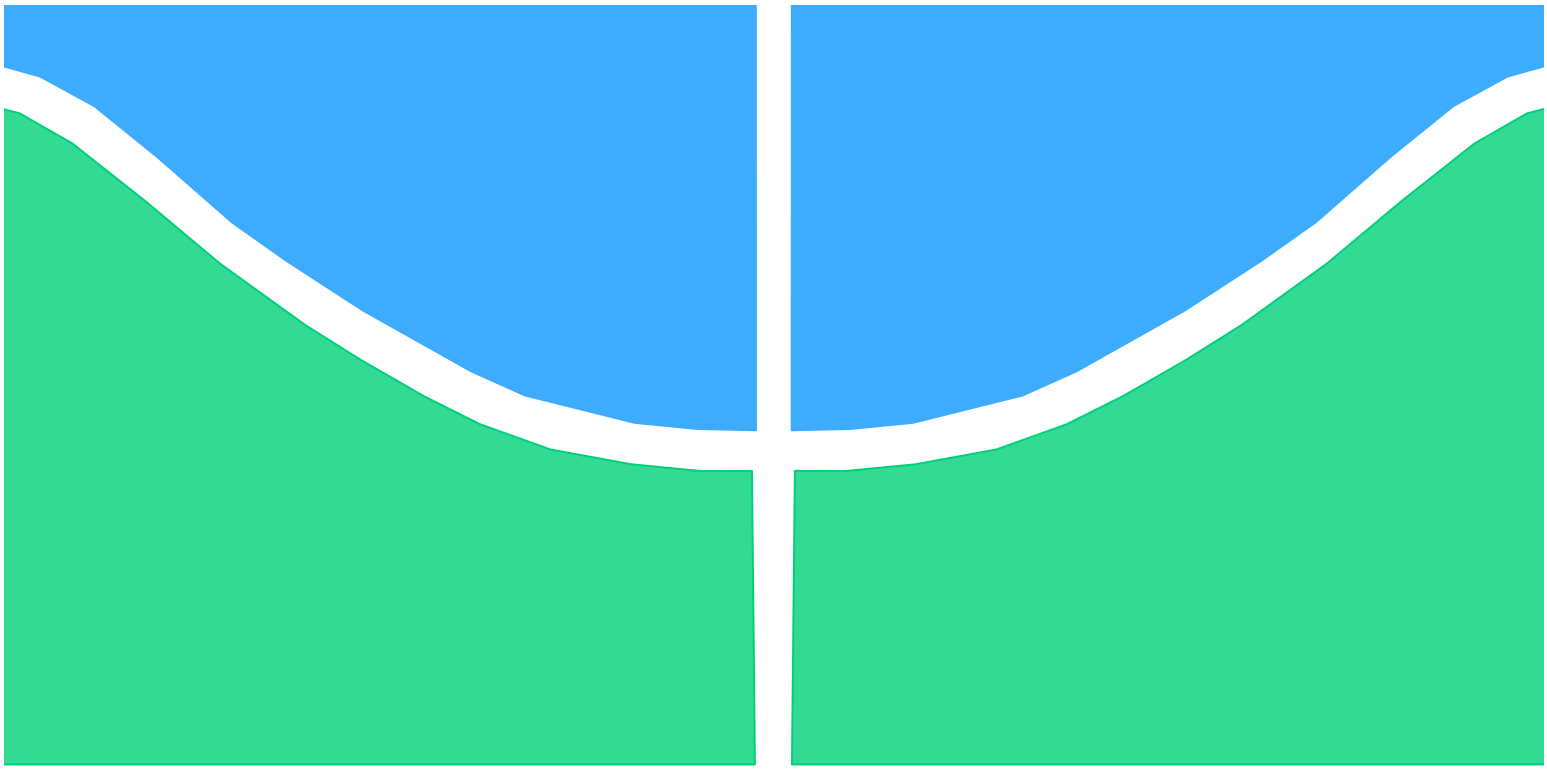


PROJETO DE GRADUAÇÃO

PROJETO DE SISTEMA DE SUSPENSÃO DIANTEIRA DO VEÍCULO ELÉTRICO CICLAR

Por,

Rafael de Melo Carvalho

Brasília, Dezembro de 2015

UNIVERSIDADE DE BRASILIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

UNIVERSIDADE DE BRASILIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

POR,

Rafael de Melo Carvalho

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

Banca Examinadora

Prof. Dianne Magalhães Viana, UnB/ ENM
(Orientador) _____

Prof. Rafael Shayani, UnB/ ENE _____

Prof. Marcus Vinicius Girão de Morais UnB/ ENM _____

Brasília, Dezembro de 2015

RESUMO

O Projeto Ciclar é um projeto que visa desenvolver um veículo elétrico destinado à coleta seletiva no campus Darcy Ribeiro e promover a integração entre alunos de Engenharia Mecânica, Elétrica, Mecatrônica e Design.

O sistema de suspensão é um componente fundamental do projeto de um veículo pois ele é responsável por absorver os impactos com o solo e oferecer estabilidade e dirigibilidade.

O presente trabalho consiste em apresentar os tipos de suspensão disponíveis no mercado e selecionar um modelo que mais se adequa ao protótipo do projeto Ciclar. Após essa escolha é feito um projeto de suspensão incluindo braços e conjunto mola-amortecedor com a finalidade de testar e fabricar tais componentes e assim colocar o veículo em circulação.

ABSTRACT

The Ciclar Project is a project that aims at developing an electric vehicle for the selective collection on the campus Darcy Ribeiro and to promote integration between students of Mechanical, Electrical and Mechatronic Engineering and Design.

The suspension system is a key component of a vehicle design as it is responsible for absorbing the impact with the ground and to provide stability and maneuverability.

This work aims at presenting the types of suspension available in the market and to select a model that suits the Ciclar project prototype's needs. After that a suspension design including the arms and spring-damper assembly are designed for the purpose of testing and to manufacture such components and thus put the vehicle in motion.

SUMÁRIO

1.INTRODUÇÃO 1
1.1. Motivação 2
1.2. Objetivos e Organização do Trabalho 2
2 FUNDAMENTOS PARA O PROJETO DA SUSPENSÃO 3
2.1 Interação Pneu/Solo 3
2.2 Pino Mestre 3
2.3 Variação de Cambagem 4
2.4 Ângulo de Caster 5
2.5 Variação da Convergência 6
2.6 Variação de Bitola 7
2.7 Variação do Centro de Rolagem – Roll Center 8
2.8 Efeitos Anti 10
3 CONFIGURAÇÕES DE VEÍCULOS E TIPOS DE SUSPENSÃO 12
3.1 Comparativo entre carros de quatro v.s. três rodas 12
3.1.1 Histórico carro três rodas 12
3.1.2 Configurações possíveis 12
3.1.3 Vantagens 13
3.1.4 Desvantagens 14
3.1.5 Escolha de um modelo 14
3.2 Tipos de Suspensão 15
3.2.1 McPherson 15
3.2.2 Double Wishbone 17
3.2.3 Multi-Link 20
3.2.4 Trailing-Arm 21
3.2.5 Semi-Trailing-Arm 23
3.2.6 Eixo Rígido 24
3.2.7 Eixo Semi-Rígido 26
3.3 Escolha do modelo 27
3.4 Dinâmica Vertical 27
3.4.1 Modelo Simplificado de ¼ de Veículo 27
4 PROPOSTA DO PROJETO E METODOLOGIA 29
4.1 Introdução a Proposta 29
4.2 Metodologia 31
4.3 Seleção do Tipo Suspensão 31
4.4 Seleção de Material 32
4.5 Estimativa do Fator de Segurança 33
4.6 Design dos Braços da Suspensão dianteira 34
4.6.1 Limitações Braços da Suspensão dianteira 34
4.6.2 Braços da suspensão dianteira 34
4.7 Seleção preliminar dos componentes de suspensão 36
4.8 Efeito do reboque 38
5 SIMULAÇÃO NUMÉRICA 42
5.1 Simulação Numérica dos Componentes 44
5.1.1 Veículo Carregado em repouso 44
5.1.2 Veículo Carregado Acelerando 48
6 COIL-OVERS 50
6.1 Amortecedor 50
6.2 Mola 52
6.3 Luva externa 52
6.4 Montagem 55
7 CÁLCULO DO FATOR DE AMORTECIMENTO E CONSTANTE DA MOLA . 55
CONSIDERAÇÕES FINAIS 57
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS 58
ANEXOS 60

LISTA DE SÍMBOLOS

θ – ângulo

ϕR – ângulo anti-squat

ϕF– ângulo anti-drive

e – excentricidade

Ro – Centro de rolagem

hRo – Altura do centro de rolagem

Δ – del

t – tempo

n – fator de segurança

F_b – Força atuante na massa suspensa “M”

F_w – Força atuante na massa não suspensa “m”

Z_s – Deslocamento da massa suspensa “M”

Z_w – Deslocamento da massa suspensa “m”

Z_r – Deslocamento da pista

K_s – Rigidez da mola principal da suspensão

K_t – Rigidez do pneu

C_s – Coeficiente de amortecimento do amortecedor

f_n – frequência natural;

W = massa do veículo;

W_b = massa do reboque;

F_{xb} = componente longitudinal da força do reboque;

F_{zb} = componente perpendicular da força do reboque;

h_1 = altura do centro de gravidade do veículo;

h_2 = altura do engate do reboque;

h_3 = altura do centro de gravidade do reboque;

b = distancia do centro de gravidade do veículo para o eixo dianteiro;

c = distancia do centro de gravidade do veículo para o eixo traseiro;

d = distancia do centro do eixo traseiro para o engate;

e = distancia do centro de gravidade do reboque para o engate;

f = distancia do centro de gravidade do reboque para o eixo do reboque;

d – diâmetro da bitola da mola;

N – número de espiras da mola;

D – diâmetro externo da mola.

LISTA DE FIGURAS

2.1 Pino mestre e Offset da roda 4
2.2 Cambagem negativa 4
2.3 Cambagem positiva 5
2.4 Angulo de caster positivo 5
2.5 Angulo de caster negativo 6
2.6 Angulo de convergência positivo 6
2.7 Angulo de convergência negativo 7
2.8 Variação de bitola 7
2.9 Variação do Centro de rolagem 8
2.10 Variação do centro de rolagem, veículo em curva 9
2.11 Angulo anti-dive 10
2.12 Angulo anti-squat 10

3.1 Configurações possíveis de carros de três rodas 13
3.2 Suspensão dianteira McPherson de um Opel Omega (1999) 15
3.3 Centro de rolagem Ro à altura hRo em uma suspensão McPherson 16
3.4 a) Relação entre a inclinação pino mestre e o centro de pitch em uma suspensão McPherson 2. b) Relação entre a inclinação de pino mestre e o centro de pitch em uma suspensão McPherson 17
3.5 Suspensão traseira Double Wishbone de um Audi A4 18
3.6 Centro de rolagem Ro à altura hRo em uma suspensão Double Wishbone 19
3.7 Centro de rolagem de uma suspensão Double Wishbone no caso em que seus braços são paralelos entre si 20
3.8 Suspensão traseira Multi-Link de uma BMW Série 5 (E39, 1996) 21
3.9 Suspensão Trailing-Arm do Mercedes-Benz Classe A (1997) 22
3.10 Altura do centro de rolagem Ro e o centro de pitch de uma suspensão 22
3.11 Suspensão traseira Semi-Trailing-Arm de um Opel Omega (1999) 23
3.12 Suspensão de eixo rígido de um veículo VW LT utilizando feixe de molas 25
3.13 Sub-esterçamento causado pelos deslocamentos dos feixes de molas 25
3.14 Suspensão traseira de eixo semi-rigido utilizada em VW Golf IV 26
3.15 Modelo simplificado de ¼ de veículo 28

4.1 Protótipo do veículo 29
4.2 Altura mínima de veículos com suspensão alterada 34
4.3 Design final do braço superior 35
4.4 Design final do braço inferior 35
4.5 Montagem final dos braços da suspensão e do Coil-Over 36
4.6 Kit suspensão COMNR-6770 – SummitRacing.com 36
4.7 Suspensão Double Wishbone com pino fixo superior e olhal inferior - Solsticeforum.com 37
4.8 Diagrama de corpo livre do conjunto 38
4.9 Diagrama de corpo livre do reboque 39
4.10 Diagrama de corpo livre do veículo 39

5.1 Malha gerada no braço superior 43
5.2 Malha gerada no braço inferior 43
5.3 Pontos de fixação e força aplicada no braço superior 45
5.4 Pontos de fixação e força aplicada no braço superior 45
5.5 Distribuição de esforços no braço superior 45
5.6 Distribuição de esforços no braço inferior 46
5.7 Deformação máxima no braço superior 47
5.8 Deformação máxima no braço inferior 47
5.9 Distribuição de esforços no braço superior acelerado 48
5.10 Distribuição de esforços no braço inferior acelerado 48
5.11 Deformação máxima no braço superior acelerado 49

5.12 Deformação máxima no braço inferior acelerado 49

6.1 Amortecedor MONROE 51
6.2 Luva do Coil-Over 53
6.3 Porca e Bandeja do Spring Perch 54
6.4 Montagem do Coil-Over 54

LISTA DE TABELAS

1 Condições de rodagem 31
2 Propriedades dos materiais 32
3 Critérios da metodologia de Pugh's 32
4 Números de penalização definidos no projeto 33
5 Propriedades do reboque 40
6 Propriedades do veículo Ciclar 40
7 Propriedades do Aço DIN2393 44
8 Catálogo MONROE 51

LISTA DE TERMOS ESTRANGEIROS

Anti-dive: Propriedade da suspensão de evitar que a dianteira do veículo se aproxime do solo sob frenagem.

Anti-lift: Propriedade da suspensão de evitar que a traseira do veículo se afaste do solo em situações de frenagem.

Anti-squat: Propriedade da suspensão de evitar que a traseira do veículo se aproxime do solo em situações de aceleração longitudinal.

Camber: inclinação da roda com a vertical vista frontalmente.

Caster: é a inclinação da linha, medida em relação à vertical, que liga os pontos externos dos braços superiores e inferiores da suspensão na vista lateral.

Double Wishbone: Modelo de bandeja de suspensão automotiva, semelhante à letra “A”.

Kingpin: ângulo medido pela inclinação da linha que liga os pontos externos dos braços de suspensão superior e inferior, ou ainda, o eixo de rotação de direção da roda na vista frontal.

Scrub: Movimento lateral (oscilatório) do pneu em relação a uma linha reta.

1.INTRODUÇÃO

Entende-se por suspensão veicular o conjunto de componentes responsável por absorver os choques, vibrações ou irregularidades do solo que seriam transmitidos à estrutura ou a um determinado ocupante. Além de absorver qualquer tipo de irregularidade, sistemas de suspensão também estão diretamente ligados à estabilidade e, por consequência, à segurança do veículo.

Para garantir que um sistema de suspensão seja dinâmica e ergonomicamente razoável é necessário deter um conhecimento aprofundado dos possíveis tipos de suspensão para que possa ser selecionado o tipo que melhor se adéqua a cada projeto. Além da análise do tipo de suspensão, é necessário dominar o conhecimento acerca dos parâmetros geométricos, como sua forma de cálculo e sua influência nos outros parâmetros e no veículo.

A partir de pesquisas anteriormente realizadas[14,15] em relação ao veículo de coleta seletiva do Projeto Ciclar, desenvolvido pela Faculdade de Tecnologia da Universidade de Brasília desde 2009, foi realizado um estudo relacionado as escolhas prévias relacionadas à suspensão. Em conjunto com a nova equipe do Projeto foi definida a nova configuração do veículo, mudando de três para quatro rodas. Essa escolha é necessária devido à estabilidade reduzida oferecida pela configuração de três rodas em relação a estabilidade em aceleração e frenagem. No futuro, o carro também irá utilizar um reboque para o carregamento do material reciclável coletado, e o uso de reboque em três rodas compromete o eixo traseiro do veículo.

O presente trabalho aborda os tipos de suspensões comerciais. Serão apresentados parâmetros principais para se projetar um sistema deste tipo, como os ângulos de camber, caster e convergência/divergência, inclinação do pino mestre, altura do centro de rolagem, bitola de eixo entre outros. Com esse estudo, foi escolhido utilizar o de uma suspensão do tipo *Double Wishbone* na dianteira e *Trailing-arm* na traseira. O *Double Wishbone* é um tipo de suspensão que possui uma alta resistência e possibilita uma maior liberdade nos parâmetros geométricos ao longo de todo o curso do trabalho de suspensão. O sistema *Trailing-arm* é comumente utilizado na traseira de veículos de passeio por ter uma montagem simples e com um ótimo custo benefício.

O veículo também deve, ao final do seu desenvolvimento, ser emplacado e regulamentado pelo DETRAN. Isso cria algumas limitações no que diz respeito a suspensão. É necessário que o projeto da suspensão dianteira *Double Wishbone* deve possuir elementos como amortecedor, mola, pontas de eixo, mangas e rolamentos novos. Com essas limitações, o projeto da suspensão dianteira é definido como o design dos braços de suspensão, seleção de componentes e adaptação dos componentes nas configurações desejadas.

1.1. Motivação

Ao se analisar o ponto de saturação no qual se encontram os recursos do planeta é possível entender a relevância de projetos tecnológicos sustentáveis. Pensando nisso, os Departamentos de Engenharia Elétrica e Mecânica uniram-se na criação do Projeto Ciclar, que visa desenvolver um veículo elétrico destinado à coleta seletiva no campus Darcy Ribeiro. Por meio de uma análise da rota a ser efetuada, escolheu-se um conjunto composto por um motor elétrico e seu controlador, além de 63 baterias de Lítio. Além disso, projetou-se toda a eletrônica embarcada do veículo. Quanto à parte mecânica, vários projetos foram desenvolvidos e estão sendo fabricados, como, Chassi, freios, suspensões, transmissão e fixação de equipamentos eletrônicos do veículo.

O estudo de sistemas de suspensão é responsável por garantir mais segurança a veículos de passeio e oferecer um melhor desempenho para veículos de passeio e competição.

A criação de um sistema de suspensão para o veículo Ciclar é necessário para o desenvolvimento final do veículo. Com o sistema definido e totalmente montado, a Equipe Ciclar pode continuar com as suas atividades visando colocar o carro em circulação o quanto antes.

1.2. Objetivos e Organização do Trabalho

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;
- Criar o modelo da suspensão no *SolidWorks*;
- Simulação Numérica do modelo;
- Esquema de montagem dos Amortecedores.

O trabalho está organizado da seguinte maneira:

- Comparativo entre três v.s. quatro rodas;
- Tipos de suspensão disponíveis no mercado;
- Fundamentos de suspensão;
- Proposta de Projeto;
- Simulação Numérica;
- Esquematização dos *Coil-Overs*;
- Cálculo do fator de amortecimento e da constante da mola.

2 FUNDAMENTOS PARA O PROJETO DA SUSPENSÃO

2.1 Interação Pneu/Solo

É de fundamental importância saber que toda interação do veículo com o solo se submete à área de contato entre o pneu e o solo. A dirigibilidade e a estabilidade do veículo depende dessa interação com o solo na frenagem, na tração, nas manobras, entre outros.

Nos veículos em geral pode-se observar que não é interessante o pneu estar sempre em contato com o solo. Em buracos, é melhor que a roda não desça de forma abrupta evitando trancos e instabilidade no veículo. Num percurso que exige manobrabilidade durante a curva, as rodas percorrem caminhos e distancias diferentes e se não possuir um diferencial no eixo entre as rodas, um dos pneus irá arrastar no solo e criará um momento contrário ao desejado para o veículo fazer curva, neste caso um pequeno descolamento da roda de dentro da curva ajudará o veículo a fazer curva durante a manobra. Mas para a aceleração constante do carro, seria ideal sempre manter o contato dos pneus com o solo.

Na configuração da suspensão dianteira existem variações geométricas no seu curso vertical, variação da cambagem, da bitola e da convergência, devido à barra da direção. Essas variações podem gerar esforços indesejáveis e desnecessários, que criam resistência à rolagem, devido a variação de convergência e podem provocar escorregamento do pneu prejudicando a dirigibilidade e segurança.

O estudo dessa interação do pneu com o solo é muito complexo e sua modelagem é complicadíssima. O pneu não possui uma rigidez elástica constante e varia com a pressão, gera histerese e aquecimento durante uso, o formato da estrutura e o desenho com muitos tipos de sulcos na superfície, podendo até mesmo ser liso, muitos parâmetros que geram comportamentos diferentes durante o contato com o solo. Ainda existe o fator solo, que pode ser liso, úmido, áspero, esburacado, firme, solto, etc.

2.2 Pino Mestre

A roda direcional é projetada para girar em torno do pino mestre e tanto pode ser nas rodas dianteiras como nas traseiras, mas é muito comum o conjunto direcional serem nas rodas dianteiras.

O pino mestre possui uma inclinação que é o ângulo entre o plano da roda e o seu eixo. Essa inclinação gera um momento auto-alinhante quando a roda esterça e pode diminuir a distância “e” que é excentricidade do pino mestre – *Offset* da roda. Quando a roda esterça, a inclinação faz a roda levantar o eixo criando uma situação instável. Essa situação instável gera o momento auto–alinhante,

que varia proporcionalmente ao ângulo “θ” e à excentricidade “e”. A figura 2.1 mostra a relação do pino mestre e o *offset* da roda.

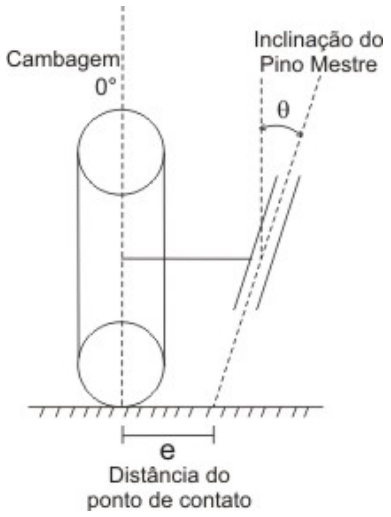


Figura 2.1: Pino Mestre e Offset da roda.

2.3 Variação de Cambagem

A cambagem é definida pelo ângulo formado entre o plano da roda e plano vertical, podendo ser negativo ou positivo. As figuras 2.2 e 2.3 mostram os efeitos de cambagem negativa e positiva.

