

Desenvolvimento da evolução do Challenge Desafio Único

Luís André dos Santos Costa

Relatório de Projecto Final / Dissertação do MIEM

Orientador na FEUP:
Prof. José Ferreira Duarte



**Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica**

Fevereiro de 2009

Á minha família e á paixão motorizada...

Resumo

O Challenge Desafio Único é uma competição automóvel criada pela FEUP em 2006. Inicialmente integrada nos projectos PESC (Projectar, Empreender e Saber Concretizar), agora integrada nos projectos LIDERA. Ao entrar no seu terceiro ano de vida, surgiu a necessidade de criar uma evolução á competição existente. Neste relatório descreve-se todo o trabalho desenvolvido na criação dessa evolução e no qual se enquadrou este projecto.

Em 2009 o Desafio Único contará com duas categorias:

- FEUP1 – que utilizava os Fiat Uno 45S;
- FEUP2 – a nova categoria que utiliza o Fiat Punto Sport.

Neste relatório são apresentados os aspectos mais importantes que envolveram a criação da regulamentação para esta competição, um protótipo, o dimensionamento e escolha dos componentes obrigatórios, tais como: a suspensão, a armadura de segurança, o escape, a admissão, as jantes e os pneus.

A suspensão (amortecedores e molas) foi dimensionada de forma a conferir ao carro um comportamento claramente mais desportivo.

A armadura de segurança foi desenhada e fabricada pela empresa KIMSO em parceria com a FEUP.

O escape e admissão foram desenvolvidos e ensaiados, e constituem dois dos elementos obrigatórios, de forma a igualar as performances do carro.

As jantes foram desenhadas tendo por base um desenho já existente, na qual se fizeram alterações ao nível do grafismo e dimensões. Os pneus foram definidos através de ensaios em pista com o protótipo.

Estes elementos foram escolhidos de forma a igualar as performances de todos os carros participantes.

Devido á influência da suspensão no comportamento dinâmico de um automóvel neste trabalho foi dada especial atenção a este “componente”.

Com base nos estudos realizados a KW forneceu um kit (amortecedores e molas) que será utilizado na nova categoria FEUP2 como elemento obrigatório.

Este kit permitiu obter comportamentos dinâmicos do Fiat Punto como o esperado.

Evolution development for the Challenge Desafio Único

Abstract

The Challenge Desafio Único is an automotive competition created by FEUP in 2006, as a project initially impelled by the Projectos Lidera and PESC (Projectar, Empreender e Saber Concretizar). When entering its third year of existence, a need to create an evolution of the existing competition arose. This report describes all the work involved in the creation of this evolution.

In 2009 the Desafio Único will enter two categories:

FEUP1 – that uses the Fiat Uno 45S;

FEUP2 – the new category using the Fiat Punto Sport.

In this paper the most important aspects involved in creating the regulations for this competition, a prototype, the design and selection of mandatory components, such as: the suspension, the exhaust, the intake, the rims and tires.

The suspension (shocks absorbers and coil springs) were designed in order to give the car better handling.

The roll cage was designed and manufactured by the company KIMSO in partnership with FEUP.

The exhaust and intake were designed and tested, and are two of the mandatory components, in order to even out the car's performance.

The rims were designed based on an existing design, on which were made changes in its dimensions and graphics. The tires were chosen based on track testing with the prototype.

These elements were chosen in order to even out the performance of all entering cars.

Due to the influence of the suspension on the car's handling, special attention was given in this paper to this "component".

Based on studys that were carried out KW supplied a kit (shock absorbers and coil springs) that will be used in the FEUP2 category as a mandatory "component".

This kit gave the Fiat Punto better handling, as expected.

Agradecimentos

Ao meu orientador Eng.º José Ferreira Duarte por toda a sua disponibilidade e orientação durante todo o curso e em especial durante a realização deste trabalho.

Ao Engº José Manuel Melo pela enorme ajuda prestada no dimensionamento das suspensões.

Aos meus colegas e amigos Sérgio Moreira, Ágata Sousa e Bruno Santos pela ajuda na criação da regulamentação.

Aos meus colegas e amigos Sérgio Moreira, Carlos Araújo, Luiz Esteves, João Guimarães, Pedro Rio, Hilário Lopes e António Baptista.

Ao meu colega Samuel Ramos pela ajuda prestada na simulação da armadura de segurança.

Ao CAM/KIB pela cedência da pista automóvel de Braga para a realização de testes.

À FIAT pelo apoio prestado em termos técnicos.

Às pessoas que acreditaram na aposta da FEUP sob a forma do Challenge Desafio Único.

Aos grandes responsáveis pelo meu conhecimento sobre automóveis Lisuarte José Gomes, José Manuel Melo e João Carlos Melo.

À minha família pelo apoio que me deu neste gosto pelos automóveis.

A todas as outras pessoas e amigos que de alguma forma contribuíram para a realização deste relatório.

Índice

Índice de tabelas	ix
Índice de figuras	xii
Índice de figuras	xii
1. - Introdução	1
2. - Revisão Bibliográfica.....	5
2.1. - Geometria de uma suspensão	5
2.2. - Geometria da direcção	10
2.3. – Ângulo de escorregamento (“Slip angle”)	10
2.4. - Caster	12
2.5. - Convergência ou Toe-In	13
2.6. - Camber.....	15
2.7. - Análise em Compressão/Extensão e Rolamento, ou em Bump/Rebound e Roll da Suspensão.....	16
2.8. - Centro de Rolamento	16
2.9. - Força Centrífuga e a Velocidade máxima em curva.....	20
2.10. - Transferência de Massa Lateral.....	21
2.11. - Transferência de massas na afinação de chassis.....	29
2.12. - O efeito do rolamento da carroçaria	31
2.13. - Distribuição de massas	32
2.14. - Molas de suspensão	34
2.15. - Amortecedores.....	38
2.16. - Barras Estabilizadoras	40
2.17. - Localização do CG e sua alteração.....	43
3. – Objectivos.....	47
4. - Desafio Único 2007.....	48

5. - Desafio Único 2008.....	50
6. - Desafio Único 2009.....	52
7. - Carros elegíveis a participarem na categoria FEUP2.....	53
8. - Especificações da categoria FEUP2.....	56
9. – Armadura de Segurança.....	57
9.1 - Construção de acordo com as especificações do anexo J.....	62
9.1.1 - Elementos e reforços.....	63
9.1.2 - União dos componentes	65
9.1.3 - Fixação à estrutura do automóvel	65
9.1.4 - Material constituinte	65
9.1.5 - Homologação, certificação - ensaios estáticos.....	66
9.2 – Simulação por elementos finitos.....	67
9.2.1 - Simulação de ensaio no Arco Principal	67
9.2.2 - Simulação de ensaio no Arco Frontal	69
10. – Cálculo da Suspensão – Análise Inicial.....	72
10.1 – Levantamento geométrico da suspensão.....	74
10.1.1 – Suspensão Dianteira	74
10.1.2 – Suspensão Traseira.....	75
10.2 – Determinação dos Centros de Rolamento da suspensão dianteira e traseira	75
10.2.1 – Suspensão Dianteira	76
10.2.2 – Suspensão Traseira.....	76
10.2.3 – Eixo de Rolamento.....	77
10.3 – Parâmetros de funcionamento.....	77
10.4 – Massas - suspensas e não suspensas	78
10.5 - Determinação do Centro de Gravidade das massas suspensas e não suspensas.....	81
10.6 – Resistência ao Rolamento	85

10.7 – Transferência de massas	86
10.8 – Dimensionamento das molas	89
10.8.1 – Suspensão dianteira	89
10.8.2 – Suspensão traseira	92
11. Cálculo da Suspensão – Alternativas Propostas	93
11.1 – 1ª Opção – Kit Eibach Fábrica.....	94
11.1.1 - Levantamento geométrico da suspensão.....	94
11.1.2 - Determinação dos Centros de Rolamento da suspensão dianteira e traseira	95
11.1.3 – Parâmetros de funcionamento	96
11.1.4 – Massas – suspensas e não suspensas.....	96
11.1.5 - Determinação do Centro de Gravidade das massas suspensas e não suspensas..	98
11.1.6 – Resistência ao rolamento.....	100
11.1.7 – Transferência de massas.....	101
11.1.8 – Dimensionamento das molas.....	104
11.2 – 2ª Opção – Suspensão Dimensionada	106
11.2.1 - Levantamento geométrico da suspensão.....	106
11.2.2 - Determinação dos Centros de Rolamento da suspensão dianteira e traseira	107
11.2.3 – Parâmetros de funcionamento	108
11.2.4 – Massas – suspensas e não suspensas.....	108
11.2.5 - Determinação do Centro de Gravidade das massas suspensas e não suspensas	108
11.2.6 – Resistência ao rolamento.....	109
11.2.7 – Transferência de massas.....	110
11.2.8 – Dimensionamento das molas.....	113
11.3 – Amortecedores	116
12. – Testes em pista	118
12.1 - Teste 1	119

12.2 – Teste 2.....	121
12.3 – Teste 3.....	123
13. – Regulamento Desportivo	124
14. – Regulamento Técnico	125
15. – Ficha Técnica.....	128
16. - Discussão dos resultados obtidos	128
17. – Conclusões.....	129
18. - Proposta de trabalhos futuros	130
19. - Referências	131
19. - Referências	131
Anexos.....	133
ANEXO A: Anexo J art. 253 - Equipamento de segurança FPAK	133
ANEXO B: Regulamento Desportivo do Challenge Desafio Único	133
ANEXO C: Regulamento Técnico do Challenge Desafio Único	133
ANEXO D: Tabela de Tempos dos Testes em Pista feitos com os Pneus Hankook.....	134

Índice de tabelas

Tabela 1 - Comparativo entre os modelos Punto 85 e Sport	53
Tabela 2 – Levantamento geométrico da suspensão dianteira	74
Tabela 3 - Levantamento geométrico da suspensão traseira	75
Tabela 4 - Posição dos CIR e RC da suspensão dianteira	76
Tabela 5 - Posição dos CIR e RC da suspensão traseira	76
Tabela 6 - Parâmetros de funcionamento da suspensão	78
Tabela 7 - Distribuição de massas - Carro Origem	79
Tabela 8 - Distribuição de massas - Carro Desmontado	79
Tabela 9 - Distribuição de massas - Carro Pronto a Competir	80
Tabela 10 - Distribuição de massas - Carro Pronto a Competir com piloto a bordo.....	80
Tabela 11 - Massas Não Suspensas	80
Tabela 12 - Posição do CG - Carro Origem	81
Tabela 13 - Posição do CG - Carro Desmontado	82
Tabela 14 - Posição do CG - Carro Pronto a Competir	83
Tabela 15 - Posição do CG - Carro Pronto a Competir com piloto a bordo.....	84
Tabela 16 - Roll Stiffness - Molas Origem Rebaixadas	85
Tabela 17 - Dados Dinâmicos	86
Tabela 18 - Transferência de carga.....	87
Tabela 19 – Distribuição da transferência de carga.....	87
Tabela 20 - Dados dinâmicos	88
Tabela 21 - Transferência de carga.....	88
Tabela 22 - Distribuição da transferência de carga	89
Tabela 23 - Frequências da suspensão dianteira.....	89
Tabela 24 - Rigidez do pneu.....	90

Tabela 25 - Parâmetros dinâmicos da suspensão da frente	90
Tabela 26 - Frequências suspensão traseira.....	92
Tabela 27 - Parâmetros dinâmicos da suspensão traseira	92
Tabela 28 - Levantamento geométrico da suspensão da frente	94
Tabela 29 - Levantamento geométrico da suspensão traseira	94
Tabela 30 - Posição dos CIR e RC da suspensão da frente	95
Tabela 31 - Posição dos CIR e RC da suspensão traseira	95
Tabela 32 - Parâmetros de funcionamento da suspensão	96
Tabela 33 - Distribuição de massas - Carro equipado com as molas Eibach	96
Tabela 34 - Distribuição de massas - Carro equipado com as molas Eibach e com piloto a bordo.....	97
Tabela 35 - Distribuição de massas ideal - Carro equipado com as molas Eibach e piloto a bordo.....	97
Tabela 36 - Posição do CG - Carro equipado com molas Eibach	98
Tabela 37 - Posição do CG - Carro equipado com molas Eibach e piloto a bordo	99
Tabela 38 - Roll Stiffness - Molas Eibach.....	100
Tabela 39 - Dados dinâmicos	101
Tabela 40 - Transferência de carga.....	101
Tabela 41 - Distribuição da transferência de carga	101
Tabela 42 - Dados dinâmicos	102
Tabela 43 - Transferência de carga.....	102
Tabela 44 - Distribuição da transferência de carga	103
Tabela 45 - Frequências da suspensão da frente.....	104
Tabela 46 - Parâmetros dinâmicos da suspensão da frente	104
Tabela 47 - Frequências da suspensão traseira.....	105
Tabela 48 - Parâmetros dinâmicos da suspensão traseira.....	105
Tabela 49 - Levantamento geométrico da suspensão da frente	106

Tabela 50 - Levantamento geométrico da suspensão traseira	107
Tabela 51 - Posição dos CIR e RC da suspensão da frente	107
Tabela 52 - Posição dos CIR e RC da suspensão traseira	107
Tabela 53 - Parâmetros de funcionamento da suspensão	108
Tabela 54 - Roll Stiffness - Molas dimensionadas	109
Tabela 55 - Dados dinâmicos	110
Tabela 56 - Transferência de carga.....	110
Tabela 57 - Distribuição da transferência de carga	110
Tabela 58 - Dados dinâmicos	111
Tabela 59 - Transferência de carga.....	111
Tabela 60 - Distribuição da transferência de carga	112
Tabela 61 - Frequências da suspensão da frente.....	113
Tabela 62 - Parâmetros dinâmicos da suspensão da frente	113
Tabela 63 - Frequências da suspensão traseira.....	114
Tabela 64 - Parâmetros dinâmicos da suspensão traseira.....	114
Tabela 65 - Características das molas originais rebaixasadas	115
Tabela 66 - Características das molas dimensionadas.....	116
Tabela 67 - Dimensionamento dos amortecedores.....	118
Tabela 68 - Teste em pista Condições	120
Tabela 69 - Teste em pista Laptimes	120
Tabela 70 - Teste 2 condições	122
Tabela 71 - Tempos por volta.....	122

Índice de figuras

Figura 1 - Pit Lane da primeira prova do Desafio Único 2006	1
Figura 2 - Foto do aspecto interior montado	2
Figura 3 - Foto do aspecto interior montado	2
Figura 4 - Foto do aspecto interior desmontado	2
Figura 5 - Foto do aspecto interior desmontado	2
Figura 6 - Fotos da armadura de segurança após montagem.....	3
Figura 7 - Definição de massa não suspensa	6
Figura 8 - Pormenor de Suspensão de duplo braço	8
Figura 9 - Ilustração de uma suspensão do tipo MacPherson	9
Figura 10 - Ilustração de uma suspensão do tipo "trailing arm"	9
Figura 11 - Relação entre a "cornering force" e o "slip angle"	11
Figura 12 - Esquema explicativo do ângulo de caster	12
Figura 13 - Figura explicativa da convergência	13
Figura 14 - Figura explicativa do ângulo de "camber"	15
Figura 15 - Figura explicativa do eixo de rolamento	17
Figura 16 - Figura explicativa da determinação do centro de rolamento de uma suspensão do tipo MacPherson	18
Figura 17 - Figura explicativa da determinação do centro de rolamento de uma suspensão do tipo "semi-trailing arms"	19
Figura 18 - Figura explicativa do movimento lateral do CG.....	21
Figura 19 - Figura explicativa das forças actuantes sobre o carro exequando as forças aerodinâmicas	21
Figura 20 - Figura esquemática da separação dos CG.....	23
Figura 21 - Figura explicativa do "roll stiffness"	24

Figura 22 - Figura explicativa da transferência de massas devido á altura dos centros de rolamento.....	26
Figura 23 - Figura explicativa da posição longitudinal do CG	27
Figura 24 - Gráfico da relação entre a carga vertical e o "slip angle"	30
Figura 25 - Diferença de rolamento de carroçaria entre carro com ou sem barras estabilizadoras	31
Figura 26 - Gráfico do movimento da suspensão com e sem amortecedores	35
Figura 27 - Gráfico da tolerância humana a combinações de vibração e movimento vertical.	36
Figura 28 - Amortecedores KW utilizados no Fiat Punto Sport	39
Figura 29 - Figura explicativa do funcionamento de uma suspensão.....	41
Figura 30 - Figura explicativa da forma de calcular uma barra estabilizadora	42
Figura 31 - Esquema explicativo da determinação da posição lateral e longitudinal do CG...	44
Figura 32 - Esquema explicativo para a determinação da posição vertical do CG	45
Figura 33 - Foto de Braga 1 do Challenge Desafio Único 2007	49
Figura 34 – Foto de Braga 1 do Challenge Desafio Único 2007.....	49
Figura 35 - Foto da prova de Vila Real 2008	50
Figura 36 - Foto da prova de Vila Real 2008	51
Figura 37 - Foto da prova de Vila Real 2008	51
Figura 38 - Foto Prova Resistência Braga 2007	52
Figura 39 - Foto da apresentação oficial do protótipo da categoria FEUP2 do Challenge Desafio Único.....	53
Figura 40 - Proposta de admissão Mekk	56
Figura 41- Proposta de admissão Mekk	56
Figura 42 - Proposta de admissão Mekk	57
Figura 43 - Armadura de segurança do Subaru S12.....	58
Figura 44 - Seat Leon WTCC e respectivo interior.....	58
Figura 45 - Célula de segurança	59

Figura 46 - Chassis completo tubular incluindo armadura de segurança de um automóvel do campeonato NASCAR	59
Figura 47 - Vista do “roll cage” 3/4 frente	60
Figura 48 - Vista do “roll cage” de trás	61
Figura 49 - Vista do “roll cage” lateral esquerda	61
Figura 50 - Vista de cima do “roll cage”	61
Figura 51 - Possíveis configurações base para armaduras de segurança.....	62
Figura 52 - Elementos diagonais	63
Figura 53 - Elementos das portas e reforços de tejadilho.....	63
Figura 54 - Reforço do montante do pára-brisas	64
Figura 55 - Reforços facultativos	64
Figura 56 - Tipo de prensa utilizada no ensaio no arco principal.....	66
Figura 57 - Esquema de aplicação da carga no ensaio no arco frontal.....	67
Figura 59- Representação da carga de simulação no arco central.....	68
Figura 59- Deformação do arco central.....	68
Figura 60 - Representação da carga da simulação no arco frontal	69
Figura 62 - Deformação em escala ampliada do arco frontal.....	70
Figura 62 - Deslocamento do arco frontal no eixo dos xx	70
Figura 64 - Deformação do arco frontal no eixo dos yy	71
Figura 64 - Deformação do arco frontal no eixo dos zz	71
Figura 65 - Gráfico dos tipos de amortecimento	117
Figura 66 - Vista aérea da pista de Braga.....	119
Figura 67 - Pneu Uniroyal Rallye 550.....	121
Figura 68 – Pneu Michelin TE00	121
Figura 69 - Pneu Hankook Ventus RS-2	123

1. - Introdução

O Desafio Único é uma competição automóvel de velocidade monomarca criada a partir de um projecto de alunos da FEUP integrado nos Projectos LIDERA e que usa o Fiat Uno 45 S como carro de competição. Ao entrar no 3º ano de vida desta competição surgiu a necessidade de criar uma opção de evolução para os pilotos que participaram nos dois primeiros anos desta competição. Dessa necessidade nasceu a categoria FEUP2 que usa como carro de escolha o Fiat Punto Sport (motor 1242cc 16V MPI). Este relatório descreve todo o trabalho de desenvolvimento desta evolução. Os aspectos mais importantes deste trabalho incluem a preparação do protótipo do carro usado na competição, a definição de toda a regulamentação relativa a esta nova categoria bem como a definição de todos os elementos comuns aos carros usados neste Desafio (Figura 1).



Figura 1 - Pit Lane da primeira prova do Desafio Único 2006 [1]

A preparação do protótipo teve início com a aquisição de um Fiat Punto Sport e posterior desmontagem. Esta desmontagem passou pela remoção de todos os equipamentos desnecessários a um carro de competição. O material removido inclui os bancos, todos os elementos insonorizantes, no fundo todo o equipamento que confere conforto a um carro. As figuras 2 e 3 mostram o aspecto interior do automóvel antes da desmontagem. O aspecto do interior do carro pode ser visto nas figuras 4 e 5. Em seguida foi aplicada a armadura de segurança, ou arco de segurança, na empresa KIMSO em Santo Tirso, definida especificamente para esta competição pelos elementos da empresa referida em parceria com o autor deste trabalho.



Figura 3 - Foto do aspecto interior montado



Figura 2 - Foto do aspecto interior montado



Figura 5 - Foto do aspecto interior desmontado

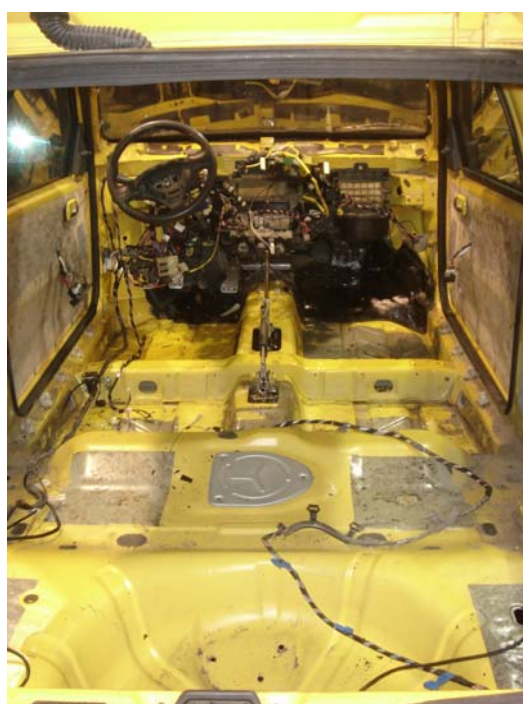


Figura 4 - Foto do aspecto interior desmontado

Em seguida o carro foi trazido de volta á FEUP, onde foi novamente montado com todos os elementos necessários á prática do desporto automóvel. A figura 6 mostra o automóvel com a armadura de segurança instalada.



Figura 6 - Fotos da armadura de segurança após montagem

A criação de regulamentação para esta competição incluiu os regulamentos desportivo e técnico e a ficha técnica, específicos desta competição e deste automóvel.

O regulamento desportivo foi criado com base no já existente para a categoria FEUP1, apenas sendo feitas algumas alterações.

O regulamento técnico foi também criado com base no utilizado em 2006 e 2007 mas envolveu maiores alterações. Estas alterações deveram-se ao facto deste carro ser muito diferente do Uno 45 S e de possuir um sistema de injeção que torna o processo de regulamentação mais complexo devido á grande quantidade de sensores e actuadores usada pelo comando da injeção.

A elaboração da ficha técnica foi a parte relativa á regulamentação que exigiu maior tempo e cuidado. Esta necessidade acrescida de tempo deveu-se ao facto desta categoria utilizar um carro e um motor nunca antes regulamentado, quer pela FPAK (Federação Portuguesa de Automobilismo e Karting) quer pela FIA (Federação Internacional Automóvel). Sendo um dos princípios fundamentais desta competição a igualdade de andamento dos carros, torna-se complexo regulamentar todos os possíveis pontos de diferenciação de performance entre órgãos mecânicos (motor, caixa, travões, etc.) e consequentemente entre carros.

O conjunto dos elementos obrigatórios, para todos os carros participantes nesta competição, foi definido de forma a limitar os custos em termos de evolução e de forma a igualar as performances dos carros participantes. Estes elementos são:

- Arco de segurança – esta armação, obrigatória para a prática do desporto automóvel, foi projectada em colaboração com a FEUP e fabricada pela empresa KIMSO. Este elemento foi ainda ensaiado por elementos finitos de forma a verificar o seu cumprimento dos requisitos necessários impostos a estes órgãos de segurança.
- Escape – este componente foi desenvolvido tendo em conta as características do motor e a sua faixa de utilização. Como este elemento tem a capacidade de diferenciar o andamento dos carros foi imposto um escape único a todos os carros.

- Admissão – a admissão foi desenvolvida de forma a ser possível eliminar a caixa de admissão original.
- Amortecedores e molas – estes elementos de suspensão foram dimensionados de forma a conferir um comportamento desportivo aos carros.
- Jantes – as jantes usadas nesta competição foram criadas a partir de um modelo existente mudando as suas dimensões e grafismo.
- Pneus – os pneus escolhidos foram testados com o protótipo na pista automóvel de Braga de forma a comprovar a sua performance e durabilidade em condições de corrida.

Para além dos estudos realizados no dimensionamento da armadura de segurança, deu-se especial atenção ao estudo da suspensão.

A validação das escolhas feitas em termos de suspensão, escape e pneus foi feita em sessões de testes na pista de Braga.

Com o objectivo do equilíbrio dinâmico do Fiat Punto foi necessário estudar de uma forma mais aprofundada a suspensão automóvel.

2. - Revisão Bibliográfica

A análise de uma suspensão obriga ao conhecimento de diversos conceitos. Várias fontes de bibliografia podem ser utilizadas para este estudo, no entanto o livro que melhor apresenta os conceitos necessários à compreensão do cálculo das suspensões é o *How to Make Your Car Handle* de Fred Puhn [2].

Os conceitos mais importantes para a compreensão do funcionamento de uma suspensão bem como a sua relação com o comportamento dinâmico de um carro serão objecto de explicação sumária neste capítulo.

Visto a indústria automóvel e consequentemente o desporto automóvel terem tido as suas raízes no Reino Unido, grande parte dos estudos e desenvolvimentos feitos neste campo foram realizados por autores ingleses. Devido a este facto a maioria dos conceitos criados para descrever aspectos relativos a suspensões e automóveis são de difícil tradução e por isso, na grande maioria dos casos, são usados na sua forma original, o que explica a utilização de termos em inglês neste trabalho.

2.1. - Geometria de uma suspensão

A suspensão constitui a ligação entre as rodas e o chassis do carro, e apresenta dois elementos fundamentais, as molas e os amortecedores. Se o piso das estradas fosse regular, a suspensão não seria necessária. Existem veículos de competição especializados que são construídos sem qualquer tipo de suspensão, tais como, os karts, que são muito leves e pequenos quando comparados com outros veículos. Para além de fornecer conforto, a suspensão é usada para afinar o carro de forma a obter as melhores características de comportamento dinâmico.

O chassis suporta o motor, a carroçaria e os ocupantes. Este assenta sobre molas que isolam o chassis das irregularidades da estrada. Os movimentos verticais em extensão e compressão do automóvel são obtidos através do deslocamento das molas. O peso do chassis e de todas as peças nele montadas são consideradas como peso suspenso num veículo automóvel.

Os pneus, rodas e peças da suspensão que se movem verticalmente com as rodas estão sob as molas e não estão isoladas das irregularidades da estrada pelo efeito das molas. Sendo assim as molas são efectivamente a ligação do chassis á estrada. Estes elementos da suspensão são considerados peso não suspenso (Figura 7).

Como se pode observar na suspensão representativa na figura 2 algumas das peças estão fixas ao chassis numa extremidade e á roda noutra. Neste tipo de elemento considera-se

que o lado fixo á carroçaria está suspenso e o lado fixo á roda está não suspenso. Como se verá existem formas de calcular a parte suspenso e não suspenso de qualquer componente móvel da suspensão. [2]

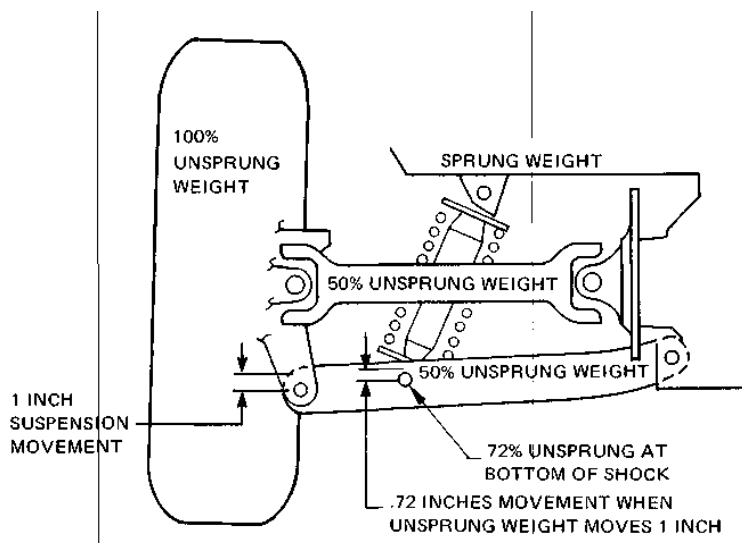


Figura 7 - Definição de massa não suspensa [2]

Todos os componentes de um veículo estão suspensos, não suspensos ou uma combinação dos dois. O rácio entre o peso suspenso e o não suspenso tem uma influência importante no comportamento do carro sobre piso irregular. Este parâmetro pode ser calculado para a totalidade do veículo através da divisão do peso total suspenso pelo total do peso não suspenso das quatro rodas. Ou ser calculado separadamente para cada extremidade do veículo – ou seja, na frente ou traseira.

Os rácios de peso suspenso/não suspenso, fundamentalmente, podem assumir valores diferentes devido a diferentes configurações de chassis e suspensão. Um carro com um rácio de massas suspensas/não suspensas alto apresenta melhor comportamento em estradas irregulares do que um carro com um rácio baixo. A razão para este comportamento deve-se ao facto da carroçaria mais pesada não ser perturbada pela oscilação vertical das rodas, relativamente leves. A inércia da carroçaria opõe-se ao movimento das rodas, e deste modo o pneu é pressionado com mais eficácia contra um piso irregular. Este efeito pode ser conseguido pela adição de um peso elevado ao carro. O comportamento tornar-se-á significativamente mais suave, particularmente numa superfície altamente irregular. Este aumento de peso suspenso melhora o atrito em travagem, aceleração e curva sobre superfícies irregulares. No entanto, apenas influencia marcadamente a suavidade de rolamento. Um carro pesado de gama alta (Lexus) tem um rolamento mais suave do que um carro desportivo e leve (Lotus). Pode não existir muita diferença entre o peso não suspenso destes dois carros mas a diferença no peso suspenso é substancial e isso traduz-se na diferença de suavidade de rolamento.

A posição da suspensão com o carro em repouso é designada posição estática. Não existe rolamento, inclinação longitudinal ou movimento vertical na suspensão. No estudo dinâmico de um chassis todas as medições são feitas partindo de uma situação estática.

A relação para se conseguir um bom comportamento sobre lombas, é consiste em reduzir o peso não suspenso e não aumentar o peso suspenso. Isto é feito na maioria dos carros de elevada performance com recurso a pinças de travão e componentes de suspensão em alumínio de forma a reduzir o peso não suspenso. Um carro com uma suspensão independente atrás (mais cara do que uma suspensão dependente) permite a redução do peso não suspenso melhorando assim o comportamento do automóvel.

No entanto, é importante conhecer a movimentação da suspensão em condições extremas. Esta movimentação é uma combinação de movimento vertical da massa suspensa, rolamento lateral do carro e inclinação numa direcção longitudinal.

Os automóveis têm vindo a ser construídos com diversos tipos de suspensão, mas podem ser genericamente divididos em dois grandes grupos, eixo rígido e suspensão independente.

O eixo rígido é o conceito mais antigo derivado das carroças e foi usado tanto no trem dianteiro como no trem traseiro dos carros. No entanto, na actualidade o uso do eixo rígido está quase limitado ao trem traseiro dos automóveis. Os eixos rígidos são ainda usados na frente de carros com características específicas, tais como, carros para “drag racing” e corridas em pistas ovais, e em camiões pesados. Um eixo rígido é simples e tem um baixo custo, e mantém as rodas verticais em qualquer tipo de condições normais de funcionamento em estrada. Existem desvantagens em termos de conforto e desempenho sobre piso irregular, devido ao alto peso não suspenso.

A suspensão independente foi adoptada pelos construtores de automóveis para reduzir o peso não suspenso e melhorar o comportamento dos seus carros. Este tipo de suspensão foi, em primeiro lugar, utilizado no trem dianteiro dos automóveis. Este tipo de suspensão adopta várias formas, a maior diferença entre elas reside na sua geometria. Todas elas tendem a ter um peso não suspenso inferior ao de configurações com eixo rígido e permitem que seja colocado entre as rodas objectos volumosos, tais como o motor e/ou caixa de velocidades.

Uma suspensão independente ao ser usada na dianteira ou na traseira de um veículo pode assumir diferentes formas. Entre elas existem os seguintes tipos de suspensão independente para o trem dianteiro e traseiro:

Trem Dianteiro

- MacPherson
- Duplo Braço em A
- Trailing arm

Trem Traseiro

- Semi Trailing Arms
- Duplo braço em A
- Chapman ou MacPherson Traseiro

O tipo de suspensão independente mais popular é a de duplo braço em A (Figura 8). Este tipo é mais usado na suspensão anterior e tem vindo a ser cada vez mais adoptada na traseira em carros de elevadas performances. Nos carros de competição é de uso generalizado. [2]

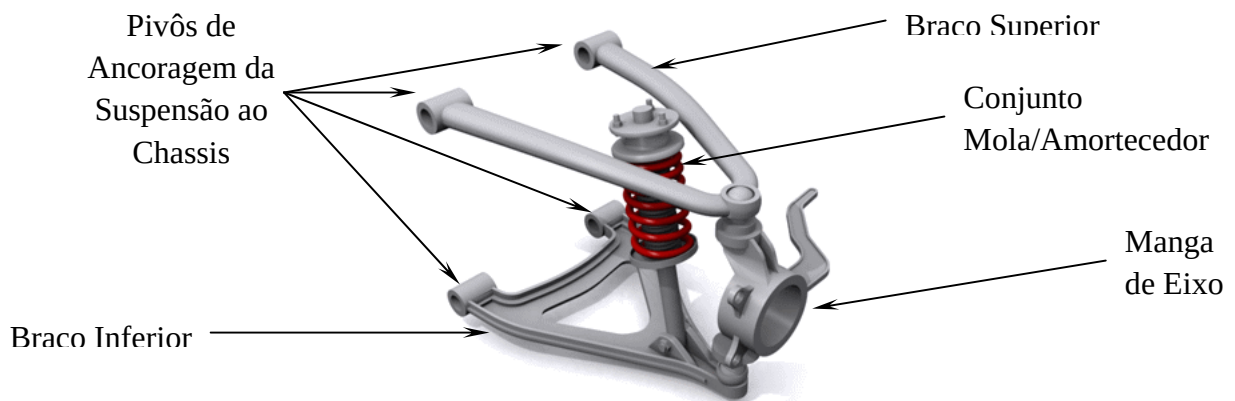


Figura 8 - Pormenor de Suspensão de duplo braço em A [3]

Com a suspensão independente de duplo braço em A a manga de eixo que suporta a roda é ligada ao chassis através de dois braços, em forma de A ou “wishbone”. As ligações são fixas ao chassis por rótulas metálicas ou de borracha, denominadas por pivôs de suspensão. As ligações nem sempre estão paralelas e são usualmente de comprimentos diferentes. O posicionamento dos pivôs e a alteração da geometria dos braços permite alterar o funcionamento global da suspensão, podendo-se obter variações de camber com o movimento vertical e com o rolamento da carroçaria. As alterações de camber podem ser estudadas de forma a permitir um compromisso de comportamento quase ideal em curva.

Um tipo de suspensão de uso corrente é a suspensão MacPherson (Figura 9). Também é conhecido como suspensão Chapman quando é usada na traseira. Neste tipo de suspensão a roda é ligada ao chassis por um braço em A inferior e uma torre quase vertical que inclui o amortecedor e a mola. Este sistema de suspensão é muito simples e compacto, mas é bastante alto. A sua altura na vertical limita o seu uso a praticamente apenas carros de estrada. No entanto esta geometria pode ser uma boa opção quando se pretende um bom desempenho.



Figura 9 - Ilustração de uma suspensão do tipo MacPherson [3]

A suspensão independente também é utilizada na traseira. Um dos tipos de suspensão independente utilizada no trem traseiro é o tipo “semi-trailing arm” (Figura 10). O tipo de suspensão apresentado na figura 11 possui dois braços de suspensão por roda, embora este tipo de suspensão seja utilizado com apenas um braço de suspensão por roda. Esta suspensão é caracterizada por fixar a roda através de um único braço com um eixo de pivotagem inclinado com um determinado ângulo em relação ao eixo longitudinal do carro. A suspensão “semi-trailing arm” exhibe quase sempre um comportamento de “roll steer”, o que significa que o rolamento da carroçaria afecta a geometria de direcção das rodas traseiras. Este tipo de suspensão não é comum em competição dado que este comportamento de “roll steer” é indesejado.

A suspensão do carro em estudo neste projecto é do tipo MacPherson á frente e do tipo “semi-trailing arm”, com apenas um braço de suspensão por roda, atrás.[2]



Figura 10 - Ilustração de uma suspensão do tipo "trailing arm" [3]

2.2. - Geometria da direcção

Como a geometria da suspensão é diferente da frente para a traseira, a influência que os seus movimentos têm nos parâmetros de suspensão é diferente. Posto isto a frente e a traseira do carro serão analisadas separadamente. É necessário introduzir um conceito antes de prosseguir com a descrição dos parâmetros da suspensão. Este conceito é o *slip angle*.

