

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
COORDENAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

JOVANI ANTONIO COSSA

**ESTUDO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE DOIS MODELOS DE
KART**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PATO BRANCO

2017

JOVANI ANTONIO COSSA

**ESTUDO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE DOIS MODELOS DE
KART**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, do Curso de Engenharia Mecânica da Coordenação de Engenharia Mecânica – COEME – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, Câmpus Pato Branco, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: Prof. Dr. Diego R. Rossetto

PATO BRANCO

2017

FOLHA DE APROVAÇÃO

Estudo do comportamento dinâmico de dois modelos de kart

Jovani Antonio Cossa

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado no dia 14/11/2017 como requisito parcial para a obtenção do Título de Engenheiro Mecânico, do curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Câmpus Pato Branco (UTFPR-PB). O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora julgou o trabalho **APROVADO**.

Prof. Dr. Robson Gonçalves Trentin
(UTFPR)

Prof. Dr. Fabio Rodrigo Mandello Rodrigues
(UTFPR)

Prof. Dr. Diego Rizzotto Rosseto
(UTFPR)
Orientador

Prof. Dr. Bruno Bellini Medeiros
Responsável pelo TCC do Curso de Eng. Mecânica

*A Folha de Aprovação assinada encontra-se na Coordenação do Curso de Engenharia Mecânica

DEDICATÓRIA

Aos meus pais e irmãos, que mesmo longe estiveram presentes, me dando forças para que eu pudesse chegar até aqui.

A todos aqueles que estiveram e estão próximos a mim, fazendo tudo isso valer a pena.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais irmãos e familiares os quais, foram sempre muito compreensivos nos momentos de minha ausência dedicada ao estudo, sempre estiveram ao meu lado, deixar meu agradecimento também aos bons conselhos recebidos.

A toda a família Bertan por me acolherem de braços abertos, mesmo sem me conhecerem, em especial a Ana Maria Falchetti que me tratou como um filho durante o tempo que eu estive em sua casa.

Aos meus colegas de apartamento Fabricio Zimmermann e Gustavo Henrique Toló, pela boa convivência durante esse tempo de universidade.

As pessoas que durante o tempo de formação estiveram ao meu lado me incentivando, apoiando, ajudando e se mostrando verdadeiros amigos.

Ao meu orientador Diego Rizzotto Rossetto pela orientação, paciência, entendimento, apoio e confiança.

Ao professor Luiz Carlos Martinelli Junior que disponibilizou seu tempo para conseguir um dos modelos avaliados nesse trabalho, estendendo ao Sr. Zulmir Bertuol que foi quem disponibilizou esse Kart.

Ao amigo Janderson Rosin que demonstrou muita confiança no trabalho desenvolvido e cedeu o segundo modelo do estudo.

Aos colegas Yuri Calzavara Eichinger e Andrei Vivian pela ajuda prestada durante a coleta de dados.

A empresa Copymaq Balanças que emprestou a balança utilizada para a pesagem dos karts.

Ao amigo Henrique Viganó que me auxiliou com boas ideias e esteve muito presente nos meus últimos anos de formação

Gostaria de deixar registrado meu reconhecimento ao pessoal da FAMÍLIA BAJA, que foram uns dos principais coadjuvantes da minha formação. Não posso falar de todo mundo, a final, em quatro anos passaram muitos colegas pela equipe Pato Baja, mas quero deixar meu reconhecimento especial aos amigos Joviano Janjar Casarin, Guilherme Polachini, Daniel Comim, Fabio Camargo, Guilherme Teixeira, André Luft e Rafael Artuzo, que estiveram comigo quando a equipe ainda se chamava SAEdeBAJA e me proporcionaram bons momentos durante os anos de formação.

EPÍGRAFE

“Instrua o homem sábio, e ele será ainda mais sábio; ensine o homem justo, e ele aumentará o seu saber.” (Provérbios 9:9)

RESUMO

COSSA, Jovani Antonio. **ESTUDO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE DOIS MODELOS DE KART**. 2017. 64 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, DAMEC, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Pato Branco, 2017.

Esse trabalho consiste em um estudo dinâmico de dois modelos de kart normalmente destinados a competições, seguido de uma análise comparativa entre os comportamentos dinâmicos dos modelos. A metodologia empregada rumou para coleta de dados em campo. Uma modelagem de cada chassi foi concebida em ambiente CAD. Parâmetros da dinâmica veicular foram calculados permitindo encontrar os carregamentos aproximados das cargas atuantes nos veículos. Simulações estruturais deram respostas de tensões e deformações que, junto com os cálculos de dinâmica veicular completaram a base de dados necessária para confrontar os dois karts. As análises concluem que a rigidez torcional do chassi 2 é 21,5% maior que a do chassi 1, mostrando uma distribuição de tensões similar para a traseira dos dois chassis e alterando à medida que se aproxima da dianteira.

Palavras-chave: Kart, Dinâmica veicular, Comportamento dinâmico, Rigidez torcional, Simulação numérica.

ABSTRACT

COSSA, Jovani Antonio. **STUDY OF THE DYNAMIC BEHAVIOR OF TWO KART MODELS**. 2017. 64 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, DAMEC, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Pato Branco, 2017.

This work consists of a dynamic study of two kart models normally destined to competitions, followed by a comparative analysis between the dynamic behaviors of the models. The methodology used was for data collection in the field. One modeling of each chassis was designed in a CAD environment. Parameters of the vehicle dynamics were calculated allowing to find the approximate loadings of the loads acting on the vehicles. Structural simulations gave responses of tensions and deformations that, together with the calculations of vehicular dynamics, completed the database necessary to confront the two go-karts. The analyzes conclude that the torsional stiffness of chassis 2 is 21.5% larger than that of chassis 1, showing a similar voltage distribution to the rear of the two chassis and changing as it approaches the front.

Keywords: Kart, Vehicle dynamics, Dynamic behavior, Torsional stiffness, numerical simulation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Kart em versão atual.....	31
Figura 2 – Tipos de elementos finitos	34
Figura 3 – Proporções corporais se mantêm com a evolução da estatura média	35
Figura 4 – Forças arbitrárias agindo no veículo.....	38
Figura 5 – Força de resistência devido à inclinação da pista.....	39
Figura 6 – Veículo em rampa.....	41
Figura 7 – Coeficiente de resistência aerodinâmica para vários corpos	42
Figura 8 – Sistema de coordenadas veiculares SAE.....	44
Figura 9 – Força lateral devido à inclinação da pista	45
Figura 10 – Localização do centro de gravidade horizontal do veículo	48
Figura 11 – Localização vertical do centro de gravidade	49
Figura 12 – Transferência de carga lateral	51
Figura 13 – Modelo do sistema de forças que atua em um veículo	52
Figura 14 – Cargas nos eixos de um veículo colocado em uma rampa.....	53
Figura 15 – Modelo diagramático de um veículo em movimento.....	55
Figura 16 – Modelo diagramático de um veículo em frenagem	56
Figura 17 – Força centrífuga e peso agindo no CG	60
Figura 18 – Modo de deformação flexão vertical	61
Figura 19 – Modo de deformação flexão lateral.....	61
Figura 20 – Modo de deformação lozenging horizontal	62
Figura 21 – Modo de deformação torção longitudinal	62
Figura 22 – Modelo para análise de rigidez torcional	63
Figura 23 – Representação da deflexão angular	64
Figura 24- Fluxograma da metodologia	65
Figura 25 – Homologação CIK/FIA	66
Figura 26 – Massa do piloto.....	70
Figura 27 – Postura do piloto.....	70
Figura 28 – Medida das massas no plano (kart 1).....	71
Figura 29 – Medida das massas no plano (kart 2).....	71
Figura 30 – Medida da massa do eixo dianteiro em plano inclinado (kart 1)	72
Figura 31 – Medida da massa do eixo dianteiro em plano inclinado (kart 2)	72

Figura 32 – Reações nas rodas do eixo traseiro	75
Figura 33 – Forças nas rodas traseiras durante uma curva à esquerda	81
Figura 34 – Chassis modelados no SolidWorks	87
Figura 35 – Carregamentos nas rodas para cada kart	89
Figura 36 – Input da simulação de rigidez torcional chassi 1	91
Figura 37 – Input da simulação de rigidez torcional chassi 1	91
Figura 38 – Gradiente de deformação total do chassi 1 - Caso I	92
Figura 39 – Gradiente de deformação total do chassi 2 - Caso I	92
Figura 40 – Deslocamento pontual em Z chassi 1 – Caso I	93
Figura 41 – Deslocamento pontual em Z chassi 2 – Caso I	94
Figura 42 – Input chass1 – Caso II.....	97
Figura 43 – Input chass2 – Caso II.....	97
Figura 44 – Gradiente de tensão do chassi 1 – Caso II	98
Figura 45 – Gradiente de tensão do chassi 2 – Caso II	98
Figura 46 – Regiões com tensão acima de 250 MPa, chassi 1 – Caso II	99
Figura 47 – Regiões com tensão acima de 250 MPa, chassi 2 – Caso II	100
Figura 48 – Pontos para comparação de tensão.....	101
Figura 49 – Comparativo da tensão em pontos de geometria similar – Caso II	101
Figura 50 – Input chass1 – Caso III.....	102
Figura 51 – Input chassi 2 – Caso III	102
Figura 52 – Gradiente de tensão do chassi 1 – Caso III	103
Figura 53 – Gradiente de tensão do chassi 1 – Caso III	103
Figura 54 – Regiões com tensão acima de 250 MPa, chassi 1 – Caso III	104
Figura 55 – Regiões com tensão acima de 250 MPa, chassi 2 – Caso III	105
Figura 56 – Comparativo da tensão em pontos de geometria similar – Caso III	105
Figura 57 – Input chass1 – Caso IV	106
Figura 58 – Input chass1 – Caso IV	107
Figura 59 – Gradiente de tensão do chassi 1 – Caso IV	107
Figura 60 – Gradiente de tensão do chassi 2 – Caso IV	108
Figura 61 – Regiões com tensão acima de 50 MPa, chassi 1 – Caso IV	108
Figura 62 – Regiões com tensão acima de 50 MPa, chassi 1 – Caso IV	109
Figura 63 – Comparativo da tensão em pontos de geometria similar – Caso IV.....	109

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Medidas da antropometria estática de trabalhadores brasileiros	35
Tabela 2 – Dados antropométricos compilados	36
Tabela 3 – Valores para o coeficiente de <small>ATRITO</small> de rolamento em função do piso.....	40
Tabela 4 – Coeficientes de atrito para pistas em diversos estados.....	58
Tabela 5 – Características dos veículos.....	73
Tabela 6 – Síntese do comportamento do veículo	85
Tabela 7 – Propriedades do aço AISI 1020 laminado a frio	88

LISTA DE SÍMBOLOS

w	Peso do veículo
R_I	Força normal no eixo dianteiro
R_{II}	Força normal no eixo traseiro
Q_a	Resistência aerodinâmica
F_{mI}	Força motriz no eixo dianteiro
F_{mII}	Força motriz no eixo traseiro
Q_{rI}	Resistência ao rolamento nos pneus dianteiros
Q_{rII}	Resistência ao rolamento nos pneus traseiros
R_{hz}	Força vertical causada pelo implemento
R_{hx}	Força horizontal causada pelo implemento
g	Aceleração da gravidade
a_x	Aceleração linear do veículo
θ	Ângulo de inclinação longitudinal da pista
Q_r	Resistência ao rolamento
f	Coefficiente de atrito de rolamento
Q_s	Resistência ao aclone
ρ_a	Densidade do ar
v_r	Velocidade relativa do vento
C_D	Coefficiente adimensional de resistência aerodinâmica
A	Área da seção transversal
Q_I	Resistência de inércia
m	Massa do veículo
J	Inércia rotativa total nas rodas
R_d	Raio dinâmico do pneu
R_e	Raio estático do pneu
P_c	Potência no eixo da roda
P_e	Potência efetiva do motor
η_m	Rendimento mecânico da transmissão
F_l	Força lateral devido a inclinação da pista
α	Inclinação lateral da pista
F_c	Força centrífuga

ω	Velocidade angular
ρ	Raio da curva
v_t	Velocidade tangencial
f_v	Força lateral devido a incidência de vento
v_v	Velocidade total do vento
C_s	Coeficiente de força lateral
w_1	Força normal no pneu frontal direito
w_2	Força normal no pneu frontal esquerdo
w_3	Força normal no pneu traseiro direito
w_4	Força normal no pneu traseiro esquerdo
y'	Distância no eixo y do centro de gravidade até o centro da roda traseira
y''	Distância do plano x até o centro de gravidade
l	Entre eixos do veículo
t_I	Bitola do eixo dianteiro
t_{II}	Bitola do eixo traseiro
$R_{L\ CG}$	Distância do plano do solo até a linha que intercepta os eixos do veículo
R_{eI}	Raio estático do pneu dianteiro
R_{eII}	Raio estático do pneu traseiro
h	Altura do solo até o centro de gravidade
∇G_I	Variação de carga no eixo dianteiro
M_I	Parcela do momento gerada pela força centrífuga absorvida pelo eixo dianteiro
F_{cI}	Parcela da força centrífuga atuante no eixo dianteiro
∇G_{II}	Variação de carga no eixo traseiro
M_{II}	Parcela do momento gerada pela força centrífuga absorvida pelo eixo traseiro
F_{cII}	Parcela da força centrífuga atuante no eixo traseiro
μ_s	Coeficiente de aderência lateral pneu/pista
R_{0I}	Reação normal no eixo dianteiro para o veículo parado no plano
R_{0II}	Reação normal no eixo traseiro para o veículo parado no plano
F_m	Força motriz
x	Parcela da carga sobre o eixo traseiro
F_f	Força de frenagem
F_I	Força de inércia

F_{fI}	Força de frenagem no eixo dianteiro
F_{fII}	Força de frenagem no eixo traseiro
$F_{mII}^{máx}$	Máxima força motriz no eixo traseiro
μ	Coefficiente de atrito entre o pneu e a pista
$a_{xmáx}$	Máxima aceleração linear
\emptyset	Deflexão angular média
k	Rigidez torcional
T_b	Torque aplicado
Δ_{z1}	Deslocamento linear direito em Z
Δ_{z2}	Deslocamento linear esquerdo em Z
F	Força do binário
L	Distância entre o centro do chassi e o ponto de aplicação da força

SUMÁRIO

1	INTRUDUÇÃO.....	28
1.1	OBJETIVOS	29
1.1.1	Objetivo geral	29
1.1.2	Objetivos específicos.....	29
1.2	JUSTIFICATIVA	29
2	REFERENCIAL TEÓRICO.....	31
2.1	KARTISMO	31
2.2	FERRAMENTAS COMPUTACIONAIS	31
2.2.1	Introdução ao método de elementos finitos.....	32
2.3	ANTROPOMETRIA.....	34
2.4	DINÂMICA VEICULAR	37
2.4.1	Dinâmica longitudinal	38
2.4.1.1	Resistência ao rolamento.....	39
2.4.1.2	Resistência devido à inclinação da pista	40
2.4.1.3	Resistência do ar	41
2.4.1.4	Resistência das forças de inércia	42
2.4.1.5	Resistência mecânica	43
2.4.2	Dinâmica lateral.....	44
2.4.2.1	Inclinação lateral da pista.....	45
2.4.2.2	Força centrífuga.....	45
2.4.2.3	Vento incidindo na lateral do veículo.	46
2.4.3	Carregamento nas rodas.....	46
2.4.3.1	Centro de gravidade	47
2.4.3.1.1	localização horizontal do cg	48
2.4.3.1.2	localização vertical do cg.....	49
2.4.3.2	Transferência de carga longitudinal	53
2.4.3.2.1	Carga nos eixos com o veículo parado em aclave	53

2.4.3.2.2 Carga nos eixos com o veículo em movimento.....	54
2.4.3.2.3 Carga nos eixos com o veículo em frenagem.....	55
2.4.4 Força motriz máxima	57
2.4.5 Aclives máximos	58
2.4.6 Acelerações máximas.....	58
2.4.7 Desaceleração	59
2.4.8 Escorregamento e tombamento em curva	59
2.5 CHASSI.....	60
2.5.1 Inclinação vertical	61
2.5.2 Inclinação lateral.....	61
2.5.3 lozenzing horizontal.....	62
2.5.4 Torção longitudinal.....	62
3 METODOLOGIA.....	65
3.1 Estruturação do problema	66
3.2 Coleta de dados	67
3.3 Comportamento dinâmico dos Karts	67
3.4 Análise dos resultados	68
4 COMPORTAMENTO DINÂMICOS DOS KARTS	69
4.1 Centro de gravidade.....	69
4.2 veículo sob máxima aceleração no plano	73
4.3 veículo sob frenagem	77
4.4 Veículo percorrendo curva no plano.....	80
5 SIMULAÇÃO DOS CHASSIS VIA MEF.....	87
5.1 Condições de contorno	88
5.2 Seleção de malha.....	90
5.3 Avaliação de tensões e deformações.....	90

6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES.....	111
REFERÊNCIAS.....	113
APÊNDICES.....	117
APÊNDICE A – ESTUDO DE DENSIDADE DE MALHA.....	118
APÊNDICE B – REFERENCIAL das CONDIÇÕES DE CONTORNO	125

1 INTRODUÇÃO

A busca do ser humano por recreação, atividades que permitam a mudança de rotina, é algo imemorável (GUERRERO; ALBÁN, 2015). Em meio a tantas outras opções de lazer existe o kartismo, que além de proporcionar muita emoção, diversão e adrenalina, é hoje considerado como uma das portas de entrada para o automobilismo.

A história do kart remete a segunda guerra mundial, pilotos ingleses e americanos usavam pequenos veículos, considerados os predecessores dos karts, para o transporte de ferramentas e mecânicos nos campos de aviação. Porém o primeiro Kart foi criado somente em agosto de 1956 na Califórnia (EUA) por Art Ingels e Lou Borelli, é um pequeno veículo com chassi tubular, equipado com um motor West Bend, de um cortador de grama. A aparição desse modelo ao público em setembro deste mesmo ano fez entusiastas que reproduziram exemplares, em pouco tempo o número de interessados aumentou e em dezembro de 1957 a primeira corrida oficial de kart é realizada em West Covina (FIA, 2017).

Hoje o kartismo é considerado um esporte automobilístico, e os campeonatos internacionais abrem um leque de possibilidades para fabricantes e pilotos (BELTRÃO, 2009). Porém a prática do esporte apenas por lazer é muito comum, sendo que boa parte dos praticantes tem convivência apenas com karts de aluguel.

Em circuitos ao ar livre, as variedades construtivas começam a aparecer, muitas delas caseiras ou artesanais, fazendo o uso de componentes automotivos e um chassi normalmente sem estudos estruturais. Dessa maneira, o desenvolvimento de um estudo confiável, que possa servir de base a quem deseja construir seu próprio kart é uma das contribuições que se pretende com esse trabalho.

Como a ideia deste trabalho é a análise do comportamento dinâmico de dois karts aplicando ferramentas de engenharia, um primeiro cuidado que se deve ter, vem do projeto de desenvolvimento de produto, que é a definição dos requisitos do produto, dessa maneira, mesmo o trabalho ocorrendo em ordem reversa, é interessante que se defina para que biótipos de pessoas o estudo terá validade.

O resultado dessa abordagem será a análise de dois conceitos de um produto, amparadas pelos tratamentos de engenharia, que contempla, coleta de dados, cálculos de dinâmica veicular, modelagem 3D e simulações numéricas.

A criação de um modelo que descreva de forma conveniente os carregamentos do sistema físico é uma das tarefas mais difíceis de todo projeto de engenharia (NORTON, 2013). Durante a fase de modelagem da dinâmica veicular algumas suposições que distanciam o modelo de engenharia do modelo real serão feitas, de modo a viabilizar a realização deste trabalho. Segundo Ribeiro (2015) a complexidade da aquisição de dados precisos da dinâmica veicular é demasiada para ser feita em um trabalho de conclusão de curso. Contudo, será dado foco a definição das respostas dinâmicas dos conjuntos de componentes mecânicos ao chassi, junto com a análise do seu comportamento diante dessas excitações. Visto que esta peça tem grande influência no desempenho dinâmico de um kart.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo geral

Desenvolver o estudo dinâmico de dois karts, e a partir dele comparar o comportamento de tensões, deformações e rigidez de cada chassi.

1.1.2 Objetivos específicos

- I. Definir um biótipo de pessoa para o qual o estudo terá validade;
- II. Determinar as características dinâmicas de cada kart;
- III. Determinar os principais carregamentos dos modelos que permitam avaliar o comportamento do chassi;
- IV. Conceber o modelo do chassi de cada kart em ambiente CAD (*Computer Aided Design*);
- V. Verificar o comportamento do chassi por meio de simulações com software de análise de elementos finitos (FEA – *Finite Element Analysis*);

1.2 JUSTIFICATIVA

Apesar de os karts serem usados muito para lazer grande parte dos usuários os tem para competição, por isso o desempenho do veículo em pista deve ser tão bom quanto possível. O chassi é a alma do kart, de maneira que o seu desempenho tem forte influência sobre o resultado final de um corredor. Um estudo adequado desse componente além de possibilitar identificar geometrias mais efetivas e pontos de melhoria do chassi, ainda pode melhorar a segurança geral do piloto em pista. Além

disso, aumentar o desempenho do veículo em pista poderá tornar a pilotagem ainda mais prazerosa e instigar esse esporte que é muito saudável e permite uma série de benefícios no desenvolvimento de um jovem por exemplo.

Outro ponto importante que justifica esse trabalho é a documentação de uma metodologia de engenharia para os cálculos dinâmicos do kart, que poderá ser usada posteriormente por pessoas menos instruídas que por ventura desejam algo de menor custo e venham a projetar seu próprio kart. Dessa forma mesmo um kart artesanal poderá ter cálculos que beneficiam o comportamento do veículo e segurança do piloto.

Ainda existe o interesse do autor em vivenciar na prática o trabalho com software de análise de elementos finitos (FEA – *Finite Element Analysis*), o que irá contribuir muito para sua formação profissional, já que o domínio dessas ferramentas é de suma importância para um profissional da engenharia mecânica que possivelmente atuará na área de projetos.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 KARTISMO

A partir da criação da CIK (Commission Internationale de Karting) pela FIA (Federation Internationale de L'automobile) em 1962, começaram a surgir as primeiras competições oficiais de Kart, que em pouco tempo ganharam o globo (FIA, 2017). Hoje o esporte é reconhecido em todo o mundo, tem competições que abrangem diferentes faixas etárias, e é uma das modalidades mais importantes do automobilismo.

A evolução dos karts não parou ao longo dos anos, estudos de estrutura permitiram ao chassi uma melhora significativa de desempenho e segurança, o que permite aos karts de hoje (Figura 1) alcançarem velocidades superiores a 170 km/h com segurança equiparável aos carros de Formula 1.

Figura 1 – Kart em versão atual



Fonte: CIK–FIA (2017).

2.2 FERRAMENTAS COMPUTACIONAIS

O projeto e análise de engenharia foram fortemente influenciados com o advento do computador. Problemas com métodos de resoluções conhecidos e que não tinham resposta por falta de capacidade computacional são agora resolvidos em minutos por computadores de baixo custo. O fato é que, por mais que ainda tenham valor os métodos de soluções utilizados no passado, é incoerente “fazer engenharia” sem o uso do computador atualmente (NORTON, 2013).

Dessa maneira, insere-se aqui o termo engenharia auxiliada por computador (CAE – Computer aided engineering) que é segundo Shigley, Mischke e Budynas (2005), um termo que se utiliza em todas as aplicações de engenharia envolvendo computador.

Um subconjunto do CAE é o projeto auxiliado por computador (CAD – Computer Aided Design). A possibilidade de criar projetos tridimensionais a partir dos quais é possível obter as visões ortográficas bidimensionais tradicionais com dimensionamento automático, torna essa ferramenta muito usual. Além disso, a existência de uma base de dados tridimensional permite encontrar precisa e rapidamente propriedades como massa, localização do centro de gravidade, momentos de inércia das massas, além de propriedades geométricas como áreas e distâncias (NORTON, 2013).

Outros softwares muito aplicados na engenharia mecânica, e que podem até mesmo estar integrados dentro de um sistema CAD são: Programas de análise de dinâmica dos fluidos e programas para simulação de força dinâmica e movimento em mecanismos. Além de softwares de análise de elementos finitos (FEA), utilizados na análise de tensão e deflexão, vibração e transferência de calor, como é o caso do ANSYS (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005). Alguns softwares, também muito usados, não tem uso específico de engenharia, como é o caso de programas de planilhas e solucionadores matemáticos.

Porém a versatilidade e a facilidade oferecidas por essas ferramentas computacionais não substituem o processo de pensamento humano, são apenas ferramentas, e devem ser usadas com muita cautela. Resultados corretos são dependentes do usuário, tanto na alimentação adequada quanto para a interpretação correta dos valores finais oferecidos pelo sistema (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005).

2.2.1 Introdução ao método de elementos finitos

O método de elementos finitos (MEF) é um procedimento de análise numérica empregada na obtenção de soluções aproximadas de problemas com comportamento descrito por equações diferenciais. A complexidade dos problemas práticos de engenharia comumente inviabiliza ou até mesmo tornam impossíveis soluções

analíticas. Quando isso ocorre, podemos recorrer a soluções numéricas aproximadas que permitem tratar problemas complexos com relativa rapidez (RADE, 2006).

Diferente das soluções analíticas, que mostram o resultado exato de um tratamento em qualquer ponto do sistema, as soluções numéricas fazem aproximações de soluções exatas apenas em pontos discretos, chamados de nós (MOAVENI, 1999).

Essa abordagem pode ser tratada como um processo de discretização, nesse tratamento o domínio no qual o sistema é estudado é dividido em várias regiões interconectadas, chamadas de elementos, onde cada elemento tem uma determinada quantidade nós. Esse conjunto de pontos nodais utilizados na discretização forma o que é chamado de malha. Com essa técnica um problema infinito-dimensional pode ser convertido em um sistema finito-dimensional, com número finito de incógnitas (RADE, 2006).

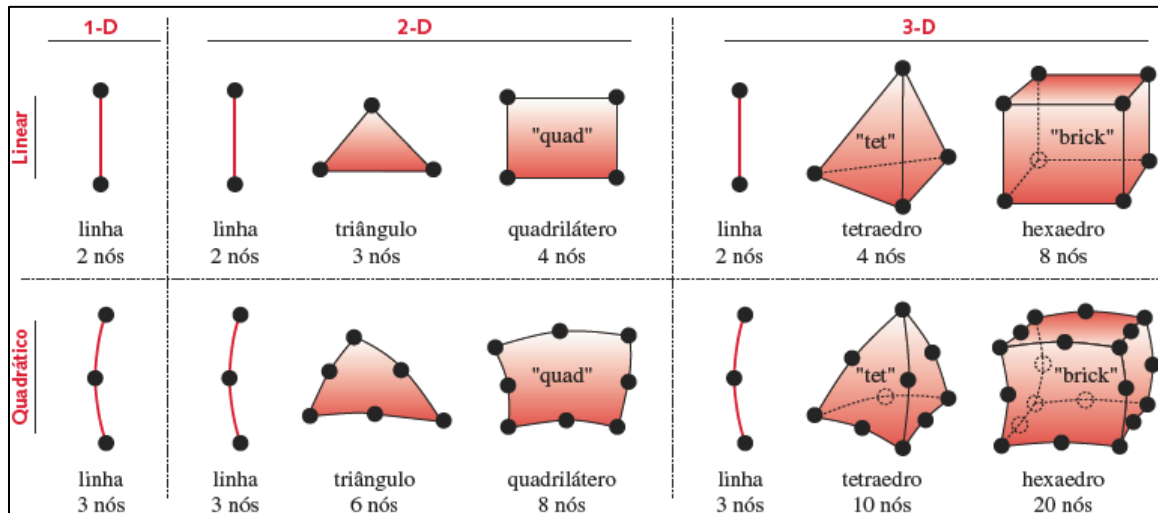
À medida que se aumenta o número de elementos ou subdomínios, mantendo o comportamento já adotado para cada elemento a precisão das respostas melhora, sem que seja necessário (para determinado nível de precisão) adotar equações de ordem maior, como seria em uma aproximação de ordem global (ALVES, 2007). Dessa maneira, com algumas condições satisfeitas, admite-se que a solução oferecida pelo problema discretizado, convirja para a solução exata do problema contínuo à medida que se refina a malha e conseqüentemente aumenta se o número de subdomínios (RADE, 2006). Porém é intuitivo pensar, que à medida que aumenta o número de elementos a serem tratados, aumenta a demanda de capacidade computacional de processamento de dados.

Segundo Canut (2014), outro fator que influenciará na precisão do resultado é a forma e o número de nós que constituem o elemento finito. O número de pontos nodais determina se a aproximação do deslocamento nodal será feita de forma linear ou quadrática por exemplo. A Figura 2 mostra exemplos de elementos lineares e quadráticos.

Apesar de o MEF ser uma ferramenta respeitada no tratamento de diversos tipos de problemas de engenharia, é importante atentar-se nas limitações e condições de uso do método. É relevante saber que ele fornece modelos matemáticos aproximados, e que representação do sistema físico por esse método muitas vezes tem simplificações embutidas que acabam interferindo diretamente nas previsões do

modelo (RADE, 2006). Dessa maneira fica implícita a importância do conhecimento do usuário a respeito do problema físico, de como fazer seu tratamento matemático, como interagir com um software FEA, além de saber interpretar os valores resultantes.

Figura 2 – Tipos de elementos finitos



Fonte: NORTON (2013).

Mesmo na modelagem de estruturas tridimensionais podem ser utilizados elementos 2-D, desde que a geometria e o carregamento gerem um caso de tensão plana ou deformação plana, de maneira que sua magnitude na terceira dimensão seja nula. Ainda se um componente é axissimétrico e de espessura de parede pequena como um tubo, e o carregamento é simetricamente distribuído, é passível de se utilizar um elemento 2-D (casca). Fazendo isso assume-se que a variação de tensão ao longo da espessura da parede é pequena o suficiente para ser desprezada. Quando não existe a axissimetria num componente ou estrutura ainda é possível ser analisado por elemento de casca desde que a espessura da parede seja muito pequena ao confrontar com a área da superfície (NORTON, 2013).

