



Desenvolvimento de estrutura de Kartcross

SAULO MIGUEL DA SILVA DINIZ

novembro de 2019

DESENVOLVIMENTO DE ESTRUTURA KARTCROSS

Saulo Miguel da Silva Diniz

2019

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Departamento Engenharia Mecânica



DESENVOLVIMENTO DE ESTRUTURA DE KARTCROSS>

Saulo Miguel da Silva Diniz

1110796

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação de Professor Doutor Luís Miranda Torres

2019

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Departamento Engenharia Mecânica

JÚRI

Presidente

Mestre/Especialista José Carlos Vieira de Sá

Professor Adjunto Convidado, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Orientador

Professor Doutor Luís Miranda Torres

Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Arguente

Professor Doutor José Ferreira Duarte

Professor Auxiliar, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

AGRADECIMENTOS

Quero prestar o meu agradecimento a todos aqueles que, direta ou indiretamente me apoiaram na realização desta tese, especialmente:

Ao Prof. Doutor Luis Miranda Torres, por ter aceitado o convite para ser orientador desta tese, bem como por todo o seu trabalho de orientação, apoio e disponibilidade que me dedicou.

Ao Sr. Joaquim Soares, por ter dado esta oportunidade, pelo tempo dedicado, conhecimento técnico e apoio nas situações mais difíceis, como também em momentos de confraternização com efeito em limpar o cansaço.

Ao meu pai e à minha mãe por todo o apoio dado durante a realização desta tese.

A minha amiga Joana Vieira, pelo apoio e motivação disponibilizados ao longo desta tese.

Ao meu amigo José Luis Pala, pelo apoio e tempo dedicado na execução desta tese.

Ao meu amigo Duarte Freitas pelo apoio a nível criativo e de contestação de algumas ideias.

A todos os colaboradores da empresa Singular Illusion Lda, pela excelente receção e por colaborem em tudo o pedido.

Ao meu amigo Luis Vilas Boas por toda a ajuda dada a nível de acessórios e componentes derivados de veículos já existentes que poderiam ser utilizados na construção desta estrutura e momentos de convívio.

Ao meu amigo Duarte Pala e à minha amiga Alice Pala por todo o apoio dado durante a realização desta tese.

A todos os meus amigos mais próximos por me apoiarem durante esta tese.

RESUMO

A estrutura de um kartcross é um dos elementos com maior importância neste tipo de veículos, pois para além de agregar e suportar os restantes componentes, é o componente que permite a proteção do ocupante do veículo.

Nesta tese foi concebida uma estrutura para um veículo kartcross, de acordo com o regulamento da Federação Internacional do Automóvel (FIA). Foram tidos em consideração os principais requisitos regulamentares para o desenvolvimento de uma estrutura homologável.

Foi efetuado um estudo de simulação estrutural por elementos finitos, para avaliar o seu desempenho mecânico e verificar se a estrutura cumpre com os requisitos de segurança, em particular a célula de sobrevivência, de acordo com as condições definidas no regulamento da FIA.

Foi também efetuado um estudo simplificado de otimização estrutural com vista a melhorar o seu desempenho no que respeita à resistência e à rigidez à torção.

PALAVRAS CHAVE

Chassi Tubular, Estruturas automóvel, kartcross, célula de sobrevivência.

ABSTRACT

The structure of a kartcross is one of the most important elements in this type of vehicle, because besides adding and supporting the other components, it is the component that allows the protection of the occupant of the vehicle.

In this thesis a structure for a kartcross vehicle was conceived, according to the regulation of the International Automobile Federation (FIA). The main regulatory requirements for the development of an approvable have been taken into account.

A finite element structural simulation study was carried out to assess its mechanical performance and to verify that it meets the safety conditions of the survival cell according to the conditions defined in the FIA regulation.

A simplified structural optimization study has also been carried out to improve its performance, in particular with regard to strength and torsional stiffness.

KEYWORDS

Tubular Chassis, Automotive Structures, kartcross, safety cell.

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

Lista de Abreviaturas

Termo	Designação
CAM	Computer-Aided Manufacturing
CAD	Computer-Aided Design
CAE	Computer-Aided Engineering
SLA	Short Long Arm
CNC	Computer Numerical Control
Mig	Metal Inert Gas
Mag	Metal Active Gas
Tig	Tugsten Inert Gas

Lista de Unidades

Termo	Designação
mm	Milímetro
m	Metro
MPa	Mega Pascal
kgf	Quilograma força
daN	Deca Newton
N.m	Newton metro
N.m./°	Newton metro por grau
kg	Quilograma
db/A	Decibel em escala relativa
cv	Cavalo vapor

Lista de Símbolos

Termo	Designação
°	Grau
Mt	Momento torsor (N.m)
Υ_T	Deslocamento vertical resultante da carga T (mm)
θ	Angulo de torção (°)
T	Carga vertical para sollicitação à torsão (N)
DAD _y	Distância horizontal entre os pontos de apoio e da medição dos deslocamentos (mm).

GLOSSÁRIO DE TERMOS

Termo	Designação
FIA	Federação Internacional do Automóvel
Double Wishbone Suspension	Suspensão de triângulos sobrepostos

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Chassi Kamikaz 2 Do Fabricante Planet Kartcross [4].	31
Figura 2.2 Chassi Mv Racing [5].	32
Figura 2.3 Chassi Rx01 [7].	32
Figura 2.4 Chassi Silvercar St02 [8, 9].	32
Figura 2.5 Kartcross Da Marca Semog® [10].	33
Figura 2.6 Estrutura Tubular Da Marca Semog® [11].	33
Figura 2.7 Chapa De Proteção Do Teto E Do Fundo [12].	34
Figura 2.8 Chapa Corta-Fogo [10].	34
Figura 2.9 Chapa Do Nariz [13].	34
Figura 2.10 Reforços Opcionais Para A Estrutura [1].	35
Figura 2.11 Subestruturas De Proteção Lateral Do Habitáculo: Montadas No Chassis (A), Desmontadas (B) [11, 12].	35
Figura 2.12 Palas De Proteção Sobre As Rodas [14].	35
Figura 2.13 Altura Mínima Da Estrutura Tubular (Solidworks®).	38
Figura 2.14 Zona Para Proteção Lateral E Das Rodas (Solidworks®).	39
Figura 2.15 Soluções De Fixação Dos Bancos À Estrutura [1].	41
Figura 2.16 Posicionamento Dos Cintos [1].	42
Figura 2.17 Curva Aproximada Tensão/Deformação Real Do Material 25crmo4 [17].	43
Figura 2.18 Ilustração De Um Equipamento De Dobrar Tubos Manual. [Adaptado De 19].	45
Figura 2.19 Ilustração De Um Equipamento De Dobrar Tubos Automatizado De Dois Eixos [20].	46
Figura 2.20 Ferramentas De Uma Máquina De Dobrar Tubos Automatizada [Adaptado 21].	47
Figura 2.21 Máquina Corte De Chapa Por Laser 2d, Da Marca Trumpf, Modelo Trulaser 3030 [23].	47
Figura 2.22 Máquina Corte De Tubo Por Laser Trulaser Tube 5000 Fiber Da Trumpf [24].	48
Figura 2.23 Ilustração Da Montagem Dos Componentes Numa Ligação Aparafusada Numa Estrutura Tubular: Acessório, Porca E Parafuso (A), Acessório Apertado A Um Dos Tubos (B), Ligação Do Acessório Ao Segundo Tubo Por Soldadura (C) [25].	49
Figura 2.24 Ligação Aparafusada Tipo Manga [26].	49
Figura 2.25 Tipos De Ligação Homologados Pela Fia [27].	50
Figura 2.26 Ilustração Do Angulo De Camber [Adaptado De 28].	51
Figura 2.27 Ilustração Convergência E Divergência [Adaptado De 28].	51
Figura 2.28 Ilustração Do Angulo De Cáster [Adaptado De 34].	52
Figura 3.1 Gráfico Coeficiente De Atrito Vs Angulo De Camber [30].	56
Figura 3.2 Valores Limite De Convergência Em Milímetros E Em Graus.	56
Figura 3.3 Suspensão Do Tipo Braço Oscilante Com 2 Tirantes Utilizada Na Suspensão Traseira.	57
Figura 3.4 Suspensão Do Tipo Triângulos Sobrepostos Utilizada No Eixo Da Frente.	58
Figura 3.5 Representação Da Geometria De Suspensão Original Em Modelo De Linhas.	59
Figura 3.6 Ilustração Da Geometria Suspensão (Primeira Iteração).	60

Figura 4.1 Desenhos Das Opções Da Estrutura De Base 279b-1 E 279b-2 [1].....	63
Figura 4.2 Membros Que Diferem Do Desenho 279b-1 E 279b-2 [1].....	64
Figura 4.3 Modelação Cad 3d Inicial De Acordo Com O Desenho Da Estrutura De Base Escolhido, Designado Por 279b-2 [1].	65
Figura 4.4 Célula De Sobrevivência Do Chassi, De Acordo Com O Desenho 279b-2.	65
Figura 4.5 A Arco Principal, B Meio Arco Lateral [1]	66
Figura 4.6 C Escoras Ao Arco Principal D Membros Longitudinais [1].....	66
Figura 4.7 E Membros Transversais [1].	67
Figura 4.8 Membros Diagonais: A - De Acordo Com O Desenho 279b-9, B - Chassi Projetado (Representados Em Amarelo) [1].....	67
Figura 4.9 Barras Das Portas C - De Acordo Com O Desenho 279b-10 (Azul Marinho), D - Barras Das Portas No Chassis Projetado (Azul Escuro) [1].	68
Figura 4.10 Reforço Do Pilar Do Para Brisas E - Desenho 279b-11 F - No Chassi Projetado [1].	68
Figura 4.11 Membro Transversal Na Frente Dos Meios Arcos Laterais De Acordo Com: G - Desenho 279b-12, No Chassi Projetado (Ambos A Roxo) [1].....	69
Figura 4.12 Armação Da Pedaleira I - Desenho 279b-13 Do Regulamento, J Desenho No Chassi Projetado [1].....	69
Figura 4.13 Reforços No Arco Principal Para Os Cintos De Segurança: L) O Desenho Do Regulamento. M) No Chassi Projetado [1].	69
Figura 4.14 Reforço Em Chapa (Gusset)- Desenho 253-34 [1].	70
Figura 4.15 Chassi Sem Chapas De Reforço.....	70
Figura 4.16 Posicionamento Dos Ancoramentos Da Suspensão Traseira.	71
Figura 4.17 Posicionamento Dos Ancoramentos Da Suspensão Frontal.	73
Figura 5.1 Diagrama Do Estudo De Referência (Direita) [32] E Do Modelo De Simulação (Esquerda).	75
Figura 5.2 Reações Nos Apoios – Valores De Referência (À Direita) [32] E Valores Obtidos Por Simulação Em Solidworks® (À Esquerda).	76
Figura 5.3 Deslocamentos Nos Nós 1 E 2 Da Estrutura No Eixo X E No Eixo Y – Valores De Referência (À Direita) [32], Valores Obtidos Por Simulação Em Solidworks® (À Esquerda).....	76
Figura 5.4 Veículo De Referência, Barchetta 00 [22, 33].....	78
Figura 5.5 Estrutura Tubular Do Veículo De Referência – Barchetta 00 [22, 33].	78
Figura 5.6 Modelos Tridimensionais Da Estrutura De Referência: A) Modelação Cad 3d (Solidworks®), B) Modelo De Linhas Usado No Programa De Simulação (Abacus®) [22].	79
Figura 5.7 Resultados Obtidos Através Da Simulação Em Solidworks® (A) E Resultados De Referência, Obtidos Em Abacus® (B) [22].	79
Figura 5.8 Configurações Das Estruturas A Simular: A - Apenas Estrutura Tubular, B - Estrutura Tubular Com Chapas De Proteção Do Habitáculo E C Estrutura Com Chapas E Suspensão.....	80
Figura 5.9 Condições Fronteira E Cargas Aplicadas Na Simulação A Estrutura B Estrutura Mais Chapas C Estrutura Com Suspensão.....	81
Figura 5.10 Perspetiva Isométrica Da Estrutura Otimizada Com Identificação Das Alterações (Tubos A Vermelho) Solidworks®	83
Figura 5.11 Vistas Ortogonais Da Estrutura Otimizada Com Identificação Das Alterações (Tubos A Vermelho) Solidworks.....	84

Figura 5.12 Configurações Da Estrutura Para Análise D - Apenas Estrutura Tubular, E - Estrutura Tubular Com Chapas Obrigatórias Por Regulamento E F Estrutura Com Suspensão, Após Otimização Da Estrutura.	84
Figura 5.13 Condições De Fronteira Da Estrutura Com Restrições De Deslocamento Em Xyz Nos Pontos Assinalados, Para Simulação Da Resistência Da Célula Sobrevivência.	85
Figura 5.14 Ponto De Aplicação Da Carga Distribuída F.	86
Figura 5.15 Pontos De Aplicação Da Carga Com Componentes X, Y E Z.	87
Figura 6.1 Modelação Do Gabarito De Soldadura A Vista Isométrica, B Vista Frontal, C Vista Lateral D Vista Superior.	88
Figura 7.1 Variação Dos Ângulos Da Suspensão Frontal Durante O Seu Curso.	89
Figura 7.2 Geometria Da Suspensão Traseira.	91
Figura 7.3 Deformação Resultante Das Simulações A - Estrutura, B -Estrutura Mais Chapas E C - Estrutura Mais Suspensões Com Uma Escala De Deformação De 20x.	92
Figura 7.4 Valores Do Peso E Da Rigidez Estática Em Torção Para As Três Configurações Da Estrutura Inicial.	94
Figura 7.5 Deformação Simulação Resistência A Torção D - Estrutura, E - Estrutura Mais Chapas E F - Estrutura Mais Suspensões.	94
Figura 7.6 Gráfico Do Peso E Rigidez Estática Em Torção Estrutura Otimizada.	95
Figura 7.7 Resultado Ensaio Estrutural Arco Principal A) Distribuição De Tensões Com Deformações. B) Distribuição De Deformações No Eixo Z (Escala De Deformação De 20x).	96
Figura 7.8 Resultado Ensaio Estrutural Arco Frontal. C) Distribuição De Tensões Com Deformações. D) Distribuição De Deformações No Eixo Z (Escala De Deformação De 20x).	97
Figura 7.9 Vista Isométrica Estrutura Do Kartcross E Restantes Componentes Na Sua Versão Final.	99
Figura 7.10 Ilustração De Quatro Vistas Ortogonais Do Kartcross: Vista De Frente, Vista De Trás, Vista De Lado E Vista De Cima E,	99

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1 Identificação Dos Fabricantes De Veículos Do Tipo Kartcross [3 A 8].	31
Tabela 2.2 Propriedades Mecânicas De Aços Tipicamente Utilizados Em Estruturas Tubulares Para Kartcross [15, 16].	43
Tabela 2.3 Características Técnicas Da Máquina Dobrar Tubo Automatizada Da Marca Amob, Modelo Mdh-60 [20].	46
Tabela 2.4 Características Técnicas Da Máquina De Corte Laser Trulaser 3030 Da Trumpf [23].	48
Tabela 2.5 Características Técnicas Da Máquina De Corte Tubo Por Laser Trulaser Tube 5000 Fiber Da Trumpf [24].	48
Tabela 3.1 Geometria De Rodas Inicial.	57
Tabela 3.2 Coordenadas Dos Pontos De Suspensão Traseira (Valores Iniciais).	59
Tabela 3.3 Variação Do Camber E Da Convergência Em Função Do Curso Da Suspensão (Valores Iniciais	60
Tabela 3.4 Coordenadas Dos Pontos Da Suspensão (1ª Iteração).	60
Tabela 3.5 Variação Do Camber E Da Convergência Em Função Do Curso (1ª Iteração).	61
Tabela 3.6 Coordenadas Dos Pontos De Suspensão (9ª Iteração).	61
Tabela 3.7 Variação Do Camber E Da Convergência Em Função Do Curso (9ª Iteração).	61
Tabela 4.1 Posicionamento Dos Ancoramentos Da Suspensão Traseira Final.	72
Tabela 4.2 Posicionamento Dos Ancoramentos Da Suspensão Frontal.	74
Tabela 5.1 Comparação Entre Os Resultados Do Estudo De Referência [32] E Os Resultados Obtidos Por Simulação Em Solidworks®.	77
Tabela 5.2 Comparação Dos Resultados Obtidos No Estudo De Referência (Simulação E Ensaio) [22], Com Os Resultados Obtidos Pelo Modelo De Simulação Em Solidworks®, Desenvolvido Neste Trabalho.	80
Tabela 5.3 Condições De Fronteira Consideradas Para O Estudo De Simulação Estrutural Por Elementos Finitos.	82
Tabela 7.1 Principais Ângulos Da Suspensão Função Do Curso Da Suspensão Da Frente.	90
Tabela 7.2 Principais Ângulos Ao Longo Do Curso Da Suspensão Traseira	91
Tabela 7.3 Resultados De Simulação Da Torção Da Estrutura Inicial, Sem Reforços.	92
Tabela 7.4 Comparação Dos Resultados Obtidos Por Simulação Nas Diferentes Configurações, Com Reforços.	93
Tabela 7.5 Resultados Da Rigidez Torsional Obtidos Por Simulação.	93
Tabela 7.6 Resultado Da Estrutura Otimizada	95
Tabela 7.7 Resultados De Simulação Do Arco Principal.	96
Tabela 7.8 Resultados Simulação Do Arco Frontal	97

ÍNDICE

1.1	OBJETIVOS DO TRABALHO	25
1	INTRODUÇÃO	27
1.1	Objetivos do Trabalho	27
2	ESTADO DA ARTE.....	31
2.1	Tipo De Estruturas Mais Utilizadas Em Veículos Do Tipo Kartcross.....	31
2.1.1	Estruturas Tubulares	31
2.2	Requisitos Regulamentares	36
2.2.1	Dimensões	36
2.2.2	Motor, sistema de alimentação e de escape.....	36
2.2.3	Sistema de transmissão.....	37
2.2.4	Sistema de suspensão	37
2.2.5	Estrutura e habitáculo	38
2.2.6	Proteção lateral e proteção de rodas.....	39
2.2.7	Carroçaria frontal e lateral	40
2.2.8	Carroçaria traseira.....	40
2.2.9	Espelhos.....	40
2.2.10	Apêndices aerodinâmicos.....	40
2.2.11	Para-brisas	41
2.2.12	Equipamento de segurança obrigatório	41
2.2.13	Iluminação	42
2.2.14	Outros requisitos	42
2.3	Materiais.....	42
2.4	Processos de Fabrico	44
2.4.1	Soldadura MIG/MAG	44
2.4.2	Soldadura TIG	44
2.4.3	Dobragem de tubos.....	45
2.4.4	Corte de laser	47
2.4.5	Ligações aparafusadas.....	49
2.5	Principais Ângulos da Suspensão.....	51
2.5.1	Ângulo de Camber	51
2.5.2	Convergência/ Divergência.....	51
2.6	Ensaio Estruturais.....	52
3	DESENVOLVIMENTO	55
3.1	Estudo da Suspensão	55
3.1.1	Geometria de suspensão traseira	57
3.1.2	Geometria da suspensão frontal.....	58
3.2	Estudo para otimização da suspensão inicial	59
4	MODELAÇÃO DA ESTRUTURA EM CAD 3D.....	63
4.1	Modelação da Estrutura de Acordo Com A Regulamentação FIA	63

4.2	Modelação da Suspensão	71
5	SIMULAÇÃO ESTRUTURAL PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	75
5.1	Modelo de Simulação	75
5.2	Simulação da Estrutura Inicial.....	80
5.3	Otimização Estrutural	83
6	PROCESSO DE FABRICO.....	87
7	RESULTADOS E DISCUSSÃO	89
7.1	Geometria da Suspensão Frontal	89
7.2	Geometria Da Suspensão Traseira.....	91
7.3	Simulação Estrutural.....	92
7.3.1	Simulação da Rigidez Torsional	92
7.3.2	Simulação da Resistência	95
7.4	Modelação Final do Kartcrsso.....	99
8	CONCLUSÕES.....	103
9	SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS.....	104
10	BIBLIOGRAFIA	107
11	ANEXOS	111
11.1	Anexo 1 - Desenhos Técnicos	111
11.2	Anexo 2 - Tabelas do Estudo Inicial da Suspensão Traseira.....	115
11.3	Anexo 3 Tabelas Estudo Inicial Suspensão Frontal	143
11.4	Anexo 4 Certificado Tubo 25CrMo4 - Secção 30x2 (mm)	169
11.5	Anexo 5 Certificado Tubo 25CrMo4 - Secção 40 x 1,5 (mm)	171
11.6	Anexo 6 Certificado Tubo 25CrMo4 - Secção 40 x 2 (mm)	173
11.7	Anexo 7 Análise da Geometria Suspensão Frontal.....	175
11.8	Anexo 8 Análise da Geometria Suspensão Traseira.....	181
11.9	Anexo 10 Exemplo de ficha de homologação relativamente á célula de sobrevivência.	185

INTRODUÇÃO

1 INTRODUÇÃO

1.1 OBJETIVOS DO TRABALHO

1 Introdução

Este trabalho de mestrado visa estudar o desenvolvimento de uma estrutura de um veículo do tipo kartcross, utilizando ferramentas CAD e CAE, de forma a procurar a otimização de estrutura bem como do seu processo de fabrico.

A primeira, consiste numa pesquisa bibliográfica com o objetivo de identificar as características principais deste tipo de veículos, os seus fabricantes, bem como identificar a regulamentação que devem cumprir.

A segunda parte do trabalho, consiste no estudo da suspensão, que foi realizado com recurso a um programa específico para o desenvolvimento de suspensões, e no desenvolvimento da estrutura, realizado com recurso a um modelador de sólidos.

Posteriormente, numa terceira fase foi efetuado um estudo de otimização da estrutura, com vista a melhorar o seu desempenho. Este estudo foi realizado no domínio estático, com recurso a um programa simulação por elementos finitos.

Depois de desenvolvida a estrutura, foi desenvolvido outra estrutura, designada por gabari, para o fabrico o veículo.

Em termos da apresentação deste trabalho, optou-se por apresentar e discutir os resultados dos estudos obtidos por simulação no final do documento.

Por último apresentam-se as conclusões e algumas sugestões para trabalhos futuros.

1.1 Objetivos do Trabalho

Como objetivos, pretende-se identificar os requisitos principais para este tipo de veículos, através de pesquisa do estado do conhecimento no que respeita aos materiais e tecnologias de fabrico utilizadas neste tipo de estruturas pelos principais fabricantes, bem como identificar os requisitos impostos pela regulamentação aplicável a este tipo de veículos.

Pretende-se desenvolver uma estrutura tubular para um veículo do tipo kartcross, ajustado à regulamentação da FIA – Federação Internacional do Automóvel, tendo como preocupação o seu desempenho dinâmico, nomeadamente ao nível das suspensões e das características mecânicas da estrutura.

Pretende-se aumentar o conhecimento sobre a utilização de materiais e processos de fabrico em aplicações estruturais de veículos deste tipo.

Pretende-se ainda identificar oportunidades para o desenvolvimento de uma estrutura de um kartcross, com vista à possível homologação para provas oficiais, com meios e custos controlados.

ESTADO DA ARTE

2.1 TIPO DE ESTRUTURAS MAIS UTILIZADAS EM VEÍCULOS DO TIPO
KARTCROSS

2.2 REQUISITOS REGULAMENTARES

2.3 MATERIAIS

2.4 PROCESSOS DE FABRICO

2.5 PRINCIPAIS ÂNGULOS DA SUSPENSÃO

2.6 ENSAIOS ESTRUTURAIIS

2 Estado da Arte

Este capítulo está dividido em duas partes principais, sendo na primeira parte apresentado o estado do conhecimento sobre estruturas de veículos similares à do veículo em estudo neste trabalho, e na segunda parte, a regulamentação técnica aplicável a este tipo de veículos [1 e 2].

2.1 Tipo De Estruturas Mais Utilizadas Em Veículos Do Tipo Kartcross

2.1.1 Estruturas Tubulares

Na indústria automóvel o termo chassi está associado ao conjunto suspensão e direção e o termo estrutura ao corpo principal do veículo ao qual estão ligadas todas as outras subestruturas e componentes. No entanto, em veículos com estrutura tubular é frequente designar por chassi a estrutura principal.

As estruturas tipicamente utilizadas em veículos kartcross são do tipo tubulares. Neste subcapítulo apresentam-se alguns exemplos representativos deste tipo de estruturas, construídas maioritariamente em tubo redondo.

No panorama internacional os países com maior expressão no fabrico deste tipo de estruturas são Espanha e França com as seguintes marcas, indicadas na Tabela 2.1:

Tabela 2.1 Identificação dos Fabricantes de Veículos do Tipo Kartcross [3 a 8].

Marca/Fabricante	País de Origem do Fabricante
Speed car [3]	Espanha
Planet Kartcross [4]	França
MV racing [5]	Espanha
Ya car [6]	Espanha
La Base Motor Club [8]	Espanha
Silvercar [8]	Espanha

Na Tabela 2.1 estão identificadas estruturas tubulares de alguns dos principais fabricantes, que se ilustram nas figuras seguintes (Figura 2.1 a Figura 2.4).

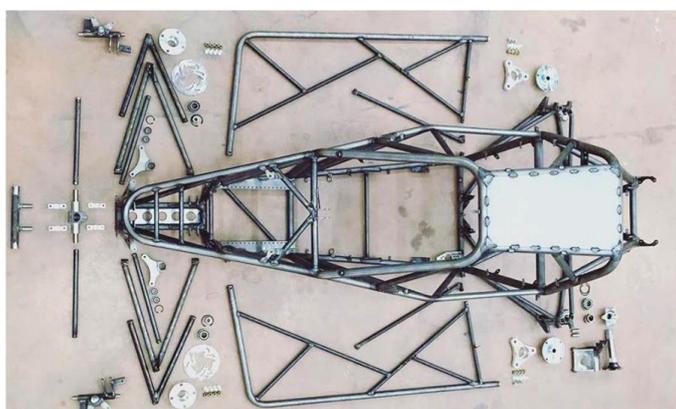


Figura 2.1 Chassi Kamikaz 2 do fabricante Planet Kartcross [4].

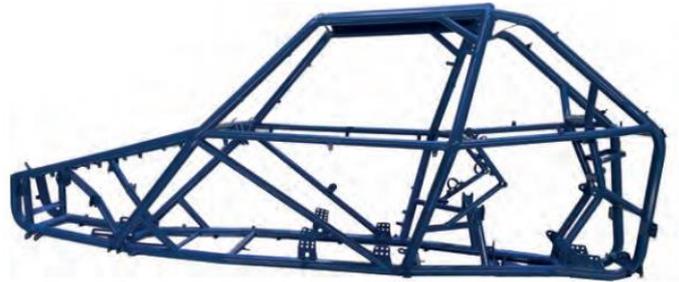


Figura 2.2 Chassi MV Racing [5].



Figura 2.3 Chassi rx01 [7].



Figura 2.4 Chassi Silvercar ST02 [8, 9].

Na Figura 2.5 está ilustrado um kartcross da marca Semog®, uma das marcas de referência no mercado nacional, e, na Figura 2.6, a estrutura tubular de um kartcross da marca Semog®.



Figura 2.5 Kartcross da marca Semog® [10].



Figura 2.6 Estrutura tubular da marca Semog® [11].

Numa primeira análise, a principal diferença entre as estruturas é geométrica, resultante das diferentes triangulações dos elementos tubulares e em particular dos diferentes pontos de ancoragem das suspensões.

Para além destas diferenças geométricas, existem outras diferenças que influenciam o desempenho estrutural, nomeadamente ao nível dos materiais utilizados.

2.1.1.1 Chapas De Proteção Do Habitáculo

Neste tipo de veículos são utilizadas chapas na célula do habitáculo para proteger o ocupante da intrusão de qualquer objeto exterior, devido à projeção de gravilha das pistas ou outros objetos. Para além disso, estas chapas permitem melhorar o desempenho estrutural do veículo, aumentando-lhe a resistência e a rigidez, características que são importantes no caso de um embate e em termos dinâmicos, respetivamente.

De seguida serão identificados os diferentes reforços de chapa para proteção do habitáculo, obrigatórios por regulamento.

Na Figura 2.7 estão ilustrados os reforços do teto e do fundo do habitáculo com uma chapa, cujo material e espessura se apresenta mais à frente.



Figura 2.7 Chapa de proteção do teto e do fundo [12].

Na Figura 2.8 ilustra-se a chapa corta-fogo, que tem como função dividir o compartimento do motor do habitáculo, para isolar a passagem de líquidos ou mesmo de fogo para o interior da célula de sobrevivência. Mais à frente no subcapítulo 2.2.5 apresentam-se os requisitos impostos pelo regulamento para esta chapa.



Figura 2.8 Chapa corta-fogo [10].

É igualmente obrigatória a utilização de uma chapa na zona frontal da estrutura, tal como ilustrado na Figura 2.9.



Figura 2.9 Chapa do nariz [13].

Para além das chapas obrigatórias por regulamento, anteriormente referidas, é possível, opcionalmente, a utilização de reforços estruturais. Este tipo de reforço é

normalmente utilizado na junção de elementos tubulares (Figura 2.10) com o objetivo de aumentar a resistência e a rigidez da estrutura.

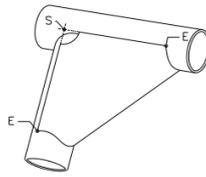


Figura 2.10 Reforços opcionais para a estrutura [1].

2.1.1.2 Zonas de Proteção

O regulamento obriga à utilização de subestruturas, uma de cada lado do veículo, com vista à proteção do habitáculo, de acordo com a Figura 2.11. Estas subestruturas, tubulares em aço, devem ser aparafusadas ao chassis como explicado no subcapítulo 2.2.6., a Figura 2.11 seguinte ilustra essa proteção.



Figura 2.11 Subestruturas de proteção lateral do habitáculo: montadas no chassis (A), desmontadas (B) [11, 12].

Outras partes de proteção sem influência a nível estrutural, são as palas que são obrigatórias serem colocadas atrás das rodas ou podem fazer parte da carroçaria, estes devem estar a 5 cm do centro da roda, não devem ser perfurados ou ter arestas vivas. Tendo como objetivo diminuir a quantidade de detritos atirados pelas rodas do kartcross e com isso proteger os veículos que seguem outro veículo.



Figura 2.12 Palas de proteção sobre as rodas [14].

2.2 Requisitos Regulamentares

Neste subcapítulo resumem-se os pontos mais importantes a considerar no desenvolvimento de uma estrutura de um veículo do tipo Kart Cross, obedecendo à regulamentação da Federação Internacional do Automóvel (FIA), especificamente ao regulamento Cross Car Concept Technical Regulation Guidelines [1].

De acordo com o regulamento, os veículos são divididos em duas categorias – Cross Car (XC) e Junior Cross Car (XC Jr).

Os Cross Car, são monolugares com motor traseiro e tração às rodas anteriores, com estrutura tubular com uma célula de sobrevivência.

Segundo a regulamentação, os veículos cuja construção possa ser considerada perigosa ou insegura, podem ser excluídos da competição pelos comissários técnicos.

Todas as modificações que não sejam explicitamente permitidas pelo regulamento são proibidas. Todas as alterações carecem de autorização.

No que toca aos materiais, a regulamentação impõe limitações, que se identificam mais à frente.

2.2.1 Dimensões

O veículo pode ter as seguintes dimensões máximas:

- Comprimento: 2600 mm;
- Largura: 1600 mm (exclui os guarda lamas);
- Altura: 1400 mm (exclui entradas de ar para o radiador e motor).

As distâncias entre eixos e a largura de vias são livres desde que o veículo não exceda as medidas anteriormente apresentadas.

Nenhuma parte do veículo pode tocar no chão quando só os pneus de um lado estão vazios.

O peso mínimo do monolugar sem o piloto e equipamento deste é de 320 kg não podendo o peso ser inferior a este em qualquer altura da prova.

O peso do conjunto veículo mais piloto e o respetivo equipamento na categoria XC deve ser superior a 400 kg e na categoria XC Jr deve ser superior a 385 kg. É possível a utilização de lastro para ser garantido o peso mínimo. O lastro tem que ser fixado por meio de ferramentas no fundo do habitáculo em posição que seja visto e selado pelos comissários técnicos.

2.2.2 Motor, sistema de alimentação e de escape

O motor não deve ter nenhuma alteração em relação à versão original a não ser que sejam permitidas pelas federações nacionais ou permitidas por este regulamento, é recomendada uma cilindrada máxima de 600 cm³, podendo a cilindrada ser alterada desde que a potência seja mantida. Não devendo ultrapassar os 130 cv na categoria XC e os 75 cv na categoria XC Jr.

O sistema de escape é livre a partir dos coletores de escape. Devem incluir um catalisador e um silenciador, sendo este para manter os níveis sonoros abaixo dos 100 db/A. O escape deve acabar na traseira do veículo, não pode estar direcionado para baixo e não deve prolongar-se mais de 10 cm para além da traseira do veículo.

O filtro de ar e a respetiva caixa e tubagens são livres.

O radiador e os canais para a passagem de ar são livres, não estando limitada a sua capacidade. A sua localização deve estar contida dentro da estrutura do veículo, mas nunca no interior do habitáculo.

O depósito de combustível tem de estar homologado com as normas FIA FT3-1999, FT3.5-1999 ou FT5-1999.

O circuito de combustível tem que cumprir os seguintes requisitos:

- Uma saída de combustível para o motor
- Um retorno de combustível para o depósito
- E um respiro de acordo com o Artigo 253-3.4 do Anexo J.

2.2.3 Sistema de transmissão

As caixas de velocidades integradas nos motores, não podem ser alteradas, exceto alterações devidamente definidas no regulamento.

O sistema de transmissão é livre, no entanto, as duas rodas traseiras devem estar mecanicamente solidárias, através de juntas de ligação universais. É obrigatória a utilização de engrenagens para marcha atrás.

No caso de se utilizar uma unidade de eixo traseiro, é obrigatório dispor do respetivo documento técnico, que explique o funcionamento bem como as características das engrenagens, incluindo o número de dentes das rodas dentadas. Este documento deve acompanhar o veículo em todas as provas oficiais.

Não é permitida a utilização de quaisquer dispositivos de controlo de tração, incluindo para o arranque.

2.2.4 Sistema de suspensão

Os sistemas de suspensão são livres, no entanto, não é permitida a utilização de sistemas de suspensão ativa.

As barras de torção, dianteira e traseira, se utilizadas, não podem estar interligadas.

As jantes podem ser em ferro, ligas de aço ou ligas de alumínio, com as seguintes dimensões máximas:

- Diâmetro: 10 polegadas;
- Largura: 6 polegadas à frente e 8 polegadas atrás.

Não é permitida a utilização de jantes com porca de aperto central.

2.2.5 Estrutura e habitáculo

A estrutura tubular deve ser construída de acordo com o artigo 9, que se descreve no capítulo 4 deste relatório, nomeadamente no que diz respeito às dimensões, materiais e geometria.

De seguida resumem-se as exigências dimensionais aplicáveis:

- O habitáculo tem que ter uma área livre com um comprimento de 500 mm por uma largura de 600 mm, medida num plano horizontal localizado a meia altura, a partir do ponto de fixação traseiro do banco do condutor. Este plano deve ser simétrico relativamente ao eixo de simetria longitudinal da estrutura;
- O espaço para a colocação do banco deve ter pelo menos 450 mm de largura;
- A altura mínima da célula de sobrevivência deve ser igual ou superior a 1050 mm, medidos a 300 mm à frente do arco principal, iniciando se a medição do fundo do chassi ate a uma linha que ira unir o arco principal ao arco da frente (Figura 2.13);

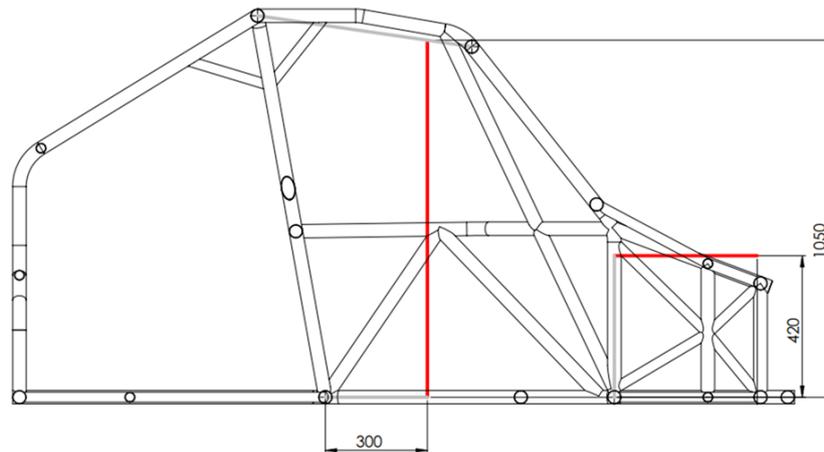


Figura 2.13 Altura mínima da estrutura tubular (Solidworks®).