A geometria da direcção de um carro tem uma influência elevada no comportamento do carro em pista. No sistema MacPherson a direcção é fixa na parte posterior da manga de eixo atrás do eixo de rolamento do eixo da frente, e como esta é solidária com os movimentos das rodas a sua configuração muda para diferentes movimentos das rodas e da carroçaria. Os parâmetros de suspensão que variam com estes movimentos serão abordados mais á frente bem como a sua influência na geometria da direcção. [2]

2.3. – Ângulo de escorregamento (“Slip angle”)

A forma como o carro se comporta em curva está directamente relacionada com os pneus, dado que a única ligação entre o carro e a estrada são estes quatro pontos de contacto. Sendo o pneu um elemento elástico, qualquer força aplicada sobre ele, qualquer que seja a sua direcção irá deformá-lo. Uma força gerada em curva provoca uma distorção lateral no pneu. Esta distorção lateral faz com que o carro siga uma direcção que forma um ângulo com a direcção para a qual as rodas estão orientadas. Este ângulo é denominado por “slip angle” (figura 12). Este efeito de “escorregamento” momentâneo e aparente transmite ao condutor a maneira como o carro se está a comportar em curva. Um carro que apresente um “slip angle” reduzido exhibe um comportamento pouco previsível e desta forma não existiria qualquer aviso para o condutor quando o pneu atingisse o limite de adesão com a estrada.

A força que faz com que o carro curve, “cornering force” existe entre o piso e a tela do pneu provocando-lhe uma deformação. Esta força tem direcção oposta á força lateral provocada pela mudança de direcção á entrada de uma curva. Mesmo que o pneu esteja a escorregar, as duas forças são iguais.

A “cornering force” é usada para medir a capacidade que um pneu possui de resistir ao escorregamento numa curva. Não existiria sem que houvesse distorção do pneu e um “slip angle” daí resultante. Por outro lado, não existiria “slip angle” sem que houvesse “cornering force”.

Tanto o “slip angle” como a “cornering force” aumentam á medida que um carro é inserido numa curva com raio decrescente até que é atingido um ponto em que o limite de adesão é atingido e o pneu escorrega. A “cornering force” residual existente quando um pneu está em escorregamento resulta do atrito entre o pneu e a estrada. Como o “slip angle” é

definido para uma situação de não escorregamento do pneu em relação ao piso da estrada, deixa de ter significado quando o limite de adesão é atingido e o pneu entra em escorregamento. Uma sensação de leveza no volante normalmente serve como aviso ao condutor que está próximo do limite de adesão dos pneus.

Normalmente a transição entre os estados de aderência e escorregamento não é abrupta. Deste modo não existe um ponto exacto a partir do qual o “slip angle” deixa de ser relevante para o ângulo entre a direcção de deslocamento do carro e a direcção para a qual as rodas apontam. Numa situação de escorregamento qualquer ajuste no volante revela-se irrelevante na alteração da trajectória do carro. Apenas será recuperada a aderência se a velocidade for reduzida ou se tomarmos uma trajectória segundo um raio de curva mais alargado. Nesta situação a força lateral diminui até um ponto em que o pneu suporte esta força sem escorregar. O “slip angle” existe sempre que o pneu tenha influência sobre a trajectória do carro. Para uma dada curvatura o “slip angle” é tanto mais elevado quanto maior for a velocidade em curva. Na Figura 11 está representada a relação entre a “cornering force” e o “slip angle”.

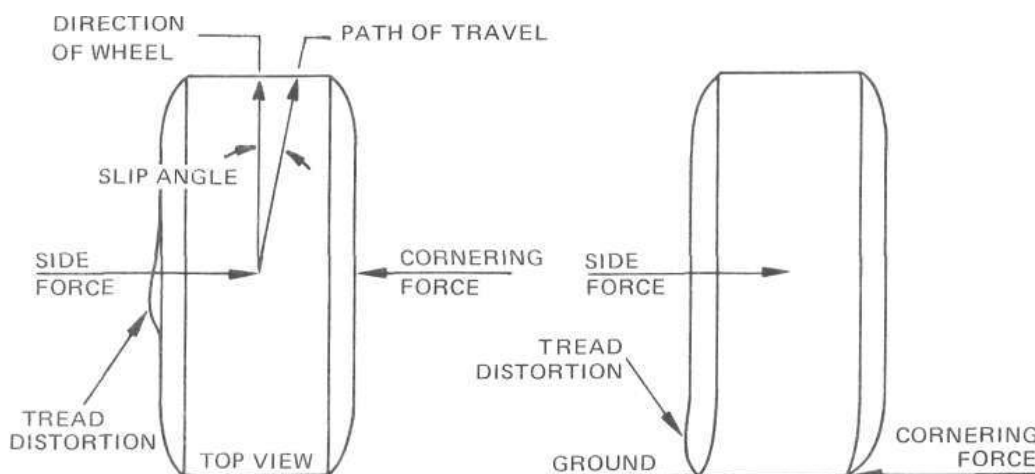


Figura 11 - Relação entre a "cornering force" e o "slip angle" [2]

O limite de adesão não é apenas condicionado pela máxima “cornering force” que um pneu suporta. É o somatório de todas as forças actuantes no pneu. Quando um pneu é utilizado abaixo do limite de adesão, permite esforços suplementares resultantes de acelerações ou travagens até atingir o seu limite de adesão. Quando o pneu se encontra no limite de adesão qualquer esforço resultante de uma aceleração ou travagem resulta em escorregamento. [2]

2.4. - Caster

O ângulo criado pela linha definida pelos pivôs superior e inferior da suspensão e a vertical é designado “caster” (Figura 12), e corresponde à “inclinação” do eixo de funcionamento da direcção. O “caster” condiciona o posicionamento de ponto de contacto do pneu com o solo. Note-se na figura que o ponto de contacto do pneu encontra-se atrás do eixo da direcção. Como se pode observar na Figura 12 o ponto de contacto do pneu encontra-se atrás do eixo da direcção. Quando a roda é virada, o ponto de contacto do pneu é movido com a direcção. Este movimento gera uma força que leva a que a roda regresse a uma posição de alinhamento com a direcção de deslocamento do carro. Esta força é denominada por força de auto-centragem.

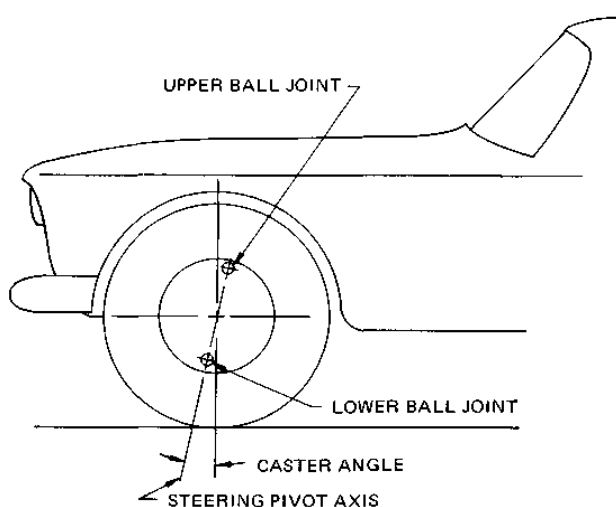


Figura 12 - Esquema explicativo do ângulo de caster [2]

A força de auto-centragem é a responsável pelo alinhamento do volante á saída de uma curva.

O ângulo de “caster” mostrado na figura 13 é definido como um ângulo positivo. Quase todos os carros são projectados para possuírem um ângulo de “caster” positivo para garantir a capacidade de auto-centragem.

De uma forma geral, um ângulo grande de “caster” dá origem a que a direcção se torne mais pesada a baixas velocidades mas torna o carro estável a altas velocidades quando este se desloca a direito porque as rodas irão tender sempre a estar orientadas na direcção de deslocamento do carro, mesmo que sejam perturbadas momentaneamente por um elemento exterior.

Se o ângulo de “caster” for reduzido a direcção torna-se mais leve a baixas velocidades mas o carro irá comportar-se de forma menos estável a altas velocidades e poderá ter um comportamento instável a direito.

O “caster” pode também existir na traseira de alguns carros com suspensão independente. O ângulo de “caster” traseiro é o ângulo de inclinação da manga de eixo traseira em relação á vertical. É semelhante ao caster usado na suspensão da frente, não afecta a direcção, mas pode influenciar o comportamento da traseira do carro.

Normalmente o ângulo de “caster” traseiro é mantido a 0° – com a manga de eixo na vertical. [2]

2.5. - Convergência ou Toe-In

O paralelismo das rodas de um carro é definido pela convergência da direcção. Esta convergência é positiva, ou “toe-in” (figura 14), se as linhas traçadas por cada roda se intersectarem á frente das rodas, e é negativa, ou “toe-out” (Figura 13), se esta intersecção se localizar atrás das rodas. No caso destas linhas serem paralelas a convergência é nula.

A convergência é um dos aspectos mais importantes no comportamento de um carro. Uma pequena variação da convergência pode ter um efeito significativo na maneira como o carro se comporta. A maioria dos carros é afinada com convergência positiva na frente e convergência a zero na traseira. Esta opção está relacionada com as forças que actuam na frente do carro e que modificam a convergência no sentido negativo. A afinação inicial com convergência positiva é usada para contrariar esta tendência.

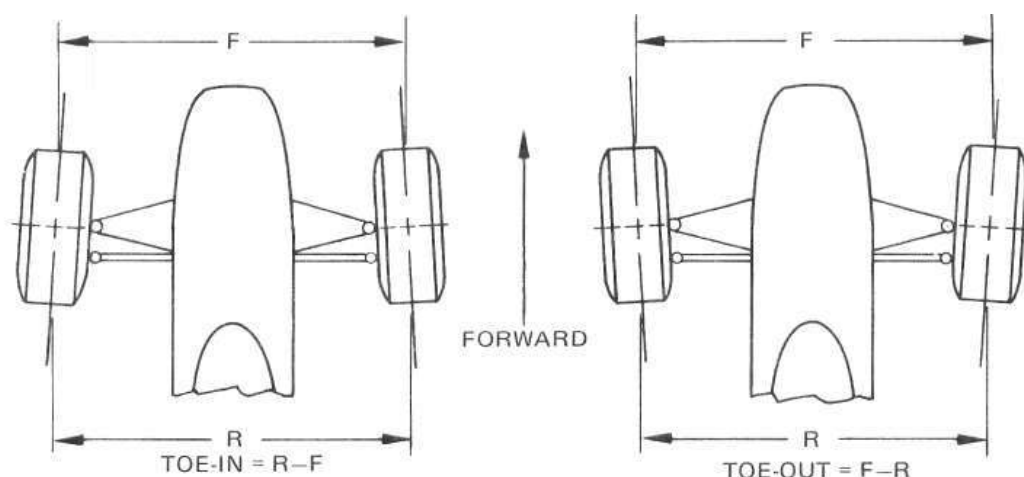


Figura 13 - Figura explicativa da convergência [2]

Os carros de estrada têm a suspensão montada em apoios de borracha. Esta solução que permite isolar vibrações e ruído, mas permite movimentos indesejados provenientes da deformação da borracha. Na suspensão da frente parte desta deformação resulta da força provocada pelo atrito entre o pneu e a estrada, forçando o pneu e toda a suspensão na direcção contrária ao deslocamento do carro. Esta situação promove uma convergência negativa, ou seja, a direcção abre, e este comportamento agrava-se a altas velocidades. Quando o travão é

pressionado a força provocada pelo atrito é ampliada porque o poder de travagem é superior ao atrito da estrada.

Quando a direcção apresenta “toe-out” existe um pequeno “slip angle” em ambos os pneus da frente. As forças originadas por estes “slip angles” tentam direccionar o carro. Desde que os “slip angles” sejam exactamente iguais tudo se encontra equilibrado e o carro prossegue numa trajectória rectilínea.

Qualquer alteração na superfície da estrada, por mais pequena que seja, pode desequilibrar os “slip angles” nas rodas da frente. Este desequilíbrio força a viragem do carro para um dos lados. O resultado é um “vaguear” da frente do carro, que necessita ser corrigido pelo condutor através de movimentos do volante. Este fenómeno é também conhecido como instabilidade a alta velocidade.

A mudança no “slip angle” pode também ser causada pela acção do condutor ao virar o volante quando aborda uma curva.

A influência da convergência positiva e negativa no comportamento em curva de um carro pode resumir-se da seguinte forma.

A convergência negativa conduz a uma sobreviragem do carro durante um período transiente ao abordar uma curva. Este comportamento pode ser diferente na fase estabilizada durante uma curva

A convergência positiva provoca estabilidade e subviragem inicial na abordagem a uma curva tem um efeito oposto ao provocado pela convergência negativa. O resultado é uma tendência do carro em continuar a seguir em frente. A convergência positiva melhora a estabilidade a alta velocidade.

Em carros com suspensão independente atrás é também usada uma afinação da convergência na traseira. Dado que as forças de arrasto entre o asfalto e os pneus levam a que a convergência diminua, a afinação normal nestes casos é convergência zero ou ligeiramente positiva, a fim de evitar que esta se torne negativa, o que confere ao carro, á semelhança do que se passa na dianteira, um comportamento instável e sobrevirador.

A suspensão ao ser solicitada durante um determinado percurso, vai alterar esta afinação. Na frente do carro como temos a caixa de direcção fixa ao chassis e as “violettes”, ou tirantes da caixa de direcção, ligadas á manga de eixo (sendo esta móvel, solidária com o movimento das rodas), qualquer situação diferente da estática irá gerar uma afinação diferente de convergências. [2]

2.6. - Camber

O “camber” é o ângulo que o plano do pneu forma com a vertical. Isto encontra-se ilustrado na Figura 14. A afinação de “camber” dos aspectos mais importantes no comportamento de um carro. É tanto mais importante quanto mais largos forem os pneus utilizados. A afinação de “camber” ideal é definida através das temperaturas dos pneus durante testes, como indicação inicial, e da análise teórica do efeito do rolamento da carroçaria na geometria da suspensão. Tecnicamente o “camber” é definido considerando uma situação extrema de rolamento de carroçaria para a qual o “camber” deverá ter valor zero, partindo de uma posição de “camber” negativo.

A alteração do “camber” pode ser conseguida de diversas formas. Na maioria dos carros de corrida esta afinação envolve o aumento do comprimento dos braços em A inferiores da suspensão ou a afinação da inclinação das torres de ancoragem do amortecedor (no caso de sistema MacPherson).

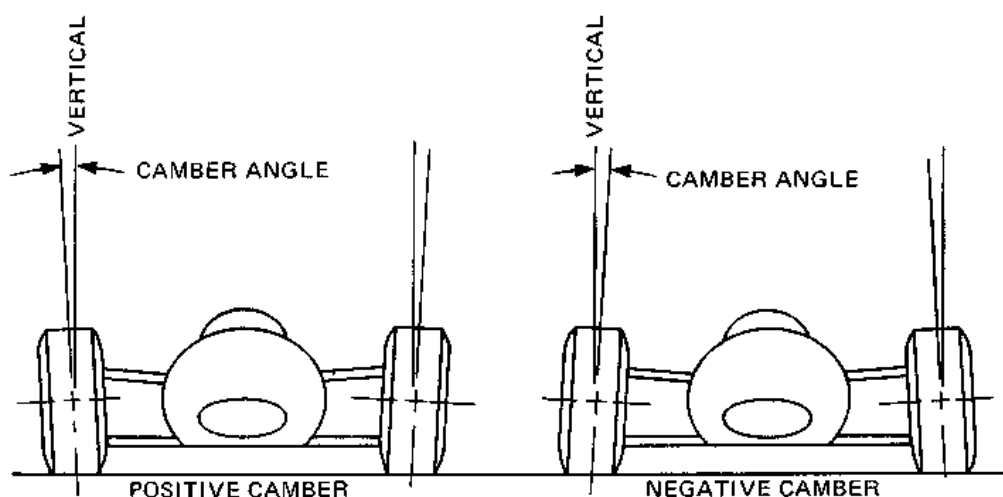


Figura 14 - Figura explicativa do ângulo de “camber” [2]

Um valor elevado de “camber” negativo apresenta algumas desvantagens: aumenta o arrasto a direito; provoca um desgaste prematuro dos pneus e reduz a tracção em travagem. Para uso em estrada o “camber” negativo exagerado torna o carro instável devido á força lateral actuante na roda que a empurra para dentro, denominada “camber thrust”, que faz com que o carro fique instável sempre que o equilíbrio das forças é perturbado por uma imperfeição na estrada. Além disso o “camber thrust” impõe uma solicitação extra na suspensão o que pode afectar a afinação de convergência efectuada numa posição estática. [2]

No caso da suspensão traseira independente o “camber” actua de maneira similar á da suspensão da frente.

2.7. - Análise em Compressão/Extensão e Rolamento, ou em Bump/Rebound e Roll da Suspensão

Particularizando para o carro em estudo neste projecto. No caso do chassis baixar ou subir, o comprimento entre a manga de eixo e a caixa de direcção é alterado, desta forma a direcção pode abrir ou fechar dependendo da geometria que as “violettes” apresentem na posição estática. Este efeito é chamado de “Bump Steer”, caso a alteração da convergência se deva ao rolamento da carroçaria é denominado por “Roll Steer”. A suspensão frontal, no que diz respeito a “camber” é pouco sensível a solicitações verticais. No caso da suspensão traseira este efeito é menor mas actua de forma diferente. O trem traseiro ao não possuir um sistema de direcção, mas ao existir inclinação entre os braços traseiros em relação a um plano transversal ao carro, qualquer alteração na altura também irá afectar a convergência e o “camber” das rodas traseiras. Embora esta alteração na convergência seja reduzida dado o reduzido ângulo de inclinação dos braços, no caso do “camber”, esta alteração será mais significativa, embora tenha um efeito menos prejudicial ao comportamento do carro em curva. [2]

2.8. - Centro de Rolamento

Quando o carro está numa curva, a força centrífuga obriga a carroçaria a inclinar-se para o lado exterior da curva. Este fenómeno é chamado rolamento. Mecanicamente o rolamento tende a comprimir as molas do lado exterior da curva e permite que as molas do interior da curva estendam. Em diversos aspectos do projecto de carros são procurados os centros representativos de massa e rolamento do carro, no caso da massa é obtido o centro de gravidade (abreviado para CG), no caso do rolamento é calculado o centro de rolamento. Ao observar um carro em rolamento numa curva é evidente que a carroçaria deixa de estar paralela á estrada. Existe um ponto espacial em torno do qual a carroçaria terá rodado para assumir esse ângulo. Este ponto é o centro de rolamento (abreviado para RC do inglês “roll center”). São definidos dois centros de rolamento um á frente e outro atrás. A altura do centro de rolamento é importante e a altura do centro de rolamento da suspensão dianteira não tem necessariamente de ser igual á da suspensão traseira. Na Figura 15 podemos ver uma configuração espacial dos centros de rolamento de um carro. A altura do centro de rolamento é importante porque influencia o comportamento dinâmico do carro. O conhecimento do conceito de centro de rolamento é importante para quem pretende modificar a suspensão de um carro visto que essas modificações podem afectar a posição do centro de rolamento e por este facto o comportamento dinâmico do mesmo.

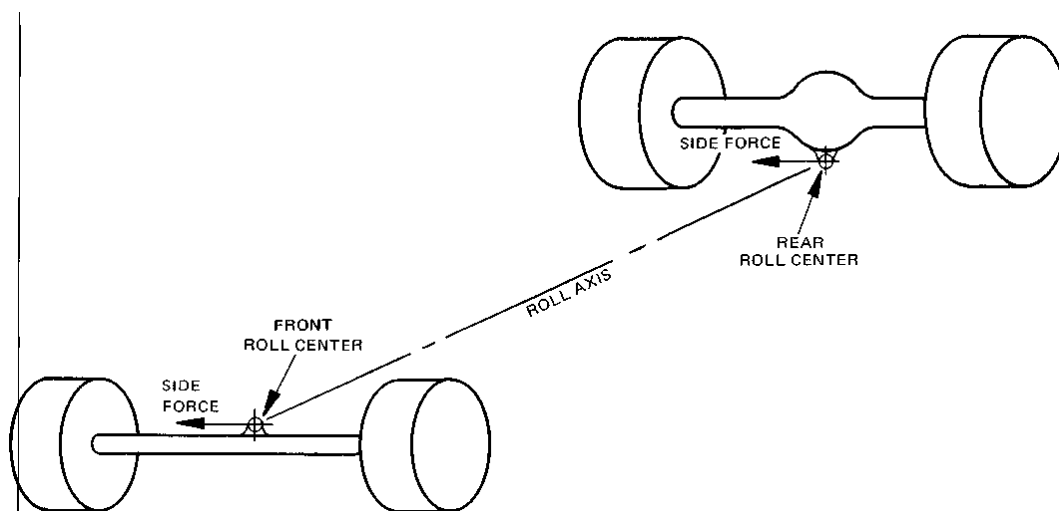


Figura 15 - Figura explicativa do eixo de rolamento [2]

A suspensão da frente e a traseira possuem centros de rolamento distintos, cada um dependente da sua geometria. A linha que liga os dois centros de rolamento é chamada eixo de rolamento. Dependendo do sistema de suspensão, o centro de rolamento pode ser um ponto de pivotagem da suspensão, mas na maioria dos sistemas de suspensão é um ponto fora da suspensão. O centro de rolamento, dado que a suspensão é geometricamente simétrica, está localizado sensivelmente a meio do carro (no sentido transversal) e a uma altura que pode variar entre o centro das rodas e um pouco abaixo do chão (figura 17). A altura do centro de rolamento em alguns tipos de suspensão não é alterada com o rolamento ou com movimentação vertical da suspensão. No entanto na maioria a altura é alterada e é importante prever essa alteração.

A localização do centro de rolamento de uma suspensão independente é normalmente feita de forma gráfica num desenho á escala. Devido á enorme variedade de sistemas de suspensão existentes, a sua descrição detalhada em termos de centros de rolamento tornaria este trabalho demasiado extenso. Por este motivo apenas descritas as geometrias utilizadas pelo Fiat Punto Sport. A geometria da suspensão da frente é do tipo MacPherson e a localização do centro de rolamento deste tipo de suspensão está descrita na Figura 16. Para encontrar o centro instantâneo de rotação é necessário traçar uma linha que faça um ângulo de 90° com a linha de centro da torre do amortecedor no ponto superior do pivô da torre. Onde esta linha intersectar a linha que passa pelo braço em A inferior temos o centro instantâneo de rotação. O centro de rolamento é determinado ligando o centro instantâneo ao centro do ponto de contacto do pneu com o chão. Como a suspensão é simétrica, a intersecção entre uma linha vertical que passa pelo centro do carro e a linha que liga o centro instantâneo ao chão determina o centro de rolamento.

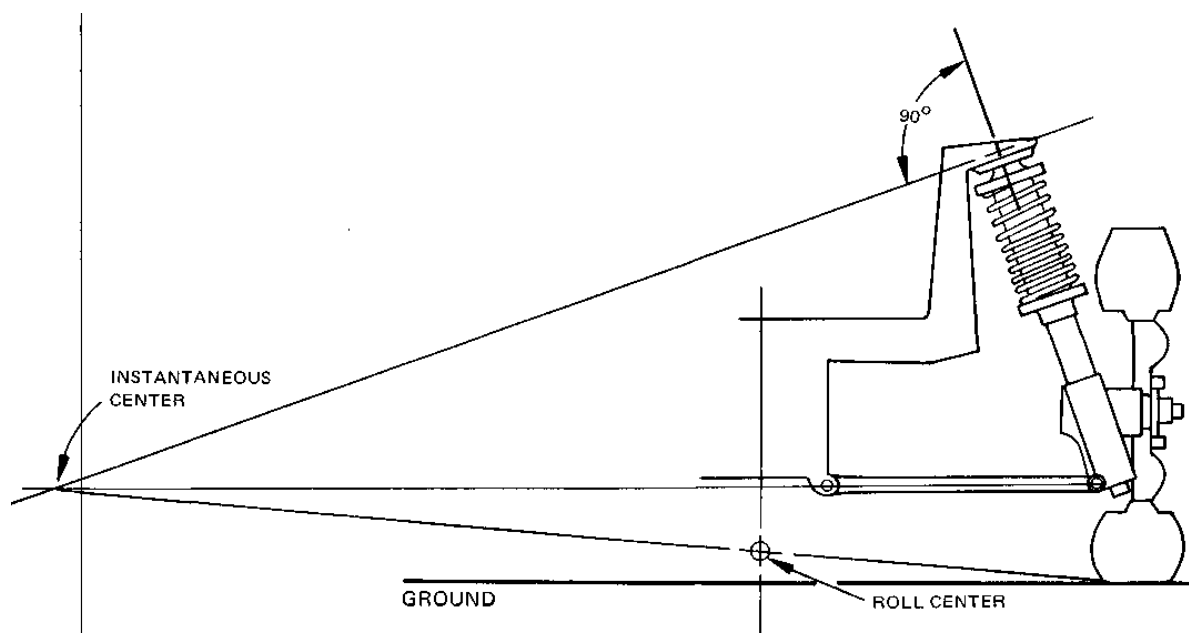


Figura 16 - Figura explicativa da determinação do centro de rolamento de uma suspensão do tipo MacPherson [2]

A geometria é limitada pelas torres dos amortecedores, por este motivo o centro de rolamento não pode apresentar grandes variações.

Com o sistema MacPherson a localização do centro de rolamento é normalmente acima do chão. Os carros de performances elevadas apresentam esta posição do centro de rolamento qualquer que seja o sistema de suspensão. No sistema MacPherson a variação da posição do centro de rolamento é estudada para valores de rolamento de carroçaria numa gama de 0° a 5° . Como se pode constatar o centro de rolamento pode ter variações segundo dois eixos, horizontal e vertical. Embora no eixo horizontal esta variação do posicionamento do RC seja de menor amplitude apresenta uma influência elevada no comportamento do carro. Este facto é tanto mais notório quanto mais afastado o RC estiver do CG do carro. [2]

A suspensão traseira do Fiat Punto Sport é do tipo “semi-trailing arms” e a forma de encontrar o centro de rolamento neste tipo de suspensão está descrito na Figura 17. Para encontrar os centros instantâneos e de rolamento desta suspensão é necessário usar duas vistas, uma vista de cima e uma vista de frente. O procedimento para os determinar é o seguinte:

1. Traçar, na vista de cima, a linha de centro do eixo de rotação das rodas traseiras e as linhas de centro das rodas no sentido de rotação das mesmas;
2. Traçar uma linha que passe pelo centro dos apoios do braço de suspensão e prolongá-la até intersectar a linha do eixo de rotação das rodas;
3. Repetir o passo anterior para o braço de suspensão oposto;
4. Os dois pontos obtidos pelos passos anteriores indicam os centros instantâneos de rotação;

5. Transportar os centros instantâneos de rotação para a vista de frente;
6. Traçar uma linha que ligue o centro instantâneo de rotação ao centro do piso do pneu correspondente a este centro instantâneo;
7. Repetir o último passo para a roda oposta;
8. A intersecção das duas linhas desenhadas nos últimos dois passos indica o centro de rolamento traseiro.

Este tipo de suspensão traseira apresenta como característica uma variação do centro de rolamento relativamente pequena durante o rolamento da carroçaria.

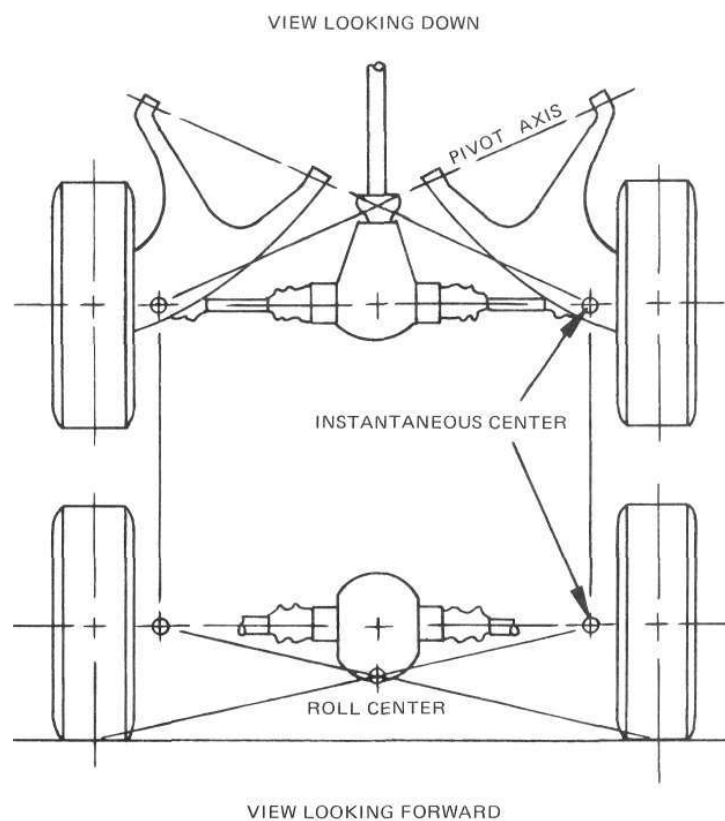


Figura 17 - Figura explicativa da determinação do centro de rolamento de uma suspensão do tipo "semi-trailing arms" [2]

2.9. - Força Centrífuga e a Velocidade máxima em curva

Quando um carro descreve uma curva, ao carro e aos seus ocupantes é aplicada uma força centrífuga. É do conhecimento geral através da experiência, que esta força é tão maior quanto maior for a velocidade ou o peso, e é tão maior quanto menor for o raio da curva.

Para uma curva de raio constante, a força centrífuga pode ser calculada através da seguinte expressão:

$$Força_Centrífuga = \frac{Massa \times (Velocidade)^2}{Raio_Curva}, [2]$$

Em que a massa equivale á massa total do carro com ocupantes e é expressa em quilogramas, o raio da curva em metros, a velocidade em m/s e a força centrífuga em N.

Quando se altera a suspensão de um carro na procura da máxima performance em curva, é importante calcular a aceleração máxima teórica que o carro pode ter alcançar sem o risco de capotar:

$$Aceleração_Máxima = \frac{9,8 \times Largura_Via}{2 \times Altura_CG}, [2]$$

Em que a aceleração máxima está em m/seg² e todas as outras unidades estão em metros. Após calcular a aceleração máxima é necessário determinar a velocidade máxima através da seguinte expressão:

$$Velocidade_Máxima = \sqrt{Aceleração_Máxima \times Raio_Curva} \times \frac{3600}{1000}, [2]$$

Em que a velocidade máxima é expressa em km/h e todas as outras unidades em metros. Este cálculo fornece-nos um valor teórico que, para a sua confirmação real, exige que o veículo possua aderência ilimitada. É de notar que o peso do carro não está relacionado com a velocidade máxima em curva, admitindo todas as condições acima referidas e que o carro possui uma distribuição lateral de peso equilibrada. Está no entanto relacionado com a altura do CG e com a largura de via. Um carro largo e com um CG baixo tem menos probabilidade de capotar do que um carro alto e estreito. Como exemplo, um carro com uma largura de vias de 1700 mm, que descreve uma curva de 80 metros de raio e cujo CG está a uma altura de 450 mm pode descrever a curva a 146 km/h sem o risco de capotar. Se o CG estiver a uma altura de 600 mm a velocidade máxima que o carro pode alcançar é de 115 km/h. [2]

2.10. - Transferência de Massa Lateral

À semelhança do que acontece na transferência de massas longitudinal, ao travamos ou aceleramos o peso é transferido para a frente ou para a traseira do carro, a transferência de massas lateral (ou transversal) ocorre quando um veículo descreve uma curva. A força centrífuga actua lateralmente sobre o CG do carro numa direcção para fora do centro da curva. A distância do CG ao chão e a acção da força centrífuga sobre o CG originam uma transferência de massa dos pneus interiores á curva para aos pneus exteriores á curva. A massa total nas quatro rodas é constante durante esta transferência.

A quantidade de transferência de massa lateral é calculada através da seguinte expressão:

$$Transferência_Lateral_Total_Massas = \frac{Força_Centrífuga \times Altura_CG}{9,8 \times Largura_Via}, [2]$$

Nesta expressão as unidades são: a transferência de massa lateral em kg; a força centrífuga em N; a altura do CG e a largura de vias em metros. Existe outro tipo de transferência de massa para além da anterior, embora tenha um efeito reduzido, que se deve á movimentação lateral do CG quando o carro rola (Figura 18). Este efeito é reduzido em carros de elevada performance porque possuem um baixo CG, que está localizado próximo do centro de rolamento. Estas características levam a que o ângulo de rolamento origine uma variação lateral da posição do CG pequena. Salvo casos particulares, em que o ângulo de rolamento em curva do veículo é exagerado, a quantidade de transferência de massa devido ao movimento do CG será inferior a 3% da massa total do carro.

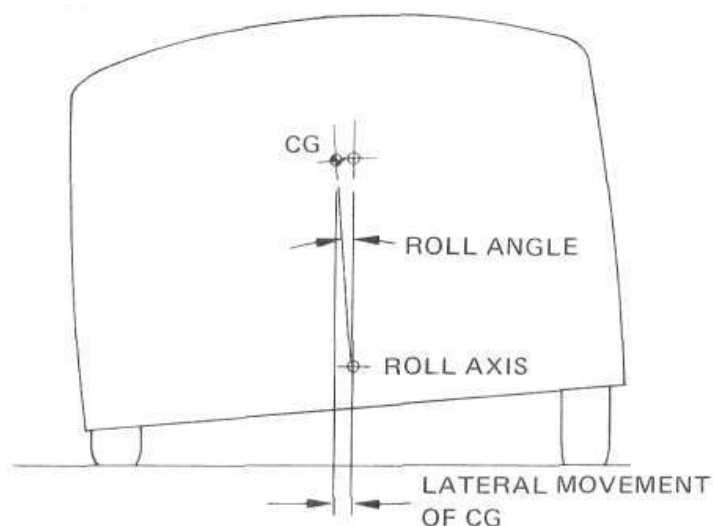


Figura 18 - Figura explicativa do movimento lateral do CG [2]

A redução da transferência de massa total só pode ser conseguida se a altura do CG seja diminuída, se a via for alargada ou se o raio da curva for superior. Um carro sem

suspensão, em que todos os componentes são solidários entre si, apresenta uma certa transferência de massa ao descrever uma curva. A inclusão de uma suspensão não altera a transferência total, mas permite que esta surja ou se manifeste de forma diferente. A carroçaria ao estar apoiada em molas pode rolar ou inclinar-se. A transferência de massa altera as forças aplicadas nas molas, o que leva a que as molas do lado de fora da curva comprimam e as interiores estendam. Na Figura 19 podemos ver as forças (exceptuando as forças aerodinâmicas) que actuam sobre um carro durante uma curva.

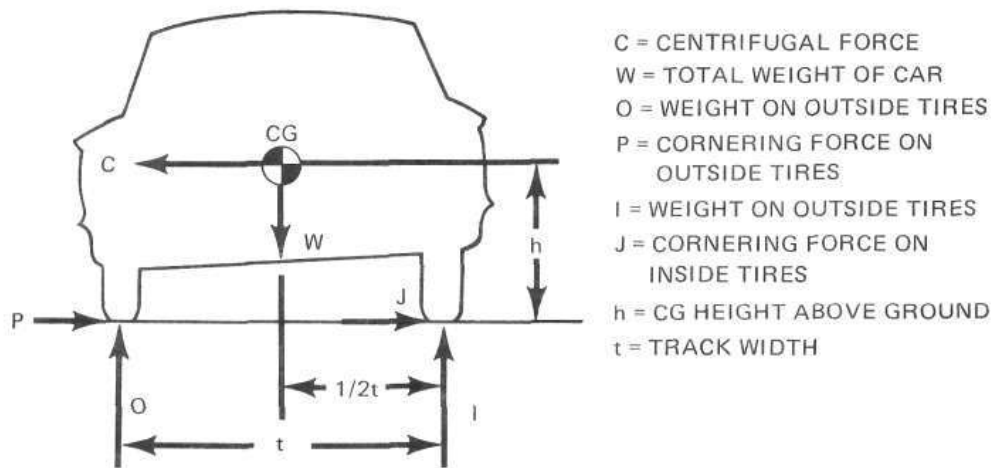


Figura 19 - Figura explicativa das forças actuantes sobre o carro exceptuando as forças aerodinâmicas [2]

Como resultado da transferência de massa os pneus exteriores apresentam maior carregamento do que os interiores. Apesar de a transferência total de massas estar associada com o rolamento da carroçaria, a causa deste comportamento é a acção da força centrífuga sobre o CG do carro.

A transferência de massa lateral total é composta por três parcelas como é apresentado em seguida:

Transferência Lateral Total de Massas = Transferência de Massas devido ao Rolamento + Transferência de Massas devido á altura dos Centros de Rolamento + Transferência de Massas devido ás Massas Não Suspensas , [2]

A compreensão de cada uma das parcelas apresentadas anteriormente é importante. O efeito obtido através da afinação de cada uma delas é diferente. Uma parte importante da afinação de um carro é o ajuste da transferência de massa, fazendo variar a proporção entre a frente e a traseira do carro.

