

3

DEFINIÇÃO DA GEOMETRIA

Uma vez definido o tipo de suspensão a ser utilizado, pode-se então verificar o desenho conceitual do veículo quanto à localização dos elementos da suspensão. Neste desenho conceitual, antes de se iniciar a localização do sistema de suspensão, devem estar presentes o que se deseja em relação ao projeto relativo à localização do motor e dos sistemas de transmissão que serão utilizados e dos locais de passageiros, carga, tanque de combustível e estepe, julgando a prioridade de atendimento a estes itens, bem como quais não serão utilizados no projeto. O ideal é trabalhar nesta parte conceitual de localização de componentes deixando sempre o tanque de combustível como um elemento que pode ter o seu formato alterado a qualquer momento, bem como a sua localização e a do estepe.

A partir deste primeiro esboço do veículo será possível separar o espaço disponível para a suspensão e mais tarde realimentar o desenho com informações vindas dos estudos da análise dinâmica.

Além da escolha da suspensão, o projetista deve escolher o posicionamento que será dado à mola e ao amortecedor no sistema de suspensão. São diversas as possibilidades de emprego destes dois componentes. Por exemplo, pode-se variar a quantidade de molas e amortecedores por roda, como é visto nos carros de rally ou usar um conjunto apenas como é visto nos veículos de produção em série urbanos.

A mola e o amortecedor também podem trabalhar em conjunto, com o mesmo eixo central e com percursos idênticos, conforme figura 3.01, bem como podem estar separados, trabalhando com percursos distintos, conforme figura 3.02.

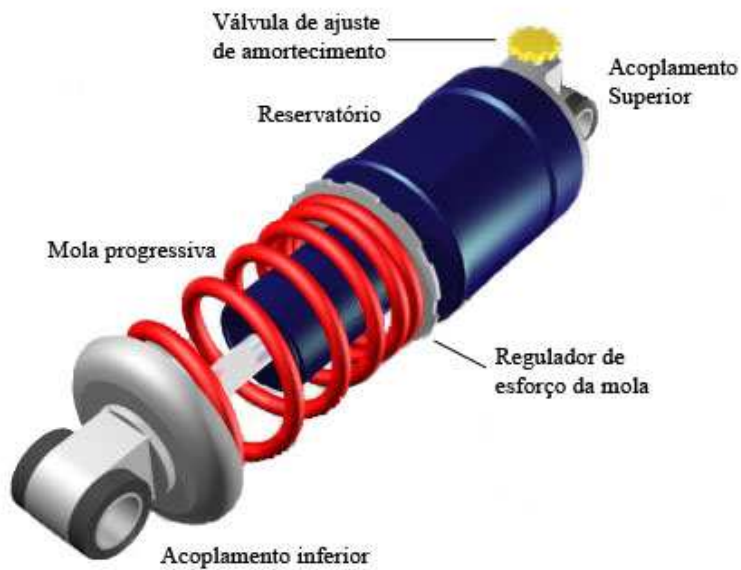
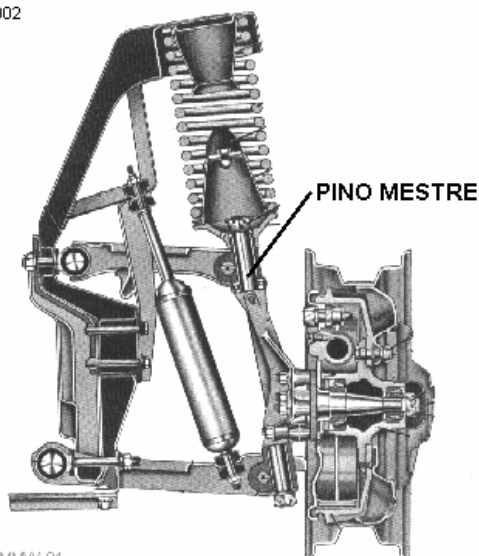


Figura 3.01 – Conjunto de mola e amortecedor axissimétricos e de percursos idênticos. Os acoplamentos são realizados através de buchas de borracha.

Pode-se então separar a utilização destes componentes por:

- um conjunto de mola e amortecedor por roda
- dois ou mais conjuntos de mola e amortecedor por roda
- mola separada do amortecedor

RWB-2002



FONTE: MMW-01

Figura 3.02 – Conjunto de mola e amortecedor separados e com percursos distintos. Usado na suspensão dianteira da Rural Luxo.

(URL: <http://ruralwillys.tripod.com/manutencao/angulosdirecao.htm>) – [28]

O critério de escolha pode ser primeiramente pelo espaço disponível para a suspensão no projeto e pelo desempenho que se deseje do veículo. A utilização de dois amortecedores e molas por roda é geralmente empregada quando o veículo será utilizado ao extremo, tal como em competições fora de estrada. Neste caso, a existência do segundo conjunto permite que na possibilidade de quebra ou inutilização de uma mola ou amortecedor o sistema não fique completamente inoperante. No caso da mola separada do amortecedor, o desgaste causado nos componentes de fixação do amortecedor é diminuído, pois deixam de existir movimentos concorrentes, no caso de conjunto não axissimétrico, e o maior esforço do sistema, que é o causado pela mola, pode ser direcionado para suportes mais robustos e com calço em plástico (figura 3.01) evitando a fricção entre os componentes, ao invés de bucha de borracha (figura 3.02).

3.1

Distância do solo

No plano frontal, é definida como a menor distância entre o ponto mais baixo da massa suspensa e o solo. No caso de veículos com suspensão por eixo rígido, esta medida é obtida entre o ponto mais baixo da carcaça do diferencial e o solo, conforme observado na figura 3.03.

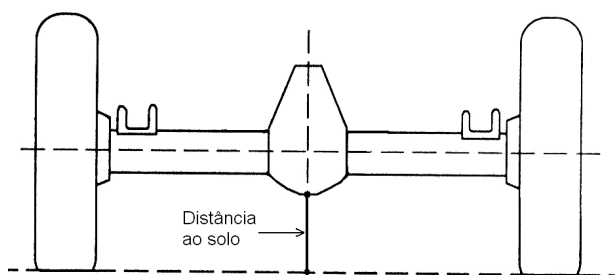


Figura 3.03 – Distância ao solo identificada em um eixo rígido.

A distância do veículo ao solo poderá restringir o uso de determinados tipos de suspensão. Por isso, nesta fase do conceito do veículo deve-se verificar se o

tipo de suspensão desejada é capaz de atender a distância ao solo requerida. Em veículos fora-de-estrada é possível que a utilização de eixo-rígido não atenda a estas especificações. Isto porque a distância do ponto mais baixo do diferencial em relação ao solo é fixa e dependente apenas do raio do pneu. No caso de utilização de suspensão independente, o requisito de distância ao solo pode ser um fator impeditivo se o espaço disponível para a suspensão for um limitante. Neste tipo de suspensão o atendimento ao requisito de elevada distância ao solo requer que os braços da suspensão sejam de grandes proporções em relação ao veículo, diminuindo o espaço disponível para a carga ou para o transporte de tripulantes. Por isso, normalmente vemos como a aplicação de determinado tipo de suspensão ocorre de acordo com a principal utilização do veículo. Assim, verifica-se que veículos utilitários para transporte de carga possuem eixo-rígido na traseira apresentando distância ao solo relativamente alta enquanto veículos de rally possuem suspensão independente nos dois eixos e não possuem local para transporte de carga e apresentam elevadas distâncias ao solo, que podem chegar ao dobro da praticada pelo eixo rígido.

A distância ao solo requerida deve ser caracterizada como um dos principais requisitos de projeto se for superior a aproximadamente 250mm. É próximo deste valor que podemos encontrar a maioria dos veículos utilitários que têm eixo rígido. Acima deste valor poderá ser necessária a utilização de sistema independente, a menos que se aumente o raio do pneu, podendo dificultar as ações de tração e frenagem e a existência de espaço para o esterçamento das rodas da direção.

3.2

Ângulos característicos

Os desenhos da suspensão, em sua fase de elaboração conceitual devem constar as várias posições de atuação da roda em relação ao veículo. Podem ser realizados em CAD 2D ou em programas de desenho em 3D que permitam fazer projeções para as vistas frontal, lateral e superior. Em cada vista, devem-se

verificar alguns ângulos que são fundamentais na dirigibilidade e na segurança do veículo. As medidas que são obrigatórias na elaboração de projeto conceitual de suspensão atual são o câmber, o cáster, a convergência, o ângulo de Akermann, as geometrias contra mergulho (anti-dive) e contra arfagem (anti-squat) entre outras.

Os limites de utilização de cada um destes ângulos característico não é determinado, sendo variáveis de projeto estipuladas de acordo com as premissas de cada projeto.

3.2.1

Câmber

Na vista frontal do veículo, o câmber é o ângulo de inclinação vertical de uma roda e é medida em graus entre a linha de centro vertical no referencial da roda e a linha vertical no referencial do solo, conforme mostrado nas figuras 3.04 e 3.05.