- O capacete do piloto sentado na posição normal de condução não pode estar a menos de 50 mm da linha que une o arco principal com o arco frontal;
- O eixo da pedaleira (eixo de articulação dos pedais) deve estar localizado atrás do eixo das rodas da frente;
- A zona onde está situada a pedaleira tem que ter uma área livre com uma largura de 250 mm e uma altura de 250 mm;
- Nenhuma parte no habitáculo pode conter zonas pontiagudas ou afiadas;
- O habitáculo deve estar protegido de intrusões ou penetrações do exterior;
- O veículo deve incluir uma chapa metálica com uma espessura mínima 1,5 mm, fixada à estrutura pela parte de baixo. Esta chapa de fundo, deve ser colocada desde o habitáculo até à zona frontal da pedaleira (pelo menos);
- O veículo deve ter uma chapa metálica com uma espessura mínima 1,5 mm na parte superior do habitáculo. Esta chapa serve teto de proteção, devendo ser

fixada à estrutura, por meio de soldadura, ou, através de ligações aparafusadas, com parafusos M6. Qualquer alteração ou reparação nesta chapa de teto, apenas pode ser feita pelo fabricante da estrutura, ou então com autorização deste;

- O veículo deve conter uma chapa corta-fogo e em simultâneo que impeça a passagem de fluídos do compartimento do motor para o interior do habitáculo, com uma espessura mínima de 0,8 mm. Esta chapa deve ser suportada pelo arco principal, devendo desde o fundo do habitáculo até ao teto;
- Todos os componentes que possam desencadear um incêndio devem estar fora do habitáculo, mas contidos na estrutura do veículo;
- O veículo deve conter aberturas laterais de ambos os lados para a entrada e saída do piloto. Estas devem permitir a saída do piloto com o respetivo equipamento de corrida, num intervalo de tempo até 7 segundos;
- O habitáculo deve estar protegido lateralmente desde a parte superior dos tubos das “portas” até à base, e no plano longitudinal, da parte mais recuada do arco principal até ao ponto mais avançado da “crashbox”, que contem a pedaleira. Relativamente aos materiais permitidos para estas proteções, o regulamente impõe a utilização de:
 - Chapa metálica com uma espessura igual ou superior a 1,5 mm;
 - Placa de kevlar ou placa de composto de carbono-kevlar, com espessura igual ou superior a 2,5 mm[^];
 - A proteção tem que ser fixa na face exterior da estrutura, através de suportes (orelhas) soldados, uma vez que não são permitidos furos nos tubos da estrutura.

2.2.6 Proteção lateral e proteção de rodas

A proteção lateral deve estar de acordo o Artigo 253-8.3.3 do Anexo J, com exceção das dimensões do perfil utilizado, que deve ser de secção redonda com diâmetro superior a 30 mm e uma espessura de pelo menos 2 mm. Esta estrutura de proteção deve ser fixa à estrutura do veículo. Não devendo ter zonas pontiagudas, nem exceder os limites assinalados na Figura 2.14.

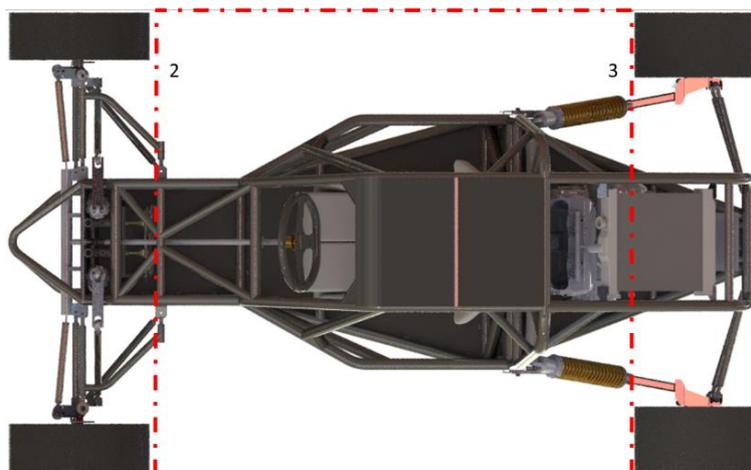


Figura 2.14 Zona para proteção lateral e das rodas (Solidworks®).

É obrigatório a utilização de palas nas rodas, para proteção contra objetos projetados em andamento. Estas palas devem ser em plástico, flexíveis, com uma espessura superior a 4 mm. Devem estar fixas pelo menos em 2 pontos, devem ser colocadas por cima das rodas, cobrindo pelo menos metade do perímetro da roda e a sua largura, sendo que o ponto mais baixo da pala, medido pelo lado de trás da roda, não deve estar a mais de 50 mm do solo.

Não podem ser utilizadas como para-choques ou estruturas de absorção de energia proveniente de impactos.

2.2.7 Carroçaria frontal e lateral

A carroçaria deve cobrir toda a parte frontal do chassi. À frente e nas laterais, a carroçaria deve apresentar uma resistência adequada de modo a garantir proteção contra a projeção de pedras ou gravilha. É proibida a utilização de para-choques.

Na zona do arco frontal, a carroçaria não deve ter uma altura inferior a 420 mm, medida a partir do ponto de apoio do banco do condutor.

A proteção lateral não deve ser menor do que 420 mm medido em relação ao plano que passa pelos pontos de fixação do banco, tal como ilustrado na Figura 2.13.

2.2.8 Carroçaria traseira

Esta carroçaria deve tapar todos os componentes mecânicos necessários para a propulsão do veículo.

Na projeção superior, todos os componentes do motor devem estar cobertos pela carroçaria, que deve apresentar uma rigidez adequada para que não se deforme em condições de prova, exceto nas laterais do motor, que podem ser deixadas destapadas. A espessura da carroçaria não deve ser superior a 10 mm.

2.2.9 Espelhos

O veículo deve apresentar dois espelhos retrovisores exteriores, montados nos dois lados do veículo. A superfície dos espelhos deve ter uma área superior a 9000 mm², com, no mínimo, uma área quadrada de 60 mm de lado.

2.2.10 Apêndices aerodinâmicos

Não são permitidos apêndices aerodinâmicos na carroçaria, exceto na traseira do veículo, onde são permitidos os apêndices com as seguintes características:

- Em material similar ao da carroçaria;
- Componente único, sem possibilidade de ajuste;
- Aparafusado à carroçaria;
- Largura inferior a 1080 mm.

2.2.11 Para-brisas

O para-brisas deve ser em policarbonato, ou, numa grelha metálica.

Se for de policarbonato, deve ter uma espessura mínima de 5 mm, e não pode ser pintado.

Se for uma grelha metálica, deve ter uma malha com dimensões entre 10x10 (mm) e 25x25 (mm), e, diâmetro do arame entre 1 e 2 mm.

2.2.12 Equipamento de segurança obrigatório

Este tipo de veículo deve incluir um banco homologado pela FIA, de acordo com as normas 8855-1999, ou 8862-2009.

Os pontos de fixação devem estar de acordo com os desenhos de construção C ou D como representado na Figura 2.15

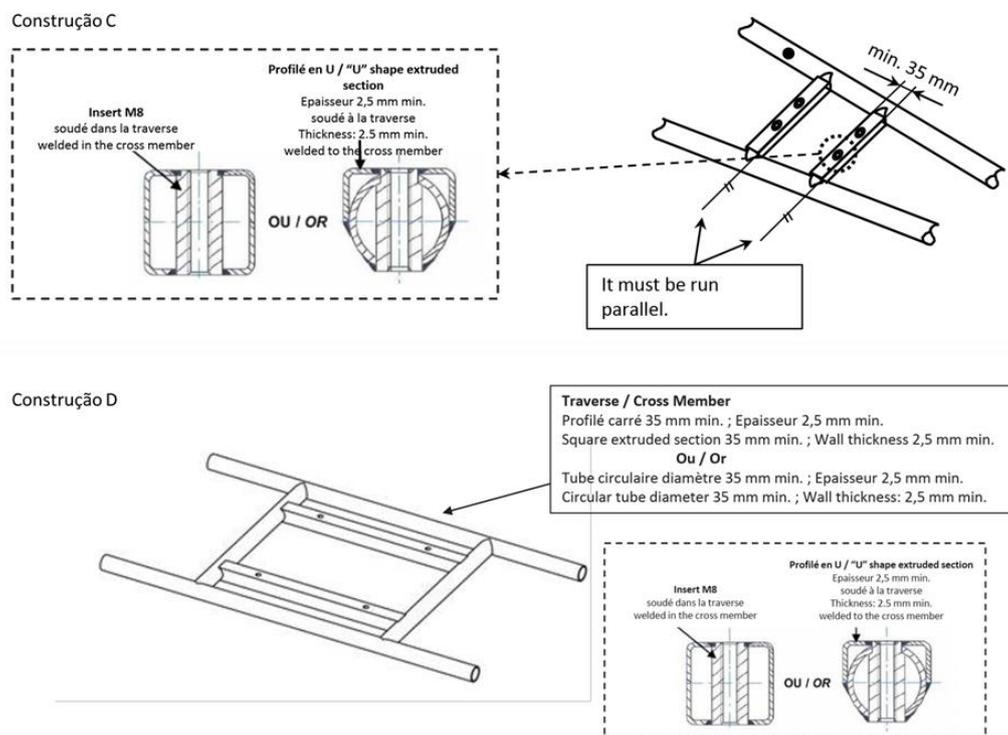


Figura 2.15 Soluções de fixação dos bancos à estrutura [1].

O banco não pode ter uma inclinação superior a 15° com o plano vertical (Figura 2.16).

É obrigatório o uso de cinto de segurança de 6 pontos, sendo que estes não devem ser fixados ao banco nem aos seus suportes. Devem ser fixados de forma a que cumpra o esquema apresentado na Figura 2.16.

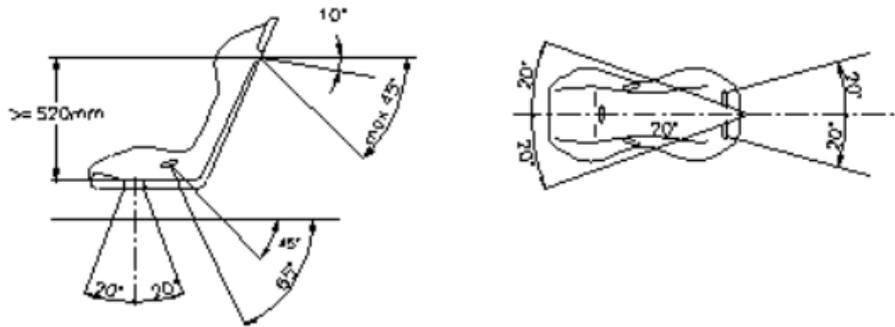


Figura 2.16 Posicionamento dos cintos [1].

2.2.13 Iluminação

O veículo deve ter pelo menos duas luzes de travão vermelhas com um diâmetro de 80 mm, com, no mínimo, 36 leds, que devem funcionar sempre que o travão é acionado.

Para além destas, o veículo deve ter uma terceira luz vermelha, cujo acionamento deve ser feito pelo piloto na sua posição normal de condução. Quando o veículo está em movimento, esta luz deve estar sempre ligada.

Estas luzes devem estar posicionadas na traseira do veículo a uma altura entre 800 e 1400 mm do chão.

2.2.14 Outros requisitos

O veículo deve ter dois dispositivos que permitam o seu reboque, um á frente e outro atrás. Estes dispositivos têm de ser visíveis e pintados nas seguintes cores: amarelo, vermelho ou laranja, devendo permitir a passagem de um cilindro com 60 mm de diâmetro.

No interior, não é permitida a utilização de botões no volante.

2.3 Materiais

O material mais utilizado neste tipo de estruturas é o aço, uma vez que apresenta um excelente compromisso entre propriedades mecânicas, facilidade de conformação e de ligação. A maioria dos fabricantes utiliza tubo mecânico sem costura estirado a frio.

Devido a exigências regulamentares, são utilizados tubos sem costura em aço, com tensões de cedência superiores a 350 MPa. Na Tabela 2.2, apresentam-se algumas propriedades mecânicas de dois aços tipicamente utilizados no fabrico deste tipo de estruturas tubulares.

Tabela 2.2 Propriedades mecânicas de aços tipicamente utilizados em estruturas tubulares para kartcross [15, 16].

Material	Tensão de cedência (MPa)	Tensão de rotura (MPa)	Deformação na rotura (%)
E355	355	430	20,0
25CrMo4	746	807	16,9

Como se pode constatar o aço 25CrMo4 apresenta uma tensão de cedência significativamente superior a do aço DIN E355, aproximadamente o dobro. Por esta razão este material deve ser preferencialmente utilizado na envolvente da célula de sobrevivência para aumentar a proteção dos ocupantes. Apesar de não ser obrigatório.

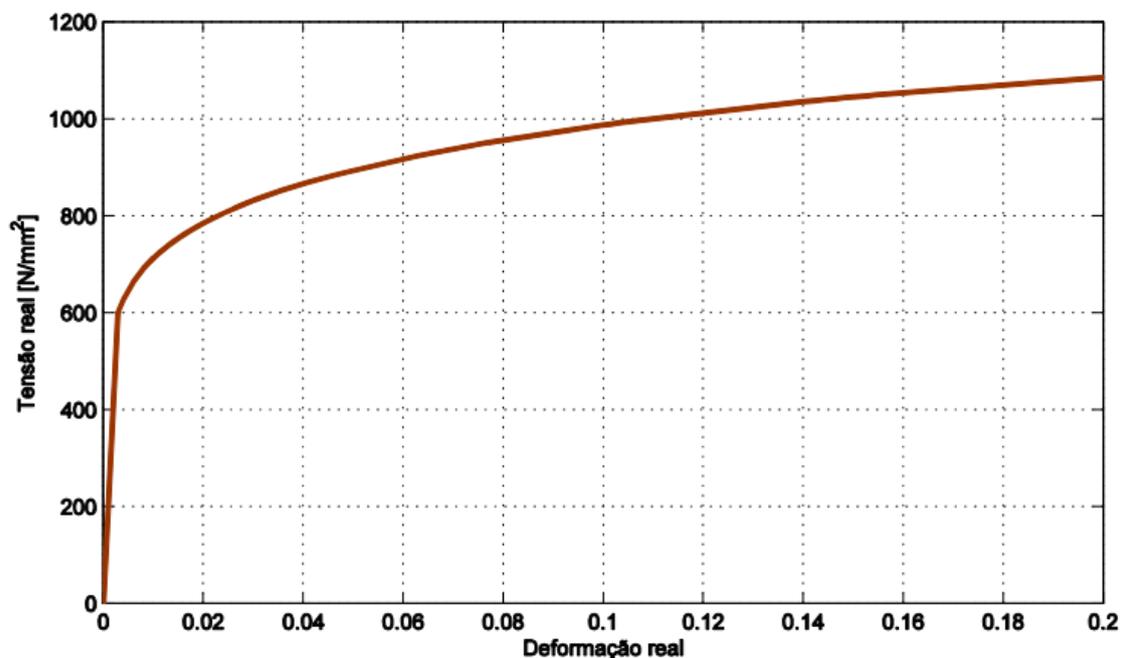


Figura 2.17 Curva aproximada Tensão/Deformação real do material 25CrMo4 [17].

2.4 Processos de Fabrico

Neste subcapítulo descrevem-se resumidamente os processos de soldadura mais utilizados na construção deste tipo de estruturas, nomeadamente os processos MIG/MAG e TIG, bem como processo de conformação e de corte, em particular os processos utilizados no fabrico destas estruturas tubulares como, dobragem de tubo e corte laser.

2.4.1 Soldadura MIG/MAG

O processo de soldadura MIG/MAG, também designado por soldadura semiautomática, utiliza um arco elétrico para realizar a fusão do material de base com o material de adição, a corrente é conduzida até à junta a soldar pelo material de adição, sob a forma fio. Neste processo a fusão dos materiais (material de base e material de adição) é protegida por um gás inerte (processo MIG), normalmente Árgon ou Hélio, ou por um gás ativo (processo MAG), sendo este expelido pela tocha. Este processo tem como vantagens [18]:

- Grande velocidade de soldadura;
- Facilidade de operação;
- Elevado ritmo de produção;
- Baixo custo.

As máquinas de soldadura MIG/MAG são constituídas pelos seguintes componentes:

- Fonte de alimentação de corrente elétrica (normalmente corrente contínua);
- Fonte de gás de proteção;
- Unidade de alimentação do fio de metal de adição;
- Tocha de soldadura;
- Caixa de comando;
- Manorredutor e debitómetro.

2.4.2 Soldadura TIG

Este processo segue os princípios dos processos que têm como base o arco elétrico, utilizando um gás inerte e um eletrodo de tungsténio que mantém o arco-elétrico, com a particularidade de não ser consumível [18].

Por este processo podem ser soldadas espessuras relativamente baixas sem ser adicionado material de adição, permitindo as seguintes vantagens:

- Devido a excelente entrega térmica, é mais eficaz para soldadura de baixas espessuras;
- Pode ser utilizado sem recurso a metal de adição devido ao eletrodo não ser consumível;
- Pode ser utilizado na maioria dos metais exceto o que apresentam baixo ponto de fusão;
- Apresenta boa penetração, sendo regular;
- Funciona em ambas as correntes;

- Não há formação de escória, não ser necessário limpar o cordão apos a soldadura.

No entanto, apresenta algumas das seguintes desvantagens:

- É um processo mais lento;
- Só é vantajoso economicamente até espessura de 10 mm;
- Exige operadores com formação específica e mais habilidade na soldadura;
- Necessita de mais espaço para manipulação da tocha;
- O preço do equipamento é superior aos processos MIG/MAG.

2.4.3 Dobragem de tubos

Neste tipo de estruturas existe a necessidade de se efetuar curvas nos tubos, pelo que é necessário recorrer à sua conformação plástica, através de equipamento adequado, que pode ser manual ou automatizado.

O equipamento manual de curvar tubos, designado em inglês por Ram-type Bending, um dos mais antigos e simples métodos de curvar tubos, dispõe de um “mandril” com um superfície cilíndrica, cuja geometria é compatível com diâmetro do tubo a dobrar e o raio da curva. Este mandril é atuado hidraulicamente contra dois batentes que permitem a conformação com a geometria pretendida, tal como se pode observar pela Figura 2.18.

Neste tipo de conformação plástica, o raio da curva a realizar deve ser pelo menos três vezes superior ao diâmetro do tubo, para não marcar o tubo na zona a dobrar.

Este processo, apesar de ser mais barato, apresenta menos precisão dimensional do que outros equipamentos mais automatizados.

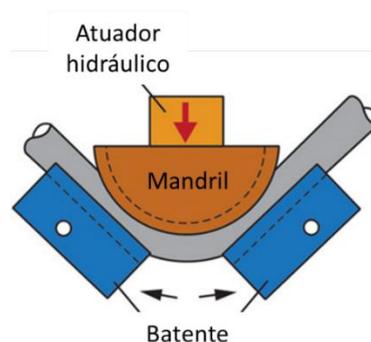


Figura 2.18 Ilustração de um equipamento de dobrar tubos manual. [adaptado de 19].

Existem equipamentos automatizados de curvar tubos com controlo numérico podendo ser de um ou dois eixos. Na Figura 2.19 apresenta-se um equipamento automatizado com controlo numérico e dois eixos, cujas características técnicas se resumem na Tabela 2.3.



Figura 2.19 Ilustração de um equipamento de dobrar tubos automatizado de dois eixos [20].

Tabela 2.3 Características técnicas da máquina dobrar tubo automatizada da Marca AMOB, Modelo MDH-60 [20].

Capacidade máxima [mm]	Ø60 x 3
Tolerância eixo Y (°)	±0,1
Tolerância eixo Z (°)	±0,1
Raio máximo de curvatura (mm)	195
Curso máximo da máquina (mm)	3000
Potencia (kW)	6,4

Esta máquina é constituída por um extrator hidráulico, uma prensa hidráulica, uma guia mecânica e um mandril (), sendo estas ferramentas selecionadas de acordo com o diâmetro do tubo e o raio da curva que se pretende. Como este modelo tem controlo numérico é necessário a elaboração de um programa com as distâncias e os ângulos das curvas, sendo depois todo o processo de conformação automatizado.

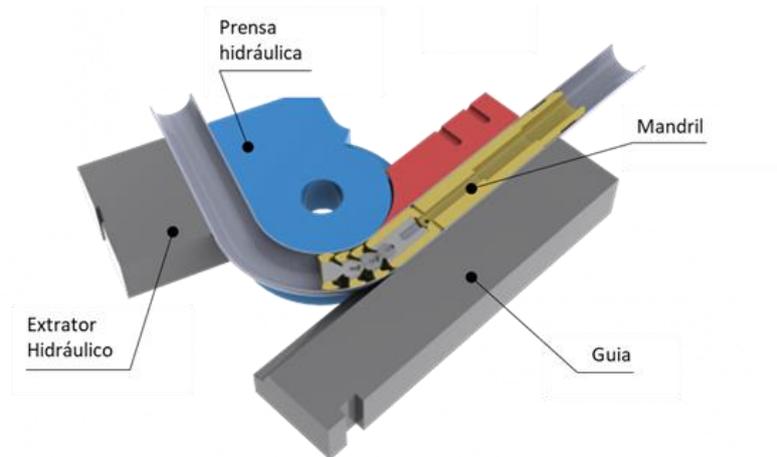


Figura 2.20 Ferramentas de uma máquina de dobrar tubos automatizada [adaptado 21].

2.4.4 Corte de laser

O corte de laser é utilizado na construção deste tipo de estruturas e de alguns componentes, devido ao facto deste processo apresentar um custo inferior em relação ao processo de maquiagem, mas também garantir uma boa precisão de cortes, que permite facilitar o processo de pré-montagem dos componentes a soldar.

Existem equipamentos de corte de chapa e de tubos por laser, que permitem o fabrico das estruturas com mais precisão.

A partir da modelação CAD 3D de uma estrutura, é possível exportar os desenhos CAD dos diferentes componentes da estrutura e convertê-los num formato CAM compatível com o programa CNC das máquinas de corte laser. Isto permite não só otimizar os processos de fabrico como melhorar as características geométricas das estruturas [22].

Na Figura 2.21 ilustra-se uma máquina de corte de chapas por laser, cujas características técnicas se resumem na Tabela 2.4.



Figura 2.21 Máquina corte de chapa por laser 2D, da marca Trumpf, modelo TruLaser 3030 [23].

Tabela 2.4 Características técnicas da máquina de corte laser TruLaser 3030 da Trumpf [23].

Espessura máxima corte em aço [mm]	20
Espessura máxima corte em alumínio [mm]	10
Espessura máxima corte aço inox [mm]	16
Curso máximo Eixo X [mm]	3000
Curso máximo Eixo Y [mm]	1500
Peso máximo de trabalho [kg]	900
Velocidade máxima de corte simultânea [m/min]	140
Potencia máxima laser [W]	4000

Na Figura 2.22 ilustra-se uma máquina de corte de chapas por laser, cujas características técnicas se resumem na Tabela 2.5.



Figura 2.22 Máquina corte de tubo por laser TruLaser Tube 5000 fiber da Trumpf [24].

Tabela 2.5 Características técnicas da máquina de corte tubo por laser TruLaser Tube 5000 fiber da Trumpf [24].

Diâmetro máximo de tubo redondo [mm]	Ø 152
Diâmetro máximo de tubo quadrado [mm]	170
Comprimento máximo da peça acabada [mm]	3000
Peso máximo da peça de trabalho [kg]	20
Velocidade máxima de corte simultânea [m/min]	3000
Detalhe do laser	TruFlow 2000
Potencia máxima de corte laser [kW]	2
Espessura máxima de corte em aço [mm]	8
Espessura máxima de corte em alumínio [mm]	3
Espessura máxima de corte aço inox [mm]	4

2.4.5 Ligações aparafusadas

De acordo com os regulamentos existentes, as ligações aparafusadas são permitidas, com algumas restrições, tais como a distância entre furos, o número e o diâmetro mínimo dos parafusos a utilizar.

Nas estruturas dos kartcross as ligações aparafusadas não são muito habituais, no entanto, alguns fabricantes utilizam esta solução para permitir a colocação e remoção do motor, mais facilmente. Para este tipo de ligação são utilizados dois acessórios com olhais de aperto. Cada um destes acessórios é soldado a cada um dos tubos a ligar, sendo posteriormente feita a ligação entre ambos através de um porca e um parafuso, tal como se lustra na Figura 2.23.

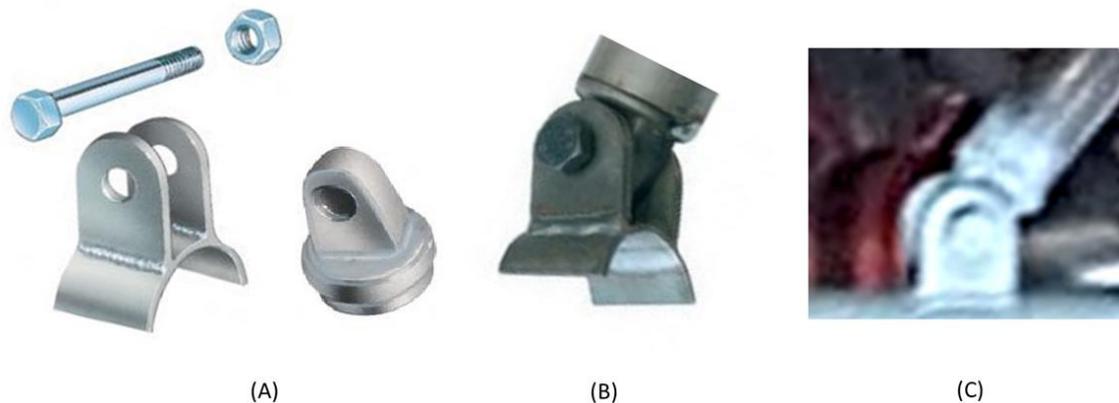


Figura 2.23 Ilustração da montagem dos componentes numa ligação aparafusada numa estrutura tubular: acessório, porca e parafuso (A), acessório apertado a um dos tubos (B), Ligação do acessório ao segundo tubo por soldadura (C) [25].

Existe outro tipo de ligação alternativo, através de uma manga que permite a ligação entre dois tubos, como se ilustra na Figura 2.24.



Figura 2.24 Ligação aparafusada tipo manga [26].

Na figura 4 são apresentados os tipos de ligações aparafusadas permitidas e homologadas pela FIA.

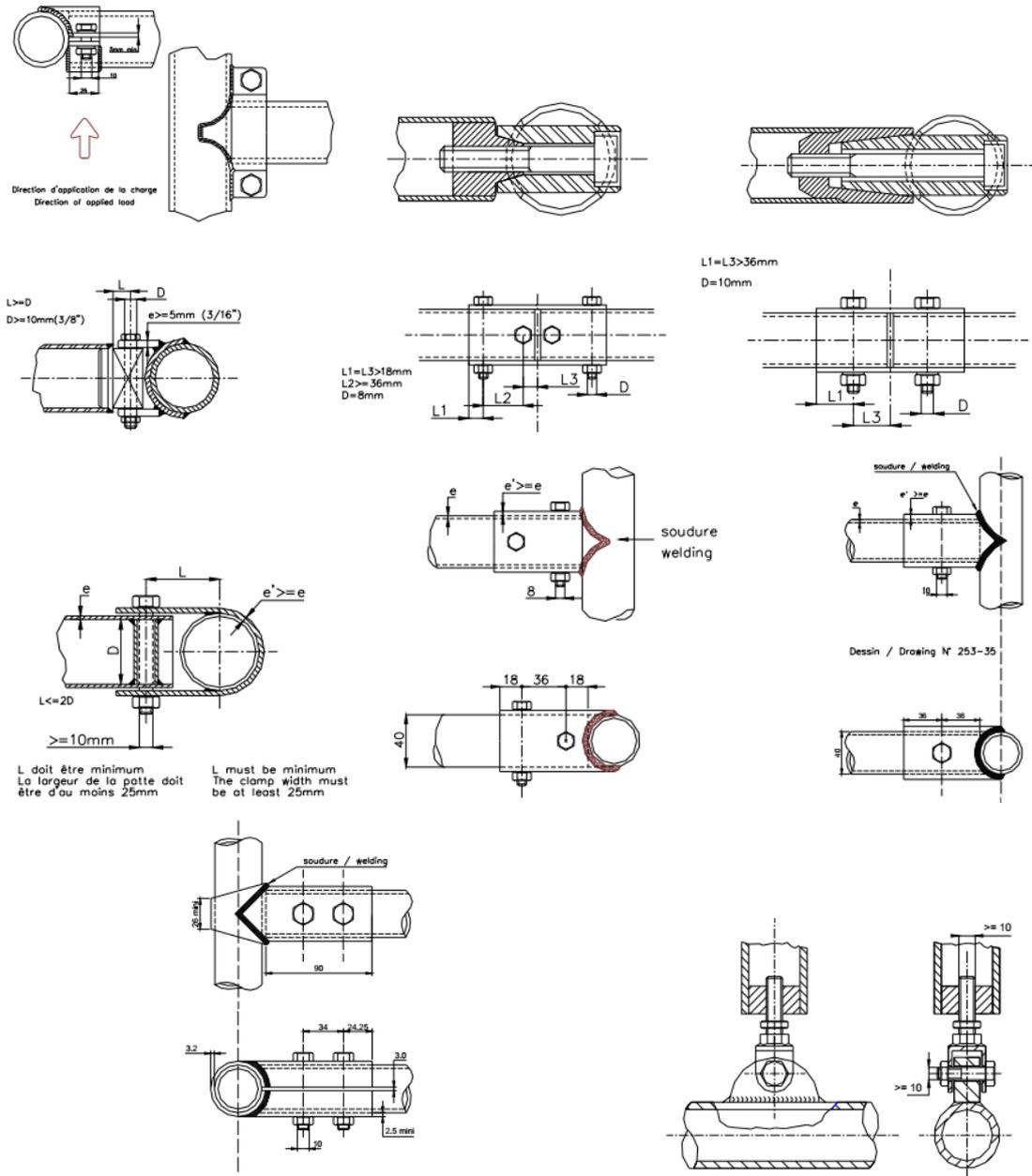


Figura 2.25 Tipos de ligação homologados pela FIA [27].

2.5 Principais Ângulos da Suspensão

2.5.1 Ângulo de Camber

O ângulo de camber corresponde ao ângulo de inclinação da roda em relação ao plano vertical visto pela frente ou traseira do veículo. Se a parte superior da roda estiver inclinada para o lado da estrutura do veículo, é designado por camber negativo, se a parte superior da roda estiver inclinada para o exterior do veículo, é designado por camber positivo, de acordo com o ilustrado na Figura 2.26 [28].

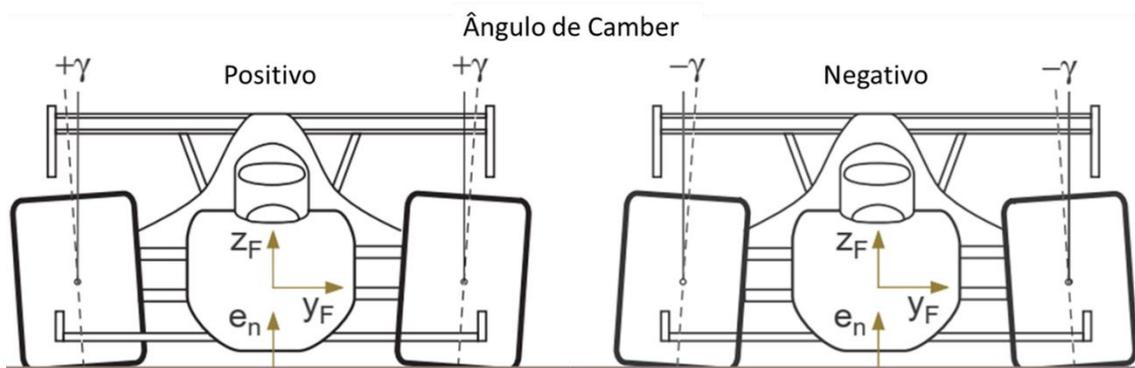


Figura 2.26 Ilustração do angulo de camber [adaptado de 28].

2.5.2 Convergência/ Divergência

A convergência corresponde ao ângulo formado pelo plano central da roda e o plano longitudinal do veículo. Quando os planos centrais das rodas convergem num ponto à frente ao eixo das rodas, designa-se por convergência. Caso contrário, se os planos convergirem atrás do eixo das respetivas rodas, designa-se por divergência, tal como ilustrado na Figura 2.27 [28].

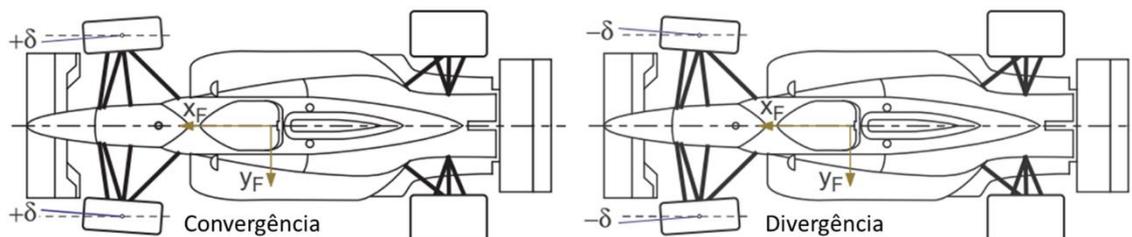


Figura 2.27 Ilustração convergência e divergência [adaptado de 28].

2.5.3 Ângulo de Caster

O ângulo de caster corresponde ao ângulo de formado entre a linha que une os pontos de fixação da manga de eixo aos triângulos e o eixo vertical. Se essa inclinação for para a frente e chamado Cáster positivo se for para trás e chamado Cáster negativo.

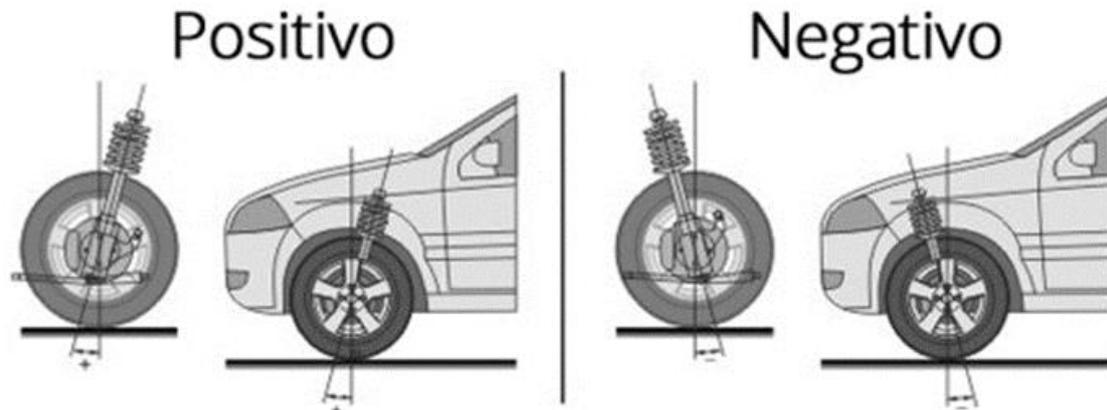


Figura 2.28 Ilustração do Angulo de Cáster [adaptado de 34]

2.6 Ensaios Estruturais

Os construtores de veículos procuram otimizar as estruturas dos seus produtos, integrando permanentemente novas soluções e metodologias com vista a aumentar a segurança e a sua eficiência, bem como a reduzir custos.

Atualmente, existem métodos de cálculo com vista à otimização estrutural através de simulação por elementos finitos. Apesar da evolução destes métodos a sua validação deve ser feita com recurso a ensaios reais. O cálculo estrutural deve ter em consideração as principais solicitações estáticas e dinâmicas a que um veículo está sujeito, de forma a avaliar a rigidez, a resistência e o respetivos peso.

Em termos de homologação, existem diferentes tipos, dos quais se destacam homologações de veículos para circulação em estrada e homologações de veículos para competição.

No caso deste tipo de veículo, designados por kartcross, as homologações mais correntes são as de competição impostas pela FIA.

De seguida apresentam-se a diferentes condições e carga que devem ser tidas em consideração no desenvolvimento de uma estrutura automóvel [29]:

- Cargas simétricas e assimétricas, de curta duração, que resultem por exemplo da passagem por uma lomba, buraco ou passeio;
- Cargas simétricas e assimétricas, que resultem das massas suspensas como por exemplo a dos ocupantes;
- Cargas dinâmicas, nomeadamente em travagem, aceleração e em curva;
- Cargas acidentais, resultantes por exemplo de embates ou colisões.

DESENVOLVIMENTO

3.1 ESTUDO DA SUSPENSÃO

3.2 ESTUDO PARA OTIMIZAÇÃO DA SUSPENSÃO INICIAL

4 MODELAÇÃO DA ESTRUTURA EM CAD 3D

4.1 MODELAÇÃO DE ACORDO COM A REGULAMENTAÇÃO FIA

5 SIMULAÇÃO PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

5.1 MODELO DE SIMULAÇÃO

5.2 SIMULAÇÃO DA ESTRUTURA INICIAL

5.3 OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL

6 PROCESSO DE FABRICO

7 RESULTADOS E DISCUSSÃO

3 Desenvolvimento

Neste capítulo é descrito o desenvolvimento de um veículo do tipo kartcross, que consistiu no estudo da regulamentação aplicável, desenvolvimento da estrutura e das suspensões do veículo.