2.3 ANTROPOMETRIA

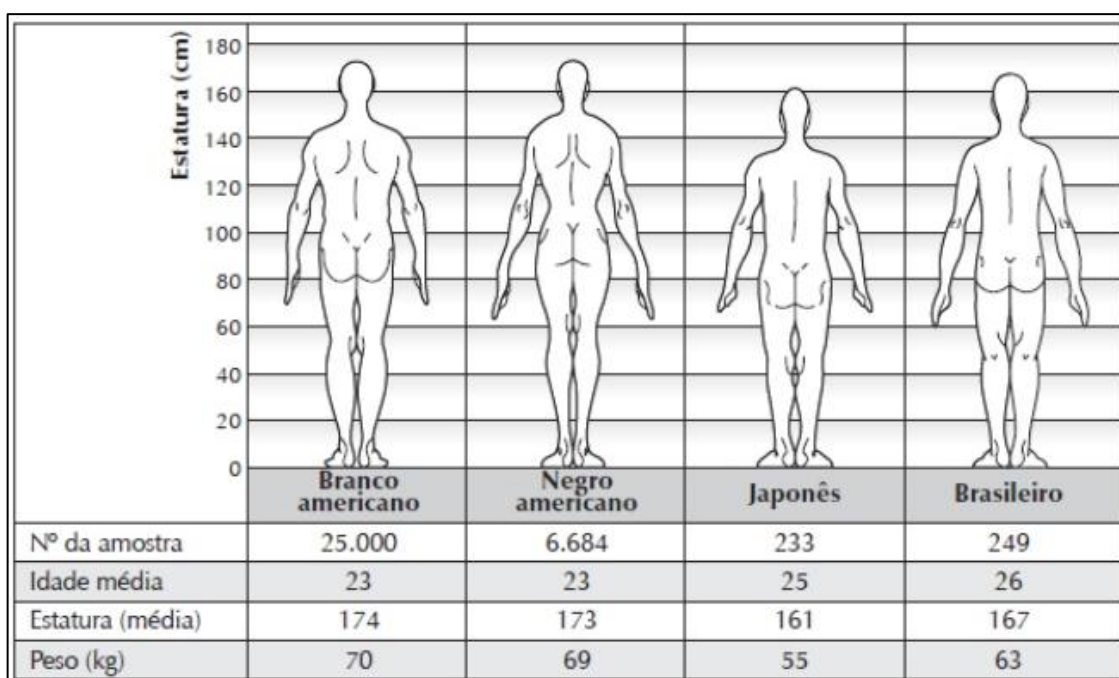
A antropometria estuda as medidas físicas do corpo humano, para lida (2005) essa tarefa não é tão simples, quando a pretensão é obter medidas representativas e confiáveis de uma população com grande variação de tipos e tamanhos. Os resultados dados de antropometria são fundamentais para concepção de postos de trabalhos

ergonômicos, para o dimensionamento de produtos e equipamentos, que sirvam ao grupo de indivíduos que irá utilizar.

Segundo Pheasant (2003) as variações genéticas influem fortemente nas variações antropométricas de uma população. Isso intensifica o interesse da indústria em padrões mundiais de medidas antropométricas, que facilitariam o comércio internacional de produtos, sem precisarem ser readequados a cada região do globo.

Na Figura 3 é possível ver as diferenças de proporções corporais para quatro etnias, vivendo nos EUA, mesmo após várias gerações, não apresentaram mudanças significativas nas proporções corporais.

Figura 3 – Proporções corporais se mantêm com a evolução da estatura média



Fonte: Lida (2005).

No Brasil os dados antropométricos da população são bem escassos, alguns dados foram levantados pelo Instituto de Nacional de Tecnologia (1988), na região do Rio de Janeiro, partes destes dados estão compilados na Tabela 1. Porém a confiabilidade desses dados fica restrita a coleta de uma pequena região, de um país grande, com grande diversidade de etnias, e com variação na condição de nutrição e saúde da população, impostas pelas condições sociais e econômicas, que também variam de região para a região.

Tabela 1 – Medidas da antropometria estática de trabalhadores brasileiros

Medidas da antropometria estática [cm]	Homens		
	5%	50%	95%
Peso (kg)	52,3	66,0	85,9
Estatuta, corpo ereto	159,5	170,0	181,0
Altura dos olhos, em pé, ereto	149,0	159,5	170,0
Altura dos ombros, em pé, ereto	131,5	141,0	151,0
Altura do cotovelo, em pé, ereto	96,5	104,5	112,0
Comprimento do braço horizontal até a ponta dos dedos	79,5	85,5	92,0
Profundidade do toráx (sentado)	20,5	23,0	27,5
Largura dos ombros (sentado)	40,2	44,3	49,8
Largura dos quadris, em pé	29,5	32,4	35,8
Altura entre pernas	71,0	78,0	85,0
Altura da cabeça, a partir do assento, corpo ereto	82,5	88,0	94,0
Altura dos olhos, a partir do assento, corpo ereto	72,0	77,5	83,0
Altura dos ombros, a partir do assento, corpo ereto	55,0	59,5	64,5
Altura do cotovelo, a partir do assento	18,5	23,0	27,5
Altura do joelho, sentado	49,0	53,0	57,5
Largura das coxas	12,0	15,0	18,0
Largura dos quadris (em pé)	29,5	32,4	35,8
Comprimento do pé	23,9	25,9	28,0
Largura do pé	9,3	10,2	11,2

Fonte: Adaptado de Lida (2005).

A constituição do corpo humano por vários tipos de tecidos, cada um com densidade diferente além das combinações únicas de osso, músculo e gordura torna a densidade média uma função da construção corporal, o que resulta em um somatório. Para muitos projetos não bastam os estudos estáticos do corpo humano, então dados cinéticos como massas, momentos de inércia e seus locais passam a fazer parte dos estudos de movimentos no âmbito da antropometria (WINTER, 2009).

Tabela 2 – Dados antropométricos compilados

Segmento	Massa do segmento/Massa total do corpo	Centro de massa/Comprimento do segmento		Densidade [kg/l]
		Proximal	Distal	
Mão	0,006	0,506	0,494	1,16
Antebraço	0,016	0,430	0,570	1,13
Braço	0,028	0,436	0,564	1,07
Antebraço e mão	0,022	0,682	0,318	1,14
Braço (total)	0,050	0,530	0,470	1,11
Pé	0,0145	0,500	0,500	1,10
Perna	0,0465	0,433	0,567	1,09
Coxa	0,100	0,433	0,567	1,05
Pé e perna	0,061	0,606	0,394	1,09
Perna (total)	0,161	0,447	0,553	1,06
Cabeça e pescoço	0,081	1,000	-	1,11
Ombro	-	0,712	0,288	1,04
Tórax	0,216	0,820	0,180	0,92
Abdômen	0,139	0,440	0,560	-
Tórax e abdômen	0,355	0,630	0,370	-
Tronco	0,497	0,500	0,500	1,03

Fonte: Adaptado de Winter (2009).

De acordo com o aumento da massa corporal total a massa de cada segmento em um determinado individuo também aumenta, com isso é possível expressar a massa de cada segmento em função da massa corporal total. A Tabela 2 acima compila resultados de estudos de vários pesquisadores para algumas divisões do corpo.

2.4 DINÂMICA VEICULAR

O campo de estudo da dinâmica veicular se divide em dois aspectos. O primeiro é isolamento, responsável por separar o condutor dos distúrbios advindos da operação do veículo, se subdividindo em internos e externos, os internos são aqueles gerados no interior do veículo (vibração do motor, por exemplo), os distúrbios externos são por exemplo, irregularidades da estrada e interações aerodinâmicas. O segundo aspecto é o controle, responsável por rejeitar e impedir a amplificação dos distúrbios, resultando na manutenção da trajetória e na promoção da estabilidade, respectivamente (BLUNDELL; HARTY, 2004).

Segundo Gillespie (1992), de forma abrangente a dinâmica veicular é responsável por entender os movimentos do veículo e as forças que os originam. Sendo que os esforços imperantes são aqueles originados pelo contato entre os pneus e a superfície de rodagem. De modo que a compreensão do comportamento dinâmico seja uma condição necessária para elaboração de projetos de componentes automotivos.

A análise dinâmica dos veículos pode ser dividida em três domínios correspondentes a três graus de liberdades de translação. O primeiro domínio é a dinâmica longitudinal: envolvem movimentos como aceleração e frenagem, análise voltada às resistências de condução do veículo e a potência exigida para supera-las. O Segundo domínio é a dinâmica lateral: que aborda aspectos de dirigibilidade controle e estabilidades laterais do veículo, trabalhando bastante para a interação entre chassi e suspensão. O terceiro e último domínio é a dinâmica vertical que trata da sintonia de amortecedores e molas, de modo a melhorar o conforto dos ocupantes além de melhorar as condições de aderência pelo melhoramento do contato pneu/via (HEIßING; ERSOY, 2011).

Abordaremos mais a fundo nesse trabalho a dinâmica longitudinal e lateral deixando de lado a dinâmica vertical, visto que os karts não têm um sistema de

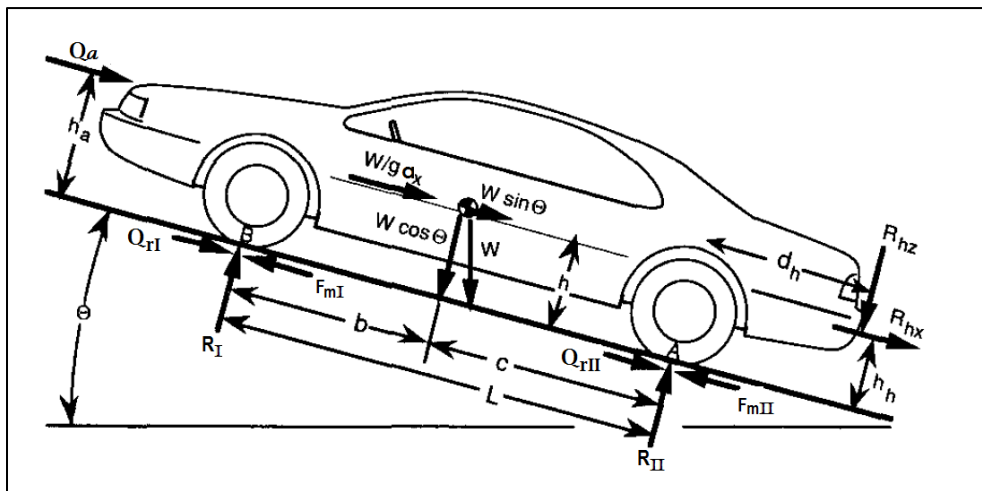
suspensão exclusivo, e também por este domínio ser função principalmente das irregularidades da pista, que para o caso em estudo são pequenas podendo ser desconsideradas.

2.4.1 Dinâmica longitudinal

A potência necessária para manter o veículo em movimento é determinada a partir das forças que se opõem ao movimento. A força resistente total deve ser equilibrada pela força proveniente da potência gerada pelo motor, e transmitida por atrito ao solo, através das rodas motrizes (NICOLAZZI; ROSA; LEAL, 2012).

Na análise da dinâmica longitudinal, o modelo ilustrado na Figura 4 é adequado para a compreensão dos aspectos fundamentais.

Figura 4 – Forças arbitrárias agindo no veículo



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992).

Onde,

w – Peso do veículo agindo no centro de gravidade;

R_I – Força normal nos pneus dianteiros;

R_{II} – Força normal nos pneus traseiros;

Q_a – Resistência aerodinâmica;

F_{mI} – Força motriz nos pneus dianteiros;

F_{mII} – Força motriz nos pneus traseiros;

Q_{rI} – Resistência ao rolamento nos pneus dianteiros;

Q_{rII} – Resistência ao rolamento nos pneus traseiros;

R_{hz} – Força vertical causada pelo implemento;

R_{hx} – Força horizontal causada pelo implemento;

g – Aceleração da gravidade;

a_x – Aceleração linear do veículo;

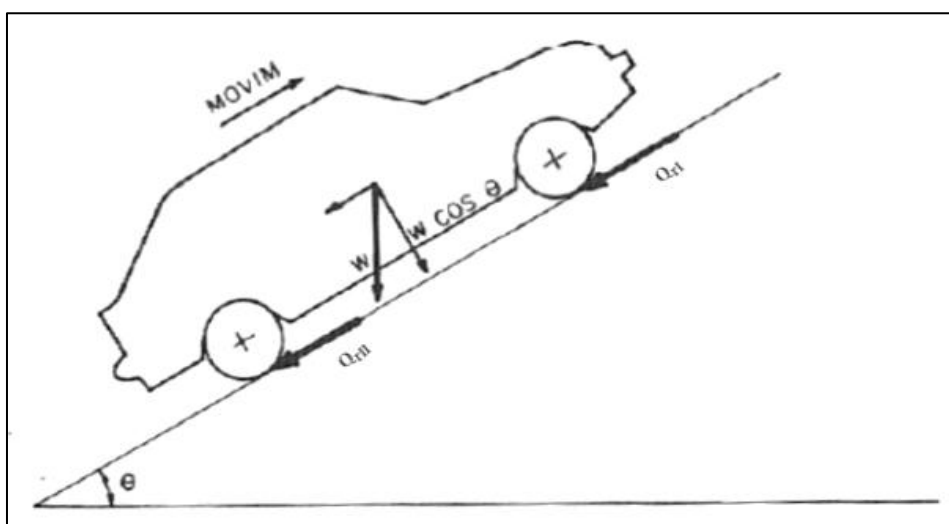
θ – Inclinação da pista.

Para Canale (1989), cinco são as resistências que se opõem ao movimento do veículo: resistência ao rolamento, resistência devido à inclinação da pista, resistência do ar, resistência das forças de inércia, resistência da transmissão.

2.4.1.1 Resistência ao rolamento

As cargas variantes sobre as rodas, e o movimento de rolamento, causam deformações cíclicas no material que compõe o pneu. Essas deformações por efeito de histerese do material e do atrito ao escorregamento causam segundo Canale (1989), transformação de parte da energia do movimento em energia térmica. Essa energia dissipada em forma de calor pode ser representada como uma força que se opõem ao movimento, chamada de força de resistência ao rolamento. As componentes da força de resistência ao rolamento podem ser vistas na Figura 5

Figura 5 – Força de resistência devido à inclinação da pista



Fonte: Adaptado de Canale (1989).

A resistência ao rolamento pode ser calculada aproximadamente pela expressão que segue:

$$Q_r = Q_{rI} + Q_{rII} = f w \cos \theta \quad (1)$$

Onde,

Q_r – Resistência ao rolamento [N];

Q_{rII} – Resistência ao rolamento nos pneus traseiros [N];

Q_{rI} – Resistência ao rolamento nos pneus dianteiros [N];

f – Coeficiente de atrito de rolamento;

w – Peso do veículo [N];

θ – Inclinação longitudinal da pista [°].

O valor do coeficiente de atrito é resultado de uma complexa interdependência de propriedades físicas do pneu com o solo. Encontrar o coeficiente de atrito correto é uma tarefa difícil, e sua precisão fica limitada pelos fatores negligenciados durante os cálculos (CANALE, 1989).

Valores de referência para o coeficiente de atrito são disponibilizados na Tabela 3, para cálculos que requerem boa precisão levantar os dados experimentalmente ou utilizar uma equação desenvolvida, que levam em conta a condição em particular em que se deseja obter o coeficiente de atrito.

Tabela 3 – Valores para o coeficiente de atrito de rolamento em função do piso

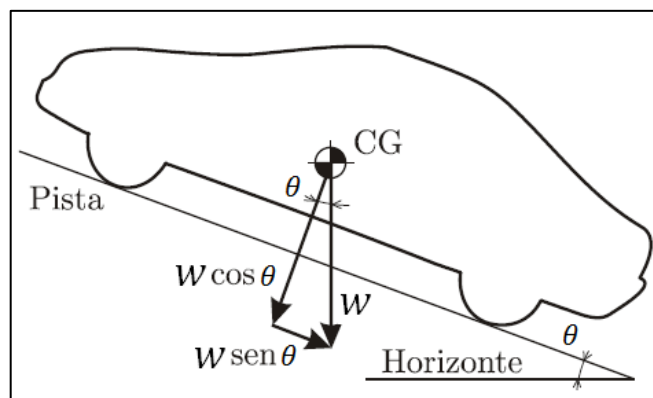
Tipo de piso	Valor de " f "
Asfalto liso	0,010
Asfalto rugoso	0,011
Pedra britada solta	0,080
Terra batida	0,060
Areia solta	0,100 a 0,300
Gramma	0,045 a 0,100
Barro	0,100 a 0,400

Fonte: Adaptado de Nicolazzi, Rosa e Leal (2012).

2.2.3.1 Resistência devido à inclinação da pista

De acordo Nicolazzi, Rosa e Leal (2012), ao fazer a análise de um veículo em aclave, terão duas componentes agindo no centro de gravidade como pode ser visto na Figura 6.

Figura 6 – Veículo em rampa



Fonte: Adaptado de Nicolazzi, Rosa e Leal (2012).

Das duas forças, uma é a componente normal, que representa parte do peso do veículo absorvido pelo solo e uma componente paralela ao piso, que é a parcela do peso não absorvida pelo piso, essa componente tende a fazer o veículo descer o aclave. Essa é a componente que precisa ser vencida para manter a condição de equilíbrio estático.

A resistência ao aclave (Q_s) é dada por:

$$Q_s = w \text{ sen } \theta \quad (2)$$

Caso houver um declive ao invés de um aclave o ângulo que entra equação acima é negativo, resultando em uma força que facilita o movimento do veículo.

2.4.1.2 Resistência do ar

O deslocamento dos carros em solo, evidentemente, faz aparecer um escoamento de ar em torno de seu corpo. O “sopro” de ar, resultante desse escoamento produz “forças aerodinâmicas” e “torques aerodinâmicos” em relação ao CG veículo e em relação aos seus pontos de apoio com o chão. Essas forças são função da velocidade do veículo, da velocidade e direção do vento local, do tamanho e forma da carroceria, além de outros fatores de menor influência como a massa específica do ar (CANALE, 1989).

Nicolazzi, Rosa e Leal (2012) dividem as forças aerodinâmicas em três fontes distintas: Resistência de forma, dependente da área e geometria da carroceria; Resistência de atrito, resultantes do atrito ar/superfície externa do veículo; Perdas por correntes de ar são provenientes da parcela de ar que adentra o veículo.

Considerando esses três efeitos em conjunto, a resistência aerodinâmica é resultada pela equação abaixo,

$$Q_a = \frac{1}{2} \rho_a V_r^2 C_D A \quad (3)$$

Onde,

Q_a – Resistência aerodinâmica [N];

ρ_a – Densidade do ar na pressão e temperatura de operação [kg/m³];

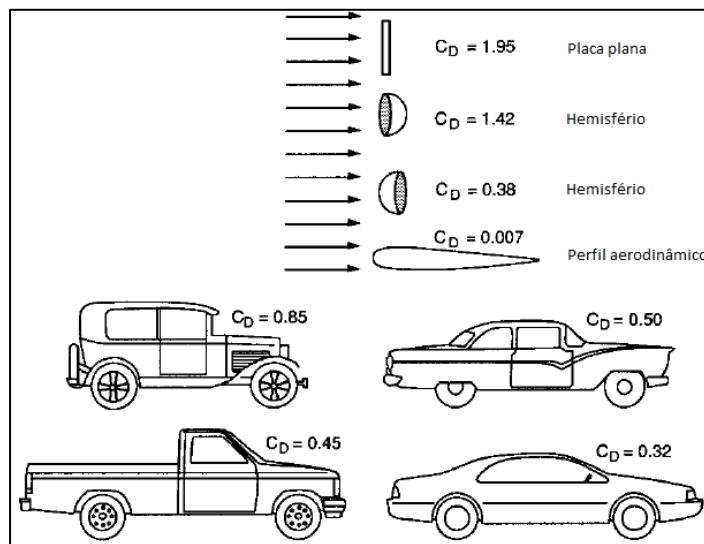
V_r – Velocidade relativa do vento [m/s];

C_D – Coeficiente adimensional de resistência aerodinâmica (depende da geometria do corpo estudado);

A – Área da seção transversal [m²].

A Figura 7 mostra os coeficientes de resistência aerodinâmica de algumas geometrias.

Figura 7 – Coeficiente de resistência aerodinâmica para vários corpos



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992).

2.4.1.3 Resistência das forças de inércia

Para colocar um veículo em movimento precisamos tirar do repouso não apenas a massa do veículo, mas também a inércia dos componentes girantes. De acordo com Nicolazzi, Rosa e Leal (2012), as inércias rotativas são submetidas a

acelerações angulares proporcionais a aceleração linear em função das relações de transmissão. Essas inércias são responsáveis por uma boa parcela do consumo de potência durante a aceleração.

Juntando as duas parcelas de inércia é possível chegar a uma expressão para o cálculo da resistência de aceleração como segue na Equação 4.

$$Q_I = m a_x \left(1 + \frac{J}{m R_d^2} \right) \quad (4)$$

Sendo uma boa aproximação:

$$R_d = 1,02 R_e \quad (5)$$

Onde,

Q_I – Resistência de inércia [N];

m – Massa do veículo [kg];

a_x – Aceleração linear do veículo [m/s²];

J – Inércia rotativa total nas rodas [kg.m²];

R_d – Raio dinâmico dos pneus [m].

2.4.1.4 Resistência mecânica

São englobadas como resistências mecânicas, toda e qualquer forma de perda presente entre o motor e a roda, nesse caminho estão inclusos elementos de transmissão como: correias, correntes, engrenagens, rolamentos (NICOLAZZI; ROSA; LEAL, 2012).

Essas perdas podem ser consideradas simplesmente adicionando o conceito de coeficiente de rendimento no trem de força, esse coeficiente irá considerar a parcela de potência dissipada do motor às rodas. A equação a seguir demonstra esse conceito:

$$P_c = P_e \eta_m \quad (6)$$

Onde,

P_c – Potência no eixo da roda [W];

P_e – Potência efetiva no motor [W];

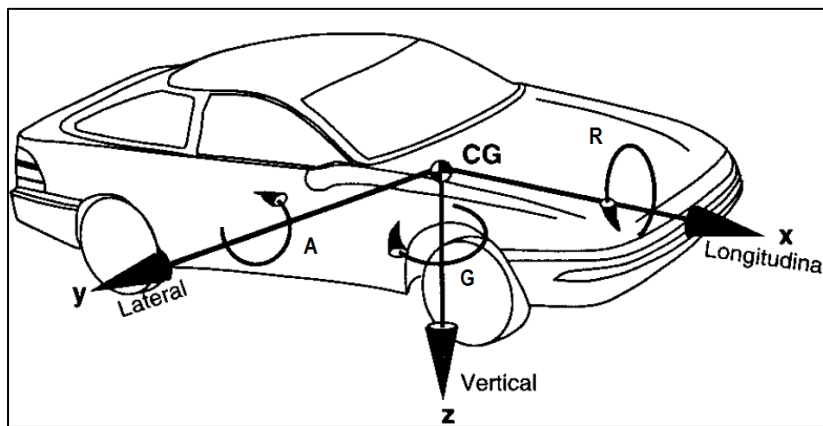
η_m – Rendimento mecânico da transmissão.

Cada tipo de transmissão tem um coeficiente de rendimento característico, e as circunstâncias nas quais elas estarão submetidas como condição de lubrificação pode minimizar ou maximizar as perdas.

2.4.2 Dinâmica lateral

São tratadas pela dinâmica lateral todas as forças que de alguma maneira influenciem na estabilidade direcional do veículo (NICOLAZZI; ROSA; LEAL, 2012). Ela abrange o movimento lateral em Y e as rotações em torno de X e Z, de acordo com o sistema de coordenadas da Figura 8.

Figura 8 – Sistema de coordenadas veiculares SAE.



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992).

Segundo esse sistema as rotações em torno dos eixos X, Y e Z são tratadas por rolagem (R), arremesso (A) e guinada (G) respectivamente.

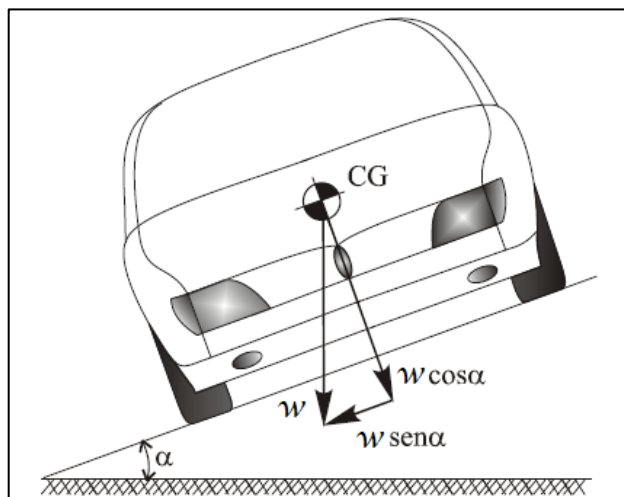
De acordo com Heißing e Ersoy (2011) a dinâmica lateral é influenciada diretamente pelo sistema de direção, de maneira que o controle e a estabilização do veículo possam ser feitos por ele. Retornos do comportamento dinâmico do veículo ao piloto também podem ser dados por esse sistema.

Nicolazzi, Rosa e Leal (2012) citam três principais forças que podem influenciar na estabilidade lateral: Inclinação lateral da pista, força centrífuga e vento incidindo na lateral do veículo.

2.4.2.1 Inclinação lateral da pista

Quando o veículo está disposto em uma via com inclinação lateral, parte do seu peso irá gerar uma componente agindo na direção transversal deste, como pode ser observado na Figura 9.

Figura 9 – Força lateral devido à inclinação da pista



Fonte: Nicolazzi, Rosa e Leal (2012).

A força lateral gerada pelo peso do veículo em contraste com a inclinação lateral da pista é então:

$$F_l = w \operatorname{sen} \alpha \quad (7)$$

Onde,

F_l – Força lateral devido a inclinação lateral de pista [N];

w – Peso do veículo [N];

α – Ângulo de inclinação lateral da pista [°].

2.4.2.2 Força centrífuga

Ao fazer uma curva, atua no centro de gravidade do veículo a força centrífuga, essa força tende a arrastá-lo para fora da curva. A magnitude dessa força é dada por:

$$F_c = m \omega^2 \rho = m \frac{v_t^2}{\rho} \quad (8)$$

Onde,

- F_c – Força centrífuga [N];
 m – Massa do veículo [kg];
 ω – Velocidade angular [rad/s];
 v_t – Velocidade tangencial [m/s];
 ρ – Raio da curva [m].

2.4.2.3 Vento incidindo na lateral do veículo.

Os componentes laterais do vento irão impor uma força lateral no veículo, essa força lateral poderá criar um momento de guinada já que atua no centro de pressão que dificilmente coincide com o centro de massa, de modo a mudar a direção do veículo (GILLESPIE, 1992).

A força lateral imposta ao veículo sob condições de vento no estado estacionário é dada por:

$$F_v = \frac{1}{2} \rho_a v_v^2 C_s A \quad (9)$$

Onde,

- F_v – Força lateral devido a incidência de vento [N];
 v_v – Velocidade total do vento [m/s].
 C_s – Coeficiente de força lateral [adimensional];
 A – Área frontal do veículo.

2.4.3 Carregamento nas rodas

O conhecimento do carregamento nas rodas é de extrema importância no desenvolvimento de um veículo com alto desempenho (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995). Porém as cargas nas rodas de um veículo em operação mudam constantemente, dessa maneira, para demonstrar como essas cargas podem ser calculadas algumas premissas simplificadoras serão tomadas:

- ✓ As condições de operação serão estacionárias, isto é, estradas sem irregularidades, curvas de raio constante percorridas sob velocidades constantes, aceleração longitudinal constante;
- ✓ O veículo também está em estado estacionário, todas as variáveis discutidas estão em equilíbrio nessas soluções, comportamento transitório do veículo e dinâmica das massas suspensas e não suspensas serão ignoradas;
- ✓ Será assumido que todos os dados básicos do carro são lineares e que os dados dimensionais são constantes;
- ✓ O chassi do carro é considerado rígido, particularmente em torção.

De acordo com Milliken e Milliken (1995), se essas condições não forem satisfeitas, então, a solução fechada apresentada aqui não é completamente precisa, se existir grande não-linearidade e mudanças dimensionais serão necessários métodos iterativos e provavelmente um programa computacional será necessário.

2.4.3.1 Centro de gravidade

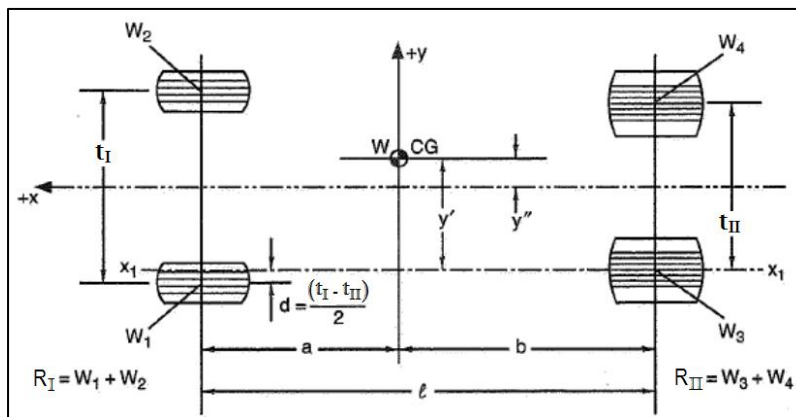
Segundo Milliken e Milliken (1995) a localização do centro de gravidade (CG) em carros de corrida é um dos dados mais determinantes para se alcançar bons resultados, isso porque a capacidade de fazer curvas está diretamente atrelada a carga aplicada a cada pneu. Grande parte dos projetos e alterações de chassi visando melhoria de performance, nada mais fazem, que alterar a posição do centro de gravidade e/ou a distribuição da transferência de carga. Nicolazzi, Rosa e Leal (2012) ressalta a importância do conhecimento da posição do CG na determinação da capacidade de transmissão de força entre pneu e a pista, já que é nele que agem as forças de inércia e do peso.

Uma forma de determinar o CG seria por meio da utilização do modelo em ambiente CAD, uma segunda opção é a utilização de uma metodologia que consiste na pesagem dos eixos do veículo sob algumas condições, em seguida com alguns cálculos é possível encontrar as coordenadas. Essa metodologia pode apresentar variação de autor para autor, a metodologia descrita por Milliken e Milliken (1995) é apresentada na sequência.