Para compreender a transferência total de massas é necessário focar três zonas diferentes de um carro: o peso suspenso, o peso frontal não suspenso e o peso traseiro não

suspensão (Figura 20). O peso do carro é o resultado do somatório destas três partes. Podemos considerar que cada uma delas possui um CG próprio e independente, e as forças centrífugas actuam sobre cada um deles de forma diferente e em proporção á sua massa. O resultado é igual se considerarmos que a totalidade da força centrífuga actua sobre o CG de todo o carro.

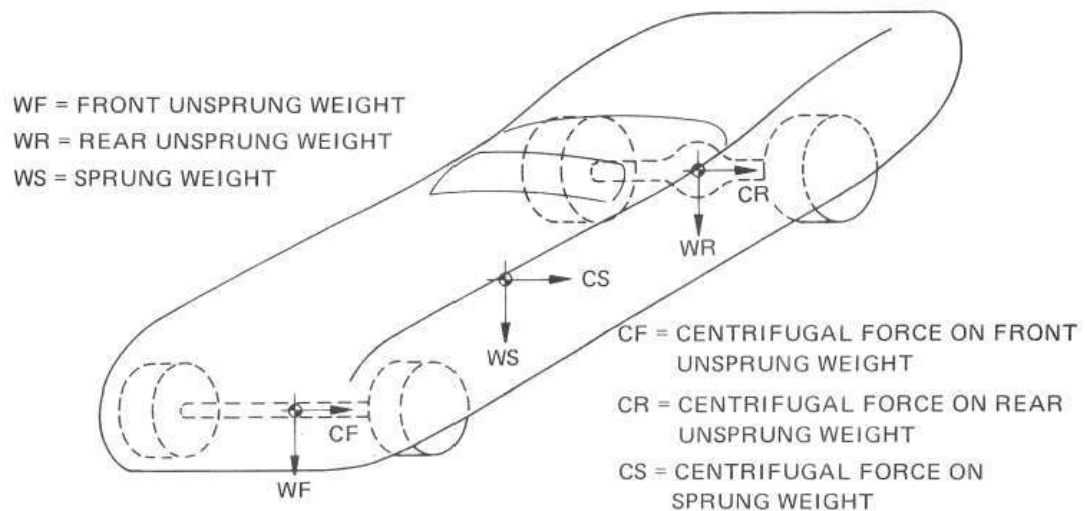


Figura 20 - Figura esquemática da separação dos CG [2]

Se o peso não suspenso da frente for 10%, e o peso não suspenso traseiro for 20% do peso total do carro, então sobre estes actuam 10% e 20%, respectivamente, da força centrífuga total. O peso suspenso recebe então 70% da força centrífuga total no que resulta o rolamento da carroçaria.

Transferência de massa devido ao Rolamento da Carroçaria – a resistência de uma suspensão ao rolamento da carroçaria é denominada por “roll stiffness”.

Ao descrever uma curva o peso suspenso do carro rola sobre o seu eixo de rolamento. A rigidez das molas, em cada extremo do carro, afecta tanto o “roll stiffness” da frente como o da traseira. O “roll stiffness” é expresso em N.m/rad. Se uma suspensão tem um “roll stiffness” de 3000 N.m/rad significa que são necessários 3000 N.m de binário para que a carroçaria rode um radiano. O “roll stiffness” total é o somatório dos “roll stiffness” da frente e da traseira. A Figura 21 apresenta um esquema explicativo simplificado do significado do “roll stiffness” e de como o resultado da acção da força centrífuga sobre o CG faz com que a carroçaria role sobre o seu eixo de rolamento.

O “roll stiffness” de uma suspensão é determinado pelas molas de suspensão. A posição das molas bem como a sua rigidez influenciam o “roll stiffness” de uma suspensão. A suspensão pode ser projectada com molas muito rígidas mas pode ter “roll stiffness” baixo se as molas estiverem próximas do centro do carro.

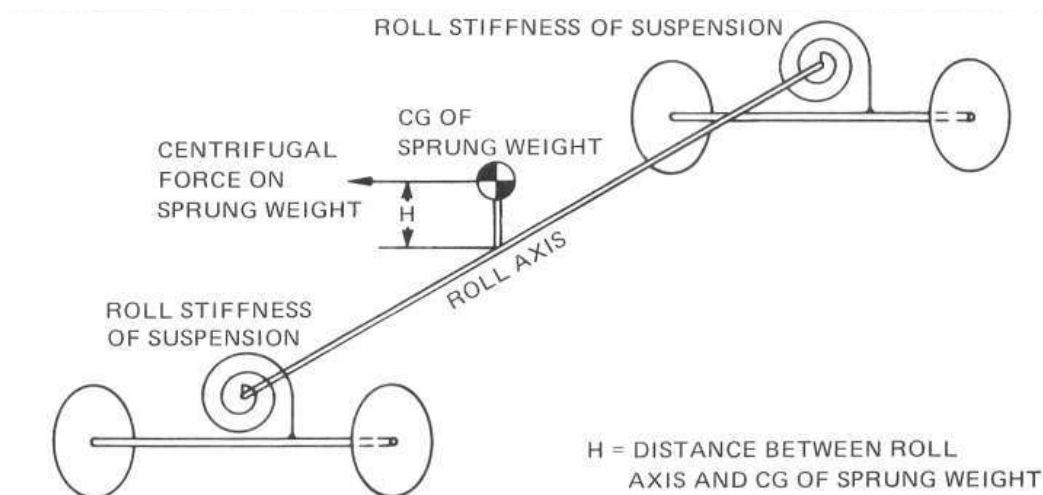


Figura 21 - Figura explicativa do "roll stiffness" [2]

Um dos componentes que permite o aumento do "roll stiffness" é a barra estabilizadora. Pode também ser designado por barra anti-rolamento ou barra de torção. É uma maneira simples e altamente eficaz de limitar a quantidade de rolamento da carroçaria. Uma barra estabilizadora é uma barra de torção montada transversalmente no chassis ligada a ambos braços de suspensão. Para existir torção é necessário que as rodas, à qual ela está ligada, apresentem deslocamentos diferentes. A barra não entra em torção durante o movimento vertical de ambas as rodas mas quando esse movimento das rodas é diferente esta entra em torção. Quando um carro rola ao descrever uma curva, um lado da suspensão baixa e o outro sobe, aplicando torção à barra. A sua rigidez torsional opõe-se a esta torção e reduzindo assim a quantidade de rolamento.

Uma barra estabilizadora pode ser construída de maneira a possibilitar a afinação da sua rigidez. Esta afinação permite alterar a distribuição de transferência de peso, revelando-se um componente eficaz na afinação de um carro. As barras estabilizadoras do Fiat Punto Sport não possuem afinação.

Na maioria dos carros o CG está localizado acima do eixo de rolamento. Isto significa que a força centrífuga cria um momento no eixo de rolamento igual ao quociente entre a força centrífuga e o peso suspenso, multiplicados pelo braço desde o eixo de rolamento até ao CG do peso suspenso. Este momento é designado como binário total de rolamento.

O binário total de rolamento provoca uma rotação do peso suspenso, em torno do eixo de rolamento, que é resistida pelo "roll stiffness" da suspensão. O binário total de rolamento pode ser suportado tanto pela suspensão da frente como pela suspensão traseira ou por ambas. *A suspensão que apresentar o "roll stiffness" mais alto, irá receber a maior porção de transferência de massa causada pelo rolamento da carroçaria.* A distribuição da transferência de massas pode ser ajustada através da afinação das barras estabilizadoras.

A quantidade do binário total de transferência de massas suportada por um extremo do carro é directamente proporcional ao “roll stiffness” nesse extremo. A quantidade do binário total de transferência de massas é apresentada na seguinte expressão:

$$\text{Binário}_\text{Rolamento}_\text{Frente} = \frac{\text{Roll}_\text{Stiffness}_\text{Frente}}{\text{Roll}_\text{Stiffness}_\text{Total}} \times \text{Binário}_\text{Rolamento}_\text{Total}$$

$$\text{Binário}_\text{Rolamento}_\text{Traseira} = \frac{\text{Roll}_\text{Stiffness}_\text{Traseira}}{\text{Roll}_\text{Stiffness}_\text{Total}} \times \text{Binário}_\text{Rolamento}_\text{Total}$$

[2]

Nesta expressão o binário total de rolamento da frente representa o binário de rolamento resistido pela suspensão da frente, e o binário total de rolamento traseiro representa o binário de rolamento suportado pela suspensão traseira. O binário de rolamento total resulta da soma destes dois binários.

A transferência de massas devido ao rolamento da carroçaria pode ser calculada para cada extremo do carro da forma apresentada a seguir:

$$\text{Transferência}_\text{Massas}_\text{Frente}_\text{Rolamento} = \frac{\text{Binário}_\text{Rolamento}_\text{Frente}}{\text{Largura}_\text{Via}_\text{Frente}}$$

$$\text{Transferência}_\text{Massas}_\text{Traseira}_\text{Rolamento} = \frac{\text{Binário}_\text{Rolamento}_\text{Traseira}}{\text{Largura}_\text{Via}_\text{Traseira}}$$

[2]

O valor da transferência de massas total é obtido através da soma destas duas transferências de massa. Nestas expressões as unidades são: N.m para o binário de rolamento, quilogramas para a transferência de massa e metros para a largura de via.

Transferência de massas devido á altura dos centros de rolamento – Outra característica do veículo causadora de transferência de massa numa curva é a altura do centro de rolamento. Normalmente a altura dos centros de rolamento situa-se entre o centro do eixo e a estrada, podendo em alguns casos situar-se abaixo do chão. Como já foi referido anteriormente, uma das características do centro de rolamento é o facto deste poder ser considerado como o ponto sobre o qual toda a carga lateral é transferida do peso suspenso para o peso não suspenso (Figura 22).

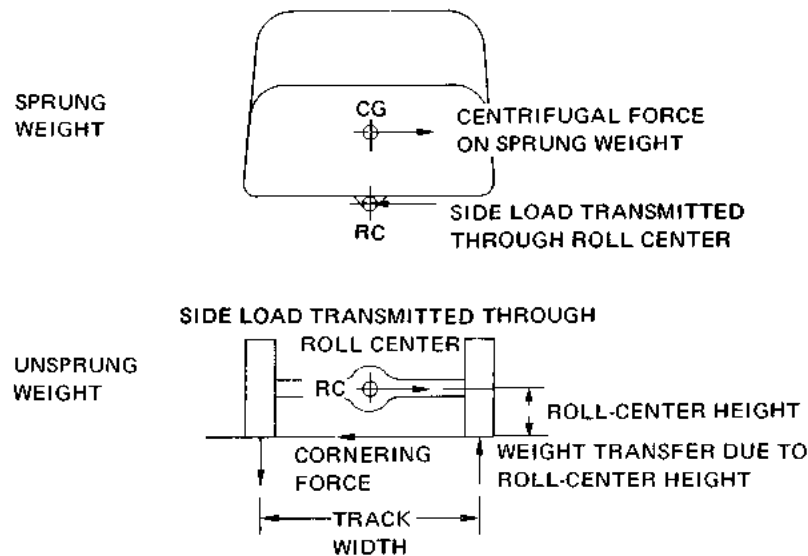


Figura 22 - Figura explicativa da transferência de massas devido à altura dos centros de rolamento [2]

A força que actua lateralmente no centro de rolamento, como resultado da acção da força centrífuga sobre o peso suspenso do carro ao descrever uma curva, está dividida entre o centro de rolamento da frente e o de trás.

A distribuição desta força lateral entre os centros de rolamento depende da localização do CG do peso suspenso. A distribuição da força centrífuga terá uma proporção de 50/50 se o CG do peso suspenso se situar a meio da distância entre eixos. No caso do CG estar deslocado para a frente, então o trem dianteiro irá receber maior transferência de massa proveniente da força lateral.

A determinação da quantidade de força centrífuga suportada por cada extremo do carro será apresentada posteriormente neste trabalho.

Assumindo que a posição exacta do CG do peso suspenso é conhecida é possível utilizar o esquema explicativo da Figura 23 para a determinação das distâncias F e R necessárias á determinação da posição longitudinal do CG.

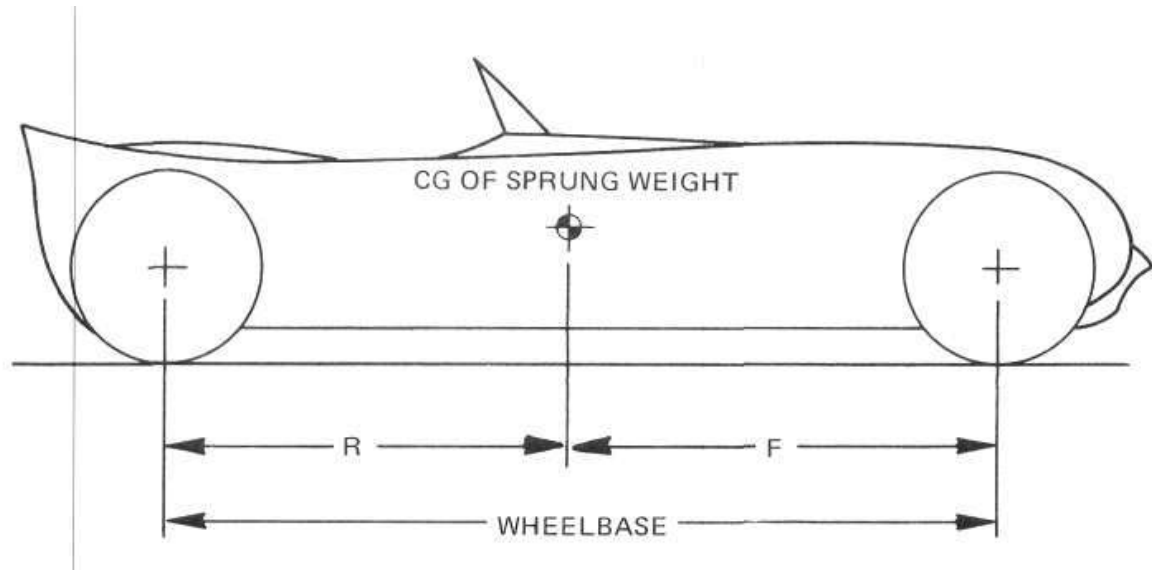


Figura 23 - Figura explicativa da posição longitudinal do CG [2]

As expressões utilizadas na determinação da força centrífuga suportada por cada extremo do carro estão apresentadas a seguir:

$$\text{Força_Centrífuga_Centro_rolamento_frente} = FC_Peso_suspense \times \frac{R}{\text{Distância_entre_eixos}}, [2]$$

$$\text{Força_Centrífuga_Centro_rolamento_traseiro} = FC_Peso_suspense \times \frac{F}{\text{Distância_entre_eixos}}$$

Visto a carga lateral que actua sobre os centros de rolamento ser conhecida, resta apenas determinar a transferência de massa resultante da altura destes centros de rolamento.

$$\text{Transf_massa_frente_altura_centro_rolamento} = \frac{FC_frente \times \text{Altura_RC_frente}}{\text{Largura_via_frente}}, [2]$$

$$\text{Transf_massa_traseira_altura_centro_rolamento} = \frac{FC_traseiro \times \text{Altura_RC_traseiro}}{\text{Largura_via_traseira}}$$

Em que CF é a força centrífuga e RC é o centro de rolamento. A transferência total de massas devido á altura dos centros de rolamento é a soma das transferências de massa da frente e da traseira.

Transferência de massas devido ao Peso Não Suspenso – A terceira característica do veículo responsável pela transferência de massa numa curva é a transferência de massa devido á massa não suspensa. O contributo deste tipo de transferência para a transferência de massa total é reduzido, e ao contrário dos tipos de transferência anteriormente referidos a sua alteração é de difícil execução.

A posição do CG do peso não suspenso pode ser considerada como aproximadamente no centro da roda. Uma das vantagens do uso de uma suspensão independente deve-se ao facto de a acção da força centrífuga sobre o CG do peso não suspenso originar uma transferência de massa, e como este tipo de suspensão apresenta uma massa reduzida quando comparada com uma configuração com eixo rígido esta transferência de massa é menor. A transferência de massa devido ao peso não suspenso é calculada pelas expressões seguintes:

$$Transf_massa_frente_peso_n_susp = \frac{FC_frente_peso_n_susp \times Altura_RC_frente_peso_n_susp}{Largura_via_frente}$$

$$Transf_massa_traseira_peso_n_susp = \frac{FC_traseira_peso_n_susp \times Altura_RC_traseira_peso_n_susp}{Largura_via_traseira}$$

[2]

Finalmente a transferência de massa total em cada extremo do carro pode ser calculada através das expressões apresentadas em seguida:

$$Transf_massa_total_frente = Transf_massa_frente_rolamento + Transf_massa_frente_altura_RC + Transf_massa_frente_peso_n_susp$$

$$Transf_massa_total_traseira = Transf_massa_traseira_rolamento + Transf_massa_traseira_altura_RC + Transf_massa_traseira_peso_n_susp$$

[2]

A afinação de um carro através da distribuição da transferência de massa tem um limite. Este limite para a máxima transferência de massa é estipulado pela massa das rodas nas quais se dá a transferência de massa. Para melhor compreensão tomemos, por exemplo, um carro com uma massa estática nas rodas traseiras de 500 kg, assumindo 250 kg por roda, neste caso a transferência de massa no pneu exterior á curva nunca poderá exceder 500 kg. Quando este limite de transferência de massa é ultrapassado, a roda interior á curva transfere tanta massa quanto tinha na posição estática e consequentemente levanta do chão. Esta situação conduz a um rolamento de carroçaria excessivo que por sua vez tem um efeito nefasto na afinação de “camber”.

O limite máximo para a transferência total de massa do carro é ditado pela massa estática total de ambos os pneus interiores á curva. Caso a transferência total de massas exceda este limite ambos os pneus interiores levantam do chão e o carro corre o risco de capotar. A única solução para evitar esta situação é baixar o CG, alargar a via ou reduzir a velocidade. [2]

2.11. - Transferência de massas na afinação de chassis

Na afinação de um carro a transferência lateral de massas apresenta-se como uma poderosa ferramenta na tentativa de melhorar o seu comportamento dinâmico.

Para utilizar correctamente esta ferramenta é necessário ter em conta que a aderência de um pneu varia com a carga vertical que sobre ele é aplicada. O aumento da carga vertical sobre um pneu resulta no aumento da sua distorção e na redução da sua aderência. No entanto, o aumento de carga vertical sobre o pneu permite que este suporte uma maior força lateral, embora este aumento da força lateral não seja proporcional ao aumento da carga vertical.

Ao descrever uma curva, o pneu interior á curva sofre uma redução da força vertical ganhando desta forma alguma aderência. No entanto, este aumento de aderência do pneu interior é inferior á redução de aderência no pneu exterior. Este comportamento resulta numa redução na aderência absoluta. Posto isto é possível concluir que ao aumentarmos a transferência de massa num extremo do carro reduzimos a aderência desse extremo do carro.

Ignorando o efeito aerodinâmico e considerando condições iguais, as seguintes afirmações verificam-se:

1. Um carro leve curva mais depressa do que um carro pesado.
2. Um carro com uma pequena quantidade de transferência de massa lateral curvará mais depressa do que um carro com uma transferência de massa lateral maior.
3. O aumento da transferência de massa resulta na redução da aderência. Desta forma as características direccionais de um carro podem ser ajustadas através do aumento do “roll stiffness” num extremo do carro e da redução do “roll stiffness” no outro extremo.

O efeito resultante da alteração da carga vertical sobre um pneu está representado na Figura 24.

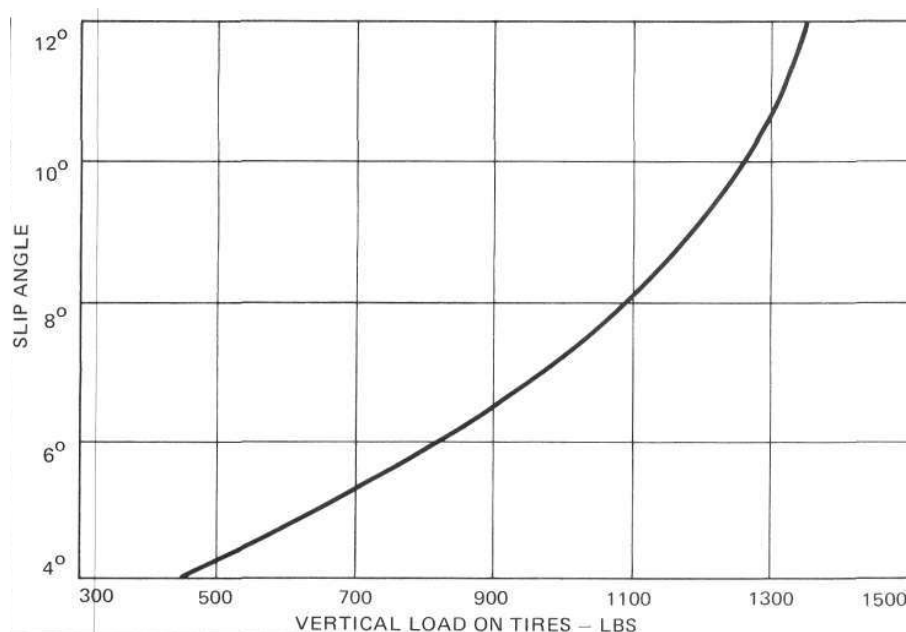


Figura 24 - Gráfico da relação entre a carga vertical e o "slip angle" [2]

Esta figura representa o efeito do aumento da força vertical no "slip angle" de um pneu ao descrever uma curva com uma aceleração lateral de 0,6 g. Para esta aceleração lateral o limite de adesão do pneu não foi atingido, portanto o "slip angle" é representativo da distorção do pneu.

Para melhor compreensão do efeito que a transferência de massa provoca num pneu tomemos um exemplo. Assumindo que um par de pneus suporta uma força vertical de 2200 lbs, e que cada pneu suporta 1100 lbs quando a transferência lateral de massas é nula. Se o carro fosse projectado visando uma transferência de massa nula no eixo em questão, através da figura 17 é possível verificar que ambos os pneus apresentariam um "slip angle" de 8° para uma aceleração lateral de 0,6 g. Assumindo agora que o carro está afinado para uma transferência de massa de 200 lbs. Esta afinação leva a que, em curva, o pneu interior suporte 900 lbs e o pneu exterior 1300 lbs. Analisando novamente a figura 17 conclui-se que o pneu interior apresenta um "slip angle" de 6° 30" e o pneu exterior 10° 45". Estes valores conduzem a um "slip angle" médio de 8° 30" neste par de pneus. Este "slip angle" médio é superior ao ângulo de 8° correspondente á transferência de massa nula. Pode-se portanto concluir que o aumento da transferência lateral de massas aumenta o "slip angle". Consequentemente os pneus irão apresentar um aumento total na sua distorção o que equivale a uma perda de aderência destes pneus. [2]

2.12. - O efeito do rolamento da carroçaria

Uma quantidade excessiva de rolamento da carroçaria transmite uma má sensação ao condutor e afecta negativamente a comportamento dinâmico de um veículo.

O ângulo de rolamento do peso suspenso, num carro com suspensão independente, pode afectar o camber e consequentemente afectar a aderência dos pneus. A limitação dos ângulos de camber, de um veículo com elevado rolamento, a valores razoáveis torna-se difícil quando esta limitação tenta contemplar todas as situações de comportamento dinâmico. Em competição o rolamento da carroçaria é reduzido o máximo possível. Esta redução é normalmente conseguida através do uso de barras estabilizadoras mais resistentes.

Outro efeito indesejável que advém de ângulos de rolamento excessivos, para além da redução da aderência, é a utilização de grande parte do curso da suspensão. Este efeito pode conduzir a que a suspensão atinja o seu fim de curso em curvas com inclinação. Portanto é necessário limitar o rolamento em curva a um valor baixo. É possível visualizar na Figura 25 a diferença de rolamento entre o mesmo carro com e sem barras estabilizadoras.

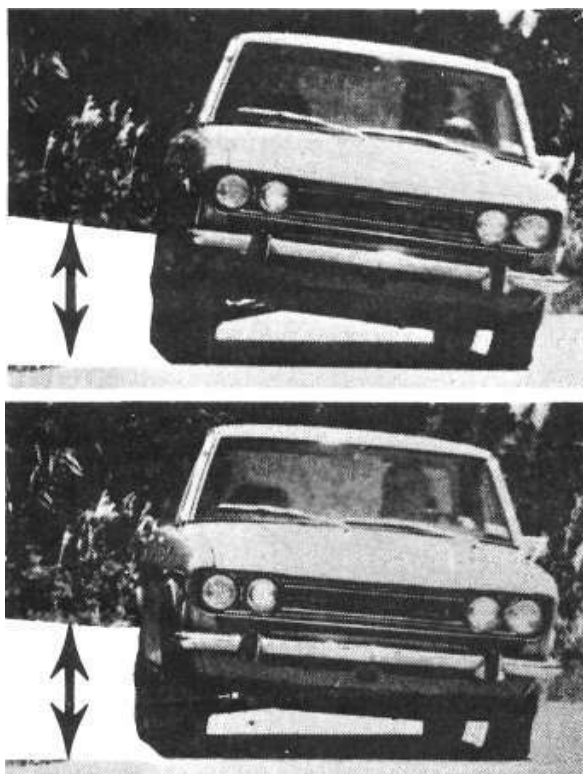


Figura 25 - Diferença de rolamento de carroçaria entre carro com ou sem barras estabilizadoras [2]

Existe ainda uma pequena quantidade de transferência lateral de massa originada pelo movimento lateral do CG durante o rolamento da carroçaria. Uma quantidade excessiva de

rolamento pode afectar significativamente a transferência lateral de massa. Esta situação é agravada se se tratar de um carro com um CG alto.

Se o objectivo é melhorar o comportamento dinâmico e o prazer de condução é necessário limitar o rolamento da carroçaria a valores baixos. [2]

2.13. - Distribuição de massas

Embora um veículo aparente estar em repouso sobre as quatro rodas, pode no entanto estar a suportar a maioria do seu peso em apenas três delas.

Se o veículo a afinar for conduzido tanto em curvas para a direita como para a esquerda é preferível que este se comporte de maneira igual, qualquer que seja a orientação da curva. De forma a equilibrar as características do comportamento dinâmico do veículo é importante que a massa do carro esteja distribuída na mesma proporção tanto no lado direito como no lado esquerdo do carro.

Assumindo um carro cuja concepção permite que este seja afinado de forma a que sejam obtidas massas iguais nas quatro rodas. Se o chassis for torcido longitudinalmente, a maioria da massa estará suportada por duas rodas diagonalmente opostas e a restante massa estará nas outras duas rodas. A torção do chassis tem um efeito sobre a força vertical dos pneus semelhante á alteração da distribuição das massas.

Existem alguns veículos que beneficiam de distribuições de massas desiguais. Como é o caso dos carros de “drag racing” que carregam mais o eixo traseiro em busca de maior tracção, ou dos carros que correm em pistas ovais e tentam conjugar o carregamento das rodas com a inclinação da pista.

Para determinar a distribuição de massas é necessário determinar inicialmente a massa suportada por cada roda numa posição estática normal. As medições devem ser feitas nas condições em que o carro circulará, ou seja, com o condutor a bordo ou um peso substituto e uma quantidade conhecida de combustível no depósito.

Após a determinação da massa suportada por cada roda é calculada a distribuição de massas da frente-para-trás do carro. O somatório dos valores obtidos nas balanças perfaz a massa total do carro. As percentagens em cada extremo do carro são dadas pelas seguintes expressões:

$$\% \text{ _ Rodas _ Frente} = \frac{\text{Massa _ total _ rodas _ frente}}{\text{Massa _ total _ carro}} \times 100$$

$$\% \text{ _ Rodas _ Traseiras} = \frac{\text{Massa _ total _ rodas _ traseiras}}{\text{Massa _ total _ carro}} \times 100, [2]$$

Para uma distribuição de massas ideal, os pneus do lado esquerdo devem apresentar a mesma distribuição da frente-para-trás que os pneus do lado direito, e consequentemente igual á da totalidade do veículo. Note-se que os lados direito e esquerdo do carro podem não ter massas iguais, visto que o CG pode estar deslocado para um dos lados. As quatro rodas de um carro são designadas através das seguintes abreviaturas: para a roda da frente do lado direito – FD, frente esquerda – FE, traseira direita – TD e traseira esquerda – TE. A distribuição ideal de massas é calculada da seguinte forma:

$$\begin{aligned}
 \text{Peso_ideal_FD} &= \frac{\% \text{ _rodas_frente} \times \text{Massa_total_rodas_direita}}{100} \\
 \text{Peso_ideal_TD} &= \frac{\% \text{ _rodas_traseiras} \times \text{Massa_total_rodas_direita}}{100} \\
 \text{Peso_ideal_FE} &= \frac{\% \text{ _rodas_frente} \times \text{Massa_total_rodas_esquerda}}{100} \\
 \text{Peso_ideal_TE} &= \frac{\% \text{ _rodas_traseiras} \times \text{Massa_total_rodas_esquerda}}{100}
 \end{aligned}
 , [2]$$

Uma forma simples de validar a distribuição ideal de massas é através da soma das massas ideais, sendo que esta massa total terá obrigatoriamente de ser igual á massa total do carro.

Caso exista diferença entre as massas ideais e actuais de cada pneu, a massa do veículo é maioritariamente suportada por duas rodas do carro.

Antes de proceder a uma correcta afinação da distribuição de massas é importante desligar as barras estabilizadoras. Este procedimento é importante já que as barras estabilizadoras podem introduzir cargas suplementares que desequilibrarão o carro.

Uma das ferramentas passível de ser utilizada na afinação da distribuição de massas de um carro é a utilização de molas com alturas diferentes. Um efeito semelhante pode ser conseguido através do uso de calços na zona de apoio da mola o que simplifica a afinação. Uma barra estabilizadora pode ser montada com algum pré-esforço de forma a conseguir um efeito semelhante, embora esta última solução se revele mais trabalhosa e difícil de afinar. [2]

2.14. - Molas de suspensão

A característica base que torna uma mola útil é o facto desta ter um comportamento elástico. Quanto mais comprimirmos uma mola maior será a força resistente que a mola irá gerar. Se for necessário uma força de 100 kg para comprimir a mola 10 mm, assim quando estiver comprimida 10 mm pode suportar uma força de 100 kg. O comportamento das molas helicoidais é linear o que leva a que, caso da mola descrita acima, sejam necessários 100 kg de força por cada 10mm de compressão.

A modificação das molas é efectuada tendo em vista a melhoria do comportamento dinâmico do carro. Por norma a modificação das molas é feita por duas razões: para alterar a rigidez da suspensão, ou para alterar a altura do carro.

O objectivo principal de uma mola é absorver as irregularidades do piso. Portanto as molas fornecem uma quantidade razoável de conforto aos ocupantes do carro, e ajudam a manter o contacto entre os pneus e a estrada. Uma escolha desajustada das molas a utilizar na suspensão pode reduzir quer o conforto quer o comportamento dinâmico sobre superfícies irregulares.

De uma forma geral, molas menos rígidas fornecem um melhor conforto e também uma melhor tracção em superfícies acidentadas. Se as molas utilizadas forem demasiado macias, o deslocamento vertical da carroçaria será muito maior, assumindo condições de utilização normais e quando em comparação com molas mais fortes.

Quando um veículo descreve curvas com inclinação, as molas macias permitem que a suspensão atinja o fim de curso, uma situação grave que conduz a um péssimo comportamento dinâmico. Se forças aerodinâmicas actuarem sobre o carro, as molas suaves irão permitir uma grande variação na altura ao solo com a variação de velocidade, o que altera significativamente o comportamento dinâmico do carro. Mesmo que o rolamento da carroçaria possa ser controlado com barras estabilizadoras, as molas são o único limite efectivo para o movimento vertical da carroçaria.

A redução da movimentação vertical é conseguida através do aumento da rigidez das molas. Esta alteração aumenta o “roll stiffness” da suspensão, o que leva a que a carroçaria role menos ao descrever uma curva. O aumento da rigidez das molas está limitado. Este limite é definido tanto para cumprir requisitos de conforto como de comportamento dinâmico.

As ondulações suaves sentidas a bordo de um grande carro de passageiros projectado para potenciar o conforto são muito diferentes da sensação de dureza e o abanar constante de uma suspensão dura de um carro desportivo.

A diferença reside na velocidade segundo a qual a carroçaria oscila verticalmente sobre as molas. Os amortecedores tendem a mascarar este efeito do movimento vertical da carroçaria porque se opõem a este movimento. Para melhor compreensão é assumido que os

amortecedores estão desligados e que apenas dois factores são determinantes para a velocidade de oscilação vertical. Estes são a massa do chassis e a rigidez das molas. Na Figura 26 é possível visualizar a diferença de comportamento entre uma suspensão amortecida e uma não amortecida.

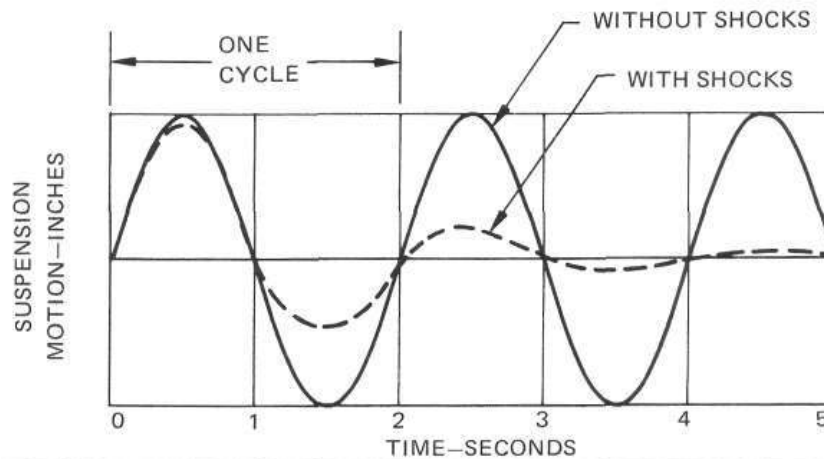


Figura 26 - Gráfico do movimento da suspensão com e sem amortecedores [2]

Uma característica natural de qualquer massa associada a uma mola é a sua vibração ou oscilação a determinada velocidade. Em todos os sistemas mecânicos, semelhantes a uma suspensão automóvel, se a massa for perturbada a partir da sua posição inicial, ela irá oscilar para a frente e para trás, ou para cima e para baixo, a uma velocidade ou frequência constantes.

É compreensível, intuitivamente ou experimentalmente, que uma massa maior tende a fazer com que um dado sistema oscile a uma frequência inferior e uma massa menor faz com que esse sistema oscile mais rapidamente. A frequência á qual um sistema, com uma determinada massa e uma mola com rigidez conhecida, oscila apenas devido a uma perturbação inicial é denominada frequência natural de vibração.

A rigidez de uma mola é definida pelo quociente entre a força aplicada á mola e a variação de comprimento entre a mola livre e a mola deformada pela força aplicada.

A força é medida em Newton e a deformação em mm, portanto a rigidez da mola K vem em N/mm, embora também seja comum ser apresentada em kg/mm ou “lbs per inch”. A expressão para a determinação da rigidez de uma mola é apresentada a seguir:

$$K = \frac{\text{Força}}{\text{Deslocamento}}, [2]$$

A rigidez de uma mola também pode ser calculada através da sua geometria usando a seguinte expressão:

$$K = \frac{\left(\frac{W}{10}\right)^4 G}{8N\left(\frac{D}{10}\right)^3}$$

K – Rigidez em kg/cm

W – Diâmetro da espira, em cm

G – 830000 kg

N – Numero de espiras úteis

D – Diâmetro médio do enrolamento

, [2]

A carroçaria de um automóvel repousa sobre molas. Desprezando o efeito dos amortecedores, qualquer lomba na estrada faz com que o chassi oscile sobre as molas a uma determinada frequência natural definida pela massa do chassi e pela rigidez das molas.

A frequência natural é expressa em ciclos por segundo ou Hz, em que um ciclo equivale a uma oscilação vertical completa da carroçaria.

A frequência de vibração da carroçaria está directamente relacionada com o conforto sentido em andamento. Uma suspensão que faz com que um carro oscile a um ciclo por segundo apresenta características de elevado conforto, em que as irregularidades da estrada são filtradas pela suspensão. Se um carro vibrar a três ciclos por segundo as irregularidades da estrada começam a ser sentidas pelos ocupantes e perdemos uma grande parte do conforto. Este tipo de suspensão equipa normalmente carros de elevadas performances. Se a frequência de vibração for superior a 5 ciclos por segundo a visão fica tremida e o corpo dos ocupantes vibraria até um ponto de total desconforto. Estes valores de frequência estão relacionados com a movimentação da suspensão na Figura 27.

