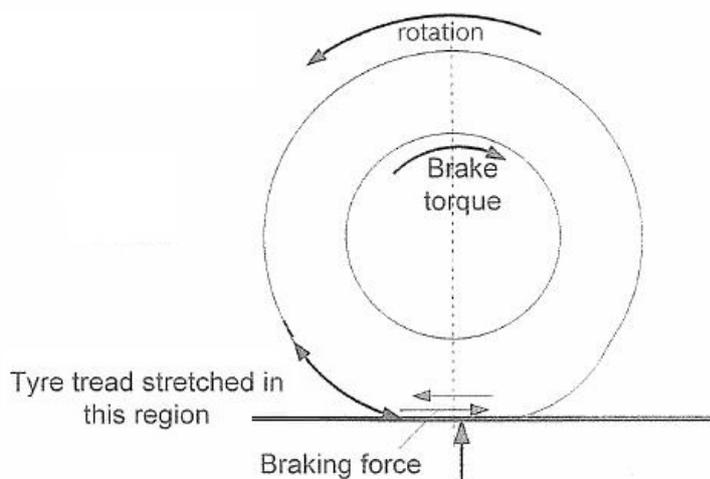


Figura 5.5 – Pneu sob frenagem.

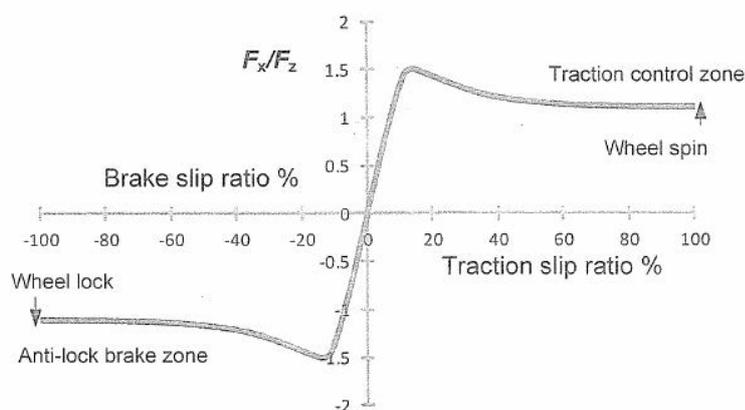


Figura 5.6 – Aderência longitudinal x razão de deslizamento (%).

Nesse caso, pode-se ver que o pico de F_x/F_z representa um coeficiente de atrito de cerca de 1,5. A Figura 5.6 também mostra as zonas onde operam os sistemas de **controle de tração** e sistemas **anti-travamento-ABS**, embora tais sistemas não sejam permitidos em muitas fórmulas. Quando uma roda se move em direção a girar ou travar, ela está sujeita a mudanças muito maiores na aceleração do que aquelas experimentadas durante a condução normal. ??? Os sensores de velocidade das rodas são usados para detectar essas grandes acelerações e ajustar a força de frenagem ou a potência do motor para restaurar a aderência máxima.

5.2.4 Cambagem

A Figura 3.3 mostrou a importância da cambagem da roda para os níveis de aderência e, conseqüentemente, argumentou-se que os projetistas devem manter um controle cuidadoso da cambagem durante o movimento da suspensão. A Figura 5.7 mostra uma roda com cambagem negativa exagerada, $-\gamma$. Deixada aos seus próprios

dispositivos ???, uma única roda girará em torno do ponto X , que está localizado no ponto em que o eixo da roda atinge o plano do solo. Se a roda for forçada a mover-se na direção reta à frente, a banda de rodagem do pneu será distorcida e uma força lateral, conhecida como empuxo de cambagem - **camber thrust**, será gerada. Para um pneu diagonal:

$$\text{Empuxo de cambagem} = F_z \times \gamma \quad (5.4)$$

Por um pneu radial, o **camber thrust** é menor, digamos, 40% do acima.

Se ambas as rodas em um eixo tiverem uma cambagem negativa igual, durante a corrida em linha reta, elas lutarão umas contra as outras com forças de cambagem opostas. ??? Seria de se esperar que tais pneus também produzissem arrasto, mas o consenso é que isso é pequeno.

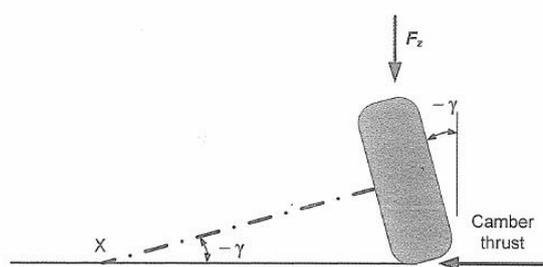


Figura 5.7 – Cambagem e **camber thrust**.

Durante as curvas, a transferência de carga lateral fará com que F_z aumente na roda externa e reduza na roda interna. Assim, a força do empuxo de cambagem da roda externa dominará e pode ser combinada com a força de aderência lateral gerada pelo ângulo de deriva para equilibrar a força centrífuga. No entanto, a deformação da banda na área de contato faz com que o empuxo de cambagem diminua à medida que o ângulo de deriva aumenta. Também o movimento da suspensão durante a rolagem do chassi pode reduzir a cambagem negativa da roda externa. Consequentemente, a contribuição do empuxo de cambagem para a aderência lateral total é relativamente pequena no limite.

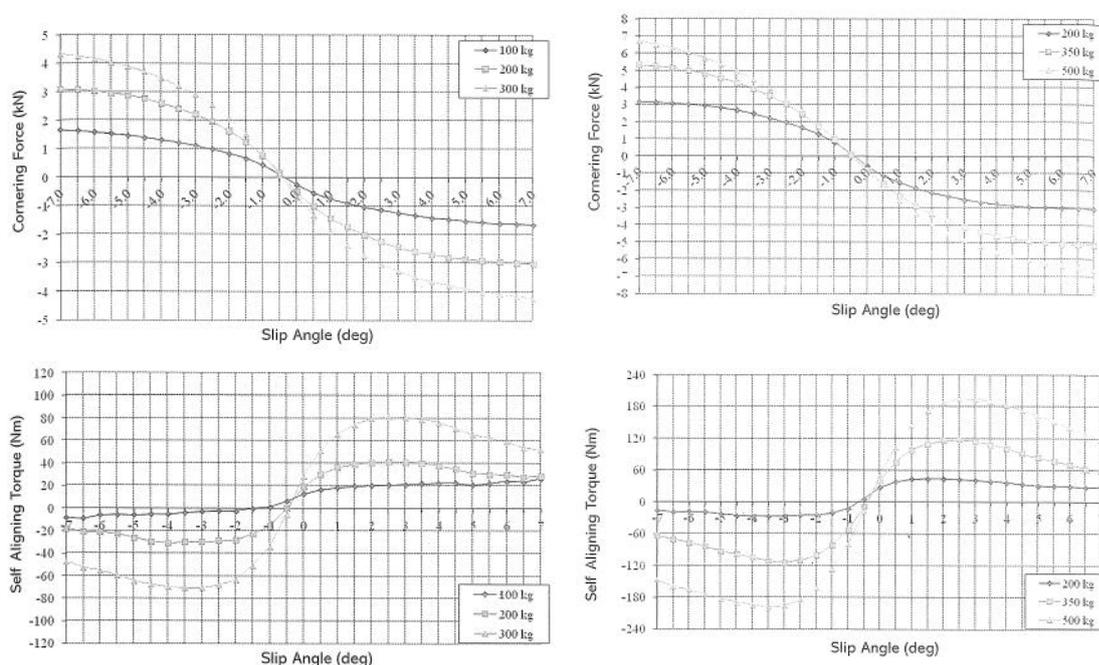
5.2.5 Teste de pneus

O conhecimento detalhado dos dados dos pneus é tão importante para o projeto e a operação dos carros de corrida que as principais equipes investem somas significativas na contratação de testes de pneus de laboratórios especializados de testes. Uma vez pagos, esses dados são mantidos altamente confidenciais. As equipes da FSAE / Fórmula Estudantil têm a sorte de poderem participar de um **consórcio de testes de pneus** (FORMULA... , 2019) que, por uma modesta taxa, disponibilizará dados sobre pneus comumente usados.

Uma máquina de teste de pneus consiste em uma esteira rolante revestida com papel granulado para simular a superfície da estrada. A roda e o pneu a serem testados são montados sobre esta esteira, em um eixo totalmente instrumentado e

móvel. A máquina permite que a força de contato entre o pneu e a pista seja variada. A cambagem e o ângulo de deriva são ajustados para uma velocidade e pressão de pneu típicas de estrada, e para diferentes forças de contato. As forças e os momentos gerados são registrados eletronicamente.

Uma das poucas empresas de pneus disponíveis para os testes é a Avon (AVON, 2019) e as Figuras 5.8a e 5.8b mostram alguns de seus dados em sua forma mais comum - gráficos mostrando a variação da força lateral (aderência lateral) e torque auto-alinhante com ângulo de deslizamento. As curvas individuais representam diferentes incrementos da carga vertical do pneu. Estas curvas estão relacionadas com o pneu traseiro 2001 para o Campeonato Britânico de F3. Existe um conjunto de gráficos para cada um dos vários ângulos de cambagem, mas apenas aqueles para 0° de cambagem são mostrados neste exemplo.



(a) F3 dianteiro; 180/500R13; 0° de cambagem e pressão de 1,7 bar (24,7 lb/pol²). (b) F3 traseiro; 250/570R13; 0° de cambagem e pressão de 1,7 bar (24,7 lb/pol²).