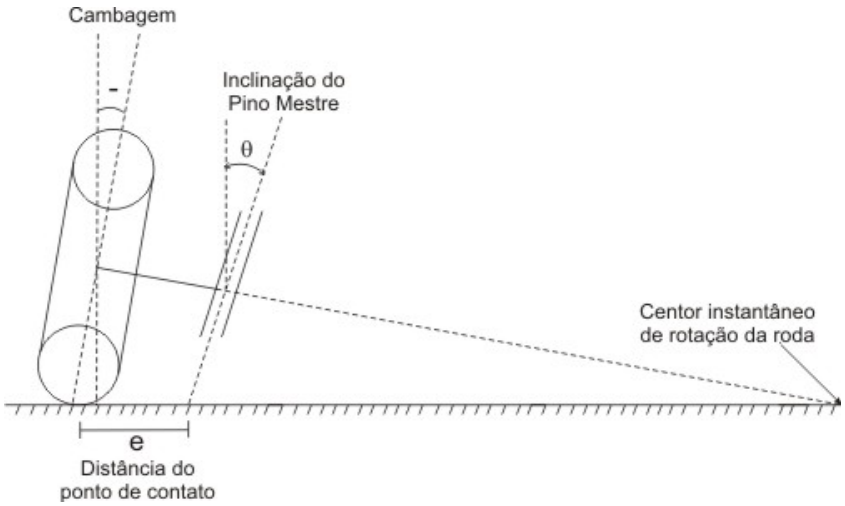


Figura 2.2: Cambagem Negativa

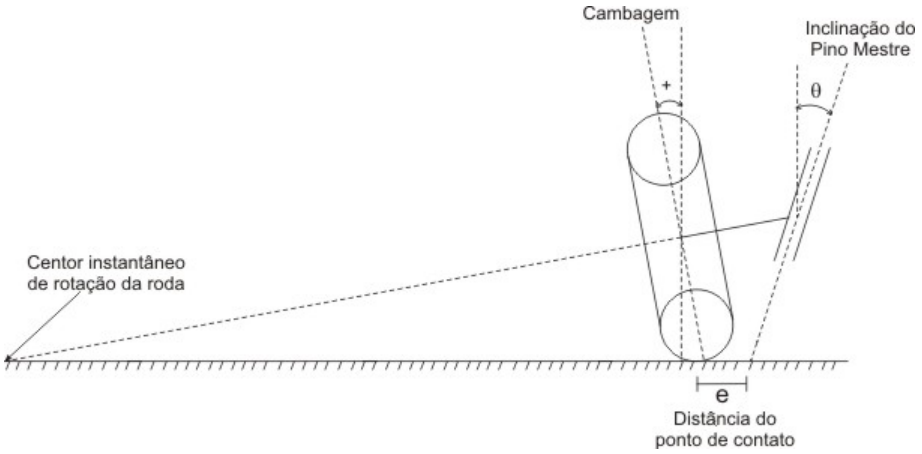


Figura 2.3: Cambagem Positiva.

Essa variação da cambagem durante o curso da suspensão gera uma variação da distância "e" entre o ponto de contado do pneu e ponto de intersecção do eixo do pino mestre com o solo.

A cambagem também pode influenciar na área de contado do pneu, principalmente nos pneus comerciais de face plana. Essa área de contato tende a aumentar se a cambagem for negativa, melhorando a resistência no contato pneu-solo nos esforços laterais, e tende a diminuir se a cambagem for positiva, facilitando o escorregamento. A cambagem positiva provocará um desgaste maior na área externa do pneu e a cambagem negativa um desgaste na parte interna do pneu.

2.4 Ângulo de Caster

O ângulo de caster é a inclinação do pino mestre numa vista lateral. A figura 2.4 mostra o ângulo de caster positivo.

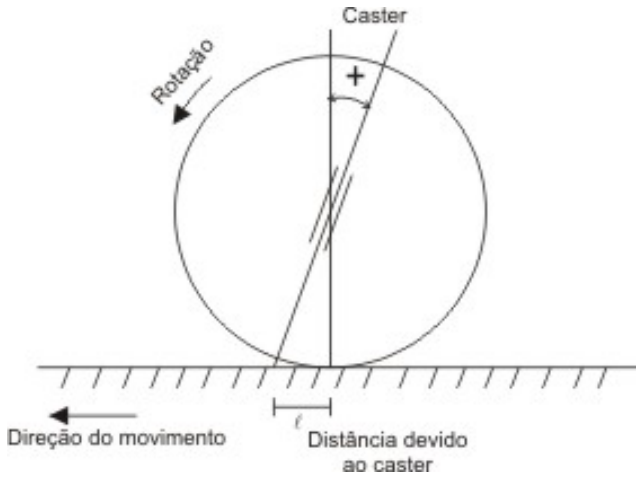


Figura 2.4: Ângulo de Caster Positivo.

O ângulo de caster é positivo se a intersecção com o solo for atrás do ponto de contato do pneu e positivo caso contrário. Devido à distância "*l*", o ângulo de caster positivo também provoca um momento auto–alinhante. Se o conjunto direcional for na traseira o ângulo de Caster deverá ser

negativo para provocar o momento auto-alinhante. O contrário dos dois criará uma instabilidade no conjunto direcional. A figira 2.5 mostra o ângulo de caster negativo.

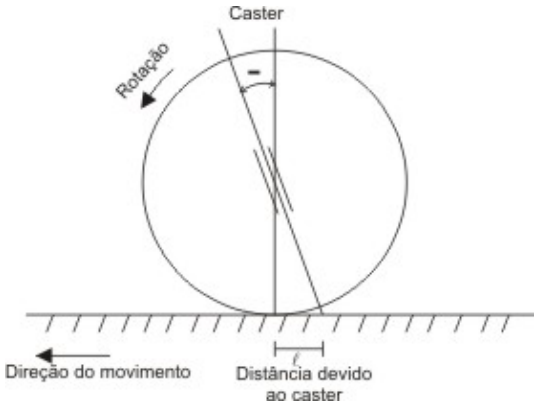


Figura 2.5: Ângulo de Caster Negativo.

2.5 Variação da Convergência

Se as rodas não estiverem paralelas elas formam um ângulo que é chamado de ângulo de convergência. A convergência é o ângulo formado pelo plano da roda o eixo longitudinal do veículo. A figura 2.6 e 2.7 mostram, respectivamente, o ângulo de convergência positivo e negativo.

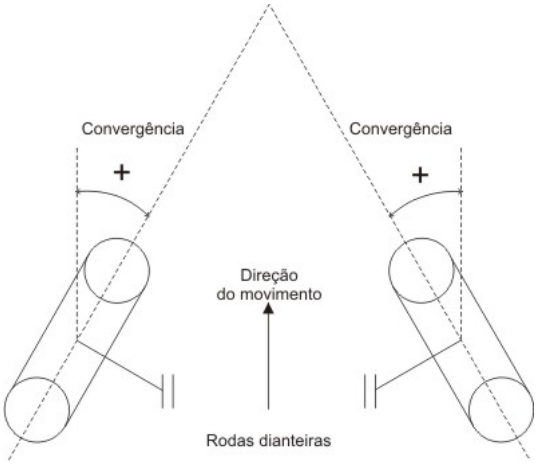


Figura 2.6: Ângulo de Convergência Positivo.

Durante o curso vertical da suspensão o ângulo de convergência pode variar, devido ao mecanismo direcional que se move junto com a suspensão. Se a barra da direção tiver um centro de rotação diferente do centro de rotação da roda, certamente irá provocar uma variação da convergência durante o curso da roda. O problema é que praticamente nunca o centro de rotação da roda é constante.

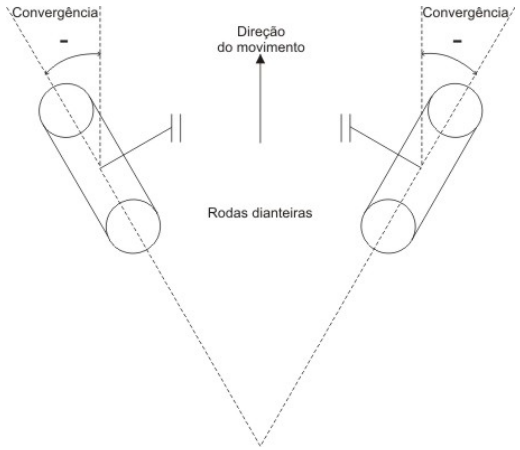


Figura 2.7: Ângulo de Convergência Negativo.

Um ângulo de convergência excessivo provocará desgaste do pneu e resistência à rolagem.

2.6 Variação de Bitola

A Bitola é a distância entre as rodas. Durante o curso da suspensão a bitola pode varia. A figura 2.8 mostra a variação de bitola.

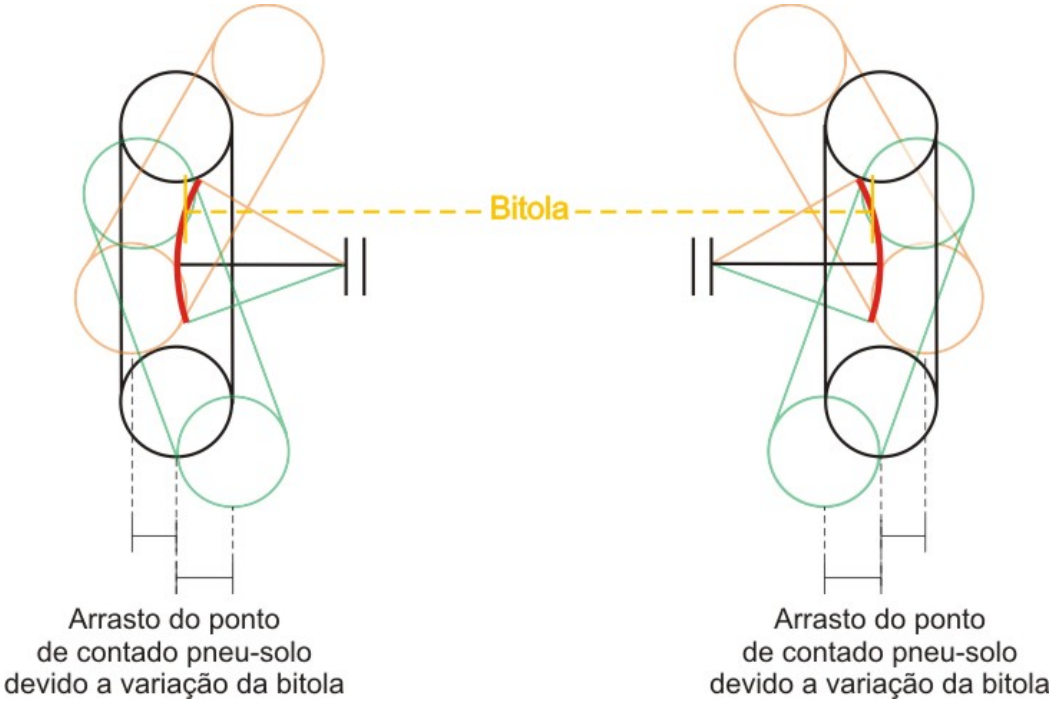


Figura 2.8: Variação da Bitola.

Tomando o centro da roda como ponto inicial e acompanhando sua trajetória, em vermelho, durante o curso da suspensão, é possível verificar a variação da bitola. Essa variação em conjunto com a variação de cambagem provoca um arrasto considerável do ponto de contato do pneu com o solo.

2.7 Variação do Centro de Rolagem – Roll Center

O centro de rolagem é o ponto na vista frontal pelo qual a massa suspensa inclina quando o veículo faz curva, é o ponto onde são aplicadas as forças laterais do pneu durante a curva.

O Centro de Rolagem é a intersecção da linha de centro com a linha que liga o ponto de contado do pneu e o centro instantâneo de rotação da roda. A figura 2.9 mostra a variação do centro de rolagem.

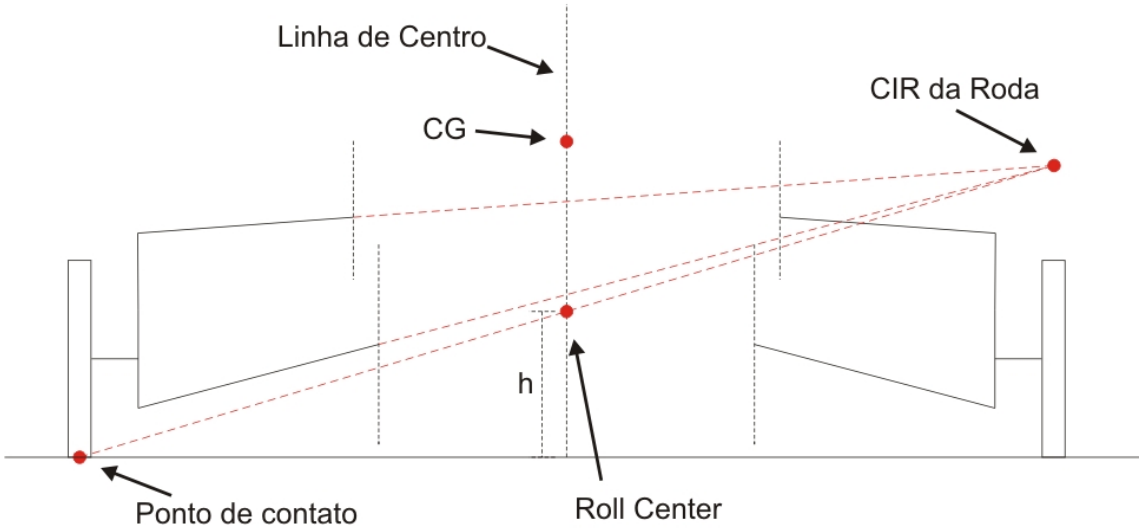


Figura 2.9: Variação do Centro de Rolagem

O Centro de Rolagem é fundamental no estudo do veículo em tráfego e principalmente na sua dirigibilidade, tanto para conforto quanto para segurança.

Em curva, um centro de rolagem alto pode gerar um excessivo esfregamento da face lateral externa do pneu, já um baixo centro de rolagem pode gerar uma rolagem excessiva da massa suspensa, que causa muito desconforto aos passageiros.

O movimento de rolagem da massa suspensa é afetado pelo momento gerado pela força centrípeta durante a curva e a altura do CG em relação ao Centro de Rolagem. Quando maior a altura do CG em relação ao centro de rolagem, maior será o momento e, consequentemente, sua inclinação. O sistema de suspensão reage gerando forças contrárias ao movimento de inclinação da massa suspensa, aumentando a carga na roda que está externa à curva. Para diminuir essa rolagem é muito comum o uso de barras estabilizadoras e sistemas mais modernos utilizam sistemas de suspensão ativa.

A altura do Centro de Rolagem em relação ao solo também afeta a dinâmica, principalmente na transferência de carga em curva. Quanto maior for essa altura, maior será a transferência de carga.

O centro de rolagem pode variar quanto a sua altura seguindo a linha de centro, quando a suspensão é comprimida ou estendida, porque o CIR da roda varia. Em curva o centro de rolagem varia muito até mesmo saindo da linha de centro. Essa variação dificulta ainda mais o estudo da inclinação da massa suspensa e do efeito da transferência de carga na roda. Podendo gerar efeitos totalmente indesejáveis, como capotamento e transferência de carga excessiva, que faz com que o pneu atinja seu ponto de saturação e diminui a capacidade força lateral. A figura 2.10 mostra a mudança da altura "h" do centro de rolagem no veículo em curva.

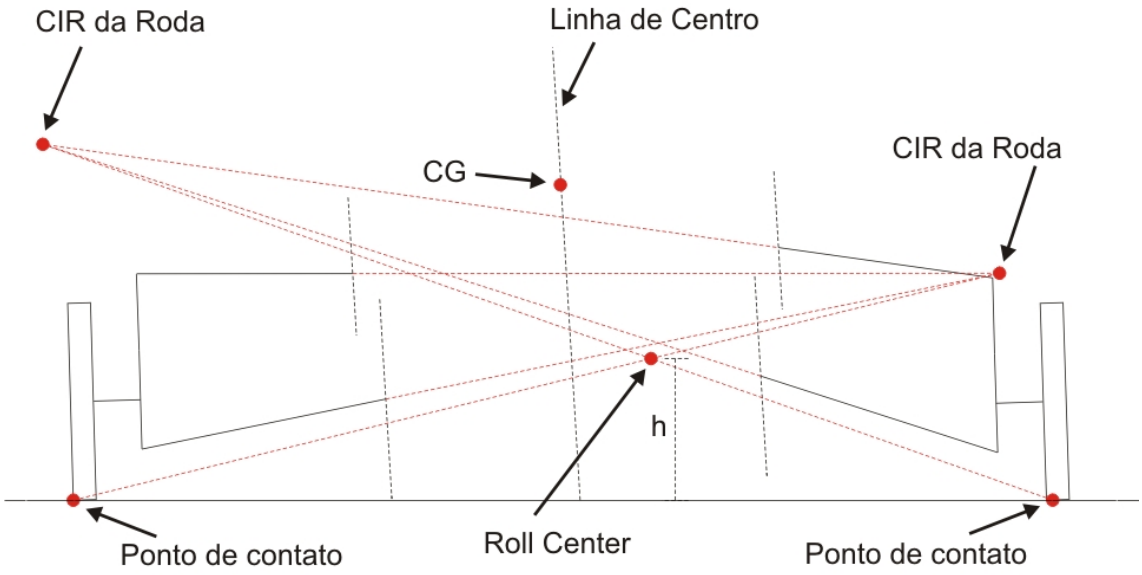


Figura 2.10: Variação do centro de rolagem, veículo em curva

O estudo da dinâmica lateral fica mais completo quando é feito um estudo do Centro de Rolagem dianteiro junto com o traseiro, que gera uma linha em torno da qual o veículo inteiro inclina.

2.8 Efeitos Anti

Os efeitos “anti” em uma suspensão descrevem a relação das forças longitudinais e verticais entre as massas suspensa e não suspensa. Desta maneira, calculam-se os efeitos “anti” para estimar o comportamento do carro sobre situações de aceleração e frenagem. A figura 2.11 mostra os efeitos do *anti-dive* e a figura 2.12 do *anti-squat*.

A transferência total de cargas longitudinais sob ação de aceleração ou frenagem é função dos parâmetros:

Distância entre eixos (l);

Altura do centro de gravidade (h);

Força de frenagem ou aceleração: $(massa\ do\ carro)x\,{}^{a_x}/_{g}$;

O *anti-dive*, ou anti-mergulho, reflete a situação em que as molas, juntamente com a estrutura da suspensão, reagem a uma frenagem. Se uma suspensão tem 100% de *anti-dive*, toda a forca longitudinal é transferida para os braços da suspensão, ou seja, nenhuma carga é transferida para as molas. No entanto, se o projeto previr 0% de *anti-dive* toda a força é transferida para as molas e nenhuma carga para a estrutura. O *anti-lift* ocorre na suspensão traseira na situação de frenagem, quando ocorre o levantamento da suspensão. Um anti de 0% é obtido quando ϕF e ϕR são iguais a zero.

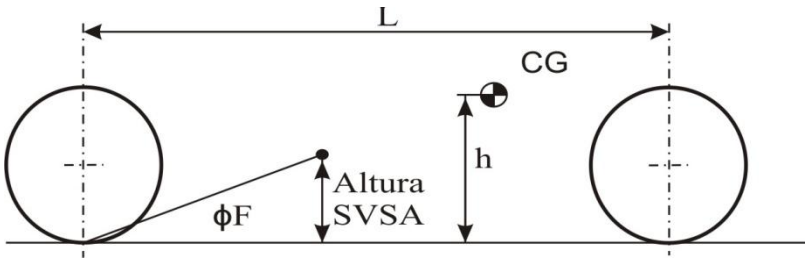


Figura 2.11: Ângulo anti-dive – Milliken & Milliken, 1995

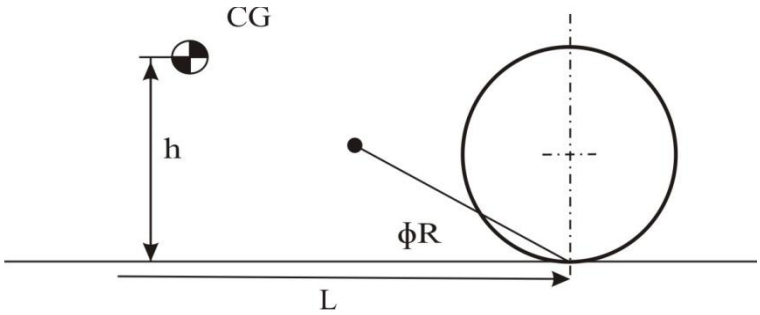


Figura 2.12: Ângulo anti-squat (Milliken & Milliken, 1995)

Utiliza-se o valor do ângulo de *anti-dive* como um dos parâmetros para o cálculo da altura do CI lateral, o qual pode ser obtido de duas maneiras. Na primeira, estima-se um valor desejável para esse

efeito em função do ângulo ϕF e obtêm-se uma altura desejada do CI. Dessa maneira, obtêm-se os pontos de ancoragem da suspensão no chassi.

O *anti-lift* também depende do ângulo ϕR. Esse parâmetro é a reação da traseira do carro a situações de frenagem. No momento que o carro é submetido a uma frenagem a dianteira tende a mergulhar de encontro ao solo (*anti-dive*), portanto, a traseira tende a levantar. O quanto a suspensão reage a essa situação é função do ângulo ϕR e sua interpretação é feita do mesmo jeito que é feito para o *anti-dive*, ou seja, quanto maior o valor do *anti-lift*, maior a força de reação exercida pelos braços da suspensão.

3 CONFIGURAÇÕES DE VEÍCULOS E TIPOS DE SUSPENSÃO

3.1 Comparativo entre carros de quatro v.s. três rodas

3.1.1 Histórico carro três rodas

A ideia de um carro de três rodas não é nova. Carros de três rodas existem mesmo antes da patente do motor *Wagen* desenvolvido por Henry Ford. Leonardo da Vinci, no século 15, já tinha criado esboços de um carro de três rodas que era movido por um mecanismo de propulsão similar ao movimento de um relógio. Em conjunto, o engenheiro Nicolas Cugnot criou um trator que possuía um design de três rodas e era movido por um motor a vapor em 1769.[1,3]

Durante o século 20 esses modelos ganharam popularidade devido ao seu preço e peso baixos até o final da década de 20, onde a indústria moveu para o modelo de quatro rodas como o padrão. O cenário mudou novamente após a 2ª guerra mundial onde os países que eram os polos da produção mundial de veículos estavam com suprimentos escassos e a própria população não tinha condições de pagar um carro de quatro rodas, muito caro para ser fabricado, e motocicletas não atendiam suas necessidades.[1,3]

Assim, empresas como a inglesa Bond Cars Ltd e a alemã BMW começaram a fabricar modelos pequenos de três rodas que rodavam com motores de cilindro único e com alta eficiência no consumo de combustível. O Bond Minicar fazia 42,5 quilômetros por litro. Além disso, devido as legislações do Reino Unido, usuários de motocicletas não precisariam de uma nova carteira de motorista para dirigir os carros de três rodas e os mesmos entravam numa configuração de carro que receberia menos impostos de compra, impostos de legalização e por fim menores valores de seguro. [1,3]

3.1.2 Configurações possíveis

Um veículo de três rodas possui uma forma triangular. A escolha do modelo do triangular vem do projetista que tem que considerar fatores como passageiros, tamanho e posição do motor e posicionamento de outros fatores críticos, sendo assim as duas configurações como duas rodas na frente ou duas rodas atrás. O motor pode tanto mover uma roda como as duas opostas, assim como a direção. Essa diferença está ilustrada na figura 3.1.

