



**Diogo Gonçalo**  
**Francisco Gândara**

**Projeto de componentes estruturais em veículos  
motorizados de duas rodas**





**Diogo Gonçalo  
Francisco Gândara**

**Projeto de componentes estruturais em veículos  
motorizados de duas rodas**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação científica de Francisco José Malheiro Queirós de Melo, Professor Associado do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro e sob co-orientação de António Manuel de Bastos Pereira, Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.

Apoio financeiro dos projetos  
UID/EMS/00481/2013-FCT e CENTRO-  
01-0145-FEDER-022083



**o júri / the jury**

presidente / president

**Prof. Doutor Ricardo José Alves de Sousa**

Professor Auxiliar com agregação da Universidade de Aveiro

vogais / committee

**Prof. Doutor Francisco José Gomes da Silva**

Professor Adjunto do Instituto Superior de Engenharia da Universidade do Porto  
(arguente)

**Prof. Francisco José Malheiro Queirós de Melo**

Professor Associado da Universidade de Aveiro (orientador)



**agradecimentos /  
acknowledgements**

À minha família, por todo o apoio e ajuda incondicional durante esta jornada.

Aos meus orientadores, Professor Francisco Queirós de Melo e Professor António Bastos, por terem aceite este projeto e pelo apoio prestado durante a sua realização.

Aos meus amigos thetenianos, pelos momentos memoráveis.

Aos meus companheiros do L.A.R., por todo o apoio e ajuda durante a realização deste projeto.

À equipa Motochanics, por toda a aprendizagem e enriquecimento pessoal.

Ao Eng. Rui Machado, por todos os conselhos e disponibilidade.



**palavras-chave**

Projecto de mota, Motostudent, análise estrutural, dinâmica de mota, elementos fínitos

**resumo**

Num veículo motorizado de duas rodas o elemento estrutural que faz a ligação entre os vários componentes que o compõem é o quadro. Este apresenta grande importância pois é o elemento que vai definir parâmetros como a manobrabilidade, posição do centro de massa e o modo como os elementos que constituem o veículo se comportam entre si. O objetivo é obter um quadro rígido mas ao mesmo tempo flexível. Neste projeto é desenvolvido um quadro com o propósito de participar na prova Motostudent. Inicialmente são apresentadas as várias geometrias utilizadas na atualidade, os aspetos a ter em conta durante o projeto de um quadro e os materiais permitidos pelo regulamento da prova. Após a seleção do material é desenvolvida uma geometria que possui como base o protótipo desenvolvido pela equipa Motochanics para a edição de 2015/16 da prova Motostudent, onde a sua estrutura foi analisada e o protótipo testado em pista. Durante o desenvolvimento da estrutura, parâmetros como rigidez lateral, longitudinal e torsional são analisados através do método de elementos finitos usando o programa Catia V5 da *Dassault Systèmes*, bem como as condições de trabalho mais exigentes a que o quadro está sujeito durante a sua utilização (aceleração, curva e travagem), e ainda as frequências naturais do mesmo. São igualmente analisados os vários testes necessários à homologação da estrutura para a participação na prova.



**keywords**

Motorcycle project, Motostudent, structural analyses, motorcycle dynamics, finite elements method

**abstract**

In two-wheeled vehicles (motorcycles here), the body frame is a very important element for the structural role played in the stable geometry for safe driving and protection. This component must withstand prescribed static and dynamic loads according to specifications issued for specific areas of design for these vehicles. In this work, the design standards issued on the behalf of Motostudent competition were followed carefully. The leading focus of this thesis was the revision and proposals for the analysis of an existing design of the body frame and its improvement for the static and dynamic structural behavior. The study was carried out only by finite element modeling using Catia V5 from Dassault Systèmes software. The analysis involved static loads prescribed by the Moto-student contest rules. The body frame, formerly built with welded thin walled round section pipes, has this option replaced by a cast aluminum shell with internal reinforcing ribs as described with detail in the text. Several designs were examined with the finite element program and improvements were achieved for weight saving still maintaining an adequate stiffness. It is important to enhance that the body frame stiffness had to bear on prescribed values obtained by specific loading/displacement obtained with an appropriate test rig.



# Conteúdo

<b>Conteúdo</b>	<b>i</b>
<b>Lista de Figuras</b>	<b>iii</b>
<b>Lista de Tabelas</b>	<b>ix</b>
<b>1 Introdução</b>	<b>1</b>
1.1 Contexto e motivação . . . . .	1
1.2 Estrutura do projeto . . . . .	2
1.2.1 Prova Motostudent . . . . .	2
1.3 Objetivos . . . . .	3
1.4 Introdução histórica . . . . .	4
<b>2 Estado do conhecimento</b>	<b>9</b>
2.1 Geometrias usadas na atualidade . . . . .	9
2.1.1 <i>Cradle e Double Cradle</i> . . . . .	9
2.1.2 Viga única . . . . .	10
2.1.3 Perimeter . . . . .	10
2.1.4 Monocoque . . . . .	11
2.1.5 Treliça . . . . .	12
2.1.6 Diamond . . . . .	12
2.1.7 Outros tipos de construção . . . . .	13
2.2 Comportamento cinemático, dinâmico e estrutural . . . . .	14
2.2.1 Wheelbase . . . . .	16
2.2.2 Caster angle . . . . .	17
2.2.3 Trail . . . . .	20
2.2.4 Centro de massa . . . . .	21
2.2.5 Momentos de inércia . . . . .	23
2.3 Considerações estruturais . . . . .	24
2.3.1 Tipos de apoio de motor . . . . .	24
2.3.2 Fadiga . . . . .	26
2.3.3 Eficiência estrutural . . . . .	26
2.3.4 Triangulação . . . . .	26
2.3.5 Tipos e tamanhos de tubos . . . . .	27
2.4 Material . . . . .	28
2.4.1 Aço . . . . .	28
2.4.2 Alumínio . . . . .	29
2.4.3 Carbono . . . . .	29
2.5 Materiais para núcleos do compósito . . . . .	31

2.5.1	Cortiça . . . . .	31
2.5.2	Espuma polimérica . . . . .	32
2.5.3	Espuma de alumínio . . . . .	32
2.5.4	Favo de mel . . . . .	33
2.6	Ferramentas de investigação . . . . .	34
<b>3</b>	<b>Materiais e geometria</b>	<b>35</b>
3.1	Material escolhido . . . . .	35
3.2	Geometria desenvolvida . . . . .	36
3.3	Ergonomia . . . . .	49
<b>4</b>	<b>Rigidez estrutural</b>	<b>51</b>
4.1	Rigidez lateral . . . . .	52
4.2	Rigidez longitudinal . . . . .	55
4.3	Rigidez torcional . . . . .	57
<b>5</b>	<b>Cálculo das forças num veículo motorizado de duas rodas</b>	<b>59</b>
5.1	Máxima aceleração no arranque . . . . .	61
5.2	Comportamento dinâmico em curva . . . . .	63
5.3	Máxima força de travagem na roda da frente . . . . .	67
<b>6</b>	<b>Análise do quadro</b>	<b>69</b>
6.1	Máxima aceleração no arranque . . . . .	69
6.2	Comportamento dinâmico em curva . . . . .	74
6.3	Máxima força de travagem na roda da frente . . . . .	78
6.4	Teste da prensa . . . . .	82
6.4.1	Ensaio frontal de 300 kgf . . . . .	83
6.4.2	Ensaio vertical de 250 kgf . . . . .	88
6.5	Frequência natural . . . . .	91
<b>7</b>	<b>Prototipagem</b>	<b>93</b>
7.1	Protótipo de aspeto . . . . .	93
<b>8</b>	<b>Conclusões e trabalhos futuros</b>	<b>97</b>
	<b>Bibliografia</b>	<b>99</b>
	<b>Apêndice A</b>	<b>101</b>

# Lista de Figuras

1.1	Protótipo e equipa que participou na quarta edição da prova Motostudent. . .	1
1.2	Selos de certificação para as várias verificações. . . . .	1
1.3	Logo da prova Motostudent [1]. . . . .	3
1.4	Pierre Michaux ao lado da sua mota a vapor. . . . .	4
1.5	Quadro Cradle, apresenta uma geometria similar ao de uma bicicleta mas tem mais apoio na parte inferior para acomodar o motor [2]. . . . .	5
1.6	Quadro Duplex Cradle, evolução do Cradle mas reforçado no tubo superior ligado à coluna de direção [2]. . . . .	5
1.7	Quadro Cotton [2]. . . . .	5
1.8	Greves Silverstone com o perfil H em alumínio a apoiar o motor [2]. . . . .	6
1.9	Quadro de Francis-Barnett [2]. . . . .	6
1.10	Quadro Open-Scott [2]. . . . .	6
1.11	Sistema de amortecimento Plunger [2]. . . . .	7
1.12	Sistema de amortecimento Featherbed [2]. . . . .	7
1.13	Quadro com uma viga principal a estrutura e reforçada com uma viga em U [2].	7
1.14	Quadro viga NSU, este já permitia o uso de amortecedores na roda de trás [2].	7
1.15	Quadro Twin Spar [2]. . . . .	8
1.16	Moto Guzzi V8 de 1955 com 499cc [2]. . . . .	8
2.1	Quadro cradle de uma KTM SX de 2008. . . . .	10
2.2	Quadro double cradle de uma Honda CRF250 de 2011. . . . .	10
2.3	Behn Mono Shock Chassic KZ1000 Roadracer. . . . .	10
2.4	Quadro da Aprilia Mile R de 2004 [5]. . . . .	11
2.5	Quadro da Kawasaki Ninja ZX-14 de 2006 [5]. . . . .	11
2.6	Quadro da KTM Duke 200 [5]. . . . .	12
2.7	Quadro da Honda CBR250 de 2011 [5]. . . . .	13
2.8	Quadro de uma Vespa. . . . .	13
2.9	Quadro de uma scooter Piaggio. . . . .	13
2.10	Vyrus 986 M2 [5]. . . . .	14
2.11	Cinemática de uma mota [4]. . . . .	15
2.12	Parâmetros geométricos de uma mota [2]. . . . .	15
2.13	Esquema para demonstrar que quanto maior for o <i>wheelbase</i> maior será o ângulo de viragem necessário para a realização de uma curva [2]. . . . .	16
2.14	Esquema para mostrar que quanto maior o <i>wheelbase</i> , menor será o <i>displacement angle</i> na roda de trás [2]. . . . .	17
2.15	Esquema para mostrar a influência que o <i>caster angle</i> pode trazer na montagem [2]. . . . .	17
2.16	Esquema de três <i>caster angles</i> que permitem ter o mesmo <i>trail</i> [2]. . . . .	18

2.17	Esquema a demonstrar que o aumento do <i>caster angle</i> , mantendo o <i>ground trail</i> , reduz as forças que tentam alinhar as rodas [2]. . . . .	18
2.18	Gráfico que relaciona a queda vertical da frente com a rotação da direção para vários <i>caster angles</i> [2]. . . . .	19
2.19	Gráfico que relaciona a força necessária para endireitar a roda consoante o ângulo da direção, para diferentes <i>caster angles</i> [2]. . . . .	19
2.20	Esquema para mostrar as forças exercidas na roda dianteira durante uma curva que resultam no <i>caster effect</i> [2]. . . . .	20
2.21	Esquema para mostrar a influência da rotação da direção e o <i>caster effect</i> provocado em ambas as rodas [2]. . . . .	21
2.22	Esquema para mostrar a influência do centro de gravidade e do peso do conjunto na inclinação necessária para a realização da curva devido à variação da força centrífuga aplicada no centro de massa [2]. . . . .	22
2.23	Esquema para mostrar a influência do centro de gravidade nas forças centrífugas criadas durante uma curva [2]. . . . .	23
2.24	Esquema para mostrar os momentos de inércia durante a condução de um motociclo [4]. . . . .	24
2.25	Esquema de montagem de motor com dois apoios [7]. . . . .	25
2.26	Esquema de montagem de motor com três apoios usando o pivô da escora como apoio [7]. . . . .	25
2.27	Esquema de montagem de motor com três apoios [7]. . . . .	25
2.28	Esquema de montagem de motor com o uso de sinoblocos [7]. . . . .	25
2.29	Esquema para representar as deformações numa estrutura retangular e triangular, quando aplicada a mesma força $F$ [2]. . . . .	26
2.30	Esquema de três exemplos de triangulação interna e externa [2]. . . . .	27
2.31	Tabela com os materiais mais comuns na construção de uma mota e as suas respetivas características [2]. . . . .	28
2.32	Peça e tabelas de resultados obtidos por CH.Neeraja et al [12]. . . . .	30
2.33	Exemplo de estrutura de sandwich com favo de mel [15]. . . . .	31
2.34	Exemplo de FML [14]. . . . .	31
2.35	Gráfico de tensão-deformação da cortiça [18]. . . . .	32
2.36	Gráfico de tensão-deformação de dois tipos de espuma de alumínio [20]. . . . .	33
2.37	Comparação entre as propriedades dos <i>honeycombs</i> e espumas [22]. . . . .	34
3.1	Protótipo construído pela equipa Motochanics. . . . .	36
3.2	Quadro construído pela equipa Motochanics. . . . .	36
3.3	Escora construída pela equipa Motochanics. . . . .	36
3.4	Piloto de testes da <i>MotoJornal</i> Domingos Janeiro a testar o protótipo construído pela equipa Motochanics. . . . .	37
3.5	Piloto Paulo Leite a testar o protótipo construído pela equipa Motochanics. . . . .	37
3.6	BeOn preparada para Moto3, sem carnagens, usada pelo piloto Paulo Leite no campeonato nacional. . . . .	38
3.7	Geometria em fase inicial (vista de frente). . . . .	39
3.8	Geometria em fase inicial (vista de trás). . . . .	39
3.9	Reforço frontal (Modelo 1). . . . .	40
3.10	Reforço frontal (Modelo 2). . . . .	40
3.11	Reforço frontal (Modelo 3). . . . .	40
3.12	Apoio frontal de motor (Modelo 1). . . . .	40
3.13	Apoio frontal de motor (Modelo 2). . . . .	40
3.14	Apoio frontal de motor (Modelo 3). . . . .	40

3.15	Parte lateral (Modelo 1).	40
3.16	Parte lateral (Modelo 2).	40
3.17	Parte lateral (Modelo 3).	40
3.18	Primeira geometria dentro dos parâmetros de rigidez (vista de frente).	41
3.19	Primeira geometria dentro dos parâmetros de rigidez (vista de trás).	41
3.20	Modelo de motor usado.	42
3.21	Modelo de motor cedido pela organização da prova.	42
3.22	Geometria dentro dos parâmetros de rigidez com o motor da organização (vista de frente).	42
3.23	Geometria dentro dos parâmetros de rigidez com o motor da organização (vista de trás).	43
3.24	Geometria desenvolvida para reduzir complexidade das soldaduras (vista de frente).	44
3.25	Geometria desenvolvida para reduzir complexidade das soldaduras (vista de trás).	44
3.26	Vista em corte do encastramento.	45
3.27	Vista em corte dos casquilhos.	45
3.28	Reforço frontal após alterações.	46
3.29	Geometria final (vista de frente).	46
3.30	Geometria final (vista de trás).	47
3.31	Localização dos vários apoios no quadro.	47
3.32	Helicoides usado nas roscas [25].	48
3.33	Esquema com indicação da posição do centro de massa.	49
3.34	Esquema das condições de ergonomia apresentadas no regulamento da prova Motostudent [26].	50
3.35	Esquema de ângulos da ergonomia do quadro projetado.	50
4.1	Esquema das condições para avaliar a rigidez lateral de um quadro [4].	51
4.2	Esquema das condições para avaliar a rigidez longitudinal de um quadro [4].	52
4.3	Esquema das condições para avaliar a rigidez torcional de um quadro [4].	52
4.4	Esquema das forças e constrangimentos aplicados na simulação da rigidez lateral.	53
4.5	Deslocamento lateral para uma força de 1 kN	53
4.6	Deslocamento lateral para uma força de 1.5 kN	53
4.7	Deslocamento lateral para uma força de 2 kN	54
4.8	Deslocamento lateral para uma força de 2.5 kN	54
4.9	Deslocamento lateral para uma força de 3 kN	54
4.10	Resultados da análise de deformação lateral.	55
4.11	Esquema das forças e constrangimentos aplicados na simulação da rigidez longitudinal.	55
4.12	Deslocamento longitudinal para uma força de 1 kN	56
4.13	Deslocamento longitudinal para uma força de 1.5 kN	56
4.14	Deslocamento longitudinal para uma força de 2 kN	56
4.15	Deslocamento longitudinal para uma força de 2.5 kN	56
4.16	Deslocamento longitudinal para uma força de 3 kN	56
4.17	Esquema das forças e constrangimentos aplicados na simulação da rigidez torcional.	57
4.18	Deslocamento torcional para uma força de 1 kN	57
4.19	Deslocamento torcional para uma força de 1.5 kN	57
4.20	Deslocamento torcional para uma força de 2 kN	58
4.21	Deslocamento torcional para uma força de 2.5 kN	58

4.22	Deslocamento torcional para uma força de 3 kN . . . . .	58
5.1	Dimensões gerais da estrutura desenvolvida. . . . .	60
5.2	Forças durante uma aceleração máxima. . . . .	61
5.3	Forças geradas durante uma aceleração máxima na roda de trás. . . . .	62
5.4	Representação das forças presentes durante uma curva. . . . .	64
5.5	Representação das forças geradas na roda da frente durante uma curva. . . . .	65
5.6	Representação das forças geradas durante uma curva na roda de trás. . . . .	66
5.7	Esquema das forças numa travagem máxima. . . . .	67
6.1	Forças provocadas no quadro durante a aceleração. . . . .	70
6.2	Forças no quadro durante a aceleração. . . . .	71
6.3	Representação das forças e restrições para a análise da aceleração máxima. . . . .	72
6.4	Resultados da análise das tensões de Von Mises para a aceleração máxima. . . . .	73
6.5	Resultados da análise dos deslocamentos para a aceleração máxima. . . . .	73
6.6	Pico na análise para a aceleração máxima. . . . .	74
6.7	Forças geradas no quadro durante a curva. . . . .	75
6.8	Representação das forças e restrições para a análise em curva. . . . .	76
6.9	Resultado da análise das tensões de Von Mises para uma curva. . . . .	77
6.10	Resultado da análise de deslocamentos para uma curva. . . . .	77
6.11	Pico na análise do comportamento dinâmico em curva. . . . .	78
6.12	Esquema das forças geradas durante uma travagem máxima. . . . .	79
6.13	Representação das forças e restrições para a análise da travagem na roda da frente. . . . .	80
6.14	Resultados da análise das tensões de Von Mises para uma travagem máxima. . . . .	81
6.15	Resultados da análise dos deslocamentos para uma travagem máxima. . . . .	81
6.16	Pico máximo no quadro durante uma travagem máxima. . . . .	82
6.17	Prensa usada para testar as motas que participam na prova Motostudent. . . . .	83
6.18	Esquema com as forças usadas na prensa para testar as motas que participam na prova Motostudent. . . . .	83
6.19	Representação das forças no teste da prensa de 300 kgf na horizontal. . . . .	84
6.20	Representação das forças e restrições para a análise da prensa com 300kgf. . . . .	85
6.21	Resultados da análise das tensões de Von Mises para o ensaio frontal de 300kgf. . . . .	86
6.22	Resultados da análise dos deslocamentos para o ensaio frontal de 300kgf. . . . .	86
6.23	Pico máximo na análise das tensões de Von Mises para o ensaio frontal de 300kgf. . . . .	87
6.24	Pico na análise das tensões de Von Mises para o caso do ensaio frontal de 300kgf. . . . .	87
6.25	Representação das forças e restrições para a análise da prensa com 250kgf. . . . .	88
6.26	Resultado da análise da tensão de Von Mises para o ensaio vertical. . . . .	89
6.27	Resultado da análise dos deslocamentos para o ensaio vertical de 250 kgf. . . . .	89
6.28	Pico máximo no sub-quadro na análise das tensões de Von Mises para o caso do ensaio vertical de 250 kgf. . . . .	90
6.29	Pico máximo no quadro na análise das tensões de Von Mises para o caso do ensaio vertical de 250 kgf. . . . .	90
6.30	Representação das restrições para a análise das frequências . . . . .	91
6.31	Resultado da análise das tensões de Von Mises para uma frequência de 109.087 Hz aplicada ao quadro. . . . .	92
6.32	Resultado da análise dos deslocamentos para uma frequência de 109.087 Hz aplicada ao quadro. . . . .	92
6.33	Resultado da análise das tensões de Von Mises para uma frequência de 547.507 Hz aplicada ao quadro. . . . .	92

6.34	Resultado da análise dos deslocamentos para uma frequência de 547.507 Hz aplicada ao quadro. . . . .	92
7.1	Esquema de funcionamento de uma impressora SLA. . . . .	94
7.2	Esquema de funcionamento de uma impressora SLS. . . . .	94
7.3	Esquema de funcionamento de uma impressora FDM. . . . .	94
7.4	Impressora usada para imprimir protótipo. . . . .	94
7.5	Modelo impresso(1). . . . .	95
7.6	Modelo impresso(2). . . . .	95
7.7	Modelo impresso(3). . . . .	96



# Lista de Tabelas

1.1	Descrição de cada etapa da prova Motostudent. . . . .	3
2.1	Tabela com o resumo da influência do centro de massa. . . . .	23
2.2	Comparação entre o aço, o alumínio e a fibra de carbono. . . . .	30
3.1	Composição do alumínio 6081 T6 [24]. . . . .	35
3.2	Propriedades mecânicas do alumínio 6081 T6 [24] . . . . .	35
3.3	Legenda da figura 3.31 . . . . .	48
5.1	Tabela com as medidas gerais da estrutura em mm. . . . .	60
5.2	Especificações do motor KTM RC250R [27] . . . . .	62
6.1	Resumos das forças calculadas nos vários apoios do quadro. . . . .	72
6.2	Resumos das forças calculadas e restrições nos vários apoios do quadro. . . . .	76
6.3	Resumo das forças usadas na simulação. . . . .	80
6.4	Resumos das forças usadas na simulação. . . . .	85
6.5	Primeiras dez frequências naturais do quadro desenvolvido. . . . .	92
8.1	Comparação entre os valores de rigidez para o protótipo construído com os do quadro projetado. . . . .	97



# Capítulo 1

## Introdução

### 1.1 Contexto e motivação

Este projeto emerge no seguimento do trabalho desenvolvido pela equipa Motochanics da Universidade de Aveiro. A equipa formou-se em 2015 com o intuito de participar na prova Motostudent (apresentada no subcapítulo 1.2.1), onde o interesse pelo desporto motorizado foi o elo de ligação entre os vários elementos. Ao longo de um ano e meio a equipa teve como missão o desenvolvimento e conceção de um protótipo de competição. A equipa e o protótipo podem ser vistos na figura 1.1.

Após a participação na prova, cuja equipa era composta por nove elementos do curso de engenharia mecânica, destaca-se uma prestação positiva, salientando-se o sexto lugar no projeto inovação e décimo quinto na categoria de projeto, bem como a validação do protótipo nos vários testes (imagem com os selos de verificação na figura 1.2).

Neste projeto será desenvolvido o quadro para o novo protótipo da equipa, onde toda a aprendizagem e experiência adquirida na projeção e concessão do protótipo anterior servirá de base para o novo modelo. Deste modo, a meta principal deste projeto será a construção de um protótipo mais competitivo, que permitirá alcançar uma melhoria de resultados, concorrendo para dignificar a equipa e Universidade.



Figura 1.1: Protótipo e equipa que participou na quarta edição da prova Motostudent.



Figura 1.2: Selos de certificação para as várias verificações.

## 1.2 Estrutura do projeto

Este projeto encontra-se estruturado em oito capítulos.

No primeiro capítulo é feita uma explanação da prova Motostudent e uma breve introdução histórica das geometrias que tiveram mais impacto ao longo dos anos.

No segundo capítulo são apresentadas as várias geometrias usadas na atualidade para as diferentes modalidades onde um veículo motorizado de duas rodas se enquadra. São abordados os parâmetros que terão repercussão no comportamento dinâmico, como o *wheelbase*, *caster angle*, *trail*, o posicionamento do centro de massa e os vários momentos de inércia presentes num motociclo (*pitch*, *yaw* e *rol*). São efetuadas também várias considerações relativamente a parâmetros estruturais durante a projeção de um quadro, tais como os vários tipos de apoio de motor, fadiga, eficiência estrutural, triangulação e tipos e tamanhos de tubos e como estes influenciam o comportamento da estrutura. Também neste capítulo foram estudados os diferentes tipos de materiais permitidos pelo regulamento Motostudent.

No capítulo três é definido o material que será usado, seguido das várias fases pelas quais o quadro projetado passou até à obtenção do modelo final, e também uma análise ergonómica à estrutura desenvolvida.

No quarto capítulo é feita uma apreciação à estrutura para os vários parâmetros de rigidez do quadro, de forma a obter uma estrutura rígida mas ao mesmo tempo flexível. Esses parâmetros são a rigidez lateral, longitudinal e torsional, onde cada um é estudado individualmente.

No capítulo cinco são estudadas as forças existentes num veículo motorizado durante as situações de máxima aceleração no arranque, comportamento dinâmico em curva e máxima força de travagem na roda da frente. Os casos estudados representam as situações mais exigentes durante a condução de um motociclo.

No sexto capítulo são analisadas as forças geradas no quadro para as várias situações abordadas no capítulo anterior e, posteriormente, através do método dos elementos finitos, obtêm-se as análises das tensões de Von Mises e dos deslocamentos, conseguindo assim validar o quadro desenvolvido para as situações de trabalho. Para além das situações anteriores, são referidas também as forças exercidas no quadro durante os testes da prensa, necessários para a homologação do protótipo para a participação na prova. Por fim, foram analisadas as primeiras dez frequências naturais do quadro.

No capítulo sete é apresentada uma maquete do quadro projetado realizada por impressão 3D, onde foi possível visualizar a estrutura fisicamente, permitindo a sua análise detalhada e deteção de possíveis erros.

No último capítulo, são apresentadas as propostas para trabalhos futuros e as conclusões do projeto desenvolvido.

### 1.2.1 Prova Motostudent

A competição Motostudent é uma prova bianual realizada em Aragon, Espanha, que desafia equipas de estudantes universitários de todo o mundo para construírem um protótipo equivalente às motos de Moto3. Os estudantes são avaliados desde a conceção/desenvolvimento até à construção do protótipo. Para além do projeto da mota, esta prova testa também a inovação e criatividade dos estudantes, fazendo com que as equipas trabalhem como empresas e tenham de vender a mota ao público, como se fossem fabricantes de motas.

Desta forma, para além da competição na categoria de projeto e depois no circuito de Aragon, as equipas têm também um projeto de industrialização e um de inovação. O projeto de industrialização consiste em projetar uma empresa, desde a sua localização, onde buscar as matérias primas, o que produzir e subcontratar, facilidade para exportar o produto, etc,

de forma a produzir 600 motos ao ano com o menor custo possível. Para o projeto inovação, as equipas são desafiadas a inovar em alguma parte da moto, desde processos de construção até à forma da peça em si, não pondo as equipas a competir apenas ao nível da engenharia.

Em suma, a prova divide-se em duas etapas, onde a primeira tem vários prazos de entrega até ao dia da prova e a segunda decorre durante a prova. A descrição mais detalhada de cada etapa é apresentada na tabela 1.1.

Tabela 1.1: Descrição de cada etapa da prova Motostudent.

Etapa 1:	Etapa 2:
-Design;	-Teste de aptidão do staff técnico;
-Inovação;	-Teste de aceleração;
-Avaliação de custos;	-Teste de travagem;
-Análise técnica;	-Gincana;
-Projecto de industrialização.	-In-race;
	-Qualificação;
	-Corrida.



Figura 1.3: Logo da prova Motostudent [1].

Como o quadro projetado terá a finalidade de participar nesta competição, tem de se ter em atenção e respeitar os regulamentos que a ele se aplicam.

### 1.3 Objetivos

O objetivo principal deste projeto será o desenvolvimento de um quadro com a menor massa possível, cuja construção esteja dentro dos meios disponíveis à equipa, consiga suportar as condições de trabalho exigidas durante o seu tempo de vida útil e permita ao piloto uma boa manobrabilidade nas mais variadas situações. Para alcançar estes objetivos, é necessária a realização das seguintes tarefas:

- 1- Análise do protótipo construído pela equipa;
- 2- Estudo dos materiais e processos de fabrico disponíveis à equipa;
- 3- Dimensionamento dos vários componentes do quadro;
- 4- Efetuar a análise de tensões dos componentes desenvolvidos;
- 5- Identificar pontos críticos e reformular o desenho (otimização iterativa).

## 1.4 Introdução histórica

Apesar de existir um vasto debate sobre qual foi o primeiro veículo motorizado de duas rodas a ser desenvolvido e construído, a grande maioria afirma que a primeira moto foi construída em 1867 pelo serralheiro francês Pierre Michaux, apresentado na figura 1.4, e os filhos, Ernest e Henri. Sendo o principal objetivo da construção deste veículo aumentar o rendimento do mesmo e o conforto do condutor, foi colocado um motor a vapor montado num chassi tubular de aço.

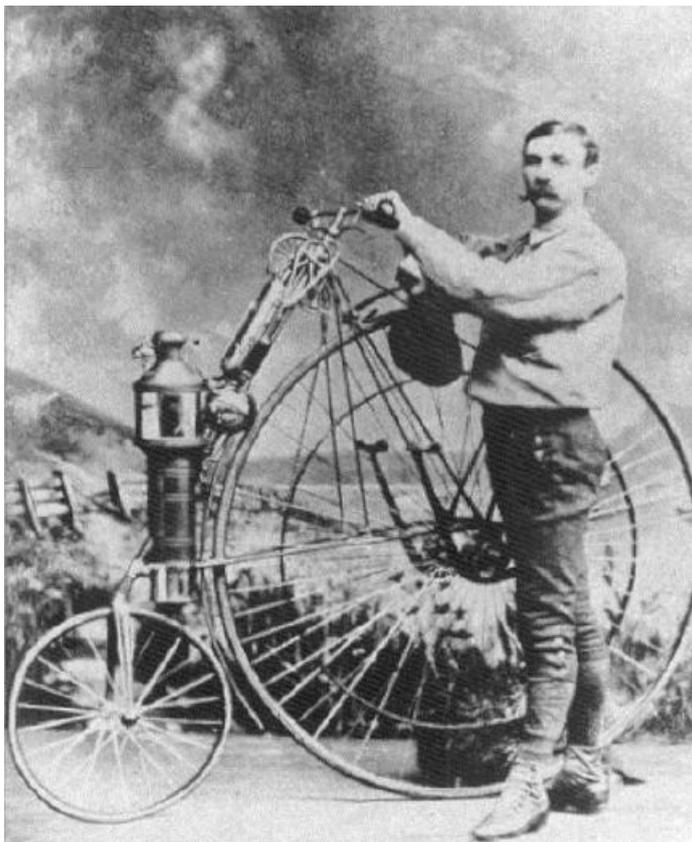


Figura 1.4: Pierre Michaux ao lado da sua moto a vapor.

Desde que existem competições, em qualquer desporto motorizado, uma das metas mais difíceis de concretizar é encontrar o equilíbrio entre rigidez estrutural, flexibilidade para conforto do piloto e o menor peso possível. Para contornar esta situação, foram criados os mais variados desenhos com diferentes materiais usados, desde as ligas metálicas mais banais (aço, alumínio,..) até às mais esotéricas (titânio, magnésio,..) passando também pelos compósitos.

A geometria dos quadros utilizados pelas marcas de motos tem vindo a sofrer várias alterações ao longo dos anos, não só ao nível estrutural, mas também devido à evolução dos motores, surgindo assim diferentes adaptações e estilos implementados. Algumas das geometrias que tiveram mais impacto e sucesso são abordadas a seguir.

As solicitações exigidas a um quadro são de dois tipos, estática e dinâmica. Na estática, o quadro terá de suportar o peso do piloto, do motor, da transmissão e de todos os outros acessórios, como a célula de combustível, reservatórios de líquidos e óleos, cablagem, entre outros. Em caso de solicitações dinâmicas, o quadro não pode apresentar modos de vibração que possam interferir com a estabilidade da condução, tornando-a instável e difícil de con-

trolar. Por sua vez a estrutura do quadro não poderá apresentar propagação de defeitos por fadiga.

Para ajudar o quadro nas solicitações exigidas, e de forma a aumentar o conforto do piloto e também uma melhor leitura do terreno, temos sistemas como a suspensão, amortecedores de direção, bem como o posicionamento de todos os componentes da mota, de forma a baixar e centralizar o centro de gravidade do mesmo, tornando-a mais ágil e manobrável.

Para a construção destas motas, os fabricantes começaram por adaptar os quadros de bicicletas, pois tinham espaço para acomodar os motores a vapor e mais tarde os de combustão com um cilindro. Estes também já ofereciam estabilidade suficiente para a condução, devido ao ângulo na coluna de direção. Desta forma, apareceu o quadro Cradle, apresentado na figura 1.5, e o Duplex Cradle, na figura 1.6, com muitas semelhanças ao quadro *Diamond-Pattern* usado nas bicicletas. Esta geometria foi a mais popular entre as marcas da altura, tendo esta preferência perdurado até depois da Primeira Guerra Mundial.

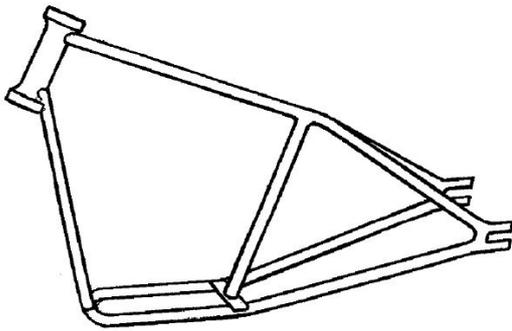


Figura 1.5: Quadro Cradle, apresenta uma geometria similar ao de uma bicicleta mas tem mais apoio na parte inferior para acomodar o motor [2].

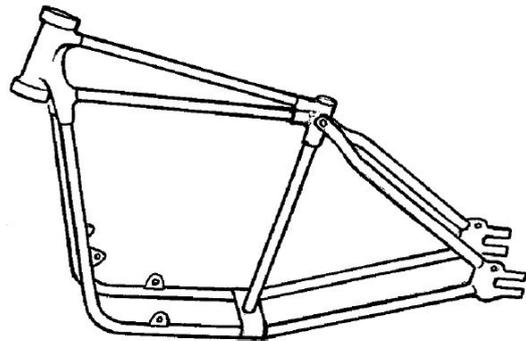


Figura 1.6: Quadro Duplex Cradle, evolução do Cradle mas reforçado no tubo superior ligado à coluna de direção [2].

No design dos quadros apresentados anteriormente, os esforços laterais e torsionais não tiveram grande relevo durante o projeto. No entanto, entre a Primeira e a Segunda Guerra Mundial, procuraram resolver-se esses problemas. Para tal, foi usada uma geometria composta por células triangulares (rígidas), apresentada na imagem 1.7, em que tinham quatro longos tubos a conectar a coluna de direção ao apoio das rodas de trás, tornando este quadro conhecido pela sua qualidade de condução.

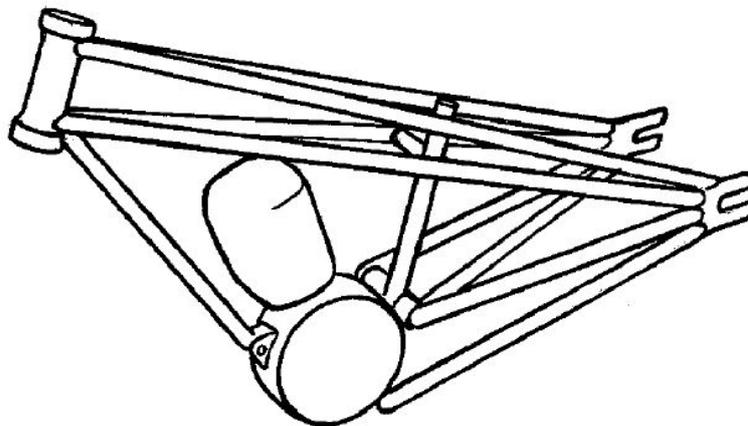


Figura 1.7: Quadro Cotton [2].

Após o *Cotton frame* (apresentado na figura anterior), foram feitos vários esforços para reforçar as ligações dos vários tubos à coluna de direção. Uma das tentativas mais bem sucedida foi a colocação de um perfil H que apoiava o motor à frente, geometria usada nas Greeves, como pode ser verificado na imagem 1.8 e em algumas BSA 's.



Figura 1.8: Greves Silverstone com o perfil H em alumínio a apoiar o motor [2].

Outra geometria foi a Francis-Barnett (figura 1.9), com uma estrutura triangular desde a coluna de direção até ao assento, em que se aparafusavam os vários tubos, o que permitia uma reparação mais fácil, e o motor servia de apoio estrutural.

Outro quadro que dependia também do motor como elemento estrutural era o Open Scott (figura 1.10). Este, ao contrário do Francis-Barnett usava uma geometria triangular desde a coluna de direção até ao apoio da roda traseira, que à semelhança do *Cotton frame*, ficou conhecido pela sua manobrabilidade.

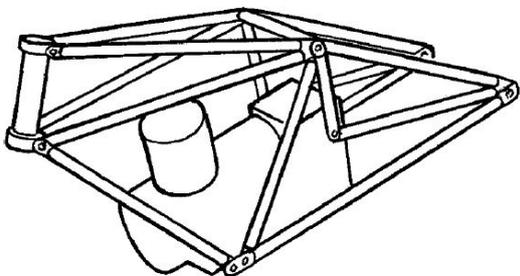


Figura 1.9: Quadro de Francis-Barnett [2].

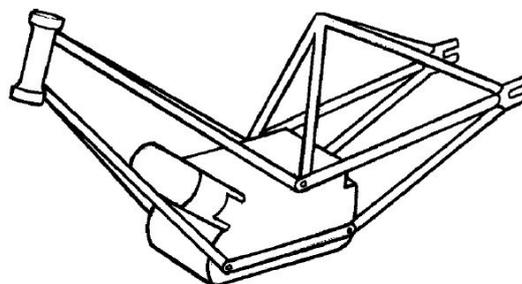


Figura 1.10: Quadro Open-Scott [2].

Até esse momento, as escoras das motas eram rígidas. Com o aparecimento do “plunger”,

foi feita uma adaptação nos quadros Cradler para acomodar este sistema, cuja simplicidade pode ser vista na imagem 1.11. Este oferecia um maior conforto ao piloto mas apresentava várias falhas, pois permitia que a roda traseira torcesse, quebrando o alinhamento entre as duas, tornando assim a moto instável e menos manobrável.

Em 1950, quando a equipa *Norton Racers* foi apoiada pela empresa *McCandless* e desenharam o quadro *featherbed*, apresentado na imagem 1.12, este teve um grande impacto e influência na evolução das geometrias até aos dias de hoje. Esta geometria, ao contrário da anterior, garantia rigidez e estrutura suficiente ao sistema, conseguindo também uma boa distribuição de peso e, conseqüentemente, baixar o centro de gravidade.

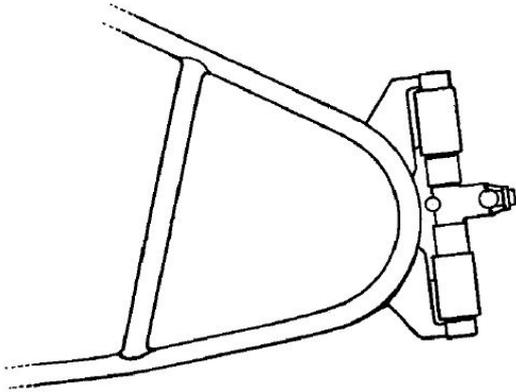


Figura 1.11: Sistema de amortecimento Plunger [2].

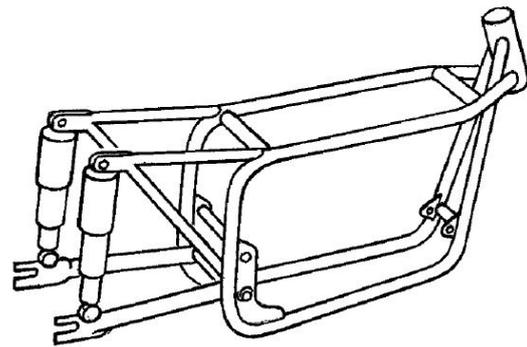


Figura 1.12: Sistema de amortecimento Featherbed [2].

Até esta altura (1960), a geometria mais popular era os quadros tubulares e o material mais usado devido ao seu preço, produção, processos e soldabilidade era o aço, apesar de o titânio e alumínio também já terem sido usados. No entanto, foi feita uma nova abordagem ao assunto da rigidez torsional e de flexão com a introdução dos quadros com base numa viga de perfil tubular de elevado diâmetro ou oval. Esta proporcionava grande rigidez torsional e um peso reduzido, sendo as imagens 1.13 e 1.14 dois exemplos desta abordagem.

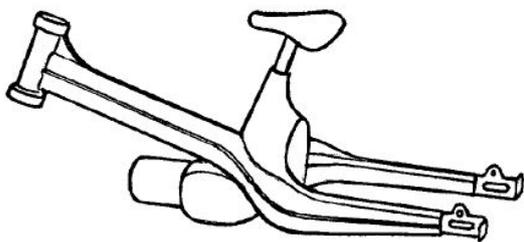


Figura 1.13: Quadro com uma viga principal a estrutura e reforçada com uma viga em U [2].

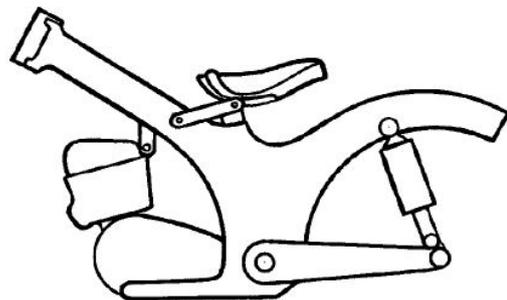


Figura 1.14: Quadro viga NSU, este já permitia o uso de amortecedores na roda de trás [2].

Um dos problemas desta geometria era acomodar motores de maior cilindrada. Em 1980, a solução encontrada foi separar a viga e cada metade ia por um dos lados do motor, surgindo assim o quadro “twin spar”, apresentado na figura 1.15. Estes eram feitos de alumínio ou aço e com um desenho adequado e testado, apresentavam uma excelente rigidez.



Figura 1.15: Quadro Twin Spar [2].

Outro tipo de quadro desenvolvido usa como principal elemento estrutural o motor, ou seja, todos os componentes estão ligados ao motor. Este conceito não teve grande adesão até ao aparecimento das Guzzi's nos anos cinquenta. Um dos modelos com mais sucesso com esta geometria pode ser visto na figura 1.16, onde o pivô da escora era num dos apoios do motor, existindo ainda Ducati's e BMW's que usam este conceito nos dias de hoje.

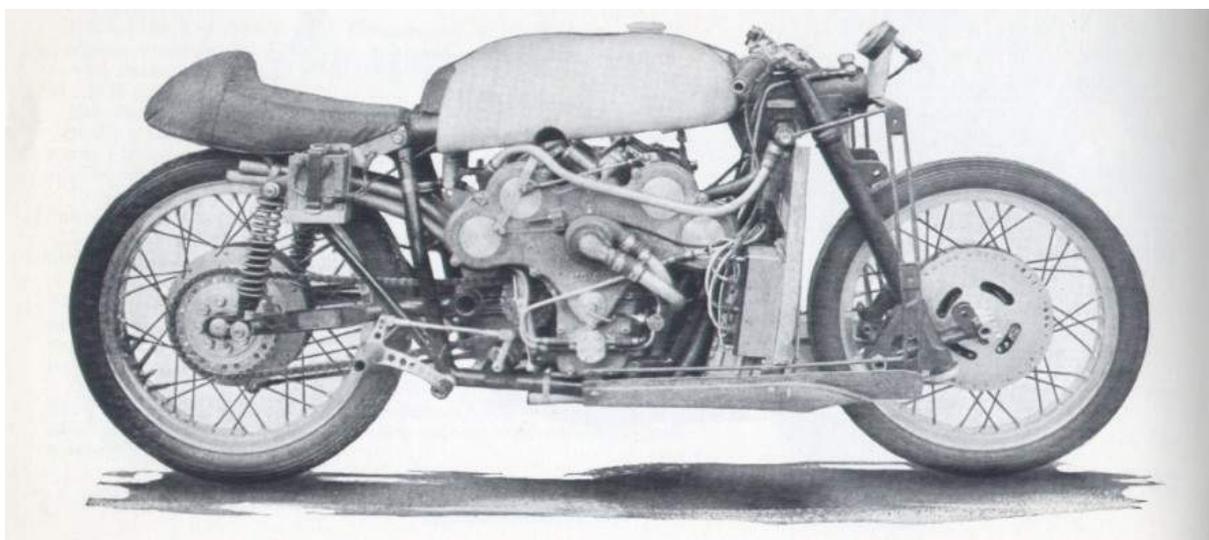


Figura 1.16: Moto Guzzi V8 de 1955 com 499cc [2].

