

Projeto de um monolugar – Dimensionamento do sistema de travagem

Elson Almeida Pina

Relatório do Projeto Final / 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, amigos e pelo desporto automóvel...

Abstract

This thesis addresses the design of a single-seat tubular chassis powered by super sport bike engine. The addressed topic is the dimensioning and component selection of the single-seater braking system.

The braking system is a very important issue regarding active security, although in this case it adopts an extra importance as this system will be preponderant in order to win races. In order to achieve this, it is crucial to maximize the resources and design the best possible braking system also aiming at minimizing project costs. This cost-benefit ratio will be taken into account in all decisions made throughout this work.

The study bases itself on determining the components to use, such as brake discs, calipers, brake pads, and braking pumps. The literary research serves as guideline for inherent concepts for design of braking systems.

The design starts with the definition of intended vehicle type, as well as the goals intended for the system. The study bases is an iterative process, to which was developed a software based in *Excel*.

To finish the existing components on the market showing the best quality/cost ratio from the brand Wilwood were chosen to serve the intended requirements.

Resumo

Neste relatório apresenta-se o projeto de um monolugar de chassis tubular, propulsionado por um motor de mota superdesportiva. Dentro deste projeto é dedicado particular atenção ao dimensionamento e escolha dos componentes para o sistema de travagem do monolugar.

O sistema de travagem é um ponto muito importante, no que diz respeito à segurança ativa, mas neste caso adota uma relevância extra pelo facto de este ser preponderante para se ganhar uma corrida. Nesta medida, é crucial maximizar os recursos e projetar todos os componentes que integram um sistema de travagem. O projeto e seleção de componentes teve sempre como objetivo minimizar o custo global do projeto. Esta relação de custo benefício será tida em conta ao longo das opções selecionadas.

O estudo baseia-se na determinação e dimensionamento de componentes como os discos de travão, pinças de travão, tipo de pastilhas a utilizar, bombas de travão, tubos e mangueiras ou mesmo no projeto de peças que irão servir de suporte a estes componentes.

Neste estudo foi feita uma revisão bibliográfica com o objetivo de esclarecer os conceitos associados ao projeto de um sistema de travagem.

O estudo de dimensionamento realizado teve em conta o tipo de veículo que se pretende construir e, bem como o fim a que se destina o monolugar. Este estudo baseou-se num método iterativo para o qual foi desenvolvido um *software* com base no *Excel*.

Da análise realizada aos componentes existentes no mercado permitiu definir que a melhor relação qualidade/preço são da marca *Wilwood* e por este motivo foram os escolhidos dado que satisfazem todos os requisitos pré estabelecidos.

Agradecimentos

Ao meu orientador, Eng.º José Ferreira Duarte pela sua disponibilidade e orientação ao longo do curso, bem como em especial pela sua orientação neste projeto.

À Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto e ao INEGI que proporcionaram que este trabalho fosse desenvolvido nas suas instalações e com recurso ao seu pessoal técnico.

À *P&B Racing* pela disponibilização das suas instalações e do modelo físico para que pudesse ter sido feito o levantamento geométrico.

Ao meu amigo Miguel Pereira que foi meu parceiro de trabalho ao longo deste projeto e que sem ele não seria possível a realização do mesmo.

Ao meu amigo João Costa pela disponibilização de bibliografia para a sustentação deste relatório, bem como pela sua incansável ajuda na realização deste estudo.

A todos os meus amigos de curso, em especial ao Vítor Germano e José Costa que me ajudaram na elaboração deste trabalho.

Ao Desafio Único que é parte responsável pelo meu conhecimento e interesse sobre automóveis.

Ao Luís Costa e a *Ocean Racing Technology* que ofereceu pastilhas de travão de um GP2 e GP3.

Aos meus pais e a minha irmã pelo apoio incondicional em todos os momentos.

À minha família e aos meus amigos por sempre me terem ajudado em tudo aquilo que precisei.

Índice

1	Introdução	1
2	Revisão Bibliográfica	3
2.1	Travões por tambor (<i>Drum Brakes</i>)	4
2.2	Travões de Disco (<i>Disc Brakes</i>)	5
2.2.1	Centro de disco	7
2.2.2	Disco	9
2.2.2.1	Disco ventilado	10
2.2.2.2	Discos em compósito	12
2.3	Pinças de travão (<i>Calipers</i>)	13
2.3.1	<i>Floating caliper</i>	14
2.3.2	<i>Fixed caliper</i>	15
2.3.3	Flexão em pinças	15
2.3.4	Fixação das pinças	17
2.4	Material de fricção	18
2.4.1	Conceito de atrito	19
2.4.2	Principais características do material de fricção	20
2.4.3	Tipos de materiais de fricção	20
2.4.3.1	Material orgânico	20
2.4.3.2	Materiais metálicos	23
2.4.3.3	Materiais semimetálicos	24
2.4.4	Constituintes do material de fricção	25
2.5	Sistema hidráulico	31
2.5.1	Sistema de Travões Hidráulico	34
2.5.1.1	<i>Master cylinder simples</i>	34

2.5.1.2	<i>Tandem Master Cylinder</i>	36
2.5.1.3	<i>Dual Master Cylinder</i>	37
2.5.1.4	<i>Brake Balance Bar</i>	37
2.6	Tubagens	41
3	Objetivos do Caso de Estudo	43
3.1	Engenharia Inversa	43
4	Dimensionamento do sistema de travagem	49
4.1	Tempo de vida	50
4.2	Travões de Carros de estrada vs. Carros de competição	50
4.3	Escolha de componentes	51
4.3.1	Jantes a utilizar	51
4.3.2	Pneus a utilizar	52
4.3.3	Condições de funcionamento	52
4.4	Cargas impostas ao sistema de travagem	54
4.5	Cálculo das forças nos pneus	55
4.5.1	Massa total, distância entre eixos e Centro de gravidade do Monolugar	57
4.5.2	<i>Grip</i> do pneu	62
4.5.3	Forças aerodinâmicas	62
4.5.4	Escolha dos parâmetros aerodinâmicos	64
4.6	Cálculo das forças verticais nos pneus	64
4.7	Determinação do binário de travagem	67
4.8	Seleção dos travões	68
4.9	Escolha do Disco, da Pinça e das Pastilhas	70
4.10	Dimensionamento das bombas	75
4.11	Tipos de tubos e mangueras utilizados	79

4.11.1	Tubo utilizado	80
4.11.2	Mangueira utilizada	80
4.12	Dimensionamento do suporte da pinça	80
4.13	Dimensionamento do centro pretendido	85
5	Conclusões e Propostas de Trabalhos Futuros	91
6	Bibliografia	93
7	Anexos	95
		96

Índice de Tabelas

Tabela 1 - Comparação de durezas de microestruturas de matriz gráfica [7] ..	10
Tabela 2 - Tabela de materiais abrasivos [10]	25
Tabela 3 - Tabela de agentes modificadores de fricção [10]	26
Tabela 4 - Tabela de enchimentos, reforços e outros compostos [10].....	28
Tabela 5 - Tabela de ligantes [10]	29
Tabela 6 - Composição típica de uma pastilha de travão [10].....	30
Tabela 7- Dados e considerações de funcionamento [18]	52
Tabela 8 - Valores de carga máxima de referência para determinadas situações [2]	54
Tabela 9 - Massa distribuída pelas quatro rodas e massa total	58
Tabela 10 - Massa distribuída pelos lados esquerdo e direito.	58
Tabela 11 – Distribuição de massa pela frente e pela traseira	59
Tabela 12 - Peso dos componentes e respectiva localização dos seus centros de gravidade [18].....	61
Tabela 13- Localização do centro de massa [18].....	62
Tabela 14 - Cálculo das forças que atuam no monolugar [18]	66
Tabela 15 - Cálculo das forças de atrito nos pneus [18].....	66
Tabela 16 - Raio dos pneus e cálculo do binário de travagem à desaceleração máxima [18].....	68
Tabela 17 - Cálculo do aumento de temperatura provocado por uma travagem [18]	70
Tabela 18- Determinação da pressão hidráulica máxima e do binário máximo no disco [18].....	73
Tabela 19 - Distribuição de massas frente e traseira [18].....	76
Tabela 20 - Força aplicada na bomba da frente e na bomba de trás [18]	77
Tabela 21 - Diâmetros da bomba de travão [18]	77

Índice de Figuras

Figura 1 - Pedro Salvador no Formula Novis <i>by</i> Ford em 2001	1
Figura 2 - Colisão entre 3 Formula Ford [1].....	2
Figura 3 – Composição típica de um travão de tambor (“ <i>Drum Brake</i> ”) [3].....	4
Figura 4 - Elementos no travão de disco [2].....	5
Figura 5 - Comparação de superfícies de arrefecimento em tambor e discos [2].	6
Figura 6 - Comparação entre a deflexão provocada em tambores e discos [2]	6
Figura 7 - Desenho de um centro de disco da <i>Wilwood</i> com a terminologia utilizada [4].....	8
Figura 8 - Discos cerâmico da Movit utilizado em BMW de competição [9]....	12
Figura 9 – Estrutura de uma pinça do tipo <i>floating</i> [2].....	14
Figura 10 – Estrutura de uma pinça do tipo <i>fixed</i> [2].....	15
Figura 11 - Deflexão numa pinça de travão devido à pressão [2]	16
Figura 12 - Comparação entre a distribuição de pressão numa pastilha com um e com dois pistões [2].....	17
Figura 13 - Torção no suporte da pinça resultante de uma travagem [2]	18
Figura 14- Sistema de multiplicação de força, com pistões de diâmetros diferentes. [2].....	32
Figura 15 - Volume deslocado por um pistão [2]	33
Figura 16 - Descrição dos componentes de um <i>master cylinder</i> simples. [2]	34
Figura 19 -Recuo do pistão com passagem de fluido através dos orifícios do pistão [2].....	35
Figura 17 - Pressão do fluido sobre o vedante [2]	35
Figura 18 - Avanço do pistão com o vedante a estancar a passagem de fluido [2]	35

Figura 20 - Componentes de um <i>Tandem Master Cylinder</i> [2].....	36
Figura 21 - Repartição de travagem frente/trás vs. Diagonal [2].....	37
Figura 22 - Relação pressão de fluido frente vs. trás para diferentes distribuições de peso [2]	38
Figura 23 - Repartição de forças na barra de balanço [2].....	39
Figura 25 - Colocação da barra de balanço no pedal e nas bombas. Ligação do guia de ajuste da barra [14].....	40
Figura 24 - Guia de ajuste da barra de balanço [13].....	40
Figura 26 - Imagens do chassis a recriar	44
Figura 27 - Mangas de eixo frente (à esquerda) e trás (à direita) a recriar	45
Figura 28 - Vistas do chassis desenhado em <i>SolidWorks</i>	45
Figura 29 - Chassis desenhado em <i>SolidWorks</i> em vista isométrica.....	46
Figura 30 - Vistas gerais da manga de eixo da frente.....	47
Figura 31 – Vistas gerais da manga de eixo de trás.....	48
Figura 32- Jantes CXR 1380 (à direita) e 1310 (à esquerda) da COMPOMOTIVE [16].....	51
Figura 34 - Formula <i>Vauxhall</i> [23].....	56
Figura 33 - Formula <i>Novis</i> [22].....	56
Figura 35 - Balança de medição de peso distribuído da <i>Longacre</i> (FEUP)	57
Figura 36 - Pesagem do Formula <i>Vauxhall</i>	58
Figura 37 - Método de determinação do CG utilizando as massas de cada componente e respetivas distâncias [2]	59
Figura 38 - Largura de vias da frente, traseira e distância entre eixos do Formula <i>Vauxhall</i>	60
Figura 39 - Forças que atuam sobre o monolugar [2].....	63
Figura 40 - Forças que atuam num monolugar [2]	65
Figura 41 - Identificação do raio de rolamento [2].....	67

Figura 42 - Dimensões da jante escolhida. Desenho técnico cortesia da <i>Compomotive</i> [16]	68
Figura 43- Raio efetivo de travagem [2].....	71
Figura 44 - Curva de coeficiente de fricção vs. temperatura para várias pastilhas da marca <i>Galfer</i> [24].....	72
Figura 45 - Disco flutuante <i>Wilwood Ultralite 30 Vane</i> [4]	73
Figura 46 - Pinça escolhida <i>Wilwood Powerlite</i> e suas características de montagem [4].....	74
Figura 47- Pedal de travão e seus componentes / Rácio do pedal [2]	75
Figura 48 - Bomba 5/8in. da <i>Wilwood</i> escolhida e respetivo desenho com as dimensões[4] [15]gerais	78
Figura 49 - Pormenor de um tubo de travão PTFE envolta de malha de aço num Formula [15].....	79
Figura 50 - Pormenor da utilização de mangueiras de cobre níquel [15]	79
Figura 51 - Pormenor da zona de aperto da pinça na manga de eixo do Formula Novis.....	81
Figura 52 - Manga de eixo traseira preparada para à moldação	82
Figura 53 - Peça inserida na caixa pronta para o vazamento do silicone	83
Figura 54 - Abertura do molde	83
Figura 55 - Molde em silicone aberto.....	84
Figura 56 - Modelo da manga de eixo em cera	84
Figura 57 - Peça de suporte projetada.....	85
Figura 58 - Modelo da <i>Wilwood</i> que serve de base para o modelo projetado [4]	85
Figura 59 - Vistas do centro de disco projetado	86
Figura 60 - Várias perspetivas da montagem do sistema de travagem da frente	88
Figura 61 - Perspetiva do sistema de travagem de trás.....	89

1 Introdução

A designação *Open-wheel, Formula* ou *Single Seater* é, habitualmente, utilizada para descrever veículos de competição. Este tipo de veículos é caracterizado pela particularidade de ter as suas rodas fora do corpo principal sendo normalmente um monolugar. Este tipo de veículos é concebido apenas para competição, em que a sua utilização é exclusiva a circuitos ou provas de montanha.



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

O baixo peso dos monolugares, associado às excelentes capacidades dinâmicas permite performances excelentes. O facto de ter as rodas expostas ao ar provoca um elevado arrasto a altas velocidades e também permite uma elevada refrigeração dos travões.

Tipicamente um *Formula* tem um *cockpit* minimalista suficiente apenas para proteger o corpo do condutor, mantendo a sua cabeça exposta ao ar. //Nos veículos mais modernos o motor é normalmente colocado na parte traseira do chassis impulsionando 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, o comportamento dinâmico e mesmo e eficiência da travagem.

Os *Formulas*, devidos 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 controlar.

Nesta categoria o ponto mais preponderante e perigoso são os contactos que existem roda com roda. O caso mais particular é 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 diferentes o que irá provocar uma desaceleração repentina das rodas, levando na maioria das vezes ao despiste de ambos os veículos envolvidos. [1]



Figura 2 - Colisão entre 3 Formula Ford [1]

2 Revisão Bibliográfica

“O sistema de travagem é essencial para ganhar corridas no mundo da competição automóvel.” – Puhn, F [2]

A grande maioria dos condutores apenas pensa nos travões em situação de pânico ou de possível acidente. Para esses condutores o sistema de travagem é um dos elementos essencial para a segurança rodoviária. No entanto, para um carro de competição, o tipo e o correto dimensionamento do sistema de travagem é bem mais do que isso. Entre outras coisas pode diminuir a distância de travagem antes de uma curva ou mesmo fazer com que o carro tenha um correto comportamento na travagem, por exemplo, evitar um comportamento sobrevirador. Este correto comportamento deve-se ao equilíbrio da transferência de massa na travagem, que ocorre de trás para a frente. Isto faz com que muitas vezes a frente do carro apresente um fenómeno conhecido como *Pitch* (movimento caracterizado pela rotação do veículo sobre o seu eixo transversal).

O sistema de travagem inclui o disco, pinças, pastilhas de travão, fluido, linhas, pedais e suas ligações. As jantes, chassis e suspensão podem ser consideradas parte do sistema de travagem quando estas afetam a performance da travagem. [2]

Todos os sistemas de travagem têm como função parar um veículo. A diferença entre um bom e um mau sistema está relacionada em quão bem este o faz parar em condições adversas. No entanto, o método de paragem é comum sendo a fricção entre componentes a responsável pela travagem. [2]

Todas estas características mostram a importância de nos pronunciarmos acerca do dimensionamento do sistema de travagem num automóvel de competição.

Para isso, será apresentada uma breve descrição dos dois principais tipos de sistemas de travagem, o tambor (“*Drum Brakes*”) e os travões de disco (“*Disc Brakes*”).