Inicialmente procedeu-se a um estudo de forma da estrutura e do funcionamento da suspensão, bem como à seleção de componentes a integrar. De seguida fez-se a modelação em CAD 3D de todos os componentes do veículo.

Posteriormente, procedeu-se a um estudo de caracterização das propriedades estruturais, de acordo com a regulamentação aplicável, bem como um estudo de otimização com vista a melhorar as suas características de rigidez.

Concluído o processo anterior, procedeu-se ao desenvolvimento de um gabarito para o fabrico da estrutura.

No final foram elaborados desenhos de fabrico.

3.1 Estudo da Suspensão

Para este tipo de veículos, os sistemas de suspensão devem apresentar um funcionamento que favoreça a tração, sendo de evitar movimentos induzidos entre rodas.

De seguida apresentam-se algumas considerações importantes no desenvolvimento de uma suspensão de um veículo deste tipo, acordo com o autor Carrol Smith [30].

O curso vertical de cada roda deve ser de amplitude suficiente para que estas possam absorver os elevados ressaltos do piso, característicos das pistas para este tipo de competição. Para além disso, é importante durante o trabalho da suspensão não surjam movimentos indesejáveis, como por exemplo a variação de alguns ângulos da geometria de rodas, nomeadamente de convergência e de camber. É também importante ter em consideração a variação de distância entre eixos e da largura de via, com vista a otimizar a mancha de aderência e a distribuição de pressão, deforma a contribuir para a tração no momento de travagem e aceleração.

E conveniente limitar o movimento dos centros de rotação de forma a minimizar o rolamento e a transferência de carga lateral.

É importante que a ligação entre os elementos da suspensão e da estrutura seja suficientemente rígida e resistente, no entanto, tendo sempre em conta a segurança bem como o peso da estrutura.

É importante ter em conta que não existem soluções ótimas para todas as solicitações, como tal, deve procurar-se uma boa solução de compromisso.

Tendo em conta o gráfico da Figura 3.1 e o curso de suspensão de 120 mm, estabeleceu-se como objetivo uma variação do ângulo de camber entre os -3° e os 3° , uma vez que quando a roda está em apoio, com a suspensão mais fechada (camber a tender para os -3°), a força de atrito é a mais elevada [30].

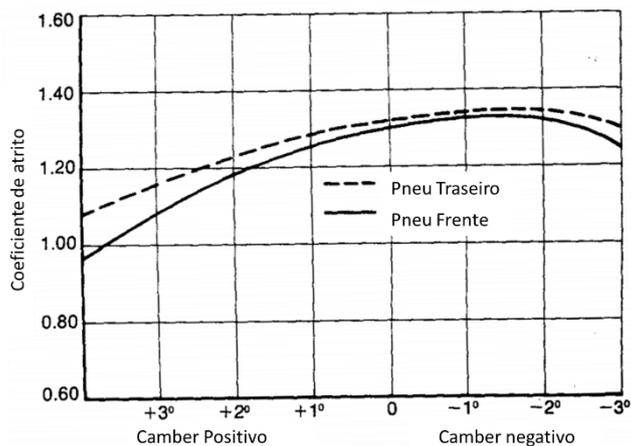


Figura 3.1 Gráfico coeficiente de atrito vs ângulo de camber [30].

Para a definição do ângulo de convergência, de acordo com [16], definiu-se como limite 2 mm de convergência, quando a suspensão fecha totalmente. De seguida, na Figura 3.2, apresenta-se a correspondência da medição da convergência em milímetros e em graus.

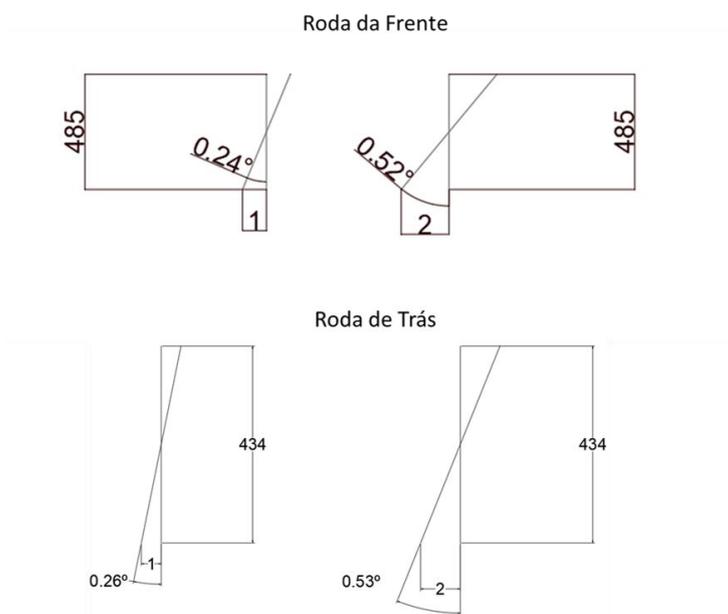


Figura 3.2 Valores limite de convergência em milímetros e em graus.

Definiu-se o ângulo de Cáster entre -4° e -8° , devido à sua influência na estabilidade do veículo em reta, bem como ao efeito de auto centragem após uma curva [30].

Na Tabela 3.1, resumem-se os valores objetivo para os ângulos da geometria de rodas para ambas as suspensões.

Tabela 3.1 Geometria de rodas inicial.

	Posição da suspensão		
	: Aberta	Neutra	Fechada
	(Extensão)		(Compressão)
Curso Suspensão (mm)	-60	0	60
Ângulo de camber min. [frontal e traseira] (°)	2,6	0	-2,6
Ângulo de camber max. [frontal e traseira] (°)	3,4	0	-3,4
Ângulo de camber objetivo [frontal a traseira] (°)	3	0	-3
Ângulo de convergência min. [frontal] (°)	0,24	0	-0,24
Ângulo de convergência max. [frontal] (°)	0,52	0	-0,52
Ângulo de convergência min. [traseira] (°)	0,26	0	-0,26
Ângulo de convergência max. [traseira] (°)	0,53	0	-0,53
Ângulo de Cáster (°)	-4		-8

3.1.1 Geometria de suspensão traseira

Tendo em conta um modelo existente do qual se conhecem o seu comportamento dinâmico, optou-se por uma suspensão no eixo traseiro de braço oscilante com 2 tirantes, tal como ilustrado na Figura 3.3.

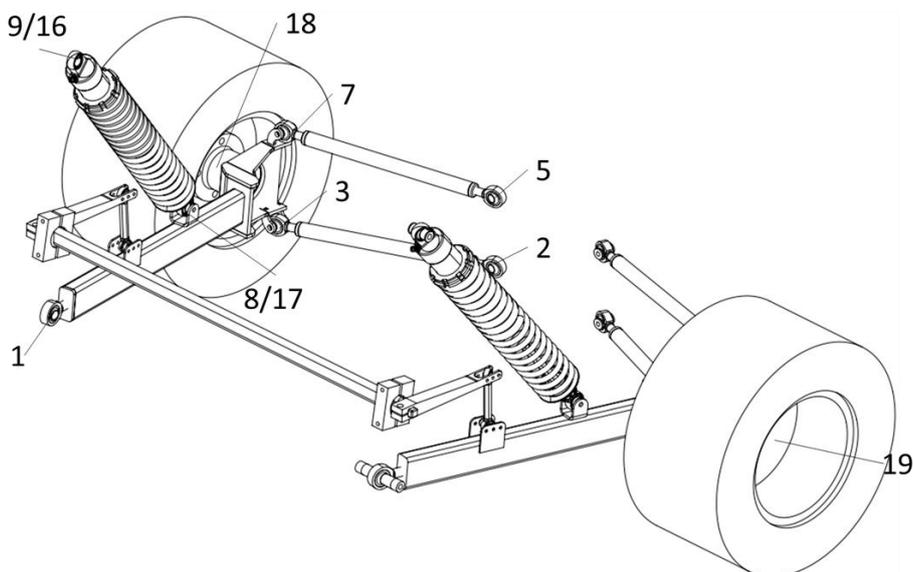


Figura 3.3 Suspensão do tipo braço oscilante com 2 tirantes utilizada na suspensão traseira.

Esta solução tem como vantagens uma adequada recuperação de camber, boa flexibilidade longitudinal, para além de ocupar pouco espaço abaixo do fundo do

veículo. Tem como principais desvantagens a dificuldade de afinação, um custo mais elevado comparado a outras soluções e restrições na cava da roda [31].

3.1.2 Geometria da suspensão frontal

Para o eixo frontal do kartcross optou-se por uma suspensão de triângulos sobrepostos com push rod, tal como se ilustra na Figura 3.4. Este tipo de suspensão é normalmente aplicada em veículos do segmento de luxo ou veículos desportivos, devido ao facto de permitirem um bom compromisso entre o conforto e o comportamento dinâmico do veículo.

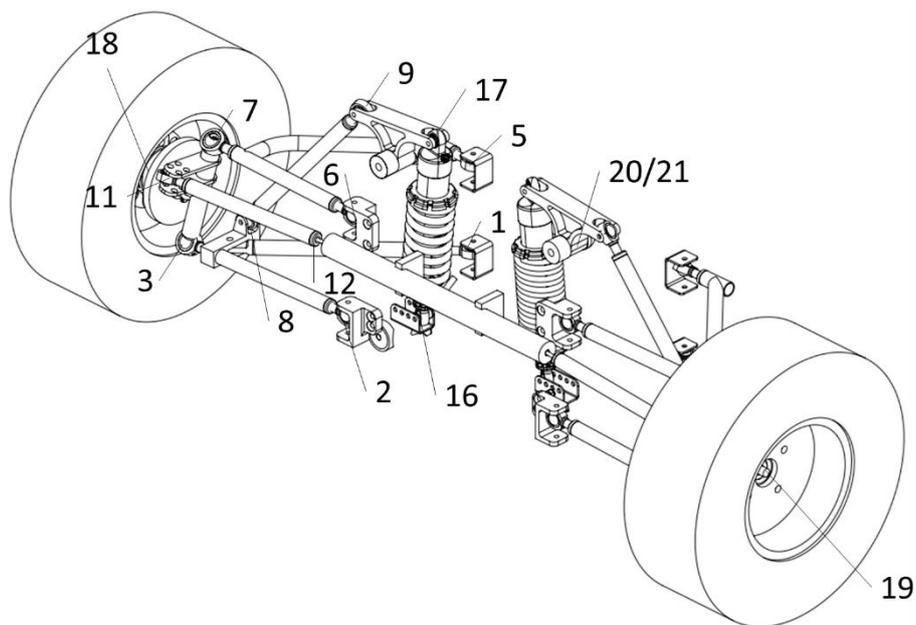


Figura 3.4 Suspensão do tipo triângulos sobrepostos utilizada no eixo da frente.

Normalmente o triângulo superior é mais curto do que o inferior para induzir uma variação do ângulo de camber em curva, de forma a aumentar a superfície de contacto entre o pneu e o solo. Esta configuração é designada por suspensão de braço curto e comprido, também conhecida pelo termo inglês *Double Wishbone* ou *SLA Suspension*.

As principais vantagens deste tipo de suspensão são:

- Bom compromisso entre o conforto e o comportamento dinâmico;
- O elemento de amortecimento não tem nenhuma componente de nível estrutural, logo não necessita de ter tanta resistência mecânica, o que permite uma diminuição do seu peso.

As principais desvantagens são:

- Os custos de produção são mais elevados devido ao maior número de componentes, comparado com o sistema do tipo Macpherson;
- São necessários mais componentes para a fixação do triângulo superior.

3.2 Estudo para otimização da suspensão inicial

Foram introduzidos num programa de simulação de suspensões os pontos correspondentes à suspensão traseira inicial, ilustrada na Figura 3.3, cujas coordenadas se identificam na Tabela 3.2 e na Figura 3.5, abaixo apresentadas.

Tabela 3.2 Coordenadas dos Pontos de suspensão traseira (Valores iniciais).

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Trailing arm front pivot	0,0	-50,0	0,0
2 - Lower link inner ball joint	400,0	-400,0	-40,0
3 - Lower link outer ball joint	400,0	-30,0	-90,0
5 - Upper link inner ball joint	400,0	-370,0	30,0
7 - Upper link outer ball joint	400,0	-30,0	90,0
8 - Damper lower trailing arm end	300,0	37,5	0,0
9- Damper body end	0,0	0,0	360,0
16- Upper spring pivot point	0,0	0,0	360,0
17- Spring lower trailing arm end	300,0	37,5	0,0
18- Wheel spindle point	400,0	55,0	-5,0
19- Wheel centre point	400,0	112,0	-5,0

Na Tabela 3.2, as células preenchidas a cinzento são os pontos definidos para a manga de eixo, que não serão alterados durante a otimização da suspensão.

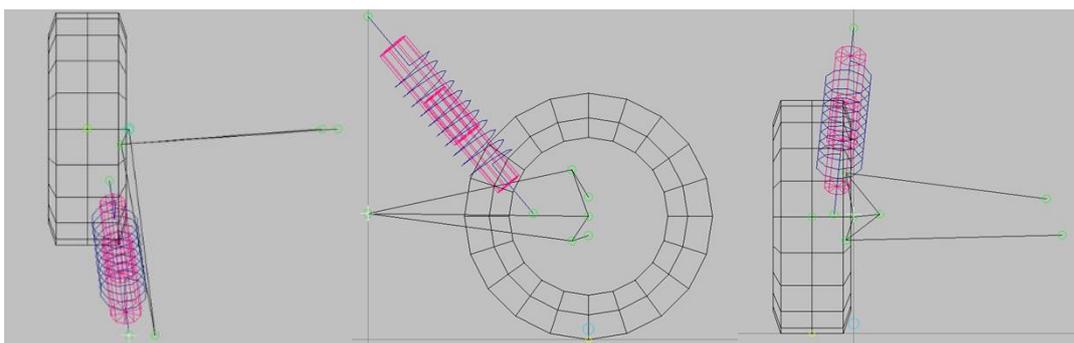


Figura 3.5 Representação da geometria de suspensão original em modelo de linhas.

Com esta geometria, foram obtidos os resultados apresentados na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 Variação do Camber e da convergência em função do curso da suspensão (valores iniciais)

Curso Suspensão (mm)	-60	0	60
Angulo de camber (°)	4,8	0,0	-4,8
Angulo de convergência (°)	0,2	0,0	0,0

Como os resultados obtidos, estão fora dos valores objetivos indicados na Tabela 3.1, procedeu-se à alteração de vários pontos até termos uma tabela de resultados em que as células preenchidas a vermelho estejam a verde. Na Tabela 3.4, está a primeira interação realizada:

Tabela 3.4 Coordenadas dos pontos da suspensão (1ª iteração).

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Trailing arm front pivot	0,0	-50,0	0,0
2 - Lower link inner ball joint	350,0	-400,0	-40,0
3 - Lower link outer ball joint	400,0	-30,0	-90,0
5 - Upper link inner ball joint	400,0	-370,0	30,0
7 - Upper link outer ball joint	400,0	-30,0	90,0
8 - Damper lower trailing arm end	300,0	37,5	0,0
9- Damper body end	0,0	0,0	360,0
16- Upper spring pivot point	0,0	0,0	360,0
17- Spring lower trailing arm end	300,0	37,5	0,0
18- Wheel spindle point	400,0	55,0	-5,0
19- Wheel centre point	400,0	112,0	-5,0

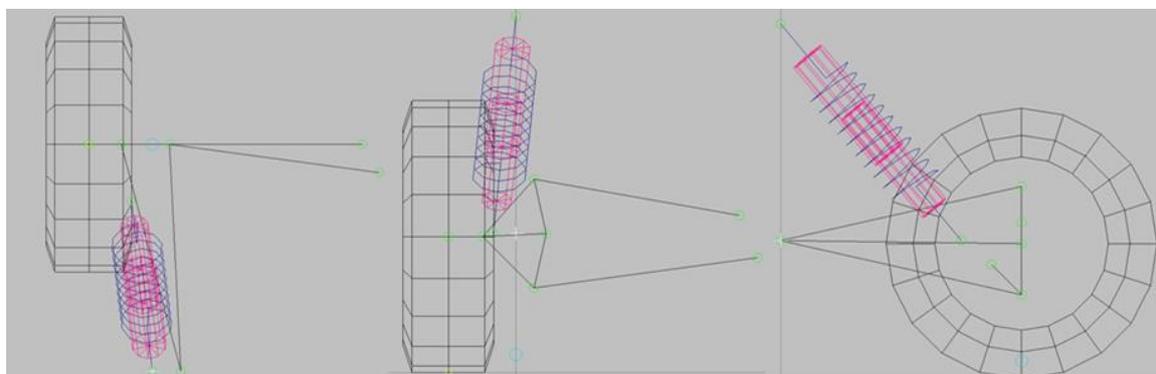


Figura 3.6 Ilustração da geometria Suspensão (primeira iteração).

Na Tabela 3.4, foi alterada a célula preenchida a cor laranja. Esta alteração foi realizada com o objetivo de otimizar os ângulos da suspensão, de forma a irem de encontro com os valores objetivo.

Na tabela seguinte os resultados desta primeira interação.

Tabela 3.5 Variação do Camber e da convergência em função do curso (1ª interação).

Curso Suspensão (mm)	-60	0	60
Angulo de camber (°)	4,3	0,0	-4,6
angulo de convergência (°)	0,3	0,0	-0,2

Como se pode verificar, a alteração efetuada resultou num valor dentro do valor objetivo. Por esse motivo, bloqueamos esse ponto e passamos ao ponto seguinte, procedendo da mesma forma com todos os pontos até que se obterem todos os dentro do intervalo definido, ficando assim assinalados na tabela a verde, tal como se pode observar na Tabela 3.7.

Tabela 3.6 Coordenadas dos Pontos de suspensão (9ª interação).

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Trailing arm front pivot	20,0	-50,0	-20,0
2 - Lower link inner ball joint	800,0	-400,0	-100,0
3 - Lower link outer ball joint	750,0	-30,0	-90,0
5 - Upper link inner ball joint	800,0	-370,0	30,0
7 - Upper link outer ball joint	750,0	-30,0	90,0
8 - Damper lower trailing arm end	300,0	37,5	0,0
9- Damper body end	0,0	0,0	360,0
16- Upper spring pivot point	0,0	0,0	360,0
17- Spring lower trailing arm end	300,0	37,5	0,0
18- Wheel spindle point	750,0	55,0	0,0
19- Wheel centre point	750,0	112,0	0,0

Tabela 3.7 Variação do Camber e da convergência em função do curso (9ª interação).

Curso Suspensão (mm)	-60	0	60
Ângulo de camber (°)	3,0	0,0	-3,2
Ângulo de convergência (°)	0,2	0,0	-0,4

Uma vez que os parâmetros da suspensão convergiram para os valores pretendidos, procedeu-se à verificação dos pontos de ancoramento no chassis.

Uma vez que os pontos de ligação ao chassis não eram compatíveis com a estrutura, foi necessário fazer a compatibilização entre estes de forma a não comprometer o funcionamento de nenhum componente do veículo.

Foi feito um estudo semelhante para a suspensão da frente. Em anexo, apresentam-se todos os resultados deste estudo.

4 Modelação da Estrutura em CAD 3D

4.1 Modelação da Estrutura de Acordo Com A Regulamentação FIA

Neste capítulo descreve-se a modelação da estrutura, cujo desenvolvimento foi feito de acordo com o regulamento da FIA, referente à categoria para este tipo de estruturas, designada por “Cross Car Concept Technical Regulations GuideLines2” [1].

Antes de se iniciar a modelação da estrutura, foram analisados os desenhos de base definidos no regulamento, que se apresentam na Figura 4.1 e se descrevem de seguida.

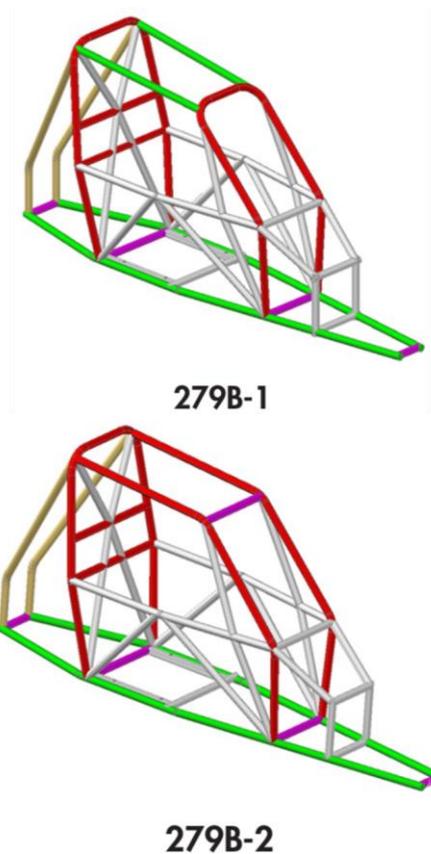


Figura 4.1 Desenhos das opções da estrutura de base 279B-1 e 279B-2 [1].

O desenho da estrutura com a designação 279B-1, apresenta os seguintes elementos obrigatórios:

- 2 tubos longitudinais que servem de base da estrutura (representados a verde);
- 1 arco tubular principal colocado na parte posterior (representado a vermelho);
- 1 arco tubular frontal (representado a vermelho);
- 2 tubos longitudinais que unem a parte superior do arco principal à parte superior do arco frontal (representados a verde);
- 2 tubos de ligação da parte superior do arco principal à parte traseira da base da estrutura (representados a amarelo claro);

- 4 tubos transversais que unem os dois tubos longitudinais da base (representados a púrpura)
- 2 tubos transversais unidos ao arco principal (representados a vermelho).

O desenho da estrutura com a designação 279B-2, apresenta os seguintes elementos obrigatórios:

- 2 tubos longitudinais que servem de base da estrutura (representados a verde);
- 1 arco tubular principal colocado na parte posterior (representado a vermelho);
- 2 tubos laterais, com a configuração de meio arco, que unem a parte superior do arco principal à parte frontal da base (representados a vermelho);
- 1 tubo transversal que une a parte superior dos tubos laterais (representado a púrpura);
- 2 tubos de ligação da parte superior do arco principal à parte traseira da base da estrutura (representados a amarelo claro);
- 4 tubos transversais que unem os dois tubos longitudinais da base (representados a púrpura);
- 2 tubos transversais unidos ao arco principal (representados a vermelho).

A principal diferença entre os dois desenhos está relacionada com a configuração do arco frontal, tal como se pode observar pela Figura 4.2.

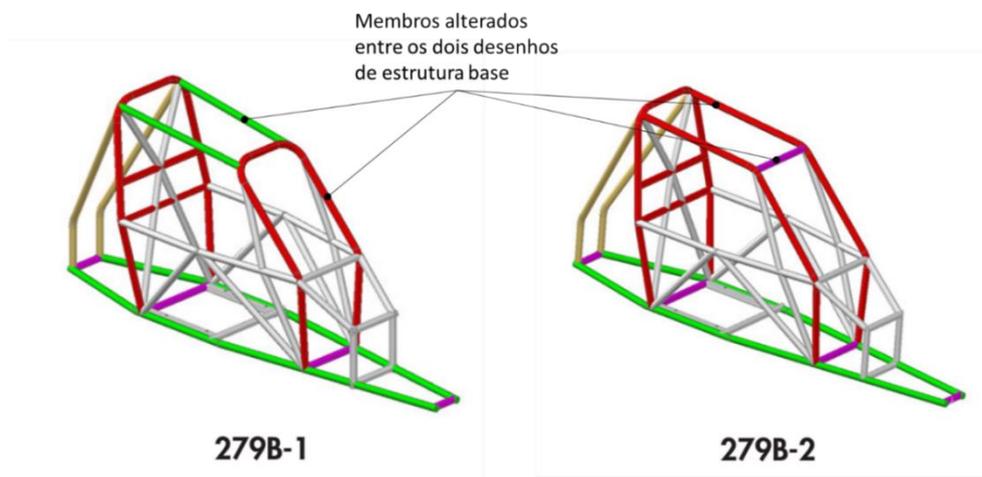


Figura 4.2 Membros que diferem do desenho 279B-1 e 279B-2 [1]

Uma vez que a diferença entre os dois desenhos é fundamentalmente no arco frontal, optou-se pelo segundo desenho apresentado, designado por 279B-2, devido à facilidade de construção.

Na Figura 4.3 apresenta-se a modelação CAD 3D inicial da estrutura, acompanhada do desenho 279B-2, definido no regulamento.

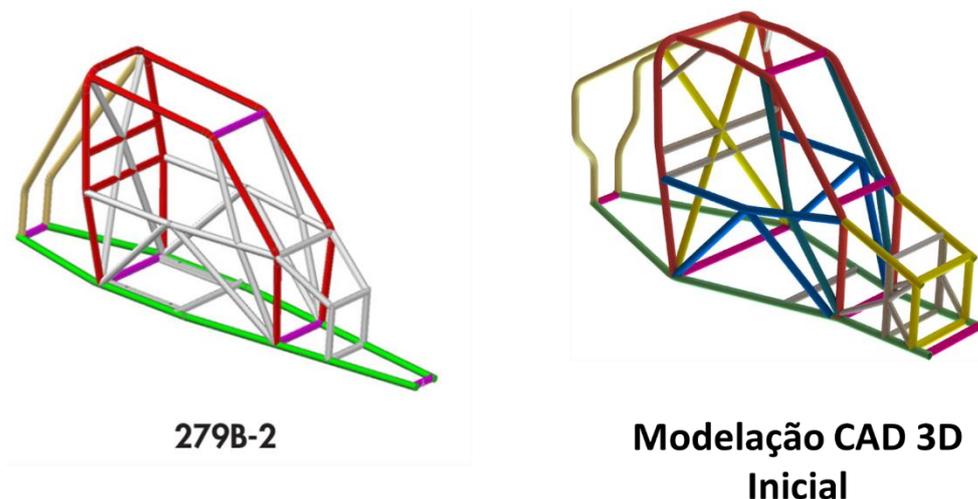


Figura 4.3 Modelação CAD 3D inicial de acordo com o desenho da estrutura de base escolhido, designado por 279B-2 [1].

De seguida apresenta-se uma descrição geral da estrutura (Figura 4.4), bem como uma descrição detalhada de cada um dos elementos tubulares (da Figura 4.5 até à Figura 4.15).

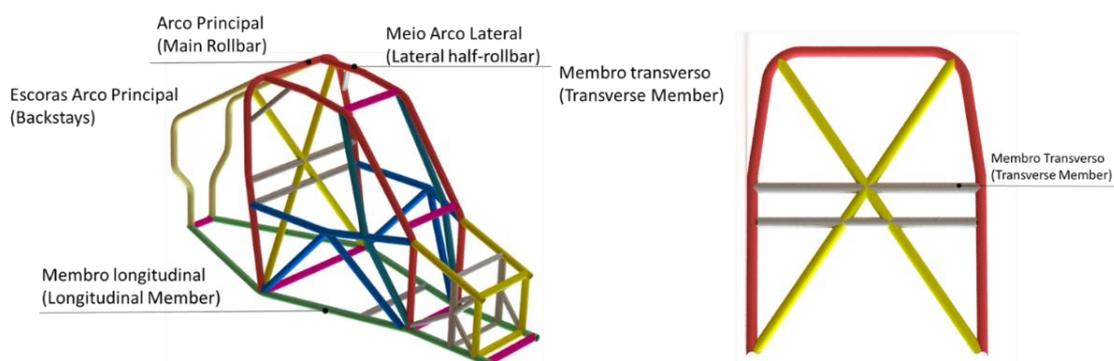


Figura 4.4 Célula de sobrevivência do chassi, de acordo com o desenho 279B-2.

Arco principal - *Main Rollbar* (Figura 4.5 - A)

- O arco principal apresenta uma inclinação de 10° em relação ao plano vertical e é constituído por um tubo localizado atrás do banco do piloto.

Meio Arco Lateral - *Lateral Half-Rollbar* (Figura 4.5 - B)

- O meio arco lateral é constituído apenas por um tubo, devendo estar numa posição praticamente longitudinal e vertical, colocado de ambos os lado da estrutura, simetricamente.

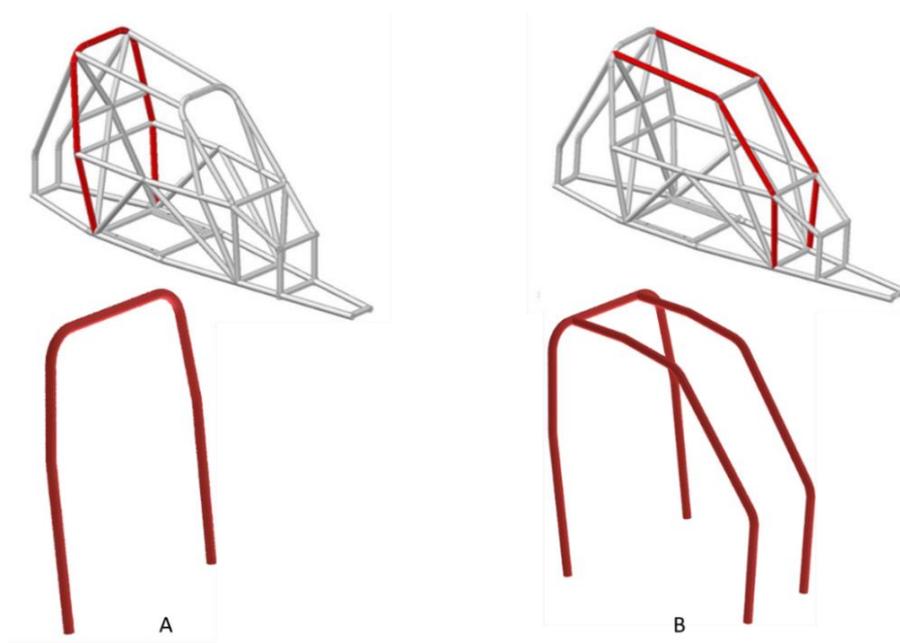


Figura 4.5 A Arco principal, B meio arco lateral [1]

Membro Longitudinal - *Longitudinal Members* (Figura 4.6 - D)

- O membro tubular longitudinal é colocado de ambos os lados na base, simetricamente, servindo de basa da estrutura.

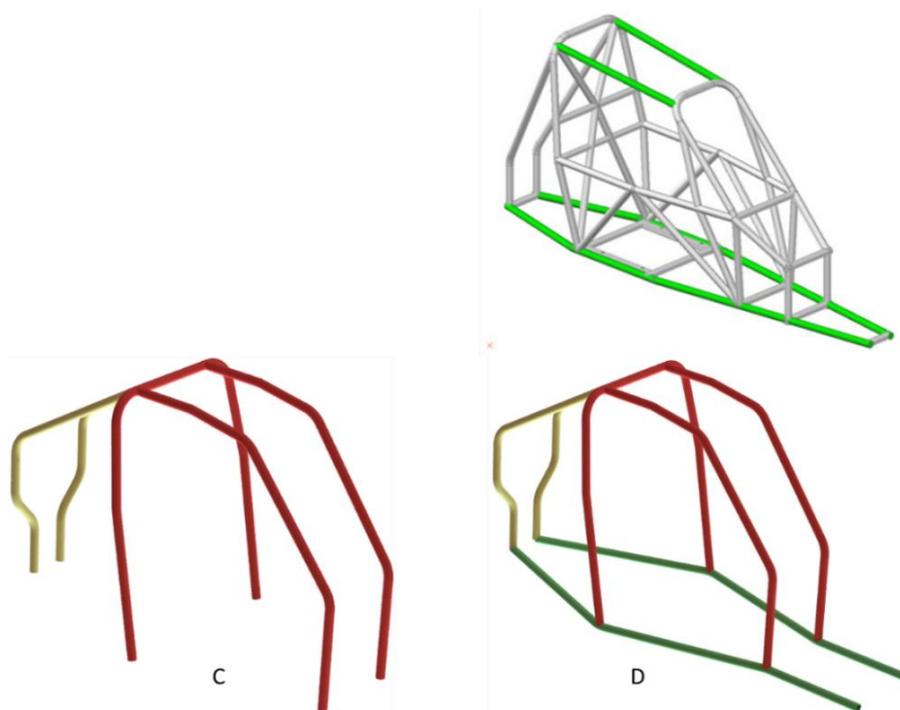


Figura 4.6 C escoras ao arco principal D membros longitudinais [1]

Membro transversal - *Transverse Member* (Figura 4.7 - E)

- Tubo que une a parte superior dos meios arcos laterais (representados a púrpura);
- Quatro tubos transversais soldados na base, unindo os dois membros longitudinais, fechando o arco principal, os meios arcos laterais, e as extremidades frontal e traseira (representados a púrpura).

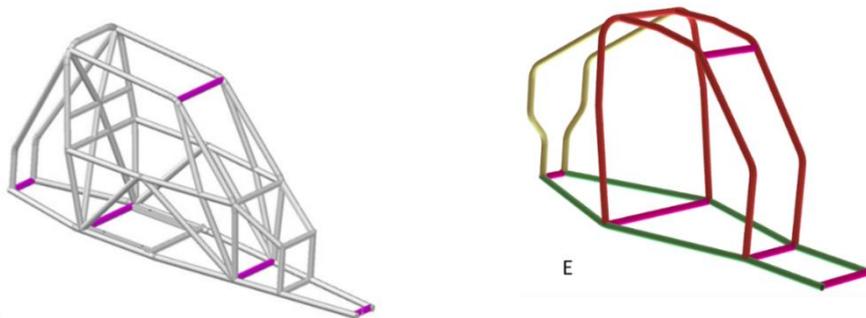


Figura 4.7 E Membros transversais [1].

Membro Diagonal - *Diagonal Members* (Figura 4.8)

- Cada célula de sobrevivência deve incluir dois tubos diagonais a reforçar o arco principal, sendo que estes tubos não podem ser conformados, devendo ser retilíneos.

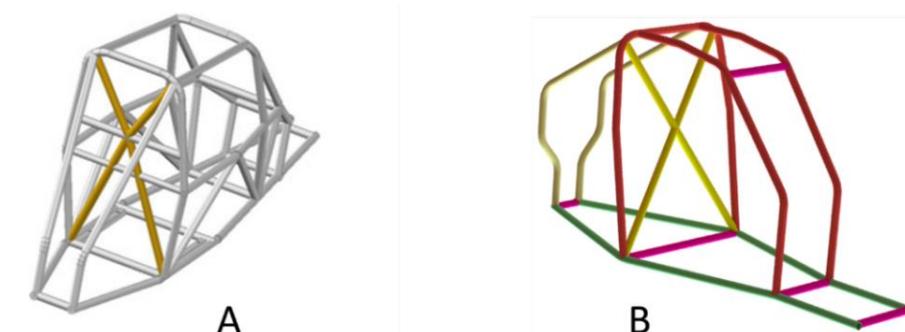


Figura 4.8 Membros diagonais: **A** - de acordo com o desenho 279B-9, **B**- chassi projetado (representados em amarelo) [1].

Barras das Portas - *Doorbars* (Figura 4.9)

- A configuração destes membros deve ser igual em ambos os lados.
- Membro longitudinal deve ser montado em cada lado do carro, tendo este que ser o mais alto possível, mas não sendo mais alto do que metade da abertura lateral do habitáculo isto medido a partir da base.
- O ponto de ancoragem mais baixo não pode ser unido a mais de 100 mm do ponto de união do arco principal e do meio arco lateral ao membro longitudinal.
- É obrigatória a ligação do reforço do pilar do para brisas as barras das portas.

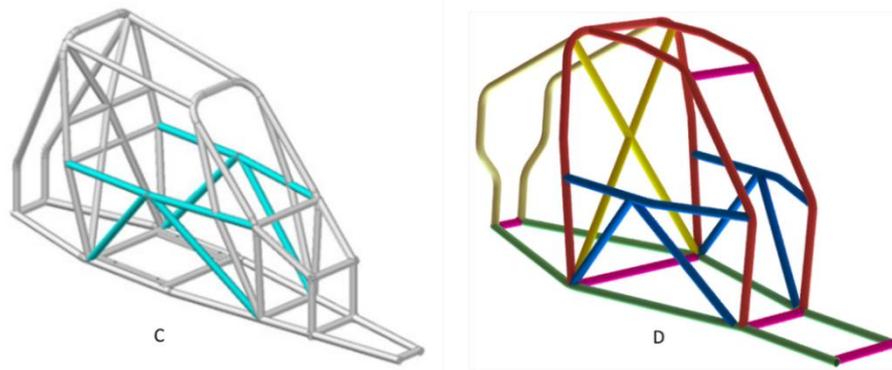


Figura 4.9 Barras das portas **C**- de acordo com o desenho 279B-10 (azul marinho), **D** - Barras das portas no chassis projetado (azul escuro) [1].

Reforço do Pilar do Para-brisas - *Windscreen Pillar Reinforcement* (Figura 4.10)

- Deve ser montado em cada lado do meio arco lateral.
- Só deve ser dobrado na condição de na vista lateral o angulo da curva não seja superior a 20°.
- A sua parte mais alta não pode estar a mais de 100 mm da união entre o meio arco lateral e o membro transversal, no lado inferior a união deve ser feita na parte da frente do pé do meio arco lateral.

