

Universidade de São Paulo
Escola Politécnica
Departamento de Engenharia Mecânica

Suspensão do carro solar

Elaborado por:

Georgios Theoharis Vassiliadis
Fernando Hertzog Dall'Oglio

Orientador:

Prof. Dr. Raul G. Lima

São Paulo
1999

7.8
Raul Gonçalves

0638650
12/11/99

SUMÁRIO

Resumo	1
1 - Introdução	2
2 - Asfalto	3
3 - Asfalto brasileiro	7
4 - Medição dos parâmetros do carro	10
5 - Determinação das propriedades de inércia do veículo	12
6 - Modelo de um quarto de carro	15
7 - Modelo de meio carro	21
8 - Modelo do carro inteiro	26
9 - Modelo do carro inteiro considerando a geometria	34
10 - Implementação do modelo de equações de Lagrange	40
11 - Determinação de parâmetros ótimos para com o modelo de equações de Lagrange	45
12 - Verificação de esforços utilizando o programa Felt	50
13 - Verificação de esforços estáticos utilizando Algor	57
14 - Verificação de esforços dinâmicos utilizando Algor	71
15 - Medição dos esforços estáticos	75
16 - Medição dos esforços dinâmicos	84
17 - Conclusão	89
18 - Referencias bibliográficas	91
Anexo 1	92
Anexo 2	148

Resumo

Esse trabalho tem como objetivo a otimização da suspensão do carro solar da Poli. Pretende-se desenvolver uma suspensão com melhor performance levando em conta a segurança do veículo e ocupantes e o conforto dos mesmos.

Inicialmente, desenvolveu-se um modelo de asfalto para servir como entrada para o carro baseado em [1].

Em seguida, utilizando equilíbrio de forças para obter equações de estado, desenvolveu-se três modelos de comportamento dinâmico simplificados que ~~não~~ levam em conta a geometria da suspensão de um quarto de carro, meio carro (uma roda dianteira e outra traseira) e finalmente um modelo tridimensional levando-se em consideração o carro inteiro. A solução das equações foi feita através do método de Runge-Kutta de Quarta ordem no software Matlab©. Estes modelos foram implementados numa abordagem construtivista, a fim de utilizar as conclusões e interpretações do comportamento da suspensão na modelagem mais complexa final.

Desenvolveu-se um modelo tridimensional levando-se em consideração os aspectos geométricos da suspensão do tipo Mcpherson., utilizando as equações de Lagrange e implementou-se a solução das equações com método de Runge-Kutta de Quarta ordem em linguagem C. Para a otimização utilizou-se o método do índice de performance, para minimizar a deformação da suspensão. Através deste método obteve-se uma suspensão mais "dura".

Com os parâmetros da suspensão definidos, verificou-se os esforços na suspensão e sua fixação chegando a conclusão que em condições extremas de carregamento a suspensão falha. Esses modelos foram feitos no softwares Algor e Felt, utilizando modelos estáticos e dinâmicos e somente estáticos respectivamente.

Na última parte, do trabalho mediu-se experimentalmente os esforços estáticos e dinâmicos para se verificar os modelos feitos no Algor. Constatou-se que os valores calculados e experimentais estavam próximos validando os modelos do Algor.

1- Introdução

O veículo solar foi tema de trabalho de ~~trabalho~~ de graduação de alunos Sampaio e Canhoto do departamento de engenharia mecânica no ano de 1996. Devido a série de problemas enfrentados durante a construção algumas partes e sistemas do carro não foram implementadas como havia sido projetado e outras partes não tiveram um projeto e/ou modelagem finalizados e documentados.

Uma parte essencial do veículo que não recebeu uma modelagem mais apurada e uma otimização de sua performance foi a suspensão. Sendo um componente essencial para o funcionamento do veículo, seu desempenho nos diversos terrenos e para a segurança do veículo e pilotos, era necessário uma modelagem que permitisse otimizar os parâmetros visando critérios de desempenho, conforto dos pilotos e segurança. Ainda seria necessário verificar os esforços a que a suspensão estaria submetida em diversas condições a fim de determinar a possibilidade de falha por sobrecarga e por fadiga.

No presente trabalho obteve-se uma modelagem do comportamento dinâmico da suspensão utilizando implementando a resolução numérica de equações diferenciais, uma abordagem muito utilizada em estudos de mecanismos. Foi adotada um método “construtivista”, partindo de modelos simples e incluindo mais detalhes até obter um modelo do veículo completo, obtido através de equações de Lagrange.

Para obtenção dos esforços foram utilizados modelos construídos em softwares de elementos finitos (Felt e Algor) utilizando a geometria completa da suspensão. Realizaram-se medições experimentais com extensômetros, que permitem a medição das deformações e, por conseguinte, o cálculo dos esforços, para comprovar a eficácia da modelagem.

2 - O asfalto

Para se modelar o asfalto será utilizado um ruído branco que será filtrado para possuir as mesmas características em frequência que um asfalto comum. O asfalto considerado foi de uma estrada comum em bom estado de conservação.

Primeiramente se obteve a densidade espectral do asfalto (figura 2.1). Para tanto foi utilizada a formula :

$S = A w^{-2}$, sendo A - constante que depende do tipo de asfalto (no caso

considerado $A = 1.38 \times 10^{-4} \text{ ft}^2 \text{ rad/ft}$)

W - frequência em rad/ft

S - densidade espectral $\text{ft}^2/\text{rad/ft}$

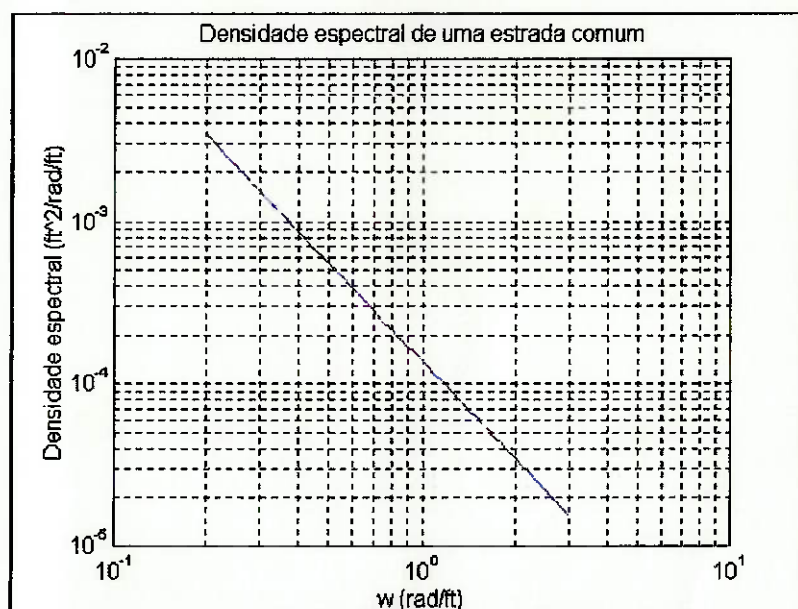


Figura 2.1: Densidade espectral do asfalto.

Para se obter a resposta do asfalto com relação a altura em função de frequência em rad/s multiplicou-se S por um delta de frequência e tirou-se a raiz quadrada para se obter a altura. Com relação a frequência em rad/ft multiplicou-se pela velocidade do carro em ft/s e obteve-se em rad/s. Pela figura 2.2 é possível observar que quanto maior a amplitude da altura do asfalto menor é sua frequência.

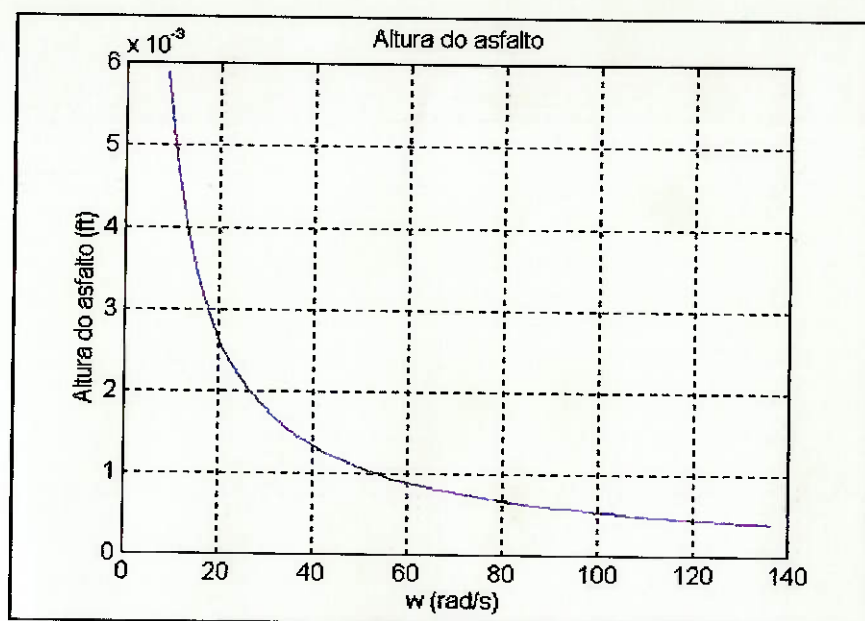


Figura 2.2: Altura do asfalto em função da frequência.

Tendo-se a altura do asfalto em função da frequência projetou-se um filtro com essa mesma característica, para que o ruído branco quando passar pelo filtro tenha as mesmas características em frequência que o asfalto. O filtro está representado na figura 2.3. Para se projetar o filtro seguiu-se a formulação encontrada no livro "Digital Signal Processing" e que pode ser vista no programa 2 no anexo 1 1.

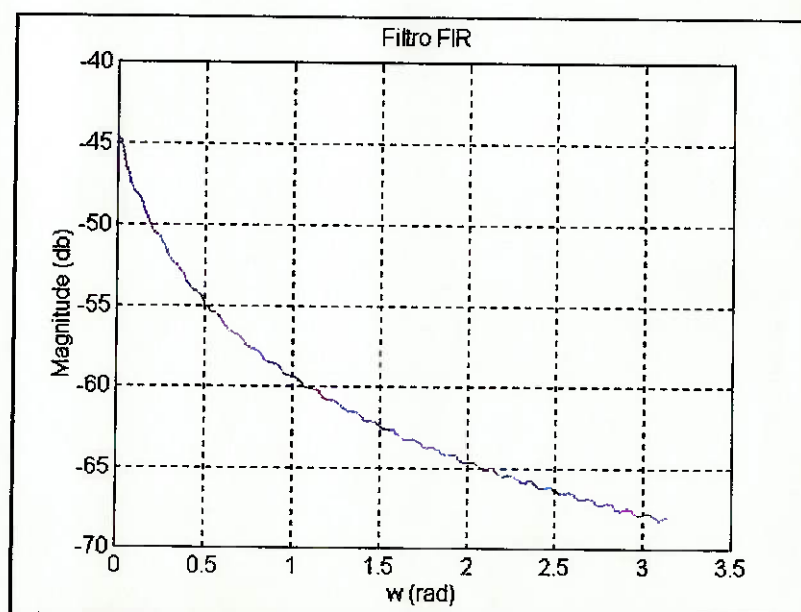


Figura 2.3: filtro.

Para se obter a altura do asfalto fez-se o produto de convolução dos parâmetros do filtro com a entrada (ruído branco). Multiplicou-se a altura por uma constante para compensar o baixo ganho do filtro e ter um valor de asfalto variando de ± 3 cm. Na figura 2.4 tem-se uma demonstração de 5 Seg. de como o asfalto vai ficar.

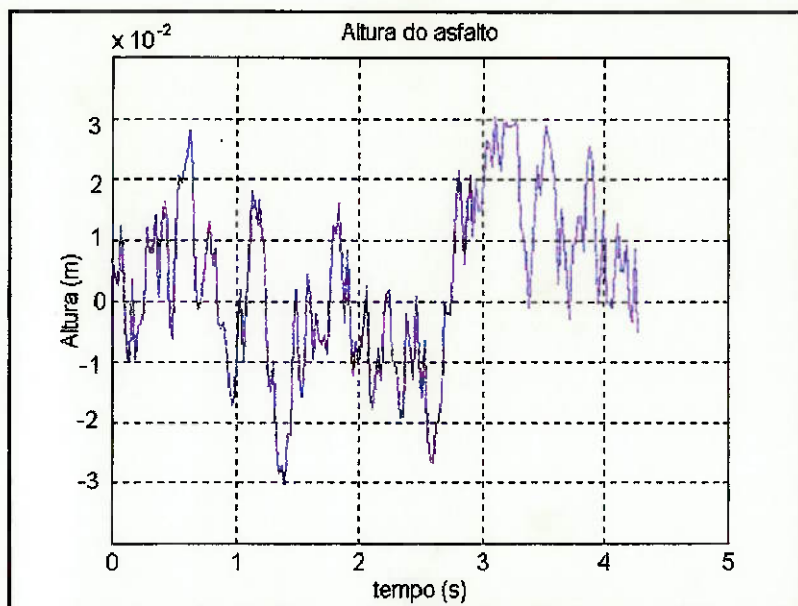


Figura 2.4: asfalto gerado pelo filtragem do ruído branco.

Para comprovar que esses valores de asfalto tem realmente as características em frequência desejadas, realizou-se com os valores de altura gerados a transformada de Fourier para se obter a altura em função da frequência. Multiplicou-se esse valor pelo seu conjugado e por um delta de frequência para se obter a densidade espectral. Com relação a frequência dividiu-se pela velocidade para se obter um velocidade em rad/tf. A figura 2.5 mostra o gráfico gerado. O gráfico possui oscilações porque utilizou-se pontos discretos, mas pela curva média (em vermelho) é possível observar que as características do asfalto estão de acordo com as esperadas.

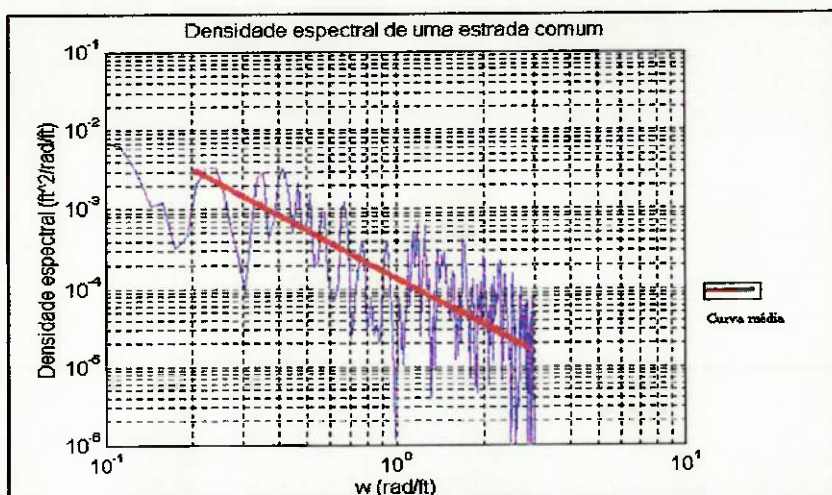


Figura 2.5: densidade espectral gerada a partir da altura do asfalto.

3- Asfalto brasileiro

Para certificar que o modelo de asfalto desenvolvido realmente condiz com o asfalto brasileiro realizou-se um experimento para medição do asfalto. Para tanto utilizou-se uma barra de aço com pequena espessura e fixou-se essa tira em baixo de um carro de tal maneira que uma ponta da tira fica-se encostada permanentemente ao chão. Como a barra não era nem muito rígida e nem muito flexível ela seguia bem o formato do asfalto, mesmo nos buracos pequenos.

Na extremidade da barra que permanecia encostada no chão colou-se um acelerômetro (PCB modelo 353A17, com sensibilidade 10.49 mV/g e faixa de medição de 1 a 1000 Hz), para medir a aceleração causada na barra pela diferença de altura do asfalto quando o carro estivesse em movimento. Esse acelerômetro foi ligado a um amplificador (PCB modelo 480DO9) com um ganho de 10 para se amplificar o sinal. Que por sua vez foi ligado a um computador com uma placa de aquisição A/D D/A (modelo PCL711). O programa utilizado para o controle da placa foi feito em Fortran pelo professor Raul G. Lima. Como alimentação do computador utilizou-se um No-break. A montagem do experimento pode ser vista na figura 3.1 e o acelerômetro na



figura 3.2.

Figura 3.1: Montagem experimental.



Figura 3.2: Acelerômetro.

Para a realização da experiência escolheu-se um lugar que representa-se bem o asfalto brasileiro, ou seja, sem muito buracos mas também não em perfeito estado. Esse lugar foi na Avenida da Raia do Campus São Paulo da USP. Para uma medição perfeita foi necessário manter o carro numa velocidade constante. Mantendo-se a velocidade mínima do carro na marcha lenta obteve-se uma velocidade praticamente constante. Para calcular a velocidade mediu-se o deslocamento e o tempo decorrido, pois o velocímetro media somente velocidades a partir de 20 Km/h, e foi necessário uma velocidade mais baixa para garantir que a barra fica-se encostada permanentemente no chão.

Com os dados colhidos, representou-se a densidade espectral do asfalto. O programa utilizado encontra-se no anexo 1 (programa 2). O resultado pode ser visto pela figura 3.3.

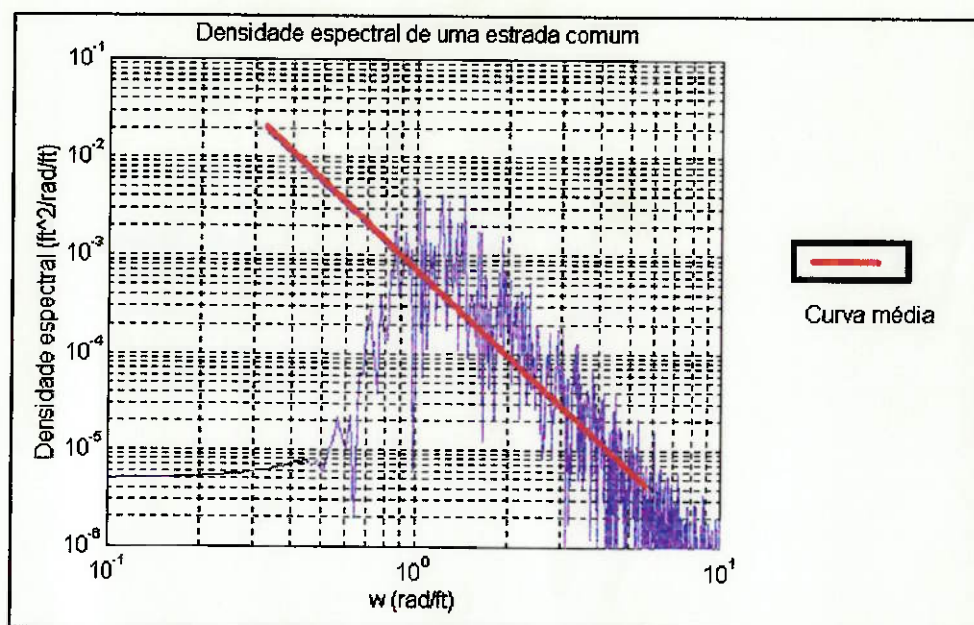


Figura 3.3: Densidade espectral do asfalto brasileiro.

Como a faixa de medição do acelerômetro era acima de 1 Hz filtrou-se o sinal abaixo dessa frequência. No entanto essas frequências baixas eram necessárias para representar a densidade espectral, mas não fundamentais para comprovação do modelo. Sendo possível traçar uma curva média e observar-se que o asfalto brasileiro possui as mesmas características do modelo desenvolvido. Portanto o modelo de asfalto desenvolvido pode ser usado como um representante do asfalto brasileiro.

4- Medição dos parâmetros do carro

Foi necessário medir alguns parâmetros do carro para utilização nos modelos e ter-se um referencial para se calcular o índice de performance. Os parâmetros medidos foram a constante de mola do pneu e da suspensão e coeficiente de amortecimento da amortecedor.

Constante de mola do pneu: para se medir esse valor colou-se um peso conhecido em cima do pneu e mediu-se a deformação. O pneu estava com 65 lbs/pol² de pressão de enchimento. A tabela 4.1 abaixo mostra os valores medidos.

Massa (Kg)	Deformação (cm)	K (N/m)
104	0,7	145600
65	0,45	141556

Tabela 4.1: Constante de mola do pneu.

Constante de mola do conjunto mola/amortecedor: para se medir esse valor colou-se um peso conhecido em cima do pneu e mediu-se a deformação. Mediu-se a constante de mola do conjunto antigo e do novo. A tabela 4.2 abaixo mostra os valores medidos da mola nova.

Massa (Kg)	Deformação (cm)	K (N/m)
105	1,3	79154
65	0,8	79625

Tabela 4.2: Constante de mola do conjunto mola/amortecedor novo.

A tabela 4.3 mostra os valores para a mola antiga.

Massa (Kg)	Deformação (cm)	K (N/m)
104	3,1	32877
65	2	31850

Tabela 4.3: Constante de mola do conjunto mola/amortecedor antigo.

Utilizou-se a média das medidas ($K_{\text{novo}} = 79500 \text{ Nm}$ e $K_{\text{antigo}} = 32500 \text{ Nm}$).

Para se medir o amortecimento preparou-se o seguinte experimento. Prendeu-se uma das extremidades do amortecedor numa morsa e na outra colocou-se uma massa (bloco de aço) de 100 kg. Colocou-se essa massa sobre dois cilindros para permitir que a massa pode-se transladar com pouca influência do atrito. O amortecedor ficou na horizontal próximo do chão para permitir que o bloco fica-se apoiado nos cilindros e não causa-se flexão no amortecedor.

Conectou-se um acelerômetro no amortecedor. Esse acelerômetro foi ligado num amplificador de carga e esse no osciloscópio.

Para se medir o coeficiente de amortecimento utilizou-se a seguinte formula:

$$\ln \frac{X_1}{X_2} = \frac{2\pi\xi}{(1-\xi^2)^{0.5}} \quad , \text{ onde } X_1 - \text{amplitude no instante 1}$$

$$X_2 - \text{amplitude no instante 2}$$

$$\xi - \text{coeficiente de amortecimento}$$

$$b = 2 M \omega_n \xi \quad , \text{ onde } M - \text{massa (100 Kg)}$$

$$\omega_n - \text{frequência natural } (\omega_n = 2\pi / T)$$

$$T - \text{período de decaimento}$$

No entanto o valor obtido não foi satisfatório pois o amortecimento encontrado foi de 3000 N s / m foi muito grande. Para obter um valor mais preciso, contatou-se o fabricante de amortecedores de motos (Chowa) e obteve-se um valor mais próximo do real ($b = 980 \text{ N s / m}$).

5 - Determinação das propriedades de inércia do veículo

A fim de implementar o modelo do veículo foi necessário obter as propriedades inércia como massas e momentos de inércia.

Para obtenção das massas realizou-se pesagens das suspensões numa das ocasiões em que foram desmontadas para se efetuar modificações no carro, obtendo :

Massa da suspensão = 11,9 kg, para as três posições (esta massa inclui as rodas)

A massa do carro foi obtida pesando o veículo com passageiros, colocando uma balança embaixo de uma das rodas e nivelando as outras para as três rodas, obtendo-se :

Massa nas rodas dianteiras = 165 kg

Massa na roda traseira = 155 kg

Massa total do veículo = 485 kg (tripulado)

Estes valores confirmaram a pesagem realizada pelos alunos do prof. Emílio C. Nelli Silva.

De posse destes valores era possível obter os parâmetros M , m_1 , m_2 , m_3 do modelo de equações de Lagrange.

$M = 449,3 \text{ kg}$

$m_1 = m_2 = m_3 = 11,9 \text{ kg}$

Para obtenção dos momentos de inércia desenhou-se um modelo tridimensional aproximado do carro no programa AUTOCAD R12©, com base em medições realizadas no mesmo :

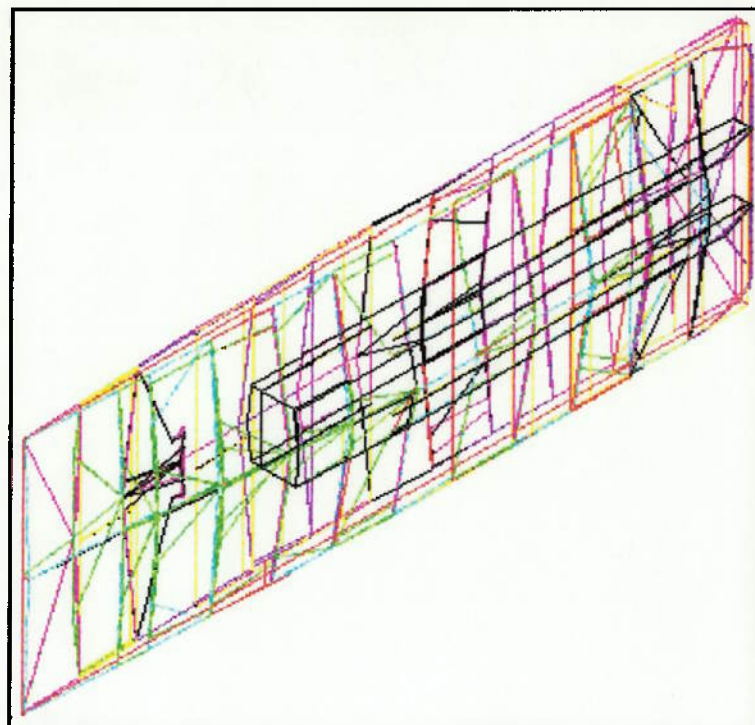


Figura 5.1. Modelo tridimensional do carro solar.

Este modelo é constituído de duas partes, uma parte central que é o "cockpit" do veículo solar e uma "casca" que corresponde ao painel solar e a parte de baixo da carenagem.

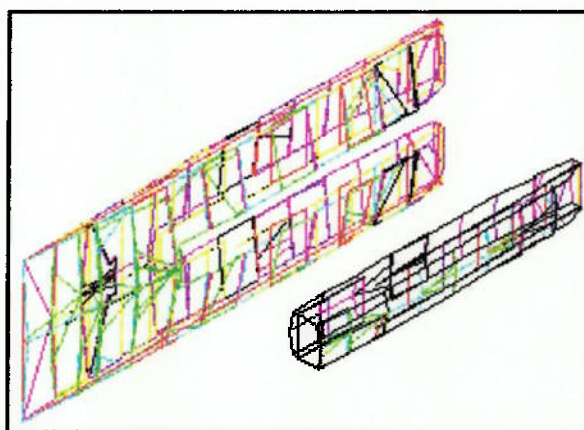


Figura 5.2. Partes do modelo tridimensional.

A massa da "casca" foi estimada com base no trabalho dos alunos que construíram o carro como sendo 40 kg. Então a ^{MASSA} do "cockpit" ~~massa~~ é o restante menos as massas das suspensões sendo 409,3 kg. Considerou-se que o "cockpit" era um sólido

com massa uniformemente distribuída, o que é uma aproximação razoável quando o carro está com pilotos, pois ficam muito poucos espaços vazios em seu interior.

Assim, realizou-se com o AUTOCAD R-12© uma iteração inicial do cálculo das propriedades dos sólidos para obter o volume destas duas partes e então definir suas densidades no módulo de propriedades de materiais. Então numa nova iteração dos cálculos, obteve-se a posição do centro de gravidade : a 100cm para a esquerda, 220 cm para trás e 2 cm para cima a partir do canto direito do carro.

Mudou-se a origem do sistema de coordenadas para este ponto obtendo-se então os momentos de inércia desejados :

Momento de inércia de pitch = $631 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

Momento de inércia de roll = $33 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

6 – Modelo de um quarto de carro

Primeiramente, será utilizado um modelo aproximado da suspensão considerando um quarto de carro e não levando em consideração as características geométricas.

Nesta modelagem preliminar o carro será considerado como uma massa concentrada ($M3$), a suspensão como um conjunto mola (k_s) e amortecedor (b_s), a parte do eixo e roda como uma massa concentrada ($M2$) e o pneu como uma mola de constante K_s .

Para estudos preliminares a entrada será considerada degrau para se avaliar a resposta do sistema. Em seguida a entrada vai ser o asfalto. A solução do sistema será feita numericamente através do método de Runge -Kutta de quarta ordem utilizando o software MATLAB. A listagem do programa está no anexo 1 (programa 3).

O sistema a ser estudado esta representado na figura 6.1.

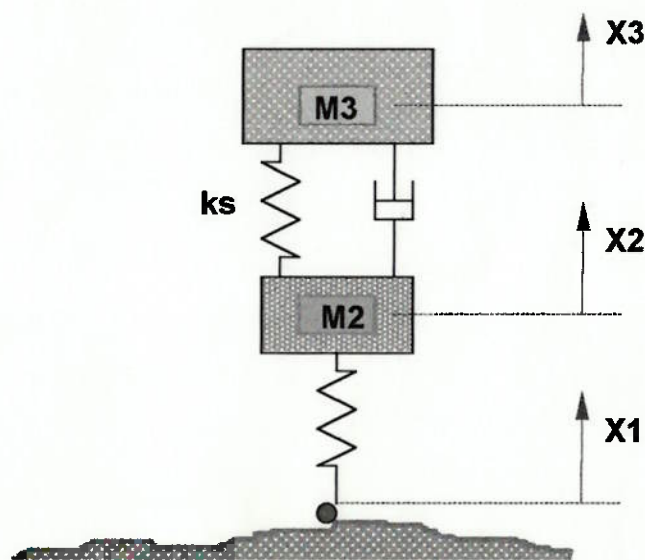


Figura 6.1: sistema simplificado da suspensão do carro solar.

onde: $M3$, representa aproximadamente um quarto da massa do veículo;

$M2$, é a massa da roda mais o eixo;

b_s é o coeficiente de amortecimento do amortecedor;

k_s , é o coeficiente de rigidez da mola;

k_{us} , é o coeficiente de rigidez do pneu;

X_1 , amplitude da oscilação da superfície (asfalto) durante o movimento do carro;

X_2 , deslocamento vertical de M_2 ;

X_3 , deslocamento vertical de M_3 .

Com esse sistema é possível obter as seguintes equações de estado:

$$\begin{bmatrix} \dot{X}_2 \\ \ddot{X}_2 \\ \dot{X}_3 \\ \ddot{X}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -(k_{us}+k_s)/M_2 & -b_s/M_2 & k_s/M_2 & b_s/M_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ k_s/M_3 & b_s/M_3 & -k_s/M_3 & -b_s/M_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_2 \\ \dot{X}_2 \\ X_3 \\ \dot{X}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ -k_{us}/M_2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} (X_1)$$

Como pode-se observar pela figura 6.2 o deslocamento da massa M_3 tem uma frequência baixa se comparada a frequência da massa M_2 . Isso era esperado pois não é desejado que o motorista sinta a trepidação do asfalto, ou seja, excitações de altas frequências. Mesmo que a amplitude de oscilação seja a mesma a sensação de conforto do motorista a baixas frequências é bem maior. É possível observar também que depois de um certo tempo o deslocamentos das massas tendem para o valor de equilíbrio que é a altura da entrada.

Com relação a velocidade do deslocamento das massas, a massa 2 possui a mesma magnitude de velocidade que a massa 3, no entanto o tempo de resposta é bem mais rápido, ou seja, a aceleração da massa 2 é maior.

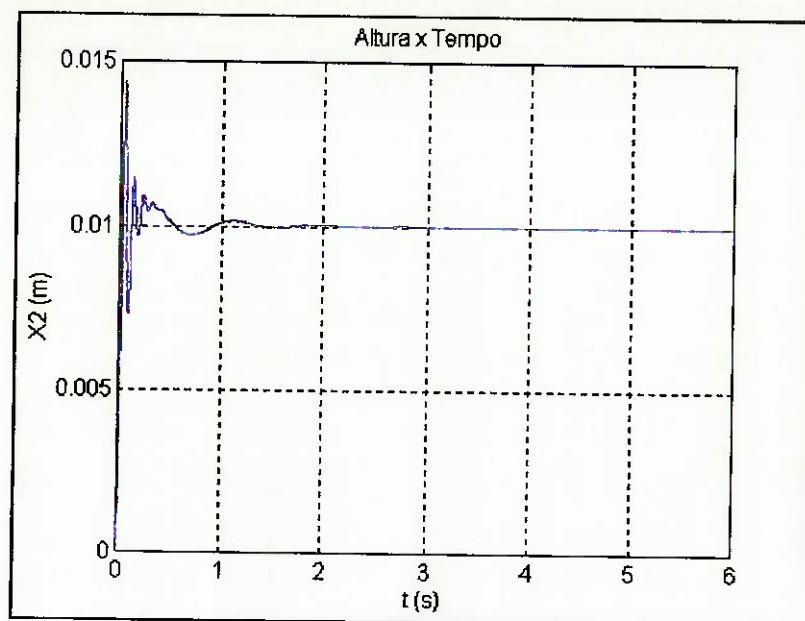


Figura 6.2: Deslocamento da massa da roda.

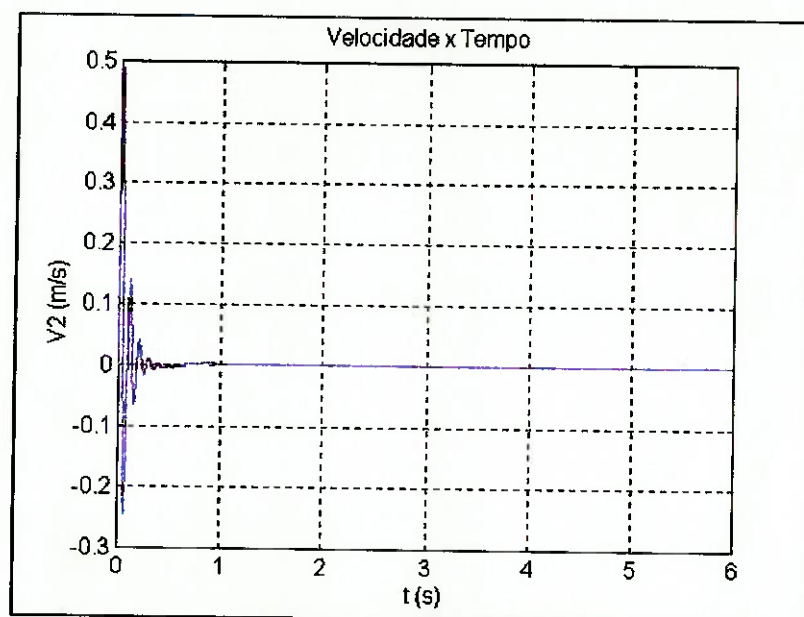


Figura 6.3: Velocidade da massa da roda.

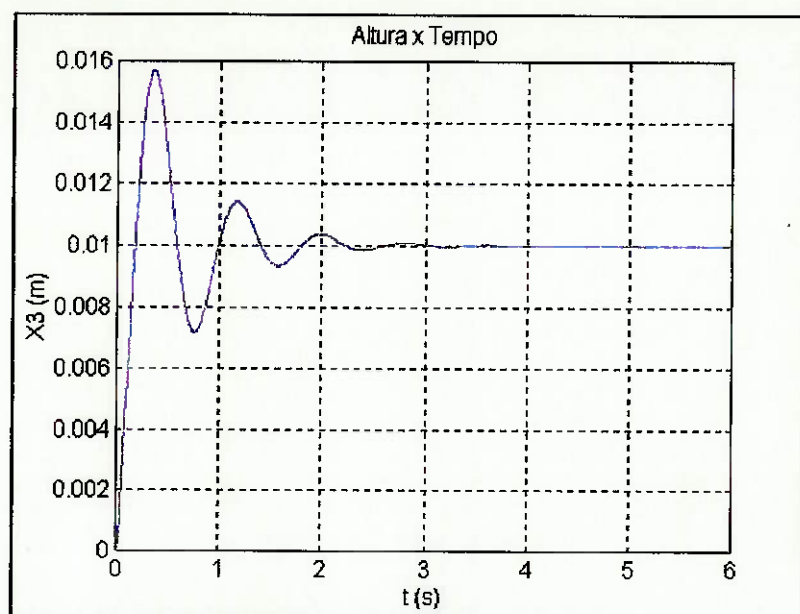


Figura 6.4: Deslocamento do carro.

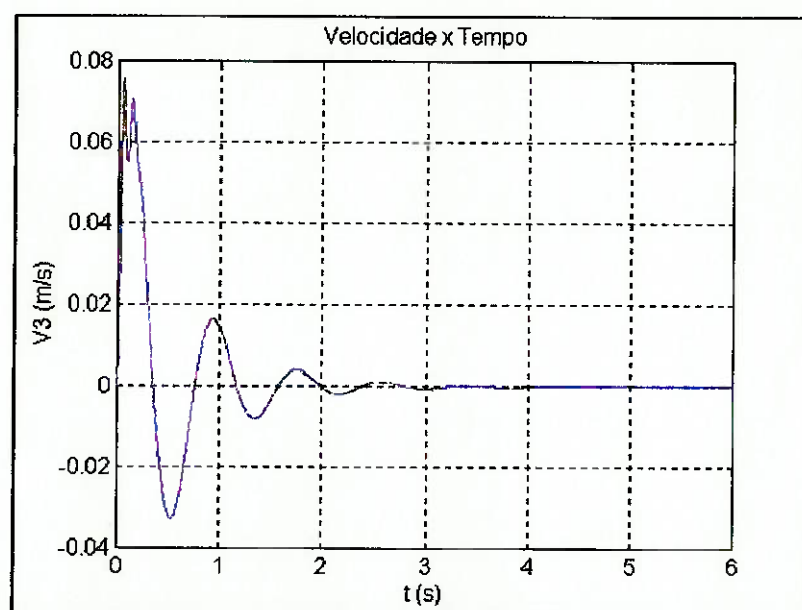


Figura 6.5: Velocidade do carro.

Com o asfalto definido este será colocado como entrada do sistema de um quarto de carro.

O projeto da suspensão será baseado num índice de performance que leva em

e a segurança do carro (medido pela deflexão da mola da suspensão). Os valores de aceleração e deformação da mola são ponderados de acordo com o desejado, se for desejado um conforto o peso de aceleração será maior e vice-versa. Para que a suspensão seja otimizada é necessário que esse índice seja minimizado. Esse índice é a integral (aproximada pela soma de Riemman) do quadrado da aceleração mais o quadrado da deflexão da mola e do pneu. O programa está no anexo 1 (programa 3).

$$PI = E (r1*(X2-X1)^2 + r2*(X3-X2)^2 + X3pp^2) , \text{ onde}$$

PI - índice de performance

E - soma de Riemman

X1 - altura do asfalto

X2 - deslocamento do pneu

X3 - deslocamento da
mola suspensão

X3pp - aceleração do carro

r1, r2- constantes para
balancear conforto e segurança

No programa, para realizar alguns teste preliminares, variou-se as constantes da suspensão e do pneu de $\pm 20\%$. Os valores encontrados são somente qualitativos pois os valores do carro, como massa e as constantes da suspensão ainda não estão definidos. A entrada do sistema será o asfalto gerado.

Quando se coloca um peso muito grande para r1 a suspensão fica com o mais baixo amortecimento e com os mais altos valores para as constantes de mola e do pneu. Esses valores eram esperados pois deseja-se que a roda siga o perfil do asfalto, ou seja, que a roda não desencoste do asfalto quando passar por um buraco (por exemplo) e para que isso ocorra é necessário que as constantes de mola sejam as maiores possíveis para não haver grandes deformações e o amortecimento seja baixo para que o carro siga o perfil do asfalto.

Quando o peso maior é dado para r2 a suspensão fica com os maiores valores para a constante de mola do pneu e para o amortecimento e o menor valor para a

constante de mola da suspensão. Isso também era esperado, pois, com a constante da mola da suspensão mais mole e o amortecimento mais forte, o carro praticamente não oscila, assim, o deslocamento do carro é pequeno. Como o pneu segue o perfil do carro a deflexão da suspensão acaba sendo somente a diferença de altura do asfalto ao longo do tempo.

Colocando-se o maior peso na aceleração vertical do carro, todos os parâmetros ficam com seus valores mais baixos. Isso era esperado pois deseja-se que as menores frequências cheguem ao motorista e para que isso ocorra é necessário que as constantes das molas sejam baixas. O amortecimento é o mais baixo porque um amortecimento alto gera grandes forças (e acelerações no carro), pois a força é proporcional ao amortecimento ($F=b.v$).

7 – Modelo de meio carro

Numa segunda aproximação foi utilizado um modelo bidimensional do carro a parâmetros concentrados como mostrado na figura 7.1 abaixo. Este modelo ainda não leva em consideração a geometria da suspensão.

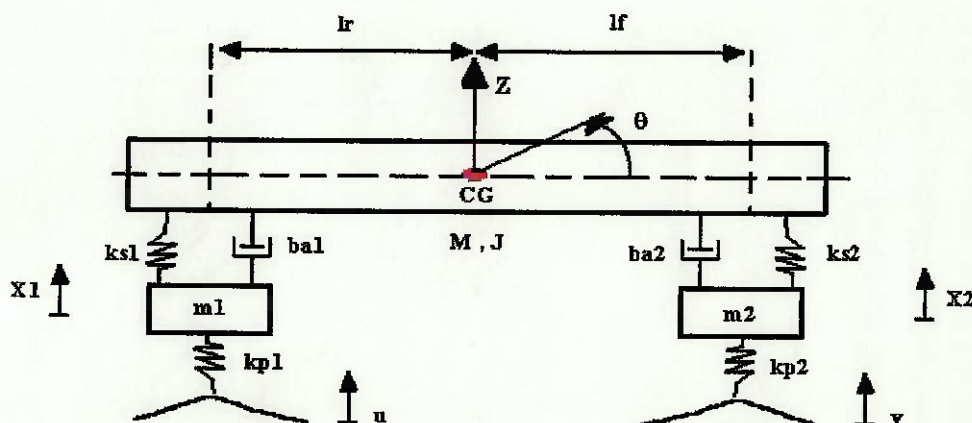


Figura 7.1. Modelo bidimensional para análise e projeto da suspensão.