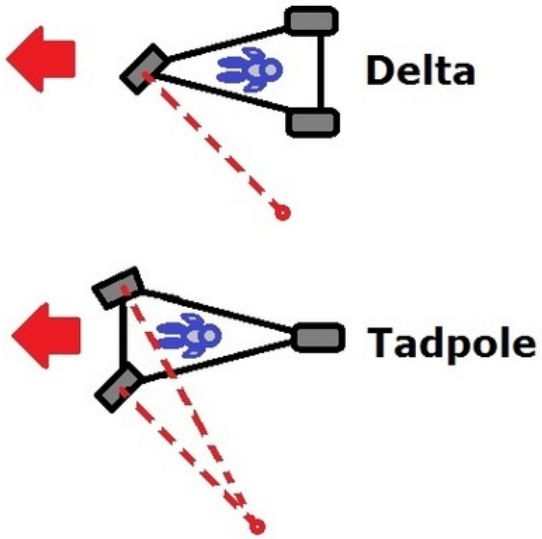


Figura 3.1 - Configurações possíveis de carros de três rodas

Possuir uma roda frontal é a configuração chamada de *delta*. O Mazda-Go, o primeiro carro de três rodas feito pela Mazda, possuía essa configuração para possibilitar um porta malas traseiro. Os benefícios iniciais da configuração delta é o seu baixo custo. A maioria de carros em configuração delta possuem motor traseiro e a direção na roda dianteira, o que é muito barato de se construir do ponto de vista de direção. [1,3]

A outra configuração possível é chamada de *tadpole*, onde temos duas rodas na dianteira. Modelos como o Campagna Motors T-Rex e o Volkswagen GX-3 usam essa configuração. Carros *tadpole* são muito mais estáveis que carros delta devido ao motor traseiro movendo uma única roda e as duas dianteiras responsáveis pela direção. Existe também um benefício aerodinâmico em carros de configuração *tadpole*, onde o seu design é o mais próximo de um perfil de asa, diminuindo a resistência do ar. [1,3]

3.1.3 Vantagens

A primeira vantagem a ser discutida na utilização de um carro de três rodas é o seu consumo energético. A maioria desses carros no passado possuíam motores de motocicletas, que forneciam ótimo consumo de combustível e espaço para os passageiros assim como proteção que a moto não possuía. [1,3]

Além disso, como discutido no tópico anterior, os carros na configuração *tadpole* são mais aerodinâmicos que carros de quatro rodas, onde normalmente tem um formato retangular.

Por fim, eles são mais seguros que motocicletas, por que possuem uma maior estabilidade geral devido a sua configuração, possuem cintos de segurança, para-brisas e uma carroceria que protege os passageiros.

3.1.4 Desvantagens

Assim como é uma vantagem usar motores leves de motocicletas, uma das grandes desvantagens desse modelo é a sua limitação de peso. [2] Devido ao seu tamanho reduzido definido por projeto, ele fica limitado a usar motores menores e carregar pouco peso. O histórico de carros de três rodas com motores maiores e mais robustos resulta em veículos não compactos ou de dimensões de motocicletas.

Além disso, a análise da estabilidade deve ser revista. A configuração de três rodas muda o cálculo da sua estabilidade lateral [2], resultando na necessidade de definir distâncias maiores entre os eixos maiores para veículo de quatro rodas.

A consequência desse fator é o alargamento do carro, que não é o objetivo desse projeto. Logo, a configuração mais indicada para a aplicação e o peso do projeto seria a configuração tadpole, por essa configuração garantir uma dirigibilidade optimizada. [1,3]

Por fim, a aceleração é problemática numa configuração *tadpole*, onde a frenagem é problemática na configuração *delta*. [2] Definido no trajeto do projeto o veículo precisar sair do Campus Darcy Ribeiro e transitar na rodovia L4 norte para entregar o material reciclável. Como a L4 norte é uma via de alta velocidade, 80 km/h, a instabilidade durante a aceleração seria um fator negativo do uso de um modelo de três rodas.

3.1.5 Escolha de um modelo

Devido aos fatores apresentados, a escolha do modelo de quatro rodas foi adotada para o projeto.

O próximo tópico do referencial teórico engloba os tipos de suspensão disponíveis no mercado, mostrando seu princípio de funcionamento, vantagens e desvantagens.

3.2 Tipos de Suspensão

3.2.1 McPherson

Este tipo de suspensão é muito encontrado em eixos dianteiros de veículos de passeio. Também pode ser aplicada em eixos traseiros. Trata-se de um braço transversal inferior e o conjunto mola amortecedor agindo como um braço de controle. [5,8]

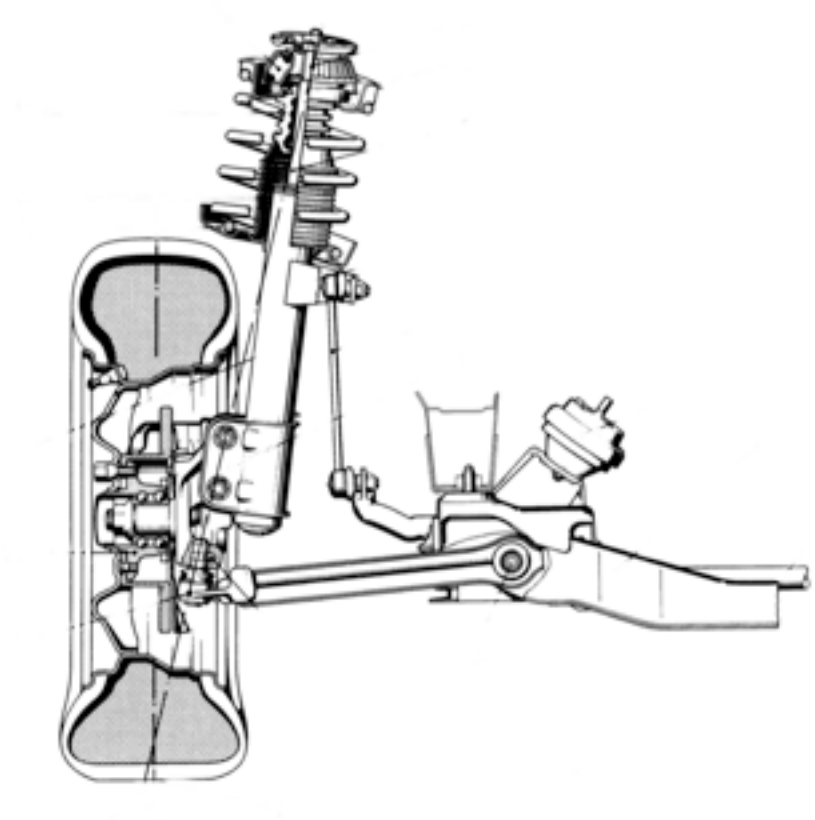


Figura 3.1: Suspensão dianteira McPherson de um Opel Omega (1999) –Reimpell et. Al (2006).

Esta configuração possibilita as seguintes vantagens e desvantagens:

Vantagens:

- Simplicidade;
- É um sistema leve e de baixo custo;
- Baixa transmissibilidade;
- Apenas dois pontos de fixação na estrutura do veículo são necessários;
- Compacto, permitindo acomodação de um motor maior;

Desvantagens:

- O fuso do amortecedor pode ser submetido à flexão, tendo que ser reforçado;
- O atrito entre o pistão e o fuso do amortecedor prejudica o desempenho do sistema;
- Alto nível de vibrações transmitidas ao veículo, reduzindo o conforto;
- Possibilidade de definição de centro de rolagem reduzido e dependente da inclinação do pino mestre e do pino mestre *off-set;*
- Ângulo de caster dependente do centro de *pitch*;
- Difícil controle da cambagem e variação da bitola de eixo;

Com intuito de reduzir as forças atuadas no conjunto mola-amortecedor, um terceiro ponto de fixação pode ser instalado afim de resistir às forças longitudinais e laterais. Assim, o atrito entre o pistão e o fuso do amortecedor é reduzido.

As vibrações transmitidas à estrutura do veículo podem ser solucionadas pelo estudo destas vibrações, com o objetivo de se projetar isolantes de vibração que resolvam esses problemas sem que prejudique no controle da posição da roda. [5,8]

Para encontrar o centro de rolagem de uma suspensão McPherson é traçado uma reta paralela à reta que passa pelo ponto de fixação da mola-amortecedor na estrutura do veículo e o ponto de fixação do braço inferior na manga de eixo. Esta reta deve interceptar o primeiro ponto. O centro de rolagem então, será dado pela intersecção desta reta com o prolongamento do braço inferior.

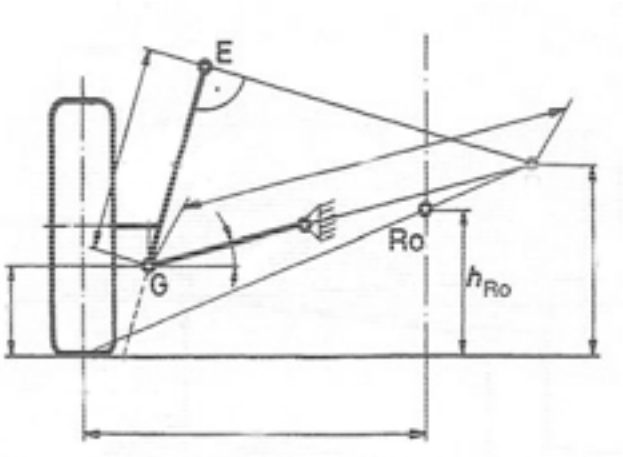
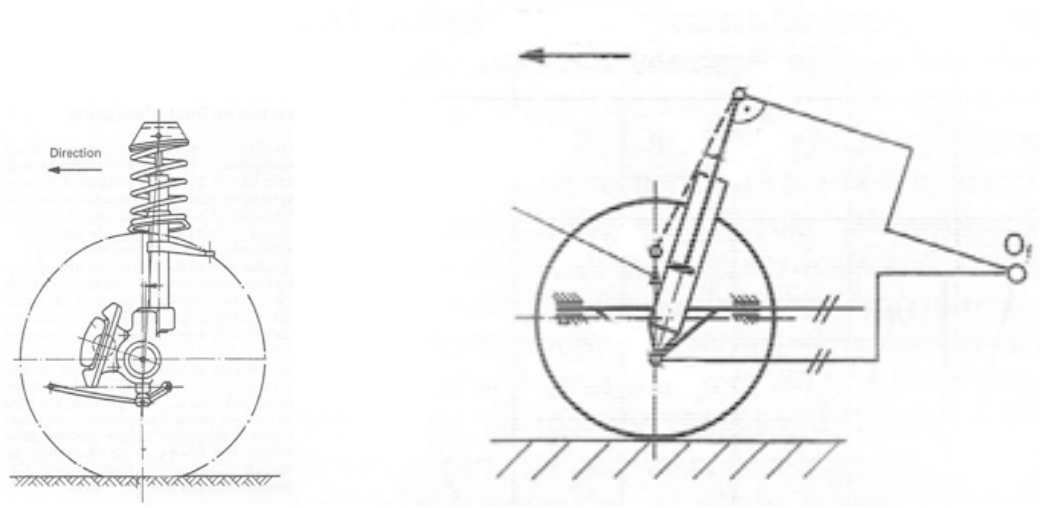


Figura 3.2: Centro de rolagem Ro à altura hRo em uma suspensão McPherson – Reimpell et. Al (2006).

A inclinação do pino mestre e consequentemente o pino mestre *off-set* são dependentes entre si e relacionados com a reta EG mostrada na Figura. Analogamente, o ângulo de caster influencia no

centro de pitch sendo que ambos variam de acordo com o trabalho da suspensão, pois a angulação longitudinal da reta EG varia.



(a) **(b)**

Figura 3.3: a) Relação entre a inclinação de pino mestre e o centro de pitch em uma suspensão McPherson – Reimpell et. al (2006). b) Relação entre a inclinação de pino mestre e o centro de pitch em uma suspensão McPherson – Reimpell et. al (2006).

3.2.2 Double Wishbone

Quando comparada a suspensão McPherson, a Double Wishbone tem um controle superior da geometria de acordo com o curso vertical da roda e rolagem da carroceria em curvas, aceleração e frenagem. No caso de suspensão dianteira ainda se soma a variação da convergência e divergência. Outra grande vantagem é uma melhor distribuição das cargas para a carroceria que, no caso da McPherson, está concentrada em um só ponto, na torre do amortecedor, onde alguns veículos costumam apresentar trincas. Ela consiste basicamente de dois braços em forma de "A" superpostos e pode ser utilizada tanto em eixos dianteiros quanto traseiros. O amortecedor e a mola podem ser fixados tanto em um dos braços quanto na manga de eixo. [5,8]

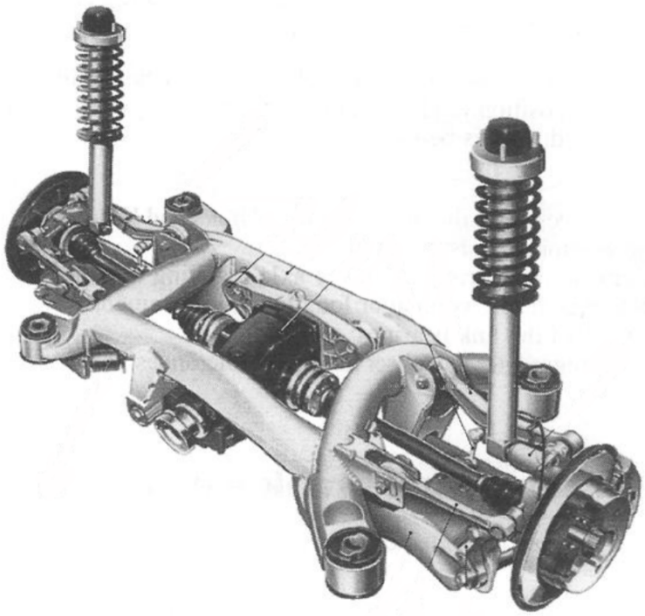


Figura 3.5: Suspensão traseira Double Wishbone de um Audi A4 Quattro

Este tipo de suspensão fornece as seguintes vantagens e desvantagens:

Vantagens:

- Aplicação em eixos dianteiro ou traseiro;
- Qualquer tipo de tração, dianteira, traseira ou integral;
- Maior liberdade cinemática possível;
- Maior possibilidade de ajustes de camber e centro de rolagem;
- Melhor localização dinâmica das rodas em estradas acidentadas e em curvas;
- Capaz de suportar grandes impactos;

Desvantagens:

- Altos custos devido ao número de articulações;
- Tolerâncias estruturais limitadas (sem sub-chassis);
- Devido às pequenas distâncias entre os pontos de apoio, requer buchas mais rígidas para prevenir alterações excessivas da posição da roda;
- Prejuízo para o conforto;
- Pode ter cambagem positiva em curvas de alta velocidade;
- Maior peso do sistema em comparação a um sistema MacPherson para o mesmo automóvel;

A liberdade maior na sua geometria provém uma variação maior na cambagem. Quanto mais longo o braço inferior, menor a variação de bitola de eixo, e quanto menor o braço superior em relação ao inferior, mais negativa será a cambagem em compressão e mais positiva será em extensão, causando uma estabilidade maior em curvas. O efeito combinado dos tamanhos e angulações dos braços ditarão a cambagem. Logo, o controle da posição da roda é tal que é possível projetar uma suspensão que forneça a cambagem ideal em curvas ou obstáculos. [5,8]

O centro de rolagem é facilmente encontrado na suspensão Double Wishbone. É dado pela intersecção do prolongamento dos dois braços.

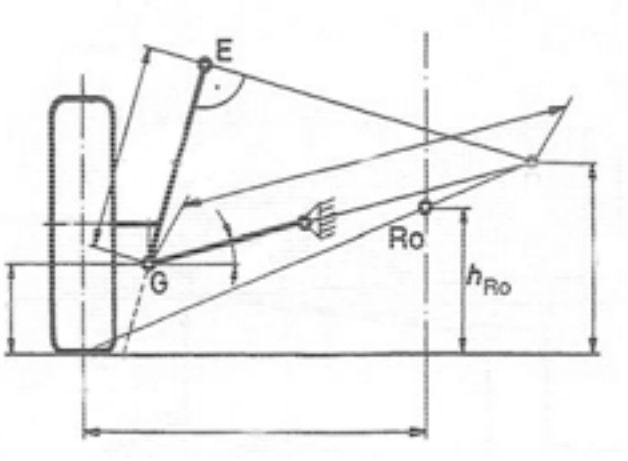


Figura 3.6: Centro de rolagem Ro à altura hRo em uma suspensão Double Wishbone – Reimpell et. al (2006).

Variando a angulação dos braços, pode-se obter praticamente qualquer posição desejada para o centro de rolagem. Nota-se que, diferentemente da suspensão McPherson, o centro de rolagem é independente da inclinação do pino mestre e do pino mestre *off-set*. No caso em que os braços são paralelos entre si, o centro de rolagem está no infinito. Entretanto, como a altura do centro de rolagem é definida como sendo contida no plano central do veículo, ela pode estar apenas a poucos milímetros do solo.

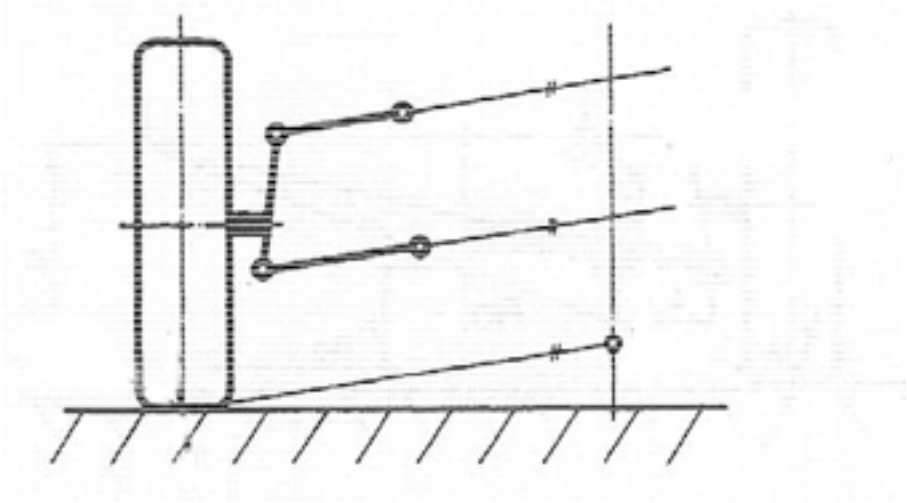


Figura 3.7: Centro de rolagem de uma suspensão Double Wishbone no caso em que seus braços são paralelos entre si – Reimpell et. al (2006).

O centro de *pitch* é dado pela angulação dos braços entre si em relação ao eixo y. A desvantagem de se ter uma diferença de angulação entre os braços é que o caster varia com o trabalho da suspensão. A angulação dos braços também pode causar movimentos longitudinais indesejados. Porém, em certos casos uma angulação inversa ao *anti-dive* pode ser introduzida para diminuir o impacto das rodas com obstáculos e, consequentemente, reduzir os esforços sobre os elementos da suspensão. [5,8]

Uma grande vantagem deste tipo de suspensão é que pode ser projetada de modo que uma pequena variação de movimento das rodas cause um grande deslocamento do conjunto mola-amortecedor, assegurando um bom do funcionamento do amortecedor. Por este motivo, é ideal para veículos de rua que possuem curso de suspensão reduzido.

3.2.3 Multi-Link

A suspensão *Double Wishbone* no eixo traseiro não fornece um controle preciso de convergência das rodas. Para suprir esta deficiência, existe a suspensão *Multi-Link*, que consiste em três a cinco braços de controle. A grande vantagem deste tipo de suspensão traseira é que todos os parâmetros podem ser controlados de forma independente assim como na dianteira *Double Wishbone*. Se uma suspensão traseira *Double Wishbone* possuir um braço de controle de convergência também pode ser classificada como *Multi-Link.* [5,8]

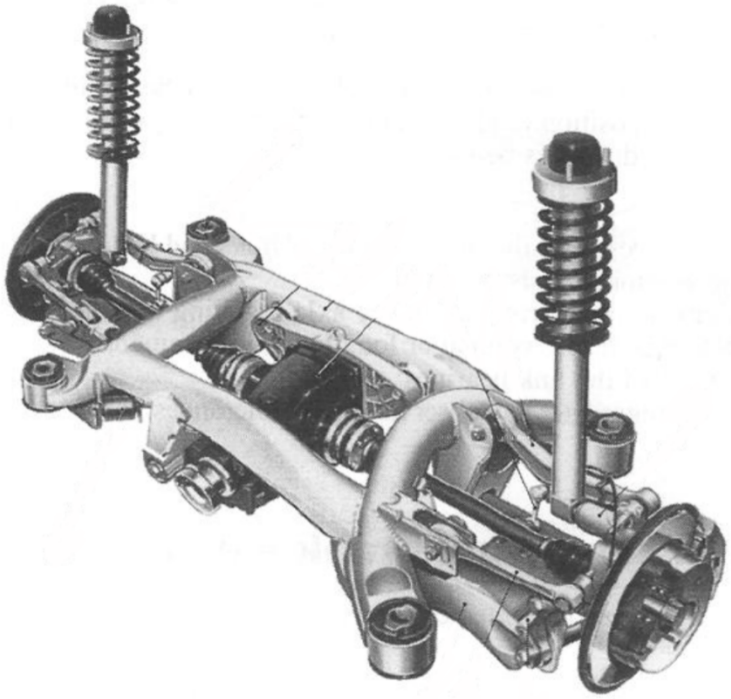


Figura 3.8: Suspensão traseira Multi-link de uma BMW Série 5 (E39, 1996) – Reimpell et. Al (2006).