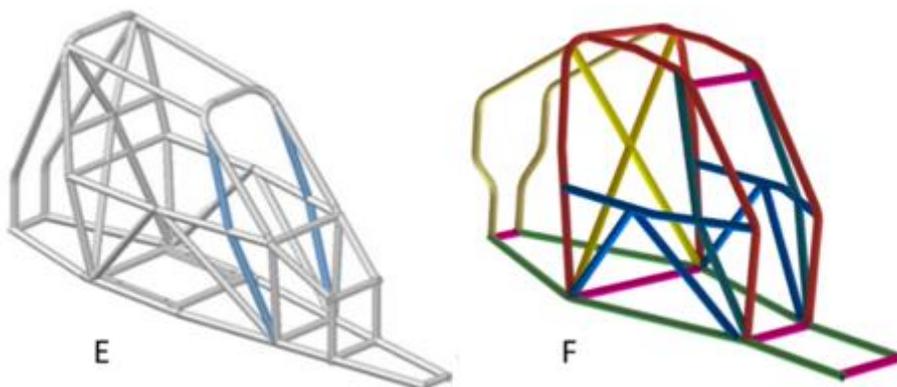


Figura 4.10 Reforço do pilar do para brisas **E**- desenho 279B-11 **F** - no chassi projetado [1].

Membro Transversal na frente dos meios arcos laterais – *Transverse Member on the front rollbar* (Figura 4.11)

- Este membro não deve retirar espaço ao habitáculo, deve estar em posição mais alta possível, mas o seu ponto mais baixo não deve estar mais baixo a coluna de direção.

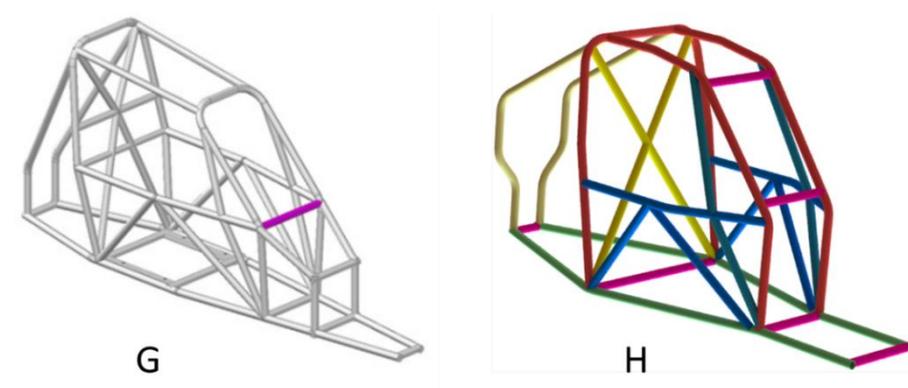


Figura 4.11 Membro transversal na frente dos meios arcos laterais de acordo com: **G**- desenho 279B-12, no chassi projetado (ambos a roxo) [1]

Estrutura da pedaleira – *Pedalbox-frame* (Figura 4.12)

- Estrutura tubular de proteção da pedaleira (representado a amarelo).

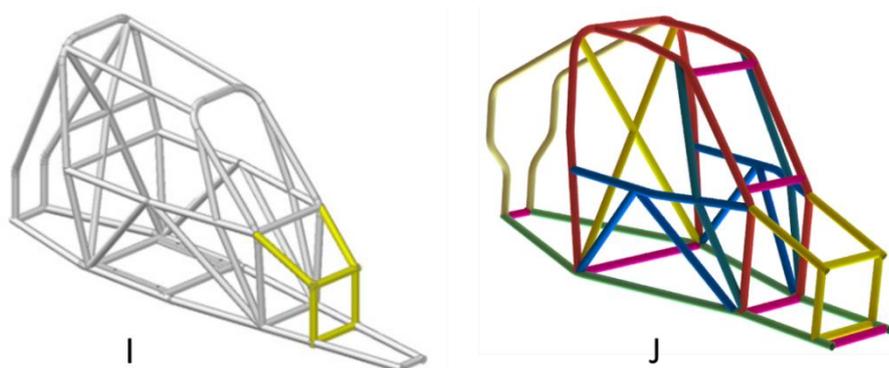


Figura 4.12 Armação da Pedaleira **I**- desenho 279B-13 do regulamento, **J** desenho no chassi projetado [1].

Apoio do cinto de segurança – *Safety harness supportt* (Figura 4.13)

- Para a montagem dos cintos de segurança deve ser adicionado um tubo ao arco principal (representado a vermelho).

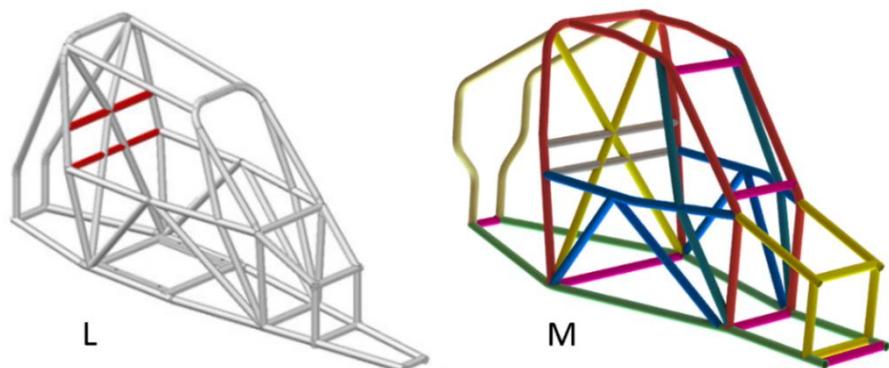


Figura 4.13 Reforços no arco principal para os cintos de segurança: **L**) o desenho do regulamento. **M**) no chassi projetado [1].

Reforço em chapa – Gusset (Figura 4.14)

Estes reforços em chapa não podem ter uma espessura inferior a 1 mm. A distância do ponto E ao ponto S, assinalados na Figura 4.14, deve estar contida entre o intervalo definido pelo dobro ou o quádruplo do diâmetro do maior tubo unido. É permitido que este tenha um recorte circular, cujo raio não pode ser superior a uma vez e meia o diâmetro do maior tubo. No lado plano pode conter um furo, mas este não pode ser maior que o diâmetro do maior tubo da união.

A Figura 4.14 mostra a configuração dos reforços, que foram desenvolvidos de acordo com os requisitos do regulamento.

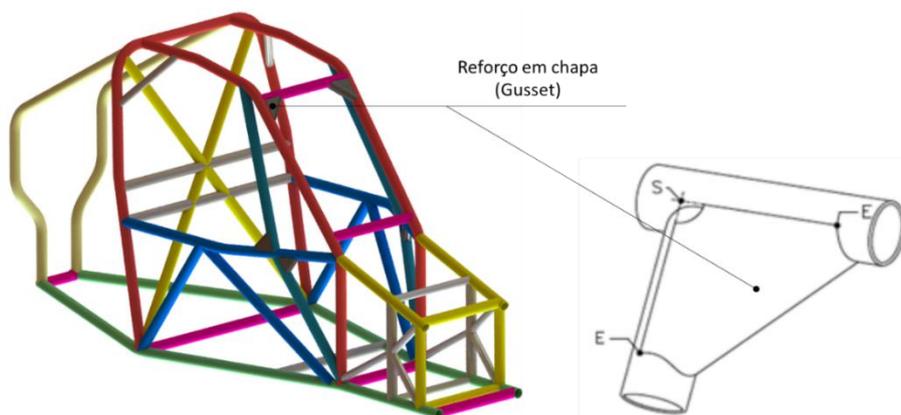


Figura 4.14 Reforço em chapa (gusset)- desenho 253-34 [1].

Na Figura 4.15 apresenta-se a versão final da estrutura, que posteriormente foi sujeita a um estudo de otimização estrutural, para avaliação do seu desempenho mecânico, em particular no que se refere à rigidez torsional.

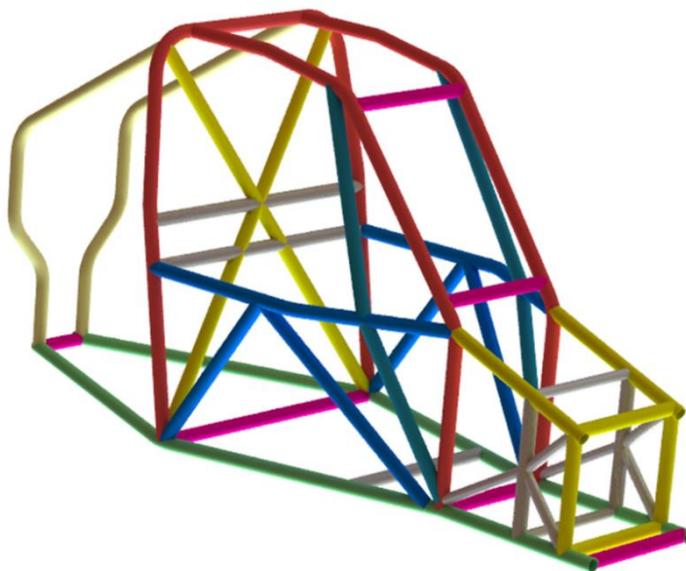


Figura 4.15 Chassi sem chapas de reforço

4.2 Modelação da Suspensão

Depois de concluída a modelação CAD 3D da estrutura, procedeu-se à modelação da suspensão.

Inicialmente, foram modelados os pontos de ancoragem da suspensão, de acordo com a geometria otimizada no capítulo 3.2.

Nesta fase, houve a necessidade de proceder a alguns ajustes nos pontos de ancoragem, devido à configuração do chassis. Na Figura 4.16 apresenta-se a solução final para a geometria da suspensão traseira, cujos pontos se apresentam na Tabela 4.1.



Figura 4.16 Posicionamento dos ancoramentos da suspensão traseira.

Tabela 4.1 Posicionamento dos ancoramentos da suspensão traseira final.

Ponto	Designação	Coordenadas dos Pontos		
		X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
1	Trailing arm front pivot	-87,5	-400,0	162,3
2	Lower link inner ball joint	-900,0	-132,5	32,0
3	Lower link outer ball joint	-775,8	-537,0	1,6
5	Upper link inner ball joint	-900,0	-132,5	172,0
7	Upper link outer ball joint	-794,0	-537,0	180,6
8	Damper lower trailing arm end	-487,3	-473,6	181,8
9	Damper body end	-167,2	-420,0	625,5
16	Upper spring pivot point	-167,2	-420,0	625,5
17	Spring lower trailing arm end	-487,3	-473,6	181,8
18	Wheel spindle point	-727,2	-594,6	97,0
19	Wheel centre point	-727,2	-682,5	97,0

Na Figura 4.17 apresenta-se a solução final para a geometria da suspensão frontal, cujos pontos se apresentam na Tabela 4.2.

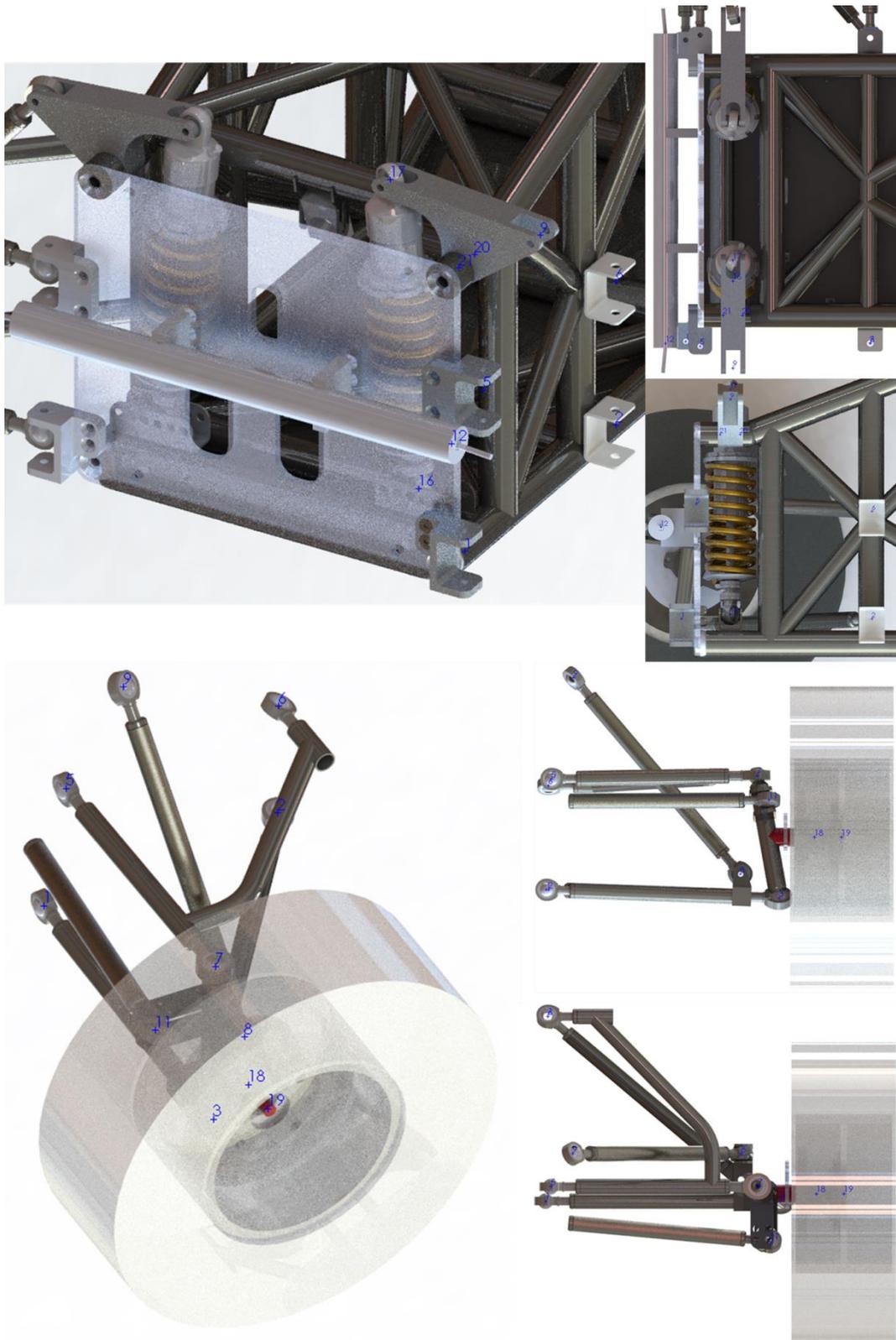


Figura 4.17 Posicionamento dos ancoramentos da suspensão frontal.

Tabela 4.2 Posicionamento dos ancoramentos da suspensão frontal.

Ponto	Designação	Coordenadas dos Pontos		
		X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
1	Lower wishbone front pivot	1418,0	242,0	38,0
2	Lower wishbone rear pivot	1124,0	245,0	38,0
3	Lower wishbone outer ball joint	1417,9	612,5	24,7
5	Upper wishbone front pivot	1395,0	250,0	216,0
6	Upper wishbone rear pivot	1124,0	245,3	205,0
7	Upper wishbone outer ball joint	1395,0	577,6	221,3
8	Push rod wishbone end	1342,5	551,4	63,1
9	Push rod rocker end	1342,5	284,9	378,8
11	Outer track rod ball joint	1482,1	596,4	182,1
12	Inner track rod ball joint	1449,9	245,2	180,0
16	Damper to body point	1342,5	145,0	45,0
17	Damper to rocker point	1342,5	112,1	394,0
18	Wheel spindle point	1406,6	669,2	122,5
19	Wheel centre point	1406,6	712,5	122,5
20	Rocker axis 1st point	1327,0	200,2	324,5
21	Rocker axis 2nd point	1358,0	200,2	324,5

5 Simulação Estrutural Pelo Método de Elementos Finitos

Neste capítulo apresenta-se o estudo de simulação estrutural da estrutura do veículo, modelada em Solidworks®, através do método de elementos finitos, que tem como objetivo a sua otimização.

Neste estudo, optou-se por fazer apenas a avaliação da rigidez torsional, uma vez que é a característica mais relevante para o desempenho dinâmico deste tipo de veículos, pelo que se procedeu a um estudo de simulação da estrutura em torção, que a seguir se apresenta.

5.1 Modelo de Simulação

Para a realização deste estudo de simulação utilizou-se um modelo numérico com elementos de estrutura tridimensionais definidos no Solidworks® (elementos esbeltos criados como membros estruturais), devido ao facto de ser uma estrutura do tipo tubular, de secção constante. Este tipo de elemento permite obter bons resultados sem requerer um elevado esforço computacional [32]. Foi utilizado o tamanho da malha definida no programa.

As simulações foram efetuadas no domínio elástico dos materiais, sendo consideradas as suas propriedades mecânicas, nomeadamente o módulo de elasticidade e o coeficiente de *poisson*, de acordo com os valores indicados anteriormente, na Tabela 2.2.

Com vista à preparação do modelo de simulação para este estudo, optou-se por fazer um estudo prévio de simulação de outras estruturas já estudadas por outros autores, cujos resultados são conhecidos. Procedeu-se à simulação destas estruturas com vista a comparar os resultados obtidos com este modelo de simulação com os resultados obtidos pelos seus autores.

Primeiro, optou-se por simular uma estrutura do tipo pórtico em perfil IPE 100, em aço, nas condições do exercício, designado por exemplo 1, extraído das páginas 78 a 84 do livro “Método de Elementos Finitos” [32], cujas condições se apresentam na Figura 5.1.

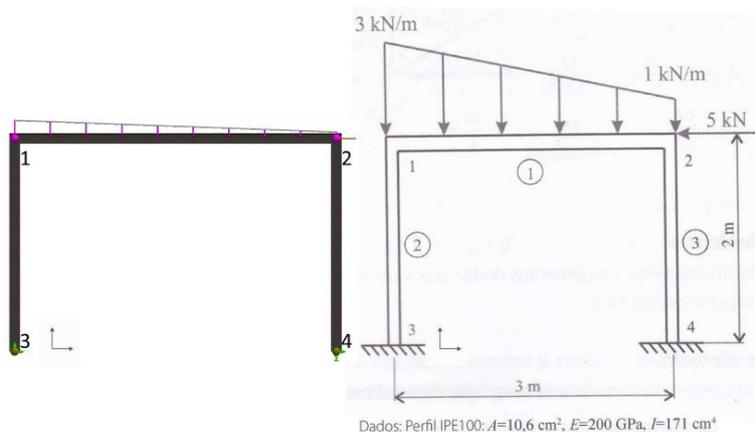


Figura 5.1 Diagrama do estudo de referência (direita) [32] e do modelo de simulação (esquerda).

Para este estudo, procedeu-se primeiramente à modelação do pórtico e depois à respetiva simulação, aplicando as mesmas condições de fronteira e o mesmo carregamento definido na Figura 5.1.

Procurou-se obter o valor das forças e os deslocamentos nos diferentes pontos da estrutura, para serem posteriormente comparados com os resultados obtidos analiticamente naquele estudo. Na Figura 5.2 apresentam-se os valores das reações nos apoios da estrutura (nós 3 e 4), determinados no estudo de referência (à direita), e os que foram obtidos por simulação (à esquerda).

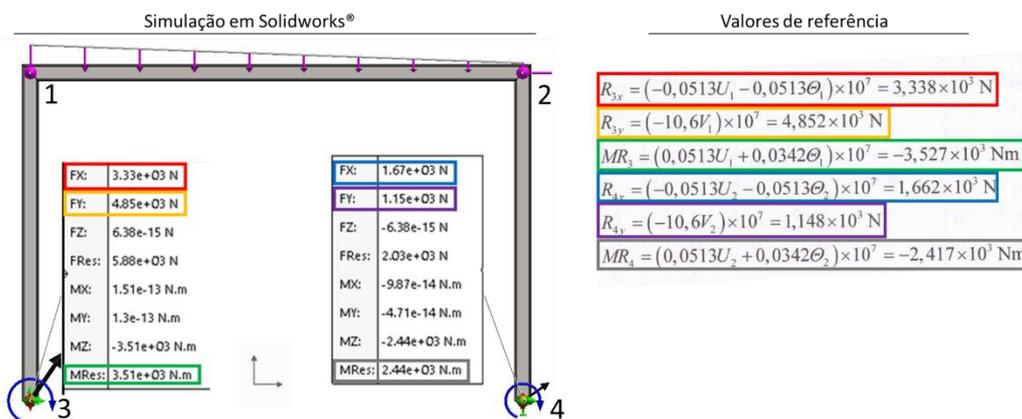


Figura 5.2 Reações nos apoios – Valores de referência (à direita) [32] e valores obtidos por simulação em Solidworks® (à esquerda).

Depois de determinadas as reações nos apoios da estrutura, obtiveram-se os valores dos deslocamentos nos nós 1 e 2 da estrutura, tal como ilustrado na Figura 5.3, relativamente ao eixo X e Y.

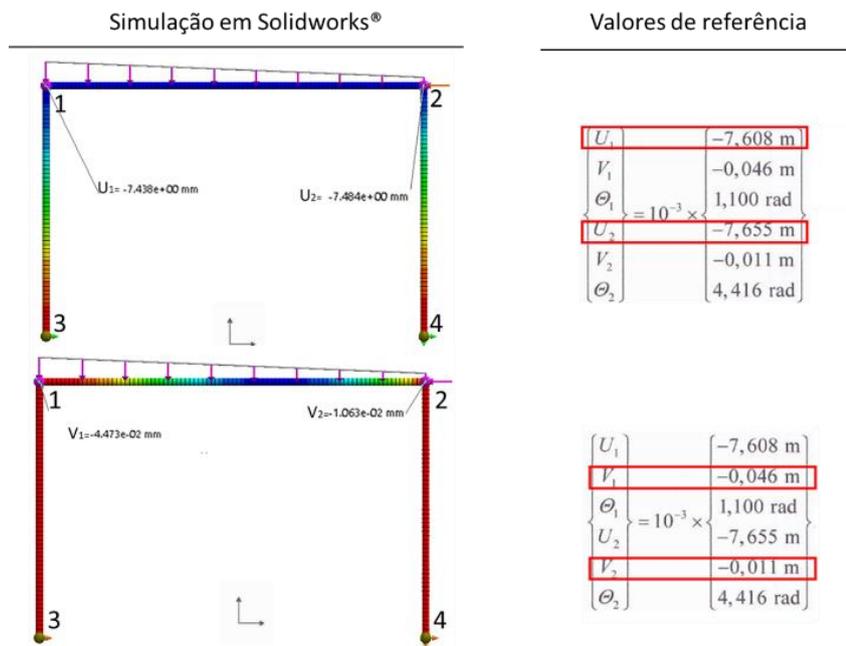


Figura 5.3 Deslocamentos nos nós 1 e 2 da estrutura no eixo X e no eixo Y – Valores de referência (à direita) [32], Valores obtidos por simulação em Solidworks® (à esquerda).

Na Tabela 5.1 comparam-se os resultados obtidos no estudo de referência com os resultados obtidos por simulação.

Tabela 5.1 Comparação entre os resultados do estudo de referência [32] e os resultados obtidos por simulação em Solidworks®.

	Reação ponto 3					
	FX [N] (Referência)	R3x [N] (Simulação)	FY [N] (Referência)	R3y [N] (Simulação)	MRES [N.m] (Referência)	MR3 [N.m] (Simulação)
Valor	3330	3338	4850	4852	-3510	-3527
Diferença	8,0		2,0		-17,0	
Diferença em %	0,24%		0,04%		0,48%	
	Nó 1					
	U1 [mm] (Referência)	U1 [mm] (Simulação)	V1 [mm] (Referência)	V1 [mm] (Simulação)		
Valor	-7,608	-7,438	-0,046	-0,045		
Diferença	-0,17		-0,00			
Diferença em %	2,23%		2,76%			
	Reação ponto 4					
	FX [N] (Referência)	R4x [N] (Simulação)	FY [N] (Referência)	R4y [N] (Simulação)	MRES [N.m] (Referência)	MR4 [N.m] (Simulação)
Valor	1670	1662	1150	1148	-2440	-2417
Diferença	-8,00		-2,00		23,00	
Diferença em %	-0,48%		-0,17%		-0,95%	
	Nó 2					
	U2 [mm] (Referência)	U2 [mm] (Simulação)	V2 [mm] (Referência)	V2 [mm] (Simulação)		
Valor	-7,655	-7,484	-0,011	-0,011		
Diferença	-0,17		0,00			
Diferença em %	2,23%		3,36%			

Como se pode verificar existe convergência dos resultados obtidos com este modelo de simulação em Solidworks® face aos valores de referência, sendo a sua diferença inferior a 3,5%.

Depois deste primeiro estudo, optou-se por fazer um estudo da estrutura de um veículo existente, que é similar à estrutura do veículo que aqui se pretende desenvolver. Na Figura 5.4 ilustra-se o veículo de referência, designado por Barchetta 00 [22].



Figura 5.4 Veículo de referência, Barchetta 00 [22, 33].

Na Figura 5.5 apresentam-se os principais elementos da estrutura tubular do veículo de referência.

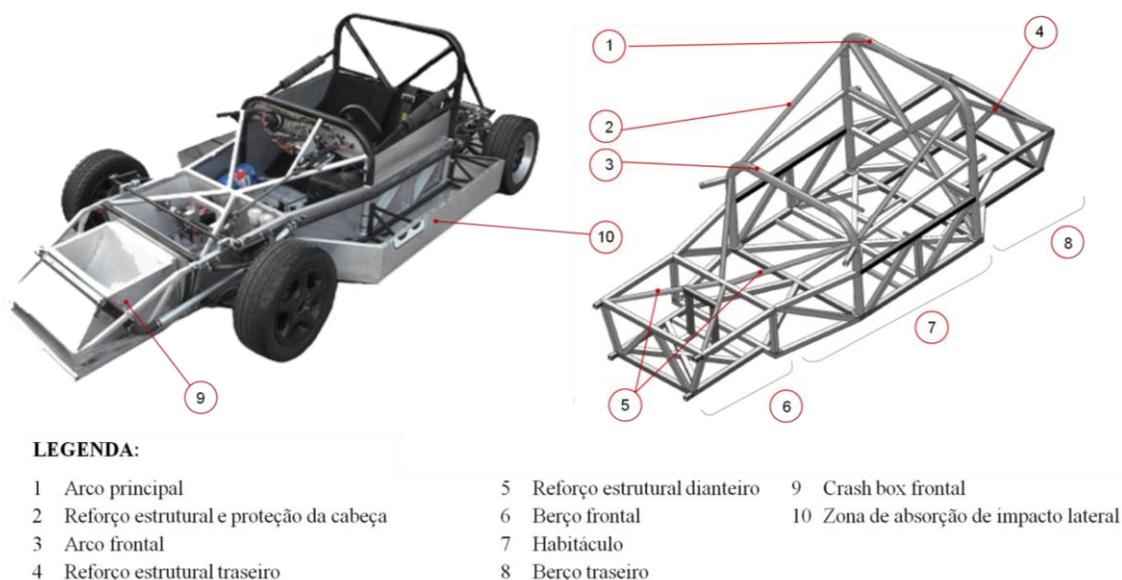


Figura 5.5 Estrutura tubular do veículo de referência – Barchetta 00 [22, 33].

De acordo com [22], a modelação 3D da estrutura do veículo de referência foi efetuada no programa Solidworks[®], tendo sido realizado o seu estudo estrutural por simulação, através do programa Abacus[®] (Figura 5.6). Para além do estudo de simulação, foram também realizados ensaios mecânicos à estrutura após o seu fabrico.

No presente estudo, a modelação e a simulação foram ambas efetuadas pelo programa Solidworks[®].

No sentido de validar o modelo de simulação a utilizar neste trabalho, procedeu-se à simulação da estrutura do veículo de referência, tendo sido comprados os resultados obtidos com os valores de referência.

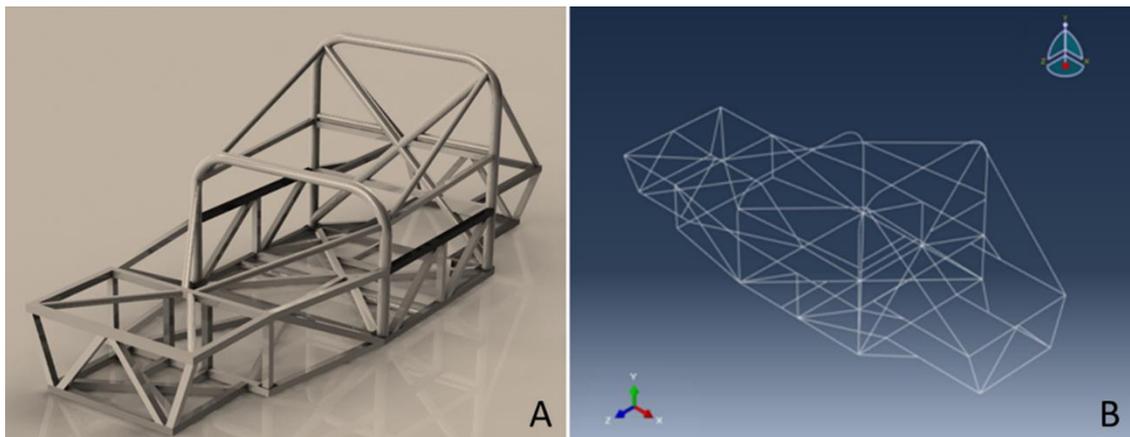


Figura 5.6 Modelos tridimensionais da estrutura de referência: **A)** modelação CAD 3D (Solidworks®), **B)** modelo de linhas usado no programa de simulação (Abacus®) [22].

Na Figura 5.7 ilustram-se graficamente os resultados obtidos através do modelo simulação, em Solidworks®, desenvolvido neste trabalho, e os resultados do estudo de referência, obtidos em Abacus®.

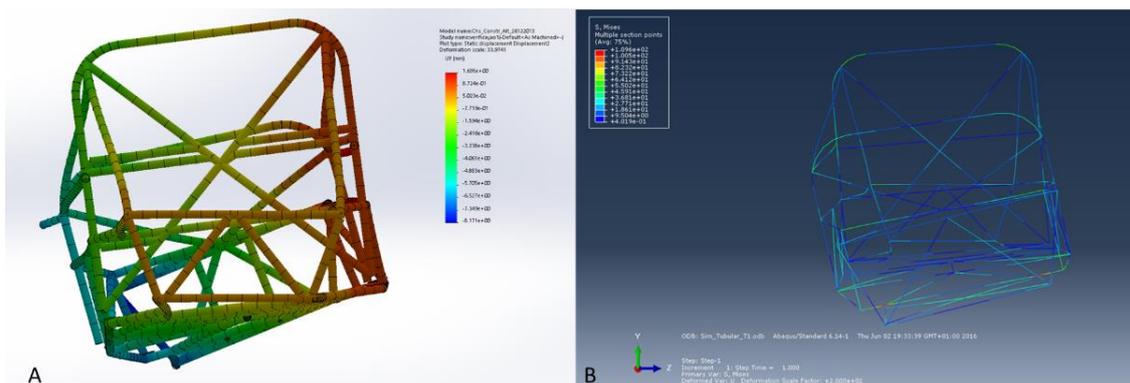


Figura 5.7 Resultados obtidos através da simulação em Solidworks® (**A)** e resultados de referência, obtidos em Abacus® (**B)** [22].

Na Tabela 5.2 resumem-se os resultados obtidos através dos dois modelos de simulação, os obtidos no estudo de referência, através do programa Abacus®, e os obtidos através do modelo de simulação em Solidworks®, desenvolvido neste trabalho, bem como os resultados experimentais obtidos no estudo de referência [22].

Tabela 5.2 Comparação dos resultados obtidos no estudo de referência (Simulação e Ensaio) [22], com os resultados obtidos pelo modelo de simulação em Solidworks®, desenvolvido neste trabalho.

Designação do Ensaio	Rigidez estática em torção KT
	[N.m/º]
(a) Simulação de Torção - Abaqus® (Estudo de Referência [22])	2540
(b) Ensaio de Torção (Estudo de Referência [22])	2558
(c) Simulação de Torção - Solidworks® (Modelo Desenvolvido)	2480
Desvio relativamente a resultado de Simulação de referência (c) - (a) / (c)	-2%
Desvio relativamente a resultado Ensaio de referência (c) - (b) / (c)	-3%

Através da comparação dos resultados obtidos pelas simulações efetuadas com o modelo de simulação desenvolvido neste trabalho, com os resultados provenientes do estudo do veículo de referência [22], e os resultados das estruturas tipo pórtico provenientes do estudo de referência [32], verifica-se que o modelo FEM desenvolvido em Solidworks® apresenta resultados convergentes aos daqueles estudos, com desvios inferiores a 3,5%, pelo que se considera validado para o estudo da estrutura a desenvolver neste trabalho.

Como tal, optou-se por não fazer um estudo de refinamento de malha, uma vez que os resultados iniciais na preparação do modelo apresentaram convergência faces aos resultados obtidos por outros modelos de outros autores, nomeadamente a simulação do pórtico e da estrutura da Barchetta 00, atrás apresentados.

5.2 Simulação da Estrutura Inicial

Depois de modelada a estrutura inicial, procedeu-se a uma análise estrutural de rigidez por simulação de torção através de elementos finitos, considerando três configurações distintas. A primeira, apenas com a estrutura tubular, a segunda, com a estrutura tubular e chapas de proteção do habitáculo, e a terceira, o conjunto da estrutura com as chapas de proteção do habitáculo e a suspensão.

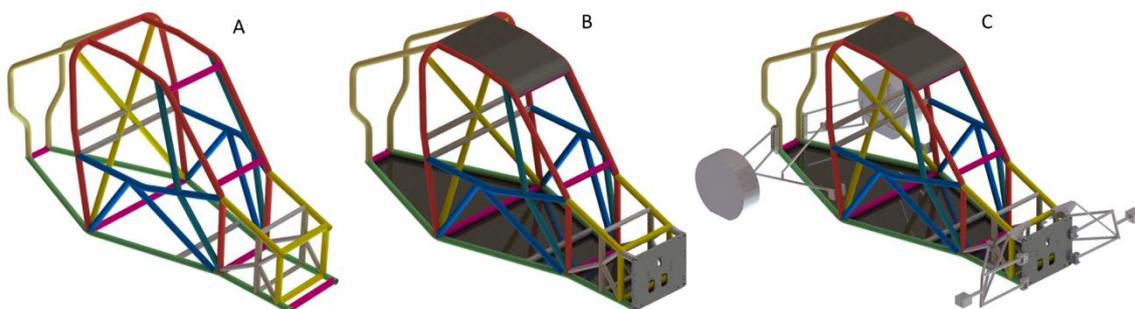


Figura 5.8 Configurações das estruturas a simular: A- apenas estrutura tubular, B- estrutura tubular com chapas de proteção do habitáculo e C estrutura com chapas e suspensão.

Na Figura 5.9, ilustram-se as condições de fronteira e o ponto de aplicação da carga, para cada uma das três estruturas a simular, cujos valores se apresentam na Tabela 5.3.

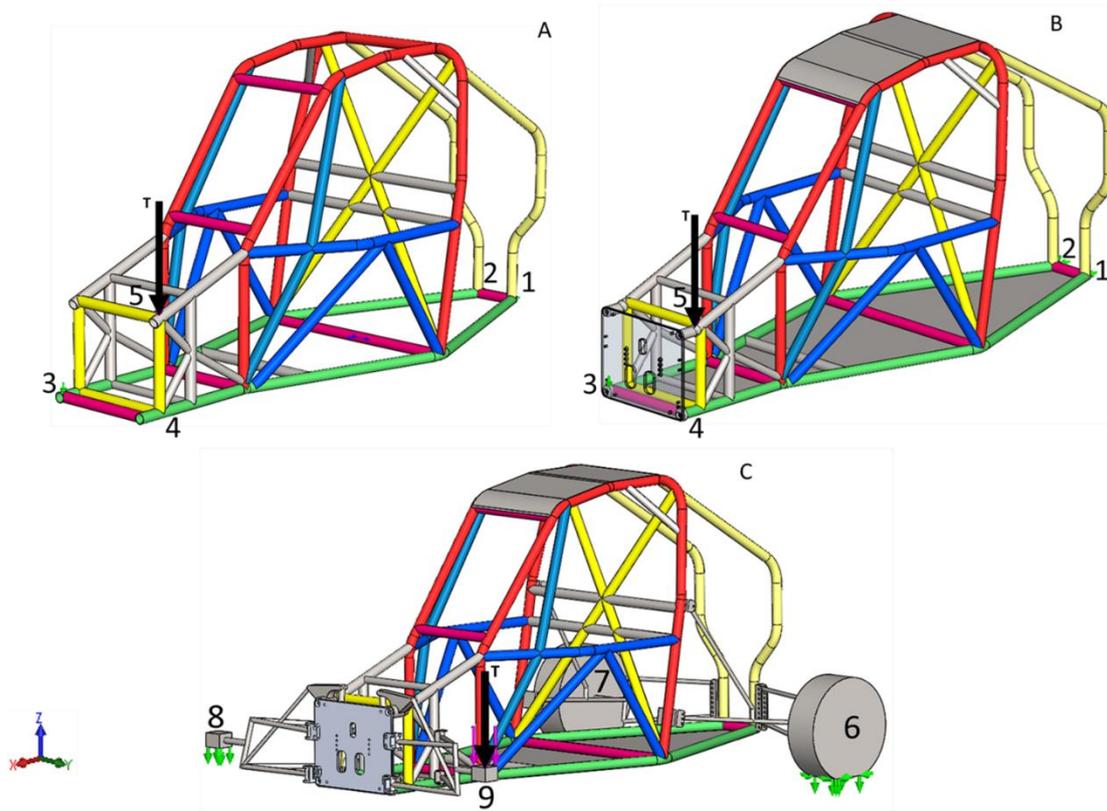


Figura 5.9 Condições Fronteira e cargas aplicadas na simulação **A** estrutura **B** estrutura mais chapas **C** estrutura com suspensão.