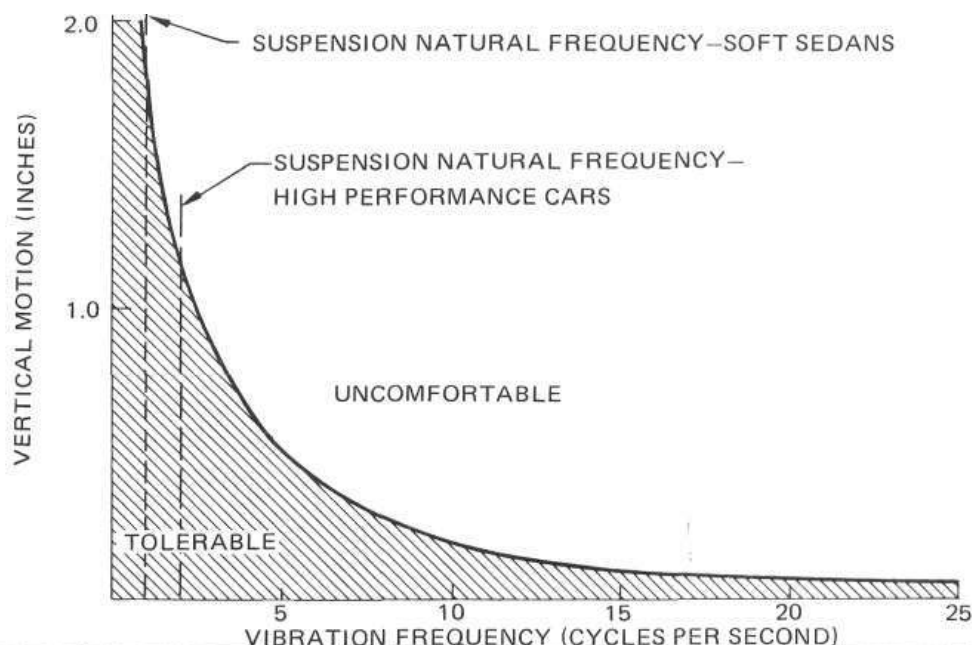


Figura 27 - Gráfico da tolerância humana a combinações de vibração e movimento vertical [2]

Existe uma zona de conforto preferencial para o corpo humano, e é para esta zona de conforto que a maioria dos carros é projectada. Se a frequência de vibração for muito além deste limite o resultado será um comportamento muito desconfortável.

Ao modificar as molas de suspensão para conseguir melhor comportamento dinâmico, deve-se primeiro determinar a frequência natural da suspensão do carro em estudo, para posteriormente ser feita uma alteração fundamentada. Para calcular a frequência natural, é necessário determinar a “vertical-suspension stiffness” (ou a rigidez vertical da suspensão) e o peso suspenso.

A “vertical-suspension stiffness”, também conhecida como “wheel rate”, é a quantidade de força vertical, aplicada na roda, necessária para fazer subir a suspensão um milímetro.

A “wheel rate” pode ser determinada através de medições directas. Ao colocar uma massa conhecida a meio do eixo, é medida a altura do carro antes e depois do carregamento. A rigidez vertical é dada pelo peso adicional por roda dividido pelo movimento resultante da suspensão. A “wheel rate” pode ser também calculada pela seguinte expressão:

$$\text{"Suspension_Vertical_Stiffness."_por_roda} = \frac{\text{Rigidez_mola}}{(\text{Vantagem_mecânica})^2}, [2]$$

Para melhor compreensão deste capítulo é necessário introduzir algumas noções.

Por norma e por questões de conveniência é considerado que o movimento da suspensão acontece na roda.

Tome-se por exemplo uma suspensão com duplo braço em A, em que a mola está fixa a meio do braço entre a roda e o pivô da suspensão no chassis. A roda ao subir dois centímetros, origina uma compressão na mola de apenas um centímetro devido á vantagem mecânica ou alavancagem. Sendo a rigidez da mola definida pela força dividida pelo deslocamento, o uso de alavancagem para operar a mola leva a uma situação descrita em seguida.

Para a descrição da situação adveniente da existência de alavancagem tome-se como exemplo dois casos e para estes serão calculadas algumas forças e respectivos deslocamentos. Supondo que a rigidez da mola é de 80 N/mm. E estando a mola a meio entre o pivô e a roda, a roda é movida, verticalmente, 10 mm. A mola apenas irá subir 5 mm. Se a rigidez da mola é de 80 N/mm, ao comprimi-la 5 mm resulta uma força de 400 N. Mas devido á alavancagem de 2:1 a força necessária na roda é de apenas 200 N.

Agora duplique-se a alavancagem para 4:1. Quando a roda é subida 10 mm como anteriormente, a mola apenas irá comprimir 2,5 mm. Essa mesma mola só exercerá uma força

de 200 N quando comprimida 2,5 mm porque a sua rigidez é de 80 N/mm. A força de 200 N na mola irá resultar em 50 N na roda porque a alavancagem agora é de 4:1.

Após a determinação da vantagem mecânica, resta apenas determinar o peso não suspenso de forma a possibilitar o cálculo da frequência natural através da seguinte expressão:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{\text{Rigidez}}{\text{Massa}_{\text{Suspensa}}}}, [2]$$

Nesta expressão a frequência natural é obtida em Hz (ciclos por segundo).

2.15. - Amortecedores

A maioria dos carros de turismo, desportivos ou não, pode ser melhorada com a utilização de amortecedores de qualidade superior. Para produção em massa são utilizados os amortecedores mais suaves e baratos de forma a reduzir os custos de produção e garantir níveis de conforto aceitáveis em condução não desportiva. Ao serem utilizados em condução desportiva a maioria dos amortecedores revela-se ineficaz.

Na ausência de amortecedores um carro saltaria descontroladamente sobre as molas. Os pneus iriam ter pouca aderência em resultado do contacto com o chão ser interrompido devido á constante oscilação vertical da roda. A utilização de amortecedores (Figura 28) numa suspensão tem um fim, fim este que é o amortecimento da oscilação da carroçaria sobre as molas. Os amortecedores fornecem sustentação ao carro mas absorvem a maior parte da energia resultante da passagem de um veículo sobre qualquer irregularidade do piso. O princípio de funcionamento de um amortecedor baseia-se na sua capacidade de converter a energia que absorve em calor, resistindo assim ao movimento indesejado.



Figura 28 - Amortecedores KW utilizados no Fiat Punto Sport [4]

A suspensão ao ser solicitada a uma velocidade elevada leva a que o amortecedor resista este movimento com uma força também elevada, gerada internamente pelo pistão do amortecedor que tenta transferir o óleo entre as câmaras do amortecedor através de uma válvula de secção reduzida. Os amortecedores afináveis permitem fazer variar externamente a secção desta válvula, ou o número de orifícios de passagem.

O calor gerado internamente num amortecedor aquece o óleo nele contido. À medida que este óleo aquece, perde viscosidade. Um óleo mais fino oferece menor resistência ao ser empurrado pela válvula, desta forma o amortecedor perde alguma da sua capacidade de amortecimento. Esta redução na eficiência do amortecedor originada termicamente é denominada “shock fade”, e pode revelar-se um problema em determinadas circunstâncias de utilização. Na tentativa de combater esta perda de eficiência, os amortecedores são projectados com maiores dimensões contendo desta forma maior volume de óleo. Em alguns carros, como por exemplo nos de todo o terreno em que os amortecedores são sujeitos a solicitações extremas, são usados amortecedores duplos.

Outro problema passível de surgir durante a utilização de amortecedores é a cavitação e a formação de espuma no óleo. Estes problemas surgem devido á formação de bolhas de gás no interior do amortecedor as quais oferecem menos resistência á passagem entre câmaras. Os amortecedores de elevada qualidade são projectados de forma a terem uma menor tendência para a formação de espuma. Esta característica deve-se tanto ao facto destes serem projectados para este fim assim como pelo facto de funcionarem a uma menor temperatura.

A quantidade de força que um amortecedor desenvolve a uma dada velocidade de compressão ou expansão é denominada amortecimento ou rigidez. A velocidades reduzidas quase que não existe força resistente para além da gerada pela fricção entre as peças móveis internas ao amortecedor, visto que o óleo é transferido facilmente entre câmaras. A força

gerada aumenta cerca de quatro vezes sempre que a velocidade de movimento do amortecedor é duplicada.

Para uso em estrada a força resistente é muito menor na compressão do que na expansão. Uma força resistente elevada no movimento de subida da roda causaria com que saltasse e reflectir-se-ia em desconforto. Esta força resistente exagerada faria com que o amortecedor actuasse como um componente que contribuísse para o “roll stiffness”. A maior parte da força resistente ao movimento existe quando a roda é empurrada de novo contra a estrada pelas molas. [2]

2.16. - Barras Estabilizadoras

Uma das formas de melhorar o comportamento dinâmico de um veículo menos onerosa é a instalação de barras estabilizadoras com maior rigidez. A maioria dos carros de produção em massa usam uma barra estabilizadora, normalmente instalada na suspensão da frente, mas estas possuem características que se coadunam com uma condução normal. Estas características da barra estabilizadora conferem ao carro uma resistência suficientemente elevada para limitar o rolamento a valores aceitáveis quando o carro é utilizado em condução conservadora. Para situações em que o veículo é utilizado em condições desportivas, as barras estabilizadoras montadas de origem revelam-se insuficientes, permitindo ângulos de rolamento da carroçaria elevados. Este comportamento irá conferir ao veículo um mau comportamento dinâmico.

A maioria dos automóveis de produção utiliza barras estabilizadoras na suspensão da frente, excepto os carros de tracção á frente. A barra estabilizadora ao ser instalada na dianteira aumenta o “roll stiffness” da frente, o que reduz a transferência de massas da suspensão traseira numa curva. Este aumento do “roll stiffness” da suspensão dianteira atrasa ou anula a perda de contacto com o chão de uma das rodas motrizes, para além disto, pode introduzir uma tendência subviradora ao aumentar a carga sobre o pneu dianteiro exterior á curva.

No caso de um carro de tracção á frente passa-se o oposto, a barra estabilizadora normalmente teria de ser instalada no trem traseiro na tentativa de manter as rodas motrizes (da frente) em contacto com o chão através do aumento do “roll stiffness” da suspensão traseira. Mas em prol da segurança, a maioria dos construtores usa uma barra estabilizadora na frente de carros com tracção anterior. Esta escolha confere aos carros um comportamento dinâmico subvirador.

Este comportamento é aceite, de forma geral, como sendo mais seguro visto que a primeira reacção de um condutor quando o carro “foge de frente” é levantar o pé do acelerador ou travar. Esta reacção instintiva do condutor é suficiente para recuperar o controlo do carro.

Por outro lado se o carro estivesse afinado de modo a ter uma tendência sobreviradora, seria mais perigoso para um condutor comum. Este tipo de comportamento é “procurado” por condutores experientes, que preferem ter a capacidade de inserir o carro numa curva sem a preocupação de como a traseira se irá comportar, além disto este tipo de comportamento revela-se mais divertido que o comportamento subvirador.

Se na tentativa de melhorar o comportamento dinâmico de um carro através da instalação de uma barra estabilizadora mais resistente no trem dianteiro, o resultado será um menor rolamento de carroçaria ao descrever uma curva. No entanto se a barra estabilizadora for exageradamente forte o comportamento do carro pode levar a que a roda da frente levante.

As características resultantes da instalação de uma barra estabilizadora frontal (Figura 29) mais resistente são imprevisíveis. A tendência, em carros com sistemas de suspensão similares á frente e atrás, ao instalar uma barra estabilizadora frontal é que esta aumente a subviragem, devido ao aumento de transferência de massa na frente.

Em carros com suspensão independente frontal e eixo rígido atrás, a tendência é, frequentemente, para um comportamento menos subvirador, especialmente se o carro for projectado de forma a exibir grandes ângulos de rolamento de carroçaria ao descrever uma curva. A razão para tal melhoria é o facto de a barra estabilizadora frontal mais rígida prevenir a ocorrência de ângulos de “camber” positivos nos pneus da frente do carro ao descrever uma curva. Este efeito é, por vezes, mais significativo do que a transferência de massas extra e em resultado a subviragem é inferior. Este resultado é, por norma, mais notório em carros que possuam um comportamento dinâmico com tendência subviradora. Desta forma a instalação de uma barra estabilizadora frontal mais resistente beneficia o comportamento dinâmico.

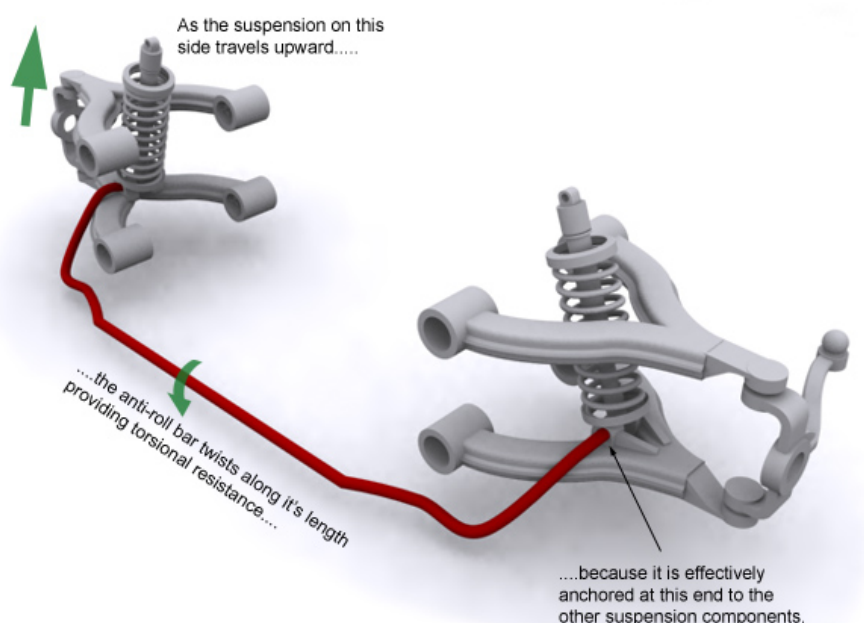


Figura 29 - Figura explicativa do funcionamento de uma suspensão com barra estabilizadora [3]

Em carros com tracção dianteira a barra estabilizadora mais resistente é normalmente instalada na traseira. As rodas motrizes ao estarem na frente do carro obrigam a que o “roll stiffness” na traseira seja maior. Esta situação privilegia a tracção das rodas motrizes e reduz o comportamento subvirador que os carros de tracção á frente tendem a apresentar.

As barras estabilizadoras são usadas de forma a torcerem quando a carroçaria rola ao descrever uma curva. Uma movimentação vertical em ambas as rodas não impõe qualquer carga sobre a barra. Desta forma apenas o “roll stiffness” é afectado e não a rigidez vertical da suspensão, “vertical-suspension stiffness”. No entanto se apenas uma das rodas do carro for solicitada verticalmente, a barra entra em torção e aumenta a “vertical-suspension stiffness”.

A rigidez das barras estabilizadoras é escolhida de forma a limitar o ângulo de rolamento a um valor máximo. O conforto ao ser irrelevante em carros de competição, quando comparado a carros de estrada, é normal limitar o rolamento da carroçaria a valores próximos ou inferiores a 2º através do uso de barras estabilizadoras.

A rigidez de uma barra estabilizadora é determinada da forma descrita na Figura 30.

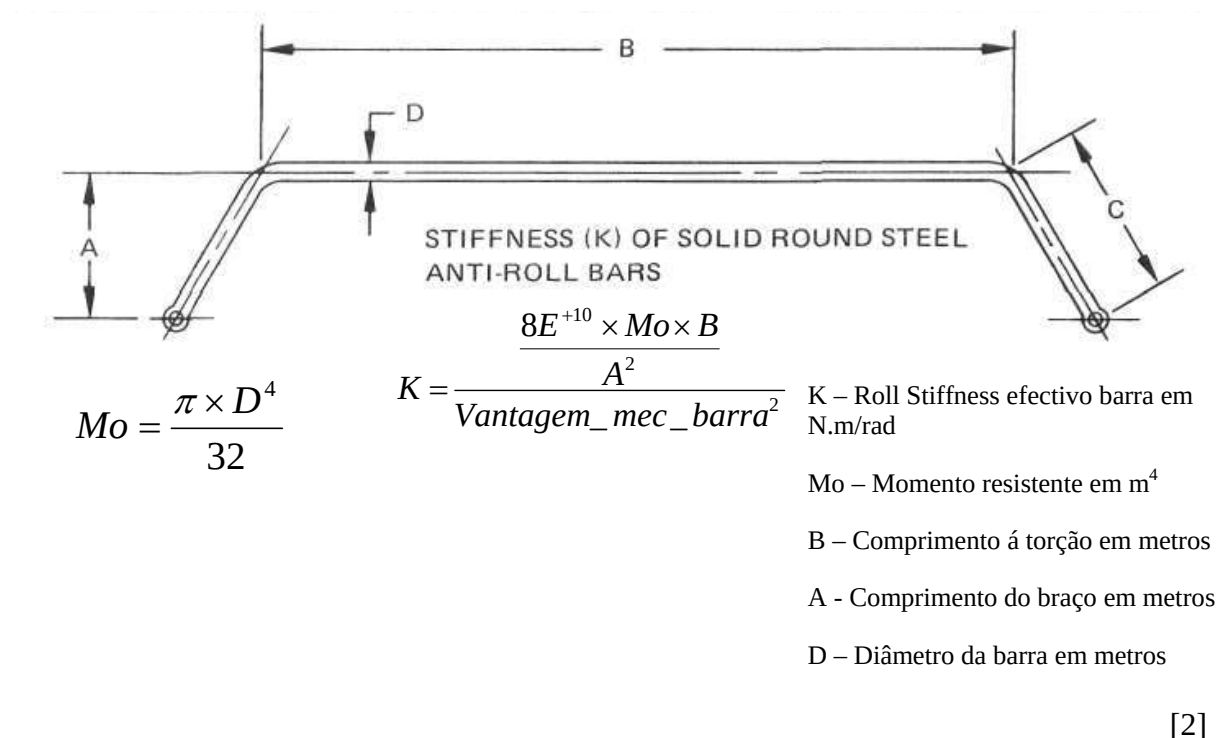


Figura 30 - Figura explicativa da forma de calcular uma barra estabilizadora [2]

Á semelhança do que acontece com uma mola espiral, o diâmetro da barra é muito importante. Para além da rigidez da barra em si, a vantagem mecânica da suspensão afecta o efeito que uma barra estabilizadora introduz no “roll stiffness” global do carro. A eficácia de uma barra estabilizadora pode ser aumentada se a extremidade da barra estiver o mais próximo possível da roda, alterando desta forma a vantagem mecânica. Se a extremidade da

barra estiver montada na manga de eixo a vantagem mecânica é praticamente um. A maioria das barras estabilizadoras é montada com uma vantagem mecânica maior que um. À semelhança do que sucede com as molas de suspensão, a “vertical-suspension stiffness” efectiva na roda é igual á rigidez vertical da barra dividida pela sua vantagem mecânica ao quadrado. [2]

No caso da barra estar montada de forma a existir apenas torção (como no caso da barra estabilizadora traseira do Fiat Punto Sport) a forma de calcular a sua rigidez está descrita a seguir:

$$K = \frac{G \times Mo}{la}$$

K – Rigidez da barra á torção – N.m/rad

G – Módulo de Elasticidade – $8E^{10}$ N/m²

Mo – Momento resistente – m⁴

la – Comprimento á torção – m

[2]

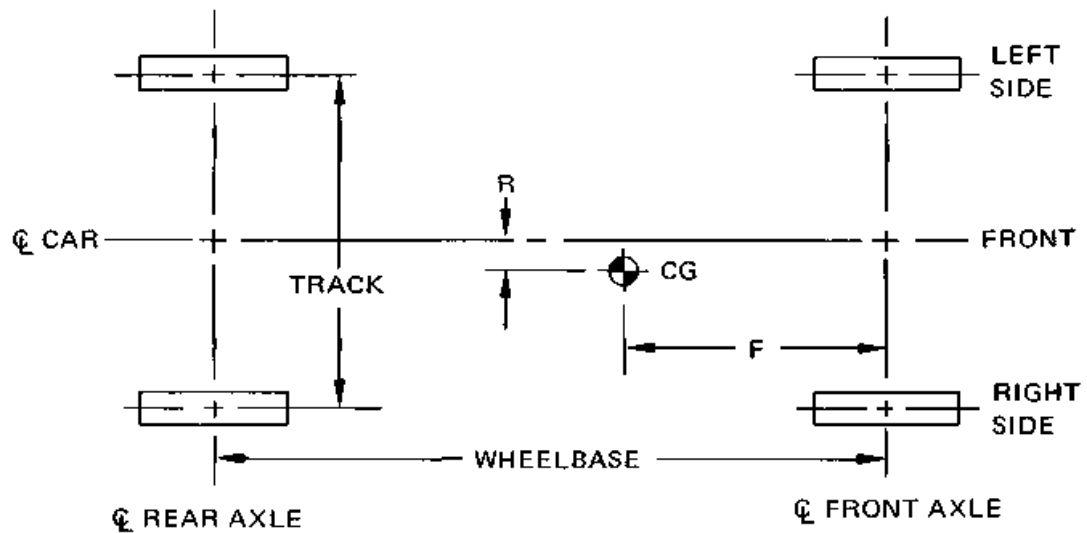
2.17. - Localização do CG e sua alteração

Conforme foi descrito anteriormente a posição do CG tem um efeito muito importante sobre o comportamento do carro. É possível fazer pequenas alterações na posição do CG que sejam relevantes para a melhoria do comportamento dinâmico de um carro de estrada. Em competição estas alterações podem ser maiores e consequentemente ter um efeito significativo no comportamento dinâmico do veículo. O CG pode ser movido nas três direcções – para cima e para baixo, de um lado para outro, ou para a frente e para trás.

É importante determinar a posição do CG antes de ponderar a alteração da sua posição. Desta forma é possível fazer uma escolha fundamentada sobre o quanto é necessário movê-lo e segundo qual direcção. O conhecimento da localização do CG torna-se útil se o objectivo for calcular as cargas a que a suspensão se encontra sujeita.

Para determinar a posição do CG é necessário pesar o carro. É importante pesar o carro conforme este será conduzido, ou seja com o condutor e uma quantidade conhecida de gasolina a bordo, visto que a diferença entre tanque cheio e vazio pode alterar a posição do CG.

A Figura 31 representa a forma de determinar as posições lateral e longitudinal do CG.



$$F = \frac{\text{REAR WHEEL WEIGHT}}{\text{TOTAL WEIGHT}} \times \text{WHEELBASE}$$

$$R = \left(\frac{\text{RIGHT WHEEL WEIGHT}}{\text{TOTAL WEIGHT}} - 1/2 \right) \times \text{TRACK}$$

Figura 31 - Esquema explicativo da determinação da posição lateral e longitudinal do CG [2]

Para proceder a este cálculo é necessário conhecer a largura de vias do carro, no caso de ser diferente á frente e atrás é usada uma média das larguras de via, a distância entre eixos e os pesos das quatro rodas.

A determinação da altura do CG implica cálculos mais elaborados. É importante conhecer a altura do CG para possibilitar cálculos relacionados com transferência de massa ou “roll stiffness”, como foi descrito anteriormente. Este cálculo da altura do CG pode ser feito através da seguinte maneira, conforme explicado na Figura 32.

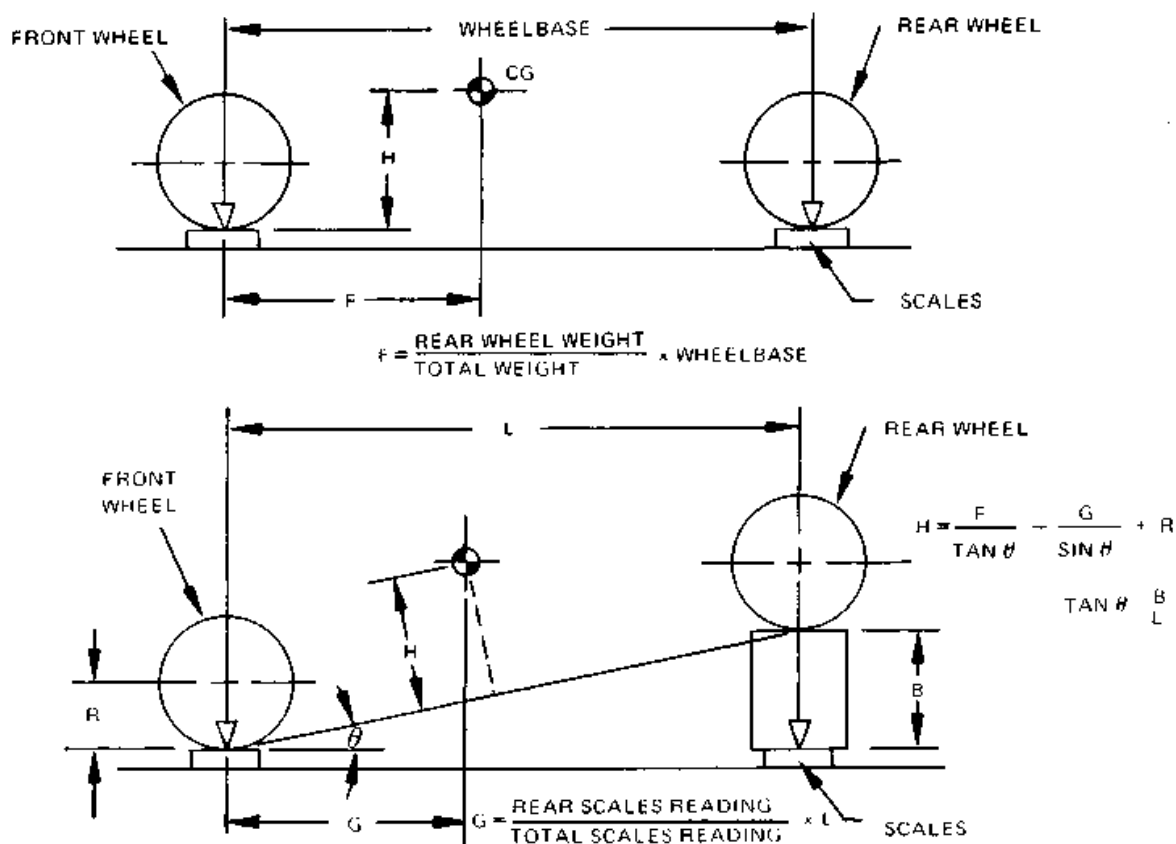


Figura 32 - Esquema explicativo para a determinação da posição vertical do CG [2]

Para determinar a altura do CG é necessário conhecer previamente o raio de uma roda e são necessários dois blocos com uma altura conhecida para possibilitar a elevação da frente (no caso do carro ser mais pesado á frente) ou a traseira do carro. A razão de levantar a frente do carro quando esta é mais pesada deve-se ao facto de que se o lado mais pesado do carro for elevado será obtida uma mudança mais notória nas massas medidas nas balanças. Este efeito acontece porque num carro deste tipo o CG está mais próximo da frente do que da traseira. Após ser determinado o ângulo de inclinação do carro pela tangente do ângulo obtido através da divisão da altura dos blocos B sobre a distância entre os blocos, L.

Conhecendo a posição do CG é possível decidir em que sentido é necessário movê-la. Reduzindo a altura do CG o comportamento dinâmico do carro será sempre beneficiado quer para condução em pista quer para condução em estrada. Ao descrever uma curva é preferível ter o CG o mais baixo possível de forma a minorar desta forma a transferência de massas. A maneira mais eficaz de alterar a altura do CG passa pela alteração da altura ao solo do carro.

Para conseguir baixar a altura do CG, para além de reduzir a altura ao solo é possível obter este resultado através da redução da altura de vários componentes do carro, que possam ser movidos. Os componentes mais pesados, dado que estes têm uma influência maior na altura do CG devem ser os considerados como candidatos preferenciais para esta alteração. É

possível considerar baixar o motor, o piloto (através da posição de condução) e o depósito de combustível. A bateria, por exemplo, pode ser considerada visto ser um componente relativamente pesado e que pode ser movido com relativa facilidade. Se o carro em estudo competir numa categoria em que é estipulado um peso mínimo e for necessário usar lastro, podemos aproveitar este lastro e colocá-lo o mais baixo possível dentro do carro de forma a tentar baixar ao máximo a altura do CG.

Se o uso do veículo estudado for destinado á competição, então o piloto ficará num dos lados do carro, o que faz com que a posição lateral do CG fique deslocada para o lado do piloto. Mas como em competição é preferível que a posição do CG lateral esteja no centro do carro, de modo a conferir um comportamento igual quando o carro curva para qualquer um dos lados, esta configuração pode ser conseguida de diversas formas. No caso de competir numa categoria que use lastro é possível colocar o lastro o mais distante possível do centro e no lado oposto ao do condutor. Outra solução mais drástica passa por descentrar ou inclinar o motor na tentativa de equilibrar esta situação.

A posição longitudinal do CG é importante em todos os tipos de veículo. A sua posição determina o comportamento dinâmico de um carro em curva. Um carro com o CG muito avançado longitudinalmente apresentará uma tendência subviradora e se um carro tiver um CG muito recuado terá um comportamento sobrevirador ao descrever uma curva. Este comportamento é ampliado aquando da inserção do carro em curva, devido ao facto de uma configuração da posição do CG muito deslocada do centro do carro causar um aumento no momento polar de inércia do veículo, o que origina que em mudança de direcção o efeito da inércia do CG afecte o comportamento dinâmico do carro. Quanto mais distante estiver o CG do centro do carro maior será o braço segundo qual actuará a força de inércia do CG. Para melhor compreensão deste fenómeno tome-se como exemplo uma carrinha de caixa aberta. As carrinhas de caixa aberta possuem um CG muito deslocado para a frente quando estão descarregadas, esta posição do CG faz com que o seu comportamento seja altamente subvirador. Mas carregando a caixa da carrinha, é possível verificar que o seu comportamento se altera drasticamente podendo até, e dependendo da carga, alterar o seu comportamento de subvirador para sobrevirador. Em competição é pretende-se que o CG esteja localizado no centro do carro de forma a conseguir um comportamento neutro, tanto na inserção como a meio de uma curva. A alteração do momento polar de inércia de um carro é mais complexa dado que o resultado óptimo passaria por conseguir aproximar o mais possível os componentes do carro do seu centro. [2]

3. – Objectivos

Os objectivos iniciais da realização deste trabalho visam os seguintes pontos:

- Criação de um protótipo para a categoria FEUP2 do Challenge Desafio Único;
- Criação da regulamentação desta nova categoria, que inclui Regulamento Desportivo, Regulamento Técnico e Ficha Técnica;
- Dimensionamento da suspensão, escape e admissão;
- Ensaio por elementos finitos á armadura de segurança projectada para a categoria FEUP2;
- Testes em pista do equipamento dimensionado e de pneus a utilizar pela categoria FEUP2, utilizando o protótipo.

4. - Desafio Único 2007

Devido a um ambiente de crise financeira sentido em Portugal o automobilismo foi perdendo gradualmente grande parte dos seus praticantes. Esta situação era mais grave no automobilismo em velocidade, visto exigir custos incombustíveis aos seus praticantes. Esta situação possibilitou o aparecimento de uma fórmula de competição baseada no seu baixo custo. Esta nova fórmula iria combater esta “crise” trazendo de volta praticantes ao desporto automóvel, e em particular á velocidade. Ao abrigo dos Projectos PESC, o Prof. José Ferreira Duarte juntamente com oito alunos, em 2006, idealizaram uma fórmula de competição que teria os moldes de um troféu mantendo no entanto os custos reduzidos. O projecto ficou definido como sendo uma competição que iria utilizar o Fiat Uno 45 S como viatura de competição. Este projecto recebeu o nome de Challenge Desafio Único e em parceria com a FPAK foi criado em 2007, ficando assegurada a sua existência durante um período de três anos. A fórmula desta competição apresentava-se como uma possibilidade de iniciação de carreira para jovens pilotos no automobilismo. Uma lacuna deixada pela extinção dos Troféus de Iniciados FPAK.

Desportivamente esta competição, no seu ano inaugural, era composta por uma corrida de 50 minutos, na qual poderiam participar um ou dois pilotos. Ao contrário da maioria das competições automobilísticas em velocidade, o Desafio permitia a participação de dois pilotos por carro, o que se revelava uma mais-valia na tentativa de reduzir custos. No primeiro ano a adesão foi acima das expectativas e apesar do número de pedidos bastante superior apenas foram aceites, por imposição da FPAK, quarenta equipas concorrentes. No ano de 2007 o Challenge Desafio Único fez 5 provas e teve 84 pilotos participantes, entre eles 6 pilotos femininos. As provas disputadas em 2007 foram:

- Circuito do Estoril
- Circuito da Granja do Marquês
- Circuito da Boavista
- Circuito de Vila Real
- Circuito de Braga

No fim da época foi ainda organizada a Taça Challenge Desafio Único que consistiu numa prova de resistência de 3 horas no circuito de Braga e em que participaram 34 equipas e 104 pilotos, entre eles 12 pilotos femininos. As figuras 33 e 34 apresentam fotografias da primeira prova do Challenge Desafio Único 2007.



Figura 33 - Foto de Braga 1 do Challenge Desafio Único 2007 [5]



Figura 34 – Foto de Braga 1 do Challenge Desafio Único 2007 [5]

5. - Desafio Único 2008

Na edição de 2008 o Challenge viu a sua grelha aumentar para cinquenta viaturas, confirmando desta forma o sucesso desta competição. No segundo ano do Desafio foram feitas 6 provas, sendo que duas delas foram rampas. Estas duas provas foram realizadas de forma a potenciar a capacidade do Challenge, em termos de apelo público, de forma a tentar trazer público de volta às provas do Campeonato Nacional de Montanha.

Neste ano a fórmula da prova foi alterada, eliminando a diferença decorrente do facto de equipas correrem a solo face a equipas formadas por duplas. A corrida única de 50 minutos foi alterada para duas corridas consecutivas de 25 minutos com inversão de grelha para os 20 primeiros classificados da primeira manga. Nesta edição participaram 134 pilotos entre eles 15 pilotos femininos.

As provas em que o Challenge Desafio Único participou foram:

- Circuito do Estoril
- Rampa de Murça
- Circuito de Vila Real
- Circuito de Braga
- Rampa da Penha
- Circuito do Algarve

À semelhança do sucedido no ano transacto foi organizada pela FEUP uma prova extra-campeonato, Taça Challenge Desafio Único, que consistiu de uma resistência de 4 horas no circuito de Braga. Nesta prova participaram 34 equipas e 120 pilotos entre eles 12 pilotos femininos. As figuras 35, 36 e 37 apresentam fotos da prova de Vila Real do Challenge Desafio Único 2008.



Figura 35 - Foto da prova de Vila Real 2008 [6]



Figura 36 - Foto da prova de Vila Real 2008 [6]



Figura 37 - Foto da prova de Vila Real 2008 [6]

6. - Desafio Único 2009

Neste terceiro ano o Challenge propõe os seguintes objectivos: promover e dinamizar a competição automóvel em Portugal; conquistar novos simpatizantes pelos desportos motorizados; e competir a custos reduzidos. Neste ano o Desafio apresenta uma nova categoria FEUP2.

Esta nova categoria terá como base o Fiat Punto Sport com preparação de Grupo 1 cujas principais directivas apontam para a imposição de elementos tais como: suspensão (molas e amortecedores), escape, admissão, jantes, pneus e armadura de segurança.

No ano de 2009 a competição irá passar pelos seguintes circuitos e rampas:

- Circuito Braga
- Prova a definir
- Circuito Boavista
- Circuito Vila Real
- Rampa Sentir Penafiel
- Rampa (a definir)
- Circuito Estoril

Neste novo ano a fórmula da prova para a categoria FEUP2 será, para provas de circuito, constituída por duas corridas não consecutivas nas quais haverá uma inversão da grelha da primeira para a segunda manga dos 12 primeiros classificados. Será imposto ainda um peso mínimo para as duas categorias, pesos estes determinados com o piloto a bordo, e será aplicada uma desvantagem de peso aos primeiros classificados. As figuras 38 e 39 apresentam fotografias dos carros participantes nas categorias que irão competir em 2009.



Figura 38 - Foto Prova Resistência Braga 2007 [7]



Figura 39 - Foto da apresentação oficial do protótipo da categoria FEUP2 do Challenge Desafio Único [8]

7. - Carros elegíveis a participarem na categoria FEUP2

Na categoria FEUP2 é permitida a participação com as viaturas Fiat Punto de versão 85 ELX e Sport. A alteração de qualquer outra versão para torná-lo elegível para esta competição revelar-se-ia demasiado onerosa, embora não seja proibida. A diferença destas versões em relação às restantes prende-se com o facto destes serem os únicos modelos de 16 válvulas com injeção multiponto. Ao usarmos qualquer outra versão como base, a alteração para estas versões ficaria muito dispendiosa porque obrigaria a que os concorrentes adquirissem cablagem eléctrica, bem como todos os componentes relativos ao comando da injeção e específicos destes modelos. Para além destas dificuldades existe ainda pouca oferta deste tipo de motores no mercado de peças usadas.

Em seguida estão apresentadas as diferenças entre as versões 85 ELX e Sport (tabela 1).

