

UM MODELO PARA O APERFEIÇOAMENTO DA SUSPENSÃO DE UM VEÍCULO DO TIPO MINIBAJA

Juliano Rataiczky, j.rataiczky@yahoo.com.br¹
Lucas Nobre Viana, senhor_lucas@hotmail.com¹
Hilbeth Parente Azikri de Deus, azikri@utfpr.edu.br¹

¹ Universidade Tecnológica Federal do Paraná - UTFPR, Campus Curitiba, Departamento Acadêmico de Mecânica - DAMEC, Núcleo de Mecânica Aplicada e Teórica - NuMAT, Av. Sete de Setembro, 3165, Rebouças, Curitiba-PR, Brasil, CEP 80230-901

Resumo: O presente trabalho tem por objetivo a elaboração de um modelo matemático para o desenvolvimento de um sistema de suspensão aplicado a veículos fora de estrada com características específicas. Este projeto apresenta, em sua primeira etapa, uma pré-definição da geometria dos elementos que compõem o sistema de suspensão. Dentre os inúmeros tipos existentes, o sistema de Duplo "A" (Double Wishbone) foi utilizado como base para a elaboração dos modelos. Tal sistema foi escolhido por proporcionar uma movimentação independente das rodas, além de, na prática, ser robusto e de fácil regulagem, dentre outros fatores. A abordagem do problema é feita por meio de uma simplificação do sistema Duplo "A", na qual ele é tratado como sendo um mecanismo de quatro barras plano. As geometrias destes mecanismos, tanto na dianteira quanto na traseira, definem um eixo de rolagem, em torno do qual o carro tende a girar em situações de curva. A força centrífuga gerada em curvas pode ser representada como atuante no centro de gravidade das massas suspensas do carro. A distância entre esse ponto e o eixo de rolagem do veículo é o braço de alavanca que, em conjunto com a força centrífuga gerada nas curvas, causa um momento que faz o carro pender lateralmente, tendendo ao capotamento. Vislumbrando a diminuição dessa tendência, é necessário que a geometria da suspensão seja melhorada de forma que o braço de alavanca comentado seja o menor possível. O modelo desenvolvido contou com a utilização do software MatLab®, no qual foi implementado o código numérico resultante desta primeira etapa do trabalho. O método Lagrangeano foi aplicado para a otimização das variáveis, resultando no sistema de suspensão com as características desejadas. O resultado final do problema de otimização é confrontado com um modelo implementado no software Adams®, para verificação do comportamento do veículo em curvas, utilizando-se os dados iniciais e os resultados obtidos.

Palavras-chave: Suspensão, Eixo de Rolagem, Otimização, Tendência ao Capotamento

1 INTRODUÇÃO

A suspensão de um veículo *off-road* deve, obviamente, ser projetada com minúcia, por ser um item fundamental no desempenho e dirigibilidade. O projeto inicia-se com a escolha do tipo de suspensão que melhor se adapta às necessidades do carro, sendo influenciada pelo tipo de condução, pelo terreno, condições climáticas, etc. Esta etapa foge ao escopo deste trabalho, porém cabe informar aqui que o tipo de suspensão escolhido é o Duplo "A" (ou *Double Wishbone*), tanto para a dianteira quanto para a traseira, por proporcionar uma movimentação independente das rodas, além de alguns outros fatores, como a robustez e a facilidade de regulagens.

Para desenvolvimento do trabalho, foi adotada uma abordagem simplificada, na qual o sistema de suspensão em questão será tratado como um mecanismo de quatro barras plano. A geometria do mecanismo compõe a suspensão define um centro de rolagem (também conhecido como centro de rolamento ou *roll center*), como apresentado na Fig. (1).

Unindo os centros de rolagem dianteiro e traseiro (RC_d e RC_t respectivamente) por uma reta, é obtido o eixo de rolagem, conforme mostrado na Fig (2). Em situações de curva, a força centrífuga (F_c) atuante sobre o carro pode ser representada por uma força que age lateralmente no centro de gravidade das massas suspensas do veículo, gerando assim um momento, dado pela Eq. (1). Tal momento provoca uma inclinação lateral da carroceria, tendendo a tombar o carro, além de afetar a distribuição de cargas nas rodas. O braço de alavanca desse momento é a distância (h_o) entre o centro de gravidade das massas suspensas (CG) e o eixo de rolagem.

$$M = F_c \times h_o \quad (1)$$

O problema que se pretende atenuar com o presente projeto é a tendência do carro a tombar em curvas. Para que isso seja possível, é necessário que a geometria da suspensão seja desenvolvida de forma que o braço de alavanca comentado seja o menor possível. Porém, ela também influencia no desempenho e dirigibilidade do carro, portanto deve ser desenvolvida de forma a conciliar todos estes fatores. (Mais informações podem ser encontradas em GILESPIE, 1992, NICOLAZZI, 2008 e MILLIKEN *et al*, 1995).

