

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

ALBERT JOHAN DIJKSTRA

**ANÁLISE DA CARGA EM UMA SUSPENSÃO DUPLO “A” E
DIMENSIONAMENTO QUANTO A RESISTÊNCIA MECÂNICA.**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**PONTA GROSSA
2018**

ALBERT JOHAN DIJKSTRA

**ANÁLISE DA CARGA EM UMA SUSPENSÃO DUPLO “A” E
DIMENSIONAMENTO QUANTO A RESISTÊNCIA MECÂNICA.**

Trabalho de conclusão de curso de graduação, apresentado a disciplina de Trabalho de conclusão de curso, do curso superior de engenharia mecânica do departamento de engenharia mecânica – DAMEC – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: Roger Navarro Verástegui.

PONTA GROSSA

2018



TERMO DE APROVAÇÃO

ANALISE DA CARGA EM UMA SUSPENSÃO DUPLO A E DIMENSIONAMENTO QUANTO A SUA RESISTÊNCIA MECÂNICA

por

ALBERT JOHAN DIJKSTRA

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 7 de dezembro de 2018 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Prof. Dr. Roger Navarro Verastegui
Orientador

Prof. Me. Rodrigo Villaca Santos
Membro Titular

Prof. Dr. Davi Fusão
Membro Titular

Prof. Dr. Marcos Eduardo Soares
Responsável pelos TCC

**Prof. Dr. Marcelo Vasconcelos de
Carvalho**
Coordenador do Curso

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus por me conceder tranquilidade no trilhar da minha jornada sem nunca deixar faltar algo a mim e minha família.

Agradeço a minha família por dedicar-se a mim e me fortalecer com palavras de perseverança em especial a minha esposa que por muitas vezes me tranquilizou e me manteve perseverante.

Agradeço a professores, colaboradores, colegas que dão seu sangue a fazer com que o projeto de extensão mini baja esteja em uma das raízes da UTFPR e pela grande troca de conhecimento de cada um.

Agradeço a Universidade Tecnológica Federal do Paraná pelas oportunidades geradas, por estudar em uma instituição renomada, e por me mostrar a importância do profissional engenheiro e de suas responsabilidades e obrigações sem ferir valores éticos.

Aquele que quer aprender gosta que
lhe digam quando está errado; só o tolo não
gosta de ser corrigido (NTLH Provérbios
12:1).

RESUMO

DIJKSTRA, Albert Johan. **Análise da carga em uma suspensão duplo “a” e dimensionamento quanto a resistência mecânica.** 2018. 52f. Trabalho de Conclusão de Curso de Bacharelado em Engenharia Mecânica – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2018.

O referente trabalho apresenta o desenvolvimento de um sistema de suspensão comumente utilizado na indústria automotiva e perante os outros modelos de suspensão apresenta como vantagens a robustez necessária para pavimentos irregulares e os ajustes finos de regulagem; em contrapartida como desvantagens apresenta uma maior massa não suspensa devido apresentar componentes redundantes. Veículos de alto desempenho, de competição e fora de estrada (*off-road*) fazem uso deste modelo de suspensão conhecido como duplo “A” (*double-wishbone*). Serão explanados conceitos básicos particulares ao sistema de suspensão por meio de parâmetros pré-determinados e propriedades identificadas e o resultado é uma geometria física (Braços, direção, freios, pivôs, manga de eixo, roda, pneu) e o dimensionamento do conjunto quanto a dinâmica veicular. Conhecendo o conjunto de geometrias necessárias ao projeto busca-se conhecer a carga a qual todo o conjunto será submetido, para este trabalho usou-se o diagrama de blocos que representa um modelo massa mola de dois graus de liberdade que quando submetido a um deslocamento inicial fornece como resposta a força excitadora e a força de resposta do sistema. Por meio da força de resposta os modelos tridimensionais são submetido a uma simulação para validar os modelos de suspensões quanto a sua resistência mecânica. Dois modelos são simulados, o primeiro modelo onde seu projeto foi feito inicialmente geométrico e posteriormente realizada a análise estática do conjunto e um segundo modelo onde o projeto geométrico foi realizado concomitantemente com uma pré simulação de cada componente e uma posterior análise estática do conjunto. Como resultados obtidos tem-se o primeiro modelo de suspensão falho quanto a sua resistência mecânica bem como uma comparação da força excitadora e de resposta para modelos com diferentes massas não suspensas.

Palavras-chave: Duplo A; Resistencia mecânica; diagrama de blocos.

ABSTRACT

DIJKSTRA, Albert Johan. **Analysis of the load in a double wishbone suspension and dimensioning in terms of mechanical resistance.** 2018. 52p. Work of Conclusion Course Master Degree in Mechanical Engineering – Federal Technology University - Paraná. Ponta Grossa, 2018.

This paper presents the development of a suspension system commonly used in the automotive industry and in front of the other models of suspension presents as advantages the robustness required for irregular pavements and the fine adjustments; as disadvantages presents a larger unsprung mass due to presenting redundant components. High-performance and off-road vehicles make use of this double-wishbone suspension model. Particular concepts will be explained to the suspension system by predetermined parameters and identified properties as result of a physical geometry (arms, steering, brakes, pivots, axle sleeve, wheel, tire) and the dimensioning of the set as to vehicle dynamics. Knowing the set of geometries necessary to the project is to know the load to which the whole set will be submitted, for this work was used the block diagram that represents a spring mass model of two degrees of freedom that when submitted to an initial displacement provides in response the excitatory force and the responsiveness of the system. By means of the response force the three-dimensional models are subjected to a simulation to validate the suspension models for their mechanical resistance. Two models are simulated, the first model where their design was initially geometric and then the static analysis of the set and a second model where the geometric design was performed concomitantly with a pre-simulation of each component and a subsequent static analysis of the set. The results obtained are the first model of suspension failure for its mechanical resistance as well as a comparison of excitation and response force for models with different unsprung masses.

Palavras-chave: Double Wishbone; Mechanical resistance; Block diagram

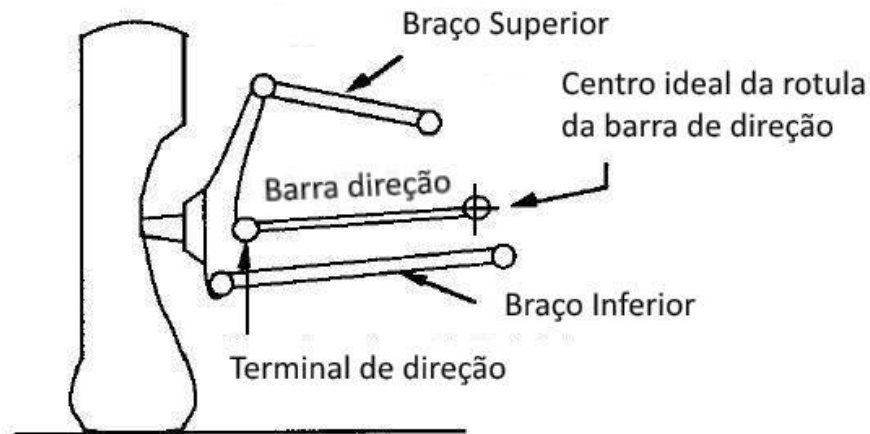
LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Mecanismo de suspensão tipo duplo A	2
Figura 2: Eixo de rolagem gerado pelo centro de rolagem dianteiro e traseiro	3
Figura 3: a) Bandejas simétricas b) Bandejas assimétricas.	4
Figura 4: Projeções para a determinação do centro de rolagem, (a) Centro instantâneo na direção do chassi, (b) Centro instantâneo na direção oposta ao chassi, (c) Centro instantâneo ao infinito com braços paralelos ao solo, (d) centro instantâneo ao infinito com braços paralelos inclinados.....	4
Figura 5: Convergência (<i>Toe-in</i>) e divergência (<i>Toe-out</i>)	5
Figura 6: A esquerda ângulo de <i>cáster</i> negativo e a direita positivo.....	6
Figura 7: Na esquerda cambagem negativa e na direita cambagem positiva.	6
Figura 8: Inclinação do eixo pino mestre junto com <i>cáster</i>	8
Figura 9: Geometria em curva para veículo dirigido duas rodas.	8
Figura 10: Geometria trapezoidal de direção.....	9
Figura 11: Forma simplificada para a obtenção da geometria trapezoidal.	9
Figura 12: Outras concepções de <i>Ackerman</i> para veículos de alto desempenho.....	10
Figura 13: Posicionamento ideal da junta da barra de direção.....	11
Figura 14: Diagrama de forças atuantes no veículo.	12
Figura 15: Razão de instalação.	13
Figura 16: Modelo Quarter Car representando um sistema de suspensão ..	16
Figura 17 - Modelo de suspensão 1	20
Figura 18 - Modelo de Suspensão 2.....	20
Figura 19 - Diagrama de Blocos para modelo de dois graus de liberdade ...	26
Figura 20 - Razão de instalação e inclinação do amortecedor para modelo 1 a esquerda e modelo 2 a direita	28
Figura 21 - Força de resposta para suspensão modelo 1	35
Figura 22 - Força de resposta para suspensão modelo 2	36
Figura 23 - Fator de segurança Modelo 1.....	37
Figura 24 - Fator de segurança Modelo 2.....	38

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO:	1
1.1. OBJETIVOS:	1
2. REFERENCIAL TEÓRICO	2
2.1. SUSPENSÃO INDEPENDENTE DUPLO A	2
2.2. OBTENÇÃO DA GEOMETRIA DA SUSPENSÃO DUPLO A	2
2.2.1. CENTRO DE ROLAGEM E EIXO DE ROLAGEM	3
2.2.2. CONVERGÊNCIA/DIVERGÊNCIA	5
2.2.3. ÂNGULO DE CÁSTER	6
2.2.4. CAMBAGEM	6
2.2.5. PINO MESTRE	7
2.2.6. ACKERMAN	8
2.2.7. CONFIGURAÇÃO DA BARRA DE DIREÇÃO	10

FIGURA 13: POSICIONAMENTO IDEAL DA JUNTA DA BARRA DE



DIREÇÃO.11
2.3. ANÁLISE DA CARGA NA SUSPENSÃO	11
2.3.1. DISTRIBUIÇÃO DE CARGAS NOS EIXOS	12
2.3.2. RAZÃO DE INSTALAÇÃO	13
2.3.3. RIGIDEZ VERTICAL DA RODA	14
2.3.4. ANÁLISE VIBRACIONAL	15
2.3.5. DIAGRAMA DE BLOCOS	16
2.4. ANÁLISE E PREVENÇÃO DE FALHAS	18
2.4.1. SELEÇÃO E USO DO FATOR DE SEGURANÇA	18
3. METODOLOGIA	19
3.1. MODELAMENTO CAD DAS SUSPENSÕES	21
3.2. DINÂMICA DA SUSPENSÃO POR DIAGRAMA DE BLOCOS	24
3.3. PARÂMETRO MASSA PARA DIAGRAMA DE BLOCOS	26
3.4. PARÂMETRO RIGIDEZ E COEFICIENTE DE AMORTECIMENTO DA SUSPENSÃO PARA DIAGRAMA DE BLOCOS	27
3.5. FORNECIMENTO DE PARÂMETROS AO SIMULINK	30
3.6. FATOR DE SEGURANÇA	31
3.7. ANÁLISE ESTÁTICA	32
3.7.1. PROPRIEDADES DOS ESTUDOS	33
4. RESULTADOS	34
5. CONCLUSÃO	39
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	40

1. INTRODUÇÃO:

As características cinemáticas geradas pela movimentação da suspensão devido a uma excitação gerada pelo pavimento conferem ao veículo a sua característica dinâmica e que deve ser estável.

As geometrias desenvolvidas na suspensão geram estas características cinemáticas apontadas por Jazar (2009), Gillespie (1992) e Milliken (1995). As geometrias desenvolvidas tem relação com o centro de rolagem, convergência/divergência, ângulo de *cáster*, cambagem, inclinação do pino mestre, ângulo de *Ackerman* e a configuração da barra de direção.

Este trabalho tem grande importância para equipe de Baja da Universidade Tecnológica Federal do Paraná e para as demais pessoas e equipes que queiram se orientar a obter um modelo vibracional e a projetar uma suspensão do tipo duplo A que garanta a sua resistência para suportar os esforços produzidos pelas imperfeições de pavimento e por propor uma geometria que confira ao veículo estabilidade durante a condução.

O trabalho parte de um conceito inicial de análise vibracional por meio de um modelo de dois graus de liberdade que é representado por equações de movimento de Newton. Por meio da análise dessas equações é possível montar um diagrama de blocos que fornece a resposta do sistema devido a uma excitação.

