

Projeto de um Monolugar – Análise Estrutural e Dinâmica

Miguel Nunes Rodrigues Pereira

Dissertação do MIEM

Orientador na FEUP: Prof. José Ferreira Duarte



Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Julho 2012

À minha família, aos meus amigos e pelo desporto automóvel

Resumo

No âmbito da disciplina de dissertação do 5º ano do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica surgiu a oportunidade de projetar um monolugar, equipado com motor de mota como elemento propulsor, incidindo este documento especificamente na sua suspensão e chassis. Neste trabalho foi realizado um projeto do chassis a adotar no veículo e definidos os testes necessários à obtenção da sua homologação junto das autoridades competentes, tornando possível o seu uso em competição. Foi abordada a simulação por elementos finitos, das cargas que o chassis deve suportar, não se conseguindo no entanto chegar a conclusões, devido a problemas com a simulação.

A suspensão é um elemento determinante para a performance de um veículo de competição. Com base neste facto, foi realizada uma revisão bibliográfica incidindo sobre este tema, clarificando os conceitos necessários ao dimensionamento de um sistema de suspensão e consequente estudo dinâmico. Com base nestes conceitos é realizado um estudo teórico dos parâmetros e características da suspensão do monolugar.

Este estudo permite concluir que o veículo projetado apresenta boas características dinâmicas principalmente, quando considerados apêndices aerodinâmicos.

Abstract

Within the thesis of the 5th year of the Master degree in Mechanical Engineering opportunity has come to design a single-seater car equipped with motor bike engine as propulsive element. Under this scope we have specifically focused on suspension and chassis, theme as is discussed in this document.

We carried out the design of the vehicle chassis and the necessary tests to enable its approval by the competent authorities are stated in order to allow the use of the single-seater in competition. The method used was the finite element simulation, for the load supported by the chassis, however it was not possible to reach conclusions due to simulation problems.

The suspension is a decisive factor in the performance of a racing car. Therefore, a literature review focusing on the theme is made to clarify the concepts necessary to design a suspension system and the consequent dynamic study in order to validate the results achieved. Later on, a theoretical study of the parameters and characteristics of the suspension is made to evaluate the single-seater dynamic characteristics.

This study allows concluding that the designed vehicle has good dynamic characteristics, especially when considered aerodynamic appendages.

Agradecimentos

Ao meu orientador, Eng.º José Ferreira Duarte, não só pela orientação neste trabalho, mas também por toda a sua disponibilidade e orientação ao longo do curso.

Ao Eng.º José Manuel Melo, pela ajuda na análise e dimensionamento da suspensão.

Aos Eng.º Pedro Teixeira, Daniel Braga e Tiago Alves, pela ajuda prestada na simulação do chassis desenvolvido.

À *P&B Racing* e ao Tiago Nunes, pela disponibilização de elementos físicos para o levantamento geométrico dos mesmos.

Ao meu amigo e colega de curso Elson Pina, pelos excelentes momentos ao longo desde nosso projeto, do curso e por toda a ajuda na realização deste documento.

Ao meu amigo João Costa, não só pela ajuda na elaboração deste documento, mas também por todos os bons momentos ao longo da nossa vida académica.

Aos meus amigos Vítor Germano, José Costa, Daniel Braga e Gilmar Pereira, pelo seu contributo para este documento e por todo o companheirismo ao longo do tempo.

Aos responsáveis pelo meu conhecimento e interesse sobre automóveis, Raul de Castro, José Manuel Melo, João Carlos Melo, Pedro Rio, João Guimarães e Luís Costa.

À minha namorada, Inês Narciso, pelo apoio determinante nesta fase final do curso.

À minha família, por todo o apoio incondicional que sempre me deu, em particular à minha mãe, ao Raul, à minha irmã e ao Cesário.

Índice

1. Introdução	1
2. Revisão Bibliográfica	3
2.1. Conceitos e características dos Pneus e Suspensão	3
2.1.1. Força Vertical.....	3
2.1.2. Força Lateral	4
2.1.3. Coeficiente de atrito	4
2.1.4. <i>Skidpad</i> e Forças G's.....	4
2.1.5. Subviragem, Sobreviragem e Comportamento Neutro	6
2.1.6. Escorregamento.....	6
2.1.7. <i>Slip Angle</i>	7
2.1.8. <i>Slip Ratio</i> ou <i>Percent Slip</i>	9
2.1.9. Temperatura dos Pneus	10
2.1.10. Pressão dos Pneus	11
2.2. Regime Estacionário e Regime Transiente	12
2.3. Geometria de uma Suspensão	12
2.4. Geometria de Direção	16
2.4.1. <i>Camber, Caster e Toe</i>	17
2.5. Fatores de Influência no Comportamento Dinâmico	22
2.5.1. Centro de Rolamento	23
2.5.3. Centro de Gravidade	25
2.5.4. Velocidade Máxima e Força Centrífuga	28
2.5.5. Transferência de Massa.....	29
2.5.6. Efeitos do Rolamento da Carroçaria	37
2.5.7. Distribuição de massas.....	38
2.5.8. Molas.....	39
2.5.9. Amortecedores	42

2.5.10. Barras Estabilizadoras	45
2.6. Condições geométricas da suspensão com o movimento vertical da suspensão e com o rolamento	47
2.6.3. Variações de <i>camber</i>	47
2.6.4. Variação da posição do Centro de Rolamento	49
3. Caso de Estudo	51
4. Engenharia Inversa	52
4.1. Chassis	52
4.2. Elemento Propulsor.....	56
5. Projeto do Chassis	59
5.1. Ensaio estáticos de homologação	59
5.2. Material Constituinte	61
5.3. Simulação por Elementos Finitos	62
5.3.1. Elementos de Malha.....	63
5.3.2. Escolha do Tipo de Análise	63
5.3.3. Parâmetros de funcionamento da simulação	64
5.3.4. Simulação do Chassis Desenvolvido	66
6. Suspensão	70
6.1. Suspensão Frontal	71
6.1.1. Levantamento Geométrico.....	71
6.1.2. Determinação do Centro de Rolamento	72
6.1.3. Condições geométricas com o movimento vertical da suspensão .	72
6.1.4. Condições geométricas com o rolamento da carroçaria.....	74
6.2. Suspensão Traseira	77
6.2.1. Determinação da geometria	77
6.2.2. Determinação do centro de rolamento	78
6.2.3. Condições geométricas com o movimento vertical	79
6.2.4. Condições geométricas com o rolamento da carroçaria.....	80

6.3.	Comparação da Geometria da Suspensão Frontal e da Traseira.....	82
6.4.	Centro de Gravidade	87
6.5.	Massa suspensa e massa não suspensa	90
6.6.	Resistência ao Rolamento	90
6.7.	Transferência de Massa	91
6.8.	Dimensionamento das molas	93
6.8.1.	Suspensão Frontal	94
6.8.2.	Suspensão Traseira.....	96
6.9.	Comparação de comportamento das várias opções de rigidez.....	98
6.10.	Influência da Carga Aerodinâmica.....	100
6.11.	Setup do Monolugar	103
7.	Conclusão e Proposta de Trabalhos Futuros	104
8.	Bibliografia.....	105
ANEXO A:		107

Índice de Tabelas

Tabela 1 - Geometrias de suspensão independente.	14
Tabela 2 - Componentes da transferência de massa lateral total.	31
Tabela 3 - Tabela de composição química e propriedades mecânicas do aço 25CrMo4. [16]	61
Tabela 4 - Levantamento geométrico da suspensão frontal. [18].....	71
Tabela 5 - Comprimento dos braços da suspensão frontal. [18]	71
Tabela 6 - Posição dos centros instantâneos de rotação e do centro de rolamento da frente. [18].....	72
Tabela 7 - Geometria da suspensão traseira. [18].....	78
Tabela 8 - Comprimento dos braços da suspensão traseira. [18]	78
Tabela 9 - Posição dos centros instantâneos de rotação e do centro de rolamento da traseira. [18].....	78
Tabela 10- Massa de cada componente e respetiva localização do seu CG.	89
Tabela 11 - Posição em X e Y do CG, segundo o referencial utilizado	89
Tabela 12 - Massa não suspensa por roda.	90
Tabela 13 - <i>Roll Stiffness</i> total. [18]	91
Tabela 14 - Dados dinâmicos para a simulação. [18].....	92
Tabela 15 - Transferência de massas. [18]	92
Tabela 16 - Distribuição das massas e forças verticais nas rodas. [18].....	93
Tabela 17 - Valores de rigidez admitidos para o monolugar.....	94
Tabela 18 - Rigidez da suspensão da frente. [18].....	94
Tabela 19 - Frequências da suspensão da frente. [18].....	95
Tabela 20 - Rigidez da suspensão traseira - opção 1. [18]	96
Tabela 21 - Frequências da suspensão traseira opção 1. [18].....	96
Tabela 22 - Rigidez da suspensão traseira - opção 2. [18]	97
Tabela 23 - Frequências da suspensão traseira - opção 2. [18]	97
Tabela 24 - Rigidez da suspensão traseira - opção 3. [18]	97
Tabela 25 - Frequências da suspensão traseira - opção 3. [18]	98
Tabela 26 - Transferência de massa com as molas da opção 2. [18].....	98
Tabela 27 - Forças verticais em cada roda com as molas da opção 2. [18].....	99
Tabela 28 - Transferência de massa com as molas da opção 3. [18].....	99
Tabela 29 - Forças verticais em cada roda com as molas da opção 3. [18].....	99

Tabela 30 - Dados dinâmicos para um aumento de 20% da velocidade em curva. [18]	100
Tabela 31 - Transferência de massas resultante do aumento de velocidade. [18].....	101
Tabela 32 - Distribuição das massas e forças verticais em cada roda. [18]	101
Tabela 33 - Tabela das forças geradas em cada asa. [18].....	102
Tabela 34 - Força resultante em cada eixo da ação da força gerada em cada asa. [18]	102
Tabela 35 - <i>Setup</i> de afinação do monolugar.	103

Índice de Figuras

Figura 1 - Pedro Salvador no Formula Novis by Ford em 2001	1
Figura 2 - Colisão entre 3 Formula Ford [1]	2
Figura 3 - Relação entre Força Lateral e Força Vertical [4].....	4
Figura 4 - Esq: Desenho esquemático do <i>Skidpad</i> . Dir: Foto ilustrativa de um teste no <i>Skidpad</i> . [6].....	5
Figura 5 - Subviragem à esquerda e Sobreviragem à direita [4]	6
Figura 6 - Esquematisação do <i>Slip Angle</i> (ângulo de escorregamento) [7].....	7
Figura 7 - Relação entre a <i>Cornering Force</i> e o <i>Slip Angle</i> [8].....	8
Figura 8 - Variação do coeficiente de atrito com o aumento da carga vertical. [5]	9
Figura 9 - Variação do Coeficiente de atrito em função do <i>Slip Ratio</i> . [8]	9
Figura 10 - Aderência do pneu em função da temperatura. [8].....	10
Figura 11 - Aderência em função da pressão do pneu. [8].....	11
Figura 12 - Peso suspenso <i>versus</i> peso não suspenso. [8].....	13
Figura 13 - Suspensão MacPherson. [9].....	14
Figura 14 - Suspensão de duplo braço em A (<i>Double Wishbone</i>). [9]	15
Figura 15 - Desenho tradicional para estabelecer o ângulo de <i>Ackermann</i> . [10]	16
Figura 16 - Caso teórico para direção de <i>Ackermann</i> e caso real considerando o <i>Slip Angle</i> dos pneus. [3]	17
Figura 17 – Em cima: exemplos de <i>camber</i> positivo e negativo, respetivamente. Em baixo: exemplos da relação entre o <i>camber</i> e a “pegada” de contacto. [8] [4]	18
Figura 18 - Representação esquemática do KPI. [4]	19
Figura 19 - Exemplos de diferentes ângulos de <i>caster</i> . [11]	20
Figura 20 - Representação esquemática de <i>toe-in</i> (à esquerda) e <i>toe-out</i> (direita). [8]..	21
Figura 21 - Sistema vibratório, representativo de uma suspensão automóvel (simplificado). [8].....	22
Figura 22 - Esquema representativo do centro de rolamento e eixo de rolamento. [8]..	23
Figura 23 - Determinação do CR para uma suspensão de duplo braço. [8]	24
Figura 24 - Centro de gravidade. [8]	25
Figura 25 - Localização do CG no plano horizontal. [8].....	26
Figura 26 - Determinação da altura (h) do CG no plano vertical. [10]	27
Figura 27 - Transferência de massa devido ao rolamento da carroçaria. [8].....	29
Figura 28 - Resumo das forças atuantes no veículo em curva. [8].....	30
Figura 29 - Divisão dos CG 's e da força centrífuga. [8]	31

Figura 30 - Esquema simplificado da ação da força centrífuga no CG sobre o <i>roll</i> . [8]	32
Figura 31 - Figura demonstrativa da transferência de massa pelo centro de rolamento. [8]	34
Figura 32 - Esquema da posição do CG. [8]	34
Figura 33 - Diferença no rolamento da carroçaria com e sem barras estabilizadoras. [8]	37
Figura 34 - Gráfico de tolerância humana à vibração de um sistema de suspensão. [8]	41
Figura 35 - Exemplo de um conjunto de amortecedores de elevada performance para um Corvette. [13]	42
Figura 36 - Suspensão <i>monoshock</i> frontal num Gould GR35. [10]	44
Figura 37 - Detalhe da suspensão frontal de um Dallara F3. [10]	44
Figura 38 - Diagrama representativo da utilização das anilhas <i>Belleville</i> . [10]	45
Figura 39 - Diagrama esquemático de uma barra estabilizadora com alavancagem. [8]	46
Figura 40 - Taxa de variação típica numa suspensão do tipo apresentado na figura. [3]	48
Figura 41 - Esquema representativo da trajetória descrita pelos pontos notáveis da suspensão com o rolamento da carroçaria. [4]	49
Figura 42 - Chassis Formula Novis, vistas globais.	53
Figura 43 - Detalhe proteção de capotamento traseira e reforço frontal.	54
Figura 44 - Diversas vistas do chassis modelado.	55
Figura 45 - Honda CBR 600RR disponibilizada para determinação das dimensões do motor.	56
Figura 46 - Desmontagem da moto para levantamento geométrico do motor.	57
Figura 47 - Diversas vistas do motor Honda modelado.	58
Figura 48 - Esquema de aplicação de cargas estáticas ao chassis em teste. [15]	60
Figura 49 - Elementos tetraédricos de qualidade baixa (Esquerda) e elementos tetraédricos de qualidade alta (Direita). [17]	63
Figura 50 - Geração da malha no <i>CosmosWorks</i> .	66
Figura 51 - Detalhe do tubo eliminado pelo <i>software</i> .	67
Figura 52 - Aplicação de malha ao modelo no <i>software Abacus</i> , com referência aos pontos com defeitos geométricos.	68
Figura 53 - Posição de levantamento geométrico da suspensão da frente.	71
Figura 54 - Gráfico representativo da variação de <i>camber</i> , na suspensão frontal, em <i>bump</i> e <i>rebound</i> . [18]	73

Figura 55 - Gráfico representativo da variação da posição do CR, na suspensão frontal, com o movimento vertical da carroçaria. [18].....	74
Figura 56 - Gráfico representativo da variação de <i>camber</i> , na suspensão frontal com o rolamento da carroçaria. [18].....	75
Figura 57 - Gráfico representativo da variação da posição do CR, na suspensão frontal, com o rolamento da carroçaria. [18].....	76
Figura 58 - Gráfico representativo da variação de <i>camber</i> , da suspensão traseira, em <i>bump</i> e <i>rebound</i> . [18]	79
Figura 59 - Gráfico representativo da variação da posição do CR, da suspensão traseira, em <i>bump</i> e <i>rebound</i> . [18].....	80
Figura 60 - Gráfico representativo da variação de <i>camber</i> , da suspensão traseira, com o rolamento da carroçaria. [18].....	81
Figura 61 - Gráfico representativo da variação da posição do CR, da suspensão traseira, com o rolamento da carroçaria. [18].....	82
Figura 62 - Sobreposição dos gráficos das figuras 54 e 58. [18].....	83
Figura 63 - Sobreposição das figuras 55 e 59. [18]	83
Figura 64 - Dispersão dos pontos de ancoragem da suspensão e do centro de rolamento da suspensão frontal. [18].....	84
Figura 65 - Dispersão dos pontos de ancoragem da suspensão e do centro de rolamento da suspensão traseira. [18].....	85
Figura 66 - Método de determinação do CG utilizando as massas de cada componente e respectivas distâncias. [19].....	87
Figura 67 - Diagrama de forças resultante da carga aerodinâmica.....	102

1. Introdução

Na competição automóvel, os termos *Open-wheel*, *Formula* ou *Single Seater* (Figura 1), são utilizados para descrever carros com as suas rodas fora do corpo principal e na maioria das vezes de um só lugar. Este tipo de veículos contrasta com os que utilizamos diariamente, uma vez que não têm as rodas protegidas pelos guardalamas ou pelo chassis. Normalmente este tipo de veículos é concebido especificamente para competição, frequentemente com o topo da tecnologia nos diversos campos de conhecimento.



Figura 1 - Pedro Salvador no Formula Novis by Ford em 2001

Tipicamente um *Formula* tem um *cockpit* de dimensões reduzidas, apenas suficiente para proteger o corpo do condutor, mantendo a sua cabeça exposta ao ar. Nos veículos mais modernos o motor é normalmente colocado nas costas do condutor e impulsiona as rodas traseiras. Dependendo das regras da classe e dos objetivos pretendidos com o veículo, este pode apresentar asas na frente e na traseira, bem como fundo plano, de forma a melhorar a aerodinâmica e o comportamento dinâmico deste.

A condução deste tipo de veículos é substancialmente diferente dos chamados carros de turismo. Os *Fórmulas*, devido às suas características de baixo peso, boa aerodinâmica e potência disponível, são muitas vezes considerados os carros de

competição mais rápidos e muitas vezes os que apresentam o maior desafio para a condução.

Em competição, o ponto mais preponderante e perigoso destas classes são os contactos entre rodas, principalmente quando a frente de um pneu toca na parte de trás de outro pneu. Neste caso as rodas no momento do contacto estão a rodar em sentidos contrários, o que irá provocar uma desaceleração repentina das rodas, levando na maioria das vezes ao despiste de ambos os veículos envolvidos (Figura 2).



Figura 2 - Colisão entre 3 Formula Ford [1]

O baixo peso destes exemplares de competição, associado às suas elevadas capacidades dinâmicas permite performances excelentes, enquanto o facto de terem as rodas expostas ao ar provoca um elevado arrasto a velocidades elevadas. Este arrasto, aumenta a refrigeração dos travões, permitindo a utilização destes veículos não só em circuitos, mas também nos campeonatos de montanha onde os espaços para arrefecimento de travões são muito reduzidos, dadas as constantes travagens. [2]

2. Revisão Bibliográfica

Esta revisão bibliográfica irá incidir sobre a suspensão de um veículo automóvel. A palavra “suspensão” tem a sua origem nas primeiras carruagens movidas por cavalos. O chassis, que era originalmente não suspenso, apresentava nos seus extremos, locais em que o corpo era literalmente suspenso por longas tiras de pele ou couro cru, que serviam como mola e amortecedor em simultâneo.

Mais tarde, no século XVII surgem as molas de lâmina para substituir as tiras de couro e dá-se o primeiro passo para a formação das suspensões como as conhecemos, com mola (para absorver a energia cinética) e amortecedor (para dissipar a energia referida anteriormente). [3]

Neste capítulo, bem como no restante documento, serão utilizados termos não traduzidos dado não existir uma tradução que não a literal, o que distorceria o intuito do termo em si.

2.1. Conceitos e características dos Pneus e Suspensão

O pneu tem mais influência na aderência do veículo do que qualquer outro componente da suspensão isoladamente, o que torna imprescindível perceber como estes funcionam para compreender a forma como reage o automóvel em cada situação.

Com o intuito de simplificar este estudo vamos considerar apenas as solicitações e as respostas dos pneus. Deste modo, vamos ficar com os dois principais fatores de influência dos pneus: a Força Vertical (*Vertical Load*) e a Tração (*Traction*) ou Força Lateral (*Lateral Force*).

2.1.1. Força Vertical

Pode considerar-se que a força vertical é o *input* para a performance do pneu e pode também ser referida como “carga sobre o pneu”. A dinâmica do automóvel em movimento provoca a constante variação da carga vertical. Através da afinação (ou *tuning*) do chassis é possível ajustar a forma como a carga vertical irá variar. O passo seguinte é compreender como o pneu vai responder a esta alteração na sua solicitação e prever então o comportamento de todo o veículo.

2.1.2. Força Lateral

A força lateral (*traction*, em inglês) pode por outro lado ser considerada o output do pneu e demonstra a capacidade do pneu aderir ao solo e transmitir potência, determinando a capacidade do veículo de acelerar, travar e/ou curvar.[4]

A relação entre os dois conceitos anteriormente expostos permite-nos definir a curva característica do pneu (Figura 3), de onde se salienta que a força lateral gerada aumenta com o aumento da força vertical.

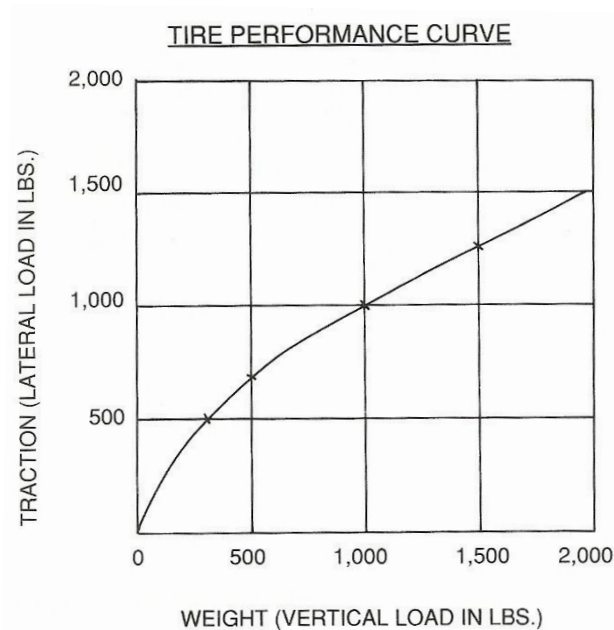


Figura 3 - Relação entre Força Lateral e Força Vertical [4]

2.1.3. Coeficiente de atrito

O coeficiente de atrito é obtido pelo quociente entre a força lateral gerada no pneu e a força vertical aplicada no mesmo. Os pneus de competição (*slicks*) atualmente existentes no mercado podem apresentar, para este coeficiente, valores da ordem de 1,6. Desta forma, quando é aplicada sobre o pneu uma força vertical de 226 kg, este pode gerar, em condições ótimas, até 363 kg de força lateral, o que implica que teoricamente, pode acelerar ou desacelerar produzindo uma força de 1,6 G's. [5]

2.1.4. Skidpad e Forças G's

A relação entre a performance do pneu e a aderência do automóvel é descrita em termos de forças G's. Um G é simplesmente a força da gravidade na terra. Este sistema é mais conveniente para descrever as forças atuantes no veículo do que utilizar a massa

(quilogramas). Assim, eliminamos a necessidade de conhecer o peso do automóvel para efetuar comparações válidas.

O *skidpad* (Figura 4) é um círculo desenhado num pavimento plano, normalmente com um diâmetro de 61 a 91 metros, que se utiliza para determinar a aceleração lateral que o veículo é capaz de gerar. O automóvel deve deslocar-se neste círculo à velocidade mais elevada possível, sem contudo, entrar em derrapagem. O tempo necessário para percorrer uma volta, nestas condições, e o diâmetro do círculo, são utilizados para determinar a aceleração lateral que o automóvel é capaz de produzir, recorrendo à seguinte fórmula:

$$g = \frac{0,3734 \times R}{T^2}$$

R = Raio do círculo em metros (m)

T = Tempo em segundo para percorrer uma volta completa

Um desportivo atual é capaz de produzir uma aceleração lateral de aproximadamente 0,95 G's. No entanto, um carro de corrida da classe de Turismo consegue chegar a valores de 1,8 G's, enquanto um Fórmula 1 atual pode chegar aos 3,5 G's. [4] [3] [6]

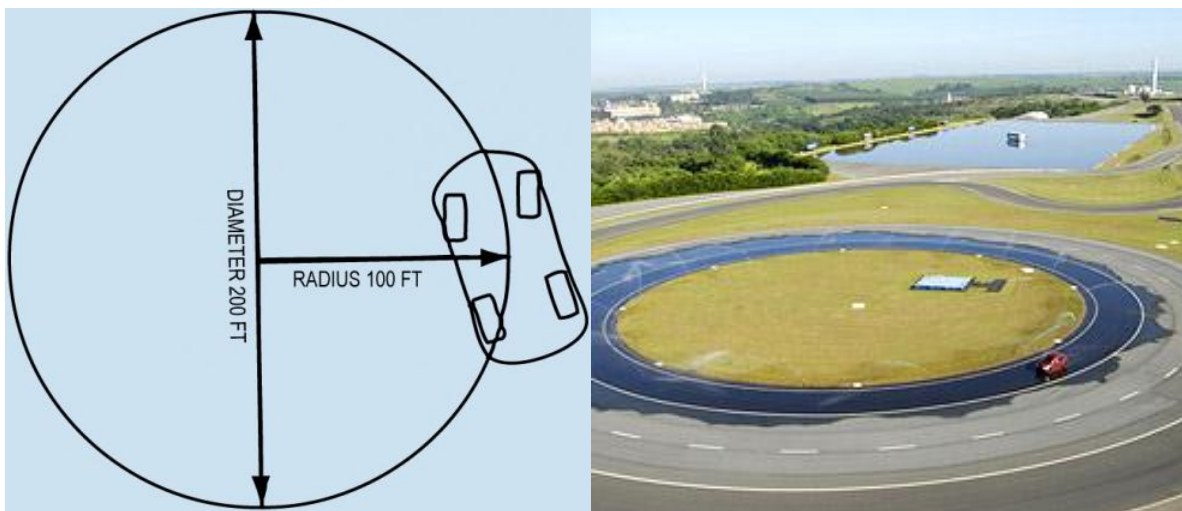


Figura 4 - Esq: Desenho esquemático do Skidpad. Dir: Foto ilustrativa de um teste no Skidpad. [6]

2.1.5. Subviragem, Sobreviragem e Comportamento Neutro

Durante um teste no *skidpad*, a viatura é levada ao seu limite e, como tal, surgem tendências no seu comportamento que podem ser classificadas como subviragem (*understeer*), sobreviragem (*oversteer*) ou comportamento neutro (*neutral steer*) (Figura 5). Estes comportamentos estão relacionados com o tipo de solicitação a que o veículo é sujeito e estão relacionados com *slip angle* (ver secção 2.1.7) e os limites de aderência dos pneus.

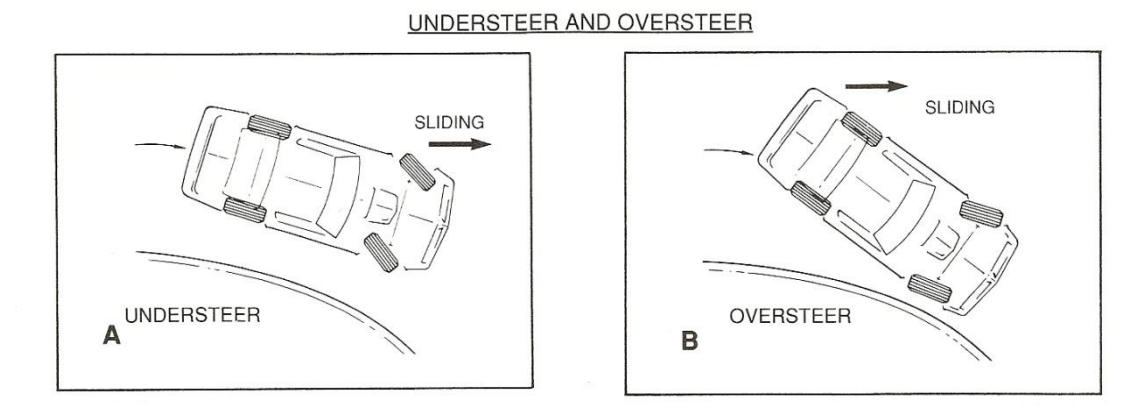


Figura 5 - Subviragem à esquerda e Sobreviragem à direita [4]

Desta forma quando a taxa de variação do *slip angle* frontal com a aceleração lateral é maior do que a da traseira, estamos perante um veículo subvirador. Quando o oposto acontece, estamos perante um veículo sobrevirador. Se as taxas de variação do *slip angle* frontal e traseira são iguais o comportamento será neutro. O desenvolvimento de *slip angle* nos pneus resulta das forças aplicadas, estando essas, por sua vez relacionadas com fatores como a velocidade do veículo, geometria da suspensão e transferência de massas. [4] [3]

2.1.6. Escorregamento

O escorregamento é um dos temas mais abordados relativamente ao comportamento dos pneus. Podemos identificar dois tipos de escorregamento no pneu, um transversal e outro longitudinal. Ao escorregamento no plano transversal dá-se o nome de *slip angle* e afeta a *cornering force* gerada (é a força gerada pelo pneu ao descrever uma curva, resultante da ação da força lateral). Ao escorregamento no plano longitudinal dá-se o nome de *slip ratio* e afeta maioritariamente a aceleração e a travagem.

2.1.7. Slip Angle

A ação da *cornering force* distorce o pneu lateralmente no ponto de contacto com o solo. Esta distorção implica que o pneu descreva uma trajetória com uma direção diferente daquela que a jante apresenta. O ângulo entre estas duas direções corresponde ao *slip angle* (Figura 6). [7]

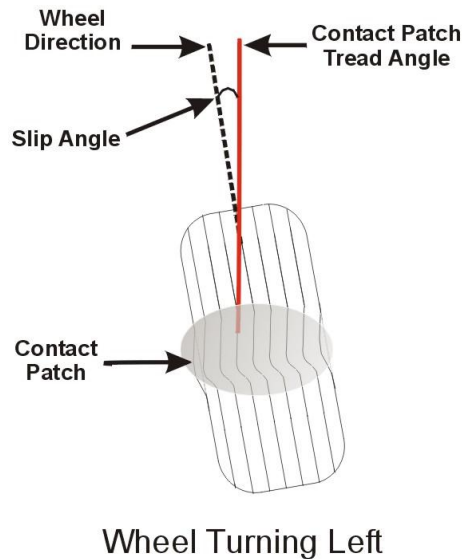


Figura 6 - Esquemática do *Slip Angle* (ângulo de escorregamento) [7]

A *cornering force* dá origem ao *slip angle* que, por sua vez, causa a *cornering force*, ou seja, estas duas características estão diretamente relacionadas. Basicamente a existência do *slip angle* deve-se à natureza elástica do pneu e é a sua aderência ao solo que lhe permite resistir ao escorregamento lateral quando lhe é aplicada uma força lateral. De forma contrária, o pneu reage no sentido de corrigir a distorção provocada pela solicitação imposta, tentando voltar à sua posição inicial. Estas deformações originadas pelas forças anteriormente descritas irão repercutir-se na área de contacto com o solo, ou seja, na pegada do pneu.

Como foi referido anteriormente, o *slip angle* e a *cornering force* estão relacionados (Figura 7). À medida que o veículo entra em curva e o raio de curvatura diminui, tanto a *cornering force* como o *slip angle* aumentam, até que é atingido o máximo de *cornering force* para um dado *slip angle*. A partir desse ponto, qualquer aumento de *slip angle* resulta numa diminuição da *cornering force*. É necessário ter em conta que estamos a tratar de fatores que estão relacionados com o tipo de pneu. Como tal, para a mesma solicitação, serão observados diferentes resultados com base nas características do pneu em análise, conforme sugerido pelo gráfico seguinte. [8]

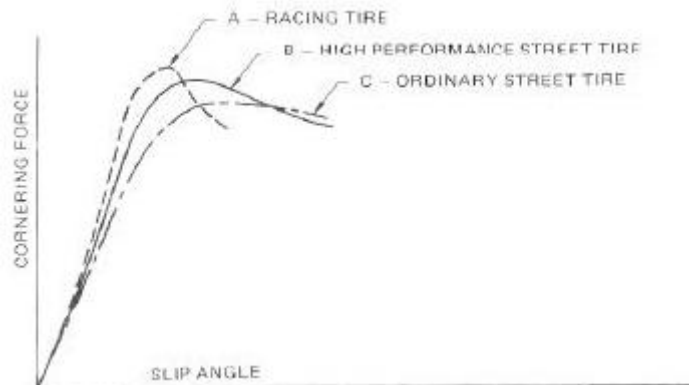


Figura 7 - Relação entre a *Cornering Force* e o *Slip Angle* [8]

O ponto em que o pneu começa a deslizar corresponde ao fim da zona linear do gráfico de cada pneu na figura 7. Quando se observa o início da diminuição da *cornering force*, estamos perante o momento em que todo o pneu começa a deslizar.

Até este momento apenas foi feita referência ao aparecimento de *slip angle* nas rodas direcionais. No entanto não se deve deixar de referir que este surge sempre que o pneu é sujeito a uma força lateral. Desta forma, as rodas não direcionais (normalmente as rodas traseiras) ao descreverem uma curva também desenvolvem *slip angle*.

Normalmente é desejável obter a máxima *cornering force* para um valor de *slip angle* o mais baixo possível, uma vez que os valores elevados deste parâmetro conduzem a um maior aquecimento dos pneus. Qualquer aquecimento que ultrapasse o necessário para o pneu atingir a sua temperatura ótima de funcionamento, leva a uma perda de performance e precoce degradação do pneu. É, portanto, desejável manter o *slip angle* tão baixo quanto possível para uma dada *cornering force*, pois maior será a eficiência térmica, e, conseqüentemente, possibilitar a utilização de compostos mais macios no piso dos pneus. [5]

Existem, contudo, outros fatores que provocam uma elevada distorção no pneu. A carga vertical a que este está sujeito, resultante quer da massa do veículo nessa roda, quer da transferência de massas em curva, vai afetar o contacto com o solo do pneu. Considerando este facto e a figura 8, podemos constatar que depois de atingir o coeficiente de atrito máximo no pneu, o aumento da carga vertical implica uma perda deste coeficiente, reduzindo a aderência do veículo.

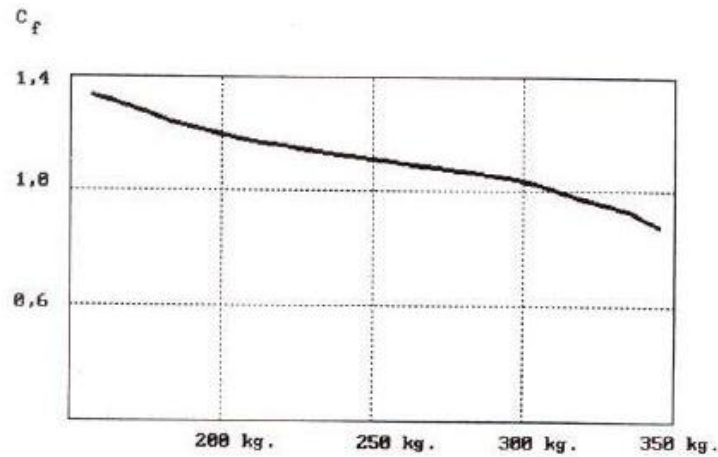


Figura 8 - Variação do coeficiente de atrito com o aumento da carga vertical. [5]

2.1.8. Slip Ratio ou Percent Slip

O *slip ratio* tem uma relação com a capacidade de tração muito parecida com a relação entre o *slip angle* e o coeficiente de atrito. Assim, um pneu irá desenvolver um coeficiente de atrito máximo para um dado valor de *slip ratio*, resultando numa força de tração máxima em que, a partir desse valor, tanto o coeficiente de atrito como a força de tração decaem.

A figura 9 demonstra a relação entre o *slip ratio* e o coeficiente de atrito do pneu. Este tem uma forma semelhante à do *slip angle*, com a diferença que após o ponto máximo, a queda não é tão abrupta, apresentando um patamar até que a diminuição do coeficiente de atrito se torna evidente. Caso se consiga manter o *slip ratio* no topo da curva, iremos obter o máximo de tração possível para o pneu em causa. Estes factos só se tornam um problema quando o binário disponível na roda é superior à capacidade de tração disponível no pneu. [5]

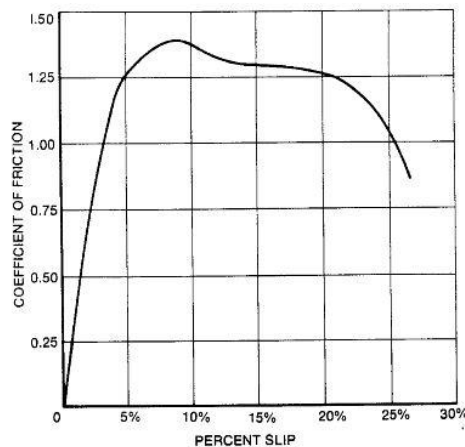


Figura 9 - Variação do Coeficiente de atrito em função do Slip Ratio. [8]

2.1.9. Temperatura dos Pneus

A temperatura é outro dos fatores que influencia a aderência dos pneus, como evidenciado na figura 10. Sendo o rolamento do pneu sobre o solo um processo que envolve fricção, este produz calor. Além da fricção, também uma determinada quantidade da energia envolvida na distorção e compressão do piso do pneu no seu ponto de contacto com o solo, quando este volta à posição inicial, é convertida em calor. E deste, uma percentagem é libertada para o meio envolvente e a restante fica retida no pneu, provocando um aumento de temperatura neste.

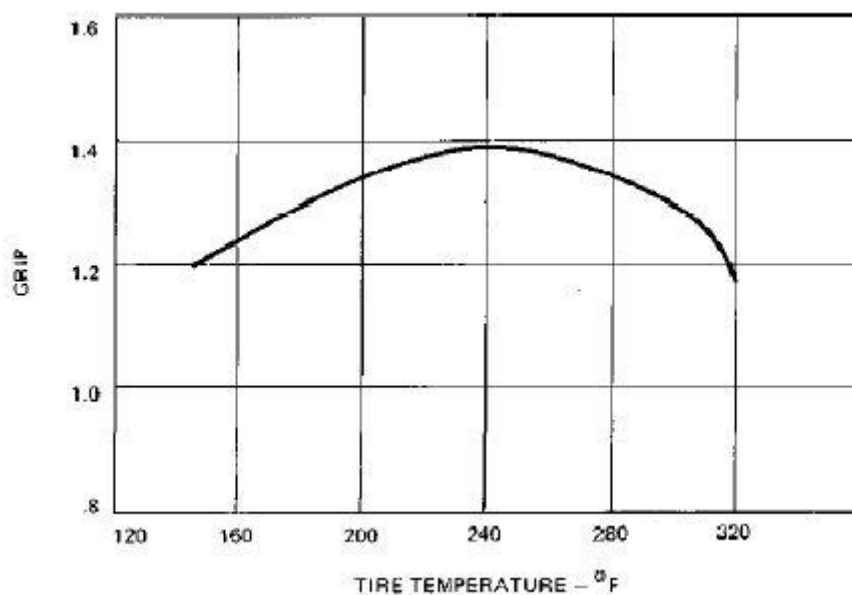


Figura 10 - Aderência do pneu em função da temperatura. [8]

Grande parte dos pneus de competição atinge o máximo de aderência para temperaturas entre os 70 e 100 °C (60 a 70 °C no caso de pneus de chuva de competição). Em contrapartida um pneu de estrada opera a temperaturas muito superiores. Este facto está inversamente relacionado com a dureza da borracha na zona de contacto com o solo, assim um pneu de competição tem uma dureza inferior ao pneu de estrada, sendo ainda menos no caso dos pneus de chuva de competição. [8]

Se o pneu estiver a operar a uma temperatura muito inferior à temperatura ótima de funcionamento, terá baixa aderência. Por outro lado, se a temperatura ótima for largamente ultrapassada, o pneu corre o risco de se desintegrar.

