



PROJETO DE GRADUAÇÃO

**SISTEMA DE SUSPENSÃO DO VEÍCULO
ELÉTRICO PARA COLETA SELETIVA**

Por,
Mário Augusto Silva Pereira

Brasília, 29 de novembro de 2011

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

**FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**SISTEMA DE SUSPENSÃO DO VEÍCULO
ELÉTRICO PARA COLETA SELETIVA**

POR,

Mário Augusto Silva Pereira

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. Dianne Magalhães Vianna, UnB/ ENM

Prof. Mário Olavo Magno de Carvalho, UnB/ ENM

Prof. Aline Souza de Paula, UnB/ ENM

Brasília, 29 de novembro de 2011

Dedicatória(s)

Dedico este trabalho primeiramente a Deus que foi quem me deu forças para caminhar e perseverar na execução deste trabalho, e à minha família que sempre me apoiou e esteve sempre ao meu lado nos momentos de dificuldades.

Mário Augusto Silva Pereira

Agradecimentos

Agradeço primeiramente a Deus e às pessoas que contribuíram direta ou indiretamente para a realização deste trabalho tornando possível a conclusão de mais uma etapa nessa longa caminhada chamada vida.

Mário Augusto Silva Pereira

RESUMO

O sistema de suspensão de um veículo é responsável por absorver os impactos causados pelas irregularidades no solo, bem como conferir estabilidade e dirigibilidade. O objetivo deste trabalho é identificar e caracterizar os tipos de suspensões existentes, selecionar o melhor sistema a ser utilizado em um veículo elétrico para coleta seletiva, executar uma análise da dinâmica vertical do veículo e dimensionar os componentes estruturais da suspensão a ser utilizada, com o software ANSYS11.

Palavras - chave: Suspensão, Veículo elétrico, Coleta seletiva.

ABSTRACT

The suspension system of a vehicle is responsible for absorbing impacts caused by irregularities in the soil as well as provides stability and maneuverability. The objective is to identify and characterize the existing types of suspension, to select the best system to be used in a selective collection electric vehicle, to do an analysis of the ride dynamic and to dimensionate the suspension's structural components to be used with the software ANSY11.

Keywords: Suspension, Electric Vehicle, Selective collection

SUMÁRIO

INTRODUÇÃO	1
OBJETIVOS.....	3
2 UMA SUSPENSÃO E SEUS COMPONENTES	4
2.1 PRIMEIRAS EVIDÊNCIAS DE APLICAÇÃO DA RODA EM VEÍCULOS	4
2.2 SURGIMENTO DO FEIXE DE MOLAS	5
2.3 MOLAS HELICOIDAIS.....	6
2.4 DESENVOLVIMENTO HISTÓRICO DA SUSPENSÃO	6
2.5 PRINCIPAIS COMPONENTES	7
2.5.1 MOLAS	7
2.5.2 AMORTECEDORES	9
2.5.3 BARRA ESTABILIZADORA	12
2.5.4 PINOS ESFÉRICOS (PIVÔS)	12
2.5.5 BANDEJA DE SUSPENSÃO.....	13
3 TIPOS DE SUSPENSÃO	14
ÂNGULO DE CAMBER	14
ÂNGULO DE CONVERGÊNCIA.....	15
ÂNGULO DE CASTER	15
3.1 EIXO RÍGIDO	16
3.2 EIXO DE DION	18
3.3 SISTEMA “SWING AXLE”	20
3.4 SISTEMA “TRAILING ARM”	21
3.5 SISTEMA “SEMI-TRAILING ARM”	22
3.6 SISTEMA BRAÇO DE TORÇÃO	22
3.7 SISTEMA “DOUBLE WISHBONES” OU “DUPLO-A”	24
3.8 SISTEMA “MULTI-LINK”	25
3.9 SISTEMA “MACPHERSON”	26
3.10 EVOLUÇÃO DO PROJETO VEÍCULO ELÉTRICO E PROPOSTAS DO SISTEMA DE SUSPENSÃO ..	27
3.10.1 PRIMEIRA PROPOSTA PARA O SISTEMA DE SUSPENSÃO	28
3.10.2 SEGUNDA PROPOSTA PARA O SISTEMA DE SUSPENSÃO	29
SISTEMA “ <i>mono-shock</i> ”	30
3.10.3 TERCEIRA PROPOSTA PARA O SISTEMA DE SUSPENSÃO.....	31
4 METODOLOGIA	33
4.2 ESTUDO EXPLORATÓRIO.....	33
4.3 PROJETO PRELIMINAR	34
4.3.1 DINÂMICA VERTICAL DESEJADA	34
4.3.2 CÁLCULO DA MASSA SUSPensa EQUIVALENTE	35
4.3.3 ESPECIFICAÇÃO DA RIGIDEZ DE MOLA.....	36
4.3.4 ANÁLISE DA DINÂMICA VERTICAL	38
VALIDAÇÃO DO MODELO.....	40
4.3.5 ESPECIFICAÇÃO DOS AMORTECEDORES	42
4.3.6 SIMULAÇÃO NUMÉRICA	43
DESENHO CAD	43
CARACTERIZAÇÃO DO CARREGAMENTO.....	44
SIMULAÇÃO NUMÉRICA	46
5 APLICAÇÃO DA METODOLOGIA E SELEÇÃO DOS COMPONENTES DO SISTEMA DE SUSPENSÃO	48
5.1 REBOQUE.....	48
5.2 VEÍCULO	49
5.2.1 DIMENSIONAMENTO DE COMPONENTES E DINÂMICA VERTICAL	49
5.2.2 SIMULAÇÃO NUMÉRICA DOS COMPONENTES.....	51

VEÍCULO CARREGADO EM REPOUSO.....	51
VEÍCULO CARREGADO ACELERANDO.....	53
VEÍCULO EM CURVA.....	55
VEÍCULO CARREGADO EM SUBIDA COM INCLINAÇÃO MÁXIMA	57
VEÍCULO CARREGADO EM DESACELERAÇÃO MÁXIMA	59
6 CONSIDERAÇÕES FINAIS	62
REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA.....	63
FIGURAS.....	65
ANEXO	66

LISTA DE FIGURAS

1.1	<i>Ford Fusion Hybrid</i>	1
1.2	Veículo elétrico para coleta de lixo	2
2.1	Pictogramas em placas de argila em Uruk-1936	4
2.2	Representação artística de uma carruagem do século XVIII	5
2.3	Ford T- Primeiro veículo fabricado em série.....	5
2.4	Decauville - Primeiro veículo a utilizar suspensão dianteira independente	6
2.5	Feixe de molas convencional	7
2.6	Mola semi-elíptica do tipo parabólica	8
2.7	Molas helicoidais.....	8
2.8	Molas Pneumática	9
2.9	Amortecedor hidráulico.....	10
2.10	Amortecedor pressurizado	10
2.11	<i>Ford Escort XR3 Fórmula 1991</i>	11
2.12	Barra estabilizadora (destacada em vermelho)	12
2.13	Pino esférico ou pivô	12
2.14	Bandeja de suspensão.....	13
3.1	Cambagem positiva e negativa.....	14
3.2	Convergência positiva e negativa	15
3.3	Sistema de suspensão eixo rígido	16
3.4	Sistema de suspensão eixo rígido com barra de Panhard	17
3.5	Sistema de suspensão eixo rígido arranjo "HotchKiss"	17
3.6	Sistema Eixo De Dion.....	18
3.7	Tubo telescópico De Dion.....	18
3.8	<i>Daimler Smart Fortwo</i> e Sistema eixo de Dion (ao lado)	19
3.9	Sistema swing axle	19
3.10	<i>Volkswagen Fusca</i>	20
3.11	Veículo com suspensão "Swing Axle" em curva.....	20
3.12	Sistema "Trailing arm" dianteiro do VW FUSCA	21
3.13	Sistema "Semi-trailing arm" da BMW E30 (1988).....	22
3.14	Sistema "Braço de torção"	22
3.15	<i>Fiat Punto</i>	23
3.16	Sistema "Duplo-A"	24
3.17	Sistema "Duplo-A" com braços de igual comprimento.....	24
3.18	Sistema "Multi-Link" traseiro	25
3.19	<i>Hyundai i30</i>	25
3.20	Sistema "MacPherson".....	26
3.21	Sistema "MacPherson" traseiro	27
3.22	Conjunto de suspensão dianteira e traseira a ser utilizado	31
3.23	Primeira proposta de projeto	32
3.24	Segunda proposta de projeto	32
3.25	Sistema "mono-shock"	33
3.26	Esquema ilustrativo da nova proposta	34
3.27	Esquema do braço da suspensão traseira.....	34
3.28	Esquema do sistema bi-amortecido.....	35
4.1	Diagrama de corpo livre do veículo	38
4.2	Diagrama de corpo livre do reboque.....	38
4.3	Vista frontal da suspensão dianteira, Segundo Macorin(2006)	40
4.4	Modelo com 6 graus de liberdade.....	41
4.5	Modelo com 6 graus de liberdade não amortecido	42
4.6	Modelo com 1 grau de liberdade não amortecido	44
4.7	Atuação da aceleração centrípeta, Segundo Barroso (2009)	47

4.8	Movimento de "mergulho", Segundo Barroso (2009)	48
4.9	Malha gerada para solução do problema	49
5.1	Fator de segurança para o braço dianteiro inferior no primeiro cenário	55
5.2	Deformação do braço dianteiro inferior no primeiro cenário.....	55
5.3	Fator de segurança mínimo do braço traseiro no primeiro cenário.....	55
5.4	Deformação máximo do braço traseiro no primeiro cenário	56
5.5	Fator de segurança para o braço dianteiro inferior no segundo cenário	57
5.6	Deformação do braço dianteiro inferior no segundo cenário.....	57
5.7	Fator de segurança mínimo do braço traseiro no segundo cenário.....	57
5.8	Deformação máximo do braço traseiro no segundo cenário	58
5.9	Fator de segurança para o braço dianteiro inferior no terceiro cenário	59
5.10	Deformação do braço dianteiro inferior no terceiro cenário.....	59
5.11	Fator de segurança mínimo do braço traseiro no terceiro cenário	59
5.12	Deformação máximo do braço traseiro no terceiro cenário	60
5.13	Fator de segurança para o braço dianteiro inferior no quarto cenário.....	61
5.14	Deformação do braço dianteiro inferior no quarto cenário	61
5.15	Fator de segurança mínimo do braço traseiro no quarto cenário	61
5.16	Deformação máximo do braço traseiro no quarto cenário.....	62
5.17	Fator de segurança para o braço dianteiro inferior no quinto cenário	63
5.18	Deformação do braço dianteiro inferior no quinto cenário	63
5.19	Fator de segurança mínimo do braço traseiro no quinto cenário.....	63
5.20	Deformação máximo do braço traseiro no quinto cenário	64

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Condições de rodagem	27
Tabela 2 - Parâmetros utilizados para validação do modelo	41
Tabela 3 - Resultados obtidos para o reboque.....	48
Tabela 4 - Componentes comerciais a serem utilizados no reboque	48
Tabela 5 - Resultados para o veículo.....	49
Tabela 6 - Parâmetros de entrada para análise da dinâmica vertical	49
Tabela 7 - Componentes comerciais encontrados para o veículo.....	50
Tabela 8 - Propriedades mecânicas AISI 1045.....	51
Tabela 9 - Características do primeiro cenário.....	51
Tabela 10 - Características do segundo cenário	53
Tabela 11 - Características do terceiro cenário	55
Tabela 12 - Características do quarto cenário	57
Tabela 13 - Características do quinto cenário	59

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

K_t	Rigidez equivalente do pneu	[N/m]
M_s	Massa suspensa	[kg]
m_u	Massa não suspensa	[kg]
K_{eq}	Rigidez equivalente	[N/m]
f_n	Frequência natural não amortecida	[Hz]
g	Gravidade local	[m/s ²]
C_s	Coefficiente de amortecimento	[N*s/m]
F_R	Força que o engate faz no reboque	[N]
F_W	Força de reação das duas rodas do reboque	[N]
W	Peso total dos elementos	[N]
F_t	Força de reação da roda traseira	[N]
F_f	Força de reação das rodas dianteiras	[N]
a	Distância da reação dianteira ao CG	[mm]
b	Distância da reação traseira ao CG	[mm]
CG	Centro de gravidade	

Símbolos Gregos

ζ_s	Taxa de amortecimento	
ω_d	Frequência natural amortecida	[rad/s]
ω_n	Frequência natural não amortecida	[rad/s]
Σ_F	Somatório de forças na direção “y”	
Σ_M	Somatório de Momentos em relação ao CG	

INTRODUÇÃO

A recente preocupação da sociedade com o meio ambiente, e a busca por veículos movidos a fontes alternativas ao petróleo, que é uma fonte não-renovável, tem impulsionado o desenvolvimento de veículos movidos a eletricidade em todo o mundo. Os tabus outrora impostos de que veículos elétricos não possuíam desempenho, autonomia e não eram viáveis por sua complexidade, pouco a pouco vem sendo derrubados.

No Brasil, o tema só começou a ganhar espaço depois que o governo Obama apostou na tecnologia com o objetivo de diminuir a dependência do petróleo, reduzir emissões e fazer dessa uma novidade capaz de alavancar a economia norte-americana após a crise dos bancos. Hoje já se encontra no mercado brasileiro carros elétricos híbridos, como por exemplo, o *Ford Fusion Hybrid* (Fig. 1.1)



Figura 1.1: *Ford Fusion Hybrid* (Encontracarros, 2011)

O *Projeto Ciclar*, desenvolvido pela Faculdade de Tecnologia da Universidade de Brasília, tem por objetivo a construção de um veículo elétrico para ser utilizado no sistema de coleta seletiva de materiais recicláveis no campus Darcy Ribeiro.

A idéia de se utilizar veículos elétricos para coleta de lixo já vem sendo empregada em países desenvolvidos e com alto índice de crescimento, tais como Estados Unidos e China. A figura 1.2 ilustra um modelo de veículo elétrico para coleta de lixo fabricado na china.



Figura 1.2: Veículo elétrico para coleta de lixo (Alibaba, 2011)

O projeto do veículo elétrico surgiu da idéia de se integrar aprendizado e pesquisa. O desenvolvimento do projeto do veículo demandou a integração de conhecimentos específicos dos cursos de Engenharia Elétrica, Mecânica e Mecatrônica.

Segundo Viana & Silva (2011), para o estabelecimento do marco conceitual do projeto utilizou-se o conceito das tecnologias sociais, na medida em que o projeto pretende contribuir com os seguintes aspectos: melhoramento das técnicas locais de coleta seletiva, adaptação de tecnologia moderna ao meio ambiente e às condições da comunidade, fomento da pesquisa científica e tecnológica para identificar e resolver problemas imediatos.

O projeto do veículo elétrico para coleta seletiva foi tema de duas disciplinas *Projeto Integrador 1 e 2*, realizadas no primeiro e segundo semestre de 2010, respectivamente. No âmbito da disciplina *Projeto Integrador 1* foi feito um estudo exploratório a respeito do tema. Na disciplina *Projeto Integrador 2* foram complementados os estudos relativos ao projeto e dimensionados alguns componentes.

OBJETIVOS

Os objetivos do presente trabalho consistem em:

- Estudar os tipos de suspensão mais comuns no mercado;
- Propor uma metodologia de dimensionamento do sistema de suspensão para o veículo elétrico;
- Projetar e/ou selecionar os componentes do sistema escolhido.

Das fases de desenvolvimento de um projeto, quais sejam: Estudo exploratório, projeto preliminar, projeto detalhado, implementação e análise dos resultados. A metodologia de dimensionamento presente neste trabalho, contempla apenas a fase de estudo exploratório e projeto preliminar.

2 UMA SUSPENSÃO E SEUS COMPONENTES

2.1 PRIMEIRAS EVIDÊNCIAS DE APLICAÇÃO DA RODA EM VEÍCULOS

A primeira evidência do uso de rodas vem do sítio arqueológico de Uruk no sul da Mesopotâmia (antiga Suméria). Consiste em sinais pictográficos (Fig. 2.1) de placas de argila encontradas em Uruk nível IVa (3200-3100 A.C.). Os sinais representam um grupo de trenós, dos quais outros trenós similares aparecem erguidos sobre o que podem ser dois roletes cativos ou quatro rodas Littauer (1979) apud Okabe (2003).

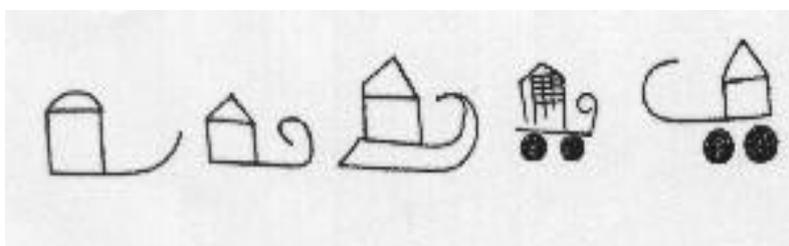


Figura 2.1: Pictogramas em placas de argila achados em Uruk-1936, segundo Okabe (2003)

Em sua forma mais primitiva a roda era um disco de madeira maciço fixado a um eixo circular de madeira. O primeiro uso da roda para o transporte foi, provavelmente, em carros da Mesopotâmia em 3200 aC.

De 2300 a 1500 A.C. os artesões mesopotâmios começaram a desenvolver novas técnicas, curvando a madeira com o calor, o que permitiu a substituição das pesadas rodas sólidas, por rodas raiadas leves, que geralmente tinham de quatro a seis raios. Por volta de 1668 A.C., os Hicsos, que haviam descoberto como domar e utilizar os cavalos, invadiram o Egito. Suas charretes puxadas por cavalos tornaram relativamente fácil a conquista. A partir de então, além dos Egípcios, os Hititas, Cíntios e Assírios, também começaram a usar charretes.

O problema no uso das charretes era que para pilotá-las era necessária muita coragem, pois as mesmas não possuíam estabilidade e frequentemente tombavam causando danos a seus condutores. Outro problema verificado era o fato de seus condutores terem de pilotar as charretes em pé já que sem um sistema de suspensão todo o impacto sofrido pela roda era transmitido ao condutor e as vibrações eram absorvidas em parte pelo balanço de pernas do condutor.

Segundo Okabe (2003), A história oficial das suspensões veiculares começa próxima ao início do século VIII com uma primeira tentativa, hesitante, e ruidosa de uma suspensão com correntes de ferro numa carruagem real puxada por burros (Fig. 2.2)



Figura 2.2: Representação artística de uma carruagem do século XVIII, segundo Okabe(2003)

Com o aperfeiçoamento das técnicas de conformação e manuseio dos metais, foi possível a construção de veículos mais leves e seguros.

2.2 SURGIMENTO DO FEIXE DE MOLAS

Segundo Okabe (2003) o feixe de molas ainda comumente utilizado em suspensões traseiras foi inventado em 1804 pelo inglês Obadiah Elliot que construiu a carroça de oito molas, com duas molas opostas em cada roda, primeiro veículo considerado leve rápido e seguro. O feixe de molas passou então a ser largamente utilizado como suspensão, pois além de garantir uma boa estabilidade ao veículo, era uma forma mais leve de se fixar o chassi às rodas. O sistema de suspensão do veículo “Ford T” (Fig. 2.3), primeiro veículo a ser fabricado em série, consistia em um único feixe de molas que unia o chassi ao eixo das rodas. Esse sistema acabou por popularizar o feixe de molas como suspensão em veículos de passeio, ainda encontrado em carros modernos como, por exemplo, o *Fiat Uno*.



Figura 2.3: Ford T –Primeiro veículo fabricado em série (Haraguaximim,2011)

2.3 MOLAS HELICOIDAIS

A mola helicoidal é a mais usada em mecânica. Em geral, ela é feita de barra de aço enrolada em forma de hélice cilíndrica ou cônica. A barra de aço pode ter secção retangular, circular, quadrada, etc. A primeira patente de molas helicoidais foi registrada na Inglaterra por R. Tredwell em 1763 vindo a se tornar popular no setor automobilístico no século seguinte.

2.4 DESENVOLVIMENTO HISTÓRICO DA SUSPENSÃO

O desenvolvimento de sistemas de suspensão automotiva foi impulsionado pela crescente necessidade, em competições automotivas, de se atingir maiores velocidades sem abrir mão da segurança nas provas. Projetistas das mais variadas marcas perceberam que um bom sistema de suspensão era determinante no desempenho de seus carros na pista.

Em 1898 o Decauville (Fig. 2.4) foi o primeiro veículo a utilizar suspensão dianteira independente.

Segundo Okabe (2003), Suspensões dianteiras independentes foram adotadas em 1905 por Sizaire e Naudin, em carros de corrida leves, e mais tarde, em 1908, adotadas em seus carros de série. As suspensões dianteiras independentes ficaram populares em 1931 pela Peugeot no 201c e em 1932 pelos demais fabricantes.



Figura 2.4: Decauville Primeiro veículo a utilizar suspensão dianteira independente (Forumauto,2011)

Em 1933 o modelo Gran Prix Tipo A da Auto Union trouxe consigo o uso da barra de torção, que seria popularizada em 1945 pelo Volkswagen Sedan e Citroën 2CV.

No histórico do desenvolvimento dos tipos de suspensão observa-se que primeiramente as inovações tecnológicas foram empregadas em competições automobilísticas e então passaram a ser utilizadas na produção em série.

2.5 PRINCIPAIS COMPONENTES

O sistema de suspensão de um veículo é composto por cinco componentes básicos: Molas (principais e auxiliares), amortecedores, barra estabilizadora, Pinos esféricos e bandeja. A seguir uma explicação da função de cada um desses elementos, tipos existentes e suas características.