A partir dos deslocamentos obtidos nas simulações das diferentes configurações da estrutura, determinou-se o ângulo de torção em cada uma das estruturas e a respectiva rigidez torsional para pelas equações a seguir apresentadas, sendo os resultados apresentados na Tabela 7.3. e na Tabela 7.5.

Tabela 5.3 Condições de fronteira consideradas para o estudo de simulação estrutural por elementos finitos.

Estrutura com Suspensão			Estrutura sem suspensão		
Pontos de ancoragem		Condições fronteira Restrições de deslocamento (mm)	Pontos de ancoragem		Condições fronteira Restrições de deslocamento (mm)
Roda da traseira esquerda (6)	x	0	Ponto 1	x	0
	y	0		y	0
	z	0		z	0
Roda da traseira direita (7)	x	0	Ponto 2	x	0
	y	Livre		y	Livre
	z	0		z	0
Roda da Frente Direita (8)	x	Livre	Ponto 3	x	Livre
	y	Livre		y	Livre
	z	0		z	0
Cargas Aplicadas (N)					
Roda da Frente esquerda (9)	x	0	Ponto 5	x	0
	y	0		y	0
	z	625 N		z	2500 N
Avaliação de Deslocamento (mm)					
Roda da Frente esquerda (9)	x	-	Ponto 4	x	-
	y	-		y	-
	z	Z		z	Z

Com os resultados da simulação, precedeu-se à análise do deslocamento do ponto 4 da (identificado na Figura 5.9). A rigidez torsional K_t foi calculada pela seguinte expressão:

$$kt = \frac{Mt}{\theta}$$

Onde:

Mt Momento torsor (N.m);

θ Ângulo de torção (grau °).

Sendo o momento torsor no ponto 3 calculado pela expressão seguinte:

$$Mt = TxDADy$$

$$\theta = \arctg\left(\frac{Y_t}{DAD_y}\right) \times 360/2\pi$$

Onde:

Y_T Deslocamento vertical resultante da carga T;

T Carga vertical para sollicitação à torção (N);

DAD_y Distância horizontal entre os pontos de apoio e da medição dos deslocamentos (mm).

Os resultados da simulação apresentam-se no capítulo 8.

5.3 Otimização Estrutural

Após a análise da rigidez torsional efetuada no final do capítulo 4, a estrutura foi alvo de uma otimização, com vista a aumentar a sua rigidez tendo em consideração o peso. Para isso foram introduzidas algumas triangulações entre os elementos da estrutura, de forma a aumentar a sua rigidez. Na Figura 5.10, estão assinalados a vermelho os elementos que foram adicionados. Sendo um veículo de competição, é fundamental o compromisso entre o peso e a rigidez.

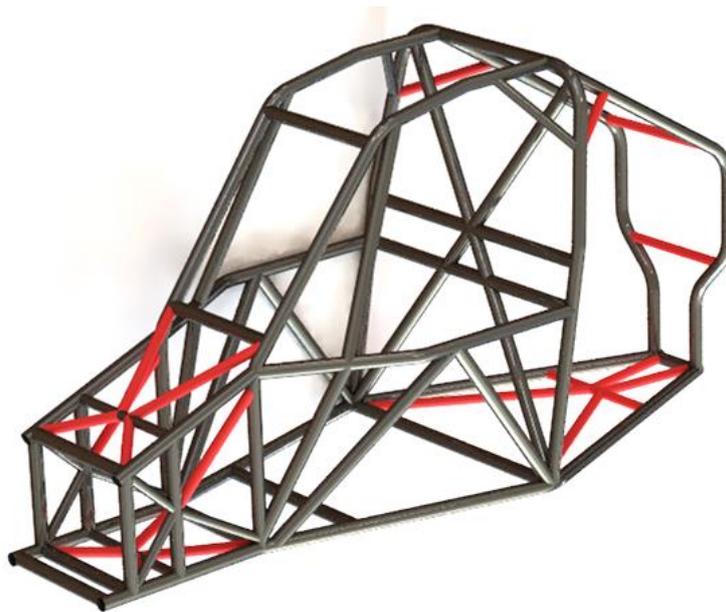


Figura 5.10 Perspetiva isométrica da estrutura otimizada com identificação das alterações (tubos a vermelho) Solidworks®

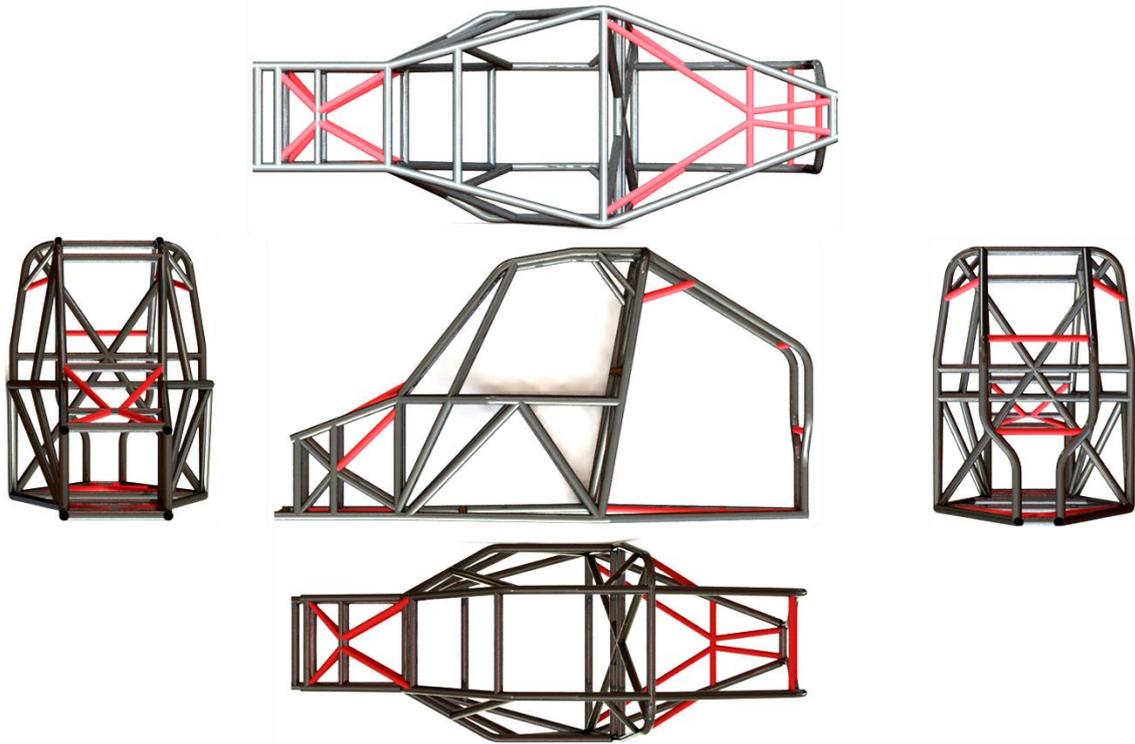


Figura 5.11 Vistas ortogonais da estrutura otimizada com identificação das alterações (tubos a vermelho) Solidworks

Após estas alterações, foram repetidas as três simulações realizadas anteriormente, já com a estrutura modificada, tal como se ilustra Figura 5.12.

De forma a avaliar a rigidez torsional, foram utilizadas as mesmas condições de fronteira utilizadas na estrutura inicial, ilustradas na Figura 5.9.

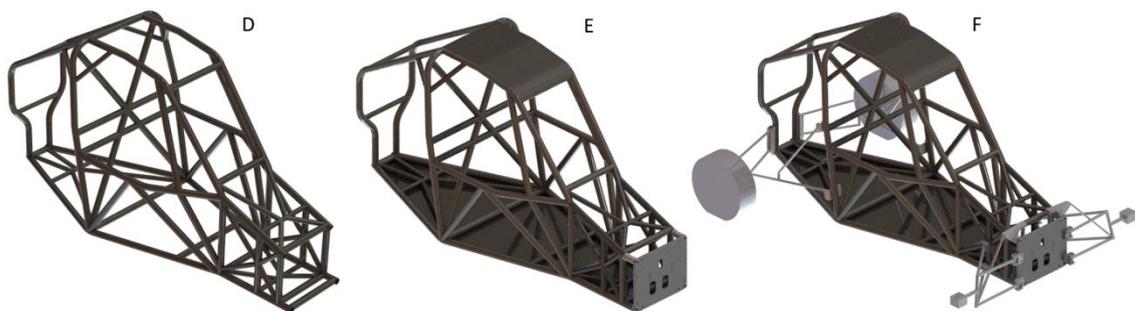


Figura 5.12 Configurações da estrutura para análise **D**- apenas estrutura tubular, **E**- estrutura tubular com chapas obrigatórias por regulamento e **F** estrutura com suspensão, após otimização da estrutura.

Depois de concluído o estudo da rigidez torsional foram realizadas as seguintes simulações de resistência da estrutura, nas condições impostas pelo regulamento 2016 HOMOLOGATION REGULATION FOR SAFETY CAGES, para a homologação da célula de sobrevivência [2]:

- Ensaio estático sobre o arco principal;
- Ensaio estático sobre o arco frontal.

Em ambos os ensaios a estrutura é fixa em 8 pontos (o máximo permitido pelo regulamento) como se pode ver na Figura 5.13.

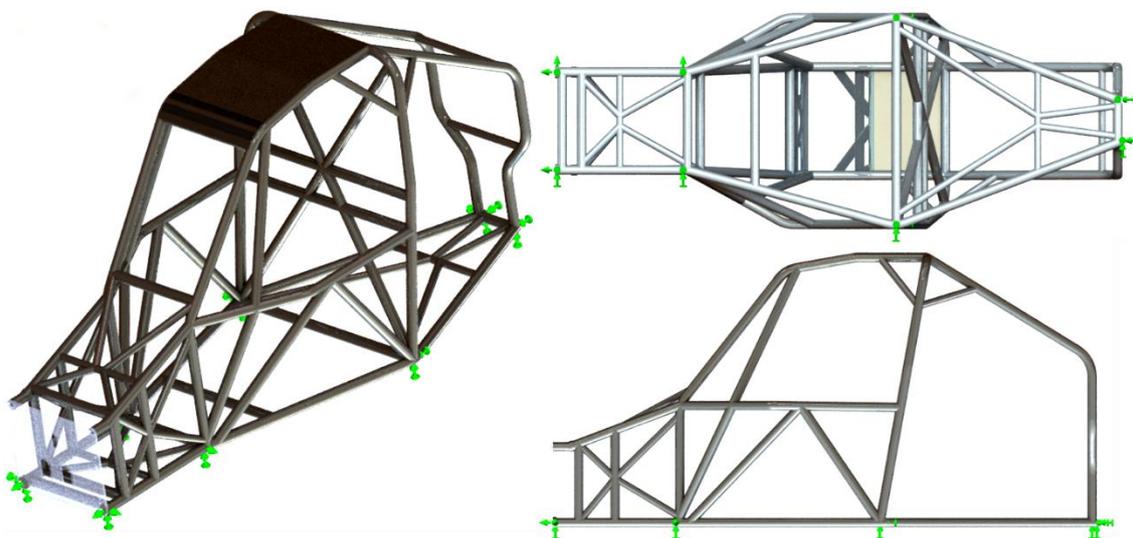


Figura 5.13 Condições de fronteira da estrutura com restrições de deslocamento em XYZ nos pontos assinalados, para simulação da resistência da célula sobrevivência.

No ensaio estático sobre o arco principal, é aplicada uma carga distribuída F de valor igual a $7,5 \times w$ [daN], numa zona de 250 mm ao centro do arco principal, onde w é o peso mínimo do veículo mais 150 kg, de acordo com as equações seguintes:

$$w = P_{min} + 150 \text{ [kgf]}$$

$$w = 400 + 150 \text{ [kgf]}$$

$$w = 550 \text{ [kgf]}$$

$$F = 7,5 \times w \text{ [kgf]}$$

$$F = 7,5 \times 550 \text{ [kgf]}$$

$$F = 4125 \text{ [kgF]}$$

$$1 \text{ [kgf]} = 0,98 \text{ [daN]}$$

$$F = 4125 \times 0,98$$

$$F = 4042,5 \text{ [daN]}$$

A força de 4042,5 daN será aplicada no meio do arco principal, de acordo com o ilustrado na Figura 5.14.

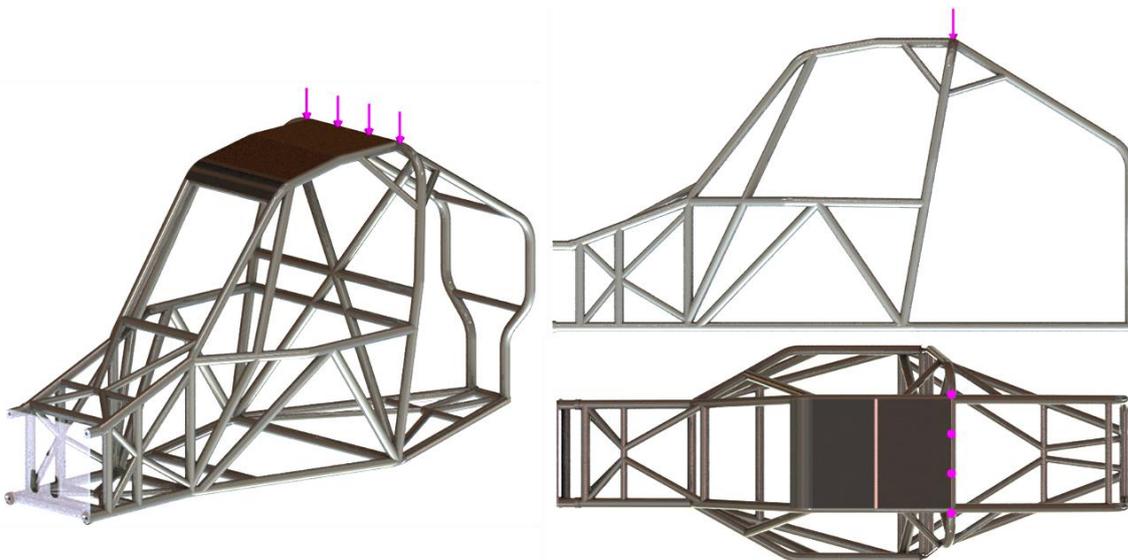


Figura 5.14 Ponto de aplicação da carga distribuída F.

No ensaio estático sobre o arco frontal ou, neste caso, sobre o meio arco lateral, será aplicada uma força de $3.5 \times w$, em que o valor de w já foi calculado. O carregamento é 3,5 vezes o peso do veículo, sendo aplicado com um ângulo de 5° em relação à horizontal, no eixo longitudinal, e com 25° em relação a horizontal, no eixo transversal [2].

A seguir apresenta-se o cálculo do valor da carga:

$$F = 3.5 * w \text{ [kgf]}$$

$$F = 3.5 * 550 \text{ [kgf]}$$

$$F = 1925 \text{ [kgf]}$$

$$1 \text{ [kgf]} = 0.98 \text{ [daN]}$$

$$F = 1925 * 0.98$$

$$F = 1886.5 \text{ [daN]}$$

De seguida, determinam-se as componentes da carga a aplicar das direções x, y e z:

$$F_x = 1886.5 * \tan(5)$$

$$F_x = 165.05 \text{ [daN]}$$

$$F_y = 1886.5 * \sin(25)$$

$$F_y = 797.27 \text{ [daN]}$$

$$F_z = 1886.5 * \cos(25)$$

$$F_z = 1709.7 \text{ [daN]}$$

Na Figura 5.15 apresenta-se o ponto de aplicação da carga, com as componentes x, y e z atrás determinadas.

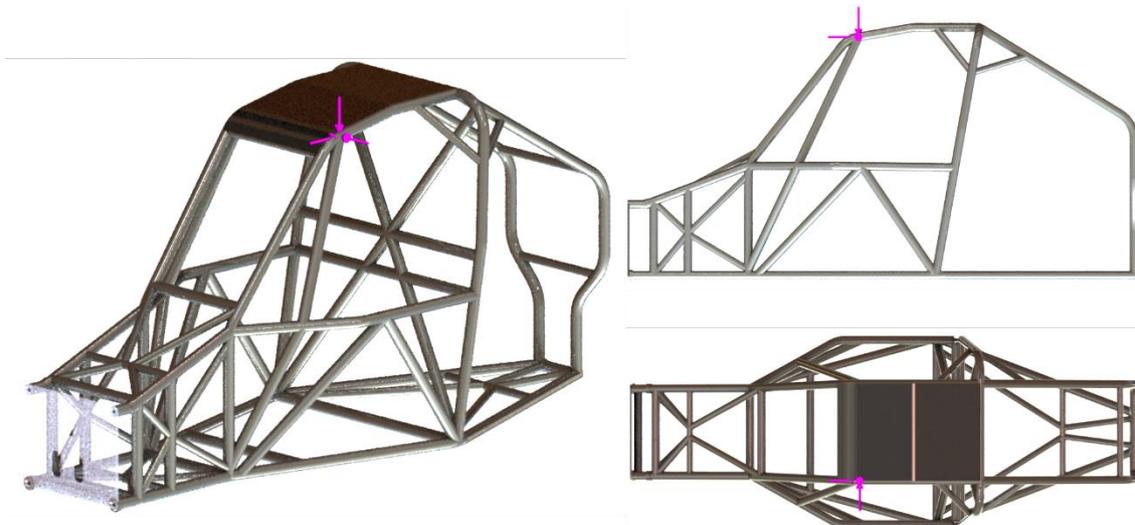


Figura 5.15 Pontos de aplicação da carga com componentes x, y e z.

6 Processo de Fabrico

Neste capítulo, descreve-se resumidamente o desenvolvimento de um gabarito de soldadura para o fabrico da estrutura, que tem como objetivo diminuir o tempo e o custo de produção.

Para além disso, a utilização de um gabarito visa diminuir as deformações (empenos) provocadas pelo processo de soldadura, aumentando a qualidade dimensional e geométrica da estrutura.

Na Figura 6.1 ilustra-se a modelação 3D do gabarito desenvolvido, composto por um conjunto de peças *standard*, nomeadamente mesa e torres de várias dimensões, e por componentes específicos para o fabrico desta estrutura.

A estrutura será fabricada por soldadura através do processo Mig.

Foram efetuados os diferentes desenhos, nomeadamente desenhos de componentes e desenhos de fabrico da estrutura, que incluem desenhos de soldadura de subconjuntos e do conjunto final.

Devido ao facto deste trabalho ter sido desenvolvido em colaboração com uma empresa que pretende ter uso comercial desta estrutura, apenas se apresentam dois desenhos. Os desenhos encontram-se no Anexo 1.

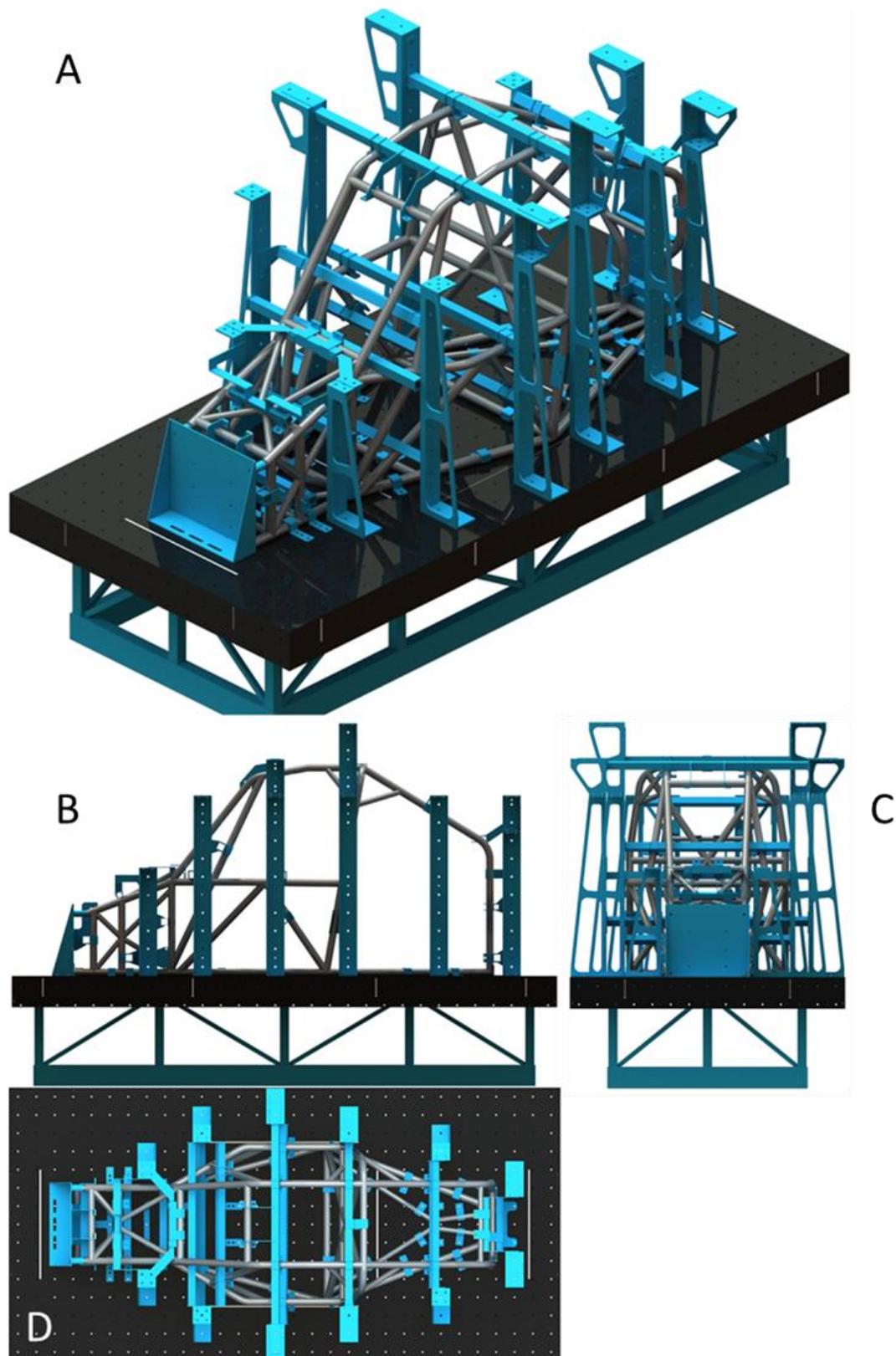


Figura 6.1 Modelação do gabarito de soldadura **A** vista isométrica, **B** vista frontal, **C** vista lateral **D** vista superior

7 Resultados e Discussão

Neste capítulo apresenta-se a discussão dos resultados obtidos no estudo efetuado ao longo de todo o trabalho, que permitiu suportar as decisões que foram tomadas durante o desenvolvimento da estrutura do kartcross.

De seguida apresentam-se os resultados obtidos no estudo da geometria da suspensão e no estudo da estrutura tubular, quer para avaliação da rigidez torsional, quer para avaliação da resistência, de acordo com os procedimentos descritos nos capítulos 3 e 5, respetivamente.

7.1 Geometria da Suspensão Frontal

Neste subcapítulo apresentam-se os resultados do estudo da geometria de suspensão frontal.

Na Figura 7.1 ilustra-se a variação dos ângulos da suspensão frontal durante o seu curso de funcionamento a partir da posição estática, assinalada a preto.

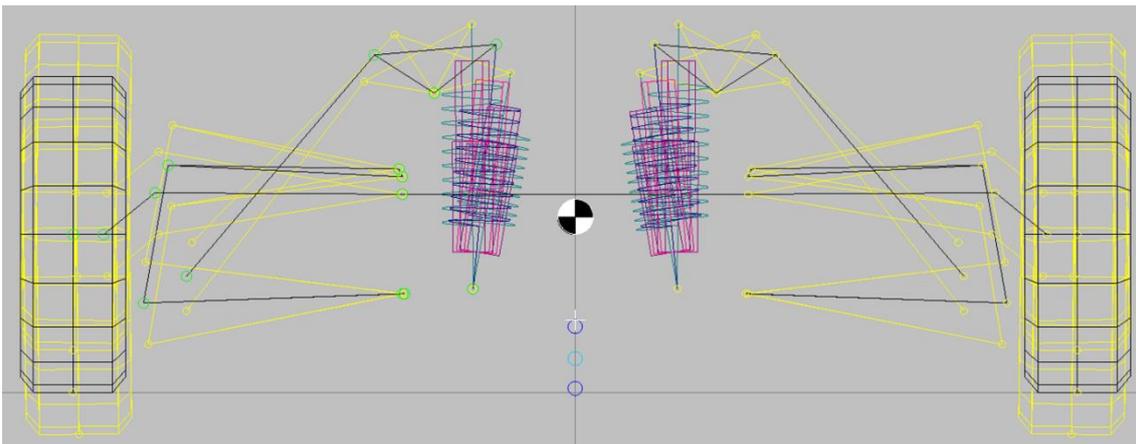


Figura 7.1 Variação dos ângulos da suspensão frontal durante o seu curso.

As linhas representadas a amarelo, indicam a posição da suspensão em compressão (fechada) e em extensão (aberta). Em compressão, quando o veículo trava por exemplo, as rodas sobem em relação à estrutura do veículo, posição em que se pode verificar um ganho de camber (camber negativo) e consequentemente um ligeiro aumento da via dianteira.

Na posição oposta, quando a suspensão se estende (posição aberta), o que acontece por exemplo durante uma aceleração, a estrutura sobe face às rodas, posição em que se pode verificar um ganho de camber (camber positivo).

Na Tabela 7.1 apresentam-se os resultados dos principais ângulos da geometria da suspensão da frente em função do seu curso de funcionamento, considerando uma amplitude do curso em compressão e em extensão de 60 mm para cada lado.

Tabela 7.1 Principais ângulos da suspensão função do curso da suspensão da frente.

Curso Roda	Camber	Caster	Convergência	Curso Amortecedor
[mm]	[°]	[°]	[°]	[mm]
-60 (extensão)	0,75	-6,03	-0,08	27,56
0 (estático)	0	-6,77	0	0
60 (compressão)	-1,01	-7,44	0,14	-37,83

Os valores apresentados na Tabela 7.1 resultam do estudo de simulação efetuado à suspensão frontal, de acordo com o que foi apresentado no subcapítulo 3.1.2, que consistiu em alterar os pontos de ancoragem dos seus componentes, de forma a, por um lado, reduzir a variação dos ângulos de suspensão durante o seu curso de funcionamento, e, por outro, a que essa variação fosse o mais benéfica possível, nomeadamente o ganho de camber que é importante para ajudar a melhorar estabilidade me curva.

Verifica-se que há ganhos de camber negativo quando a suspensão fecha (em compressão). Por exemplo, numa solicitação em curva, verifica-se, cumulativamente, o aumento da carga sobre a roda de apoio e o rolamento da estrutura para o lado da curva, o que provoca um alargamento da trajetória. Nestas condições, a suspensão comprime do lado da roda em apoio, pelo que o ganho de camber negativo permite aumentar a superfície de contacto entre o pneu e o solo, ajudando a melhorar a aderência e por conseguinte a estabilidade do veículo, compensando o efeito nefasto que o rolamento do veículo induz.

Verifica-se também, que há ganhos de camber positivo quando a suspensão abre (em extensão). Como o camber inicial, na posição estática, é de zero graus, numa situação de aceleração verifica-se uma diminuição do atrito nas rodas dianteiras, melhorando a performance, uma vez que se trata de um veículo de tração traseira.

7.2 Geometria Da Suspensão Traseira

Tal como no ponto anterior, apresentam-se os resultados do estudo da geometria de suspensão traseira. Na Figura 7.2 ilustra-se a variação dos ângulos da suspensão traseira durante o seu curso de funcionamento a partir da posição estática, assinalada a preto.

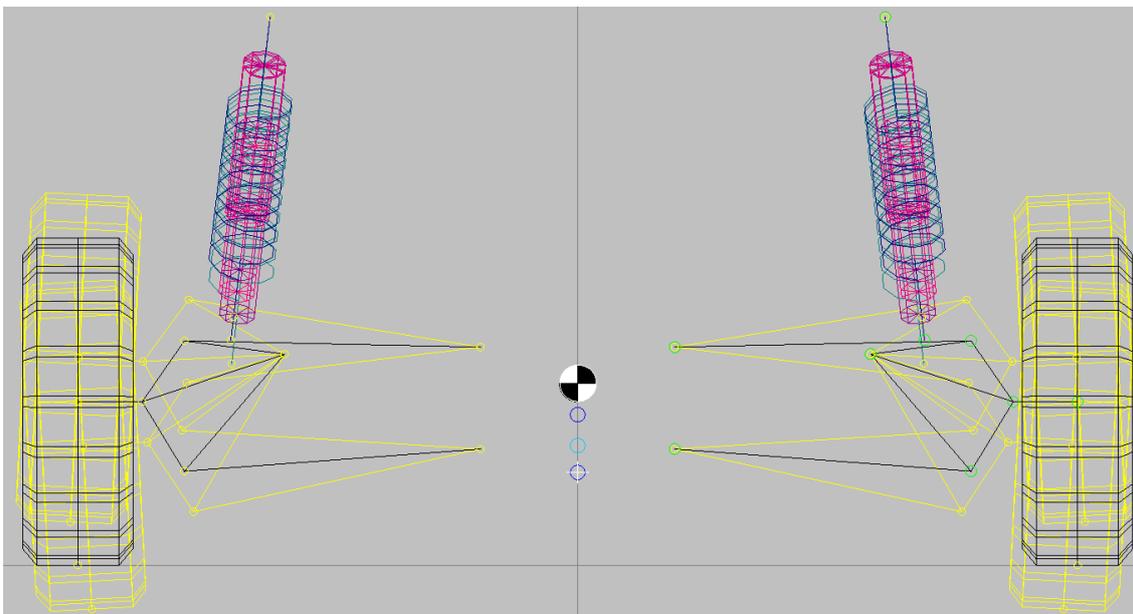


Figura 7.2 Geometria da suspensão traseira.

De acordo com a ilustração anterior, as linhas representadas a amarelo, indicam a posição da suspensão em compressão (fechada) e em extensão (aberta).

Ao contrário do funcionamento da suspensão dianteira, na suspensão traseira, em aceleração a suspensão comprime, verificando-se um ganho de camber negativo. Durante a travagem, ou em desaceleração, a suspensão estende (abre), verificando-se um ganho de camber positivo.

Na Tabela 7.2 apresentam-se os resultados dos principais ângulos da geometria da suspensão traseira em função do seu curso de funcionamento, considerando tal como na suspensão dianteira uma amplitude do curso em compressão e em extensão de 60 mm para cada lado.

Tabela 7.2 Principais ângulos ao longo do curso da suspensão traseira

Curso da Roda	Camber	Convergência	Curso Amortecedor
[mm]	[°]	[°]	[mm]
-60	3,07	0,09	26,65
0	0	0	0
60	-2,93	0,18	-27,03

Tal como se procedeu no estudo da suspensão dianteira, procurou-se alterar os pontos de ancoragem da suspensão traseira, de forma a reduzir a variação dos ângulos de suspensão durante o seu curso de funcionamento, mas também procurando que a variação fosse o mais benéfica possível.

Verifica-se que há ganhos de camber negativo quando a suspensão fecha (em compressão). Por exemplo, numa situação de arranque (aceleração), verifica-se o uma variação do camber na gama de $0^\circ - 2,93^\circ$, o que corresponde aos ângulos de camber para os quais o coeficiente de atrito é o mais elevado, o que favorece a tração.

7.3 Simulação Estrutural

7.3.1 Simulação da Rigidez Torsional

Na Tabela 7.3, resumem-se os resultados da simulação de torção na fase inicial do desenvolvimento da estrutura, utilizando um momento torsor de 1000 N.m.

Tabela 7.3 Resultados de simulação da torção da estrutura inicial, sem reforços.

	Carga Eq. Aplicada	Braço	Momento Torsor	Deslocamento Ponto de aplicação da carga	Angulo Torção	Rigidez estática em Torção
Designação da Simulação	T	DADy	MT	YT	θ	KT
	[N]	[m]	[N.m]	[mm]	[°]	[N.m./°]
Estrutura						
Simulação sem otimização sem chapas (A)	2500	0,4	1000	11,50	1,65	607,08
Simulação sem otimização com chapas (B)	2500	0,4	1000	8,33	1,19	838,21
Veículo completo						
Simulação sem otimização com chapas (C)	625	1,6	1000	9,10	0,33	3069,42

Na Figura 7.3 apresenta-se a deformação da estrutura nas três configurações simuladas da estrutura inicial.

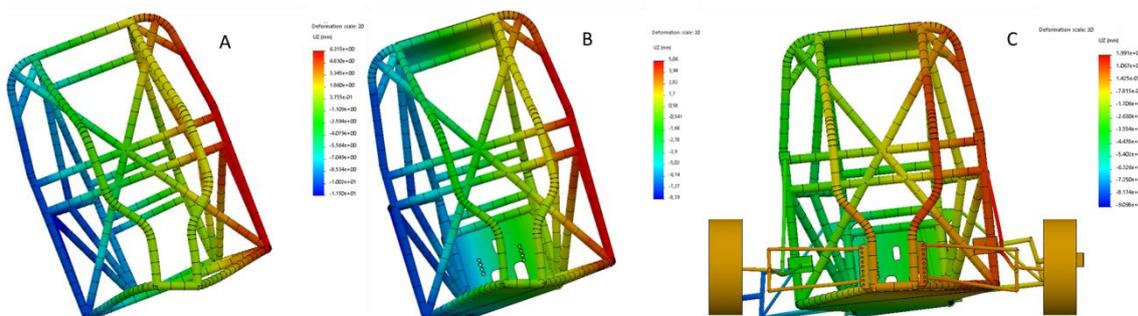


Figura 7.3 Deformação resultante das simulações A- estrutura, B-estrutura mais chapas e C- estrutura mais suspensões com uma escala de deformação de 20x

A estrutura inicial (A), sem aplicação das chapas, tem uma rigidez torsional (k_t) de cerca de 607,1 N.m./° e um peso estimado de cerca de 51,3 kg.

Com a adição das chapas (B), verifica-se um aumento de cerca de 38% da rigidez torsional (k_t), para o valor de 838,2 N.m./° e de cerca de 30% de peso para um valor estimado de 73,5 kg.

Na estrutura (C) verifica-se um aumento de cerca de 80% da rigidez torsional (k_t), para um valor de cerca de 8069,5 N.m./°. Nesta configuração não se considerou o valor do peso devido ao facto de agora serem incluídos os componentes da suspensão, cujo peso não foi alvo do estudo.

Na Tabela 7.4 apresentam-se os resultados obtidos nas simulações das diferentes configurações da estrutura inicial, bem como o peso estimado a partir da modelação CAD 3D.

Tabela 7.4 Comparação dos resultados obtidos por simulação nas diferentes configurações, com reforços.

Designação da Simulação	Rigidez estática em Torção (KT) [N.m./°]	Peso [kg]	Varição da Rigidez estática em Torção [%]	Varição do Peso [%]
Estrutura				
Simulação sem otimização sem chapas (A)	607,08	51,31		
Simulação sem otimização com chapas (B)	838,21	73,45	38%	43%
Veículo Completo				
Simulação sem otimização com chapas (C)	3069,42		406%	

Na Tabela 7.5, apresentam-se os resultados da simulação estrutural do veículo otimizado.

Tabela 7.5 Resultados da rigidez torsional obtidos por simulação.