Conhecida a resposta do sistema fica mais fácil obter a geometria da suspensão que suporta a carga oriunda do pavimento. O modelamento da suspensão é feita por meio de um *software* CAD 3D *SolidWorks® 2016* e a sua validação quanto a sua resistência mecânica feita por meio de uma ferramenta também no mesmo programa conhecida como *Simulation*.

1.1. OBJETIVOS:

Com os conceitos de dinâmica veicular definir uma geometria para os dois modelos uma suspensão dianteira do tipo duplo A, obter a carga que os sistemas serão submetidos e garantir a sua resistência mecânica devido a esforços oriundos do pavimento por meio de análise estática para os dois modelos.

.Para definir a geometria dos dois modelos de suspensão foi utilizada a ferramenta de modelagem CAD 3D do *software SolidWorks® 2016*. Para se obter a carga dos sistemas por diagrama de blocos foi utilizado a ferramenta Simulink

existente no *software* Matlab® R2016. Para validar as geometrias quanto a resistência mecânica foi utilizado a ferramenta Simulation do *software* SolidWorks® 2016.

2. REFERENCIAL TEÓRICO

2.1. SUSPENSÃO INDEPENDENTE DUPLO A

Uma suspensão independente faz com que o movimento de uma roda não afete a outra. *Este* estudo se concentra na suspensão muito comum apresentada, o duplo “A”; que cinematicamente se assemelha a um mecanismo quatro barras sendo o chassi considerado o terra (JAZAR, 2009).

O duplo “A” é uma suspensão adotada em veículos de alto desempenho e na suspensão dianteira de alguns utilitários; a Figura 1 mostra o mecanismo suspensão duplo “A”. O seu grande uso é devido a possibilidade de ajustes refinados das características importantes relacionadas a suspensão com as geometrias discutidas na seção 2.3 (JAZAR, 2009).

Figura 1: Mecanismo de suspensão tipo duplo A



Fonte: Jazar (2009)

2.2. OBTENÇÃO DA GEOMETRIA DA SUSPENSÃO DUPLO A.

As características cinemáticas geradas pela movimentação da suspensão devido a uma excitação gerada pelo pavimento, confere ao veículo a sua característica dinâmica e que deve ser estável (JAZAR, 2009).

As geometrias que geram estas características cinemáticas apontadas por Jazar (2009), Gillespie (1992) e Milliken (1995) são o centro de rolagem e o eixo de

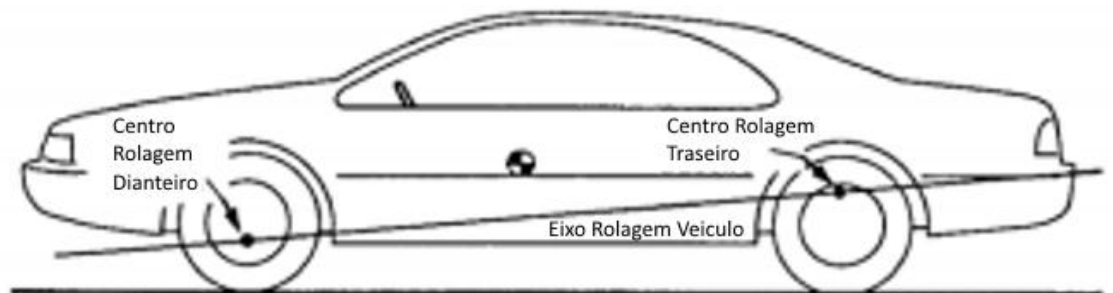
rolagem, convergência/divergência, *trust angle*, ângulo de *cáster*, cambagem, geometria do pino mestre, ângulo de *Ackerman* e a configuração da barra de direção. Tais características serão abordadas detalhadamente a seguir.

2.2.1.CENTRO DE ROLAGEM E EIXO DE ROLAGEM.

A análise do eixo de rolagem é muito importante visto que esta propriedade gerada pela suspensão se relaciona diretamente com o movimento tomado pelo chassi (massa suspensa) devido a ação de forças laterais geradas no centro de massa do veículo pelo esterçamento das rodas (GILLESPIE, 1992).

O eixo de rolagem é a linha pela qual o chassi do veículo passa a rolar; esta linha encontra-se conectando os pontos de centro de rolagem obtidos da suspensão dianteira com o da traseira, como indicado na Figura 2 (GILLISPIE, 1992).

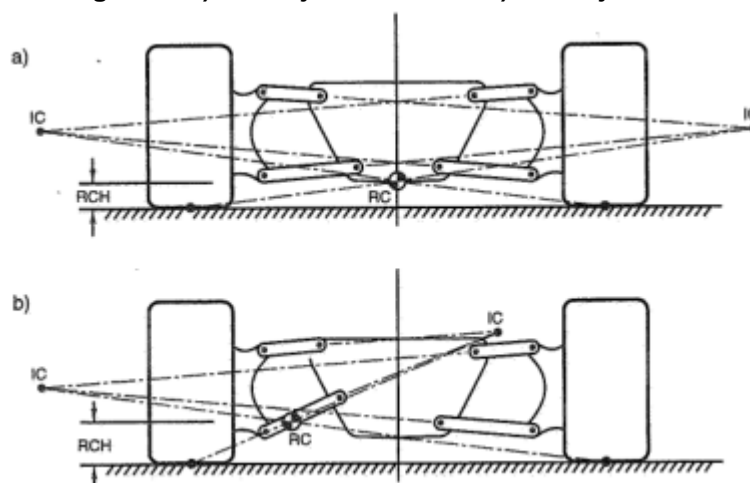
Figura 2: Eixo de rolagem gerado pelo centro de rolagem dianteiro e traseiro



Fonte: Gillespie (1992)

Milliken e Milliken (1995) mostram que a busca pela altura do centro de rolagem se dá pela projeção de uma linha do centro de contato do pneu até o centro instantâneo do veículo, a Figura 3 mostra isto para bandejas simétricas e para bandejas assimétricas. Sendo IC o centro instantâneo, RC o centro de rolagem, e RCH a altura do centro de rolagem.

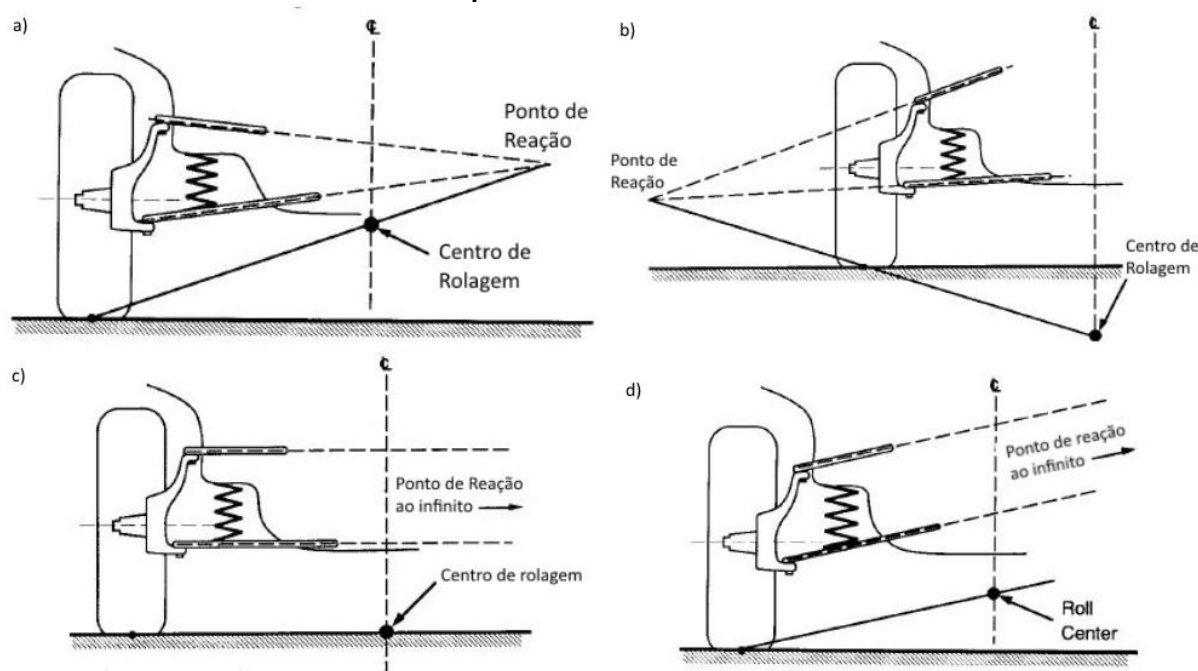
Figura 3: a) Bandejas simétricas b) Bandejas assimétricas.



Fonte: Jazar (2009)

Gillespie (1992) aponta ainda quatro formas construtivas para o modelo de um quarto de veículo. Seguindo a mesma normativa para a obtenção do centro instantâneo abordado por Milliken e Milliken, (1995) acrescentado o caso da geometria com braços paralelos, onde o centro instantâneo é a projeção da linha que parte do centro do pneu paralela à linha dos braços. Como mostra a Figura 4.

Figura 4: Projeções para a determinação do centro de rolagem, (a) Centro instantâneo na direção do chassi, (b) Centro instantâneo na direção oposta ao chassi, (c) Centro instantâneo ao infinito com braços paralelos ao solo, (d) centro instantâneo ao infinito com braços paralelos inclinados.



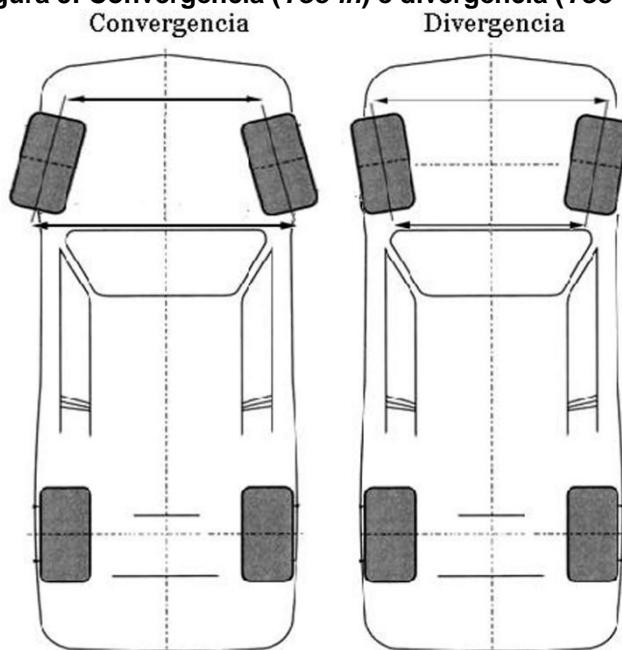
Fonte: Gillespie (1992)

2.2.2. CONVERGÊNCIA/DIVERGÊNCIA

Uma geometria é definida como convergente quando o sentido dos pneus direito e esquerdo apontam a um ponto em comum a frente do veículo. Para a geometria divergente ocorre o oposto; isto é retratado na Figura 5. O quanto que as rodas convergem ou divergem é expresso em um ângulo e interferem na vida do pneu, dirigibilidade e estabilidade (JAZAR, 2009).

Para uma mínima perda de potência útil e desgaste dos pneus o ângulo deve ser o mínimo quando o veículo anda em linha reta, se muito convergente ocorre desgaste do bordo externo do pneu e se muito divergente ocorre o desgaste do bordo interno do pneu (GILLISPIE, 1992).

Figura 5: Convergência (*Toe-in*) e divergência (*Toe-out*)



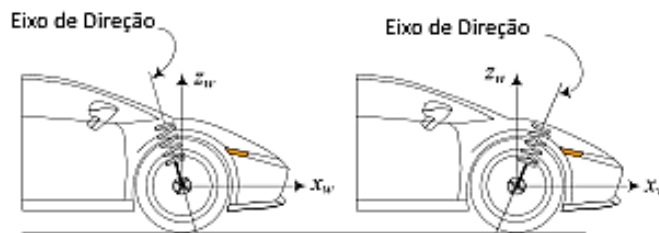
Fonte: Jazar (2009)

Um ângulo convergente garante estabilidade direcional mesmo com pequenas flutuações de direção mantendo o carro em linha reta, se o carro está configurado com um ângulo divergente este produz um efeito inverso tornando a direção agressiva com respostas rápidas (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).

2.2.3. ÂNGULO DE CÁSTER.