2.5.1 MOLAS

As molas juntamente com os amortecedores são responsáveis pela suavização do movimento vertical devido às irregularidades do solo. Elas garantem assim um maior conforto ao passageiro e uma maior vida ao chassi que recebe os impactos mais suaves. Elas podem ser molas de compressão helicoidais ou em feixe de molas.

MOLAS SEMI-ELÍPTICAS

As molas semi-elípticas convencionais (Fig. 2.5) mais comumente conhecidas como feixe de molas convencionais, são largamente utilizadas em automóveis de carga e têm como vantagens: Simplicidade de construção, robustez e baixo custo. A alta rigidez, devida a alta histerese deste tipo de mola quando submetida a vibrações de pequenas amplitudes e altas frequências, faz com que este tipo de mola tenha uma alta transmissibilidade neste modo de operação, com conseqüente deterioração do conforto, Freitas (2005).

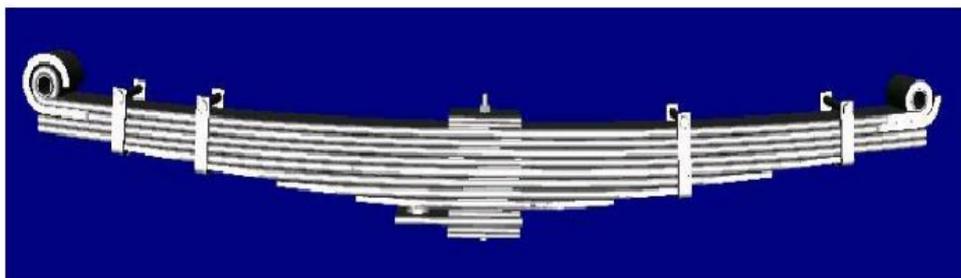


Figura 2.5: Feixe de molas convencional, segundo Freitas (2005)

Segundo Gillespie (1992), outra das características deste tipo de mola é a diminuição da sua rigidez sob carga lateral que tem, como consequência, menor estabilidade lateral, quando são produzidas mais longas para alcançar menor rigidez vertical.

A mola semi-elíptica do tipo parabólica (Fig. 2.6) apresenta como vantagem um menor atrito interno, em função do reduzido número de lâminas. Além disso permite a possibilidade de se ter uma menor rigidez vertical sem comprometer a rigidez lateral, Freitas (2005).

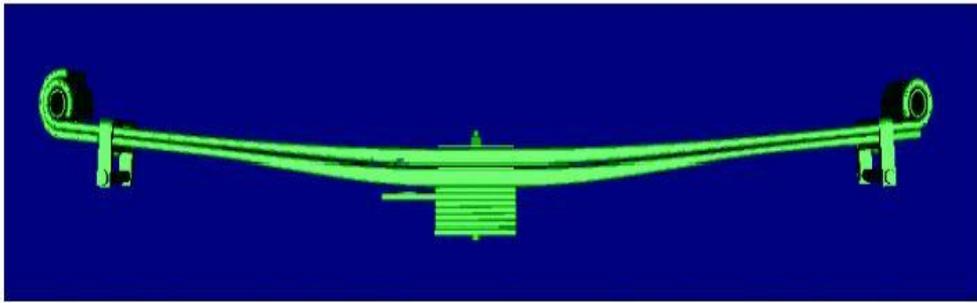


Figura 2.6: Mola semi-elíptica do tipo parabólica, segundo Freitas (2005)

MOLAS HELICOIDAIS

A mola helicoidal (Fig. 2.7) é fabricada enrolando-se um arame em forma helicoidal. Este tipo de mola é amplamente empregado no setor automobilístico.

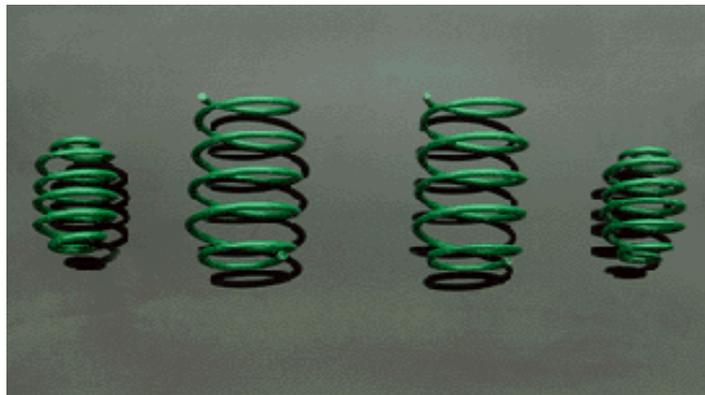


Figura 2.7: Molas helicoidais (bestcars, 2011)

Segundo Freitas (2005), esta mola possui histerese desprezível, sendo o amortecimento realizado totalmente pelo elemento amortecedor. Este tipo de mola é o tipo mais utilizado quando o foco é conforto, pois, melhores resultados são obtidos apenas com molas pneumáticas ou sistemas ativos de suspensão.

A mola helicoidal cilíndrica linear é o tipo mais comum e de menor custo dentre as molas helicoidais, isso se deve a simplicidade do processo de fabricação deste tipo de mola.

Veículos que utilizam este tipo de mola em seu sistema de suspensão, têm sua altura alterada de acordo com o carregamento e segundo Freitas (2005), a variação da frequência de ressonância de um sistema de suspensão equipado com este tipo de mola, também diminui com o carregamento do veículo.

MOLAS PNEUMÁTICAS

As molas pneumáticas (Fig. 2.8) são o principal elemento elástico da suspensão. Elas absorvem as vibrações, controlam alturas e nivelam as cargas automaticamente garantindo o alinhamento e o equilíbrio do chassi. As irregularidades de funcionamento da suspensão pneumática são verificadas principalmente pela altura de trabalho incorreta, comprovada com o veículo carregado ou vazio.



Figura 2.8: Mola Pneumática (santos.olx, 2011)

A pressão de ar interna das molas pneumáticas, exerce uma força de direção axial capaz de empurrar, puxar ou suportar as cargas impostas. As cargas, que podem ser variadas, são compensadas pela pressão de ar dentro das molas pneumáticas controlada por válvulas niveladoras mecânicas ou eletrônicas, que mantém a relação de altura do chassi ao solo.

2.5.2 AMORTECEDORES

Os amortecedores são responsáveis pela dissipação, em forma de calor, da energia armazenada pelas molas, auxiliando assim a manutenção do contato entre pneus e o solo. Sem amortecedores, um

veículo oscilaria indefinidamente, devido à energia absorvida pelas suas molas quando excitadas externamente. Segundo Milliken (1995) os primeiros e então “primitivos” amortecedores foram empregados no *Mors 1902* (Fig. 2.9).

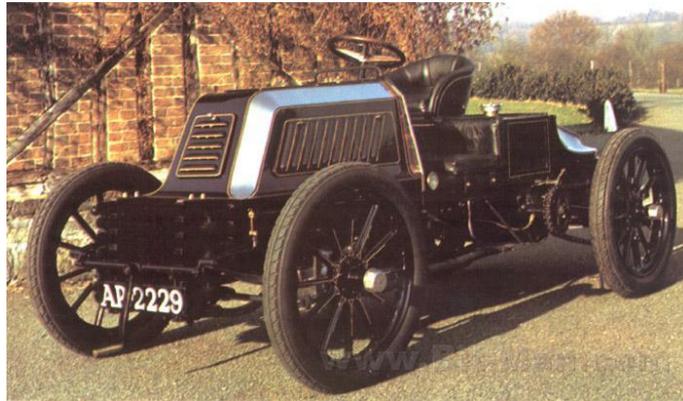


Figura 2.9: Mors 1902 (bit-man, 2011)

As forças de amortecimento eram geradas pelo movimento de um pistão imerso em um fluido. Segundo Milliken (1995), por volta de 1930, Monroe apresentou o amortecedor telescópico de ação direta. Esse tipo de amortecedor, baseado na resistência causada pela passagem de óleo por pequenos orifícios, tornou-se o sistema de amortecimento mais comum do mercado.

Os amortecedores podem ser de três tipos: hidráulico, pressurizado ou eletrônico.

AMORTECEDOR HIDRÁULICO

Os amortecedores hidráulicos (Fig. 2.10) são dispositivos que convertem energia cinética em energia térmica. O movimento aplicado a haste do amortecedor pressuriza o fluido interno e o força a circular por orifícios de restrição, causando o seu rápido aquecimento, que em contato com o cilindro o aquece. O cilindro por sua vez recebe o calor absorvido do fluido e o dissipa para a atmosfera.



Figura 2.10: Amortecedor hidráulico (cmmfísica, 2011)

Existem amortecedores que transformam esse calor em energia útil para o veículo, esses amortecedores são chamados amortecedores regenerativos, porém não serão alvos de análise neste trabalho.

AMORTECEDOR PRESSURIZADO

Os amortecedores pressurizados (Fig. 2.10) possuem o mesmo princípio de funcionamento dos amortecedores hidráulicos, porém possuem gás nitrogênio junto do óleo lubrificante. O gás evita a formação de bolhas, o que geralmente acontece nos amortecedores hidráulicos não pressurizados quando o veículo trafega por terrenos muito acidentados ou sinuosos.



Figura 2.10: Amortecedor pressurizado (Nakata, 2011)

O amortecedor pressurizado garante maior estabilidade e dirigibilidade, porém possui a desvantagem de ser mais caro que os amortecedores hidráulicos. São geralmente utilizados em vans e carros esportivos.

AMORTECEDOR ELETRÔNICO

Os amortecedores eletrônicos são caracterizados pela variação de sua rigidez de acordo com a variação de parâmetros de rodagem. Eles apareceram no Brasil com o *Ford Escort XR3 Formula 1991* (Fig. 2.11) em 1991. A idéia era ajustar o coeficiente de amortecimento basicamente de acordo com a velocidade e aceleração impostas ao veículo. Esse ajuste é feito eletronicamente e consiste em ajustar as válvulas internas de óleo que por sua vez alteram a curva de carga do amortecedor o deixando mais “macio” ou mais “duro”.



Figura 2.11: Ford Escort XR3 Formula 1991 (fnva, 2011)

2.5.3 BARRA ESTABILIZADORA

As barras estabilizadoras (Fig. 2.12), também conhecidas como barras anti-balanço têm por objetivo evitar que o chassi do carro gire em uma curva fechada diminuindo assim o risco de capotamento. A barra estabilizadora também é responsável por um aumento da rigidez torcional do veículo, diminuindo assim a magnitude dos esforços sofridos pelo chassi quando este é submetido a terrenos muito sinuosos.

Com o auxílio dessa barra, a suspensão pode ser mais macia e, em consequência, fornecer maior conforto sem comprometer a estabilidade do veículo nas curvas.

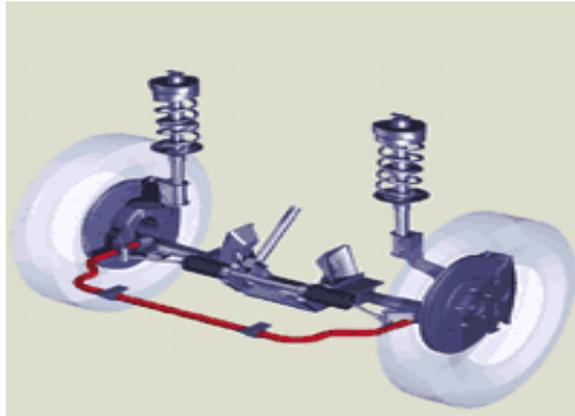


Figura 2.12: Barra estabilizadora - destacada em vermelho (autoentusiastas,2011)

Sem a barra estabilizadora, haveria muita pressão nas molas e o carro inclinaria mais nas curvas e o sistema de suspensão sofreria maior esforço. Hoje a maioria dos veículos utiliza a barra estabilizadora em seu sistema de suspensão.

2.5.4 PINOS ESFÉRICOS (PIVÔS)

Os pinos esféricos ou pivôs (Fig. 2.13) são pinos articulados que prendem o cubo da roda à suspensão. Eles fazem a ligação entre as partes suspensas (chassi e carroceria) e as partes não suspensas (cubo de roda manga de eixo e telescópio).



Figura 2.13: Pino esférico ou pivô (trgindustrial, 2011)

Segundo Toresan (2001), os pivôs recebem grandes cargas e esforços durante a aceleração, frenagem e curvas, e, em alguns casos, também suportam o peso do veículo. Como são os pivôs que conectam as rodas ao sistema de suspensão, uma atenção especial deve ser voltada às condições deste componente uma vez que falhas a altas velocidades ocasionam graves acidentes.

2.5.5 BANDEJA DE SUSPENSÃO

A bandeja de suspensão (Fig. 2.14) permite a articulação das rodas na suspensão. Geralmente é em formato triangular e articula-se em juntas de metal-borracha chamadas de *silent-blocks*,



Figura 2.14: Bandeja de suspensão (sarancar, 2011)

As bandejas têm como função controlar o posicionamento das molas e amortecedores. Sua construção é formada por sua estrutura forjada, estampada ou fundida. Sua troca é geralmente feita aos 60.000 km que é quando começa a dar sinais de fadiga, mas como todo componente de suspensão a sua vida será determinada pelas condições de operação.

Uma vez vistos os principais componentes de uma suspensão, no próximo capítulo serão abordados os principais tipos de suspensão existentes no mercado, e suas peculiaridades.

3 TIPOS DE SUSPENSÃO

O sistema de suspensão pode ser dividido em dois subgrupos, suspensão dependente e independente. No sistema de suspensão dependente, o movimento vertical de uma roda implica no movimento vertical da outra roda que se encontra no mesmo eixo, já o sistema independente, como o nome sugere, o movimento vertical de uma roda é independente da outra.

O sistema independente confere uma maior estabilidade ao veículo, porém agrega um maior custo ao veículo. Atualmente, várias são as combinações possíveis, entre estes tipos de suspensão, que são usadas no mercado.

Para a melhor compreensão dos tipos de suspensão a serem tratados a seguir, primeiro vamos definir algumas propriedades da geometria de suspensão.

ÂNGULO DE CAMBER

O camber é determinado pela inclinação da parte superior da roda, para dentro ou para fora do veículo, em relação a um plano vertical. A cambagem pode ser positiva ou negativa (Fig. 3.1). A função do camber é distribuir o peso do veículo sobre a banda de rodagem dos pneus de maneira uniforme evitando o desgaste irregular dos mesmos.

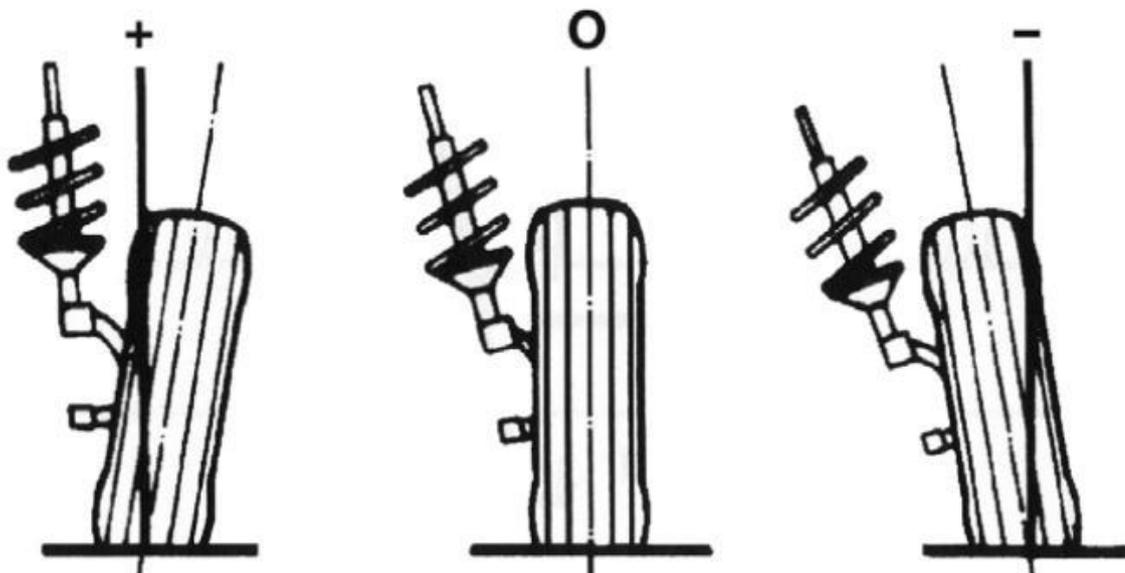


Figura 3.1: Cambagem positiva e negativa (abrapneus, 2011)

ÂNGULO DE CONVERGÊNCIA

O ângulo de convergência é determinado pela inclinação das rodas direcionais tanto para o lado de dentro quanto para o lado de fora do veículo (Fig. 3.2), sendo no primeiro caso chamado de ângulo convergente e o segundo de divergente.

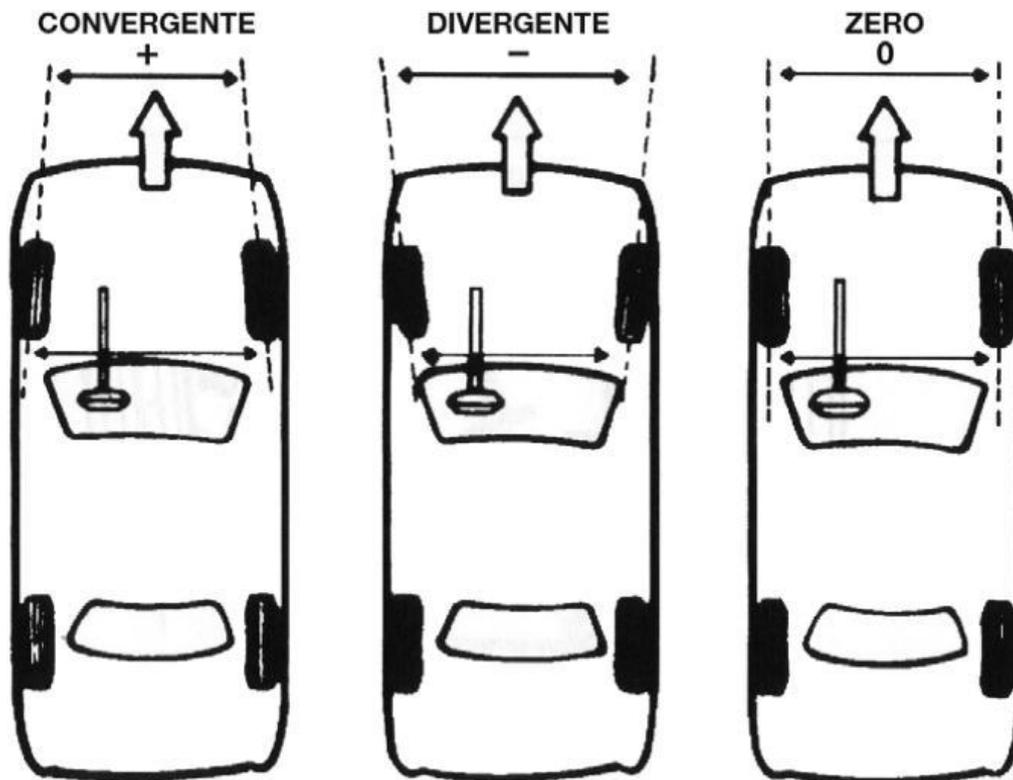


Figura 3.2: Convergência positiva e negativa (abrapneus, 2011)

O objetivo é fazer com que ambas as rodas fiquem paralelas com a trajetória, quando o veículo está em movimento, evitando assim uma fricção lateral dos pneus com o solo, minimizando o desgaste dos mesmos.

Após definido estes parâmetros de geometria da suspensão, a seguir serão explicitados os tipos mais comuns de suspensão dependentes e independentes do mercado.

ÂNGULO DE CASTER

É o ângulo de inclinação para frente (negativo) ou para trás (positivo) do pino mestre ou braço de suporte do eixo na parte superior, com relação a um plano vertical. O caster é responsável pela estabilidade direcional do veículo. Pouco ou nenhum caster ocasionará um bamboleio na roda resultando um desgaste acentuado em pontos localizados na banda de rodagem de um pneu.

O caster desigual faz com que a roda puxe para um lado, provocando um desgaste irregular na banda de rodagem do pneu. O caster excessivo originará um desgaste total e prematuro da banda de rodagem do pneu.

- Positivo – quando a inclinação do eixo de giro é para frente;
- Negativo – quando a inclinação do eixo de giro é para trás;
- Zero – quando o eixo de giro está na vertical.

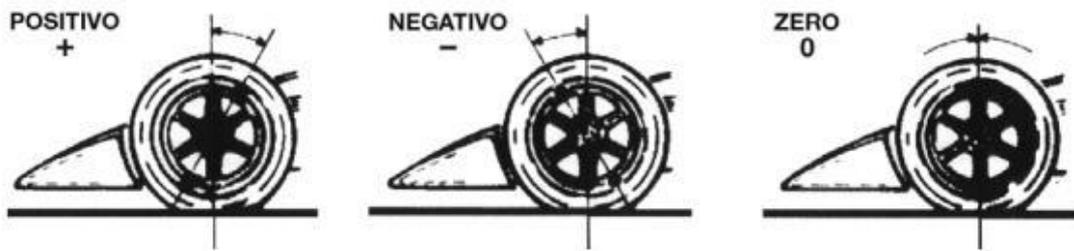


Figura 3.3 – Ângulo de caster, (abrapneus,2011)

A função do ângulo de caster é proporcionar estabilidade direcional, e quando fora de especificação pode comprometer a estabilidade do veículo e aumentar o desgaste dos pneus.

Depois de vistos estes parâmetros da geometria de suspensão, passamos então aos tipos de suspensão.