Tabela 1 - Comparativo entre os modelos Punto 85 e Sport [9]

	85 16V ELX	Sport
Motor	1242cc 16V	
Nº de cilindros, disposição	4 em linha, transversal frontal	
Diâmetro e curso (mm)	70,8 X 78,86	
Capacidade (cc)	1242	
Taxa de compressão	10,2 : 1	

Potência máxima em cv (kW) às rpm	86 (63) às 6000 rpm
Binário máximo: kgm (Nm) às rpm	11,5 (113) às 4500 rpm
Distribuição	DOHC (correia dentada e carretos)
Alimentação	injecção electrónica multiponto, combinada com a ignição
Ignição	electrónica, com avanço estático, combinado com a injecção
Equipamento eléctrico (12V)	
Bateria: Capacidade (Ah)	40 (50 com sistema anti-roubo)
Alternador (A)	65 (85 com controlo climático)
Transmissão	
Tracção	frente

Caixa de Velocidades:		
1ª	3,909:1	
2ª	2,157:1	
3ª	1,480:1	
4ª	1,121:1	
5ª	0.902:1	0,897:1
Marcha-atrás	3,818:1	
Relação final	3,733:1 (56/15)	4,071:1 (57/14)
Rodas		
Pneus	165/65 R14 78 T	185/55 R14 H
Direcção		
Sistema	pinhão e cremalheira, assistido	
Circulo de viragem (m)	9,7	
Suspensão		
Frente	independente MacPherson, braços inferiores transversais ancorados a um charriot auxiliar; barra estabilizadora	
Traseira	independente, com semi- trailing arms ancorados a um charriot auxiliar; barra estabilizadora	
Travões -D (disco) - T (tambor)		
Frente: dia. (mm)	D 257	
Traseira: dia. (mm)	T 180	
Carroçaria - Dimensões		
Nº de lugares	5	
Nº de portas	3 ou 5	3
Comprimento x Largura (mm)	3770 x 1625	
Altura, descarregado (mm)	1440	
Distância entre eixos (mm)	2450	
Largura de vias: Frente/Traseira	1369/1352	1380/1360

Pesos		
Depósito de combustível (litros)	47	
Peso (kg)	900 (3p)/ 915 (5p)	910
Performance		
Velocidade às 1000 rpm em 4ª (5ª) (km/h)	24,7 (30,7)	22,7 (28,2)
Velocidade máxima (km/h)	177	177
Aceleração (s) : 0-100 km/h	10,9	10,5
Inclinação máxima suportada carregado (%)	38	39
Consumos		
Urbano	9,3	9,7
Extra-urbano	5,2	5,5
Ciclo combinado	6,7	7
Emissões CO2 (g/km)	159	166
Equipamento Opcional = O; Standard = S		
ABS	O	O
Direcção Assistida	S	S
Tecto de Abrir	O	O
Vidros elétricos	S	S
Airbag Condutor	O	S
Airbag Passageiro	O	O

8. - Especificações da categoria FEUP2

A categoria FEUP2 do Desafio Único utiliza como carro de competição o Fiat Punto Sport (motor 1242cc 16V MPI). Sendo o Desafio uma competição que se esforça por nivelar os andamentos dos carros e manter os custos reduzidos, foi necessário impor certos componentes que poderão diferenciar as performances dos carros e tornar onerosa a participação dos concorrentes. Estes componentes são:

- Arco de Segurança
- Jantes
- Amortecedores
- Molas de suspensão
- Admissão
- Escape
- Pneus

Todos estes componentes foram desenvolvidos no âmbito deste projecto. As alterações feitas nas jantes incidiram sobre: a sua pintura e a inclusão de inscrições alusivas ao Desafio Único, a sua furação, offset, diâmetro e largura.

O desenvolvimento do arco de segurança encontra-se descrito mais adiante neste trabalho.

Os amortecedores e as molas foram dimensionados e fabricados de acordo com as especificações definidas adiante neste trabalho.

A admissão foi escolhida entre propostas desenhadas e fabricadas pela empresa MEKK Racing Technologies, uma marca da IDEIA.M, Lda. A admissão será feita em material compósito, mais propriamente fibra de carbono. Em seguida estão apresentadas nas figuras 40, 41 e 42 algumas das opções propostas (todas estas permitem a instalação de um filtro de ar).



Figura 40 - Proposta de admissão Mekk [10]



Figura 41- Proposta de admissão Mekk [10]



Figura 42 - Proposta de admissão Mekk [10]

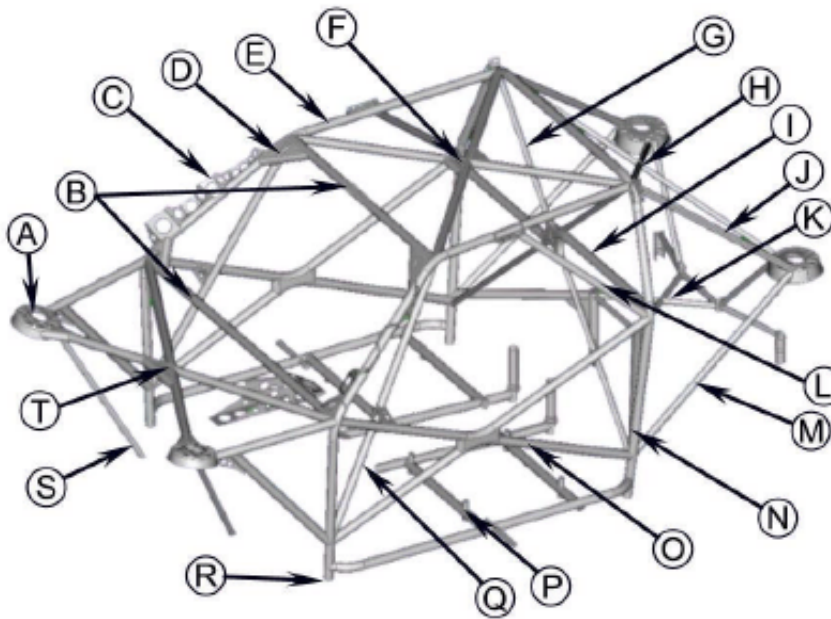
O escape foi definido no âmbito deste projecto e fornecido por uma empresa que até á data de conclusão deste trabalho se encontra por definir. A definição deste componente resultará da escolha do escape que ofereça melhor relação preço/qualidade. Os testes para determinar qual a escolha de escape mais performante foram excluídos visto serem desnecessários já que o escape escolhido apenas servirá como uma ferramenta para equilibrar as performances dos carros concorrentes ao invés de tentar melhorá-las.

Os pneus foram definidos recorrendo a testes em pista, de forma a determinar, não o pneu que permitia um andamento mais rápido, mas sim o que oferecia melhor relação preço/qualidade. A qualidade do pneu foi definida recorrendo a uma avaliação das suas performances do ponto de vista da rapidez e durabilidade do composto usado.

9. – Armadura de Segurança

Existem diferentes formas de armaduras de segurança, também chamadas “roll bar” ou “roll cage”. Desde um simples arco com dois pontos de fixação, passando por estruturas de protecção de quatro ou seis pontos de ancoragem até concepções completas do automóvel que incluem o próprio chassis [11].

As armaduras também podem variar dependendo da sua finalidade, elas serão de concepção diferente caso sejam, por exemplo, para rali ou para velocidade. Na Figura 43, encontra-se representada uma armadura de segurança de um veículo de competição para rali, o Subaru S12 Prodrive.



I.D.	Description	I.D.	Description
A	Suspension Turret Mount	K	Boot Reinforcement
B	Windscreen Beam (Upper & Lower)	L	Roof Reinforcement Bar
C	A-Pillar Reinforcement	M	Rear Suspension Reinforcement Bar
D	Gusset	N	Main Roll bar
E	Lateral Half-Roll bar	O	Side Impact Beam
F	Roof Cruciform	P	Seat Mounts
G	Rear Cruciform	Q	A-Pillar Support Bar
H	Backstay cruciform	R	Mounting Foot
I	Harness Mounting Bar	S	Front Suspension Reinforcement
J	Backstay	T	Front Suspension Cruciform

Figura 43 - Armadura de segurança do Subaru S12 [12]

A diferença significativa entre uma armadura de segurança de um automóvel de rali para um veículo de velocidade reside na ausência de elementos cruzados (protecção do tejadilho, arco principal) nesta última modalidade. Os elementos cruzados são substituídos por simples elementos diagonais como se pode ver na Figura 44.



Figura 44 - Seat Leon WTCC e respectivo interior [13]

Nos ralis, a existência de variadíssimos obstáculos nas provas especiais de classificação obriga a uma protecção extra relativamente à velocidade, de forma a impedir que objectos estranhos entrem no habitáculo e provoquem lesões graves aos ocupantes do automóvel.

Embora nessa modalidade ocorram poucas fatalidades, a maioria dos acidentes graves e muito graves ocorrem aquando de impactos laterais. Como é o caso da morte de Mark

Lovell e Roger Freeman em 2003 no campeonato de rali dos Estados Unidos, quando o seu Subaru colidiu numa árvore a alta velocidade. O mesmo sucedeu ao Peugeot 307 WRC de Markko Märtin que levou à morte do seu co-piloto Michael “Beef” Park. O facto de nos ralis o veículo ser tripulado por duas pessoas faz com que exista pouco espaço entre os ocupantes e as portas, ou seja a distância disponível para amortecer o choque é de aproximadamente 35 cm. [14]

Foram realizados vários estudos após esses acidentes nomeadamente por parte da Prodrive (preparador oficial da Subaru) na tentativa de melhorar a segurança dos pilotos e co-pilotos em caso de impacto lateral. [12]

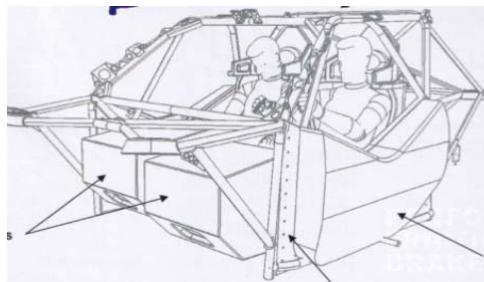


Figura 45 - Célula de segurança [14]

A FIA tem desenvolvido um esforço para melhorar a segurança num impacto lateral no campeonato do mundo de ralis (WRC), mas as restantes modalidades continuam sem especificações para esse tipo de colisões. Não existe qualquer ensaio estático específico para o impacto lateral para a homologação de armaduras de segurança.

Nos Estados Unidos da América, as armaduras de segurança possuem níveis de segurança superiores relativamente à Europa. De facto, a legislação é mais restritiva no que diz respeito, por exemplo, às protecções em caso de impacto lateral [15].

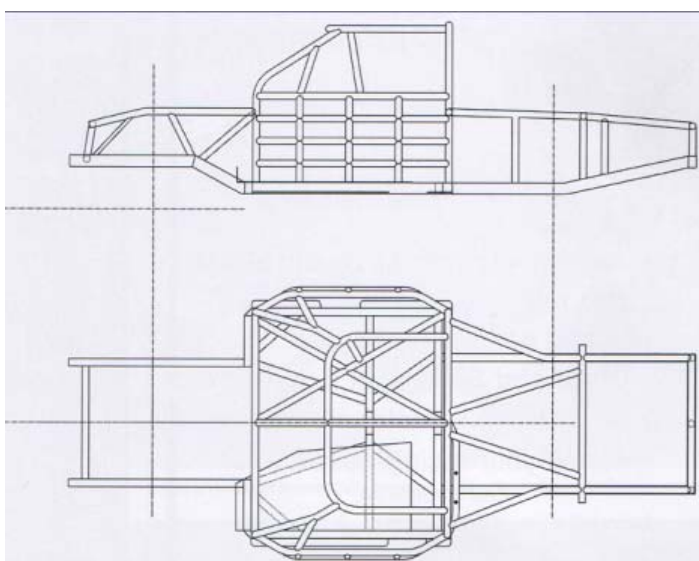


Figura 46 - Chassis completo tubular incluindo armadura de segurança de um automóvel do campeonato NASCAR [16]

A armadura de segurança utilizada na categoria FEUP2 do Challenge Desafio Único (Figura 47) foi construída pela empresa especializada KIMSO, partindo de um projecto desenvolvido pelo autor deste trabalho e pela empresa KIMSO, na pessoa do Sr. Joaquim Soares. Este “roll cage” é construído em tubo de aço 25CrMo4, um aço ligado com cromo e molibdénio de modo a aumentar a sua resistência mas mantendo um peso inferior relativamente ao aço usado normalmente. O peso final obtido para o “roll cage” foi de 48,2 kg. Esta armadura de segurança é construída em duas peças que depois de instaladas no carro são integralmente soldadas entre si por meio de 6 luvas. As dimensões (diâmetro X espessura em mm) dos tubos usados são:

- Arco principal 50 X 2
- Arco frontal 40 X 2
- Travessa tejadilho 40 X 2
- Restante 40 X 1,5
- Bases chapa 3 mm espessura
- Reforços de chapa 1,5 mm

Da modelação em 3D da armadura de segurança foram retiradas as seguintes figuras 48, 49, 50 e 51.

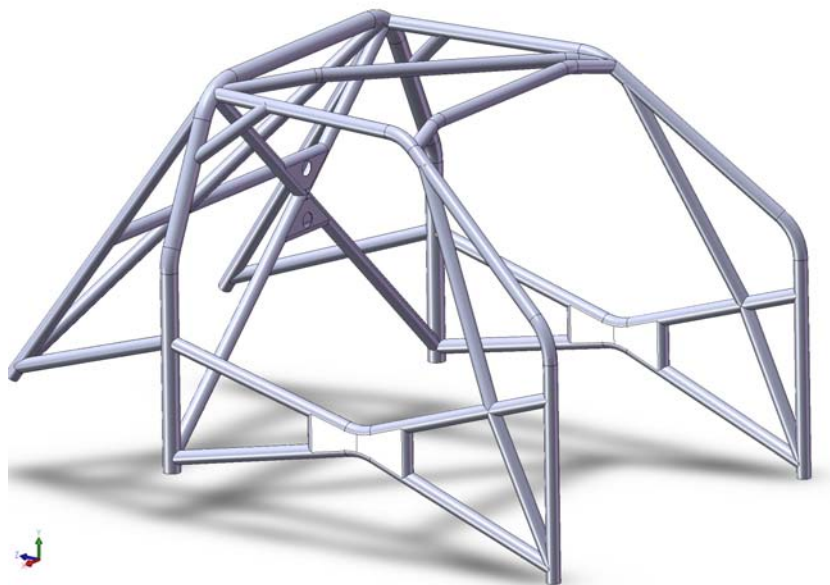


Figura 47 - Vista do “roll cage” 3/4 frente [17]

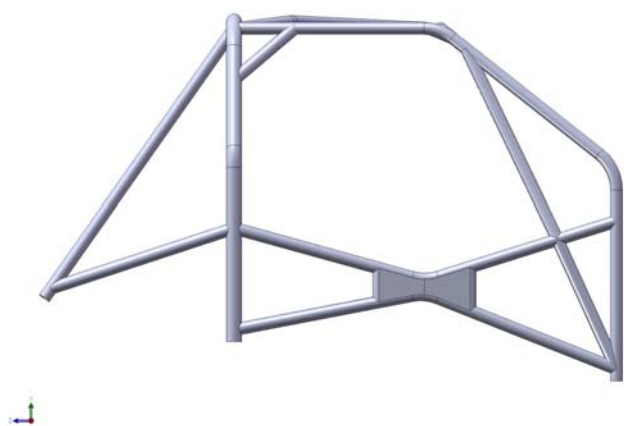


Figura 49 - Vista do “roll cage” lateral esquerda [17]



Figura 48 - Vista do “roll cage” de trás [17]

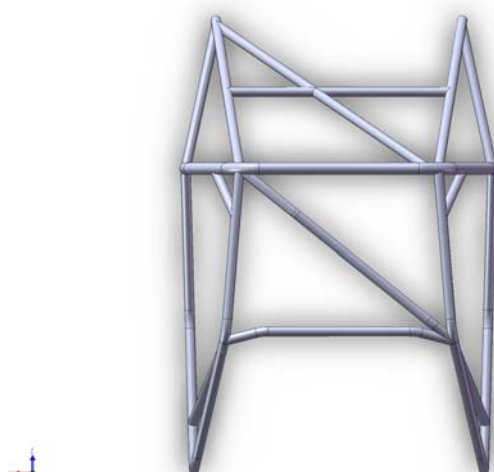


Figura 50 - Vista de cima do “roll cage” [17]

Para permitir a admissão de carros equipados com esta armadura de segurança foi necessário respeitar a regulamentação vigente imposta pela FIA, e em Portugal pela FPAK.

A regulamentação que controla a construção de “roll cages” é o anexo J da FIA (Anexo A).

De acordo com o anexo J artigo 253 artigo 8 da FIA a montagem de uma armadura de segurança é obrigatória para todos os automóveis de competição.

Definição:

“Estrutura multitubular instalada no habitáculo o mais perto possível da coque e cuja função é de limitar uma deformação significativa da coque (chassis) em caso de acidente.” [18]

Existem várias formas de se obter uma armadura de segurança legal. Ela pode ser:

Construída de acordo com as especificações do anexo J;

ou

Homologada ou certificada por uma ADN (Autoridade Desportiva Nacional) ou pela FIA (Fédération Internationale de l'Automobile);

Caso a estrutura seja homologada ou certificada por uma ADN ou pela FIA, a armadura tem de ser sujeita a ensaios estáticos. Esses ensaios serão estudados posteriormente neste trabalho.

9.1 - Construção de acordo com as especificações do anexo J

Se a armadura for construída de acordo com o anexo J, tem de respeitar as seguintes condições:

A estrutura base de uma armadura de segurança deve ser composta por uma das seguintes formas:

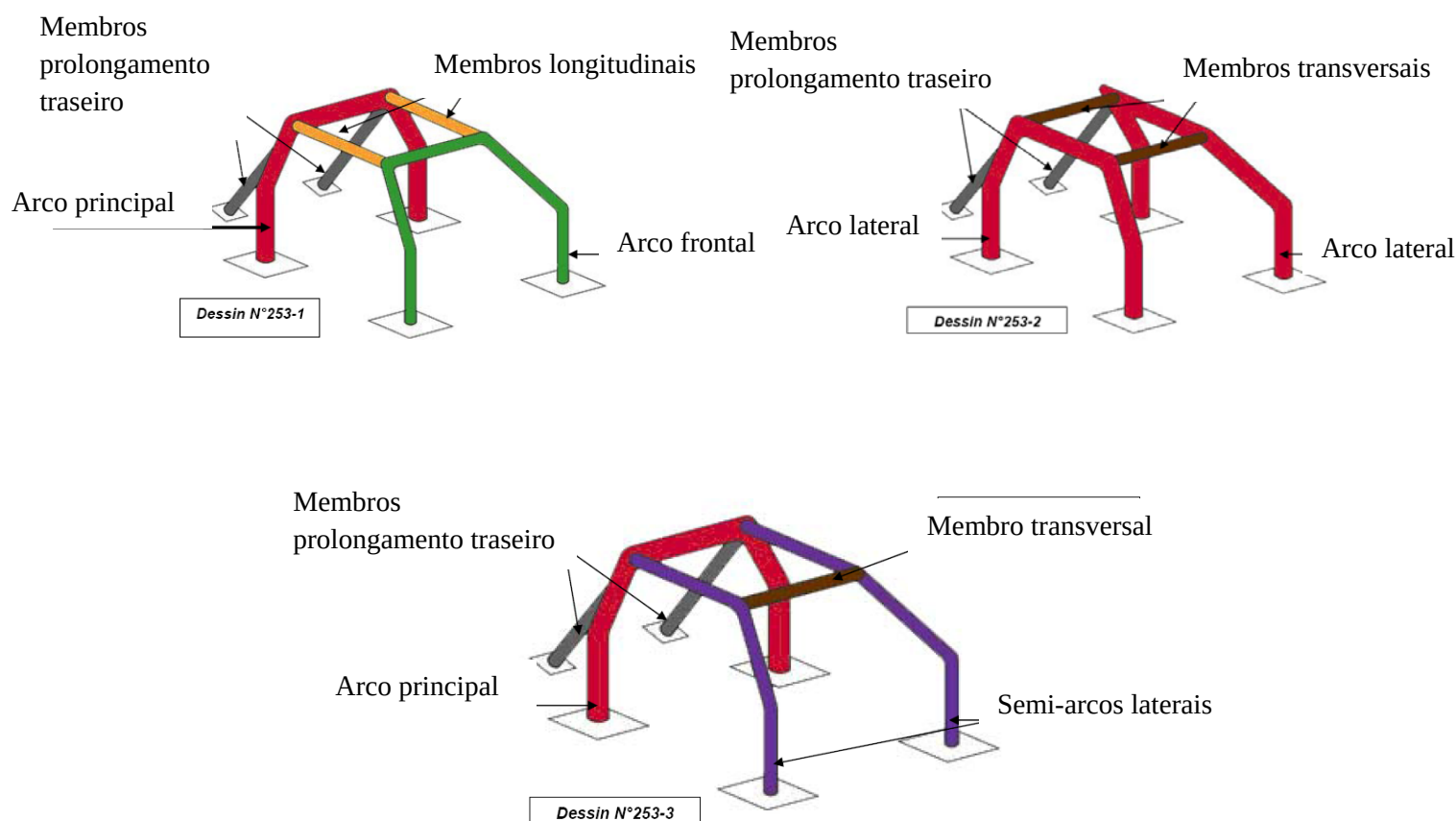


Figura 51 - Possíveis configurações base para armaduras de segurança [19]

Todas essas soluções possuem 6 pontos de fixação. A estrutura base mais usada e que é objecto de estudo neste trabalho é a terceira concepção que é constituída por um arco principal, dois semi-arcos laterais, um membro transversal e dois membros de prolongamento traseiro.

9.1.1 - Elementos e reforços

Para além da estrutura base, é obrigatório o uso dos chamados elementos diagonais. Esses elementos servem de reforço do arco principal como se pode ver na Figura 52.

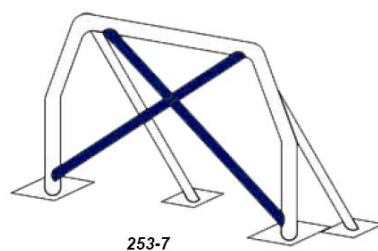


Figura 52 - Elementos diagonais [19]

Os elementos das portas e reforço do tejadilho também são de uso obrigatório e podem ser de diferentes geometrias como mostra a Figura 53.

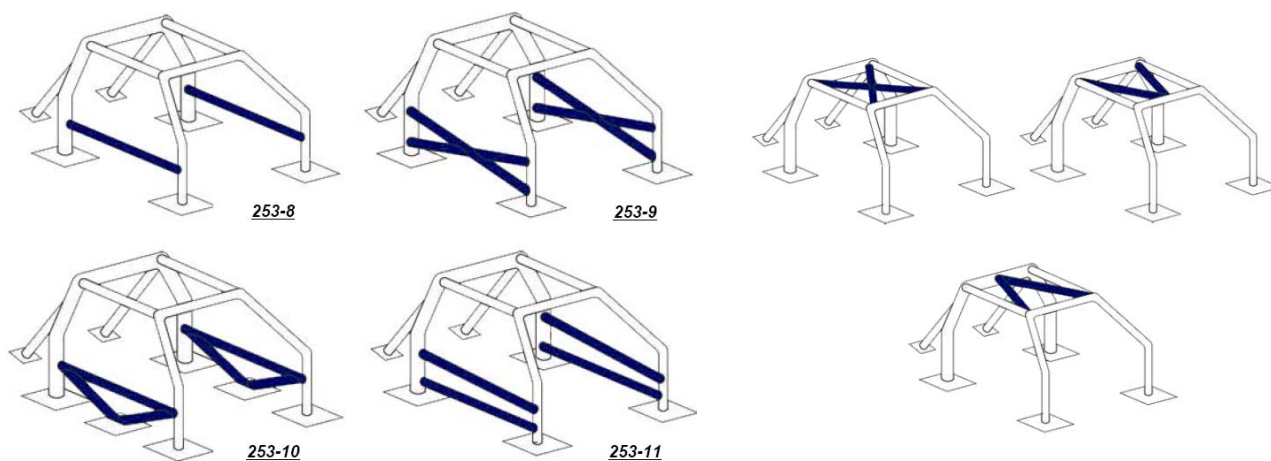


Figura 53 - Elementos das portas e reforços de tejadilho [19]

Um reforço do montante do pára-brisas é obrigatório para as condições que seguem na Figura 54.

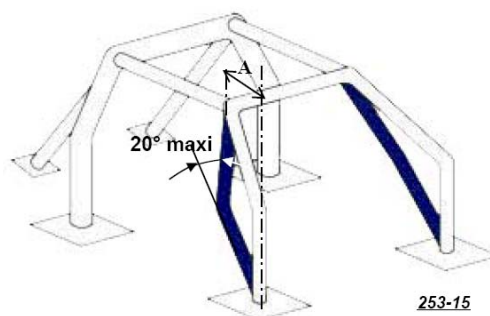


Figura 54 - Reforço do montante do pára-brisas [19]

Se A (ver Figura 54) for superior a 200 milímetros, tem de ser introduzido na estrutura um reforço do montante do pára-brisas.

Para além dos reforços obrigatórios existem também reforços facultativos. Esses reforços podem ser instalados à vontade do construtor (Figura 55).

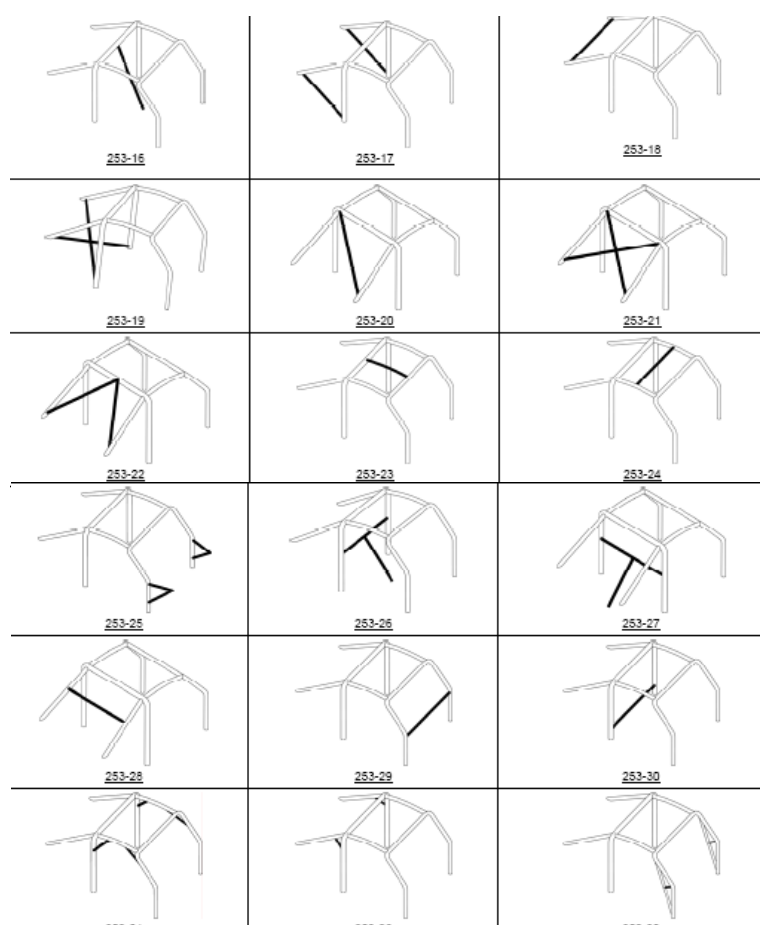


Figura 55 - Reforços facultativos [19]

9.1.2 - União dos componentes

A união entre componentes pode ser ou soldada ou amovível. O tipo de soldadura mais utilizado é a soldadura MIG (Metal Inert Gas).

No caso da soldadura essa tem de ser efectuada em todo o perímetro de contacto dos tubos e a penetração deve ser total.

As ligações amovíveis devem estar conformes com um tipo aprovado pela FIA (ver Anexo A). Após a montagem as ligações amovíveis não podem ser soldadas.

9.1.3 - Fixação à estrutura do automóvel

A fixação à estrutura garante que a armadura não se mova relativamente ao chassis. A qualidade dessa fixação é fundamental para a segurança.

A armadura de segurança tem de possuir 6 pontos de fixação ao chassis:

- Um para cada montante do arco principal;
- Um para cada montante dos semi-arcos laterais;
- Um para cada montante dos prolongamentos traseiros;

Os pontos de fixação devem incluir placas de reforço de 3 mm, podem ser soldados directamente á estrutura ou fixados por pelo menos 3 parafusos por ponto de fixação.

A superfície em contacto entre a armadura e o chassis tem de ser no mínimo de 120 cm².

9.1.4 - Material constituinte

Para a concepção da armadura, são aceitáveis apenas tubos de secção circular.

Tem de ser um aço ao carbono estirado a frio sem costura contendo no máximo 0.3% de carbono. O teor máximo dos elementos acrescentados é de 1.7% para o magnésio e de 0.6% para os outros elementos.

O raio de curvatura dos tubos, medido relativamente ao eixo, tem de ser no mínimo três vezes o seu diâmetro.

Para o arco principal as dimensões mínimas são 45 x 2.5 (mm) ou 50 x 2.0 (mm).

Para os restantes elementos da armadura de segurança as dimensões mínimas são 38 x 2.5 (mm) ou 40 x 2.0 (mm).

9.1.5 - Homologação, certificação - ensaios estáticos

Caso a armadura de segurança seja homologada ou certificada por uma ADN ou pela FIA, tem de se efectuar dois tipos de ensaios estáticos e tem de possuir obrigatoriamente reforço de tejadilho e os elementos diagonais no arco principal.

Ensaio no arco Principal

De acordo com o Anexo J da FIA, a estrutura completa deve resistir a uma carga vertical de 7,5P (sendo $P = \text{“peso do carro”} + 150 \text{ kg}$), aplicada por um tampão rígido. A carga deve ser aplicada em menos de 15 segundos. Não pode existir, em nenhum dos pontos da estrutura, deslocamentos superiores a 50 mm, medidos em carga no eixo de aplicação da carga. [20]

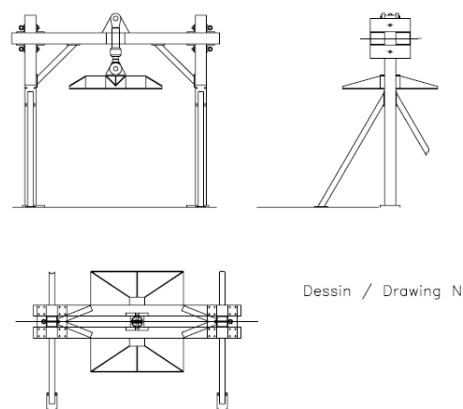


Figura 56 - Tipo de prensa utilizada no ensaio no arco principal [20]

Ensaio no arco frontal

Seguindo a regulamentação do anexo J, a armadura deve resistir a uma carga de $3,5P$ (sendo $P = \text{“peso do carro”} + 150 \text{ kg}$), aplicada no topo do arco dianteiro por um tampão rígido, do lado do piloto e na intersecção com a transversal. Não pode existir, em nenhum dos pontos da estrutura, deslocamentos superiores a 100 mm, medidos em carga no eixo de aplicação da carga. [20]

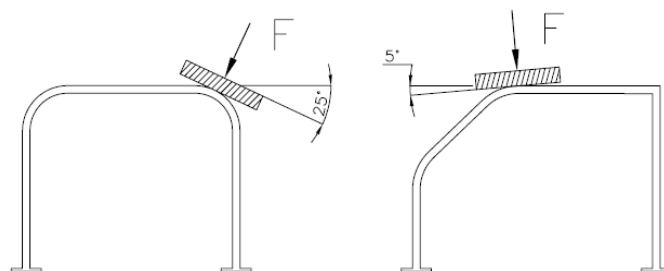


Figura 57 - Esquema de aplicação da carga no ensaio no arco frontal ou no semi-arco lateral [20]

9.2 – Simulação por elementos finitos

Ao ser utilizado o aço 25CrMo4 na construção do “roll cage” foi necessário testá-lo por elementos finitos. Uma vez que Samuel Ramos apresentou um relatório de final de curso sobre a concepção e simulação de uma armadura de segurança foi pedida a sua colaboração na modelação e simulação por elementos finitos deste “roll cage”. A modelação e simulação em elementos finitos do “roll cage” foram feitas através do software SolidWorks e a sua funcionalidade CosmosWorks, por Samuel Ramos.

9.2.1 - Simulação de ensaio no Arco Principal

A carga aplicada neste ensaio foi de 73,5 kN. A Figura 59 mostra o ponto de aplicação, embora surjam algumas cargas localizadas não devem ser levadas em conta. A Figura 59 mostra os deslocamentos resultantes no eixo dos yy. A deformação máxima neste sentido foi de 6,2 mm. A escala das tensões é de 1:1 e a escala das deformações é automática definida pelo programa de simulação, daí a deformação aparente da armadura de segurança ser exagerada apenas para ajudar na visualização dos elementos deformados.

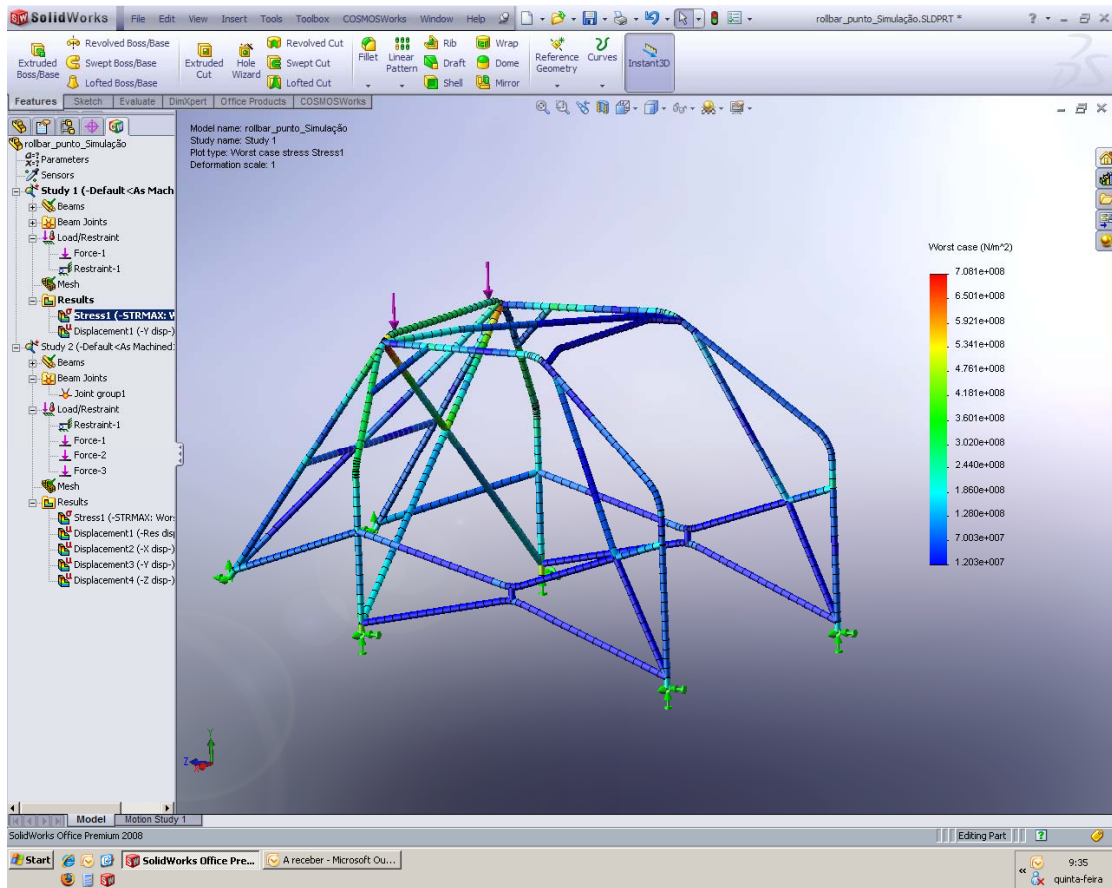


Figura 59- Representação da carga de simulação no arco central [21]

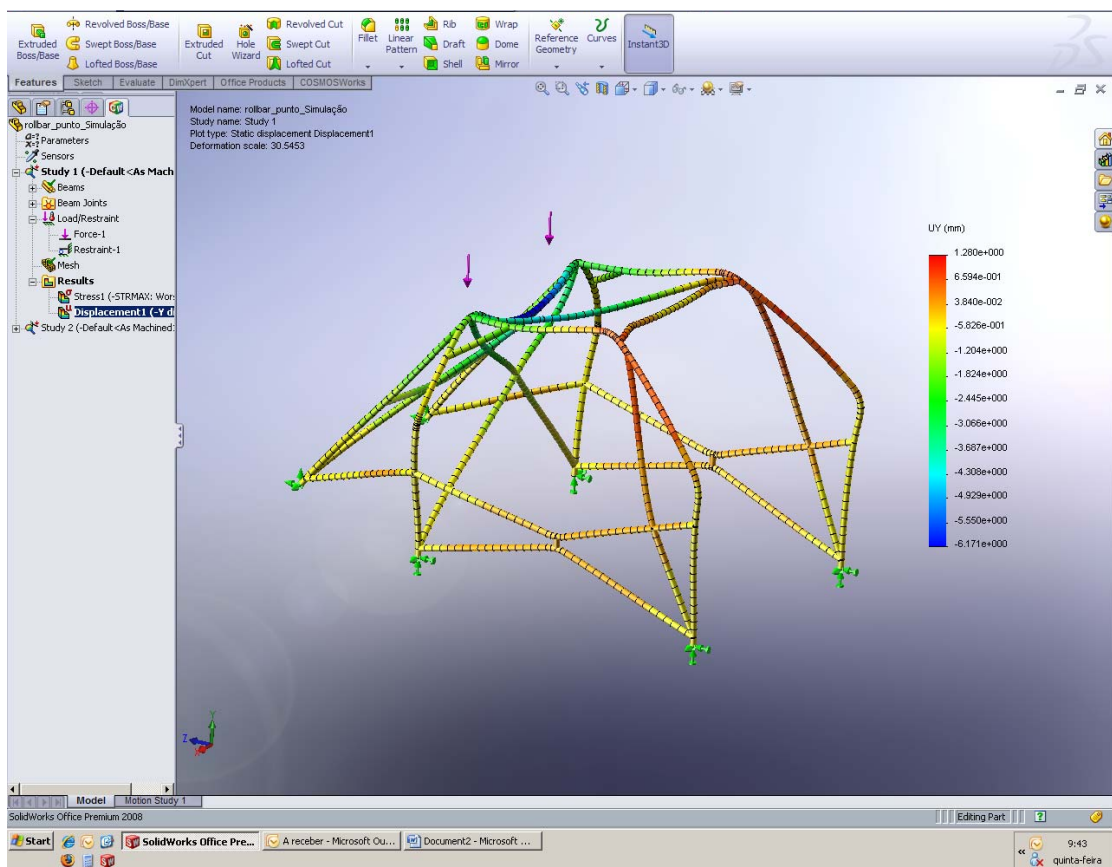


Figura 59- Deformação do arco central [21]

9.2.2 - Simulação de ensaio no Arco Frontal

Nesta segunda simulação também são visíveis elevadas tensões na Figura 60 mas devem ser igualmente descuradas. Neste ensaio a armadura foi carregada com uma força de 34,3 kN. Na Figura 62 podemos visualizar a deformação segundo a direcção da carga e neste caso a armadura de segurança deforma 3,6 mm. Nas figuras 62, 63, 64 é possível ver as deformações resultantes segundo as direcções dos eixos xx, yy, zz.