2.1.10. Pressão dos Pneus

A pressão dos pneus tem um papel muito importante na otimização da sua temperatura. Um pneu com baixa pressão tem maior superfície de contacto com o solo e maior deformação da borracha nesta zona. Desta forma, gera-se um maior atrito entre a borracha e o solo, aumentando consequentemente a temperatura, principalmente nas extremidades do contacto. Quando o oposto se verifica, excesso de pressão, o contacto entre o pneu e o solo diminuirá e fica restrito ao centro do piso, provocando o seu aquecimento nessa zona. Assim, podemos considerar que a aderência do pneu depende da pressão, uma vez que esta influencia a otimização da temperatura. A figura 11 demonstra essa relação.

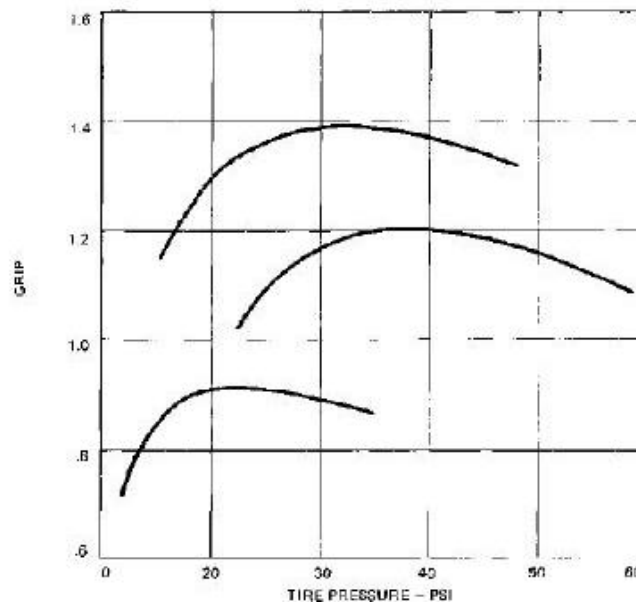


Figura 11 - Aderência em função da pressão do pneu. [8]

Existe, no entanto, uma grande falta de estabilidade da geometria da suspensão e das deformações dos pneus, devido à direção e intensidade das forças que são aplicadas. Devido a este facto, os fabricantes, sobretudo no caso da competição, adotaram mecanismos de afinação das rodas de forma a maximizar a pegada de contacto do pneu ao solo quando este é mais solicitado. Estes mecanismos traduzem-se no alinhamento do veículo, sendo os mais conhecidos e utilizados o *Camber* (sopé), *Caster* (avanço) e *Toe* (convergência/divergência) e permitem também a homogeneização das temperaturas ao longo do pneu.

2.2. Regime Estacionário e Regime Transiente

Um veículo ao descrever uma curva, apresenta três etapas. Começando pela entrada em curva, o condutor efetua uma ação no volante que se irá repercutir nas rodas, levando o veículo a adquirir uma aceleração lateral que varia no tempo, esta etapa pode ser denominada de regime transiente. A segunda etapa inicia-se assim que o veículo passa a descrever uma trajetória constante com aceleração lateral, *slip angle* e *slip ratio* constantes, nesta etapa o veículo encontra-se em regime estacionário. Por fim, na saída de curva, a aceleração lateral vai diminuindo até que toma o valor nulo, quando o veículo passa a mover-se em linha reta.

Por norma, a análise do comportamento dinâmico do veículo faz-se em regime estacionário, porque a informação sobre o comportamento dos pneus em regime transiente é escassa e imprecisa, e como vimos, existe uma grande influência nos restantes parâmetros que afetam a aderência do veículo. Este facto não retira fiabilidade ao estudo, uma vez que o regime estacionário, na sua grande maioria das vezes, é suficiente para determinar a performance do veículo. [5]

2.3. Geometria de uma Suspensão

O sistema de suspensão constitui a ligação entre as rodas e o chassis do carro e, tal como foi referido anteriormente, apresenta dois componentes fundamentais: as molas e os amortecedores. A suspensão para além de proporcionar conforto aos ocupantes do veículo, serve também para obter as melhores características possíveis de comportamento dinâmico.

Por definição, o chassis suporta o motor, a cadeia cinemática, a carroçaria e os ocupantes. Por sua vez, está suportado pelas molas que o isolam das irregularidades da estrada e originam os movimentos verticais do veículo ao deslocar-se. A massa do chassis e todos os seus componentes, são considerados peso suspenso (*sprung weight*).

Ao invés do descrito anteriormente os pneus, jantes, sistema de travagem e demais peças de suspensão que se movam verticalmente, estão sob as molas e, portanto, não se encontram isolados das irregularidades do piso. A massa destes elementos é considerada peso não suspenso (*unsprung weight*), tal como a figura 12 demonstra. [8]

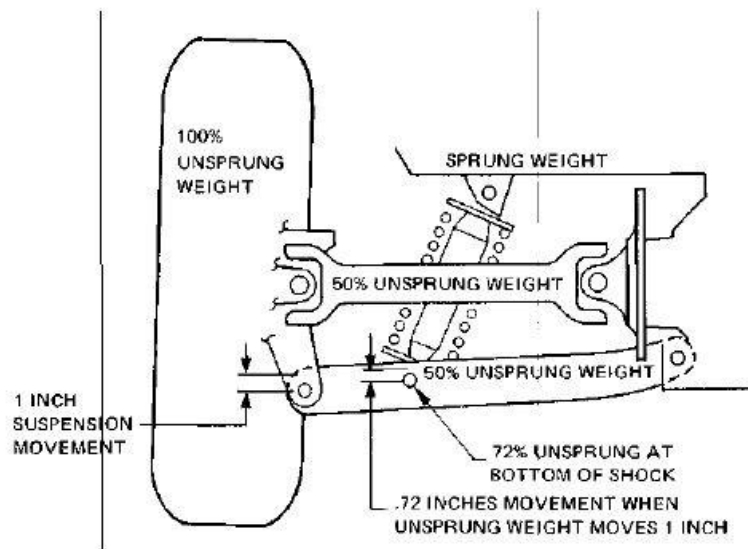


Figura 12 - Peso suspenso versus peso não suspenso. [8]

Pela análise da figura 12, pode concluir-se que algumas das peças estão fixas ao chassis numa extremidade e à roda na outra. Nestes casos, considera-se que uma parte da massa da peça em causa é suspensa e a restante é não suspensa. Podemos afirmar, que todos os componentes do veículo são suspensos, não suspensos ou uma combinação dos dois. A relação entre o peso suspenso e o peso não suspenso tem uma influência muito significativa no comportamento do veículo, principalmente sobre piso irregular. Um veículo com um rácio de massas suspensas/não suspensas baixo apresenta pior comportamento em estradas irregulares do que um veículo com um rácio mais elevado. Este facto é explicado pela insensibilidade da carroçaria mais pesada à oscilação vertical das rodas, comparativamente, leves. A inércia da carroçaria opõe-se ao movimento das rodas e o pneu é pressionado de forma mais eficaz contra o piso, dando origem a um comportamento mais suave em piso irregular. Esta característica, para além do atrito na travagem, aceleração e curva, afeta de forma maioritária a suavidade do rolamento. Desta forma, em competição pretende-se minimizar o peso não suspenso ao máximo, mas não se adiciona peso suspenso com o intuito de aumentar a suavidade do rolamento.

Quanto às soluções construtivas das suspensões, podemos genericamente dividi-las em dois grandes grupos, eixo rígido e suspensão independente.

O eixo rígido é o conceito mais antigo e já foi utilizado tanto no trem dianteiro, como no trem traseiro. Na atualidade, o uso desta solução prende-se, quase na sua totalidade, com o eixo traseiro de alguns veículos. Esta é uma solução simples e de baixo custo, que em condições normais de funcionamento mantém sempre as rodas verticais. Apresenta como desvantagens o baixo conforto e mau desempenho em piso irregular, dado o elevado peso não suspenso que implica.

Precisamente com o intuito de reduzir o peso não suspenso e melhorar o comportamento dinâmico dos veículos, foi adotado o sistema de suspensão independente. Inicialmente esta solução foi apenas utilizada no trem dianteiro, sendo na atualidade também utilizada no trem traseiro. Existem diferentes geometrias, apresentando todas elas um menor peso não suspenso relativamente ao eixo rígido.

A tabela 1 apresenta algumas das principais soluções construtivas de suspensões independentes tanto para o trem dianteiro como para o trem traseiro. [9] [10]

Tabela 1 - Geometrias de suspensão independente.

Trem Dianteiro	Trem Traseiro
Trailling arm	MacPherson Traseiro (Chapman)
MacPherson	Semi-Trailling arms
Duplo Braço	Duplo Braço



Figura 13 - Suspensão MacPherson. [9]

A geometria mais conhecida e de uso mais corrente no trem dianteiro é a suspensão MacPherson (figura 13). Quando aplicado na traseira pode também ser denominado Chapman. Nesta construção a roda é ligada ao chassis por um braço inferior e por uma torre, com pouca inclinação, que inclui o amortecedor e a mola. Este é um dos sistemas mais compactos e simples, apresentando como limitação a sua grande altura, o que por vezes inibe a sua utilização em veículos desportivos.

Outra das geometrias que merece destaque é o duplo braço (figura 14), neste caso apresenta-se a solução de duplo braço em A. No entanto, existem outras soluções em que os braços podem ter o mesmo comprimento ou comprimentos diferentes. Este tipo de suspensão é mais utilizado no trem traseiro e tem vindo a ser adotado em carros de elevada performance. Em competição esta solução é amplamente utilizada.

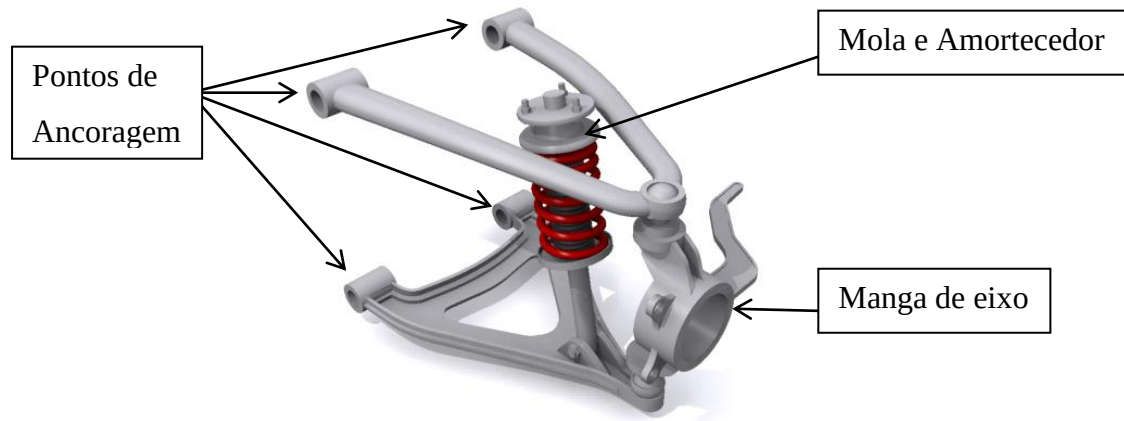


Figura 14 - Suspensão de duplo braço em A (*Double Wishbone*). [9]

Na suspensão apresentada, duplo braço em A, a manga de eixo é ligada ao chassis por intermédio de dois braços (ou *wishbone*), em forma de A. A ligação ao chassis é realizada, recorrendo a rótulas metálicas ou de borracha, nos pontos de ancoragem. Dependendo do efeito pretendido, estas ligações nem sempre são paralelas e, como foi enunciando anteriormente, podem ter comprimentos diferentes. Dependendo do posicionamento dos pontos de ancoragem é possível alterar o funcionamento global da suspensão, obtendo-se diferentes variações de *camber* e convergência com o movimento vertical e com o rolamento do chassis/carroçaria. O objetivo destas variações de *camber* é tentar otimizar o comportamento em curva, de forma a torná-lo o mais próximo possível do ideal.[10]

O veículo em projeto irá utilizar esta solução construtiva tanto no trem dianteiro, como no trem traseiro.

2.4. Geometria de Direção

A direção tem por objetivo permitir ao veículo alterar a sua trajetória. Estas mudanças de trajetória são, na sua maioria, determinadas pelas rodas dianteiras. Admitindo a inexistência de escorregamentos nestas rodas, para que o veículo descreva uma trajetória curva com um determinado raio, o centro de rotação deve estar coincidente com a linha que define a localização do eixo traseiro, evitando desta forma que as rodas traseiras percam a aderência.

Caso o sistema de direção esteja projetado para que ambas as rodas estejam permanentemente paralelas quando viradas, então uma delas irá entrar em derrapagem, sendo este facto decorrente da existência de uma largura de vias entre as duas rodas. Este efeito pode ser ultrapassado recorrendo à geometria de direção de *Ackermann* (figura 15). Com este sistema, o prolongamento dos braços da caixa de direção intersecta-se no centro do eixo traseiro e quando o veículo descreve uma trajetória curva a roda dianteira interior vira num ângulo superior ao da roda exterior. Nestas circunstâncias, cada uma das rodas da frente descreve um raio de curvatura diferente, evitando que uma delas perca aderência. [10]

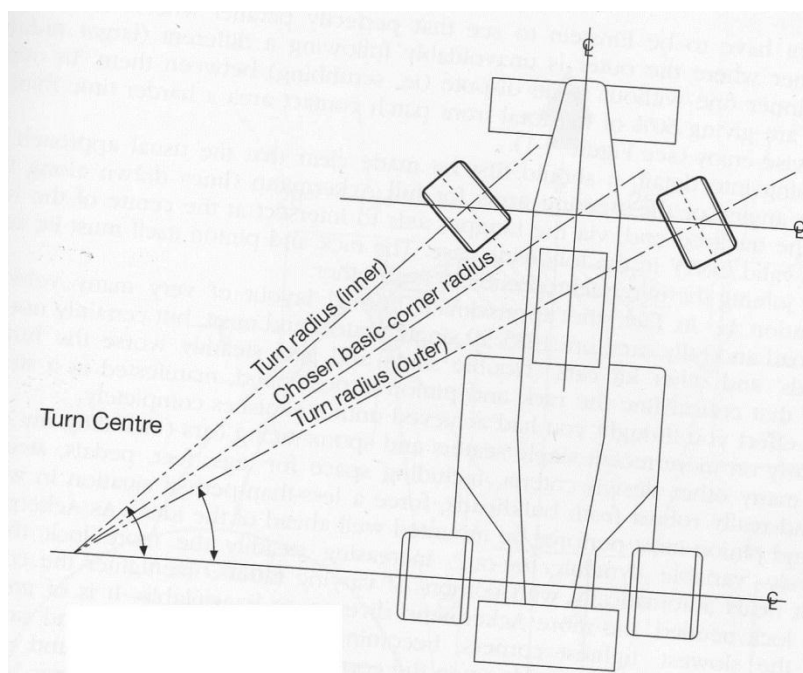


Figura 15 - Desenho tradicional para estabelecer o ângulo de Ackermann.[10]

Antes de prosseguir, é conveniente referir que a usual abordagem de definir os ângulos dos braços de direção para o máximo *Ackermann* é apenas válido para o caso em que tanto a caixa de direção, como os braços de direção e ponto de ancoragem na

manga de eixo estejam alinhados sobre uma reta. É este o caso para o protótipo em projeto. [10]

A introdução dos *slip angles* de cada roda vai implicar que o centro da curva deixe de estar coincidente com a linha que contém o eixo traseiro da viatura (figura 16). Caso se pretenda minimizar a diferença dos *slip angles* desenvolvidos pelas rodas dianteiras relativamente às rodas traseiras, então a correção de *Ackermann* terá que ser menor. Desta forma, alguns autores defendem que os automóveis de competição não necessitam de tanta correção de *Ackermann*. [5]

Outro fator preponderante no dimensionamento da direção é o *bump steer*. O *bump steer* caracteriza-se pelo movimento involuntário da direção devido ao movimento da suspensão, sendo que este efeito nunca é desejado e deve ser evitado de forma a tornar a direção o mais estável e precisa possível.

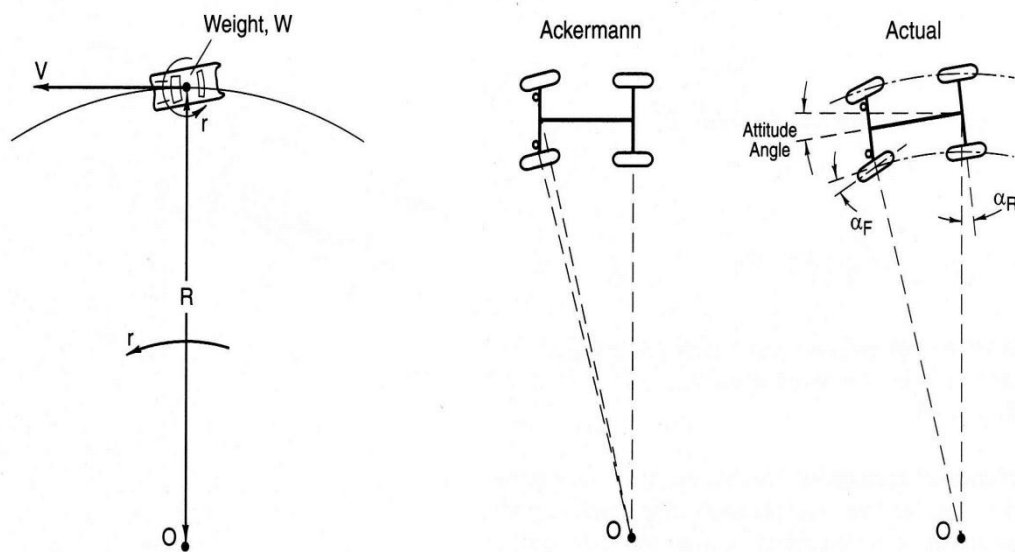


Figura 16 - Caso teórico para direção de Ackermann e caso real considerando o *Slip Angle* dos pneus. [3]

2.4.1. *Camber, Caster e Toe*

A definição do *setup* de alinhamento do veículo de competição é determinante na sua performance. Como já foi referido anteriormente, estas afinações têm por intuito minimizar os efeitos indesejados, por exemplo, do *slip angle* e da variação da “pegada” de contacto do pneu ao solo.

2.4.1.1. *Camber*

Este ângulo é definido pela inclinação da roda relativamente ao plano vertical que a atravessa (figura 17). É um dos parâmetros preponderantes no comportamento dinâmico da viatura e toma maior relevância quanto maior for a superfície de contacto do pneu, isto é, a sua largura. O valor de *camber* é definido considerando um ponto de funcionamento extremo de rolamento da carroçaria em que se pretende maximizar a “pegada” de contacto do pneu com o solo, ou seja, o *camber* deve apresentar um valor de zero graus. Para que isto seja possível é necessário partir de uma posição estática com *camber* negativo. A definição deste valor, por outro lado, não é fácil de determinar e envolve duas fases: uma teórica que consiste na análise do efeito do rolamento da carroçaria na geometria da suspensão e mais tarde um ajuste fino a partir do gradiente de temperaturas nos pneus (método experimental).

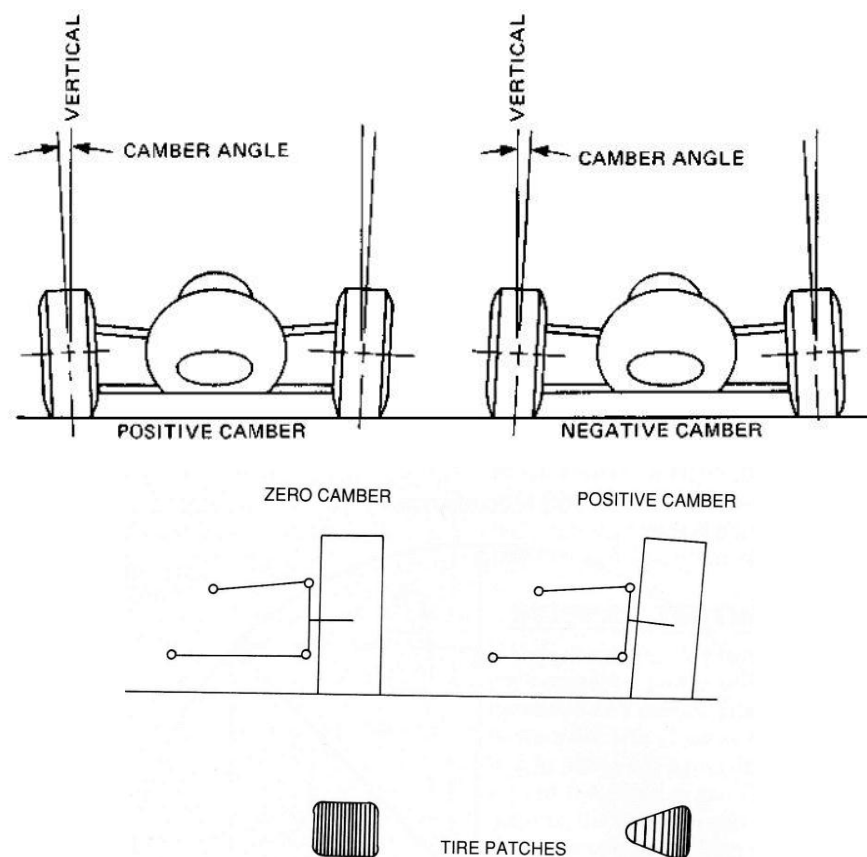


Figura 17 – Em cima: exemplos de *camber* positivo e negativo, respetivamente. Em baixo: exemplos da relação entre o *camber* e a “pegada” de contacto. [8] [4]

No entanto, o *camber* negativo também apresenta desvantagens: provoca um desgaste irregular no pneu, reduz a tração na travagem e aumenta o arrasto a direito. Outro efeito é o *camber thrust*, que se caracteriza pela força lateral que atua na roda e a empurra para o interior, tornando o veículo instável sempre que o equilíbrio das forças é perturbado por uma irregularidade do piso. Outro efeito do *camber thrust* é a solicitação extra imposta pelo sistema de suspensão, o que pode afetar o valor de convergência/divergência definido na posição estática.

2.4.1.2. King Pin Inclination

O *king pin inclination* (abreviado por KPI) é um ângulo geométrico (figura 18). Para garantir a estabilidade da direção, a reta que passa pelos pontos de ligação dos braços à roda deve intersectar o solo dentro da área de contacto do pneu e o mais próximo possível do seu centro. A inclinação dessa reta com a vertical na projeção frontal é o KPI.

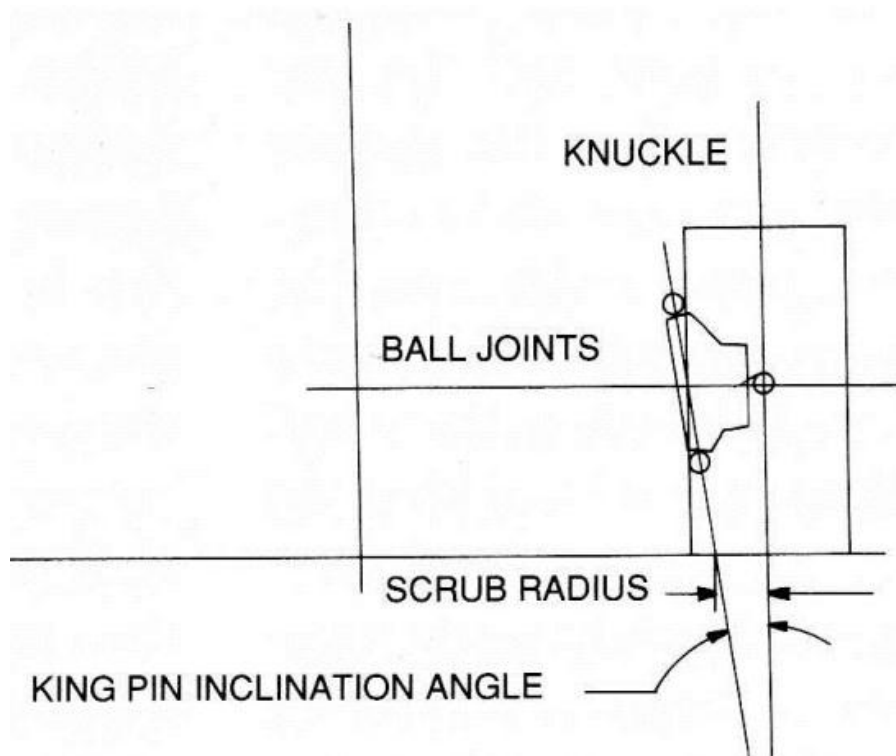


Figura 18 - Representação esquemática do KPI. [4]

2.4.1.3. *Caster*

É caracterizado pelo ângulo entre a vertical e o alinhamento dos pontos de ancoragem superior e inferior da suspensão, na projeção lateral (Figura 19). É necessário para compensar o desequilíbrio introduzido no *camber* pelo KPI. É também utilizado como parâmetro de afinação dos chassis, como a seguir se refere. [11]

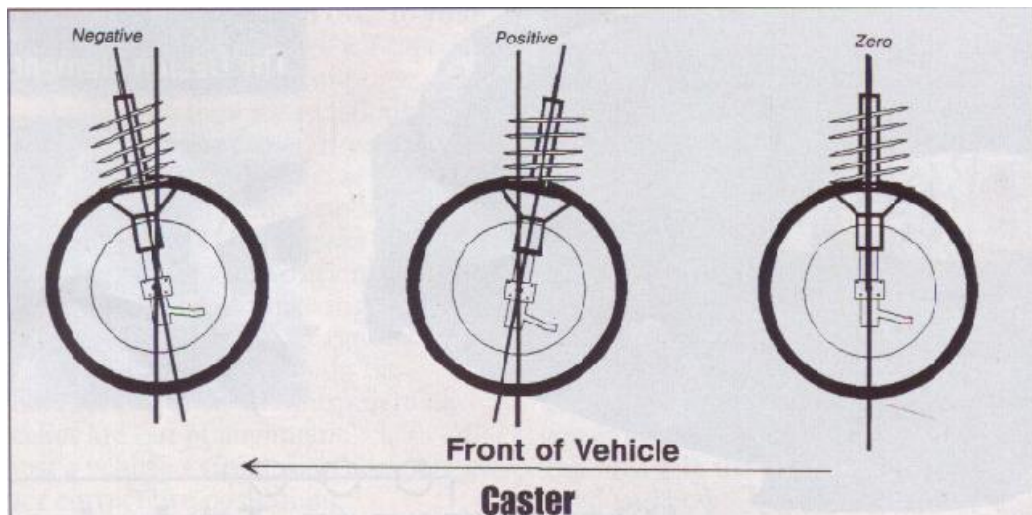


Figura 19 - Exemplos de diferentes ângulos de *caster*. [11]

A generalidade dos veículos apresentam um ângulo de *caster* positivo, para garantir a capacidade de se autocentrarem. Esta capacidade é responsável pelo alinhamento do volante à saída de uma curva.

Um ângulo de *caster* muito elevado (positivo) implica que a direção se torne mais pesada a baixas velocidades e o veículo mais estável a alta velocidade, quando o veículo se desloca a direito. Esta característica deve-se ao facto das rodas estarem tendencialmente sempre alinhadas com a direção de deslocamento. O oposto também se verifica.

2.4.1.4. Toe (Convergência)

Este parâmetro determina o paralelismo, ou a sua ausência, das rodas de um veículo. A figura 20 ilustra duas situações: a do lado esquerdo mostra o *toe-in* (ou convergência positiva), que se verifica quando o prolongamento das linhas projetadas sobre cada roda se intercepta na frente das mesmas. A situação apresentada à direita, ilustra o *toe-out* (ou convergência negativa), que se verifica, quando as mesmas linhas se interceptam na traseira das rodas. Existe ainda uma terceira situação (não ilustrada) de convergência nula, que se caracteriza pelo facto das retas anteriormente referidas estarem paralelas.

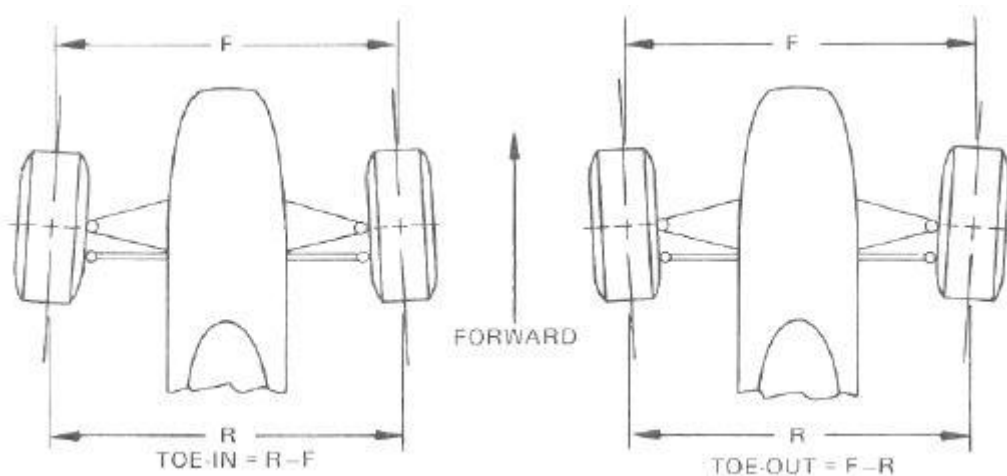


Figura 20 - Representação esquemática de *toe-in* (à esquerda) e *toe-out* (direita). [8]

Tal como o *camber*, também o *toe* é utilizado para maximizar a área de contacto do pneu com o piso em curva. Devido a todas as deformações e distorções do sistema de suspensão ao descrever uma trajetória curva, principalmente nas rodas direcionais, a convergência raramente é mantida. Deste modo, adotam-se valores estáticos que permitem obter a máxima área de contacto do pneu ao solo.

Se for adotada uma afinação de *toe-out*, o veículo irá apresentar um comportamento sobrevirador na entrada da curva, que pode ser minimizado na fase estabilizada da curva. Por outro lado, o carro ficará menos estável ao circular a direito devido ao aparecimento de um pequeno *slip angle* em cada um dos pneus da frente.

2.5. Fatores de Influência no Comportamento Dinâmico

Num automóvel é importante manter a estabilidade durante as solicitações impostas pelos diversos fatores de influência. A estabilidade é influenciada por diversos parâmetros, entre eles: centro de rolamento, força centrífuga, transferência de massas, rolamento da carroçaria, distribuição estática de massas e localização do centro de gravidade. Surge, desta forma, o sistema de suspensão que se destina a tentar manter a estabilidade do veículo.

Os principais objetivos da suspensão são: isolar o chassis das irregularidades do piso; manter o contacto entre os pneus e a estrada; reagir às forças inerentes ao pneu e resistir ao rolamento da carroçaria.

Podemos apresentar a suspensão, de forma simplificada, como um sistema vibratório, como o apresentado na figura 21:

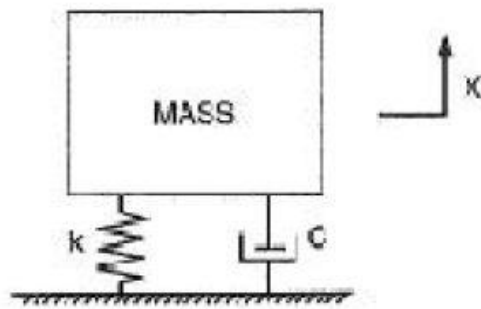


Figura 21 - Sistema vibratório, representativo de uma suspensão automóvel (simplificado). [8]

Tal como foi referido no início deste capítulo (capítulo 2.), este sistema é capaz de absorver e armazenar energia elástica através da mola e dissipar essa mesma energia através do amortecedor. Caso se pretendesse um modelo mais próximo da realidade poderiam considerar-se quatro conjuntos de mola e amortecedor sob uma massa.

São as molas, os amortecedores e as barras estabilizadores que tentam promover a estabilidade necessária ao sistema de forma a torna-lo eficiente.

2.5.1. Centro de Rolamento

O movimento da carroçaria denominado rolamento (*roll*) é provocado pela força centrífuga e caracteriza-se pela inclinação da carroçaria para o lado exterior da curva. Do ponto de vista mecânico, este movimento tende a comprimir as molas do lado exterior da curva e permitir a expansão das molas do lado contrário. Durante o projeto de um veículo é necessário determinar a posição tanto do centro de gravidade (CG), como do centro de rolamento, cada um deles representativo da massa e do rolamento, respetivamente.

Quando se observa um veículo em curva é possível concluir que a carroçaria deixa de estar paralela à estrada, ou seja, esta gira em torno de um ponto espacial para assumir tal posição. A este ponto chama-se o centro de rolamento (*roll center*, abreviado por CR). Para um dado veículo, são definidos dois centros de rolamento, um no trem dianteiro e outro no trem traseiro, não tendo estes que ser necessariamente iguais (Figura 22). A altura do centro de rolamento é relevante, uma vez que tem influência sobre o comportamento dinâmico do automóvel.

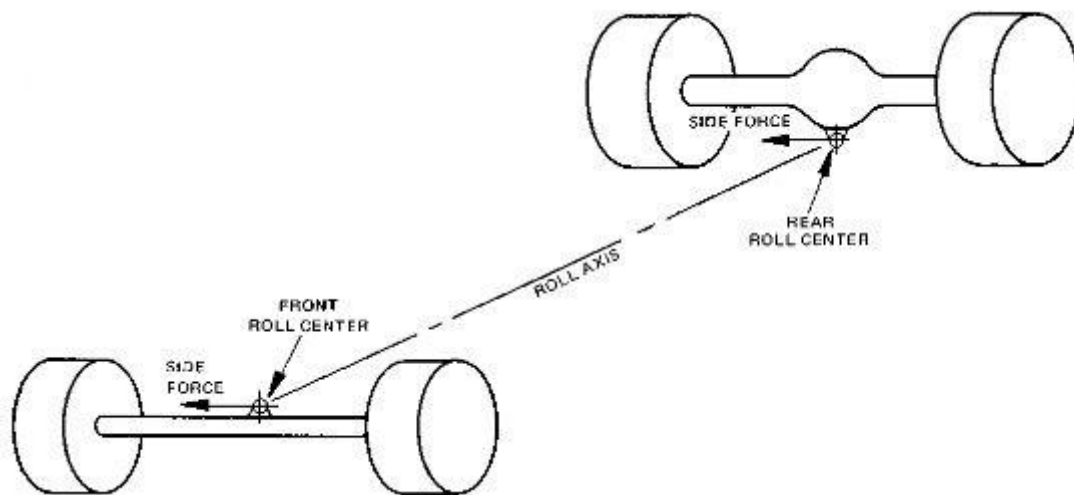


Figura 22 - Esquema representativo do centro de rolamento e eixo de rolamento. [8]

Tal como referido, a suspensão da frente e a traseira apresentam alturas diferentes para o CR, cada um deles dependente da geometria da suspensão. O eixo de rolamento é definido pela reta que une os dois centros de rolamento de um veículo. Dependendo da geometria da suspensão, o centro de rolamento pode ser um ponto da própria suspensão ou localizar-se fora desta, como na maioria dos casos. Dada a simetria da suspensão, o CR localiza-se a meio do veículo, no sentido transversal e a

uma altura que pode ser desde metade da altura da roda até alguns centímetros abaixo do solo. Na generalidade dos sistemas de suspensão a altura do CR é dependente da movimentação vertical da suspensão, sendo a sua previsão relevante.

A determinação da localização do centro de rolamento para o caso de suspensão independente é, normalmente, efetuada de forma gráfica. Uma vez que cada tipo de geometria de suspensão apresenta o seu método para determinar o centro de rolamento, vamos apenas abordar o método para o caso da suspensão do veículo em projeto. O fórmula irá utilizar uma suspensão do tipo duplo braço em A de comprimentos diferentes. Neste tipo de suspensão, deve ser efetuado um desenho à escala, unindo os pontos de ancoragem superiores e inferiores da suspensão por linhas, como demonstrado na figura 23. Conseguindo, assim, determinar os centros instantâneos de rotação de cada roda. De seguida, traça-se uma linha que une o referido centro instantâneo ao ponto de contacto do pneu ao solo, obtendo-se na intersecção das linhas correspondentes a cada uma das rodas a localização do centro de rolamento. No caso específico desta geometria de suspensão, a altura do centro de rolamento varia com o rolamento da carroçaria, devendo calcular-se o CR para diferentes posições da suspensão, como evidenciado na figura 23.

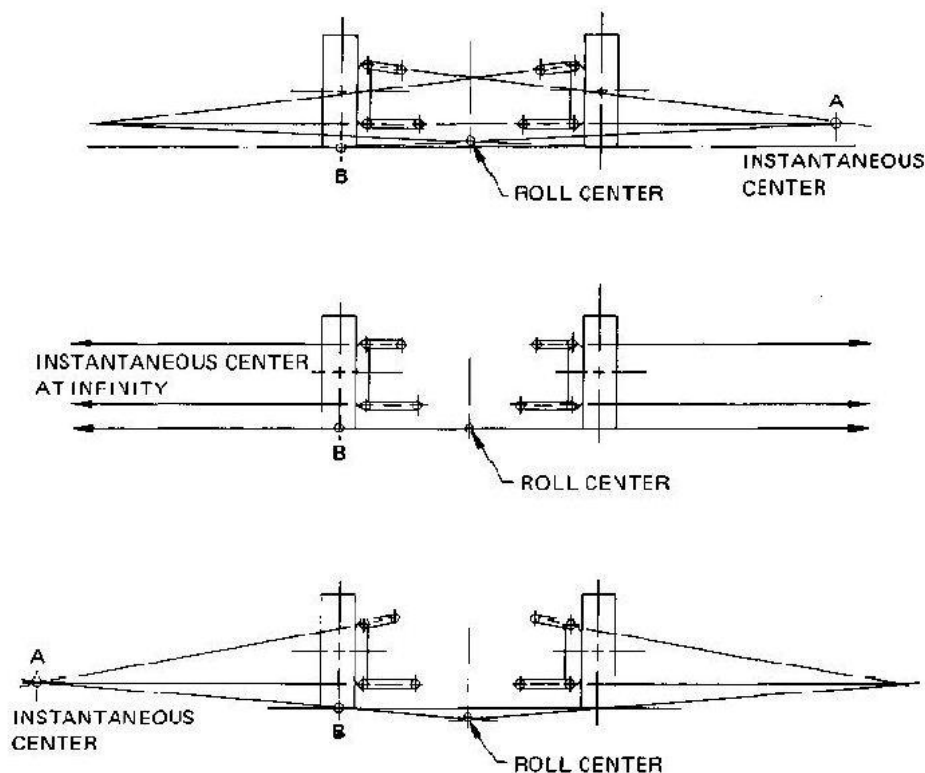


Figura 23 - Determinação do CR para uma suspensão de duplo braço. [8]

A altura do centro de rolamento varia desde alguns centímetros abaixo do solo até, no caso mais extremo, cerca de trinta centímetros acima do solo (suspensões de

eixo rígido). Em competição, é usual este localizar-se entre três centímetros abaixo do solo até seis centímetros acima do solo. O intuito de reduzir a altura do centro de rolamento prende-se com o facto de se conseguir reduzir a transferência de massas para as rodas exteriores, reduzindo assim o efeito de *jacking* (levantar as duas rodas interiores do veículo em curva). O efeito de *jacking* é gerado pela força lateral atuante no pneu, que, por sua vez, provoca um momento em torno do centro de rolamento. Este momento pode empurrar ou puxar a roda contra o solo.