3.1 EIXO RÍGIDO

O sistema de suspensão “eixo rígido” (Fig. 3.3) ainda hoje é amplamente utilizado, principalmente no eixo traseiro. Esse tipo de suspensão é basicamente constituído por um eixo rígido ligado às rodas e por molas helicoidais ou semi-elípticas. Neste tipo de suspensão as rodas são dependentes, fazendo com que quando uma tenha um movimento ambas as rodas sofram variação na sua cambagem. Todavia, a rolagem da carroceria, não influencia na alteração de cambagem de rodas o que pode ser visto como uma grande vantagem.

Se este eixo for também o eixo de direção, ele é formado pelo do conjunto final do sistema de direção, diferencial, semi-eixos e um pesado tubo ligando estes elementos. Portanto, a massa não suspensa, neste caso, é muito alta.

Assumindo que o referido eixo quando encontra uma irregularidade do solo, este transfere a energia do choque para as molas. Porém, devido ao seu alto peso, ele também transfere uma maior quantidade de movimento. Isto significa que mais energia deve ser “administrada” pelo conjunto molas/amortecedores. Naturalmente, a energia que as molas não conseguem absorver, é transferida

para a carroceria em forma de choque. Devido a este fato, este tipo de eixo normalmente não é muito bom em termos de conforto ao motorista e passageiros do veículo. No caso de eixos que não possuam o sistema de direção incorporado, este tem uma massa não-suspensa bem menor (se comparado com o do primeiro caso), proporcionando melhor qualidade em termos de conforto. Por esta razão, com exceção dos veículos off-road 4X4 , não faz sentido aplicar este tipo de suspensão no eixo que suportará o conjunto de direção . Há outros sistemas de baixo custo, que são bem mais eficientes que o tipo rígido.



Figura 3.3: Sistema de suspensão “eixo rígido” (movidosagasolina, 2011)

Este sistema tem outro inconveniente: O controle da rolagem da carroceria não é eficaz porque, via de regra, as molas são os únicos elementos de controle da carroceria. Mais ainda, se molas helicoidais são utilizadas, as forças laterais que atuam no veículo quando este faz uma curva, tendem a alterar a perpendicularidade do eixo em relação à linha longitudinal de veículo, afetando ainda mais a resposta do veículo ao esterçamento. Uma possível solução para este problema é a haste de Panhard (Fig. 3.4) que consiste em um braço metálico com uma extremidade fixada ao chassi, e a outra extremidade fixada a um ponto do eixo rígido.



Figura 3.4: Sistema eixo rígido com barra de Panhard (movidosagasolina, 2011)

Um arranjo muito comum do sistema de eixo rígido é o arranjo “HotchKiss” (Fig. 3.5), que utiliza feixe de molas semi-elípticas. Esse arranjo é amplamente empregado em veículos de carga.

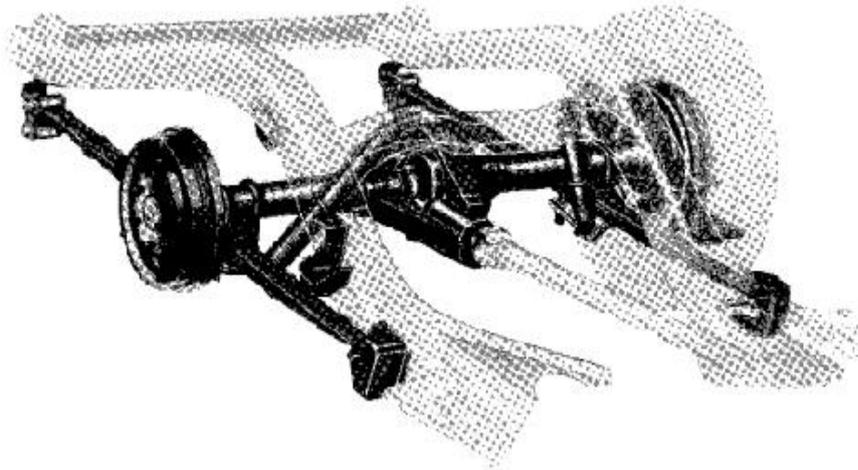


Figura 3.5: Sistema de suspensão eixo rígido arranjo “HotchKiss”, segundo Gillespie (1992)

A maior vantagem deste arranjo é a sua simplicidade de construção e montagem o que diminui consideravelmente o custo de fabricação e manutenção.

3.2 EIXO DE DION

O sistema Eixo De Dion (Fig. 3.6) foi projetado a fim de sanar os problemas encontrados no sistema de eixo rígido. A solução encontrada foi diminuir a massa não suspensa, já que nesse sistema o diferencial, semi-eixos e terminais de direção (caso seja o eixo dianteiro), não estão rigidamente fixados às rodas. Como no sistema de suspensão independente, o diferencial, semi-eixos e terminais de direção são partes integrantes da carroceria, e unidos às rodas por juntas universais.



Figura 3.6: Sistema Eixo De Dion (Bestcars, 2011)

Neste sistema, as rodas são interconectadas por um tubo telescópico chamado tubo telescópico De Dion (Fig. 3.7), que possui uma luva de deslizamento para permitir variações no curso das rodas durante o movimento da suspensão. O tubo De Dion é responsável por manter as rodas paralelas sob quaisquer condições, e sempre perpendiculares ao solo, independentemente da rolagem da carroceria ou da variação de carga.

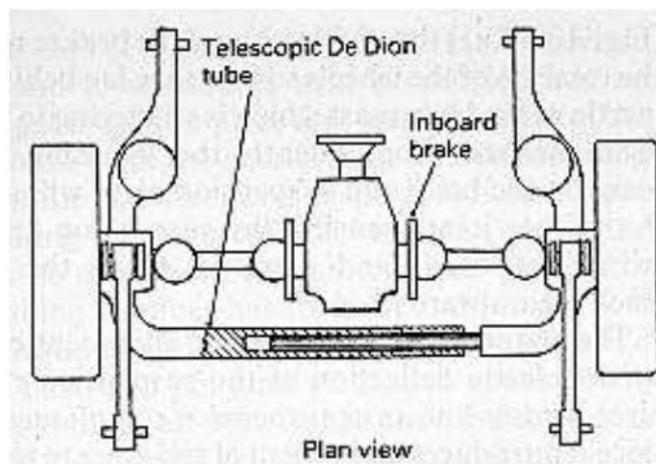


Figura 3.7: Tubo telescópico De Dion (Portalsaofrancisco, 2011)

A vantagem deste sistema está no seu baixo custo, se comparado ao de outros sistemas de suspensão independente, na não influência da rolagem da carroceria nos ângulos de roda, além de proporcionar maior conforto aos passageiros que o sistema de eixo rígido. Em contrapartida, a necessidade de se desmontar praticamente todo o sistema de suspensão para a manutenção do sistema de freio era uma das principais desvantagens deste sistema, tornando uma manutenção simples em uma tarefa difícil e cara uma vez que o valor da mão de obra sobe.

Nos projetos mais recentes deste sistema, os discos/tambores de freio foram mantidos junto às rodas. Atualmente este sistema é pouco empregado no mercado mas pode ser encontrado em carros como o *Daimler AG Smart Fortwo* (Fig. 3.8).



Figura 3.8: Daimler Smart Fortwo e Sistema eixo de Dion (Tuningnews, 2011)

3.3 SISTEMA “SWING AXLE”

Segundo Gillespie (1992), o sistema “swing axle” (Fig. 3.9), foi inventado no início do século XX por Edmund Rumpler, esse sistema foi muito utilizado na década de 30 na suspensão traseira de carros europeus, dentre eles o *Volkswagen Fusca* (Fig. 3.10).

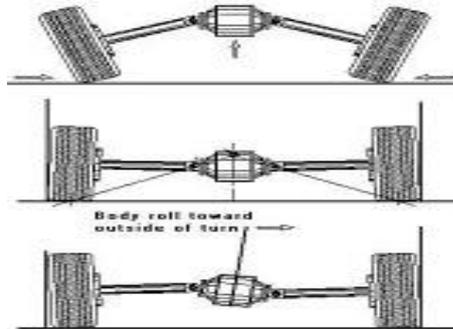


Figura 3.9: Sistema swing axle, segundo Freitas (2005)



Figura 3.10: *Volkswagen Fusca* (Carroantigo, 2011)

A única vantagem deste sistema é a capacidade de absorver independentemente os impactos sofridos pelas rodas. Sob o enfoque da estabilidade este sistema é considerado extremamente ruim, pois o ângulo de câmbio das rodas varia muito durante a rodagem.

A rolagem da carroceria fazia, nesse sistema, com que ambas as rodas se inclinassem para o lado de dentro da curva, causando assim uma grande tendência ao sobreesterçamento (Fig. 3.11).

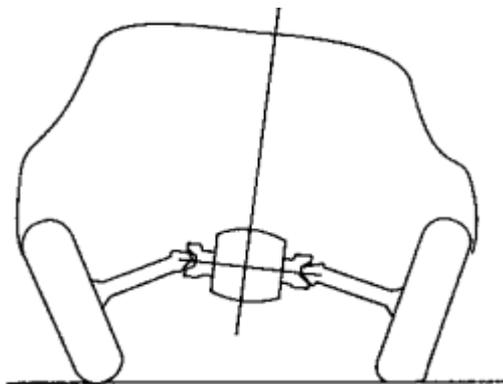


Figura 3.11: Veículo com suspensão “Swing Axle” em curva, segundo Freitas (2005)

Esse problema pode ser resolvido com a adição de longos braços de controle oscilantes, porém esta solução diminui o espaço interno traseiro do veículo. Uma outra solução possível, é a indução a um substerçamento com um ajuste no ângulo de câmbor, deixando-o negativo.

Este sistema se mostrou eficiente e confortável para veículos lentos, como o *Volkswagen Fusca*, onde o problema de estabilidade não é tão sério, porém no caso de veículos mais rápidos e mais potentes, esse sistema não era recomendado, e a solução encontrada para este problema veio com o desenvolvimento do sistema “trailing arm”.

3.4 SISTEMA “TRAILING ARM”

O sistema “trailing arm” (Fig. 3.12) também conhecido como sistema braço de arrasto foi comumente utilizado em sedans de médio alto preço antes das suspensões traseiras Multi-Link tornarem-se populares a partir de 1990. Este sistema consiste no emprego de dois braços de arrasto que são fixados à carroceria e aos cubos de roda. Geralmente nesse sistema o braço é mais longo que os outros braços de controle empregados em outros sistemas de suspensão, pelo fato de também dar apoio às molas helicoidais.

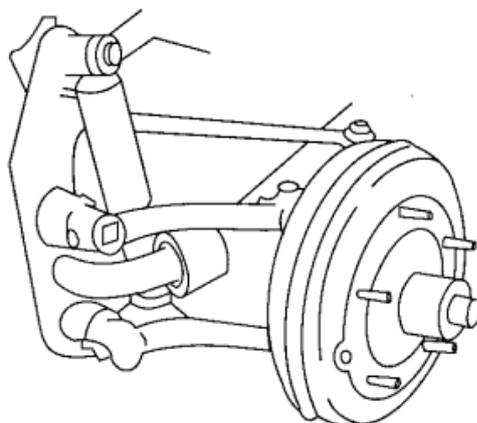


Figura 3.12: Sistema “Trailing arm” dianteiro do VW Fusca (autohoje, 2011)

Segundo Gillespie (1992), esse arranjo permite que as rodas permaneçam paralelas ao chassi. Okabe (2003) afirma que o centro de rolagem deste tipo de suspensão está sempre posicionado no nível do chão, o que pode ser considerada como uma vantagem, mas inerente a este tipo de construção também está seu maior defeito: o ângulo de câmbio da roda sempre acompanhar a inclinação do veículo. Outra desvantagem é a carga excessiva nos rolamentos, e o momento gerado nos apoios dos braços, o que demanda uma construção bastante robusta, aumentando o peso, encarecendo o projeto, e reduzindo a eficiência do veículo.

3.5 SISTEMA “SEMI-TRAILING ARM”

O sistema “semi-trailing arm” (Fig. 3.13) combina efeitos do sistema “Trailing Arm” e do sistema “Swing Axle”. A inclinação dos braços permite que a componente de força na direção longitudinal, quando requisitado o sistema de suspensão, induza o veículo a um subesterçamento. Por outro lado a componente transversal de força no braço faz com que o sistema de suspensão atue de forma semelhante ao sistema “Swing Axle”.

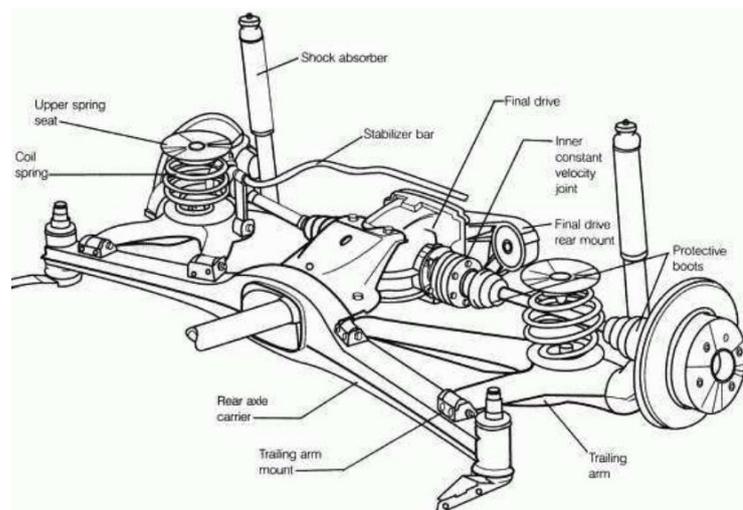


Figura 3.13: Sistema “Semi-trailing arm” da BMW E30-1988 (carbibles, 2011)

O fato de os braços serem rigidamente fixados ao cubo de rodas faz com que mais choques e ruídos sejam transferidos à carroceria, comprometendo o conforto. Nesse sistema a quantidade de massa não suspensa contribui para que seja considerada inferior em termos de conforto se comparado a outros sistemas como o sistema “Duplo A” e “Multi-Link”.

3.6 SISTEMA BRAÇO DE TORÇÃO

O sistema de suspensão “Braço de torção” (Fig. 3.14) é amplamente empregado na suspensão traseira de veículos do segmento A e B, de tração dianteira. Este tipo de suspensão é considerado

semi-independente, pois possui um braço de torção que une os dois conjuntos de suspensão, limitando o grau de liberdade de cada roda quando solicitado.



Figura 3.14: Sistema “Braço de torção” (autotomar, 2011)

Uma vantagem deste sistema é que o braço de torção também atua como barra estabilizadora diminuindo a sollicitação das molas.

Sob o ponto de vista cinemático, esse sistema apresenta pouca variação na cambagem das rodas em função da rolagem da carroceria e da alteração de carga. O que constitui outra vantagem desse sistema. Porém devido ao tipo de fixação e à sua característica semi-independente, a transmissão de ruídos e vibrações é acentuada. Outra desvantagem desse sistema é a tendência ao efeito de sobresterçamento em curvas, devido à variação da convergência das rodas que se dá pela deformação dos braços oscilantes quando submetidos a esforço lateral.

Devido ao seu projeto, torna-se inviável a sua montagem no eixo propulsor do veículo e também no eixo de conjunto de suspensão.

Muitos carros brasileiros e europeus que possuem razoável e boa dirigibilidade utilizam este tipo de suspensão, dentre eles o *FIAT Punto* (Fig. 3.15).



Figura 3.15: Fiat Punto (tiagosilva, 2011)

3.7 SISTEMA “DOUBLE WISHBONES” OU “DUPLO-A”

O sistema “duplo-A” (Fig. 3.16), também conhecido como “SLA” (Short Long Arms), é considerado por muitos projetistas como o sistema “ideal” de suspensão. Isso se deve ao fato de esse sistema servir como suspensão traseira e dianteira, ser independente e chegar o mais próximo possível do ideal em relação ao controle da cambagem e do ângulo de convergência das rodas.

Este sistema tem um excelente desempenho no tocante à estabilidade, ele mantém as rodas perpendiculares ao solo independentemente do carregamento do veículo, da atuação das molas ou da rolagem da carroceria.

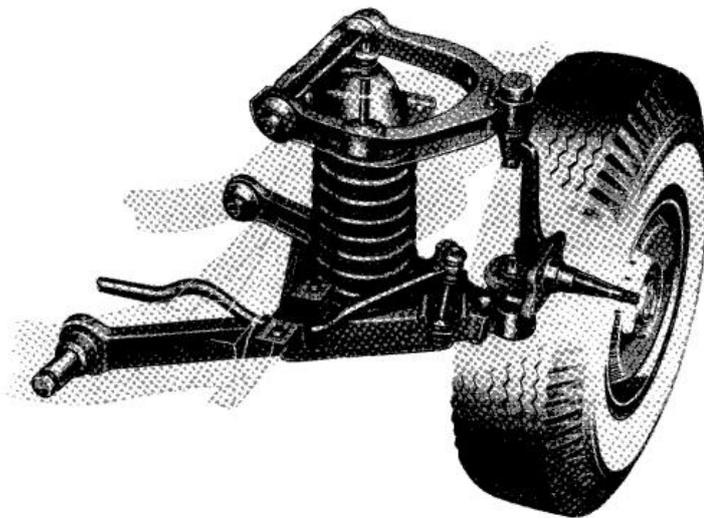


Figura 3.16: Sistema “Duplo-A”, segundo Gillespie (1992)

As primeiras suspensões do tipo “duplo-A” consistiam em dois braços trapezoidais de mesmo comprimento (Fig. 3.17). Porém devido a esse fato a roda tinha de executar um grande curso para voltar a sua posição neutra, o que causava um arrasto excessivo do pneu. Esse problema foi resolvido colocando braços de diferentes comprimentos não-paralelos.



Figura 3.17: Sistema “Duplo-A” com braços de igual comprimento, segundo Freitas (2005)

Os inconvenientes encontrados para o uso deste sistema estão no seu custo elevado e na quantidade de espaço que ele requer, se comparado com o sistema MacPherson, sendo mais utilizado em carros esportivos e em veículos de competição.

3.8 SISTEMA “MULTI-LINK”

O sistema “multi-link” (Fig. 3.18), não possui uma geometria bem definida, teoricamente, qualquer sistema com três ou mais braços de controle pode ser considerado como “multi-link”. Este sistema aproxima-se do sistema “Duplo-A” no referente a estabilidade e conforto porém ainda é considerado inferior.

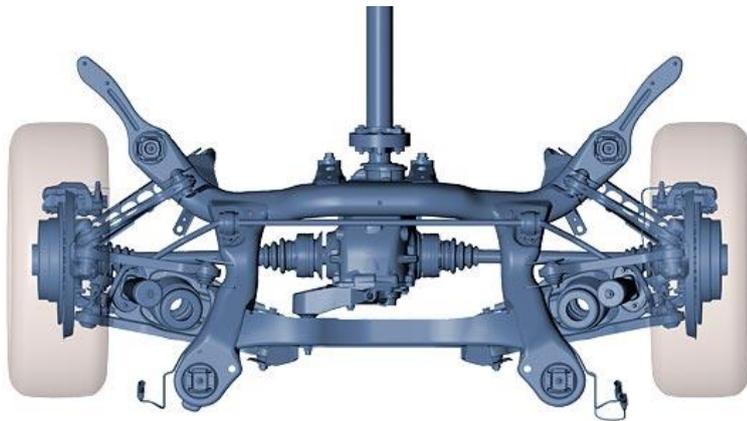


Figura 3.18: Sistema “Multi-Link” traseiro (abrazheleno, 2011)

Desde o final dos anos 80 este sistema é cada vez mais empregado nos modernos sedans e coupés. As primeiras aplicações que surgiram no mercado, foram o *Nissan 240Sx*, *Mercedes da Classe S*, e *BMW série 3*. Hoje este tipo de suspensão é utilizado em carros como o *Hyundai i30* (Fig. 3.19).



Figura 3.19: Hyundai i30 (quatorrodas, 2011)

Em geral este sistema requer um espaço maior de alojamento o que torna inviável a sua aplicação em veículos compactos.

3.9 SISTEMA “MACPHERSON”

O sistema MacPherson (Fig. 3.20) foi inventado em meados de 1940 por Earl S. MacPherson, engenheiro da Ford. Ele foi introduzido no mercado pela primeira vez em 1950 nos modelos da Ford inglesa e desde então tem sido o sistema mais utilizado no mundo devido ao seu baixo custo e arranjo compacto.

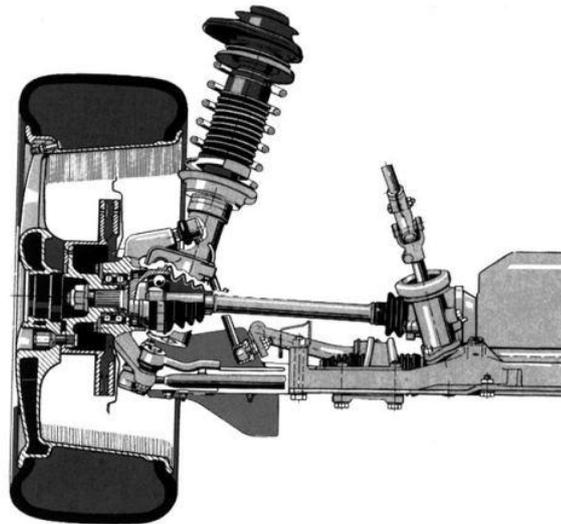


Figura 3.20: Sistema “MacPherson”, segundo Gillespie (1992)

Este sistema é uma variação do sistema “Duplo-A”, onde a bandeja superior foi retirada.

Segundo Freitas (2005) a fixação superior do amortecedor, que é do tipo hidráulico telescópico, é feita direto na carroceria ou chassi. O amortecedor além de gerar carga axial de sentido contrário ao da velocidade de oscilação da roda, passa a suportar cargas laterais e longitudinais. A fixação inferior do amortecedor é feita direto na manga de eixo.