2.1 Travões por tambor (*Drum Brakes*)

Os primeiros veículos que apareceram usavam este sistema, em que a superfície de fricção é um cilindro metálico construído em ferro fundido. Os primeiros tambores eram externos, ou seja, a superfície de fricção era no exterior do tambor. Os mais modernos são internos e a superfície de fricção é no interior do cilindro. [2]

No interior do tambor, encontram-se as maxilas que são acionadas pelo condutor ao pressionar o pedal do travão, que então se encostam ao tambor provocando a fricção e a consequente travagem. [2] [3]

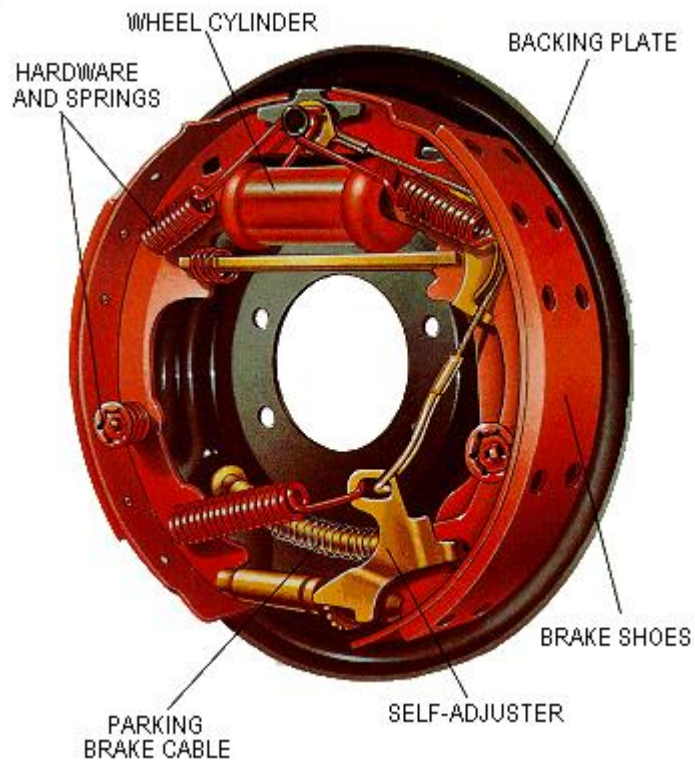


Figura 3 – Composição típica de um travão de tambor (“*Drum Brake*”) [3]

2.2 Travões de Disco (*Disc Brakes*)

Os travões de disco (*Disc Brakes*) são na atualidade o sistema de travagem mais usado, tanto em automóveis de competição como em automóveis de utilização diária. O tambor é substituído por um disco plano, chamado de rotor, que possui uma superfície de fricção de cada lado. Este disco é normalmente construído em ferro fundido, sendo em carros mais desportivos e topo de gama fabricado em compostos cerâmicos como a sílica, carbono e fibra de aramida.[2]

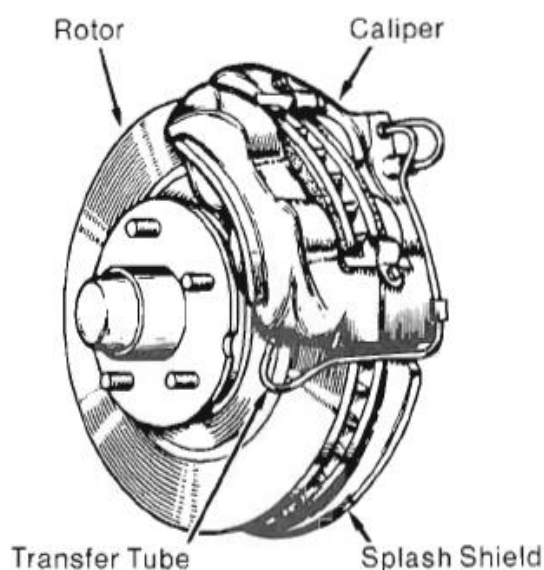


Figura 4 - Elementos no travão de disco [2]

Este sistema é ainda constituído por uma pinça que alberga as pastilhas de travão, que ao serem atuadas por meio de um sistema hidráulico, pneumático ou eletromagnético são as responsáveis pela fricção.

As principais razões pela qual a indústria automóvel optou pela utilização de travões de disco são:

- Maior resistência à fadiga de travagem;
- Melhor arrefecimento;
- Maior resistência a água e a sujidades;
- Menor manutenção;
- Maior superfície de fricção para um determinado peso do sistema de travagem;

A maior vantagem que se pode obter, em relação ao sistema de travagem por tambor, prende-se essencialmente com a maior resistência à fadiga. Este facto deve-se principalmente às superfícies de fricção estarem diretamente expostas ao ar, ver Figura 5, e com as deformações existentes no tambor que não ocorrem nos discos, ver Figura 6.

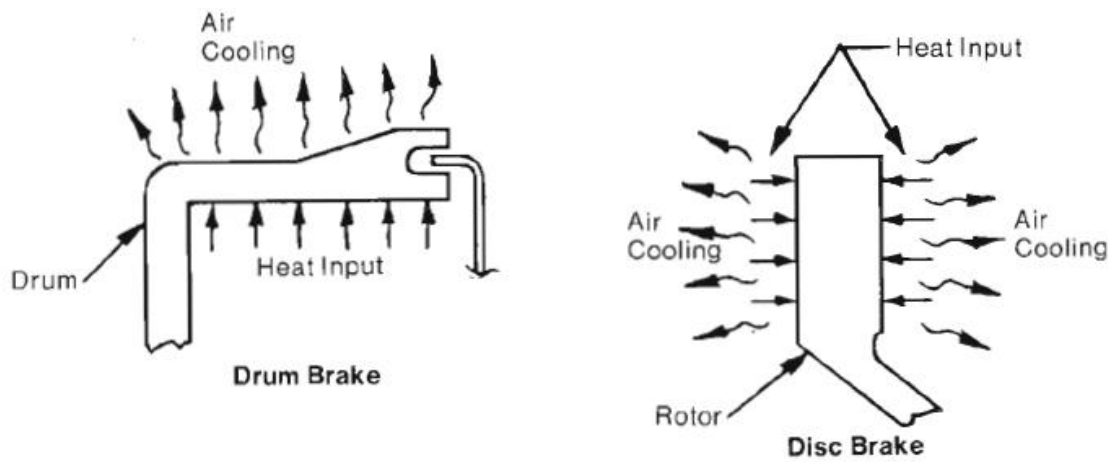


Figura 5 - Comparação de superfícies de arrefecimento em tambor e discos [2]

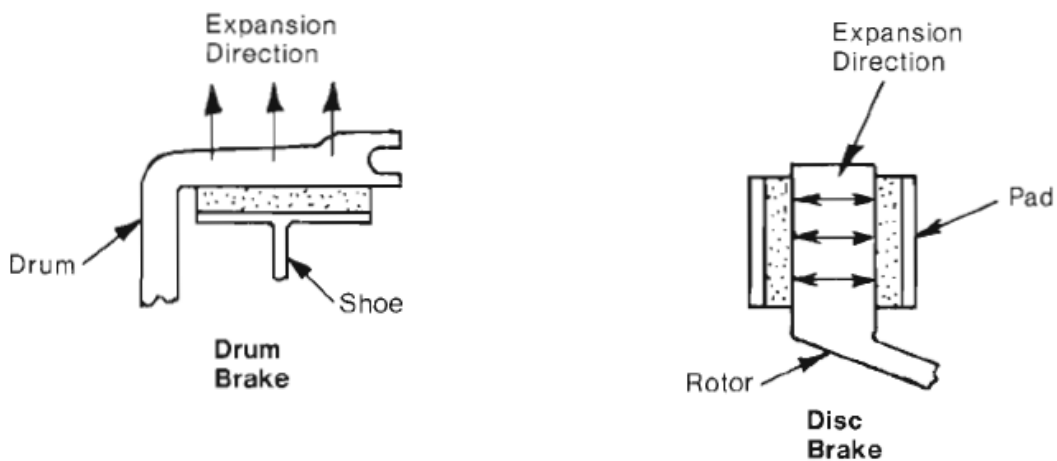


Figura 6 - Comparação entre a deflexão provocada em tambores e discos [2]

A zona mais quente num sistema de travagem é a superfície de contacto do material, onde se dá a fricção. Os tambores possuem a sua zona mais quente no interior, como mostra a Figura 5, sendo esta arrefecida através do ar exterior por condução nas paredes do tambor. No caso dos discos, a zona mais quente está permanentemente em

contacto com o ar, permitindo um arrefecimento mais eficaz por convecção e por radiação.

No caso da deformação provocada pelo aumento de temperatura, num travão de disco ela é pouco importante pois ela dá-se na direção transversal do disco, ou seja, sobre a qual as pastilhas atuam. Desta forma, as superfícies de fricção do disco mantêm-se paralelas com a superfície das pastilhas.

Alguns tipos de pastilhas, tema que será abordado na secção 2.4, podem libertar gases que funcionam normalmente como lubrificante. Nestes casos pode-se perder força de travagem uma vez que se perde força de fricção. Por sua vez este tipo de situação pode provocar fadiga nas pastilhas. Este fenómeno é pouco habitual em travões de disco, pois os gases são expelidos para a atmosfera, não ficando retidos na zona de travagem.

O facto de o disco estar exposto ao ar pode ser uma desvantagem, no que diz respeito aos agentes que contaminam a superfície do disco como água ou sujidade. A ação de travagem acaba por limpar constantemente esses agentes de contaminação, bem como a força centrífuga acaba por expeli-los do disco. [2]

As dimensões do disco são limitadas pela jante a utilizar, sendo que as suas dimensões influenciam um parâmetro importante chamado *swept area*. Este parâmetro identifica a área de contacto entre o disco e a pastilha em ambos os lados e durante uma volta completa do disco. A eficiência do sistema de travagem pode ser obtida multiplicado pelo número de discos no carro e dividido pelo peso do carro. Quanto maior for a área por tonelada maior será a eficiência do sistema de travagem. No entanto, este parâmetro não contempla outras variáveis importantes no dimensionamento. [2]

2.2.1 Centro de disco

É muito frequente as superfícies de fricção e o centro que transfere a travagem à roda serem uma peça só, ou seja, o disco e o centro que se acopla ao cubo da roda são fundidos juntos. Este tipo de discos encontra-se mais frequentemente em carros de estrada. No entanto, existem discos em que as superfícies de fricção se encontram separadas do centro. As principais vantagens são que os centros sejam fabricados em um material mais leve, normalmente em alumínio, e que se possam ter offsets diferentes

para o mesmo tipo de disco a utilizar. Respeitando-se a furação ou o denominado *Rotor bolt circle* podem se usar diversos discos para o mesmo centro. [4]

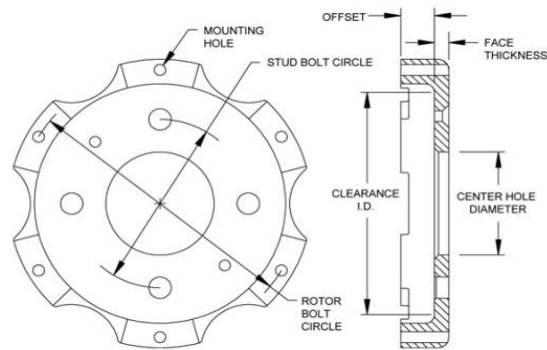


Figura 7 - Desenho de um centro de disco da Wilwood com a terminologia utilizada [4]

Ao conjunto formado pelo centro e pela superfície de fricção dá-se o nome de discos flutuantes ou bipartidos. Estes discos são habitualmente usados em carros de competição.

Existem preferencialmente duas formas de acoplar o centro ao disco. O acoplamento pode ser feito por ligação aparafusada, sendo esta solução um pouco mais delicada devido ao aquecimento do disco que faz com que este expanda e o centro com ele conseqüentemente. Quando este facto não é considerado pode ser prejudicial para a transferência de travagem do centro para a roda. A ligação por *dog-drive* pode tornar-se



Figura 8 - Pormenor de um disco acoplado por *dog-drive* [2]

mais eficiente uma vez que, a transferência de travagem do centro para a roda é feita

através de ranhuras radiais no disco com guias metálicas no centro, como se pode observar pela figura 8. Estas guias permitem quem o rotor expanda livremente com o aquecimento, mantendo o centro e o rotor centrados. Esta liberdade na expansão é benéfica pelo facto de eliminar cargas indesejadas provocadas pelo aquecimento.

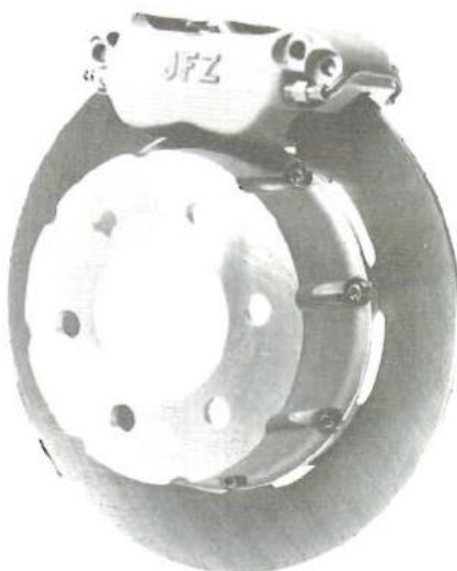


Figura 9 – Ligação do centro ao disco por parafusos [2]

2.2.2 Disco

Os discos podem ter configurações distintas, bem como serem feitos de materiais diferentes. No entanto, para a generalidade dos casos o material de fricção é comum ao utilizado nos tambores, que é o ferro fundido nodular.

As propriedades importantes a salientar para que os discos atuem da forma que pretendemos são o atrito, a resistência ao aumento da temperatura que é responsável pelo aparecimento de fadiga e, por último a sua fácil e barata maquinabilidade. Além disso, durante uma travagem é gerada uma grande quantidade de calor, que deve ser dissipada rapidamente.

Para fazer face a estas exigências, o material que é bastante adaptável é o ferro fundido cinzento. Este material apresenta uma resistência adequada as variações

térmicas. No entanto, apresenta tensões e deformações não lineares, que são afetadas pela distribuição de temperaturas durante uma travagem.

A grafite é um dos mais importantes constituintes do ferro fundido cinzento, pois tem grande influência no desgaste e no aumento da condutividade térmica. A quantidade de grafite formada é afetada pela velocidade de solidificação. A forma e a distribuição em que ela se apresenta na matriz também é extremamente importante. O facto de o arrefecimento ser moderado favorece a formação de uma matriz perlítica, por outro lado, velocidades de arrefecimento baixas fazem com que a matriz seja ferrítica. No entanto, a matriz deve preferencialmente ser predominantemente perlítica pois a sua dureza é superior a ferrítica, como mostra a tabela seguinte. [5] [6] [7]

Tabela 1 - Comparação de durezas de microestruturas de matriz gráfica [7]

Tipo de matriz	Dureza (HB)
Ferrítica	149-187
Ferrite e perlite	170-207
Perlite e ferrite	197-225
Perlítica	217-269

Ainda assim, podem ser utilizados materiais compósitos como grafite-carbono, que no entanto são pouco utilizados devido ao seu elevado preço face ao ferro fundido cinzento. Este tipo de materiais é usualmente utilizado no topo da competição automóvel onde o orçamento é muitíssimo elevado.

2.2.2.1 *Disco ventilado*

Como foi referido anteriormente, um dos principais problemas que ocorre nos discos de travão são as altas temperaturas que estes atingem, devido à fricção entre eles e as pastilhas. O facto de existirem passagens de ar no interior faz com que o ar circule por entre o disco, refrigerando-o. Devido à força centrífuga, estes orifícios atuam como que bombeando o ar do interior para o exterior do disco.

Este tipo de discos são frequentemente usados em carros de competição, em que as travagens “fortes” são de certo modo recorrentes ao longo de uma corrida. Este aquecimento seguido de arrefecimento acontece várias vezes ao longo de uma corrida. Devido a este facto, surge a expansão do rotor e do centro no aquecimento e a contração

dos mesmos no arrefecimento. Estes fenómenos sucessivos fazem com que apareçam fendas e deformações no disco, ficando este por vezes com forma cónica. Uma forma de diminuir o aparecimento destas fendas consiste em que os orifícios para ventilação no disco sejam curvos, como se pode observar na figura 11. Esta configuração proporciona um arrefecimento muito mais eficaz e reduz drasticamente as tensões térmicas. [8]



Figura 10 - Disco ventilado perfurado e ranhurado de um Mini de competição [8]

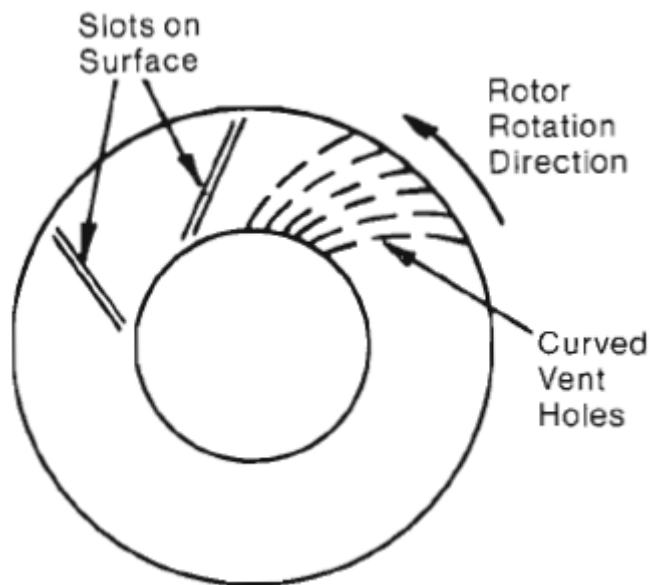


Figura 11 - Disco com ranhuras na superfície de contacto e ventilados [2]

Alguns destes discos ainda apresentam ranhuras ou furos na superfície de contacto do disco e têm como principal função ajudar na eliminação das partículas de sujidade, bem como dos gases libertados durante a fricção dos materiais. No entanto, só

devem ser usados quando sejam estritamente necessários pois, os furos são um fator concentrador de tensões, levando a uma maior tendência para fraturar.