2.5.3. Centro de Gravidade

Podemos descrever o centro de gravidade (abreviado por CG) como o ponto de equilíbrio de toda a massa do veículo, tal como a figura 24 evidencia.

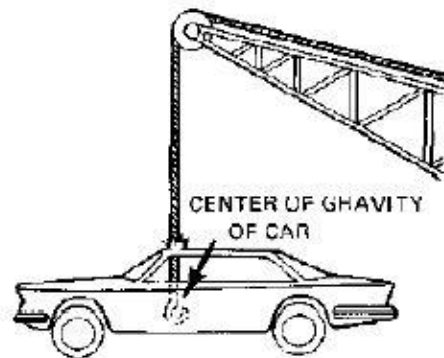


Figura 24 - Centro de gravidade. [8]

Como foi referido anteriormente (na secção 2.1.2), a aderência dos pneus depende muito da carga vertical aplicada sobre estes, portanto a maior parte das alterações na suspensão e chassis de um automóvel de competição estão, de alguma forma, relacionadas com as cargas aplicadas sobre os pneus. A localização do CG é, por isso um dos fatores determinantes e é habitual as alterações no veículo, modificarem a sua localização, tanto em curva como a direito.

Para determinar a posição do CG assumiu-se o caso geral, em que as larguras de vias da frente e da traseira não são necessariamente iguais e a posição do CG não está necessariamente ao longo do eixo longitudinal do veículo. Define-se como eixo longitudinal a linha que une o meio da largura de via da frente ao meio da largura de via da traseira.

Os dados necessários á determinação da posição do CG no plano horizontal são: a massa em cada roda, largura de vias (no caso da largura de via da frente ser diferente da traseira utiliza-se a média das duas) e a distância entre eixos. A figura 25 esquematiza o método de cálculo e as fórmulas para a determinação de cada uma das distâncias.

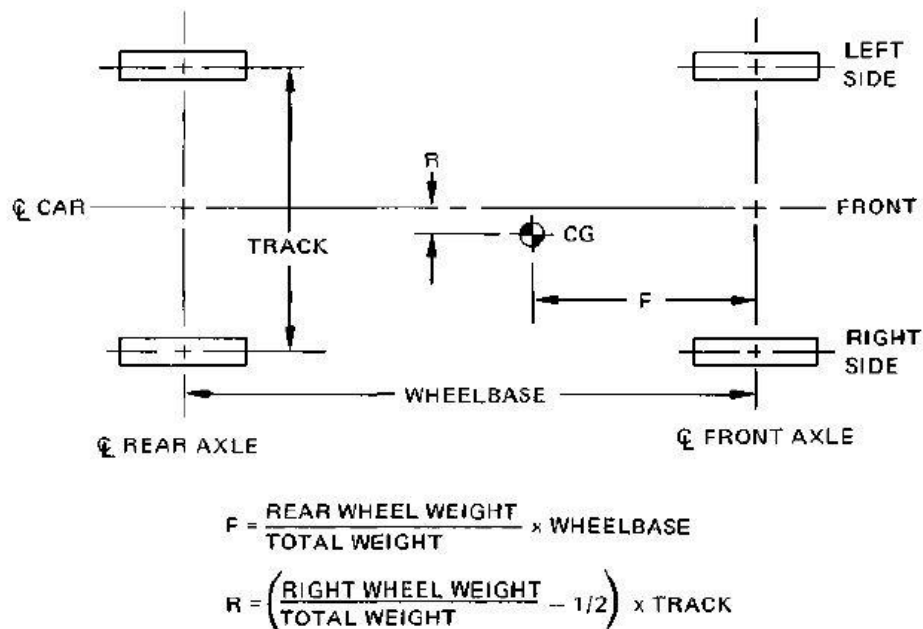


Figura 25 - Localização do CG no plano horizontal. [8]

A localização vertical do CG envolve um procedimento e cálculos mais elaborados. No entanto, esta localização é das mais importantes, uma vez que possibilita a realização de cálculos relacionados com o *roll stiffness* e transferência de massa, como iremos abordar mais à frente.

A posição longitudinal do CG condiciona o seu comportamento dinâmico em curva. Um veículo com CG muito avançado longitudinalmente, apresentará um comportamento tendencialmente subvirador. Caso o CG seja recuado, o veículo terá o comportamento tendencialmente sobrevirador. Este comportamento é majorado na inserção em curva porque a grande deslocação do CG causar um aumento no momento polar de inércia do veículo, uma vez que quanto mais longe o CG estiver do centro do veículo, maior será o braço em que atua a força de inércia. [8]

O procedimento de cálculo consiste em levantar o eixo traseiro do veículo, para que o centro das rodas da frente e da traseira apresentem um ângulo θ com a horizontal, como se demonstra na figura 26. Os dados necessários são: a massa total do veículo (W), massa no eixo da frente com o eixo traseiro elevado (WF), distância do eixo

traseiro ao CG (b), distância do eixo da frente ao solo (RF), distância do eixo traseiro ao solo sem elevação (RR) e ângulo de elevação (θ).

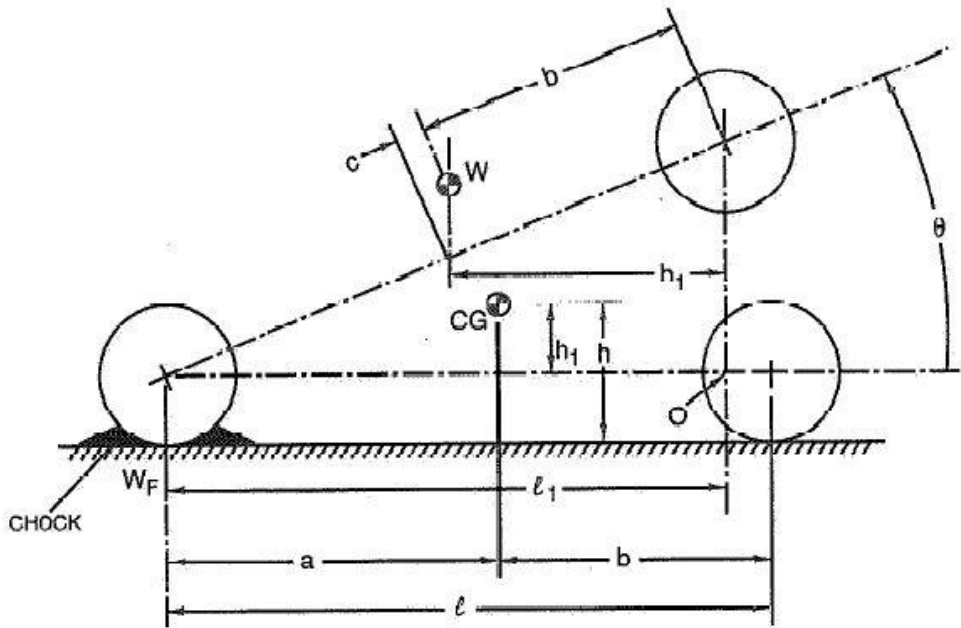


Figura 26 - Determinação da altura (h) do CG no plano vertical. [10]

Da trigonometria podemos inferir:

$$l_1 = l \cos \theta$$

$$WF \times l_1 = W \times b_1$$

Donde se obtém:

$$b_1 = \frac{WF}{W} \times l \cos \theta$$

$$\frac{b_1}{b + c} = \cos \theta$$

$$\text{Sendo, } c = \left(\frac{WF}{W} \times l \right) - b$$

Utilizando $\frac{c}{h_1} = \tan \theta$, obtém-se o valor de h_1 :

$$h_1 = \frac{WF \times l - W \times b}{W \tan \theta}$$

O valor obtido corresponde à altura do CG sobre a linha que une os centros das rodas inclinadas. A linha está a uma distância do solo RF e RR na traseira. Assumindo que RF é igual a RR a altura do CG é determinada por:

$$h = RF + h_1$$

Caso contrário, a distância do CG pode ser determinada da seguinte forma:

$$R_{CG} = RF \times \frac{b}{l} + RR \times \frac{a}{l}$$

$$h = R_{CG} + h_1$$

2.5.4. Velocidade Máxima e Força Centrífuga

Durante a descrição de uma curva é aplicada ao veículo uma força centrífuga. Esta força é tanto maior quanto menor for o raio de curvatura. Quanto maior for o peso e a velocidade, maior será também a referida força.

A seguinte expressão permite calcular o valor da força centrífuga perante uma curva de raio constante:

$$\text{Força Centrífuga} = \frac{\text{Massa} \times \text{Velocidade}^2}{\text{Raio da curva}}, [8]$$

Na expressão anterior o resultado é obtido em *Newtons* e, para tal, a massa é expressa em quilogramas (massa total do veículo com ocupantes), o raio da curva em metros e a velocidade em m/s.

Outros dois parâmetros importantes ao modificar ou projetar um sistema de suspensão são a aceleração máxima teórica que o veículo consegue atingir sem o risco de capotar e a velocidade a que tal acontece, denominada velocidade máxima.

$$\text{Aceleração Máxima} = \frac{9,8 \times \text{Largura de Via}}{2 \times h_{CG}}, [8]$$

$$\text{Velocidade Máxima} = \sqrt{\text{Aceleração Máxima} \times \text{Raio da curva}} \times \frac{3600}{1000}, [8]$$

A aceleração máxima é expressa em m/s^2 , a velocidade em km/h e todas as restantes unidade em metros. Obtém-se, assim, um valor teórico que, só seria possível confirmar se o veículo possuísse aderência ilimitada. Salienta-se a relação existente entre a altura do centro de gravidade e a largura de via. Assim um veículo largo e com

um baixo centro de gravidade apresenta mais resistência a capotar do que um carro alto e estreito. A título de exemplo, um veículo com 1700mm de largura de vias e altura do centro de gravidade de 450mm, ao descrever uma curva com um raio de 80 metros, pode circular a uma velocidade máxima de 146km/h, sem risco de capotar. Um veículo semelhante, mas com uma altura do centro de gravidade de 600mm, apenas pode descrever a mesma curva a uma velocidade máxima de 115km/h. [8] [12]

2.5.5. Transferência de Massa

A transferência de massa ocorre tanto de forma longitudinal como lateral, pois quando se realiza uma travagem ou uma aceleração existe transferência de massa longitudinal, uma vez que a massa é transferida para a traseira ou para a frente do veículo. A transferência de massa lateral ocorre quando o veículo descreve uma curva e deriva da ação lateral da força centrífuga sobre o CG. A força atua do centro da curva para o exterior, provocando uma transferência de massa do lado interior para o lado exterior (note-se que a massa total nas quatro rodas mantém-se sempre constante).

A quantidade de transferência de massa lateral (em quilogramas) pode ser calculada da seguinte forma:

$$TM_{Lateral} = \frac{Força\ Centrifuga \times h_{CG}}{9,8 \times Largura\ de\ Via}$$

Outro tipo de transferência de massa a considerar, ainda que apresente um menor efeito, deve-se à movimentação lateral do CG provocada pelo rolamento da carroçaria, como demonstra a figura 27.

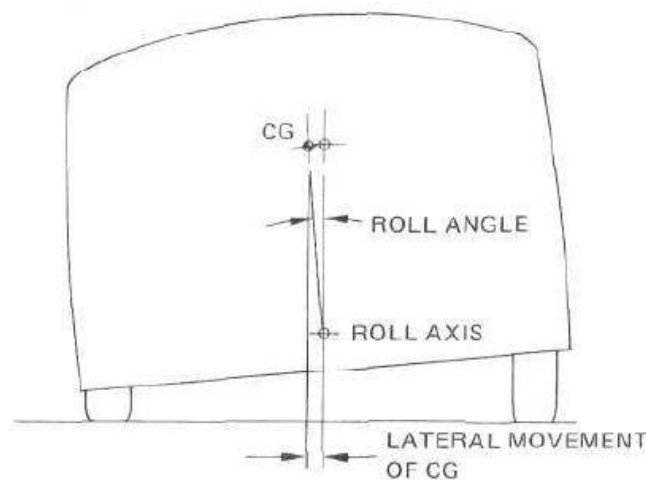


Figura 27 - Transferência de massa devido ao rolamento da carroçaria. [8]

Este efeito é mínimo em automóveis de competição, dada a proximidade do CG ao centro de rolamento. No caso do veículo em projeto, este facto é praticamente desprezível.

Existem três fatores que podem diminuir a transferência de massa lateral: a redução da altura do CG, o aumento da largura de via ou uma curva com um raio menor. Se considerarmos um veículo sem suspensão, um *kart* por exemplo, este apresenta uma determinada transferência de massa durante uma curva e, caso se introduza um sistema de suspensão, a transferência total de massas não se altera, apenas se altera o modo como esta se manifesta. O facto da carroçaria apresentar maior rolamento, deve-se a que, como está apoiada sobre molas, as molas exteriores são comprimidas e as interiores estendem. A figura 28 resume as forças atuantes sobre o veículo em curva, com exceção das forças aerodinâmicas.

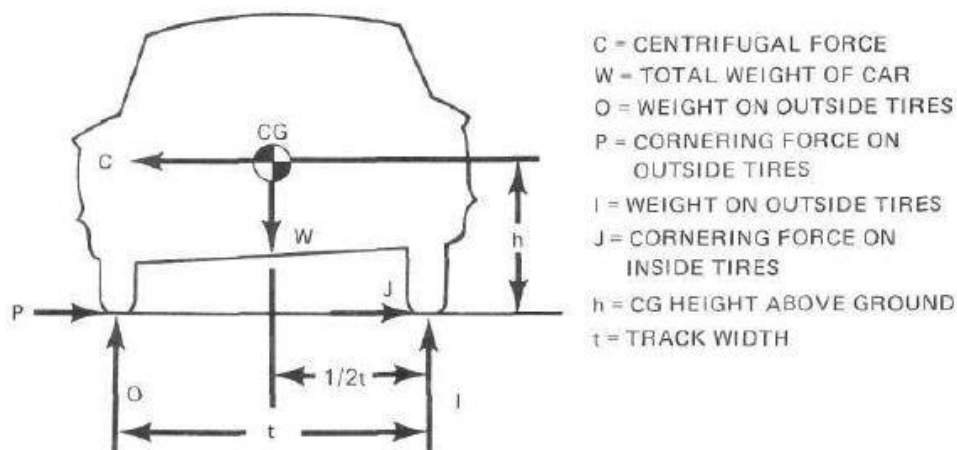


Figura 28 - Resumo das forças atuantes no veículo em curva. [8]

A transferência de massa lateral total é composta por três parcelas como se demonstra de seguida, na Tabela 2:

Tabela 2 - Componentes da transferência de massa lateral total.

Transferência de massa lateral total =	{	Transferência de massa por rolamento
		+
		Transferência de massa pelas massas não suspensas
		+
		Transferência de massa pela altura dos CR's

De forma a compreender o fenómeno de transferência de massas, é necessário atentar a três zonas diferentes: a massa frontal não suspensa, a massa traseira não suspensa e a massa suspensa do veículo. A massa total do veículo resulta da soma destas três componentes. Neste momento podemos considerar que cada uma delas possuiu um CG independente e que a força centrífuga atua sobre cada uma em proporção à sua massa (Figura 29). Este diagrama de forças é equivalente a representar a força centrífuga no CG do veículo.

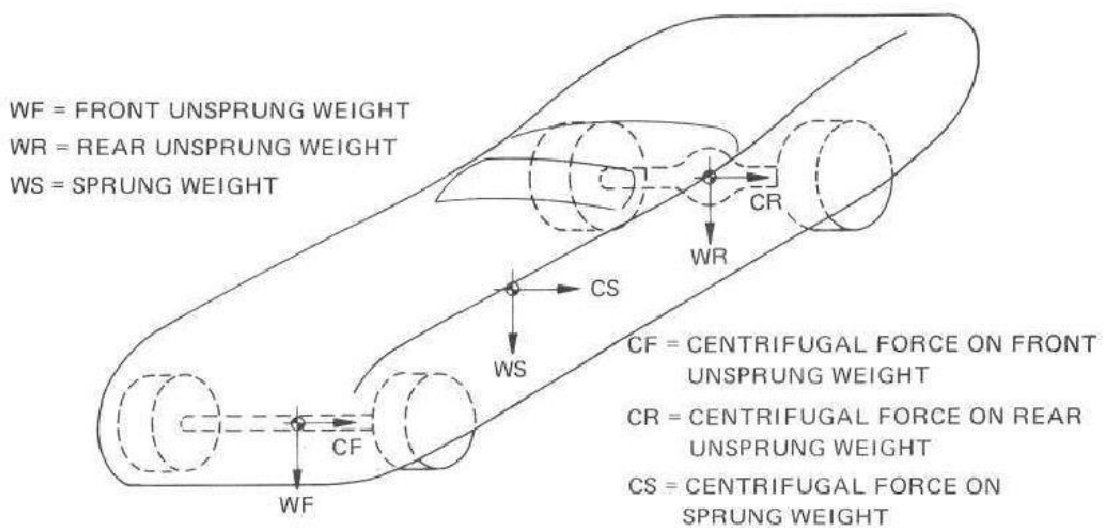


Figura 29 - Divisão dos CG 's e da força centrífuga. [8]

Tomando um exemplo em que a massa não suspensa na frente seja de 15% e a massa não suspensa traseira seja de 10%, a ação da força centrífuga será de 15% e 10%, respetivamente. Nesta situação o peso suspenso terá 75% da massa total e também 75% da força centrífuga total, sendo desta componente que resulta o rolamento da carroçaria.

2.5.5.1. Transferência de massa devido ao rolamento da carroçaria

O *roll stiffness* é a denominação para a resistência de uma suspensão ao rolamento da carroçaria. Ao descrever uma curva, o peso suspenso do carro rola sobre o eixo de rolamento e a rigidez das molas afeta o *roll stiffness*. Assim, o *roll stiffness* da suspensão é definido pela posição das molas, bem como pela sua rigidez. A figura 30 demonstra um esquema simplificado da influência da ação da força centrífuga aplicada no CG sobre o rolamento da carroçaria.

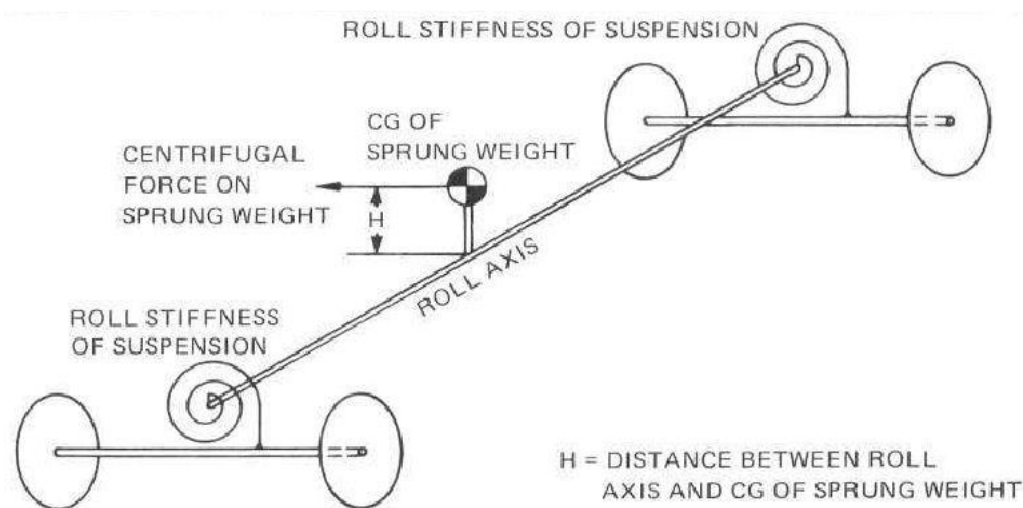


Figura 30 - Esquema simplificado da ação da força centrífuga no CG sobre o roll. [8]

Uma forma simples e bastante eficaz de aumentar o *roll stiffness* e, consequentemente, limitar a quantidade de rolamento da carroçaria é a introdução de uma barra estabilizadora. Esta, consiste numa barra de torção montada na transversal do chassis do veículo, ancorada nos braços de suspensão. Durante o movimento vertical das duas rodas a barra não entra em torção, no entanto, assim que exista um diferencial entre as duas rodas a barra passa a apresentar torção. Desta forma, durante uma curva em que a carroçaria se move tendendo a elevar a roda interior, a barra contraria esse movimento devido à torção que lhe é aplicada. A inclusão da barra de torção e as suas características permitem alterar a distribuição da transferência de massas.

Outro parâmetro relevante é o binário total de rolamento provocado pela elevação do CG relativamente ao eixo de rolamento, demonstrada na generalidade dos

veículos. Este binário provoca uma rotação em torno do eixo de rolamento que é contrariado pelo *roll stiffness* e pode ser suportado tanto pela suspensão da frente como pela suspensão de trás.

A quantidade do binário total em cada extremo do veículo depende do *roll stiffness* existente nesse extremo e, por sua vez, a quantidade do binário total de transferência de massa pode ser determinada pelas seguintes expressões:

$$Binario_{Roll\ frente} = \frac{Roll\ Stiffness_{frente}}{Roll\ Stiffness_{Total}} \times Binario_{Roll\ Total}$$

$$Binario_{Roll\ traseira} = \frac{Roll\ Stiffness_{traseira}}{Roll\ Stiffness_{Total}} \times Binario_{Roll\ Total}$$

A partir destas, estamos em condições de determinar as expressões para o cálculo da transferência de massa para a frente e para a traseira devido ao rolamento da carroçaria.

$$Transferencia\ Massa_{Roll\ Frente} = \frac{Binario_{Roll\ frente}}{Largura\ de\ Via_{Frente}}$$

$$Transferencia\ Massa_{Roll\ Traseira} = \frac{Binario_{Roll\ traseira}}{Largura\ de\ Via_{Traseira}}$$

Podemos obter então o valor total da transferência de massa devido ao rolamento através da soma das duas componentes apresentadas.

2.5.5.2. Transferência de massa devido à altura do centro de rolamento

Tal como já foi referido, a altura dos centros de rolamento situa-se normalmente entre o centro do eixo e o solo, podendo em alguns casos posicionar-se abaixo do solo, característica esta que também origina transferência de massa. Outra característica do centro de rolamento que merece relevo, é que podemos considerá-lo como o ponto sobre o qual toda a carga lateral é transferida do peso suspenso para o peso não suspenso, a figura 31 demonstra esquematicamente este efeito.

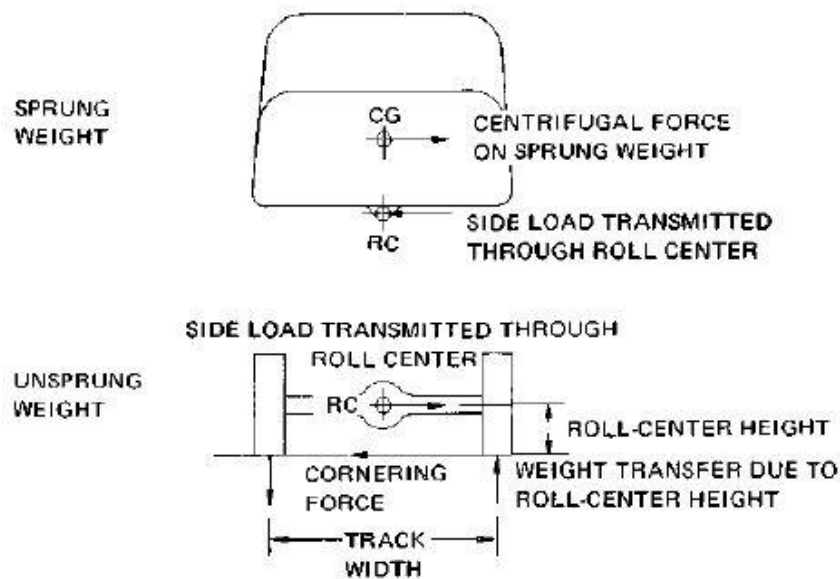


Figura 31 - Figura demonstrativa da transferência de massa pelo centro de rolamento. [8]

A força centrífuga aplicada sobre a massa suspensa divide-se entre o centro de rolamento da frente e da traseira, provocando em cada um deles uma força que atua lateralmente. A distribuição da força lateral em cada um dos centros de rolamento depende da localização do CG da massa suspensa, e apenas será de 50/50 no caso do CG da massa suspensa se localizar a meio da distância entre eixos.

Conhecendo a localização do CG, é possível determinar as distâncias F e R enunciadas na figura 32, com o intuito de determinar a força centrífuga suportada por cada extremo do veículo.

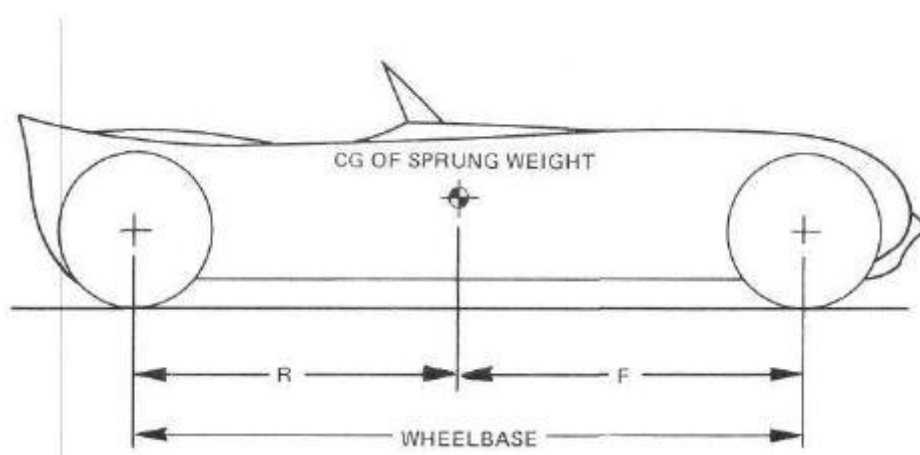


Figura 32 - Esquema da posição do CG. [8]

$$FC_{RC \text{ frente}} = FC_{\text{Peso Suspenso}} \times \frac{R}{\text{Distancia entre eixos}}$$

$$FC_{RC \text{ traseira}} = FC_{\text{Peso Suspenso}} \times \frac{F}{\text{Distancia entre eixos}}$$

Sendo FC a abreviatura para força centrífuga.

Agora que a força lateral atuante no centro de rolamento é conhecida, pode determinar-se a transferência de massa resultante da altura dos centros de rolamento.

$$TM_{\text{altura RC frente}} = \frac{FC_{RC \text{ frente}} \times \text{Altura}_{RC \text{ frente}}}{\text{Largura de via}_{\text{frente}}}$$

$$TM_{\text{altura RC traseira}} = \frac{FC_{RC \text{ traseiro}} \times \text{Altura}_{RC \text{ traseira}}}{\text{Largura de via}_{\text{traseira}}}$$

Sendo TM a abreviatura para transferência de massa.

2.5.5.3. Transferência de massa devido ao peso não suspenso

Esta é a última característica responsável pela transferência de massa em curva e deve-se à massa não suspensa do veículo. Em contraste com os anteriores mecanismos de transferência de massa, este tem um efeito bastante reduzido sobre a transferência de massa total, e a sua afinação ou alteração é de difícil implementação.

De forma genérica, podemos considerar a posição do CG da massa não suspensa como sendo no centro da roda, o que permite aferir que, quanto menor for a massa não suspensa, menor será a resultante da ação da força centrífuga sobre o CG, resultando daí uma menor transferência de massa. Podemos, então, calcular a transferência de massa provocada pela massa não suspensa através das seguintes equações:

$$TM_{MNS \text{ frente}} = \frac{FC_{MNS \text{ frente}} \times \text{Altura}_{RC \text{ MNS frente}}}{\text{Largura de via}_{\text{frente}}}$$

$$TM_{MNS \text{ traseira}} = \frac{FC_{MNS \text{ traseira}} \times \text{Altura}_{RC \text{ MNS traseira}}}{\text{Largura de via}_{\text{traseira}}}$$

Por fim, agora que já foram determinadas as equações para cada uma das componentes da transferência de massa total, esta pode ser calculada pela soma de cada uma das três parcelas, tanto para a frente como para a traseira.

2.5.5.4. Influência da transferência de massa no chassis

Neste momento, é importante perceber a influência da transferência de massas na afinação de um veículo. Assim, e considerando dois conceitos anteriormente descritos, durante a caracterização dos pneus, podemos afirmar que o aumento da carga vertical sobre o pneu provoca uma distorção neste e diminui a sua aderência. Podemos também afirmar que esta mesma distorção provoca um aumento do *slip angle* do pneu.

Quando o veículo descreve uma curva, o pneu interior sofre uma redução da força vertical nele aplicada, aumentando um pouco a sua aderência. Este efeito, no entanto, é inferior à perda de aderência existente no pneu exterior provocada pelo aumento da carga vertical, o que resulta numa diminuição da aderência total. Conclui-se, assim, que o aumento da transferência de massa num extremo do veículo provoca uma redução na sua aderência. Por este motivo torna-se relevante a redução da transferência de massa na afinação do chassis.

No entanto, esta redução tem um limite. A máxima transferência de massa é limitada pela massa das rodas nas quais se dá o fenómeno referido. Tomemos como exemplo um veículo com uma massa estática nas rodas traseiras de 500kg. Assumindo uma distribuição de 50/50 na lateral, cada roda apresenta uma massa de 250kg. Neste caso, o limite de carga sobre o pneu exterior à curva nunca pode exceder os 500kg. Caso este limite seja ultrapassado, a roda interior transfere tanta massa como a que apresentava na posição estática e perde o seu contacto com o solo. Esta é uma situação de rolamento extremo da carroçaria que provoca uma variação de *camber* exagerada, diminuindo a pegada de contacto do pneu ao solo e, conseqüentemente, a sua aderência.

[8]

2.5.6. Efeitos do Rolamento da Carroçaria

Como o excesso de rolamento por parte da carroçaria afeta de forma negativa o comportamento dinâmico do veículo, é desejável reduzir ao máximo o rolamento da carroçaria.

Existem dois efeitos negativos principais para o rolamento da carroçaria: a variação do *camber*, que provoca a perda de aderência dos pneus e a utilização de grande parte do curso da suspensão, o que pode conduzir a que esta atinja o seu limite de curso. Conclui-se, assim, que é importante limitar o ângulo de rolamento a valores baixos, recorrendo, por exemplo à utilização de barras estabilizadoras, método bastante eficiente e de fácil implementação. A figura 33 demonstra o mesmo veículo, a descrever a mesma curva, sem barras estabilizadoras (em cima) e com barras estabilizadoras (em baixo).

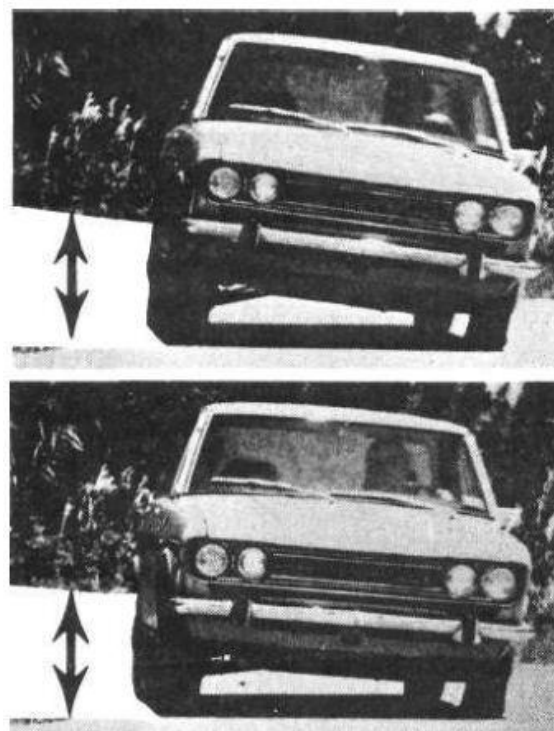


Figura 33 - Diferença no rolamento da carroçaria com e sem barras estabilizadoras. [8]

2.5.7. Distribuição de massas

Quando o veículo se encontra numa posição estática, ainda que possa não o aparentar, a massa não tem necessariamente de ser dividida de forma idêntica por cada roda. Na verdade, muitas vezes a massa está maioritariamente suportada por três das quatro rodas, o que não é desejável caso o veículo seja utilizado em curvas tanto para a esquerda como para a direita. Nestes casos, a divisão da massa deve ser idêntica dos dois lados, garantindo a otimização do comportamento dinâmico do veículo.

A determinação da distribuição de massas pressupõe o conhecimento da massa suportada por cada roda na posição estática. A medição destes valores deve ser realizada com o condutor e conhecendo todas as características do veículo, como, por exemplo, a quantidade de combustível e a existência ou não de fluidos do motor.

Com o conhecimento da massa em cada roda, podemos determinar a distribuição de massa da frente e da traseira do veículo. A percentagem de massa suportada pelas rodas da frente e pelas rodas traseiras do veículo é dada pelas seguintes expressões:

$$\%_{Massa\ Frente} = \frac{(Massa_{roda\ FD} + Massa_{roda\ FE})}{Massa_{Total}} \times 100$$

$$\%_{Massa\ Traseira} = \frac{(Massa_{roda\ TD} + Massa_{roda\ TE})}{Massa_{Total}} \times 100$$

Para obter uma distribuição de massa ideal, tanto as rodas do lado esquerdo como as do lado direito, devem apresentar a mesma distribuição da frente para trás, o que significa que todo o veículo está equilibrado. É de referir que o lado direito e o lado esquerdo não têm necessariamente que apresentar a mesma massa, uma vez que o CG pode estar deslocado do centro. Podemos então determinar a distribuição de massa ideal.

$$Massa_{Ideal\ FD} = \frac{\%_{Massa\ Frente} \times (Massa_{roda\ FD} + Massa_{roda\ TD})}{100}$$

$$Massa_{Ideal\ FE} = \frac{\%_{Massa\ Frente} \times (Massa_{roda\ FE} + Massa_{roda\ TE})}{100}$$

$$Massa_{Ideal\ TD} = \frac{\%_{Massa\ Traseira} \times (Massa_{roda\ FD} + Massa_{roda\ TD})}{100}$$

$$Massa_{Ideal\ TE} = \frac{\%_{Massa\ Traseira} \times (Massa_{roda\ FE} + Massa_{roda\ TE})}{100}$$

Nas expressões apresentadas as abreviaturas correspondem à posição de cada uma das rodas do veículo: FD – Frente direita; FE – Frente esquerda; TD – Traseira direita; TE – Traseira esquerda.

Ainda relativamente às expressões, é de salientar que a soma das massas ideais por roda têm que igualar a massa total do veículo.

Os mecanismos para a afinação da distribuição de massas são, genericamente, resumidos a dois. A regulação da altura do veículo em cada extremo, pode ser implementada pela utilização de molas com alturas diferentes, espaçadores na zona de apoio da mola ou utilização de sistemas de regulação de altura por rosca. A alternativa é utilizar barras estabilizadoras montadas com pré-carga, de forma a conseguir um efeito bastante parecido com o anterior, no entanto este método é mais trabalhoso e difícil de implementar.

2.5.8. Molas

As molas da suspensão, tal como já foi referido, são responsáveis pela absorção da energia cinética devido às suas características de corpo elástico. Geralmente, as molas são helicoidais e lineares, ou seja, se numa determinada mola forem necessários 6 kg para uma deformação de 1mm, então por cada milímetro de compressão serão necessários 6 kg.

As molas têm como principal objetivo absorver as irregularidades do piso, desta forma promovendo o conforto dos ocupantes do veículo. De forma genérica, molas menos rígidas fornecem mais conforto e mais tração em piso irregular, em sacrifício do comportamento dinâmico. No entanto, o deslocamento vertical da suspensão pode provocar que esta atinja o fim de curso da suspensão, ainda que o rolamento possa estar controlado pelas barras estabilizadoras.

De forma a limitar o deslocamento vertical da suspensão deve aumentar-se a rigidez das molas, aumentando desta forma o *roll stiffness* e diminuindo o rolamento da carroçaria, contudo, este aumento de rigidez está limitado, quer por requisitos de conforto quer pelo comportamento dinâmico.

A característica de qualquer massa associada a uma mola é a sua vibração. Nos sistemas mecânicos semelhantes à suspensão automóvel, quando a massa é solicitada a partir da sua posição inicial, irá oscilar em torno da posição de descanso, com uma

determinada velocidade e frequência. A frequência a que um determinado sistema com uma determinada massa e com uma mola de rigidez conhecida oscila após a perturbação inicial é denominada frequência natural de vibração.

A característica mais conhecida e importante de uma mola é a sua rigidez. Esta pode ser determinada pelo quociente entre a força aplicada e o deslocamento, tendo como unidades no sistema internacional N/mm, embora seja muitas vezes apresentada em kg/mm. A expressão seguinte determina a rigidez K de uma mola.

$$K = \frac{\text{Força}}{\text{Deslocamento}}$$

Uma alternativa ao cálculo da rigidez da mola, não experimental, é através das suas características geométricas e é enunciado pela seguinte expressão: [8]

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

Onde:

K – Rigidez em kg/cm

W – Diâmetro da espira em cm

G – 830000 kg (para o aço)

N – Número de espiras úteis

D – Diâmetro médio do enrolamento

A frequência natural de vibração de uma mola é expressa em ciclos por segundo ou Hz e a cada ciclo corresponde uma oscilação vertical da carroçaria. Esta característica das molas está diretamente relacionada com o conforto. Assim, quanto maior for o número de ciclos por segundo de uma determinada suspensão, menor será o seu conforto. A figura 34 demonstra a relação entre a movimentação da suspensão e o número de ciclos por segundo. O limite da frequência de vibração fixa-se normalmente nos 5 ciclos por segundo, a partir desse ponto a qualidade de visão diminui e do ponto de vista de conforto é praticamente intolerável. Estes valores apenas são utilizados em veículos de competição e apenas em determinados casos.