Para os cálculos considerou-se os seguintes parâmetros :

M - massa do veículo;

J - momento de inércia com relação ao CG;

l_r - distância entre o centro de massa e a suspensão traseira;

l_f - distância entre o centro de massa e a suspensão dianteira;

m_2 - massa concentrada da suspensão dianteira;

ba_2 - coeficiente de amortecimento dos amortecedores da suspensão dianteira em paralelo;

ks_2 - constante elástica das molas da suspensão dianteira em paralelo;

kp_2 - constante elástica vertical dos pneus dianteiros em paralelo;

m_1 - massa concentrada da suspensão traseira;

ba1 - coeficiente de amortecimento dos amortecedores da suspensão traseira em paralelo;

ks1 - constante elástica das molas da suspensão traseira em paralelo;

kp1 - constante elástica vertical dos pneus traseiros em paralelo;

u e w - amplitude da oscilação da superfície (asfalto) durante o movimento do carro para a suspensão traseira e dianteira respectivamente;

X1 - deslocamento vertical de m1;

X2 - deslocamento vertical de m2;

Z - deslocamento vertical da massa M do automóvel;

θ - ângulo de pitch.

Utilizando a aproximação válida para pequenos ângulos de pitch:

$$\operatorname{tg}(\theta) \approx \theta$$

obteve-se a seguinte representação do sistema na forma de equação de estados:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \ddot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \ddot{x}_2 \\ \dot{z} \\ \ddot{z} \\ \dot{\theta} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-(Ks1+Kp1)}{m1} & \frac{-ba1}{m1} & 0 & 0 & \frac{Ks1}{m1} & \frac{ba1}{m1} & \frac{-Ks1 \cdot lr}{m1} & \frac{-ba1 \cdot lr}{m1} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{-Ks2+Kp2}{m2} & \frac{-ba2}{m2} & \frac{Ks2}{m2} & \frac{ba2}{m2} & \frac{Ks2 \cdot lf}{m2} & \frac{ba2 \cdot lf}{m2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{Ks1}{M} & \frac{ba1}{M} & \frac{Ks2}{M} & \frac{ba2}{M} & \frac{-(Ks1+Ks2)}{M} & \frac{-(ba1+ba2)}{M} & \frac{Ks1 \cdot lr - Ks2 \cdot lf}{M} & \frac{ba1 \cdot lr - ba2 \cdot lf}{M} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-lr \cdot Ks1}{J} & \frac{-lr \cdot ba1}{J} & \frac{lf \cdot Ks2}{J} & \frac{lf \cdot ba2}{J} & \frac{lr \cdot Ks1 - lf \cdot Ks2}{J} & \frac{lr \cdot ba1 - lf \cdot ba2}{J} & \frac{-(Ks1 \cdot lr^2 + Ks2 \cdot lf^2)}{J} & \frac{-(ba1 \cdot lr^2 + ba2 \cdot lf^2)}{J} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ \dot{x}_1 \\ x_2 \\ \dot{x}_2 \\ z \\ \dot{z} \\ \theta \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{Kp1 \cdot u}{m1} \\ 0 \\ \frac{Kp2 \cdot w}{m2} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Onde u e w são as entradas nas rodas dianteira e traseira.

Nos estudos preliminares foi utilizada uma entrada degrau para a suspensão dianteira e traseira a fim de avaliar a resposta do sistema e fidelidade do modelo. A simulação do sistema foi feita numericamente usando o método de Runge-Kutta de quarta ordem implementado através do pacote de software MATLAB.

Em seguida utilizou-se como entrada uma aproximação para o asfalto, utilizando o mesmo os mesmos recursos para a simulação

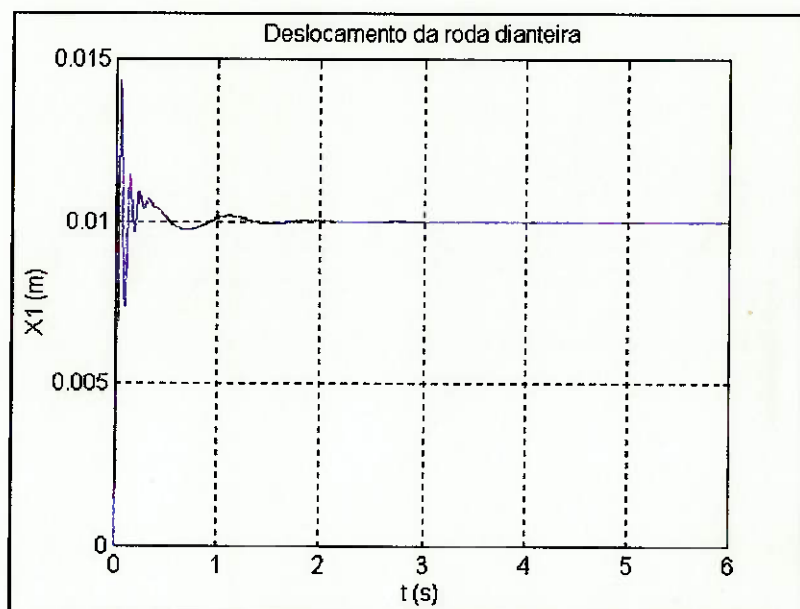


Figura 7.2: Deslocamento vertical da roda dianteira.

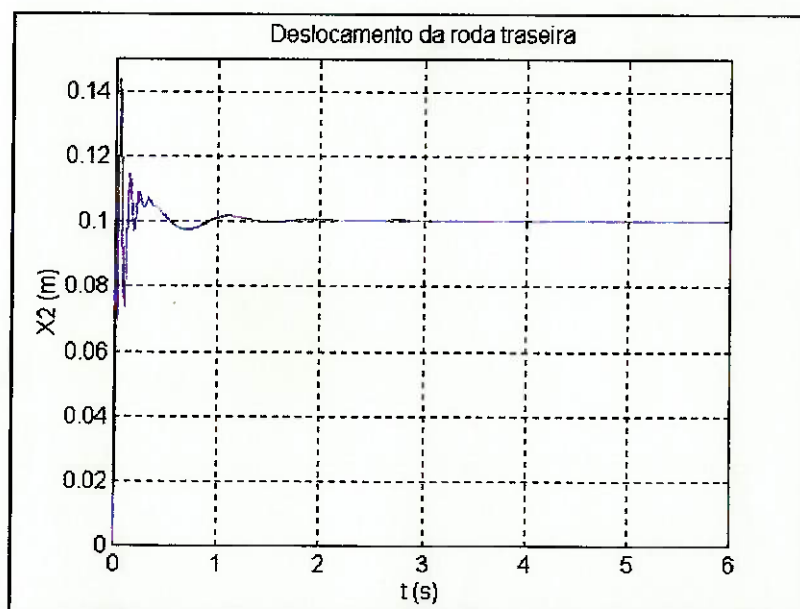


Figura 7.3: Deslocamento vertical da roda traseira.



Figura 7.4: Deslocamento vertical do centro de gravidade do carro.

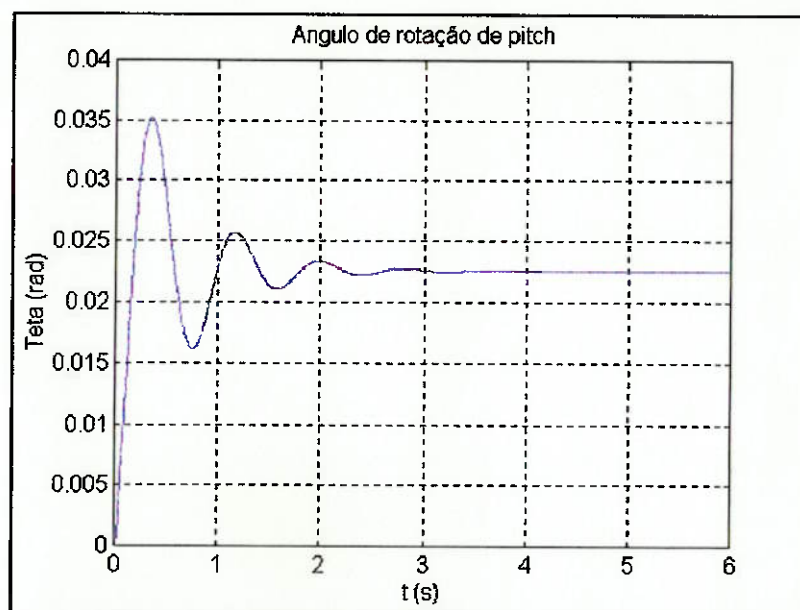


Figura 7.5: Ângulo de pitch.

Pelos gráficos acima é possível observar que a roda dianteira vai rapidamente para 1 cm e a roda traseira para 10 cm. Como era desejado o centro de massa não sofre excitações com alta frequência, ou seja, o carro vai devagar para um ponto de equilíbrio dando uma sensação de conforto para o passageiro. O ângulo de pitch mostra o giro do carro pois a parte da frente está a 1 cm e a traseira a 10 cm.

Observando que o sistema está de acordo com o esperado será colocada como entrada do sistema a altura do asfalto.

Para o projeto do meio carro também será utilizado o índice de performance. No caso de meio carro o índice é o seguinte:

$$PI = E (r_1 * Z_{pp}^2 + r_2 * \theta_{pp}^2 + r_3 * Z_f^2 + r_4 * Z_r^2) , \text{ onde}$$

Z_{pp} - aceleração vertical do carro

θ_{pp} - aceleração angular do carro

Z_f - deslocamento vertical da roda dianteira

Z_r - deslocamento vertical da roda traseira

Para se avaliar o índice de performance procedeu-se da mesma maneira que no modelo de um quarto de carro.

Para valores altos de r_1 e r_2 as constantes são as mais baixas pois como explicado anteriormente desse modo a aceleração no passageiro é minimizada. Para valores altos de r_3 e r_4 os valores de amortecimento e da constante de mola do pneu são os mais altos e para a constante de mola da suspensão é a mais baixa. Isso também está de acordo pois desse modo minimiza-se a deflexão da suspensão. O programa encontra-se listado no anexo 1 (programa 4).

8 - Modelo do carro inteiro

Nesta terceira aproximação foi utilizado um modelo tridimensional do carro a parâmetros concentrados como mostrado nas figuras 8.1 e 8.2 abaixo. Este modelo ainda não leva em consideração a geometria da suspensão.

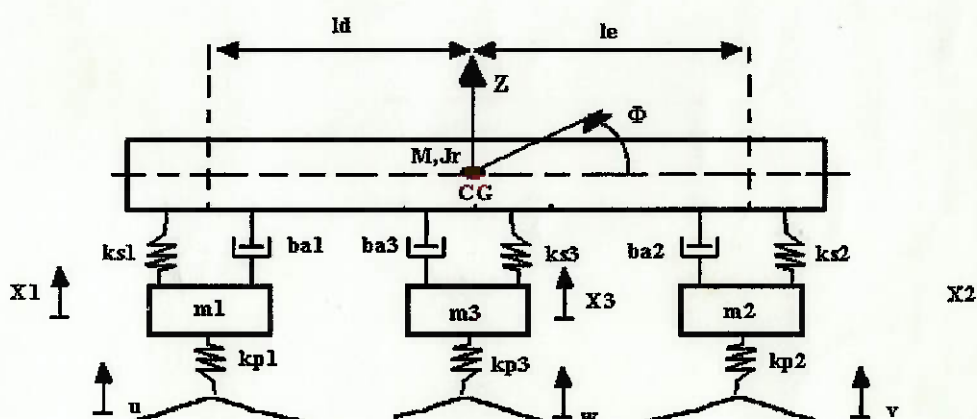


Figura 8.1 : Vista frontal do modelo tridimensional para análise e projeto da suspensão.

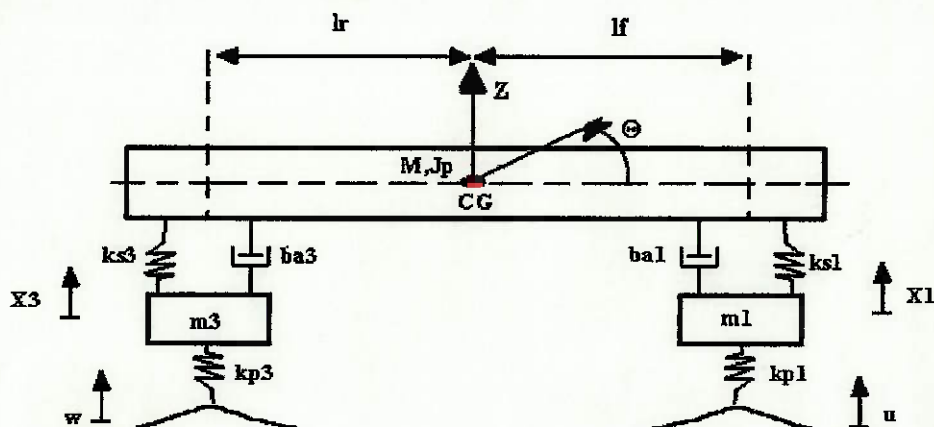


Figura 8.2: Vista lateral direita do modelo tridimensional para análise e projeto da suspensão.

Para os cálculos considerou-se os seguintes parâmetros :

M - massa do veículo;

J_p - momento de inércia com relação ao CG para pitch;

J_r - momento de inércia com relação ao CG para roll;

l_r - distância entre o centro de massa e a suspensão traseira;

l_f - distância entre o centro de massa e a suspensão dianteira;

l_d - distância entre o centro de massa e a suspensão do lado direito;

l_e - distância entre o centro de massa e a suspensão do lado esquerdo;

m_1 - massa da suspensão dianteira lado direito ;

ba_1 - coeficiente de amortecimento do amortecedor da suspensão dianteira lado direito;

ks_1 - constante elástica da mola da suspensão dianteira lado direito;

kp_1 - constante elástica vertical do pneu dianteiro do lado direito;

m_2 - massa da suspensão dianteira lado esquerdo;

ba2 - coeficiente de amortecimento do amortecedor da suspensão dianteira lado esquerdo;

ks2 - constante elástica da mola da suspensão dianteira lado esquerdo;

kp2 - constante elástica vertical do pneu dianteiro do lado esquerdo;

m3 - massa da suspensão traseira ;

ba3 - coeficiente de amortecimento do amortecedor da suspensão traseira ;

ks3 - constante elástica da mola da suspensão traseira ;

kp3 - constante elástica vertical do pneu traseiro ;

u, v e w - amplitude da oscilação da superfície (asfalto) durante o movimento do carro para a suspensão dianteira direita, dianteira esquerda e traseira respectivamente;

X1 - deslocamento vertical de m1;

X2 - deslocamento vertical de m2;

X3 - deslocamento vertical de m3;

Z - deslocamento vertical da massa M do automóvel;

θ - ângulo de pitch;

ϕ - ângulo de roll.

Utilizando a aproximação, válida para pequenos ângulos de pitch e roll :

$$\operatorname{tg} \Theta \approx \Theta$$

$$\operatorname{tg} \Phi \approx \Phi$$

obteve-se a seguinte representação do sistema na forma de equação de estados:

$\dot{x}_1$	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	$\dot{x}_1$	0
$\ddot{x}_1$	$\frac{-Ks1+Kp1}{m1}$	$\frac{-ba1}{m1}$	0	0	0	0	$\frac{Ks1}{m1}$	$\frac{ba2}{m1}$	$\frac{Ks1}{m1}$	$\frac{ba1}{m1}$	$\frac{-Ks1}{m1}$	$\frac{-ba1}{m1}$	$\ddot{x}_1$	$\frac{Kp1}{m1}u$
$\dot{x}_2$	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	$\dot{x}_2$	0
$\ddot{x}_2$	0	0	$\frac{-Ks2+Kp2}{m2}$	$\frac{-ba2}{m2}$	0	0	$\frac{Ks2}{m2}$	$\frac{ba2}{m2}$	$\frac{Ks2}{m2}$	$\frac{ba2}{m2}$	$\frac{Ks2}{m2}$	$\frac{ba2}{m2}$	$\ddot{x}_2$	$\frac{Kp2}{m2}v$
$\dot{x}_3$	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	$\dot{x}_3$	0
$\ddot{x}_3$	0	0	0	0	$\frac{-Ks3+Kp3}{m3}$	$\frac{-ba3}{m3}$	$\frac{Ks3}{m3}$	$\frac{ba3}{m3}$	$\frac{-Ks3}{m3}$	$\frac{-ba3}{m3}$	0	0	$\ddot{x}_3$	$\frac{Kp3}{m3}w$
$\dot{z}$	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	$\dot{z}$	0
$\ddot{z}$	$\frac{Ks1}{M}$	$\frac{ba1}{M}$	$\frac{Ks2}{M}$	$\frac{ba2}{M}$	$\frac{Ks3}{M}$	$\frac{ba3}{M}$	$\frac{-(Ks1+Ks2+Ks3)}{M}$	$\frac{-(ba1+ba2+ba3)}{M}$	$\frac{-Ks1}{M}$	$\frac{-(ba1+ba2+ba3)}{M}$	$\frac{Ks1}{M}$	$\frac{ba1}{M}$	$\ddot{z}$	0
$\dot{\theta}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	$\dot{\theta}$	0
$\ddot{\theta}$	$\frac{Ks1}{Jp}$	$\frac{ba1}{Jp}$	$\frac{Ks2}{Jp}$	$\frac{ba2}{Jp}$	$\frac{Ks3}{Jp}$	$\frac{ba3}{Jp}$	$\frac{-(Ks1+Ks2+Ks3)}{Jp}$	$\frac{-(ba1+ba2+ba3)}{Jp}$	$\frac{-Ks1}{Jp}$	$\frac{-(ba1+ba2+ba3)}{Jp}$	$\frac{Ks1}{Jp}$	$\frac{ba1}{Jp}$	$\ddot{\theta}$	0
$\dot{\phi}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	$\dot{\phi}$	0
$\ddot{\phi}$	$\frac{-Ks1}{Jr}$	$\frac{-ba1}{Jr}$	$\frac{Ks2}{Jr}$	$\frac{ba2}{Jr}$	0	0	$\frac{Ks1}{Jr}$	$\frac{ba1}{Jr}$	$\frac{Ks1}{Jr}$	$\frac{ba1}{Jr}$	$\frac{-(Ks1+Ks2+Ks3)}{Jr}$	$\frac{-(ba1+ba2+ba3)}{Jr}$	$\ddot{\phi}$	0

Onde u, v e w são as entradas em cada roda.

Nos estudos preliminares foi utilizada uma entrada degrau para as três rodas a fim de avaliar a resposta do sistema e fidelidade do modelo. A simulação do sistema foi feita numericamente usando o método de Runge -Kutta de quarta ordem implementado através do pacote de software MATLAB.

Do mesmo modo que os modelos anteriores colocou-se um entrada degrau para se avaliar o comportamento do sistema. Na roda dianteira direita colocou-se uma entrada de 10 cm, para a roda dianteira esquerda 30 cm e para a roda traseira 20 cm.

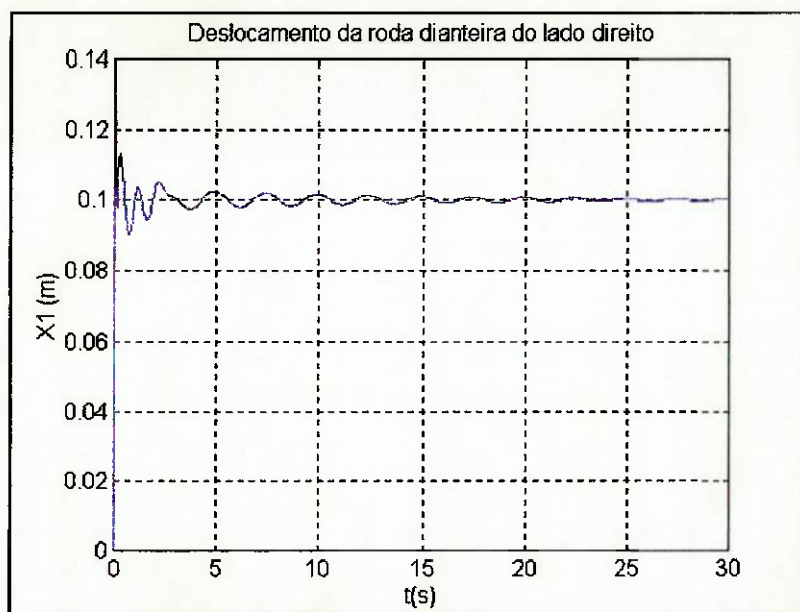


Figura 8.3: Deslocamento vertical da roda dianteira do lado direito.

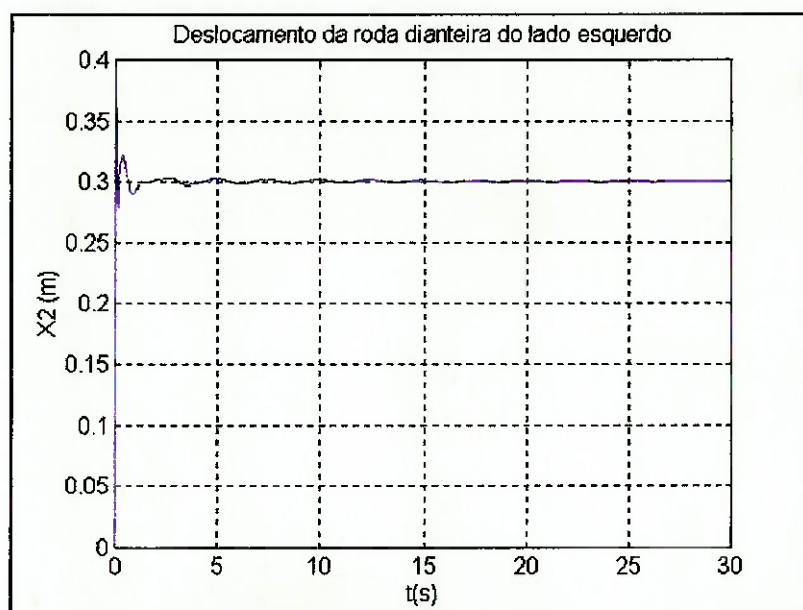


Figura 8.4: Deslocamento vertical da roda dianteira do lado esquerdo.

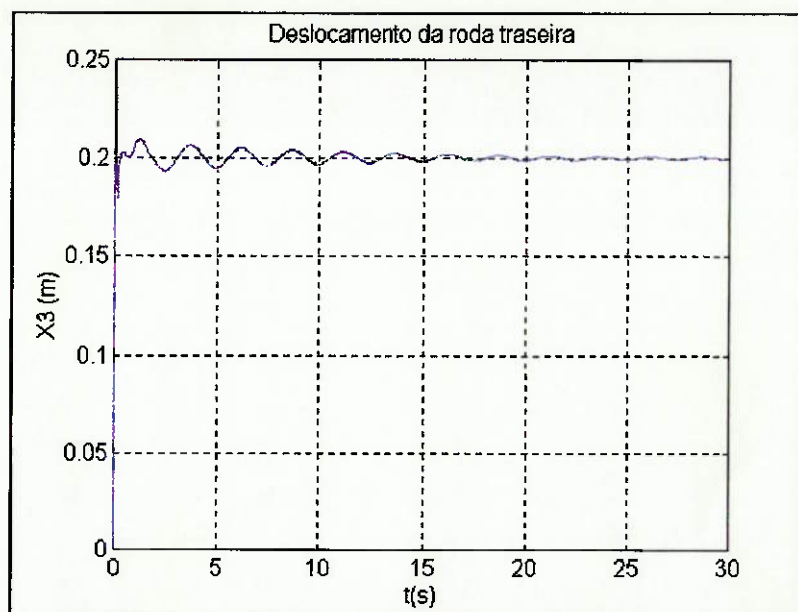


Figura 8.5: Deslocamento vertical da roda traseira.

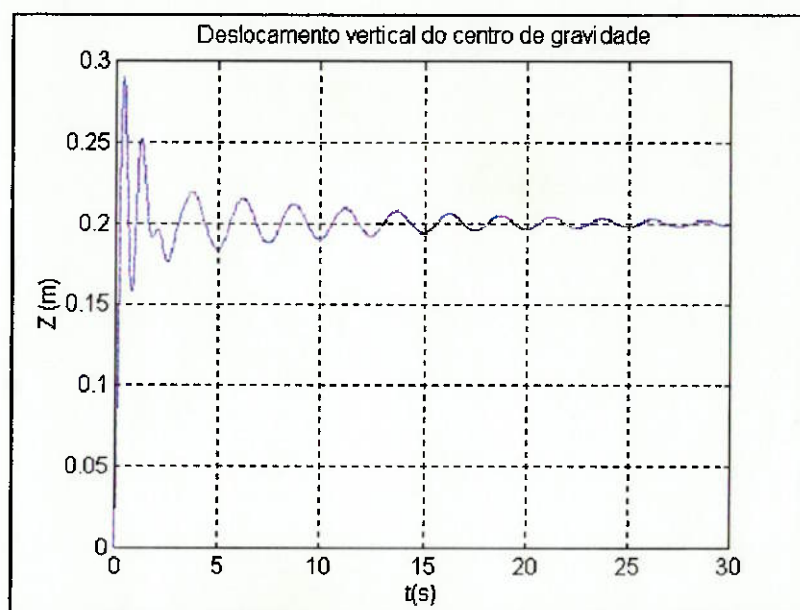


Figura 8.6: Deslocamento vertical do centro de gravidade do carro,

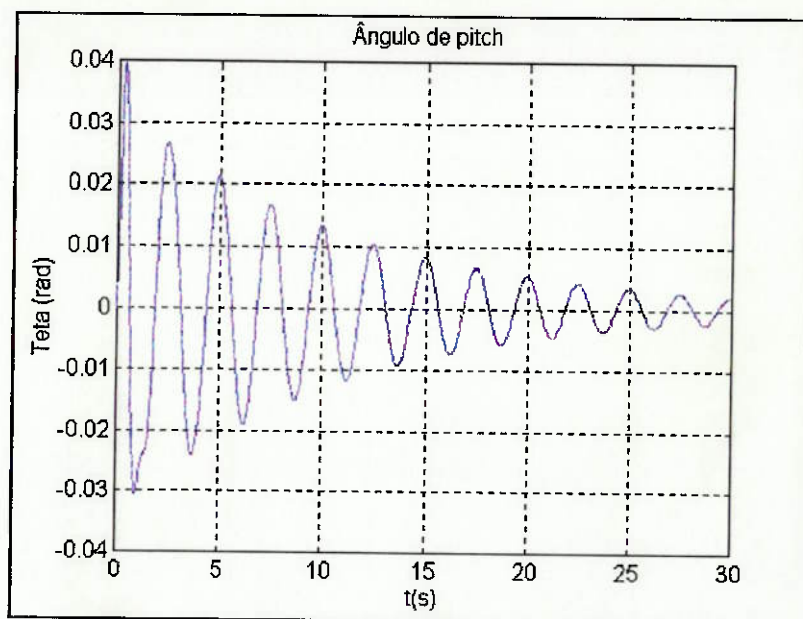


Figura 8.7: Ângulo de pitch.

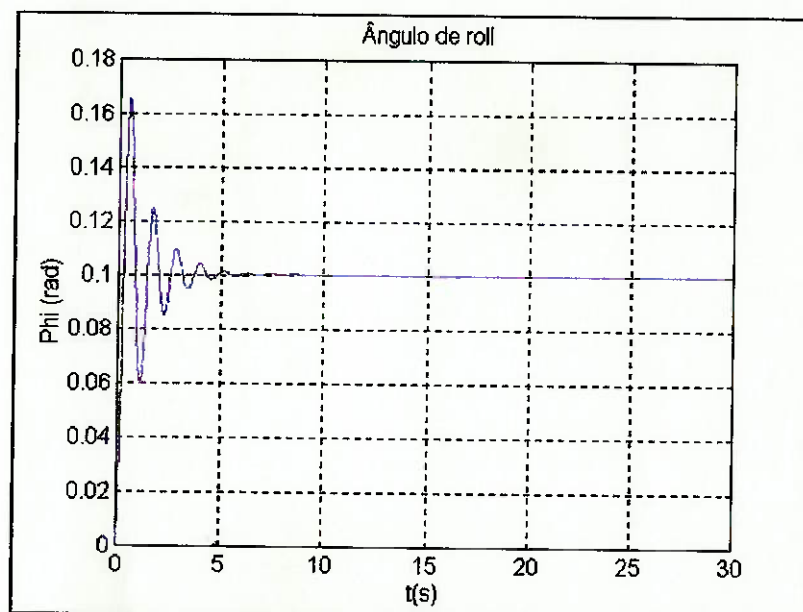


Figura 8.8: Ângulo de roll.

Como pode ser visto pelos gráficos acima as rodas tendem rapidamente para a entrada, sendo que a roda traseira demora um pouco mais pois só há uma roda traseira. Com relação a aceleração do centro de gravidade é possível observar não há excitações com grandes frequências e tende lentamente para a posição de equilíbrio, o que é desejado já que se deseja o conforto do motorista. O ângulo de pitch também está relacionado com o conforto do passageiro e este também tende lentamente a posição de

equilíbrio que nesse caso tende a zero pois a media das entradas na frente do carro é igual a entrada na roda traseira. O ângulo de roll tende mais rápido para a posição de equilíbrio o que pode acarretar uma pequena sensação de desconforto. O ângulo de roll não vai para zero porque as entradas do lado esquerdo e direito são diferentes.

Observando que o sistema está de acordo com o esperado será colocada como entrada do sistema a altura do asfalto.

Para o projeto do carro inteiro também será utilizado o índice de performance. No caso do carro inteiro o índice é o seguinte:

$$PI = E (r_1 * Z_{pp}^2 + r_2 * \theta_{pp}^2 + r_3 * \phi_{pp}^2 + r_4 * Z_a^2 + r_5 * Z_b^2 + r_6 * Z_c^2) , \text{ onde}$$

Z_{pp} - aceleração vertical do carro

θ_{pp} - aceleração angular de pitch do carro

ϕ_{pp} - aceleração angular de roll do carro

Z_a - deslocamento vertical da roda dianteira do lado direito

Z_b - deslocamento vertical da roda dianteira do lado esquerdo

Z_c - deslocamento vertical da roda traseira

Para se avaliar o índice de performance procedeu-se da mesma maneira que no modelo de um quarto de carro. O programa está no anexo 1 (programa 5).

Para valores altos de r_1 , r_2 e r_3 as constantes são as mais baixas pois como explicado anteriormente desse modo a aceleração no passageiro é minimizada. Para valores altos de r_4 , r_5 e r_6 os valores de amortecimento e da constante de mola do pneu são os mais altos e para a constante de mola da suspensão é a mais baixa. Isso também está de acordo pois desse modo minimiza-se a deflexão da suspensão.

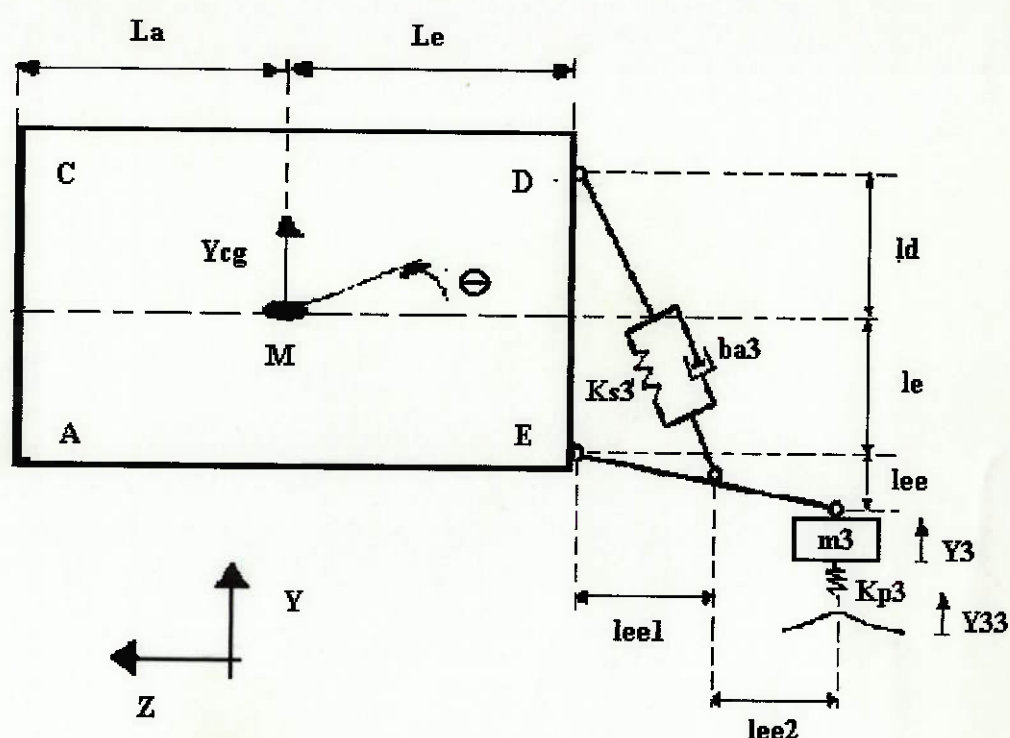


Figura 9.2: Vista lateral do carro.

Na figura 2 a suspensão dianteira não foi mostrada para não carregar a figura.

Para se desenvolver as equações de Lagrange foi necessário achar as deformações das molas em função das coordenadas generalizadas. Para as molas do pneus considerou-se somente deformação vertical dada:

Deformação do pneu: $\Delta Y = Y_{ii} - Y_i$

Para as molas das suspensões considerou-se deformações nas direções x, y e z. A deformação da suspensão ficou:

Deformação da mola da suspensão: $\Delta D = (\Delta X^2 + \Delta Y^2 + \Delta Z^2)^{0.5}$,

onde: ΔX - deformação da mola na direção x;

ΔY - deformação da mola na direção y;

ΔZ - deformação da mola na direção z;

Com a deformação da mola achou-se o delta de velocidade do amortecedor. Para tanto derivou-se cada componente de deformação obtendo-se:

Variação de velocidade no amortecedor: $\Delta \dot{D} = (\Delta V_x^2 + \Delta V_y^2 + \Delta V_z^2)^{0.5}$, onde

$\Delta V_x = \frac{d(\Delta X)}{dt}$ - variação de velocidade na direção x;

$\Delta V_y = \frac{d(\Delta Y)}{dt}$ - variação de velocidade na direção y;

$\Delta V_z = \frac{d(\Delta Z)}{dt}$ - variação de velocidade na direção z;

A equação de Lagrange utilizada foi a seguinte:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} + \frac{\partial F}{\partial \dot{q}_i} = Q_i$$

, onde:

F - função de Rayleigh

q_i - coordenada generalizada

$\dot{q}_i$ - derivada em relação ao tempo da coordenada generalizada

Q_i - força generalizada.

$L = T - V$, onde T - energia cinética do sistema

V - energia potencial do sistema.

A função de Rayleigh pode ser escrita da seguinte forma:

$$F = 0.5 \sum b_i v_i^2 \quad , \text{ onde } b_i - \text{coeficiente de amortecimento.}$$

v_i - variação de velocidade no amortecedor.

A força generalizada pode ser escrita da seguinte forma:

$$Q_i = \sum_{j=1} F_j \frac{\delta r_j}{\delta q_i}$$

, onde F_j - são forças externas aplicadas no sistema

r_j - são as coordenadas onde são aplicadas as forças externas.

Para o sistema considerado obteve-se 6 equações, uma para cada coordenada generalizada. As equações foram as seguintes:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dt} \left(\frac{\delta L}{\delta \dot{\phi}} \right) - \frac{\delta L}{\delta \phi} + \frac{\delta F}{\delta \dot{\phi}} = Q_{\phi} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\delta L}{\delta \dot{\theta}} \right) - \frac{\delta L}{\delta \theta} + \frac{\delta F}{\delta \dot{\theta}} = Q_{\theta} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\delta L}{\delta \dot{Y}_{cg}} \right) - \frac{\delta L}{\delta Y_{cg}} + \frac{\delta F}{\delta \dot{Y}_{cg}} = Q_{Y_{cg}} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\delta L}{\delta \dot{Y}_1} \right) - \frac{\delta L}{\delta Y_1} + \frac{\delta F}{\delta \dot{Y}_1} = Q_{Y_1} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\delta L}{\delta \dot{Y}_2} \right) - \frac{\delta L}{\delta Y_2} + \frac{\delta F}{\delta \dot{Y}_2} = Q_{Y_2} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\delta L}{\delta \dot{Y}_3} \right) - \frac{\delta L}{\delta Y_3} + \frac{\delta F}{\delta \dot{Y}_3} = Q_{Y_3} \end{array} \right.$$

Esse sistema de equações é formado por equações de segunda ordem. Para ser resolvido numericamente por Runge-Kutta acrescentou-se a esse sistema as seguintes equações de primeira ordem:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\Phi} = \dot{\Phi} \\ \dot{\Theta} = \dot{\Theta} \\ \dot{Y}_{cg} = \dot{Y}_{cg} \\ \dot{Y}_1 = \dot{Y}_1 \\ \dot{Y}_2 = \dot{Y}_2 \\ \dot{Y}_3 = \dot{Y}_3 \end{array} \right.$$

Para a formulação das equações de Lagrange fez-se as seguintes considerações:

- Forças externas: são as forças nos pneus dada por: $F_j = \Delta Y_j K_j$, onde K é constante elástica do pneu e j é o índice de cada pneu (no total são três forças externas; uma em cada pneu).
- Energia cinética: considerou-se a energia cinética do carro e das rodas
 - Energia cinética do carro:

$$E_{\text{carro}} = \frac{J_r \dot{\Phi}^2}{2} + \frac{J_p \dot{\Theta}^2}{2} + \frac{M \dot{Y}_{cg}^2}{2}$$

- Energia cinética das rodas:

$$E_{\text{rodas}} = \frac{m_1 \dot{Y}_1^2}{2} + \frac{m_2 \dot{Y}_2^2}{2} + \frac{m_3 \dot{Y}_3^2}{2}$$

- Energia potencial: foi considerado a energia potencial das molas das suspensões:

$$E_{\text{pmolas}} = \frac{K_1 \Delta D_1^2}{2} + \frac{K_2 \Delta D_2^2}{2} + \frac{K_3 \Delta D_3^2}{2}$$

Os ΔD_i são as deformações nas molas das suspensões.

- Função de Rayleigh: essa função aparece em cada um dos amortecedores

$$\text{Rayleigh} = \frac{b_1 \Delta \dot{D}_1^2}{2} + \frac{b_2 \Delta \dot{D}_2^2}{2} + \frac{b_3 \Delta \dot{D}_3^2}{2}$$

Os $\Delta \dot{D}_i$ são as variações de velocidades nos amortecedores das suspensões.

As equações finais podem ser vistas no programa 6 em anexo. Não colocou-se as equações no relatório porque o sistema ficou muito grande e não caberia na folha.

10 - Implementação do modelo de equações de Lagrange

Resolução numérica

A fim de resolver as equações de Lagrange obtidas para o modelo tridimensional do carro, utilizou-se o método de Runge-Kutta de quarta ordem. Como as equações continham muitas não linearidades foi necessário incluí-las nas matrizes das equações de estado e calculá-las a cada passo de integração do método. Quando se utiliza um passo pequeno este procedimento não prejudica a resolução das equações, pois como os estados mudam pouco entre dois instantes de tempo, as matrizes não se alteram significativamente.

Inicialmente, tentou-se realizar a implementação com auxílio do MATLAB© como nos modelos anteriores devido a maior facilidade em armazenar os resultados em variáveis tipo vetor que podiam ser usadas para fazer gráficos das saídas do programa. Contudo o MATLAB© se mostrou muito lento para resolver as equações para um intervalo de tempo razoável com os computadores disponíveis. Dessa forma optou-se por realizar a implementação do modelo em linguagem "C".

A implementação em linguagem "C" mostrou-se muito mais rápida que o MATLAB©. Entretanto tinha algumas desvantagens que foram facilmente contornadas.

A primeira desvantagem era que o compilador utilizado, Borland Turbo C++ 3.0, tem um espaço de memória limitado para as variáveis o que impossibilitava o armazenamento das respostas da simulação em variáveis do tipo vetor. A outra desvantagem era que a implementação de uma saída gráfica envolvia uma complexidade razoável. A solução para estes problemas foi encontrada na utilização de variáveis tipo arquivo de disco. Assim, a cada passo de integração as respostas da simulação são armazenadas no disco rígido, podendo estes arquivos serem posteriormente tratados por outro software para gerar saídas gráficas. As variáveis de entrada do sistema (deslocamentos sob os pneus) também foram lidas a partir de arquivos gerados a partir

dos sinais adquiridos nos experimentos e arquivos gerados para teste no MATLAB®. Contudo, devido ao elevado número de variáveis, foi preciso utilizar dois programas para gravar as respostas da simulação pois só era possível abrir treze arquivos de cada vez. Os programas utilizados (RKLAGR3.cpp e RKLAGR4.cpp) encontram-se no anexo 1.

Os arquivos das saídas foram processados posteriormente pelo MATLAB® a fim de gerar saídas na forma de gráficos. Como é possível notar nas listagens, geram-se arquivos extensão ".m" que são executáveis pelo MATLAB® que já contém inclusive os comandos para carregar em variáveis os valores obtidos.