Figura 5.8 – Dados de teste de pneu.

Pontos a serem notados são:

- Embora a carga vertical no pneu seja aumentada em incrementos iguais, pode-se observar que as curvas de força lateral resultantes tornam-se progressivamente mais próximas à medida que a carga aumenta. Isto é resultado da sensibilidade do pneu, conforme descrito no **Capítulo 1**.
- Os testes estendem-se a ângulos de deslizamento de 17° e é uma pena que as curvas não se estendam além do ponto de pico de aderência que geralmente

ocorre em cerca de 10° a 11° para esses pneus. Isso proporcionaria mais confiança ao calcular o balanço do carro.

Vamos mostrar como essas curvas são usadas para determinar o equilíbrio de um carro mais adiante neste capítulo.

5.2.6 Modelagem de pneus

Um método alternativo de apresentar dados de testes de pneus é na forma de um modelo matemático que é essencialmente uma fórmula ou equação. A principal vantagem do modelo matemático sobre a representação gráfica anterior é que é fácil automatizar cálculos dentro de um programa de computador. Existem vários modelos de pneus concorrentes, mas vamos considerar o mais amplamente utilizado, que é o **modelo Pacejka '96**, muitas vezes referido como a **fórmula mágica** (PACEJKA, 2012). O termo "mágica" refere-se ao fato de que essencialmente a mesma fórmula pode ser usada para prever tanto a aderência lateral quanto a longitudinal, bem como o torque auto-alinhante e as combinações de aderência lateral e longitudinal. É conhecida como uma fórmula "semi-empírica", o que significa que ela é parcialmente baseada em considerações teóricas, mas é preenchida por coeficientes derivados de testes experimentais reais. A técnica é baseada em uma equação que define a forma da curva relevante em um valor específico de carga vertical conhecido como a **carga nominal da roda**, F_{Z0} . Vários coeficientes são então usados para modificar a forma da curva para diferentes cargas e valores de cambagem. (O **Apêndice 1** considera os coeficientes de pneus de Pacejka em mais detalhes.) Consideraremos apenas sua aplicação em relação à aderência lateral pura, onde a forma básica que produz a força de aderência lateral, F_y , é:

$$F_y = D_y \sin [C_y \tan^{-1} \{B_y \alpha_y - E_y (B_y \alpha_y - \tan^{-1} (B_y \alpha_y))\}] + S_{Vy} \quad (5.5)$$

Nesta expressão:

D_y é o **valor de pico** e se relaciona com o coeficiente de atrito:

$$D_y = F_Z (p_{DY1} + p_{DY2} df_Z) (1 - p_{DY3} \gamma_y^2) \lambda_{\mu y} \quad (5.6)$$

sendo:

F_Z = carga vertical real na roda (N)

$p_{CY1} \dots p_{VY4}$ = coeficientes de Pacejka obtidos de dados de testes de pneus
(18 dos quais são necessários para aderência lateral - Tabela 5.1)

$$df_Z = \text{mudança normalizada na carga vertical} = \frac{F_Z - F_{Z0}}{F_{Z0}} \quad (5.7)$$

γ_y = cambagem real da roda (N)

$\lambda_{\mu y}$ = fator de escala para o coeficiente de atrito.

Vários fatores de escala, tais como λ , estão disponíveis para permitir ao usuário adaptar a fórmula para as condições de pista, que diferem das condições de teste. Geralmente considera-se o fator igual a 1, contudo o fator $\lambda_{\mu y}$ é particularmente útil se a superfície

da pista não for tão aderente quanto a pista do teste. Geralmente isto se torna relevante no caso dos dados do *Formula SAE tyre consortium* que superestima o coeficiente de atrito. Um valor de $\lambda_{\mu y}$ entre 0,6 e 0,7 parece fornecer resultados mais realistas.

C_y é o **fator de forma**, que, juntamente com o **fator de curvatura**, E_y , determina a aparência da curva na região do pico. (Neste contexto 'forma' refere-se ao formato da curva e não do pneu.)

$$C_y = p_{CY1} \lambda_{C_y} \quad (5.8)$$

B_y é o **fator de rigidez**, que, juntamente com o C_y e D_y determina a inclinação da curva próxima da origem.

$$B_y = \frac{P_{Ky1} F_{Z0} \sin \left[2 \tan^{-1} \left\{ \frac{F_Z}{P_{Ky2} F_{Z0} \lambda_{Z0}} \right\} \right] (1 - P_{Ky3} |\gamma|) \lambda_{FZ0} \lambda_{K_y a}}{C_y D_y} \quad (5.9)$$

sendo

$$\begin{aligned} \alpha_y &= \alpha + S_{Hy} \\ \alpha &= \text{ângulo real de deriva (rad)} \end{aligned} \quad (5.10)$$

S_{Hy} é um termo que quantifica o deslocamento horizontal da curva na origem:

$$S_{Hy} = (p_{HY1} + p_{HY2} df_Z + p_{HY3} \gamma_y) \lambda_{Hy} \quad (5.11)$$

E_y é o **fator de curvatura**:

$$E_y = (p_{EY1} + p_{EY2} df_Z) \{1 - (p_{EY3} + p_{EY4} \gamma_y) \text{sgn}(\alpha_y)\} \lambda_{E_y} \quad (5.12)$$

sendo $\text{sgn}(\alpha_y)$ o sinal do valor de α_y .

S_{Vy} é um termo que quantifica o deslocamento vertical da curva na origem:

$$S_{Vy} = F_Z \{p_{VY1} + p_{VY2} df_Z + (p_{VY3} + p_{VY4} df_Z) \gamma_y\} \lambda_{Vy} \lambda_{K_y a} \quad (5.13)$$

Certamente, a aplicação repetida destas expressões manualmente seria tediosa, contudo elas já estão implementadas em um programa de computador. Uma planilha, contando tais equações, está disponível para *download* em (PALGRAVE, 2019).

A Tabela 5.1 fornece a carga nominal e 18 coeficientes de Pacejka para os pneus Avon F3 (AVON, 2019) dianteiro e traseiro, mostrados graficamente nas figuras 5.8a e 5.8b. A precisão excessiva dos valores dos coeficientes indicam que eles foram obtidos através de um programa de computador específico para estes cálculos. A inspeção dos dados frequentemente revela pouca correlação aparente entre os dados numéricos e a descrição declarada de coeficientes particulares; contudo eles normalmente funcionam satisfatoriamente. O Exemplo 5.3 apresenta uma demonstração da aplicação da fórmula de Pacejka.

Tabela 5.1 – Coeficientes de Pacejka - Pneu Avon British F3 (AVON, 2019)

	Dianteiro	Traseiro	Descrição
F_{Z0}	2444	3850	Carga nominal (N)
P_{CY1}	0,324013	0,558238	Fator de forma
P_{DY1}	-3,674945	-2,23053	Atrito lateral, μ_y
P_{DY2}	0,285134	0,090785	Variação do atrito com a carga
P_{DY3}	-2,494252	-5,71836	Variação do atrito com o quadrado da cambagem
P_{EY1}	-0,078785	-0,40009	Curvatura lateral em F_{Z0}
P_{EY2}	0,245086	0,569694	Variação da curvatura com a carga
P_{EY3}	-0,382274	-0,26276	dependência da curvatura da cambagem de ordem zero
P_{EY4}	-6,255703316	-29,3487	Variação da curvatura com a cambagem
P_{KY1}	-41,72281132	-28,2448	Valor máximo da rigidez K_y/F_{Z0}
P_{KY2}	2,11293838	1,331304	Carga normalizada para K_y máximo
P_{KY3}	0,150080764	0,255683	Variação de K_y/F_{Z0} com a cambagem
P_{HY1}	0,00711	0,00847	Deslocamento horizontal S_{Hy} em F_{Z0}
P_{HY2}	-0,000509	0,000594	Variação de S_{Hy} com a carga
P_{HY3}	0,049069131	0,042	Variação de S_{Hy} com a cambagem
P_{VY1}	0,00734	0,0262	Deslocamento vertical S_{Vy} em F_{Z0}
P_{VY2}	-0,0778	-0,0791	Variação de S_{Vy} com a carga
P_{VY3}	-0,0641	-0,08552	Variação de S_{Vy} com a cambagem
P_{VY4}	-0,6978041	-0,44481	Variação de S_{Vy} com a cambagem e a carga

5.3 Balanceando um carro de corrida

5.3.1 Cargas individuais nas rodas durante a transferência lateral de carga

No Capítulo 1 vimos como, durante as curvas, a força centrífuga agindo através do centro de massa faz com que a carga seja transferida das rodas internas para as externas. Aprendemos como calcular um valor total para essa transferência. Também vimos que, devido à sensibilidade do pneu, a transferência de carga através de um eixo individual provoca uma redução na aderência lateral nesse eixo. Consequentemente, ser capaz de variar a proporção de carga transferida na frente e na traseira torna-se um meio importante de ajustar o equilíbrio de sub/sobre-esterçamento de um carro. Portanto, precisamos ser capazes de calcular as cargas individuais das rodas durante as curvas.

O primeiro passo é dividir a massa do carro em três elementos: a massa suspensa, incluindo o condutor, e as massas não suspensas dianteiras e traseiras. A Figura 5.9 mostra as informações geométricas necessárias.