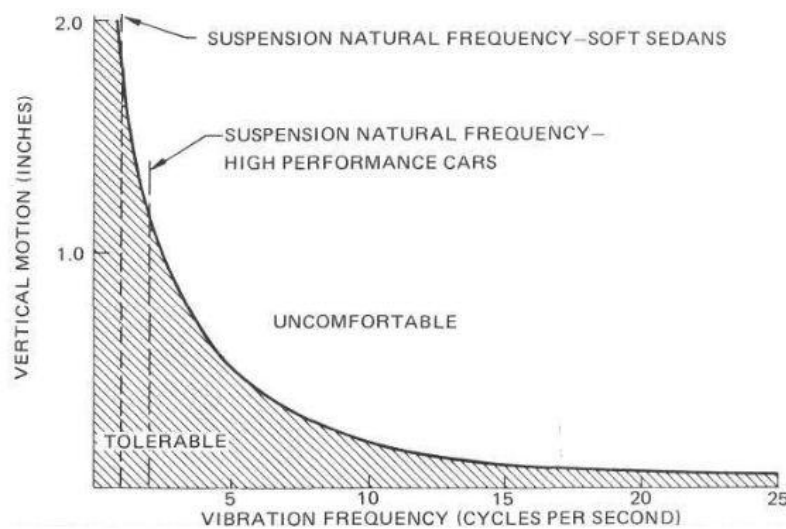


Figura 34 - Gráfico de tolerância humana à vibração de um sistema de suspensão. [8]

A determinação da frequência natural de uma mola aplicada num determinado veículo necessita de outros dois parâmetros para que seja possível obter o seu valor. O primeiro denomina-se *vertical suspension stiffness* ou *wheel rate* e caracteriza-se pela quantidade de força vertical, aplicada na roda, necessária para subir a suspensão um milímetro. Normalmente, este parâmetro é determinado por medição direta. O segundo parâmetro necessário é a vantagem mecânica ou alavancagem, que é uma característica geométrica mais facilmente compreendida através do seguinte exemplo:

Considere-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 ponto de ancoragem da suspensão ao chassis. A roda ao subir dois centímetros, origina uma compressão na mola de apenas um centímetro, devido á vantagem mecânica existente de 2:1. Sendo a rigidez da mola

definida pela força dividida pelo deslocamento, a utilização de alavancagem para operar a mola leva à alteração da força necessária na roda para comprimir a mola. Assim, para uma mola com uma rigidez de 60 N/mm quando a roda é subida 10 mm, a mola apenas irá comprimir 5 mm. Dada a rigidez da mola com a referida compressão resultará uma força de 300 N. No entanto como existe alavancagem de 2:1 a força necessária na roda será de apenas 150 N. [8] [12]

$$Wheel\ rate = \frac{K}{(Vantagem\ mecânica)^2}$$

Deste modo é possível determinar a frequência natural de vibração de uma determinada suspensão. A sua expressão é a seguinte, obtendo-se o resultado em Hz:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{Massa\ Suspensa}}$$

2.5.9. Amortecedores

O amortecimento tem por objetivo dissipar, sob a forma de calor, a energia armazenada pelas molas de suspensão. Sem os amortecedores, após uma perturbação inicial da mola, o veículo oscilaria de forma descontrolada, tendo como resultado uma baixa aderência dos pneus, devido às constantes interrupções do contacto com o solo. Os amortecedores (Figura 35) fornecem a sustentação necessária ao veículo, mas absorvem a maior parte da energia resultante da passagem do veículo por irregularidades do piso. [13]



Figura 35 - Exemplo de um conjunto de amortecedores de elevada performance para um Corvette. [13]

A força de resistência do amortecedor aumenta com o aumento da velocidade de solicitação por parte da suspensão. Esta resistência é gerada pelo pistão interno do

amortecedor quando comprime o óleo entre as câmaras através de uma válvula com secção reduzida. A alteração do número de válvulas ou da área das mesmas permite a afinação da dureza do amortecedor.

À medida que o amortecedor dissipa energia a sua temperatura interna aumenta. Este facto origina dois problemas: a ocorrência de *shock fade* e a criação de espuma no óleo. O *shock fade* caracteriza-se pela perda de eficiência do amortecedor a altas temperaturas, provocada pela diminuição da viscosidade do óleo com o aumento da temperatura. A criação de espuma deve-se à ocorrência de cavitação, ou seja, geram-se bolhas de gás no interior dos amortecedores, o que oferece menor resistência à passagem entre as câmaras. A diminuição destes dois fenómenos prende-se com condições de projeto do próprio amortecedor, nomeadamente maiores dimensões, com o intuito de aumentar a transferência de calor para o exterior e baixar a temperatura do óleo em funcionamento.

O termo utilizado para a força que o amortecedor desenvolve a uma determinada velocidade, tanto de compressão como de expansão, é o amortecimento. O amortecimento será tanto menor quanto menor for a velocidade, sendo que a baixas velocidades o amortecimento advém quase na totalidade da fricção entre componentes. O amortecimento, geralmente, aumenta cerca de quatro vezes quando a velocidade de solitação duplica.

O veículo em projeto irá utilizar um sistema de suspensão frontal que, aquando do seu desenvolvimento, foi considerado pouco ortodoxo e muito pragmático. O seu desenvolvimento foi iniciado com o intuito de fugir às regras existentes na altura tanto para a Fórmula 1 como para a Formula 3. Esta solução triunfou, sendo amplamente aceite no mundo da competição. Tem o nome de *monoshock* e é um tipo de suspensão frontal caracterizada por apresentar apenas um amortecedor e uma mola onde estão ligadas as duas rodas frontais (Figura 36). [10]

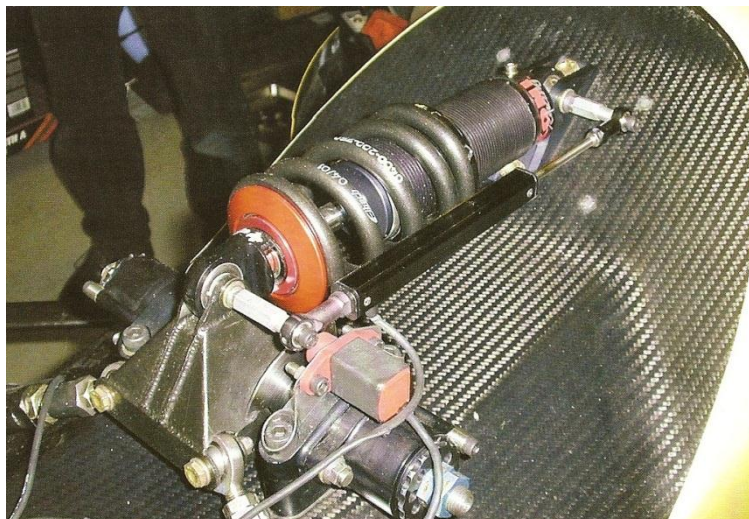


Figura 36 - Suspensão *monoshock* frontal num Gould GR35. [10]

Este sistema permite a obtenção de uma geometria que se pode aproximar de um eixo rígido em *bump* e *rebound*. Revela-se, assim, um sistema extremamente robusto e fácil de afinar dada a sua singularidade (Figura 37).[10]

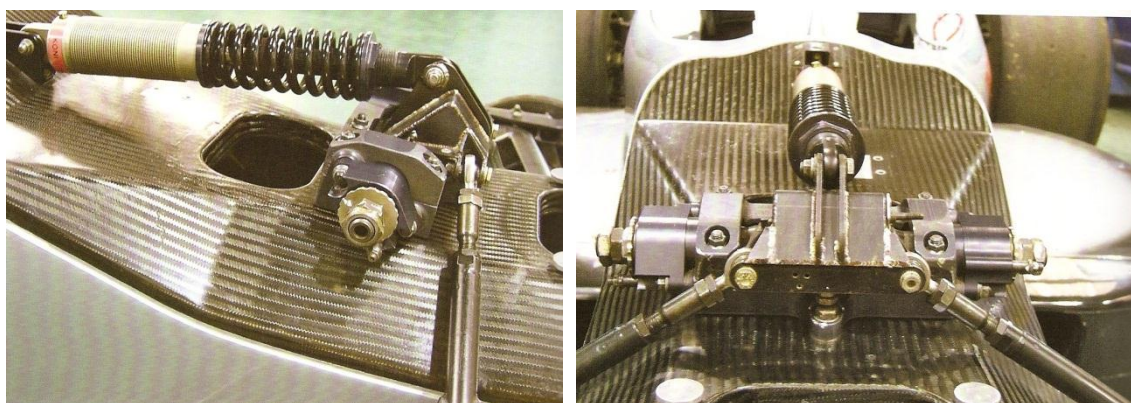


Figura 37 - Detalhe da suspensão frontal de um Dallara F3. [10]

Contudo, este tipo de suspensão apresentava um problema indesejado que residia no facto de apresentar um baixo curso da suspensão. Assim, rapidamente se atingia o limite de transferência de massa em curva e a roda interior tinha tendência a elevar-se do solo, perdendo aderência. Surgiu então pela primeira vez, em 1993, uma solução que consistia em permitir ao amortecedor variar a sua posição transversalmente, por forma a contrariar a elevação da roda. Este método era materializado pela utilização de anilhas de pressão, semelhantes a um diafragma, denominadas *Belleville* (Figura 38).

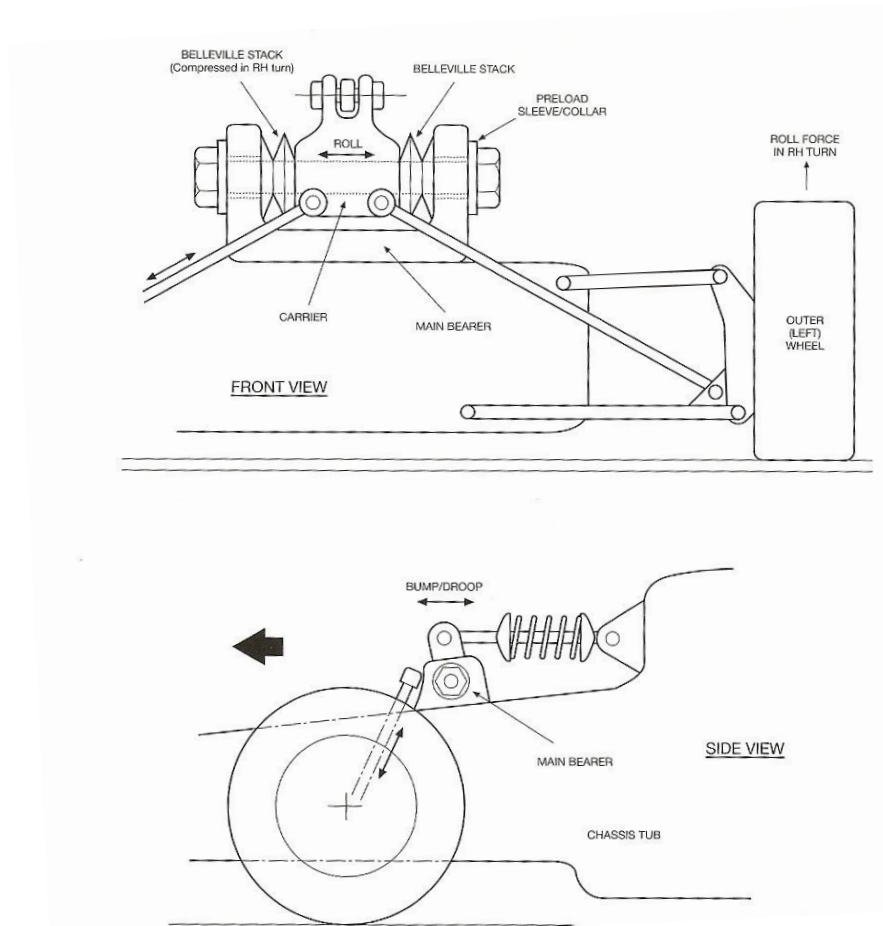


Figura 38 - Diagrama representativo da utilização das anilhas *Belleville*. [10]

A figura 38 representa o diagrama de funcionamento de uma suspensão com recurso às anilhas de *Belleville* para contrariar o efeito indesejado de levantar a roda interior em curva. O sistema de mola-amortecedor controla o movimento de compressão e expansão, bem como a oscilação vertical da suspensão. As anilhas de *Belleville* controlam o rolamento, tanto em curvas para a direita como para a esquerda.

2.5.10. Barras Estabilizadoras

Como já foi referido na secção 2.5.5., as barras estabilizadoras são uma forma bastante expedita e de baixo custo para melhorar o comportamento dinâmico do veículo.

Estas barras são utilizadas de forma a torcerem durante o movimento de torção da carroçaria ao descrever uma curva (a movimentação vertical da suspensão não impõem qualquer carga à barra). Assim, caso as duas rodas sejam solicitadas da mesma forma, apenas o *roll stiffness* é alterado e não a *wheel rate*. O contrário também se

verifica, caso a solicitação esteja presente apenas numa roda, ou seja, diferente de roda para roda.

A forma de dimensionar uma barra estabilizadora parte da determinação do valor máximo de rolamento admissível pela carroçaria. Em competição, onde o conforto é pouco relevante, em benefício da performance, é usual o valor máximo de rolamento ser limitado a 2°.

Existem duas formas de projetar uma barra estabilizadora. A primeira, considera uma barra aproximadamente em “U” que, para além da sua rigidez, apresenta também uma vantagem mecânica que aumenta o seu *roll stiffness*. A segunda alternativa consiste numa barra que apresenta apenas torção, sem qualquer alavancagem. Apresentam-se de seguida as duas formas de calcular a rigidez da barra à torção:

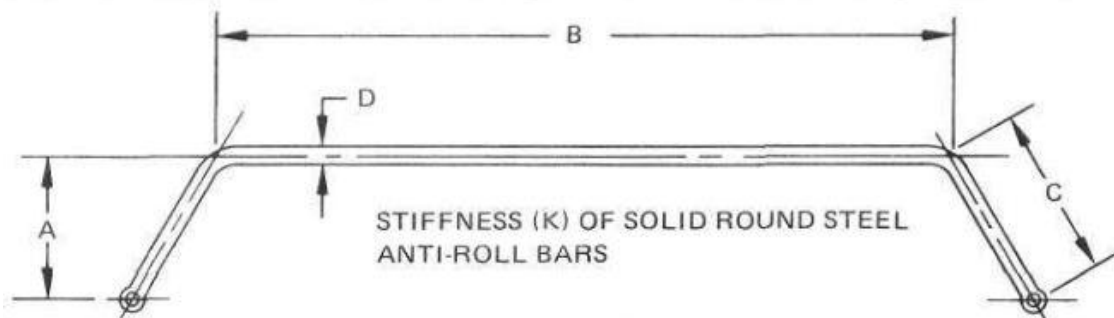


Figura 39 - Diagrama esquemático de uma barra estabilizadora com alavancagem. [8]

$$M_o = \frac{\pi \times D^4}{32}$$

$$K = \frac{\frac{8E^{+10} \times M_o \times B}{A^2}}{Vantagem\ Mecânica_{Barra}^2}$$

Onde,

K – *Roll Stiffness* efetivo da barra em N.m/rad

Mo – Momento resistente em m⁴

B – Comprimento à torção em metros

A – Comprimento do braço em metros

D – Diâmetro da barra em metros

No caso de estarmos perante uma barra que funciona apenas à torção, então a sua rigidez vem expressa da seguinte forma:

$$K = \frac{G \times M_o}{l_a}$$

Onde,

K – Rigidez da barra à torção em N.m/rad

G – Modulo de Elasticidade em N/m²

Mo – Momento resistente em m⁴

La – Comprimento à torção em metros

2.6. Condições geométricas da suspensão com o movimento vertical da suspensão e com o rolamento

Tal como se referencia, existe uma grande variedade de efeitos geométricos que influenciam a aderência do veículo. Nesta secção irá ser abordada essa questão, nomeadamente as variações de *camber* e da posição do centro de rolamento com o movimento da suspensão. Todas as variações aqui enunciadas vão ser estudadas do ponto de vista geométrico.

2.6.3. Variações de *camber*

No caso de uma típica suspensão frontal independente, em que o movimento das rodas é paralelo, como amplamente utilizado no passado pela Porsche, o ângulo de *camber* das rodas relativamente ao solo (não considerando qualquer tipo de flexão por parte dos braços da suspensão) é igual ao ângulo de rolamento da massa suspensa. [3]

No entanto, no caso de uma suspensão de duplo braço, isto já não será de toda verdade. Nestes casos, há uma perda considerável de *camber* (ângulo mais negativo) por parte das rodas com o movimento vertical da suspensão. Desta forma, quando o veículo rola em curva, o ângulo de *camber* relativamente ao solo reduz na roda de maior carga (exterior) e aumenta na roda interior. O intuito deste comportamento é reduzir a força de *camber* resultante e o comportamento subvirador que daí advém. Existe ainda um segundo efeito derivado destas características, que é o aumento da área de contacto com o solo do pneu interior devido ao ganho de *camber* existente neste.

Em condições normais de curva rápida, o movimento ascendente e descendente do centro da roda normalmente não excede os 50mm e, com o desenho normal dos

braços de suspensão, a variação relativa de *camber* no sentido negativo raramente excede o $1,5^\circ$. No entanto, este ângulo pode ser deduzido a partir da determinação da taxa de variação de *camber*.

Considerando que o comprimento dos braços superior e inferior deste tipo de suspensão são diferentes, em algum momento do movimento da roda os braços encontram-se paralelos. Nesta posição, a taxa de variação de *camber* será zero. Tipicamente, a taxa de variação de *camber* apresenta um comportamento quase linear, como demonstrado na figura 40.

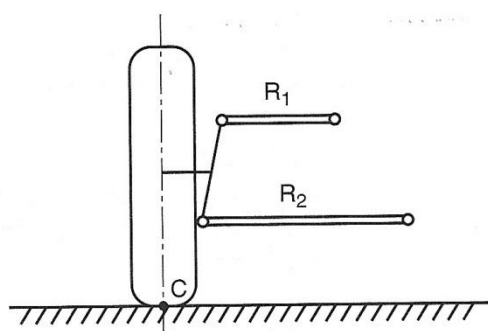
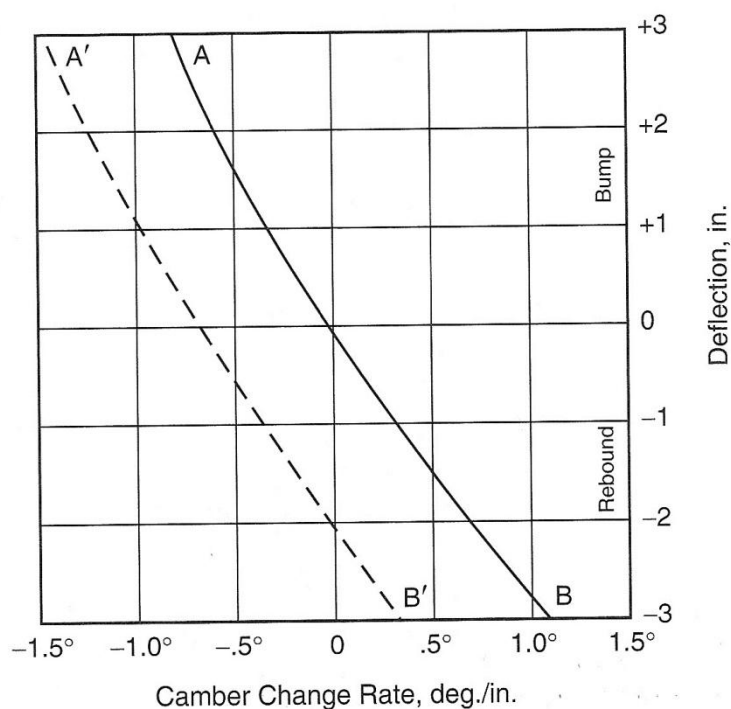


Figura 40 - Taxa de variação típica numa suspensão do tipo apresentado na figura. [3]

2.6.4. Variação da posição do Centro de Rolamento

A variação da posição do centro de rolamento irá ser abordada, neste contexto, em função do movimento vertical da suspensão (tanto em *bump* como em *rebound*) e também em função do rolamento da carroçaria.

A variação da posição do centro de rolamento com o movimento vertical da suspensão é muito simples de determinar, uma vez que o chassis, ao subir ou descer, vai arrastar com ele os seus pontos de ancoragem da suspensão. Esta variação de altura provoca necessariamente uma variação da posição do centro de rolamento, dada a alteração das condições geométricas iniciais.

O rolamento da carroçaria provoca a alteração da posição geométrica dos pontos de ancoragem, quer no chassis quer na roda. Assim, estes pontos notáveis deslocam-se segundo um arco cujo raio depende do ângulo de rolamento da carroçaria. A figura 41 exemplifica esse deslocamento.

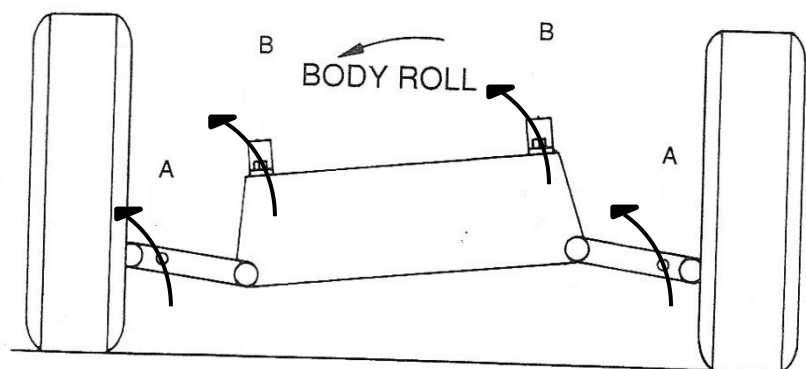


Figura 41 - Esquema representativo da trajetória descrita pelos pontos notáveis da suspensão com o rolamento da carroçaria. [4]

Partindo da determinação da trajetória descrita por cada ponto de ancoragem da suspensão, é possível simular a movimentação de cada ponto de acordo com o rolamento da carroçaria. Assim, é possível desenvolver um modelo matemático para calcular a influência da variação de posição dos pontos de ancoragem da suspensão na geometria da mesma e simular a variação de *camber* em curva para cada uma das rodas, bem como a posição do centro de rolamento.

De referir, que na análise do comportamento geométrico da suspensão com o rolamento da carroçaria, o centro de rolamento movimenta-se em duas coordenadas. Já na análise do comportamento da geometria com o movimento vertical da suspensão o centro de rolamento apenas se movimenta em altura.

3. Caso de Estudo

O trabalho proposto e apresentado neste relatório tem por objetivo o projeto de um monolugar. Relativamente ao projeto do monolugar, o presente estudo abordou os seguintes temas: Suspensão, Projeto do Chassis e Engenharia Inversa.

Para cada um dos grupos é possível definir os seus próprios objetivos, explicitados a seguir. Assim,

1. Engenharia Inversa:

- Levantamento das dimensões e geometria de um Formula Novis como base para o chassis em projeto;
- Levantamento das dimensões e geometria do elemento propulsor do monolugar.

2. Projeto do Chassis:

- Modelação do chassis projetado;
- Análise por elementos finitos do chassis tubular desenvolvido para o Formula em projeto;

3. Suspensão:

- Determinação das características geométricas da suspensão da frente;
- Projeto das características da suspensão traseira;
- Dimensionamento da suspensão e análise do seu comportamento.

4. Engenharia Inversa

A engenharia inversa pode ser definida como um processo pelo qual um objeto tridimensional existente é recriado, retirando deste todos os novos conceitos lá empregues. Pretende-se obter todos os detalhes de um determinado objeto com o intuito de construir um semelhante que produza o mesmo efeito, sem ser uma cópia fiel do original.

A trabalhar também no projeto de um monolugar e sob a orientação do Eng.º. José Ferreira Duarte, esteve um segundo elemento, Elson Pina, igualmente finalista do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, que se dedicou ao projeto do sistema de travagem.

Durante esta etapa pouca foi a distribuição de tarefas, uma vez que na generalidade das situações era indispensável a presença dos dois elementos para tornar possível a medição e desenho dos elementos do chassis e do elemento propulsor, proveniente de uma Honda CBR600RR.

4.1. Chassis

A realização do projeto partiu do pressuposto de modificar um chassis existente para que este acomodasse um motor de mota como elemento propulsor tendo por base um chassis de Formula Novis, produzido pela *MyGale* em 2000.

O modelo físico utilizado foi um exemplar disponibilizado pela *P&B Racing*, apresentado nas figuras 41 e 43.



Figura 42 - Chassis Formula Novis, vistas globais.



Figura 43 - Detalhe proteção de capotamento traseira e reforço frontal.

Após a determinação de todas as dimensões do modelo físico, efetuou-se a modelação sólida (recorrendo ao *software SolidWorks*) da célula de sobrevivência do Formula, permitindo a sua simulação por elementos finitos. Na execução desta célula houve o cuidado de alargar a parte traseira para possibilitar a introdução do motor de moto que irá ficar na posição transversal. Pretende-se respeitar o ponto de saída da corrente, ficando a transmissão de movimento ao eixo traseiro na posição correta. Note-se que, o motor original da Ford que fica numa posição longitudinal, quando montado no monolugar. A figura 44 apresenta o resultado obtido da célula de sobrevivência.

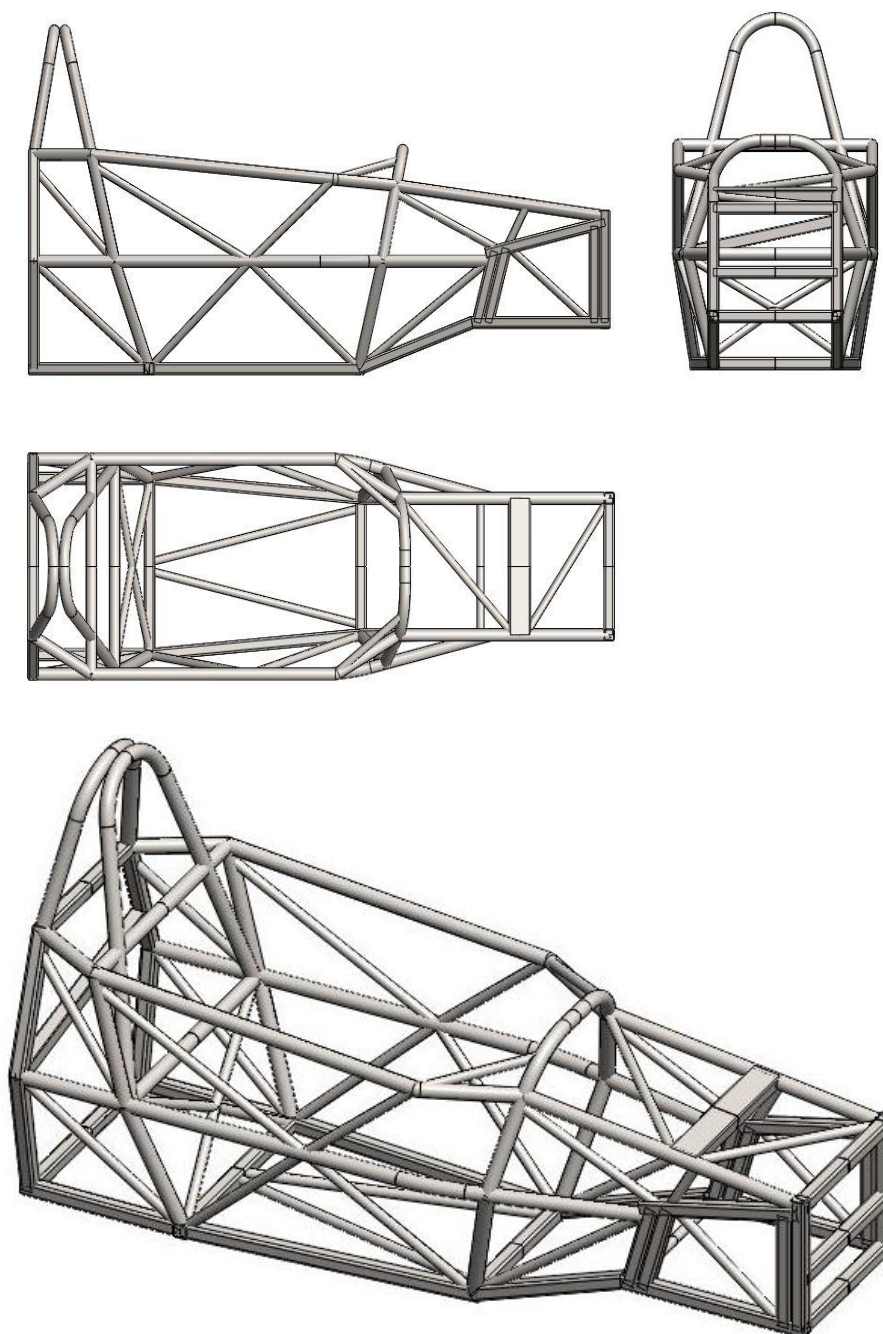


Figura 44 - Diversas vistas do chassis modelado.

Ficou desta forma definida a estrutura base do veículo em projeto. Contudo, esta solução poderá não ser definitiva, uma vez que deve ser sujeita a simulação por elementos finitos validando, assim, as condições de segurança.

4.2. Elemento Propulsor

Desde o início deste projeto foi definido como objetivo a utilização de um motor de moto para o veículo. A escolha recaiu num motor proveniente de uma Honda CBR1000RR posterior a 2004, dado que este apresenta um sistema de alimentação eletrónico mais eficiente e competitivo que o sistema de carburação utilizado anteriormente.

Durante o período de elaboração deste trabalho, foi impossível obter as dimensões de atravancamento total ou um exemplar de um motor deste tipo, para efetuar o levantamento geométrico.

Após alguma pesquisa, concluiu-se que o motor da Honda CBR600RR é em tudo semelhante ao motor pretendido, no que se refere às dimensões globais e apoios de motor. Foi então, disponibilizada uma Honda CBR600RR de 2004 (Figura 45), possibilitando assim, o levantamento geométrico do motor para posterior modelação sólida.



Figura 45 - Honda CBR 600RR disponibilizada para determinação das dimensões do motor.

O passo seguinte para permitir a medição do motor da moto em causa foi a desmontagem das suas carnagens de forma a tornar o acesso possível. A figura 46 agora ilustra a desmontagem necessária para a medição do motor.



Figura 46 - Desmontagem da moto para levantamento geométrico do motor.

Tornou-se desta forma possível efetuar todo o levantamento geométrico do motor e seus pontos de ancoragem no quadro da moto (com o intuito de os manter como pontos de fixação do motor ao chassis do monolugar em projeto).

Após a determinação de todas as dimensões foi realizado um modelo solido do motor recorrendo, mais uma vez, ao *software SolidWorks*. Foi obtido o resultado apresentado na figura 47.

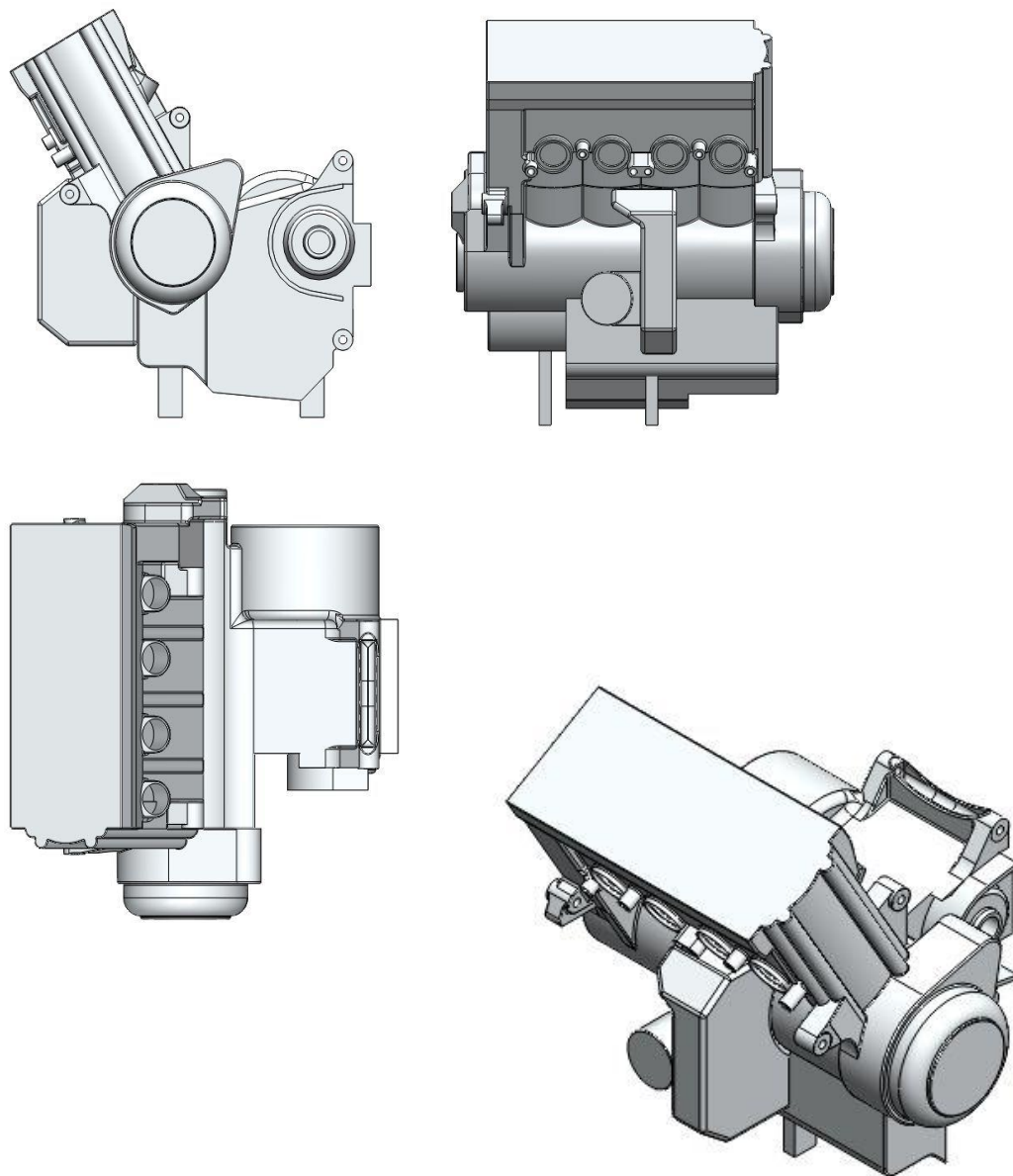


Figura 47 - Diversas vistas do motor Honda modelado.

5. Projeto do Chassis

A conceção do chassis tem por base a construção segundo o conceito denominado pelos ingleses como *space frame* (em português o mais próximo será chassis tubular). A sua definição consiste num arranjo tridimensional de tubos (ou outros perfis estruturais lineares), em que todos os elementos são solicitados em tração ou compressão, podendo as suas uniões serem substituídas por rótulas, sem que exista nenhum efeito na rigidez do corpo. Note-se, no entanto, que na generalidade dos veículos de competição, as uniões entre os elementos estruturais são sempre soldadas, não tendo no entanto, que o ser para atingir o mesmo objetivo.[14]

Outra característica essencial deste tipo de construção, é que todas as forças são descarregadas pelos pontos de união de três ou mais elementos. Do ponto de vista da rigidez torsional do chassis, o que estamos a tentar atingir é a ligação dos quatro extremos do mesmo para que seja impossível torcer um par relativamente ao outro sem que algum elemento seja tracionado ou comprimido. Assim, a rigidez torsional é o principal critério para a conceção do chassis de um veículo de competição.[14]

5.1. Ensaaios estáticos de homologação

De forma a permitir a admissão de veículos equipados com o chassis em projeto é necessário garantir o cumprimento da regulamentação vigente imposta pela Federação Internacional de Automobilismo (FIA). Essa regulamentação é materializada no Anexo J (documento em anexo).

O artigo 277, ponto 2.2.1 do Anexo J, determina quais os ensaios estáticos que são necessários implementar ao nível de segurança da célula de sobrevivência, para permitir a homologação de um chassis para um monolugar.

Assim, a figura 48 apresenta os pontos de aplicação da carga e o seu valor nominal para cada uma delas. Note-se que para efeitos de ensaio, cada uma das cargas é aplicada individualmente para avaliar o deslocamento provocado. Nenhuma estrutura pode deformar mais do que 50 mm, para que a homologação do chassis seja conseguida.
[15]

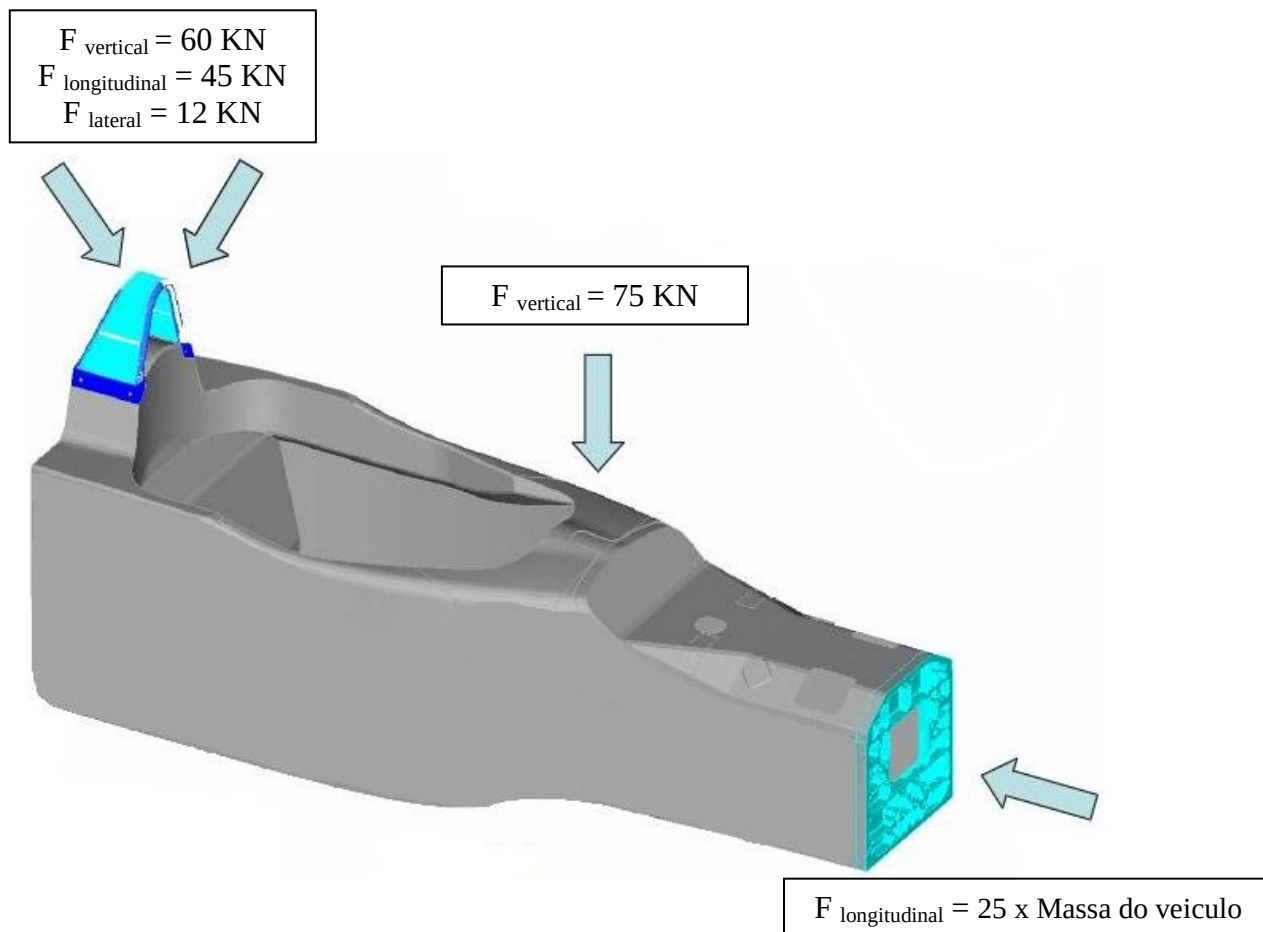


Figura 48 - Esquema de aplicação de cargas estáticas ao chassis em teste. [15]

A figura 48 apresenta uma *monocoque* não tubular que não é o caso em estudo, mas serve, no entanto, para demonstrar os pontos de aplicação das cargas. É de referir, contudo, que para campeonatos superiores como a Formula 1, em que as *monocoques* construídas são em carbono, o ensaio é muito semelhante, diferindo essencialmente o impacto lateral e a magnitude das cargas impostas.