Este tipo de suspensão possui a desvantagem de possuir um custo mais elevado com relação às suspensões à que normalmente substitui (*Double Wishbone* e *Semi-Trailing-Arm*), porém pode fornecer ótimos desempenhos.

É difícil a generalização da definição de parâmetros tipo de suspensão, pois o arranjo dos braços pode ser o mais variado possível, portanto, não será feita.

3.2.4 Trailing-Arm

Utilizada normalmente em eixos traseiros de veículos com tração traseira, a suspensão *Trailing-Arm* consiste apenas de braços longitudinais que são responsáveis pela transmissão de forças longitudinais e laterais. Devido a essa configuração, ela está sujeita a diversos esforços. Pela sua simplicidade e baixo custo, é largamente utilizada em veículos de passeio de baixo custo. [5,8]

Figura 3.9: Suspensão Trailing-Arm do Mercedes-Benz Classe A(1997) – Reimpell et. al (2006).

Suas principais vantagens e desvantagens são:

Vantagens:

- Simples e compacto;
- Baixo custo;
- Sem variação de bitola de eixo;
- Massa não-suspensa reduzida.

Desvantagens:

- Centro de rolagem fixo, na altura do solo;
- Pequena variação de cambagem no sentido de prejudicar o desempenho;

A altura do centro de rolagem da suspensão *Trailing-Arm* se encontra no solo, pois a aplicação de uma força lateral no pneu causa a flexão do braço longitudinal e não influencia na rolagem do veículo. O centro de *pitch* se localiza na fixação do braço longitudinal com a estrutura do veículo e, portanto fornece *anti-dive*. [5,8]

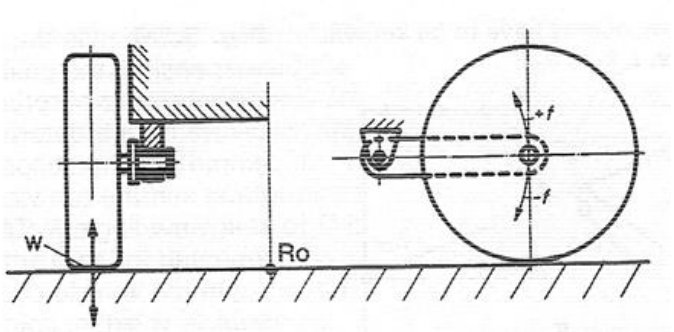


Figura 3.40: Altura do centro de rolagem Ro e centro de pitch em uma suspensão Trailing-Arm – Reimpell et. al (2006).

3.2.5 Semi-Trailing-Arm

É uma variação da *Trailing-Arm*. Consiste em um braço de controle fixado à dois pontos da estrutura do veículo. Assim, é possível realizar um controle sobre a convergência e a cambagem, além de ser possível a definição de um centro de rolagem à uma altura desejada, diferentemente da suspensão *Trailing-Arm*, na qual o centro de rolagem se encontra inevitavelmente no solo. [5,8]

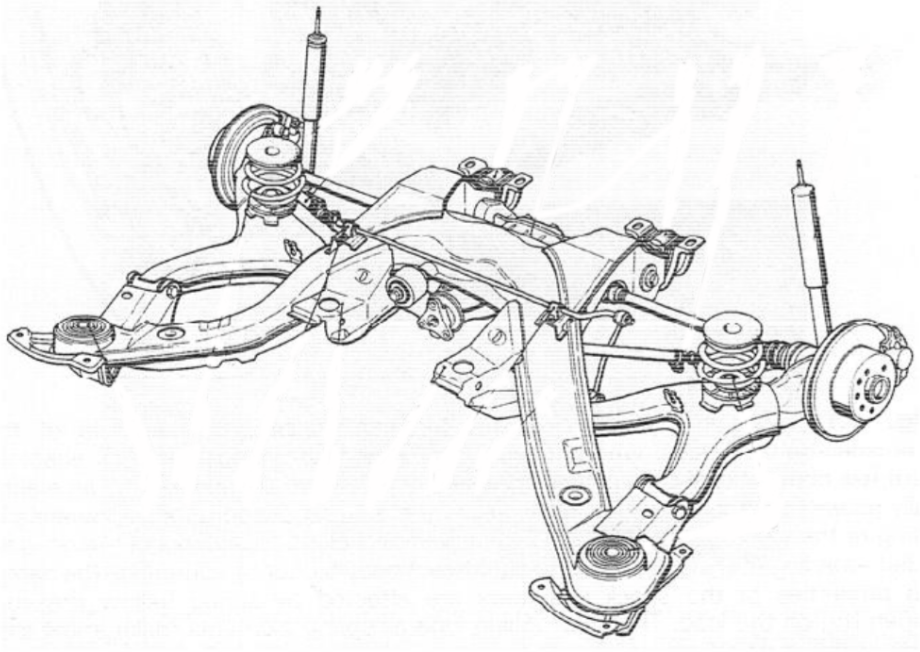


Figura 3.11: Suspensão traseira Semi-Trailing-Arm de um Opel Omega (1999) – Reimpell et. Al (2006).

As seguintes vantagens e desvantagens gerais são atribuídas à suspensão *Semi-Trailing-Arm*:

Vantagens:

- Possibilidade de definição do centro de rolagem e *pitch*;
- Boa capacidade de controle de cambagem e convergência.

Desvantagens:

- Necessita de mais espaço em relação à *Trailing-Arm*;
- Tendência elástico-cinemática ao sobre-esterçamento;
- Dependência da cambagem e da convergência;
- Pequena variação de bitola de eixo.

3.2.6 Eixo Rígido

As suspensões rígidas costumam serem utilizadas em veículos pesados, como caminhões e ônibus, em caminhonetes e também em veículos *off-road*. Possui feixes de molas longitudinais ao invés de molas helicoidais, pois este tipo de suspensão costuma visar o custo ao invés do desempenho. Uma vantagem deste tipo de mola é que ela pode ser o único elemento de fixação da suspensão no chassis do carro pois transmite forças em todas as direções. [5,8] Podem ser utilizadas tanto no eixo dianteiro quanto no traseiro. As vantagens e desvantagens gerais deste tipo de suspensão estão listadas a seguir:

Vantagens:

- Simplicidade, ou seja, menor quantidade de elementos;
- Econômicos em sua fabricação;
- Não produz variações de bitola de eixo, convergência e cambagem;
- Não produz variações de cambagem durante curvas;
- O esterçamento causado pelos efeitos elástico-cinemáticos pode ser ajustado para sub ou sobre-esterçamento.

Desvantagens:

- Dependência de uma roda em relação à outra;
- Necessitam de grande espaço disponível acima do eixo;
- Potencial limitado para ajustes finos;
- Massa não suspensa elevada caso se utilize um diferencial;
- Diferenças de carga nos pneus caso haja um diferencial.

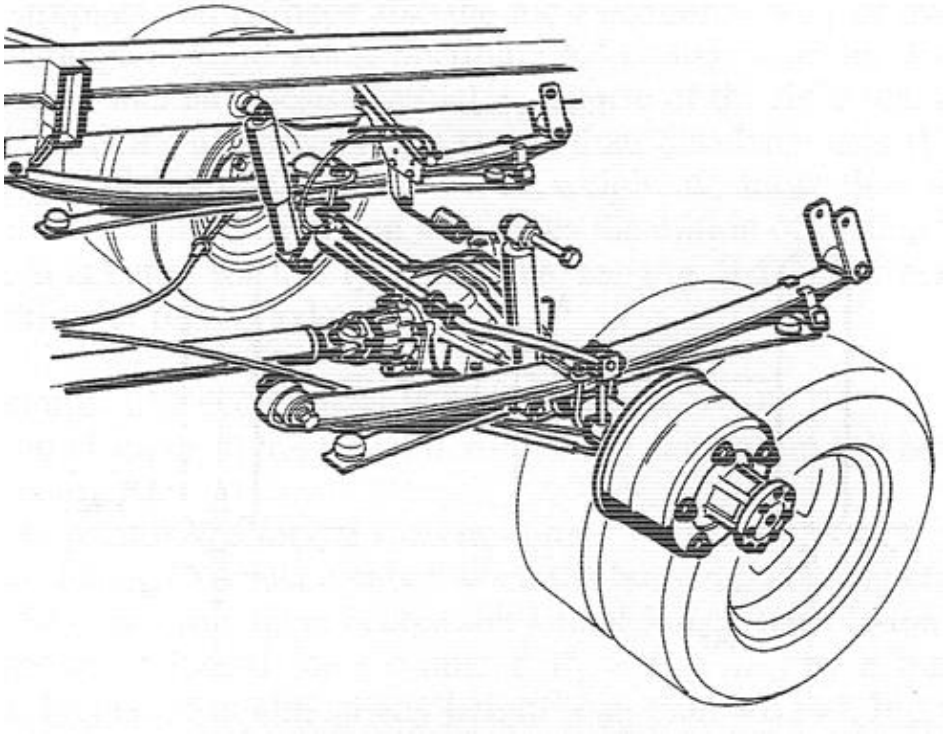


Figura 3.12: Suspensão de eixo rígido de um veículo Volkswagen LT utilizando feixe de molas – Reimpell et. al (2006).

As suspensões de eixo-rígido ainda possuem a vantagem de poderem ser montadas em uma ampla gama de posições com relação à sub-estrutura do chassis. Isto permite que a distância entre as montagens das molas sejam tais que quando o veículo se encontra sob carregamentos elevados (caso de caminhões, por exemplo) o peso é melhor distribuído no chassis e isso faz com que as tensões nele sejam reduzidas. [5,8] Ele pode ainda possuir uma barra-antirolagem para minimizar a rolagem lateral do veículo.

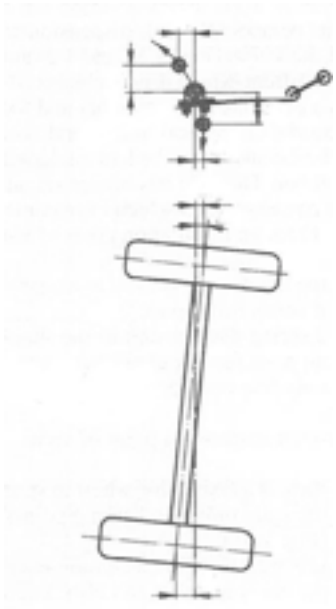


Figura 3.53: Sub-esterçamento causado pelos deslocamentos dos feixes de molas – Reimpell et. Al (2006).

3.2.7 Eixo Semi-Rígido

A suspensão de eixo semi-rígido é a mais utilizada em eixos traseiros de carros de passeio de tração dianteira nos dias de hoje. Isto se deve ao seu ótimo custo-desempenho. Consiste em dois braços longitudinais soldados a um membro que une as rodas. Este membro possui uma rigidez à torção de tal maneira que permite o movimento de uma roda em relação à outra de modo semi-independente funcionando como uma barra anti-rolagem. [5,8]

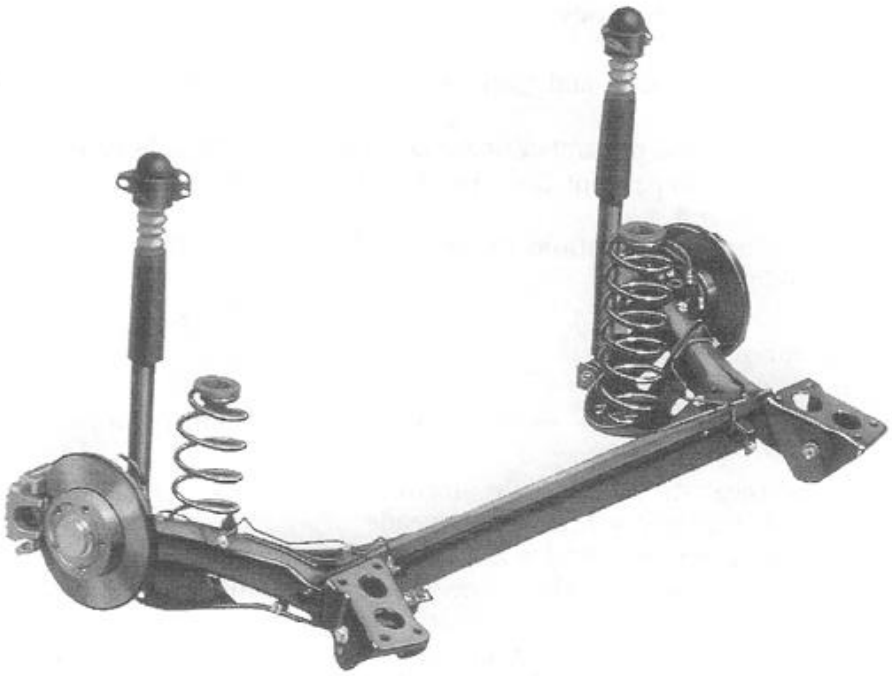


Figura 3.64: Suspensão traseira de eixo semi-rígido utilizada em Volkswagen Golf IV (1997), Volkswagen Bora (1999) e Audi A3 (1996) – Reimpell et. al (2006).

Vantagens:

- As características gerais das suspensões semi-rígidas são:
- Fácil instalação e manutenção;
- Pouco espaço necessário;
- Simples e de baixo custo;
- Apenas dois pontos de fixação na estrutura do veículo;
- Massa não suspensa reduzida;
- Insignificantes variações de convergência e bitola de eixo com o trabalho paralelo ou recíproco da suspensão;
- Pequenas variações de cambagem em curvas;
- Grande liberdade para projetar o centro de pitch traseiro, podendo-se reduzir consideravelmente o levantamento da traseira do veículo.

Desvantagens:

- Tendência ao sobre-esterçamento em curvas;
- Limitações quanto ao controle das rodas;
- Alto nível de vibrações causando desconforto;
- A estrutura do veículo deve ser bem reforçada nos pontos de fixação, pois recebem cargas superpostas em todas as direções.

3.3 Escolha do modelo

Mostrados os tipos disponíveis, foi definido que no projeto serão utilizados a suspensão *Double Wishbone* na dianteira e *Trailing-arm* na traseira. O presente projeto visa analisar somente a suspensão dianteira.

O próximo tópico, Fundamentos, diz respeito ao elementos necessários para o cálculo de uma suspensão genérica.

3.4 Dinâmica Vertical

A Dinâmica Vertical é o estudo do comportamento veicular em relação aos movimentos e forças que atuam na direção perpendicular à via. A ampla faixa de velocidade que um veículo trafega gera uma ampla faixa de vibrações que são relacionadas aos sistemas de suspensão, trem de força, solo e conforto do passageiro. [9,10,12,13]

Esse estudo deve analisar previamente as fontes de excitação como da rugosidade do solo, rotação e deformação dos pneus, rotação de eixos articulados e motor. Para um estudo conceitual pode-se utilizar um sistema simplificado de "um quarto de carro", devido a aproximação da realidade. Esse modelo despreza as acelerações laterais e longitudinais e a rugosidade do solo, obtendo-se representações das acelerações e movimentos da jante e do chassis, afim de uma simplificação do modelo mas garantindo um calculo plausível a realidade.

3.4.1 Modelo Simplificado de ¼ de Veículo

O modelo bidimensional de ¼ de veículo é um modelo usado para estudos básicos sobre o conforte e segurança do veículo para o modelo de estrada simples e apresenta resultados próximos da realidade. [9,10,12,13] A figura 3.13 mostra o modelo.

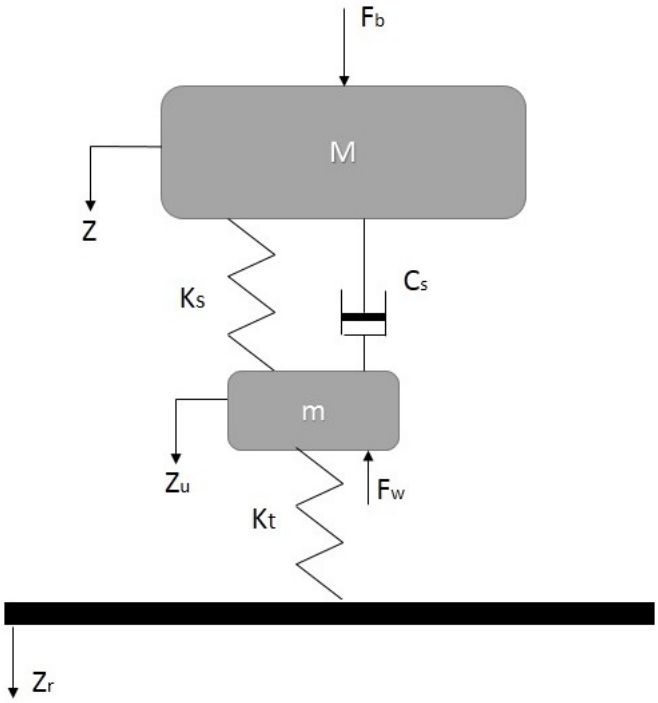


Figura 3.15 – Modelo simplificado de ¼ de veículo

Onde:

F_b = Força atuante na massa suspensa "M"

F_w = Força atuante na massa não suspensa "m"

Z ou Z_s = deslocamento da massa suspensa "M"

Z_u = Deslocamento da massa não-suspensa "m"

Z_r = Deslocamento da pista

K_s = Rigidez da mola principal da suspensão

K_t = Rigidez do pneu

C_s = Coeficiente de amortecimento do amortecedor

Aplicando a Lei de Newton às duas massas para obter as equações do sistema, temos:

$$M_s Z_s + K_s(Z_s - Z_U) + C_S\left(\dot{Z}_S - \dot{Z}_U\right) = 0 \quad (3.1)$$

$$M_U Z_U + K_S(Z_U - Z_S) + C_S\left(\dot{Z}_U - \dot{Z}_S\right) + K_t(Z_U - Z_R) = 0 \quad (3.2)$$

4 PROPOSTA DO PROJETO E METODOLOGIA

4.1 Introdução a Proposta

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. A figura 4.1 mostra o protótipo do veículo Ciclar.

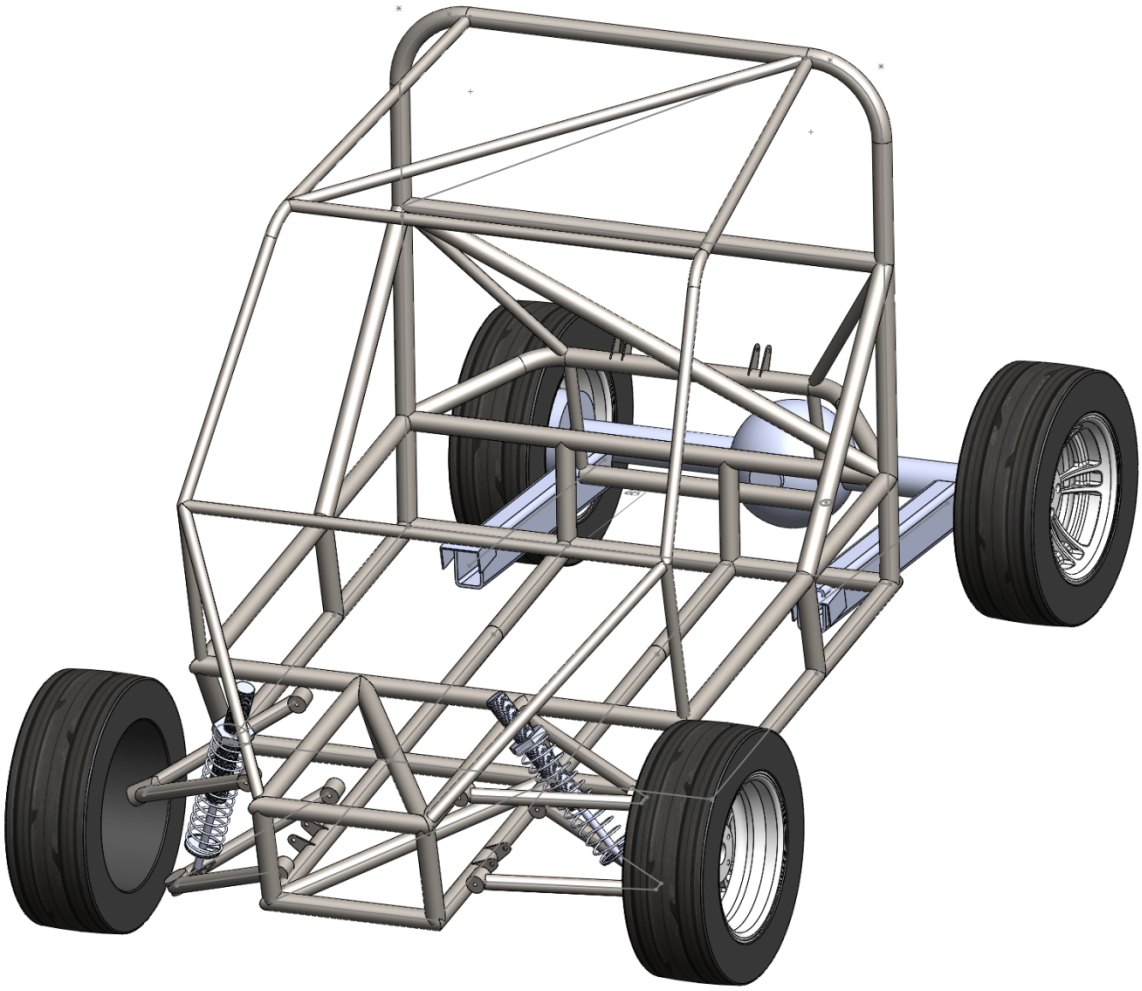


Figura 4.1: Protótipo do veiculo

O veículo deverá coletar o material reciclável 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). Também é necessário que o veículo seja totalmente regularizado e emplacado para trafegar nas vias supracitadas, o que significa que a suspensão deve obedecer a resolução nº 479 do Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAN), com suas modificações inclusas no Certificado de Registro do Veículo e no Certificado de Registro e Licenciamento do veículo.

As limitações mais importantes para a regularização com o CONTRAN são o uso de peças comerciais novas em veículos de categoria artesanal, respeitando também todos os equipamentos básicos de segurança exigidos pela resolução 63/98 do CONTRAN que se encontra no apêndice.

Contran exige que pontas de eixo, cubos de rodas, rolamentos, braço de direção, ponteira de direção, caixa de direção, amortecedores, molas, rodas, pneus, sistema de freio completo, sistema elétrico e de iluminação sejam novos, comprovados com notas fiscais de compra.

Nesse contexto, depois de feito um estudo sobre os tipos de suspensão existentes comerciais, 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.