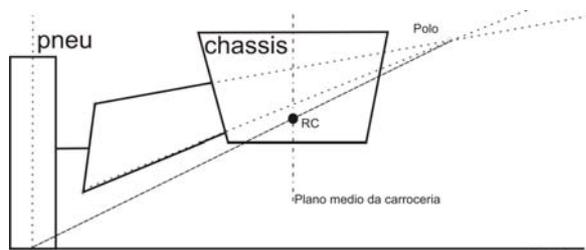


Figura 1. A geometria do mecanismo de suspensão determina a presença de um centro de rolamento (ponto RC).

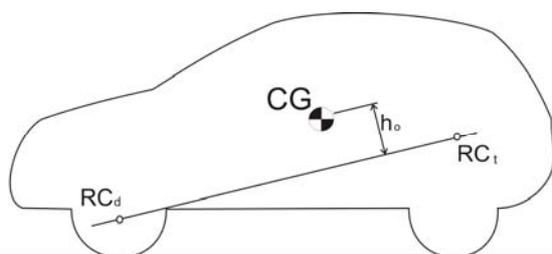


Figura 2. A união dos centros de rolamento dianteiro e traseiro gera um eixo de rolamento.

2 DINÂMICA VEICULAR

Quando se fala em dinâmica veicular, uma das principais características analisadas é o comportamento do veículo em curvas. Um fator importante a ser considerado para o estudo deste comportamento é a transferência de carga nas rodas de um eixo no momento em que o carro realiza uma curva. Normalmente, as rodas externas à curva estão sujeitas a cargas maiores que as rodas internas.

Segundo Nicolazzi (2008), quanto maior a variação da carga nas rodas de um eixo, menor a força lateral resultante que as rodas juntas podem exercer sobre o solo, evitando que o carro saia pela tangente da curva.

Para melhor compreender este efeito, é necessário conhecer uma característica dos pneus, chamada *ângulo de deriva* (α). Os pneus são corpos elásticos, e por isso eles se deformam quando o carro realiza uma curva (Fig. (3)). A força de atrito entre o solo e a banda de rodagem, que tem sentido oposto à força centrífuga do veículo em uma curva, promove esta deformação. A consequência disso é que a trajetória descrita pelo pneu é um pouco diferente da direção para qual a roda aponta. Esta diferença é o ângulo de deriva.

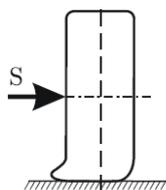


Figura 3. Deformação do pneu sujeito a uma força lateral S (Nicolazzi, 2008)

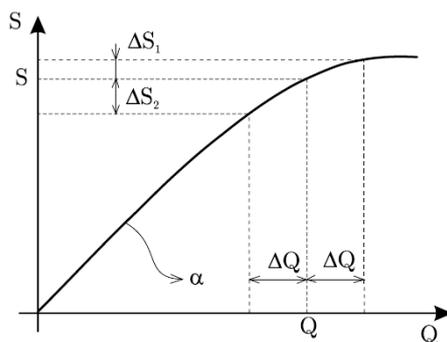


Figura 4. Variação da força lateral S em função da carga radial Q, para um mesmo ângulo de deriva α (Nicolazzi, 2008).

Em geral, quanto maior a carga radial suportada pelo pneu, maior a força lateral que ele é capaz de absorver. No entanto, devido ao ângulo de deriva, a variação de carga não é linearmente proporcional à variação da força lateral, como mostra a Fig. (4), de forma que grandes variações na carga implicam em pequenas variações na força lateral.

Assim sendo, a transferência de carga entre as rodas de um eixo influencia na força lateral que o veículo é capaz de absorver durante a realização de uma curva. Por meio da Tab. (1), Nicolazzi mostra que, para menores diferenças entre as cargas das rodas, maior é a força lateral absorvida, conseqüentemente melhor o desempenho do carro.

Tabela 1 – Influência da transferência de carga radial (ΔG), entre as rodas interna e externa à curva, sobre a força lateral (Nicolazzi, 2008).

			<i>Caso 1</i> ($\Delta G = 1000 N$)	<i>Caso 2</i> ($\Delta G = 2000 N$)
<i>Carga Radial</i>	<i>Roda externa</i>	Q_e	4 kN	5kN
	<i>Roda interna</i>	Q_i	2 kN	1kN
	<i>Total</i>	$Q_e + Q_i$	6 kN	6kN
<i>Força Lateral</i>	<i>Roda externa</i>	S_e	2440 N	2500 N
	<i>Roda interna</i>	S_i	1590 N	850 N
	<i>Reação Total</i>	$S_e + S_i$	4030 N	3350 N

A transferência de carga nas rodas de um eixo depende do tipo de suspensão utilizado, da rigidez das molas da suspensão, do tipo de estabilizador empregado e das massas não suspensas do veículo.

É possível manipular a diferença de carga nas rodas sem necessariamente alterar a posição do centro de gravidade das massas suspensas do veículo, apenas trabalhando com os fatores citados anteriormente.

Neste trabalho, o fator analisado será o tipo de suspensão utilizada, ou mais especificamente a sua geometria. Para tanto, é necessário o conhecimento do comportamento cinemático da suspensão adotada.