Uma das maiores vantagens da suspensão MacPherson é a facilidade de montagem e o espaço livre para o motor quando montado na posição transversal. Gillespie (1992).

Por ter suas fixações no chassi ou na carroceria separados, este conceito é bem adaptado a veículos com carroceria monobloco. O sistema possui poucos componentes e distribui bem as cargas da suspensão. Freitas (2005).

Segundo Gillespie (1992) uma das grandes desvantagens deste sistema é a grande altura do conjunto que limita o projetista de carroceria havendo necessidade de maiores alturas da parte frontal do veículo.

Este sistema também pode ser utilizado, com uma configuração diferente, como suspensão traseira (Fig. 3.21).

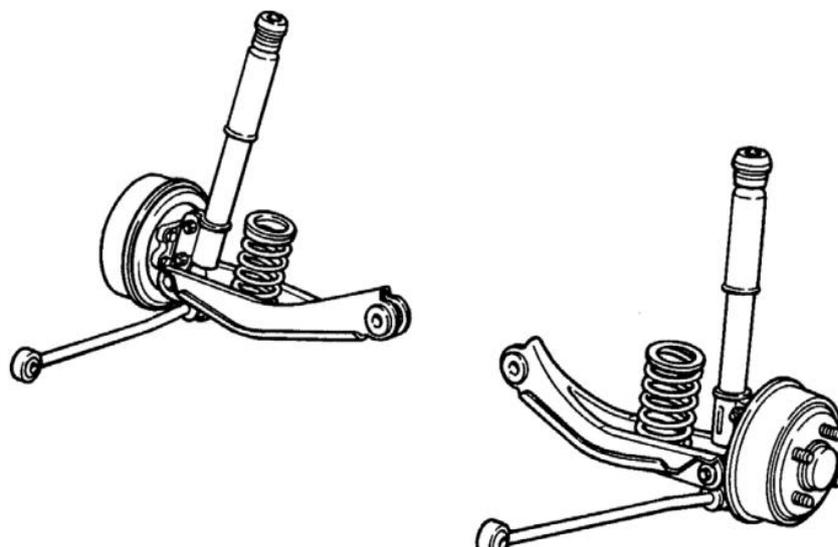


Figura 3.21 – Sistema “MacPherson” traseiro, segundo Gillespie (1992)

O sistema MacPherson destaca-se no mercado pela sua relação custo benefício que é considerada muito boa. Atualmente este sistema é empregado em cerca de 70 % nas suspensões dianteiras dos veículos considerados populares configurando assim uma boa opção na hora de se escolher o tipo de suspensão a ser usado em um veículo.

3.10 EVOLUÇÃO DO PROJETO DO VEÍCULO ELÉTRICO E PROPOSTAS DO SISTEMA DE SUSPENSÃO

O *Projeto Ciclar*, desenvolvido na Faculdade de Tecnologia da Universidade de Brasília tem por objetivo a construção de um veículo elétrico para ser utilizado no sistema de coleta seletiva de materiais recicláveis pelo campus Darcy Ribeiro.

O veículo deverá coletar o lixo por todo o campus, e deverá atingir a velocidade mínima exigida pelas vias em que irá trafegar, dentre elas as vias L4 (40 Km/h) e L3 norte (30 Km/h).

Nesse contexto, depois de feito um estudo sobre os tipos de suspensão existentes, e levando-se em consideração a questão de segurança e conforto, foram elaboradas propostas concernentes ao arranjo de suspensão a ser utilizado para solucionar o problema.

A tabela 1 elenca algumas condições de rodagem que o veículo deverá ser capaz de proporcionar.

Tabela 1 - Condições de rodagem

Condições de Rodagem	
Velocidade máxima	50 km/h
Inclinação máxima de subida	18°
Tipo de terreno	Asfalto, concreto, gramados
Desaceleração Máxima (estimada)	2 m/s ²

Raio mínimo de Curvatura (estimado)	4,5 m
Carga máxima a ser puxada	750 kg
Obstáculos	Lombadas, meio-fio, depressões
Aceleração no plano (estimada)	2 m/s ²

3.10.1 PRIMEIRA PROPOSTA PARA O SISTEMA DE SUSPENSÃO

O projeto preliminar foi baseado na concepção para um veículo de quatro rodas. Após analisar os diversos tipos de suspensão existentes no mercado, e avaliar as condições de rodagem do veículo elétrico a que se reporta este projeto, considerou-se ser um arranjo adequado um sistema de eixo rígido com configuração “HotchKiss” (Fig. 3.5) para a suspensão traseira, visto que o veículo deverá trafegar em uma velocidade relativamente baixa e terá como função principal o transporte de carga. Para a suspensão dianteira o sistema MacPherson (Fig. 3.21) seria indicado por conferir uma boa dirigibilidade e um conforto aceitável para os passageiros.

O conjunto de suspensão dianteira e traseira está representado na figura 3.22, que é um esquema meramente ilustrativo.

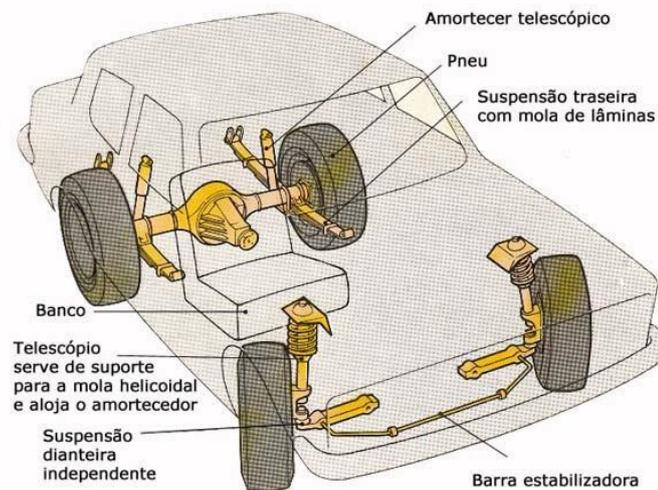


Figura 3.22 – Conjunto de suspensão dianteira e traseira a ser utilizado (oficinaecia, 2011)

Na figura 3.23 é mostrada a concepção original de quatro rodas em que seria empregado o arranjo de suspensão supracitado.



Figura 3.23 – Primeira proposta de projeto

3.10.2 SEGUNDA PROPOSTA PARA O SISTEMA DE SUSPENSÃO

Com o intuito de simplificar e diminuir o custo da transmissão, a proposta inicial do veículo foi modificada para um veículo de três rodas e um reboque de carga (Fig. 3.24), alterando-se assim o sistema de suspensão a ser utilizado.

Com isso foi necessário o estudo de um sistema de suspensão aplicável a uma única roda na suspensão traseira da nova concepção de projeto do veículo. O sistema pesquisado que melhor se adequa neste caso é o *mono-shock*.

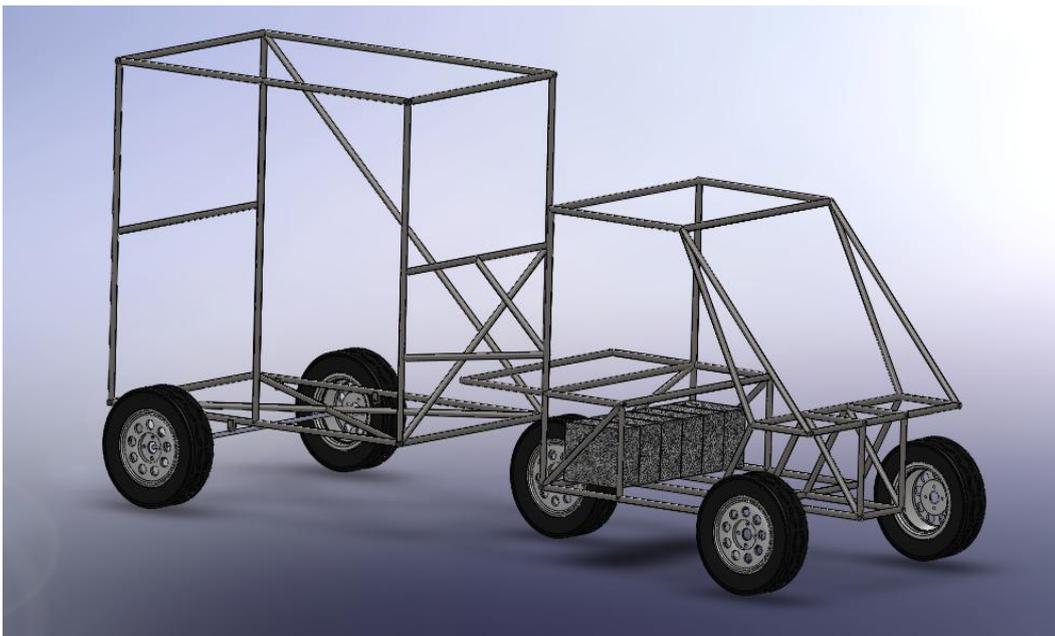


Figura 3.24 – Segunda proposta de projeto

SISTEMA “*mono-shock*”

O sistema *mono-shock* (Fig. 3.25) é utilizado em motos de grande potência e consiste em uma mola e um único amortecedor como o próprio nome já sugere. Esse sistema permite um ajuste mais fácil de pré-carga na mola, pois não é necessário se ajustar duas molas diferentes. A montagem deste sistema é simples, assim como sua construção, o que se torna interessante no contexto deste projeto.

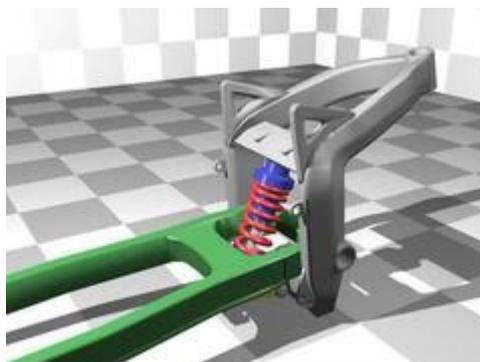


Figura 3.25 – Sistema *mono-shock* (pequenasnotaveis, 2011)

A cambagem deste sistema varia de acordo com a rolagem da carroceria e não há variação no ângulo de convergência.

Com base nas alterações ocorridas na concepção do projeto, e levando-se em consideração as condições de rodagem outrora elencadas, o arranjo proposto para a nova concepção passou a ser:

- Suspensão dianteira: Sistema “MacPherson”;
- Suspensão traseira : Sistema *mono-shock*;
- Suspensão do Reboque: Arranjo HotchKiss;

Sendo assim a configuração do sistema de suspensão a ser utilizado na nova proposta de projeto ficou conforme ilustrado na figura 4.5, que é um esquema meramente ilustrativo, onde os números 1, 2 e 3 correspondem, respectivamente, ao sistema “MacPherson”, sistema *mono-shock* e Arranjo HotchKiss

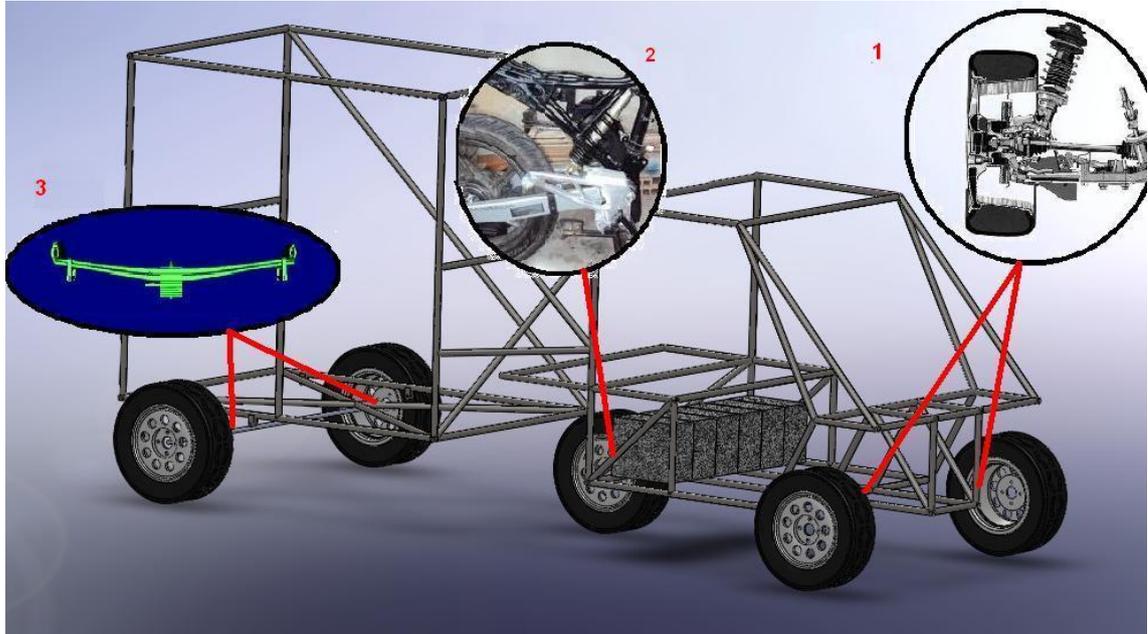


Figura 3.26 – Esquema ilustrativo da nova proposta

3.10.3 TERCEIRA PROPOSTA PARA O SISTEMA DE SUSPENSÃO

Ao se estudar a segunda proposta para o sistema de suspensão, observou-se que a instalação do sistema *mono-shock* na parte traseira do veículo resultaria em um braço de suspensão muito grande (Fig. 3.27), aumentando assim o comprimento final do veículo. Outro fator importante observado foi a distribuição dos esforços suportados pelo chassi na parte traseira do veículo que se daria em apenas um apoio.



Figura 3.27 – Esquema do braço da suspensão traseira

A solução encontrada para este problema foi a utilização do sistema de suspensão bi-amortecido (Fig. 3.28), que exige uma bandeja menor e possibilita a divisão dos esforços em dois pontos de aplicação, diferentemente do sistema *mono-shock*.

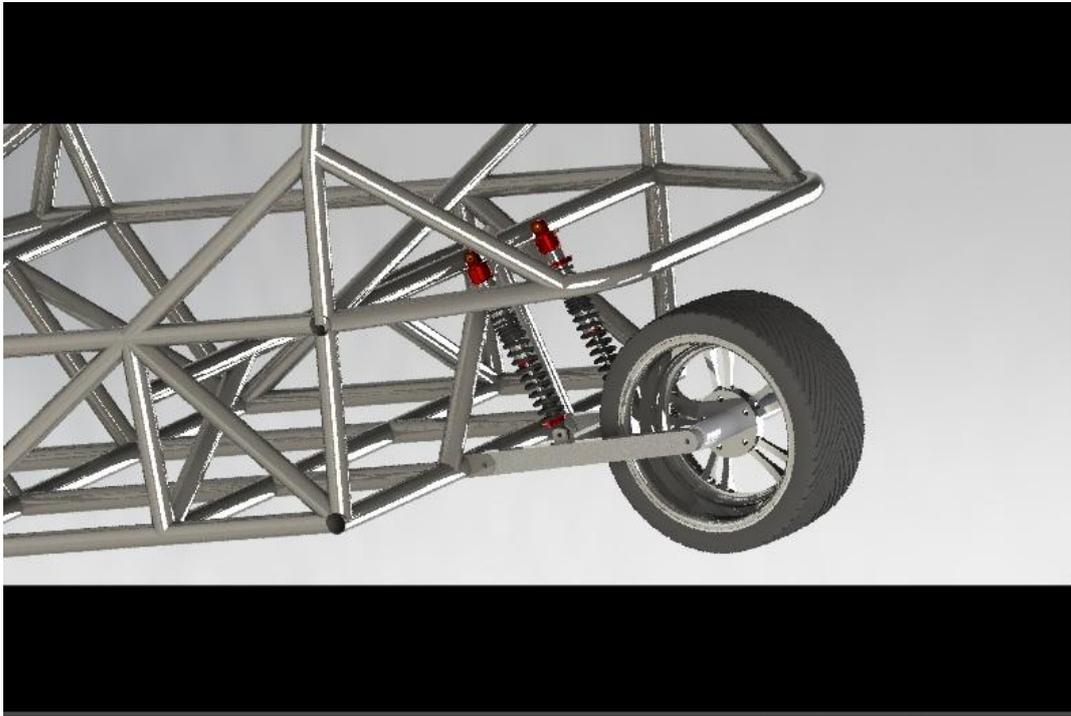


Figura 3.28 – Esquema do sistema bi-amortecido

Outro ponto levantado pela equipe de projeto envolvida no projeto Ciclar, foi a utilização do sistema Duplo-A na parte da frente do veículo, uma vez que este sistema confere mais estabilidade e transmite menos impactos à estrutura do veículo. Depois de discutidos os pontos positivos e negativos deste sistema (Apresentados na seção 3.7), a equipe decidiu pela sua utilização, alterando-se também o sistema a ser utilizado na parte da frente do veículo.

Com isso a configuração da terceira proposta de projeto ficou:

- Suspensão dianteira: Sistema “Duplo A”.
- Suspensão traseira: Sistema bi-amortecido;
- Suspensão do Reboque: Arranjo Hotchkiss;

Depois de definido o tipo de suspensão a ser utilizado no veículo, será feito um pré-dimensionamento do sistema de suspensão.

4 METODOLOGIA

O dimensionamento de uma suspensão veicular é um processo complexo e depende de vários fatores como geometria, carga a ser suportada, velocidade, tipo de aplicação e outros

Esse processo pode ser dividido em cinco fases:

- Estudo exploratório;
- Projeto Preliminar;
- Projeto Detalhado;
- Implementação;
- Análise dos Resultados

Como o projeto do veículo elétrico ainda está em andamento e sua concepção não foi totalmente definida, a metodologia empregada neste trabalho contempla a fase de estudo exploratório e projeto preliminar.

No contexto deste trabalho será feita uma seleção dos componentes mola e amortecedor, existentes no mercado, baseada numa condição de dinâmica vertical pré-estabelecida. Para isto será utilizado um modelo com 6 graus de liberdade (Fig. 5.1), de modo a simular o comportamento do veículo.

4.2 ESTUDO EXPLORATÓRIO

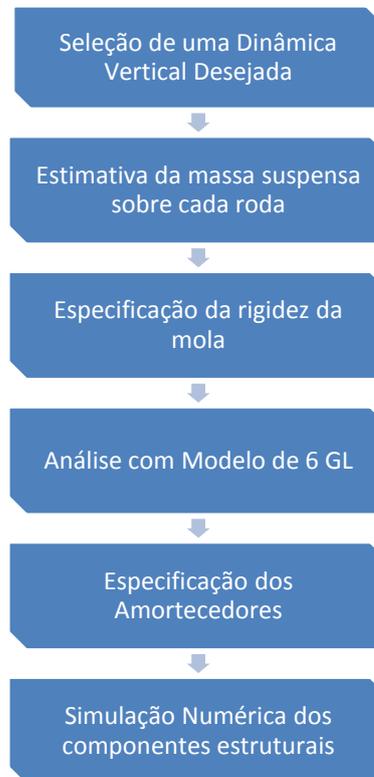
O estudo exploratório consistiu em:

- Uma pesquisa a respeito do desenvolvimento histórico da suspensão (Capítulo 2) ;
- Um estudo sobre os componentes e tipos mais comuns de suspensão disponíveis no mercado (Capítulo 3);
- Levantamento dos requerimentos de projeto;
- Discussão com as equipes envolvidas no projeto do veículo elétrico;
- Elaboração de uma proposta para o sistema de suspensão em consonância com esses requerimentos.

Depois de feito o estudo exploratório e elaborada a proposta que melhor atende às requisições do projeto, passou-se então à concepção do projeto preliminar.

4.3 PROJETO PRELIMINAR

A metodologia para execução do projeto preliminar foi subdividida em seis partes e pode ser representada pelo seguinte processo:



4.3.1 DINÂMICA VERTICAL DESEJADA

Segundo Milliken (1995), a taxa de mola, que é a razão entre a força exercida no conjunto de suspensão pela deflexão da mola, pode ser caracterizada em função da frequência natural que se deseja para o corpo suportado pela suspensão.

Gillespie (1992) afirma que, para veículos de passeio, 1,15Hz a 2,0 Hz é uma faixa de frequência natural aceitável para o sistema, pois geralmente veículos de passeio trafegam em frequências maiores que estas, impedindo assim que o sistema permaneça muito tempo na frequência de ressonância comprometendo a dirigibilidade e o conforto do veículo.

Freitas (2005) apud Gillespie (1992) afirma que a vibração é um dos mais importantes critérios, embora de natureza subjetiva, pelo qual as pessoas julgam a qualidade de construção e projeto de um veículo.

A.Costa (2005) afirma que as vibrações, quanto às frequências, podem ser subdivididas em três faixas: até 25Hz, a sensação dos passageiros é somente táctil, de 25Hz até 20.000Hz a sensação é dos passageiros é de ruído (audível) e entre 25Hz e 100Hz a sensação é de aspereza (táctil).

Visto isso, na próxima seção será apresentada a metodologia utilizada para se estimar a massa suspensa equivalente em cada roda, para que se possa então especificar a rigidez de mola necessária para se obter as condições de dinâmica vertical dentro da faixa recomendada por Gillespie (1992).

4.3.2 CÁLCULO DA MASSA SUSPENSA EQUIVALENTE

O cálculo do peso suportado por cada suspensão do veículo e reboque foi baseado nos diagramas de corpo livre ilustrados na figura 4.1 e 4.2, respectivamente.

