



Universidade de Brasília - UnB

Faculdade UnB Gama - FGA

Engenharia Automotiva

**PROJETO DE CHASSI TUBULAR PARA
VEÍCULO DE ALTA PERFORMANCE**

Autor: Pedro de Souza Camargo

Orientador: Prof. Dr. Maria Alzira de Araújo Nunes

Brasília, DF

2017



PEDRO DE SOUZA CAMARGO

**PROJETO DE CHASSI TUBULAR PARA VEÍCULO DE ALTA
PERFORMANCE**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Orientador: Prof. Dr. Maria Alzira de Araújo Nunes

Brasília, DF

2017

CIP – Catalogação Internacional da Publicação*

CAMARGO, Pedro de Souza.

Projeto de chassi tubular para veículo de alta performance / Pedro de Souza Camargo - Brasília: UnB, 2017. 125 p. : il. ; 29,5 cm.

Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade de Brasília

Faculdade UnB Gama, Brasília, 2017. Orientação: Maria Alzira de Araújo Nunes.

1. Chassi. 2. Rollbar. 3. Tubular I. NUNES, Maria Alzira de Araújo. II. Projeto de chassi tubular para veículo de alta performance.

CDU 00:000:000.0

Pedro de Souza Camargo

**PROJETO DE CHASSI TUBULAR PARA VEÍCULO DE ALTA
PERFORMANCE**

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em 03 de Julho de 2017, apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Prof. Dr. Maria Alzira de Araújo Nunes

Orientador

Prof. Dr. Carla Tatiana Mota Anflor

Membro Convidado

Prof. Me. Saleh Barbosa Khalil

Membro Convidado

Brasília, DF

2017

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por ter condições de lutar e conseguir alcançar um dos meus objetivos de vida. Agradeço aos meus pais Edleusa e Norberto e minha irmã Jordanna, por todo amor e dedicação me apoiando durante esses anos de graduação. Agradeço a Maíta, pela paciência e carinho comigo, cuidando de nosso filho enquanto eu me dedicava aos estudos. Agradecimento especial ao amigo Mario Mendes e família, por me acolherem quando precisei. Ao senhor Humberto Dutra pela oportunidade de estágio e ao senhor Victor Varro por todo o apoio e confiança. Aos amigos da Tião Carreiro, Friboi e Manolada, por todos os momentos vividos apoiando uns aos outros nessa jornada.

“Eu sei quem sou, e sei pelo que devo lutar. Se você acha que meu orgulho é grande, é porque não viu o tamanho da minha fé.” (Tião Carreiro)

RESUMO

Esse presente trabalho faz um estudo relacionado à metodologia de projeto estrutural de um chassi tubular com aplicação em veículos de alta performance. Para a execução do trabalho, a primeira etapa consiste em analisar os principais requisitos ao qual o projeto deve obedecer baseado no regulamento da Federação Internacional do Automobilismo (FIA). Na etapa seguinte, uma revisão dos critérios de falha aplicáveis foi feita, tendo como destaque os métodos de *von Mises* e *Tresca* para abordagem estática e dinâmica da estrutura. Foi proposto um modelo de chassi tubular baseado nos critérios e requisitos revisados anteriormente estando a fabricação do modelo prevista para após o término do TCC, portanto o trabalho é restrito às análises numéricas do modelo. Durante os testes, condições críticas de trabalho foram impostas sobre o modelo aplicando normas internacionais. Por fim, obteve-se um modelo confiável de chassi tubular que substitui o modelo original monobloco do veículo proposto, apresentando boa rigidez e segurança ao piloto.

Palavras-chave: Chassi. Estrutura. FIA. Análise estrutural.

ABSTRACT

This work corresponds to a methodology of structural design of a tubular tubulator with application in high performance vehicles. For an execution of the work, a first stage, it is imperative for the project to obey based on the regulation of the International Automobile Federation (FIA). In the next step, a review of the fault criteria applied, highlighting Mises and Tresca methods for the static approach and structure dynamics. We have proposed a tubular chassis model in our revised requirements and requirements. It is a fabrication of the model for the termination of the TCC, hence the work is restricted to the numerical analyzes of the model. During the tests, critical work issues imposed on the model applying international standards. Finally, a reliable model of tubular chassis was obtained that replaces the original one-piece model of the proposed vehicle, presenting good rigidity and safety to the pilot.

Keywords: Chassis. Structure. FIA. Structural analysis.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

FIGURA 1 - DE DION-BOUTON RUNABOUT: O CARRO DA PRIMEIRA CORRIDA DO MUNDO. (LITWIN, 2011).....	13
FIGURA 2 - VELOCIDADE MÁXIMA ALCANÇADA POR VEÍCULOS DE PRODUÇÃO (GILLESPIE, 1992).....	14
FIGURA 3 - DIFERENTES MATERIAIS PARA ABSORÇÃO E DEFORMAÇÃO LOCALIZADA(DANTAS, 2015) .	15
FIGURA 4 – MERCEDES-BENZ FORMULA 1 (A) E CATERHAM SEVEN 620R (B) (MOURA, 2015)	15
FIGURA 5 - SUBARU IMPREZA 1997 DA EMPRESA BOX 21 (ELABORADA PELO AUTOR)	18
FIGURA 6 - SUBARU IMPREZA E SUBARU IMPREZA WRX STI (SUBARU TECNICA INTERNATIONAL)	20
FIGURA 7 - CONCEITO MODULAR DE MONOBLOCO (MATSUSHIMA, 2015)	22
FIGURA 8 - CHASSI MONOBLOCO COM DIFERENTES MATERIAIS (DROMRU,2015)	22
FIGURA 9 - MERCEDES-BENZ NGCC: BASE DO SEDÃ CLA, CLASSE A E CLASSE B (RUFFO, 2013) ..	23
FIGURA 10 - CHASSI SUZUKI JIMMY(SUZUKI, 2016)	24
FIGURA 11 - CHASSI E CONJUNTO MECÂNICO SCANIA COMPARTILHADO	25
FIGURA 12 - CHASSI TUBULAR LAMBORGHINI COUNTACH.....	26
FIGURA 13 - MASERATI 250F, CAMPEÃO DE NURBURGRING EM 1957 COM JUAN MANOEL FANGIO	27
FIGURA 14 - CHASSIS MONOCOQUE MCLAREN RACING.....	28
FIGURA 15 – BARRAS PRINCIPAIS DE MONTAGEM HOMOLOGADOS PELA FIA (FIA, 2016).....	30
FIGURA 16 – REFORÇO DE CURVA (FIA, 2016).....	31
FIGURA 17 - DIMENSÕES DE ESPAÇO INTERNO (FIA,2016).....	33
FIGURA 18 - MODELO DE REFORÇO DIAGONAL E MÉTODO DE MEDIÇÃO (FIA, 2016).....	34
FIGURA 19 - REFORÇO DE PORTA (FIA,2016).....	34
FIGURA 20 - REFORÇO DE TETO (FIA, 2016)	35

FIGURA 21 - MODELO DE REFORÇO DE COLUNA DO PÁRA-BRISA (FIA,2016)	35
FIGURA 22 - REFORÇOS OPCIONAIS (FIA,2016)	36
FIGURA 23 - REFORÇOS OPCIONAIS DE TETO (FIA,2016).....	36
FIGURA 24 - CHASSI COMPLETO (FIA,2016)	37
FIGURA 25 - LINHAS DE LÜDER PARA ESCOAMENTO EM UM CORPO DE PROVA DE AÇO DOCE (SHIGLEY; MISCHKE, 2005).....	38
FIGURA 26 - TEORIA DA TENSÃO DE CISLHAMENTO MÁXIMA (MSS) PARA ESTADO PLANO DE TENSÃO, SENDO σ_A E σ_B AS DUAS TENSÕES PRINCIPAIS NÃO-NULAS (BEER FP E JOHNSTON, 1995)..	39
FIGURA 27 - TEORIA DA ENERGIA DE DISTORÇÃO (DE) PARA ESTADOS PLANOS DE TENSÃO (BEER FP E JOHNSTON, 1995).....	41
FIGURA 28 - DADOS EXPERIMENTAIS SOBREPOSTOS A TEORIAS DE FALHA. (REPRODUZIDO DA FIGURA 7.11, P. 257, MECHANICAL BEHAVIOR OF MATERIALS, 2ND ED., N. E. DOWLING, PRENTICE HALL, ENGLEWOOD CLIFFS, N.J., 1999.).....	42
FIGURA 29 - REPRESENTAÇÃO DA SUPERFÍCIE DA CARACTERÍSTICA DE UMA FRATURA POR FADIGA, COM DISTINÇÃO DA NUCLEAÇÃO, PROPAGAÇÃO E INSTABILIDADE DA TRINCA. FONTE: ASKELAND, 2008.	44
FIGURA 30 -- GEOMETRIA DO ESPÉCIME DE TESTE DA MÁQUINA DE R. R. MOORE. (REPRODUZIDO DA FIGURA 7-9, P. 309, PROJETO DE ENGENHARIA MECÂNICA, 7ND ED., JOHSEPH E. SHIGLEY, CHARLES R. MISCHKE, RICHARD G. BUDYNAS, PORTO ALEGRE: BOOKMAN, 2005.).....	45
FIGURA 31 - CURVA DE WOHLER (DADOS EXTRAÍDOS DE NACA TECH. NOTA 3866, DEZEMBRO DE 1966).....	46
FIGURA 32 - OS CICLOS DE HISTERESE DA TENSÃO VERDADEIRA-DEFORMAÇÃO VERDADEIRA MOSTRANDO AS PRIMEIRAS CINCO INVERSÕES DE TENSÃO DE UM MATERIAL COM AMOLECIMENTO CÍCLICO. O GRÁFICO APRESENTA-SE LIGEIRAMENTE EXAGERADO POR MOTIVOS DE CLAREZA. OBSERVE QUE A INCLINAÇÃO DA LINHA AB É O MÓDULO DE ELASTICIDADE E. O INTERVALO DA TENSÃO É $\Delta\sigma$, $\Delta\epsilon_p$ É O INTERVALO DE DEFORMAÇÃO PLÁSTICA E $\Delta\epsilon_e$ É O INTERVALO DE DEFORMAÇÃO ELÁSTICA. O INTERVALO TOTAL DE DEFORMAÇÃO É $\Delta\epsilon = \Delta\epsilon_p + \Delta\epsilon_e$	48
FIGURA 33 - RESULTADOS DE TENSÃO-DEFORMAÇÃO MONOTÔNICO E CÍCLICO. (A) AÇO AUSFORMED H- 11, BRINELL 660; (B) AÇO SAE 4142, BRINELL 400.	49

FIGURA 34 - UM GRÁFICO LOG-LOG MOSTRANDO COMO A VIDA SOB FADIGA SE RELACIONA COM A AMPLITUDE DA DEFORMAÇÃO VERDADEIRA PARA O AÇO 1020 LAMINADO A QUENTE. (REIMPRESSA COM PERMISSÃO DA SAE J1099_200208©2002 SAE INTERNATIONAL.)	49
FIGURA 35 - GRÁFICO DOS LIMITES DE RESITÊNCIA VERSUS RESISTÊNCIAS À TRAÇÃO PROCEDENTES DE RESULTADOS DE ENSAIOS VERDADEIROS PARA UMA GRANDE QUANTIDADE DE FERROS FORJADOS E DE AÇOS. RAZÕES DE $S'eSut$ DE 0,60, 0,50 E 0,40 SÃO MOSTRADAS PELAS LINHAS CONTÍNUAS E TRACEJADA, RESPECTIVAMENTE. OBSERVE TAMBÉM A LINHA HORIZONTAL TRACEJADA PARA $S'e = 107$ KPSI. OS PONTOS EXIBIDOS COMO UMA RESISTÊNCIA À TRAÇÃO MAIOR QUE 214 KPSI TEM UM LIMITE DE RESISTÊNCIA MÉDIO DE $S'e = 107$ kpsi E UM DESVIO-PADRÃO DE 13,5 KPSI. (COTEJADA DE DADOS COMPILADOS POR H. J. GROVER, S. A. GORDON E L. R. JACKSON EM FATIGUE OF METALS AND STRUCTURES, BUREAU OF NAVAL WEAPONS, DOCUMENT NAVWEPS 00-25-534, 1960; E DE FATIGUE DESIGN HANDBOOK, SAE, 1968, P. 42.).....	51
FIGURA 36 - FATORES DE SUSPERFICIE PARA DIVERSOS TIPOS DE ACABAMENTO SUPERFICIAL PARA AÇOS (JUVINALL, 1967).	55
FIGURA 37 - ALGUMAS RELAÇÕES DE TENSÃO-TEMPO: (A) TENSÃO FLUTUANTE COM ONDULAÇÃO DE ALTA FREQUENCIA; (B E C) TENSÃO FLUTUANTE NÃO-SENOIDAL; (D) TENSÃO FLUTUANTE SENOIDAL; (E) TENSÃO REPETIDA; (F) TENSÃO SENOIDAL COMPLETAMENTE INVERSA.....	61
FIGURA 38 - DIAGRAMA DE FADIGA MOSTRANDO VÁRIOS CRITÉRIOS DE FALHA. PARA CADA CRITÉRIO, PONTOS NA, OU "ACIMA" DA, RESPECTIVA LINHA INDICAM FALHA. UM PONTO A NA LINHA DE GOODMAN, POR EXEMPLO, PROVÊ A RESISTÊNCIA S_m COMO O VALOR LIMITE DE σ_m CORRESPONDE À RESISTÊNCIA S_a , QUE, EMPARELHADA COM σ_m , É O VALOR LIMITE DE σ_a	62
FIGURA 39 - METODOLOGIA DE PROJETO DE CHASSI TUBULAR.....	64
FIGURA 40 - SUSPENSÃO DIANTEIRA E TRASEIRA SUBARU IMPREZA (GOAUTO, 2002).....	65
FIGURA 41 - GEOMETRIAS DE MOTORES E EFEITO NA SUSPENSÃO: A) BOXER; B) EM LINHA; C)EM V (SUBARU,2017).....	65
FIGURA 42 - SUBARU IMPREZA EM ELEVAÇÃO COM SUSPENSÃO TRASEIRA DESCONECTADA	67
FIGURA 43 - CONJUNTO DE POWERTRAIN E SUSPENSÃO DESCONECTADOS DO CHASSI	67
FIGURA 44 - CHASSIS TUBULAR E MONOCOQUE PARA COMPARATIVO	69
FIGURA 45 - MODELAGEM DO VEÍCULO PARA DIMENSIONAMENTO DO CHASSI.....	73

FIGURA 46 - PONTOS REFERENTES AOS SUPORTES DE ANCORAGEM DA SUSPENSÃO E <i>POWERTRAIN</i> JUNTO AO <i>SPACEFRAME</i> E MANEQUIM DO PILOTO.....	73
FIGURA 47 - VISTA LATERAL DO CHASSI TUBULAR	74
FIGURA 48 - VISTA SUPERIOR DO CHASSI TUBULAR.....	74
FIGURA 49 - VISTAS FRONTAL E ISOMÉTRICA DO CHASSI TUBULAR.....	74
FIGURA 50 - ELEMENTO PIPE 288 (ANSYS, 2015).....	76
FIGURA 51 - ELEMENTO BEAM 188 (ANSYS,2015)	77
FIGURA 52 - VIGA EM BALANÇO	77
FIGURA 53 - VALIDAÇÃO DO SOFTWARE ANSYS APDL	78
FIGURA 54 - CONDIÇÕES DE CONTORNO PARA ANÁLISE ESTÁTICA EM FLEXO-TORÇÃO	79
FIGURA 55 - CONDIÇÕES DE CONTORNO PARA ANÁLISE ESTÁTICA DE CAPOTAMENTO	81
FIGURA 56 - CONDIÇÕES DE CONTORNO PARA CALCULO DE RIGIDEZ TORCIONAL.....	83
FIGURA 57 - TORÇÃO DO CHASSI E MEDIÇÃO DE DESLOCAMENTOS.....	83
FIGURA 58 - CONDIÇÃO DE CONTORNO PARA IMPACTO FRONTAL.....	88
FIGURA 59 - CONDIÇÃO DE CONTORNO PARA IMPACTO LATERAL.....	89
FIGURA 60 - CONDIÇÃO DE CONTORNO PARA IMPACTO VERTICAL	89
FIGURA 61 - MÁXIMA DEFORMAÇÃO PARA FLEXO-TORÇÃO - VISTA ISOMÉTRICA.....	92
FIGURA 62 - MÁXIMA TENSÃO PARA FLEXO-TORÇÃO - VISTA ISOMÉTRICA	92
FIGURA 63 - MÁXIMA DEFORMAÇÃO E MÁXIMA TENSÃO PARA FLEXO-TORÇÃO - VISTA FRONTAL.....	92
FIGURA 64 - MÁXIMA TENSÃO PARA FLEXO-TORÇÃO - VISTA LATERAL	93
FIGURA 65 - VIDA DE FADIGA SOB TENSÃO	94
FIGURA 66 - MÁXIMA DEFORMAÇÃO PARA CAPOTAMENTO - VISTA SUPERIOR	95

FIGURA 67 - MÁXIMA DEFORMAÇÃO PARA CAPOTAMENTO - VISTA ISOMÉTRICA	96
FIGURA 68 - MÁXIMA TENSÃO PARA CAPOTAMENTO - VISTA SUPERIOR	96
FIGURA 69 - MÁXIMA TENSÃO PARA CAPOTAMENTO - VISTA ISOMÉTRICA	97
FIGURA 70 - MÁXIMA TENSÃO PARA RIGIDEZ TORCIONAL - VISTA ISOMÉTRICA	98
FIGURA 71 - TENSÃO MÁXIMA PARA RIGIDEZ TORCIONAL EM FOCO - VISTA ISOMÉTRICA.....	99
FIGURA 72 – MÁXIMA DEFORMAÇÃO PARA RIGIDEZ À TORÇÃO - VISTA FRONTAL.....	100
FIGURA 73 - LISTA DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS	101
FIGURA 74 - MODO 1 DE VIBRAÇÃO.....	102
FIGURA 75 - MODO 2 DE VIBRAÇÃO.....	102
FIGURA 76 - MODO 3 DE VIBRAÇÃO.....	103
FIGURA 77 - MODO 4 DE VIBRAÇÃO.....	103
FIGURA 78 - MODO 5 DE VIBRAÇÃO.....	103
FIGURA 79 - MODO 6 DE VIBRAÇÃO.....	104
FIGURA 80 - FREQUÊNCIAS DA ANÁLISE HARMÔNICA.....	105
FIGURA 81 - COLISÃO FRONTAL - ISOMÉTRICA BARRA SUPERIOR	106
FIGURA 82 - COLISÃO FRONTAL - ISOMÉTRICA BARRA INFERIOR.....	107
FIGURA 83 - COLISÃO FRONTAL - VISTA SUPERIOR.....	107
FIGURA 84 - COLISÃO FRONTAL - VISTA LATERAL	108
FIGURA 85 - COLISÃO LATERAL, T=0s.....	109
FIGURA 86 - COLISÃO LATERAL, T=1s.....	109
FIGURA 87 - COLISÃO LATERAL - VISTA FRONTAL	110
FIGURA 88 - COLISÃO VERTICAL, T=0s	111

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 - PROPRIEDADES CÍCLICAS DE ALGUNS AÇOS DE ALTA RESISTÊNCIA	50
TABELA 2 - PARÂMETROS PARA O FATOR DE MODIFICAÇÃO SUPERFICIAL DE MARIN	56
TABELA 3- EFEITO DA TEMPERATURA DE OPERAÇÃO SOBRE A RESISTÊNCIA À TRAÇÃO DE AÇO. ST = RESISTÊNCIA À TRAÇÃO A TEMPERATURA DE OPERAÇÃO; SRT = RESISTÊNCIA À TRAÇÃO A TEMPERATURA AMBIENTE; $0,099 \leq \sigma \leq 0,110$	58
TABELA 4 - FATORES DE CONFIABILIDADE ke CORRESPONDENTES A 8% DE DESVIO-PADRÃO DO LIMITE DE RESISTÊNCIA.....	59
TABELA 5 – COORDENADAS DOS PONTOS DE ANCORAGEM DA SUSPENSÃO.....	68
TABELA 6 - COMPARATIVO ENTRE MODELOS DE VEÍCULOS DE ALTA PERFORMANCE.....	70
TABELA 7 – CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DE MATERIAIS DE ENGENHARIA COM TRATAMENTO TÉRMICO DE NORMALIZAÇÃO (LG STEEL)	71
TABELA 8 - COMPOSIÇÃO QUÍMICA DOS MATERIAIS EM PORCENTAGEM (%)*	71
TABELA 9 - DIÂMETRO MÍNIMO DE TUBOS DA GAIOLA DE PROTEÇÃO (FIA, 2016)	71
TABELA 10 - PERFIS DE TUBOS UTILIZADOS NO MODELO.....	72
TABELA 11 - VALORES DE CARREGAMENTO PARA ANÁLISE ESTÁTICA DE CAPOTAMENTO.....	81
TABELA 12 - COMPARATIVO DE RIGIDEZES TORCIONAIS.....	82

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO.....	13
1.1. Contextualização.....	13
1.2. Justificativa.....	17
1.3. Objetivo.....	18
1.4. Organização do trabalho.....	19
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	20
2.1. Veículo de Alta Performance.....	20
2.1.1. Chassi.....	21
2.1.2. Monobloco.....	21
2.1.3. Escada.....	24
2.1.4. Tubular.....	25
2.1.5. Monocoque.....	27
2.2. Normativas.....	29
2.2.1. Definição.....	29
2.2.2. Especificações.....	32
2.2.2.1. Estrutura Básica.....	32
2.2.2.2. Reforço.....	33
2.3. Teorias e critérios de análise de falhas.....	37
2.3.1. Teoria da Máxima Tensão de Cisalhamento.....	37
2.3.2. Teoria da Energia de Distorção.....	40
2.3.3. Falha em Materiais Dúcteis.....	41
2.3.4. Introdução à Fadiga em Metais.....	42
2.3.5. Método da Vida Sob Fadiga.....	44
2.3.6. Método da Vida Sob Tensão.....	45
2.3.7. Método da Vida Sob Deformação.....	47
2.3.8. Limite de Resistência.....	51
2.3.9. Resistência à Fadiga.....	52
2.3.10. Fatores modificadores do Limite de Resistência	
.....	54
2.3.11. Caracterização das Tensões Flutuantes.....	60
2.3.12. Critérios de Falha por Fadiga Sob Tensões	
Flutuantes.....	61

3. METODOLOGIA DE PROJETO.....	64
3.1. Medição dos pontos de ancoragem.....	67
3.2. Projeto em CAD.....	69
3.2.1. Análise comparativa	69
3.2.2. Definição do material.....	70
3.2.3. Modelagem.....	72
3.3. Simulações.....	75
3.3.1. Métodos Numéricos.....	75
3.3.2. Elementos finitos.....	76
3.3.3. Análise estática.....	79
3.3.3.1. Flexo-torção.....	79
3.3.3.2. Fadiga	80
3.3.3.3. Capotamento (FIA).....	80
3.3.3.4. Rigidez torcional.....	82
3.3.4. Análise dinâmica.....	84
3.3.4.1. Análise modal.....	84
3.3.4.2. Análise Harmônica.....	86
3.3.4.3. Análise de impacto.....	87
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	91
4.1. Flexo-torção.....	91
4.2. Fadiga.....	94
4.3. Capotamento (FIA).....	95
4.4. Rigidez torcional.....	97
4.5. Análise modal.....	101
4.6. Análise harmônica.....	104
4.7. Análise de impacto.....	106
4.7.1. Colisão frontal.....	106
4.7.2. Colisão lateral.....	109
4.7.3. Colisão vertical.....	111
5. CONCLUSÕES.....	112
6. REFERÊNCIAS.....	114

1. INTRODUÇÃO

1.1. Contextualização

Em 1876 surgiu a primeira patente do motor a quatro tempos, construído por Nikolaus August Otto (Alemanha). Essa invenção veio a contribuir para o desenvolvimento do transporte tanto de pessoas quanto de cargas. Em 1886, foi patenteado o primeiro automóvel por Carl Friedrich Benz (Carsten Heinisch, 2009) utilizando o conceito de Otto de motores a quatro tempos. Em 1887 ocorreu a primeira corrida de automóveis da história, curiosamente houve apenas um carro competidor, pertencente à empresa de automóveis Dion-Bouton (**Figura 1**), que finalizou o percurso a uma velocidade de 59 km/h.



Figura 1 - De Dion-Bouton Runabout: O carro da primeira corrida do mundo. (LITWIN, 2011)

Desde o seu surgimento, o automóvel trouxe consigo a velocidade e a tecnologia. As competições promoveram um estímulo para o desenvolvimento tecnológico dos carros. Maurice Olley (1957) caracterizou marcos alcançados por veículos (**Figura 2**) que mostram o impulso no desenvolvimento dessas máquinas ao longo dos primeiros anos de sua criação.

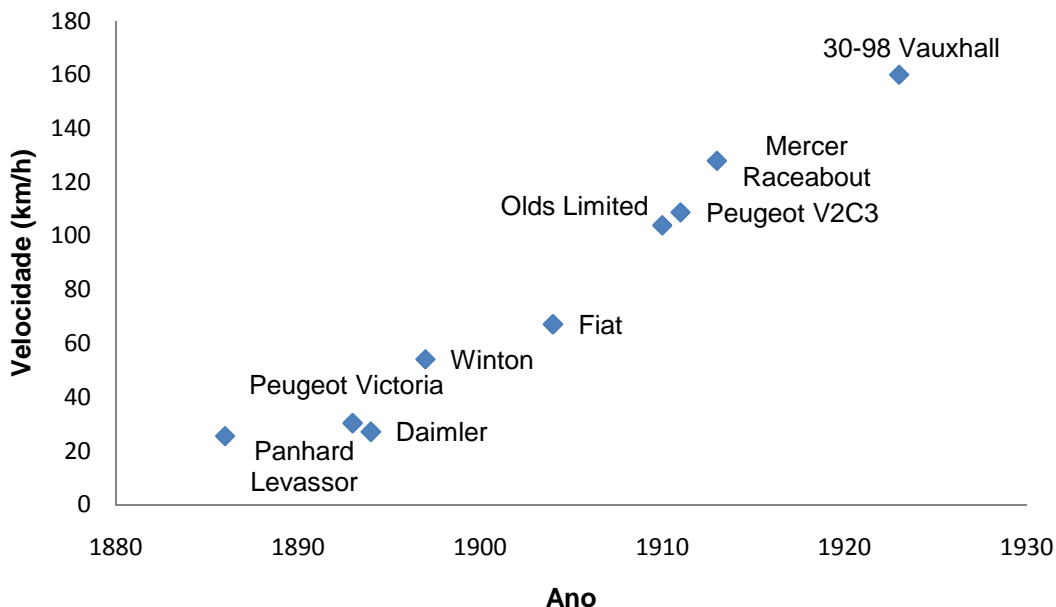


Figura 2 - Velocidade máxima alcançada por veículos de produção (GILLESPIE, 1992)

A evolução dos veículos se deu mediante a melhoria dos motores, suspensões, chassis e eletrônica, visando não somente a performance mas, também, a segurança do motorista. Segundo Gillespie(1992), os veículos alcançaram capacidade de alta velocidade antes mesmo de aparecerem boas estradas, exigindo melhores dinâmicas principalmente de dirigibilidade e frenagem, tornando-se uma preocupação na engenharia.

Desde o seu surgimento em 1950, a Formula Um que é a maior categoria do automobilismo mundial e é um verdadeiro laboratório, trouxe além da evolução dos carros, que começavam nas pistas e culminariam nos veículos nas ruas, um grande numero de mortes. Na década de 1950 morreram 14 pilotos, 14 na década seguinte, 11 na década de 1970 e apenas na década de 1980 surgiu a preocupação com a segurança, diminuindo as mortes para quatro na década devido principalmente a mudanças no chassi (ALEX, 2010).

Para garantir a segurança dos pilotos, uma das principais formas de proteção se deu por intermédio de aperfeiçoamento dos chassis. Estes devem ser robustos o suficiente para absorver impactos a velocidades máximas alcançadas pelos veículos, não abrindo mão de requisitos como baixo peso e

custos, visto que influenciam na performance, dirigibilidade e valor de mercado. Surgiram a célula de segurança, a cápsula de fibra de carbono que envolve o piloto protegendo-o, além de partes deformáveis que absorvem impacto observado na **Figura 3**.

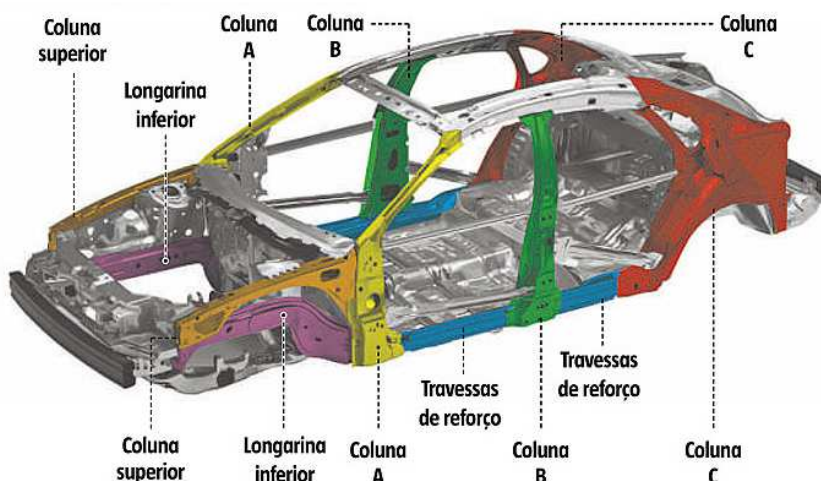


Figura 3 - Diferentes materiais para absorção e deformação localizada(DANTAS, 2015)

A aproximação entre veículos de rua e veículos de corrida se dá por intermédio dos veículos esporte, ou de alta performance. A exemplo, temos a **Figura 4** que trás este tipo de transição, trazendo para as ruas um veículo com características como pneus mais largos, CG mais baixo, suspensão rígida, potência e torque maior, além de detalhes como pintura, bancos esportivos e acabamentos exclusivos. Em A temos um Formula Um e em B um veículo de rua de alta performance.

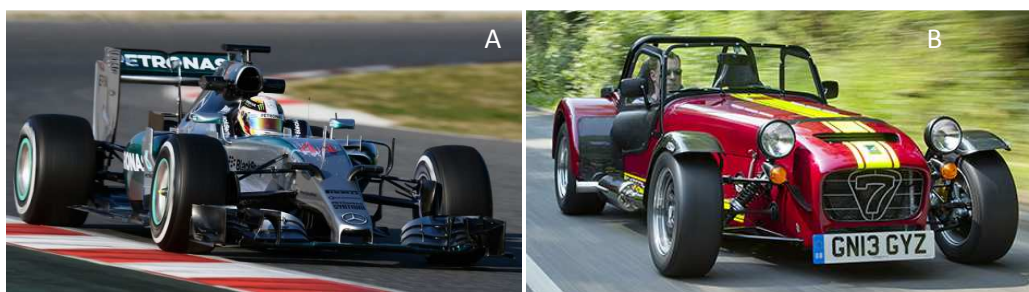


Figura 4 – Mercedes-Benz Formula 1 (A) e Caterham Seven 620R (B) (MOURA, 2015)

Visto que, para desenvolvimento de um veículo, necessita-se de um investimento alto para criação de moldes, ensaios estruturais destrutivos entre outros, foi preciso fazer mudanças nas técnicas de desenvolvimento de projeto para alcançar menores custos. A Ford investiu em seu campo de provas só no ano de 2011 cerca de R\$14milhões na aquisição e instalação de novos equipamentos (O MECÂNICO, 2012). Com o avanço da tecnologia, com recursos computacionais potentes, softwares de simulação, as técnicas de projeto e desenvolvimento mudaram, possibilitando simular a realidade e oferecendo maior confiabilidade aos modelos antes da construção.

Na engenharia existem duas grandes áreas de métodos para projetos: Experimental e Teórico. O Método Teórico ainda pode ser dividido em duas subáreas: Analítico e Numérico. Por fim, o Método Numérico pode ser subdividido em três áreas: Método das Diferenças Finitas, Método dos Elementos Finitos e Método dos Elementos de Contorno (DE SOUZA, 2015). O Método dos Elementos Finitos é o mais usado na indústria automotiva e o motivo será explicado posteriormente no trabalho. Dentre os softwares disponíveis no mercado que utilizam o MEF para solução das análises os mais usados são: CATIA (Dassault Systemes), LS-DYNA (LSTC), NASTRAN (NEI) e ANSYS (NASDAQ:ANSS). O software CATIA é uma ótima ferramenta para dimensionamento espacial, estudo de conforto, mas dificulta as análises estruturais devido a complexidade de *inputs* necessários. O NASTRAN é uma ferramenta bastante utilizada na indústria naval e aeroespacial principalmente em estudo de fluidos, conhecidos como CFD (*Computational Fluid Dynamics*). O ANSYS trás boas ferramentas para análise estrutural e dinâmica explícita, tendo como aliado o *plug-in* do LS-DYNA utilizado como *solver*, sendo, portanto o software escolhido.

Existem vários modelos de chassi como monobloco, escada, monocoque e tubular. Dentre os modelos existentes de chassis, o tubular é o que melhor se adapta para utilização em veículos de corrida devido ao seu baixo peso, elevada rigidez e fácil fabricação comparada aos outros modelos existentes, ficando atrás apenas do monocoque que apesar de mais leve e seguro tem um custo bem mais elevado.

A proposta do trabalho é utilizar técnicas numéricas para projetar um chassi tubular, substituindo o chassi monobloco original para aplicação em veículos de alta performance.

1.2. Justificativa

Este presente trabalho surgiu da necessidade da empresa BOX 21 Tecnologia Automotiva de construir um carro de alta performance, buscando a inserção de seu nome e suas tecnologias no mercado nacional de projetos automotivos.

Enquanto membro do quadro de funcionários da empresa, atuando como estagiário, foi lançado o desafio de construir um veículo de competição com o objetivo de servir como laboratório para desenvolvimento de componentes automotivos para ganho de performance. A empresa BOX 21 tem planejado inserir-se no quadro nacional de fabricantes de componentes, tendo este veículo base como estande de divulgação.

O veículo demandado é um Subaru Impreza 1997 (**Figura 5**) que receberá uma configuração inicial de conjunto mecânico, eletrônico e suspensão, além de estar sob um chassi tubular diferente do original com características de ser leve e resistente. O chassi tubular foi escolhido por apresentar maior facilidade para modificações e inserção de componentes de diversas fabricantes, possibilitando alteração espacial dos componentes.



Figura 5 - Subaru Impreza 1997 da empresa BOX 21 (Elaborada pelo autor)

O conjunto mecânico ainda não foi totalmente definido, restringindo portanto, a construção do chassi dado que modificações estruturais poderão ser necessárias, limitando o trabalho a análises numéricas e evitando aumento de custos de desenvolvimento.

1.3. Objetivo

Este trabalho tem como objetivo projetar um chassi tubular para veículos de alta performance, realizando análise numérica/computacional estática e dinâmica.

Os objetivos específicos desse trabalho são:

- i) Definição das normas para veículos de alta performance e análise de falhas de componentes mecânicos;
- ii) Propor uma geometria de chassi que atenda às normas vigentes, tendo em visto a escolha da seção tubular e o material;
- iii) Utilizar ferramenta CAD para proposição da mesma;
- iv) Estabelecer uma metodologia de projeto do chassi, tendo em vista a utilização de métodos computacionais para análise estática (flexo-torção e capotamento) e dinâmica (fadiga, análise modal e harmônica);

- v) Comparação dos resultados obtidos com parâmetros de desempenho estipulados em normas e outros trabalhos científicos;
- vi) Otimização do chassi projetado.

1.4. Organização do trabalho

Para facilitar a visualização, segue a estruturação do trabalho.

No Capítulo 2 será apresentado o que é veículo de alta performance com enfoque no projeto de chassi, fazendo uma revisão dos modelos existentes e uma explicação dos métodos de falhas que abordam esse tipo de projeto.

No Capítulo 3 é apresentado uma metodologia de projeto e análise comparativa de modelos de chassi. É realizado a modelagem do chassi e são definidos os parâmetros para as análises a serem realizadas.

No Capítulo 4 são apresentados as respostas das análises realizadas bem como uma breve discussão dos mesmos comparando aos métodos de falha.

No Capítulo 5 é apresentado a conclusão do trabalho e discussão dos objetivos específicos propostos.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Veículo de Alta Performance

Amantes da velocidade tem o seu prazer realizado muitas vezes em suas máquinas. Carros que sofrem um ganho de potência, acerto de suspensão, diminuição de peso, entre outras características que visam a melhor dirigibilidade e velocidade do veículo. Esses veículos são usados no dia a dia ou até mesmo em corridas em autódromos como os conhecidos *Track Day* ou arrancadas.

As fabricantes sabem desse desejo por desempenho ao volante e do diferencial “exclusividade”, várias já possuem dentro de suas instalações divisões responsáveis por preparar veículos convencionais para atingir um patamar superior de pilotagem, como a NISMO da Nissan , a AMG da Mercedes-Benz e STI da Subaru, sendo essa a divisão oficial de preparação da marca criada para levar para as pistas uma versão esportiva de seus veículos. Essa motivação é um combustível a mais para as fabricantes manterem um rico mundo de velocidade, usando as provas homologadas como laboratórios para desenvolvimento de conjuntos mecânicos que posteriormente serão aplicados aos carros comerciais. Na **Figura 6** vemos o mesmo veículo em duas versões: comercial e esportiva.



Figura 6 - Subaru Impreza e Subaru Impreza WRX STi (Subaru Tecnica International)

Veículos com preparação em alto grau podem triplicar a potência original, diminuir o peso consideravelmente, atingindo velocidades bem superiores às originais em tempos muito menores. Essas são algumas características que resumem a definição de um veículo de alta performance.

2.1.1. Chassi

O chassi pode ser dito como a principal parte de um veículo, apesar de nem sempre ser o mais exposto, segundo Chandra (2012) é um esqueleto onde todos os sistemas do veículo são acoplados. Ele tem como principal função a de exercer rigidez e servir como suporte para os demais subsistemas do veículo oferecendo segurança aos passageiros.

Em geral, o chassi é o ponto inicial para concepção dos veículos, visto que muitas vezes o próprio design é feito sobre o mesmo. Resistência mecânica e rigidez são parâmetros importantes ao qual a carroceria de um veículo deve possuir, suficiente para não prejudicar o funcionamento de outros subsistemas e, ao mesmo tempo, ser capaz de suportar cargas elevadas em função de possíveis impactos, como em um acidente por exemplo.

Existem quatro modelos principais de chassis que serão explicados posteriormente expondo suas vantagens e desvantagens para aplicações de alta performance.

2.1.2. Monobloco

O chassi monobloco é a estrutura mais utilizada no mercado automotivo. É aplicada nos carros leves por possibilitar agilidade no processo produtivo, visto a grande demanda. Como mostrado na **Figura 7**, o monobloco é na verdade uma carroceria que dispensa o uso de um chassi pois, é formado por

chapas cortadas, dobradas e soldadas pontualmente para formar uma estrutura com boa rigidez torcional.

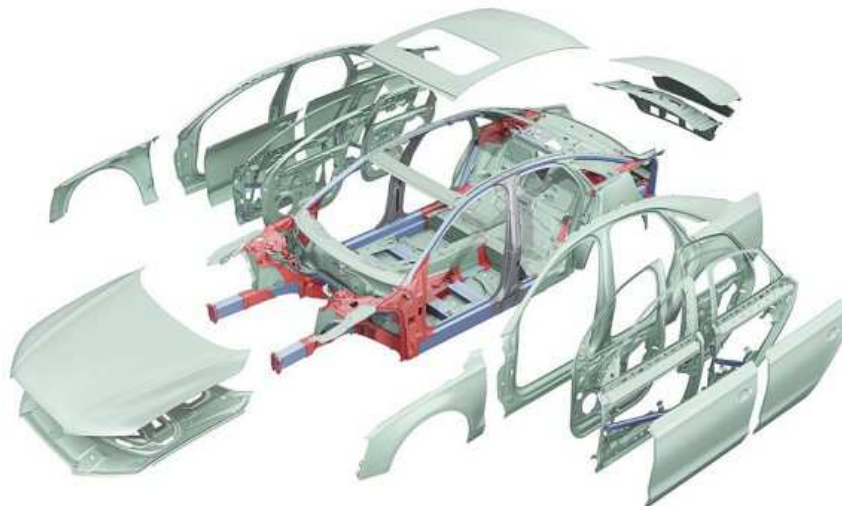


Figura 7 - Conceito modular de monobloco (MATSUSHIMA, 2015)

O chassi monobloco possibilita a utilização de materiais dissimilares, ou seja, possuem diferentes características como observado na **Figura 8**. Esse tipo de característica é adequada para se ter respostas diferentes a cada função distribuída ao longo do veículo.

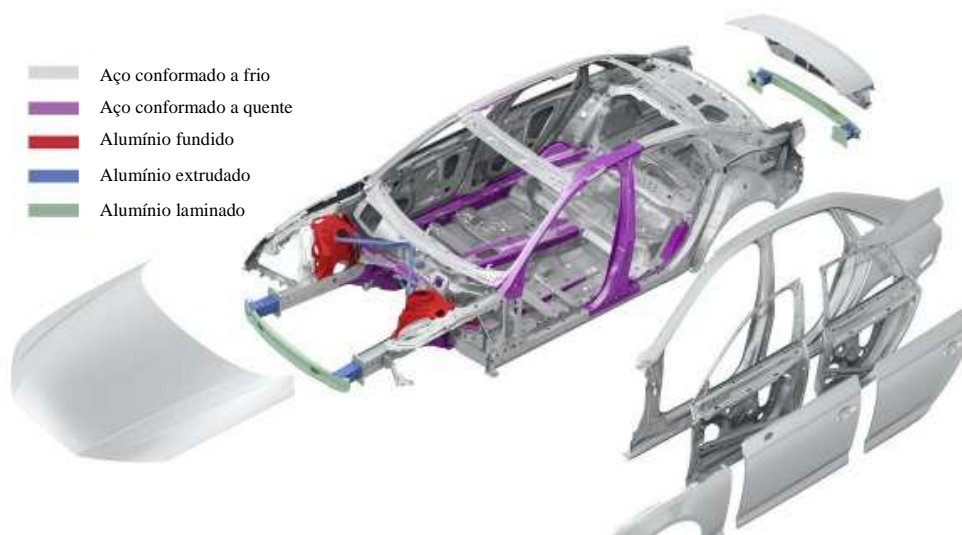


Figura 8 - Chassi monobloco com diferentes materiais (DROMRU,2015)

Outra importante característica típica do monobloco é a possibilidade de compartilhamento de plataformas, garantindo uma diminuição de custos de produção e tempo de produção. A **Figura 9** mostra uma dessas plataformas, que são estruturas básicas principais que comportam as estruturas secundárias, que diferenciam veículos que a compartilham, ferramenta comumente utilizada na indústria automotiva.



Figura 9 - Mercedes-Benz NGCC: base do sedã CLA, Classe A e Classe B (RUFFO, 2013)

A plataforma da **Figura 9** é o utilizada em um veículo Classe A que tem estilo família e em um CLA 45 Amg que é um esportivo de fábrica.

SMITH(2002) afirma que esse tipo de estrutura exhibe maior dificuldade de análises teórica analítica, sendo possíveis apenas com auxílio de elementos finitos.

Esse tipo de chassi não é comumente aplicável a veículos de alta performance por ser pesado e possuir itens de conforto que também funcionam como componentes estruturais. Para aplicação desse chassi é necessário reforços estruturais conhecidos como gaiola de proteção.

2.1.3. Escada

Esse tipo de configuração trás consigo a união de uma carroceria a um chassi, sendo partes distintas com funções diferentes entre si, observado na **Figura 10**. A carroceria servirá apenas para proteção do piloto e passageiro, abrigando a direção, instrumentação e componentes de conforto. O chassi mantém sua função de suporte para todos os subsistemas e sua principal função é suportar os esforços de carga transportada apresentando boa rigidez.



Figura 10 - Chassi Suzuki Jimmy(SUZUKI, 2016)

Esse tipo de chassi é adequado para transporte de cargas e pessoas, visto que sua resistência a esforços de flexão é bastante elevada.

O chassi escada também possibilita o compartilhamento de conjuntos mecânicos entre diferentes veículos como o da **Figura 11**, possível ser encontrado em caminhões e ônibus.



Figura 11 - Chassi e conjunto mecânico Scania compartilhado

Esse tipo de chassi apresenta boa rigidez a flexão mas não tem o mesmo comportamento a torção. Isso implica em uma dificuldade no acerto da dirigibilidade do veículo. Além de que é necessário a construção de um habitáculo para o piloto, limitando esse tipo de chassi a corridas específicas, não aplicável à proposta desse trabalho.

2.1.4. Tubular

Também conhecido como *Spaceframe*, foi criado durante a Segunda Guerra Mundial para proporcionar aos aviões uma maior capacidade de suportar danos, comparados aos aviões da época, mantendo sua integridade (Oliveira, 2007).

É uma estrutura 3D (**Figura 12**), cujo modelo procura sempre triangulações entre as partes formadoras, aproximando-se a treliças. Essa possibilidade do aumento da profundidade da estrutura, comparado aos

modelos anteriores, resulta no aumento da rigidez e resistência a flexão em resposta a diversos tipos de carregamentos (Happian-Smith et al,2002).



Figura 12 - Chassi tubular Lamborghini Countach

A montagem de um chassi tubular pode variar, sendo utilizados tubos de secção vazada circulares ou quadradas. Diversas categorias do automobilismo utilizam este tipo de configuração por ser leve e possuir boas respostas para torção e flexão. Além de variar a geometria dos tubos, hoje utiliza-se também diferentes materiais, que possibilitam um ganho ainda maior na redução de peso.

Uma vantagem do chassi tubular é a proteção do piloto e conjunto *power-train* (**Figura 13**). Possibilita também uma gama de variações no modelo, porém, exige uma atenção para que os tubos encontrem-se sempre em pontos comuns, e não no meio da barra. Outra dificuldade do modelo é a quantidade de material depositado para união dos tubos, exigindo perícia do fabricante e atenção para garantir a segurança do utilizador.

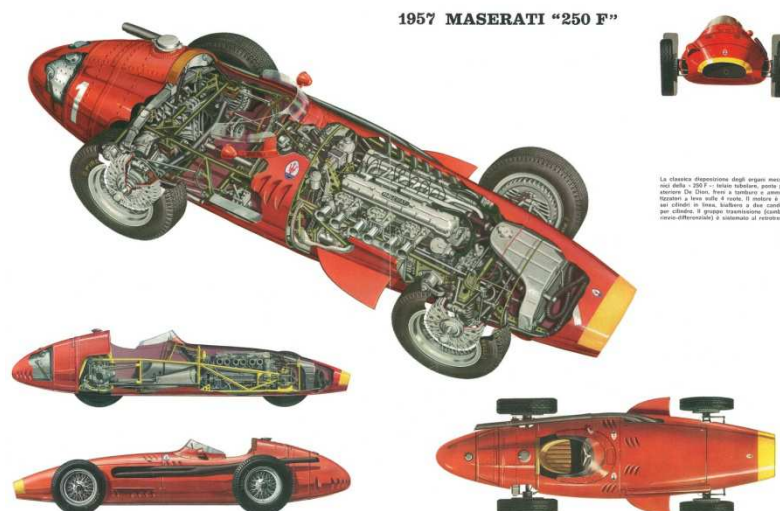


Figura 13 - Maserati 250F, campeão de Nurburgring em 1957 com Juan Manoel Fangio

Como visto anteriormente, o chassi tubular possibilita grandes variações em uma geometria, o que facilita para diferentes aplicações. Sua resposta em rigidez a flexão e torção são bons requisitos para sua escolha. Além do baixo peso, é uma construção barata, sendo viável sua utilização na construção do chassi proposto para esse trabalho.

2.1.5. Monocoque

Em 1961, o regulamento da maior categoria do automobilismo (Fórmula Um) mudou, reduzindo os motores de dois litros e meio para um litro e meio de capacidade volumétrica. Ao mesmo tempo, a aderência alcançada na interação pneu/solo foi aumentada graças aos estudos desenvolvidos na época. Os antigos pneus não tinham tanta aderência e, com isso, um chassi flexível auxiliava na dirigibilidade (Wouter, 2009).

Enquanto as equipes se esforçavam para se adequar às novas tecnologias e normas utilizando chassi tubular, Colin Chapman desenvolveu na Team Lotus um novo modelo de estrutura, uma espécie de sanduíche metálico,

utilizando liga de alumínio L72. Esse modelo de estrutura alcançou uma maior rigidez torcional, menor área frontal e menor peso (F1Technical, 2015).

A McLaren é pioneira em estruturas de carbono. Em 1981, a McLaren Racing apresentou o primeiro monocoque de carbono para Fórmula Um, estrutura que tem desempenho dinâmico incrivelmente superior aos anteriormente utilizados, apresentando resistência e baixo peso (McLaren Automotive, 2011). Esse tipo de estrutura é até hoje utilizado nas categorias de ponta do automobilismo, como vemos na **Figura 14**.



Figura 14 - Chassis monocoque McLaren Racing

Apesar de ser a melhor configuração para veículos de corrida, não é viável sua utilização por exigir equipamentos, material e moldes específicos, o que torna seu custo muito elevado, resultando em baixo volume de produção. Além dos custos em materiais, esse tipo de configuração exige uma mão de obra extremamente qualificada, o que torna a hora/homem trabalhada muito caro.

2.2. Normativas

Esse capítulo tem por motivação informar quais os requisitos de segurança devem ser obedecidos para que o protótipo seja regulamento pelo órgão máximo de eventos automobilísticos, a Federação Internacional de Automobilismo (Fédération Internationale de l'Automobile - FIA). Esse texto foi baseado Artigo 253 do Código Desportivo Internacional da FIA.

O objetivo básico desse dispositivo (gaiola) é proteger o condutor caso o carro venha a capotar ou se envolver em um acidente. Esse propósito deve estar sempre em mente. Todas as gaiolas para serem homologadas devem possuir identificação do fabricante claramente visível, contendo informações como número de fabricação.

2.2.1. Definição

Para facilitar o entendimento, alguns termos usados neste trabalho serão explicados brevemente segundo a norma citada.

Gaiola de proteção: estrutura tubular instalada na cabine de pilotagem cuja função é reduzir a deformação em caso de impacto, protegendo os condutores.

Barra rolante: estrutura tubular formando um aro com dois pés de encaixe.

Barra de rolagem principal (**Figura 15 – A**): anel tubular transversal e quase vertical (ângulo máximo +/- 10° em relação à vertical) localizado em todo o veículo logo atrás dos assentos dianteiros. O eixo do tubo deve estar em um único plano

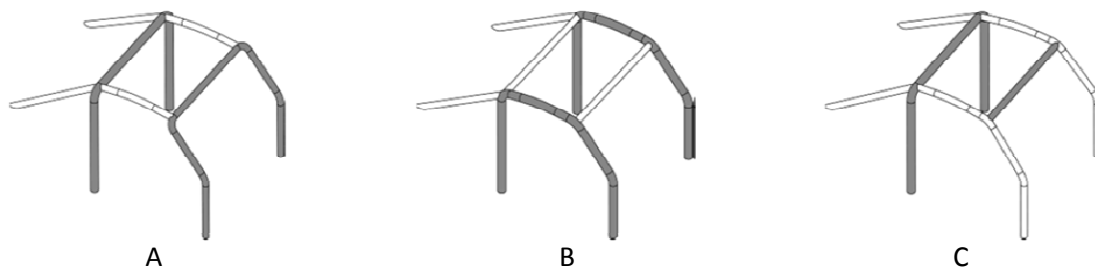


Figura 15 – Barras principais de montagem homologados pela FIA (FIA, 2016)

Barra de rolagem dianteira (**Figura 15 - A**): semelhante à principal, mas segue na coluna dianteira formando o pára-brisa e teto frontal.

Barra lateral (**Figura 15 - B**): tubo único que segue na lateral do veículo, cujo pilar frontal é a coluna do veículo passando por pára-brisa e a parte traseira é localizado logo atrás dos bancos dianteiros. O pilar traseiro deve ser reto em vista lateral.

Semi arco lateral (**Figura 15 - C**): semelhante a barra lateral, mas não possui a parte traseira.

Barra traseira: semelhante à principal, seguindo da barra de rolagem principal para a traseira do chassi.

Membro longitudinal: tubo de peça única quase longitudinal que une as barras dianteira e traseira superior e inferior.

Membro transversal: tubo de peça única quase longitudinal que une as laterais superior e inferior.

Membro diagonal: tubo transversal entre: um dos cantos superiores da barra de rolagem principal e o canto inferior oposto da barra de rolagem.

Membros removíveis: membros de uma gaiola que podem ser removido sem perdas na segurança do veículo.

Pé de montagem: parte inferior da barra de rolagem e lateral que vai acoplada ao chassi (quando utilizar chassi monobloco) ou a parte inferior do chassi (quando utilizar chassi tubular).

Reforço de gaiola: membros adicionados à estrutura principal que buscam melhorar a resistência e melhor distribuição de energia.

Placa de reforço (**Figura 16**): reforço para uma curva ou junção feita de chapa metálica dobrada com forma de U cuja espessura não pode ser inferior a 1,0 mm. As extremidades do reforço (ponto E) devem estar a uma distância do ponto de junção (ponto S) em no máximo duas a quatro vezes o diâmetro externo do maior tubo unido. É permitido recorte na parte superior mas o raio não pode ultrapassar 1,5 vezes o diâmetro externo do maior tubo.

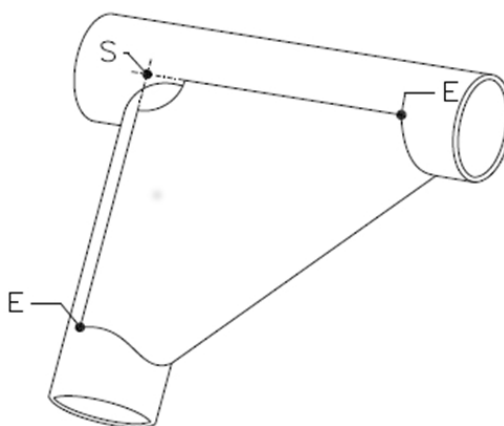


Figura 16 – Reforço de curva (FIA, 2016)

2.2.2. Especificações

Este item tratará de informar as características mínimas que a estrutura deve apresentar para ser homologada de acordo com o regulamento da FIA.

2.2.2.1. Estrutura Básica

A estrutura de base deve ser feita de acordo com um dos seguintes procedimentos de projeto:

- 1 barra de rolagem principal + 1 barra de rolagem dianteira + 2 membros longitudinais + 2 barras traseiras + 6 pés de montagem (**Figura 15 – A**);
- 2 barras laterais + 2 membros transversais + 2 barras traseiras + 6 pés de montagem (**Figura 15 – B**);
- 1 barra de rolagem principal + 2 semi arco lateral + 1 membro transversal + 2 barras traseiras + 6 pés de montagem (**Figura 15 – C**).

A parte vertical da barra de rolagem principal deve estar o mais próximo possível do contorno interno da carroceria e deve ter apenas uma curva com a superior.

A barra lateral ou o semi arco lateral devem estar o mais próximo possível do teto e da lateral do carro, ambos possuindo apenas uma curva com vertical.

Em todos os casos não devem haver mais que quatro conexões removíveis no nível do teto. A barra traseira deve estar o mais próximo possível do plano do teto e da curva vertical da barra de rolagem principal, além de ter um ângulo mínimo de 30° com a vertical.

Uma vez definida a estrutura básica, ela deve ser completada com membros obrigatórios e reforços opcionais. A menos que sejam explicitamente

permitidas e a menos que sejam utilizadas juntas desmontáveis em conformidade com o Artigo 253-8.3.2.1, todos os membros tubulares devem ser peças únicas.

Uma atenção se faz necessária ao que diz respeito ao espaço interno que garante segurança ao piloto e co-piloto. A figura abaixo apresenta as dimensões a ser obedecidas:

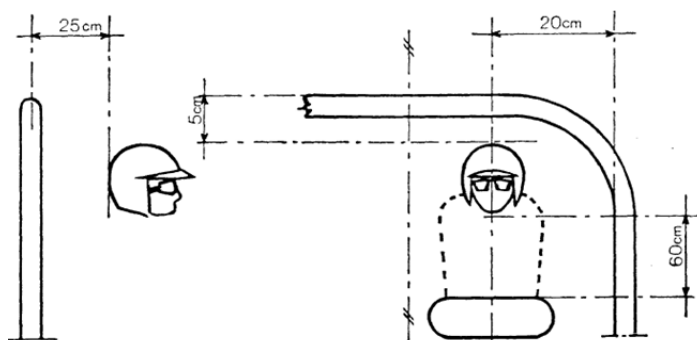


Figura 17 - Dimensões de espaço interno (FIA,2016).

2.2.2.2. Reforço

Essas regras são aplicadas a carros homologados a partir de 01/01/2002. A gaiola deve ter dois membros diagonais na barra de rolagem principal como mostrado na **Figura 18 (A)**, e as extremidades inferiores devem estar distanciadas em no máximo 100 mm do pé de montagem. Para medição correta, utilize a **Figura 18(B)**.

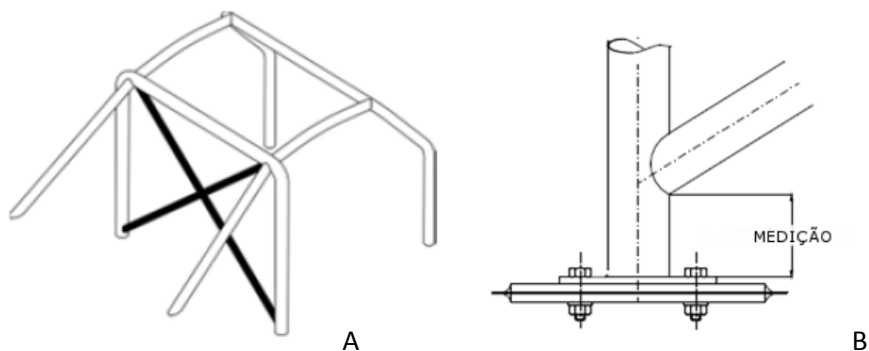


Figura 18 - Modelo de reforço diagonal e método de medição (FIA, 2016)

Nas portas, um ou mais elementos longitudinais devem ser instalados em cada lado do veículo utilizando um dos modelos da **Figura 19**, podendo os modelos serem combinados mas é exigido a igualdade entre os lados. Eles podem ser removíveis, mas deve ser alta o suficiente para proteção do piloto, não sendo superior à metade da altura da barra lateral ou semi arco lateral.



Figura 19 - Reforço de porta (FIA,2016)

Caso o modelo em “X” seja escolhido, recomenda-se que os pontos de fixação inferiores sejam fixados diretamente no elemento longitudinal do chassi e que pelo menos uma parte do “X” seja de peça única.

Na parte superior da gaiola de segurança, os reforços podem acompanhar a curva do teto. Existem três possibilidades exemplificadas na **Figura 20** podendo no caso da montagem em “X” ser utilizado apenas uma

diagonal quando em corridas sem co-piloto, necessitando apenas que o ponto frontal da diagonal seja do lado do piloto.



Figura 20 - Reforço de teto (FIA, 2016)

Para o modelo em “X”, as extremidades devem estar a no máximo 100 mm da junção entre as barras. No perfil em V, caso os elementos não estejam ligados, devem estar distanciados a no máximo 100 mm na sua ligação com a barra de arrasto ou membro transversal.

Para o pilar do pára-brisa, o que vai inferir em utilizar ou não o reforço é a distancia horizontal da coluna vertical do semi arco lateral com o ponto de encontro no teto do veículo, como mostrado na **Figura 21**, para casos que “A” for maior que 200 mm deve ser utilizado o reforço.

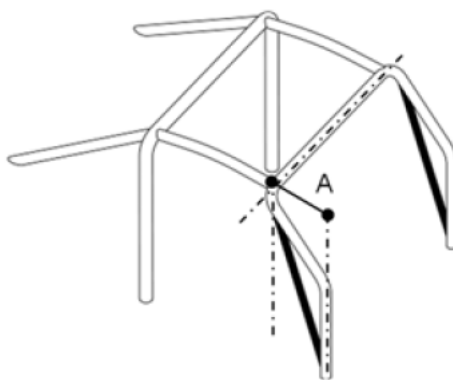


Figura 21 - Modelo de reforço de coluna do pára-brisa (FIA,2016)

Pode ser dobrado na condição de que seja reto em vista lateral e que o ângulo da curva não exceda 20 °.

Podem ser utilizados elementos transversais montados na barra de rolagem principal ou entre os apoios das fixações dos arnês de segurança. Nos dois primeiros modelos descritos na **Figura 22**, o ângulo entre a perna central e a vertical deve possuir no mínimo 30° e o ponto inferior não pode ser mais alto que o ponto mais alto do painel, além de ser proibido invadir o espaço dos ocupantes.

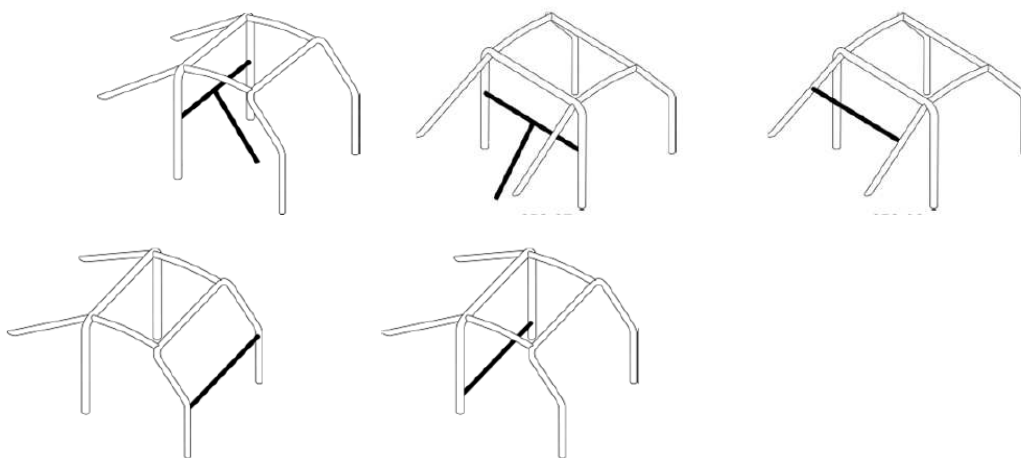


Figura 22 - Reforços opcionais (FIA,2016)

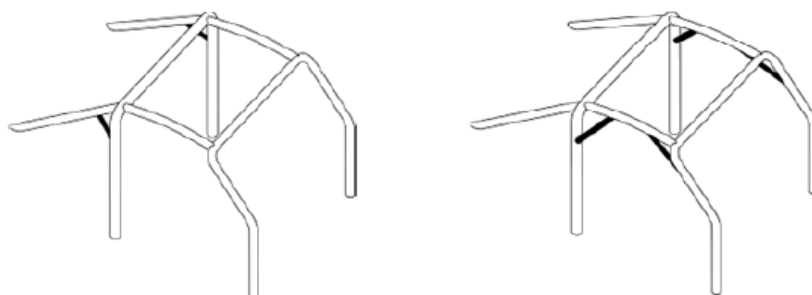


Figura 23 - Reforços opcionais de teto (FIA,2016)

Os reforços descritos na **Figura 23** podem ser feitos de tubos ou de chapa metálica em forma de U como mostrado na **Figura 16**.

O artigo após definir as formas diversas de montagem de uma estrutura, apresenta por fim um modelo base, apresentado na **Figura 24**:

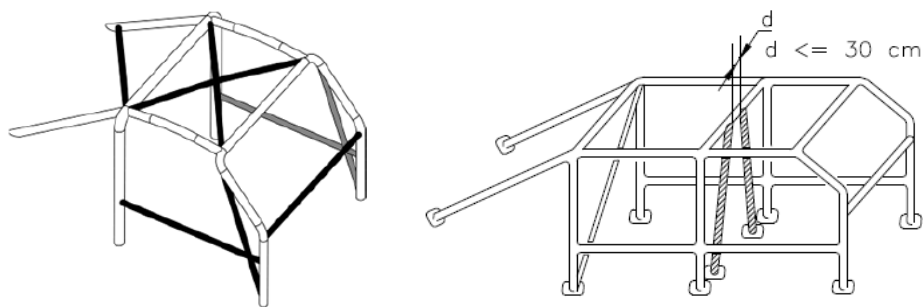


Figura 24 - Chassi completo (FIA,2016)

2.3. Teorias e critérios de análise de falha

Nesse item serão abordadas as teorias de análise de falhas. Essas teorias têm fundamental importância no desenvolvimento de produto, visto que previnem falhas em determinado material ao ser submetido a carregamentos de uso.

O chassi deve resistir a cargas de forma a dissipar a energia e deformando sem oferecer riscos a quem ocupa o veículo. Por esse motivo, o material utilizado para sua confecção é de característica dúctil e abaixo são listados alguns critérios para análise de falha em materiais dúcteis.

2.3.1. Teoria da Máxima Tensão de Cisalhamento

Essa teoria também é conhecida como *teoria de Tresca* ou *de Guest* e diz que o escoamento em um componente inicia-se a partir do momento em que a tensão máxima de cisalhamento iguala-se ou torna-se superior à tensão máxima de cisalhamento obtida em ensaio de tração do material utilizado quando o mesmo começa a escoar (SHIGLEY; MISCHKE, 2005).

Várias teorias são criadas baseadas nos resultados obtidos em ensaios de tração em que, as linhas de deslizamento dos grãos de um material formam um ângulo de 45° com a linha longitudinal do corpo de prova. Essas linhas

iniciam o escoamento e possibilitam observar as linhas de fratura, conhecidas também como *linhas de Lüder*.

Essas linhas surgem durante a elongação do escoamento representado na **Figura 25**. Em metais dúcteis e de granulação mais fina apresentam maior alongamento que só termina após todas as faixas cobrirem o comprimento total do corpo de prova.

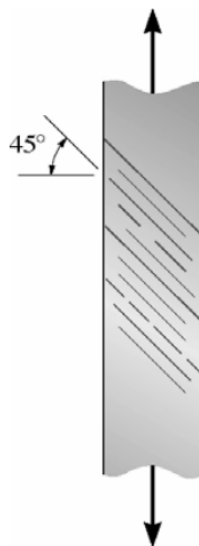


Figura 25 - Linhas de Lüder para escoamento em um corpo de prova de aço doce (SHIGLEY; MISCHKE, 2005)

A partir das tensões principais, obtêm-se uma relação com as direções do versor, recaindo no polinômio cúbico

$$\sigma^3 - C_2\sigma^2 - C_1\sigma - C_0 = 0$$

em que σ_1, σ_2 e σ_3 são raízes, geralmente ordenadas da forma $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ e C_0, C_1 e C_2 são coeficientes chamados de invariantes de tensor. As tensões de cisalhamento principais podem ser obtidas a partir das tensões normais principais:

$$\tau_{13} = \frac{|\sigma_1 - \sigma_3|}{2}$$

$$\tau_{21} = \frac{|\sigma_2 - \sigma_1|}{2}$$

$$\tau_{32} = \frac{|\sigma_3 - \sigma_2|}{2}$$

Obedecendo à ordem acima, temos que $\tau_{max} = \tau_{13}$. Considerando S_y a tensão de escoamento do material, no momento do escoamento temos que $\tau_{max} = \frac{S_y}{2}$, portanto:

$$\tau_{max} = \frac{|\sigma_1 - \sigma_3|}{2} = \frac{S_y}{2}$$

É preciso incorporar um fator de segurança, denominado n . Temos então:

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2n}$$

Problemas comumente aparecem em estado de tensão plana, onde uma das tensões principais é nula, criando uma região de segurança representado na **Figura 26**.

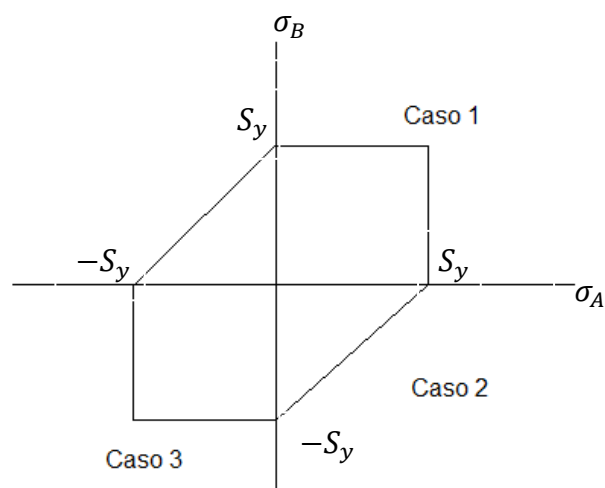


Figura 26 - Teoria da tensão de cisalhamento máxima (MSS) para estado plano de tensão, sendo σ_A e σ_B as duas tensões principais não-nulas (BEER FP E JOHNSTON, 1995).

2.3.2. Teoria da Energia de Distorção

A *teoria da energia de distorção* (DE) ou *teoria de von Mises-Hencky* surgiu de observações quanto a materiais dúcteis quando solicitados hidrostáticamente apresentavam resistências de escoamento acima dos valores fornecidos em ensaio de tração simples, postulando posteriormente que o escoamento estava relacionado a distorção angular do elemento tensionado e não era um fenômeno restrito a simples ação de tração ou compressão.

A teoria defende que ocorre escoamento quando a energia de deformação por distorção em uma unidade de volume é igual ou maior à energia de deformação por distorção por unidade de volume obtido ao escoamento sob tração ou compressão do mesmo material (BEER FP E JOHNSTON, 1995).

Para o teste de tração, temos o estado uniaxial de tensão onde, no escoamento, $\sigma_1 = S_y$ e $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$. Para o estado duplo de tensão, $\sigma_2 = 0$ e temos para a energia de distorção associada ao escoamento:

$$S_y = (\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2)^{\frac{1}{2}}$$

A equação anterior descreve uma elipse que, ao ser plotada no gráfico (**Figura 27**), delimita uma área cuja combinação de tensões biaxiais estará segura contra o escoamento sob carregamento estático (NORTON, 2000).

σ_B

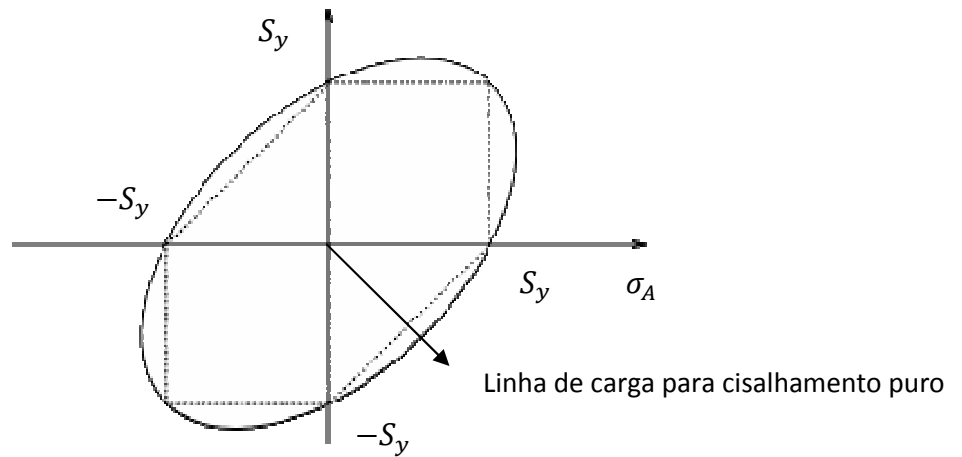


Figura 27 - Teoria da energia de distorção (DE) para estados planos de tensão (BEER FP E JOHNSTON, 1995)

2.3.3. Falhas em Materiais Dúcteis

Os estudos relacionados à falha de elementos de engenharia tiveram como um dos pioneiros Joseph Marin, que teve um trabalho extenso de coleta de dados de várias fontes. A **Figura 28** a seguir demonstra que ambas as teorias citadas anteriormente são aproveitáveis para projeto e análise de materiais que possuam falha do tipo dúctil.

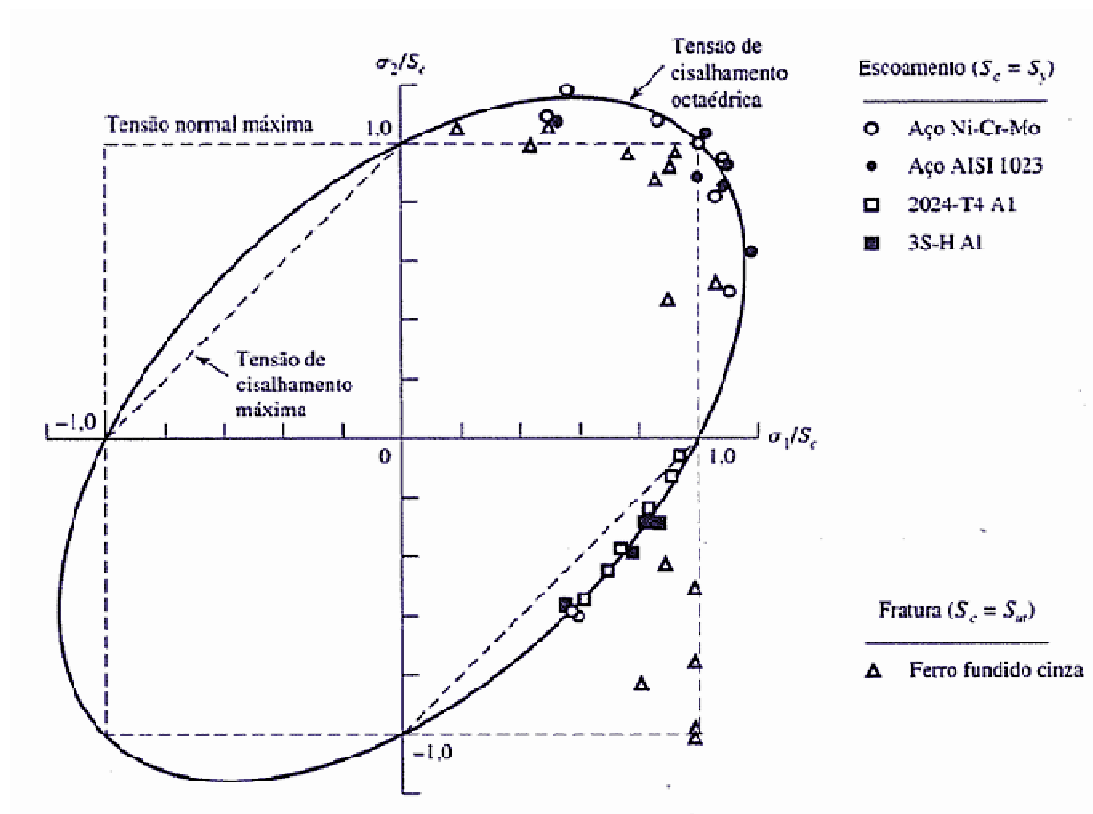


Figura 28 - Dados experimentais sobrepostos a teorias de falha. (Reproduzido da Figura 7.11, p. 257, Mechanical Behavior of Materials, 2nd Ed., N. E. Dowling, Prentice Hall, Englewood Cliffs, N.J., 1999.)

A seleção de uma das teorias acima citadas para análise de falha é baseada na dificuldade encontrada. A teoria da máxima tensão de cisalhamento é fácil de ser usada quando se deseja saber apenas as tensões máximas encontradas em um componente quando submetido a carregamentos, se tornando rápida e sendo conservadora. A teoria da energia de distorção torna-se melhor quando se deseja saber o motivo da falha.

2.3.4. Introdução à Fadiga em Metais

As condições de carregamento impostas em ensaios de materiais para caracterização física são denominadas *condições estáticas*. A carga é aplicada gradualmente dando tempo suficiente para que ocorra deformação de forma

plena. Outra característica do ensaio é a de que as cargas são aplicadas apenas uma única vez pois o ensaio é destrutivo.

Esse tipo de condição de carregamento é facilmente observado em estruturas fixas. Porém, várias aplicações submetem os componentes ao que chamamos de *cargas flutuantes* em que o componente é submetido a uma determinada variação de carregamento. Exemplificando, observamos um eixo de transmissão submetido a uma carga de flexão onde as fibras superiores e inferiores passam por uma tração e uma compressão a cada revolução.

Frequentemente são encontradas peças de máquinas que falharam sob ação de tensões inferiores à resistência última e muitas vezes as tensões máximas encontram-se abaixo da tensão de escoamento. A característica dessa falha se dá a que as tensões foram repetidas inúmeras vezes, daí a denominação *falha por fadiga*. A falha por fadiga é geralmente de natureza frágil mesmo em materiais dúcteis. A fadiga é a maior causa de falhas nos metais, chegando a representar 90% de todas as falhas de metais, podendo ser encontrada também em polímeros e cerâmicos, exceto vidros (CALLISTER,2008).

A falha por fadiga inicia com uma fissura. A fissura pode aparecer devido ao processo de fabricação do material ou pode ser desenvolvida ao longo do tempo devido a uma deformação cíclica em regiões de concentração de tensões, como vazios (NORTON,2000). Segundo Fisher e ,Yenf (FISHER JOHN W E YEN, 1990), todos os materiais possuem vazios, que são regiões de descontinuidade microscópicas, com dimensões menores que $4 \cdot 10^{-4}$ mm, oriundas dos processos de fabricação.

Norton (NORTON,2000) qualifica a falha por fadiga em três estágios: (1) início da trinca, onde um ponto de concentração de tensão origina uma pequena trinca que podem ser do tipo: riscos superficiais, ângulos vivos, rasgos de chaveta, fios de roscas e afins; (2) propagação da trinca, a cada ciclo de tensões ocorre um incremento na trinca através dos degraus de

escorregamento de discordâncias, ocasionando sua propagação; e (3) a fratura final, após a trinca atingir um tamanho crítico, ocorre uma falha rapidamente.

Facilmente identificada devido apresentar *marcas de praia* e *estrias*, observado na **Figura 29**.

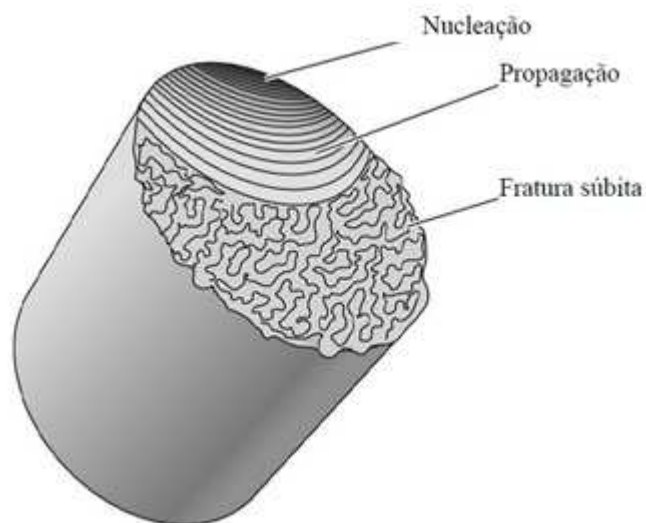


Figura 29 - Representação da superfície da característica de uma fratura por fadiga, com distinção da nucleação, propagação e instabilidade da trinca. Fonte: ASKELAND, 2008.

2.3.5. Método da Vida sob Fadiga

Em projetos de engenharia são levados em consideração três tipos de análises fundamentais para estudo de falhas por fadiga: método da vida sob tensão (S-N), método da vida sob deformação (ϵ -N) e o método da fratura linear elástica (MFLE). A aplicação e as vantagens e desvantagens de cada método serão abordados posteriormente. O último método não será abordado nesse trabalho devido a necessidade de haver uma pré trinca, restringindo seu estudo em propagação da trinca.

Shigley (SHIGLEY; MISCHKE, 2005) sugere uma classificação de falha por fadiga de acordo com a vida do componente. *Fadiga de baixo ciclo (FBC)*

ocorre quando a vida do componente em número de ciclos, N , é de $1 \leq N \leq 10^3$ ciclos. *Fadiga de alto ciclo (FAC)* ocorre para $N \geq 10^3$ ciclos. Para Dowling (DOWNLING, 1993) a fadiga de alto ciclo tem início entre 10^2 e 10^4 ciclos, enquanto Madayag (MADAYAG, 1969) define de 10^3 até 10^4 ciclos como o ponto de interrupção.

2.3.6. Método da Vida sob Tensão

Modelo mais antigo entre os citados, porém, mais frequentemente utilizado em aplicações que envolvem FAC, considerando que o espécime terá vida maior que 10^3 ciclos. Esse método proporciona melhores resultados quando se conhece as amplitudes das tensões de solicitação e infere que as mesmas sejam consistentes ao longo da vida do espécime.

Com propósito de medir e verificar respostas dos materiais submetidos a cargas cíclicas, R.R Moore adaptou a máquina de Wohler, criando um ensaio de eixo bi apoiado, usando flexão pura por meio de pesos. Para o estudo, utiliza-se corpos de prova cuidadosamente polidos e, em seu último estágio, é feito polimento uniaxial para evitar o aparecimento de riscos circunferentes, como pode ser visto na **Figura 30**.

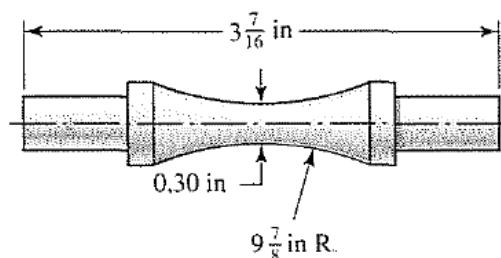


Figura 30 -- Geometria do espécime de teste da máquina de R. R. Moore. (Reproduzido da Figura 7-9, p. 309, Projeto de Engenharia Mecânica, 7nd Ed., Johseph E. Shigley, Charles R. Mischke, Richard G. Budynas, Porto Alegre: Bookman, 2005.)

Devido à natureza estatística da fadiga, os testes devem ser realizados diversas vezes. Para realização, uma carga de flexão constante é aplicada e o número de revoluções dessa viga é requerido até a falha. O primeiro ensaio é realizado utilizando uma tensão inferior à tensão última do material. O segundo é utilizado uma tensão menor que a anterior, e o processo é continuado possibilitando a construção de um gráfico $S-N$. Esse gráfico pode ser escrito em um papel log-log, enfatizando a curva, que poderia não aparecer em coordenadas cartesianas.

A abscissa do gráfico determina o número de ciclos N , enquanto a ordenada do diagrama é denominada *resistência à fadiga* S_f . A **Figura 31** representa a relação $S-N$, também conhecido como curva de Wohler.

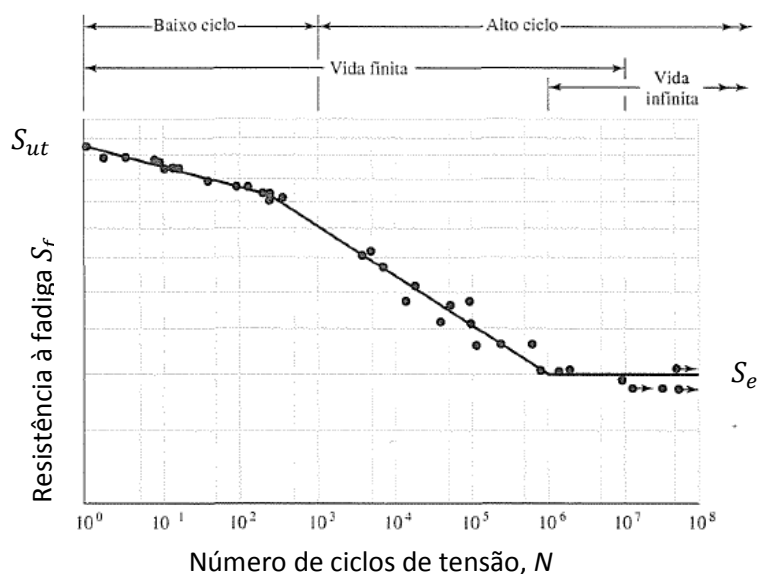


Figura 31 - Curva de Wohler (Dados extraídos de NACA Tech. Nota 3866, dezembro de 1966)

Outro ponto que merece atenção é o de inflexão da curva que distingue a *região de vida finita* da *região de vida infinita*. Em aços, esse ponto está entre

10^6 e 10^7 ciclos. A resistência correspondente a este ponto é denominado *limite de resistência à fadiga* ou *limite de fadiga* (S_e). Abaixo desse ponto, não haverá falhas por fadiga não importando o número de ciclos.

Apesar desse método não ser tão preciso, é o de mais fácil implementação para muitas aplicações de projeto e representa adequadamente em alta ciclagem.

2.3.7. Método da Vida sob Deformação

Este é considerado o melhor procedimento para explicar a natureza da falha por fadiga. Devido a necessidade de idealizações para aplicação do método que ocasiona incertezas quando empregado para estimar a resistência à fadiga, sua aplicação aqui se faz restrito a explicação da natureza da fadiga (SHIGLEY, MISCHKE, 2005). Esse método é aplicado em sua maioria em regimes de baixo ciclo e problemas de vida finita em casos que aparecem tensões suficientes para causarem escoamento local (NORTON, 2000).

Os limites elásticos do ferro e do aço podem ser mudados por variações cíclicas de tensão (BAIRSTOW, 1910). Em geral, quando submetidos a ciclos de inversão de tensão, os aços recozidos possuem limites elásticos aumentados, ao passo que aços repuxados a frio exibem um limite elástico decrescente (SHIGLEY, MISCHKE, 2005).

A **Figura 32** mostra a aparência geral de gráficos tensão-deformação cíclicas para os primeiros ciclos de deformação controlada, demonstrando amolecimento e apresentando menor resistência e maior deformação a cada inversão de tensão.

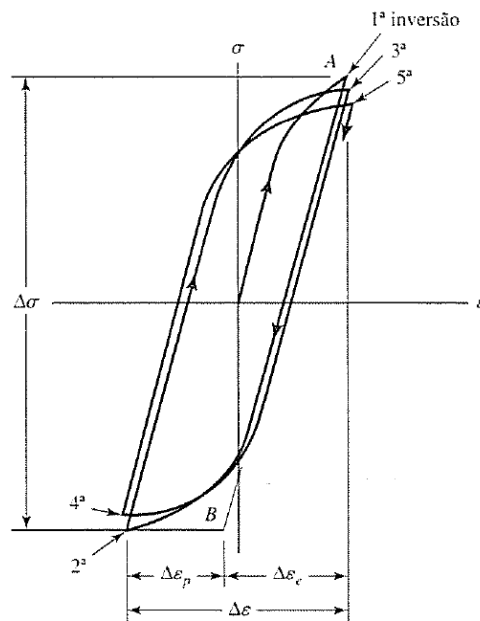


Figura 32 - Os ciclos de histerese da tensão verdadeira-deformação verdadeira mostrando as primeiras cinco inversões de tensão de um material com amolecimento cíclico. O gráfico apresenta-se ligeiramente exagerado por motivos de clareza. Observe que a inclinação da linha AB é o módulo de elasticidade E . O intervalo da tensão é $\Delta\sigma$, $\Delta\epsilon_p$ é o intervalo de deformação plástica e $\Delta\epsilon_e$ é o intervalo de deformação elástica. O intervalo total de deformação é $\Delta\epsilon = \Delta\epsilon_p + \Delta\epsilon_e$.

Os gráficos abaixo, redesenhados, tem grande importância pelo fato de enfatizarem a dificuldade em determinar a resistência à fadiga com valores de resistência monotônicas de escoamento e última em regiões de baixa ciclagem.

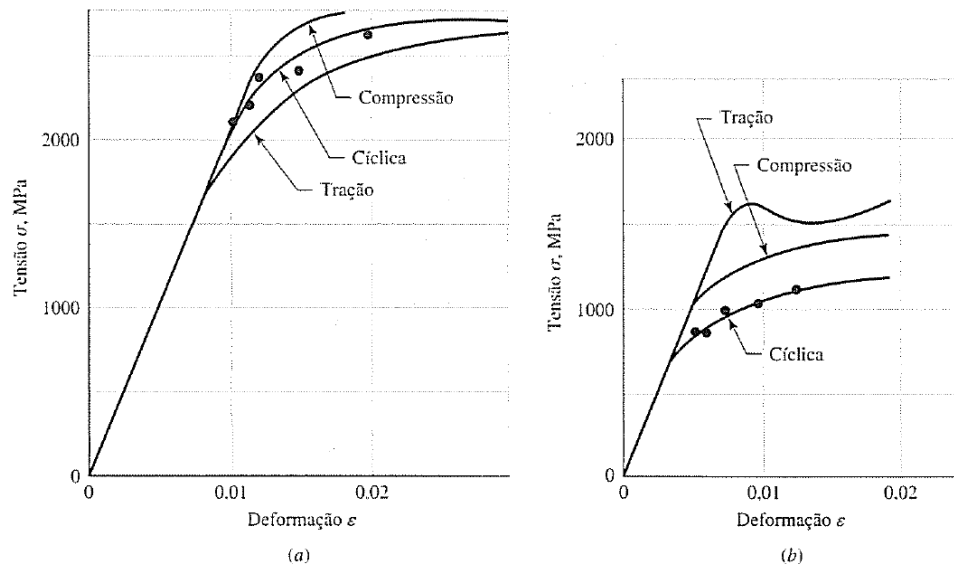


Figura 33 - Resultados de tensão-deformação monotônico e cíclico. (a) Aço Ausformed H-11, Brinell 660; (b) aço SAE 4142, Brinell 400.

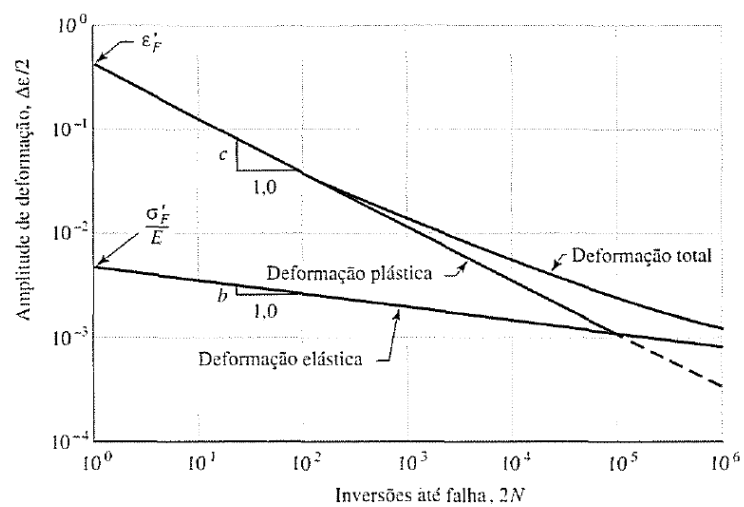


Figura 34 - Um gráfico log-log mostrando como a vida sob fadiga se relaciona com a amplitude da deformação verdadeira para o aço 1020 laminado a quente. (Reimpresa com permissão da SAE J1099_200208©2002 SAE International.)

Manson-Coffin criou a relação entre vida de fadiga e deformação total, observada no gráfico da **Figura 34** (TAVERNELLI; COFFIN, 1962). A partir da relação e da igualdade de deformação da **Figura 32**, temos que:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_F}{E} (2N)^b + \varepsilon'_F (2N)^c$$

Onde o termo ε'_F de ductilidade à fadiga é a deformação verdadeira correspondente à fratura em uma inversão (ponto A na **Figura 32**), a linha de deformação plástica começa nesse ponto na **Figura 34**. σ'_F de resistência à fadiga é a tensão verdadeira correspondente à fratura em uma inversão (ponto A na **Figura 32**). Através da **Figura 34** percebe-se que a linha de deformação elástica começa em $\frac{\sigma'_F}{E}$. “c” de ductilidade à fadiga é a inclinação da linha de deformação plástica na **Figura 34**, “b” de resistência à fadiga é a inclinação da linha de deformação elástica.

Abaixo são listados alguns dos coeficientes e expoentes incluídos no relatório da SAE J1099.

Tabela 1 - Propriedades cíclicas de alguns aços de alta resistência

NUMERO AISI	PROCESSAMENTO	DUREZA Hb	Resistência cíclica ao escoamento	Coefficiente de resistência à fadiga	Coefficiente de ductilidade à fadiga	Expoente de encruamento por deformação à fadiga
1,045	Q&T80°F	705	...	310	...	0,1
1,045	Q&T360°F	595	250	395	0,07	0,13
1,045	Q&T500°F	500	185	330	0,25	0,12
1042	Q&T720°F	390	110	230	0,45	0,14
1042	Q&T180°F	670	300	375	...	0,05
1042	Q&T400°F	560	250	385	0,07	0,11
1042	Q&T600°F	475	195	315	0,09	0,14

- Deformação 14% (LANDGRAF, 1968)

2.3.8. Limite de Resistência

O ensaio de tensão é preferido ao de deformação para limites de resistência, mas o segundo já se tornou rotineiro mesmo que seja um processo longo. Traçando-se linhas entre pontos comparados entre ensaios com vigas rotativas e ensaios de tração simples, é possível ver se há alguma relação entre os dois conjuntos de resultados. O gráfico parece sugerir que o limite de resistência varia entre cerca de 40 a 60% da resistência a tração para aços de $S_{ut} = 1460$ MPa (212 kpsi) e, a partir desse ponto, o espalhamento parece aumentar, mas a tendência parece equiparar-se, como sugerido pela linha horizontal tracejada em $S'_e = 740$ MPa (107 kpsi) (SHIGLEY, MISCHKE, 2005).

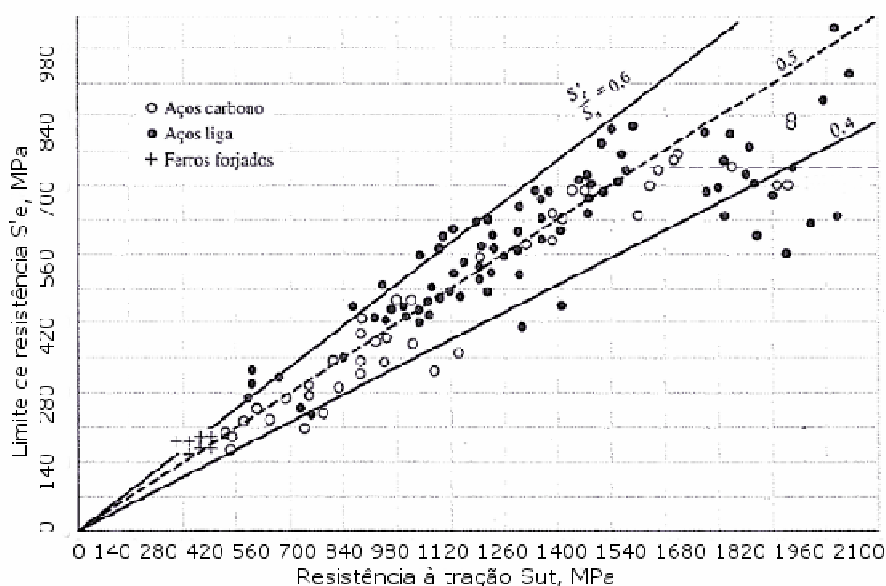


Figura 35 - Gráfico dos limites de resistência versus resistências à tração procedentes de resultados de ensaios verdadeiros para uma grande quantidade de ferros forjados e de aços. Razões de $\frac{S'_e}{S_{ut}}$ de 0,60, 0,50 e 0,40 são mostradas pelas linhas contínuas e tracejada, respectivamente. Observe também a linha horizontal tracejada para $S'_e = 107$ kpsi. Os pontos exibidos como uma resistência à tração maior que 214 kpsi tem um limite de resistência médio de $S'_e = 107$ kpsi e um desvio-padrão de 13,5 kpsi. (Cotejada de dados compilados por H. J. Grover, S. A. Gordon e L. R. Jackson em *Fatigue of Metals and Structures*, Bureau of Naval Weapons, Document NAVWEPS 00-25-534, 1960; e de *Fatigue Design Handbook*, SAE, 1968, p. 42.)

Na estimativa do limite de resistência, observa-se uma dispersão muito grande entre os valores obtidos de fontes diversas e os valores reais de laboratório. Sabendo da grande incerteza, deve ser feita uma compensação. Mischke (MISCHKE, 1987) reuniu dados reais de várias fontes e observou a possibilidade de uma relação entre o limite de resistência e a resistência à tração. Para aços a relação é descrita abaixo:

$$S'_e = \begin{cases} 0,504 S_{ut} \text{ kpsi or MPa} & S_{ut} \leq 212 \text{ kpsi (1460 MPa)} \\ 107 \text{ kpsi} & S_{ut} > 212 \text{ kpsi} \\ 740 \text{ MPa} & S_{ut} > 1460 \text{ MPa} \end{cases}$$

em que S_{ut} é a resistência à tração mínima.

2.3.9. Resistência à Fadiga

Vimos nos capítulos anteriores que a curva de Wohler apresenta um decaimento linear em altas ciclagens e, a partir de uma determinada tensão, a vida do material se torna infinita. Essa tensão é o limite de resistência à fadiga (S_e) e corresponde a um mínimo de 10^6 ciclos (SHIGLEY; MISCHKE, 2005). Em baixas ciclagens, a resistência à fadiga S_f é minimamente inferior a resistência à tração S_{ut} .

Se for de conhecimento dados a respeito da resistência à fadiga S_f , ou do limite de fadiga S_e , de um determinado material, devem ser aplicados os fatores de correção, que serão abordados posteriormente. Quando não existirem informações suficientes, os valores de S_f e S_e devem ser estimados. O objetivo desse capítulo é aproximar o gráfico S-N para região de alta ciclagem quando o número de dados for pequeno. Uma aproximação considerada é a abaixo escrita:

$$S_f = \sigma'_F (2N)^b$$

σ'_F pode ser considerado a partir da equação $\sigma'_F = \sigma_0 \varepsilon^m$, com $\varepsilon = \varepsilon'_F$. Se a relação da tensão verdadeira com deformação verdadeira não for conhecida, a aproximação SAE para aços com $H_B \leq 500$ pode ser usada:

$$\sigma'_F = S_{ut} + 50kpsi \text{ ou } \sigma'_F = S_{ut} + 45MPa$$

O expoente b é encontrado a partir de $\sigma_a = S_e = \sigma'_F(2N_e)^b$:

$$b = \frac{-\log(\sigma'_F/S_e)}{\log(2N_e)}$$

O ajuste comum da curva é

$$S_f = aN^b$$

em que N é o número de ciclos até a falha e as constantes a e b são definidas pelos pontos 10^3 , $(S_f)_{10^3}$ e 10^6 , S_e , com $(S_f)_{10^3} = fS_{ut}$, resultando:

$$a = \frac{(fS_{ut})^2}{S_e}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{fS_{ut}}{S_e}$$

Se aparecer uma tensão completamente invertida σ_a , estabelecendo $S_f = \sigma_a$ na equação $S_f = aN^b$, o número de ciclos até a falha poderá ser expresso por:

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^{\frac{1}{b}}$$

2.3.10. Fatores modificadores do Limite de Resistência

Marin (MARIN, 1962) identificou alguns fatores que devem ser considerados para uma boa aproximação entre os resultados obtidos em laboratório e peças aplicadas na realidade sob condições variadas de trabalho. São condições de superfície, tamanho, carregamento, temperatura e itens variados.

Quando os ensaios de resistência à fadiga não forem possíveis, estimativas são aplicadas utilizando os fatores de Marin. Assim, podemos escrever a equação de Marin da seguinte forma:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

em que k_a = *fator de modificação de condição de superfície*

k_b = *fator de modificação de tamanho*

k_c = *fator de modificação de carga*

k_d = *fator de modificação de temperatura*

k_e = *fator de confiabilidade*

k_f = *fator de modificação por efeitos variados*

- Fator de Superfície k_a

Para ensaio dos corpos de prova na máquina de R. R. Moore é necessário uma usinagem controlada e um processo de polimento especial em sua última etapa para evitar ranhuras circunferenciais. Esse tratamento acaba afastando a peça da realidade.

Uma superfície forjada é rugosa e descarbonizada e os reduzidos níveis de carbono enfraquecem a superfície, onde as tensões são frequentemente mais elevadas (JUVINALL, 1967). O gráfico abaixo apresenta um comparativo

entre o acabamento da superfície, dureza Brinell (HB) e resistência à tração S_{ut} , referenciando o fator de superfície k_a adotado.

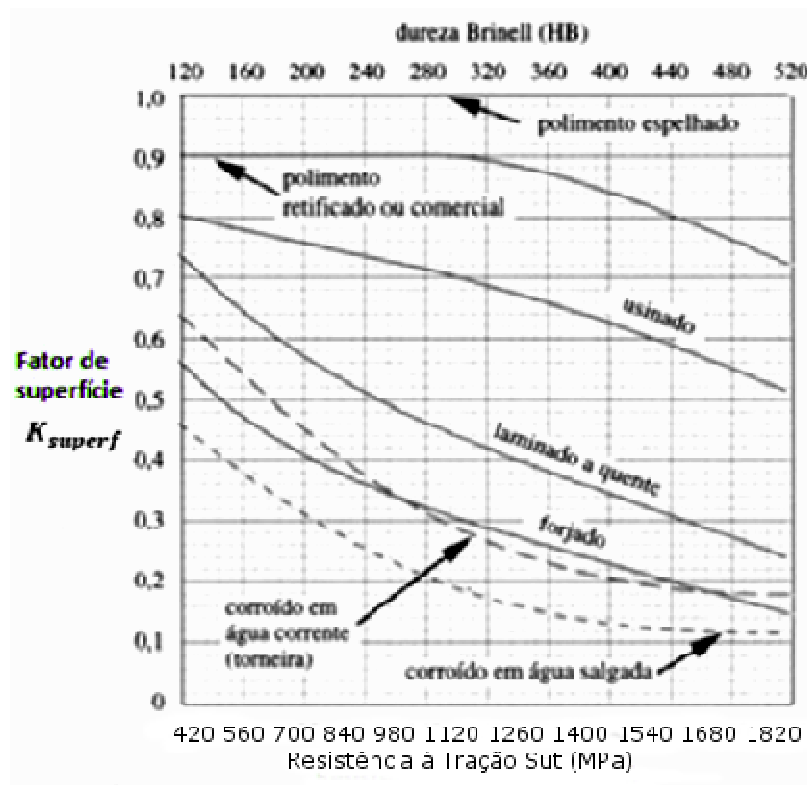


Figura 36 - Fatores de superfície para diversos tipos de acabamento superficial para aços (JUVINALL, 1967).

Lipson e Noll coletaram dados comparativos entre limite de resistência *versus* resistência à tração sendo posteriormente reproduzidos por Horger (NOLL; LIPSON, 1946). Mischke fez um trabalho de regressão, resultando na forma:

$$k_a = aS_{ut}^b$$

em que S_{ut} é a resistência à tração mínima e a e b são encontrados a partir da **Tabela 2**

Tabela 2 - Parâmetros para o fator de modificação superficial de Marin

Acabamento superficial	Fator a		Expoente b
	$S_{ut}, kpsi$	S_{ut}, MPa	
Retificado	1,34	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	2,70	4,51	-0,265
Laminado a quente	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,9	272	-0,995

- Fator de Tamanho k_b

O corpo de prova sujeito a ensaios estáticos usado em laboratório possui um diâmetro muito pequeno (aproximadamente 0,3 in de diâmetro) (NORTON, 2000). Se a peça possui dimensão maior que a citada, um fator menor que 1 deve ser aplicado para diminuir a resistência à fadiga, visto que em dimensões maiores existe maior probabilidade de aparecer concentradores de tensão, falhando em tensões menores.

Para carregamento axial não há efeito de tamanho, de modo que

$$k_b = 1$$

Para carregamentos diferentes do anterior, adota-se:

$$k_b = \begin{cases} (d/0,3)^{-0,107} = 0,879d^{-0,107} & 0,11 \leq d \leq 2in \\ 0,91d^{-0,157} & 2 < d \leq 10in \\ (d/7,62)^{-0,107} = 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51mm \\ 1,51d^{-0,157} & 51 < d \leq 254mm \end{cases}$$

Para tamanhos maiores que 254mm, utilizar $k_b = 0,6$ (NORTON,2000).

Quando o perfil não for circular, uma aproximação deve ser feita da seguinte forma. Obter a área da seção que corresponde a 95% do carregamento e, a partir daí, igualar um perfil circular equivalente que corresponda ao mesmo carregamento (KUGUEL, 1961).

Sabendo que a tensão se encontra distribuída linearmente ao longo do diâmetro d de uma viga cilíndrica sob flexão rotativa, a área A_{95} sujeita à tensão superior a 95% da tensão atuante em suas fibras externas, é aquela localizada na região entre $0,95d$ e $1d$.

O cálculo da área equivalente se faz através de:

$$A_{95} = \pi \left[\frac{d^2 - (0,95d)^2}{4} \right] = 0,0766d^2$$

O diâmetro equivalente a um cilindro sob flexão rotativa, para qualquer perfil transversal é então assim descrito:

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0,0766}}$$

- Fator de Carregamento k_c

As relações descritas até o momento fazem referência a ensaios sob flexão rotativa. Ao aparecer outros carregamentos um fator de redução da resistência deve ser aplicado.

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexão} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torção} \end{cases}$$

- Fator de Temperatura k_d

Ensaio laboratoriais em sua maioria levam em consideração a temperatura ambiente de 25°C. Variações dessa temperatura em regime de trabalho implicam em divergência de resultados, podendo tornar o material mais frágil ou dúctil, baseado na diferença para baixo ou para cima respectivamente. Em altas temperaturas, o fenômeno da fluência deve ser observado, visto que uma baixa tensão poderá induzir escoamento do material.

Em temperaturas acima de 50% da temperatura de fusão absoluta do material, a fluência passa a ser um fator significativo para o comportamento do material da peça e o modelo S-N não é mais válido (NORTON, 2000).

$$\begin{cases} T \leq 450^{\circ}C & k_d = 1 \\ 450^{\circ}C < T \leq 550^{\circ}C & k_d = 1 - 0,0058(T - 450) \\ 840^{\circ}F < T \leq 1020^{\circ}F & k_d = 1 - 0,032(T - 840) \end{cases}$$

Observe que os critérios acima descritos são baseados em ensaios com aços e, portanto, não devem ser utilizados para outros metais como Al, Mg e ligas de cobre.

Duas formas são possíveis para usar a correção de temperatura. Se o limite de resistência da vida rodando for conhecido à temperatura ambiente, utilize:

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}}$$

utilize os valores da Tabela 3.

Tabela 3- Efeito da temperatura de operação sobre a resistência à tração de aço. S_T = resistência à tração a temperatura de operação; S_{RT} = resistência à tração a temperatura ambiente; $0,099 \leq \sigma \leq 0,110$.

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1,000	70	1,000
50	1,010	100	1,008
100	1,020	200	1,020
150	1,025	300	1,024
200	1,020	400	1,018
250	1,000	500	0,995
300	0,975	600	0,963
350	0,943	700	0,927
400	0,900	800	0,872
450	0,843	900	0,797
500	0,768	1000	0,698
550	0,672	1100	0,567
600	0,549		

- Fator de Confiabilidade k_e

Os dados apresentados de resistência é relatado como valores médios, apresentando desvios-padrão da resistência menor de 8% (HAUGEN; WIRSCHING, 1975). Logo, o fator de confiabilidade pode ser escrito como:

$$k_e = 1 - 0,08z_\alpha$$

A **Tabela 4** apresenta os valores de variante de transformação z_α e de k_e comparado a confiabilidade.

Tabela 4 - Fatores de confiabilidade k_e correspondentes a 8% de desvio-padrão do limite de resistência

Confiabilidade, %	Variante de transformação z_α	Fator de confiabilidade k_e
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

- Fator de Efeitos Diversos k_f

Esse fator é tido como um lembrete de que qualquer outro efeito que possa reduzir a resistência deve ser considerado. Efeitos da usinagem podem ser catastróficos, como as *características direcionais* de operação encontradas em peças forjadas, que implicam em redução de 10 a 20% no limite de resistência transversal em relação ao longitudinal.

Alguns dos efeitos são:

- Corrosão devido a formação de asperezas ou cavitação em uma atmosfera corrosiva.
- Chapeamento eletrolítico reduzem o limite de resistência em até 50%.
Revestimento metálico como chapeamento de cromo, níquel e outros.

- Pulverização de metal causam imperfeições na superfície que podem iniciar trincas.
- Frequencia cíclica em funcionamento normal não tem efeito, porem quando somado a efeitos como alta temperatura, corrosão e outros, podem maximizar sua ação.
- Corrosão com microabrasão devido a movimentos microscópicos de peças ou estruturas muito atarraxadas.

2.3.11. Caracterização das Tensões Flutuantes

Tensões flutuantes em máquinas são freqüentes, podendo formar um padrão senoidal. Descobriu-se que padrões periódicos a forma da onda não é relevante, porem seus valores de máximo e mínimo o são, podendo F_{max} e F_{min} ser usado para caracterizar o padrão da força (SHIGLEY; MISCHKE, 2005).

Se F_{max} e F_{min} são as forças maior e menor, respectivamente, pode ser construído uma componente fixa e outra alternada:

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad F_a = \left| \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \right|$$

em que F_m é a componente média da variação da força e F_a a componente da amplitude da força. Algumas componentes de tensão são:

$$\begin{array}{ll} \sigma_{min} = \text{tensão mínima} & \sigma_m = \text{componente média} \\ \sigma_{max} = \text{tensão máxima} & \sigma_r = \text{variação de tensão} \\ \sigma_a = \text{componente de amplitude} & \sigma_s = \text{tensão estática} \end{array}$$

A tensão estável é diferente da tensão média. Ela pode ter qualquer valor entre a tensão máxima e a tensão mínima devido a uma pré-carga. Um

exemplo é a mola helicoidal de pressão, que está sempre carregada em um espaço menor que o comprimento livre da mola (SHIGLEY; MISCHKE, 2005).

A **Figura 37** mostra alguns sinais de tensão no tempo:

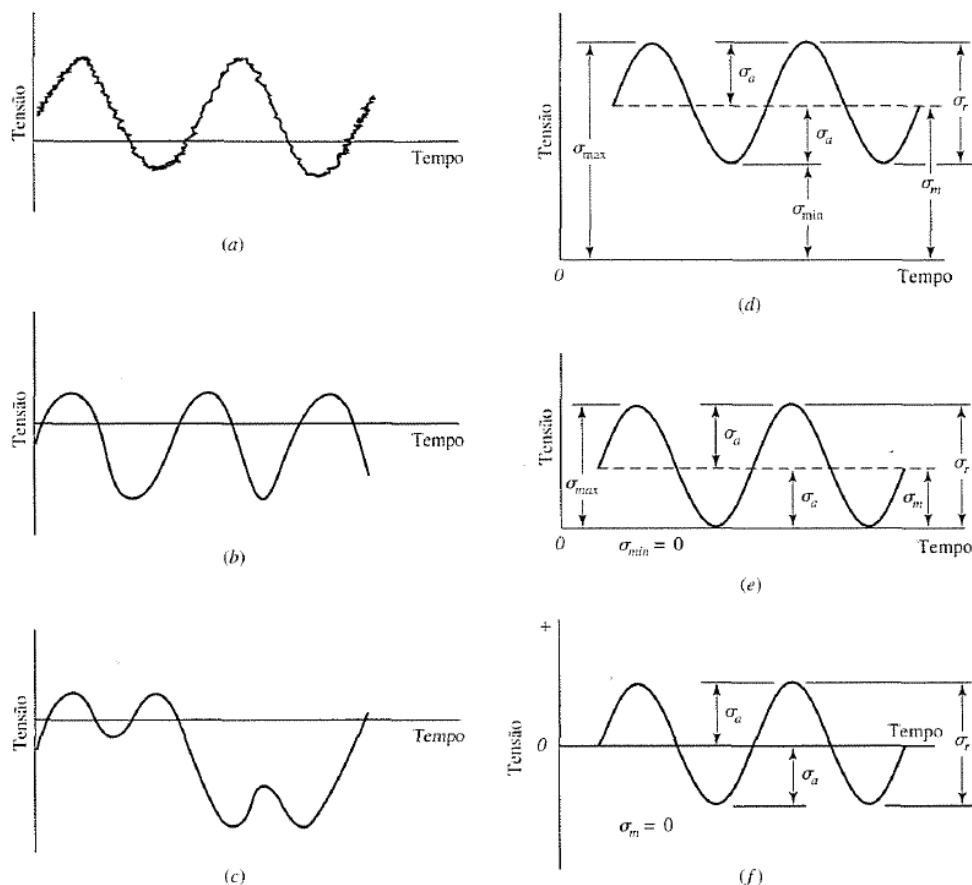


Figura 37 - Algumas relações de tensão-tempo: (a) tensão flutuante com ondulação de alta frequência; (b e c) tensão flutuante não-senoidal; (d) tensão flutuante senoidal; (e) tensõa repetida; (f) tensão senoidal completamente inversa

2.3.12. Critérios de Falha por Fadiga sob Tensões Flutuantes

As tensões repetidas apresentam componentes médias diferentes de zero que devem ser consideradas na determinação do coeficiente de

segurança. O objetivo agora é conhecer os efeitos de situações que submetem peças a tensões média e amplitude de tensão.

Três métodos de representação gráfica serão abordados: Gerber (1874), Goodman(1890) e Soderberg(1930).

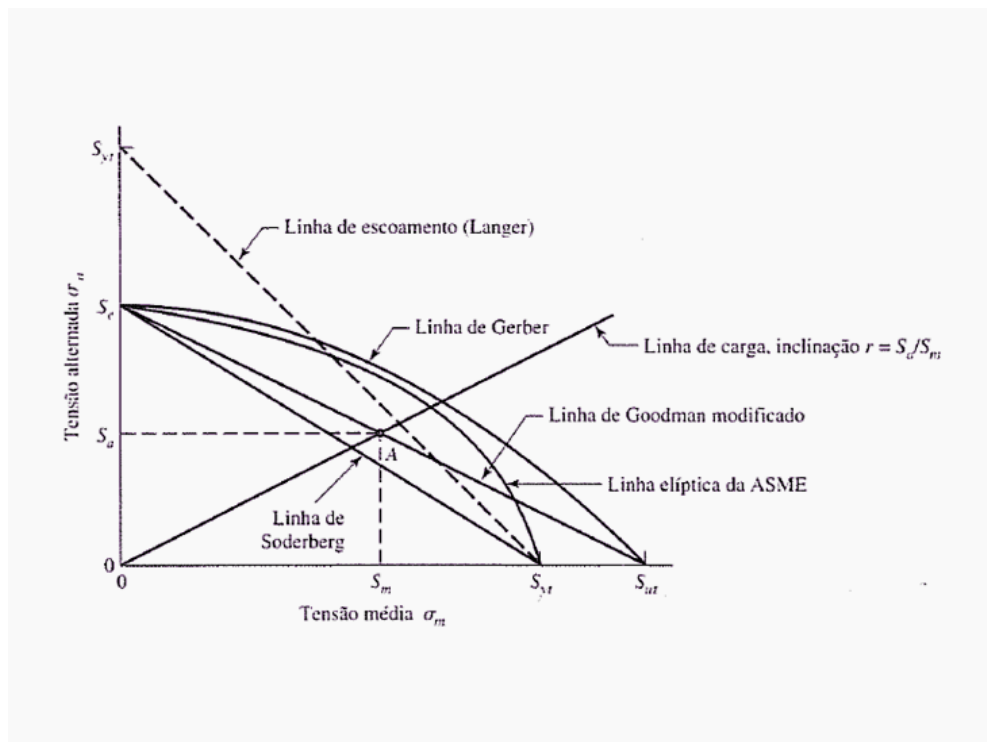


Figura 38 - Diagrama de fadiga mostrando vários critérios de falha. Para cada critério, pontos na, ou "acima" da, respectiva linha indicam falha. Um ponto A na linha de Goodman, por exemplo, provê a resistência S_m como o valor limite de σ_m corresponde à resistência S_a , que, emparelhada com σ_m , é o valor limite de σ_a .

A **Figura 38** ainda evidencia mais dois diagramas: o elíptico da ASME e o de escoamento. Esses diagramas são construídos com o propósito de possibilitar facilidade em análises e projetos, e possuem resultados facilmente colocados em escala.

Cada um dos critérios tem parâmetros de controle:

$$\left\{ \begin{array}{ll} \frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1 & \text{Soderberg} \\ \frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 & \text{Goodman} \\ \frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 & \text{Gerber} \\ \left(\frac{S_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{S_m}{S_{yt}}\right)^2 = 1 & \text{ASME elíptico} \\ \frac{S_a}{S_{yt}} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1 & \text{Langer} \end{array} \right.$$

O presente capítulo possibilitou conhecer o que é um veículo de alta performance, quais os tipos básicos de chassi existem e qual será utilizado no decorrer do trabalho. Posteriormente, a revisão das normas da FIA possibilitou a construção de um chassi base que seja homologado em competições. Através dos estudos de falhas, fica aqui definido que será utilizado o critério de *von Mises* para análise das tensões e deformações do modelo via software ANSYS APDL. Foi destacado também a importância do estudo de fadiga, portanto será executado a análise de vida sob tensão posteriormente junto às análises dinâmicas.

3. METODOLOGIA DE PROJETO

Para desenvolvimento do projeto de um chassi tubular, adotou-se o método descrito na **Figura 39**.

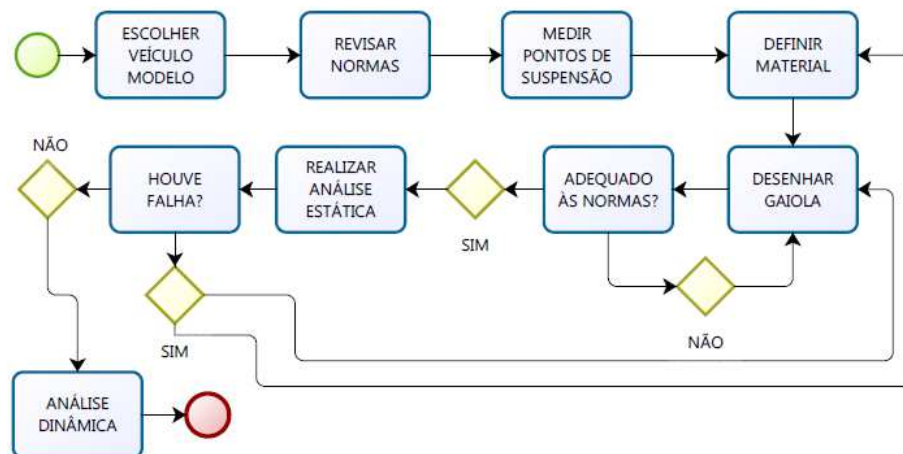


Figura 39 - Metodologia de projeto de chassi tubular

O chassi tubular a ser projetado será destinado ao modelo Subaru Impreza 1997, que terá como propulsor um motor a quatro tempos de geometria original do veículo (boxer) sobrealimentado de 600cv. O veículo, como mencionado anteriormente, servirá de laboratório para desenvolvimento de diversos componentes e soluções automotivas. Sendo assim, o chassi tubular proporciona uma grande facilidade na alteração de sua geometria, acompanhado da rigidez necessária para a boa performance.

O modelo do veículo escolhido é devido a demanda da empresa BOX 21 e por possuir algumas vantagens que serão descritas posteriormente. Serão aproveitados os subsistemas do veículo como *powertrain* e suspensão, restringindo o projeto a apenas o desenvolvimento do chassi.

A primeira vantagem da escolha desse modelo se dá devido a possuir os subsistemas de suspensão e transmissão acoplados ao chassi através de agregados, isso possibilita a fácil separação de cada módulo. A suspensão é

independente nas quatro rodas, o que facilita o acerto para diferentes traçados de pista e solos enfrentados. Na **Figura 40** pode ser visualizada a forma de acoplamento da suspensão. A parte superior das torres dos amortecedores é fixada diretamente ao chassi, enquanto as bandejas de suspensão são fixadas nos agregados, que por sua vez são fixados no chassi.

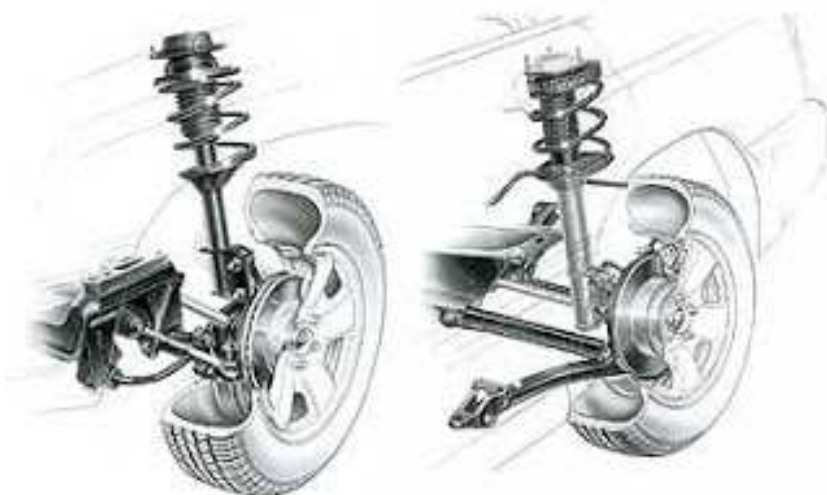


Figura 40 - Suspensão dianteira e traseira Subaru Impreza (GoAuto, 2002).

A geometria do conjunto *powertrain* influencia diretamente no comportamento da suspensão, como pode ser visto na **Figura 41**, apresentando uma segunda vantagem do modelo de veículo escolhido.

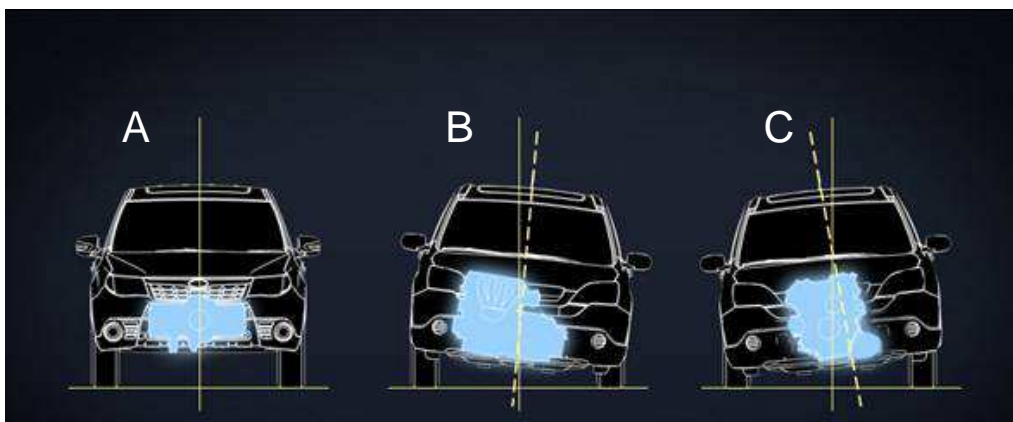


Figura 41 - Geometrias de motores e efeito na suspensão: A) Boxer; B) Em linha; C) Em V (SUBARU, 2017).

Devido à disposição dos pistões e biela, componentes como alternador, bomba de óleo e principalmente itens de transmissão de potência, o modelo Subaru apresenta grande vantagem por seu equilíbrio na suspensão, além de auxiliar na diminuição da altura do centro de gravidade do veículo, ocasionando menor rolagem.

Para a utilização do chassi em competições homologadas, o mesmo deve seguir os critérios de segurança regidos pela FIA, por isso há a necessidade de identificar as normas vigentes. O regulamento além de definir algumas geometrias da estrutura também restringe os materiais a ser utilizados, cabendo ao fabricante definir qual dentre os possíveis será adotado na construção do chassi.

Após definição do material, serão medidos todos os pontos de suporte da suspensão conectados ao chassi e reproduzi-los em CAD e, baseado nos mesmos, será iniciado o desenho do modelo. Existem diversos modelos de chassi tubular construído ou adaptado no mercado. Será feito um comparativo desses modelos usados em corridas homologadas para servir como base pro trabalho.

Após o desenho concluído, será dado início a análise estática em flexo-torção por ser o ensaio mais crítico para análise estática, ao qual será feito a otimização do modelo até atingir ponto de confiança. O ponto de confiança é alcançado a partir do momento em que as funções do componente não são perdidas devido a carregamentos de trabalho (SHIGLEY; MISCHKE, 2005), obedecendo a teorias de falhas que serão revisadas e listadas no trabalho.

Após aprovação na análise estática e com o modelo adequado, serão realizadas as análises dinâmicas, que tem como parâmetros de entrada as cargas obtidas da transmissão e suspensão e cargas de impacto. As análises dinâmicas terão foco em estudos de capotamento, modais e harmônicos.

3.1. Medição dos pontos de ancoragem

O modelo proposto aproveitará os subsistemas de *power-train* e suspensão do veículo original inicialmente. Portanto, o primeiro passo é medir no veículo os pontos de ancoragem necessários para ligar os subsistemas ao chassi e reproduzi-lo em um ambiente CAD para ser iniciado o modelo de chassi. Para melhor entender, a **Figura 42** mostra os pontos de fixação A e B do agregado traseiro, e a **Figura 43** ilustra a facilidade que o veículo escolhido proporciona para alteração do chassi após ser desconectados os pontos dianteiro e traseiro do veículo:



Figura 42 - Subaru Impreza em elevação com suspensão traseira desconectada

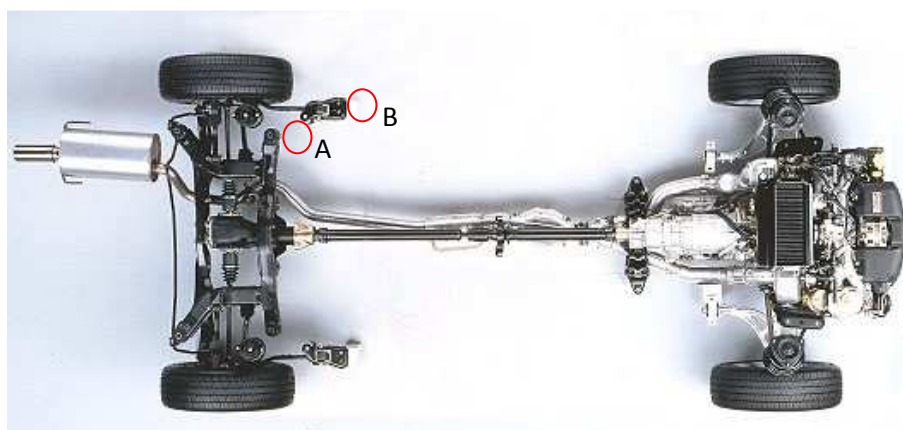


Figura 43 - Conjunto de PowerTrain e suspensão desconectados do chassi

Para aquisição dos pontos de ancoragem, o veículo escolhido deve ser colocado sobre um elevador automotivo. Com o veículo elevado, utiliza-se de

ferramentas como uma trena e um ponto como referência. Com a trena, será feito a medição do primeiro ponto de suspensão e, a partir desse, é retirado os pontos seguintes. Com o fim dessa etapa, a **Tabela 5** é encontrada para esse modelo de veículo utilizado.

Tabela 5 – Coordenadas dos pontos de ancoragem da suspensão

DIANTEIRA				TRASEIRA			
Ponto	X	Y	Z	Ponto	X	Y	Z
1	1220.45	2240	0	15	1037	76	200
2	1110.45	2240	0	16	200	76	200
3	127	2240	0	17	1037	0	200
4	17	2240	0	18	200	0	200
5	825	1845	0	19	135	564.782	0
6	825	1910	0	20	1102.45	564.782	0
7	955	2185	0	21	1137.45	450	0
8	412.45	1845	0	22	170	450	0
9	412.45	1910	0	23	1067.45	450	0
10	282.45	2185	0	24	100	450	0
11	932.45	2570	200				
12	305	2570	200				
13	932.45	2710	200				
14	305	2710	200				

Após fazer a aquisição dos pontos, e utilizando as dimensões reais do veículo adotado, faz-se o desenho da gaiola em CAD, obedecendo às normas de regulação da FIA e criando os apoios de suspensão. Para este trabalho foram utilizados os softwares de CAD CATIA e SOLIDWORKS.

Após o desenho finalizado, faz-se as análises necessárias. Para este trabalho, foi utilizado o ANSYS Workbench para solução do modelo. Cada ponto do chassi determinou um *keypoint* e, ligando os pontos, formou-se as linhas que representam o desenho da gaiola de proteção. O modelo pode ser desenvolvido dentro da área de trabalho do Ansys, através da ferramenta *CrossSection*. Essa ferramenta possibilita criar diversos perfis e aplicá-los a uma geometria utilizando apenas linhas como guia, conhecido como *space*

frame. O regulamento da FIA pré determina perfis para construção de *rollcage* e serão utilizados como especificações mínimas para o dimensionamento.

3.2. Projeto em CAD

Essa etapa consiste em desenvolver um modelo inicial para o chassi baseado em modelos existentes em diferentes categorias do automobilismo.

3.2.1. Análise Comparativa

Para a utilização desejada pela demanda, o veículo final aproxima-se a algumas categorias do automobilismo nacional e internacional: Stock Car (Brasil) e DTM (Europa) vide **Figura 44**. Esses dois modelos de veículos serão estudados de forma comparativa para adequação do modelo a ser construído.



STOCK CAR



DTM

Figura 44 - Chassis tubular e monocoque para comparativo

Alguns dados referentes aos modelos são listados na tabela abaixo:

Tabela 6 - Comparativo entre modelos de veículos de alta performance

Característica	Stock Car	Caterham 620R	DTM	Veículo proposto
Motor	V8 5.7 L de 557cv	Supercharger 2.0L de 314cv	V8 4.0 L de 507cv	Boxer 2.0L Turbocharger de 600cv
Peso total	1325 Kg	572 Kg	1110 Kg	800 Kg
Suspensão	Independente nas 4 rodas	Duplo A (D) e De-Dion (T)	Independente nas 4 rodas	Independente nas 4 rodas
Chassi	Tubular	Tubular	Monocoque	Tubular

A partir da

Tabela 6, podemos observar que o protótipo terá uma relação de peso/potência menor que os veículos comparados, para cada cavalo de potencia tem-se um kilograma e trezentos gramas de peso do veículo, indicando a capacidade de aceleração maior e podendo apresentar velocidade final também maior. Esse dado reafirma a necessidade de se construir um chassi rígido o suficiente para suportar a torção gerada pela transmissão da potência ao solo, além de suportar cargas de um possível impacto acidental em alta velocidade.

3.2.2. Definição do Material

Foi executada uma pesquisa referenciando os possíveis materiais a serem utilizados. No Brasil, materiais de melhor qualidade possuem preços consideravelmente maiores que materiais de boa qualidade. Esse é um dos primeiros fatores a serem observados na decisão de qual material a ser utilizado na construção do protótipo.

Dados referente às características físicas do material são o principal fator de decisão em engenharia. Em veículos de categorias amadoras utiliza-se o aço 1020 para construção dos *rollcage*, também conhecido como gaiola de

proteção. Já as categorias profissionais como Stock Car e DTM o material a ser utilizado é o aço 4130 exigido pela FIA, que possui dentre suas características um alto limite de escoamento e maior dureza devido aos elementos de liga como o cromo (Cr) e molibdênio (Mb) presentes em sua liga. Esse acréscimo de Cr e Mb melhoram as propriedades físicas do material para esse tipo de utilização porém torna o custo elevado. As tabelas 7 e 8 comparam o aço estrutural, aço comum, com o aço *cromoly*, diferenciando suas características química e física.

Tabela 7 – Características físicas de materiais de engenharia com tratamento térmico de normalização (LG STEEL)

Aço	Temperatura de austemização (°C)	Resistência a tração (MPa)	Limite de escoamento (MPa)	Alongamento (%)	Redução de área (%)	Dureza (HB)	Impacto (J)
1020	870	440	345	35,8	68	131	118
4130	870	670	435	25,5	60	197	87

Tabela 8 - Composição química dos materiais em porcentagem (%)*

Aço	C	Mn	P	S	Si	Cr	Mo
1020	0,20	0,45	≤0,030	≤0,05	≤0,02	-	-
4130	0,30	0,50	≤0,030	≤0,04	≤0,03	≤1,10	≤0,20

*Fonte: Catálogo de materiais BRASMETAL WAELZHOLZ

O regulamento define que apenas tubos circulares podem ser utilizados para *rollcage*, apresentando as características físicas a seguir na Tabela 9:

Tabela 9 - Diâmetro mínimo de tubos da gaiola de proteção (FIA, 2016)

Material	Resistência mínima a tração	Dimensão mínima (mm)	Aplicação
Tubos sem costura estirado a frio contendo no	350 MPa	45x2.5 ou 50x2.0	Barras de rolagem principal e dianteira e semi arco lateral

máximo 0,3% de carbono		38x2.5 ou 40x2.0	Outras partes salvo indicação no artigo
------------------------	--	------------------	---

Para construção da base do modelo, foi utilizado um perfil retangular para facilitar o esquadro e fixação de componentes como assentos. Os perfis adotados são listados na **Tabela 10**:

Tabela 10 - Perfis de tubos utilizados no modelo

Material	Dimensão (mm)
Tubo redondo	76x2.0
Tubo redondo	50x2.0
Tubo redondo	40x2.0
Tubo retangular	100x76x3

No processo de fabricação do chassi alguns detalhes devem ser atentados. Durante o dobramento, o raio de curvatura da linha central do tubo deve ser pelo menos três vezes o diâmetro do tubo. Caso aconteça ovalização durante do dobramento, a proporção entre o diâmetro menor e o diâmetro maior deve ser maior que 0,9 e a superfície deve ser lisa, não contendo rachaduras ou ondulações.

3.2.3. Modelagem

Baseado nos modelos de chassi citados anteriormente, unido às dimensões do veículo proposto (**Figura 45**) apoiado aos pontos de ancoragem da suspensão determinados na Tabela 5, foi proposto o primeiro modelo para o veículo. A **Figura 46** mostra os pontos tridimensionais de ancoragem da suspensão no chassi.

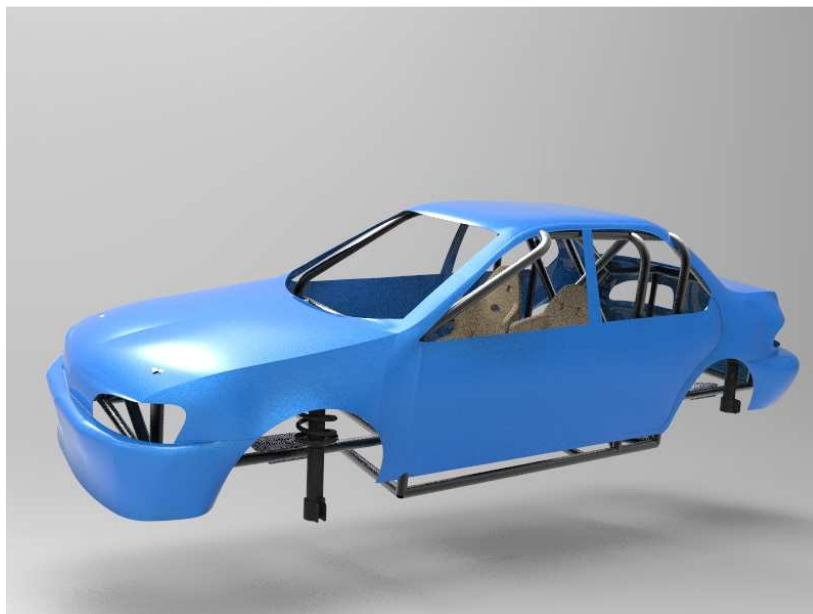


Figura 45 - Modelagem do veículo para dimensionamento do chassi

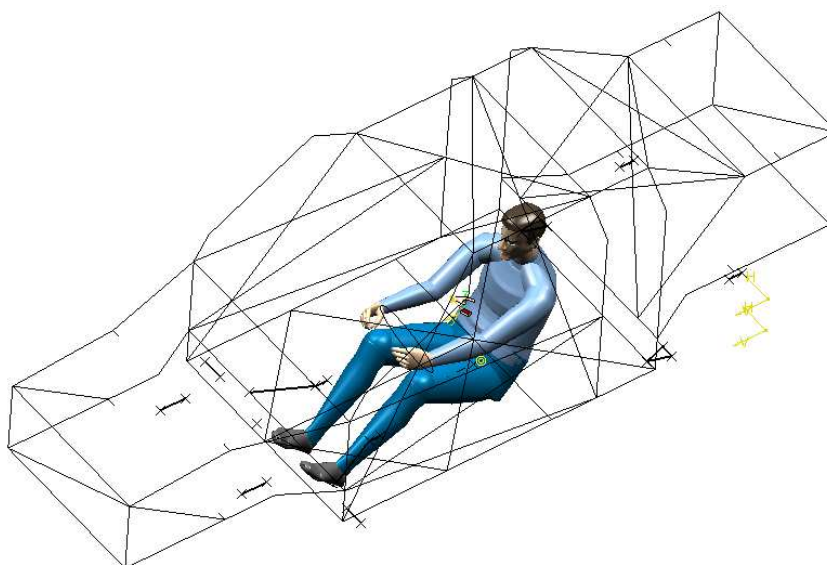


Figura 46 - Pontos referentes aos suportes de ancoragem da suspensão e *powertrain* junto ao *spaceframe* e manequim do piloto.

Citado anteriormente, para facilitar o acoplamento de outros componentes estruturais, a base do veículo utiliza de perfil retangular. Os tubos da barra de rolagem principal, rolagem dianteira e membros longitudinais

principais utilizam tubos de três polegadas. Os demais tubos utilizam perfis de duas polegadas. Assim, o chassi ficará conforme mostram as figuras

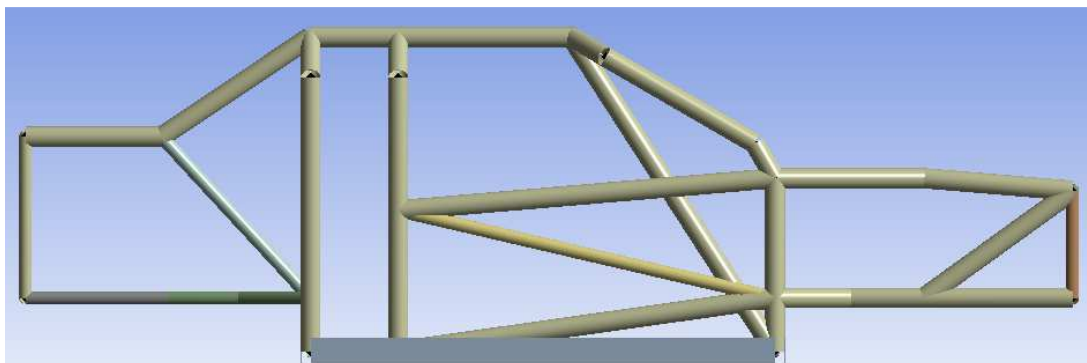


Figura 47 - Vista lateral do chassi tubular

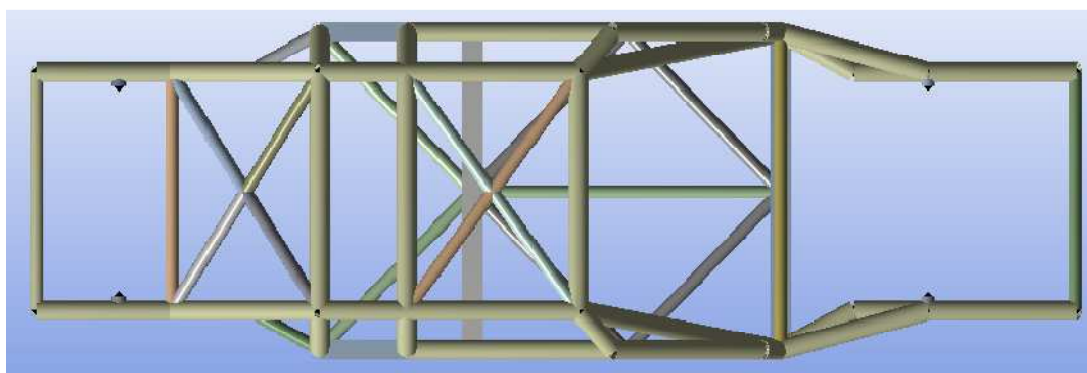


Figura 48 - Vista superior do chassi tubular

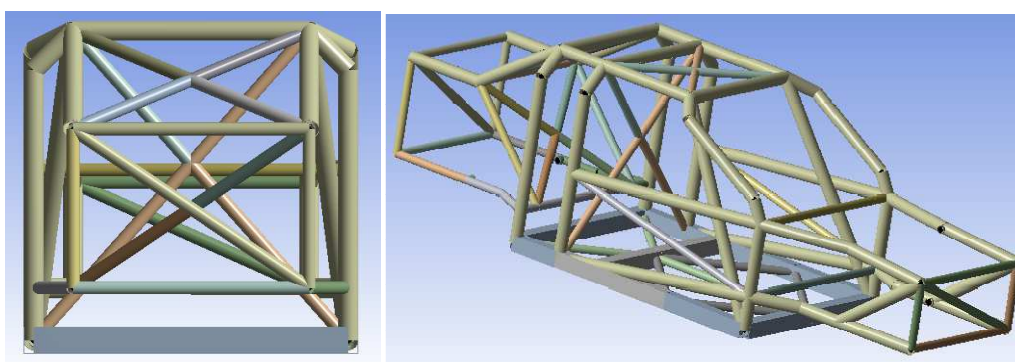


Figura 49 - Vistas frontal e isométrica do chassi tubular

3.3. Simulações

Este item irá abordar o método numérico de análise de falhas adotado e as condições de contorno nas simulações. O presente trabalho utilizou-se do software ANSYS Workbench para executar as análises de deformação e tensões máximas.

3.3.1. Métodos Numéricos

Análises estruturais tem por objetivo conhecer as respostas de uma estrutura quando submetida a ações externas, cargas. Existem metodologias que possibilitam alcançar esse objetivo. Análises experimentais e por métodos teóricos são as principais, onde a primeira serve para validação e acompanhamento da integridade da estrutura, não sendo adequada para projeto. Análise por métodos teóricos subdivide em analítico e numérico. O Método Analítico utiliza-se de equações que governam o problema sob hipóteses simplificadoras dando uma solução exata para aqueles parâmetros abordados. Funciona bem para estruturas simples, mas torna-se complicada para estruturas complexas. O Método Numérico também utiliza equações governamentais, mas com hipóteses simplificadoras mais realistas, tendo o auxílio de computadores para sua resolução. Pode ser dividido em três métodos: Método das Diferenças Finitas, Método dos Elementos de Contorno e Método dos Elementos Finitos.

Devido à complexidade do modelo, o Método dos Elementos Finitos é escolhido para cálculo estrutural do chassi. Ele subdivide o domínio (modelo) em diversas partes (discretização) garantindo vantagens como representação de geometrias complexas, inclusão de propriedades de materiais dissimilares e possibilita a identificação dos efeitos localizados conhecidos como concentradores de tensão. Esse é o principal motivo de sua ampla utilização em projetos do setor automotivo.

3.3.2. Elementos Finitos

Para a análise no ANSYS, foram usados os elementos PIPE 288 e BEAM 188. A escolha do modelo do elemento não é possível utilizando o ambiente Workbench, porém é possível escolher o tipo de elemento a ser utilizado. Neste caso, optou-se por utilizar o BEAM para a base retangular do chassi, por ser um elemento de viga, e o PIPE para os tubos, por ser um elemento cilíndrico. O elemento PIPE 288 possui dois nós e 6 graus de liberdade em cada nó. É um elemento cilíndrico, quadrático, ideal para análise em estruturas tubulares, como visto na **Figura 50**, utilizando da integração entre camadas.

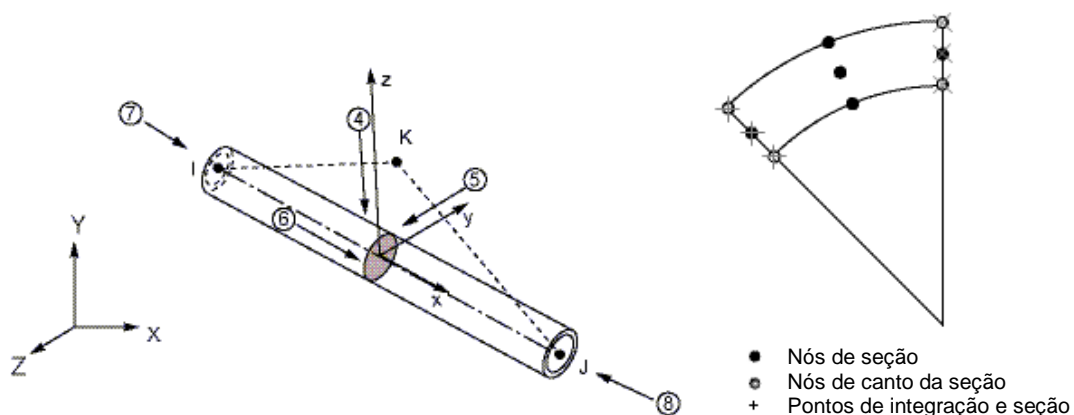


Figura 50 - Elemento PIPE 288 (Ansys, 2015)

O elemento BEAM 188 é um elemento linear, quadrático ou cúbico, possuindo dois nós e seis graus de liberdade em cada nó, podendo ter um sétimo grau de liberdade sendo eles: três translações e três rotações e um sétimo grau de magnitude de deformação. A **Figura 51** mostra a forma que o elemento trabalha.

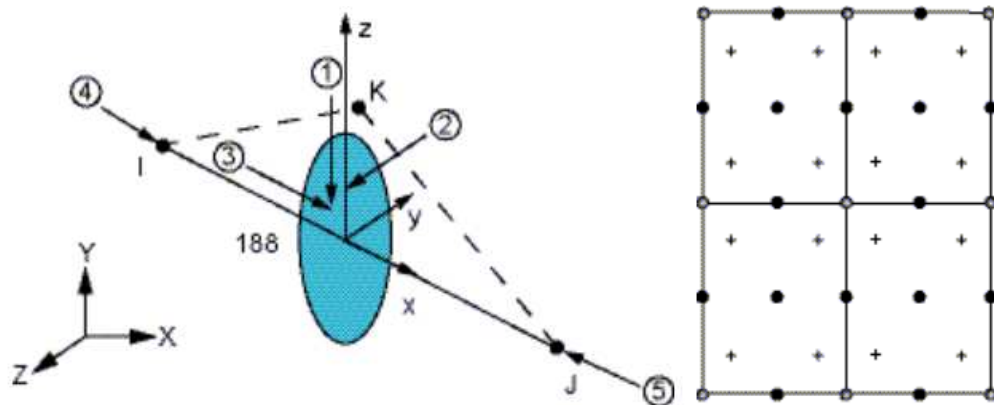


Figura 51 - Elemento BEAM 188 (ANSYS,2015)

Ambos os elementos são baseados na teoria de Timoshenko, respeitando a deformação transversal devido a esforço cortante.

Antes de realizar a análise, faz-se um teste para validação dos resultados obtidos com o software, verificando a confiabilidade do mesmo. Para isso, será realizado um calculo em um tubo em balanço com uma carga aplicada em sua extremidade livre na direção vertical sentido pra baixo, como na **Figura 52**:

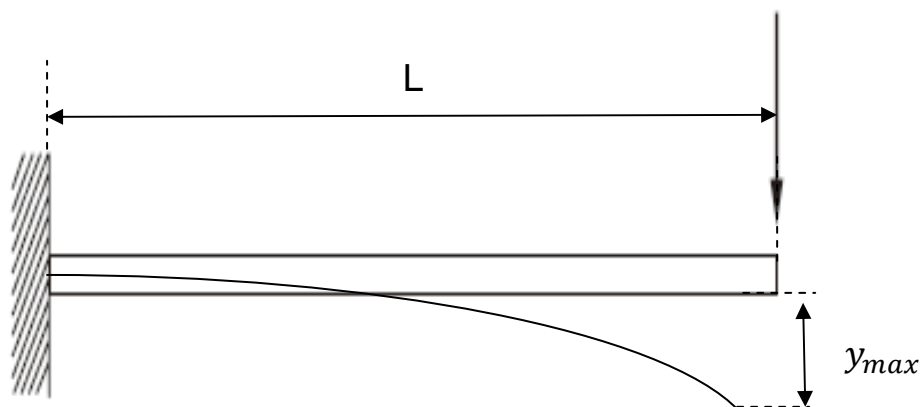


Figura 52 - Viga em balanço

Para essa aplicação, temos que a deflexão máxima y_{max} alcançada é dada por:

$$y_{\max} = -\frac{PL^3}{3EI} [m] \quad (1)$$

em que

$$\begin{cases} P = \text{carga aplicada na extremidade [N]} \\ L = \text{comprimento da viga [m]} \\ E = \text{módulo de elasticidade [GPa]} \\ I = \text{Momento de Inércia do perfil [m}^4\text{]} \end{cases}$$

Considerando uma carga P de 1000N, um comprimento L de 1m, tubo de aço 4130 como módulo de elasticidade E = 220GPa, coeficiente de *Poisson* $\nu=0,3$, diâmetro D=33,7mm e parede de t=2,3mm, temos que:

$$y_{\max} = -0,053897m$$

Utilizando o Ansys (**Figura 53**), temos a deflexão máxima y_{\max} de:

$$y_{\max} = -0,059399m$$

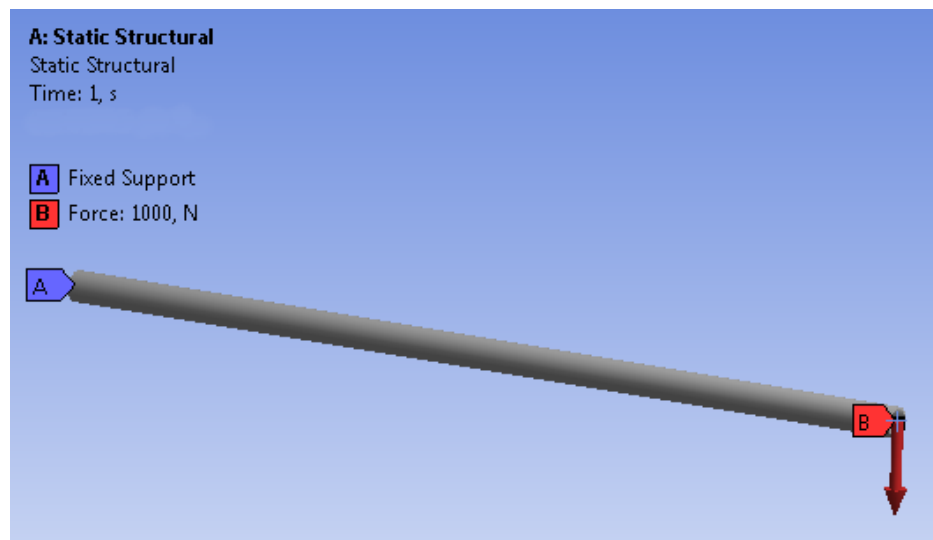


Figura 53 - Validação do software Ansys APDL

Podemos concluir das respostas obtidas que existe um erro de 10%, tornando o programa confiável para utilização em estudo de deformações em estrutura tubular observando que o programa apresenta valores acima do real.

3.3.3. Análise Estática

A análise estática consiste em submeter o modelo a cargas estáticas providas do próprio peso e massas fixas como, neste caso, de componentes mecânicos fixos como motor, transmissão, piloto, líquidos lubrificantes e refrigerantes, combustível e direção.

3.3.3.1. Flexo-torção

Nesta análise, o modelo será submetido a um teste em flexo-torção, que consiste em apoiar em uma diagonal simulando o apoio das rodas ao chão enquanto a diagonal oposta fica sem apoio simulando as rodas no ar como na **Figura 54**. Esse teste é conhecido como *torsion test* e tem como objetivo medir quanto o veículo torce durante esse tipo de obstáculo e observar alinhamento de portas, trincas, vedações dos vidros e pára-brisa além de causar esforço excessivo na suspensão. Essa metodologia de análise é a mais severa para a estática por combinar os efeitos de flexão e torção. Caso o modelo garanta sucesso, será de alta confiança por sua complexidade.

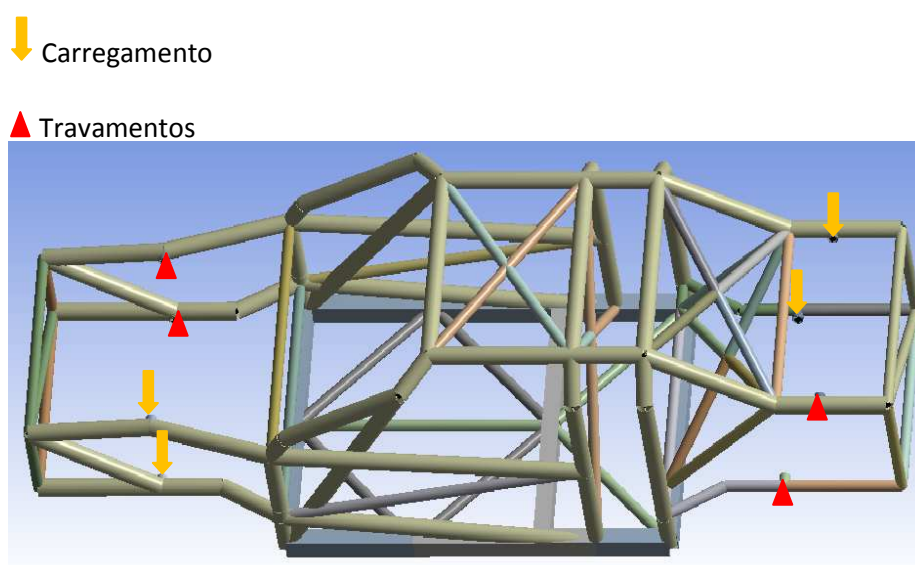


Figura 54 - Condições de contorno para análise estática em flexo-torção

Segundo Furtado(2013), (HAPPIAN-SMITH, 2002), na pior condição da análise estática a tensão máxima não poderá exceder 67% da tensão de escoamento do material, admitindo assim um coeficiente de segurança mínimo de 1,5.

3.3.3.2. Fadiga

A fadiga em um material acontece devido a cargas cíclicas, onde ocorrem inversões da tensão. Pode ser considerada uma análise dinâmica, mas por considerar as mesmas condições de contorno da flexo-torção, acaba sendo considerada estática. Neste estudo, procura-se identificar se as cargas ao qual o chassi está submetido ocasionarão fissura ou colapso da estrutura ao longo da vida. De acordo com os critérios estudados, acima de 10^6 ciclos é considerado vida infinita.

Para esta análise, será considerado que a carga terá efeito *fully reverse*, ou, totalmente reverso. Isso implica em uma carga de magnitude igual mas que inverte o sentido de aplicação. Será considerado também que a vida será medida a partir das tensões e o critério de falha adotado é o critério de Soderberg por ser o mais conservador.

3.3.3.3. Capotamento (FIA)

Outra análise a ser feita será baseada na norma da FIA, que submete o veículo a um conjunto de cargas aplicadas na barra de rolagem principal (**Figura 15**) simultaneamente, aproximando à uma situação de capotamento. As cargas são listadas na Tabela 11 são baseadas no peso do veículo considerando piloto e combustível.

Tabela 11 - Valores de carregamento para análise estática de capotamento

Carregamento	Vertical	Horizontal	Lateral
Magnitude	$7.5 \cdot W =$ $7.5 \cdot 1000 \cdot 9,8$ $= 73500N$	$5.5 \cdot W =$ $5.5 \cdot 1000 \cdot 9,8$ $= 53900N$	$1.5 \cdot W =$ $1.5 \cdot 1000 \cdot 9,8$ $= 14700$

Considerando que $W=1000kg$ devido ao peso do piloto e co-piloto e veículo. Para esta análise é travado os pontos de fixação da suspensão em todo o veículo, e as cargas são aplicadas na barra de rolagem principal simultaneamente, mostrado abaixo na **Figura 55**.

▲ Travamentos

↓ Carregamento

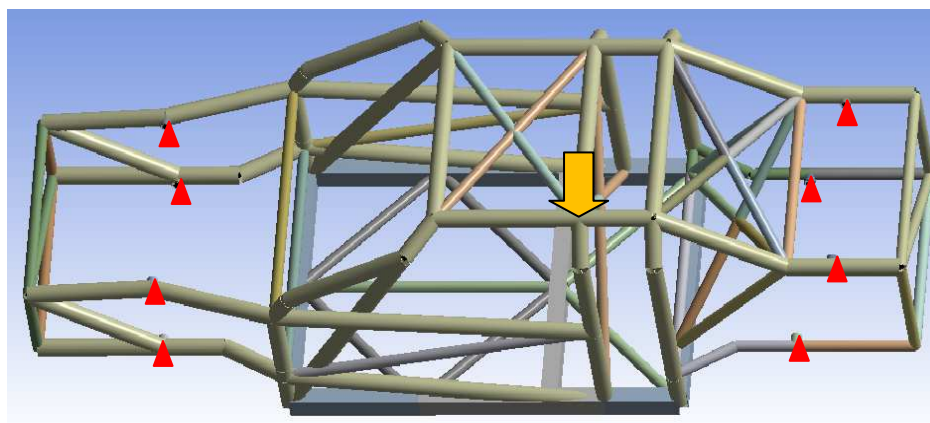


Figura 55 - Condições de contorno para análise estática de capotamento

Esta análise submete o modelo a um vetor de forças que combina forças vertical, horizontal e transversal, baseadas no peso do veículo. A resultante dessas forças aproxima-se de um fator dinâmico, que relaciona a força com a velocidade da aplicação, usado quando se quer analisar cargas de impulso.

3.3.3.4. Rigidez torcional

A última análise estática visa estudar qual a rigidez torcional do chassi. Segundo Burba(2015), a torção longitudinal é resultado da aplicação de carregamentos nas extremidades dos eixos do veículo, podendo este ser considerado uma mola torcional que atua entre os eixos do veículo.

Este estudo torna-se importante no quesito de performance pois, quando se tem um chassi de baixa rigidez torcional, o movimento no plano transversal do veículo é somado à rolagem da suspensão, podendo fazer com que o veículo seja arrastado para fora da pista ou até mesmo ocasionando um efeito conhecido como chicote, que é justamente o retorno para a posição inicial afetado pela resposta à torção sofrida anteriormente, levando à perda de estabilidade do veículo. A **Tabela 12** imprime alguns modelos de veículo com suas respectivas rigidezes torcionais.

Tabela 12 - Comparativo de rigidezes torcionais

Modelo	Alfa Romeo 156	Aston Martin Vanquish	Audi R8	Lamborghini Countach	Chevrolet Corvette C7	Koenigsegg Agera R
Rigidez [N.m/°]	11000	28500	40000	2600	14500	65000

Para esta análise, são fixados os pontos de suspensão traseiros, enquanto os dianteiros são submetidos a cargas de mesma magnitude porém em sentidos contrários, causando assim uma torção na parte dianteira, como observado na **Figura 56**.

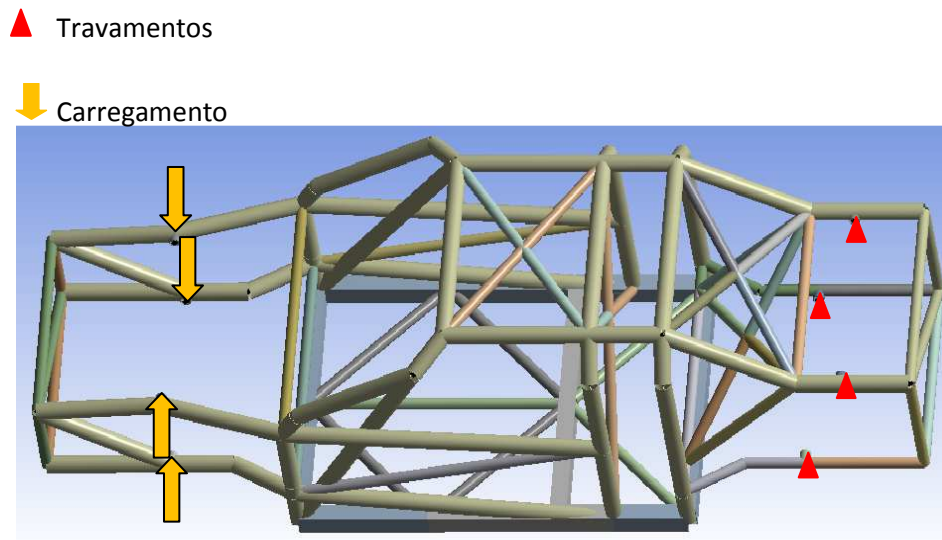


Figura 56 - Condições de contorno para calculo de rigidez torcional

Lopes (2014) traz em seu trabalho um estudo de esforços estáticos para um chassi tubular de um veículo do tipo FÓRMULA, apresentando a formula de calcular a rigidez torcional como mostrado a seguir na **Figura 57**:

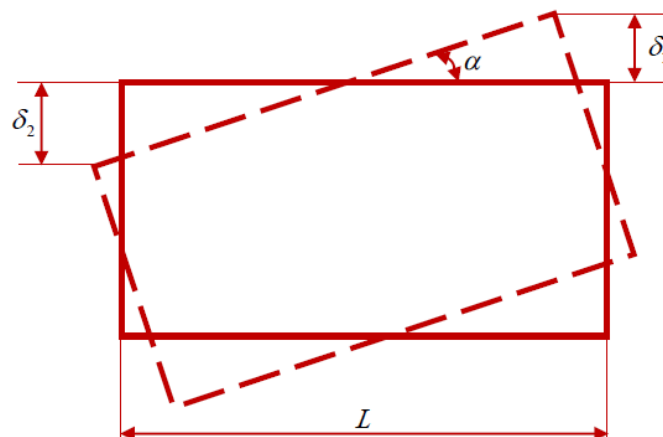


Figura 57 - Torção do chassi e medição de deslocamentos

Sabendo a distância L entre os pontos com seus respectivos deslocamentos δ_1 e δ_2 e as forças aplicadas em cada ponto, calcula-se a rigidez à torção através de:

$$R_T = \frac{M_T}{\alpha} \left[\frac{Nm}{deg} \right] \quad (2)$$

em que

$$\alpha = \sin^{-1}\left(\frac{\delta_1 + \delta_2}{L}\right) [\text{deg}] \quad (3)$$

3.3.4. ANÁLISE DINÂMICA

Uma importante análise deve ser realizada em qualquer mecanismo que seja submetido a cargas não estáticas, sejam elas harmônicas ou aleatórias. Os efeitos podem ser desastrosos muitas vezes não pela magnitude, mas sim pela frequência de excitação, entrando no caso denominado de ressonância. Visto que um automóvel é um mecanismo que está sujeito a vibrações advindas de motor, transmissão, excitação de pista e/ou aerodinâmico, deve-se tomar os devidos cuidados para que essas excitações não influenciem negativamente nos mecanismos do mesmo.

3.3.4.1. Análise modal

Nas análises dinâmicas, a força tem a característica de variar a direção e sentido ao longo do tempo (FURTADO, 2013),(BERNARDES, 2015). A análise é resultado das equações de equilíbrio dinâmico que governam a resposta linear dinâmica:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = p(t) \quad (4)$$

em que M representa a matriz de massas do sistema, C é a matriz de coeficiente de amortecimento e K a matriz de rigidez, em função do vetor de forças externas $p(t)$. Na equação (4), \ddot{x} é o vetor de acelerações, \dot{x} o vetor de velocidade e x os deslocamentos.

A primeira etapa da análise dinâmica consiste em conhecer as frequências naturais do modelo. Prazzo (2011) cita a possibilidade de minimizar os efeitos da ressonância através do comportamento dinâmico estrutural. A partir da equação (4), podemos obter as frequências naturais. A

primeira consideração a ser feita é considerar que o amortecimento é nulo, resultando num sistema de vibração não-amortecida. Assim, a equação toma a forma:

$$M\ddot{x} + Kx = 0 \quad (5)$$

Para a equação (5), temos uma solução harmônica da forma:

$$x(t) = x(w)\text{sen}(wt + \theta) \quad (6)$$

Substituindo a equação (6) na equação (5) e usando a sua respectiva derivada de segunda ordem, temos que:

$$\|K - w^2M\|x(w) = 0 \quad (7)$$

A equação (7) é um sistema de equações lineares homogêneas, conhecido também como problema de autovalor e autovetor. Para a solução dos autovalores, usamos a solução da seguinte forma:

$$\|K - w^2M\| = 0 \quad (8)$$

A solução portanto é:

$$w_n = \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (9)$$

A solução da equação (8) imprime as n raízes do sistema e representam as n frequências naturais do modelo, mostrado na equação (9). Substituindo cada valor de w_n na equação (7) obtemos os autovetores, que representam os modos de vibração do modelo.

A partir das soluções encontradas acima é possível estudar o ambiente de trabalho da estrutura e determinar alterações, se necessário, para que não existam forças externas excitadas em frequências que coincidam com as frequências naturais. A partir do momento que forem próximas suficientemente, os deslocamentos na estrutura ganham um aumento em sua magnitude, ocasionando o fenômeno da ressonância, podendo levar a mesma ao colapso. É possível, portanto, alterar as frequências naturais da estrutura a partir da rigidez ou massa do sistema, como visto na equação (9). Para a rigidez, pode ser alterado a geometria ou o material utilizado.

3.3.4.2. Análise Harmônica

A análise harmônica busca identificar quais as frequências são fundamentais para a estrutura, combinadas aos modos de vibração. Sob uma excitação harmônica, a resposta do sistema também terá característica harmônica. Para realização da análise via ANSYS, é dado como entrada o valor da força e ela varrerá a gama de frequências pré selecionadas, excitando a estrutura em suas frequências naturais.

Para esta análise, as condições de contorno são:

- Restrição dos deslocamentos nos pontos de fixação da estrutura;

- Declaração da força de excitação. Neste trabalho utilizou-se a força de 2KN, equivalente ao peso de $\frac{1}{4}$ do veículo;
- Sujeitar o veículo a aceleração da gravidade;
- Restringir a análise à frequências na faixa de 0 a 100Hz.

Como resultado, obtem-se os deslocamentos da estrutura para cada frequência de excitação.

3.3.4.3. Análise de Impacto

Os regulamentos citados anteriormente fazem menção ao projeto e fabricação de rollcage, também conhecidos como gaiolas de proteção. Esse tipo de estrutura é montada no interior de veículos que possuem chassi na configuração monobloco visando o aumento da rigidez e capacidade de absorção de energias providas de impacto.

Para o desenvolvimento de um chassi tubular que substitua o monobloco inicial, a análise de forma estática torna-se insuficiente. Sendo assim, este trabalho também utilizou-se de análises dinâmicas de impacto que consistem em submeter o modelo a uma velocidade inicial vindo a confrontar um obstáculo físico rígido, ou seja, não sofre deformação. Para cada situação efetuou-se uma análise: impacto frontal, lateral e vertical. Em cada situação, as condições de contorno foram:

- Velocidade inicial do veículo no eixo de análise;
- Restrição dos deslocamentos do veículo, deixando livre apenas o eixo de análise;
- Restrição de todos os deslocamentos para o bloco.

Para todas as análises foi utilizado uma velocidade inicial de 70m/s, que corresponde à velocidade máxima alcançada pelo veículo em pista, submetendo-o portanto ao impacto em condição crítica de utilização.

Para facilitar a visualização, a Figura 54, Figura 55 e Figura 56 exemplificam cada análise.

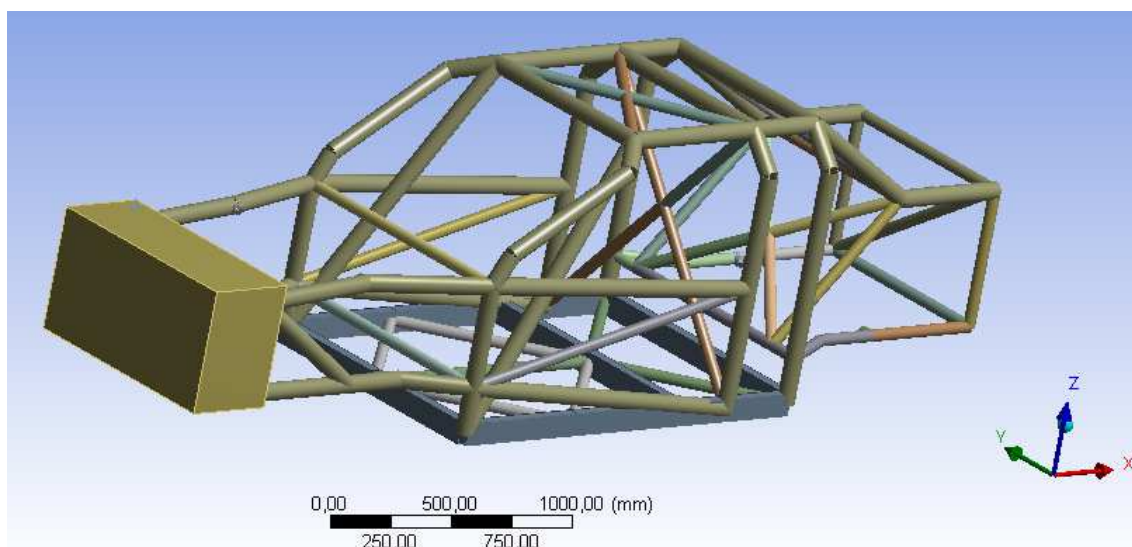


Figura 58 - Condição de contorno para impacto frontal

Para impacto frontal, o chassi foi submetido a velocidade $v = 70m/s$ na direção negativa de x , confrontando o bloco. Restrição dos eixos z e y para o chassi, movimentando-se apenas em x .

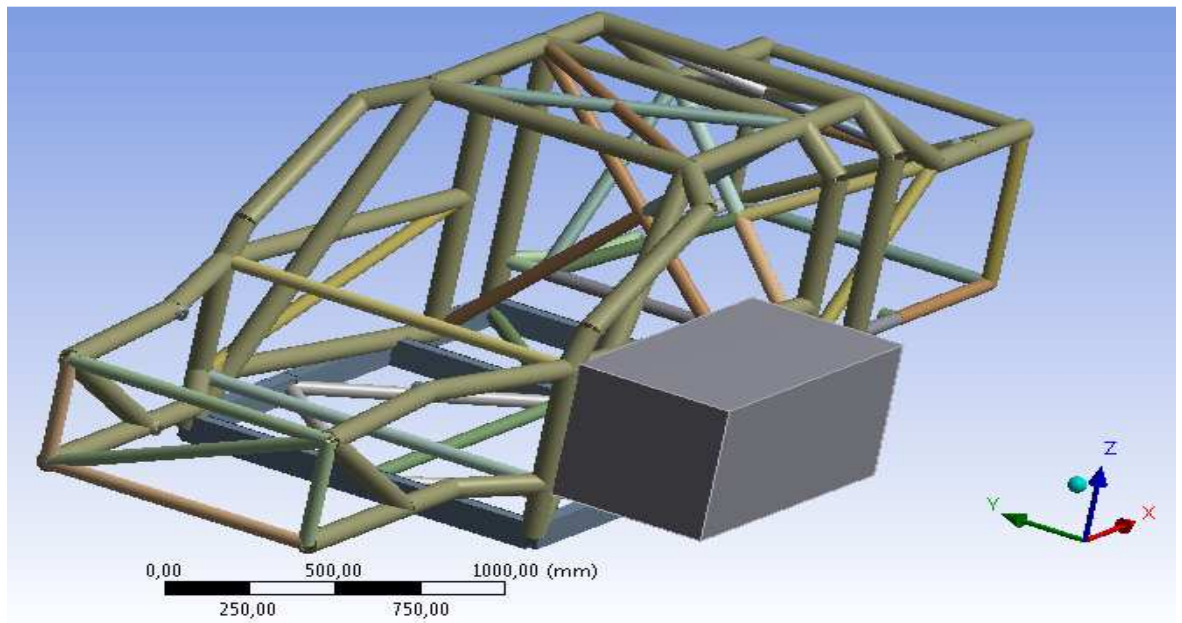


Figura 59 - Condição de contorno para impacto lateral

Para impacto lateral, o chassi foi submetido a velocidade $v = 70m/s$ na direção negativa de y , confrontando o bloco. Restrição dos eixos z e x para o chassi, movimentando-se apenas em y .

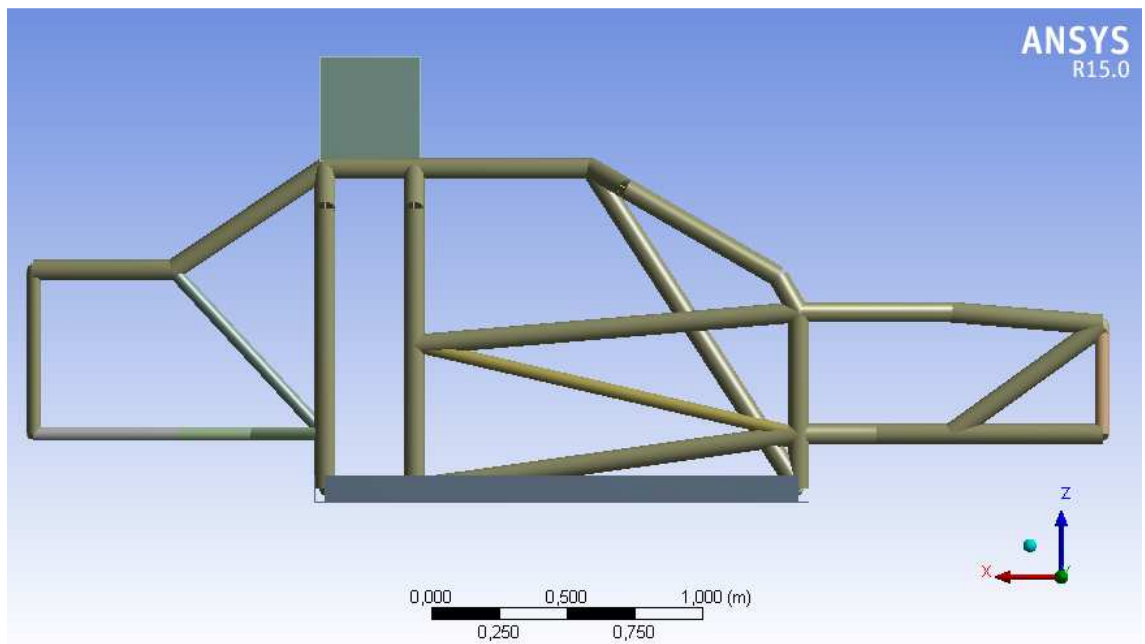


Figura 60 - Condição de contorno para impacto vertical

Para impacto vertical, o chassi foi submetido a velocidade $v = 70m/s$ na direção positiva de z, confrontando o bloco. Restrição dos eixos x e y para o chassi, movimentando-se apenas em z.

A análise de impacto é realizada no ambiente de Dinâmica Explícita do ANSYS. Esta ferramenta não possibilita visualizar as tensões máximas e deformações locais, apenas deslocamentos totais. Porém, caso a estrutura entre em colapso, é possível visualizar os pontos de rompimento da estrutura.

4. RESULTADOS E DICUSSÕES

Neste capítulo serão apresentados os resultados das análises estática e dinâmica realizadas: flexo-torção, capotamento, rigidez à torção, modal, harmônica e impacto. Relembrando que as análises foram executadas baseadas no Artigo 253 do regimento da FIA via software de análise numérica ANSYS Workbench, utilizando os elementos PIPE 288 e BEAM 188. Para análise das respostas, utilizou-se o critério da energia de distorção de *von Mises* para apresentação das tensões e deformações máximas, além dos pontos de concentração de tensão.

4.1. Flexo-torção

Como citado anteriormente, a análise em flexo-torção é a condição mais crítica para análise estática. O modelo é submetido a um carregamento nos pontos de acoplamento da suspensão em uma diagonal, enquanto a diagonal contrária tem seus graus de liberdade restritos. Como o veículo tem como premissa de projeto um peso final de 800kg, e para equilíbrio dinâmico considera-se que há distribuição igual de peso nas quatro rodas, cada roda livre é submetida a uma força $P = 2KN$ na direção vertical.

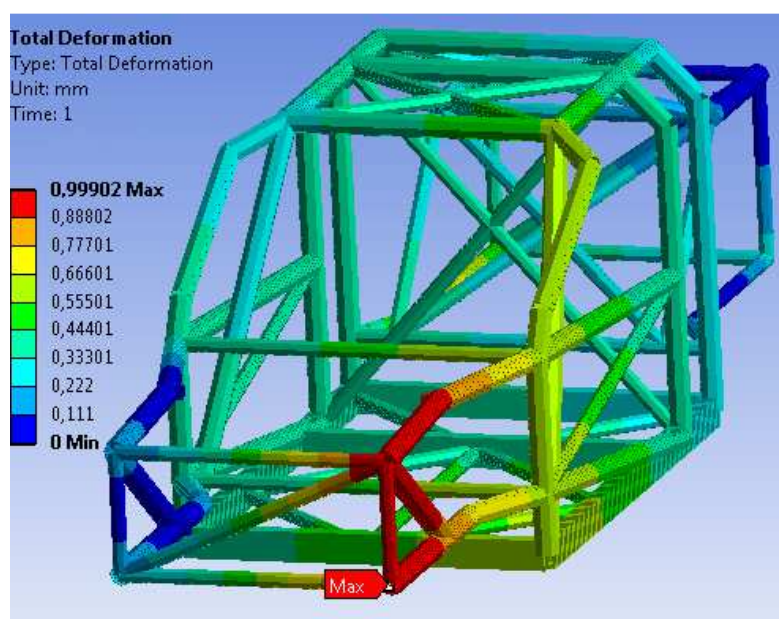


Figura 61 - Máxima deformação para flexo-torção - Vista Isométrica

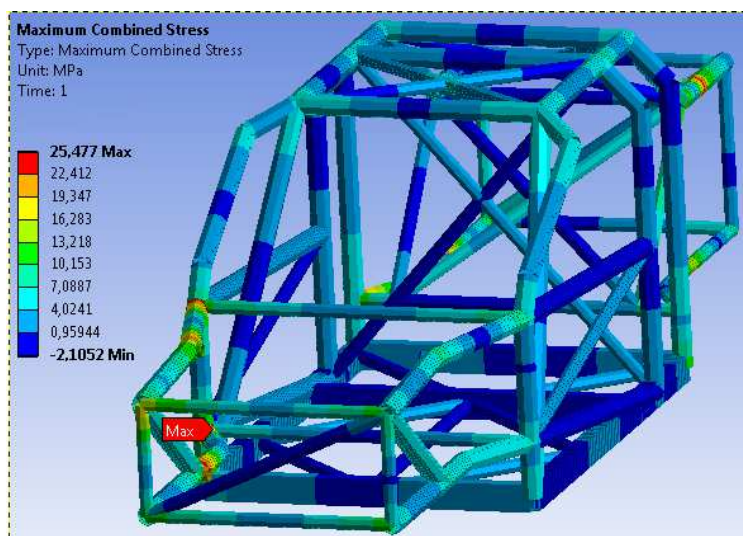


Figura 62 - Máxima tensão para flexo-torção - Vista Isométrica

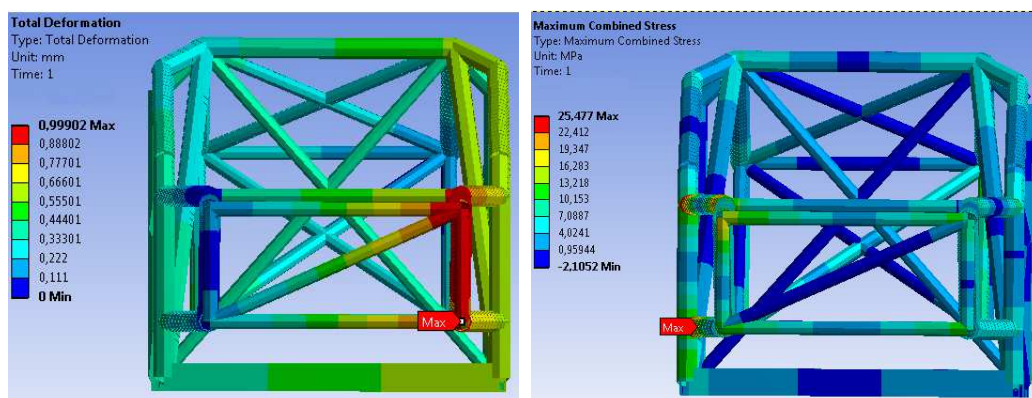


Figura 63 - Máxima deformação e máxima tensão para flexo-torção - Vista frontal

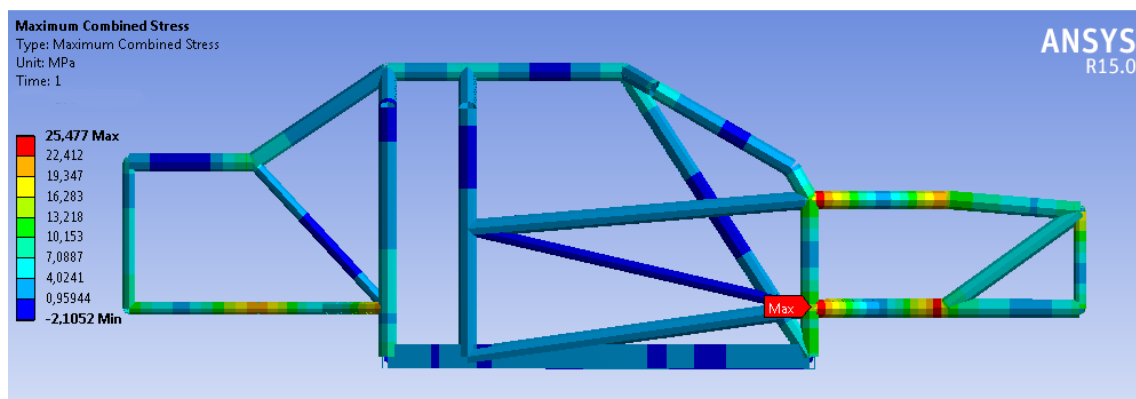


Figura 64 - Máxima tensão para flexo-torção - Vista lateral

A análise de flexo-torção proporciona observar parte da rigidez em flexão e torção do chassi. Os resultados mostraram uma pequena deformação elástica e baixa tensão máxima para as condições de contorno adotadas: $9,999.10^{-4}$ m de deformação e 25,477 MPa. De acordo com a revisão bibliográfica realizada, a pior condição da análise estática deve atingir tensões no máximo 67% da tensão de escoamento. Os resultados da análise apontam para este modelo apenas 5,857%, considerando a tensão de escoamento do aço 4130 como 435 MPa. As tensões máximas alcançadas estão na parte frontal do modelo, concentradas nas junções da longarina do veículo ao habitáculo, possibilitando uma atenção especial a este ponto para possíveis reforços estruturais.

4.2. Fadiga

A análise de fadiga apresenta a vida finita ou infinita do modelo a partir de condições de contorno adotadas. Neste trabalho, adotou-se as mesmas da análise estática em flexo-torção, tendo como resposta a **Figura 65**.

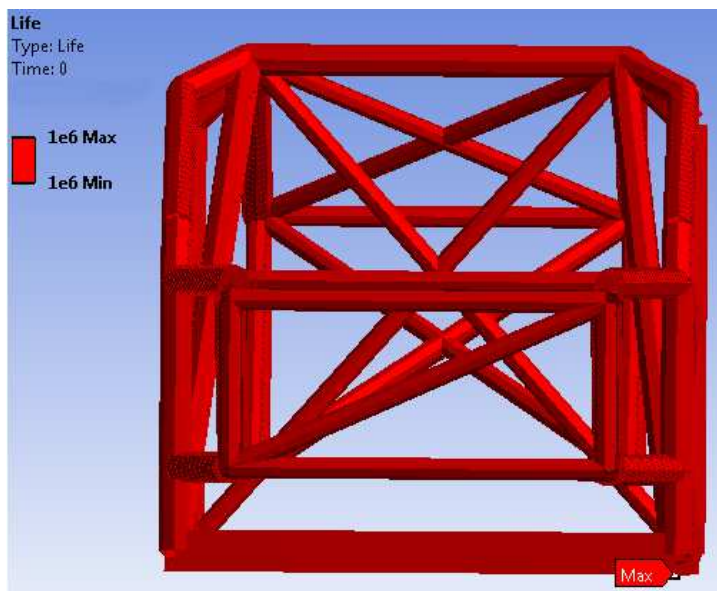


Figura 65 - Vida de fadiga sob tensão

De acordo com o critério de falha adotado, Soderberg, e as condições de contorno, este modelo de chassi terá vida infinita, independente do número de ciclos, mantendo o nível de tensão anterior não afetará o modelo.

4.3. Capotamento (FIA)

A análise estática de capotamento leva em consideração as normas do protocolo internacional da FIA para desenvolvimento de *rollcage* para veículos de alta performance. Considera-se esforços baseados no peso do veículo, criando um vetor de forças aplicado à barra de rolagem principal. Para esta análise, considerando o peso do veículo de 800Kg, tem-se as seguintes forças: vertical = 73500N, horizontal = 53900N e lateral = 14700N. Todos os pontos de fixação da suspensão tiveram seus graus de liberdade restringidos. Como resposta temos a **Figura 66**, **Figura 67**, **Figura 68** e **Figura 69**.

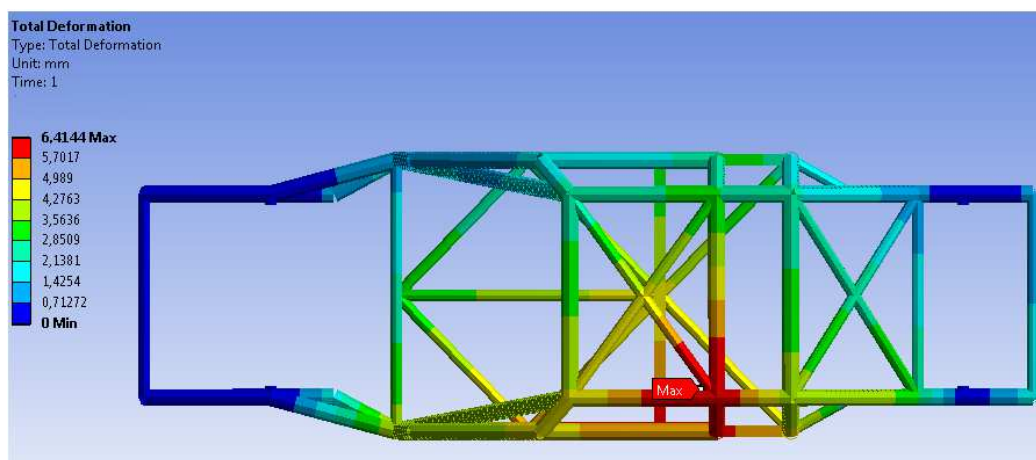


Figura 66 - Máxima deformação para capotamento - vista superior

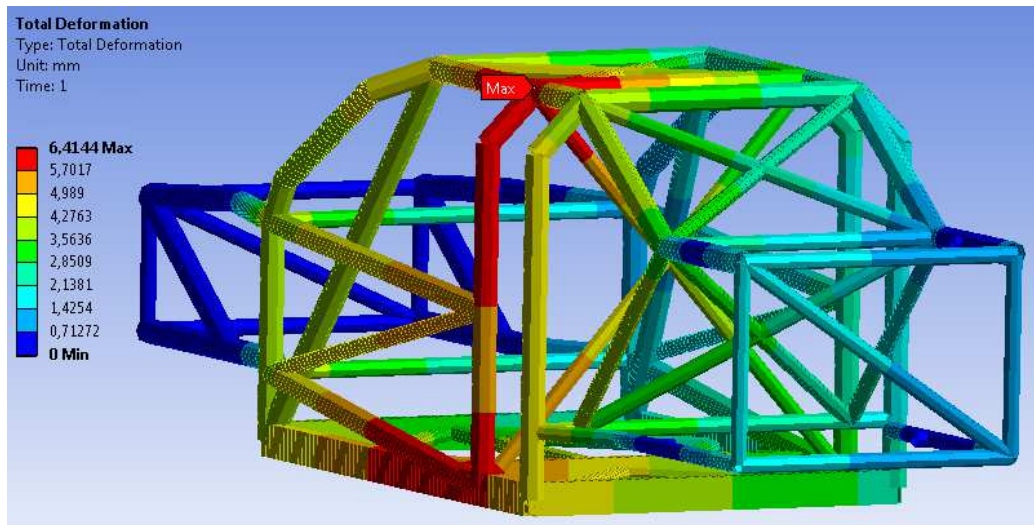


Figura 67 - Máxima deformação para capotamento - vista isométrica

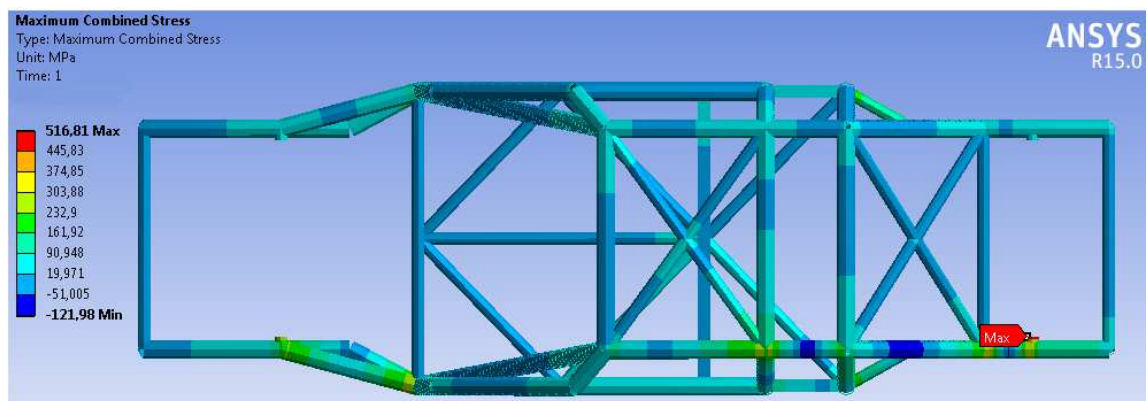


Figura 68 - Máxima tensão para capotamento - vista superior

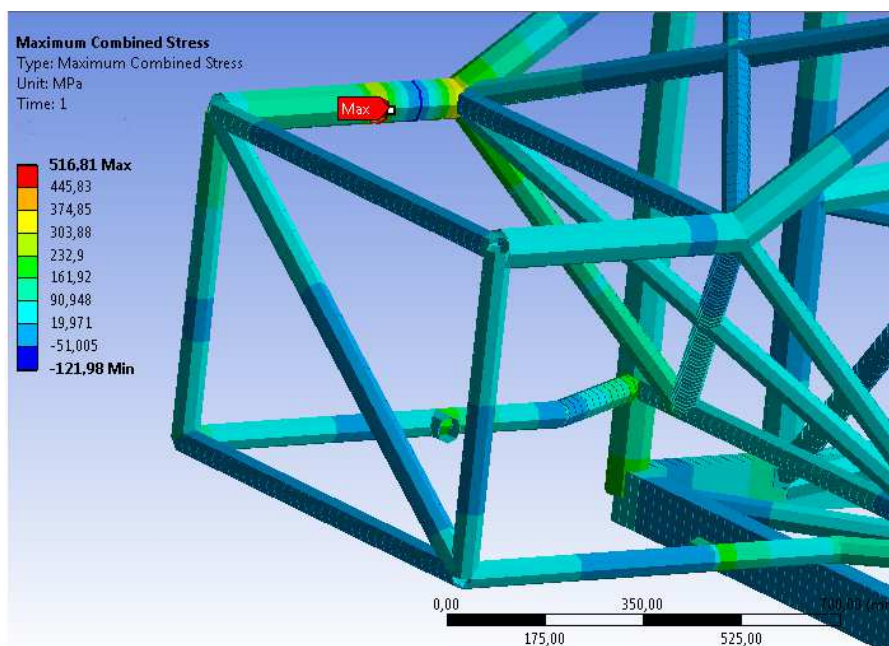


Figura 69 - Máxima tensão para capotamento - vista isométrica

Ao final da análise estática para capotamento é possível observar que, apesar da severidade dos esforços, a deformação máxima atingida é de $6,414 \cdot 10^{-3} \text{m}$. Essa deformação ocorreu na região de aplicação da carga e na barra imediatamente inferior. As outras barras sofreram deformações pouco menores.

Apesar de as deformações serem pequenas, elas ocorreram na zona plástica do material. Essa afirmação se dá ao observar os níveis de tensões máximas atingidas, $\sigma_{max} = 516,81 \text{MPa}$, como mostra a **Figura 68**. Observando a distribuição das tensões ao longo do chassi, é possível observar que apenas a região de fixação do amortecedor traseiro esquerdo (lado de aplicação da força) atingiu tensões tão altas. Regiões próximas à torre do amortecedor apresentaram tensões acima da tensão de escoamento, mas em baixa escala.

4.4. Rigidez torcional

A análise de rigidez torcional busca compreender a resposta do chassi a condições de rolagem da suspensão e efeitos de curva onde existe a transferência de carga. Uma boa rigidez torcional influi diretamente no comportamento do veículo. Mencionado anteriormente, as condições de contorno para esta análise são:

- Engastamento dos pontos fixação da suspensão traseira;
- Aplicação de duas forças $P=2\text{KN}$ de mesma magnitude e direção, porem em sentido oposto, aplicadas nos pontos de fixação dianteira.

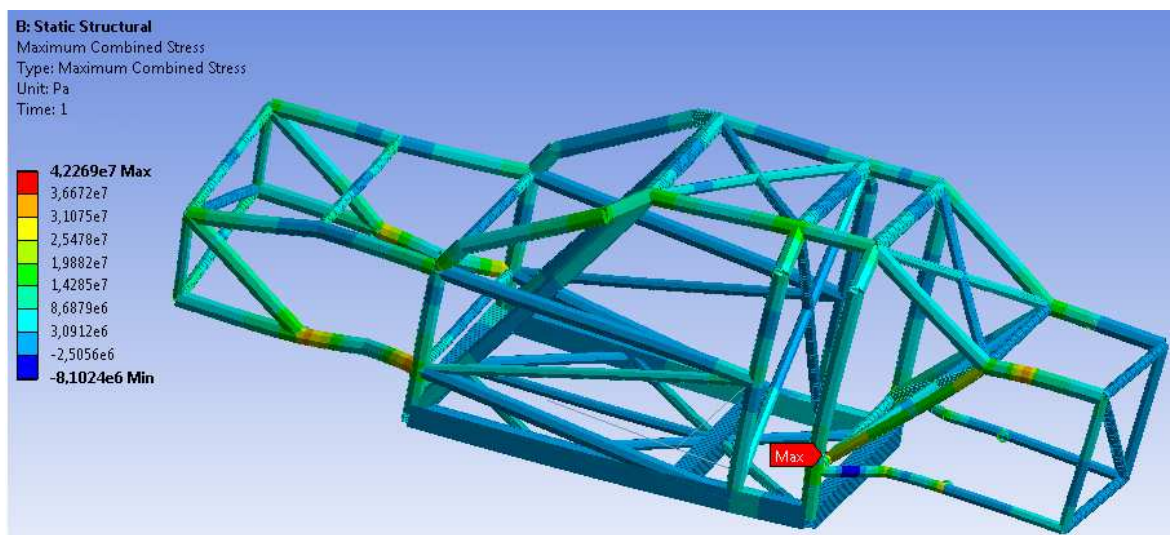


Figura 70 - Máxima tensão para rigidez torcional - vista isométrica

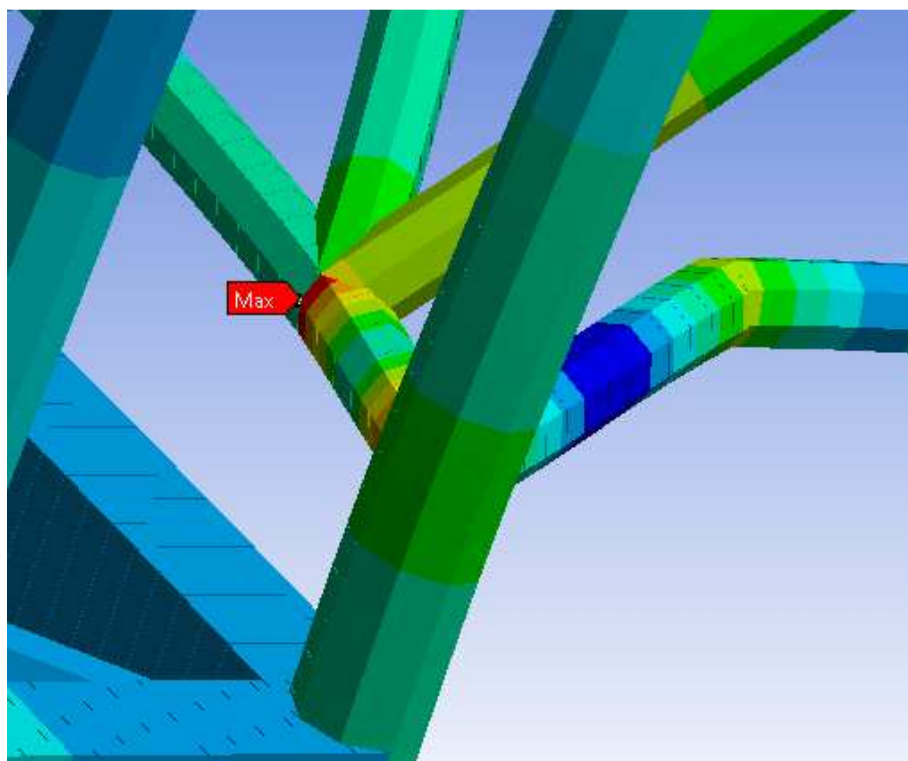


Figura 71 - Tensão máxima para rigidez torcional em foco - vista isométrica

Como visto na **Figura 70** e **Figura 71**, a tensão máxima atingida no ensaio de rigidez torcional não é preocupante, visto que seu valor máximo é $\sigma_{max} = 42,269$ MPa. Na **Figura 72** podemos ver a deformação máxima para este ensaio, possibilitando o cálculo da rigidez através das equações (2) e (3).

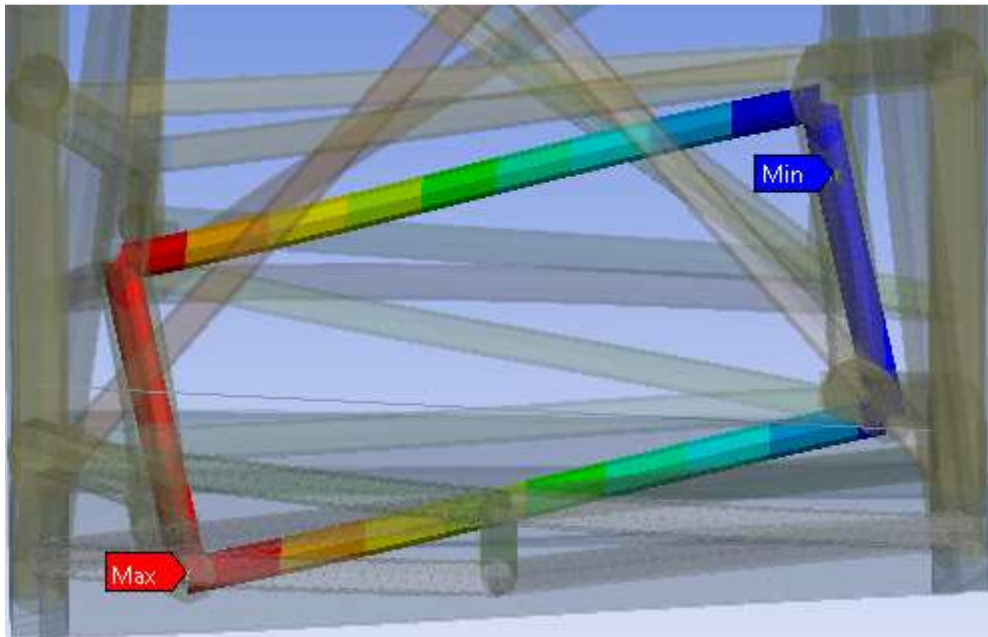


Figura 72 – Máxima deformação para rigidez à torção - vista frontal

Na análise das deformações, obteve-se que a deformação máxima $\delta_1=3,304\text{mm}$ e a deformação mínima $\delta_2=1,4295\text{mm}$. Sabendo que a distância entre os pontos é de $L = 1,1\text{m}$, temos que o momento torsor $M_T=2200\text{Nm}$. Aplicando os valores na equação (3), temos que o ângulo de deformação em graus é de $\alpha = 0,24655^\circ$. Aplicando este valor do ângulo na equação (2) obtemos a rigidez torcional:

$$R_T = \frac{M_T}{\alpha} \left[\frac{\text{Nm}}{\text{deg}} \right] = \frac{2200\text{Nm}}{0,24655^\circ} = \quad (10)$$

$$R_T = 8923,14 \left[\frac{\text{Nm}}{\text{deg}} \right]$$

O valor da rigidez torcional foi obtido e pode agora ser comparado aos parâmetros desejados em pista, adicionando-o à rigidez da suspensão, podendo ser dimensionado o valor exato da rolagem e transferência de cargas durante atuação em curvas.

4.5. Análise modal

A análise modal visa identificar as frequências naturais de uma estrutura e, através destas, identificar possíveis falhas por ressonância durante o trabalho. Para este trabalho foi realizado a análise em uma faixa de frequências de 0 a 100Hz. A motivação para esta escolha é basicamente a busca pelo conforto humano durante o trabalho. O corpo humano pode ser considerado um conjunto de partes conectadas entre si por massas que possuem rigidez e amortecimento e suas frequências naturais estão na faixa citada. A **Figura 73** traz as frequências naturais do chassi estudado.

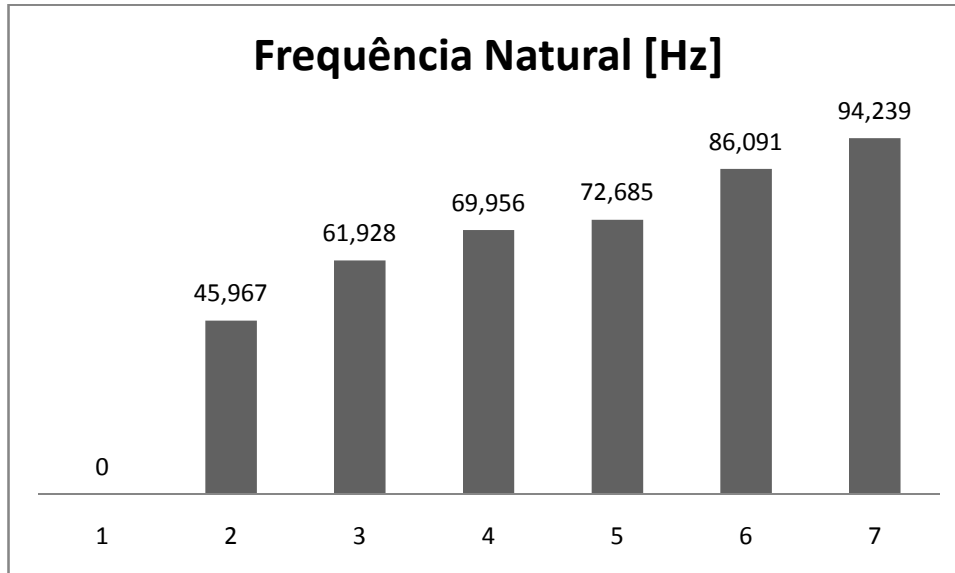


Figura 73 - Lista das frequências naturais

A análise limitou-se para a faixa de frequência de 0 a 100Hz com no máximo 20 modos. Como resposta, obteve-se seis frequências iguais a zero e outras seis diferentes de zero, listadas acima. Essas frequências iguais a zero

correspondem aos seis graus de liberdade do modelo, visto que a análise é livre, portanto as três translações e as três rotações nos eixos são citadas.

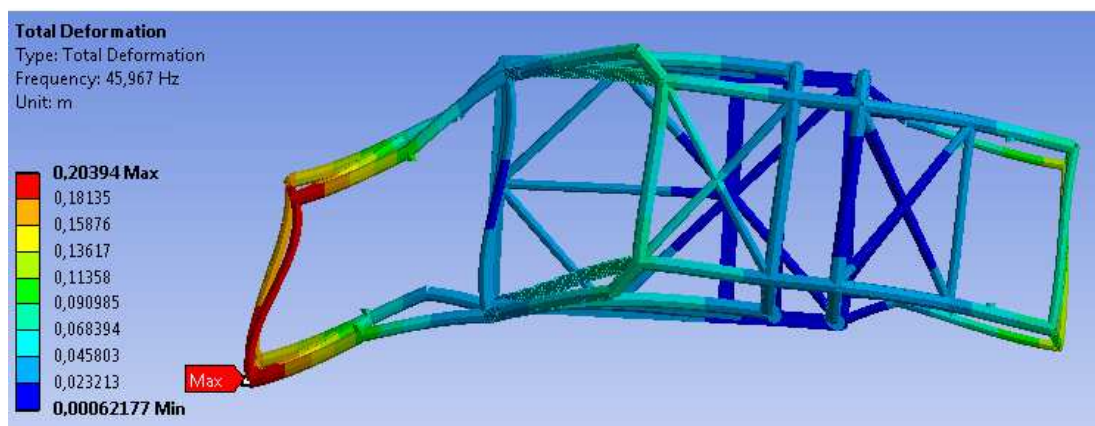


Figura 74 - Modo 1 de vibração

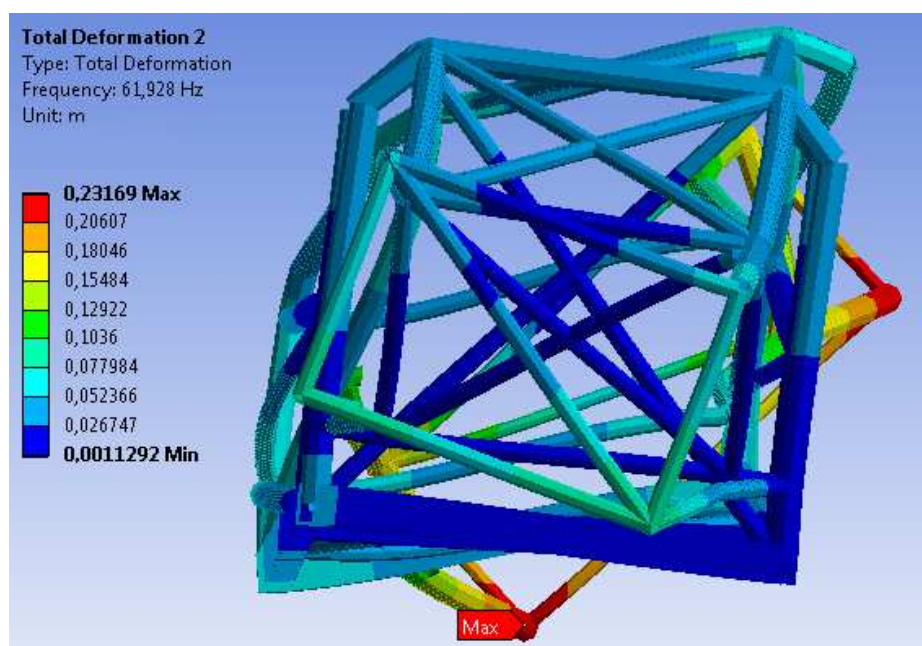


Figura 75 - Modo 2 de vibração

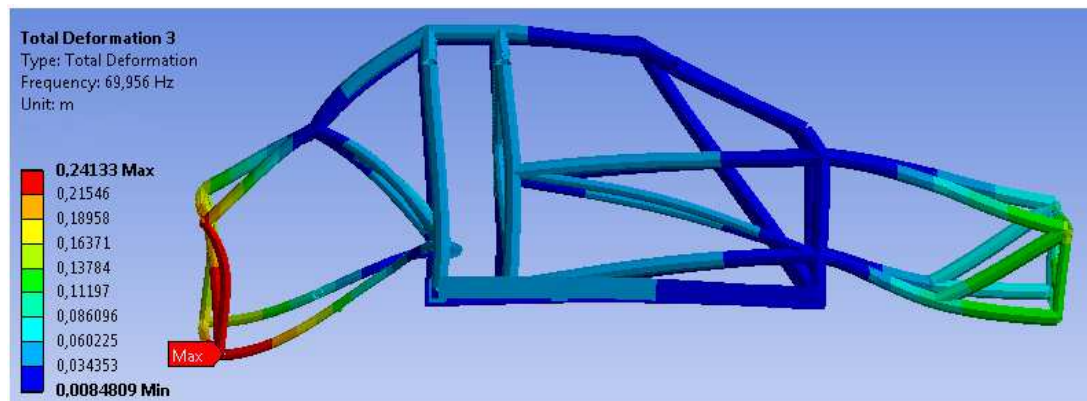


Figura 76 - Modo 3 de vibração

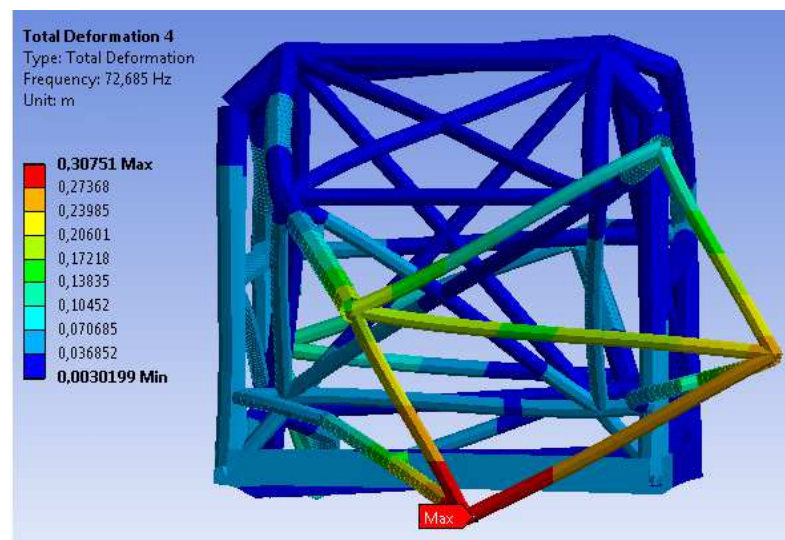


Figura 77 - Modo 4 de vibração

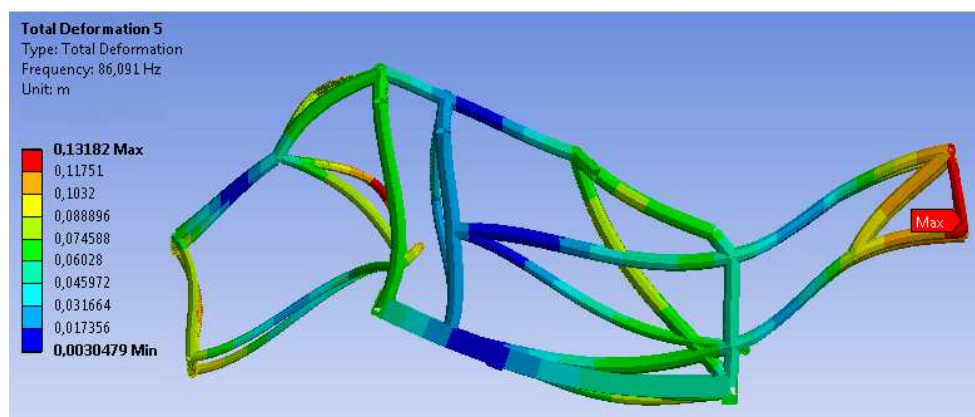


Figura 78 - Modo 5 de vibração

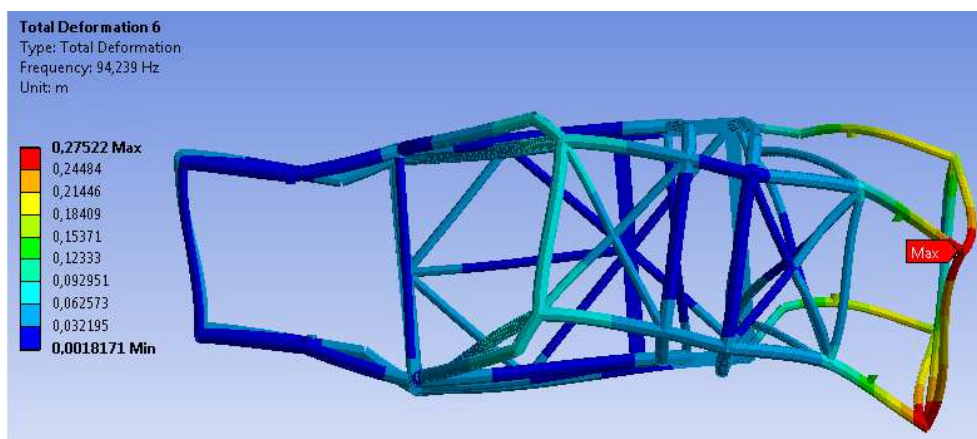


Figura 79 - Modo 6 de vibração

Os modos de vibração acima mostrados estão basicamente divididos em dois por plano. Os modos de vibração um e seis estão no plano xy, os modos três e cinco no plano yz, e os modos dois e quatro no plano xz. Todos os modos tiveram deformações próximas a 0,2m, com destaque ao quarto modo de vibração que atingiu 0,3m.

4.6. Análise harmônica

A análise harmônica exhibe dentre as frequências naturais do sistema as que mais tem influência no chassi. Essa informação é fundamental para projeto de coxim de motor e itens de suspensão, possibilitando alterações no projeto caso esses itens vibrem ou tenham frequência natural de mesma ordem e magnitude. O gráfico na **Figura 80** exemplifica as frequências de maior influência.

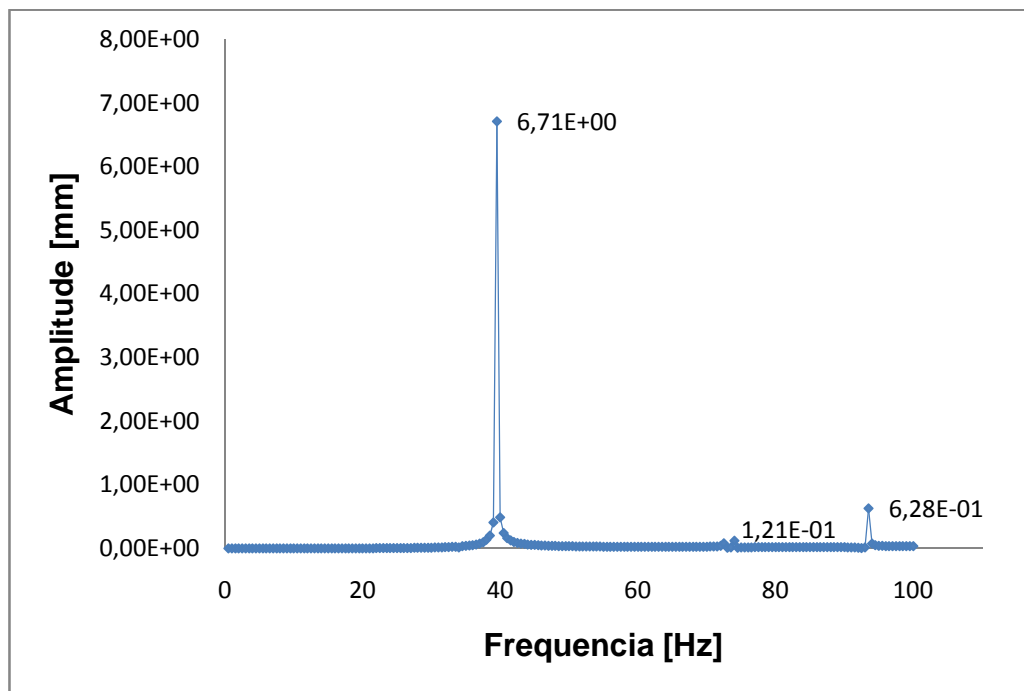


Figura 80 - Frequências da análise harmônica

Facilmente observa-se duas frequências de grande importância: a primeira em 39,5Hz e a segunda em 93,5Hz. Quando comparadas, essas frequências coincidem com duas das frequências naturais da estrutura.

4.7. Impacto

A análise de impacto foi planejada para garantir a segurança do piloto do veículo em uma possível colisão. A forma em que foi realizada assemelha-se aos ensaios de *crash-test*, mas com velocidades bem acima das realizadas pela NCAP.

4.7.1. Frontal

A análise de impacto frontal submeteu o veículo a uma colisão contra um bloco rígido e fixo a uma velocidade de 70m/s, restringindo os deslocamentos para apenas o eixo x. As deformações sofridas podem ser observadas através da **Figura 81**, **Figura 82**, **Figura 83** e **Figura 84**.

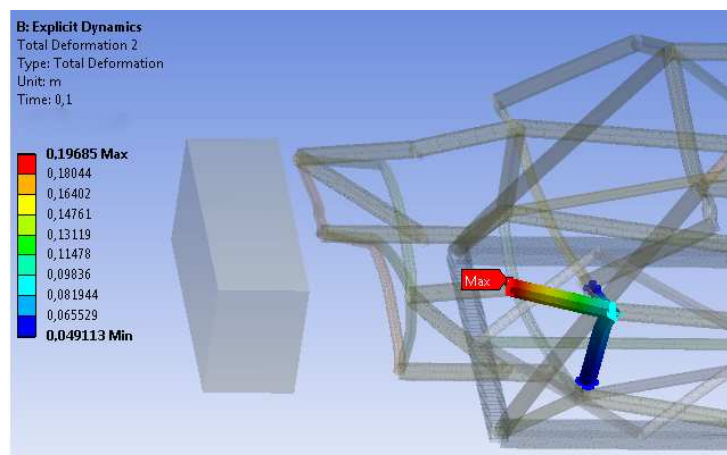


Figura 81 - Colisão frontal - Isométrica barra superior

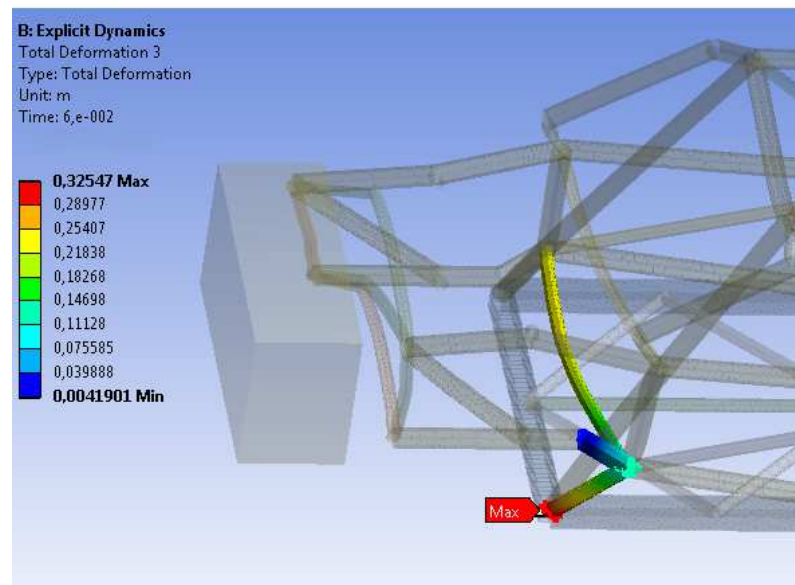


Figura 82 - Colisão frontal - isométrica barra inferior

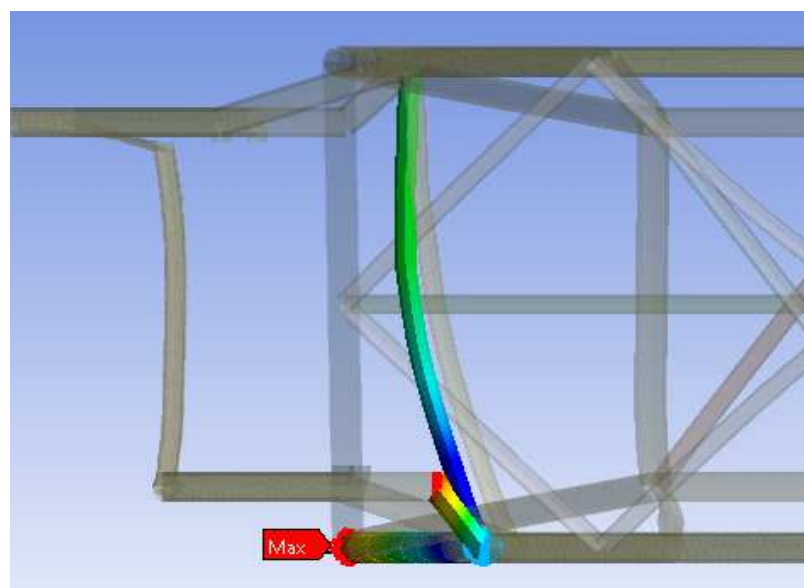


Figura 83 - Colisão frontal - vista superior

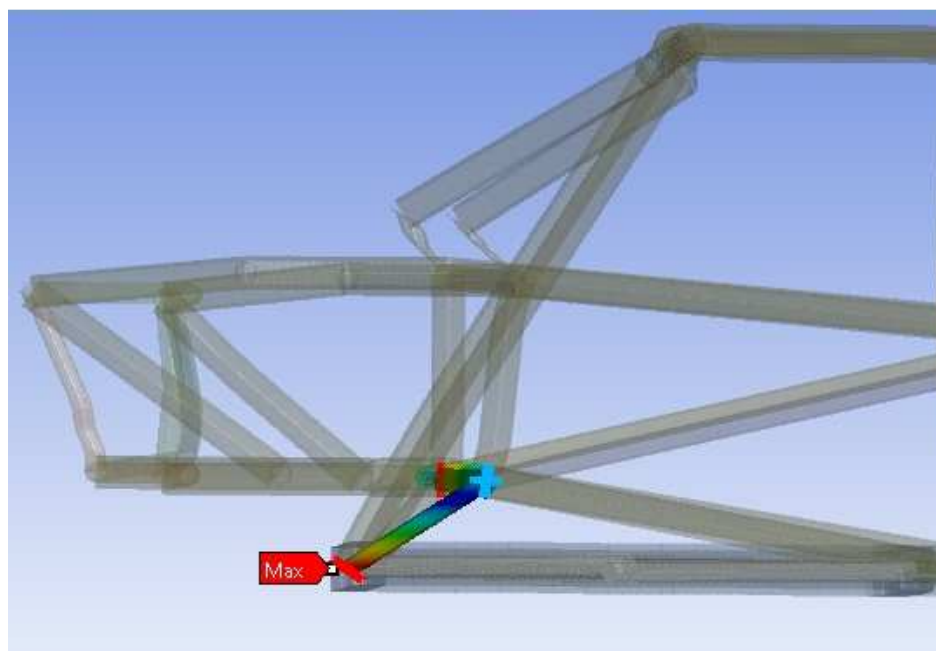


Figura 84 - Colisão frontal - vista lateral

O impacto frontal demonstrou uma pequena capacidade de distribuir a energia para os demais tubos da estrutura. Com essa concentração de energia houve falha e a estrutura entrou em colapso, apresentando deformações plásticas e possível ruptura observado na **Figura 83** e **Figura 84** nos pontos de máxima deformação.

4.7.2. Lateral

A análise de impacto lateral submeteu o veículo a uma colisão contra um bloco rígido e fixo a uma velocidade de 70m/s, restringindo os deslocamentos para apenas o eixo y. A **Figura 85** e a **Figura 86** mostram o exato momento da colisão e o instante imediatamente após.

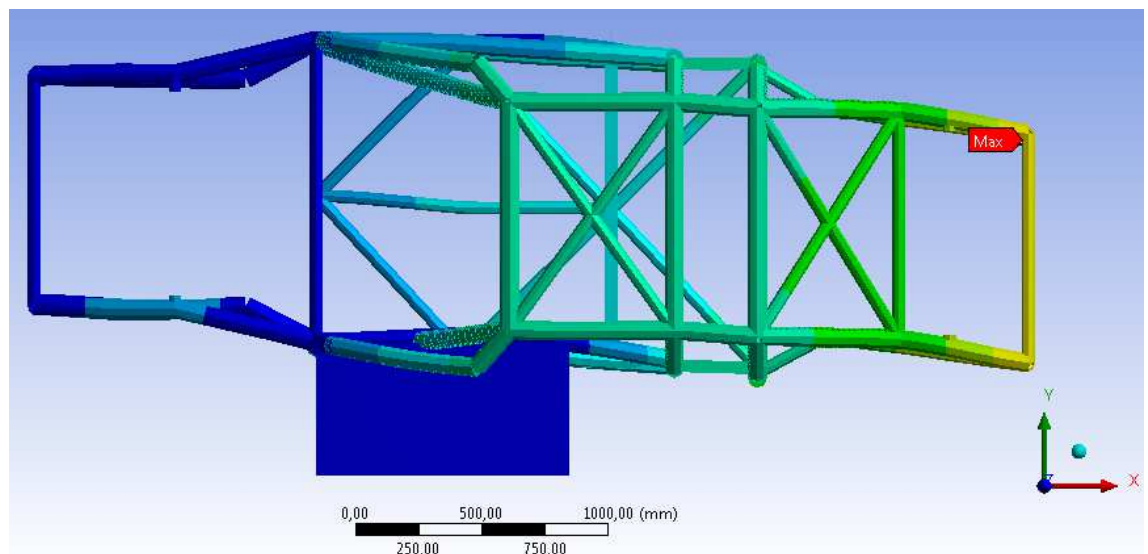


Figura 85 - Colisão lateral, $t=0s$

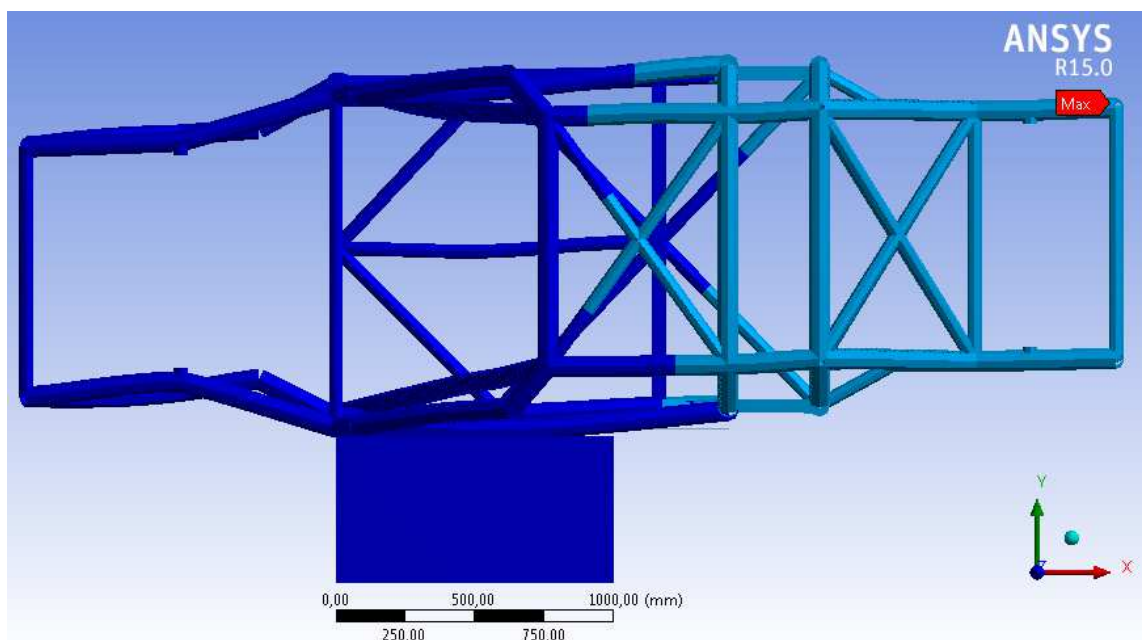


Figura 86 - Colisão lateral, $t=1s$

Analisando as figuras 82 e 83, observamos que há uma dissipação de energia no momento da colisão, onde ocorre uma deformação e logo após ocorre o efeito chicote, fazendo o chassi retornar à posição inicial sem deformação suficiente para o colapso da estrutura.

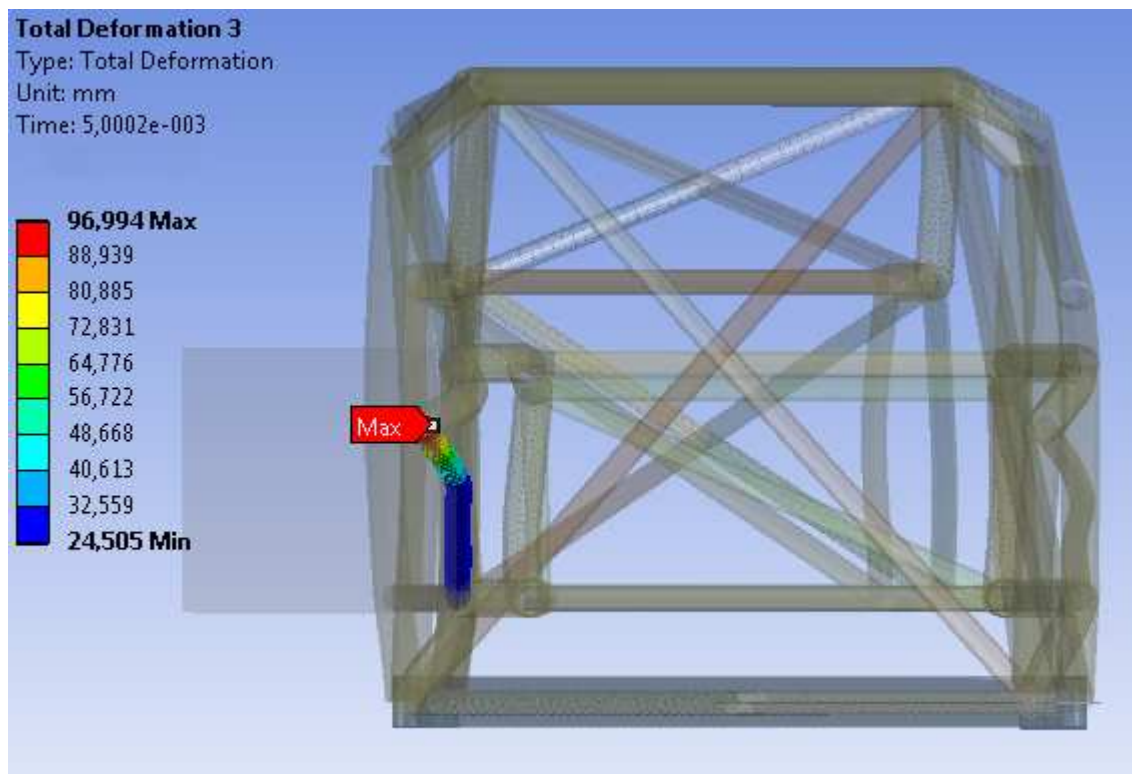


Figura 87 - Colisão lateral - vista frontal

A **Figura 87** apresenta a barra com maior deslocamento. Este valor apresentado não corresponde à deformação da barra mas sim o deslocamento, visto que o chassi está sob o efeito elástico após a colisão e está sob livre deslocamento no eixo y.

4.7.3. Vertical

A análise de impacto lateral submeteu o veículo a uma colisão contra um bloco rígido e fixo a uma velocidade de 70m/s, restringindo os deslocamentos para apenas o eixo z. A **Figura 88** e a **Figura 89** mostram o exato momento da colisão e o instante imediatamente após.

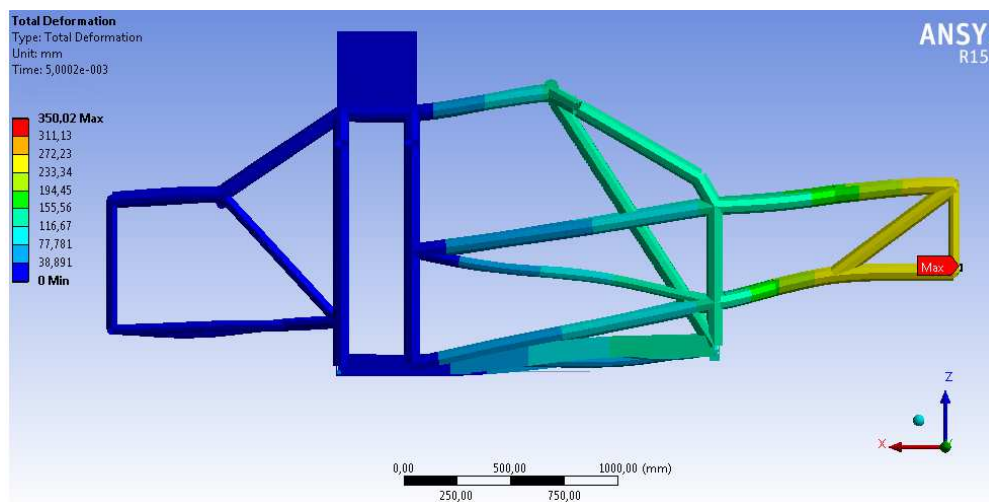


Figura 88 - Colisão vertical, $t=0s$

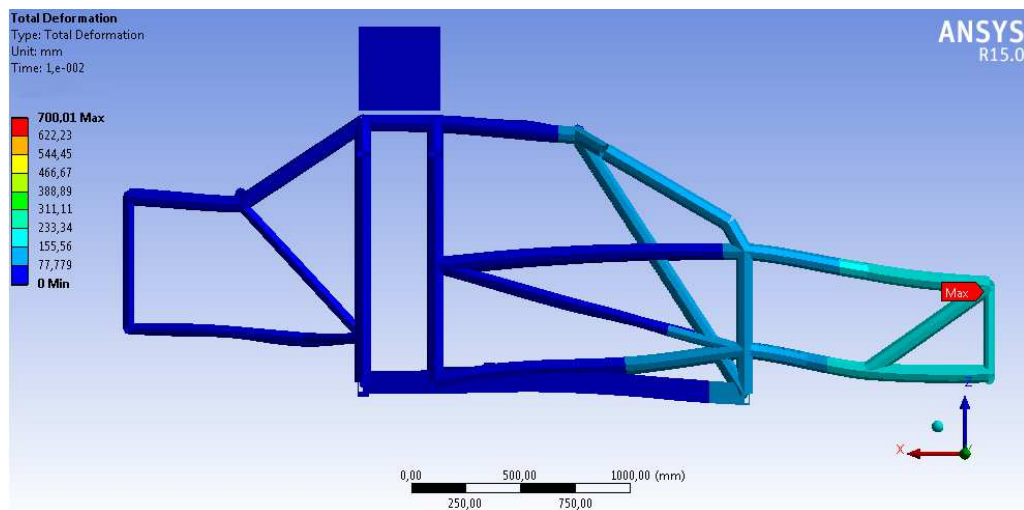


Figura 89 - Colisão vertical, $t=1s$

O ensaio de colisão vertical, assim como o anterior, apresentou o fenômeno de dissipação da energia do impacto pela estrutura e respondendo de forma elástica com o efeito chicote.

5. Conclusão

Neste trabalho foi realizado um estudo sobre aspectos teóricos que envolvem a teoria de falhas para materiais dúcteis, usando como modelo a teoria da máxima energia de distorção que prevê a falha a partir do momento que a energia de distorção submetida é maior que a energia de distorção para escoamento do material.

Para realização das simulações numéricas foram usados quatro tipos de ensaios estáticos: de flexo-torção, fadiga, capotamento e de rigidez torcional. Para ambos utilizou-se tubos de seção circular e quadrada feitos de aço SAE 4130 conforme exigem as normas internacionais do automobilismo (FIA, 2016).

Para a flexo-torção, uma diagonal do veículo teve os graus de liberdade de seus pontos de fixação da suspensão restringidos e na diagonal oposta foi aplicado carga referente ao peso do veículo. Este ensaio resultou em um modelo de alta confiança, visto que por ser o critério mais rigoroso de análise estática, atingiu tensões bem abaixo da tensão escoamento do material. Aproveitando as mesmas condições de contorno, realizou-se a análise de fadiga, resultando em vida infinita para todo o chassi. O ensaio de capotamento submeteu o veículo a três cargas simultâneas aplicadas na barra de rolagem principal em função da massa do mesmo, resultando em deformações elástica e plástica. As deformações plásticas apareceram nos apoios da suspensão traseiro próximo ao ponto de atuação da carga. Apesar das deformações, o modelo não trouxe perigo ao habitáculo, mantendo a segurança do piloto. A última análise estática buscou conhecer a performance do chassi quando submetido a curvas e transferência de cargas por rolagem da suspensão. Este modelo apresentou uma rigidez torcional de 8923,14 Nm/deg. Quando comparado a outros veículos como o Lamborghini Countach, que possui rigidez torcional de 2600Nm/deg e o Chevrolet Corvette C7 de 14500Nm/deg, o modelo proposto apresenta bons resultados. Vale lembrar que o veículo possui agregado para suspensão. Por ser uma peça de aço conformada a frio, apresenta elevada rigidez, o que auxiliaria na diminuição da torção na dianteira.

Existe ainda um último componente que pode ser acrescentado caso haja necessidade que é a barra anti torção, ligando as duas torres de amortecedor.

Os resultados mostraram que a atual estrutura possui boa rigidez torcional, vida infinita para fadiga e traz segurança ao condutor mesmo em situações catastróficas como a de capotamento.

Para a realização do comportamento dinâmico do modelo, utilizou-se das análises modal, harmônica e impacto. A intenção da análise modal é conhecer quais as frequências naturais de um sistema massa mola de vários graus de liberdade e assim prevenir que a estrutura entre em colapso devido a uma força externa de mesma frequência, ocasionando o fenômeno conhecido como ressonância. A análise resultou em um modelo que possui suas primeiras frequências naturais acima de 40 Hz. Esse dado é importante no quesito conforto humano, pois os órgãos, coluna e olhos possuem frequência natural abaixo dessa frequência. Outra importante consideração se faz que as frequências naturais de suspensão são menores que 10 Hz, não ocasionando problemas ao modelo. A análise harmônica identificou dentre as frequências naturais, quais as mais importantes para a estrutura. Neste caso, duas merecem atenção para projeto de atenuadores de vibrações: 39,5Hz e 93,5Hz. A análise de impacto submeteu o modelo a três possíveis colisões em alta velocidade, considerando a máxima de 70m/s. Devido a utilização do *cross section* como ferramenta para concepção do modelo, durante as análises não é possível mensurar as tensões máximas alcançadas, mas é possível saber se haverá colapso da estrutura ou não. Os resultados apresentados mostram que para colisão vertical e lateral há a dissipação da energia do ponto de impacto para os outros tubos conectados. O mesmo não ocorre para colisão frontal, apresentando nessa região deformações plásticas. A **Figura 83** e a **Figura 84** mostram que apesar das deformações, a integridade do piloto seria mantida, garantindo sua eficácia.

Com as respostas de todas as análises realizadas, baseado nas teorias de falha em materiais, foi possível desenvolver um modelo de chassi tubular

que possa substituir o chassi monobloco original, aproveitando seus subsistemas de suspensão e *powertrain*, além de possibilitar alterações físicas sem grandes dificuldades. Segundo Victor Varro, ex-engenheiro da divisão de rali da Subaru Brasil nos anos de 2000 a 2002, o chassi monobloco original tem aproximadamente 350kg e o chassi tubular proposto possui 275kg considerando as soldas, um alívio de 75kg. Considerando que possa aumentar o peso final, o chassi proposto ainda apresentará uma redução no peso do veículo utilizando os mesmos subsistemas.

6. REFERÊNCIAS

A. F. Madayag, Metal Fatigue: Theory and Design. John Wiley & Sons: New York, 1969.

ALEX, CTBA. Mortes na F1. Disponível em:

<<https://ultrapassagem.wordpress.com/2010/08/13/mortes-na-f1/>>. Acessado em: 24 de Novembro de 2016.

ASKELAND, D. R., Phulé, P.P. Ciência e Engenharia dos Materiais. 1º Ed. São Paulo: Cengage Learning. 2008.

BEER FP E JHONSTON, J. Resistência dos Materiais, 3. Ed., [SI]: Makron Books, 1995.

BERNARDES, Paulo H. O. Análise e otimização de um Chassi Formula SAE. Universidade de Brasília, 2015.

BRANCO, C. A. G. M. Mecânica dos Materiais, 2ª Edição. [S.l.:s.n.], 1985.

BURBA, Leandro T. Análise de rigidez torcional do chassi de um veículo fórmula SAE. Universidade de Brasília, 2015.

CALLISTER, W.D. Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução. 7º ed. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora. 2008.

DANTAS, André. Lei que não pega. Disponível em:<<http://www.autoentusiastas.com.br/2015/06/lei-que-nao-pega/>>. Acessado em: 04 de Abril de 2017.

DE SOUZA, Remo. Os dois tipos gerais de métodos de Análise Estrutural que Engenheiros Cívicos e Mecânicos precisam conhecer. Disponível em:<<https://dynamistechne.com/2015/09/27/os-2-tipos-gerais-de-metodos-de-analise-estrutural-que-engenheiros-civicos-e-mecanicos-precisam-conhecer/>>. Acessado em: 24 de Novembro de 2016.

DOWLING, N. E. Mechanical behavior of materials: engineering methods for deformation, fracture, and fatigue. [S.l.]: prentice Hall, 1993.

DROM.RU. Nova geração do Audi A4 tornou-se mais fácil. Disponível em:<<http://news.drom.ru/Audi-A4-34397.html>>. Acessado em: 10 de Junho de 2017.

E. B. Haugen e P. H. Wirsching, "Probabilistic Design", Machine Design, vol. 47, nº 12, 1975, p, 10-14.

FIA SPORT. Safety Equipment (Groups N, A, R-GT). Article 253, Appendix J, 2016.

FURTADO, Daniel Canongia. Análise estrutural de chassi de veículos automotivas. Universidade de Brasília, 2013.

GILLESPIE, T, D – Fundamentals of Vehicle Dynamics, Society of Automotive engineers, 1992.

H. O. Fuchs and R. I. Stephens, Metal Fatigue in Engineering. John Wiley & Sons: New York, 1980.

J. E. Shigley and C. R. Mischke, Mechanical Engineering Design, 5th ed., McGraw-Hill: New York, 1989.

J. E. Shigley and L. D. Mitchell, Mechanical Engineering Design, 4th ed., McGraw-Hill: New York, p. 293, 1983.

Joseph Marin, Mechanical Behavior of Engineering Materials, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N.J. 1962, p.224.

J. W. Fischer and B. T. Yen. Design, Structural Details, and Discontinuities in Steel, Safety and Reliability of Metal Structures, ASCE, Nov. 2, 1972.

Litwin, Matt. World's oldest operating motor vehicle to highlight RM's Hershey auction. Disponível em: <<https://blog.hemmings.com/index.php/2011/09/22/worlds-oldest-operating-motor-vehicle-to-highlight-rms-hershey-auction/>>. Acesso em: 24 de Novembro de 2016.

LOPES, P. S. B. Análise estrutural do Chassi de uma viatura Fórmula Livre FIA. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2014

LOTTERMANN, J. P. T. Projeto Estrutural de Chassi tipo Gaiola para Veículos Minibaja: Análise Numérica e Experimental. Universidade de Brasília, 2014.

MATSUSHIMA, Jorge. AUDI A3 Sedan 1.8 turbo TFSI – da economia ao puro prazer da pilotagem esportiva. Disponível em: <<http://www.oficinabrasil.com.br/noticia/caderno-premium/audi-a3-sedan-1-8-turbo-tfsi-da-economia-ao-puro-prazer-da-pilotagem-esportiva>>. Acessado em: 24 de Novembro de 2016.

MOURA, Marcelo. Confira cinco carros legalizados para as pistas e ruas. Disponível em: <<http://caranddriverbrasil.uol.com.br/carros/especial/confira-cinco-carros-legalizados-para-as-pistas-e-ruas/10904#>>. Acessado em: 24 de Novembro de 2016.

NEVES E SILVA, Francisco José. Projeto de melhoria de um chassi tubular para um veículo de competição Single Seater. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2014.

N. E. Dowling, Mechanical Behavior of Materials. Prentice-Hall: Englewood Cliffs, N. J., 1993.

NORTON, R. L. Projeto de Máquinas: Uma Abordagem. [S.l.]: Artmed, 2000.

Olley, M., "Reminiscences - Feb 16/57," unpublished, 1957, 17 p.

O MECANICO. Ford investe em seu campo de provas em Tatuí/SP. Disponível em: <<http://omecanico.com.br/ford-investe-em-seu-campo-de-provas-em-tatuisp/>>. Acessado em: 24 de Novembro de 2016.

R. C. Juvinall, Engineering Considerations of Stress, Strain and Strength. McGraw-Hill: New York, 1967.

R. Kuguel, A Relation Between Theoretical Stress-Concentration Factor and Fatigue Notch Factor Deduced From the Concept of Highly Stressed Volume. Proc. ASTM 61:,1961

RUFFO, Gustavo Henrique. Tudo que você deve saber sobre plataformas. Disponível em:< <http://caranddriverbrasil.uol.com.br/garagem-cd/tecnologia/tudo-que-voce-deve-saber-sobre-plataformas/4998#>>. Acessado em: 24 de Novembro de 2016.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R. Projeto de Engenharia Mecânica. [S.l.]: Bookman, 2005.

SHIGLEY, J. E. et al. Mechanical engineering design. [S.l.]: McGraw-Hill New York, 1989.

SAVIONEK, D.;GOMES,H.M. Medição e avaliação da exposição humana à vibração transmitida ao sistema mão-braço durante atividade ciclística.

SUZUKI. Novo Jimny diversão é o que importa. Disponível em:< <http://suzukiveiculos.com.br/novo/Veiculos/Jimny>>. Acessado em: 24 de Novembro de 2016.

WIRSCHING, P. H.; HAUGEN, E. B. Probabilistic design. Journal of Engineering Mechanics, v. 47.