2.4.3.1.1 LOCALIZAÇÃO HORIZONTAL DO CG

A primeira parte do procedimento é a coleta de alguns dados do veículo, este é colocado sobre quatro balanças individuais (uma em cada roda) que tenham sido niveladas. Em seguida são registrados os pesos de cada roda, assim como as condições de carregamento. Também serão tomadas as medidas das bitolas dianteiras e traseiras na linha central dos pneus; medir a distância entre eixos (em ambos os lados caso não forem iguais), a Figura 10 mostra várias dimensões e a localização horizontal do CG.

Figura 10 – Localização do centro de gravidade horizontal do veículo



Fonte: Adaptado de Milliken e Milliken (1995).

Nesse caso o peso total do veículo é dado pela equação abaixo:

$$w = w_1 + w_2 + w_3 + w_4 \quad (10)$$

O primeiro passo é o cálculo do momento sobre o eixo traseiro, dado pela equação que segue:

$$b = \frac{R_I l}{w} \quad (11)$$

Sendo,

$$a = l - b \quad (12)$$

Em seguida é feito o cálculo do momento sobre a linha $x_1 - x_1$ que é paralela a linha central do carro e passa pelo centro da roda traseira, se tem:

$$y' = \frac{w_2}{w} (t_I - d) - \frac{w_1}{w} d + \frac{w_4 t_{II}}{w} \quad (13)$$

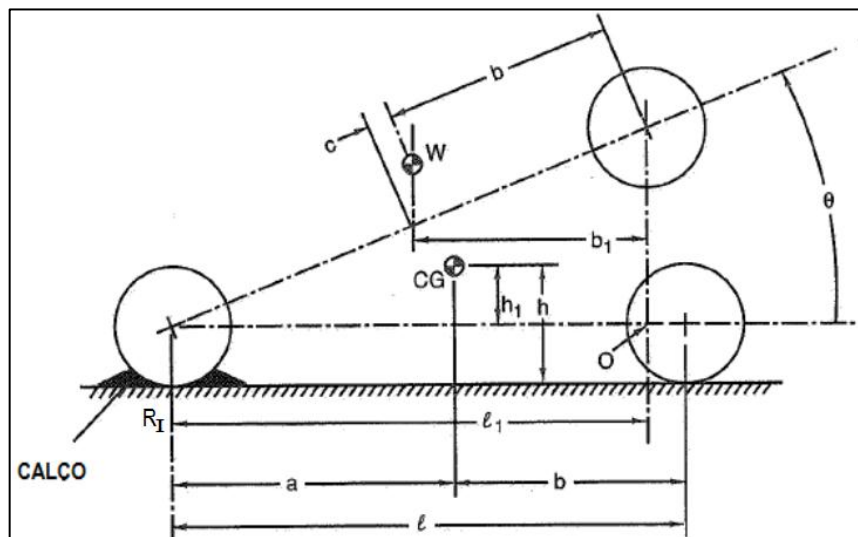
e

$$y'' = \frac{w_2}{w} (t_I - d) - \frac{w_1}{w} d + \frac{w_4 t_{II}}{w} - \frac{t_{II}}{2} \quad (14)$$

2.4.3.1.2 LOCALIZAÇÃO VERTICAL DO CG

Depois da localização horizontal é necessário definir a posição vertical do CG, para isso uma nova coleta de dados é necessária, dessa vez será medido o peso do eixo dianteiro com a traseira suspensa, de modo que o plano horizontal do carro forme um ângulo θ com o horizonte. Para esse teste é necessário o bloqueio do movimento da suspensão, pode ser feito pela substituição dos amortecedores por ligações rígidas, as rodas dianteiras devem ser calçadas, o cabo que suspendem a traseira do veículo não devem o tracionar na horizontal, as balanças precisam estar niveladas. Na Figura 11 é possível ver a condição da coleta de dados junto com várias dimensões.

Figura 11 – Localização vertical do centro de gravidade



Fonte: Milliken e Milliken (1995).

Serão coletados além do peso dos eixos dianteiros os raios das rodas carregadas (altura do solo até o eixo) para ambos os eixos e também o ângulo de inclinação no qual foi medido a massa do eixo dianteiro. Com a aplicação de cálculos trigonométricos temos:

$$l_1 = l \cos \theta \quad (15)$$

tomando momentos em torno do ponto, O,

$$R_I l_1 = w b_1 \quad (16)$$

Lembrando que R_I nessa seção é a reação do eixo dianteiro com a traseira suspensa de modo a formar o ângulo θ com isso,

$$b_1 = \frac{R_I}{w} l \cos \theta \quad (17)$$

como,

$$\frac{b_1}{c+b} = \cos \theta \quad (18)$$

temos,

$$c = \frac{R_I}{w} l - b \quad (19)$$

Usando $c/h_1 = \tan \theta$ a expressão final é

$$h_1 = \frac{R_I l - w b}{w \tan \theta} \quad (20)$$

A equação acima descreve a medida a partir da linha que liga o centro das rodas traseiras e dianteiras, caso as rodas não forem de mesmo diâmetro então precisamos encontrar a altura do solo até o ponto onde essa linha intercepta um plano vertical que corta o CG e é paralelo ao eixo Y, se tem:

$$R_{L\ CG} = \frac{R_{eI} b}{l} + \frac{R_{eII} a}{l} \quad (21)$$

Com isso,

$$h = R_{L\ CG} + h_1 \quad (22)$$

Onde,

$R_{L\ CG}$ – Altura do solo até a linha que liga os eixos no ponto do CG [m];

R_{eI} – Raio estático do pneu dianteiro [m];

R_{eII} – Raio estático do pneu traseiro[m];

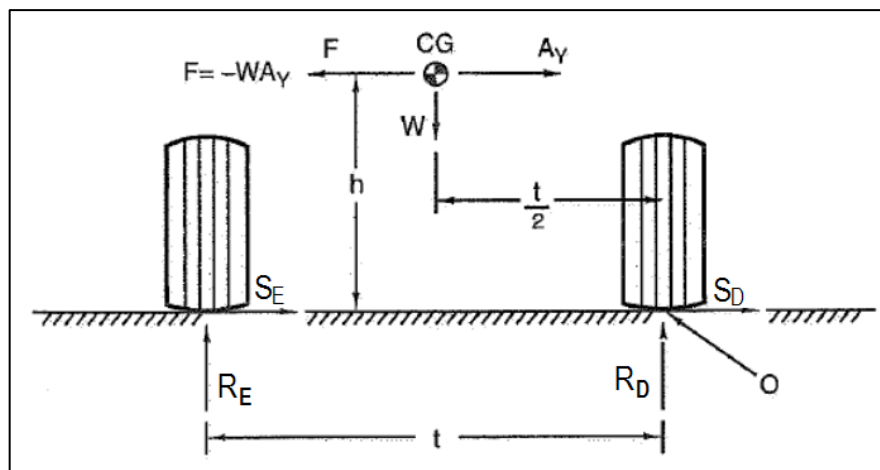
R_I – Carga normal no eixo dianteiro com a traseira do carro suspensa [N].

.2.5.3.2 Transferência de carga lateral

Por influência de forças contextualizadas na dinâmica lateral existe transferência de carga entre as rodas durante situações de operação do veículo. O caso mais importante é durante uma curva, onde a ação da força centrífuga agindo no centro de gravidade gera um momento que atua de maneira a promover inclinação lateral da carroceria (NICOLAZZI; ROSA; LEAL, 2012). Isso faz com que durante uma curva parte da carga das rodas internas seja transferida para as rodas externas.

Ao fazer uma curva a ação da força de inércia das massas ou força centrífuga, se opõem a aceleração lateral resultante da mudança de direção dos pneus (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995). Na Figura 12 pode ser vista as forças de viragem das rodas direita e esquerda (S_D+S_E) que resultam na aceleração lateral (A_Y) em g's, e a consequente reação centrífuga influenciado na transferência de carga lateral para um veículo comprimido em um único eixo, em situação de virada a direita.

Figura 12 – Transferência de carga lateral

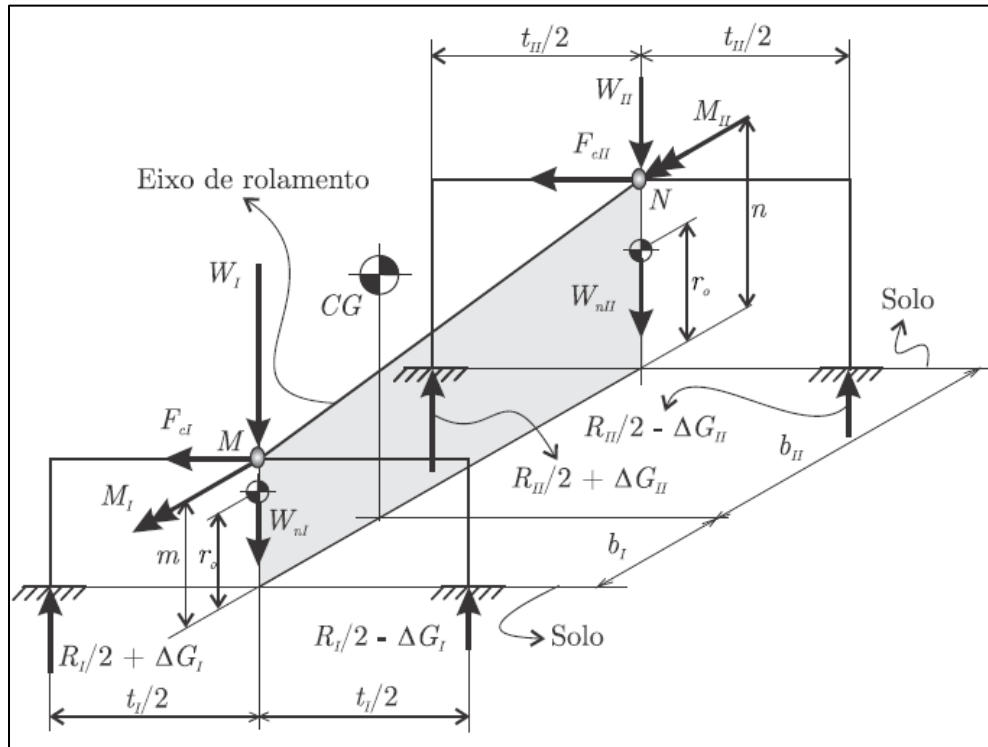


Fonte: Adaptado de Milliken e Milliken (1995).

O momento gerado pela força centrífuga transferirá mais ou menos carga para o eixo dianteiro, ou traseiro, dependendo da rigidez das molas de cada um. No caso da inexistência das molas, onde as rodas têm fixação rígida ao chassi, a transferência

de carga fica função apenas da distribuição de carga sobre os eixos e de suas bitolas (NICOLAZZI; ROSA; LEAL, 2012). A figura 13 demonstra a atuação das forças.

Figura 13 – Modelo do sistema de forças que atua em um veículo



Fonte: Nicolazzi, Rosa e Leal (2012).

A parcela de carga transferida em cada eixo pode ser encontrada pela equação a seguir:

$$\Delta G_I = \frac{M_I}{t_I} = F_{cI} \frac{h}{t_I} \quad (23)$$

$$\Delta G_{II} = \frac{M_{II}}{t_{II}} = F_{cII} \frac{h}{t_{II}} \quad (24)$$

Onde,

ΔG_i – Variação de carga nas rodas do eixo considerado, $i = I, II$;

M_i – Parcela do momento da força centrífuga $F_c = \mu_S w$ absorvida pelo eixo;

F_{ci} – Parcela da força centrífuga atuante no eixo considerado;

t_i – Bitola do eixo considerado;

h - Altura do centro de gravidade do veículo;

μ_s – Coeficiente de aderência lateral pneu/pista.

A posição do centro de gravidade no plano horizontal tem influência apenas na distribuição da massa em cada roda, sendo a parcela de carga lateral transferida dependente da sua altura como pode ser visto nas Equações 23 e 24. Fixando a massa e a posição do CG, a parcela de transferência de carga das rodas internas para as externas fica apenas função das bitolas dos eixos.

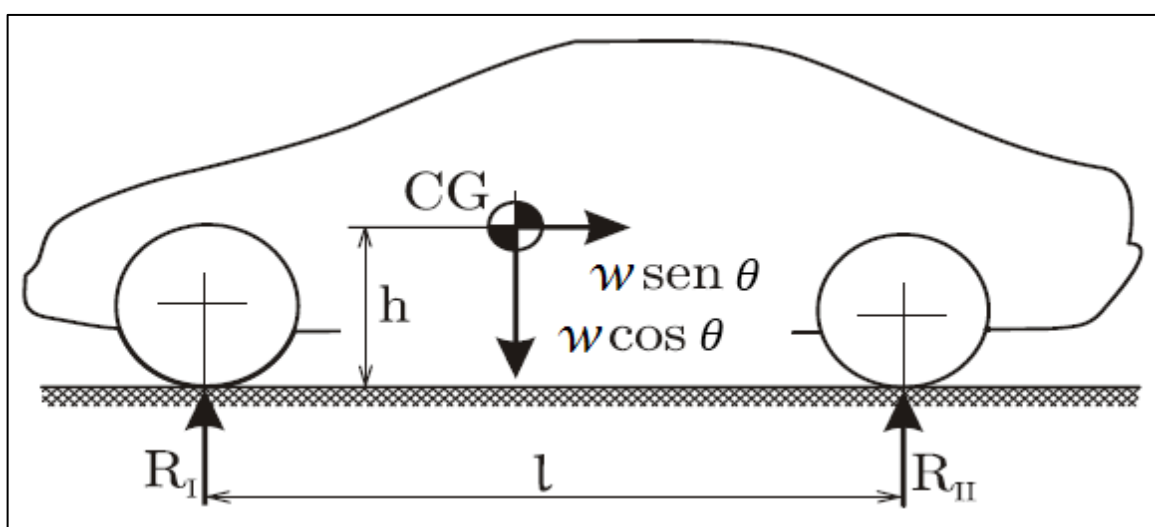
É importante ressaltar que não foram consideradas nesse modelo de transferência de carga lateral devido a ventos laterais ou pela componente da força peso em pista lateralmente inclinada.

2.4.3.2 Transferência de carga longitudinal

2.4.3.2.1 CARGA NOS EIXOS COM O VEÍCULO PARADO EM ACLIVE

Quando um veículo está estacionado em uma via inclinada longitudinalmente a força normal ao solo não será a mesma daquela apresentada com o veículo na horizontal, já que essa força será uma componente do peso do veículo. Na Figura 14 se tem um veículo em rampa onde pode ser feita a avaliação da variação da força normal. A linha horizontal da figura é a pista inclinada, e tem um ângulo α com a horizontal.

Figura 14 – Cargas nos eixos de um veículo colocado em uma rampa



Fonte: Adaptado de Nicolazzi, Rosa e Leal (2012).

Por meio do equilíbrio de momentos em torno dos eixos do veículo é possível escrever as equações para encontrar as reações em função do ângulo de inclinação, se tem:

$$R_I = R_{0I} \cos \theta - w \frac{h}{l} \operatorname{sen} \theta \quad (25)$$

$$R_{II} = R_{0II} \cos \theta + w \frac{h}{l} \operatorname{sen} \theta \quad (26)$$

Onde,

R_I – Reação normal do eixo dianteiro para o veículo parado [N];

R_{II} – Reação normal do eixo traseiro para o veículo parado [N];

R_{0I} – Reação normal do eixo dianteiro para o veículo parado no plano [N];

R_{0II} – Reação normal do eixo traseiro para o veículo parado no plano [N];

l – Distância entre eixos [m];

h – É a altura do centro de gravidade em relação a pista [m]

θ – Inclinação da pista em relação a horizontal [°].

2.4.3.2.2 CARGA NOS EIXOS COM O VEÍCULO EM MOVIMENTO.

Quando um veículo está em movimento, a carga presente nos eixos é alterada pelo surgimento de forças externas que agem no centro de gravidade no ponto de contato do pneu-pista e no centro de pressão (NICOLAZZI; ROSA; LEAL, 2012).

Por meio do equilíbrio de forças na direção do movimento é possível levar em conta a contribuição de cada uma na transferência de carga, da equação que segue:

$$F_m = Q_s + Q_r + Q_I + Q_a \quad (27)$$

Onde,

$F_m - F_{mI} + F_{mII}$ – Força motriz [N];

Q_a – Resistência aerodinâmica [N];

$Q_r - Q_{rI} + Q_{rII}$ – Resistência de rolamento [N];

Q_I – Resistência de inércia [N];

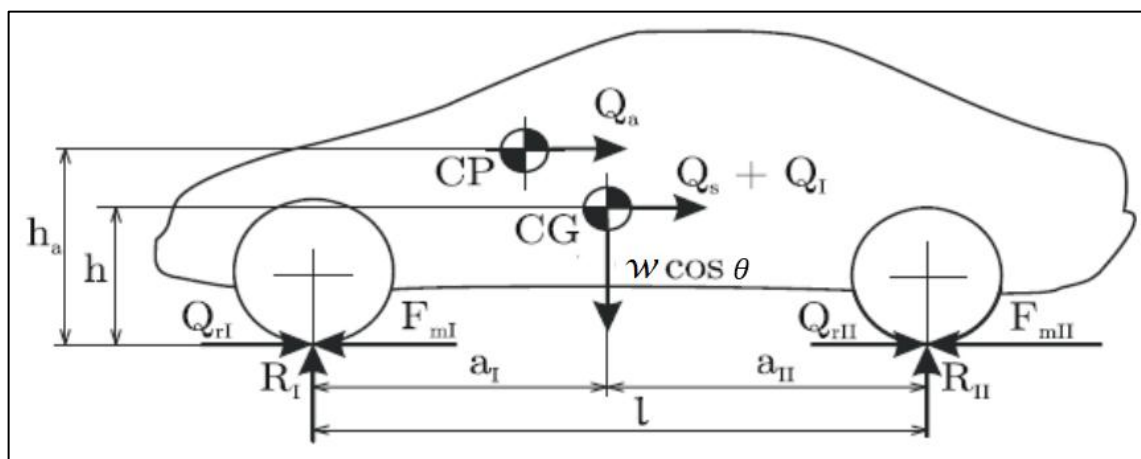
Q_s – Resistência ao aclone [N];

F_{mI}, F_{mII} – Força motriz nos eixos dianteiro e traseiro [N];

Q_{rI}, Q_{rII} – Resistência ao rolamento dos eixos dianteiro e traseiro [N].

O diagrama da Figura15 exibe as forças que atuam na mudança de carga.

Figura 15 – Modelo diagramático de um veículo em movimento



Fonte: Adaptado de Nicolazzi, Rosa e Leal (2012).

Segundo Nicolazzi, Rosa e Leal (2012), para esse cálculo, a parcela relacionada a resistência de inércia deve levar em conta apenas a translação, visto que as massas rotativas não influenciam a distribuição de massa entre os eixos nem a máxima força possível de ser transmitida pelo contato pneu/via. A inércia de rotação e a resistência de rolamento são as únicas exceções a demais, todas as resistências ao movimentam modificam as cargas nos eixos, considerando desprezível a força de sustentação aerodinâmica e o momento equivalente associado a resistência aerodinâmica desprezíveis, temos:

$$R_I = (1 - x) w \cos \theta - (F_m - Q_r) \frac{h}{l} \quad (28)$$

$$R_{II} = x w \cos \theta + (F_m - Q_r) \frac{h}{l} \quad (29)$$

Onde,

$$x = \frac{R_{0II}}{w} \quad (30)$$

2.4.3.2.3 CARGA NOS EIXOS COM O VEÍCULO EM FRENAGEM.

Alterações nas reações dos pneus também ocorrem em frenagem, nesse caso o veículo também está em movimento e os efeitos das resistências ao movimento se

apresentam como no caso anterior. A diferença aqui é marcada pela força de frenagem ao invés da força motriz e pela mudança do sentido da aceleração e por consequência da força inercial, se tem:

$$F_f = F_I - (Q_s + Q_r + Q_a) \quad (31)$$

Onde,

$F_f = F_{fI} + F_{fII}$ – Força de frenagem [N];

Q_a – Resistência aerodinâmica [N];

$Q_r = Q_{rI} + Q_{rII}$ – Resistência de rolamento [N];

F_I – Força de inércia [N];

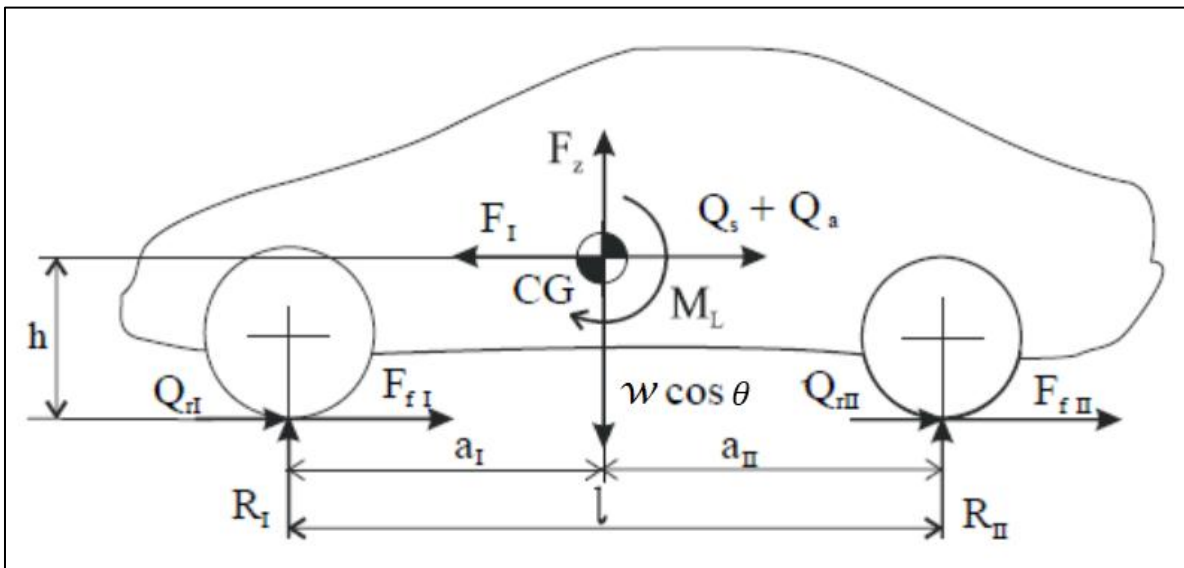
Q_s – Resistência ao aclave [N];

F_{fI} , F_{fII} – Força de frenagem nos eixos dianteiro e traseiro [N];

Q_{rI} , Q_{rII} – Resistência ao rolamento dos eixos dianteiro e traseiro [N].

O diagrama da Figura 16 exhibe as forças que atuam na mudança de carga durante a frenagem.

Figura 16 – Modelo diagramático de um veículo em frenagem



Fonte: Adaptado de Nicolazzi, Rosa e Leal (2012).

As cargas nos eixos já considerando as resistências ao movimento são equacionadas abaixo, desconsiderando a força de sustentação vertical assim como o momento gerado pela resistência aerodinâmica. Disso:

$$R_I = (1 - x) w \cos \theta + (F_f + Q_r) \frac{h}{l} \quad (32)$$

$$R_{II} = x w \cos \theta - (F_f + Q_r) \frac{h}{l} \quad (33)$$

No caso onde a força de frenagem atua apenas nas rodas do eixo traseiro a força de frenagem é dada por:

$$F_{fII} = \mu R_{II} \quad (34)$$

Reescrevendo,

$$F_{fII} = \mu w \left[\frac{x - f \left(\frac{h}{l}\right)}{1 + \mu \left(\frac{h}{l}\right)} \right] \cos \theta \quad (35)$$

2.4.4 Força motriz máxima

De maneira simples, a força motriz que age sobre o veículo é a soma das forças motrizes dos eixos dianteiro e traseiro, no entanto existem várias possibilidades de configuração de transmissão de potência, para um veículo de tração traseira segue:

$$F_{mII}^{m\acute{a}x} = \mu R_{II} \quad (36)$$

Ou

$$F_{mII}^{m\acute{a}x} = (\mu w \cos \theta) \left[\frac{x - f \frac{h}{l}}{1 - \mu \frac{h}{l}} \right] \quad (37)$$

O coeficiente de atrito depende de vários fatores, exemplos são os tipos de via e a condição dessa via, composto do pneu, velocidade do veículo. A Tabela 4 apresenta valores esperados de coeficiente de atrito para pisos distintos sob condições distintas.

Tabela 4 – Coeficientes de atrito para pistas em diversos estados

Tipo de piso	Coeficiente de atrito μ para as condições			
	Seca	Molhada	Contaminada	Congelada
Cimento	0,85	0,75	0,50	0,11
Asfalto	0,85	0,60	0,30	0,10
Paralelepípedos	0,70	0,65	0,35	0,08
Calçamento de pedras irregulares	0,80	0,55	0,30	0,08

Fonte: Nicolazzi, Rosa e Leal (2012).

2.4.5 Aclives máximos

Para determinar a maior inclinação de pista que o veículo é capaz de superar antes das rodas escorregarem a velocidade do veículo é admitida baixa e constante de modo que a força de inércia seja nula. Ainda, em consequência da baixa velocidade o arrasto aerodinâmico será muito pequeno (NICOLAZZI; ROSA; LEAL, 2012). Dessa maneira a força motriz precisa vencer apenas a resistência ao rolamento e a resistência ao aclave.

Para um veículo com tração traseira temos:

$$\tan \theta_{m\acute{a}x} = \mu \left[\frac{x-f\left(\frac{h}{l}\right)}{1-\mu\left(\frac{h}{l}\right)} \right] - f \quad (38)$$

2.4.6 Acelerações máximas

De acordo com Gillespie (1992) a máxima performance em aceleração longitudinal é determinada ou pelo limite de potência do motor ou pelo limite de tração definido pelo contato do pneu com a pista. O limite que vai prevalecer pode depender da velocidade do veículo, para altas velocidades normalmente o limite é definido pela potência do motor, enquanto para baixas velocidades prevalece mais comumente a tração como fator limitante. No entanto, segundo Nicolazzi, Rosa e Leal (2012), a experiência mostra que as máximas acelerações somente ocorrem a baixas velocidades, podendo ser desprezada a resistência aerodinâmica. Dessa maneira a máxima força que o pneu pode transmitir ao solo será igualada a soma das forças de

resistência, de forma a obter a máxima aceleração que o veículo pode ter. Para o caso de um veículo com tração traseira teremos:

$$a_{x\text{máx}} = \frac{g}{\left(1 + \frac{J}{m r_d^2}\right)} \left[\frac{\mu(1-x)-f}{(1+\mu\frac{h}{l})} \cos \theta - \text{sen } \theta \right] \quad (39)$$

2.4.7 Desaceleração

Para um veículo com freio apenas na traseira as desacelerações podem ser encontradas por meio da equação que segue:

$$a = \frac{w}{\left(1 + \frac{J}{m r_d^2}\right)} \left\{ \left[l \left(\frac{\mu x + f}{l + \mu h} \right) \cos \theta + \text{sen } \theta \right] + C_x q \frac{A}{w} \right\} \quad (40)$$

2.4.8 Escorregamento e tombamento em curva

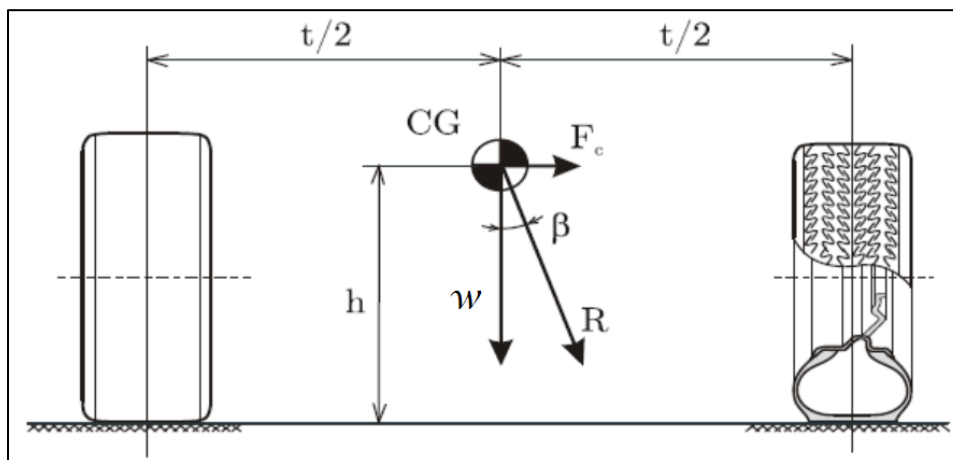
Nicolazzi, Rosa e Leal (2012) definem uma maneira simplificada para calcular a velocidade máxima que um veículo pode fazer uma curva sem que ele tombe ou derrape.

A força centrífuga é equilibrada com a força de atrito, dessa maneira quando $F_c \geq \mu w$ ocorrerá escorregamento. Considerando as forças de sustentação desprezíveis, em uma pista sem inclinação lateral, a equação que fornece a velocidade máxima de curva em [km/h] é:

$$v_t \geq 3,6 \sqrt{\mu \rho g} \quad (41)$$

Para que haja tombamento a força centrífuga precisa ser menor que a de atrito, $F_c \leq \mu w$. Para que isso ocorra a direção da força resultante R , das forças F_c e G representada na Figura 17, precisa interceptar o plano da pista em um ponto não contido no polígono de estabilidade (maior figura gerada pelos pontos de contato de um corpo com o solo), desde que não haja escorregamento antes.

Figura 17 – Força centrífuga e peso agindo no CG



Fonte: Nicolazzi, Rosa e Leal (2012).

A velocidade para que aconteça o tombamento será:

$$v_t \geq 11,3 \sqrt{\frac{\rho t}{2h}} \quad (42)$$

Onde,

t – Bitola do veículo [m];

h - Altura do centro de gravidade [m].

2.5 CHASSI

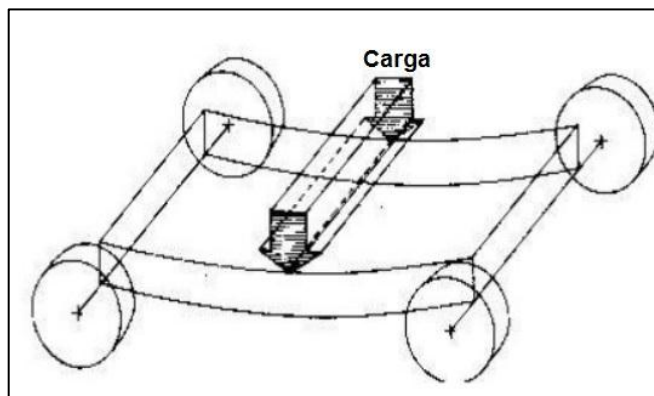
De forma simplória o chassi é a estrutura básica que liga os demais componentes do veículo, sobre ele o veículo é construído de maneira que sua função fica em conter, suportar e conectar outros componentes. No entanto segundo Genta e Morello (2009) com os diferentes tipos de chassi e na forma da concepção automotiva atual o chassi passa a ser avaliado em conjunto com todo o veículo.