Testes

A fim de verificar o funcionamento do modelo realizou-se um teste com três entradas degrau 1 cm na roda dianteira direita, 2 cm na roda dianteira esquerda e 3 cm na roda traseira. Para esta entrada é possível analisar resposta pois o esperado é que as posições das rodas devem tender aproximadamente para as entradas e a posição do centro de gravidade deve ir para um ponto intermediário entre as três entradas e deve haver pequenos ângulos de pitch e de roll.

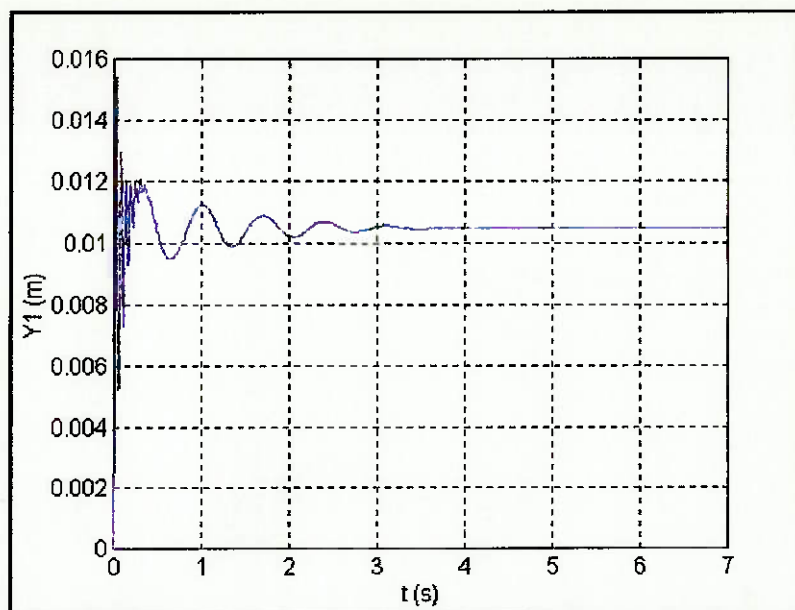


Figura 10.1: Deslocamento vertical da suspensão dianteira direita.

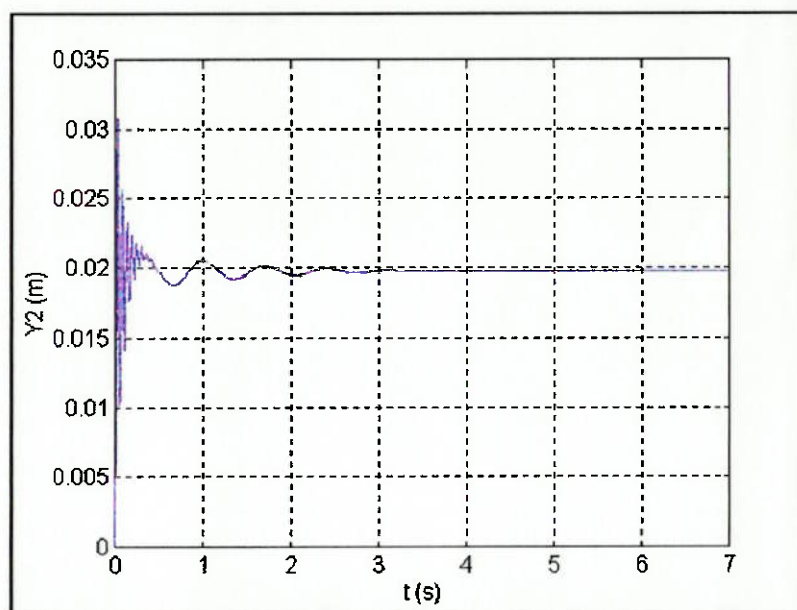


Figura 10.2: Deslocamento vertical da suspensão dianteira esquerda.

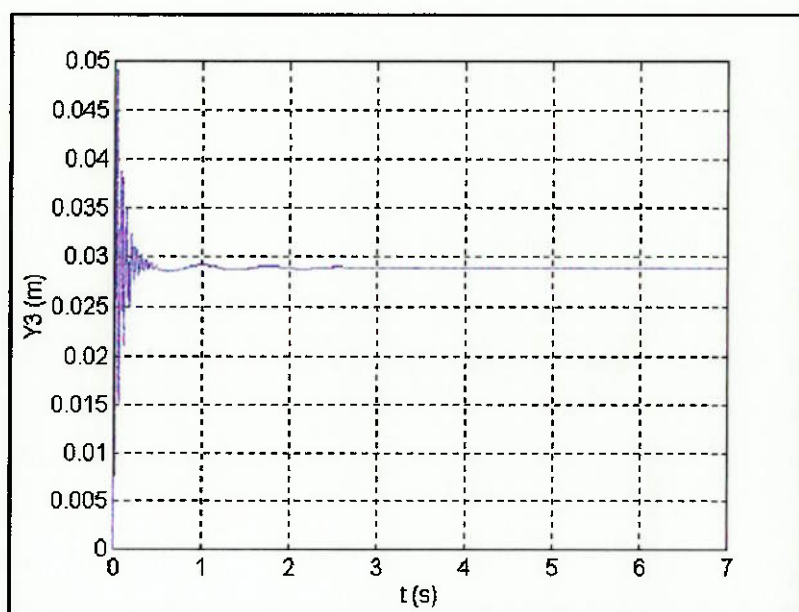


Figura 10.3: Deslocamento vertical da suspensão traseira.

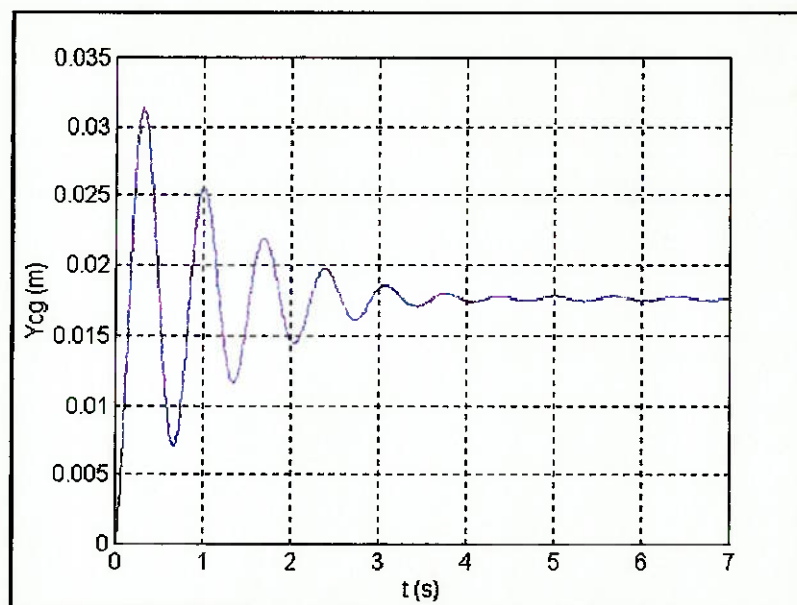


Figura 10.4: Deslocamento vertical do centro de gravidade.

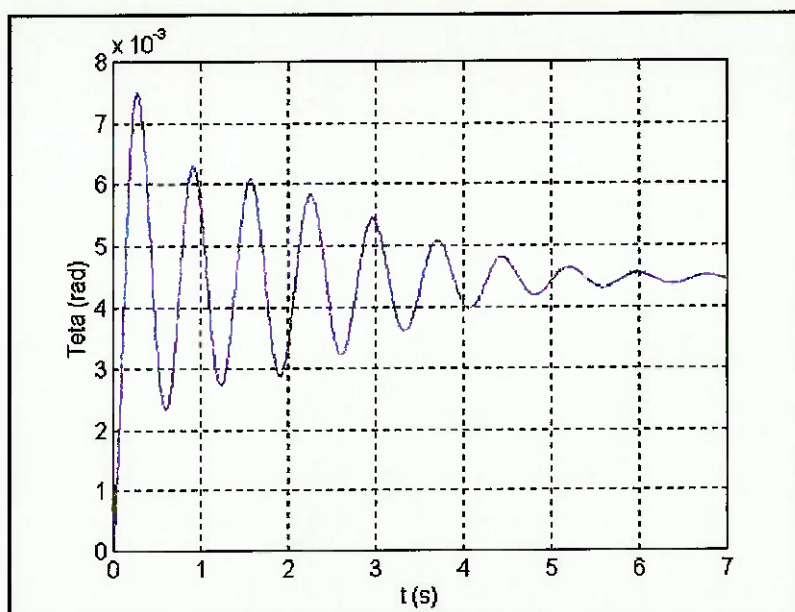


Figura 10.5: Resposta do ângulo de pitch.

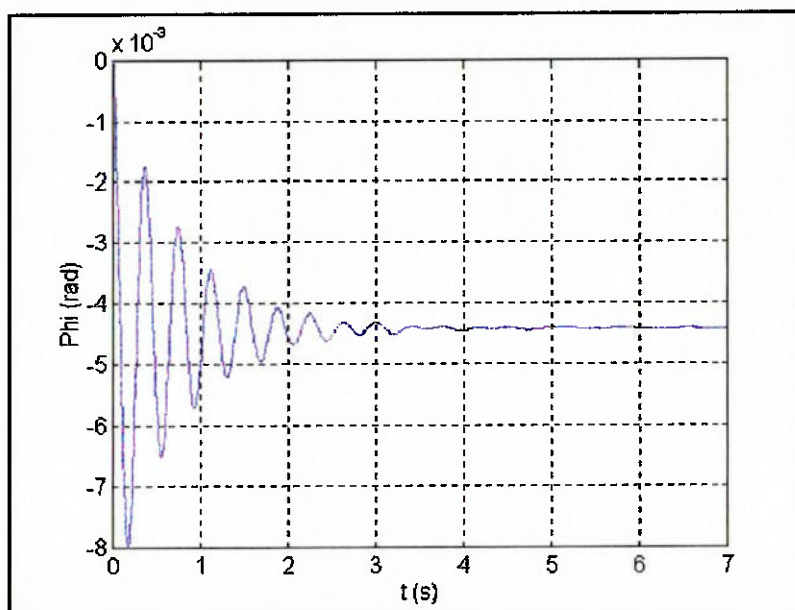


Figura 10.6: Resposta do ângulo de roll.

Como pode se ver nos resultados acima, os resultados saíram como esperado, as pequenas diferenças entre as posições das rodas e as entradas são explicadas pela influência de uma suspensão na outra quando o carro é inclinado, ou seja o acoplamento das equações.

11 - Determinação de parâmetros ótimos para com o modelo de equações de Lagrange

Considerações iniciais

Como visto em itens anteriores a base para determinação dos parâmetros ótimos é o “performance index”, que no caso de um carro tridimensional é :

$$PI = \frac{1}{\Delta t} \cdot \int_0^{\Delta t} \left(a_{12} \cdot (\Delta_1^2 + \Delta_2^2) + a_3 \cdot \Delta_3^2 + a_{cg} \cdot \ddot{y}_{CG}^2 + a_{teta} \cdot \ddot{\Theta}^2 + a_{phi} \cdot \ddot{\Phi}^2 \right) \cdot dt$$

onde

Δ_1 = deformação da mola da suspensão dianteira direita;

Δ_2 = deformação da mola da suspensão dianteira esquerda;

Δ_3 = deformação da mola da suspensão traseira;

$\ddot{y}_{cg}$ = aceleração vertical do centro de gravidade;

$\ddot{\Theta}$ = aceleração de pitch;

$\ddot{\Phi}^2$ = aceleração de roll;

$a_{12}, a_3, a_{cg}, a_{teta}, a_{phi}$ = pesos relativos.

Os dois primeiros pesos relativos penalizam deflexão das suspensões dianteira e traseira respectivamente e os outros três acelerações do carro que reduzem o conforto dos passageiros.

Determinação dos pesos relativos

Inicialmente foi importante considerar que o carro se destina a participação numa competição e como tal seu desempenho e integridade devem ser maximizados ainda que com sacrifício do conforto dos pilotos. O segundo aspecto muito importante era que as suspensões originais tinham muita deflexão devido a molas fracas. Por isso, quando o carro estava carregado, as rodas dianteira quase atingiam o painel solar, sendo que qualquer buraco mais profundo atingido em alta velocidade poderia causar o choque entre este e as rodas podendo danificá-lo ou ainda prejudicar a capacidade de manobra do piloto. Assim definiu-se que o alvo da otimização seria a deflexão das suspensões.

Então era necessário obter os pesos relativos para as diferentes variáveis. Para tanto inicialmente definiu-se que o peso da deflexão da suspensão deveria ser bem mais elevado que os demais, chegando-se a conclusão que uma importância relativa igual a 100 seria bastante razoável. Como a entrada do sistema era o asfalto com pequenas deflexões de suspensão seria necessário, para obter uma suspensão mais “dura”, que se penalizasse bastante a deflexão. Apesar de se sacrificar o conforto com aumento da transmissibilidade este valor não descuidaria de uma possível ressonância causada pelos novos parâmetros.

Então para obter este pesos, simulou-se com os programas já citados o modelo para três entradas de asfalto diferentes e avaliou-se a integral de cada um dos termos em separado através da regra do trapézio dos arquivos gravados em disco no MATLA©, obtendo.

Variável	Integral com peso relativo unitário
Aceleração de roll	$5,6 \cdot 10^{-4}$
Aceleração de pitch	$5,9 \cdot 10^{-5}$
Aceleração vertical do CG	$1,6 \cdot 10^{-4}$
Deflexão da suspensão traseira	$9,5 \cdot 10^{-8}$
Deflexão da suspensão dianteira direita	$9,4 \cdot 10^{-8}$
Deflexão da suspensão dianteira esquerda	$9,6 \cdot 10^{-8}$

Tabela 11.1: Integral do “performance index” com peso relativo unitário.

Então normalizando pela maior integral e fazendo de forma que não fossem muito pequenos para não inviabilizar a avaliação numérica do “performance index” obteve-se os seguintes valores para manter a proporção estabelecida :

Peso relativo	Valor
a12	56000
a3	56000
Acg	0.095
Ateta	0.035
aphi	0.010

Tabela 10.2: Valores obtidos para os pesos relativos.

Obtenção dos parâmetros ótimos

Método

Para obter os parâmetros ótimos fez-se um novo programa, RKLGPLOT.cpp (anexo 1) devido a necessidade de mais espaço para declaração de variáveis, baseado nos anteriores que implementavam o modelo de equações de Lagrange. Neste novo programa define-se um intervalo de variação dos parâmetros da suspensão e utiliza-se um loop para calcular o “performance index” para as várias combinações possíveis utilizando o modelo de equações de Lagrange. Buscando a solução que minimiza o “performance index” no intervalo definido. No fim o programa fornece os parâmetros obtidos.

Intervalo de variação

De acordo com uma pesquisa realizada pelos alunos orientados pelo prof. Emílio C. Nelli Silva existem disponíveis no mercado conjuntos de mola do conjunto mola/amortecedor compatíveis com o espaço existente na atual configuração da suspensão cuja constante de mola chega a até 240% da atual. Então como deseja-se uma suspensão mais “dura” utilizou-se o intervalo da mola atual até esta possível escolha.

Adotou-se que seria possível atingir o mesmo para a constante de amortecimento do amortecedor utilizando o mesmo intervalo.

Também para a constante de mola do pneu adotou-se o mesmo intervalo. Não se tentou abaixo da constante atual para este parâmetro, pois a constante varia com a pressão de enchimento e para valores de pressão abaixo razoavelmente das 60 psi, para as quais têm-se o valor base utilizado, a deflexão estática do pneu fica muito grande.

Resultados

Os resultados encontram-se na tabela abaixo:

Parâmetro	Valor obtido
Constante de mola da suspensão dianteira	79500 N/m
Constante de amortecimento da suspensão dianteira	23352 N/m.s
Constante de mola da suspensão dianteira	79500 N/m
Constante de amortecimento da suspensão dianteira	23352 N/m.s
Constante de mola do pneu	146500 N/m

Tabela 11.3. Parâmetros obtidos da otimização.

Como se pode notar os valores para as constantes de mola e amortecimento da suspensão foram as máximas do intervalo escolhido. Já eram esperados valores próximos a este ponto já que geram a suspensão mais dura e portanto com menores deflexões.

A constante do pneu obtida foi o valor inicial, pois quanto mais o pneu deformar em contato com o asfalto menos deflexão ocorrerá na suspensão. Este fato também é bom sob o ponto de vista da confiabilidade do pneu, pois os atuais só suportam pressões de inflação de até 70 psi e torná-los mais rígidos poderia expor o carro a riscos de estourar um pneu.

A discretização do intervalo adotado para otimização foi razoavelmente ^{pequena} grande, sobretudo devido as limitações em termos de capacidade de processamento dos equipamentos disponíveis. Contudo isto não invalida de forma alguma este trabalho, pois reflete bem a situação de disponibilidade do mercado onde há um pequeno conjunto de valores possível para investigar. Assim o resultado da otimização é mais orientativo, no sentido de que após determinar quais os parâmetros ótimos deve-se verificar qual o conjunto disponível que mais se aproxima e fazer algumas verificações utilizando o programa.

12 - Verificação de esforços utilizando o programa Felt

Esforços

Os esforços utilizados para a verificação são correspondentes a um teste ao qual o veículo deveria ser submetido :

- 4 g de impacto vertical; (g = GRAVIDADE)
- 1 g de impacto lateral;
- 1 g de frenagem;

Supõe-se que estas forças fossem aplicadas ao pneu enquanto o carro, permanecia imóvel o que é apenas uma mudança de referencial. A magnitude das forças seria igual a massa suportada pela roda (165) vezes estas acelerações.

Construção do modelo

A partir das dimensões da suspensão dianteira, desenhou-se um modelo esquemático da mesma no AUTOCAD R-13© e a partir das coordenadas dos pontos construiu-se no Felt a estrutura de nós e elementos para representar a suspensão.

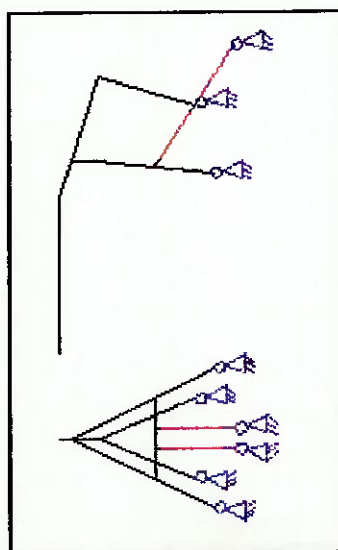


Figura 12.1: Vistas do modelo construído no Felt.

O programa VEICSOL3.flt no qual está implementado o modelo encontra-se no anexo 1.

Critério de verificação

Como critério de verificação utilizou-se a tensão equivalente de Von Misses :

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2} ,$$

Como as barras são circulares, isto é, o momento de inércia é igual em todas as direções, foram somados os vetores dos momentos fletores tendo-se então uma direção para avaliar a tensão com contribuições somente de força normal, momento fletor e momento torçor, de modo que se obtêm :

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_x)^2 + 3(\tau_{xy})^2}$$

As tensões devido a força cortante são bem menores e no ponto onde o momento fletor é máximo (tensão máxima no diâmetro externo da barra) estas valem zero, não sendo consideradas, portanto, em nossa análise.

A tensão normal e a de cisalhamento podem ser facilmente obtidas a partir da saída do programa FElt utilizando :

$$\sigma_x = \frac{Fn}{A} + \frac{M}{I} \cdot \frac{d}{2}$$

$$\tau_{xy} = \frac{T}{J} \cdot \frac{d}{2}$$

O critério afirma que se a tensão equivalente exceder o limite de escoamento do material, a falha do componente está prevista, dessa forma pode-se definir um coeficiente de segurança como :

$$CS = \frac{Sy}{\sigma_e}, \text{ onde } Sy \text{ é o limite de escoamento do material.}$$

Se o coeficiente de segurança for menor que um a falha do componente pode ser tida como certa. Valores bem próximos de um também podem indicar uma boa probabilidade de falha devido a algumas incertezas na determinação dos esforços nas barras e pequenas diferenças entre os modelos para cálculo e a realidade.

Resultados da análise

Determinação das propriedades das barras

Inicialmente foi necessário fazer algumas hipóteses a respeito das barras devido a falta de informações a respeito.

Não era possível medir a espessura dos tubos dos quais é feita a suspensão pois estes estavam soldados. Assim utilizando o bom senso e experiência dos envolvidos, estimou-se que esta seria de 3 mm, de modo que obtêm-se as seguintes propriedades :

	Diâmetro	Espessura da parede	Área	Momento de inércia	Momento polar de inércia
Barra	(mm)	(mm)	(m ²)	(m ⁴)	(m ⁴)
Bandeja superior	24	3	2,0E-04	1,1E-08	2,2E-08
Bandeja inferior	29,4	3	2,5E-04	2,2E-08	4,4E-08
Barra de ligação	28,5	3	2,4E-04	2,0E-08	4,0E-08

Tabela 12.1: Propriedades das seções das barras.

Obs. : a barra de ligação é aquela que liga as duas bandejas.

Também na falta de informações fez-se a hipótese de que o material utilizado seria o aço 1020 cuja tensão de escoamento é 330,9 Mpa. Esta hipótese é bastante razoável devido a grande quantidade de soldagem utilizada na construção da suspensão difícil de realizar em aços de teor de carbono mais elevado e ser um material típico de tubos deste tipo.

Resultados

Antes de realizar a análise, já era possível saber os pontos críticos a serem verificados que eram o meio das barras das bandejas da suspensão e o ponto onde a barra de ligação tem a bifurcação para ir para cada uma das bandejas. Estes pontos são críticos devido ao momento máximo nestas barras aí se localizar, devido a presença de articulações no fim das barras onde o momento deve ser zero.

Foram considerados quatro casos de carregamento para esta verificação :

- Todas as forças aplicadas ao mesmo tempo:

Caso 1 : Todas as forças aplicadas					
	Força Normal	Momento fletor	Momento Torçor	Tensão equivalente	Coefficiente de segurança
	(N)	(N/m)	(N/m)	(Mpa)	-
Bandeja superior esquerda	192	1,5	0	2,59	127,9
Bandeja superior direita	11131	12	0	69,17	4,8
Bandeja inferior esquerda	4428	680	0	473,06	0,7
Bandeja inferior direita	20613	705	0	554,84	0,6
Barra de ligação	153	2501	5,5	1800,16	0,2

Tabela 12.2: Resultados da análise com todas as forças aplicadas.

De acordo com os resultados obtidos, as barras da bandeja inferior falham, bem como a barra de ligação, enquanto a da bandeja superior suporta até que muito bem este carregamento.

- Somente a força de impacto vertical aplicada

Caso 2 : força de impacto vertical aplicada					
	Força Normal	Momento fletor	Momento Torçor	Tensão equivalente	Coefficiente de Segurança
	(N)	(N/m)	(N/m)	Mpa	-
Bandeja superior	1593	1,8	0	9,99	33,1
Bandeja inferior	5790	596	0	422,29	0,8
Barra de ligação	42,4	645	0	432,00	0,8

Tabela 10.3: Resultados da análise somente com a força de impacto vertical aplicada.

Neste caso como os esforços são simétricos colocou-se somente o valor para uma barra. De acordo com os resultados obtidos, as barras da bandeja inferior falham,

bem como a barra de ligação, enquanto a da bandeja superior suporta até que muito bem este carregamento.

- Somente a força de impacto lateral aplicada

Caso 3 : força de impacto lateral aplicada					
	Força Normal	Momento fletor	Momento Torçor	Tensão equivalente	Coefficiente de Segurança
	(N)	(N/m)	(N/m)	Mpa	-
Bandeja superior	4159	4,4	0	25,76	12,8
Bandeja inferior	6732	96,7	0	91,80	3,6
Barra de ligação	111	1683	0	1127,22	0,3

Tabela 10.4: Resultados da análise somente com a força de impacto lateral aplicada.

Neste caso como os esforços são simétricos colocou-se somente o valor para uma barra. De acordo com os resultados obtidos a barra de ligação falha enquanto as das bandejas suportam até que bem este carregamento.

- Somente a força de frenagem aplicada

Caso 3 : força de impacto lateral aplicada					
	Força Normal	Momento fletor	Momento Torçor	Tensão equivalente	Coefficiente de Segurança
	(N)	(N/m)	(N/m)	Mpa	-
Bandeja superior	5559	5,8	0	34,34	9,6
Bandeja inferior	8092	17,5	90	68,41	4,8
Barra de ligação	5,5	915,5	0	612,95	0,5

Tabela 10.5: Resultados da análise somente com a força de impacto lateral aplicada.

Neste caso como os esforços são anti-simétricos colocou-se somente o valor para uma barra. De acordo com os resultados obtidos a barra de ligação falha enquanto as das bandejas suportam até que bem este carregamento.

As saídas do programa com o resultado das análises encontram-se no anexo 2.

Conclusões

Como pode ser visto acima em todas as situações está prevista falha das barras da bandeja inferior e/ou barra de ligação da suspensão quando estas forças de teste são aplicadas.

Assim será necessário um reprojetado das mesmas de modo a resistir a este esforços, provavelmente aumentando seu diâmetro. Contudo este reprojetado deve levar em consideração ainda a probabilidade destes eventos ocorrerem se o espaço físico for um fator limitante.

13 - Verificação de esforços estáticos utilizando Algor

O carro precisará resistir a um teste de esforços estáticos para poder competir. Esses esforços são:

4g - vertical (6468 N)

1g - lateral (1617 N)

1g - frontal (1617 N)

As dimensões (comprimento, raio e geometria das barras) utilizadas no modelo da suspensão foram medidas no próprio carro com os pesos corretos (dos pilotos). Mediu-se a deformação inicial da mola da suspensão (2.4 cm) e com o K (K = 79500 N/m) obteve-se a força de equilíbrio na suspensão (F = 1908 N).

No modelo do Algor colou-se a mesma deformação inicial da suspensão e a mesma geometria (medida no carro). Colocou-se uma força de vertical no pneu de 1617N que corresponde ao peso do carro em uma roda. A força resultante na mola foi de 1889 N. Com isso pode-se verificar a acurácia do modelo.

Será verificado os esforços nas barras e nos parafusos. Os esforços nas barras pode ser medido pela seguinte equação (tensão de Von Mises):

$$\sigma_e = (\sigma^2 + 3\tau^2)^{0.5}, \text{ onde } \sigma - \text{tensão axial}$$

τ - tensão de cisalhamento

$$\sigma = \frac{F}{A} + \frac{M_y}{I}, \text{ onde } F - \text{força axial}$$

A - área da seção transversal

M - momento resultante

I - momento de inércia da seção transversal

y - raio de seção

$$M = (M_x^2 + M_y^2)^{0.5}, \text{ onde } M_x - \text{momento em torno de x}$$

M_y - momento em torno de y

$$\tau = \frac{T y}{I_p}, \text{ onde } T - \text{momento torçor}$$

I_p - momento polar da seção transversal

O coeficiente de segurança é o seguinte:

$$\eta = \frac{\sigma_{esc}}{\sigma_e}$$

Para se verificar se os parafusos podem quebrar mediu-se o diâmetro dos parafusos (M7 para as barras e para a fixação na carenagem e M12 para a mola) e supôs-se que os parafusos fossem da classe SAE 5.8.

Para essa classe o material possui as seguintes propriedades:

$$\sigma_{rup} = 520 \text{ MPA}$$

$$\sigma_{esc} = 416 \text{ MPA}$$

$$\tau_{max} = 0.58 \sigma_{esc} = 241 \text{ MPA}$$

Os parafusos da extremidade das barras da suspensão sofrem somente esforços cortantes. Esses esforços são provenientes da força normal e da força cortante vertical da barra, gerando uma força cortante resultante no parafuso igual a:

$$F_c = (F_a^2 + F_{cb}^2)^{0.5}, \text{ onde } F_a - \text{força axial na barra.}$$

F_{cb} - força cortante na barra.

F_c - força cortante no parafuso.

As tensões nos parafusos pode ser expressa pela seguinte equação:

$$\tau_{max} = \frac{4 F_c}{3 A_t}, \text{ onde } F_c - \text{força cortante no parafuso}$$

A_t - área resistente do parafuso

O fator 2 da formula é devido ao fato do parafuso resistir nas duas extremidades.

Os parafusos possuem as seguintes áreas A_t :

Parafusos das barras: $A_t = 28.9 \text{ mm}^2$

Parafusos dos amortecedores: $A_t = 84.3 \text{ mm}^2$

Os parafusos de fixação da carenagem sofrem tanto esforço cortante como axial. Para cada barra há três parafusos de fixação e para o amortecedor há somente dois. As equações de tensões são as seguintes:

$F_a = F_{ax} + F_{ay} + F_{az}$, onde F_a - força axial da barra.

F_{ax} - componente da força axial na direção x.

F_{ay} - componente da força axial na direção y.

F_{az} - componente da força axial na direção z.

$F_c = ((F_{cy} + F_{ay})^2 + (F_{cz} + F_{az})^2)^{0.5}$, onde F_{cy} - força cortante y na barra.

F_{cz} - força cortante z na barra.

$F_{ap} = F_{ax}$, onde F_{ap} - força axial no parafuso.

$\tau_{max} = \frac{4 F_c}{3 A_t}$, onde A_t - área resistente do parafuso

τ_{max} - tensão máxima de cisalhamento (meio do parafuso)

$\sigma = \frac{F}{A_t}$, onde σ - tensão axial.

A_t

$\sigma_e = (\sigma^2 + 3\tau^2)^{0.5}$, onde σ_e - tensão equivalente de Von Mises.

Barras

Supôs-se que as barras fossem feitas de aço 1020 ($\sigma_{rup} = 448.2$ MPA e $\sigma_{esc} = 330.9$ MPA) e que possuem uma espessura de 3 mm.

Primeiramente se testou a força vertical. Na figura 13.1 é possível ver o numero das barras.

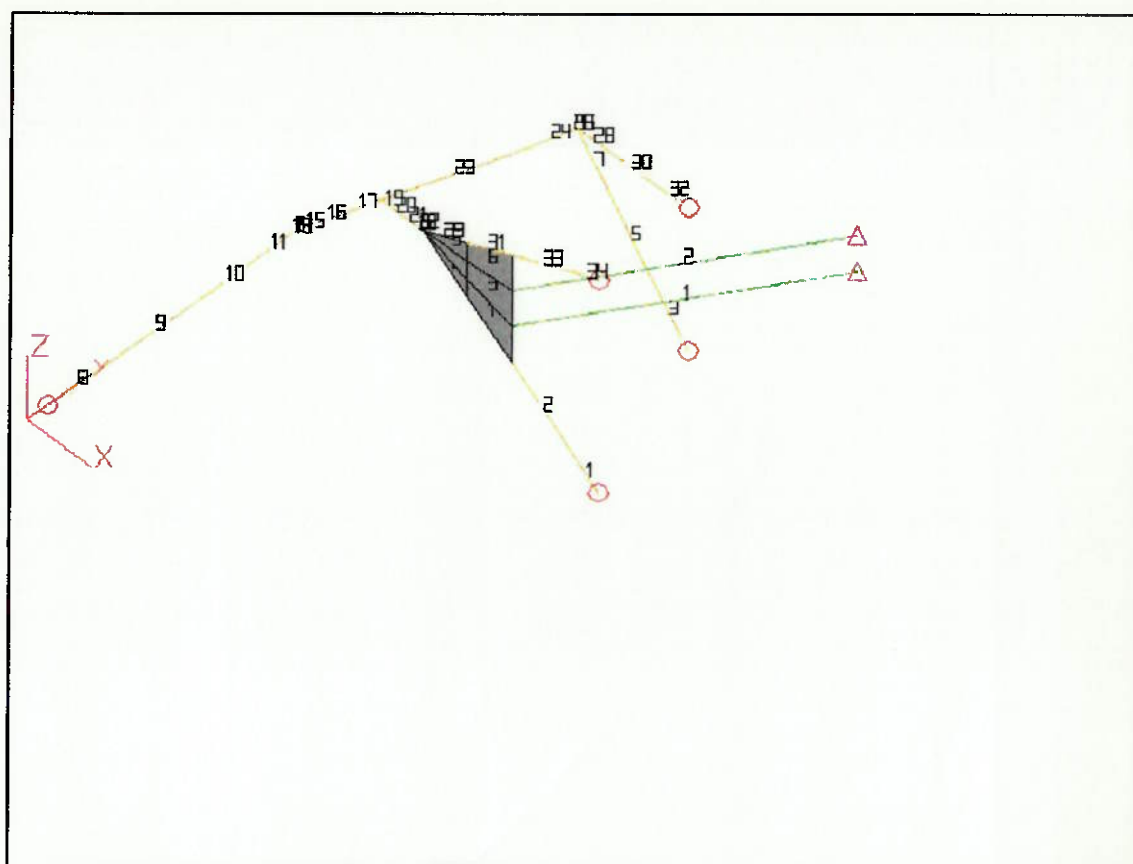


Figura 13.1: Numero das barras.

Verificou-se que as barras 19, 23, 2, e 33 quebram. Isso era esperado, pois uma força vertical (8085 N) no pneu gera um momento 1000 N m na barra 23, o que já é suficiente para quebra-la. A listagem dos resultados encontram-se no anexo 2. Nas figuras 13.2, 13.3, 13.4 e 13.5 encontram-se os esforços nas barras. As barras em verde representam a posição original do mecanismo.

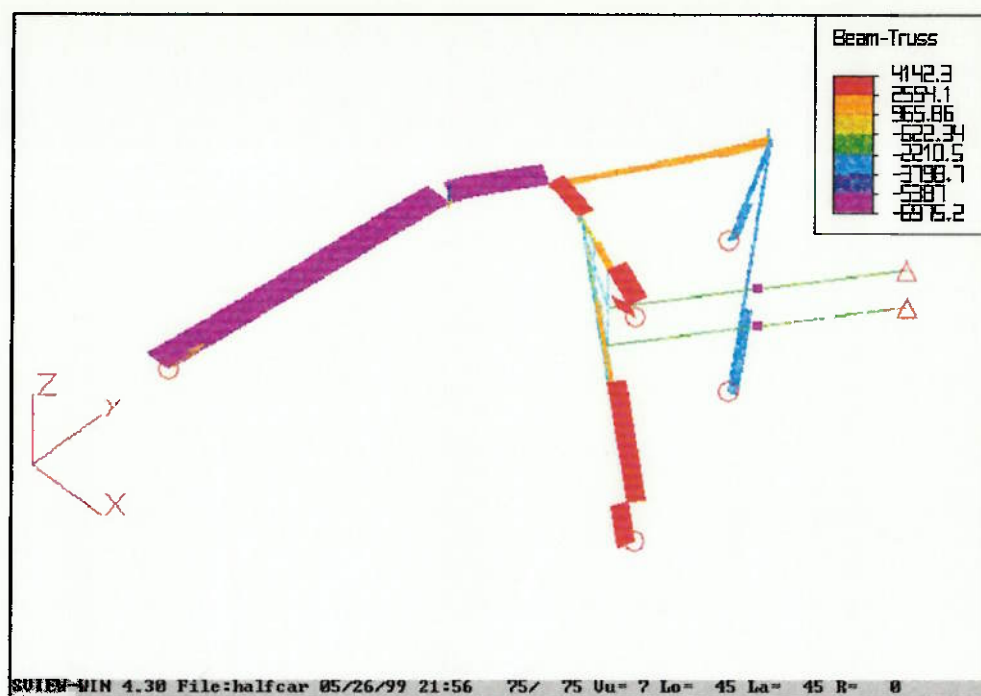


Figura 13.2: Forças axiais nas barras.

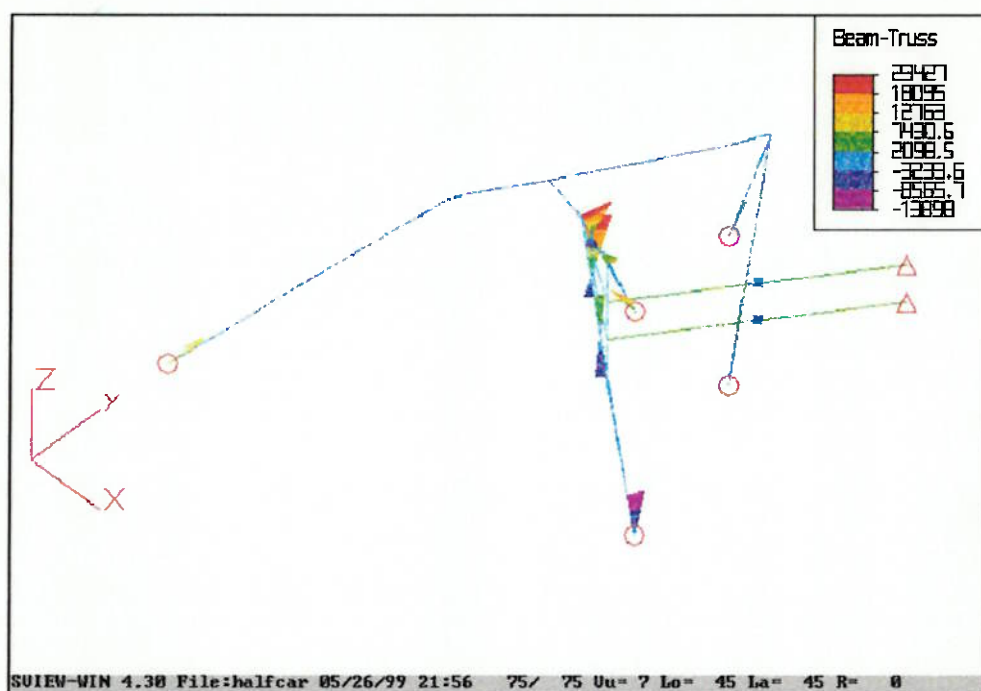


Figura 13.3: Momento na direção z nas barras.

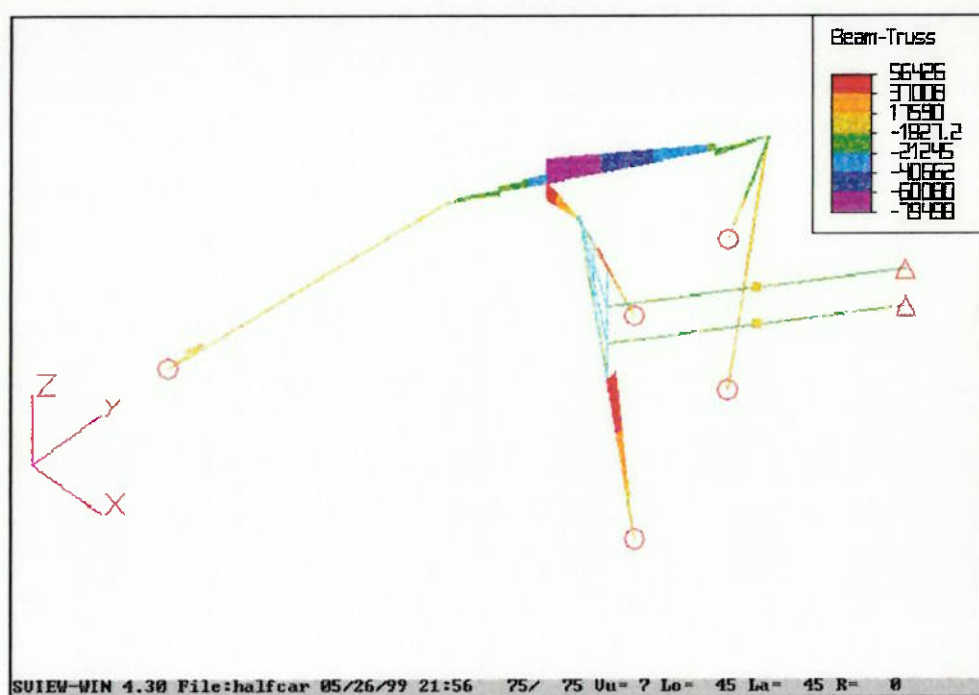


Figura 13.4: Momento na direção x das barras.

Na junção dos amortecedores com as barras há uma chapa de aço. As tensões nessa chapa (em N / cm^2) podem ser vistas na figura 13.5.

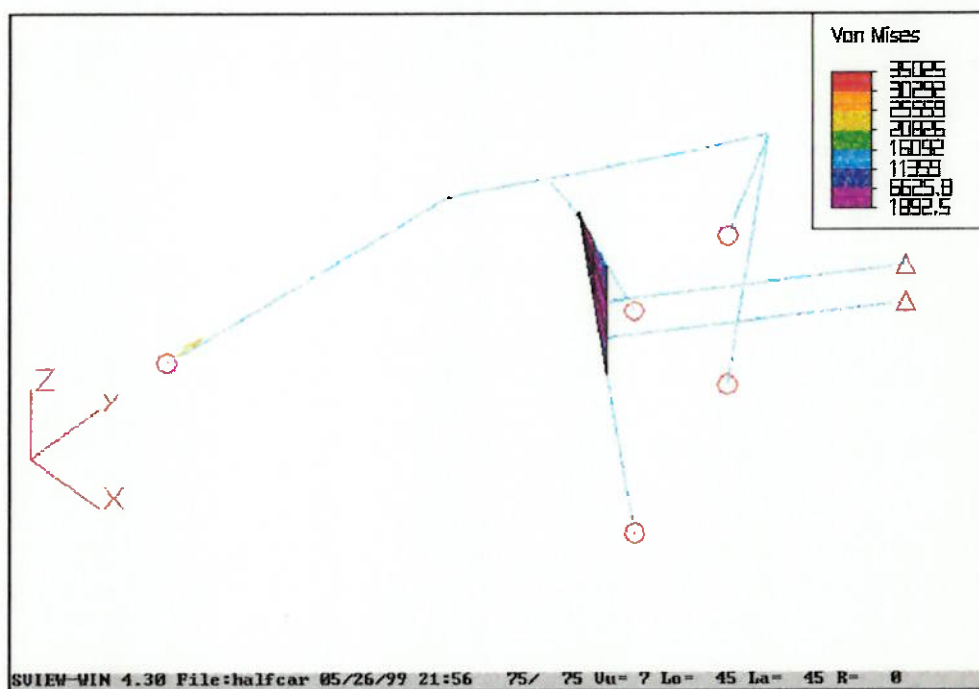


Figura 13.5: Tensões na placa.