A localização do centro das massas não-suspensas é geralmente considerada na linha central do carro nos centros das rodas. O **eixo de rolagem** é a linha que une os centros de rolagem de cada eixo do carro que estão nas alturas de h_{rcf} e h_{rcr} acima do solo. A altura da massa suspensa, m_s , ao eixo de rolagem, h_a , é importante para determinar o **momento de rolagem**. Esta deve ser a distância perpendicular ao eixo de rolagem. No entanto, devido à geralmente pequena inclinação do eixo de rolagem, considera-se a distância vertical.

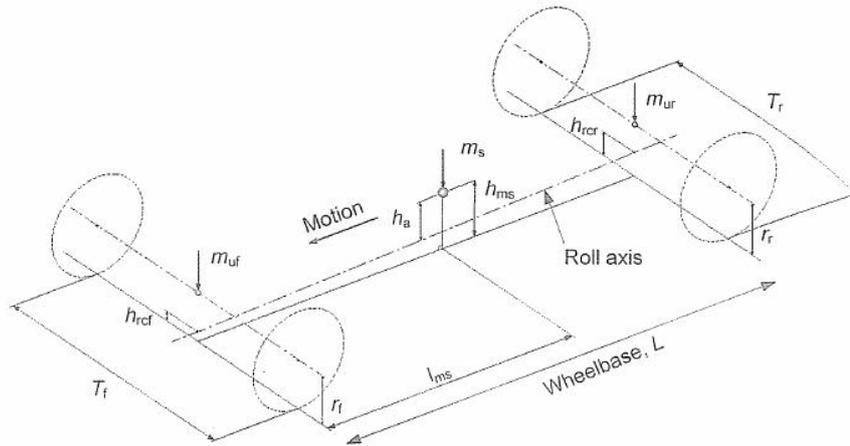


Figura 5.9 – Geometria da transferência de carga lateral.

Etapa 1 - Cargas estáticas nas rodas

As cargas estáticas das rodas podem ser calculadas a partir do peso combinado do veículo e da posição de seu centro de massa, conforme mostrado no Exemplo 1.2, ou a partir dos componentes suspensos e não-suspensos, como segue:

$$\begin{aligned} \sum M \text{ em torno do eixo dianteiro: } W_r \times L &= 0,5g(m_{ur}L + m_s l_{ms}) \\ \text{Cargas nas rodas traseiras, } W_r &= 0,5g(m_{ur} + m_s l_{ms}/L) \end{aligned} \quad (5.14)$$

$$\sum V = 0, \text{ cargas nas rodas dianteiras, } W_f = 0,5g(m_{uf} + m_{ur} + m_s) - W_r \quad (5.15)$$

Para um carro com downforce aerodinâmico, as cargas verticais das rodas aumentam, mas a magnitude da downforce aumenta com o quadrado da velocidade do veículo. Além disso, a distribuição entre os eixos dianteiro e traseiro depende tanto da localização do centro de força vertical aerodinâmica quanto da altura da força de arrasto aerodinâmica resultante que causa a transferência de carga dianteira / traseira. A distribuição resultante deve geralmente estar próxima da que resulta da massa do veículo, de modo que o equilíbrio do carro não mude significativamente com a velocidade. É necessário verificar o equilíbrio do carro com zero downforce (hairpin lento) e na velocidade nas curvas mais rápidas.

Etapa 2 - Força lateral das massas não-suspensas

Os cálculos de transferência de carga lateral são normalmente realizados em incrementos de g lateral. Assim, para uma aceleração lateral de $1,5g$, todas as massas de veículo (kg) são multiplicadas por uma aceleração lateral, A_y , de $1,5 \times 9,81$ para obter as forças laterais (N).

Da Figura 5.10, para o eixo dianteiro, tomando os momentos sobre a área de contato da roda interna:

$$A_y m_{uf} r_f = \Delta W_{uf} T_f$$

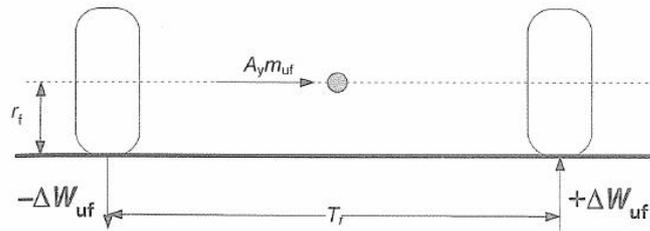


Figura 5.10 – Transferência de carga lateral da massa não-suspensa dianteira.

Transferência de carga:

$$\Delta W_{uf} = \frac{A_y m_{uf} r_f}{T_f} \tag{5.16}$$

Similarmente, para o eixo traseiro: Transferência de carga:

$$\Delta W_{ur} = \frac{A_y m_{ur} r_r}{T_r} \tag{5.17}$$

Etapas 3 - Força lateral da massa suspensa através dos braços da suspensão

A esquerda da Figura 5.11 mostra a força lateral da massa suspensa, $A_y m_s$, atuando no seu centróide, que é a distância h_a acima do eixo de rolagem. Isso é equivalente à mesma força sendo aplicada no eixo de rolagem mais um momento de rolagem, $C = A_y m_s h_a$, como mostrado à direita na Figura 5.11. Como a força atua no eixo de rolagem, ela não causa nenhum movimento de rolagem nas molas. Ela é transmitida para o solo por meio de forças nos elos da suspensão. Esse é o foco da Etapa 3. O momento de rolagem é tratado na Etapa 4.

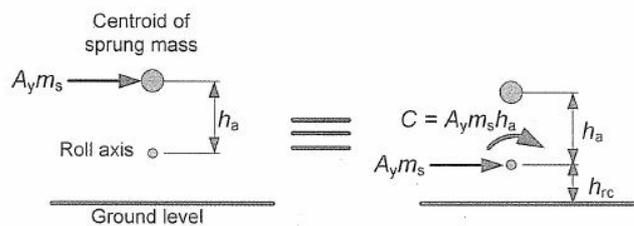


Figura 5.11 – Transferência de carga lateral da massa suspensa.

A força lateral da massa suspensa é dividida entre os eixos dianteiro e traseiro, dependendo da posição do centróide de massa suspensa, l_{ms} .

Força resistida da massa suspensa no eixo dianteiro = $A_y m_s \times (L - l_{ms}) / L$

Transferências de carga:

dianteira: $\Delta W_{sff} = (A_y m_s \times (L - l_{ms}) / L) \times (h_{rcf} / T_f)$ (5.18)

traseira: $\Delta W_{sfr} = (A_y m_s \times l_{ms} / L) \times (h_{rcr} / T_r)$ (5.19)

Etapa 4 - Momento de rolagem da massa suspensa através das molas

Altura do eixo de rolagem até o centro da massa suspensa:

$$h = h_{rcf} + l_{ms}(H_{rcr} - h_{rcf})/L$$

$$\therefore h_a = h_{ms} - h_{rcf} - l_{ms}(h_{rcr} - h_{rcf})/L$$

$$\text{Momento de rolagem: } C = A_y m_s h_a$$

O momento de rolagem é distribuído entre os eixos dianteiro e traseiro na proporção das taxas de rolagem dos eixos. Sabe-se, da Equação (4.5) que a taxa de rolagem vale:

$$K_\phi = \frac{T^2 K_R}{114.6 \times 10^3} \text{ Nm/grau}$$

sendo T a bitola (mm) e K_R a rigidez na roda (N/mm).

A rigidez na roda leva em conta a rigidez da mola, barra anti rolagem e pneus. Observa-se que o ajuste do equilíbrio do carro pode ser obtido pela mudança das rigidezes nas rodas em cada eixo do carro.

$$\text{Momento de rolagem na dianteira: } = \frac{K_{\phi f}}{K_{\phi f} + K_{\phi r}} \times C$$

$$\text{Transferência de carga dianteira: } \Delta W_{scf} = \left(\frac{K_{\phi f}}{K_{\phi f} + K_{\phi r}} \times C \right) / T_f \quad (5.20)$$

$$\text{Transferência de carga traseira: } \Delta W_{scr} = \left(\frac{K_{\phi r}}{K_{\phi f} + K_{\phi r}} \times C \right) / T_r \quad (5.21)$$

Etapa 5 - Transferência de carga lateral total

As cargas nas rodas das etapas 1 a 4 são agora combinadas para fornecer a transferência de carga lateral total em cada roda:

$$\text{Transferência para o eixo dianteiro: } \Delta W_f = \Delta W_{uf} + \Delta W_{sff} + \Delta W_{scf}$$

$$\text{Transferência para o eixo traseiro: } \Delta W_r = \Delta W_{ur} + \Delta W_{sfr} + \Delta W_{scr}$$

$$\text{Carga na roda dianteira interna: } W_{fi} = W_f - \Delta W_f$$

$$\text{Carga na roda dianteira externa: } W_{fo} = W_f + \Delta W_f$$

$$\text{Carga na roda traseira interna: } W_{ri} = W_r - \Delta W_r$$

$$\text{Carga na roda traseira externa: } W_{ro} = W_r + \Delta W_r$$

Observa-se que os termos de transferência de carga individuais são todos proporcionais à aceleração lateral, A_y . Isto torna fácil a análise para diferentes incrementos de aceleração lateral.

Exemplo 5.2

Uma planilha implementando os cálculos deste exemplo está disponível para *download* em (PALGRAVE, 2019).

