

Mestrado em Engenharia da Conceção e Desenvolvimento de Produto

## ***Avaliação do Desempenho Mecânico do Veículo***

***FIPL001***



**Francisco José de Oliveira Teixeira Pinto**

Leiria, Novembro de 2013



Mestrado em Engenharia da Concepção e Desenvolvimento de Produto

## ***Avaliação do Desempenho Mecânico do Veículo***

***FIPL001***



**Francisco José de Oliveira Teixeira Pinto**

Dissertação de Mestrado realizada sob a orientação do Doutor Carlos Alexandre Bento Capela  
Professor da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria e co-  
orientação de Sérgio Pereira dos Santos, Professor da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do  
Instituto Politécnico de Leiria.

*Leiria, Novembro de 2013*

***A Meus Pais e Irmãos.***



## ***Agradecimentos***

---

A toda a equipa Formula IPLeiria, pela experiência, única, de construir, desenvolver e estudar um veículo de competição, em especial aos companheiros Jaime Correia, Pedro Oliveira e Ricardo Saraiva pela colaboração técnica no decorrer da elaboração desta Dissertação de Mestrado.

Ao Professor Doutor Carlos Alexandre Bento Capela, meu orientador, pelo acompanhamento constante e dedicação, procurando sempre solucionar as dificuldades com o seu vasto conhecimento técnico e científico. Ao Professor Sérgio Santos, meu co-orientador, pela disponibilidade e suporte.

Ao Instituto Politécnico de Leiria (ESTG - IPL) e Centro para o Desenvolvimento Rápido e Sustentável do Produto (CDRSP), pelo suporte técnico e financeiro dedicado ao projecto *Formula Student*, assim como pelas condições materiais e humanas facultadas ao longo de toda a minha formação académica.

Aos encarregados de trabalho dos laboratórios de Tecnologia Mecânica e Engenharia Automóvel, Engenheiro Carlos Dias e Engenheiro Nuno Pires, pelo auxílio e cooperação sempre que necessários.

Resta ainda agradecer à minha família e amigos, por todo o apoio, dedicação e ajuda ao longo deste fantástico período da minha vida.



## **Resumo**

---

Nesta dissertação é realizado um estudo experimental sobre o desempenho mecânico do veículo Formula IPLeiria 001, através da análise da rigidez torsional do chassis, e da análise de um caso de estudo para aplicação de tubos, de compósito laminado, em chassis tubulares.

É exposto o processo de concepção e desenvolvimento de um chassis para a competição *Formula Student*, assim como as principais variáveis a considerar aquando do seu dimensionamento. As cargas estáticas e dinâmicas aplicadas à estrutura são analisadas e definidas neste estudo.

Foi desenvolvida e construída uma mestra para testes de rigidez torsional, tendo em consideração os tipos de testes que podem ser efectuados para o cálculo da rigidez torsional. Foram realizados quatro variáveis de testes, aplicando cargas incrementais à direita e à esquerda do chassis. Os resultados foram tratados, discutidos e comparados com os valores obtidos na análise de elementos finitos, efectuada também no decorrer deste estudo.

Através da análise de elementos finitos foi efectuado um estudo teórico comparativo entre o comportamento mecânico de tubos em compósito laminado com diferentes tipos de empilhamento e um tubo em aço referente ao chassis.

*Palavras-chave: Formula IPLeiria, Rigidez Torsional, Chassis, Formula Student, Análise de Elementos Finitos, Tubos Compósito Laminado.*



## ***Abstract***

---

An experimental study about the mechanical performance of the vehicle Formula IPLeiria 001 was accomplished, through the analysis of the torsional stiffness of the chassis. Was conducted, as well, a case study, to apply laminated composite pipes in space frame chassis.

It is explained the whole process of designing and developing a chassis for Formula Student competition, as well as the main variables considering through the design of the chassis. The static and dynamic loads applied to the structure are defined and analyzed in this study.

A workbench was designed and manufactured for testing the torsional stiffness, taking into consideration the types of tests that can be performed to calculate the torsional rigidity. There were carried out four tests, applying incremental loads on the right and left of the chassis. The results were processed, discussed and compared with values obtained in finite element analysis, also conducted during this study.

Through finite element analysis, was conducted a comparative theoretical study between the mechanical behavior of laminated composite pipes with different types of stacking, and a steel pipe relative to the chassis.

*Key-Words: Formula IPLeiria, Torsional Stiffness, Chassis, Formula Student, Finite Element Analysis, Laminated Composite Pipe.*



## Índice de Figuras

---

Figura 1 – Equipas presentes na Formula Student Germany 2008 ( <a href="http://www.formulastudent.de/">http://www.formulastudent.de/</a> ). .....	1
Figura 2 – Prova de Design na FS Germany 2008 ( <a href="http://www.formulastudent.de/">http://www.formulastudent.de/</a> ). .....	2
Figura 3 – Formula IPLeiria na prova de Aceleração. Veículo mais rápido da classe em 2009.....	3
Figura 4 – Fluxograma de Concepção e Desenvolvimento do Produto.....	6
Figura 5 – A rigidez torsional do chassis influencia directamente a transferência de carga.....	7
Figura 6 – Chassis tubular do Formula IPLeiria.....	12
Figura 7 – Exemplo de monocoque em fibra de carbono ( <a href="http://racing.tugraz.at">http://racing.tugraz.at</a> ). .....	13
Figura 8 – Exemplo de chassis híbrido (Margaret, 2007).....	14
Figura 9 – Transferência de carga lateral num chassis com rigidez torsional de 15000Nm/º e distribuição de peso 50:50 (adaptado de Deakin, Crolla, Ramirez e Hanley, 2004).....	15
Figura 10 – Efeito da transferência de carga em curva ( <a href="http://www.roadfly.com/">http://www.roadfly.com/</a> ). .....	16
Figura 11 – Viga encastrada sujeita a um esforço de torção ( <a href="http://www.cadfamily.com">http://www.cadfamily.com</a> ). .....	17
Figura 12 – Exemplo do teste de rigidez torsional da Universidade de Oklahoma ( <a href="http://fsae.com">http://fsae.com</a> ). .....	18
Figura 13 – Exemplo do teste de rigidez torsional da Universidade de Queensland (Baker, 2004). .....	18
Figura 14 – Aplicação de chapas nos apoios da suspensão (O'Neill, 2005). .....	19
Figura 15 – Torção do chassis (O'Neill, 2005). .....	19
Figura 16 – Teste de rigidez torsional, Rochester Institute of Technology ( <a href="http://www.rit.edu/kgcoe/formula/">http://www.rit.edu/kgcoe/formula/</a> ). .....	20
Figura 17 – Teste de rigidez torsional, Universidade de Toronto (Lafreniere, 2007).....	20
Figura 18 – Teste de rigidez torsional, Universidade de Cornell (Riley e George, 2002). .....	21
Figura 19 – Modelação de mestra para teste de rigidez torsional, Universidade de Washington ( <a href="http://fsae.com">http://fsae.com</a> ). .....	22
Figura 20 – Chassis montado na mestra para teste de rigidez torsional, Universidade de Carleton ( <a href="http://ravensracing.com/">http://ravensracing.com/</a> ). .....	22
Figura 21 – Teste de rigidez torsional a chassis NASCAR (Thompson; Lampert e Law, 1998). .....	23
Figura 22 – Exemplo de algumas restrições de segurança na construção do cockpit (adaptado de regulamento Formula SAE® 2009, 2008).....	24
Figura 23 – Exemplo de chassis tubular utilizando triangulações (Adams, 1993). .....	28
Figura 24 – Comparação da mesma estrutura utilizando o princípio da triangulação (Adams, 1993). .....	28
Figura 25 – Distribuição de peso por eixo, segundo regulamento da Formula 1 para 2012 ( <a href="http://www.formula1.com/">http://www.formula1.com/</a> ).....	29

Figura 26 – Zonas de absorção de energia de impacto do FIPL001.....	30
Figura 27 – Modelo da deformação provocada por torção longitudinal (Riley e George, 2002).....	31
Figura 28 – Modelo da deformação provocada pela flexão vertical (Riley e George, 2002).....	32
Figura 29 – Modelo da deformação provocada pela flexão lateral (Riley e George, 2002).....	32
Figura 30 – Modelo da deformação provocada pela distorção horizontal (Riley e George, 2002).....	33
Figura 31 – Apoios da suspensão frontal direita suportam, neste caso, grande parte das cargas. ....	34
Figura 32 – Diagrama de corpo livre das cargas estáticas.....	35
Figura 33 – Diagrama de corpo livre numa travagem. ....	36
Figura 34 – Diagrama de corpo livre numa situação de travagem. ....	36
Figura 35 – Representação da força centrífuga e reacções nas rodas do veículo durante a trajectória de uma curva.....	38
Figura 36 – Representação das forças e reacções numa curva à esquerda. ....	38
Figura 37 – Diagrama de forças numa travagem em curva.....	40
Figura 38 – Render do chassis do Formula IPLeiria. ....	45
Figura 39 – Diagrama de corpo livre do conjunto de suspensão.....	46
Figura 40 – Identificação dos nós analisados. ....	47
Figura 41 – Diagrama de corpo livre do chassis. ....	48
Figura 42 – Deformação do chassis em curva e travagem simultânea. ....	48
Figura 43 – Diagrama da tensão equivalente de Von-Mises. ....	49
Figura 44 – Diagrama de corpo livre para cálculo da rigidez torsional do chassis. ....	50
Figura 45 – Deformação no eixo dos yy, no teste de rigidez torsional. ....	50
Figura 46 – Varão de ferro (99,98%) e cristais de ferro (99,97+%) refinados electroliticamente ( <a href="http://pse-mendelejew.de/en/eisen/">http://pse-mendelejew.de/en/eisen/</a> ).....	53
Figura 47 – Curva de tracção uniaxial típica de um material metálico (Colaço, 2005). ....	55
Figura 48 – Composição dos materiais compósitos. ....	60
Figura 49 – Volante Formula IPLeiria. ....	60
Figura 50 – Constituintes dos compósitos (adaptado de Daniel & Ishai, 1994).....	61
Figura 51 – Classificação dos compósitos (Adaptado de Matthews & Rawlings, 2004).....	62
Figura 52 – Classificação dos compósitos através do reforço (adaptado de Daniel & Ishai, 1994).....	63
Figura 53 – Influência da orientação das fibras na tensão de ruptura de um material compósito reforçado com fibras de fibra de vidro (adaptado de Askeland, D. R., 1998). ....	64
Figura 54 – Lâmina unidireccional (Daniel e Ishai, 1994).....	65
Figura 55 – Representação de um empilhamento de lâminas de um laminado em material compósito (Santos, 2012). ....	65
Figura 56 – Nomenclatura utilizada em laminados de material compósito (Santos, 2012). ....	66
Figura 57 – Representação do plano LT numa lâmina individual (Santos, 2012).....	68
Figura 58 – Representação da aplicação de uma força transversal e longitudinal, respectivamente, num compósito laminar (Santos, 2012).....	69
Figura 59 – Representação do ângulo $\theta$ formado pelo referencial LT (Santos, 2012). ....	70
Figura 60 – Representação de um laminado sujeito a esforços. (Santos, 2012).....	71

Figura 61 – McLaren MP4/1, ( <a href="http://www.mclaren.com">http://www.mclaren.com</a> ).....	73
Figura 62 – State of the art Lotus E21, a competir na temporada de 2013 ( <a href="http://www.f1technical.net">http://www.f1technical.net</a> ).....	74
Figura 63 – Tankia 2009, Universidade Técnica de Graz, Áustria ( <a href="http://racing.tugraz.at/">http://racing.tugraz.at/</a> ).....	75
Figura 64 – KIT13C, do Instituto de Tecnologia de Karlsruhe, Alemanha ( <a href="http://www.ka-raceing.de/">http://www.ka-raceing.de/</a> ).....	76
Figura 65 – Construção do chassis com aço AISI 4130. ....	78
Figura 66 – Render da mestra em SolidWorks. ....	79
Figura 67 – Maquinação dos apoios dos cubos. ....	80
Figura 68 – Estrutura antes de ser soldada. ....	80
Figura 69 – Mestra para teste de rigidez torsional finalizada. ....	81
Figura 70 – Montagem dos apoios traseiros da mestra.....	81
Figura 71 – Preparação do apoio frontal esquerdo para a soldadura. ....	82
Figura 72 – Substituição do conjunto mola/amortecedor por elemento rígido.....	82
Figura 73 – Verificação do nível na frente e traseira do chassis. ....	83
Figura 74 – Montagem completa da mestra. ....	83
Figura 75 – Aplicação das forças nos estes de rigidez torsional.....	84
Figura 76 – Colocação do comparador no chassis.....	84
Figura 77 – Preparação para análise teórica (esquerda) e análise prática (direita). ....	86
Figura 78 – Exemplo da definição dos graus de liberdade das uniões da suspensão.....	86
Figura 79 – Exemplo da definição dos graus de liberdade do conjunto bellckrank/amortecedor.....	87
Figura 80 – Diagrama de corpo livre da estrutura e representação da malha beam.....	88
Figura 81 – Aplicação da carga à esquerda em Y+ e respectivo deslocamento. ....	89
Figura 82 – Aplicação da carga à esquerda em Y- e respectivo deslocamento. ....	89
Figura 83 – Aplicação da carga à direita em Y+ e respectivo deslocamento. ....	90
Figura 84 – Aplicação da carga à direita em Y-e respectivo deslocamento. ....	90
Figura 85 – Teste direita, aplicação da carga em sentido descendente.....	92
Figura 86 – Teste direita, aplicação da carga em sentido ascendente.....	93
Figura 87 – Teste esquerda, aplicação da carga em sentido descendente.....	94
Figura 88 – Teste esquerda, aplicação da carga em sentido ascendente.....	95
Figura 89 – Gráfico comparativo dos quatro testes realizados. ....	96
Figura 90 – Comparação dos testes realizados à direita do chassis. ....	97
Figura 91 – Comparação dos testes realizados à esquerda do chassis. ....	97
Figura 92 – Comparação dos testes realizados com carga no sentido descendente.....	98
Figura 93 – Comparação dos testes realizados com carga no sentido ascendente.....	99
Figura 94 – Comparação entre resultados teóricos e experimentais.....	99
Figura 95 – Triângulos da suspensão veículo TANKIA 2009 da Universidade Técnica de Graz ( <a href="http://racing.tugraz.at/">http://racing.tugraz.at/</a> ).....	101
Figura 96 – Chassis híbrido e pormenor de 2 tipos de uniões. (Demetrious, 2013).....	102
Figura 97 – Diagrama de corpo livre do chassis com restrições e aplicação de cargas. ....	103
Figura 98 – Tensão axial e tensão de corte máximas para situação de travagem em curva. ....	103
Figura 99 – Representação do tubo a ser analisado.....	104

Figura 100 – Aplicação das forças nas análises numéricas.....	106
Figura 101 – Concentração de tensões na zona de aplicação das forças.....	107
Figura 102 – Elemento escolhido para análise.....	107
Figura 103 – Ensaio combinado de tracção e torção no tubo em aço.....	109
Figura 104 – Ensaio combinado de tracção e torção em tubo compósito [0 <sub>4</sub> /+45 <sub>2</sub> /-45 <sub>2</sub> /0 <sub>4</sub> ].....	109

## *Índice de Quadros*

---

Tabela 1: Dimensionamento de um veículo de competição. ....	26
Tabela 2: Valores de entrada para o cálculo das reacções. ....	40
Tabela 3: Valores das reacções nas rodas do veículo. ....	44
Tabela 4: Reacções nos apoios da suspensão frontal. ....	47
Tabela 5: Influencia dos diferentes elementos de liga nas propriedades do aço. ....	57
Tabela 6: Características dos materiais analisados. ....	77
Tabela 7: Aplicação de ponderadores aos diferentes aços analisados. ....	78
Tabela 8: Valor da rigidez torsional para cada teste. ....	91
Tabela 9: Esforços aplicados no elemento 391. ....	104
Tabela 10: Tabela característico aço AISI 4130 e compósito T700 (www.matweb.com e http://www.toraycfa.com). ....	105
Tabela 11: Tabela comparativa do estudo numérico entre tubo em aço e diferentes configurações de tubo em compósito laminado. ....	108



## ***Lista de Siglas***

---

A	Área [m <sup>2</sup> ]
a <sub>x</sub>	Aceleração de travagem [m/s <sup>2</sup> ]
b	Distância do centro de gravidade ao eixo dianteiro [m]
c	Distância do centro de gravidade ao eixo traseiro [m]
C.G.	Centro de gravidade
d	Diâmetro [m]
E	Módulo de <i>Young</i> [Pa]
ε	Deformação [m/m]
g	Aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ]
G	Massas suspensas [Kg]
G	Módulo de corte [Pa]
J	Momento polar de inércia [m <sup>4</sup> ]
h	Altura do centro de gravidade do veículo [m]
K	Sensibilidade de deformação (do material)
Kd	Factor dinâmico
l	Comprimento [m]
L	Distância entre-eixos [m]
m	Massa [kg]
R	Raio de viragem do veículo [m]
S.I.	Sistema Internacional de Unidades
t	Espessura da lâmina [m]
τ	Tensão de corte [Pa]
σ	Tensão [Pa]
V	Velocidade média [m/s]
V <sub>fr</sub>	Via frontal [m]
V <sub>f</sub>	Fracção volúmica do reforço

$V_m$	Fracção volúmica da matriz
$V_t$	Via traseira [m]
$\nu$	Coefficiente de <i>Poisson</i>
$\gamma$	Distorção [Rad]
$\Delta l$	Alongamento [m]
$\Delta$	Ângulo de viragem das rodas [°]
$\theta$	Ângulo de rotação [Rad]
$\mu_{est}$	Coefficiente de atrito da estrada

# Índice

---

<b>DEDICATÓRIA .....</b>	<b>I</b>
<b>AGRADECIMENTOS .....</b>	<b>III</b>
<b>RESUMO .....</b>	<b>V</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>VII</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS .....</b>	<b>IX</b>
<b>ÍNDICE DE QUADROS .....</b>	<b>XIII</b>
<b>LISTA DE SIGLAS .....</b>	<b>XV</b>
<b>ÍNDICE.....</b>	<b>XVII</b>
<b>CAPÍTULO I - INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1 FORMULA STUDENT .....	1
1.2 FORMULA IPLEIRIA.....	3
1.3 OBJECTIVOS .....	7
1.4 ESTRUTURA .....	9
<b>CAPÍTULO II - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>11</b>
2.1 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA DO CHASSIS .....	11
2.1.1 Chassis Tubular .....	11
2.1.2 Chassis Monocoque.....	12
2.1.3 Chassis Híbrido.....	13
2.1.4 Rigidez torsional.....	14
2.1.5 Condicionantes no Dimensionamento de um Chassis Formula Student .....	23
2.1.6 Dimensionamento de um Veículo de Competição .....	26
2.1.7 Chassis: Cargas Aplicadas .....	30
2.1.8 Chassis: Análise Numérica.....	45
2.2 MATERIAIS .....	52
2.2.1 Materiais Metálicos: Aços.....	52
2.2.2 Materiais Compósitos .....	59
2.3 FORMULA STUDENT: STATE OF THE ART .....	72
<b>CAPÍTULO III – MATERIAIS E PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS.....</b>	<b>77</b>
3.1 MATERIAL DO CHASSIS.....	77
3.2 PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS .....	79
<b>CAPÍTULO IV – APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DE RESULTADOS .....</b>	<b>85</b>
4.1 RESULTADOS NUMÉRICOS .....	85
4.2 RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	91
<b>CAPÍTULO V – CASO DE ESTUDO .....</b>	<b>101</b>
5.1 ELEMENTO ANALISADO .....	103
5.2 CARACTERIZAÇÃO DOS TUBOS EM COMPÓSITO .....	105
5.3 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS OBTIDOS.....	109
<b>CAPÍTULO VI - CONCLUSÃO .....</b>	<b>111</b>
6.1 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS .....	111

**CAPÍTULO VII - BIBLIOGRAFIA..... 113**  
**CAPÍTULO VIII - ANEXOS..... 117**

## Capítulo I - Introdução

---

No âmbito do Mestrado em Engenharia da Concepção e Desenvolvimento de Produto, do Instituto Politécnico de Leiria (IPL), foi proposto um trabalho de investigação que tem como título a “Avaliação do Desempenho Mecânico do Veículo FIPL001”.

### 1.1 Formula Student

A *Formula Student* é um evento de âmbito mundial, destinado ao desenvolvimento profissional de estudantes do ensino superior e envolve todas as áreas científicas do projecto de desenvolvimento de um veículo automóvel. A competição *Formula Student* destina-se assim a alunos membros da *IMECHE (Institution of Mechanical Engineers)*, e tem como objectivo avaliar as capacidades nas áreas de concepção, projecto, fabrico e competição. É, naturalmente, dada relevância ao projecto de concepção e desenvolvimento de um veículo monolugar. Na figura 1 é possível observar o entusiasmo das equipas presentes na competição Alemã de 2008.



Figura 1 – Equipas presentes na *Formula Student Germany* 2008 (<http://www.formulastudent.de/>).

O regulamento relativo às provas de competição é da responsabilidade da SAE (*Society of Automotive Engineers*). Neste, são referidos os regulamentos relativos à segurança dos veículos e respectivos participantes, assim como os limites técnicos/científicos relativos ao desenvolvimento do veículo por parte dos alunos envolvidos. É imposto um apertado *budget* para o projecto, que tem como objectivo estimular os alunos a encontrarem soluções simples e eficazes, estabelecendo um limite orçamental para todos os participantes, beneficiando, assim as equipas de países com realidades financeiras mais desfavoráveis. Com isto, deseja-se proporcionar aos alunos do ensino superior uma rampa de lançamento para as grandes competições existentes no panorama automóvel internacional. Desde a sua fundação, nos anos 80 do século passado, a competição tem vindo a crescer exponencialmente, com cada vez mais participantes e provas realizadas nos quatro continentes. Os monolugares construídos são avaliados em Provas Estáticas e Provas Dinâmicas (existe também a possibilidade de participar em provas de projecto virtual, Classe 3, ou provas de projecto em fase de construção, Classe 2, sendo que nestas classes não existem provas dinâmicas).



Figura 2 – Prova de Design na FS Germany 2008 (<http://www.formulastudent.de/>).

As Provas Estáticas, são compostas por uma prova de Custos, uma prova de Design e uma prova de Apresentação (venda do projecto a supostos investidores – juízes desta prova). Os veículos e as equipas são avaliados tendo em conta as opções de projecto efectuadas, onde

os juizes dão especial relevo ao conhecimento técnico/científico, que sustenta a escolha dos vários componentes, bem como o design do monolugar (na figura 2 é possível observar elementos da equipa Formula ILeiria durante a prova de Design). A utilização de tecnologias inovadoras e sustentáveis, são sempre bem recebidas pelos avaliadores. As Provas Dinâmicas são constituídas por uma prova de Aceleração (figura 3), uma prova de Perícia, uma prova de Contra-relógio e uma prova de Resistência. Os monolugares são avaliados pelos tempos obtidos num determinado percurso da prova. O veículo mais rápido obtém a pontuação mais elevada, sendo as restantes pontuações atribuídas segundo uma base de comparação com o melhor tempo.



Figura 3 – Formula ILeiria na prova de Aceleração. Veículo mais rápido da classe em 2009.

## **1.2 Formula ILeiria**

O desenvolvimento e o fabrico do veículo Formula ILeiria 001 resultam de um enorme esforço de alunos, professores e IPL - Instituto Politécnico de Leiria; SAS - Serviços de Acção Social; ESTG - Escola Superior de Tecnologia e Gestão; CDRsp - Centro para o Desenvolvimento Rápido e Sustentável do Produto. O projecto de desenvolvimento e fabrico do fórmula, foi iniciado por um grupo de alunos de Engenharia Automóvel no ano lectivo 2003/2004. Teve um início um pouco atribulado, devido a dificuldades de ordem técnica, financeira e de gestão. No entanto em 2006 a equipa participou na *Formula Student UK*, (Projecto Virtual) onde conseguiu um honroso 4º lugar da Classe 3. Neste mesmo ano, a equipa venceu o concurso Ibérico *Solid Works*. No ano seguinte, a equipa

participou novamente na prova inglesa, (veículos em fase de construção - classe 2) tendo obtido o 1º lugar da classe, que foi o culminar do excelente trabalho desenvolvido pelos vários intervenientes. No ano de 2008 com a conclusão do monolugar, a equipa participou nas provas Inglesa e Alemã, tendo obtido a melhor classificação Ibérica. O desenvolvimento do projecto com a passagem pelas 3 classes da competição permitiu adquirir conhecimentos e técnicas e efectuar desenvolvimentos vários no veículo, com base nas avaliações e sugestões dos juizes. Em 2009 o Formula IPEiria participou ainda na competição *Formula Student UK*, em classe 1 - 200. Esta participação teve como objectivo apresentar as evoluções efectuadas no veículo, assim como, proporcionar aos elementos de uma nova equipa em formação, o contacto com a competição e com o próprio veículo. O Formula IPEiria 001 é, um veículo monolugar do tipo Formula (rodas destapadas), chassis tubular, motor central e transmissão sequencial por corrente. De seguida são apresentados os principais sistemas e respectivas características de um *Formula Student* (Oliveira e Saraiva, 2007):

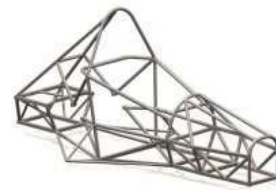
#### CHASSIS

**Chassis:** Tubular em aço AISI 4130

**Peso:** 33 kg

**Rigidez Torsional (teórica):** 2162 N.m/º

**Altura do centro de gravidade:** 274 mm



#### MOTOR

**Fabricante:** HONDA

**Modelo:** CBR 600 F4i

**Cilindrada:** 599 cm<sup>3</sup>

**Potência máxima:** 81 kW / 109 CV / 12500 rpm

**Binário máximo:** 65 Nm / 10500 rpm



#### ALIMENTAÇÃO

**Combustível:** Gasolina s/chumbo 98

**Volume do depósito:** 8 l

**Pressão do combustível:** 3 bar

**Tipo:** Injecção sequencial controlada

**Localização dos injectores:** Acoplados aos runners

**Fluxo da bomba:** 18.9 cc/s



#### ELECTRÓNICA

**Unidade de Comando:** MOTEC M400

**Telemetria:** Aquisição de dados (DL1)  
Sensores (Bosch)



## ADMISSÃO

**Filtro de ar:** K&N cónico  
**Diâmetro da borboleta:** 40 mm  
**Diâmetro da restrição:** 20 mm  
**Volume do plenum:** 1,8 l  
**Comprimento dos runners:** 195 mm  
**Diâmetro dos runners:** 40 mm  
**Material:** Fibra de carbono / resina epoxy



## ESCAPE

**Silenciador:** ART  
**Configuração:** 4 / 2 / 1  
**Comprimento do primário:** 350 mm  
**Peso total do conjunto:** 4 kg



## REFRIGERAÇÃO

**Refrigeração:** líquida (água destilada)  
**Capacidade de água do sistema:** 3 l  
**Área frontal do radiador:** 0.3x0.26 m<sup>2</sup>  
**Caudal da bomba:** 80 l/min  
**Material:** Alumínio  
**Potência dissipada:** 22 kW



## SUSPENSÃO E DIRECÇÃO

**Amortecedores:** Fox Racing Vanilla DHX 5.0 - 8.5x2.5  
**Jantes:** BBS 13x6 4-bolt 3-pieces Wheel  
**Pneus:** Avon 20x6.5  
**Caixa de direcção:** Titan vel. 63.5 mm/rev (fixed center)



## TRANSMISSÃO

**Transmissão:** por corrente  
**Diferencial:** Taylor Race Quaife  
**Juntas homocinéticas:** Tripoid tulip style  
**Peso total:** 12 Kg



O chassis do veículo Formula IPLeiria foi projectado segundo o fluxograma de concepção e desenvolvimento do produto, representado na figura 4. Numa primeira fase de desenvolvimento foi realizado um trabalho de pesquisa sobre as restrições impostas pelo regulamento da competição, assim como das condições de funcionamento dos vários sistemas/componentes do veículo. Com base num estudo de *benchmarking*, foi definido o Conceito do produto.

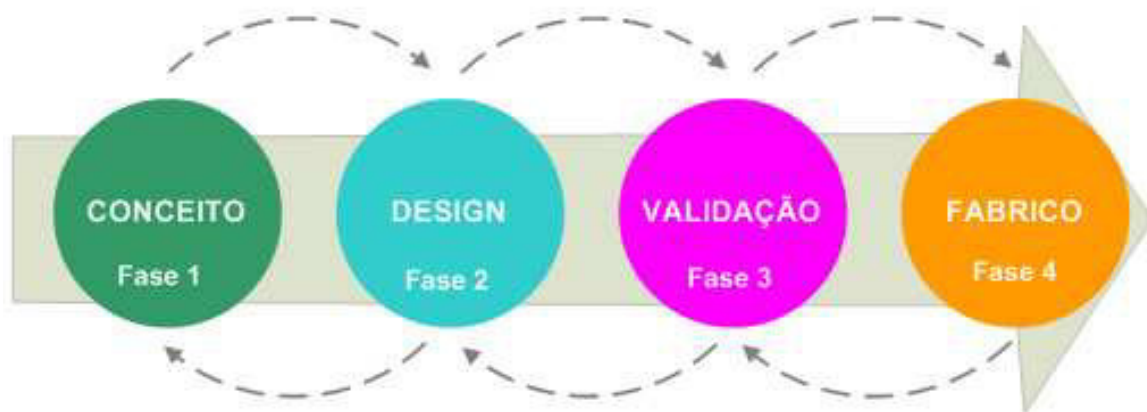


Figura 4 – Fluxograma de Concepção e Desenvolvimento do Produto.

Ainda numa fase inicial, foram realizadas varias sessões de *brainstorming* com todos os elementos da equipa, de forma a determinar as variáveis que poderiam influenciar o dimensionamento de um chassis. Foram também realizados os cálculos iniciais de modo a ser possível realizar o Design do chassis.

A esta fase de Design seguiu-se o dimensionamento/modelação 3D dos principais componentes do veículo, nomeadamente a suspensão, o sistema de direcção, o motor, o sistema de transmissão, modelação da estrutura rígida preliminar que ligue a suspensão dianteira à traseira, (com pontos de ligação/fixação para os restantes componentes inerentes ao veículo).

A fase de Engenharia/Validação foi em grande parte responsável pelo produto final. Nesta fase, foi analisado o comportamento de cerca de 200 estruturas diferentes de chassis, em termos de variação do peso e de rigidez torsional, com a aplicação de diferentes combinações de perfis e de geometrias na estrutura principal, de modo a obter-se a melhor relação peso/rigidez torsional. A rigidez torsional é uma variável importantíssima para um bom desempenho do veículo.



Figura 5 – A rigidez torsional do chassis influencia directamente a transferência de carga.

Como se sabe, para que um automóvel seja correctamente controlado, tem de ser possível afinar o seu equilíbrio. Afinar o equilíbrio de um veículo significa ajustar o nível de aderência entre o eixo frontal e o eixo traseiro do automóvel. Quando ambos os eixos apresentam uma força que fornece a mesma aceleração lateral, diz-se que o chassis está equilibrado. Por exemplo, quando um veículo apresenta subviragem (pouca aderência no eixo frontal), a aderência pode ser aumentada através da redução da transferência de carga no eixo frontal e aumento da transferência de carga no eixo traseiro. A capacidade de controlar a distribuição da transferência de carga é a chave para se obter um bom equilíbrio do automóvel. Na figura 5 pode verificar-se o veículo Formula IPLeia numa situação de transferência de carga. No entanto, a distribuição da transferência de carga só pode ser controlada se o chassis for suficientemente rígido para suportar a transmissão destes binários. Daí a elevada importância da rigidez torsional num chassis de um veículo de competição (Milliken, 1997; Deakin, Crolla, Ramirez e Hanley, 2004).

### **1.3 Objectivos**

Com a elaboração deste trabalho, pretende-se avaliar o Desempenho Mecânico do Veículo FIPL001, com base na determinação experimental da rigidez torsional do chassis, procedendo também a uma comparação com os resultados obtidos de *FEA* (*Finite*

*Elements Analysis*) durante a fase de validação do desenvolvimento do chassis do veículo Formula IPLeiria 001 e uma análise elaborada no decorrer deste trabalho. Pretende-se também efectuar um estudo teórico comparativo entre um tubo em aço do chassis e um tubo em compósito laminado, com diferentes empilhamentos, analisando a possibilidade de construção de um chassis tubular em tubos de material compósito laminado de matriz polimérica com fibras de carbono.

Assim os objectivos propostos com a elaboração desta dissertação são:

- Efectuar a determinação da rigidez torsional do chassis do veículo Formula IPLeiria001, usando o método de elementos finitos;
- Efectuar a determinação experimental da rigidez torsional do chassis do veículo Formula IPLeiria001, analisando e comparando os resultados obtidos;
- Realizar um estudo comparativo entre um tubo em aço do chassis e tubos em compósito laminado de fibra de carbono T700, com vista à possibilidade de utilizar tubos em compósito laminado na estrutura do chassis;

Com a validação experimental destas análises, é possível concluir a credibilidade das análises efectuadas aquando do desenvolvimento do chassis do Formula IPLeiria, assim como do próprio *software* utilizado (*Ansys 9*). Será também possível comparar os valores experimentais com novas análises efectuadas no decorrer deste estudo, desta feita em *SolidWorks Simulation*.

A análise e comparação, entre os resultados teóricos e os resultados experimentais, vão permitir que se estabeleça uma relação de fiabilidade entre ambos, possibilitando a equipas futuras uma validação do produto ainda mais eficaz e credível. Por outro lado, o caso de estudo com os tubos em laminado de fibra de carbono, permite adquirir conhecimento numa área pouco desenvolvida.

## **1.4 Estrutura**

A estrutura do corrente relatório está dividida em seis pontos principais, designadamente: Introdução, Revisão Bibliográfica, Materiais e Procedimentos Experimentais, Apresentação e Discussão dos Resultados, Caso de Estudo e Conclusão.

Na Introdução procurou-se enquadrar o leitor com a competição *Formula Student*, de modo a que se compreenda o tipo de veículo em causa e as dificuldades a que a equipa é sujeita durante as provas internacionais. É também apresentado o veículo Formula IPLeiria e respectivos componentes/sistemas principais, realçando a importância da rigidez torsional num chassis de um veículo de competição. São também referidos os objectivos deste trabalho de dissertação.

No capítulo seguinte, Revisão Bibliográfica, são abordados os fundamentos teóricos essenciais ao desenvolvimento deste tipo de veículos, chassis e cargas dinâmicas em chassis, permitindo ao leitor acompanhar e compreender o desenvolvimento do trabalho. Na fundamentação teórica relativa ao desenvolvimento de chassis são apresentadas as várias opções consideradas no projecto do chassis, bem como as limitações impostas para que o veículo seja admitido na competição *Formula Student*. São ainda apresentados os cálculos analíticos considerados para a análise de cargas estáticas e dinâmicas e as análises de elementos finitos realizadas em 2007, aquando do desenvolvimento do chassis para a participação do veículo na *Formula Student UK*. Por fim é feita uma revisão bibliográfica sobre materiais e o estado da arte em termos de Chassis *Formula Student*.

O capítulo três, referente aos Materiais e Procedimentos Experimentais, são apresentados os materiais utilizados no fabrico do chassis do Formula IPLeiria e os critérios de escolha dos mesmos. São de seguida demonstrados os procedimentos experimentais a que o veículo foi sujeito.

No capítulo seguinte, Apresentação e Discussão dos resultados, começa-se por apresentar os resultados obtidos na análise de elementos finitos efectuada no âmbito desta dissertação de mestrado. Seguidamente são apresentados os resultados obtidos experimentalmente. A interpretação e discussão dos resultados são executadas à medida que os valores são

apresentados. Por fim, efectua-se a comparação entre os valores teóricos e os valores experimentais.

O capítulo cinco, é dedicado exclusivamente ao caso de estudo, onde é demonstrado o tubo do chassis a ser analisado. São apresentadas as propriedades e características dos tubos em compósito laminado, seguindo-se um estudo teórico comparativo entre o tubo seleccionado e vários tubos em compósito laminado com diferentes empilhamentos.

Por fim, no capítulo seis - Conclusão, apresenta-se um resumo do trabalho e resultados. Neste ponto é discutido todo o trabalho efectuado e retiradas as devidas ilações dos testes numéricos e experimentais. São também mencionadas reflexões a serem aplicadas em futuros protótipos, semelhantes ao Formula IPLeiria 001.

## **Capítulo II - Revisão Bibliográfica**

---

Neste ponto são abordados os fundamentos teóricos essenciais sobre chassis e cargas dinâmicas. No desenvolvimento e fabrico de um chassis é importante conhecer os vários tipos de chassis e conhecer as variáveis do projecto de fabrico de um chassis, bem como as restrições impostas pelo regulamento da competição. São ainda apresentados os cálculos referentes à análise das cargas estáticas e dinâmicas presentes neste tipo de veículos de competição. É, também, realizada uma revisão bibliográfica relativa a materiais utilizados no fabrico deste tipo de veículos e tipos de chassis que podem ser utilizados na *Formula Student*.

### **2.1 Fundamentação Teórica do Chassis**

Um chassis é uma estrutura que tem como função principal suportar as cargas estáticas e dinâmicas relativas ao seu desempenho enquanto veículo de competição, bem como alojar e garantir o correcto funcionamento dos órgãos mecânicos. No caso de estudo em particular, a função do chassis é ligar o motor, sistema de transmissão, suspensão, direcção e travagem. Consequentemente, este deve apresentar uma elevada rigidez, permitir que a suspensão funcione em pleno, ter valores baixos de rigidez e de resistência mecânica específicos, por forma a permitir elevadas acelerações. Deve, também, garantir a segurança do condutor e deve ser de fácil manutenção.

Os chassis podem ser classificados da seguinte maneira: Chassis Tubular, Chassis Monocoque e Chassis Híbrido.

#### **2.1.1 Chassis Tubular**

O chassis tubular é uma estrutura constituída por tubos rectos ordenados de modo a que apenas sejam sujeitos a esforços de compressão ou tração, por forma a minimizar os esforços de flexão. Esta solução permite desenvolver chassis extremamente rígidos com

pequenas quantidades de material e boas relações de resistência específica e rigidez específica. Na figura 6 está representado o chassis tubular, do Formula IPLeiria desenvolvida pelo DEM da ESTG-IPL.



Figura 6 – Chassis tubular do Formula IPLeiria.

Por forma a melhorar a rigidez específica, são utilizadas triangulações nas zonas potencialmente críticas. No fabrico destes chassis, são normalmente utilizados tubos de secção quadrada, rectangular, circular ou a combinação destes três tipos. Os tubos de secção quadrada ou rectangular apresentam menor rigidez à torção que os tubos circulares, mas estes são de mais fácil construção, nomeadamente no que se refere a zonas de ligação e apoios. Grande parte das equipas da *Formula Student* opta por este tipo de configuração, consequência da maior facilidade de construção, menores custos e, também da possibilidade de serem introduzidas pequenas alterações no decorrer do projecto.

### 2.1.2 Chassis Monocoque

À semelhança do chassis tubular, o chassis monocoque foi desenvolvido com base na indústria aeronáutica e pode ser considerado como um tipo de estrutura em que o chassis e a carroçaria são o mesmo componente, ou seja, tem função estrutural e função de agregar todos os componentes do veículo. A construção do chassis e célula de segurança, onde se encontra o piloto é fabricada em material sanduíche com diferente número de camadas de

fibra de carbono (5 a 6) e com um núcleo em favo de abelha em alumínio. Em alguns casos o motor é acoplado ao chassis em monocoque, bem como o diferencial e os apoios da suspensão traseira. Podem, por outro lado, existir configurações em que o motor e o sistema de transmissão são montados em prolongamentos do chassis monocoque. Na figura 7 está representado um veículo com este tipo de chassis.



Figura 7 – Exemplo de monocoque em fibra de carbono (<http://racing.tugraz.at>).