Em seguida colocou-se a força lateral. O numero das barras podem ser vistos na figura 13.6.

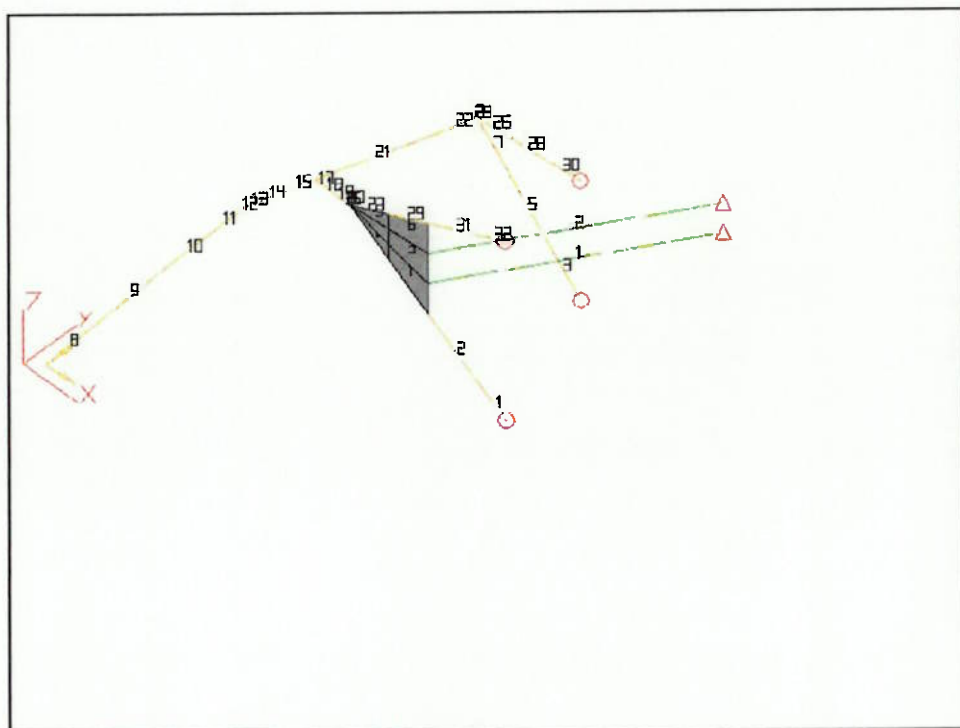


Figura 13.6: Numero das barras.

Observou-se que as barras 13 e 14 escoam mas não quebram. No entanto a barra 15 chega a quebrar com uma tensão de 493 MPa. Essa barra quebra pois tem um momento de 697 Nm e uma força axial de 2000 N. A listagem das forças e das tensões encontram-se no anexo 2. Nas figuras 13.7, 13.8, 13.9 e 13.10 podem ser vistos os esforços.

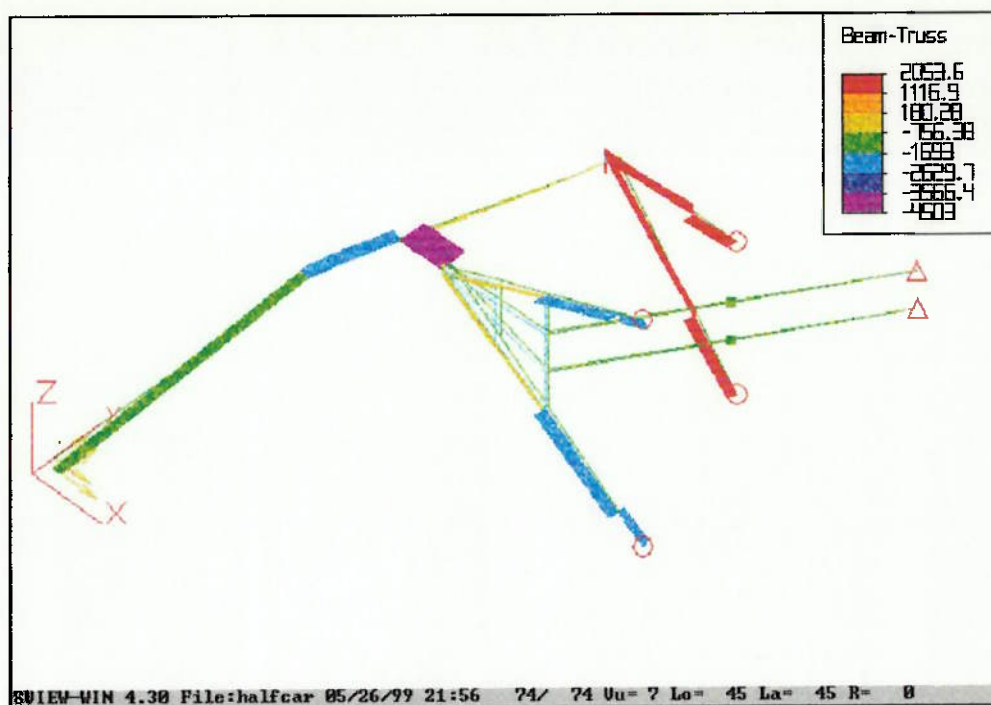


Figura 13.7: Força axial nas barras.

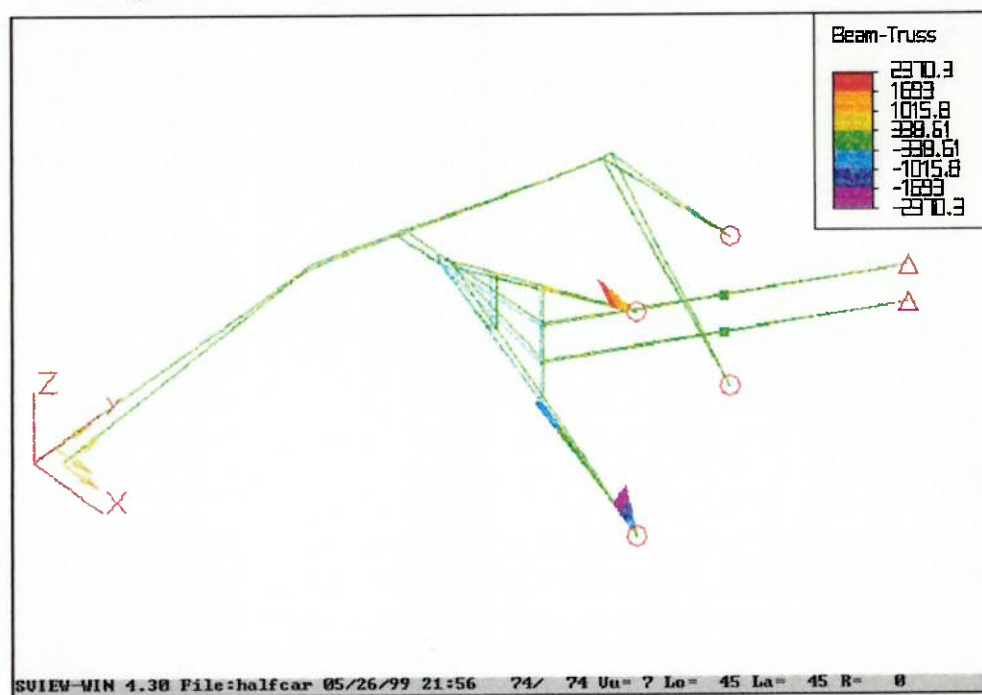


Figura 13.8: Momento em torno de y.

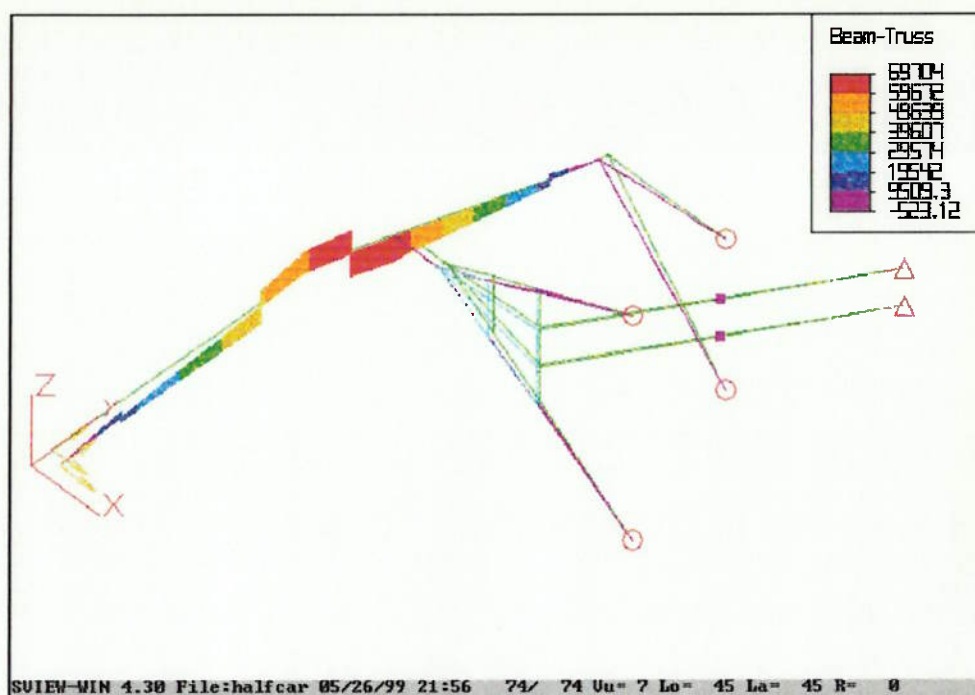


Figura 13.9: Momento em torno de Z.

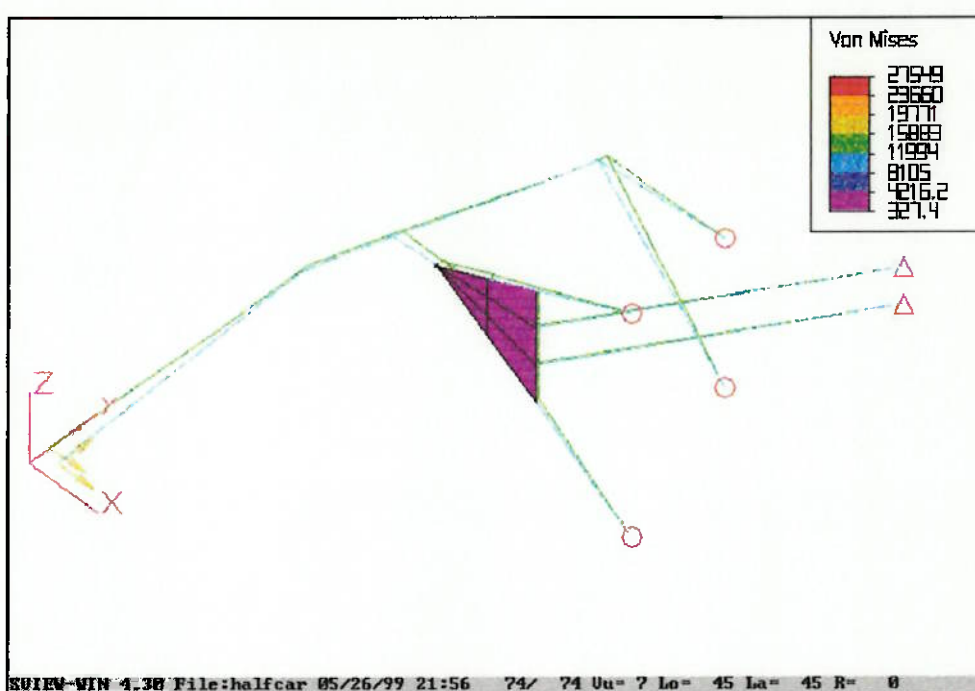


Figura 13.10: Tensões na placa.

Testou-se também para a força frontal (frenagem). A figura 13.11 mostra o numero das barras.

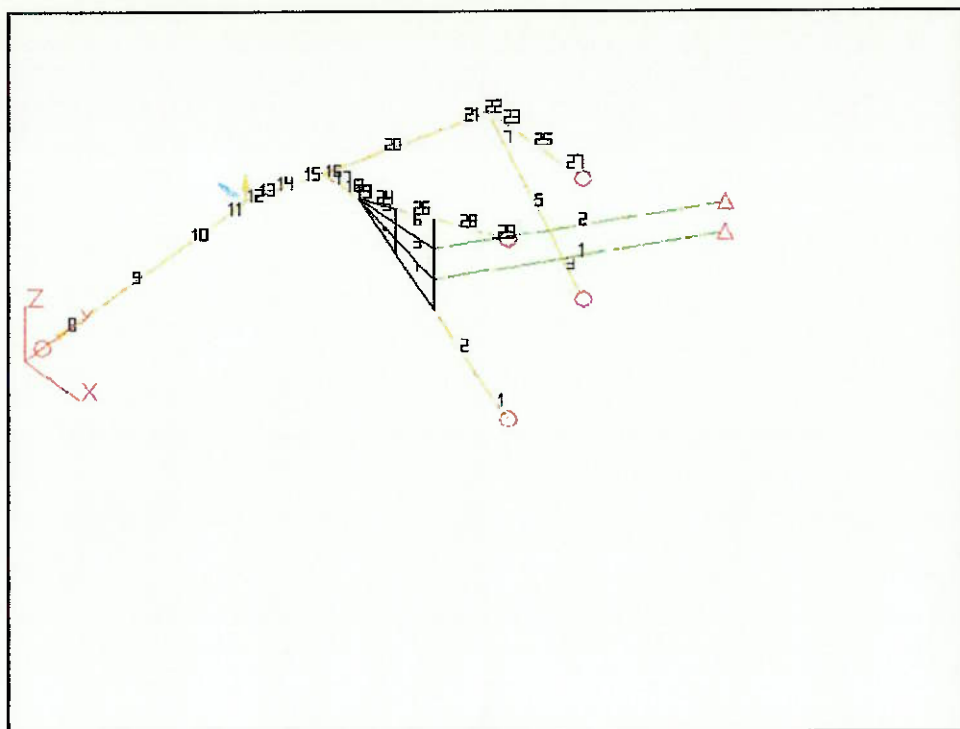


Figura 13.11: Numero das barras.

Observou-se que as barras mais solicitadas foram as barras 12, 13, 14 e 15. As barras 12 e 13 escoam, mas não quebram. No entanto as barras 14 e 15 quebram. A listagem das forças e das tensões encontram-se no anexo 2. As figuras 13.12, 13.13, 13.14, 13.15 e 13.16 mostram os esforços nas barras.

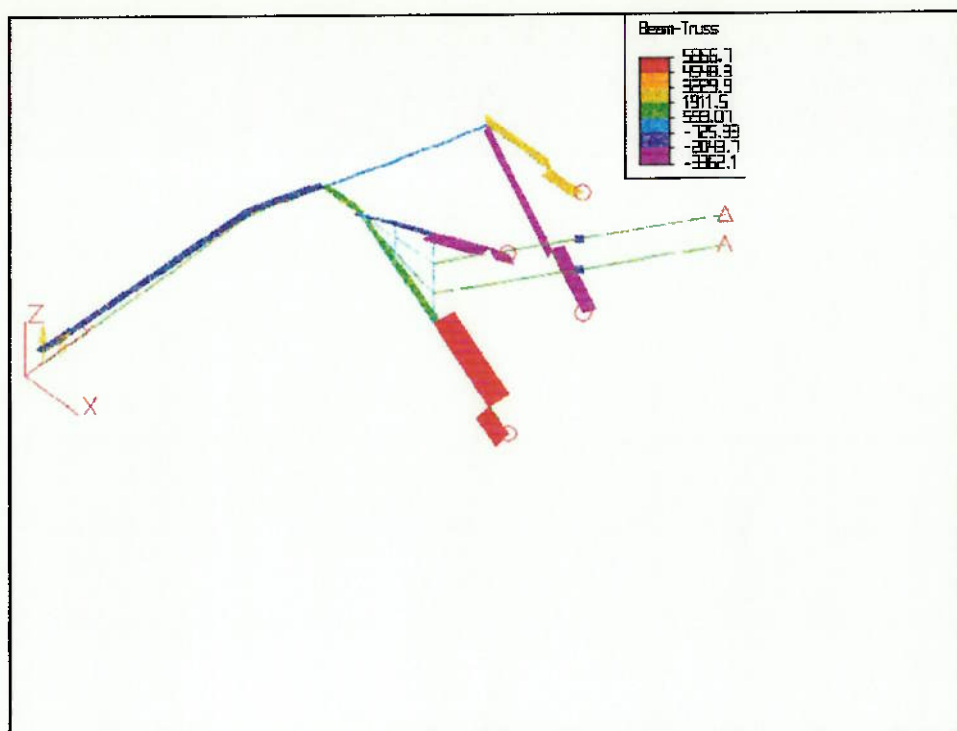


Figura 13.12: Força axial nas barras.

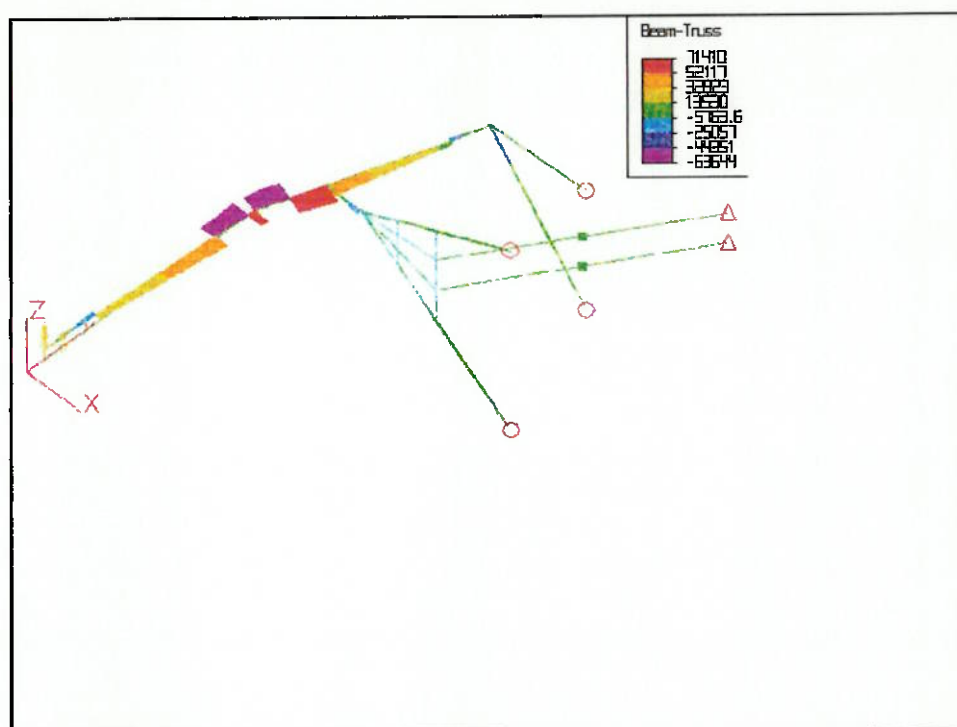


Figura 13.13: Momento x nas barras.

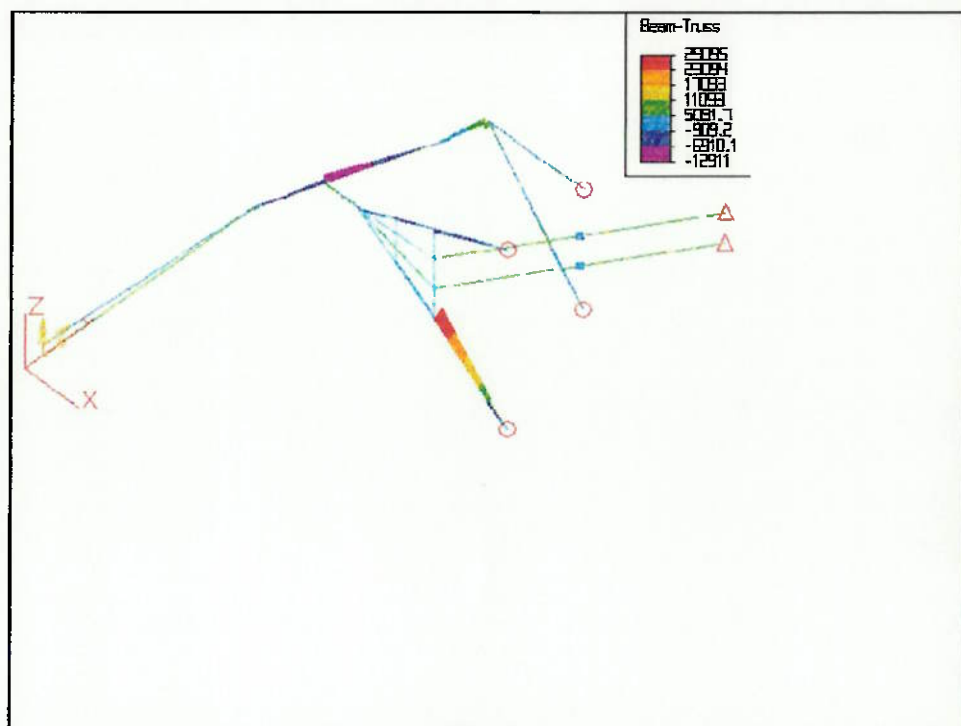


Figura 13.14: Momento y nas barras.

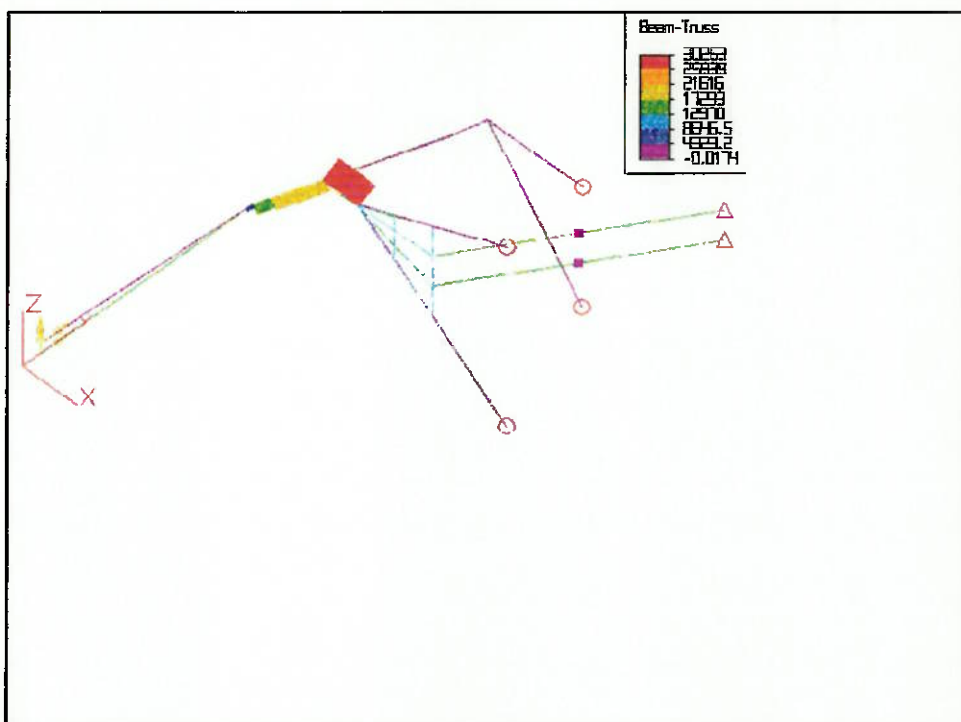


Figura 13.15: Momento torçor nas barras.

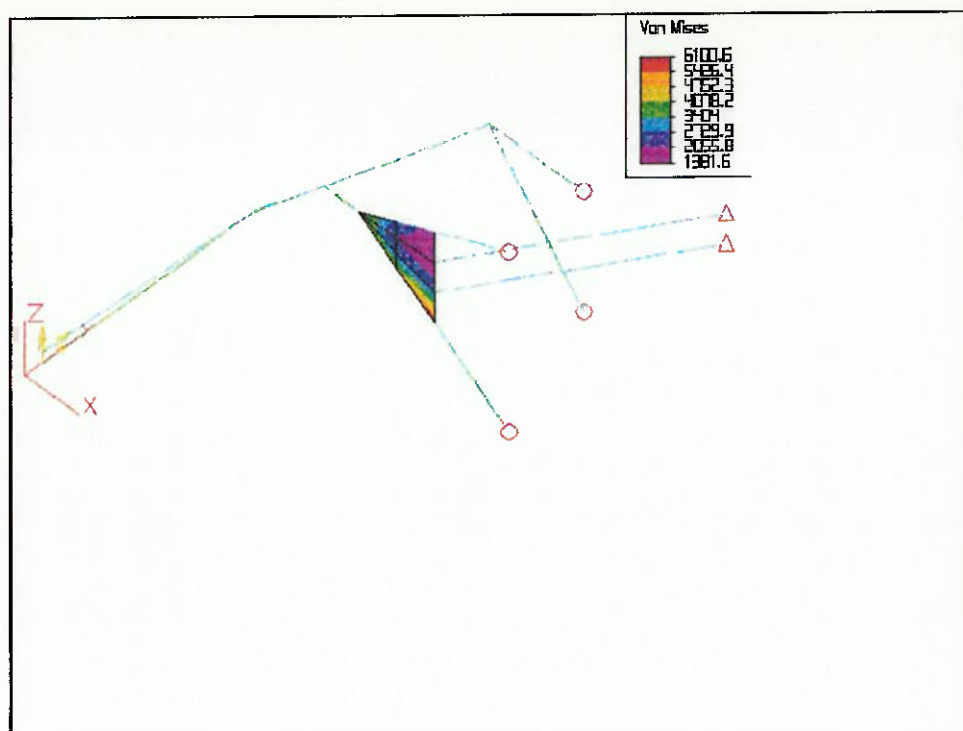


Figura 13.16 : Tensão na placa.

Parafusos das barras

Primeiramente verificou-se as tensões para a força vertical.

Observa-se que os parafusos mais solicitados são os das barras 3 e 32. Mas não escoam e possuem um coeficiente de segurança 2,5.

Colocando-se a força lateral observa-se que os parafusos mais solicitados são das barras 1 e 32, mas possuem um coeficiente de segurança de 5,9.

Colocando-se a força de frenagem observa-se que o parafuso mais solicitados é da barras 1, mas possuem um coeficiente de segurança de 1,8.

As tensões nos parafusos encontram-se junto com a listagem das forças das barras no anexo 2.

Portanto observa-se que os parafusos não quebram em nenhuma das condições.

Parafusos de fixação na carenagem

Primeiramente verificou-se as tensões para a força vertical.

Observa-se que os parafusos mais solicitados são os das barras 3 e 32. Mas não escoam e possuem um coeficiente de segurança 5.

Colocando-se a força lateral observa-se que os parafusos mais solicitados são das barras 3 e 30, mas possuem um coeficiente de segurança de 22.

Colocando-se a força de frenagem observa-se que o parafuso mais solicitados é da barras 1, mas possuem um coeficiente de segurança de 5.

As tensões nos parafusos encontram-se junto com a listagem das forças das barras no anexo 2.

Portanto observa-se que os parafusos não quebram em nenhuma das condições.

14 - Verificação de esforços dinâmicos utilizando Algor

Do mesmo modo que foi feita a verificação dos esforços estáticos será feita a verificação dos esforços dinâmicos. No caso dinâmico há concentração de tensões em alguns pontos da estrutura como nas soldas de algumas barras. Utilizou-se o fator 2 para concentração de tensão, baseado nos dados em [15]. Será verificado fadiga somente para as barras mais solicitadas como as barras 19 e 23 (vide figura 13.1). Para os parafusos não será feito análise, pois possuem um coeficiente de segurança alto que ocasionaria uma vida infinita.

Quando o carro se movimenta os esforços gerados na estrutura são aleatórios. Para se poder verificar a fadiga desenvolveu-se no Algor um modelo dinâmico de um quarto de carro, tendo como entrada na roda a realização do asfalto e como saída os esforços em todas as barras e parafusos. Para simular um terreno mais severo, com mais buracos, multiplicou-se a entrada do asfalto por 10, gerando um asfalto com amplitudes da até 1 cm.

Para análise de fadiga aleatória foi utilizada a lei de Palmgren-Miner :

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \dots + \frac{n_k}{N_k} = 1$$

$N_1 \quad N_2 \quad N_3 \quad \dots \quad N_k$, onde n_i - representa o numero de ciclos verificados com tensão menor que a admissível.
 N_i - representa a vida (em ciclos) de uma dada tensão.

O diagrama de fadiga para o aço 1020 pode ser visto na figura 14.1.

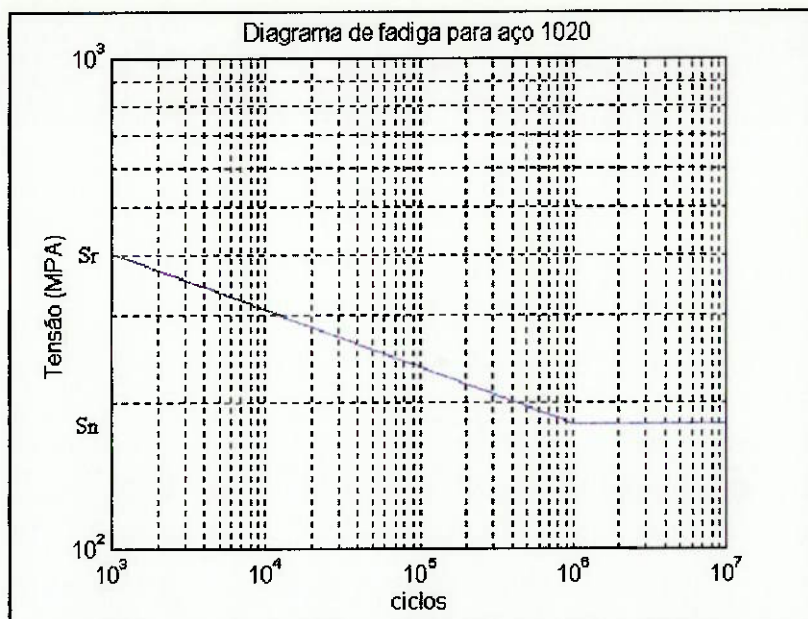


Figura 14.1: Diagrama de fadiga para aço 1020.

Como as barras quebram principalmente por ação de momento utilizou-se $S_r = 0.9 \sigma_{rup}$. Para S_n :

$$S_n = 0.5 \sigma_{rup} C_g C_l C_s \quad , \text{ onde } C_g - \text{fator geométrico}$$

C_l -fator de carga

C_s - fator de superfície.

$C_g = 0.9$, pois os raios das barras são maiores que 1 cm.

$C_l = 1$, pois o carregamento é de flexão.

$C_s = 0.9$, pois é polimento comercial.

Simulou-se o modelo por 50 segundos e obteve-se como saídas as figuras 14.2 e 14.3.

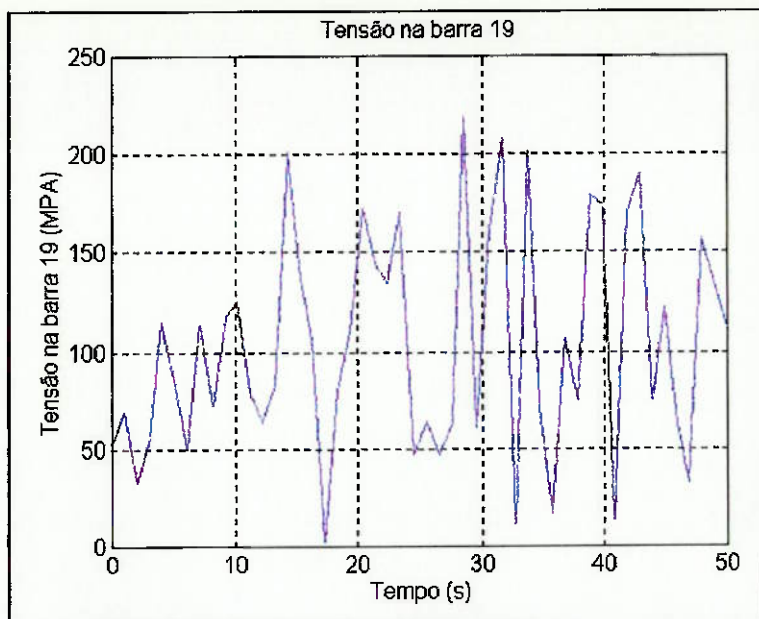


Figura 14.2: Tensões na barra 19.

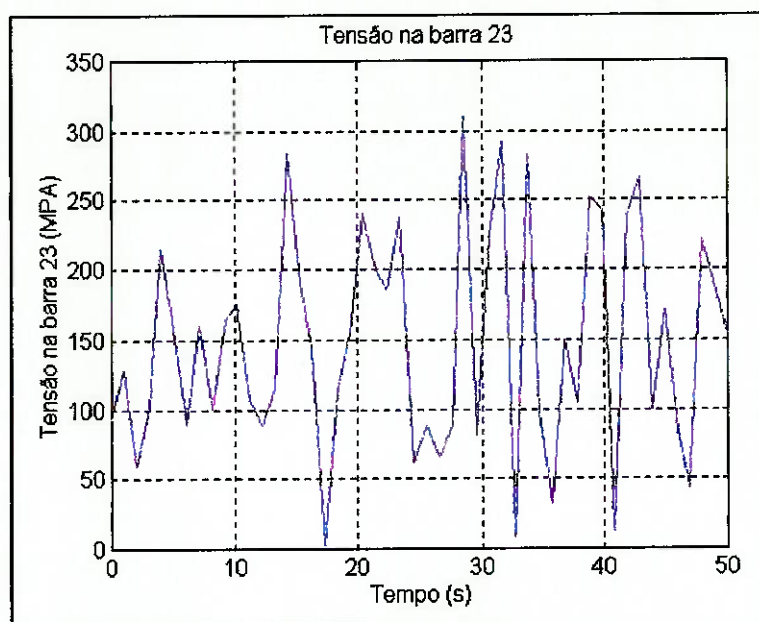


Figura 14.3: Tensões na barra 23.

Para a barra 19 obteve-se os seguintes valores:

$n1 = 1$ ciclo com vida 10^5

$n2 = 3$ ciclos com vida $3 \cdot 10^5$.

Com o tempo de simulação de 50s chega-se a conclusão que a vida da barra 19 é de 694 horas.

Para a barra 23 obteve-se os seguintes valores:

$$n1 = 1 \text{ ciclo com vida } 1.03 \cdot 10^4$$

$$n2 = 3 \text{ ciclos com vida } 1.15 \cdot 10^4$$

$$n2 = 2 \text{ ciclos com vida } 3 \cdot 10^4$$

$$n2 = 2 \text{ ciclos com vida } 6 \cdot 10^4$$

$$n2 = 2 \text{ ciclos com vida } 1 \cdot 10^5$$

Com o tempo de simulação de 50s chega-se a conclusão que a vida da barra 23 é de 29 horas. Na simulação o carro estava a 50 Km /h o que resulta em 1450 Km. Isso representa que se o carro se movimentar por mais de 1450 Km num asfalto muito ruim a barra 23 irá quebrar.

15 - Verificação do modelo de esforços estáticos

Para verificar a eficácia do modelo de elementos finitos realizou-se a medição experimental das deformações das barras mais solicitadas. Para tanto foram utilizados strain-gages.

Os strain-gages utilizados foram PA-06-125AA-120-L da marca Excel com medição unidirecional. Foram selecionados dois pontos críticos onde foram colados os extensômetros, vide figura 15. 1.

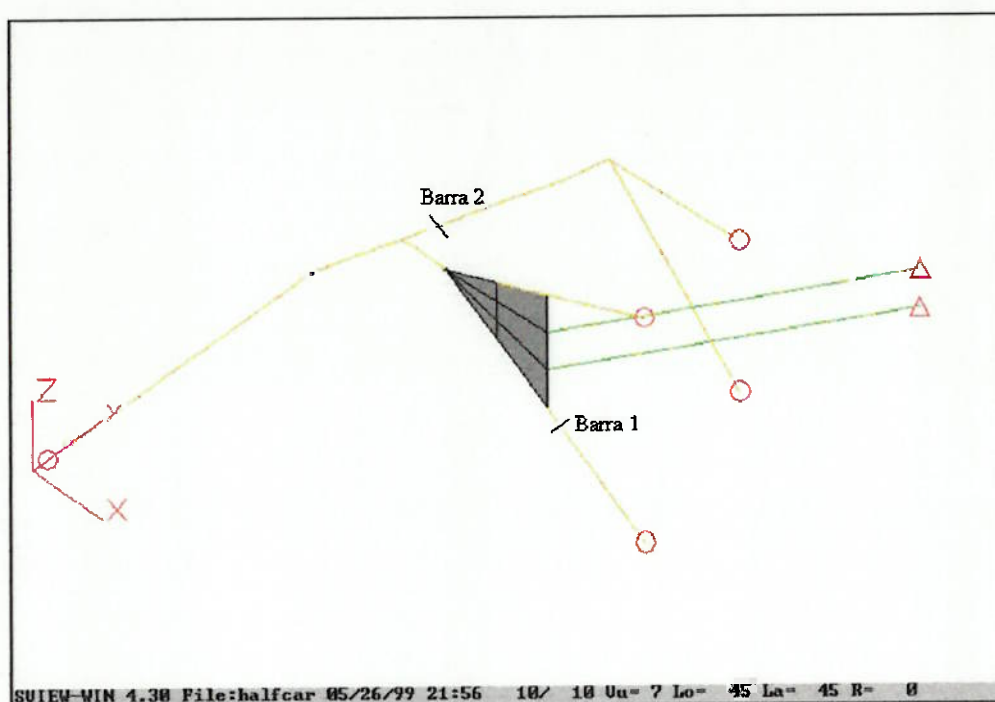


Figura 15.1: Pontos críticos da suspensão.

Em cada ponto crítico foram colados três extensômetros, espaçados de 90 graus, para possibilitar a obtenção independente dos momentos M_x e M_y e a força normal e com esses valores poder calcular a máxima tensão no ponto. O equacionamento pode ser visto a seguir:

$$\sigma_1 = \frac{F}{A} + \frac{M_x r}{I}$$

$$\sigma_2 = \frac{F}{A} + \frac{M_y r}{I}$$

$$\sigma_3 = \frac{F}{A} - \frac{M_x r}{I} \quad , \text{ onde :}$$

σ_1 – tensão medida no strain-gage 1
 σ_2 – tensão medida no strain-gage 2
 σ_3 – tensão medida no strain-gage 3
 M_x – momento na direção x
 M_y – momento na direção y
 F – força normal
 A – área da seção transversal
 I – momento de inércia da seção
 r – raio da seção.

A figura 15.2 mostra a posição dos extensômetros.

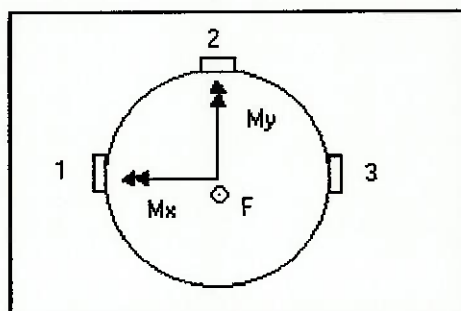


Figura 15.2 : Posição dos extensômetros.

Para a medição das deformações a partir dos strain-gages montou-se os extensômetros em pontes de Wheatstone. Cada ponte de Wheatstone foi balanceada, com uma resistência variável (trimpot), com o veículo suspenso, ou seja, sem deformação da suspensão. No momento em que a suspensão foi colocada no chão as barras se deformaram, devido ao peso próprio do carro, causando alteração no comprimento dos strain-gages e portanto na sua resistência desbalanceando a ponte e gerando uma tensão de saída. Como essa tensão de saída é muito pequena foi necessário montar um circuito de amplificação (com ganho de 10000, sendo montado com duas placas de ganho 100 cada uma) na saída da ponte, vide figura 15.3.

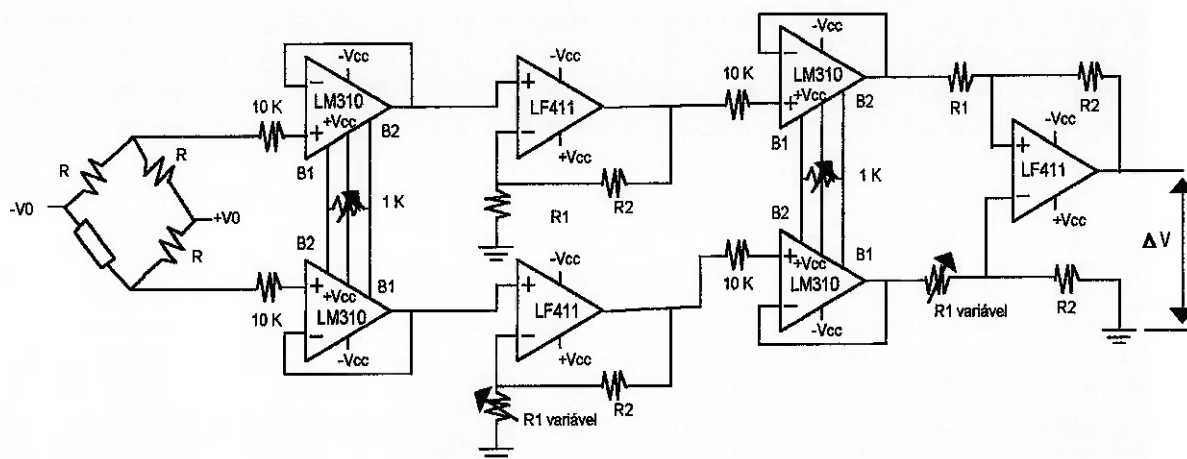


Figura 15.3 : Circuito amplificador.