EXAMPLE 5.2

For a car with the following data, determine the wheel loads when cornering at 1.25 lateral g :

	Front	Rear
Wheel radius, r (mm)	270	280
Wheel track, T (mm)	1550	1500
Height roll centre, h_{rc} (mm)	66	77
Ride rate, K_R (N/mm)	34.6	33.5
Unsprung mass, M_u (kg)	32.4	48.0
Wheelbase, L (mm)	2290	
Sprung mass, M_s (kg)	319.6	
Height sprung mass, h_{ms} (mm)	301	
Dist. from fr. axle to M_s , l_{ms} (mm)	1343	

Step 1 – Static wheel loads

$$\begin{aligned}
 \text{Rear wheel loads, } R_r &= 0.5g(m_{ur} + m_s l_{ms}/L) \\
 &= 0.5 \times 9.81 \times (48.0 + 319.6 \times 1343/2290) \\
 &= \mathbf{1155 \text{ N}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Front wheel loads, } R_f &= 0.5g(m_{uf} + m_{ur} + m_s) - R_r \\
 &= 0.5 \times 9.81 \times (32.4 + 48.0 + 319.6) - 1155 \\
 &= \mathbf{807 \text{ N}}
 \end{aligned}$$

Step 2 – Unsprung mass lateral force

$$\Delta W_{uf} = \frac{A_y m_{uf} T_f}{T_f} = 1.25 \times 9.81 \times 32.4 \times 270 / 1550 = \mathbf{69 \text{ N}}$$

$$\Delta W_{ur} = \frac{A_y m_{ur} r_r}{T_r} = 1.25 \times 9.81 \times 48.0 \times 280 / 1500 = \mathbf{110 \text{ N}}$$

Step 3 – Sprung mass lateral force through the suspension links

$$\begin{aligned} \text{Load transfer, } \Delta W_{sff} &= (A_y m_s \times (L - l_{ms}) / L) \times (h_{rcf} / T_f) \\ &= (1.25 \times 9.81 \times 319.6 \times (2290 - 1343) / 2290) \times 66 / 1550 \\ &= \mathbf{69 \text{ N}} \end{aligned}$$

Similarly for the rear axle:

$$\begin{aligned} \text{Load transfer, } \Delta W_{sfr} &= (A_y m_s \times l_{ms} / L) \times (h_{rcr} / T_r) \\ &= (1.25 \times 9.81 \times 319.6 \times 1343 / 2290) \times 77 / 1500 \\ &= \mathbf{118 \text{ N}} \end{aligned}$$

Step 4 – Sprung mass roll couple through the springs

$$\begin{aligned} h_a &= h_{ms} - h_{rcf} + l_{ms} (h_{rcr} - h_{rcf}) / L \\ &= 301 - 66 - 1343 \times (77 - 66) / 2290 \\ &= \mathbf{228.5 \text{ mm}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Roll couple, } M_R &= A_y m_s h_a = 1.25 \times 9.81 \times 319.6 \times 228.5 \\ &= \mathbf{895\,513 \text{ Nmm}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Roll rate, } K_{\phi f} &= \frac{T_f^2 K_{Rf}}{114.6 \times 10^3} \text{ Nm/deg} = 1550^2 \times 34.6 / (114.6 \times 10^3) \\ &= \mathbf{725 \text{ Nm/deg}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Roll rate, } K_{\phi r} &= \frac{T_r^2 K_{Rr}}{114.6 \times 10^3} \text{ Nm/deg} = 1500^2 \times 33.5 / (114.6 \times 10^3) \\ &= \mathbf{658 \text{ Nm/deg}} \end{aligned}$$

i.e. for this car $725 / (725 + 658) \times 100 = 52.4\%$ of the roll couple will be transferred at the front wheels.

$$\begin{aligned} \text{Load transfer, } \Delta W_{\text{scf}} &= \left(\frac{K_{\phi_f}}{K_{\phi_f} + K_{\phi_r}} \times M_R \right) / T_f \\ &= \left(\frac{725}{725 + 658} \times 895\,513 \right) / 1550 \\ &= \mathbf{303\,N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Load transfer, } \Delta W_{\text{scf}} &= \left(\frac{K_{\phi_r}}{K_{\phi_f} + K_{\phi_r}} \times M_R \right) / T_r \\ &= \left(\frac{658}{725 + 658} \times 895\,513 \right) / 1550 \\ &= \mathbf{284\,N} \end{aligned}$$

Step 5 – Total lateral load transfer

$$\begin{aligned} \text{Front load transfer, } \Delta_f &= \Delta W_{\text{uf}} + \Delta W_{\text{sff}} + \Delta W_{\text{scf}} \\ &= 69 + 69 + 303 &= 441\,N \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Rear load transfer, } \Delta_r &= \Delta W_{\text{ur}} + \Delta W_{\text{sfr}} + \Delta W_{\text{scr}} \\ &= 110 + 118 + 284 &= 512\,N \end{aligned}$$

$$\text{Front inner wheel load, } W_{\text{fi}} = W_f - \Delta W_f = 807 - 441 = \mathbf{366\,N}$$

$$\text{Front outer wheel load, } W_{\text{fo}} = W_f + \Delta W_f = 807 + 441 = \mathbf{1248\,N}$$

$$\text{Rear inner wheel load, } W_{\text{ri}} = W_r - \Delta W_r = 1155 - 512 = \mathbf{643\,N}$$

$$\text{Rear outer wheel load, } W_{\text{ro}} = W_r + \Delta W_r = 1155 + 512 = \mathbf{1667\,N}$$

5.3.2 Fatores que afetam o equilíbrio de um carro

As forças que atuam em um carro durante as curvas podem ser resolvidas perpendicularmente à direção do movimento (Figura 5.3) ou perpendicular ao eixo do carro. Ambos, dão o mesmo resultado, mas o último, como mostrado na Figura 5.12, torna mais fácil entender a influência do arrasto induzido do pneu no balanço do carro. Além disso, para maior clareza, o carro é mostrado em uma curva grande e rápida, onde os ângulos da direção podem ser ignorados.

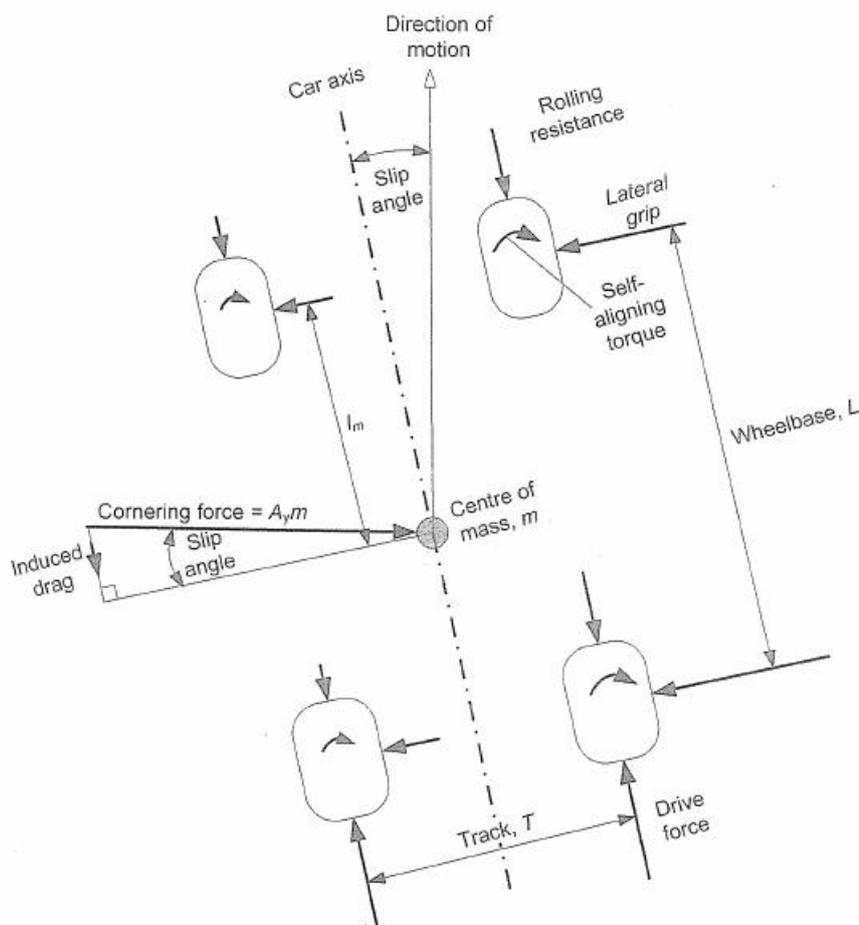


Figura 5.12 – Fatores que afetam o equilíbrio sub/sobre-esterçante - **carro com comportamento neutro.**

Em cada roda há uma força lateral, um torque de auto-alinhamento associado e uma força de resistência ao rolamento. Além disso, as rodas tracionadas têm uma força trativa que é necessária para manter uma velocidade constante na presença do arrasto induzido e da resistência ao rolamento. O procedimento para avaliar o equilíbrio sub-esterçante / sobre-esterçante é realizado em incrementos de aceleração lateral (g) como segue.