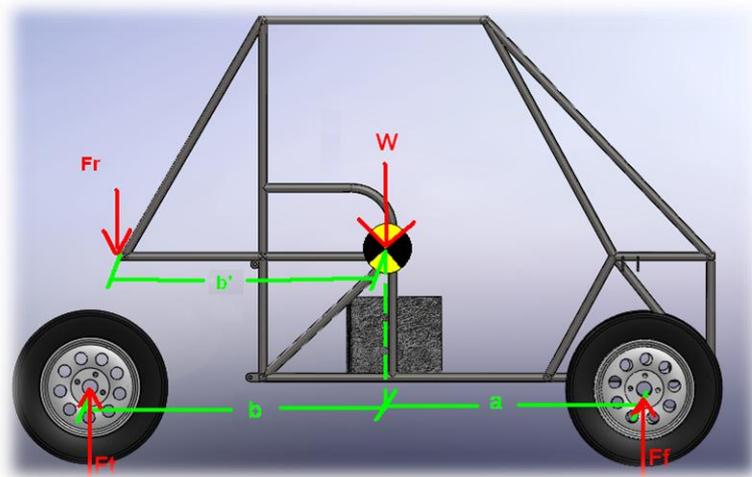


Figura 4.1-Diagrama de corpo livre do veículo, Fonte própria

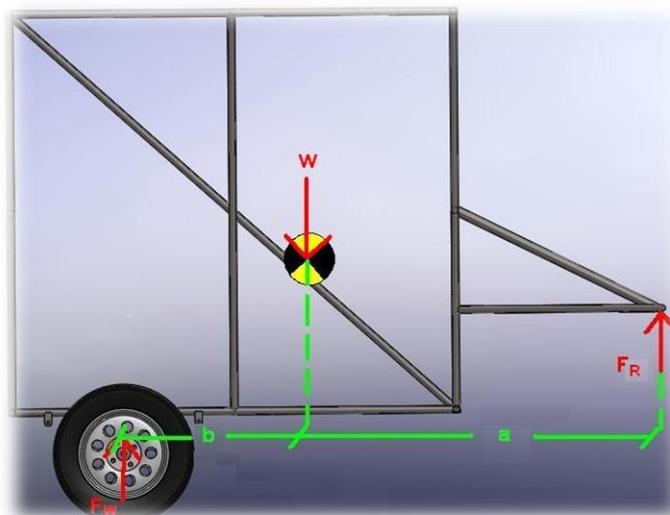


Figura 4.2-Diagrama de corpo livre do reboque, Fonte própria

Com base nesses diagramas, foi feito para o triciclo:

O somatório de forças e momentos para o cálculo das forças F_t e F_f .

$$\Sigma_F = F_t + F_f - W - F_r = 0 \quad (1)$$

$$\Sigma_M = F_f \times a' - F_t \times b + F_r \times b' = 0 \quad (2)$$

Onde F_f é a força exercida pelas duas rodas da frente do veículo, F_t é a força exercida pela roda traseira e F_r é a força que o reboque aplica no triciclo através do engate, a' é a distância da roda dianteira ao CG, b a distância da roda traseira ao CG e b' a distância do ponto de engate ao CG. Sendo assim, a força que o conjunto de suspensão dianteira percebe é igual a $\frac{F_f}{2}$.

E para o reboque:

O somatório de forças e de momentos e então determinado as forças de reação nas rodas e no engate do reboque.

$$\Sigma_F = F_r + F_W - W = 0 \quad (3)$$

$$\Sigma_M = F_r \times a - F_W \times b = 0 \quad (4)$$

Onde, F_W é a força de sustentação das duas rodas. Com isso, calcula-se F_r e F_W . Porém F_W é a força realizada pelas duas rodas. Logo a força realizada por apenas uma das rodas é $\frac{F_W}{2}$.

Com esse procedimento é possível se calcular as massas suspensas equivalentes a serem utilizadas no processo de dimensionamento das molas.

Com base nas equações (1), (2), (3) e (4), foi desenvolvida uma rotina de cálculo no software EES constante na seção ANEXO deste trabalho, para viabilizar possíveis alterações.

Calculada a massa suspensa equivalente sobre cada roda, passa-se então à especificação da rigidez de mola.

4.3.3 ESPECIFICAÇÃO DA RIGIDEZ DE MOLA

Para o dimensionamento das molas, primeiramente deve-se estimar o peso suportado por cada suspensão. Para isso, deve-se saber a parcela de peso que é transferida à roda traseira e às rodas dianteiras. Isso é possível sabendo-se a localização do Centro de Gravidade juntamente com os carregamentos impostos ao veículo.

Após definido o peso suportado por cada suspensão, têm-se consequentemente a massa suspensa equivalente a ser considerada para o dimensionamento da mola.

Deve-se levar em consideração também que o conjunto mola-amortecedor não se encontra apoiado diretamente na roda e sim em uma distância intermediária entre o vínculo da bandeja e a roda (Fig. 4.3).

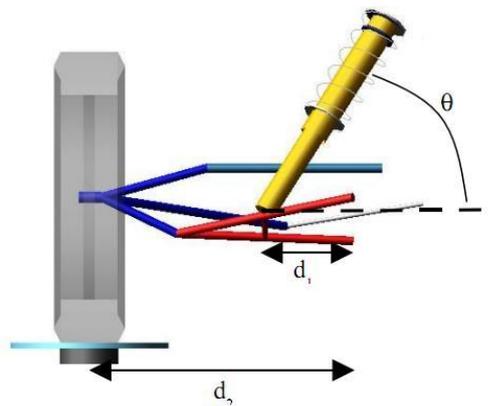


Figura 4.3-Vista frontal da suspensão dianteira, Segundo Macorin (2006)

Portanto, segundo Macorin (2006) para a frequência do veículo ser de 1,3 Hz, a frequência no ponto de fixação deverá ser maior, podendo ser calculada de maneira simplificada, multiplicando-se a frequência desejada pela distância do vínculo da bandeja até o ponto de fixação da mola (d_1), e depois dividindo-se o resultado pela distância do vínculo da bandeja até o ponto de contato com o solo (d_2), conforme a equação (5) a seguir:

$$f_{mola} = f_{veículo} \frac{d_2}{d_1} \quad (5)$$

Uma última consideração a se fazer é a angulação presente no conjunto mola-amortecedor (θ). Por conta dela, a constante de mola deve ser multiplicada pelo seno do ângulo θ , formado entre o amortecedor e uma linha imaginária paralela ao solo que passe pelo vínculo do amortecedor com a bandeja.

A equação ficará então:

$$f_{veículo} \frac{d_2}{d_1} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k \text{ sen}\theta}{m}} \quad (6)$$

Com isso, sabendo as distâncias d_1 e d_2 , definindo-se o ângulo θ é possível calcular a constante de mola k uma vez que a frequência do veículo ($f_{veículo}$) é parâmetro de projeto e a massa m também já foi estimada.

Para o dimensionamento das molas utilizadas na traseira, efetua-se o mesmo procedimento com a diferença de que o valor encontrado para a constante de mola k deverá ser dividido por 2 devido ao sistema a ser utilizado na parte traseira ser bi-amortecido, e para o cálculo do valor da massa suspensa equivalente m será considerado o carregamento do reboque.

O próximo passo então é verificar com o modelo de 6 graus de liberdade se a frequência natural do veículo cairá dentro da faixa recomendada por Gillespie (1992).

4.3.4 ANÁLISE DA DINÂMICA VERTICAL

O modelo proposto (Fig. 4.4) é uma análise do veículo como um sistema de seis graus de liberdade, onde o pneu funciona como uma mola de rigidez K_p , e a suspensão como um amortecedor e mola em paralelo. Nesse modelo, uma massa suspensa (M_c) se conecta a uma massa não suspensa (m_r) por meio de uma suspensão primária, e a massa não suspensa se relaciona com o solo através de uma “suspensão” secundária representada pelo pneu.

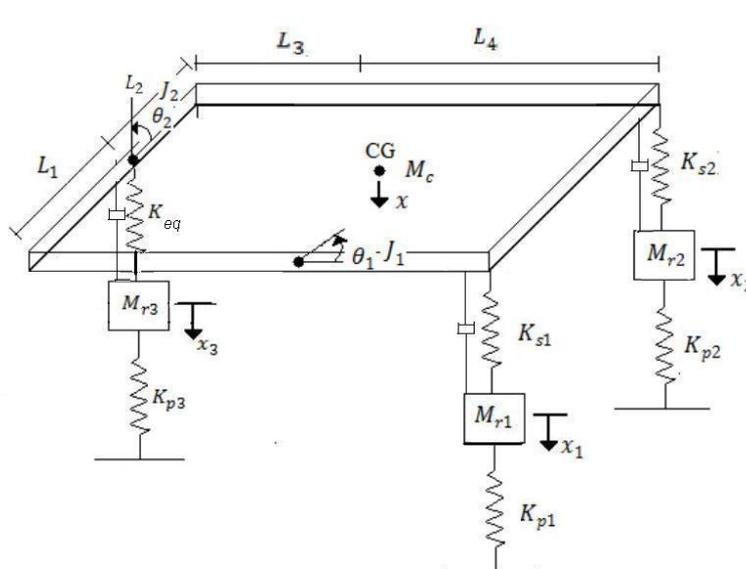


Figura 4.4 – Modelo com 6 graus de liberdade, Fonte própria.

Segundo Gillespie (1992), para uma boa dinâmica vertical, a taxa de amortecimento ζ_s da suspensão de veículos modernos cai entre 0.2 e 0.4, o que faz com que a frequência natural não amortecida seja praticamente igual à frequência natural amortecida, visto que:

$$\omega_d = \omega_n \times \sqrt{1 - \xi^2} \quad (7)$$

Onde, ω_d é a frequência natural amortecida e ω_n é a frequência natural não amortecida.

Sendo que para uma taxa de amortecimento igual a 0,2 a frequência natural amortecida é 98% da frequência natural amortecida, e para uma taxa de amortecimento igual a 0,4 esse valor cai para 92%.

Com base nisso, o modelo com 6 graus de liberdade (Fig. 4.4) passa a ser o representado pela figura 4.5.

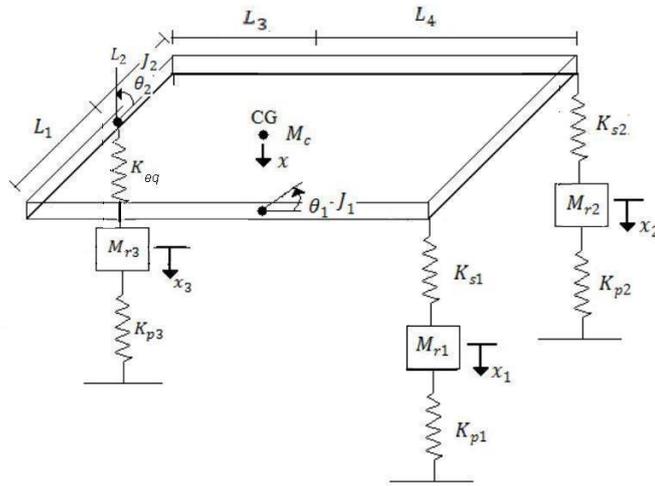


Figura 4.5- Modelo com 6 graus de liberdade não amortecido, Fonte própria

O sistema proposto é um sistema de múltiplos graus de liberdade não amortecido. Sendo assim a equação do movimento fica:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (8)$$

Onde $[M]$ e $[K]$ são as matrizes massa e rigidez, e $\{\ddot{x}\}$ e $\{x\}$ são os vetores de aceleração e deslocamento respectivamente.

Foi considerada a aplicação das forças nos centros das massas, desacoplando assim a matriz massa e acoplando a matriz rigidez.

O equacionamento é dado por:

$$\sum F_x = M_c \times \ddot{x} \quad (9)$$

$$M_c \times \ddot{x} + (k_{s1} + k_{s2} + k_{eq}) \times x + [(k_{eq} \times L_3) - (k_{s1} + k_{s2}) * L_4] \times \theta_1 + [k_{s1} \times L_1 - k_{s2} \times L_2] \times \theta_2 - k_{s1} \times x_1 - k_{s2} \times x_2 - k_{eq} \times x_3$$

$$\sum T_{\theta_1} = J_1 \times \ddot{\theta}_1 \quad (10)$$

$$J_1 \times \ddot{\theta}_1 + [(k_{s1} + k_{s2}) \times L_4 - k_{eq} \times L_3] \times x + [k_{eq} \times L_3^2 + (k_{s1} + k_{s2}) \times L_4^2] \times \theta_1 + (k_{s2} \times L_4 \times L_2 - k_{s1} \times L_4 \times L_1) \times \theta_2 - k_{eq} \times L_3 \times x_3 + k_{s2} \times L_4 \times x_2 + k_{s1} \times L_4 \times x_1$$

$$\sum T_{\theta_2} = J_2 \times \ddot{\theta}_2 \quad (11)$$

$$J_2 \times \ddot{\theta}_2 + [k_{s1} \times L_1 - k_{s2} \times L_2] \times x + [k_{s1} \times L_4 \times L_1 - k_{s2} \times L_4 \times L_2] \times \theta_1 + [k_{s1} \times L_1^2 - k_{s2} \times L_2^2] \times \theta_2 - k_{s1} \times L_1 \times x_1 + k_{s2} \times L_2 \times x_2 + 0$$

$$\sum F_{x_1} = m_{r1} \times \ddot{x}_1 \quad (12)$$

$$m_{r1} \times \ddot{x}_1 - k_{s1} \times x + k_{s1} \times L_4 \times \theta_1 - k_{s1} \times L_1 \times \theta_2 + (k_{s1} + k_{p1}) \times x_1 + 0 + 0$$

$$\sum F_{x_2} = m_{r2} \times \ddot{x}_2 \quad (13)$$

$$m_{r2} \times \ddot{x}_2 - k_{s2} \times x + k_{s2} \times L_4 \times \theta_1 - k_{s2} \times L_2 \times \theta_2 + 0 + (k_{s2} + k_{p2}) \times x_2 + 0$$

$$\sum F_{x_3} = m_{r3} \times \ddot{x}_3 \quad (14)$$

$$m_{r3} \times \ddot{x}_3 - k_{eq} \times x - k_{eq} \times L_3 \times \theta_1 + 0 + 0 + (k_{eq} + k_{p3}) \times x_3$$

Pelo fato de o sistema ser um sistema com múltiplos graus de liberdade, uma rotina de cálculo (Anexo I) foi feita no *software* MATLAB, com o intuito de facilitar o processo de cálculo iterativo que está envolvido no dimensionamento dos componentes de modo a atingir a dinâmica vertical desejada.

O equacionamento na forma matricial fica:

$$\begin{bmatrix} M_C & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{r1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_{r2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{r3} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{s1} + k_{s2} + k_{eq} & [(k_{eq}L_3) - (k_{s1} + k_{s2})L_4] & (k_{s1}L_1 - k_{s2}L_2) & -k_{s1} & -k_{s2} & -k_{eq} \\ [(k_{s1} + k_{s2})L_4 - k_{eq}L_3] & [k_{eq}L_3^2 + (k_{s1} + k_{s2})L_4^2] & (k_{s2}L_4L_2 - k_{s1}L_4L_1) & +k_{s1}L_4 & k_{s2}L_4 & -k_{eq}L_3 \\ [k_{s1}L_1 - k_{s2}L_2] & [k_{s1}L_4L_1 - k_{s2}L_4L_2] & [k_{s1}L_1^2 - k_{s2}L_2^2] & -k_{s1}L_1 & k_{s2}L_2 & 0 \\ -k_{s1} & k_{s1}L_4 & -k_{s1}L_1 & (k_{s1} + k_{p1}) & 0 & 0 \\ -k_{s2} & k_{s2}L_4 & -k_{s2}L_2 & 0 & (k_{s2} + k_{p2}) & 0 \\ -k_{eq} & -k_{eq}L_3 & 0 & 0 & 0 & (k_{eq} + k_{p3}) \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} x \\ \theta_1 \\ \theta_2 \\ x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Onde k_{eq} é a rigidez equivalente de duas molas em paralelo e é dada por:

$$k_{eq} = \sum_{i=1}^2 k_i \quad (15)$$

Os momentos de inércia J_1 e J_2 , serão valores aproximados obtidos através de uma análise comparativa com o momento de inércia de um paralelepípedo.

VALIDAÇÃO DO MODELO

A validação de um modelo se dá pela comparação de dados obtidos experimentalmente com os resultados apresentados pelo modelo. Como no presente trabalho a realização de um ensaio

experimental é impossível devido ao veículo elétrico ainda estar na fase de projeto, a solução encontrada para verificar se o modelo apresenta resultados congruentes com a realidade foi: Impor ao modelo uma situação inicial sobre a qual já sejam conhecidos os resultados e verificar se o comportamento do modelo é semelhante ao esperado.

Para isso, foi considerado o seguinte caso:

- Massa das rodas desprezíveis;
- Momentos de inércia J_1 e J_2 tendendo ao infinito;
- Distância das rodas ao CG tendendo a zero;
- Rigidez dos Pneus tendendo ao infinito;

Com isso, o modelo proposto passa a se comportar como um sistema massa-mola com um grau de liberdade não amortecido (Fig. 4.6), que pode ser facilmente resolvido de forma analítica.

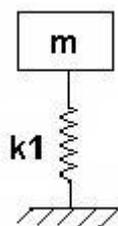


Figura 4.6- Modelo com 1 grau de liberdade não amortecido, Fonte própria

A frequência natural deste sistema é dada por:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_1}{m}} \quad (16)$$

Onde m fará o papel da massa suspensa do veículo, e k_1 será a rigidez equivalente dada pela associação das molas constantes no modelo ilustrado na figura 5.2.

Para a verificação do modelo serão utilizados os seguintes dados:

Tabela 2 - Parâmetros utilizados para validação do modelo

Parâmetro de entrada	Valor do Parâmetro
Massa suspensa (m) [kg]	10^3
k_{s1} [N/m]	$5,0 \times 10$
k_{s2} [N/m]	$5,0 \times 10$
k_{eq} [N/m]	10^2
l_1 [m]	10^{-12}
l_2 [m]	10^{-12}
l_3 [m]	10^{-12}

l_4	[m]	10^{-12}
m_{r1}	[kg]	10^{-12}
m_{r2}	[kg]	10^{-12}
m_{r3}	[kg]	10^{-12}
J_1		10^{12}
J_2		10^{12}
k_{p1}	[N/m]	10^{12}
k_{p2}	[N/m]	10^{12}
k_{p3}	[N/m]	10^{12}

Foram colocados esses como entrada no modelo feito no MATLAB, e o valor retornado para frequência natural associada à massa suspensa foi de: 0.071176318 Hz.

Calculando a frequência natural com base nas equações (15) e (16), o resultado obtido para a frequência natural associada à massa suspensa foi de 0.071176254 Hz, implicando em um erro de $2 \times 10^{-5} \%$.

Com isso verificou-se que o modelo é capaz de representar matematicamente a dinâmica vertical do triciclo com uma margem de erro desprezível.

4.3.5 ESPECIFICAÇÃO DOS AMORTECEDORES

Assim como para as constantes de elasticidade, existem fatores de amortecimento que geram mais conforto, e fatores que proporcionam maior estabilidade.

Segundo Macorin (2006) veículos comerciais utilizam fatores de amortecimento médio relativamente baixos, em torno de 35% do amortecimento crítico.

Segundo Wiley (2003) as suspensões empregadas em um veículo elétrico devem, do ponto de vista de eficiência energética, ser mais duras. De modo análogo os pneus devem ser calibrados com a máxima pressão admissível. Entretanto, com essas considerações compromete-se o conforto dos passageiros.

Com base nisso, o valor inicial tomado para o fator de amortecimento não deve ser tão alto para que não se torne difícil de encontrar um amortecedor compatível no mercado, nem tão baixo a fim de aumentar a eficiência energética do veículo.

Após definido a porcentagem (x) do fator de amortecimento crítico, para se calcular o fator de amortecimento médio C , basta calcular o coeficiente de amortecimento crítico C_{crit} que é dado por:

$$C_{crit} = 2\sqrt{k \cdot m} \quad (17)$$

Onde m é a massa suspensa, e como:

$$\frac{C}{C_{crit}} = x\% \quad (18)$$

Portanto, o coeficiente de amortecimento médio C é dado por:

$$C = x \cdot 2\sqrt{k \cdot m} \quad (19)$$

Com isso chega-se ao valor do coeficiente de amortecimento do amortecedor a ser utilizado na suspensão. Caso os valores obtidos para os fatores de amortecimento não sejam facilmente encontrados no mercado e não seja viável fabricar amortecedores com essas propriedades, é possível que se obtenha outros valores apenas modificando a angulação imposta ao amortecedor ou mesmo a distância do ponto de apoio até o vínculo da bandeja.

4.3.6 SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Após o dimensionamento dos componentes de mola e amortecedor para uma dinâmica vertical desejada, será feito o dimensionamento dos componentes estruturais da suspensão com o auxílio do software ANSYS 11. Será feita uma análise dos esforços dinâmicos a serem suportados por estes componentes.

A análise será feita da seguinte maneira:



DESENHO CAD

O desenho dos componentes de suspensão será feito no próprio ANSYS11. Será considerado para a concepção da geometria:

- Altura desejada para o veículo;
- Dimensões do veículo;

- Distância entre eixos;
- Pontos disponíveis para *link* no chassi.

Após definida a geometria dos componentes, o próximo passo é caracterizar os carregamentos impostos à suspensão.

CARACTERIZAÇÃO DO CARREGAMENTO

Segundo Merling (2007), as cargas geradas pelo movimento de rolagem são transmitidas aos pneus na forma de aceleração da camada mais externa, que se encontra em contato com o solo. Os pneus possuem um comportamento simultâneo de mola e amortecedor e conseguem eliminar grande parte dos esforços ocasionados pelo contato com o solo, e que são gerados pelas excitações de base de menor amplitude, dessa forma, é transmitido para a roda e conseqüentemente para os componentes da suspensão, a maior parte dos esforços causados pela excitação de base de maior amplitude.