2.2.2.2 *Discos em compósito*

Neste momento, um dos materiais mais utilizado em carros desportivos, carros de competição e mesmo em aviões é o carbono-grafite, sendo nas suas características semelhante a um compósito de boro. São habitualmente denominado discos cerâmicos. Este tipo de discos é mais leve que o seu homólogo fabricado em ferro fundido, o que corresponde a cerca de 13,6 quilogramas a menos no peso total de um carro de Formula 1, tendo ainda como principal benefício o facto de poder operar a temperaturas bem mais elevadas. Em testes de temperaturas acima dos 927 °C não foram observadas quaisquer danos nos discos.

O facto de se conjugar estes discos com pastilhas compostas de grafite faz com que se possam atingir elevadas temperaturas de serviço. [9]



Figura 8 - Discos cerâmico da Movit utilizado em BMW de competição [9]

2.3 Pinças de travão (*Calipers*)

As pinças de travão são o elemento responsável pelo movimento das pastilhas contra o disco.

Existem muitos tipos de pinças de travão, as quais diferem essencialmente no material em que são fabricadas, no *design* estrutural e no número e arranjo dos pistões.

O princípio de funcionamento de todos os tipos de pinças de travão, consiste na atuação do pedal de travão por parte do condutor. Isto provoca a atuação do fluido incompressível, através de uma tubagem, que por sua vez atua os pistões contra as pastilhas. Estas são por sua vez forçadas contra o disco provocando a fricção.

O uso de ferro fundido nodular de elevada resistência (até 800 MPa) é utilizado na maioria dos carros de produção em massa. O principal motivo desse uso neste tipo de setor é porque se consegue aliar o baixo custo a uma elevada resistência mecânica. Desta forma torna a pinça de travão bastante rígida mas tem como principal inconveniente ser muito pesado quando comparado com metais mais leves.

As ligas de alumínio são uma excelente solução pois possuem uma resistência elevada (207-220 MPa) e para o mesmo tamanho da pinça de travão conseguimos reduzir para um terço a sua massa, quando comparada com uma peça em ferro fundido nodular (densidade alumínio 2697 kg/m³, densidade ferro fundido nodular 7874 kg/m³). A condutividade térmica do alumínio também é cerca de três vezes superior (237 W/mK para 80,2 W/mK no ferro fundido cinzento). [5, 7]

A liga de alumínio usualmente mais utilizada para o fabrico destas peças é a 2024. Esta liga é também utilizada em estruturas aeronáuticas como a fuselagem e as asas, que estão sujeitas a elevadas tensões. Como principais características apresenta uma boa resistência à fadiga, não é soldável e apresenta uma maquinabilidade relativamente boa.

Considerando apenas a força produzida pelos pistões sobre as pastilhas, podemos classificar as pinças de travões em dois tipos que serão abordados de seguida.

2.3.1 Floating caliper

Estas pinças, figura 9, caracterizam-se por ter um ou mais pistões de um dos lados da mesma. São mais compactas, sendo mais fáceis de acomodar dentro da jante. Pelo facto do pistão e o fluido de acionamento se encontram no lado interno do disco, faz com que o arrefecimento se torne mais eficaz. Bem como ao ter menos partes móveis o seu desgaste é menos provável. No entanto, por apresentar o pistão só de um lado, pode fazer com que o desgaste não seja uniforme em ambas as pastilhas.

Este tipo de pinças caracteriza-se por ser mais utilizada em carros de estrada, principalmente devido ao seu menor custo em relação a pinças de pistões opostos.

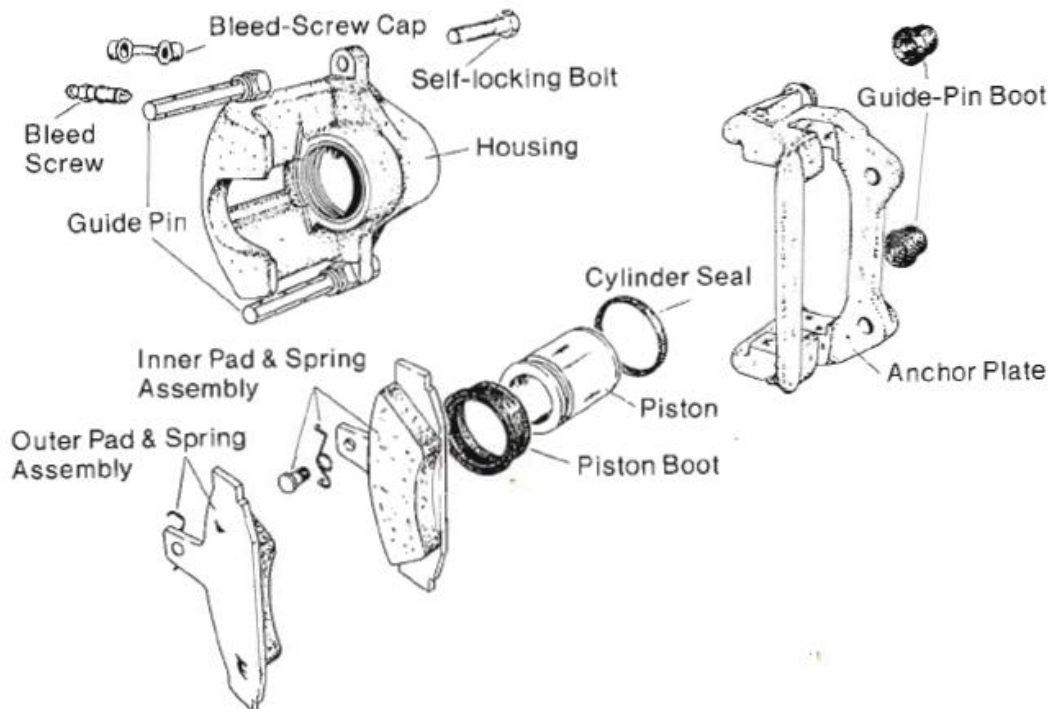


Figura 9 – Estrutura de uma pinça do tipo *floating* [2]

2.3.2 Fixed caliper

Este tipo de pinças, figura 10, possui um ou mais pistões de cada lado do disco, daí a força de travagem ser superior. No entanto, por terem mais componentes são também mais pesadas e maiores. Para uma determinada jante é possível utilizar um determinado diâmetro de disco máximo. Para o mesmo valor de diâmetro, é mais facilitada a disposição de uma *floating caliper* do que a de uma *fixed caliper*. Deste modo a questão ergonómica torna-se importante. Geralmente uma pinça do tipo *fixed* flete menos do que uma pinça do tipo *floating*.

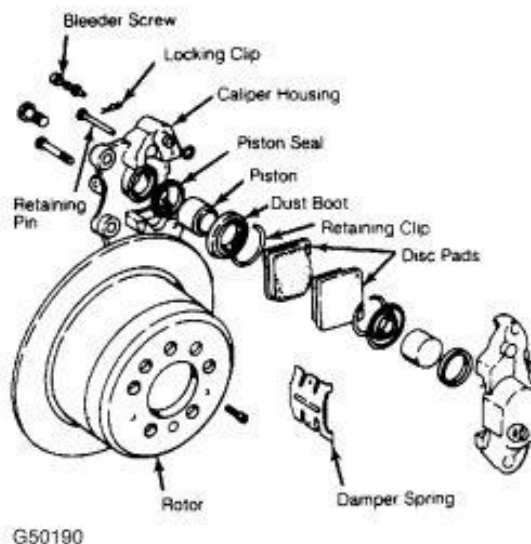


Figura 10 – Estrutura de uma pinça do tipo fixed [2]

2.3.3 Flexão em pinças

As pinças de travão tendem a fletir com a pressão exercida pelo fluido de travão nos pistões, conforme mostra a figura 11.

Esta flexão é prejudicial à travagem, pois o condutor sente o pedal menos duro, levando ao aparecimento de forças torsionais no pistão. Consequentemente, as pastilhas vão sofrer um desgaste desigual e ao mesmo tempo a consistência de travagem diminui.

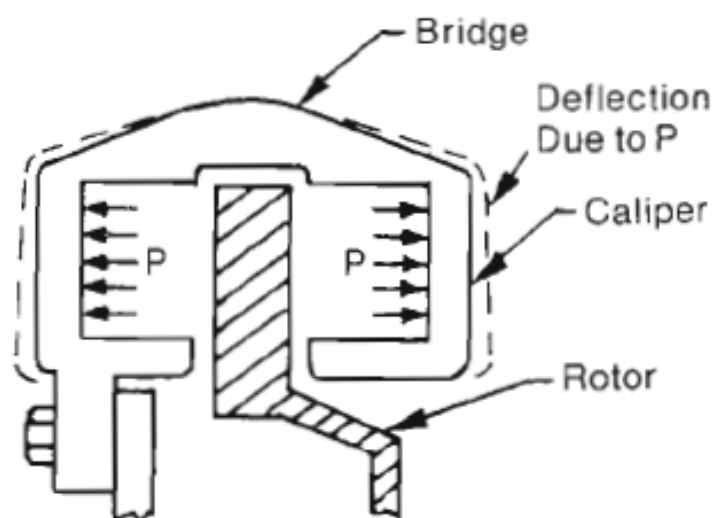


Figura 11 - Deflexão numa pinça de travão devido à pressão [2]

Para combater estes efeitos, no dimensionamento de uma pinça de travão é necessário ter muita atenção ao que é denominado de *bridge* (figura 11), pois esta zona da pinça é que confere mais ou menos rigidez à pinça no seu geral. No entanto, esta zona não pode ser demasiado volumosa em termos de secção pois, é preponderante para um bom alojamento na jante que ela possua uma secção o menos espessa possível. Este compromisso é difícil de obter. Por isso, as pinças para carros de competição têm por norma esta secção mais espessa do que as pinças para carro de estrada. [2]

O facto de se escolher um ou mais pistões por pastilha tem em muito a ver com a distribuição de pressão pela mesma. O fluido exerce pressão sobre o pistão de forma uniforme, mas o mesmo não acontece quando o pistão exerce pressão sobre a pastilha, como pode ser observado na figura 12. Assim a pastilha pode desgastar de forma não uniforme, levando também a uma travagem pior.

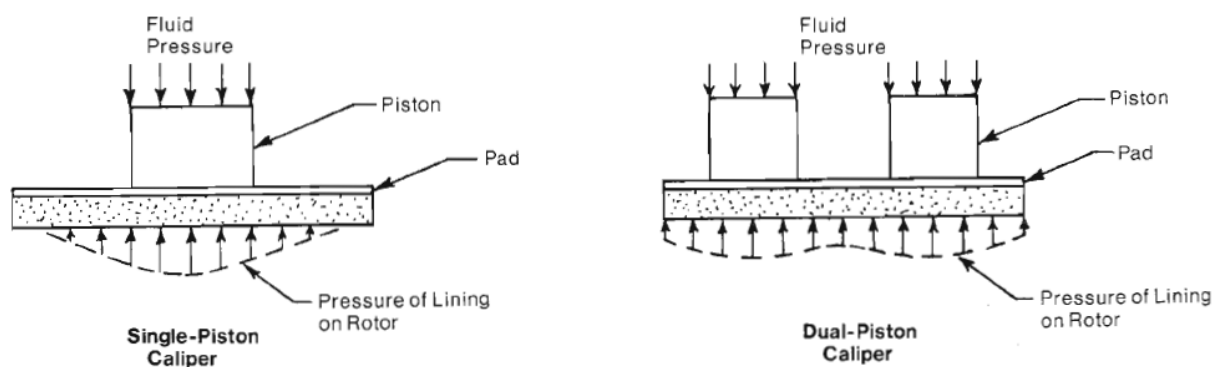


Figura 12 - Comparação entre a distribuição de pressão numa pastilha com um e com dois pistões [2]

2.3.4 Fixação das pinças

O tipo de fixação das pinças é um parâmetro com uma grande importância uma vez que é essencial que não exista flexão ou torção aquando da solicitação dos travões. Desta forma, se a fixação de uma pinça for demasiado flexível, e pelo facto do disco e da pinça estarem em dois planos diferentes, pode fazer com que ela torça em relação à zona de montagem, como mostra a figura 13. Esta causa provoca efeitos indesejáveis como um desgaste não uniforme das pastilhas de travão, ou um pedal demasiado esponjoso e com um curso demasiado grande.

Assim, é muito importante dar especial atenção à construção do suporte das pinças, ou seja, à manga de eixo. Se a manga de eixo for demasiado fina, pode não oferecer rigidez suficiente e fazer com que exista torção.

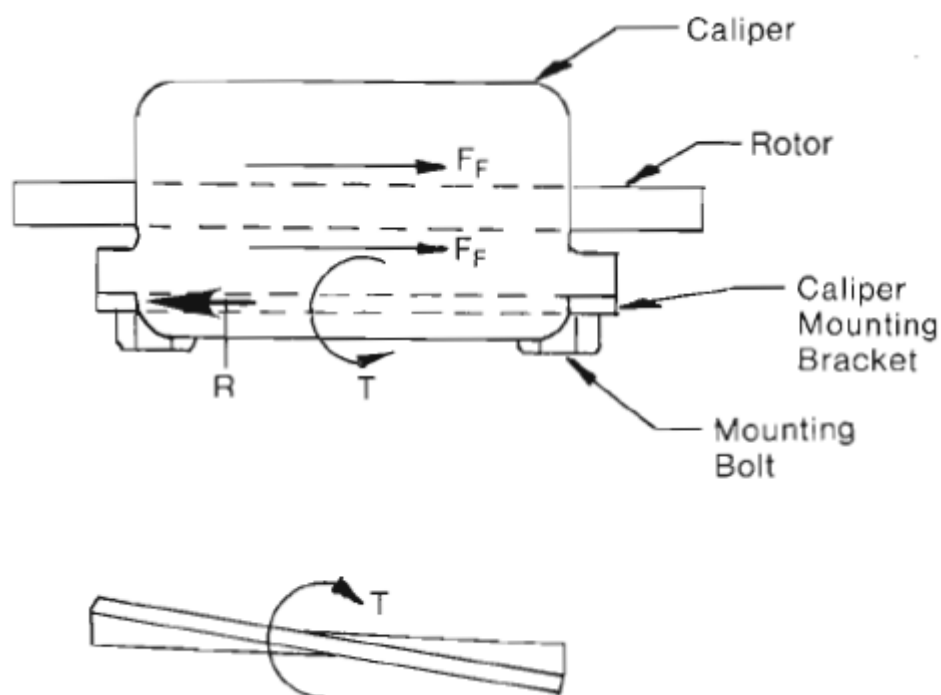


Figura 13 - Torção no suporte da pinça resultante de uma travagem [2]

2.4 Material de fricção

O material de fricção, muitas vezes chamado de pastilha é montado sobre um prato que é normalmente feito de aço. A esta montagem dá-se o nome de pastilhas de travões (*brake pads*). O material de fricção é normalmente ligado ao prato de suporte durante a moldagem, mas por vezes é ligado por rebites e por adesivos convencionais em operações separadas. Em alguns casos, o pistão não acuta diretamente na parte metálica das pastilhas mas sim num calço entre eles. Este calço serve para reduzir o ruído provocado pela vibração entre as pastilhas e o disco. Em alguns carros de competição são usados isoladores entre as pastilhas e a pinça para reduzir a temperatura dos componentes e do fluido. A temperatura excessiva pode causar a ebulição do fluido o que é indesejável para o seu perfeito funcionamento.

2.4.1 *Conceito de atrito*

A fricção existe quando duas superfícies se movimentam, estando encostadas uma contra a outra não existindo rolamento. A resistência oferecida ao movimento é chamada de força de atrito. Em termos físicos, esta força está aplicada na área de contacto entre as duas superfícies e tem sentido oposto ao movimento.

A força de atrito pode ser estática ou dinâmica. A força de atrito estática é sempre superior à força de atrito dinâmica. Este conceito entende-se pelo facto que é necessário aplicar uma força muito maior para vencer o atrito e começar o movimento do que quando este é iniciado.

O objetivo do atrito nos sistemas de travagem está na desaceleração do veículo transformando a energia cinética, originária da sua massa e velocidade, em calor, através do atrito, dissipando este para a vizinhança. [10]

No caso das travagens, a fricção é provocada pelo atrito entre o disco ou tambor e as pastilhas. O maior problema é que esse atrito seja totalmente usado para parar o veículo.

A força de atrito é dependente essencialmente de dois parâmetros que são:

- Força normal ou perpendicular – que é a componente normal à superfície da força de contacto entre as duas superfícies;
- Tipo de superfície – em que nos é traduzido através de um coeficiente se a superfície é mais ou menos áspera;

Estes dois parâmetros relacionam-se entre si através da seguinte fórmula.

$$\textit{Força de atrito} = \mu \times \textit{Força normal}$$

Em que μ é chamado de coeficiente de atrito.