2.1 Comportamento cinemático da suspensão tipo Duplo “A”

Uma suspensão do tipo Duplo “A” é caracterizada por ser composta por dois braços, ou bandejas, com o formato da letra “A”. A base é presa no chassi do veículo e no topo é aonde vai fixada a manga de eixo que sustenta a roda (Fig. 5). Todas as junções são articuladas, permitindo a movimentação dos componentes.



Figura 5. Detalhe do sistema de suspensão do tipo Duplo “A”. O modelo foi desenvolvido em CAD (SolidWorks®), durante o desenvolvimento do MiniBaja atual da UTFPR.

Trabalhando com os comprimentos dos braços e suas posições de fixação, é possível controlar alguns parâmetros importantes para uma suspensão, como, por exemplo, o ângulo de cambagem das rodas ou a posição do centro de rolagem do sistema.

Para facilitar o estudo do comportamento cinemático deste sistema, é possível simplificá-lo como sendo um mecanismo de quatro barras plano, como mostrado na Fig. 6 (destacado em vermelho).

De acordo com a Fig. 6, o ângulo de cambagem ($Acamb$) é dado por:

$$Acamb = Apm - Ape \quad (2)$$

Conhecendo-se os comprimentos dos elos do mecanismo e arbitrando uma posição qualquer (um valor qualquer para Abi , por exemplo), é possível obter os valores de todas as outras variáveis (considerando uma posição fixa para o chassi).

Matematicamente, o mecanismo de quatro barras pode ser descrito pelo seguinte sistema de equações:

$$\begin{cases} a \times \sin(Abi) + d \times \cos(Apm) + c \times \sin(Abs) - b \times \cos(Ae) = 0 \\ a \times \cos(Abi) - d \times \sin(Apm) - c \times \cos(Abs) - b \times \sin(Ae) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

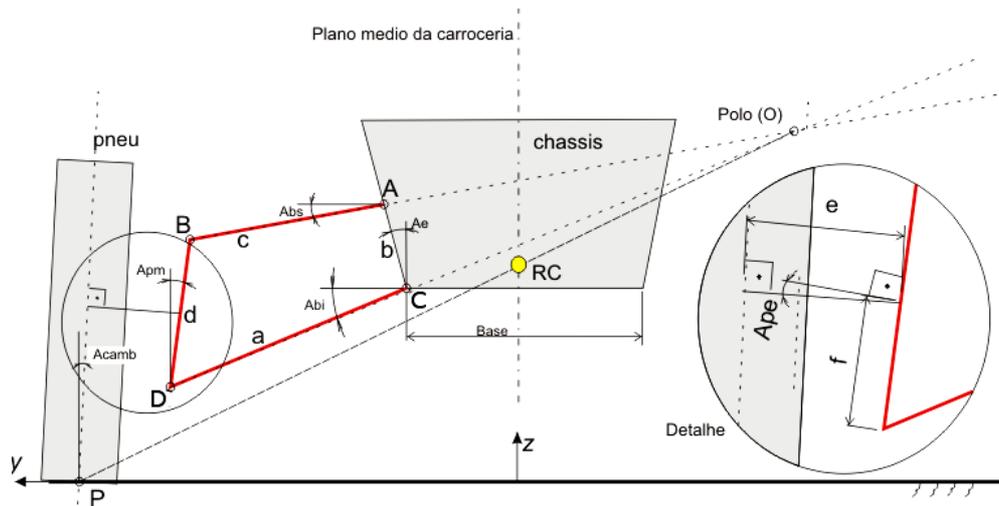


Figura 6. Mecanismo de quatro barras e detalhes que compõem um sistema de suspensão do tipo Duplo “A”.

Resolvendo este sistema para um determinado valor de Abi , obtemos Apm e Abs . A solução deste sistema é facilmente obtida por meio de métodos numéricos.

2.2 Centro de Rolagem ou Roll Center (RC)

A posição do centro de rolagem (RC, Fig. 6) é um parâmetro importante para o estudo de suspensão, pois ele influencia diretamente a transferência de carga entre as rodas de um eixo e conseqüentemente a estabilidade do veículo. O centro de rolagem é o centro instantâneo de rolamento da suspensão, ou seja, ele é o único ponto de um plano vertical que passa pelo ponto médio do eixo em torno do qual a carroceria começa a girar quando submetida a uma força lateral (Nicolazzi, 2008).

Quando o carro realiza uma curva, a força centrífuga atuante pode ser decomposta em duas parcelas, cada uma delas atuante nos centros de rolagem dianteiro e traseiro. O produto de cada componente pela respectiva altura do RC em relação ao solo fornece um momento que contribui para a transferência de carga entre as rodas do eixo. Em geral, um RC mais baixo implica numa melhor distribuição de carga nas rodas, ou seja, ΔG menor, enquanto que para um RC mais alto, o contrário é verdadeiro. Este efeito é conhecido como efeito *jacking* (Adams, 1993).

Para determinar a posição do centro de rolagem, é necessário determinar a posição do pólo (O), que é a interseção dos prolongamentos dos braços superior (c) e inferior (a) do mecanismo. Passando-se uma reta pelo ponto O e pelo ponto onde o pneu toca o solo (P) e fazendo a interseção desta com o plano médio da carroceria, obtém-se o RC (vide Fig. 6).