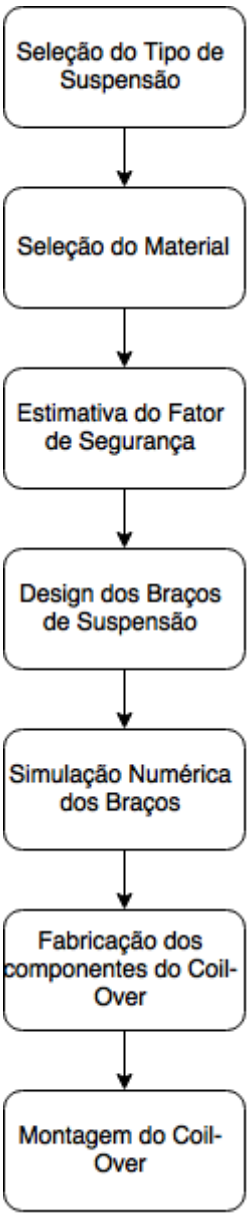
A Tabela 1 elenca algumas condições de rodagem que o veículo deverá ser capaz de proporcionar.

Propriedades	Valor
Velocidade Máxima	50 km/h
Inclinação máxima de subida	18º
Tipo de terreno	Asfalto, concreto, gramados
Desaceleração Máxima (estimada)	2 m/s
Raio mínimo de Curvatura (estimado)	4,5 m
Carga máxima a ser puxada	750 kg
Obstáculos	Lombadas, depressões
Aceleração no plano (estimada)	2 m/s

Tabela 1. Condições de rodagem

4.2 Metodologia

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



Nos próximos tópicos temos a descrição detalhada de cada item da metodologia e os resultados de cada processo indicado.

4.3 Seleção do Tipo Suspensão

Para o projeto do veículo Ciclar, foi definido que o sistema de suspensão dianteiro será o modelo de *Double Wishbone*, devido as suas vantagens supracitadas serem superiores aos demais, com um foco especifico na liberdade da geometria a ser definida.

4.4 Seleção de Material

A consideração do material é incialmente o parâmetro mais importante do projeto das balanças. Sendo o parâmetro de entrada do projeto, a resistência do material deve ser adequada para as cargas estáticas e dinâmicas do veículo. O material também depende de fatores como quantidade de carbono, propriedades do material, disponibilidade e – como parâmetro mais importante – custo.

Inicialmente, foram considerados quatro materiais para a fabricação, sendo eles AISI 1018, AISI 1040, AISI 4340 e o DIN 2393. Usando a metodologia de Pugh's[16], que utiliza um sistema de pontos indo de -3 a +3, sendo que uma pontuação +3 atinge o critério muito melhor que as demais opções e -3 uma pontuação que é muito pior que as demais. A tabela 2 mostra a propriedade dos materiais e a sua pontuação de cada material escolhido preliminarmente:

Critério	AISI 1018	AISI 1040	AISI 4130	DIN 2393
Peso	-2	0	+1	0
Tensão de Escoamento	-1	0	+1	+1
Tensão Máxima	-2	+2	0	+2
Custo	+1	0	-2	-1
Ductilidade	-2	+1	0	+1
Valor Total	-6	+3	0	+3

Tabela 2. Propriedades dos Materiais

Propriedades	AISI 1018	AISI 1040	AISI 4130	DIN 2393
Quantidade de Carbono (%)	0.18	0.40	0.30	0.21
Tensão Máxima [MPa]	440	620	560	520
Tensão de Escoamento [MPa]	370	415	460	480
Dureza Brinnel [BHN]	126	201	217	199
Custo				

Tabela 3. Critérios da metodologia Pugh's[16]

Como mostrado na tabela 2, os valores dos materiais DIN2393 e AISI 1040 tiveram a mesma pontuação. Foi definido o uso do aço DIN 2393 pela sua disponibilidade e custo reduzido em relação a entrega do material. O certificado de qualidade do material adquirido se encontra em anexo.

4.5 Estimativa do Fator de Segurança

O fator de segurança foi calculado seguindo a metodologia de Collins[11], onde foram aplicados números de penalização, que variam de -4 até +4, para 8 fatores de projeto. Um número positivo eleva o fator de segurança, enquanto que um número negativo o diminui. Após a aplicação dos números de penalização foi feito um somatório desses números como mostrado na equação abaixo.

$$t = \sum_{i=1}^{8} NP_i \tag{4.5.1}$$

O fator de segurança pode ser obtido pelas seguintes relações:

$$n_d = 1 + \frac{(10+t)^2}{100}, t \geq -6 \tag{4.5.2}$$

$$n_d = 1{,}15, t < 6 \tag{4.5.3}$$

Fator de penalização	Número de penalização selecionado
Conhecimento preciso do carregamento	-3
Cálculo preciso das tensões	-2
Conhecimento preciso da resistência	-3
Necessidade de conservação	+2
Gravidade das consequências de falhas	+4
Qualidade da fabricação	-1
Condições de fabricação	-3
Qualidade da inspeção/manutenção	+1

Tabela 4. Números de penalização definidos no projeto.

O fator de segurança selecionado para o projeto foi de n = 1,20.

4.6 Design dos Braços da Suspensão dianteira

O projeto dos braços é o primeiro passo para o projeto completo de uma suspensão dianteira. Inicialmente, foi definido o material que será utilizado em relação a peso, módulos de elasticidade e cisalhamento e custo. Após a seleção do material, é calculado o valor admissível a partir da teoria de falha. Definido esses parâmetros, o cálculo da geometria dos braços é feita e determinamos o seu centro de rolagem. Por fim, o design será analisado num software de elementos finitos para validar o projeto.

4.6.1 Limitações Braços da Suspensão dianteira

O dimensionamento dos braços é feito a partir de uma análise das possíveis dimensões permitidas pelo o tamanho do chassi previamente projetado: seus pontos de fixação na estrutura e a altura requerida. Segundo a resolução do Contran nº 479 de março de 2014, veículos com suspensão alterada devem ter uma altura mínima de 100 mm medidos verticalmente do solo ao ponto mais baixo da carroceria ou chassi, como mostra a Figura 4.1. O Ciclar foi definido para possuir a altura de 100 mm.

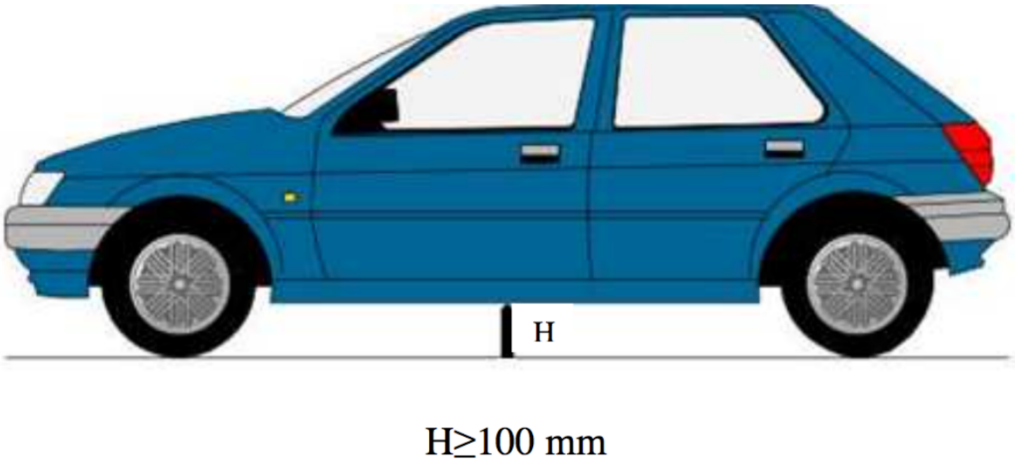


Figura 4.2: Altura mínima de veículos com suspensão alterada – Anexo B DETRAN.

4.6.2 Braços da suspensão dianteira

Com as limitações citadas na seção anterior, o design das balanças foi realizado. A suspensão é dividida entre braço superior e braço inferior. No braço superior, um design muito similar à forma de um A foi feito de forma que as forças fossem distribuídas igualmente entre ambos os tubos que formam o braço superior. A figura 4.2 mostra o design final do braço superior e o seu desenho técnico está presente nos anexos.

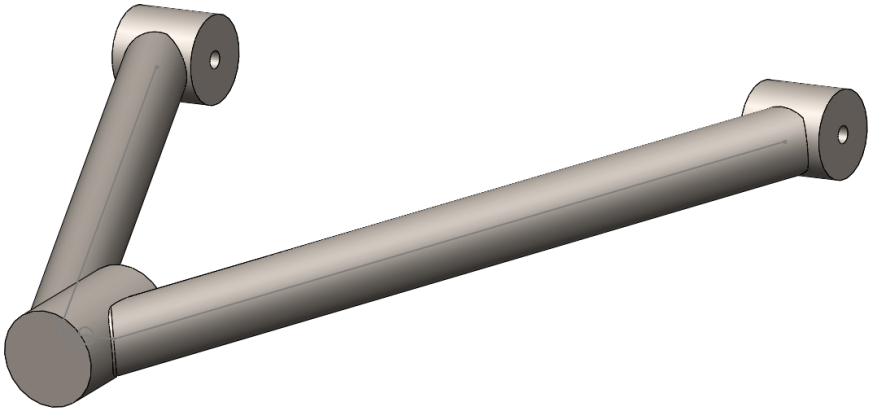


Figura 4.3 Design final do braço superior

Como é mostrado na figura, existe um elemento de seção cilíndrica na interseção dos tubos onde será instalado o terminal para a fixação com a manga do eixo.

Para o braço inferior, foi realizado um design semelhante ao superior, mas com os braços mais curtos que os superiores porque, segundo Dixon[6], essa diferença de comprimento final diminui o centro de rolagem total do veículo, melhorando a sua performance em curvas. É notado também que o braço inferior possui uma chapa de metal de 4 mm de espessura onde se localiza 2 suportes e será montado o conjunto do amortecedor. A Figura 4.3 mostra o design final do braço inferior e o seu desenho técnico está presente nos anexos

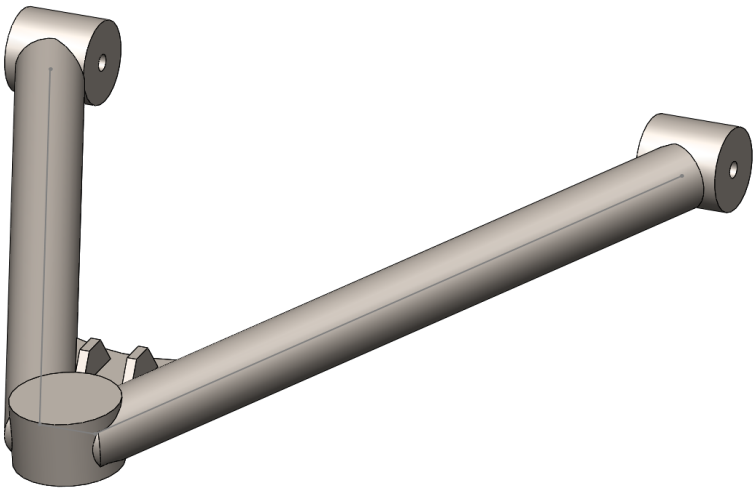


Figura 4.4 – Design final braço inferior

Com os Designs definidos do braço, podemos mostrar a montagem final dos braços dianteiros, com o modelo de *Coil-Over* já montado sobre os braços. A figura 4.4 mostra essa montagem.

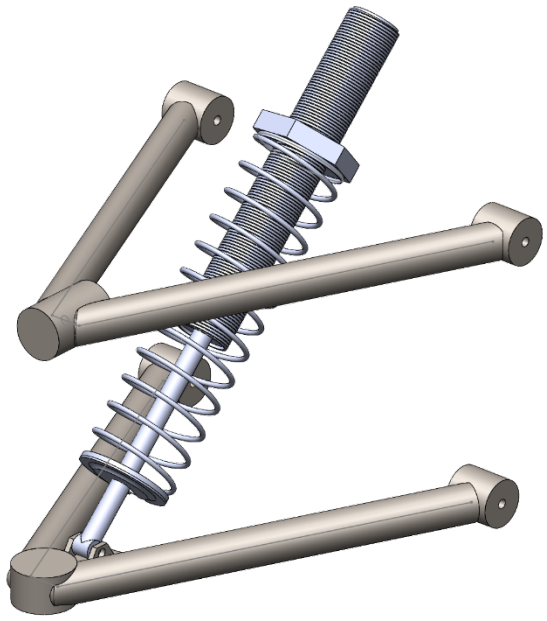


Figura 4.5 Montagem final dos braços da suspensão e do Coil-Over

4.7 Seleção preliminar dos componentes de suspensão

Devido às limitações impostas pelo CONTRAN, todos os elementos da suspensão devem ser comerciais, apresentado a nota fiscal de compra para garantir que as peças são novas. Uma das alternativas preliminares feitas para esse projeto é a compra do kit de suspensão da marca Global West Part. Number COMNR-6770[17], mostrado na figura 4.5

Figura 4.6: Kit suspensão COMNR-6770 – SummitRacing.com

Esse modelo foi selecionado devido a sua configuração de duplo estágio da mola, o que auxiliaria na altura requerida mínima. Com o travamento do primeiro estágio numa altura definida, limitamos o curso da mola mas garantimos uma altura maior. O kit também possui um ajuste de altura de 4 polegadas, o que proporciona maior liberdade da instalação. O design desse kit também possibilita o uso de uma geometria de *roll* negativa nos *Coil-Overs*. Esse tipo de geometria é interessante pois proporciona uma dirigibilidade maior do veículo.

A grande desvantagem desse kit é o seu preço. O preço foi consultado no site do revendedor SummitRacing.com, que é um site americano o que já dificultaria ainda mais por processos de importação, tempo de entrega e taxas de importação de peças de carro. Mas o fator mais agravante dessa escolha é o seu preço elevado de U$ 2615,00.

A segunda opção a ser considerada, é a adaptação de um conjunto mola-amortecedor simples para um modelo *Coil-Over*. A adaptação seria no pino central do amortecedor para que o mesmo possuísse um olhal. O uso do olhal é necessário para que haja rotação nos engastes e que a suspensão *Double Wishbone* trabalhe sem esforços extras. Entretanto, alguns modelos comerciais possuem o uso de um pino fixo na parte superior e olhal na inferior como mostra a figura 4.7[21]

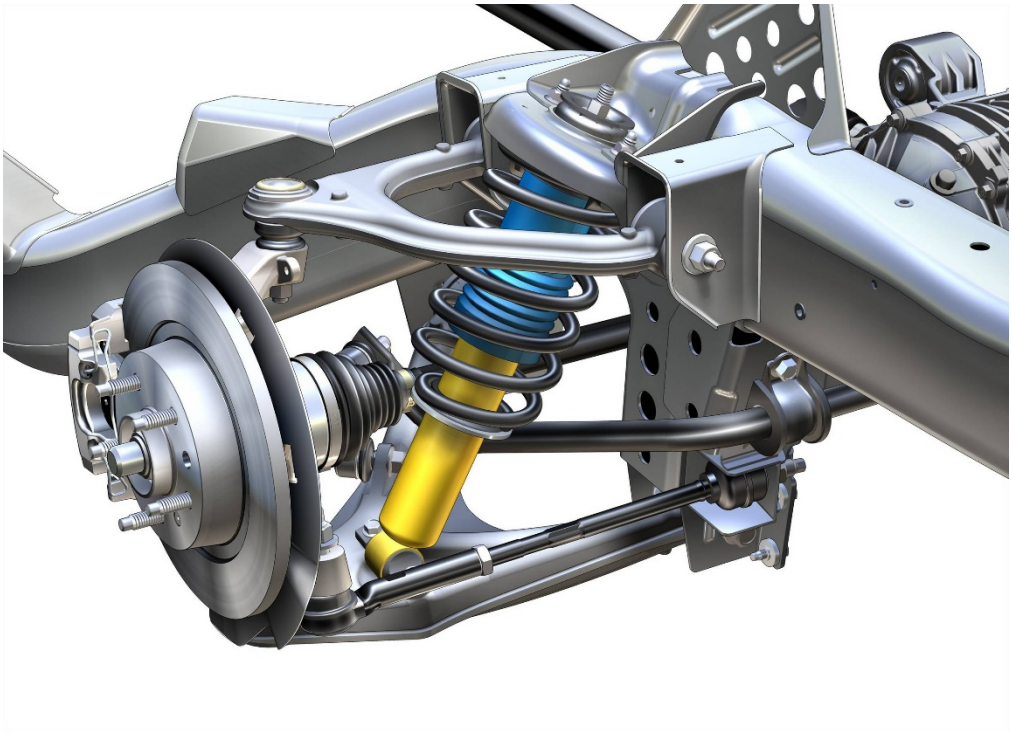


Figura 4.7 Suspensão Double Wishbone com pino fixo superior e olhal inferior[21]

A proposta dessa adaptação é utilizar amortecedores do tipo cartucho, utilizados em carros populares como os da Kombi. Eles entrariam num cilindro externo como luva, a ser confeccionado, e ficariam presos ao cilindro por solda. Com esse cilindro, teríamos o ajuste do comprimento e carga da mola, que pode ser selecionada tendo base um modelo comercial. O amortecedor na parte superior e na parte inferior do amortecedor seria montados com olhal. Essa opção permite um ajuste livre da

altura já que a escolha da mola pode ser feita de acordo com a extensão máxima requeria para a altura desejada e a sua pré-carga.

Devido a grande diferença entre os custos de projeto e o tempo necessário para a confecção do amortecedor, foi definido a adaptação de um amortecedor comercial para fabricar o *Coil-Over*.

4.8 Efeito do reboque

É necessário analisar os efeitos provenientes do reboque, já que o veiculo carregará um peso considerável de material reciclável em seu reboque, estimado em 650 kg. Para a analise do mesmo, é necessário descrever o diagrama de forças quando o veículo está em aclive, onde o peso do veiculo em conjunto com o reboque causa um esforço maior no motor.[5] Também é necessário a análise do veiculo quando o mesmo está em declive, onde o peso combinado causa um esforço maior na suspensão dianteira e para o sistema de freios.[5]

Para a análise dos efeitos do reboque é necessário a analise do diagrama de corpo livre do sistema. Segundo Gillespie[5], a figura 4.8 mostra o diagrama de corpo livre do conjunto veículo reboque.

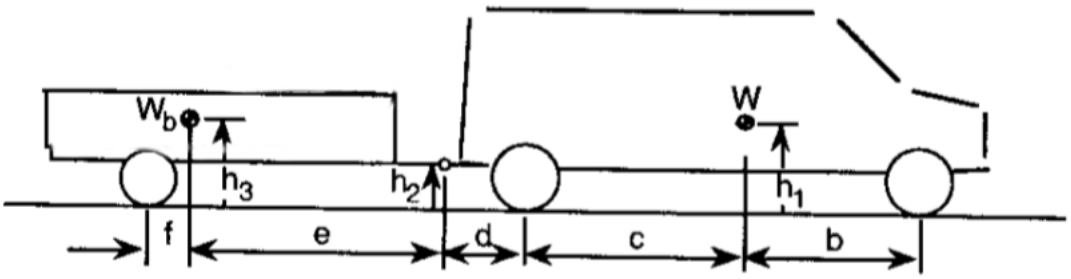


Figura 4.8: Diagrama de corpo livre do conjunto[5]

Onde:

W = massa do veículo;

W_b = massa do reboque;

h_1 = altura do centro de gravidade do veículo;

h_2 = altura do engate do reboque;

h_3 = altura do centro de gravidade do reboque;

b = distancia do centro de gravidade do veículo para o eixo dianteiro;

c = distancia do centro de gravidade do veículo para o eixo traseiro;

d = distancia do centro do eixo traseiro para o engate;

e = distancia do centro de gravidade do reboque para o engate;

f = distancia do centro de gravidade do reboque para o eixo do reboque;

Para a análise do veiculo em aclive ou declive, é feito o diagrama de corpo livre de ambos os componentes do conjunto. A figura 4.9 mostra o diagrama de corpo livre do reboque.

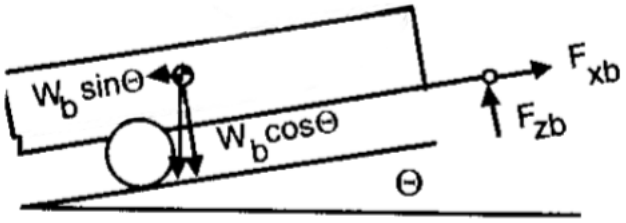


Figura 4.9: Diagrama de corpo livre do reboque[5]

Onde:

θ = o angulo de aclive ou declive;

F_{xb} = componente longitudinal da força do reboque;

F_{zb} = componente perpendicular da força do reboque;

Realizando o equilíbrio de momentos onde o pneu entra em contato com o solo temos:

$$\sum T = 0 = W_b h_3 sen\theta + F_{zb}(e+f) - W_b f cos\theta - F_{xb} h_2 \qquad (4.8.1)$$

E o balanço de forças longitudinais do reboque nos dá:

$$\sum F = 0 = F_{xb} - W_b sin\theta \qquad (4.8.2)$$

Em seguida, temos o veículo. A figura 4.10 mostra o diagrama de corpo livre do veículo.

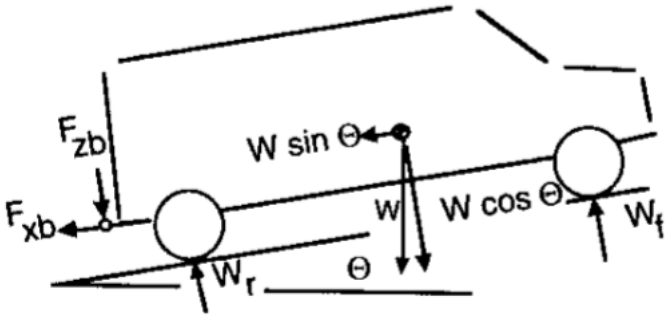


Figura 4.10: Diagrama de corpo livre do veículo[5]

Novamente, realizando o equilibrio de momentos onde o pneu traseiro entra em contato com o solo temos:

$$\sum T = 0 = Wh_1 sen\theta - Wc\, cos\theta + F_{zb}d + F_{xb}h_2 + W_f(b+c) \quad (4.8.3)$$

E o equilíbrio de momentos onde o pneu dianteiro entra em contato com o solo temos:

$$\sum T = 0 = Wh_1 sen\theta - Wb\, cos\theta + F_{zb}(b+c+d) + F_{xb}h_2 - W_r(b+c) \quad (4.8.4)$$

Onde:

W_f = Peso do eixo dianteiro do veículo;

W_r = Peso do eixo traseiro do veículo;

Então temos 4 equações (4.8.1), (4.8.2), (4.8.3), (4.8.4) e 4 incógnitas (F_{zb}, F_{xb}, W_f, W_r).