Com um multímetro pode-se medir ΔV da saída dos amplificadores. As resistências $R1$ e $R2$ foram escolhidas para ter um ganho de 100 ($R1 = 100 \, \Omega$ e $R2 = 10000 \, \Omega$). Uma das resistências $R1$ é variável para fazer com que o ganho dos dois amplificadores seja igual. As resistências R foram de $120 \, \Omega$, pois é o mesmo valor da resistência nominal dos extensômetros. Como alimentação da placa de amplificação utilizou-se 8 pilhas em série para gerar uma tensão de $\pm 6V$, sendo que a ponte foi alimentada com $\pm 1,5$ para não aquecer muito as resistências.

Os amplificadores usados como seguidores foram os amplificadores LM310, especialmente projetados para terem ganho 1. Para que possuíssem exatamente ganho 1 foi necessário o seu balanceamento através de trimpots de $1 \, K\Omega$ entre seus pinos de balanço. E também a inserção de uma resistência de $10 \, K\Omega$ na sua entrada. Para os amplificadores com ganho 100 foram utilizados os amplificadores LF411 recomendados pelo livro *The Art of Electronics* [14].

A figura 15.4 mostra a montagem da experiência. A figura 15.5 mostra o strain-gage montado na suspensão. A figura 15.6 mostra a primeira placa de amplificação (ganho de 100) onde foi montada a ponte de Wheatstone e a figura 15.7 mostra a segunda placa de amplificação (ganho de 100).

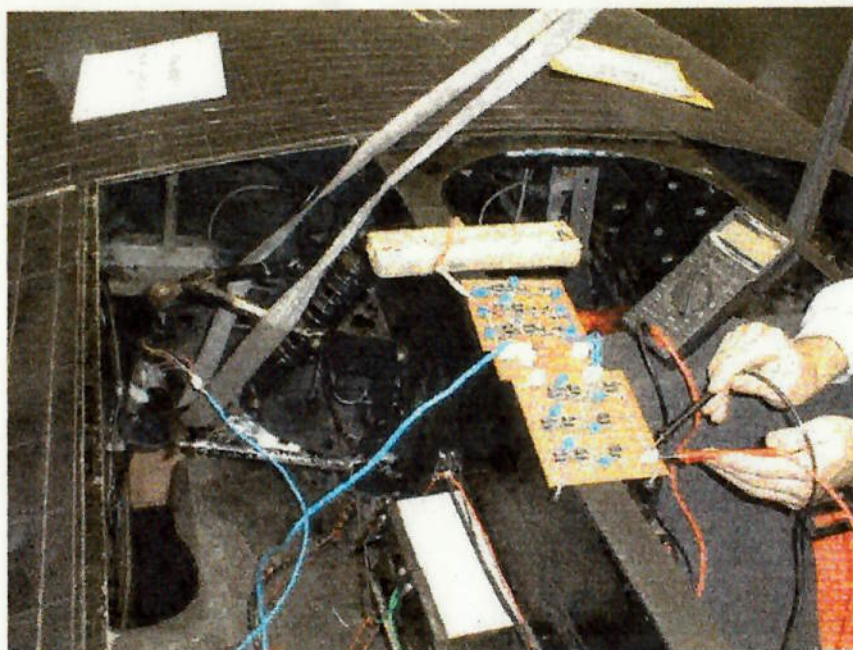


Figura 15.4: Montagem da experiência.



Figura 15.5: Strain-gage.

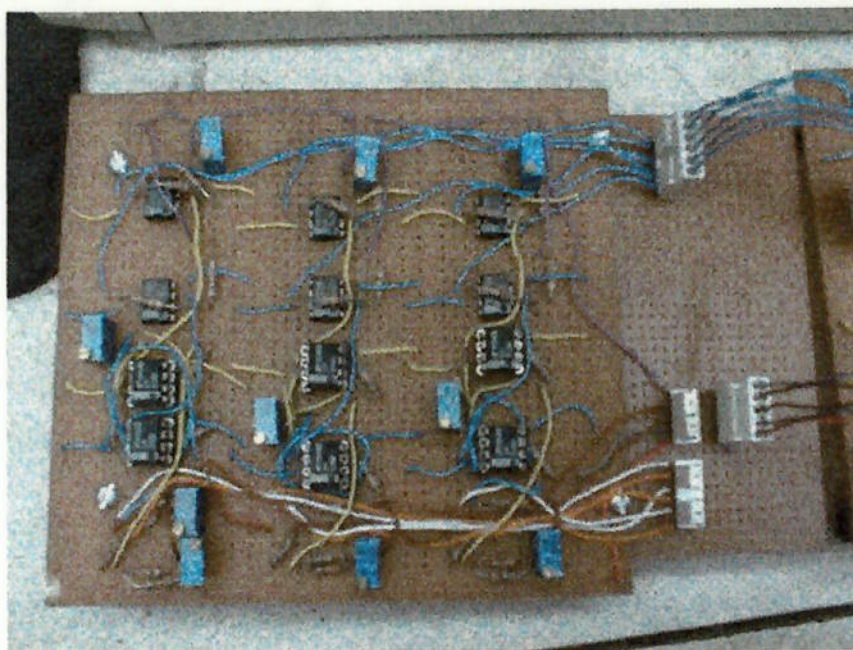


Figura 15.6: Primeira placa de amplificação.

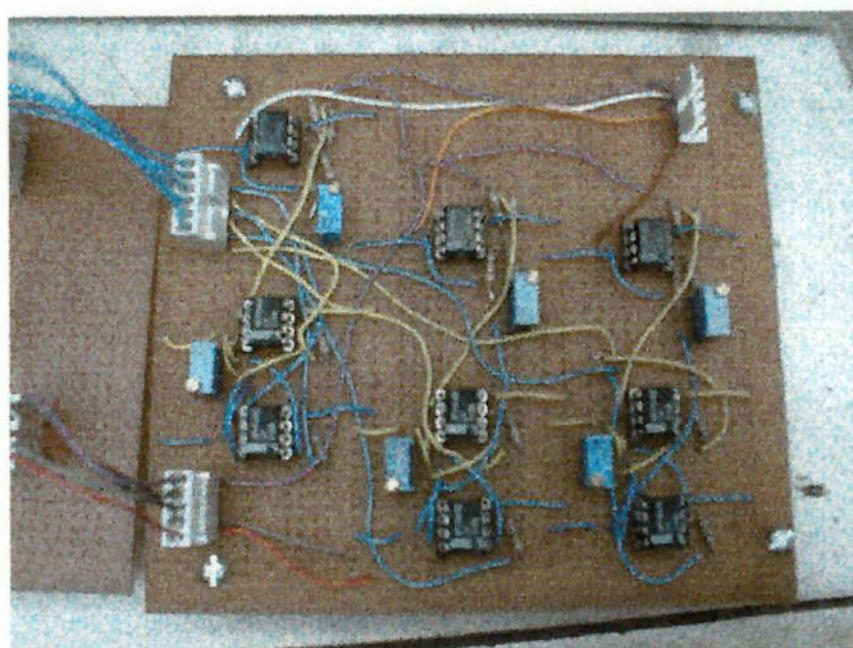


Figura 15.7: Segunda placa de amplificação.

Com o valor de ΔV calcula-se o valor da tensão pela seguinte formula:

$$\sigma = \frac{\Delta V E 4}{V_0 B GF}$$

, onde E – modulo de elasticidade

B – ganho dos amplificadores

V_0 – tensão de alimentação da ponte

GF – gage factor.

Com os valores de M_x , M_y e F é possível calcular a tensão máxima no ponto pela seguinte expressão:

$$\sigma = \frac{F + M r}{A I}, \text{ onde } M = (M_x^2 + M_y^2)^{0.5}$$

Os valores medidos podem ser vistos na tabela 15.1.

Ponto	Strain-gage	Vin (V)	Vout (V)	Delta V (V)
1	1	-0,2	-1,7	-1,5
	2	-0,7	1,1	1,8
	3	0,1	2	1,9
	Esforços			
	F (N)			641
	M resultante (Nm)			49
2	Sigma max (MPa)			38
	1	0,7	1,5	0,8
	2	0,2	2,3	2,1
	3	0,15	-0,6	-0,75
	Esforços			
	F (N)			83
	M resultante (Nm)			45
	Sigma max (MPa)			39

Tabela 15.1: Tensões obtidas no experimento.

Pela modelo de elementos finitos do Algor os esforços resultantes podem ser vistos na tabela 15.2.

Ponto	Esforços	
1	F (N)	836
	M resultante (Nm)	58
	Sigma (MPA)	45
2	F (N)	-30
	M resultante (Nm)	69
	Sigma (MPA)	46

Tabela 15.2: Esforços obtidos pelo Algor.

Comparando os valores obtidos experimentalmente e o valores obtidos pelo modelo de elementos finitos observa-se que os valores experimentais das tensões são cerca de 15% menores que os teóricos. Essa diferença pode ter ocorrido pela perda de tensão no fio que liga os strain-gages e a placa de amplificação, pois os valores de ΔV são muito pequenos (da ordem 10^{-5} V) e a própria resistência do fio pode gerar uma queda de tensão. Outra fonte considerável de erro é a variação da resistência dos resistores da ponte de Wheatstone pelo efeito do aquecimento, desbalanceando a ponte. Essa variação das resistências ocorria também pelo efeito de correntes de ar no local (até mesmo da própria respiração) que aumentavam a troca de calor nos resistores e desbalanceavam a ponte. Para se ter uma idéia da influência das correntes de ar, um dos integrantes do grupo assoprou na placa causando uma variação no ΔV de saída de 1.5 V.

Os esforços obtidos pelo cálculo de elementos finitos podem ser visto pelas figuras 15.8 , 15.9 e 15.10.

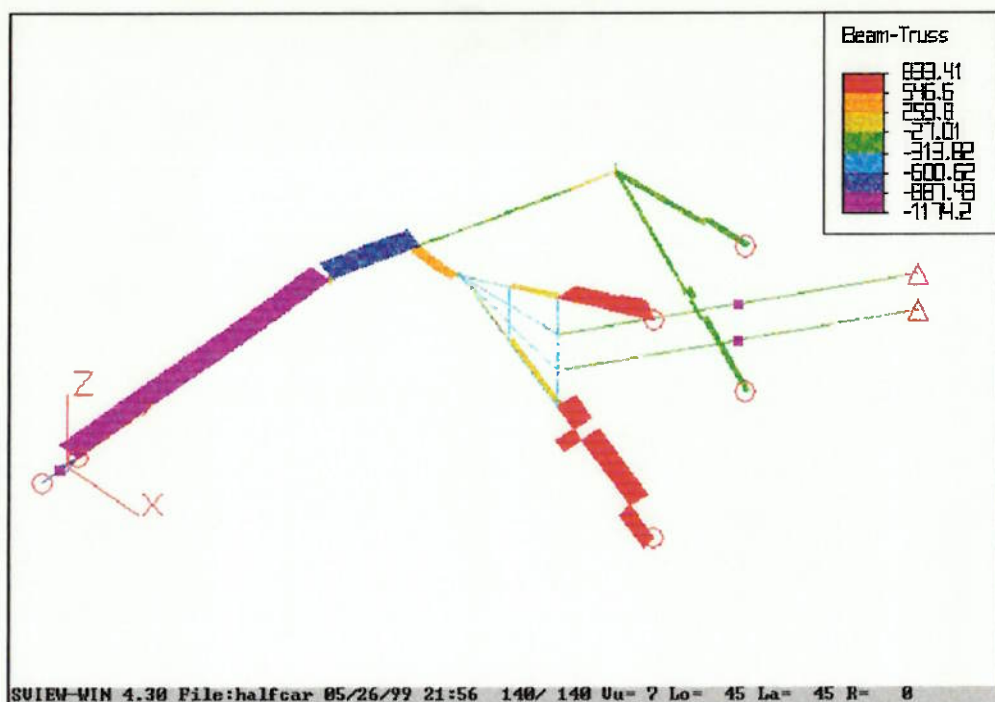


Figura 15.8: Esforços axiais.

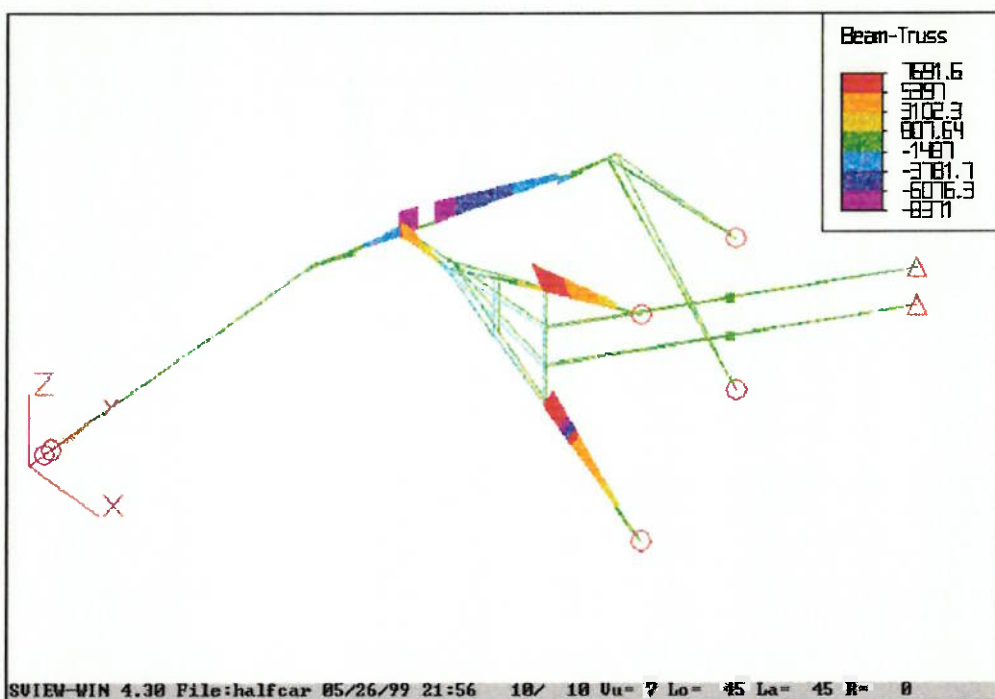


Figura 15.9: Momentos na direção x.

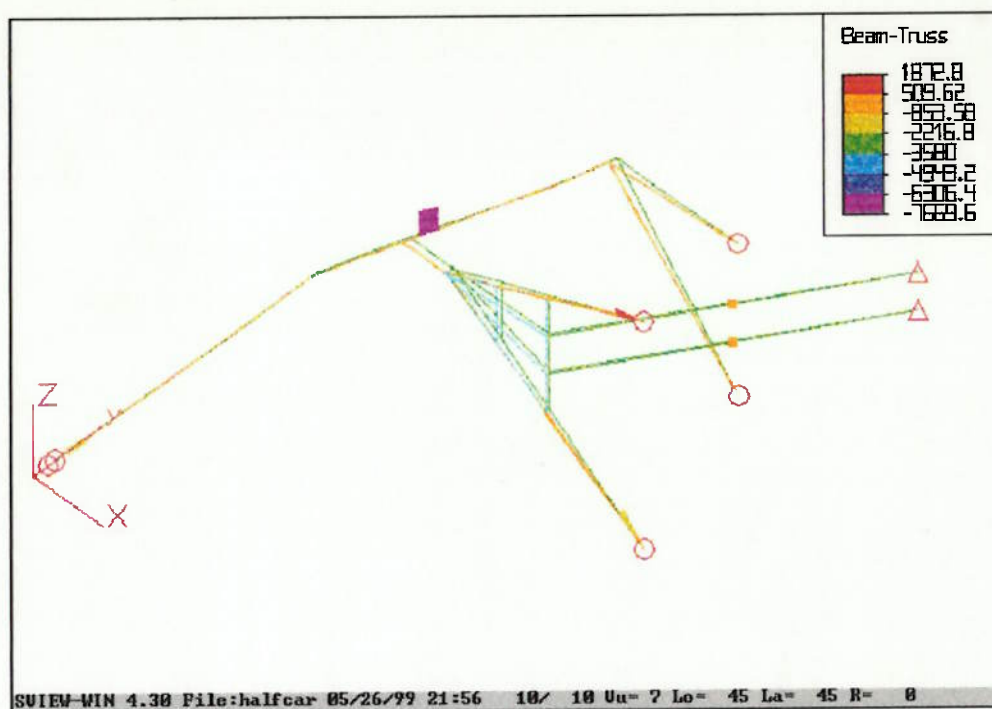


Figura 15.10: Momentos na direção y.

16 - Verificação do modelo de esforços dinâmicos

Para realização da medição dos esforços dinâmicos utilizou-se os mesmos strain-gages e a mesma placa de amplificação que no caso estático. Para armazenar os dados provenientes dos strain-gages foi utilizado um computador com placa de aquisição de dados com quatro entradas (três das saídas dos strain-gages e uma para referência do terra).

A experiência foi realizada passando o carro sobre uma tábua de 1.7 cm de altura, simulando uma entrada degrau. A entrada degrau foi escolhida pois representa um bom teste para se aplicar a um sistema dinâmico e por ser facilmente simulada no Algor.

O esquema da experiência pode ser visto pelas figuras 16.1 e 16.2.

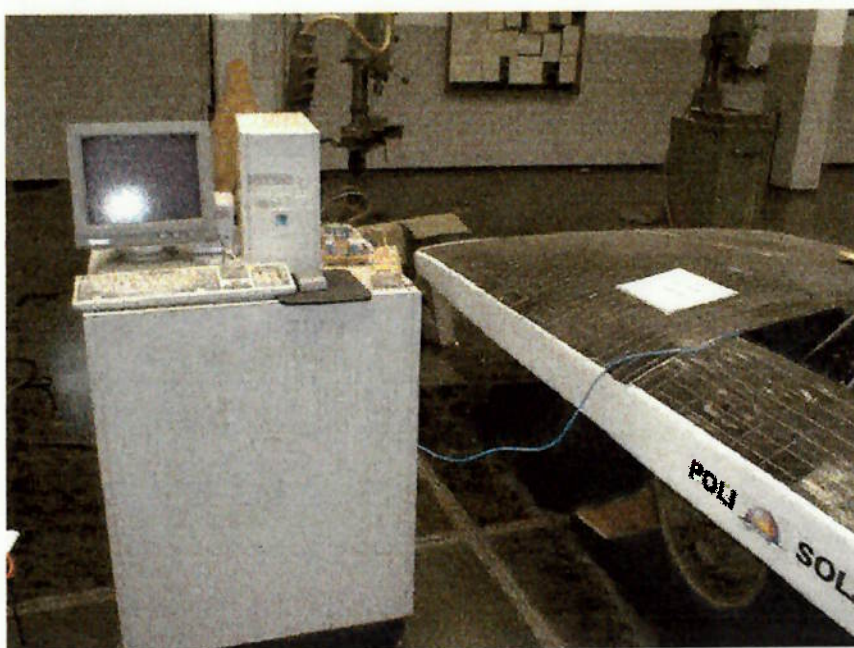


Figura 16.1: Montagem da experiência.



Figura 16.2: Simulação do degrau.

Pelas figuras 16.3 e 16.4 é possível ver as tensões geradas nas barras 1 e 2, respectivamente (as barras 1 e 2 estão indicadas na figura 15.1).

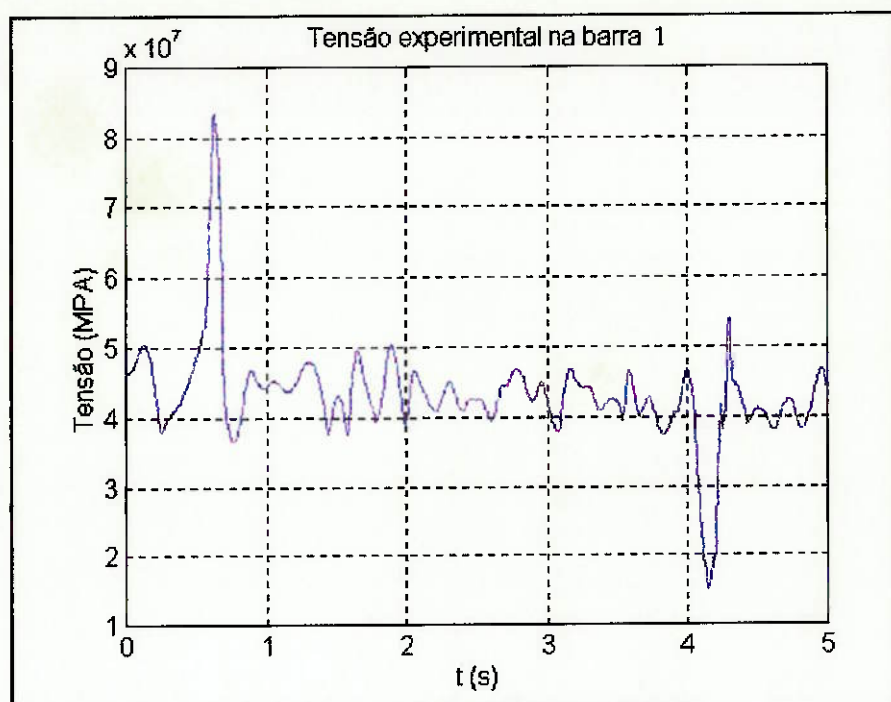


Figura 16.3: Tensões experimentais na barra 1.

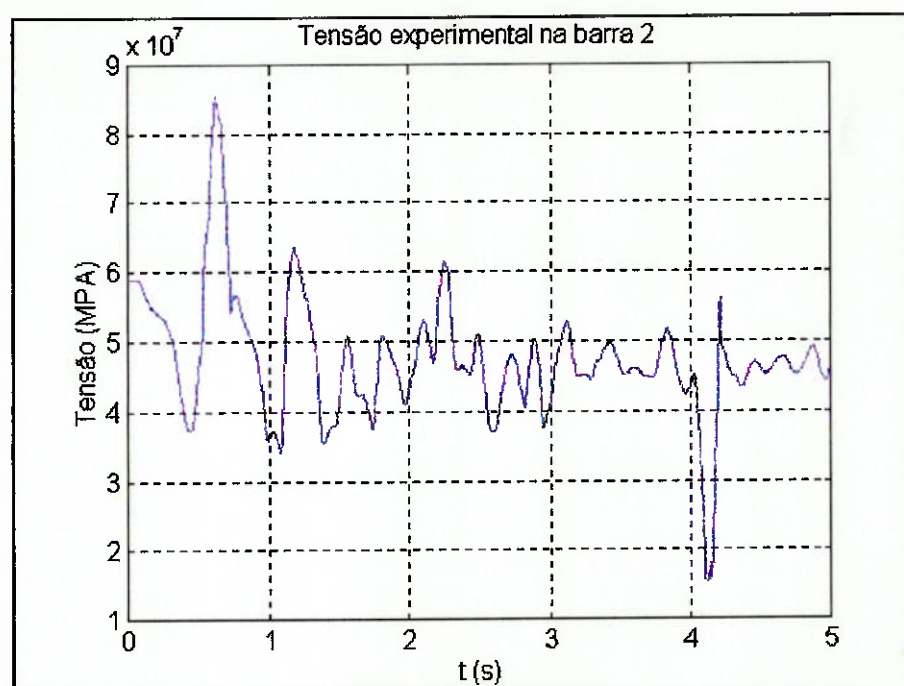


Figura 16.4: Tensões experimentais na barra 2.

As tensões obtidas teoricamente pelo modelo do Algor estão representadas nas figuras 16.5 e 16.6.

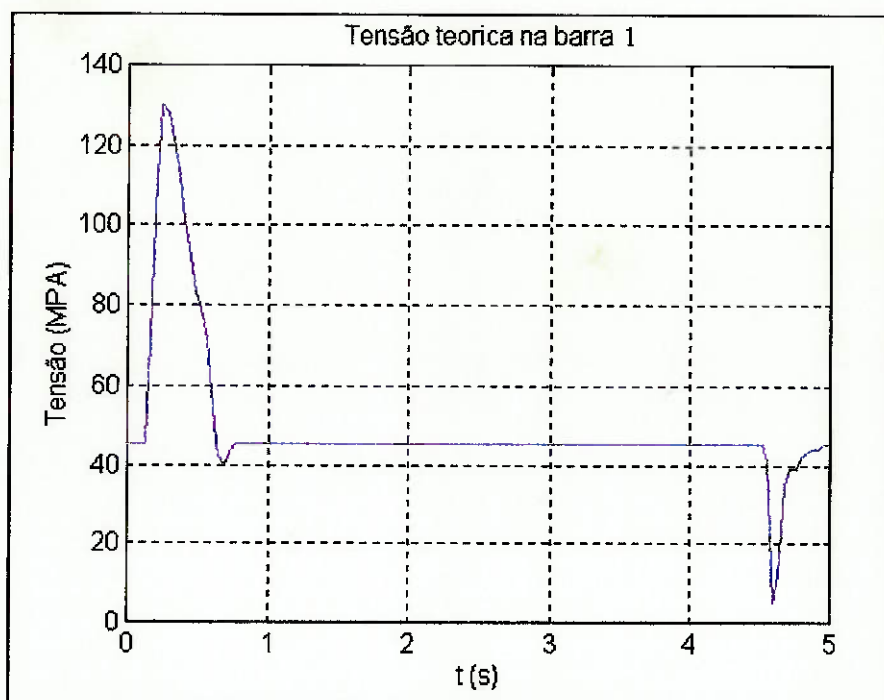


Figura 16.5: Tensões teóricas na barra 1.

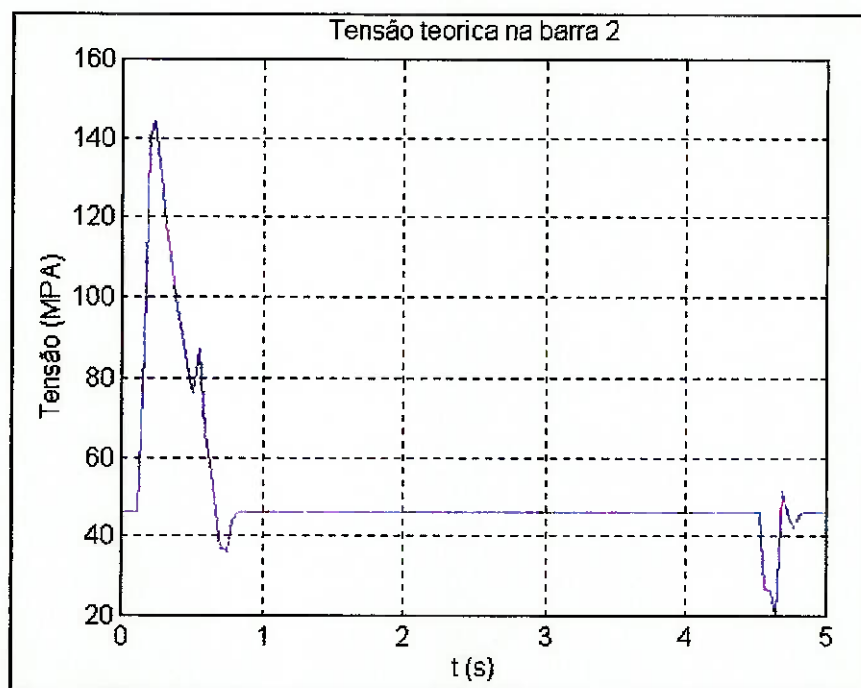


Figura 16.6: Tensões teóricas na barra 2.

Como pode ser visto pelas figuras 16.3 e 16.5 e pelas figuras 16.4 e 16.6 o

pouco maior do que o medido (cerca de 30% maior), isto pode ter ocorrido pois os valores de ΔV gerados nas pontes eram da ordem de 10^{-5} V e como o fio de ligação dos strain-gages até a placa de amplificação possuía um comprimento de 2 m pode ter havido uma queda de tensão pela própria resistência do fio. Pode ter havido também a influência das correntes de ar.

Nas curvas experimentais (figuras 16.3 e 16.4) pode ser visto que houve algumas oscilações na tensão. Isso ocorreu porque a tábua não era exatamente plana, sendo um pouco abaulada, e quando o carro subia ela se inclinava um pouco para um lado e quando o carro descia ela se inclinava para o outro lado.

Portanto apesar dos valores absolutos não estarem exatamente iguais, o modelo dinâmico do Algor se aproxima bastante da realidade podendo ser utilizado como modelo representativo da suspensão. Estando também sempre a favor da segurança no caso de ser utilizado para reprojeto das suspensões.

17 - Conclusão

Inicialmente determinou-se que o modelo proposto por D. Hrovat em [1] para a entrada dos modelos desenvolvidos se ajustava muito bem a realidade, através de medições em campo do asfalto brasileiro.

A partir daí iniciou-se a construção de um modelo de simulação de suspensão. Começando com um modelo simplificado de um quarto de carro (apenas uma roda), passando-se então para um modelo de meio carro (uma roda traseira e uma roda dianteira) e finalmente um de carro inteiro, que ainda não consideravam a geometria da suspensão. Esses modelos serviram para adquirir experiência e “feeling” a respeito do comportamento dinâmico de uma suspensão veicular a fim de para analisar os resultados do modelo tridimensional que considera a geometria baseado em equações de Lagrange.

Este último modelo forneceu resultados compatíveis com os esperados de acordo com os conhecimentos, sendo então utilizado para a determinação dos parâmetros ótimos da suspensão. Com a finalidade de melhorar a performance e a segurança do veículo no aspecto integridade física escolheu-se os pesos relativos para o índice de performance de modo a se obter menor deflexão da suspensão, apesar do menor conforto para os pilotos este aspecto foi considerado secundário face às necessidades do uso para competição do veículo. Assim, foram escolhidos as molas e amortecedores mais “duros” e pneu permaneceu com a mesma constante de mola o que minimiza a deflexão da suspensão.

Com estes parâmetros otimizados (os valores atualmente utilizados no carro) construiu-se dois modelos de elementos finitos (nos softwares Algor e FELT) para a suspensão do veículo. Utilizou-se como carregamento o padrão utilizado no dimensionamento do carro solar de Michigan, sendo estes valores recomendados na literatura acerca do assunto. Esses forneceram dados que apontam para a necessidade de reprojeto da suspensão para condições extremas de uso.

Com o software Algor implementou-se também um modelo dinâmico para a análise de fadiga em componentes críticos da suspensão utilizando como entrada um asfalto extremamente rugoso e o método de análise randômica de fadiga de Palmgren-Miner. Com essa análise concluiu-se que a barra (barra 23) mais solicitada resiste 29 hs num terreno severo a 50 km/h.

Observou-se também que os parafusos que eram considerados ser críticos não sofrem falha em nenhuma das análises.

Para verificar a validade dos modelos estático e dinâmico do Algor, foram realizadas as medições das deformações das barras mais solicitadas através de strain-gages. Para tanto montou-se uma placa de amplificação (com ganho de 10000) dos sinais dos strain-gages para possibilitar a leitura dos sinais.

Os valores obtidos na montagem experimental para mediação dos esforços estáticos estavam próximos dos valores calculados, comprovando a eficácia do modelo do Algor.

Na montagem para avaliação dos esforços dinâmicos os valores obtidos apresentaram uma discrepância maior com relação aos calculados, mas os formatos das curvas foram muito similares. Os erros gerados foram decorrentes, principalmente, da perda de tensão no fio dos strain-gages e nas correntes de ar do local (que apesar de serem pequenas influenciaram nas medições).

Portanto os modelos criados no Algor tem bom grau de correlação com a realidade, sendo possível sua utilização para previsão de esforços nas barras em situações estáticas e dinâmicas.

18 - Referências bibliográficas

- [1] Hrovat, D., Applications of Optimal Control to Advanced Automotive Suspension Design, Transactions of the ASME, vol. 115, 1993.
- [2] Gillespie, T. D., Fundamentals of Vehicle Design, 1^a ed., SAE, 1992.
- [3] MathWorks, MATLAB, Versão do estudante - Guia do Usuário, 1997.
- [4] John G. Proakis and Dimitris G. Manlakis, Digital Signal Processing - Principles, Algorithms and Applications, 2^a ed.
- [5] V. M. Starzhinski, Mecânica Teórica, Ed. Mir, Moscow, 1985.
- [6] Symon, K. R., Mecânica, Ed. Hemus, 6^a ed., Rio de Janeiro, 1982.
- [7] Woodhouse, N. M. J., Introduction to Analytical Dynamics, Ed. Oxford University Press, Nova Iorque, 1987.
- [8] Biran, A., Breiner, M., Matlab for Engineers, 1^a ed., Ed. Addison, Wesley, 1995.
- [9] Meirovitch, L., Methods of Analytical Dynamics, Ed. McGrawhill, 1970.
- [10] Gobat, J. I., Atkinson, D. C., The FELT System: User's Guide and Reference Manual, Apostila.
- [11] Sampaio, M. M., Canhoto, F. S., Projeto Mecânico e Construção de um Veículo Movido a Energia Solar, Trabalho de graduação, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo - Departamento de Engenharia Mecânica, 1996.
- [12] Juvinal C. R., Fundamentals of machine component design, 2^a ed, Ed. John Wiley & Sons, 1991.
- [13] Algor, Manuais do produto release 12.
- [14] Horowitz, P. and Hill W., The Art of Electronics, 2^a ed.
- [15] Malvino, P.A., Eletrônica, 4^a ed, volume 2, Ed. Afiliada, 1997.
- [16] Doebelin, E.O., Measurement Systems: Application and Design, 4^a ed, McGraw-Hill, New York, 1990.

Anexo 1

Programa 1: Asfalto.

```

l=0.2;           % Primeiro valor de frequência
M=0;
while l<=3       % Calcula o valor da densidade espectral
    M=M+1;
    e(M)=1;
    s(M)=0.000138*e(M)^(-2); % Formula da densidade espectral
    l=l+0.05;

end;
figure;
loglog(e,s,'b'); % Gráfico da densidade espectral
xlabel('w (rad/ft)');
ylabel('Densidade espectral (ft^2/rad/ft)');
title('Densidade espectral de uma estrada comum');
grid;

v=50;           % Velocidade do carro de 50 Km/h
v=v*0.9113;     % Velocidade em ft/s

for a=1:M       % Calcula a altura do asfalto numa determinada frequência
    s(a)=s(a)*0.01;
    Hr(a)=sqrt(s(a));
    w(a)=e(a)*v;
end;

M=M-1;
M=2*M+1;

figure;
plot(w,Hr,'b'); % Gráfico da altura do asfalto
xlabel('w (rad/s)');
ylabel('Altura do asfalto (ft)');
title('Altura do asfalto');
grid;

for k=0:(M-1)/2
    G(k+1)=(-1)^k*Hr(k+1);
end;

for q=0:(M-1)
    h(q+1)=0;
end;

```

```

for n=0:(M-1)/2          % Calcula a resposta impulsiva
    for k=1:((M-1)/2)
        h(n+1)=h(n+1)+G(k+1)*cos(2*pi*k*(n+0.5)/M);
    end;
    h(n+1)=(2*h(n+1)+G(1))/M;
end;

for K=1:(M-1)/2
    h(M-K+1)=h(K);
end;

N=300;

for l=0:N
    f(l+1)=pi*l/N;
end;

for l=0:N          % Calcula os parametros do filtro
    T=0;
    for u=0:((M-3)/2)
        T=T+h(u+1)*cos(f(l+1)*((M-1)/2-u));
    end;
    Hf(l+1)=2*T+h((M-1)/2+1);
end;

T1=pi/w((M-1)/2+1);    % Tempo de amostragem

figure;
plot(f,20*log10(abs(Hf)),'b'); % Plota o filtro
xlabel('w (rad)');
ylabel('Magnitude (db)');
title('Filtro FIR');
grid;

C=300;

for b=1:C          % Ruído branco
    x(b)=0.2*(2*rand-1);
end;

C1=50;             % Constante para compensar o baixo ganho do
filtro
for d=M:(C-1)      % Calcula a altura do asfalto a partir do ruído branco
    filtrado
    y(d-M+1)=0;
    for s=0:(M-1)
        y(d-M+1)= y(d-M+1)+h(s+1)*x(d-s);
    end;
    t1(d)=T1*d;
end;

```

```

end;
y(d-M+1)=y(d-M+1)*0.3048*C1; % Converte a altura de ft para m
end;

for d=M:(C-1)
    t(d-M+1)=t1(d)-t1(M);
end;

figure;
plot(t,y,'b'); % Plota a altura do asfalto
xlabel('tempo (s)');
ylabel('Altura (m)');
title('Altura do asfalto');
grid;

for l=M:C
    F(l)=pi*(l-M)/(C-M);
end;

for G=M:C % Transformada de Fourier da altura
    B(G)=0;
    for L=M:(C-1)
        B(G)=B(G)+y(L-M+1)/0.3048/C1*exp(-j*F(G)*L);
    end;
end;

Z2=conj(B);

for d=M:C
    R(d)=B(d)*Z2(d);
end;

figure;
loglog(F/T1/v,abs(R)/.01,'b');
axis([0.1 10 0.000001 0.1]);
xlabel('w (rad/ft)');
ylabel('Densidade espectral (ft^2/rad/ft)');
title('Densidade espectral de uma estrada comum');
grid;

figure;
plot(F/T1,sqrt(abs(R)),'b');
xlabel('w (rad/s)');
ylabel('Altura do asfalto (ft)');
title('Altura do asfalto');
grid;
v=v/0.9113/3.6; % Velocidade em m/s

```

```

lr=2;           % Distância entre o centro de massa e a suspensão traseira
lf=2;           % Distância entre o centro de massa e a suspensão dianteira
tempo=(lr+lf)/v; % Calcula o tempo que leva para a roda traseira passar pelo
                % mesmo ponto da roda dianteira

o=1;

while t(o)<tempo
o=o+1;
end;

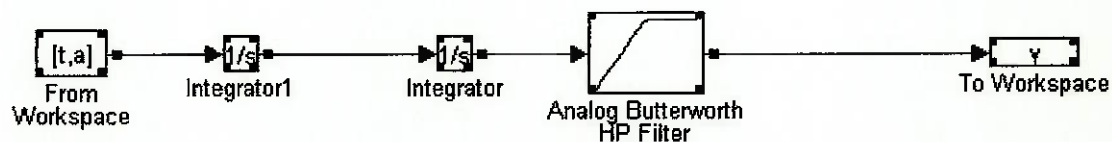
for b=1:(M+o-2)           % Ruido branco
x(b)=0.2*(2*rand-1);
end;

                                % Calcula a altura do asfalto na roda traseira
C1=50;                       % Constante para compensar o baixo ganho do
filtro                        % Calcula a altura do asfalto a partir do ruido
for d=M:(M+o-2)
branco filtrado
y2(d-M+1)=0;
for s=0:(M-1)
y2(d-M+1)= y2(d-M+1)+h(s+1)*x(d-s);
end;
y2(d-M+1)=y2(d-M+1)*0.3048*C1; % Converte a altura de ft para m
end;

for o1=o:(C-M)           % Asfalto da roda traseira igual ao da roda
dianteira
y2(o1)=y(o1-o+1);
end;

```

Programa 2: Asfalto brasileiro



C=5000;

```

T1=0.01;           % Intervalo de amostragem (s)
v=100/51/0.3048;   % Velocidade em ft/s
w1(1)=0;
delta=1/(C*T1)*2*pi;

w1(1)=0;           % Calculo da frequência (rad/s)
for l=1:(C-1)
    w1(l+1)=w1(l)+delta;
end;
y=y/0.3048*9.8/10.49/10; % Conversão de m para ft, sensibilidade de 10.49 mV/g e
ganho de 10

B=fft(y);
R=B.*conj(B);       % Espectro de frequência

figure;
loglog(w1/v,abs(R)/10,'b');
axis([0.1 10 0.000001 0.1]);
xlabel('w (rad/ft)');
ylabel('Densidade espectral (ft^2/rad/ft)');
title('Densidade espectral de uma estrada comum');
grid;

```

Programa 3: Runge Kutta de Quarta ordem para um quarto de carro

% Constantes características da suspensão

```

M3=75;             % 1/4*massa do veículo
M2=36;             % Massa da roda
baini=980;         % Coeficiente de amortecimento do amortecedor(N s/m)
kmini=22280; % Constante elástica da mola da suspensão (N/m)
kpini=160000; % Constante elástica vertical do pneu (N/m)
% Dados pag 163 do livro Fundamentals of vehicle dynamics
% Obs. : unidades SI
p=100000;
g1=1;
% Outras constantes do programa
Z=3;
for m=0:(Z-1)
    porc(m+1)=(1.2*(m)/(Z-1)+0.8*(Z-m-1)/(Z-1));
end;

for n1=1:Z
    ba=baini*porc(n1);
    for n2=1:Z