A altura do RC é dada pela Eq. (4)

$$Z_{rc} = \frac{Y_p \times Z_o}{Y_p - Y_o} \quad (4)$$

em que Y_p é a coordenada y do ponto P, Y_o é a coordenada y do ponto O e Z_o é a coordenada z do ponto O.

2.3 Eixo de rolagem

Tanto a suspensão dianteira quanto a traseira possui um RC distinto. Unindo os centros de rolagem dianteiro e traseiro (RC_d e RC_t respectivamente) por uma reta, é obtido um eixo de rolagem, como mostrado na Fig. (2).

Em uma curva, a ação da força centrífuga das massas suspensas do veículo sobre este eixo ocasiona um momento que provoca a inclinação lateral da carroceria. Este momento, dado pela Eq. (1), também tem influência para a transferência de carga entre as rodas de um eixo. Em geral, quanto maior o valor deste momento, maior ΔG . Este fato fica evidenciado numa situação em que o carro tende ao capotamento, na qual as rodas internas à curva perdem o contato com o solo. Neste caso, ΔG é máximo, ou seja, toda a carga radial está aplicada nas rodas externas. Este é um caso extremo e raro de ocorrer, pois normalmente o carro escorrega antes que esta condição seja atingida.

Matematicamente, a equação da reta que passa por RC_d e RC_t pode ser expressa conforme a Eq. (5).

$$(Z_{rc1} - Z_{rc2}) \times X - (X_{rc1} - X_{rc2}) \times Z + X_{rc1} \times Z_{rc2} - X_{rc2} \times Z_{rc1} = 0 \quad (5)$$

A distância (h_o) dessa reta ao CG é então dada pela Eq. (6), que é a função a ser minimizada, com o objetivo de atenuar a tendência de tombamento do veículo.

$$h_o = \frac{|(Zrc_1 - Zrc_2) \times Xcg - (Xrc_1 - Xrc_2) \times Zcg + Xrc_1 \times Zrc_2 - Xrc_2 \times Zrc_1|}{\sqrt{(Zrc_1 - Zrc_2)^2 + (Xrc_1 - Xrc_2)^2}} \quad (6)$$

3 O MÉTODO DE OTIMIZAÇÃO

Otimização consiste em encontrar uma solução ou um conjunto de soluções ditas *ótimas* para uma determinada função ou conjunto de funções, sob certas condições (restrições).

À medida que aumenta o número de funções e de variáveis, a dificuldade em se determinar o conjunto de soluções ótimas também aumenta. Surge então a necessidade de desenvolver técnicas matemáticas e computacionais que realizem o processo de otimização.

A formulação geral dos problemas de otimização é:

Minimizar $f(X)$

Sujeita a $X \in S$,

em que $f: R^n \rightarrow R$ e $S \subset R^n$, S é chamado *conjunto factível*, e o vetor $X = [x_1, x_2, \dots, x_n]$ é composto pelas variáveis do projeto.

Algoritmos de otimização têm, em suma, um caráter iterativo. Grande parte deles requer um conjunto inicial de variáveis de projeto X_0 , no qual os valores destas variáveis são arbitrados convenientemente. A partir daí, este conjunto de variáveis é atualizado iterativamente, conforme a Eq. (7).

$$X_{q+1} = X_q + \mu^* \times Sq, \quad (7)$$

na qual q representa o número da iteração, X é o vetor das variáveis de projeto, Sq o vetor direção de busca no espaço de projeto, μ^* é o escalar multiplicador que define o passo que se deseja dar na direção de S .

O uso da Eq. (7) consiste de duas etapas. Primeiro, determina-se a direção de busca Sq , e em seguida, define-se o parâmetro escalar μ^* , que irá minimizar $f(X)$ na direção Sq , satisfazendo as condições de Armijo-Wolfe (Nocedal, 1999). Existem inúmeros métodos numéricos com este objetivo, como por exemplo, o Método da Descida Máxima, ou o Método Quasi-Newton (para mais detalhes ver Vanderplaats, 1999).

3.1 Minimização com Restrições

O problema geral de otimização com restrições consiste em minimizar uma função objetivo, sujeita, ou não, a restrições de igualdade, desigualdade e restrições laterais.

A função objetivo e as funções de restrições podem ser funções lineares ou não lineares em relação às variáveis de projeto, implícitas ou explícitas, calculadas por técnicas analíticas ou numéricas.

Seja o problema geral de otimização dado por:

$$\begin{aligned} &\text{Minimizar } f(X), \text{ com } X = [x_1, x_2, \dots, x_n]^T, X \in R^n \\ &\text{Sujeito a } \begin{cases} g_j(X) \geq 0, j = 1, 2, \dots, J \\ h_k(X) = 0, k = 1, 2, \dots, K \\ x_i^{(I)} \leq x \leq x_i^{(S)}, i = 1, 2, \dots, n \end{cases} \end{aligned}$$

em que $x_i^{(I)}$ representa o limite inferior e $x_i^{(S)}$ representa o limite superior para x .