O presente projeto ainda não possui um reboque selecionado para o calculo preciso, mas para a simulação da suspensão dianteira, os dados de um reboque genérico são utilizados. Os dados do reboque são mostrados na tabela 5.

Propriedades	Valor
Massa no CG	600 kg
Carga no engate	115 kg
Altura do CG (h3)	900 mm
Distancia do CG para o engate (e)	1100 mm
Distancia do CG para o eixo (f)	450 mm
Altura do engate (h2)	380 mm

Tabela 5. Propriedades do reboque

Em relação ao angulo, é esperado uma inclinação máxima de 10º. Esse valor é esperado devido as condições de rolagem mostradas na seção 4.1 e pela própria característica das estradas de Brasília, por possuir um relevo muito plano.

As especificações do veículo Ciclar são mostradas na tabela 6.

Propriedades	Valor
Massa no CG	750 kg
Altura do CG (h1)	1000 mm
Distancia do CG para o eixo dianteiro (b)	1800 mm
Distancia do CG para o eixo traseiro (c)	1200 mm
Distancia do eixo traseiro para o engate (d)	600 mm

Tabela 6. Propriedades do veículo Ciclar

Com isso, podemos calcular o valor das cargas aplicadas no eixo dianteiro W_f.

Da equação (4.8.2):

$$\sum F = 0 = \ F_{xb} - \ W_b sin\theta \qquad (4.8.2)$$

$$F_{xb} = W_b sin\theta \qquad (4.8.5)$$

$$F_{xb} = 1041{,}89\ N \qquad (4.8.6)$$

Substituindo o valor encontrado em (4.8.6) na equação (4.8.1):

$$0 = \ W_b h_3 sen\theta + \ F_{zb}(e+f) - \ W_b f cos\theta - \ F_{xb} h_2 \qquad (4.8.7)$$

$$F_{zb}(e+f) = \ W_b f cos\theta + \ F_{xb} h_2 - W_b h_3 sen\theta \qquad (4.8.8)$$

$$F_{zb}(e+f) = \ W_b f cos\theta + \ F_{xb} h_2 - W_b h_3 sen\theta \qquad (4.8.9)$$

$$F_{zb}(1{,}1 + 0{,}45) = \ 6000 * 0{,}45 * \cos 10 + \ 1041{,}89 * 0{,}38 - 6000 * 0{,}9 * \operatorname{sen} 10 \qquad (4.8.10)$$

$$F_{zb} = 2117{,}2\ N \qquad (4.8.11)$$

Substituindo os valores encontrados em (4.8.6) e (4.8.11) na equação (x.3):

$$\sum T = 0 = \ W h_1 sen\theta - W c\ cos\theta + F_{zb} d + \ F_{xb} h_2 + W_f(b+c) \qquad (4.8.11)$$

$$W_f(b+c) = W c\ cos\theta - W h_1 sen\theta - F_{zb} d - \ F_{xb} h_2 \qquad (4.8.12)$$

$$W_f(1{,}8 + 1{,}2) = 7500 * 1{,}2 * \cos 10 - 7500 * 1 * \operatorname{sen} 10 - 2117{,}2 * 0{,}6 - \ 1041{,}89 * 0{,}38 \qquad (4.8.13)$$

$$W_f = 1964{,}89\ N \qquad (4.8.14)$$

Com isso, temos que a força aplicada devido ao reboque na suspensão dianteira é de $W_f = 1964{,}89\ N$. Similarmente, podemos realizar os mesmos cálculos para o declive. O angulo utilizado é de -10º. Resolvendo as equações temos:

$$F_{xb} = -1041{,}89\ N \qquad (4.8.15)$$

$$F_{zb} = 3992{,}60\ N \qquad (4.8.16)$$

$$W_f = 2694{,}21\ N \qquad (4.8.17)$$

Os valores encontrados mostram as forças que o eixo dianteiro, e por consequência a suspensão dianteira, sofreram quando o veículo estiver com o reboque engatado e completamente carregado.

5 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 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 discretizar a natureza física do problema de forma correta e fiel.

Segundo Macorin[8], 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.

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. [21,25]

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

A malha é um elemento poligonal ou poliédrica que se aproxima a um domínio geométrico. Os usos típicos para a malha são para renderizar um elemento 3D de computador ou para simulação de física, tais como análise de elementos finitos ou dinâmica de fluidos computacional. O modelo de entrada mais comuns são CAD, NURBS, B-rep ou STL. [21,25] Malhas tridimensionais criadas para análise de elementos finitos precisam consistir de tetraedros, prismas, pirâmides ou hexaedros. As utilizadas para o método de elementos finitos pode consistir de poliedros arbitrários. [21,25]

As figuras 5.1 e 5.2 mostram a malha gerada no software *ANSYS Workbench*.

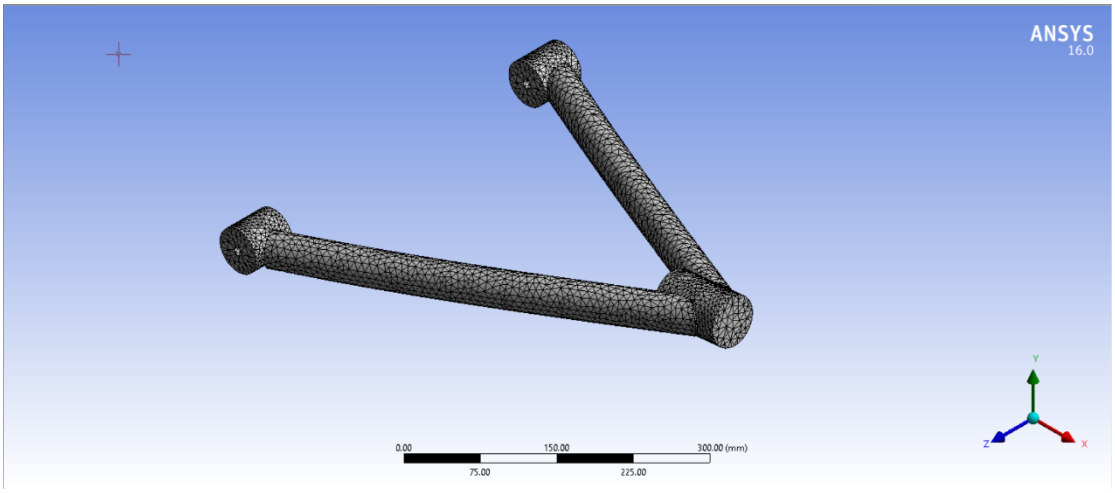


Figura 5.1 – Malha gerada do braço superior

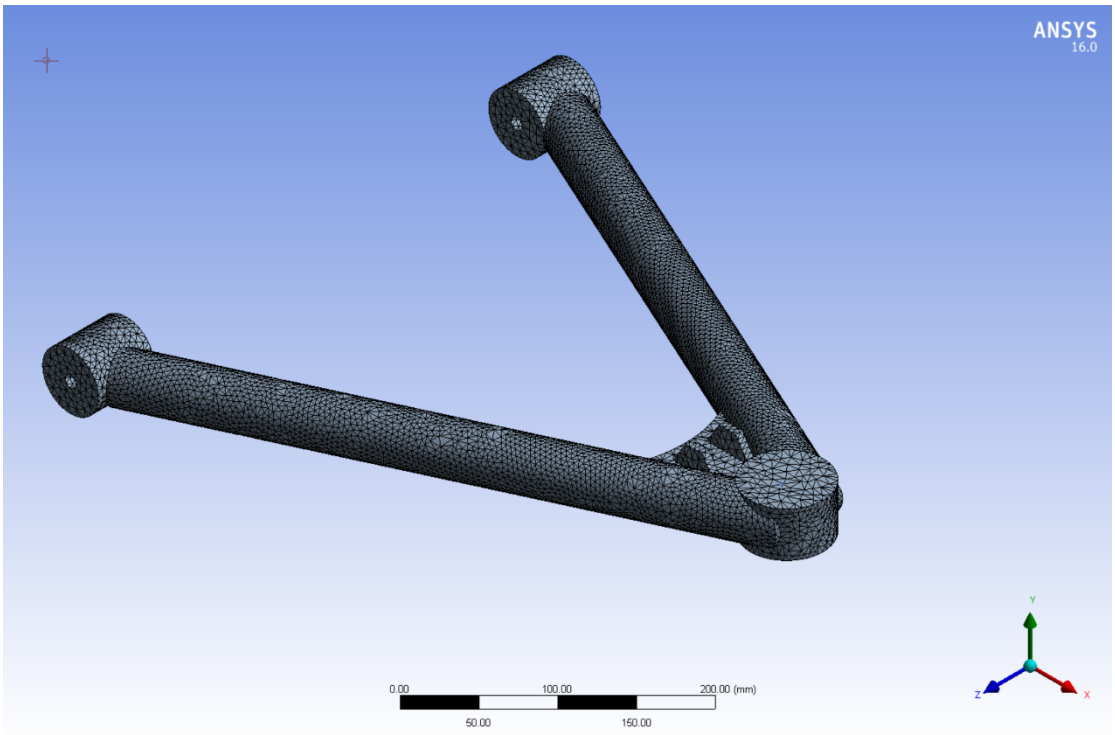


Figura 5.2 – Malha gerada do braço inferior

A malha realizada foi feita com elementos tetraédricos. Foi utilizada a opção de refinamento e *smoothing* no software *ANSYS* para seguir as recomendações dadas por RocScience "Mesh Quality Tutorial" [25] que define uma malha ruim contendo:

- Razão entre o maior e menor comprimento do elemento ser maior que 10;
- Ângulo interno ser menor que 20º;
- Ângulo interno ser maior que 120º.

A simulação foi realizada com a malha algumas vezes para garantir a convergência da malha. 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.

5.1 Simulação Numérica dos Componentes

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

- Veículo Carregado em repouso;
- Veículo Carregado Acelerando.

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.

Como mostrado na seção 4.3 o material utilizado será o aço DIN ST52 2393. A tabela 7 mostra as suas propriedades.

Propriedades	DIN 2393
Quantidade de Carbono (%)	0.21
Tensão Máxima [MPa]	520
Tensão de Escoamento [MPa]	480
Dureza Brinnel [BHN]	199
Coeficiente de Poisson	0.21

Tabela 7. Propriedades do Aço DIN 2393

5.1.1 Veículo Carregado em repouso

As características do cenário são do veículo em repouso, 0 km/h, com o veículo sem nenhuma inclinação em relação ao solo. Devido à complexidade da simulação de uma situação real de carregamento, as simulações foram feitas com a situação limite superdimensionada de que 500 kg, cerca de 67% do peso total do carro, está sendo aplicada em cada sistema de suspensão dianteira, totalizando 1000 kg aplicados no eixo dianteiro. A figura 5.3 e 5.4 mostra os pontos de fixação nos braços superior e inferior, indicado nas figuras como *fixed support*, e a força aplicada nos modelos simplificados. [21,25]

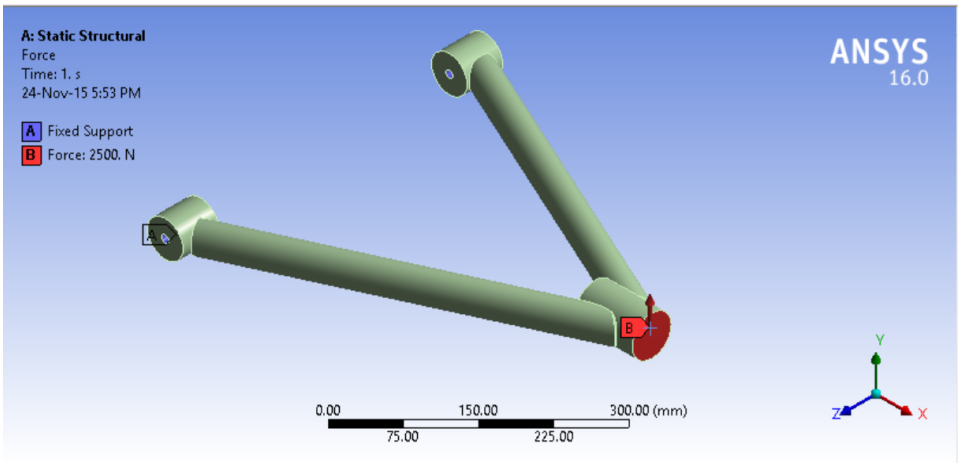


Figura 5.3 – Pontos de fixação e força aplicada no braço superior

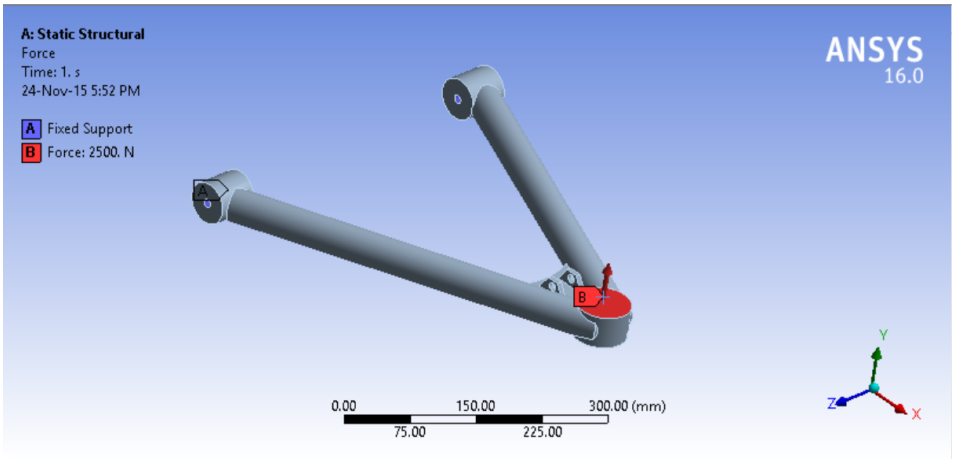


Figura 5.4 – Pontos de fixação e força aplicada no braço inferior

A distribuição de tensões ao longo dos braços superior e inferior da suspensão são mostrados nas figuras 5.5 e 5.6.

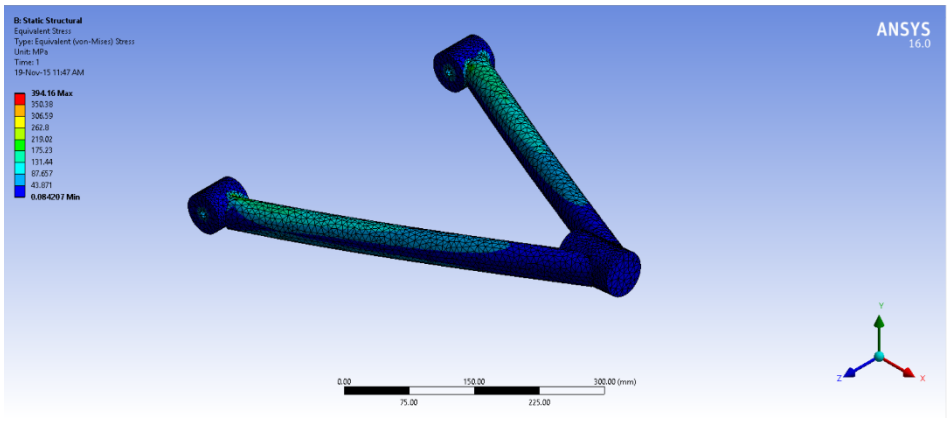


Figura 5.5 – Distribuição de esforços no braço superior

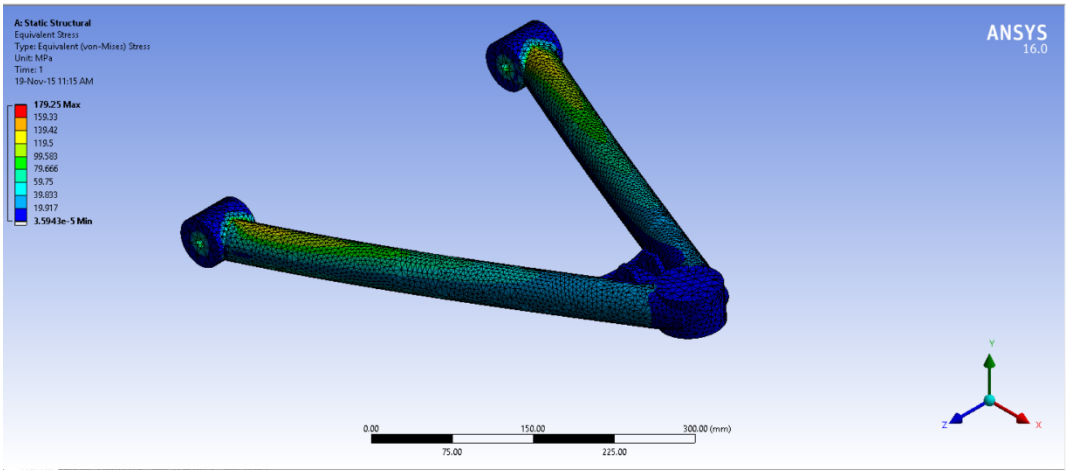


Figura 5.6 – Distribuição de esforços no braço inferior

Os valores máximos de tensão nos braços superior e inferior são respectivamente, 394.16 MPa e 179.25 MPa.

De acordo com as propriedades do material, a tensão de escoamento é de 480, então o fator de segurança dos braços é:

$$n_{superior} = \frac{480}{394,16} = 1,22;$$

$$n_{inferior} = \frac{480}{179,25} = 2,68;$$

Que são valores superiores ao fator de segurança estabelecido no projeto.

A análise das deformações de um corpo sólido iguala-se em importância à análise de tensões. Tais deformações causam uma mudança no corpo em questão, podendo será prejudicial para o seu funcionamento e podendo comprometer a sua estrutura. [21,25] As figuras 5.7 e 5.8 mostram a deformação máxima nos braços superior e inferior respectivamente:

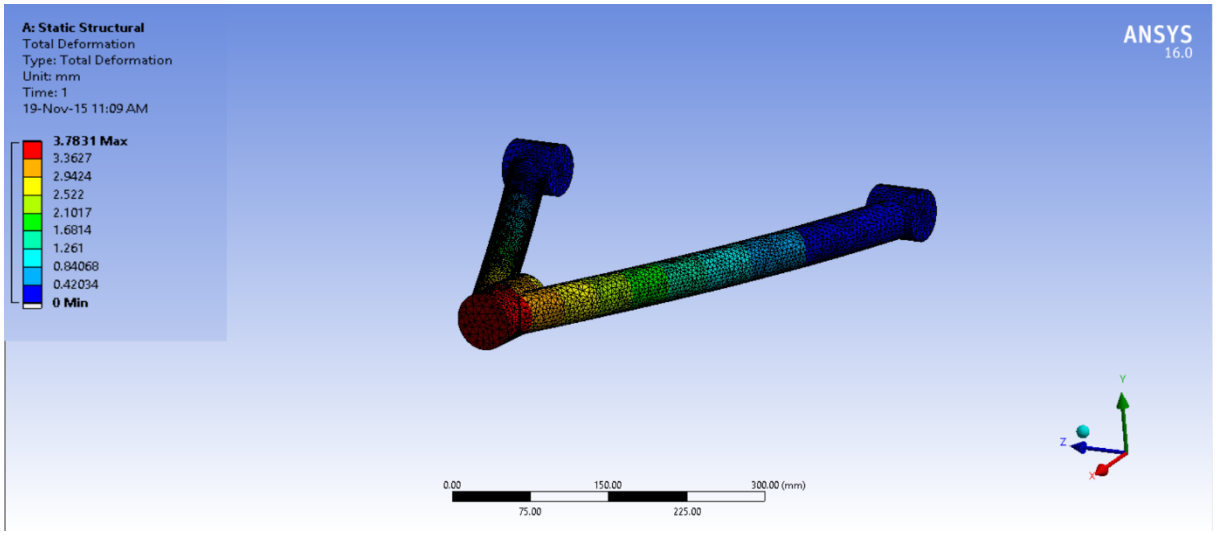


Figura 5.7 – Deformação máxima no braço superior

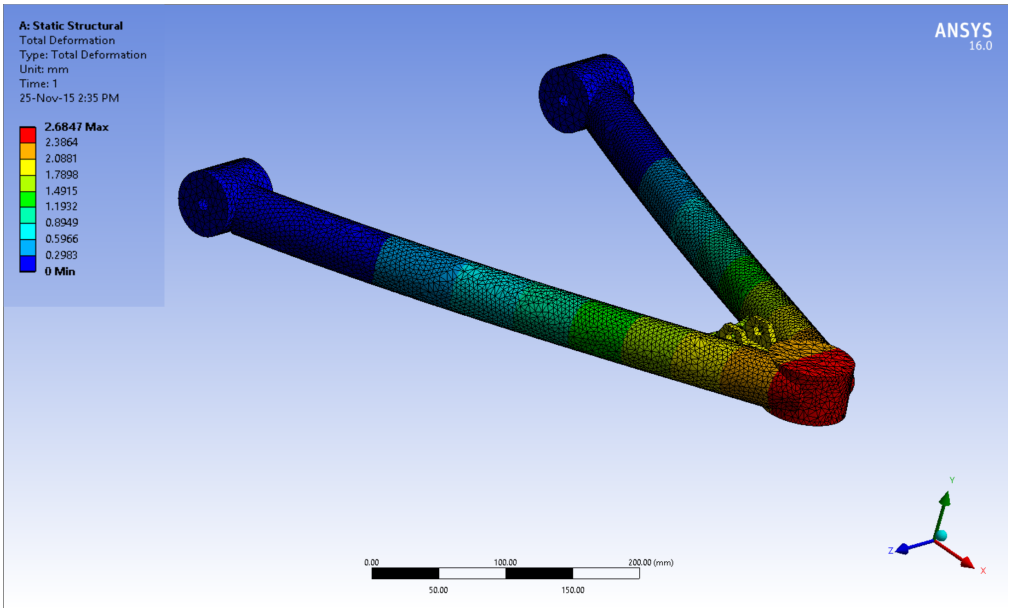


Figura 5.8 – Deformação máxima no braço inferior

Como mostrado na simulação, as deformações máximas nos braços superior e inferior foram respectivamente, 3.783 mm e 2.685 mm. Esses valores são baixos e aceitáveis do ponto de vista estrutural.