```

```

kp=kpini*porc(n2);
for n3=1:Z
    km=kmini*porc(n3);

A=[0 1 0 0; -(km+kp)/M2 -ba/M2 km/M2 ba/M2; 0 0 0 1; km/M3 ba/M3 -km/M3 -
ba/M3];

B=[0;kp/M2;0;0];

xini=[0;0;0;0];%valor inicial do vetor x

ordem=4;      %ordem do método

x=xini;

X2(1)=xini(1,1);
X2p(1)=xini(2,1);
X3(1)=xini(3,1);
X3p(1)=xini(4,1);

xp=feval('calc',xini,A,B,y(1));      %calcula vetor xponto
X2pp(1)=xp(2,1);
X3pp(1)=xp(4,1);

h=T1;      %passo

for l=1:(C-M)

    k1=h*feval('calc',x,A,B,y(l));
    k2=h*feval('calc',x+k1/2,A,B,y(l));
    k3=h*feval('calc',x+k2/2,A,B,y(l));
    k4=h*feval('calc',x+k3,A,B,y(l));

    x=x+(k1+2*k2+2*k3+k4)*(1/6) ;

    X2(l)=x(1,1);      % Deslocamento do pneu
    X2p(l)=x(2,1);      % Velocidade do pneu
    X3(l)=x(3,1);      % Deslocamento da suspensão
    X3p(l)=x(4,1);      % Velocidade da suspensão

    xp=feval('calc',x,A,B,y(l)); %calcula vetor xponto
    X2pp(l)=xp(2,1);      % Aceleração do pneu
    X3pp(l)=xp(4,1);      % Aceleração da suspensão

end;
r1=2500000;

```

```

r2=400000;
P1(g1)=0;          % Calcula o índice de performance
for l=1:(C-M)
    P1(g1)=P1(g1)+0*r1*(X2(l)-y(l))^2*T1+0*r2*(X3(l)-X2(l))^2*T1+X3pp(l)^2*T1;
end;
P1(g1)=P1(g1)/t(C-M);

if P1(g1) < p
    p=P1(g1);
    kmperf=km
    kpperf=kp
    baperf=ba
end;
g1=g1+1;
end;
end;
end;

figure;
plot(P1);
ylabel('PI');
grid;
title('Índice de performance');

figure;
plot(t,X2);
xlabel('t (s)');
ylabel('X2 (m)');
grid;
title('Deslocamento da roda');

figure;
plot(t,X2p);
xlabel('t (s)');
ylabel('V2 (m/s)');
grid;
title('Velocidade da roda');

figure;
plot(t,X2pp);
xlabel('t (s)');
ylabel('A2 (m/s^2)');
grid;
title('Aceleração da roda');

figure;
plot(t,X3);

```

```

xlabel('t (s)');
ylabel('X3 (m)');
grid;
title('Deslocamento do carro');

```

```

figure;
plot(t,X3p);
xlabel('t (s)');
ylabel('V3 (m/s)');
grid;
title('Velocidade do carro');

```

```

figure;
plot(t,X3pp);
xlabel('t (s)');
ylabel('A3 (m/s^2)');
grid;
title('Aceleração do carro');

```

```

figure;
plot(t,y);
xlabel('t (s)');
ylabel('altura (m)');
grid;
title('Altura do asfalto');

```

Programa 4: Runge Kutta de Quarta ordem para o meio carro

% Constantes características da suspensão

```

M3=300;           % Massa do veículo
J=M3*lr*lf;       % Momento de inércia com relação ao CG de acordo com paper
                  % de D. Hrovat, válida para maioria dos carros em precisão de 20%

m1=2*36;          % Massa das rodas de trás
ba1ini=2*980;% Coeficiente de amortecimento dos amortecedores de trás em paralelo
ks1ini=2*22280;    % Constante elástica das molas da suspensão traseira em paralelo
kp1ini=2*160000; % Constante elástica vertical dos pneus traseiros em paralelo

m2=2*36;          % Massa das rodas da frente
ba2ini=2*980;% Coeficiente de amortecimento dos amortecedores da frente em
paralelo
ks2ini=2*22280;    % Constante elástica das molas da suspensão dianteira em
paralelo

```

```

kp2ini=2*160000; % Constante elástica vertical dos pneus dianteiros em paralelo

% Assumiu-se que as características físicas do eram iguais para a traseira e para a
dianteria do veículo
% Obs. : unidades SI
% Outras constantes do programa

p1=100000000;

g=1;
xini=[0;0;0;0;0;0;0;0]; % Valor inicial do vetor x

Z1=2;
for m=0:(Z1-1)
    porc(m+1)=(1.2*(m)/(Z1-1)+0.8*(Z1-m-1)/(Z1-1)); % Varia os valores do carro
de 20 %
end;

for n1=1:Z1
    ba1=ba1ini*porc(n1);
    for n2=1:Z1
        kp1=kp1ini*porc(n2);
        for n3=1:Z1
            ks1=ks1ini*porc(n3);
            for n4=1:Z1
                ba2=ba2ini*porc(n4);
                for n5=1:Z1
                    kp2=kp2ini*porc(n5);
                    for n6=1:Z1
                        ks2=ks2ini*porc(n6);

% Matrizes da equação de estados
A=[0 1 0 0 0 0 0 0;
-(ks1+kp1)/m1 -ba1/m1 0 0 ks1/m1 ba1/m1 -ks1*lr/m1 -ba1*lr/m1;
0 0 0 1 0 0 0 0;
0 0 -(ks2+kp2)/m2 -ba2/m2 ks2/m2 ba2/m2 ks2*lf/m2 ba2*lf/m2;
0 0 0 0 1 0 0 0;
ks1/M3 ba1/M3 ks2/M3 ba2/M3 -(ks1+ks2)/M3 -(ba1+ba2)/M3 (ks1*lr-ks2*lf)/M3
(ba1*lr-ba2*lf)/M3;
0 0 0 0 0 0 0 1;
-lr*ks1/J -lr*ba1/J lf*ks2/J lf*ba2/J (lr*ks1-lf*ks2)/J (lr*ba1-lf*ba2)/J -
(ks1*lr^2+ks2*lf^2)/J -(ba1*lr^2+ba2*lf^2)/J];

B=[0;kp1/m1;0;kp2/m2;0;0;0;0];

% Ordem do método = 4

```

```

x=xini;

X1(1)=xini(1,1);    % Deslocamento vertical da roda dianteira
X1p(1)=xini(2,1);   % Velocidade da roda dianteira
X2(1)=xini(3,1);    % Deslocamento vertical da roda traseira
X2p(1)=xini(4,1);   % Velocidade da roda traseira
Z(1)=xini(5,1);     % Deslocamento vertical do centro de gravidade
Zp(1)=xini(6,1);    % Velocidade do centro de gravidade
Teta(1)=xini(7,1);  % Ângulo de pitch
Tetap(1)=xini(8,1); % Velocidade angular de pitch

xp=feval('calc2',xini,A,B,y(1),y2(1));    % Calcula vetor xponto
X1pp(1)=xp(2,1);    % Aceleração da roda dianteira
X2pp(1)=xp(4,1);    % Aceleração da roda traseira
Zpp(1)=xp(6,1);     % Aceleração do centro de gravidade
Tetapp(1)=xp(8,1);  % Aceleração angular de pitch

h=T1;                % Passo

for l=2:(C-M)

    k1=h*feval('calc2',x,A,B,y(l),y2(l));
    k2=h*feval('calc2',x+k1/2,A,B,y(l),y2(l));
    k3=h*feval('calc2',x+k2/2,A,B,y(l),y2(l));
    k4=h*feval('calc2',x+k3,A,B,y(l),y2(l));

    x=x+(k1+2*k2+2*k3+k4)*(1/6);

    X1(l)=x(1,1);
    X1p(l)=x(2,1);
    X2(l)=x(3,1);
    X2p(l)=x(4,1);
    Z(l)=x(5,1);
    Zp(l)=x(6,1);
    Teta(l)=x(7,1);
    Tetap(l)=x(8,1);

    xp=feval('calc2',x,A,B,y(l),y2(l));    % Calcula vetor xponto
    X1pp(l)=xp(2,1);
    X2pp(l)=xp(4,1);
    Zpp(l)=xp(6,1);
    Tetapp(l)=xp(8,1);

end;

r1=70;                % Peso relativo a aceleração do centro de gravidade

```

```

r2=1;          % Peso relativo a aceleração angular do centro de gravidade
r3=200000;    % Peso relativo ao deslocamento da roda traseira
r4=200000;    % Peso relativo ao deslocamento da roda dianteira

P2(g)=0;       % Calcula o índice de performance

for l=1:(C-M)
    P2(g)=P2(g)+r1*(Zpp(l))^2*T1+r2*(Tetapp(l))^2*T1+r3*(Z(l)-tan(Teta(l))*lr-
    X1(l))^2*T1+r4*(Z(l)+tan(Teta(l))*lf-X2(l))^2*T1;
end;

P2(g)=P2(g)/t(C-M); % Guarda os melhores valores do carro segundo o índice de
performance

if P2(g) < p1
    p1=P2(g);
    ks1perf=ks1
    kp1perf=kp1
    ba1perf=ba1
    ks2perf=ks2
    kp2perf=kp2
    ba2perf=ba2
end;
g=g+1;
end;
end;
end;
end;
end;
end;
end;
figure;
plot(P2);
title('PI');
figure;
plot(t,y);
xlabel('t (s)');
ylabel('altura (m)');
grid;
title('Altura do asfalto');

figure;
plot(t,X1);
xlabel('t (s)');
ylabel('X1 (m)');
grid;
%print;
title('Deslocamento da roda');

```

```
figure;  
plot(t,X1p);  
xlabel('t (s)');  
ylabel('V1');  
grid;  
%print;  
title('Velocidade da roda');
```

```
figure;  
plot(t,X1pp);  
xlabel('t');  
ylabel('A1');  
grid;  
%print;  
title('Aceleração da roda');
```

```
figure;  
plot(t,X2);  
xlabel('t');  
ylabel('X2');  
grid;  
%print;  
title('Deslocamento do carro');
```

```
figure;  
plot(t,X2p);  
xlabel('t');  
ylabel('V2');  
grid;  
%print;  
title('Velocidade do carro');
```

```
figure;  
plot(t,X2pp);  
xlabel('t');  
ylabel('A2');  
grid;  
%print;  
title('Aceleração do carro');
```

```
figure;  
plot(t,Z);  
xlabel('t');  
ylabel('Z');  
grid;  
%print;
```

```
figure;
plot(t,Zp);
xlabel('t');
ylabel('Vz');
grid;
%print;
```

```
figure;
plot(t,Zpp);
xlabel('t');
ylabel('Az');
grid;
%print;
```

```
figure;
plot(t,Teta);
xlabel('t');
ylabel('Teta');
grid;
%print;
```

```
figure;
plot(t,Tetap);
xlabel('t');
ylabel('Tetaponto');
grid;
%print;
```

```
figure;
plot(t,Tetapp);
xlabel('t');
ylabel('Tetadoisponto');
grid;
%print;
```

Programa 5: Runge Kutta de Quarta ordem para o carro inteiro

%Constantes características da suspensão

```
lr=2;          % Distância entre o centro de massa e a suspensão traseira [m]
lf=2;          % Distância entre o centro de massa e a suspensão dianteira [m]
ld=1;          % Distância entre o centro de massa e a suspensão do lado direito [m]
le=1;          % Distância entre o centro de massa e a suspensão do lado esquerdo [m]
```

```
M4=309;        % Massa do veículo [kg]
```

$J_p = M_4 * l_r * l_f$; % Momento de inércia com relação ao CG em torno de y de acordo com
 paper de D. Hrovat, válida para maioria dos carros em precisão de 20% [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]
 $J_r = M_4 * l_d * l_e$; % Estimativa do momento de inércia com relação ao CG em torno de x
 [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]

$m_1 = 36$; % Massa da roda da direita [kg]
 $ba_{1ini} = 980$; % Coeficiente de amortecimento do amortecedor da direita [$\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}$]
 $ks_{1ini} = 16000$; % Constante elástica da mola da suspensão dianteira lado direito [N/m]
 $kp_{1ini} = 160000$; % Constante elástica vertical do pneu dianteiro do lado direito [N/m]

$m_2 = 36$; % Massa da roda da esquerda [kg]
 $ba_{2ini} = 980$; % Coeficiente de amortecimento do amortecedor da esquerda [$\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}$]
 $ks_{2ini} = 16000$; % Constante elástica da mola da suspensão dianteira lado esquerdo
 [N/m]
 $kp_{2ini} = 160000$; % Constante elástica vertical do pneu dianteiro do lado esquerdo
 [N/m]

$m_3 = 36$; % Massa da roda de trás [kg]
 $ba_{3ini} = 980$; % Coeficiente de amortecimento do amortecedor de trás [$\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}$]
 $ks_{3ini} = 16000$; % Constante elástica da mola da suspensão traseira [N/m]
 $kp_{3ini} = 160000$; % Constante elástica vertical do pneu traseiro [N/m]

% Dados baseados nos da pág 163 do livro Fundamentals of vehicle dynamics
 % Assumiu-se que as características físicas do eram iguais para todas as rodas
 % Obs. : unidades SI

% Outras constantes do programa

$g = 1$;
 $p_1 = 1000000000$;
 $x_{ini} = [0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0]$; % valor inicial do vetor x

% Matrizes da equação de estados

$Z_1 = 2$;
 for $m = 0 : (Z_1 - 1)$
 $porc(m+1) = (1.2 * (m) / (Z_1 - 1) + 0.8 * (Z_1 - m - 1) / (Z_1 - 1))$; % Varia os valores do carro
 de 20 %
 end;

for $n_1 = 1 : Z_1$
 $ba_1 = ba_{1ini} * porc(n_1)$;
 for $n_2 = 1 : Z_1$
 $kp_1 = kp_{1ini} * porc(n_2)$;
 for $n_3 = 1 : Z_1$
 $ks_1 = ks_{1ini} * porc(n_3)$;
 for $n_4 = 1 : Z_1$
 $ba_2 = ba_{2ini} * porc(n_4)$;

```

for n5=1:Z1
    kp2=kp2ini*porc(n5);
    for n6=1:Z1
        ks2=ks2ini*porc(n6);
        for n7=1:Z1
            ba3=ba3ini*porc(n7);
            for n8=1:Z1
                kp3=kp3ini*porc(n8);
                for n9=1:Z1
                    ks3=ks3ini*porc(n9);

A=[0 1 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
-(ks1+kp1)/m1 -ba1/m1 0 0 0 0 ks1/m1 ba1/m1 ks1*lf/m1 ba1*lf/m1 -ks1*ld/m1 -
ba1*ld/m1;
0 0 0 1 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 -(ks2+kp2)/m2 -ba2/m2 0 0 ks2/m2 ba2/m2 ks2*lf/m2 ba2*lf/m2 ks2*le/m2
ba2*le/m2;
0 0 0 0 0 1 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 -(ks3+kp3)/m3 -ba3/m3 ks3/m3 ba3/m2 -ks3*lr/m3 -ba3*lr/m3 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 1 0 0 0;
ks1/M4 ba1/M4 ks2/M4 ba2/M4 ks3/M4 ba3/M4 -(ks1+ks2+ks3)/M4 -
(ba1+ba2+ba3)/M4 (-lf*(ks1+ks2) +lr*ks3)/M4 (-lf*(ba1+ba2)+lr*ba3)/M4 (ks1*ld-
ks2*le)/M4 (ba1*ld-ba2*le)/M4;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 1 0 0;
lf*ks1/Jp lf*ba1/Jp lf*ks2/Jp lf*ba2/Jp -lr*ks3/Jp -lr*ba3/Jp (-lf*(ks1+ks2)+ks3*lr)/Jp
(-lf*(ba1+ba2)+lr*ba3)/Jp (-lf^2)*(ks1+ks2)+ks3*lr^2)/Jp (-
(lf^2)*(ba1+ba2)+ba3*lr^2)/Jp (ks1*lf*ld-ks2*lf*le)/Jp (ba1*lf*ld-ba2*lf*ld)/Jp
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 1;
-ks1*ld/Jr -ba1*ld/Jr ks2*le/Jr ba2*le/Jr 0 0 (ks1*ld-ks2*le)/Jr (ba1*ld-ba2*le)/Jr
(ks1*ld*lf-ks2*le*lf)/Jr (ba1*ld*lf-ba2*le*lf)/Jr -(ks1*(ld^2)+ks2*(le^2))/Jr -
(ba1*(ld^2)+ba2*(le^2))/Jr];

B=[0;kp1/m1;0;kp2/m2;0;kp3/m3;0;0;0;0;0;0];

```

% Ordem do método = 4

x=xini;

```

X1(1)=xini(1,1); % Deslocamento da roda dianteira do lado direito
X1p(1)=xini(2,1); % Velocidade da roda dianteira do lado direito
X2(1)=xini(3,1); % Deslocamento da roda dianteira do lado esquerdo
X2p(1)=xini(4,1); % Velocidade da roda dianteira do lado esquerdo
X3(1)=xini(5,1); % Deslocamento da roda traseira

```

```

X3p(1)=xini(6,1);    % Velocidade da roda traseira
Z(1)=xini(7,1);      % Deslocamento vertical do centro de massa do carro
Zp(1)=xini(8,1);     % Velocidade do centro de massa
Teta(1)=xini(9,1);   % Ângulo de pitch
Tetap(1)=xini(10,1); % Velocidade angular de pitch
Phi(1)=xini(11,1);   % Ângulo de roll
Phip(1)=xini(12,1);  % Velocidade angular de roll

```

```

xp=feval('calc3',xini,A,B,y1(1),y2(1),y3(1)); %calcula vetor xponto

```

```

X1pp(1)=xp(2,1);    % Aceleração da roda dianteira do lado direito
X2pp(1)=xp(4,1);    % Aceleração da roda dianteira do lado esquerdo
X3pp(1)=xp(6,1);    % Aceleração da roda traseira
Zpp(1)=xp(8,1);     % Aceleração vertical do centro de gravidade do carro
Tetapp(1)=xp(10,1); % Aceleração angular de pitch
Phipp(1)=xp(12,1);  % Aceleração angular de roll

```

```

h=T1; %passo

```

```

for l=2:(C-M)          % Metodo de Runge Kutta de quarta ordem

```

```

    k1=h*feval('calc3',x,A,B,y1(l),y2(l),y3(l));
    k2=h*feval('calc3',x+k1/2,A,B,y1(l),y2(l),y3(l));
    k3=h*feval('calc3',x+k2/2,A,B,y1(l),y2(l),y3(l));
    k4=h*feval('calc3',x+k3,A,B,y1(l),y2(l),y3(l));

```

```

    x=x+(k1+2*k2+2*k3+k4)*(1/6);

```

```

    X1(l)=x(1,1);
    X1p(l)=x(2,1);
    X2(l)=x(3,1);
    X2p(l)=x(4,1);
    X3(l)=x(5,1);
    X3p(l)=x(6,1);
    Z(l)=x(7,1);
    Zp(l)=x(8,1);
    Teta(l)=x(9,1);
    Tetap(l)=x(10,1);
    Phi(l)=x(11,1);
    Phip(l)=x(12,1);

```

```

    xp=feval('calc3',x,A,B,y1(l),y2(l),y3(l)); % Calcula vetor xponto
    X1pp(l)=xp(2,1);
    X2pp(l)=xp(4,1);
    X3pp(l)=xp(6,1);
    Zpp(l)=xp(8,1);
    Tetapp(l)=xp(10,1);

```

```

Phipp(l)=xp(12,1);

end;

r1=1;          % Peso relativo a aceleração vertical do centro de gravidade
r2=1;          % Peso relativo a aceleração angular de pitch
r3=1;          % Peso relativo a aceleração angular de roll
r4=1;          % Peso relativo o deslocamento da suspensão dianteira do lado direito
r5=1;          % Peso relativo o deslocamento da suspensão dianteira do lado esquerdo
r6=1;          % Peso relativo o deslocamento da suspensão traseira

P2(g)=0;       % Calcula o indice de performance

for l=1:(C-M)   % Soma de Riemman

P2(g)=P2(g)+0*r1*(Zpp(l))^2*T1+0*r2*(Tetapp(l))^2*T1+0*r3*(Phipp(l))^2*T1+0*r4
*(Z(l)+tan(Teta(l))*lf-tan(Phi(l))*ld-
X1(l))^2*T1+r5*(Z(l)+tan(Teta(l))*lf+tan(Phi(l))*le-X2(l))^2*T1+r6*(Z(l)-
tan(Teta(l))*lr-X3(l))^2*T1;
end;

P2(g)=P2(g)/t(C-M); % Guarda os melhores valores do carro segundo o indice de
performance

if P2(g) < p1
p1=P2(g);
ks1perf=ks1
kp1perf=kp1
ba1perf=ba1
ks2perf=ks2
kp2perf=kp2
ba2perf=ba2
ks3perf=ks3
kp3perf=kp3
ba3perf=ba3
end;
g=g+1;

end;
end;
end;
end;
end;
end;
end;
end;
end;

```

```
end;

plot(t,X1);
xlabel('t(seg)');
ylabel('X1 (m)');
grid;
%print;

figure;
plot(t,X1p);
xlabel('t(seg)');
ylabel('V1 (m/s)');
grid;
%print;

figure;
plot(t,X1pp);
xlabel('t(seg)');
ylabel('A1 (m/s^2)');
grid;
%print;

figure;
plot(t,X2);
xlabel('t(seg)');
ylabel('X2 (m)');
grid;
%print;

figure;
plot(t,X2p);
xlabel('t(seg)');
ylabel('V2(m/s)');
grid;
%print;

figure;
plot(t,X2pp);
xlabel('t(seg)');
ylabel('A2(m/s^2)');
grid;
%print;

figure;
plot(t,X3);
xlabel('t(seg)');
ylabel('X3 (m)');
grid;
```

```
%print;
```

```
figure;
plot(t,X3p);
xlabel('t(seg)');
ylabel('V3(m/s)');
grid;
%print;
```

```
figure;
plot(t,X3pp);
xlabel('t(seg)');
ylabel('A3(m/s^2)');
grid;
%print;
```

```
figure;
plot(t,Z);
xlabel('t(seg)');
ylabel('Z (m)');
grid;
%print;
```

```
figure;
plot(t,Zp);
xlabel('t(seg)');
ylabel('Vz (m/s)');
grid;
%print;
```

```
figure;
plot(t,Zpp);
xlabel('t(seg)');
ylabel('Az (m/s^2)');
grid;
%print;
```

```
figure;
plot(t,Teta);
xlabel('t(seg)');
ylabel('Teta (rad)');
grid;
%print;
```

```
figure;
plot(t,Tetap);
xlabel('t(seg)');
ylabel('Tetaponto (rad/s)');
```

```
grid;
%print;
```

```
figure;
plot(t,Tetapp);
xlabel('t(seg)');
ylabel('Tetadoisponto (rad/s^2)');
grid;
%print;
```

```
figure;
plot(t,Phi);
xlabel('t(seg)');
ylabel('Phi (rad)');
grid;
%print;
```

```
figure;
plot(t,Phip);
xlabel('t(seg)');
ylabel('Phiponto (rad/s)');
grid;
%print;
```

```
figure;
plot(t,Phipp);
xlabel('t(seg)');
ylabel('Phidoisponto (rad/s^2)');
grid;
%print;
```

```
*****
```

```

/*
    PROGRAMA RKLAGR3.cpp
    Versão 2.8
    10/05/1999

    Este programa implementa a resolução num,rica do
    modelo de equações
    de LAGRANGE para o veículo solar atrav,s do m,todo de
    Runge-Kutta de
    quarta ordem, armazenando as seguites vari veis de
    estado em arquivos:

        y1      :deslocamento vertical da roda dianteira direita
        yp1     :velocidade vertical da roda dianteira direita
        y2      :deslocamento vertical da roda dianteira
esquerda
        yp2     :velocidade vertical da roda dianteira esquerda
        y3      :deslocamento vertical da roda traseira
        yp3     :velocidade vertical da roda traseira
        ycg     :deslocamento vertical do centro de gravidade
        ycgp    :velocidade vertical do centro de gravidade
        teta    :fngulo de pitch com relação ao CG
        tetap   :velocidade de pitch com relação ao CG

    Todas estas variáveis podem ser melhor referenciadas
    nas figuras dos
    modelos contidas no relatório.
*/

#include <conio.h>
#include <stdio.h>
#include <math.h>

const N=      10;    /*numero de variaveis de estado*/
const NDIV=   5000; /*numero de passos de integração do
metodo*/
const NRESP=  10;    /*numero de arquivos de saida do
programa*/
const NENT=   3;     /*numero de arquivos de entrada do
programa*/

typedef double matriz_A [N+1][N+1];
typedef double matriz_col[N+1] ;
typedef double matriz_B [N+1];
typedef double vetor_resp [N+1];

```

```

void Multiplica_matriz (matriz_A A , matriz_col x,
matriz_col resp)

{
int i,j;

for(i=1;i<=N;i++)
resp[i]=0;

for(i=1;i<=N;i++)
for(j=1;j<=N;j++)
resp[i]=resp[i]+A[i][j]*x[j];

}

void f (matriz_A A , matriz_col x,matriz_col B,matriz_col
result)

/*calcula f=A*x+B */

{
int k;
matriz_col resp;

Multiplica_matriz(A,x,resp);

for(k=1;k<=N;k++)
result[k]=resp[k]+B[k];

}

main(void) {

matriz_A A;
matriz_col B,x,xp,xini,k1,k2,k3,k4,aux;

float m1,c1,ks1,kp1,m2,c2,ks2,kp2,m3,c3,ks3,kp3,M,Jp,Jr;
float La,Lal,lc1,la1,Le,le,ld;
float g,h,ya1,ya2,ya3;
float Teta,Phi,Tetapant,Phipant;
int i,j;
FILE *vetarq[NRESP],*vetarq2[NENT];

```

```

La=.395;
La1= 0.275;
lc1=0.11;
la1=0.24;
le=0.24;
ld=0.11;
Le=1.905;

```

```

/*Comprimentos característicos da suspensão, estão
definidos nas figuras contidas no relatório*/

```

```

M=449.3;      /*massa do veículo [kg]*/
Jp=631;      /* momento de inércia com relação ao CG em
torno de y [kg*m^2]*/
Jr=33;      /* momento de inércia com relação ao CG em
torno de x [kg*m^2]*/

m1=11.9;      /*massa da suspensão da dianteira direita
[kg]*/
c1=980;      /*coeficiente de amortecimento do amortecedor
da direita [N*s/m]*/
ks1=2*33000; /*constante elástica da mola da suspensão
dianteira lado direito [N/m]*/
kp1=146500; /*constante elástica vertical do pneu
dianteiro do lado direito [N/m]*/

m2=11.9;      /*massa da suspensão dianteira da esquerda
[kg]*/
c2=980;      /*coeficiente de amortecimento do amortecedor
da esquerda [N*s/m]*/
ks2=2*33000; /*constante elástica da mola da suspensão
dianteira lado esquerdo [N/m]*/
kp2=146500; /*constante elástica vertical do pneu
dianteiro do lado esquerdo [N/m]*/

m3=11.9;      /*massa da suspensão de traseira [kg]*/
c3=980;      /*coeficiente de amortecimento do amortecedor
de trás [N*s/m]*/
ks3=2*33000; /*constante elástica da mola da suspensão
traseira [N/m]*/
kp3=146500; /*constante elástica vertical do pneu
traseiro [N/m]*/

```

```

for(i=1;i<=N;i++)
  xini[i]=0;

```

```

Teta=0;
Phi=0;
/*define estado inicial do sistema*/

vetarq2[0]=fopen("yasf1","r");
vetarq2[1]=fopen("yasf2","r");
vetarq2[2]=fopen("yasf3","r");

fscanf(vetarq2[0],"%f",&ya1);
fscanf(vetarq2[1],"%f",&ya2);
fscanf(vetarq2[2],"%f",&ya3);

/*le as entradas do arquivo do asfalto, primeiro
instante*/

h=0.01;/*passo de integração*/

for(i=1;i<=N;i++)
    x[i]=xini[i];

Tetapant=xini[9];
Phipant=xini[10];

/*abre os arquivos onde serão gravadas as variáveis de
saída*/

vetarq[0]=fopen("y1.m","w");
fprintf(vetarq[0],"y1=[\n");
fprintf(vetarq[0],"\\n%f",x[1]);

vetarq[1]=fopen("y1p.m","w");
fprintf(vetarq[1],"y1p=[\n");
fprintf(vetarq[1],"\\n%f",x[2]);

vetarq[2]=fopen("y2.m","w");
fprintf(vetarq[2],"y2=[\n");
fprintf(vetarq[2],"\\n%f",x[3]);

vetarq[3]=fopen("y2p.m","w");
fprintf(vetarq[3],"y2p=[\n");
fprintf(vetarq[3],"\\n%f",x[4]);

vetarq[4]=fopen("y3.m","w");
fprintf(vetarq[4],"y3=[\n");
fprintf(vetarq[4],"\\n%f",x[5]);

vetarq[5]=fopen("y3p.m","w");
fprintf(vetarq[5],"y3p=[\n");

```

```

fprintf(vetarq[5], "\n%f", x[6]);

vetarq[6]=fopen("ycg.m", "w");
fprintf(vetarq[6], "ycg=[\n");
fprintf(vetarq[6], "\n%f", x[7]);

vetarq[7]=fopen("ycgp.m", "w");
fprintf(vetarq[7], "ycgp=[\n");
fprintf(vetarq[7], "\n%f", x[8]);

vetarq[8]=fopen("teta.m", "w");
fprintf(vetarq[8], "teta=[\n");
fprintf(vetarq[8], "\n%f", Teta);

vetarq[9]=fopen("tetap.m", "w");
fprintf(vetarq[9], "tetap=[\n");
fprintf(vetarq[9], "\n%f", x[9]);

for(i=2; i<=NDIV; i++)
{

/*calcula as matrizes da equação de estados a cada
iteração*/

A[1][1]= 0;
A[1][2]= 1;
A[1][3]= 0;
A[1][4]= 0;
A[1][5]= 0;
A[1][6]= 0;
A[1][7]= 0;
A[1][8]= 0;
A[1][9]= 0;
A[1][10]= 0;

A[2][1]= -(ks1/4+kp1)/m1;
A[2][2]= -c1/4/m1;
A[2][3]= 0;
A[2][4]= 0;
A[2][5]= 0;
A[2][6]= 0;
A[2][7]= ks1/4/m1;
A[2][8]= c1/4/m1;
A[2][9]= -c1*La/4*cos(Teta)/m1;
A[2][10]= -c1*(sin(Phi)*(lc1+la1/2)-La1*cos(Phi)/2)/2/m1;

A[3][1]= 0;

```

```

A[3][2]= 0;
A[3][3]= 0;
A[3][4]= 1;
A[3][5]= 0;
A[3][6]= 0;
A[3][7]= 0;
A[3][8]= 0;
A[3][9]= 0;
A[3][10]= 0;

```

```

A[4][1]= 0;
A[4][2]= 0;
A[4][3]= -(ks2/4+kp2)/m2;
A[4][4]= -c2/4/m2;
A[4][5]= 0;
A[4][6]= 0;
A[4][7]= ks2/4/m2;
A[4][8]= c2/4/m2;
A[4][9]= -c2*La*cos(Teta)/4/m2;
A[4][10]= -c2/2*( sin(Phi)*(lc1+la1/2)+La1*cos(Phi)/2 )/m2;

```

```

A[5][1]= 0;
A[5][2]= 0;
A[5][3]= 0;
A[5][4]= 0;
A[5][5]= 0;
A[5][6]= 1;
A[5][7]= 0;
A[5][8]= 0;
A[5][9]= 0;
A[5][10]= 0;

```

```

A[6][1]= 0;
A[6][2]= 0;
A[6][3]= 0;
A[6][4]= 0;
A[6][5]= -(ks3/4+kp3)/m3;
A[6][6]= -c3/4/m3;
A[6][7]= ks3/4/m3;
A[6][8]= c3/4/m3;
A[6][9]= c3/2*(Le*cos(Teta)/2-sin(Teta)*(ld+le/2))/m3;
A[6][10]= 0;

```

```

A[7][1]= 0;
A[7][2]= 0;

```

```

A[7][3]= 0;
A[7][4]= 0;
A[7][5]= 0;
A[7][6]= 0;
A[7][7]= 0;
A[7][8]= 1;
A[7][9]= 0;
A[7][10]= 0;

```

```

A[8][1]= ks1/4/M;
A[8][2]= c1/4/M;
A[8][3]= ks2/4/M;
A[8][4]= c2/4/M;
A[8][5]= ks3/4/M;
A[8][6]= c3/4/M;
A[8][7]= -(ks1+ks2+ks3)/4/M;
A[8][8]= -(c1+c2+c3)/4/M;
A[8][9]= ((c1+c2)/4*La*cos(Teta)-c3/2*(Le*cos(Teta)/2-
sin(Teta)*(ld+le/2)))/M;
A[8][10]= (-c1-
c2)/4*La1*cos(Phi)+(c1+c2)/2*sin(Phi)*(lc1+la1/2))/M;

```

```

A[9][1]= -ks1/4*La*cos(Teta)/Jp;
A[9][2]= -c1/4*La*cos(Teta)/Jp;
A[9][3]= -ks2/4*La*cos(Teta)/Jp;
A[9][4]= -c2/4*La*cos(Teta)/Jp;
A[9][5]= ks3/2*(Le*cos(Teta)/2-sin(Teta)*(ld+le/2))/Jp;
A[9][6]= c3/2*(Le*cos(Teta)/2-sin(Teta)*(ld+le/2))/Jp;
A[9][7]= ((ks1+ks2)/4*La*cos(Teta)-ks3/2*(
Le*cos(Teta)/2-sin(Teta)*(ld+le/2)))/Jp;
A[9][8]= ((c1+c2)/4*La*cos(Teta)-c3/2*(Le*cos(Teta)/2-
sin(Teta)*(ld+le/2)))/Jp;

```

```

A[9][9]= (-(c1+c2)/4*La*cos(Teta)*La*cos(Teta) -
c3*(Le*cos(Teta)/2-sin(Teta)*(ld+le/2))*(Le*cos(Teta)/2-
sin(Teta)*(ld+le/2)))/Jp;
A[9][9]+= (-(c1+c2)/4*(-
La*sin(Teta)+cos(Teta)*(la1+2*lc1))*(-
La*sin(Teta)+cos(Teta)*(la1+2*lc1)) -
c3/4*(Le*sin(Teta)+cos(Teta)*(le+2*ld))*(Le*sin(Teta)+cos(T
eta)*(le+2*ld)))/Jp;

```

```

A[9][10]= (-(c1+c2)/2*sin(Phi)*(lc1+la1/2)+(c1-
c2)/4*La1*cos(Phi))*La*cos(Teta)/Jp;

```

```

A[10][1]= ks1/2*(La1*cos(Phi)/2-sin(Phi)*(lc1+la1/2))/Jr;
A[10][2]= c1/2*(La1*cos(Phi)/2-sin(Phi)*(lc1+la1/2))/Jr;
A[10][3]= ks2/2*(-La1*cos(Phi)/2-sin(Phi)*(lc1+la1/2))/Jr;

```

```

A[10][4]= c2/2*(-La1*cos(Phi)/2-sin(Phi)*(lc1+la1/2))/Jr;
A[10][5]= 0;
A[10][6]= 0;
A[10][7]= (-ks1/2*(La1*cos(Phi)/2-sin(Phi)*(lc1+la1/2))-
ks2/2*(-La1*cos(Phi)/2-sin(Phi)*(lc1+la1/2)))/Jr;
A[10][8]= (-c1/2*(La1*cos(Phi)/2-sin(Phi)*(lc1+la1/2))-
c2/2*(-La1*cos(Phi)/2-sin(Phi)*(lc1+la1/2)))/Jr;
A[10][9]= ( c1/2*(La1*cos(Phi)/2-
sin(Phi)*(lc1+la1/2))+c2/2*(-La1*cos(Phi)/2-
sin(Phi)*(lc1+la1/2)))*La*cos(Teta)/Jr;

```

```

A[10][10]= -( c1*(La1*cos(Phi)/2-
sin(Phi)*(lc1+la1/2))*(La1*cos(Phi)/2-
sin(Phi)*(lc1+la1/2))+c2*(-La1*cos(Phi)/2-
sin(Phi)*(lc1+la1/2))*(-La1*cos(Phi)/2-
sin(Phi)*(lc1+la1/2)))/Jr;
A[10][10]+= -(
c1/4*(La1*sin(Phi)+cos(Phi)*(2*lc1+la1))*(La1*sin(Phi)+cos(
Phi)*(2*lc1+la1))+c2/4*(La1*sin(Phi)-
cos(Phi)*(2*lc1+la1))*(La1*sin(Phi)-cos(Phi)*(2*lc1+la1))
)/Jr;

```

```

B[1]= 0;
B[2]= ks1/2*(-La*sin(Teta)/2+La1*sin(Phi)/2+(cos(Phi)-
1)*(lc1+la1/2))/m1+kp1*ya1/m1 ;
B[3]= 0;
B[4]= ks2/2*(-La*sin(Teta)/2-La1*sin(Phi)/2+(cos(Phi)-
1)*(lc1+la1/2))/m2+kp2*ya2/m2;
B[5]= 0;
B[6]= ks3/2*(-Le*sin(Teta)/2+(cos(Teta)-1)*(ld+le/2))/m3+
kp3*ya3/m3;
B[7]= 0;
B[8]= ( -(ks1+ks2)/2*((lc1+la1/2)*(cos(Phi)-1)-
La*sin(Teta)/2)+(ks2-ks1)/4*La1*sin(Phi)-ks3/2*(
(cos(Teta)-1)*(ld+le/2)+Le*sin(Teta)/2))/M ;
B[9]= ( (ks1+ks2)/2*((lc1+la1/2)*(cos(Phi)-1)-
La*sin(Teta)/2+La1*sin(Phi)/2)*La*cos(Teta)-ks3*((
(cos(Teta)-1)*(ld+le/2)+Le*sin(Teta)/2)*(Le*cos(Teta)/2-
sin(Teta)*(ld+le/2))))/Jp;
B[9]+= -( (ks1+ks2)*(La*cos(Teta)/2+la1*sin(Teta)/2-
La/2+lc1*sin(Teta))*(-
La*sin(Teta)/2+la1*cos(Teta)/2+lc1*cos(Teta))+ks3*(-
Le*cos(Teta)/2+le*sin(Teta)/2+Le/2+ld*sin(Teta))*(Le*sin(Te
ta)/2+le*cos(Teta)/2+ld*cos(Teta)))/Jp;
B[10]= ( (-ks1*(La1/2*cos(Phi)-sin(Phi)*(lc1+la1/2))*(
lc1+la1/2)*(cos(Phi)-1)+(-La*sin(Teta)+La1*sin(Phi))/2)-

```

```

ks2*(-La1/2*cos(Phi)-sin(Phi)*(lc1+la1/2))*(
(lc1+la1/2)*(cos(Phi)-1)+(-La*sin(Teta)-La1*sin(Phi))/2 )
)/Jr;
B[10] += -(ks1*(la1*sin(Phi)/2-
La1*cos(Phi)/2+La1/2+lc1*sin(Phi))*(la1*cos(Phi)/2+La1*sin(
Phi)/2+lc1*cos(Phi))+ks2*(-la1*sin(Phi)/2-
La1*cos(Phi)/2+La1/2-lc1*sin(Phi))*(-
la1*cos(Phi)/2+La1*sin(Phi)/2-lc1*cos(Phi)) )/Jr;

```

/*método de Runge-Kutta de quarta ordem*/

```

f(A,x,B,k1);
for(j=1;j<=N;j++)
{
    k1[j]=k1[j]*h;
    aux[j]=x[j]+k1[j]/2;
}

f(A,aux,B,k2);
for(j=1;j<=N;j++)
{
    k2[j]=k2[j]*h;
    aux[j]=x[j]+k2[j]/2;
}

f(A,aux,B,k3);
for(j=1;j<=N;j++)
{
    k3[j]=k3[j]*h;
    aux[j]=x[j]+k3[j];
}

f(A,aux,B,k4);
for(j=1;j<=N;j++)
    k4[j]=k4[j]*h;

for(j=1;j<=N;j++)
    x[j]=x[j]+(k1[j]+2*k2[j]+2*k3[j]+k4[j])/6;

Teta=Teta+(Tetapant+x[9])/2*h; /*integra pela regra do
trap,zio*/
Tetapant=x[9]; /*atualiza variavel tetaponto anterior*/

Phi=Phi+(Phipant+x[10])/2*h; /*integra pela regra do
trap,zio*/
Phipant=x[10]; /*atualiza variavel phiponto anterior*/

fprintf(vetarq[0],"\n%f",x[1]);

```

```

    fprintf(vetarq[1], "\n%f", x[2]);
    fprintf(vetarq[2], "\n%f", x[3]);
    fprintf(vetarq[3], "\n%f", x[4]);
    fprintf(vetarq[4], "\n%f", x[5]);
    fprintf(vetarq[5], "\n%f", x[6]);
    fprintf(vetarq[6], "\n%f", x[7]);
    fprintf(vetarq[7], "\n%f", x[8]);
    fprintf(vetarq[8], "\n%f", Teta);
    fprintf(vetarq[9], "\n%f", x[9]);

    /*grava saídas nos respectivos arquivos*/

    f(A, x, B, xp); /*calcula vetor xponto*/

    fscanf(vetarq2[0], "%f", &ya1);
    fscanf(vetarq2[1], "%f", &ya2);
    fscanf(vetarq2[2], "%f", &ya3);

    /*le as entradas do arquivo do asfalto, proximo
    instante*/

}

printf("\n\nRKLAGR3\n");
printf("Deu certo com %d", NDIV);

for(i=0; i<NRESP; i++)
{
    fprintf(vetarq[i], "\n];");
    fclose(vetarq[i]);
}

for(i=0; i<NENT; i++)
{
    fclose(vetarq2[i]);
}

/*fecha arquivos de entrada e saída*/