Cáster é o ângulo de inclinação do ponto de pivotamento superior com o pivotamento inferior numa vista lateral do conjunto podendo ser positivo ou negativo como mostra a Figura 6. Um ângulo de *cáster* negativo atenua o efeito de auto alinhamento das rodas quando o veículo está em movimento, desta forma, garantindo a estabilidade direcional (GILLESPIE, 1992).

Figura 6: A esquerda ângulo de *cáster* negativo e a direita positivo

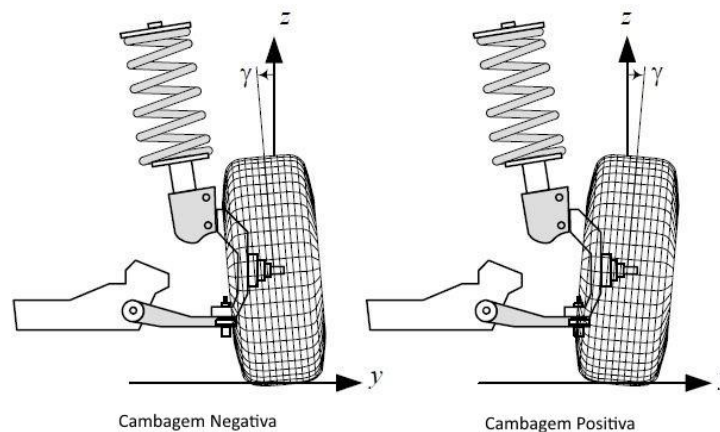


Fonte: Jazar (2009)

2.2.4. CAMBAGEM

É o ângulo tomado pela inclinação da roda em relação a linha perpendicular ao solo tendo o veículo numa vista frontal ou traseira. Se o pneu entra adentro do chassi é chamado de cambagem negativa e se ele sai em relação ao chassi ele é chamado de cambagem positiva como mostra a figura 7 (JAZAR, 2009).

Figura 7: Na esquerda cambagem negativa e na direita cambagem positiva.



Fonte: Jazar (2009)

A força que o pneu desenvolve quando o veículo realiza uma curva depende deste ângulo e é relacionado ao tipo de pavimento. Não se deve nunca possuir um ângulo muito elevado, visto que a força lateral desenvolvida pela cambagem é máxima para pequenos ângulos (JAZAR, 2009).

Cabe a suspensão garantir que mesmo em um comportamento em curva a cambagem sempre auxilie no desenvolvimento da curva sem gerar uma condição insegura (GILLESPIE, 1992).

2.2.5. PINO MESTRE

O pino mestre é o responsável por gerar o esterço das rodas. Isto é, onde os pontos centrais dos terminais rotulares conectados a bandeja superior e inferior geram um eixo chamado eixo de direção. Este eixo não é centrado e nem vertical (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).

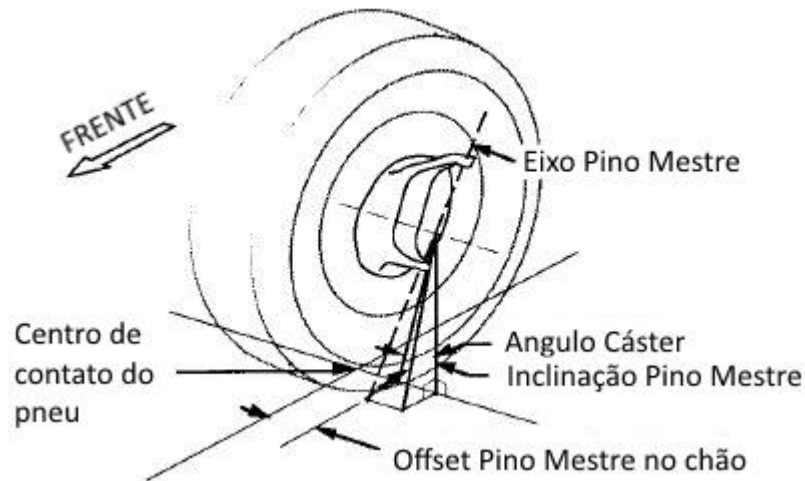
Gillespie (1992) fornece um parâmetro usual para esta inclinação onde para caminhões esta inclinação seja de 0 a 5 graus e para carros uma inclinação de 10 a 15 graus.

É comum que o eixo de direção não intercepte o centro de contato do pneu com o solo. Para isto é criado um *offset*, onde ele é positivo quando este eixo intercepta o chão para fora do centro de contato do pneu e negativo quando para dentro. Este *offset* fornece ao motorista a sensibilidade ao pavimento além de reduzir esforços de esterço quando o veículo não está em movimento. Este efeito é causado pelo fato de que a roda role em um arco gerado pelo *offset*, este arco é chamado de *scrub radius* (GILLESPIE, 1992).

Além da redução de esforços durante o esterço, a inclinação do pino mestre gera a resposta de auto alinhamento no veículo. O que ocorre é que quando o veículo é esterçado a roda interna a curva ou o lado do sentido do esterço se eleva enquanto que na roda oposta ela abaixa (GILLESPIE, 1992).

A Figura 8 mostra inclinação do eixo pino mestre junto com *cáster*.

Figura 8: Inclinação do eixo pino mestre junto com cáster.



Fonte: Gillespie (1992)

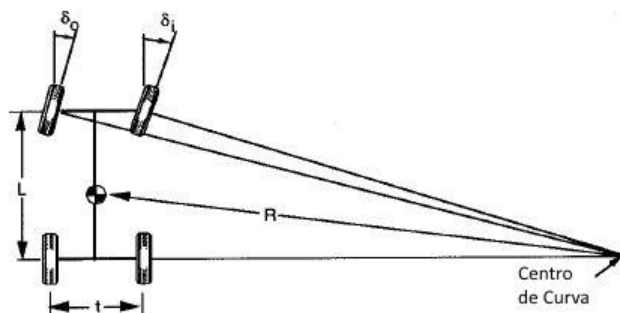
2.2.6. ACKERMAN

O *Ackerman* é responsável por assegurar que as rodas não sejam arrastadas quando esterçadas e é usado em veículos de passeio, pois em determinados momentos a velocidade é pequena, difícil é obter uma geometria perfeita e isto só seria possível se a direção fosse controlada independentemente em cada roda (JAZAR, 2009).

O fato é que quando o veículo encontra-se realizando uma curva a direita, a roda interna a curva sofre uma inclinação maior em relação a roda externa a curva. Este fenômeno pode ser verificado pela figura 9 (GILLESPIE, 1992).

De acordo com Gillespie (1992), o ângulo descrito por cada roda é uma função do raio de curva (R) que se deseja relacionada a bitola (t) e a distância entre eixos (L) como mostram as equações 1 e 2.

Figura 9: Geometria em curva para veículo dirigido duas rodas.



Fonte: Gillespie (1992)

$$\delta_0 = \text{TAN}^{-1} \frac{L}{(R + t/2)} \quad 1)$$

$$\delta_i = \text{TAN}^{-1} \frac{L}{(R - t/2)} \quad 2)$$

Sendo:

δ_0 = Angulo da roda externa

δ_i = Angulo da roda interna

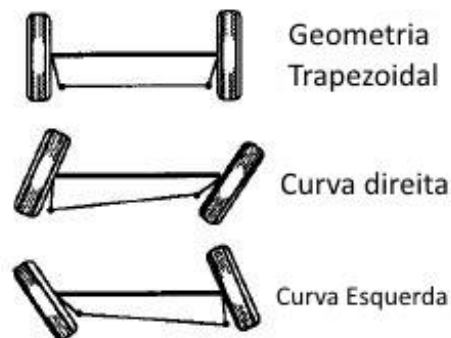
L = Distância entre eixos

R = Raio de curva

t = Bitola

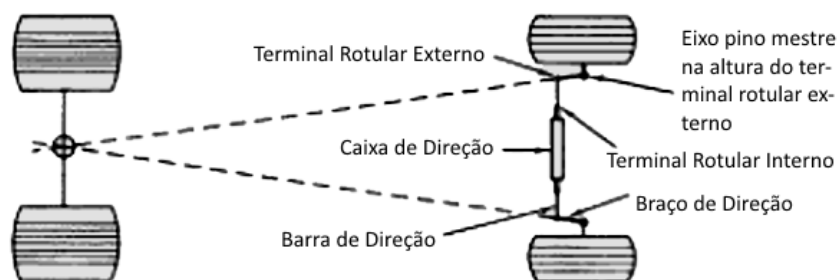
Gillespie (1992) aponta para que ocorra exatamente este efeito a geometria adotada é trapezoidal (figura 10) e uma simplificação para se encontrar um bom ângulo de *Ackerman* é mostrada na figura 11.

Figura 10: Geometria trapezoidal de direção.



Fonte: Gillespie (1992)

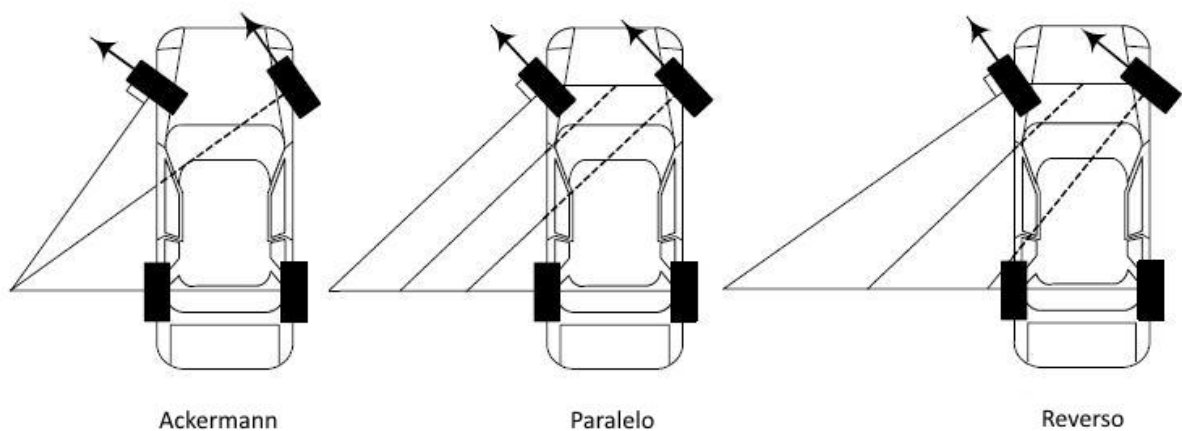
Figura 11: Forma simplificada para a obtenção da geometria trapezoidal.



Fonte: Milliken e Milliken (1995)

Carros de corrida utilizam ainda uma geometria paralela ou ainda um *Ackerman* reverso onde o veículo em curva a uma alta velocidade necessita operar com um menor ângulo de esterço como mostra a Figura 12, sendo assim, a escolha do tipo correto de geometria de *ackerman* se dá pela carga na roda, condições do pavimento, velocidade e as características do pneu (JAZAR, 2009).

Figura 12: Outras concepções de *Ackerman* para veículos de alto desempenho.



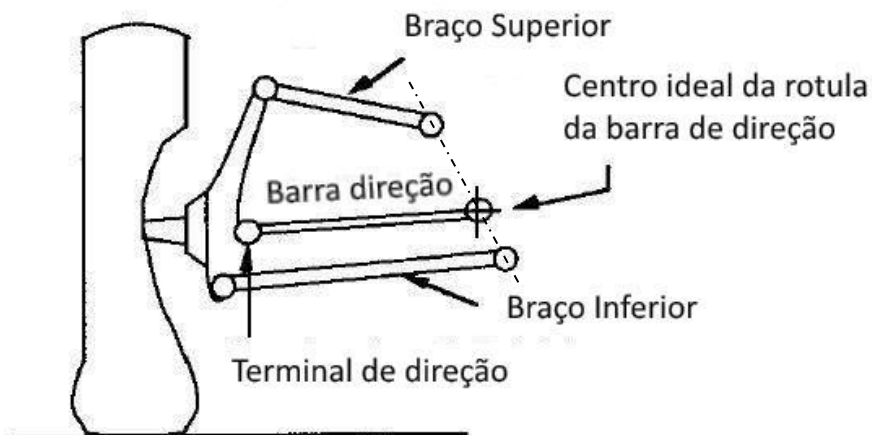
Fonte: Jazar (2009)

2.2.7. CONFIGURAÇÃO DA BARRA DE DIREÇÃO

Uma consideração muito importante a se fazer é quanto ao posicionamento da barra de direção. Seu correto posicionamento evita variações na convergência ou divergência quando a suspensão está trabalhando em seu movimento de subida e descida, fazendo com que o arco descrito pela barra de direção seja o mesmo descrito pelo arco do movimento da suspensão (GILLESPIE, 1992).