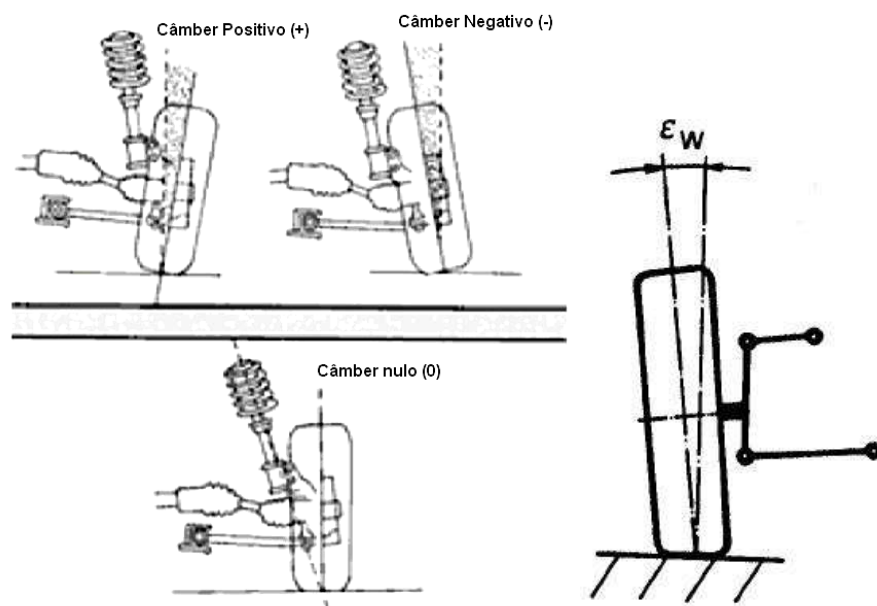


Figura 3.04 – Ângulo de câmber (URL: <http://www.allwheelalignment.com/>) – [24]

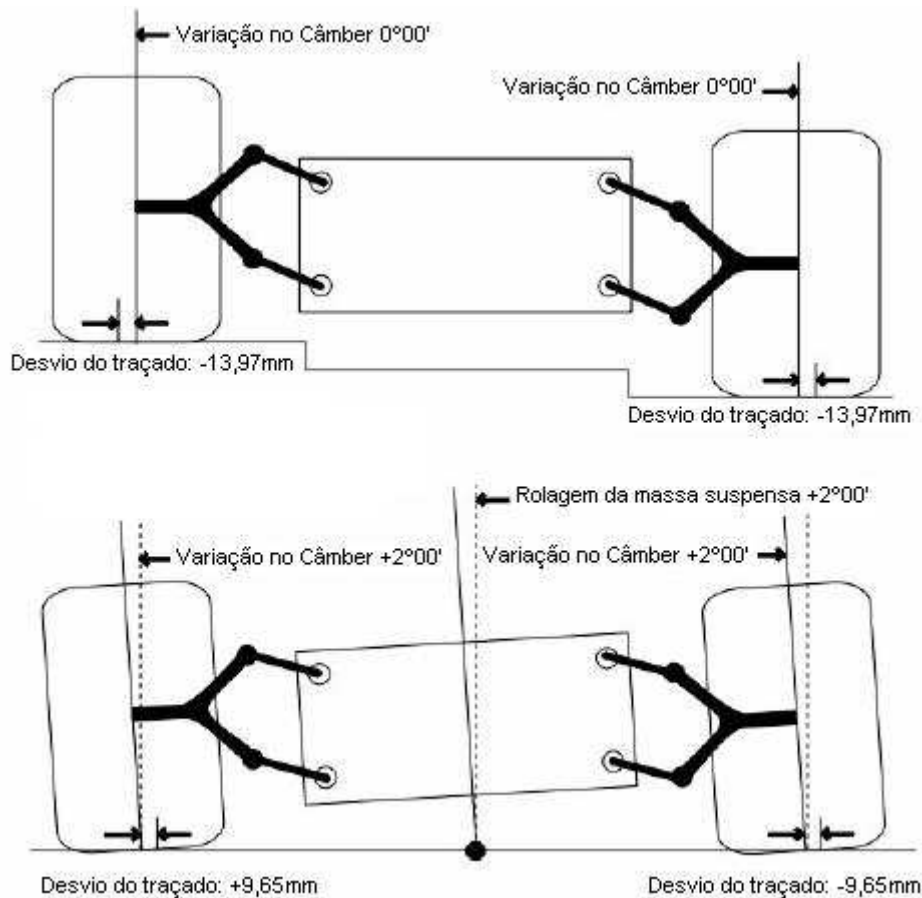


Figura 3.05 – Ângulo de câmbio (Fonte: GWIZDON) – [8]

Quando a parte superior da roda está para fora em relação à linha vertical do referencial do solo, o câmbio é positivo. O inverso resulta em câmbio negativo. De uma forma geral, deseja-se que o câmbio do veículo esteja na maior parte do tempo o mais próximo possível de zero grau quando o veículo estiver percorrendo trajetórias retas, de forma a reduzir o desgaste do pneu e aumentar a aderência entre os pneus e o solo, garantindo assim o melhor desempenho possível nas frenagens e acelerações do veículo.

O fundamento da utilização do câmbio é manter a maior área possível da banda de rodagem do pneu em contato com o solo, de modo que o desgaste desta banda de rodagem ocorra de forma uniforme. Se o câmbio estiver muito acentuado poderá ocorrer desgaste prematuro do pneu conforme visto na Figura 3.06.



Figura 3.06 – Desgaste prematuro do pneu pelo câmbio excessivo (URL: <http://www.familycar.com/Alignment.htm>) – [23]

O câmbio positivo geralmente é utilizado em implementos agrícolas, de forma a diminuir o esforço do motorista durante as manobras.

O câmbio deve ser otimizado durante o projeto de direção e suspensão do veículo de modo a permitir o mínimo de sua variação, principalmente em veículos de maior velocidade. Nestes, entretanto, pode ser aconselhável a utilização de câmbio negativo, de forma a manter o veículo com maior aderência nas curvas em detrimento de uma perfeita redução do desgaste do pneu nas retas.

Durante a elaboração dos desenhos da suspensão do veículo, devem-se verificar a posição superior e a inferior de atuação da roda em relação ao veículo, conforme figura 3.07, e qual variação de câmbio ocorre neste intervalo.

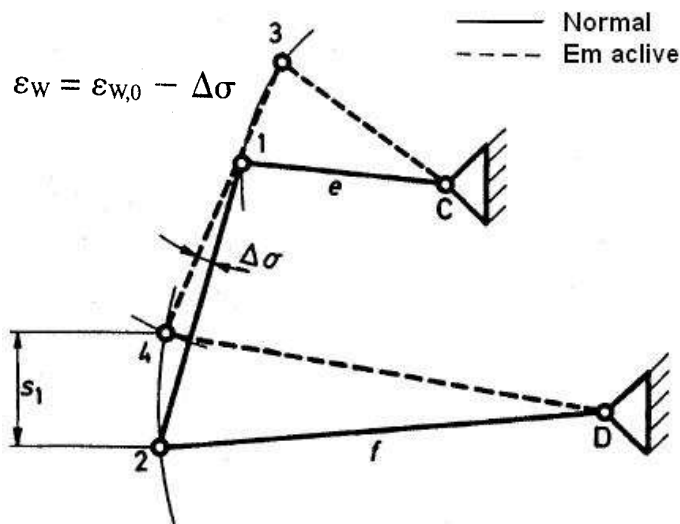


Figura 3.07 – Câmbio observado na posição estática e comparado ao obtido com o movimento da suspensão para cima.

Estes ângulos podem ser determinados inicialmente pela intuição e comprovados por cálculos e análise gráfica, mas é fundamental que sejam coletados dados experimentais do veículo em utilização para definir a melhor faixa de câmbio a ser determinada para o veículo. Em veículos de competição

pode-se verificar o câmbier ideal pela medição de temperatura na banda de rodagem do pneu em dois pontos extremos de uma mesma linha transversal.

É importante observar que veículos com câmbier desigual em um mesmo eixo, têm a sua trajetória forçada para a direção da roda com o camber mais positivo e se as duas rodas possuírem câmbier negativo, o de menor valor em módulo definirá a direção. Entretanto, a força lateral causada pelo câmbier é bastante inferior à causada pelo ângulo de escorregamento do pneu (slip angle), sendo comparável que 1 grau de “slip angle” pode resultar na mesma força lateral que 4 a 6 graus de câmbier.

A escolha do tipo de suspensão tem relação direta com a variação de câmbier que será obtida. Por exemplo, a utilização de semi-eixo flutuante permite que o veículo se torne instável, pois o câmbier se torna excessivamente positivo nas curvas.

3.2.2

Cáster

Na vista lateral vo veículo define-se o ângulo de cáster como o ângulo em graus medido entre a linha vertical no referencial do solo em relação à linha do eixo de giro da roda, conforme pode ser visto na figura 3.08.