Ainda segundo Merling (2007), o sistema de suspensão deve dispesar ao máximo a energia gerada pelas excitações de base de alta freqüência e baixa amplitude, no caso dos pneus, e de baixa frequência e alta amplitude no caso da mola e amortecedor.

Durante o movimento de rolagem e ao entrar em uma curva o veículo desenvolve uma aceleração centrípeta, que consiste numa resultante de esforços que são impostos sobre a suspensão causando uma tendência a jogar o carro para fora da curva. A capacidade de um veículo resistir a uma magnitude de alto valor da aceleração centrípeta está diretamente associada à geometria da suspensão que este veículo possui e esta atuará no centro de gravidade como ilustra a figura 5.5.

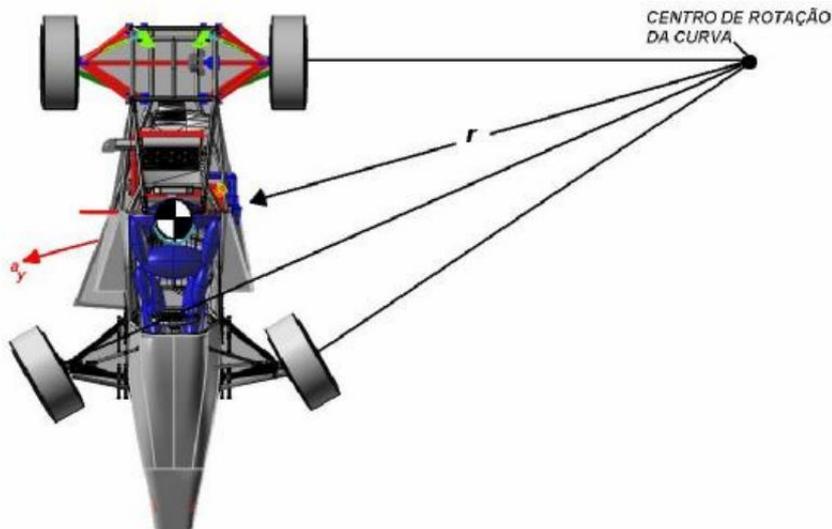


Figura 4.7 – Atuação da aceleração centrípeta, Segundo Barroso (2009).

A aceleração centrípeta pode ser calculada a partir da seguinte equação:

$$a_c = \frac{v^2}{r} \quad (20)$$

Onde v , é a velocidade do veículo e r é o raio mínimo de curvatura definido pelo sistema de direção.

Durante a frenagem, o movimento de rolagem conhecido como “mergulho” (Fig. 5.6) faz com que haja uma maior concentração de esforços na suspensão dianteira.

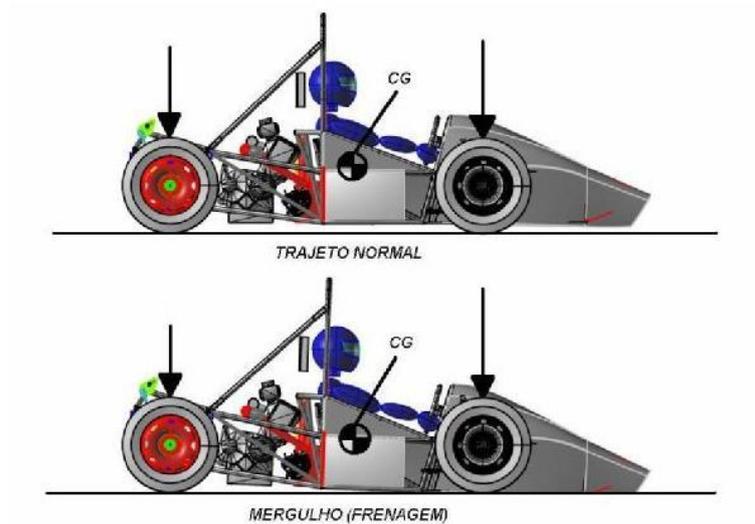


Figura 4.8 – Movimento de “mergulho”, Segundo Barroso (2009).

Segundo Milliken (1995), pode-se calcular a transferência de peso do eixo traseiro para o eixo dianteiro de um determinado veículo durante a frenagem a partir da seguinte equação:

$$\Delta long = \frac{m \cdot a \cdot h_{cg}}{ee} \quad (21)$$

Onde m é a massa total do veículo, dada em kg, a é a desaceleração, dada em m/s^2 , h_{cg} é a coordenada do centro de gravidade no eixo y , dada em metros, e ee é a distância entre eixos, dada em metros.

Segundo Milliken (1995), a transferência de peso lateral pode ser calculada a partir da segunda equação:

$$\Delta lat = \frac{m_p \cdot a_c \cdot h_{cg}}{t} \quad (22)$$

Onde m_p é a massa do eixo analisada, dada em kg, a_c é a aceleração centrípeta desenvolvida na curva devido a uma velocidade v , dada em m/s^2 , h_{cg} é a coordenada do centro de gravidade no eixo y , dada em metros, e t é a largura da bitola do referido eixo em estudo.

Com isso é possível calcular os esforços a que o conjunto de suspensão será submetido em condições normais de rodagem.

Depois de definida a magnitude dos esforços, deve-se definir os pontos de aplicação das forças e as condições de contorno do problema caracterizando assim o carregamento.

SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Na área de cálculo estrutural, o engenheiro deve garantir que a estrutura em análise não esteja sujeita a falhas sob as diversas condições de operação. Os fundamentos para esse trabalho são normalmente obtidos a partir da Resistência dos Materiais, que trata da resistência e rigidez dos elementos das estruturas.

O sucesso na solução de um cálculo para determinada estrutura não está vinculado apenas ao domínio de um recurso matemático, mas à capacidade de se representar com fidelidade a natureza física do problema.

Segundo Filho (2000), a maior parte das estruturas usadas na prática são bastante complexas para serem analisadas pelo método analítico de solução matemática baseado no estudo das Equações Diferenciais, que descreve o equilíbrio das estruturas. Para estruturas arbitrariamente definidas, a solução analítica muitas vezes torna-se impossível, e o problema exige grandes simplificações se quisermos aplicar as soluções prontas encontradas em livros de Resistência dos Materiais, resultando em cálculos pouco precisos.

De acordo com Wiki (2009) o método de Elementos Finitos é uma forma de resolução numérica de um sistema de equações diferenciais parciais, que pode ser aplicado em caráter geral.

Baseado nisso, depois de definida a geometria do conjunto e o carregamento, deve-se gerar uma malha (Fig. 4.9) e então partir para a solução do problema.

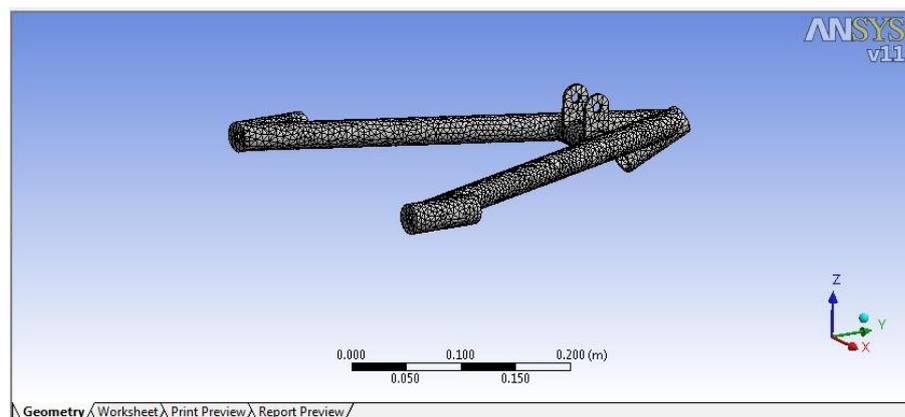


Figura 4.9 – Malha gerada para solução do problema

Após a simulação, uma análise dos resultados deve ser feita a fim de se verificar se os resultados estão coerentes. Essa análise torna-se um pouco complexa devido à falta de dados experimentais tendo-se como parâmetro o bom senso desenvolvido ao longo do curso.

5 APLICAÇÃO DA METODOLOGIA E SELEÇÃO DOS COMPONENTES DO SISTEMA DE SUSPENSÃO

5.1 REBOQUE

Com o auxílio das rotinas de cálculo citadas, com a aplicação das metodologias descritas na seção anterior foram obtidos os seguintes resultados:

Tabela 3 - Resultados obtidos para o reboque

Resultados obtidos para o reboque		
Massa suspensa equivalente m	[kg]	375
Rigidez calculada k	[N/m]	70136.9
Coefficiente de amortecimento médio calculado C	$[\frac{N}{m/s^2}]$	7179.8

Estes resultados foram obtidos para um ângulo de inclinação $\theta = 80^\circ$ e para as distâncias d_1 e d_2 contidas nas equações 11 e 12 iguais a 500 mm e 370 mm respectivamente.

Pelo fato do reboque ser utilizado apenas para o transporte de carga, não sendo fator determinante o conforto, a porcentagem x do fator de amortecimento crítico utilizada foi igual a 0,7, com vistas a aumentar a eficiência energética do conjunto conforme recomenda Wiley (2003).

Com base nesses resultados, foi feita uma pesquisa no mercado a fim de se utilizar componentes comerciais no sistema de suspensão do reboque. A solução encontrada foi:

Tabela 4 - Componentes comerciais a serem utilizados no reboque

Componente	Marca	Modelo	Preço
Mola	Cofap	FC.FT24FX	628.77 R\$
Amortecedor	Cofap	L12363 Tipo Super	97.50 R\$

A simulação numérica e a análise dinâmica do reboque não serão tratadas neste trabalho, porém será considerada a sua influência, do ponto de vista de carregamento, no veículo.

5.2 VEÍCULO

Para o cálculo dos componentes, foram utilizadas as informações contidas na tabela 1. Sendo alguns destes parâmetros estimados, devido ao projeto ainda estar em andamento.

5.2.1 DIMENSIONAMENTO DE COMPONENTES E DINÂMICA VERTICAL

Com o auxílio das rotinas de cálculo citadas, com a aplicação das metodologias descritas no capítulo anterior, os resultados para o veículo:

Tabela 5 - Resultados para o veículo

Resultados obtidos para o veículo	
Massa equivalente suspensão dianteira	166,25 Kg
Massa equivalente suspensão traseira	617,5 Kg
Ângulo θ suspensão traseira	70,1°
Ângulo θ suspensão dianteira	50,9°
Distância d_1 suspensão dianteira	301 mm
Distância d_2 suspensão dianteira	330 mm
Distância d_1 suspensão traseira	210 mm
Distância d_2 suspensão traseira	555 mm
Rigidez da suspensão dianteira	36942,49 N/m
Rigidez da suspensão traseira	43775,36 N/m
Coefficiente de amortecimento médio calculado C - Suspensão dianteira	1734.77 $\frac{N}{m/s^2}$
Coefficiente de amortecimento médio calculado C - Suspensão traseira	6804.35 $\frac{N}{m/s^2}$

Os parâmetros de entrada para a análise dinâmica efetuada com o modelo proposto na seção 4.3.4 encontram-se na tabela 5. Os resultados obtidos para a análise encontram-se na tabela 6.

Tabela 6 - Parâmetros de entrada para análise da dinâmica vertical

Parâmetro de entrada	Valor do Parâmetro
Massa suspensa (m) [kg]	950
k_{s1} [N/m]	36942.49
k_{s2} [N/m]	36942.49

k_{eq}	[N/m]	43775,36
l_1	[m]	0.705
l_2	[m]	0.705
l_3	[m]	0.670
l_4	[m]	1.284
m_{r1}	[kg]	11.5
m_{r2}	[kg]	11.5
m_{r3}	[kg]	11.5
J_1	[Kg*m ²]	387.11
J_2	[Kg*m ²]	324.64
k_{p1}	[N/m]	2000000
k_{p2}	[N/m]	2000000
k_{p3}	[N/m]	2000000

Os valores para os momentos de inércia, J_1 e J_2 foram estimados utilizando o software SolidWorks 2010.

O valor encontrado para a frequência natural do veículo foi de 1,3412 hz. O que se aproximou do desejado.

De acordo com estes resultados, os componentes encontrados no mercado que mais se aproximaram dos valores calculados foram:

Tabela 7 - Componentes comerciais encontrados para o veículo

Componente	Marca	Modelo	Preço
Amortecedor dianteiro	Cofap	Código Cofap GP30180	268,00 R\$
Amortecedor traseiro	Cofap	Cofap MP27538 tipo Super	109,90 R\$
Mola traseira	Cofap	Código Cofap MC.EFIAT65	250,00 R\$
Mola Dianteira	Cofap	Código Cofap MC.EVW47	322,00 R\$

Com isso, encerra-se a seleção dos componentes de amortecedor e suspensão do veículo.

5.2.2 SIMULAÇÃO NUMÉRICA DOS COMPONENTES

Para a simulação numérica dos componentes estruturais da suspensão foram considerados diferentes cenários:

- Veículo Carregado em repouso;
- Veículo Carregado Acelerando;
- Veículo em curva;
- Veículo Carregado em subida com inclinação Máxima;
- Veículo carregado em desaceleração Máxima.

O objetivo de se fazer uma análise em diferentes cenários é tentar se aproximar ao máximo das reais condições em que o veículo irá trafegar.

Para esta análise foi utilizado o aço AISI 1045.

Tabela 8 - Propriedades mecânicas AISI 1045

Propriedades Mecânicas AISI 1045	
Limite de resistencia de ruptura	625 MPa
Limite de resistência de escoamento	530 MPa
Modulo de elasticidade	205 GPa
Coefficiente de Poisson	0,29

VEÍCULO CARREGADO EM REPOUSO

Características do cenário:

Tabela 9 - Características do primeiro cenário

Características do primeiro cenário	
Velocidade do veículo	0 km/h
Inclinação	0°
Tipo de terreno	--
Desaceleração	--
Raio de Curvatura	--
Carregamento	750 kg
Aceleração	--

Neste cenário, os resultados obtidos foram:

Para suspensão dianteira, o menor fator de segurança encontrado para o conjunto foi de 5,7059 conforme indicado na figura 5.1 e o deslocamento máximo igual a $4,6426 \times 10^{-5}$ mm (Fig 5.2).

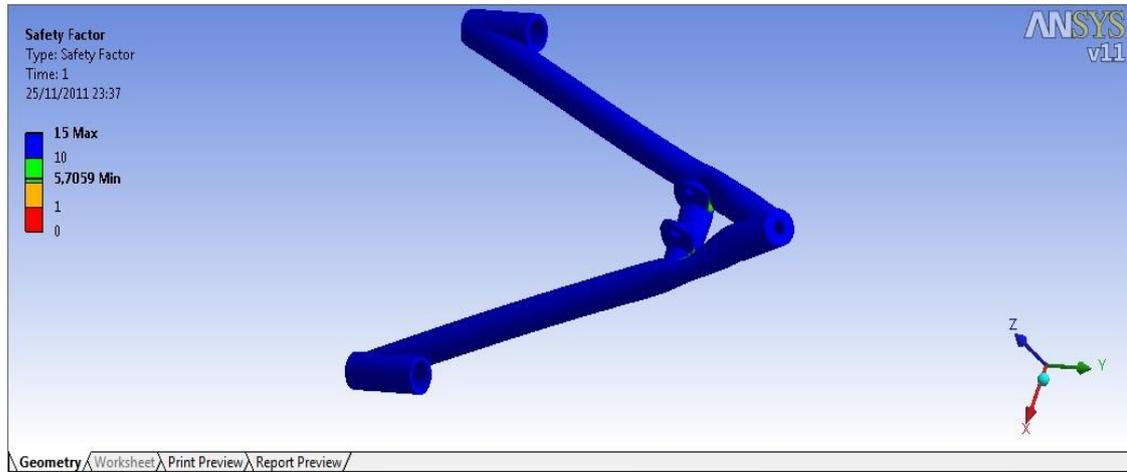


Figura 5.1 – Fator de segurança para o braço dianteiro inferior no primeiro cenário

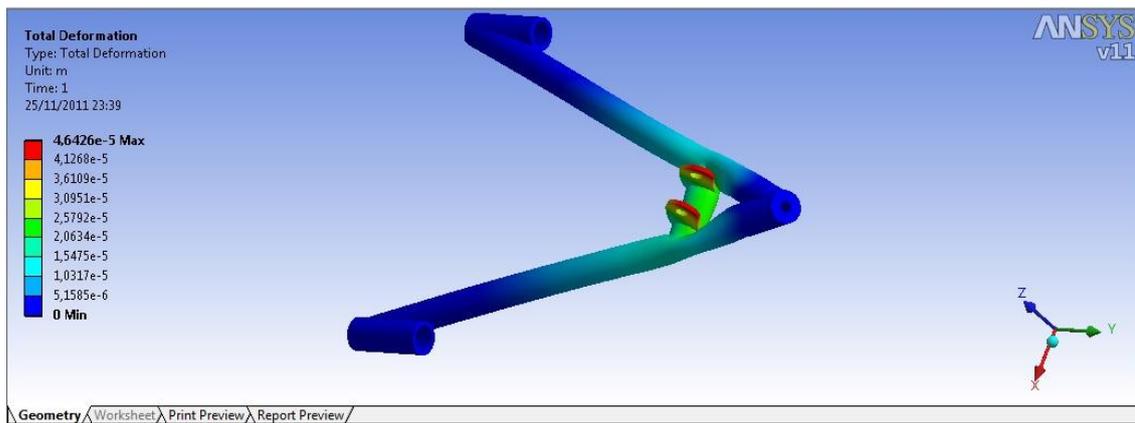


Figura 5.2 – Deformação do braço dianteiro inferior no primeiro cenário

Já no braço da suspensão traseira, o menor valor para o fator de segurança obtido foi de 3,1442 e a deformação máxima foi igual a $5,7104 \times 10^{-5}$ mm conforme indicado nas figuras 5.3 e 5.4 respectivamente.

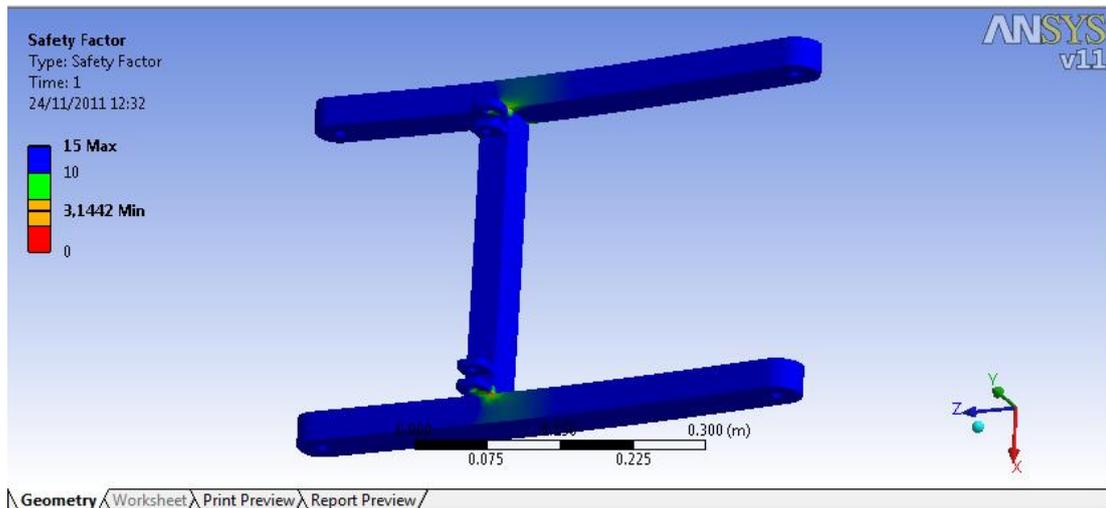


Figura 5.3 – Fator de segurança mínimo do braço traseiro no primeiro cenário

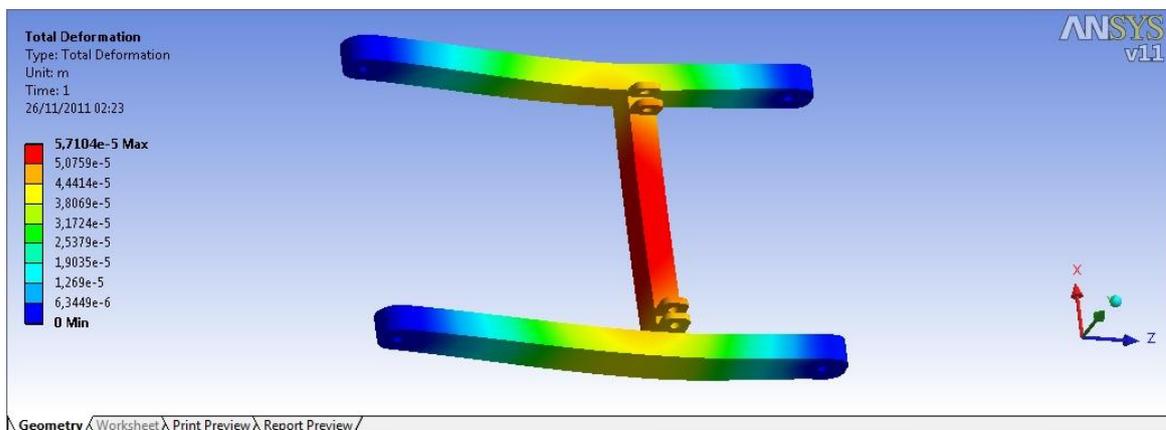


Figura 5.4 – Deformação máxima do braço traseiro no primeiro cenário

VEÍCULO CARREGADO ACELERANDO

Características do cenário:

Tabela 10 - Características do segundo cenário

Características do segundo cenário	
Velocidade do veículo	0 km/h
Inclinação	0°
Tipo de terreno	--
Desaceleração	--
Raio de Curvatura	--
Carregamento	750 kg
Aceleração	2 m/s ²