O posicionamento ideal da rótula da barra de direção é na mesma linha criada pelos pontos de conexão dos braços superior e inferior do mecanismo ao chassi. A barra de direção fica em paralelo com o braço inferior da suspensão. A Figura 13 mostra o posicionamento ideal para que não ocorra variação na convergência e na divergência (GILLESPIE, 1992).

Figura 13: Posicionamento ideal da junta da barra de direção.



Fonte: Gillespie (1992)

2.3. ANÁLISE DA CARGA NA SUSPENSÃO.

Algumas explicações abordadas por Jazar (2009), Gillespie (1992) e Milliken (1995) são necessárias para facilitar a abordagem dos temas abordados nesta seção; serão explanados a rigidez da mola, a rigidez vertical do pneu, a rigidez do pneu, *ride rate* e a rolagem.

A rigidez da mola é a rigidez fornecida apenas pela mola. Para molas helicoidais a linha de ação da carga axial ao longo da linha de centro. A força com que a mola exerce é linear onde a força cresce com a deformação da mola (JAZAR, 2009).

A rigidez vertical da roda é caracterizada pela força atuante na linha de centro do pneu. Esta rigidez é menor que a rigidez da mola devido a razão de instalação atuar como uma alavanca, isto é mais bem discutido na seção 2.3.2 (JAZAR, 2009).

A rigidez do pneu é a força vertical gerada em razão da deformação do pneu em sua respectiva carga de operação. Em uma suspensão com uma rigidez da mola muito elevada, é o pneu quem faz boa parte da absorção da força gerada pelas imperfeições da via (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).

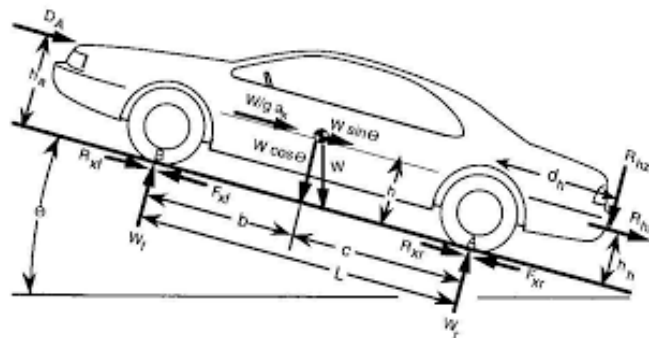
O *ride rate* é a força vertical por unidade de deslocamento da região de contato do pneu com um ponto de referência relativo ao chassi (GILLESPIE, 1992).

A taxa rolagem é o momento resistivo à rolagem do chassi por graus de rolagem do chassi. A resistência a rolagem do chassi é gerada pelo *ride rate*, bitola, e barra estabilizadora (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).

2.3.1. DISTRIBUIÇÃO DE CARGAS NOS EIXOS.

A determinação da carga nos eixos é de forma simples e pode ser obtida pela aplicação da segunda lei de Newton e o diagrama das forças principais atuantes é mostrada pela figura 14 (GILLESPIE, 1992).

Figura 14: Diagrama de forças atuantes no veículo.



Fonte: Gillespie (1992)

Gillespie (1992) estabelece que a carga no eixo dianteiro se dá pela soma dos momentos em “A” e presumindo que o veículo não está acelerando e que pela convenção estabelecida pela SAE, para momento gerado no sentido horário é considerado positivo tem-se que:

$$W_f L + D_A h_a + \frac{W}{g} a_x h + R_{hx} h_h + R_{hz} d_h + W h \sin \theta - W c \cos \theta = 0 \quad 3)$$

Para subida considerar θ positivo e para descida um θ negativo. Da mesma forma pode-se obter a carga no eixo traseiro fazendo com que o somatório dos momentos em “B” seja igual a zero (GILLESPIE, 1992).

$$W_r L - D_A h_a - \frac{W}{g} a_x h - R_{hx} h_h - R_{hz} d_h - W h \sin \theta + W b \cos \theta = 0 \quad 4)$$

Sendo:

W = Peso do veículo atuante no centro de gravidade

W_f = Carga eixo frontal

W_r = Carga eixo traseiro

D_a = Força de arrasto

L = Distância entre eixos

b = Distância eixo dianteiro ao cg

c = Distância eixo traseiro ao cg

h = Altura centro de massa

R_{hz} e R_{hx} são forças relativas a reboque.

a_x = Aceleração do veículo.

A = Ponto reação roda traseira

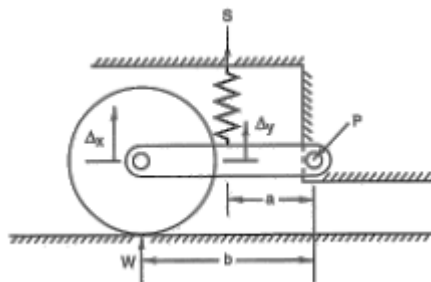
B = Ponto reação roda dianteira

2.3.2. RAZÃO DE INSTALAÇÃO

A rigidez da mola em uma suspensão pode ser descrita como uma frequência natural não amortecida quando o veículo encontra-se em movimento, a deflexão estática do pneu e da rigidez na roda (MILLIKEN E MILLIKEN, 1995).

Para determinar qual a rigidez da mola a ser utilizada, o conceito de razão de instalação deve ser abordado. A razão de instalação nada mais é do que a força aplicada em um braço, ou seja, um momento. A figura 15 ilustra bem a razão de instalação (MILLIKEN E MILLIKEN, 1995).

Figura 15: Razão de instalação.



Fonte: Milliken e Milliken (1995)

Como mostra a figura 15 o ponto de pivotação se dá ao chassi pelo ponto “P”, a distância ao centro da roda está em “b” e a distância ao centro da mola está em “a”. A roda apresenta um deslocamento vertical Δx que acaba comprimindo a mola em um deslocamento Δy (JAZAR, 2009).

Milliken e Milliken (1995) expressam razão de instalação como uma relação entre o deslocamento da suspensão com o deslocamento da mola. Ela é expressa por $\Delta y/\Delta x$, pela equação cinco:

$$r = \frac{\Delta y}{\Delta x} = \frac{a}{b} \quad 5)$$

2.3.3. RIGIDEZ VERTICAL DA RODA

Para encontrar a rigidez vertical da roda na roda se necessita saber o *ride rate* e a rigidez vertical do pneu; a escolha do *ride rate* necessita condizer com a situação a qual a suspensão passa no pavimento e que o amortecedor não atinja o seu fim de curso ou o assoalho do veículo atinja o chão. É usual que se utilize 70% de todo o curso útil de um amortecedor para acomodar as cargas geradas pelo pavimento e os outros 30% para a necessidade de um curso adicional de segurança. Assim, estabelece-se que o curso da suspensão fica limitada pelo chassi em relação ao solo ou pelo curso útil do amortecedor (MILIKEN; MILLIKEN, 1995).

Assim, o *ride rate* é expresso pela equação seis:

$$K_r = \frac{\text{Carga roda}}{0,7 \text{ Curso Suspensão}} \quad 6)$$

Pela equação 7 pode-se encontrar a rigidez vertical da roda pela associação de molas em serie onde K_r representa o *ride rate* e K_t representa a rigidez do pneu.

$$K_w = \frac{K_r K_t}{K_t - K_r} \quad 7)$$

Sendo:

K_w e a rigidez vertical na roda
 K_r é o *ride rate*,
 K_t é a Rigidez vertical do pneu.

Para tornar a estimativa do modelo mais simples, e é sabido que a rigidez apresentada pelo pneu é maior em relação a apresentada pelo *ride rate* afirma-se que a rigidez apresentada pelo pneu será dez vezes a rigidez apresentada pelo *ride-rate* (MARGOLIS et al (2001). O K_t é dado pela equação 8.

$$K_t = 10. K_w \quad 8)$$

A equação 9 que descreve a rigidez vertical na roda é relacionada a variação da razão de instalação é:

$$K_r = F_s \left(\frac{\Delta IR}{\Delta \delta} \right) + K_s (IR)^2 \quad 9)$$

Sendo:

K_r = rigidez vertical na roda (N/m)

F_s = força da mola(N)

K_s = rigidez vertical da mola (N/m)

IR = razão de instalação

$\Delta IR/\Delta \delta$ = variação da razão de instalação ao longo do curso.

2.3.4. ANÁLISE VIBRACIONAL

Uma boa suspensão é aquela que isola as perturbações da via em relação ao chassi, as perturbações da via se caracterizam por perturbações passivas provindas de uma força externa (ALVAREZ-SÁNCHEZ, 2013).

Um estudo realizado por Zeiler e Barkey (2001) mostra a importância em relação a escolha dos valores de amortecimento e rigidez do sistema visto que um aumento nestes valores faz com que o sistema apresente uma vida a fadiga reduzida.

Para a análise do sistema, o método *Quarter-Car* é adotado afim de que por meio dele possam ser determinadas as equações do movimento obtidas pelo método de Newton (FATEH E ALAVI, 2009).

O método do *Quarter-Car* é o mais simples e mais acurado para se obter a uma análise dinâmica e de conforto ao dirigir; a análise da aceleração da massa suspensa relaciona o conforto do veículo (PATEL E PATEL,2013).

A equação do movimento para os referidos modelos puderam ser obtidas pela equação 10 de movimento para sistemas dinâmicos de “n” graus de liberdade associados em série (DUKKIPATI, 2007).

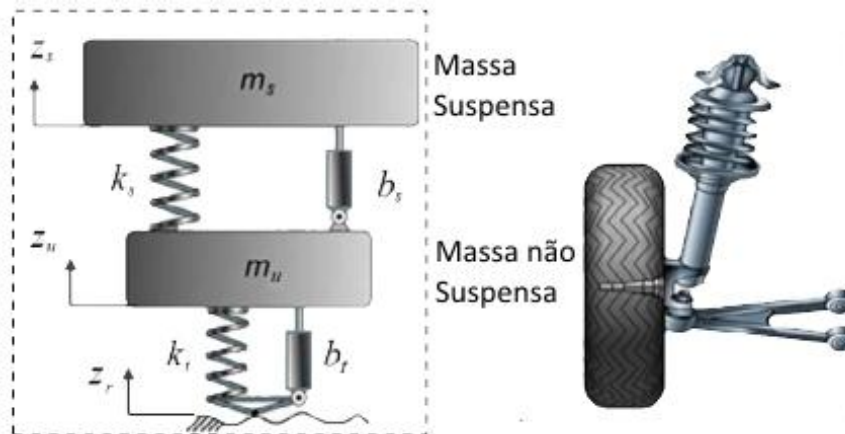
$$m_i \ddot{z}_i - c_{i+1} \dot{z}_{i+1} + (c_i + c_{i+1}) \dot{z}_i - c_i \dot{z}_{i-1} - k_{i+1} z_{i+1} + (k_i + k_{i+1}) z_i - k_i z_{i-1} = 0 \quad 10)$$

Sendo:

m_i representa a massa a ser analisada; k_i representa a rigidez na região analisada; b_i representa o amortecimento da região analisada; \ddot{z}_i representa a aceleração na massa estudada, \dot{z}_i representa a velocidade da massa estudada e z_i representa o deslocamento da massa estudada.

A Figura 16 mostra um modelo quarter car de dois graus de liberdade.

Figura 16: Modelo Quarter Car representando um sistema de suspensão



Fonte: (Alvarez-Sánchez, 2013)

2.3.5. DIAGRAMA DE BLOCOS

O modelo que o representa o sistema de dois graus de liberdade dinamicamente foi construído utilizando a ferramenta *Simulink*® existente no *Matlab*® onde pode-se por meio de um diagrama de blocos criar o sistema dinâmico (KARRIS, 2006).

Um diagrama de blocos consiste em blocos que representam partes diferentes de um sistema e linhas de sinal que definem a relação entre os blocos (KARRIS, 2006).

Ao criar modelos, os blocos *Simulink* se dividem em duas categorias básicas: blocos não virtuais e blocos virtuais. Os blocos não virtuais desempenham

um papel ativo na simulação de um sistema. Caso se adicione ou remova um bloco não virtual, altera-se o comportamento do modelo (KARRIS, 2006).






Já os blocos virtuais não desempenham um papel ativo na simulação; eles ajudam a organizar um modelo graficamente. Alguns blocos do *Simulink* são virtuais em algumas circunstâncias e não virtuais em outras. Esses blocos são chamados de blocos condicionais virtuais (KARRIS, 2006).