Adota-se o seguinte procedimento para minimizar uma função $f(X)$, sujeita a restrições: minimiza-se a função objetivo, como uma função sem restrições, mas introduzindo penalidades para limitar a violação das restrições. Assim, cria-se uma nova função objetivo, denominada função pseudo-objetivo.

O ótimo do projeto restrito é obtido através da solução seqüencial de vários problemas sem restrição. Uma aproximação clássica usando esta técnica, para criar uma função pseudo-objetivo, é dada pela Eq. (8).

$$\varphi(X, r_t) = f(X) + r_t \times p(X), \quad (8)$$

em que, $f(X)$ é a função objetivo original; φ representa a função pseudo-objetivo; $p(X)$ função de penalidade; r_p o coeficiente de penalidade e t o número da iteração.

O fator r_i é mantido constante para uma dada iteração da minimização irrestrita, para re-atualização da direção de busca, pode-se atualizar r_i .

As condições de Kuhn-Tucker (Nocedal, 1999) são necessárias e suficientes para definir um ótimo global se, $f(X)$ e todas as superfícies de restrição, são convexas.

3.2 Método do Multiplicador de Lagrange

Neste método procura-se reduzir a dependência do algoritmo em relação à escolha dos coeficientes de penalidade e a maneira pela qual são utilizados. Ele reduz o mau condicionamento numérico normalmente introduzido pelas penalidades.

A Função Lagrangeana clássica associada ao problema de otimização é dada por:

$$L(X, \lambda) = f(X) + \sum_{j=1}^m \lambda_j g_j(X) + \sum_{k=1}^l \lambda_{k+m} h_k(X) \quad (9)$$

Para $\nabla L(X, \lambda) = 0$, a 3ª condição de Kuhn-Tucker é obedecida.

A solução do problema geral é obtida pela função pseudo-objetivo, que envolve o gradiente da função lagrangeana:

$$A(X, \lambda, r_p) = f(X) + \sum_{j=1}^m [\lambda_j \psi_j + r_p \psi_j^2] + \sum_{k=1}^l [\lambda_{k+m} h_k(X) + r_p (h_k(X))^2] \quad (10)$$

em que

$$\psi_j = \max \left[g_j(X), \frac{-\lambda_j}{2r_p} \right]$$

As atualizações de λ_j e λ_{k+m} , são dadas por:

$$\lambda_j^{p+1} = \lambda_j^p + 2r_p \times \max \left[g_j(X^p), \frac{-\lambda_j^p}{2r_p} \right]; j = 1, m$$

$$\lambda_{k+m}^{p+1} = \lambda_{k+m}^p + 2r_p h_k(X^p); k = 1, l$$

De forma similar aos problemas de restrição de igualdade e de desigualdade, adota-se uma estimativa para λ_j^1 e para λ_{k+m}^1 permitindo obter X^1 , que através das sucessivas iterações, no limite, pretende-se que a solução convirja para que convirjam para λ_j^* , λ_{k+m}^* , e X^* .

4 O PROBLEMA DE OTIMIZAÇÃO

Como explicado no cap. 2, para melhorar as características de um carro em uma situação de curva, o eixo de rolagem deve passar o mais próximo possível do centro de gravidade. Como esta distância é uma função da geometria do mecanismo de suspensão, pode-se elaborar matematicamente um problema de otimização, para determinar geometrias tais que a distância em questão (h_o , Eq.(6)), doravante função objetivo, seja a mínima possível.

Sabe-se que a função objetivo é não linear e sujeita a restrições. Para a solução de problemas de otimização desse tipo utiliza-se o método Lagrangeano. O código desenvolvido em *MatLab*[®], conta com uma função deste *software*, chamada *fmincon*, que calcula o valor mínimo de uma função sujeita a restrições, através do método Lagrangeano, evidenciado pela presença dos multiplicadores de Lagrange. Para tanto, tiveram de ser implementadas todas as restrições, bem como a função objetivo, que são parâmetros necessários para os processos iterativos. Algumas hipóteses simplificadoras foram levantadas, de forma a facilitar a determinação de h_o e a reduzir o conjunto de restrições.

Estas hipóteses dizem respeito a algumas características pré-estabelecidas do sistema de suspensão, como por exemplo, a bitola máxima do veículo (condizente com a bitola máxima estipulada no regulamento da SAE para as competições do Baja), o ângulo de *caster* utilizado, o posicionamento relativo entre os planos de trabalho dos mecanismos dianteiro e traseiro e algumas dimensões importantes do veículo, como tamanho do chassi, entre eixos, dentre outros, além de simplificações como por exemplo a variação da geometria da suspensão tem influência desprezível no CG das massas suspensas do veículo.

4.1 Implementação do Problema

4.1.1 Considerações Iniciais

Como citado anteriormente, o sistema de suspensão adotado para a elaboração do modelo é o do tipo Duplo “A”, simplificado como um mecanismo de quatro barras plano. Para a realização do processo iterativo, são necessários valores iniciais (“chute inicial”) para as variáveis a serem otimizadas. Para que fossem plausíveis, optou-se por utilizar os mesmos valores utilizados no Jaguar, o protótipo atual da UTFPR. Algumas outras medidas fixas, como o tamanho do *entre-eixos* e da base da estrutura, entre outros, também foram tomadas deste protótipo.