Neste cenário, os resultados obtidos foram:

Para suspensão dianteira, o menor fator de segurança encontrado para o conjunto foi de 6,3016 conforme indicado na figura 5.5 e o deslocamento máximo igual a $4,2081 \times 10^{-5}$ mm (Fig 5.6)

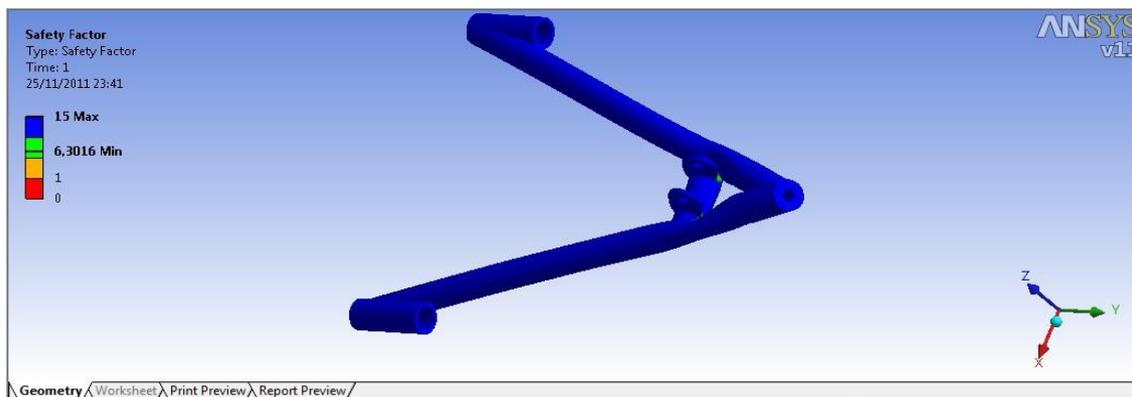


Figura 5.5 – Fator de segurança para o braço dianteiro inferior no segundo cenário

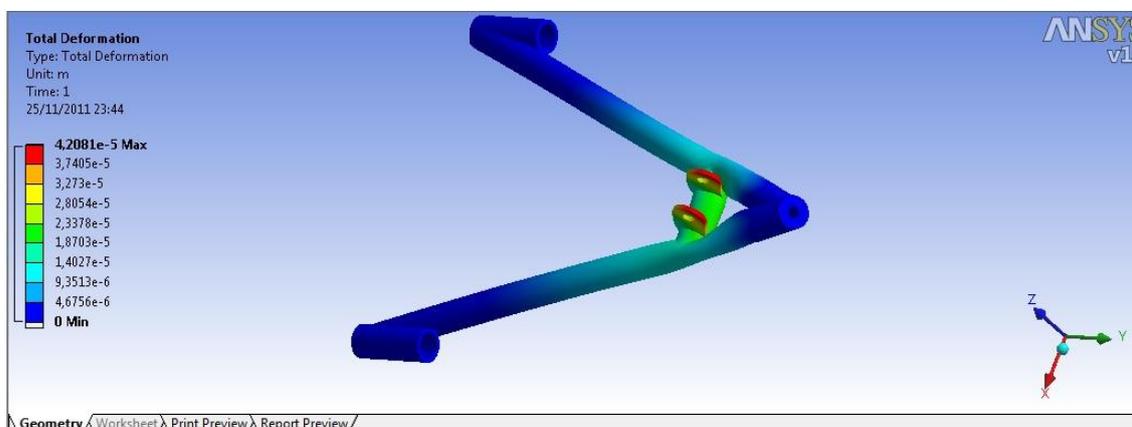


Figura 5.6 – Deformação máxima do braço dianteiro inferior no segundo cenário

Já no braço da suspensão traseira, o menor valor para o fator de segurança obtido foi de 3,1442 e a deformação máxima foi igual a $7,9356 \times 10^{-5}$ mm conforme indicado nas figuras 5.7 e 5.8 respectivamente.

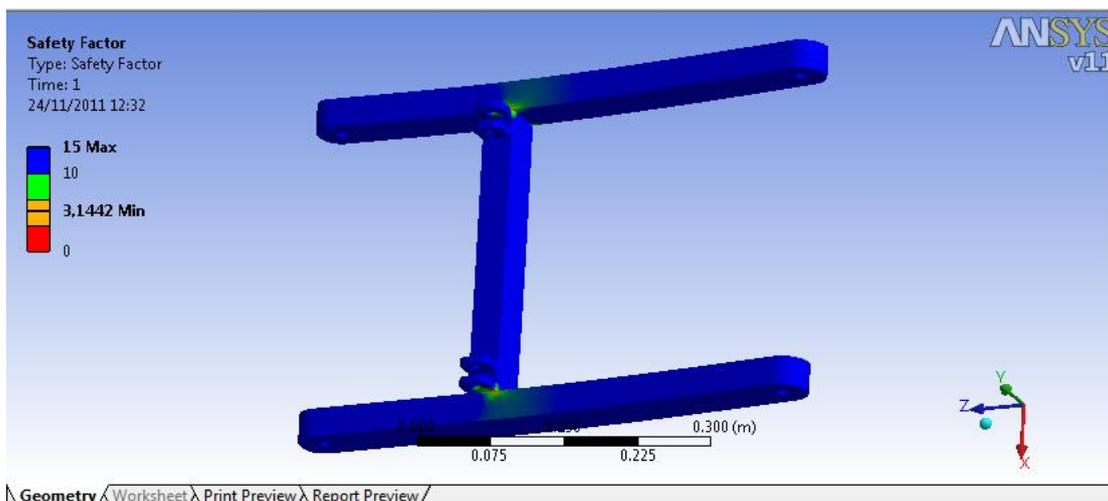


Figura 5.7 – Fator de segurança mínimo do braço traseiro no segundo cenário

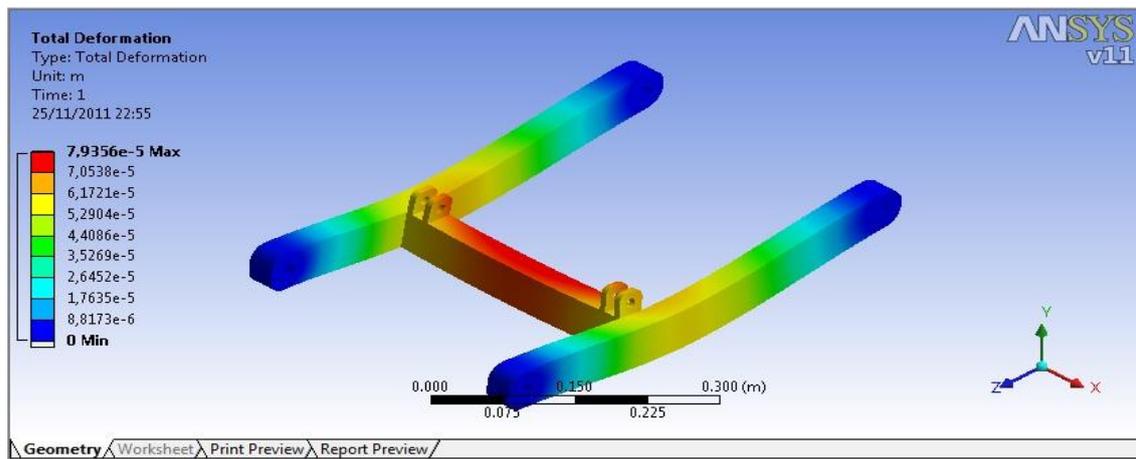


Figura 5.8 – Deformação máxima do braço traseiro no segundo cenário

VEÍCULO EM CURVA

Características do cenário:

Tabela 11 - Características do terceiro cenário

Características do terceiro cenário	
Velocidade do veículo	30 km/h
Inclinação	0°
Tipo de terreno	Asfalto
Desaceleração	--
Raio de Curvatura	4,5 m
Carregamento	750 kg
Aceleração	--

Neste cenário, os resultados obtidos foram:

Para suspensão dianteira, o menor fator de segurança encontrado para o conjunto foi de 2,2794 conforme indicado na figura 5.9 e o deslocamento máximo igual a 1,16e-4 mm (Fig 5.10)

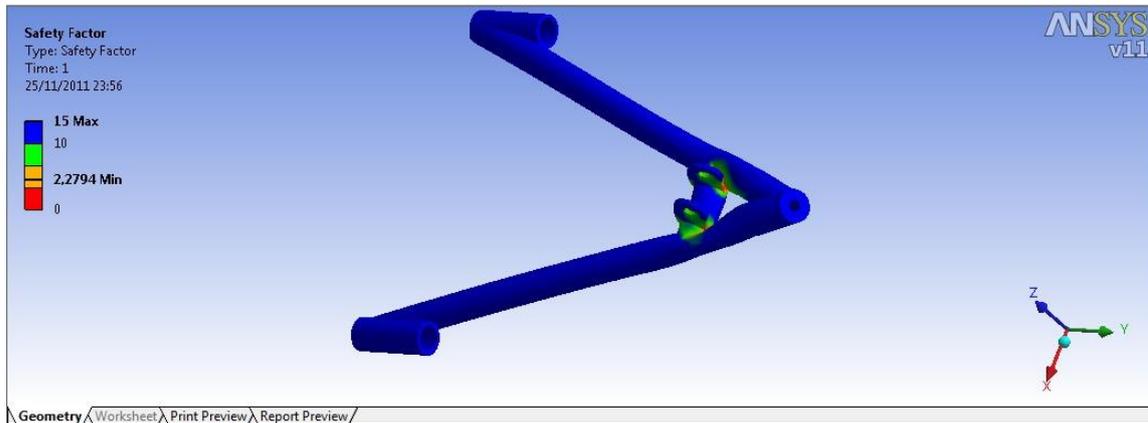


Figura 5.9 – Fator de segurança para o braço dianteiro inferior no terceiro cenário

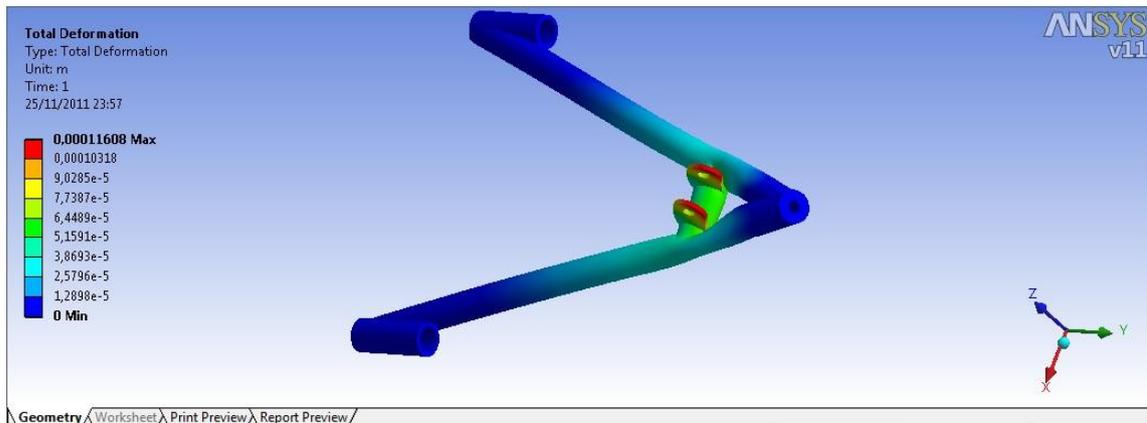


Figura 5.10 – Deformação máxima do braço dianteiro inferior no terceiro cenário

Já no braço da suspensão traseira, o menor valor para o fator de segurança obtido foi de 3,9833 e a deformação máxima foi igual a $5,7104 \times 10^{-5}$ mm conforme indicado nas figuras 5.11 e 5.12 respectivamente.

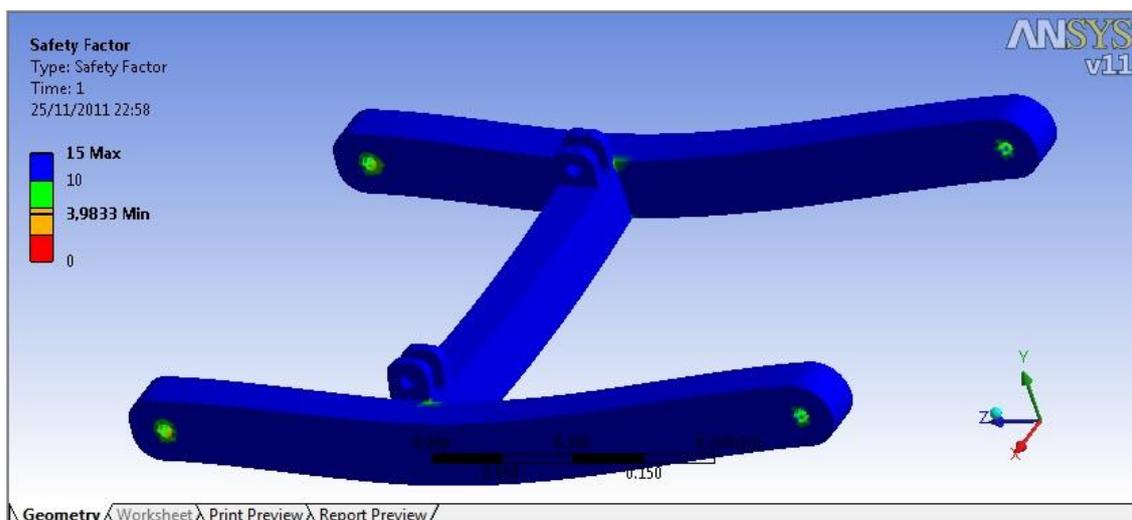


Figura 5.11 – Fator de segurança mínimo do braço traseiro no terceiro cenário

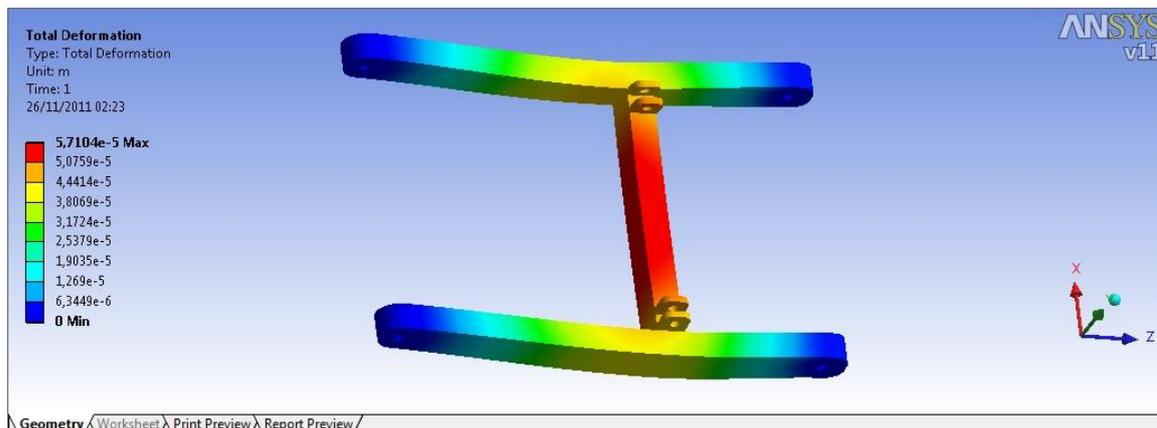


Figura 5.12 – Deformação máxima do braço traseiro no terceiro cenário

VEÍCULO CARREGADO EM SUBIDA COM INCLINAÇÃO MÁXIMA

Características do cenário:

Tabela 12 - Características do quarto cenário

Características do quarto cenário	
Velocidade do veículo	20 km/h
Inclinação	18°
Tipo de terreno	--
Desaceleração	--
Raio de Curvatura	--
Carregamento	750 kg
Aceleração	--

Neste cenário, os resultados obtidos foram:

Para suspensão dianteira, o menor fator de segurança encontrado para o conjunto foi de 6,0613 conforme indicado na figura 5.13 e o deslocamento máximo igual a 4,2081e-5 mm (Fig 5.14)

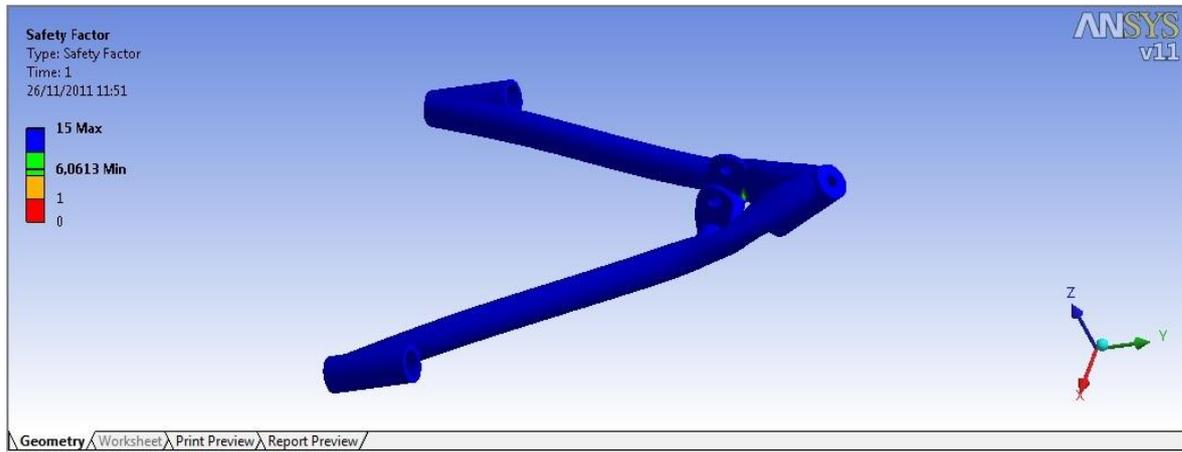


Figura 5.13 – Fator de segurança para o braço dianteiro inferior no quarto cenário

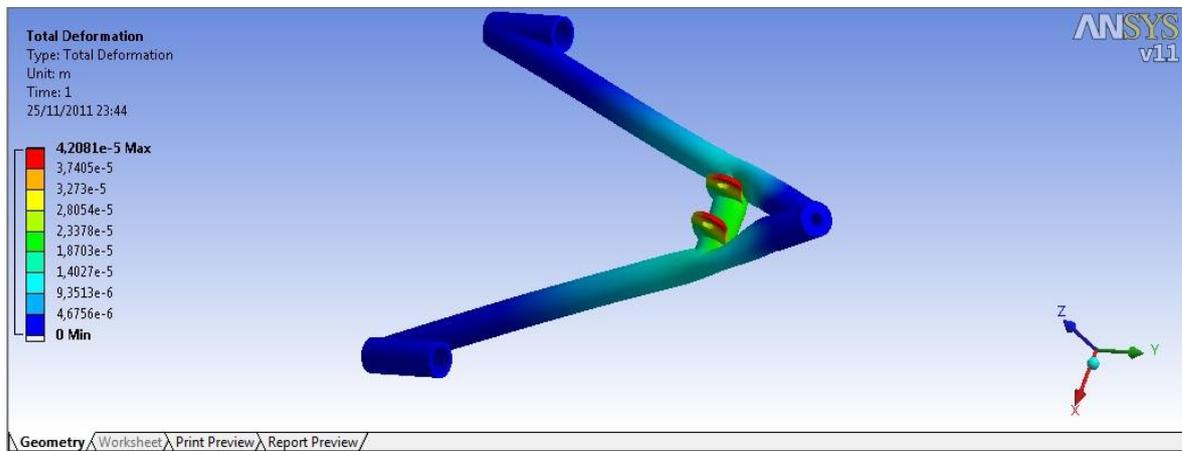


Figura 5.14 – Deformação máxima do braço dianteiro inferior no quarto cenário

Já no braço da suspensão traseira, o menor valor para o fator de segurança obtido foi de 4,9729 e a deformação máxima foi igual a 6,3484e-5 mm conforme indicado nas figuras 5.15 e 5.16 respectivamente.