Os chassis monocoque têm a grande vantagem de possuir elevada rigidez torsional, elevada resistência e rigidez específica, assim como uma maior segurança para o piloto. Apresentam como principal desvantagem um maior custo na sua construção, pois é necessário utilizar materiais e técnicas de fabrico mais caras. Na *Formula Student* apenas algumas equipas utilizam este tipo de chassis, uma vez que possuem maiores recursos, técnicos e financeiros, adquiridos ao longo de várias participações de competição.

### 2.1.3 Chassis Híbrido

Os chassis híbridos são construídos a partir de estruturas metálicas com painéis compósitos de matriz polimérica. Neste tipo de chassis procura-se ter as vantagens existentes no chassis tubular e as vantagens existentes no chassis monocoque. Assim, tem-se uma maior facilidade construtiva e uma significativa melhoria na segurança do piloto. O conceito baseia-se na construção de componentes estruturais bidimensionais modulares do chassis, revestidos exteriormente por painéis em material sanduíche com fibra de carbono e núcleo

em favo de abelha de alumínio. Os “painéis” modulares são combinados numa estrutura tridimensional que após montagem dão lugar à estrutura do chassis (figura 8). A estrutura final oferece uma elevada resistência e rigidez específica, podendo ser construída sem grande complexidade técnica de fabrico e sem comprometer o orçamento.



Figura 8 – Exemplo de chassis híbrido (Margaret, 2007).

#### 2.1.4 Rigidez torsional

A rigidez torsional é a capacidade que a estrutura do chassis tem em resistir à flexão torsional provocada pelas cargas estáticas e dinâmicas relativas ao desempenho do veículo. Como já foi referido, a rigidez torsional do veículo pode afectar de forma significativa o desempenho do veículo. O sistema de suspensão é projectado assumindo que o chassis é infinitamente rígido, onde apenas os componentes da suspensão (molas, amortecedores e pneus), comportam cargas dinâmicas. Se o chassis não for suficientemente rígido, a estrutura será apenas mais uma variável no sistema, pois funcionará como uma mola e irá deformar-se sob o efeito das cargas dinâmicas. Esta situação provoca a alteração do *setup* da suspensão e conseqüente adulteração no funcionamento deste sistema. Um automóvel apenas poderá acelerar tão depressa quanto a roda (ou rodas) com a menor tracção disponível o permitir. Assim, é de extrema importância assegurar que o automóvel está equilibrado sobe todas as condições (aceleração, travagem, curvas lentas, curvas rápidas).

Da mesma forma, o factor que mais influencia o equilíbrio do automóvel é a capacidade de controlar a transferência de carga em diferentes circunstâncias. Esta capacidade de controlar a distribuição de transferência de carga apenas é possível se o chassis for suficientemente rígido para transferir estas cargas.

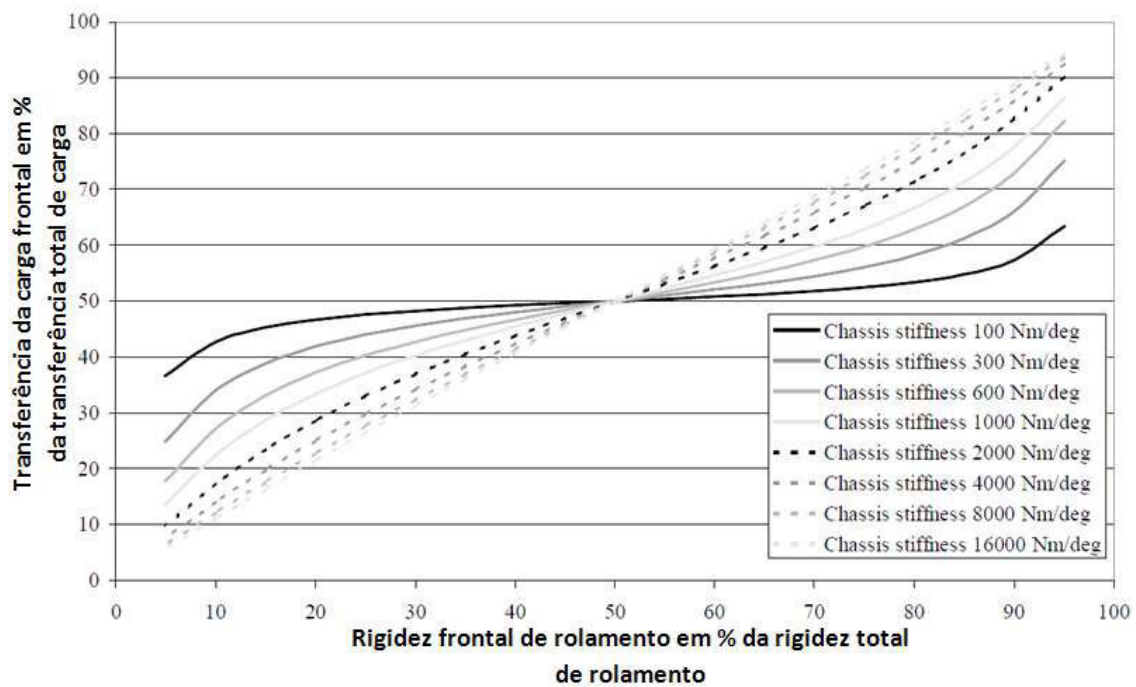


Figura 9 – Transferência de carga lateral num chassis com rigidez torsional de 15000Nm/° e distribuição de peso 50:50 (adaptado de Deakin, Crolla, Ramirez e Hanley, 2004).

Na figura 9 é possível observar como a transferência de carga frontal varia em função de diferentes valores de rigidez da frente para a traseira do chassis. Num chassis rígido, uma diferença de rigidez relativa de 10% irá provocar uma alteração de 10% nas características totais de transferência de carga. A relação da transferência será puramente linear para chassis com elevada rigidez. Como esta situação é pouco usual, a figura reflecte a relação para diferentes valores de rigidez relativa de chassis e demonstra como esta relação se tornará linear com o aumento da rigidez.



Figura 10 – Efeito da transferência de carga em travagem e curva (<http://www.roadfly.com/>).

Quando mais rígido for um chassis, mais previsível se tornará o veículo e mais rápido este poderá ser conduzido. Assim, na entrada de uma curva, à medida que a transferência de carga aumenta, o condutor prevê que o veículo role na mesma proporção; no entanto um automóvel sem rigidez suficiente será bastante imprevisível e conseqüentemente muito mais difícil de conduzir (Deakin, Crolla, Ramirez e Hanley, 2004). Na figura 10 é visível um veículo em travagem e curva simultânea, sendo perfeitamente perceptível o efeito de rolamento do chassis. É frequentemente citado que para ser possível ter um veículo de competição perfeitamente controlado através da afinação do seu equilíbrio, o chassis deve ter uma rigidez torsional “X vezes a rigidez da suspensão” ou “X vezes a diferença entre a rigidez da suspensão frontal e a suspensão traseira (normalmente entre 3 a 5 vezes neste tipo de chassis) (Milliken, 1997). No âmbito dos chassis da competição *Formula Student* é usual os valores de rigidez torsional situarem-se na ordem dos 1500Nm/° ou superior, para chassis tubulares (Deakin, Crolla, Ramirez e Hanley, 2004), (Broad e Terry, 2009), (Riley e George, 2002). Pelo exposto, a rigidez torsional do chassis de um veículo afecta significativamente as características de condução e por este motivo é um importantíssimo parâmetro de estudo.

No universo das equipas da competição *Formula Student* é muito comum efectuarem-se testes de validação físicos, permitindo assim comprovar os resultados obtidos na análise de elementos finitos. Por outro lado, os juizes da prova contemplam com agrado as equipas que efectuam testes experimentais, pois referem constantemente que as análises realizadas em computador devem servir de orientação durante o processo de concepção mas nunca como um dado adquirido.

A verificação mais realizada pelas equipas trata-se do teste de rigidez torsional. Esta análise é efectuada através do encastramento do chassis, seguida da aplicação de um momento torsor que irá provocar a torção do mesmo. O principal objectivo é determinar o valor de binário necessário para torcer a estrutura em função do ângulo de torção. Na figura 11 é possível idealizar de forma muito simplificada o intuito deste teste.

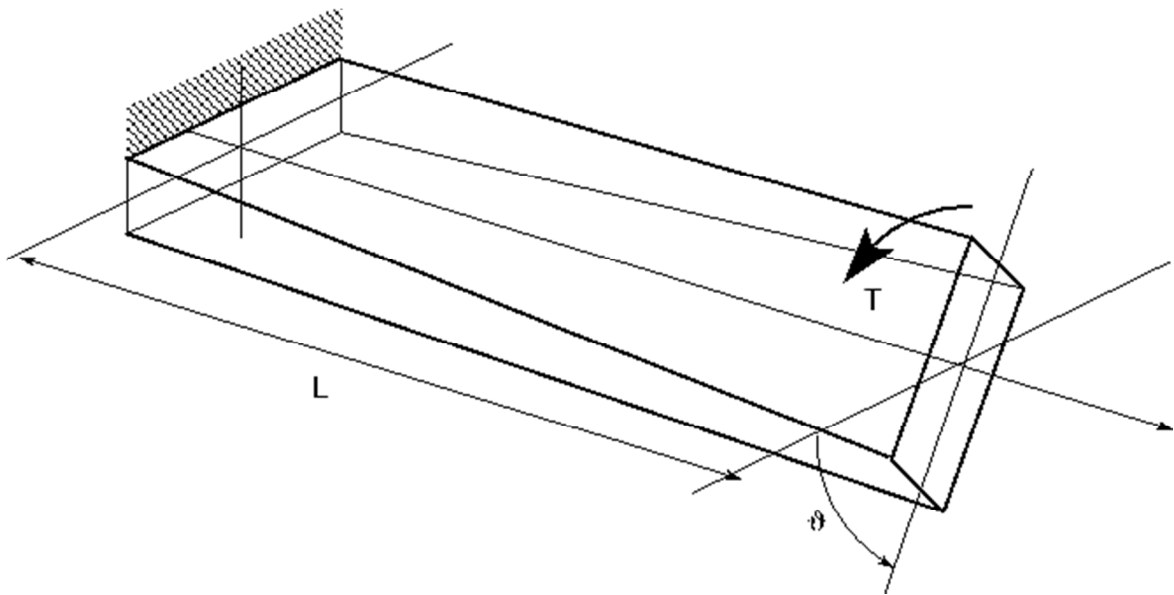


Figura 11 – Viga encastrada sujeita a um esforço de torção (<http://www.cadfamily.com>).

Existem várias possibilidades de executar os testes de rigidez torsional, com execuções simples ou mais complexas, dependendo do processo que se escolhe. O teste de rigidez torsional pode ser efectuado unicamente à estrutura do chassis, ou também com elementos da suspensão, nomeadamente triângulos, mangas de eixo e cubos, como se vai verificar nos exemplos seguintes. Neste ultimo caso, o conjunto mola/amortecedor é substituído por um elemento rígido. No entanto, em todas as configurações existe sempre a necessidade de proceder a um encastramento do chassis. Na imagem seguinte (figura 12), podemos visualizar a metodologia utilizada pela Universidade de Oklahoma, onde foi fixada a traseira do chassis e aplicada uma força vertical com auxílio de um braço. Como se pode apurar, a colocação de um comparador é fundamental para se obter a leitura do deslocamento vertical da estrutura. O cálculo da rigidez torsional é depois obtido através de cálculos que serão demonstrados no ponto 2.1.8 – Chassis: Análise Numérica.



Figura 12 – Exemplo do teste de rigidez torsional da Universidade de Oklahoma (<http://fsae.com>).

Outro exemplo semelhante pode ser analisado na figura 13, onde a caixa traseira do chassis é fixada numa prensa, e de seguida é provocado um esforço de torção na dianteira do mesmo. Estas são configurações muito simplificadas de um teste de rigidez torsional. Serão de seguida, apresentados outros tipos de execuções mais complexas para esta finalidade.



Figura 13 – Exemplo do teste de rigidez torsional da Universidade de Queensland (Baker, 2004).

Outra possível configuração consiste em fixar nos apoios da suspensão (frontal e traseira), chapas de aço, com uma furação onde irá montar um tubo. Um dos tubos será fixado, enquanto no outro será aplicada a carga que provoca a torção do chassis. Na figura 14 é possível idealizar este tipo de montagem.

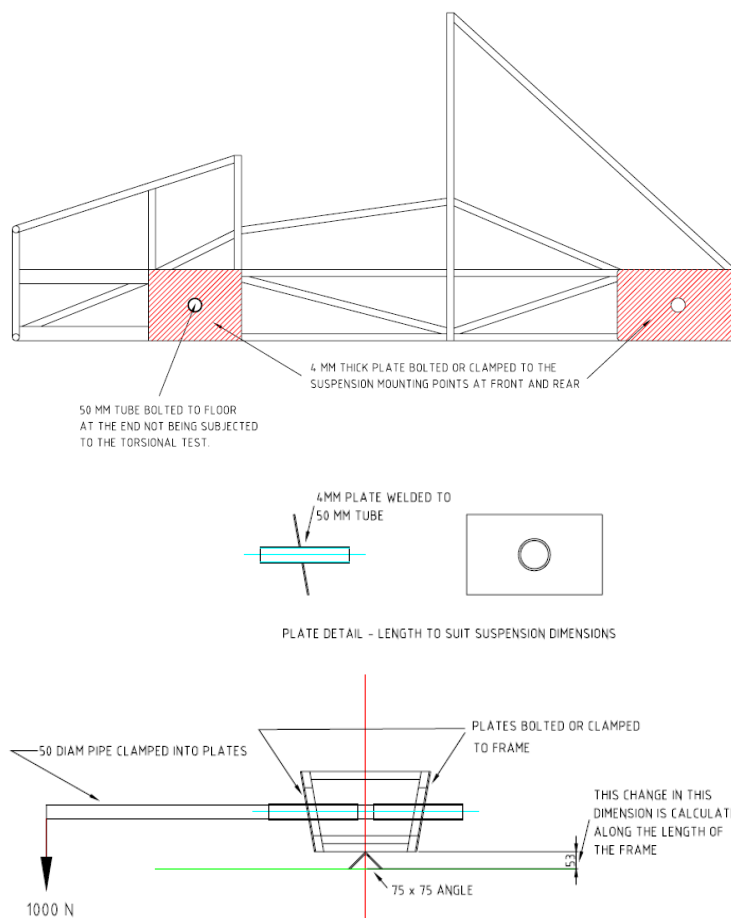


Figura 14 – Aplicação de chapas nos apoios da suspensão (O’Neill, 2005).

De seguida é aplicada uma força vertical num dos tubos, provocando a torção do chassis. Depois de registada a variação de altura entra a mesa e as laterais do chassis, determina-se a rigidez torsional. Na figura 15 podemos verificar esta situação.

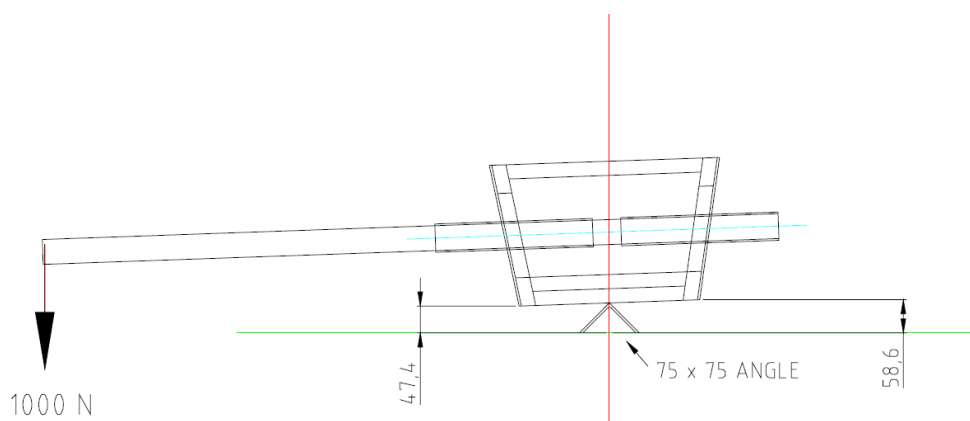


Figura 15 – Torção do chassis (O’Neill, 2005).

O exemplo apresentado na figura 16, do Rochester *Institute of Technology*, demonstra mais um teste de rigidez torsional efectuado unicamente ao chassis. Como se pode observar, são colocados comparadores em vários locais do veículo, permitindo assim analisar a variação da rigidez torsional por zonas do chassis.



Figura 16 – Teste de rigidez torsional, Rochester *Institute of Technology*

(<http://www.rit.edu/kgcoe/formula/>).

Na imagem seguinte (figura 17) é apresentado o teste de rigidez efectuado pela equipa da Universidade de Toronto, no seu chassis híbrido, analisado no ponto 2.1.3. Neste caso, o eixo traseiro é apoiado no chão, sendo aplicada uma força no cubo da roda frontal direita, provocando a torção da estrutura. Como se pode observar é colocado um comparador para avaliar a variação de altura. Neste e nos exemplos apresentados seguidamente, o teste é efectuado com os elementos da suspensão presentes no veículo.



Figura 17 – Teste de rigidez torsional, Universidade de Toronto (Lafreniere, 2007).

O método apresentado de seguida, utilizado pela universidade de Cornell, apresenta uma configuração algo diferente, onde o eixo traseiro é fixado no chão e no eixo frontal são aplicados dois macacos mecânicos, que irão avançar em sentidos opostos. É também colocada uma célula de carga, para se determinar a força aplicada em cada cubo de roda. A vantagem deste método é o facto de o chassis ser submetido a torção pura, pois é colocado um pivô central na parte da frente do chassis. Este método apresenta bons resultados, apesar de ser necessário construir uma mestra e fixar o chassis ao chão. Na figura 18, é possível observar este método. Por outro lado, também se observa que o conjunto mola/amortecedor foi substituído por um elemento rígido e foram colocados extensómetros para avaliar os esforços presentes nos triângulos da suspensão.



Figura 18 – Teste de rigidez torsional, Universidade de Cornell (Riley e George, 2002).

Esta configuração é sem dúvida a mais completa, apesar de mais complexa e dispendiosa, o que não deixa de ser um entrave para os participantes desta competição. As imagens seguintes (figuras 19, 20 e 21) apresentam diferentes tipos de chassis submetidos a teste de rigidez torsional, utilizando variantes desta solução.

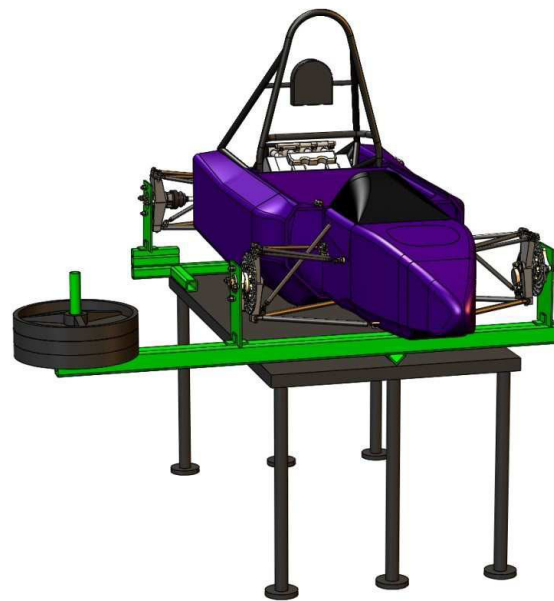


Figura 19 – Modelação de mestra para teste de rigidez torsional, Universidade de Washington  
(<http://fsae.com>).



Figura 20 – Chassis montado na mestra para teste de rigidez torsional, Universidade de Carleton  
(<http://ravensracing.com/>).

Resta ainda referir que este tipo de testes é utilizado em todos os tipos de chassis, com especial foco nos chassis de competição. A figura 21 apresenta um teste de rigidez torsional efectuado a um chassis de um veículo NASCAR.

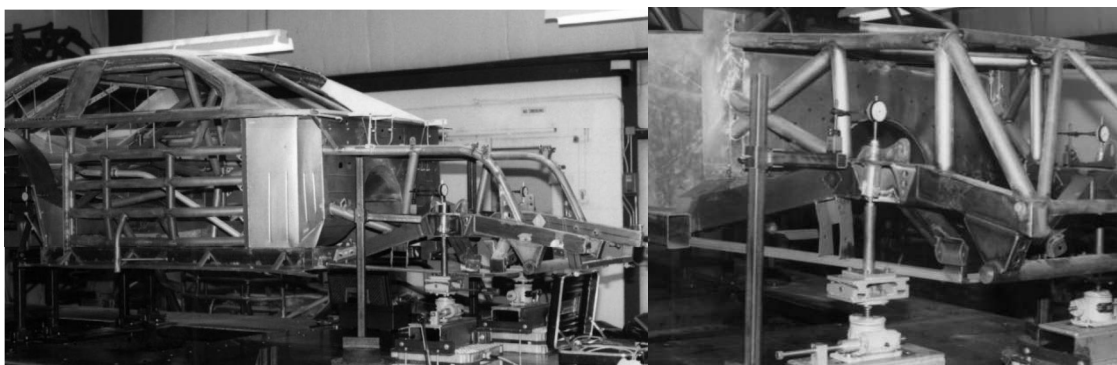


Figura 21 – Teste de rigidez torsional a chassis NASCAR (Thompson; Lampert e Law, 1998).

### **2.1.5 Condicionantes no Dimensionamento de um Chassis *Formula Student***

A competição *Formula Student* tem um exigente regulamento, no qual estabelece as regras para o desenvolvimento e construção de veículos desta competição. Neste regulamento são, também, estabelecidas normas de segurança exigentes no que se refere à segurança do piloto e demais intervenientes (figura 22). A título de exemplo enuncia-se parte do regulamento:

*“Para o propósito desta competição, os alunos devem assumir que uma empresa de fabrico, os contratou para conceber, desenvolver, fabricar e apresentar um protótipo para possível produção. O público-alvo, são os adeptos do desporto motorizado amador, de fim-de-semana. O veículo deve ainda possuir elevada performance em termos de aceleração, travagem e estabilidade em curva. O automóvel deve ser barato, de fácil manutenção e fiável. Deve acomodar pilotos em que a estatura varie entre 5% percentil feminino e 95% percentil masculino. Além disso o sucesso de vendas é reforçado por factores com a estética, o conforto e a utilização de peças standard. A empresa planeia produzir quatro (4) veículos por dia, para uma produção limitada, e o protótipo deve custar menos de 25,000\$. O desafio para a equipa será de desenvolver um protótipo que melhor abranja estes objectivos e intenções. Cada design será avaliado e comparado com os outros concorrentes, determinando assim o melhor carro da geral”* (Regulamento Formula SAE® 2009, 2008).

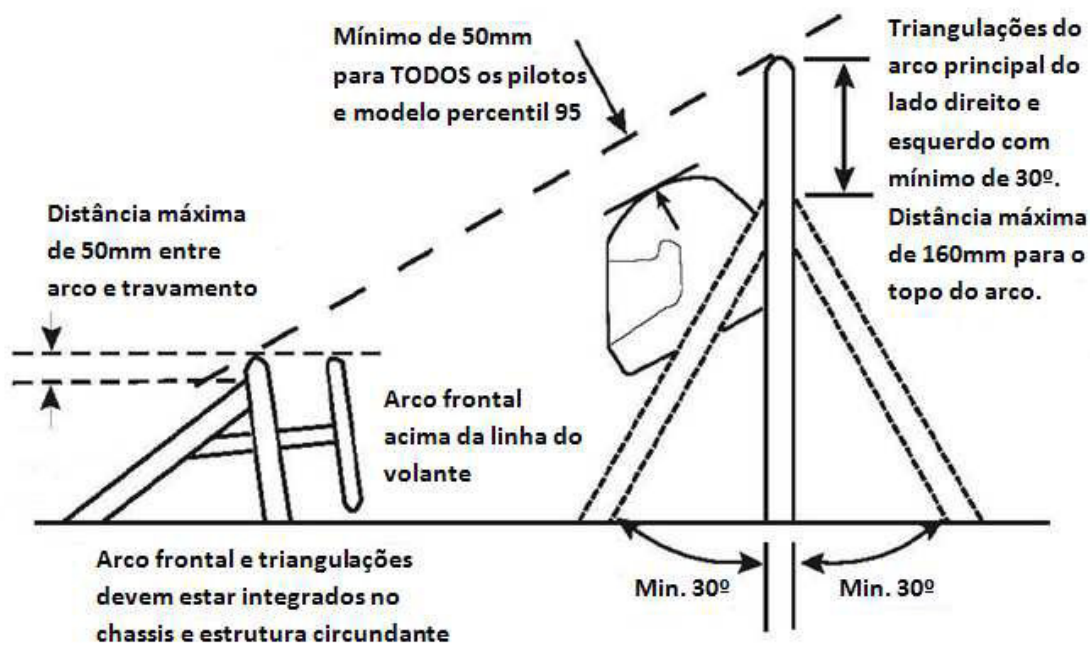


Figura 22 – Exemplo de algumas restrições de segurança na construção do *cockpit* (adaptado de regulamento Formula SAE® 2009, 2008).

Assim, além das normais variáveis de dimensionamento de chassis de competição (apresentadas posteriormente), o projecto de concepção e desenvolvimento de um chassis a participar na competição *Formula Student* deve ter em consideração as seguintes condições:

### **-Baixo Custo do Projecto de Desenvolvimento e Fabrico**

O regulamento de competição *Formula Student* estabelece que os veículos devem ter um custo máximo de 25,000 \$US. Esta imposição tem como objectivo introduzir um factor de justiça na competição, entre universidades com realidades económicas diferentes, e por outro lado, desafiar os alunos a encontrarem soluções económicas com as quais possam desenvolver veículos com um elevado grau de desempenho. Assim, no processo de concepção e desenvolvimento dos componentes a utilizar no fabrico do protótipo é importante obter custos de desenvolvimento e fabrico relativamente baixos, com elevado grau de segurança e fiabilidade. Os chassis em aço continuam a ser predominantes nesta competição devido ao seu relativo baixo custo de produção, quando comparados com os chassis monocoque fabricados em material compósito com fibras de carbono.

### **-Fácil Manutenção do Veículo *Formula Student***

O facto deste tipo de veículo se destinar ao desporto motorizado amador, significa que os seus utilizadores serão ao mesmo tempo os responsáveis pela manutenção e afinação do automóvel. Desta forma, o protótipo deve ter características de acessibilidade e facilitar a reparação e modificação de componentes, pois em condições extremas os órgãos mecânicos são susceptíveis a avarias, e o seu utilizador deve ser capaz de reparar falhas mecânicas que ocorram.

### **-Fiabilidade do Protótipo**

Uma condição base de todo e qualquer projectista é a fiabilidade do produto final. No caso de um chassis para veículo *Formula Student* a fiabilidade é requisito extremamente importante, uma vez que o protótipo será sujeito a provas dinâmicas que vão exigir dele um elevado desempenho em condições muito exigentes. Para que o veículo obtenha pontuações elevadas, deve-se terminar todas as provas dinâmicas, já que a desistência, nomeadamente na Prova de Resistência, compromete uma boa classificação.

### **-Produção de Pequenas Séries**

De acordo com o regulamento, deve-se planear a construção de quatro unidades do *Formula Student* por dia. Como se trata também de um mercado muito personalizado, pilotos de fim-de-semana, é importante utilizar processos de produção simples com mão-de-obra pouco especializada. Por outro lado, os próprios juizes valorizam a utilização de processos simples de produção dos chassis e de outros componentes, simplicidade das ferramentas a utilizar e aplicação de peças *standard*.

### **-Manutenção**

O veículo deve ser pensado para ser afinado e reparado por pessoas pouco especializadas. Assim os custos envolvidos na manutenção do veículo devem ser baixos, por forma a permitir competições amadoras de fim-de-semana.

## 2.1.6 Dimensionamento de um Veículo de Competição

No dimensionamento de um chassis de competição, o designer deve considerar todos os sistemas associados ao funcionamento do veículo automóvel, por forma a ser possível obter um chassis que permita o melhor desempenho do protótipo.

O chassis é um sistema mecânico que tem várias funções: permite a ligação rígida dos apoios da suspensão, acoplar diversos sistemas mecânicos, sistema de propulsão, sistema de transmissão e sistema eléctrico. Na tabela seguinte (tabela 1) são enumerados, de forma sucinta, os vários componentes dos sistemas mecânicos projectados/seleccionados.

Tabela 1: Dimensionamento de um veículo de competição.

Ordem de dimensionamento	Sistema/componente	Aspectos a considerar
I	Pneus/Jantes	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Pneu.</li> <li>• Jante.</li> <li>• Jante adequada a acomodar o sistema de suspensão.</li> <li>• Sistema de aperto do cubo.</li> </ul>
II	Cubos, rolamentos, mangas de eixo	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Mangas de eixo e rolamentos.</li> <li>• Dimensionamento das mangas de eixo.</li> <li>• Geometria da suspensão.</li> <li>• Forças que afectam estes componentes.</li> </ul>
III	Braços da suspensão, eixo de transmissão, apoios do diferencial	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Braços da suspensão.</li> <li>• Pontos de apoio e posição destes no chassis.</li> </ul>
IV	Amortecedores, molas, barras de torção	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Amortecedores, molas e barras de torção.</li> <li>• Ângulos ideais de funcionamento e forças envolvidas.</li> <li>• Pontos de apoio no chassis.</li> <li>• Relação mola/amortecedor para o peso do veículo.</li> </ul>
V	Direcção	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Relação de direcção.</li> <li>• Movimento da roda (toe in/out) durante o trajecto da suspensão.</li> <li>• Posição e tipo de apoios no chassis.</li> </ul>
VI	Transmissão	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Determinar o binário transmitido ao chassis.</li> <li>• Posição e apoios do diferencial.</li> <li>• Corrente, semi-eixos.</li> </ul>
VII	Motor	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Esforços transmitidos aos apoios do chassis.</li> <li>• Geometria e configuração do escape.</li> <li>• Fornecimento de ar e gasolina.</li> <li>• Sistema de refrigeração.</li> <li>• Distribuição de pesos.</li> </ul>
VIII	Depósito de combustível	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Posicionado num local seguro, baixo e isolado.</li> <li>• Posição do orifício de abastecimento.</li> <li>• Sistema de fornecimento de combustível.</li> <li>• Apoios no chassis.</li> </ul>

IX	Sistemas eléctricos	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Localização acessível à manutenção.</li> <li>• Relativamente perto do motor.</li> <li>• Utilizar o peso da bateria para melhorar o C.G..</li> </ul>
X	Frente do chassis	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Estrutura dimensionada para as solicitações provenientes dos apoios da suspensão e direcção.</li> <li>• Acomodar pedaleira e pernas do piloto.</li> <li>• Garantir segurança e ter zona de absorção de impactos.</li> </ul>
XI	Habitáculo do piloto e impacto lateral	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Muito resistente conferindo um espaço seguro ao piloto.</li> <li>• Ergonómico.</li> <li>• Pedaleira ajustável a cada piloto.</li> <li>• Livre de qualquer objecto que possa ferir o piloto.</li> </ul>
XII	Traseira do chassis	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Solicitações provenientes da suspensão e do sistema de transmissão.</li> <li>• Proteger a zona do piloto de invasões do motor no caso de embate.</li> </ul>
XIII	Carroçaria	<ul style="list-style-type: none"> <li>• O mais leve possível.</li> <li>• Boa aerodinâmica.</li> <li>• Aspecto atraente.</li> </ul>

Considerando a tabela é possível ter uma leitura da ordem considerada no dimensionamento dos vários sistemas/componentes e aspectos a observar no desenvolvimento e fabrico desses sistemas.

### **-Rigidez**

Um chassis de competição rígido é fundamental para um óptimo desempenho do veículo. Nesta estrutura são montados os órgãos da suspensão e transmissão, fundamentais à estabilidade e rapidez do automóvel. O sistema de suspensão tem como função absorver e minimizar as irregularidades do asfalto, mantendo os pneus em contacto com o piso. Assim, é necessário que o sistema de suspensão esteja acoplado rigidamente ao chassis, por forma a permitir um bom desempenho do sistema de suspensão, com um menor desgaste dos pneus do veículo. Para além da rigidez torsional, é naturalmente importante o chassis apresentar uma boa rigidez a cargas em flexão vertical, devidas às cargas dos vários componentes do veículo. É também relevante a rigidez à flexão lateral por forma a minimizar o comportamento do chassis em curva em aceleração (acelerações laterais).

Uma técnica muito utilizada no fabrico de chassis tubulares (ponto 2.1.1), é a inserção de triangulações, por forma a melhorar significativamente a rigidez (figura 23). As triangulações são introduzidas em zonas potencialmente críticas do chassis, nomeadamente: pontos de fixação do sistema de suspensão, pontos de fixação do sistema de propulsão e do sistema de transmissão.



Figura 23 – Exemplo de chassi tubular utilizando triangulações (Adams, 1993).

Este processo de construção consiste na introdução de elementos diagonais estruturais, que vão reforçar a estrutura do protótipo em desenvolvimento. Na figura seguinte (figura 24) pode observar-se um exemplo básico do reforço diagonal estrutural.

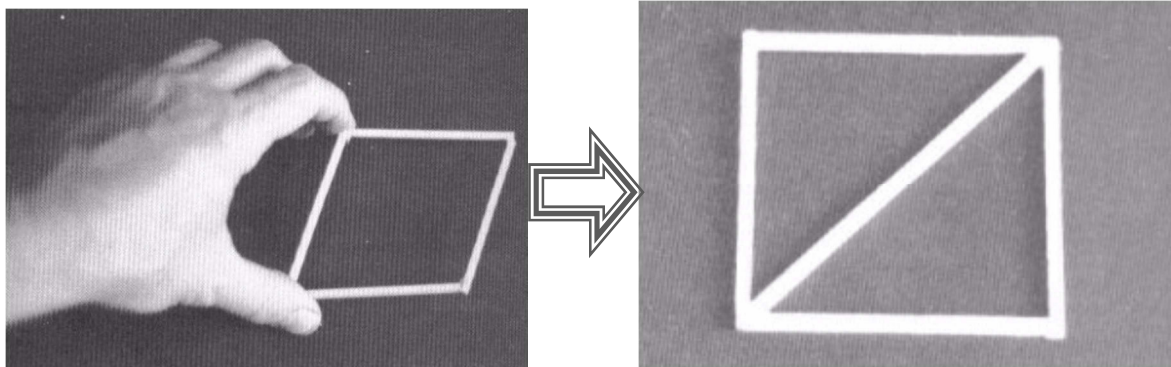


Figura 24 – Comparação da mesma estrutura utilizando o princípio da triangulação (Adams, 1993).

### **-Distribuição de Massas do Veículo**

De acordo com a segunda lei de Newton, o somatório das forças é igual ao produto da massa total pela aceleração. Assim, para as mesmas forças envolvidas, quanto menor for a massa, maior será a aceleração. Com base nesta lei, para que o automóvel possua uma elevada aceleração é necessário que tenha a menor massa possível. Por outro lado, o desempenho em curva de um veículo de competição é também função da massa, logo, quanto menor for a massa, melhor será o seu desempenho na saída de uma curva. No entanto, é necessário ter em atenção a relação entre o peso do chassi e a sua rigidez torsional, pois uma redução de peso do chassi pode significar uma diminuição de rigidez.



Figura 25 – Distribuição de peso por eixo, segundo regulamento da Formula 1 para 2012

(<http://www.formula1.com/>).

O peso do veículo deve estar perfeitamente distribuído entre o eixo frontal e o eixo traseiro. A distribuição ideal (teórica) seria de 25% do peso suportado por cada roda, apesar de que neste tipo de configuração (motor central com tracção traseira), a distribuição de pesos deve ser ligeiramente superior no eixo traseiro (na ordem de 45% - 55%), aumentando a estabilidade do veículo em aceleração, e diminuindo a transferência de carga para o eixo dianteiro numa situação de travagem.

### **-Centro de Massa**

Como se sabe, a altura do centro de massa de um veículo influencia significativamente a sua estabilidade. Consequentemente deve-se projectar um veículo com um centro de massa o mais baixo possível, por forma a minimizar os efeitos nefastos que decorrem da aceleração, travagem e comportamento em curva. A posição do centro de massa é afectada maioritariamente pelas massas devidas ao piloto e ao motor. Estes e outros elementos devem ser localizados o mais baixo possível, serem simétricos em relação ao eixo longitudinal do automóvel, por forma a otimizar o comportamento dinâmico do veículo.

### **-Segurança**

Em todos os projectos de engenharia, a segurança do utilizador é um factor primordial no desenvolvimento do projecto. Um chassis de competição deve garantir a máxima segurança do piloto, quer em termos de acidente quer em termos da protecção aos sistemas de motorização. No caso de colisão, o chassis deve ter zonas destinadas à absorção de energia, com o objectivo de aumentar o tempo da colisão e diminuição as forças G. Estas zonas são essenciais devido à elevada rigidez que o chassis deve ter, por forma a garantir um bom desempenho do veículo.

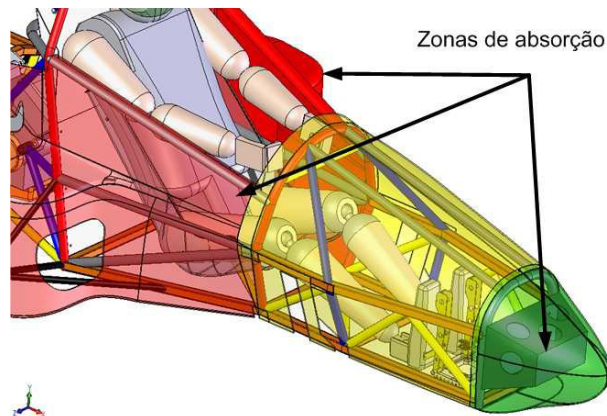


Figura 26 – Zonas de absorção de energia de impacto do FIPL001.

Num chassis monolugar de competição, o piloto encontra-se na chamada “célula de sobrevivência”, posicionado na *bucket* e seguro pelos cintos de segurança. Em torno dele, o chassis é composto por protecções laterais e frontais, de absorção de energia de impacto, como se pode observar na figura 26.

### **-Ergonomia do Veículo de Competição**

Numa situação de competição, o piloto deve estar completamente concentrado na sua função de condução. Assim, o cockpit deve ser perfeitamente ergonómico de modo a que as intenções do piloto sejam efectuadas de forma o mais confortavelmente possível e rápido. Assim, no desenvolvimento do chassis, este deve ser projectado para ter um cockpit confortável e seguro para o piloto, assim como uma boa localização dos mecanismos de comando a serem accionados pelo piloto. Por outro lado é necessário considerar o regulamento da competição *Formula Student*, onde se afirma que o cockpit deve acomodar pessoas com percentil entre o 5% feminino e o 95% masculino. Para se ter esta condição em consideração, é comum entre as equipas utilizar pedaleiras e/ou *bucket's* ajustáveis.

#### **2.1.7 Chassis: Cargas Aplicadas**

No projecto de um chassis é importante compreender quais as cargas básicas que a estrutura deve suportar. Estas devem ser eficientemente transferidas ao longo da estrutura sem que possam ocorrer falhas mecânicas. Os quatro tipos fundamentais de deformação que se podem verificar nestas estruturas, são de torção longitudinal, flexão vertical, flexão

lateral e distorção horizontal (Heisler, 1989; Broad e Gilbert, 2009).

A torção longitudinal (figura 27) resulta de cargas aplicadas em uma ou mais extremidades opostas do veículo.

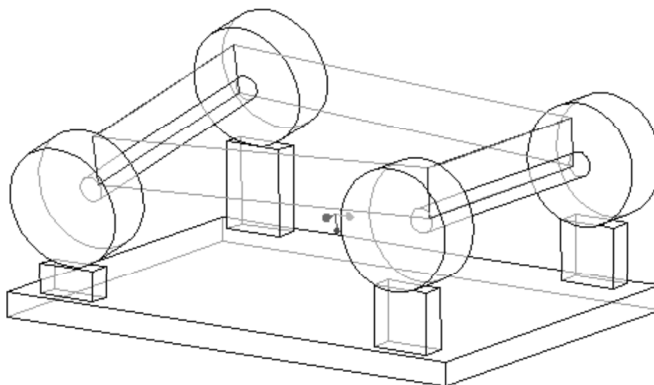


Figura 27 – Modelo da deformação provocada por torção longitudinal (Riley e George, 2002).