4.1.2 Implementação

A implementação matemática começa com a solução do mecanismo de quatro barras. O objetivo é descobrir, a partir dos comprimentos dos elos o valor de todos os ângulos entre eles. Este problema recai em um sistema não linear de duas equações e duas incógnitas (Eq (3)).

Inicialmente foi aplicado o método de Newton-Raphson para a solução deste sistema. Em seguida foi validada uma função própria do *MatLab*[®] que o resolve de uma forma mais enxuta, chamada *fsolve*, e que fornecia os mesmos resultados que o método inicial.

A função objetivo h_o foi deduzida no capítulo 2, e está enunciada pela Eq. (6). Ela foi determinada, primeiramente, de forma manuscrita, para depois realizar sua programação, não sendo necessário aplicar nenhuma função especial nesta etapa.

Tendo em mãos um programa em que os dados de entrada são a geometria do mecanismo de quatro barras e a saída é a distância entre uma reta e um ponto (h_o), foi preciso fazer a validação dos números obtidos como resposta. Para isso foi utilizada a ferramenta de *sketch* do *CATIA*[®] V5, na qual foi feito um desenho preciso com todas as cotas necessárias, fazendo-se a comparação dos resultados com os obtidos através do código em *MatLab*[®].

O próximo passo é definir as variáveis a serem otimizadas da função objetivo. Era possível escolher quaisquer elementos geométricos, entre ângulos e comprimentos.

Foi decidido, intuitivamente, que os comprimentos dos elos definiam de uma forma mais evidente a geometria do sistema do que os ângulos, além de facilitar a implementação das restrições.

A distância objetivo (h_o) fica, portanto, inteiramente definida como sendo uma função de seis variáveis, que são os comprimentos do braço superior (c), do pino mestre (d) e do braço inferior (a), tanto da dianteira (1) quanto da traseira (2), ou seja, $f_{obj} = f(a1, d1, c1, a2, d2, c2)$. (Ver Fig. (6))

Como comentado anteriormente, a programação do método Lagrangeano é muito dispendiosa e foge ao escopo do trabalho. A função *fmincon*, encontrada na *toolbox* do *MatLab*[®], foi empregada por utilizar um algoritmo baseado no método Lagrangeano.

Implementou-se o código “*main.m*”, que chama primeiro as variáveis de entrada e, em seguida, a função de otimização *fmincon*. Este código chama a função objetivo, submete-a às restrições, realiza as iterações correspondentes ao método de otimização e retorna o valor dos comprimentos dos elos que otimizam o sistema.

Os dados iniciais de iteração são correspondentes à geometria da suspensão do MiniBaja atual da UTFPR.

4.1.3 Restrições

Foi necessário determinar o conjunto de restrições que a função de otimização deve obedecer. Esta imposição de limites tem importância fundamental na resposta final, pois tem por objetivo restringir o conjunto solução de forma que variáveis apresentem valores plausíveis. Elos com comprimentos negativos ou infinitos, por exemplo, serão evitados por meio desta etapa. A seguir são descritas as principais restrições adotadas.

A bitola é a distância entre as duas rodas sobre o mesmo eixo. O regulamento da SAE (regulamento BajaSAE 2009) sobre os aspectos construtivos do MiniBaja, proíbe bitolas maiores do que 1,62 m, portanto, se este valor for ultrapassado, o carro não terá o direito de competir.

Como o tratamento da otimização é puramente matemático, é importante garantir que não sejam gerados comprimentos negativos. Comprimentos excessivamente grandes também serão descartados, pois implicariam em um conjunto muito pesado, o que anularia a hipótese de que a variação da geometria da suspensão tem influência desprezível no CG das massas suspensas do veículo. Restringiu-se, portanto, o comprimento do pino mestre entre 100mm e 230mm, e os outros dois elos, inferior e superior, não podem ultrapassar os limites de 350 e 450mm respectivamente.

Estes valores foram estimados intuitivamente, baseando-se na bitola máxima e, no caso do pino mestre, no diâmetro interno da roda, pois caso seja preciso, o elo em questão deve poder ser alojado dentro da mesma, conforme Fig (7).

O critério de Grübler (SHIGLEY, 1969), garante a mobilidade do mecanismo de quatro barras, enunciando que a soma dos comprimentos do menor com o maior elo não deve ser maior do que a soma dos outros dois.



Figura 7. Exemplo de como o pino mestre foi alojado na roda. Nota-se claramente que as articulações da manga de eixo ficam no interior da roda.

O ângulo de pino mestre (Apm, Fig (6)) deve ser positivo, porém pequeno para evitar o alinhamento entre os elos.