```

```
printf("\nJa fechei todos os arquivos");  
getch();  
  
return(0);  
}
```

```

/*
    PROGRAMA RKLAGR4.cpp
    Versão 2.8
    10/05/1999

    Este programa implementa a resolução numérica do
    modelo de equações
    de LAGRANGE para o veículo solar através do método de
    Runge-Kutta de
    quarta ordem, armazenando as seguintes variáveis de
    estado em arquivos:

        ypp1    :aceleração vertical da roda dianteira direita
        ypp2    :aceleração vertical da roda dianteira esquerda
        ypp3    :aceleração vertical da roda dianteira esquerda
        ycgpp   :aceleração vertical do centro de gravidade
        tetapp  :aceleração de pitch com relação ao CG
        phi     :ângulo de roll com relação ao CG
        phip    :velocidade de roll com relação ao CG
        phipp   :aceleração de roll com relação ao CG

    Todas estas variáveis podem ser melhor referenciadas
    nas figuras dos
    modelos contidas no relatório.
*/

#include <conio.h>
#include <stdio.h>
#include <math.h>

const N=      10; /*numero de variaveis de estado*/
const NDIV=   5000; /*numero de passos de integração do
metodo*/
const NRESP=  8; /*numero de arquivos de saída do programa*/
const NENT=   3; /*numero de arquivos de entrada do
programa*/

typedef double matriz_A [N+1][N+1];
typedef double matriz_col[N+1] ;
typedef double matriz_B [N+1];
typedef double vetor_resp [N+1];

void Multiplica_matriz (matriz_A A , matriz_col x,
matriz_col resp)

{

```

```

int i,j;

for(i=1;i<=N;i++)
resp[i]=0;

for(i=1;i<=N;i++)
  for(j=1;j<=N;j++)
    resp[i]=resp[i]+A[i][j]*x[j];

}

void f (matriz_A A , matriz_col x,matriz_col B,matriz_col
result)

/*calcula f=A*x+B */

{
  int k;
  matriz_col resp;

  Multiplica_matriz(A,x,resp);

  for(k=1;k<=N;k++)
    result[k]=resp[k]+B[k];
}

main(void) {

matriz_A A;
matriz_col B,x,xp,xini,k1,k2,k3,k4,aux;

float m1,c1,ks1,kp1,m2,c2,ks2,kp2,m3,c3,ks3,kp3,M,Jp,Jr;
float La,Lal,lc1,lal,Le,le,ld;
float g,h,ya1,ya2,ya3;
float Teta,Phi,Tetapant,Phipant;
int i,j;
FILE *vetarq[NRESP],*vetarq2[NENT];

La=.395;
Lal= 0.275;
lc1=0.11;
lal=0.24;

```

```

le=0.24;
ld=0.11;
Le=1.905;
/*Comprimentos característicos da suspensão, estão
definidos nas figuras contidas no relatório*/

M=449.3;      /*massa do veículo [kg]*/
Jp=631;       /* momento de inércia com relação ao CG em
torno de y [kg*m^2]*/
Jr=33;        /* momento de inércia com relação ao CG em
torno de x [kg*m^2]*/

m1=11.9;      /*massa da suspensão da dianteira direita
[kg]*/
c1=980;       /*coeficiente de amortecimento do amortecedor
da direita [N*s/m]*/
ks1=2*33000;  /*constante elástica da mola da suspensão
dianteira lado direito [N/m]*/
kp1=146500;   /*constante elástica vertical do pneu
dianteiro do lado direito [N/m]*/

m2=11.9;      /*massa da suspensão dianteira da esquerda
[kg]*/
c2=980;       /*coeficiente de amortecimento do amortecedor
da esquerda [N*s/m]*/
ks2=2*33000;  /*constante elástica da mola da suspensão
dianteira lado esquerdo [N/m]*/
kp2=146500;   /*constante elástica vertical do pneu
dianteiro do lado esquerdo [N/m]*/

m3=11.9;      /*massa da suspensão de traseira [kg]*/
c3=980;       /*coeficiente de amortecimento do amortecedor
de trás [N*s/m]*/
ks3=2*33000;  /*constante elástica da mola da suspensão
traseira [N/m]*/
kp3=146500;   /*constante elástica vertical do pneu
traseiro [N/m]*/

for(i=1;i<=N;i++)
  xini[i]=0;
Teta=0;
Phi=0; /*define estado inicial do sistema*/

vetarq2[0]=fopen("yasf1","r");
vetarq2[1]=fopen("yasf2","r");
vetarq2[3]=fopen("yasf3","r");

```

```

fscanf(vetarq2[0], "%f", &ya1);
fscanf(vetarq2[1], "%f", &ya2);
fscanf(vetarq2[2], "%f", &ya3);

/*le as entradas do arquivo do asfalto, primeiro
instante*/

h=0.01; /*passo de integrac'ao*/

for(i=1; i<=N; i++)
    x[i]=xini[i];

Tetapant=xini[9];
Phipant=xini[10];

/*abre os arquivos onde serão gravadas as variáveis de
saída*/

vetarq[0]=fopen("phi.m", "w");
fprintf(vetarq[0], "phi=[\n");
fprintf(vetarq[0], "\n%f", Phi);

vetarq[1]=fopen("phip.m", "w");
fprintf(vetarq[1], "phip=[\n");
fprintf(vetarq[1], "\n%f", x[10]);

for(i=2; i<=NDIV; i++)
{

/*calcula as matrizes da equação de estados a cada
iteração*/

A[1][1]= 0;
A[1][2]= 1;
A[1][3]= 0;
A[1][4]= 0;
A[1][5]= 0;
A[1][6]= 0;
A[1][7]= 0;
A[1][8]= 0;
A[1][9]= 0;
A[1][10]= 0;

A[2][1]= -(ks1/4+kp1)/m1;
A[2][2]= -c1/4/m1;
A[2][3]= 0;
A[2][4]= 0;
A[2][5]= 0;

```

```

A[2][6]= 0;
A[2][7]= ks1/4/m1;
A[2][8]= c1/4/m1;
A[2][9]= -c1*La/4*cos(Teta)/m1;
A[2][10]= -c1*(sin(Phi)*(lc1+la1/2)-La1*cos(Phi)/2)/2/m1;

```

```

A[3][1]= 0;
A[3][2]= 0;
A[3][3]= 0;
A[3][4]= 1;
A[3][5]= 0;
A[3][6]= 0;
A[3][7]= 0;
A[3][8]= 0;
A[3][9]= 0;
A[3][10]= 0;

```

```

A[4][1]= 0;
A[4][2]= 0;
A[4][3]= -(ks2/4+kp2)/m2;
A[4][4]= -c2/4/m2;
A[4][5]= 0;
A[4][6]= 0;
A[4][7]= ks2/4/m2;
A[4][8]= c2/4/m2;
A[4][9]= -c2*La*cos(Teta)/4/m2;
A[4][10]= -c2/2*( sin(Phi)*(lc1+la1/2)+La1*cos(Phi)/2 )/m2;

```

```

A[5][1]= 0;
A[5][2]= 0;
A[5][3]= 0;
A[5][4]= 0;
A[5][5]= 0;
A[5][6]= 1;
A[5][7]= 0;
A[5][8]= 0;
A[5][9]= 0;
A[5][10]= 0;

```

```

A[6][1]= 0;
A[6][2]= 0;
A[6][3]= 0;
A[6][4]= 0;
A[6][5]= -(ks3/4+kp3)/m3;
A[6][6]= -c3/4/m3;
A[6][7]= ks3/4/m3;

```

```

A[6][8]= c3/4/m3;
A[6][9]= c3/2*(Le*cos(Teta)/2-sin(Teta)*(ld+le/2))/m3;
A[6][10]= 0;

```

```

A[7][1]= 0;
A[7][2]= 0;
A[7][3]= 0;
A[7][4]= 0;
A[7][5]= 0;
A[7][6]= 0;
A[7][7]= 0;
A[7][8]= 1;
A[7][9]= 0;
A[7][10]= 0;

```

```

A[8][1]= ks1/4/M;
A[8][2]= c1/4/M;
A[8][3]= ks2/4/M;
A[8][4]= c2/4/M;
A[8][5]= ks3/4/M;
A[8][6]= c3/4/M;
A[8][7]= -(ks1+ks2+ks3)/4/M;
A[8][8]= -(c1+c2+c3)/4/M;
A[8][9]= ((c1+c2)/4*La*cos(Teta)-c3/2*(Le*cos(Teta)/2-
sin(Teta)*(ld+le/2)))/M;
A[8][10]= (-(c1-
c2)/4*La1*cos(Phi)+(c1+c2)/2*sin(Phi)*(lc1+la1/2))/M;

```

```

A[9][1]= -ks1/4*La*cos(Teta)/Jp;
A[9][2]= -c1/4*La*cos(Teta)/Jp;
A[9][3]= -ks2/4*La*cos(Teta)/Jp;
A[9][4]= -c2/4*La*cos(Teta)/Jp;
A[9][5]= ks3/2*(Le*cos(Teta)/2-sin(Teta)*(ld+le/2))/Jp;
A[9][6]= c3/2*(Le*cos(Teta)/2-sin(Teta)*(ld+le/2))/Jp;
A[9][7]= ((ks1+ks2)/4*La*cos(Teta)-ks3/2*(
Le*cos(Teta)/2-sin(Teta)*(ld+le/2)))/Jp;
A[9][8]= ((c1+c2)/4*La*cos(Teta)-c3/2*(Le*cos(Teta)/2-
sin(Teta)*(ld+le/2)))/Jp;

```

```

A[9][9]= (-(c1+c2)/4*La*cos(Teta)*La*cos(Teta) -
c3*(Le*cos(Teta)/2-sin(Teta)*(ld+le/2))*(Le*cos(Teta)/2-
sin(Teta)*(ld+le/2)))/Jp;
A[9][9]+= (-(c1+c2)/4*(-
La*sin(Teta)+cos(Teta)*(la1+2*lc1))*(-
La*sin(Teta)+cos(Teta)*(la1+2*lc1)) -
c3/4*(Le*sin(Teta)+cos(Teta)*(le+2*ld))*(Le*sin(Teta)+cos(T
eta)*(le+2*ld)))/Jp;

```

```

A[9][10]= ( -(c1+c2)/2*sin(Phi)*(lcl+la1/2)+(c1-
c2)/4*La1*cos(Phi) )*La*cos(Teta)/Jp;

A[10][1]= ks1/2*(La1*cos(Phi)/2-sin(Phi)*(lcl+la1/2))/Jr;
A[10][2]= c1/2*(La1*cos(Phi)/2-sin(Phi)*(lcl+la1/2))/Jr;
A[10][3]= ks2/2*(-La1*cos(Phi)/2-sin(Phi)*(lcl+la1/2))/Jr;
A[10][4]= c2/2*(-La1*cos(Phi)/2-sin(Phi)*(lcl+la1/2))/Jr;
A[10][5]= 0;
A[10][6]= 0;
A[10][7]= (-ks1/2*(La1*cos(Phi)/2-sin(Phi)*(lcl+la1/2))-
ks2/2*(-La1*cos(Phi)/2-sin(Phi)*(lcl+la1/2)))/Jr;
A[10][8]= (-c1/2*(La1*cos(Phi)/2-sin(Phi)*(lcl+la1/2))-
c2/2*(-La1*cos(Phi)/2-sin(Phi)*(lcl+la1/2)))/Jr;
A[10][9]= ( c1/2*(La1*cos(Phi)/2-
sin(Phi)*(lcl+la1/2))+c2/2*(-La1*cos(Phi)/2-
sin(Phi)*(lcl+la1/2)) )*La*cos(Teta)/Jr;

A[10][10]= -( c1*(La1*cos(Phi)/2-
sin(Phi)*(lcl+la1/2))*(La1*cos(Phi)/2-
sin(Phi)*(lcl+la1/2))+c2*(-La1*cos(Phi)/2-
sin(Phi)*(lcl+la1/2))*(-La1*cos(Phi)/2-
sin(Phi)*(lcl+la1/2)) )/Jr;
A[10][10]+= -(
c1/4*(La1*sin(Phi)+cos(Phi)*(2*lcl+la1))*(La1*sin(Phi)+cos(
Phi)*(2*lcl+la1))+c2/4*(La1*sin(Phi)-
cos(Phi)*(2*lcl+la1))*(La1*sin(Phi)-cos(Phi)*(2*lcl+la1))
)/Jr;

B[1]= 0;
B[2]= ks1/2*(-La*sin(Teta)/2+La1*sin(Phi)/2+(cos(Phi)-
1)*(lcl+la1/2))/m1+kp1*ya1/m1 ;
B[3]= 0;
B[4]= ks2/2*(-La*sin(Teta)/2-La1*sin(Phi)/2+(cos(Phi)-
1)*(lcl+la1/2))/m2+kp2*ya2/m2;
B[5]= 0;
B[6]= ks3/2*(-Le*sin(Teta)/2+(cos(Teta)-1)*(ld+le/2))/m3+
kp3*ya3/m3;
B[7]= 0;
B[8]= ( -(ks1+ks2)/2*( (lcl+la1/2)*(cos(Phi)-1)-
La*sin(Teta)/2 )+(ks2-ks1)/4*La1*sin(Phi)-ks3/2*(
(cos(Teta)-1)*(ld+le/2)+Le*sin(Teta)/2 ) )/M ;

B[9]= ( (ks1+ks2)/2*( (lcl+la1/2)*(cos(Phi)-1)-
La*sin(Teta)/2+La1*sin(Phi)/2 )*La*cos(Teta)-ks3*((
(cos(Teta)-1)*(ld+le/2)+Le*sin(Teta)/2 )*(Le*cos(Teta)/2-
sin(Teta)*(ld+le/2))) )/Jp;
B[9]+= -( (ks1+ks2)*(La*cos(Teta)/2+la1*sin(Teta)/2-
La/2+lcl*sin(Teta))*(-

```

```
La*sin(Teta)/2+la1*cos(Teta)/2+lc1*cos(Teta))+ks3*(-
Le*cos(Teta)/2+le*sin(Teta)/2+Le/2+ld*sin(Teta))* (Le*sin(Te
ta)/2+le*cos(Teta)/2+ld*cos(Teta)) )/Jp;
```

```
B[10]= ( (-ks1*(La1/2*cos(Phi)-sin(Phi)*(lc1+la1/2))* (
(lc1+la1/2)*(cos(Phi)-1)+(-La*sin(Teta)+La1*sin(Phi))/2 )-
ks2*(-La1/2*cos(Phi)-sin(Phi)*(lc1+la1/2))* (
(lc1+la1/2)*(cos(Phi)-1)+(-La*sin(Teta)-La1*sin(Phi))/2 ))
)/Jr;
```

```
B[10]+= -(ks1*(la1*sin(Phi)/2-
La1*cos(Phi)/2+La1/2+lc1*sin(Phi))* (la1*cos(Phi)/2+La1*sin(
Phi)/2+lc1*cos(Phi))+ks2*(-la1*sin(Phi)/2-
La1*cos(Phi)/2+La1/2-lc1*sin(Phi))* (-
la1*cos(Phi)/2+La1*sin(Phi)/2-lc1*cos(Phi)) )/Jr;
```

```
if (i<=2)
{
```

```
    f(A,x,B,xp);/*calcula vetor xponto para instante
inicial*/
```

```
    /*abre os arquivos onde serão gravadas as variáveis de
saída*/
```

```
    vetarq[2]=fopen("y1pp.m", "w");
    fprintf(vetarq[2], "y1pp=[\n");
    fprintf(vetarq[2], "\n%f", xp[2]);
```

```
    vetarq[3]=fopen("y2pp.m", "w");
    fprintf(vetarq[3], "y2pp=[\n");
    fprintf(vetarq[3], "\n%f", xp[4]);
```

```
    vetarq[4]=fopen("y3pp.m", "w");
    fprintf(vetarq[4], "y3pp=[\n");
    fprintf(vetarq[4], "\n%f", xp[6]);
```

```
    vetarq[5]=fopen("ycgpp.m", "w");
    fprintf(vetarq[5], "ycgpp=[\n");
    fprintf(vetarq[5], "\n%f", xp[8]);
```

```
    vetarq[6]=fopen("tetapp.m", "w");
    fprintf(vetarq[6], "tetapp=[\n");
    fprintf(vetarq[6], "\n%f", xp[9]);
```

```
    vetarq[7]=fopen("phipp.m", "w");
    fprintf(vetarq[7], "phipp=[\n");
    fprintf(vetarq[7], "\n%f", xp[10]);
```

```

    }

/*método de Runge-Kutta de quarta ordem*/
f(A,x,B,k1);
for(j=1;j<=N;j++)
{
    k1[j]=k1[j]*h;
    aux[j]=x[j]+k1[j]/2;
}

f(A,aux,B,k2);
for(j=1;j<=N;j++)
{
    k2[j]=k2[j]*h;
    aux[j]=x[j]+k2[j]/2;
}

f(A,aux,B,k3);
for(j=1;j<=N;j++)
{
    k3[j]=k3[j]*h;
    aux[j]=x[j]+k3[j];
}
f(A,aux,B,k4);
for(j=1;j<=N;j++)
    k4[j]=k4[j]*h;

for(j=1;j<=N;j++)
    x[j]=x[j]+(k1[j]+2*k2[j]+2*k3[j]+k4[j])/6;

Teta=Teta+(Tetapant+x[9])/2*h;/*integra pela regra do
trap,zio*/
Tetapant=x[9];/*atualiza variavel tetaponto anterior*/

Phi=Phi+(Phipant+x[10])/2*h;/*integra pela regra do
trap,zio*/
Phipant=x[10];/*atualiza variavel phiponto anterior*/

fprintf(vetarq[0],"\\n%f",Phi);

fprintf(vetarq[1],"\\n%f",x[10]);

/*grava saídas nos respectivos arquivos*/

f(A,x,B,xp);/*calcula vetor xponto*/

fprintf(vetarq[2],"\\n%f",xp[2]);

```

```

    fprintf(vetarq[3], "\n%f", xp[4]);
    fprintf(vetarq[4], "\n%f", xp[6]);
    fprintf(vetarq[5], "\n%f", xp[8]);
    fprintf(vetarq[6], "\n%f", xp[9]);
    fprintf(vetarq[7], "\n%f", xp[10]);

    /*grava saídas nos respectivos arquivos*/

    fscanf(vetarq2[0], "%f", &ya1);
    fscanf(vetarq2[1], "%f", &ya2);
    fscanf(vetarq2[2], "%f", &ya3);

    /*le as entradas do arquivo do asfalto, proximo
    instante*/

    }

    printf("\n\nRKLAGR4");
    printf("\nDeu certo com %d", NDIV);

    for(i=0; i<NRESP; i++)
    {
        fprintf(vetarq[i], "\n");
        fclose(vetarq[i]);
    }

    for(i=0; i<NENT; i++)
    {
        fclose(vetarq2[i]);
    }

    /*fecha arquivos de entrada e saída*/

    printf("\nJa fechei todos os arquivos");

    getch();

    return(0);
}

```

/*

PROGRAMA RKLGPLOT.cpp
 Versão 1.8
 16/05/1999

Este programa implementa a a otimização dos parâmetros da suspensão do veículo solar utilizando o Índice de performance como parâmetro. O Índice de performance é calculado para um intervalo de de variação dos parâmetros com auxílio da implementação numérica do modelo de equações de LAGRANGE para o veículo solar através do método de Runge-Kutta de quarta ordem. O conjunto de valores que obtiver o menor Índdice de performance é o escolhido.

*/

```
# include <conio.h>
# include <stdio.h>
# include <math.h>
```

```
const N=      10; /*numero de variaveis de estado*/
const NDIV=   500; /*numero de passos de integra'o do
metodo*/
const NENT=   3;  /*numero de arquivos abertos no
programa*/
```

```
typedef double matriz_A [N+1][N+1];
typedef double matriz_col[N+1] ;
typedef double matriz_B [N+1];
typedef double vetor_resp [N+1];
```

```
void Multiplica_matriz (matriz_A A , matriz_col x,
matriz_col resp)
```

```
{
int i,j;
```

```
for(i=1;i<=N;i++)
resp[i]=0;
```

```
for(i=1;i<=N;i++)
for(j=1;j<=N;j++)
resp[i]=resp[i]+A[i][j]*x[j];
```

```
}
```

```
void f (matriz_A A , matriz_col x,matriz_col B,matriz_col
result)
```

```
/*calcula f=A*x+B */
```

```
{
```

```
int k;
```

```
matriz_col resp;
```

```
Multiplica_matriz(A,x,resp);
```

```
for(k=1;k<=N;k++)
```

```
result[k]=resp[k]+B[k];
```

```
}
```

```
main(void) {
```

```
matriz_A A;
```

```
matriz_col B,x,xp,xini,k1,k2,k3,k4,aux;
```

```
float
```

```
m1,c1,ks1,kp1,m2,c2,ks2,kp2,m3,c3,ks3,kp3,M,Jp,Jr,ksa,ca,ks
p,cp,kp;
```

```
float La,Lal,lc1,la1,Le,le,ld;
```

```
float h,ya1,ya2,ya3;
```

```
float Teta,Phi,Tetapant,Phipant;
```

```
float PI,PIant,a12,a3,acg,ateta,aphi;
```

```
float dx1,dx2,dy1,dy2,dy3,dz12,dz3,aux1,aux2;
```

```
int i,j,k,l,n,o,p,kmin,lmin,nmin,omin,pmin;
```

```
FILE *vetarq[NENT],*respi;
```

```
a12=56000;
```

```
a3=56000;
```

```
acg=.035;
```

```
ateta=0.095;
```

```
aphi=0.01;
```

```
/*valores dos pesos relativos do indice de performance*/
```

```

La=.395;
La1= 0.275;
lc1=0.11;
lal=0.24;
le=0.24;
ld=0.11;
Le=1.905;
/*Comprimentos característicos da suspensão, estão
definidos nas figuras contidas no relatório*/

M=449.3;      /*massa do veículo [kg]*/
Jp=631;      /* momento de inércia com relação ao CG em
torno de y de acordo com paper de D. Hrovat, válida para
maioria dos carros cm precisão de 20% [kg*m^2]*/
Jr=33;      /*estimativa do momento de inércia com
relação ao CG em torno de x [kg*m^2]*/

m1=11.9;      /*massa da suspensão da direita [kg]*/
m2=11.9;      /*massa da suspensão da esquerda [kg]*/
m3=11.9;      /*massa da suspensão de traseira [kg]*/

ca=980;      /*coeficiente de amortecimento do amortecedor
dianteiro [N*s/m]*/
ksa=2*33000; /*constante elástica da mola da suspensão
dianteira [N/m]*/

cp=980;      /*coeficiente de amortecimento do amortecedor
traseiro [N*s/m]*/
ksp=2*33000; /*constante elástica da mola da suspensão
traseira [N/m]*/

kp=146500;    /*constante elástica vertical dos pneus
[N/m]*/

respi=fopen("respi.m","w");
fprintf(respi,"PI=[\n");
/*abre arquivo para guardar o performance index*/

vetarq[0]=fopen("yasf1","r");
vetarq[1]=fopen("yasf2","r");
vetarq[2]=fopen("yasf3","r");

PI=0; /*inicializa com zero*/

PIant=1e12;
/*coloca um valor inicial muito alto par forçar a entrada
no "if"*/

```

```

/*loops para obter o valor ótimo para o performance index*/

for(k=100;k<=240;k+=20)/*1*/
{ kp1=kp2=kp3=kp*k/100;
  for(l=100;l<=240;l+=20)/*2*/
  {ks1=ks2=ksa*l/100;
    for(n=100;n<=240;n+=20)/*3*/
    {c1=c2=ca*n/100;
      for(o=100;o<=240;o+=20)/*4*/
      {ks3=ksp*o/100;
        for(p=100;p<=240;p+=20)/*5*/
        {c3=cp*p/100;

for(i=1;i<=N;i++)
xini[i]=0;
Teta=0;
Phi=0; /*define estado inicial do sistema*/

PI=0;/*inicia o valor do performance index antes de começar
os cálculos */

fscanf(vetarq[0],"%f",&ya1);
fscanf(vetarq[1],"%f",&ya2);
fscanf(vetarq[2],"%f",&ya3);

/*le as entradas do arquivo do asfalto, primeiro instante*/

h=0.01;/*passo de integração*/

for(i=1;i<=N;i++)
  x[i]=xini[i];
Tetapant=xini[9];
Phipant=xini[10]; /*define estado inicial do sistema*/

for(i=2;i<=NDIV;i++)
{
  /*calcula as matrizes da equação de estados a cada
  iteração*/

A[1][1]= 0;
A[1][2]= 1;
A[1][3]= 0;
A[1][4]= 0;

```

```

A[1][5]= 0;
A[1][6]= 0;
A[1][7]= 0;
A[1][8]= 0;
A[1][9]= 0;
A[1][10]= 0;

```

```

A[2][1]= -(ks1/4+kp1)/m1;
A[2][2]= -c1/4/m1;
A[2][3]= 0;
A[2][4]= 0;
A[2][5]= 0;
A[2][6]= 0;
A[2][7]= ks1/4/m1;
A[2][8]= c1/4/m1;
A[2][9]= -c1*La/4*cos(Teta)/m1;
A[2][10]= -c1*(sin(Phi)*(lc1+la1/2)-La1*cos(Phi)/2)/2/m1;

```

```

A[3][1]= 0;
A[3][2]= 0;
A[3][3]= 0;
A[3][4]= 1;
A[3][5]= 0;
A[3][6]= 0;
A[3][7]= 0;
A[3][8]= 0;
A[3][9]= 0;
A[3][10]= 0;

```

```

A[4][1]= 0;
A[4][2]= 0;
A[4][3]= -(ks2/4+kp2)/m2;
A[4][4]= -c2/4/m2;
A[4][5]= 0;
A[4][6]= 0;
A[4][7]= ks2/4/m2;
A[4][8]= c2/4/m2;
A[4][9]= -c2*La*cos(Teta)/4/m2;
A[4][10]= -c2/2*( sin(Phi)*(lc1+la1/2)+La1*cos(Phi)/2 )/m2;

```

```

A[5][1]= 0;
A[5][2]= 0;
A[5][3]= 0;
A[5][4]= 0;
A[5][5]= 0;
A[5][6]= 1;

```

```

A[5][7]= 0;
A[5][8]= 0;
A[5][9]= 0;
A[5][10]= 0;

```

```

A[6][1]= 0;
A[6][2]= 0;
A[6][3]= 0;
A[6][4]= 0;
A[6][5]= -(ks3/4+kp3)/m3;
A[6][6]= -c3/4/m3;
A[6][7]= ks3/4/m3;
A[6][8]= c3/4/m3;
A[6][9]= c3/2*(Le*cos(Teta)/2-sin(Teta)*(ld+le/2))/m3;
A[6][10]= 0;

```

```

A[7][1]= 0;
A[7][2]= 0;
A[7][3]= 0;
A[7][4]= 0;
A[7][5]= 0;
A[7][6]= 0;
A[7][7]= 0;
A[7][8]= 1;
A[7][9]= 0;
A[7][10]= 0;

```

```

A[8][1]= ks1/4/M;
A[8][2]= c1/4/M;
A[8][3]= ks2/4/M;
A[8][4]= c2/4/M;
A[8][5]= ks3/4/M;
A[8][6]= c3/4/M;
A[8][7]= -(ks1+ks2+ks3)/4/M;
A[8][8]= -(c1+c2+c3)/4/M;
A[8][9]= ((c1+c2)/4*La*cos(Teta)-c3/2*(Le*cos(Teta)/2-
sin(Teta)*(ld+le/2)))/M;
A[8][10]= (-(c1-
c2)/4*La1*cos(Phi)+(c1+c2)/2*sin(Phi)*(lc1+la1/2))/M;

```

```

A[9][1]= -ks1/4*La*cos(Teta)/Jp;
A[9][2]= -c1/4*La*cos(Teta)/Jp;
A[9][3]= -ks2/4*La*cos(Teta)/Jp;
A[9][4]= -c2/4*La*cos(Teta)/Jp;
A[9][5]= ks3/2*(Le*cos(Teta)/2-sin(Teta)*(ld+le/2))/Jp;
A[9][6]= c3/2*(Le*cos(Teta)/2-sin(Teta)*(ld+le/2))/Jp;

```

```

A[9][7]= ( (ks1+ks2)/4*La*cos(Teta)-ks3/2*(
Le*cos(Teta)/2-sin(Teta)*(ld+le/2) ) )/Jp;
A[9][8]= ( (c1+c2)/4*La*cos(Teta)-c3/2*( Le*cos(Teta)/2-
sin(Teta)*(ld+le/2) ) )/Jp;

A[9][9]= ( -(c1+c2)/4*La*cos(Teta)*La*cos(Teta) -
c3*(Le*cos(Teta)/2-sin(Teta)*(ld+le/2))*( Le*cos(Teta)/2-
sin(Teta)*(ld+le/2)) )/Jp;
A[9][9]+= ( -(c1+c2)/4*(-
La*sin(Teta)+cos(Teta)*(la1+2*lc1))*(-
La*sin(Teta)+cos(Teta)*(la1+2*lc1)) -
c3/4*(Le*sin(Teta)+cos(Teta)*(le+2*ld))*(Le*sin(Teta)+cos(T
eta)*(le+2*ld)) )/Jp;

A[9][10]= ( -(c1+c2)/2*sin(Phi)*(lc1+la1/2)+(c1-
c2)/4*La1*cos(Phi) )*La*cos(Teta)/Jp;

A[10][1]= ks1/2*(La1*cos(Phi)/2-sin(Phi)*(lc1+la1/2))/Jr;
A[10][2]= c1/2*(La1*cos(Phi)/2-sin(Phi)*(lc1+la1/2))/Jr;
A[10][3]= ks2/2*(-La1*cos(Phi)/2-sin(Phi)*(lc1+la1/2))/Jr;
A[10][4]= c2/2*(-La1*cos(Phi)/2-sin(Phi)*(lc1+la1/2))/Jr;
A[10][5]= 0;
A[10][6]= 0;
A[10][7]= (-ks1/2*(La1*cos(Phi)/2-sin(Phi)*(lc1+la1/2))-
ks2/2*(-La1*cos(Phi)/2-sin(Phi)*(lc1+la1/2)) )/Jr;
A[10][8]= (-c1/2*(La1*cos(Phi)/2-sin(Phi)*(lc1+la1/2))-
c2/2*(-La1*cos(Phi)/2-sin(Phi)*(lc1+la1/2)) )/Jr;
A[10][9]= ( c1/2*(La1*cos(Phi)/2-
sin(Phi)*(lc1+la1/2))+c2/2*(-La1*cos(Phi)/2-
sin(Phi)*(lc1+la1/2)) )/Jr;

A[10][10]= -( c1*(La1*cos(Phi)/2-
sin(Phi)*(lc1+la1/2))* (La1*cos(Phi)/2-
sin(Phi)*(lc1+la1/2))+c2*(-La1*cos(Phi)/2-
sin(Phi)*(lc1+la1/2))* (-La1*cos(Phi)/2-
sin(Phi)*(lc1+la1/2)) )/Jr;
A[10][10]+= -(
c1/4*(La1*sin(Phi)+cos(Phi)*(2*lc1+la1))*(La1*sin(Phi)+cos(
Phi)*(2*lc1+la1))+c2/4*(La1*sin(Phi)-
cos(Phi)*(2*lc1+la1))*(La1*sin(Phi)-cos(Phi)*(2*lc1+la1))
)/Jr;

B[1]= 0;
B[2]= ks1/2*(-La*sin(Teta)/2+La1*sin(Phi)/2+(cos(Phi)-
1)*(lc1+la1/2))/m1+kp1*ya1/m1 ;
B[3]= 0;

```

```

B[4]= ks2/2*(-La*sin(Teta)/2-La1*sin(Phi)/2+(cos(Phi)-
1)*(lc1+la1/2))/m2+kp2*ya2/m2;
B[5]= 0;
B[6]= ks3/2*(-Le*sin(Teta)/2+(cos(Teta)-1)*(ld+le/2))/m3+
kp3*ya3/m3;
B[7]= 0;
B[8]= ( -(ks1+ks2)/2*( (lc1+la1/2)*(cos(Phi)-1)-
La*sin(Teta)/2 )+(ks2-ks1)/4*La1*sin(Phi)-ks3/2*(
(cos(Teta)-1)*(ld+le/2)+Le*sin(Teta)/2 ) )/M ;

B[9]= ( (ks1+ks2)/2*( (lc1+la1/2)*(cos(Phi)-1)-
La*sin(Teta)/2+La1*sin(Phi)/2 )*La*cos(Teta)-ks3*((
(cos(Teta)-1)*(ld+le/2)+Le*sin(Teta)/2 )*(Le*cos(Teta)/2-
sin(Teta)*(ld+le/2))) )/Jp;
B[9]+= -( (ks1+ks2)*(La*cos(Teta)/2+la1*sin(Teta)/2-
La/2+lc1*sin(Teta))*( -
La*sin(Teta)/2+la1*cos(Teta)/2+lc1*cos(Teta))+ks3*(-
Le*cos(Teta)/2+le*sin(Teta)/2+Le/2+ld*sin(Teta))*(Le*sin(Te
ta)/2+le*cos(Teta)/2+ld*cos(Teta)) )/Jp;

B[10]= ( (-ks1*(La1/2*cos(Phi)-sin(Phi)*(lc1+la1/2)))*(
(lc1+la1/2)*(cos(Phi)-1)+(-La*sin(Teta)+La1*sin(Phi))/2 )-
ks2*(-La1/2*cos(Phi)-sin(Phi)*(lc1+la1/2))*(
(lc1+la1/2)*(cos(Phi)-1)+(-La*sin(Teta)-La1*sin(Phi))/2 ))
)/Jr;
B[10]+= -(ks1*(la1*sin(Phi)/2-
La1*cos(Phi)/2+La1/2+lc1*sin(Phi))*(la1*cos(Phi)/2+La1*sin(
Phi)/2+lc1*cos(Phi))+ks2*(-la1*sin(Phi)/2-
La1*cos(Phi)/2+La1/2-lc1*sin(Phi))*( -
la1*cos(Phi)/2+La1*sin(Phi)/2-lc1*cos(Phi)) )/Jr;

if (i<=2)
{
f(A,x,B,xp);/*calcula vetor xponto*/
dx1=(la1*sin(Phi)-La1*cos(Phi)+La1)/2+lc1*sin(Phi);
dx2=(-la1*sin(Phi)-La1*cos(Phi)+La1)/2-lc1*sin(Phi);
dy1=(x[7]-La*sin(Teta)+La1*sin(Phi)-x[0])/2+(cos(Phi)-
1)*(lc1+la1/2);
dy2=(x[7]-La*sin(Teta)-La1*sin(Phi)-x[3])/2+(cos(Phi)-
1)*(lc1+la1/2);
dy3=(x[7]+Le*sin(Teta)-x[5])/2+(cos(Teta)-1)*(ld+le/2);
dz12=(La*cos(Teta)+la1*sin(Teta)-La)/2+lc1*sin(Teta);
dz3=(-Le*cos(Teta)+le*sin(Teta)+Le)/2+ld*sin(Teta);

aux1=(a12*(dx1*dx1+dy1*dy1+dz12*dz12)+a12*(dx2*dx2+dy2*dy2+
dz12*dz12)+a3*(dy3*dy3+dz3*dz3)+acg*xp[8]*xp[8]+ateta*xp[9]
*xp[9]+aphi*xp[10]*xp[10])*h;

```

```

/*calcula o valor no instante inicial do integrando do
indice de performance*/

```

```

}

```

```

/*método de Runge-Kutta de quarta ordem*/

```

```

f(A,x,B,k1);
for(j=1;j<=N;j++)
{
    k1[j]=k1[j]*h;
    aux[j]=x[j]+k1[j]/2;
}

```

```

f(A,aux,B,k2);
for(j=1;j<=N;j++)
{
    k2[j]=k2[j]*h;
    aux[j]=x[j]+k2[j]/2;
}

```

```

f(A,aux,B,k3);
for(j=1;j<=N;j++)
{
    k3[j]=k3[j]*h;
    aux[j]=x[j]+k3[j];
}

```

```

f(A,aux,B,k4);
for(j=1;j<=N;j++)
    k4[j]=k4[j]*h;

```

```

for(j=1;j<=N;j++)
    x[j]=x[j]+(k1[j]+2*k2[j]+2*k3[j]+k4[j])/6;

```

```

Teta=Teta+(Tetapant+x[9])/2*h;/*integra pela regra do
trap,zio*/

```

```

Tetapant=x[9];/*atualiza variavel tetaponto anterior*/

```

```

Phi=Phi+(Phipant+x[10])/2*h;/*integra pela regra do
trap,zio*/

```

```

Phipant=x[10];/*atualiza variavel phiponto anterior*/

```

```

f(A,x,B,xp);/*calcula vetor xponto*/

```

```

dx1=(la1*sin(Phi)-La1*cos(Phi)+La1)/2+lc1*sin(Phi);
dx2=(-la1*sin(Phi)-La1*cos(Phi)+La1)/2-lc1*sin(Phi);
dyl=(x[7]-La*sin(Teta)+La1*sin(Phi)-x[0])/2+(cos(Phi)-
1)*(lc1+la1/2);

```

```

    dy2=(x[7]-La*sin(Teta)-La1*sin(Phi)-x[3])/2+(cos(Phi)-
1)*(lc1+la1/2);
    dy3=(x[7]+Le*sin(Teta)-x[5])/2+(cos(Teta)-1)*(ld+le/2);
    dz12=(La*cos(Teta)+la1*sin(Teta)-La)/2+lc1*sin(Teta);
    dz3=(-Le*cos(Teta)+le*sin(Teta)+Le)/2+ld*sin(Teta);

aux2=(a12*(dx1*dx1+dy1*dy1+dz12*dz12)+a12*(dx2*dx2+dy2*dy2+
dz12*dz12)+a3*(dy3*dy3+dz3*dz3)+acg*xp[8]*xp[8]+ateta*xp[9]
*xp[9]+aphi*xp[10]*xp[10]);
/*calcula o valor no proximo instante (apos integracao de
RK) do integrando do indice de performance*/

PI=PI+(aux1+aux2)/2*h;
/*calcula indice de performance pela regra do trapezio*/

aux1=aux2;/*atualiza aux1*/

fscanf(vetarq[0],"%f",&ya1);
fscanf(vetarq[1],"%f",&ya2);
fscanf(vetarq[2],"%f",&ya3);

/*le as entradas do arquivo do asfalto, proximo
instante*/

}

for(i=0;i<NENT;i++)
{
    rewind(vetarq[i]);
}
/*coloca arquivo no início par recomeçar a leitura*/

PI=PI/NDIV/h;
fprintf(respi,"\n%f",PI);
/*armazena o PI no arquivo correspondente*/

if (PIant > PI)
{PIant=PI;
    kmin=k;
    lmin=l;
    nmin=n;
    omin=o;
    pmin=p;
}

```

```

/*se o performance index for menor que o anterior armazena
os multiplicadores
para poder se obter os parâmetros ótimos*/

    PI=0;/*zera o performance index para realizar os calculos
da próxima iteração*/
    /*1*/
    /*2*/
    /*3*/
    /*4*/
    /*5*/

fprintf(respi, "\n];");
fclose(respi);

for(i=0;i<NENT;i++)
{
    fclose(vetarq[i]);
}

/*fecha arquivos de entrada e saída*/

printf("\n\nRKLPLOTM\n");
printf("\n\nJa terminei a otimização");

printf("\nkmin= %d; lmin=%d; nmin=%d; omin=%d;
pmin=%d;", kmin, lmin, nmin, omin, pmin);

printf(" ksa=%f ca=%f ksp=%f cp=%f kp=%f
", ksa*lmin/100, ca*nmin/100, ksp*omin/100, cp*pmin
/100, kp*kmin/100);

/*mostra os resultados da otimização indicando os fatores
multiplicadores obtidos */

getch();

return(0);
}

```

```
/*PROGRAMA VEICSOL3.flt*/
```

```
/*Este programa trata somente 1/3 do carro com a suspensão engastada e a força */
```

```
/*de 4g vertical, 1g de frenagem e 2g de aceleração horizontal aplicada no pneu.
```

```
É apenas uma forma diferente de enxergar o problema sendo equivalente a aceleração da massa da estrutura com o pneu parado peso aplicado na estrutura.*/
```

```
problem description
```

```
title="Analise estatica de 1/3 carro solar" nodes=21
```

```
elements=21
```

```
nodes
```

1	x=0	y=0	z=0	constraint=livre
force=teste				
2	x=0	y=0.38	z=0	constraint=livre
3	x=0.03	y=0.47	z=0	constraint=livre
4	x=0.09	y=0.47	z=0	constraint=hinge
5	x=0.096	y=0.679	z=0	constraint=hinge
6	x=.0963	y=0.68	z=0	constraint=livre
7	x=.233	y=0.456	z=-0.0748	constraint=livre
8	x=.233	y=0.456	z=0.0748	constraint=livre
9	x=.211	y=0.6445	z=-0.05	constraint=livre
10	x=.211	y=0.6445	z=0.05	constraint=livre
11	x=.369	y=.44	z=-0.15	constraint=art
12	x=.369	y=.44	z=0.15	constraint=art
13	x=.42	y=.755	z=-0.025	constraint=artamort
14	x=.42	y=.755	z=0.025	constraint=artamort
15	x=0.326	y=0.61	z=-0.1	constraint=art

```

16      x=0.326 y=0.61      z=0.1      constraint=art
17      x=.233      y=.456      z=-0.025      constraint=livre
18      x=.233      y=.456      z=0.025      constraint=livre
19      x=.2346      y=.457      z=-0.025      constraint=hingeamort
20      x=.2346      y=.457      z=0.025      constraint=hingeamort
21      x=.233 y=0.456      z=0      constraint=livre