De acordo com Riley e George (2002) o primeiro passo para projetar um chassi é entender as diferentes cargas que atuam sobre ele, cita como sendo quatro os principais modos de deformação: torção longitudinal, inclinação vertical, inclinação lateral, e *lozenging* horizontal (relacionado a forma de um paralelogramo).

2.5.1 Inclinação vertical

O peso do motor e dos ocupantes além de outras peças fazem com que a estrutura flexione (Figura 18) gerando, portanto, tensões na estrutura que ainda podem ser aumentadas pelo efeito de acelerações verticais.

Figura 18 – Modo de deformação flexão vertical

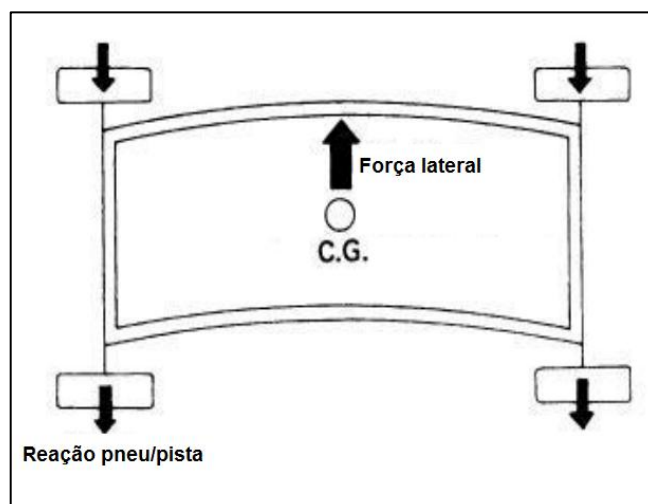


Fonte: Adaptado de Singh (2010).

2.5.2 Inclinação lateral

A deflexão lateral (Figura 19) do chassi ocorre principalmente devido a forças centrífugas causadas durante o percurso de uma curva, mas tem influências de outras forças ainda como por exemplo ventos laterais (SINGH, 2010).

Figura 19 – Modo de deformação flexão lateral

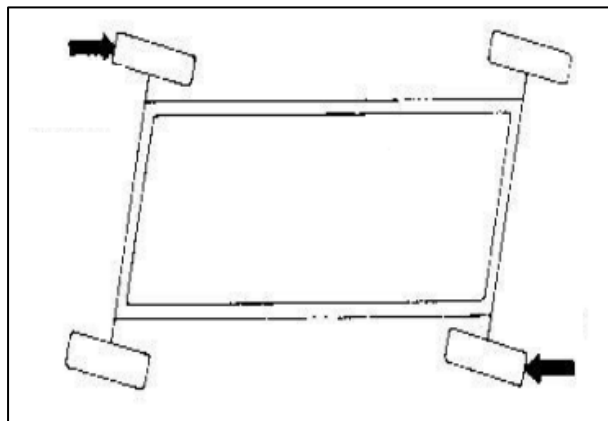


Fonte: Adaptado de Singh (2010).

2.5.3 *lozenging* horizontal

É a deformação causada por forças aplicadas em rodas opostas com sentidos diferentes, pode ser resultada por ondulações da estrada. Essas forças fazem com que o chassi distorça formando um paralelogramo conforme ilustrado na Figura 20.

Figura 20 – Modo de deformação *lozenging* horizontal

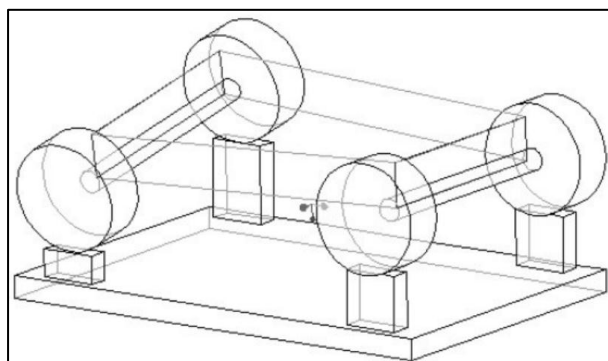


Fonte: Adaptado de Singh (2010).

2.5.4 Torção longitudinal

As cargas de torção são resultados de cargas aplicadas em um ou dois pontos opostos do carro, as cargas de torção e o acompanhamento da deformação do chassi podem afetar a condução e o desempenho do carro, sendo a rigidez considerada como a principal determinante no desempenho para carros de corrida (RILEY; GEORGE, 2002). A Figura 21 ilustra o modelo de deformação em torção longitudinal.

Figura 21 – Modo de deformação torção longitudinal



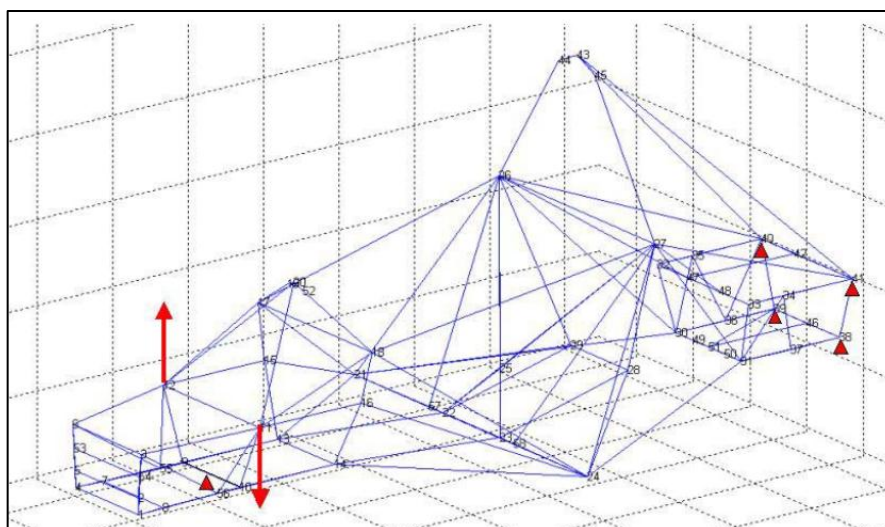
Fonte: Riley e George (2002).

Em veículos de corrida uma alta rigidez é desejável, já que a transferência de carga ocorrerá sem grandes deformações, proporcionando dessa forma um comportamento dinâmico estável e previsível, sendo a rigidez torcional a preponderante. No entanto a flexibilidade ou falta de rigidez de um chassi nem sempre são um ponto negativo, um exemplo são os karts que por não possuírem sistema de suspensão dependem de um chassi mais flexível que desempenhe esse papel (WEISS, 2016).

A experiência mostra que quando um chassi tem rigidez torcional suficiente ele também apresenta rigidez à flexão satisfatória, sendo assim a rigidez torcional o ponto chave do projeto de desenvolvimento de um chassi (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).

Riley e George (2002) descrevem um método para encontrar a rigidez torcional, onde o modelo é fixado por uma extremidade e na outra extremidade é aplicado um binário de modo a gerar um torque; isso é exemplificado na Figura 22.

Figura 22 – Modelo para análise de rigidez torcional



Fonte: Riley e George (2002).

A rigidez torcional é então encontrada pela equação abaixo:

$$K = \frac{T_b}{\phi}$$

Onde,

K – Rigidez torcional [N.m/°];

T_b – Torque aplicado a estrutura [N.m];

ϕ – Deflexão angular média [°];

A partir da Figura 23 podemos rescrever a equação acima na seguinte forma:

$$T_b = 2FL \quad (43)$$

e,

$$\phi = 2 \tan^{-1} \left[\frac{\Delta y_1 + \Delta y_2}{2L} \right] \quad (44)$$

disso temos,

$$K_b = \frac{FL}{\tan^{-1} \left(\frac{\Delta y_1 + \Delta y_2}{2L} \right)} \quad (45)$$

onde,

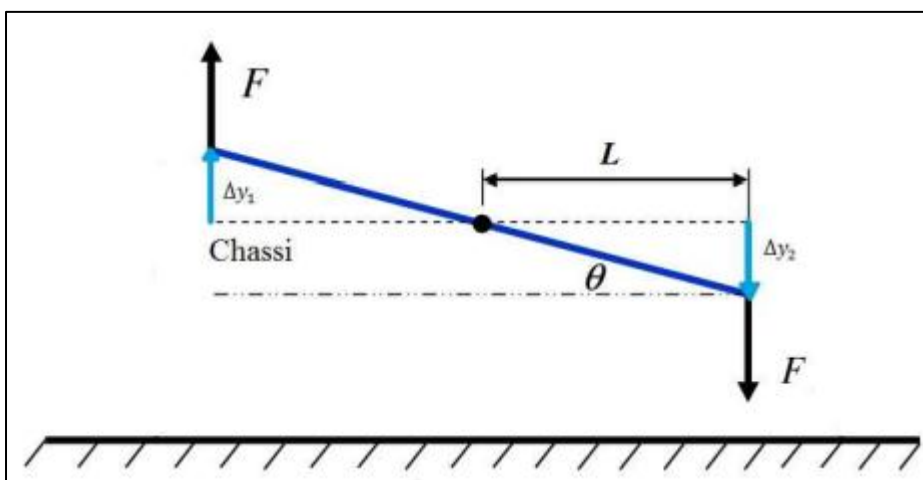
F – Força aplicada no chassi [N];

L – Distância do ponto de aplicação da força até o centro do chassi [m];

Δy_1 – Deslocamento linear direito [m];

Δy_2 – Deslocamento linear esquerdo [m].

Figura 23 – Representação da deflexão angular



Fonte: Weiss (2016).

3 METODOLOGIA

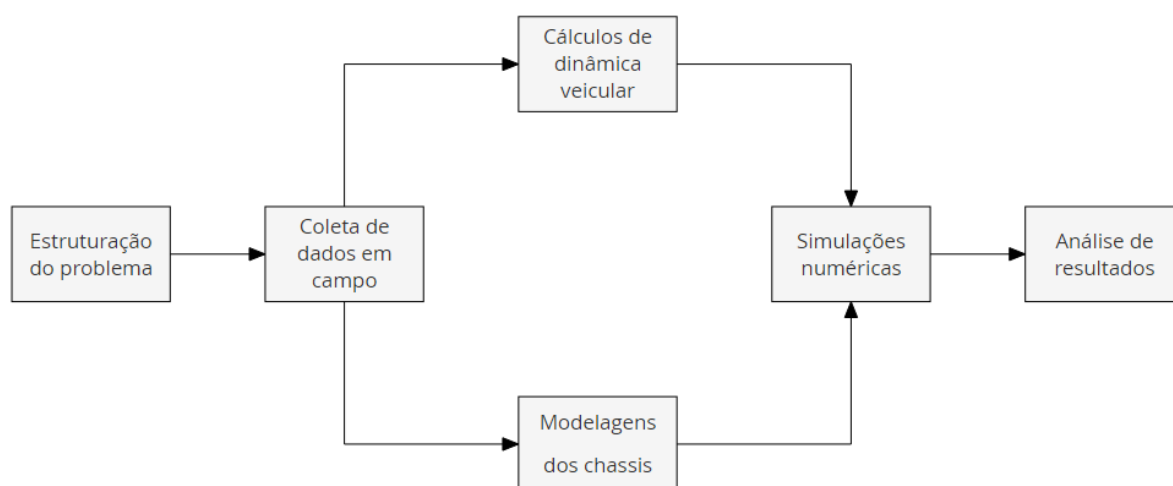
A investigação do comportamento e/ou desempenho de algum produto, quando observado do ponto de vista da engenharia, tem uma série de abordagens possíveis. Pode ser apenas uma coleta seguida de tratamentos de dados, ou até mesmo tomar o caminho do que é chamado de engenharia reversa.

O projeto de um veículo envolve uma vasta área de conhecimento, e é evidentemente que existe uma interação entre elas. A dinâmica veicular é tão dependente dessas interações que seu tratamento se torna complexo, grande parte dos problemas enfrentados não tem uma solução exata. Em vista disso em alguns pontos é vantajoso tratar o problema de forma reversa.

Dessa maneira, nesse capítulo aborda-se uma forma de tratamento que leva alguns conceitos do projeto de desenvolvimento de produtos para servirem de base para a análise e comparação do comportamento dinâmico de dois karts.

Para isso a disposição do capítulo será da seguinte forma: Estruturação do problema, coleta de dados, comportamento dinâmico dos karts, análise dos resultados. A Figura 24 ilustra a ordenação das tarefas durante o desenvolvimento do trabalho.

Figura 24- Fluxograma da metodologia



Fonte: Autor.

3.1 ESTRUTURAÇÃO DO PROBLEMA

Definido que serão avaliados dois karts, é necessário determinar que tipos de karts serão avaliados. Após da revisão de literatura sobre o kartismo percebeu-se que existe uma variação muito grande quando se trata da configuração do kart, as variações começam quando se opta entre um kart comercial que segue algumas variações de linhas e modelos e normalmente são homologados pela CIK/FIA, e um kart artesanal que é feito de acordo com o gosto e/ou condição financeira do usuário. A variação continua com os modelos, anos de fabricação, tipos de motorização, chassi, freio, transmissão, categoria de enquadramento dentre outras. Disso optou-se por trabalhar com dois modelos comerciais de kart de competição, que tivessem o chassi com homologação da CIK/FIA, estando vigente ou não. Essas foram as únicas restrições para a escolha dos modelos a serem estudados.

Após alguma procura se tinha disponíveis para análise um kart da marca Mini e um kart da marca Mega, ambos com chassi do ano de (2011) com homologação da CIK/FIA mostrada na Figura 25

Figura 25 – Homologação CIK/FIA



Fonte: 1

Com base nos estudos de dinâmica veicular se pode concluir que a grande representatividade do peso do piloto no peso total do kart gera grandes influências sobre os resultados das análises dinâmicas. Surge a necessidade de definir um tamanho de piloto para o qual o estudo terá validade. Da revisão bibliográfica da antropometria foi definido que o estudo será desenvolvido para um adulto com biótipo que representa um percentil de 95%.

3.2 COLETA DE DADOS

A análise dinâmica dos componentes depende diretamente das características físicas de cada modelo, sendo que a grande maioria dos cálculos são dependentes tanto das dimensões quanto da posição do centro de massa. Alguns métodos são conhecidos para a localização do centro de massa, um deles é a modelagem fiel dos componentes em um software CAD, assim atribuindo corretamente as massas a cada componente é possível encontrar a localização do CG facilmente, no entanto para o caso em questão a grande variedade de componentes, com complexidades consideráveis se tornaria um trabalho extremamente árduo. Um outro método descrito por Milliken e Milliken (1995) foi adotado para esse fim, e envolve uma série de pesagens e medidas, seguidas de alguns cálculos.

A metodologia disposta por Milliken e Milliken (1995) requer duas pesagens, para cada situação, uma vez que se deseja encontrar o centro de massa com e sem o piloto. A postura do piloto deve se manter constante para todas as pesagens, sendo interessante que essa postura seja uma postura de pilotagem já que os dados serão utilizados para cálculos dinâmicos.

A obtenção de medidas do chassi é uma condição necessária, para a posterior modelagem em CAD.

3.3 COMPORTAMENTO DINÂMICO DOS KARTS

Com o estudo da dinâmica veicular se tem o embasamento de que se precisa para calcular grande parte das respostas dinâmicas do veículo. Daí surgem valores de resistência ao rolamento, aceleração máxima, força de frenagem máxima, força motriz máxima, transferência de cargas entre rodas, máxima velocidade em curvas, possibilitando ao fim encontrar o carregamento em cada roda para situações comuns de condução: veículo estacionado no plano, veículo acelerando no plano, veículo freando no plano, veículo percorrendo curva para a direita no plano, veículo percorrendo curva para a esquerda no plano.

Os valores de carga em cada roda são em uma segunda análise tratados como referência para a simulação computacional do chassi, feita com o uso do software ANSYS. Os resultados das simulações vão gerar dados de deformação, rigidez

torcional e gradientes de tensão que quando tratados informam as características de comportamento do componente.

3.4 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Tendo em mãos os dados resultantes dos cálculos de dinâmica veicular e das simulações do chassi, é possível inferir algumas análises comparativas entre os modelos estudados.

Avaliações do tipo quantitativas são capazes de evidenciar a diferença entre valores de determinadas características, elevando ou diminuindo o comportamento dos modelos em relação ao item julgado.

4 COMPORTAMENTO DINÂMICOS DOS KARTS

A complexidade presente na dinâmica veicular acaba dificultando o equacionamento fiel das transferências de cargas e carregamentos, recaindo até mesmo em problemas hiperestáticos. Algumas considerações foram feitas para que fosse possível tal equacionamento, uma delas foi: chassi totalmente rígido, porém é importante frisar que entre outras, essa assunção, faz com que os carregamentos que serão encontrados nessa seção não sejam fieis aos que existem na prática, porém eles são suficientemente próximos para que os resultados encontrados a partir de análises com esses valores sejam confiáveis.

4.1 CENTRO DE GRAVIDADE

Foi ressaltada durante a revisão bibliográfica a importância do conhecimento do centro de gravidade para os cálculos de dinâmica veicular, nesse ponto agem as resistências ao movimento, assim como o peso do veículo e a força centrífuga. Além de ser muito importante, especialmente para o caso em estudo ele é muito sensível, uma vez que o piloto tem grande representatividade na massa total (veículo mais piloto). Dessa maneira pilotos com massa diferentes, com anatomias diferentes ou até mesmo as posturas de um mesmo piloto dentro do veículo podem variar ligeiramente o comportamento dinâmico do modelo. Em vista disso algumas considerações pertinentes serão feitas para possibilitar as operações.

- I. Piloto permanece estático dentro do veículo;
- II. Corpo de um adulto do sexo masculino;
- III. Peso do piloto aproximado [95%] (Tabela 1);
- IV. Piloto com tamanho aproximado de [95%] (Tabela 1).

De acordo com a Tabela 1 se tem para o percentil de 95% um piloto com 85,9 kg e uma altura de 1,81m. Tomaremos as medidas com uma pessoa de 1,81 m de altura e 86,9 kg Figura 26, ou seja, uma pessoa com altura e massa bem próximo ao do percentil que se deseja englobar na análise.

Figura 26 – Massa do piloto



Fonte: Autor.

A postura do piloto definida para a coleta de dados pode ser vista na Figura 27, kart 1 a direita e kart 2 a esquerda.

Figura 27 – Postura do piloto



Fonte: Autor.

A metodologia empregada por Milliken e Milliken (1995), sugere a pesagem do veículo com quatro balanças individuais, uma em cada roda, mantendo o veículo nivelado. Pela falta de disponibilidade de quatro balanças, a coleta de dados será feita com apenas uma, sendo que as outras três rodas serão calçadas de modo a deixar o

carro nivelado, assim, revezando a balança, é possível a coleta das massas nas quatro rodas (Figura 28 para o kart 1 e Figura 29 para o kart 2), sem que o resultado difira da metodologia adotada.

Figura 28 – Medida das massas no plano (kart 1)



Fonte: Autor.

Figura 29 – Medida das massas no plano (kart 2)



Fonte: Autor.

Além disso, de acordo com a metodologia seguida, deve ser feita a pesagem do eixo dianteiro com a traseira do veículo suspensa, sendo conhecido o ângulo formado entre o horizonte e o plano horizontal do veículo. Com isso é possível encontrar a posição vertical do centro de massa.

A pesagem do eixo dianteiro do kart 1 com veículo em plano inclinado pode ser vista na Figura 30.

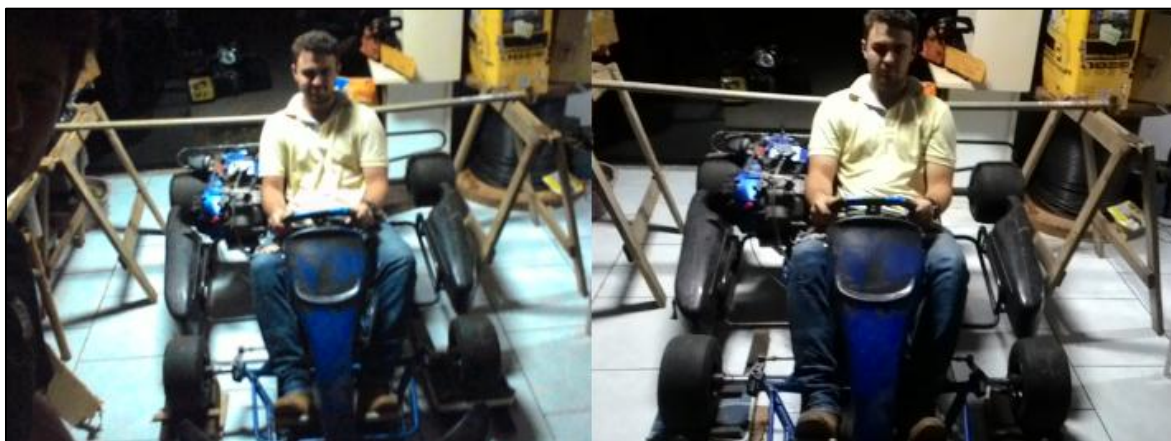
Figura 30 – Medida da massa do eixo dianteiro em plano inclinado (kart 1)



Fonte: Autor.

A pesagem do eixo dianteiro do kart 2 com veículo em plano inclinado pode ser vista na Figura 31.

Figura 31 – Medida da massa do eixo dianteiro em plano inclinado (kart 2)



Fonte: Autor.

Na Tabela 5 são apresentadas as características dos karts, resultantes das coletas e cálculos da distribuição da carga e posicionamento dos centros de massa. Um pequeno erro entre os pesos está associado a leitura analógica das massas.

Tabela 5 – Características dos veículos

Grandeza	Unidade	Definido	Kart 1	Kart 2	
Gravidade	g	m/s^2	-	9,81	9,81
Tração	-	-	-	Traseira	Traseira
Freio	-	-	-	Traseiro	Traseiro
Largura pneus dian.	-	mm	Medido	125,0	118,0
Largura Pneus tras.	-	mm	Medido	178,0	175,0
Bitola eixo dianteiro	t_1	mm	Medido	1077,0	1024,0
Bitola eixo traseiro	t_{11}	mm	Medido	1188,0	1129,0
Distância entre eixos	l	mm	Medido	1045,0	1020,0
Raio estático pneus dian.	R_{eI}	mm	Medido	125,5	123,5
Raio estático pneus tras.	R_{eII}	mm	Medido	131,5	123,5
Raio dinâmico pneus diant.	R_{dI}	mm	Eq. 05	128,0	126,0
Raio dinâmico pneus tras.	R_{dII}	mm	Eq. 05	134,1	126,0
Coef. de atrito	μ	-	Tab. 4	0,85	0,85
Coef. de atrito de rolamento	f	-	Tab. 3	0,010	0,010
Massa do veículo	m	kg	Medido	63,0	80,0
Peso do veículo	w	N	Eq. 10	618,0	784,8
Carga na roda dianteira dir.	w_1	N	m_1^*g	107,9	137,3
Carga na roda dianteira esq.	w_2	N	m_2^*g	107,9	137,3
Carga na roda traseira dir.	w_3	N	m_3^*g	196,2	186,4
Carga na roda traseira esq.	w_4	N	m_4^*g	206,0	323,7
Massa do veículo c/ piloto	m	kg	Medido	152,0	167
Peso do veículo c/ piloto	w	N	Eq. 10	1491,1	1638,3
Carga na roda dianteira dir. c/ piloto	w_1	N	m_1^*g	323,7	333,5
Carga na roda dianteira esq. c/ piloto	w_2	N	m_2^*g	274,7	294,3
Carga na roda traseira dir. c/ piloto	w_3	N	m_3^*g	421,8	451,3
Carga na roda traseira esq. c/ piloto	w_4	N	m_4^*g	470,9	559,2
Dist. em x do eixo traseiro ao CG	b	mm	Eq. 11	364,9	356,9
Dist. em y do centro da roda traseira direita ao CG	y'	mm	Eq. 13	603,4	663,2
Altura do solo ao CG	h	mm	Eq. 22	129,4	124,0
Distribuição da carga	x	-	Eq. 30	0,651	0,650
Dist. em x do eixo traseiro ao CG c/ piloto	b	mm	Eq. 11	400,4	390,9
Dist. em y do centro da roda traseira direita ao CG c/ piloto	y'	mm	Eq. 13	575,4	589,4
Altura do solo ao CG c/ piloto	h	mm	Eq. 22	267,8	349,1
Distribuição da carga c/ piloto	x	-	Eq. 30	0,599	0,617

Fonte: Autor.

4.2 VEÍCULO SOB MÁXIMA ACELERAÇÃO NO PLANO

Foi visto na seção 2.4.6 que a máxima aceleração é definida por dois limites: Potência máxima do motor ou pelo máximo atrito entre pneu e via. Como o objetivo é analisar o chassi sob condições críticas, será considerado que o motor tem a potência necessária para que a máxima aceleração seja definida pelo limite de tração. Definido isso é possível dizer que a máxima aceleração irá acontecer sob a força motriz máxima. Então pela Equação 37, usando os dados da Tabela 5 para cada variável, sendo o ângulo θ igual a zero temos:

Kart 1

$$F_{mII}^{m\acute{a}x} = (\mu w \cos \theta) \left[\frac{x - f \frac{h}{l}}{1 - \mu \frac{h}{l}} \right] = 965,9 N$$

Kart 2

$$F_{mII}^{m\acute{a}x} = (\mu w \cos \theta) \left[\frac{x - f \frac{h}{l}}{1 - \mu \frac{h}{l}} \right] = 1204,6 N$$

Da Equação 1 temos:

Kart 1

$$Q_r = f w \cos \theta = 14,9 N$$

Kart 2

$$Q_r = f w \cos \theta = 16,4 N$$

Agora, considerando desprezíveis as forças aerodinâmicas de sustentação e de arrasto temos pelas Equações (28) e (29):

Kart 1

$$R_I = (1 - x) w \cos \theta - (F_{mII}^{m\acute{a}x} - Q_r) \frac{h}{l} = 354,7 N$$

$$R_{II} = x w \cos \theta + (F_{mII}^{m\acute{a}x} - Q_r) \frac{h}{l} = 1136,4 N$$

Kart 2

$$R_I = (1 - x) w \cos \theta - (F_{mII}^{m\acute{a}x} - Q_r) \frac{h}{l} = 221,1 \text{ N}$$

$$R_{II} = x w \cos \theta + (F_{mII}^{m\acute{a}x} - Q_r) \frac{h}{l} = 1417,2 \text{ N}$$

A cima, nas equações de carregamento dos eixos, o último termo do lado direito representa a transferência de carga, disso a carga transferida do eixo dianteiro para o traseiro é:

Kart 1

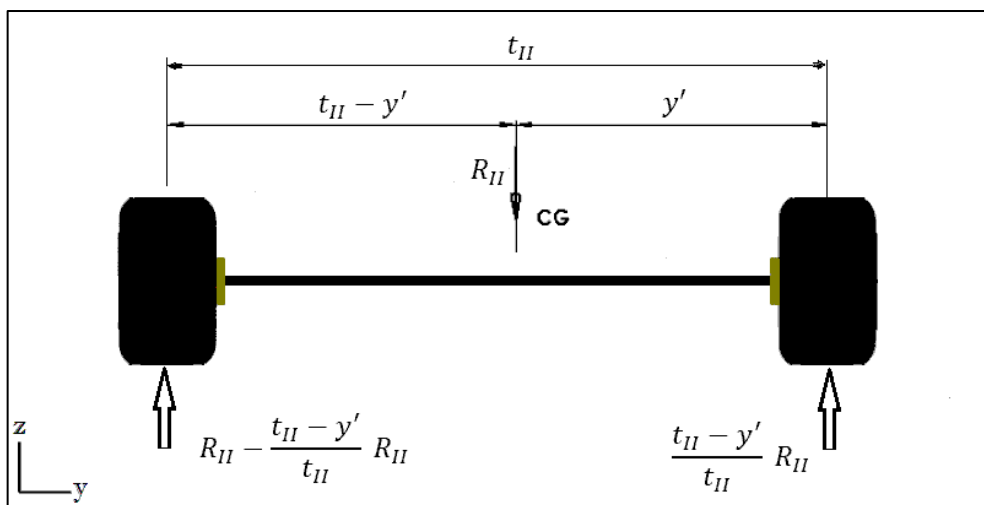
$$\Delta G: (F_{mII}^{m\acute{a}x} - Q_r) \frac{h}{l} = 243,7 \text{ N}$$

Kart 2

$$\Delta G: (F_{mII}^{m\acute{a}x} - Q_r) \frac{h}{l} = 406,7 \text{ N}$$

As reações em cada uma das rodas podem ser encontradas pelo equilíbrio de forças, como ilustrado para o eixo traseiro na figura abaixo.

Figura 32 – Reações nas rodas do eixo traseiro



Fonte: Autor.