## Capítulo 2

# Estado do conhecimento

### 2.1 Geometrias usadas na atualidade

Com o avançar dos anos, novas tecnologias e materiais foram ganhando poder e relevância. Desta forma, novas formas e geometrias foram aparecendo ao longo dos últimos tempos. Este avanço deve-se também à procura deste tipo de veículo fomentada pelo preço, manutenção e consumos mais reduzidos, especialmente nas grandes metrópoles em que permite um deslocamento mais rápido [3].

Tendo isto em conta, várias geometrias foram desenvolvidas consoante a procura que ia existindo, desde motas mais pequenas e económicas para uso citadino até às motas de maior dimensão, com potências e autonomias maiores para longas viagens. Este avanço foi muito alavancado pela evolução tecnológica que permitiu o aparecimento de novas formas com processos mais rápidos e menos dispendiosos, bem como a utilização de novos materiais compósitos (fibra de carbono, kevlar, vidro,...), ligas metálicas mais exóticas (ligas de magnésio, titânio, bronze,...) e misturas de ambos como os FML's (*Fiber reinforced metal laminates*).

A seguir apresentam-se as geometrias mais usadas em quadros [2] [4].

#### 2.1.1 *Cradle e Double Cradle*

Estes tipos de quadros já foram abordados anteriormente na introdução histórica e nos dias de hoje ainda são dos mais usados. O *cradle* encontra-se mais em motas de *cross* e motos para uso fora de estrada, ao invés do *double cradle* que é mais usado para motas de uso urbano, para cilindradas mais baixas e motas customizáveis. Temos em seguida as figuras 2.1 e 2.2 com exemplos dos dois quadros.



Figura 2.1: Quadro cradle de uma KTM SX de 2008.



Figura 2.2: Quadro double cradle de uma Honda CRF250 de 2011.

### 2.1.2 Viga única

Este tipo de quadro é similar ao já apresentado na introdução histórica (figuras 1.13 e 1.14) que usa uma viga única (na terminologia inglesa é conhecido como *backbone*) de rigidez e geometria adequada. Esta geometria, apresentada na figura 2.3, ainda é usada atualmente mas já não é tão comum apesar do seu baixo custo de produção, sendo mais habitual nas motos *naked* e *off-road*.



Figura 2.3: Behn Mono Shock Chassic KZ1000 Roadracer.

### 2.1.3 Perimeter

O quadro *Twin-spar*, já apresentado na figura 1.15, foi concebido para aguentar os esforços exercidos por motores de cilindrada superior. Desta forma, para manter a rigidez estrutural, a distância entre a coluna de direção e o pivô da escora é a menor possível, aumentando a rigidez do quadro e reduzindo a torção e flexão do mesmo. Para manter a rigidez estrutural, o motor é usado como elemento estrutural do quadro e duas vigas passam à volta do motor com o menor comprimento possível, como já foi referido. O material mais comum neste tipo de quadro é o alumínio, como no exemplo apresentado na figura 2.4. No entanto, materiais como o magnésio, titânio e fibra de carbono também já são usados em motos de competição.



Figura 2.4: Quadro da Aprilia Mile R de 2004 [5].

#### 2.1.4 Monocoque

Este tipo de quadro usa materiais compósitos, principalmente matrizes de fibra de carbono com *epoxi*, e é maioritariamente visto em motos de competição devido ao seu custo de produção mais elevado, quando comparado a outros tipos de materiais. Os quadros *monocoque* são uma peça única, para além da parte estrutural para apoio do motor, sub-quadro, escora e das restantes partes adjacentes. Estes, por norma, incorporam já a célula de combustível e caixa de ar, funcionando como parte estrutural do mesmo. Este tipo de quadro apresenta um peso mais baixo, garantido a mesma rigidez estrutural. Na figura 2.5 é apresentado um exemplo desta geometria [5].



Figura 2.5: Quadro da Kawasaki Ninja ZX-14 de 2006 [5].

### 2.1.5 Treliça

Esta geometria apresenta os mesmos princípios do quadro *perimeter*, igualando este em massa e rigidez. Liga também, o mais diretamente possível, a cabeça de direção e o pivô da escora, usando tubos curtos para reforço estrutural, como pode ser verificado na figura 2.6. Nesta geometria, o material eleito é principalmente o alumínio e o aço, apresentando alguma complexidade de construção, devido à quantidade de soldadura usada para ligar os tubos.



Figura 2.6: Quadro da KTM Duke 200 [5].

### 2.1.6 Diamond

É uma das geometrias mais utilizadas nos dias de hoje, desde motos para viagens mais longas até às citadinas, não só pelo baixo custo de produção, mas também pela rigidez estrutural e polivalência no *design*. Este quadro é composto por dois tubos principais que ligam a coluna de direção a uma peça maquinada que apoia o motor e o pivô da escora, e ainda dois tubos que vão apoiar o motor e que saem da coluna de direção, o que permite obter uma boa rigidez estrutural. A figura 2.7 é um bom exemplo desta geometria [6].

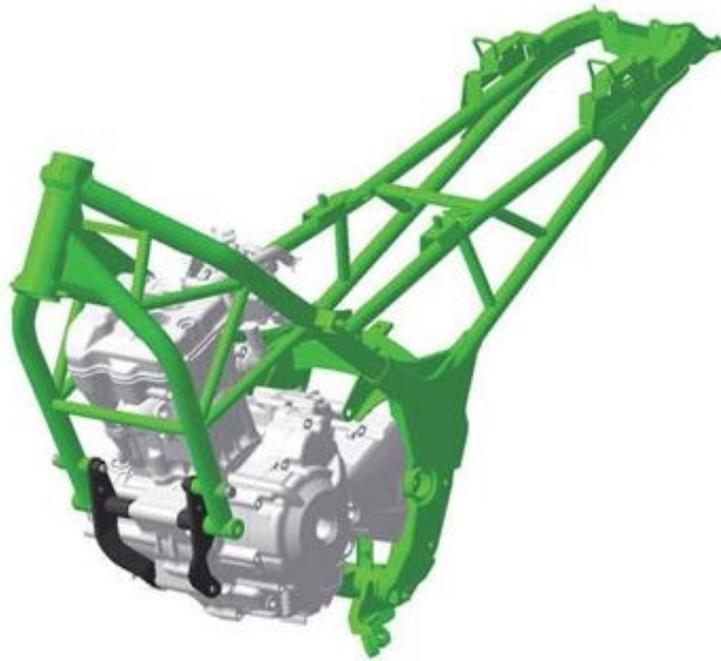


Figura 2.7: Quadro da Honda CBR250 de 2011 [5].

### 2.1.7 Outros tipos de construção

Para além das estruturas apresentadas anteriormente, existem mais geometrias que ainda hoje são usadas. Um dos exemplos são as scooter's, em que algumas delas ainda usam método de conformação de ligas metálicas para a criação de peças que irão servir de chassi e carnagem, protegendo assim elementos importantes como o motor e depósitos (figura 2.8), e ainda um tubo de perfil circular que atravessa a mota, de forma geral, de um lado ao outro, como podemos ver na figura 2.9.



Figura 2.8: Quadro de uma Vespa.

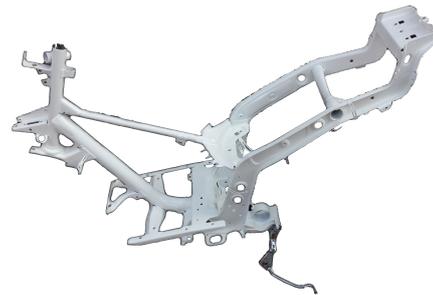


Figura 2.9: Quadro de uma scooter Piaggio.

Outro exemplo mais vanguardista é a Bimota, que usa um sistema de *Hub center* que controla a suspensão dianteira e a direção da mota, e um sistema *push-rod* para a suspensão traseira. Ambos os sistemas permitem uma grande gama de afinações, possibilitando que a condução se assemelhe a uma *chooper* ou uma mota de corrida, consoante a escolha do piloto. Neste momento, já existe uma mota a usar este sistema com homologação para circular na via pública, a qual é apresentada na figura 2.10, embora apenas tenha sido produzido um número reduzido de unidades.



Figura 2.10: Vyrus 986 M2 [5].

## 2.2 Comportamento cinemático, dinâmico e estrutural

Podemos considerar que as motos são compostas por uma grande variedade de sistemas mecânicos, mas para a realização desta análise cinemática consideramos as suspensões rígidas, e desta forma podemos assumir que uma moto tem quatro grupos de corpos rígidos:

- O conjunto cinemático posterior (quadro, escora, bucket, reservatórios, transmissão e motor);
- O conjunto cinemático dianteiro (suspensão, coluna de direção e guidador);
- Roda da frente e sistema de travagem;
- Roda de trás e sistema de travagem.

Estes corpos estão conectados por três eixos que permitem a revolução das rodas e da direção. Para simplificar, os graus de liberdade deste conjunto, para além das suspensões rígidas, iremos assumir que as rodas não perdem atrito e ,desta forma, iremos ficar com três graus de liberdade:

- Movimento para a frente;
- Inclinação da moto, interseção entre o plano da moto com o plano do chão;
- Rotação da direção.

Estes graus de liberdade podem ser vistos na figura 2.11.

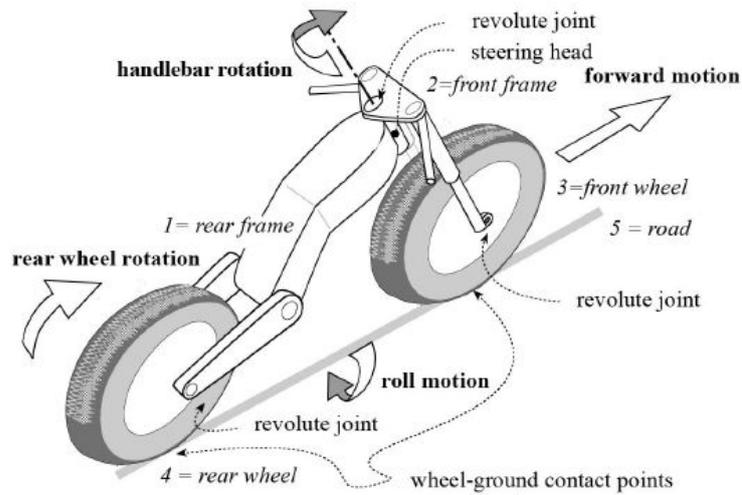


Figura 2.11: Cinemática de uma moto [4].

De uma forma simplificada, um piloto domina estes três movimentos de acordo com o seu gosto pessoal e habilidade, fazendo com que a trajetória e movimento realizado pela moto dependa da combinação destes três parâmetros no domínio do tempo. De todo o modo, nem tudo depende do piloto, certos parâmetros tornam a moto mais favorável para certas modalidades como corrida, cross, passeios, entre outras.

Quando se projeta uma moto, tem de se ter em atenção o tipo de utilização da mesma, existindo três fatores que influenciam toda a condução da moto, nomeadamente manobrabilidade e estabilidade a altas velocidades, sendo estes o *wheelbase*, *caster angle* e o *trail*, apresentados na imagem 2.12. No entanto, não se pode analisar cada um destes parâmetros individualmente, pois estão todos interligados, como irá ser explicado mais à frente.

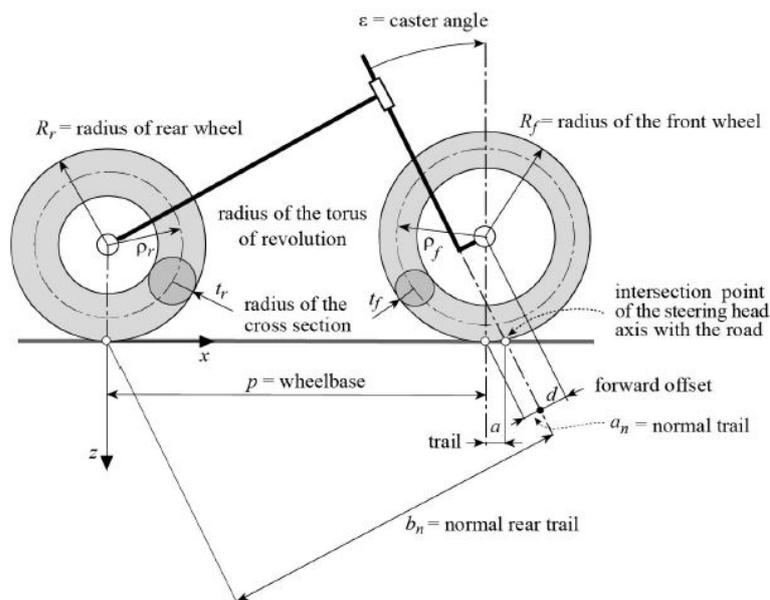


Figura 2.12: Parâmetros geométricos de uma moto [2].

### 2.2.1 Wheelbase

O *wheelbase*, valor  $p$  na figura 2.12, é a distância entre os centros das rodas ou dos contactos das mesmas ao solo. Quanto maior a distância, maior será a estabilidade da moto a altas velocidades, mas a manobrabilidade irá ser reduzida. Existem três fatores que são maioritariamente responsáveis por esta correlação.

O primeiro é o ângulo necessário para a realização de uma curva. Quanto maior for o *wheelbase*, maior será o ângulo de viragem necessário para fazer a curva, a figura 2.13 ajuda a perceber este efeito. Desta forma, é necessário um esforço maior por parte do piloto para a execução da curva, no entanto, a estabilidade da moto a passar por lombas ou buracos irá ser maior. Um exemplo prático são as motos de *trial*, que têm um *wheelbase* pequeno, pelo facto de serem muito manobráveis e não atingirem velocidades elevadas.

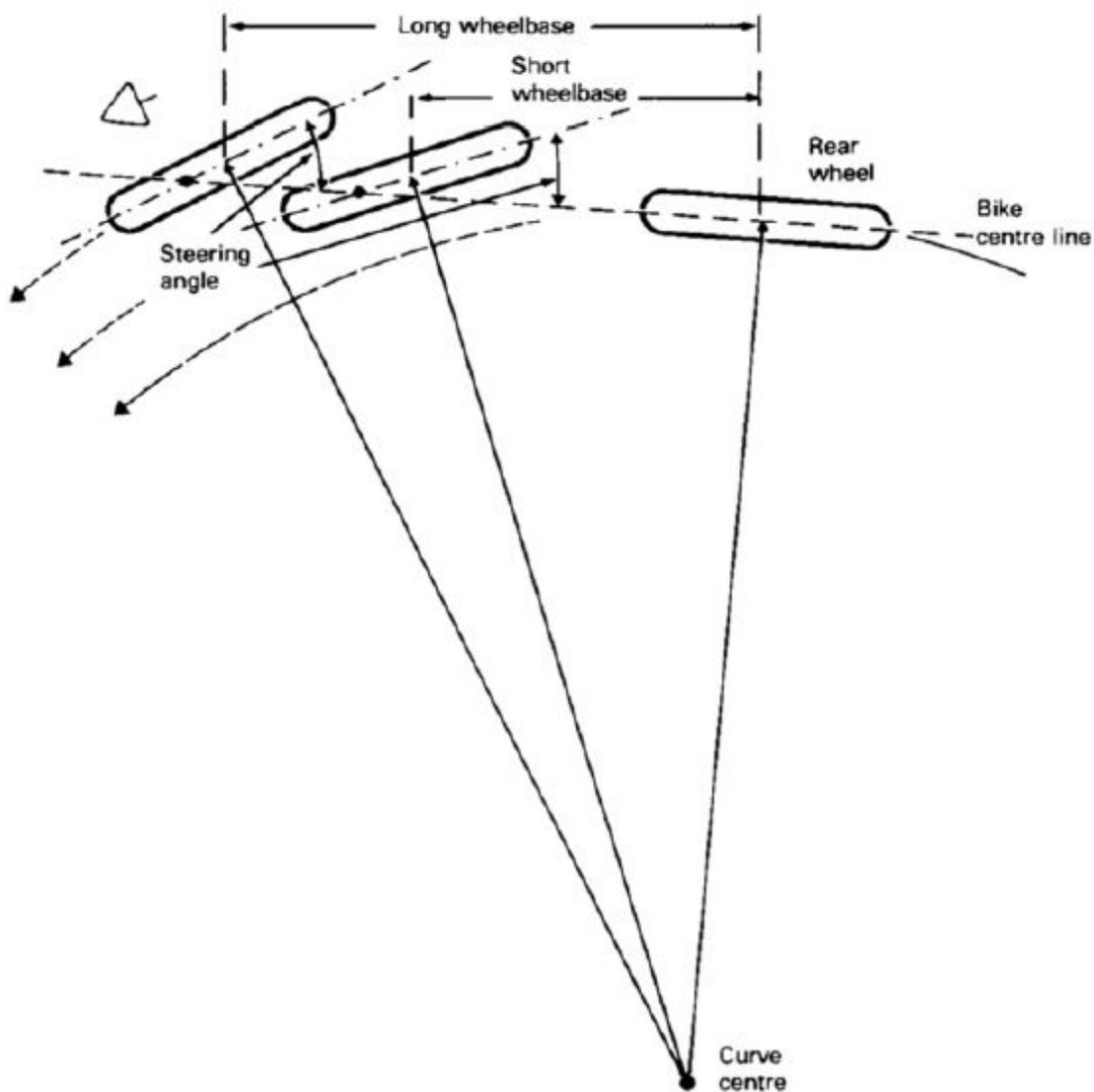


Figura 2.13: Esquema para demonstrar que quanto maior for o *wheelbase* maior será o ângulo de viragem necessário para a realização de uma curva [2].

O segundo fator, que pode ser entendido a partir da figura 2.14, é o ângulo que a roda de trás faz com o eixo de direção da moto numa curva. Quanto maior o *wheelbase*, menor irá ser

esse ângulo e, assim, o *sideway deflection* (explicado mais à frente) também irá ser menor, melhorando assim a estabilidade direcional da moto.

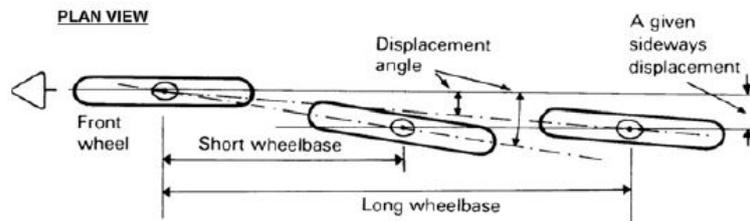


Figura 2.14: Esquema para mostrar que quanto maior o *wheelbase*, menor será o *displacement angle* na roda de trás [2].

Por último, grandes distâncias entre os eixos permitem uma maior inércia no sentido da marcha, reduzindo assim as oscilações em arranque e travagem, tornando assim a moto mais estável.

Segundo T. Foale et al [2], o valor ideal para uma moto de corrida com 250cc ronda um valor de 1250 mm, e também segundo Cossalter et al [4], uma moto de competição para manter o compromisso de manobrabilidade e estabilidade em alta velocidade, deve rondar 1270 mm nas classes mais baixas e 1400 mm nas classes mais altas.

### 2.2.2 Caster angle

O *caster angle* ou *rake*,  $\varepsilon$  na figura 2.12, é o ângulo entre o eixo vertical que interseja o eixo da roda da frente e o eixo da coluna de direção. Este parâmetro e o *trail* (explicado no subcapítulo 2.2.3), definem as características geométricas da coluna de direção, sendo que a manobrabilidade e estabilidade direcional da mesma dependem, entre outros, destes parâmetros.

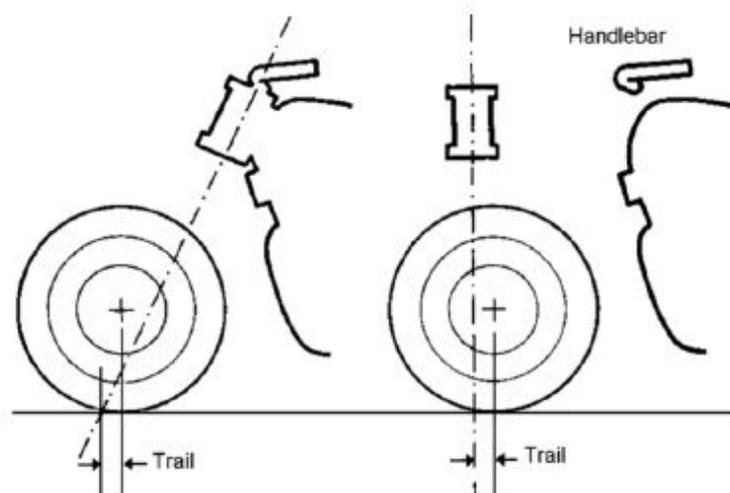


Figura 2.15: Esquema para mostrar a influência que o *caster angle* pode trazer na montagem [2].

Este ângulo, para além da influência que tem ao nível de construção, como pode ser confirmado na figura 2.15, define o tamanho do *trail* e do *wheelbase*. Neste momento, a gama usada entre as várias marcas varia entre 23 e 30 graus, e influencia ainda as forças que

tentam voltar a alinhar as rodas durante uma curva (explicado com mais detalhe à frente) e a superfície de pneu em contacto com o solo, quando se roda a direção.

Na figura 2.16 podemos ver três configurações de forma a obter sempre o mesmo *ground trail* (explicado mais a frente). Na primeira imagem, temos o método convencional com o *rake* entre os 25 e 30 graus e uma distância entre o eixo de direção e o eixo da roda positiva (positive offset). Na segunda imagem esta distância é zero e o *rake* entre 5 e 10 graus, e na terceira imagem temos um *negative offset* e um *rake* de 0 graus.

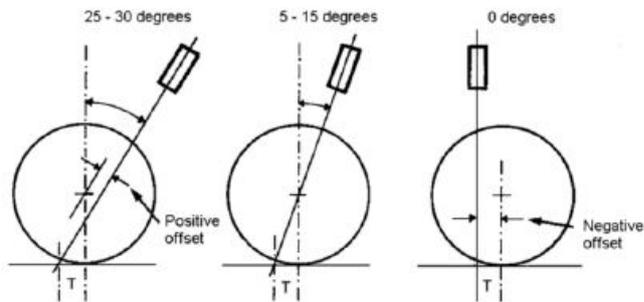


Figura 2.16: Esquema de três *caster angles* que permitem ter o mesmo *trail* [2].

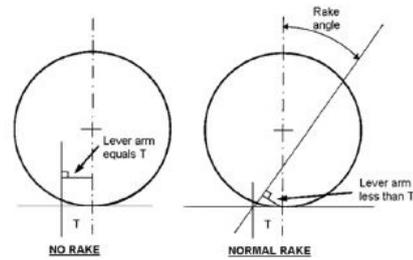


Figura 2.17: Esquema a demonstrar que o aumento do *caster angle*, mantendo o *ground trail*, reduz as forças que tentam alinhar as rodas [2].

Como podemos confirmar na imagem anterior, é possível ter o mesmo *trail* com *rakes* e *offsets* diferentes, mas ao aumentar o *rake* no sentido positivo, mantendo o tamanho do *groun trail*, estamos a diminuir as forças que tentam repor a roda à sua posição vertical, como podemos verificar na figura 2.17 com a medida T, e assim aumentar a estabilidade da mota a altas velocidades. Este ângulo vai ter ainda mais influência no tamanho do *trail*, quanto se roda a direção da mota.

Outros parâmetros que o *caster angle* influencia são o quanto a frente da mota vai baixar quando se roda a direção e a força que um piloto vai ter de fazer para repor a mota à posição vertical, após a realização de uma curva. Estas influências podem ser confirmadas nos gráficos representados nas figuras 2.18 e 2.19 e a sua relação pode ser visualizada na equação 2.1.

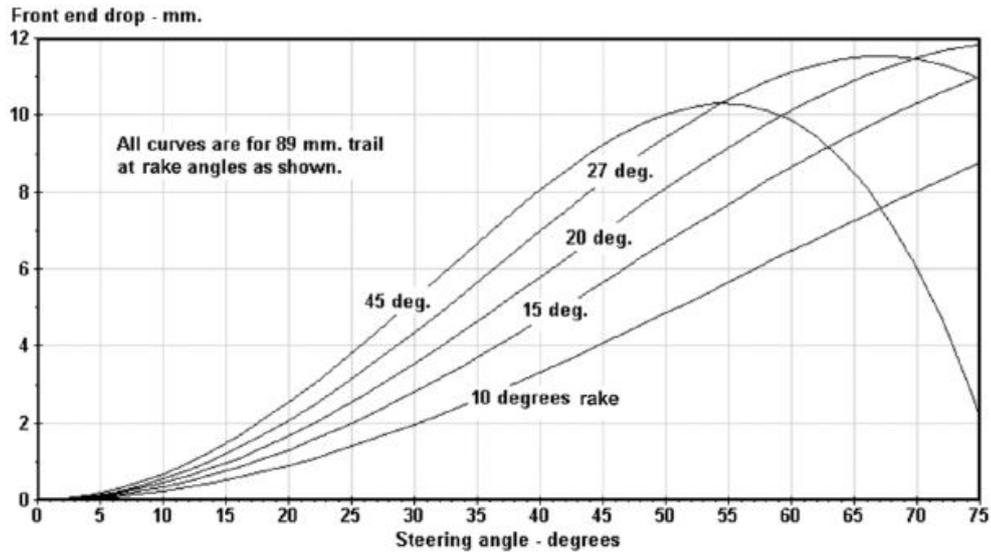


Figura 2.18: Gráfico que relaciona a queda vertical da frente com a rotação da direção para vários *caster angles* [2].

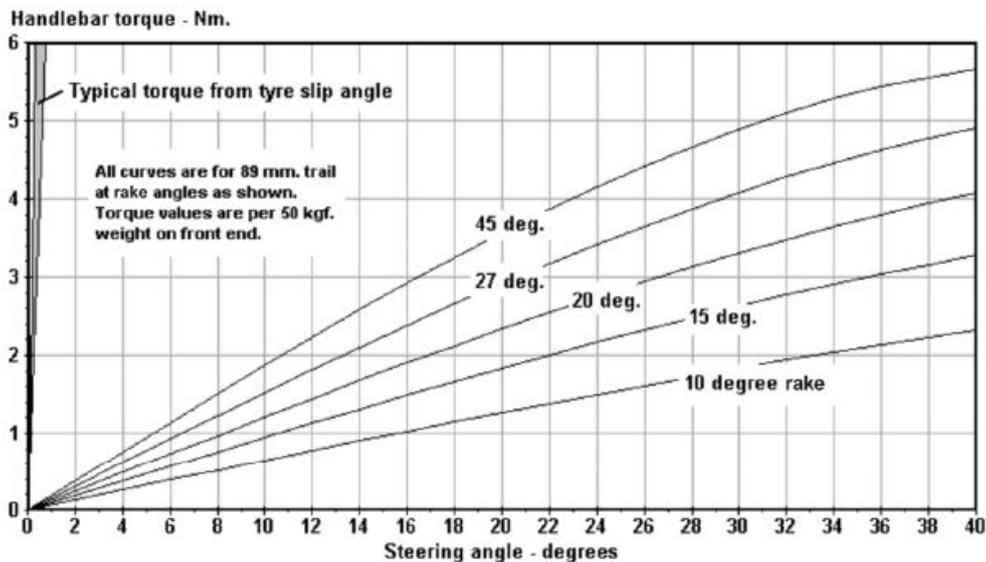


Figura 2.19: Gráfico que relaciona a força necessária para endireitar a roda consoante o ângulo da direção, para diferentes *caster angles* [2].

$$M_{gui} * \theta = P_{rf} * \delta \quad (2.1)$$

O parâmetro  $M_{gui}$  é o binário que o piloto necessita de exercer para virar o guidão para um dado *rake* (representado por *Handlebar torque* na figura 2.19), o  $\theta$  é o ângulo de viragem da roda (representado por *Steering angle* na figura 2.18 e 2.19), o  $P_{rf}$  é o peso exercido na roda da frente, que neste caso de estudo é de 50 quilograma-força (kgf), e o  $\delta$  é a queda de cota da frente da mota durante a viragem (representado por *Front end drop* na figura 2.18).

### 2.2.3 Trail

O *trail*, representado na figura 2.12 pelo parâmetro  $a$ , tem como função primária garantir a estabilidade direcional e também o atrito do pneu com o solo durante a curva. Podemos verificar na mesma figura que tanto, o *front trail* como o *rear trail*, se encontram para além do eixo vertical que passa no eixo da roda da frente, e quanto maior esta distância maior será a força exercida pela roda durante uma curva para voltar à posição vertical. Este efeito, já mencionado anteriormente, tem o nome de *caster effect* ou *self-centering effect*. A influência que o *trail* causa no *caster effect* pode ser entendido na figura 2.20.

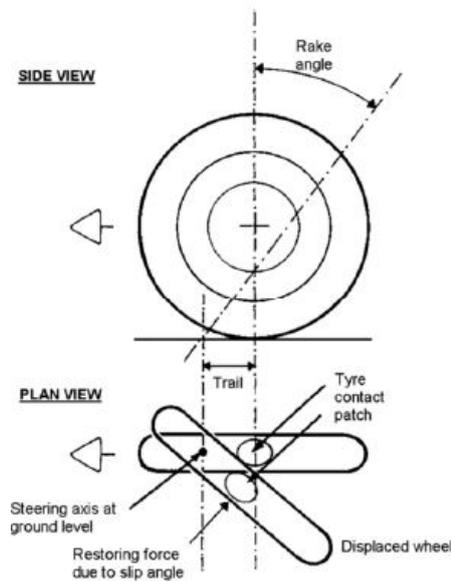


Figura 2.20: Esquema para mostrar as forças exercidas na roda dianteira durante uma curva que resultam no *caster effect* [2].

Este efeito pode potencializar a estabilidade da moto a velocidades mais elevadas. Supondo a situação em que a moto passa por um buraco e ocorre uma rotação da direção da moto, devido ao *offset* positivo (já mencionado anteriormente) o *caster effect* irá alinhar de novo a roda, mas se o *offset* for negativo, o *caster effect* irá ser o oposto, aumentando assim a rotação da direção e a instabilidade da moto.

Este fenômeno também acontece na roda de trás, e como o *rear trail* é maior que o *front trail*, o *caster effect* esperado seria também maior, algo que não acontece. Pelo esquema da figura 2.21, pode-se verificar que se rodar a direção 12 mm, o ângulo de rotação da roda da frente será entre 7 a 10 graus e, ao contrário do esperado o ângulo na roda de trás será apenas de meio grau e desta forma o *caster effect* também será bastante menor, não tendo grande influência na estabilidade da moto.

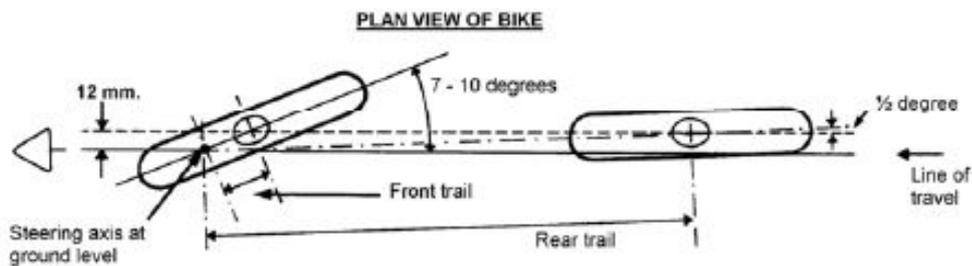


Figura 2.21: Esquema para mostrar a influência da rotação da direção e o caster effect provocado em ambas as rodas [2].

É de frisar que o *trail* não é um valor fixo, como já foi referido, e que a sua principal função é garantir a estabilidade direcional. Existem parâmetros que fazem variar o *trail*, tais como a inclinação da moto, o ângulo de rotação da direção e o perfil do pneu. Um dos efeitos causados pelo *trail* e o *caster effect* é o "straight-line feel", que acontece quando se circula em linha reta e a direção parece mais leve em terrenos mais escorregadios ou molhados, do que em secos. Na verdade, o piloto está sempre a fazer curvas muito ligeiras de um lado para o outro, o que se deve ao *caster effect*, que está sempre a alinhar a roda de um lado para o outro.

## 2.2.4 Centro de massa

A posição do centro de gravidade tem uma elevada influência no comportamento dinâmico de uma moto. A sua localização depende do posicionamento e da massa dos componentes da moto (célula de combustível, reservatórios, bateria, linha de escape, radiador, rodas, suspensões, quadro,...), e o componente que mais interfere na localização deste é o motor, que representa a maior massa na moto, quando comparado com o resto dos componentes da mesma [4].

O centro de massa tem elevada acuidade nos fatores apresentados a seguir [2].

No **equilíbrio da moto** fatores como um baixo peso do conjunto e um baixo centro de gravidade, ajudam no equilíbrio do sistema (moto mais piloto). Como pode ser visto na figura 2.22, para uma determinada inclinação, o momento gerado pelo peso é maior com o incremento da altura do centro de gravidade, verificando-se um aumento da distância  $x$  representada na figura.

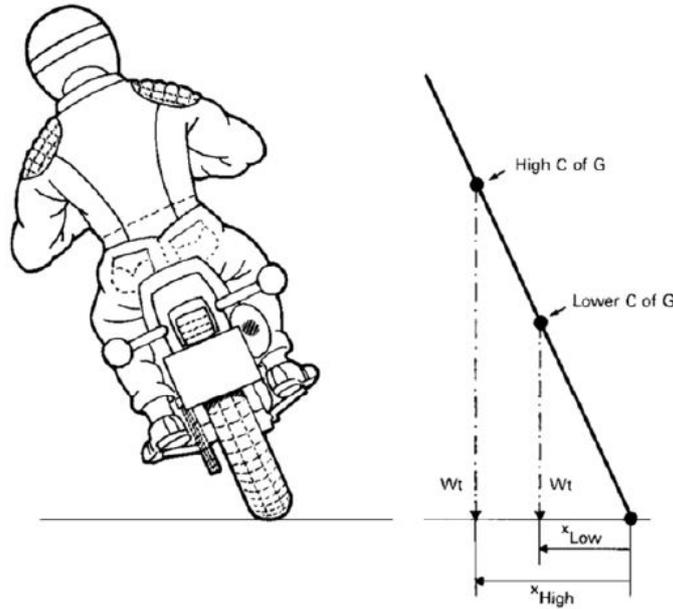


Figura 2.22: Esquema para mostrar a influência do centro de gravidade e do peso do conjunto na inclinação necessária para a realização da curva devido à variação da força centrífuga aplicada no centro de massa [2].

Na **transferência do peso** durante a travagem, o peso da moto é transferido da traseira para a frente e o contrário acontece durante a aceleração. Esta transferência é influenciada pelo *wheelbase*, pelo peso do sistema e pelo centro de gravidade, quanto mais curto, leve e baixo forem, respetivamente, menor vai ser este efeito.

Na **tração da moto**, quanto mais recuado for o centro de massa, maior vai ser a tração na roda de trás, mas a estabilidade direcional irá ser reduzida e o risco de levantar a roda da frente durante a aceleração é maior. Deste modo, quanto mais balanceado for o centro de massa, melhor se consegue distribuir o peso por ambas as rodas, aumentando assim a estabilidade da moto.

O **ângulo de inclinação** necessário para balancear as forças centrífugas durante uma curva, sendo este influenciado pelo centro de massa, como ser visto na figura 2.23, compromete o conforto do piloto. A força centrífuga pode ser calculada pela expressão 2.2, onde se considera  $v$  e  $m$  (velocidade e massa do conjunto, respetivamente) constantes. Quanto mais baixo for o centro de massa, maior será o  $r$  (raio da curva ao centro de massa) e, deste modo, menor será  $F_{cm}$  (força centrífuga) gerado no sistema (moto+piloto).

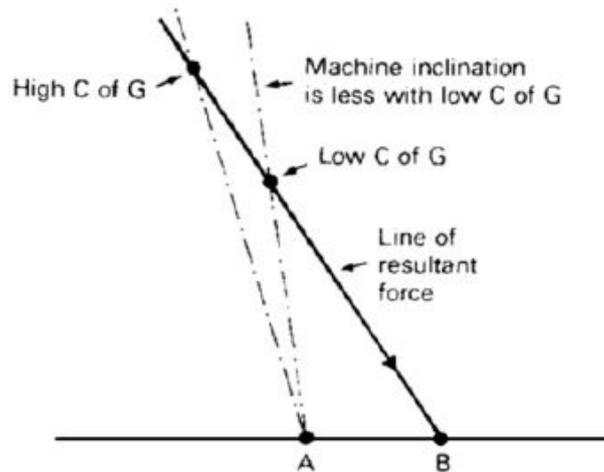


Figura 2.23: Esquema para mostrar a influência do centro de gravidade nas forças centrífugas criadas durante uma curva [2].

$$F_{cm} = \frac{m * v^2}{r} \quad (2.2)$$

A distribuição estática do centro de massa em motos de corrida é geralmente maior na parte da frente, ficando entre os valores de 50-57% à frente e 43-50% atrás, sendo que nas motos de enduro é ao contrário. A tabela 2.1 apresenta um resumo dos efeitos do posicionamento do centro de massa.

Tabela 2.1: Tabela com o resumo da influência do centro de massa.

Mais para a frente	A roda de trás, durante uma curva, tende a derrapar mais.
Mais para trás	A roda de frente, durante uma curva, tende a derrapar mais.
Mais para cima	A roda da frente tende a levantar durante a aceleração e a roda de trás poderá levantar durante a travagem.
Mais para baixo	A roda de trás tem tendência a derrapar durante a aceleração e a roda da frente a derrapar durante a travagem.

### 2.2.5 Momentos de inércia

O comportamento dinâmico de uma moto caracteriza-se pela relação entre as forças/momentos exercidas na moto e as repetidas acelerações. Esta relação envolve o papel da matriz de inércia que resulta das propriedades da geometria e massa dos componentes e do próprio piloto. Esquemáticamente, os graus de liberdade na matriz de inércia podem ver-se na figura 2.24 [4]. Num movimento linear o que define a inércia da moto é o peso, mas numa curva vai ser definido pelo momento do *pitch*, do *yaw* e do *roll* (estes momentos também podem ser vistos na figura 2.24) apresentada a seguir [2].

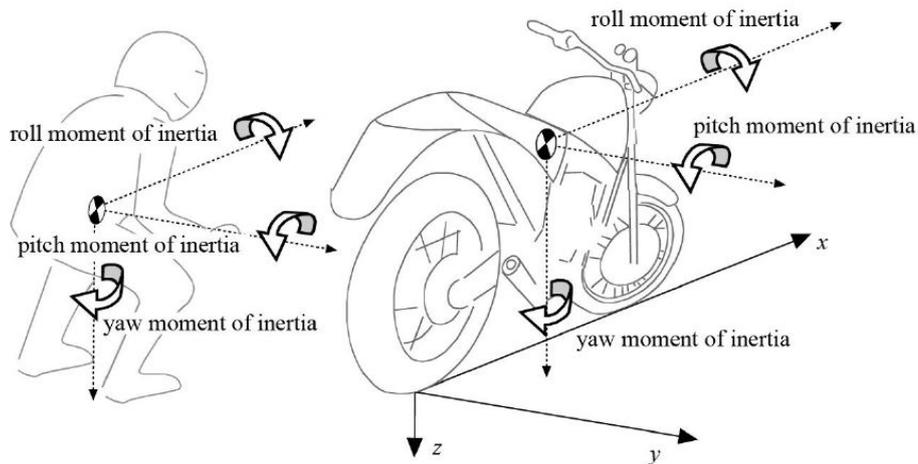


Figura 2.24: Esquema para mostrar os momentos de inércia durante a condução de um motociclista [4].

O momento do *pitch* controla o quão rápido a moto inclina ou levanta numa travagem ou aceleração, influenciando bastante o conforto e a segurança do piloto.

O momento do *yaw* influencia a manobrabilidade, sendo que um valor de *yaw* elevado proporciona maior estabilidade em altas velocidades, enquanto que um valor pequeno aumenta a manobrabilidade da moto. Dentro dos valores utilizados, é melhor ter o *yaw* baixo, concentrando o peso o mais próximo do eixo longitudinal da moto, aumentando assim a facilidade de mudar de direção, minimizando as perdas de tração e reduzindo também o momento do *pitch*.

O momento do *roll* influencia o comportamento e velocidade da moto em curva. Este é o somatório de todas as massas individuais do sistema multiplicadas pelo quadrado da distância ao centro de massa. Um baixo valor de *roll* vai permitir uma transição mais rápida entre curvas.

## 2.3 Considerações estruturais

### 2.3.1 Tipos de apoio de motor

Existem duas formas de montar conjuntamente o quadro e o motor, de forma rígida ou suspensa. A forma rígida é a mais comum, porque o motor ajuda a manter a resistência à flexão e torção do sistema, participando como componente estrutural com rigidez. Ambos os sistemas são explicados a seguir [7].

#### Montagem rígida

Na montagem rígida, o motor é apoiado diretamente no quadro, tornando-se parte estrutural do sistema, aumentando assim a rigidez do mesmo. Em contrapartida, as vibrações do motor passam para o quadro, causando desconforto ao piloto.

Neste tipo de montagem, o número de apoios pode variar. Temos motos que usam apenas dois apoios, onde o apoio de trás do motor serve também de pivô para a escora (figura 2.25).

Existem também motos com três ou mais apoios, algumas com três apoios, usam o apoio de trás como pivô para a escora e adicionam um terceiro à frente, criando assim uma triangulação, aumentando a rigidez do sistema (figura 2.26). Outras têm um apoio acima e

abaixo, deixando o pivô da escora a meio, de forma a distribuir melhor os esforços, e mais um à frente (figura 2.27).

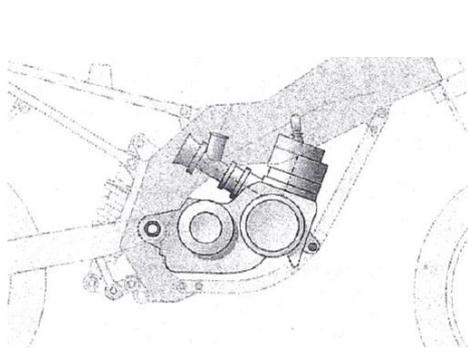


Figura 2.25: Esquema de montagem de motor com dois apoios [7].

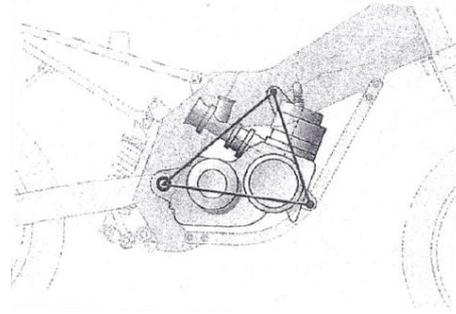


Figura 2.26: Esquema de montagem de motor com três apoios usando o pivô da escora como apoio [7].

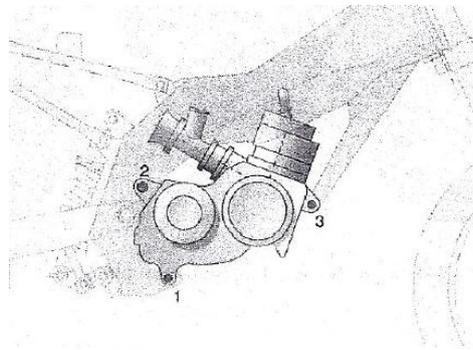


Figura 2.27: Esquema de montagem de motor com três apoios [7].

## Montagem flexível

Quando o conforto é um dos objetivos principais numa moto, são usados sinoblocos nos apoios, para que as vibrações do motor não passem para o piloto. Em contrapartida, a estrutura não terá a rigidez das outras configurações. Pode ser visto um exemplo na figura 2.28.

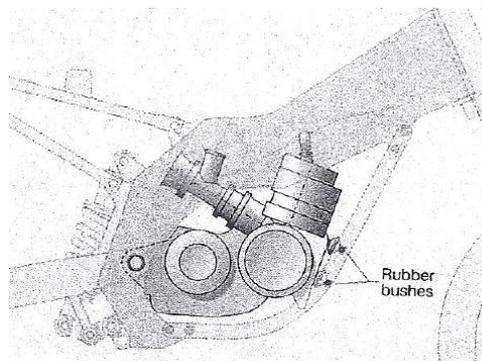


Figura 2.28: Esquema de amontagem de motor com o uso de sinoblocos [7].

### 2.3.2 Fadiga

A falha de uma estrutura raramente acontece com o uso do dia-a-dia, normalmente é devido a acidentes que podem resultar em quebra ou deformações permanentes, ou então por fadiga dos materiais. Para evitar este acontecimento, os modelos construídos devem aguentar ciclos de esforço para o tempo de vida estimado, sendo que estes esforços podem ser irregularidades na estrada e vibrações do motor.

A fadiga acontece quando uma peça é sujeita a ciclos repetidos de esforços ou vibrações, esperando-se na prática que uma estrutura tenha resistência para aguentar vários milhões de ciclos, até que fique comprometida estruturalmente. Os materiais comportam-se de forma diferente quando sujeitos à fadiga: o aço, se não for excedido um nível de esforço, não quebra, ao contrário do alumínio que, mesmo com ciclos com pouco esforço, vai acabar por partir, apesar desse número de ciclos ser elevado [2] [8].