O modelo mais simples que pode servir de exemplo está representado na figura 27, onde uma roda passa sobre um ressalto e as restantes três rodas permanecem na sua posição original. A carga originada pelo movimento ascendente de uma roda vai traduzir-se na aplicação de um momento à estrutura do chassi. A rigidez torsional da estrutura pode ser definida como a resistência do chassi à deformação torsional e é expressa em  $Nm/p$ . A rigidez torsional pode ser considerada como um factor determinante na performance do chassi de um veículo *Formula Student*.

Os esforços de flexão vertical resultam do peso do piloto, do peso do motor e pesos dos vários componentes mecânicos que provocam a flexão da estrutura do veículo. As reacções resultantes são aplicadas nos eixos (frontal e traseiro). Por outro lado, consequências das acelerações, estas podem aumentar significativamente em função da dinâmica do veículo. As acelerações verticais dos componentes do veículo tendem a alongar os membros inferiores da estrutura, em tracção, enquanto os membros superiores são sujeitos a esforços de compressão. Na figura 28 está representado este tipo de deformações.

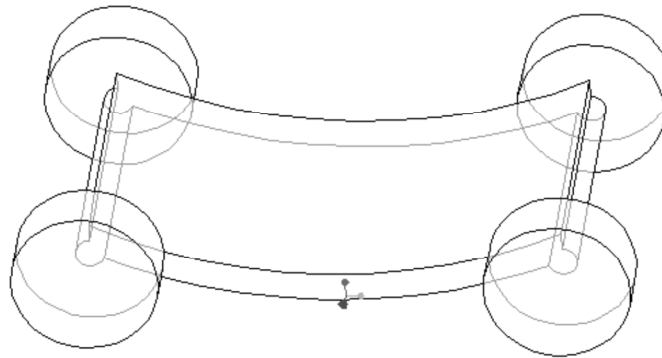


Figura 28 – Modelo da deformação provocada pela flexão vertical (Riley e George, 2002).

As cargas de flexão lateral (figura 29) resultam das forças centrífugas que imprimem solicitações ao veículo em curva a alta velocidade. A magnitude destas forças depende da velocidade do veículo, raio de curvatura e do próprio relevê da curva. Estes esforços actuam ao longo do comprimento do veículo, ampliando-se em carros mais longos.

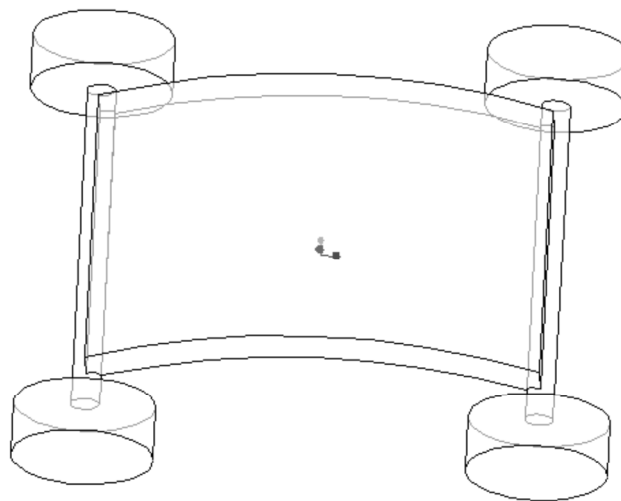


Figura 29 – Modelo da deformação provocada pela flexão lateral (Riley e George, 2002).

A distorção horizontal resulta da diferença entre forças horizontais aplicadas a rodas opostas. Em determinadas situações dinâmicas, um lado do veículo pode ter mais aderência que o outro. Por exemplo, numa situação de travagem forte, uma roda bloqueia e entra em escorregamento enquanto a outra continua a rodar. Nesta circunstância geram-se forças horizontais distintas entre o lado direito e esquerdo do veículo, provocando a distorção do chassis de uma forma rectangular para uma espécie de paralelogramo, representado na

figura 30. Comparativamente aos tipos de deformações apresentadas anteriormente, esta é a de menor importância.

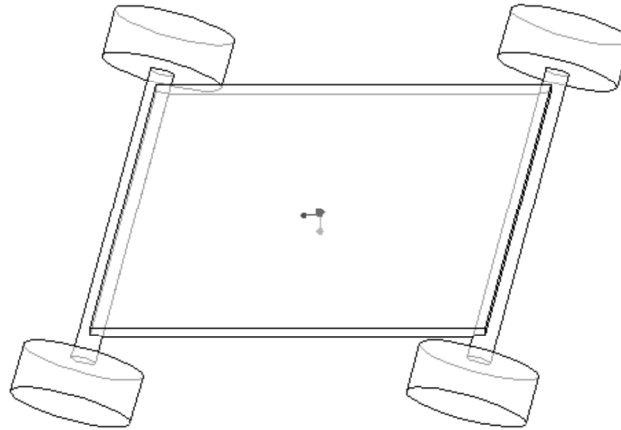


Figura 30 – Modelo da deformação provocada pela distorção horizontal (Riley e George, 2002).

Assim, no projecto de concepção e desenvolvimento de um chassi, devem ser consideradas todas as cargas que o chassi poderá ter que suportar durante as provas, de modo a serem consideradas opções de construção adequadas aos esforços aplicados. Como foi já analisado, as cargas aplicadas ao chassi podem dividir-se em cargas estáticas e cargas dinâmicas. As cargas estáticas são determinadas pelo peso do veículo e dos seus vários componentes mecânicos, enquanto as cargas dinâmicas são provocadas pela inércia e peso dos componentes mecânicos, quando o veículo se encontra em movimento. Com o veículo em movimento, o chassi é sujeito a cargas dinâmicas combinadas alternadas, transmitidas pelo sistema de travagem, sistema de direcção, motorização e sistema de transmissão. Estas cargas podem resumir-se a aceleração, travagem e curva, sendo as travagens em apoio (travagem e curva simultânea) a condição extrema para o chassi.



Figura 31 – Apoios da suspensão frontal direita suportam, neste caso, grande parte das cargas.

Neste caso, uma elevada percentagem do peso do veículo é transmitido para a roda exterior (à curva) do eixo frontal, como se pode observar na figura 31. O chassis deve ser projectado tendo em conta os valores das reacções nesta situação crítica. No entanto é importante referir que as reacções de maior valor se verificam nos apoios da suspensão, uma vez que estes suportam as massas suspensas do veículo. Assim sendo, é necessário determinar as reacções nas rodas para as diferentes situações dinâmicas, transpondo de seguida as reacções para os apoios da suspensão. De seguida é demonstrado com é efectuado o cálculo analítico das reacções estáticas e dinâmicas.

### **-Cargas Estáticas**

As cargas estáticas referem-se aos carregamentos a que o veículo está sujeito quando se encontra imóvel. Estas forças limitam-se ao peso de todo o veículo distribuídas pelos dois eixos, representadas na figura 32. As equações de equilíbrio estático podem ser determinadas a partir do peso total do veículo, a distância entre eixos e a altura do centro de massa. A partir destas equações é possível determinar a distribuição de peso do veículo por cada eixo, apresentadas nas equações 3 e 4.

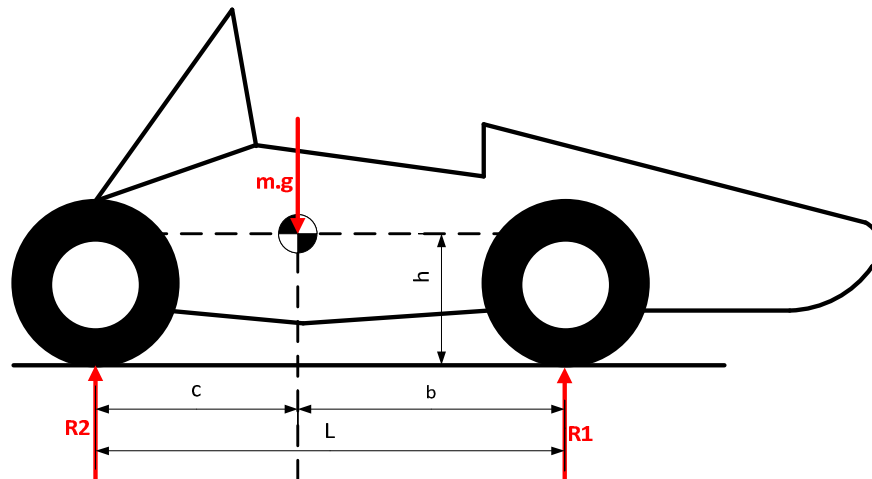


Figura 32 – Diagrama de corpo livre das cargas estáticas.

$$\begin{cases} \sum M_{R2} = 0 \\ \sum M_{R1} = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} R_1 = \frac{m \times g \times c}{L} \\ R_2 = \frac{m \times g \times b}{L} \end{cases}$$

(1 e 2)

$$\begin{cases} \% \text{ peso}_{\text{ frente}} = \frac{m}{R_1} \\ \% \text{ peso}_{\text{ traseira}} = \frac{m}{R_2} \end{cases}$$

(3 e 4)

### -Cargas Dinâmicas

As cargas dinâmicas referem-se aos carregamentos a que o veículo é sujeito em situações dinâmicas, ou seja, quando existem acelerações ou desacelerações. Na figura 33 é possível visualizar o diagrama de corpo livre de cargas dinâmicas numa situação de desaceleração. Através das equações de equilíbrio estático é possível calcular a transferência de carga entre os eixos do veículo (equações 5 e 6).

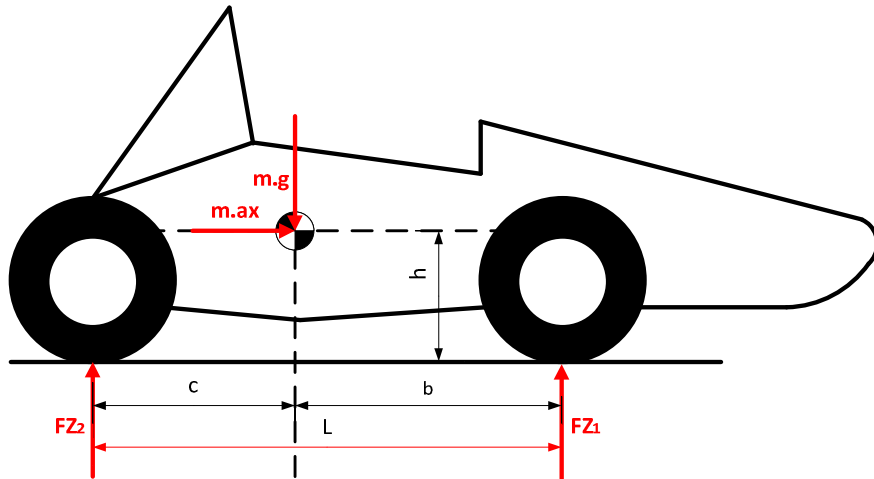


Figura 33 – Diagrama de corpo livre numa travagem.

$$\begin{cases} \sum M_{Fz2} = 0 \\ \sum M_{Fz1} = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} F_{z1} = \frac{m \times g \times c}{L} + \frac{m \times ax \times h}{L} \\ F_{z2} = \frac{m \times g \times b}{L} - \frac{m \times ax \times h}{L} \end{cases}$$

(5 e 6)

### -Cargas Devidas às Desacelerações

A desaceleração proveniente de uma travagem origina cargas de maior intensidade, uma vez que é nesta situação em que o veículo atinge uma maior alteração da sua aceleração. Neste estado (figura 34) interessa calcular a transferência de peso no eixo frontal, pois os apoios frontais da suspensão serão os mais solicitados (equações 7 e 8).

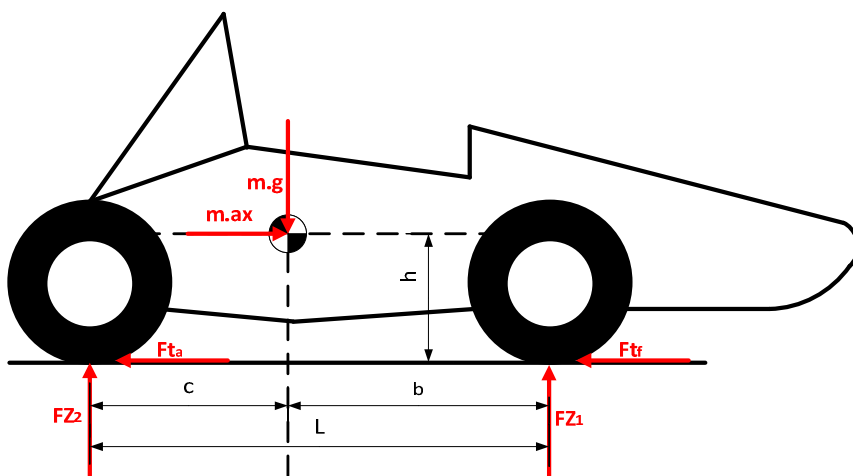


Figura 34 – Diagrama de corpo livre numa situação de travagem.

$$\begin{cases} \sum M_{FZ2} = 0 \\ \sum M_{FZ1} = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} F_{Z1} = \frac{m \times g \times c}{L} + \frac{m \times at \times h}{L} \\ F_{Z2} = \frac{m \times g \times b}{L} - \frac{m \times at \times h}{L} \end{cases}$$

(7 e 8)

Através das equações de equilíbrio estático e da equação 9, pode-se determinar as forças de travagem nas rodas.

$$F_{t_i} = \frac{F_{z_i}}{2} \times \mu$$

(9)

### **-Cargas Devidas a Acelerações**

A partir do pressuposto de que as cargas originadas pela aceleração do veículo são sempre inferiores às cargas originadas pela travagem, a determinação destas pode ser efectuada com base num diagrama de corpo livre semelhante ao da figura 34, em que apenas se altera o sentido e a intensidade da força aplicada no centro de massa.

Nestas condições, é importante conhecer o binário máximo do motor, uma vez que será esta a carga transmitida às rodas, e conseqüentemente ao chassis e apoios da suspensão do veículo.

### **-Cargas Radiais Originadas em Curva**

Quando um veículo é obrigado a curvar, no decorrer do seu movimento, a inércia da viatura e dos seus componentes tende a continuar numa trajectória rectilínea, impulsionando o automóvel para o exterior da curva. Esta condição origina cargas radiais aplicadas nos apoios do chassis (figura 35), que podem ser obtidas através das reacções nas rodas e a partir da força centrífuga.

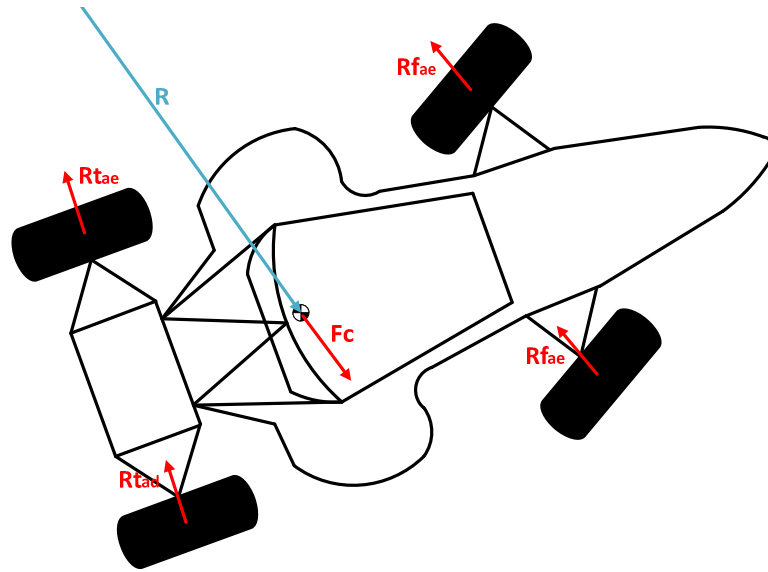


Figura 35 – Representação da força centrífuga e reações nas rodas do veículo durante a trajetória de uma curva.

A força centrífuga é aplicada no centro de massa, figura 35, e pode ser calculada através da equação 10, apresentada abaixo:

$$F_c = \frac{1}{127} \times G \times \frac{v^2}{R} \tag{10}$$

A força centrífuga é transmitida aos eixos, sendo a sua distribuição função da distância dos eixos ao centro de massa.

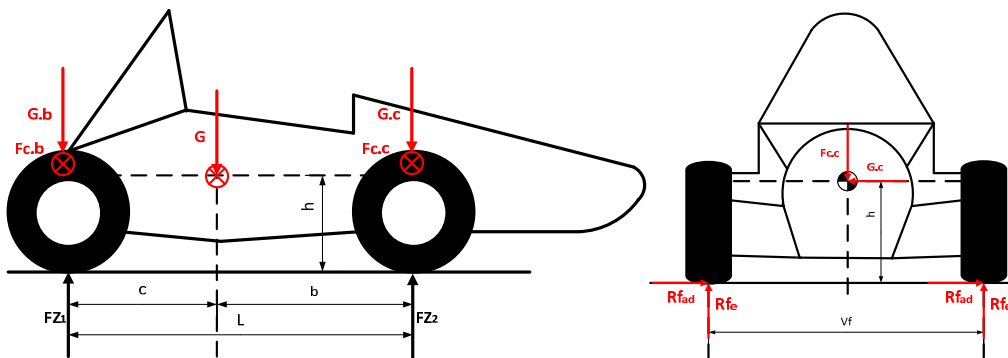


Figura 36 – Representação das forças e reações numa curva à esquerda.

Na figura 36 pode observar-se de que modo os vários parâmetros geométricos, as massas

suspensas e a força centrífuga podem influenciar a distribuição de carga lateral em situação de trajectória em curva. As forças a considerar nas rodas frontais podem ser calculadas através das equações de equilíbrio:

$$\left\{ \begin{array}{l} Rf_d = \left( \frac{G \times c}{2} \right) + \left[ (G \times c) \times \frac{h \times Fc}{Vfr \times G} \right] \\ Rf_e = \left( \frac{G \times c}{2} \right) - \left[ (G \times c) \times \frac{h \times Fc}{Vfr \times G} \right] \\ Rf_{ae} + Rf_{ad} = c \times Fc \end{array} \right.$$

(11, 12 e 13)

Se as condições de atrito assumidas forem as mesmas para as rodas interiores e exteriores as forças axiais das rodas da frente serão:

$$\left\{ \begin{array}{l} Rf_{ad} = \frac{Fc}{G} \times \left[ \left( \frac{G \times c}{2} \right) + \left[ (G \times c) \times \frac{h \times Fc}{Vfr \times G} \right] \right] \\ Rf_{ae} = \frac{Fc}{G} \times \left[ \left( \frac{G \times c}{2} \right) - \left[ (G \times c) \times \frac{h \times Fc}{Vfr \times G} \right] \right] \end{array} \right.$$

(14 e 15)

Para a determinação das reacções nas rodas traseiras, deve ser utilizado o mesmo procedimento.

### **-Cargas Radiais Originadas em Curva com Travagem**

Esta situação é a conjugação simultânea da uma travagem com uma curva, onde são sobrepostas as forças de travagem com as reacções provenientes da força centrífuga (figura 37). Nesta situação, as cargas aplicadas ao chassis podem ser calculadas através da associação das equações apresentadas anteriormente.

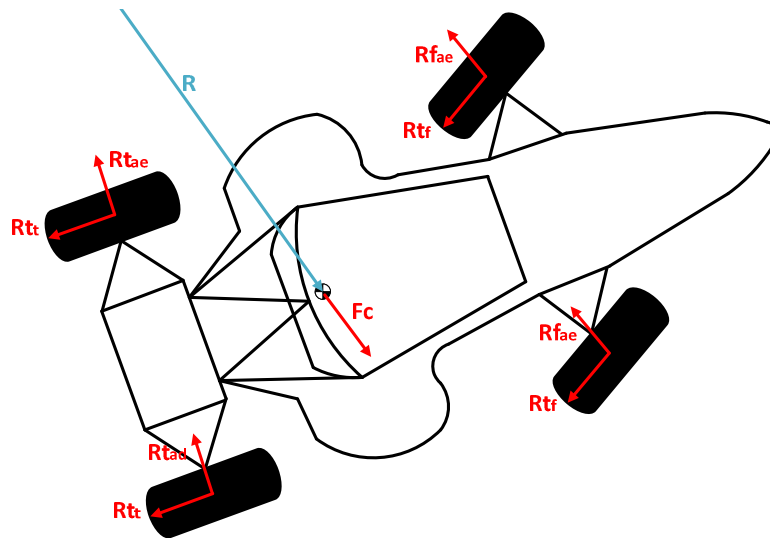


Figura 37 – Diagrama de forças numa travagem em curva.

Como já foi referido, esta é a situação extrema para o chassis, pelo que será para estas condições que se irá proceder ao cálculo das reacções nos apoios do chassis. Na tabela 2 é possível visualizar os dados de entrada necessários para efectuar o cálculo das forças transmitidas às rodas do veículo.

Tabela 2: Valores de entrada para o cálculo das reacções.

DADOS	VALORES	S.I.
<b>m</b> - Peso total do veículo com piloto de 68 kg	<b>308</b>	<b>kg</b>
<b>g</b> - Gravidade	<b>9,81</b>	<b>m.s-2</b>
<b>L</b> - Entre-eixo	<b>1,6</b>	<b>m</b>
<b>h</b> - Altura ao centro de gravidade do veículo	<b>0,31</b>	<b>m</b>
<b>b</b> - Distância do c.g. ao eixo dianteiro	<b>0,88</b>	<b>m</b>
<b>c</b> - Distância do c.g. ao eixo traseiro	<b>0,72</b>	<b>m</b>
<b>Kd</b> - Factor dinâmico	<b>1,5</b>	
<b>G</b> - Total massas suspensas	<b>276</b>	<b>Kg</b>
<b>Vfr</b> - Via da frente	<b>1,198</b>	<b>m</b>
<b>Vt</b> - Via de trás	<b>1,147</b>	<b>m</b>
<b>ax</b> - Aceleração de travagem	<b>19,62</b>	<b>m2/s</b>
<b>u est</b> - Coeficiente de atrito da estrada	<b>0,9</b>	
<b>R</b> - Raio de viragem do veículo	<b>2,58</b>	<b>m</b>

$\Delta$ - Angulo de viragem das rodas	<b>41,250</b>	<b>°</b>
$v$ - Velocidade media do veículo	<b>55,000</b>	<b>km/h</b>

Começamos então por substituir estes valores nas equações 1 e 2, onde obteremos o valor das reacções por eixo:

$$\begin{cases} \sum M_{R_2} = 0 \\ \sum M_{R_1} = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} R_1 = \frac{m \times g \times c}{L} \\ R_2 = \frac{m \times g \times b}{L} \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} R_1 = 1359,7N \\ R_2 = 1661,8N \end{cases}$$

(16 e 17)

Para ser possível efectuar os cálculos dos esforços inerentes à situação de travagem foi considerada uma desaceleração de 2G, valor aconselhado pelos juizes da *Formula Student*. Substituindo estes valores nas equações 7 e 8, tem-se:

$$\begin{cases} \sum M_{FZ_2} = 0 \\ \sum M_{FZ_1} = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} F_{Z_1} = \frac{m \times g \times c}{L} + \frac{m \times at \times h}{L} \\ F_{Z_2} = \frac{m \times g \times b}{L} - \frac{m \times at \times h}{L} \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} F_{Z_1} = 2530,5N \\ F_{Z_2} = 491N \end{cases}$$

(18 e 19)

A distribuição de peso nos eixos é determinada através dos valores obtidos nas equações 18 e 19, substituindo-os nas equações 3 e 4, onde se obtém a percentagem de peso em cada eixo. Neste caso, o veículo tem 55% do peso no eixo traseiro e os restantes 45% no eixo frontal, valores obtidos a partir das equações 20 e 21.

$$\begin{cases} \% \text{ peso}_{\text{ frente}} = \frac{m}{R_1} \\ \% \text{ peso}_{\text{ traseira}} = \frac{m}{R_2} \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} \% \text{ peso}_{\text{ frente}} = 45\% \\ \% \text{ peso}_{\text{ traseira}} = 55\% \end{cases}$$

(20 e 21)

A partir dos valores das reacções no eixo dianteiro ( $F_{Z1}=2530,5\text{N}$ ) e do eixo traseiro ( $F_{Z2}=491\text{N}$ ), assim como do coeficiente de atrito da roda/asfalto ( $\mu_{est}=0,9$ ), é possível determinar as forças nas rodas, partindo da equação 9:

$$F = R \times \mu \Leftrightarrow F_{t_i} = \frac{F_{z_i}}{2} \times \mu \Leftrightarrow \begin{cases} F_{tf} = \frac{F_{Z1}}{2} \times \mu_{est} \\ F_{ta} = \frac{F_{Z2}}{2} \times \mu_{est} \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} F_{tf} = 1138,7\text{N} \\ F_{ta} = 220,9\text{N} \end{cases}$$

(22 e 23)

Assim, nas rodas frontais tem-se uma força de travagem de 1138,7N e nas rodas traseiras uma força de travagem de 220,9N.

Para o cálculo das forças em situação de trajectória em curva é necessário considerar o raio de curvatura e a velocidade com que o veículo a efectua. O raio de curvatura do veículo (R) é obtido através do ângulo máximo de viragem das rodas, que é de 2580mm. A velocidade de curvatura admitida é de 55 Km/h, sendo esta a média de velocidade atingida durante as provas dinâmicas da competição. Substituindo os valores na equação 10, obtém-se o valor da força centrífuga:

$$F_c = \frac{1}{127} \times G \times \frac{v^2}{R} \Leftrightarrow F_c = 1966,1\text{N}$$

(24)

Depois de calculada a força centrífuga, é necessário distribuí-la pelos eixos (frontal e traseiro), assim como pelas rodas (interior e exterior). Para isso utiliza-se as equações 11, 12, 13, 14 e 15, de onde obteremos as reacções longitudinais e reacções axiais.

Reacções longitudinais das rodas frontais:

$$\left\{ \begin{array}{l} Rf_d = \left( \frac{G \times c}{2} \right) + \left[ (G \times c) \times \frac{h \times Fc}{Vfr \times G} \right] \\ Rf_e = \left( \frac{G \times c}{2} \right) - \left[ (G \times c) \times \frac{h \times Fc}{Vfr \times G} \right] \\ Rf_{ae} + Rf_{ad} = c \times Fc \end{array} \right. \Leftrightarrow \left\{ \begin{array}{l} Rf_d = 1360N \\ Rf_e = 627,3N \end{array} \right.$$

(25, 26 e 27)

Reacções axiais das rodas frontais:

$$\left\{ \begin{array}{l} Rf_{ad} = \frac{Fc}{G} \times \left[ \left( \frac{G \times c}{2} \right) + \left[ (G \times c) \times \frac{h \times Fc}{Vfr \times G} \right] \right] \\ Rf_{ae} = \frac{Fc}{G} \times \left[ \left( \frac{G \times c}{2} \right) - \left[ (G \times c) \times \frac{h \times Fc}{Vfr \times G} \right] \right] \end{array} \right. \Leftrightarrow \left\{ \begin{array}{l} Rf_{ad} = 968,7N \\ Rf_{ae} = 446,8N \end{array} \right.$$

(28 e 29)

No cálculo das reacções das rodas traseiras, existe apenas a necessidade de alterar o factor  $c$  (distância do c.g. ao eixo traseiro), substituindo-o pelo factor  $b$  (distância do c.g. ao eixo dianteiro) e o valor de  $Vfr$  (via frontal) por  $Vt$  (via traseira). As reacções longitudinais traseiras são dadas pelas equações 30 e 31 e as reacções axiais pelas equações 33 e 34:

$$\left\{ \begin{array}{l} Rt_d = \left( \frac{G \times b}{2} \right) + \left[ (G \times b) \times \frac{h \times Fc}{Vt \times G} \right] \\ Rt_e = \left( \frac{G \times b}{2} \right) - \left[ (G \times b) \times \frac{h \times Fc}{Vt \times G} \right] \\ Rt_{ae} + Rt_{ad} = b \times Fc \end{array} \right. \Leftrightarrow \left\{ \begin{array}{l} Rt_d = 1682N \\ Rt_e = 746,8N \end{array} \right.$$

(30, 31 e 32)

Reacções axiais das rodas traseiras:

$$\begin{cases} R_{t_{ad}} = \frac{Fc}{G} \times \left[ \left( \frac{G \times b}{2} \right) + \left[ (G \times b) \times \frac{h \times Fc}{Vt \times G} \right] \right] \\ R_{t_{ae}} = \frac{Fc}{G} \times \left[ \left( \frac{G \times b}{2} \right) - \left[ (G \times b) \times \frac{h \times Fc}{Vt \times G} \right] \right] \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} R_{t_{ad}} = 1198,2N \\ R_{t_{ae}} = 532N \end{cases}$$

(33 e 34)

Na figura 37 estão representadas todas as reacções obtidas. Em seguida é apresentada uma tabela (tabela 3) com os valores das forças calculadas.

Tabela 3: Valores das reacções nas rodas do veículo.

Reacções nas rodas da frente em curva		
Rfd - Reacção na roda direita	1360	N
Rfe - Reacção na roda esquerda	627,3	N
Rfad - Reacção axial na roda direita	968,7	N
Rfae - Reacção axial na roda esquerda	446,8	N
Reacções nas rodas da trás em curva		
Rtd - Reacção na roda direita	1682	N
Rte - Reacção na roda esquerda	746,8	N
Rtad - Reacção axial na roda direita	1198,2	N
Rtae - Reacção axial na roda esquerda	532	N
Forças de travagem nas rodas		
Ftf - Força de travagem nas rodas dianteiras	1138,7	N
Ftr - Força de travagem nas rodas traseiras	220,9	N
Resultante		
Rf – Resultante das forças nas rodas dianteiras	1494,9	N
Rt – Resultante das forças nas rodas traseiras	1218,4	N

A partir da tabela 3, observar-se que o valor da força de travagem é mais elevado no eixo frontal, consequência da transferência de peso do eixo traseiro para o eixo dianteiro no instante da travagem. No caso das forças devidas às reacções dos pneus com o veículo com trajectória em curva, pode-se observar que o eixo traseiro é o mais solicitado, com um aumento significativo do valor das forças no caso das rodas exteriores à curva, tanto para o eixo frontal como para o eixo traseiro. No entanto, para a resultante das forças que advêm da trajectória em curva e travagem, os valores mais elevados são no eixo frontal, de acordo com a análise efectuada.

### 2.1.8 Chassis: Análise Numérica

Para poder determinar as características do chassis numa fase de projecto, é possível construir um modelo de elementos finitos, onde se calcula a resistência e rigidez da estrutura. Na figura 38 encontra-se um *render* em *Solid Works* do chassis do Formula IPLeiria 001.

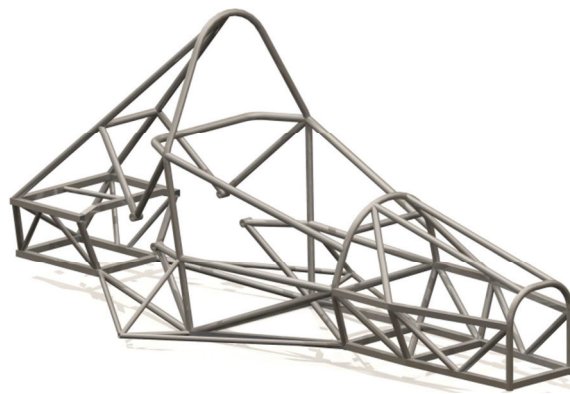


Figura 38 – *Render* do chassis do Formula IPLeiria.

O processo de criação do modelo de elementos finitos é algo complexo, pois existe um conjunto de soluções para representar a estrutura e cada escolha que o projectista executa pode afectar os resultados. O número, orientação e dimensão dos elementos assim como as condições limite são cruciais para que se obtenha resultados minimamente credíveis da rigidez do chassis. Convencionalmente o chassis é analisado em nós e elementos, em que cada tubo da estrutura é representado por um elemento, e cada união de dois ou mais tubos é representada por um nó.

Como se demonstrou no ponto 2.1.7 – Cargas Aplicadas ao Chassis, a situação extrema num chassis de competição, são as travagens em apoio, onde uma elevada percentagem do peso do veículo é transmitido para a roda exterior (à curva) do eixo frontal. Nestas condições, os esforços aplicados nos apoios da suspensão, e conseqüentemente no chassis, provocam ligeiras deformações da estrutura do chassis. A importância destas análises num processo de concepção e desenvolvimento do veículo é elevada, pois permite aos projectistas avaliar a deflexão da estrutura assim como a própria rigidez torsional, possibilitando a alteração e optimização do produto.

Durante o processo de concepção e desenvolvimento do chassis do veículo Formula IPLeiria 001 para participação na *Formula Student UK*, em 2007, a análise *FEA* foi realizada com recurso ao *software* de elementos finitos *Ansys 9*. O procedimento iniciou-se através da determinação das reacções nos apoios da suspensão. Para isso, os resultados obtidos na determinação das cargas dinâmicas foram aplicados no centro da manga de eixo, possibilitando o cálculo do valor das reacções nos apoios da suspensão. A figura 39 demonstra o diagrama de corpo livre utilizado no *software*.

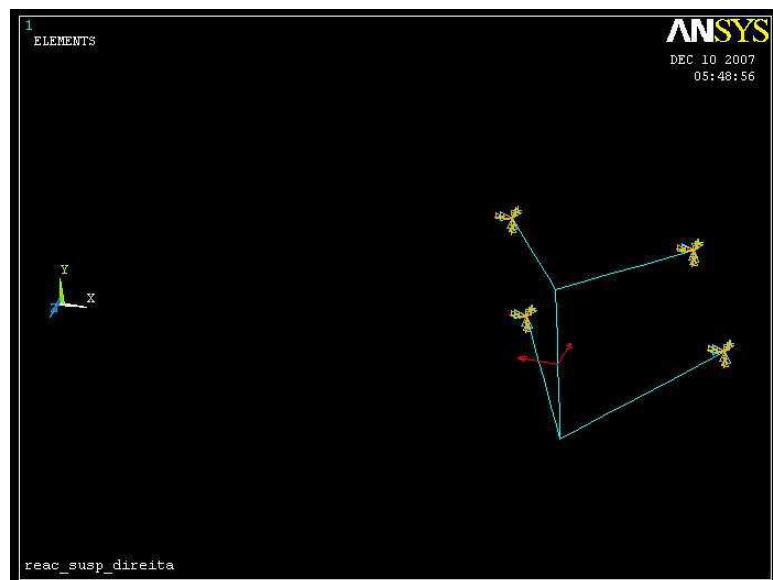


Figura 39 – Diagrama de corpo livre do conjunto de suspensão.

Utilizou-se uma simplificação dos elementos da suspensão, ou seja, a manga de eixo foi substituída por um elemento rígido e os triângulos da suspensão por linhas (figura 40). Por outro lado, foi desprezado o tirante do conjunto mola/amortecedor, elemento que tem a

função de transmitir as forças a este conjunto. As forças com esta orientação (eixo yy) não foram consideradas, pois são dissipadas pelo sistema mola/amortecedor. Desta análise obteve-se os resultados apresentados na tabela 4.

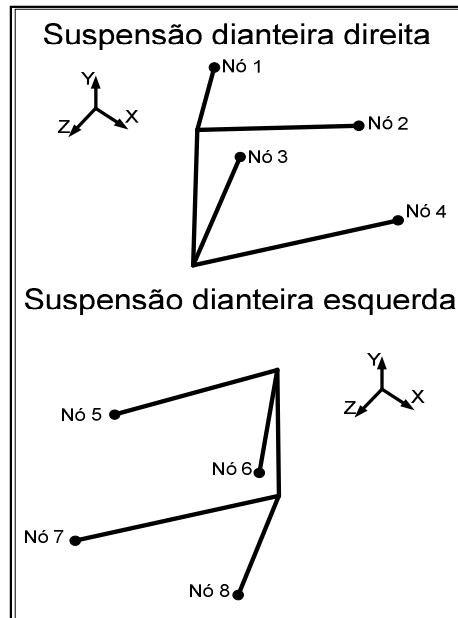


Figura 40 – Identificação dos nós analisados.

Tabela 4: Reacções nos apoios da suspensão frontal.

Nº nó	FX [N]	FZ [N]
1	451,55	709,41
2	147,41	-202,42
3	384,76	769,61
4	154,98	-307,91
5	225,83	-344,31
6	367,21	577,92
7	219,49	-436,02
8	326,17	649,22

Determinadas as reacções presentes nos apoios do chassis, procedeu-se então à análise do chassis. Para isso, os valores obtidos na análise anterior, foram aplicados nos pontos de apoio correspondentes da suspensão frontal, criando-se restrições nos apoios traseiros da suspensão, ou seja, considerando-se que estes apoios estavam encastrados. Para além disso, esta análise foi realizada com uma estrutura que simula o motor montado no chassis. O

motor é considerado um elemento infinitamente rígido, ligando todos os pontos de apoio do chassis, facto que se verifica na realidade, uma vez que é o motor que confere rigidez estrutural à caixa traseira do chassis. A figura seguinte (figura 41) demonstra o diagrama de corpo livre utilizado nesta análise.

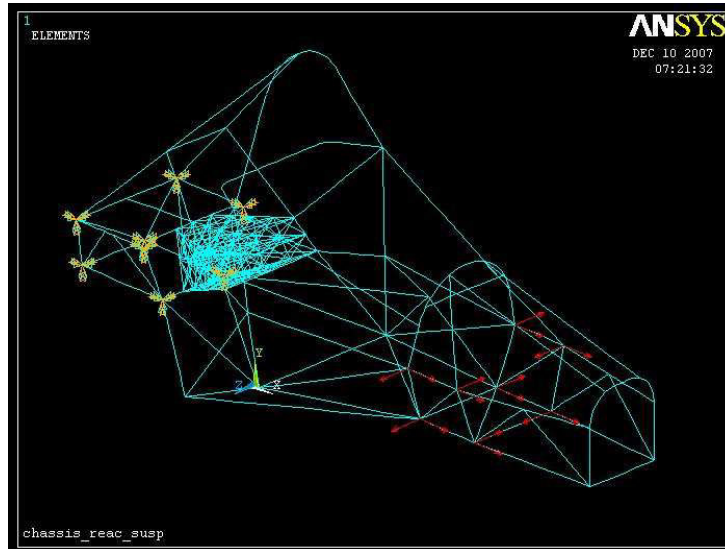


Figura 41 – Diagrama de corpo livre do chassis.

Depois de processado o diagrama de corpo livre, foi possível obter os resultados da análise de elementos finitos do chassis.

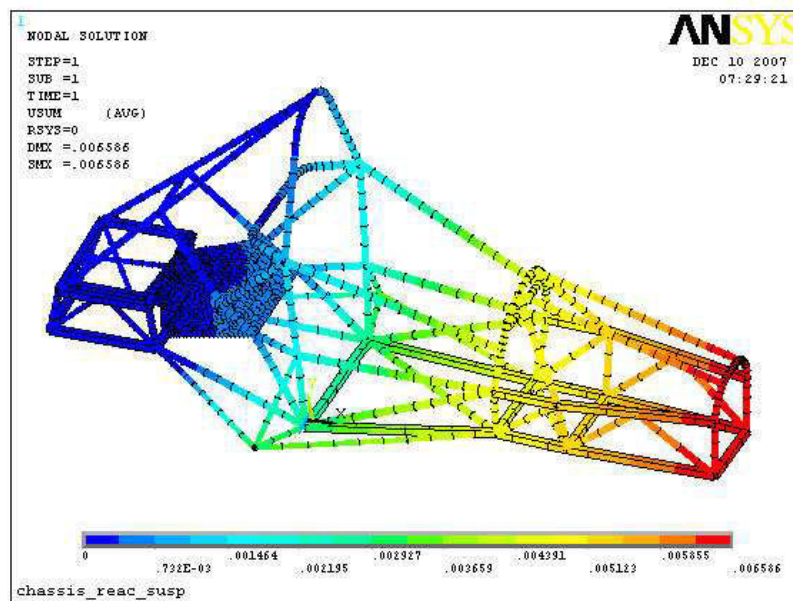


Figura 42 – Deformação do chassis em curva e travagem simultânea.

Para as condições da tabela 4, obteve-se um deslocamento máximo do chassis de 6,5mm no arco frontal do chassis, enquanto a traseira do chassis permaneceu praticamente estática, com valores muito reduzidos. Estes resultados são coerentes, tendo em consideração o valor dos esforços aplicados assim como a dimensão da estrutura. Por outro lado, a deformação máxima ocorre no arco frontal, e não no local onde os apoios estão aplicados, como se pode visualizar no diagrama ilustrativo presente na figura 42. Para uma melhor compreensão do comportamento da estrutura sob estas condições, analisemos o diagrama ilustrativo da tensão equivalente de *Von-Mises* a estas solicitações, presente na figura 43. Como se verifica, existe uma tensão equivalente de *Von-Mises* de 214Mpa. Esta tensão máxima ocorre nos apoios do motor, local com vários acidentes geométricos e “arestas vivas”, o que provoca um fenómeno de tensões singulares, pelo que foi considerado o valor médio da tensão equivalente de *Von-Mises* de aproximadamente 70Mpa.

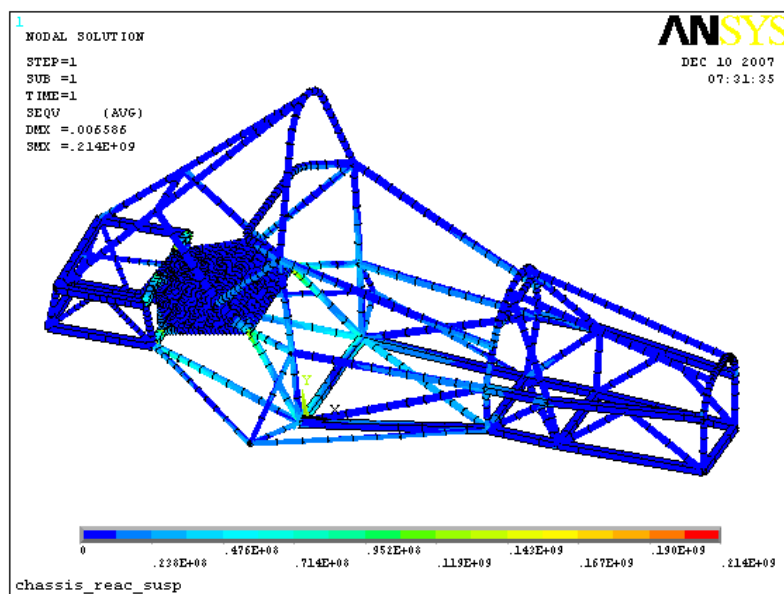


Figura 43 – Diagrama da tensão equivalente de *Von-Mises*.

Seguidamente, executou-se também uma análise para o cálculo da rigidez torsional do chassis do veículo Formula IPLeirria. Nesta situação, a estrutura foi restringida nos apoios traseiros da suspensão assim como para deslocamentos no eixo yy, no apoio inferior direito da suspensão dianteira, aplicando-se uma força de 1000N no apoio inferior esquerdo da suspensão.

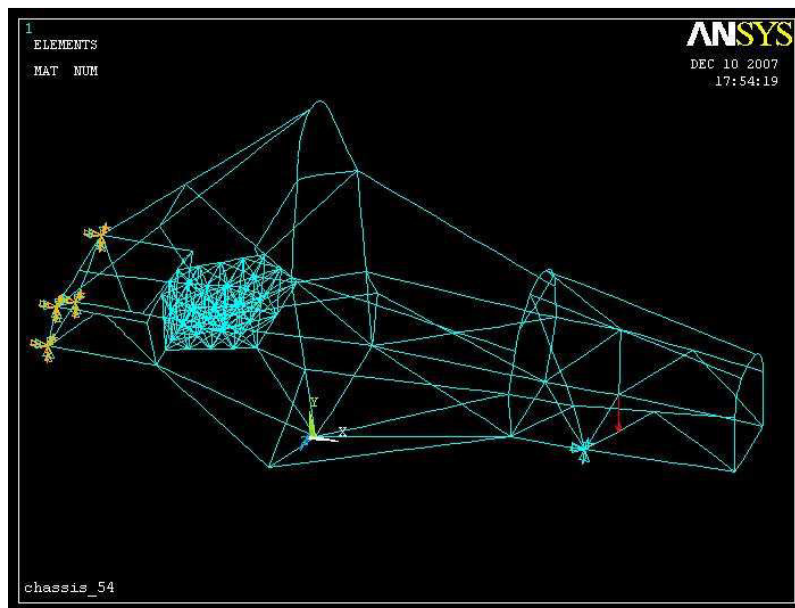


Figura 44 – Diagrama de corpo livre para cálculo da rigidez torsional do chassis.

Com isto, pretende-se determinar o deslocamento do chassis (no eixo yy) no ponto de aplicação da força, que provoca a torção na estrutura, e calcular a sua rigidez torsional, como é de seguida demonstrado. A figura 44 apresenta o diagrama de corpo livre utilizado na supramencionada análise. Na figura 45 é exposto o diagrama demonstrativo do deslocamento do chassis para esta situação, onde se pode verificar que o deslocamento é de 1,046mm.

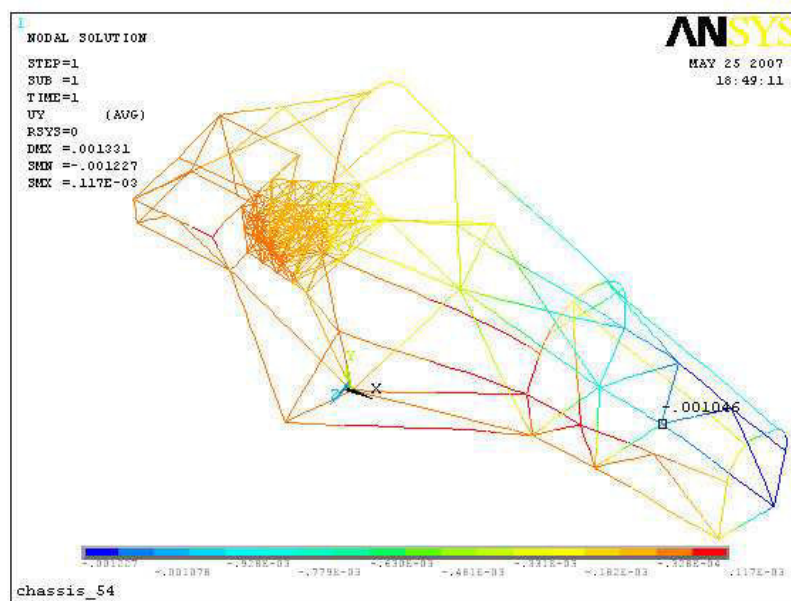
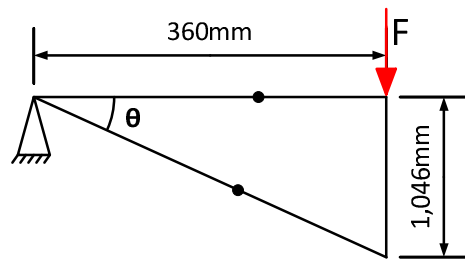


Figura 45 – Deformação no eixo dos yy, no teste de rigidez torsional.

Sabendo que a rigidez torsional é dada pela fórmula:

$$K_T = \frac{M}{\theta} \quad (35)$$

Onde  $M$  é o momento e  $\theta$  o ângulo de rotação do chassis, o cálculo começa pela determinação destes valores. Sabendo que o valor do deslocamento em  $yy$  é de 1,046mm e o valor da largura do chassis de 360mm, é calculado o valor do ângulo de rotação do chassis, através de uma simples fórmula trigonométrica:



$$\operatorname{tg} \theta = \frac{1,046}{360} \Leftrightarrow \theta = 0,1665^\circ \quad (36)$$

Da mesma forma, o momento é calculado pela aplicação directa da sua fórmula, uma vez que o valor da força e a distância ao ponto de aplicação também são conhecidos.

$$\begin{aligned} M &= F \times b \\ \Leftrightarrow M &= 1000 \times 0,36 \\ \Leftrightarrow M &= 360 \text{ N.m} \end{aligned} \quad (37)$$

Substituindo os valores calculados, na equação 35, obtemos o valor da rigidez torsional:

$$\begin{aligned} K_T &= \frac{360}{0,1665} \\ \Leftrightarrow K_T &= 2162,48 \text{ N.m/}^\circ \end{aligned} \quad (38)$$

O valor obtido enquadrava-se perfeitamente nos valores previstos, estando acima da média de valores das restantes equipas da competição *Formula Student*, com chassis tubular.

## **2.2 Materiais**

No universo da competição *Formula Student*, a gama de materiais com potencial para ser utilizado pelas equipas é alargada. Os materiais metálicos continuam a ser os mais utilizados, mas os avanços na tecnologia dos materiais compósitos tem permitido a aplicação destes materiais numa gama cada vez maior de componentes estruturais. Segue-se uma revisão da literatura, sobre aços e materiais compósitos, materiais que estão directamente relacionados com o propósito desta dissertação.

### **2.2.1 Materiais Metálicos: Aços**

Os aços são materiais que se inserem na classe dos materiais metálicos. Estes materiais são substâncias inorgânicas que contêm um ou mais elementos metálicos e que podem conter alguns elementos não metálicos. O ferro, o cobre, o alumínio, o níquel e o titânio são exemplos de elementos metálicos, em contraste com o carbono, o azoto e o oxigénio, que são elementos não metálicos. Os metais possuem uma estrutura cristalina, na qual os átomos se dispõem de um modo ordenado. Estes materiais são, geralmente, bons condutores térmicos e eléctricos. Muitos deles são relativamente resistentes e rígidos, e muitos mantêm uma boa resistência mecânica mesmo a temperaturas elevadas. Por sua vez, os materiais metálicos subdividem-se em materiais metálicos ferrosos e metálicos não-ferrosos, que não contém ferro, como por exemplo o alumínio, cobre ou titânio. O aço continua a ser a mais importante liga metálica, sendo empregue em numerosas aplicações em todos os ramos da engenharia (Smith, 1998). O aço é uma liga de ferro com adição de outros elementos, nomeadamente manganésio, fósforo, enxofre, silício e vestígios de oxigénio, nitrogénio e alumínio. O carbono é o principal elemento de liga do aço, constituindo entre um mínimo de 0,002% e um máximo de 2,5% por peso. Como forma de alterar as propriedades do aço, outros elementos de liga podem ser adicionados, designadamente o níquel, cromo, molibdénio e tungsténio, entre outros.

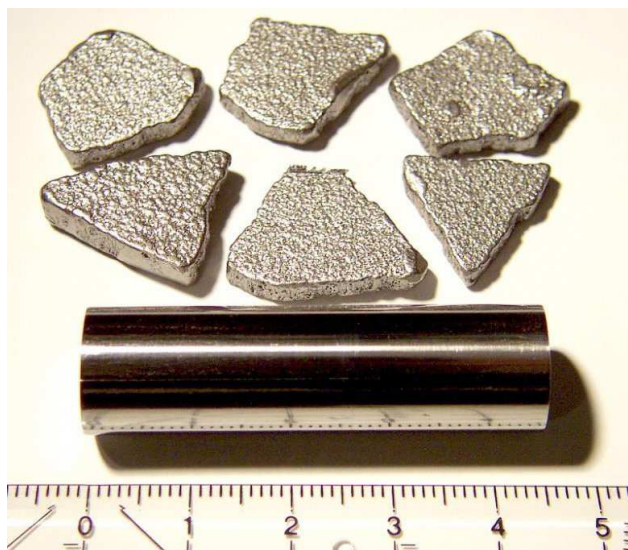


Figura 46 – Varão de ferro (99,98%) e cristais de ferro (99,97+%) refinados electroliticamente  
(<http://pse-mendelejew.de/en/eisen/>)

O carbono e os restantes elementos de liga actuam como agente de endurecimento, ao prevenir defeitos ou irregularidades na estrutura cristalina dos átomos. A presença destas irregularidades na estrutura química influencia fortemente as propriedades dos materiais. Função da quantidade de elementos de liga presentes no aço é possível controlar as características deste, designadamente resistência mecânica, dureza e ductilidade. À medida que se aumenta a percentagem de carbono no aço, este fica mais duro e resistente, perdendo por outro lado a ductilidade. As ligas com percentagens de carbono superiores a 2,1% são conhecidas como ferros fundidos. Devido ao facto de não serem maleáveis, mesmo a quente, apenas podem ser obtidos por fundição. Os aços podem ser classificados segundo vários critérios, nomeadamente através da quantidade de carbono, constituição da microestrutura, aplicações, processo de produção e composição química, sendo esta última a classificação mais comum. Segundo a quantidade de carbono, os aços-carbono podem ser classificados como Hipoeutectóides para uma percentagem de carbono abaixo de 0,8%, que se subdividem em aço com baixo teor de carbono ou aço macio ( $C < 0,3\%$ ), médio teor em carbono ou aço duro ( $0,3\% \leq C \leq 0,7\%$ ). Com uma percentagem de carbono acima de 0,7% todos os aços são considerados aços duros, e são designados como Eutectóides para percentagens de carbono até 0,8% e Hipereutectóides para percentagens de carbono superiores a este valor. Quando maior for a percentagem de carbono maior será a resistência e a dureza, mas menor a ductilidade. Através da resistência mecânica também é possível classificar os aços, expressa pelo valor da tensão limite de elasticidade, onde os

aços correntes apresentam um limite de elasticidade igual ou inferior a 600 MPa. Os aços de alta resistência apresentam um limite de elasticidade entre 600 e 1100 MPa. No caso dos aços de muito alta resistência estes apresentam um limite de elasticidade entre 1100 e 1800 MPa. Por último os aços de ultra alta resistência, apresentam valores limites de elasticidade superiores a 1800 MPa. Como já referido anteriormente a aplicação ou utilização dos aços também é uma forma de classificação, onde se encontram três classes de aços, nomeadamente os aços de construção, os aços ferramenta e os aços especiais. Os aços construção são caracterizados por possuírem boas características mecânicas com custos relativamente baixos, enquanto os aços ferramenta são caracterizados por poderem ser utilizados tanto a quente como a frio. Estes são resistentes ao choque e funcionais para a elaboração de moldes. Por fim, dentro dos aços especiais encontramos os aços inoxidáveis, caracterizados pela boa resistência à corrosão, os aços refractários, resistentes a altas temperaturas e os aços mola caracterizados pelo elevado módulo de elasticidade. Por outro lado, em termos de composição química, os aços de liga podem ser classificados como aços de baixa liga, aços de liga e aços de alta liga, tendo este tipo de aços, um máximo de 5% de elementos de liga. O sistema de designação de aços-carbono e aços-liga mais comum é o sistema AISI (*American Iron and Steel Institute*) e SAE (*Society of Automotive Engineers*), que seguem um sistema de codificação de quatro ou cinco dígitos, com base nos elementos de liga, onde os dois últimos dígitos, indicam a percentagem de carbono na liga. Por exemplo, uma liga de aço que inclua níquel será designada por 23XX a 25XX, ou uma liga de cromo e molibdénio será designada como 41XX, onde XX indicará a percentagem de carbono, ou seja, o aço AISI 4130, utilizado no chassis do veículo Formula IPLeiria, será uma liga de aço com cromo, molibdénio e 0,3% de carbono. No anexo I é possível visualizar uma tabela com a codificação de cada elemento de liga, segundo o sistema aqui enunciado. Nesta designação é possível ainda utilizar prefixos ou sufixos com informação específica de casos especiais. Independentemente do tipo de aço, todos apresentam uma característica comum, a ductilidade, que se determina pela deformação plástica que ocorre antes da rotura. Este fenómeno pode ser estudado através de um ensaio de tracção uniaxial, obtendo-se uma curva extensão-deformação. Esta curva, representada na figura 47, permite evidenciar um conjunto de características e definir uma serie de parâmetros fundamentais à caracterização das propriedades mecânicas dos aços.

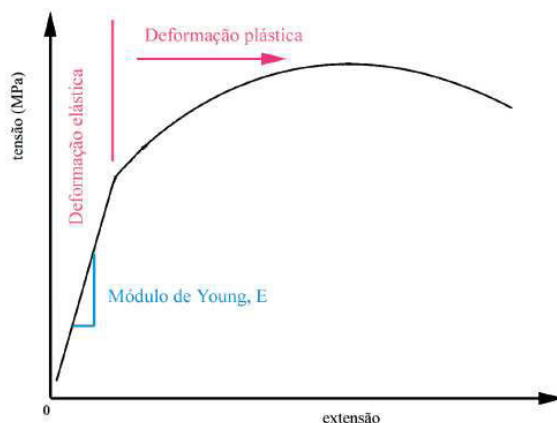


Figura 47 – Curva de tracção uniaxial típica de um material metálico (Colaço, 2005).

A primeira parte da curva, em que a tensão varia linearmente com a extensão e corresponde à deformação elástica do material. A deformação elástica do material caracteriza-se pela total reversibilidade da deformação, ou seja, após ser descarregado o material recupera a sua forma original. O declive desta curva é o módulo de Young ( $E$ ). O valor de  $E$  é uma medida da rigidez do material pois um material com maior módulo de Young deforma-se menos, em regime elástico, quando submetido a uma determinada carga. A tensão máxima a que o material pode ser submetido em regime elástico designa-se por tensão de cedência,  $\sigma_{ced}$ , valor que nunca deve ser ultrapassado em serviço, provocando a perda de funcionalidade do componente. Acima da tensão de cedência, o material entra no regime de deformação plástica, ou seja, num regime em que ocorre deformação permanente. A secção da curva de tracção correspondente à deformação plástica caracteriza-se por uma variação não linear da tensão com a extensão (ou da força com o alongamento) o que permite estabelecer diferenças com alguma facilidade dos dois regimes. Num ensaio de tracção uniaxial, se a tensão de cedência for ultrapassada, após aplicação da carga, apenas a componente de deformação elástica é recuperada. Apesar de a variação ser não linear, verifica-se que, em geral, nas ligas metálicas à temperatura ambiente, o aumento da deformação plástica implica um aumento da tensão aplicada. As propriedades mecânicas dos aços podem afectadas pelo aumento da temperatura. Temperaturas superiores a 500 °C podem resultar em alterações da microestrutura. Por outro lado, a exposição do aço a temperaturas elevadas pode originar corrosão ou erosão severa da superfície, da qual poderá resultar a perda de funcionalidade do componente. O módulo de *Young* dos aços em geral, que é sensivelmente 200 GPa à temperatura ambiente, decresce para 170 GPa a 480 °C, diminuindo significativamente a partir dessa temperatura,

o que se vai traduzir numa perda da rigidez. O ferro puro é pouco interessante do ponto de vista das suas propriedades mecânicas: é excessivamente macio, dúctil e com baixa resistência a esforços. Contudo, com a adição de pequenas percentagens de carbono pode-se alterar radicalmente as propriedades mecânicas desse material. Como já foi referido, o teor de carbono nos aços não pode ultrapassar os 2,5% em massa, sendo que nos aços estruturais em geral, o teor de carbono não ultrapassa 0,3%. O átomo de carbono tem uma massa quatro vezes e meia inferior à massa do átomo de ferro e um volume de cerca de vinte e sete vezes inferior. Em termos dimensionais, a diferença entre os átomos de carbono e de ferro pode ser comparada à diferença entre uma bola de ténis e uma bola de futebol. A alteração de propriedades devidas à adição de carbono deve-se ao facto do átomo de carbono ser muito mais leve do que o átomo de ferro. Isto implica que a proporcionalidade atómica seja maior do que a proporcionalidade mássica. Por exemplo, um aço com 0,2% em percentagem mássica de carbono tem 1% em percentagem atómica. Para além disso os átomos de carbono, muito menores do que os átomos de ferro, ocupam os interstícios entre os átomos de ferro. Esses átomos de carbono são agora obstáculos ao movimento das deslocações: quanto mais átomos de carbono ocuparem os interstícios na estrutura cristalina do ferro, mais difícil será a mobilidade das deslocações, e maior será a tensão de cedência (a “resistência mecânica”) do aço. Este mecanismo é designado por endurecimento por solução sólida. Para além do carbono outros elementos de liga podem ser adicionados, contribuindo também para alterar propriedades do aço ou para lhe conferir determinados atributos. Apesar do elevado número de elementos de liga que podem entrar na composição química de um aço, o princípio de design de um aço é relativamente simples: existe uma matriz rica em ferro, que confere tenacidade ao material, que é reforçada por uma dispersão de carbonetos mais duros e frágeis. Deste modo, os elementos que entram na constituição dos aços podem ser divididos em dois conjuntos: os elementos formadores da matriz e elementos que conjuntamente, com o carbono, formam carbonetos de reforço (Colaço, 2005). Assim, juntam-se elementos de liga ao aço, para obter propriedades e características particulares, que não seriam possíveis de outra forma, nomeadamente, melhoria das propriedades mecânicas, melhoria da temperabilidade, maior maquinabilidade, resistência ao desgaste e à fadiga, melhoria da resistência à corrosão e oxidação e melhoria de propriedades mecânicas a baixas e/ou altas temperaturas. Na tabela 5 é possível, de forma simples, entender de que forma cada elemento de liga actua na propriedade do aço correspondente.

Tabela 5: Influencia dos diferentes elementos de liga nas propriedades do aço.

	Dissolvido da Matriz	Formando Carbonetos	Tamanho Grau	Tenacidade	Limite Elástico	Resist. Tracção	Resist. Desgaste	Resist. Corrosão
<b>Sílicio</b>			+		+	+	+	+
<b>Manganês</b>	Sim	Não	+		+	+	+	
<b>Crómio</b>	Parte	Parte	+	+		+	+	+
<b>Níquel</b>	Sim	Não	Afina	+		+		+
<b>Vanádio</b>	Não	Sim	Afina	+	+		+	
<b>Tungsténio</b>	Não	Sim	Afina	+			+	
<b>Cobalto</b>	Sim	Não	Impede Aumento				+	
<b>Molibdénio</b>	Não	Sim	Impede Aumento		+	+		+

Como iremos constatar posteriormente, o aço do chassis do veículo Formula IPLeia, é um aço AISI 4130, ou seja, um aço liga com crómio e molibdénio. O molibdénio é um forte formador de carbonetos, entrando na composição dos aços, geralmente combinado com outros elementos com Cr, Mn, Ni, Co, W ou N. Diminui a velocidade crítica de têmpera melhorando a temperabilidade dos aços. Reduz a fragilidade por revenido nos aços CrNi e nos aços ao Mn e contribui para o afinamento do grão. Aumenta o limite elástico, a resistência à tracção e a resistência a quente. Melhora as propriedades de cortes dos aços rápidos podendo substituir o tungsténio (um dado teor em Mo exerce a mesma influencia que o dobro desse teor em W). O molibdénio é usado também nos aços inoxidáveis para aumentar a resistência à corrosão e ao ataque pelo ácido sulfúrico. Por outro lado, diminui a resistência à oxidação a quente. Do crómio presente na liga, uma parte é dissolvida na matriz enquanto a outra parte se combina com o carbono para formar carbonetos. Os carbonetos de crómio aumentam o poder de corte e a resistência ao desgaste. O crómio torna o aço apto para ser temperado no ar ou no óleo. O crómio favorece a resistência à acção do hidrogénio sob pressão. Para teores elevados aumenta a resistência à formação de calamina. Nos aços inoxidáveis é o crómio que protege o ferro contra a corrosão, no entanto, apenas a parte do crómio dissolvida na matriz tem este efeito. Para ser um material inoxidável, o aço terá de possuir um teor mínimo de crómio dissolvido na matriz de 13%, no mínimo. Este elemento diminui a condutividade eléctrica assim como a dilatação

térmica. Juntamente com teores elevados em carbono a presença do crómio em teores até 3% aumenta a remanência e a força coerciva (Pinto, 1992). Por outro lado, nos aços-carbono, as propriedades, variam segundo a concentração de carbono no aço. Os aços-carbono macios, ou com baixo teor em carbono, apresentam grande ductilidade, boa maquinabilidade e boa soldabilidade, não podendo ser temperados. São utilizados na construção de pontes, edifícios, navios e peças de grandes dimensões. Os aços-carbono com médio teor de carbono possuem boa tenacidade e resistência quando submetidos a tratamentos térmicos, nomeadamente, têmpera e revenido e são normalmente utilizados em veios, engrenagens e órgãos de máquinas. Os aços com alto teor de carbono ou aços duros têm elevada dureza e resistência depois de temperados e são empregues em pequenas ferramentas de baixo custo, componentes agrícolas sujeitos a desgaste e ainda em molas, engrenagens, cames e excêntricos. Os aços-carbono podem ainda ser obtidos no estado de “laminado a frio” (*cold finished*) ou de “laminado a quente” (*hot finished*), este último para um teor em C < 0,25%. Os aços-carbono laminados a frio correspondem à generalidade da produção, onde o endurecimento se processa através da redução do tamanho de grão e aumento da densidade das deslocações. A resistência pode ser aumentada várias vezes, tipicamente, uma redução de 10% inflige um aumento de 20% na tensão de ruptura e um aumento de 50% na tensão de cedência. Neste caso, quanto maior for o grau de deformação, maior será a resistência, mas, conseqüentemente, menor a capacidade de posterior deformação num processo de fabrico. Resta ainda referir que não é comum o fornecimento de aços de alto teor em carbono ou aços ligados sobre a forma de laminado a frio, dada a dificuldade de processamento. Os aços-carbono laminados a frio apresentam como benefícios melhores propriedades mecânicas, bom acabamento superficial e precisão dimensional e como limitações baixa ductilidade, grande instabilidade na maquinação, recozimentos locais na soldadura e o custo. Aplicam-se no ramo automóvel, através da forma de chapas de aço laminadas a frio, chapas para esmaltagem vítrea e chapas revestidas. Os aços-carbono laminados a quente, com percentagens de carbono abaixo de 0,25%, como foi referido, apresentam deformação a temperatura acima da temperatura de recristalização (815 – 1260°C), não há endurecimento e apresentam formas estruturais com vigas perfiladas, barras ou varões. Apresentam como vantagens uma maior ductilidade, maior soldabilidade, estabilidade na maquinação (reduzidas tensões residuais) e são mais baratos que os aços laminados a frio. Por outro lado apresentam como desvantagens a menor qualidade superficial, menor precisão dimensional e o facto da oxidação a altas

temperaturas impor operações de limpeza antes da sua aplicação. Os aços laminados a quente são normalmente aplicados em construções mecânicas, pontes e outras estruturas. Por fim, os aços ferramenta, classificados anteriormente, dividem-se em aços ferramenta para trabalho a frio e trabalho a quente. Os primeiros destinam-se ao fabrico de ferramentas utilizadas no processamento a frio de aços, metais não ferrosos e materiais não metálicos, em diversas operações como corte, estampagem, cunhagem, trabalhos em madeira, cerâmicos ou corte de papel. Apresentam alta resistência à abrasão, assegurada pela presença de carbonetos de Cr, W, Mo e V, juntamente com elevado teor em carbono, alta tenacidade, alta resistência ao choque através do menor teor de carbono, na faixa de 0,40 a 0,60% e baixos teores de elementos de liga e grande estabilidade dimensional, pois é fundamental que ferramentas de precisão não permitam alterações dimensionais após os tratamentos térmicos. Por outro lado, os aços ferramenta para trabalhos a quente possuem propriedades tais como elevada resistência mecânica a quente, boa tenacidade, grande resistência à abrasão a temperaturas elevadas, boa condutividade térmica e elevada resistência à fadiga. Estas características conferem às ferramentas a capacidade de resistir às solicitações mecânicas a que estão sujeitas, apesar de serem aquecidas pelo material que está a ser processado. Os elementos Cr, Mo, V e W ligam-se ao carbono, que nestes aços está entre 0,30 e 0,60%, formando carbonetos que contribuem para a obtenção das propriedades requeridas nos aços. Com tratamentos térmicos adequados essas qualidades podem mesmo ser melhoradas. O Ni é adicionado quando se necessita de maior tenacidade.

### **2.2.2 Materiais Compósitos**

Os materiais compósitos resultam da mistura de dois ou mais materiais com características diferentes: um material de enchimento e um material designado por matriz, que tem como função principal garantir a transferência de carga entre os vários elementos de reforço (figura 48). Existem muitas combinações diferentes de reforços e de material de matrizes. Dois dos tipos mais relevantes de materiais compósitos modernos, para aplicações de engenharia, são constituídos por fibras de vidro numa matriz de poliéster ou de resina epoxídica e por fibras de carbono numa matriz de resina epoxídica (Smith, 1998).

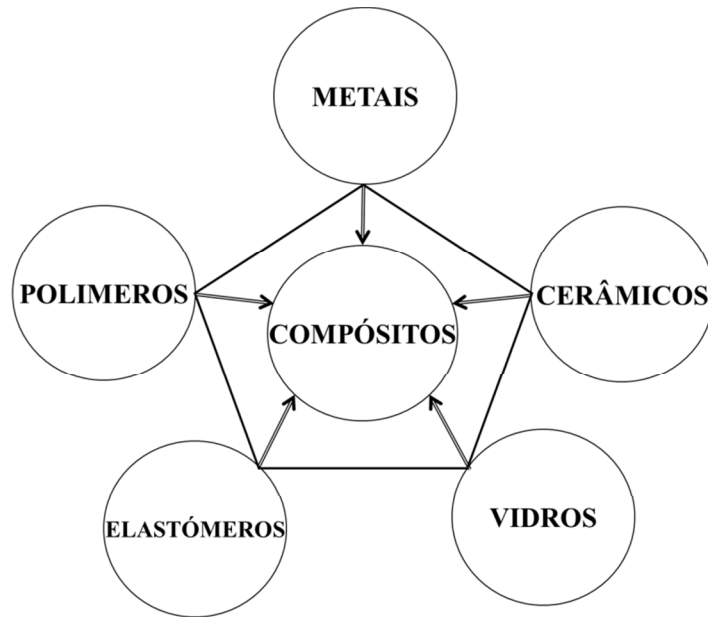


Figura 48 – Composição dos materiais compósitos.

Grande parte das tecnologias modernas, particularmente área da aeronáutica, área mecânica e mesmo biomecânica, requerem materiais com combinações de propriedades, com elevado desempenho, que não se consegue obter com materiais convencionais. Por exemplo, na indústria aeronáutica, as empresas estão constantemente a desenvolver e fabricar novos compósitos, procurando melhorar características tais como a resistência, rigidez e baixa densidade, ultrapassando dificuldades que se colocam na materialização de design de novos produtos.



Figura 49 – Volante Fórmula IPLeirira.

A definição genérica de um material compósito descreve este tipo de material como sendo formado por uma mistura ou combinação de dois ou mais, micro ou macro, constituintes que diferem na forma e na composição química e que, na sua essência, são insolúveis uns nos outros, permitindo-nos obter um material em que as suas características mecânicas são superiores às dos materiais constituintes do compósito separadamente (Smith, 1998; Berthelot, 1999). A figura 49 representa o volante em compósito do Formula IPLeiria (fibra de carbono com matriz polimérica), desenvolvido no DEM da ESTG-IPL. Grande parte dos compósitos foram desenvolvidos para potenciar características mecânicas tais como rigidez, resistência mecânica a altas e baixas temperaturas (Callister Jr., 1994). Desta forma, muitos compósitos são tipicamente formados por apenas duas fases; uma é chamada de matriz, que deve ser contínua e envolver a outra fase, que é chamada de reforço, representados na figura 50.

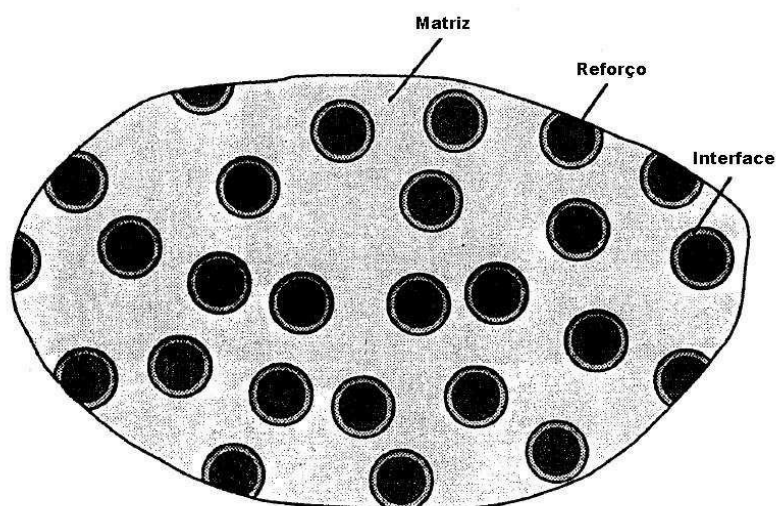


Figura 50 – Constituintes dos compósitos (adaptado de Daniel & Ishai, 1994).

O material da matriz funciona como aglomerante, envolve os outros constituintes mantendo-os na sua posição relativa. Pode permitir alguma elasticidade ao compósito e assegura a transmissão e distribuição dos esforços mecânicos ao material de reforço, protegendo também as suas superfícies. Em relação ao material de reforço este pode ser constituído por fibras (contínuas ou descontínuas) e por partículas; estes materiais vão suportar a maioria dos esforços a que o compósito está sujeito e normalmente apresentam elevada resistência e rigidez. As propriedades dos materiais compósitos são função das propriedades físicas das fases constituintes, bem como das suas quantidades relativas e

geometria da fase dispersa (reforço). De um modo geral, para o reforço representar uma vantagem para o compósito, este deve ter melhores características mecânicas do que a matriz. Deste modo, uma boa interacção entre a matriz e o reforço pode ser garantida pela criação de uma boa interface (figura 50). Uma boa interface pode permitir aumentar o desempenho do material compósito. Esta interface pode ser conseguida por um revestimento das fibras com um filme fino de material que se possa adequar tanto à matriz como às fibras utilizadas (Daniel & Ishai, 1994; Silva, 2012). Geralmente a classificação dos compósitos pode ser efectuada com base no tipo de material da matriz e do reforço. A matriz pode ser metálica, cerâmica ou polimérica, sendo esta última a que apresenta um maior número de aplicações. No que se refere ao material de reforço, os materiais resultantes podem ser classificados como compósitos reforçados por fibras (contínuas ou descontínuas) e compósitos reforçados por partículas (figura 51).

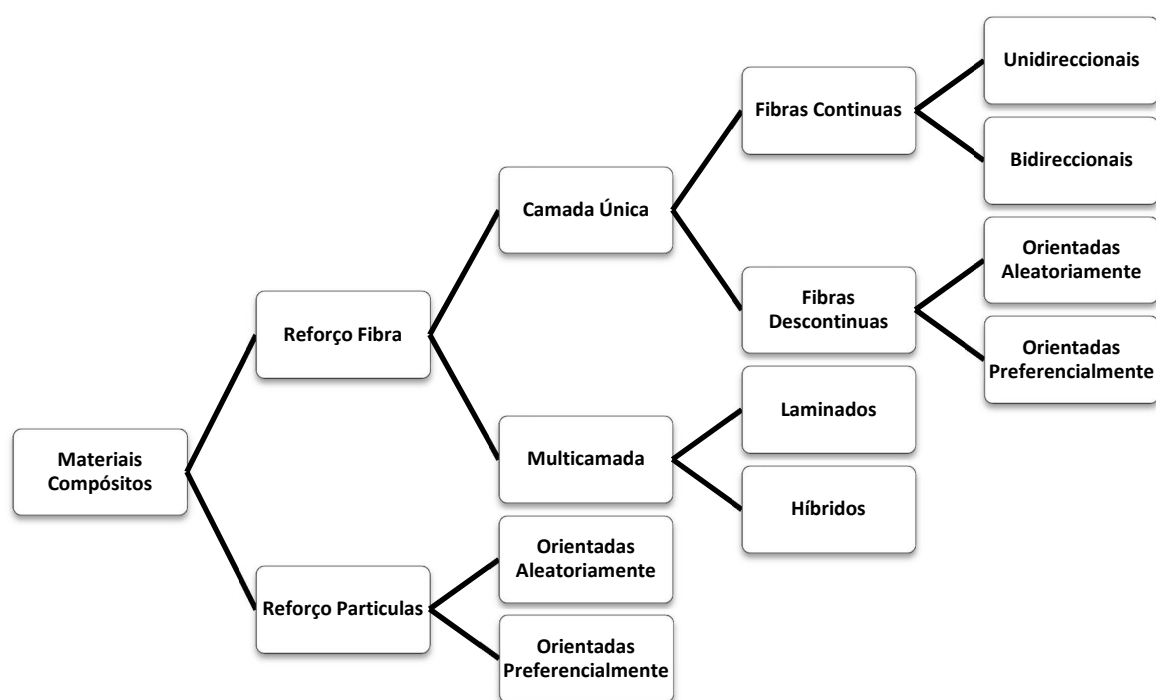


Figura 51 – Classificação dos compósitos (Adaptado de Matthews & Rawlings, 2004).

Os compósitos reforçados com partículas podem ser considerados como materiais quase isotrópicos, se as partículas tiverem dimensões iguais e a distribuição destas ser considerada aleatória. Os compósitos reforçados com fibras, podem ser classificados como

compósitos com fibras contínuas e fibras curtas, (figura 52). Estes últimos compósitos com orientações aleatórias apresentam propriedades mecânicas mais homogêneas. As fibras contínuas podem ser unidireccionais (paralelas), ou orientadas entre si formando ângulos entre fibras (multidireccionais) podendo apresentar maior eficiência mecânica na relação, se a carga for aplicada segundo a direcção das fibras (Daniel & Ishai, 1994; Silva, 2012).

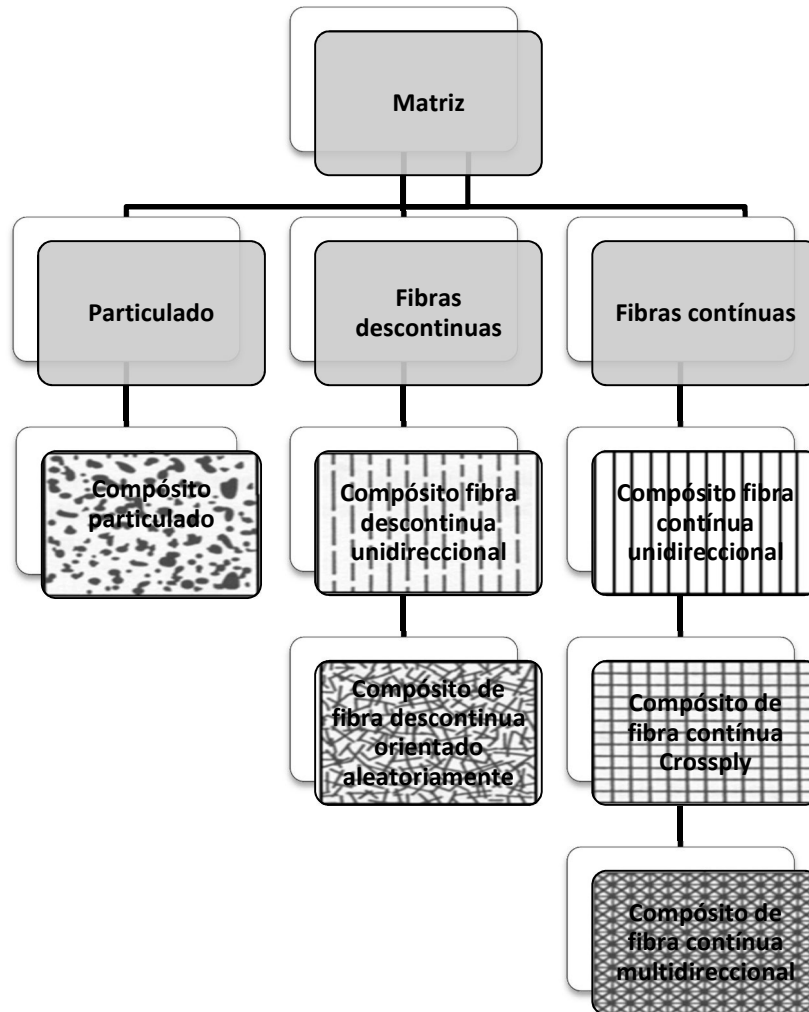


Figura 52 – Classificação dos compósitos através do reforço (adaptado de Daniel & Ishai, 1994).

Como já referido, as propriedades dos compósitos estão directamente ligadas com as propriedades dos elementos constituintes, da fracção volumétrica e da geometria e dimensão do material reforço. No entanto, de uma forma geral os materiais compósitos podem apresentar boas propriedades físicas, químicas e mecânicas, nomeadamente no que respeita à rigidez, resistência, impacto, resistência a altas temperaturas e resistência à corrosão. O desempenho dos compósitos pode ser avaliado em termos da sua resistência

específica e a rigidez específica. Estas duas propriedades são, normalmente, elevadas nos materiais compósitos. Por exemplo, a tensão de ruptura de um compósito unidireccional de fibras de carbono com resina epóxida é da mesma ordem de grandeza do aço, mas a sua resistência específica é três vezes superior. Assim, os materiais compósitos permitem ainda construir estruturas mais leves com igual, ou melhor desempenho (Kaw, 1997). No que respeita à orientação das fibras, podem-se distinguir duas configurações: um alinhamento definido e um alinhamento completamente aleatório. A orientação da fibra é particularmente importante nas propriedades mecânicas do compósito, pois as fibras contínuas alinhadas têm uma resistência à tração muito superior quando a carga é aplicada segundo a direcção das fibras. Na Figura 53 pode-se observar a influência da orientação das fibras, relativamente ao reforço, na tensão de ruptura do material compósito.

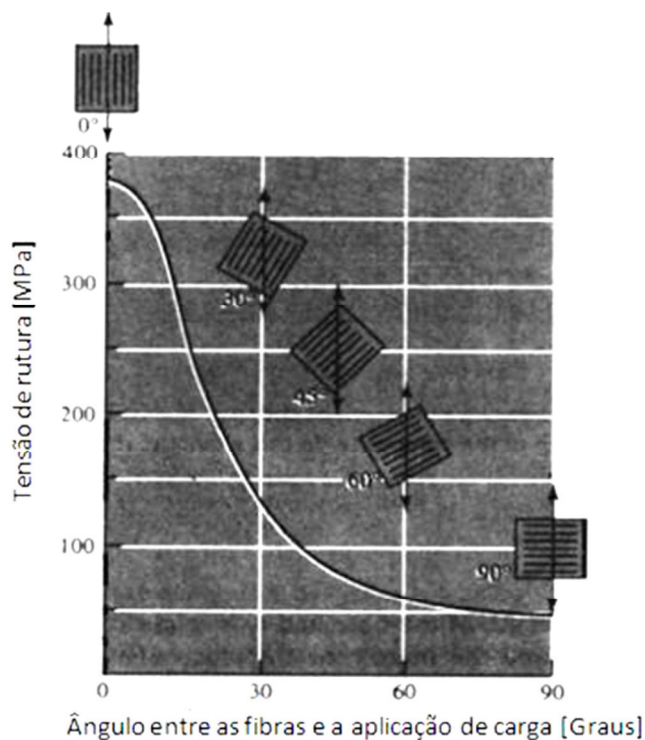


Figura 53 – Influência da orientação das fibras na tensão de ruptura de um material compósito reforçado com fibras de fibra de vidro (adaptado de Askeland, D. R., 1998).

Devido à influência da orientação das fibras nas propriedades mecânicas, é normal os materiais compósitos serem processados sob a forma de laminados. Um laminado é constituído por uma ou mais lâminas empilhadas. Uma lâmina é constituída por uma camada de fibras envolvidas numa matriz. No caso de as fibras serem unidireccionais é denominada como lâmina unidireccional. Uma lâmina é um material ortotrópico

(características simétricas relativamente a três planos) com o eixo principal segundo a orientação das fibras, (figura 54; Daniel e Ishai, 1994).

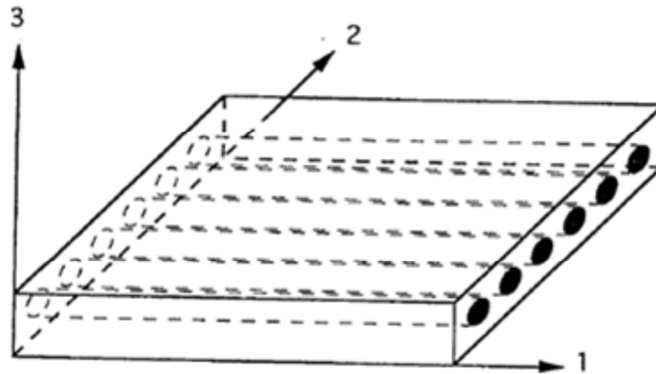


Figura 54 – Lâmina unidireccional (Daniel e Ishai, 1994).

Por outro lado, o mecanismo de transmissão do esforço entre a matriz e fibra gera tensões de corte localizadas. Quando é aplicada uma força de tracção ao conjunto matriz – fibra gera-se uma tensão de corte na superfície exterior da fibra. Esta tensão é máxima na superfície exterior da fibra e decresce a zero caminhando até ao centro da fibra. Os laminados em material compósito podem ser processados por um conjunto de lâminas de empilhamento em que cada uma dessas lâminas é composta por matriz e fibra com direcções específicas. Como um laminado pode ser formado por várias lâminas com iguais ou diferentes direcções de fibra, foi desenvolvido um código de orientação das lâminas de um laminado por forma a ser possível identificar os diversos tipos de laminados existentes. Para identificar o nº de camadas, assim como a orientação das fibras de cada lâmina foi necessário definir um conjunto de regras para essa mesma identificação.

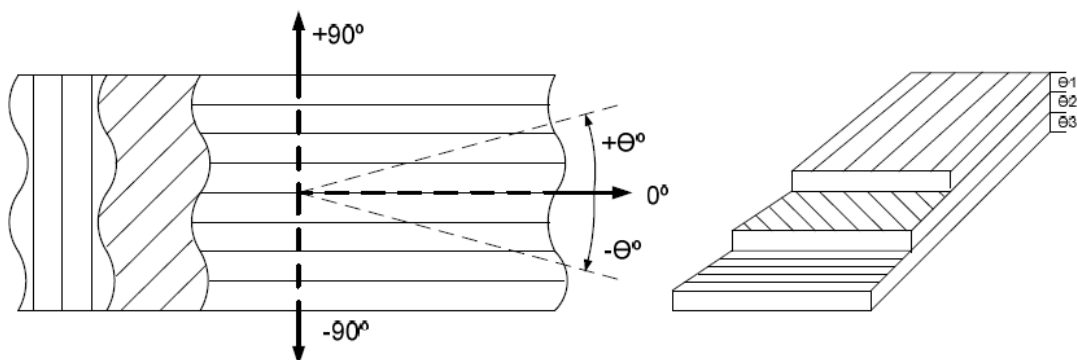


Figura 55 – Representação de um empilhamento de lâminas de um laminado em material compósito (Santos, 2012).

Mais propriamente o sentido positivo da direcção da fibra e a numeração das camadas. De acordo com a figura anterior (figura 55) pode-se analisar um empilhamento composto por três camadas com três orientações diferentes, em que a primeira camada tem 0° de orientação, a segunda tem 45° e a terceira 90°. Desta forma para identificar o empilhamento utiliza-se a seguinte nomenclatura,  $[\theta_1 / \theta_2 / \dots / \theta_n]$ , em que a ordem dos ângulos apresentados referem-se à ordem das camadas do empilhamento. No entanto existem tipos de empilhamento que podem ser representados de forma simplificada, nomeadamente (figura 56):

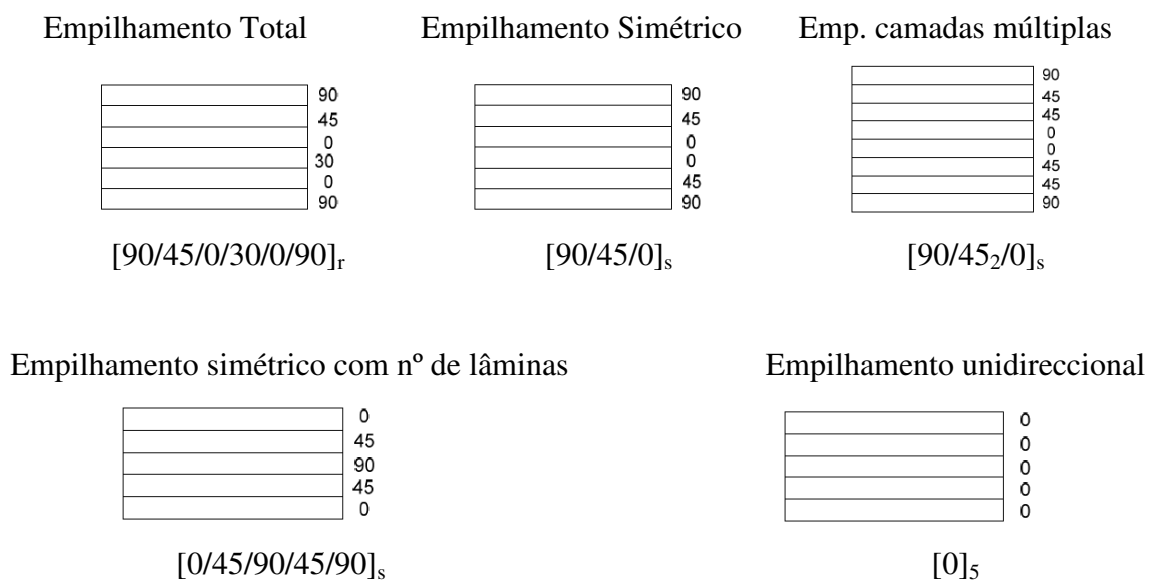


Figura 56 – Nomenclatura utilizada em laminados de material compósito (Santos, 2012).

Existem ainda outros exemplos de empilhamento com possível representação simplificada, nomeadamente múltiplos,  $[45/0/90]_{2s} \equiv [(45/0/90)_2]_s$  e formas condensadas,  $[\pm(0/45)/90]_{3s} \equiv [0/45/0/-45/90]_{3s}$  (Santos, 2012).

Por fim, resta ainda referir que uma lâmina unidireccional pode ser tratada como material ortotrópico (material elástico homogéneo que apresenta em qualquer direcção, simetria de comportamento mecânico), cujos planos de simetria são paralelos e transversais á direcção da fibra. Para a determinação das propriedades elásticas da lâmina pode ser utilizada a regra das misturas. Com base nesta regra, cada fase constituinte do compósito pode contribuir para as propriedades efectivas do compósito, sendo essa contribuição função apenas da fracção volúmica dos constituintes. O modelo de *Voigt* é formulado a partir da condição da isodeformação da unidade básica dos compósitos. A isodeformação considera

que tanto a deformação da fase contínua, ou matriz, quanto a deformação das fases dispersas, ou fibras, são iguais à deformação do compósito ( $\epsilon_c = \epsilon_f = \epsilon_m$ ). Assim, a tensão no compósito é descrita em termos das tensões e fracções volúmicas da fase contínua e das fases dispersas, segundo a equação 39, onde  $\sigma_c$  será a tensão no compósito,  $\sigma_f$  a tensão do reforço,  $V_f$  a fracção volúmica do reforço,  $\sigma_m$  a tensão da matriz e  $V_m$  a fracção volúmica da matriz.

$$\sigma_c = \sigma_f V_f + \sigma_m V_m \quad (39)$$

O módulo de elasticidade do compósito pode ser expresso em função do módulo de *Young* de cada um dos componentes e das suas fracções volumétricas, segundo a equação 40, onde  $E_c$  será o módulo de *Young* do compósito,  $E_f$  o módulo de *Young* do reforço,  $V_f$  a fracção volúmica do reforço,  $E_m$  o módulo de *Young* da matriz e  $V_m$  a fracção volúmica da matriz.

$$E_c = E_f V_f + E_m V_m \quad (40)$$

O modelo de *Reuss* assume a isotensão, na qual os componentes sofrem a mesma tensão ( $\sigma_c = \sigma_f = \sigma_m$ ). Desta forma, tem-se a equação 41, onde  $E_c$  será o módulo de *Young* do compósito,  $E_f$  o módulo de *Young* do reforço,  $V_f$  a fracção volúmica do reforço,  $E_m$  o módulo de *Young* da matriz e  $V_m$  a fracção volúmica da matriz.

$$\frac{1}{E_c} = \frac{V_f}{E_f} + \frac{V_m}{E_m} \quad (41)$$

Resta ainda referir que as regras das misturas não têm em consideração a presença de vazios nem os efeitos do interface, considerando um interface perfeito entre a matriz e a carga. Estes modelos representam, assim, o limiar superior e inferior para os possíveis

valores do módulo de elasticidade (Cupertino, 2010). Para a determinação deste valor é necessário proceder a vários cálculos. Inicia-se com a definição das propriedades de cada lâmina individual no plano LT, ou seja, num plano que a orientação das fibras coincide com o eixo de referência, representado na figura 57.

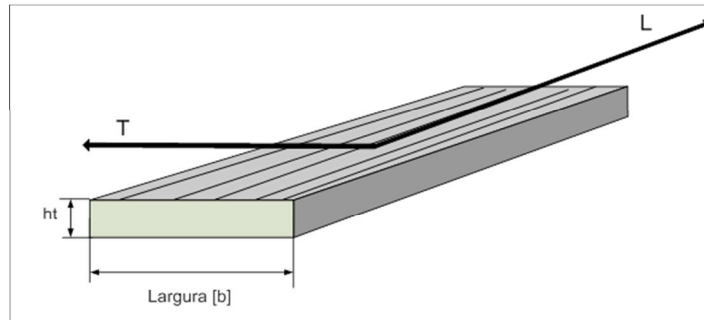


Figura 57 – Representação do plano LT numa lâmina individual (Santos, 2012).

Considerando a regra das misturas para uma lâmina de compósito (matriz + fibra) e considerando apenas o plano LT com a direcção da fibra em L, é possível obter o estado de tensão-deformação pela seguinte matriz:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_L \\ \varepsilon_T \\ \gamma_{LT} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_L} & -\frac{\nu_{TL}}{E_T} & 0 \\ -\frac{\nu_{LT}}{E_L} & \frac{1}{E_T} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{G_{LT}} \end{bmatrix} \bullet \begin{Bmatrix} \sigma_L \\ \sigma_T \\ \tau_{LT} \end{Bmatrix} \quad (42)$$

Onde  $\varepsilon_L$  será a deformação segundo L,  $\varepsilon_T$  será a deformação segundo T,  $\gamma_{LT}$  será a distorção,  $E_L$  será a extensão segundo L,  $E_T$  será a extensão segundo T,  $\nu_{LT}$  será o coeficiente de Poisson,  $G_{LT}$  será o módulo de corte,  $\sigma_L$  será a tensão segundo L,  $\sigma_T$  será a tensão segundo T e  $\tau_{LT}$  será a tensão de corte.

Considerando a lei de Hooke e as representações da figura seguinte (figura 58), pode-se definir a determinação do módulo de elasticidade transversal ( $E_T$ ), através da equação 43 (expresso em Pascal):

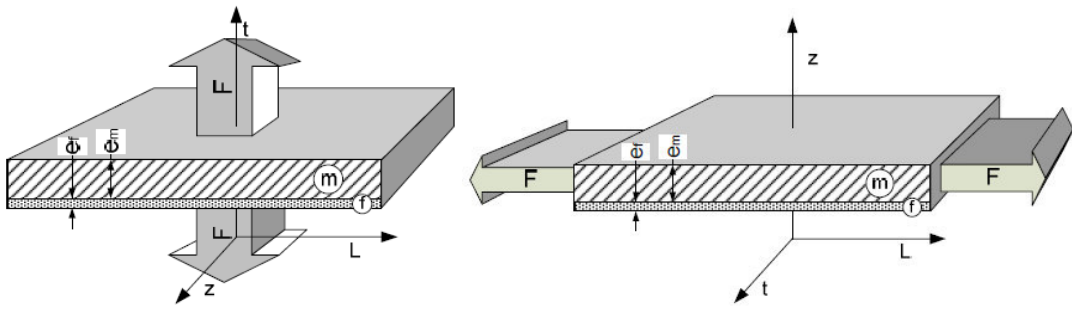


Figura 58 – Representação da aplicação de uma força transversal e longitudinal, respectivamente, num compósito laminar (Santos, 2012).

$$\frac{1}{E_T} = \frac{V_m}{E_m} + \frac{V_f}{E_f} \equiv E_T = E_m \left[ \frac{1}{(1 - V_f) + \frac{E_m}{E_f} V_f} \right] \quad (43)$$

Onde  $E_m$  será o módulo de elasticidade da matriz,  $E_f$  será o módulo de elasticidade da fibra e  $V_f$  a fracção volúmica da fibra.

O módulo de elasticidade longitudinal é calculado pela equação 44 (expresso em Pascal):

$$E_L = E_m V_m + E_f V_f \quad (44)$$

Onde  $E_L$  será o módulo de elasticidade da matriz,  $E_m$  será o módulo de elasticidade da matriz,  $V_m$  a fracção volúmica da matriz,  $E_f$  será o módulo de elasticidade da fibra e  $V_f$  a fracção volúmica da fibra.

O coeficiente de Poisson é determinado considerando o mesmo carregamento, a relação das deformações longitudinais e transversais da fibra e da matriz. Sendo as deformações longitudinais comuns á fibra e á matriz este valor é determinado pela equação 45:

$$\nu_{LT} = \nu_m V_m + \nu_f V_f \quad (45)$$

Onde  $\nu_{LT}$  será o coeficiente de Poisson,  $\nu_m$  será o coeficiente de poisson da matriz,  $V_m$  a fracção volúmica da matriz,  $\nu_f$  será o coeficiente de poisson da fibra e  $V_f$  a fracção volúmica da fibra.

Por fim, o módulo de corte é determinado, para um estado de tensão representado pela equação 46 (expresso em Pascal):

$$\frac{1}{G_{LT}} = \frac{V_m}{G_m} + \frac{V_f}{G_f} \equiv G_{LT} = G_m \left[ \frac{1}{(1 - V_f) + \frac{G_m}{G_f} V_f} \right] \quad (46)$$

Onde  $G_{LT}$  será o módulo de corte da lâmina,  $G_m$  será o módulo de corte da matriz,  $G_f$  será o módulo de corte da fibra e  $V_f$  a fracção volúmica da fibra

Depois de determinadas as propriedades no referencial LT, é necessário definir as propriedades no referencial XY. Desta forma, para cada lâmina independentemente da orientação das fibras são calculadas as propriedades de rigidez. Como mostra a figura 59 o ângulo  $\theta$  é formado pelo referencial LT de cada lâmina e o referencial XY do laminado.

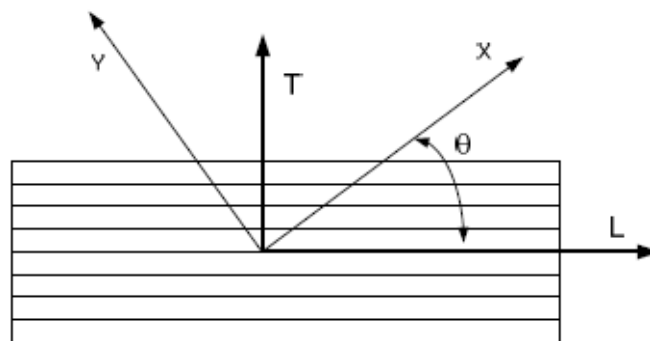


Figura 59 – Representação do ângulo  $\theta$  formado pelo referencial LT (Santos, 2012).

Assim, a matriz de rigidez em função das constantes do plano LT, pode ser representada com nova matriz usando o referencial XY, como está apresentado de seguida:

$$\begin{pmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_x} & -\frac{\nu_{yx}}{E_y} & \frac{\eta_{xy}}{G_{xy}} \\ -\frac{\nu_{xy}}{E_x} & \frac{1}{E_y} & \frac{\mu_{xy}}{G_{xy}} \\ \frac{\eta_{xy}}{G_{xy}} & \frac{\mu_{xy}}{G_{xy}} & \frac{1}{G_{xy}} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{pmatrix}$$

(47)

No entanto, apenas foi considerado a existência de uma lâmina num referencial LT e posteriormente num referencial XY. Como se referiu, a grande vantagem dos compósitos é o rearranjo da constituição de acordo com as propriedades finais necessárias para o projecto. Nos laminados, para além dessa combinação de quantidades de resina e reforço, é possível conjugar um conjunto de lâminas orientadas de acordo com as direcções dos esforços, melhorando o seu comportamento mecânico. Assim, podemos considerar um laminado de espessura  $h$  como um conjunto de  $n$  lâminas, em que a lâmina de índice  $k$  tem a espessura  $e_k$ . Sabendo as constantes de cada lâmina no referencial XY é necessário juntar todas as lâminas para obter as propriedades do conjunto (figura 60).

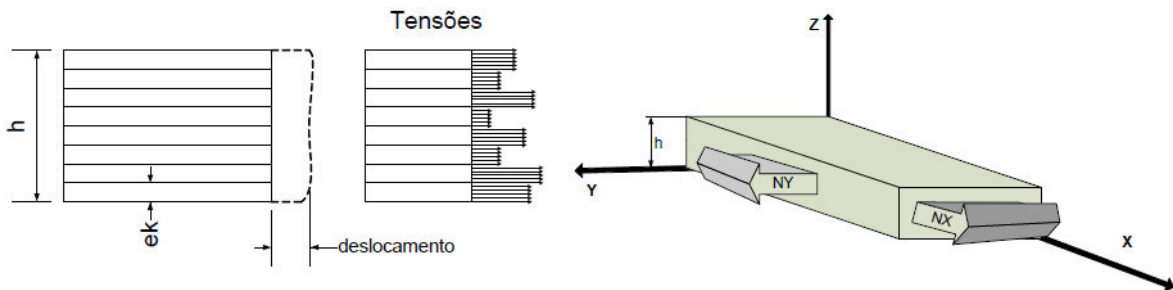


Figura 60 – Representação de um laminado sujeito a esforços. (Santos, 2012).

As propriedades do conjunto no plano XY são obtidas começando por relacionar o esforço aplicado ao laminado com as tensões produzidas em cada lâmina. Essas tensões podem ser apresentadas pela multiplicação da rigidez e extensão. Assim sendo, a obtenção das tensões médias será dada pela seguinte matriz:

$$\begin{pmatrix} \sigma_{0x} \\ \sigma_{0y} \\ \tau_{0xy} \end{pmatrix} = \frac{1}{h} \times \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \varepsilon_{0x} \\ \varepsilon_{0y} \\ \gamma_{0xy} \end{pmatrix}$$

(48)

Substituindo os valores de entrada referentes às propriedades da fibra, da resina e empilhamento do laminado é possível obter as propriedades elásticas do compósito.

Para determinar a carga de rotura da primeira camada para a situação de tracção pode ser utilizado o critério de falha de *TSAI-HILL*. Desta forma e considerando tensão plana o critério reduz-se à seguinte condição (considerando tensão plana e  $\sigma_z=\tau_{LZ}=\tau_{TZ}=0$ ):

$$\frac{\sigma_L^2}{X^2} + \frac{\sigma_T^2}{Y^2} - \frac{\sigma_L\sigma_T}{X^2} + \frac{\zeta_{LT}^2}{T^2} > 1 \quad (49)$$

As propriedades, da fibra e matriz, utilizadas na composição do laminado são necessárias para determinar a carga de rotura da 1ª camada. Estas propriedades estão acima designadas (inequação 49) por X – tensão de rotura da fibra, Y – tensão de rotura da matriz e T – tensão de corte na interface da matriz-fibra. As restantes variáveis da equação referem-se ao esforço aplicado ao laminado:  $\sigma_L$  – tensão longitudinal,  $\sigma_T$  – tensão transversal e  $\tau_{LT}$  – tensão de corte no plano LT. Sendo este critério utilizado num carregamento de tração com uma força P, podemos estabelecer a relação tensão-extensão para quantificar a deformação provocada pela força P. Isto porque um laminado sujeito à tração tem deformações iguais para todas as camadas mas tem tensões diferentes por camada (Santos, 2012).

### **2.3 Formula Student: State of the art**

O estado da arte ou “*State of the art*” pode ser definido como o mais alto nível de desenvolvimento de um produto, técnica ou área científica alcançado num período de tempo definido. É portanto o estado de uma das partes mais importantes de todo o trabalho científico, uma vez que faz referência ao que de mais avançado existe sobre um determinado assunto em estudo (figura 62). Relativamente ao desenvolvimento de Chassis de competição de veículos do tipo Formula (veículo monolugar com rodas destapadas) é sem dúvida o mundo da competição automóvel, em especial a Formula 1. Em 1981, do século passado, a McLaren introduzir o primeiro chassis monocoque em compósito

reforçado com fibra de carbono, uma técnica ubíqua nos veículos Formula 1 desde então (figura 61).



Figura 61 – McLaren MP4/1, (<http://www.mclaren.com>).

Neste caso, o material utilizado na construção dos chassis, assim com os processos de fabrico são semelhantes a todos os fabricantes de chassis, ou seja, são utilizados chassis do tipo monocoque em fibra de carbono. Como já referido anteriormente, são construídos em material sanduíche de algumas camadas de fibra de carbono (5 a 6), camada em alumínio de favo de abelha, em que se efectua uma construção fechada da monocoque, por vezes denominada célula de segurança, onde se encontra o piloto. Nestes chassis o motor é acoplado à monocoque, que juntamente com o diferencial fazem parte do chassis, onde são montados os apoios da suspensão traseira e demais componentes.

Como já foi analisado no ponto anterior, esta opção prende-se com o facto da fibra de carbono ser um compósito com excelentes características mecânicas, resistência e rigidez numa ampla gama de temperaturas, aliando o baixo peso.



Figura 62 – *State of the art* Lotus E21, a competir na temporada de 2013  
(<http://www.f1technical.net>).

No âmbito da *Formula Student*, esta configuração de chassis tem cada vez mais utilizadores, pelas vantagens já enunciadas, apesar de ser necessário um elevado *know-how* assim como boa capacidade financeira, já que os custos são relativamente elevados quando comparados com a construção de um chassis tubular em aço. Por outro lado, e à semelhança dos carros de Formula 1, há veículos *Formula Student*, praticamente construídos em material compósito, componentes do chassis e *cockpit* até aos sistemas de direcção, suspensão e travagem. No produto final, é possível obter ganhos muito significativos de peso relativamente a soluções em metal.

Na figuras seguinte (figura 63) é possível observar pormenores do veículo *TANKIA* da Universidade Técnica de Graz (Áustria), considerado unanimemente o *Formula Student* Estado da Arte aquando da participação da nossa equipa na competição. A aposta passa agora pela aerodinâmica, depois de vários veículos terem comprovado a utilidade dos apêndices aerodinâmicos durante as competições, sendo que este parâmetro foi

desconsiderado até um passado recente.



Figura 63 – Tankia 2009, Universidade Técnica de Graz, Áustria (<http://racing.tugraz.at/>).

Dada a baixa velocidade atingida nestes circuitos, as asas e fundos planos possuem grandes dimensões, permitindo amplificar a área de contacto com o ar, aumentando o efeito de arrasto. No ano de 2013 já competiram veículos equipados com sistema DRS (*Drag Reduction system*). Este sistema permite otimizar o efeito de arrasto, ou seja, quando o veículo se encontra em aceleração em linha recta os *flaps* das asas são posicionados na horizontal, diminuindo o arrasto, sendo colocados na sua posição de funcionamento aquando da travagem e/ou entrada em curva, recuperando assim a *downforce*. Na figura 64 visualiza-se um veículo com este sistema, da equipa do Instituto de Tecnologia de Karlsruhe.



Figura 64 – KIT13C, do Instituto de Tecnologia de Karlsruhe, Alemanha (<http://www.karlsruhe-racing.de/>).

## **Capítulo III – Materiais e Procedimentos**

### **Experimentais**

Neste capítulo é apresentado o material utilizado no fabrico do chassis assim como os critérios e justificações utilizados para a sua escolha. É também exposto a preparação e os procedimentos experimentais para a realização da análise de desempenho mecânico do chassis.

#### **3.1 Material do Chassis**

O material utilizado na construção do chassis do veículo Formula IPLeiria foi o aço cromo molibdénio AISI 4130. Esta escolha deveu-se a uma análise comparativa de vários tipos de aços. O material a utilizar na construção do chassis é naturalmente essencial para se obter um elevado desempenho do veículo, uma vez que a rigidez, o peso, a segurança e a fiabilidade estão intimamente ligados ao tipo de material considerado na construção da estrutura. O peso desta estrutura pode ser otimizado considerando diferentes perfis e geometrias com análises de rigidez torsional. Na figura 65 é possível ver a construção da zona frontal do chassis com diferentes perfis de tubo. Por outro lado, a segurança e fiabilidade da estrutura estão também ligadas à geometria do chassis, mas são função das características do material. Os aços analisados foram o DIN 1629 St. 37, o DIN 1629 St. 52, o AISI 1020 e o AISI 4130. Na tabela 6 estão as principais características destes aços.

Tabela 6: Características dos materiais analisados.

<b>Características</b>	<b>DIN 1629 St. 37</b>	<b>DIN 1629 St. 52</b>	<b>AISI 1020</b>	<b>AISI 4130</b>
<b>Tensão de cedência (MPa)</b>	235	355	330	435
<b>Módulo de elasticidade (GPa)</b>	285	355	200	205
<b>Composição química</b>	% Peso	% Peso	% Peso	% Peso
% C (carbono)	0,17	0,22	0,17	0,28
% P (fósforo)	0,04	0,04	0,04	0,035
% S (enxofre)	0,04	0,035	0,05	0,04

Dos materiais apresentados, a escolha procedeu-se através da determinação das principais características para este projecto e consequente grau de importância destas especificações. As características de cada aço foram classificadas através de ponderadores, segundo a sua importância, de 1 a 5, onde 5 é muito bom e 1 muito fraco, representadas na tabela 7.

Tabela 7: Aplicação de ponderadores aos diferentes aços analisados.

Características	Ponderador (%)	DIN 1629 St. 37	DIN 1629 St. 52	AISI 1020	AISI 4130
Tensão de cedência	20%	2	4	3	5
Redução de peso	30%	3	2	5	5
Rigidez à torção	10%	4	5	4	5
Soldabilidade	10%	4	4	4	5
Manuseamento	10%	5	4	5	4
Custo	20%	5	4	3	2
<b>Total</b>	<b>100%</b>	<b>3,6</b>	<b>3,5</b>	<b>4</b>	<b>4,3</b>

Os materiais da norma DIN apresentados são comercializados em Portugal, enquanto os materiais da norma AISI tiveram que ser importados, o que implica um custo acrescido para a sua aquisição. Por outro lado, o regulamento da *Formula Student* para as restrições mínimas do material a utilizar no chassis (diâmetro e espessura dos tubos), indica medidas de perfis mínimas que não estão disponíveis na norma DIN, e consequentemente no mercado português, fazendo com que a escolha dos perfis disponível por esta norma apresente no final um considerável aumento de peso da estrutura.



Figura 65 – Construção do chassis com aço AISI 4130.

Como se pode verificar na tabela 7 o peso tem uma elevada percentagem de ponderação, pois está directamente relacionado com a rapidez do veículo. Este facto explica também a escolha do aço cromo molibdénio AISI 4130, apesar do elevado preço de aquisição. A estrutura final ficou com uma massa de 33 kg.

### ***3.2 Procedimentos Experimentais***

Analisadas as diferentes técnicas utilizadas nos testes de chassis, foi decidido utilizar um método semelhante ao apresentado na figura 19 (ponto 2.1.4), da Universidade de Washington. Como foi referido, a vantagem deste método é o facto de submeter o chassis a torção pura, pois é colocado um pivô central na parte da frente do chassis, enquanto a traseira é encastrada. A execução do teste de rigidez torsional iniciou-se com o projecto da mestra onde o chassis é montado. Para esse efeito foi modelada em *SolidWorks* uma estrutura, que foi posteriormente construída. Na figura 66 é possível analisar a modelação da mestra. O desenho técnico está presente no anexo II.

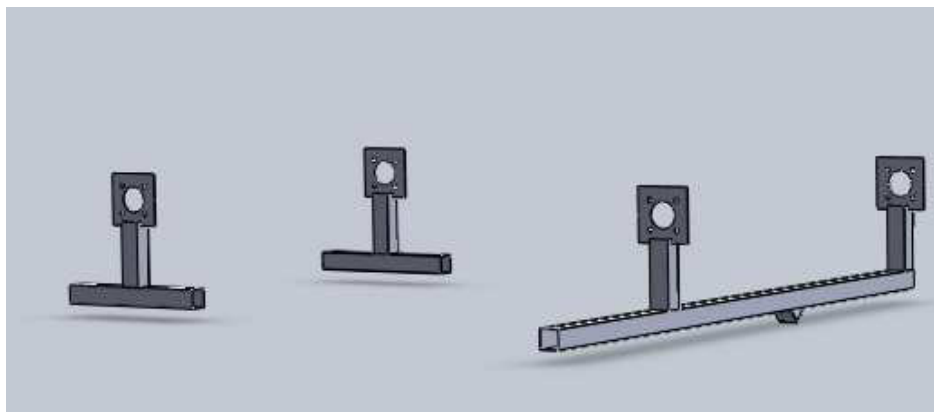


Figura 66 – *Render da mestra em SolidWorks.*

Passou-se então à construção da mesma. Os apoios de encastramento ao chassis foram maquinados numa fresadora de controlo numérico, usualmente chamada CNC, com as dimensões exactas dos cubos das rodas. Na figura 67 é possível ver a maquinação. Estes apoios serão fixados no cubo através dos pernos das rodas e por sua vez são soldados à restante estrutura da mestra.

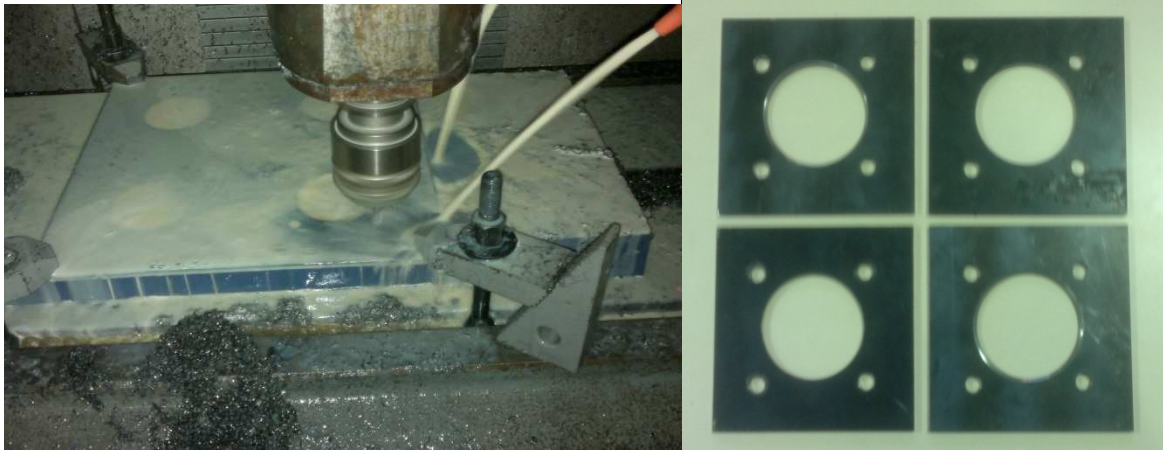


Figura 67 – Maquinação dos apoios dos cubos.

De seguida procedeu-se ao corte dos tubos da estrutura. Como se pode verificar pela análise do desenho técnico, foram utilizados tubos de aço de construção de 50x50mm com 2mm de espessura. Os tubos foram cortados com auxílio de uma serra de corte alternativo, que permite também fazer cortes em esquadria. Na imagem seguinte (figura 68) pode observar-se os tubos prontos a serem soldados.



Figura 68 – Estrutura antes de ser soldada.

Por fim, procedeu-se à soldadura da estrutura. Resta ainda referir que o apoio do cubo de roda frontal esquerda apenas foi soldado quando a estrutura foi montada no chassis, caso contrário seria impossível montar a barra no eixo frontal. Na figura 69 está representada a mestra no final da soldadura.



Figura 69 – Mestra para teste de rigidez torsional finalizada.

Executou-se de seguida a montagem da mestra na estrutura do chassis. Foram retiradas as rodas do veículo e apertados os apoios no cubo da roda. Os apoios traseiros foram encastrados no chão com auxílio de buchas metálicas. Na figura 70 pode-se analisar esta situação.

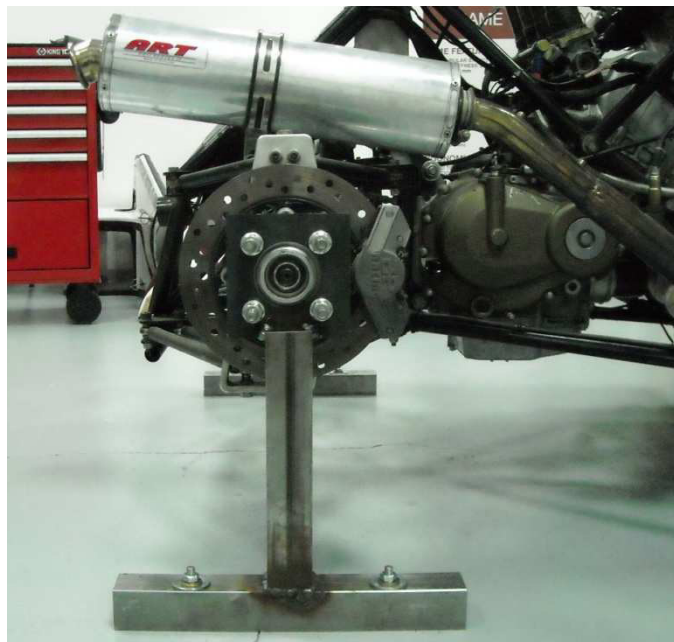


Figura 70 – Montagem dos apoios traseiros da mestra.

Da mesma forma, no eixo frontal, foram apertados os apoios nos cubos de roda, e foi

soldado o tubo de apoio da roda frontal esquerda à barra de ligação entre os dois cubos de roda. Na figura 71 verifica-se esta situação.



Figura 71 – Preparação do apoio frontal esquerdo para a soldadura.

Com a mestra de testes montada no chassis, os conjuntos mola/amortecedor foram substituídos por barras de aço, resultando num conjunto rígido (figura 72).

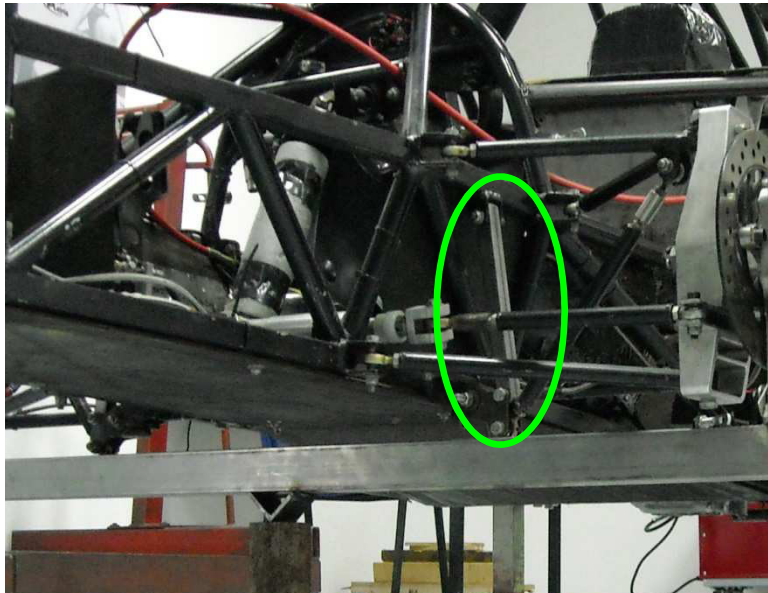


Figura 72 – Substituição do conjunto mola/amortecedor por elemento rígido.

Por fim, foram verificadas as alturas do chassis. Como se pode ver na figura 73 o chassis estava de nível, o que garante a boa concepção e montagem da mestra de testes. Com este

procedimento terminou a fase de montagem e iniciaram-se os testes de rigidez torsional ao chassis.

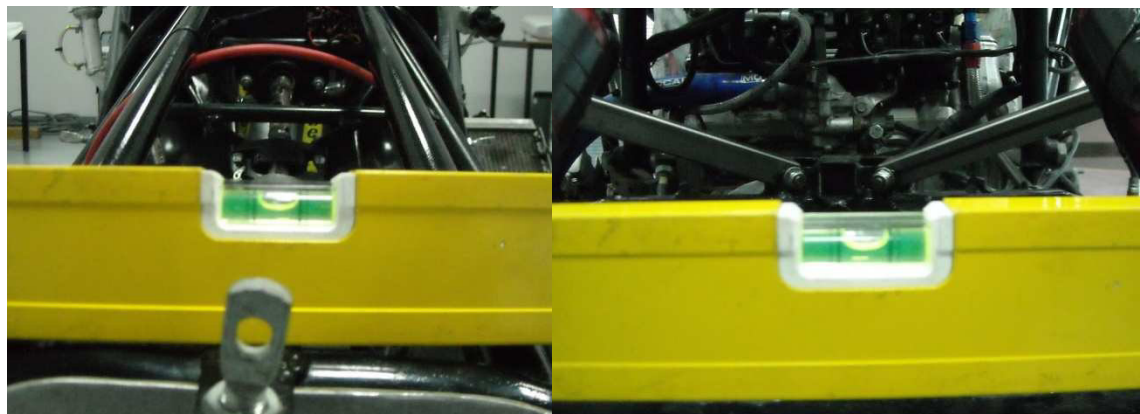


Figura 73 – Verificação do nível na frente e traseira do chassis.

Na figura 74 está representado o conjunto do chassis e mestra de testes antes de se iniciarem os testes práticos de rigidez torsional.



Figura 74 – Montagem completa da mestra.

Os testes de rigidez torsional efectuados ao chassis do Formula IPLeiria foram divididos em quatro testes. Realizou-se dois testes do lado direito e dois testes do lado esquerdo, alterando o sentido de orientação da força, ou seja, um teste com a força aplicada no sentido ascendente e outro teste com a força aplicada no sentido descendente. Para uma

melhor interpretação dos resultados obtidos as forças foram aplicadas em intervalos de 98,1N, até aos 490,5N. Na figura 75 pode verificar-se esta situação. As forças aplicadas no sentido ascendente foram controladas com auxílio de uma balança. No sentido descente utilizou-se cinco sacos de areia com uma massa de 10Kg.



Figura 75 – Aplicação das forças nos estes de rigidez torsional.

Foi ainda colocado um comparador num tubo do chassis, de modo a avaliar a deslocação vertical deste. Na figura 76 está demonstrada a colocação do comparador. Resta ainda referir que cada teste foi repetido cinco vezes.

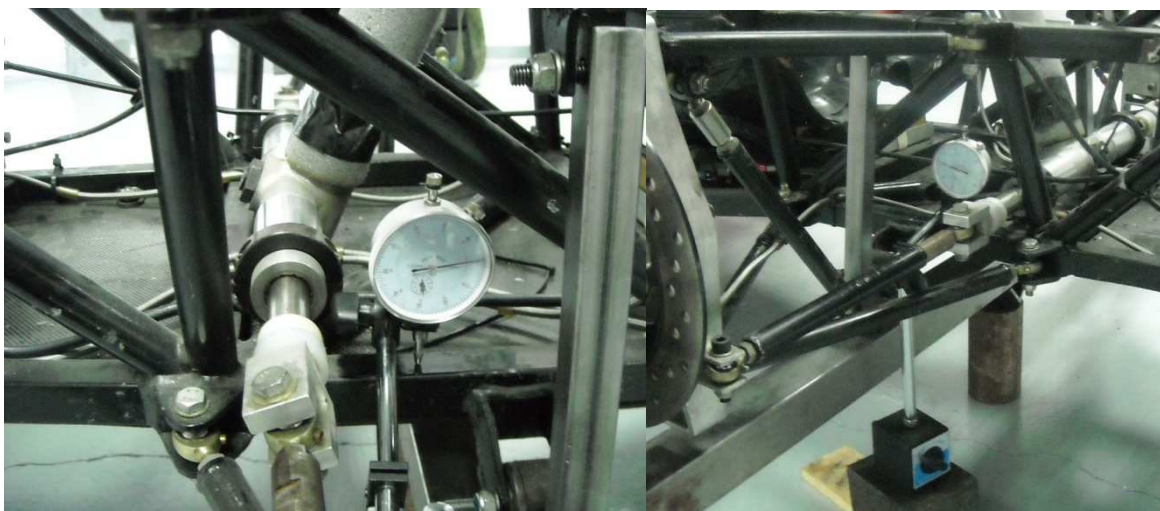


Figura 76 – Colocação do comparador no chassis.

Os valores retirados destes quatro testes de rigidez torsional são apresentados e discutidos no ponto 4.2 – Apresentação e Discussão dos Resultados Experimentais.

## **Capítulo IV – Apresentação e Discussão de Resultados**

---

Neste capítulo, apresentam-se os resultados obtidos nas análises numéricas e experimentais, procedendo-se a uma observação e interpretação dos mesmos, de modo a avaliar os deslocamentos da estrutura e respectiva rigidez torsional. Os resultados serão discutidos ao longo do capítulo, efectuando também uma comparação entre os resultados numéricos e os resultados experimentais.

### **4.1 Resultados Numéricos**

Como se verificou no ponto 2.1.8 – Chassis: Análise Numérica, as análises realizadas ao chassis em 2007, comportavam apenas o chassis, sem triângulos e elementos da suspensão. Com a realização desta dissertação decidiu-se fazer uma nova análise com estes elementos, pois os testes físicos foram assim realizados. Como se compreendeu no ponto 2.1.4 – Rigidez Torsional, a melhor maneira de avaliar as capacidades da estrutura é submeter todo o conjunto do chassis à torção, através da montagem de uma mestra nos cubos de rodas, encastrando a traseira do chassis e aplicando um momento torsor no eixo frontal. Esta configuração coloca o chassis em torção pura, pois a estrutura é forçada a deformar-se segundo o seu eixo central. Foi assim decidido conceber um estudo teórico o mais próximo possível daquele que se iria efectuar no teste físico. Deste modo é possível comparar e validar os resultados de uma forma mais linear e directa. Na figura 77 pode-se visualizar a preparação para os dois estudos. No procedimento da análise FEA, utilizou-se o *software Solidworks Simulation 2013*. O cálculo da análise estática é relativamente rápido e de fácil execução, mas é necessária uma preparação cuidada e adequada do modelo, nomeadamente na preparação da malha e das uniões entre os diferentes membros estruturais. Nesta análise todos os membros estruturais serão considerados como *Beams*, o que exigiu uma simplificação do modelo CAD de forma a obtermos uma malha consistente e o mais próximo possível da realidade.

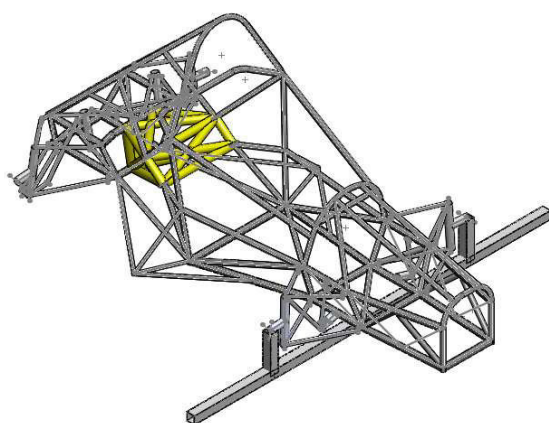


Figura 77 – Preparação para análise teórica (esquerda) e análise prática (direita).

Começou-se por simplificar os elementos da suspensão, particularmente as mangas de eixo, os cubos e os *bellcranks*, que foram substituídos por elementos mais simples com uma rigidez idêntica aos verdadeiros componentes do veículo. O conjunto mola/amortecedor foi substituído por uma barra, tal como no teste físico. À semelhança da análise realizada em 2007, utilizou-se uma estrutura tubular rígida para representar o motor (a amarelo na figura 77).

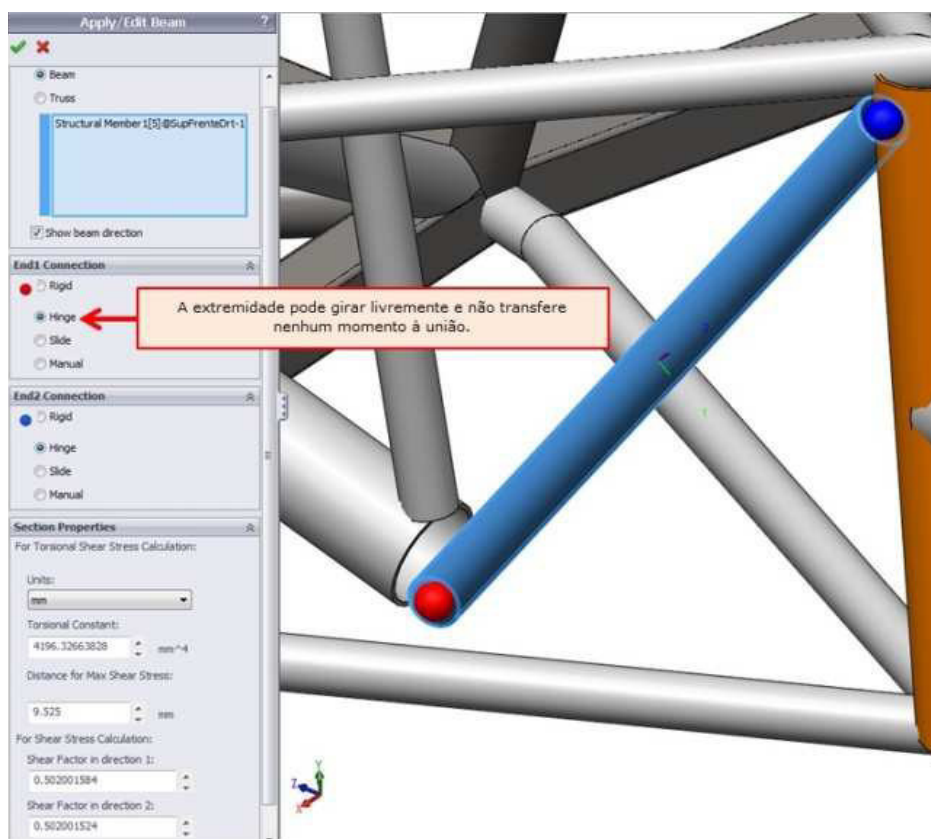


Figura 78 – Exemplo da definição dos graus de liberdade das uniões da suspensão.

Todas estas simplificações permitiram gerar um modelo matemático FEA com uma malha de *beams*, obtendo uma excelente aproximação ao modelo real e tornando o cálculo bastante mais rápido e fiável. Outro dos pontos importantes na definição do modelo matemático são os graus de liberdade das uniões entres os elementos que constituem a suspensão. O modelo FEA deve ser o mais próximo possível da realidade, assim sendo, todas as interações entre os diferentes componentes do veículo devem ser representadas. As uniões com rótulas foram representadas por uniões do tipo “*Hinge*” (articuladas), que permitem rotação em todos os eixos e não permitem translação em qualquer um deles (figura 78). No conjunto *bellcrank*/amortecedor foi definido manualmente os graus de liberdade da união, uma vez que esta só permite rotação num eixo (figura 79).

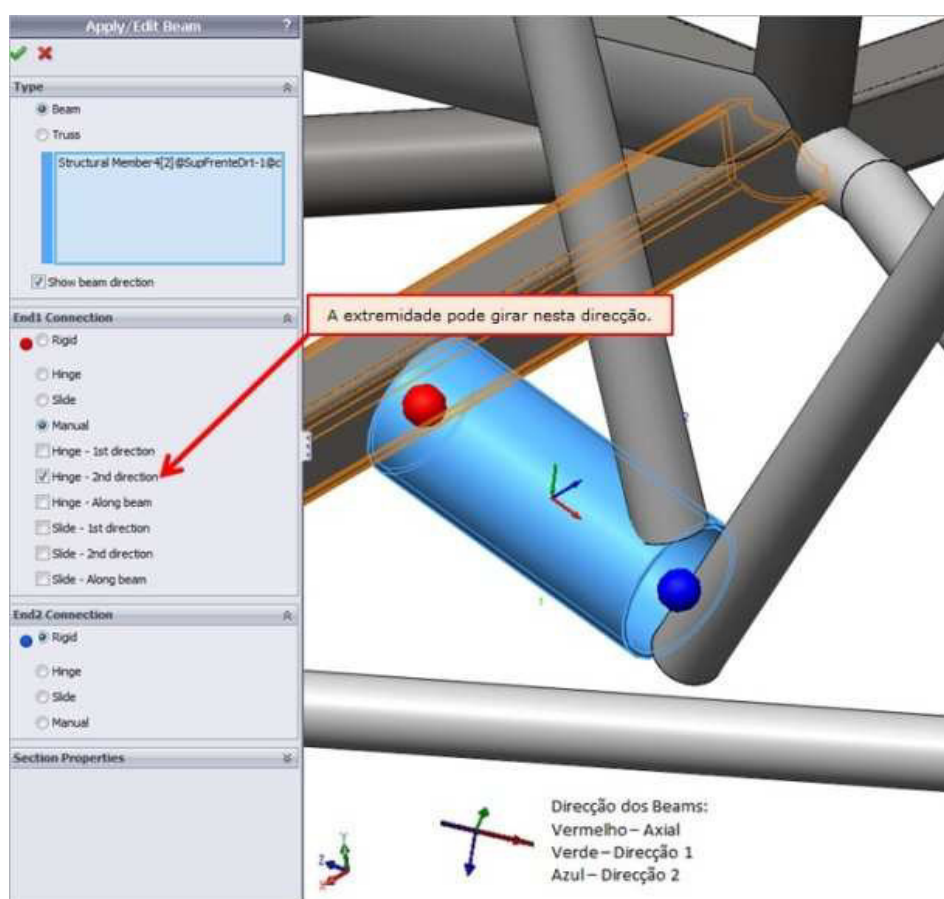


Figura 79 – Exemplo da definição dos graus de liberdade do conjunto *bellcrank*/amortecedor.

Feitas as simplificações no modelo, foram aplicadas as restrições e os carregamentos a que o chassis será sujeito para o referido estudo. Na figura 80, está representado o diagrama de corpo livre onde se pode visualizar as condições de fronteira utilizadas. Nos cubos traseiros não é permitido qualquer grau de liberdade (encastramento), transferindo assim forças e

momentos em todas as direcções. No centro do tubo de ligação dos cubos frontais apenas é permitido movimento de rotação, transferindo para a estrutura forças em todas as direcções e nenhum momento. Por último, foi aplicada uma carga de 500N na extremidade do tubo, que irá provocar o momento torsor na estrutura. Resta ainda referir que nos quatro estudos realizados, apenas se alterou a orientação e o ponto de aplicação da força, mantendo-se as restrições permanentes.

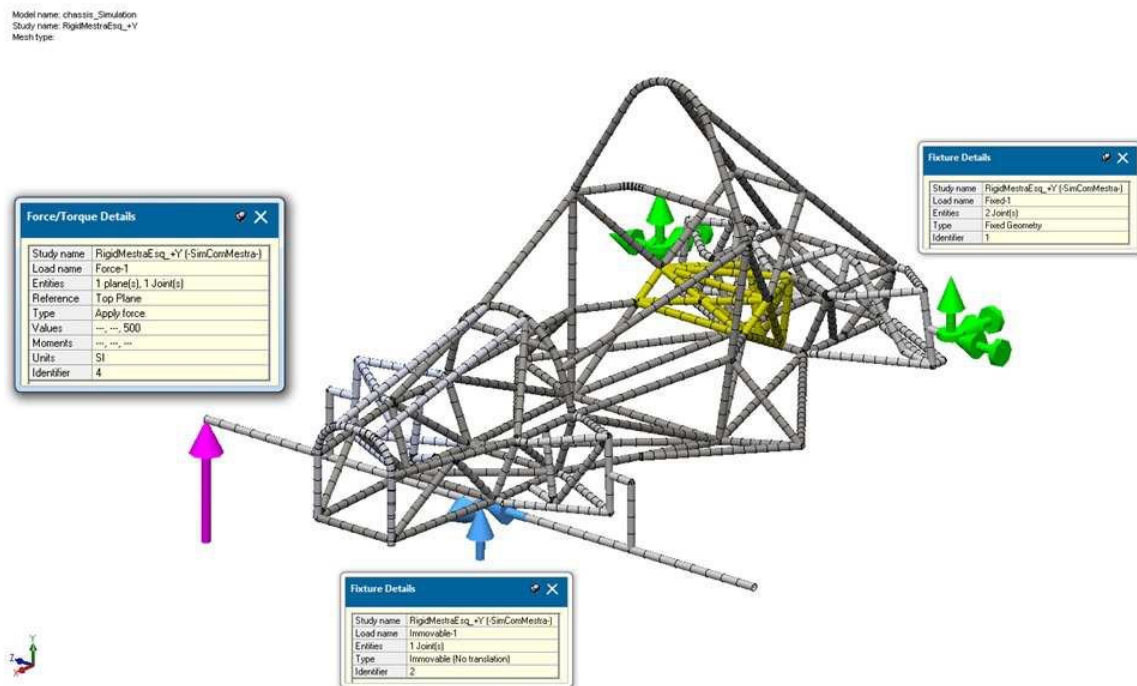


Figura 80 – Diagrama de corpo livre da estrutura e representação da malha *beam*.

Antes de iniciar a análise foi ainda definido o material AISI 4130 nos diferentes elementos estruturais. Computorizado o modelo, foram recolhidos os resultados da análise de elementos finitos e os respectivos deslocamentos, nos pontos necessários ao cálculo da rigidez torsional. Nas figuras seguintes (figuras 81 a 84) podemos visualizar a medição dos valores do deslocamento em *yy* e os diferentes pontos de aplicação da carga. De notar que a medição é feita no nó junto ao tubo inferior da estrutura frontal do lado de aplicação da carga, tal como depois foi medido no teste físico.

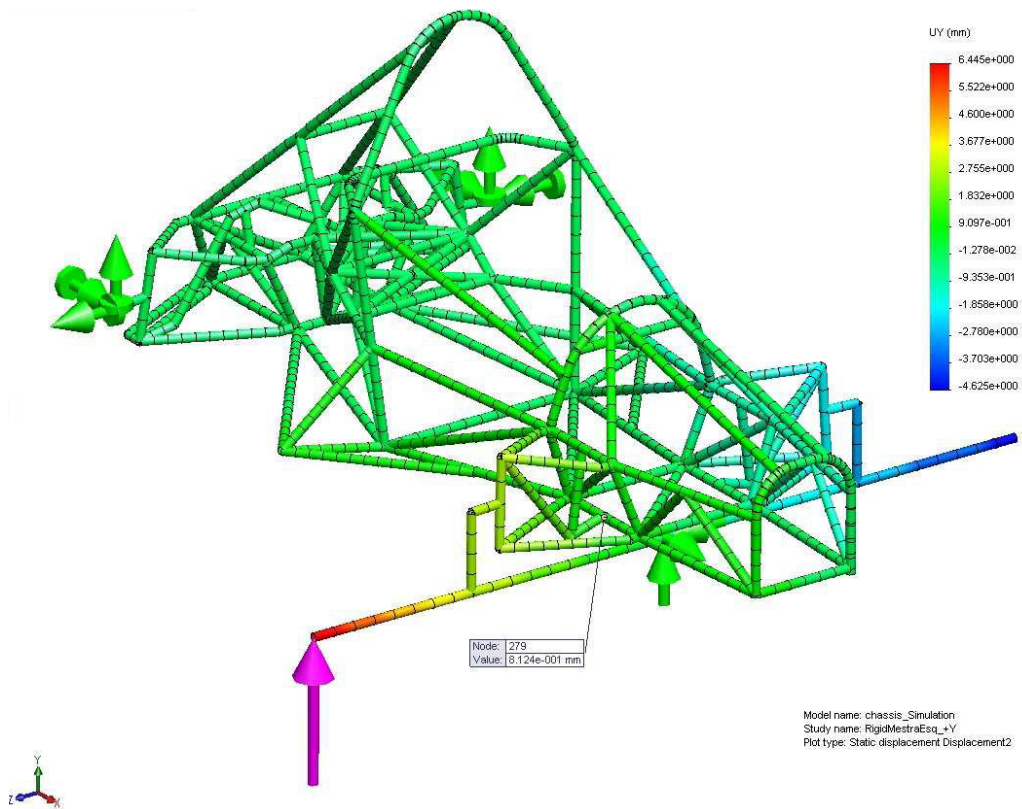


Figura 81 – Aplicação da carga à esquerda em Y+ e respectivo deslocamento.

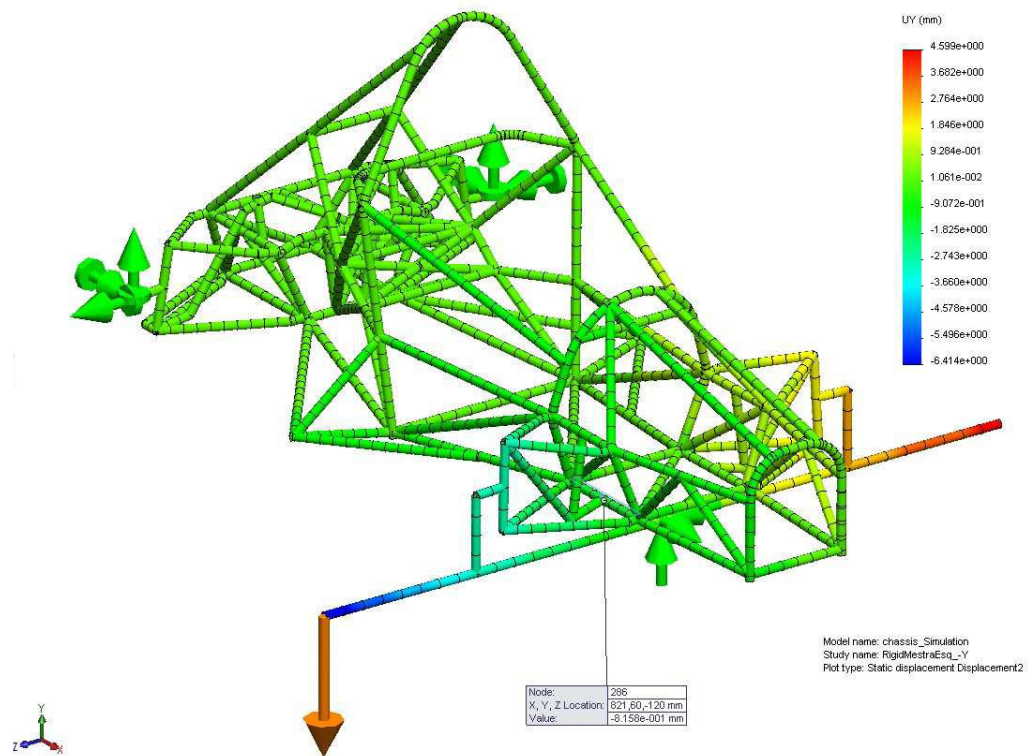


Figura 82 – Aplicação da carga à esquerda em Y- e respectivo deslocamento.

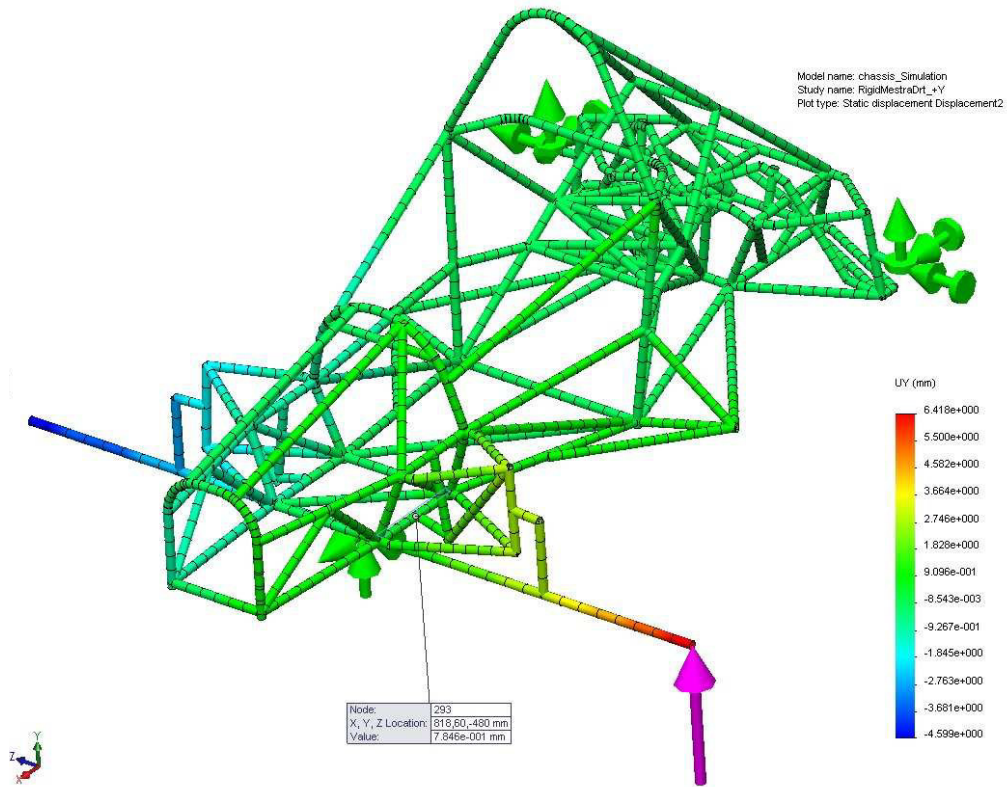


Figura 83 – Aplicação da carga à direita em Y+ e respectivo deslocamento.

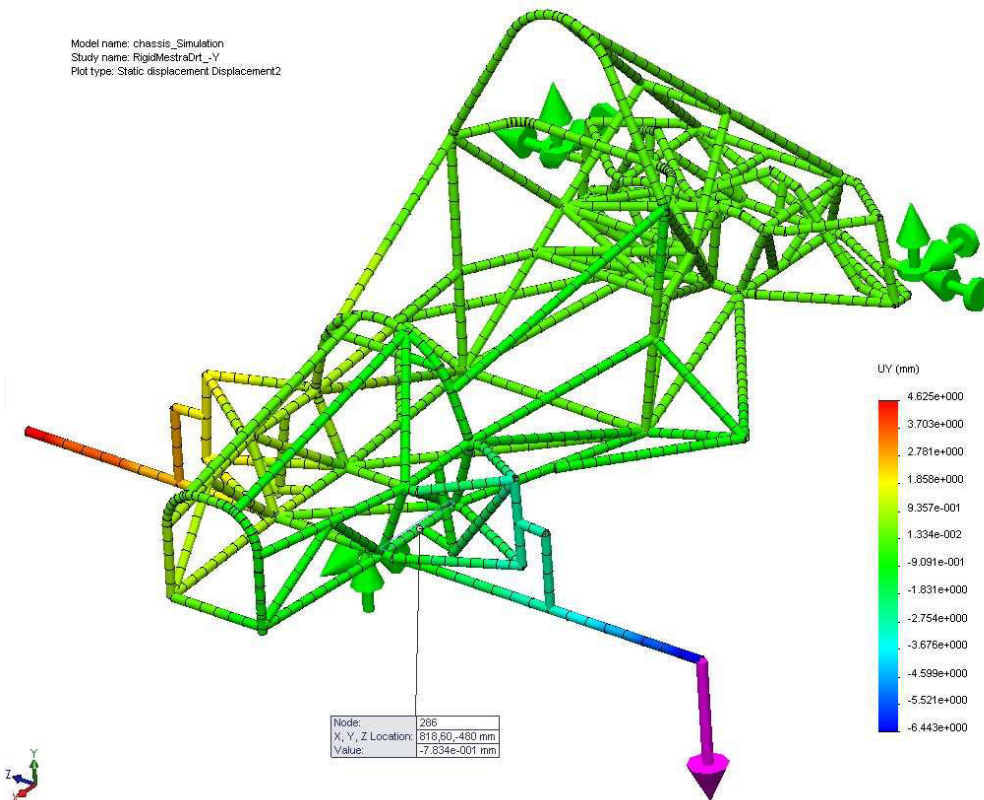


Figura 84 – Aplicação da carga à direita em Y-e respectivo deslocamento.

Substituindo os valores retirados da análise e repetindo o procedimento demonstrado nas equações 35 a 38, foram calculados os valores da rigidez torsional para cada teste. Na tabela 8 são apresentados os deslocamentos e respectivos valores da rigidez torsional obtidos na simulação FEA.

Tabela 8: Valor da rigidez torsional para cada teste.

		<b>Des. Esq +Y</b>	<b>Des. Esq -Y</b>	<b>Des. Drt +Y</b>	<b>Des. Drt -Y</b>
<b>Desloca. Y</b>	<b>mm</b>	0,8124	0,8158	0,7846	0,7834
<b>Braço</b>	<b>mm</b>	1111,79	1111,79	1111,79	1111,79
<b>Força</b>	<b>N</b>	500	500	500	500
<b>Braço ângulo</b>	<b>mm</b>	177,87	177,87	177,87	177,87
<b>Momento</b>	<b>N.m</b>	555,895	555,895	555,895	555,895
<b>Ângulo</b>	<b>deg</b>	0,261689816	0,262785007	0,252735015	0,252348476
<b>Rigidez</b>	<b>N.m/deg</b>	<b>2124,251</b>	<b>2115,398</b>	<b>2199,517</b>	<b>2202,886</b>

Estes resultados demonstram grande proximidade aos valores teóricos de rigidez torsional obtidos na análise efectuada em 2007 (2162,48 Nm/°) apenas ao chassis, com uma variação percentualmente insignificante. Apesar de não existirem testes físicos realizados apenas ao chassis, esta semelhança de valores é um bom indicador de que a rigidez estrutural dos elementos da suspensão (triângulos, cubos e mangas de eixo) é muito semelhante à rigidez do chassis.

## **4.2 Resultados Experimentais**

Como se expôs no ponto 3.2 – Procedimentos Experimentais, foram realizados quatro testes de rigidez torsional, dois em cada lado do chassis. Por outro lado, foram realizadas cinco medições para cada teste, procurando assim verificar a convergência das medidas efectuadas. Os resultados de cada medição individual são apresentados em anexo (anexo III). Nos gráficos seguintes são expostos em resumo os valores da rigidez torsional para

cada teste realizado. No eixo das ordenadas está representada a rigidez torsional, expressa em Newton Metro por Grau ( $\text{Nm}^\circ$ ), e no eixo das abcissas estão representadas as cargas aplicadas para cada teste, expressas em Newton (N). Como foi explicado anteriormente, os testes foram realizados com aplicação contínua das cargas, ou seja, iniciou-se com uma força de 98,1N, sendo adicionadas cargas de igual amplitude até perfazer 490,5N. Para cada aplicação de força, foi retirado o valor de deslocamento em yy do chassis. Na figura abaixo (figura 85) está representado o gráfico para os testes realizados do lado direito do chassis, com aplicação das cargas em sentido descendente.

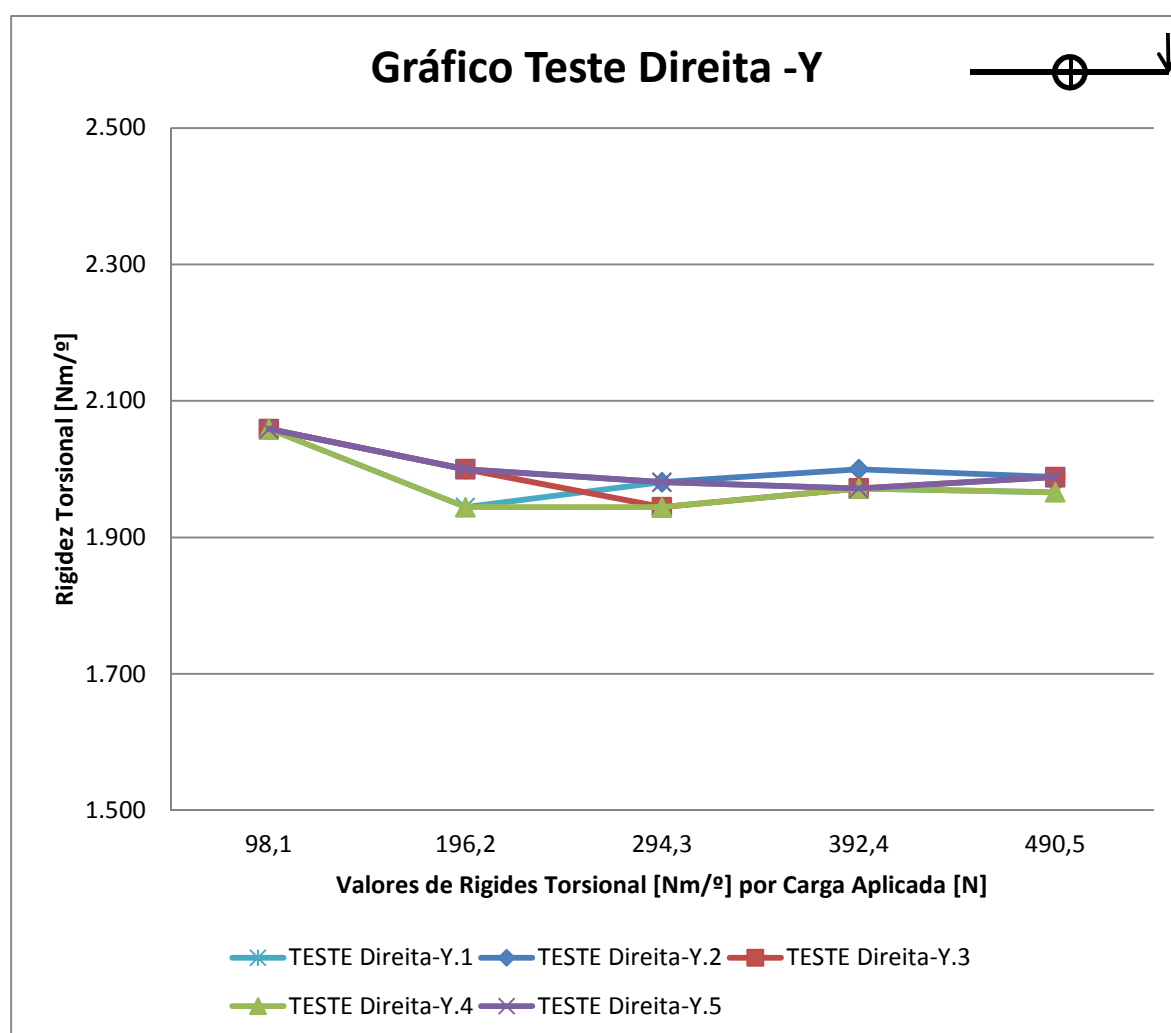


Figura 85 – Teste direita, aplicação da carga em sentido descendente.

Analisando o gráfico, pode-se compreender que a rigidez torsional máxima é obtida na aplicação da carga inicial, com  $2058,63\text{Nm}^\circ$ , o valor mínimo é de  $1944,27\text{Nm}^\circ$  para uma carga de 294,3N, e o valor médio deste conjunto de cinco testes foi de  $1991,86\text{Nm}^\circ$ . Para a

carga de 490,5N o valor médio obtido foi de 1979,53Nm/º, sendo o valor a comparar com os testes obtidos no estudo teórico. De seguida é apresentado o gráfico (figura 86) para o teste de rigidez torsional à direita com aplicação das cargas no sentido ascendente.

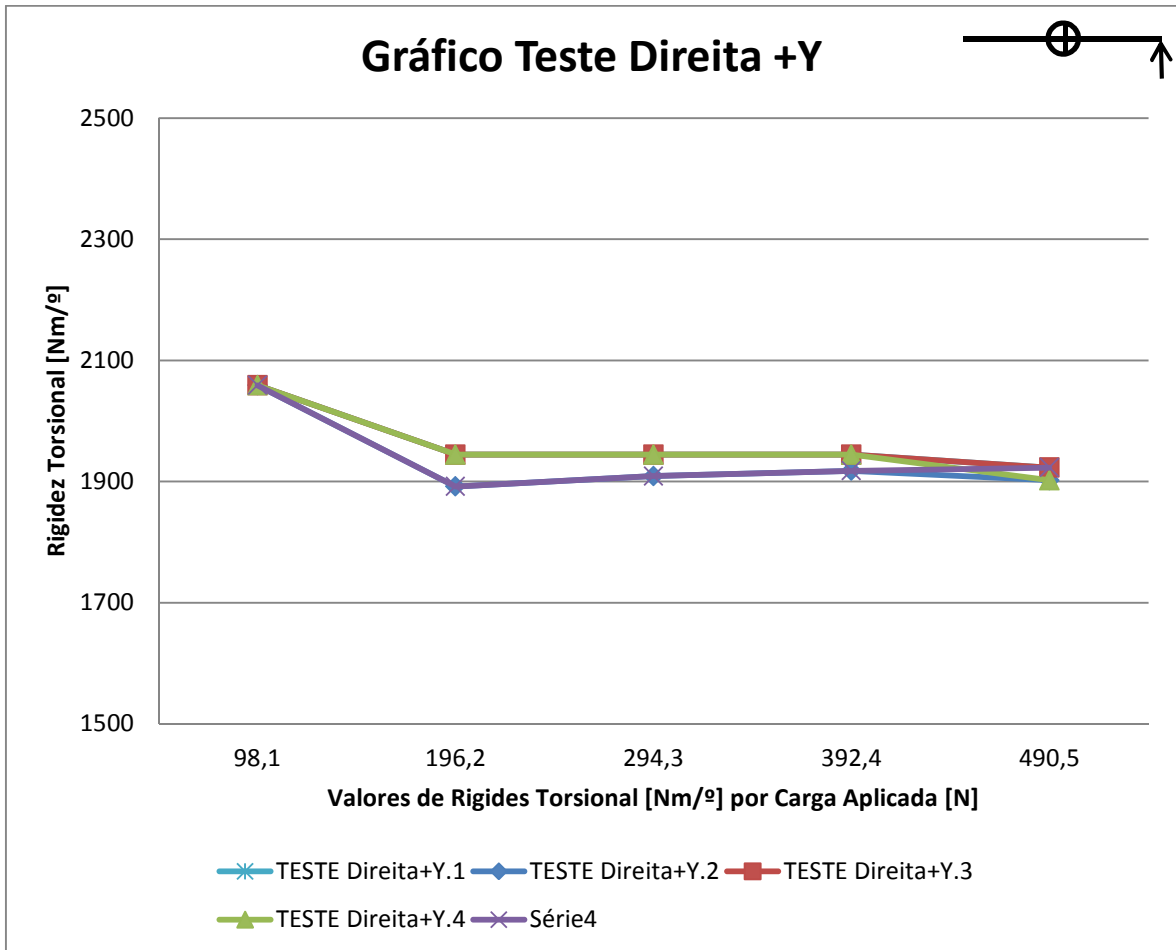


Figura 86 – Teste direita, aplicação da carga em sentido ascendente.

Analisando o gráfico deste teste, é possível verificar que a rigidez torsional máxima é obtida na aplicação inicial da carga com 2058,63Nm/º, o valor mínimo é de 1891,72Nm/º para uma carga de 196,2N, e o valor médio deste conjunto de cinco testes foi de 1952,03Nm/º. Para a carga de 490,5N o valor médio obtido foi de 1914,55Nm/º.

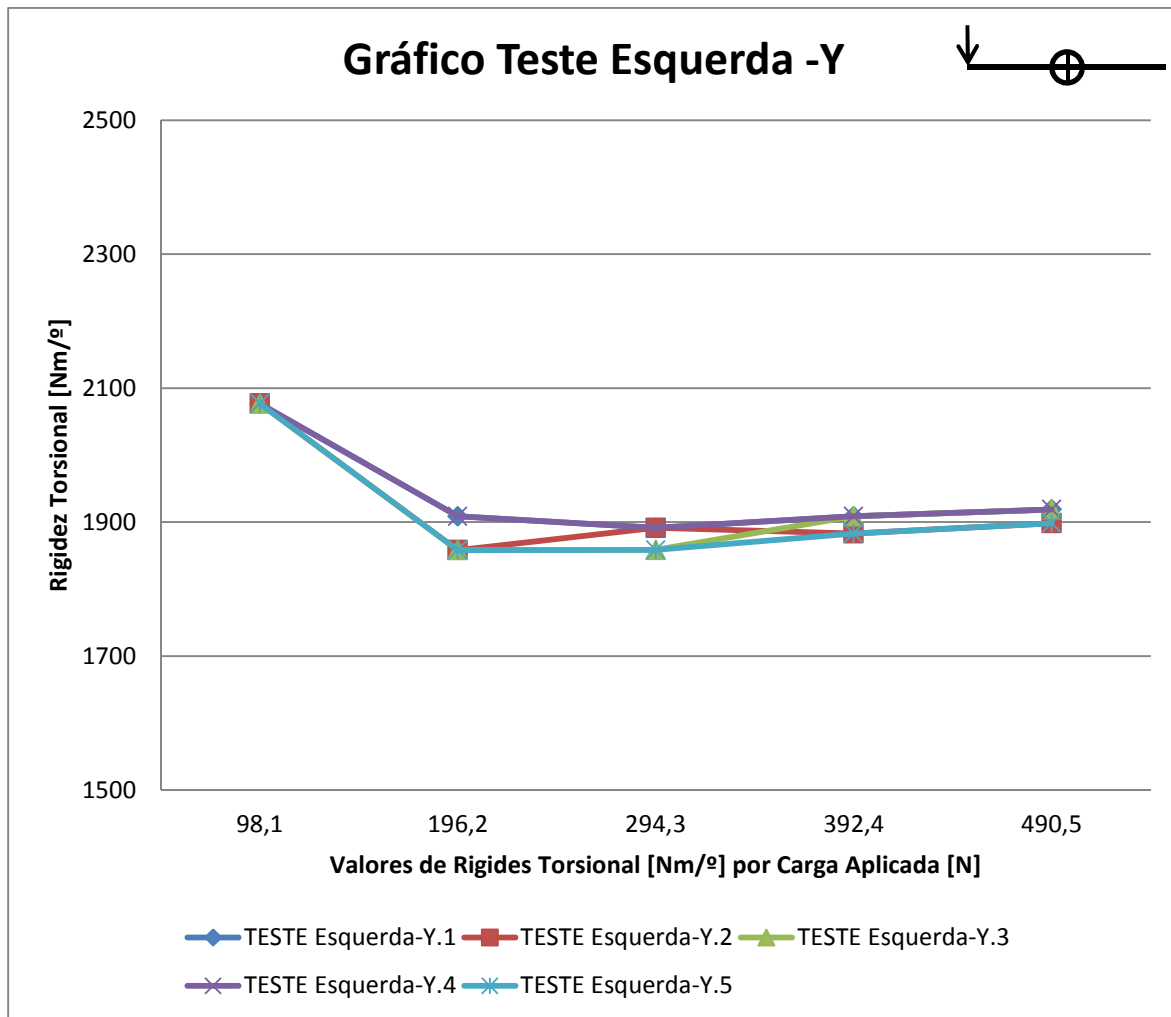


Figura 87 – Teste esquerda, aplicação da carga em sentido descendente.

O gráfico da figura anterior (figura 87) compreende os resultados para o teste efectuado do lado esquerdo com aplicação das cargas no sentido descendente. Analisando o mesmo, é possível verificar que a rigidez torsional máxima, é obtida na aplicação inicial da carga com 2077,01Nm/º, o valor mínimo é de 1858,38Nm/º para uma carga de 196,2N, e o valor médio deste conjunto de cinco testes foi de 1928,59Nm/º. Para a carga de 490,5N o valor médio obtido foi de 1910,74Nm/º.

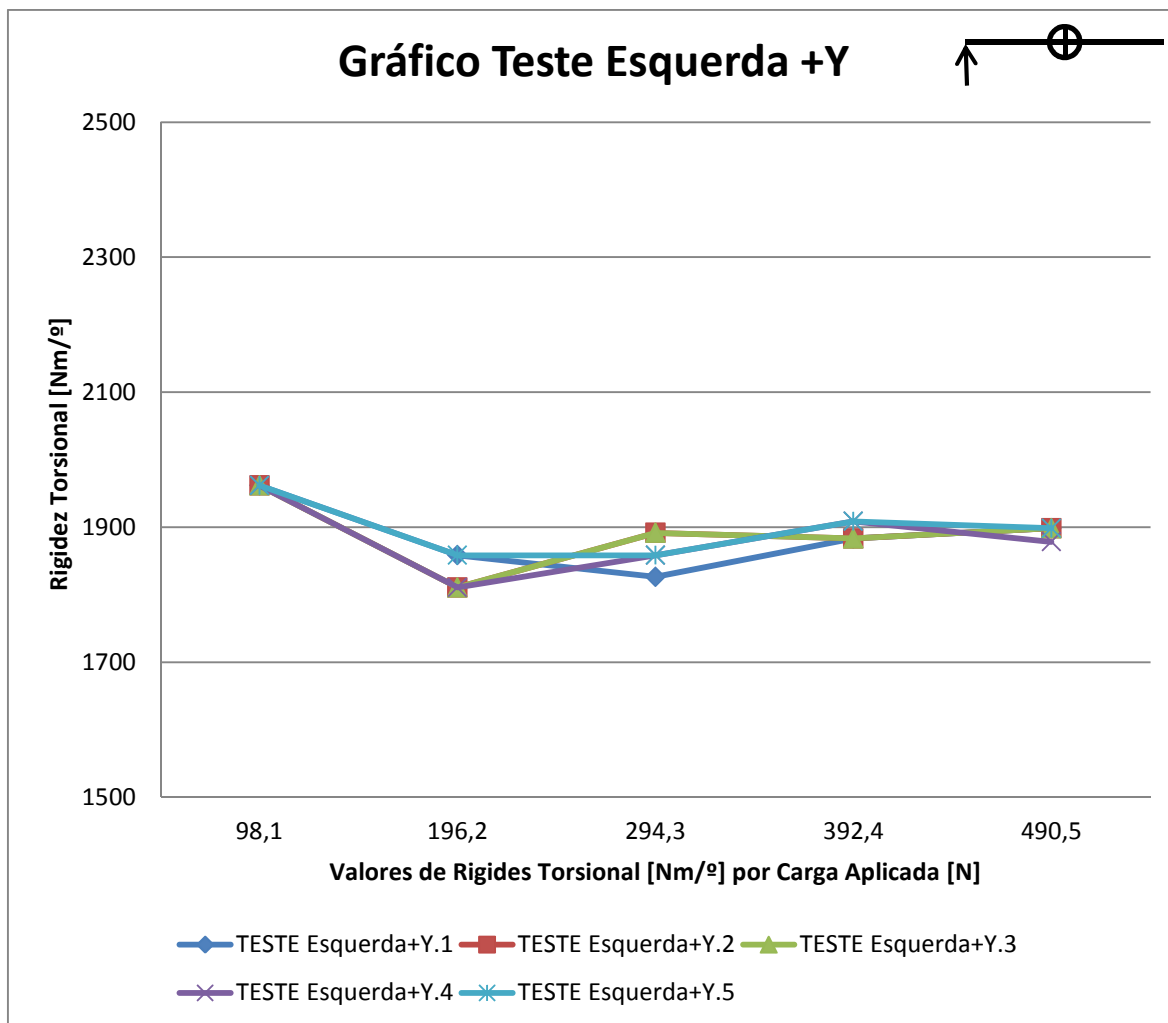


Figura 88 – Teste esquerda, aplicação da carga em sentido ascendente.

Por fim, é apresentado na figura 88, o gráfico referente ao teste do lado esquerdo com aplicação das forças no sentido ascendente. Através da análise deste gráfico, verificar-se que a rigidez torsional máxima, à semelhança dos testes anteriores, é obtida na aplicação inicial da carga com 1961,62Nm/º, o valor mínimo é de 1810,73Nm/º para uma carga de 196,2N, e o valor médio deste conjunto de cinco testes foi de 1889,65Nm/º. Para a carga de 490,5N o valor médio obtido foi de 1894,32Nm/º.

O gráfico da figura seguinte (figura 89) apresenta uma comparação entre os resultados obtidos nos quatro testes. Para a elaboração deste gráfico foram utilizados os valores médios de cada medição para as cinco cargas. Como se pode verificar pela leitura da legenda do gráfico, cada teste está devidamente sinalizado, do mesmo modo dos gráficos anteriores, permitindo uma melhor comparação e exame.

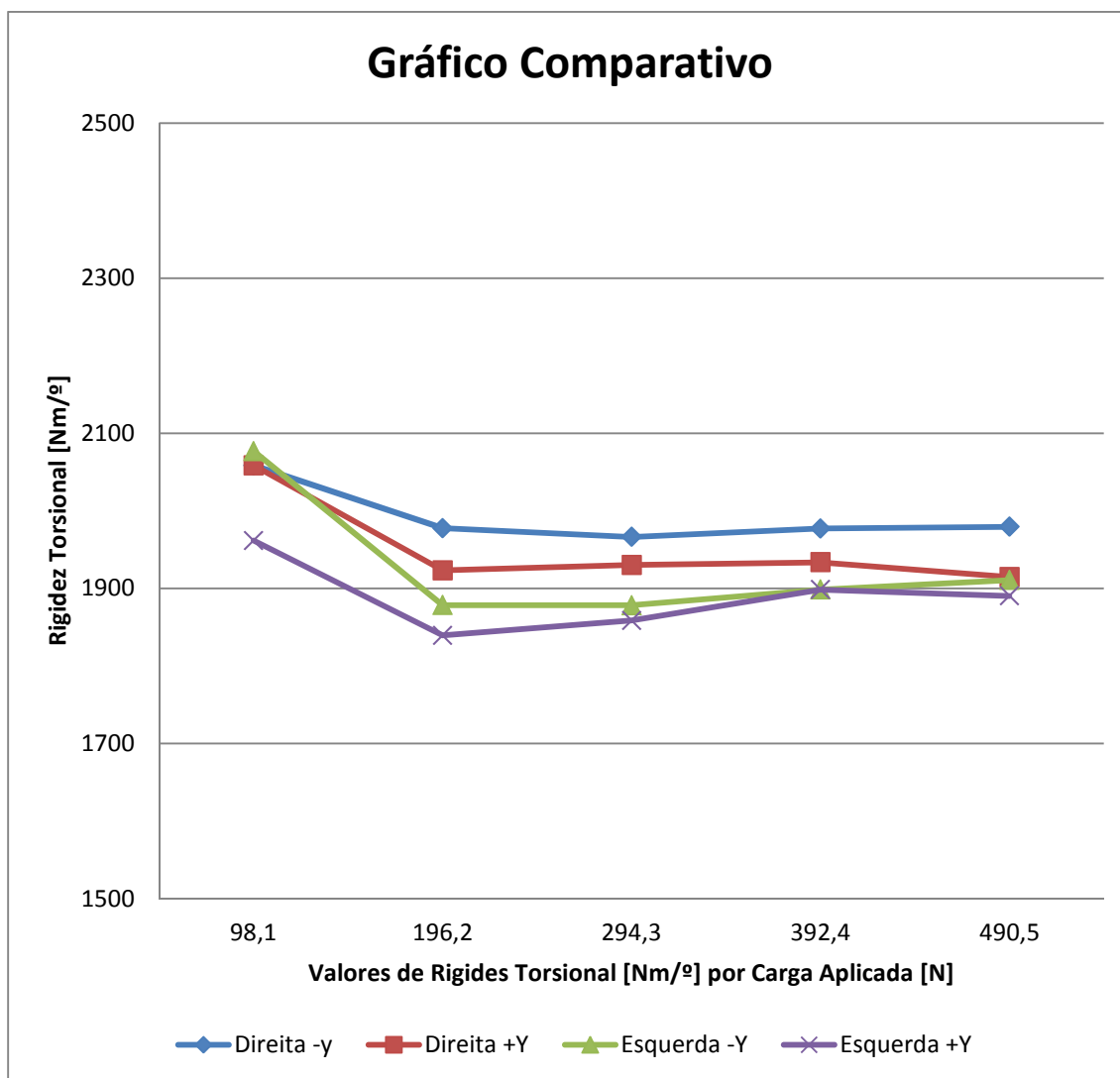


Figura 89 – Gráfico comparativo dos quatro testes realizados.

Através da análise dos gráficos apresentados, é possível retirar várias conclusões. Verifica-se que à medida que a carga de ensaio aumenta os valores de rigidez torsional convergem, sendo esta situação bem patente no gráfico resumo da figura 89. Por outro lado, também se verifica que no ensaio à carga mínima (98,1N) os valores da rigidez torsional são divergentes (4 a 7% superiores à média dos resultados) dos valores médios registados com cargas superiores. Esta situação deve-se ao facto de parte da carga não ser transmitida directamente ao chassis, servindo para retirar a folga das uniões mecânicas (rótulas) assim como dos rolamentos do cubo. Comparando os testes realizados do mesmo lado do chassis, representados nas figuras 90 e 91 (carga ascendente e carga descendente) verifica-se variações residuais de rigidez torsional até 3%, na carga máxima. Este facto possivelmente tem origem em erros de medição e/ou erros de leitura na balança e no comparador.

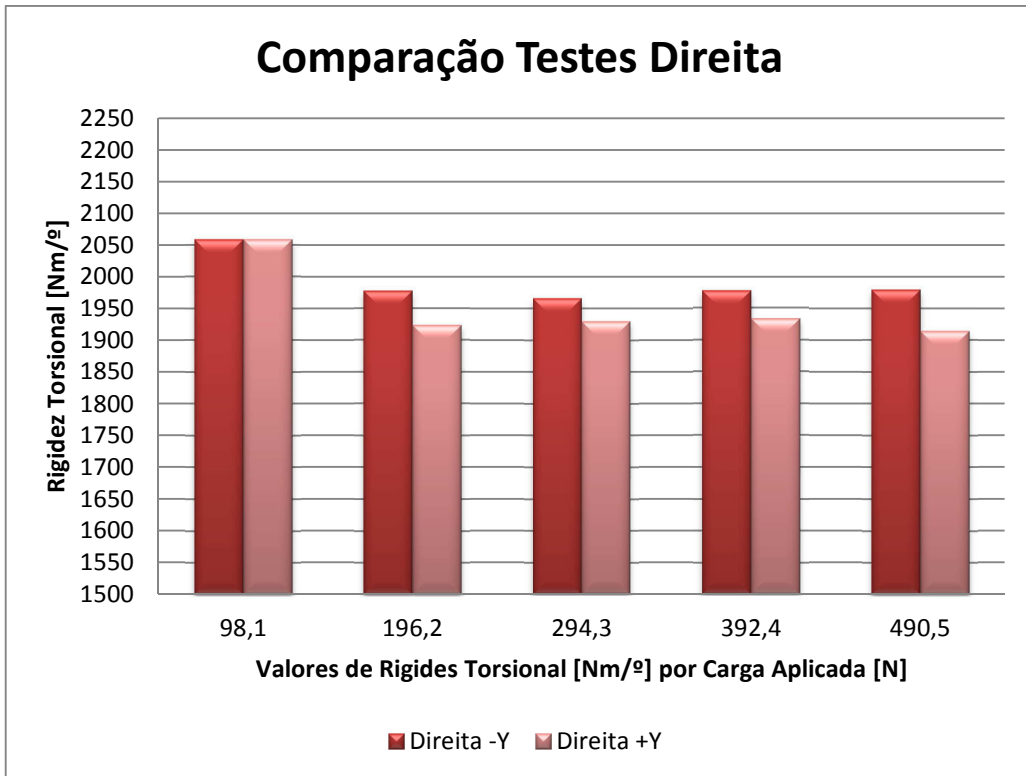


Figura 90 – Comparação dos testes realizados à direita do chassis.

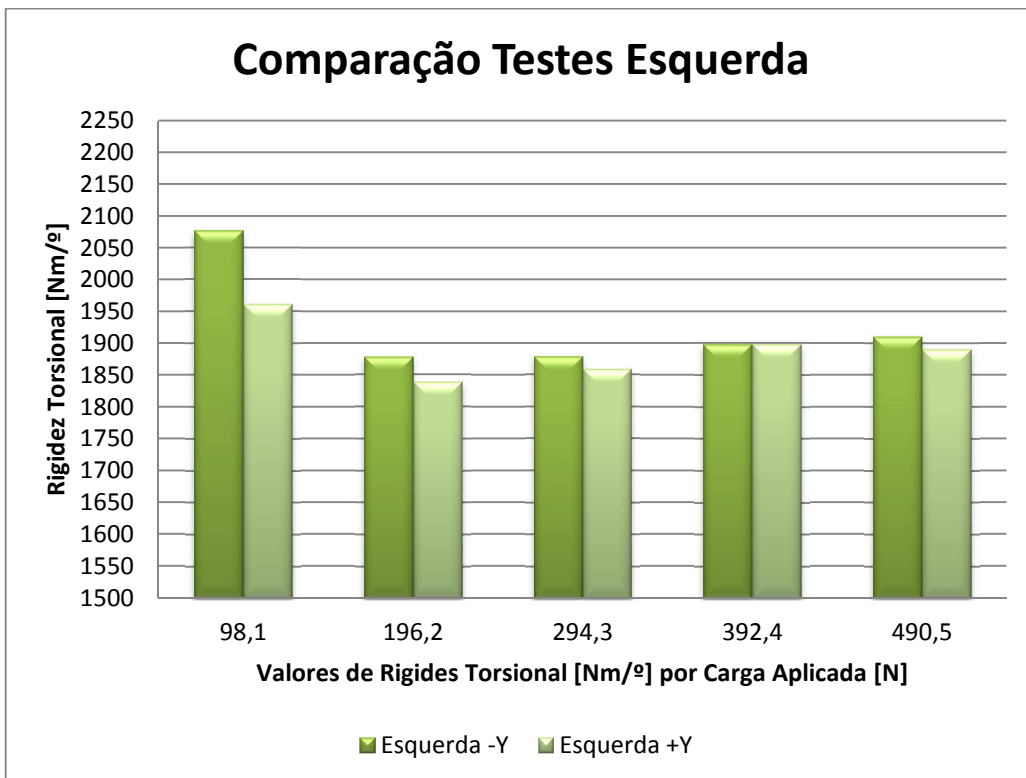


Figura 91 – Comparação dos testes realizados à esquerda do chassis.

Por outro lado, quando comparamos os testes realizados com o mesmo sentido de orientação da carga, mas entre a direita e a esquerda do chassis, verifica-se variações de rigidez na ordem dos 5% entre os valores mínimos e os valores máximos de rigidez torsional (figuras 92 e 93).

Esta situação ocorreu com a carga no sentido ascendente e descendente. A pequena variância registada, possivelmente deve-se ao facto do chassis não ser totalmente simétrico, pois a utilização de motor transversal, obriga a que a saída de potência seja descentrada, forçando a estrutura do chassis a ser assimétrica.

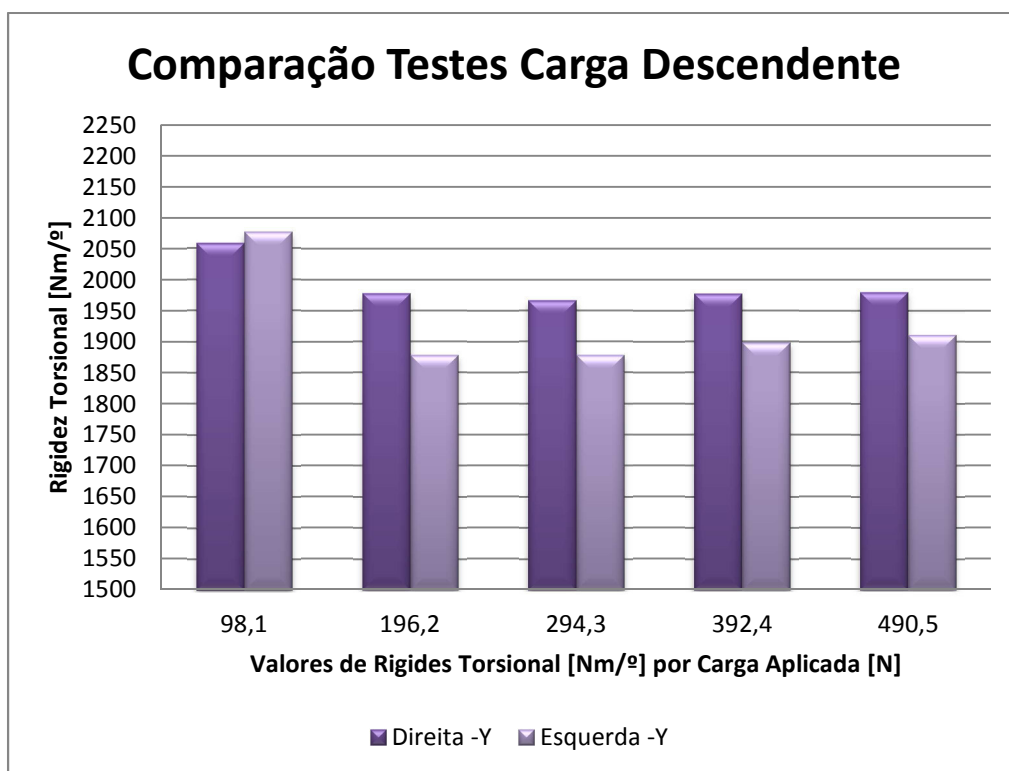


Figura 92 – Comparação dos testes realizados com carga no sentido descendente.

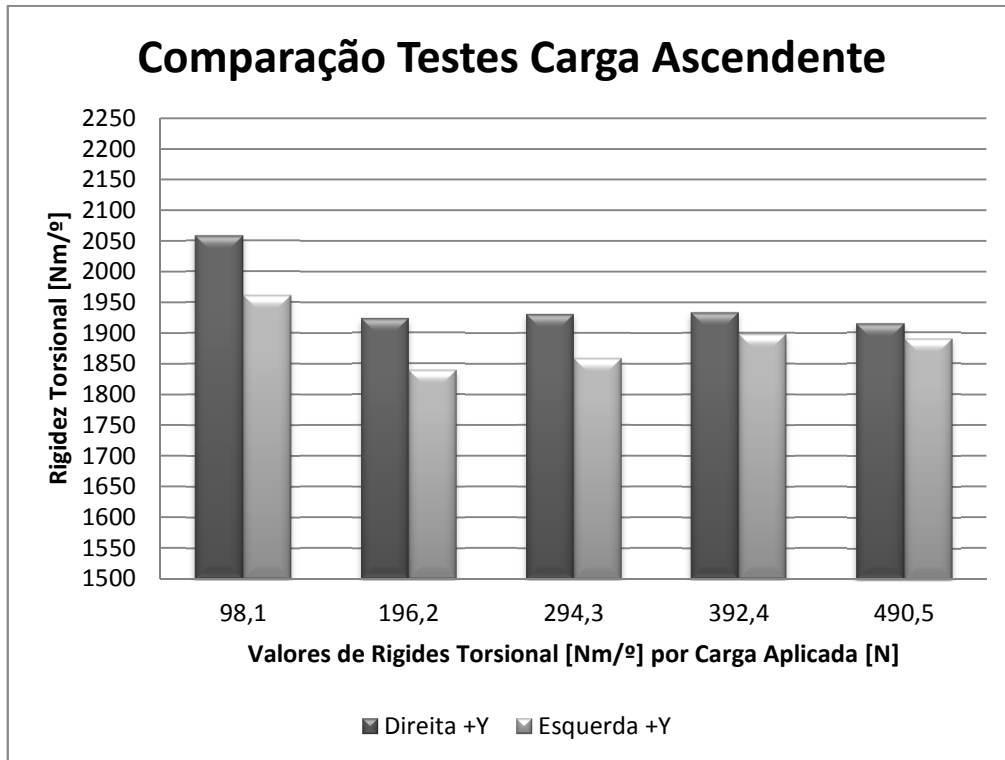


Figura 93 – Comparação dos testes realizados com carga no sentido ascendente.

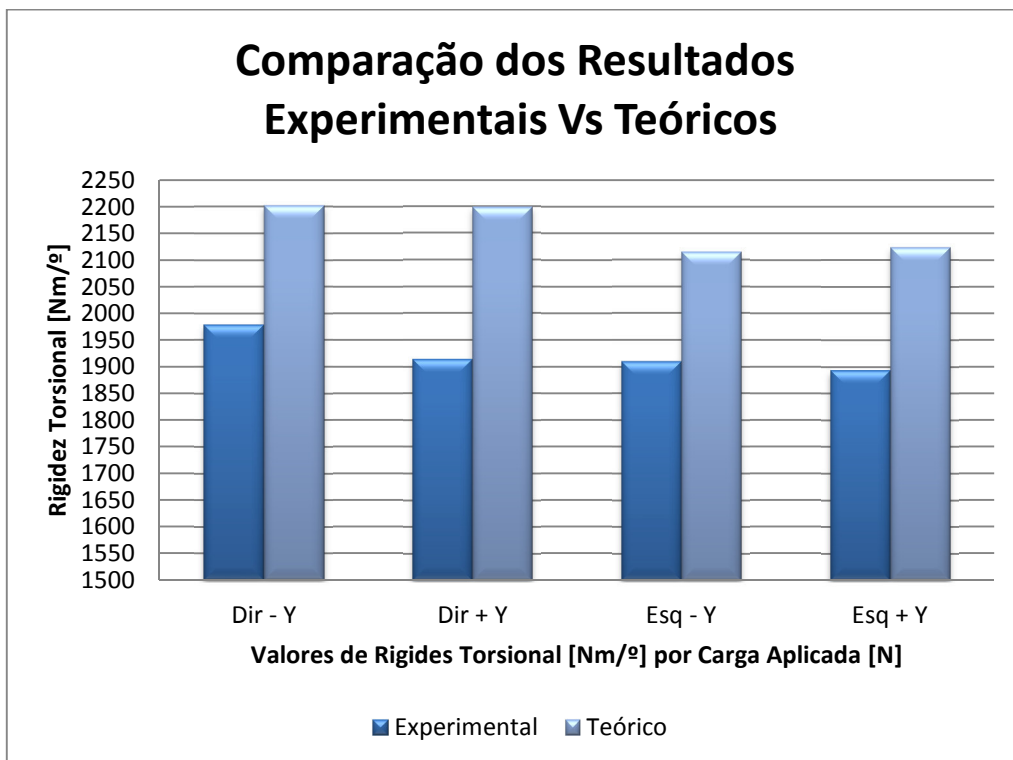


Figura 94 – Comparação entre resultados teóricos e experimentais.

Passando para a comparação entre testes experimentais e testes teóricos (em carga

máxima) verifica-se uma variação superior de aproximadamente 13% entre os valores dos testes experimentais e dos testes teóricos, na variação máxima (teste á direita em +y), demonstrado no gráfico da figura 94.

Conclui-se que esta diferença poderá dever-se a vários factores, tais como: simplificações geométricas utilizadas nos órgãos da suspensão (mangas de eixo, cubos e *bellckrans*) que poderão introduzir variação dos resultados; O próprio *software* de simulação apresenta sempre um coeficiente de segurança nos seus resultados, acabando por incrementar o valor final; Na simulação FEA, são assumidas condições perfeitas ao nível do material e das soldaduras, o que na realidade nem sempre acaba por acontecer.

No entanto, e apesar da relativa proximidade entre os valores dos dois testes, os resultados experimentais são sem duvidas os mais fiáveis e sobre os quais devem recair as conclusões do estudo.

## Capítulo V – Caso de Estudo

---

Para além do estudo da rigidez torsional do chassis do Formula IPLeiria, também é proposto com esta dissertação, elaborar uma análise para um caso de estudo sobre um tubo em compósito laminado. Isto é, pretendem-se seleccionar um tubo em aço do chassis, que através da análise de elementos finitos se verifique o estado de tensão que é sujeito aquando de aplicações de esforços ao chassis. Com base nesta verificação é elaborada uma nova análise para um tubo com dimensões semelhantes, em compósito laminado.



Figura 95 – Triângulos da suspensão veículo *TANKIA* 2009 da Universidade Técnica de Graz (<http://racing.tugraz.at/>).

No âmbito da *Formula Student*, a utilização de chassis tubulares com tubos em compósito ainda não é uma realidade. Por norma, a evolução natural das equipas mais experientes é avançarem de chassis tubulares em aço para chassis híbridos e posteriormente para chassis monocoque em compósito de fibra de carbono. No entanto é usual, até em veículos com chassis tubular, a utilização de triângulos da suspensão e tirantes em tubos de compósito laminado, como se pode visualizar na figura 95. Esta solução reduz as massas não suspensas e diminui os esforços transferidos aos chassis. Nestes casos, são incorporados no interior dos tubos peças roscadas, onde serão montadas as rótulas. Como é conhecido, a

complexidade da construção de estruturas em tubos compósitos prende-se com as uniões dos tubos, facto que tem prolongado o desenvolvimento desta solução em estruturas mais complexas. Um estudo, teórico, efectuado na Universidade de Coventry, expõe que a alteração de tubos em aço para tubos em compósito laminado, aumenta em quatro vezes a rigidez torsional da mesma configuração de chassis. Devido a restrições na dimensão dos tubos, os ganhos de peso são desprezíveis, no entanto a rigidez específica é consideravelmente superior. Na figura 96 (esquerda) é possível analisar a modelação estudada.

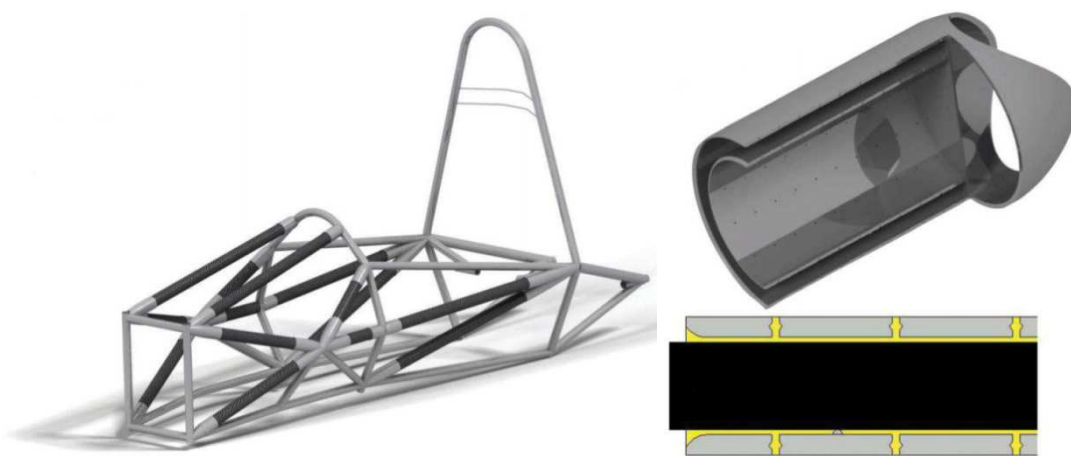


Figura 96 – Chassis híbrido e pormenor de 2 tipos de uniões. (Demetrious, 2013)

Para as uniões foram estudados três tipos, nomeadamente, adesivos, junta mecânica e soldadura (figura 96 direita superior). Na perspectiva da soldadura, desenvolveu-se uma adaptação que depois de montada no tubo compósito, seria soldada aos arcos. No entanto esta hipótese foi rejeitada, pois a temperatura de soldadura iria comprometer o compósito e o adesivo. A ligação por junta mecânica passa por uniões mecânicas com adesivo, através da técnica de ALM (*additive layer manufacturing*) colocando tiras de fibra embebidas em resina sobre os tubos de aço. Esta solução teve de ser descartada, pois nas uniões com muitos tubos torna-se impossível colocar todos os tubos com as orientações pretendidas. Por fim, a escolha pretendida seria uma junta de adesivo (figura 97 direita inferior), que utiliza pequenos buracos nos nós, permitindo impregnar o conjunto. Contudo os juizes da competição *Formula Student* alegaram que tal junta não poderia ser inspeccionada, inviabilizando a construção do chassis para esta competição. Sem a possibilidade de construir o chassis e o submeter a testes físicos, várias questões continuam por responder (Demetrious, 2013).

## 5.1 Elemento Analisado

Como se demonstrou no ponto 2.1.7 – Chassis: Cargas Aplicadas, o caso extremo de solicitação para um chassis acontece quando este é sujeito a esforços de travagem e curva simultânea. Sob estas condições o chassis é sujeito à combinação de esforços de travagem com esforços provenientes das forças centrífugas que imprimem solicitações ao veículo em curva. Representação da análise na figura 97.

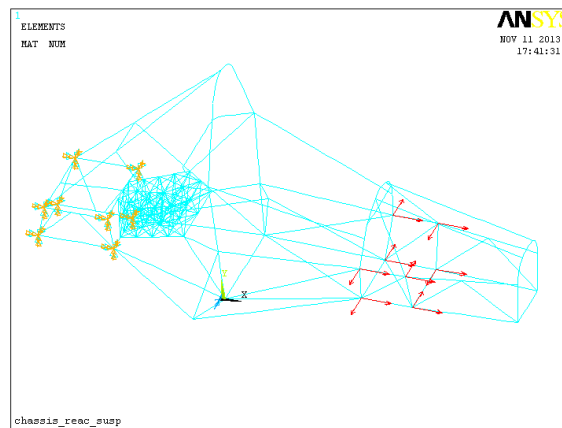


Figura 97 – Diagrama de corpo livre do chassis com restrições e aplicação de cargas.

Da análise efectuada para esta situação é possível concluir que o elemento do chassis com tensões mais elevadas (combinação de tensão axial e tensão de corte) é o tubo que liga o arco principal do chassis à caixa traseira (figura 98).

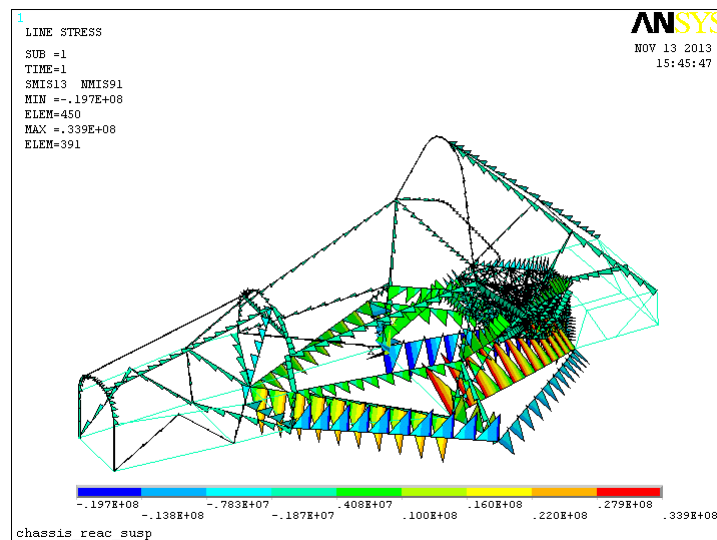


Figura 98 – Tensão axial e tensão de corte máximas para situação de travagem em curva.

Este tubo, representado a amarelo na figura 99, tem um diâmetro externo de 28,58mm e uma espessura de 1,2446mm.

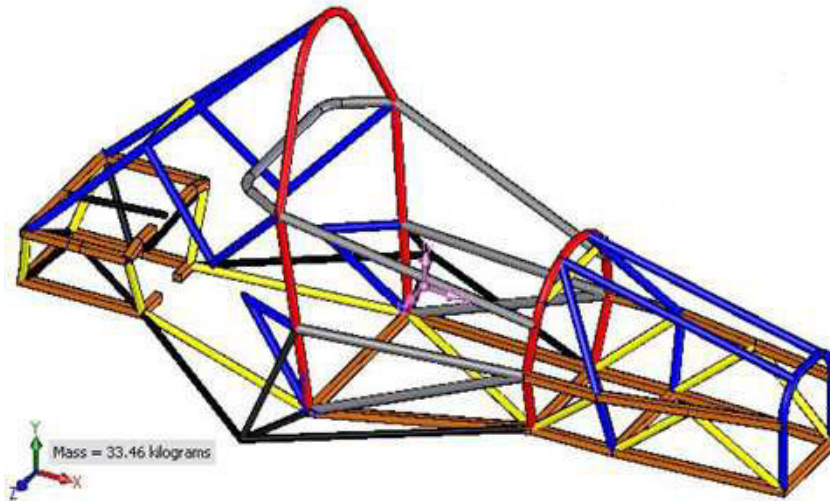


Figura 99 – Representação do tubo a ser analisado.

Observando a imagem 98 (canto superior esquerdo) é também possível apurar que as tensões máximas estão definidas para o elemento 391, pelo que será este o elemento onde se retiram os valores de esforços. Na Tabela 9 estão representados os valores das forças, momentos e da tensão axial retirados deste elemento.

Tabela 9: Esforços aplicados no elemento 391.

<b>Tensão Axial (Pa)</b>	<b>Força em X (N)</b>	<b>Força em Y (N)</b>	<b>Força em Z (N)</b>	<b>Momento X (Nm)</b>	<b>Momento Y (Nm)</b>	<b>Momento Z (Nm)</b>
33,9e6	3198,8	-7,97	-95,27	-4,7	20,06	-0,13

Da análise de valores da tabela 9, verifica-se que a componente da força segundo o eixo X é considerável, sendo que as restantes forças e momentos são desprezíveis. Desta forma, optou-se por fazer testes comparativos utilizando forças e momentos pré-estabelecidos, como se demonstra no ponto seguinte.

## 5.2 Caracterização dos Tubos em Compósito

Apresenta-se de seguida o estudo teórico sobre o comportamento mecânico de vários tubos compostos por um conjunto de lâminas reforçadas com fibra. Serão usadas as equações constitutivas na determinação das propriedades do laminado, nas quais é considerado que a lâmina é contínua, ou seja, não possui espaços livres, nomeadamente furos ou zonas ocas e que o comportamento da lâmina é equivalente a um material linear elástico. Inicialmente foi efectuada uma pesquisa de forma a encontrar uma fibra que detenha um módulo de elasticidade igual ou superior ao tubo do chassis em aço.

Tabela 10: Tabela característico aço AISI 4130 e compósito T700 ([www.matweb.com](http://www.matweb.com) e <http://www.toraycfa.com>).

<b>Características</b>	<b>Aço AISI 4130</b>	<b>Compósito T700</b>
<b>Tensão de cedência (MPa)</b>	435	4900
<b>Módulo de elasticidade (GPa)</b>	205	230

Foi escolhido um tubo fabricado por pultrusão com fibra T700. Esta fibra é caracterizada por possuir um módulo de elasticidade longitudinal de 230Gpa (tabela 10), um coeficiente de Poisson de 0,35, uma gramagem de 170g/m<sup>2</sup>, uma massa volúmica de 1800g/m<sup>3</sup> e um módulo de corte de 85GPa. A resina considerada tem um módulo de elasticidade longitudinal de 4,5Gpa, um coeficiente de Poisson de 0,4 e um módulo de corte de 1,61GPa.

O estudo teórico de análise numérica foi realizado com auxílio do *Software Ansys 10*, com um ensaio de tracção, um ensaio de torção e um ensaio combinado de tracção e torção. O objectivo destes testes será o de comparar vários empilhamentos de tubos de compósito laminar com o tubo em aço AISI 4130 perante as mesmas solicitações. No teste de tracção, os tubos serão submetidos a quatro forças de 250N e nos testes de torção a quatro forças perpendiculares ao eixo zz também de 250N. Na imagem seguinte (figura 100) está apresentado o esquema de cada um destes testes. Resta ainda referir que na elaboração nesta análise foi assumido um caso de *wireframe*, onde se considera rótulas nos extremos dos tubos, ou seja, comportamento de uma treliça em caso controlado.

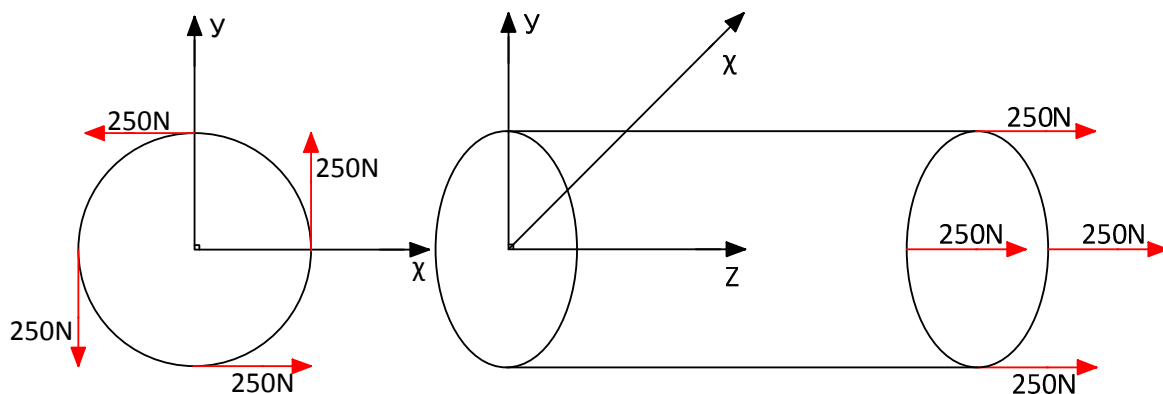


Figura 100 – Aplicação das forças nas análises numéricas.

Os ensaios elaborados no tubo de aço assumem um tubo com 400mm de comprimento, diâmetro externo de 28,58mm e uma espessura de 1,24mm e propriedades do aço AISI 4130. Os ensaios elaborados nos tubos em compósito laminado assumem um tubo com 400mm de comprimento, diâmetro externo de 28mm e uma espessura de 1,6mm, empilhamento de 12 camadas, configuração de empilhamento segundo a tabela 11 e propriedades calculadas segundo o procedimento descrito no ponto 2.2.2 – Materiais Compósitos.

As análises foram efectuadas através da introdução de um ficheiro de programação \*.txt, apresentado no anexo IV, no *Software Ansys*. Para a programação do ficheiro é necessário colocar os comandos pela ordem normal de processamento de uma análise, ou seja, inicia-se com a colocação do elemento finito utilizado, seguindo-se a introdução dos *keypoints*, definição das constantes reais e propriedades do material. Passa-se de seguida à modelação dos pontos linhas e áreas, número de elementos por linha e termina-se o campo de pré-processamento com a definição da malha. No campo seguinte, solução, são definidos os constrangimentos e aplicação das cargas, terminado com a programação para a solução pretendida. Esta configuração de análise permite ganhos consideráveis de tempo e processamento, pois programando um ficheiro padrão para o tipo de análise em causa, apenas há necessidade de alterar as variáveis necessárias para a execução de novas análises.

Devido às características do *software* utilizado, a aplicação das cargas para o estudo é feita nos *keypoints*, o que vai provocar zonas de concentração de tensões nestes pontos, visíveis na figura 101.

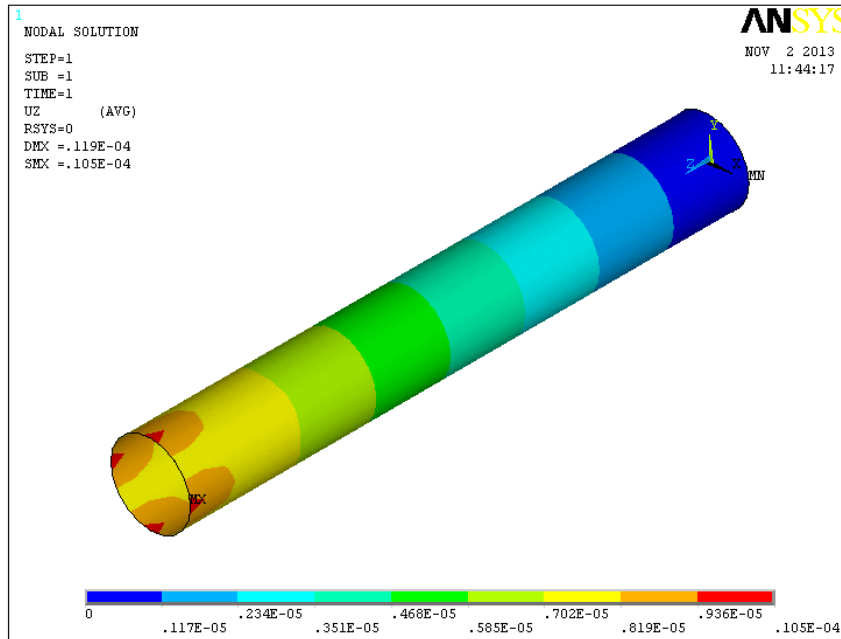


Figura 101 – Concentração de tensões na zona de aplicação das forças.

Esta circunstância provoca incoerência na leitura do valor máximo de deslocamento e tensões, dada a desproporcionalidade presente. De modo a contornar esta situação, os valores utilizados nas análises serão obtidos num elemento intermédio de cada tubo, mais propriamente no elemento 71 (figura 102), garantindo assim a proporcionalidade de cada avaliação. Este elemento está localizado a 186,7mm da origem do referencial, sensivelmente a meio do tubo. Na tabela 11 estão representados os ensaios e respectivos valores retirados no referido elemento.

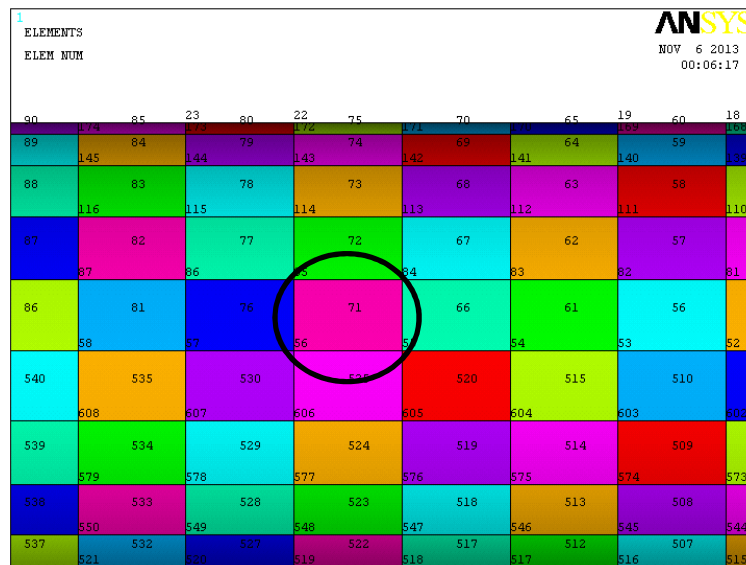


Figura 102 – Elemento escolhido para análise.

Tabela 11: Tabela comparativa do estudo numérico entre tubo em aço e diferentes configurações de tubo em compósito laminado.

Tipo de tubo Tipo de ensaio		Aço Aisi 4130	Compósito		
			[0 <sub>4</sub> /+45 <sub>2</sub> /- 45 <sub>2</sub> /0 <sub>4</sub> ]	[0 <sub>3</sub> /90/+45 <sub>2</sub> /- 45 <sub>2</sub> /90/0 <sub>3</sub> ]	[0 <sub>4</sub> /90/+45 <sub>2</sub> /- 45 <sub>2</sub> /90/0 <sub>4</sub> ]
Ensaio de tracção	Deslocamento máximo em z (m)	4,10e-6	1,29e-7	1,14e-7	1,20e-7
	Tensão axial z (Pa)	4,51e6	4,29e4	6,76e4	6,22e4
	Deformação em z (m/m)	2,20e-5	6,93e-7	6,13e-7	6,46e-7
Ensaio torção	Rotação plano XY (Rad)	3,79e-4	4,05e-6	5,84e-6	8,87e-6
	Tensão de corte XY (Pa)	-901,72	-405,88	-281,30	-160,24
	Distorção XY (Rad/Rad)	-2,94e-9	1,63e-14	1,05e-14	9,36e-15
Ensaio combinado de tracção e torção	Deslocamento máximo em z (m)	4,10e-6	1,33e-7	1,16e-7	1,22e-7
	Deformação em z (m/m)	2,20e-5	7,19e-7	6,23e-7	6,53e-7
	Rotação plano XY (Rad)	3,79e-4	4,21e-6	5,92e-6	8,93e-6
	Distorção XY (Rad)	-2,94e-9	-1,24e-14	4,94e-15	1,35e-14
	Tensão Axial Z (Pa)	4,53e6	4,49e4	6,90e4	6,30e4
	Tensão de Corte XY (Pa)	-1142,1	1650,8	1813,3	1449

### 5.3 Discussão dos Resultados Obtidos

Analisando a tabela 11 é possível retirar várias conclusões referentes a este estudo. Comparando os valores das análises do tubo em aço e dos tubos em compósito verifica-se que em todos os ensaios e para qualquer tipo de empilhamento os tubos em compósito apresentam melhores propriedades mecânicas, excepto para as tensões de corte no plano XY no ensaio combinado de tracção e torção. Nas figuras abaixo está representado o resultado da análise do ensaio combinado a tubo em aço (103) e ao tubo em compósito (104).

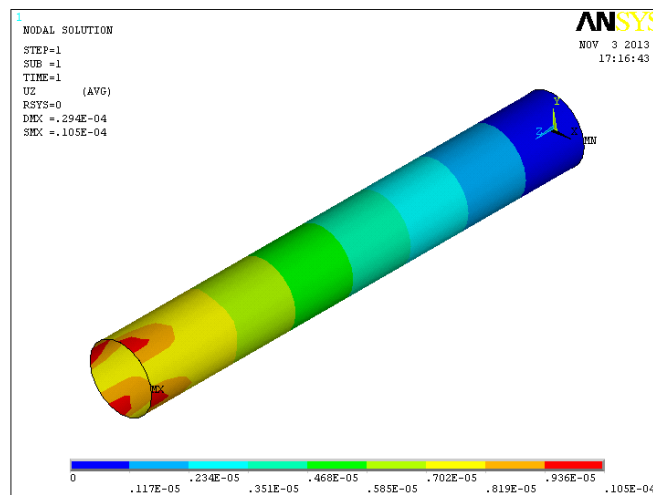


Figura 103 – Ensaio combinado de tracção e torção no tubo em aço.

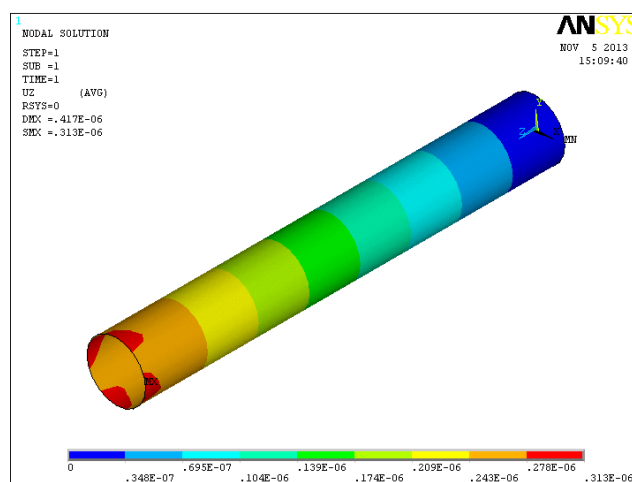


Figura 104 – Ensaio combinado de tracção e torção em tubo compósito  $[0_4/+45_2/-45_2/0_4]$ .

No ensaio de tracção os tubos em compósito apresentam todos menor tensão axial, menor deslocamento e menor deformação que o tubo em aço. Esta situação deve-se ao maior valor de módulo de elasticidade do compósito, como se representou na tabela 10. Considerando os resultados apenas dos tubos em compósito, verifica-se que os valores de deslocamento e deformação são idênticos, sendo que o valor da tensão axial é menor para o empilhamento  $[0_4/+45_2/-45_2/0_4]$ , pois nesta configuração não existem camadas a  $90^\circ$ , perpendiculares à aplicação das cargas.

No ensaio de torção os tubos em compósito apresentam do mesmo modo menor rotação no plano XY, menor tensão de corte e menor distorção que o tubo em aço. Entre os tubos em compósito verifica-se que a rotação no plano vai aumentando à medida que colocamos camadas a  $90^\circ$  e retiramos camadas a  $45^\circ$ , uma vez que estas últimas influenciam significativamente a resistência à torção. Os valores da tensão de corte e distorção são muito semelhantes entre os três empilhamentos.

Por fim, os resultados do teste combinado de tracção e torção seguem o fundamento do que foi descrito anteriormente. Os valores de deslocamento e deformação são muito semelhantes entre os tubos em compósito, sendo que a rotação no plano varia segundo o exposto para o teste de torção. A tensão axial, à semelhança do teste de tracção, apresenta um valor consideravelmente menor para o empilhamento  $[0_4/+45_2/-45_2/0_4]$ . Esta configuração, apresenta 8 camadas a  $0^\circ$ , com orientação das forças axiais, e 4 camadas a  $45^\circ$ , o que provoca esta variação de valores.

Para o elemento analisado (figura 99), verificou-se que comporta tensões axiais e de corte consideráveis (figura 98), para a situação analisada. Considerando o estudo realizado o empilhamento  $[0_4/+45_2/-45_2/0_4]$  seria o mais indicado uma vez que como se acabou de verificar este empilhamento é o que apresenta melhor combinação entre as tensões de corte e as tensões axiais.

## **Capítulo VI - Conclusão**

---

É exposto neste capítulo, as conclusões alusivas aos ensaios demonstrados no decorrer deste relatório referente à Dissertação de Mestrado sobre a Avaliação do Desempenho Mecânico do Veículo FIPL001.

### **6.1 Conclusões e Trabalhos Futuros**

O objectivo primordial desta Dissertação de Mestrado foi o cálculo, através de experiências práticas, da rigidez torsional do veículo Formula IPL001. Como se sabe, as análises de elementos finitos são um bom ponto de partida na fase inicial de desenvolvimento de produto, mas os resultados devem ser sempre validados experimentalmente.

O *feedback* dos pilotos em relação ao comportamento do veículo era positivo, admitindo um carro enérgico e com uma resposta precisa. Este facto permitia, ainda que de forma empírica, enaltecer as características estruturais do chassis, facto que se veio a comprovar.

Conclui-se com este estudo, que o chassi possui uma rigidez torsional acima da média para chassis tubulares presentes na competição *Formula Student*, obtendo-se um resultado muito satisfatório.

Como se observou na análise de resultados, conclui-se também a credibilidade dos testes teóricos, apesar de apresentarem valores superiores aos obtidos experimentalmente.

Por outro lado é possível concluir a importância deste tipo de estudo para o compromisso entre o aumento da rigidez torsional e a diminuição da massa total do veículo. A rigidez torsional do veículo poderia ser menor, e conseqüentemente o peso. No entanto, como se tratava do primeiro carro foi sempre decidido utilizar um coeficiente de segurança razoável, obtendo-se um veículo fiável.

Através das análises, teórica e sobretudo prática, e interpretação dos resultados, é possível afirmar que foi projectado e desenvolvido um chassis de competição com alta rigidez e desempenho dinâmico confirmado nas provas internacionais. O objectivo da equipa foi atingido com sucesso, pois desenvolveu-se uma ligação rígida entre os sistemas de suspensão frontal e traseira, permitindo ainda alojar todos os sistemas e órgãos mecânicos.

Conclui-se com o caso de estudo as distintas propriedades mecânicas dos compósitos laminados, assim como a sua versatilidade, tendo a capacidade de alterar as propriedades mecânicas em função do empilhamento das lâminas.

### **Trabalhos futuros**

Teste experimental da rigidez torsional apenas ao chassis, podendo confirmar os valores obtidos em 2007, e assim complementar o estudo da rigidez torsional do chassis.

Do conjunto de pesquisas efectuadas, é referido por vários autores que um chassis com uma rigidez torsional até +/- 1500Nm<sup>o</sup> é suficiente para esta competição. Num veículo futuro, desenvolver um chassis com menor rigidez e resistência específica.

Proceder a uma análise para a construção de componentes mecânicos em tubos de compósito laminado, nomeadamente tirantes, triângulos da suspensão e transmissões.

De resto, a presente Dissertação de Mestrado atingiu os objectivos propostos, concluindo com sucesso a análise experimental da rigidez torsional, possibilitando a Avaliação do Desempenho Mecânico do Veículo FIPL001.

## **Capítulo VII - Bibliografía**

---

**Aird, Forbes (1997).** *Race Car Chassis – Design and Construction*. Osceola, USA: MBI Publishing Company.

**Abrams, Ryan (2008).** *Formula SAE Race Car Analysis: Simulation & Testing of the Engine as a Structural Member*. University of Western Ontario, Canada.

**Adams, H., (1993).** *Chassis Engineering: Chassis Design, Building & Tuning for High Performance Handling*, New York: HPBooks.

**Baker, Christopher Scott (2004).** *FoES Formula SAE-A Space Frame Chassis Design*. University of Southern Queensland Faculty of Engineering and Surveying, Queensland.

**Bastow, Donald e Howard, Geoffrey (1997).** *Car Suspension and Handling – Third Edition*. Warrendale, PA, USA: Society of Automotive Engineers, INC.

**Berthelot, J. M. (1998).** *Composite Materials: Mechanical Behavior and Structural Analysis*. New York: Springer - Verlag New York Inc.

**Bosch (2007).** *Automotive Handbook – Seventh Edition*. Plochingen, Germany: Robert Bosch GmbH.

**Brady, S. George; Clauser, R. Henry; Vaccari, A. John (1998).** *Materials Handbook*. New York: Mc.Graw-Hill Handbooks.

**Braun, Jeff e Haney, Paul (1995).** *Inside Racing Technology – Discussions of Racing Technical Topics*. Redwood, TV MOTORSPORTS.

**Broad, Michael e Gilbert, Terry, (2009).** *Design, Development and Analysis of the*

*NCSHFH.09 Chassis*, SAE Technical Paper.

**Costin, Michael e Phipps, David (1961).** *Racing and Sports Car Chassis Design*. Londres: - B.T. Batsford LTD.

**Cupertino, Leandro Fontoura (2010).** *Modelagem do módulo de Young em nanocompósitos através de Inteligência Computacional*. Pontífica Universidade do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro: Maxwell.

**Daniel, I. M., Ishai, O. (1994).** *Engineering Mechanics of Composite Material*. New Yourk: Oxford University Press.

**Deakin, A., Crolla, D., Ramirez, JP, and Hanley, R., (2004).** *The Effect of Chassis Stiffening on Race Car Handling Balance*, SAE Technical Paper.

**Demetriou, Giorgio (2013, Janeiro).** *Perfecting the Space Frame Chassis – RaceCar Engineering Magazine*. pp 61 a 67.

**Fornace, Lucas V., (2006).** *Weight Reduction Techniques Applied to Formula SAE Vehicles Design: An Investigation in Topology Optimization*, University of California, San Diego.

**Gonçalves, M<sup>a</sup> Clara; Margarido, F.; Colaço, R. (2005).** *Materiais de Construção – Guia de Utilização*. Lisboa: Loja da Imagem – Mkt.

**Gaffney, E. e Salinas, A. (1997),** *Introduction to Formula SAE® Suspension and Frame Design*, SAE Technical Paper.

**Heisler, Heinz, (1989).** *Advanced Vehicle Technology*, Edward Arnold, UK.

**Henningsgaard, A. e Yanchar, C., (1998).** *Carbon Fiber Reinforced Steel Spaceframe Techniques*, SAE Technical Paper.

**Jr., William D. Callister (1994).** *Material Science and Engineering – An Introduction.* United States of America: John Wiley & Sons, Inc.

**Kaw, A. K. (1997).** *Mechanics of Composite Materials.* New York: CRC Press LLC.

**Lafreniere, Margaret (2007).** *Design of a Formula SAE Racecar Chassis: Composite Analysis Utilizing Altair Engineering OptiStruct Software:* Department of Mechanical and Industrial Engineering University of Toronto, Toronto.

**Miller, Andrew (2002).** *Testing a Formula SAE Racecar on a Seven-Poster Vehicle Dynamics Simulator,* SAE Technical Paper.

**Milliken, William F., Milliken, Douglas L., (1997).** *Race Car Vehicle Dynamics.* Warrendale, USA: Society of Automotive Engineers, INC.

**Milliken, William F., Milliken, Douglas L., (2002).** *Chassis Design – Principles and analysis.* Suffolk, UK: Professional Engineering Publishing Limited.

**Oliveira, José Pedro e Saraiva, Ricardo (2007).** *Chassis e sistema de refrigeração do Formula IPLeiria,* Técnicas Avançadas de Projecto Mecânico 5ºAno, Escola Superior de Tecnologia e Gestão de Leiria, Instituto Politécnico de Leiria.

**O’Neill, Anthony M. (2005).** *Chassis Design for SAE Racer.* University of Southern Queensland Faculty of Engineering and Surveying, Queensland.

**Pang, Shu-yi, Guan, Xin e Zhan, Jun (2010).** *Research of Chassis Torsional Stiffness on Vehicle Handling Performance.* Jilin University, China.

**Pereira, Bruno (2009).** *Concepção e projecto de um chassis para um veículo de tipo formula student.* Faculdade de Ciências e Tecnologia – Universidade Nova de Lisboa.

**Pinto, Soares (1992).** *Aços – Características Tratamentos.* Porto: Edição do Autor.

**Regulamento Formula SAE® 2009, (2008)**, SAE International, USA.

**Reimpell, Jornsen e Stoll, Helmut (1996).** *The Automotive Chassis – Engineering Principles*. London: Arnold, Hodder Headline Group.

**Reimpell, Jornsen, Stoll, Helmut e Betzler, Jurgen (2001).** *The Automotive Chassis – Engineering Principles – Second Edition*. Oxford: Butterworth - Heinemann.

**Riley, William B. e George, Albert R., (2002).** *Design, Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chassis*, SAE Technical Paper.

**Santos, Sérgio (2012).** *Mecânica dos materiais compósitos laminados – Sebenta da disciplina de Estruturas de Veículos*. Escola Superior de Tecnologia e Gestão de Leiria – Instituto Politécnico de Leiria.

**Seiffert, Ulrich e Braess, Hans-Hermann (2005).** *Handbook of Automotive Engineering*. Warrendale, USA: Society of Automotive Engineers, INC.

**Smith, W. F. (1998).** *Princípios de Ciência e Engenharia dos Materiais*. Lisboa: Mc.Graw-Hill de Portugal Lda.

**Singh, Ravinder Pal, (2010).** *Structural Performance Analysis Of Formula SAE Car*, Chitkara Institute Of Engineering and Technology, India.

**Thompson, Lonny L.; Lampert, Jon K. e Law, E. Harry (1998).** *Design of a Winston Cup Chassis for Torsional Stiffness*, SAE Technical Paper.

**Thompson, Lonny L.; Lampert, Jon K. e Law, E. Harry (1998).** *Design of a Twist Fixture to Measure the Torsional Stiffness of a Winston Cup Chassis*, SAE Technical Paper.

**Turner, Samuel (2009).** *Chassis Design Analysis for Formula Student Car*, University of Warwick School of Engineering, Warwick.

## Capítulo VIII - Anexos

Anexo I – Tabela do sistema AISI com designação das ligas e respectivos elementos de liga.

Numerals and digits <sup>a</sup>	Type of steel and nominal alloy content <sup>b</sup>	Numerals and digits	Nickel-Chromium-Molybdenum Steels	Type of steel and nominal alloy content	Numerals and digits	Type of steel and nominal alloy content
<b>Carbon Steels</b>						
10XX(a)	Plain carbon (Min 1.00% max)	43XX	Ni 1.82; Cr 0.50 and 0.80; Mo 0.25	} C 1.00 min	50XXX	<b>Chromium Steels</b> Cr 0.50
11XX	Resulfurized				51XXX	Cr 1.02
12XX	Resulfurized and rephosphorized	43BVXX	Ni 1.82; Cr 0.50; Mo 0.12 and 0.25; V 0.03 min		52XXX	Cr 1.45
15XX	Plain carbon (max Mn range—1.00 to 1.65%)	47XX	Ni 1.05; Cr 0.45; Mo 0.20 and 0.35			<b>Chromium-Vanadium Steels</b> Cr 0.60, 0.80, and 0.95; V 0.10 and 0.15 min
	<b>Manganese Steels</b>					
13XX	Mn 1.75	81XX	Ni 0.30; Cr 0.40; Mo 0.12			<b>Tungsten-Chromium Steel</b> W 1.75; Cr 0.75
		86XX	Ni 0.55; Cr 0.50; Mo 0.20			
		87XX	Ni 0.55; Cr 0.50; Mo 0.25			
	<b>Nickel Steels</b>	88XX	Ni 0.55; Cr 0.50; Mo 0.35			
23XX	Ni 3.50	93XX	Ni 3.25; Cr 1.20; Mo 0.12			
25XX	Ni 5.00	94XX	Ni 0.45; Cr 0.40; Mo 0.12			
		97XX	Ni 0.55; Cr 0.20; Mo 0.20			<b>Silicon-Manganese Steels</b> Si 1.40 and 2.00; Mn 0.65, 0.82, and 0.85; Cr 0.00 and 0.65
		98XX	Ni 1.00; Cr 0.80; Mo 0.25			
31XX	<b>Nickel-Chromium Steels</b> Ni 1.25; Cr 0.65 and 0.80					
32XX	Ni 1.75; Cr 1.07					
33XX	Ni 3.50; Cr 1.50 and 1.57	46XX	<b>Nickel-Molybdenum Steels</b> Ni 0.85 and 1.82; Mo 0.20 and 0.25			<b>High-Strength Low-Alloy Steels</b> Various SAE grades
34XX	Ni 3.00; Cr 0.77	48XX	Ni 3.50; Mo 0.25			
	<b>Molybdenum Steels</b>					<b>Boron Steels</b> B denotes boron steel
40XX	Mo 0.20 and 0.25					
44XX	Mo 0.40 and 0.52	50XX	<b>Chromium Steels</b> Cr 0.27, 0.40, 0.50, and 0.65			<b>Leaded Steels</b> L denotes leaded steel
		51XX	Cr 0.80, 0.87, 0.92, 0.95, 1.00, and 1.05			
41XX	<b>Chromium-Molybdenum Steels</b> Cr 0.50, 0.80, and 0.95; Mo 0.12, 0.20, 0.25, and 0.30					

Source: *Metals Handbook*, 9th ed., Vol. 1, American Society for Metals, Metals Park, Ohio, 1978.

<sup>a</sup>XX or XXX in the last two or three digits of these designations indicates that the carbon content (in hundredths of a weight percent) is to be inserted.

<sup>b</sup>All alloy contents are expressed in weight percent.

## Anexo II - Desenho técnico da mestra

Anexo III – Tabelas de cálculo dos testes de rigidez torsional

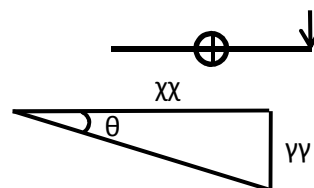
**Direita -y**

$\chi\chi$  [mm]

182,5

**b** [mm]

1120



**TESTE Direita-Y.1**

Força [N]	Deslocamento [mm]	$\theta$ [°]	M [Nm]	Rigidez [Nm/°]
98,1	0,17	0,0534	109,872	2058,6308
196,2	0,36	0,1130	219,744	1944,2644
294,3	0,53	0,1664	329,616	1980,9516
392,4	0,71	0,2229	439,488	1971,6558
490,5	0,89	0,2794	549,36	1966,1231

**TESTE Direita-Y.2**

Força [N]	Deslocamento [mm]	$\theta$ [°]	M [Nm]	Rigidez [Nm/°]
98,1	0,17	0,0534	109,872	2058,6308
196,2	0,35	0,1099	219,744	1999,8147
294,3	0,53	0,1664	329,616	1980,9516
392,4	0,7	0,2198	439,488	1999,8220
490,5	0,88	0,2763	549,36	1988,4651

**TESTE Direita-Y.3**

Força [N]	Deslocamento [mm]	$\theta$ [°]	M [Nm]	Rigidez [Nm/°]
98,1	0,17	0,0534	109,872	2058,6308
196,2	0,35	0,1099	219,744	1999,8147
294,3	0,54	0,1695	329,616	1944,2676
392,4	0,71	0,2229	439,488	1971,6558
490,5	0,88	0,2763	549,36	1988,4651

**TESTE Direita-Y.4**

Força [N]	Deslocamento [mm]	$\theta$ [°]	M [Nm]	Rigidez [Nm/°]
98,1	0,17	0,0534	109,872	2058,6308
196,2	0,36	0,1130	219,744	1944,2644
294,3	0,54	0,1695	329,616	1944,2676
392,4	0,71	0,2229	439,488	1971,6558
490,5	0,89	0,2794	549,36	1966,1231

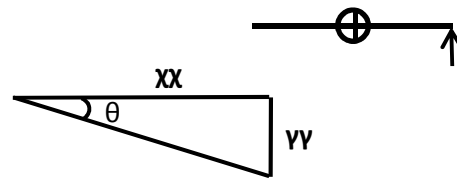
**TESTE Direita-Y.5**

Força [N]	Deslocamento [mm]	$\theta$ [°]	M [Nm]	Rigidez [Nm/°]
98,1	0,17	0,0534	109,872	2058,6308
196,2	0,35	0,1099	219,744	1999,8147
294,3	0,53	0,1664	329,616	1980,9516
392,4	0,71	0,2229	439,488	1971,6558
490,5	0,88	0,2763	549,36	1988,4651

### Direita +Y

$\lambda\lambda$  [mm]  
b [mm]

182,5  
1120



#### TESTE Direita+Y.1

Força [N]	Deslocamento [mm]	$\theta$ [°]	M [Nm]	Rigidez [Nm/°]
98,1	0,17	0,0534	109,872	2058,6308
196,2	0,36	0,1130	219,744	1944,2644
294,3	0,54	0,1695	329,616	1944,2676
392,4	0,72	0,2260	439,488	1944,2720
490,5	0,91	0,2857	549,36	1922,9123

#### TESTE Direita+Y.2

Força [N]	Deslocamento [mm]	$\theta$ [°]	M [Nm]	Rigidez [Nm/°]
98,1	0,17	0,0534	109,872	2058,6308
196,2	0,37	0,1162	219,744	1891,7169
294,3	0,55	0,1727	329,616	1908,9174
392,4	0,73	0,2292	439,488	1917,6384
490,5	0,92	0,2888	549,36	1902,0114

#### TESTE Direita+Y.3

Força [N]	Deslocamento [mm]	$\theta$ [°]	M [Nm]	Rigidez [Nm/°]
98,1	0,17	0,0534	109,872	2058,6308
196,2	0,36	0,1130	219,744	1944,2644
294,3	0,54	0,1695	329,616	1944,2676
392,4	0,72	0,2260	439,488	1944,2720
490,5	0,91	0,2857	549,36	1922,9123

#### TESTE Direita+Y.4

Força [N]	Deslocamento [mm]	$\theta$ [°]	M [Nm]	Rigidez [Nm/°]
98,1	0,17	0,0534	109,872	2058,6308
196,2	0,36	0,1130	219,744	1944,2644
294,3	0,54	0,1695	329,616	1944,2676
392,4	0,72	0,2260	439,488	1944,2720
490,5	0,92	0,2888	549,36	1902,0114

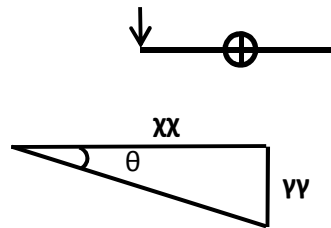
#### TESTE Direita+Y.5

Força [N]	Deslocamento [mm]	$\theta$ [°]	M [Nm]	Rigidez [Nm/°]
98,1	0,17	0,0534	109,872	2058,6308
196,2	0,37	0,1162	219,744	1891,7169
294,3	0,55	0,1727	329,616	1908,9174
392,4	0,73	0,2292	439,488	1917,6384
490,5	0,91	0,2857	549,36	1922,9123

## Esquerda -Y

$\chi\chi$  [mm]  
b [mm]

182,5  
1130



### TESTE Esquerda-Y.1

Força [N]	Deslocamento [mm]	$\theta$ [°]	M [Nm]	Rigidez [Nm/°]
98,1	0,17	0,0534	110,853	2077,0115
196,2	0,37	0,1162	221,706	1908,6072
294,3	0,56	0,1758	332,559	1891,5694
392,4	0,74	0,2323	443,412	1908,6150
490,5	0,92	0,2888	554,265	1918,9937

### TESTE Esquerda-Y.2

Força [N]	Deslocamento [mm]	$\theta$ [°]	M [Nm]	Rigidez [Nm/°]
98,1	0,17	0,0534	110,853	2077,0115
196,2	0,38	0,1193	221,706	1858,3808
294,3	0,56	0,1758	332,559	1891,5694
392,4	0,75	0,2355	443,412	1883,1671
490,5	0,93	0,2920	554,265	1898,3597

### TESTE Esquerda-Y.3

Força [N]	Deslocamento [mm]	$\theta$ [°]	M [Nm]	Rigidez [Nm/°]
98,1	0,17	0,0534	110,853	2077,0115
196,2	0,38	0,1193	221,706	1858,3808
294,3	0,57	0,1790	332,559	1858,3842
392,4	0,74	0,2323	443,412	1908,6150
490,5	0,92	0,2888	554,265	1918,9937

### TESTE Esquerda-Y.4

Força [N]	Deslocamento [mm]	$\theta$ [°]	M [Nm]	Rigidez [Nm/°]
98,1	0,17	0,0534	110,853	2077,0115
196,2	0,37	0,1162	221,706	1908,6072
294,3	0,56	0,1758	332,559	1891,5694
392,4	0,74	0,2323	443,412	1908,6150
490,5	0,92	0,2888	554,265	1918,9937

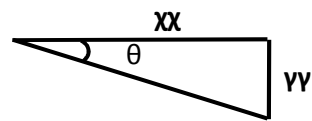
### TESTE Esquerda-Y.5

Força [N]	Deslocamento [mm]	$\theta$ [°]	M [Nm]	Rigidez [Nm/°]
98,1	0,17	0,0534	110,853	2077,0115
196,2	0,38	0,1193	221,706	1858,3808
294,3	0,57	0,1790	332,559	1858,3842
392,4	0,75	0,2355	443,412	1883,1671
490,5	0,93	0,2920	554,265	1898,3597

## Esquerda +Y

$\chi\chi$  [mm]  
b [mm]

182,5  
1130



### TESTE Esquerda+Y.1

Força [N]	Deslocamento [mm]	$\theta$ [°]	M [Nm]	Rigidez [Nm/°]
98,1	0,18	0,0565	110,853	1961,6220
196,2	0,38	0,1193	221,706	1858,3808
294,3	0,58	0,1821	332,559	1826,3433
392,4	0,75	0,2355	443,412	1883,1671
490,5	0,93	0,2920	554,265	1898,3597

### TESTE Esquerda+Y.2

Força [N]	Deslocamento [mm]	$\theta$ [°]	M [Nm]	Rigidez [Nm/°]
98,1	0,18	0,0565	110,853	1961,6220
196,2	0,38	0,1193	221,706	1858,3808
294,3	0,57	0,1790	332,559	1858,3842
392,4	0,74	0,2323	443,412	1908,6150
490,5	0,94	0,2951	554,265	1878,1647

### TESTE Esquerda+Y.3

Força [N]	Deslocamento [mm]	$\theta$ [°]	M [Nm]	Rigidez [Nm/°]
98,1	0,18	0,0565	110,853	1961,6220
196,2	0,39	0,1224	221,706	1810,7302
294,3	0,56	0,1758	332,559	1891,5694
392,4	0,75	0,2355	443,412	1883,1671
490,5	0,93	0,2920	554,265	1898,3597

### TESTE Esquerda+Y.4

Força [N]	Deslocamento [mm]	$\theta$ [°]	M [Nm]	Rigidez [Nm/°]
98,1	0,18	0,0565	110,853	1961,6220
196,2	0,39	0,1224	221,706	1810,7302
294,3	0,57	0,1790	332,559	1858,3842
392,4	0,74	0,2323	443,412	1908,6150
490,5	0,94	0,2951	554,265	1878,1647

### TESTE Esquerda+Y.5

Força [N]	Deslocamento [mm]	$\theta$ [°]	M [Nm]	Rigidez [Nm/°]
98,1	0,18	0,0565	110,853	1961,6220
196,2	0,38	0,1193	221,706	1858,3808
294,3	0,57	0,1790	332,559	1858,3842
392,4	0,74	0,2323	443,412	1908,6150
490,5	0,93	0,2920	554,265	1898,3597

Anexo IV –Exemplo de ficheiro \*.txt de programação (Ansys), para análise de tracção ao tubo em compósito com empilhamento [0<sub>4</sub>/+45<sub>2</sub>/-45<sub>2</sub>/0<sub>4</sub>].

“/PREP7

```
!Elemento finito usado na analise FEM para o tubo compósito
ET,1,SHELL181      4 NODE LAYERED SHELL
KEYOPT,1,3,2      FULL INTEGRATION
KEYOPT,1,8,1      WRITE LAYER RESULTS
KEYOPT,1,9,1      WRITE LAYER RESULTS
```

!O laminado tem características de [0/+45/-45/0]

!A espessura total das 12 lâminas é 1,6mm. Cada Lâmina tem 0,13333mm

!Empilhamento sem simulação de dano

```
SECTYPE,1,SHELL
SECDATA,0.13333e-3,1,0,5      LAYER 1: 0.13333e-3 THK, THETA 0
SECDATA,0.13333e-3,1,0,5      LAYER 2: 0.13333e-3 THK, THETA 0
SECDATA,0.13333e-3,1,0,5      LAYER 3: 0.13333e-3 THK, THETA 0
SECDATA,0.13333e-3,1,0,5      LAYER 4: 0.13333e-3 THK, THETA 0
SECDATA,0.13333e-3,1,+45,5     LAYER 5: 0.13333e-3 THK, THETA +45
SECDATA,0.13333e-3,1,+45,5     LAYER 6: 0.13333e-3 THK, THETA +45
SECDATA,0.13333e-3,1,-45,5     LAYER 7: 0.13333e-3 THK, THETA -45
SECDATA,0.13333e-3,1,-45,5     LAYER 8: 0.13333e-3 THK, THETA -45
SECDATA,0.13333e-3,1,0,5      LAYER 9: 0.13333e-3 THK, THETA 0
SECDATA,0.13333e-3,1,0,5      LAYER 10: 0.13333e-3 THK, THETA 0
SECDATA,0.13333e-3,1,0,5      LAYER 11: 0.13333e-3 THK, THETA 0
SECDATA,0.13333e-3,1,0,5      LAYER 12: 0.13333e-3 THK, THETA 0
```

!Definição das Propriedades do composito

```
MPTEMP,,,,,,,,,
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,1,,252.43e9
MPDATA,EY,1,,64.44e9
MPDATA,EZ,1,,64.44e9
MPDATA,PRXY,1,,0.52
MPDATA,PRYZ,1,,0.13
MPDATA,PRXZ,1,,0.13
MPDATA,GXY,1,,35.40e9
MPDATA,GYZ,1,,35.40e9
MPDATA,GXZ,1,,35.40e9
```

!Modelação de pontos, linhas e areas

```
!Keypoints
K,1,0,0,0,
K,2,0,0,0.4,
```

!Linhas

```
CIRCLE,1,0.028,
CIRCLE,2,0.028,
LSTR,3,7,
LSTR,4,8,
LSTR,5,9,
LSTR,6,10
```

!Areas

```
AL,1,10,5,9,
```

```
AL,3,11,7,12,  
AL,2,10,6,11,  
AL,4,9,8,12,
```

```
!Numero de Elementos por linha
```

```
LESIZE,1, , ,5, , , ,1  
LESIZE,3, , ,5, , , ,1  
LESIZE,2, , ,5, , , ,1  
LESIZE,4, , ,5, , , ,1  
LESIZE,5, , ,5, , , ,1  
LESIZE,6, , ,5, , , ,1  
LESIZE,7, , ,5, , , ,1  
LESIZE,8, , ,5, , , ,1  
LESIZE,9, , ,30, , , ,1  
LESIZE,10, , ,30, , , ,1  
LESIZE,11, , ,30, , , ,1  
LESIZE,12, , ,30, , , ,1
```

```
!Geração da malha  
AMESH,ALL
```

```
!Constrangimentos para Encastramento
```

```
DL,1, ,ALL,  
DL,2, ,ALL,  
DL,3, ,ALL,  
DL,4, ,ALL,
```

```
!Aplicação de força axial no tubo
```

```
FK,7,Fz,250,  
FK,8,Fz,250,  
FK,9,Fz,250,  
FK,10,Fz,250,
```

```
!Resultado para análise estática
```

```
OUTPR,,ALL  
FINISH  
/SOLU  
ANTYPE,STATIC  
SOLVE  
FINISH  
/POST1  
PLNSOL, U,Z, 0,1.0”
```