Das equações de equilíbrio estático temos:

Kart 1

$$w'_1 = \left(\frac{t_I - (y' - d)}{t_I} \right) R_I = 176,7 \text{ N}$$

$$w'_2 = R_I - \left(\frac{t_I - (y' - d)}{t_I} \right) R_I = 178,0 \text{ N}$$

$$w'_3 = \left(\frac{t_{II} - y'}{t_{II}} \right) R_{II} = 566,4 \text{ N}$$

$$w'_4 = R_{II} - \left(\frac{t_{II} - y'}{t_{II}} \right) R_{II} = 570,0 \text{ N}$$

Kart 2

$$w'_1 = \left(\frac{t_I - (y' - d)}{t_I} \right) R_I = 105,2 \text{ N}$$

$$w'_2 = R_I - \left(\frac{t_I - (y' - d)}{t_I} \right) R_I = 115,9 \text{ N}$$

$$w'_3 = \left(\frac{t_{II} - y'}{t_{II}} \right) R_{II} = 677,3 \text{ N}$$

$$w'_4 = R_{II} - \left(\frac{t_{II} - y'}{t_{II}} \right) R_{II} = 739,9 \text{ N}$$

O aclave máximo que o veículo pode subir sem que haja deslizamento dos pneus sobre a pista considerando velocidade relativamente baixa e velocidade constante é encontrado pela Equação 38:

Kart 1

$$\theta_{m\acute{a}x} = \text{atan} \left[\mu \left(\frac{x - f \left(\frac{h}{l} \right)}{1 - \mu \left(\frac{h}{l} \right)} \right) - f \right] = 32,5^\circ \text{ ou } 63,8\%$$

Kart 2

$$\theta_{m\acute{a}x} = \text{atan} \left[\mu \left(\frac{x - f \left(\frac{h}{l} \right)}{1 - \mu \left(\frac{h}{l} \right)} \right) - f \right] = 35,9^\circ \text{ ou } 72,5\%$$

A maxima aceleração que pode ser desenvolvida pelo veículo  encontrada pela Equação 39, que desconsidera a resistência aerodinâmica. Tomando como nulo o valor das inércias de rotação, temos:

Kart 1

$$a_{xm\acute{a}x} = \frac{g}{\left(1 + \frac{J}{m r_d^2}\right)} \left[\frac{\mu(1-x) - f}{\left(1 + \mu \frac{h}{l}\right)} \cos \theta - \text{sen } \theta \right] = 6,3 \frac{m}{s^2}$$

Kart 2

$$a_{xm\acute{a}x} = \frac{g}{\left(1 + \frac{J}{m r_d^2}\right)} \left[\frac{\mu(1-x) - f}{\left(1 + \mu \frac{h}{l}\right)} \cos \theta - \text{sen } \theta \right] = 7,1 \frac{m}{s^2}$$

4.3 VEÍCULO SOB FRENAGEM

Durante uma frenagem o veículo também passa por uma aceleração, nesse caso uma aceleração negativa. As forças inerciais agindo no CG assim como outras de menor representatividade, atuam de maneira a produzir transferência de carga do eixo traseiro para o eixo dianteiro. Apesar da consideração anterior que o motor tem toda a potência necessária para acelerar o veículo, feita para que sejam considerados valores máximos a que os componentes estruturais possam estar submetidos, segundo Nicolazzi, Rosa e Leal (2012) a capacidade de desaceleração propiciada

pelo freio é bem maior que a capacidade de aceleração propiciada pelo motor chegando a ser quatro vezes maior em veículo esportivos e na razão de ordem um para um em carros de Fórmula 1. Considerando que a frenagem aconteça a baixa velocidade, podendo ser assim ignoradas as forças aerodinâmicas e tomando como desprezível as inércias rotativas temos das Equações 35, 32, 33 e 40:

Kart 1

$$F_{fII} = \mu w \left[\frac{x - f\left(\frac{h}{l}\right)}{1 + \mu\left(\frac{h}{l}\right)} \right] \cos \theta = 660.4 \text{ N}$$

Kart 2

$$F_{fII} = \mu w \left[\frac{x - f\left(\frac{h}{l}\right)}{1 + \mu\left(\frac{h}{l}\right)} \right] \cos \theta = 661.7 \text{ N}$$

Sendo as reações nos eixos:

Kart 1

$$R_I = (1 - x) w \cos \theta + (F_f + Q_r) \frac{h}{l} = 761,2 \text{ N}$$

$$R_{II} = x w \cos \theta - (F_f + Q_r) \frac{h}{l} = 729,9 \text{ N}$$

Kart 2

$$R_I = (1 - x) w \cos \theta + (F_f + Q_r) \frac{h}{l} = 859,9 \text{ N}$$

$$R_{II} = x w \cos \theta - (F_f + Q_r) \frac{h}{l} = 778,4 \text{ N}$$

A carga transferida do eixo traseiro para o dianteiro será:

Kart 1

$$\Delta G: (F_{fII} + Q_r) \frac{h}{l} = 162,6 \text{ N}$$

Kart 2

$$\Delta G: (F_{fII} + Q_r) \frac{h}{l} = 232,1 \text{ N}$$

As cargas nas rodas em frenagem serão:

Kart 1

$$w'_1 = \left(\frac{t_I - (y' - d)}{t_I} \right) R_I = 379,3 \text{ N}$$

$$w'_2 = R_I - \left(\frac{t_I - (y' - d)}{t_I} \right) R_I = 381,9 \text{ N}$$

$$w'_3 = \left(\frac{t_{II} - y'}{t_{II}} \right) R_{II} = 363,8 \text{ N}$$

$$w'_4 = R_{II} - \left(\frac{t_{II} - y'}{t_{II}} \right) R_{II} = 366,0 \text{ N}$$

Kart 2

$$w'_1 = \left(\frac{t_I - (y' - d)}{t_I} \right) R_I = 409,0 \text{ N}$$

$$w'_2 = R_I - \left(\frac{t_I - (y' - d)}{t_I} \right) R_I = 450,9 \text{ N}$$

$$w'_3 = \left(\frac{t_{II} - y'}{t_{II}} \right) R_{II} = 372,0 \text{ N}$$

$$w'_4 = R_{II} - \left(\frac{t_{II} - y'}{t_{II}} \right) R_{II} = 406,4 \text{ N}$$

E a desaceleração é dada por:

Kart 1

$$a = \frac{w}{\left(1 + \frac{J}{m r_d^2}\right)} \left\{ \left[l \left(\frac{\mu x + f}{l + \mu h} \right) \cos \theta + \sin \theta \right] + C_x q \frac{A}{w} \right\} = 4,2 \frac{m}{s^2}$$

Kart 2

$$a = \frac{w}{\left(1 + \frac{J}{m r_d^2}\right)} \left\{ \left[l \left(\frac{\mu x + f}{l + \mu h} \right) \cos \theta + \sin \theta \right] + C_x q \frac{A}{w} \right\} = 4,0 \frac{m}{s^2}$$

4.4 VEÍCULO PERCORRENDO CURVA NO PLANO.

A pretensão é encontrar o carregamento nas rodas durante a realização de uma curva com a máxima velocidade possível, limitada ou pelo escorregamento ou por tombamento. Essa é uma condição de interesse já que proporciona um carregamento crítico. Para uma pista sem inclinação lateral, desconsiderando a força de sustentação aerodinâmica e andando a uma velocidade constante a máxima velocidade sem que haja escorregamento é dada pela Equação 41, será admitido um raio de curva de 8 m para os cálculos, para ambos os veículos temos:

$$v_t \geq 3,6 \sqrt{\mu \rho g} = 29,4 \frac{km}{h}$$

A velocidade máxima tombamento pode ser encontrada pela Equação 42

Kart1

$$v_t \geq 11,3 \sqrt{\frac{\rho t}{2h}} = 45,3 \frac{km}{h}$$

Kart 2

$$v_t \geq 11,3 \sqrt{\frac{\rho t}{2h}} = 38,7 \frac{km}{h}$$

Dessa maneira irá ocorrer derrapagem antes que o veículo tombe, porém mesmo assim será usada a velocidade de tombamento como referência para os

cálculos do carregamento em curva, já que esse caso fornece o carregamento mais crítico, apesar de não ser ideal fazer a curva acima da velocidade a qual ocorre derrapagem isso ainda é possível, então com o uso das Equações 23 e 24 obtemos a transferência de carga das rodas internas para as externas em cada eixo:

Kart 1

$$\Delta G_I = \frac{M_I}{t_I} = F_{cI} \frac{h}{t_I} = 300,2 \text{ N}$$

$$\Delta G_{II} = \frac{M_{II}}{t_{II}} = F_{cII} \frac{h}{t_{II}} = 405,9 \text{ N}$$

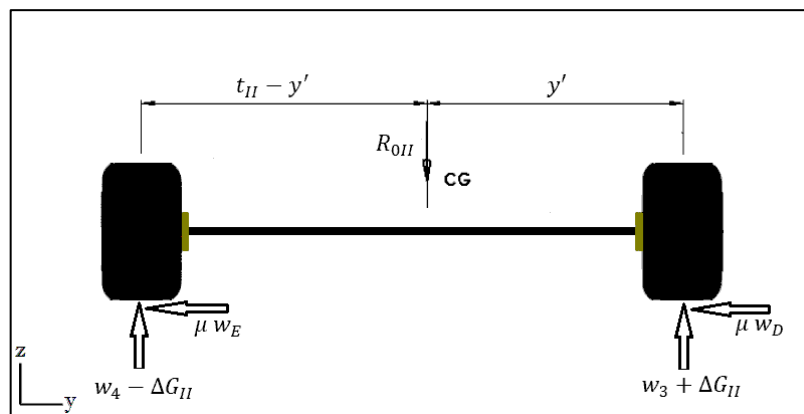
Kart 2

$$\Delta G_I = \frac{M_I}{t_I} = F_{cI} \frac{h}{t_I} = 431,8 \text{ N}$$

$$\Delta G_{II} = \frac{M_{II}}{t_{II}} = F_{cII} \frac{h}{t_{II}} = 630,4 \text{ N}$$

A Figura 32 ilustra a condição de carregamento do eixo traseiro durante o trajeto em uma curva para a esquerda.

Figura 33 – Forças nas rodas traseiras durante uma curva à esquerda



Fonte: Autor.

As reações individuais em cada roda serão:

- I. Situação de curva para a esquerda.

Força normal (eixo Z)

Kart 1

$$w'_1 = w_1 + \Delta G_I = 623,9 \text{ N}$$

$$w'_2 = w_2 - \Delta G_I = -25,5 \text{ N}$$

$$w'_3 = w_3 + \Delta G_{II} = 827,8 \text{ N}$$

$$w'_4 = w_4 - \Delta G_{II} = 65,0 \text{ N}$$

Kart 2

$$w'_1 = w_1 + \Delta G_I = 765,3 \text{ N}$$

$$w'_2 = w_2 - \Delta G_I = -137,5 \text{ N}$$

$$w'_3 = w_3 + \Delta G_{II} = 1081,7 \text{ N}$$

$$w'_4 = w_4 - \Delta G_{II} = -71,2 \text{ N}$$

Força axial (eixo Y)

Kart 1

$$S_{DI} = w'_1 \mu = 530,3 \text{ N}$$

$$S_{EI} = w'_2 \mu = 0 \text{ N}$$

$$S_{DII} = w'_3 \mu = 703,6 \text{ N}$$

$$S_{EII} = w'_4 \mu = 55,2 \text{ N}$$

Kart 2

$$S_{DI} = w'_1 \mu = 650,5 \text{ N}$$

$$S_{EI} = w'_2 \mu = 0 \text{ N}$$

$$S_{DII} = w'_3 \mu = 919,4 \text{ N}$$

$$S_{EII} = w'_4 \mu = 0 \text{ N}$$

II. Situação de curva para a direita

Força normal (eixo Z)

Kart 1

$$w'_1 = w_1 - \Delta G_I = 23,5 \text{ N}$$

$$w'_2 = w_2 + \Delta G_I = 574,9 \text{ N}$$

$$w'_3 = w_3 - \Delta G_{II} = 15,9 \text{ N}$$

$$w'_4 = w_4 + \Delta G_{II} = 876,9 \text{ N}$$

Kart 2

$$w'_1 = w_1 - \Delta G_I = -98,3 \text{ N}$$

$$w'_2 = w_2 + \Delta G_I = 726,1 \text{ N}$$

$$w'_3 = w_3 - \Delta G_{II} = -179,1 \text{ N}$$

$$w'_4 = w_4 + \Delta G_{II} = 1189,6 \text{ N}$$

Força axial (eixo Y)

Kart 1

$$S_{DI} = w'_1 \mu = 20 \text{ N}$$

$$S_{EI} = w'_2 \mu = 488,6 \text{ N}$$

$$S_{DII} = w'_3 \mu = 13,5 \text{ N}$$

$$S_{EII} = w'_4 \mu = 745,3 \text{ N}$$

Kart 2

$$S_{DI} = w'_1 \mu = 0 \text{ N}$$

$$S_{EI} = w'_2 \mu = 617,2 \text{ N}$$

$$S_{DII} = w'_3 \mu = 0 \text{ N}$$

$$S_{EII} = w'_4 \mu = 1011,1 \text{ N}$$

Na Tabela 6 é apresentada uma síntese do comportamento dos karts sob as várias condições de operação.

Tabela 6 – Síntese do comportamento do veículo

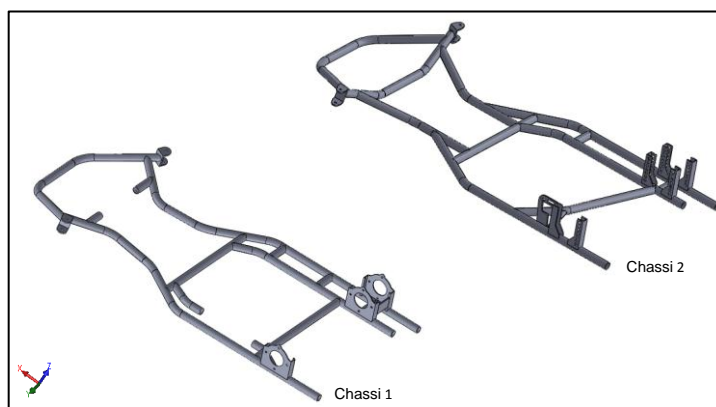
Condição de deslocamento do veículo	Variável	Unid.	Kart 1	Kart 2
Estacionado no plano	w_1	<i>N</i>	323,7	333,5
	w_2	<i>N</i>	274,7	294,3
	w_3	<i>N</i>	421,8	451,3
	w_4	<i>N</i>	470,9	559,2
	R_{0I}	<i>N</i>	598,4	627,3
	R_{0II}	<i>N</i>	892,7	1010,5
	$F_{mII}^{máx}$	<i>N</i>	965,9	1138,8
	Q_r	<i>N</i>	14,9	16,4
	R_I	<i>N</i>	354,7	298,9
	R_{II}	<i>N</i>	1136,4	1339,4
Acelerando no plano	ΔG	<i>N</i>	243,7	328,8
	w'_1	<i>N</i>	176,7	142,2
	w'_2	<i>N</i>	178,0	156,7
	w'_3	<i>N</i>	566,4	640,1
	w'_4	<i>N</i>	570,0	699,3
	$\theta_{máx}$	%	63,8	68,5
	$a_{xmáx}$	m/s^2	6,3	6,7
	F_{fII}	<i>N</i>	660,4	684,4
	R_I	<i>N</i>	761,2	833,2
	R_{II}	<i>N</i>	729,9	805,1
Freando no plano	ΔG	<i>N</i>	162,6	205,4
	w'_1	<i>N</i>	379,3	396,3
	w'_2	<i>N</i>	381,9	436,9
	w'_3	<i>N</i>	363,8	384,8
	w'_4	<i>N</i>	366,0	420,3
	a	m/s^2	4,2	4,0
	ΔG_I	<i>N</i>	300,2	369,8
	ΔG_{II}	<i>N</i>	405,9	539,8
	w'_1	<i>N</i>	623,9	703,3
	w'_2	<i>N</i>	-25,5	-75,5
Percorrendo curva para a esquerda no plano	w'_3	<i>N</i>	827,8	991,1
	w'_4	<i>N</i>	65,0	-19,37
	S_{DI}	<i>N</i>	530,3	597,8
	S_{EI}	<i>N</i>	0	0
	S_{DII}	<i>N</i>	703,6	842,5
	S_{EII}	<i>N</i>	55,2	16,5
	ΔG_I	<i>N</i>	300,2	369,8
	ΔG_{II}	<i>N</i>	405,9	539,8
	w'_1	<i>N</i>	23,5	-36,3
	w'_2	<i>N</i>	574,9	664,1
Percorrendo curva para a direita no plano	w'_3	<i>N</i>	15,9	-88,5
	w'_4	<i>N</i>	876,9	1099,0
	S_{DI}	<i>N</i>	20,0	0
	S_{EI}	<i>N</i>	488,6	564,5
	S_{DII}	<i>N</i>	13,5	0
	S_{EII}	<i>N</i>	745,3	934,2

Fonte: Autor.

5 SIMULAÇÃO DOS CHASSIS VIA MEF.

Na Figura 34 estão apresentadas as modelagens dos dois chassis que compõem os karts sob análise. O diâmetro externo adotado para os perfis tubulares na modelagem está de acordo com a medida em campo, os tubos principais com diâmetro de 1.1/8", e 3/4" para a mão francesa que trava o tubo transversal na traseira. No entanto pela dificuldade de acesso a um ponto que permitisse medir a espessura foi adotado uma espessura comercial, 1,5 mm, como a intensão das simulações é fazer uma avaliação comparativa da geometria dos modelos, e a espessura para os dois modelos foi unificada, ela deixa de ter relevância.

Figura 34 – Chassis modelados no SolidWorks



Fonte: Autor.

Os modelos foram concebidos no SolidWorks e exportado para o ANSYS onde foram transformados em cascas por meio do recurso (Mid Surface); como a espessura dos tubos é pequena gradientes de tensão ao longo da parede podem ser desconsiderados não havendo problemas o tratamento em 2-D; Tendo em vista o fato de estruturas tubulares comumente ficarem com alguma imperfeição de modelagem que acabam apresentando problemas dentro do ambiente de simulação, trabalhando com o elemento em forma de casca se torna mais simples e rápido fazer as correções de geometria, outra vantagem é que os cálculos computacionais ficam mais rápidos. Depois de estendidas algumas superfícies de modo a garantir o contato de todos os corpos eles foram agrupados formando um único corpo, com isso a geometria está pronta para ser analisada.

Caso a intensão das simulações fosse apenas análises de tensões resultante do carregamento da geometria, o material adotado para o modelo dentro do simulador

não teria relevância uma vez que a tensão é dependente da área da seção carregada e da força aplicada, porém como serão utilizados dados de deformação é necessário atribuir um material conhecido ao modelo, e as deformações calculadas estarão atreladas a esse material. Dessa maneira, foi criado um novo material dentro da base de dados do software, o material é o aço AISI 1020 laminado a frio, algumas de suas propriedades mecânicas estão descritas na Tabela 7, e foram retiradas da base de dados do MATWEB (2017).

Tabela 7 – Propriedades do aço AISI 1020 laminado a frio

Aço AISI 1020 laminado a frio	
Massa específica	7,87 g/cm^3
Tensão de Ruptura	420 MPa
Tensão de Escoamento	350 MPa
Módulo de Elasticidade	186 GPa
Módulo de Poisson	0,29

Fonte: Autor.

Todas as análises dos chassis onde for necessário o uso das propriedades do material, serão feitas com as propriedades do aço AISI 1020 descritas na Tabela 7

5.1 CONDIÇÕES DE CONTORNO

Uma das pretensões desse trabalho é comparar a resposta dos chassis sob algumas condições de excitação. As maiores influências do chassi no desempenho de um kart, é sob condições dinâmicas agressivas, onde ele deixa de ser apenas um elemento estrutural de ligação, participando efetivamente e até dosando a transferência de carga entre rodas. Isso faz com que o comportamento geral do veículo seja fortemente dependente da dinâmica estrutural do chassi.

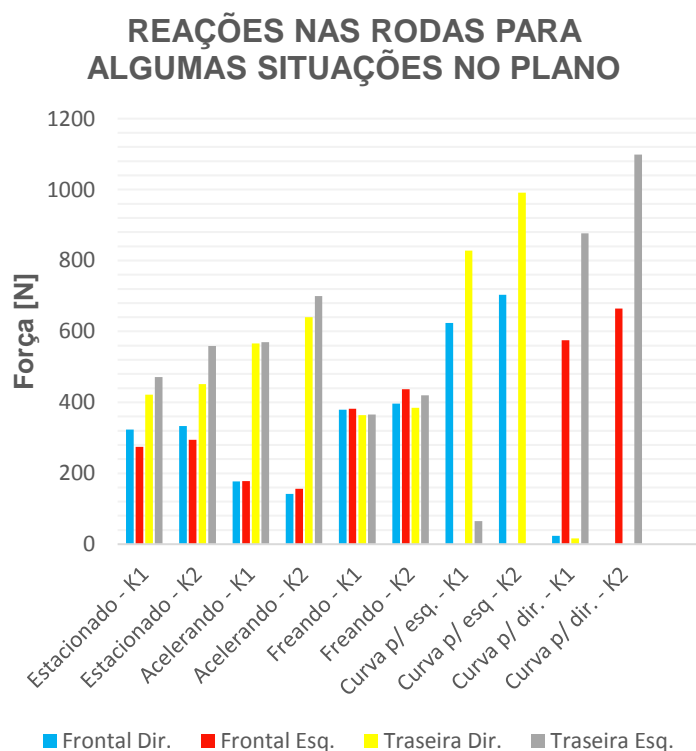
Em virtude disso serão feitas análises para encontrar rigidez torcional, além das análises de verificação de tensões, nessa última, para as condições de contorno, será levado em conta as cargas com o veículo parado no plano, além de cargas encontradas para algumas condições que geram grande nível de sollicitação nos componentes do kart:

- I. Veículo sob aceleração máxima no plano;
- II. Veículo sob frenagem no plano;
- III. Veículo percorrendo curva no plano.

É importante ressaltar que a pretensão não é simular o comportamento nem a distribuição de tensão que ocorrerá na prática em cada um dos modelos, para isso seria necessário aplicar simulações dinâmicas, em modelos completos dos karts com fidelidade suficientemente confiável, o que foge do escopo desse trabalho. Para a simulação estrutural pretendida, com finalidade de comparação dos conceitos o conhecimento dos carregamentos máximos de cada modelo oferece as referências necessárias para a definição de condições de contorno realísticas.

O interesse em confrontar os resultados obtidos para cada modelo faz com que seja necessário a unificação das condições de contorno, dessa maneira, a referência usada para as cargas a serem aplicadas, será com base no carregamento máximo tanto entre os modelos quanto entre as condições de excitação, com exceção das cargas para a análise de rigidez torcional que é uma característica do material e da geometria, sendo seu resultado independente da magnitude das cargas aplicadas na análise. No gráfico da Figura 35 estão ilustrados os carregamentos em cada roda de acordo com a condição de excitação, para ambos os modelos.

Figura 35 – Carregamentos nas rodas para cada kart



Fonte: Autor.

Será usada para as análises de tensões das estruturas a situação que gera a maior reação em cada roda de acordo com o gráfico acima. Como temos as reações nas rodas e o modelo a ser simulado não às contempla, precisamos levar essas cargas até os suportes dos mancais para o eixo traseiro, e para o suporte de cada eixo na dianteira, local onde serão aplicadas. As cargas já conduzidas ao suporte estão descritas na Tabela B. 1. Sendo que serão utilizadas para as simulações, de acordo com o critério descrito acima, as cargas de duas condições: veículo percorrendo curva para a esquerda e veículo percorrendo curva para a direita, desses casos, serão feitas três simulações, consideradas suficientes para a análise, sendo duas com as cargas aplicadas na traseira: uma no suporte do mancal direito (Caso II) e uma para o suporte do mancal esquerdo (Caso III); Mais uma aplicada na dianteira, no suporte do eixo direito (Caso IV). Ainda terá uma condição arbitrária (Caso I) para a análise de rigidez torcional. Serão então quatro casos:

- I. Binário em torno do eixo X aplicado nos suportes dos eixos dianteiros;
- II. Cargas aplicadas no suporte do mancal traseiro direito;
- III. Cargas aplicadas no suporte do mancal traseiro esquerdo;
- IV. Carga no eixo Y aplicada no suporte do eixo dianteiro direito.

5.2 SELEÇÃO DE MALHA

A malha utilizada nas simulações tem elemento triangular de tamanho 4 mm e foi escolhida com base em um estudo de densidade de malha apresentado no Anexo A. 1.

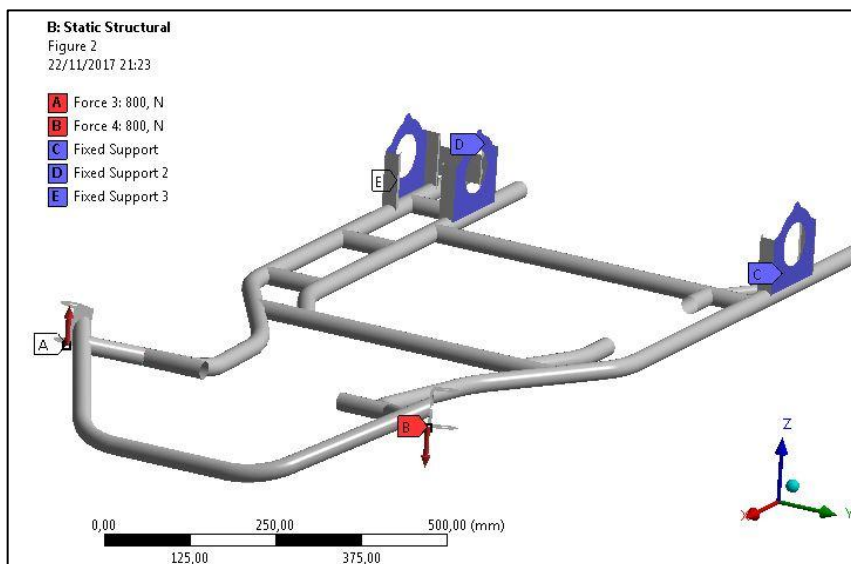
5.3 AVALIAÇÃO DE TENSÕES E DEFORMAÇÕES

CASO I

Para o estudo de rigidez torcional do chassi, adotou-se a metodologia sugerida por Riley e George (2002); os suportes dos mancais do eixo traseiro foram tomados como geometria fixa, ou seja, não existe nenhum grau de liberdade. Então foi aplicado um binário em torno do eixo X, cada força do binário foi colocada em um ponto conhecido do suporte do eixo dianteiro, a intensidade da força foi de 800 N, valor escolhido aleatoriamente já que não tem interferência no resultado da rigidez.

A Figura 36 mostra as condições de contorno para o primeiro modelo.

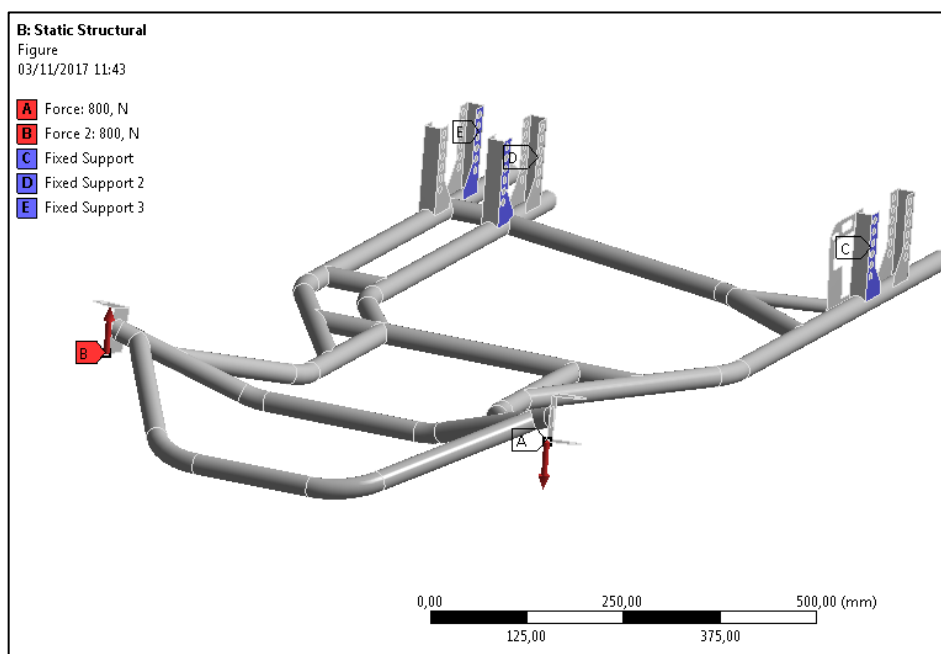
Figura 36 – Input da simulação de rigidez torcional chassi 1



Fonte: Autor.

A Figura 37 mostra as condições de contorno para o segundo modelo.

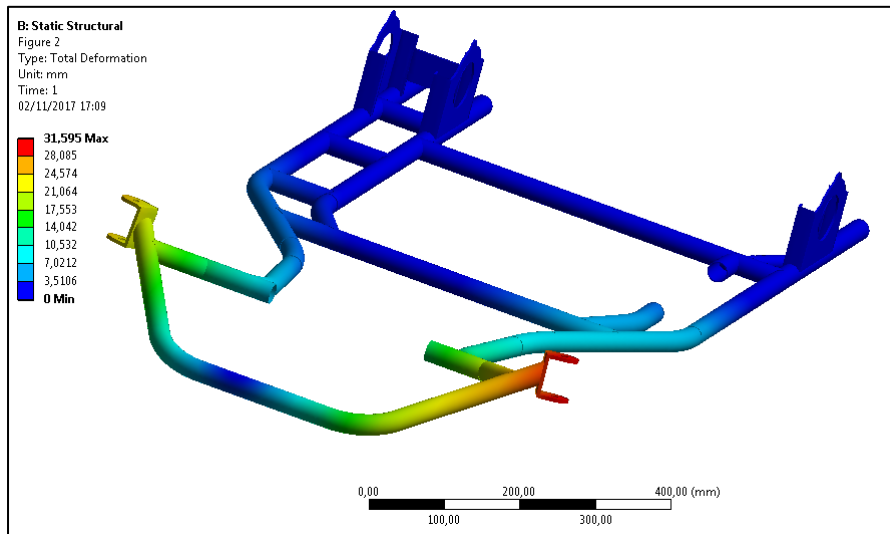
Figura 37 – Input da simulação de rigidez torcional chassi 1



Fonte: Autor.

As deformações totais encontradas para o chassi 1, resultante da condição de contorno da Figura 36 pode ser vista na Figura 38.