### 2.3.3 Eficiência estrutural

Como os componentes são desenhados individualmente para serem resistentes, o rácio que se procura numa estrutura para medir a sua eficácia é o de rigidez-peso. No entanto, para a produção em massa, o custo de produção e material têm grande relevância. Deste modo, o peso representa custos, e assim o rácio usado na indústria é o rigidez-custo.

Existem duas formas de ter uma boa eficiência estrutural (definida por rigidez-peso), usando vários tubos de diâmetros mais pequenos e fazer uma geometria triangular (explicado mais à frente). A outra, é usando tubos de diâmetro maior, garantindo a sua resistência à flexão e torção [2].

### 2.3.4 Triangulação

Este método já é usado desde os primeiros quadros, como pode ser visto na introdução histórica. O efeito da triangulação é observável na figura 2.29, onde estão representadas duas estruturas simples, em que as bases estão fixas e é aplicada uma força de igual amplitude nas duas. A de forma retangular apresenta mais deformação e o que a impede de colapso total é a força de resistência à flexão dos tubos. Em contrapartida, a triangular só irá colapsar se houver alteração no comprimento dos tubos.

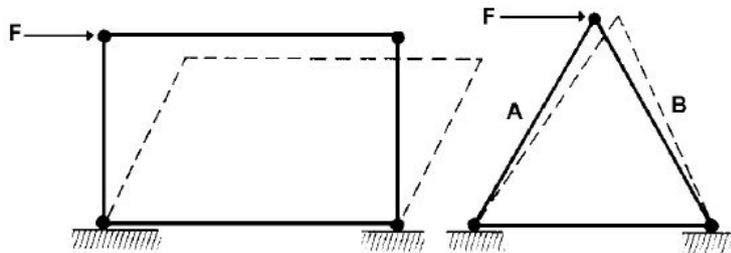


Figura 2.29: Esquema para representar as deformações numa estrutura retangular e triangular, quando aplicada a mesma força  $F$  [2].

É possível aplicar a triangulação a uma estrutura retangular, como a apresentada na figura anterior (2.29), adicionando diagonais, como pode ser visto na figura 2.30, convertendo a estrutura em dois ou quatro triângulos que irão aumentar a rigidez geral da estrutura. Se apenas uma diagonal é adicionada, é necessário aumentar o diâmetro dos tubos, de forma a compensar a estrutura para o caso da força ( $F$ ) ser no sentido contrário ao representado, e

esta não falhar por encurvadura do elemento de tubo à compressão. Com duas diagonais, a estrutura fica totalmente triangulada, podendo ser usados tubos de diâmetro mais pequeno, mantendo assim a mesma rigidez.

Existem casos onde a triangulação, como no exemplo anterior, não é possível por causa do motor ou outro elemento. Nestes casos, existem outras abordagens que podem ser aplicadas, como nos exemplos da figura 2.30, onde no exemplo 1 é feita a triangulação por dentro do rectângulo e no 2 e 3 é feita pelo exterior, conseguindo dar a rigidez pretendida à estrutura [2].

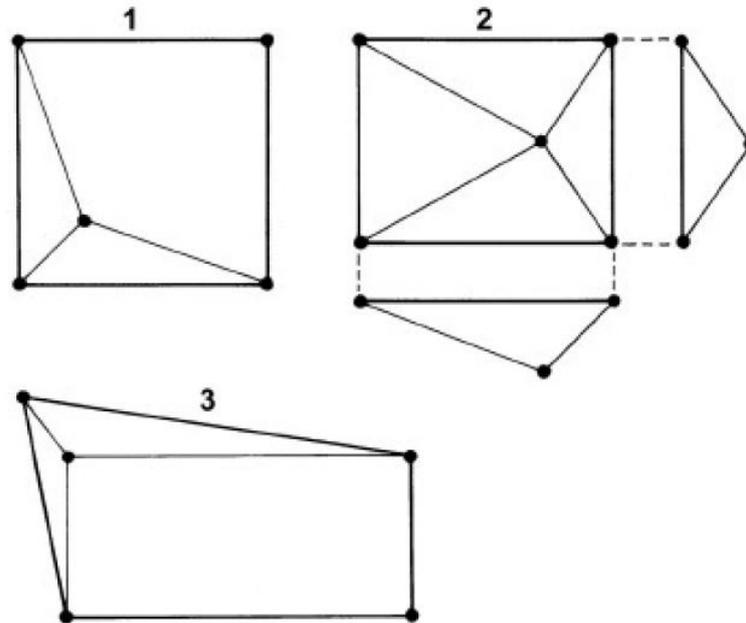


Figura 2.30: Esquema de três exemplos de triangulação interna e externa [2].

### 2.3.5 Tipos e tamanhos de tubos

O perfil mais usado ao longo dos anos é o circular, como relatado na introdução histórica, não só pelo seu baixo custo, mas também pela sua capacidade de resistir a forças de compressão e torção, e é igualmente capaz de suportar forças de flexão espaciais.

Outros perfis como o oval, quadrado e retangular também são usados, mas estes requerem mais atenção a nível estrutural, pois o seu momento de inércia varia consoante a direção da força aplicada. Marcas como a BMW fizeram estudos para saber onde poderiam reduzir a espessura dos tubos, de forma a conseguir ter rigidez suficiente nas zonas mais solicitadas e poupar peso nas zonas menos requeridas.

Para além do perfil dos tubos, o diâmetro, espessura e comprimento dos tubos também influenciam o seu comportamento. Um tubo de diâmetro maior não significa que terá mais resistência à flexão, o que influencia a seu coeficiente de esbelteza é o seu momento de inércia. Na maioria dos casos, um tubo com 13 mm de diâmetro externo e 2 mm de espessura irá ter as mesmas capacidade estruturais que um tubo de 25 mm de diâmetro externo e 1 mm de espessura [2].

No entanto, quando um tubo tem um comprimento elevado e um diâmetro reduzido, este com os esforços submetidos pode dobrar antes de chegar à sua tensão limite elástico e

propagam mais as vibrações existentes na mota, causando esforços desnecessários. Nestes casos, o uso de um tubo com diâmetro maior é o aconselhável, aumentando também a sua rigidez à torção e inércia [2].

## 2.4 Material

Na escolha dos materiais a usar para qualquer componente de um veículo motorizado, neste caso o quadro, é necessário ter em conta que a maior resistência global deve ser obtida com o peso mínimo, deste modo, os fatores que influenciam a seleção são [2]:

- Tensão limite;
- Rigidez;
- Densidade;
- Ductilidade;
- Fadiga;
- Métodos de união;
- Custo do material;
- Custo de maquinaria e trabalho.

A importância destes fatores varia consoante a opção do fabricante. Se for para produção em massa, fatores como o custo de material, custo de maquinaria têm maior importância, mas em competição estes fatores não são tão relevantes. Os materiais mais comuns para a construção de uma mota são apresentados na tabela da figura 2.31.

Os materiais comparados à frente, tendo em conta o regulamento da prova Motostudent apresentado em anexo, são o aço, alumínio e os compósitos com fibra de carbono.

Material	UTS Kgf/mm <sup>2</sup>	Specific gravity	Young's Modulus x 10 <sup>4</sup> Kgf/mm <sup>2</sup>	Relative stiffness
Grey cast iron	16 - 22	7.3	1.27	0.65
Structural/Stainless steel	47 - 63	7.8	2.1	1.00
Reynolds 531/4130 tube	78	7.8	2.1	1.00
Aluminium alloys	17 - 63	2.7	0.7	0.96
Magnesium alloys	19 - 32	1.7	0.44	0.96
Titanium alloys	47 - 126	4.4	1.2	1.01
Nylon	8	1.1	0.14 - 0.28	0.47 - 0.95
PVC	6	1.4	0.025 - 0.042	0.07 - 0.11
PTFE (Teflon)	1.3	2.2	0.035 - 0.042	0.06- 0.07
GRP (Glass Reinforced Plastic)	16 - 35	1.7	0.07 - 0.2	0.15 - 0.44
Carbon fibre (In direction of fibres. Fibres only, properties reduced in resin matrix.)	140	1.6	2.2	5.11

Figura 2.31: Tabela com os materiais mais comuns na construção de uma mota e as suas respetivas características [2].

### 2.4.1 Aço

O aço é o material usado há mais tempo para a construção de motos, como pode ser confirmado na introdução histórica. Este apresenta as seguintes propriedades [9]:

- Alta resistência mecânica com valores bem predefinidos e vários tratamentos térmicos que permitem obter várias gamas de valores;
- Alta resistência à fadiga no seu regime elástico (como já referido anteriormente);
- Facilidade de aplicar técnicas de ligação e de reparação;

- Elevada densidade quando comparado com ligas leves (alumínio, magnésio, titânio);
- Facilidade de oxidação.

Este material, dentro dos materiais apresentados à frente, é o mais barato, apesar da sua densidade mais elevada este permite obter a mesma rigidez com menos material, quando comparado com o alumínio (apresentado à frente), permitindo obter estruturas com pesos da mesma ordem de grandeza. [9]

### 2.4.2 Alumínio

O alumínio é um dos materiais mais usado pelos fabricantes de motas e o seu uso não é recente, como pode ser visto na introdução histórica. As características que tornaram este material tão interessante foram [10]:

- Relação peso-rigidez, sendo que é das ligas mais leves, sem contar com o magnésio, e a sua rigidez-peso rivaliza com o aço;
- Das ligas metálicas mais fáceis de trabalhar, ao ponto de que todas as operações como quinagem, dobragem, maquinagem,... podem ser feitas com alumínio;
- Boa resistência à corrosão.

Estas são apenas algumas das características, outras como reciclagem, condutividade térmica, etc, não são tão interessantes para este tipo de aplicação como as apresentadas anteriormente. Uma das desvantagens deste material é a resistência limitada à fadiga, podendo esta desvantagem comprometer a integridade estrutural da peça.

As propriedades mecânicas do alumínio variam consoante a sua série, tratamentos aplicados e, em alguns casos, o método de fabrico. Se compararmos dois provetes da liga 6061-T6 em que um foi extrudido e o outro vem em folha, as tensões de ruptura vão ser respetivamente 260 MPa e 290 MPa.

### 2.4.3 Carbono

O carbono é um dos elemento tetravalente que na natureza forma cristais com um sistema cúbico, que são os que têm a mais elevada rigidez pela quase indeformabilidade estrutural. Com o uso de processos tecnologicamente avançados e em atmosfera de vácuo, é possível fabricar fibras de levada rigidez.

Materiais compósitos como a matriz de fibra de carbono com *epoxi* apresentam uma relação peso-rigidez e peso-dureza bastante elevada. Estes materiais quando comparados com ligas metálicas apresentam vantagens a nível de rigidez, dureza, resistência ao impacto, corrosão, número de ciclos de trabalho, densidade e transmissão de calor [11].

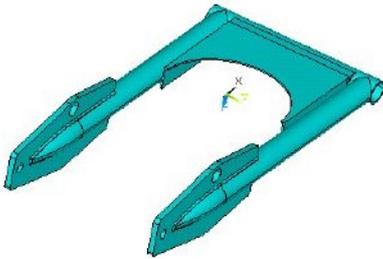
Porém, apresentam desvantagens como custos mais elevados de produção quando comparados com outros materiais, como por exemplo o alumínio. Com a evolução das tecnologias de produção como o *SMC* (*Sheet Moulding Compound*), *SRIM* (*Structural Reinforcement Injection Molding*) e por pultrusão, permitiram a redução do custo e tempo de produção deste material.

Outra desvantagem é o facto de não ser um material isotrópico, como as ligas metálicas, tornando assim o trabalho de projetar uma peça neste material mais complexo. Outra é a elevada dificuldade para reparar uma peça danificada neste material, devido ao facto de não apresentar gamas elevadas de deformação em regime elástico, devido à sua rigidez elevada.

Tabela 2.2: Comparação entre o aço, o alumínio e a fibra de carbono.

Material	Vantagens	Desvantagens
Aço	Boa eficiência estrutural Fácil de soldar Dúctil Fácil de reparar Preço	Peso Oxidação
Alumínio	Alta eficiência estrutural Fácil de maquinar Dúctil Preço	Difícil de soldar Sensível à fadiga Difícil de reparar
Fibra de carbono	Eficiência estrutural muito elevada Peso Boa rigidez Não é isotrópica	Preço Difícil de maquinar Sensível à fadiga Difícil de reparar

CH.Neeraja et al [12], fez uma comparação entre vários materiais (aço, alumínio, titânio e fibra de carbono) para a mesma peça (figura 2.32), sujeita aos mesmos esforços. Os resultados são apresentados na figura 2.32 e comparando todos os materiais, conclui-se que apesar da tensão nos vários materiais ser similar, a fibra de carbono é a que apresenta menores deformações, fazendo dela o material de eleição.



**For Alloy Steel:**

	Results	Permissible
Displacement	$0.297e^{-3}$	
Vonmises stress	2.383	325
	Frequency	Displacement
Mode 01	0.024473	$0.922e^{-3}$
Mode 02	0.025756	.001876
Mode 03	0.026079	0.001991
Mode 04	0.02613	$0.925e^{-3}$
Mode 05	0.032796	0.004175

**For Aluminum Alloy A360:**

	Results	Permissible
Displacement	$0.551e^{-3}$	
Vonmises stress	2.381	520
	Frequency	Displacement
Mode 01	0.023455	0.001676
Mode 02	0.02448	0.001906
Mode 03	0.02958	0.001593
Mode 04	0.02967	0.001768
Mode 05	0.030221	0.00211

**For Carbon fiber reinforced polymer:**

	Results	Permissible
Displacement	0.002413	
Vonmises stress	2.658	83
	Frequency	Displacement
Mode 01	0.01383	0.001667
Mode 02	0.014074	0.001666
Mode 03	0.014399	0.002029
Mode 04	0.014559	0.002031
Mode 05	0.021519	0.001549

Figura 2.32: Peça e tabelas de resultados obtidos por CH.Neeraja et al [12].

## 2.5 Materiais para núcleos do compósito

A procura de materiais com rácios de resistência-peso elevados tem aumentado cada vez mais, desde a indústria de transportes até à aeroespacial. Com o aumento desta procura, novas combinações de materiais tem possibilitado o desenvolvimento de estruturas como a *sandwich* [13] (apresentado na figura 2.33), onde o enchimento dos núcleos de diferentes perfis permite reduzir a espessura de material usado, reduzindo assim o peso do conjunto.

Existem outras abordagens, como os FMS (*fiber reinforced metal laminates*) que combina camadas de fibra de carbono ou outro compósito intercaladas com camadas de ligas metálicas de aço ou alumínio, permitindo assim aliar ductilidade e tolerância ao impacto das ligas metálicas com a rigidez, resistência à fadiga e dureza dos compósitos [14], apresentado na figura 2.34.

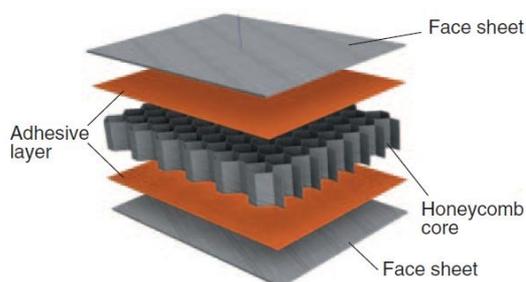


Figura 2.33: Exemplo de estrutura de sandwich com favo de mel [15].

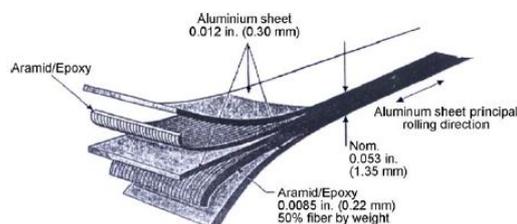


Figura 2.34: Exemplo de FMS [14].

Os materiais apresentados a seguir cumprem os requisitos necessários para esta utilização.

### 2.5.1 Cortiça

A cortiça é um material orgânico extraído do sobreiro de forma natural, ao contrário das espumas usadas para o mesmo fim. Este material, usado praticamente de modo natural, tem já aplicações na indústria naval, aeroespacial, alimentar e de vestuário.

A cortiça possui propriedades que até hoje nenhum produto, natural ou artificial, conseguiu replicar ou melhorar [16]:

- Baixa densidade;
- Impermeável a líquidos e gases;
- Resistente ao fogo, não liberta gases;
- Grande capacidade de absorção de energia;
- Boa compressibilidade;
- Boa elasticidade;
- Boa flexibilidade.

Ao nível das propriedades mecânicas, A. Díaz-Parralejo et al [17] confirmou que a cortiça apresenta grandes deformações para forças de baixa magnitude, devido ao seu baixo módulo de elasticidade. Esta afirmação pode ser confirmada na imagem 2.35. A cortiça (na forma de aglomerado) não é um material dito estrutural (a sua resistência mecânica é muito baixa), contudo tem excelentes propriedades de absorção de energia vibratória, sendo pois um excelente material de amortecimento, aumentando a longevidade à fadiga dos componentes estruturais (tubos com cortiça no interior).

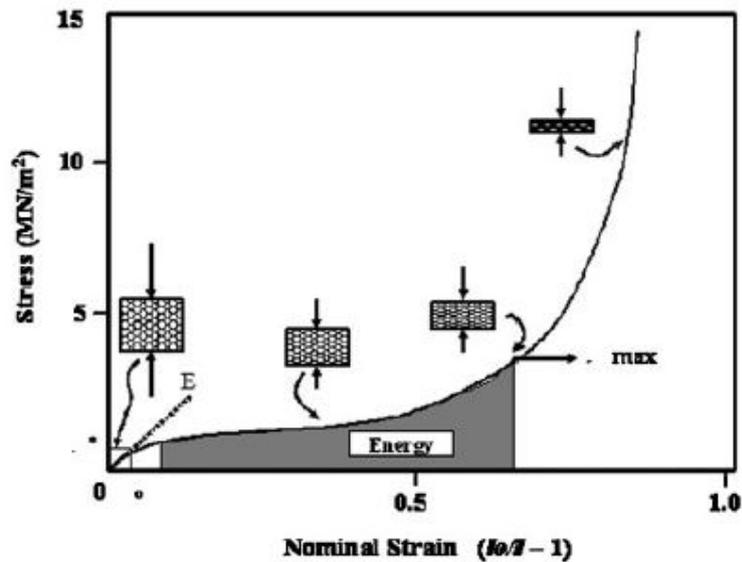


Figura 2.35: Gráfico de tensão-deformação da cortiça [18].

### 2.5.2 Espuma polimérica

As espumas são usadas nas mais variadas indústrias, desde a alta competição, aeroespacial, marinha, até à construção. O uso deste material pode reduzir o peso de uma peça para metade ou mais, dependendo do caso, mantendo as suas características estruturais. As espumas apresentam as seguintes propriedades [19].

- Boa resistência à fadiga;
- Boas propriedades de compressão e corte;
- Boa resistência ao impacto;
- Estabilidade dimensional;
- Boa adesão a outros materiais;
- Fácil de maquinar.

Existem vários tipos de espuma, cada uma com propriedades diferentes, umas mais para uso estrutural, outras para impacto, entre outras. Um exemplo destas espumas é a Airex®R638 para impacto e a Airex®C70 para uso estrutural.

### 2.5.3 Espuma de alumínio

A espuma de alumínio, ao contrário da cortiça (apresentada em cima), não é adquirida diretamente da natureza, mas sim através de vários processos, sendo um deles o *Powder Metallurgical (PM) method*, que consiste na compactação a quente do alumínio com agentes em pó, resultando na espuma. Esta apresenta as seguintes características [20]:

- Baixa densidade;
- Alta ductilidade;
- Alta condutividade térmica;
- Grande capacidade de absorção de energia;
- Preço baixo.

I. Duarte et al [20] estudou estas espumas e o seu comportamento mecânico e, como a cortiça, apresenta grandes deformações para forças de baixa magnitude, como pode ser visto na figura 2.36.

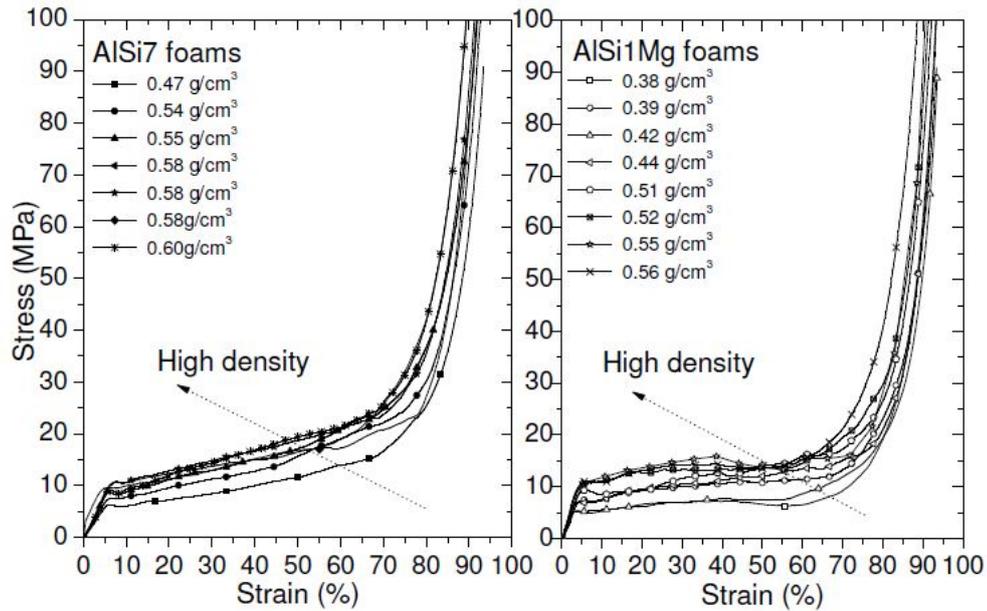


Figura 2.36: Gráfico de tensão-deformação de dois tipos de espuma de alumínio [20].

#### 2.5.4 Favo de mel

Um núcleo em favo de mel, afasta as peles da estrutura, aumentando muito o momento de inércia, para além de ter elevada resistência ao corte.

O favo de mel, ou *honeycomb*, é um dos materiais mais usados nas estruturas *sandwich*, que pode ser visto na figura 2.33. Este é usado na indústria aeronáutica, rodoviária, construção civil, entre outras. Os materiais usados para este tipo de estrutura são o alumínio ou fibra de *aramid* [21].

As propriedades deste material variam consoante a direção dos esforços aplicados, sendo a compressão a sua maior valência. Outras propriedades como resistência à fadiga e redução do peso geral da estrutura onde é utilizado, tornam este material bastante interessante. Apesar destas vantagens, esforços que causem, por exemplo, torção, podem causar a falha desta estrutura [21][15].

A figura 2.37 apresenta uma tabela onde se comparam as propriedades de compressão e corte de vários materiais, podendo confirmar-se a superioridade na compressão nos *honeycombs* [22].

<i>Material</i>	<i>Compression</i>			<i>Shear</i>	
	<i>Density (pcf)</i>	<i>Strength (psi)</i>	<i>Modulus (ksi)</i>	<i>Strength (psi)</i>	<i>Modulus (ksi)</i>
Aluminum honeycomb	3.1	300	75	210	45
Nomex honeycomb	3.0	325	20	175	6
Fiberglass honeycomb	3.0	410	23	195	19
Rohacell foam	3.1	128	10	114	3
Klegecell foam	3.0	69	2.7	51	1.1
Rigicell foam	3.0	80	2.5	70	2.5
Divinycell foam	3.1	100	10.2	73	2.5

1 ksi = 1000 psi.

Figura 2.37: Comparação entre as propriedades dos *honeycombs* e espumas [22].

## 2.6 Ferramentas de investigação

Antes do aparecimento dos computadores com elevado poder de processamento, o desenvolvimento destas estruturas era feito de modo analítico, aumentando assim o tempo despendido e a probabilidade de erros. Como não há formulas prontas a usar para o desenvolvimento destas estruturas, como foi visto anteriormente, era necessário fazer verificações experimentais.

Como as verificações experimentais envolvem grandes despesas, desde matérias-primas a maquinaria, não é viável construir e testar todas as hipóteses. Para contornar esta situação, nos dias de hoje existem ferramentas computacionais que permitem dimensionar e avaliar a viabilidade de uma estrutura sem a construir fisicamente, sendo uma delas o método dos elementos finitos (FEM).

Este método é usado em vários ramos da engenharia e uma das grandes vantagens é não ser necessário fazer aproximações, permitindo analisar problemas que, de forma analítica, poderiam ser impossíveis. Permite saber como um sistema se irá comportar quando aplicados os esforços e avaliar a sua viabilidade apenas usando recursos computacionais, preenchendo desta forma o espaço entre teoria e validação experimental. É de frisar que os resultados são aproximações e que, quanto melhor foram definidos os parâmetros desde a malha, materiais, forças, estrangimentos,... mais aproximado será o resultado dos valores reais [23].

## Capítulo 3

# Materiais e geometria

### 3.1 Material escolhido

Para a escolha do material para este quadro foi necessário ter em consideração o regulamento da prova Motostudent, como referido no estado de arte. Deste modo, através da comparação dos materiais feita anteriormente, seria de esperar que o carbono fosse o material escolhido, mas devido aos preços elevados da matéria-prima, bem como todos os custos envolvidos na maquinação dos núcleos, as resinas, maquinaria inerente à construção de um protótipo e a dificuldade de analisar previamente a viabilidade do modelo, impossibilitaram o uso deste material.

Tendo isto em conta, o material a adotar foi o alumínio. Inicialmente, a liga escolhida, foi a 6061 T6 pela sua elevada rigidez e baixa densidade, sendo esta liga muito usada na indústria aeronáutica, naval e automóvel, entre outras, cumprindo assim os requisitos necessários para a utilização neste projeto.

Após uma análise de mercado, não foi possível encontrar esta liga no mercado nacional. Assim, foi necessário reavaliar esta decisão de modo a conseguir baixar o custo da construção futura de um protótipo. Deste modo, a liga escolhida pelas suas características similares à anterior foi a 6081 T6, por apresentar a rigidez necessária bem como resistência à fadiga. A composição e propriedades mecânicas desta liga são apresentadas nas tabelas a seguir.

Tabela 3.1: Composição do alumínio 6081 T6 [24].

%	Al	Si	Mg	Mn	Fe	Zn	Ti	Cr	Cu	Outros
Min.	93.6	0.7	0.6	0.1	0	0	0	0	0	0
Máx.	98.6	1.1	1.0	0.45	0.5	0.2	0.15	0.1	0.1	0.15

Tabela 3.2: Propriedades mecânicas do alumínio 6081 T6 [24]

Modulo elástico	69 GPa
Percentagem de alongamento	9.0 %
Resistência à fadiga	110 MPa
Coefficiente de Poisson	0.33
Módulo de corte	26 GPa
Força de corte	180 MPa
Tensão de rutura	310 MPa
Tensão de cedência	270 MPa

## 3.2 Geometria desenvolvida

Antes do desenvolvimento da nova estrutura, foi analisado o protótipo construído para a prova Motostudent da edição de 2015/16, cuja estrutura pode ser visualizada na figura 3.1. A geometria escolhida para o quadro foi de treliça, tendo sido realizada uma combinação entre componentes treliçados em aço E220 e em alumínio série 6040. A geometria escolhida para a escora foi *Uni-t Pro-Link* e o material escolhido foi o alumínio 6040 T6. O quadro e a escora projetados e construídos pela equipa, podem ser vistos nas figuras 3.2 e 3.3 .



Figura 3.1: Protótipo construído pela equipa Motochanics.



Figura 3.2: Quadro construído pela equipa Motochanics.



Figura 3.3: Escora construída pela equipa Motochanics.

O protótipo foi testado no autódromo Vasco Sameiro pelo piloto de testes da *MotoJornal*, Domingos Janeiro, e pelo piloto de *Moto3* Paulo Leite, campeão nacional de 125cc no ano de 2016. Nos testes em pista, foram analisados aspetos como a geometria, comportamento

durante e na transição entre curvas, posição de condução, afinação de suspensões, travagem, entre outros aspetos. As figuras 3.4 e 3.5 retratam ambos os pilotos a testarem o protótipo.



Figura 3.4: Piloto de testes da *MotoJornal* Domingos Janeiro a testar o protótipo construído pela equipa Motochánics.



Figura 3.5: Piloto Paulo Leite a testar o protótipo construído pela equipa Motochánics.

Após estes testes, resultaram as seguintes conclusões relativamente à estrutura do protótipo:

- O *wheelbase* da mota é muito longo;
- O centro de massa da mota é muito baixo, devido ao posicionamento do motor (componente com a maior massa do sistema), segundo Cossalter et al [4] este deveria estar entre os 0.4-0.55 m e no protótipo desenvolvido encontra-se nos 0.294 m, estando abaixo dos parâmetros recomendados;

- A altura do sub-quadro deve ser superior à do pescoço, e a altura das peseiras também deveria ser maior, de forma a permitir ao piloto uma posição de condução mais "desportiva", possibilitando uma manobrabilidade maior ao mesmo.

Houve oportunidade de analisar a moto usada pelo piloto Paulo Leite no campeonato nacional, uma *BeOn* preparada para *Moto3*, apresentada na figura 3.6, que corre na mesma categoria que as motos desenvolvidas para a prova *Motostudent*. Também foi realizada uma visita à oficina *Racing Soares*, gerida por José Regadas (antigo mecânico do *MotoGP*), onde foi possível ver e analisar as diferenças a nível de geometrias e dimensões entre as várias motos usadas em competição pela equipa do mesmo.



Figura 3.6: BeOn preparada para *Moto3*, sem carnagens, usada pelo piloto Paulo Leite no campeonato nacional.

Tendo em conta os pontos apresentados anteriormente, bem como o material escolhido (alumínio 6081 T6) e os processos disponibilizados pelos parceiros da equipa, desde a maquinação, soldadura e tratamentos, a geometria escolhida para o quadro a desenvolver foi a *Perimeter*. Esta geometria é usada por muitas marcas nas mais variadas categorias de competição, bem como em motos desportivas para uso quotidiano.

Desta forma, foram definidas algumas medidas que estabeleceram a base para o desenvolvimento do quadro:

- O *wheelbase* de 1235 mm;
- O *caster angle* de  $25^\circ$  com a vertical;
- A altura do motor ao solo é entre os 260 e 270 mm;
- A altura do pivô da escora de 390 mm;
- A altura e comprimento do pescoço será de 840 mm e 145 mm, respetivamente;
- A assemblagem do motor será rígida, usando os três apoios do motor, como apresentado na figura 2.27.

Outras medidas como altura do sub-quadro e posição das peseiras serão definidas na análise ergonómica abordada no subcapítulo 3.3.

Tendo estas medidas em conta, foram realizados vários esboços do quadro. As imagens 3.7 e 3.8 exibem a geometria que serviu de base até à obtenção do modelo final. Note-se que a partir deste modelo começaram logo a realizar-se análises à rigidez lateral, longitudinal e torcional, de forma a atingir os valores recomendados por Cossalter et al [4], apresentados no capítulo 4.



Figura 3.7: Geometria em fase inicial (vista de frente).



Figura 3.8: Geometria em fase inicial (vista de trás).

É de frisar que este quadro está dividido em onze peças, como pode ser confirmado nas figuras anteriores. A divisão foi realizada de forma a simplificar o processo de maquinação, fazendo com que todas as partes do quadro, à exceção do pescoço e reforço frontal, fossem maquináveis através de blocos brutos com um máximo de espessura de 25 mm, reduzindo assim tempos e complexidade de maquinação.

De forma a atingir os valores de rigidez longitudinal, lateral e torcional, foi utilizado um método iterativo (tentativa erro). Deste modo, foram testadas várias geometrias, mantendo as linhas principais da mesma. Através destas alterações, foi possível perceber quais as partes que tinham maior influência nos vários parâmetros de rigidez, mas sempre que se alterava uma parte, esta tinha impacto nos três parâmetros, o que aumentou a dificuldade do processo.

O reforço frontal tinha maior influência na rigidez torcional. De forma a atingir os valores pretendidos, foram simuladas várias geometrias, podendo alguns exemplos ser visualizadas nas figuras 4.1, 4.2 e 4.3.

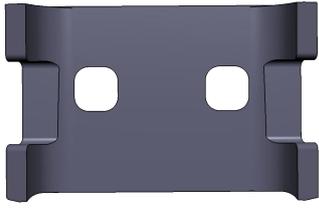


Figura 3.9: Reforço frontal (Modelo 1).



Figura 3.10: Reforço frontal (Modelo 2).



Figura 3.11: Reforço frontal (Modelo 3).

O apoio frontal do motor tinha grande influência nos valores da rigidez lateral, assim como a anterior, esta passou por várias geometrias. Algumas destas podem ser vistas nas figuras 3.12, 3.13 e 3.14.



Figura 3.12: Apoio frontal de motor (Modelo 1).

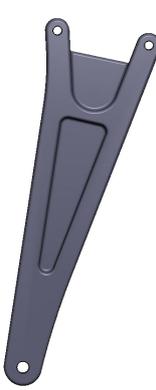


Figura 3.13: Apoio frontal de motor (Modelo 2).



Figura 3.14: Apoio frontal de motor (Modelo 3).

A parte lateral do quadro tinha elevado influxo na rigidez longitudinal, onde foi usado o método de nervuramento em treliça triangular, de forma a aumentar a rigidez da peça, como pode ser verificado nas figuras 3.15 e 3.16. No entanto, estas vieram a revelar-se demasiado rígidas, sendo necessário reduzir a rigidez através de redução de material, como apresentado na figura 3.17.



Figura 3.15: Parte lateral (Modelo 1).



Figura 3.16: Parte lateral (Modelo 2).



Figura 3.17: Parte lateral (Modelo 3).

Como pode ser visto nas imagens anteriores, o reforço frontal, o apoio frontal do motor e a parte lateral passaram por várias geometrias, onde diferentes valores foram obtidos para os vários parâmetros de rigidez procurados. Note-se que as imagens apresentadas são apenas algumas das geometrias experimentadas. Também foram simulados reforços internos, devido à dificuldade de atingir os valores de rigidez lateral, mas estes acabaram por revelar-se desnecessários.

A primeira geometria que apresentava os valores de rigidez dentro dos intervalos pretendidos é apresentada nas figuras 3.18 e 3.19.

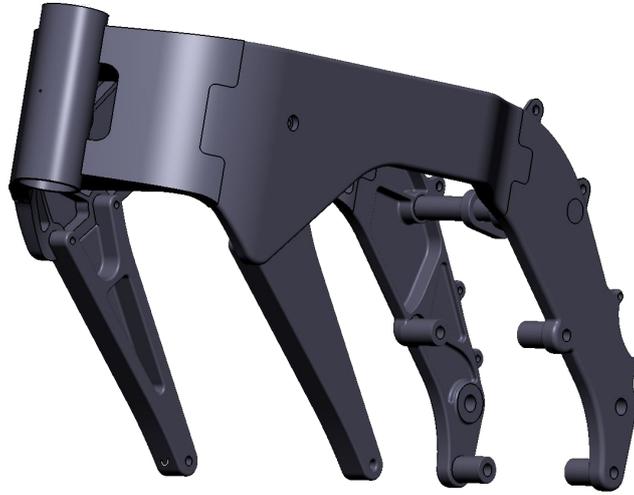


Figura 3.18: Primeira geometria dentro dos parâmetros de rigidez (vista de frente).

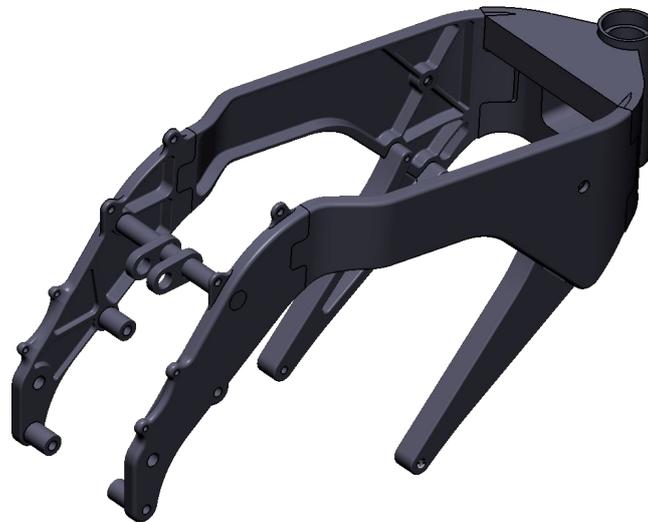


Figura 3.19: Primeira geometria dentro dos parâmetros de rigidez (vista de trás).

O quadro desenvolvido até este ponto foi feito usando um motor apenas de modelo (apresentado na figura 3.20) onde as medidas gerais não eram corretas. Foi necessário recorrer a esta solução devido ao intervalo de tempo que a organização da prova *Motostudent* demorou desde que o motor foi revelado às equipas, até à disponibilização do CAD pela organização da mesma (apresentado na figura 3.21). Como o motor escolhido é comercializado apenas no continente asiático, mesmo falando com os representantes nacionais, não foi possível obter as dimensões deste até à entrega do CAD por parte da organização.



Figura 3.20: Modelo de motor usado.



Figura 3.21: Modelo de motor cedido pela organização da prova.

Com o CAD do motor cedido pela organização, foi necessário adaptar o quadro projetado, respeitando as medidas base definidas em cima. As várias alterações realizadas para acoplar o novo motor tiveram repercussões nos valores de rigidez, fazendo com que saíssem dos intervalos desejados. Assim, foi necessário repetir todo o processo anterior, de forma a conseguir validar o quadro para os valores de rigidez pretendidos.

Deste modo, o quadro foi novamente passando por várias alterações, de forma a tentar atingir os valores de rigidez pretendidos. As figuras 3.22 e 3.23 mostram a primeira geometria que cumpria com os valores de rigidez (apresentados no capítulo 4) pretendidos com o novo motor.

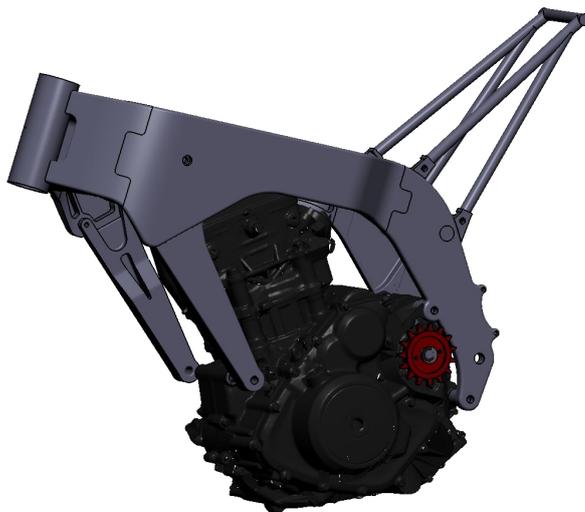


Figura 3.22: Geometria dentro dos parâmetros de rigidez com o motor da organização (vista de frente).



Figura 3.23: Geometria dentro dos parâmetros de rigidez com o motor da organização (vista de trás).

No entanto, a complexidade de construção era elevada, embora a geometria apresentasse pouca complexidade de maquinação, pois apenas uma peça necessitava de usar uma *CNC* de cinco eixos, o que iria reduzir os preços e complexidade da maquinação. A quantidade de soldaduras que poderiam provocar empenos era elevada, aumentando assim a complexidade de construção do quadro.

Deste modo, foi necessário reformular a geometria do quadro. Optou-se por aumentar a complexidade de maquinação e reduzir o número e dificuldade das soldaduras, obtendo a geometria apresentada nas figuras 3.24 e 3.25. À semelhança das anteriores, esta também teve de passar por um processo iterativo, até atingir os valores de rigidez pretendidos. O resultado obtido foi uma geometria mais leve que as anteriores e com o centro de massa mais recuado.

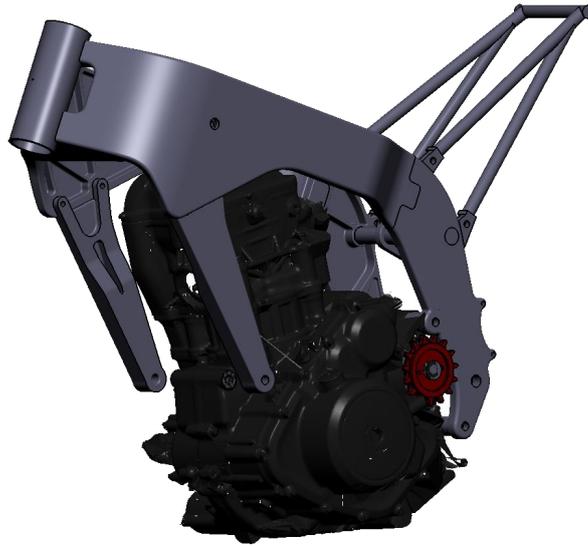


Figura 3.24: Geometria desenvolvida para reduzir complexidade das soldaduras (vista de frente).



Figura 3.25: Geometria desenvolvida para reduzir complexidade das soldaduras (vista de trás).

A geometria ainda apresentava algumas dificuldades de construção, pois para garantir o posicionamento correto das várias partes durante a soldadura, seria necessária a criação de gabaritos de soldadura, o que iria implicar um aumento de peças para projetar e maquinar, aumentando assim o custo geral do quadro.

De forma a facilitar a construção, e por sua vez, aumentar a rigidez da estrutura na zona do pescoço, visto ser uma das zonas mais solicitadas no quadro durante a condução, e o material escolhido ter pouca resistência à fadiga, quando comparada com outros materiais, como por exemplo o aço, foram encastradas as partes laterais do quadro ao pescoço, e os casquilhos do motor que eram em alumínio passaram a ser em aço E240. As alterações no

pescoço e casquilhos referidas anteriormente, podem ser visualizadas nas figuras 3.26 e 3.27, respectivamente.

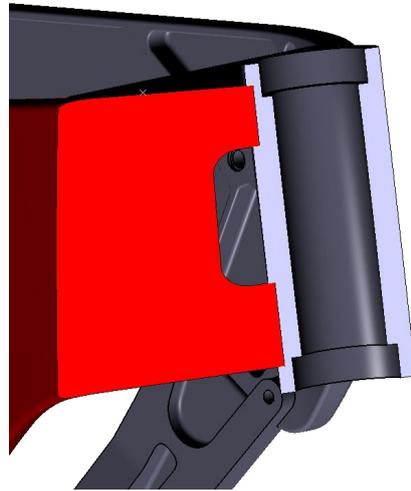


Figura 3.26: Vista em corte do encastramento.

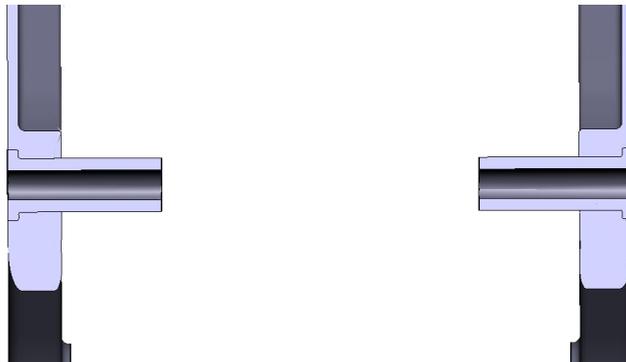


Figura 3.27: Vista em corte dos casquilhos.

Estas alterações aumentaram muito os valores da rigidez torcional, bem como da longitudinal, sendo necessário analisar a geometria do reforço frontal, de forma a diminuir a rigidez geral naquela zona. Nas alterações, foi feita uma redução da espessura e criação de umas "janelas", como apresentado na figura 3.28, estas alterações foram realizadas com base nos resultados apresentados no capítulo 4.



Figura 3.28: Reforço frontal após alterações.

Com os valores de rigidez alcançados, foi feita uma otimização geral à estrutura, para reduzir a massa global e diminuir locais de acumulação de tensões, mantendo os parâmetros de rigidez desejados. A estrutural final, após alterações, é apresentada nas imagens 3.29 e 3.30.

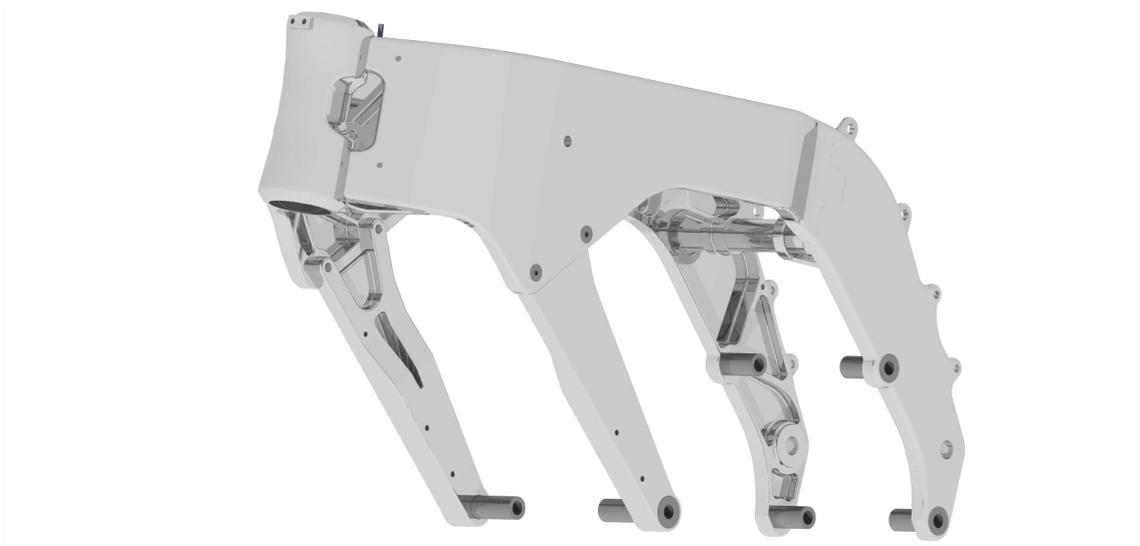


Figura 3.29: Geometria final (vista de frente).