5.1.2 Veículo Carregado Acelerando

As características do cenário são semelhantes a anterior, com o veículo sem nenhuma inclinação em relação ao solo, tendo sua diferença que nesse cálculo foi feito com o veículo acelerando cerca de 2 m/s. Novamente foram feitas simulações com a situação limite superdimensionada de que 500 kg, cerca de 67% do peso total do carro, seria aplicado em cada sistema de suspensão, totalizando 1000 kg no eixo dianteiro. [21,25] As figuras 5.3 e 5.4 indicam os pontos de fixação, indicado na figura como *fixed support*, e a força aplicada nos modelos simplificado.

A distribuição de tensões ao longo dos braços superior e inferior da suspensão são mostrados nas figuras 5.9 e 5.10

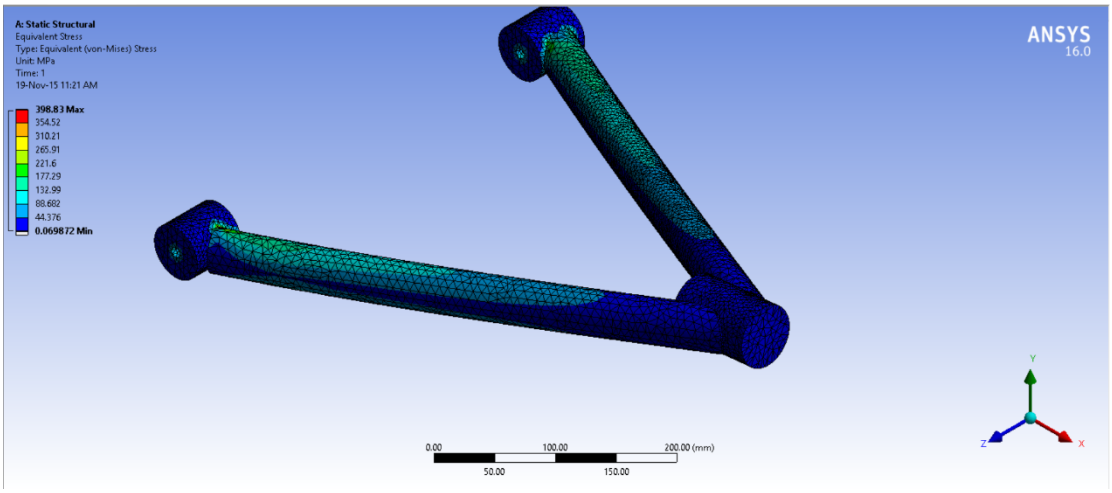


Figura 5.9 – Distribuição de esforços no braço superior acelerado

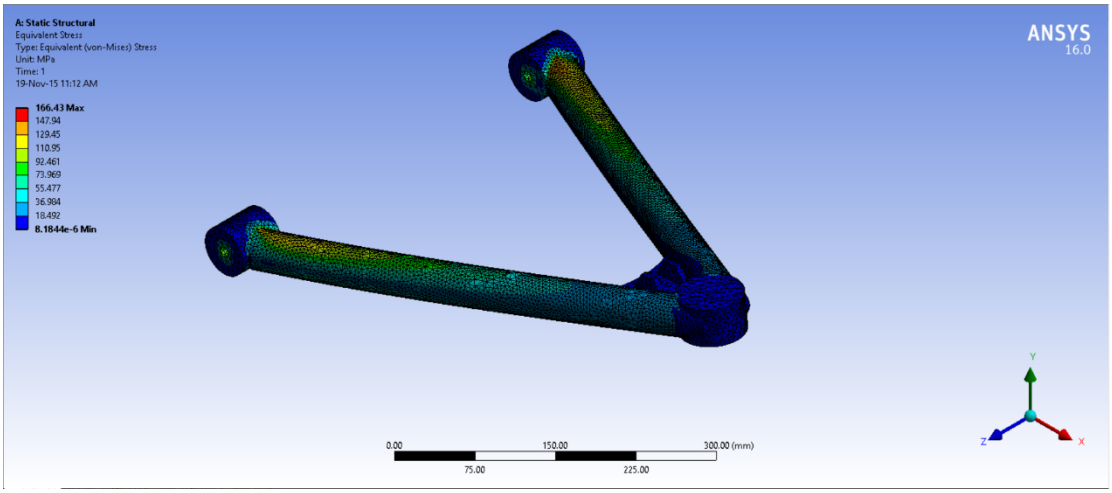


Figura 5.10 – Distribuição de esforços no braço inferior acelerado

Os valores máximos de tensão nos braços superior e inferior são respectivamente, 398.83 MPa e 166.43 MPa.

De acordo com as propriedades do material, a tensão de escoamento é de 480, então o fator de segurança dos braços é:

$$n_{superior} = \frac{480}{398,83} = 1,20;$$

$$n_{inferior} = \frac{480}{166,43} = 2,89$$

Que são valores superiores ao fator de segurança estabelecido no projeto.

As figuras 5.11 e 5.12 mostram a deformação máxima nos braços superior e inferior respectivamente:

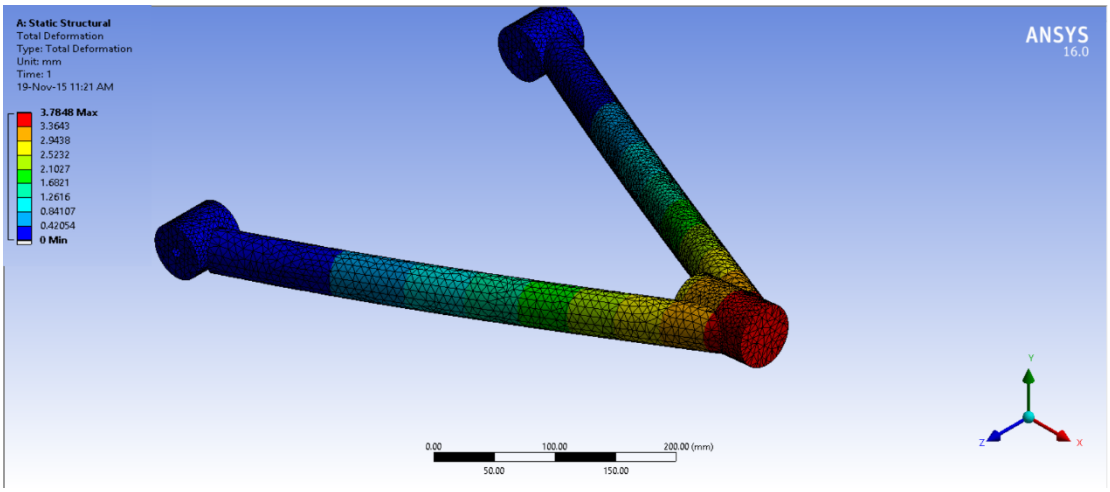


Figura 5.11 – Deformação máxima no braço superior acelerado

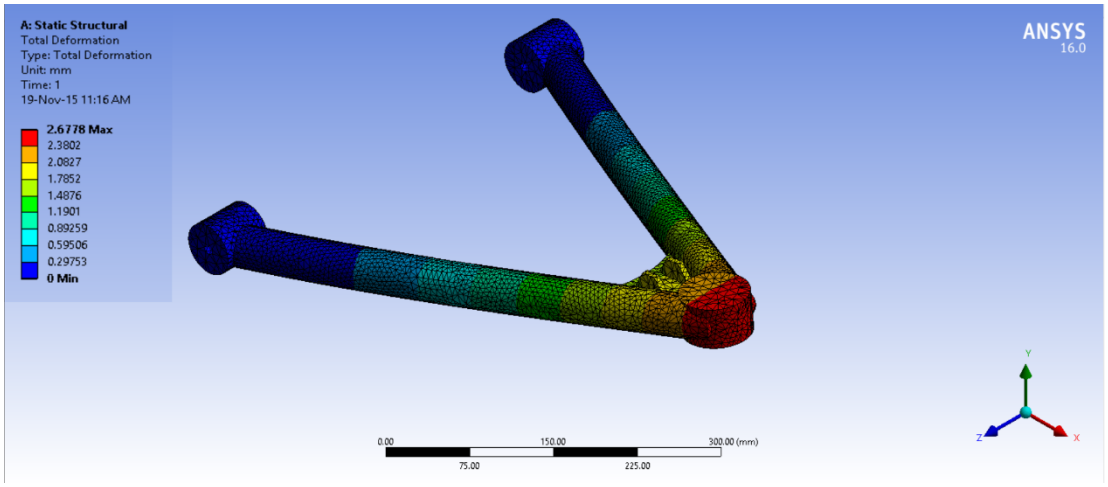


Figura 5.12 – Deformação máxima no braço inferior acelerado

Como mostrado na simulação, as deformações máximas nos braços superior e inferior foram respectivamente, 3.783 mm e 2.678 mm. Esses valores são baixos e aceitáveis do ponto de vista estrutural.

6 COIL-OVERS

Como comentado na seção 4.7, a opção de importar um kit completo de suspensão para o veículo Ciclar não é viável devido ao seu alto custo e o tempo gasto necessário com a importação e entrega do kit. Foi definido pela equipe do Ciclar que a solução *Coil-Over* fosse adotada. [22,23]

Coil-Over automóvel é a abreviação de "mola helicoidal sobre o amortecedor" e é um dispositivo de suspensão de automóvel. [22,23] É constituída por um amortecedor com uma mola helicoidal que o rodeia. O amortecedor e mola são montados antes da instalação, e são substituídos em conjunto caso ocorra defeitos em algum sistema, amortecedor ou mola. Esse sistema proporciona amortecimento sem cargas de torção. Alguns coil-overs permitem o ajuste de altura e de pré-carga.

O esquema de montagem dos amortecedores dianteiros do Ciclar consiste em selecionar um amortecedor que seja compatível com as necessidades do veículo. Com o amortecedor selecionado, é necessário selecionar uma mola compatível em dimensões com o amortecedor e rigidez compatível com as necessidades do veículo, baseada nas condições de rolagem citadas na seção 4.1. Finalmente, é necessário a fabricação de uma luva cilíndrica onde o amortecedor será soldado. Essa luva possuirá uma rosca externa onde será montada a mola e poderá ser aplicado a pré-carga necessária.

6.1 Amortecedor

Amortecedor é uma peça do veículo automotivo que é destinada ao controle das oscilações da mola e também visa manter a roda em contato contínuo com o chão. O amortecedor funciona por princípios hidráulicos. O que gera o amortecimento é a dificuldade de passagem do óleo através dos furos do pistão, onde se encontram válvulas responsáveis por controlar o movimento e pela própria válvula da base que controla a passagem de óleo do tubo de pressão para o tubo reservatório.

O amortecedor selecionado foi o utilizado na traseira da Kombi Carat modelo 54437 (traseiro) da MONROE. Ele foi selecionado por ser um modelo consagrado no mercado e possuir o comprimento

necessário para a montagem no veículo, com o seu comprimento dimensional aberto de 593.5 mm e fechado de 359 mm.

Figura 6.1 – Amortecedor MONROE

O modelo de amortecedor também possui a necessidade de ter uma fixação olhal-olhal, ou seja, possuir uma argola para a fixação por parafuso em ambas extremidades para garantir a montagem necessária. A tabela 8 mostra as especificações do amortecedor dadas pela MONROE.

Kombi/Pick up							
Carat	97/...	38037	54437				
Cliper	75/77	37855	37763				
Cliper	78/96	37855	54451				
Pick up / cabine simples / dupla	82/96	37855	54451				
Todos	53/75	38018	38019		15019		

Tabela 8. Catálogo MONROE

Ao contatar o fabricante a procura das especificações técnicas, como o coeficiente de amortecimento, o fabricante não forneceu essas informações, alegando fornece-las somente à montadoras. A escolha desse amortecedor foi então definida por além de possuir o comprimento necessário para o projeto, ele é utilizado num veículo consagrado no mercado e de peso e características semelhantes ao projeto.

6.2 Mola

Uma mola é um objeto elástico flexível usado para armazenar a energia mecânica. A mola é construída em aço especial na maioria delas em forma elástica helicoidal Com o veículo em movimento, todas as oscilações da pista são absorvidas pela mola.

A mola selecionada foi a mola do Volkswagen Gol modelo I-VW0404 da Fabrini e foi selecionada por possuir o menor diâmetro externo, criando uma suspensão compacta. O diâmetro externo é de 95 mm e possui 5 mm de bitola.

As molas devem ser cortadas para atingir um comprimento de 300 mm (10 espiras). [23]

De acordo com a equação[13]:

$$f_n = \frac{353000.d}{N.D^2} \qquad (6.1)$$

Onde:

- f_n é a frequência natural;
- d é o diâmetro da bitola da mola;
- N é o número de espiras da mola;
- D é o diâmetro externo da mola.

Com isso temos uma frequência natural da mola de aproximadamente 19 Hz, um valor para suspensão confortável para veículos de passeio, segundo Gillespie[5], com a constante da mola sendo de 18 kN/mm.

6.3 Luva externa

A luva foi projetada para comportar o amortecedor no seu interior e a mola no seu exterior. As limitações da luva são somente suas dimensões e o tipo de rosca utilizada para a montagem da mola. O modelo da luva é mostrado na figura 6.2

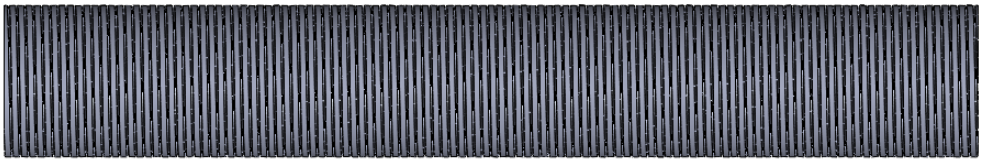


Figura 6.2 – Luva do Coil-Over

A luva deve cobrir o comprimento total do amortecedor para que se tenha uma fixação melhor da mesma e para uma maior liberdade no valor de pré-carga que será aplicado na mola. Para a fabricação do coil over, foi necessário primeiramente a remoção da capa protetora do amortecedor selecionado.

Com a remoção dessa capa, podemos prosseguir com a fixação da luva no amortecedor que será feita por solda. Deve ser notado que a solda deve ser feita com extrema cautela para que não atinja o braço atuante do amortecedor, invalidando o seu funcionamento.

Também é necessário projetar as "*spring perchs*" que são os elementos externos que mantem a mola na sua posição e aplicar a pré-carga na mesma. Basicamente consiste de uma porca de mesma rosca da luva com tamanho suficiente para acomodar a mola e uma bandeja superior que impede o movimento da mola no final do curso do amortecedor.

O modelo das *spring perchs* são mostrados na figura 6.3.

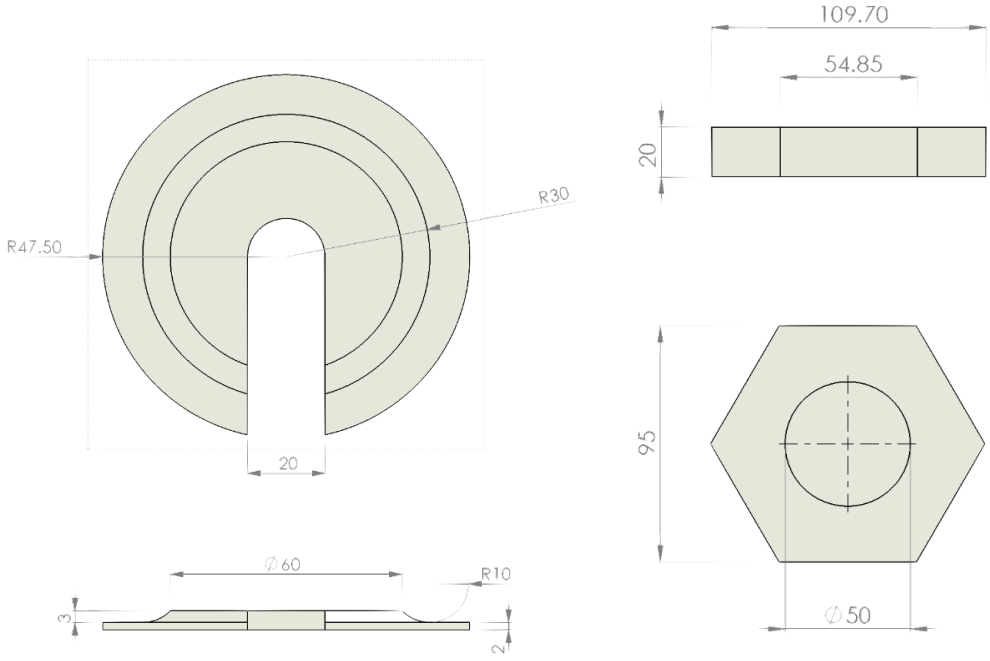


Figura 6.3 – Porca e Bandeja do Spring Perch

Com os componentes fabricados corretamente, partimos para a montagem do *Coil-Over*.

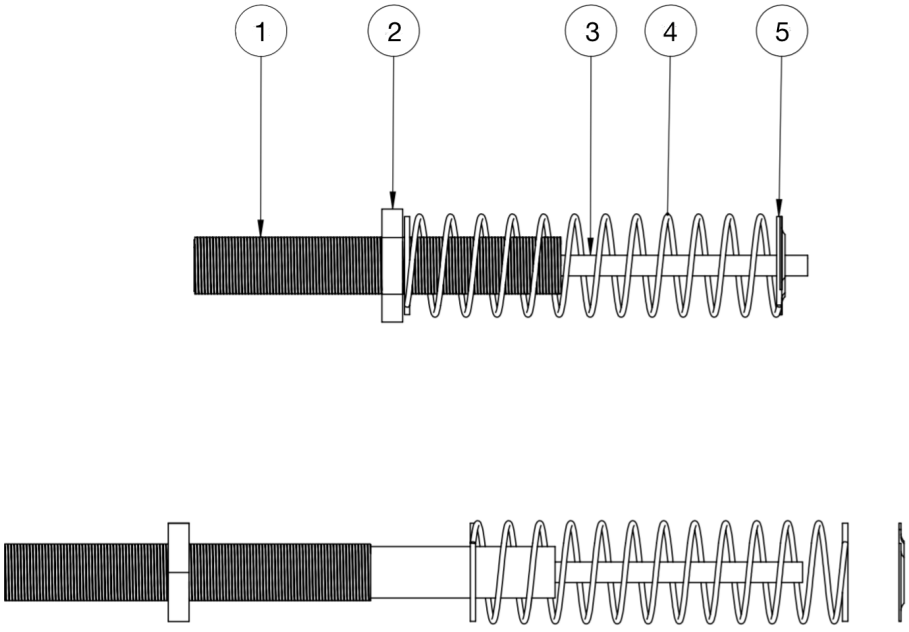


Figura 6.4 – Montagem do Coil-Over

6.4 Montagem

A ordem de montagem é muito importante para o funcionamento do Coil-Over. É necessário que o Coil-Over seja montado de dentro para fora. A vista explodida da montagem da mola é mostrada na figura 6.4

Primeiramente é necessário fixar o amortecedor (3) na luva (1). Depois, é necessário colocar a porca (2) na rosca da luva (1). Em seguida, é colocado a mola (4) de modo que ela descanse sobre a porca (2). Finalmente, é colocado a bandeja superior (5) sobre a mola (4), limitando o movimento da mola.

7 CÁLCULO DO FATOR DE AMORTECIMENTO E CONSTANTE DA MOLA

Com o amortecedor e a mola selecionadas, podemos validar nosso projeto com uma análise de vibração.

Segundo Milliken[7], 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[5] 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.

Gillespie[5] 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.

Com essas informações, podemos definir a frequência natural aceitável para um veículo de 1,3Hz e usa-la como base para os cálculos de validação do nosso modelo.

Segundo Macorin[8], veículos comerciais utilizam fatores de amortecimento médio relativamente baixos, em torno de 70% do amortecimento crítico. O amortecimento crítico é dado por:

$$C_{crítico} = 2\sqrt[2]{k.m} \qquad (7.1)$$

Onde m é a massa suspensa e k a constante de rigidez da mola.

Como temos:

$$\frac{C}{C_{crítico}} = x\ \% \qquad (7.2)$$

E o valor recomendado por Macorin[8], podemos calcular o fator de amortecimento C dado por:

$$C = x.2\sqrt[2]{k.m} \qquad (7.3)$$

A frequência natural de um sistema em Hz é dada por:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt[2]{\frac{k}{m}} \tag{7.4}$$

Com a frequência natural na faixa recomendada por Gillespie[5] e as formulas segundo Macorin[8], podemos calcular o fator de amortecimento ideal para o sistema. Sabendo que a frequência natural será de 1.3 hz e a massa m será a massa do carro dividida em 4, e manipulando a equação 7.4 , temos:

$$k = m\ (f_n\ 2\pi)^2\ = 500(1{,}3\ .\ 2\pi)^2\ = 33{,}359 \frac{kN}{mm} \tag{7.5}$$

Calculando o fator de amortecimento:

$$C_{crítico} = 2\sqrt[2]{k.m} = 2\sqrt[2]{33359\ .\ 500} = 8168{,}1087 \tag{7.6}$$

Sabendo que o $C_{crítico}$ é 70% do C, é calculado o C e achamos o k mínimo a ser usado para a frequência natural definida.

$$C = 0{,}7\ .\ C_{crítico} = 5717{,}676 \tag{7.7}$$

$$C = 2\sqrt[2]{k.m}\ \leftrightarrow k = \frac{1}{m}\left(\frac{C}{2}\right)^2 \tag{7.8}$$

$$k = 16{,}345\ kN/mm \tag{7.9}$$

Logo, o valor mínimo da constante da mola para uma frequência natural de 1,3 Hz deverá ser $16{,}345\ kN/mm$. A mola selecionada para esse projeto tem a constante da mola de $18\ kN/mm$, como apresentado na seção 6.2. Conclui-se que a mola selecionada está dentro dos parâmetros definidos para o projeto.

CONSIDERAÇÕES FINAIS

Para a execução do projeto do veículo de coleta seletiva Ciclar, foram analisadas as escolhas e decisões de projeto realizadas primeiramente para realizarmos escolhas afim de criar um modelo funcional do veículo. Após pesquisas, foi escolhido a troca do modelo do carro de 3 para 4 rodas principalmente por motivos de estabilidade e pelo uso de reboque onde seria levado o material reciclável.

Foi feito uma pesquisa dos modelos de suspensão disponíveis no mercado, elencando suas vantagens e desvantagens para fazer a melhor escolha possível para a nova configuração do veículo. Foi definido a utilização de um modelo de *Double Wishbone* na suspensão dianteira. O modelo *Double Wishbone* é dividido entre braço superior e inferior, sendo o braço superior de comprimento maior que o inferior para garantir um centro de rolagem mais próximo ao solo, garantindo melhor performance em curvas. Também foi definido, após uma pesquisa de mercado, que o mais interessante seria adquirir modelos comerciais de amortecedor e mola e fabricar um amortecedor do tipo Coil-Over.