O chassis em projeto, uma vez que não apresenta uma estrutura para absorção de energia cinética lateral, não tem obrigatoriamente que ser testado ao impacto lateral. Prevê-se, no entanto, que esta legislação seja alterada em 2013, obrigando a que o chassis suporte um impacto lateral de 30 KN mantendo-se a deformação inferior a 50 mm.

Todos os ensaios devem ser levados a cabo por intermédio de um bloco plano rígido onde a carga será aplicada. A carga deve ser aplicada de forma constante durante trinta segundos e, posteriormente, deve-se avaliar os deslocamentos e eventuais falhas estruturais.

5.2. Material Constituinte

Tipicamente o fabrico de armações de segurança ou chassis resume-se a dois materiais, o St37 e o 25CrMo4, sendo sempre utilizados perfis estirados a frio e tubos sem costura. O St37 é um aço sem elementos de liga que é pouco utilizado dado o seu elevado peso comparando com o 25CrMo4 (aço ligado), para a mesma gama de resistência. Assim, caso se utilize o St37, para se obter a mesma resistência, será necessária uma espessura de parede superior.

Desta forma e sendo um veículo que se pretende que seja o mais leve possível para privilegiar a performance, o seu chassis será fabricado em aço com a designação 25CrMo4. A Tabela 3 apresenta a composição química e as principais características mecânicas do aço. [16]

Tabela 3 - Tabela de composição química e propriedades mecânicas do aço 25CrMo4. [16]

Dados do aço 25CrMo4	
Designação AISI	4130
Composição Química (valores impostos para aços AISI 4130)	
% Carbono (C)	0,245 (0,22 – 0,29)
% Manganês (Mn)	0,715 (0,60 – 0,80)
% Silício (Si)	0,287 (0,15 – 0,35)
% Enxofre (S)	0,006 (<0,035)
% Fósforo (P)	0,016 (<0,035)
% Crómio (Cr)	0,972 (0,90 – 1,20)
% Molibdénio (Mo)	0,214 (0,15 – 0,25)
Propriedades Mecânicas	
Módulo de Elasticidade, E (MPa)	205000
Tensão de Limite Elástico, R _r (N/mm ²)	≥520
Tensão de Rotura, R _m (N/mm ²)	≥650

O aço 25CrMo4 é amplamente utilizado em construções metálicas e em especial na indústria automóvel. É considerado um aço de liga, uma vez que as suas percentagens de Crómio e Molibdénio são superiores a 0,3% e 0,08%, respetivamente. Estes são os dois únicos elementos considerados elementos de liga neste aço.

A utilização de aços ligados tem por objetivo ultrapassar algumas das limitações impostas pelos aços não ligados. Neste caso particular, a utilização de um aço ligado prende-se com o facto de se pretender obter um elevada resistência, boa ductilidade e, simultaneamente, baixo peso. Estas características são provocadas pela adição dos

elementos de liga, sendo que a quantidade adicionada de cada um provoca uma determinada característica ao aço.

Para o aço selecionado, o cromo é o elemento adicionado em maior quantidade e, de modo geral, melhora as propriedades mecânicas como a dureza, tensão de rotura e limite de elasticidade. O manganês aumenta, principalmente, o limite de elasticidade, provocando, no entanto, uma diminuição do alongamento e capacidade de deformação. Este facto é colmatado pela adição de silício, que no caso de aços com baixo teor de carbono aumenta a resistência à tração e o limite de elasticidade. Por outro lado, o manganês, quando adicionado numa percentagem superior a 1%, diminui a soldabilidade do aço, logo, quando o aço tem que ser soldado, é habitual limitar-se a adição daquele elemento, não ultrapassando o valor referido. Por fim, o molibdénio atua sobre diversas propriedades, sendo utilizado em complemento de outros elementos de liga. [16]

5.3. Simulação por Elementos Finitos

A simulação por elementos finitos permite definir, para cada uma das cargas impostas, qual o deslocamento apresentado por cada um dos elementos do chassis, bem como a magnitude das tensões impostas nesses mesmos elementos.

Esta simulação parte da utilização de um modelo sólido, neste caso concebido em *SolidWorks*, existindo depois diversos *softwares* para a análise numérica, como por exemplo o *CosmosWorks* e o *Abacus*. Estes serão os dois mais famosos e utilizados, sendo que o primeiro vem integrado no próprio *SolidWorks* e é um pouco mais simplificado do que os seus rivais. Apresenta uma boa fiabilidade nos resultados obtidos, obrigando, na mesma, à compreensão de alguns conceitos. O *software Abacus* é bastante mais complexo e poderoso, permitindo uma personalização muito mais extensa quando comparado com o *CosmosWorks* e permitindo também a modelação no seu próprio programa.

As fases para a realização da análise numérica podem resumir-se às seguintes: definição do modelo, escolha do tipo de teste, aplicação de malha e determinação dos pontos de fixação e das cargas.

Inicialmente, o *software* utilizado para a simulação foi o *CosmosWorks*, dada a sua mais simples utilização e garantia de bons resultados.

5.3.1. Elementos de Malha

Genericamente e em particular no *CosmosWorks*, existem três tipos de elementos de malha: elementos sólidos, elementos de casca e elementos de vigas.

Para o trabalho em causa foram utilizados elementos sólidos, uma vez que estes são utilizados, preferencialmente, para corpos volumosos. A criação da malha origina elementos tetraédricos. Estes elementos podem ser de dois tipos: qualidade baixa ou qualidade alta, criando respetivamente elementos lineares tetraédricos ou elementos parabólicos tetraédricos, tal como mostra a figura 49. [17]

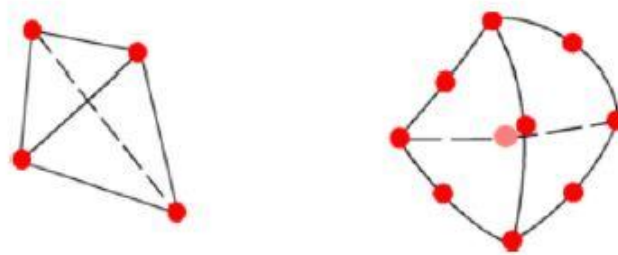


Figura 49 - Elementos tetraédricos de qualidade baixa (Esquerda) e elementos tetraédricos de qualidade alta (Direita). [17]

Os elementos lineares são definidos por quatro nós nos vértices e seis nas arestas retas. Os elementos parabólicos são definidos por quatro nós de vértice, seis nós de meia aresta e seis nós de aresta. Os elementos parabólicos fornecem melhores resultados porque conseguem representar os limites curvos com maior precisão, resultando em melhores aproximações matemáticas.

5.3.2. Escolha do Tipo de Análise

A escolha do tipo de análise a realizar depende, quase na íntegra, do tipo de resultado que se espera obter. Existem duas hipóteses para a simulação deste tipo de estrutura: a análise elástica e a análise elasto-plástica. Utilizando a análise elástica, a estrutura responde às solicitações com deformações que respeitam a lei de *Hooke*, como se toda a deformação existisse apenas no domínio elástico. Para podermos considerar esta análise válida, a tensão máxima apresentada no modelo não deveria exceder a tensão limite convencional de proporcionalidade a 0,2%. Uma vez que se esperam deformações consideráveis no modelo, até por motivos de segurança do piloto, não tem sentido efetuar uma análise elástica.

Será então utilizada uma análise elasto-plástica que, geralmente, apresenta deslocamentos superiores e tensões menores, consistentes com a utilização da curva real de tensão *versus* deformação para o aço em causa.

5.3.3. Parâmetros de funcionamento da simulação

A simulação precisa de alguns dados para funcionar, onde cada um destes influencia o resultado final.

1. Tipo de Estudo

O estudo escolhido é o *NonLinear Static Analysis*, ou seja, Análise Não Linear Estática. Este estudo calcula deslocamentos, forças de reação, esforços e tensões sob o efeito de cargas aplicadas.

Este tipo de estudo implica alguns pressupostos:

- Análise de Plasticidade segundo *Von Mises*:

É o modelo utilizado para descrever o modelo dos metais. Utiliza o método iterativo de Newton-Raphson.

- Permite o uso de endurecimento isotrópico e cinemático:

Através de um parâmetro que vai de 0 (puro isotópico) a 1 (puro cinemático) é possível caracterizar o comportamento do material. Nos ensaios realizados utiliza-se o valor zero, pois é o valor tabelado na livreria de materiais do *CosmosWorks* para o aço utilizado.

- Introdução de Curva Tensão/Deformação Real:

Para caracterizar um material em zona plástica é necessário introduzir a curva tensão/ deformação real.

- *Large Displacement Formulation*

Utilizando esta opção a carga é carregada em vários passos, permitindo a deformação da área de contacto.

2. Geometria

A geometria foi definida pelo desenho do modelo sólido.

3. Material

O material já foi definido anteriormente.

4. Conexões e Contactos

É possível analisar os contactos utilizando um determinado efeito de fricção entre corpos, mas apenas para malhas sólidas. Estando perante uma malha deste tipo a decisão recai sobre a imposição de contacto global entre os componentes (uma vez que estes estão soldados entre si, este facto é verdadeiro).

5. Fixações

As fixações da célula de sobrevivência ao solo durante o teste são definidas pelo anexo J, devendo a sua base estar encastrada em todos os ensaios e a parte traseira encastrada durante o teste ao impacto frontal.

6. Cargas

Os valores das cargas são calculados segundo o anexo J e resumidas pela figura 48.

7. Malha

A malha escolhida, tal como referido anteriormente foram os elementos tetraédricos parabólicos. O tamanho global da malha foi iniciado em 60mm com o intuito de refinar, até os resultados da simulação convergirem no que toca às tensões e deformações.

8. Solver

Existem 2 *Solvers* disponíveis: diretos e iterativos. Estes resolvem um conjunto de equações algébricas que devem ser resolvidas simultaneamente. O método de resolução direto utiliza uma resolução numérica exata, enquanto os métodos iterativos resolvem equações que permitem uma solução aproximada, iniciando-se então um processo iterativo até que o erro tome um valor definido.

- *Direct Sparse Solver* (Direto)

Mais rápido quando existe mais memória disponível no computador. Indicado quando se analisam materiais com Módulo de Elasticidade muito distinto. Este foi o método configurado para utilização.

- *FFE Plus Solver* (Iterativo)

Eficiente para problemas de grandes dimensões, com mais de 100 000 graus de liberdade.

Uma vez que todos os parâmetros de funcionamento do programa estão escolhidos e determinados é possível avançar para a simulação propriamente dita.

5.3.4. Simulação do Chassis Desenvolvido

Quando se partiu para a simulação propriamente dita, o *CosmosWorks* não conseguiu aplicar a malha de forma correta à estrutura em estudo. Quando este facto acontece, o *software* simplesmente faz desaparecer o elemento onde não conseguiu aplicar a malha da simulação, o que torna o corpo instável e impossível de prosseguir para a implementação do *solver* e obter resultados.

As figuras 50 e 51 exemplificam o sucedido no ambiente de simulação do *CosmosWorks*.

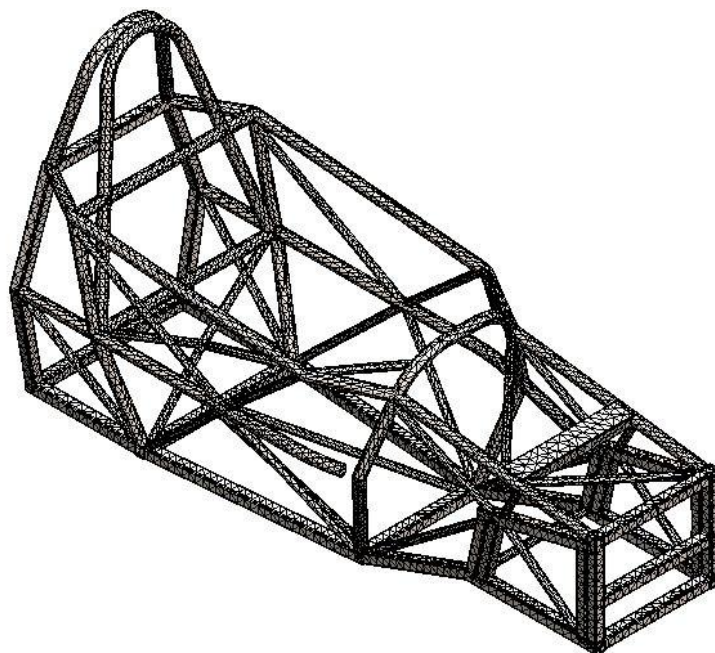


Figura 50 - Geração da malha no *CosmosWorks*.

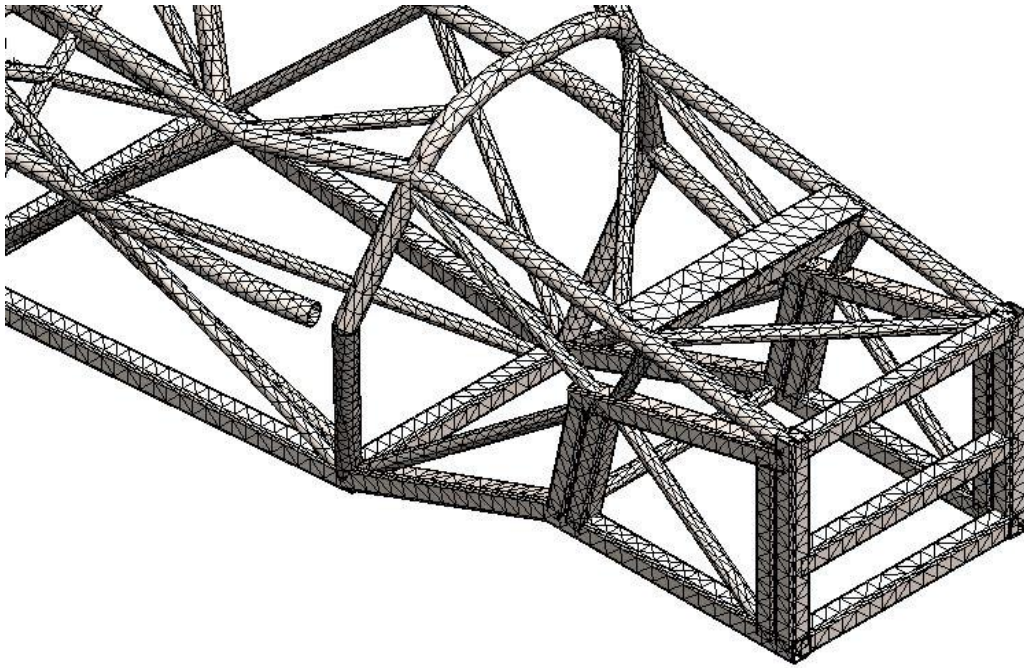


Figura 51 - Detalhe do tubo eliminado pelo *software*.

As figuras 50 e 51 exemplificam a melhor versão que se conseguiu obter, apresentando apenas a ausência de um tubo. Estes problemas, normalmente, têm origem em conflitos geométricos do modelo. Neste caso, após diversas modificações ao modelo, o problema persistiu. Após alguma pesquisa concluiu-se que a geometria em causa poderia ser demasiado complexa para este *software*, dado o elevado número de elementos (quer tubos, quer perfis quadrados) que convergem num determinado ponto (no caso deste modelo chegam a convergir num mesmo ponto cinco elementos). Como o *software* necessita de determinar os pontos de interseção dos vários elementos para conseguir aplicar a malha, o elevado número de elementos convergentes num ponto implica uma interferência entre os seus próprios limites.

Uma tentativa de solução testada para o problema, foi o recurso a um *software* de simulação mais poderoso, *Abacus*, já anteriormente referido neste documento. Este é também mais complexo, dada a sua melhor resolução e capacidade de simulação.

Para utilizar o *Abacus* foi realizada a importação do modelo físico efetuado em *SolidWorks*, através de um formato de ficheiro compatível. Esta foi a solução mais rápida para permitir a simulação e na maioria das vezes é eficaz. Uma alternativa a este método consistia em desenhar de novo todo o chassis no próprio *Abacus*, mas uma vez que este não está vocacionado para a modelação de estruturas tridimensionais complexas, o processo de desenho é extremamente demorado e complexo.

Ao aplicar a malha ao modelo, mais uma vez o problema manteve-se, tal como se evidencia na figura 52 pelos pontos vermelhos.

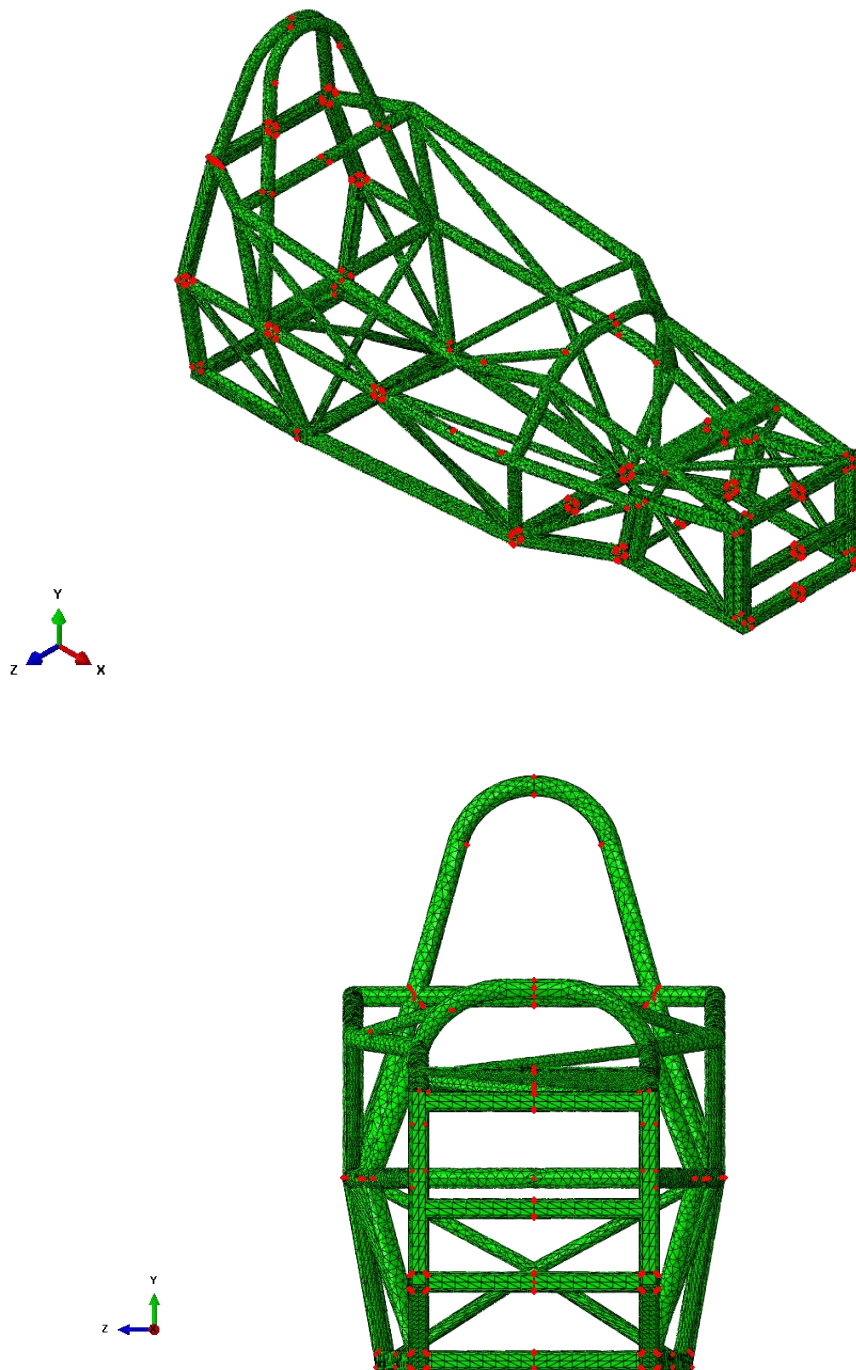


Figura 52 - Aplicação de malha ao modelo no software Abacus, com referência aos pontos com defeitos geométricos.

Cada ponto vermelho indica um local de inconsistência geométrica para o programa. Desta forma, ainda que se consiga aplicar a malha, o *software* não consegue em muitos locais fazer a conexão da malha entre elementos, o que torna impossível a simulação.

Todo o modelo solido foi analisado com o intuito de tentar identificar erros de desenho que pudessem causar estes problemas. Mesmo após diversas correções, modificações e simplificações, os problemas mantiveram-se. A última solução que poderia ser implementada consistia na modelação do chassis no próprio *Abacus*. Contudo, esta solução não foi implementada porque não nos foi possível concluir a modelação em tempo útil, devido às características de complexidade e morosidade do *software*, anteriormente referidas.

6. Suspensão

O dimensionamento e projeto de uma suspensão é determinante na performance de um veículo de competição, desta forma o seu estudo deve ser rigoroso e exigente de forma a permitir o melhor comportamento possível do automóvel.

O processo utilizado para a concretização dos objetivos baseia-se na seguinte sequência:

1. Levantamento geométrico da suspensão frontal;
2. Determinação das coordenadas do centro de rolamento frontal;
3. Determinação da geometria da suspensão traseira;
4. Determinação das coordenadas do centro de rolamento traseiro;
5. Análise das condições geométricas da suspensão com o movimento vertical da suspensão e com o rolamento.

Este processo de dimensionamento da geometria e das suas condições geométricas em funcionamento pode ser considerado iterativo. O processo consiste na variação das dimensões geométricas da suspensão de trás e consequente análise do seu comportamento em movimento vertical (*bump* e *rebound*) e em rolamento. O objetivo deste processo iterativo é, naturalmente, otimizar o comportamento dinâmico. Uma segunda fase do dimensionamento, também ele iterativo, tem por objetivo determinar a rigidez das molas de suspensão e consiste na iteração entre o dimensionamento das molas e a transferência de massa em curva.

Este processo de dimensionamento das suspensões foi efetuado com o apoio do Eng.º José Manuel Melo, utilizando um *software*, com base no Excel, desenvolvido pelo mesmo, tendo sido adaptada em conjunto com o autor deste documento para o tipo de suspensão que o monolugar irá utilizar.[18]

De seguida será descrito todo o trabalho realizado para o dimensionamento da suspensão. Todas as dimensões são apresentadas em milímetros e os ângulos em graus.

6.1. Suspensão Frontal

6.1.1. Levantamento Geométrico

Para o desenvolvimento deste trabalho foi necessário um modelo físico, tendo sido utilizado um exemplar de Formula Novis anteriormente referido (Figura 53).



Figura 53 - Posição de levantamento geométrico da suspensão da frente.

De forma a efetuar as medições foi necessário considerar um ponto de referência. Foi selecionado o solo a meio do veículo visto de frente (plano XZ, segundo o referencial SAE). As Tabelas 4 e 5 apresentam os valores medidos.

Tabela 4 - Levantamento geométrico da suspensão frontal. [18]

Frente	Lado Direito		Lado Esquerdo	
Ponto de fixação do triângulo inferior no chassis	Tcidx	Tcidy	Tciex	Tciey
	160	144	-160	144
Ponto de fixação do triâng. Inf. no cubo da roda	Tridx	Tridy	Triex	Triey
	670	177	-670	177
Ponto de fixação do triângulo superior no chassis	Tcsdx	Tcsdy	Tcsex	Tcsey
	190	358	-190	358
Ponto de fixação do triâng. sup. no cubo da roda	Trsdx	Trsdy	Trsex	Trsey
	630	348	-630	348
Pontos de contacto dos pneus	lvdx	lvdy	lvex	lvey
Largura de Via: 1500	750	0	-750	0

Tabela 5 - Comprimento dos braços da suspensão frontal. [18]

Comprimento do triângulo inferior	511
Comprimento do triângulo superior	440

6.1.2. Determinação do Centro de Rolamento

Tal como foi referido no capítulo 2, a determinação do centro de rolamento de um veículo pode ser efetuada de forma gráfica. No entanto, no âmbito deste trabalho, a sua determinação foi realizada de forma analítica recorrendo ao *software* anteriormente referido.

Tendo por base o levantamento geométrico da suspensão e com o intuito de permitir a determinação das coordenadas (xx e yy) do centro de rolamento, é necessário calcular previamente a posição dos centros instantâneos de rotação (Tabela 6). Os cálculos são realizados numa posição estática.

Tabela 6 - Posição dos centros instantâneos de rotação e do centro de rolamento da frente. [18]

Frente	Lado Direito		Lado Esquerdo	
Centros Instantâneos de Rotação - Rc	Rcdx	Rcdy	Rcex	Rcey
	2378,6	308,3	-2378,6	308,3
Centro de Rolamento - Cs				
		Csx	Csy	
		0	-141,96	

Analisando a tabela 6 é possível compreender que, dada a posição bastante próxima da horizontal dos braços de suspensão, a posição dos centros instantâneos de rotação é muito desviada relativamente ao centro do veículo. Por outro lado, a posição do centro de rolamento é no meio do veículo, devido à simetria da suspensão e cerca de 142 mm abaixo do solo. Este valor é elevado, mas característico deste sistema de suspensão. A altura do centro de rolamento é muito influenciada pela posição dos braços de suspensão, pelo que numa posição estática a altura do centro de rolamento na suspensão frontal de um monolugar situa-se muitas vezes abaixo do solo.

6.1.3. Condições geométricas com o movimento vertical da suspensão

A análise das variações da geometria com o movimento vertical da suspensão vai resumir-se à variação de *camber* e à variação da altura do centro de rolamento.

6.1.3.1. Variação de *camber*

A figura 54 representa a variação do ângulo de *camber* das rodas relativamente ao solo para um intervalo de movimento vertical de 20 mm ascendente (*bump*) e 40 mm descendente (*rebound*). A escolha deste intervalo de deslocamento baseou-se naquele que é considerado pela bibliografia consultada como o valor típico para um veículo de competição.

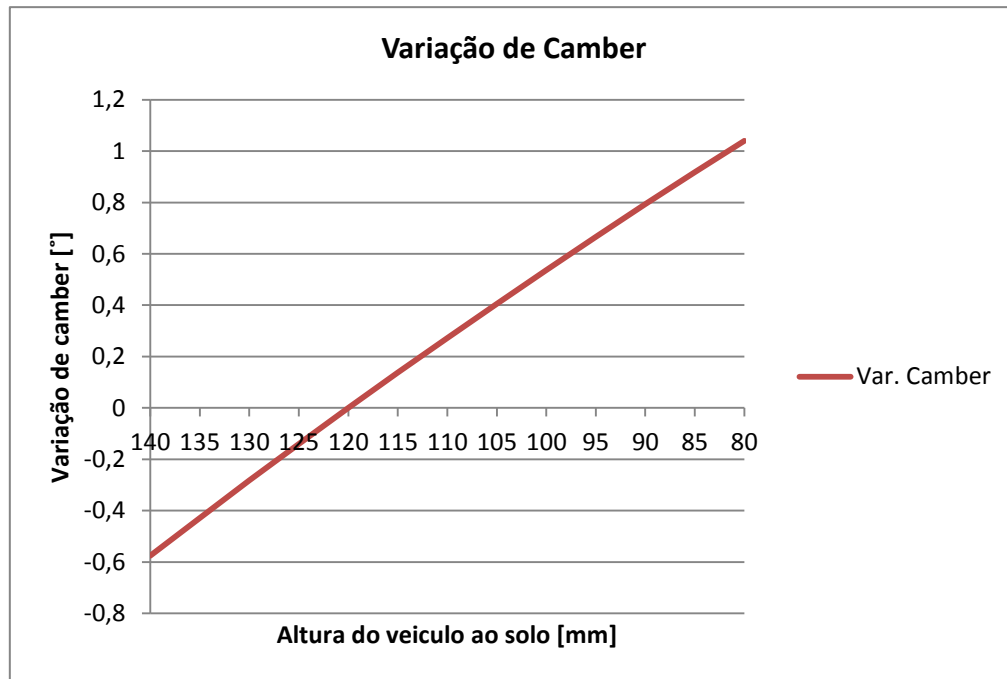


Figura 54 - Gráfico representativo da variação de *camber*, na suspensão frontal, em *bump* e *rebound*. [18]

No movimento vertical da suspensão a variação deste ângulo é igual nas duas rodas, uma vez que apenas a carroçaria se desloca.

Da análise do gráfico (figura 54), verifica-se que no movimento ascendente (*bump*) a variação de *camber* é negativa e no movimento descendente (*rebound*) é positiva. Este será o comportamento mais desejado, uma vez que em travagem a variação de *camber* positiva nas rodas irá influenciar a área de contacto do pneu ao solo tornando-a o mais próxima possível do máximo. A variação total dos valores deste ângulo são baixos e aceitáveis para um veículo de elevadas prestações.

6.1.3.2. Variação da altura do CR

De seguida, apresenta-se a figura 55 que demonstra a variação da altura do centro de rolamento com o mesmo movimento em estudo, considerado para o mesmo intervalo de deslocamento da suspensão.

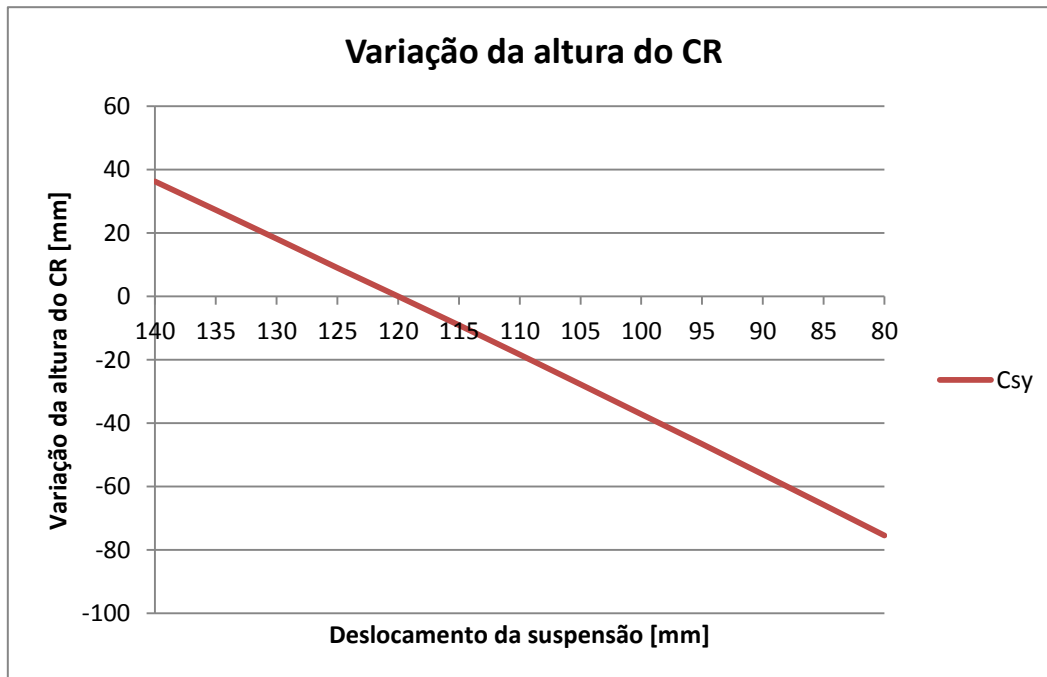


Figura 55 - Gráfico representativo da variação da posição do CR, na suspensão frontal, com o movimento vertical da carroçaria. [18]

Analisando o gráfico apresentado, para o caso mais extremo que será a compressão de 40 mm da suspensão, o centro de rolamento irá deslocar-se mais 80 mm para baixo do solo. Este deslocamento não será benéfico, pois irá permitir maiores ângulos de rolamento da carroçaria.

É de salientar, que neste movimento da suspensão, o centro de rolamento apenas se movimenta verticalmente (segundo o eixo dos YY no *software* desenvolvido), sendo Csy a designação utilizada para esta coordenada.

6.1.4. Condições geométricas com o rolamento da carroçaria

À semelhança do que acontece com o movimento vertical da suspensão, a análise em rolamento da carroçaria vai limitar-se à variação de *camber* e da posição do centro de rolamento.

6.1.4.1. Variação de *camber*

O intervalo de análise escolhido, mais uma vez com base na bibliografia consultada, foi de 2,5° de rolamento da carroçaria. Este valor é um valor típico para veículos de competição ou de elevado desempenho. No entanto, segundo alguns autores, o limite máximo de rolamento ficará situado em 2°. [3]

A simulação efetuada do rolamento foi sempre considerando uma curva para a direita, logo o pneu do lado esquerdo (exterior) será o de maior carga e o do lado direito (interior) de menor carga.

A figura 56 apresenta a variação do ângulo de *camber* relativamente ao solo de cada roda.

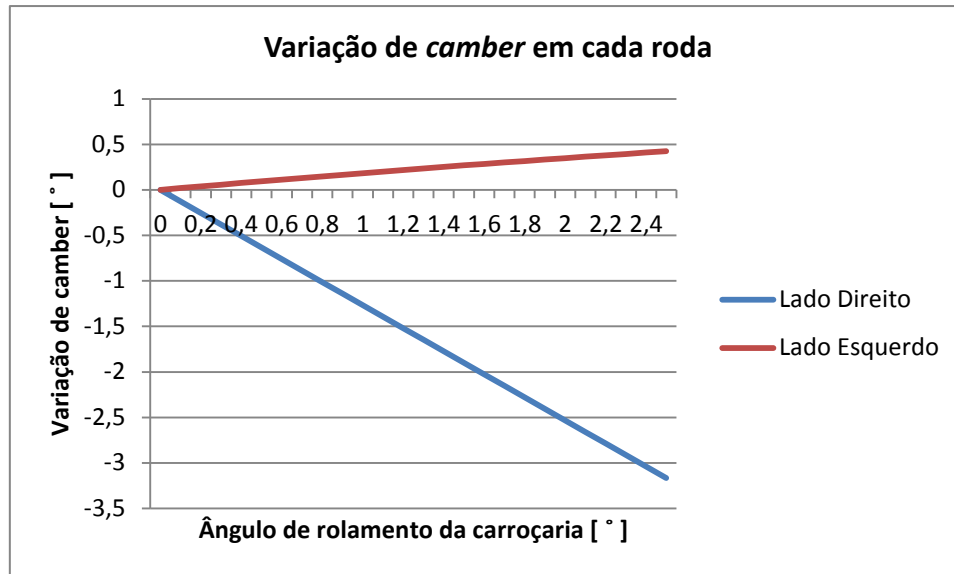


Figura 56 - Gráfico representativo da variação de camber, na suspensão frontal com o rolamento da carroçaria. [18]

Como se pode observar, neste caso e ao contrário do movimento vertical da suspensão, a variação de camber não é igual nas duas rodas. Para a geometria da suspensão frontal a roda exterior tem tendência a ficar com um ângulo mais positivo e a roda interior a ficar com um ângulo mais negativo. Este comportamento é o típico de qualquer suspensão, havendo no entanto suspensões deste tipo (duplo braço em A) que conseguem contrariar este efeito, conseguindo então aumentar a “pegada” do pneu mais carregado ao solo.

6.1.4.2. Variação da posição do CR

A figura 57 apresenta a variação da posição do centro de rolamento da frente com o rolamento para as mesmas condições de simulação consideradas relativamente à secção anterior (6.1.4.1.).

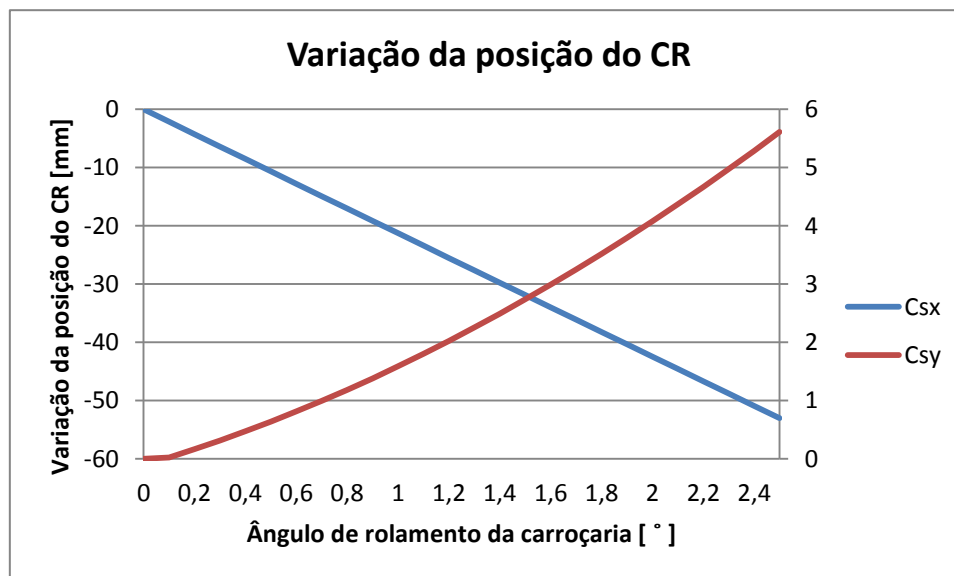


Figura 57 - Gráfico representativo da variação da posição do CR, na suspensão frontal, com o rolamento da carroçaria. [18]

Nesta situação, e ao contrário do que se verifica na análise em *bump* e *rebound*, o centro de rolamento desloca-se em duas direções, para cima e para a esquerda. Este facto era esperado na medida em que toda a geometria da suspensão se altera com o rolamento.