5 RESULTADOS OBTIDOS

O programa elaborado fornece como resposta os comprimentos de todos os seis elos que otimizam a função objetivo. Estes valores são os mostrados na Fig. (8). O comprimento de 270, correspondente ao elo b foi mantido fixo. Esta figura apresenta números que, se verificados com atenção, são bastante interessantes. Os elos de comprimento 450 e 230 atingiram o comprimento máximo permitido pelas restrições estabelecidas e o ângulo de pino mestre se aproximou tanto quanto possível de zero. Isso significa que o resultado ótimo está na fronteira do permitido por estas restrições. Portanto é preciso que os valores máximos dos comprimentos dos braços sejam realmente os máximos possíveis para que a função objetivo atinja um valor mais baixo. O valor de 450 foi imposto, conforme mencionado anteriormente, de modo que a restrição de bitola máxima, de 1,62m, não seja violada e o valor de 230 para o elo d foi escolhido pela análise do diâmetro interno da roda, tendo em vista que este elo representa a manga de eixo. O comprimento do braço superior foi, portanto, tal que fizesse o ângulo de pino mestre aproximar-se de zero.

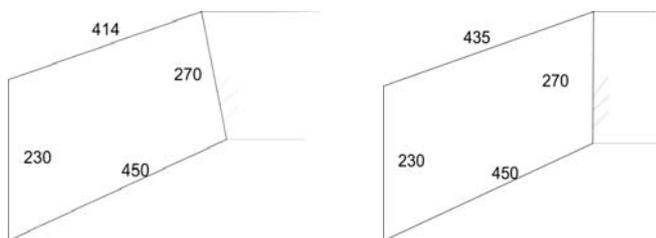


Figura 8. Resultado obtido para os comprimentos dos elos a , c e d tanto para a suspensão dianteira (esquerda) quanto para a traseira (direita).

Os dados iniciais de iteração, cujos valores de comprimento são 380, 170 e 420 mm, para o braço superior, pino mestre e o braço inferior, respectivamente, tanto para a traseira quanto para a dianteira, fornecia o valor de 264 mm para a função objetivo (h_o). Após as iterações de otimização, atingiu-se o valor de 236 mm, representando uma redução 11%. O momento que faz o carro pender em situações de curvas fica, portanto, reduzido do mesmo valor. Vale lembrar que os dados iniciais são correspondentes ao MiniBaja atual da UTFPR, o Jaguará.

Para este resultado foram feitos testes no *Adams*[®] para se determinar o tempo que o carro demora a perder o controle em uma curva quando sujeito a um aumento de velocidade constante. Foi imposta uma aceleração de 2km/h/s, fazendo a velocidade variar de 10 a 50 km/h (que é aproximadamente a velocidade máxima média de um MiniBaja, medida em competições da SAE – ver anexo C) em 20 segundos, traçando uma curva de raio 20 m. As primeiras anomalias no trajeto foram verificadas entre 14.1 e 14.6 segundos. Isso significa que, para uma curva em questão a velocidade limite é de aproximadamente 39 km/h. A partir deste momento o traçado vai se distanciando da curva original até que em 17.4 segundos o carro efetivamente perde a traseira, como mostra a Fig. 9. O veículo, em situações normais, deveria estar exatamente no meio da pista formada pelas linhas brancas.

Salienta-se que o raio proposto de 20m não foi escolhido ao acaso, pois este é um valor de curvatura executável a 10 km/h, porém ineficaz a 50 km/h, que são as velocidades limite impostas.

Esta simulação foi realizada também para os dados iniciais de iteração, para poder verificar se realmente houve uma melhora. Exatamente o mesmo procedimento foi adotado para esta análise. As constantes como coeficiente de atrito, amortecimento, rigidez da mola, etc. não foram alteradas para não gerar resultados duvidosos.

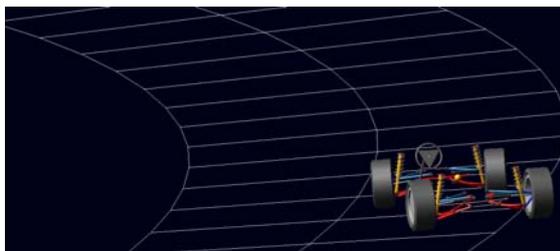


Figura 9. Momento em que o veículo perde a traseira, numa simulação em que o mesmo realiza uma curva com aceleração constante, feita no Adams[®].

Verificaram-se as primeiras anomalias do traçado entre 13.4 e 13.9 segundos, significando que aproximadamente 37 km/h é o limite de velocidade para uma curva de 20 m de raio, inferior aos 39 km/h do carro com sistema de suspensão otimizado.

Em linhas gerais, pode-se dizer que, apesar das simplificações feitas o resultado obtido já foi bastante animador, visto que possibilitou um aumento de 2 km/h na velocidade crítica do veículo em uma curva de raio de 20m. Existia a possibilidade de que estes resultados fossem desfavoráveis à dinâmica do carro, pois vários fatores foram desconsiderados, como por exemplo, a variação inadequada da cambagem em situações de curva.

5.1 Independência entre resultados da dianteira e da traseira

Como uma forma de amplificação dos resultados obtidos, foram feitas alterações no programa em MatLab de forma a obter três códigos distintos. O primeiro, original, fornece os resultados discutidos até agora. O segundo e o terceiro amarram-se na idéia de que o veículo possui uma suspensão do tipo duplo A apenas na dianteira ou na traseira. Desta maneira a implementação foi simplificada de modo que a otimização se incumbisse de dimensionar apenas um dos dois mecanismos de quatro barras, permanecendo o outro inalterado.