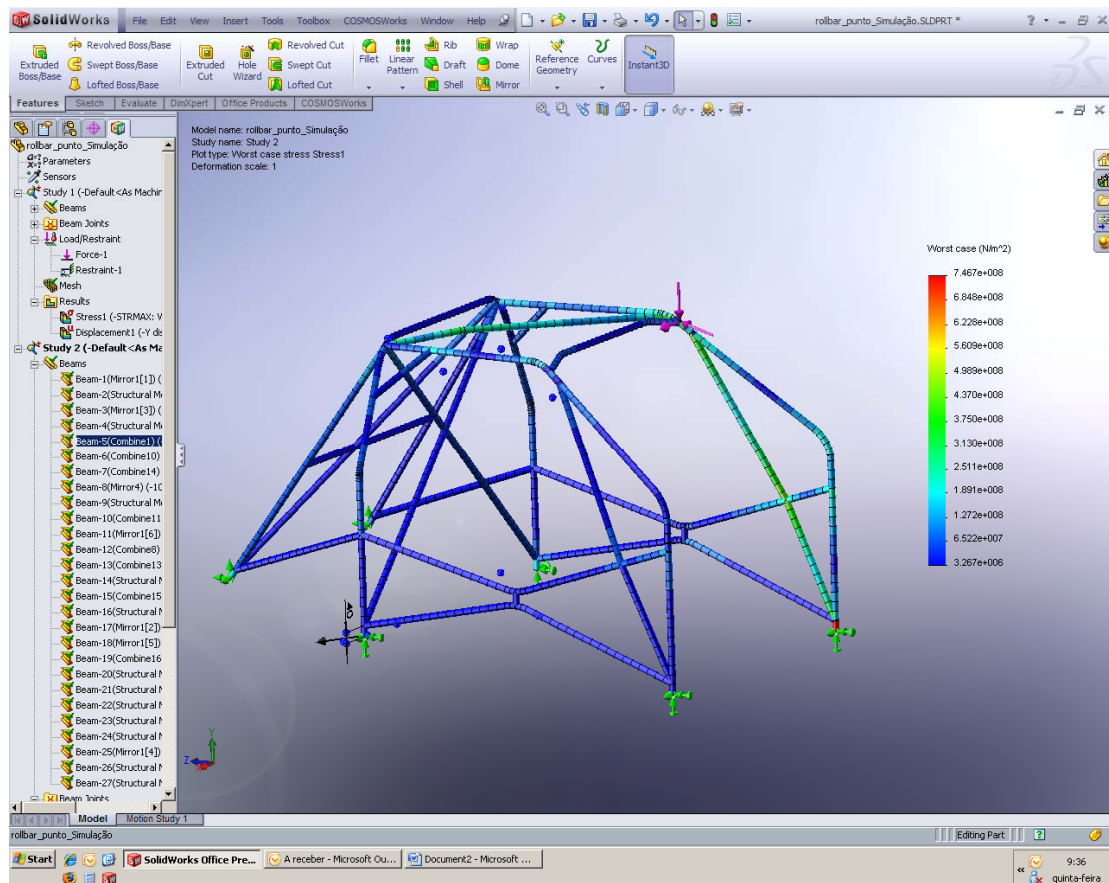


Figura 60 - Representação da carga da simulação no arco frontal [21]

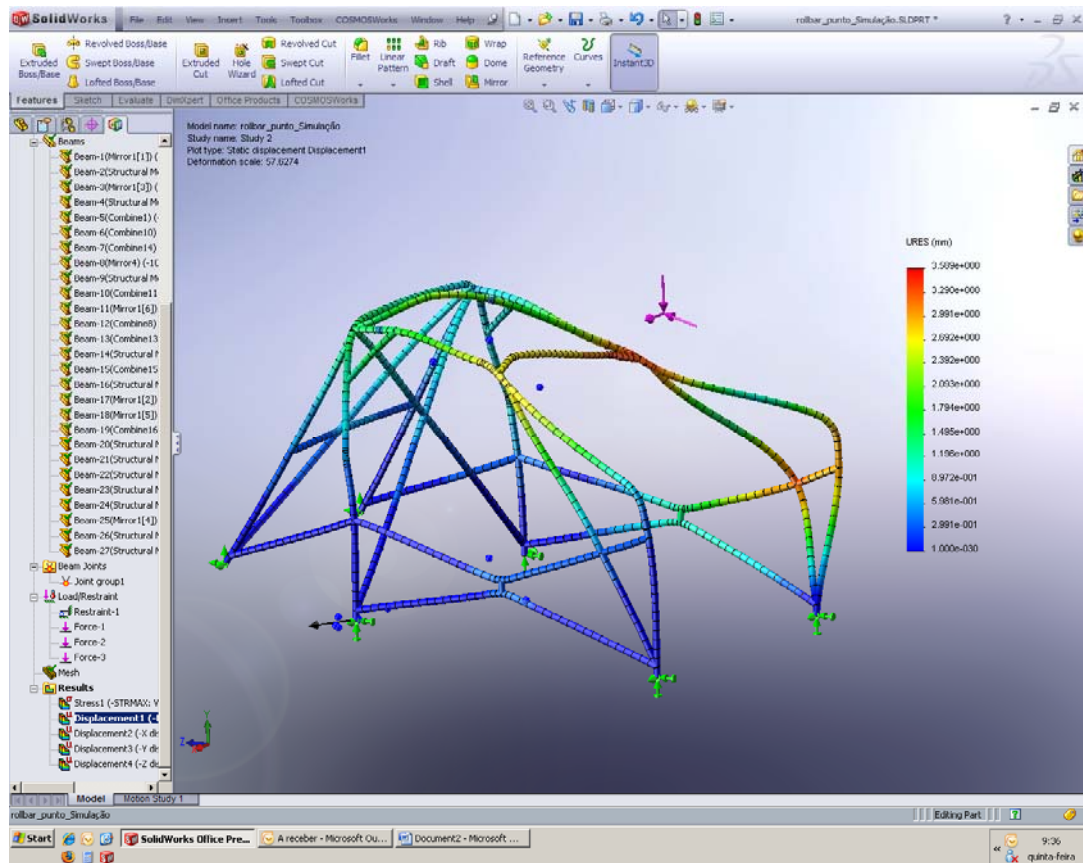


Figura 62 - Deformação em escala ampliada do arco frontal [21]

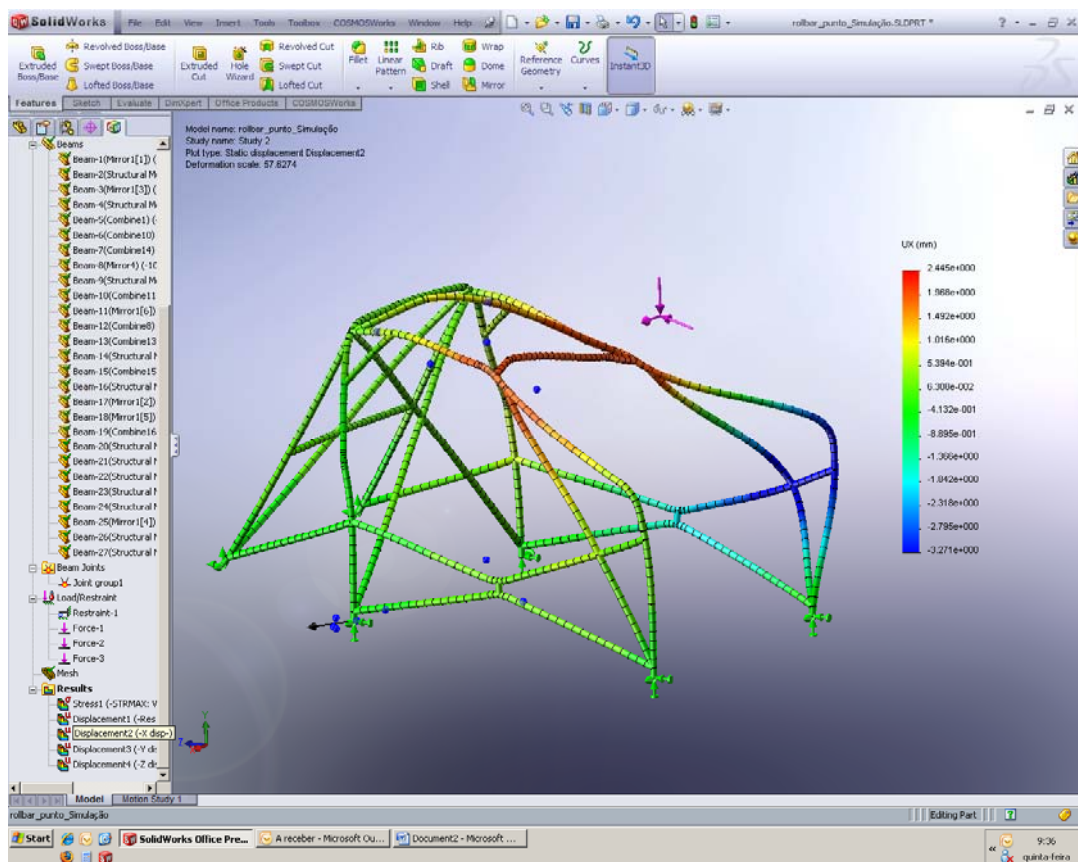


Figura 62 - Deslocamento do arco frontal no eixo dos xx [21]

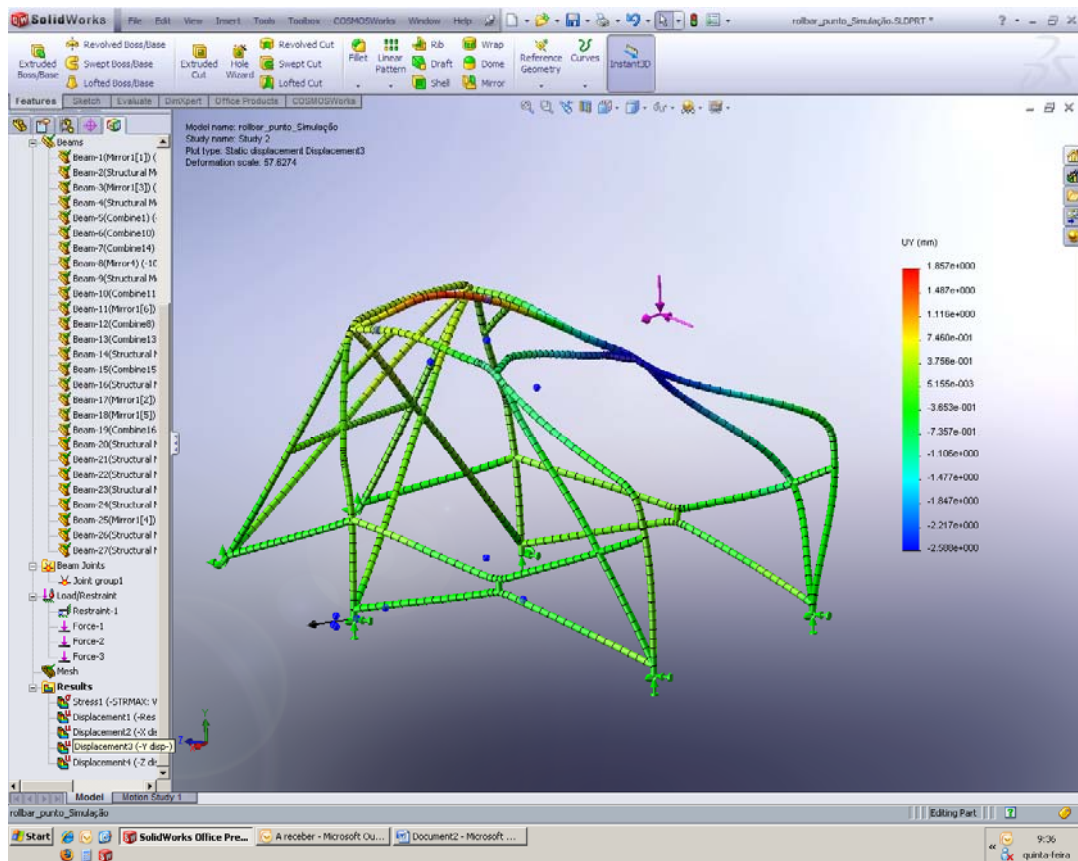


Figura 64 - Deformação do arco frontal no eixo dos yy [21]

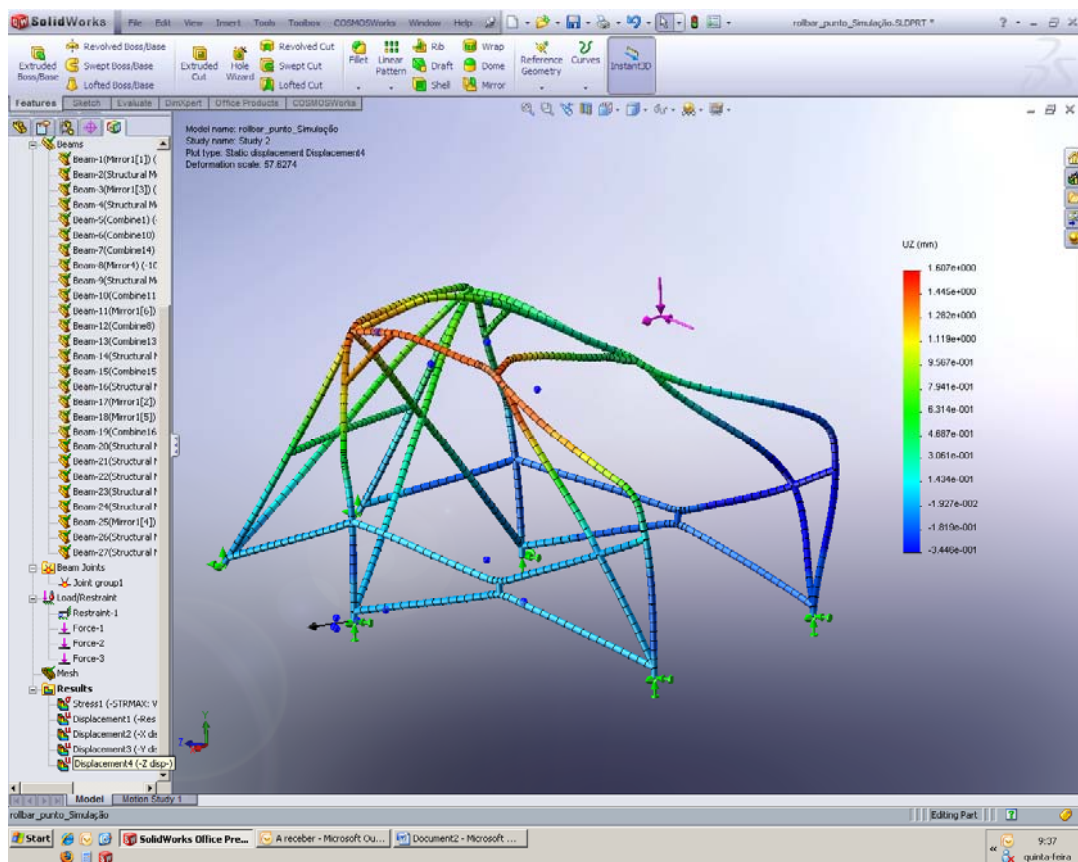


Figura 64 - Deformação do arco frontal no eixo dos zz [21]

Como é possível comprovar através dos resultados da simulação as deformações no eixo das cargas aplicadas, 50 mm para o primeiro ensaio e 100 mm para o segundo, encontram-se muito abaixo do máximo exigido.

É possível concluir que a armadura de segurança que foi construída cumpre largamente os requisitos necessários para a prática do automobilismo.

10. – Cálculo da Suspensão – Análise Inicial

O comportamento de um carro é altamente valorizado em competição automóvel. Este comportamento é ditado pela capacidade que as suspensões têm de suportar as solicitações exigidas numa condução desportiva. Quando destinada ao automobilismo, a suspensão é levada ao limite e qualquer erro no seu dimensionamento pode revelar-se desastroso para o carro e para o piloto. Posto isto o dimensionamento de uma suspensão tem de ser feito de forma meticulosa e responsável. Neste caso esta situação agrava-se visto que a suspensão dimensionada no âmbito deste trabalho irá ser utilizada por todos os carros da categoria FEUP2 do Challenge Desafio Único, na qual participarão mais de 60 pilotos.

Ao calcular uma suspensão é necessário estar familiarizado com conceitos importantes que foram abordados na revisão bibliográfica. A parte mais trabalhosa envolvida na determinação de uma suspensão prende-se com a determinação das molas e alturas a usar de forma a controlar as transferências de massa laterais em curva. A determinação das cargas a utilizar nos amortecedores é feita posteriormente ao cálculo das molas.

O trabalho envolvido no projecto de uma suspensão é um processo iterativo. Este trabalho foi dividido em sub-tarefas. Estas tarefas são:

1. Levantamento geométrico da suspensão;
2. Determinação dos Centros de Rolamento da suspensão dianteira e traseira;
3. Parâmetros de funcionamento (alavancagem, barras estabilizadoras, ancoragens das barras estabilizadoras);
4. Massas – suspensas e não suspensas;
5. Determinação do Centro de Gravidade das massas suspensas e não suspensas;
6. Resistência ao rolamento;
7. Transferência de massas;
8. Dimensionamento das molas.

O processo iterativo usado no dimensionamento de suspensões resume-se á iteração entre o dimensionamento das molas e a transferência de massas, com influência na resistência ao rolamento.

A suspensão estudada no âmbito deste projecto foi a do Fiat Punto Sport. Esta suspensão é do tipo MacPherson á frente e do tipo “semi-trailing arms” atrás.

Todo este trabalho de dimensionamento de suspensões foi efectuado em parceria com o Engº José Manuel Melo, usando uma folha de cálculo criada pelo Engº Manuel Melo e depois adaptada para o tipo de suspensão utilizado pelo Fiat Punto Sport.

A configuração da suspensão do carro aquando da sua aquisição era diferente da configuração original. Esta diferença resumia-se á alteração das molas de suspensão. As molas utilizadas de origem foram alteradas de forma a baixar o carro, aquecendo a mola e selando espiras da mesma, este procedimento foi feito á frente e atrás pelo anterior proprietário. Embora a intenção fosse apenas estética, o comportamento do carro em condução normal foi melhorado. Esta melhoria deveu-se ao aumento da rigidez das molas através da diminuição do número de espiras úteis e redução da altura de rolamento, que consequentemente afectou a altura do CG.

Mas este trabalho foi mal executado, no sentido em que não foi dada a devida atenção ao curso da suspensão e a afinação dada aos amortecedores traseiros foi exageradamente forte. Esta afinação da rigidez em demasia dos amortecedores, foi feita pelo anterior proprietário de forma a tentar aumentar a rigidez da suspensão.

Um dos efeitos obtidos ao aumentar a rigidez á compressão do amortecedor é o consequente aumento da sua rigidez á expansão. Portanto ao abordar uma curva a suspensão é mais rígida na inserção mas ao sair da curva o carro continua com a suspensão comprimida. Este comportamento leva a que haja perda de aderência total do carro o que de si é de evitar e é particularmente mais grave quando afecta as rodas motrizes. Estes erros apenas foram detectados no primeiro teste em pista efectuado com o protótipo. A alteração da suspensão levou a que a suspensão, em utilização extrema, atingisse o fim de curso logo a partir do momento da inserção em curva. O efeito deste comportamento encontra-se relatado adiante na descrição dos testes efectuados em pista.

Inicialmente foi avaliada a suspensão do carro conforme foi adquirido, e posteriormente serão apresentadas as soluções encontradas por forma a melhorar o comportamento do carro.

Em seguida será demonstrado todo o trabalho envolvido no dimensionamento das suspensões.

10.1 – Levantamento geométrico da suspensão

Este levantamento foi feito á suspensão do carro conforme foi adquirido. O levantamento que se segue reporta-se a estas condições.

10.1.1 – Suspensão Dianteira

Este trabalho envolve toda a medição dos elementos da suspensão bem como da sua disposição espacial pelo carro.

Partindo da suspensão da frente, é necessário ter um ponto de referência. Esse ponto de referência é no chão e no meio do carro, com o carro visto de frente. A partir desta referência foram tirados os seguintes pontos para ambos os lados:

- Ponto de fixação do triângulo inferior no chassis
- Ponto de fixação do triângulo inferior no cubo da roda
- Ponto de fixação do amortecedor no chassis
- Ponto de fixação do amortecedor no cubo da roda
- Ponto de contacto do pneu

A tabela 2 mostra os valores medidos em mm.

Tabela 2 – Levantamento geométrico da suspensão dianteira [22]

	Frente		Lado Direito		Lado Esquerdo	
			Tcidx	Tcidy	Tciex	Tciey
Ponto de fixação do triângulo inferior no chassis			340	162	-340	162
Ponto de fixação do triângulo Inferior no cubo da roda			Tridx	Tridy	Triex	Triey
			660	175	-660	175
Ponto de fixação do amortecedor no chassis			Acsex	Acsey	Acsex	Acsey
			542,5	770	-542,5	770
Ponto de fixação da direcção no cubo da roda			Drsex	Drsey	Drsex	Drsey
			0	0	0	0
Pontos de contacto dos pneus			lvdx	lvdy	lvex	lvey
Largura de Via:	1380		690	0	-690	0
Distância entre eixos:	2450					

10.1.2 – Suspensão Traseira

Analisando agora a suspensão traseira. O ponto de referência é no chão a meio do carro, com a traseira vista de trás. A partir desta referência foram tirados os seguintes pontos:

- Pontos de fixação interior do triângulo no chassis
- Ponto de fixação exterior do triângulo no chassis
- Ponto de referência da roda

A tabela 3 mostra os valores medidos em mm.

Tabela 3 - Levantamento geométrico da suspensão traseira [22]

Traseira		Lado Direito					
		No Chassis (Interior)			No Chassis (Exterior)		
Pontos de fixação dos triângulos		Tcidx	Tcidy	Tcidz	Tcedx	Tcedy	Tcedz
Em relação ao eixo dianteiro		390	2185	180	552,5	2150	180
Ponto de referencia na roda		Rrdx	Rrdy	Rrdz			
		672,5	2450	288,5			

Traseira		Lado Esquerdo					
		No Chassis (Interior)			No Chassis (Exterior)		
Pontos de fixação dos triângulos		Tciex	Tciy	Tciez	Tceex	Tceey	Tceez
Em relação ao eixo dianteiro		-390	2185	180	-552,5	2150	180
Ponto de referencia na roda		Rrex	Rrey	Rrez			
		-672,5	2450	288,5			

Largura de Via: 1345 mm

Diâmetro das rodas: 577 mm

A altura de rolamento do carro é sempre referida e medida neste trabalho como **Tcdy** para a frente e **Tciez** para a traseira.

10.2 – Determinação dos Centros de Rolamento da suspensão dianteira e traseira

A determinação dos Centros de Rolamento de uma suspensão pode ser feita graficamente como foi explicado aquando da introdução deste conceito. Mas neste caso foram determinados analiticamente usando a folha de cálculo atrás referida.

Antes de serem determinados os Centros de Rolamento é necessário determinar os Centros Instantâneos de Rotação para cada sistema de suspensão ligado a cada roda.

Esta determinação é feita para uma situação estática.

Usando os valores obtidos pelo levantamento geométrico podemos chegar aos seguintes valores, mantendo os pontos de referência à frente e atrás.

10.2.1 – Suspensão Dianteira

Tabela 4 - Posição dos CIR e RC da suspensão dianteira [22]

Centros Instantaneos de Rotação - Rc	Lado Direito		Lado Esquerdo	
	Rcdx	Rcdy	Rcex	Rcey
	-5680,09	-244,566	5680,09	-244,566
Centro de Rolamento - Cs	Csx	Csy		
	0	-26,4911		

Através destes valores (tabela 4) é possível afirmar que os Centros Instantâneos de Rotação de cada lado estão muito desviados em relação ao centro do carro. Este desvio é característico da suspensão MacPherson.

O Centro de Rolamento da suspensão da frente fica situado aproximadamente 27 mm abaixo do chão. Como a suspensão é simétrica a localização do Centro de Rolamento em xx é na origem do referencial criado.

Este tipo de suspensão, no que concerne à localização do seu Centro de Rolamento, é bastante sensível à variação da altura de rolamento como será demonstrado mais adiante.

10.2.2 – Suspensão Traseira

Tabela 5 - Posição dos CIR e RC da suspensão traseira [22]

Centros Instantâneos de Rotação - Rc	Lado Direito			Lado Esquerdo		
	Rchdx	Rchdy	Rchdz	Rchex	Rchey	Rchez
	840,3571	2450	288,5	-840,357	2450	288,5
Centro de Rolamento - Cs	Csx	Csy	Csz			
	0	2450	128,2449			

É possível concluir que com este tipo de suspensão os Centros Instantâneos de Rotação não estão muito afastados do centro do carro, como é típico deste tipo de suspensão.

O Centro de Rolamento da suspensão traseira encontra-se cerca de 128 mm acima do chão. Como a suspensão é simétrica a localização do Centro de Rolamento em xx é na origem do referencial criado.

Este tipo de suspensão não é tão sensível á variação de alturas de rolamento, como será comprovado mais á frente.

10.2.3 – Eixo de Rolamento

O eixo de rolamento é definido pela ligação entre os dois centros de rolamento, dianteiro e traseiro.

10.3 – Parâmetros de funcionamento

Um sistema de suspensão transmite o deslocamento, e consequentemente o esforço aplicado nas rodas aos elementos da suspensão de diferentes formas. Esta relação de transmissão pode ser determinada pela vantagem mecânica de elementos como as molas e as barras estabilizadoras. O sistema de suspensão em estudo possui molas helicoidais nas quatro rodas e barras estabilizadoras á frente e atrás. Para prosseguirmos com o estudo da suspensão é necessário determinar as alavancagens, ou vantagens mecânicas, e características destes elementos de suspensão.

Para determinar estas alavancagens é necessário definir as seguintes cotas para todos os elementos da suspensão:

- Diâmetro exterior da barra estabilizadora
- Diâmetro interior da barra estabilizadora (no caso de ser tubular)
- Comprimento da barra á torção
- Comprimento da barra á flexão
- Distância da roda ao eixo do triângulo
- Distancia da ancoragem da barra ao eixo do triângulo
- Distancia do centro da mola ao eixo do triângulo

A tabela 6 apresenta as cotas medidas e as vantagens mecânicas.

Tabela 6 - Parâmetros de funcionamento da suspensão [22]

Barras	Frente		Traseira	
Diâmetro Exterior	19	mm	17	mm
Diâmetro Interior	0	mm	0	mm
Comprimento à Torção	630	mm	905	mm
Comprimento à Flexão	190	mm	105	mm
Distância Barra/Susp.	40	mm	105	mm
Alavancagem Susp./Barra	1,5294		1	

Molas	Frente		Traseira	
Diâmetro Exterior	140	mm	115	mm
Diâmetro do Fio	13	mm	12	mm
Espiras úteis	3		4	
Alavancagem das molas	1		1,36364	

10.4 – Massas - suspensas e não suspensas

A determinação das massas suspensas e não suspensas foi feita através do uso de balanças de célula de carga. A determinação das massas não suspensas foi feita desligando a suspensão das barras estabilizadoras e retirando as molas. Depois de feito este procedimento foi pesado cada conjunto roda/suspensão de forma a determinar esta massa não suspensa. A massa suspensa foi extrapolada da massa total medida nas balanças através da subtração do somatório das massas não suspensas. Em seguida estão apresentadas as diferentes fases de construção do protótipo e a sua evolução em termos de massas suspensas, visto que a massa não suspensa não foi alterada desde que foram montadas as jantes definidas para a categoria FEUP2. As diferentes fases dividem-se em:

- 1ª Fase - Completamente equipado de origem (tabela 7);
- 2ª Fase - Interior totalmente desmontado (tabela 8);
- 3ª Fase - Pronto a competir (equipamento de segurança montado) (tabela 9);
- 3ª Fase - Pronto a competir (equipamento de segurança montado) com piloto a bordo (tabela 10);
- Massas Não Suspensas (tabela 11).

Para além das massas suspensas e não suspensas também foram determinadas as diferentes distribuições de massa com e sem piloto a bordo e o tanque de gasolina a meio.

As massas foram todas medidas em quilogramas.

Tabela 7 - Distribuição de massas - Carro Origem [22]

1ª Fase - Massas Carro Origem					
	Esquerda			Direita	
Frente	282	31,26%		292	32,37%
			Total	574	63,64%
Traseira	178	19,73%		150	16,63%
			% Traseira	328	36,36%
Total	460			442	
% Esq	51,00%		% Dir	49,00%	
Cross FE/TD		47,89%			
Cross FD/TE		52,11%			
					902

Tabela 8 - Distribuição de massas - Carro Desmontado [22]

2ª Fase - Massas Carro Interior Desmontado					
	Esquerda			Direita	
Frente	251	33,25%		261	34,57%
			Total	512	67,81%
Traseira	136	18,01%		107	14,17%
			% Traseira	243	32,19%
Total	387			368	
% Esq	51,26%		% Dir	48,74%	
Cross FE/TD		47,42%			
Cross FD/TE		52,58%			
					755

Tabela 9 - Distribuição de massas - Carro Pronto a Competir [22]

3ª Fase - Massas Carro Pronto a Competir					
	Esquerda			Direita	
Frente	267	31,30%		288	33,76%
Traseira	165	19,34%		133	15,59%
Total	432			421	
% Esq	50,64%		% Dir	49,36%	
Cross FE/TD		46,89%			
Cross FD/TE		53,11%			

Tabela 10 - Distribuição de massas - Carro Pronto a Competir com piloto a bordo [22]

3ª Fase - Massas Carro Pronto a Competir com piloto					
	Esquerda			Direita	
Frente	309	32,32%		300	31,38%
Traseira	200	20,92%		147	15,38%
Total	509			447	
% Esq	53,24%		% Dir	46,76%	
Cross FE/TD		47,70%	Piloto - 102 kg		
Cross FD/TE		52,30%			

Tabela 11 - Massas Não Suspensas [22]

Peso não suspenso por roda		
	Direita	Esquerda
Frente	37	37
Traseira	35	35

10.5 - Determinação do Centro de Gravidade das massas suspensas e não suspensas

Neste capítulo do trabalho está evidenciada a variação da posição do CG durante as três fases de construção do protótipo e a influência da inclusão do piloto nesta variação de posição. A posição do Centro de Gravidade das massas não suspensas é considerada no centro das rodas. As diferentes fases dividem-se em:

- 1ª Fase – Posição do CG Carro Origem (tabela 12)
- 2ª Fase – Posição CG Carro Desmontado (tabela 13)
- 3ª Fase – Posição CG Carro pronto a competir (equipamento de segurança montado) (tabela 14)

Tabela 12 - Posição do CG - Carro Origem [22]

1ª Fase Posição CG Carro Origem				
	Frente		Traseira	
	Esquerda	Direita	Esquerda	Direita
Peso na horizontal-kg	281	292	178	150
Peso elevado-kg	290	300	166	144
Largura de via-mm	1380		1345	
Distância entre eixos	2450	mm		
Diâmetro dos pneus	577	mm		
Altura de elevação do carro	425	mm	Elevação da Frente	
Ângulo de elevação	9,989598	º	0,174351	rad
Peso total	901	kg		
Percentagem	63,60%		36,40%	
Posição Centro de Gravidade	Longitudinal		891,8979	mm
	Transversal		694,1038	mm
	Altura		566,3794	mm

Tabela 13 - Posição do CG - Carro Desmontado [22]

2ª Fase Posição CG Carro Desmontado				
	Frente		Traseira	
	Esquerda	Direita	Esquerda	Direita
Peso na horizontal-kg	251	261	136	107
Peso elevado-kg	245	253	140	117
Largura de via-mm	1380		1345	
Distância entre eixos	2450		mm	
Diâmetro dos pneus	577		mm	
Altura de elevação do carro	425	mm	Elevação da Frente	
Ângulo de elevação	9,989598	º	0,174351	rad
Peso total	755	kg		
Porcentagem	67,81%	32,19%		
Posição Centro de Gravidade	Longitudinal		1661,457	mm
	Transversal		698,394	mm
	Altura		546,4228	mm

Tabela 14 - Posição do CG - Carro Pronto a Competir [22]

3ª Fase Posição CG Carro pronto a competir				
	Frente		Traseira	
	Esquerda	Direita	Esquerda	Direita
Peso na horizontal-kg	267	288	165	133
Peso elevado-kg	257	280	169	146
Largura de via-mm	1380		1345	
Distância entre eixos	2450		mm	
Diâmetro dos pneus	577		mm	
Altura de elevação do carro	425	mm	Elevação da Frente	
Ângulo de elevação	9,989598	º	0,174351	rad
Peso total	853	kg		
Percentagem	65,06%		34,94%	
Posição Centro de Gravidade	Longitudinal		1594,08	mm
	Transversal		690,0352	mm
	Altura		582,0162	mm

Tabela 15 - Posição do CG - Carro Pronto a Competir com piloto a bordo [22]

3ª Fase Posição CG Carro pronto a competir com piloto				
	Frente		Traseira	
	Esquerda	Direita	Esquerda	Direita
Peso na horizontal-kg	309	300	200	147
Peso elevado-kg	293	292	210	155
Largura de via-mm	1380		1345	
Distância entre eixos	2450		mm	
Diâmetro dos pneus	577		mm	
Altura de elevação do carro	425		mm	Elevação da Frente
Ângulo de elevação	9,989598	º	0,174351	rad
Peso total	956		kg	
			Piloto - 102 kg	
Porcentagem	63,70 %		36,30%	
Posição Centro de Gravidade	Longitudinal		1560,722	mm
	Transversal		725,4315	mm
	Altura		637,6901	mm

Entre a 1ª Fase e a 2ª Fase a redução na altura do CG é de 20 mm devido á exclusão de elementos mais pesados do interior do carro original, como por exemplo os bancos. Mas ao contrário do que se esperaria a altura do CG entre a 1ª Fase e a 3ª Fase não diminui. Este aumento da altura do CG deve-se principalmente á instalação da armação de segurança, que tem o seu próprio CG e este está localizado numa posição alta dentro do habitáculo. A armação de segurança ao apresentar 48,2 kg de massa permite concluir que esta possui um efeito notório na posição do CG de um carro. Em relação á 3ª Fase com e sem piloto, existe novamente um aumento da altura do CG do carro. Embora tenha sido feito um esforço por baixar a posição do condutor, através do rebaixamento do reforço transversal do carro de forma a ser possível instalar a cadeira de competição o mais baixo possível, este esforço não foi suficiente para contrariar o efeito da inclusão do piloto na posição do CG. Se o peso do piloto fosse inferior também se reflectiria na diminuição da altura do CG.