1. Determine as forças básicas de aderência lateral nos eixos dianteiro e traseiro para resistir à força de curva.

2. Modifique esses valores para levar em consideração as outras forças e torques que afetam o equilíbrio. Nesse caso, qualquer força ou torque que produza um momento no sentido horário em torno do centro de massa tentará puxar o carro para fora da pista e, assim, contribuir para o sub-esterçamento. Vice versa para sobre-esterçamento.
3. Com base nas cargas individuais das rodas, da seção anterior, utilize os dados de pneus para determinar os ângulos de deriva resultantes que são gerados nos eixos traseiro e dianteiro.
4. Avalie os ângulos de deriva dianteiro e traseiro para determinar o grau de sub/sobre-esterçamento e, se necessário, ajuste as taxas de rolagem dianteira e traseira e repita.

As forças mostradas na Figura 5.12 serão agora analisadas com mais detalhes.

Força em curva

Esta é a força centrífuga que atua no centro de massa:

$$\text{Força em curva} = A_y m$$

Ela atuará perpendicularmente à direção do movimento do veículo que, para um carro neutro, estará orientada pelo ângulo de deslizamento, α , em relação ao eixo do carro. Ela está decomposta perpendicularmente e paralelamente ao eixo do veículo. A componente paralela, $A_y m \sin \alpha$, é igual ao arrasto total induzido pelo pneu. A componente perpendicular, $A_y m \cos \alpha$, pode ser considerada igual a $A_y m$ para valores realistas de α . Tomando o somatório de momentos em relação ao eixo dianteiro:

$$\text{Aderência lateral traseira necessária: } F_{yr} = A_y m l_m / L \quad (5.22)$$

$$\text{Aderência lateral dianteira necessária: } F_{yf} = A_y m - F_{yr} \quad (5.23)$$

Resistência ao rolamento

Na seção 5.2.2, comentou-se que a resistência ao rolamento pode ser estimada em 2% da carga vertical no pneu. Isso significa que haverá mais resistência ao rolamento nas rodas externas, mais carregadas. Isso produz um momento no sentido horário sobre o centro de massa e, portanto, contribui para o sub-esterçamento. A diferença entre as forças de resistência ao rolamento em cada lado do carro é, portanto, igual a cerca de 2% da diferença entre as cargas das rodas em cada lado do carro. Para compensar isso, a aderência dianteira, F_f aumentará e a aderência traseira F_r diminuirá. Considerando as resistências ao rolamento:

$$F_{rfo} = \text{roda dianteira externa}$$

$$F_{rfi} = \text{roda dianteira interna}$$

$$F_{rfo} = \text{roda traseira externa}$$

$$F_{rfi} = \text{roda traseira interna}$$

as diferenças entre a resistência ao rolamento entre os eixos, a partir das diferenças entre os lados, será

$$\begin{aligned}\Delta F_r &= \underbrace{F_{rfo} + F_{rro}}_{\text{lado externo}} - \underbrace{(F_{rfi} + F_{rri})}_{\text{lado interno}} \\ \Delta F_r &= \underbrace{(F_{rfo} - F_{rfi})}_{\text{eixo dianteiro}} + \underbrace{(F_{rro} - F_{rri})}_{\text{eixo traseiro}} \\ \Delta F_r &= 0,02(W_{fo} - W_{fi}) + 0,02(W_{ro} - W_{ri})\end{aligned}$$

O momento de sub-esterçamento, M_u , produzido pela resistência ao rolamento, será:

$$M_u = 0,02 \times [(W_{fo} - W_{fi}) \times T_f] + [(W_{ro} - W_{ri}) \times T_r] \quad (5.24)$$

A mudança de aderência será:

$$\Delta F_f = -\Delta F_r = M_u / L \quad (5.25)$$

Torque auto-alinhante

Pode ser visto na Figura 5.12 que todos os torques auto-alinhantes atuam no sentido horário, contribuindo também para o sub-esterçamento. (Lembre-se disso porque a área de contato faz com que a força de aderência lateral resultante atue atrás do centro da roda). Um problema é que a magnitude dos torques auto-alinhantes depende dos ângulos de deriva - veja a Figura 5.8 - que ainda não são conhecidos. Portanto, é necessário estimar os ângulos de deriva dianteiro e traseiro para obter os valores iniciais dos torques auto-alinhantes. O momento de sub-esterçamento, M_u , devido aos torques auto-alinhantes é a soma dos torques auto-alinhantes em cada roda

$$\begin{aligned}M_u &= \sum \text{torques auto-alinhantes} \\ \text{Mudança da aderência } \Delta F_f &= -\Delta F_r \\ &= M_u / L\end{aligned}$$

Arrasto induzido no pneu

Pode ser visto na Figura 5.12 que, para um carro neutro, o arrasto induzido total pode ser considerado como atuando no centro de massa e, portanto, não contribui para sub-esterçamento nem para sobre-esterçamento. A Figura 5.13 mostra a situação com um carro sub-esterçante. Para equilibrar o carro, o motorista teve que girar o volante de forma que o ângulo de deriva frontal seja maior que o traseiro (isto não é um ângulo de direção).

Agora, se, como antes, as forças são resolvidas paralelamente e perpendicularmente ao eixo do carro, pode-se ver que os pneus dianteiros têm um componente de arrasto que é maior na roda externa, fortemente carregada. Isso puxa o carro para fora da curva e, portanto, contribui ainda mais para o sub-esterçamento. Pode-se observar que o ângulo entre a força de aderência lateral da roda dianteira e a perpendicular ao

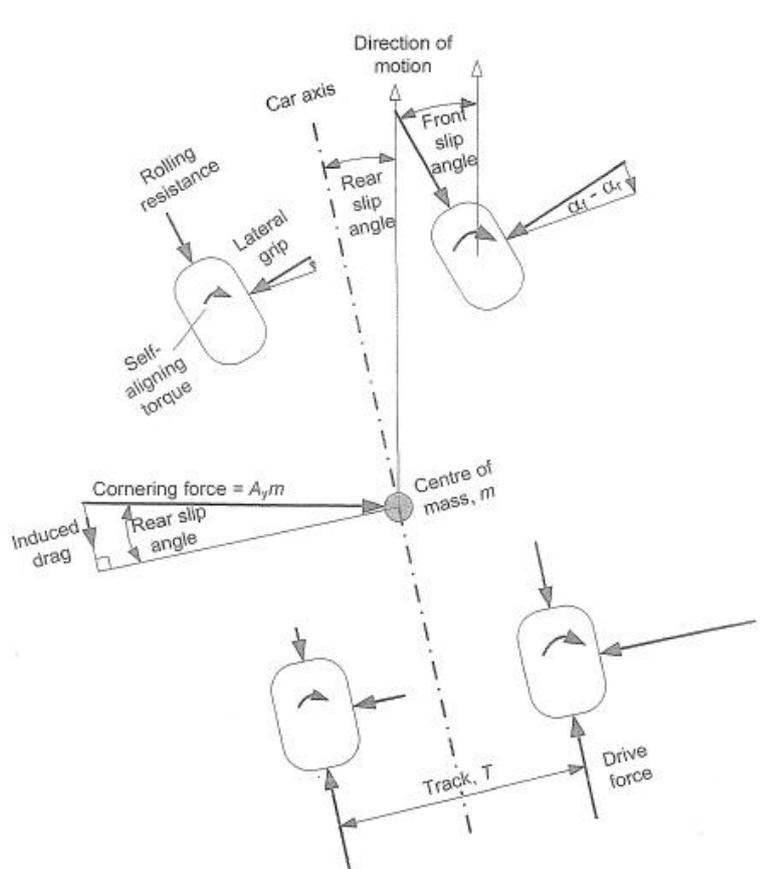


Figura 5.13 – Fatores que afetam o equilíbrio sub/sobre-esterçante - **carro com comportamento sub-esterçante.**

eixo do carro é a diferença entre os ângulos de deriva dianteiro e traseiro. A diferença entre as forças de aderência lateral da roda dianteira interna e externa pode ser aproximada à diferença entre as cargas da roda dianteira ($W_{fo} - W_{fi}$), multiplicada pelo número de forças g laterais.

O momento de sub-esterçamento, M_u , produzido pelo arrasto induzido, será:

$$M_u = (W_{fo} - W_{fi}) \times A_y/g \times \sin(\alpha_f - \alpha_r) T_f \quad (5.26)$$

A mudança de aderência será:

$$\Delta F_f = -\Delta F_r = M_u/L \quad (5.27)$$

Para um carro de sobre-esterçante, os sinais são opostos e as forças contribuem para um maior sobre-esterçamento.

Força motriz

Existem duas maneiras pelas quais a força motriz pode afetar o equilíbrio. A primeira é que as forças aplicadas à pista pelas duas rodas motrizes podem ser diferentes dependendo do tipo de *diferencial* utilizado. Um diferencial **convencional** iguala

as saídas de torque e, portanto, não tem efeito significativo no balanço do carro. Os diferenciais de **deslizamento limitado** tendem a influenciar o torque na roda mais lenta, que é, naturalmente, a roda interna. Isso contribui para o sub-esterçamento, mas teria um efeito insignificante em curvas rápidas, onde há pouca diferença de velocidade entre as rodas. Este efeito será ignorado nesta análise.

A segunda influência que a força motriz tem no equilíbrio do carro está relacionada ao conceito de círculo de tração abordado na **Seção 1.8**. Vimos que a aderência lateral final é reduzida quando as curvas são combinadas com aceleração ou frenagem. Embora neste caso estamos falando apenas de manter uma velocidade constante, isso ainda requer um pouco de tração do motor para superar o arrasto do pneu e isso é suficiente para reduzir a aderência disponível para curvas nas rodas acionadas. O efeito torna-se significativo em ângulos de deriva acima de 2° . A presença de uma força motriz aumenta o ângulo de deriva comparado a um eixo apenas com força lateral. Para um carro de passeio com tração traseira, isso contribui para um sobre-esterçamento. Uma maneira conveniente de compensar isso é aumentar a aderência total necessária no eixo motriz. A Figura 5.14 mostra um método sugerido para fazer isso com base no círculo de tração, onde a aderência total necessária é a hipotenusa do triângulo.