Um sinal é uma quantidade variável no tempo que possui valores em todos os instantes. Pode-se especificar uma ampla gama de atributos de sinal, incluindo o nome do sinal; tipo de dados (por exemplo, 8 bits, 16 bits ou 32 bits); tipo numérico (real ou complexo); dimensionalidade (matriz unidimensional, bidimensional ou multidimensional) (KARRIS, 2006).

Muitos blocos podem aceitar ou produzir sinais de qualquer tipo de dados ou numéricos e dimensionalidade. Outros blocos impõem restrições sobre os atributos dos sinais que eles podem manipular (KARRIS, 2006).

Os blocos utilizados para montar o sistema foram *Integrator*, *gain*, *product sum*, *mux*, *scope*, representados no quadro 1 com seus respectivos blocos, representações e funções (KARRIS, 2006).

Quadro 1 – Blocos, representação e suas funções

BLOCO	REPRESENTAÇÃO	FUNÇÃO
<i>Integrator</i>		O bloco <i>Integrator</i> exibe o valor da integral do seu sinal de entrada em relação ao tempo.
<i>Gain</i>		O bloco <i>Gain</i> multiplica a entrada por um valor constante (<i>Gain</i>). A entrada e o ganho podem ser um escalar, vetor ou matriz.
<i>Product</i>		Multiplica e divide escalares e não-escalares ou multiplica e inverte matrizes.
<i>Sum</i>		O bloco Soma executa adição ou subtração em suas entradas.
<i>Mux</i>		Combina sinais de entrada de um mesmo tipo de dados e de um tipo numérico

		em vetor virtual
<i>Scope</i>		Exibe sinais gerados durante a simulação.
<i>Signal builder</i>		O bloco <i>Signal Builder</i> permite que você crie grupos intercambiáveis de fontes de sinal linear por partes e use-os em um modelo.

2.4. ANÁLISE E PREVENÇÃO DE FALHAS

A principal responsabilidade de um projetista mecânico no processo de projeto de um equipamento é que ele deve assegurar que o equipamento funcione como desejado e que seja seguro e confiável (COLLINS; BUSBY; STAAB, 2010).

Para isto o projetista precisa reconhecer e avaliar todas as possíveis formas em que o equipamento possa falhar e fica evidente que esta é uma etapa importantíssima para um projeto, ela que irá garantir o sucesso do projeto de qualquer componente da máquina (COLLINS; BUSBY; STAAB, 2010).

Falhas em sistemas de suspensão são de natureza metalúrgicas como por exemplo defeitos de fundição, contaminação ou ainda de natureza de projeto como materiais escolhidos erroneamente ou tensões de contato excessivas (MAKHLOUF; ALIOFKHAZRAEI, 2015)

2.4.1. SELEÇÃO E USO DO FATOR DE SEGURANÇA

Para selecionar um fator de segurança são levados em conta oito aspectos (COLLINS; BUSBY; STAAB, 2010):

- O quão preciso são determinadas as cargas, forças e deflexões;
- A precisão com que as tensões podem ser determinados a partir das forças ou outros agentes indutores de falha;
- A precisão com que as forças de falha podem ser determinados para o material selecionado no modo de falha apropriado;
- A necessidade de poupar material, peso, espaço ou dinheiro;
- A gravidade das consequências devido a falha em termos de vida humana e / ou danos materiais;
- A qualidade de manufatura na fabricação de componentes;

- As condições de funcionamento;
- A qualidade da inspeção e manutenção disponíveis ou possíveis durante a operação.

Para as oito condições descritas acima são dadas notas a cada uma delas no intervalo de -4 à + 4 conforme a necessidade de maior ou menor segurança. O valor -4 para uma redução no fator de segurança e +4 para um aumento no fator de segurança. Todas essas 8 notas serão somadas e substituídas nas equações 11 e 12 para fator de segurança. Adotando esta prática ou fator de projeto nunca será menor que 1,15 e maior que 5 (COLLINS; BUSBY; STAAB, 2010).

$$FS = 1 + \frac{(10 + \sum NOTAS)^2}{100} \quad \text{Para } \sum NOTAS \geq -6 \quad (11)$$

$$FS = 1,15 \quad \text{Para } \sum NOTAS < -6 \quad (12)$$

3. METODOLOGIA

No presente trabalho dois modelos de suspensão dianteira de um veículo mini-baja serão estudados, o primeiro modelo composto por um pneu de 23 polegadas de diâmetro externo para um aro 11 feito em aço, cubo de roda feito em aço, a manga de eixo inteira feita em aço com componentes unidos por solda, terminais rotulares feitos em aço cromo níquel molibdênio, braços de suspensão feitos com tubo de uma polegada com 3mm de espessura da parede, uma barra maciça roscada para união dos terminais rotulares, 2 amortecedores de motocicleta marca Honda, modelo CG Fan 150, buchas de ligação ao chassis em nylon. Todos os parafusos para união dos componentes por união parafusada utilizou-se parafuso sextavado (allen) de cabeça cilíndrica classe 12.9. A figura 17 nos mostra o modelo 1 evidenciando o uso de molas e amortecedores em paralelo.

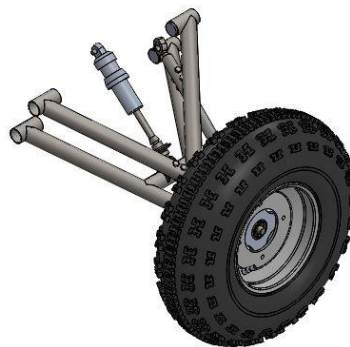
Figura 17 - Modelo de suspensão 1



Fonte: Autoria Própria

O segundo modelo é composto por um pneu de 21 polegadas de diâmetro externo para um aro 10 polegadas feito em liga especial de alumínio AA 6061 T6, cubo de roda feita em liga especial de alumínio AA 6061 T6 manga de eixo composta por componentes usinados em liga de alumínio AA 6061 T6 e união de componentes que estão separados do pino mestre feita por união parafusada com parafusos de cabeça sextavada M6 classe 8.8. Terminais rotulares de aço cromo níquel molibdênio, braços de suspensão feitos em tubo AISI 1045 de uma polegada e um quarto de diâmetro externo com 1,5 MM de espessura de parede. A união dos braços da suspensão com os terminais rotulares é feita por uma barra redonda maciça de liga especial de alumínio AA 6061 T6, um amortecedor de motocicleta marca Honda, modelo CG Fan 150 e buchas de ligação ao chassi em PTFE. A figura 18 nos mostra o modelo 2.

Figura 18 - Modelo de Suspensão 2



Fonte: Autoria Própria

Os dois modelos passam por uma análise vibracional feita em diagrama de blocos onde os modelos de 2 graus de liberdade compostos por uma massa suspensa e não suspensa é submetido a uma excitação proveniente do solo. Para os dois modelos utilizou-se a mesma massa suspensa variando apenas a massa não suspensa. O modelo é excitado por um pulso que provoca um deslocamento do sistema de 150mm para os dois modelos.

Como resultado desta análise vibracional tem-se a força de resposta a que os modelos são submetidos, com isso, é feita uma análise estática para cada um dos modelos. A validação é feita por uma plotagem de distribuição do fator de segurança com limites de 0 à 5 mostrando regiões subdimensionadas e sobre dimensionadas.

3.1. MODELAMENTO CAD DAS SUSPENSÕES

Através das considerações de geometria abordadas na seção 2.3 fez-se uso do *software SolidWorks® 2016* para o modelamento das suspensões dianteira. Iniciou-se fazendo o desenho 3D de componentes já existentes para o projeto como conjunto mola amortecedor da motocicleta CG Fan 150 e roda, pneu, pinça de freio, terminais rotulares.

O projeto para os dois modelos são descritos abaixo.

Em um documento de montagem iniciou-se posicionando primeiramente e roda e então a partir dela os demais componentes foram projetados em sequência, cubo de roda, eixo, alojamento de rolamentos, conexão do eixo, suporte do disco de freio, disco de freio, suporte das pinças de freio, braços de *Ackerman*, pino mestre e bandejas.

O quadro 2 mostra os materiais utilizados para os dois modelos de suspensão.

Quadro 2 – Materiais utilizados para os dois modelos de suspensão

COMPONENTE	MATERIAL MODELO 1	MATERIAL MODELO 2
Pneu	Borracha + Trama Aço	Borracha + Trama Aço
Roda	Aço	Alumínio AA 6061 T6
Cubo de Roda	Aço AISI 1020	Alumínio AA 6061 T6

Rolamento	6303-2z	6303-2z
Disco de Freio	Aço Inox AISI 304	Aço Inox AISI 304
Eixo	Aço AISI 4340	Aço AISI 4340
Pino Mestre	Aço AISI 1020	Alumínio AA 6061 T6
Terminais Rotulares	Aço AISI 4140	Aço AISI 4140
Espaçadores de desalinhamento	Aço AISI 4340	Aço AISI 4340
Bucha União Terminais	Aço AISI 1020	Alumínio AA 6061 T6
Bandejas	Aço AISI 1020	Aço AISI 1045
Buchas Ligação ao Chassi	Nylon®	PTFE

Para a produção dos componentes foram utilizados processos de corte laser, dobra, usinagem e soldagem. O quadro 3 representa os processos de fabricação utilizados para a produção dos componentes para os dois modelos de suspensão.

Quadro 3 – Processos utilizados para a fabricação de componentes

COMPONENTE	PROCESSO MODELO 1	PROCESSO MODELO 2
Cubo de Roda	Usinagem + Soldagem	Usinagem
Disco de Freio	Corte laser + Usinagem	Corte laser + Usinagem
Eixo	Usinagem	Usinagem
Pino Mestre	Dobra + Soldagem	Usinagem
Espaçadores de desalinhamento	Usinagem CNC	Usinagem CNC
Bucha União Terminais	Usinagem	Usinagem
Bandejas	Usinagem + Soldagem	Usinagem + Soldagem

Para união entre as peças feita por processo de soldagem MIG fez uso de arame Mig Esab ER70S de 0,80mm de diâmetro e como gás de proteção uma mistura de gás argônio com gás carbônico na proporção Ar + 20% CO₂.

O cubo de roda para os dois modelos alojam dois rolamentos 6303-2z de contato angular com estes são montados dispostos em tandem. O cubo de roda para o modelo 1 é feita em duas partes, a flange de fixação e o cubo unidos por solda e para o modelo 2 a peça é inteira usinada. A quadro 4 mostra as dimensões dos cubos de roda para os dois modelos de suspensão.

Quadro 4 – Dimensões para cubos de roda dos dois modelos

Dimensões Cubo Roda	Modelo 1	Modelo 2
Diâmetro Externo (mm)	130	184
Diâmetro Interno (mm)	32	41,4
Comprimento (mm)	52	62
Espessura Flange (mm)	12,7	15

Os discos feitos com corte laser para fazer furos para a dissipação de calor para evitar empenamento. A fixação dos discos de freio ao cubo de roda foi por meio de parafusos allen de cabeça escareada M5x0,8mm para o modelo 1 e parafusos sextavados M5x1mm para o modelo 2. O quadro 5 mostra as dimensões utilizadas para os discos de freios dos dois modelos de suspensão.

Quadro 5 – Dimensões dos discos de freio para os dois modelos

Dimensões Disco Freio	Modelo 1	Modelo 2
Diâmetro Externo (mm)	160	160
Diâmetro Interno (mm)	45	45
Espessura (mm)	4,75	3

A montagem do disco de freio ao cubo para o modelo 1 foi por cinco parafusos allen de cabeça escareada M5x0,8 e para o modelo 2 faz-se uso de seis parafusos de cabeça sextavada M6x1.

Os dois modelos de suspensão usam pinça de freio da motocicleta marca Honda, modelo CBX 250 Twister, fixada por meio de dois parafusos sextavados M10x1,5; um no extensor e outro na manga de eixo.

Para o pino mestre foi definido primeiro o valor desejado para o *scrub-radius*; este é o ponto de onde parte a linha do pino mestre, esta linha irá definir o centro da esfera dos terminais rotulares e conseqüentemente a inclinação do pino mestre. Esta inclinação do pino mestre resulta em uma bandeja inferior maior em seu comprimento que a bandeja superior.

Com cubo de roda e pino mestre definidos pode-se definir o comprimento do eixo ligando os extremos entre cubo de roda e pino mestre, na sua ponta roscada é colocada uma porca castelo M14x2 para fixar o cubo de roda na manga de eixo. O

eixo não apresenta rotação apenas o cubo de roda e é unido por um parafuso de fixação M8 x1,25 mm ao pino mestre. A rosca é esquerda para suspensão do lado esquerdo e rosca direita para a suspensão do lado direito. Isso, para assegurar que com o rolar das rodas sempre gere contra aperto juntamente com outros meios de travamento como trava de arames.

Para ligar os terminais rotulares ao conjunto tomou-se o cuidado com o ângulo de trabalho e para obter maior ângulo de trabalho foi necessário um dispositivo que aumenta o ângulo de trabalho do terminal rotular, este dispositivo se chama espaçador de desalinhamento e resultou para os terminais um ângulo de trabalho total de 35°.

Para o posicionamento do amortecedor foi escolhido um ponto onde fosse possível conectar uma extremidade ao chassi e outra a bandeja inferior,

Para as bandejas, definiu-se que os pontos de união ao chassi seriam próximos aos nós de ligação dos tubos com o olhal de fixação mais próximo ao nó a uma distância de 50mm. Estas medidas evitam deformação permanente nos tubos do chassi e reduzem a concentração de solda nos extremos dos tubos.

A troca do Nylon® pelo PTFE se justifica pelo fato de o Nylon® ser higroscópico. Ao absorver água a bucha de nylon expande e acaba prejudicando a movimentação da suspensão nos olhais das bandejas e o PTFE por sua disponibilidade e possuir baixo coeficiente de atrito.

3.2. DINÂMICA DA SUSPENSÃO POR DIAGRAMA DE BLOCOS

O sistema dinâmico é criado com base na equação 10 e por meio dela se realiza a construção do sistema dinâmico no simulink que retrata uma equação diferencial de segunda ordem.

Para um sistema massa mola amortecedor com dois graus de liberdade são necessárias duas equações, uma equação descreve o movimento da massa não suspensa e outra descreve o movimento da massa suspensa.

A equação da massa não suspensa é representada pela equação 13 e a equação da massa suspensa é representada pela equação 14, as duas equações são descritas abaixo.

$$m_1 \ddot{z}_1 - c_2 \dot{z}_2 + (c_1 + c_2) \dot{z}_1 - k_2 z_2 + (k_1 + k_2) z_1 = 0 \quad (13)$$

$$m_2 \ddot{z}_2 + c_2 \dot{z}_2 - c_2 \dot{z}_1 + k_2 z_2 - k_2 z_1 = 0 \quad (14)$$

Para se utilizar as equações acima em um diagrama de blocos deve-se isolar as derivadas segundas que compõem as equações, desta forma as equações assumem a forma da equação 15 e 16:

$$\ddot{z}_1 = \frac{1}{m_1} (c_2 \dot{z}_2 - (c_1 + c_2) \dot{z}_1 + k_2 z_2 - (k_1 + k_2) z_1) \quad (15)$$

$$\ddot{z}_2 = \frac{1}{m_2} (k_2 z_1 - k_2 z_2 + c_2 \dot{z}_1 - c_2 \dot{z}_2) \quad (16)$$

Definidas as equações do movimento pode-se partir para a modelagem do diagrama de blocos. As derivadas segundas representam as acelerações do sistema e integrando-se uma vez obtém-se as velocidades das massas e integrando-se duas vezes obtém-se os deslocamentos, estas integrações são feitas através do bloco “*Integrator*”.

Agora multiplica-se a velocidade e o deslocamento pelo seu coeficiente de amortecimento e sua rigidez respectivamente com o bloco “*Product*”, feito isso, este sinal deverá ser somado para se obter a força atuante em cada uma das massas e é realizada pelo bloco “*Gain*”.

Como descrito anteriormente o sistema dinâmico é composto de uma massa não suspensa e uma massa suspensa, a massa não suspensa será representada pelo número 1 e a massa suspensa será representada pelo número 2.

Se observarmos estas equações nota-se que existem termos comuns a elas e por meio destes termos comuns é que se realiza a interligação dos dois sistemas. É por meio desta interligação que as forças se transmitem da massa não suspensa para a massa suspensa e é representada pelo número 3.

As massas suspensa e não suspensa interagem entre si. Esta interação é feita interligando as forças atuantes na massa suspensa retornar a massa não suspensa, isto é feito pela representação número 4, desta forma fecha-se um loop no sistema.

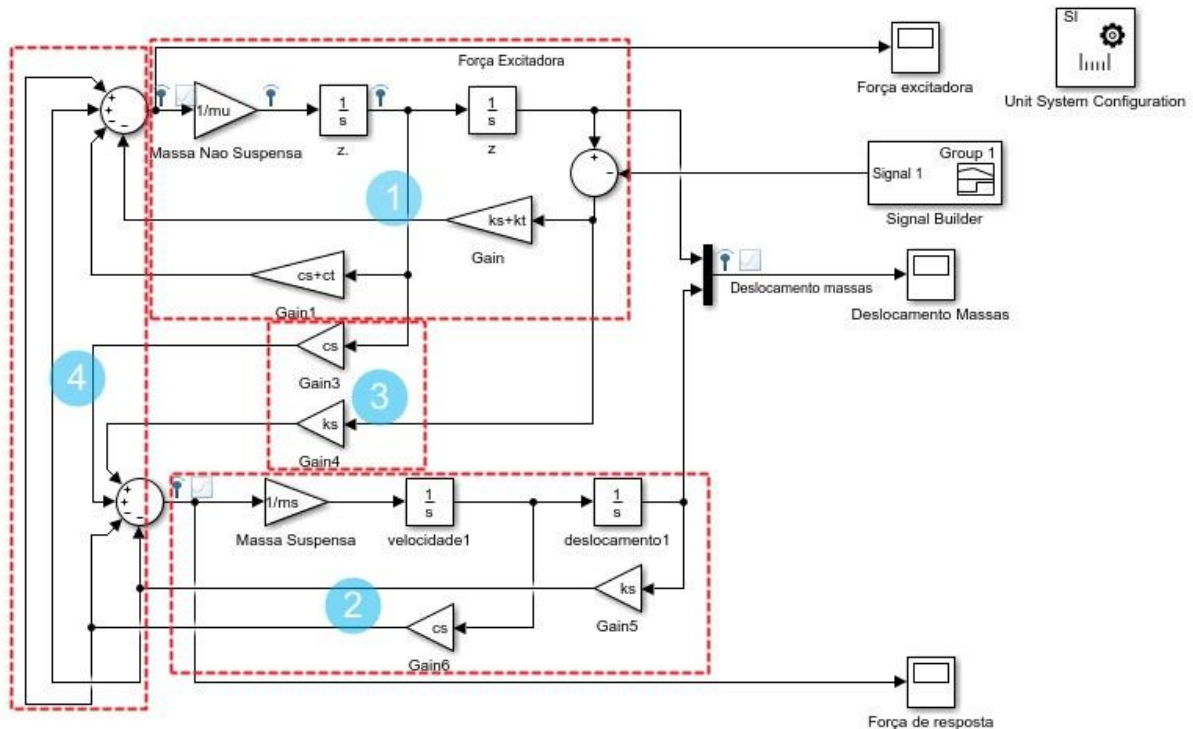
Para excitar o sistema foi utilizado o bloco *signal builder*. Onde a excitação é criada por meio de um degrau. A magnitude deste sinal é correspondente ao

tamanho do obstaculo e o tempo de duração corresponde ao tempo que o carro levou para transpor o obstaculo a uma determinada velocidade.

Para extrair os resultados do sistema o bloco *scope* foi utilizado.

A figura 19 mostra um diagrama de Blocos para o modelo de 2 graus de liberdade com determinadas regiões realçadas.

Figura 19 - Diagrama de Blocos para modelo de dois graus de liberdade



Fonte: Autoria própria

3.3. PARÂMETRO MASSA PARA DIAGRAMA DE BLOCOS.

Conforme abordado por Gillespie (1992), pelo diagrama de cargas ilustrado na figura 14 da seção 2.3.1 pode-se obter as massas atuantes nos eixos dianteiros e traseiros; a massa do veículo atuante no centro de gravidade corresponde a 344kg obtido pelo peso do veículo após concluído (266 kg) e somado o peso do piloto (78 kg).

O veículo foi projetado com uma distância entre os eixos de 1470 mm e tomando as distancias do eixo dianteiro e traseira em relação ao centro de massa resulta uma distância de 926 mm e 544 mm respectivamente.

Desta forma a distribuição de carga nos eixos para o veículo é de 37% para o eixo dianteiro e para o eixo traseiro é de 63%. Este distribuição de cargas resulta em 127,3 kg para eixo dianteiro e 216,7 kg para o eixo traseiro para o veículo em um plano horizontal.

Estas cargas foram obtidas pelas equações 3 e 4 para a carga no eixo dianteiro diante de algumas considerações; o veículo não está sofrendo aceleração, não está em um plano inclinado, sem força de arrasto por não encontrar-se em movimento e sem reboque; isto resulta na equação 17 para a carga no eixo dianteiro e 18 para a carga no eixo traseiro do veículo.

$$W_f = \frac{Wc}{L} = \frac{344 \times 544}{1470} = 127,3 \text{ kg} \quad 17)$$

$$W_r = \frac{Wb}{L} = \frac{344 \times 926}{1470} = 216,7 \text{ kg} \quad 18)$$

Para estudo deste trabalho avaliou-se apenas a suspensão dianteira do veículo. Para o modelo de dois graus de liberdade representado pelo diagrama de blocos, precisa-se da massa do sistema correspondente à metade da carga no eixo dianteiro. Sabe-se que o modelo 1 possui uma suspensão com uma massa de 24,5kg (não suspensa) e que subtraindo esta massa não suspensa da metade da carga do eixo (63,65 Kg) resulta em um a massa suspensa aproximada de 39 kg.

Da mesma maneira para o modelo 2 usou-se a mesma massa não suspensa do modelo 1 (39kg) salvo que neste caso a massa não suspensa é menor com valor de 19 kg. As massas não suspensas para os dois casos foram extraídas por meio da ferramenta propriedade de massa existente no *SolidWorks® 2016*.

3.4. PARÂMETRO RIGIDEZ E COEFICIENTE DE AMORTECIMENTO DA SUSPENSÃO PARA DIAGRAMA DE BLOCOS.

O próximo passo é encontrar o *ride rate* que relaciona a carga que age no sistema com o curso útil adotado para o amortecedor absorver a carga. Assim com o *ride rate* e a rigidez vertical do pneu obtém-se a rigidez vertical na roda.

A rigidez vertical da roda é obtida conforme descrito na seção 2.4.2 e 2.4.3, onde o momento gerado na suspensão devido a carga recebida pelo sistema seria obtida pela relação da distância do pivotamento ao chassi e o pivotamento do amortecedor a bandeja, representado pela letra “a” e com a distância do pivotamento ao chassi e o centro da roda representado pela letra “b”. Esta relação resulta na razão de instalação.

Para a suspensão modelo 1 “a” é igual a 162mm e “b” igual a 395mm; esta relação resulta em uma razão de instalação igual a 0,41; para a suspensão modelo 2 “a” é igual a 225mm e “b” igual a 400mm; esta relação resulta em uma razão de instalação igual a 0,56. A figura 20 e mostra a razão de instalação para a suspensão modelo 1 e 2 respectivamente. Mostra também a inclinação do amortecedor. Esta inclinação do amortecedor é discutida mais adiante e utilizada nas equações 21 e 22.

Figura 20 - Razão de instalação e inclinação do amortecedor para modelo 1 a esquerda e modelo 2 a direita



Fonte: Autoria Própria

Segue a razão de instalação para a suspensão dianteira modelo 1 e 2 e ainda a variação da razão de instalação ao longo do curso da suspensão dianteira para os dois modelos representada pelas equações 19 e 20.

$$r_{d1} = \frac{\Delta y}{\Delta x} = \frac{a}{b} = \frac{162}{395} = 0,41 \quad 19)$$

$$r_{d2} = \frac{\Delta y}{\Delta x} = \frac{a}{b} = \frac{225}{400} = 0,56 \quad 20)$$

Para o sistema sabe-se quais os amortecedores que serão utilizados no sistema para as suspensões dianteiras, e parte-se transformando a rigidez vertical da mola em rigidez vertical da suspensão atuante na roda para o sistema massa mola multiplicando-se a rigidez da mola pela razão de instalação.

A equação que descreve a rigidez vertical na roda é relacionada a variação da razão de instalação representada pela equação 9. Onde no modelo apresentado representa uma condição em que a mola encontra-se perpendicular a bandeja, por questões de projeto, no protótipo não se pode adotar esta configuração e ocorre que a mola e o amortecedor ficam com certa inclinação.

Neste caso a equação para a rigidez vertical da suspensão atuante na roda fica sendo, como representa a equação 21.

$$k_2 = k_s \cdot r \cdot \cos \beta \quad 21)$$

Sendo:

k_2 = rigidez atuante na roda

k_s = rigidez da mola

r = razão de instalação

β = inclinação amortecedor

Da mesma forma ocorre para o coeficiente de amortecimento visto que este também atua na força do sistema e toma a forma representada na equação 22:

$$c_2 = c_s \cdot r \cdot \cos \beta \quad 22)$$

Sendo:

c_2 =coeficiente de amortecimento atuante na roda.

c_s =coeficiente de amortecimento do amortecedor.

A suspensão dianteira do modelo 1 foi modelada com um caso em particular, ela possui uma associação de molas e amortecedores em paralelo, desta forma os coeficientes de amortecimento e rigidez são somados, por se tratarem de

mesmos amortecedores e molas, a rigidez e o coeficiente de amortecimento apresentam valores dobrados.

Assim, os valores da rigidez na roda para as suspensões assumem os valores descritos no quadro 6. Estes valores foram calculados utilizando as equações 21 e 22 com os valores $k_s=24$ kN.m; $c_s=675$ N.m/s para os dois modelos. Enquanto utilizou-se $r= 0,4$ e $\beta=7,3^\circ$ para a suspensão modelo 1 e $r=0,56$; $\beta=46^\circ$ para o modelo 2.

Quadro 6 – Rigidez e amortecimento atuantes na roda para os dois modelos.

	Rigidez atuante na roda (k2)	Amortecimento atuante na roda (c2)
MODELO 1	9.52 kN.m	540 N.m/s
MODELO 2	4.24 kN.m	238 N.m/s

3.5. FORNECIMENTO DE PARÂMETROS AO SIMULINK

Para fornecer os dados para a simulação, pode-se utilizar a janela de comando do Matlab informando diretamente os valores a serem utilizados para que fiquem armazenados no *Workspace* ou ainda criando um pequeno programa que quando executado armazena os valores desejados no *Workspace*.

Para o estudo do modelo 1 foi utilizado uma massa suspensa de 39 kg; uma massa não suspensa de 24,5kg; uma razão de instalação de 0,4; A rigidez da suspensão correspondendo a duas molas em paralelo multiplicado a razão de instalação e o cosseno do ângulo de inclinação do amortecedor resultando em uma rigidez de 9,52 kN.m. A rigidez do pneu considerou-se 10 vezes a rigidez da suspensão; o coeficiente de amortecimento da suspensão correspondendo a dois amortecedores em paralelo multiplicado a razão de instalação e o cosseno do ângulo de inclinação do amortecedor resulta em um coeficiente de 540 N.m/s e o coeficiente de amortecimento do pneu igual a zero.

Para o estudo do modelo 2 foi utilizado uma massa suspensa de 39 kg; uma massa não suspensa de 19 kg; uma razão de instalação de 0,56; A rigidez da suspensão correspondendo a uma mola multiplicado a razão de instalação e o cosseno do ângulo de inclinação do amortecedor resultando em uma rigidez de 4,24 kN.m. A rigidez do pneu considerou-se 10 vezes a rigidez da suspensão como abordado por Margolis (2001); o coeficiente de amortecimento da suspensão correspondendo a um amortecedor multiplicado a razão de instalação e o cosseno

do ângulo de inclinação do amortecedor resulta em um coeficiente de 238 N.m/s e o coeficiente de amortecimento do pneu igual a zero.

Para excitar o sistema um pulso com amplitude de 0,15m foi utilizado, este pulso atua sobre o sistema no instante de 1s e tem a duração de 0,3 segundos para os dois casos.

3.6. FATOR DE SEGURANÇA

Como abordado na seção 2.4.2 o quadro 7 nos mostra os oito aspectos levados em conta para determinar o fator de segurança em como suas respectivas notas.

Quadro 7 - Notas atribuídas para cada aspecto

Aspectos	Nota
Carga	-2
Cálculo de tensões	-2
Resistência	2
Peso	-4
Consequências devido a falha	+4
Qualidade de Manufatura	0
Condição de operação	+3
Inspeção/Manutenção	-4

A escolha da nota de -2 para a carga se deu pelo fato de que tem-se uma condição próxima a realidade simulada com diagrama de blocos e não menor que -2 porque podem haver ainda cargas desconhecidas.

A escolha da nota -2 para o cálculo de tensões foi pelo fato de se obter as tensões por meio de uma análise estática apresentando as tensões.

A escolha da nota 2 para resistência se deu pelo fato de se desejar uma suspensão resistente à condição imposta a ela.

A escolha da nota -4 para peso se deu pelo fato de se desejar um veículo competitivo devido uma menor massa suspensa.

A escolha de nota +4 para as consequências devido a falha porque envolve vida de pessoas de maneira geral e prevenção de acidentes.

A escolha de nota 0 para manufatura se deu pelo fato de ter sua devida importância mas que trata-se de uma manufatura que não exige processos complexos para executar.

A nota + 3 para condições de operação se deu pelo fato de que o ambiente de competição impõe ao veículo uma condição de uso severa.

A nota -4 para inspeção / manutenção se deu devido a possibilidade de fácil e rápida inspeção dos componentes para verificar sua integridade, a prática de inspeção não deve ser negligenciada por qualquer parte envolvida no sistema.

Com isso o somatório das notas representada pela equação 23 e o fator de segurança representado pela equação 24.

$$\sum NOTAS = -2 - 2 + 2 - 4 + 4 + 0 + 3 - 4 = -3 \quad 23)$$

$$FS = 1 + \frac{(10 + \sum NOTAS)^2}{100} = 1 + \frac{(10 - 3)^2}{100} = 1,49 \cong 1,5 \quad 24)$$

3.7. ANÁLISE ESTÁTICA

Para simular e extrair resultados os modelos necessitam de certo preparo. Os materiais de todas as peças devem ser definidos pela biblioteca de materiais do *SolidWorks® 2016*. No caso de se utilizar materiais personalizados, na caixa de diálogo material, as propriedades estão realçadas para indicar as obrigatórias e as opcionais. Uma descrição em vermelho indica que a propriedade é obrigatória, com base no tipo de estudo ativo e modelo de material. Uma cor em azul indica uma propriedade opcional.

As formas com que os componentes se interagem devem ser definidas com contatos de componentes e conjuntos de contato. Para os conjuntos de contato por padrão fica definido contato global. Para as peças da manga de eixo foram definidas entre elas um contato de componente sem penetração e os rolamentos substituídos por uma peça com diâmetros e largura de face iguais ao rolamento escolhido. Este rolamento para a simulação definiu-se como rígido e para os componentes da bandeja, também definiu-se um contato de componente sem penetração.

Para unir os modelos onde os contatos de componente sem penetração foram adicionados foram adicionados conjuntos de contato unidos nos locais de fixação por meio de parafusos.

Para fixar o modelo, foram adicionados recursos de fixação e dois tipos foram usados. O recurso tipo dobradiça, que permitir rotação nos olhais de fixação do chassi e do amortecedor e o recurso de fixação por translação, nos olhais que se ligam no chassi onde as faces externas foram selecionadas.

Para a força, o plano superior foi definido como o plano de direção e definiu a força perpendicular ao plano para cima. As regiões onde a força atua são correspondentes ao local onde são fixados os parafusos de fixação da roda, como são 4 regiões a força é total e desta forma se divide igualmente entre as regiões.

3.7.1. PROPRIEDADES DOS ESTUDOS

O quadro 8 nos mostra as propriedades de estudos geradas para os dois modelos

Quadro 8 – propriedades dos estudos gerados.

Tipo de Análise	Análise Estática
Tipo de Malha	Malha Sólida
Tipo de Solver	Iterativo
Opções de União Incompatíveis	Mais Precisa
Grande Deslocamento	Desativado
Sistema de Unidades	SI (MKS)
Comprimento/Deslocamento	Mm

4. RESULTADOS

Por meio do conteúdo discutido na seção 2.3 a geometria que a suspensão apresenta é representada pelo quadro 9, a seguir:

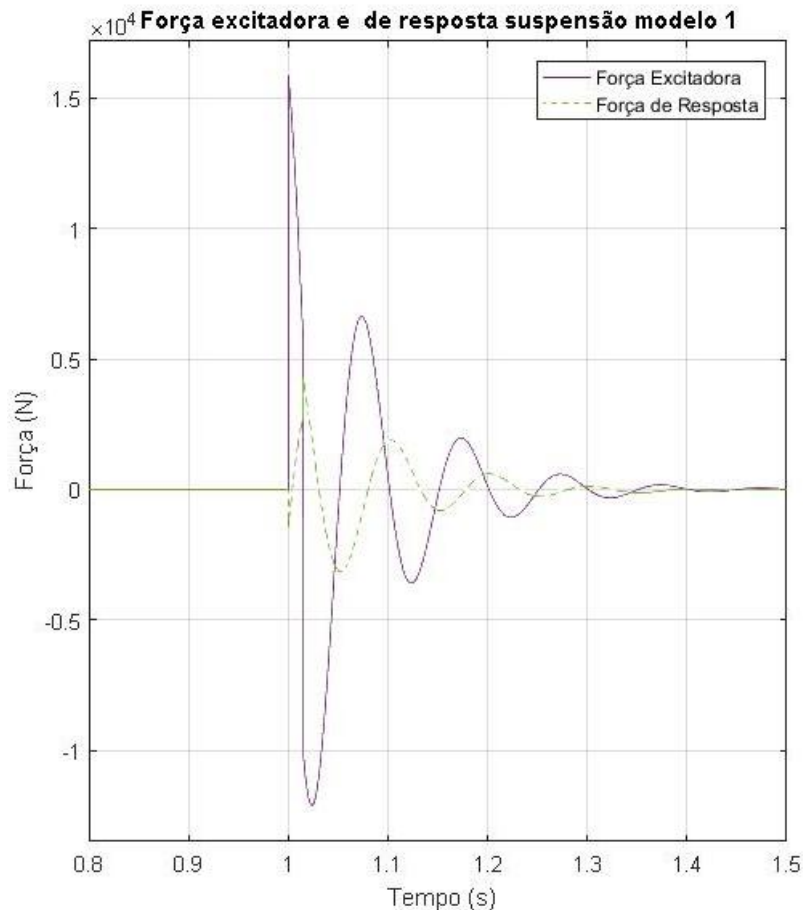
Quadro 9 – geometrias utilizadas nas Suspensões dos dois modelos.

GEOMETRIA	Modelo 1	Modelo 2
*Conv. /Diver.	2° Conv.	2° Conv.
Ângulo de Cáster	-8°	-8 °
Cambagem	0°	-3°
Inclinação do Pino Mestre	18°	18°
Scrub Radius	-20,45 mm	+8
Altura Centro de Rolagem	+215 mm	-100 mm
Ackerman	21,34°	21,34°
Razão de Instalação	0,4	0,5
Bitola	1400 mm	1400 mm
Entre eixos	1470 mm	1470 mm
Curso suspensão	170 mm	234
Curso amortecedor	89 mm	89 mm
Variação cambagem	0 a -7	-3° a 5,4°
Altura Solo	300 mm	400 mm
Configuração	SLA	SLA
Mola/Amortecedor	Duplo	Simples
Rigidez da mola	12 kN/m	12 kN/m
Amortecimento amortecedor	675 N.m/s	675 N.m/s
Rigidez na roda	9,52 kN.m	4,24 kN.m
Amortecimento na roda	540 N.m/s	238 N.m/s
Deflexão estática	35 mm	79 mm
Inclinação amortecedor	7,3°	46°
Massa suspensa	34 kg	34 kg
Massa não suspensa	24,5 kg	19 kg
* Abreviaturas de convergência e divergência		

Com os valores de massa suspensa, rigidez e amortecimento vertical na roda e pneu utilizados no Matlab e a simulação do diagrama de blocos no Simulink obteve-se que a força máxima de resposta atuante no sistema modelo 1, que foi de 4100N, no sistema modelo 2, de 2000N. Ainda se obteve o comportamento da força até a sua dissipação total de energia no sistema que para o modelo 1, que tem duração de 0,4s e para o modelo 2, uma duração de 0,5s. A força excitadora máxima, no instante de excitação, de pouco mais que 15000 N para o modelo 1 e pouco mais de 8000 N para o modelo 2. Este pode ser evidenciado pela figura 21 e 22.

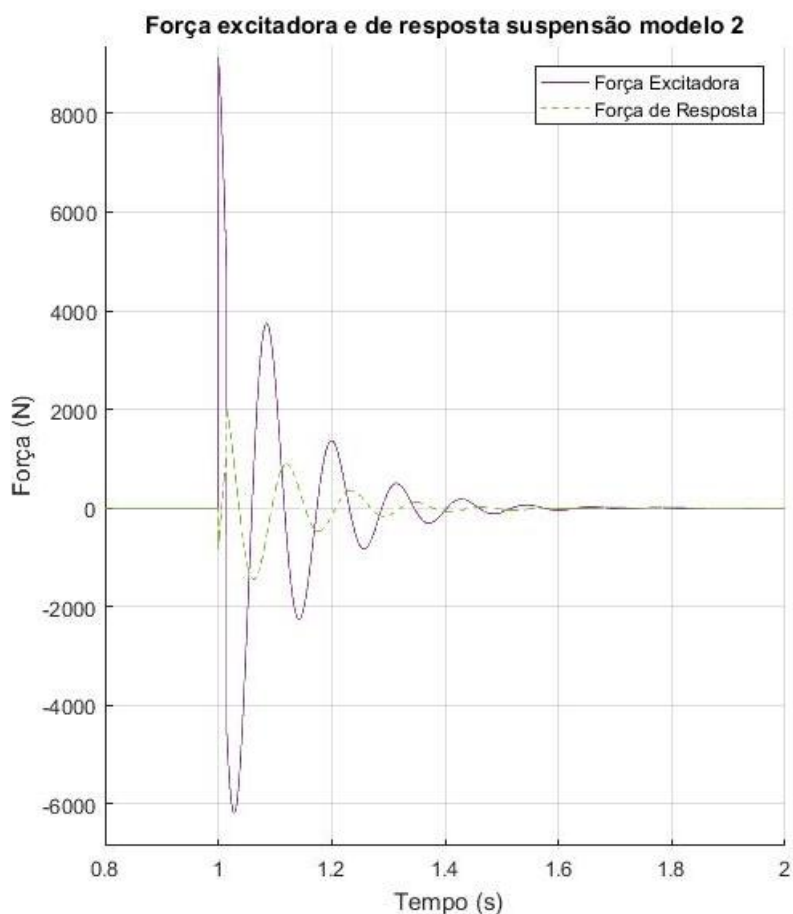
A linha roxa constante representa a força excitadora enquanto que a linha verde tracejada representa a força de resposta do sistema.

Figura 21 - Força de resposta para suspensão modelo 1



Fonte: Autoria própria

Figura 22 - Força de resposta para suspensão modelo 2



Fonte: Autoria própria

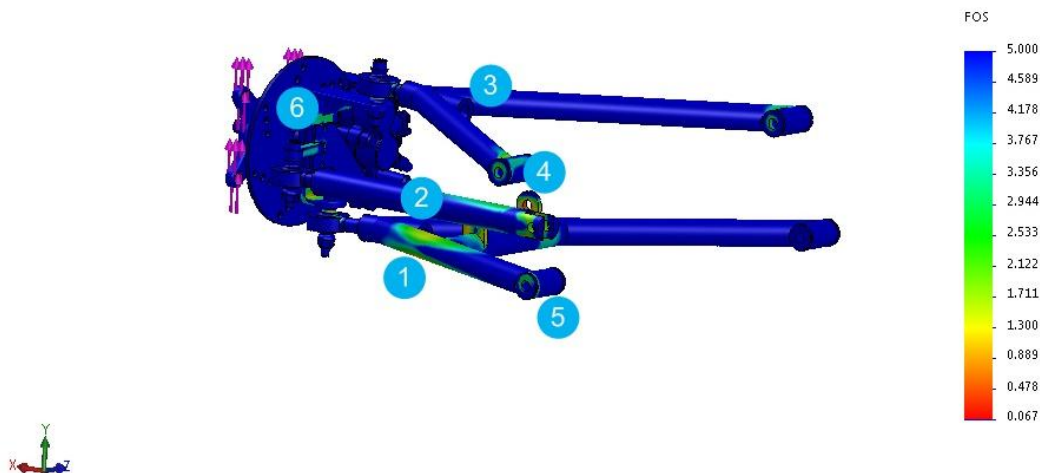
Estas forças de resposta no sistema para ambos os modelos foram utilizadas para a análise estática e que numa plotagem de distribuição do fator de segurança nos revelam regiões subdimensionadas e sobredimensionadas. Para o estudo escolheu-se um fator de segurança mínimo de 1,5 como anteriormente especificado na seção 3.6 e que nas plotagens as regiões menos seguras se encontram com a coloração vermelha ($FS < 1,5$) e as mais seguras se encontram com coloração azul ($FS > 1,5$).

Pode-se observar que para o modelo 1 as regiões menos seguras e mais tensionadas localizam-se na manga de eixo devido a resposta a força excitadora, na região central da bandeja onde a tensão da região é provavelmente proveniente da força contrária gerada pelo conjunto mola amortecedor e as regiões de pivotamento das bandejas com o chassis por garantirem a fixação do modelo.

A figura 23 mostra as regiões menos seguras sendo 1 a bandeja inferior, 2 a barra de direção, 3 a bandeja superior, 4 a região de pivotamento superior, 5 a região de pivotamento inferior e 6 a manga de eixo, para o modelo 1.

Figura 23 -Fator de segurança Modelo 1

Nome do modelo:CC_Montagem Susp Diante
Nome do estudo:Análise estática 1(Valor predeterminado)
Tipo de plotagem: Fator de segurança Fator de segurança1
Critério: Automático
Distribuição do fator de segurança: Mín. FOS = 0.067



Fonte: Autoria própria

Na figura 23 fica evidente as regiões que se encontram com fator de segurança menor que 1,5 e são representadas pela região amarelo e vermelha, são elas: pino mestre, terminais rotulares da bandeja superior e da bandeja inferior, bandeja inferior, bandeja superior, barra de direção e braço de direção.

Com relação ao pino mestre este pode-se dizer que se encontra subdimensionado onde materiais mais espessos poderiam solucionar o problema.

Com relação a bandeja superior esta é empurrada contra a região de pivotamento com o chassi causando subdimensionamento na região de pivotamento com chassi, essa tensão é devido a um momento gerado na manga de eixo.

Com relação a barra de direção a suspensão como um todo ela apresenta movimentação vertical e a manga de eixo apresenta um movimento rotacional, a tensão na barra de direção provavelmente é provocada por alguma rotação proveniente da manga do eixo devido a ação da carga imposta.

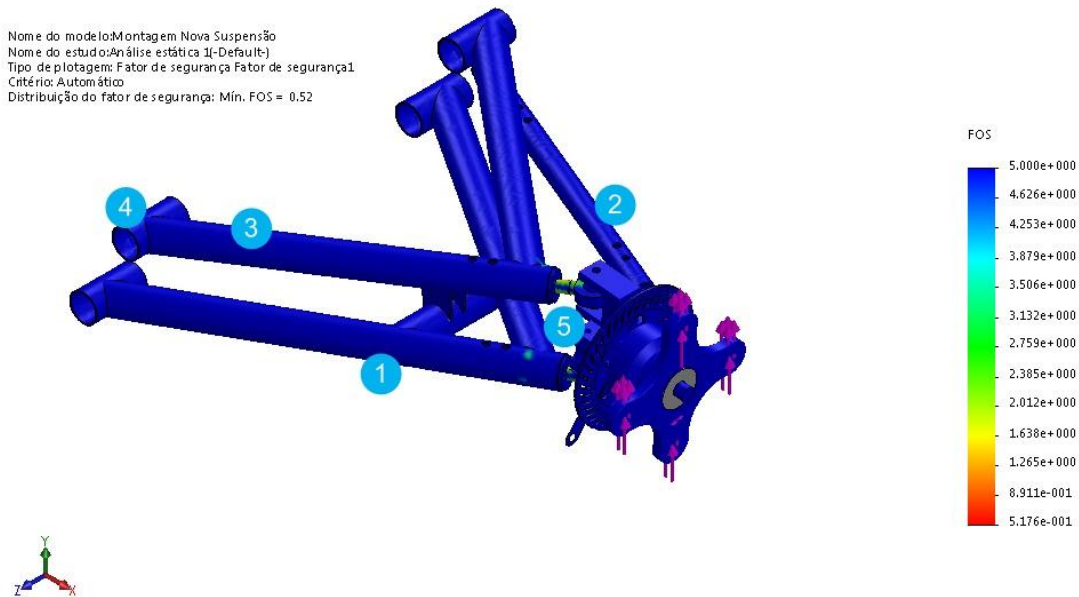
Com relação a bandeja inferior essa se encontra fortemente tensionada na região onde a força proveniente do duplo amortecedor e molas associadas em paralelo atua, causando flexão da bandeja. Com relação aos terminais rotulares

superior e inferior estes encontram-se fortemente tensionados devido à elevada carga.

Agora, observando o modelo 2, caracterizado por um modelo mais leve e melhor projetado se observa que as regiões menos seguras e propensas a gerar falhas já não aparecem mais devido a esta receber uma menor força de resposta e também componentes dimensionados com materiais leves ou mais resistentes e de forma a garantir a segurança. Para o modelo apenas os terminais estão sendo bem solicitados.

A figura 24 mostra as regiões sendo 1 a bandeja inferior, 2 a barra de direção, 3 a bandeja superior, 4 a região de pivotamento e 5 a manga de eixo para o modelo 2.

Figura 24 - Fator de segurança Modelo 2



Fonte: Autoria própria

5. CONCLUSÃO

Com este trabalho conclui-se que um projeto de suspensão previamente estudado e dimensionado impacta diretamente na confiabilidade do modelo. Os modelos apresentados nos mostram a importância de se conhecer os esforços antes da execução do modelo em CAD.

Comparativamente o modelo 1, criado respeitando apenas critérios para definir uma geometria de suspensão, com posterior simulação com o modelo 2, criado para definir sua geometria e dimensões dos componentes concomitantemente com a carga conhecida para posterior análise da suspensão como um todo, apontou para maior confiabilidade do modelo no fator de segurança escolhido.

A análise vibracional realizada para os dois modelos nos mostra que uma menor massa não suspensa resulta em uma consequente força de resposta menor quando o modelo é excitado por um pulso de deslocamento igual para os dois modelos.

Pode-se ainda concluir que ainda existem componentes que podem sofrer redução de massa como os componentes da manga de eixo. Seria descartado para esta questão as bandejas do modelo 2 onde foram utilizadas dimensões padrão existentes no mercado e o fato de usar uma estrutura tubular com diâmetro maior e menor espessura de parede contribuiu para o aumento da resistência em relação ao modelo 1.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALVAREZ-SÁNCHEZ, Ervin. A quarter-car suspension system: car body mass estimator and sliding mode control. *Procedia Technology*, v. 7, p. 208-214, 2013.

COLLINS, Jack A.; BUSBY, Henry R.; STAAB, George H. *Mechanical design of machine elements and machines: a failure prevention perspective*. John Wiley & Sons, 2010.

FATEH, Mohammad Mehdi; ALAVI, Seyed Sina. Impedance control of an active suspension system. ***Mechatronics***, v. 19, n. 1, p. 134-140, 2009.

FLORIN, Andronic; IOAN-COZMIN, Manolache-Rusu; LILIANA, Pătuleanu. **Passive suspension modeling using MATLAB, quarter-car model, input signal step type**. *TEHNOMUS-New Technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies*, p. 258-263, 2013.

GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. SAE Technical Paper, 1992.

JAZAR, Reza N. *Vehicle dynamics: theory and application*. Springer, 2008.

KARRIS, Steven T. **Introduction to Simulink with engineering applications**. Orchard Publications, 2006.

MAKHLOUF, Abdel Salam Hamdy; ALIOFKHAZRAEI, Mahmood (Ed.). *Handbook of Materials Failure Analysis with Case Studies from the Aerospace and Automotive Industries*. Butterworth-Heinemann, 2015.

MARGOLIS, Donald; SHIM, Taehyun. A bond graph model incorporating sensors, actuators, and vehicle dynamics for developing controllers for vehicle safety. *Journal of the Franklin Institute*, v. 338, n. 1, p. 21-34, 2001.

MILLIKEN, William F.; MILLIKEN, Douglas L. **Race car vehicle dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1995.

NASH, William A.; POTTER, Merle C. **Resistência dos Materiais-5**. Bookman Editora, 2014.

NORTON, Robert L. **Cinemática e dinâmica dos mecanismos**. McGraw Hill Brasil, 2010.

ZEILER, T. A.; BARKEY, M. E. Design sensitivities of fatigue performance and structural dynamic response in an automotive application. **Structural and Multidisciplinary Optimization**, v. 21, n. 4, p. 309-315, 2001.