Designação da Simulação	Carga Eq. Aplicada T [N]	Braço DADy [m]	Momento Torsor MT [N.m]	Deslocamento Ponto de aplicação da carga Y _T [mm]	Angulo Torção θ [°]	Rigidez estática em Torção KT [N.m./°]
Estrutura						
Simulação sem otimização sem chapas (D)	2500	0,4	1000	5,83	0,83	1198,39
Simulação sem otimização com chapas (E)	2500	0,4	1000	4,47	0,64	1561,88
Veículo completo						
Simulação sem otimização com chapas (F)	625	1,6	1000	8,07	0,29	3461,27

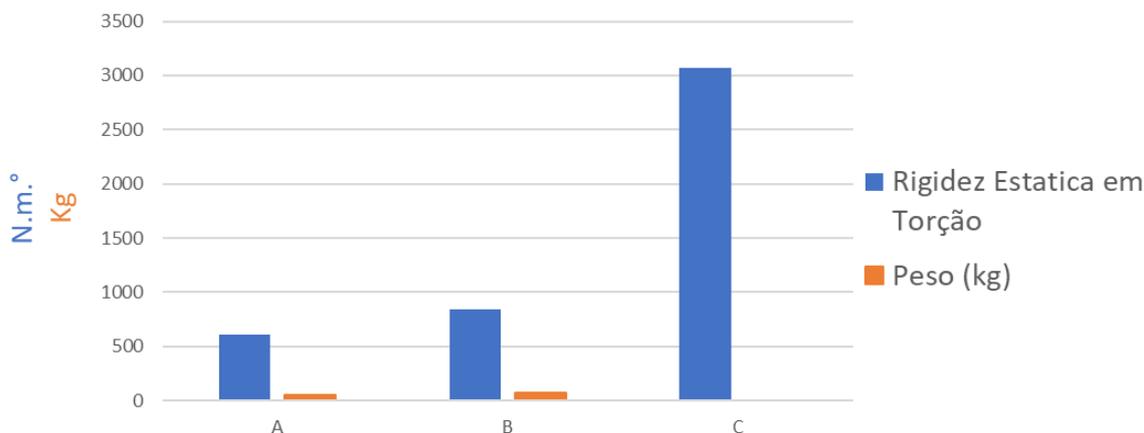


Figura 7.4 Valores do peso e da rigidez estática em torção para as três configurações da estrutura inicial.

Na Figura 7.5 apresentam-se as deformações impostas pela carga aplicada nas diferentes configurações da estrutura otimizada, consideradas na simulação.

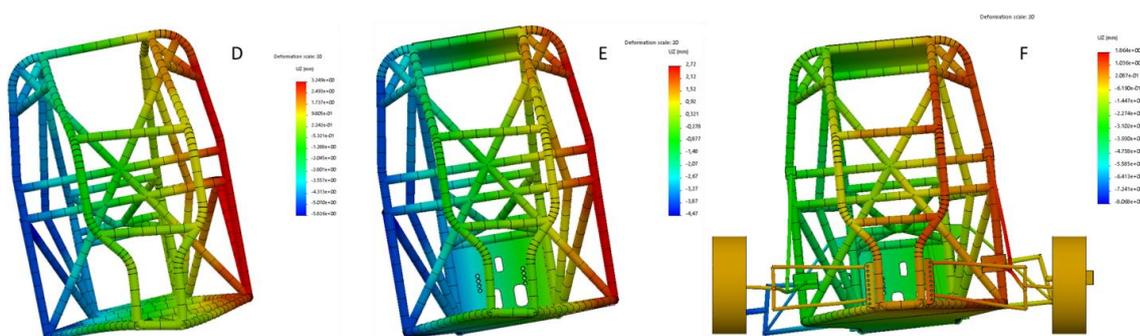


Figura 7.5 Deformação simulação resistência a torção D- estrutura, E- estrutura mais chapas e F- estrutura mais suspensões

Após a introdução de reforços na estrutura inicial, verificou-se um aumento da rigidez torsional de 607,1 N.m./° para 1198,39 N.m./°, ou seja um aumento de cerca de 97%. No entanto, estima-se que o peso aumente dos 51,3 kg para os 59,98 kg, devido à introdução de tubos de reforço, o que corresponde a um aumento de cerca de 17%, tal como se ilustra através dos resultados obtidos com a estrutura otimizada, designada pela letra D na Figura 7.5 e da Tabela 7.6.

Relativamente à estrutura otimizada reforçada com as chapas de proteção, verificou-se um aumento da rigidez torsional em cerca de 86%, e um aumento de peso que se estima ser de cerca de 12%.

Quando à estrutura com as suspensões, verifica-se um aumento da rigidez em cerca de 13%. Nesta configuração o peso não foi considerado, uma vez que não se conhecia o peso de alguns componentes e das rodas.

Na Tabela 7.6 resumem-se os resultados obtidos nestas simulações da estrutura otimizada e comparam-se com os resultados da estrutura inicial.

Tabela 7.6 Resultado da estrutura otimizada

Designação da Simulação	Rigidez estática em Torção	Peso	Varição da Rigidez estática em Torção	Varição do Peso
	KT [N.m.º]	[kg]	[%]	[%]
Estrutura				
Simulação com otimização sem chapas (D)	1198,39	59,98	97%	17%
Simulação com otimização com chapas (E)	1561,88	82,12	86%	12%
Veículo completo				
Simulação com otimização com chapas (F)	3461,27		13%	

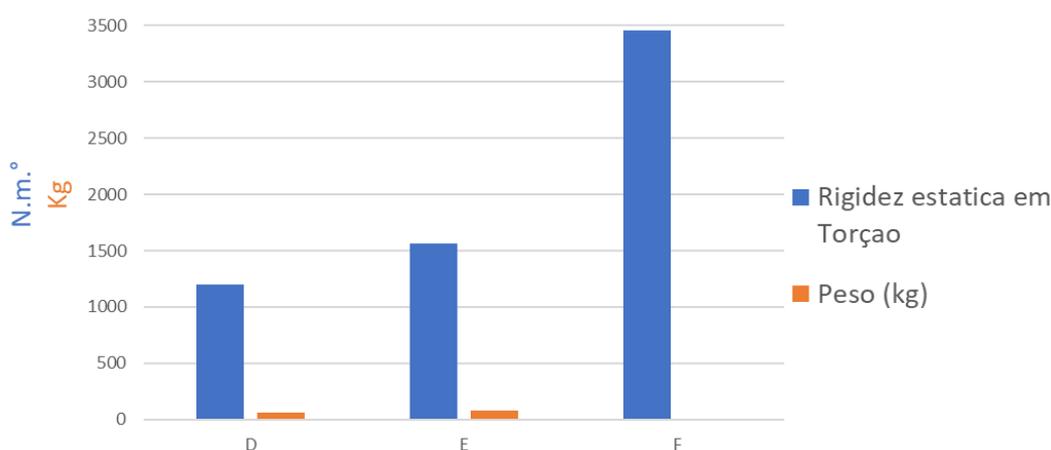


Figura 7.6 Gráfico do peso e rigidez estática em torção estrutura otimizada

7.3.2 Simulação da Resistência

Face aos resultados obtidos nas simulações de resistência da estrutura verifica-se que esta cumpre com os requisitos imposto pelo regulamento “2016 HOMOLOGATION REGULATION FOR SAFETY CAGES”.

Na Figura 7.7 ilustram-se os resultados da deformação e das tensões obtidos por simulação da estrutura com imposição de carga no arco principal.

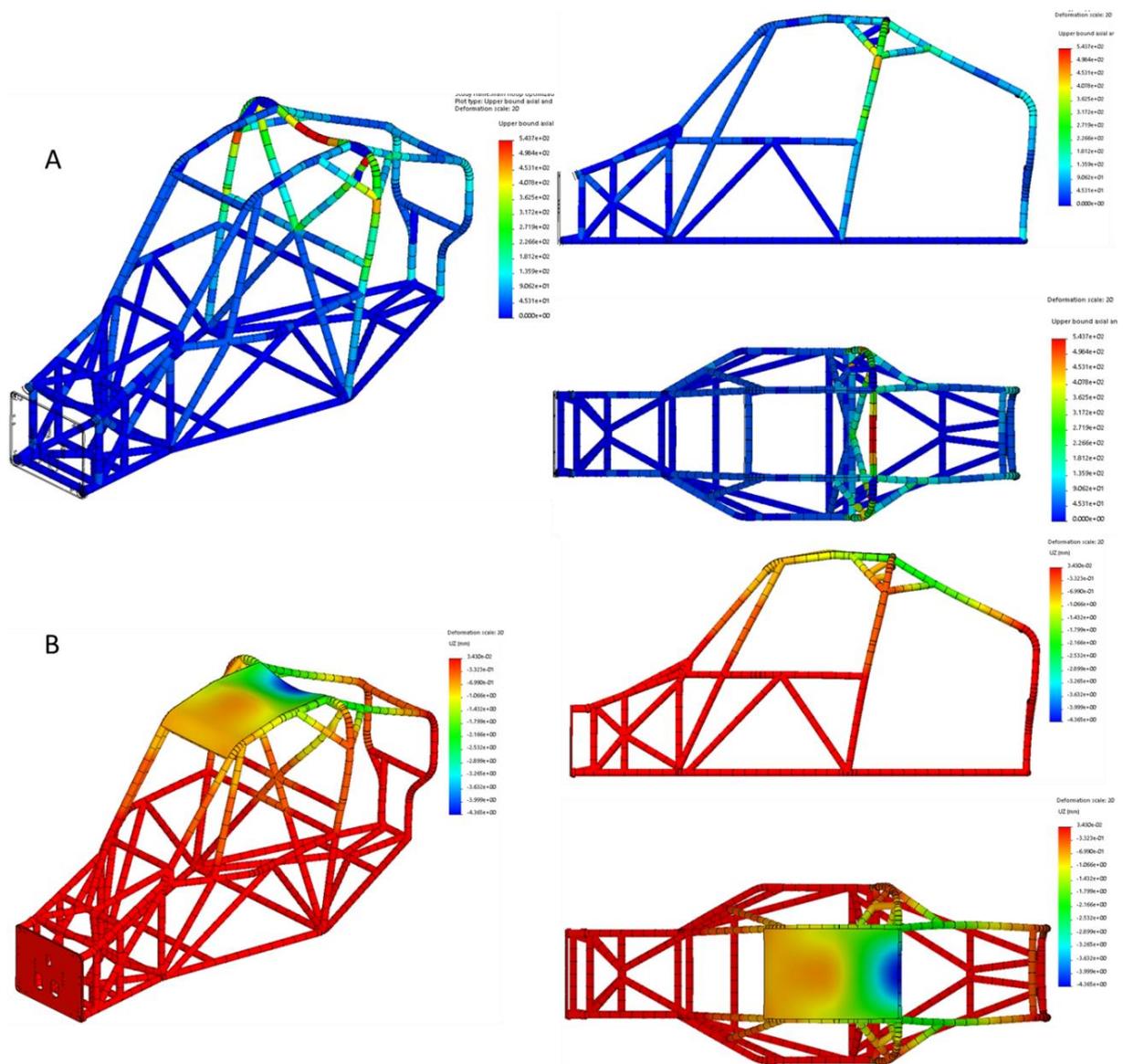


Figura 7.7 Resultado ensaio estrutural arco principal **A)** distribuição de tensões com deformações. **B)** Distribuição de deformações no eixo z (escala de deformação de 20x).

Na Tabela 7.7 apresentam-se os resultados obtidos e os valores permitidos pelo regulamento [2].

Tabela 7.7 Resultados de simulação do arco principal.

Deslocamento [mm]	Deslocamento. Máximo [mm]	Tensão [MPa]	Tensão cedência [MPa]	Deslocamento [%]	Tensão [%]
4,53	50	543,74	700,00	91%	22%

Os resultados obtidos da simulação efetuada ao arco principal, verifica-se uma deformação 4,53 mm, ou seja, abaixo dos 50 mm permitidos pelo regulamento [2].

Na Figura 7.8 ilustram-se os resultados da deformação e das tensões obtidos por simulação da estrutura com imposição de carga no arco frontal.

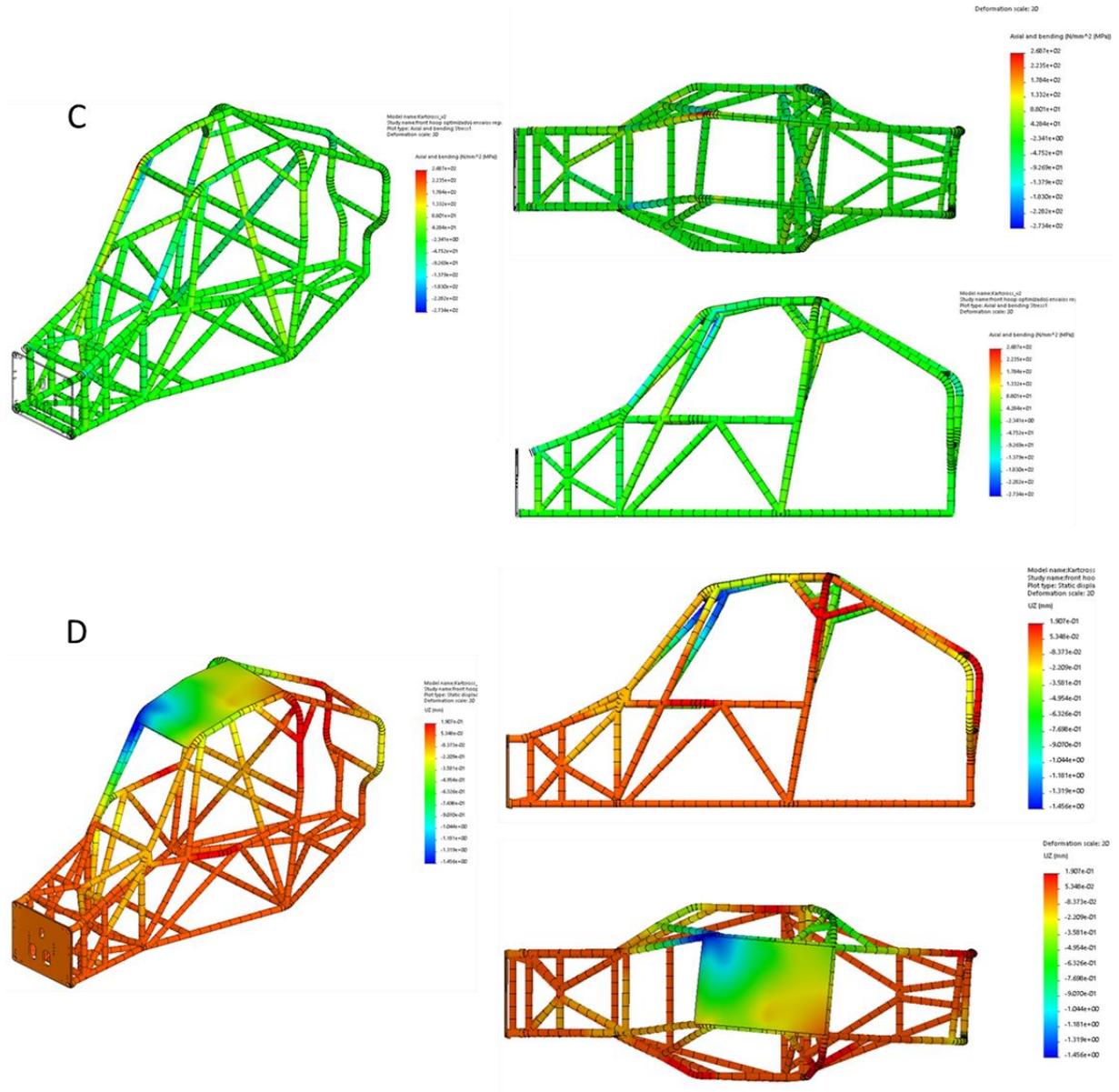


Figura 7.8 Resultado ensaio estrutural arco frontal. C) distribuição de tensões com deformações. D) Distribuição de deformações no eixo z (escala de deformação de 20x)

Na Tabela 7.7 apresentam-se os resultados obtidos e os valores permitidos pelo regulamento [2].

Tabela 7.8 Resultados simulação do arco frontal

Deslocamento	Deslocamento Máximo	Tensão	Tensão cedência	Deslocamento	Tensão
--------------	---------------------	--------	-----------------	--------------	--------

[mm]	[mm]	[MPa]	[MPa]	[%]	[%]
4,41	100,00	273,40	700,00	91%	61%

Relativamente ao arco frontal, verificou-se uma deformação de 4,4 mm uma deformação muito inferior à imposta de 100 mm

7.4 Modelação Final do Kartcross

Na Figura 7.9 apresenta-se uma perspetiva da modelação CAD 3D do veículo completo, desenvolvido ao longo deste trabalho. Na Figura 7.10 apresentam-se quatro vistas ortogonais do kartcross.



Figura 7.9 Vista isométrica estrutura do Kartcross e restantes componentes na sua versão final

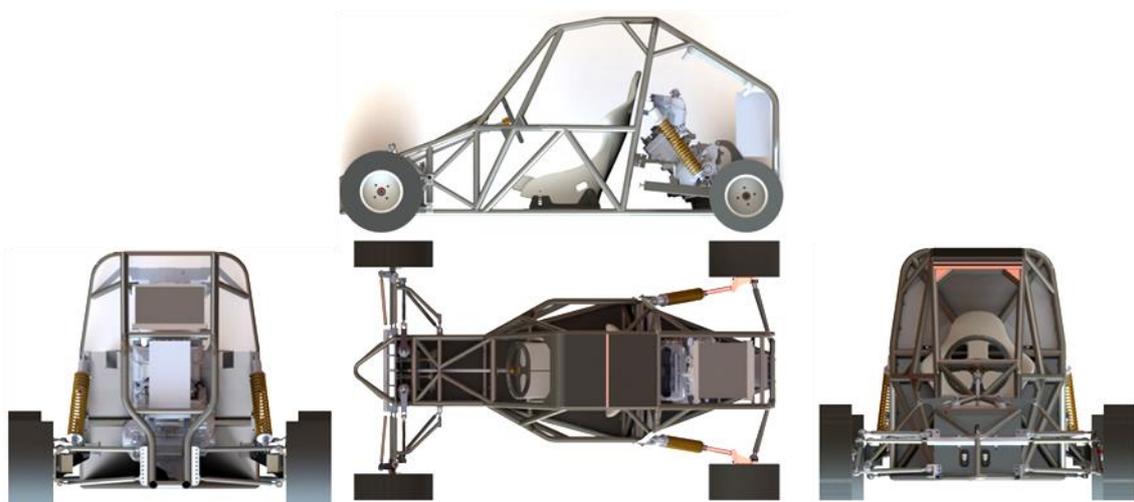


Figura 7.10 Ilustração de quatro vistas ortogonais do kartcross: vista de frente, vista de trás, vista de lado e vista de cima e,

CONCLUSÕES

8 CONCLUSÕES

9 SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS

8 CONCLUSÕES

Este estudo divide-se em cinco partes. A primeira, incidiu sobre o estado-da-arte, com a qual se prendeu conhecer as principais características técnicas de veículos do tipo kartcross, bem como identificar os requisitos técnicos aos quais este tipo de veículos deve obedecer.

Em face do estudo apresentado, bem como das pesquisas que foram efetuadas, conclui-se que:

- Há pouca informação disponível acerca destas estruturas;
- Não se encontram facilmente estudos aprofundados sobre o funcionamento das geometrias de suspensões, incluindo estudos dos fabricantes.

Com a pesquisa efetuada, constatou-se que não há muitos fabricantes deste tipo de veículos, podendo ser devido ao facto de só em 2018 ter sido criado o primeiro regulamento pela FIA para esta categoria.

Na segunda parte, iniciou-se com o estudo das características da suspensão, a partir da qual se procedeu ao desenvolvimento da estrutura inicial.

De acordo com os requisitos impostos pelo regulamento, quer ao nível da geometria da estrutura, quer da obrigatoriedade de se adotar uma estrutura base, optou-se por escolher o desenho 279-B, aplicando todos os tubos obrigatórios por regulamento, cujas dimensões mínimas para a célula de sobrevivência são de 40x2 (mm) ou 40x1.5 (mm).

Além das imposições relativamente à geometria, é necessário proceder aos seguintes ensaios:

- Ensaio estático sobre o arco principal, para o qual apenas é permitido uma deformação máxima de 50 mm, tendo sido obtido o resultado de 4,53 mm para a estrutura desenvolvida.
- Ensaio estático sobre o arco frontal, para o qual apenas é permitido uma deformação máxima de 100 mm, tendo sido obtido o resultado de 4.41 mm.

Posteriormente, procedeu-se ao estudo de melhoria estrutural através de simulação por elementos finitos, do qual resultou um aumento do desempenho mecânico em todas as configurações de simuladas:

Na configuração da estrutura, o estudo de otimização permitiu aumentar a rigidez à torção de 607,08 N.m./° para 1198,39 N.m./°, ou seja, um aumento de 97%. Esta alteração implicou um aumento de peso de 51,31 kg para 59,98 kg, ou seja cerca de 17%.

Na configuração da estrutura com chapas de reforço, o estudo de otimização permitiu aumentar a rigidez à torção de 838,21 N.m./° para 1561,88 N.m./°, ou seja, um aumento de 86%. Esta alteração implicou um aumento de peso de 73,45 kg para 82,12 kg, ou seja cerca de 12%.

Na configuração veículo completo, o estudo de otimização permitiu aumentar a rigidez à torção de 3069,42 N.m./° para 3467,27 N.m./°, ou seja, um aumento de 13%. Nesta configuração não foi analisada a variação do peso devido à dificuldade em avaliar o peso dos restantes componentes.

No final, desenvolveu-se um gabarito para soldadura da estrutura, tendo-se modelados todos os seus componentes bem como modelado o conjunto final do gabari.

9 Sugestão de trabalhos futuros

Para trabalhos futuros, sugere-se os seguintes estudos:

- I. Estudo do comportamento dinâmico da estrutura fabricada.
- II. Estudo de uma carenagem conforme os regulamentos tentando maximizar os ganhos aerodinâmicos.
- III. Desenvolvimentos das geometrias de suspensão com vista a melhorar o comportamento dinâmico do veículo e a redução de peso da geometria.
- IV. Fabrico e ensaio da estrutura com vista à comparação dos resultados da simulação com os resultados dos ensaios.

BIBLIOGRAFIA

10 BIBLIOGRAFIA

10 BIBLIOGRAFIA

- [1] FIA TECHNICAL REGULATION GUIDELINES FOR CROSS CAR.
- [2] FIA 2016 HOMOLOGATION REGULATION FOR SAFETY CAGES, 2016.
- [3] <http://www.speed-car.com/index-e.html>, consultado em junho de 2018.
- [4] <https://www.facebook.com/planetkartcross>, consultado em junho 2018.
- [5] Catálogo MV RACING de 2016 DOSIER MV RACING TECNICO 2016.
- [6] <https://www.yacarcross.es>, consultado em junho 2018.
- [7] <https://www.labasemotorclub.com/rx01>, consultado em julho 2018.
- [8] <http://www.silver-car.com/index.php/es/>, consultado em julho 2018.
- [9] <http://www.speedhunters.com/2015/03/scorpions-sand-16000rpm/>, consultado em julho 2018.
- [10] <http://www.mercadoracing.org/59/696421/semog-2014.html>, consultado em julho 2018.
- [11] Catologo Semog® 2017.
- [12] <http://www.parc-pilotes.com/fr/kartcross-semog-revolution-ideal-grande-taille-5500-id-155263.html>, consultado em julho 2018.
- [13] <https://pt.racemarket.net/ralicross/carros-de-ralicross-para-venda/semog-kartcross-i1164>, consultado em julho 2018.
- [14] <http://www.offroadportugal.org/website/index.php/noticias/2016/974-mario-rato-chegou-viu-e-venceu>, consultado em julho 2018.
- [15] Certificado material Tennant, 2018.
- [16] Catálogo “Tubo Estrutural”, Grupo Condessa.
- [17] Ramos, Samuel M. (2008) *Conceção De Uma Armadura De Segurança Para Um Automóvel De Competição* Tese de Mestrado. Porto: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- [18] Silva, Francisco J. G. (2014). *Tecnologia da Soldadura. - Uma Abordagem Técnico-Didática*. Porto: Publindústria, Edições Técnicas, Lda. ISBN 978-989-723-062-2.
- [19] <https://www.thefabricator.com/article/tubepipefabrication/tube-and-pipe-basics-how-to-achieve-the-perfect-bend>, consultado em agosto de 2018.
- [20] Catálogo AMOB, “Tube Bending Machines”, 2016.
- [21] <https://www.omni-x.cz/en/pruvodce-ohybanim/rotary-draw-bending>, consultado em agosto de 2018.
- [22] Torres, Luis N. Miranda (2016) *Estudo e Fabrico de Estrutura de Veículo Automóvel em compósito*. Tese de Doutoramento. Porto: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- [23] Catálogo Trumpf “TruLaser 3030 Basic Edition”, 2018.

-
- [24] Catálogo Trumpf “TRUMPF-laser-tube-cutting-machines-brochure-EN”, 2018.
- [25] https://www.ompracing.com/en_gb/car-kart-parts/rollcage-accessories/connection-roll-bar.html, consultado em setembro 2018.
- [26] https://www.ompracing.com/en_gb/car-kart-parts/rollcage-accessories/connecting-tube.html, consultado em setembro 2018.
- [27] FIA 2019 APPENDIX J – ARTICLE 253 Safety Equipment (group N, A, R-GT), 2019.
- [28] Rill, Prof. Dr. Georg (2009) Vehicle Dynamics. LECTURE NOTES. Regensburg: HOCHSCHULE REGENSBURG UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES.
- [29] KUMAR, Sri. N.R.HEMA (2019) *Automobile Chassis and Body Engineering*. AMADALAVALASA: Sri. P.L.N. PRAKASA RAO PATNAIK, , ISBN 8180141713.
- [30] Smith, Carrol.(1978). Tune to win. Falibrook,Ca: Aero Publishers ISBN 0-87938-071-3.
- [31] Genta, Giancarlo; Morello, Lorenzo (2009) *The automotive Chassis. Volume 1: Components Design*. Torino: Springer, ISBN 978-1-4020-8674-8.
- [32] Campilho, Raul Duarte Salgueiral Gomes, (2012) *Método de Elementos Finitos. Ferramentas para Análise Estrutural*. Porto: Publindústria, Edições Técnicas, Lda, ISBN 978-989-723-028-8.
- [33] Barchetta 00, N.º Quadro K00-2011, Passaporte Técnico N.º 6035 da Federação Portuguesa de Automobilismo e Karting, emitido em 2015.
- [34] <https://www.abcpcneus.net/wp-content/uploads/2018/09/caster.jpg>, consultado em outubro 2019

ANEXOS

11.1 DESENHOS TÉCNICOS

11.2 ANEXO 2 - TABELAS DO ESTUDO INICIAL DA SUSPENSÃO TRASEIRA

11.3 ANEXO 3 - TABELAS DO ESTUDO INICIAL DA SUSPENSÃO FRONTAL

11.4 ANEXO 4 - CERTIFICADO DO TUBO 25CRMO4 DE SECÇÃO 30X2 (MM)

11.5 ANEXO 5 - CERTIFICADO DO TUBO 25CRMO4 DE SECÇÃO 40X1,5 (MM)

11.6 ANEXO 6 - CERTIFICADO DO TUBO 25CRMO4 DE SECÇÃO 40X2 (MM)

11.7 ANEXO 7 - ANÁLISE DA GEOMETRIA DA SUSPENSÃO FRONTAL

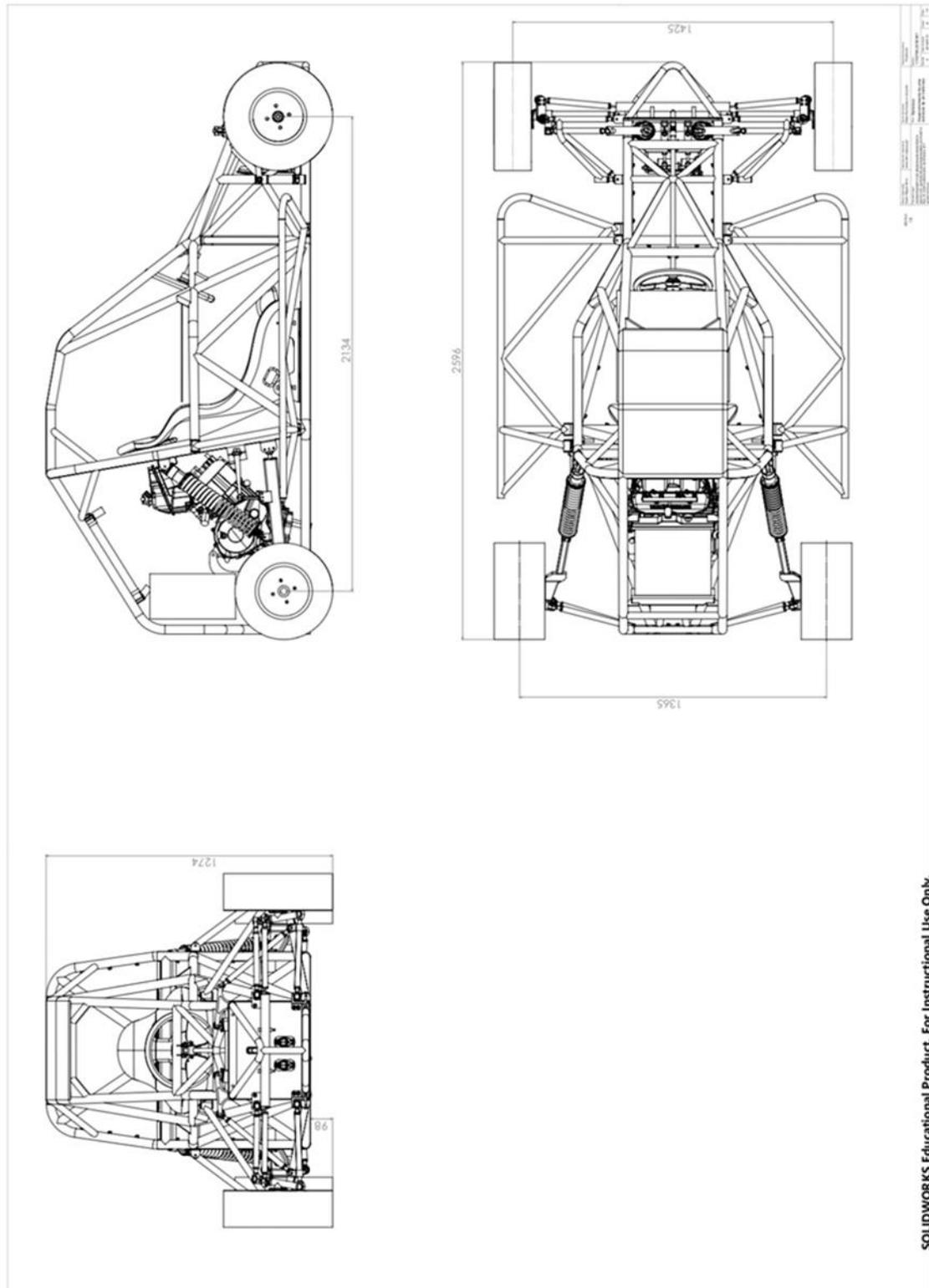
11.8 ANEXO 8 – ANÁLISE DA GEOMETRIA DA SUSPENSÃO TRASEIRA

11.9 ANEXO 9 - EXEMPLO DE FICHA DE HOMOLOGAÇÃO DA CÉLULA DE SOBREVIVÊNCIA

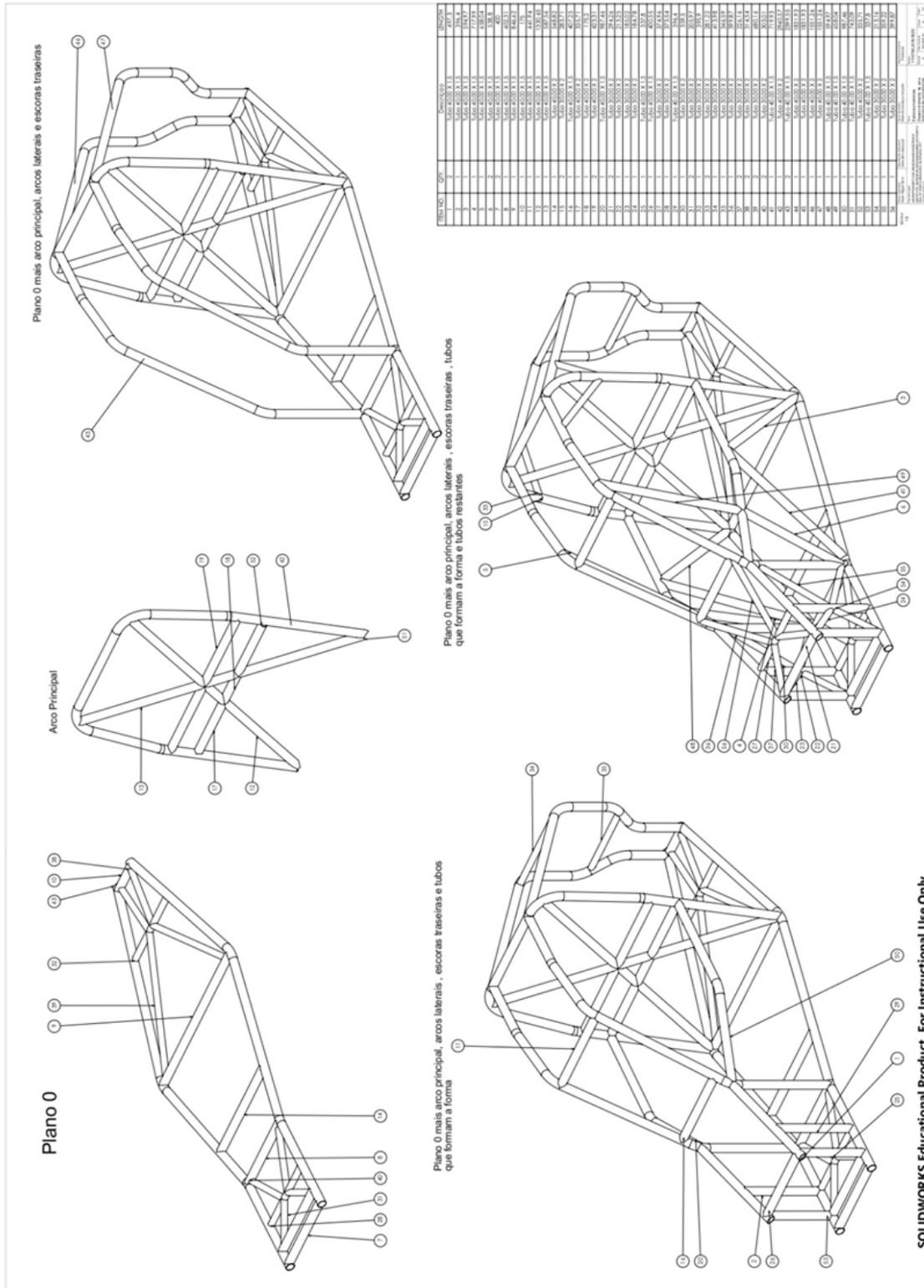
11 ANEXOS

11.1 Anexo 1 - Desenhos Técnicos

Desenho de Conjunto do kartcross desenvolvido.



Desenhos de estrutura e subestruturas do kartcross para o processo soldadura.