10.6 – Resistência ao Rolamento

Na análise da resistência ao rolamento da suspensão é importante considerar a resistência introduzida pelas molas, bem como a resistência introduzida pelas barras estabilizadoras. A resistência ao rolamento imposta pelos pneus não pode ser descurada. O valor típico para a rigidez de um pneu de estrada é de 250 N/mm. O somatório dos “roll stiffness” resulta na resistência ao rolamento total. Estas serão posteriormente utilizadas no cálculo das transferências de massa. Devido à configuração geométrica complexa da barra estabilizadora da frente, que leva a que seja difícil calcular a sua verdadeira rigidez, foi introduzido um coeficiente de redução de rigidez equivalente a 10% do diâmetro da barra.

Em seguida irei apresentar a tabela 16 com os resultados das resistências ao rolamento dos diferentes componentes da suspensão.

Tabela 16 - Roll Stiffness - Molas Origem Rebaixadas [22]

Molas Origem Rebaixadas				
	Frente		Traseira	
Diâmetro exterior da Barra	18,5		17	mm
Diametro Interior da Barra	0	mm	0	mm
Momento resistente	1,15E-08	m4	8,2E-09	m4
Comprimento da barra à torção	630	mm	905	mm
	0,63	m	0,905	m
Comprimento da barra á flexão	190	mm	105	mm
	0,19	m	0,105	m
Vantagem mecânica da barra	1,529412		1	
Roll Stifness Efectivo da Barra	6863,747	Nm/rad	724,8314	Nm/rad
	119,795	Nm/º	12,65069	Nm/º
Roll Stifness das molas	33590,03	Nm/rad	8321,893	Nm/rad
	586,2566	Nm/º	145,2444	Nm/º
Roll Stifness da suspensão	40453,78	Nm/rad	9046,724	Nm/rad
	706,0516	Nm/º	157,8951	Nm/º
Roll Stifness dos pneus	238050	Nm/rad	226128,1	Nm/rad
	4154,756	Nm/º	3946,68	Nm/º
Roll Stifness Total	34577,71	Nm/rad	8698,714	Nm/rad
	603,4948	Nm/º	151,8212	Nm/º
Modulo de elasticidade	8E+10	N/m2	8E+10	N/m2
Total Roll Stifness	43276,42	Nm/rad	755,316	Nm/º

Podemos concluir, da análise da resistência ao rolamento da suspensão original rebaixada, que a resistência total á frente é bastante superior á resistência total da suspensão traseira. Este facto é indicador de um comportamento teoricamente subvirador, devido ao elevado valor de “roll stiffness” da suspensão da frente que afecta a transferência de massa na traseira.

10.7 – Transferência de massas

Quando um carro descreve uma curva ocorre uma transferência de massas. A causa desta transferência de massas foi estudada anteriormente neste trabalho. Neste capítulo é possível quantificar esta transferência de massa e analisar o seu impacto no comportamento dinâmico do carro.

Para criar um padrão de estudo foi estudada a transferência de massas do carro, com as diferentes suspensões, assumindo que este viaja numa curva para a esquerda de raio 50 metros e a uma velocidade de 70 km/h. Assumindo que já se encontra num estado estável (“steady-state”) e não existem perturbações ao seu comportamento. Podemos assim prever o efeito das transferências de massa no comportamento do carro.

Em seguida irei apresentar a tabela 17 criada a partir do conceito, introduzido na revisão bibliográfica, de velocidade máxima em curva e utilizar este conceito para determinar a força centrífuga actuante sobre o carro e as suas massas.

Tabela 17 - Dados Dinâmicos [22]

Dados Dinâmicos					
Velocidade	70	km/hora	Velocidade	19,44444	m/seg
Raio curva	50	m	Aceleração	7,561728	m/seg ²
				0,771605	g
Aceleração máxima em curva				11,78759	m/seg ²
Dist. CG Eixo de Rolamento			Frente		Traseira
			592,870464	mm	509,4452
			0,60732	m	0,509445
		Frente		Traseira	Total
		°	rad	°	rad
Roll Total	1,967069	0,034332	2,0488493	0,035759	5,015253

Nesta tabela é possível visualizar a aceleração gerada numa curva bem como a aceleração máxima admitida em curva sem que o carro capote. Também é possível visualizar

a distância do CG ao eixo de rolamento e a quantidade de rolamento introduzido pelo momento causado pela acção da força centrífuga (F.C.).

Usando esta aceleração em curva é possível calcular a transferência de massas.

Por questão de simplificação dos cálculos é considerada a posição do Centro de Rolamento equivalente a um ângulo de rolamento de 0°. A transferência de massas é expressa aqui como transferência de carga em N (tabela 18).

Tabela 18 - Transferência de carga [22]

Transferência de Carga					
		Frente		Traseira	
Massa Suspensas	Não	116,9821	N	113,5384	N
Roll Centre		1621,072	N	635,5151	N
Momento F.C.		2193,246	N	566,1129	N
Total		3931,3	N	1315,166	N

Nesta primeira tabela é possível ver a influência das diferentes massas na transferência de carga total, tanto na frente como na traseira. As transferências impostas pelas massas não suspensas, pela distância do CG ao Eixo de Rolamento e pelo momento causado pela Força Centrífuga.

Tabela 19 – Distribuição da transferência de carga [22]

Distribuição da Transferência de Carga			
Total	5246,466674	N	
		Frente	Traseira
Factor de Distribuição	75,41%		24,59%
Forças nas rodas	N	N	
Direitas	6767,019		2898,852
Esquerdas	-1145,89		318,8277

Nesta tabela é possível ver a transferência de carga total, bem como o seu factor de distribuição entre a frente e a traseira do carro. Também é possível ver as forças verticais actuantes nas quatro rodas (tabela 19).

Analisando as forças nas rodas é possível concluir que o comportamento subvirador experienciado em testes e imposto pelo fabricante na fase de projecto foi concluído neste estudo. É possível retirar esta conclusão porque ao analisar as forças nas rodas da frente conclui-se que a roda da frente esquerda não está em contacto com o chão e ao analisar as forças na traseira é possível concluir que existe carga suficiente na traseira para manter a sua aderência ao asfalto.

Num carro de tracção á frente sem autoblocante é muito importante assegurar que as rodas da frente se encontram em contacto com o asfalto porque qualquer perda de tracção reflecte-se negativamente na rapidez do carro em pista. Tendo isto em conta foi determinada a velocidade máxima permitida pelo carro de forma a manter as rodas da frente firmes contra o asfalto.

Tabela 20 - Dados dinâmicos [22]

Dados Dinâmicos					
Velocidade	58	km/hora	Velocidade	16,11111	m/seg
Raio curva	50	m	Aceleração	5,191358	m/seg ²
				0,52973	g
Aceleração máxima em curva				11,78759	m/seg ²
Dist. CG Eixo de Rolamento		Frente		Traseira	
		592,870464	mm	509,4452	
	0,60732	0,59287046	m	0,509445	
	Frente		Traseira		Total
	°	rad	°	rad	°
Roll Total	2,766481	0,048284	0,70554919	0,012314	3,443125

Tabela 21 - Transferência de carga [22]

Transferência de Carga					
	Frente			Traseira	
Massa Não Suspensas	80,31181	N		77,94757	N
Roll Centre	1112,916	N		436,3006	N
Momento F.C.	1505,731	N		388,6538	N
Total	2698,958	N		902,902	N

Tabela 22 - Distribuição da transferência de carga [22]

Distribuição da Transferência de Carga			
Total	3601,859978	N	
		Frente	Traseira
Factor de Distribuição	75,41%	24,59%	
Forças nas rodas	N	N	
Direitas	5526,792	2494,473	
Esquerdas	94,33793	723,2071	

Introduzindo as tabelas anteriores (tabela 20, 21 e 22) é possível concluir que para que o carro possa ter uma força vertical de aproximadamente 94 N é necessário que a curva seja feita a uma velocidade de 58 km/h, ou seja 12 km/h mais lento.

10.8 – Dimensionamento das molas

Nesta primeira análise a resistência ao rolamento provocada pelas molas foi introduzida anteriormente. Mas será neste capítulo que será calculada a influência das molas e da resistência ao rolamento dos pneus, sendo esta última constante indiferente do tipo de molas usado, visto que é uma característica inerente ao pneu.

10.8.1 – Suspensão dianteira

Na tabela 23 encontra-se o cálculo da rigidez das molas bem como o seu “roll stiffness” resultante.

Tabela 23 - Frequências da suspensão dianteira [22]

Frequências da suspensão da frente			
Diâmetro do fio	d=	13	mm
Diâmetro médio de enrolamento da mola	D=	140	mm
Numero de espiras úteis	n=	3	
Peso suspenso à frente por roda	Psf=	255	kg
Peso não suspenso à frente por roda	Pnf=	37	kg
Vantagem mecânica da mola	b=	1	

Esquerda	244	kg
Esquerda	37	kg

Rigidez da Mola	K=	35,996158	kg/cm
	K=	35,276235	N/mm
	K=	205,86567	lb/in

Esta tabela contém o cálculo da rigidez da mola através das suas dimensões. Sabendo o diâmetro do fio, o diâmetro médio do enrolamento da mola e o nº de espiras úteis é possível determinar a rigidez da mola. O peso suspenso por roda e a sua vantagem mecânica serão utilizados adiante.

Tabela 24 - Rigidez do pneu [22]

Rigidez do Pneu			
Via dianteira	1380	mm	
Def. Pneu	0,5	cm	
Rigidez Roda	255,102	kg/cm	
Rigidez estrada	Pneu	255,102	Kg/cm

Esta tabela (tabela 24) apresenta a largura da via dianteira, a deformação do pneu, arbitrada, e a rigidez de um pneu de estrada. A rigidez do pneu e da roda são iguais, dado que a rigidez da jante não é aqui considerada. A rigidez do pneu é igual para todas as rodas.

Tabela 25 - Parâmetros dinâmicos da suspensão da frente [22]

Frequências da suspensão da Frente				
Wheel Freq.	Sprung Weight	Leverage	Sqr. Lev.	Effective CR
Hz	Kg			kg/cm
1,87289151	255	1	1	35,99615828
CPM	lbs			lbs/in
112,563469	573,0337079	1	1	205,8656693

Coil Crush	Wheel Rate	Static Defl.	Coil CR	Rate	Roll stiffness
cm	kg/cm	cm	kg/cm		kg.cm/rad
7,08408931	35,99615828	7,08408931	35,9961583		33590,03108
in	lbs/in	in	lbs/in		kg.cm/rad
2,78353214	205,8656693	2,78353214	205,865669		586,2566382

Nesta tabela (tabela 25) estão presentes vários parâmetros da suspensão, entre eles:

- Frequência da roda
- Peso Suspenso
- Alavancagem
- Alavancagem²
- Rigidez da mola efectiva
- Compressão da mola instalada
- Rigidez da roda
- Deformação estática
- Rigidez da mola
- “Roll stiffness” das molas

É importante conhecer a frequência da roda porque é através deste valor que é possível prever o desempenho da suspensão em termos de vibrações. Um valor muito superior a 200 CPM trará elevado desconforto ao piloto e irá transmitir vibrações em demasia aos restantes órgãos mecânicos. Podendo mesmo originar falhas mecânicas por fadiga.

A diferença entre a rigidez da mola e a sua rigidez efectiva está relacionada com a alavancagem que a mola possui.

A deformação estática difere da compressão da mola instalada no sentido em que a primeira é a deformação da mola quando carregada pelo peso suspenso e a compressão da mola instalada contabiliza a alavancagem nesta deformação.

10.8.2 – Suspensão traseira

Tabela 26 - Frequências suspensão traseira [22]

Frequências da suspensão de trás

Diâmetro do fio	d=	12	mm	
Diâmetro médio de enrolamento da mola	D=	115	mm	
Numero de espiras úteis	n=	4		
Peso suspenso à frente por roda	Pst=	115	kg	Esquerda
Peso não suspenso à frente por roda	Pnt=	35	kg	Esquerda
Vantagem mecânica da mola	b=	1,3636364		
Rigidez da Mola	K=	35,363853	kg/cm	
	K=	34,656576	N/mm	
	K=	202,24945	lb/in	

Tabela 27 - Parâmetros dinâmicos da suspensão traseira [22]

Frequência da suspensão de Trás				
Wheel Freq.	Sprung Weight	Leverage	Sqr. Lev.	Effective CR
Hz	Kg			kg/cm
1,817891	143	1,363636	1,859504	25,933492
CPM	lbs			lbs/in
109,25786	321,3483146	1,363636	1,859504	148,31626
Coil Crush	Wheel Rate	Static Defl.	Coil CR	Rate Roll stiffness
cm	kg/cm	cm	kg/cm	84917,275
5,514105	19,0178943	7,519234	35,36385	8321,893
in	lbs/in	in	lbs/in	139975,99
2,1666424	108,7652607	2,954512	202,2495	145,24443

A suspensão traseira é tratada da mesma forma que a suspensão da frente nas tabelas 26 e 27.

11. Cálculo da Suspensão – Alternativas Propostas

Neste capítulo estão propostas duas alternativas á suspensão original. Uma das propostas é dada por um fabricante especializado em suspensões – Eibach. E a outra foi desenvolvida pelo autor no âmbito deste projecto.

Estas propostas foram analisadas da mesma forma que a suspensão original. A única diferença reside na última proposta que foi dimensionada ao invés de ser estudada uma opção já existente.

Visto o fornecedor utilizado para a aquisição dos elementos de suspensão ser o fabricante referido anteriormente, os amortecedores irão ser iguais apenas diferindo nas cargas utilizadas. Estas suspensões têm a possibilidade de ser afinadas em altura na frente.

Em termos de aspecto final as duas propostas terão um aspecto similar.

O trabalho desenvolvido na análise das duas propostas foi igualmente dividido em sub-tarefas. Estas tarefas são:

1. Levantamento geométrico da suspensão;
2. Determinação dos Centros de Rolamento da suspensão dianteira e traseira;
3. Parâmetros de funcionamento (alavancagem, barras estabilizadoras, ancoragens das barras estabilizadoras);
4. Massas – suspensas e não suspensas;
5. Determinação do Centro de Gravidade das massas suspensas e não suspensas;
6. Resistência ao rolamento;
7. Transferência de massas;
8. Dimensionamento das molas.

Apenas serão apresentadas as tabelas retiradas da folha de Excel desenvolvida e efectuados alguns comentários.

11.1 – 1ª Opção – Kit Eibach Fábrica

11.1.1 - Levantamento geométrico da suspensão

Como esta suspensão será usada para testar os pneus a utilizar no Challenge Desafio Único FEUP2 foi necessário afinar a transferência de massas da forma mais adequada, utilizando a funcionalidade de afinação em altura dos amortecedores da frente. Como este processo foi iterativo apenas serão apresentados os valores finais, constantes nas tabelas 28 á 48.

11.1.1.1 – Suspensão dianteira

Tabela 28 - Levantamento geométrico da suspensão da frente [22]

	Frente	Lado Direito		Lado Esquerdo	
		Tcidx	Tcidy	Tciex	Tciex
Ponto de fixação do triângulo inferior no chassis		340	187	-340	187
Ponto de fixação do triângulo Inferior no cubo da roda		Tridx	Tridy	Triex	Triey
		660	175	-660	175
Ponto de fixação do amortecedor no chassis		Acscdx	Acscdy	Acsex	Acsey
		542,5	770	-542,5	770
Ponto de fixação da direcção no cubo da roda		Drscdx	Drscdy	Drsex	Drsey
		0	0	0	0
Pontos de contacto dos pneus		lvdx	lvdy	lvex	lvex
Largura de Via:	1380	690	0	-690	0
Distância entre eixos:	2450				

11.1.1.2 – Suspensão Traseira

Tabela 29 - Levantamento geométrico da suspensão traseira [22]

	Traseira	Lado Direito					
		No Chassis (Interior)			No Chassis (Exterior)		
Pontos de fixação dos triângulos		Tcidx	Tcidy	Tcidz	Tcedx	Tcedy	Tcedz
Em relação ao eixo dianteiro		390	2185	245	552,5	2150	245
		Rrdx	Rrdy	Rrdz			
Ponto de referencia na roda		672,5	2450	288,5			

Traseira Pontos de fixação dos triângulos Em relação ao eixo dianteiro Ponto de referencia na roda	Lado Esquerdo					
	No Chassis (Interior)			No Chassis (Exterior)		
	Tciex	Tciey	Tciez	Tceex	Tceey	Tceez
	-390	2185	245	-552,5	2150	245
	Rrex	Rrey	Rrez			
	-672,5	2450	288,5			

Largura de Via: 1345 mm

Diâmetro das rodas: 577 mm

11.1.2 - Determinação dos Centros de Rolamento da suspensão dianteira e traseira

11.1.2.1 – Suspensão Dianteira

Tabela 30 - Posição dos CIR e RC da suspensão da frente [22]

Centros Instantaneos de Rotação - Rc	Rcdx	Rcdy	Rcex	Rcey
	-3678,55	150,6957	3678,552	150,6957
Centro de Rolamento - Cs	Csx	Csy		
	0	23,80194		

Com esta suspensão e com esta afinação de altura o Centro de Rolamento da frente encontra-se aproximadamente 24 mm acima do chão ao contrário dos 26 mm abaixo do chão da anterior suspensão. Este novo valor também é mais interessante do ponto de vista das transferências de massa, porque aproximou o eixo de rolamento do CG. Ou seja reduziu o braço do momento provocado pela força centrífuga.

11.1.2.2 – Suspensão Traseira

Tabela 31 - Posição dos CIR e RC da suspensão traseira [22]

Centros Instantâneos de Rotação - Rc	Rchdx	Rchdy	Rchdz	Rchex	Rchey	Rchez
	840,3571	2450	288,5	-840,357	2450	288,5
Centro de Rolamento - Cs	Csx	Csy	Csz			
	0	2450	128,2449			

Como seria de esperar esta alteração da altura das molas não alterou a posição do centro de rolamento da suspensão traseira.

11.1.3 – Parâmetros de funcionamento

Tabela 32 - Parâmetros de funcionamento da suspensão [22]

Barras	Frente		Traseira	
Diâmetro Exterior	19	mm	17	mm
Diâmetro Interior	0	mm	0	mm
Comprimento à Torção	630	mm	905	mm
Comprimento à Flexão	190	mm	105	mm
Distância Barra/Susp.	40	mm	105	mm
Alavancagem Susp./Barra	1,5294		1	

Molas	Frente		Traseira	
Diâmetro Exterior	71	mm	108	mm
Diâmetro do Fio	10	mm	12	mm
Espiras úteis	4		4	
Alavancagem das molas	1		1,36364	

11.1.4 – Massas – suspensas e não suspensas

As massas não suspensas mantêm-se inalteradas em relação á versão anterior de suspensão. As alterações em termos de massas suspensas estão visíveis nas tabelas seguintes.

Tabela 33 - Distribuição de massas - Carro equipado com as molas Eibach [22]

Massas Carro Molas Eibach					
	Esquerda		Direita		Total % Frente
Frente	286	33,53%	263	30,83%	549 64,36%
					% Traseira
Traseira	168	19,70%	136	15,94%	304 35,64%
Total	454		399		853
% Esq	53,22%		% Dir	46,78%	
Cross FE/TD	49,47%				
Cross FD/TE	50,53%				

Tabela 34 - Distribuição de massas - Carro equipado com as molas Eibach e com piloto a bordo [22]

Massas Carro Molas Eibach com Piloto					
	Esquerda		Direita		Total % Frente
Frente	307	32,11%	298	31,17%	605 63,28%
					% Traseira
Traseira	192	20,08%	159	16,63%	351 36,72%
Total	499		457		956
% Esq	52,20%		% Dir	47,80%	
Cross FE/TD	48,74%				
Cross FD/TE	51,26%				

Na tabela que se segue está apresentada a distribuição de pesos ideal para o carro com o piloto a bordo.

Tabela 35 - Distribuição de massas ideal - Carro equipado com as molas Eibach e piloto a bordo [22]

Massas Carro Molas Eibach com Piloto Peso Ideal					
	Esquerda		Direita		Total % Frente
Frente	315,79	33,03%	289,21	30,25%	605 63,28%
					% Traseira
Traseira	183,21	19,16%	167,79	17,55%	351 36,72%
Total	499		457		956
% Esq	52,20%		% Dir	47,80%	
Cross FE/TD	50,58%				
Cross FD/TE	49,42%				

11.1.5 - Determinação do Centro de Gravidade das massas suspensas e não suspensas

Tabela 36 - Posição do CG - Carro equipado com molas Eibach [22]

3ª Fase Posição CG Carro pronto a competir Molas Eibach				
	Frente		Traseira	
	Esquerda	Direita	Esquerda	Direita
Peso na horizontal-kg	286	263	168	136
Peso elevado-kg	255	276	172	149
Largura de via-mm	1380		1345	
Distância entre eixos	2450		mm	
Diâmetro dos pneus	577		mm	
Altura de elevação do carro	425	mm	Elevação da Frente	
Ângulo de elevação	9,989598	º	0,174351	rad
Peso total	853	kg		
Percentagem	64,36%		35,64%	
Posição Centro de Gravidade	Longitudinal		1576,846	mm
	Transversal		688,4379	mm
	Altura		582,0162	mm

Tabela 37 - Posição do CG - Carro equipado com molas Eibach e piloto a bordo [22]

3ª Fase Posição CG Carro pronto a competir Molas Eibach com piloto				
	Frente		Traseira	
	Esquerda	Direita	Esquerda	Direita
Peso na horizontal-kg	307	298	192	159
Peso elevado-kg	291	290	202	167
Largura de via-mm	1380		1345	
Distância entre eixos	2450		mm	
Diâmetro dos pneus	577		mm	
Altura de elevação do carro	425		mm	
			Elevação da Frente	
Ângulo de elevação	9,989598	º	0,174351	rad
			Piloto - 102 kg	
Peso total	956		kg	
Percentagem	63,28%		36,72%	
Posição Centro de Gravidade	Longitudinal		1550,471	mm
	Transversal		711,1794	mm
	Altura		637,6901	mm

11.1.6 – Resistência ao rolamento

Tabela 38 - Roll Stiffness - Molas Eibach [22]

Molas Kit Eibach Fábrica				
	Frente		Traseira	
Diâmetro exterior da Barra	18,5		17	mm
Diametro Interior da Barra	0	mm	0	mm
Momento resistente	1,15E-08	m4	8,2E-09	m4
Comprimento da barra à torção	630	mm	905	mm
	0,63	m	0,905	m
Comprimento da barra á flexão	190	mm	105	mm
	0,19	m	0,105	m
Vantagem mecânica da barra	1,529412		1	
Roll Stifness Efectivo da Barra	6863,747	Nm/rad	724,8314	Nm/rad
	119,795	Nm/º	12,65069	Nm/º
Roll Stifness das molas	67625,01	Nm/rad	10047,18	Nm/rad
	1180,279	Nm/º	175,3565	Nm/º
Roll Stifness da suspensão	74488,75	Nm/rad	10772,02	Nm/rad
	1300,074	Nm/º	188,0071	Nm/º
Roll Stifness dos pneus	238050	Nm/rad	226128,1	Nm/rad
	4154,756	Nm/º	3946,68	Nm/º
Roll Stifness Total	56735,52	Nm/rad	10282,2	Nm/rad
	990,2216	Nm/º	179,4583	Nm/º
Modulo de elasticidade	8E+10	N/m2	8E+10	N/m2
Total Roll Stifness	67017,72	Nm/rad	1169,68	Nm/º

Da análise das resistências ao rolamento da frente e da traseira, é também possível notar uma diferença elevada. A frente é cerca de cinco vezes mais resistente ao rolamento do que a traseira enquanto que no caso da suspensão anterior era apenas cerca de 3 vezes e meia mais resistente.

Embora o carro teoricamente curve melhor irá continuar a apresentar um comportamento subvirador. Esta situação era previsível visto a empresa fabricante deste kit ter presente que esta suspensão seja para utilização em carros de estrada. E numa atitude responsável a suspensão foi projectada para melhorar o comportamento do carro em curva, mas mantendo as características subviradoras que são mais seguras do ponto de vista do condutor, como foi abordado anteriormente.

11.1.7 – Transferência de massas

Tabela 39 - Dados dinâmicos [22]

Dados Dinâmicos					
Velocidade	70	km/hora	Velocidade	19,44444	m/seg
Raio curva	50	m	Aceleração	7,561728	m/seg ²
				0,771605	g
Aceleração máxima em curva				11,78759	m/seg ²
		Frente	Traseira		
Dist. CG Eixo de Rolamento		592,870464	mm	509,4452	
		0,60732	m	0,509445	
		Frente	Traseira	Total	
		°	°	rad	°
Roll Total	2,154568	0,037604	0,9184703	0,01603	2,730109

Tabela 40 - Transferência de carga [22]

Transferência de Carga					
		Frente		Traseira	
Massa Não Suspensas		116,9821	N	113,5384	N
Roll Centre		1471,255	N	581,6619	N
Momento F.C.		1958,995	N	364,2683	N
Total		3547,232	N	1059,469	N

Tabela 41 - Distribuição da transferência de carga [22]

Distribuição da Transferência de Carga			
Total	4606,700921	N	
	Frente	Traseira	
Factor de Distribuição	77,45%	22,55%	
Forças nas rodas	N	N	
Direitas	6290,319	2500,346	
Esquerdas	-845,769	423,0336	

Como seria de esperar o carro continua a revelar um comportamento subvirador. Mas, no entanto, o seu comportamento melhorou. Analisando a quantidade de rolamento total, com esta suspensão é possível verificar que o ângulo de rolamento total foi reduzido para metade.

Para afirmar com certeza que o comportamento do carro melhorou é necessário verificar qual a velocidade máxima para a qual o carro terá a roda da frente esquerda em contacto com o asfalto.

Tabela 42 - Dados dinâmicos [22]

Dados Dinâmicos					
Velocidade	60	km/hora	Velocidade	16,66667	m/seg
Raio curva	50	m	Aceleração	5,555556	m/seg ²
				0,566893	g
Aceleração máxima em curva				11,78759	m/seg ²
Dist. CG Eixo de Rolamento		Frente		Traseira	
		558,214249	mm	509,4452	
		0,605959	m	0,509445	
		Frente	Traseira	Total	
		°	°	°	
		rad	rad		
Roll Total	1,582948	0,027628	0,67479451	0,011777	2,005795

Tabela 43 - Transferência de carga [22]

Transferência de Carga					
		Frente		Traseira	
Massa	Não				
Suspensas		85,94605	N	83,41594	N
Roll Centre		1080,922	N	427,3435	N
Momento F.C.		1439,262	N	267,6257	N
Total		2606,13	N	778,3851	N

Tabela 44 - Distribuição da transferência de carga [22]

Distribuição da Transferência de Carga			
Total	3384,514963	N	
		Frente	Traseira
Factor de Distribuição	77,45%	22,55%	
Forças nas rodas	N	N	
Direitas	5343,695	2224,785	
Esquerdas	100,8546	698,5955	

Para a velocidade de 60 km/h a roda da frente possui uma carga de 100 N, o que será suficiente para manter tracção. Através desta simulação é possível afirmar que o comportamento do carro melhorou. A velocidade de passagem em curva foi aumentada em 2 km/h.

A razão para esta melhoria não ser mais notória pode dever-se ao facto do factor de distribuição de massas ter aumentado na frente cerca de 2%. Embora este aumento possa parecer baixo, a verdade é que qualquer alteração na frente do carro afecta bastante o comportamento do carro, já que a diferença de massas entre a frente e a traseira do carro é significativa.

11.1.8 – Dimensionamento das molas

Mais uma vez apenas foram calculadas as molas a partir do produto já existente.

11.1.8.1 – Suspensão dianteira

Tabela 45 - Frequências da suspensão da frente [22]

Frequências da suspensão da frente				
Diâmetro do fio	d=	10	mm	
Diâmetro médio de enrolamento da mola	D=	71	mm	
Numero de espiras úteis	n=	4		
Peso suspenso à frente por roda	Psf=	251	kg	Esquerda
Peso não suspenso à frente por roda	Pnf=	37	kg	Esquerda
Vantagem mecânica da mola	b=	1		
Rigidez da Mola	K=	72,46913	kg/cm	
	K=	71,01975	N/mm	
	K=	414,4583	lb/in	

Tabela 46 - Parâmetros dinâmicos da suspensão da frente [22]

Frequências da suspensão da Frente				
Wheel Freq.	Sprung Weight	Leverage	Sqr. Lev.	Effective CR
Hz	Kg			kg/cm
2,678516392	251	1	1	72,46913339
CPM	lbs			lbs/in
160,9826805	564,0449438	1	1	414,4583022
Coil Crush	Wheel Rate	Static Defl.	Coil Rate CR	Roll stiffness
cm	kg/cm	cm	kg/cm	kg.cm/rad
3,463543557	72,46913339	3,463543557	72,46913339	67625,00664
in	lbs/in	in	lbs/in	kg.cm/rad
1,360920847	414,4583022	1,360920847	414,4583022	1180,279022

11.1.8.2 – Suspensão traseira

Tabela 47 - Frequências da suspensão traseira [22]

Frequências da suspensão de trás

Diâmetro do fio	d=	12	mm	
Diâmetro médio de enrolamento da mola	D=	108	mm	
Numero de espiras úteis	n=	4		
Peso suspenso à frente por roda	Pst=	98	kg	Esquerda
		Direita		130
Peso não suspenso à frente por roda	Pnt=	35	kg	Esquerda
				35
Vantagem mecânica da mola	b=	1,363636		
Rigidez da Mola	K=	42,69547	kg/cm	
	K=	41,84156	N/mm	
	K=	244,1797	lb/in	

Tabela 48 - Parâmetros dinâmicos da suspensão traseira [22]

Frequência da suspensão de Trás				
Wheel Freq.	Sprung Weight	Leverage	Sqr. Lev.	Effective CR
Hz	Kg			kg/cm
2,094957906	130	1,363636364	1,859504132	31,31001372
CPM	lbs			lbs/in
125,9099777	292,1348315	1,363636364	1,859504132	179,0651346
Coil Crush	Wheel Rate	Static Defl.	Coil Rate CR	Roll stiffness
cm	kg/cm	cm	kg/cm	kg.cm/rad
4,152026287	22,96067673	5,661854028	42,69547325	10047,18458
in	lbs/in	in	lbs/in	kg.cm/rad
1,631444514	131,3144321	2,224697064	244,179729	175,3564515

11.2 – 2ª Opção – Suspensão Dimensionada

O processo de dimensionamento desta suspensão teve uma componente iterativa bastante grande. Neste relatório apenas está apresentada a solução final. Os valores obtidos constam das tabelas 49 á 66.

11.2.1 - Levantamento geométrico da suspensão

11.2.1.1 – Suspensão dianteira

Tabela 49 - Levantamento geométrico da suspensão da frente [22]

	Frente	Lado Direito		Lado Esquerdo	
		Tcidx	Tcidy	Tciex	Tciey
Ponto de fixação do triângulo inferior no chassis		340	187	-340	187
Ponto de fixação do triângulo Inferior no cubo da roda		Tridx	Tridy	Triex	Triey
		660	175	-660	175
Ponto de fixação do amortecedor no chassis		Acsex	Acsey	Acsex	Acsey
		542,5	770	-542,5	770
Ponto de fixação da direcção no cubo da roda		Drsex	Drsey	Drsex	Drsey
		0	0	0	0
Pontos de contacto dos pneus		lvdx	lvdy	lvex	lvey
Largura de Via:	1380	690	0	-690	0
Distância entre eixos:	2450				

11.2.1.2 – Suspensão Traseira

Tabela 50 - Levantamento geométrico da suspensão traseira [22]

Pontos de fixação dos triângulos Em relação ao eixo dianteiro	Traseira					
	Lado Direito					
	No Chassis (Interior)			No Chassis (Exterior)		
	Tcidx	Tcidy	Tcidz	Tcedx	Tcedy	Tcedz
	390	2185	250	552,5	2150	250
Ponto de referencia na roda	Rrdx	Rrdy	Rrdz			
	672,5	2450	288,5			

Pontos de fixação dos triângulos Em relação ao eixo dianteiro	Traseira					
	Lado Esquerdo					
	No Chassis (Interior)			No Chassis (Exterior)		
	Tciex	Tciy	Tciez	Tceex	Tceey	Tceez
	-390	2185	250	-552,5	2150	250
Ponto de referencia na roda	Rrex	Rrey	Rrez			
	-672,5	2450	288,5			

Largura de Via: 1345 mm

Diâmetro das rodas: 577 mm

11.2.2 - Determinação dos Centros de Rolamento da suspensão dianteira e traseira

11.2.2.1 – Suspensão Dianteira

Tabela 51 - Posição dos CIR e RC da suspensão da frente [22]

Centros Instantaneos de Rotação - Rc	Rcdx	Rcdy	Rcex	Rcey
	-3678,55	150,6957	3678,552	150,6957
Centro de Rolamento - Cs	Csx	Csy		
	0	23,80194		

11.2.2.2 – Suspensão Traseira

Tabela 52 - Posição dos CIR e RC da suspensão traseira [22]

Centros Instantâneos de Rotação - Rc	Rchdx	Rchdy	Rchdz	Rchex	Rchey	Rchez
	840,3571	2450	288,5	-840,357	2450	288,5
Centro de Rolamento - Cs	Csx	Csy	Csz			
	0	2450	128,2449			

11.2.3 – Parâmetros de funcionamento

Tabela 53 - Parâmetros de funcionamento da suspensão [22]

Barras	Frente		Traseira	
Diâmetro Exterior	19	mm	17	mm
Diâmetro Interior	0	mm	0	mm
Comprimento à Torção	630	mm	905	mm
Comprimento à Flexão	190	mm	105	mm
Distância Barra/Susp.	40	mm	105	mm
Alavancagem Susp./Barra	1,5294		1	

Molas	Frente		Traseira	
Diâmetro Exterior	61	mm	61	mm
Diâmetro do Fio	9	mm	11	mm
Espiras úteis	7		7	
Alavancagem das molas	1		1,36364	

Estas dimensões das molas podem ser alteradas visto que apenas a sua altura livre e a sua rigidez importam no cálculo.

11.2.4 – Massas – suspensas e não suspensas

Como há apenas uma alteração na altura de rolamento da suspensão traseira de 5 mm, mantendo-se a frente á mesma altura que a opção apresentada anteriormente, as massas suspensas e não suspensas mantêm-se.

11.2.5 - Determinação do Centro de Gravidade das massas suspensas e não suspensas

Neste ponto é igualmente desnecessário apresentar resultados dado que estes são muito similares aos apresentados na proposta anterior, pelas razões descritas acima.

11.2.6 – Resistência ao rolamento

Tabela 54 - Roll Stiffness - Molas dimensionadas [22]

Molas Dimensionadas				
	Frente		Traseira	
Diâmetro exterior da Barra	18,5		17	mm
Diametro Interior da Barra	0	mm	0	mm
Momento resistente	1,15E-08	m4	8,2E-09	m4
Comprimento da barra à torção	630	mm	905	mm
	0,63	m	0,905	m
Comprimento da barra á flexão	190	mm	105	mm
	0,19	m	0,105	m
Vantagem mecânica da barra	1,529412		1	
Roll Stifness Efectivo da Barra	6863,747	Nm/rad	724,8314	Nm/rad
	119,795	Nm/º	12,65069	Nm/º
Roll Stifness das molas	39978,35	Nm/rad	31496,47	Nm/rad
	697,7538	Nm/º	549,7171	Nm/º
Roll Stifness da suspensão	46842,1	Nm/rad	32221,3	Nm/rad
	817,5488	Nm/º	562,3678	Nm/º
Roll Stifness dos pneus	238050	Nm/rad	226128,1	Nm/rad
	4154,756	Nm/º	3946,68	Nm/º
Roll Stifness Total	39140,3	Nm/rad	28202,67	Nm/rad
	683,127	Nm/º	492,2294	Nm/º
Modulo de elasticidade	8E+10	N/m2	8E+10	N/m2
Total Roll Stifness	67342,96	Nm/rad	1175,356	Nm/º

Neste caso a diferença entre as resistências ao rolamento não é tão díspar.

11.2.7 – Transferência de massas

Tabela 55 - Dados dinâmicos [22]

Dados Dinâmicos					
Velocidade	70	km/hora	Velocidade	19,44444	m/seg
Raio curva	50	m	Aceleração	7,561728	m/seg ²
				0,771605	g
Aceleração máxima em curva				11,78759	m/seg ²
		Frente		Traseira	
Dist. CG Eixo de Rolamento		558,214249	mm	509,4452	
		0,605959	m	0,509445	
		Frente		Traseira	
		°	rad	°	rad
Roll Total	3,196146	0,055783	0,73549125	0,012837	2,716045

Tabela 56 - Transferência de carga [22]

Transferência de Carga					
		Frente		Traseira	
Massa Suspensas	Não	116,9821	N	113,5384	N
Roll Centre		1471,255	N	581,6619	N
Momento F.C.		1344,495	N	993,9903	N
Total		2932,733	N	1689,191	N

Tabela 57 - Distribuição da transferência de carga [22]

Distribuição da Transferência de Carga			
Total	4621,923199	N	
	Frente		Traseira
Factor de Distribuição	64,05%		35,95%
Forças nas rodas	N		N
Direitas	5682,446		3123,442
Esquerdas	-237,896		-200,062

Apesar de a esta velocidade o carro ter as rodas levantadas, ambas apresentam cargas similares. Por outro lado podemos prever um comportamento mais neutro do que anteriormente verificado devido á melhor distribuição de massas, da qual é indicativo o factor de distribuição de carga.