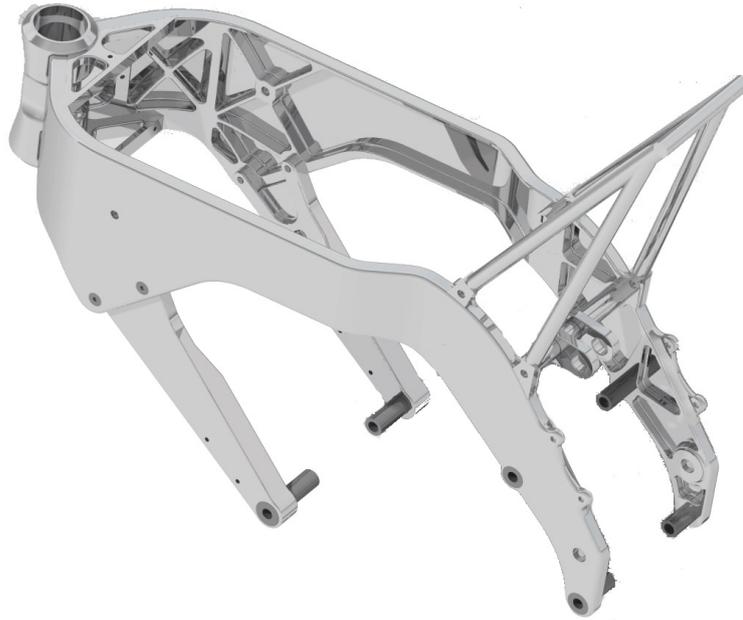


Figura 3.30: Geometria final (vista de trás).

Com a estrutura otimizada e a cumprir os parâmetros de rigidez desejados, foi necessário criar os apoios para todas as peças adjacentes ao quadro, desde *ram-air*, caixa de ar, cogumelos, radiador, *display*, reservatórios de água e desperdícios, escape, retificador de corrente e célula de combustível. A figura 3.31 e tabela 3.3 mostram a localização de todos os apoios projetados no quadro.

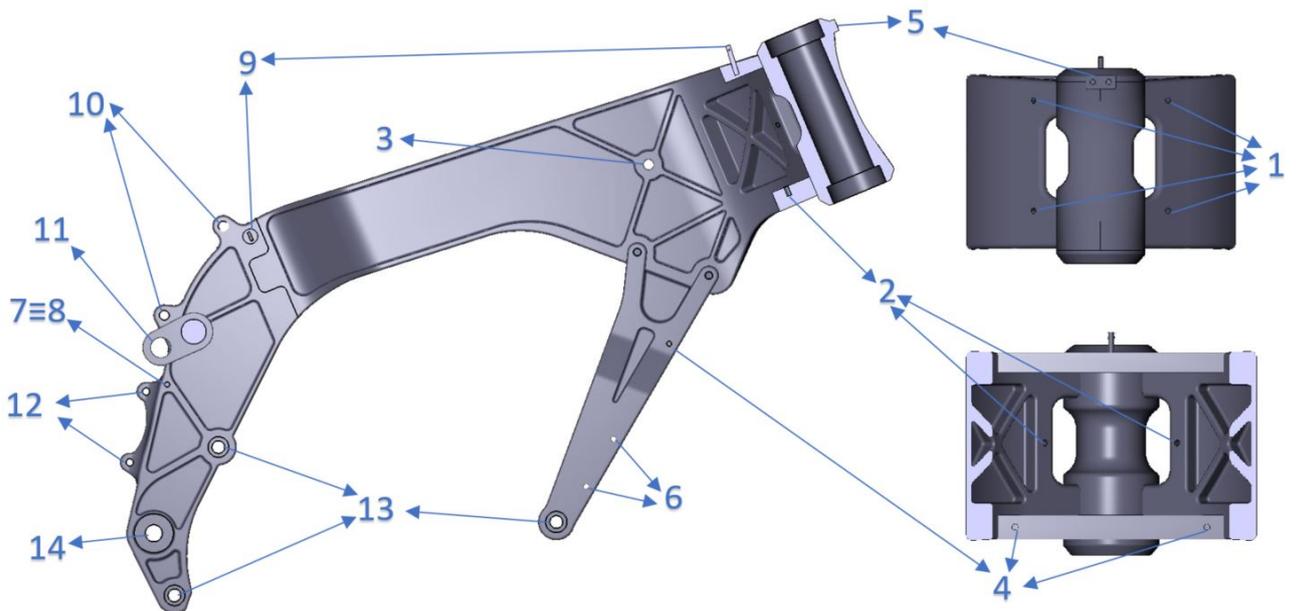


Figura 3.31: Localização dos vários apoios no quadro.

Tabela 3.3: Legenda da figura 3.31

Nº	Componente
1	Ram-air
2	Caixa de ar
3	Cogumelos
4	Radiador
5	Display
6	Reservatórios
7	Escape
8	Retificador de corrente
9	Célula de combustível
10	Apoio sub-quadro
11	Apoio amortecedor
12	Apoio peseiras
13	Apoio motor
14	Apoio escora

De forma a garantir a viabilidade das roscas onde os vários componentes serão fixos ao quadro, foi usada uma helicóide em aço, apresentada na figura 3.32.



Figura 3.32: Helicóides usado nas roscas [25].

A massa do quadro projetado é 5.584 kg e a localização do centro de massa da estrutura é apresentada na imagem 3.33.

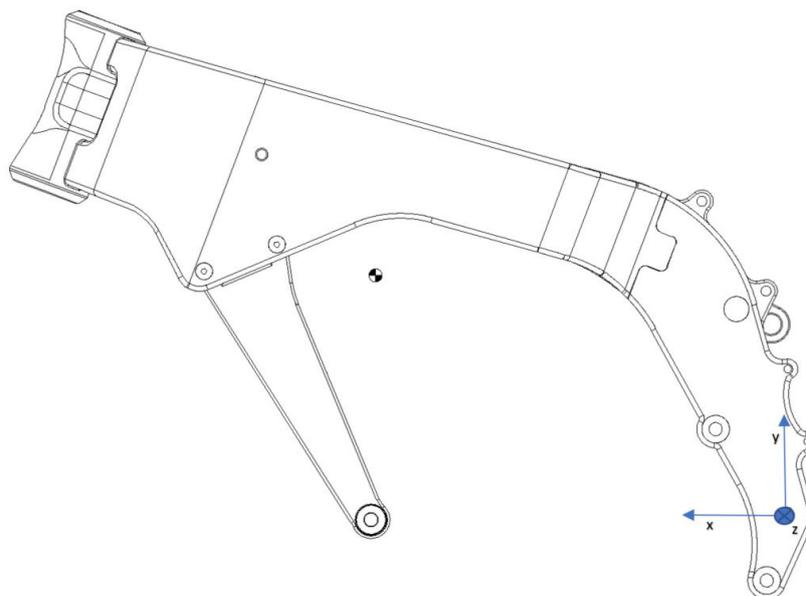


Figura 3.33: Esquema com indicação da posição do centro de massa.

Na imagem apresentada em cima, a localização do centro de massa, tendo em conta o referencial apresentado na figura anterior, será:

$$(x;y;z)=(325.239;191.782;0) \text{ mm}$$

O valor da coordenada  $z$  é zero pois o referencial está no eixo central da mota e o quadro desenvolvido é simétrico.

Os desenhos técnicos das várias peças e do conjunto encontram-se no apêndice A.

### 3.3 Ergonomia

A análise ergonómica em qualquer projeto mecânico é uma componente de elevada importância, pois irá determinar a interação do utilizador com a peça ou máquina. Na situação em estudo, um veículo motorizado de duas rodas, a sua influência repercute-se em domínios como o conforto e desgaste do piloto, a manobrabilidade, entre outros.

No regulamento da prova Motostudent, é definida uma gama de valores que as motas têm de respeitar, os quais são apresentados na figura 3.34.

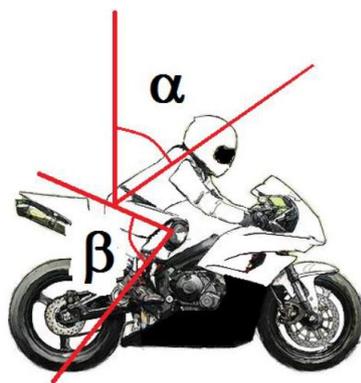


Figura 3.34: Esquema das condições de ergonomia apresentadas no regulamento da prova Motostudent [26].

O ângulo  $\alpha$  tem de estar entre os valores 19 e 40 graus, e o  $\beta$  entre os 65 e 77 graus. Para confirmar a ergonomia do quadro projetado, foi colocado um manequim com percentil 95 (valor obrigatório pelo regulamento [26]) e analisados os respectivos ângulos  $\alpha$  e  $\beta$ , como pode ser visto na figura seguinte:

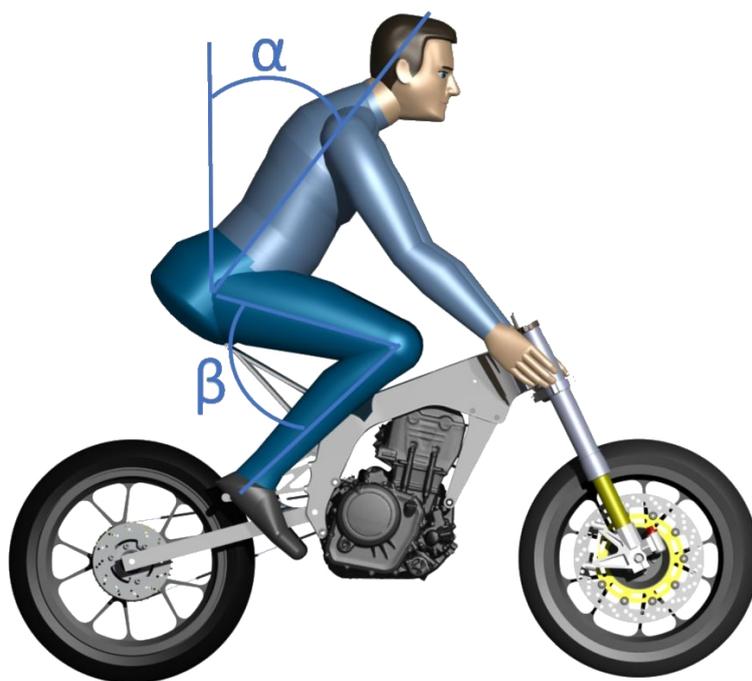


Figura 3.35: Esquema de ângulos da ergonomia do quadro projetado.

No estudo efetuado, observou-se que o ângulo  $\alpha$  obtido foi de 38.683 graus e o  $\beta$  de 65.381 graus, estando ambos dentro dos parâmetros obrigatórios do regulamento. Através desta análise, foi possível fazer o dimensionamento correto das peseiras, sub-quadro e carnagens, sendo o dimensionamento destes componentes essencial para a interação do piloto com a moto, como referido anteriormente.

## Capítulo 4

# Rigidez estrutural

Neste capítulo, são estudados os coeficientes principais que caracterizam a rigidez do quadro desenvolvido. Estes valores são de elevada importância, pois irão ditar a estabilidade dinâmica da moto quanto à sua condução e manobrabilidade. Altos valores de rigidez garantem uma precisão maior na trajetória, bem como uma resposta mais rápida às ações do piloto. No entanto, a moto irá ficar mais "dura", especialmente a passar por lombas ou ligeiras irregularidades na pista, bem como em situações em que a pista esteja molhada. Este é apenas um exemplo da influência da rigidez do quadro durante a condução. O ideal é obter um valor intermédio, onde se consiga obter uma estrutura rígida, mas ao mesmo tempo flexível.

Segundo Cossalter et al [4] esses valores de rigidez são os seguintes:

- Rigidez lateral:  $K_f = 1 - 3 \text{ kN/mm}$ ;
- Rigidez longitudinal:  $K_t = 3 - 7 \text{ kN/mm}$
- Rigidez torcional:  $K_z = 5 - 10 \text{ kNm/grau}$

As imagens 4.1, 4.2 e 4.3 representam os vários esquemas para obter os valores de rigidez lateral, longitudinal e torsional, respetivamente.

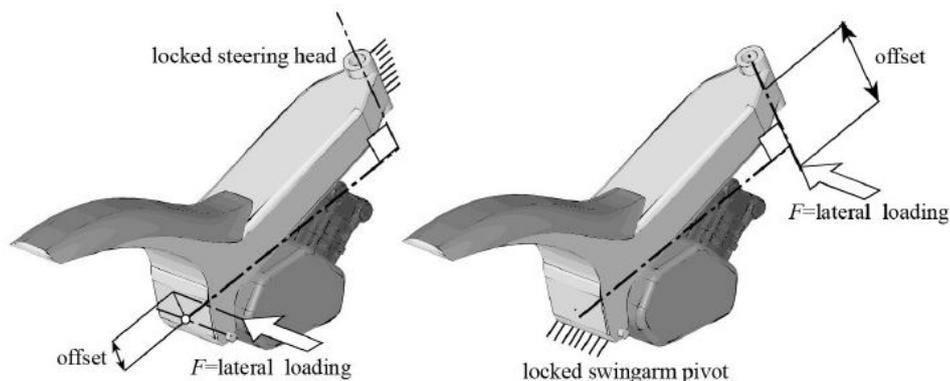


Figura 4.1: Esquema das condições para avaliar a rigidez lateral de um quadro [4].

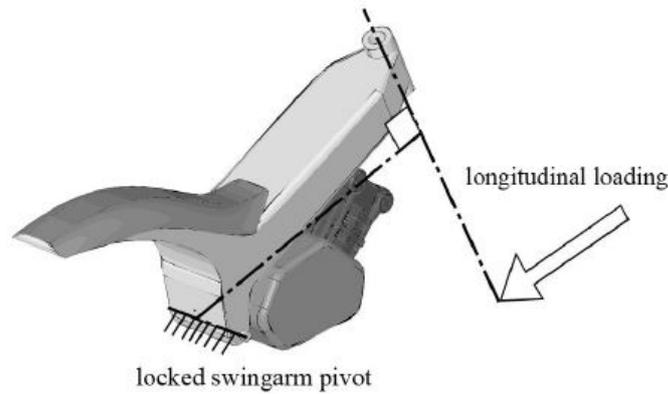


Figura 4.2: Esquema das condições para avaliar a rigidez longitudinal de um quadro [4].

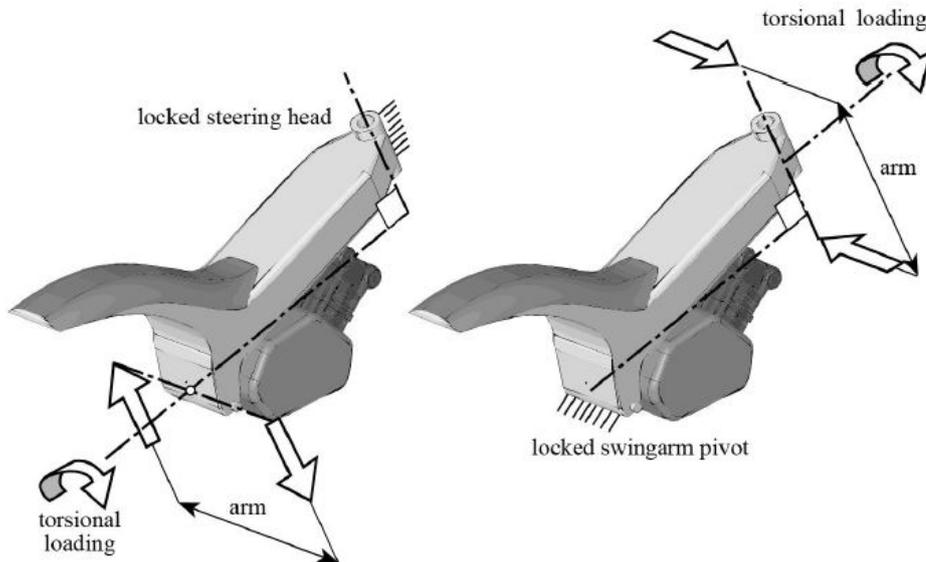


Figura 4.3: Esquema das condições para avaliar a rigidez torcional de um quadro [4].

Para alcançar os valores de rigidez, foi utilizado um processo iterativo, tentativa erro, pois sempre que se alterava a estrutura para melhorar um dos parâmetros, os outros também alteravam de valor, aumentando assim a dificuldade e tempo despendido no processo, até conseguir uma estrutura que cumprisse os vários parâmetros, obrigando deste modo a um estudo mais aprofundado do comportamento da estrutura. Nas seções seguintes, é efetuada cada análise individualmente.

#### 4.1 Rigidez lateral

Para a realização da análise da rigidez lateral, foi aplicada uma força normal ao plano do quadro. Na figura 4.1 é apresentado um *offset*, o qual pode variar de quadro para quadro e é usado para evitar deformação torsional durante a análise, impondo assim o eixo do centro de torção. Nesta análise, as forças são aplicadas diretamente na zona onde irão estar os rolamentos na coluna de direção, sendo o *offset* usado de zero. Também foi necessário restringir os movimentos dos apoios do motor em todas as direções, permitindo apenas a

rotação na direção axial (restrição de pino) de forma a simular a presença do motor, e nos apoios da escora foram restringidos todos os movimentos e rotações (encastramento). A imagem 4.4 mostra as forças e restrições apresentadas anteriormente e nas imagens 4.5, 4.6, 4.7, 4.8 e 4.9 é mostrado o deslocamento resultante das forças aplicadas.

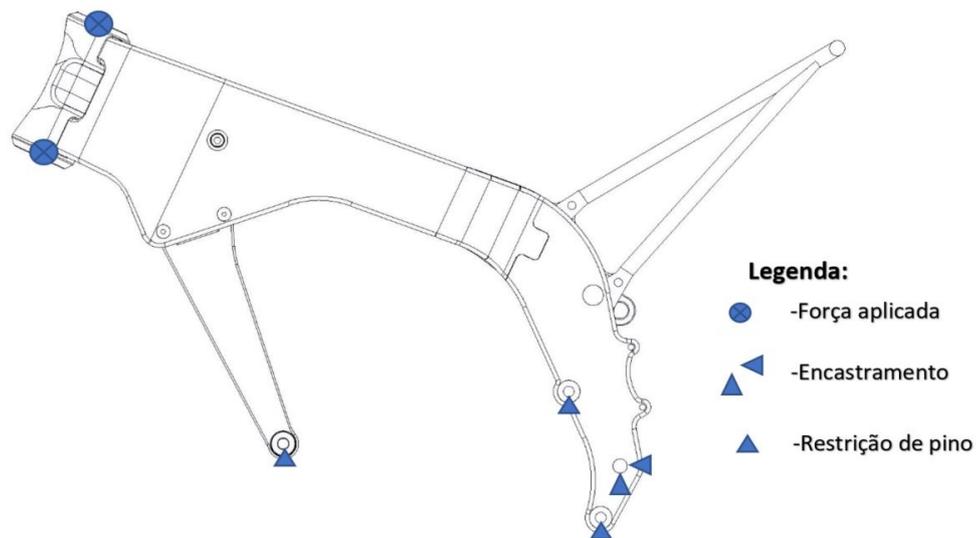


Figura 4.4: Esquema das forças e constrangimentos aplicados na simulação da rigidez lateral.

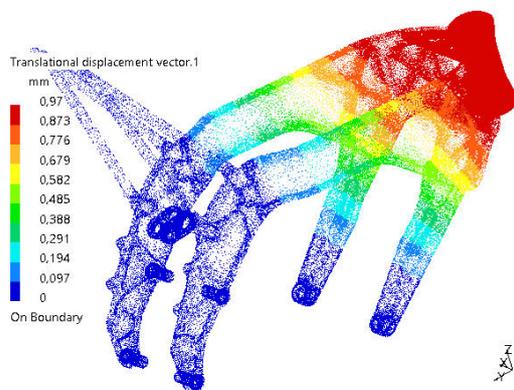


Figura 4.5: Deslocamento lateral para uma força de 1 kN

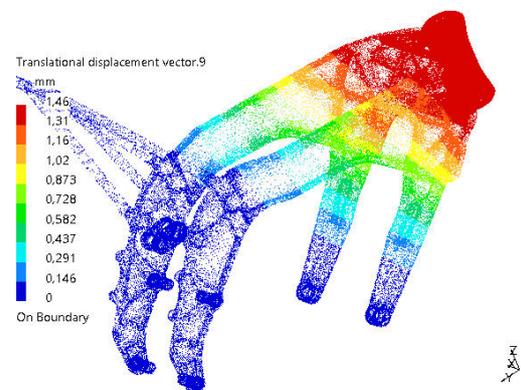


Figura 4.6: Deslocamento lateral para uma força de 1.5 kN

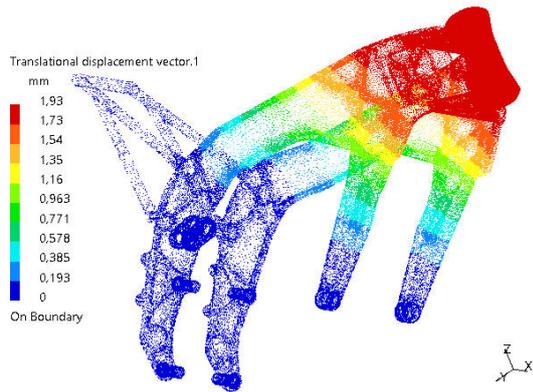


Figura 4.7: Deslocamento lateral para uma força de 2 kN

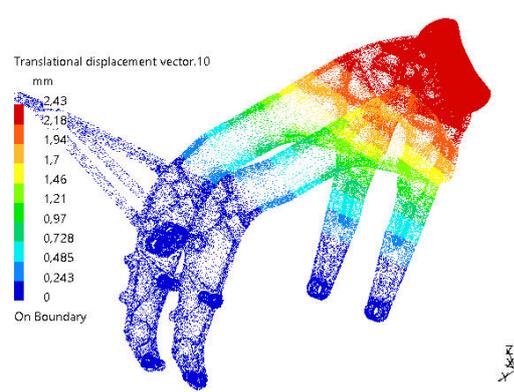


Figura 4.8: Deslocamento lateral para uma força de 2.5 kN

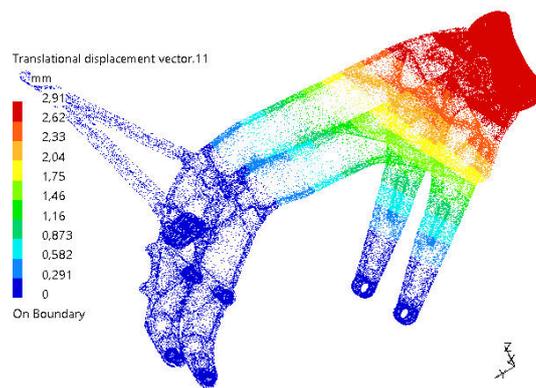


Figura 4.9: Deslocamento lateral para uma força de 3 kN

Como pode ser visto no gráfico da figura 4.10, os vários deslocamentos são linearmente dependentes das forças aplicadas, fazendo uma função linear. Tal deve-se ao facto do material ter um comportamento linear elástico e ser isotrópico (é homogénio e tem as mesmas propriedades mecânicas em qualquer ponto e direção) e o valor de rigidez é obtido através da equação 4.1, onde  $\Delta F$  é a força aplicada e o  $\Delta l$  é o deslocamento. Para este caso, o valor obtido para a rigidez foi de 1.031 kN/mm, valor que pertence ao intervalo desejado de 1-3 kN/mm.

$$K = \frac{\Delta F}{\Delta l} \text{ kN/mm} \quad (4.1)$$

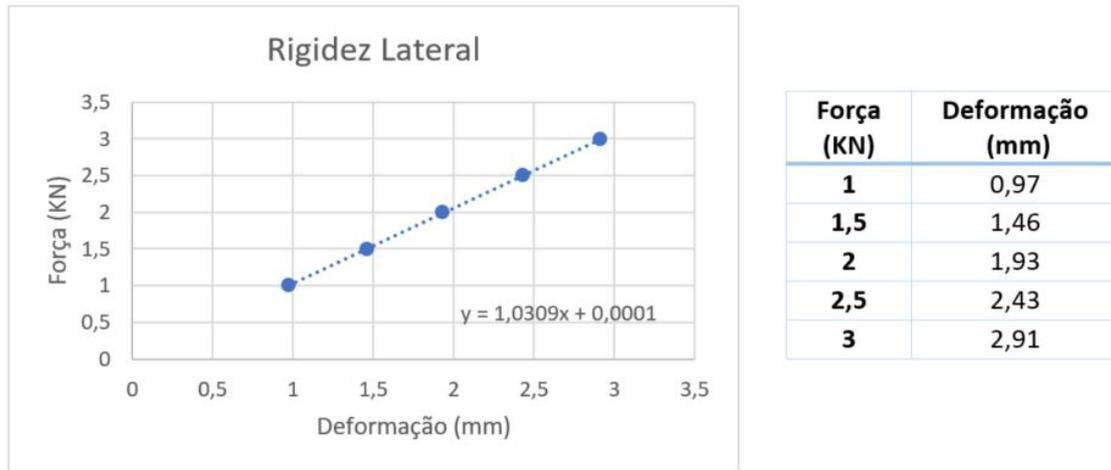


Figura 4.10: Resultados da análise de deformação lateral.

## 4.2 Rigidez longitudinal

Para a análise da rigidez longitudinal, foram utilizadas as mesmas restrições nos apoios do motor e escora da análise anterior, bem como as magnitudes das forças e local de aplicação das mesmas, alterando apenas a direção das forças que estão concordantes com a direção do eixo central do quadro. Na imagem 4.11 é feita a representação das restrições e forças aplicadas, e nas imagens 4.12, 4.13, 4.14, 4.15 e 4.16 as análises de deformação para cada caso.

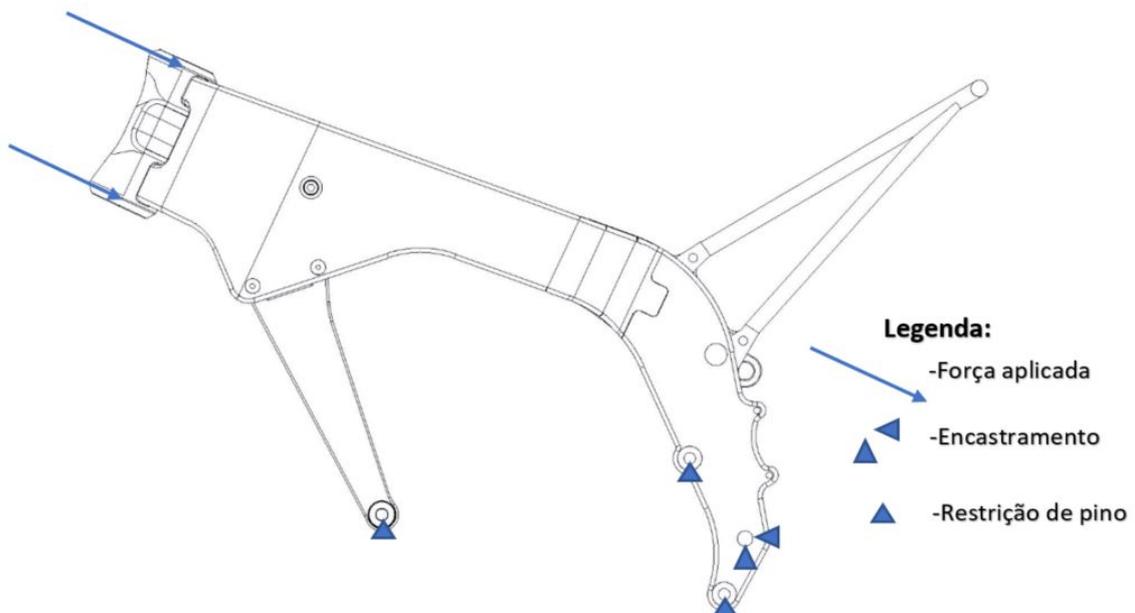


Figura 4.11: Esquema das forças e constrangimentos aplicados na simulação da rigidez longitudinal.

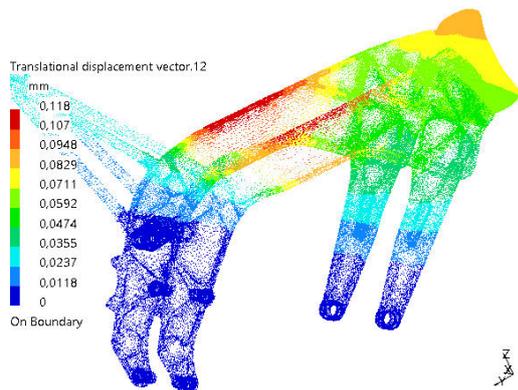


Figura 4.12: Deslocamento longitudinal para uma força de 1 kN

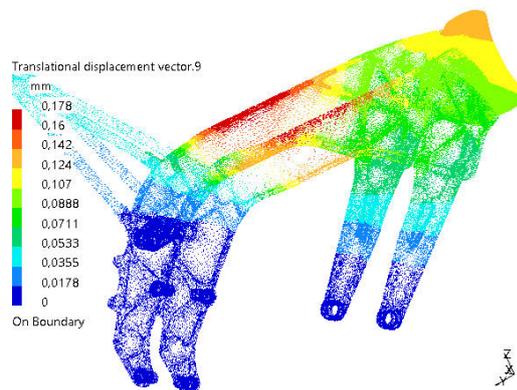


Figura 4.13: Deslocamento longitudinal para uma força de 1.5 kN

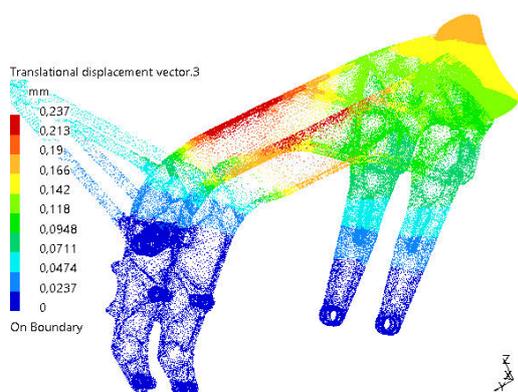


Figura 4.14: Deslocamento longitudinal para uma força de 2 kN

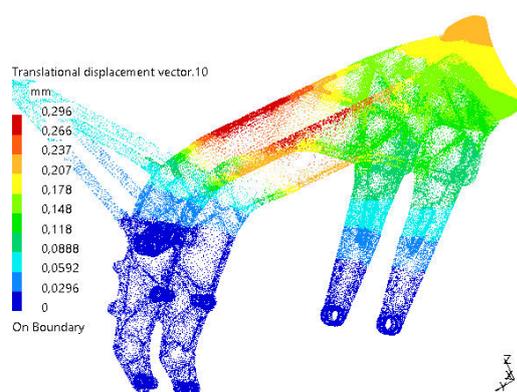


Figura 4.15: Deslocamento longitudinal para uma força de 2.5 kN

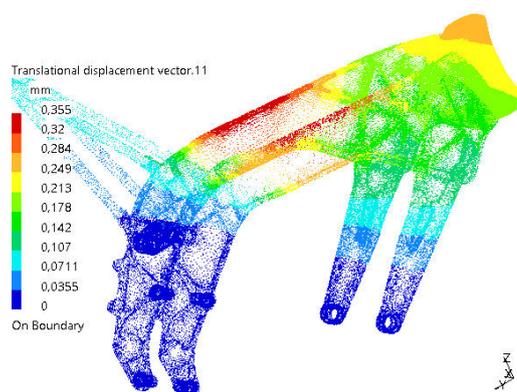


Figura 4.16: Deslocamento longitudinal para uma força de 3 kN

O valor de rigidez é obtido a partir da equação 4.1, obtendo o resultado de 8.446 kN/mm, estando dentro do intervalo desejado de 5-10 kN/mm.

### 4.3 Rigidez torcional

À semelhança das análises anteriores, as restrições nos apoios do motor e escora foram os mesmos, bem como a localização e magnitude das forças, mas a direção das forças aplicadas tem sentidos contrários e são perpendiculares ao eixo central da mota. Na figura 4.17 podem visualizar-se os apoios, restrições e forças aplicadas.

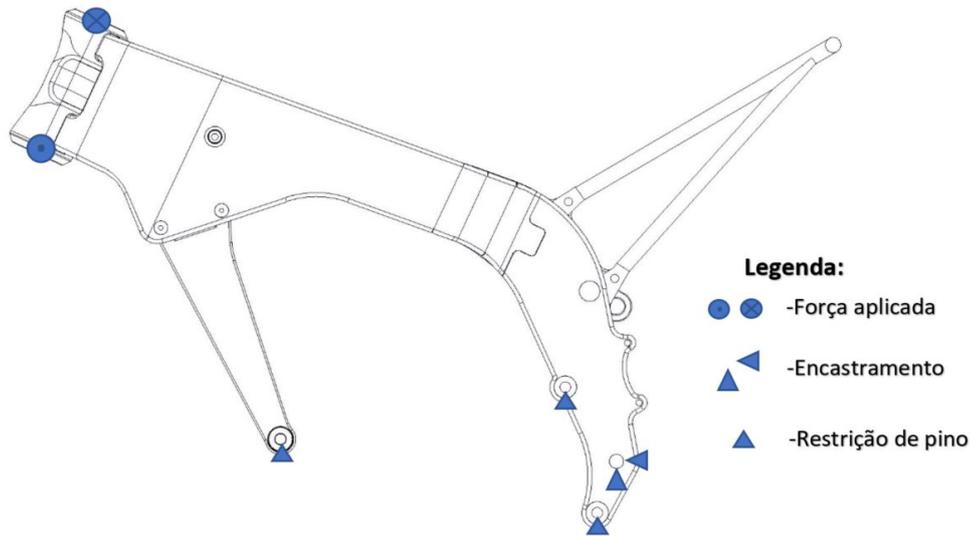


Figura 4.17: Esquema das forças e constrangimentos aplicados na simulação da rigidez torcional.

A análise dos deslocamentos possibilitou obter o ângulo de distorção e flexão na zona do pescoço. Para tal, foram usadas as expressões 4.2 e 4.3, onde  $D_{sup}$  é o deslocamento máximo na parte superior do pescoço, o  $D_{inf}$  é o deslocamento máximo na parte inferior do pescoço e o  $L$  é o comprimento do pescoço (145 mm).

$$I = \arctg\left(\frac{D_{sup} - (-D_{inf})}{L}\right) \quad (4.2)$$

$$Rigidez = \frac{F * L}{I} \quad (4.3)$$

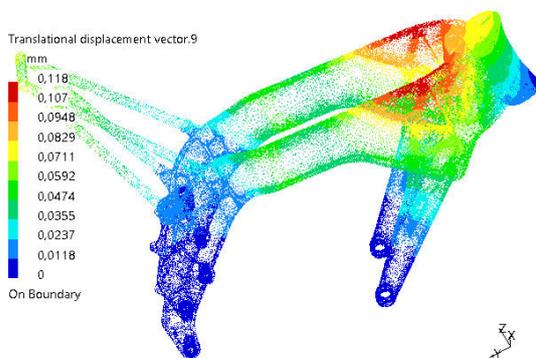


Figura 4.18: Deslocamento torcional para uma força de 1 kN

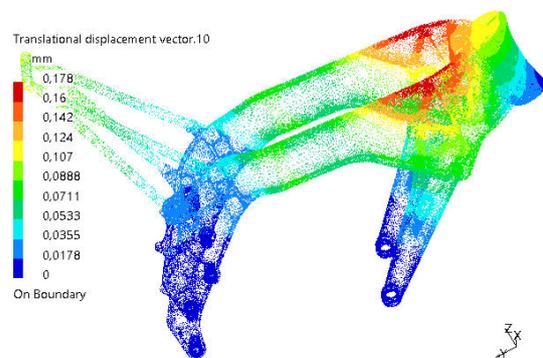


Figura 4.19: Deslocamento torcional para uma força de 1,5 kN

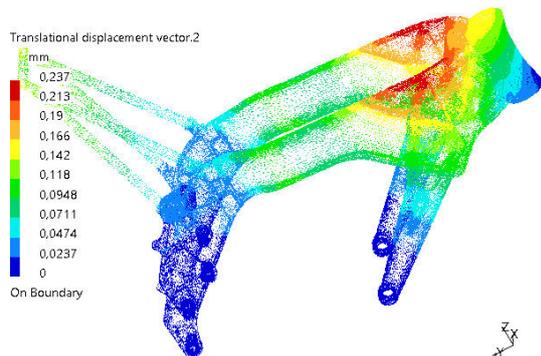


Figura 4.20: Deslocamento torcional para uma força de 2 kN

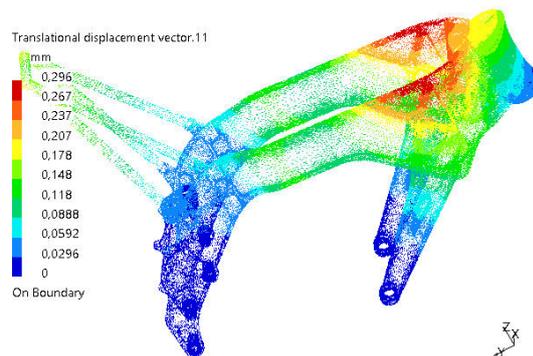


Figura 4.21: Deslocamento torcional para uma força de 2.5 kN

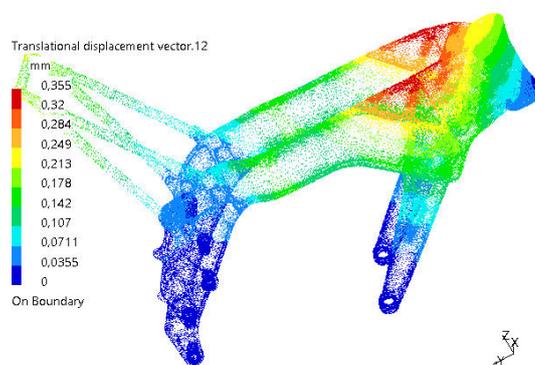


Figura 4.22: Deslocamento torcional para uma força de 3 kN

A partir das análises apresentadas anteriormente, foi possível definir os valores de  $D_{sup}$  e  $D_{inf}$ , e por sua vez calcular a rigidez, obtendo-se o valor de 5.442 kNm/grau, que se encontra dentro dos valores pretendidos de 5-10 kNm/grau.

Em conclusão, o projeto apresentado cumpre os fatores de rigidez previstos pelos autores Cossalter et al [4] de dimensionamento estrutural.

## Capítulo 5

# Cálculo das forças num veículo motorizado de duas rodas

Toda a estrutura principal de um veículo automóvel (aquele que recebe a unidade motriz, passageiros e carga) deve suportar os esforços relacionados com o peso dos elementos referidos e em adição, as consequências decorrentes de acelerações e travagens, as quais geram forças de inércia. Estas podem ter intensidades bem superiores à do peso próprio de componentes transportados pela carroçaria (veículo automóvel) ou quadro (moto).

Neste capítulo, vão ser estudadas as forças geradas na estrutura da moto em situações de máxima potência e aceleração. Estes cálculos são de elevada importância, pois irão ser fundamentais para a fiabilidade da estrutura desenvolvida.

Devido à complexidade do projeto, foram feitas no modelo de estudo algumas simplificações, apresentadas a seguir:

- O número de subestruturas foi reduzido para o mesmo sistema apresentado no subcapítulo 2.2, onde se criam quatro conjuntos, o de trás (quadro, escora, sub-quadro, reservatórios, transmissão e motor), da frente (suspensão, coluna de direção e guiador) e as rodas (frente e trás). Com esta simplificação, iremos caracterizar o sistema de forças interiores de compatibilidade entre cada módulo ou componente estrutural de todo o conjunto;

- O centro de massa considerado é o da estrutura, e não o do piloto em conjunto com a moto completa. É feita esta simplificação devido à dificuldade de prever o comportamento e posicionamento do corpo do mesmo, pois este varia em função do "estilo" de condução de cada piloto;

- As rodas e motor considerados no projeto serão os definidos pela organização da prova Motostudent, Marchesinni moto3 e KTM RC250R, respetivamente;

- O piso considerado é plano, não sendo gerados esforços extras causados por desníveis e rampas ou lombas;

- O peso do sistema moto mais piloto é 180 kg. Este valor foi estimado tendo em conta o peso da moto já construída pela equipa Motochanics, permitindo uma referência do peso para o resto dos componentes (depósitos, cablagens, carnagem, rodas, entre outros). Deste modo, o peso estimado tendo em conta as diferenças entre as duas estruturas foi de 100Kg para a moto e 80Kg para o piloto.

Os casos usados para este estudo serão:

- Máxima aceleração no arranque;
- Comportamento dinâmico em curva;
- Máxima travagem com a roda da frente.

No geral, estes casos serão os mais exigentes para a estrutura e a sua análise será apresentada mais à frente. Na imagem 5.1 são apresentados os vários parâmetros da estrutura que

serão usados na análise, entre eles o *caster angle*, *wheelbase* e *pitch* apresentados no capítulo 2.

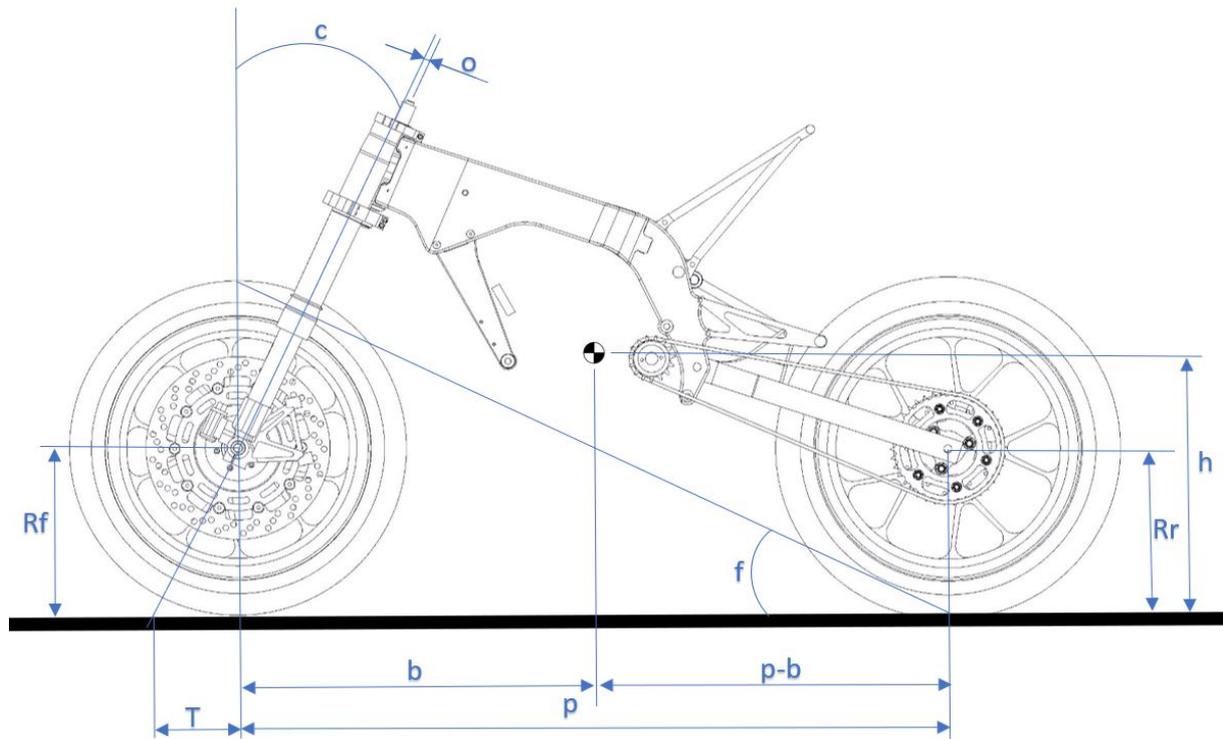


Figura 5.1: Dimensões gerais da estrutura desenvolvida.

Tabela 5.1: Tabela com as medidas gerais da estrutura em mm.

p	1235
b	590.16
p-b	644.84
Rf	300
Rr	300
h	495.94
c	25
o	22.581
T	139.884
f	25.912

O posicionamento do centro de massa, como já referido no capítulo 2, tem grande influência no comportamento da moto. A sua posição varia consoante o posicionamento dos vários componentes e das suas massas. A distribuição do posicionamento do centro de massa em motos de competição, segundo Cossalter et al [4], proporciona reações de apoio nas rodas entre os valores de 50-57% à frente e 43-50% atrás.