Podemos então tirar algumas conclusões:

- Quanto maior for a força normal, maior será a força de atrito;
- Se as superfícies de contacto apresentarem um baixo coeficiente de atrito, a força de atrito será baixa e vice-versa

2.4.2 Principais características do material de fricção

Um bom material de fricção deve possuir algumas das seguintes características:

- Coeficiente de atrito elevado;
- Coeficiente de atrito pouco sensível ao aumento de temperatura;
- Não deve sofrer desgaste rapidamente;
- Não deve danificar as superfícies contra as quais vai friccionar;
- Não deve ser ruidoso aquando da solicitação dos travões;
- Não deve originar produtos lesivos da saúde e do meio ambiente;

Infelizmente é impossível encontrar um material de fricção perfeito, existindo porem uma gama de materiais para determinadas utilizações.

De forma a obter as diferentes propriedades requeridas, as misturas são variadas, não se restringindo somente a um material, mas sim combinando mais de 2000 materiais diferentes.

Devido às diferentes solicitações nas travagens em carros de competição relativamente a carros de estrada, é fácil perceber, que o material de fricção usado em ambos é diferente bem como o seu custo.

As pastilhas de travão são usualmente constituídas por um ligante, agentes modificadores de performance, abrasivos, lubrificantes e enchimentos. [6, 10]

2.4.3 Tipos de materiais de fricção

Os materiais de fricção podem essencialmente dividir-se em três grandes grupos: material orgânico, material metálico e material semimetálico.

2.4.3.1 Material orgânico

É mantido unido através de ligantes. Contem fibras de vidro ou fibras sintéticas e pode conter partículas metálicas. As primeiras pastilhas de travões tinham na sua constituição amianto.

A grande maioria dos materiais de fricção existentes no mercado é orgânica. Este material é feito com produtos à base de petróleo, plásticos e produtos biodegradáveis derivados de plantas ou animais.

Usualmente o amianto era usado com vários tipos de ligantes e com vários tipos de agente que modificam o coeficiente de atrito. Os ligantes usados normalmente são a base de resinas plásticas quem mantêm os materiais de fricção ligados. Enquanto que as fibras, como as fibras de vidro e fibras sintéticas, fornecem rigidez e resistência ao desgaste. Os agentes modificadores do coeficiente de atrito tornam o atrito entre os materiais para o valor próximo que desejámos. Os materiais normalmente usados para o efeito são partículas metálicas ou minerais.

O material de fricção orgânico inicialmente utilizado possui vários componentes na sua constituição entre os quais se podem destacar:

- Mais de 50% em fibras de amianto para resistência à fricção e ao aumento de temperatura (atualmente substituídas por outros materiais como será estudado posteriormente);
- Agentes modificadores do coeficiente de atrito como óleo da casca dos cajus;
- Enchimentos com pedaços de borracha ajudam no amortecimento de vibrações e no aumento do coeficiente de atrito;
- Pós de chumbo, bronze ou alumínio aumentam a performance de travagem;
- Ligantes como resinas fenólicas tornam o material mais coeso;
- Agentes para a cura do material criam reações químicas na mistura durante o processo de fabrico;

Tanto o coeficiente de atrito como as propriedades de desgaste são transformados consoante a alteração da mistura. No entanto, a performance do material em virtude da mistura utilizada permanece no segredo das empresas de fabrico de material de fricção. Um método que se pode utilizar para verificar se a mistura é boa é o método de tentativa erro, baseado na experiencia para determinar o melhor material de fricção para um determinado carro.

Os materiais orgânicos atuam bem a baixas temperaturas, pois o coeficiente de atrito bem como a resistência ao desgaste tendem a baixar com o aumento da temperatura. Acima de cerca de 200 °C muitos materiais orgânicos tendem a ter

problemas de fadiga e de desgaste. No entanto são usados na maioria dos carros de estrada devido ao baixo ruído, baixo custo e boas propriedades no arrefecimento. [2]

Atualmente não é fabricado material de fricção com amianto essencialmente devido a questões de saúde. Foram realizados diversos estudos para encontrar materiais que tivessem um comportamento semelhante ao do amianto, ou até melhor. Uma das soluções a que chegou AGUILA (1999), consiste em compósitos reforçados com fibras de PANox e polpa de aramida. Este composto é obtido num estágio intermédio no fabrico de fibra de carbono.

Contudo, existem outros materiais que substituem o amianto, fornecendo-lhes características melhores que este. Algumas alternativas usadas atualmente são:

- Wollastonite (CaSiO_3): tem um custo bastante baixo e possui fibras de tamanho variável.
- Vermiculite: é um mineral que na sua composição apresenta silicato de alumínio e magnésio hidratado. Apresenta como características essenciais elevada resistência ao calor (até $1150\text{ }^\circ\text{C}$ [11]), baixa densidade, absorvente, resistente ao desgaste e baixo custo para material de enchimento. Pelo facto de não ser fibroso não acrescenta resistência mecânica ao produto
- Fibra de basalto: possui pouca quantidade de ferro e de cálcio.
- Fibra de cerâmica: elevada resistência térmica (até $1440\text{ }^\circ\text{C}$ [12]) e baixo custo.
- Fibra de celulose: tornam o travão menos ruidoso e o material mais elástico.
- Fibras de algodão: presente em muitos materiais de fricção de veículos pesados.
- Fibras de aramida: apresenta um custo elevado, mas oferece elevada resistência mecânica (3617 MPa [5]) bem como elevada resistência ao calor.
- Mica: na presença de um bom ligante a mica contribui para aumentar a resistência mecânica.
- Poliacrilonitrila: possui características que reforçam a resistência mecânica do material.

- Carbono: apresenta muitos atrativos em travões:
 - Peso reduzido ($2,25 \text{ g/cm}^3$ [5])
 - Boa condutividade térmica (129 W/(mK) [10])
 - Elevado calor específico (710 J/(kg.K) [10])
 - Termicamente estável

A presença de carbono melhora as características das pastilhas pois, têm ótimas propriedades de absorção de calor, boa estabilidade friccional não oferecendo resistência mecânica.

Existe no entanto uma linha especial de material de fricção orgânico chamada de material orgânico de alta temperatura. Neste tipo de material existem melhorias bastante grandes em termos de resistência ao desgaste a elevadas temperaturas. No entanto essas propriedades são fracas a baixas temperaturas de funcionamento. Quer isto dizer que, a zona de temperatura onde este material é eficaz é para uma temperatura de cerca de $680 \text{ }^\circ\text{C}$. Este valor de temperatura é tão elevado devido à elevada concentração de partículas metálicas na mistura. Estas têm como principal função resistir a altas temperaturas e aumentar o coeficiente de atrito.

2.4.3.2 *Materiais metálicos*

Uma forma de os travões poderem operar a elevadas temperaturas é o uso de cerâmica e material metálico para as pastilhas de travão. Estes materiais são fabricados para operar a temperaturas mais elevadas que os materiais orgânicos, que se desintegram neste regime e em condições severas de travagem.

O processo utilizado para conceber pastilhas com este material de fricção é a sinterização. Uma mistura de pós metálicos é comprimida num molde a elevadas temperaturas e elevada pressão. O material funde-se parcialmente o que faz com que este se interligue. Este material pode ser ligado ao prato de suporte por um adesivo orgânico ou por rebites. Quando este é ligado pelo adesivo orgânico pode perder as características a elevadas temperaturas uma vez que, o material orgânico pode falhar. Esta particularidade afeta a travagem uma vez que, o material metálico não se encontra

completamente fixado ao prato, podendo desta forma existir um pequeno movimento relativo entre o material de fricção e o prato.

O material de fricção metálico não entra em fadiga a elevadas temperaturas mas possui outras propriedades que podem ser consideradas desvantajosas. O seu custo é superior ao material orgânico, funciona pior a frio, desgasta mais o disco e é mais difícil de acoplar ao prato da pastilha pela sua elevada dureza.

Este tipo de material é muito utilizado em sistemas de travagem de aviões, em algumas embraiagens e em travões de carros de corrida.

2.4.3.3 Materiais semimetálicos

A forma de resolver os problemas dos materiais de fricção orgânicos e dos metálicos sinterizados consiste no desenvolvimento de materiais de fricção semimetálicos.

São fabricados a partir de fibras de aço ligadas com resinas orgânicas, conjugando características dos materiais de fricção orgânicos e dos metálicos sinterizados.

Este tipo de material funciona bem a temperaturas até 540 °C, no entanto, a presença de fibras de aço tende a que o material de fricção, quando solicitado a elevadas temperaturas, “derreta” e se “solde” ao disco.

2.4.4 Constituintes do material de fricção

Os constituintes que o material de fricção tem na sua composição podem ser divididos segundo a sua função. É nas diferentes percentagens destes constituintes que residem as diferenças na performance das diversas pastilhas de travão.

Os diferentes materiais são:

- Abrasivos

Os materiais abrasivos são em parte responsáveis por manter limpa a superfície onde existe o atrito, bem como controlar a acumulação das camadas resultantes deste. [6, 10]

Tabela 2 - Tabela de materiais abrasivos [10]

Material	Descrição	Referência
Óxido de alumínio	Na forma hidratada adiciona agentes de polimento bem como resistência ao desgaste; na forma anídrica torna mais abrasivo; a forma fundida é a mais abrasiva	Nicholson (1995)
Óxidos de ferro	Hematite (Fe_2O_3) pode atuar como um abrasivo suave; Magnetite (Fe_3O_4) é também um abrasivo suave	Nicholson (1995)
Quartzo	Partículas minerais na forma granulada (SiO_2)	Eriksson (2000)
Sílica	Pode ser apresentada sob a forma natural ou produzida sinteticamente (SiO_2)	Hooton (1969)
Silicato de zircónio	ZrSiO_4	Jang (2000)

- Modificadores de atrito

Usualmente, estes agentes são elastómeros que aumentam as propriedades mecânicas e a resistência ao desgaste. São também considerados neste grupo, agentes que confirmam uma limpeza da superfície de fricção no disco, como é exemplo o latão e o zinco. [6, 10]

Tabela 3 - Tabela de agentes modificadores de fricção [10]

Material	Descrição	Referência
Trissulfureto de antimónio	Lubrificante sólido adicionado para aumentar a estabilidade friccional.	Jang (2000), Nicholson (1995)
Bronze	Usado como forma de apara de máquina de ferramenta para incrementar atrito em casos de humidade ou mesmo de os travões estarem molhados.	Nicholson (1995)
Carbono (grafite)	É um componente relativamente barato e usado em variadas aplicações. O seu nível de fricção é afetado pela mistura e pela estrutura. Entra em fusão acima de 700°C.	Spurr (1972), Nicholson (1995)
Cerâmicas (Microesferas)	É um produto especial que é composto por alumina e sílica. Contém menos ferro e óxidos de titânio. Possui baixa densidade de enchimento, reduz o desgaste do disco e controla a fricção.	PQ Corporation (1993)
Cobre	É usada em forma de pó para controlar a transferência de calor mas pode causar um excessivo desgaste do ferro fundido.	Nicholson (1995)
<i>"friction dust"</i>	Consiste no processo de obtenção da resina de caju, podendo conter borracha como base. Usam-se alguns aditivos para reduzir a combustão espontânea.	Nicholson (1995)

“Friction powder”	Pode consistir numa esponja de Fe para pastilhas semimetálicas.	Hoegenaes (1990)
Óxido de chumbo	PbO foi usado como modificador de atrito mas retirado por apresentar níveis elevados de toxicidade.	Nicholson (1995)
Metais - compostos fundentes	Sb (antimónio), Bi (bismuto), Mo (molibdénio) servem para estabilizar a fricção induzida pelo filme da superfície.	Hooton (1969)
Óxido de metal	Magnetite (Fe_3O_4) incrementa fricção a frio, ZnO serve como lubrificante mas pode causar polimento, Cr_2O_3 aumenta a fricção	Nicholson (1995)
Enchimentos minerais (Mulite, cianite, silimanite, alumina)	Mulite, Kyanite, Sillimanite são friáveis e ajudam no controlo do comportamento ficcional enquanto controla o desgaste das faces que estão em fricção	Hooton (1969)
Coque de petróleo	Baixo custo, baixo teor de cinzas e pode reduzir o atrito.	Nicholson (1995)
Dissulfureto de molibdénio	(MoS_2) é um lubrificante tipo camada de látice.	Spurr (1972)

- Enchimentos, reforços e outros compostos

Os enchimentos são usados normalmente para manter a composição do material de fricção. Podem ser metais, ligas, cerâmicos ou materiais orgânicos.[6, 10]

Tabela 4 - Tabela de enchimentos, reforços e outros compostos [10]

Material	Descrição	Referência
Antioxidantes	Demasiado óxido leva a uma fricção instável (elevada a baixas velocidades) e a filmes de atrito muito pouco espessos, o que pode traduzir-se num desgaste muito rápido. Assim estes materiais ajudam a manter os óxidos na quantidade certa.	Hooton (1969)
Amianto	Foi o material de enchimento mais usado nas primeiras pastilhas de travão.	Spurr (1972), Rhee (1974), Nicholson (1995)
Sulfato de bário	BaSO ₄ é um material basicamente inerte, mas que incrementa densidade e ajuda na resistência ao desgaste. É também estável a elevadas temperaturas.	Nicholson (1995)
Carbonato de cálcio	CaCO ₃ é uma alternativa de baixo custo ao sulfato de bário, mas não é tão estável a elevadas temperaturas.	Nicholson (1995)
Óleo da casca de castanho caju	Reduz o ruído proveniente da travagem bem como incrementa resiliência ao sistema ligante.	Nicholson (1995)
Algodão	Reforça as fibras da matriz	Spurr (1972)
Fibras - óxidos	Reforça as fibras e tem como principal	Sloss (sem ano)

mistos	função controlar a fadiga e incrementar eficiência ao sistema de travagem.	
Titanato de potássio	É um material de enchimento inerte. A sua tarefa é essencialmente idêntica à do amianto tanto a nível de isolamento e estrutura.	Jang (2000)
Borracha - dieno, nitrilo	Usada como estabilizante para promover o <i>cross-linking</i> e incrementar resistência ao desgaste.	K. C. Gong (1985)
Carvão do mar	É um material de enchimento de baixo custo, pode conter cinzas prejudiciais. Não é conveniente para elevadas temperaturas.	Nicholson (1995)
Óxido de zinco	ZnO confere alguma resistência ao desgaste.	Nicholson (1995)

- Ligantes

Os ligantes são o material aglutinante que mantém todos os materiais da pastilha juntos. Estes são tipicamente resinas fenólicas para pastilhas de automóveis de estrada. No entanto, para automóveis de competição são usados tipicamente outros materiais, como metal sinterizado e carbono.[6, 10]

Tabela 5 - Tabela de ligantes [10]

Material	Descrição	Referência
Resina fenólica	É o ligante mais comum, no entanto perde características de fricção a elevadas temperaturas; o grau de reticulação afeta o polímero.	Spurr (1972)
Ligas metálicas (Cu, Fe, Ni)	É a matriz usada em travões de aviões e de alguns automóveis de competição.	Hooton (1969), Tatarzycki(1992)

Resinas modificadas	As modificações mais importantes são a nível de alteração da ligação, bem como o aumento da resistência a elevadas temperaturas diminuindo a fadiga. Os componentes utilizados são epoxy, PVB (polyvinyl butyral), borracha, boro, linhaça e caju.	Borden (1994)
----------------------------	--	---------------

A composição típica de uma pastilha de um automóvel de estrada é bastante diversificada, no entanto alguns destes constituintes são comuns em variados tipos de pastilhas. Na tabela seguinte mostram-se valores típicos de uma composição de uma pastilha de travão.[10]

Tabela 6 - Composição típica de uma pastilha de travão [10]

Constituinte	Gama (vol %)	Valor típico (vol %)
Resina fenólica	10 – 45	20 – 25
Sulfato de bário	0 – 40	20 – 25
Fibras	5 – 30	-
Partículas de caju	3 – 30	15 – 20
Grafite	0 – 15	5 – 7
Sulfetos de metal	0 – 8	0 – 5
Abrasivos	0 – 10	2 – 3
“Friction dust”	0 - 20	-

2.5 Sistema hidráulico

Nos carros modernos o acionamento dos travões é feito por intermédio de um sistema hidráulico. Este é constituído por cilindros, válvulas, tubagens e o fluido hidráulico. O sistema hidráulico origina duas funções importantes: o movimento e a força. O movimento resulta da atuação do fluido de travagem, que por sua vez faz mover as pastilhas contra o disco. Assim, o efeito deste movimento é a produção de uma força de fricção suficientemente elevada para provocar a paragem do carro.

Existem alguns conceitos hidráulicos que têm de ser entendidos para que se possa compreender o funcionamento de um sistema hidráulico.

Em primeiro lugar, o sistema tem de ser estanque, ou seja, completamente fechado para que o fluido possa operar sem perdas de pressão na linha e sem o aparecimento de bolhas de ar. Para este sistema, o fluido não pode ser comprimido para um volume menor, independentemente de quão elevada for a pressão. Assim sendo, a pressão tem o mesmo valor ao longo do sistema.