Figura 38 – Gradiente de deformação total do chassi 1 - Caso I

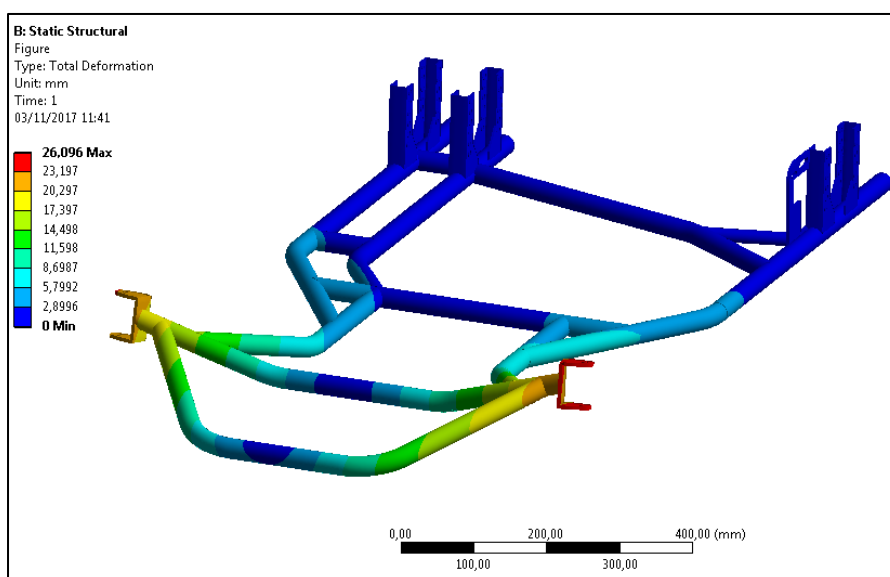


Fonte: Autor.

Pode ser verificado na Figura 37 que o deslocamento máximo para o chassi 1 ocorreu próximo aos pontos onde foram aplicados os binários, com uma deformação máxima de 31,595 mm, a condição de deslocamento zero se confirma para os pontos de travamento.

As deformações totais encontradas para o chassi 2, resultante da condição de contorno, da Figura 37 pode ser vista na Figura 39.

Figura 39 – Gradiente de deformação total do chassi 2 - Caso I



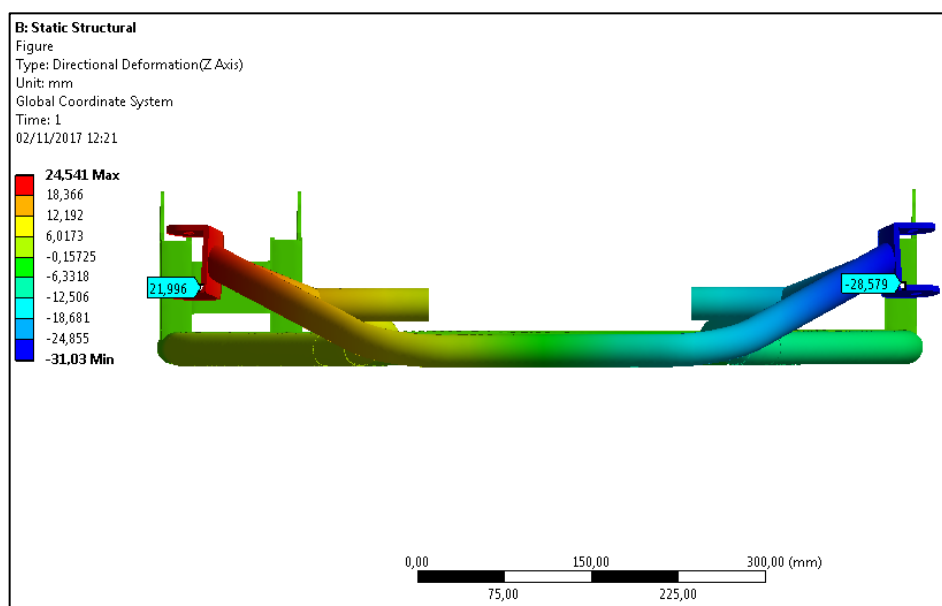
Fonte: Autor.

Pode ser verificado na Figura 39 que o deslocamento máximo para o chassi 2 ocorreu próximo aos pontos onde foram aplicados os binários, com uma deformação máxima de 26,096 mm, a condição de deslocamento zero se confirma para os pontos de travamento.

Serão utilizadas para os cálculos da rigidez torcional, apenas os deslocamentos no eixo Z dos pontos onde foram aplicadas as forças do binário, esses pontos foram monitorados em ambas as simulações, dessa maneira se tem o conhecimento do valor local exato.

O valor do deslocamento de cada ponto para o chassi 1 pode ser visto na Figura 40.

Figura 40 – Deslocamento pontual em Z chassi 1 – Caso I

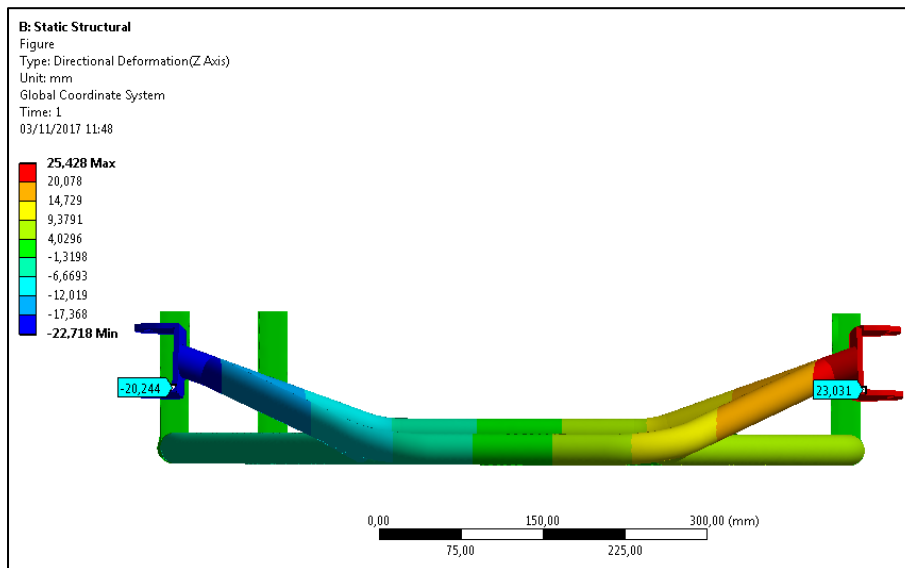


Fonte: Autor.

O deslocamento nos pontos sobre os suportes dos eixos dianteiros do chassi 1 pode ser visto na Figura 40, com valor de 28,579 mm para o lado direito e 21,996 mm para o lado esquerdo

O valor do deslocamento de cada ponto para o chassi 2 pode ser visto na Figura 41.

Figura 41 – Deslocamento pontual em Z chassi 2 – Caso I



Fonte: Autor.

Para o chassi 2 vemos na Figura 41, que o deslocamento pontual em Z teve o valor de 23,031 mm para o lado direito e 20,244 mm para o lado esquerdo.

A rigidez torcional de cada chassi pode ser encontrada usando a Equação 45.

Chassi 1

Da Figura 40 temos:

$$\Delta_{z1} = 28,579 \text{ mm}$$

$$\Delta_{z2} = 21,996 \text{ mm}$$

da Figura 36

$$F = 800 \text{ N}$$

do Figura C. 1

$$L = 302,57 \text{ mm}$$

por fim a rigidez torcional será

$$K_b = \frac{FL}{\tan^{-1}\left(\frac{(\Delta_{z1} + \Delta_{z2})}{2L}\right)} = 50,67 \text{ Nm/}^\circ$$

Chassi 2

Da Figura 41 temos:

$$\Delta_{z1} = 23,031 \text{ mm}$$

$$\Delta_{z2} = 20,244 \text{ mm}$$

da Figura 37

$$F = 800 \text{ N}$$

do Anexo C. 2

$$L = 316,73 \text{ mm}$$

por fim a rigidez torcional será

$$K_b = \frac{FL}{\tan^{-1}\left(\frac{(\Delta_{z1} + \Delta_{z2})}{2L}\right)} = 64,84 \text{ Nm/}^\circ$$

Como as condições de contorno foram adotadas exclusivamente para o cálculo da rigidez torcional de cada chassi, não há interesse em avaliar as tensões para o Caso I. Cabe aqui a análise das deformações e do valor da rigidez torcional, as avaliações de deslocamento mostram que a deformação do lado esquerdo do chassi 1 é 19,4% maior que a do chassi 2 e que para o lado esquerdo esse valor diminui para apenas 7,96%. A análise da rigidez torcional mostra que o chassi 2 é cerca de 21,5% mais rígido que o chassi 1, e que essa rigidez é única e exclusivamente função da geometria, já que os dois chassis receberam o mesmo material. No entanto, apesar de não ter sido comentado, um detalhe que chama atenção no chassi 1 são dois pontos com tubos descontínuos, um na lateral direita próximo ao mancal do eixo traseiro, e o outro no eixo que liga transversalmente os suportes dos eixos dianteiros. Pois bem, esse é um recurso adicional para o controle de rigidez, que é feito pela adição de tubos que preenchem as lacunas entre as extremidades e é unido aos tubos

adjacentes com o uso de braçadeiras, que permitem ainda controlar o aperto desses tubos e assim aumentar ou diminuir a rigidez do chassi.

CASO 2

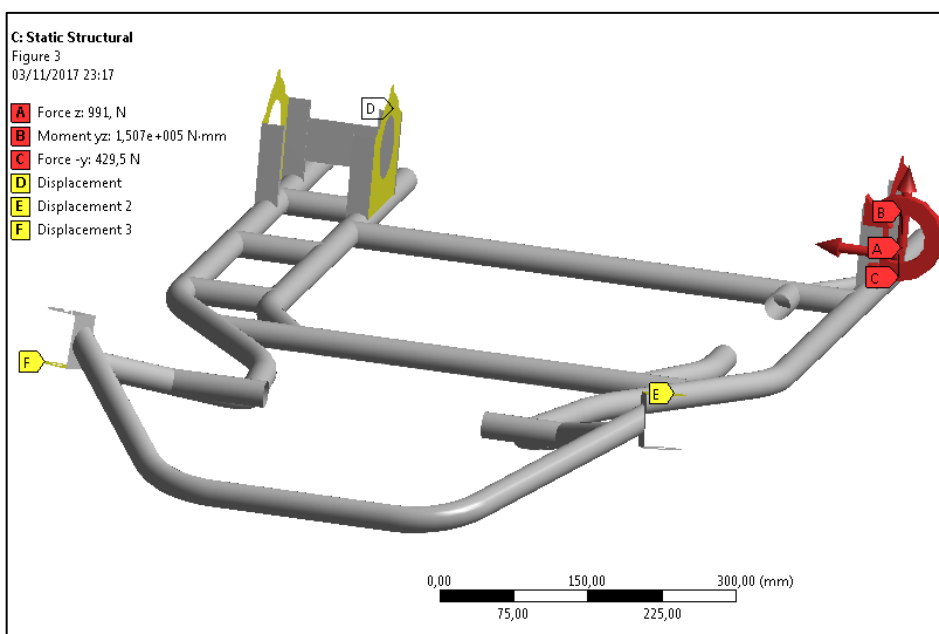
A análise que se faz agora assim como será para os Casos II e III, levam em conta a pior condição de carregamento para o eixo Z dada pela Tabela 6, ou seja, os carregamentos do lado esquerdo serão referentes ao carro fazendo curva para a direita e os carregamentos do lado direito serão referentes ao carro fazendo curva para a esquerda. No entanto apesar das condições de contorno terem sido resultado da pior condição de carregamento em Z em determinada situação, não quer dizer que teremos apenas carga nesse eixo, as cargas para o input da simulação são apresentadas na Tabela B. 1 com o respectivo local de aplicação.

As análises desse e do próximo caso avaliam o chassi sob condição de torção longitudinal descrita no Tópico 2.5.4, é sabido que com as condições de contorno aplicadas se estará avaliando circunstâncias extremamente severas, porque mesmo ocorrendo os carregamentos das condições de contorno, as restrições de movimento aplicadas nos outros mancais, necessárias para a análise estática, não são o que se evidencia na prática, de maneira que elas acabam elevando a distribuição de tensão do modelo. Quando se trabalha com elementos finitos, dependendo do tipo de análise a ser feita não é possível simular fielmente o que ocorre com o modelo em prática, algumas simplificações acabam sendo necessárias, nesses casos é sensato prezar pela segurança e impor condições de contorno que exijam mais do modelo do que ele será exigido na prática, porém, exageros podem elevar consideravelmente os custos do modelo no caso de projetos.

Nessa análise, as cargas de excitação serão aplicadas diretamente no suporte do mancal direito do eixo traseiro de cada Chassi (letras A, B e C das Figuras 42 e 43). As restrições de movimentos serão feitas da seguinte maneira: Travamento dos movimentos de translação para o suporte do mancal traseiro esquerdo, nos eixos X, Y e Z (letra D das figuras 42 e 43), Travamento dos movimentos de translação para os suportes dos eixos dianteiros nas direções Y e Z (letras E e F das Figuras 42 e 43).

A figura 42 mostra as entradas para a simulação do chassi 1.

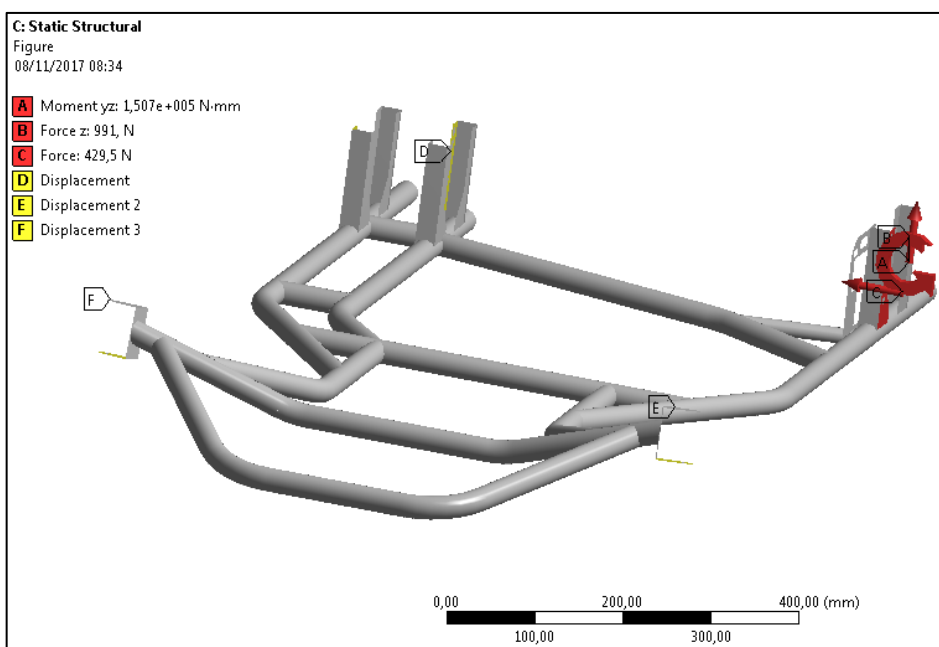
Figura 42 – Input chass1 – Caso II



Fonte: Autor.

A figura 43 mostra as entradas para a simulação do chassi 2

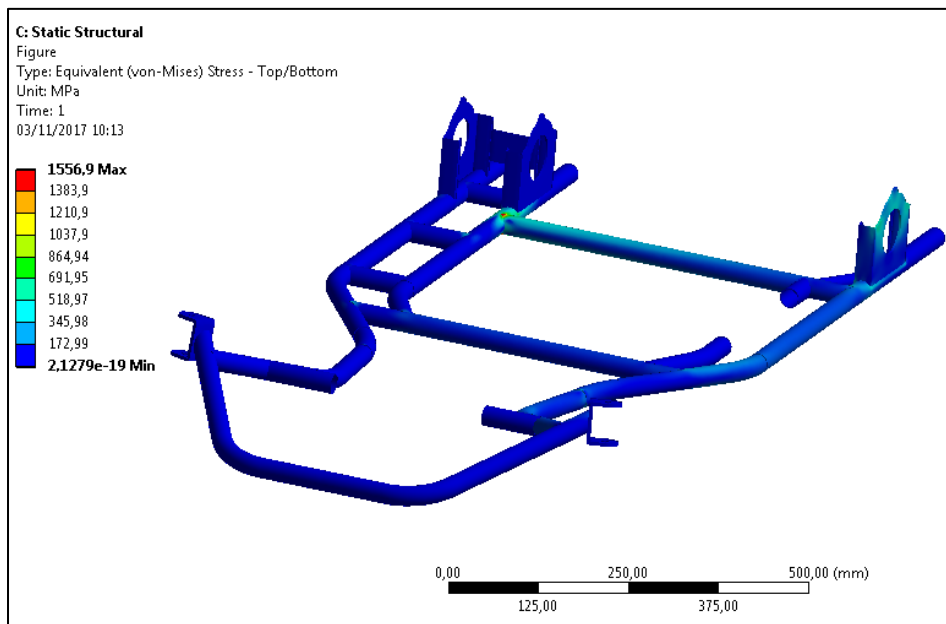
Figura 43 – Input chass2 – Caso II



Fonte: Autor.

As Figuras 44 e 45 apresentam os gradientes de tensão para cada chassi.

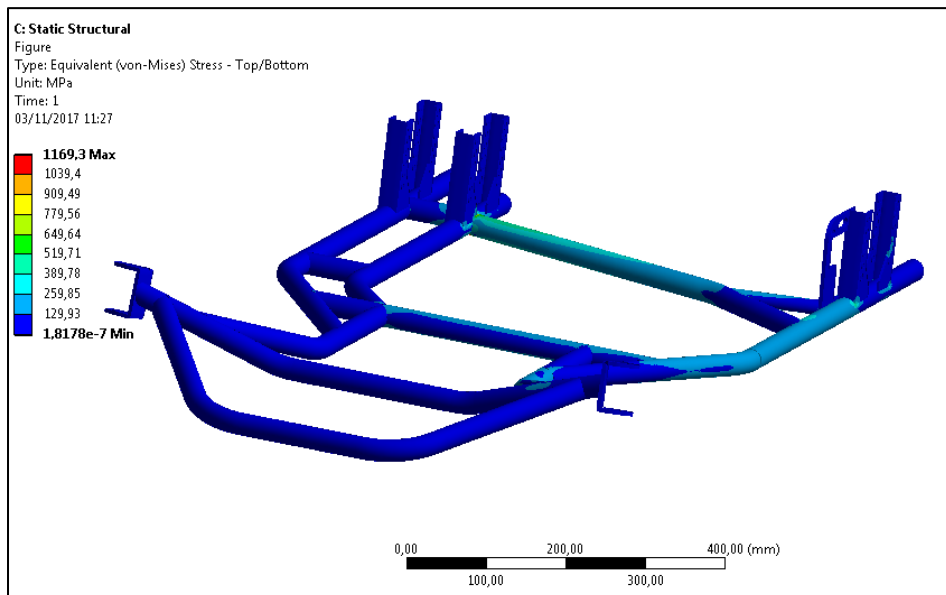
Figura 44 – Gradiente de tensão do chassi 1 – Caso II



Fonte: Autor.

De acordo com o gráfico da Figura 44 é possível ver que as maiores tensões ficaram próximas ao suporte do mancal esquerdo, com valor máximo de 1556,9 MPa.

Figura 45 – Gradiente de tensão do chassi 2 – Caso II

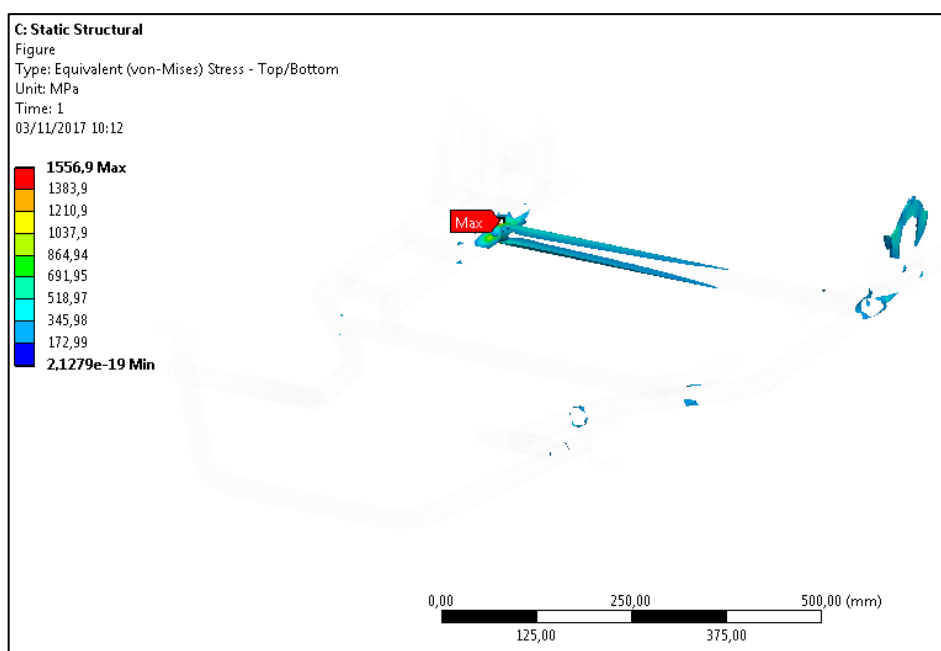


Fonte: Autor.

O gráfico da Figura 45 mostra que a maior tensão para o chassi 2, também se localiza próximo ao suporte do mancal esquerdo, no entanto o valor máximo de tensão é de 1169,3 MPa, ou seja, 24,9% mais baixa do que para o primeiro chassi.

É possível ver pelos gradientes acima que a tensão máxima ficou muito elevada, chegando no pior dos casos a ser cinco vezes maior que a tensão de escoamento do material, no entanto a análise das Figuras 46 e 47 nos permite dizer que este valor é apenas um pico de tensão, tendo em vista que este valor está localizado em um pequeno ponto de uma região com tensões elevadas criticamente pela condição de travamento imposta.

Figura 46 – Regiões com tensão acima de 250 MPa, chassi 1 – Caso II

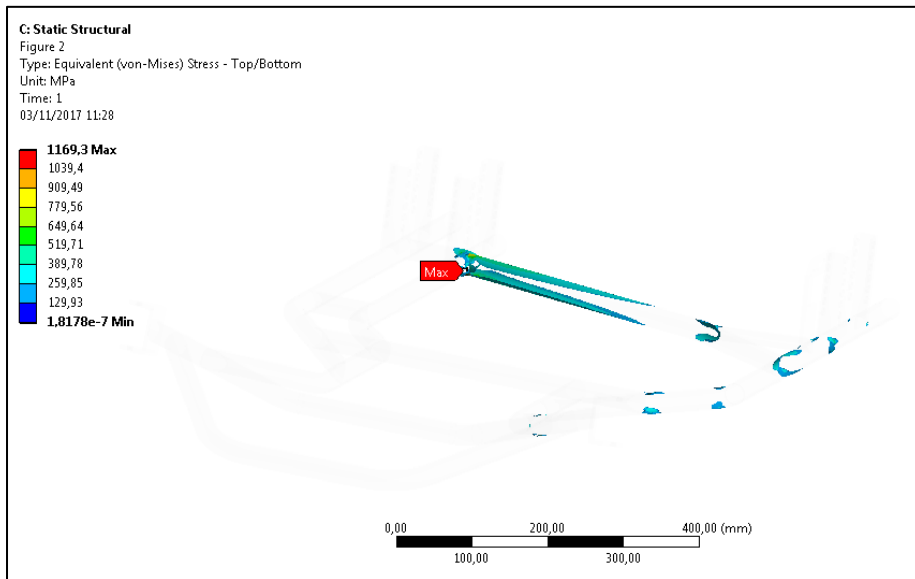


Fonte: Autor.

O ANSYS possui uma ferramenta chamada *Capped Isosurface*, que permite definir um valor de tensão no qual todas as tensões abaixo dele sejam ocultadas do gráfico. As Figuras 46 e 47 ilustram todas as tensões cujo valor está maior ou igual 250 MPa. As regiões ocultadas do gráfico (transparente) são tensões abaixo de 250 MPa.

Isso nos permite analisar com mais cautela que tensão possui cada região da estrutura. Como era esperado as maiores tensões estão nas regiões onde foi aplicada a carga e na região onde foi feito o travamento na parte traseira da estrutura, praticamente nenhum ponto na região frontal possui tensão com valor acima de 250 MPa.

Figura 47 – Regiões com tensão acima de 250 MPa, chassi 2 – Caso II

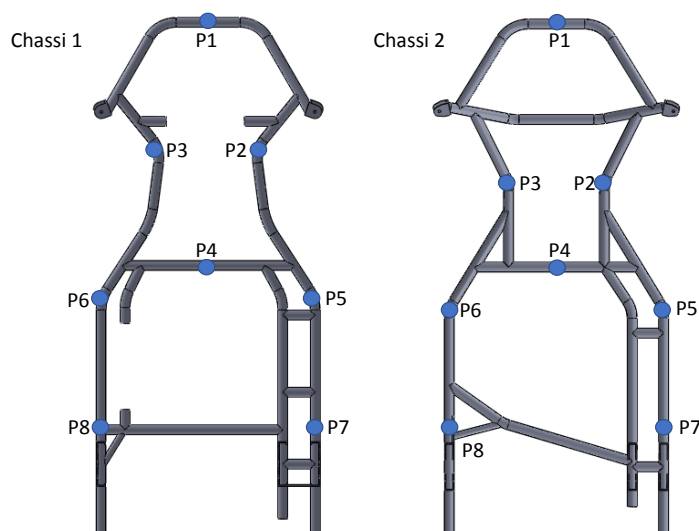


Fonte: Autor.

Apesar de ter poucos pontos com tensão acima de 250 MPa a tensão ainda é bastante elevada para o material admitido que possui tensão de escoamento de 350 MPa. Se estivéssemos desenvolvendo um projeto seria sensato fazer alterações, no entanto estamos avaliando produtos funcionais. Se esses chassis recebessem frequentemente a excitação a qual foi simulada provavelmente não demoraria muito para vir a falhar isso nos leva a questionar sobre a confiabilidade da simulação, no entanto como não foi feito nem um estudo a respeito do material dos chassis, a primeira premissa é que essas estruturas não sejam fabricadas no aço AISI 1020 laminado a frio adotado nas simulações. Outro ponto que pode ser levantado é o fato de termos adotado uma espessura de tubo de 1,5 mm, o que pode não ser de fato a espessura dos tubos que compõem as estruturas, tubos com espessura maiores diminuiriam o valor da tensão de pontos distribuídos ao longo dos tubos.

O que de fato tem interessa para nós são as diferenças de tensão que ocorrem entre um modelo e outro, pensando assim, foram escolhidos alguns pontos onde a geometria dos dois modelos fosse similar (Figura 48), e foi avaliada as tensões locais para ambos os chassis.

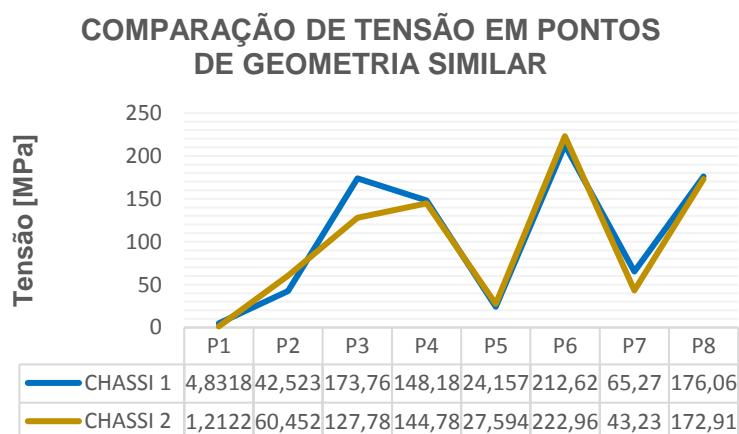
Figura 48 – Pontos para comparação de tensão



Fonte: Autor.

A Figura 49 apresenta um gráfico do comportamento da tensão para os dois chassis ao longo dos pontos demarcados.

Figura 49 – Comparativo da tensão em pontos de geometria similar – Caso II



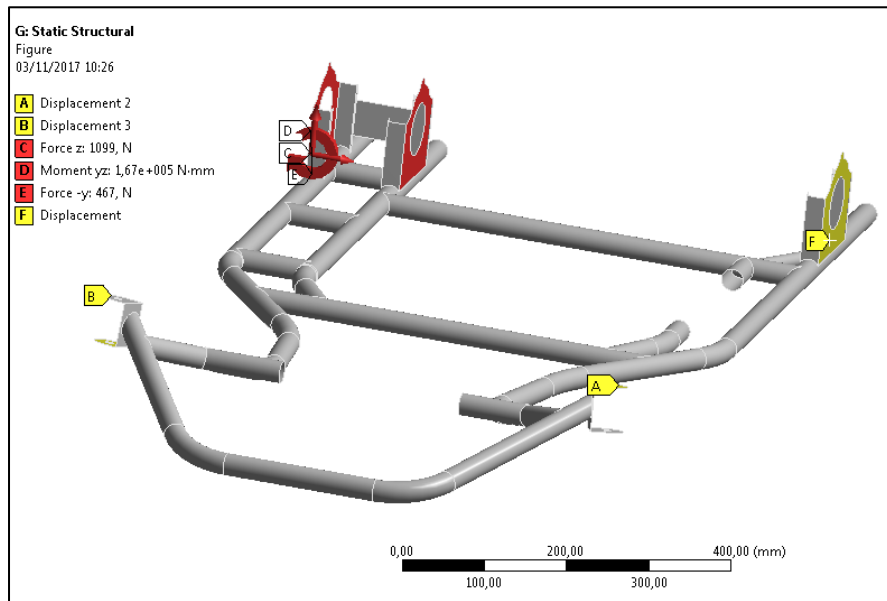
Fonte: Autor.

A análise da Figura 49 mostra que o ponto 1 é o ponto apresenta a maior diferença de tensão, sendo 74.9% maior para o chassi 1, a menor diferença apenas 1,8% fica para o ponto 8. Ao analisar a média das tensões laterais, descartando os pontos 1 e 4 percebe-se que as tensões do lado direito do chassi 1 são 6,9% maiores enquanto que para o lado esquerdo essa diferença fica na casa dos 0,5%, a média geral das tensões também é 5,48% maior para o chassi 1.