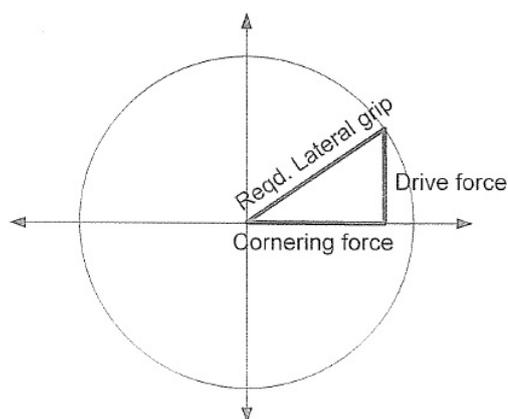


Figura 5.14 – Compensando a força de tração.

Da figura 5.13,

$$\begin{aligned} \text{força motriz} &= \text{arrasto induzido} + \text{resistência ao rolamento} \\ &= A_y m \sin \alpha_r + 2W_f \sin(\alpha_f - \alpha_r) + 0,02mg \end{aligned} \quad (5.28)$$

Para um carro com tração traseira:

$$\text{Aderência lateral traseira necessária} = \sqrt{(\text{força motriz})^2 + F_{y_r}^2} \quad (5.29)$$

O efeito da força motriz necessária para superar o arrasto aerodinâmico é mais complexo. Em primeiro lugar, a magnitude do arrasto aerodinâmico depende da velocidade. Em segundo lugar, porque a força de arrasto é muitas vezes mais alta, como resultado da asa traseira, A transferência de carga da parte dianteira para a traseira do

carro aumenta a aderência traseira (efeito sub-esterçante), mas a força motriz resultante enfraquece a aderência traseira (efeito sobre-esterçante). Na prática, parece desejável equilibrar as cargas aerodinâmicas de modo que os dois efeitos acima se anulem.

Embora não faça parte das curvas de estado estacionário, que é o foco desta seção, este é um ponto apropriado para mencionar dois outros fenômenos relacionados à "força motriz":

1. Em primeiro lugar, porque a aplicação da força propulsora produz um efeito sobre-esterçante, em um potente carro de tração traseira, um piloto habilidoso pode transformar um carro sub-esterçante em neutro ou mesmo em sobre-esterçante, acelerando através das curvas para enfraquecer a aderência traseira. Essa é uma das razões pelas quais muitos motoristas entusiastas preferem carros com tração traseira. Condutores não qualificados aplicam muito acelerador e rodam!
2. Em segundo lugar, aceleração forte partindo de um *hair-pin* lento para uma curva rápida produz dois efeitos opostos. Transferência de carga traseira fortalece a aderência traseira, criando efetivamente um círculo de tração maior, enquanto a força motriz exigida enfraquece a aderência traseira. Se, quando no limite de tração, o motorista repentinamente aliviar o acelerador no meio da curva, a redução na aderência traseira por perda de carga pode ser maior do que o ganho de aderência devido à redução da força motriz. O resultado é um giro por **sobre-esterçamento de redução de potência**.

Elevação devido à geometria do esterçamento

O **Capítulo 6** indica que, durante as curvas, o ângulo de **caster** e do **pino mestre** faz com que a roda interna desça à medida que se gira o volante. Isso tem o efeito de elevar o canto do carro e, portanto, alterar a distribuição das cargas das rodas. A transferência de carga lateral é reduzida na frente e aumentada na parte traseira, contribuindo para o sobre-esterçamento. O efeito será significativo em suspensões mais rígidas e curvas mais apertadas, mas com uma curva típica de 50 em raio que requer cerca de 25° de ângulo de direção, a diferença de elevação na frente do carro é de aproximadamente 2 mm. Com rigidezes de 30 N/mm, isso gera cerca de 15 N de transferência de carga lateral em cada eixo do carro. As cargas de roda calculadas podem ser corrigidas por esta quantidade.

Exemplo 5.3

EXAMPLE 5.3

The car in *Example 5.2* had the following wheel loads in N when cornering at 1.25 lateral g :

Front inside	366
Front outside	1248
Rear inside	643
Rear outside	1667

Wheelbase = 1990 mm, front track = 1550 mm, rear track = 1500 mm and total mass = 400 kg.

If the Avon F3 tyres shown in *Figures 5.8a* and *b* are used, check the understeer/oversteer balance of the car:

- using the graphical test data in *Figures 5.8a* and *b*,
- using the Pacejka model data in *Table 5.1* and the available software program.

At 1.25 lateral g the basic lateral grip forces required at each end of the car are $1.25 \times$ total axle loads:

$$\text{Front basic lateral grip force} = 1.25 \times (366 + 1248) = \mathbf{2018 \text{ N}}$$

$$\text{Rear basic lateral grip force} = 1.25 \times (643 + 1667) = \mathbf{2888 \text{ N}}$$

Rolling resistance

$$\begin{aligned} \text{Understeering moment, } M_u &= 0.02 \times [((W_{fo} - W_{fi}) \times T_f) + ((W_{ro} - W_{ri}) \times T_r)] \\ &= 0.02 \times [((1248 - 366) \times 1550) + ((1667 - 643) \times 1500)] \\ &= 58\,060 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Change in grip, } \Delta F_f = -\Delta F_r &= M_u / L \\ &= 58\,060 / 2990 = \mathbf{\pm 19.4 \text{ N}} \end{aligned}$$

Self-aligning torque

We will initially estimate the front slip angle at 3° and the rear at 2° .

From Figure 5.8a Front inner torque ≈ 7 Nm

Front outer torque ≈ 25 Nm

From Figure 5.8b Rear inner torque ≈ 13 Nm

Rear outer torque ≈ 33 Nm

Total, $M_u \approx 78$ Nm $= 78\,000$ Nmm

Change in grip, $\Delta F_f = -\Delta F_r = M_u/L$
 $= \pm 78\,000/2990 = \pm 26.1$ N

Induced tyre drag

Understeering moment, M_u

$$\begin{aligned} &= (W_{fo} - W_{fr}) \times A_y/g \times \sin(\alpha_f - \alpha_r) T_f \\ &= (1248 - 366) \times 1.25 \times \sin(3^\circ - 2^\circ) \times 1550 \\ &= 29\,820 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Change in grip, $\Delta F_f = -\Delta F_r = M_u/L$
 $= \pm 29\,820/2990 = \pm 10.0$ N

Drive force

$$\begin{aligned} \text{Drive force} &= A_y m \sin \alpha_r + 2W_f \sin(\alpha_f - \alpha_r) + 0.02mg \\ &= 1.25 \times 9.81 \times 400 \sin 2^\circ + 2 \times 807 \sin(3^\circ - 1^\circ) + 0.02 \times 400 \times 9.81 \\ &= 171 + 28 + 78 = 277 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Reqd. rear lat. grip} &= \sqrt{((\text{drive force})^2 + F_{yr}^2)} \\ &= \sqrt{(277^2 + 2888^2)} = 2901 \text{ N} \end{aligned}$$

Summary

$$\text{Required front lateral grip} = 2018 + 19.4 + 26.1 + 10.0 = \mathbf{2073 \text{ N}}$$

$$\text{Required rear lateral grip} = 2901 - 19.4 - 26.1 - 10.0 = \mathbf{2846 \text{ N}}$$

Jacking from steering geometry

As suggested above, reduce front load transfer by 15 N per wheel and increase the rear. Revised wheel loads become:

$$\text{Front inside, } W_{fi} \quad 381$$

$$\text{Front outside, } W_{fo} \quad 1233$$

$$\text{Rear inside, } W_{ri} \quad 628$$

$$\text{Rear outside, } W_{ro} \quad 1682$$

Checking the understeer/oversteer balance

(a) Using test charts

The following check is possible using the original tyre data curves given in Figures 5.8a and b; however interpolation is easier if, as suggested by Daniels (ref. 5), the charts are redrawn with different axes. Figure 5.15 shows such charts – the test data is the same but the axes are now ‘vertical wheel load’ and ‘cornering force’ and the range of the graphs is restricted to the relevant sector. Individual curves represent slip angles.

The above wheel loads are indicated by the arrows on the horizontal axes. The cornering forces are first read off the charts for the assumed slip angles of 3° front and 2° rear:

$$\text{Front cornering force (3°)} = 480 + 1510 = 1990 < 2073$$

$$\text{Rear cornering force (2°)} = 670 + 1800 = 2470 < 2846$$

It can be seen that both slip angle estimates are a little low. If we add 1° to both:

$$\text{Front cornering force (4°)} = 520 + 1700 = 2220 > 2073$$

$$\text{Rear cornering force (3°)} = 800 + 2120 = 2920 > 2846$$

By linear interpolation:

$$\begin{aligned} \text{Front slip angle} &= 3 + (2073 - 1990)/(2220 - 1990) \\ &= 3.4^\circ \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Rear slip angle} &= 2 + (2846 - 2470)/(2920 - 2470) \\ &= 2.8^\circ \end{aligned}$$

At this point it should be considered whether or not it is necessary, in the light of the errors in the initial slip angle estimates, to go back and correct the various adjustments to the basic lateral grip forces and repeat the analysis. In this case it would make little difference. In addition we should really have evaluated the individual wheel cambers at 1.25 lateral g and used appropriate tyre data curves.