O fluido é pressurizado por intermédio da força aplicada a um pistão. Este pistão é completamente vedado para que não existam perdas de pressão. O movimento deve ser feito com o mínimo de atrito quanto possível. Pelos princípios da hidráulica vem que:

$$P = \frac{F_P}{A_P}$$

Em que:

- P é a pressão no sistema
- F_P é a força exercida pelo pistão
- A_P é a área do pistão e é dada pelo diâmetro do pistão

$$A_P = \frac{\pi D^2}{4}$$

Os pistões são também utilizados para que se possa multiplicar a força exercida. Escolhendo pistões de diferentes diâmetros podemos relacionar forças apenas por intermédio da área dos pistões. Como a pressão no interior do sistema é igual, podemos igualar as seguintes equações:

$$P = \frac{F_1}{A_1}$$

$$P = \frac{F_2}{A_2}$$

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2}$$

Conhecendo as áreas de ambos os pistões, e sabendo a força aplicada ao pistão um, podemos facilmente determinar a força resultante no pistão dois.

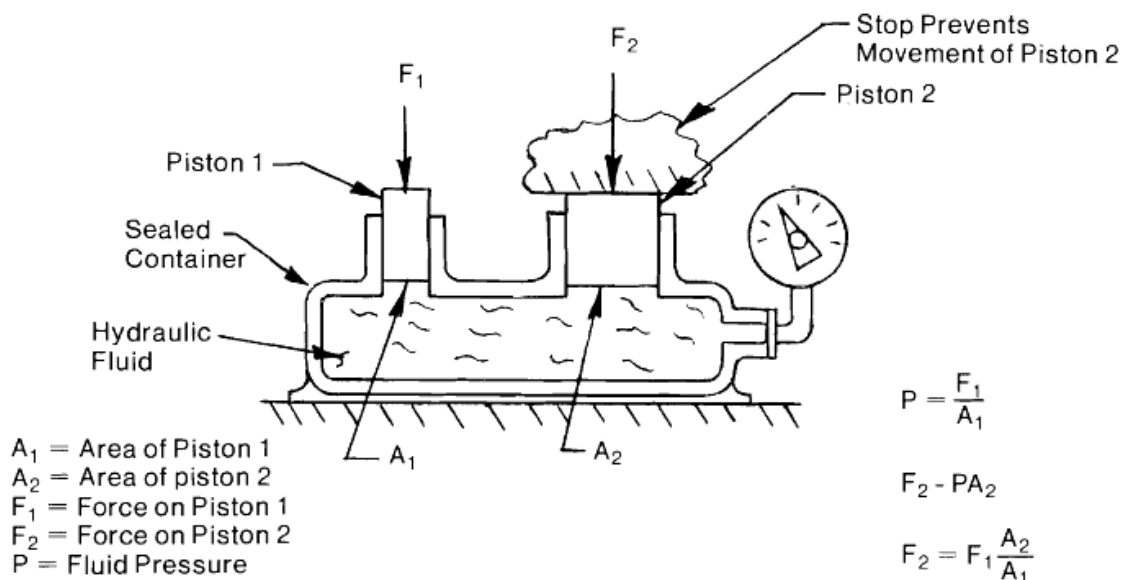


Figura 14- Sistema de multiplicação de força, com pistões de diâmetros diferentes. [2]

Num sistema completamente estanque, o movimento do pistão provoca o deslocamento de um determinado volume de fluido, que em função do fluido ser incompressível, faz com que esse deslocamento se dê em outro local do sistema. Esse volume deslocado é constante se os componentes do sistema hidráulico, como tubagens e cilindros não dilatam quando o fluido é pressurizado.

Para podermos calcular o movimento do pistão, tem de ser considerado o volume de fluido deslocado (dado em m^3) pelo mesmo.

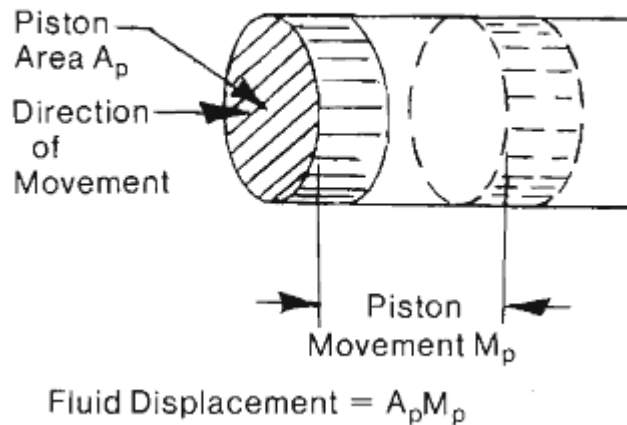


Figura 15 - Volume deslocado por um pistão [2]

$$\text{Volume deslocado} = A_p \times M_p$$

Em que:

- A_p é a área do pistão em metros ao quadrado (m^2)
- M_p é o movimento linear do pistão em metros (m)

Num sistema composto por dois pistões, o volume deslocado por um pistão vai ser igual ao volume deslocado pelo outro.

$$\text{Volume deslocado pelo pistão 1} = M_1 \times A_1$$

$$\text{Volume deslocado pelo pistão 2} = M_2 \times A_2$$

Como referido anteriormente, o fluido deslocado é o mesmo então:

$$M_1 \times A_1 = M_2 \times A_2$$

Pode-se assim observar que para aumentar o movimento ao pistão dois, é suficiente aumentar o diâmetro do pistão um ou reduzir o diâmetro do pistão dois.[2]

2.5.1 Sistema de Travões Hidráulico

As leis apresentadas anteriormente, quando aplicadas diretamente ao sistema hidráulico do automóvel complicam-se um pouco.

O pistão que serve para comprimir o fluido é normalmente inserido num componente ao qual se dá o nome de *master cylinder*, habitualmente conhecido como bomba de travão.

2.5.1.1 Master cylinder simples

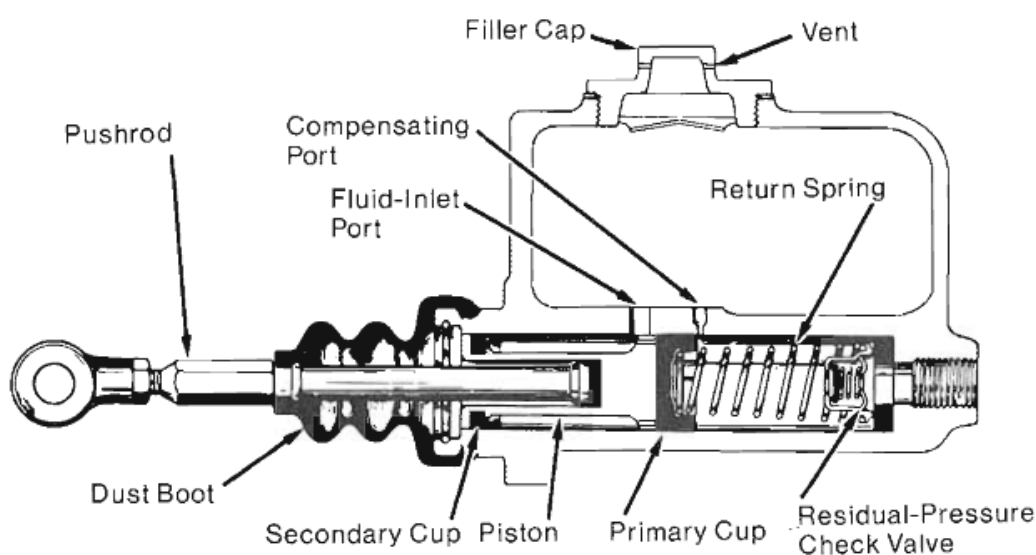


Figura 16 - Descrição dos componentes de um *master cylinder* simples. [2]

No *master cylinder*, o pistão (*input*) que pressuriza o fluido é atuado por intermédio de um tirante ou *pushrod*, que é ligado ao pedal de travão. O fluido está num reservatório acima e entra para o cilindro através de um orifício (*Fluid-Inlet Port*). Existe outro orifício, com o nome de *compensating port* (orifício de compensação figura 16), que tem como função não deixar que a mola de retorno desloque o pistão completamente para o fim do cilindro, ou seja, para a posição inicial. Quando o pedal de travão é acionado, dá-se o avanço do pistão que expulsa o fluido em excesso através do orifício de compensação. Durante o avanço do pistão, este tapa esse orifício não existindo mais fluido a ser expulso. A partir desse instante e com o contínuo avanço do pistão, o fluido é pressurizado. O retorno do pistão à posição inicial é efetuado através

da mola e o pedal de travão é aliviado. Ainda assim, para que o recuo do pistão seja mais célere, são abertos furos no pistão de modo a que exista uma passagem de fluido, que alivie um pouco o vedante. Este efeito reduz o atrito e permite a passagem de fluido para o cilindro.

A pressão exercida sobre o vedante em forma de “c” é importante, uma vez que

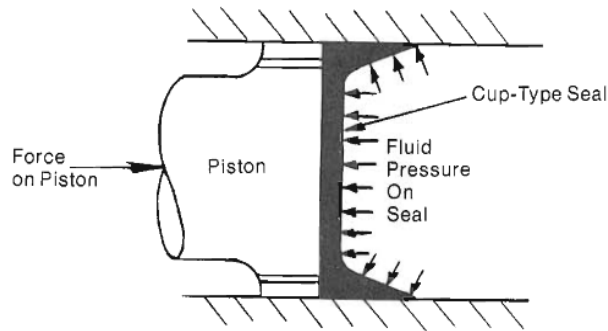


Figura 18 - Pressão do fluido sobre o vedante [2]

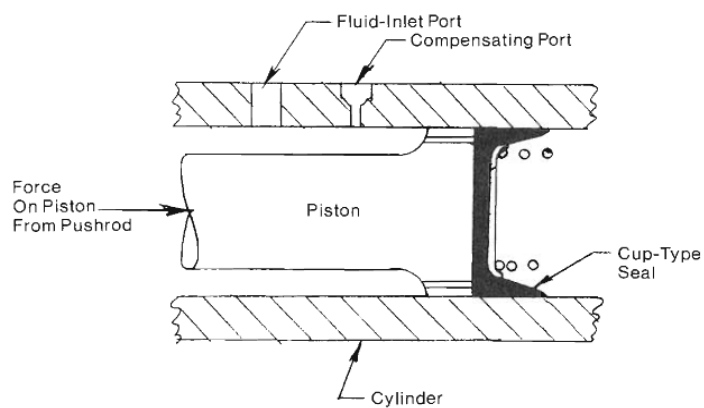


Figura 19 - Avanço do pistão com o vedante a estancar a passagem de fluido [2]

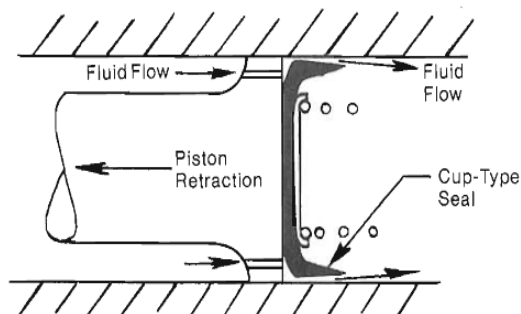


Figura 17 -Recuo do pistão com passagem de fluido através dos orifícios do pistão [2]

sendo ela constante em todos os pontos do vedante, obriga a que o vedante esteja pressionado contra a superfície do cilindro, não permitindo a passagem de fluido no movimento de avanço do pistão.

2.5.1.2 Tandem Master Cylinder

Este tipo de bomba possui dois pistões, ambos no mesmo cilindro.

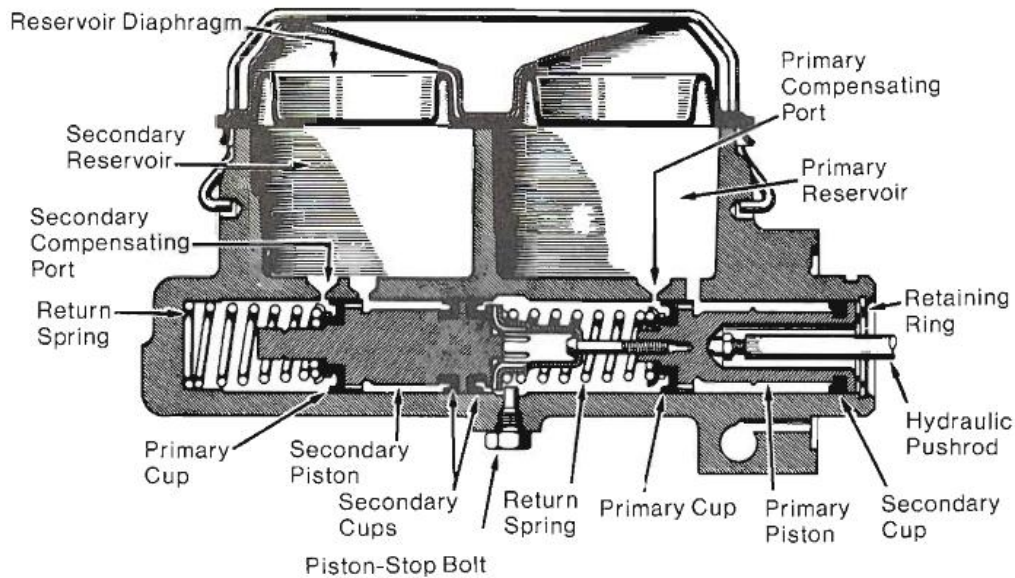


Figura 20 - Componentes de um Tandem Master Cylinder [2]

Cada secção trabalha como se fosse um cilindro simples, tendo cada uma um orifício de compensação e um orifício de entrada de fluido. O pistão que se encontra mais próximo da *pushrod* de acionamento é denominado de pistão principal, sendo o outro é o pistão secundário. Normalmente, o pistão principal é responsável pela atuação dos travões da frente enquanto que, o pistão secundário é responsável pela atuação dos travões traseiros.

No entanto a combinação de pares de travões a operar com o mesmo pistão pode ser uma escolha feita pelo utilizador por exemplo, usando um sistema de travagem em diagonal.

Os pistões que estão nas pinças de travão, denominados de pistões de *output*, são os responsáveis por aplicar, e dependendo da relação de áreas dos pistões de *output* e *input*, também desmultiplicar a força proveniente do acionamento do pedal de travão.

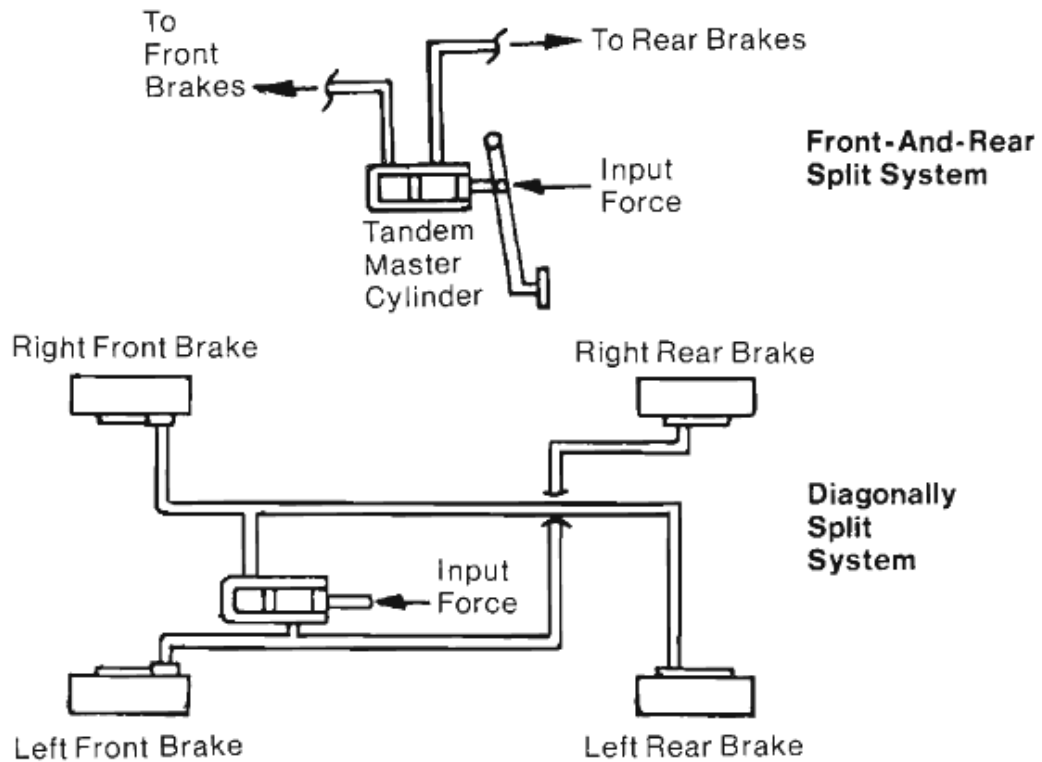


Figura 21 - Repartição de travagem frente/trás vs. Diagonal [2]

2.5.1.3 Dual Master Cylinder

Grande parte dos carros de competição utiliza duas bombas simples, montados lado a lado, sendo que a ligação entre eles é feita através de uma barra de balanço (*balance bar*). Este tipo de montagem permite a regulação da percentagem de pressão de travagem da frente e de trás. Ter a possibilidade de regular este parâmetro ao longo da corrida é muito importante uma vez que, as condições de pista podem sofrer grandes alterações, ou mesmo o *setup* do carro pode ser diferente ao longo de uma corrida.