Analisando o gráfico da figura 57 podemos concluir que o CR pouco se desloca em altura: os 6 mm de deslocamento obtido, pouca ou nenhuma influência representam no comportamento dinâmico do veículo. A deslocação de 50 mm da sua posição longitudinal para a esquerda, não é muito relevante comparada com a largura total de vias do veículo. Em conclusão, a suspensão da frente apresenta uma geometria bastante estável dinamicamente.

6.2. Suspensão Traseira

6.2.1. Determinação da geometria

De forma a permitir a determinação da geometria da suspensão traseira, foi necessário considerar os seguintes pressupostos:

1. Largura de via traseira de 1460 mm;
2. Utilização de jantes com largura de 10 polegadas;
3. Fixação do triângulo na manga de eixo fora da jante;
4. Ponto de fixação do triângulo superior no chassis definido pelo prolongamento superior do chassis;
5. Posição da fixação do triângulo inferior no chassis a definir por processo iterativo.

Com base nos pontos 1, 2 e 3 foi possível determinar os pontos de fixação dos triângulos na manga de eixo em ambas as coordenadas (xx e yy), tendo em conta a geometria da manga de eixo original do Formula Novis.

O ponto 4 definiu de forma direta as coordenadas de localização da ancoragem do triângulo superior ao chassis. Foi adotada esta solução para o braço ser coincidente com o prolongamento do chassis e, assim, facilitar a construção do próprio chassis.

O 5 e último ponto, consistiu em iterar a posição da ligação do braço inferior no chassis para que o centro de rolamento da suspensão traseira se localize ligeiramente acima do solo. Esta localização do CR em função do CR frontal abaixo do solo é considerada benéfica para o comportamento dinâmico, quando o veículo utiliza suspensão de triângulos sobrepostos tanto na frente, como na traseira.

Foi, então, possível determinar a geometria da suspensão traseira, tal como resumem as tabelas 7 e 8:

Tabela 7 - Geometria da suspensão traseira. [18]

Traseira	Lado Direito		Lado Esquerdo	
Ponto de fixação do triângulo inferior no chassis	Tcidx	Tcidy	Tciex	Tciey
	235	150	-235	150
Ponto de fixação do triâng. Inf. no cubo da roda	Tridx	Tridy	Triex	Triey
	599	150	-599	150
Ponto de fixação do triângulo superior no chassis	Tcsdx	Tcsdy	Tcsex	Tcsey
	280	313	-280	313
Ponto de fixação do triâng. sup. no cubo da roda	Trsdx	Trsdy	Trsex	Trsey
	600	347	-600	347
Pontos de contacto dos pneus	Lvdx	lvdy	lvex	Lvey
Largura de Via: 1460	730	0	-730	0

Tabela 8 - Comprimento dos braços da suspensão traseira. [18]

Comprimento do triângulo inferior	364
Comprimento do triângulo superior	322

6.2.2. Determinação do centro de rolamento

Recorrendo à mesma metodologia aplicada à suspensão frontal, foram determinados os centros instantâneos de rotação e o centro de rolamento da suspensão traseira (Tabela 9).

Tabela 9 - Posição dos centros instantâneos de rotação e do centro de rolamento da traseira. [18]

Frente	Lado Direito		Lado Esquerdo	
Centros Instantâneos de Rotação - Rc	Rcdx	Rcdy	Rcex	Rcey
	-1095,8	166,8	1095,8	166,8
Centro de Rolamento - Cs	Csx		Csy	
	0		66,7	

Salienta-se que o facto dos centros instantâneos de rotação da suspensão traseira não estarem tão desviados do meio do veículo como na suspensão da frente, deve-se às imposições colocadas pelo motor, que obrigam a diminuir o comprimento dos braços de suspensão traseiros. De notar que os braços (tanto o superior como o inferior) estão mais inclinados numa posição estática do que os frontais. Outro ponto a salientar, é a altura do centro de rolamento traseiro, que como desejado, se encontra aproximadamente 67 mm acima do solo.

6.2.3. Condições geométricas com o movimento vertical

Nesta secção irá ser efetuada uma análise em tudo semelhante à da suspensão frontal, em que os parâmetros de ensaio serão exatamente os mesmos, por forma a permitir a comparação entre a geometria da frente e a geometria da traseira.

6.2.3.1. Variação de *camber*

A figura 58 demonstra a taxa de variação de *camber* para o intervalo seleccionado anteriormente.

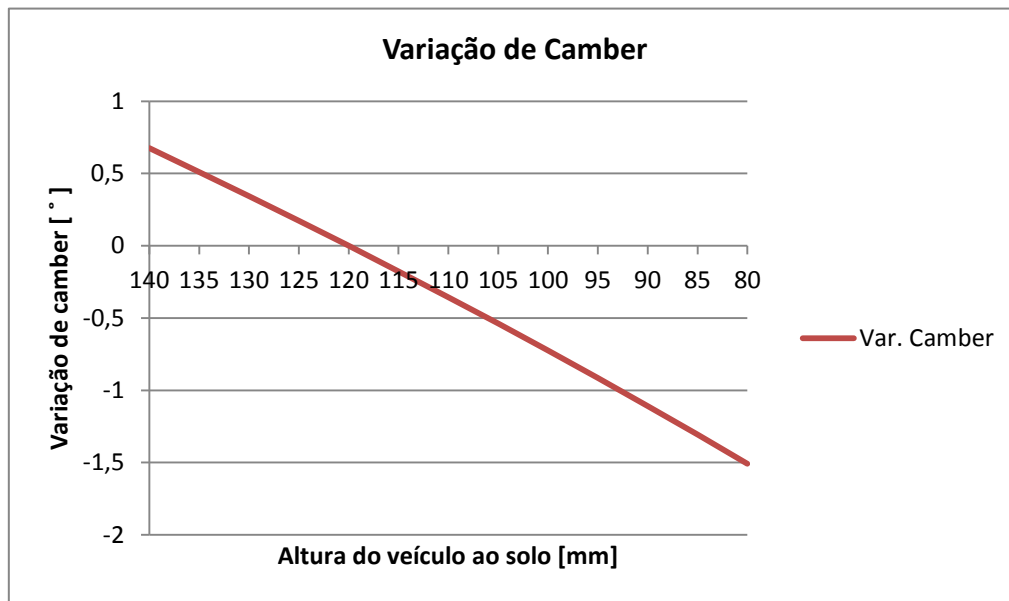


Figura 58 - Gráfico representativo da variação de *camber*, da suspensão traseira, em *bump* e *rebound*. [18]

Analisando o gráfico, podemos concluir que a suspensão traseira em compressão apresenta um ganho negativo de *camber*. Sendo a suspensão traseira a transferir massa para o eixo frontal durante a travagem, é benéfico que a variação do ângulo de *camber* seja positiva em *bump*, uma vez que, assim, irá potenciar o aumento da área de contacto do pneu ao solo.

Podemos também afirmar que, para os casos extremos de compressão e expansão, a variação do ângulo em estudo se mantém dentro de valores razoáveis e característicos de um veículo de elevado desempenho.

6.2.3.2. Variação da posição do CR

A tabela 59 apresenta a variação da altura do centro de rolamento da suspensão traseira.

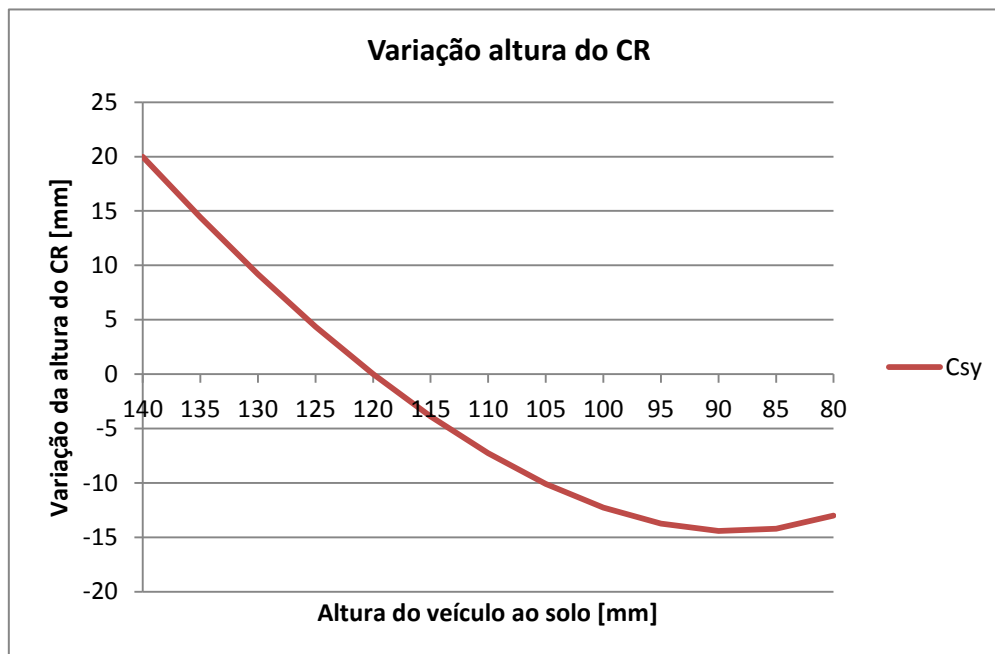


Figura 59 - Gráfico representativo da variação da posição do CR, da suspensão traseira, em bump e rebound. [18]

Nesta simulação mantém-se o facto de que o CR só se movimenta segundo o eixo dos YY por não haver nenhum tipo de inclinação por parte da carroçaria. Também se observa que, tanto em compressão como em expansão, a variação da sua posição é muito menor do que na suspensão da frente. Este aspeto é benéfico porque contribui para a estabilidade e uniformidade do comportamento do veículo em curva.

6.2.4. Condições geométricas com o rolamento da carroçaria

Todas as condições de simulação consideradas nesta secção serão iguais às consideradas na simulação dos mesmos parâmetros na suspensão frontal.

6.2.4.1. Variação de *camber*

A figura 60 demonstra a variação do ângulo de *camber* para cada uma das rodas traseiras, durante uma curva para a direita, em função do ângulo de rolamento da carroçaria.

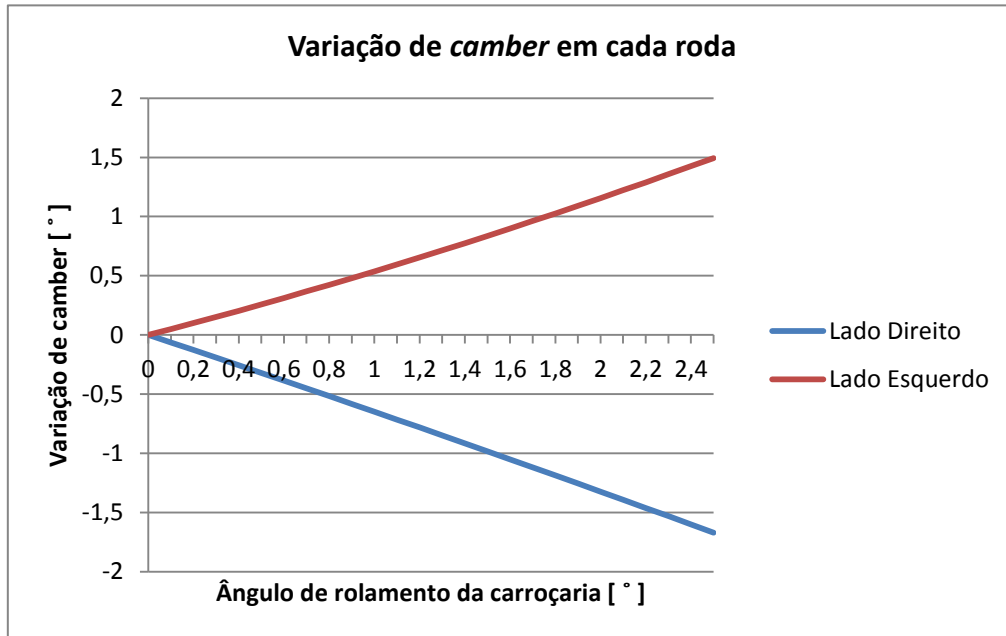


Figura 60 - Gráfico representativo da variação de *camber*, da suspensão traseira, com o rolamento da carroçaria. [18]

O gráfico apresentado na figura 60 demonstra um comportamento muito semelhante da suspensão traseira ao da suspensão frontal, relativamente à variação de *camber* de cada uma das rodas. No entanto, este comportamento não é o ideal de cada roda porque a roda exterior adota um ângulo mais positivo, o que não privilegia a área de contacto do pneu com o solo. Apresenta, contudo, um ganho positivo mais acentuado por parte da roda exterior, comparativamente com a suspensão da frente.

6.2.4.2. Variação da posição do CR

A figura 61 representa a variação de posição do centro de rolamento em função do rolamento da carroçaria. A nomenclatura utilizada foi *Csx* para a posição relativa no eixo dos *XX* e *Csy* para a posição relativa no eixo dos *YY*.

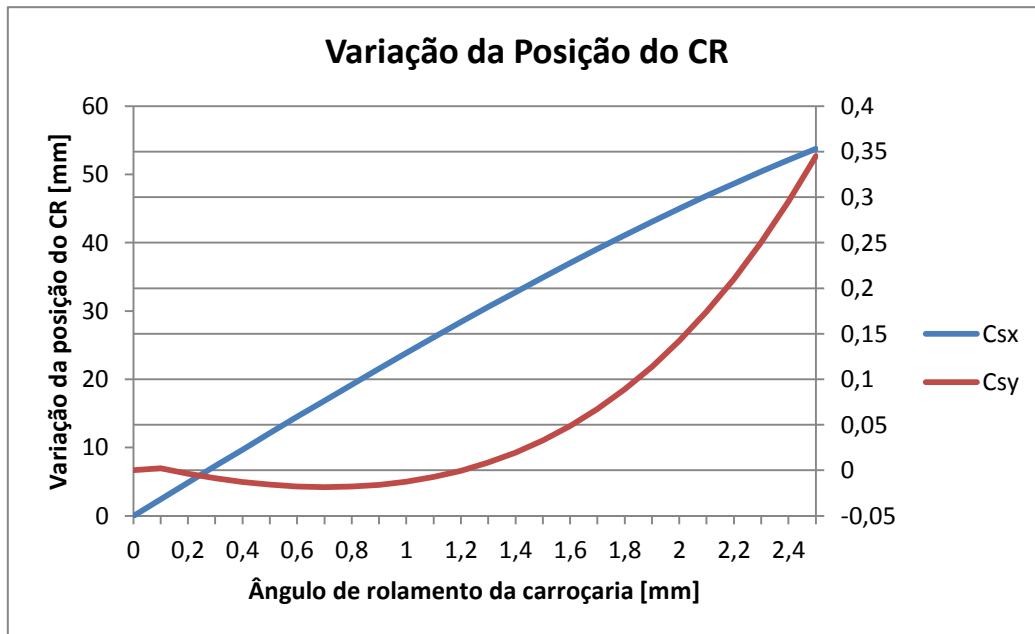


Figura 61 - Gráfico representativo da variação da posição do CR, da suspensão traseira, com o rolamento da carroçaria. [18]

Conclui-se que a posição do centro de rolamento segundo o eixo dos XX apresenta um comportamento também ele muito semelhante à suspensão da frente, sendo o seu deslocamento muito baixo relativamente à largura total de vias. A variação da altura do centro de rolamento, na traseira, com o rolamento da carroçaria é completamente desprezável, visto que o seu máximo não chega a 0,35 mm. Quanto à estabilidade da altura do CR, podemos considerar esta suspensão como uma ótima opção.

6.3. Comparação da Geometria da Suspensão Frontal e da Traseira

De forma a avaliar a suspensão dimensionada do ponto de vista geométrico, irá ser efetuada uma comparação entre os comportamentos geométricos da suspensão frontal relativamente à suspensão traseira.

A figura 62 representa a sobreposição dos gráficos anteriormente apresentados nas figuras 54 e 58. Nesta figura pretende-se comparar as variações do *camber* da frente e da traseira.

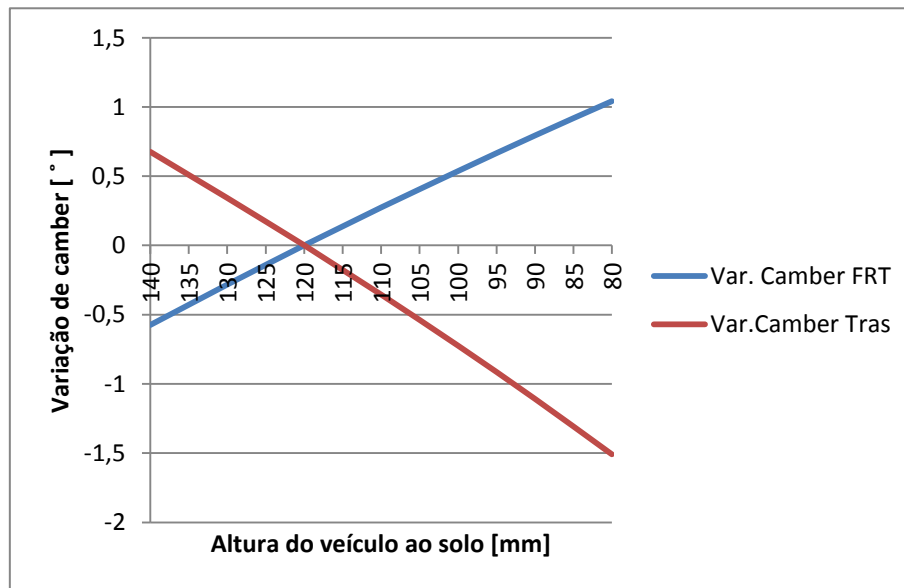


Figura 62 - Sobreposição dos gráficos das figuras 54 e 58. [18]

Este gráfico (figura 62) demonstra um bom comportamento do veículo em travagem, dado que com a transferência de massa para a frente a suspensão frontal baixa, diminuindo, assim, o *camber*. A habitual afinação estática com *camber* negativo, irá aumentar a área de contacto do pneu ao solo, potenciando o poder de travagem. Como a suspensão traseira apresenta o comportamento inverso, o efeito final será exatamente o mesmo.

Na figura 63 apresenta-se o resultado da sobreposição das figuras 55 e 59, que demonstra a variação da altura dos centros de rolamento da frente e da traseira com o movimento vertical da suspensão.

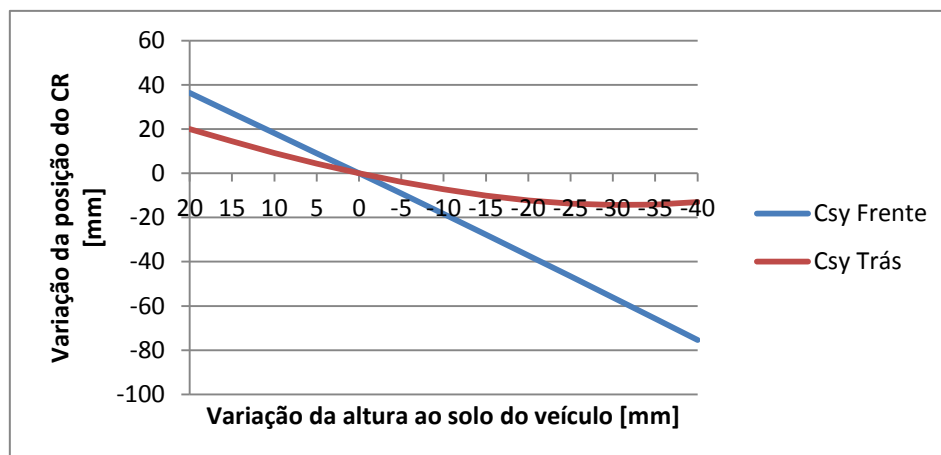


Figura 63 - Sobreposição das figuras 55 e 59. [18]

O gráfico apresentado (figura 63) demonstra a menor variação da altura do centro de rolamento da suspensão traseira, face à suspensão frontal. Este comportamento é benéfico, dado que a distância entre o centro de gravidade e o centro de rolamento é menor, logo o braço de aplicação da força centrífuga também é menor, provocando uma menor transferência de massa.

A comparação ao nível do rolamento da carroçaria irá ser apresentada na forma de um gráfico com a variação de posição dos pontos de ancoragem dos braços no chassis e na roda, bem como a inerente variação da posição do centro de rolamento nas duas coordenadas. A figura 64 apresenta este estudo para a suspensão frontal.

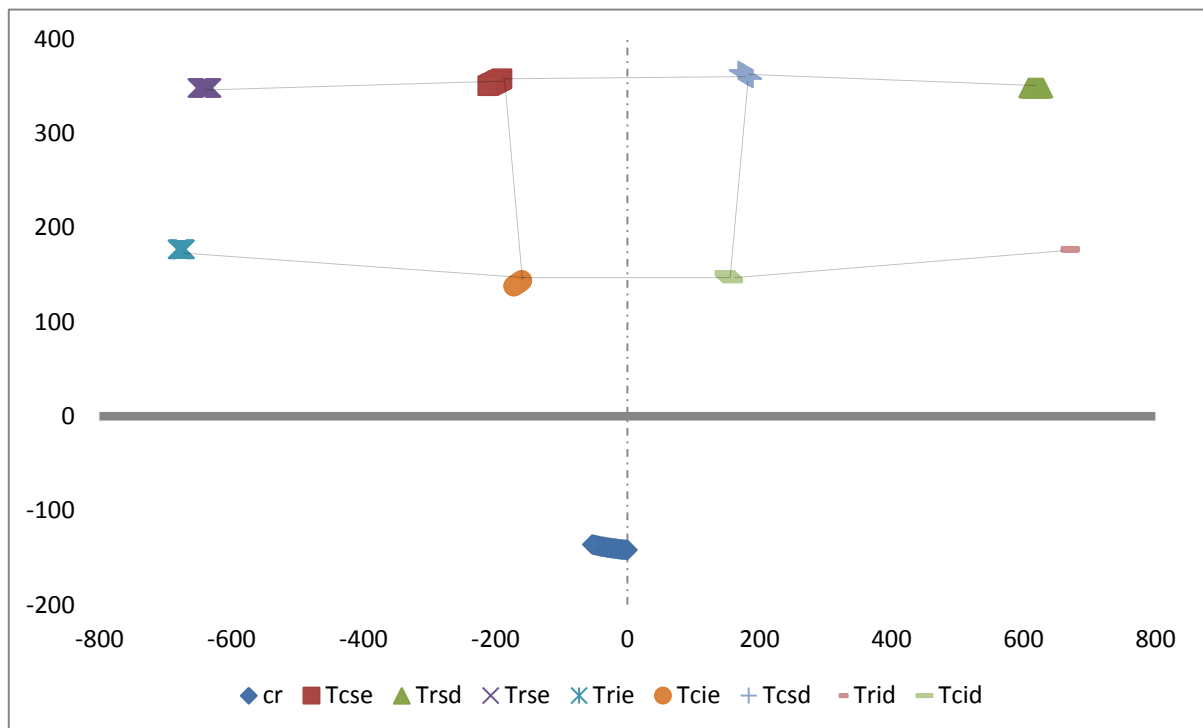


Figura 64 - Dispersão dos pontos de ancoragem da suspensão e do centro de rolamento da suspensão frontal. [18]

Na figura 64 a linha horizontal representa o solo e a linha tracejada vertical, o plano de simetria do veículo. Na legenda, *T* representa triângulo, *c* ou *r* representam chassis ou roda respetivamente, *s* ou *i* representam superior ou inferior respetivamente, *e* ou *d* representam esquerda ou direita respetivamente. Conjugando cada uma das letras, obtém-se a posição em causa; por exemplo, *Tcse* refere-se ao ponto de ancoragem do triângulo superior esquerdo no chassis. A sigla *cr* refere-se ao centro de rolamento.

Analizando a dispersão dos pontos, conclui-se que existe muito pouca variação da posição relativa por parte de cada um. É de salientar que o centro de rolamento, ainda que apresente uma variação muito pequena, move-se no sentido de diminuir a distância ao centro de gravidade, facto benéfico, tal como foi explicitado anteriormente.

A figura 65 apresenta a mesma análise relativamente à suspensão traseira.

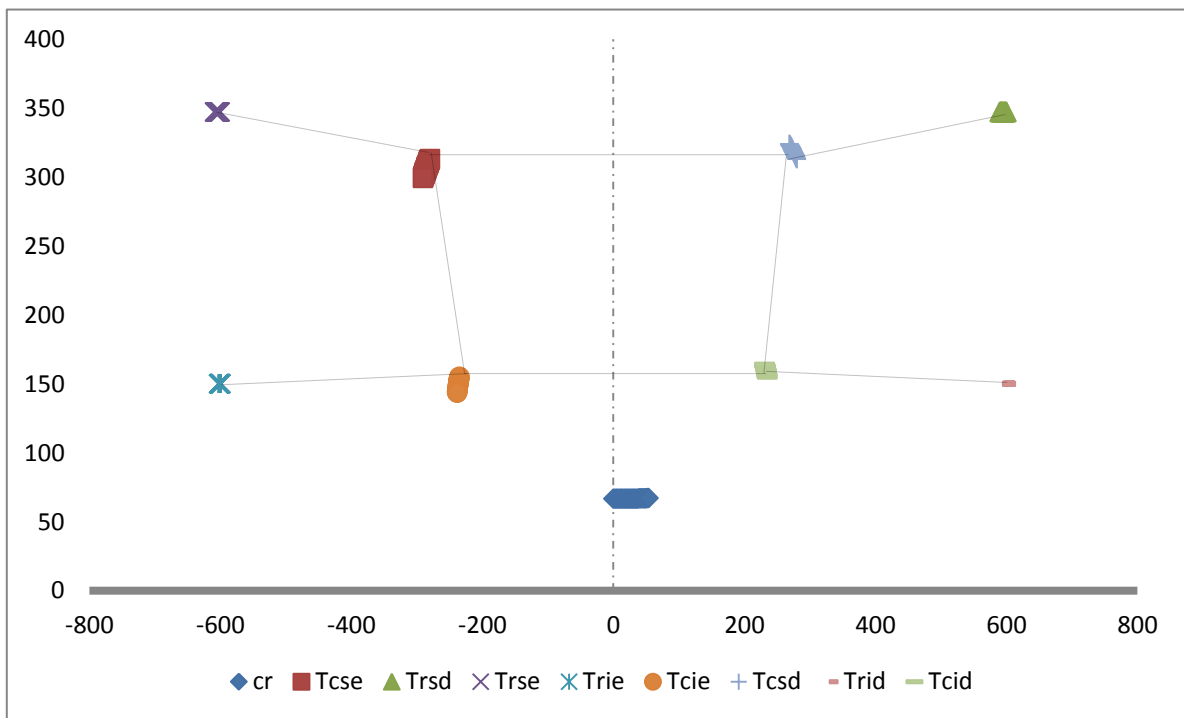


Figura 65 - Dispersão dos pontos de ancoragem da suspensão e do centro de rolamento da suspensão traseira. [18]

A suspensão traseira, à semelhança do que acontece com a suspensão dianteira, apresenta uma variação muito baixa da posição dos pontos de ancoragem com o rolamento da carroçaria. Esta variação em pouco vai influenciar o comportamento dinâmico do veículo. O centro de rolamento, por outro lado, é muito estável, principalmente na medida em que o seu deslocamento vertical é praticamente zero. A variação lateral da sua posição, tal como foi referido anteriormente, é muito baixa relativamente à largura total de via, por isso podemos considerá-la também irrelevante para o comportamento dinâmico global.

Desta forma, conclui-se que tanto a suspensão frontal como a suspensão traseira, do ponto de vista geométrico, são escolhas acertadas e claramente estáveis que permitiram ao veículo apresentar um comportamento linear e previsível.

No entanto, todo o trabalho apresentado, relativamente ao estudo da geometria da suspensão, teve como principais objetivos a procura e validação teórica da geometria de suspensão determinada e a definição dos parâmetros de afinação iniciais do chassis (ângulos característicos das suspensões).

Os dois objetivos foram plenamente satisfeitos, pois está demonstrada a consistência da geometria encontrada, dadas as reduzidas variações tanto de camber como da posição do centro de rolamento. Da análise das variações de camber pode concluir-se que um valor inicial de camber estático de -1° na frente e $-1,5^\circ$ na traseira garante que será possível conduzir o veículo de forma eficiente, logo nos primeiros testes em pista.

Esta é a melhor justificação para a eficácia de todos os cálculos apresentados e demonstra a economia daí resultante, uma vez que irá permitir a redução do tempo de teste em pista para o desenvolvimento do veículo.

6.4. Centro de Gravidade

Para prosseguir com a análise dinâmica do veículo foi necessário determinar o seu centro de gravidade. Uma vez que não existia nenhum modelo físico construído e após a observação de alguns chassis de monolugares, foi abordado o problema de outra forma, proposta por uma bibliografia consultada. [19]

A figura 66 apresenta um resumo do método aplicado para a determinação da posição do CG.

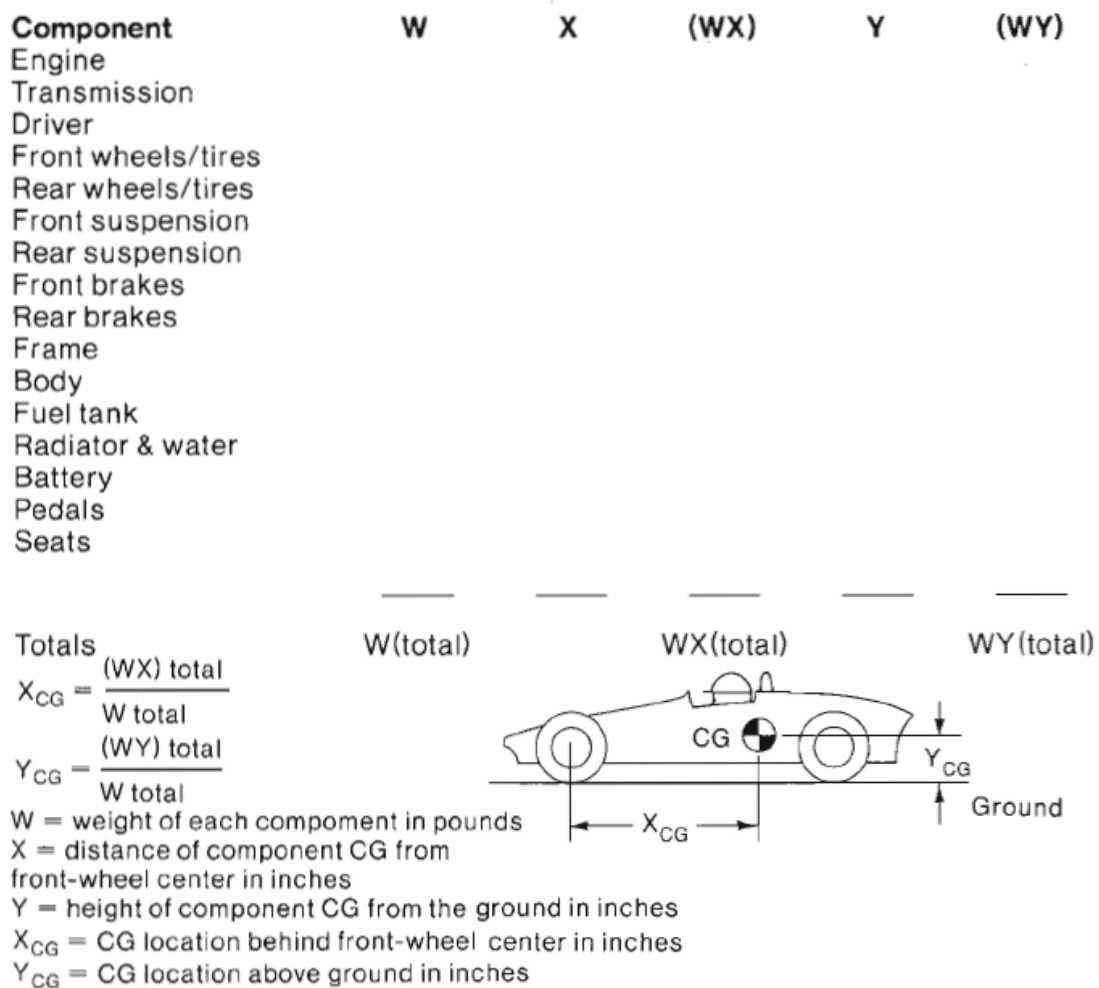


Figura 66 - Método de determinação do CG utilizando as massas de cada componente e respetivas distâncias. [19]

Este método usa como referencial o centro da roda da frente e consiste na determinação da massa de todos os componentes acima descritos, e das respectivas distâncias do centro de massa de cada elemento ao referencial utilizado.

As dimensões gerais do monolugar, como a distância entre eixos e a largura de vias da frente e da traseira, foram já anteriormente definidas.

A determinação das coordenadas X_{CG} e Y_{CG} é determinada através das seguintes equações:

$$X_{CG} = \frac{\sum(W \times X)}{W_{Total}}$$

$$Y_{CG} = \frac{\sum(W \times Y)}{W_{Total}}$$

Onde:

- W é a massa de cada componente em kg.
- Y é altura do chão ao centro de massa do componente em mm.
- X é a distância do centro de massa do componente às rodas da frente em mm.

De seguida, são apresentados valores para o peso dos componentes, bem como a posição do centro de massa de cada um (Tabelas 10 e 11, respetivamente).

Tabela 10- Massa de cada componente e respetiva localização do seu CG.

Componente	Massa [kg]	Distância X [mm]	Distância Y [mm]
Motor	70	1740	400
Transmissão	35	2570	170
Piloto	75	950	400
Rodas da frente com pneus	25	0	210
Rodas de trás com pneus	30	2570	213
Suspensão da frente	15	0	210
Suspensão de trás	25	2570	213
Travões da frente	40	0	210
Travões de trás	30	2570	213
Chassis	60	784,6	289
Carroçaria	35	784,6	289
Tanque de combustível	25	1420	200
Radiador e água	15	900	120
Bateria	5	100	205
Pedais	5	0	205
“Baquet” e cintos	8	950	100
Extintor	8	550	250
Total	506		

Tabela 11 - Posição em X e Y do CG, segundo o referencial utilizado

Distância do centro de massa relativamente ao eixo da frente X_{CG} [mm]	1271
Distância do centro de massa relativamente ao chão Y_{CG} [mm]	275

Os valores de massa atribuídos a cada componente foram obtidos através da pesagem de diversos componentes (mangas de eixo, braços de suspensão, fibras e suportes da carroçaria, radiador, extintor, pinças e pastilhas). A massa do chassis foi obtida através da simulação do chassis em *SolidWorks*.

6.5. Massa suspensa e massa não suspensa

A determinação da massa não suspensa foi baseada no método utilizado para obter a posição do centro de gravidade. Assim, com base nas massas determinadas para os elementos não suspensos, foi efetuada uma aproximação do peso não suspenso por roda, tal como a tabela 12 demonstra.

Tabela 12 - Massa não suspensa por roda.

Massa não suspensa [kg]		
	Direita	Esquerda
Frente	30	30
Traseira	35	35

A massa suspensa pode ser extrapolada pela diferença entre a massa total do veículo e o total de massa não suspensa.

6.6. Resistência ao Rolamento

Na análise da resistência ao rolamento do veículo, têm que se considerar três componentes que iram determinar o *roll stiffness* total, sendo eles a resistência introduzida pelas molas, barras estabilizadoras e pneus. A resistência ao rolamento dos pneus é determinada pela sua rigidez que, geralmente, se situa nos 250 N/mm. O valor total de *roll stiffness* irá, posteriormente, ser utilizado no cálculo das transferências de massa.

No caso da suspensão frontal em estudo a resistência ao rolamento é provocada apenas pelas barras estabilizadoras e pelos pneus, porque o amortecedor apenas é acionado por intermédio da barra estabilizadora. Caso se retire esta e substitua por rótulas, não é possível acionar o amortecedor, desta forma a suspensão frontal não contribui para o *roll stiffness* total. Assim, prevê-se que o veículo apresente uma resistência ao rolamento na frente muito baixa.

Relativamente à suspensão de trás, dada a baixa resistência ao rolamento frontal, não tem sentido utilizar barra estabilizadora na traseira, uma vez que só iria provocar um desequilíbrio maior entre a frente e a traseira ao nível do *roll stiffness*.

A tabela 13 apresenta os resultados para as resistências ao rolamento de cada um dos componentes em causa.

Tabela 13 - *Roll Stiffness* total. [18]

	Frente		Traseira	
Diâmetro exterior da Barra	30		0	mm
Diâmetro Interior da Barra	22	mm	0	mm
Momento de inercia	5,652E-08	m ⁴	0	m ⁴
Comprimento da barra à torção	90	mm	90	mm
	0,09	m	0,09	m
Comprimento do braço	65	mm	50	mm
	0,065	m	0,05	m
Vantagem mecânica da barra	1,65		1,65	
<i>Roll Stiffness</i> Efetivo da Barra	35380	N.m/rad	0	N.m/rad
	617,5	N.m/°	0	N.m/°
<i>Roll Stiffness</i> das molas	0	N.m/rad	263112	N.m/rad
	0	N.m/°	4592,2	N.m/°
<i>Roll Stiffness</i> da suspensão	35380,8	N.m/rad	263112	N.m/rad
	617,5	N.m/°	4592,2	N.m/°
<i>Roll Stiffness</i> dos pneus	365625	N.m/rad	346385	N.m/rad
	6381,3601	N.m/°	6045,6	N.m/°
<i>Roll Stiffness</i> Total	32259	N.m/rad	149530	N.m/rad
	563	N.m/°	2610	N.m/°
Módulo de elasticidade	8E+10	N/m ²	8E+10	N/m ²
Total <i>Roll Stiffness</i>	181789,1764	N.m/rad	3172,82	N.m/°

Confirma-se, assim, que a resistência ao rolamento total da suspensão frontal é cerca de um quinto do valor da resistência ao rolamento total da suspensão traseira. Desta forma prevê-se, em teoria, que o veículo apresente um comportamento fortemente sobrevirador, dado que o elevado *roll stiffness* traseiro vai afetar a transferência de massa na frente. Este foi o principal motivo pelo qual foi abandonada a tecnologia do *monoshock*.

6.7. Transferência de Massa

Neste capítulo será determinada a transferência de massa que ocorre quando o veículo descreve uma curva e será realizada a análise do seu comportamento dinâmico.

Considerou-se que o veículo descreve uma curva para a esquerda com um raio de 50 metros a uma velocidade constante. Considerou-se, também, que o veículo se encontra já no estado estável, não existindo nenhum tipo de perturbação ao seu comportamento (teste em *skidpad*).

A tabela 14 apresenta o cálculo do conceito de aceleração máxima em curva, utilizado para determinar a força centrífuga atuante bem como o ângulo de rolamento.