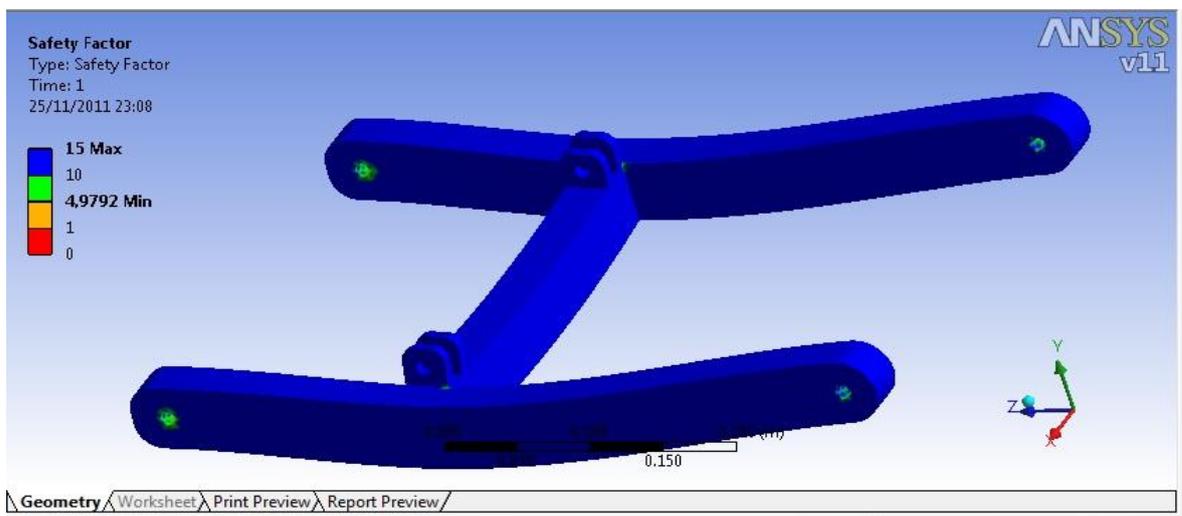


Figura 5.15 – Fator de segurança mínimo do braço traseiro no quarto cenário

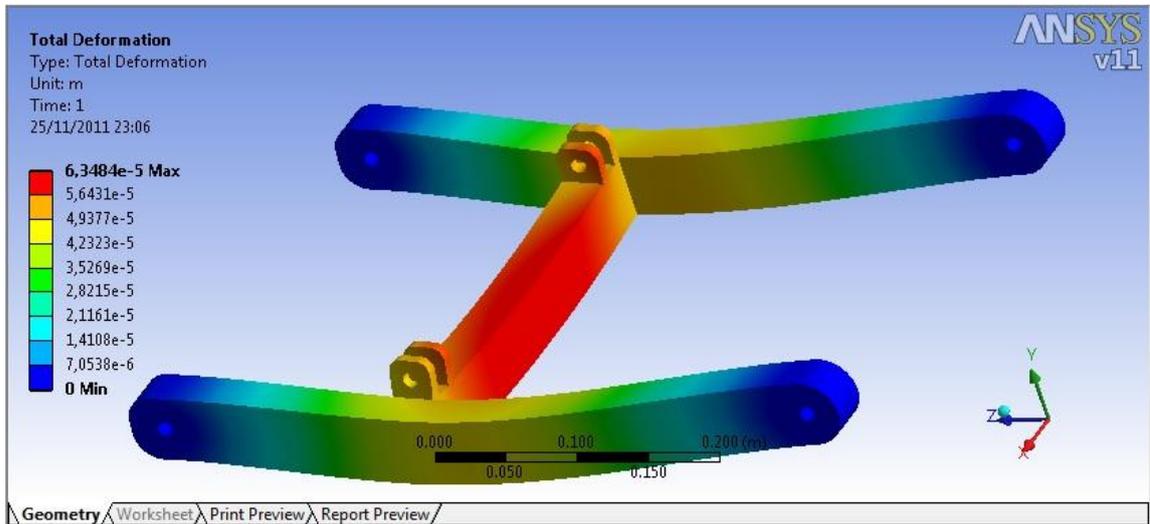


Figura 5.16 – Deformação máxima do braço traseiro no quarto cenário

VEÍCULO CARREGADO EM DESACELERAÇÃO MÁXIMA

Características do cenário:

Tabela 13 - Características do quinto cenário

Características do primeiro cenário	
Velocidade do veículo	--
Inclinação	0°
Tipo de terreno	--
Desaceleração	2 m/s ²
Raio de Curvatura	--
Carregamento	750 kg
Aceleração	--

Neste cenário, os resultados obtidos foram:

Para suspensão dianteira, o menor fator de segurança encontrado para o conjunto foi de 2,5968 conforme indicado na figura 5.17 e o deslocamento máximo igual a 1,0183e-4 mm (Fig 5.18)

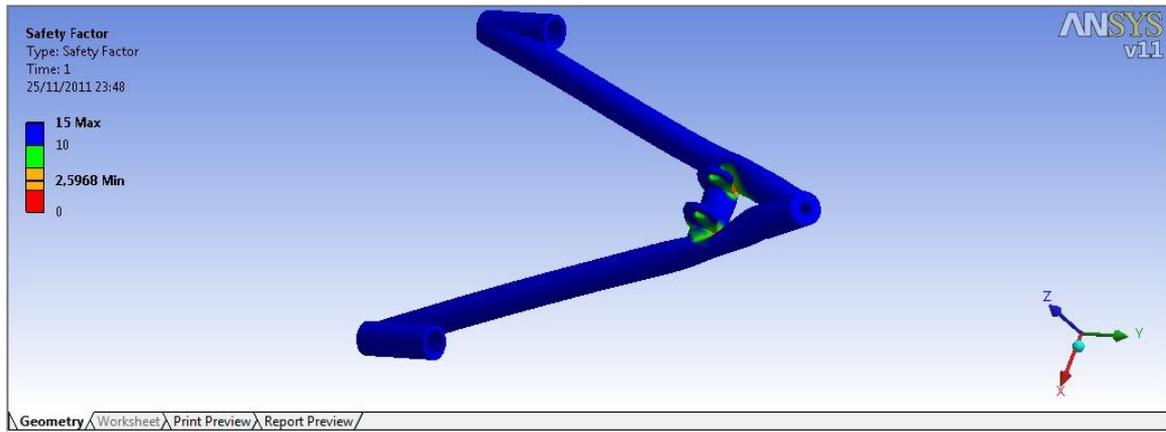


Figura 5.17 – Fator de segurança para o braço dianteiro inferior no quinto cenário

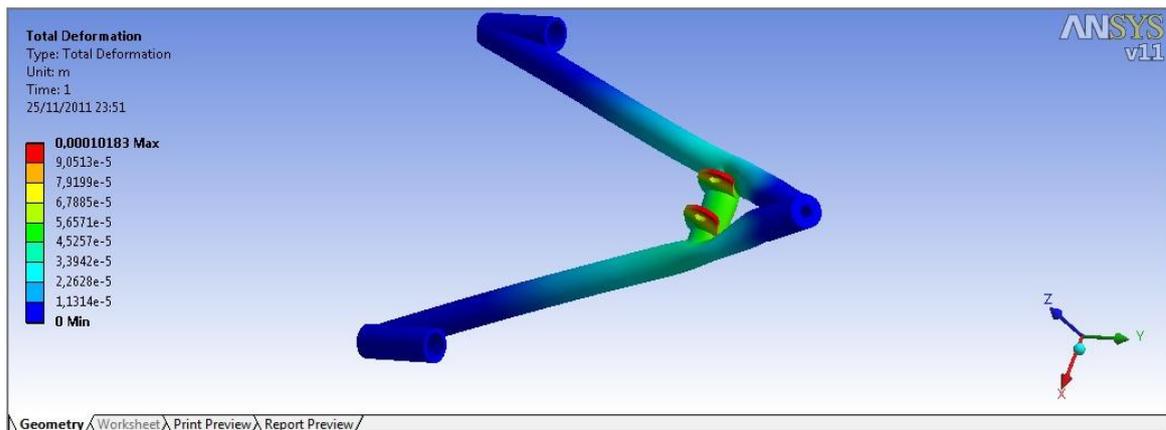


Figura 5.18 – Deformação máxima do braço dianteiro inferior no quinto cenário

Já no braço da suspensão traseira, o menor valor para o fator de segurança obtido foi de 6,5406 e a deformação máxima foi igual a 4,8329e-5 mm conforme indicado nas figuras 5.19 e 5.20 respectivamente.

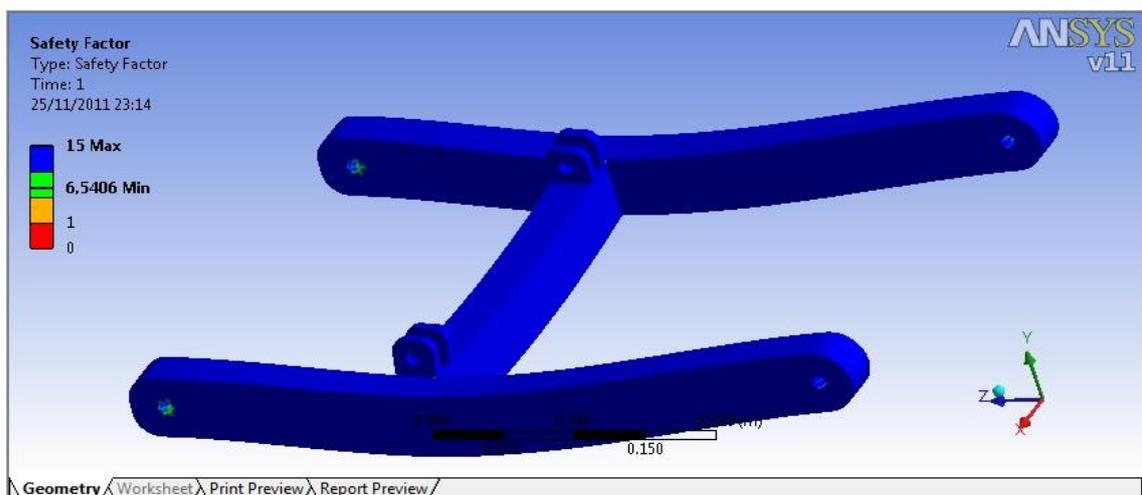


Figura 5.19 – Fator de segurança mínimo do braço traseiro no quinto cenário

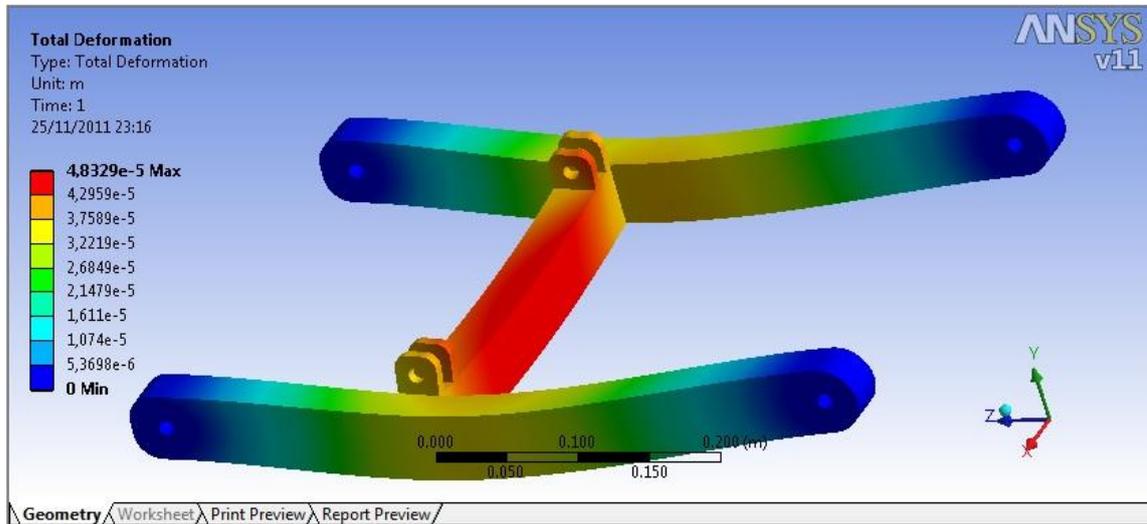


Figura 5.20 – Deformação máxima do braço traseiro no quinto cenário

Feitas as simulações numéricas, observou-se que o cenário que mais solicitou a suspensão dianteira foi o terceiro cenário, onde o fator de segurança mínimo obtido foi de 2,2794.

Já para a suspensão traseira, o cenário que mais a solicitou foi o segundo cenário onde o fator de segurança mínimo encontrado foi de 3,1442.

As deformações dos componentes foram, na maioria dos cenários, da ordem de 10^{-5} mm podendo-se considerá-las assim desprezíveis.

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Na execução do projeto preliminar realizado neste trabalho, alguns parâmetros foram arbitrados devido à falta de dados concretos, não sendo este suficiente para caracterizar totalmente a suspensão real. No entanto o objetivo de apresentar uma metodologia destinada à caracterização dos componentes de mola e amortecedor e verificar como o veículo se comportará de fato foi atingido.

A análise feita neste trabalho deixou de levar em consideração alguns fatores tais como: pontos de solda, resistência do ar, fadiga dos elementos estruturais podendo possuir alguma discrepância do que é observado na realidade. Porém a metodologia desenvolvida servirá de base para a próxima etapa do projeto que deverá ser o projeto detalhado.

A falta de dados concretos do projeto dificultou o processo de seleção dos componentes. Uma análise mais profunda do sistema deverá ser realizada após definidos completamente os carregamentos, localização do centro de gravidade e layout do veículo (estrutura, peso, disposição dos componentes...).

Os dados relativos a amortecedores e molas não são fornecidos pelos fabricantes, sob o pretexto de serem dados de projeto, porém foi possível efetuar a seleção dos componentes entrando em contato com o fornecedor, que baseado no coeficiente de amortecimento médio e na massa suspensa equivalente e na rigidez, recomendou o modelo que mais se aproxima do especificado no projeto.

O dimensionamento baseado na simulação numérica dos componentes mostrou-se adequado, porém é interessante que em uma futura análise leve-se em consideração concentradores de tensões devidos à soldagem e fixação dos elementos.

Com isso encerra-se este trabalho tendo sido atingido o objetivo de propor uma metodologia para dimensionamento, seleção dos componentes e simulação numérica dos componentes estruturais.

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

- OKABE, Eduardo Paiva, Metodologia de projeto para desenvolvimento de suspensão veicular, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2003. 158 p. Dissertação (Mestrado)
- FREITAS, Luís M. 2005. Estudo da Dinâmica Vertical de uma Suspensão Veicular do tipo MacPherson. São Carlos, 2006.122 p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- LITTAUER, M. A., Crouwel. J. H. Wheeled Vehicles and Ridden Animals in the Ancient Near East, Leidenj: E. J. Brill, 1979.
- CHOLLET, H. M, Curso Prático e Profissional para Mecânicos de Automóveis – O Veículo e seus Componentes Mecânicos. Editora Hemus, São Paulo-Sp, Brasil.
- MILLIKEN, W. F. (1995). *Race Car Vehicle Dynamics*, Society of Automotive Engineers, p.755-786
- TORESAN, Wilson Jr. (2001). A importância do exame pericial nos pinos esféricos (pivôs) para articulações de direção e suspensão de veículos automotores- Análise de casos. IGP/RS.
- GILLESPIE, T. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics, Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992, 495p.
- NETO, A. COSTA (2005), *Dinâmica veicular*, Universidade de São Paulo, São Paulo, BR, p.65-115
- SHARP, R.S; PILBEAM, C. (1993). Achievability and value of passive suspension designs for minimum pitch response, Proceedings I.Mech.E., Conference on Vehicle Ride and Handling, p. 243-259
- DIXON, J. C. (1999). The Shock Absorber Handbook, Society of Automotive Engineers, p. 1-138
- OLLEY, M. (1934). *Independent wheel suspension – its whys and wherefores* SAE Transactions, vol. 34, nº 3
- SANTOS, I.F. *Dinâmica de sistemas mecânicos*, São Paulo: Makron Books, 272p., 2001.
- VIANA, D. M.;SILVA, M. F. S. (2011). **Projeto de um veículo elétrico para apoio à coleta seletiva: uma experiência que une ensino, pesquisa e extensão.** 11p. – Universidade de Brasília.

- BARROSO, D. A. Estudo do Balancim da suspensão do protótipo fórmula SAE, Universidade Federal do Ceará, Fortaleza-CE, 65p., 2009
- MACORIN, R. B. Estudo sobre suspensão automotiva focada em veículos *off-Road*, São Paulo, 2006.

FIGURAS

- 1.1 Disponível em: < www.encontracarros.com.br> acesso em: 26/05/2011
- 1.2 Disponível em: < www.alibaba.com.br> acesso em: 19/05/2011
- 2.3 Disponível em: < www.haraguaximim.com.br> acesso em: 20/04/2011
- 2.4 Disponível em: < www.forumauto.com.br> acesso em: 02/05/2011
- 2.7 Disponível em: < www.bestcars.com.br> acesso em: 11/04/2011
- 2.8 Disponível em: < www.santos.olx.com.br> acesso em: 11/04/2011
- 2.9 Disponível em: < www.cmmfisica.blogspot.com> acesso em: 12/04/2011
- 2.10 Disponível em: < www.nakata.com.br> acesso em: 12/04/2011
- 2.11 Disponível em: < www.fnva.com.br> acesso em: 12/04/2011
- 2.12 Disponível em: < www.autoentusiastas.com.br> acesso em: 12/04/2011
- 2.13 Disponível em: < www.trgindustrial.com.br> acesso em: 12/04/2011
- 2.14 Disponível em: < www.sarancar.com.br> acesso em: 14/04/2011
- 3.1 Disponível em: < www.abrapneus.com.br> acesso em: 20/04/2011
- 3.2 Disponível em: < www.abrapneus.com.br> acesso em: 20/04/2011
- 3.3 Disponível em: < www.movidosagasolina.com.br> acesso em: 29/05/2011
- 3.4 Disponível em: < www.movidosagasolina.com.br> acesso em: 29/05/2011
- 3.6 Disponível em: < www.bestcars.com.br> acesso em: 28/05/2011
- 3.7 Disponível em: < www.portalsaofrancisco.com.br> acesso em: 20/06/2011
- 3.8 Disponível em: < www.tuningnews.com.br> acesso em: 03/06/2011
- 3.10 Disponível em: < www.carroantigo.com.br> acesso em: 03/06/2011
- 3.12 Disponível em: < www.auto hoje.com.br> acesso em: 04/06/2011
- 3.13 Disponível em: < www.carbibles.com.br> acesso em: 04/06/2011
- 3.14 Disponível em: < www.autotomar.com.br> acesso em: 04/06/2011
- 3.15 Disponível em: < www.tiagosilva.org.br> acesso em: 04/06/2011
- 3.18 Disponível em: < www.abrazheleno.com.br> acesso em: 07/06/2011
- 3.19 Disponível em: < www.quatrorodas.abril.com.br> acesso em: 07/06/2011
- 4.1 Disponível em: < www.oficinaecia.com.br> acesso em: 09/06/2011
- 4.4 Disponível em: < www.pequenasnotaveis.com.br> acesso em: 26/06/2011

ANEXO

Código utilizado para o modelo da seção 5.2

```
Clc
clear all

%Parâmetros iniciais
k1= 2;
k2= 2;
keq= 4;
kp1=kp2=kp3= 4;
J1= 2000;
J2= 2000;
mc= 1800;
l1= 2;
l2= 2;
l3= 5;
l4= 2;
m1=m2=20;
m3= 25;

%Matriz massa
MASSAS=eye(6);
MASSA(1,1)= mc;
MASSA(2,2)= J1;
MASSA(3,3)= J2;
MASSA(4,4)= m1;
MASSA(5,5)= m2;
MASSA(6,6)= m3;

%Matriz Rigidez
RIGIDEZ(1,1)= k1+k2+keq;
RIGIDEZ(1,2)=(keq*l3)-((k1+k2)*l4);
RIGIDEZ(1,3)=((k1*l1)-(k2*l2));
RIGIDEZ(1,4)= -k1;
RIGIDEZ(1,5)= -k2;
RIGIDEZ(1,6)= -keq;
RIGIDEZ(2,1)= (-((k1+k2)*l4)+(keq*l3));
RIGIDEZ(2,2)= ((keq*l3^2)+((k1+k2)*l4^2));
RIGIDEZ(2,3)= ((k2*l4*l2)-(k1*l4*l1));
RIGIDEZ(2,4)= k1*l4;
RIGIDEZ(2,5)= k2*l4;
RIGIDEZ(2,6)= -keq*l3;
RIGIDEZ(3,1)= ((k1*l1)-(k2*l2));
RIGIDEZ(3,2)= ((k1*l4*l1)-(k2*l4*l2));
RIGIDEZ(3,3)= ((k1*l1*l1)-(k2*l2*l2));
RIGIDEZ(3,4)= -(k1*l1);
RIGIDEZ(3,5)= -(k2*l2);
RIGIDEZ(3,6)= 0;
RIGIDEZ(4,1)= -k1;
RIGIDEZ(4,2)=(k1*l4);
RIGIDEZ(4,3)=-(k1*l1);
RIGIDEZ(4,4)= (k1+kp1);
```

```

RIGIDEZ(4,5)= 0;
RIGIDEZ(4,6)= 0;
RIGIDEZ(5,1)= -k2;
RIGIDEZ(5,2)= k2*14;
RIGIDEZ(5,3)= -k2*12;
RIGIDEZ(5,4)= 0;
RIGIDEZ(5,5)= (k2+kp2);
RIGIDEZ(5,6)= 0;
RIGIDEZ(6,1)= -keq;
RIGIDEZ(6,2)= -(keq*13);
RIGIDEZ(6,3)=0;
RIGIDEZ(6,4)= 0;
RIGIDEZ(6,5)= 0;
RIGIDEZ(6,6)= (keq+kp3);

[m_vib,freq]=eig(inv(MASSA)*RIGIDEZ); %Modos de vibração
freq_n= sqrt(diag(freq));
xlswrite('C:\Documents and
Settings\Administrador\Desktop\PG.xlsx',m_vib,'plan1','J3:P9');
xlswrite('C:\Documents and
Settings\Administrador\Desktop\PG.xlsx',freq_n,'plan1','Q3:Q9');
disp('Concluído');

end

```

Códigos ees utilizados para cálculo das solicitações no sistema de suspensão

"Distribuição estática de Forcas no reboque"

"Dados de Entrada (podem variar)"

```

g= 9,81
M= 1100
W= M*g
b= (480,3/1000)
a= 1,6547

```

"Somatório de força na direção y"

$$F_r + F_w - W = 0$$

"Somatório de Momentos em relação ao CG"

$$(F_r * a) - (F_w * b) = 0$$

"Forca de Reação em uma roda"

$$F_{1Roda} = (F_w / 2)$$

"Massa virtual suportada por cada suspensão"

$$M_v = (F_{1Roda} / g)$$

"Distribuição de forcas no triciclo"

```

W= 8200
g= 9,81
b= 0,70556
a= 1,29844

```

$$b_1 = 0,59156$$

$$F_r = 2428$$

"somatório de momentos"

$$((F_f \cdot a) - (F_t \cdot b) + (F_r \cdot b_1)) = 0$$

"somatório de força"

$$F_t + F_f - W - F_r = 0$$

$$F_{1f} = (F_f / 2)$$

$$M_{v_traseira} = (F_t / g)$$

$$M_{v_frente} = (F_{1f} / g)$$