2.5.1.4 Brake Balance Bar

Devido a transferência de massas provocada por uma travagem num carro, é necessário que a pressão de travagem esteja o mais equilibrada possível.

Nestas condições é adicionada massa as rodas da frente, na mesma proporção que é retirada das rodas traseiras. É nesta fase que se revela crucial ter uma força de travagem diferente na frente e na traseira. Desta forma, quanto mais massa for adicionada na frente, mais força de travagem será requerida.

A transferência de massa num veículo depende de vários fatores como a desaceleração/aceleração, altura do centro de massa, *grip* (coeficiente de atrito dos pneus) e a distância entre eixos. A desaceleração combinada com o *grip* é a aquela que se deve ter em conta para o sistema de travagem uma vez que, a desaceleração máxima depende essencialmente do *grip*. Se este for elevado, a desaceleração será elevada assim como a transferência de massa.

A figura 22 sugere uma relação de pressão de frente vs. trás de três carros diferentes, com massa, distância entre eixos e altura do centro de gravidade muito idênticos. A variação da distribuição de massas é que difere entre os carros.

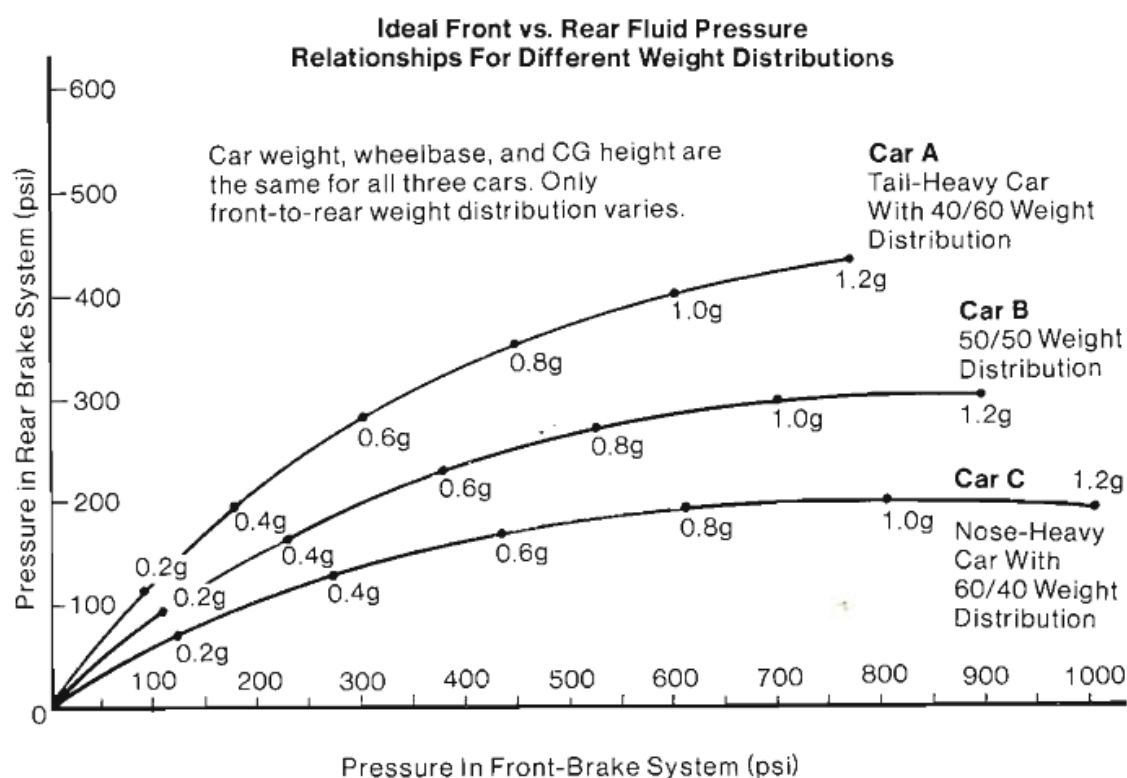


Figura 22 - Relação pressão de fluido frente vs. trás para diferentes distribuições de peso [2]

Para que exista um correto equilíbrio entre a travagem na frente e atrás, as rodas de trás não podem bloquear antes das rodas da frente e vice-versa. A condição ideal é de bloqueio simultâneo de ambos os pares de rodas. As maiores desacelerações ocorrem quando todos os pneus atingem o limite de tração ao mesmo tempo, isto é, desenvolvem o *grip* máximo antes de derraparem. Deste modo, pode-se afirmar que o correto balanceamento de travagem é diferente para baixas e para elevadas desacelerações, bem como para piso seco e piso molhado.

No caso de existir um aumento de transferência de massa da trás para a frente, é provocado um aumento da carga vertical nos pneus da frente, tornando-se maior que nos pneus de trás. Para colmatar este efeito, é necessário que a pressão de travagem seja ajustada por uma barra de balanço. Este tipo de barras é usado na maioria dos carros de corridas utilizando-se duas bombas simples. Tem como função ajustar a percentagem de travagem da frente e de trás para o valor de *grip* do pneu que é requerido. Este ajuste é efetuado através da divisão da força do pedal de travão que acuta nas bombas da frente e de trás em simultâneo. Ao se ajustar o pivô central mais perto da bomba da frente, está-se a aumentar a percentagem de força aplicada à frente, e por sua vez aumentar também a pressão de travagem.

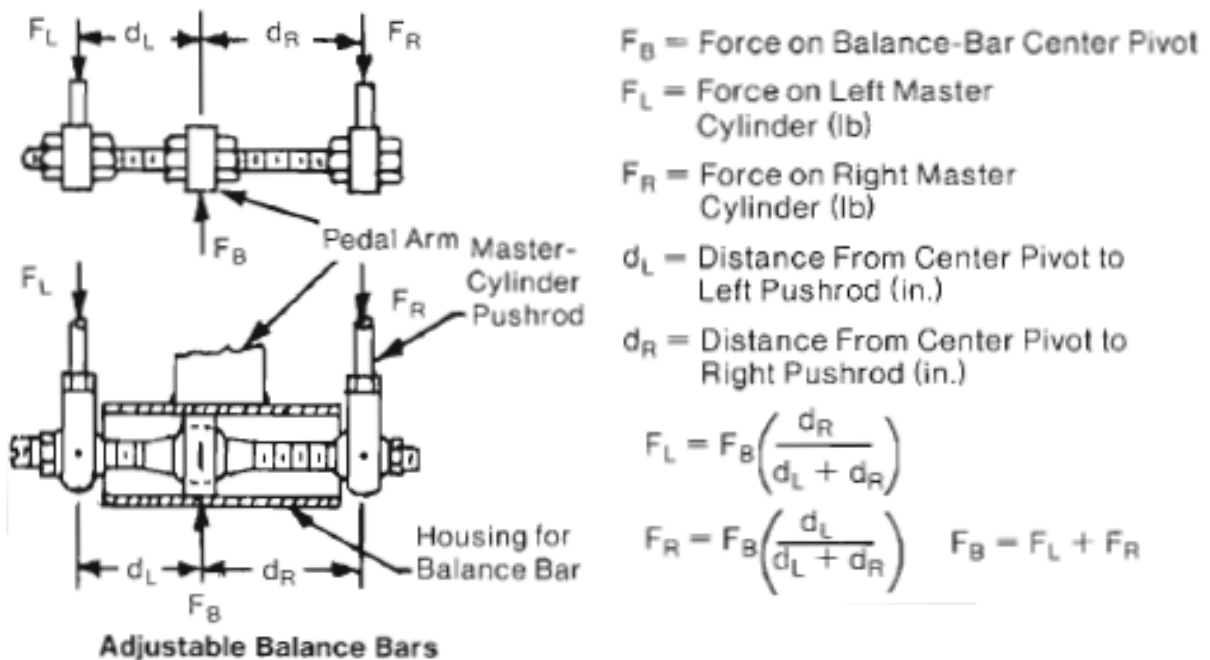


Figura 23 - Repartição de forças na barra de balanço [2]

O ajuste da barra de balanço pode ser feito a qualquer momento pelo piloto através de uma guia regulável (figura 24), que é soldado ou aparafusado à uma ponta da barra de balanço (figura 25). [13, 14]



Figura 25 - Guia de ajuste da barra de balanço [13]

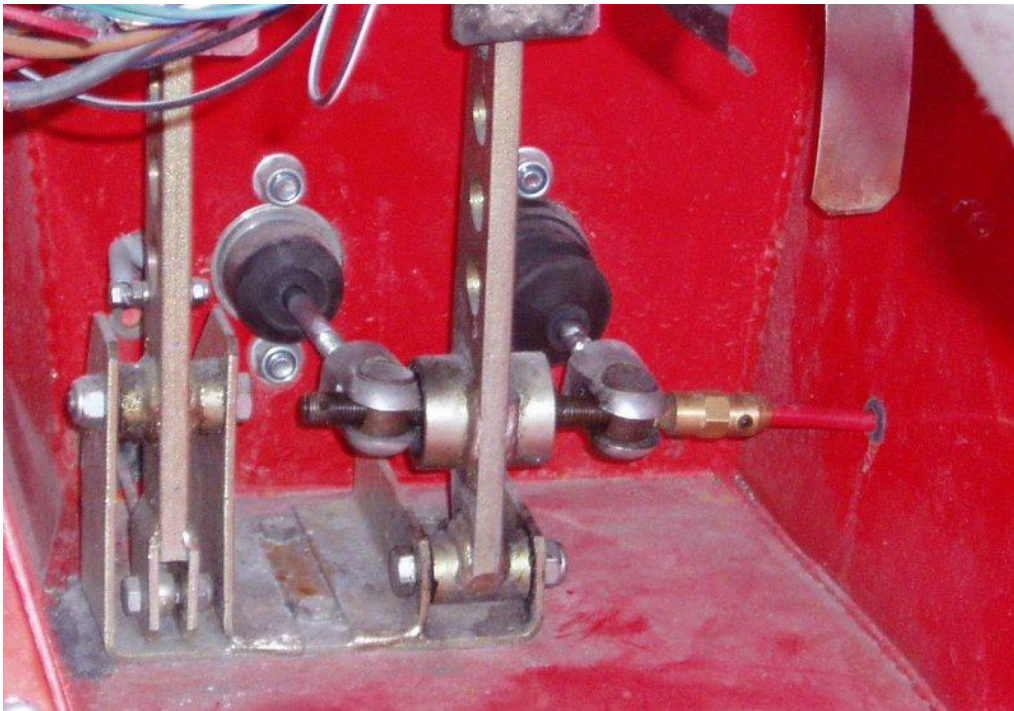


Figura 24 - Colocação da barra de balanço no pedal e nas bombas. Ligação do guia de ajuste da barra [14]

O uso deste tipo de equipamentos não deve ser adotado para compensar uma má escolha da bomba uma vez que, a sua função é de ajustar a travagem às condições da pista e não compensar baixas ou elevadas pressões provenientes da errada escolha da bomba.

2.6 Tubagens

Os tubos são responsáveis por transmitir a pressão vinda da bomba para cada pistão existentes nas pinças de cada roda. Estes canais são bastantes suscetíveis de sofrer deformações resultantes do aumento da pressão. O resultado podem ser perdas de pressão, perdas de fluido de travagem ou mesmo danos permanentes.

Inicialmente, era usado em carros tubos de cobre, que pelo seu aumento de preço foi substituído por tubos de aço soldado. Porém, este material é bastante afetado pela corrosão. Desta forma, este é revestido com zinco. No entanto este material só confere este tipo de características para ambientes neutros ou alcalinos. No caso de o pH ser inferior a 4 o zinco é fortemente degenerado.

Na atualidade, o tipo de tubo mais utilizado é fabricado em cobre-níquel, sendo largamente usado pela Volvo, Lotus, Aston Martin, Porsche e Audi.

Externamente, o tubo deve ser resistente às diversas condições atmosféricas mas, internamente este deve ser rígido o suficiente pois é o responsável pela transmissão de pressão. No entanto é necessário que tenha outros requisitos:

- Facilidade de conformabilidade;
- Ser perfeitamente liso para não restringir fluxo;
- Resistência à fadiga;
- Custo adequado;

O tubo de cobre-níquel possui as características de resistência à corrosão do cobre mas sendo mais resistente à fadiga e mais rígido. No entanto, o preço é ligeiramente mais elevado. É normalmente utilizado com uma percentagem de 90 de cobre para 10 de níquel.

As suas propriedades mecânicas são:

- Resistência à tração – 330 a 370 MPa
- Resistência à fadiga (10^7 ciclos) – 100 MPa
- Resistência a elevadas pressões – 1310 bar (19000 Psi)

As mangueiras são habitualmente utilizadas apenas para zonas do carro onde é requerida flexibilidade, ou seja, junto as pinças.

Normalmente utilizam-se mangueiras de Polytetrafluoroethylene (PTFE) revestidas de malha de aço inoxidável. Estas combinam a resistência à corrosão e a elevada resistência à dilatação da mangueira oferecida pelo aço inoxidável com, o baixíssimo coeficiente de atrito do PTFE (0.05 a 0.1). [15]

3 Objetivos do Caso de Estudo

O objetivo do caso de estudo proposto e exposto neste relatório consiste no projeto de um monolugar. O objetivo é dividido em dois grupos: Sistema de travagem e Engenharia Inversa.

Cada grupo tem objetivos e um determinado trabalho realizado que se resume da seguinte forma.

Engenharia Inversa:

- Levantamento das dimensões e geometria do chassis e das mangas de eixo de um Formula Novis para obtenção de um modelo do chassis simulado e *SolidWorks*;
- Execução dos moldes das mangas de eixo;

Sistema de Travagem:

- Dimensionamento dos componentes referentes ao sistema de travagem (Discos, pinças, pastilhas, bomba de travão, pedais);
- Escolha dos materiais a utilizar;

Este projeto está a ser desenvolvido como equipa com outro elemento finalista do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, Miguel Nunes Rodrigues Pereira. Este elemento é responsável pelo projeto do chassis e da suspensão do Formula.

3.1 Engenharia Inversa

A engenharia inversa é um processo em que a partir de um modelo existente, se recriam os conceitos lá aplicados. Desta forma, é obtido um modelo semelhante por um processo de digitalização e passagem para *software* CAD, ou por vezes por medição direta do modelo a recriar.

Este processo foi realizado em conjunto com o outro elemento do grupo de trabalho pela necessidade da medição e desenho dos elementos a recriar.

Como o objetivo deste trabalho é o projeto de um monolugar de competição, teve-se como base o Formula Novis produzido em 2000 pela empresa francesa *MyGale*. Obtivemos acesso ao modelo físico através da *P&B Racing*, e os componentes que foram recriados foram: o chassis e as mangas de eixo.

As figuras que se seguem são representativas do chassis e das mangas de eixo do modelo a recriar.



Figura 26 - Imagens do chassis a recriar

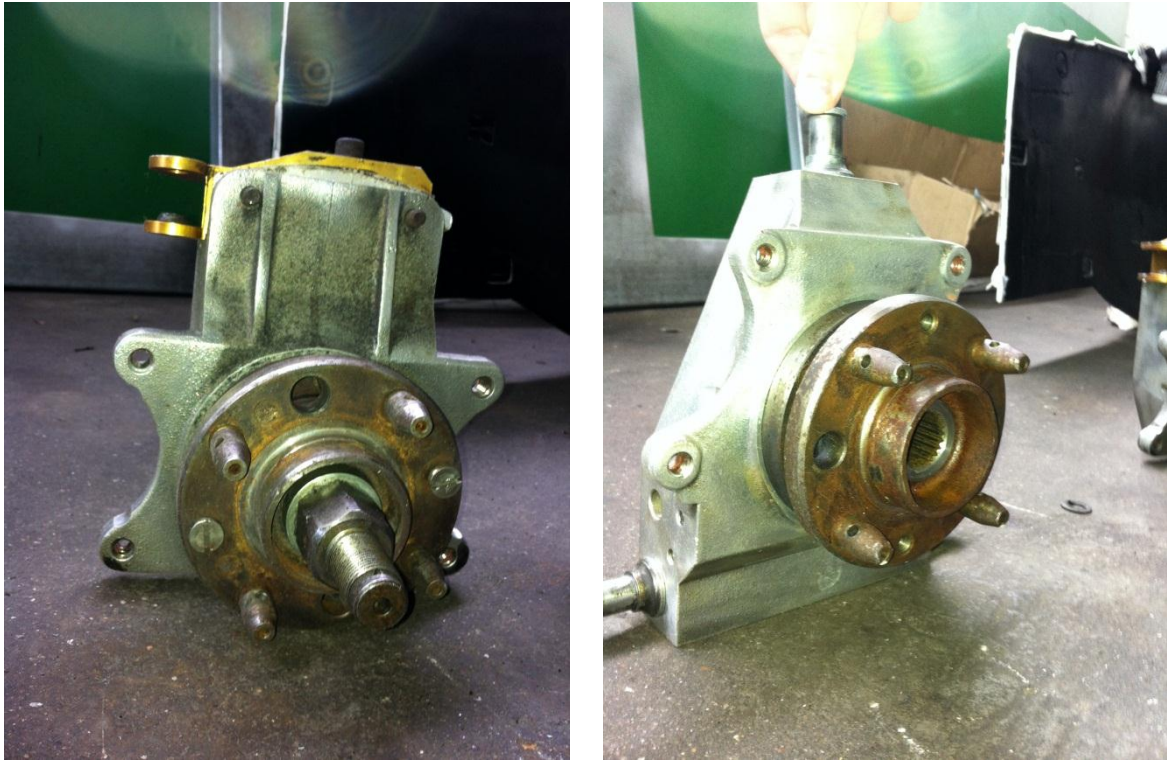


Figura 27 - Mangas de eixo frente (à esquerda) e trás (à direita) a recriar

Estes componentes foram recriados em *SolidWorks*, através de medição direta obtendo-se os seguintes resultados.