Conclusion At 1.25 lateral g the car exhibits $(3.4^\circ - 2.8^\circ) = 0.6^\circ$ of mild understeer.

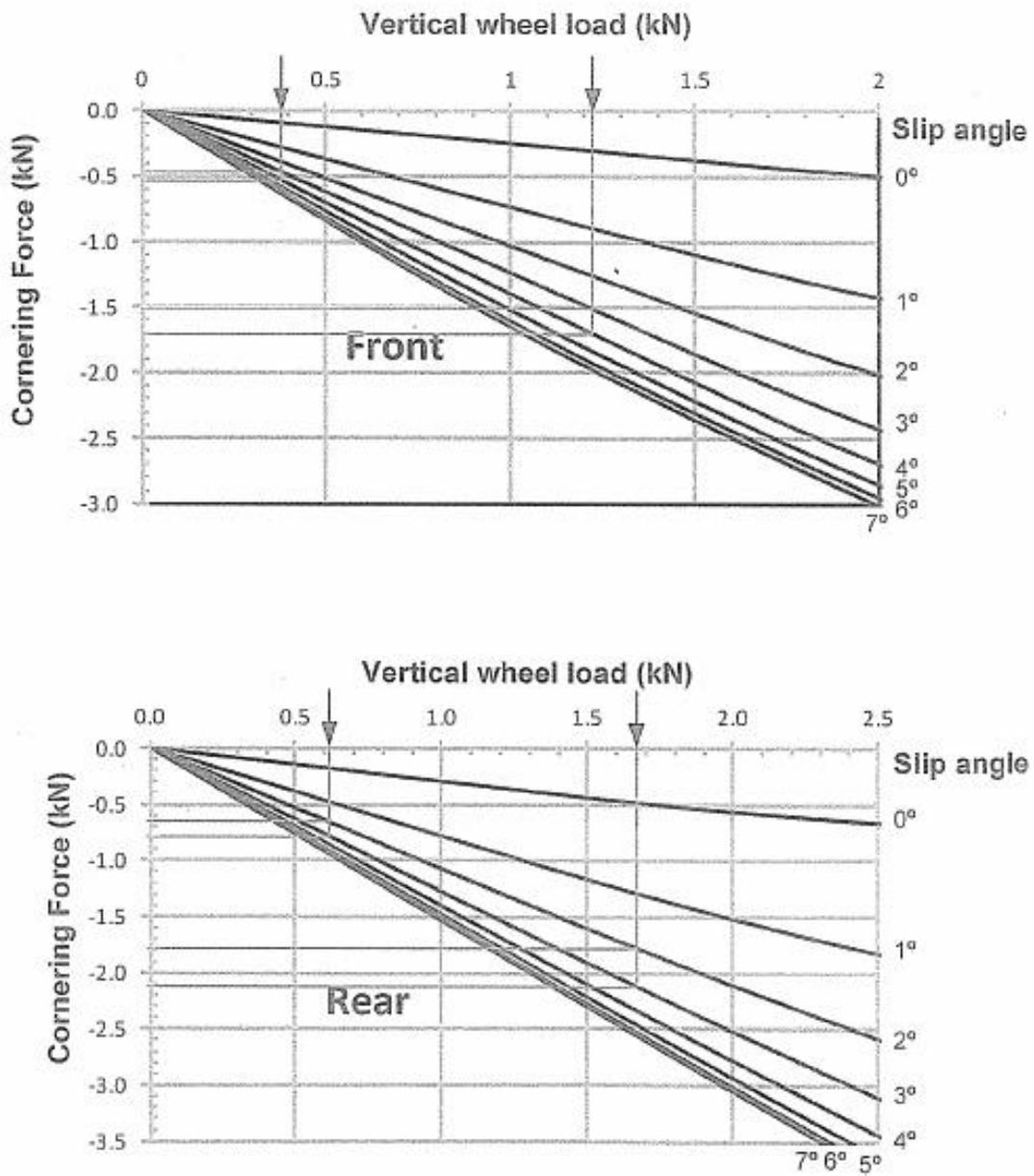


Figura 5.15 – Dados de testes de pneus. Redesenhados a partir da Figura 5.8

(b) Using Pacejka tyre model

Table 5.2 shows the Pacejka model spreadsheet, A data column has been created for each wheel which is populated with the appropriate parameters from Table 5.1 at the top. The user simply changes the slip angle values inside the dashed box until the sums of the cornering forces at each axle equal the target values – i.e. 2073 front and 2846 rear. It can be seen that the resulting slip angles are somewhat lower than those obtained from the graphs – i.e. 2.85° as opposed to 3.4° at the front and 2.25° compared to 2.8° at the rear. However the difference of 0.6° (mild understeer) is the same. It is clear that the Pacejka parameters could be better.

Wheel load (N)	381.0	1233.0	628.0	1682.00
Downforce (N)	0	0	0	0
Fz – normal force (N)	381.0	1233.0	628.0	1682.0
Dfz	-0.84408583	-0.49542738	-0.83687824	-0.563103833
Fz0 – nominal load	2443.652224	2443.652224	3849.885	3849.885
α – slip angle (deg)	2.85	2.85	2.25	2.25
α – slip angle (rad)	0.049741884	0.049741884	0.039269908	0.039269908
γ – camber (deg)	0	0	0	0
γ – camber (rad)	0	0	0	0
SHy	0.00753964	0.007362173	0.007972894	0.008135516
SVy	27.81676346	56.57528065	58.02535942	118.9532252
α_y	0.057281523	0.057104056	0.047242802	0.047065424
γ_y	0	0	0	0
Cy	0.324013	0.324013	0.558238	0.558238
μ_y	-3.91562257	-3.81620819	-2.30650599	-2.28151381
Dy	-1491.8522	-4705.3847	-1448.48576	-3851.77624
Ey	-0.39485848	-0.27674137	-1.10725681	-0.91180711
Ky α	-14965.2297	-46067.4414	-26253.0203	-64481.23134
By	30.95958658	30.21596863	32.46726068	30.01473126
Fy0 (N)	-500.91942	-1569.84708	-797.813558	-2048.504262
Normalised Fy	-1.31	-1.27	-1.27	1.22
Sum	-2071		-2847	

Lateral Force	Front 180/550	Front 180/550	Rear 250/570	Rear 250/570
PCy1	0.324013	0.324013	0.558238	0.558238
PDy1	-3.674945	-3.674945	-2.23053	-2.23053
PDy2	0.285134	0.285134	0.090785	0.090785
PDy3	-2.494252	-2.494252	-5.71836	-5.71836
PEy1	-0.078785	-0.078785	-0.40009	-0.40009
PEy2	0.245086	0.245086	0.569694	0.569694
PEy3	-0.382274	-0.382274	-0.26276	-0.26276
PEy4	-6.25570332	-6.25570332	-29.3487	-29.3487
PKy1	-41.7228113	-41.7228113	-28.2448	-28.2448
PKy2	2.11293838	2.11293838	1.331304	1.331304
PKy3	0.150080764	0.150080764	0.255683	0.255683
PHy1	0.00711	0.00711	0.00847	0.00847
PHy2	-0.000509	-0.000509	0.000594	0.000594
PHy3	0.049069131	0.049069131	0.042	0.042
PVy1	0.00734	0.00734	0.0262	0.0262
PVy2	-0.0778	-0.0778	-0.0791	-0.0791
PVy3	-0.0641	-0.0641	-0.08552	-0.08552
PVy4	-0.6978041	-0.6978041	-0.44481	-0.44481
λ_{Fz0}	1	1	1	1
$\lambda_{\mu y}$	1	1	1	1
$\lambda_{K\gamma\alpha}$	1	1	1	1
λ_{Cy}	1	1	1	1
λ_{Ey}	1	1	1	1
λ_{Hy}	1	1	1	1
λ_{Vy}	1	1	1	1
$\lambda_{\gamma y}$	1	1	1	1
$\lambda_{K\gamma\gamma}$	1	1	1	1

Curvas de dirigibilidade

É importante considerar o equilíbrio de um carro em toda a gama de forças g laterais. O processo descrito no Exemplo 5.3, portanto, precisa ser repetido em incrementos de g lateral até o valor de pico. Um bom método de representar os resultados está na forma de uma curva de dirigibilidade - Figura 5.16. O eixo vertical mostra os incrementos da lateral g e o eixo horizontal mostra a diferença no ângulo de deslizamento entre as rodas dianteiras e traseiras.

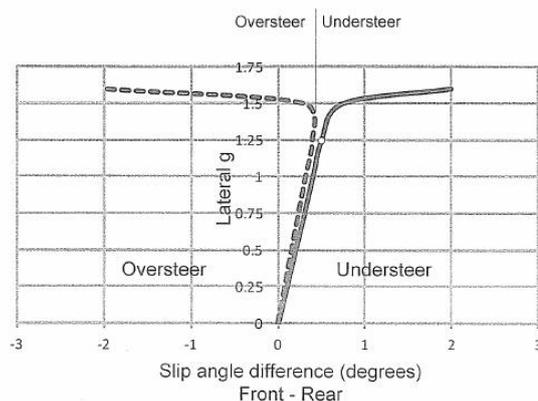


Figura 5.16 – Curvas de dirigibilidade.