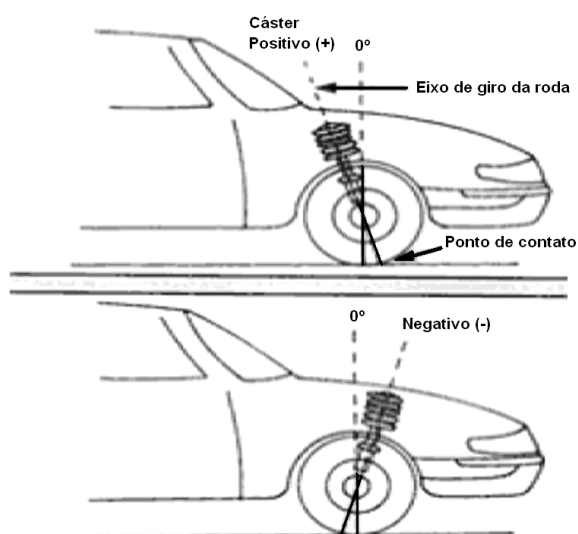


Figura 3.08 – Cáster (URL: <http://www.allwheelalignment.com/>)– [24]

O cáster é, por definição, positivo quando o eixo de giro tem a parte superior voltada para frente do veículo e negativo se a parte superior do eixo de giro estiver para trás. Quando o cáster é positivo, a direção torna-se mais estável e quanto mais positivo ele for, maior o será o esforço necessário para alterar a trajetória retilínea do veículo.

A principal função do cáster é possibilitar a estabilidade da direção do veículo, sendo responsável pelo retorno da direção à posição de trajetória em linha reta após as curvas. Sua inclinação não influi no desgaste dos pneus nas retas. Entretanto, ao realizar o estudo da direção do veículo, pode-se verificar que o cáster influi no câmber. Partindo de um veículo com câmber nulo e cáster positivo, verifica-se que o câmber, em uma trajetória em curva, se torna negativo na roda externa e positivo na roda interna. Na mesma situação, quando o cáster é negativo, o câmber se torna positivo na roda externa e negativo na roda interna.

Portanto, de acordo com o que foi dito no texto sobre câmber, o cáster é preferencialmente positivo em veículos esportivos podendo até ser negativo em implementos agrícolas de pequena velocidade final.

Deve-se saber ainda que o cáster excessivo pode causar com maior facilidade um distúrbio chamado “Shimmy”. Valores normalmente utilizados em projeto para o cáster variam de $+1/2$ a $+5$ graus, mas alguns fabricantes especificam cáster maior que $+10$ graus, como é o caso da Mercedes-Benz (Kerr 2003).

A diferença de cáster entre as rodas de um mesmo eixo faz a direção puxar para o lado em que o ângulo é menor. Em veículos de corrida em pista oval, tal como os usados na Fórmula Indy, é comum as equipes ajustarem o cáster distinto entre as rodas para facilitar as curvas que são executadas sempre para o mesmo lado durante o percurso.

3.2.3

Inclinação do pino mestre

Também conhecido como SAI - *Steering Axis Inclination* ou KPI - *King Pin Inclination*.

No plano frontal do veículo é identificado o ângulo conhecido como inclinação do pino mestre. Este é medido em graus e obtido entre a linha que passa pelo eixo de rotação da roda na vista frontal e a linha de centro vertical da roda, conforme pode ser visto na figura 3.09. Este eixo de rotação da roda é o mesmo utilizado para a determinação do cáster, porém em outra vista. O prolongamento do eixo de rotação da roda, identificado pelos locais de união do pino mestre à suspensão, deve passar o mais próximo possível da linha de centro vertical da roda que define o centro da área de contato do pneu com o solo. Isto serve para que ocorra o mínimo de arraste do pneu em manobras a baixa velocidade, diminuindo o esforço do motorista e do sistema de direção.

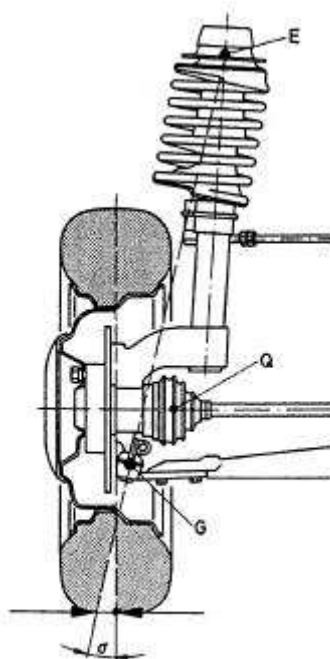


Figura 3.09 – Ângulo de Inclinação do Pino Mestre.

A inclinação do pino mestre, junto com o cáster, é responsável pelo retorno da direção à posição de trajetória em linha reta após as curvas ou quando o veículo

está percorrendo uma curva e o volante é solto. Também é responsável por manter a trajetória reta do veículo em estrada que não possua inclinações laterais.

3.2.4

Raio de deslizamento – Scrub Radius

No mesmo plano frontal do veículo, além do ângulo de inclinação do pino mestre, a linha de rotação da roda em relação à linha de centro vertical da roda nos fornece outra informação importante. O raio de deslizamento do pneu é obtido pela distância, medida no plano de contato pneu-solo, do prolongamento destas duas linhas, conforme visto na figura 3.10.

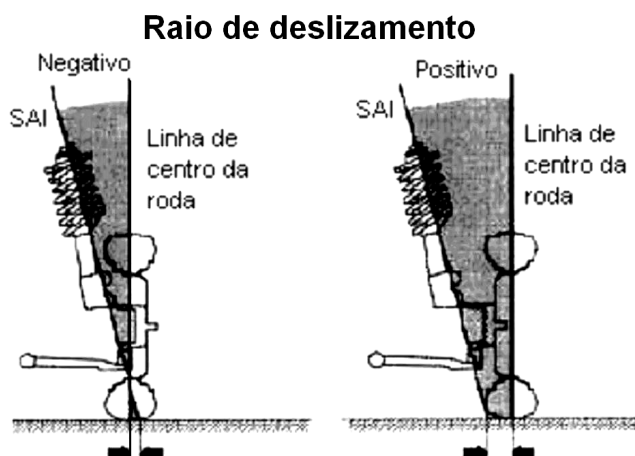


Figura 3.10 – Raio de deslizamento - *Scrub Radius*

Nas suspensões mais antigas, era usado o raio positivo pois os sistemas de direção não eram assistidos hidráulicamente e o esforço em manobras com o veículo parado era menor com esta configuração pois exigia que o pneu ao ser esterçado rodasse em seu próprio eixo. Assim, a roda de fora da curva se movimenta para frente e a de dentro, se movimenta para trás. Nessa configuração, as rodas podem apresentar “shymming” com maior frequência.

Se o raio for pequeno, o esforço nas manobras com veículo parado será maior. Por outro lado, o motorista sentirá menos as reações das frenagens em linha reta.

A utilização deste raio nulo tende a deixar o veículo instável com o veículo em movimento executando curvas. Na prática costuma-se utilizar valores negativos para veículos de tração na dianteira ou nos dois eixos e valores positivos quando a tração do veículo é traseira.

As forças causadas por esta geometria têm grande influência sobre a convergência das rodas de um mesmo eixo e por isso no cálculo da convergência este fator deve ser levado em consideração. Outro detalhe que o projetista deve verificar é que a modificação do offset da roda durante o projeto irá alterar o valor definido para o raio de deslizamento, podendo tornar a direção mais dura para o motorista.

3.2.5

Ângulo Incluso – Included angle

Ainda no plano frontal, o ângulo entre a linha de inclinação do pino mestre e a linha de centro vertical da roda, medido em graus é o ângulo incluso. Este ângulo deve ser o mesmo entre as rodas simétricas de um mesmo eixo, mesmo se o câmber for diferente. A inobservância deste item pode causar a quebra de elementos da suspensão ou da direção, mais comumente das juntas de direção. O ângulo incluso (*Included angle*) pode ser observado de acordo com a figura 3.11.

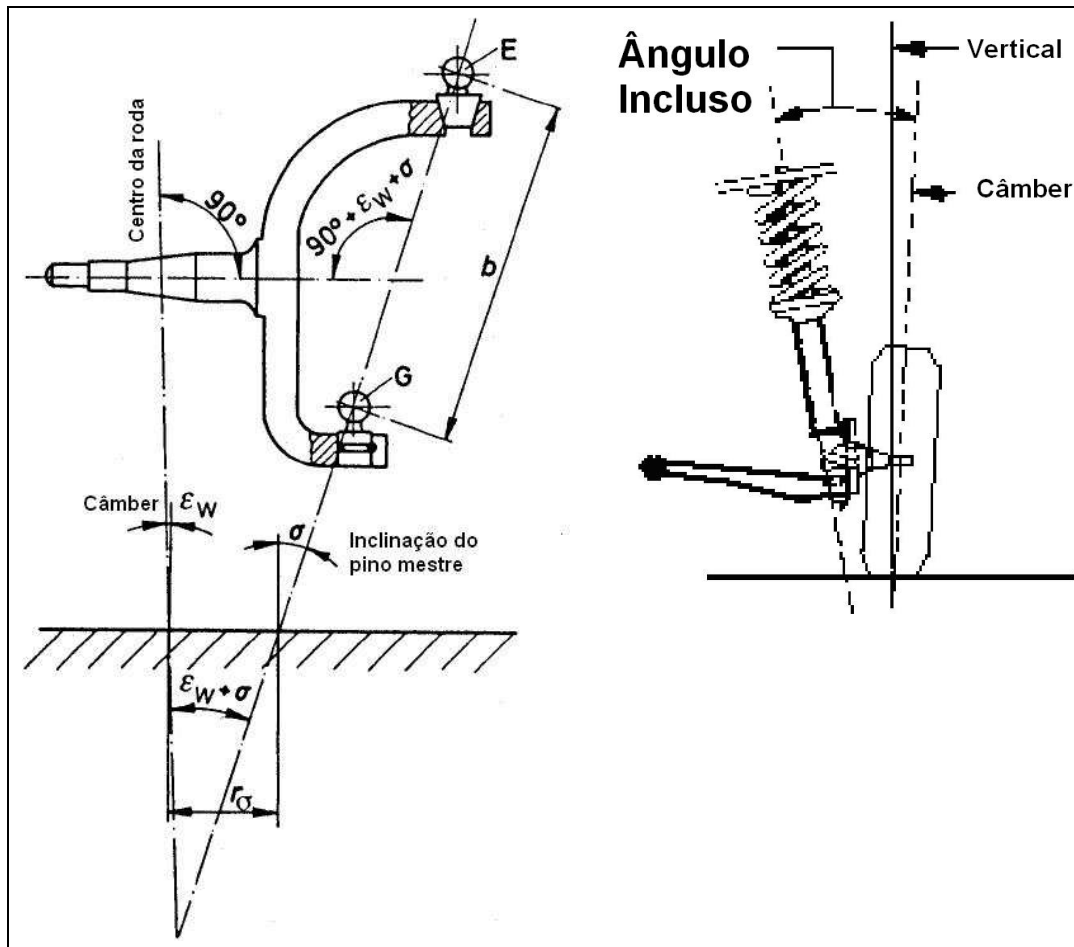


Figura 3.11 – Identificação do ângulo incluído

3.2.6

Convergência

Na vista de topo do veículo define-se como convergência (toe setting) a abertura horizontal entre duas rodas de um mesmo eixo. Se estiverem mais afastadas na frente, a direção é definida como divergente (toe out) e; se mais abertas atrás, convergente (toe in), conforme figura 3.12.

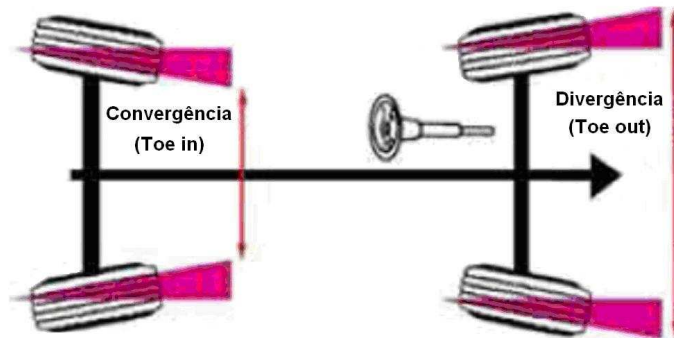


Figura 3.12 - Convergência

Geralmente os carros de tração traseira utilizam rodas dianteiras convergentes e traseiras divergentes. Da mesma forma, os de tração dianteira, possuem rodas dianteiras divergentes e traseiras convergentes. Estas implementações aos sistemas de suspensão do veículo são utilizadas, pois o torque que as rodas causam ao tracionar o veículo ocasionam a geração de força nos braços da suspensão, para frente no caso de tração no eixo e para trás no caso de frenagem. O eixo sem tração deve ser sempre considerado como se estivesse executando uma pequena frenagem, pois mesmo que não esteja atuando o freio, a força de resistência ao rolamento do pneu estará apontando sempre para a traseira do veículo.

Como o veículo passa maior parte do tempo acelerando do que freando, é preferível utilizar uma geometria cuja tendência seja a de se corrigir à medida que aumenta a tração com o solo, a qual é limitada pelo torque máximo do motor, entre outros fatores.

Outro aspecto que impacta muito na determinação da convergência das rodas do veículo é a folga dos mecanismos. Deve-se atentar que os pontos de união dos elementos da suspensão tenham o mínimo de folga e estejam protegidos contra a criação de folgas pelas oxidações nas uniões sem embuchamento, de modo a evitar o aumento dos efeitos de convergência.

3.2.7

Desvio no eixo - Set Back

É observado na vista superior e é empregado em projeto para corrigir a distribuição dinâmica e de peso do veículo. É raramente empregado em projetos e sua ocorrência em um veículo que não foi projetado com este parâmetro indica desalinhamento do chassi, podendo evidenciar que sofreu uma colisão. O *set back* pode ser observado na figura 3.13.



Figura 3.13 – Desvio no eixo - *Set Back*

3.2.8

Anti-Dive

A geometria anti-dive deve ser verificada na vista lateral do veículo. Esta geometria define a tendência do veículo, durante sua frenagem, de abaixar a frente e levantar a traseira em relação a sua posição em repouso. Este movimento causa a existência do efeito chamado mergulho (*dive*), que é a rotação do veículo no seu eixo transversal.

A geometria anti-dive serve para corrigir o efeito de rotação da massa suspensa do veículo durante a sua frenagem. Esta rotação ocorre com a transferência de carga inicialmente imposta ao eixo traseiro para o eixo dianteiro e pode acarretar na perda de estabilidade direcional e na perda de aderência das rodas do eixo traseiro durante a frenagem.

Na figura 3.14 pode-se verificar um veículo de rua pesando 1360 kg com uma distribuição típica para a configuração de motor frontal e tração dianteira

com 60% do peso no eixo dianteiro e 40% no eixo traseiro em situação estática ou de velocidade constante em pavimento liso. Nas situações de frenagem e de curva, vemos que o peso do veículo varia entre as rodas. Nesta figura, vemos a realização do mergulho dianteiro do veículo. Esta transferência de peso pode ser diminuída se for levada em consideração uma geometria que seja anti-dive.

Certas variações são permitidas em veículos urbanos devido aos limites velocidade referenciados em legislação. Mas no caso de veículos esportivos ou de competição ou de acordo com os requisitos do fabricante, o mergulho dianteiro deve ser reduzido de forma a dificultar a derrapagem do veículo.

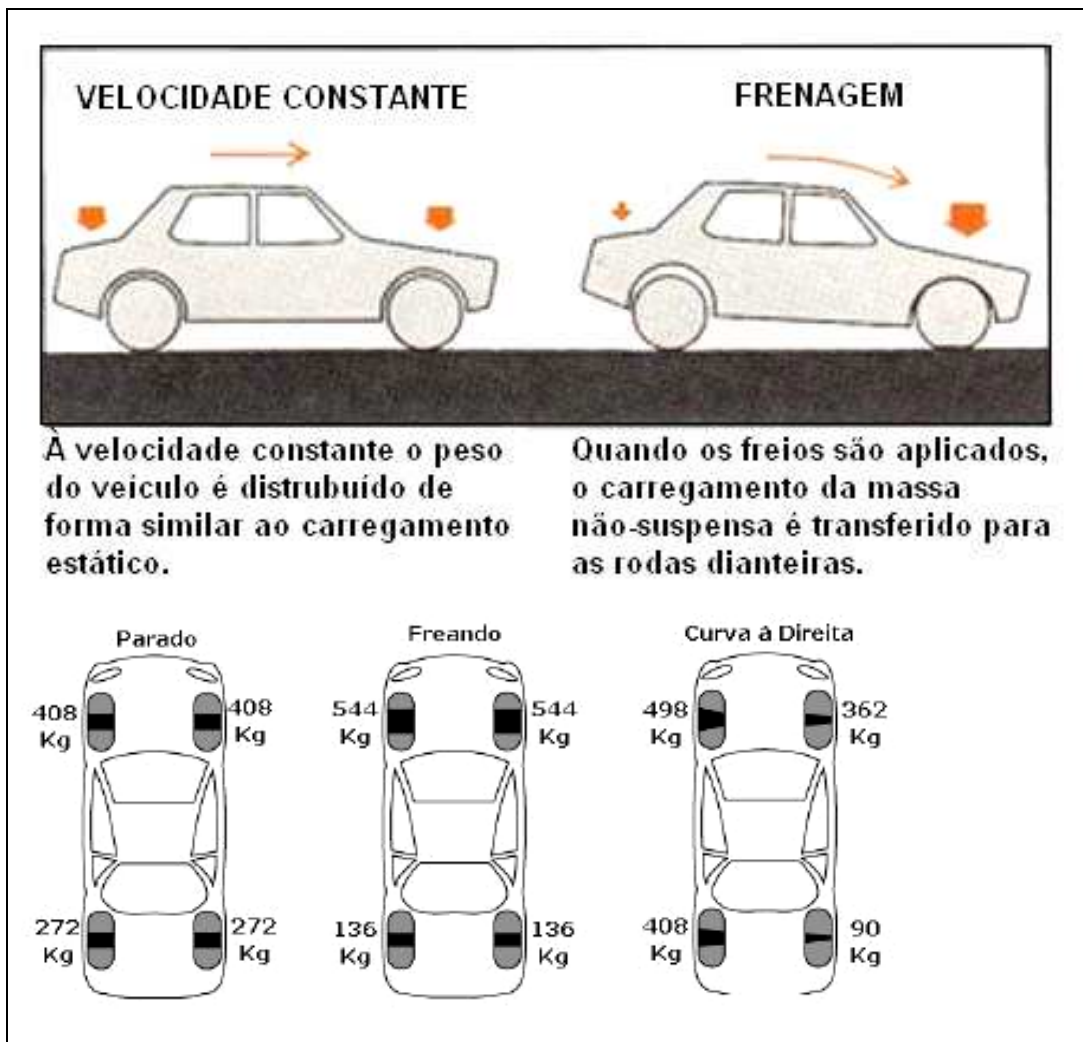


Figura 3.14 – Mergulho dianteiro ocasionado pela frenagem.

3.2.9

Anti-squat

Da mesma forma que deve ser verificada a geometria *anti-dive*, deve ser também verificada a geometria *anti-squat*. A geometria *anti-squat* deve ser verificada na vista lateral do veículo. Esta geometria define a tendência do veículo, durante sua aceleração, de levantar a frente e abaixar a traseira em relação a sua posição em repouso. Este movimento causa a existência do efeito chamado arfagem (*pitch*), que é a rotação do veículo no seu eixo transversal.

O movimento de arfagem no veículo, ocorrido pela transferência de peso entre os eixos durante a aceleração, pode causar a instabilidade no sistema de suspensão, principalmente em veículos de maior torque, pois a geometria descrita anteriormente, tal como o câmbor, o cáster, a inclinação do pino mestre e a convergência podem trabalhar nos limites estipulados em seus projetos dependendo do ângulo de arfagem obtido, o que dificulta as manobras durante a aceleração e aumenta o desgaste dos pneus.

3.2.10

Bump Steer

É a variação de convergência que ocorre na suspensão quando as rodas do veículo vão para cima ou para baixo. É ocasionada pelos elementos da suspensão e deve ser verificada durante a concepção da geometria do sistema. Não ocorre nas suspensões por eixo rígido, mas nas suspensões independentes pode ocorrer em alguns tipos, tal como nos sistemas MacPherson, Triângulo traseiro diagonal e Bandeja dupla paralela ou de braços não paralelos. Nos casos dos sistemas Mac Pherson e de bandeja dupla pode ser ocasionado pelo posicionamento inadequado dos elementos do sistema de direção.

3.2.11

Alinhamento do eixo - Thrust line

O ângulo de guinada é o ângulo de referência das rodas traseiras com a linha de centro do veículo. Se a linha de guinada estiver para a direita à frente do veículo, o ângulo é positivo. Se estiver para a esquerda, o ângulo é negativo. O correto é que este ângulo seja o mais próximo possível de zero. Não atendendo a esta condição, ocorrerá desgaste do pneu, desalinhamento da direção com formação de forças laterais indesejáveis. A figura 3.15 mostra a definição.

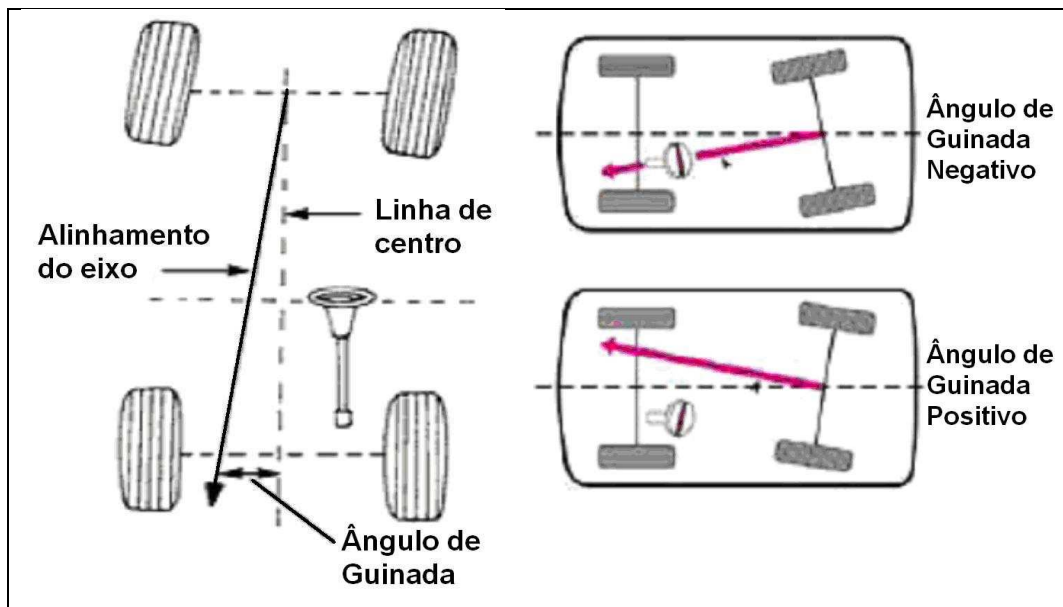


Figura 3.15 – Alinhamento do eixo traseiro.

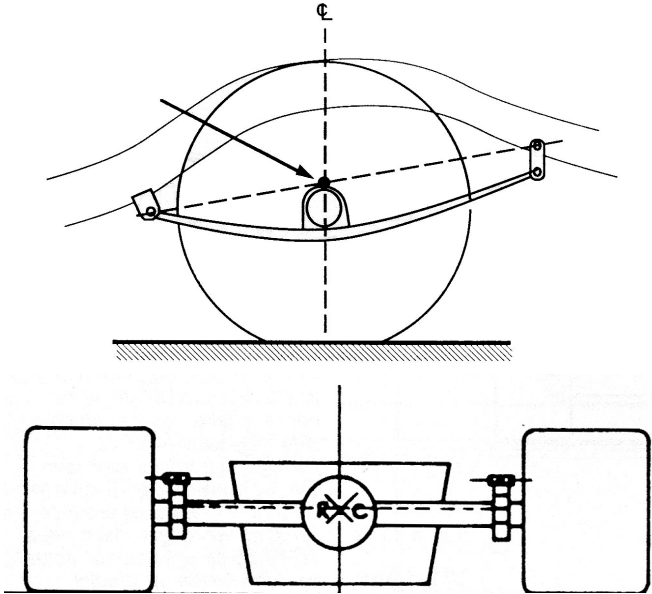
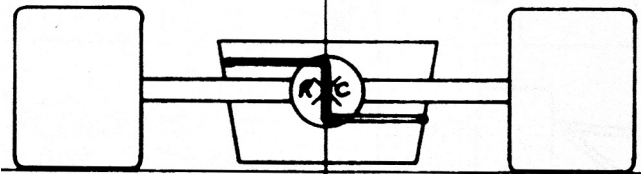
3.3

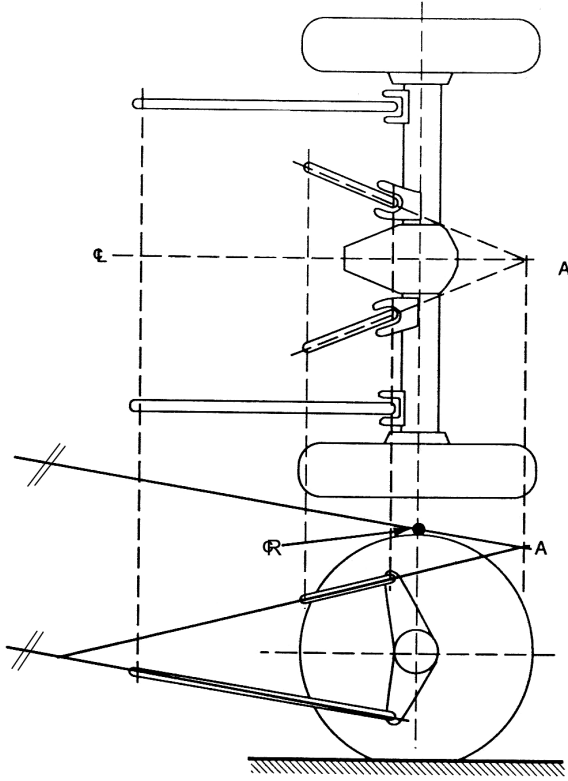
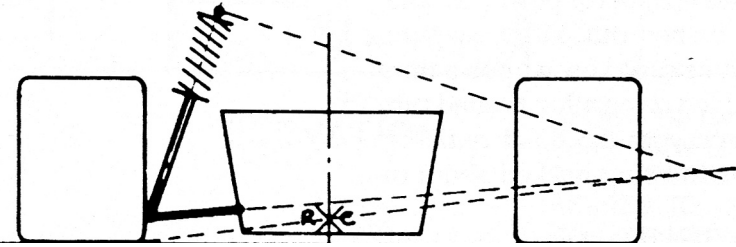
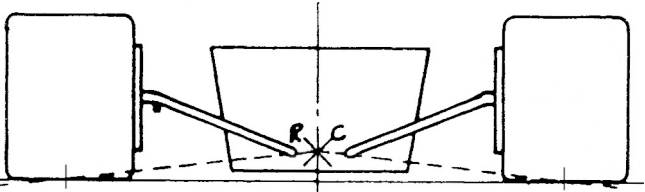
Centro de rolagem – Roll centre

Durante a criação da geometria do veículo, devemos prever aspectos dinâmicos que farão a carroceria tender a rolar devido a forças laterais ao veículo em torno de uma linha imaginária. Esta linha imaginária pode ser determinada inicialmente com o veículo parado e é formada pela posição dos centros dianteiro e traseiro de rolagem. Com o veículo em movimento, os centros de rolagem tomam novos locais no espaço, alterando a posição da linha de rolagem. Segundo

a norma DIN 70.010, o centro de rolagem de uma suspensão pode ser definido como o ponto obtido no plano vertical que passa pelo centro da roda no qual as forças laterais podem ser aplicadas à massa suspensa sem produzir o efeito de rolagem, ou seja, a aplicação de força lateral no centro de rolagem causa a tendência de derrapagem do veículo.

Cada tipo de suspensão possui uma forma de se obter estes pontos. Segundo as suspensões apresentadas no início deste capítulo, seguem indicados os centros de rolamento para cada caso na tabela 3.01.

<p>Eixo Rígido Hotchkiss</p>		<p>Vista lateral</p>
<p>De Dion</p>		<p>Vista Frontal</p>

<p>Four-Link de braços paralelos</p>		<p>Vista superior</p>
<p>Mac Pherson</p>		<p>Vista Frontal</p>
<p>Semi-eixo flutuante</p>		<p>Vista Frontal</p>

<p>Triângulo traseiro perpendicular</p>		<p>Vista superior</p>
		<p>Vista Frontal</p>
<p>Triângulo traseiro em diagonal</p>		<p>Vista superior</p>
		<p>Vista Frontal</p>
<p>Bandeja dupla paralela</p>		<p>Vista Frontal</p>
<p>Bandeja dupla não paralela</p>		

Tabela 3.01 – Determinação dos Centros de Rolamento para diversos tipos de suspensão.

Além da altura do centro de rolagem, deve ser levado em consideração o comprimento do braço de momento de rolagem ou *Swing Axle Length* (SAL) na determinação da geometria da suspensão. O SAL é determinado entre o centro de rolagem e o centro de contato do pneu com o solo, conforme visto na figura 3.16.

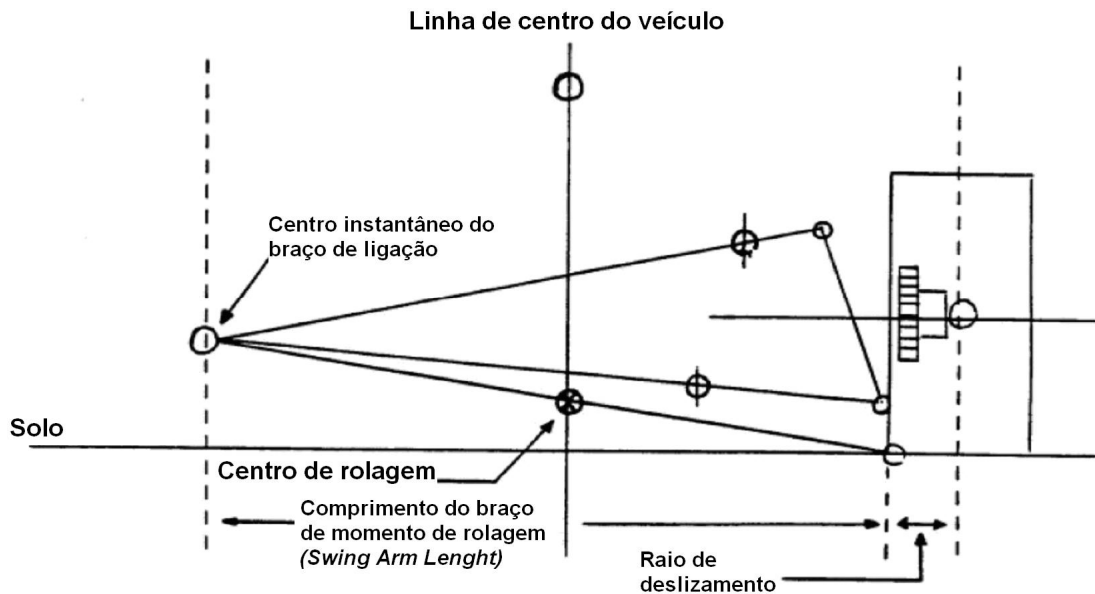


Figura 3.16 – Centro de rolamento e comprimento do braço de momento de rolagem - *swing arm length* (SAL).

Durante os cálculos dinâmicos, a componente da força lateral que for perpendicular ao braço de momento de rolagem SAL, aplicada no “centro de rolagem instantâneo” situado acima do solo, será a responsável pela possibilidade de capotagem do veículo.

O SAL pode ser pequeno, médio ou longo de acordo com os seguintes valores:

- SAL pequeno – É considerado SAL pequeno as medidas entre 20 e 40 polegadas. Apresenta bom posicionamento do centro de rolagem instantâneo (IRC). Mantém a roda externa na vertical nas curvas, mas causa câmbor positivo nas depressões do terreno (drop) e negativo nas subidas da suspensão (bump).

- SAL longo – É considerado SAL longo medidas entre 70 e 180 polegadas. Ocasionalmente baixos centros de rolamento, mas diminui o controle sobre os

movimentos laterais. Também causa baixo deslizamento lateral pela movimentação da suspensão e baixa variação do câmbor.

- O SAL médio é o obtido com a medida entre 40 e 70 polegadas e apresenta comportamento da suspensão intermediário aos dois anteriores, sendo o ideal de ser utilizado para veículos de corrida.

Apenas para entendimento, pode-se descrever o SAL muito longo, próximo ao paralelismo com o solo. Neste caso existe um excelente controle vertical do centro de rolagem, mas em contrapartida também existe grande possibilidade de derrapagem do veículo nas curvas. Os ângulos característicos permanecem praticamente inalterados nas movimentações das suspensões para cima e para baixo.

3.4

Modelo Computacional – ferramentas CAD 2D ou 3D

Nos primórdios dos projetos de suspensão, a prancheta de desenho era a ferramenta mais utilizada para determinar a geometria. Com o avanço da informática, surgiram as ferramentas capazes de auxiliar o processo. Inicialmente, a prancheta foi substituída pelo desenho auxiliado por computador ou *Computer Aided Design* (CAD) em segunda dimensão (2D), sendo amplamente utilizado o programa Autocad. Atualmente, os projetos são desenvolvidos pelas montadoras através do uso de CAD 3D, ou seja em terceira dimensão. Estas ferramentas ainda dispõem de recurso de transformação automática do desenho 3D em desenho 2D, possibilitando ainda o retorno de informações do 2D para o 3D em alguns casos. Os softwares mais utilizados atualmente em projetos 3D são o SolidWorks, o Catia, o Pro-Engineer, o Inventor e o Microstation. A seleção do programa a ser usado deve levar em consideração os custos do mesmo e do equipamento capaz de executá-lo e sua posterior interação com os programas de análise dinâmica e dimensional, relativo à exportação de arquivos entre os mesmos.

Existem dois modos de se começar o desenho de uma suspensão. No primeiro caso, mais comum em projetos de veículos de série, o conceito do

veículo, com suas formas características e dimensões externas já está delineado e existem desenhos da casca do veículo ou maquetes, seja em tamanho real ou em escala, que dão a noção e possivelmente limitam alguns parâmetros de desenho da suspensão tais como entre-eixo, bitola e altura da massa suspensa. Neste caso, pequenas variações são aceitáveis para a adequação do projeto de suspensões.



Figura 3.17 – No topo são apresentados desenhos conceituais do veículo. Abaixo, estão fotos do veículo pronto correspondendo aos desenhos. Neste caso, embora seja um veículo de corrida, as suas formas são muito importantes para o sucesso do projeto e o projeto de suspensão deverá se adequar ao conceito apresentado.

Como pode ser visto na figura 3.17, o aspecto do veículo no desenho mostra uma primeira noção das medidas entre-eixo, bitolas e possibilidade de curso da suspensão. Na mesma figura são confrontados os esboços finais do protótipo com o veículo pronto.

No outro caso, estes aspectos não foram definidos e a prioridade é que sejam atendidos requisitos que podem ser relativos à mobilidade, velocidade, superação de obstáculos entre outros, de forma que os desenhos da suspensão balizem o fechamento do conceito do veículo.

De qualquer forma, alguns passos podem ser utilizados para auxiliar o início do projeto da suspensão. Para o estudo de caso de um veículo de dois eixos, pode-se descrever os seguintes passos iniciais em 2D, segundo um processo que pode ser realizado tanto em 2D como em 3D:

1º passo - Desenhar em vista de topo o posicionamento das rodas e pneus e as dimensões entre-eixo e bitola de acordo com o conceito e com os requisitos. A bitola pode ter inicialmente o mesmo valor para os dois eixos. Um desenho que representa o esboço de um veículo realizado no Solidworks quanto à localização das rodas pode ser visto na figura 3.18.

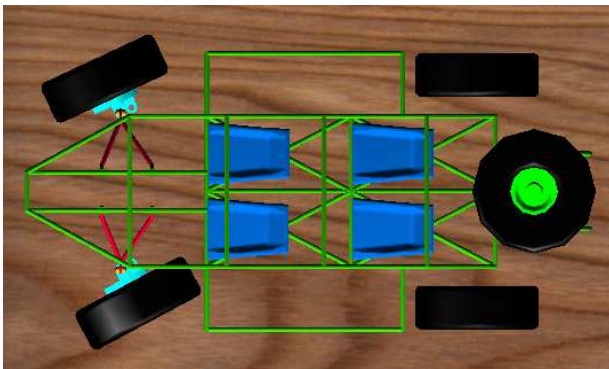


Figura 3.18 - Figura feita em 3D mostrada em topo.

2º passo - Levar o posicionamento das rodas para outras duas vistas, a lateral e em seguida a frontal, conforme a figura 3.19.

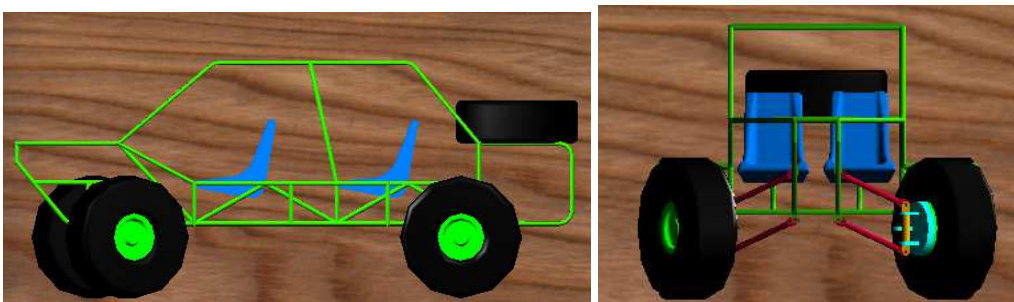


Figura 3.19 - Figura feita em 3D mostradas vistas lateral e frontal.

3º passo - Determinação da distância do solo no desenho, de acordo com conceito e requisitos (figura 3.20).

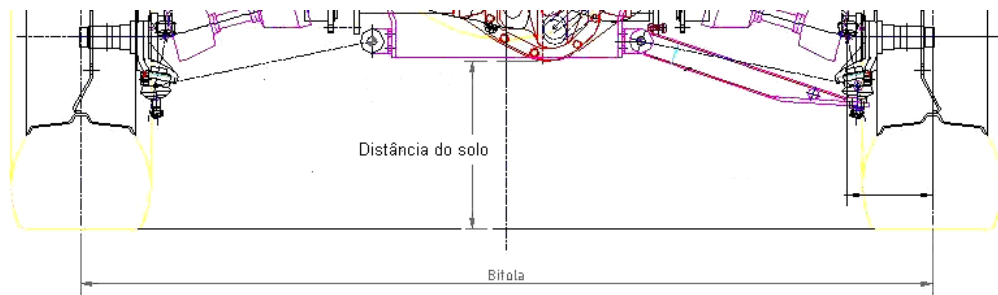


Figura 3.20 - Vista frontal da distância ao solo.

4º passo - Inserir no desenho, nas três vistas, o posicionamento de outros sistemas já existentes, em um formato macro, por exemplo, a casca externa de conjunto de força próximo ao local da suspensão, ou ainda, os possíveis locais de fixação da suspensão que podem ser delimitados pela área de chassi ou de carroceria. O importante nesta fase é saber a localização, em desenho, do espaço que será disponível para o curso da suspensão e se o mesmo atende aos requisitos. Esta fase e as próximas poderão ainda determinar alterações no projeto das outras áreas devido ao não atendimento dos cursos de suspensão que podem estar impostos em requisitos ou que sejam necessários ao compromisso de mobilidade do veículo. Uma simplificação deste passo é mostrada nas figuras 3.20 e 3.21.

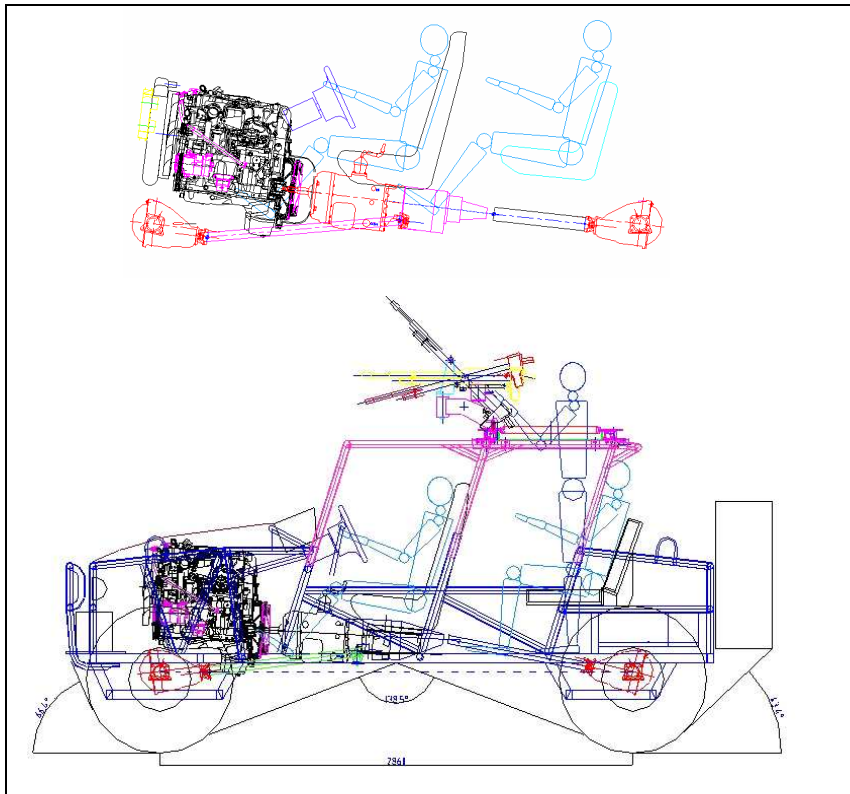


Figura 3.21 - Figura feita em 2D, sendo mostrada vista lateral do conjunto de força com a tripulação e a verificação do atendimento de alguns requisitos (ângulo de entrada e ângulo de saída), mostrando ainda o ângulo central e a distância entre-eixo.

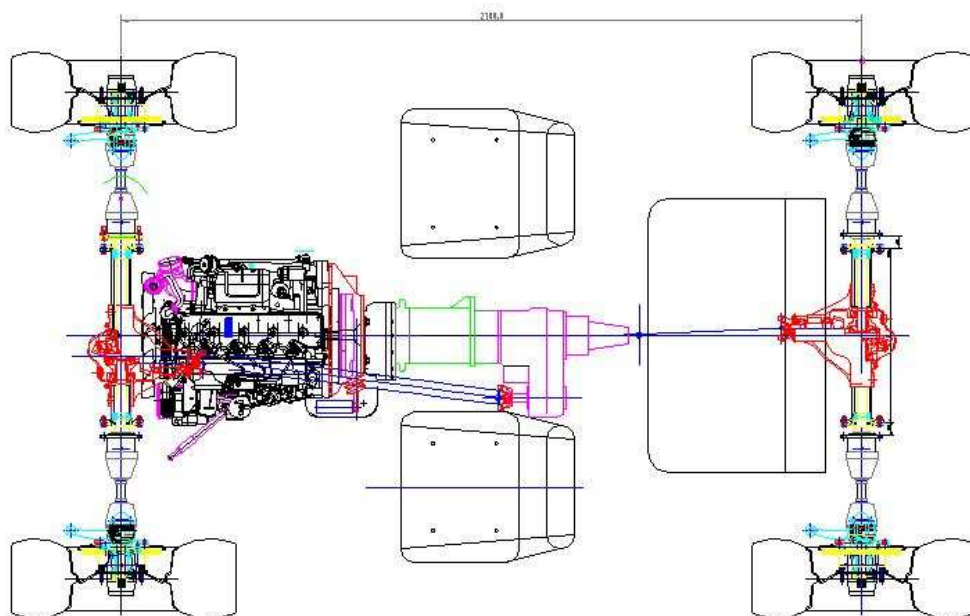


Figura 3.22 - Figura feita em 2D, sendo mostrada vista de topo do conjunto de força com a posição dos bancos. Esta figura pode ainda incluir a concepção da carroceria.

5º passo - Posicionamento dos componentes da suspensão. No caso deste estudo será descrito o posicionamento de suspensões por bandeja dupla nas quatro rodas.

Verificado o espaço disponível para acoplamento das bandejas, são desenhados os possíveis pontos de apoio destas no quadro do chassi, conforme visto no lado esquerdo da figura 3.22. Nesta, ainda são verificadas as ligações entre os pontos de apoio no chassi e os centros de rotação dos pivôs presos à manga de eixo. Normalmente, a manga de eixo não estaria desenhada neste ponto do projeto, sendo desenhados apenas os centros de rotação dos pivôs. Mas neste caso, ela foi desenhada por já ser existente no mercado e o veículo desenhado seria de pequena escala de produção, sendo assim, esta era uma possibilidade de solução de menor custo e um ponto de partida para o projeto. No lado direito da mesma figura 3.22, vemos o posicionamento das bandejas alertando que o desenho das bandejas não serve para o estudo do movimento executado pelas mesmas, devendo ser utilizadas para tal as ligações entre os pontos de rotação da esquerda da figura.

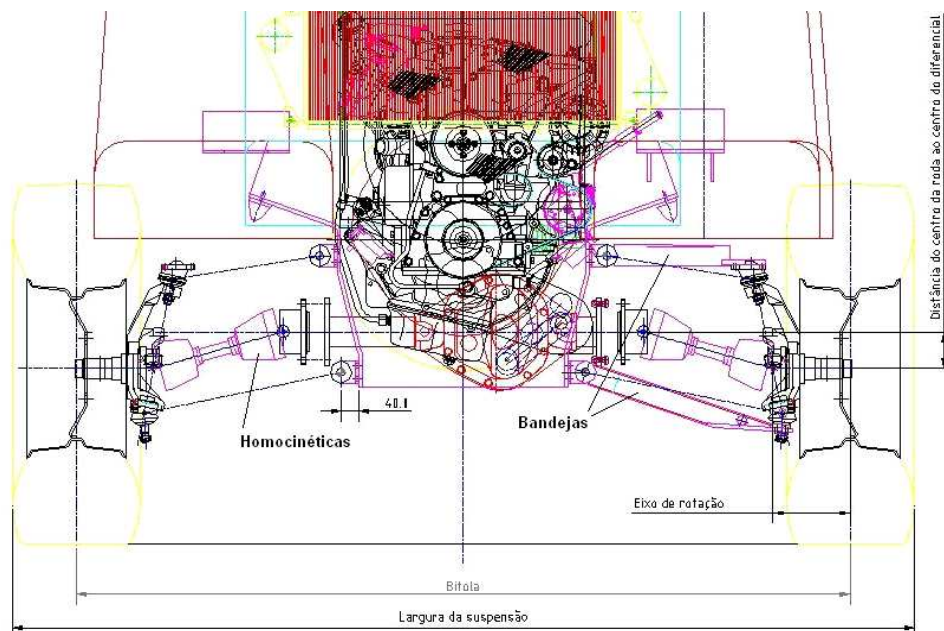


Figura 3.23 - Figura feita em 2D, sendo mostrada vista frontal com os pontos de apoio das bandejas da suspensão no chassi e os pontos de rotação da manga de eixo, próxima à roda. À direita ainda mostra a suspensão esquerda do veículo com as bandejas.

6º passo - Definição dos ângulos característicos e dos centros de rolagem estáticos. Ainda durante a execução do quinto passo, deve-se começar a verificação dos ângulos característicos desejáveis e do centro de rolagem estático.

O centro de rolagem estático pode ser determinado diretamente na vista frontal, bem como o braço de rolagem (SAL). O ângulo incluído mostrado está com o mesmo valor da inclinação do pino mestre. Na figura 3.23 aparece ainda a distância do centro da roda ao eixo de rotação (pino mestre) e o raio de escorregamento (*scrub radius*).

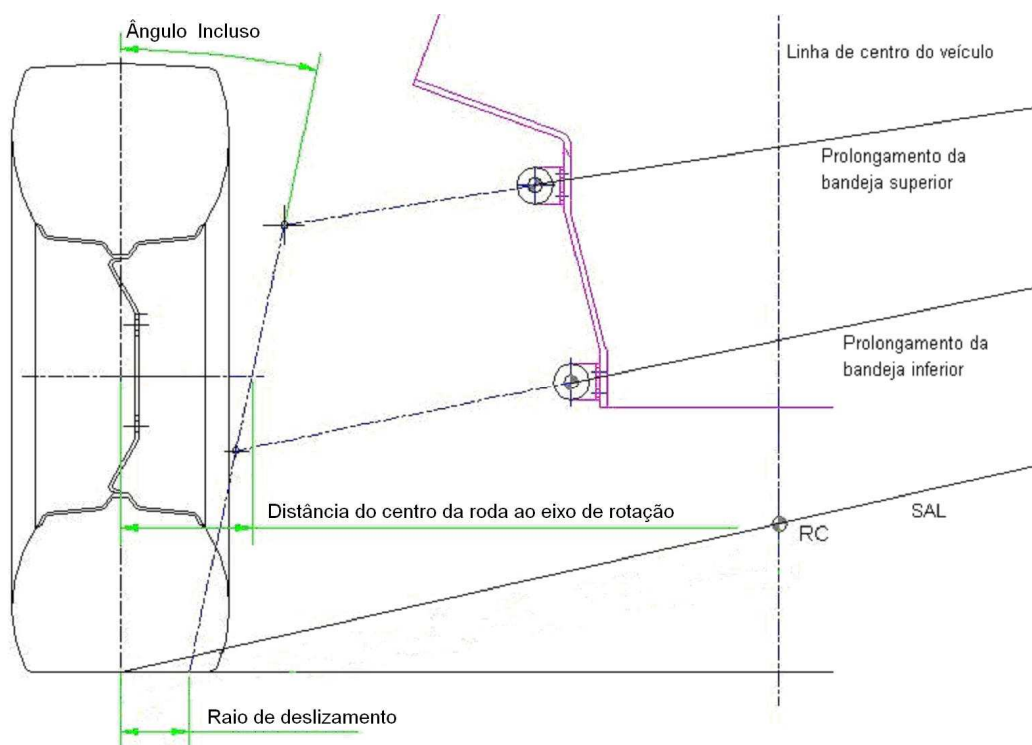


Figura 3.24 – Vista frontal, sendo mostrados alguns ângulos característicos, o centro de rolamento e o braço de rolagem. O ângulo incluído no caso da figura ocorre para câmbio igual a zero.

7º passo – As mesmas verificações do 6º passo devem ser tomadas variando-se em 1(um) grau em relação ao eixo de rotação de uma bandeja de referência, normalmente sendo esta a bandeja inferior. Esta verificação deve ser tomada em todo o curso da suspensão (figura 3.24).

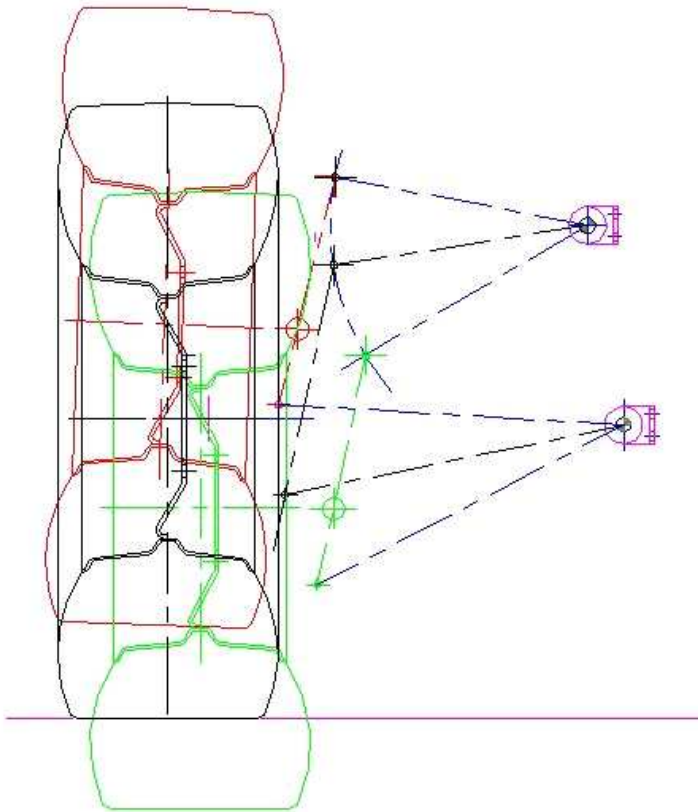


Figura 3.25 – Vista frontal, sendo mostrados os limites de curso da suspensão em análise 2D.

Até a presente fase, as bandejas estão com suas fixações no chassi em paralelo quando observadas pela vista lateral. As linhas que ligam os centros de rotação e que foram apresentadas anteriormente são localizadas na bandeja conforme a figura 3.25.

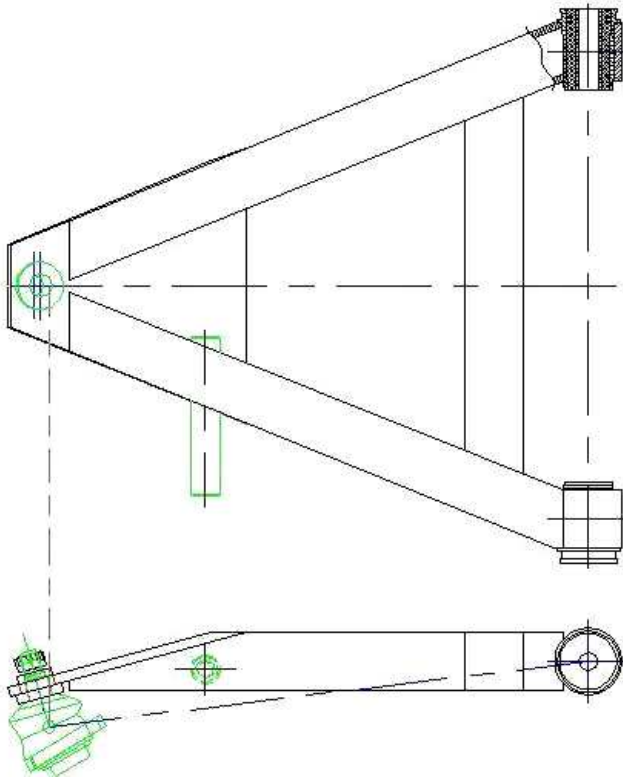


Figura 3.26 – Localização das linhas de referência que ligam os componentes de suspensão.

Posteriormente, será visto no estudo dos movimentos do mecanismo (cap.5), que existe a necessidade de criação de ângulos entre as bandejas de uma mesma roda, na vista lateral, para a restrição dos movimentos de mergulho e de arfagem.