Para a estrutura projetada, foi calculado através das equações 5.1 e 5.2 a percentagem de distribuição de peso à frente ( $\%_{Pf}$ ) e atrás ( $\%_{Pt}$ ).

$$\%_{Pf} = \frac{p - b}{p} = 52.21 \% \quad (5.1)$$

$$\%Pr = \frac{b}{p} = 47.79 \% \quad (5.2)$$

A altura do centro de massa, representado por  $h$  na tabela 5.1, encontra-se dentro do intervalo de 0.4-0.55 m, como referido no subcapítulo 3.2. Note-se que o centro de massa definido, apenas tem em conta os componentes principais da moto (quadro, sub-quadro, escora, peseiras e motor), pois elementos como ram-air, célula de combustível, cablagem e carnagens, não foram contabilizados devido ao facto de ainda não terem sido projetados. No entanto, estes elementos não irão apresentar uma variação significativa no centro de massa, devido à sua massa reduzida. Deste modo, podemos afirmar que o quadro projetado cumpre os valores recomendados pelos autores Cossalter et al [4].

## 5.1 Máxima aceleração no arranque

Para além das condições apresentadas anteriormente, para este estudo também foram tidas em conta as seguintes condições:

- Os pneus foram aquecidos à temperatura ideal, sendo que a borracha dos mesmos não apresenta quaisquer imperfeições, bem como o piso (como referido anteriormente), podendo assim estimar-se que o coeficiente de atrito seja 0.9 ( $\mu$ );
- A transmissão de potência entre o pinhão e a cremalheira é feita por corrente, existindo força apenas na parte tracionada da corrente (tramo superior);
- As forças inerentes à aerodinâmica são desprezadas.

Tendo estas condições em consideração, são apresentadas na figura 5.2 as forças geradas no sistema.

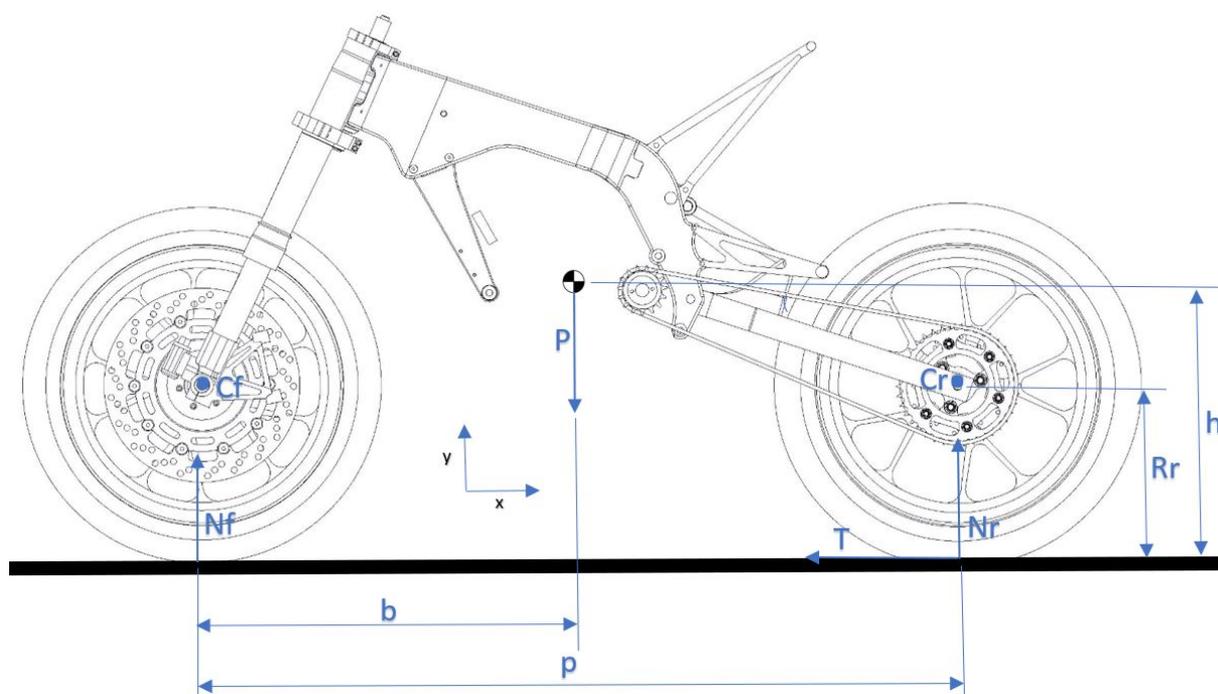


Figura 5.2: Forças durante uma aceleração máxima.

As dimensões apresentadas na imagem 5.2 podem ser vistas na tabela 5.1.

Para o cálculo da força  $T$  representada na figura 5.2 é necessário saber as especificações do motor usado. Este será o KTM Rc250R, motor definido pela organização da prova Motostudent como obrigatório para todas as equipas, podendo as suas especificações para o modelo original ser visualizadas na tabela 5.2.

Tabela 5.2: Especificações do motor KTM RC250R [27]

Motor Specs:		
Potência máxima (Mmp)	30.87 BHP@9000 rpm	
Binário máximo (Mmt)	24 Nm@7250 rpm	
Velocidade máxima	165 km/h	45.833 m/s
$u$	2.667	
Massa (mt)	37.2 kg	
Diâmetro do pinhão ( $\varnothing P$ )	55 mm	0.055 m
Diâmetro da cremalheira ( $\varnothing C$ )	180 mm	0.180 m

Na imagem 5.3 é representado o momento gerado pelo motor no pinhão,  $Mt$ , e a força aplicada na corrente,  $C$ .

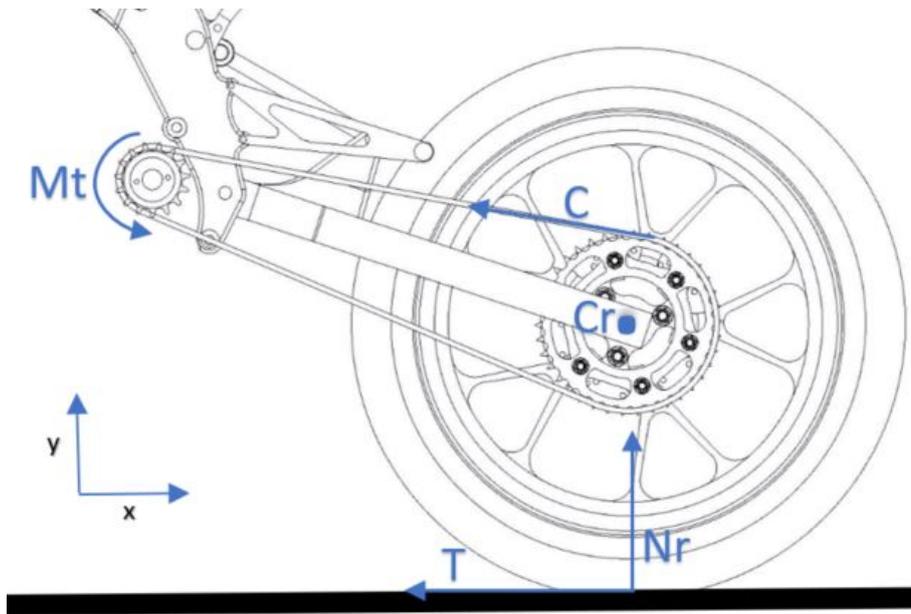


Figura 5.3: Forças geradas durante uma aceleração máxima na roda de trás.

O momento  $Mt$  pode ser calculado através da equação 5.3.

$$Mt = u * Mmt = 64.008 Nm, \quad (5.3)$$

em que  $u$  é a relação de transmissão do motor para a primeira mudança, onde o binário à saída vai ser máximo, e  $Mmt$  é o binário máximo que o motor consegue produzir (valores apresentados na tabela 5.2). Sabendo o momento que o motor causa no pinhão ( $Mt$ ), é agora possível saber a tensão aplicada na corrente ( $C$ ), usando a equação 5.4, onde  $\varnothing P$  é o diâmetro do pinhão.

$$C = \frac{Mt * 2}{\varnothing P} = 2327.564 N \quad (5.4)$$

Através da equação 5.5, onde é realizado um somatório dos momentos no ponto Cr, é calculada a força que o motor irá aplicar no contacto da roda de trás com o solo (força T na figura 5.2).

$$\sum M_{Cr} = 0 \rightarrow C * \frac{\emptyset C}{2} - T * Rr = 0 \rightarrow T = \frac{C * \emptyset C}{2 * Rr} \rightarrow T = 698.269 \text{ N} \quad (5.5)$$

Sabendo o valor de T, conseguimos através das equações 5.6, 5.7 e 5.8 calcular as forças Nf e Nr (reação normal das rodas, frente e trás, respetivamente, com o chão) representadas na figura 5.2, e a aceleração causada no centro de massa pelo motor,  $A_c$ , através dos somatórios das forças em X e em Y, e pelo somatório dos momentos no ponto Cr.

$$\sum F_x = m * A_c \rightarrow T = m * A_c \quad (5.6)$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow Rr + Rf - P = 0 \quad (5.7)$$

$$\sum M_{Cr} = m * A_c * (h - Rr) \rightarrow T * Rr + P * (p - b) + Rf * p = m * A_c * (h - Rr) \quad (5.8)$$

Através das equações anteriores, 5.6, 5.7 e 5.8, iremos obter o sistema de equações 5.9.

$$\begin{cases} T = m * A_c \\ Nr + Nf - P = 0 \\ T * Rr + P * (p - b) + Nf * p = m * A_c * (h - Rr) \end{cases} \quad (5.9)$$

Resolvendo o sistema anterior em ordem às incógnitas desejadas, obteve-se os resultados no sistema 5.10.

$$\begin{cases} Nr = \frac{2 * Rr * T + P * b - T * h}{P} = 902.645 \text{ N} \\ Nf = -\frac{2 * Rr * T + P * b - T * h - P * p}{P} = 863.155 \text{ N} \\ A_c = T / m = 3.879 \text{ m/s}^2 \end{cases} \quad (5.10)$$

## 5.2 Comportamento dinâmico em curva

Uma trajetória curva, conta com o efeito da aceleração centrípeta na massa dos componentes integrantes da estrutura da mota, assim como o próprio piloto.

Para este caso, assim como no anterior, as seguintes condições foram consideradas:

- Os pneus estão nas mesmas condições que no do caso anterior,  $\mu=0.9$ ;
- O raio da curva é de 50 m e o conjunto mota mais piloto possuem uma velocidade constante de 105 km/h durante o comprimento total da curva.

Tendo em conta os parâmetros apresentados anteriormente, é necessário saber as forças aplicadas ao centro de massa da mota e a inclinação necessária para a realização da curva.

A equação 5.11 calcula a força centrífuga e a equação 5.12 o peso aplicados no centro de massa da mota durante a curva.

$$F_{cm} = \frac{mt * v^2}{r} = 3062.549 \text{ N} \quad (5.11)$$

$$P = mt * g = 1765.8 \text{ N}, \quad (5.12)$$

onde  $mt$  é a massa total do sistema (mota mais piloto),  $v$  é a velocidade tangencial e  $r$  é o raio da curva até ao centro de massa. Os valores destes parâmetros são apresentados nas condições iniciais.

Outro método para o cálculo da força tangencial aplicada ao centro de massa é apresentado na expressão 5.13.

$$F_{cm} = mt * w^2 * r, \quad (5.13)$$

em que  $w$  representa a velocidade angular da mota durante a curva.

Sabendo a força centrífuga e o peso aplicados ao centro de massa, a partir da equação 5.14 é possível determinar o ângulo que a mota faz com a vertical durante a curva.

$$\alpha = \arctg\left(\frac{F_{cm}}{P}\right) = 60^\circ \quad (5.14)$$

Na imagem 5.4 temos a representação da força  $F_{cm}$  e o ângulo  $\alpha$  calculados anteriormente, bem como o peso ( $P$ ) e as restantes forças geradas durante uma curva.

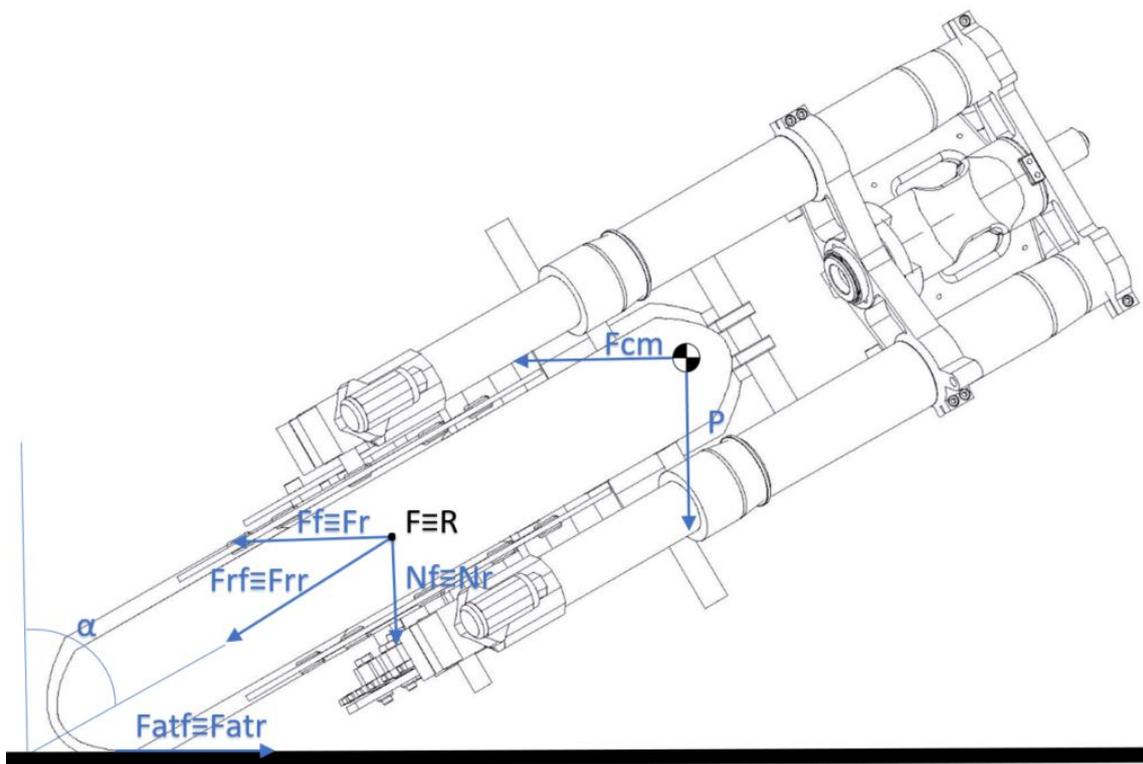


Figura 5.4: Representação das forças presentes durante uma curva.

Sabendo a força centrífuga aplicada ao centro de massa e a inclinação do conjunto mota mais piloto, é necessário saber se os pneus (frente e trás) conseguem suportar as forças provocadas, não entrando em desliz. Deste modo, foi feita uma análise a cada pneu e às forças geradas nos mesmos.

Na figura 5.5 estão representadas as forças geradas no pneu da frente.

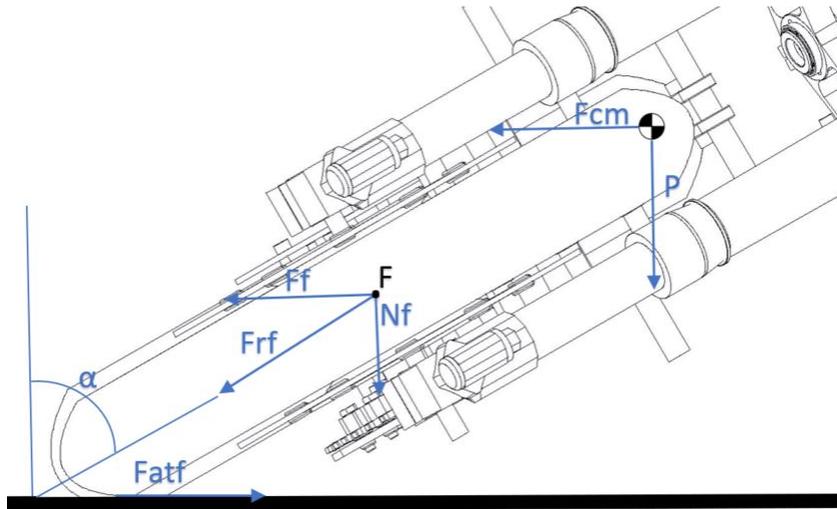


Figura 5.5: Representação das forças geradas na roda da frente durante uma curva.

Analisando a figura apresentada em cima, podemos confirmar que a condição para o pneu da frente não entrar em desliz, é a força de atrito gerada pelo pneu ser superior à força que  $F_{cm}$  irá provocar no eixo da roda, representada por  $F_f$ .

A expressão 5.15 calcula a força normal  $N_f$  presente no ponto  $F$ , situado no centro do eixo da roda.

$$N_f = P * \%_{Pf} = 921.92 \text{ N} \quad (5.15)$$

$$F_f = F_{cm} * \%_{Pf} = 1598.956 \text{ N} \quad (5.16)$$

A equação 5.17 calcula a força  $F_{rf}$  através da resultante das forças  $F_f$  e  $N_f$ . Esta representa a força que o pneu irá exercer no solo.

$$F_{rf} = \sqrt{F_f^2 + N_f^2} = 1845.697 \text{ N} \quad (5.17)$$

Sabendo a força resultante aplicada no solo pelo pneu, através da equação 5.18 conseguimos saber a força de atrito que o pneu consegue gerar. Nas condições apresentadas foi definido que o coeficiente de atrito do pneu neste estudo é de 0.9 ( $\mu$ ).

$$F_{atf} = \mu * F_{rf} = 1661.127 \text{ N} \quad (5.18)$$

Como  $F_{atf}$  é maior que  $F_f$ , confirmamos assim que o pneu consegue suportar a execução de uma curva com um raio de 50 m a uma velocidade constante de 105 km/h.

É necessário confirmar as condições de aderência no pneu de trás, pois como referido anteriormente, as forças geradas vão ser diferentes. Na figura 5.6 são apresentadas as forças geradas na roda de trás.

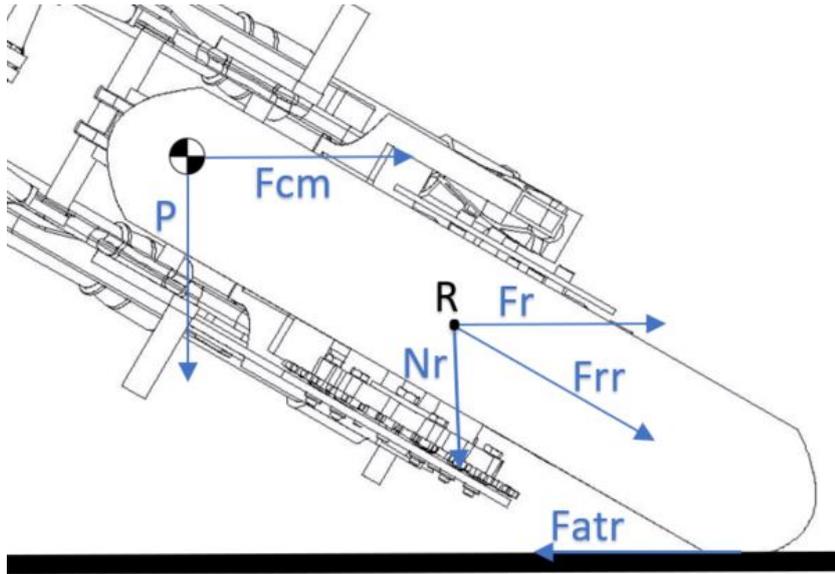


Figura 5.6: Representação das forças geradas durante uma curva na roda de trás.

Para o estudo das forças no pneu de trás, o método usado é igual. É necessário comparar os valores de  $F_r$  e de  $F_{atr}$ , e assim saber se o pneu entra em deslizamento para as condições apresentadas inicialmente. Deste modo, usou-se a equação 5.19 para o cálculo da força normal  $N_f$  situada no ponto R.

$$N_r = P * (1 - \%_{Pf}) = 843.876 N, \quad (5.19)$$

onde  $P$  representa o peso da moto acrescido do piloto e o termo  $(1 - \%_{Pf})$  representa a distribuição de peso relativamente à roda de trás.

A equação 5.20 calcula a força  $F_r$ , assim como  $F_f$ . Esta é gerada devido à força  $F_{cm}$  e é diretamente proporcional à posição do centro de massa.

$$F_r = F_{cm} * (1 - \%_{Pf}) = 1463.592 N \quad (5.20)$$

A equação 5.21 calcula a força  $F_{rr}$ , esta sendo a resultante de  $F_r$  e  $N_r$ .

$$F_{rr} = \sqrt{F_r^2 + N_r^2} = 1689.446 N \quad (5.21)$$

Sabendo a força que o pneu exerce no solo,  $F_{rr}$ , através da equação 5.22 conseguimos saber a força de atrito que o pneu de trás irá gerar.

$$F_{atr} = \mu * F_{rr} = 1520.501 N \quad (5.22)$$

Comparando os valores de  $F_r$  e  $F_{atr}$ , verificamos que  $F_{atr}$  é maior, confirmando que o pneu consegue suportar as forças geradas durante a curva, para as condições apresentadas.

Se compararmos as análises para ambos os pneus, a diferença entre os valores de  $F_f$  e  $F_{atf}$  ( $D_f$ ), e  $F_r$  e  $F_{atr}$  ( $D_r$ ), apresentadas nas equações 5.23 e 5.24, respectivamente, verificamos que  $D_r$  será menor. Deste modo, conclui-se que se houver um aumento de velocidade para a realização da curva, a roda de trás irá entrar primeiro em deslizamento. Esta diferença acontece devido ao posicionamento do centro de massa.

$$D_f = F_{atf} - F_f = 62.171 N \quad (5.23)$$

$$Dr = F_{atr} - Fr = 54.909 N \quad (5.24)$$

### 5.3 Máxima força de travagem na roda da frente

Para o cálculo das forças na travagem máxima na roda da frente, para além das condições apresentadas anteriormente, foram tidas as seguintes condições em conta:

- Os pneus, a suspensão e estrada estão nas mesmas condições que no teste da aceleração;
- O pneu da roda de trás está na iminência de deixar de tocar no chão.

Na figura seguinte são representadas as forças geradas durante uma travagem.

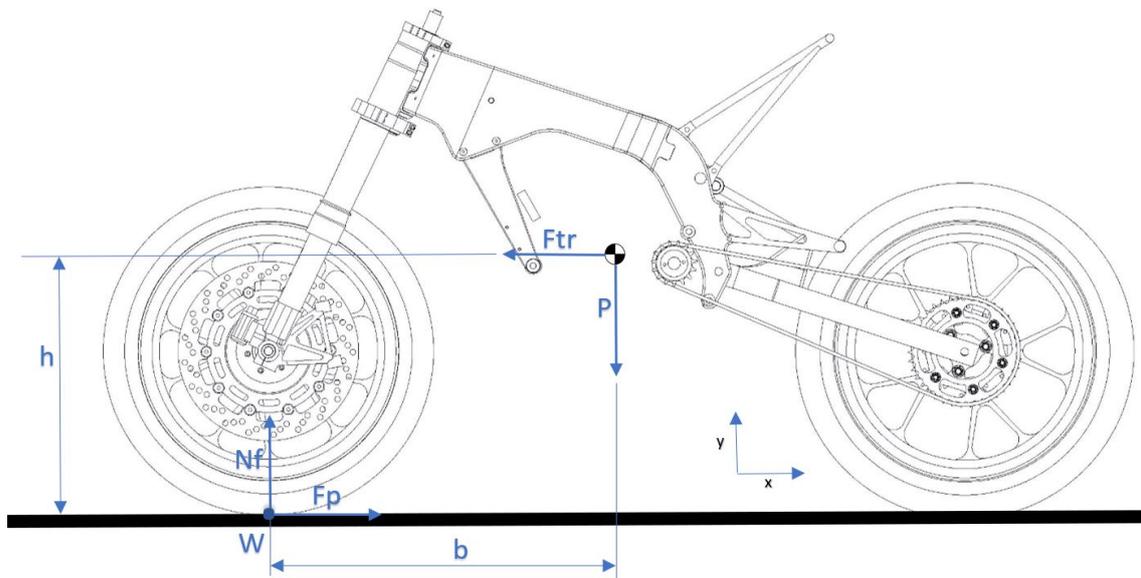


Figura 5.7: Esquema das forças numa travagem máxima.

Tendo em conta as condições apresentadas, pode-se assumir que a reação normal na roda de trás irá ser zero, e a reação na roda da frente irá ser máxima, recebendo o peso todo da moto.

Assim, durante uma travagem, o somatório das forças em X e Y, e dos momentos no centro de massa têm de ser zero, como apresentado nas equações 5.25, 5.26 e 5.27.

$$\sum F_X = 0 \quad (5.25)$$

$$\sum F_Y = 0 \quad (5.26)$$

$$\sum Mom = 0 \quad (5.27)$$

Deste modo, o cálculo da força de travagem ( $F_{tr}$  na imagem 5.7) apresentada no sistema 5.28, onde  $atr$  é a desaceleração provocada ao conjunto, moto acrescida do piloto, e  $mt$  a massa da mesma, é necessário saber a transferência de peso do conjunto para o contacto da roda da frente com o solo. Assim sendo, através do sistema de equações 5.28, obtido através

das equações anteriores (5.25, 5.26 e 5.27, respetivamente), onde o somatório dos momentos é realizado para o ponto W.

$$\begin{cases} Fp - Ftr = 0 \\ Nf - P = 0 \\ -Ftr * h + P * b = 0 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} Fp = Ftr \\ Nf = P \\ Ftr = \frac{P*b}{h} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} Fp = mt * atr \\ Nf = mt * g \\ atr = \frac{g*b}{h} \end{cases} \quad (5.28)$$

Resolvendo o sistema anterior, obtém-se os resultados apresentados no sistema de equações 5.29.

$$\begin{cases} Fp = 2101.271 \text{ N} \\ Nf = 1765.8 \text{ N} \\ atr = 11.674 \text{ m/s}^2 \end{cases} \quad (5.29)$$

## Capítulo 6

# Análise do quadro

Neste capítulo são estudados os esforços gerados no quadro durante os seguintes casos:

- Máxima aceleração no arranque;
- Comportamento dinâmico em curva;
- Máxima força de travagem na roda da frente;
- Análise estrutural estática (teste da prensa).

Além dos esforços mencionados, será efetuada uma análise da frequência natural.

Para a realização destas análises por elementos finitos, o software usado foi o *Catia V5* e é necessário ter em conta os seguintes passos:

- Criação e refinamento da malha;
- Criação do sistema de forças e restrições;
- Análise dos resultados obtidos, tensão de Von Mises e deslocamentos.

Através destes resultados é possível otimizar a peça e prever com a aproximação possível o seu comportamento na realidade. O coeficiente de segurança usado para estas análises foi de 1.5.

### 6.1 Máxima aceleração no arranque

Este regime desenvolve forças no quadro de intensidade severa. Para a análise da aceleração máxima, foram usadas as forças calculadas anteriormente. Desta forma, é preciso examinar as forças geradas nos vários apoios do quadro. Na figura 6.1 temos a representação das forças que provocam esforços no apoio da escora.

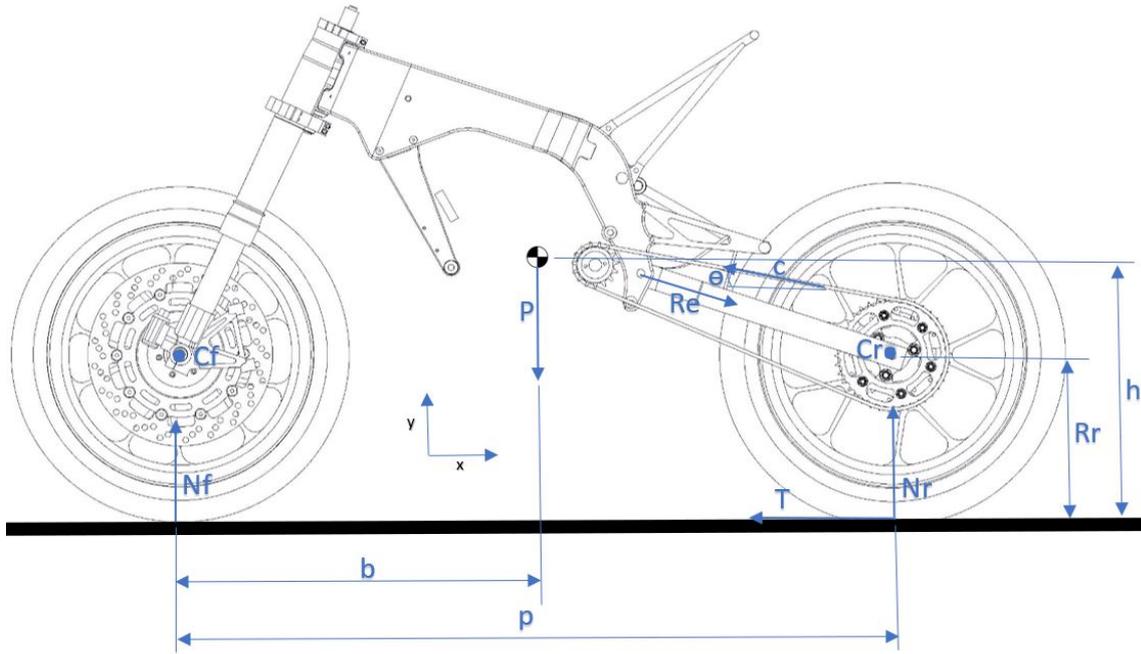


Figura 6.1: Forças provocadas no quadro durante a aceleração.

Para o cálculo da força gerada no apoio da escora ( $Re$ ), apresentada na imagem anterior, onde aplicando a segunda lei de Newton, foram feitos os somatórios das forças em X e Y apresentadas nas equações 6.1 e 6.2, respetivamente, obtendo assim as componentes do esforço aplicado nos apoios da escora.

$$\sum F_X = mt * ac \Leftrightarrow T + Cx - Rex = mt * ac \Leftrightarrow Rex = T + C * \cos(\theta) - mt * ac = 2288.325 \text{ N} \quad (6.1)$$

$$\sum F_Y = 0 \Leftrightarrow Nr + Nf + Cy - P - Rey = 0 \Leftrightarrow Rey = Nf + Nr + Cy - P = 425.842 \text{ N}, \quad (6.2)$$

em que  $Rex$  e  $Rey$ ,  $Cx$  e  $Cy$  são as componentes em X e Y das reações nos apoios da escora e da força que o motor exerce na corrente,  $Re$  e  $C$ , respetivamente,  $mt$  é a massa total do sistema,  $ac$  é a aceleração provocada no centro de massa do sistema (calculada no sistema de equações 5.10),  $T$  é a força entre o pneu e o solo provocada pelo motor (calculada na equação 5.5),  $Nf$  e  $Nr$  é a reação normal das rodas (calculadas no sistema de equações 5.10) e o ângulo  $\theta$  possui o valor de  $26.673^\circ$

Para a análise das forças geradas nos apoios do motor, foi considerado o esquema de forças apresentado na figura 6.2. Note-se que o centro de massa representado na figura é o do motor.

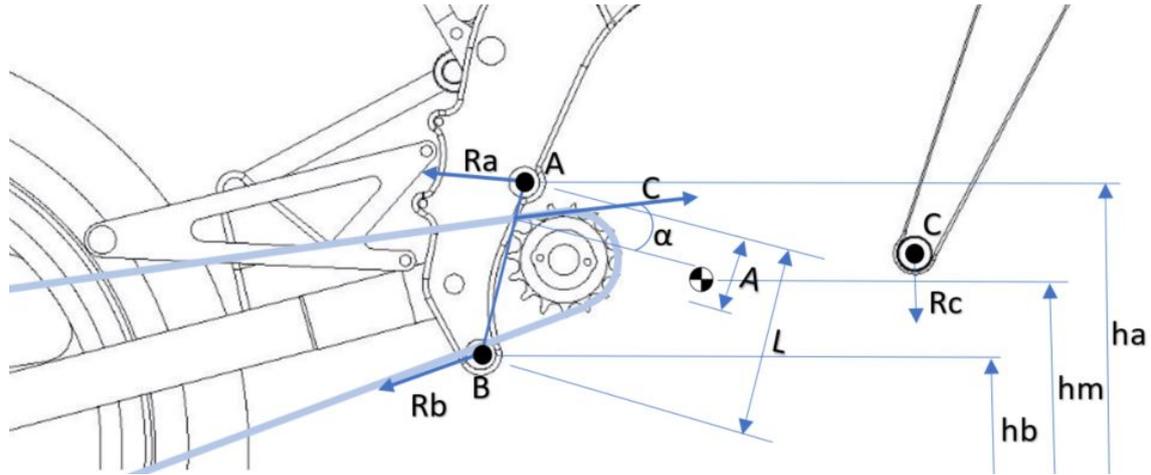


Figura 6.2: Forças no quadro durante a aceleração.

Para a análise dos esforços causados nos apoios do motor, foi realizado o somatório dos momentos no ponto A e B apresentados nas equações 6.3 e 6.4, de forma a obter os valores das forças Ra e Rb.

$$\begin{aligned} \sum M_A = m_m * ac * (ha - hm) &\Leftrightarrow -Rbx * L + Cx * A = m_m * ac * (ha - hm) \\ \Leftrightarrow Rbx = \frac{C * \cos(\alpha) * A - m_m * ac * (ha - hm)}{L} &\Leftrightarrow Rbx = 344.480 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.3)$$

$$\begin{aligned} \sum M_B = m_m * ac * (hm - hb) &\Leftrightarrow Rax * L - Cx * (L - A) = m_m * ac * (hm - hb) \\ \Leftrightarrow Rax = \frac{C * \cos(\alpha) * (L - A) + m_m * ac * (hm - hb)}{L} &\Leftrightarrow Rax = 1697.235 \text{ N}, \end{aligned} \quad (6.4)$$

em que  $Rbx$  e  $Rax$  é a componente em X das reações nos apoios do motor,  $m_m$  é o peso do motor, e  $ac$  é a aceleração que o motor provoca a todo o veículo, aplicado ao centro de massa.

A equação 6.5 calcula a componente em Y das reações nos apoios do motor, onde é considerado que o esforço vertical é uniformemente distribuído pelos dois apoios.

$$Ray = Rby = \frac{C * \sin(\alpha)}{2} = 522.419 \text{ N} \quad (6.5)$$

As forças calculadas têm em conta os esforços provocados pela aceleração do motor, não considerando a massa do mesmo. Tendo em conta a geometria do motor e o número de apoios (3), assumiu-se que o centro de massa do motor seria no ponto central entre os apoios, logo cada apoio nos pontos A e B na imagem 6.2 terá metade do peso igualmente distribuído e o apoio no ponto C terá a outra metade do peso. Deste modo, as forças exercidas pelo peso do motor serão apresentados nas equações 6.6 e 6.7.

$$Ray = Rby = \frac{1}{4} * m_m * g = 91.233 \text{ N} \quad (6.6)$$

$$Rcy = \frac{1}{2} * m_m * g = 182.466 \text{ N} \quad (6.7)$$

Na imagem 6.3 e tabela 6.1 podemos ver o resumo das forças calculadas anteriormente nos eixos gerais da mota, bem como as fixações e os restringimentos usados, onde o pescoço do quadro é encastrado e as forças aplicadas nos apoios da escora e motor.

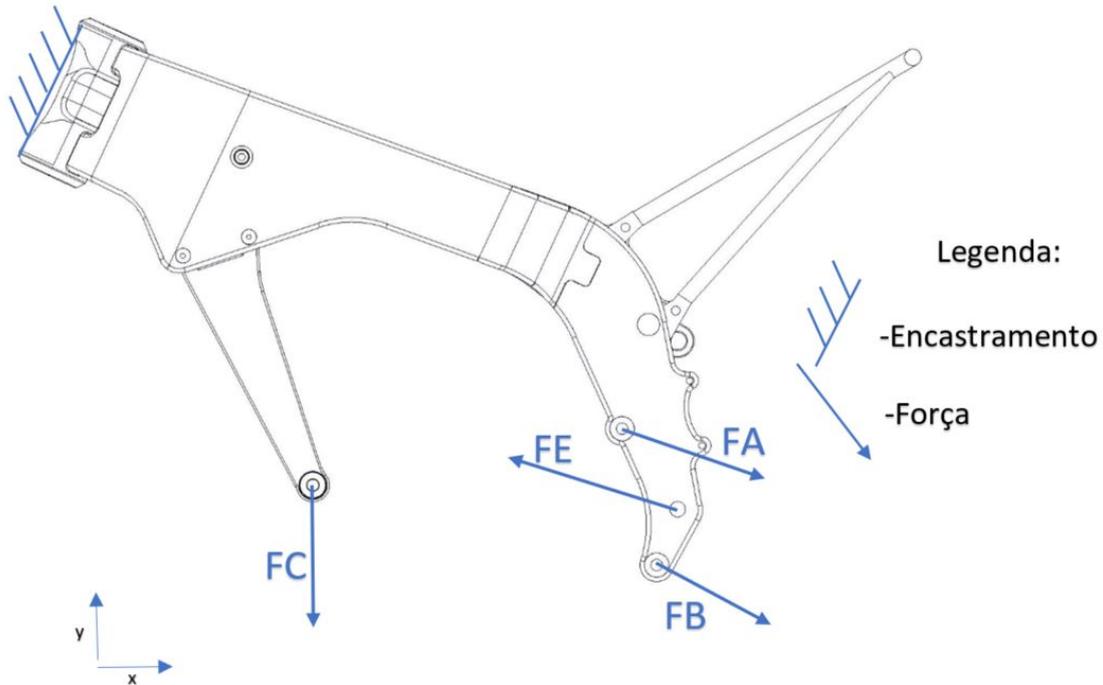


Figura 6.3: Representação das forças e restrições para a análise da aceleração máxima.

Tabela 6.1: Resumos das forças calculadas nos vários apoios do quadro.

	Força (N)	Froça *cs (N)
<b>FEx</b>	2288.325	3432.488
<b>FEy</b>	425.842	638.763
<b>FAx</b>	1775.558	2663.337
<b>FAy</b>	121.564	182.436
<b>FBx</b>	476.056	714.084
<b>FBy</b>	497.383	746.075
<b>FCy</b>	182.466	273.699

Como pode ser visto nas imagens 6.4 e 6.5, temos o resultado das tensões de Von Mises e dos deslocamentos. Na análise das tensões de Von Mises, temos um pico de 138.633 MPa no casquilho entre o quadro e o motor, que pode ser visualizado na figura 6.11. O quadro desenvolvido deixou ainda uma margem de segurança, tendo em conta que o valor limite será de 270 MPa.

O deslocamento máximo apresentado na figura 6.5 é de 1.23 mm, sendo que no quadro o deslocamento máximo é de 0.986 mm. Desta forma, podemos confirmar que para a situação de máxima aceleração no arranque, o quadro desenvolvido cumpre com as exigências requeridas.

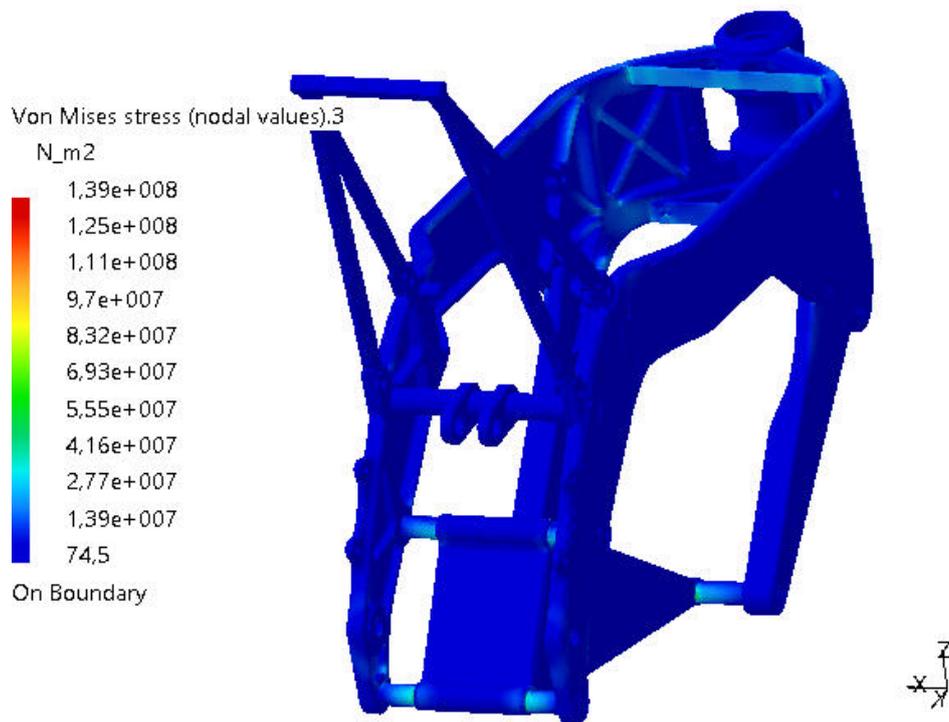


Figura 6.4: Resultados da análise das tensões de Von Mises para a aceleração máxima.

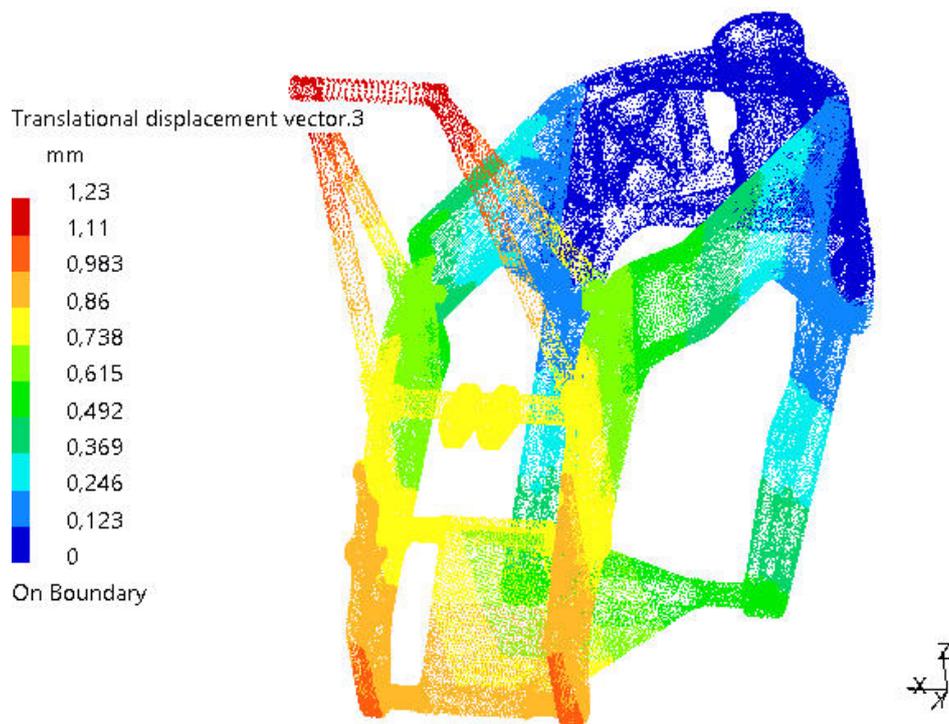


Figura 6.5: Resultados da análise dos deslocamentos para a aceleração máxima.

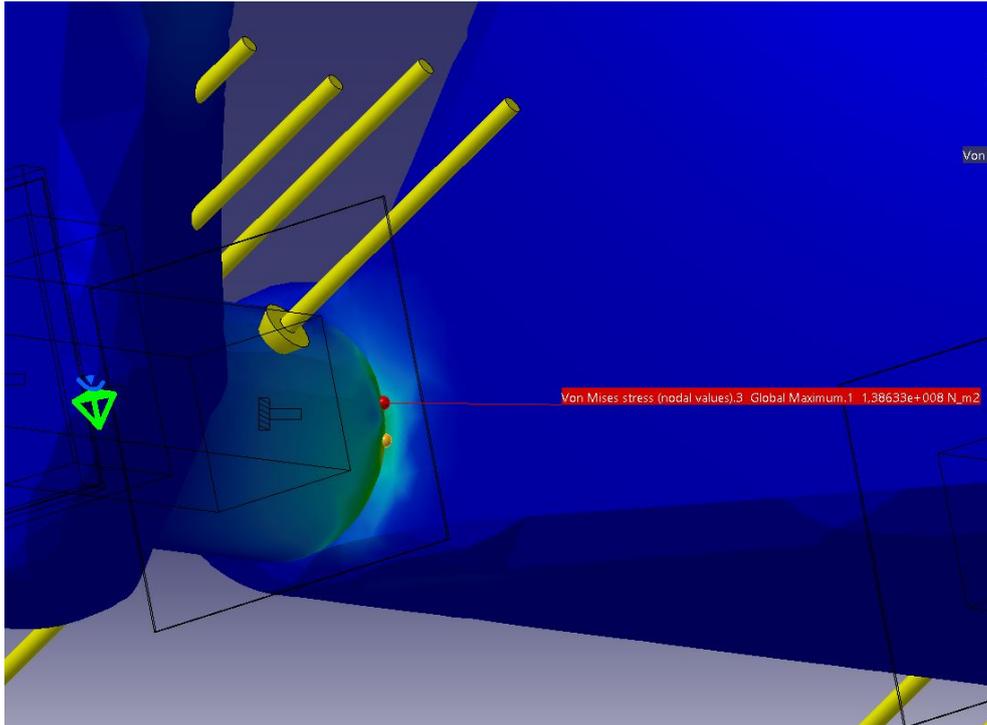


Figura 6.6: Pico na análise para a aceleração máxima.