CASO III

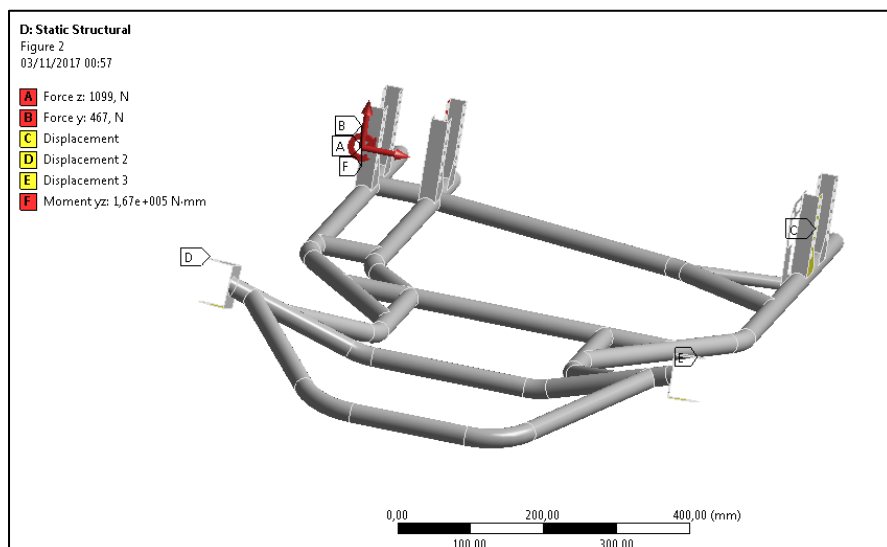
A simulação desse caso seguiu a mesma analogia do caso anterior, foi feita apenas inversão na parte traseira do ponto de aplicação de carga e do ponto de travamento. No entanto as cargas aplicadas não são mais as mesmas, elas podem ser vistas para o chassi 1 na Figura 50 e para o chassi 2 na Figura 51.

Figura 50 – Input chass1 – Caso III



Fonte: Autor.

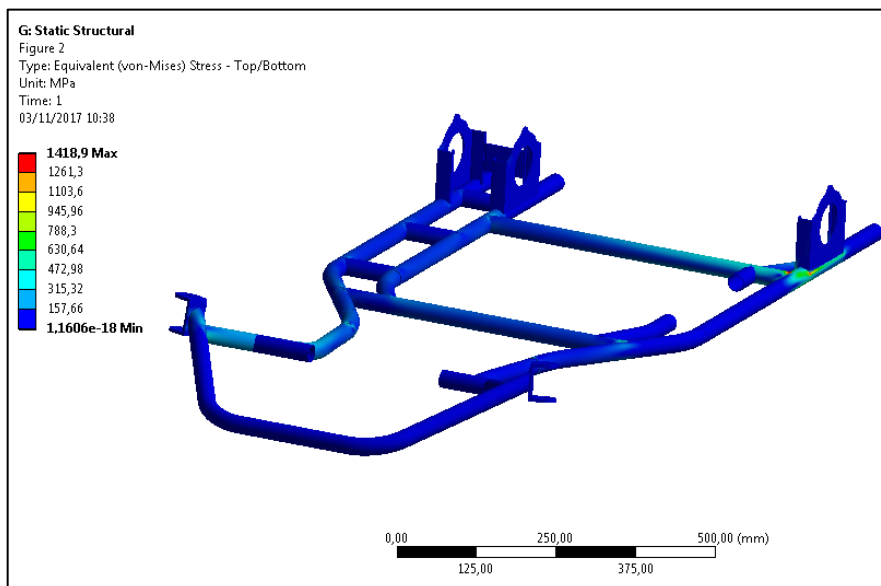
Figura 51 – Input chassi 2 – Caso III



Fonte: Autor.

O gradiente de tensão do chassi 1 para as condições de contorno deste caso são apresentadas na Figura 52.

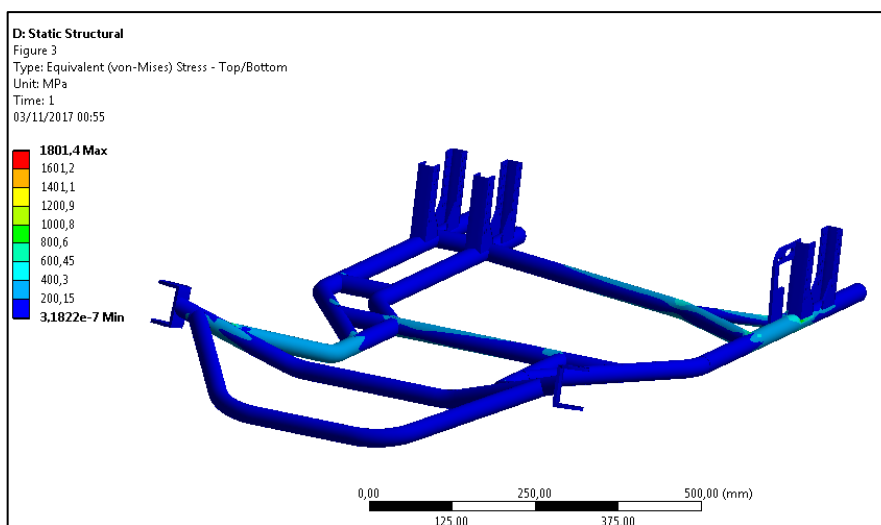
Figura 52 – Gradiente de tensão do chassi 1 – Caso III



Fonte: Autor.

Vemos que nesse caso as maiores tensões passaram para o suporte do mancal do lado direito, ou seja, novamente próximas do ponto de travamento, a tensão máxima tem valor de 1418,9 MPa.

Figura 53 – Gradiente de tensão do chassi 1 – Caso III

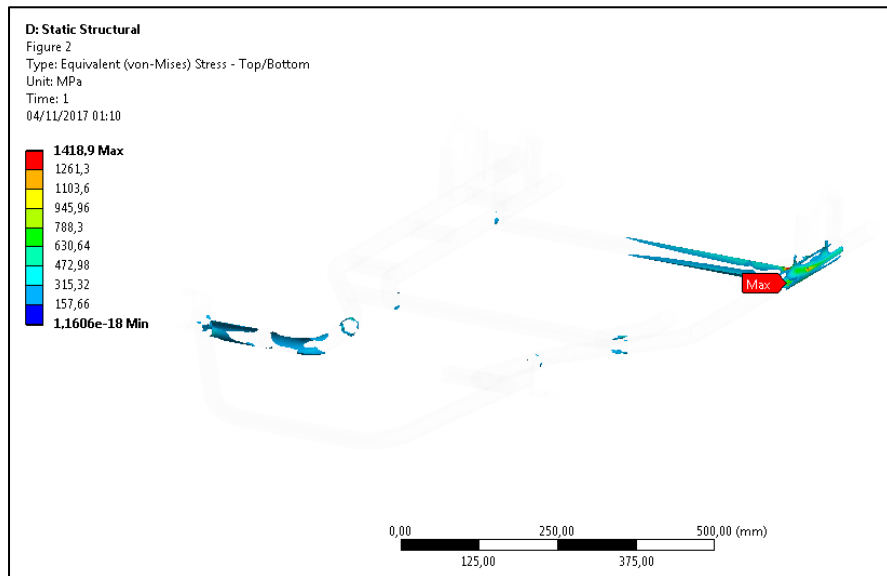


Fonte: Autor.

O pico de tensão novamente ocorre no ponto de travamento, nesse caso com tensão de 1801,4 MPa. Um ponto a se chamar a atenção, é que para esse caso a tensão maior ocorreu no chassi 2 e não mais no chassi 1 como no caso anterior.

As Figuras 54 e 55 mostram as regiões com tensões acima de 250 MPa para o chassi 1 e chassi 2 respectivamente.

Figura 54 – Regiões com tensão acima de 250 MPa, chassi 1 – Caso III



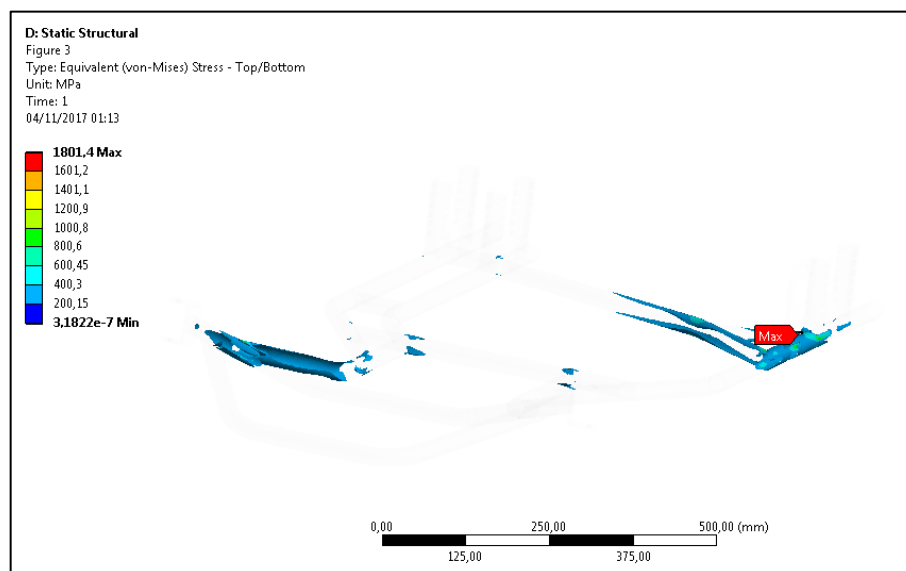
Fonte: Autor.

Uma diferença que pode ser vista na Figura 54 em relação ao caso em que a carga era aplicada no lado direito, é que as tensões acima de 250 MPa podem ser vistas em regiões mais frontais do chassi. O leitor vai perceber que no ponto de aplicação das cargas as tensões acima de 250 MPa praticamente não aparecem para nessa imagem, isso ocorre porque a distribuição de forças desse lado é dividida em dois mancais.

A Figura 55 mostra que as tensões elevadas correm em regiões muito similares às da primeira estrutura, no entanto analisando as tensões onde são monitorados os pontos 2 e 8 da Figura 56, pontos próximos as regiões de tensões elevadas, vemos que para o ponto 2 a tensão do chassi 1 é 66,5% maior enquanto no ponto 8 o chassi 2 tem tensão 59,5% maior que o chassi 1, sendo que dentre todos os pontos justamente o ponto 2 foi o que apresentou maior diferença de tensão, o ponto que

apresentou a menor diferença foi o ponto 4 com 17% a mais de tensão para o chassi 2.

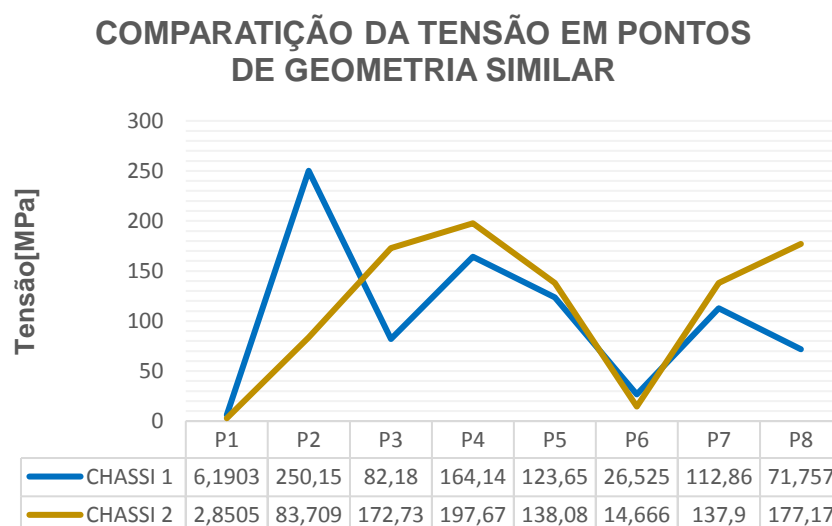
Figura 55 – Regiões com tensão acima de 250 MPa, chassi 2 – Caso III



Fonte: Autor.

A Figura 56 mostra um comparativo da tensão ao longo dos pontos mostrados na Figura 48.

Figura 56 – Comparativo da tensão em pontos de geometria similar – Caso III



Fonte: Autor.

Analisando as tensões médias dos pontos de cada lado da estrutura nota-se que agora as tensões do chassi 2 são 88,8% maiores para o lado direito e 72,13%

menores para o esquerdo. Sendo que a média da tensão em todos os pontos é 9,5% maior para o chassi 2.

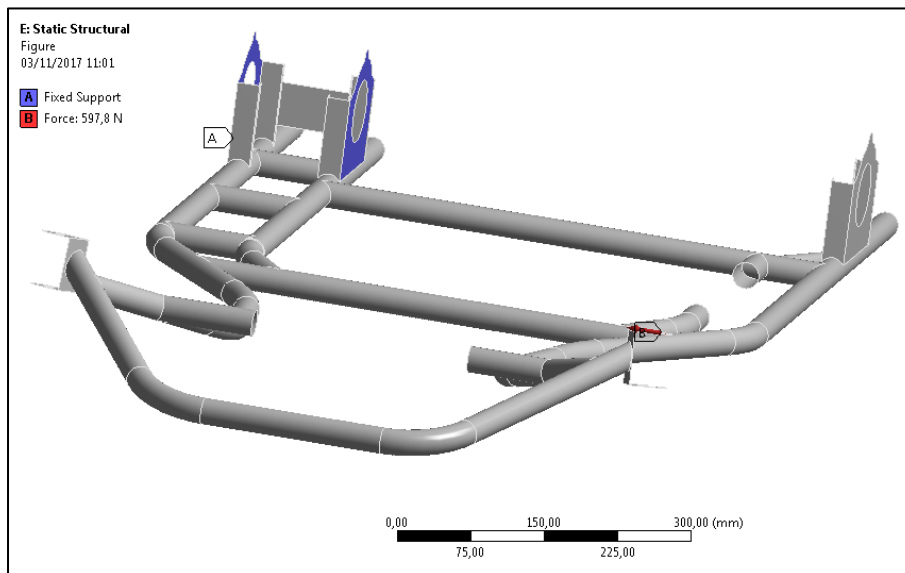
A partir do gráfico da Figura 49 se pode concluir que apesar de a variação percentual de tensão em alguns pontos serem grandes, em termos da variação da magnitude o comportamento da tensão segue uma tendência muito próxima para ambos os chassis quando são excitados pela roda traseira direita. Com análise do gráfico da Figura 56 podemos ver que a distribuição da tensão não segue mais um caminho tão próximo para os dois chassis quando esses são excitados pela roda traseira esquerda.

CASO IV

A terceira análise avalia as estruturas sob condição de inclinação lateral descrita no Tópico 2.5.2, que junto com a torção longitudinal descrevem os dois modos de deformação mais solicitados no chassi do kart.

A entrada para a simulação do chassi um é apresentada na figura 57.

Figura 57 – Input chass1 – Caso IV



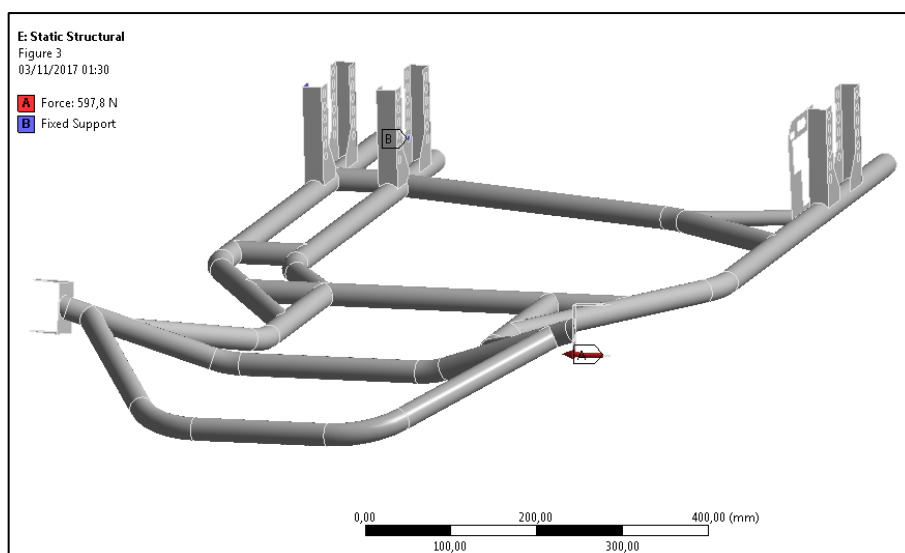
Fonte: Autor.

Nesse caso foram fixados os mancais do eixo traseiro em todas as direções, tanto em translação quanto em rotação, então, foi aplicada a maior carga resultante em Y (para a dianteira) dentre condições descritas na Tabela B. 1, que nesse caso

ocorre no mancal direito para a condição do veículo percorrendo curva para a esquerda.

As condições de contorno para a simulação do chassi 2 estão apresentadas na Figura 58.

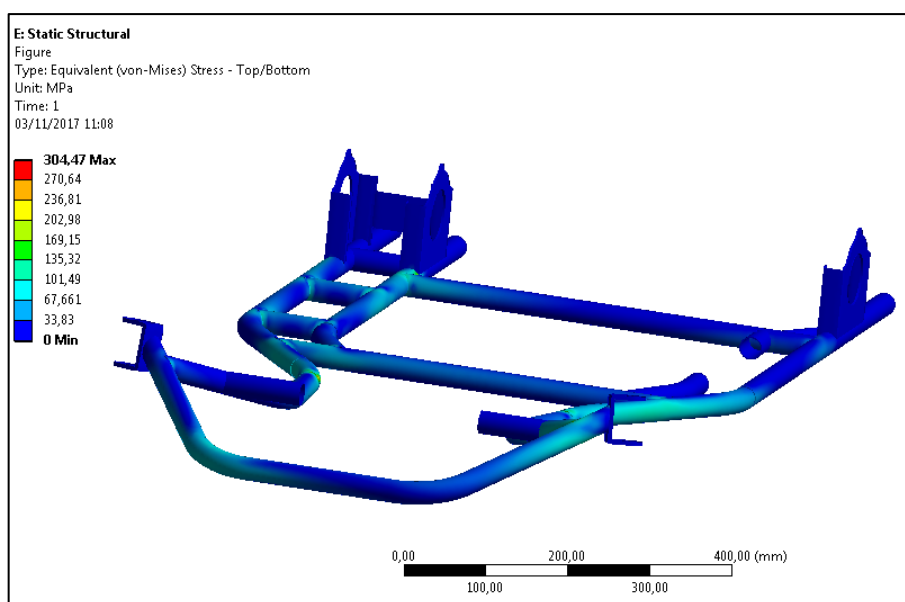
Figura 58 – Input chass1 – Caso IV



Fonte: Autor.

Na Figura 59 é apresentado o gradiente de tensão do chassi 1.

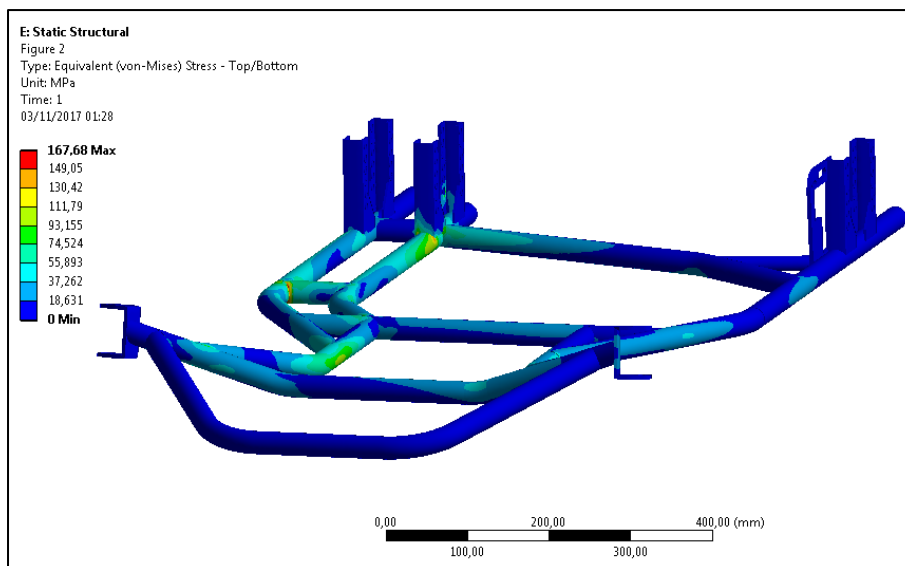
Figura 59 – Gradiente de tensão do chassi 1 – Caso IV



Fonte: Autor.

No gradiente de tensão da Figura 59 podemos ver que a tensão é mais uniforme ao longo dos tubos do chassi. A maior tensão para esse caso tem valor de 304,47 MPa, 44,9% maior que a tensão apresentada pelo gradiente de tensão do segundo chassi, visto na Figura 60.

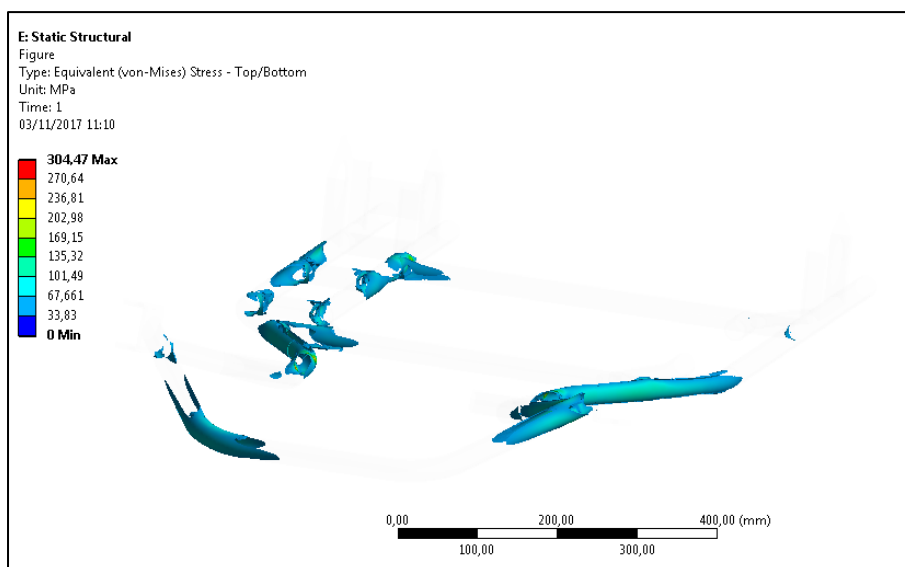
Figura 60 – Gradiente de tensão do chassi 2 – Caso IV



Fonte: Autor.

Na Figura 61 Podemos ver as regiões com tensão acima de 50 MPa

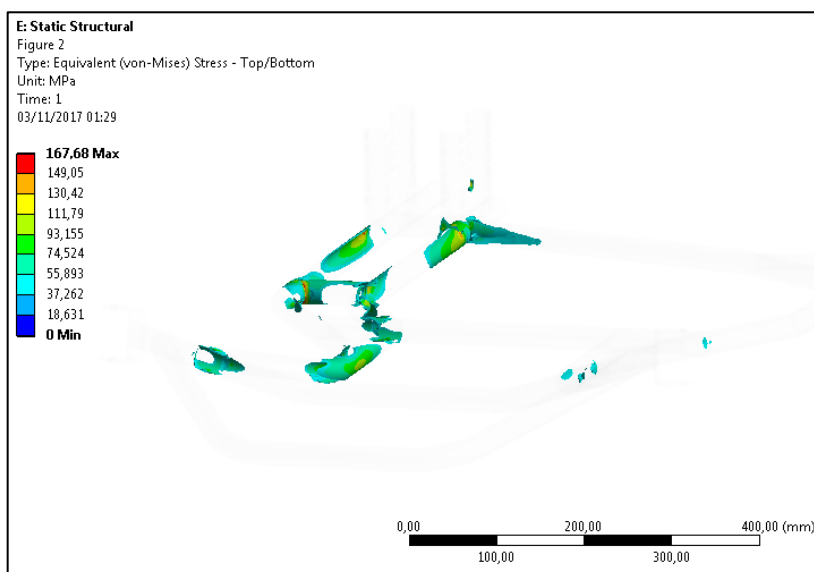
Figura 61 – Regiões com tensão acima de 50 MPa, chassi 1 – Caso IV



Fonte: Autor.

As Figuras 61 e 62 seguem a mesma analogia da Figura 46 porém agora para a carga aplicada nos suportes do eixo dianteiro, nesse caso estão presentes em seus gráficos tensões acima de 50 MPa e ocultadas (isto é, transparentes) as tensões cujos valores ficam abaixo de 50 MPa. Os valores para esses dois casos são bem inferiores aos anteriores, e são muito bem admissíveis pelo material admitido na análise.

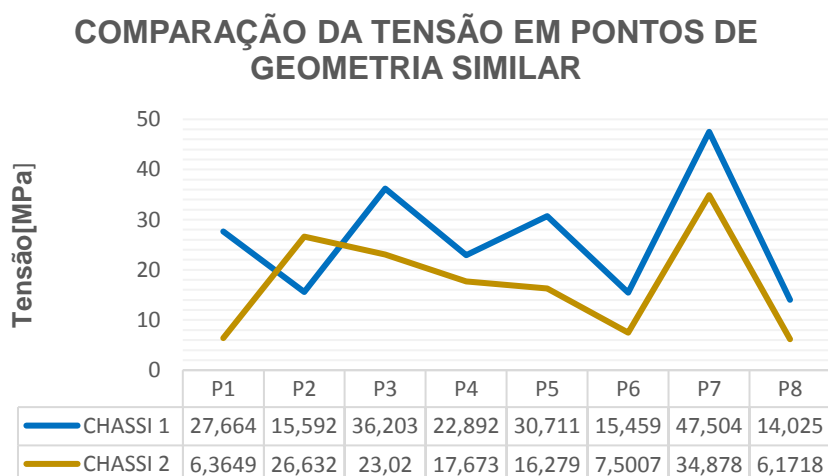
Figura 62 – Regiões com tensão acima de 50 MPa, chassi 1 – Caso IV



Fonte: Autor.

A Figura 63 apresenta um gráfico comparativo dos valores das tensões

Figura 63 – Comparativo da tensão em pontos de geometria similar – Caso IV



Fonte: Autor

Podemos ver que para o chassi 1 a solicitação foi maior no tubo lateral direito quando comparado com a segunda estrutura, o mesmo ocorre para o tubo frontal. Analisando os 1 e 3 vemos que o chassi 1 tem uma tensão 76,9% maior nesse ponto e 36,4% para o ponto 3, quando avaliamos as tensões médias de cada lado, de novo o chassi apresenta tensões superiores 44,1% para o lado direito e 17,1% para o lado esquerdo. O ponto com maior diferença de tensão foi novamente o ponto 1, sendo que a menor diferença de tensão ficou para o ponto 4.

Comparando o gráfico dos três comportamentos das geometrias estudadas podemos concluir que no que depender dos chassis, os comportamentos dinâmicos de traseira dos karts serão similares, tendo maior variação de comportamento para a dianteira. O kart 2 tem característica de conter as tensões mais na região traseira enquanto que o chassi 1 distribui mais uniformemente ao longo dos tubos, o que indica que a baixas velocidades, analisando unicamente o chassi tenha uma leitura de pista mais afinada que o kart 2. Outra característica indicada pelos gráficos é a tendência de um comportamento mais similar em curvas para a esquerda, ao ponto que em curvas para a direita exista uma diferença mais perceptível de comportamento, principalmente quando a força centrífuga for elevada.

Tendo como parâmetro a relação a rigidez torcional, levando em conta o fato de os karts não possuírem suspensão, podemos dizer que o chassi 1 tem características mais atrativas, já que possui rigidez menor que o chassi 2 e possui artifícios para aumentar essa rigidez, possivelmente conseguindo rigidez torcional igual ou até maior que o chassi 2. É importante frisar, não estamos atribuindo características mais atrativas por ele possuir rigidez torcional menor, mas por possuir uma faixa de rigidez torcional (provavelmente passando pela rigidez torcional do chassi comparado) na qual se possa trabalhar.

6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES

A revisão de literatura foi fundamental para o desencadear dessa análise, possibilitando que fossem traçados os objetivos iniciais, as pesquisas referentes a antropometria junto com os estudos de dinâmica veicular deram o suporte de que se precisava para a estruturação de uma metodologia simples e funcional.

A coleta de dados dos veículos em campo evitou a necessidade de uma modelagem 3D completa para a definição do centro de massa. Algumas considerações foram necessárias para permitir o equacionamento da teoria de análise da dinâmica veicular. Várias características dinâmicas foram definidas a partir dos cálculos veiculares, análises considerando sobre de potência disponível permitiram tirar dados de máxima aceleração e maior aclide que o veículo é capaz de vencer antes que aconteça o escorregamento dos pneumáticos no contato com a via. Foram definidos valores de transferência de carga em cada roda para várias situações que serviram de referência para as condições de contorno durante a simulação via elementos finitos, também considerando a transferência de massa para veículos com freio na traseira foi possível encontrar a máxima força de frenagem e a máxima desaceleração de cada modelo.

A modelagem de cada chassi permitiu que fossem avaliados valores de tensões e deformações, dessa maneira foi possível encontrar a rigidez torcional, principal índice de comparação para estruturas veiculares, que mostrou um valor 21,5% maior para o chassi 2, também foram feitas comparações em de valores de tensões em pontos distribuídos ao longo de cada chassi para algumas situações de excitações, com isso foi possível perceber que o chassi 1 apresenta valor máximo de tensão maior que o chassi 2 quando excitado pelo lado direito e que isso se inverte quando a excitação é feita do lado esquerdo, também foi visto que o comportamento da tensão de cada chassi ao longo dos pontos monitorados, não segue o mesmo padrão entre as condições de excitação. Foi concluído que as características geométricas e conceituais proporcionam uma atratividade maior ao chassi 1.

Como sugestão para trabalhos futuros, poderia ser feita a simulação dinâmica tanto do chassi quanto do próprio veículo. Ainda poderia ser feito um estudo experimental para validar a rigidez torcional encontrada a partir das análises estruturais.

REFERÊNCIAS

ALVES, L. M., **Método dos elementos Finitos**. Apostila organizada como resultado do estudo das aulas para obtenção de crédito da disciplina de Método dos Elementos Finitos do curso de Doutorado em Métodos numéricos, Universidade Federal do Paraná, Curitiba, (2007).

BELTRÃO, Vítor João Antunes. Desenvolvimento de Conceito e Análise Estrutural de um Kart que Acompanha o Crescimento da Criança. 2009. 120 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Instituto Superior Técnico, Universidade Técnica de Lisboa, Lisboa, 2009.

BLUNDELL, Mike; HARTY, Damian. Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics. Oxford: Elsevier Butterworth-heinemann, 2004. 541 p.

CANALE, Antonio Carlos. Automobilística: dinâmica e desempenho. São Paulo: Érica, 1989.

CANUT, Felipe Azevedo. Análise estrutural do chassi de um veículo Fórmula SAE pelo Método de Elementos Finitos. 2014. 88 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília Faculdade de Tecnologia, Brasília, 2014.

FIA, Commission Internationale de Karting -. Our hystory. Disponível em: <<http://www.cikfia.com/inside-cikfia/history/our-history.html>>. Acesso em: 04 abr. 2017.

GENTA, Giancarlo; MORELLO, Lorenzo. The Automotive Chassis. Torino: Springer Science+business Media B.v., 2009. (Mechanical Engineering Series).

GILLESPIE, Thomas D. Fundamentals of vehicle dynamics. Warrendale: Society Of Automotive Engineers, 1992. 470 p.

GUERRERO, Gabriel Alejandro Tapia; ALBÁN, Diego Andrés Velásquez. Diseño y Construcción de un Mini Vehículo Eléctrico de Drifting Denominado "Crazy Kart". 2015. 163 f. TCC (Graduação) - Curso de Ingeniería Mecánica, Departamento de Ciencias de La Energía y Mecánica, Universidad de Las Fuerzas Armadas - Espe, Sangolquí, 2015.

HEIßING, Bernd; ERSOY, Metin (Ed.). Chassis Handbook: Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives. Berlin: Ewald Schmitt | Elisabeth Lange, 2011.

IIDA, Itiro. Ergonomia: Projeto e Produção. 2. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2005. 614 p.

MATWEB. **Aisi 1020 steel, cold rolled.** Disponível em: <<http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?matguid=10b74ebc27344380ab16b1b69f1cffbb>>. Acesso em: 02 nov. 2017.

MILLIKEN, William F.; MILLIKEN, Douglas L.. Race Car Vehicle Dynamics. 5. ed. Warrendale: Society Of Automotive Engineers, 1995. ISBN 1-56091-526-9.

MOAVENI, Saeed. Finite Element Analysis: Theory and application with ANSYS. New Jersey: Printice-hall, Inc, 1999.

NICOLAZZI, Lauro Cesar; ROSA, Edison da; LEAL, Longuinho da Costa Machado. Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis. Florianópolis: Publicação Interna do Grante, 2012. Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC.

NORTON, Robert L.. Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1028 p.

PHEASANT, Stephen. Bodyspace: Anthropometry, Ergonomics and the Design of Work. 2. ed. Philadelphia: Taylor & Francis, 2003. 244 p

RADE, D. A., **Método dos Elementos Finitos.** Apostila da disciplina Método dos Elementos Finitos aplicados a Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, (2006).

RIBEIRO, Alonso Pinho. Projeto e Fabricação de um Veículo Drift Trike Motorizado. 2015. 125 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento Acadêmico de Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Pato Branco, 2015.

RILEY, W.B., GEORGE, A.R., **“Design, Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chassis”**, Motorsports Engineering Conference and Exhibition, 2002-01-3300, Indianapolis, Indiana, December 2-5, 2002.

SHIGLEY, Joseph E.; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. Projeto de Engenharia Mecânica. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005. 960 p.

SINGH, R.P., "STRUCTURAL PERFORMANCE ANALYSIS OF FORMULA SAE CAR", Jurnal Mekanikal, n. 31, pp. 46-61, December 2010.

WEISS, Gabriel Hecker Evangelho. Análise computacional e experimental de rigidez à torção de um chassi de fórmula SAE. 2016. 71 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Niversidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2016.

WINTER, David A.. Biomechanics and motor control of human movement. 4. ed. Waterloo: John Wiley & Sons, 2009.

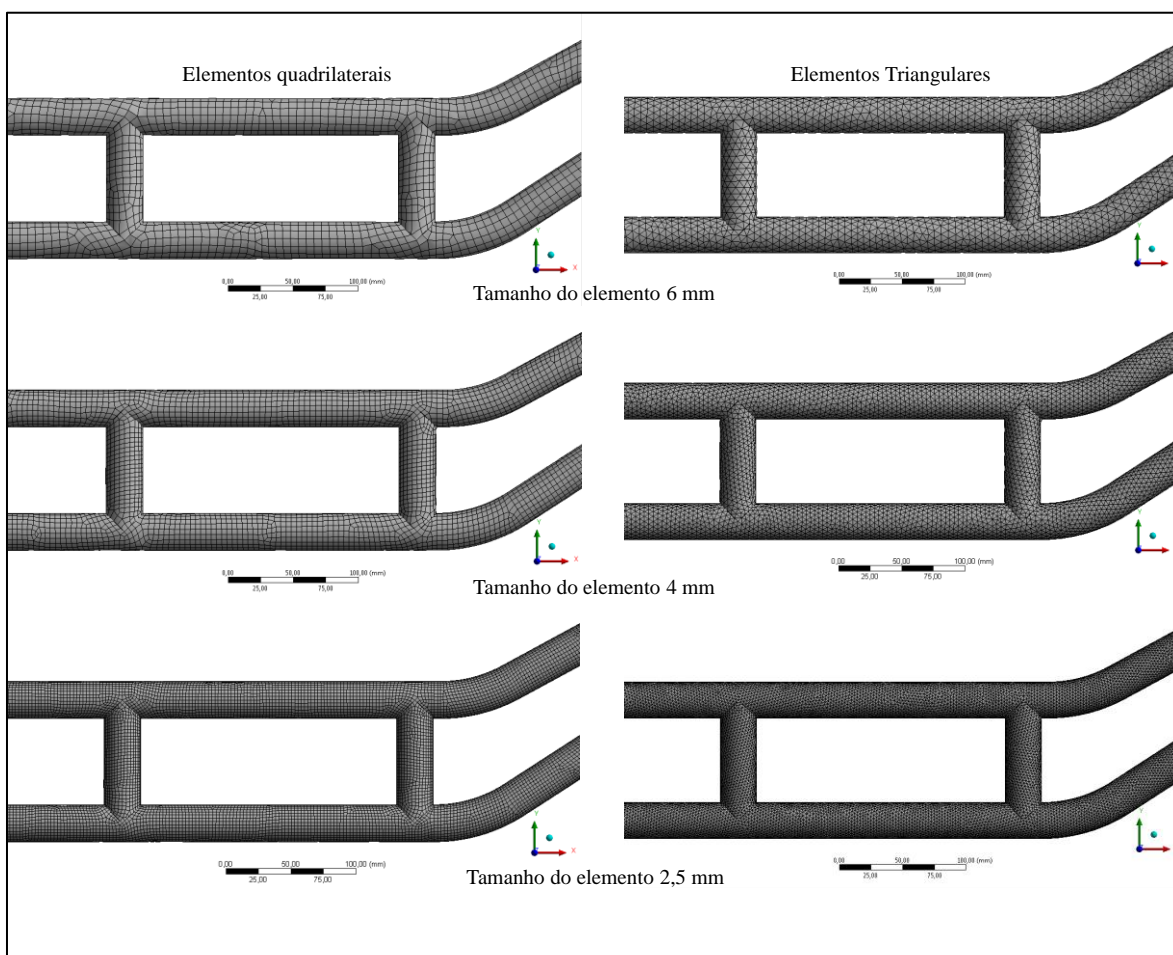
APÊNDICES

APÊNDICE A – ESTUDO DE DENSIDADE DE MALHA

O propósito desse estudo é a definição de uma malha adequada para a análise computacional via MEF. O tipo e o tamanho dos elementos usados na discretização devem garantir a convergência do modelo. Porém a preocupação com o custo computacional também tem grande relevância na maioria dos casos.

Será feita então um confronto das estatísticas da malha e dos resultados de simulações numéricas obtidas pelo MEF para três tamanhos 6 mm, 4mm e 2,5 mm e dois tipos de elementos: Triangular e quadrilateral, disponíveis para a discretização do sólido em forma de casca. Na Figura A. 1 estão demonstrados os tipos e tamanhos de malhas utilizados na análise.

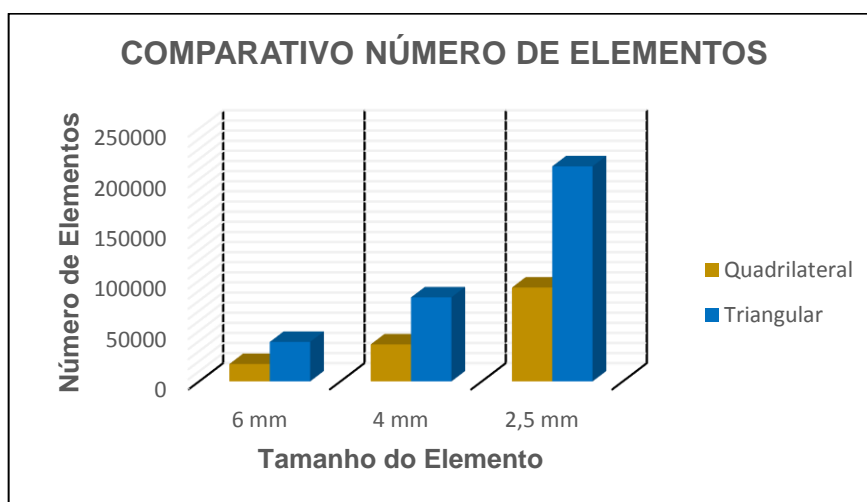
Figura A. 1 - Tamanhos e tipos de malha utilizados na análise



Fonte: Autor

No gráfico da Figura A. 2 é possível ver a variação do número de elementos em função do tamanho e do tipo da malha, resultados da discretização do modelo.

Figura A. 2 – Confronto comparativo do número de elementos para cada configuração de malha avaliada

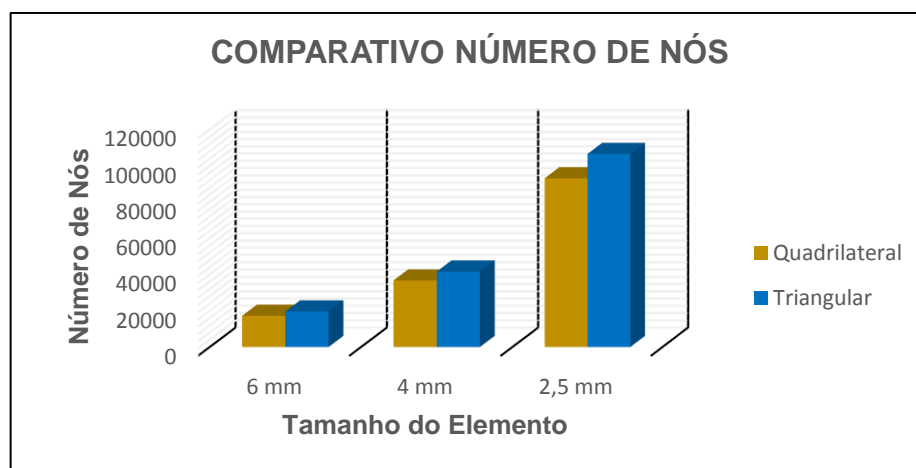


Fonte: Autor.

A análise da Figura A. 2 demonstra que em média a malha triangular possui 56% mais elementos que a malha a qual é comparada. E que a malha quadrilateral em todos os casos possui menos elementos que a malha triangular, a diferença é em torno de 55,91%, 55,92% e 56,26 % para elementos de tamanho 6 mm, 4 mm, e 2,5 mm, respectivamente.

O gráfico da Figura A. 3 ilustra a variação do número de nós para cada configuração de malha utilizada no estudo de densidade de malha.

Figura A. 3 – Confronto comparativo do número de nós para cada configuração de malha avaliada

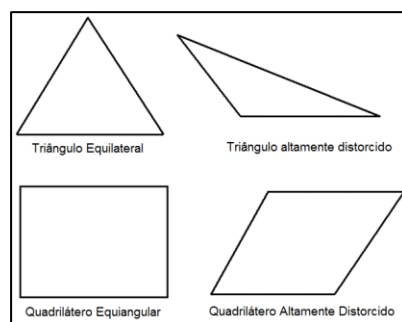


Fonte: Autor.

A análise da Figura A. 3 demonstra que em média a malha triangular possui 12,2 % mais nós que a malha a qual é comparada. E que a malha quadrilateral em todos os casos possui menos nós que a malha triangular, a diferença é em torno de 12,15%, 11,78% e 12,64% para elementos de tamanho 6 mm, 4 mm, e 2,5 mm, respectivamente.

Será analisada também a qualidade dos elementos usados na discretização do modelo. A medida de qualidade utilizada, segundo (ansys), avalia o quão perto do ideal (isto é, equilátero ou equiangular) é uma face ou célula, exemplificado na figura abaixo.

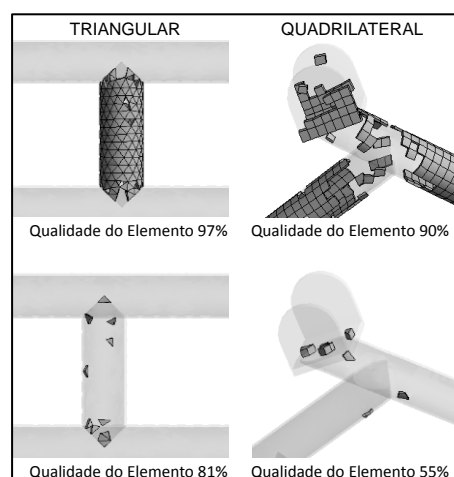
Figura A. 4 – Triângulo e quadrilátero ideal e distorcido



Fonte: Ansys

Na figura A. 5 podemos ver a diferença da distorção da geometria dos elementos para diferentes níveis de qualidade e dois tipos de elementos.

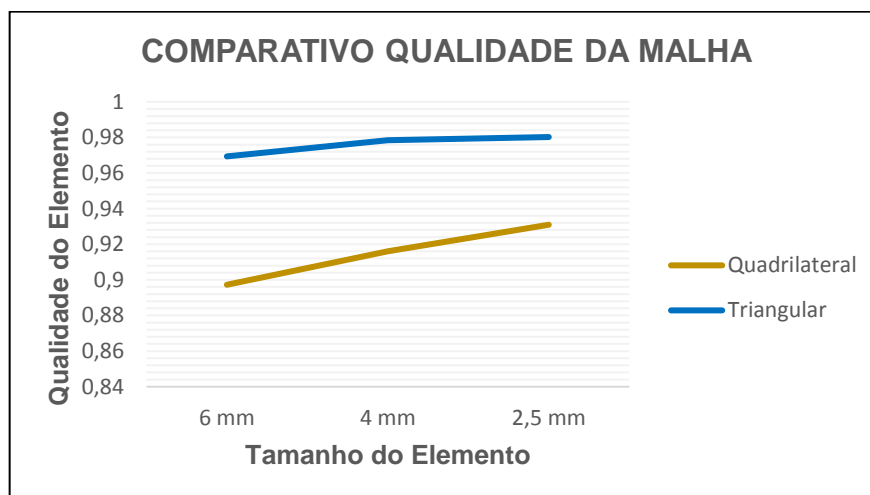
Figura A. 5 - Geometria dos elementos de acordo com o nível de qualidade



Fonte: Autor.

O gráfico da Figura A. 6 ilustra a variação da qualidade dos elementos para cada configuração de malha utilizada no estudo de densidade de malha.

Figura A. 6 – Confronto comparativo da qualidade da malha para cada configuração de malha avaliada

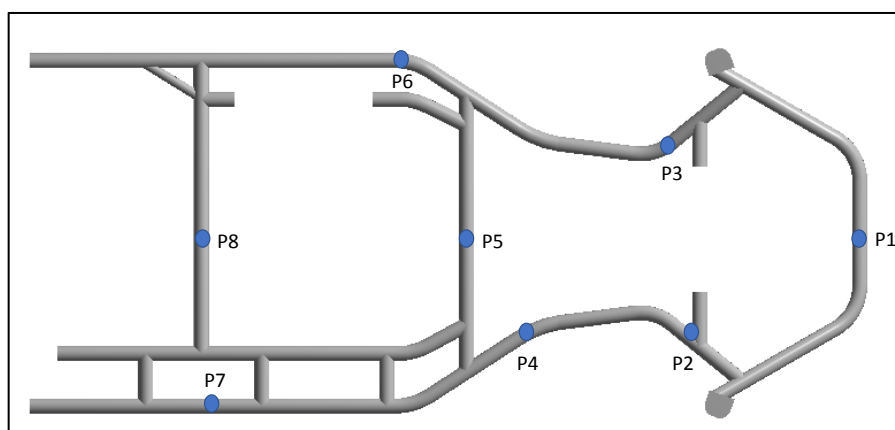


Fonte: Autor.

A análise da Figura A. 6 demonstra que em média a malha triangular possui uma qualidade 6,2 % maior que a malha quadrilateral. E que a malha quadrilateral em todos os casos possui uma qualidade inferior que malha triangular, a diferença é em torno de 7,43%, 6,37% e 5,02% para elementos de tamanho 6 mm, 4 mm, e 2,5 mm, respectivamente.

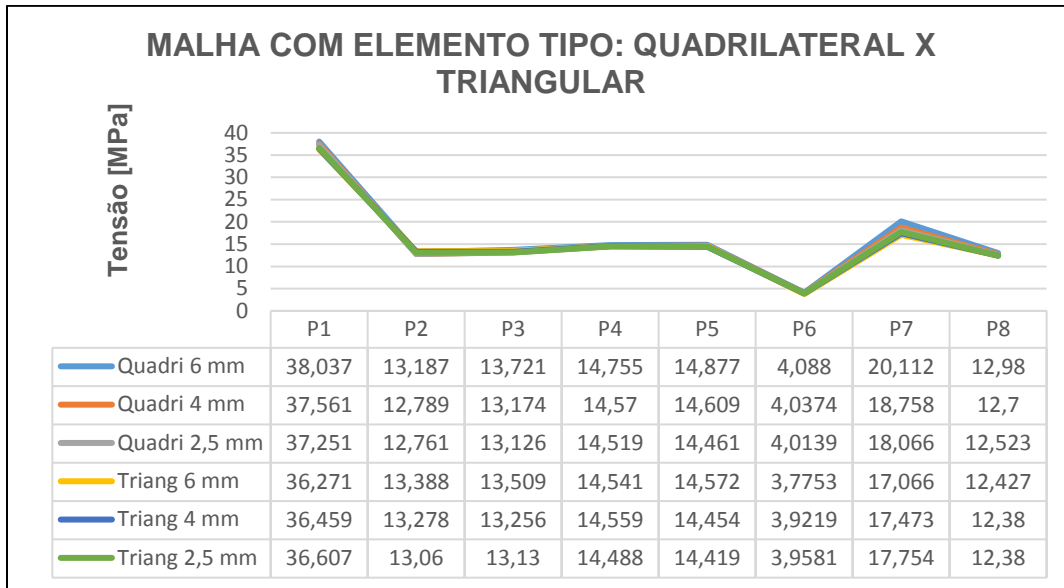
O gráfico da Figura A. 8 ilustra a variação da tensão com a variação da malha, analisada sob diferentes pontos do chassi ilustrados na Figura A 7.

Figura A. 7 – Pontos adotados para a análise comparativa de tensões equivalentes



Fonte: Autor.

Figura A. 8 - Resultado comparativo de tensões equivalentes para variação da malha

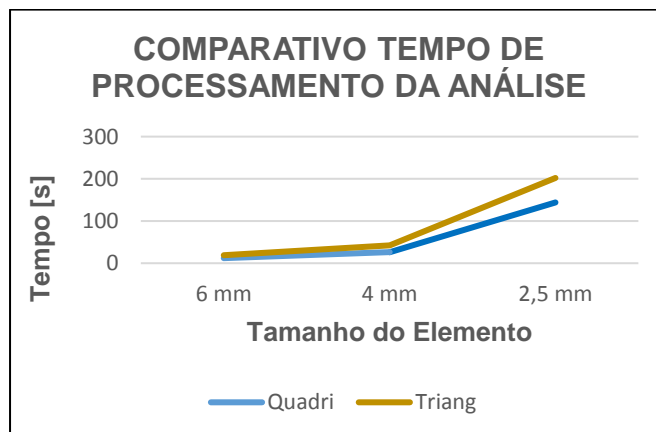


Fonte: Autor.

Pode ser verificado na Figura A.8 que a maior diferença de valores em termos de tensão equivalente ocorreu no ponto 7, com uma malha quadricular com tamanho de 6 mm, o valor da tensão é cerca de 15,1% maior quando comparado com o menor valor de tensão nesse ponto.

O gráfico da Figura A. 9 ilustra o tempo de processamento computacional de acordo com o tipo e o tamanho de malha.

Figura A. 9 Comparativo do tempo de processamento de cada análise do estudo, variando tipo e tamanho do elemento.



Fonte: Autor.

É possível observar no gráfico da Figura A. 9 que o maior tempo de processamento ocorreu para a malha triangular com elementos de 2,5 mm, e que esse tempo é aproximadamente 28,7% maior que o tempo de processamento para uma malha de quadrilateral de mesmo tamanho. Para tamanhos de malha de 4 mm e 6 mm, o tempo de processamento adicional exigido pela malha triangular foi de 38,1% e 36,8% respectivamente, em relação a malha quadrilateral.

É possível afirmar que pelas diferenças de tensão qualquer uma das malhas atenderia, já que a variação é muito pequena. Foi então escolhida a malha triangular de 4 mm, por ter uma variação percentual de tensão menor para todos os pontos em relação a de 6 mm quando comparada com a malha quadrilateral. Apesar do tempo computacional da malha triangular ser 38,1% maior que a malha quadrilateral, em termos de magnitude são apenas 16 segundos, não pesando muito na decisão.

APÊNDICE B – REFERENCIAL DAS CONDIÇÕES DE CONTORNO

Tabela B. 1 – Cargas nos suportes dos mancais traseiros e nos suportes dos eixos dianteiros

Condição de deslocamento do veículo	Variável	Valor (*momentos positivos no sentido anti-horário)				
		Suportes eixos dian.		Suportes mancais tras.		
		Lado D.	Lado E.	Lado D.	Lado E.	
Parado no plano	Kart 1	M_{YZ}	- 86,8 N.m	73,7 N.m	- 113,2 N.m	126,3 N.m
		R_Z	323,7 N	274,7 N	421,8 N	470,9 N
	Kart 2	M_{YZ}	- 58,2 N.m	51,4 N.m	- 116,0 N.m	143,7 N.m
		R_Z	333,5 N	294,3 N	451,3 N	559,2 N
Acelerando no plano	Kart 1	M_{YZ}	- 40,1 N	40,4 N	-152 N.m	153,0 N.m
		M_{Yx}	-	-	129,2 N.m	-130,0 N.m
		R_Z	176,7 N	178,0 N	566,4 N	570,0 N
	Kart 2	R_x	-	-	- 481,4 N	- 484,5 N
		M_{YZ}	- 24,8 N.m	27,3 N.m	- 164,5N.m	179,7 N.m
		M_{Yx}	-	-	139,8 N.m	-152,8 N.m
Freando no plano	Kart 1	R_Z	142,2 N	156,7 N	640,1 N	699,3 N.m
		R_x	-	-	- 544,1 N	- 594,4 N
		M_{YZ}	- 86,1 N.m	86,7 N.m	-97,6 N.m	98,2 N.m
	Kart 2	M_{Yx}	-	-	82,7 N.m	-83,5 N.m
		R_Z	379,3 N	381,9 N	363,8 N	366,1 N
		R_x	-	-	- 309,2 N	- 311,2 N
Percorrendo curva para a esquerda no plano	Kart 1	M_{YZ}	- 69,1 N.m	76,2 N.m	- 98,9 N.m	108,0 N.m
		M_{Yx}	-	-	84,1 N.m	- 91,8 N.m
		R_Z	396,3 N	436,9 N	384,8 N	420,3 N
	Kart 2	R_x	-	-	- 327,1 N	-357,3 N
		M_{YZ}	- 75,1 N.m	-	- 129,6 N.m	24,7 N.m
		R_Z	623,9 N	-	827,8 N	64,95 N.m
Kart 1	R_y	- 530,3 N	-	- 379,4 N	- 379,4 N	
	Kart 2	M_{YZ}	- 48,9 N.m	-	-150,7 N.m	7,0 N.m
		R_Z	703,7 N	-	991,0 N	19,4 N
R_y		- 597,8 N	-	- 429,5	-429,5 N	
Percorrendo curva para a direita no plano	Kart 1	M_{YZ}	-7,9 N.m	69,2 N.m	- 6,0 N.m	137,2 N.m
		R_Z	23,5 N	574,9 N	15,9 N	876,9 N
		R_y	20,0 N	488,6 N	379,4 N	379,4 N
	Kart 2	M_{YZ}	-	46,2 N.m	-	167 N.m
		R_Z	-	664,1 N	-	1099 N
		R_y	-	564,5 N	467,0 N	467 N

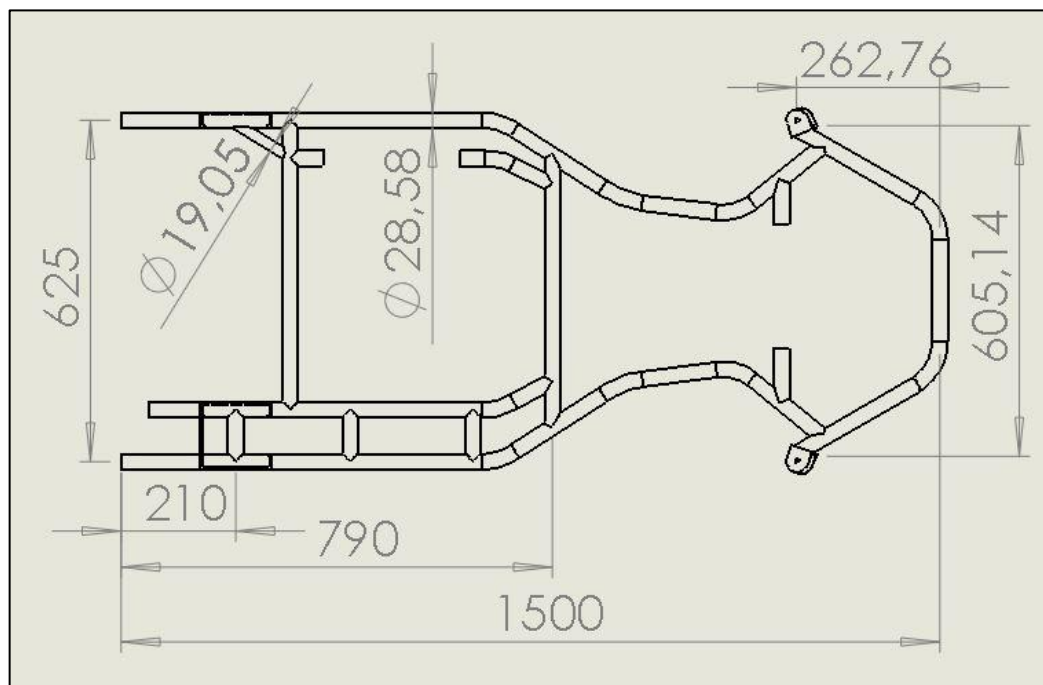
Fonte: Autor.

Vale ressaltar algumas considerações feitas durante a definição das condições de contorno: A resistência ao rolamento foi desconsiderada no cálculo do deslocamento longitudinal, e portando, também deixaram de entrar no cálculo do momento no plano YX no entanto esse valor é irrisório quando comparado a magnitude das outras forças presentes; para os cálculos de momento no eixo traseiro foi desconsiderada a rigidez do eixo, ou seja, foi dado criticidade ao carregamento considerando o eixo como uma viga engastada no mancal; nas condições de contorno para o veículo percorrendo curva algumas reações ficaram sem valor, isso porque nesses casos a reação em Z da roda referente é negativa (isto é, a roda não está em

contato com o solo) isso em virtude do carregamento gerado pela força centrífuga e da consequente torção do chassi; A carga em Y do eixo traseiro foi dividida igualmente para os dois mancais, isso porque mesmo que cada roda gere uma força de intensidade diferente, a distribuição para os dois mancais é feita pelo eixo rígido não sendo absorvida toda por um único mancal.

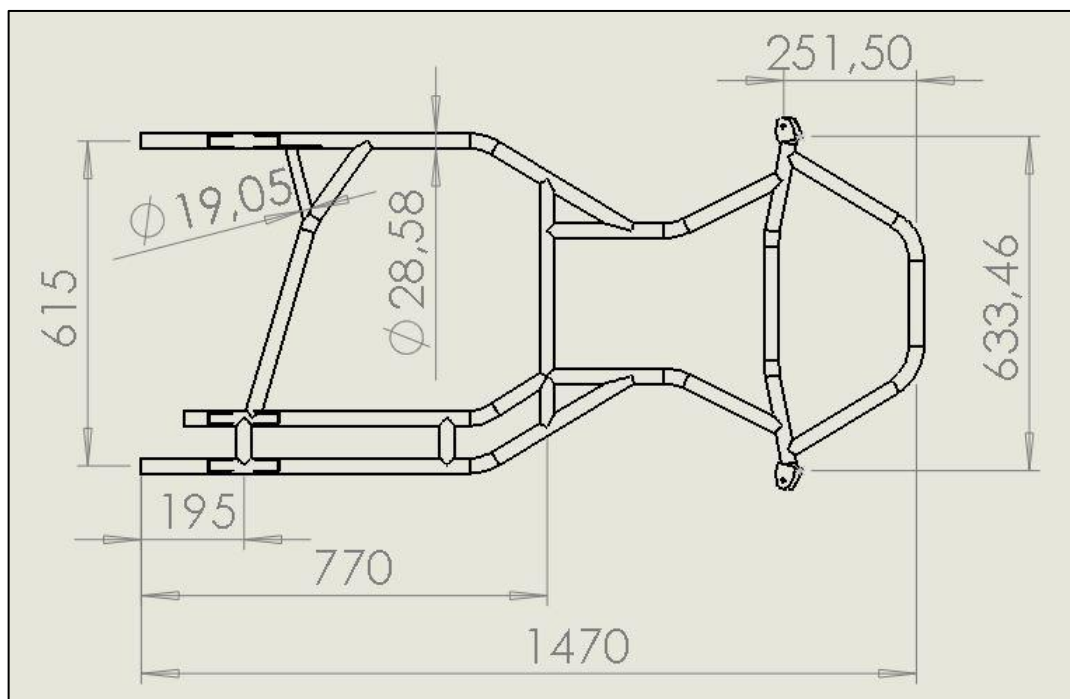
APÊNDICE C – PRINCIPAIS DIMENSÕES DOS CHASSIS

Figura C. 1 – Principais dimensões chassi 1



Fonte: Autor.

Figura C. 2 – Principais dimensões chassi 2



Fonte: Autor.