Mas este comportamento não invalida o facto do carro perder tracção. Daí tentou-se outro valor para a velocidade máxima.

Tabela 58 - Dados dinâmicos [22]

Dados Dinâmicos					
Velocidade	66	km/hora	Velocidade	18,33333	m/seg
Raio curva	50	m	Aceleração	6,722222	m/seg ²
				0,685941	g
Aceleração máxima em curva				11,78759	m/seg ²
Dist. CG Eixo de Rolamento		Frente		Traseira	
		558,214249	mm	509,4452	
	0,606302	0,55821425	m	0,509445	
		Frente		Traseira	
		°	rad	°	rad
Roll Total	2,80323	0,048926	0,67133685	0,011717	2,414599

Tabela 59 - Transferência de carga [22]

Transferência de Carga					
		Frente		Traseira	
Massa Suspensas	Não	103,9947	N	100,9333	N
Roll Centre		1291,601	N	530,6931	N
Momento F.C.		1195,274	N	883,6705	N
Total		2590,87	N	1515,297	N

Tabela 60 - Distribuição da transferência de carga [22]

Distribuição da Transferência de Carga			
Total	4106,166445	N	
		Frente	Traseira
Factor de Distribuição	63,69%	36,31%	
Forças nas rodas	N	N	
Direitas	5308,193	2981,939	
Esquerdas	77,49721	0,301341	

Esta nova velocidade de 66 km/h foi a mais alta conseguida das três opções aqui analisadas. Apesar disto o carro apresenta ao contrário das outras opções um comportamento sobrevirador. Este comportamento torna-se mais divertido para o piloto e facilita a condução do carro. Com este comportamento o carro ao iniciar uma subviragem, por exagero do piloto, permite ao condutor retomar o controlo com um ligeiro toque no pedal de travão ou apenas levantando ligeiramente o acelerador. O piloto ao tomar uma destas atitudes leva a que o carro sobrevire, retomando assim a aderência da frente salvaguardando assim a capacidade de inserção em curva.

A 66 km/h o carro, admitindo que as rodas aderem nestas condições, o carro possui sobre a roda da frente esquerda uma carga de 77 N e terá a roda traseira esquerda praticamente a levantar do chão.

Para conseguir velocidades de passagem em curva superiores seria necessário aumentar a resistência ao rolamento da suspensão, aumentando assim consequentemente a frequência de funcionamento da suspensão o que deve ser evitado, dado a traseira já apresentar valores perto do limite para um carro de turismo.

11.2.8 – Dimensionamento das molas

11.2.8.1 – Suspensão dianteira

Tabela 61 - Frequências da suspensão da frente [22]

Frequências da suspensão da frente				
Diâmetro do fio	d=	9	mm	
Diâmetro médio de enrolamento da mola	D=	61	mm	
Numero de espiras úteis	n=	7		
Peso suspenso à frente por roda	Psf=	Direita 251	kg	Esquerda 230 kg
Peso não suspenso à frente por roda	Pnf=	Direita 37		Esquerda 37 kg
Vantagem mecânica da mola	b=	1		
Rigidez da Mola	K=	42,84208	kg/cm	
	K=	41,98524	N/mm	
	K=	245,0182	lb/in	

Tabela 62 - Parâmetros dinâmicos da suspensão da frente [22]

Frequências da suspensão da Frente				
Wheel Freq.	Sprung Weight	Leverage	Sqr. Lev.	Effective CR
Hz	Kg			kg/cm
2,059458636	251	1	1	42,84208496
CPM	lbs			lbs/in
123,7764206	564,0449438	1	1	245,0182162
Coil Crush	Wheel Rate	Static Defl.	Coil Rate CR	Roll stiffness
cm	kg/cm	cm	kg/cm	kg.cm/rad
5,858725136	42,84208496	5,858725136	42,84208496	39978,34863 Nm/rad
in	lbs/in	in	lbs/in	kg.cm/rad
2,302053098	245,0182162	2,302053098	245,0182162	697,7538131 Nm/°

11.2.8.2 – Suspensão traseira

Tabela 63 - Frequências da suspensão traseira [22]

Frequências da suspensão de trás				
Diâmetro do fio	d=	11	mm	
Diâmetro médio de enrolamento da mola	D=	61	mm	
Numero de espiras úteis	n=	5		
Peso suspenso à frente por roda	Pst=	98	kg	Esquerda 130 kg
Peso não suspenso à frente por roda	Pnt=	35	kg	Esquerda 35 kg
Vantagem mecânica da mola	b=	1,363636		
Rigidez da Mola	K=	133,8441	kg/cm	
	K=	131,1672	N/mm	
	K=	765,4681	lb/in	

Tabela 64 - Parâmetros dinâmicos da suspensão traseira [22]

Frequência da suspensão de Trás				
Wheel Freq.	Sprung Weight	Leverage	Sqr. Lev.	Effective CR
Hz	Kg			kg/cm
3,709232476	130	1,363636364	1,859504132	98,15236371
CPM	lbs			lbs/in
222,9301969	292,1348315	1,363636364	1,859504132	561,3432936
Coil Crush	Wheel Rate	Static Defl.	Coil Rate CR	Roll stiffness
cm	kg/cm	cm	kg/cm	321392,5535 kg.cm/rad
1,324471415	71,97840005	1,806097383	133,8441323	31496,47025 Nm/rad
in	lbs/in	in	lbs/in	529777,2449 kg.cm/rad
0,520420988	411,6517486	0,709664984	765,4681276	549,7171086 Nm/°

Tendo em conta que esta suspensão se destina a um carro de turismo, é válido dizer que com frequências de suspensão muito superiores à obtida na suspensão traseira a afinação tornar-se-ia exagerada. Se fosse analisada a suspensão de um Fórmula 1 iríamos encontrar uma frequência de suspensão da ordem dos 500 CPM.

Para além deste cálculo foram igualmente determinadas as características pretendidas para este conjunto de molas, de forma a fazer o pedido de fabricação correcto à Eibach. Para determinar a altura livre das molas a pedir foi preciso primeiro determinar todos os parâmetros das molas originais rebaixadas.

Tabela 65 - Características das molas originais rebaixadas [22]

Molas Punto Origem Rebaixadas				
	Frente		Traseira	
Altura da mola livre (mm)	220		210	
Diâmetro do fio (mm)	13		12	
Diâmetro médio de enrolamento da mola (mm)	140		115	
Numero de espiras úteis	3		4	
Peso suspenso à frente por roda (kg)	Direita	Esquerda	Direita	Esquerda
	251	230	98	130
Peso não suspenso à frente por roda (kg)	Direita	Esquerda	Direita	Esquerda
	37	37	35	35
Vantagem mecânica da mola - b	1		1,363636364	
Rigidez da Mola - K - (N/mm)	35,99615828		35,36385305	
Coil Crush (mm)	69,72966338		50,12822756	
Altura ao solo no eixo do braço (mm)	162		220	
Altura da mola instalada (mm)	150,2703366		159,8717724	

Tabela 66 - Características das molas dimensionadas [22]

Determinação da altura das molas a pedir				
	Frente		Traseira	
Altura ao solo do pivot do braço (mm)	187		250	
Vantagem mecânica da mola - b	1		1,363636364	
Rigidez da mola - K - (N/mm)	41,98524326		131,1672497	
	Direita	Esquerda	Direita	Esquerda
Peso suspenso (kg)	251	230	98	130
Coil Crush (cm)	59,78290955		13,51501443	
Diferença de altura do pivot do braço (mm)	25		30	
Diferença de altura da mola (mm)	44,72966338		20,12822756	
Altura da mola a pedir instalada (mm)	175,2703366		189,8717724	
Altura livre das molas a pedir (mm)	235,0532462		203,3867869	

11.3 – Amortecedores

Como para esta competição é pretendido um baixo custo não é permitida aos concorrentes a escolha do amortecedor. Ao escolherem amortecedores diferentes poderia surgir a disparidade de performances tão evitada pela organização do Challenge Desafio Único. Mas evitando a restrição total da afinação do amortecimento da suspensão, optou-se pela imposição dos amortecedores mas sugerindo cargas a utilizar. A alteração destas cargas foi deixada ao critério dos concorrentes.

Os amortecedores escolhidos são parte integrante do kit vendido pela KW, parceiro da Eibach na produção de suspensões. Estes amortecedores são ambos de funcionamento a gás, o que lhes confere boas performances quando solicitados durante um período longo. Os amortecedores da frente possuem afinação em altura com um curso de afinação de 40 mm. Os amortecedores traseiros não possuem qualquer tipo de afinação em altura.

As cargas de amortecimento destes amortecedores apenas podem ser alteradas através da troca das cargas internas aos amortecedores.

O dimensionamento de amortecedores implica um estudo detalhado da solicitação e velocidades resultantes do uso da suspensão em pista através do estudo das vibrações impostas á suspensão bem como o estudo da função solicitação imposta ás rodas. Sendo este estudo demasiado extenso e complexo foi feita uma aproximação á força de amortecimento necessária para este carro.

Para abordar este problema do ponto de vista das vibrações e ruído implicados primeiro é necessário definir qual o tipo de amortecimento que é necessário impor ao movimento. Um movimento oscilatório pode ser não amortecido, sub-amortecido (ou sub-crítico), sobre-amortecido (ou supra-crítico) ou ter amortecimento crítico. O amortecimento que interessa aplicar neste caso é o amortecimento crítico.

Com amortecimento crítico o movimento não é vibratório, retomando a sua posição de equilíbrio no menor tempo possível, sem oscilar.

Na Figura 65 é possível ver o comportamento de um movimento vibratório quando é submetido aos três tipos de amortecimento falados anteriormente. Nesta figura é relacionado o tempo de estabilização com a amplitude do movimento.

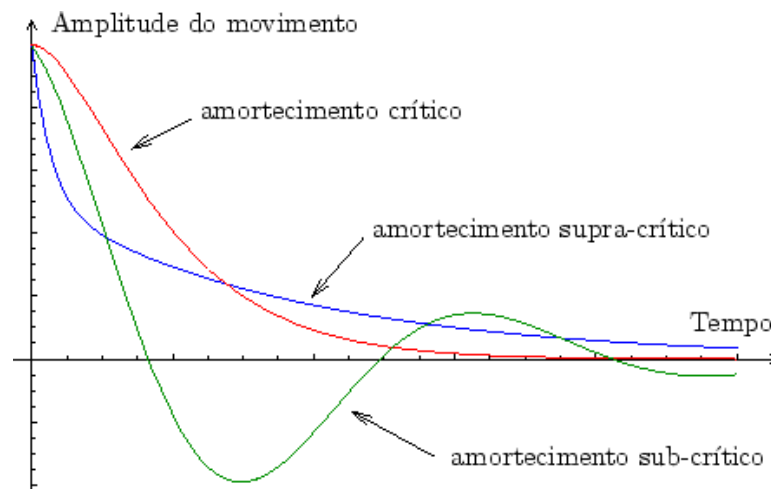


Figura 65 - Gráfico dos tipos de amortecimento [23]

Após definir o tipo de amortecimento pretendido foi necessário calculá-lo. Para este cálculo foi usada a fórmula do amortecimento crítico e da frequência natural de vibração.

$$C_{cr} = 2 \times m \times \varpi_n \qquad \varpi_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Ao introduzir nestas fórmulas a rigidez da suspensão e a massa suspensa por roda, foi possível chegar aos valores expressos na seguinte tabela para uma velocidade de teste de 250 mm/s.

Tabela 67 - Dimensionamento dos amortecedores [22]

Dimensionamento dos amortecedores					
Pesos Suspensos por Roda (em kg)					
	Esquerda		Direita		Média
Frente	230		251		240,5
Traseira	130		98		114
Valores a sugerir					
Frente K=42 N/mm			Traseira K=131 N/mm		
$\omega_n=$	0,417895	Hz	$\omega_n=$	1,07197	Hz
$C_{cr}=$	201,0075	N.s/m	$C_{cr}=$	244,409	N.s/m
Velocidade	0,25	m/s	Velocidade	0,25	m/s
Compressão	50	N	Compressão	61	N
Extensão	50	N	Extensão	61	N

Estas cargas são as sugeridas para o uso nestes amortecedores quando forem usadas estas molas de suspensão.

12. – Testes em pista

Ao efectuar qualquer trabalho de desenvolvimento num carro de corridas é necessário comprovar os resultados numa pista.

A pista seleccionada para estes testes foi a pista de Braga, podemos ver na Figura 66 uma vista aérea da pista. Esta pista foi escolhida por diversos factores, entre eles:

- Proximidade da FEUP (cerca de 40 km)
- Pista muito exigente em termos dinâmicos
- Acordo prévio para facilitar testes do Challenge Desafio Único



Figura 66 - Vista aérea da pista de Braga [24]

O teste das suspensões, dos pneus e das soluções para o escape a utilizar na categoria FEUP2 do Challenge Desafio Único implicaram vários dias de testes.

Para testar as suspensões e os pneus foi necessário fazer várias incursões á pista. Mas como as modificações necessárias não foram possíveis efectuar na pista, foi necessário testar em diferentes dias. Este facto poderá ter introduzido erros nos testes, dado que as condições em pista nunca foram exactamente iguais de dia para dia.

12.1 - Teste 1

No primeiro dia de testes foi utilizada a suspensão original rebaixada e pneus UniRoyal Rallye 550 195/50 R15 (Figura 67). Este pneu é um pneu de estrada projectado para carros de turismo, com boas performances em condições de chuva. Foram testadas duas pressões diferentes, visto ainda não ter sido adquirido um pirómetro na altura do teste o que impossibilitou a afinação da pressão dos pneus. O registo deste teste foi feito nas tabelas 67 e 68.

Tabela 68 - Teste em pista Condições - 1 [22]

Teste 1							
Pista:	Braga	Dia:	18-12-2008	Hora:	16:00	Temp. Atm.:	
Condição Meteorológica:			Sol		Temp. Pista:		
Suspensão Utilizada:		Original Rebaixada					
Pneu Testado:		Uniroyal Rallye 550					
Medida:		195/50 R15					
Pressão Inicial:	Pneus	Frente		Traseira			
Medido a frio	Pressão 1						
	38	psi	39	psi			
	2,6	bar	2,7	bar			
	Pressão 2						
	41	psi	40	psi			
	2.8	bar	2.75	bar			

Tabela 69 - Teste em pista Laptimes - 1 [22]

Nº Volta	Tempo por Volta	Observações
1	1.45,51	Pressão 1
2	1.45,19	
3	1.44,28	
4	1.44,29	
5	1.45,59	
6	1.43,93	
7	1.44,27	
8	1.44,30	
9	1.44,34	
10	3.58,23	Boxe
11	1.44,44	Pressão 2
12	1.44,56	
13	1.44,00	
14	1.44,44	
15	1.44,17	
16	1.44,24	
17	1.45,35	

Durante a primeira fase deste teste, embora o carro rodasse em tempos regulares, o seu comportamento era altamente subvirador em todas as zonas de uma curva. Na tentativa de controlar esse comportamento foi testado outra pressão de pneus. Esta tentativa acabou por se revelar infrutífera dado que o carro continuou a ter um comportamento exageradamente

subvirador. A sessão de testes terminou á 17ª volta devido á avançada degradação dos pneus da frente.

Esta degradação prematura deveu-se principalmente ao comportamento violentamente subvirador do carro.



Figura 67 - Pneu Uniroyal Rallye 550 [25]

12.2 – Teste 2

Ao receber as suspensões enviadas pela KW foi necessário testá-las em pista. Este teste das suspensões foi necessário, primeiro para verificar o seu comportamento em situação de competição, e para validar as previsões sobre o comportamento do carro retiradas dos resultados obtidos pelos cálculos anteriores. Esta incursão em pista foi igualmente aproveitada para testar os diferentes pneus propostos para equipar os Fiat Punto Sport da categoria FEUP2.

Este teste foi feito com os pneus semi-slick Michelin TE00 (Figura 68). Este pneu é um pneu de competição utilizado principalmente em ralis de asfalto.

O registo deste teste foi feito nas tabelas 69 e 70.

Em comparação com os tempos por volta medidos no teste anterior, estes pneus revelaram-se mais rápidos. Esta conclusão não é válida já que a suspensão do veículo foi alterada entre testes, o que introduziu diferenças no desempenho do carro.

Figura 68 – Pneu Michelin TE00 [27]



Neste teste o carro revelou um comportamento dinâmico superior, embora continuasse, conforme previsto teoricamente, a apresentar um comportamento subvirador, embora muito menos violento.

Os pneus Michelin aguentaram 21 voltas. Este desgaste prematuro deveu-se ao desalinhamento da direcção originado pela desafinação da posição de “camber” dos amortecedores frontais. No entanto foi possível concluir que estes pneus também se revelaram incapazes de suportar o esforço necessário para a sua escolha.

Tabela 70 - Teste 2 condições

Teste 2							
Pista:	Braga	Dia:	08-02-2009	Hora:	15:00	Temp. Atm.:	10°C
Condições Meteorológicas:			Sol		Temp. Pista:	13°C	
Suspensão Utilizada:		Kit Eibach					
Pneu Testado:		Michelin TE00					
Medida:		195/50 R15					
Pressão Pneus Inicial:		Frente		Traseira			
Medido a frio		Pressão 1					
		23	psi	25	psi		
		1.6	bar	1.7	bar		

Tabela 71 - Tempos por volta

Nº Volta	Tempo por Volta	Observações
1	1.46,13	Pressão 1
2	1.45,32	
3	1.43,45	
4	1.43,36	
5	1.42,97	
6	1.42,80	
7	1.43,23	
8	3.45,30	
9	1.44,32	
10	1.43,19	
11	1.42,81	
12	15.33,18	Troca dos pneus da frente para trás
13	1.43,76	
14	1.44,11	
15	1.43,84	

16	1.43,69	
17	1.42,78	
18	1.43,05	
19	1.43.23	
20	1.43.98	
21	1.45.90	Desalinhamento da direcção, fim de teste

12.3 – Teste 3

Este terceiro teste foi feito de forma a ser possível experimentar o comportamento em pista do carro equipado com os pneus Hankook Ventus RS -2 (Figura 69). Este pneu é desenvolvido a partir de um pneu de competição, com a particularidade de ser homologado para uso em estrada.

O registo deste teste foi feito nas tabelas em anexo (Anexo D).

Estando solucionado o problema relativo á desafinação do camber, foi possível testar exaustivamente estes pneus.

Foi possível concluir que estes pneus são capazes de suportar os requisitos necessários á sua utilização em competição.

A duração do teste a estes pneus foi equivalente ao tempo de sete corridas do Challenge Desafio Único.

No fim do teste os pneus revelaram degradação porém não exagerada. Esta situação pode ser concluída através da análise dos tempos por volta. Nas últimas voltas em que o pneu começou a apresentar degradação evidente, os tempos por volta apenas pioraram um segundo.



Figura 69 - Pneu Hankook Ventus RS-2 [26]

13. – Regulamento Desportivo

O regulamento desportivo foi elaborado em parceria com os elementos da organização do Desafio Único, tendo como base o regulamento do ano transacto.

O Regulamento Desportivo do Challenge Desafio Único 2009 encontra-se em anexo (Anexo B). Os artigos novos ou alterados mais relevantes são referidos a seguir.

- Artigo 2 – A alteração deste artigo deve-se á criação de um novo calendário desportivo;
- Artigo 3 – Foi alterada a composição dos elementos da Comissão Organizadora;
- Artigo 4.2 – Os valores para as inscrições na categoria FEUP1 foram alterados e criaram-se novos valores para a categoria FEUP2;
- Artigo 4.4 – Foram introduzidos valores para penalizar concorrentes que faltem ás provas. Esta penalização devesse ao facto de existirem concorrentes em lista de espera para participar, e ser do interesse da organização ter o maior número de participantes possível;
- Artigo 7 – Introduz o Fiat Punto Sport nas viaturas admitidas no Challenge Desafio Único categoria FEUP2;
- Artigo 11.1 – A alteração da fórmula da prova em relação a 2008 foi a realização de duas mangas não consecutivas;
- Artigo 11.3 – A inversão de grelha na categoria FEUP2 abrange apenas os doze primeiros classificados da primeira manga. Outra alteração importante, afectando esta as duas categorias, é a possibilidade de efectuar reparações entre mangas de prova;
- Artigo 11.4 – A partida para a categoria FEUP2 será parada na primeira manga e lançada na segunda manga;
- Artigo 12 – Foi atribuída uma pontuação por manga que somada irá atribuir uma classificação geral absoluta, ao contrário do que acontecia nos anos anteriores em que a classificação geral absoluta era atribuída pelo somatório dos tempos de prova;
- Artigo 14 – Este regulamento contempla pontuações por pilotos e por equipas, permitindo ás equipas alterar os seus pilotos mas mantendo aberta a hipótese de pontuarem como equipa;
- Artigo 20 – Neste artigo foi rectificada a situação que obrigaria aos pilotos a sua presença na altura das verificações administrativas, o que poderia causar grande transtorno a estes visto algumas verificações administrativas serem feitas á sexta-feira;

- Artigo 22 – É fortemente recomendado o uso do sistema de retenção de pescoço e cabeça, “HANS”, na categoria FEUP1 e obrigatório o seu uso na categoria FEUP2;
- Artigo 25 – Este novo artigo visa impor um combustível único aos concorrentes de forma a possibilitar a verificação deste combustível;
- Artigo 26 – A introdução de regulamentação para os direitos de imagem visa a existência de logótipos referentes a esta competição em todas as formas de comunicação social, seja por fotografia, reportagens de vídeo ou artigos de imprensa;
- Artigo 27 – Ao introduzir desvantagem de peso é o objectivo da organização aproximar os andamentos dos carros participantes através da inclusão de lastro nas primeiras quatro viaturas classificadas na categoria FEUP1 e nas três primeiras classificadas na categoria FEUP2, sendo retirado lastro às viaturas classificadas a partir do sexto lugar até ao último.

14. – Regulamento Técnico

O regulamento técnico foi elaborado em parceria com o Prof. Ferreira Duarte e com o Engº Sérgio Moreira, tendo como base o regulamento técnico utilizado no Desafio Único FEUP1. Neste regulamento o trabalho foi bastante mais extenso visto tratar-se de um carro completamente distinto do Fiat Uno e visto existir grande dificuldade na tentativa de restringir a performance e desigualdade entre os carros da competição através da sua regulamentação.

O Regulamento Técnico do Challenge Desafio Único 2009 encontra-se em anexo (Anexo C). Os artigos novos ou alterados são referidos a seguir.

Parte A – Categoria FEUP1

- Artigo A4 – Foi introduzido um peso mínimo do carro com e sem piloto a bordo. No artigo A4.6 encontra-se descrita as condições em que uma viatura será lastrada;
- Artigo A6 – Permitiu-se a equilibragem de elementos como a cambota e do volante de motor;
- Artigo A6.8 - Foi tornado obrigatório o uso da junta da cabeça original Fiat e regulamentada a localização dos freios dos chapéus de válvula relativamente á válvula;

- Artigo A6.8.6 – O uso de polias de comando de árvore de cames foi restringido a apenas duas referências;
- Artigo A8.2 - O comprimento livre mínimo das molas da frente e de trás foi imposto e é de, respectivamente, 190 mm e 110 mm;
- Artigo A9.1 – As jantes forma tornadas obrigatórias e da marca DOTZ modelo Imola 5” x 13”;
- Artigo A9.2 – Foram introduzidas alterações á regulamentação dos pneus de forma a limitar o uso dos pneus;
- Artigo A11.1 – Os discos de travão dianteiros têm de ser de origem Fiat;

Parte B – Categoria FEUP2

- Artigo B4 – Foi introduzida regulamentação para peso mínimo do carro com e sem piloto a bordo. As condições e situações segundo as quais serão efectuadas as pesagens também foram regulamentadas;
- Artigo B6 – A equilibragem da cambota e do volante de motor foi permitida;
- Artigo B6.2 – A ignição foi regulamentada impondo que os actuadores, sensores e cablagem fossem originais Fiat. A centralina de comando da injeção será imposta e fornecida pela organização;
- Artigo B6.5 – A injeção está limitada através da imposição de que todos os seus sensores e/ou actuadores sejam originais Fiat. Foi imposta a instalação de uma derivação na linha de pressão da régua de injeção de forma a possibilitar a verificação da pressão de injeção;
- Artigo B6.6 – A admissão foi imposta até á borboleta usando uma admissão fornecida pela Organização do Challenge Desafio Único e fabricada pela empresa MEKK;
- Artigo B6.7 – Foi regulamentada a lubrificação através dos parâmetros de origem;
- Artigo B6.8.1 – A junta de cabeça do motor terá de ser original Fiat. As válvulas, chapéus, freios anilhas e molas terão de ser originais Fiat. As touches terão de ser originais Fiat. Foram também regulados os ângulos e dimensões das guias de válvulas;

- Artigo B6.8.3 até B6.8.6 – Os elementos tais como pistões, bielas e cambota bem como a distribuição estão regulamentadas pelas dimensões originais Fiat e pela Ficha Técnica;
- Artigo B6.8.4 – O colector de escape tem de ser o original e a restante linha de escape será fornecida pela Comissão Organizadora do Challenge Desafio Único e fabricado por empresa a definir;
- Artigo B7 – Os rapports de caixa e diferencial encontram-se regulamentados;
- Artigo B8.1 e B8.2 – Os amortecedores e molas de suspensão serão fornecidos pela Comissão Organizadora do Challenge Desafio Único;
- Artigo B8.4 – A afinação máxima de camber no eixo da frente será de 5°;
- Artigo B9.1 – As jantes a utilizar serão as Eagle, modelo 007, 6,5” x 15”. Estas jantes serão fornecidas pela Comissão Organizadora do Challenge Desafio Único;
- Artigo B9.3 – Os pneus serão regulamentados da mesma forma que na categoria FEUP1;
- Artigo B11.1 – Os travões de disco da frente terão de ser os originais Fiat;
- Artigo B12 – A única diferença para a categoria FEUP1 é a proibição de reforços por meios de cordões de soldadura;
- Artigo B13.1 – A cablagem tem de ser a original;
- Artigo B16 – A selagem será efectuada (por exemplo, através de furos nas cabeças dos parafusos ou nas peças) nas seguintes peças:
 - Bloco do motor/caixa de velocidades
 - Bloco do motor/cabeça dos cilindros
 - Bloco do motor/cárter
 - Cablagem da centralina à centralina
 - Centralina à carroçaria.

15. – Ficha Técnica

A ficha técnica foi elaborada de raiz, dado não existir nos arquivos da FIA uma ficha de homologação quer para este carro quer para este motor. Esta ficha técnica tem como objectivo principal ser um objecto de consulta para os preparadores dos automóveis desta competição, visto que contém as especificações técnicas de todos os elementos montados no Fiat Punto Sport. Este documento funciona como um regulador do nível de preparação dos carros, dado que condiciona as operações de: optimização do motor através da maquinaria dos seus componentes, optimização da injeção através dos seus componentes actuadores e sensores, alteração de componentes da caixa de velocidades, alteração de elementos da suspensão, entre outros componentes.

Até á data de conclusão deste trabalho a Ficha Técnica do Fiat Punto Sport (Challenge Desafio Único, categoria FEUP2) não ficou concluída.

16. - Discussão dos resultados obtidos

Ao não ser possível efectuar os testes referidos anteriormente ficaram por validar as conclusões retiradas através do cálculo teórico das suspensões.

A validade do dimensionamento das suspensões poderá ser posta em causa por algum erro de cálculo que possa ter surgido ou por alguma medição que não esteja totalmente correcta.

Uma parte importante do dimensionamento da suspensão envolve a medição das massas do carro. O facto de ter sido usada uma balança não calibrada pode ter introduzido erros nas medições, daí a necessidade de efectuar os testes em pista para confirmar os resultados obtidos.

A definição do escape e pneus também não se verificou devido á impossibilidade de testar estes elementos em tempo útil.

Todos os resultados aqui apresentados acerca do dimensionamento das suspensões são considerados como apenas indicativos, já que cada piloto pode preferir um tipo de comportamento em particular.

A suspensão foi dimensionada tendo como pressuposto que o carro estaria em “steady-state”. Esta assunção introduz diferenças no resultado final relativamente a um estudo mais complexo relacionado com a situação de “unsteady-state”. Para a análise correcta do comportamento do carro nesta última situação seria necessário testá-lo em bancos de ensaio

de suspensão. Estes equipamentos são de avançada tecnologia e apenas estão disponíveis para alguns construtores de automóveis e algumas equipas de Fórmula 1.

17. – Conclusões

No caso do dimensionamento desta suspensão o trabalho envolveu um processo iterativo em todos os pontos do dimensionamento.

Foi necessário ter em conta as posições do Centro do Rolamento e do CG na determinação da altura das molas. Ao dimensionar as molas foi necessário tomar em conta a frequência e consequentemente o “roll stiffness”. A primeira para prevenir um excesso de transmissão de vibração ao carro. E a segunda para controlar as transferências de massa.

Na tentativa de conferir ao carro um comportamento neutro e quando no limite sobrevirador foi necessário aumentar muito a rigidez da suspensão traseira. Mas ao tentar controlar as transferências de massa e manter as frequências de vibração da suspensão em valores aceitáveis verifiquei que esta tarefa não era exequível. Esta impossibilidade de equilibrar o carro desta forma deve-se á má distribuição de pesos do carro, que consequentemente implica que para contrariar esta característica a suspensão traseira seja muito mais rígida que a suspensão da frente.

A suspensão original rebaixada revelou-se completamente inadequada para o uso em competição.

A suspensão fornecida em kit pela KW revelou-se, em teoria, pouco adequada á competição, embora para uso em estrada revele um comportamento suficientemente capaz.

Teoricamente a suspensão dimensionada irá permitir maior velocidade e estabilidade em curva.

Não foi possível retirar conclusões relativamente aos pneus, escape, admissão e suspensões a utilizar na categoria FEUP2 do Challenge Desafio Único, devido á falta de tempo para efectuar testes em pista. Estes testes em pista revelar-se-iam vantajosos no sentido em que iriam permitir a validação dos cálculos efectuados para a suspensão e permitiriam igualmente a definição dos pneus, escape e admissão.

18. - Proposta de trabalhos futuros

Futuramente seria interessante estudar o comportamento dos parâmetros da suspensão com o movimento do carro e deixar o estado estável e tentar caracterizar o estado instável existente quando o carro curva.

Seria interessante também estudar a influência do “roll cage” na rigidez torsional do chassi do Punto.

Do ponto de vista da suspensão era interessante dimensionar os amortecedores do ponto de vista das vibrações provenientes do rolamento de um carro em pista.

Seria também importante testar mais em pista de forma a afinar o melhor possível a suspensão em termos de altura de rolamento para privilegiar a distribuição das transferências de massa. Esta afinação das transferências de massa poderia também ser melhorada através da distribuição de massas no interior da viatura, por exemplo pela deslocação de elementos como a bateria e extintor de forma a ajudar uma melhor distribuição de pesos.

Seria igualmente importante testar em pista os componentes que ficaram por definir.

19. - Referências

- [01] <http://img520.imageshack.us/img520/7597/braga3ou0.jpg>, consultado em 18/01/2009.
- [02] Puhn, Fred (1976). *How to Make Your Car Handle*, H.P. Books.
- [03] http://www.carbibles.com/suspension_bible.html, consultado em 18/01/2009
- [04] http://www.kw-gmbh.de/images/produkte_kompo/varianten_de_2008.png, consultado em 18/01/2009.
- [05] <http://www.tuning.online.pt/forum/desafio-nico-feup-t27718.html?s=101fdf5a51867f350ef83f1b18a65f1f&>, consultado em 18/01/2009.
- [06] Caldeira, Jorge. Fotógrafo.
- [07] Alves, Edgar. Fotógrafo.
- [08] http://www.fiatistas.com/index.php?option=com_content&task=view&id=999&Itemid=1 consultado em 18/01/2009.
- [09] Folheto informativo emitido pela Fiat Portuguesa.
- [10] Catálogo de produtos da empresa Mekk (2009).
- [11] Van Valkenburg, Paul. 2000. *Race car engineering and mechanics*. Seal Beach, Ca.
- [12] McKenzie, Graeme. 2007. *Side Impact Crashworthiness of a World Rally Car Roll Cage*. Cranfield University : s.n., 2007.
- [13] knivett, Peter. 2006. The Leon King. *Racecar Engineering*. 2006, Vol. 16 n.8.
- [14] Sharp, Martin. 2006. Long term impact. *Racecar engineering*. 2006, Vol. 16 n. 2.
- [15] Wagstaff, Ian. 2007. Horses for courses. *Racecar engineering*. 2007, Vol. 17 n.11.
- [16] Carney, Dan. 2005. Independent Days. *Racecar engineering*. 2005, Vol. 15 n.10.
- [17] Imagens retiradas da modelação 3D no software SolidWorks.
- [18] FPAK. 2007. Anexo J art. 253. *Federação Portuguesa de Automobilismo e Karting*. 2007.
- [19] FFSA. 2008. Annexe J art.253. *Fédération Francaise de Sport Automobile*. [Online] 2008. <http://www.ffsa.org/telctdc.php?id=1345&cat=docffsa>.
- [20] FFSA. 2006. Annexe J. *Fédération Francaise de Sport Automobile*. [Online] 2006. <http://www.ffsa.org/pratiquer/reglements2006/technique.pdf>.

- [21] Imagens retiradas da simulação em elementos finitos no software CosmoWorks.
- [22] Folhas de Microsoft Excel desenvolvidas por José Manuel Melo e Luís Costa.
- [23] http://www.dec.fct.unl.pt/seccoes/S_Estruturas/Dinamica_Solidos/Fichas_da_disciplina/Fichas_da_disciplina_VIB/node16.html, consultado em 28/01/2009.
- [24] <http://img95.imageshack.us/img95/6867/cbragacj8.jpg>, consultado em 23/01/2009.
- [25] http://www.testberichte.de/imgs/p_imgs/Uniroyal+Rallye+550%3B+205+55+R16+V-29-29411.jpg, consultado em 28/01/2009.
- [26] http://www.hankooktireusa.com/uploadfile/product/z212_tire_front.gif, consultado em 28/01/2009.
- [27] http://www.gt2i-competition.com/images/MN-TA00-185815_80.jpg, consultado em 28/01/2009.

Anexos

ANEXO A: Anexo J art. 253 - Equipamento de segurança FPAK

Este documento pode ser visualizado através do site da FPAK :

<http://www.fpak.pt/entrada.html> e escolhendo a opção de Regulamentos, e o artigo 253 do anexo J da FPAK.

ANEXO B: Regulamento Desportivo do Challenge Desafio Único

Este documento pode ser descarregado do site oficial do Challenge Desafio Único em:

<http://www.desafiounico.com/index.php?r=Regulamentos>

ANEXO C: Regulamento Técnico do Challenge Desafio Único

Este documento pode ser descarregado do site oficial do Challenge Desafio Único em:

<http://www.desafiounico.com/index.php?r=Regulamentos>

ANEXO D: Tabela de Tempos dos Testes em Pista feitos com os Pneus Hankook



Testes Pneus Hankook

14-02-2009

FIAT PUNTO

Volta	Luis (manhã)	Observações	Luis (tarde)	Observações
1	In	Temp.pista- 16 °C	In	Temp.pista-28 °C
2	1.46,10		1.43,83	
3	44,84		42,79	
4	Box		43,25	
5	In		43,00	
6	44,64		Box	
7	44,77		In	
8	44,39		43,10	
9	44,34		43,43	
10	44,15		43,18	
11	46,45		43,05	
12	44,63		43,22	
13	47,56		43,34	
14	43,57		Box	
15	44,35		In	
16	44,19		43,40	
17	44,31		43,15	
18	Box	20 min. Seguidos	43,25	
19	In		43,77	
20	Box		43,62	
21	In		44,61	
22	43,44		43,76	
23	43,68		43,93	
24	Box		43,84	
25	In		44,38	
26	43,66		44,17	
27	43,80		Box	22 min. Seguidos
28	43,30		In	
29	43,42		44,43	
30	43,95		43,82	
31	43,88		43,50	
32	Box		43,00	
33	In		43,06	
34	43,46		42,78	
35	42,81			
36	43,64			
37	43,48			
38	Box			
39	In			

Mister Speedy, Reparação de Veículos Automóveis Unipessoal Lda - Contribuinte n.º 507 420 179 - Matriculada na Cons. Reg. Com. Aveiro N.º 2552/2005 - S.P.Q. - Capital Social € 5.000,00

Rua dos Malmequeres, 25 - 4470-075 MAIA
 Telef. 229 026 522 /3 - 229 039 625 /6 /7 - Fax 229 039 628
 e-mail: info@misterspeedy.com - www.misterspeedy.com