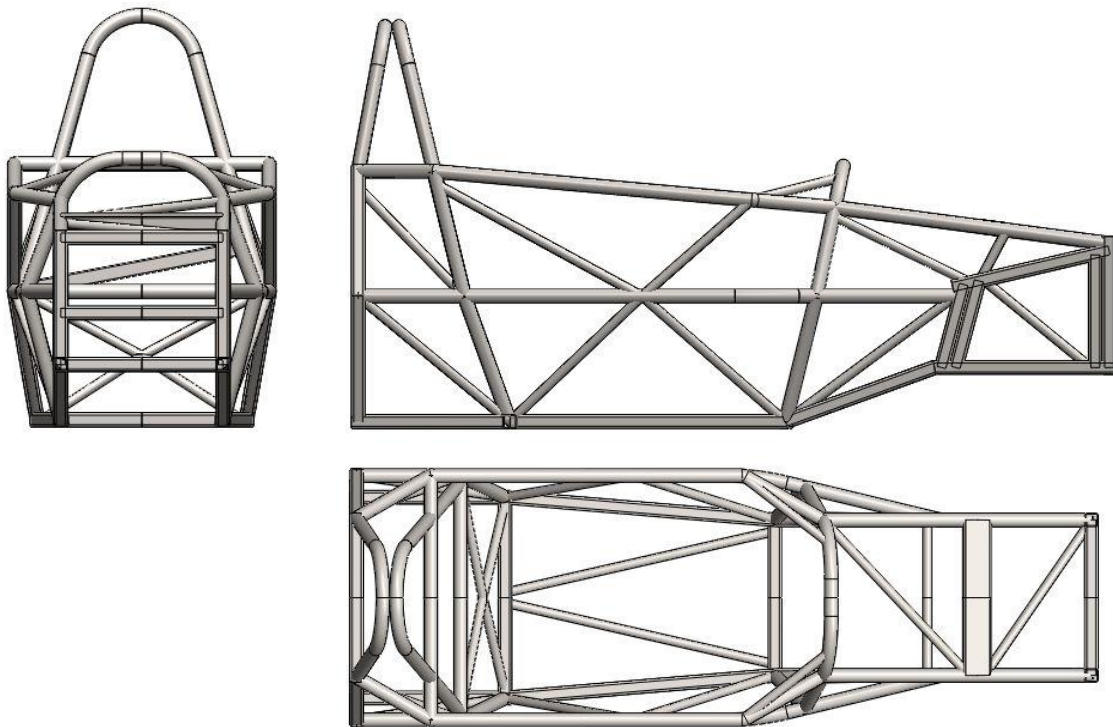


Figura 28 - Vistas do chassis desenhado em *SolidWorks*

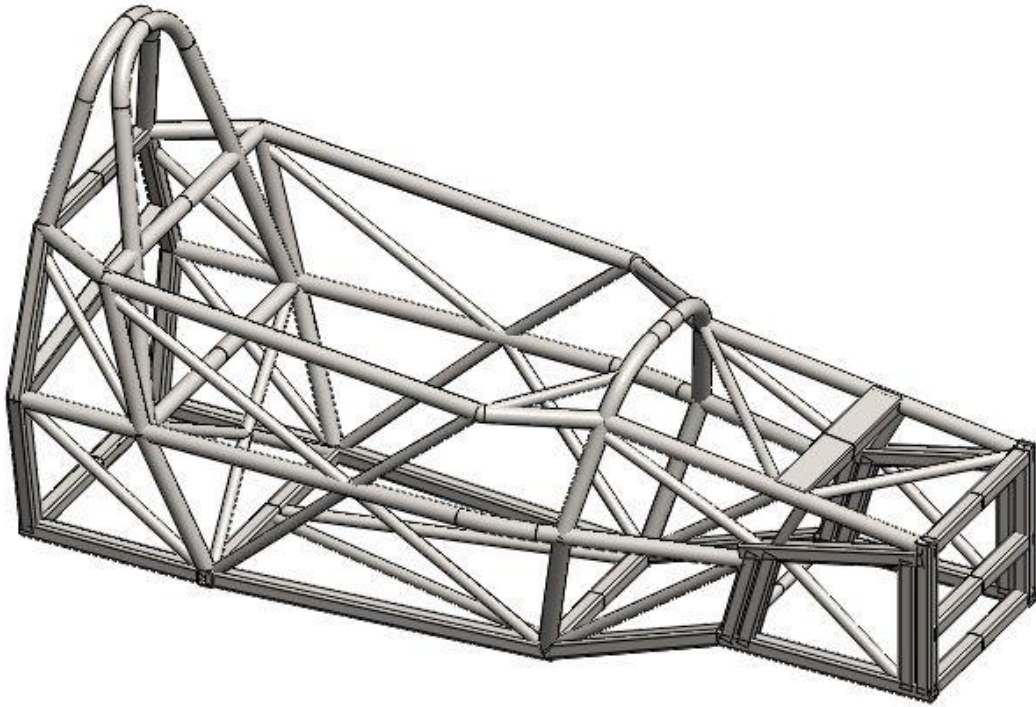
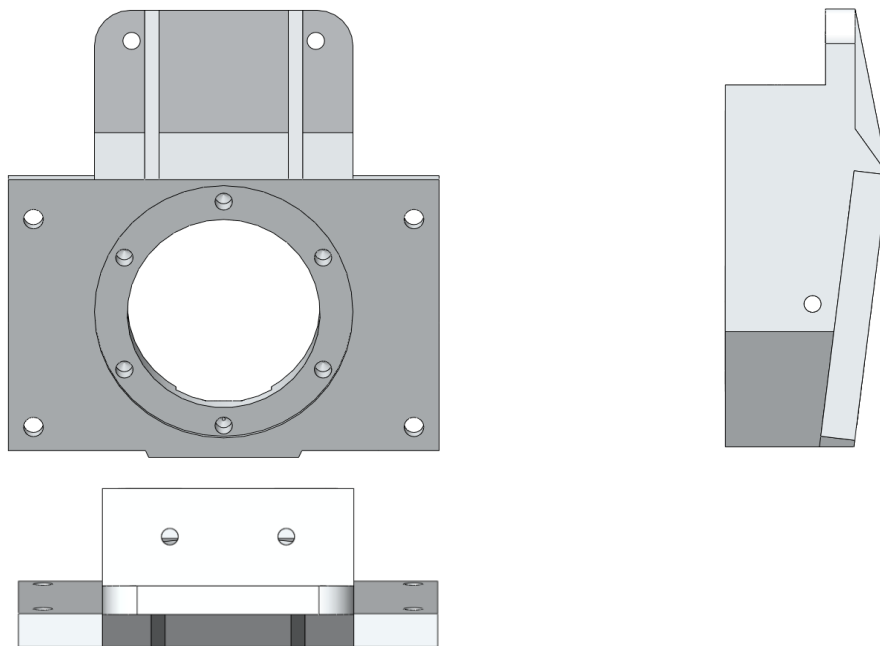


Figura 29 - Chassis desenhado em *SolidWorks* em vista isométrica

A esta solução falta a estrutura que serve de suporte ao motor. No entanto, esta célula de sobrevivência será sujeita a análise estrutural por elementos finitos realizados pelo Miguel Pereira.

As imagens seguintes são referentes às mangas de eixo da frente e de trás respetivamente. As dimensões gerais da peça e a sua configuração foram mantidas.



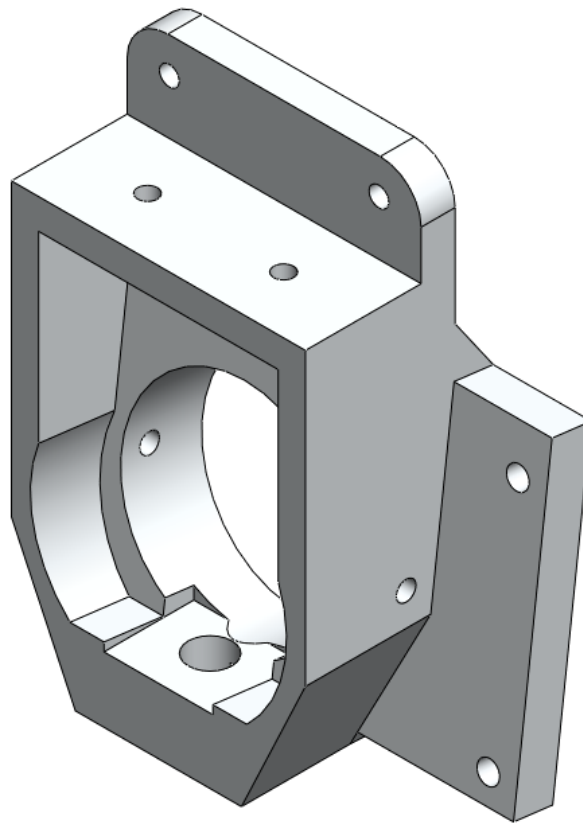
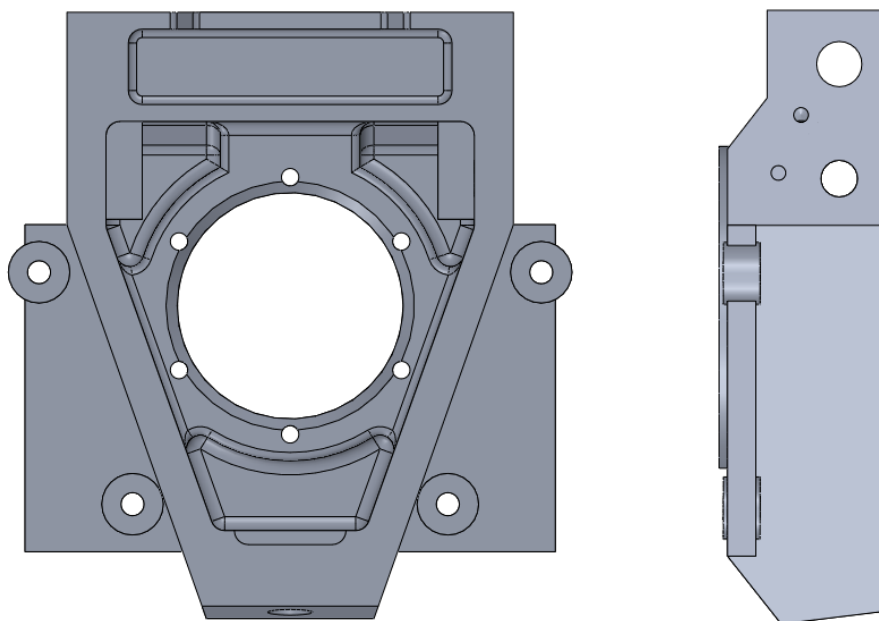


Figura 30 - Vistas gerais da manga de eixo da frente



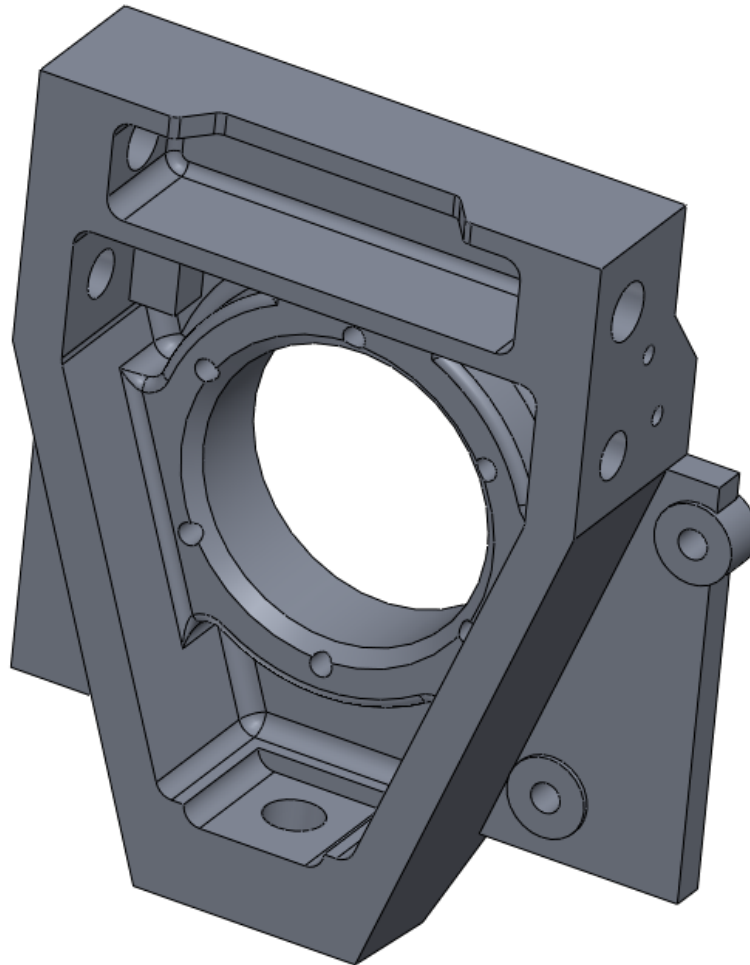


Figura 31 – Vistas gerais da manga de eixo de trás

Estas mangas de eixo foram projetadas para utilização de pinças de montagem horizontal. Pelo que a geometria das zonas de aperto das pinças não está completamente definida, uma vez que foram escolhidas pinças de aperto radial.

4 Dimensionamento do sistema de travagem

O dimensionamento do sistema de travagem de um veículo de competição é um processo complexo e pode ser necessário mais do que uma tentativa, tornando-se desta forma um processo iterativo. Como foi referido anteriormente, neste estudo é feito o dimensionamento de um veículo muito específico, que é um Formula, ou monolugar.

Como é característico deste tipo de veículos, as quatro rodas são externas ao chassis, estando elas completamente expostas ao ar, bem como às condições mais adversas como é o caso da água.

Para um correto dimensionamento de travões é essencial estabelecer um objetivo inicial para o tipo de condições a que o carro vai estar sujeito.

O objetivo principal é dimensionar um sistema de travagem de elevada performance, compatível com um monolugar. Este deve ser o mais leve possível, capaz de resistir a travagens com desacelerações de 1.5 a 2.5 G's. No entanto é necessário ter em conta a relação custo/benefício.

O monolugar será usado em circuitos de velocidade (em asfalto e com diversas condições atmosféricas). A duração de cada prova não deverá exceder duas horas.

Para facilitar os cálculos e tornar o processo de seleção de componentes mais simples foi desenvolvido um *software* com base no *Excel*. Este *software* permite a obtenção dos parâmetros de funcionamento dos componentes do sistema de travagem, sendo necessário como *input* valores de parâmetros e características do veículo em questão.

O processo de cálculo utilizado tem uma determinada organização:

1. Seleção das jantes e dos pneus a utilizar (raio das rodas e *grip* dos pneus);
2. Levantamento do valor dos parâmetros: utilizados para provocar uma desaceleração máxima, aerodinâmicos e da geometria do veículo (Centro de gravidade, distância entre eixos);
3. Cálculo das forças nos pneus e do binário de travagem requerido para uma travagem à desaceleração máxima;
4. Cálculo da desaceleração máxima permitida numa travagem;

5. Escolhas dos tipos de pinças e de pastilhas;
6. Determinação da bomba de travão necessária;
7. Escolha do tipo de tubos e mangueiras a utilizar para o sistema hidráulico;

4.1 Tempo de vida

Todos os sistemas projetados têm um determinado período de vida. O caso de um sistema de travões não é exceção à regra, sendo óbvio que quanto mais elevado for o tempo útil de vida requerido, maior será o custo implícito à execução do projeto. [2]

Uma solução sempre passível de ser utilizada é o aproveitamento de componentes do sistema de travagem de um carro de estrada num carro de competição, sendo necessário ter especial atenção a seguinte comparação. Para o mesmo tempo de utilização dos elementos num carro de competição, podemos esperar que a duração destes seja a mesma uma vez que, o monolugar é mais leve. No entanto esta condição só se verifica se o monolugar for conduzido da mesma forma que um carro de estrada. Pelo facto de num monolugar as travagens serem mais exigentes e mais abruptas o tempo de vida é bastante menor. Um sistema de travagem não pode ter um tempo de vida exatamente determinado à partida, pois é função de vários parâmetros.

4.2 Travões de Carros de estrada vs. Carros de competição

A decisão do tipo de utilização que será dado a um determinado carro que se quer projetar é tomada numa fase embrionária do projeto, ou seja, se será um veículo de estrada ou um veículo de competição. Desta forma, aquando do dimensionamento dos travões já estamos em circunstâncias de aplicar as condições para o fim requerido. Este passo é de extrema importância, pois os melhores travões para competição não são necessariamente os melhores travões para um carro de estrada e vice-versa. A principal diferença a ter em conta é que, em competição os travões são previamente aquecidos antes de uma travagem forte, não acontecendo necessariamente o mesmo para um carro de estrada. Em travões para um carro de estrada é requerida uma proteção contra a corrosão, enquanto que para competição essa proteção pode não ser necessária.

Dimensionar um sistema de travagem para um carro, que seja de competição e de estrada é algo difícil pois, é necessário assumir um compromisso que pode prejudicar uma das utilizações.

É necessário ter em conta que o monolugar ainda está a ser dimensionado, não existindo um protótipo construído para poder determinar com exatidão os componentes do sistema de travagem. Deste modo é uma boa aproximação usar-se um veículo idêntico àquele que está a ser dimensionado, sendo assim possível determinar-se o centro de gravidade (CG) e a distribuição de pesos.

É necessário salientar que após o protótipo estar materializado é importante que todos os cálculos sejam efetuados novamente para confirmação.

4.3 Escolha de componentes

Para iniciar o processo é necessário ter dados relativos ao tamanho e peso das jantes, bem como do tipo de pneus a utilizar.

4.3.1 Jantes a utilizar

De forma a se poder escolher o disco a utilizar é necessário definir uma jante para utilizar no monolugar. As jantes escolhidas são fornecidas pela *COMPOMOTIVE motorsport wheels*, e são o modelo CXR – 1380 para as rodas da frente, e o modelo CXR – 1310 para as rodas de trás. Ambas as jantes são fabricadas em alumínio, pesam 5,1 kg e 5,8 kg respetivamente. [16]



Figura 32- Jantes CXR 1380 (à direita) e 1310 (à esquerda) da COMPOMOTIVE [16]

4.3.2 Pneus a utilizar

Para se poder tirar o máximo partido dos travões, é necessário que os pneus a utilizar sejam “slicks” radiais. Para este tipo de pneus o valor de *grip* máximo situa-se geralmente numa gama de 1.1 a 1.7. Para um pneu de estrada este valor máximo situa-se entre 0.6 a 0.8. As dimensões dos pneus a utilizar serão similares às dimensões dos pneus do Formula Novis, ou seja, para os “slicks” da frente 180/510-13 e para os de trás 210/570-13, sendo estas medidas referentes a pneus da marca *Bridgestone*. [17]

4.3.3 Condições de funcionamento

Para se iniciar o cálculo são necessários dados relativos às características e parâmetros do monolugar. A velocidade antes e depois da travagem é análoga a uma situação real. Os dados aerodinâmicos são obtidos através da bibliografia utilizada e para um monolugar idêntico ao que está a ser projetado. Estes dados e todo o processo de cálculo é feito para se obter uma travagem à desaceleração máxima. Deste modo o dimensionamento é válido para qualquer outra travagem. Os dados apresentados na tabela seguinte foram inseridos no programa em *Excel* para que daí resulte todo o processo de cálculo. Os valores apresentados foram obtidos por métodos explicados na secção 4.5. [18]

Tabela 7- Dados e considerações de funcionamento [18]

Dados	Valor	Unidades	Referência
Massa total do carro	506	kg	
Potência	131	kW	
Eficiência mecânica	0,875	Sem unidade	[19]
Velocidade antes da travagem	200	km/h	
Velocidade após a travagem	60	km/h	

<i>Grip</i> máximo dos pneus	1,3	Sem unidade	
Desaceleração máxima	1,75	G's	
Distância entre eixos	2570	mm	
Raio da roda frente	255	mm	
Raio roda trás	285	mm	
Massa de um disco	2	kg	
Calor específico do material do disco	0,13 (Ferro Fundido)		[20]
Densidade do ar	1,225	kg/m ³	
C _D do carro	0,4	Sem unidade	[19]
Área frontal do carro	1,8	m ²	[19]
C _L da asa trás	1,4	Sem unidade	[19]
Área frontal da asa trás	0,4	m ²	[19]
C _L da asa frente	0,8	Sem unidade	[19]
Área frontal da asa frente	0,2	m ²	[19]
Distância do centro de pressão	2700	mm	[19]
Potência média de travagem	164927	W	[21]
Energia dissipada na travagem	702160	J	[21]

4.4 Cargas impostas ao sistema de travagem

Existem basicamente dois tipos de cargas impostas a um sistema de travagem: carga máxima e carga para condições normais de uso.

A condição de carga máxima é um caso muito particular. Normalmente só ocorrem em situações de emergência, como por exemplo na eminência de um acidente. Neste caso, é natural os condutores pressionarem o pedal de travão com a maior força que podem, o que faz com que em carros sem ABS (*Anti-lock Braking System*) as rodas bloqueiem. As consequências são diversas, e desde logo põem em causa a segurança do condutor pois este pode perder o controlo do carro. Além disso também podem existir danos ao nível do sistema de travagem. Esta é uma situação crítica para o pedal de travão, bem como para as tubagens e mangueiras do sistema hidráulico. Para o disco e para as pinças a condição de carga máxima não é aquela em que as rodas bloqueiam, mas sim aquela em que se dá a máxima desaceleração. Nestas condições o binário de travagem é mais elevado, no entanto o pedal de travão não é necessariamente pressionado com a máxima força.

De seguida apresenta-se uma tabela com valores de referência para as cargas máximas em cada componente do sistema de travagem:

Tabela 8 - Valores de carga máxima de referência para determinadas situações [2]

Componente	Condição de carga máxima	Valor da carga
Pedal de travão e ligações	Situação de emergência – Rodas bloqueadas	2670 N frente e 890 N lateral no pedal
Sistema hidráulico	Situação de emergência – Rodas Bloqueadas	Pressão hidráulica calculada com 1335 N de pressão no pedal
Pinça de travão	Situação de emergência – Rodas Bloqueadas	Pressão hidráulica calculada com 1335 N de pressão no pedal

Adaptador das pinças	Desaceleração máxima	Para o binário máximo calculado
Disco	Desaceleração máxima	Para o binário máximo calculado
Reservatório de fluido	Para colisão ou curva	5 G's para força descendente e 2,5 G's para força lateral no reservatório

4.5 Cálculo das forças nos pneus

Nesta fase, para o dimensionamento do sistema de travagem é essencial calcular algumas forças que acumam sobre os pneus, durante uma travagem à desaceleração máxima. Estas forças são resultantes da transferência de massa, da traseira para a frente, durante uma travagem, bem como da força aerodinâmica (*downforce*). Para tal, é necessário saber alguns parâmetros a serem calculados:

- A massa total do carro (incluindo piloto)
- A distância entre eixos
- Localização do centro de gravidade (CG)
- Forças aerodinâmicas aplicadas ao carro
- *Grip* máximo do pneu

No entanto, tendo em conta que não existe um protótipo físico é necessário assumir algumas aproximações. É também importante que exista uma certa liberdade de ajuste no sistema de travagem dimensionado uma vez que, pode ser necessário proceder-se a ligeiras alterações após a obtenção do protótipo final.

Uma forma de obter algumas dimensões e a localização de determinados componentes foi utilizar dois modelos de monolugares existentes. Os modelos utilizados servem de boa aproximação ao veículo a projetar. Serviram de referência o Formula *Novis* (figura 33) e o Formula *Vauxhall* (figura 34), ambos concedidos pela *P&B Racing*. [22, 23]



Figura 34 - Formula Novis [22]



Figura 33 - Formula Vauxhall [23]

4.5.1 *Massa total, distância entre eixos e Centro de gravidade do Monolugar*

Relativamente à determinação da massa do monolugar foram utilizados dois métodos. Um deles foi obtido através de medição direta de um Formula *Vauxhall*, que se encontrava em fase de montagem. Foi pesado sem o motor original deste tipo de Formulas. Para efeitos de determinação das percentagens de massa em cada roda foi útil não ter o motor original montado. O motor que se pretende montar no monolugar é mais leve do que o motor do Formula *Vauxhall*. Para esta medição foram utilizadas balanças da *longacre*.



Figura 35 - Balança de medição de peso distribuído da *Longacre* (FEUP)



Figura 36 - Pesagem do Formula Vauxhall

Os resultados obtidos foram os seguintes:

Tabela 9 - Massa distribuída pelas quatro rodas e massa total

Local de medição	Massa (kg)	Percentagem (%)
Frente Esquerda	64	22
Frente Direita	70	24
Traseira Esquerda	81	28
Traseira Direita	76	26
Total	291	100
Cross	151	52

Tabela 10 - Massa distribuída pelos lados esquerdo e direito.

Local de medição	Massa (kg)	Percentagem de massa em relação ao total
Lado Esquerda	145	49,9
Lado Direita	146	50,1

Tabela 11 – Distribuição de massa pela frente e pela traseira

Local de medição	Massa (kg)	Percentagem de massa em relação ao total
Frente	134	46
Traseira	157	54

Pela análise dos dados pode-se observar que a distribuição de massa na frente e na traseira é de 46/54. Estima-se que pela colocação das massas (70 kg para o motor e 75 kg para o piloto), e pela relação da distância das mesmas a um referencial escolhido a massa do carro passe de 291 kg para 436 kg e o valor de distribuição de massa frente/trás poderia situar-se mais próximo dos 40/60. No que diz respeito à distribuição de massa do lado esquerdo e direito é muito mais equilibrada. Esta situação era espectável tendo em consideração um carro de competição com estas características. No entanto, este método pode tornar-se pouco objetivo, uma vez que faltaram massas consideráveis a colocar no veículo e poderiam não se traduzir nos resultados obtidos acima.

Para resolver esta situação, utilizou-se o seguinte método:

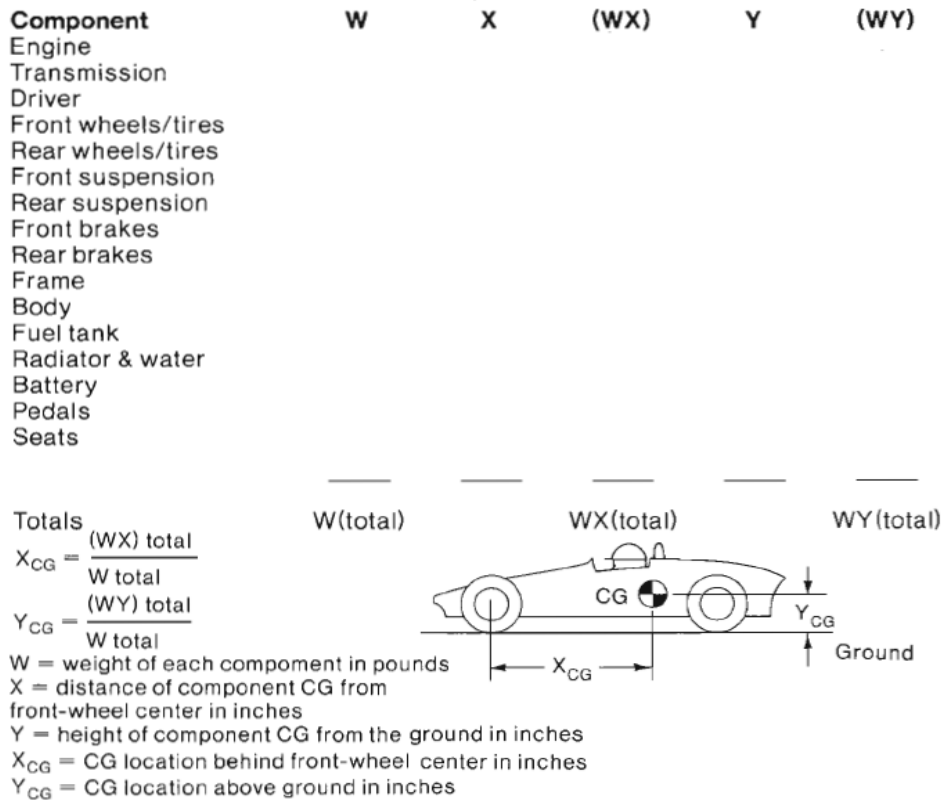


Figura 37 - Método de determinação do CG utilizando as massas de cada componente e respetivas distâncias [2]

Este método usa como referencial o centro da roda da frente e consiste na determinação da massa de todos os componentes acima descritos, bem como da distância do seu centro de massa ao referencial utilizado.

As dimensões gerais do Formula como a distância entre eixo, largura de vias da frente e a da traseira serão as do Formula *Vauxhall*, como se pode observar na figura 38.



Figura 38 - Largura de vias da frente, traseira e distância entre eixos do Formula Vauxhall

A determinação da coordenada X_{CG} é feita através da seguinte equação:

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

A determinação da coordenada Y_{CG} é feita através da seguinte equação:

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

Em que:

- 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

Seguidamente são apresentados valores para a massa dos componentes, bem como a posição do centro de massa de cada um. [18]

Tabela 12 - Peso dos componentes e respectiva localização dos seus centros de gravidade [18]

Componente	Peso em kg	Distância X em mm	Distância Y em 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		

Como resultado obtêm-se os seguintes valores para a posição do centro de massa:

Tabela 13- Localização do centro de massa [18]

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 componentes (mangas de eixo, braços de suspensão, fibras e suportes da carroçaria, radiador, extintor, pinças e pastilhas). A massa do chassis bem como a localização do seu centro de massa foi obtida através da simulação do chassis em *SolidWorks*.

4.5.2 *Grip do pneu*

Como foi referido na secção 4.3.2, os pneus a utilizar serão *slicks*. O valor de *grip* máximo utilizado para os cálculos é de 1.3. Este é um valor considerado para um *slick* médio, sendo utilizado um valor conservador.

4.5.3 *Forças aerodinâmicas*

A aerodinâmica é preponderante para a travagem uma vez que, tendo em conta o perfil da asa traseira e dianteira impõe força vertical e força de arrasto no monolugar. A força aerodinâmica vertical, mais conhecida como *Downforce*, contribui para a força vertical nos pneus aumentando a força de fricção. Por sua vez, a força de arrasto contribui para ajudar na travagem oferecendo resistência ao ar, abrandando o monolugar. [2, 19]

A equação da força de arrasto é [19]:

$$F_A = \frac{1}{2} \rho C_D A_F V^2$$

Em que:

- ρ é a densidade do ar
- C_D é o coeficiente de arrasto
- A_F é a área frontal do monolugar em m^2
- V é a velocidade a qual o monolugar se desloca em m/s

A equação da força vertical é [19]:

$$F_D = \frac{1}{2} \rho C_L A_W V^2$$

Em que:

- ρ é a densidade do ar
- C_L é o coeficiente de sustentação
- A_W é a área frontal da asa em m^2
- V é a velocidade a qual o monolugar se desloca em m/s

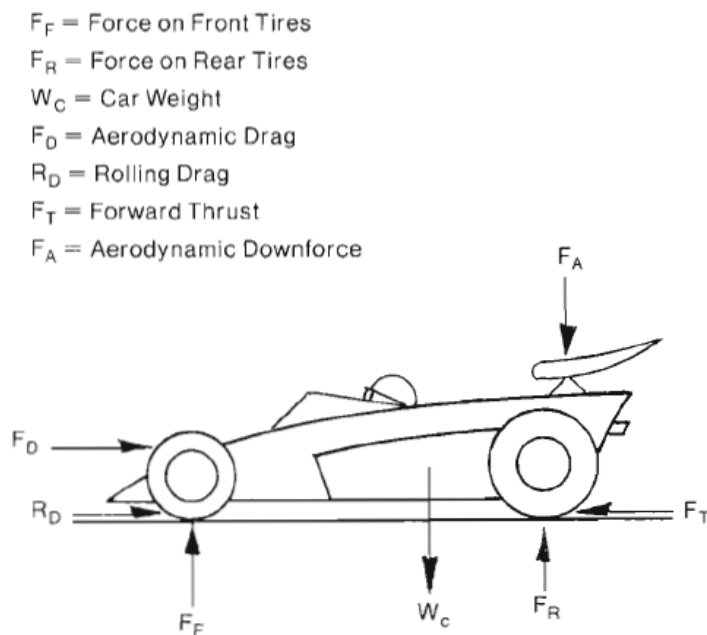


Figura 39 - Forças que atuam sobre o monolugar [2]

4.5.4 Escolha dos parâmetros aerodinâmicos

Para o cálculo da força *Downforce*, são necessários alguns parâmetros inerentes ao perfil da asa. Estes parâmetros são conhecidos como coeficiente de sustentação C_L e a área frontal da asa. