



ESTUDO NO DESENVOLVIMENTO DE SUSPENSÃO DUPLO “A” E APLICAÇÃO EM VEÍCULO DE CLASSE FÓRMULA SAE

Lucas Bezerra de Menezes¹

Jakerson Ricardo Gevinski²

Resumo

A função do sistema de suspensão veicular é condicionar o movimento da roda e isolar a carroceria das solicitações advindas da pista. Há diferentes tipos de suspensão, sendo elas dependentes, semi-independentes ou independentes. A suspensão duplo “A” é uma suspensão independente de braços sobrepostos, sendo o seu formato geralmente do tipo forquilha. Existem muitos estudos sobre como desenvolver a geometria de uma suspensão duplo “A” e sobre as análises estrutural e vibratória do sistema. Nessas análises, um parâmetro utilizado frequentemente é a rigidez equivalente na roda, que depende da razão de instalação do sistema e, por sua vez, varia quando a suspensão é solicitada. Observa-se uma carência de estudos, buscando entender o comportamento cinemático das suspensões, focados à suspensão duplo “A” e seus tipos de acionamento direto ou indireto. Assim sendo, propõe-se contribuir para o desenvolvimento de suspensão duplo “A” a partir da análise cinemática de mecanismo de quatro barras planar, o qual permite avaliar o comportamento da suspensão no plano frontal e lateral separadamente. Busca-se, por meio de avaliação das variações do centro de rolagem no plano frontal, entender a ação da razão de movimento. Como resultado, mostra-se a aplicação dos estudos em um veículo de classe fórmula SAE, concluindo-se que não se deve ignorar as variações resultantes da razão de instalação e sim, beneficiar-se da variabilidade imposta por essa no desenvolvimento da suspensão de um veículo.

Palavras-chave: Razão de instalação. Suspensão Duplo “A”. Cinemática. Mecanismos.

¹ Graduando do curso de Bacharelado Interdisciplinar em Mobilidade – Ênfase Veicular da Universidade Federal de Santa Catarina. Email: menezes.lucasbezerra@gmail.com

² Professor, Doutor do curso de Bacharelado Interdisciplinar em Mobilidade da Universidade Federal de Santa Catarina.

1 INTRODUÇÃO

A indústria automotiva, desde os primórdios, destina boa parte dos recursos no estudo e desenvolvimento de sistemas de suspensão. A suspensão automotiva é composta basicamente de molas e amortecedores, através dos quais oferece-se estabilidade, dirigibilidade e conforto ao veículo, mantendo os pneus em máximo contato com o solo.

Molas em feixe semielíptico, ligando as rodas de um mesmo eixo, já eram utilizadas em carros de tração animal, em meados do século XIX, antes invenção dos motores de combustão interna. (GENTA, 2009). Esta configuração constitui uma forma primitiva de suspensão independente.

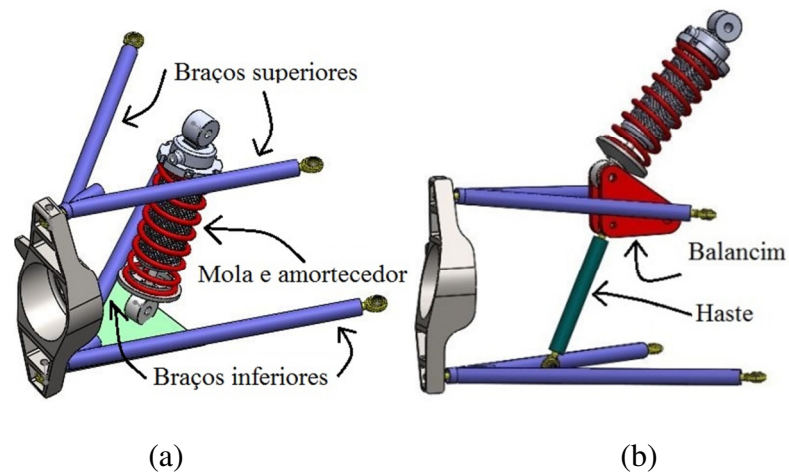
A evolução nos estudos sobre a dinâmica dos veículos possibilitou o advento de elementos e geometrias mais efetivos para desempenhar a função do sistema. Um exemplo de suspensão independente é a suspensão de braços sobrepostos. A mesma é conhecida por diversos nomes e cada nomenclatura reflete uma característica do sistema. Por exemplo, os braços sobrepostos podem ter um formato de letra “A”, daí a designação Duplo “A”. Os braços também podem ter formato de forquilha, semelhante ao osso presente no peito das aves chamado de osso da sorte ou na cultura britânica, *Wishbone*. Dentre as muitas configurações desse sistema, há uma onde os braços superiores são menores que os inferiores, originando o nome *Short-Long Arms*. Duas das características relevantes desse sistema são o condicionamento do *camber angle*, definido no plano frontal do sistema, e sua versatilidade para propiciar a geometria de anti-arfagem, definida no plano lateral. (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).

Este arranjo de suspensão vem sendo utilizado tanto no eixo dianteiro quanto no traseiro dos veículos. A exemplo, no Brasil entre as décadas de 70 e 90, os veículos da linha Chevrolet como: D20, Opala e Chevette, vinham equipados com esse tipo de suspensão no eixo dianteiro. Atualmente, uma grande maioria das caminhonetes e camionetas possuem esse sistema na dianteira e traseira. Alguns carros de passeio, como o Honda Civic, possuem a suspensão duplo “A” no eixo traseiro.

Os elementos de atuação da suspensão duplo A, molas e amortecedores, podem ser configurados de forma direta ou indireta. A suspensão diretamente atuada é concebida ao montar o conjunto de molas e amortecedores diretamente nos eixos, mangas ou braços. Enquanto a suspensão atuada indiretamente, faz o uso *pullrods* (atuação indireta puxada através de haste e balancim) ou *pushrods* (atuação indireta empurrada através de haste e

balancim) para transmitir o movimento da roda ao conjunto de elementos atuadores. A Figura 1 apresenta uma suspensão diretamente atuada e outra atuada por *pushrod*, respectivamente.

Figura 1 – Suspensões duplo “A”. (a) Atuada diretamente e (b) atuada por *pushrod*



Fonte: Autor

A suspensão duplo “A” vem sendo estudada por diversos autores e este fato é de suma importância para o entendimento por completo desse sistema. Patil e Sharma (2015) analisaram através do software ADAMS, a influência que a posição do centro de rolagem exerce nos parâmetros geométricos do sistema, tanto no plano frontal quanto lateral do veículo. Güler (2006) modelou a suspensão e investigou a diferença entre a análise dinâmica do sistema considerando os corpos rígidos ou elásticos. O autor concluiu que, para o primeiro passo no desenvolvimento de uma suspensão, o modelo de corpos rígidos é adequado. Buscando aplicações destes conceitos, Torres (2011) fez uma análise dinâmica de um veículo da classe fórmula SAE, que utiliza suspensão duplo “A”. Os estudos foram feitos por meio do software de análise dinâmica ADAMS concluindo que a análise feita em ADAMS envolve muitas aproximações às quais podem ser incompatíveis com a fabricação do veículo. Rataiczky et al (2010) apresentaram um modelo com mecanismo plano de quatro barras, visando o aperfeiçoamento da suspensão de um veículo da classe baja SAE, concluíram que o método de análise por mecanismos plano de quatro barras é válido através de comparação com a análise em ADAMS. Barroso et al (2015) analisaram as forças presentes em um sistema de suspensão indiretamente atuada através da razão de instalação, porém sem levar em consideração as variações da mesma e suas influências nessas forças.

Visto que, a geometria do sistema de suspensão influencia significativamente no comportamento do veículo, faz-se imprescindível o estudo dos parâmetros geométricos que

são necessários para o desenvolvimento de um sistema de suspensão. Sendo assim, o objetivo deste trabalho é contribuir para o desenvolvimento de uma suspensão duplo “A”, no plano frontal, com o estudo das variações do *camber angle*, centro de rolagem e razão de instalação, em função da geometria e deslocamento vertical da roda. Adicionalmente, apresentar uma aplicação do estudo realizado, no desenvolvimento de uma suspensão duplo A de um veículo de classe fórmula SAE.

2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Os parâmetros iniciais para o desenvolvimento do sistema de suspensão são determinados em função do comportamento desejado para o veículo. A frequência natural ω_n e a deflexão estática Δ_{st} são fatores que expressam a rodagem do veículo.

A deflexão estática é definida como a razão entre o peso do veículo (W), em N, e a rigidez equivalente na roda (K_W), em N/m, conforme Equação 1, ou seja, o deslocamento do sistema até a posição de equilíbrio estático. Esta delimita, não só a altura de rodagem como, também, a disposição do curso dos amortecedores. Esse último demanda atenção, pois como se faz necessário um curso suficiente para que o veículo seja capaz de absorver as irregularidades da pista e manter o máximo contato dos pneus com a mesma, o amortecedor disponível passa a ser um fator limitante.

$$\Delta_{st} = \frac{W}{K_W} \quad (1)$$

A relação entre a excitação advinda da pista e a resposta dinâmica do veículo, pode ser caracterizada pela frequência natural (ω_n). Essa é uma particularidade de cada sistema já que depende da massa (m) e rigidez (K) do mesmo. A princípio é apresentado um modelo de 1 grau de liberdade 1/4 de veículo, utilizando a rigidez equivalente na roda, a fim de simplificar a sua análise de movimento vibratório. Para tal modelo a frequência natural é dada pela Equação 2. Em altas frequências a aceleração da excitação da pista aumenta em amplitude e por isso o isolamento da carroceria é obtido ao condicionar a frequência natural ao valor mais baixo possível para um dado peso do veículo. (GILLESPIE, 1992).

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_W}{m}} \quad (2)$$

Como a frequência natural, em rad/s, e a deflexão estática, em m, são dependentes um do outro, conforme a Equação 3, onde (g) é a aceleração da gravidade em m/s^2 , faz-se

necessária a definição de uma premissa e posterior iteração ao longo do processo para avaliar o compromisso da geometria desenvolvida com esses critérios iniciais.

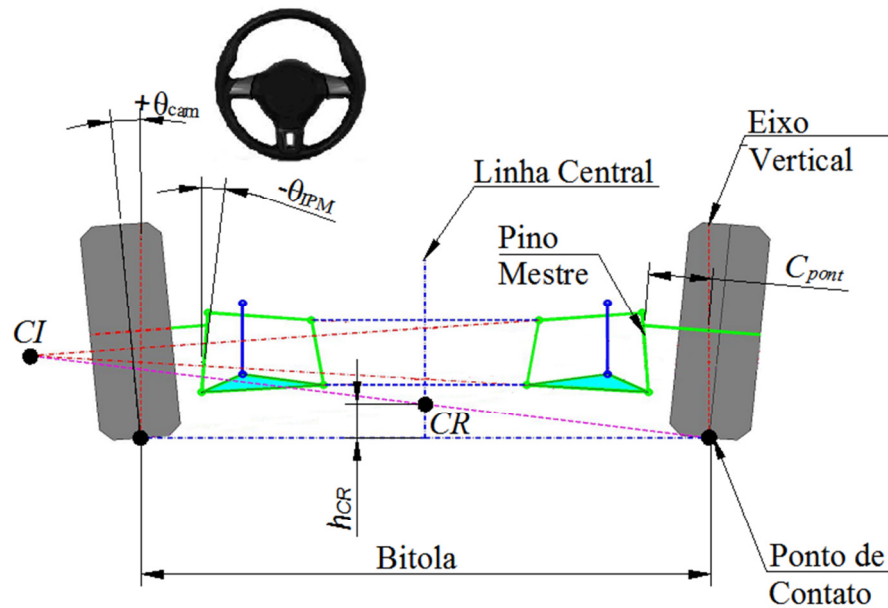
$$\omega_n = \sqrt{\frac{g}{\Delta_{st}}} \quad (3)$$

A frequência natural é, comumente, indicada em Hz. Para isso, deve-se dividir o valor encontrado na Equação 3 por 2π .

A metodologia utilizada no desenvolvimento da geometria da dianteira de um veículo é a mesma utilizada para o desenvolvimento da geometria traseira do mesmo. Em função disso, deve-se, primeiramente, definir a bitola do eixo em questão e o centro instantâneo de rolamento da carroceria ou, apenas, o centro de rolagem (*CR*). O centro de rolagem é para onde a força lateral, que age no centro de gravidade do veículo, é transmitida através de um momento e uma força, definindo o comportamento da carroceria. Este comportamento, dependente da altura do (*CR*) pode ser visto como a rolagem da carroceria associada com uma elevação ou rebaixamento da mesma. (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).

O ponto de intersecção das linhas de propagação dos braços superiores e inferiores é chamado de polo ou centro instantâneo de movimento da roda (*CI*). Conseqüentemente, a linha que passa pelo polo e pelo ponto de contato do pneu com o solo define o centro instantâneo de rolagem da carroceria, quando intercepta o plano médio do veículo. A Figura 2 apresenta a bitola, o centro de rolagem e centro instantâneo de movimento da roda de um veículo genérico.

Figura 2 – Parâmetros geométricos no plano frontal



Fonte: Autor

Como os centros instantâneos de movimento das rodas (CI) são pontos situados em espaço tridimensional, é interessante a divisão dos posicionamentos dos mesmos em dois planos perpendiculares entre si, neste caso o plano frontal e lateral. O plano frontal é representado na Figura 2, enquanto o plano lateral é definido ao observar um dos lados do veículo. Este trabalho se limita ao posicionamento dos polos no plano frontal, porém, faz-se necessário um estudo mais aprofundado do sistema como um todo em trabalhos futuros.

Os dois pontos mais externos dos braços superiores e inferiores de uma suspensão duplo “A” definem o pino mestre, que é o eixo por onde a roda revoluciona ao ser solicitada pela direção. Por isso, é importante estudar os efeitos que a geometria causa neste parâmetro e, conseqüentemente, no comportamento do veículo. O pino mestre é dependente do acondicionamento dos componentes do eixo dentro da roda. A Inclinação do Pino Mestre (IPM) ou *KingPin Inclination (KPI)*, e o posicionamento do mesmo são responsáveis por um dos fatores muito importantes para a dirigibilidade do veículo, o braço à terra. O pino mestre e sua inclinação podem ser observados na Figura 2.

O braço à terra é a distância do centro de contato do pneu com o solo até o ponto em que o pino mestre intercepta o solo. Esse é responsável pelo auto-alinhamento do carro, em frenagens ou acelerações, pelo retorno das rodas quando esterçadas e pela força necessária para o esterçamento das mesmas. (GILLESPIE, 1992).

Finalmente, os elementos atuadores são acondicionados, levando em consideração que, seu posicionamento deve estar de acordo com a premissa de rigidez equivalente na roda. Este compromisso entre a rigidez do sistema de atuadores (K_S) e a rigidez equivalente na roda (K_W) é estabelecido pela razão de instalação, ou *instalation ratio* (IR), conforme Equação 4.

$$K_W = K_S \cdot IR^2 \quad (4)$$

A razão de instalação é razão entre o deslocamento da mola (Δ_S) e o deslocamento vertical da roda relativo à carroceria (Δ_W), como mostrada na Equação 5. (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).

$$IR = \frac{\Delta_S}{\Delta_W} \quad (5)$$

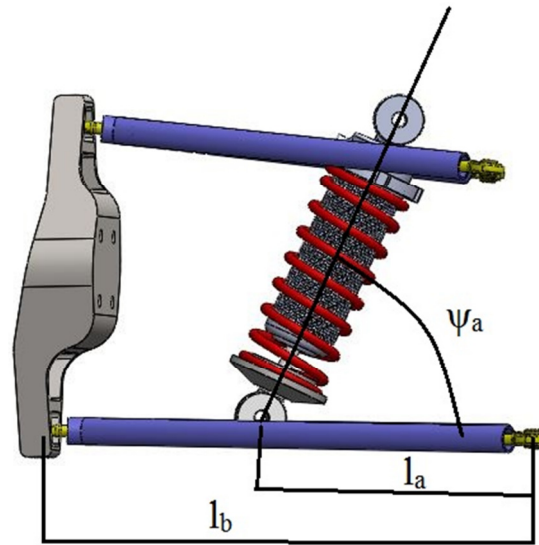
Geralmente, essa relação é expressa de forma analítica, por uma razão de alavancas, considerando os seus ângulos de ação. Desse modo, a razão de instalação (IR) é dada pelo produto de todas as razões de instalação presentes entre a roda e o conjunto de atuadores. (DIXON, 2009). Conforme as Equações 6 e 7, para atuação direta e indireta, respectivamente.

$$IR = \frac{l_a \text{sen} \psi_a}{l_b} \quad (6)$$

$$IR = \frac{l_a \text{sen} \psi_a}{l_b} \frac{l_{ai} \cos \psi_{ai}}{l_{bi} \cos \psi_{bi}} \quad (7)$$

Onde l_b é definido como a distância do ponto de fixação na carroceria ao ponto de fixação na manga de eixo, no braço onde é acondicionado o atuador (amortecedor ou haste). Assim, como l_a é definido como a distância do ponto de fixação na carroceria ao ponto de fixação do atuador. O ângulo de ação ψ_a é definido entre a linha perpendicular ao braço e o eixo do atuador. Na Figura 3 são mostradas as alavancas l_b , l_a e o ângulo de ação, oposto pelo vértice para facilitar a visualização. As Figuras 3 e 4 apresentam as alavancas e os ângulos de ação, nas suspensões de atuação direta e indireta, respectivamente.

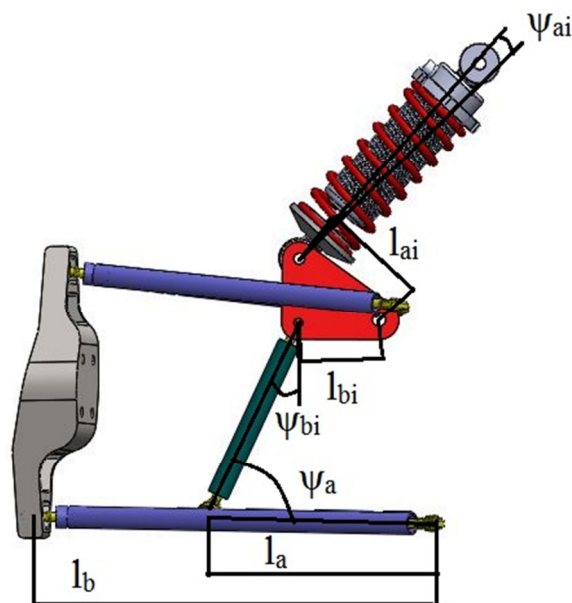
Figura 3 – Alavancas e ângulos de ação da suspensão diretamente atuada



Fonte: Autor

Analogamente, na Figura 4 se apresenta outro aspecto da geometria do sistema onde: l_{bi} é definido como a distância do ponto de fixação do balancim na carroceria ao ponto de fixação da haste no balancim. Enquanto, l_{ai} é definido como a distância do ponto de fixação do balancim na carroceria ao ponto de fixação do amortecedor balancim. Os ângulos de ação ψ_{bi} e ψ_{ai} são definidos entre a linha perpendicular às alavancas l_{bi} e l_{ai} e o eixo da haste e do amortecedor, respectivamente.

Figura 4 – Alavancas e ângulos de ação da suspensão indiretamente atuada



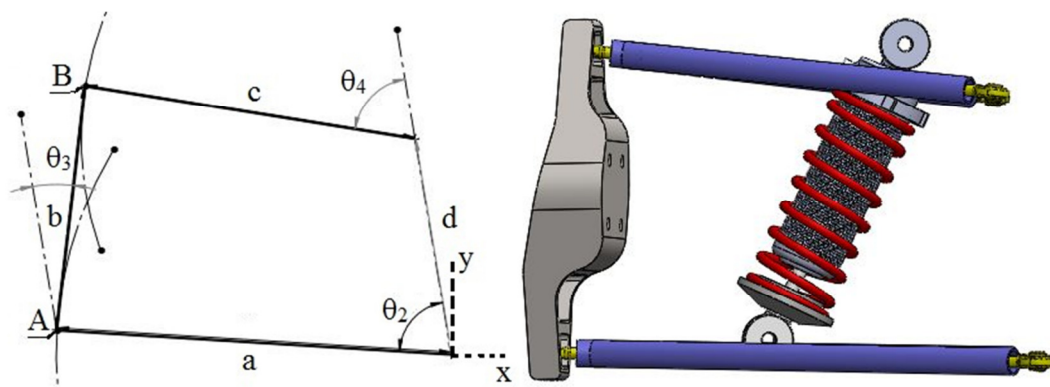
Fonte: Autor

Os comprimentos dos braços, haste e balancim são constantes, ao considerar corpos rígidos, durante todo o movimento vertical da roda, entretanto, seus ângulos de ação não. Por este motivo, deve-se conhecer a variação da razão de instalação pelo deslocamento vertical da roda para ter um discernimento mais preciso do comportamento do sistema.

A suspensão duplo “A” permite flexibilidade também na configuração dos braços, pois através das variações dos ângulos e comprimento dos mesmos é possível obter diferentes configurações geométricas para a suspensão. Os braços podem ser horizontais e paralelos, inclinados e paralelos ou apenas inclinados. (SMITH, 1978). Além disso, os braços podem possuir comprimentos diferentes.

A suspensão duplo “A” pode ser modelada como um mecanismo plano de quatro barras, onde os braços inferiores representam o elo a , o pino mestre o elo b , os braços superiores o elo c e o elo terra, d , é representado pelos apoios na estrutura do veículo, conforme representado na Figura 5.

Figura 5 – Comparação entre o mecanismo plano de quatro barras e a suspensão



Fonte: Autor

O método de análise de posição de mecanismo de quatro barras possibilita um melhor entendimento da cinemática do sistema de suspensão. As Equações 8 à 13 descrevem o movimento do mecanismo representado na Figura 5, através das posições dos pontos $A(x,y)$ e $B(x,y)$. (NORTON, 2010).

$$A_x = a \cos \theta_2 \quad (8)$$

$$A_y = a \sin \theta_2 \quad (9)$$

$$B_x = \frac{a^2 - b^2 + c^2 - d^2}{2(A_x - d)} - \frac{2A_y B_y}{2(A_x - d)} = S - \frac{2A_y B_y}{2(A_x - d)} \quad (10)$$

$$B_Y^2 + \left(S - \frac{2A_Y B_Y}{2(A_X - d)} - d \right)^2 - c = 0 \quad (11)$$

$$\theta_3 = \tan^{-1} \left(\frac{B_Y - A_Y}{B_X - A_X} \right) \quad (12)$$

$$\theta_4 = \tan^{-1} \left(\frac{B_Y}{B_X - d} \right) \quad (13)$$

Esse equacionamento pode ser utilizado para o desenvolvimento de rotinas implementadas no software Matlab para efetuar as simulações do comportamento de diferentes geometrias de suspensão duplo “A”. Ainda por meio das ferramentas disponibilizadas pelo software, algumas figuras são geradas para enriquecer a percepção do estudo desenvolvimento. Alguns conceitos de álgebra linear, como produto escalar, são utilizados para auxiliar na implantação das equações.

Comprova-se a existência de muitos estudos sobre a metodologia de desenvolvimento da geometria de uma suspensão duplo “A”. Ainda há diversos estudos também sobre as análises estrutural e vibratória do sistema de suspensão. A rigidez equivalente do sistema é frequentemente utilizada nessas análises. A mesma depende da razão de instalação do sistema um parâmetro que varia quando a suspensão é solicitada. Entretanto, observa-se uma carência de estudos focados à cinemática do sistema de suspensão duplo “A”, aos seus tipos de acionamento direto ou indireto e aos seus parâmetros como a razão de instalação. Aqui se faz uma análise do comportamento cinemático do sistema de suspensão duplo “A” com destaque à razão de instalação, centro de rolagem e *camber angle*.

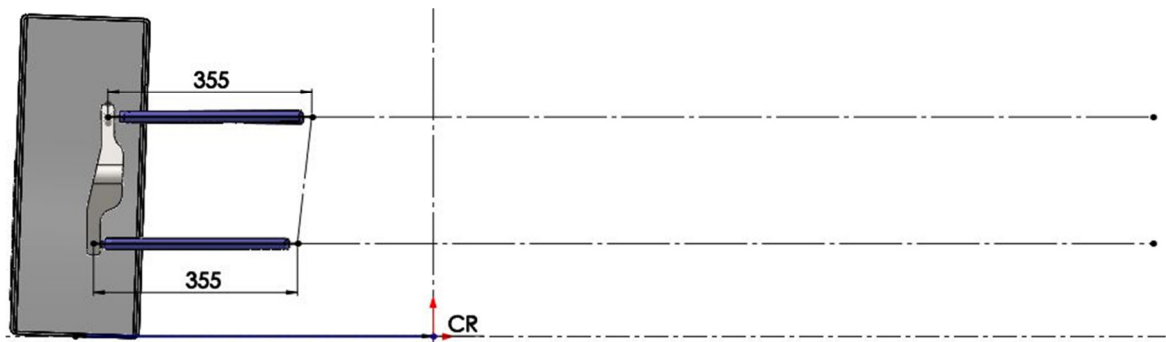
3 ANÁLISE E DESENVOLVIMENTO

Algumas considerações iniciais devem ser feitas antes de apresentar a análise do comportamento cinemático do sistema de suspensão. A primeira delas é que este estudo modela a suspensão como corpo rígido, desconsiderando as deformações, as folgas do sistema e os graus de liberdade das juntas. Tais considerações podem ser feitas para uma primeira análise do comportamento do sistema. (GÜLER, 2006). A segunda delas é que o movimento vertical da roda pode ser reproduzido por B_Y , coordenada vertical da junta B , previamente mostrada na Figura 5.

A terceira é que, o deslocamento vertical da roda indicado neste trabalho é relativo à carroceria. Em outras palavras, a carroceria é definida como referencial móvel para melhor

entendimento do sistema. São poucas as situações onde essa consideração é válida. Uma delas é constatada quando um veículo, em alta velocidade, encontra um obstáculo na pista. Dessa maneira, a frequência de excitação é elevada relativamente à frequência natural do sistema e, através do conceito de transmissibilidade, é possível demonstrar que o a transmissão do deslocamento vertical da roda à carroceria é minimizado. (INMAN, 2008). A outra situação é atribuída ao carregar-se um veículo que se encontra no equilíbrio estático. O mesmo irá se movimentar, diminuindo sua altura de rodagem, e esse movimento pode ser transformado em um movimento relativo das rodas. O veículo deve ser capaz de desempenhar a sua função em diversas situações de carregamento. Portanto, as duas situações justificam o emprego do movimento vertical das rodas relativo à carroceria neste estudo. Faz-se o estudo de quatro tipos de configurações geométricas para o sistema de suspensão duplo “A” a fim de entender o comportamento do centro de rolagem e o do *camber angle*. As Figuras 6 a 9 apresentam as configurações utilizadas nesse estudo.

Figura 6 – Suspensão de braços horizontais e paralelos (Caso 1)



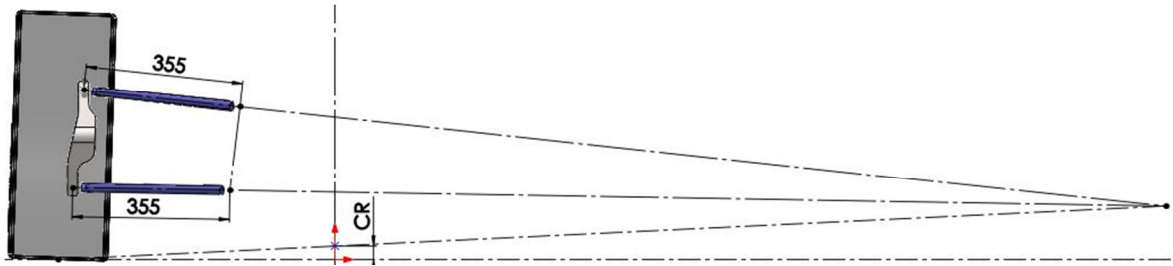
Fonte: Autor

Figura 7 – Suspensão de braços inclinados e paralelos (Caso 2)



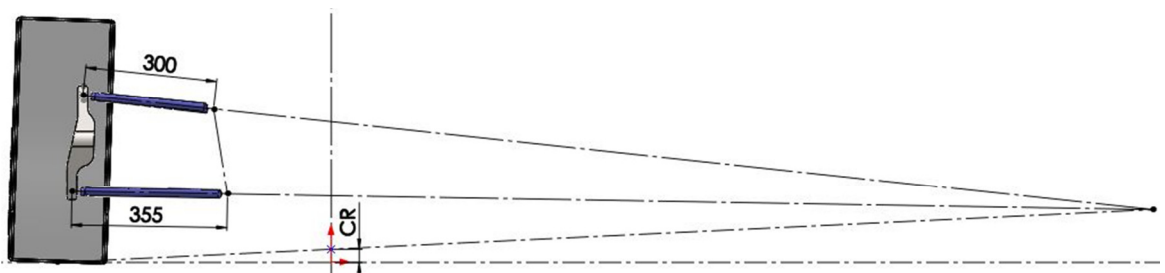
Fonte: Autor

Figura 8 – Suspensão de braços inclinados e de tamanhos iguais (Caso 3)



Fonte: Autor

Figura 9 – Suspensão de braços inclinados e de tamanhos diferentes (Caso 4)



Fonte: Autor

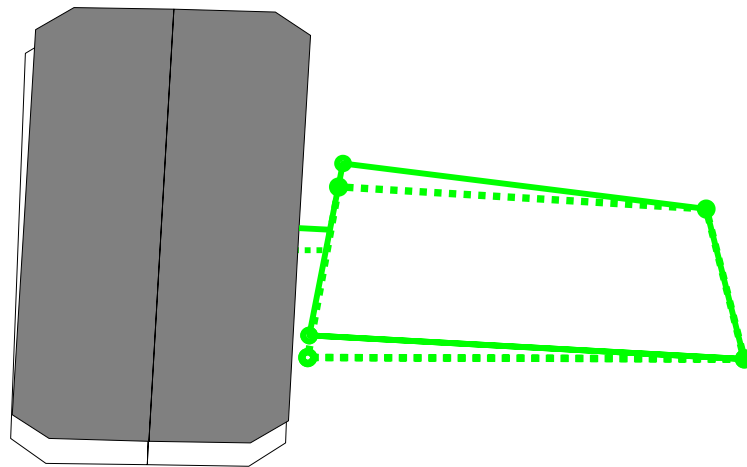
As análises cinemáticas são efetuadas para o sistema de suspensão dianteiro esquerdo visto pelo motorista.

3.1 Centro de rolagem e *camber angle*

A verificação do centro de rolagem e *camber angle* é feita em duas posições de operação de um veículo: na linha de equilíbrio estático e; na posição em que a roda esquerda atinge 30 mm de deslocamento vertical. As posições são mostradas, para o tipo de braços inclinados e de tamanhos diferentes, na Figura 10.

A altura do centro de rolagem foi definida em 30 mm acima do solo nas geometrias modeladas para facilitar as análises, com exceção daquela com os braços horizontais e paralelos, onde por definição o centro de rolagem se encontra no solo, posição de altura igual a 0 mm.

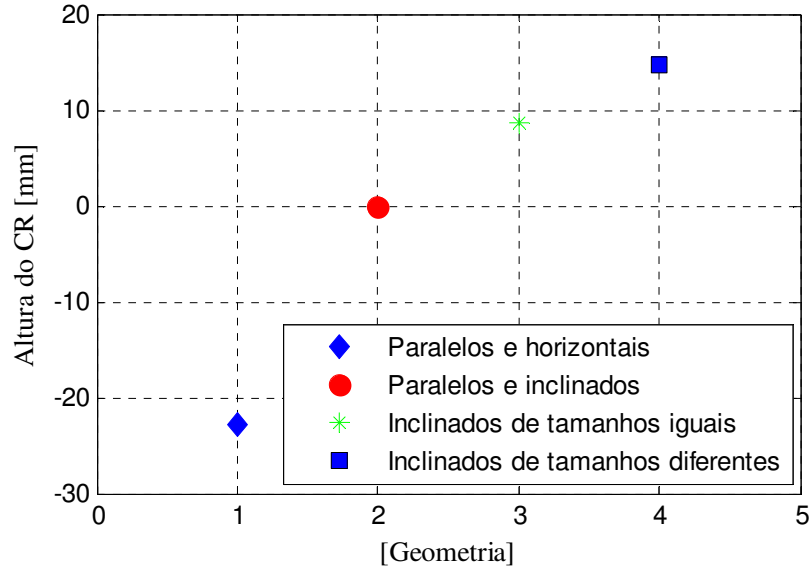
Figura 10 – Suspensão do lado direito do veículo no equilíbrio estático e após 30 mm de deslocamento vertical



Fonte: Autor

A Figura 11 apresenta a altura do centro de rolagem *CR* de um veículo após o deslocamento vertical da roda, para as quatro geometrias de braços.

Figura 11 – Altura do centro de rolagem para cada geometria

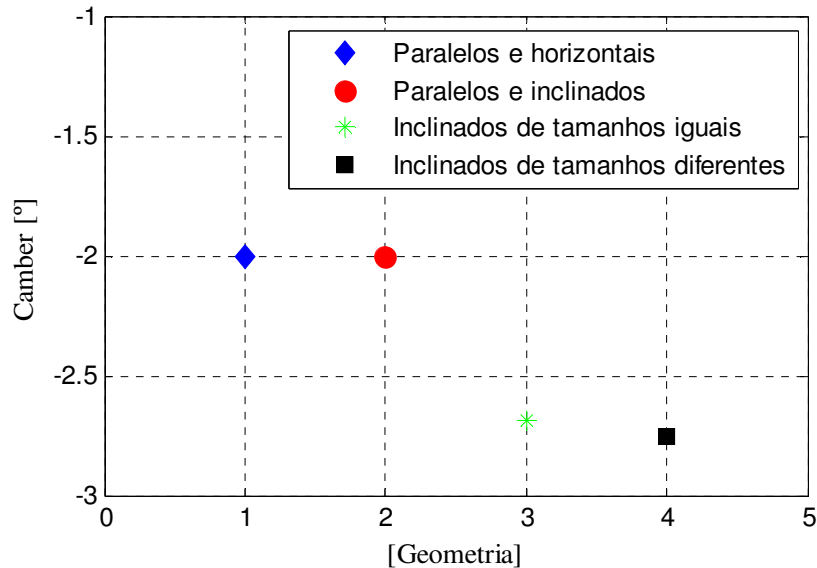


Fonte: Autor

Percebe-se que, para um mesmo deslocamento vertical, a geometria de braços inclinados e paralelos teve a maior variação do centro de rolagem. Em contrapartida, a geometria de braços inclinados de tamanhos diferentes obteve a menor variação. Além disso, verifica-se que o centro de rolagem da geometria de braços horizontais e paralelos encontra-se abaixo do solo.

O *camber angle* inicial foi definido em -2° , um valor frequentemente encontrado em alguns veículos. (GILLESPIE, 1992). A Figura 12 apresenta valores de *camber angle* após o deslocamento vertical da roda, para as quatro geometrias.

Figura 12 – *Camber angle* para cada geometria



Fonte: Autor

Constata-se que o paralelismo dos braços garante a condição inicial do *camber angle* na posição mais elevada da roda. (SMITH, 1978). Enquanto, a inclinação dos mesmos induz uma variação nos valores de *camber angle* que é ampliada quando os braços superiores são menores.

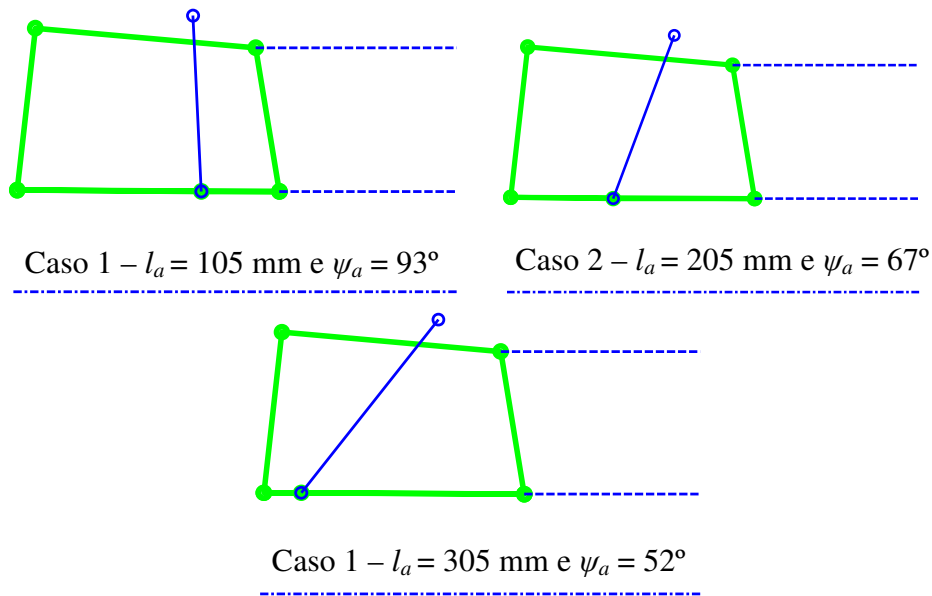
3.2 Razão de instalação (*IR*)

O estudo da variação da razão de instalação busca entender as influências decorrentes do posicionamento das molas e amortecedores. Adota-se o mesmo método de análise de posições do mecanismo plano de quatro barras, proposto acima, para verificar o comportamento da razão de instalação durante o deslocamento vertical da roda em relação ao chassi. O esboço de duas geometrias de atuação é efetuado e, posteriormente, as posições dos elementos de atuação são variadas. Nos gráficos à seguir, será apresentada a comparação entre a razão de instalação analítica, calculada através das relações de alavancas e ângulos de ação na posição de equilíbrio estático, e a razão de instalação real, simulada através do software Matlab.

Na geometria de atuação direta, tanto a posição do apoio do conjunto de atuação na estrutura como o tamanho do braço inferior l_b são mantidos constantes, enquanto a fixação

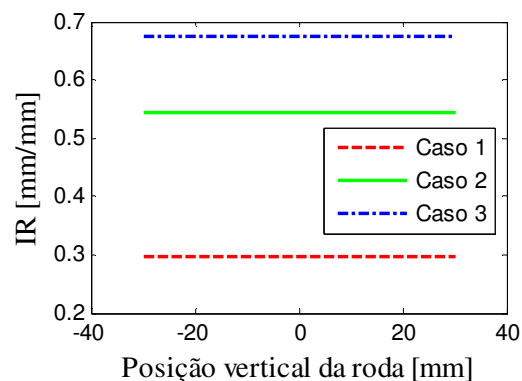
nos braços inferiores da suspensão l_a é alterada. Dessa maneira, é possível identificar de que forma este posicionamento influencia na razão de movimento. As Figura 13 e Figura 14 apresentam três casos de posicionamentos diferentes e os valores da razão de instalação através do cálculo analítico, respectivamente.

Figura 13 – Três casos com posicionamento diferentes de atuação direta



Fonte: Autor

Figura 14 – Valores analíticos da razão de instalação para os três casos apresentados acima

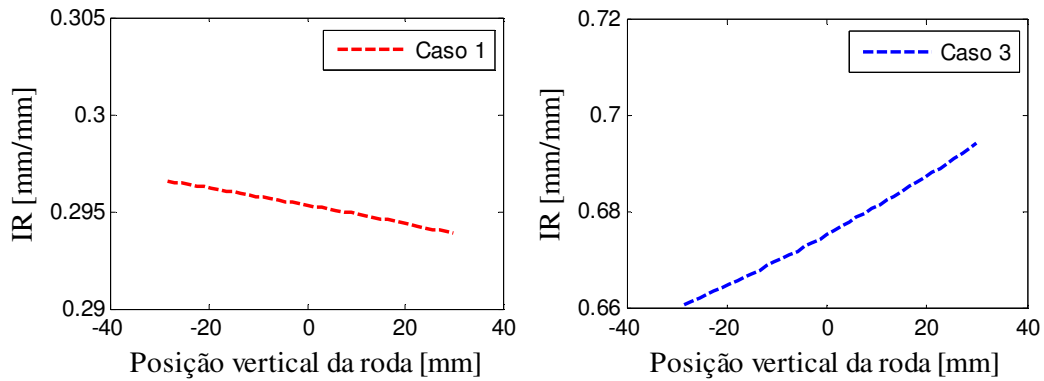


Fonte: Autor

Nota-se que, quanto menor a distância l_a , menor a razão de instalação. Entretanto, como a razão de instalação não é constante em todo o curso do sistema deve-se averiguar o comportamento da mesma. A Figura 15 apresenta o comportamento da razão de instalação em

função do deslocamento vertical da roda para os casos 1 e 3, com a finalidade de avaliar a influência que o ângulo ψ_a tem neste comportamento.

Figura 15 – Comportamento da razão de instalação em função do deslocamento vertical da roda para os casos 1 e 3



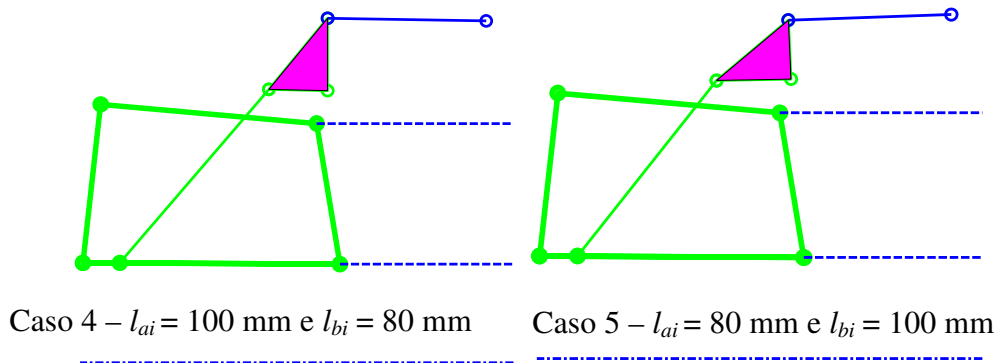
Fonte: Autor

Percebe-se que quanto mais próximo de 90° o ψ_a menor a variação da razão de instalação e valores agudos de ψ_a garantem o comportamento progressivo da razão de instalação, enquanto valores obtusos, o digressivo.

Na geometria de atuação indireta, neste caso atuada por *pushrod*, o apoio da haste no braço inferior l_a é mantido constante, visto que a análise é análoga à anterior, enquanto varia-se a geometria do balancim. Tanto sua relação de alavancas l_{ai} e l_{bi} , quanto os seus ângulos de ação ψ_{ai} e ψ_{bi} . Quatro configurações são geradas para verificar o comportamento da razão de instalação.

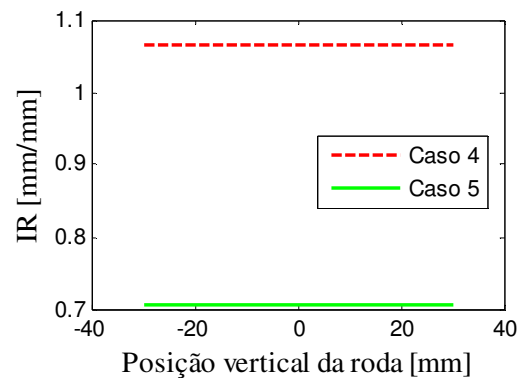
Dois casos com valores diferentes nas dimensões do balancim l_{ai} e l_{bi} e com os mesmos valores dos ângulos ψ_{ai} e ψ_{bi} são representados na Figura 16. Seus valores analíticos de razão de instalação são mostrados na Figura 17.

Figura 16 - Dois casos de suspensão atuada por *pushrod* com dimensões de balancim diferentes



Fonte: Autor

Figura 17 – Valores analíticos da razão de instalação para os dois casos apresentados acima

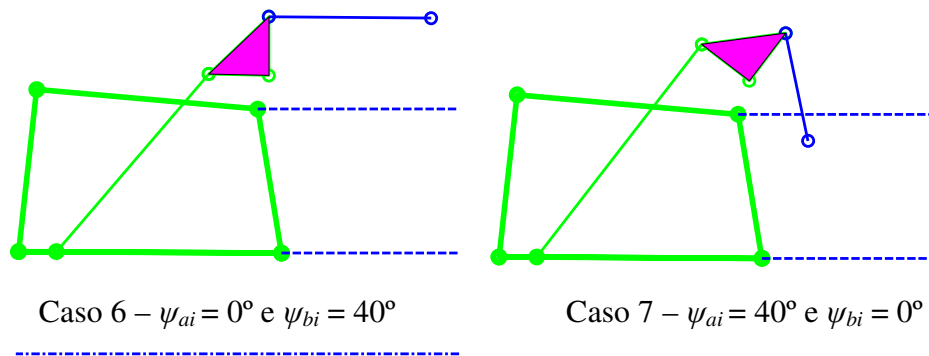


Fonte: Autor

Evidencia-se que, a quanto maior o comprimento da alavanca l_{ai} em relação ao comprimento de l_{bi} , maior a razão de instalação. Porém, faz-se necessário averiguar a influência dos ângulos de ação do balancim no comportamento da razão de instalação.

Para isso, avaliam-se mais dois casos com valores diferentes dos ângulos ψ_{ai} e ψ_{bi} e com os mesmos valores nas dimensões do balancim l_{ai} e l_{bi} representados na Figura 18.

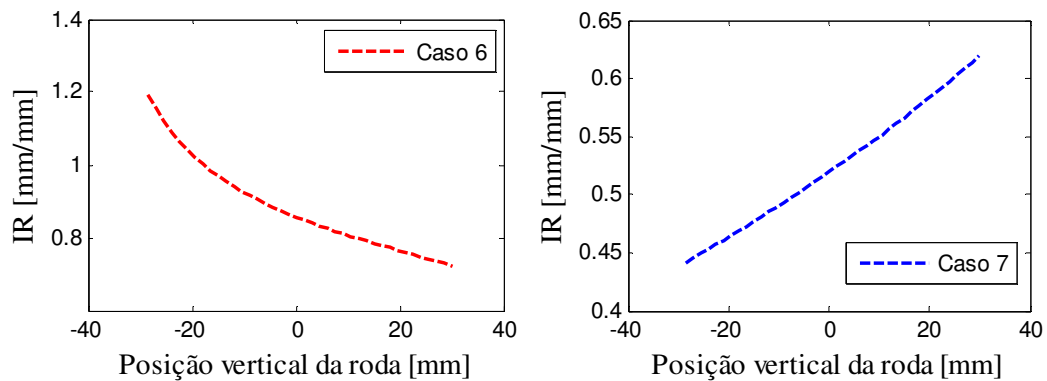
Figura 18 – Dois casos de suspensão atuada por *pushrod* com ângulos de ação do balancim diferentes



Fonte: Autor

Já na Figura 19 mostra-se o comportamento da razão de instalação em função do deslocamento vertical da roda para os casos 6 e 7, com a finalidade de avaliar a influência que os ângulos ψ_{ai} e ψ_{bi} têm neste comportamento.

Figura 19 – Comportamento da razão de instalação em função do deslocamento vertical da roda para os casos 6 e 7



Fonte: Autor

Percebe-se que valores agudos de ψ_{ai} imprimem o comportamento progressivo da razão de instalação, enquanto valores agudos de ψ_{bi} imprimem o comportamento digressivo.

4 APLICAÇÃO EM VEÍCULO DE CLASSE FÓRMULA SAE

Um veículo de classe fórmula SAE é um protótipo desenvolvido e fabricado por estudantes de engenharia. Opta-se pela utilização da suspensão duplo “A” por causa da versatilidade geométrica e por garantir melhor condicionamento da roda. Esse sistema de suspensão é frequentemente utilizado nesses protótipos. O estudo dos parâmetros executado neste trabalho pode então ser aplicado no desenvolvimento da suspensão dianteira de um

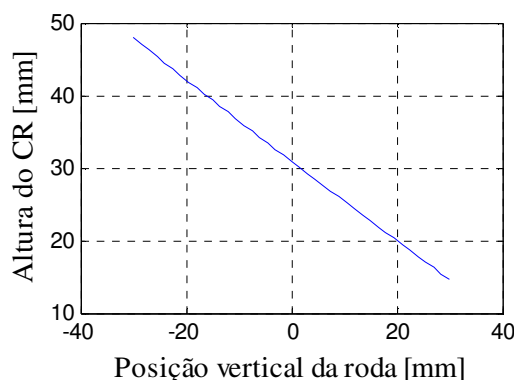
veículo dessa classe. O objetivo desta aplicação é avaliar a geometria de suspensão duplo “A” definida para o veículo em questão e, não, justificar a seleção do tipo de suspensão.

Primeiramente, de acordo com estimativa de massa do veículo, define-se a frequência natural ω_n e a deflexão estática Δ_{st} . Com isso é possível adotar a altura de rodagem do mesmo.

Posteriormente, efetua-se uma pesquisa de referência, em outros protótipos, em busca de um valor ideal de bitola e é definida em 1250 mm. Definido o valor da bitola, adota-se a altura do centro de rolagem CR para a posição de equilíbrio estático. O centro de rolagem abaixo do solo induz o rebaixamento da carroceria durante o movimento vertical da roda. O inverso ocorre ao posicionar o centro de rolagem acima do solo. Como o veículo de classe formula SAE é um veículo naturalmente baixo, opta-se por posicionar o centro de rolagem acima do solo. Sendo a altura do centro de gravidade CG estimada em 250 mm, é interessante posicionar o centro de rolagem entre o CG e o solo. O compromisso aqui é visto entre a o aumento rolagem da carroceria, CR próximo ao solo, e o aumento da força que tende a suspender a carroceria, CR próximo ao CG . (SMITH, 1978). A sua altura é definida, através de pesquisa de referência, em 30 mm.

Logo, seleciona-se a configuração de geometria que apresenta menor variação do centro de rolagem. De acordo com os estudos efetuados, sabe-se que a configuração de braços inclinados e de tamanhos diferentes oferece a menor variação do centro de rolagem. A Figura 20 apresenta a variação da altura do centro de rolagem.

Figura 20 – Posição do centro de rolagem para a geometria definida em o veículo fórmula SAE

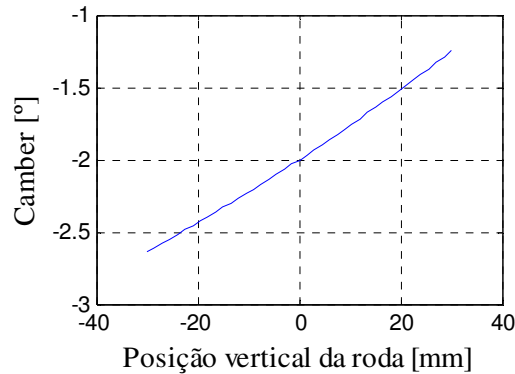


Fonte: Autor

Verifica-se que o centro de rolagem em nenhum momento fica abaixo do solo, justificando a escolha da configuração de braços e da altura do centro de rolagem.

Após, adota-se um *camber angle* de -2° , pois pequenos valores negativos de *camber angle* favorecem a absorção de esforços laterais em curvas, situação que se inverte com ângulos positivos. (GILLESPIE, 1992). A Figura 21 mostra a variação do *camber angle*.

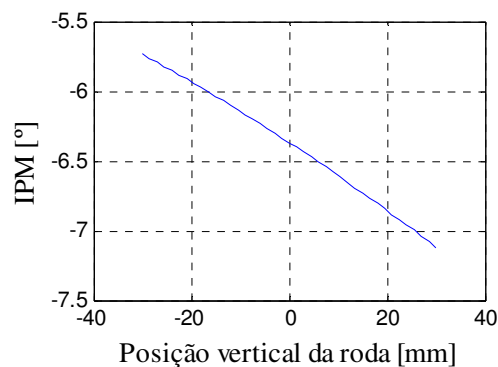
Figura 21 – *Camber angle* para a geometria definida em um veículo fórmula SAE



Fonte: Autor

Posteriormente, o comprimento e a inclinação do pino mestre são adotados de acordo com as dimensões dos componentes e do espaço interno da roda. O compromisso aqui é o menor valor possível para o ângulo de inclinação do pino mestre. (STANIFORTH, 1999). Devido à dimensão dos componentes, a inclinação obtida foi de $-6,37^\circ$. Também, é desejável que não haja muita variação deste ângulo, visando não interferir no comportamento da direção. A Figura 22 apresenta a variação da inclinação do pino mestre (*IPM*).

Figura 22 – Inclinação do pino mestre para a geometria definida em um veículo fórmula SAE

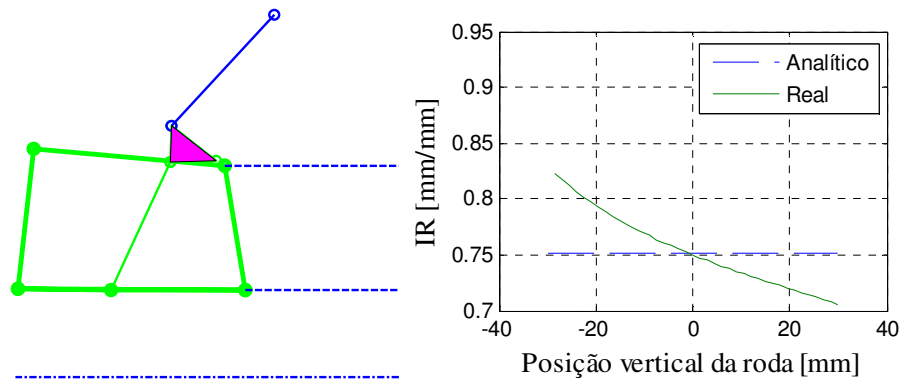


Fonte: Autor

Seguidamente, define-se a configuração dos elementos de atuação. Opta-se aqui, pela utilização de atuação indireta por conta da maior possibilidade de variação da razão de instalação. Acondiciona-se os elementos de atuação na posição mais favorável da carroceria e

define-se a razão de instalação na posição de equilíbrio estático. Sendo l_a , l_b , l_{ai} e l_{bi} iguais a 208 mm, 355 mm, 90 mm e 72 mm e ψ_a , ψ_{ai} e ψ_{bi} iguais a 65°, 5° e 28°, respectivamente. A Figura 23 apresenta o comportamento da razão de movimento e a disposição dos braços e elementos de atuação.

Figura 23 – Razão de instalação para a geometria definida para o veículo fórmula SAE



Fonte: Autor

A partir disso, os critérios iniciais podem ser reavaliados, para que se tenha um compromisso entre a rigidez do sistema e a rigidez equivalente na roda, adequado para a aplicação. Este é apenas um passo para o desenvolvimento da suspensão duplo "A" em um veículo. Deve-se ainda definir a geometria e analisar a cinemática no plano lateral. Verificar o comportamento do veículo para situações de frenagem e de curvas, repetir a metodologia para o desenvolvimento da suspensão traseira e averiguar cinemática pertinente aos dois eixos. Esses passos não são abordados neste trabalho.

Após a finalização da montagem do veículo, faz-se um experimento para avaliar o valor da razão de instalação. A Figura 24 apresenta a suspensão dianteira do veículo.

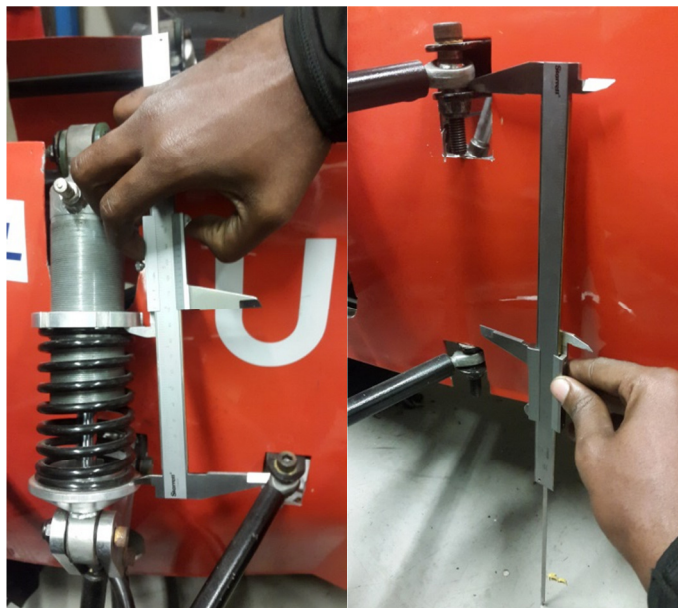
Figura 24 – Suspensão dianteira do veículo fórmula SAE



Fonte: Autor

Nesse experimento, o comprimento da mola dianteira é aferido com o carro suspenso e, novamente, logo após a deflexão estática, resultando em um deslocamento de 18,7 mm. O mesmo procedimento é realizado com um ponto na dianteira da carroceria, de modo que ao suspender o veículo, no instante em que as rodas perdem o contato com o solo, a aferição da altura deste ponto, em relação ao solo, é aferida. Após a deflexão estática, faz-se a medição da altura do mesmo referencial resultando em um deslocamento de 30,4 mm. A Figura 25 apresenta algumas etapas do experimento.

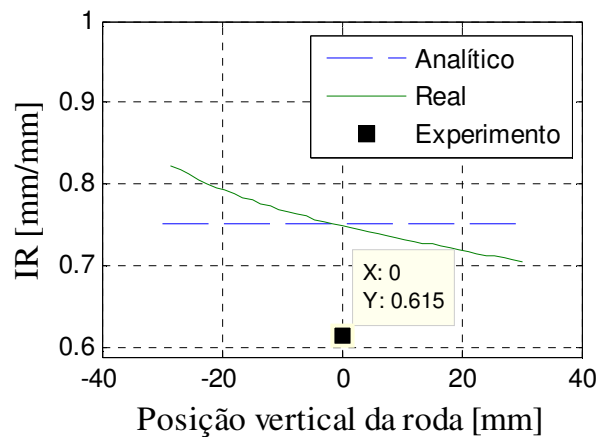
Figura 25 – Aferição do comprimento da mola e altura do referencial na carroceria



Fonte: Autor

Então é calculada a razão de instalação utilizando a Equação 5 e comparada com o resultado da análise de posições. Ressalta-se que a medição é feita apenas na condição de equilíbrio estático e que para melhorar os resultados faz-se necessário a aferição em outras posições. A comparação é mostrada na Figura 26.

Figura 26 – Comparação entre as razões de instalação



Fonte: Autor

Verifica-se que, para a posição de equilíbrio estático, o valor experimental indica uma diferença de aproximadamente 18%. Tal diferença pode ser devido ao desalinhamento do veículo durante a construção, às imperfeições na montagem, às deformações e folgas do sistema e aos graus de liberdade das juntas. Como citado anteriormente, a própria análise por meio do software concebe aproximações no posicionamento dos componentes as quais podem ser incompatíveis com a fabricação do veículo.

5 CONCLUSÕES

Ao final deste trabalho, revela-se que, ao longo do desenvolvimento de uma suspensão, é imprescindível o estudo do comportamento dos seus parâmetros geométricos, centro de rolagem, *camber angle* e razão de instalação, durante o movimento vertical da roda. As variações no centro de rolagem e no *camber angle* devem ser condicionadas através da configuração do tamanho e inclinação dos braços. Enquanto a razão de instalação deve ser condicionada através do processo iterativo entre o compromisso dos critérios iniciais e a relação de alavancas e ângulos de ação dos elementos de atuação.

O estudo da razão de instalação instiga, ainda, o interesse no desenvolvimento de suspensões progressivas e digressivas. Essas características podem também ser obtidas através de molas helicoidais cônicas e cilíndricas com passo variável. Entretanto, além da fabricação

desses elementos ser um processo complexo e caro, o sistema fica limitado à faixa de rigidez oferecida pela mola. Enquanto, o elemento balancim pode ser fabricado a fim de ter diferentes pontos de fixação, resultando em diferentes faixas de rigidez utilizando molas cilíndricas de passo constante, que tem seu processamento de forma mais simples e barata.

Algumas considerações foram feitas durante o estudo, tais como modelar o sistema como corpo rígido, analisar apenas o plano frontal da suspensão, não explorar a variação da rigidez equivalente na roda em função da razão de instalação. Por isso, como trabalho futuro, propõe-se prosseguir com o estudo no plano frontal da suspensão e aprofundar o entendimento sobre a influência da razão de instalação na rigidez equivalente na roda e no comportamento do veículo em curvas. Adicionalmente, pretende-se expandir o estudo para o plano lateral da suspensão e investigar as variações do *caster angle* e do centro de rolagem e a influência que as condições de anti-arfagem exercem sobre o comportamento do veículo em frenagens e acelerações.

REFERÊNCIAS

- BARROSO, D. et al. **Análise do balancim da suspensão do protótipo fórmula SAE por método de elementos finitos**. v.5. ano.31. Holos, 2015. 12 p.
- DIXON, J. **Suspension geometry and computation**. 1. ed. Reino Unido: Wiley, 2009. 417 p.
- INMAN, D. **Engineering vibration**. 3. ed. Estados Unidos da America: Pearson, 2008. 669 p.
- GENTA, G.; MORELLO, L. **The automotive chassis: Volume 1: Components design**. 1. ed. Holanda: Springer, 2009. v. 1, 627 p.
- GILLESPIE, T. **Fundamentals of vehicle dynamics**. 1. ed. Estados Unidos da América: Society of Automobile Engineers, 1992. 470 p.
- GÜLER, D. **Dynamic analisys of double wishbone suspension**. Turquia, 2006. 41 p.
- MILLIKEN, W.; MILLIKEN, D. **Race Car Vehicle Dynamics**. 1. ed. Estados Unidos da América: Society of Automobile Engineers, 1995. 890 p.
- NORTON, R; **Cinemática e dinâmica dos mecanismos**. Brasil: AMGH, 2010. 812 p.
- PATIL, M.; SHARMA, V. **Optimization, design and analysis of push rod actuated double wishbone suspension system**. v. 2, Journal of Material Science and Mechanical Engineering (JMSME): Índia, 2015. Disponível em:< <http://www.krishisanskriti.org/Publication.html>>. Acesso em: 2 jun. 2016.
- RATAICZYK, J. et al. **Um modelo para aperfeiçoamento da suspensão de um veículo do tipo minibaja**. Brasil: VI Congresso nacional de engenharia mecânica, 2010. 10 p.
- SMITH, C. **Tune to Win**. 1. ed. Estados Unidos da America: Aero Publishers, 1978. 172 p.
- STANIFORTH, A. **Competition Car Suspension: Design, Construction, Tuning**. 3. ed. Estados Unidos da America: Haynes Publishing, 1999. 268 p.
- TORRES, R. **Contribuição para o desenvolvimento de uma suspensão aplicada a um veículo fórmula SAE**. Brasil, 2011. 146 p.