Primeiramente foi fixado o centro de rolagem da traseira para que se determinasse o mecanismo ótimo para a dianteira. O resultado foi bastante interessante pois, para qualquer valor da altura do centro de rolagem traseiro, a resposta oferecida pelo MatLab para a dianteira era sempre a mesma. O procedimento foi repetido, mas agora da forma inversa, e o mesmo ocorreu.

Chegou-se a conclusão de que para otimizar o sistema de suspensão do veículo através da abordagem aqui proposta, pode-se tratar a dianteira e a traseira independentemente.

6 AGRADECIMENTOS

Escrever um trabalho é um processo que envolve a colaboração de diversas pessoas, apesar do tempo que se passa sozinho em frente ao computador. Muitas pessoas contribuíram para que pudéssemos chegar a este resultado. Em primeiro lugar, gostaríamos de agradecer especialmente ao nosso Professor Orientador Hilbeth Parente Azikri de Deus, pelo incentivo desde o início, pelas idéias e comentários. Também aos Professores Cláudio Roberto Ávila da Silva Jr. e Antônio Kozlik Jr. pelo apoio prestado a este trabalho e ao projeto MiniBaja da UTFPR, pois sem isso, nunca teríamos a oportunidade de começar esta idéia. Em seguida, temos a honra de agradecer aos nossos amigos da Equipe Bajaguara, pelo empenho e incentivo que nos influenciaram a dar continuidade a este trabalho. Agradecemos também a todos os professores e funcionários que, de maneira direta ou indireta, contribuíram para a realização do projeto.

7 REFERÊNCIAS

- ADAMS, Herb, 1993, "Chassis Engineering: chassis design building & tuning for high performance handling", Berkley Publishing Group, New York.
- FRIEDLAND, Ana, 1994, "Elementos de Programação não Linear", Unicamp, São Paulo.
- GILLESPIE, Thomas D., 1992, "Fundamentals of Vehicle Dynamics", 1st Edition, Society of Automotive Engineers.
- MILLIKEN, William F., MILLIKEN Douglas L., 1995, "Race Car Vehicle Dynamics", 1st Edition, Society of Automotive Engineers.
- NICOLAZZI, Lauro C., 2008, "Apostila de Veículos", UFSC, Florianópolis. Cedida pelo próprio autor, por meio eletrônico.
- NOCEDAL, J. e WRIGHT, S., 1999, "Numerical Optimization", Springer, New York.
- NORTON, L. Robert, 2004, "Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada", 2^a ed., Bookman, Porto Alegre.
- Shigley, J. E., 1969, "Cinemática dos Mecanismos", Edgard Blücher, São Paulo.
- VANDERPLAATS, G. N., 1999, "Numerical Optimization Techniques for Engineering Design", 3rd Edition, Colorado Springs, CO: Vanderplaats Research & Development, Inc..

8 DIREITOS AUTORAIS

A MODEL FOR THE IMPROVEMENT OF THE SUSPENSION OF A MINIBAJA VEHICLE TYPE

Juliano Rataiczky, j.rataiczky@yahoo.com.br¹
Lucas Nobre Viana, senhor_lucas@hotmail.com¹
Hilbeth Parente Azikri de Deus, azikri@utfpr.edu.br¹

¹Federal Technological University of Paraná - UTFPR, Campus Curitiba, Academic Department of Mechanics - DAMEC, Nucleus of Applied and Theoretical Mechanics - NuMAT, Av. Sete de Setembro, 3165, Rebouças, Curitiba-PR, Brazil, CEP 80230-901

Summary: *The present work has for objective the elaboration of a mathematical model for the development of an applied suspension system to off-road vehicles with specific characteristics. This project presents, in first stage, a pre-definition of the geometry of the elements that compose the suspension system. Among the countless existent types, the system of Double Wishbone was used as base for the elaboration of the models. Such system was chosen by providing an independent movement of the wheels, besides, in practice, to be robust and of easy tuning, among other factors. The approach of the problem is made through a simplification of the Double Wishbone system, in the which it is treated as a four bars plane mechanism. The geometries of these mechanisms, in the front and in the rear, they define a rolling axis, around which the car tends to rotate in curve situations. The centrifugal force generated in curves can be represented as active in the center of gravity of the car suspended masses. The distance between that point and the rolling axis of the vehicle is the lever arm that, together with the centrifugal force generated in the curves, it causes one moment that makes the car to hang sidelong, tending to overturn. Glimpsing the decrease of this tendency, it is necessary that the geometry improvement of the suspension so that the lever arm is the possible smallest. The developed model counted with the use of the MatLab® software, in which a resulted numerical code was implemented in the first stage of the work. The Lagrangian method was applied for the variables optimization, resulting in the suspension system with the wanted characteristics. The final result of the optimization problem is confronted with a model implemented in the Adams® software, for verification of the behavior of the vehicle in curves, being used the data initials and the obtained results.*

Palavras-chave: *Suspension, Rolling Axis, Optimization, Overturn*

Os autores Juliano Rataiczky, Lucas Nobre Viana e Hilbeth Parente Azikri de Deus são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.