## 6.2 Comportamento dinâmico em curva

Neste caso, e tendo em conta os cálculos apresentados no subcapítulo 5.2, é necessário reduzir as forças no centro de massa às reações e momentos gerados no pescoço e apoios da escora.

Na imagem 6.7 são apresentadas as forças geradas no quadro durante uma curva com um raio de 50 m e a uma velocidade constante de 105 km/h. O valor de  $F_{cm}$  foi calculado na equação 5.11, o de  $P$  foi na equação 5.12 e a inclinação com a vertical da mota ( $\alpha$ ) na equação 5.14.

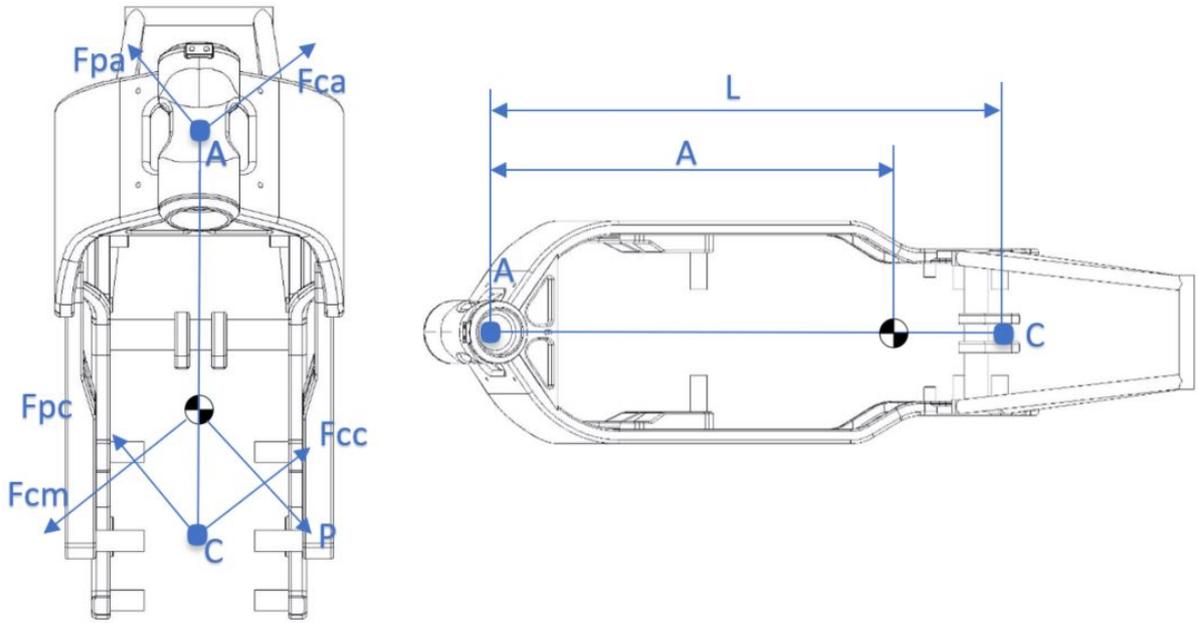


Figura 6.7: Forças geradas no quadro durante a curva.

O cálculo das forças  $F_{cc}$  e  $F_{ca}$  apresentadas na imagem 6.7, foi feito através de um somatório dos momentos no ponto A e C apresentados nas equações 6.8 e 6.9.

$$\sum M_A = 0 \Leftrightarrow F_{cc} * L - F_{cm} * A = 0 \Leftrightarrow F_{cc} = \frac{F_{cm} * A}{L} \Leftrightarrow F_{cc} = 2471.309 \text{ N} \quad (6.8)$$

$$\sum M_C = 0 \Leftrightarrow -F_{ca} * L + F_{cm} * (L - A) = 0 \Leftrightarrow F_{ca} = \frac{F_{cm} * (L - A)}{L} \Leftrightarrow F_{ca} = 591.24 \text{ N} \quad (6.9)$$

Para a força  $F_{pc}$  e  $F_{pa}$  na imagem 6.7, foi feito o somatório dos momentos para o ponto A e C apresentados nas equações 6.10 e 6.11.

$$\sum M_A = 0 \Leftrightarrow -P * A + F_{pc} * L = 0 \Leftrightarrow F_{pc} = \frac{P * A}{L} \Leftrightarrow F_{pc} = 1424.903 \text{ N} \quad (6.10)$$

$$\sum M_C = 0 \Leftrightarrow -F_{pa} * L + P * (L - A) = 0 \Leftrightarrow F_{pa} = \frac{P * (L - A)}{L} \Leftrightarrow F_{pa} = 340.896 \text{ N} \quad (6.11)$$

As forças e os constrangimentos são representados na imagem 6.8 e tabela 6.2, onde o veio que apoia a escora foi encastrado e nos apoios do motor foi feita uma restrição de pino, e as forças foram exercidas na zona dos rolamentos na coluna de direção e nos apoios da escora.

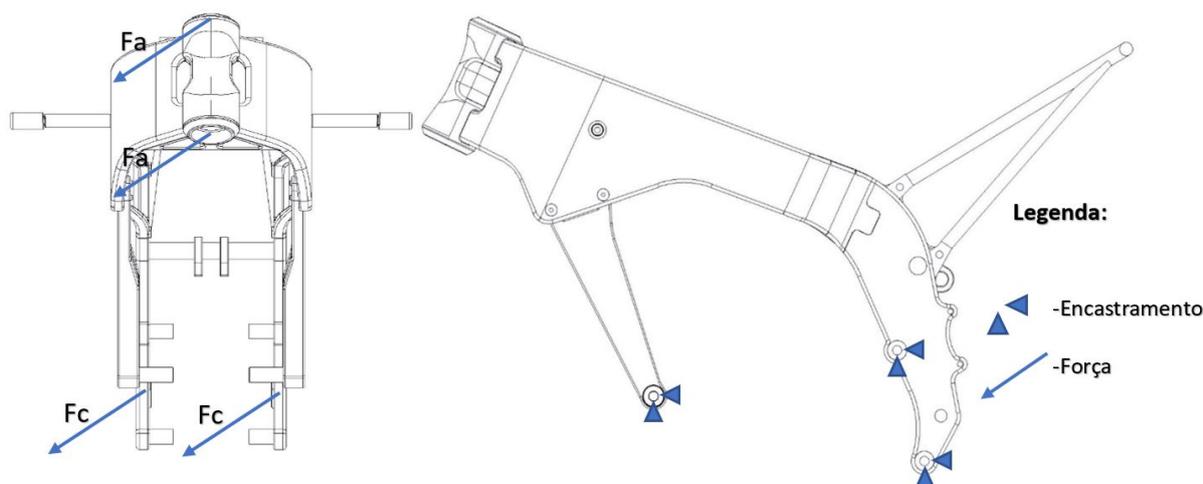


Figura 6.8: Representação das forças e restrições para a análise em curva.

Tabela 6.2: Resumos das forças calculadas e restrições nos vários apoios do quadro.

	Força (N)	Força*cs (N)
<b>Fax</b>	341.611	512.417
<b>Fay</b>	590.827	886.241
<b>Fcx</b>	1427.894	2141.841
<b>Fcy</b>	2669.581	4004.372

Nas imagens 6.9 e 6.10 temos os resultados das análises por elementos finitos. Na análise das tensões de Von Mises, imagem 6.9, temos um pico de 93.328 MPa na zona do casquilho que apoia o motor à frente. Este resultado é o esperado pois, como nas simulações à rigidez lateral, o pico de tensão foi no mesmo sítio, não representando perigo para a integridade da estrutura desenvolvida, visto que não ultrapassa o valor limite de 270 MPa, como referido.

Na análise dos deslocamentos, o valor máximo obtido foi de 0.519 mm no pescoço, como pode ser confirmado na imagem 6.10. Após esta análise, podemos assumir que o quadro não apresenta um estado de tensão perto dos valores limite para a situação em estudo.

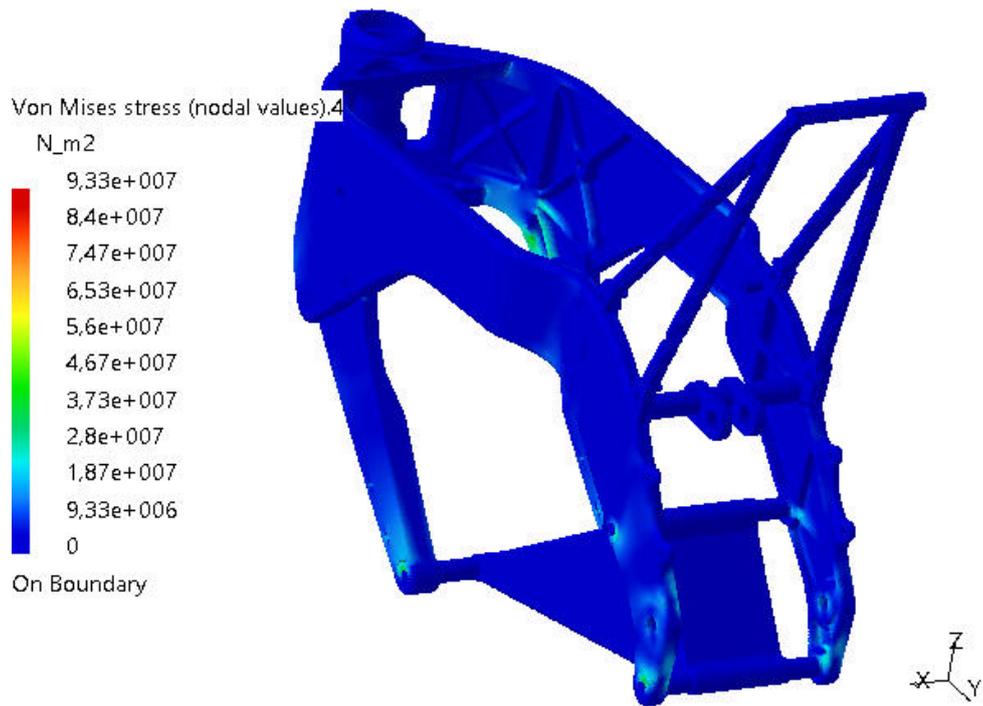


Figura 6.9: Resultado da análise das tensões de Von Mises para uma curva.

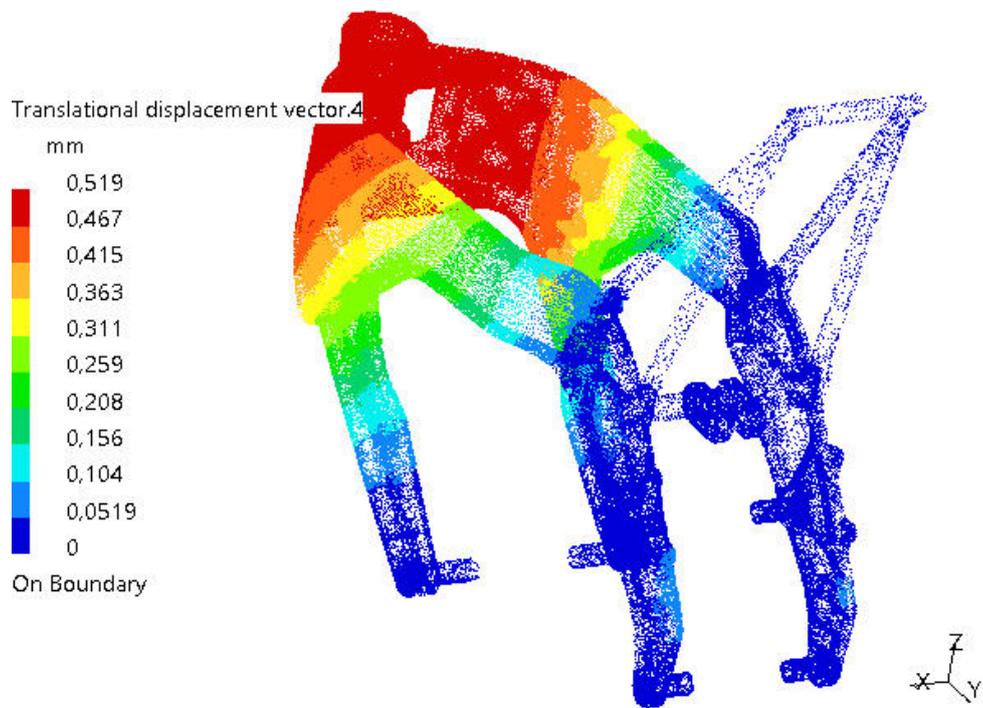


Figura 6.10: Resultado da análise de deslocamentos para uma curva.

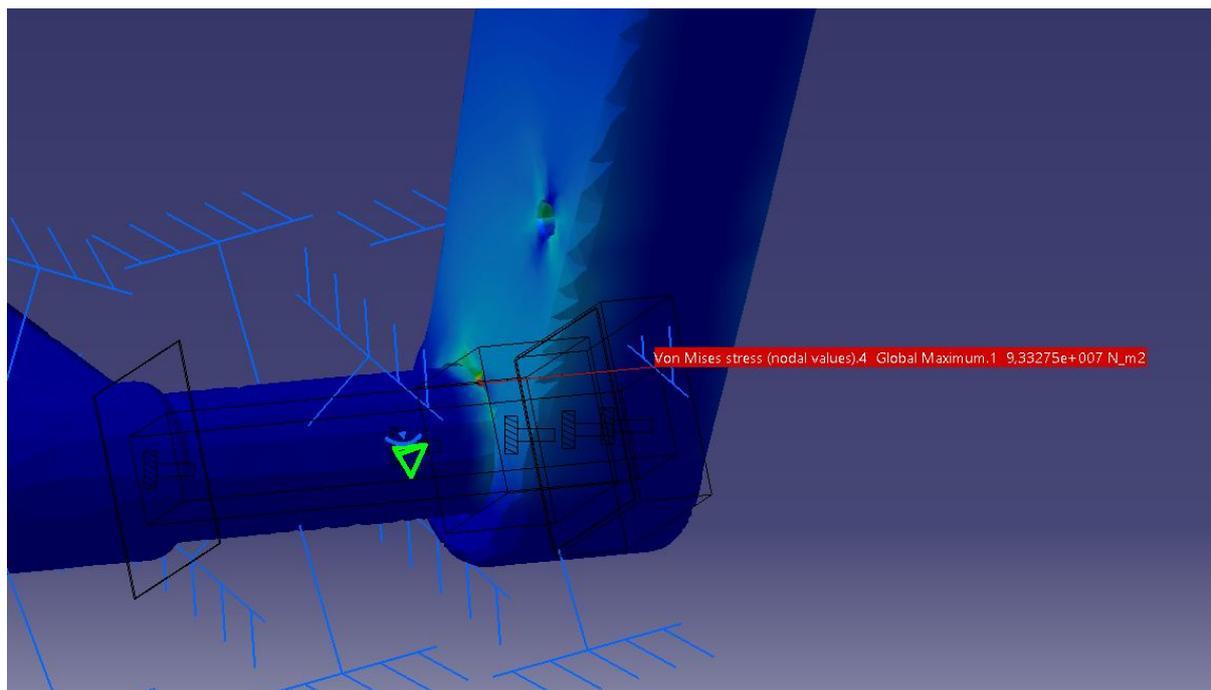


Figura 6.11: Pico na análise do comportamento dinâmico em curva.

### 6.3 Máxima força de travagem na roda da frente

As forças geradas durante uma travagem máxima são das mais severas durante a condução de um motociclo. Deste modo, tendo em conta a análise realizada no subcapítulo 5.3, é necessário estudar as forças geradas no quadro.

A figura 6.12 representa as forças geradas no quadro. Através dos somatórios dos momentos para o ponto A e B, é possível calcular as reações no pescoço do quadro, apresentados nas equações 6.12 e 6.13, respetivamente.

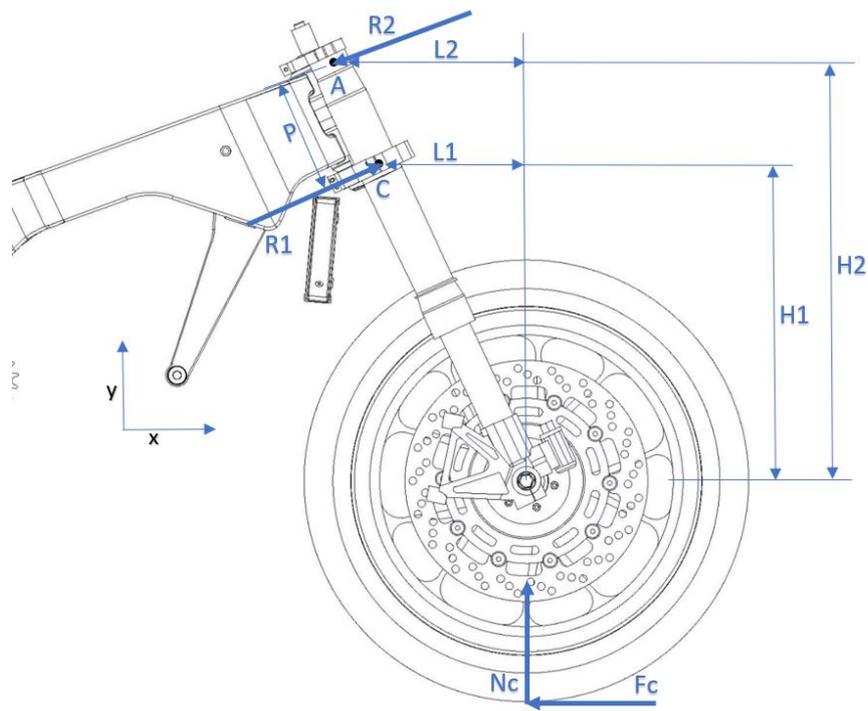


Figura 6.12: Esquema das forças geradas durante uma travagem máxima.

$$\begin{aligned}
 \sum M_A = 0 &\Leftrightarrow -Nf * L1 + Fc * H1 - R2 * P = 0 \\
 \Leftrightarrow R2 &= \frac{-Nf * L1 + Fc * H1}{P} \Leftrightarrow R2 = 4146.465 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{6.12}$$

$$\begin{aligned}
 \sum M_B = 0 &\Leftrightarrow -Nf * L2 + Fc * H2 - R1 * P = 0 \\
 \Leftrightarrow R1 &= \frac{-Nf * L2 + Fc * H2}{P} \Leftrightarrow R1 = 5261.688 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{6.13}$$

Os parâmetros  $R1$  e  $R2$  representam as reações na parte inferior e superior do pescoço, respetivamente. As variáveis  $Fcp$ ,  $ac$  e  $Nf$  foram calculadas no sistema de equações 5.29.

As forças e constrangimentos usados na simulação são apresentados na figura 6.13 e tabela 6.3. O veio da escora foi encastrado, nos apoios do motor foi colocada uma restrição de pino e as forças aplicadas estão na zona dos rolamentos da coluna de direção.

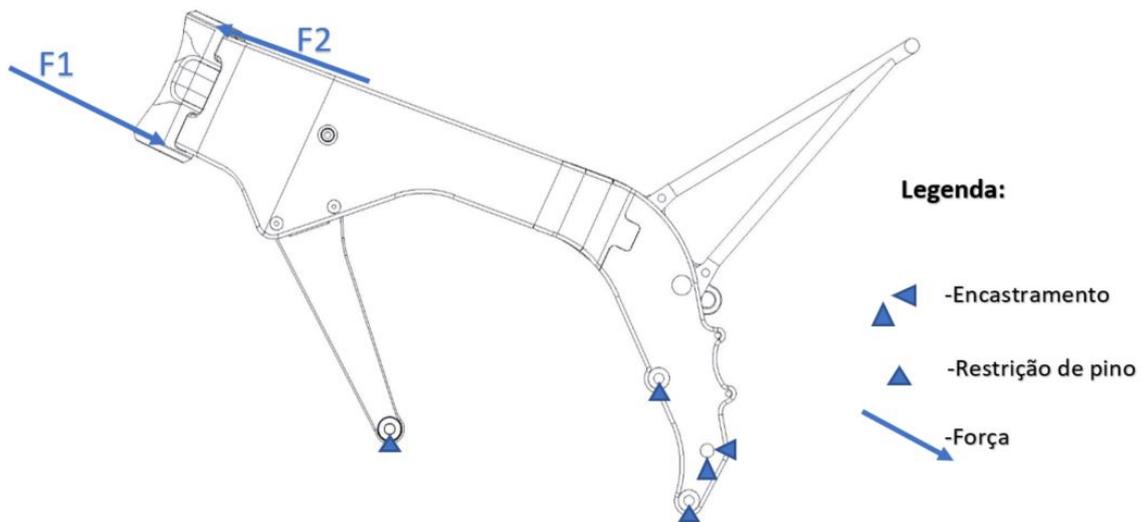


Figura 6.13: Representação das forças e restrições para a análise da travagem na roda da frente.

Tabela 6.3: Resumo das forças usadas na simulação.

	<b>Força (N)</b>	<b>Força*cs (N)</b>
<b>F1</b>	5261.688	7892.532
<b>F2</b>	4146.465	6219.697

O resultado da análise da tensão de Von Mises pode ser visualizado na figura 6.14. Esta apresenta um pico de 122.41 MPa na zona de soldadura entre a parte lateral e o pescoço, podendo este ser ignorado. No resto do conjunto, o pico máximo encontrado é de 87.9 MPa e pode ser visualizado na figura 6.16.

A análise de deslocamentos pode ser vista na figura 6.15, onde o deslocamento máximo será de 0.684 mm na zona superior do pescoço. Com estas análises, podemos concluir que o quadro não apresentará problemas para o caso em estudo.

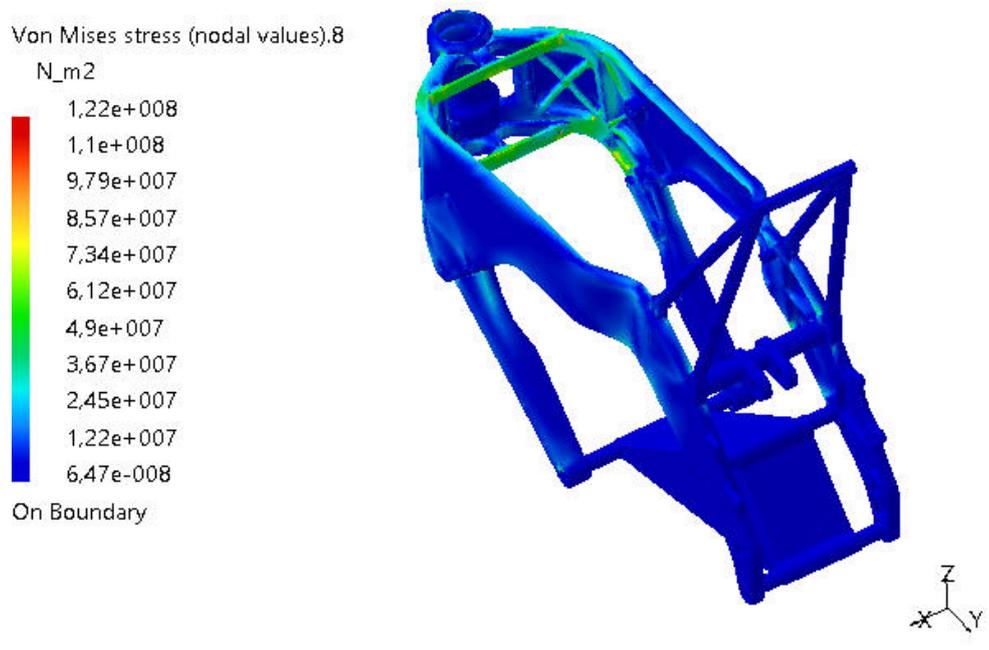


Figura 6.14: Resultados da análise das tensões de Von Mises para uma travagem máxima.

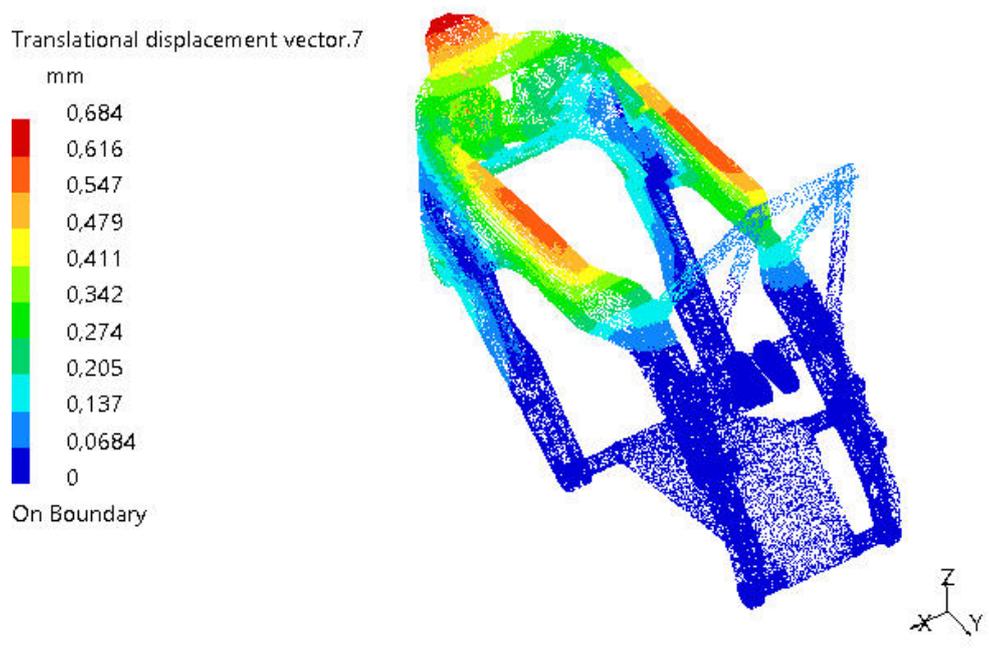


Figura 6.15: Resultados da análise dos deslocamentos para uma travagem máxima.

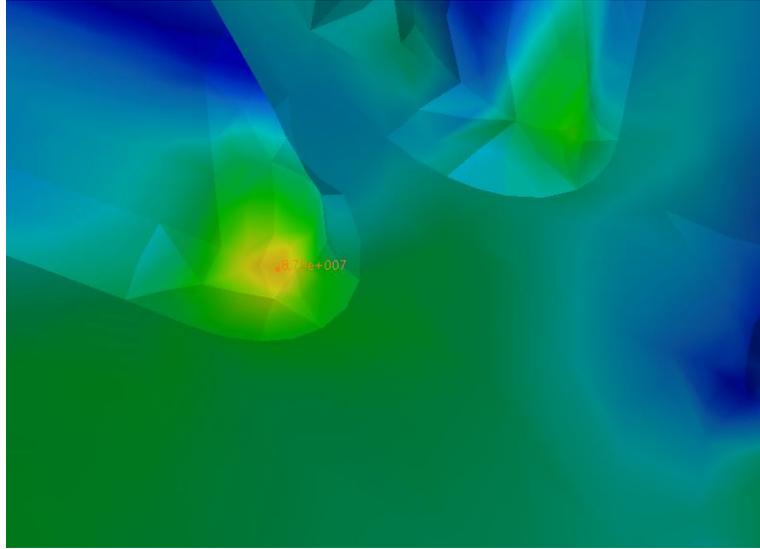


Figura 6.16: Pico máximo no quadro durante uma travagem máxima.

## 6.4 Teste da prensa

Para a aprovação do protótipo construído, existem uma série de testes físicos desde pesagem, travagem, medição do ruído do escape (em decibéis), inclinação máxima, e outros como comparação do projeto final com o protótipo e a validação dinâmica da moto por um piloto de testes do *TecnoPark MotorLand*.

Para além dos testes anteriores, existe o teste da prensa para homologar a estrutura para a participação na prova, sendo obrigatório a todas as motos que participam na prova Motostudent. Este utiliza uma estrutura que fixa a roda de trás, e através de hidráulicos exerce à vez uma carga na roda da frente e no sub-quadro. Pode ser visto na figura 6.17 a estrutura usada pela organização da prova, esta exerce uma força de 300 kgf na roda da frente e 250 kgf no sub-quadro como pode ser visto na figura 6.18 com a representação destas cargas. É de frisar que este teste representa a situação mais crítica a que estrutura da moto será sujeita durante o seu tempo de vida útil.



Figura 6.17: Prensa usada para testar as motos que participam na prova Motostudent.

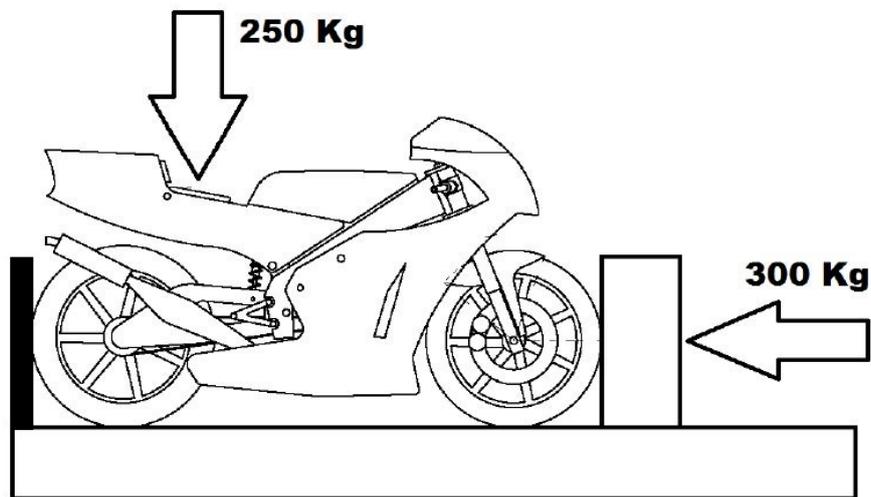


Figura 6.18: Esquema com as forças usadas na prensa para testar as motos que participam na prova Motostudent.

Os resultados destes testes foram simulados a seguir, considerando as forças e condições de fronteira prescritas na figura 6.18.

#### 6.4.1 Ensaio frontal de 300 kgf

Para o ensaio frontal de 300 kgf na roda da frente, foi feito o esquema de forças apresentado na figura 6.19.

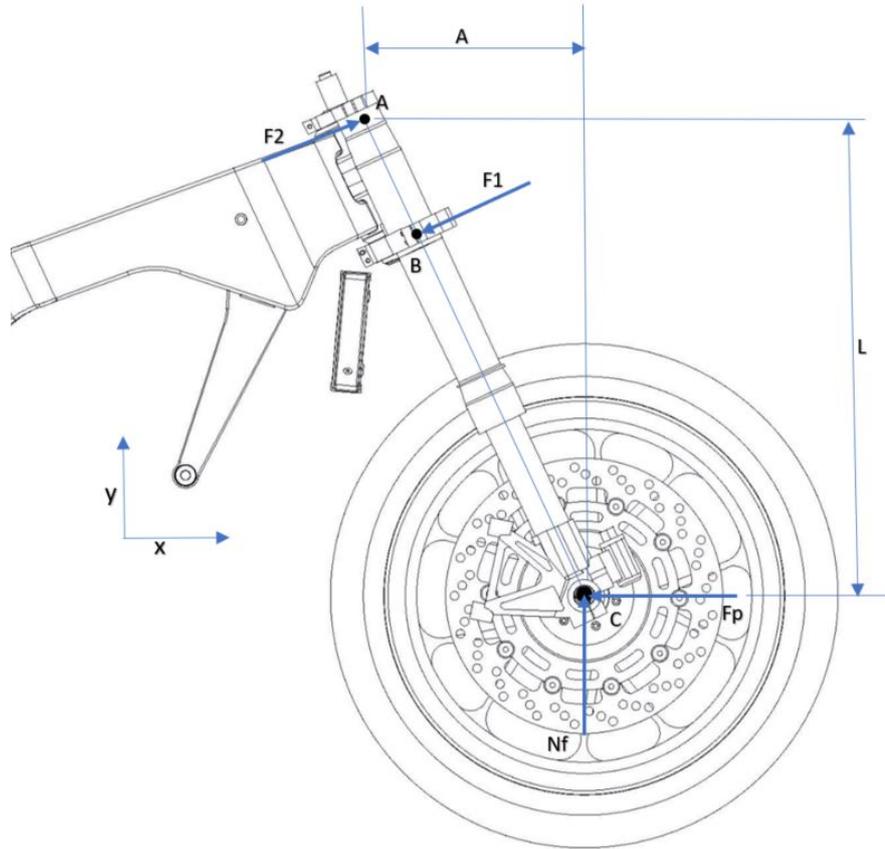


Figura 6.19: Representação das forças no teste da prensa de 300 kgf na horizontal.

Para o cálculo das forças  $F1$  e  $F2$  aplicadas na zona dos rolamentos na coluna de direção, foi feito o somatório dos momentos apresentados nas equações 6.14 e 6.15 no ponto A e C respetivamente, representados na imagem anterior. Aqui,  $Nf$  é a reação normal na roda da frente (ver equação 5.15), e  $Fp$  é a força exercida pela prensa que terá uma magnitude de 300 kgf (2941.995 N).

$$\sum M_A = 0 \Leftrightarrow F1 * A + Fp * L - Nf * H = 0 \Leftrightarrow F1 = 11204.12 \text{ N} \quad (6.14)$$

$$\sum M_C = 0 \Leftrightarrow F2 * B - F1 * (B - A) = 0 \Leftrightarrow F2 = 8829.339 \text{ N} \quad (6.15)$$

A figura 6.20 representa as forças e restrições inseridas na simulação. O apoio do veio da escora foi encastrado e nos apoios de motor foi colocada uma restrição de pino, e as forças aplicadas foram na zona dos rolamentos na coluna de direção do quadro, sendo as magnitudes das mesmas apresentada na tabela 6.4.

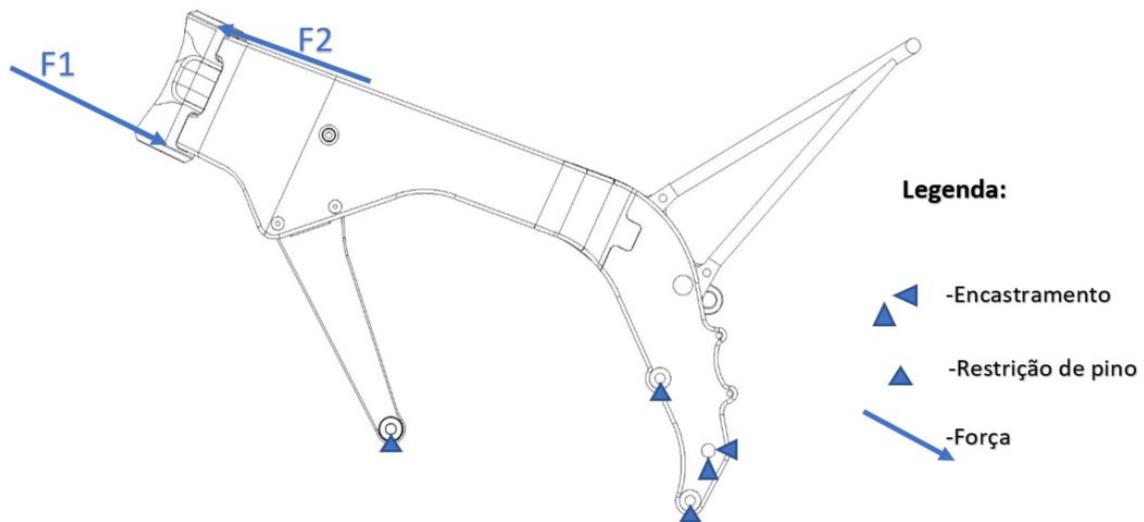


Figura 6.20: Representação das forças e restrições para a análise da prensa com 300kgf.

Tabela 6.4: Resumos das forças usadas na simulação.

	Força (N)	Força*cs (N)
<b>F1</b>	11204.12	16806.18
<b>F2</b>	8829.339	13244.009

Os resultados referentes à simulação do sistema de cargas podem ver-se nas figuras 6.21 e 6.22. Para a análise das tensões de Von Mises temos um pico de 303 MPa na zona de encastramento entre o pescoço e a parte lateral do quadro, como pode ser visto na figura 6.23. No entanto, este pico não é problemático, pois será numa zona de soldadura, podendo ser ignorado. O próximo pico será de 187 MPa na zona apresentada na figura 6.24, não causando problemas no quadro desenvolvido.

Analisando a figura 6.22, temos um deslocamento máximo na parte superior do pescoço de 1.48 mm. Como o quadro não sai do regime elástico, este deslocamento não interfere negativamente.

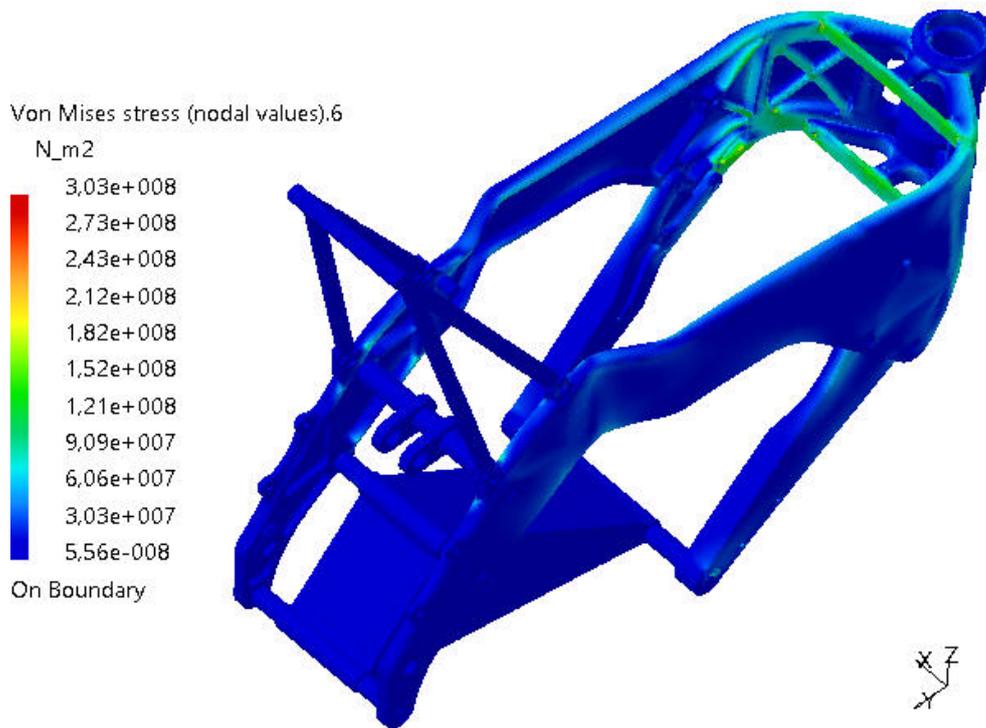


Figura 6.21: Resultados da análise das tensões de Von Mises para o ensaio frontal de 300kgf.

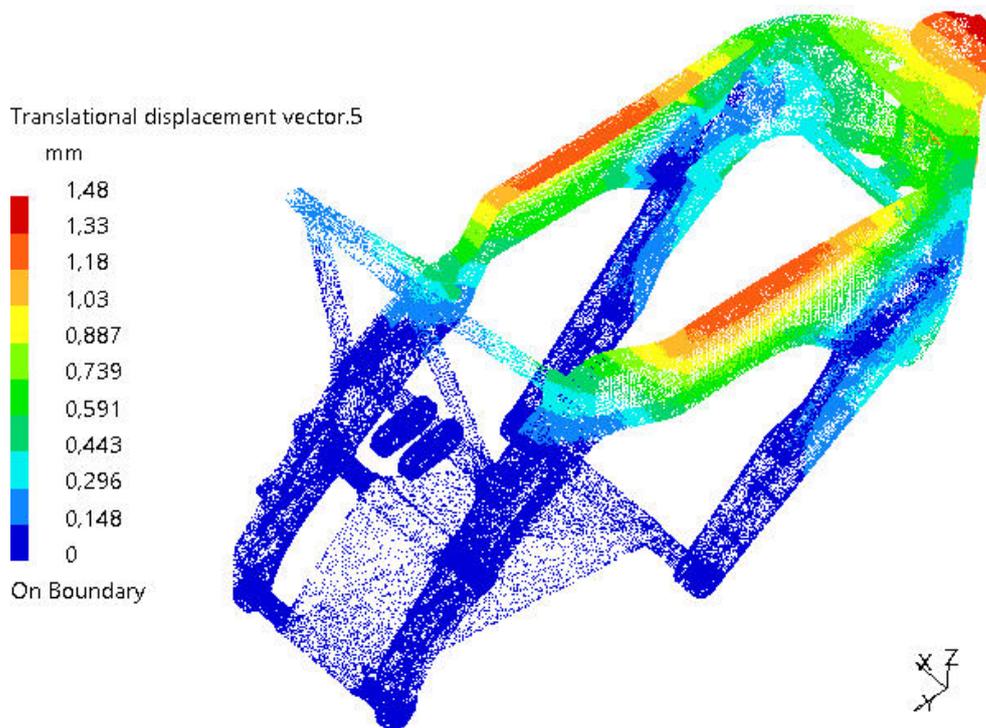


Figura 6.22: Resultados da análise dos deslocamentos para o ensaio frontal de 300kgf.

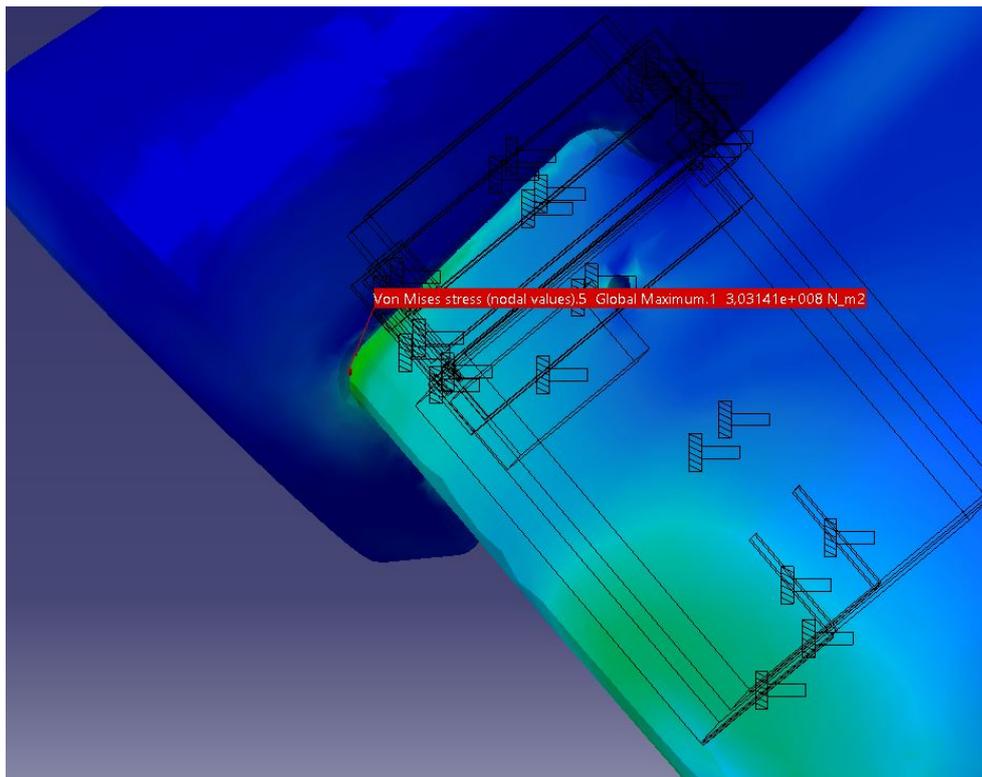


Figura 6.23: Pico máximo na análise das tensões de Von Mises para o ensaio frontal de 300kgf.