```

truss elements

/*molas da suspensão dianteira*/

```

1      nodes=[19,13]      material=mola
2      nodes=[14,20]      material=mola

```

beam3d elements

/*barras da suspensão dianteira esquerda*/

```

3      nodes=[1,2]      material=roda
4      nodes=[2,3]      material=barra4
5      nodes=[3,4]      material=barra3
6      nodes=[3,5]      material=barra4
7      nodes=[5,6]      material=barra4
8      nodes=[6,9]      material=barra2
9      nodes=[6,10]      material=barra2
10     nodes=[9,15]      material=barra2
11     nodes=[16,10]      material=barra2
12     nodes=[4,7]      material=barra3
13     nodes=[8,4]      material=barra3

```

```

14  nodes=[7,11]          material=barra3
15  nodes=[12,8]           material=barra3
16  nodes=[7,17]          material=conexao
17  nodes=[18,8]           material=conexao
18  nodes=[17,21]          material=conexao
19  nodes=[21,18]          material=conexao
20  nodes=[17,19]          material=conexao
21  nodes=[20,18]          material=conexao

```

material properties

```

mola      A=1              E=28063.5 /*k=79500 N/m*/

barra2    A=2e-4           E=210e9   Iy=1.1e-8
Iz=1.1e-8 J=2.2e-8        G=80e9

barra3    A=2.5e-4         E=210e9   Iy=2.2e-8
Iz=2.2e-8 J=4.4e-8        G=80e9

barra4    A=2.4e-4         E=210e9   Iy=2.0e-8
Iz=2.0e-8 J=4.0e-8        G=80e9

roda      A=20e-4          E=210e9   Iy=20e-8
Iz=20e-8  J=20e-8         G=80e9

conexao    A=8e-5           E=210e9   Iy=4.2e-11
Iz=6.82e-9 J=6.86e-9      G=80e9

```

constraints

livre

```
artamort    Tx=c Ty=c Tz=c Rx=h Ry=h Rz=h
```

```
art          Tx=c Ty=c Tz=c Rx=h Ry=h Rz=h
```

hinge Tx=u Ty=u Tz=u Rx=h Ry=h Rz=h

hingeamort Tx=u Ty=u Tz=u Rx=h Ry=h Rz=h

forces

teste Fx=-3300 Fy=6600 Fz=-1650

end /*fim do programa*/

Anexo 2

Listagem das forças para carregamento vertical

				Barras		Parafusos		Parafusos da chapa	
				Sigma eq. (MPa)	Coeficiente de segurança	Tau max (MPa)	Coeficiente de segurança	Sigma eq. (MPa)	Coeficiente de segurança
Element	no.	Force	Stress						
1	-6975,2	-6975,2				55	4,4	46	9
2	-6975,2	-6975,2				55	4,4	46	9
** Force/Stress Results for 3-D Beam elements									
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3		
1	0,001	4142	-534,3	3485	0,0007267	-13900	-2131	111	3,0
2	4142	-534,3	3485	0,0007267	0,0008284	0,000456	0	17	18,9
	0	0	0	0	0	0	0	96	2,5
	0	0	0	0	0	0	0	96	2,5
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3		
2	0,001	4128	3541	84,94	-0,3818	-1353	56430	395	0,8
2	4128	3541	84,94	-0,3818	-338,7	14080	0	111	3,0
	0	0	0	0	0	0	0		
	0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3		
3	0,001	-2237	30,28	-172,2	0,0002242	1495	262,8	5	65,4
2	-2237	30,28	-172,2	0,0002242	-0,001988	0,009596	0	11	29,3
	0	0	0	0	0	0	0	52	4,7
	0	0	0	0	0	0	0	52	4,7
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3		
4	0,001	1190	-1589	-1939	2522	7347	-321,6	56	5,9
2	1190	-1589	-1939	2522	-8237	12450	0	106	3,1
	0	0	0	0	0	0	0		
	0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3		
5	0,001	-2237	173,6	-2,453	-0,01156	42,2	3025	21	15,5
2	-2237	173,6	-2,453	-0,01156	20,91	1518	0	5	65,3
	0	0	0	0	0	0	0		
	0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3		
6	0,001	516,1	913,3	3819	360,3	-7266	4902	61	5,4
2	516,1	913,3	3819	360,3	23430	-2437	0	160	2,1
	0	0	0	0	0	0	0		
	0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3		
7	0,001	-2237	171,1	-2,524	0,01096	64,83	4510	37	8,9
2	-2237	171,1	-2,524	0,01096	42,92	3025	0	21	15,5
	0	0	0	0	0	0	0		
	0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3		
8	0,001	-6495	17,76	-0,000201	1,768E-10	0,001759	155,4	18	18,3
2	-6495	17,76	-0,000201	1,768E-10	-4,12E-10	-0,003556	0	19	17,8
	0	0	0	0	0	0	0		
	0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3		
9	0,001	-6495	-17,45	-0,000199	-2,77E-08	-0,001759	155,3	18	18,3
2	-6495	-17,45	-0,000199	-2,77E-08	-0,004367	384,4	0	17	19,1
	0	0	0	0	0	0	0		
	0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3		
10	0,001	-6495	-16,94	-0,000194	-1,16E-07	-0,004367	384,4	17	19,1
2	-6495	-16,94	-0,000194	-1,16E-07	-0,005642	495,6	0	17	19,5
	0	0	0	0	0	0	0		
	0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3		
11	0,001	-6495	11,9	-0,000189	-4,13E-06	0,006796	568,2	17	19,8
2	-6495	11,9	-0,000189	-4,13E-06	0,005642	495,6	0	17	19,5
	0	0	0	0	0	0	0		
	0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3		
15	0,001	-5960	-2581	-0,00019	-0,002395	0,004155	-6094	19	17,4
2	-5960	-2581	-0,00019	-0,002395	0,003707	-0,000764	0	25	13,3

Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3											
16	0,001	-5854	-2814	-0,000188	-0,002557	0,004501	-12770	68	4,9									
2	-5854	-2814	-0,000188	-0,002557	0,004056	-6094	0	19	17,0									
	0	0	0	0	0	0	0											
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3											
17	0,001	-5858	2808	-0,000185	-0,002555	-0,004488	-12770	68	4,9									
2	-5858	2808	-0,000185	-0,002555	-0,005375	-26080	0	163	2,0									
	0	0	0	0	0	0	0											
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3											
19	0,001	3779	-9119	-0,00028	-0,002681	0,003229	39740	302	1,1									
2	3779	-9119	-0,00028	-0,002681	0,002839	53420	0	400	0,8									
	0	0	0	0	0	0	0											
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3											
20	0,001	3792	-9114	-0,000258	-0,002675	0,003624	26070	203	1,6									
2	3792	-9114	-0,000258	-0,002675	0,003238	39740	0	302	1,1									
	0	0	0	0	0	0	0											
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3											
21	0,001	3802	-9110	-0,000256	-0,002671	0,004234	4604	49	6,8									
2	3802	-9110	-0,000256	-0,002671	0,00363	26070	0	204	1,6									
	0	0	0	0	0	0	0											
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3											
23	0,001	1643	-3644	8,006E-05	-0,004298	-0,00191	-79500	579	0,6									
2	1643	-3644	8,006E-05	-0,004298	-0,000581	-18990	0	144	2,3									
	0	0	0	0	0	0	0											
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3											
24	0,001	1896	3520	7,693E-05	-0,004241	0,000465	-830	14	23,9									
2	1896	3520	7,693E-05	-0,004241	0,0008621	-18990	0	145	2,3									
	0	0	0	0	0	0	0											
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3											
28	0,001	-2237	-171,1	-2,523	-0,01097	64,82	-4510	37	8,9									
2	-2237	-171,1	-2,523	-0,01097	42,92	-3025	0	21	15,5									
	0	0	0	0	0	0	0											
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3											
29	0,001	516,1	-913,2	-3819	-360,3	23430	-2437	160	2,1									
2	516,1	-913,2	-3819	-360,3	-7266	4902	0	61	5,4									
	0	0	0	0	0	0	0											
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3											
30	0,001	-2237	-173,6	-2,453	0,01156	42,2	-3025	21	15,5									
2	-2237	-173,6	-2,453	0,01156	20,91	-1518	0	5	65,3									
	0	0	0	0	0	0	0											
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3											
31	0,001	1190	-1589	1939	-2522	-7347	-321,3	56	5,9									
2	1190	-1589	1939	-2522	8237	12450	0	106	3,1									
	0	0	0	0	0	0	0											
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3											
32	0,001	-2237	30,28	172,2	-0,000224	-1495	262,8	5	65,4	52	4,7	28	15					
2	-2237	30,28	172,2	-0,000224	0,001988	0,009596	0	11	29,3	52	4,7	28	15					
	0	0	0	0	0	0	0											
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3											
33	0,001	4128	3541	-84,93	0,3816	1353	56430	395	0,8									
2	4128	3541	-84,93	0,3816	336,7	14060	0	111	3,0									
	0	0	0	0	0	0	0											
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3											
34	0,001	4142	-534,3	-3485	-0,000727	13900	-2131	111	3,0	96	2,5	84	5					
2	4142	-534,3	-3485	-0,000727	-0,000826	0,000456	0	17	19,9	96	2,5	84	5					

Listagem das forças para carregamento lateral.

				Barras		Parafusos		Parafusos da chapa	
				Sigma eq. (MPa)	Coefficiente de segurança	Tau max (MPa)	Coefficiente de segurança	Sigma eq. (MPa)	Coefficiente de segurança
Element	mola	Force	Stress						
1	-1371,9	-1371,9				11	22,2	9	46
2	-1371,9	-1371,9				11	22,2	9	46
** Force/Stress Results for 3-D Beam elements									
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3		
1	1	-1775	-131,2	594,3	-7,02E-05	-2370	-523,1	9	38,3
2	-1775	-131,2	594,3	-7,02E-05	-7,78E-05	-1,58E-05	0	7	48,3
	0	0	0	0	0	0	0	41	5,9
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3	Sigma eq. (MPa)	Coefficiente de segurança
2	1	-1776	606,8	26,46	-0,002369	-422,3	9,685	4	76,7
2	-1776	606,8	26,46	-0,002369	-105,7	2425	0	9	38,3
	0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3	Sigma eq. (MPa)	Coefficiente de segurança
3	1	1604	0,2853	-2,47	-7,61E-05	21,44	2,476	8	39,7
2	1604	0,2853	-2,47	-7,61E-05	9,374E-05	-0,000814	0	8	40,8
	0	0	0	0	0	0	0	37	6,5
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3	Sigma eq. (MPa)	Coefficiente de segurança
4	1	-472,9	-135,2	24,68	330,8	-104,3	446,1	2	134,8
2	-472,9	-135,2	24,68	330,8	94,08	1532	0	9	35,5
	0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3	Sigma eq. (MPa)	Coefficiente de segurança
5	1	1604	2,499	-0,000765	-0,000228	0,04012	43,28	9	38,6
2	1604	2,499	-0,000765	-0,000228	0,03349	21,58	0	8	39,7
	0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3	Sigma eq. (MPa)	Coefficiente de segurança
6	1	-652,1	63,93	-17,6	-109,7	91,55	435	1	453,8
2	-652,1	63,93	-17,6	-109,7	-49,91	-78,84	0	2	157,8
	0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3	Sigma eq. (MPa)	Coefficiente de segurança
7	1	1604	2,525	0,004246	-0,000364	0,004912	65,19	9	37,5
2	1604	2,525	0,004246	-0,000364	0,04177	43,28	0	9	38,6
	0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3	Sigma eq. (MPa)	Coefficiente de segurança
8	1	-1517	1711	-4,14E-07	2,381E-12	3,618E-06	14970	46	7,3
2	-1517	1711	-4,14E-07	2,381E-12	3,172E-10	-0,002159	0	4	76,0
	0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3	Sigma eq. (MPa)	Coefficiente de segurança
9	1	-1525	-1704	-3,24E-07	7,453E-08	-2,92E-06	14970	45	7,3
2	-1525	-1704	-3,24E-07	7,453E-08	-7,17E-06	37330	0	120	2,8
	0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3	Sigma eq. (MPa)	Coefficiente de segurança
10	1	-1539	-1692	-1,78E-07	6,178E-07	-4,46E-06	37330	120	2,8
2	-1539	-1692	-1,78E-07	6,178E-07	-5,61E-06	48440	0	157	2,1
	0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3	Sigma eq. (MPa)	Coefficiente de segurança
11	1	-1552	1679	-4,61E-08	1,422E-06	2,94E-06	58680	191	1,7
2	-1552	1679	-4,61E-08	1,422E-06	2,650E-06	48440	0	157	2,1
	0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3	Sigma eq. (MPa)	Coefficiente de segurança
12	1	-1855	1337	1,546E-07	6,199E-06	1,763E-06	59290	192	1,7
2	-1855	1337	1,546E-07	6,199E-06	1,834E-06	58680	0	190	1,7

Listagem das forças para frenagem.

								Barras		Parafusos		Parafusos da chapa		
								Sigma eq. (MPa)	Coefficiente de segurança	Tau max (MPa)	Coefficiente de segurança	Sigma eq. (MPa)	Coefficiente de segurança	
Element	mola	Force		Stress										
	1	-1696,3	-1696,3							13	18,0	11	37	
	2	-1705,7	-1705,7							13	17,9	11	37	
**														
	Force/Stress	Results	for	3-D	Beam	elements								
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3							
	1	1	5887	-589,3	1739	2,448E-12	-6935	-2350	73	4,6	136	1,8	85	5
	2	5887	-589,3	1739	2,448E-12	-3,47E-12	-1,17E-12	0	24	14,0	136	1,8	85	5
		0	0	0	0	0	0	0						
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3							
	2	1	5883	1827	281,7	0,01251	-4486	29100	221	2,6				
	2	5883	1827	281,7	0,01251	-1116	7237	0	73	4,6				
		0	0	0	0	0	0	0						
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3							
	3	1	-3361	271,8	50,19	2,058E-12	-435,6	2359	9	42,6	78	3,1	41	10
	2	-3361	271,8	50,19	2,058E-12	6,253E-13	3,709E-12	0	17	19,5	78	3,1	41	10
		0	0	0	0	0	0	0						
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3							
	4	1	1754	-122,6	-559,7	1158	1291	3014	30	25,3				
	2	1754	-122,6	-559,7	1158	-3207	3999	0	42	7,9				
		0	0	0	0	0	0	0						
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3							
	5	1	-3362	-18,09	272,8	-0,003468	-4761	-315,8	34	15,0				
	2	-3362	-18,09	272,8	-0,003468	-2394	-158,8	0	9	37,3				
		0	0	0	0	0	0	0						
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3							
	6	1	1240	-19,2	874,6	1148	-1366	1538	20	39,6				
	2	1240	-19,2	874,6	1148	5663	1692	0	45	7,3				
		0	0	0	0	0	0	0						
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3							
	7	1	-3382	-17,69	266,9	-0,01741	-7077	-489,4	59	9,1				
	2	-3382	-17,69	266,9	-0,01741	-4761	-315,8	0	34	9,6				
		0	0	0	0	0	0	0						
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3							
	8	1	-1537	-5,898	1693	-2,86E-11	-14820	-51,61	45	7,4				
	2	-1537	-5,898	1693	-2,86E-11	2,464E-09	-2,71E-11	0	4	75,0				
		0	0	0	0	0	0	0						
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3							
	9	1	-1545	5,892	1686	0,04129	14820	-51,73	45	7,4				
	2	-1545	5,892	1686	0,04129	36950	-129,1	0	119	2,8				
		0	0	0	0	0	0	0						
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3							
	10	1	-1558	5,884	1674	0,2775	36950	-129,8	119	2,8				
	2	-1558	5,884	1674	0,2775	47930	-168,2	0	155	2,1				
		0	0	0	0	0	0	0						
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3							
	11	1	-1569	-6,981	1663	34,36	-57140	-207,4	188	1,8				
	2	-1569	-6,981	1663	34,36	-47930	-168,8	0	155	2,1				
		0	0	0	0	0	0	0						
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3							
	12	1	-1570	144,4	1656	5017	56920	-208,8	404	0,8				
	2	-1570	144,4	1656	5017	58600	-355	0	417	0,8				

Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3			
	13	1	-1516	-445,9	1653	16230	-80430	-1416	441	0,8
	2	-1516	-445,9	1653	16230	-56530	-363,6	0	413	0,8
		0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3			
	14	1	-1503	-507,8	1647	18610	-63640	-2639	467	0,7
	2	-1503	-507,8	1647	18610	-58740	-1434	0	440	0,8
		0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3			
	15	1	-1512	510,8	1637	18610	63640	-2688	467	0,7
	2	-1512	510,8	1637	18610	71410	-5091	0	522	0,8
		0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3			
	16	1	1006	-1554	3784	30260	2177	5456	194	1,7
	2	1006	-1554	3784	30260	7853	7788	0	206	1,6
		0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3			
	17	1	1007	-1560	3782	30260	-3497	3118	192	1,7
	2	1007	-1560	3782	30260	2175	5457	0	194	1,7
		0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3			
	18	1	1006	-1566	3779	30260	-12400	-573,7	211	1,6
	2	1006	-1566	3779	30260	-3499	3118	0	192	1,7
		0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3			
	19	1	1005	-1572	3777	30260	-14310	-1375	217	1,5
	2	1005	-1572	3777	30260	-12400	-580	0	211	1,8
		0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3			
	20	1	-349	-933,8	-2156	1603	45180	-12910	337	2,7
	2	-349	-933,8	-2156	1603	9378	2591	0	69	4,8
		0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3			
	21	1	-280,4	954,1	-2157	1006	933,1	7190	51	9,1
	2	-280,4	954,1	-2157	1006	-9460	2594	0	70	4,7
		0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3			
	22	1	-280,5	-954,2	-2157	1005	-932,9	7190	51	6,4
	2	-280,5	-954,2	-2157	1005	-2181	7742	0	57	5,8
		0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3			
	23	1	2340	-17,77	50,86	-1,65E-05	-1308	-457,1	27	12,4
	2	2340	-17,77	50,86	-1,65E-05	-866,6	-302,8	0	22	15,2
		0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3			
	24	1	-889,3	-143,7	876,1	1496	-5625	-1580	37	9,0
	2	-889,3	-143,7	876,1	1496	1416	-425,3	0	11	30,8
		0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3			
	25	1	2340	-17,51	50,11	1,227E-05	-866,6	-302,8	22	15,2
	2	2340	-17,51	50,11	1,227E-05	-431,7	-150,8	0	17	19,7
		0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3			
	26	1	-1044	-213,8	-522,6	302,1	1351	-1814	11	28,8
	2	-1044	-213,8	-522,6	302,1	-2850	-95,43	0	15	22,0
		0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3			
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3			
	27	1	2340	51,42	11,49	2,872E-12	-99,71	446,3	17	19,7
	2	2340	51,42	11,49	2,872E-12	-7,96E-13	-5,16E-12	0	12	28,0
		0	0	0	0	0	0	0		
Elem	Node	Force-1	Force-2	Force-3	Torque-1	Moment-2	Moment-3			
	28	1	-2850	-254,5	190	1227	-3034	-4064	24	14,0

Resultado da análise com as forças de impacto vertical (4g), impacto lateral e frenagem aplicadas.

** Analise estatica de 1/3 carro solar **

Nodal Displacements

Node #	DOF 1	DOF 2	DOF 3	DOF 4	DOF 5	DOF 6
1	-0.1275	0.3088	-2.1295e+11	-7.9907e+10	-2.7834e+12	-0.34101
2	0.00137	0.30879	-2.4332e+11	-7.9907e+10	-2.7834e+12	-0.33534
3	0.0301	0.2992	-1.67e+11	-7.9907e+10	-2.7834e+12	-0.30142
4	0.03012	0.28097	-0.00011	0	0	0
5	0.08463	0.28198	8.9857e-05	0	0	0
6	0.08586	0.28161	8.9488e-05	-0.00025	0.00041	-1.2259
7	0.01594	0.13577	-4.0126e-05	-0.01373	0.00198	-0.9994
8	0.01591	0.13574	-1.8653e-05	0.01326	-0.00251	-0.9996
9	0.04232	0.14099	4.7505e-05	-0.00023	0.00047	-1.2259
10	0.04232	0.141	4.2308e-05	-0.00014	0.00031	-1.2262
11	0	0	0	0	0	0
12	0	0	0	0	0	0
13	0	0	0	0	0	0
14	0	0	0	0	0	0
15	0	0	0	0	0	0
16	0	0	0	0	0	0
17	0.00438	0.1352	-3.2978e-05	-0.00704	0.23185	-1.0002
18	0.00436	0.13519	-2.5801e-05	0.00655	-0.23119	-1.0002
19	0.00538	0.1336	-0.00041	0	0	0
20	0.00536	0.13359	0.00035	0	0	0
21	0.00148	0.13511	-2.939e-05	-0.00025	0.00039	-1.0002

Element Stresses

1:	-9297.6					
2:	-9296					
3:	6600	3300	-1686.7	4.3594	61.38	-2.0776e-11
	-6600	-3300	1686.7	-4.3594	634.76	1254
4:	5217.8	5217.8	-601.88	221.71	-671.96	-1254
	-5217.8	-5217.8	601.88	-208.49	686.89	1749
5:	-13476	9652.7	-8697.7	0	306.8	579.16
	13476	-9652.7	8697.7	0	0	0
6:	153.21	-10622	4178.5	5.4936	-915.48	-2328.2
	-153.21	10622	-4178.5	0	0	0
7:	0.00017	-10624	4274.6	0	0	0
	-0.00017	10624	-4274.6	4.7479e-13	-4.4628	-11.091
8:	192.05	1.5612	5.8548	0.00612	-1.5236	0.20561
	-192.05	-1.5612	-5.8548	-0.00612	0.76211	-0.00255
9:	11311	90.814	-5.5564	-0.00612	1.4848	11.814
	-11311	-90.814	5.5564	0.00612	-0.76211	-0.00255
10:	192.06	1.422e-06	5.86	9.699e-12	-0.76214	1.8493e-07
	-192.06	-1.422e-06	-5.86	0	0	0
11:	11311	1.4224e-06	5.86	0	0	0
	-11311	-1.4224e-06	-5.86	9.701e-12	-0.76214	1.8497e-07
12:	257.11	4079	-575.37	0	0	0
	-257.11	-4079	575.37	1.7835e-12	93.203	660.75
13:	-15930	4214.7	-398.28	1.7855e-12	64.517	682.73
	15930	-4214.7	398.28	0	0	0
14:	-4428.9	-4341.7	-398.79	3.9485e-11	62.302	-678.3
	4428.9	4341.7	398.79	0	0	0
15:	-20613	-4473.3	-579.63	0	0	0
	20613	4473.3	579.63	3.9481e-11	90.555	-698.85
16:	-2411.4	7899.2	4913.4	8.4587	-163.05	4.2418
	2411.4	-7899.2	-4913.4	-8.4587	-81.633	389.14
17:	-2411.4	-7888.3	-4908.8	-6.9792	81.727	-389.38
	2411.4	7888.3	4908.8	6.9792	162.73	-3.461
18:	-2411.4	4.7596	1.8799	0.73905	81.633	-389.14

	2411.4	-4.7596	-1.8799	-0.73905	-81.68	389.26
19:	-2411.4	4.7596	1.8799	0.73905	81.68	-389.26
	2411.4	-4.7596	-1.8799	-0.73905	-81.727	389.38
20:	8349	4091.4	-1.5641e-09	5.516e-14	3.2681e-12	7.7196
	-8349	-4091.4	1.5641e-09	0	0	0
21:	8347.6	4090.7	-2.1669e-09	0	0	0
	-8347.6	-4090.7	2.1669e-09	6.7496e-14	3.84e-12	7.7183

Reaction Forces

Node #	DOF	Reaction Force
11	Tx	4553.4
11	Ty	3836
11	Tz	-1782.3
12	Tx	18744
12	Ty	2298.9
12	Tz	9414.2
13	Tx	-4911.5
13	Ty	-7894.5
13	Tz	0
14	Tx	-4910.7
14	Ty	-7893.1
14	Tz	0
15	Tx	-171.98
15	Ty	51.593
15	Tz	68.424
16	Tx	-10004
16	Ty	3001.1
16	Tz	-4343

Resultado da análise somente com a força de impacto vertical (4g) aplicada.

** Analise estatica de 1/3 carro solar **

Nodal Displacements

Node #	DOF 1	DOF 2	DOF 3	DOF 4	DOF 5	DOF 6
1	-0.08562	0.26599	1.485e-14	-1.3708e-14	5.7756e-14	-0.23817
2	0.00488	0.26598	9.6411e-15	-1.3708e-14	5.7756e-14	-0.23817
3	0.02625	0.25885	6.6747e-15	-1.3708e-14	5.7756e-14	-0.23594
4	0.02625	0.24457	3.2093e-15	0	0	0
5	0.07322	0.24401	-2.2786e-18	0	0	0
6	0.07428	0.2437	1.931e-19	2.2565e-15	-7.1731e-16	-1.0609
7	0.01388	0.11818	-8.8085e-06	-0.01176	0.00201	-0.87004
8	0.01388	0.11818	8.8085e-06	0.01176	-0.00201	-0.87004
9	0.03661	0.12201	7.1959e-07	-1.21e-05	2.224e-05	-1.0609
10	0.03661	0.12201	-7.1959e-07	1.21e-05	-2.224e-05	-1.0609
11	0	0	0	0	0	0
12	0	0	0	0	0	0
13	0	0	0	0	0	0
14	0	0	0	0	0	0
15	0	0	0	0	0	0
16	0	0	0	0	0	0
17	0.00382	0.11769	-2.944e-06	-0.00592	0.20158	-0.87065
18	0.00382	0.11769	2.944e-06	0.00592	-0.20158	-0.87065
19	0.00469	0.1163	-0.00033	0	0	0
20	0.00469	0.1163	0.00033	0	0	0
21	0.0013	0.11762	1.24e-13	6.4515e-12	8.4805e-11	-0.87065

Element Stresses

1:	-8094.1					
2:	-8094.1					
3:	6600	1.5348e-12	-6.1312e-24	-1.6903e-25	1.2363e-24	2.715e-11
	-6600	-1.5348e-12	6.1312e-24	1.6903e-25	4.9542e-24	-3.3012e-11
4:	6261.3	2087.1	-2.5074e-24	2.2817e-25	-3.4689e-24	3.587e-11
	-6261.3	-2087.1	2.5074e-24	-3.2706e-25	-2.1407e-24	198
5:	-2817.8	7445.4	1.0388e-22	0	-1.6544e-24	446.72
	2817.8	-7445.4	-1.0388e-22	0	0	0
6:	42.427	-2941.6	-5.8922e-24	-1.4455e-25	1.0314e-24	-644.72
	-42.427	2941.6	5.8922e-24	0	0	0
7:	0.00014	-2941.9	8.06e-21	0	0	0
	-0.00014	2941.9	-8.06e-21	-4.116e-24	-1.559e-23	-3.0714
8:	1592.7	12.79	1.58	0.00169	-0.41655	1.6643
	-1592.7	-12.79	-1.58	-0.00169	0.21105	-0.00071
9:	1592.7	12.79	-1.58	-0.00169	0.41655	1.6643
	-1592.7	-12.79	1.58	0.00169	-0.21105	-0.00071
10:	1592.7	1.2309e-06	1.6228	8.394e-12	-0.21105	1.6008e-07
	-1592.7	-1.2309e-06	-1.6228	0	0	0
11:	1592.7	1.2305e-06	1.6228	0	0	0
	-1592.7	-1.2305e-06	-1.6228	8.394e-12	-0.21105	1.6002e-07
12:	-1767.4	3567.7	-427.12	0	0	0
	1767.4	-3567.7	427.12	1.5527e-12	69.188	577.92
13:	-1767.4	3567.7	-427.12	1.5527e-12	69.188	577.92
	1767.4	-3567.7	427.12	0	0	0
14:	-5788.8	-3792.5	-423.01	3.4373e-11	66.086	-592.49
	5788.8	3792.5	423.01	0	0	0
15:	-5788.8	-3792.5	-423.01	0	0	0
	5788.8	3792.5	423.01	3.4373e-11	66.086	-592.49
16:	-1978.4	6872.6	4275.7	6.7203	-141.81	3.1872
	1978.4	-6872.6	-4275.7	-6.7203	-71.119	339.07
17:	-1978.4	-6872.6	-4275.7	-6.7203	71.119	-339.07
	1978.4	6872.6	4275.7	6.7203	141.81	-3.1872
18:	-1978.4	-4.9152e-06	1.8517e-06	-1.4335e-08	71.119	-339.07

	1978.4	4.9152e-06	-1.8517e-06	1.4335e-08	-71.119	339.07
19:	-1978.4	-4.8575e-06	1.8523e-06	-1.4327e-08	71.119	-339.07
	1978.4	4.8575e-06	-1.8523e-06	1.4327e-08	-71.119	339.07
20:	7268.3	3561.8	-1.5191e-09	5.3336e-14	3.0007e-12	6.7203
	-7268.3	-3561.8	1.5191e-09	0	0	0
21:	7268.3	3561.8	-1.7269e-09	0	0	0
	-7268.3	-3561.8	1.7269e-09	5.3336e-14	2.7587e-12	6.7203

Reaction Forces

Node #	DOF	Reaction Force
11	Tx	5684.7
11	Ty	3149.9
11	Tz	-2415.7
12	Tx	5684.7
12	Ty	3149.9
12	Tz	2415.7
13	Tx	-4275.7
13	Ty	-6872.6
13	Tz	0
14	Tx	-4275.7
14	Ty	-6872.6
14	Tz	0
15	Tx	-1408.9
15	Ty	422.68
15	Tz	610.82
16	Tx	-1408.9
16	Ty	422.68
16	Tz	-610.82

Resultado da análise com a força de impacto lateral aplicada

** Analise estatica de 1/3 carro solar **

Nodal Displacements

Node #	DOF 1	DOF 2	DOF 3	DOF 4	DOF 5	DOF 6
1	-0.04188	0.04281	2.2074e-15	-2.0393e-15	8.5808e-15	-0.10284
2	-0.00352	0.04281	1.4324e-15	-2.0393e-15	8.5808e-15	-0.09716
3	0.00385	0.04036	9.9148e-16	-2.0393e-15	8.5808e-15	-0.06548
4	0.00387	0.03639	4.7663e-16	0	0	0
5	0.01142	0.03797	-1.0746e-18	0	0	0
6	0.01158	0.03792	-7.6065e-19	2.8799e-16	-8.6668e-17	-0.165
7	0.00204	0.01757	-1.9279e-06	-0.00174	0.00024	-0.12946
8	0.00204	0.01757	1.9279e-06	0.00174	-0.00024	-0.12946
9	0.00571	0.01899	1.8789e-06	-3.1595e-05	5.8071e-05	-0.16511
10	0.00571	0.01899	-1.8789e-06	3.1595e-05	-5.8071e-05	-0.16511
11	0	0	0	0	0	0
12	0	0	0	0	0	0
13	0	0	0	0	0	0
14	0	0	0	0	0	0
15	0	0	0	0	0	0
16	0	0	0	0	0	0
17	0.00055	0.0175	-6.4434e-07	-0.00088	0.02993	-0.12955
18	0.00055	0.0175	6.4434e-07	0.00088	-0.02993	-0.12955
19	0.00068	0.01729	-4.9415e-05	0	0	0
20	0.00068	0.01729	4.9415e-05	0	0	0
21	0.00018	0.01749	1.8453e-14	9.5972e-13	1.2621e-11	-0.12955

Element Stresses

1:	-1202.7					
2:	-1202.7					
3:	8.1855e-10	3300	-5.5495e-25	-2.1533e-26	-4.3659e-25	1.0516e-12
	-8.1855e-10	-3300	5.5495e-25	2.1533e-26	3.676e-25	1254
4:	-1043.6	3130.7	-1.3344e-23	1.1023e-25	8.2849e-26	-1254
	1043.6	-3130.7	1.3344e-23	-9.419e-26	2.0533e-25	1551
5:	-10658	2207.3	1.5607e-24	0	6.2039e-25	132.44
	10658	-2207.3	-1.5607e-24	0	0	0
6:	110.78	-7680.8	-8.4362e-25	-2.1481e-26	1.4583e-25	-1683.4
	-110.78	7680.8	8.4362e-25	0	0	0
7:	2.2585e-05	-7681.6	2.028e-21	0	0	0
	-2.2585e-05	7681.6	-2.028e-21	-5.2494e-25	-3.2479e-24	-8.0199
8:	4158.7	33.397	4.1256	0.00442	-1.0876	4.3456
	-4158.7	-33.397	-4.1256	-0.00442	0.55106	-0.00184
9:	4158.7	33.397	-4.1256	-0.00442	1.0876	4.3456
	-4158.7	-33.397	4.1256	0.00442	-0.55106	-0.00184
10:	4158.8	1.915e-07	4.2372	1.306e-12	-0.55108	2.4904e-08
	-4158.8	-1.915e-07	-4.2372	0	0	0
11:	4158.8	1.9145e-07	4.2372	0	0	0
	-4158.8	-1.9145e-07	-4.2372	1.306e-12	-0.55108	2.4897e-08
12:	-6069.3	579.18	-59.71	0	0	0
	6069.3	-579.18	59.71	2.3185e-13	9.6723	93.82
13:	-6069.3	579.18	-59.71	2.3185e-13	9.6723	93.82
	6069.3	-579.18	59.71	0	0	0
14:	-6732.4	-615	-66.198	5.1105e-12	10.342	-96.08
	6732.4	615	66.198	0	0	0
15:	-6732.4	-615	-66.198	0	0	0
	6732.4	615	66.198	5.1105e-12	10.342	-96.08
16:	-433	1021.2	635.35	0.99861	-21.08	0.66416
	433	-1021.2	-635.35	-0.99861	-10.561	50.193
17:	-433	-1021.2	-635.35	-0.99861	10.561	-50.193
	433	1021.2	635.35	0.99861	21.08	-0.66416
18:	-433	-7.2724e-07	2.7568e-07	-2.1326e-09	10.561	-50.193
	433	7.2724e-07	-2.7568e-07	2.1326e-09	-10.561	50.193

19:	-433	-7.2727e-07	2.7571e-07	-2.1336e-09	10.561	-50.193
	433	7.2727e-07	-2.7571e-07	2.1336e-09	-10.561	50.193
20:	1080	529.26	-2.7143e-11	7.9918e-15	6.27e-14	0.99861
	-1080	-529.26	2.7143e-11	0	0	0
21:	1080	529.26	-1.2186e-10	0	0	0
	-1080	-529.26	1.2186e-10	7.9918e-15	2.2898e-13	0.99861

Reaction Forces

Node #	DOF	Reaction Force
11	Tx	5964.2
11	Ty	-82.426
11	Tz	-3182.6
12	Tx	5964.2
12	Ty	-82.426
12	Tz	3182.6
13	Tx	-635.35
13	Ty	-1021.2
13	Tz	0
14	Tx	-635.35
14	Ty	-1021.2
14	Tz	0
15	Tx	-3678.8
15	Ty	1103.7
15	Tz	1594.9
16	Tx	-3678.8
16	Ty	1103.7
16	Tz	-1594.9

Resultado da análise com a força de frenagem aplicada

** Analise estatica de 1/3 carro solar **

Nodal Displacements

Node #	DOF 1	DOF 2	DOF 3	DOF 4	DOF 5	DOF 6
1	1.1012e-15	-3.7056e-15	-2.1295e+11	-7.9907e+10	-2.7834e+12	3.1264e-15
2	-8.6865e-17	-3.7056e-15	-2.4332e+11	-7.9907e+10	-2.7834e+12	3.1264e-15
3	-3.6824e-16	-3.6118e-15	-1.67e+11	-7.9907e+10	-2.7834e+12	3.1264e-15
4	-3.6824e-16	-3.4243e-15	-0.00011	0	0	0
5	-1.0217e-15	-3.4055e-15	8.9857e-05	0	0	0
6	-1.0365e-15	-3.4011e-15	8.9488e-05	-0.00025	0.00041	1.4807e-14
7	1.3562e-05	1.8279e-05	-2.939e-05	-0.00024	-0.00026	0.0001
8	-1.3562e-05	-1.8279e-05	-2.939e-05	-0.00024	-0.00026	-0.0001
9	-9.876e-07	-3.4738e-06	4.4906e-05	-0.00019	0.00039	0.00015
10	9.876e-07	3.4738e-06	4.4906e-05	-0.00019	0.00039	-0.00015
11	0	0	0	0	0	0
12	0	0	0	0	0	0
13	0	0	0	0	0	0
14	0	0	0	0	0	0
15	0	0	0	0	0	0
16	0	0	0	0	0	0
17	9.2819e-06	6.1814e-06	-2.939e-05	-0.00025	0.00033	3.3667e-05
18	-9.2819e-06	-6.1814e-06	-2.939e-05	-0.00025	0.00033	-3.3667e-05
19	9.2482e-06	6.2352e-06	-3.0159e-05	0	0	0
20	-9.2482e-06	-6.2352e-06	-3.0159e-05	0	0	0
21	-2.2719e-16	-1.6691e-15	-2.939e-05	-0.00025	0.00039	1.2292e-14

Element Stresses

1:	-0.81397					
2:	0.81397					
3:	-3.896e-22	1.41e-24	-1686.7	4.3594	61.38	-7.3913e-26
	3.896e-22	-1.41e-24	1686.7	-4.3594	634.76	6.7935e-25
4:	2.5267e-22	7.3789e-23	-601.88	221.71	-671.96	-2.2998e-24
	-2.5267e-22	-7.3789e-23	601.88	-208.49	686.89	9.6693e-24
5:	1.127e-15	3.9255e-14	-8697.7	0	306.8	2.3553e-15
	-1.127e-15	-3.9255e-14	8697.7	0	0	0
6:	-3.7773e-14	-1.0746e-14	4178.5	5.4936	-915.48	-2.3553e-15
	3.7773e-14	1.0746e-14	-4178.5	0	0	0
7:	-4.5948e-14	-1.2207e-14	4274.6	0	0	0
	4.5948e-14	1.2207e-14	-4274.6	4.7479e-13	-4.4628	-1.2745e-17
8:	-5559.3	-44.626	0.14918	4.8186e-14	-0.0194	-5.8042
	5559.3	44.626	-0.14918	-4.7157e-14	5.8885e-12	5.1307e-11
9:	5559.3	44.626	0.14918	4.8504e-14	-0.0194	5.8042
	-5559.3	-44.626	-0.14918	-4.8363e-14	5.8601e-12	-5.1311e-11
10:	-5559.5	-3.9459e-10	4.3701e-11	-1.0023e-15	-5.7175e-12	-5.1324e-11
	5559.5	3.9459e-10	-4.3701e-11	0	0	0
11:	5559.5	3.9463e-10	-4.3673e-11	0	0	0
	-5559.5	-3.9463e-10	4.3673e-11	1.0023e-15	5.7104e-12	5.1329e-11
12:	8093.8	-67.852	-88.545	0	0	0
	-8093.8	67.852	88.545	-9.7944e-16	14.343	-10.991
13:	-8093.8	67.852	88.545	9.7944e-16	-14.343	10.991
	8093.8	-67.852	-88.545	0	0	0
14:	8092.3	65.792	90.421	2.0904e-15	-14.126	10.279
	-8092.3	-65.792	-90.421	0	0	0
15:	-8092.3	-65.792	-90.421	0	0	0
	8092.3	65.792	90.421	-2.0904e-15	14.126	-10.279
16:	-8.8907e-12	5.4507	2.3099	0.73973	-0.16203	0.39043
	8.8907e-12	-5.4507	-2.3099	-0.73973	0.047	-0.11899
17:	-2.9665e-12	5.4507	2.3099	0.73973	0.047	-0.11899
	2.9665e-12	-5.4507	-2.3099	-0.73973	-0.16203	0.39043
18:	-2.5882e-12	4.7596	1.8799	0.73905	-0.047	0.11899
	2.5882e-12	-4.7596	-1.8799	-0.73905	-1.7242e-13	7.3205e-15

19:	1.2434e-11	4.7596	1.8799	0.73905	1.7245e-13	-3.789e-14
	-1.2434e-11	-4.7596	-1.8799	-0.73905	-0.047	0.11899
20:	0.73093	0.35819	-9.3792e-12	-6.1676e-15	2.1885e-14	0.00068
	-0.73093	-0.35819	9.3792e-12	0	0	0
21:	-0.73093	-0.35819	1.4647e-11	0	0	0
	0.73093	0.35819	-1.4647e-11	6.1676e-15	-1.5951e-14	-0.00068

Reaction Forces

Node #	DOF	Reaction Force
11	Tx	-7095.4
11	Ty	768.51
11	Tz	3816
12	Tx	7095.4
12	Ty	-768.51
12	Tz	3816
13	Tx	-0.42999
13	Ty	-0.69113
13	Tz	0
14	Tx	0.42999
14	Ty	0.69113
14	Tz	0
15	Tx	4915.8
15	Ty	-1474.7
15	Tz	-2137.3
16	Tx	-4915.8
16	Ty	1474.7
16	Tz	-2137.3