Tabela 14 - Dados dinâmicos para a simulação. [18]

Dados Dinâmicos				
		Velocidade	20,28	m/seg
Raio curva	50 m	Aceleração	8,223	m/seg ²
			0,839	g
Distância CG Eixo de Rolamento		339,62	mm	
		0,33962	m	
Aceleração máxima		25,9	m/seg ²	
Ângulo de rolamento	0,014834	rad	0,85	°

Analizando os dados, confirma-se que o veículo é capaz de gerar 25,9 m/seg² (2,59 G) de aceleração lateral, máxima em curva, sem capotar, porque apresenta uma altura do centro de gravidade muito baixa. No entanto, para efeito de estudo, a velocidade considerada apenas permite ao veículo gerar 0,84 G. Para além do referido, também é possível determinar a distância do centro de gravidade ao eixo de rolamento e quantificar o ângulo de rolamento provocado pelo momento resultante da aplicação da força centrífuga no mesmo.

Com base na aceleração em curva obtida é possível calcular a transferência de massas (Tabela 15). Uma vez que o ângulo de rolamento se aproxima de 1° para as condições definidas, também a transferência de massa será calculada para esse ângulo de rolamento.

Tabela 15 - Transferência de massas. [18]

Transferência de Massa				
	Frente		Traseira	
Massa Não Suspensa	88,8	N	112,4	N
Roll Centre	116,8	N	436,4	N
Momento resultante da aplicação da Força Centrífuga	173,7	N	866,3	N
Total	379	N	1415	N

A tabela 15 apresenta a contribuição de cada uma das componentes da transferência de massa que permitem calcular o seu valor total.

De seguida apresenta-se a tabela 16, representativa da transferência de massa total e do seu consequente fator de distribuição entre a frente e a traseira. Para além do referido, apresenta também o valor das forças verticais atuantes em cada roda.

Tabela 16 - Distribuição das massas e forças verticais nas rodas. [18]

Distribuição da Transferência de Massa			
Total	1794	N	
		Frente	Traseira
Fator de Distribuição	21,6%		78,4%
Forças nas rodas	N		N
	Direita	1429	2846
	Esquerda	655	32

A análise dos resultados obtidos confirma a tendência sobreviradora do veículo, uma vez que se verifica que a roda traseira esquerda já apresenta uma carga de apenas 32 N, enquanto ambas as rodas frontais ainda apresentam cargas elevadas (a roda de menor carga, interior, ainda tem 654 N) mantendo, assim, a sua aderência ao asfalto.

Para garantir a rapidez do veículo em curva, este deve manter sempre as suas rodas de tração em contacto com o solo evitando a perda de potência pela roda que levantar. Este facto foi considerado para este estudo, tendo sido estimada uma velocidade que permitisse manter sempre as rodas de tração (traseiras) em contacto com o solo. Este efeito negativo de levantar a roda pode ser minimizado pela utilização de um diferencial autoblocante.

6.8. Dimensionamento das molas

Na análise realizada foi sempre considerado o *setup* base de rigidez das molas recomendado para os Formula Novis. Existem, no entanto, três valores diferentes de rigidez das molas, tanto para a frente como para a traseira do veículo. Com base neste facto, irá realizar-se uma simulação da influência da utilização de cada uma das molas no comportamento do mesmo.

No entanto e considerando as características da suspensão frontal anteriormente enunciadas, não tem sentido simular a influência da rigidez das molas frontais no comportamento do veículo, uma vez que não irá apresentar nenhuma variação no *roll stiffness* da suspensão frontal. A utilização de molas com diferentes valores de rigidez na frente só se justifica em função da carga aerodinâmica imposta e da rapidez do circuito. Em circuitos rápidos e com a utilização de asas com muito apoio aerodinâmico será necessário utilizar molas com maior rigidez na frente, para evitar o contacto do veículo com o solo.

Os valores aconselhados de rigidez das molas, tanto para a frente como para a traseira, apresentam-se na tabela 17.

Tabela 17 - Valores de rigidez admitidos para o monolugar.

Frente	Traseira
200 N/mm	240 N/mm
	260 N/mm
	300 N/mm

Para a suspensão frontal apenas será considerada a primeira rigidez representativa do *setup* base de afinação.

6.8.1. Suspensão Frontal

A tabela 18 apresenta as características da mola bem como a sua rigidez.

Tabela 18 - Rigidez da suspensão da frente. [18]

Diâmetro do fio	d= 11,7 mm	
Diâmetro médio de enrolamento da mola	D= 60 mm	
Número de espiras úteis	n= 4,5	
Peso suspenso à frente por roda	Psf= 76,26 kg	Esquerda 76,26 kg
Peso não suspenso à frente por roda	Pnf= 30	Esquerda 30 kg
Vantagem mecânica da mola	b= 1,65	
Rigidez da Mola	K= 200 kg/cm	

O valor obtido para a rigidez da mola tem por base as dimensões da mola e a vantagem mecânica calculada com base nas relações geométricas da suspensão frontal.

A tabela 19 apresenta as frequências de funcionamento da suspensão frontal e ainda os seguintes parâmetros:

- Frequência da roda;
- Peso Suspenso;
- Alavancagem;
- Alavancagem ao quadrado;
- Rigidez efetiva da mola;
- Rigidez da roda;
- Deformação estática;
- Rigidez da mola;
- *Roll Stiffness* das molas.

Um dos parâmetros mais importantes é a frequência da roda, uma vez que determina o desempenho da suspensão em termos de vibração.

Tabela 19 - Frequências da suspensão da frente. [18]

<i>Wheel Freq.</i>	<i>Sprung Weight</i>	<i>Leverage</i>	<i>Sqr. Lev.</i>	<i>Effective CR</i>	<i>Wheel Rate</i>	<i>Static Defl.</i>	<i>Coil Rate CR</i>	<i>Roll stiffness</i>
Hz	Kg			kg/cm	kg/cm	cm	kg/cm	kg.cm/rad
3,45971	152,52	1,65	2,7225	121,222	73,4679	2,07601	200	0
CPM	lbs			lbs/in	lbs/in	in	lbs/in	0
207,9337	342,74	1,65	2,7225	693,281	420,170	0,815721	1143,9	0

Esta suspensão apresenta uma rigidez relativamente elevada, mas dentro do limite razoável para veículos de competição, que do ponto de vista das vibrações mecânicas se traduz num valor de CPM elevado. Por norma, considera-se que valores superiores a 200 CPM são exagerados para carros de turismo. No caso dos monolugares, existem situações em que se chega aos 450 CPM, havendo, no entanto, risco de falhas mecânicas por fadiga. [3]

6.8.2. Suspensão Traseira

Considerando a tabela 17, existem três opções para a suspensão traseira que irão influenciar o comportamento dinâmico da viatura. Assim, serão apresentadas as características para cada uma das molas em causa e posteriormente a sua influência no comportamento dinâmico através das transferências de massa (será apresentado no próximo capítulo).

As tabelas 20, 21, 22, 23, 24 e 25 apresentadas em seguida, para cada uma das opções da suspensão traseira, serão abordadas da mesma forma que se descreveu para a suspensão frontal.

Opção 1 – 240 N/mm

Tabela 20 - Rigidez da suspensão traseira - opção 1. [18]

Diâmetro do fio	d=	12,25 mm	
Diâmetro médio de enrolamento da mola	D=	60 mm	
Número de espiras úteis	n=	4,5	
Peso suspenso atrás por roda	Pst=	111,74 kg	Esquerda 111,74 kg
Peso não suspenso atrás por roda	Pnt=	35 kg	Esquerda 35 kg
Vantagem mecânica da mola	b=	1,65	
Rigidez da Mola	K=	240 kg/cm	

Tabela 21 - Frequências da suspensão traseira opção 1. [18]

Wheel Freq.	Sprung Weight	Leverage	Sqr. Lev.	Effective CR	Wheel Rate	Static Defl.	Coil Rate CR	Roll stiffness
Hz	Kg			kg/cm	kg/cm	cm	kg/cm	kg.cm/rad
4,43098	111,74	1,65	2,7225	145,67	88,287	1,26564	240	2915644,4
CPM	lbs			lbs/in	lbs/in	in	lbs/in	N.m/º
266,3081	251,10	1,65	2,7225	833,12	504,924	0,497304	1374,7	4986,98

Opção 2 – 260 N/mm

Tabela 22 - Rigidez da suspensão traseira - opção 2. [18]

Diâmetro do fio	d=	12,5 mm	
Diâmetro médio de enrolamento da mola	D=	60 mm	
Número de espiras úteis	n=	4,5	
Peso suspenso atrás por roda	Pst=	111,74 kg	Esquerda 111,74 kg
Peso não suspenso atrás por roda	Pnt=	35 kg	Esquerda 35 kg
Vantagem mecânica da mola	b=	1,65	
Rigidez da Mola	K=	260 kg/cm	

Tabela 23 - Frequências da suspensão traseira - opção 2. [18]

Wheel Freq.	Sprung Weight	Leverage	Sqr. Lev.	Effective CR	Wheel Rate	Static Defl.	Coil Rate CR	Roll stiffness
Hz	Kg			kg/cm	kg/cm	cm	kg/cm	kg.cm/rad
4,613678	111,74	1,65	2,7225	157,93	95,718	1,16739	260	3161041,92
CPM	lbs			lbs/in	lbs/in	in	lbs/in	N.m/º
277,2887	251,101	1,65	2,7225	903,25	547,42	0,45869	1490,4	5406,72

Opção 3 – 300 N/mm

Tabela 24 - Rigidez da suspensão traseira - opção 3. [18]

Diâmetro do fio	d=	13 mm	
Diâmetro médio de enrolamento da mola	D=	60 mm	
Número de espiras úteis	n=	4,5	
Peso suspenso atrás por roda	Pst=	111,74 kg	Esquerda 111,74 kg
Peso não suspenso atrás por roda	Pnt=	35 kg	Esquerda 35 kg
Vantagem mecânica da mola	b=	1,65	
Rigidez da Mola	K=	304 kg/cm	

Tabela 25 - Frequências da suspensão traseira - opção 3. [18]

Wheel Freq.	Sprung Weight	Leverage	Sqr. Lev.	Effective CR	Wheel Rate	Static Defl.	Coil Rate CR	Roll stiffness
Hz	Kg			kg/cm	kg/cm	cm	kg/cm	kg.cm/rad
4,99015	111,74	1,65	2,7225	184,76	111,98	0,997887	304	3697971,95
CPM	lbs			lbs/in	lbs/in	in	lbs/in	N.m/º
299,9154	251,1011236	1,65	2,7225	1056,67	640,41	0,392097	1743,5	6325,09

Agora que cada uma das opções ao nível da rigidez das molas traseiras está caracterizada, pode avançar-se para a análise do comportamento dinâmico que cada uma delas proporciona. Para tal, serão calculadas as transferências de massa e as forças verticais em cada pneu, por forma a perceber a influência desta alteração no comportamento dinâmico.

6.9. Comparação de comportamento das várias opções de rigidez

Neste ponto foi estudada a influência da variação do *roll stiffness*, em função da variação da rigidez das molas traseiras e consequente variação do comportamento dinâmico. Todos os cálculos efetuados tiveram como base a metodologia de cálculo adotada na secção 6.7. Apresentam-se em seguida as tabelas 26, 27, 28 e 29 com cada um dos fatores anteriormente enunciados para cada uma das opções.

Opção 1 – 240 N/mm

Esta solução foi a considerada para a realização da secção 6.7. Desta forma, as transferências de massas e as forças verticais em cada roda estão enunciadas pelas tabelas 15 e 16 respetivamente.

Opção 2 – 260 N/mm

Tabela 26 - Transferência de massa com as molas da opção 2. [18]

Transferência de Massa				
	Frente		Traseira	
Massa Não Suspensa	88,8	N	112,4	N
Roll Centre	116,8	N	436,4	N
Momento resultante da aplicação da Força Centrífuga	167,5	N	872,3	N
Total	373	N	1421	N

Tabela 27 - Forças verticais em cada roda com as molas da opção 2. [18]

Distribuição da Transferência de Massa			
Total	1794	N	
	Frente		Traseira
Fator de Distribuição	21,2%		78,8%
Forças nas rodas	N		N
	Direitas	1423	2852
	Esquerdas	661	26

Opção 3 – 300 N/mm

Tabela 28 - Transferência de massa com as molas da opção 3. [18]

Transferência de Massa				
	Frente		Traseira	
Massa Não Suspensa	88,8	N	112,3	N
Roll Centre	116,8	N	436,4	N
Momento resultante da aplicação da Força Centrífuga	156,5	N	883,0	N
Total	362	N	1431	N

Tabela 29 - Forças verticais em cada roda com as molas da opção 3. [18]

Distribuição da Transferência de Massa			
Total	1793	N	
	Frente		Traseira
Fator de Distribuição	20,6%		79,4%
Forças nas rodas	N		N
	Direitas	1412	2863
	Esquerdas	672	16

Analisando os valores obtidos das simulações das diversas opções de rigidez para as molas de suspensão, conclui-se que a transferência total de massa diminui com o aumento da rigidez, facto este que era esperado, pois no caso da suspensão traseira o aumento de rigidez das molas provoca um aumento da resistência ao rolamento.

No entanto, a distribuição de massa entre a frente e a traseira torna-se mais desigual, diminuindo cada vez mais a força vertical nas rodas interiores, principalmente na roda interior traseira. Isto vai acentuar cada vez mais o comportamento sobrevirador do veículo e torná-lo menos eficiente em curva, dado que a roda interior traseira vai provocar o escorregamento desta.

Conclui-se, assim, que o melhor *setup* de molas para a suspensão desenvolvida será a opção 1 (rigidez de 240 N/mm). Poderiam ser consideradas molas com ainda menor rigidez, o que iria equilibrar mais a transferência de massas entre a frente e a traseira, no entanto, provocariam um aumento exagerado do rolamento da carroçaria.

6.10. Influência da Carga Aerodinâmica

Caso se pretenda melhorar o desempenho do veículo em curva, principalmente em curvas rápidas, deve ser utilizado apoio aerodinâmico. Este pode ser conseguido com a utilização de asas frontais e/ou traseiras. Neste ponto será analisada a influência da carga aerodinâmica no comportamento dinâmico, avaliando o aumento da velocidade em curva. Para esta simulação mantiveram-se todas as outras características do ensaio, nomeadamente a rigidez das molas que se manteve igual à que foi definida como o melhor compromisso, ou seja a opção 1.

Será então considerado um aumento de 20% à velocidade do veículo em curva, tal como a tabela 30 demonstra.

Tabela 30 - Dados dinâmicos para um aumento de 20% da velocidade em curva. [18]

Dados Dinâmicos				
		Velocidade	24,2	m/seg
Raio curva	50 m	Aceleração	11,68	m/seg ²
			1,192	g
Distância CG Eixo de Rolamento			339,624	mm
			0,339624	m
Aceleração máxima	25,9	m/seg ²		
Ângulo de rolamento	0,02107	rad	1,21	°

Com base nos dados dinâmicos apresentados pela tabela 30, seguem-se os cálculos para a transferência de massa e forças verticais nas rodas derivadas dos mesmos. Os resultados são evidenciados nas tabelas 31 e 32.

Tabela 31 - Transferência de massas resultante do aumento de velocidade. [18]

Transferência de Massa				
	Frente		Traseira	
Massa Não Suspensa	126,2	N	159,6	N
Roll Centre	165,8	N	619,8	N
Momento resultante da aplicação da Força Centrífuga	246,7	N	1230,4	N
Total	538,7235	N	2009,884	N

Tabela 32 - Distribuição das massas e forças verticais em cada roda. [18]

Distribuição da Transferência de Massa				
Total	2548	N		
		Frente		Traseira
Fator de Distribuição		21,6%		78,4%
Forças nas rodas		N		N
	Direitas	1593		2879
	Esquerdas	492		0

Os resultados obtidos e demonstrados pelas tabelas 31 e 32 foram calculados mantendo o ângulo de rolamento de 1°, visto que, após o aumento de velocidade, o ângulo de rolamento se mantém próximo deste valor.

Analisando os resultados, observa-se um claro aumento da transferência total de massas relativamente ao mesmo caso com uma velocidade inferior. Do ponto de vista das cargas verticais observa-se que a roda traseira interior já descolou do solo. Assim, a totalidade da massa (suspensa e não suspensa) do eixo traseiro é suportada pela roda exterior traseira.

A forma de permitir ao veículo descrever a curva com um comportamento semelhante ao anteriormente obtido (secção 6.7) mas com o aumento de velocidade de 20%, é a introdução de uma carga aerodinâmica. Neste caso, será necessária uma *downforce* (força vertical na direção do solo), que será criada por asas e que irão gerar uma força de carregamento sobre cada um dos eixos, aumentando desta forma as forças verticais sobre as rodas.

A magnitude desta força pode ser calculada com base na força gerada por cada uma das asas (frontal e traseira), partindo do equilíbrio de forças apresentado pela figura 67.

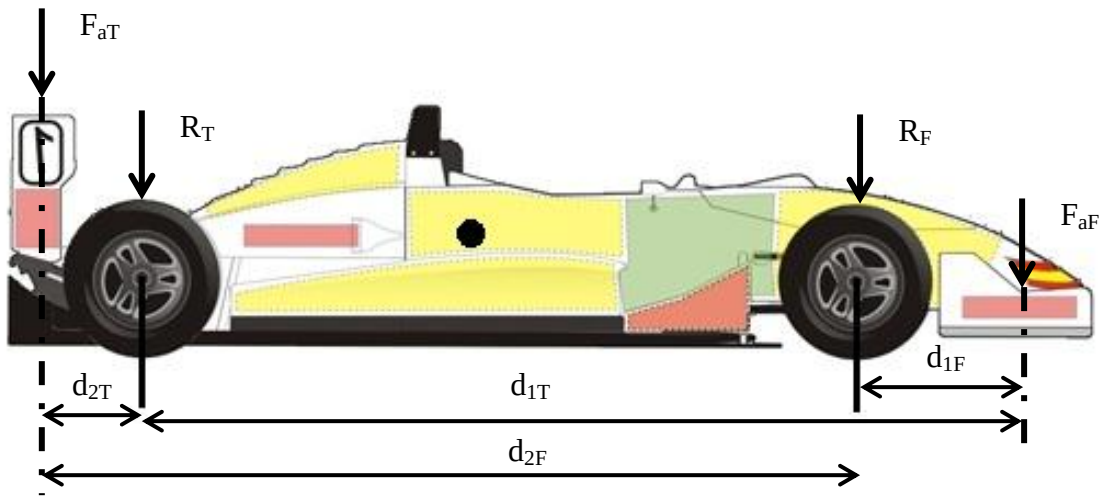


Figura 67 - Diagrama de forças resultante da carga aerodinâmica.

Uma vez que se pretende igualar a carga sobre o eixo da frente e sobre o eixo traseiro, as forças resultantes da carga aerodinâmica (R_T e R_F) devem compensar as diferenças evidenciadas na tabela 32. Considerando que as forças aerodinâmicas estão aplicadas fora da distância entre eixos, o que implica que ambas têm ação sobre os dois eixos e com base no objetivo anteriormente descrito, é possível iniciar um processo iterativo para determinar as forças F_{aT} e F_{aF} .

As tabelas 33 e 34 apresentam as distâncias enunciadas na figura 66, bem como as forças necessárias gerar em cada asa para a obtenção das reações nas rodas, que equilibrem a transferência de massas entre a frente e a traseira do veículo.

Tabela 33 - Tabela das forças geradas em cada asa. [18]

FaT=	435	N
d2F=	3,32	m
d2T=	0,75	m

FaF=	40	N
d1F=	0,55	m
d1T=	3,12	m

Tabela 34 - Força resultante em cada eixo da ação da força gerada em cada asa. [18]

RF=	372	N
RT=	1208	N

Note-se, que este será o valor limite para a carga aerodinâmica resultante, considerando uma diminuição máxima da distância ao solo do veículo de 13 mm. Para a

força resultante aplicada, a diminuição de altura será de 4,75 mm no eixo frontal e de 13 mm no eixo traseiro.

As asas a dimensionar devem ter como base a velocidade em estudo e a força determinada para cada uma delas (F_{aT} e F_{aF}), sendo esse o valor de carga que cada asa deve gerar, garantindo um comportamento próximo da neutralidade ao veículo.

6.11. Setup do Monolugar

No caso de ser construído um protótipo, em resultado do exposto anteriormente, é possível recomendar o *setup* apresentado pela tabela 35, como base para o desenvolvimento do veículo em pista.

Tabela 35 - Setup de afinação do monolugar.

Frente		Traseira	
Camber	-1,2 °	Camber	-1,5 °
Caster	7 °	Caster	0 °
KPI	13 °	KPI	0,3 °
Toe	0 mm	Toe	0 mm

O valor de *camber* apresentado é resultado do estudo efetuado, tanto na suspensão frontal como na traseira.

O KPI foi determinado pelo levantamento geométrico efetuado, no caso da suspensão da frente e calculado na suspensão traseira (o valor obtido foi arredondado, dada a baixa influência deste parâmetro na suspensão traseira).

O *caster*, na suspensão frontal, foi arbitrado considerando o valor de KPI encontrado e valores correntemente utilizados, porque foi impossível efetuar a sua medição, pela inexistência de um modelo físico. Na suspensão traseira este valor foi imposto de forma a evitar o fenómeno de *roll steer*, muito prejudicial à estabilidade em curva.

Para a convergência (*toe*), foi definido um valor base que garante maior neutralidade do veículo, como base para o desenvolvimento em pista.

7. Conclusão e Proposta de Trabalhos Futuros

O projeto de um veículo automóvel de competição é necessariamente um trabalho de equipa, onde os vários elementos estudam aspetos particulares, que no final permitirão concretizar o projeto de forma global.

Neste trabalho de dissertação – Projeto de um monolugar – foi dada particular atenção aos aspetos relacionados com a estrutura, suspensão e comportamento dinâmico do monolugar.

Neste estudo foi possível:

- Projetar a estrutura do monolugar. No entanto, não foi possível realizar a simulação por elementos finitos dos testes necessários à sua homologação, junto da entidade Federativa Nacional que gere o desporto automóvel.

- Projetar e validar a geometria da suspensão.

- Avaliar o comportamento dinâmico do monolugar e definir um setup base para o mesmo. Este setup passa pela utilização de molas com uma rigidez de 200 N/mm na frente e 240 N/mm na suspensão traseira.

- Definir que a utilização de barra estabilizadora na traseira é dispensável. Este facto deve-se à resistência ao rolamento na traseira ser muito superior à da suspensão frontal, em virtude da utilização do *monoshock* nesta última suspensão. Por outro lado, a rigidez da barra estabilizadora frontal pouco influencia o comportamento global do monolugar, pelo seu baixo impacto na resistência ao rolamento total.

- Identificar que a dificuldade em equilibrar a distribuição da transferência de massa se deve à excessiva diferença de resistência ao rolamento entre a frente e a traseira do veículo.

Como trabalhos futuros propõe-se:

- Simulação do chassis por elementos finitos e validação do cumprimento do Anexo J, para esta categoria de veículos de competição.

- Fabricação de um protótipo para testar as soluções propostas para a suspensão e validar o comportamento dinâmico previsto.

8. Bibliografia

1. http://farm5.static.flickr.com/4148/5090678519_ebf1345416.jpg. 25-05-2012].
2. http://en.wikipedia.org/wiki/Open_wheel_racing. 13-02-2012].
3. William F. Milliken, D.L.M., *Chassis Design - Principles and Analysis*. 2002, Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc (SAE International).
4. Adams, H., *Chassis Engineering*. 1992, New York: HP Books.
5. Smith, C., *Tune to Win*. 1978, Fallbrook, CA: Aero Publishers, Inc.
6. <http://www.goodyear.com.br/empresa/campo-provas/skid-pad.html>. 25-05-2012].
7. <http://www.clarks-garage.com/graphics/wheel-slip-angle-1.jpg>. 22-05-2012].
8. Puhn, F., *How to Make Your Car Handle*. 1981, New York: HPBooks.
9. http://www.carbibles.com/suspension_bible.html. 26-05-2012].
10. Staniforth, A., *Competition Car Suspension*. 2006, Sparkford: Haynes Publishing.
11. <http://www.justih.org/Binder-Bench/attachment.php?attachmentid=15906&stc=1&d=1297547306>. 29-05-2012].
12. Costa, L., *Desenvolvimento da evolução do Challenge Desafio Unico*. 2009, FEUP: Porto.
13. http://www.proformancemotorsports.com/corvettes/suspension/imgs/suspension_Bilstein_Sports_shocks.jpg. 08-06-2012].
14. Aird, F., *The Race Car Chassis*. 2008, New York: HP Books.
15. <http://www.indypartsinc.com/formulino/>. 20-06-2012].
16. Smith, W.F., *Principios de Ciencia e Engenharia dos Materiais*. 1998, Lisboa: McGraw-Will.
17. <http://help.solidworks.com>. 19-06-2012].
18. *Folhas de Microsoft Excel desenvolvidas por José Manuel Melo e Miguel Pereira*. 2012.
19. Puhn, F., *Brake Handbook*. 1985: HP Books.

ANEXO A:

Anexo J Art.277 – Free Formula Technical Regulations (Group E)

Article 277 - 2012

Règlement Technique Formule Libre

Free Formula Technical Regulations

(Groupe E / Group E)

Correction de l'Article 4 (Immédiat)	publiée le 07.12.2011	Correction of Article 4 (Immediate)	published on 07.12.2011
Modification de l'Article 2 (2013)	publiée le 07.12.2011	Modification of Article 2 (2013)	published on 07.12.2011
Modification de l'Article 2 (2013)	publiée le 12.03.2012	Modification of Article 2 (2013)	published on 12.03.2012

ARTICLE 1. GENERALITES

Il est permis d'organiser des compétitions sportives ouvertes à d'autres véhicules que ceux définis dans un des groupes de l'Annexe J.

Toutes les prescriptions concernant les véhicules et en particulier toute limitation de cylindrée moteur sont alors à la discrétion des organisateurs et il leur appartient de les faire figurer explicitement dans le règlement particulier de l'épreuve, lequel doit en tout état de cause être approuvé par l'Autorité Sportive Nationale, responsable devant la FIA.

Définition / Eligibilité :

Les véhicules assimilables à la Catégorie I (voir Article 251-1.1) doivent satisfaire aux critères d'homologation d'un des règlements d'homologation de la FIA, et leur structure (châssis / coque) d'origine doit rester identifiable à tout moment.

Les véhicules assimilables à la Catégorie II sont classés de la façon suivante :

- SH :** Voitures de type silhouette (Voitures de type tourisme ayant l'aspect d'une voiture de grande série à 4 places)
- SC :** Voitures de sport (Voitures de compétition biplaces, ouvertes ou fermées, construites spécialement pour la compétition)
- SS :** Voitures de type monoplace de piste de Formule Internationale ou de Formule Libre

ARTICLE 2. SECURITE

Les véhicules devront, pour raisons de sécurité, répondre aux prescriptions des articles suivants selon qu'ils sont assimilables à des véhicules de catégorie I, II ou III (voir Article 251-1.1) :

VEHICULES ASSIMILABLES A LA CATÉGORIE I :

- Sécurité du système de freinage : 253-4
- Coupe-circuit : 253-13
- Réservoir de sécurité : 253-14
- Canalisations de carburant, pompes & filtres : 253-3.1 et 253-3.2
- Orifices de remplissage et bouchons : 259-6.4
- Carburant : 259-6.1
- Récupérateur d'huile : 259-7.4
- Câbles électriques : 259-8.5
- Ceintures de sécurité : 253-6.1
- Localisation longitudinale du système d'huile (sauf véhicule avec un moteur positionné à l'arrière) : 275-7.2
- Marche arrière : 275-9.3
- Bras de suspension : 275-10.3.1+10.2
- Matériaux des roues : 275-12.2
- Extincteurs : 253-7
- Rétroviseurs : 253-9
- Feu arrière : 259-8.4.2
- Appui-tête : 259-14.4
- Anneau de prise en remorque : 253-10
- Paroi anti-feu : 253-15
- Sièges : 253-16
- Pare-brise : 279-2.4

ARTICLE 1. GENERAL

It is permitted to organise sporting competitions open to other racing vehicles than those defined in one of the groups of Appendix J.

All specifications concerning the vehicles and particularly the limitations of the cylinder-capacity are in this case at the discretion of promoters and it rests with them to list clearly these specifications in the Supplementary Regulations of the event, which anyway have to be approved by the National Sporting Authority answerable to the FIA.

Definition / Eligibility :

Vehicles comparable to Category I (see Article 251-1.1) must comply with the homologation criteria of one of the FIA homologation regulation texts, and their original structure (chassis / bodyshell) must remain identifiable at any time.

Vehicles comparable to Category II are classified as follows :

- SH :** Silhouette-type cars (Touring-type cars with the appearance of a large production car with 4 seats)
- SC :** Sports cars (Two seater competition cars, open or closed, built especially for competition)
- SS :** Single-seater track type cars of International Formula or Free Formula cars

ARTICLE 2. SAFETY

The vehicles must, for safety reasons, comply with the following articles depending on whether they are comparable to vehicles of category I, II or III (see Article 251-1.1) :

VEHICLES COMPARABLE TO CATEGORY I :

- Brake system safety : 253-4
- Circuit breaker : 253-13
- Safety tank : 253-14
- Fuel pipes, pumps and filters : 253-3.1 and 253-3.2
- Openings for refuelling and caps : 259-6.4
- Fuel : 259-6.1
- Oil catch tank : 259-7.4
- Electric cables : 259-8.5
- Safety belts : 253-6.1
- Longitudinal location of the oil system (except for rear-engined vehicles) : 275-7.2
- Reverse gear : 275-9.3
- Suspension arm : 275-10.3.1+10.2
- Wheel material : 275-12.2
- Extinguishers : 253-7
- Rear-view mirrors : 253-9
- Rear light : 259-8.4.2
- Headrest : 259-14.4
- Towing eye : 253-10
- Firewall : 253-15
- Seats : 253-16
- Windscreen : 279-2.4

VEHICULES ASSIMILABLES AUX CATÉGORIES II-SH et II-SC :

- Sécurité du système de freinage :	253-4
- Coupe-circuit :	253-13
- Réservoir de sécurité :	259-6.3
- Canalisations de carburant, pompes et filtres :	259-6.2 (253-3.1 et 253-3.2 pour SH)
- Orifices de remplissage et bouchons :	259-6.4
- Carburant :	259-6.1
- Récupérateur d'huile :	259-7.4
- Câbles électriques :	259-8.5
- Ceintures de sécurité :	259-14.2.1
- Localisation longitudinale du système d'huile (sauf véhicule avec un moteur positionné à l'arrière) :	275-7.2
- Marche arrière :	275-9.3
- Bras de suspension :	275-10.3.1+10.2
- Matériaux des roues :	275-12.2
- Extincteurs :	275-14.1 (253-7 pour SH)
- Rétroviseurs :	275-14.3 (253-9 pour SH)
- Feu arrière :	259-8.4.2
- Appui-tête :	259-14.4
- Anneau de prise en remorque :	259-14.6
- Paroi anti-feu	259-16.6
- Pare-brise	259-3.6 (279-2.4 pour SH)
- Siège	253-16 pour SH

VEHICULES ASSIMILABLES A LA CATÉGORIE II-SS :

- Sécurité du système de freinage :	275-11.1
- Coupe-circuit :	275-14.2
- Réservoir de sécurité :	259-6.3 (275-6.1*)
- Canalisations de carburant, pompes & filtres :	259-6.2
- Orifices de remplissage et bouchons :	259-6.4
- Carburant :	259-6.1
- Récupérateur d'huile :	259-7.4
- Câbles électriques :	259-8.5
- Ceintures de sécurité :	275-14.4
- Localisation longitudinale du système d'huile :	275-7.2
- Marche arrière :	275-9.3
- Bras de suspension :	275-10.3.1+10.2 (275-10.2+10.3*)
- Matériaux des roues :	275-12.2
- Ouverture de l'habitacle* :	275-13.1*
- Extincteurs :	275-14.1
- Rétroviseurs :	275-14.3
- Feu arrière :	275-14.5
- Appui-tête :	275-14.6
- Fixation et retrait des sièges* :	275-14.7*
- Colonne de direction* :	275-10.5.3*
- Barres anti intrusion des suspensions* :	voir protection latérale ci-dessous*
- Position des pédales	275-15.3.3*

*Pour les véhicules construits à partir du 01.01.2010 uniquement.

VEHICULES ASSIMILABLES A LA CATEGORIE III :

- Sécurité du système de freinage :	253-4
- Coupe-circuit :	253-13
- Réservoir de sécurité :	259-6.3
- Canalisations de carburant, pompes & filtres :	259-6.2
- Orifices de remplissage et bouchons :	259-6.4
- Carburant :	259-6.1
- Récupérateur d'huile :	259-7.4

VEHICLES COMPARABLE TO CATEGORIES II-SH and II-SC :

- Brake system safety :	253-4
- Circuit breaker :	253-13
- Safety tank :	259-6.3
- Fuel pipes, pumps and filters :	259-6.2 (253-3.1 and 253-3.2 for SH)
- Openings for refuelling and caps :	259-6.4
- Fuel :	259-6.1
- Oil catch tank :	259-7.4
- Electric cables :	259-8.5
- Safety belts :	259-14.2.1
- Longitudinal location of the oil system (except for rear-engined vehicles) :	275-7.2
- Reverse gear :	275-9.3
- Suspension arm :	275-10.3.1+10.2
- Wheel material :	275-12.2
- Extinguishers :	275-14.1 (253-7 for SH)
- Rear-view mirrors :	275-14.3 (253-9 for SH)
- Rear light :	259-8.4.2
- Headrest :	259-14.4
- Towing eye :	259-14.6
- Firewall :	259-16.6
- Windscreen	259-3.6 (279-2.4 for SH)
- Seat	253-16 for SH

VEHICLES COMPARABLE TO CATEGORY II-SS :

- Brake system safety :	275-11.1
- Circuit breaker :	275-14.2
- Safety tank :	259-6.3 (275-6.1*)
- Fuel pipes, pumps and filters :	259-6.2
- Openings for refuelling and caps :	259-6.4
- Fuel :	259-6.1
- Oil catch tank :	259-7.4
- Electric cables :	259-8.5
- Safety belts :	275-14.4
- Longitudinal location of the oil system :	275-7.2
- Reverse gear :	275-9.3
- Suspension arm :	275-10.3.1+10.2 (275-10.2+10.3*)
- Wheel material :	275-12.2
- Cockpit opening* :	275-13.1*
- Extinguishers :	275-14.1
- Rear-view mirrors :	275-14.3
- Rear light :	275-14.5
- Headrest :	275-14.6
- Seat fixing and removal* :	275-14.7*
- Steering column* :	275-10.5.3*
- Suspension anti intrusion bars* :	see side protection below*
- Pedal position	275-15.3.3*

*For vehicles built as from 01.01.2010 only.

VEHICLES COMPARABLE CATEGORY III :

- Brake system safety:	253-4
- Circuit breaker :	253-13
- Safety tank :	259-6.3
- Fuel pipes, pumps and filters :	259-6.2
- Openings for refuelling and caps :	259-6.4
- Fuel :	259-6.1
- Oil catch tank :	259-7.4

- Câbles électriques :	259-8.5
- Ceintures de sécurité :	259-14.2.1
- Localisation longitudinale du système d'huile :	275-7.2
- Marche arrière :	275-9.3
- Bras de suspension :	275-10.3.1+10.2
- Matériaux des roues :	275-12.2
- Extincteurs :	290-2.7
- Rétroviseurs :	290-2.13
- Feu arrière :	259-8.4.2
- Anneau de prise en remorque :	259-14.6
- Paroi anti-feu	259-16.6
- Sièges	253-16

2.1 STRUCTURES DE SECURITE DES VEHICULES CONSTRUITS AVANT LE 01.01.2010 :

Les véhicules assimilables à la Catégorie I doivent respecter l'Article 253-8, et ceux assimilables à la Catégorie III l'Article 259-16.4.

Les véhicules de Catégorie II, selon leur type, devront respecter les articles suivants :

- Type Tout-Terrain : Article 283-8
- Type Voiture de piste à plus d'une place :
Article 253-8 pour SH
Article 259-15.1 pour SC construites avant le 01.01.2004
Article 259-16.4 pour SC construites à partir du 01.01.2004
- Type Monoplace de piste : au moins deux structures anti-tonneau.

2.1.1 Dimensions et positionnements pour les voitures monoplaces de piste :

La seconde structure doit être située en avant du volant, à 250 mm maximum du sommet de la couronne du volant, et à une hauteur au moins égale à celle de ce haut.

La structure principale doit être située au moins à 500 mm derrière la première, et doit être suffisamment haute pour qu'une droite, tirée du haut de cette structure à celui de la seconde, passe à 50 mm au-dessus du casque du pilote assis normalement dans la voiture, son casque sur la tête et ses ceintures de sécurité attachées.

La hauteur minimale de cette structure principale doit être d'au moins 920 mm mesurée le long d'une ligne droite suivant la colonne vertébrale du pilote, depuis la coque en métal du siège jusqu'au sommet de l'arceau.

La largeur doit être d'au moins 380 mm mesurée à l'intérieur de l'arceau entre les deux montants verticaux formant les côtés. Elle doit être mesurée à 600 mm au-dessus de la coque de métal du siège, sur la perpendiculaire à la droite suivant la colonne vertébrale du pilote.

Robustesse :

Afin d'obtenir une robustesse suffisante de l'arceau, deux possibilités sont laissées aux constructeurs :

a - L'arceau de conception structurale entièrement libre doit être capable de supporter les forces minimales indiquées à l'Article 275-15.2.3.

Ceci doit être certifié sur un formulaire approuvé par une ASN et signé par une personne qualifiée.

b - Le tube et la (ou les) entretoise(s) doivent être d'un diamètre minimal de 3,5 cm et d'une épaisseur de paroi minimale de 2 mm. Le matériau étant du chrome molybdène SAE 4130 ou SAE 4125 (ou équivalent en NF, DIN, etc.).

Il doit y avoir au moins une entretoise à partir du sommet de l'arceau et dirigée vers l'arrière, ne dépassant pas un angle de 60 degrés avec l'horizontale.

Le diamètre et le matériau de l'entretoise doivent être les mêmes que ceux de l'arceau proprement dit.

Dans le cas de deux entretoises, le diamètre de chacune peut être ramené à 20x26 mm (intérieur x extérieur).

Des connexions amovibles entre l'arceau principal et l'entretoise doivent être conformes aux dessins 253-37 à 253-46.

Les étais frontaux sont permis.

Les voitures comparables à la Catégorie II, de type monoplace avec une monocoque en fibre de carbone, destinées à être utilisées dans les séries ou les épreuves internationales approuvées par la FIA doivent être au minimum conformes aux Articles 275-15.2 et 275-15.3.