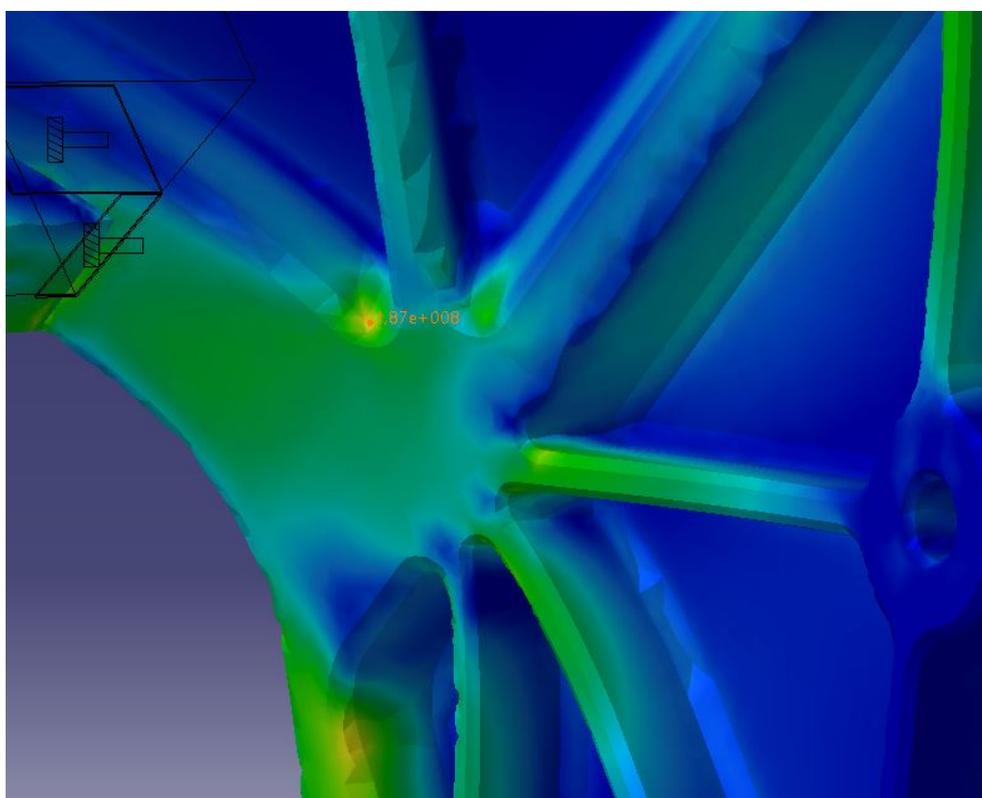


Figura 6.24: Pico na análise das tensões de Von Mises para o caso do ensaio frontal de 300kgf.

#### 6.4.2 Ensaio vertical de 250 kgf

Na análise para o ensaio vertical, é aplicado diretamente no sub-quadro uma carga de 250 kgf. Deste modo, como pode ser visto na figura 6.25, foi aplicada uma força diretamente no sub-quadro, onde o apoio do veio da escora e a coluna de direção foram encastrados e nos apoios de motor foi colocada uma restrição de pino. A força exercida pela prensa será de 2451.663 N, e com o coeficiente de segurança (1,5) ficará 3677.495 N.

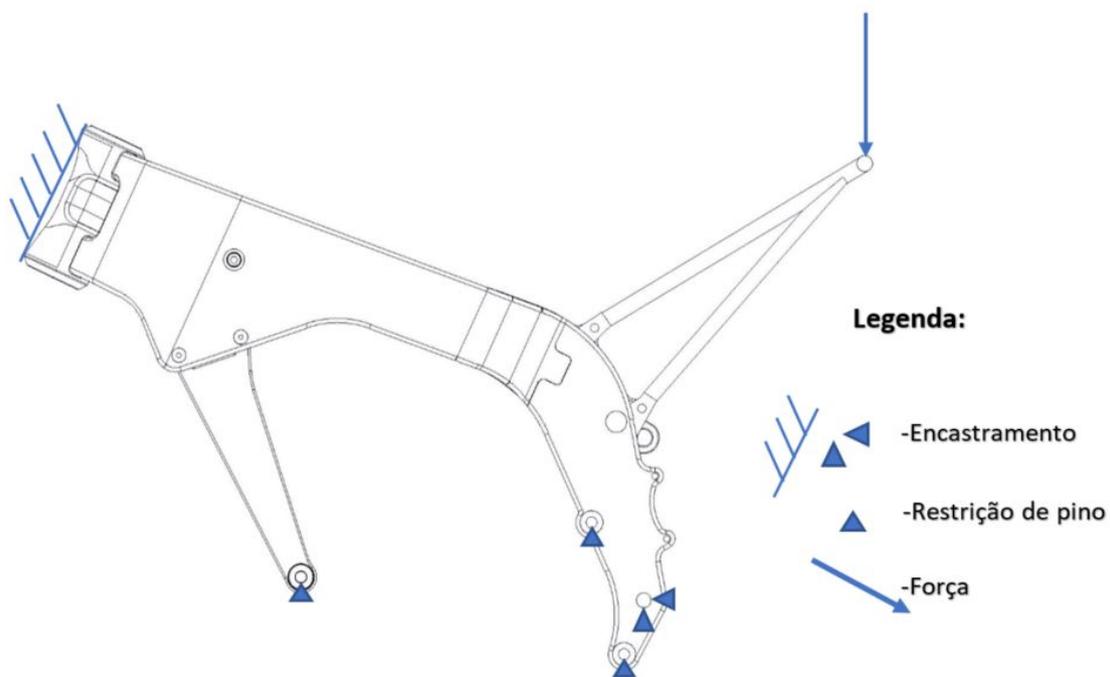


Figura 6.25: Representação das forças e restrições para a análise da prensa com 250kgf.

Como pode ser visto nos resultados apresentados nas figuras 6.26 e 6.27, o pico máximo na análise das tensões de Von Mises (figura 6.26) será de 154 MPa no sub-quadro, como pode ser confirmado na figura 6.28, sendo que, no quadro desenvolvido, o pico máximo será 115.461 MPa, não representando problemas, pois não ultrapassa o valor de 270 MPa.

Na análise dos deslocamentos apresentada na figura 6.27, o deslocamento máximo será de 1.196 mm, mas este está no sub-quadro e os deslocamentos no quadro desenvolvido não passam dos 0.546 mm. Deste modo, podemos confirmar que o quadro não apresentará problemas, mantendo a sua integridade estrutural.

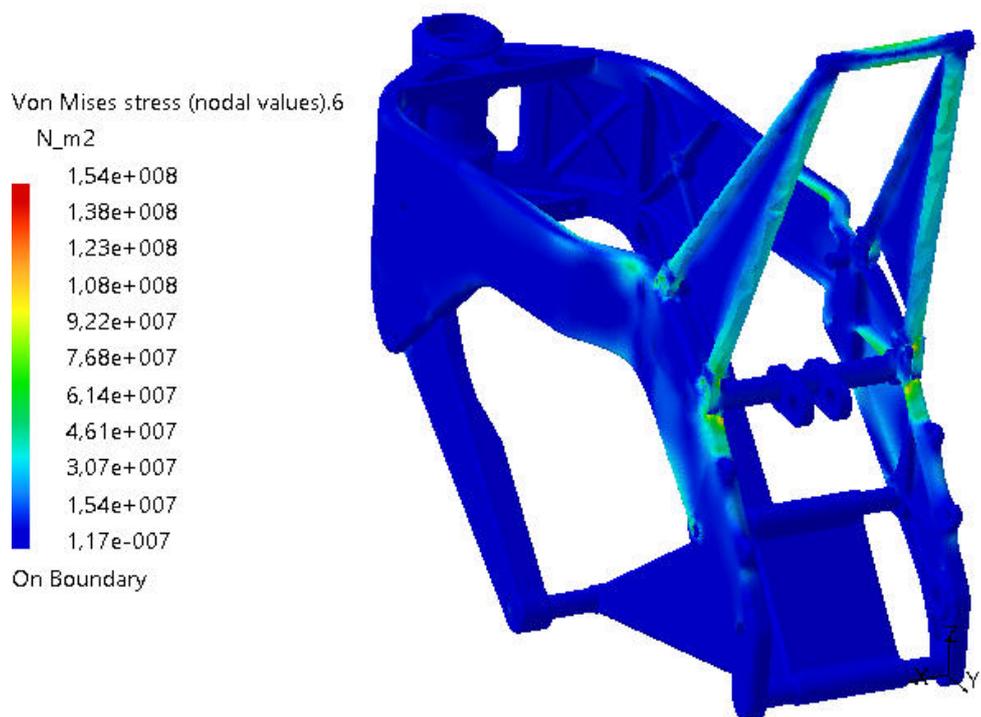


Figura 6.26: Resultado da análise da tensão de Von Mises para o ensaio vertical.

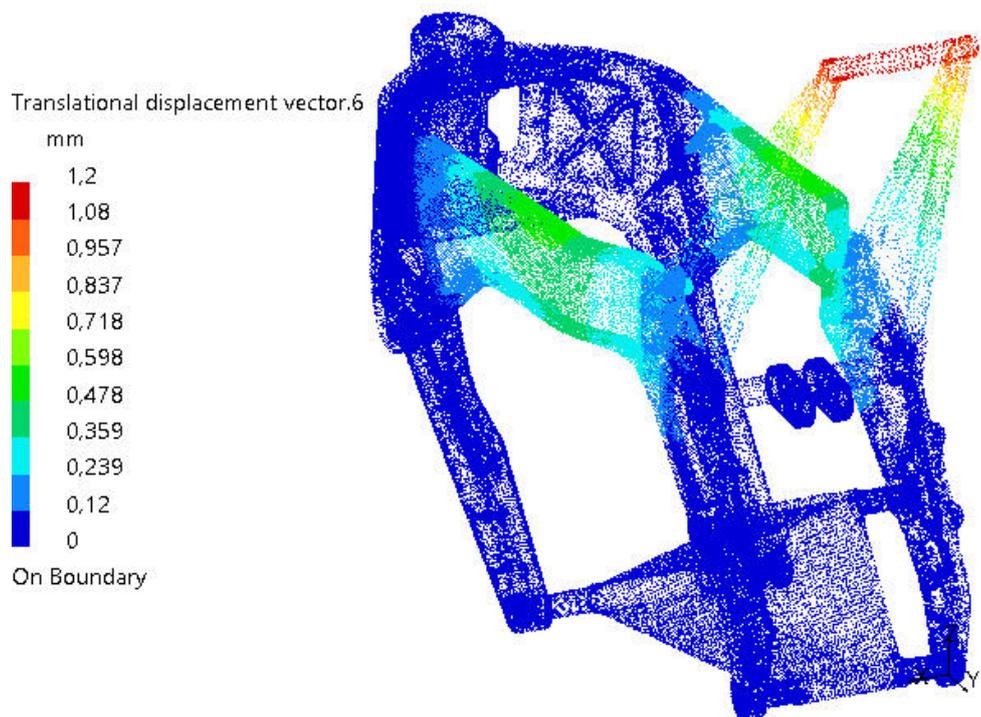


Figura 6.27: Resultado da análise dos deslocamentos para o ensaio vertical de 250 kgf.

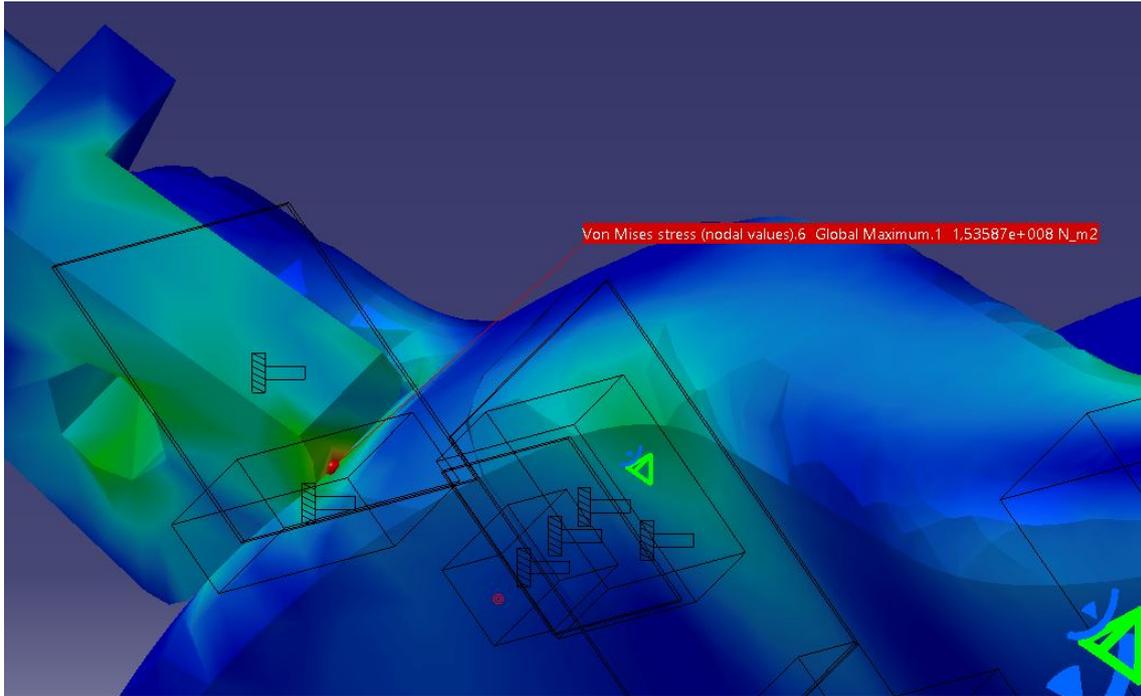


Figura 6.28: Pico máximo no sub-quadro na análise das tensões de Von Mises para o caso do ensaio vertical de 250 kgf.

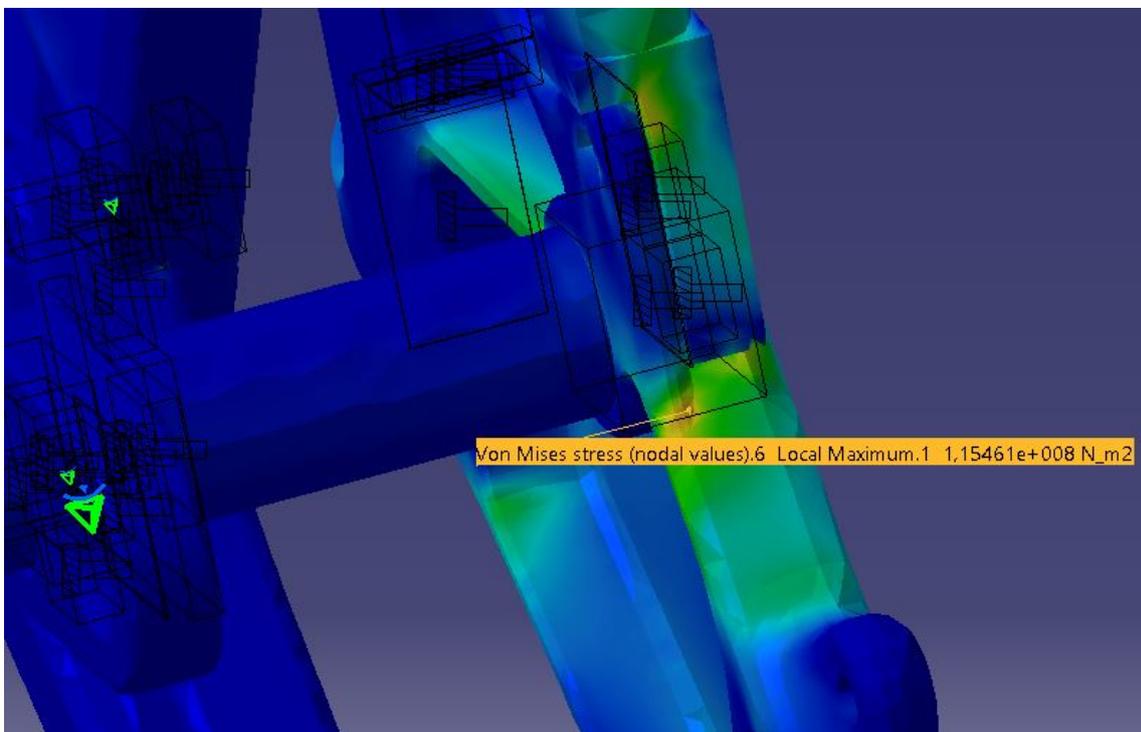


Figura 6.29: Pico máximo no quadro na análise das tensões de Von Mises para o caso do ensaio vertical de 250 kgf.

## 6.5 Frequência natural

O estudo das frequências naturais do quadro desenvolvido é um dos parâmetros definindo o comportamento dinâmico da moto e o conforto do piloto. Este depende da geometria, propriedades dos materiais e da forma como os vários componentes do quadro se conectam.

Durante a condução de um motociclo, existem vários componentes que causam vibrações ao sistema, o mais crítico entre eles é o motor, pois é o que apresenta as maiores oscilações aplicadas à estrutura, seguindo-se das vibrações provocadas pelo rolamento e aerodinâmica da moto, que irão aumentar consoante a velocidade da mesma.

Elementos externos como as irregularidades na estrada também causam vibrações à estrutura, devido às forças verticais aplicada nas rodas, que são transmitidas através das rodas para a estrutura. Estas vibrações, como referido anteriormente, causam desconforto ao piloto, ruído e no pior caso, poderão causar o colapso da estrutura.

Para o estudo da frequência natural do quadro foram usadas as condições apresentadas na imagem 6.30, onde o veio da escora foi encastrado pelo facto de ser o elemento de ligação entre as duas estruturas principais da moto (escora e quadro) e colocada uma restrição de pino nos apoios do motor, de forma a simular a presença do mesmo.

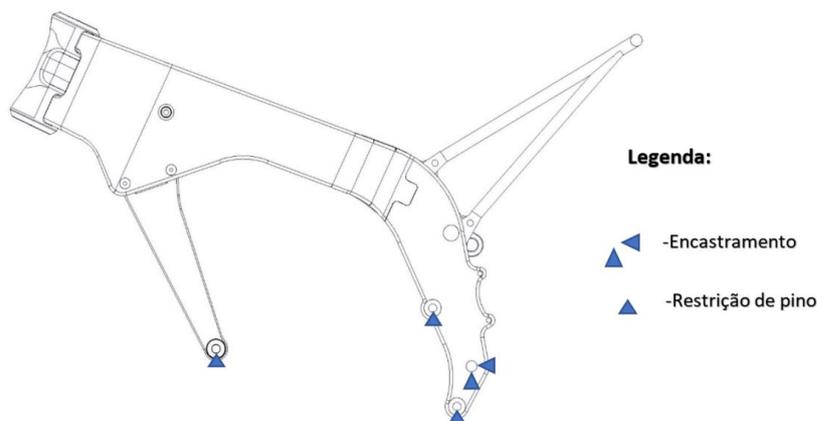


Figura 6.30: Representação das restrições para a análise das frequências

Realizando a análise das frequências naturais utilizando o software *Catia V5*, constata-se que a primeira frequência natural do quadro será aos 109.087 Hz, este resultado é positivo se tivermos em consideração que o comum para um motociclo a primeira frequência natural começa pelos 80 Hz [28]. Este aumento deve-se ao facto de a estrutura usada não ser tubular como a maioria das comercializadas, suportando assim melhor as vibrações.

A tabela 6.5 apresenta as primeiras dez frequências naturais do quadro. As imagens 6.31 e 6.32 mostram o resultado da análise por elementos finitos do quadro, quando sujeita a uma frequência de 109.087 Hz (primeira frequência natural), e as imagens 6.33 e 6.34 mostram o resultado para uma frequência de 547.507 Hz (décima frequência natural).

Tabela 6.5: Primeiras dez frequências naturais do quadro desenvolvido.

Frequências críticas (Hz)	
1	109.087
2	122.405
3	253.772
4	268.572
5	306.779
6	321.728
7	382.499
8	468.842
9	475.697
10	547.507

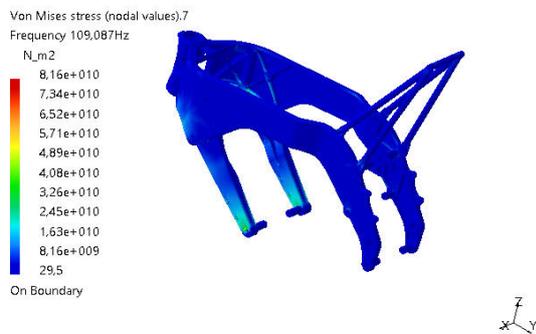


Figura 6.31: Resultado da análise das tensões de Von Mises para uma frequência de 109.087 Hz aplicada ao quadro.

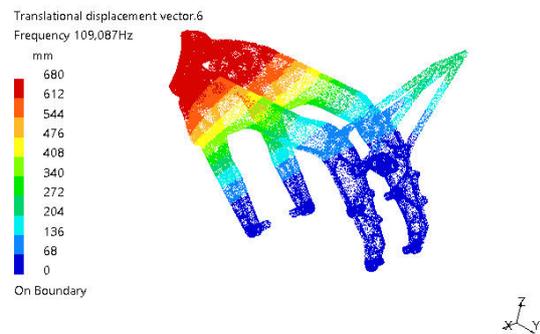


Figura 6.32: Resultado da análise dos deslocamentos para uma frequência de 109.087 Hz aplicada ao quadro.

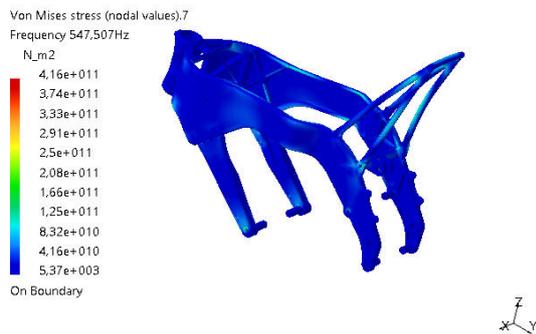


Figura 6.33: Resultado da análise das tensões de Von Mises para uma frequência de 547.507 Hz aplicada ao quadro.

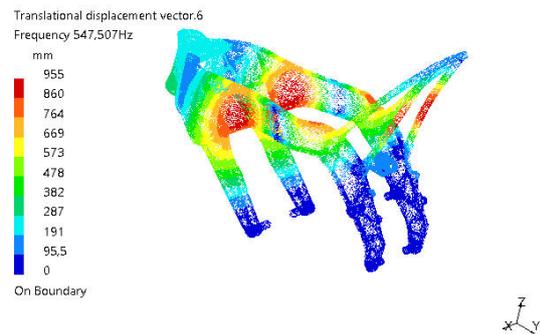


Figura 6.34: Resultado da análise dos deslocamentos para uma frequência de 547.507 Hz aplicada ao quadro.

## Capítulo 7

# Prototipagem

### 7.1 Protótipo de aspeto

Atualmente, a prototipagem tem uma elevada importância pois permite às empresas, de forma mais barata, visualizar fisicamente os projetos que estão a desenvolver, e desta forma encontrar possíveis erros antes de produzir protótipos físicos, prevenindo assim gastos de matéria-prima, maquinagem e mão-de-obra.

Existem várias técnicas de prototipagem e todos os dias surgem avanços na precisão e qualidade das mesmas. Alguns métodos de prototipagem são apresentados a seguir:

- *Stereolithography (SLA)*- este sistema usa um feixe ultravioleta para solidificar a resina camada a camada, permitindo a construção de formas complexas. Os materiais que consegue usar são polipropileno, polietileno, ABS e nylon.

- *Selective Laser Sintering (SLS)* – este processo possibilita a criação de objetos complexos a partir de pó de materiais plásticos e metálicos, permitindo assim a criação de protótipos funcionais. Para a criação da peça é usado um laser de CO<sub>2</sub> que funde o material camada a camada.

- *Fused Deposition Modeling (FDM)* – este é o sistema usado nas impressoras 3D a nível industrial. Funciona através da extrusão de material plástico aquecido e a peça é construída camada a camada. Este sistema também é conhecido por Fused Filament Fabrication (FFF).

Outros processos aditivos são o Colorjet Printing (CJP) e o Multijet Printing (MJM), são processos também usados tanto a nível profissional como privado, mas apresentam custos mais altos a nível de material e manutenção.

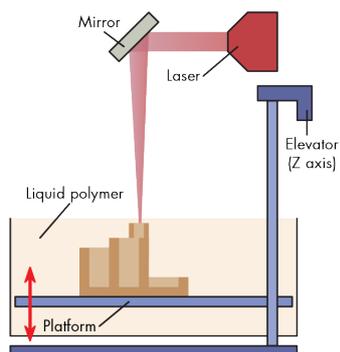


Figura 7.1: Esquema de funcionamento de uma impressora SLA.

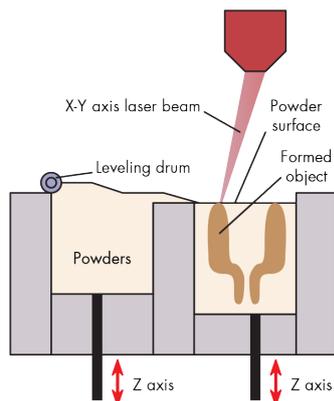


Figura 7.2: Esquema de funcionamento de uma impressora SLS.

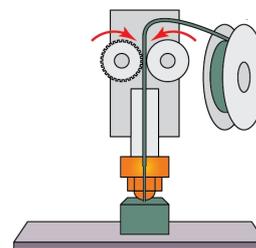


Figura 7.3: Esquema de funcionamento de uma impressora FDM.

O método escolhido para a produção do protótipo de aspeto foi o FDM devido ao custo da matéria-prima e à facilidade de acesso a uma impressora 3D. O material escolhido foi o filamento de PLA de diâmetro  $0,175$  mm e a impressora usada foi uma *Anet A8*, apresentada na figura 7.4.

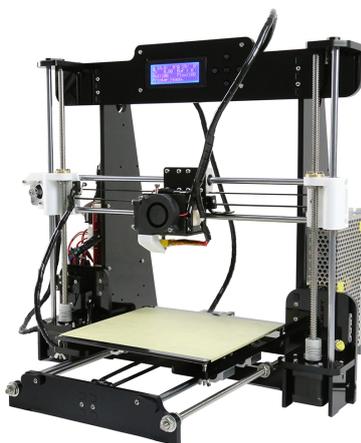


Figura 7.4: Impressora usada para imprimir protótipo.

A escala escolhida para a impressão foi definida pelo tamanho da mesa de trabalho da impressora e pelo tempo de impressão, ficando assim com uma escala de 1-2.857 (redução geral de 35%).

O programa usado para a conversão da modulação na linguagem usada pela máquina foi o Cura e os parâmetros usadas para a impressão foram os seguintes:

- Temperatura de extrusor:  $210$  °C;
- Temperatura da mesa:  $60$  °C;
- Velocidade de deslocamento a imprimir:  $90$  mm/s;
- Velocidade de deslocamento quando não está a imprimir:  $120$  mm/s;
- Densidade de preenchimento: 30%;
- Espessura de cada camada:  $0,1$  mm.

Obtendo assim o modelo apresentado nas imagens 7.5, 7.6 e 7.7.



Figura 7.5: Modelo impresso(1).



Figura 7.6: Modelo impresso(2).



Figura 7.7: Modelo impresso(3).

## Capítulo 8

# Conclusões e trabalhos futuros

Os objetivos para este trabalho foram cumpridos! Realizou-se a análise e experimentação no circuito Vasco Sameiro do protótipo construído, beneficiou-se da participação dos pilotos Domingos Janeiro e Paulo Leite, tendo sido possível obter a opinião de pilotos com uma vasta experiência nas mais variadas modalidades e assim ter uma base de melhorias a ter em conta durante a projeção do protótipo. Esta análise também resultou num artigo publicado na edição nº 1415 da revista Motojornal.

Neste projeto conseguiu-se uma redução de massa na ordem dos 62 %, pois o quadro do protótipo desenvolvido para a edição de 2015/2016 tinha aproximadamente 14.66 Kg e a massa do quadro projetado ficou nos 5.584 Kg. Também foram corrigidos parâmetros como o *wheelbase*, posicionamento do centro de massa e ergonomia do piloto, permitindo aumentar a manobrabilidade da mota e estabilidade na transição entre curvas. No entanto, o novo protótipo poderá não ser tão estável como o anterior em grandes velocidades, mas devido à cilindrada do motor usado no protótipo, este fator não terá grande relevância, podendo sempre ser colmatado com a afinação da altura do pescoço e sub-quadro, afinação das suspensões, entre outros.

Os valores de rigidez recomendados por Cossalter et al foram atingidos. Na tabela 8.1 são apresentados os valores para ambos os quadros projetados, destaque-se que estes valores não foram tidos em conta durante a projeção do quadro presente no protótipo, apenas as condições de trabalho do quadro. Deste modo, é necessário após a construção do novo protótipo, reavaliar estes parâmetros, pois os valores estão generalizados para todos as motorizações, podendo haver alguma alteração nos valores ideais para uma mota de 250cc.

Tabela 8.1: Comparação entre os valores de rigidez para o protótipo construído com os do quadro projetado.

<b>Rigidez:</b>	<b>Protótipo construído</b>	<b>Quadro desenvolvido</b>
<b>Lateral (KN/mm)</b>	2.723	1.031
<b>Longitudinal (KN/mm)</b>	47.015	8.446
<b>Torcional (KNm/º)</b>	41.106	5.442

O quadro desenvolvido não apresentou um estado de tensões perto dos valores limites para as várias situações de trabalho analisadas, sendo que o coeficiente de segurança usado para todos os casos foi de 1.5. Desta forma, podemos concluir que o quadro desenvolvido não terá problemas para participar na prova Motostudent, e que permitirá a construção de um segundo protótipo mais competitivo que o primeiro.

Para trabalhos futuros é sugerida a realização das análises à fadiga. Este parâmetro para além de ser obrigatório aquando da entrega do documento final à organização. A fadiga

é um dos aspetos onde o material escolhido apresenta mais limitações. Deste modo, seria interessante fazer análises à fadiga para a situação de curva, travagem e aceleração, de modo a conseguir estimar o tempo de vida útil do quadro. Porém, estima-se que a fadiga não apresentará problemas, pois a primeira frequência natural do quadro possui um valor elevado.

Também seria pertinente após a construção do protótipo fazer uma validação do mesmo para as condições de trabalho apresentadas anteriormente, visto existirem os recursos necessários no departamento de engenharia mecânica da Universidade de Aveiro para a realização dos mesmos, e posteriormente comparar com os resultados apresentados anteriormente.

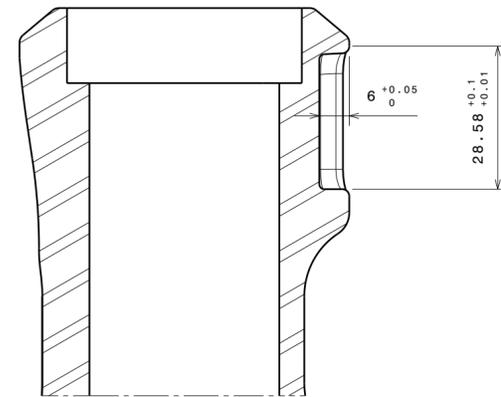
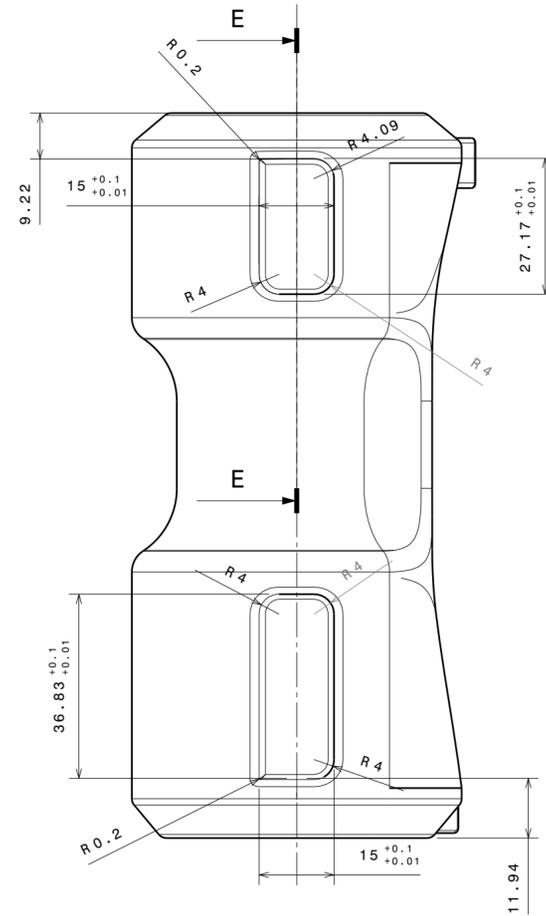
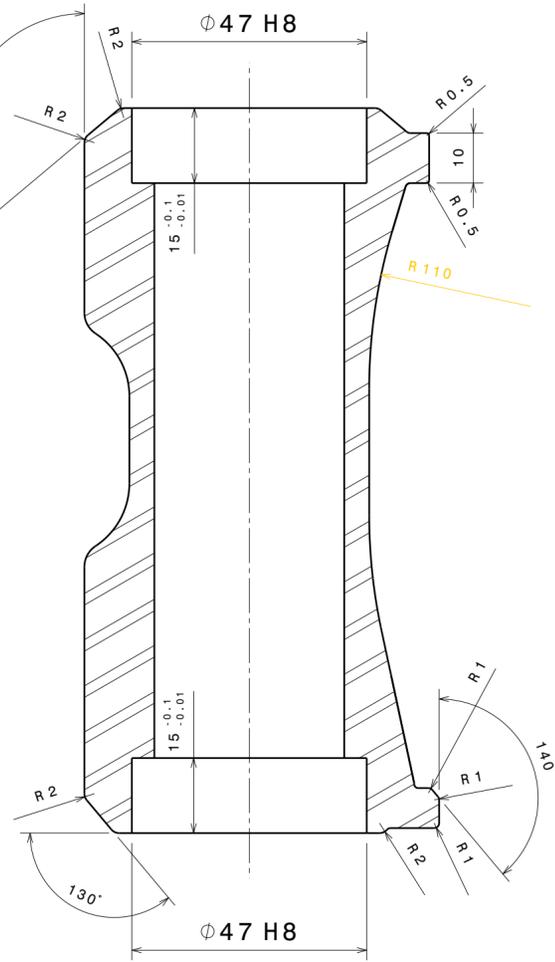
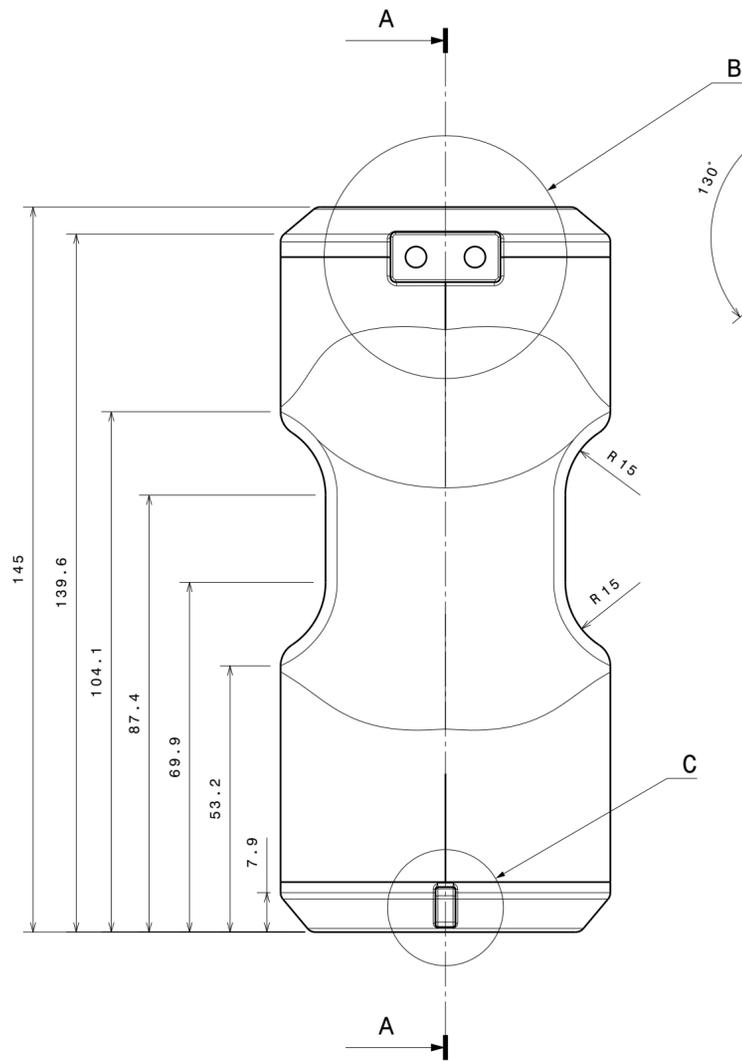
Atendendo a que foram feitas parcerias com as empresas *Textreme* e *Rebelco* para fibra de carbono e espumas, respetivamente, seria interessante fazer os apoios frontais do motor com essas matérias-primas, bem como os apoios para todos os elementos que o quadro suporta, e assim, conseguir reduzir o peso geral do conjunto.

# Bibliografia

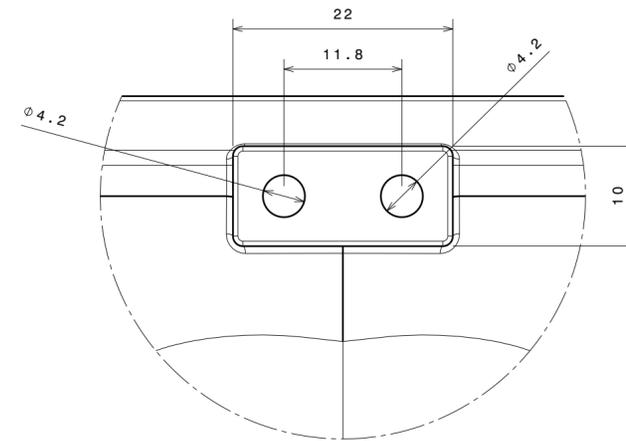
- [1] *Motostudent 2017-2018*. URL: <http://www.motostudent.com/> (acedido em 10/07/2017).
- [2] T Foale. “Motorcycle Handling and Chassis Design the art and science”. Em: *PhD Proposal 1* (2002). ISSN: 1098-6596. DOI: 10.1017/CB09781107415324.004. arXiv: arXiv:1011.1669v3.
- [3] *Types of Motorcycle Frames*. URL: <http://ezinearticles.com/?Types-of-Motorcycle-Frames{id=1123310> (acedido em 10/07/2017).
- [4] Vittore Cossalter. *Motocycle Dynamics*. ISBN: 9781447532767.
- [5] *Aprilia 2004 Mille R & Mille R Factory (MilleR)*. URL: <http://www.motorsports-network.com/magazinearchives/aprilia/2004/mille04.htm> (acedido em 10/07/2017).
- [6] *Motorcycle Diamond Frame- All You Need To Know* » *BikesMedia.in*. URL: <https://www.bikesmedia.in/reviews/motorcycle-diamond-frame-all-you-need-to-know.html> (acedido em 10/07/2017).
- [7] Joan Locutura et al. “Comparison between a tubular frame and a beam frame”. Em: August (2011), p. 112.
- [8] Mariano Martínez e Carlito Calil. “2 . Medium Density Fiberboard ( MDF )”. Em: 3.3 (2000), pp. 84–91.
- [9] Alexandre Augusto e Pescador Sard. “Estruturas metálicas”. Em: ().
- [10] J Randolph Kissell, Syros G Pantelakis e G N Haidemenopoulos. *Aluminum and Aluminum Alloys*. June 2004. 2013, pp. 321–463. ISBN: 0471465186. DOI: 10.1002/0471465186.ch9. URL: <http://doi.wiley.com/10.1002/0471465186.ch9>.
- [11] Autar K. Kaw. *Mechanics of Composite Materials*. Vol. 29. -. 2006, pp. 1–59. ISBN: 9780849313431. DOI: 10.1016/j.fsigen.2011.07.001.
- [12] C H Neeraja, C R Sireesha e D Jawaharlal. “STRUCTURAL ANALYSIS OF TWO WHEELER SUSPENSION FRAME”. Em: 1.6 (2012), pp. 1–6.
- [13] Maraña Pérez et al. “Table of of contents”. Em: *Engineering in Medicine and Biology Society, 2008. EMBS 2008. 30th Annual International Conference of the IEEE* January (2003), p. 2004. ISSN: 0196-6553. DOI: 10.1002/ejoc.201200111. arXiv: arXiv:1011.1669v3.
- [14] S M R Khalili, R K Mittal e S Gharibi Kalibar. “A study of the mechanical properties of steel/aluminium/GRP laminates”. Em: *Materials Science and Engineering A* 412.1-2 (2005), pp. 137–140. ISSN: 09215093. DOI: 10.1016/j.msea.2005.08.016.
- [15] *Honeycomb Structures, Properties and Uses*. URL: <http://blog.appinc.co/honeycomb-structures-properties-and-uses> (acedido em 29/06/2017).
- [16] Luís Gil. “Cortiça”. Em: *Ciência e Engenharia de Materiais de Construção* (2012), pp. 663–716.

- [17] Antonio Díaz-parralejo et al. “The Excellent Mechanical Properties of Cork : A Novel Approach through the Analysis of Contact Stress”. Em: 2014 (2014).
- [18] S P Silva et al. “Cork: properties, capabilities and applications”. Em: *International Materials Reviews* 53.4 (2008), p. 256. ISSN: 0950-6608. DOI: 10.1179/174328008X353529. URL: <http://www.tandfonline.com/doi/full/10.1179/174328008X353529>.
- [19] AIREX® - *highperformance foam core material - 3A Composites AirexBaltekBanova*. URL: <http://www.airexbaltekbanova.com/airex-foam.html> (acedido em 28/06/2017).
- [20] Isabel Duarte e Mónica Oliveira. “Aluminium Alloy Foams: Production and Properties, Powder Metallurgy”. Em: *Dr. Katsuyoshi Kondoh (Ed.)* (2012). URL: <http://www.intechopen.com/books/powder-metallurgy/aluminium-alloys-foams-production-and-properties>.
- [21] L. Wahl et al. “Shear stresses in honeycomb sandwich plates: Analytical solution, finite element method and experimental verification”. Em: *Journal of Sandwich Structures and Materials* 14.4 (2012), pp. 449–468. ISSN: 1099-6362. DOI: 10.1177/1099636212444655. URL: <http://jasm.sagepub.com/cgi/doi/10.1177/1099636212444655>.
- [22] *Honeycomb Technology: Materials, Design, Manufacturing, Applications and Testing - T.N. Bitzer - Google Livros*. URL: [https://books.google.pt/books?hl=pt-PT&lr=&id=b-vqCAAQBAJ&oi=fnd&pg=PR7&dq=Honeycomb+Technology:+Materials,+Design,+Manufacturing,+Applications+and+Testing+pdf&ots=UwloMvDdyi&sig=Jj-rIUI0aP4Hg8eaRY6Jpv4uVfk&redir=\\_&esc=y{#}v=onepage&q&f=false](https://books.google.pt/books?hl=pt-PT&lr=&id=b-vqCAAQBAJ&oi=fnd&pg=PR7&dq=Honeycomb+Technology:+Materials,+Design,+Manufacturing,+Applications+and+Testing+pdf&ots=UwloMvDdyi&sig=Jj-rIUI0aP4Hg8eaRY6Jpv4uVfk&redir=_&esc=y{#}v=onepage&q&f=false) (acedido em 29/06/2017).
- [23] Gould.H.Tobochnik.J.Christian.W. “An Introduction to Computer Simulation Methods Pearson-Addison-Wesley 3rdEd”. Em: January 1988 (2007), pp. 1–408. URL: [http://bigmail-file115.mail.daum.net/Mail-bin/bigfile{\\}%}7B{\\\\_}{\\}%}7Ddown?uid=BHcRMPNvS98HBa8bzvoCmuxSXWENBPUI{\\}%}7B{\\}%}25{\\}%}7D5Cnpapers2://publication/uuid/87D51A14-67BC-40B1-AB3A-FE6381C00AB4](http://bigmail-file115.mail.daum.net/Mail-bin/bigfile{\\}%}7B{\\_}{\\}%}7Ddown?uid=BHcRMPNvS98HBa8bzvoCmuxSXWENBPUI{\\}%}7B{\\}%}25{\\}%}7D5Cnpapers2://publication/uuid/87D51A14-67BC-40B1-AB3A-FE6381C00AB4).
- [24] *6081 (6081-T6, AlSi0.9MgMn) Aluminum :: MakeItFrom.com*. URL: <https://www.makeitfrom.com/material-properties/6081-6081-T6-AlSi0.9MgMn-Aluminum> (acedido em 17/10/2017).
- [25] BAER Company. “BaerCoil & BaerFix Gewindereparatur und Gewindepanzerung - BaerCoil & BaerFix Thread Repair and Thread Reinforcement”. Em: (). URL: [http://www.baercoil.com/en/products{\\\\_}inserts.html](http://www.baercoil.com/en/products{\\_}inserts.html).
- [26] Competition Regulations. “V International Competition”. Em: (2018).
- [27] K T M Official et al. “V International Competition MotoStudent KTM OFFICIAL ENGINE SUPPLIER : KTM RC250 TECHNICAL SPECS”. Em: (2018).
- [28] Vittore Cossalter et al. “Frequency-domain method for evaluating the ride comfort of a motorcycle”. Em: *Vehicle System Dynamics* 44.4 (2006), pp. 339–355. ISSN: 00423114. DOI: 10.1080/00423110500420712.

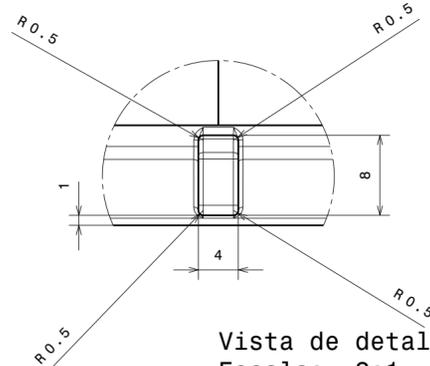
# Apêndice A



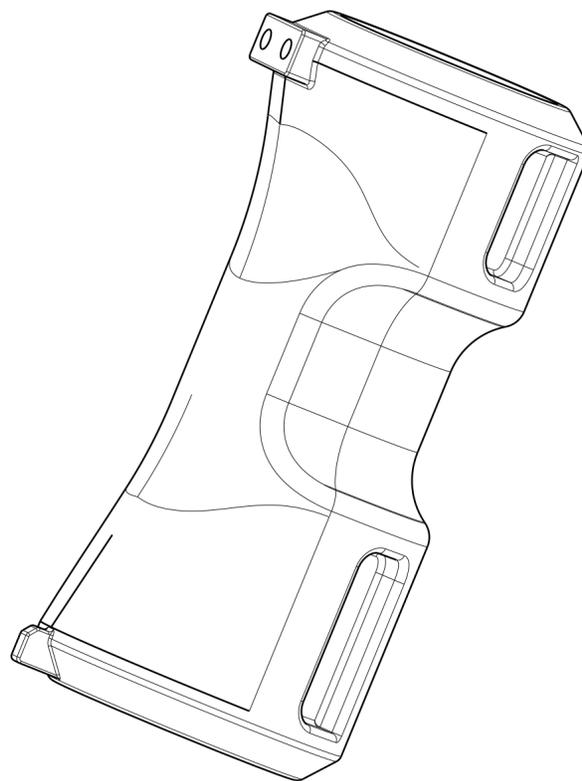
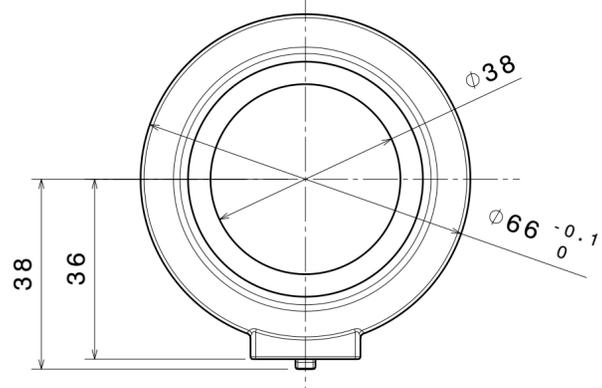
Section view E-E  
Scale: 1:1



Vista de detalhe B  
Escala: 2:1



Vista de detalhe C  
Escala: 2:1



DESIGNED BY: Diogo	ISO 8015	I	-
DATE: 30/11/2017	ISO 2768-mK	H	-
CHECKED BY: XXX	Material: Alumínio 6081 T6	G	-
DATE: XXX	Unidades: 1	F	-
SIZE A2	DASSAULT SYSTEMES	E	-
SCALE 1:1		D	-
WEIGHT (kg) 0,58	DRAWING NUMBER	C	-
	Pescoço	B	-
		A	-
SHEET 1/1			

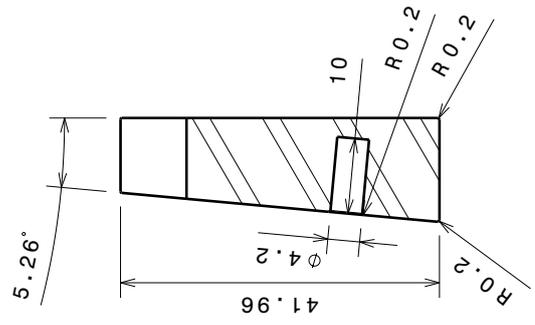
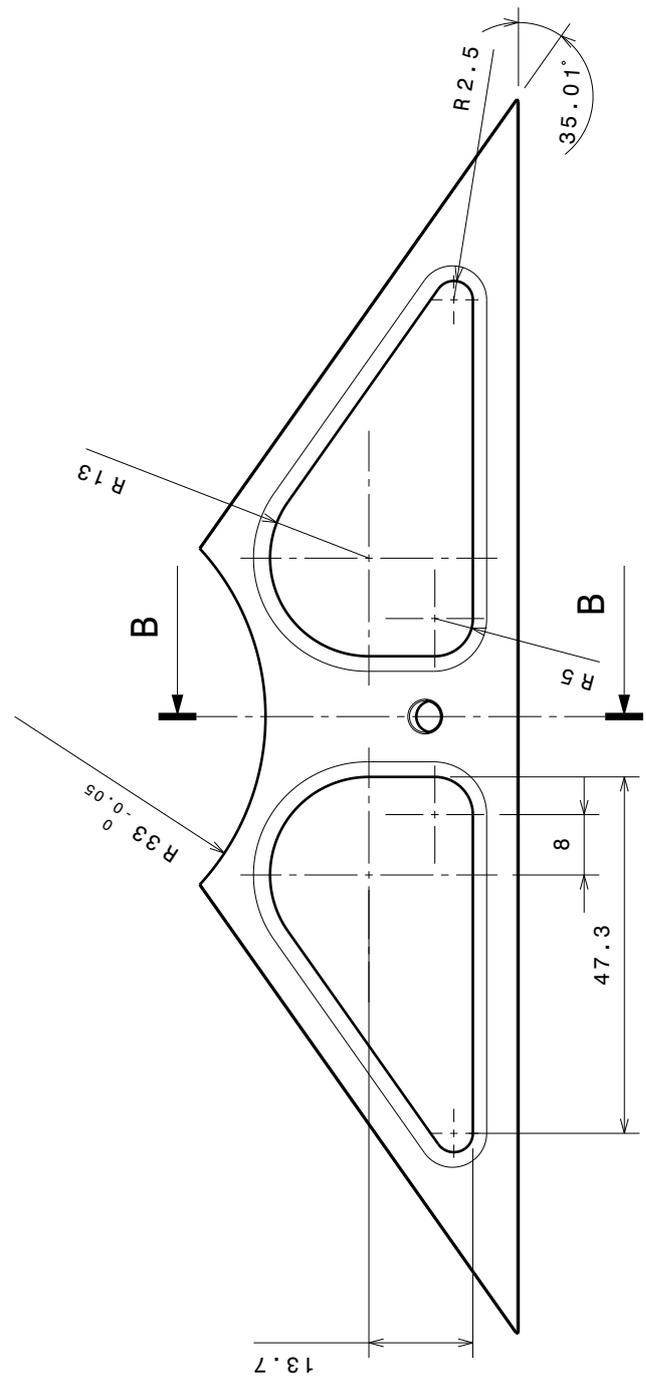
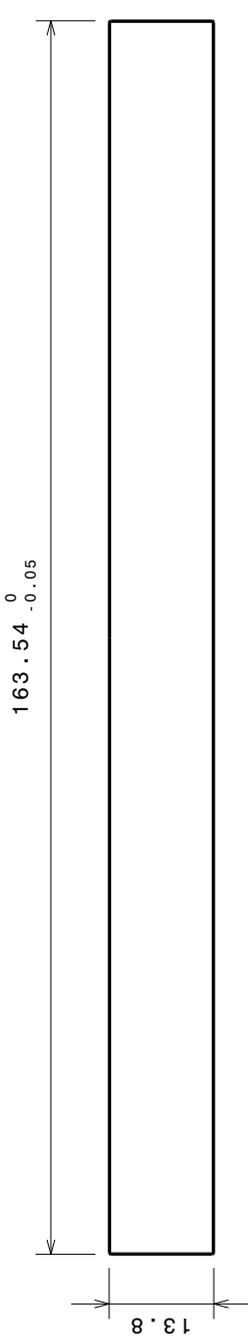
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

4 3 2 1

aa

C

D



Vista de corte B-B  
Escala: 1:1

DESIGNED BY: <b>Diogo</b>	ISO 8015
DATE: <b>07/12/2017</b>	ISO 2768 - mK
CHECKED BY: <b>XXX</b>	Material: Alumínio 6081 T6
DATE: <b>XXX</b>	Unidades: 1
SIZE: <b>A4</b>	DASSAULT SYSTEMES
WEIGHT (kg): <b>0,18</b>	
SCALE: <b>1:1</b>	DRAWING NUMBER
<b>Reforço frontal superior</b>	
SHEET <b>1/1</b>	

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

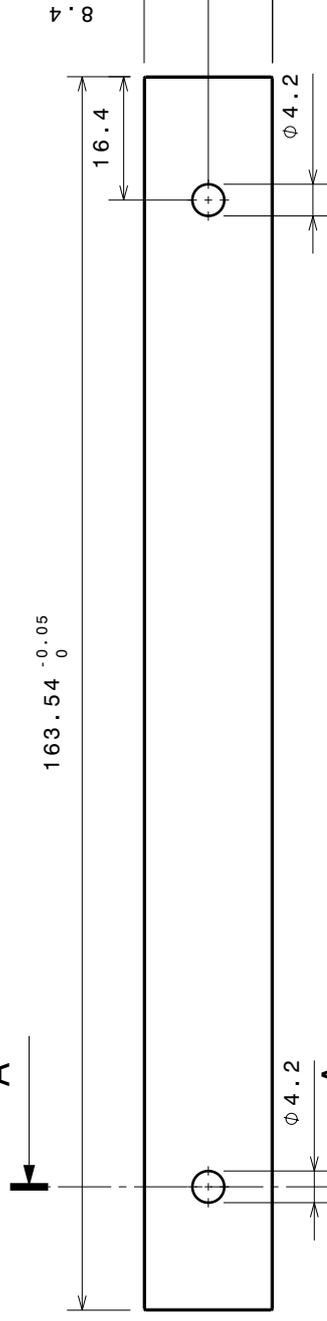
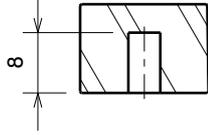
4 3 2 1

A

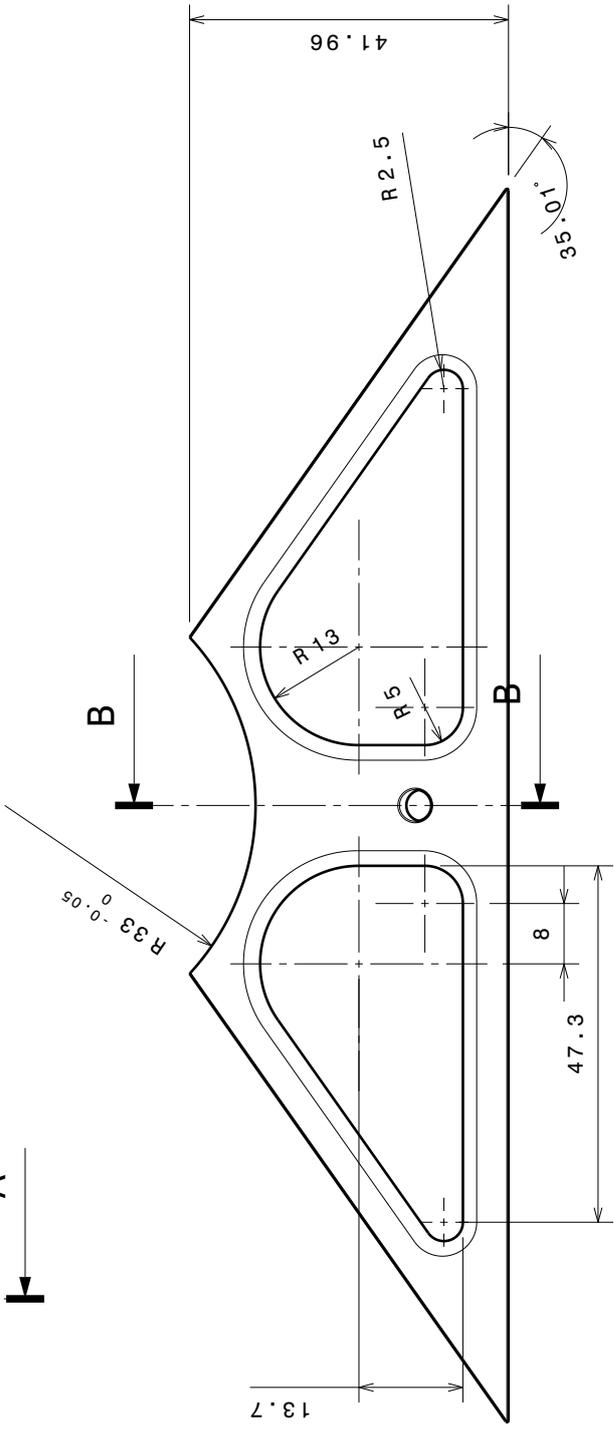
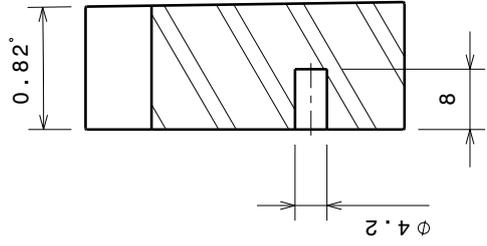
D

4 3 2 1 A C D

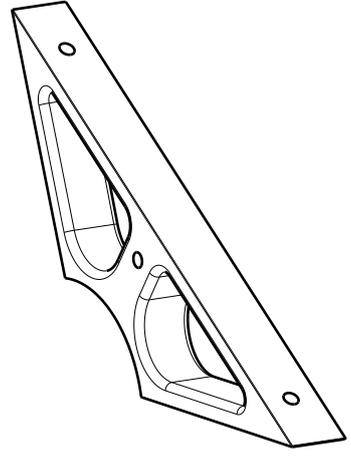
Vista de cote A-A  
Escala: 1:1



Vista de cote B-B  
Escala: 1:1



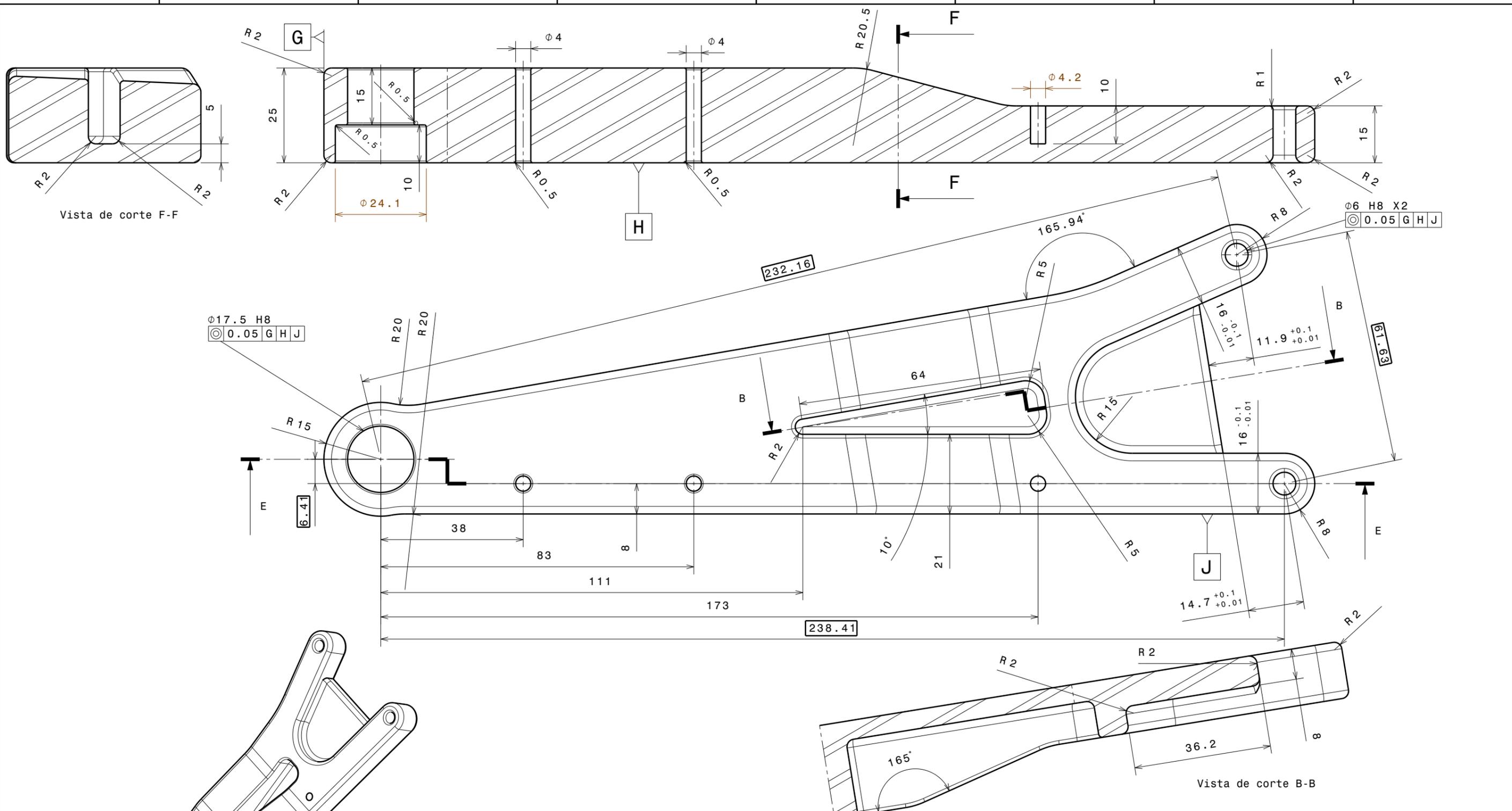
DESIGNED BY: <b>Diogo</b>	ISO 8015
DATE: <b>07/12/2017</b>	ISO 2768-mK
CHECKED BY: <b>XXX</b>	Material: Alumínio 6081 T6
DATE: <b>XXX</b>	Unidades: 1
SIZE <b>A4</b>	DASSAULT SYSTEMES
WEIGHT (kg)	
SCALE <b>1:1</b>	DRAWING NUMBER
<b>0,18</b>	<b>1/1</b>
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.	



4 3 2 1 A D A

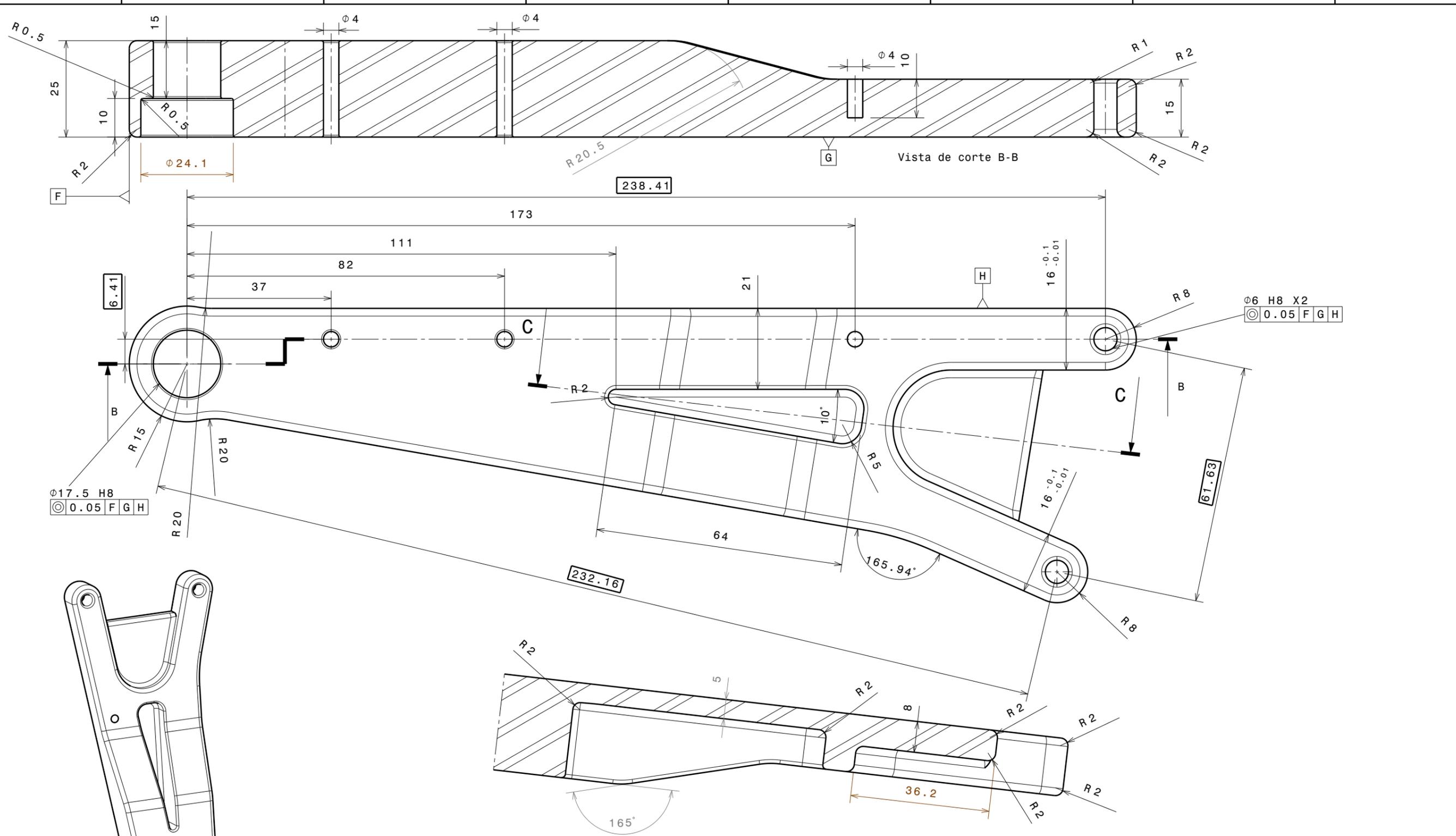






DESIGNED BY: <b>Diogo</b>	ISO 8015	I	-
DATE: <b>30/11/2017</b>	ISO 2768-mK	H	-
CHECKED BY: <b>XXX</b>	Material: Alumínio 6081 T6	G	-
DATE: <b>XXX</b>	Unidades: 1	F	-
SIZE <b>A3</b>	<b>DASSAULT SYSTEMES</b>	E	-
SCALE <b>1:1</b>		D	-
WEIGHT (kg) <b>0,55</b>	DRAWING NUMBER <b>Apoio frontal motor Esq.</b>	C	-
	SHEET <b>1/1</b>	B	-
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.		A	-

H G F E D C B A

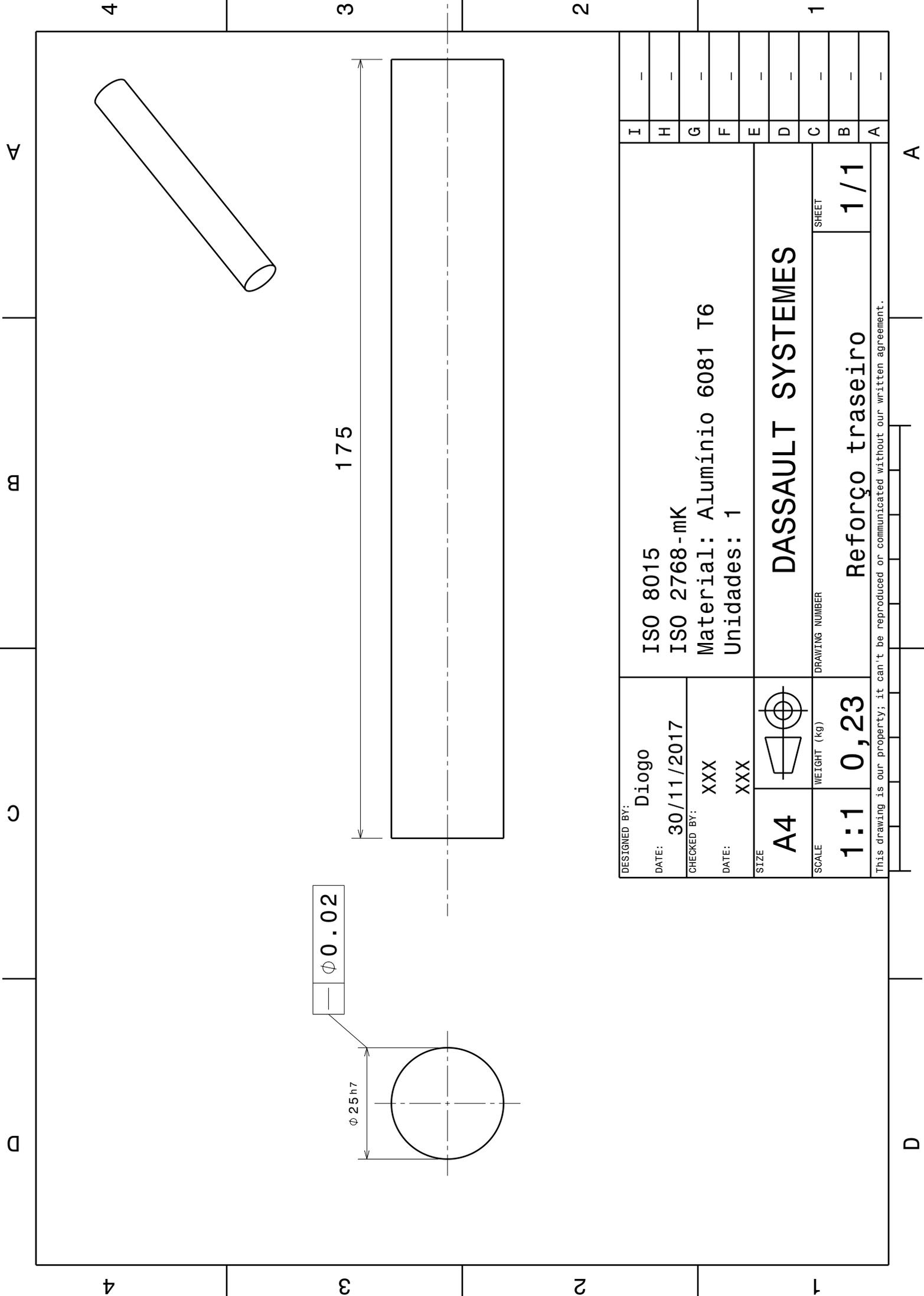


Ø17.5 H8  
 ◎ 0.05 F G H

Ø6 H8 X2  
 ◎ 0.05 F G H

DESIGNED BY: <b>Diogo</b>		ISO 8015		I	-
DATE: <b>08/12/2017</b>		ISO 2768-mK		H	-
CHECKED BY: <b>XXX</b>		Material: Alumínio 6081 T6		G	-
DATE: <b>XXX</b>		Unidades: 1		F	-
SIZE <b>A3</b>		<b>DASSAULT SYSTEMES</b>		E	-
SCALE <b>1:1</b>	WEIGHT (kg) <b>0,55</b>			DRAWING NUMBER <b>Apoio frontal motor Dir.</b>	SHEET <b>1/1</b>
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.				C	-
				B	-
				A	-

H G B A



—  $\phi 0.02$

$\phi 25_{ht}$

175

DESIGNED BY: <b>Diogo</b>	ISO 8015	I	-
DATE: <b>30/11/2017</b>	ISO 2768-mK	H	-
CHECKED BY: <b>XXX</b>	Material: Alumínio 6081 T6	G	-
DATE: <b>XXX</b>	Unidades: 1	F	-
SIZE <b>A4</b>	<b>DASSAULT SYSTEMES</b>	E	-
SCALE <b>1:1</b>		D	-
WEIGHT (kg) <b>0,23</b>	<b>Reforço traseiro</b>	C	-
DRAWING NUMBER <b>1/1</b>		B	-
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.		A	-

A B C D 1 2 3 4

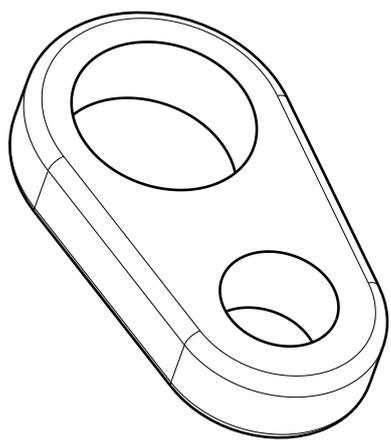
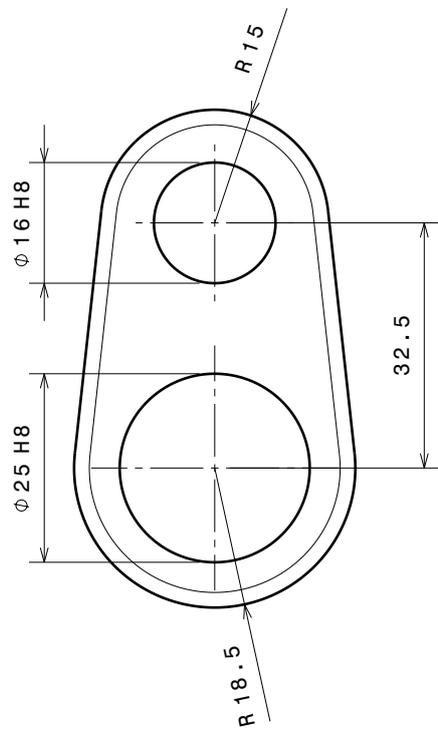
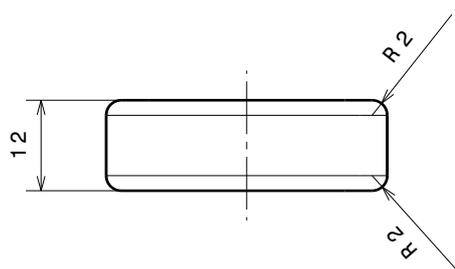
4 3 2 1

m

C

D

A



Isometric view  
Scale: 1:1

DESIGNED BY: <b>Diogo</b>	ISO 8015	I	-
DATE: <b>07/12/2017</b>	ISO 2768 -mK	H	-
CHECKED BY: <b>XXX</b>	Material: Alumínio 6081 T6	G	-
DATE: <b>XXX</b>	Unidades: 2	F	-
SIZE <b>A4</b>	<b>DASSAULT SYSTEMES</b>	E	-
SCALE <b>1:1</b>		D	-
WEIGHT (kg) <b>0,04</b>	<b>Apoyo amortecedor</b>	C	-
DRAWING NUMBER <b>1/1</b>		B	-
SHEET <b>1/1</b>		A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

4 3 2 1

D

A





4

m

C

D

A

4

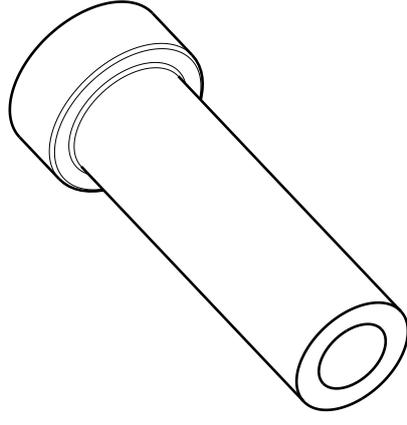
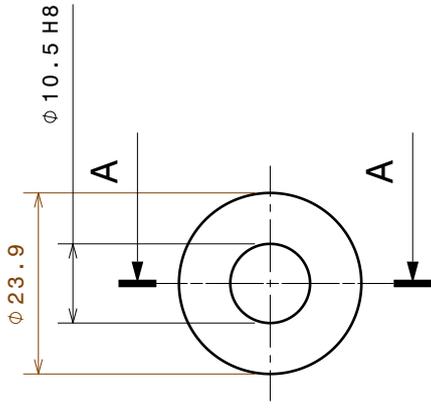
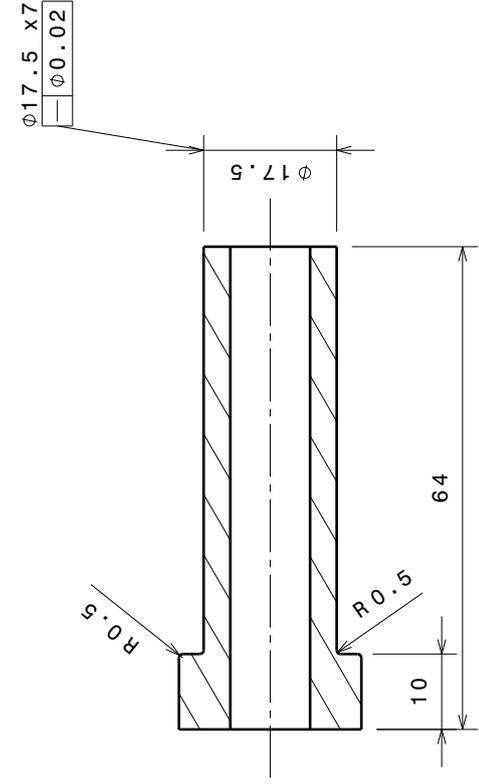
3

2

1

1

A



Vista de corte A-A

DESIGNED BY: <b>Diogo</b>	ISO 8015 ISO 2768 -mK Material: Aço E240 Unidades: 2
DATE: <b>07/12/2017</b>	
CHECKED BY: <b>XXX</b>	DASSAULT SYSTEMES
DATE: <b>XXX</b>	
SIZE <b>A4</b>	DRAWING NUMBER <b>1/1</b>
SCALE <b>1:1</b>	WEIGHT (kg) <b>0,09</b>
SHEET <b>1/1</b>	

I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

A

A

m

C

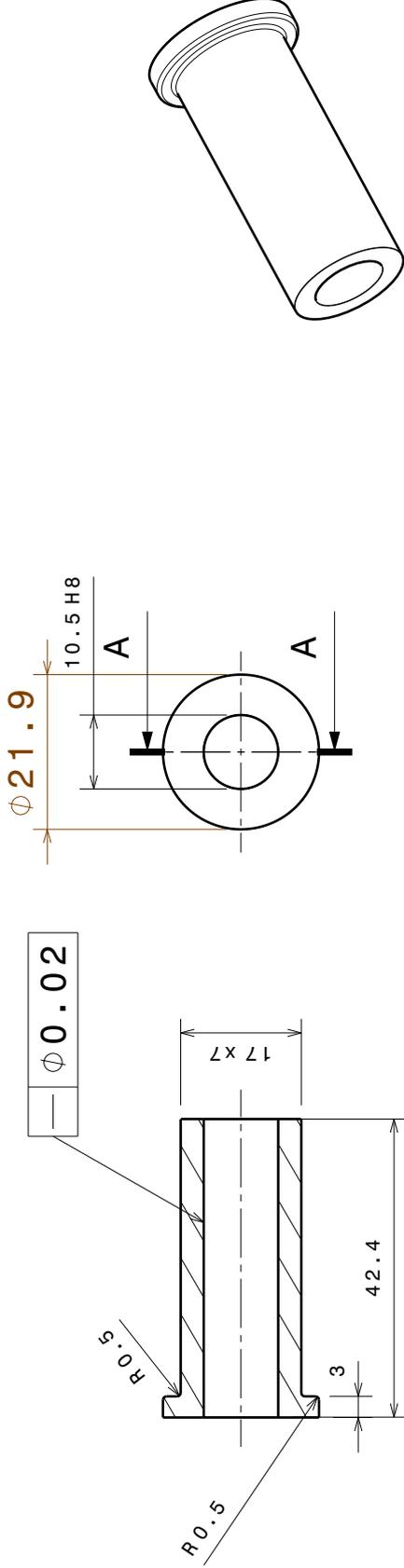
D

4

3

2

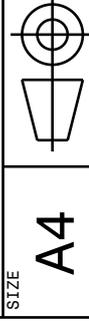
1



Vista de corte A-A

ISO 8015  
 ISO 2768 -mK  
 Material: Aço E240  
 Unidades: 4

DESIGNED BY: Diogo  
 DATE: 07/12/2017  
 CHECKED BY: XXX  
 DATE: XXX



DASSAULT SYSTEMES

DRAWING NUMBER

WEIGHT (kg)

SCALE

SHEET

1:1 0,05

Casquilho traseiro

1/1

I	-
H	-
G	-
F	-
E	-
D	-
C	-
B	-
A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

D

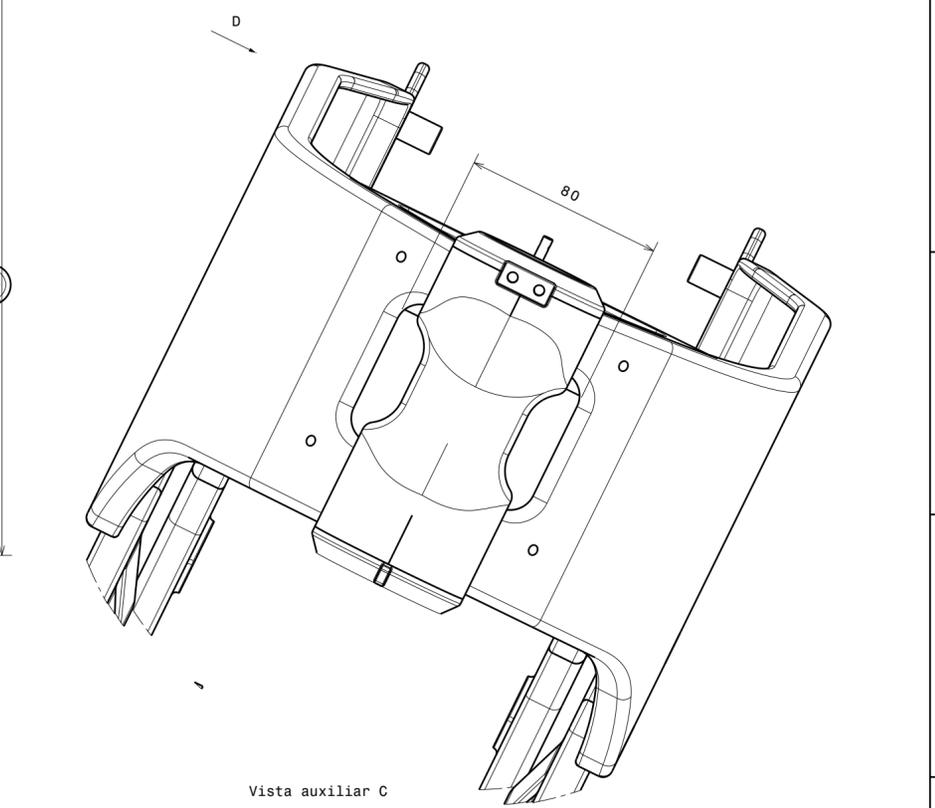
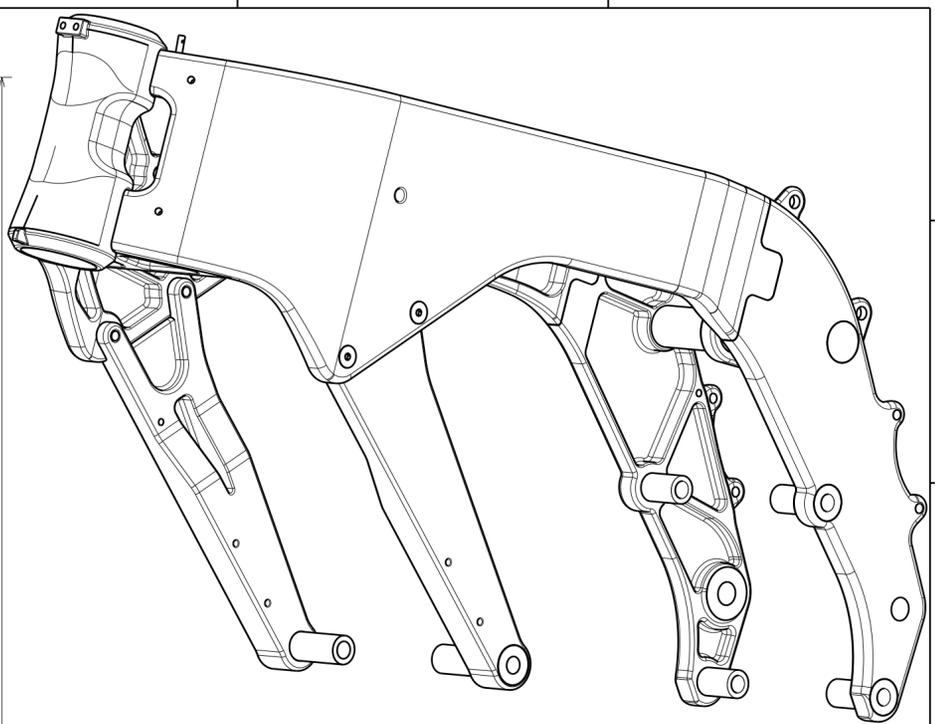
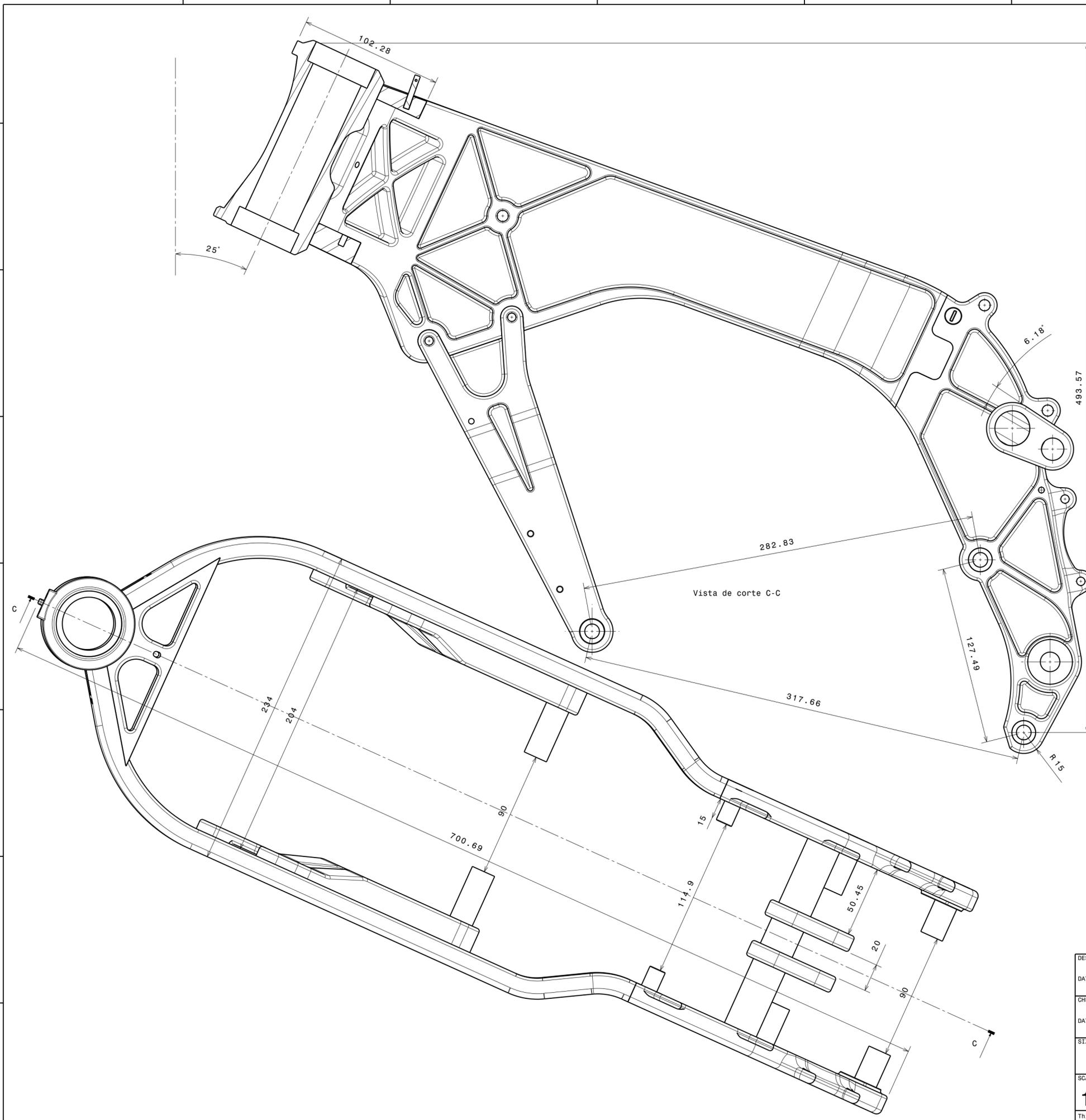
A

4

3

2

1



DESIGNED BY: <b>Diogo</b>	ISO 8015	I	-
DATE: <b>08/12/2017</b>	ISO 2768-mK	H	-
CHECKED BY: <b>XXX</b>		G	-
DATE: <b>XXX</b>		F	-
SIZE <b>A2</b>		E	-
SCALE <b>1:2</b>	WEIGHT (kg) <b>5.584</b>	D	-
DRAWING NUMBER <b>Conjunto Quadro</b>		C	-
SHEET <b>1/1</b>		B	-
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.		A	-