Após a definição da geometria dos braços de suspensão, foi feita uma simulação numérica no software *ANSYS* para garantir que o modelo real suporte os esforços reais. Foi feita uma simulação com um superdimensionamento, assumindo que 500 kg, cerca de 67% do peso total do veículo, estariam sendo aplicados somente no eixo dianteiro. Com a simulação vimos que os braços superior e inferior da suspensão suportam o carregamento superdimensionado e, por consequência, suportaram os esforços reais.

Após o modelo devidamente simulado, foi selecionado os componentes para a fabricação do Coil-Over. Foi escolhido o amortecedor da Kombi Carat traseiro e a mola do Gol 1.0. Com os componentes definidos foram projetados os demais componentes do Coil-Over. Os componentes e suas devidas as dimensões se encontram no anexo D. Por fim, foi realizado uma ordem de montagem para a fabricação do Coil-Over.

Por fim, foi realizado os cálculos dos fatores de amortecimento C e constante de mola k a partir da frequência natural indicada na literatura. Os valores encontrados foram compatíveis com os da necessidade do projeto.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. George, Patrick E. "**How Three-wheel Cars Work**" 04 March 2009. HowStuffWorks.com. http://auto.howstuffworks.com/three-wheel-car.htm

2. Robert Q. Riley, Tony Foale. "**Dynamic Stability of Three-Wheeled Vehicles in Automotive-Type Applications**" September 2014. http://www.rqriley.com/3-wheel.htm

3.Elvis Payne (2012). "**The History of the 3-Wheeled Vehicle**" January 2012. 3wheelers.com

4. Bosch, Robert. "**Manual de Tecnologia Automotiva**". 25 ed.

5. Gillespie, T. D. (1992). "**Fundamentals of Vehicle Dynamics**" . SAE Internacional.

6. Dixon, John C. "**Suspension Geometry and Computation**" , John C. Dixon , Wiley and Sons Ltd.

7. Milliken, W. F.; Milliken, D.(1995), "**Race Car Vehicle Dynamics**", SAE International.

8. Macorin, R. B. "**Estudo sobre suspensão automotiva focada em veículos *off-road***". São Paulo, 2006.

9. N. Vivekanandan, Gunaki, Acharya, Gilbert, Bodake. "**Design, Analysis and Simulation of Double Wishbone Suspension System**". 06 June 2014. International Journal of Mechanical Engineering.

10. Lajqi, Pehan, Nase, Gjelaj, Pšeničnik, Emin. "**Design of Independent Suspension Mechanism for a Terrain Vehicle With Four Wheels Drive and Four Wheels Steering**"

11. Collins, J. A. "**Failure of Materials in Mechanical Design**", Wiley, New York, 1981

12. Gonçalves, H. F. C. "**Análise de Vibrações de Sistemas Integrados para Veículos Elétricos**". Universidade do Minho, Departamento de Engenharia Mecânica, Guimarães. 2012. Dissertação (Mestrado)

13. OKABE, Eduardo Paiva, "**Metodologia de projeto para desenvolvimento de suspensão veicular**", Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2003. Dissertação (Mestrado)

14. Pereira, Mário Augusto Silva. "**Sistema de suspensão do veículo elétrico para coleta seletiva**". Brasília: Universidade de Brasília. Faculdade de Engenharia Mecânica. Projeto de Graduação

15. Almeida, Daniel de Araujo. "**Dimensionamento cinemático e dinâmico de suspensão duplo A**". Brasília: Universidade de Brasília. Faculdade de Engenharia Mecânica. Projeto de Graduação

16."**Pugh's method or decision-matrix method**". http://www.enge.vt.edu/terpenny/Smart/Virtual_econ/Module2/pugh_method.htm

17. "**Global West Suspension COMNR-6770** "http://www.summitracing.com/int/parts/gls-comnr-6770/overview/

18. Edgar, Julian. "**Front Suspension Designs**" http://www.autospeed.com/cms/article.html?&A=2934

19. Rapid Racer, “**Suspension**”. http://www.rapid-racer.com/suspension.php

20. Elite CM fórum. “**Suspension Geometry & Alignment 101**” http://elitecm.net/forums/index.php?topic=159.0

21. Baja SAE fórum. “**Rear A-arm**”. http://forums.bajasae.net/forum/rear-aarm_topic1419.html

22. Auto Mechatronic Analysis. “**Suspension system**”. http://www.automechansys.in/p/s.html

23. Brum, Gustavo. “**Molas e Amortecedores**”. Locost Brasil. https://gustavobrum.wordpress.com/tag/amortecedor-coil-over-feito-em-casa/

24. Silveiro, Jr. Marco Antonio. “**Os diferentes tipos de suspensão: sistema Double Wishbone**”. http://www.oficinabrasil.com.br/consultor-ob/1171-parte-2--os-diferentes-tipos-de-suspensao-sistema-double-wishbone

25. “**Mesh Quality Tutorial**” https://www.rocscience.com/documents/pdfs/uploads/5836.pdf

ANEXOS

		Pág.
Anexo A	**Resolução Nº 63/98 CONTRAN**	61
Anexo B	**Resolução Nº 479 CONTRAN**	65
Anexo C	**Certificado de Qualidade**	68
Anexo D	**Desenhos técnicos**	69

ANEXO A

RESOLUÇÃO Nº 63, DE 21 DE MAIO DE 1998

Disciplina o registro e licenciamento de veículos de fabricação artesanal, conforme o art. 106 do Código de Trânsito Brasileiro.

O CONSELHO NACIONAL DE TRÂNSITO - CONTRAN, usando da competência que lhe confere o art. 12, inciso I, da Lei nº 9.503, de 23 de setembro de 1997, que instituiu o Código de Trânsito Brasileiro - CTB, e conforme Decreto n° 2.327, de 23 de setembro de 1997, que dispõe sobre a coordenação do Sistema Nacional de Trânsito, resolve:

Art. 1º Considera-se veículo de fabricação artesanal todo e qualquer veículo concebido e fabricado sob responsabilidade de pessoa física ou jurídica, atendendo a todos os preceitos de construção veicular, de modo que o nome do seu primeiro proprietário sempre coincida com o nome do fabricante.

Art. 2º Para proceder o registro e licenciamento dos veículos de que trata esta Resolução, o órgão de trânsito local deverá exigir do(s) proprietário(s) a apresentação do Certificado de Segurança Veicular - CSV expedido por entidade credenciada pelo INMETRO- Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualificação, conforme regulamentação específica, e os principais componentes utilizados, de acordo com as especificações do Anexo II.

§ 1º No caso dos reboques de fabricação própria, cujo o Peso Bruto Total - PBT não ultrapasse a 350 (trezentos e cinqüenta) quilogramas, o comprovante de que trata o caput deste artigo, poderá ser substituído por laudo emitido por profissional legalmente habilitado

perante o Conselho Regional de Engenharia, Arquitetura e Agronomia - CREA, na área de mecânica ou segurança veicular.

§ 2º Os procedimentos técnicos para operacionalização do disposto no parágrafo anterior, serão de acordo com a regulamentação específica do INMETRO.

Art. 3º Será permitido registro e licenciamento de no máximo 3 (três) veículos para cada fabricante, no período de 1º de janeiro a 31 de dezembro de cada ano.

Art. 4º O sistema de identificação dos veículos será feito de acordo com o Anexo I.

Art. 5º No caso específico de reboque, o sistema de engate entre o reboque e veículo trator deverá estar normatizado de acordo com a NBR 5545 da ABNT, quando aplicável.

Art. 6º O número do Certificado de Segurança Veicular - CSV ou registro do profissional legalmente habilitado pelo CREA, deverá ser inserido nos dados cadastrais dos reboques e veículos automotores que se encontram no Registro Nacional de Veículos Automotores - RENAVAM - BIN, em campo próprio.

Parágrafo único. A inserção desses dados no RENAVAM ocorrerá somente após a adequação do sistema.

Art. 7º Fica vedada a fabricação de veículo artesanal do tipo ônibus, microônibus e caminhão.

Art. 8º Fica revogada a Resolução 758/92 do CONTRAN.

Art. 9º Esta Resolução entra em vigor na data de sua publicação.

RENAN CALHEIROS
Ministério da Justiça

ELISEU PADILHA
Ministério dos Transportes

LINDOLPHO DE CARVALHO DIAS - Suplente
Ministério da Ciência e Tecnologia

ZENILDO GONZAGA ZOROASTRO DE LUCENA
Ministério do Exército

LUCIANO OLIVA PATRÍCIO - Suplente
Ministério da Educação e do Desporto

GUSTAVO KRAUSE
Ministério do Meio Ambiente, Recursos Hídricos e da Amazônia Legal

BARJAS NEGRI - Suplente
Ministério da Saúde

ANEXO I

O presente anexo tem como objetivo apresentar a metodologia para proceder o registro e licenciamento de veículos de fabricação própria, através da obtenção do código VIN (NÚMERO DE IDENTIFICAÇÃO DO VEÍCULO)

Para efeito de padronização de identificação destes veículos foi fixado pela ABNT o WMI (IDENTIFICADOR INTERNACIONAL DO FABRICANTE), como sendo 9EZ, onde o primeiro dígito identifica o continente, o segundo caracteriza o país e o terceiro caracteriza "Fabricação própria".

O quadro abaixo apresenta a composição do Código VIN, específico para os veículos de fabricação própria.

IDENTIFICADOR INTERNACIONAL FABRICANTE					TIPO VEÍCULO		CAPACIDADE DE CARGA		ANO MODELO	IDENTIFICAÇÃO			NUMERAÇÃO SEQÜÊNCIAL			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
9	E	Z	UNIDADE FEDERAÇÃO		TABELA RENAVAM		TABELA		TABELA RENAVAM	DETRAN/ CIRETRAN						

Os campos 1, 2 e 3 estão reservados para o sistema de identificação internacional WMI.

Os campos 4 e 5 identificarão a unidade da Federação (UF), não sendo permitido a

utilização das letras I, O e Q, substituindo-se quando necessário a letra O pelo 0 (zero) e I

pelo 1.

Os campos 6 e 7 caracterizam o tipo de veículo - sistema RENAVAM, conforme art. 96. do Código de Trânsito Brasileiro.

Os campos 8 e 9 identificam a capacidade de carga/lotação conforme a tabela abaixo:

"PC" - até 350 quilogramas

"MC" - de 351 à 750 quilogramas

"GC" - Acima de 750 quilogramas

Obs.: Quando se tratar de lotação considera-se o peso normal de um passageiro como

sendo 70 quilogramas.

O campo de número 10 identifica o ano de modelo, conforme dispõe a Resolução nº 24/98 do CONTRAN:

ANO	CÓDIGO	ANO	CÓDIGO	ANO	CÓDIGO	ANO	CÓDIGO
1971	1	1981	B	1991	M	2001	1
1972	2	1982	C	1992	N	2002	2
1973	3	1983	D	1993	P	2003	3
1974	4	1984	E	1994	R	2004	4
1975	5	1985	F	1995	S	2005	5

1976	6	1986	G	1996	T	2006	6
1977	7	1987	H	1997	V	2007	7
1978	8	1988	J	1998	W	2008	8
1979	9	1989	K	1999	X	2009	9
1980	A	1990	L	2000	Z	2010	A

Uma vez criado o sistema no órgão executivo de trânsito dos Estados e do Distrito Federal, e estabelecida a numeração seqüencial, o mesmo deverá ser repassado para o órgão máximo executivo de trânsito da União, para registro e controle.

ANEXO II

O presente Anexo, tem como objetivo especificar os componentes novos ou recondicionados em bom estado, utilizados na fabricação artesanal de veículos.

1 - Fabricação própria de reboques com Peso Bruto Total - PBT (peso próprio mais carga), até 500 (quinhentos) quilogramas.

1.1 - Componentes novos: rodas; rolamentos; amortecedores; instalação elétrica e de iluminação.

2 - Fabricação própria de reboques com Peso Bruto Total - PBT acima de 500 quilogramas.

2.1 - Componentes novos: pontas de eixo; cubos de rodas; rolamentos; amortecedores; sistema completo de freio; sistema elétrico e de iluminação; sistema de engate normalizado; pneus.

3 - Fabricação própria de veículos de passageiros.

3.1 - Componentes novos: pontas de eixo; cubos de rodas; rolamentos; braço de direção; ponteira de direção; caixa de direção; amortecedores; molas; rodas; pneus; sistema de freio completo (dianteiro e traseiro); sistema elétrico e de iluminação; lanternas sinalizadoras.

3.2 - Os demais componentes, não especificados, poderão ser recondicionados ou em bom estado de conservação, verificados pela entidade credenciada pelo INMETRO

ANEXO B

RESOLUÇÃO No 479 DE 20 DE MARÇO DE 2014.

Alterar o art. 6o da Resolução CONTRAN no 292, de 09 de agosto de 2008, que dispõe sobre modificações de veículos previstas nos arts. 98 e 106 da Lei no 9503, de 23 de setembro de 1997, que instituiu o Código de Trânsito Brasileiro.

O CONSELHO NACIONAL DE TRÂNSITO - CONTRAN, usando das competências que lhe conferem os incisos I e XI do art. 12 da Lei n 9.503 de 23 de setembro de 1997, que instituiu o Código de Trânsito Brasileiro - CTB, conforme Decreto no 4.711, de 29 de maio de 2003, que trata da coordenação do Sistema Nacional de Trânsito - SNT;

Considerando o disposto na RESOLUÇÃO No 463, DE 27 DE NOVEMBRO DE 2013;

Considerando o que consta do Processo no 80001.002957/2007-02,

Considerando o que consta do Processo n° 80000.017433/2012-85,

RESOLVE:

Art. 1o Esta Resolução altera o art. 6o da Resolução CONTRAN no 292, de 09 de agosto de 2008, que passa a ter a seguinte redação:

"Art. 6o Os veículos de passageiros e de cargas, exceto veículos de duas ou três rodas e quadriciclos, usados, que sofrerem alterações no sistema de suspensão, ficam obrigados a atender aos limites e exigências previstos nesta Resolução, cabendo a cada entidade executora das modificações e ao proprietário do veículo a responsabilidade pelo atendimento às exigências em vigor.

§1o Nos veículos com PBT até 3500 kg: I – o sistema de suspensão poderá ser fixo ou regulável.

II - A altura mínima permitida para circulação deve ser maior ou igual a 100 mm, medidos verticalmente do solo ao ponto mais baixo da carroceria ou chassi, conforme anexo I.

III - O conjunto de rodas e pneus não poderá tocar em parte alguma do veículo quando submetido ao teste de esterçamento.

§2o Nos veículos com PBT acima de 3.500 kg:

I - em qualquer condição de operação, o nivelamento da longarina não deve ultrapassar dois graus a partir de uma linha horizontal.

II - A verificação do cumprimento do disposto no inciso I será feita conforme o Anexo

III - As dimensões de intercambiabilidade entre o caminhão trator e o rebocado devem

IV – É vedada a alteração na suspensão dianteira, exceto para instalação do sistema de tração e para incluir ou excluir eixo auxiliar, direcional ou auto direcional.

§ 3o Os veículos que tiverem sua suspensão modificada, em qualquer condição de uso,

deverão inserir no campo das observações do Certificado de Registro de Veiculo – CRV e do Certificado de Registro e Licenciamento de Veiculo – CRLV a altura livre do solo.

Art. 2o Esta Resolução entra em vigor na data de sua publicação.

Morvam Cotrim Duarte

Presidente

Jerry Adriane Dias Rodrigues

Ministério Da Justiça

Rone Evaldo Barbosa

Ministério Dos Transportes

José Maria Rodrigues de Souza

Ministério da Educação

José Antônio Silvério

Ministério da Ciência, Tecnologia e Inovação

Paulo Cesar de Macedo

Ministério do Meio Ambiente

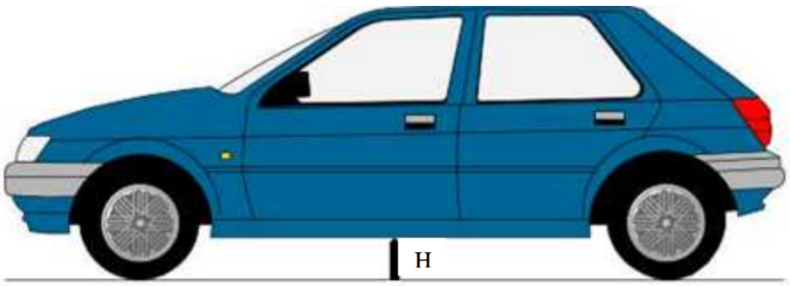
Marcelo Vinaud Prado

Agência Nacional de Transportes Terrestres

Margarete Maria Gandini

Ministério do Desenvolvimento Indústria Comércio Exterior

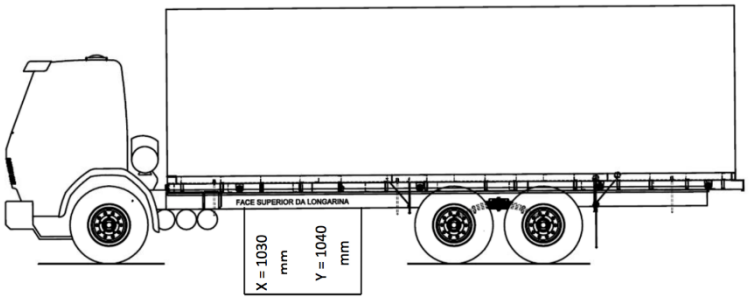
ANEXO I



H≥100 mm

ANEXO II

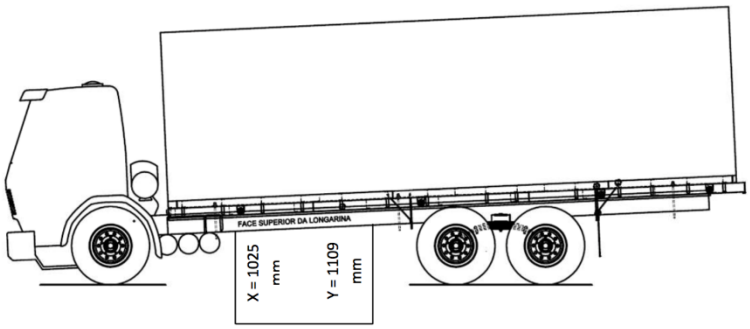
EXEMPLO DE UTILIZAÇÃO DO CALÇO NA SUSPENSÃO DO VEÍCULO EM QUE A MODIFICAÇÃO É ADMISSÍVEL (X – Y < ± 35 mm)



Distância X à Y = 1000 mm

X - Y = -10 mm (ACEITO)

EXEMPLO DE UTILIZAÇÃO DO CALÇO NA SUSPENSÃO DO VEÍCULO EM QUE A MODIFICAÇÃO É INADMISSÍVEL (X – Y ≥ ± 35 mm)



Distância X à Y = 1000 mm

X - Y = -84 mm (NÃO ACEITO)

O Método de medição da Inclinação do chassi em caminhões, reboques e semirreboques, será o mesmo podendo ser medido em qualquer parte do veículo, desde que a face de referência seja paralela a longarina (chassi).

ANEXO C

Certificado de Qualidade

MARVITUBOS TUBOS E PECAS HIDRAULICAS LTDA
RUA REINALDO SANDRIM, 1670 - RIBEIRAO PRETO - SP E-Mail: controladoria@marvitubos.com.br
Fone:(16)3019-9000 FoneFax:(16)3019-9009 Site:

CERTIFICADO DE QUALIDADE No : 839

CLIENTE.....: 1 MARVITUBOS TUBOS E PECAS HIDRAULICAS LTDA
PRODUTO.....: 3518 TUBO SBT 040.00 X 032.00 IMP
CORRIDA No...: 206077 NORMA: ST 52 - DIN 2393 BK

	ESPECIFICADO	ENCONTRADO
2.1) DIMENSIONAL - PRODUTO		
DIAMETRO EXTERNO.....:	NOM +/- 0,30	40.00/04MM
DIAMETRO INTERNO.....:		31.96/32.00MM
PAREDE.....:	NOM.+/- 10%	4.02
2.2) DIMENSIONAL - GRUPO		
COMPRIMENTO DA PEÇA.....:	NOMINAL+50MM-0	OK
OVALIZ/CONICIDADE INTERNA:	ISO H9	OK
EXCENTRICIDADE/PAREDE....:	MAX 5 %	OK
EMPENAMENTO.....:	MAX 0,6 MM/MT	OK
3) ANÁLISE QUÍMICA		
% DE CARBONO (C) .....:	0,18% A 0,25 %	0.2102
% DE MANGANÊS (Mn) ....:	1.00 % A 1.60 %	1.3223
% DE FÓSFORO MÁXIMO (P):	0,035 %	0.0032
% DE ENXOFRE MÁXIMO (S):	0.035 %	0.0027
% DE SILÍCIO (Si).....:	0,30 %	0.0334
% DE CROMO (Cr).....:		OK
% DE MOLIBIDÊNIO (Mo)..:		OK
4) PROPRIEDADES MECÂNICAS		
LIMITE DE ESCOAMENTO.....:	MINIMO 480 MPA	707.1/713/1MPA
LIMITE DE RESISTÊNCIA....:	MINIMO 520 MPA	775.8/775.4MPA
ALONGAMENTO.....:	MINIMO 8 %	9%
DUREZA.....:	MINIMO 80 HRB	94HRB
DUREZA PERIFERIA.....:		OK
5) ACABAMENTO SUPERFICIAL		
RUGOSIDADE EXTERNA.....:	ACABAMENTO LISO	OK
RUGOSIDADE INTERNA.....:	MAXIMO 0,80 MICRONS Ra	LISO

6)TRATAMENTO TÉRMICO. ....:

7) OBSERVAÇÕES .....: TUBO DE ACO ST 52 BK TREFILADO E CALIBRADO PARA CAMISA DE CILINDRO HIDRAULICO E PNEUMATICO - PRESCINDE DO BRUNIMENTO POR TER ACABAMENTO E PRECISAO DIMENSIO- NAL SEMELHANTE AO TUBO BRUNIDO

PRODUTO APTO A SUPORTAR PRESSÃO HIDROSTÁTICA DE 313 BAR.

7) CONCLUSÕES .....: APROVADO. TUBO PARA CAMISA DE CILINDRO HIDRAULICO APTO A SUPORTAR

RIBEIRAO PRETO, 12 DE NOVEMBRO DE 2015

RESPONSÁVEIS TÉCNICOS
ENG. EVALDO MARÇAL - CREA 5060892234
ENG. SERGIO RUSSO - CREA 5060896419

ANEXO D

Desenhos de técnicos