11.2 Anexo 2 - Tabelas do Estudo Inicial da Suspensão Traseira

Tabela 1 - Coordenadas dos Pontos de suspensão (Valores iniciais)

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Trailing arm front pivot	0,0	-50,0	0,0
2 - Lower link inner ball joint	400,0	-400,0	-40,0
3 - Lower link outer ball joint	400,0	-30,0	-90,0
5 - Upper link inner ball joint	400,0	-370,0	30,0
7 - Upper link outer ball joint	400,0	-30,0	90,0
8 - Damper lower trailing arm end	300,0	37,5	0,0
9- Damper body end	0,0	0,0	360,0
16- Upper spring pivot point	0,0	0,0	360,0
17- Spring lower trailing arm end	300,0	37,5	0,0
18- Wheel spindle point	400,0	55,0	-5,0
19- Wheel centre point	400,0	112,0	-5,0

Tabela 1.1 - Variação do Camber e da convergência em função do curso (valores iniciais)

Curso Suspensão (mm)	-60,0	0,0	60,0
Ângulo de camber (°)	4,8	0,0	-4,8
Ângulo de convergência (°)	0,2	0,0	0,0

Tabela 2 - Coordenadas dos Pontos de suspensão (1ª iteração)

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Trailing arm front pivot	0,0	-50,0	0,0
2 - Lower link inner ball joint	350,0	-400,0	-40,0
3 - Lower link outer ball joint	400,0	-30,0	-90,0
5 - Upper link inner ball joint	400,0	-370,0	30,0
7 - Upper link outer ball joint	400,0	-30,0	90,0
8 - Damper lower trailing arm end	300,0	37,5	0,0
9- Damper body end	0,0	0,0	360,0
16- Upper spring pivot point	0,0	0,0	360,0
17- Spring lower trailing arm end	300,0	37,5	0,0
18- Wheel spindle point	400,0	55,0	-5,0
19- Wheel centre point	400,0	112,0	-5,0

Tabela 2.1 - Variação do Camber e da convergência em função do curso (1ª iteração)

Curso Suspensão (mm)	-60,0	0,0	60,0
Ângulo de camber (°)	4,3	0,0	-4,6
Ângulo de convergencia (°)	0,3	0,0	-0,2

Tabela 3- Coordenadas dos Pontos de suspensão (2ª iteração)

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Trailing arm front pivot	0,0	-50,0	0,0
2 - Lower link inner ball joint	350,0	-350,0	-40,0
3 - Lower link outer ball joint	400,0	-30,0	-90,0
5 - Upper link inner ball joint	400,0	-370,0	30,0
7 - Upper link outer ball joint	400,0	-30,0	90,0
8 - Damper lower trailing arm end	300,0	37,5	0,0
9- Damper body end	0,0	0,0	360,0
16- Upper spring pivot point	0,0	0,0	360,0
17- Spring lower trailing arm end	300,0	37,5	0,0
18- Wheel spindle point	400,0	55,0	-5,0
19- Wheel centre point	400,0	112,0	-5,0

Tabela 3.1 - Variação do Camber e da convergência em função do curso (2ª iteração)

Curso Suspensão (mm)	-60,0	0,0	60,0
Ângulo de camber (°)	4,6	0,0	-4,7
Ângulo de convergência (°)	0,2	0,0	-0,1

Tabela 4- Coordenadas dos Pontos de suspensão (3ª iteração)

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Trailing arm front pivot	0,0	-50,0	0,0
2 - Lower link inner ball joint	350,0	-450,0	-40,0
3 - Lower link outer ball joint	400,0	-30,0	-90,0
5 - Upper link inner ball joint	400,0	-370,0	30,0
7 - Upper link outer ball joint	400,0	-30,0	90,0
8 - Damper lower trailing arm end	300,0	37,5	0,0
9- Damper body end	0,0	0,0	360,0
16- Upper spring pivot point	0,0	0,0	360,0
17- Spring lower trailing arm end	300,0	37,5	0,0
18- Wheel spindle point	400,0	55,0	-5,0
19- Wheel centre point	400,0	112,0	-5,0

Tabela 4.1 - Variação do Camber e da convergência em função do curso (3ª iteração)

Curso Suspensao (mm)	-60,0	0,0	60,0
Ângulo de camber (°)	4,0	0,0	-4,5
Ângulo de convergencia (°)	0,3	0,0	-0,2

Tabela 5- Coordenadas dos Pontos de suspensão (4ª iteração)

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Trailing arm front pivot	0,0	-50,0	0,0
2 - Lower link inner ball joint	350,0	-450,0	-60,0
3 - Lower link outer ball joint	400,0	-30,0	-90,0
5 - Upper link inner ball joint	400,0	-370,0	30,0
7 - Upper link outer ball joint	400,0	-30,0	90,0
8 - Damper lower trailing arm end	300,0	37,5	0,0
9- Damper body end	0,0	0,0	360,0
16- Upper spring pivot point	0,0	0,0	360,0
17- Spring lower trailing arm end	300,0	37,5	0,0
18- Wheel spindle point	400,0	55,0	-5,0
19- Wheel centre point	400,0	112,0	-5,0

Tabela 5.1 - Variação do Camber e da convergência em função do curso (4ª iteração)

Curso Suspensao (mm)	-60,0	0,0	60,0
Ângulo de camber (°)	3,3	0,0	-4,0
Ângulo de convergencia (°)	0,4	0,0	-0,5

Tabela 6- Coordenadas dos Pontos de suspensão (5ª iteração)

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Trailing arm front pivot	0,0	-50,0	0,0
2 - Lower link inner ball joint	350,0	-450,0	-60,0
3 - Lower link outer ball joint	400,0	-30,0	-90,0
5 - Upper link inner ball joint	350,0	-370,0	30,0
7 - Upper link outer ball joint	400,0	-30,0	90,0
8 - Damper lower trailing arm end	300,0	37,5	0,0
9- Damper body end	0,0	0,0	360,0
16- Upper spring pivot point	0,0	0,0	360,0
17- Spring lower trailing arm end	300,0	37,5	0,0
18- Wheel spindle point	400,0	55,0	-5,0
19- Wheel centre point	400,0	112,0	-5,0

Tabela 6.1 - Variação do Camber e da convergência em função do curso (5ª iteração)

Curso Suspensao (mm)	-60,0	0,0	60,0
Ângulo de camber (°)	3,0	0,0	-3,4
Ângulo de convergencia (°)	0,3	0,0	-0,4

Tabela 7- Coordenadas dos Pontos de suspensão (6ª iteração)

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Trailing arm front pivot	0,0	-50,0	0,0
2 - Lower link inner ball joint	350,0	-450,0	-60,0
3 - Lower link outer ball joint	400,0	-30,0	-90,0
5 - Upper link inner ball joint	350,0	-390,0	30,0
7 - Upper link outer ball joint	400,0	-30,0	90,0
8 - Damper lower trailing arm end	300,0	37,5	0,0
9- Damper body end	0,0	0,0	360,0
16- Upper spring pivot point	0,0	0,0	360,0
17- Spring lower trailing arm end	300,0	37,5	0,0
18- Wheel spindle point	400,0	55,0	-5,0
19- Wheel centre point	400,0	112,0	-5,0

Tabela 7.1 - Variação do Camber e da convergência em função do curso (6ª iteração)

Curso Suspensão (mm)	-60,0	0,0	60,0
Ângulo de camber (°)	2,9	0,0	-3,1
Ângulo de convergência (°)	0,3	0,0	-0,4

Tabela 8- Coordenadas dos Pontos de suspensão (7ª iteração)

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Trailing arm front pivot	0,0	-50,0	0,0
2 - Lower link inner ball joint	350,0	-450,0	-60,0
3 - Lower link outer ball joint	400,0	-30,0	-90,0
5 - Upper link inner ball joint	350,0	-370,0	20,0
7 - Upper link outer ball joint	400,0	-30,0	90,0
8 - Damper lower trailing arm end	300,0	37,5	0,0
9- Damper body end	0,0	0,0	360,0
16- Upper spring pivot point	0,0	0,0	360,0
17- Spring lower trailing arm end	300,0	37,5	0,0
18- Wheel spindle point	400,0	55,0	-5,0
19- Wheel centre point	400,0	112,0	-5,0

Tabela 8.1 - Variação do Camber e da convergência em função do curso (7ª iteração)

Curso Suspensão (mm)	-60,0	0,0	60,0
Ângulo de camber (°)	3,4	0,0	-3,8
Ângulo de convergência (°)	0,5	0,0	-0,4

Tabela 9- Coordenadas dos Pontos de suspensão (8ª iteração)

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Trailing arm front pivot	20,0	-50,0	-30,0
2 - Lower link inner ball joint	800,0	-400,0	-90,0
3 - Lower link outer ball joint	750,0	-30,0	-90,0
5 - Upper link inner ball joint	800,0	-370,0	10,0
7 - Upper link outer ball joint	750,0	-30,0	90,0
8 - Damper lower trailing arm end	300,0	37,5	0,0
9- Damper body end	0,0	0,0	360,0
16- Upper spring pivot point	0,0	0,0	360,0
17- Spring lower trailing arm end	300,0	37,5	0,0
18- Wheel spindle point	750,0	55,0	0,0
19- Wheel centre point	750,0	112,0	0,0

Tabela 9.1 - Variação do Camber e da convergência em função do curso (8ª iteração)

Curso Suspensao (mm)	-60,0	0,0	60,0
Ângulo de camber (°)	4,2	0,0	-4,4
Ângulo de convergencia (°)	0,3	0,0	-0,3

Tabela 10- Coordenadas dos Pontos de suspensão (9ª iteração)

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Trailing arm front pivot	20,0	-50,0	-20,0
2 - Lower link inner ball joint	800,0	-400,0	-100,0
3 - Lower link outer ball joint	750,0	-30,0	-90,0
5 - Upper link inner ball joint	800,0	-370,0	30,0
7 - Upper link outer ball joint	750,0	-30,0	90,0
8 - Damper lower trailing arm end	300,0	37,5	0,0
9- Damper body end	0,0	0,0	360,0
16- Upper spring pivot point	0,0	0,0	360,0
17- Spring lower trailing arm end	300,0	37,5	0,0
18- Wheel spindle point	750,0	55,0	0,0
19- Wheel centre point	750,0	112,0	0,0

Tabela 10.1 - Variação do Camber e da convergência em função do curso (9ª iteração)

Curso Suspensao (mm)	-60,0	0,0	60,0
Ângulo de camber (°)	3,0	0,0	-3,2
Ângulo de convergencia (°)	0,2	0,0	-0,4

Tabela 11- Coordenadas dos Pontos de suspensão (10ª iteração)

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Trailing arm front pivot	86,4	400,4	126,9
2 - Lower link inner ball joint	900,0	170,0	-3,3
3 - Lower link outer ball joint	814,4	537,1	-36,8
5 - Upper link inner ball joint	900,0	170,0	96,7
7 - Upper link outer ball joint	835,9	537,1	141,9
8 - Damper lower trailing arm end	517,3	467,1	150,8
9- Damper body end	176,7	430,0	656,3
16- Upper spring pivot point	176,7	430,0	656,3
17- Spring lower trailing arm end	517,3	467,1	150,8
18- Wheel spindle point	767,6	594,6	59,5
19- Wheel centre point	767,6	682,5	59,5

Tabela 11.1 - Variação do Camber e da convergência em função do curso (10ª iteração)

Curso Suspensao (mm)	-60,0	0,0	60,0
Ângulo de camber (°)	4,4	0,0	-4,3
Ângulo de convergencia (°)	0,4	0,0	-0,4

Tabela 12- Coordenadas dos Pontos de suspensão (10ª iteração)

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Trailing arm front pivot	86,0	400,0	126,0
2 - Lower link inner ball joint	900,0	170,0	-26,0
3 - Lower link outer ball joint	814,0	537,0	-26,0
5 - Upper link inner ball joint	900,0	170,0	96,0
7 - Upper link outer ball joint	835,0	537,0	141,0
8 - Damper lower trailing arm end	517,0	467,0	150,0
9- Damper body end	176,0	430,0	656,0
16- Upper spring pivot point	176,0	430,0	656,0
17- Spring lower trailing arm end	517,0	467,0	150,0
18- Wheel spindle point	767,0	594,0	59,0
19- Wheel centre point	767,0	682,0	59,0

Tabela 12.1 - Variação do Camber e da convergência em função do curso (10ª iteração)

Curso Suspensao (mm)	-60,0	0,0	60,0
Ângulo de camber (°)	3,3	0,0	-3,2
Ângulo de convergencia (°)	0,3	0,0	-0,6

Tabela 13- Coordenadas dos Pontos de suspensão (11ª iteração) (susp_traseira)

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Trailing arm front pivot	86,4	396,1	126,9
2 - Lower link inner ball joint	900,0	132,5	-26,3
3 - Lower link outer ball joint	774,3	537,1	-26,2
5 - Upper link inner ball joint	900,0	132,5	96,7
7 - Upper link outer ball joint	792,1	537,1	142,9
8 - Damper lower trailing arm end	485,4	473,6	145,1
9- Damper body end	176,7	430,0	656,3
16- Upper spring pivot point	176,7	430,0	656,3
17- Spring lower trailing arm end	485,4	473,6	145,1
18- Wheel spindle point	725,0	594,6	59,5
19- Wheel centre point	725,0	682,5	59,5

Tabela 13.1 - Variação do Camber e da convergência em função do curso (11ª iteração)

Curso Suspensao (mm)	-60,0	0,0	60,0
Ângulo de camber (°)	3,4	0,0	-3,3
Ângulo de convergencia (°)	0,3	0,0	-0,5

Tabela 14- Coordenadas dos Pontos de suspensão (13ª iteração)

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Trailing arm front pivot	86,0	400,0	127,0
2 - Lower link inner ball joint	900,0	132,5	-6,0
3 - Lower link outer ball joint	775,0	537,0	-26,0
5 - Upper link inner ball joint	900,0	132,5	134,0
7 - Upper link outer ball joint	792,0	537,0	143,0
8 - Damper lower trailing arm end	485,5	473,6	145,0
9- Damper body end	176,0	430,0	656,0
16- Upper spring pivot point	176,0	430,0	656,0
17- Spring lower trailing arm end	485,5	473,6	145,0
18- Wheel spindle point	725,0	594,5	59,5
19- Wheel centre point	725,0	682,5	59,5

Tabela 14.1 - Variação do Camber e da convergência em função do curso (13ª iteração)

Curso Suspensao (mm)	-60,0	0,0	60,0
Ângulo de camber (°)	2,8	0,0	-2,6
Ângulo de convergencia (°)	-0,1	0,0	-0,2

11.3 Anexo 3 - Tabelas do Estudo Inicial da Suspensão Frontal

Tabela 1 - Coordenadas dos Pontos de suspensão (Valores iniciais)

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Lower wishbone front pivot	90,0	175,0	180,0
2 - Lower wishbone rear pivot	380,0	210,0	185,0
3 - Lower wishbone outer ball joint	165,0	600,0	145,0
5 - Upper wishbone front pivot	100,0	185,0	300,0
6 - Upper wishbone rear pivot	380,0	220,0	300,0
7 -Upper wishbone outer ball joint	165,0	585,0	325,0
8 -Damper wishbone end	165,0	550,0	145,0
9- Damper body end	165,0	160,0	435,0
11- Outer track rod ball joint	80,0	595,0	310,0
12- Inner track rod ball joint	90,0	175,0	285,0
16- Upper spring pivot point	165,0	160,0	435,0
17- Lower spring pivot point	165,0	550,0	145,0
18- Wheel spindle point	165,0	592,5	226,9
19- Wheel centre point	165,0	595,5	227,0

Tabela 1.1 - Variação do Camber e da convergência em função do curso (valores iniciais)

Curso Suspensão (mm)	-60	0	60
Ângulo de camber (°)	2,9	0,0	-2,9
Ângulo de convergência (°)	-0,5	0,0	0,7
Ângulo de caster (°)	-0,7	0,0	0,7

Tabela 2 - Coordenadas dos Pontos de suspensão (1 iteração)

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Lower wishbone front pivot	90,0	205,0	180,0
2 - Lower wishbone rear pivot	375,0	205,0	185,0
3 - Lower wishbone outer ball joint	232,5	600,0	145,0
5 - Upper wishbone front pivot	100,0	190,0	300,0
6 - Upper wishbone rear pivot	385,0	190,0	300,0
7 - Upper wishbone outer ball joint	242,5	585,0	325,0
8 - Damper wishbone end	165,0	550,0	145,0
9 - Damper body end	165,0	160,0	435,0
11 - Outer track rod ball joint	80,0	595,0	310,0
12 - Inner track rod ball joint	90,0	175,0	285,0
16 - Upper spring pivot point	165,0	160,0	435,0
17 - Lower spring pivot point	165,0	550,0	145,0
18 - Wheel spindle point	237,5	592,5	227,0
19 - Wheel centre point	237,5	595,5	227,0

Tabela 2.1 - Variação do Camber e da convergência em função do curso (1 iteração)

Curso Suspensao (mm)	-60	0	60
Ângulo de camber (°)	3,1	0,0	-3,0
Ângulo de convergencia (°)	-0,3	0,0	0,2
Ângulo de caster (°)	2,8	3,2	3,5

Tabela 3 - Coordenadas dos Pontos de suspensão (2 iteração)

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Lower wishbone front pivot	90,0	205,0	180,0
2 - Lower wishbone rear pivot	375,0	205,0	185,0
3 - Lower wishbone outer ball joint	232,5	600,0	145,0
5 - Upper wishbone front pivot	100,0	190,0	300,0
6 - Upper wishbone rear pivot	385,0	190,0	300,0
7 - Upper wishbone outer ball joint	242,5	585,0	325,0
8 - Damper wishbone end	165,0	550,0	145,0
9 - Damper body end	165,0	160,0	435,0
11 - Outer track rod ball joint	80,0	595,0	310,0
12 - Inner track rod ball joint	60,0	195,0	285,0
16 - Upper spring pivot point	165,0	160,0	435,0
17 - Lower spring pivot point	165,0	550,0	145,0
18 - Wheel spindle point	237,5	592,5	227,0
19 - Wheel centre point	237,5	595,5	227,0

Tabela 3.1 - Variação do Camber e da convergência em função do curso (2 iteração)

Curso Suspensao (mm)	-60	0	60
Ângulo de camber (°)	3,1	0,0	-3,1
Ângulo de convergencia (°)	-0,3	0,0	0,3
Ângulo de caster (°)	2,8	3,2	3,5

Tabela 4 - Coordenadas dos Pontos de suspensão (3 iteração)

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Lower wishbone front pivot	90,0	205,0	180,0
2 - Lower wishbone rear pivot	375,0	205,0	185,0
3 - Lower wishbone outer ball joint	232,5	600,0	145,0
5 - Upper wishbone front pivot	110,0	190,0	300,0
6 - Upper wishbone rear pivot	395,0	190,0	300,0
7 -Upper wishbone outer ball joint	252,5	585,0	325,0
8 -Damper wishbone end	165,0	550,0	145,0
9- Damper body end	165,0	160,0	435,0
11- Outer track rod ball joint	80,0	595,0	310,0
12- Inner track rod ball joint	60,0	195,0	285,0
16- Upper spring pivot point	165,0	160,0	435,0
17- Lower spring pivot point	165,0	550,0	145,0
18- Wheel spindle point	252,5	592,5	227,0
19- Wheel centre point	252,5	595,5	227,0

Tabela 4.1 - Variação do Camber e da convergência em função do curso (3 iteração)

Curso Suspensao (mm)	-60	0	60
Ângulo de camber (°)	3,1	0,0	-3,0
Ângulo de convergencia (°)	-0,3	0,0	0,3
Ângulo de caster (°)	6,0	6,4	6,7

Tabela 5 - Coordenadas dos Pontos de suspensão (4 iteração)

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Lower wishbone front pivot	90,0	205,0	180,0
2 - Lower wishbone rear pivot	375,0	205,0	185,0
3 - Lower wishbone outer ball joint	232,5	600,0	145,0
5 - Upper wishbone front pivot	110,0	190,0	300,0
6 - Upper wishbone rear pivot	395,0	190,0	300,0
7 - Upper wishbone outer ball joint	252,5	585,0	325,0
8 - Damper wishbone end	165,0	550,0	145,0
9 - Damper body end	165,0	160,0	435,0
11 - Outer track rod ball joint	345,0	595,0	310,0
12 - Inner track rod ball joint	335,0	195,0	285,0
16 - Upper spring pivot point	165,0	160,0	435,0
17 - Lower spring pivot point	165,0	550,0	145,0
18 - Wheel spindle point	252,5	592,5	227,0
19 - Wheel centre point	252,5	595,5	227,0

Tabela 5.1 - Variação do Camber e da convergência em função do curso (4 iteração)

Curso Suspensão (mm)	-60	0	60
Ângulo de camber (°)	3,1	0,0	-2,9
Ângulo de convergência (°)	0,5	0,0	-0,4
Ângulo de caster (°)	6,0	6,3	6,7

Tabela 6 - Coordenadas dos Pontos de suspensão (5 iteração)

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Lower wishbone front pivot	90,0	205,0	180,0
2 - Lower wishbone rear pivot	375,0	205,0	185,0
3 - Lower wishbone outer ball joint	232,5	600,0	145,0
5 - Upper wishbone front pivot	110,0	190,0	300,0
6 - Upper wishbone rear pivot	395,0	190,0	300,0
7 - Upper wishbone outer ball joint	252,5	585,0	325,0
8 - Damper wishbone end	165,0	550,0	145,0
9 - Damper body end	165,0	160,0	435,0
11 - Outer track rod ball joint	355,0	585,0	310,0
12 - Inner track rod ball joint	335,0	195,0	285,0
16 - Upper spring pivot point	165,0	160,0	435,0
17 - Lower spring pivot point	165,0	550,0	145,0
18 - Wheel spindle point	252,5	592,5	227,0
19 - Wheel centre point	252,5	595,5	227,0

Tabela 6.1 - Variação do Camber e da convergência em função do curso (5 iteração)

Curso Suspensão (mm)	-60	0	60
Ângulo de camber (°)	3,1	0,0	-2,9
Ângulo de convergência (°)	0,5	0,0	-0,4
Ângulo de caster (°)	6,0	6,3	6,7

Tabela 7 - Coordenadas dos Pontos de suspensão (6 iteração)

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Lower wishbone front pivot	90,0	205,0	180,0
2 - Lower wishbone rear pivot	375,0	205,0	185,0
3 - Lower wishbone outer ball joint	232,5	600,0	145,0
5 - Upper wishbone front pivot	110,0	190,0	300,0
6 - Upper wishbone rear pivot	395,0	190,0	300,0
7 - Upper wishbone outer ball joint	252,5	585,0	325,0
8 - Damper wishbone end	165,0	550,0	145,0
9 - Damper body end	165,0	160,0	435,0
11 - Outer track rod ball joint	355,0	585,0	310,0
12 - Inner track rod ball joint	335,0	195,0	285,0
16 - Upper spring pivot point	165,0	160,0	435,0
17 - Lower spring pivot point	165,0	550,0	145,0
18 - Wheel spindle point	252,5	592,5	227,0
19 - Wheel centre point	252,5	595,5	227,0

Tabela 7.1 - Variação do Camber e da convergência em função do curso (6 iteração)

Curso Suspensao (mm)	-60	0	60
Ângulo de camber (°)	3,1	0,0	-2,9
Ângulo de convergencia (°)	0,5	0,0	-0,4
Ângulo de caster (°)	6,0	6,3	6,7

Tabela 8 - Coordenadas dos Pontos de suspensão (7 interação)

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Lower wishbone front pivot	90,0	175,0	180,0
2 - Lower wishbone rear pivot	380,0	210,0	185,0
3 - Lower wishbone outer ball joint	165,0	600,0	145,0
5 - Upper wishbone front pivot	100,0	185,0	300,0
6 - Upper wishbone rear pivot	380,0	220,0	300,0
7 -Upper wishbone outer ball joint	165,0	585,0	325,0
8 -Damper wishbone end	165,0	550,0	145,0
9- Damper body end	165,0	160,0	435,0
11- Outer track rod ball joint	80,0	595,0	310,0
12- Inner track rod ball joint	90,0	175,0	285,0
16- Upper spring pivot point	165,0	160,0	435,0
17- Lower spring pivot point	165,0	550,0	145,0
18- Wheel spindle point	165,0	592,5	226,9
19- Wheel centre point	165,0	595,5	227,0

Tabela 8.1 - Variação do Camber e da convergência em função do curso (7 iteração)

Curso Suspensao (mm)	-60	0	60
Ângulo de camber (°)	3,7	0,0	-3,5
Ângulo de convergencia (°)	-0,4	0,0	-0,1
Ângulo de caster (°)	6,0	0,0	6,7

Tabela 9 - Coordenadas dos Pontos de suspensão (8 interação)

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Lower wishbone front pivot	-1516,0	-208,0	12,0
2 - Lower wishbone rear pivot	-1229,0	-246,0	-6,0
3 - Lower wishbone outer ball joint	-1516,0	-612,0	-10,0
5 - Upper wishbone front pivot	-1516,0	-195,0	186,0
6 - Upper wishbone rear pivot	-1226,0	-261,0	167,0
7 -Upper wishbone outer ball joint	-1495,0	-577,0	181,0
8 -Push rod wishbone end	-1509,0	-552,0	28,0
9- Push rod rocker end	-1483,0	-244,0	295,0
11- Outer track rod ball joint	-1561,0	-596,0	153,0
12-Inner track rod ball joint	-1566,0	-196,0	163,0
16- Damper to body point	-1118,0	-260,0	475,0
17- Damper to rocker point	-1441,0	-157,0	387,0
18- Wheel spindle point	-1493,0	-668,0	85,0
19- Wheel centre point	-1493,0	-712,0	85,0
20- Rocker axis 1st point	-1417,0	-252,0	342,0
21- Rocker axis 2nd point	-1406,0	-233,0	319,0

Tabela 9.1 - Variação do Camber e da convergência em função do curso (7 iteração)

Curso Suspensao (mm)	-60	0	60
Angulo de camber (°)	0,7	0,0	-0,8
Angulo de convergencia (°)	0,3	0,0	-0,5
angulo de caster (°)	6,3	6,3	6,6

Tabela 10 - Coordenadas dos Pontos de suspensão (8 interação)

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Lower wishbone front pivot	-1516,0	-247,0	-10,0
2 - Lower wishbone rear pivot	-1229,0	-247,0	-10,0
3 - Lower wishbone outer ball joint	-1501,0	-612,0	-13,0
5 - Upper wishbone front pivot	-1550,0	-260,0	235,0
6 - Upper wishbone rear pivot	-1200,0	-260,0	270,0
7 - Upper wishbone outer ball joint	-1480,0	-577,0	183,0
8 - Push rod wishbone end	-1509,0	-552,0	27,0
9 - Push rod rocker end	-1483,0	-244,0	295,0
11 - Outer track rod ball joint	-1567,0	-596,0	143,0
12 - Inner track rod ball joint	-1566,0	-196,0	163,0
16 - Damper to body point	-1118,0	-260,0	475,0
17 - Damper to rocker point	-1441,0	-157,0	387,0
18 - Wheel spindle point	-1491,0	-669,0	85,0
19 - Wheel centre point	-1491,0	-712,0	85,0
20 - Rocker axis 1st point	-1417,0	-252,0	342,0
21 - Rocker axis 2nd point	-1406,0	-233,0	319,0

Tabela 10.1 - Variação do Camber e da convergência em função do curso (8 iteração)

Curso Suspensao (mm)	-60	0	60
Angulo de camber (º)	-3,2	0,0	2,8
Angulo de convergencia (º)	0,3	0,0	-0,5
angulo de caster (º)	6,3	6,3	6,6

Tabela 11 - Coordenadas dos Pontos de suspensão (9 interação)

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Lower wishbone front pivot	-1516,0	-250,0	12,0
2 - Lower wishbone rear pivot	-1229,0	-250,0	12,0
3 - Lower wishbone outer ball joint	-1516,0	-612,0	-10,0
5 - Upper wishbone front pivot	-1516,0	-250,0	186,0
6 - Upper wishbone rear pivot	-1276,0	-250,0	170,0
7 -Upper wishbone outer ball joint	-1495,0	-577,0	181,0
8 -Push rod wishbone end	-1509,0	-552,0	28,0
9- Push rod rocker end	-1483,0	-244,0	295,0
11- Outer track rod ball joint	-1561,0	-596,0	153,0
12-Inner track rod ball joint	-1566,0	-196,0	163,0
16- Damper to body point	-1118,0	-260,0	475,0
17- Damper to rocker point	-1441,0	-157,0	387,0
18- Wheel spindle point	-1487,8	-668,0	85,0
19- Wheel centre point	-1487,8	-712,5	85,0
20- Rocker axis 1st point	-1417,0	-252,0	342,0
21- Rocker axis 2nd point	-1406,0	-233,0	319,0

Tabela 11.1 - Variação do Camber e da convergência em função do curso (9 iteração)

Curso Suspensao (mm)	-60	0	60
Ângulo de camber (°)	-0,8	0,0	-0,9
Ângulo de convergencia (°)	-0,3	0,0	-0,9
Ângulo de caster (°)	5,1	6,3	7,5

Tabela 12- Coordenadas dos Pontos de suspensão (10 interação)

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Lower wishbone front pivot	-1511,8	-242,0	24,8
2 - Lower wishbone rear pivot	-1218,4	-249,4	24,6
3 - Lower wishbone outer ball joint	-1512,0	-612,5	-12,8
5 - Upper wishbone front pivot	-1488,5	-250,0	177,7
6 - Upper wishbone rear pivot	-1218,4	-261,6	167,1
7 -Upper wishbone outer ball joint	-1488,8	-577,6	183,8
8 -Push rod wishbone end	-1453,5	-554,0	29,4
9- Push rod rocker end	-1459,1	-248,0	304,3
11- Outer track rod ball joint	-1576,0	-596,4	144,8
12-Inner track rod ball joint	-1543,5	-245,2	142,0
16- Damper to body point	-1083,6	-217,3	487,8
17- Damper to rocker point	-1417,5	-161,6	396,7
18- Wheel spindle point	-1500,5	-669,2	85,0
19- Wheel centre point	-1500,5	-712,5	85,0
20- Rocker axis 1st point	-1392,7	-255,8	350,9
21- Rocker axis 2nd point	-1382,1	-237,1	328,6

Tabela 12.1 - Variação do Camber e da convergência em função do curso (10 iteração)

Curso Suspensão (mm)	-60	0	60
Ângulo de camber (°)	2,0	0,0	-2,1
Ângulo de convergência (°)	-0,5	0,0	0,4
Ângulo de caster (°)	6,1	6,7	7,5

Tabela 13- Coordenadas dos Pontos de suspensão (11 interação)

Pontos da Suspensão	Coordenadas dos Pontos		
	X(mm)	Y(mm)	Z(mm)
1 - Lower wishbone front pivot	-1511,9	-242,0	-0,2
2 - Lower wishbone rear pivot	-1218,4	-247,4	0,2
3 - Lower wishbone outer ball joint	-1512,0	-612,5	-12,8
5 - Upper wishbone front pivot	-1488,5	-250,0	177,7
6 - Upper wishbone rear pivot	-1218,4	-261,6	167,1
7 - Upper wishbone outer ball joint	-1488,8	-577,6	183,8
8 - Push rod wishbone end	-1453,5	-551,3	25,3
9- Push rod rocker end	-1459,1	-248,0	304,3
11- Outer track rod ball joint	-1576,0	-596,4	144,8
12- Inner track rod ball joint	-1543,5	-245,2	142,0
16- Damper to body point	-1083,6	-217,3	487,8
17- Damper to rocker point	-1417,5	-161,6	396,7
18- Wheel spindle point	-1500,5	-669,2	85,0
19- Wheel centre point	-1500,5	-712,5	85,0
20- Rocker axis 1st point	-1392,7	-255,8	350,9
21- Rocker axis 2nd point	-1382,1	-237,1	328,6

Tabela 13.1 - Variação do Camber e da convergência em função do curso (11 interação)

Curso Suspensão (mm)	-60	0	60
Ângulo de camber (°)	0,8	0,0	-1,0
Ângulo de convergência (°)	0,1	0,0	-0,1
Ângulo de caster (°)	6,1	6,7	7,5

11.4 Anexo 4 - Certificado do Tubo 25CrMo4 de Secção 30x2 (mm)

Certificado do tubo de secção 30x2, utilizado para o estudo de simulação.

TUBI DI ACCIAIO TRAFILATI A FREDDO
 20080 NOVEGRO DI SEGRATE (MILANO)
 Via A. CORELLI, 180 - Tel. 02/70200080 R.A. - FAX 02/7560251
 R.E.A. 493541 - N° MECC. MI 047171 - CAP. SOC. 101.000
 COD. FISC. e P. IVA 00645910157 - REGISTRO IMPRESE 97178

**QUALITY SYSTEM
 CERTIFIED BY DNV GL
 = ISO 9001:2015 =**

CERTIFICATO DI COLLAUDO
 TESTING CERTIFICATE - CERTIFICAT D'ESSAIS
 (EN 10204:2004-3.1)

N° **C18-01102** sub

del **11/09/2018**
of/de

Client: **TENNANT METALL E TECHNOLOGIE GMBH**
 Address: **CASTROPER STRASSE, 80**
 Zip: **44628 HERNE F.R. GERMANY** **GERMANIA**

Order n°: **BE1800898** del **27/06/2018** Ns. Conferma n°: **0000556** del **27/06/2018**
 Order n° of Our Confirmation n° of
 Commande n° de Notre Confirmation n° de

Quantity (DdT n°): **0000686** del **11/09/2018** Ns. Commessa n°: **A181046/0** Quantità: **837,00** Kg
 Qty (DdT n°) of Our Order n° Quantity: **597,00** Metro/Mtr
 Order n° de Notre Commande n° Quantité: **100** Nr/Pcs

Dimensions (mm): **30,00x2,00 mm (Ø Int. 26,00 mm)** Stato fornitura: **stress relieved,**
 Dimension of Delivery condition
 Tube of état de livraison

Material: **25CrMo4** Norma: **EN10305/TE012/TR01rev02**
 Grade Standard
 Specification

CARATTERISTICHE MECCANICHE
 MECHANICAL PROPERTIES - CARATERISTIQUES MECANIQUES

Specimen / Etalon	Yield point / Limite d'élasticité		Tensile strength / Résistance à la traction		Elongation / Allongement (%)	Hardness / Dureté (HB)	
	Section (mm²)	Lo (mm)	Total / Totale (N)	Unitary / Unitary (N/mm²)		Min.	Max.
	177,88	75	792	834	18,00	0	0

Notes: *The tests done are the ones required by the standards or client's specifications.*
 Visual and Dimensional Test OK

100% esito positivo / 100% positive result *EN 10893-1*

ANALISI CHIMICA
 CHEMICAL ANALYSIS - ANALYSE CHIMIQUE

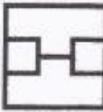
(%)	Mn (%)	S (%)	P (%)	Si (%)	Cr (%)	Mo (%)	Ni (%)
0,260	0,690	0,010	0,012	0,220	1,020	0,200	0,180

TENNANT
 Metall & Technologie GmbH
 Auftrag / Our ref. **1513 1900190**
 Menge / QTY **11,94772**
 Kunde / Customer **Singuler / Mm 02**
 Bestellung / P.O. **20.01.2019**
 Konformitätsbescheinigung / Declaration of conformity

REPORTATI NELL'ANALISI CHIMICA RISPESCHIANO INTEGRALMENTE QUANTO RIPORTATO NEL CERTIFICATO DI COLLAUDO RILASCIATO DALLA MATERIA PRIMA.
 Data reported in chemical analysis are in accordance with the test certificate issued by the raw material supplier.
 Data reported in the certificate are in compliance with the order specifications.
 The quality system is in accordance with Annex I, section 4.3 of Directive PED 2014/68/EU - Certificate n° 1627-12-CE-ITA-DNV.
 Certified according to AD 2000-Merkblatt WO by the Notified Body for Pressure Equipment of TÜV NORD Systems GmbH & Co. KG (notified body, reg. no.: 0045).

11.5 Anexo 5 Certificado do Tubo 25CrMo4 de Secção 40 x 1,5 (mm)

Certificado do tubo de secção 40x1,5, utilizado para o estudo de simulação.



TRAFILTUBI S.r.l.
TUBI DI ACCIAIO TRAFILATI A FREDDO
20090 NOVEORO DI SEGRATE (MILANO)
Via A. CORELLI, 180 - Tel. 02/70280080 R.E.A. - FAX 02/7560251
R.E.A. 493541 - N° MECC. M 047171 - CAP. SOC. 101.000
COD. FISC. a P. IVA 00845910157 - REGISTRO IMPRESE 971478

AZIENDA CON SISTEMA DI GESTIONE QUALITÀ CERTIFICATO DA DNV GL = ISO 9001 =

CERTIFICATO DI COLLAUDO
TESTING CERTIFICATE - CERTIFICAT D'ESSAIS (EN 10204 : 2004-3.1)

Spett.le **TENNANT METALL E TECHNOLOGIEGMBH**
Messrs **CASTROPER STRASSE, 80**
Messieurs **44628 HERNE F.R. GERMANY**

Vs. Ordine n° **72695/L/0717** del **31/07/2017**
Your Order n° of
Votre Commande n° de

Spedizione (DdT n°) **0000689** del **29/09/2017**
Delivery (DdT n°) of
Expédition (DdT n°) de

Dimensioni tubo (mm) **40,00x1,50 mm (Ø Int. 37,00 mm)**
Pipe Dimension
Dimension du tube

Qualità acciaio **25CrMo4**
Steel grade
Nuance

N° **C17-01234** sub

del **29/09/2017** off/dé

Ns. Conferma n° **0000556** del **01/08/2017**
Our Confirmation n° of
NOSRE Confirmation n° de

Ns. Commessa n° **A171055/0** Quantità **4.197,00** Kg
Our Order n° 2.965,00 Meq/Mtr
NOSRE Commande n° Quantité 557 Nr/Pcs

Stato fornitura **stress relieved,**
Delivery condition
État de livraison

Norma **EN10305/TE012/TR01rev02**
Standard
Specification

CARATTERISTICHE MECCANICHE
MECHANICAL PROPERTIES - CARACTERISTIQUES MECANIKQUES

Pos / Item	Provetta Specimen Etalon		Snervamento Yield point Limite d'élasticité	Carico di Rottura Tensile strength Resistence a la traction		Allungamento Elongation Allongement	Durezza Hardness Dureté	
	Sezione (mm²)	Lo (mm)	Rp (0,2) (N/mm²)	Totale/Total (N)	Unitario/Unitary (N/mm²)	(%)	HB Min. Max	
A	178,66	75	724	128675	776	18,30	229	234

Prove di Allargatura Flaring test / essai d'évasement Notes
The tests done are the ones required by the standards or client's specifications.

Prove di Bordatura Border test / test de bordure Visual and Dimensional Test OK

Prove di Schiaccio Flattening test / essai d'aplatissement Notes

Controllo correnti parassite Eddy currents test: 100% esito positivo / 100% positive result EN 10993-1

ANALISI CHIMICA
CHEMICAL ANALYSIS - ANALYSE CHIMIQUE

N° Colata Heat / Coulée	C (%)	Mn (%)	S (%)	P (%)	Si (%)	Cr (%)	Mo (%)	Ni (%)
606388	0,260	0,680	0,002	0,008	0,240	1,020	0,200	0,100

I DATI RIPORTATI NELL'ANALISI CHIMICA RISPESCHIANO INTEGRALMENTE QUANTO RIPORTATO NEL CERTIFICATO DI COLLAUDO RILASCIATO DAL FORNITORE DELLA MATERIA PRIMA.

The data reported in chemical analysis are in according with the test certificate issued by the raw material supplier.