O ponto referente aos dados para o Exemplo 5.3 é mostrado $(1,25g, 0,6^\circ)$ e a linha sólida ilustra uma típica curva completa de dirigibilidade. Pode ser visto que, neste caso, ela permanece no lado do sub-esterçamento do gráfico. A curva indica efetivamente o que o motorista deve fazer com o volante para manter o carro no raio desejado. Neste caso, indica que o ângulo de direção deve ser aumentado gradualmente à medida que as forças laterais se acumulam, até que, quando próximo do pico, seja aumentado acentuadamente para evitar um deslizamento de sub-esterçamento. Uma mudança rápida de aderência perto do pico é comum. A parte inferior da curva é dominada pelas inclinações relativas das curvas de teste dos pneus dianteiros e traseiros - isto é, as **rigidezes em curva**, enquanto que a região no g máximo é dominada pela localização dos valores de pico. Perto do pico de aderência, pequenas mudanças na carga produzem grandes mudanças no ângulo de deriva e, assim, um motorista habilidoso, em vez de aumentar o ângulo de direção, tem a opção de reduzir a aderência traseira aplicando tração adicional às rodas traseiras.

A linha tracejada também mostra um possível resultado da análise de um carro em que as taxas de rolagem frontal e traseira são mais inclinadas para a traseira. Aqui o carro exibe sub-esterçamento na maior parte do intervalo mas depois, no limite, muda para sobre-esterçante. A menos que o motorista possa reagir muito rapidamente e aplicar um bloqueio negativo ???, ocorrerá um giro excessivo. Isso leva a uma definição um pouco mais precisa de sub-esterçamento/sobre-esterçamento. Até agora, indicamos que um carro está em condições de sub-esterçamento se os ângulos de deriva dianteiros forem maiores que os traseiros. Mais formalmente, está relacionado à inclinação da curva de dirigibilidade. Assim, a linha mostrada na parte superior da Figura 5.16 indica

o ponto neutro que divide o sub-esterçamento do sobre-esterçamento. Corresponde ao ponto em que o motorista tem que inverter a direção do volante.

Se a curva de dirigibilidade resultante não for do gosto do projetista, existe uma variedade de medidas disponíveis para alterar o equilíbrio - a Tabela 5.2 lista medidas para reduzir o sobre-esterçamento. Para reduzir a sub-esterçamento, aplique o contrário. Algumas mudanças são apropriadas no estágio de projeto e outras podem ser aplicadas nos boxes. Algumas são mais desejáveis do que outras, já que têm o efeito de fortalecer o eixo "fraco" do carro, em vez de apenas enfraquecer o eixo "forte".

Carros recentes da F1 eram conhecidos por sofrerem um problema de balanceamento excessivo, em grande parte devido aos pneus traseiros sobrecarregados. Isso resultou no uso de uma suspensão dianteira excepcionalmente rígida e pesos de lastro posicionados o mais para frente possível. Como resultado da suspensão dianteira quase rígida, alguns pilotos levantam uma roda fora da pista em curvas lentas, onde o downforce era insuficiente - Figura 5.17.

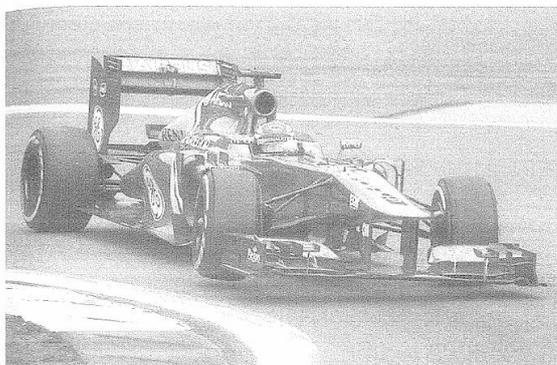


Figura 5.17 – Charles Pic levantando uma roda interna durante o GP da Alemanha de 2013 (reproduzido com a gentil permissão da equipe Caterham F1).

Tabela 5.2 – Medidas para reduzir o sobre-esterçamento

Medida	Observação
Utilize pneus mais largos na traseira	Não é permitido onde o regulamento especifica o tipo de pneu.
Aumente a rigidez de rolagem no eixo dianteiro	Aumentando a rigidez da mola, relação do balancim ou idealmente ??? a rigidez da barra anti-rolagem.
Mover o centro de massa para frente	Reduz a aderência traseira mas reduz a força de aderência traseira by more . Bom se o carro for lastrado.
Aplicar menos downforce na asa dianteira	Dependente da velocidade; trabalha menos em curvas lentas.
Elevar a altura na dianteira ou diminuir a traseira	susceptível de atrapalhar a aerodinâmica da parte inferior
Aumentar ou diminuir a pressão dos pneus dianteiros da ideal	Medida desesperada fácil.

5.3.3 Elevação (Jacking)

Na seção 5.3.1, vimos como calcular cargas individuais de rodas em um carro quando submetidas a forças de curva. A Etapa 3 preocupou-se em calcular as cargas que são transferidas através dos links da suspensão. Costuma-se supor que, como a carga é, neste caso, aplicada no centro de rolagem, ela não tem efeito na carga nas molas. Este não é o caso de carros onde o centro de rolagem está acima ou abaixo do nível do solo. Também é interessante que todo o cálculo na Seção 5.3.1 não exigiu nenhuma suposição sobre a distribuição da aderência lateral. A Figura 5.18 representa a extremidade de um carro onde a força de curva, F_H , foi calculada como na Seção 5.3.1, Etapa 3.

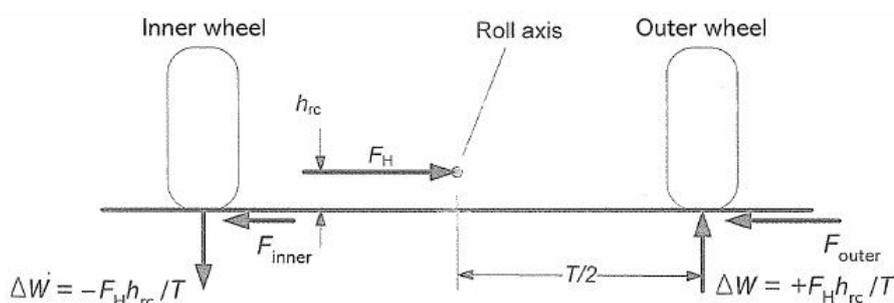


Figura 5.18 – Cálculo da elevação durante a curva.

$$\begin{aligned} \text{Transferência de carga } \Delta W &= \pm F_H h_{rc} / T \\ \sum H = 0 \quad F_H &= F_{inner} + F_{outer} \end{aligned}$$

Se começarmos fazendo a suposição (irrealista) de que a força de aderência lateral nas rodas é dividida igualmente entre as rodas internas e externas:

$$F_{inner} = F_{outer} = F_H / 2$$

$\sum M$ em torno do centro de rolagem para a roda externa (a interna fornece o mesmo resultado):

Exemplo 5.4

EXAMPLE 5.4

For the car in *Examples 5.2* and *5.3*, estimate rear axle jacking in mm when cornering at 1.25 lateral g , given that the wheel centre rate is 41 N/mm.

From *Table 5.2*, approximate rear wheel grip forces from Pacejka (2.25° slip):

$$F_{\text{outer}} = 2073 \text{ N}$$

$$F_{\text{inner}} = 798 \text{ N}$$

Also height of roll centre, $h_{\text{rc}} = 77 \text{ mm}$

$$\text{Track, } T_{\text{R}} = 1500 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \text{From equation [5.30] Jacking} &= (F_{\text{outer}} - F_{\text{inner}})h_{\text{rc}}/TK_{\text{W}} \\ &= (2073 - 798) \times 77 / (1500 \times 41) \\ &= \mathbf{1.6 \text{ mm} \uparrow} \end{aligned}$$

5.4 Tarefa

Utilizando o mesmo veículo do Exemplo 5.3, verificar o comportamento em curva nas seguintes condições:

- Utilizando 4 pneus 180/500R13
- Utilizando 4 pneus 250/570R13

Comente os resultados.

Referências

- AVON. *Avon Tyres Motorsport*. 2019. Disponível em: <<http://www.avonmotorsport.com/resource-centre/downloads>>. Citado 4 vezes nas páginas 2, 17, 19 e 20.
- BASTOW, D.; HOWARD, G.; WHITEHEAD, J. P. *Car Suspension and Handling, 4th Edition*. [S.l.]: ISBN: 978-1-860-58439-8 January 2004, 2004. Citado na página 6.
- FORMULA SAE Tire Test Consortium. 2019. Disponível em: <<http://www.fsaettc.org/>>. Citado na página 16.
- PACEJKA, H. B. *Tyre and Vehicle Dynamics*. [S.l.]: Butterworth-Heinemann, 2012. Citado na página 18.
- PALGRAVE. *Race Car Design*. 2019. Disponível em: <<https://www.macmillanihe.com/companion/Seward-Race-Car-Design/>>. Citado 2 vezes nas páginas 19 e 23.
- PDFCANDY. *Conversor de pdf para txt*. 2019. Disponível em: <<https://pdfcandy.com/pt/extract-text.html>>. Citado na página 5.
- SEWARD, D. *Race Car Design*. Suffolk, Inglaterra: Palgrave, 2014. ISBN 1137030143. Citado na página 5.