- Electric cables :	259-8.5
- Safety belts :	259-14.2.1
Longitudinal location of the oil system :	275-7.2
- Reverse gear :	275.9.3
- Suspension arm :	275-10.3.1+10.2
- Wheel material :	275-12.2
- Extinguishers :	290-2.7
- Rear-view mirrors :	290-2.13
- Rear light :	259-8.4.2
- Towing eye :	259-14.6
- Firewall :	259-16.6
- Seats :	253-16

2.1 SAFETY STRUCTURES OF VEHICLES BUILT BEFORE 01.01.2010 :

Vehicles comparable to Category I must comply with Article 253-8, and those comparable to Category III must comply with Article 259-16.4.

Vehicles comparable to Category II must comply with the following prescriptions, according to their type :

- Cross-Country type : Article 283-8
- Track-car type with more than one seat :
Article 253-8 for SH
Article 259-15.1 for SC built before 01.01.2004
Article 259-16.4 for SC built as from 01.01.2004
- Single-seater track type : at least two rollover structures.

2.1.1 Dimensions and positions for single seater track type :

The second structure must be in front of the steering wheel, not more than 25 cm forward of, and at least as high as, the top of the steering wheel rim.

The main structure must be at least 500 mm behind the first, and high enough for a line extended from the top of this structure to the top of the second structure to pass 50 mm over the driver's helmet when he is seated normally in the car with his helmet on and seat belts fastened.

The minimum height of this main structure must be at least 920 mm measured along the straight-line following the driver's spine, from the seat's metal shell to the top of the rollbar.

The width must be at least 380 mm measured inside the rollbar between the two vertical pillars of the sides. It must be measured at a height of 600 mm above the seat's metal shell on the perpendicular to the straight line following the driver's spine.

Strength :

In order to obtain a sufficient strength for the rollbar, two possibilities are left to the manufacturers :

a - The rollbar, of entirely free structural conception, must be capable to withstand the stress minima indicated in Article 275-15.2.3.

This must be certified on a form approved by an ASN and signed by a qualified person.

b - The tubes and brace(s) must have a diameter of at least 3.5 cm and at least 2 mm wall thickness.

The material should be molybdenum chromium SAE 4130 or SAE 4125 (or equivalent in DIN, NF, etc.).

There must be at least one brace from the top of the bar rearwards at an angle not exceeding 60° to the horizontal.

The diameter and material of the brace must be the same as those of the rollbar itself.

In the case of two braces, the diameter of each of them may be reduced to 20x26 mm (inner x outer).

Removable connections between the main hoop and the brace must comply with drawings 253-37 to 253-46.

Forward fitted stays are allowed.

Cars comparable to Category II, single-seater track type with a carbon fibre monocoque, intended for use in International FIA approved series or events, must at least comply with Articles 275-15.2 and 275-15.3.

2.2 STRUCTURES DE SECURITE DES VEHICULES CONSTRUITS A PARTIR DU 01.01.2010 :

* Véhicules assimilables à la Catégorie I :

Ils doivent respecter l'Article 253-8.

* Véhicules assimilables à la Catégorie II :

Selon leur type, ils doivent respecter les articles suivants :

- Type Tout-Terrain :
Article 283-8.
- Type Voiture de piste à plus d'une place :
Article 253-8 pour SH, 259-16.4 pour SC.
- Type Monoplace de piste :
Conformément aux spécifications et exigences ci-dessous (article 2.2.1).

* Véhicules assimilables à la Catégorie III :

Ils doivent respecter l'Article 287-3.1 ou 290-2.9.

2.2.1 Structures de sécurité pour les voitures monoplace de piste :

Dimensions et positionnement des structures anti-tonneau :

Toutes les voitures doivent avoir deux structures anti-tonneau.

La structure principale doit être située derrière le pilote.

La seconde structure doit être située en avant du volant, mais pas à plus de 250 mm en avant du sommet de la couronne du volant quelle que soit sa position.

Les deux structures anti-tonneau doivent être d'une hauteur suffisamment importante pour garantir que le casque du pilote et son volant se trouvent à tout moment respectivement à 70 mm et 50 mm au minimum en dessous d'une ligne tracée entre leurs points les plus hauts.

La hauteur minimale de cette structure principale doit être d'au moins 920 mm mesurée le long d'une ligne droite suivant la colonne vertébrale du pilote, depuis la coque en métal du siège jusqu'au sommet de l'arceau.

La largeur doit être d'au moins 380 mm mesurée à l'intérieur de l'arceau entre les deux montants verticaux formant les côtés.

Elle doit être mesurée à 600 mm au-dessus de la coque de métal du siège, sur la perpendiculaire à la droite suivant la colonne vertébrale du pilote.

2.2.1.1 Voiture de technologie à cadre multitubulaire

a. Protection anti-tonneau

Les deux arceaux doivent être soumis aux essais de charge statique prescrits ci-dessous.

L'arceau principal doit être soumis à une charge équivalente à 12 kN latéralement, 45 kN longitudinalement vers l'arrière et 60 kN verticalement.

La charge doit être appliquée au sommet de la structure par une plaquette rigide et plane de 200 mm de diamètre et perpendiculaire à l'axe de charge.

Pendant cet essai, la structure anti-tonneau doit être fixée à la cellule de survie, qui sera soutenue sur sa face inférieure par une plaque plane fixée à celle-ci par les attaches de fixation du moteur et calée latéralement, mais pas de manière à augmenter la résistance de la structure testée.

Sous la charge, la déformation doit être inférieure à 50 mm, mesurés selon l'axe de charge et toute défaillance structurelle doit être limitée à 100 mm au-dessous du sommet de la structure anti-tonneau, mesurés verticalement.

Le second arceau doit être soumis à une charge verticale de 75 kN.

La charge doit être appliquée au sommet de la structure par une plaquette rigide et plane de 100 mm de diamètre et perpendiculaire à l'axe de charge.

Pendant cet essai, la structure anti-tonneau doit être fixée à la cellule de survie, qui sera soutenue sur sa face inférieure par une plaque plane fixée à celle-ci par les attaches de fixation du moteur et calée latéralement, mais pas de manière à augmenter la résistance de la structure testée.

Sous la charge, la déformation doit être inférieure à 50 mm, mesurés selon l'axe de charge et toute défaillance structurelle doit être limitée à 100 mm au-dessous du sommet de la structure anti-tonneau, mesurés verticalement.

Cet essai doit être effectué en présence d'un Délégué Technique de la FIA / l'ASN, au moyen de matériel de mesure vérifié par la

2.2 SAFETY STRUCTURES OF VEHICLES BUILT AS FROM 01.01.2010 :

* Vehicles comparable to Category I :

They must comply with Article 253-8.

* Vehicles comparable to Category II :

They must comply with the following prescriptions, according to their type :

- Cross-Country type :
Article 283-8.
- Track-car type with more than one seat :
Article 253-8 for SH, 259-16.4 for SC.
- Single-seater track type :
According to the specifications and requirements below (article 2.2.1).

* Vehicles comparable to Category III :

They must comply with Article 287-3.1 or 290-2.9.

2.2.1 Safety structures for single seater track type cars :

Dimensions and positions of rollover structures :

All cars must have two rollover structures.

The principal structure must be positioned behind the driver.

The second structure must be in front of the steering wheel, but no more than 250 mm forward of the top of the steering wheel rim in any position.

The two roll structures must be of sufficient height to ensure the driver's helmet and his steering wheel are at all times at least 70mm and 50mm respectively below a line drawn between their highest points.

The minimum height of this principal structure must be at least 920 mm measured along the straight-line following the driver's spine, from the seat's metal shell to the top of the rollbar.

The width must be at least 380 mm measured inside the rollbar between the two vertical pillars of the sides.

It must be measured at a height of 600 mm above the seat's metal shell on the perpendicular to the straight line following the driver's spine.

2.2.1.1 Cars with space frame technology

a. Rollover protection

Both rollbar structures must pass static load tests as prescribed below.

The principal rollbar structure must be subjected to a load equivalent to 12kN laterally, 45kN longitudinally in a rearward direction and 60kN vertically.

The load must be applied to the top of the structure through a rigid flat pad which is 200mm in diameter and perpendicular to the loading axis.

During the test, the roll structure must be attached to the survival cell which is supported on its underside on a flat plate, fixed to it through its engine mounting points and wedged laterally, but not in a way as to increase the resistance of the structure being tested.

Under the load, the deformation must be less than 50 mm, measured along the loading axis, and any structural failure limited to 100mm below the top of the roll structure, measured vertically.

The second rollbar structure must be subjected to a vertical load of 75kN.

The load must be applied to the top of the structure through a rigid flat pad which is 100 mm in diameter and perpendicular to the loading axis.

During the test, the roll structure must be attached to the survival cell which is supported on its underside on a flat plate, fixed to it through its engine mounting points and wedged laterally, but not in a way as to increase the resistance of the structure being tested.

Under the load, the deformation must be less than 50 mm, measured along the loading axis, and any structural failure limited to 100 mm below the top of the roll structure, measured vertically.

These tests must be carried out in the presence of an FIA / ASN Technical Delegate and using measuring equipment verified by the

FIA / l'ASN.

Par ailleurs, tous les constructeurs de voitures doivent fournir des calculs détaillés montrant clairement que la structure principale est capable de résister à la même charge lorsque la composante longitudinale est appliquée vers l'avant.

A l'inverse, et uniquement suite à une demande du constructeur, la structure anti-tonneau principale peut être soumise à un test de charge statique supplémentaire en utilisant la procédure susmentionnée mais effectuée vers l'avant.

La conception de la structure anti-tonneau principale et de la seconde structure anti-tonneau est libre.

Cependant, la structure anti-tonneau principale doit avoir une section structurelle minimale, en projection verticale, de 10000 mm² sur un plan horizontal passant à 50 mm au-dessous de son point le plus élevé.

b. Protection frontale

Une structure absorbant les chocs doit être montée à l'avant du cadre multitubulaire.

Cette structure doit y être solidement fixée.

Cette structure doit être homologuée par la FIA ou avoir été soumise aux essais décrits ci-dessous.

Le cadre multitubulaire doit être capable de supporter un essai de choc frontal.

Pour les besoins de cet essai, le poids total du chariot et de la structure à tester sera de 560 kg et la vitesse d'impact de 12 m/s.

La résistance de la structure testée doit être telle que pendant le choc la décélération moyenne du chariot ne dépasse pas 25 g,

De plus, tous dommages structurels doivent être restreints à la structure de choc frontal.

Cet essai doit être effectué en présence d'un Délégué Technique FIA / ASN dans un centre d'essais approuvé.

Pour tester les fixations de la structure absorbant les chocs frontaux sur la structure à cadre multitubulaire, un essai de charge statique latérale doit être effectué dans un plan vertical situé à 400 mm en avant de l'axe des roues avant.

Une charge horizontale transversale constante de 30 kN doit être appliquée sur un côté de la structure absorbant les chocs frontaux, en utilisant une plaquette de 100 mm de long sur 300 mm de haut.

Le centre de la surface de la plaquette doit passer par le plan mentionné ci-dessus et le point médian de la hauteur de la structure dans cette section.

Au bout de 30 secondes d'application, il ne doit y avoir aucune défaillance de la structure ou d'une quelconque fixation entre la structure et le cadre multitubulaire.

Si une structure de choc frontal homologuée par la FIA (voir Liste Technique N° à définir) est utilisée, l'intégrité du châssis sera testée avec cette structure.

c. Résistance du cadre multitubulaire

En outre, le cadre multitubulaire doit être soumis à trois essais distincts de charge statique latérale :

1) dans la zone de l'habitacle, dans un plan vertical passant par le milieu de la fixation de la sangle abdominale du harnais de sécurité.

2) dans la zone du réservoir de carburant, dans un plan vertical passant par le milieu de la surface de ce réservoir en élévation latérale.

3) dans un plan vertical passant à mi-chemin entre l'axe des roues avant et le sommet de la seconde structure anti-tonneau.

Pour les essais décrits ci-dessus, une plaquette de 100 mm de long sur 300 mm de haut, avec tous les angles d'un arrondi maximum de 3 mm et épousant la forme du cadre multitubulaire, sera placée contre les côtés les plus extérieurs du cadre multitubulaire, le bord inférieur des plaquettes étant situé à la partie la plus basse du cadre multitubulaire dans cette section.

Il est permis de placer du caoutchouc d'une épaisseur de 3 mm entre les plaquettes et le cadre multitubulaire.

Une charge horizontale transversale constante de 20 kN sera appliquée, en moins de 3 minutes, au centre de la surface des plaquettes par un joint à rotule et y sera maintenue pendant au moins 30 secondes.

Dans ces conditions de charge, il ne devra y avoir aucune défaillance structurelle des surfaces du cadre multitubulaire ; toute déformation permanente devra être inférieure à 1 mm, une fois la charge retirée pendant 1 minute.

La déformation sera mesurée au sommet des plaquettes sur les surfaces internes.

Pour le test 1, la déflexion sur les surfaces internes du cadre multitubulaire ne doit pas excéder 20 mm.

FIA / ASN.

Furthermore, each manufacturer must supply detailed calculations which clearly show that the principal structure is capable of withstanding the same load when the longitudinal component is applied in a forward direction.

Alternatively, and only following a request from the manufacturer, the principal roll structure may be subjected to a further static load test using the same procedure as above but carried out in a forward direction.

The design concept of the principal and second roll structure is free.

However, the principal roll structure must have a minimum structural cross section, in vertical projection, of 10000 mm², across a horizontal plane passing 50 mm lower than its highest point.

b. Frontal protection

In front of the space frame, an impact-absorbing structure must be fitted.

This structure must be solidly attached to it.

This structure may be one that is FIA-homologated or which has passed the tests as described below.

The space frame must be capable of withstanding a frontal impact test.

For the purposes of this test, the total weight of the trolley and test structure must be 560 kg and the impact velocity at least 12 m/s.

The resistance of the test structure must be such that during the impact the average deceleration of the trolley does not exceed 25 g.

Furthermore, all structural damage must be contained within the frontal impact structure.

This test must be carried out in the presence of an FIA / ASN Technical Delegate in an approved testing centre.

To test the attachments of the frontal impact-absorbing structure to the space frame structure, a static side load test must be performed on a vertical plane passing 400 mm in front of the front wheel axis.

A constant transverse horizontal load of 30 kN must be applied to one side of the impact absorbing structure using a pad 100 mm long and 300 mm high.

The centre of area of the pad must pass through the plane mentioned above and the mid point of the height of the structure at that section.

After 30 seconds of load application, there must be no failure of the structure or of any attachment between the structure and the space frame.

If an FIA-homologated frontal impact structure (see Technical List N° to be defined) is used, the integrity of the chassis will be tested with this structure.

c. Space frame strength

In addition, the space frame must be subjected to three separate static lateral load tests :

1) In the cockpit area on a vertical plane passing through the centre of the seat belt lap strap fixing.

2) In the fuel tank area on a vertical plane passing through the centre of area of the fuel tank in side elevation.

3) On a vertical plane passing halfway between the front wheel axis and the top of the second rollover structure.

For the tests described above, a pad 100 mm long and 300 mm high, with a maximum radius on all edges of 3 mm and conforming to the shape of the space frame, shall be placed against the outermost sides of the space frame with the lower edge of the pad at the lowest part of the space frame at that section.

Rubber 3 mm thick may be used between the pads and the space frame.

A constant transverse horizontal load of 20 kN must be applied in less than 3 minutes to the pads at their centre of area through a ball jointed junction, and maintained for a minimum of 30 seconds.

Under these load conditions, there must be no structural failure of the space frame and any permanent deformation must be less than 1 mm after the load has been released for 1 minute.

The deformation will be measured at the top of the pads across the inner surfaces.

In test 1, deflection across the inner tubes of the space frame must not exceed 20 mm.

Pendant l'essai, le cadre multitubulaire doit reposer sur une plaque plane ; il y sera fixé solidement, mais pas de façon susceptible d'augmenter la résistance des zones à tester.

Un autre essai de charge statique doit être effectué sur le cadre multitubulaire en dessous du réservoir de carburant.

Une plaquette de 200 mm de diamètre sera placée au milieu de la surface du réservoir de carburant, et une charge verticale de 10 kN sera appliquée vers le haut en moins de 3 minutes par un joint à rotule.

Cette charge doit être maintenue pendant au moins 30 secondes.

Dans ces conditions de charge, il ne devra y avoir aucune défaillance structurale du cadre multitubulaire ; une fois la charge retirée depuis 1 minute, toute déformation permanente devra être inférieure à 0.5 mm, la mesure étant effectuée au milieu de la plaquette.

Deux autres essais de charge statique doivent être effectués sur le cadre multitubulaire, de chaque côté de l'ouverture de l'habitacle.

Une plaquette de 100 mm de diamètre doit être mise en place avec son bord supérieur à la hauteur du côté de l'habitacle et son centre 200 mm en avant du bord arrière du gabarit d'ouverture d'habitacle, mesurés longitudinalement.

Une charge horizontale transversale constante de 10 kN sera appliquée à 90° de l'axe longitudinal de la voiture, en moins de 3 minutes, par un joint à rotule.

Elle doit être maintenue pendant au moins 30 secondes.

Dans ces conditions de charge, il ne devra y avoir aucune défaillance structurale du cadre multitubulaire ; la déflexion totale sera de 10 mm maximum et toute déformation permanente devra être inférieure à 1.0 mm, une fois la charge retirée pendant 1 minute, les mesures seront prises au centre de la surface de la plaquette.

d. Protection latérale

Afin de renforcer la protection du pilote en cas de choc latéral, un panneau plat et de construction uniforme homologué par la FIA (voir Liste Technique N° à définir) doit être fixé au cadre multitubulaire.

Ce panneau doit s'étendre de la structure anti-tonneau avant jusqu'au point le plus en arrière du réservoir de carburant.

Le panneau doit aussi recouvrir le cadre multitubulaire depuis le dessous / le plancher des longerons du châssis jusqu'aux longerons de l'ouverture de l'habitacle.

Les spécifications de ce panneau sont : DYOLEN d'une épaisseur minimale de 10 mm devant être solidement fixé à la structure principale du cadre tubulaire dans la zone exigée et de la façon suivante : aux coins extrêmes, sur les bords supérieur, inférieur, avant et arrière, au milieu des coins, et au milieu de chaque tube diagonal.

La fixation doit être un boulon en U de 8 mm et une plaque d'aluminium de 3 mm d'épaisseur, de 20 mm de largeur et 12 mm plus longue que l'envergure du boulon en U.

Afin d'éviter l'intrusion d'éléments de suspension dans la cellule de survie lors d'un choc latéral, chaque partie de chaque composant de suspension avant disposant de deux points d'ancrage intérieurs doit être reliée à une liaison aussi proche que possible de la cellule de survie.

Cette liaison doit être circulaire avec un diamètre minimum de 10 mm, et toute articulation coulissante doit être boulonnée ou goupillée, et située au milieu de l'envergure.

e. Protection arrière

Une structure absorbant les chocs doit être montée derrière la boîte de vitesses, symétriquement par rapport à l'axe longitudinal de la voiture, son point le plus en arrière se situant entre 550 mm et 620 mm derrière l'axe des roues arrière.

Cette structure doit également avoir une section externe, en projection horizontale, d'au moins 9000 mm² à un point situé 50 mm à l'avant de son point le plus en arrière.

Pour calculer cette surface, seuls les éléments situés à moins de 100 mm de l'axe longitudinal de la voiture pourront être pris en compte et la section ne pourra pas diminuer à l'avant de ce point.

Cette structure doit passer un essai de choc et être construite à partir de matériaux qui ne seront pas significativement affectés par les températures auxquelles elle est susceptible d'être soumise pendant son utilisation.

La structure et la boîte de vitesses doivent être solidement fixées au sol et un objet massif d'une masse de 560 kg sera projeté sur cette structure à une vitesse de 10 m/s.

L'objet utilisé pour ce test doit être plat, large de 450 mm et haut de 550 mm et peut avoir des arrondis de 10 mm de rayon sur tous les bords.

During the test, the space frame must be resting on a flat plate and secured to it solidly but not in a way that could increase the strength of the area being tested.

A further vertical static load test must be carried out on the space frame from beneath the fuel tank.

A pad of 200 mm diameter must be placed in the centre of the fuel tank area and a vertical upwards load of 10 kN must be applied in less than 3 minutes through a ball jointed junction.

The load must be maintained for a minimum of 30 seconds.

Under these load conditions, there must be no structural failure of the space frame and the permanent deformation must be less than 0.5 mm after the load has been released for 1 minute, the measurement being taken at the centre of area of the pad.

Two further static load tests must be carried out on the space frame on each side of the cockpit opening.

A pad of 100 mm diameter must be placed with its upper edge at the same height as the top of the cockpit side with its centre at a point 200 mm forward of the rear edge of the cockpit opening template measured longitudinally.

A constant transverse horizontal load of 10 kN will then be applied at 90° to the car's centreline in less than 3 minutes through a ball jointed junction.

The load must be maintained for a minimum of 30 seconds.

Under these load conditions, there must be no structural failure of the space frame, there must be no more than 10 mm total deformation and the permanent deformation must be less than 1.0 mm after the load has been released for 1 minute, the measurements being taken at the centre of area of the pad.

d. Side protection

In order to give additional protection to the driver in the event of a side impact, an FIA-approved flat panel of uniform construction (see Technical List N° to be defined) must be attached to the space frame.

This panel must extend from the front roll structure up to the rearmost edge of the fuel cell.

The panel must also cover the space frame from the bottom / floor chassis rail to the cockpit opening chassis rail.

The specification of this panel is: DYOLEN of a minimum thickness of 10 mm which must be solidly attached to the main structure of tubular frame in the requested area in the following way: at its extreme corners, the upper, lower, forward and rearward edge halfway between the corners, and halfway along each diagonal tube.

The attachment should consist of an 8mm U-bolt and an aluminium plate 3mm thick, 20mm wide and 12mm longer than the U-bolt span.

In order to prevent the intrusion of suspension parts into the survival cell during a side impact, each member of every front suspension component with two inboard mountings must be joined by a link as close to the survival cell as practical.

This link must be circular with a minimum diameter of 10 mm, and any slip joint must be bolted or pinned and located in the centre of the span.

e. Rear protection

An impact-absorbing structure must be fitted behind the gearbox symmetrically about the car's longitudinal centreline with its rearmost point between 550 mm and 620 mm behind the rear wheel centreline.

It must also have a minimum external cross section, in horizontal projection, of 9000 mm² at a point 50 mm forward of its rearmost point.

When calculating this area only those parts situated less than 100 mm from the car's longitudinal centreline may be considered and the cross section may not diminish forward of this point.

The structure must pass an impact test and be constructed from materials which will not be substantially affected by the temperatures it is likely to be subjected to during use.

The structure and the gearbox must be solidly fixed to the ground and a solid object, having a mass of 560 kg and travelling at a velocity of 10 m/s, will be projected into it.

The object used for this test must be flat, measure 450 mm wide by 550 mm high and may have a 10 mm radius on all edges.

Son bord inférieur doit être au niveau du point le plus bas du cadre multitubulaire, et il doit être fait en sorte qu'il heurte la structure verticalement et à 90° de l'axe longitudinal de la voiture.

Pendant l'essai, l'objet projeté ne peut pivoter selon aucun axe, et la structure faisant l'objet du test peut être maintenue de n'importe quelle façon à condition que cela n'accroisse pas la résistance à l'impact des parties testées.

La résistance de la structure testée doit être telle que pendant le choc :

- la décélération moyenne de l'objet ne dépasse pas 35 g;
- la décélération maximale, mesurée uniquement dans le sens de l'impact, ne soit pas supérieure à 60 g pendant un cumul de plus de 3 ms.

De plus, tous les dommages structurels doivent être restreints à la structure de choc arrière.

Si une structure de choc arrière homologuée par la FIA (voir Liste Technique N° "à définir") est utilisée, l'intégrité de la boîte de vitesses de la voiture sera testée avec cette structure.

2.2.1.2. Voitures avec cellule de survie en fibre de carbone

Les voitures de type monoplace avec une cellule de survie, en fibre de carbone, destinées à être utilisées dans les séries ou les épreuves internationales approuvées par la FIA doivent être au minimum conformes aux Articles 275-15.2, 275-15.3, 275-15.4 et 275-15.5 du Règlement Technique F3 2008 si leurs performances sont comparables ou inférieures à celles des voitures F3.

Toutes voitures avec une cellule de survie en fibre de carbone ayant des performances supérieures à celles d'une voiture F3, destinées à être utilisées dans les séries ou les épreuves internationales approuvées par la FIA, doivent au minimum être conformes aux exigences de sécurité du Règlement Technique Formule Un de la FIA 2005.

ARTICLE 3. POIDS MINIMUM :

C'est le poids réel du véhicule, sans l'équipage et son équipement.

Si utilisé, le lest doit être conforme à l'Article 259-4.2 de l'Annexe J.

A aucun moment d'une épreuve, le véhicule ne doit peser moins que le poids minimum suivant :

* Véhicules assimilables à la Catégorie I :

Jusqu'à 1000 cm ³	500 kg
Entre 1000 cm ³ et 1400 cm ³	550 kg
Entre 1400 cm ³ et 1600 cm ³	580 kg
Entre 1600 cm ³ et 2000 cm ³	620 kg
Entre 2000 cm ³ et 3000 cm ³	700 kg
Entre 3000 cm ³ et 4000 cm ³	780 kg
Entre 4000 cm ³ et 5000 cm ³	860 kg
Entre 5000 cm ³ et 6500 cm ³	960 kg

* Véhicules assimilables à la Catégorie II-SH :

Jusqu'à 1000 cm ³	500 kg
Entre 1000 cm ³ et 1400 cm ³	550 kg
Entre 1400 cm ³ et 1600 cm ³	580 kg
Entre 1600 cm ³ et 2000 cm ³	620 kg
Entre 2000 cm ³ et 3000 cm ³	700 kg
Entre 3000 cm ³ et 4000 cm ³	780 kg
Entre 4000 cm ³ et 5000 cm ³	860 kg
Entre 5000 cm ³ et 6500 cm ³	960 kg

* Véhicules assimilables à la Catégorie II-SC :

Jusqu'à 1150 cm ³	360 kg
Entre 1150 cm ³ et 1400 cm ³	420 kg
Entre 1400 cm ³ et 1600 cm ³	450 kg
Entre 1600 cm ³ et 2000 cm ³	470 kg
Entre 2000 cm ³ et 3000 cm ³	560 kg
Entre 3000 cm ³ et 4000 cm ³	700 kg
Entre 4000 cm ³ et 5000 cm ³	765 kg
Entre 5000 cm ³ et 6000 cm ³	810 kg
Plus de 6000 cm ³	850 kg

* Véhicules assimilables à la Catégorie II-SS :

Jusqu'à 1150 cm ³	360 kg
Entre 1150 cm ³ et 1400 cm ³	420 kg
Entre 1400 cm ³ et 1600 cm ³	450 kg
Entre 1600 cm ³ et 2000 cm ³	470 kg
Entre 2000 cm ³ et 3000 cm ³	560 kg
Entre 3000 cm ³ et 4000 cm ³	700 kg
Entre 4000 cm ³ et 5000 cm ³	765 kg
Entre 5000 cm ³ et 6000 cm ³	810 kg
Plus de 6000 cm ³	850 kg

Its lower edge must be at the same level as the lowest point of the space frame and must be so arranged to strike the structure vertically and at 90° to the car's centreline.

During the test, the striking object may not pivot in any axis and the crash structure may be supported in any way, provided that this does not increase the impact resistance of the parts being tested.

The resistance of the test structure must be such that during the impact :

- the average deceleration of the object does not exceed 35 g;
- the maximum deceleration does not exceed 60 g for more than a cumulative 3ms, this being measured only in the direction of impact.

Furthermore, all structural damage must be contained within the rear impact structure.

If an FIA homologated rear impact structure (see Technical List N° "to be defined") is used, the integrity of the car's gearbox will be tested with this structure.

2.2.1.2. Cars with carbon fibre survival cell technology

Single-seater track type cars with a carbon fibre survival cell, which are intended for use in international FIA-approved series or events, must at least comply with Articles 275-15.2, 275-15.3, 275-15.4 and 275-15.5 of the 2008 F3 Technical Regulations, if their performance is comparable with F3 cars or below.

Any cars with a carbon fibre survival cell and having a higher performance than a F3 car, which are intended for use in international FIA-approved series or events, must at least comply with the safety requirements of the 2005 FIA Formula One Technical Regulations.

ARTICLE 3. MINIMUM WEIGHT :

This is the real weight of the vehicle, with no crew and its equipment.

If used, ballast must be in compliance with Article 259-4.2 of Appendix J.

At no time during an event, may the vehicle weigh less than the following minimum weight :

* Vehicles comparable to Category I :

Up to 1000 cm ³	500 kg
Between 1000 cm ³ and 1400 cm ³	550 kg
Between 1400 cm ³ and 1600 cm ³	580 kg
Between 1600 cm ³ and 2000 cm ³	620 kg
Between 2000 cm ³ and 3000 cm ³	700 kg
Between 3000 cm ³ and 4000 cm ³	780 kg
Between 4000 cm ³ and 5000 cm ³	860 kg
Between 5000 cm ³ and 6500 cm ³	960 kg

* Vehicles comparable to Category II-SH :

Up to 1000 cm ³	500 kg
Between 1000 cm ³ and 1400 cm ³	550 kg
Between 1400 cm ³ and 1600 cm ³	580 kg
Between 1600 cm ³ and 2000 cm ³	620 kg
Between 2000 cm ³ and 3000 cm ³	700 kg
Between 3000 cm ³ and 4000 cm ³	780 kg
Between 4000 cm ³ and 5000 cm ³	860 kg
Between 5000 cm ³ and 6500 cm ³	960 kg

* Vehicles comparable to Category II-SC :

Up to 1150 cm ³	360 kg
Between 1150 cm ³ and 1400 cm ³	420 kg
Between 1400 cm ³ and 1600 cm ³	450 kg
Between 1600 cm ³ and 2000 cm ³	470 kg
Between 2000 cm ³ and 3000 cm ³	560 kg
Between 3000 cm ³ and 4000 cm ³	700 kg
Between 4000 cm ³ and 5000 cm ³	765 kg
Between 5000 cm ³ and 6000 cm ³	810 kg
Over de 6000 cm ³	850 kg

* Vehicles comparable to Category II-SS :

Up to 1150 cm ³	360 kg
Between 1150 cm ³ and 1400 cm ³	420 kg
Between 1400 cm ³ and 1600 cm ³	450 kg
Between 1600 cm ³ and 2000 cm ³	470 kg
Between 2000 cm ³ and 3000 cm ³	560 kg
Between 3000 cm ³ and 4000 cm ³	700 kg
Between 4000 cm ³ and 5000 cm ³	765 kg
Between 5000 cm ³ and 6000 cm ³	810 kg
Over 6000 cm ³	850 kg

ARTICLE 4. CARROSSERIE / HABITACLE :* Véhicules assimilables à la Catégorie I :

Tout véhicule fermé considéré nouveau à partir du 01.01.2009 par l'Autorité Sportive Nationale concernée, doit comporter au moins une ouverture côté pilote afin de permettre l'accès à l'habitacle et à ses occupants.

L'habitacle doit être conçu de telle sorte que le pilote assis en position de conduite normale puisse en sortir en 7 secondes par l'ouverture côté pilote, et en 9 secondes par l'ouverture côté passager.

- Carrosserie :

~~La carrosserie doit recouvrir les roues complètes conformément à l'Article 257-13.2.~~

Les roues alignées pour aller en ligne droite, la partie de chaque roue complète et de ses fixations située au-dessus du plan passant par l'axe d'essieu, ne doit être visible ni de dessus ni de l'arrière.

* Véhicules assimilables à la Catégorie II-SH :**- Pare-brise :**

La forme du pare-brise doit correspondre à celle du pare-brise du véhicule de référence.

- Carrosserie :

~~La carrosserie doit recouvrir les roues complètes conformément à l'Article 257-13.2.~~

Les roues alignées pour aller en ligne droite, la partie de chaque roue complète et de ses fixations située au-dessus du plan passant par l'axe d'essieu, ne doit être visible ni de dessus ni de l'arrière.

* Véhicules assimilables à la Catégorie II-SC :**- Carrosserie :**

Conforme au premier paragraphe de l'Article 259-3.7.6 et à l'Article 259.3.7.7 de l'Annexe J.

Le volume structurel de l'habitacle doit être symétrique par rapport à l'axe longitudinal du véhicule.

Les véhicules fermés doivent comporter un pare-brise et deux portes (une de chaque côté de l'habitacle).

La carrosserie doit recouvrir tous les composants mécaniques ; seuls peuvent dépasser les tuyauteries d'échappement et d'admission, ainsi que le haut du moteur.

La carrosserie doit surplomber les roues de façon à les couvrir efficacement sur au moins un tiers de leur circonférence et sur au moins toute la largeur du pneumatique.

Derrière les roues arrière, la carrosserie doit descendre au-dessous de l'axe des roues arrière.

- Porte-à-faux arrière :

Aucune partie du véhicule ne doit être située à plus de 800mm en arrière de l'axe des roues arrière.

- Hauteur :

Aucun élément de structure aérodynamique ne doit être situé à plus de 900mm au-dessus du sol.

* Véhicules assimilables à la Catégorie II-SS :**- Carrosserie face au sol :**

Entre le bord arrière des roues avant complètes et le bord avant des roues arrière complètes, toutes les parties suspendues du véhicule visibles du dessous, situées latéralement à plus de 500 mm de l'axe longitudinal du véhicule, ne doivent pas se trouver à moins de 40 mm du sol en toutes circonstances, avec le pilote à bord.

- Porte-à-faux arrière :

Aucune partie du véhicule ne doit être située à plus de 800 mm en arrière de l'axe des roues arrière.

- Hauteur :

Aucun élément de structure aérodynamique ne doit être situé à plus de 900 mm au-dessus du sol.

ARTICLE 5. DISPOSITIFS AERODYNAMIQUES :

Pour les véhicules construits à partir du 01.01.2000 :

Les plaques latérales de l'aileron arrière peuvent être en contact avec la carrosserie mais ne doivent lui transmettre aucun effort.

L'aileron arrière doit être fixé rigidement à la structure principale du véhicule et pas seulement à la carrosserie.

ARTICLE 4. BODYWORK / COCKPIT :* Vehicles comparable to Category I :

All closed vehicles considered new as from 01.01.2009 by the National Sporting Authority concerned must have at least one opening on each side, in order to allow access to the cockpit and its occupants.

The cockpit must be designed so as to allow the driver to get out from his normal driving position in 7 seconds through the driver's opening and in 9 seconds through the passenger's opening.

- Bodywork :

~~The bodywork must cover the complete wheels in compliance with Article 257-13.2.~~

With the front wheels aligned to proceed straight ahead, the part of each complete wheel and its fixings situated above the plane passing through the axle centre line, must not be visible from above or from the rear.

* Vehicles comparable to Category II-SH :**- Windscreen :**

The shape of the windscreen must be that of the windscreen of the reference vehicle.

- Bodywork :

~~The bodywork must cover the complete wheels in compliance with Article 257-13.2.~~

With the front wheels aligned to proceed straight ahead, the part of each complete wheel and its fixings situated above the plane passing through the axle centre line, must not be visible from above or from the rear.

* Vehicles comparable to Category II-SC :**- Bodywork :**

In compliance with the first paragraph of Article 259-3.7.6 and with Article 259-3.7.7 of Appendix J.

The structural volume of the cockpit must be symmetrical about the vehicle's longitudinal centreline.

Closed vehicles must have one windscreen and two doors (one on each side of the cockpit).

The bodywork must cover all mechanical components ; only the exhaust and air intake piping, and the top of the engine, may protrude.

The bodywork must project over the wheels in such a way as to cover efficiently at least one third of their circumference and at least the entire width of the tyre.

Aft of the rear wheels, the bodywork must descend below the rear wheels centreline.

- Rear overhang :

No part of the vehicle may be situated more than 800mm rearward of the rear wheels centreline.

- Height :

No part of an aerodynamic structure may be situated more than 900mm from the ground.

* Vehicles comparable to Category II-SS :**Bodywork facing the ground :**

Between the rear edge of the complete front wheels and the front edge of the complete rear wheels, no sprung part of the vehicle visible from below, situated laterally more than 500 mm from the vehicle's longitudinal centreline, may be less than 40 mm from the ground in any circumstances, with the driver on board.

Rear overhang :

No part of the vehicle may be situated more than 800 mm rearward of the rear wheel centreline.

Height :

No part of an aerodynamic structure may be situated more than 900 mm from the ground.

ARTICLE 5. AERODYNAMIC DEVICES :

For vehicles built as from 01.01.2000 :

The rear wing end plates may touch the bodywork but must not transfer any load to it.

The rear wing must be rigidly attached to the main structure of the vehicle, and not just to the bodywork.

MODIFICATIONS APPLICABLES AU 01.01.2013	MODIFICATIONS APPLICABLES ON 01.01.2013
VEHICULES ASSIMILABLES A LA CATÉGORIE I : - Sécurité du système de freinage : 253-4 - Coupe-circuit : 253-13 - Réservoir de sécurité : 253-14 <u>(257A-6.3 pour les voitures de type GT)</u> <u>- Coupure automatique de carburant obligatoire (voitures de type GT seulement) 253-3.3</u> - Pare-brise 279-2.4 <u>Un essuie-glace en état de marche est obligatoire.</u> <u>Un système de désembuage efficace du pare-brise est obligatoire.</u> <u>- Garde au sol 252-2.1</u> <u>- Batterie(s) Chaque batterie doit être fixée solidement et couverte de façon à éviter tout court-circuit ou fuite de liquide</u> VEHICULES ASSIMILABLES AUX CATÉGORIES II-SH et II-SC: - Sécurité du système de freinage : 253-4 - Pare-brise 259-3.6 279-2.4 pour SH <u>Un essuie-glace en état de marche est obligatoire.</u> <u>Un système de désembuage efficace du pare-brise est obligatoire.</u> - Siège 253-16 pour SH <u>- Garde au sol 252-2.1</u> <u>- Batterie(s) Chaque batterie doit être fixée solidement et couverte de façon à éviter tout court-circuit ou fuite de liquide (E2-SH)</u>	VEHICLES COMPARABLE TO CATEGORY I : - Brake system safety : 253-4 - Circuit breaker : 253-13 - Safety tank : 253-14 <u>(257A-6.3 for GT-type cars)</u> <u>- Compulsory automatic fuel cut-off (GT-type cars only) 253-3.3</u> - Windscreen 279-2.4 <u>A windscreen wiper in working order is mandatory.</u> <u>An efficient windscreen demisting system is mandatory.</u> <u>- Ground clearance 252-2.1</u> <u>- Battery(ies) Each battery must be securely fixed and covered to avoid any short-circuiting or leaks</u> VEHICLES COMPARABLE TO CATEGORIES II-SH and II-SC: - Brake system safety : 253-4 - Windscreen 259-3.6 279-2.4 for SH <u>A windscreen wiper in working order is mandatory.</u> <u>An efficient windscreen demisting system is mandatory.</u> - Seat 253-16 for SH <u>- Ground clearance 252-2.1</u> <u>- Battery(ies) Each battery must be securely fixed and covered to avoid any short-circuiting or leaks (E2-SH)</u>