We declare that the data reported in the certificate are in compliance with the order specifications.

The Trafiltubi quality system is in according to Annex I, section 4.3 of Directive PED 2014/68/EU - Certificate n° 1627-12-CE-ITA-DNV.

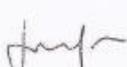
Approved acc. to AD 2000-Merkblatt W0 by the Notified Body for Pressure Equipment of TÜV NORD Systems GmbH & Co. KG (notified body, reg. no.: 0045).

I campioni delle prove sono a disposizione del Cliente per un anno.

The test specimens are at the disposal of the Client for one year.

Prove meccaniche effettuate a temperatura ambiente
Mechanical tests made at ambient temperature
Modulo MPG 7-5_2(9) rev.6 "Certificato di Collaudo"


 Marco Calzavara
(resp. Controllo Qualità)
Quality Control Manager


 Trafiltubi srl
 Amministratore Unico
 Serena Omodeo Sale

11.6 Anexo 6 – Certificado do Tubo 25CrMo4 de Secção 40 x 2 (mm)

Certificado do tubo de secção 40x2, utilizado para o estudo de simulação.



EN 10002:2003
BUREAU VERITAS
Certification



BDL
Bundesverband der Deutschen
Lüft- und Raumfahrttechnik e.V.
German Aerospace Establishment, Association



TENNANT
Metall & Technologie GmbH
Your Contact for Engineering & Aircraft Metals

CASTROPER STR. 80 • 44628 HERNE • GERMANY

TEL: +49 2323 18429

FAX: +49 2323 18427

TEST CERTIFICATE

Our ref. : 48485/08/1211
Customer order : dated 12.12.2011
Our Invoice No. : 13992/01/12
Date of issue : 24.01.2012
Covering : Tubes in material 25CrMo4

Material : Seamless cold drawn alloy steel tubes
Specification : EN 10305-1
Grade : 25CrMo4
Quality : BK+S

MECHANICAL PROPERTIES

Item	Dimensions	Cast No.	Hardness HB	Rp 0.2 N/mm ²	Rm N/mm ²	Elong.% Lo=85mm
03	40 x 2.0 mm	255768		716	787	22.0

CHEMICAL COMPOSITION / CHEMICAL ANALYSIS

Item	Cast No.	C	Mn	Si	S	P	Cr	Mo
03	255768	0,24	0,69	0,27	0,007	0,010	0,92	0,15

Dimensions / Tolerances : satisfactory

TENNANT METALL & TECHNOLOGIE GMBH
 Castroper Str. 80
 D-44628 Herne
 Germany

The above material has been furnished in accordance with the purchase order requirements.
 The basis of issue is held in our files for examination.

11.7 Anexo 7 Análise da Geometria da Suspensão Frontal

Resultados da simulação da suspensão dianteira, obtidos através do software Lotus Suspension Analysis® (Pag 1).

```

*****
07/10/2019                               19:04:11
  LOTUS SUSPENSION ANALYSIS - SHARK v6.02b
                               Default Bump/Rebound
*****

FRONT SUSPENSION      FILENAME: final3_v1.dat

TYPE 14 Double Wishbone, Push Rod to damper

                STATIC VALUES
      X          Y          Z
      (mm)      (mm)      (mm)
1418.000    242.000    38.020    POINT:1      Lower wishbone front pivot
1124.000    245.000    38.020    POINT:2      Lower wishbone rear pivot
1417.870    612.510    24.680    POINT:3      Lower wishbone outer ball joint
1395.000    250.000    216.000   POINT:5      Upper wishbone front pivot
1124.000    245.340    204.990   POINT:6      Upper wishbone rear pivot
1395.020    577.610    221.300   POINT:7      Upper wishbone outer ball joint
1342.520    551.350    63.060    POINT:8      Push rod wishbone end
1342.530    284.900    378.830   POINT:9      Push rod rocker end
1482.120    596.400    182.110   POINT:11     Outer track rod ball joint
1449.930    245.190    180.000   POINT:12     Inner track rod ball joint
1342.530    145.000    45.000    POINT:16     Damper to body point
1342.530    112.070    393.950   POINT:17     Damper to rocker point
1406.590    669.170    122.520   POINT:18     Wheel spindle point
1406.590    712.500    122.520   POINT:19     Wheel centre point
1327.030    200.180    324.510   POINT:20     Rocker axis 1st point
1358.030    200.180    324.510   POINT:21     Rocker axis 2nd point
220.000     415.000    185.000   POINT:22     Part 1 C of G
255.000     355.000    385.000   POINT:23     Part 2 C of G
30.000      475.000    390.000   POINT:24     Part 3 C of G
160.000     450.000    350.000   POINT:25     Part 4 C of G
220.000     190.000    475.000   POINT:26     Part 5 C of G
135.000     790.000    335.000   POINT:27     Part 6 C of G

                STATIC VALUES
      Camber Angle (deg) : 0.00
      Toe Angle {Plane} (deg) : 0.00
      Toe Angle {SAE} (deg) : 0.00
      Castor Angle (deg) : -6.63
      Castor Trail (hub) (mm) : -0.090
      Castor Offset (grnd) (mm) : -26.058
      Kingpin Angle (deg) : 10.07
      Kingpin Offset (w/c) (mm) : 117.357
      Kingpin Offset (grnd) (mm) : 77.419
      Mechanical Trail (grnd) (mm) : -25.884
      ROLL CENTRE HEIGHT (mm) : 47.944

                GENERAL DATA VALUES
      TYRE ROLLING RADIUS (mm) : 225.000
      WHEELBASE (mm) : 2240.000
      C OF G HEIGHT (mm) : 250.000
      BRAKING ON FRONT AXLE (%) : 60.00
      DRIVE ON FRONT AXLE (%) : 0.00
      WEIGHT ON FRONT AXLE (%) : 38.26
      OUTBOARD FRONT BRAKES:
      INDEPENDENT FRONT SUSPENSION:
      RACK TYPE STEERING ARTICULATION:

                RUN DETAILS
      FRONT SUSPENSION ONLY:
      BUMP TRAVEL (mm) : 60.000      INCREMENT (mm) : 5.000
      REBOUND TRAVEL (mm) : 60.000   INCREMENT (mm) : 5.000
      ROLL ANGLE (deg) : 3.000        ROLL INCREMENT (deg) : 0.50
      STEERING TRAVEL (mm) : 30.000   STEERING INCREMENT (mm) : 5.000

```


Resultados da simulação da suspensão dianteira, obtidos através do software Lotus
Suspension Analysis® (Pag 2).

07/10/2019 19:04:11
LOTUS SUSPENSION ANALYSIS - SHARK v6.02b
Default Bump/Rebound

FRONT SUSPENSION - BUMP TRAVEL
RHS WHEEL (+ve Y)
TYPE 14 Double Wishbone, Push Rod to damper

INCREMENTAL GEOMETRY VALUES

Bump Travel (mm)	Camber Angle (deg)	Toe Angle {SAE} (deg)	Castor Angle (deg)	Kingpin Angle (deg)	Damper1 Ratio (-)	Spring1 Ratio (-)
60.00	-1.0123	0.1346	-7.2957	11.1081	1.374	1.374
55.00	-0.9168	0.1202	-7.2429	11.0097	1.408	1.408
50.00	-0.8236	0.1066	-7.1897	10.9134	1.442	1.442
45.00	-0.7324	0.0935	-7.1359	10.8194	1.478	1.478
40.00	-0.6432	0.0811	-7.0816	10.7275	1.515	1.515
35.00	-0.5561	0.0693	-7.0268	10.6377	1.552	1.552
30.00	-0.4710	0.0579	-6.9715	10.5500	1.591	1.591
25.00	-0.3878	0.0471	-6.9156	10.4643	1.631	1.631
20.00	-0.3065	0.0368	-6.8593	10.3806	1.672	1.672
15.00	-0.2271	0.0270	-6.8025	10.2989	1.714	1.714
10.00	-0.1496	0.0176	-6.7451	10.2191	1.758	1.758
5.00	-0.0739	0.0086	-6.6872	10.1412	1.803	1.803
0.00	0.0000	0.0000	-6.6288	10.0652	1.850	1.850
-5.00	0.0721	-0.0082	-6.5699	9.9910	1.899	1.899
-10.00	0.1424	-0.0161	-6.5105	9.9187	1.950	1.950
-15.00	0.2109	-0.0236	-6.4505	9.8482	2.003	2.003
-20.00	0.2776	-0.0308	-6.3900	9.7795	2.058	2.058
-25.00	0.3426	-0.0377	-6.3290	9.7127	2.117	2.117
-30.00	0.4058	-0.0442	-6.2674	9.6476	2.179	2.179
-35.00	0.4673	-0.0506	-6.2053	9.5843	2.244	2.244
-40.00	0.5270	-0.0566	-6.1426	9.5229	2.313	2.313
-45.00	0.5850	-0.0624	-6.0794	9.4632	2.386	2.386
-50.00	0.6412	-0.0679	-6.0156	9.4053	2.465	2.465
-55.00	0.6956	-0.0732	-5.9513	9.3493	2.550	2.550
-60.00	0.7482	-0.0782	-5.8864	9.2951	2.642	2.642

INCREMENTAL SUSPENSION PARAMETER VALUES

Bump Travel (mm)	Anti Dive (%)	Anti Squat (%)	Roll Centre Height {to Body} (mm)	Roll Centre Height {to Grnd} (mm)	Half Track Change (mm)	Wheelbase Change (mm)	Damper1 Travel (mm)	Spring1 Travel (mm)
60.00	-12.03	0.00	5.42	-54.58	-0.30	1.41	-37.83	-37.83
55.00	-12.12	0.00	8.89	-46.11	0.06	1.28	-34.24	-34.24
50.00	-12.21	0.00	12.38	-37.62	0.35	1.16	-30.73	-30.73
45.00	-12.28	0.00	15.88	-29.12	0.58	1.04	-27.30	-27.30
40.00	-12.35	0.00	19.38	-20.62	0.76	0.92	-23.96	-23.96
35.00	-12.40	0.00	22.90	-12.10	0.87	0.81	-20.70	-20.70
30.00	-12.45	0.00	26.43	-3.57	0.93	0.69	-17.52	-17.52
25.00	-12.49	0.00	29.97	4.97	0.92	0.57	-14.41	-14.41
20.00	-12.52	0.00	33.53	13.53	0.86	0.46	-11.38	-11.38
15.00	-12.55	0.00	37.11	22.11	0.74	0.34	-8.43	-8.43
10.00	-12.58	0.00	40.70	30.70	0.55	0.23	-5.55	-5.55
5.00	-12.60	0.00	44.31	39.31	0.31	0.11	-2.74	-2.74
0.00	-12.61	0.00	47.94	47.94	0.00	0.00	0.00	0.00
-5.00	-12.63	0.00	51.60	56.60	-0.37	-0.11	2.67	2.67
-10.00	-12.64	0.00	55.28	65.28	-0.79	-0.23	5.27	5.27
-15.00	-12.65	0.00	58.98	73.98	-1.28	-0.34	7.80	7.80
-20.00	-12.65	0.00	62.71	82.71	-1.83	-0.45	10.26	10.26
-25.00	-12.66	0.00	66.47	91.47	-2.45	-0.56	12.66	12.66
-30.00	-12.66	0.00	70.26	100.26	-3.12	-0.67	14.99	14.99
-35.00	-12.67	0.00	74.09	109.09	-3.86	-0.78	17.25	17.25
-40.00	-12.67	0.00	77.95	117.95	-4.66	-0.89	19.44	19.44
-45.00	-12.67	0.00	81.84	126.84	-5.53	-1.00	21.57	21.57
-50.00	-12.68	0.00	85.78	135.78	-6.46	-1.11	23.63	23.63
-55.00	-12.68	0.00	89.76	144.76	-7.45	-1.22	25.63	25.63
-60.00	-12.69	0.00	93.78	153.78	-8.51	-1.33	27.56	27.56

Resultados da simulação da suspensão dianteira, obtidos através do software Lotus Suspension Analysis® (Pag 3).

 07/10/2019 19:04:12
 LOTUS SUSPENSION ANALYSIS - SHARK v6.02b Default Bump/Rebound

FRONT SUSPENSION - BUMP TRAVEL
 LHS WHEEL (-ve Y)
 TYPE 14 Double Wishbone, Push Rod to damper

INCREMENTAL GEOMETRY VALUES

Bump Travel (mm)	Camber Angle (deg)	Toe Angle {SAE} (deg)	Castor Angle (deg)	Kingpin Angle (deg)	Damper1 Ratio (-)	Spring1 Ratio (-)
60.00	-1.0123	0.1346	-7.2957	11.1081	1.374	1.374
55.00	-0.9168	0.1202	-7.2429	11.0097	1.408	1.408
50.00	-0.8236	0.1066	-7.1897	10.9134	1.442	1.442
45.00	-0.7324	0.0935	-7.1359	10.8194	1.478	1.478
40.00	-0.6432	0.0811	-7.0816	10.7275	1.515	1.515
35.00	-0.5561	0.0693	-7.0268	10.6377	1.552	1.552
30.00	-0.4710	0.0579	-6.9715	10.5500	1.591	1.591
25.00	-0.3878	0.0471	-6.9156	10.4643	1.631	1.631
20.00	-0.3065	0.0368	-6.8593	10.3806	1.672	1.672
15.00	-0.2271	0.0270	-6.8025	10.2989	1.714	1.714
10.00	-0.1496	0.0176	-6.7451	10.2191	1.758	1.758
5.00	-0.0739	0.0086	-6.6872	10.1412	1.803	1.803
0.00	0.0000	0.0000	-6.6288	10.0652	1.850	1.850
-5.00	0.0721	-0.0082	-6.5699	9.9910	1.899	1.899
-10.00	0.1424	-0.0161	-6.5105	9.9187	1.950	1.950
-15.00	0.2109	-0.0236	-6.4505	9.8482	2.003	2.003
-20.00	0.2776	-0.0308	-6.3900	9.7795	2.058	2.058
-25.00	0.3426	-0.0377	-6.3290	9.7127	2.117	2.117
-30.00	0.4058	-0.0442	-6.2674	9.6476	2.179	2.179
-35.00	0.4673	-0.0506	-6.2053	9.5843	2.244	2.244
-40.00	0.5270	-0.0566	-6.1426	9.5229	2.313	2.313
-45.00	0.5850	-0.0624	-6.0794	9.4632	2.386	2.386
-50.00	0.6412	-0.0679	-6.0156	9.4053	2.465	2.465
-55.00	0.6956	-0.0732	-5.9513	9.3493	2.550	2.550
-60.00	0.7482	-0.0782	-5.8864	9.2951	2.642	2.642

INCREMENTAL SUSPENSION PARAMETER VALUES

Bump Travel (mm)	Anti Dive (%)	Anti Squat (%)	Roll Centre Height {mm} Body	Roll Centre Height {mm} Grnd	Half Track Change (mm)	Wheelbase Change (mm)	Damper1 Travel (mm)	Spring1 Travel (mm)
60.00	-12.03	0.00	5.42	-54.58	-0.30	1.41	-37.83	-37.83
55.00	-12.12	0.00	8.89	-46.11	0.06	1.28	-34.24	-34.24
50.00	-12.21	0.00	12.38	-37.62	0.35	1.16	-30.73	-30.73
45.00	-12.28	0.00	15.88	-29.12	0.58	1.04	-27.30	-27.30
40.00	-12.35	0.00	19.38	-20.62	0.76	0.92	-23.96	-23.96
35.00	-12.40	0.00	22.90	-12.10	0.87	0.81	-20.70	-20.70
30.00	-12.45	0.00	26.43	-3.57	0.93	0.69	-17.52	-17.52
25.00	-12.49	0.00	29.97	4.97	0.92	0.57	-14.41	-14.41
20.00	-12.52	0.00	33.53	13.53	0.86	0.46	-11.38	-11.38
15.00	-12.55	0.00	37.11	22.11	0.74	0.34	-8.43	-8.43
10.00	-12.58	0.00	40.70	30.70	0.55	0.23	-5.55	-5.55
5.00	-12.60	0.00	44.31	39.31	0.31	0.11	-2.74	-2.74
0.00	-12.61	0.00	47.94	47.94	0.00	0.00	0.00	0.00
-5.00	-12.63	0.00	51.60	56.60	-0.37	-0.11	2.67	2.67
-10.00	-12.64	0.00	55.28	65.28	-0.79	-0.23	5.27	5.27
-15.00	-12.65	0.00	58.98	73.98	-1.28	-0.34	7.80	7.80
-20.00	-12.65	0.00	62.71	82.71	-1.83	-0.45	10.26	10.26
-25.00	-12.66	0.00	66.47	91.47	-2.45	-0.56	12.66	12.66
-30.00	-12.66	0.00	70.26	100.26	-3.12	-0.67	14.99	14.99
-35.00	-12.67	0.00	74.09	109.09	-3.86	-0.78	17.25	17.25
-40.00	-12.67	0.00	77.95	117.95	-4.66	-0.89	19.44	19.44
-45.00	-12.67	0.00	81.84	126.84	-5.53	-1.00	21.57	21.57
-50.00	-12.68	0.00	85.78	135.78	-6.46	-1.11	23.63	23.63
-55.00	-12.68	0.00	89.76	144.76	-7.45	-1.22	25.63	25.63
-60.00	-12.69	0.00	93.78	153.78	-8.51	-1.33	27.56	27.56

11.8 Anexo 8 - Análise da Geometria da Suspensão Traseira

Resultados da simulação da suspensão traseira, obtidos através do software Lotus Suspension Analysis® (Pag 1).

```

*****
07/10/2019                               19:01:30
  LOTUS SUSPENSION ANALYSIS - SHARK v6.02b
                               Default Bump/Rebound
*****

  REAR SUSPENSION      FILENAME: susp_traseira_final_fin.shk
  TYPE 10 Trailing Arm, upper and lower rear links

                        STATIC VALUES
      X          Y          Z
      (mm)      (mm)      (mm)
-87.510 -400.000  162.270 POINT:1   Trailing arm front pivot
-900.000 -132.500   32.000 POINT:2   Lower link inner ball joint
-775.760 -537.000   1.580 POINT:3   Lower link outer ball joint
-900.000 -132.500  172.000 POINT:5   Upper link inner ball joint
-794.030 -537.000  180.620 POINT:7   Upper link outer ball joint
-487.340 -473.560  181.780 POINT:8   Damper lower trailing arm end
-167.150 -420.000  625.480 POINT:9   Damper body end
-167.150 -420.000  625.480 POINT:16  Upper spring pivot point
-487.340 -473.560  181.780 POINT:17  Spring lower trailing arm end
-727.190 -594.600   97.000 POINT:18  Wheel spindle point
-727.190 -682.500   97.000 POINT:19  Wheel centre point
3560.000  360.000  180.000 POINT:20  Part 1 C of G
3490.000  520.000  425.000 POINT:21  Part 2 C of G
3290.000  545.000  265.000 POINT:22  Part 3 C of G

                        STATIC VALUES
      Camber Angle (deg): 0.00
      Toe Angle {Plane} (deg): 0.00
      Toe Angle {SAE} (deg): 0.00
      Castor Angle (deg): -
      Castor Trail (hub) (mm): -
      Castor Offset (grnd) (mm): -
      Kingpin Angle (deg): -
      Kingpin Offset (w/c) (mm): -
      Kingpin Offset (grnd) (mm): -
      Mechanical Trail (grnd) (mm): -
      ROLL CENTRE HEIGHT (mm): 164.790

                        GENERAL DATA VALUES
      TYRE ROLLING RADIUS (mm): 225.000
      WHEELBASE (mm): 2240.000
      C OF G HEIGHT (mm): 250.000
      BRAKING ON FRONT AXLE (%): 60.00
      DRIVE ON FRONT AXLE (%): 0.00
      WEIGHT ON FRONT AXLE (%): 38.26
      OUTBOARD REAR BRAKES:
      INDEPENDENT REAR SUSPENSION:

                        RUN DETAILS
      REAR SUSPENSION ONLY:
      BUMP TRAVEL (mm): 60.000      INCREMENT (mm): 20.000
      REBOUND TRAVEL (mm): 60.000   INCREMENT (mm): 20.000
      ROLL ANGLE (deg): 3.000        ROLL INCREMENT (deg): 0.50
      STEERING TRAVEL (mm): 30.000   STEERING INCREMENT (mm): 5.000

```


Resultados da simulação da suspensão traseira, obtidos através do software Lotus Suspension Analysis® (Pag 2).

 07/10/2019 19:01:30
 LOTUS SUSPENSION ANALYSIS - SHARK v6.02b
 Default Bump/Rebound

REAR SUSPENSION - BUMP TRAVEL

LHS WHEEL (-ve Y)

TYPE 10 Trailing Arm, upper and lower rear links

INCREMENTAL GEOMETRY VALUES

Bump Travel (mm)	Camber Angle (deg)	Toe Angle {SAE} (deg)	Castor Angle (deg)	Kingpin Angle (deg)	Damper1 Ratio (-)	Spring1 Ratio (-)
60.00	-2.9266	0.1841	0.0000	0.0000	2.209	2.209
40.00	-1.9545	0.0921	0.0000	0.0000	2.215	2.215
20.00	-0.9813	0.0308	0.0000	0.0000	2.223	2.223
0.00	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	2.233	2.233
-20.00	0.9964	-0.0008	0.0000	0.0000	2.245	2.245
-40.00	2.0156	0.0280	0.0000	0.0000	2.257	2.257
-60.00	3.0656	0.0856	0.0000	0.0000	2.271	2.271

INCREMENTAL SUSPENSION PARAMETER VALUES

Bump Travel (mm)	Anti Dive (%)	Anti Squat (%)	Roll Centre Height {to Body} (mm)	Roll Centre Height {to Grnd} (mm)	Half Track Change (mm)	Wheelbase Change (mm)	Damper1 Travel (mm)	Spring1 Travel (mm)
60.00	-145.11	-59.06	127.43	67.43	10.08	-3.95	-27.03	-27.03
40.00	-136.81	-64.45	139.24	99.24	7.67	-2.83	-17.99	-17.99
20.00	-130.02	-68.88	151.68	131.68	4.33	-1.52	-8.98	-8.98
0.00	-124.43	-72.65	164.79	164.79	0.00	0.00	0.00	0.00
-20.00	-119.82	-76.00	178.64	198.64	-5.34	1.73	8.93	8.93
-40.00	-116.03	-79.10	193.33	233.33	-11.76	3.68	17.82	17.82
-60.00	-112.95	-82.07	208.94	268.94	-19.30	5.88	26.65	26.65

 07/10/2019 19:01:30
 LOTUS SUSPENSION ANALYSIS - SHARK v6.02b
 Default Bump/Rebound

REAR SUSPENSION - BUMP TRAVEL

RHS WHEEL (+ve Y)

TYPE 10 Trailing Arm, upper and lower rear links

INCREMENTAL GEOMETRY VALUES

Bump Travel (mm)	Camber Angle (deg)	Toe Angle {SAE} (deg)	Castor Angle (deg)	Kingpin Angle (deg)	Damper1 Ratio (-)	Spring1 Ratio (-)
60.00	-2.9266	0.1841	0.0000	0.0000	2.209	2.209
40.00	-1.9545	0.0921	0.0000	0.0000	2.215	2.215
20.00	-0.9813	0.0308	0.0000	0.0000	2.223	2.223
0.00	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	2.233	2.233
-20.00	0.9964	-0.0008	0.0000	0.0000	2.245	2.245
-40.00	2.0156	0.0280	0.0000	0.0000	2.257	2.257
-60.00	3.0656	0.0856	0.0000	0.0000	2.271	2.271

INCREMENTAL SUSPENSION PARAMETER VALUES

Bump Travel (mm)	Anti Dive (%)	Anti Squat (%)	Roll Centre Height {to Body} (mm)	Roll Centre Height {to Grnd} (mm)	Half Track Change (mm)	Wheelbase Change (mm)	Damper1 Travel (mm)	Spring1 Travel (mm)
60.00	-145.11	-59.06	127.43	67.43	10.08	-3.95	-27.03	-27.03
40.00	-136.81	-64.45	139.24	99.24	7.67	-2.83	-17.99	-17.99
20.00	-130.02	-68.88	151.68	131.68	4.33	-1.52	-8.98	-8.98
0.00	-124.43	-72.65	164.79	164.79	0.00	0.00	0.00	0.00
-20.00	-119.82	-76.00	178.64	198.64	-5.34	1.73	8.93	8.93
-40.00	-116.03	-79.10	193.33	233.33	-11.76	3.68	17.82	17.82
-60.00	-112.95	-82.07	208.94	268.94	-19.30	5.88	26.65	26.65

11.9 Anexo 9 - Exemplo de ficha de homologação da célula de sobrevivência.

Insert ASN LOGO here	<small>SN CERTIFICATE NUMBER</small>
----------------------------	--------------------------------------

SAFETY CAGE CERTIFICATE

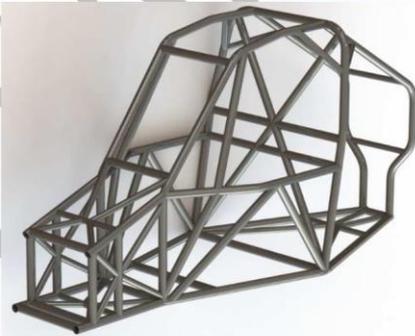
**In compliance with the FIA Homologation Regulations for Safety Cages
and the FIA Technical Regulations Guidelines for Cross Cars.**

This Certificate is valid only for the Safety Cage bearing the Serial Number shown on Page 7 of 7

Safety Cage/Chassis Manufacturer	<u>Kimso</u>
Address	_____ _____ _____
Phone n° + Email	_____

The structure shown on this form is manufactured for the following vehicle:

Make	_____	Model	_____	Year/Model Identifier	_____
Vehicle Homologation Number(s)* <small>*if applicable</small>					

<p>Drawing of front ¾ view of the Complete Structure showing the location of the identification plate</p> 
--

It is accepted by all parties and entities concerned with this document and its content that, in the last resort, the FIA holds full authority to testify to the regulatory validity of this certificate in case of difficulties regarding the application or interpretation of the rules and/or requirements referred to above

Insert ASN LOGO here	ASN CERTIFICATE NUMBER
----------------------------	--------------------------------

Method of attachment to Body Shell	<u>No attachment</u>
Weight of Safety Cage, inc. fastenings	<u>60</u> kg

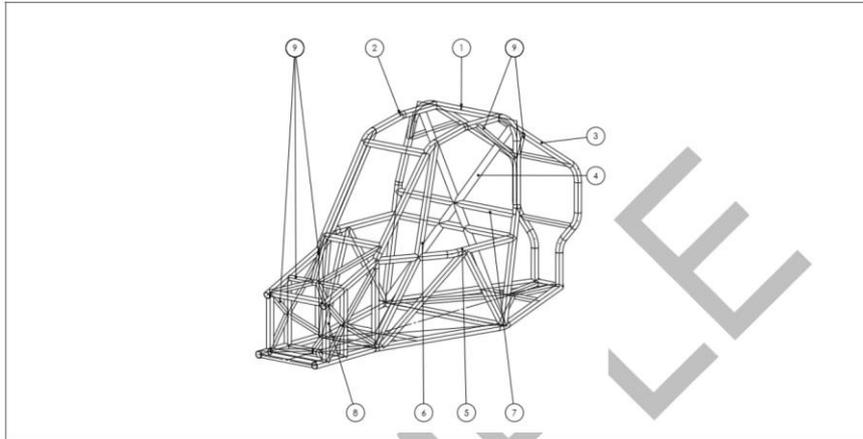
This document is valid only if fully completed and issued as a validated original document by [ASN name] (The issuing ASN).
 It must be presented, in full, on demand to FIA or ASN delegates or Technical Scrutineers of the Meeting (Competition).
 The authorisation of this form by the issuing ASN certifies that the structure shown herein complies with the basic strength and configuration requirements of the FIA Homologation Regulations for Safety Cages.
 It does not certify that the structure complies with the requirements of any particular competition or technical regulations.
This certificate becomes invalid if the structure is modified in any way from the design shown herein.

FOR THE USE OF THE ISSUING ASN ONLY	
The issuing ASN, having been satisfied that the Safety Cage design identified in this Certificate has been demonstrated to meet the requirements of the FIA Homologation Regulations for Safety Cages, certifies that the design of the Safety Cage Structure is valid for use, subject to the restrictions listed below, in all events sanctioned by the issuing ASN and International events sanctioned by the FIA.	
Name of Authorising Officer	_____
Position	_____
Signed	Insert signature here
Date	____ / ____ / ____
Remarks/Restrictions (For the use of the issuing ASN only)	
_____ _____ _____ _____	

Insert
ASN LOGO
here

ASN CERTIFICATE NUMBER

LABELLED DRAWING OF THE SAFETY CAGE STRUCTURE SHOWING ALL TUBING DIMENSIONS



All Dimensions ± 0.1mm		Show location of each type on drawing			
Tube / Member	Label	Grade of Steel	External Diameter (OD)	Wall Thickness	Min. Tensile Strength
Main Rollbar	1	25CrMo4	40mm	2.00mm	716N/mm ²
Front/Lateral Rollbar	2	25CrMo4	40mm	2.00mm	716N/mm ²
Backstays	3	25CrMo4	40mm	1.50mm	724N/mm ²
Main rollbar	4	25CrMo4	40mm	2.00mm	716N/mm ²
Diagonal members					
Doorbars	5	25CrMo4	40mm	1.50mm	724N/mm ²
Windscreen Pillar Reinforcements	6	25CrMo4	40mm	1.50mm	724N/mm ²
Harness Bar	7	25CrMo4	40mm	2.00mm	716N/mm ²
Pedal Box	8	25CrMo4	40mm	1.50 mm	724N/mm ²
Rest Tubes	9	25CrMo4	30mm	2.00 mm	792 N/mm ²
			mm	mm	N/mm ²
			mm	mm	N/mm ²
			mm	mm	N/mm ²
			mm	mm	N/mm ²

Insert
ASN LOGO
here

ASN CERTIFICATE NUMBER

PHOTO 1
FRONT ¾ VIEW OF MULTI TUBULAR SPACE FRAME

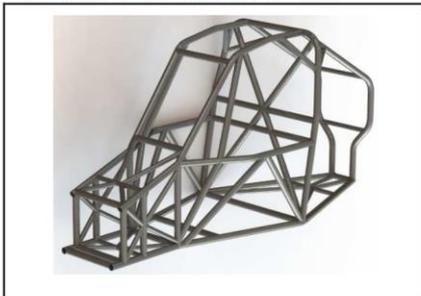


PHOTO 2
REAR ¾ VIEW OF MULTI TUBULAR SPACE FRAME

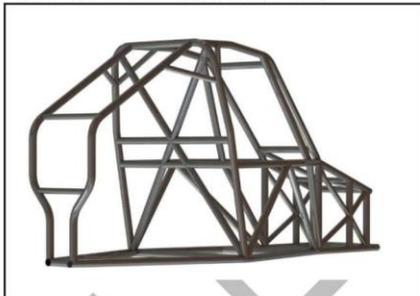


PHOTO 3
VIEW FROM SIDE OF MULTI TUBULAR SPACE FRAME

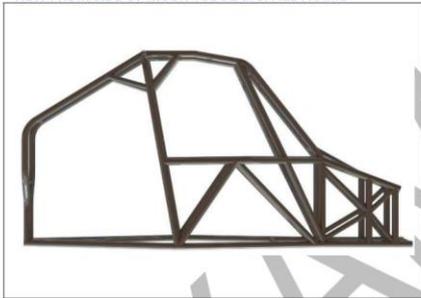


PHOTO 4
MAIN ROLLBAR TO LONGITUDINAL MEMBER ATTACHMENT

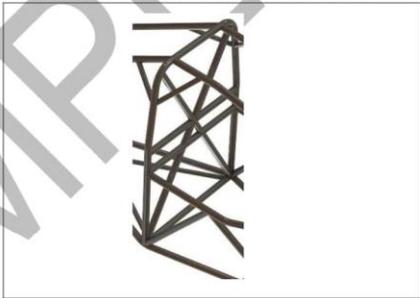


PHOTO 5
REAR BACKSTAY TO LOWER LONGITUDINAL MEMBER ATTACHMENT



PHOTO 6
FRONT ROLLBAR TO LOWER LONGITUDINAL MEMBER ATTACHMENT



Insert
ASN LOGO
here

ASN CERTIFICATE NUMBER

PHOTO 7
LATERAL HALF-ROLLBAR TO LOWER LONGITUDINAL MEMBER ATTACHMENT



PHOTO 8
MAIN ROLLBAR TO UPPER LONGITUDINAL MEMBER ATTACHMENT



PHOTO 9
FRONT ROLLBAR TO UPPER LONGITUDINAL MEMBER ATTACHMENT



PHOTO 10
DIAGONAL MEMBERS ON MAIN ROLLBAR



PHOTO 11
ANTI-INTRUSION DOORBARS - LEFT



PHOTO 12
ANTI-INTRUSION DOORBARS - RIGHT



Insert
ASN LOGO
here

ASN CERTIFICATE NUMBER

PHOTO 13
SHOULDER HARNESS ATTACHMENT

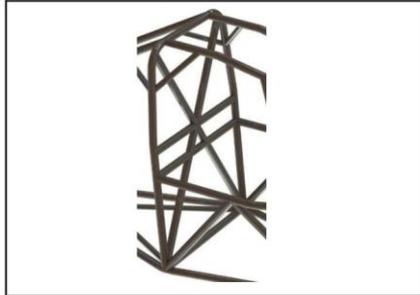


PHOTO 14
WINDSCREEN PILLAR REINFORCEMENT



PHOTO 15
LOCATION OF IDENTIFICATION PLATE



PHOTO 16
DETAIL OF IDENTIFICATION PLATE



PHOTO 17
OTHER DETAILS OF CHASSIS



PHOTO 18
OTHER DETAILS OF CHASSIS



.....

Insert ASN LOGO here	ASN CERTIFICATE NUMBER <div style="border: 1px solid black; height: 40px; width: 100%;"></div>
----------------------------	---

V.I.N. or Chassis Identification Number	_____

MANUFACTURER'S DECLARATION AND DETAILS:

I declare that the Safety Cage Structure described on this form and fitted to the vehicle described above:

- was constructed and installed in accordance with the specifications and design shown herein.
- has been manufactured so that all aspects of the Safety Cage design, including configuration and strength requirements and welded and demountable joints and mountings, will be in conformity with the requirements of the FIA Homologation Regulations for Safety Cages.
- has been identified by an engraved plate bearing the name or logo of the manufacturer, the ASN Certificate number and a unique manufacturer's serial number.

Manufacturer's Name	_____	Insert Manufacturer Stamp here
Address	_____ _____ _____	
Phone n° + Email	_____	
Signature:	Insert signature here	
Name of Signatory#:	_____	

MANUFACTURER'S AGENT: (For Safety Cages installed by an Agent)

The following Agent is authorised to act on the manufacturer's behalf to install this Safety Cage design.

Agent's Name	_____
Address	_____ _____ _____
Phone n° + Email	_____

<p>Instructions to the installer of the Safety Cage</p> <p>The ASN may list here any instructions it wishes to be followed for the processing of the certificate</p>

Insert
ASN LOGO
here

ASN CERTIFICATE NUMBER

**SUPPLEMENTARY DOSSIER
FOR CERTIFICATION FOR A SAFETY CAGE**

Notice to Applicants: All information in this Supplementary Dossier will be treated as Confidential by [ASN], and no information on the present form will be released without the permission of the applicant, other than when requested by the FIA or statutory authorities.

ASN instructions here

Such Certificate will be invalid if the structure is modified in any way from the design shown herein.

MANUFACTURER'S DECLARATION AND DETAILS:

I declare that all Safety Cage Structures built to the design described on this form:

- will be constructed by me, or under my supervision, or by my authorised agent in accordance with the specifications and design shown herein.
- will be manufactured so that all aspects of the Safety Cage design, including configuration and strength requirements, welded and demountable joints and mountings, will be in conformity with the requirements of the FIA Homologation Regulations for Safety Cages.
- will be identified by an engraved plate bearing the name or logo of the manufacturer, the [ASN] Certificate number and a unique manufacturer's serial number.

Name of Manufacturer _____	Insert Manufacturer Stamp here
Address _____ _____	
Phone n° + Email _____	
Signature Insert signature here	
Name of Signatory _____	
Date _____ / _____ / _____	

Insert ASN LOGO here	ASN CERTIFICATE NUMBER
----------------------------	------------------------

TESTING CENTRE OR ENGINEERING COMPANY REPORT

If a report is required, please give details below, and submit the report with this application :

Name of Testing Centre recognised by the FIA or Company approved by the FIA for the calculation of safety cages	Centro de Investigação e Desenvolvimento em Engenharia Mecânica Instituto Superior de Engenharia do Porto
Test report number	2019.001
Date of Test or Issue of Report	20/04/2019
Calculation report number	8
Date of Calculation or Issue of Report	19/04/2019

MANUFACTURER'S DOSSIER

Your ASN may require you to submit a Manufacturer's Dossier, or provide other information if you have not previously been authorised to produce safety cages. Please contact your ASN to ascertain what requirements, if any, may be imposed prior to the issuing of this Certificate.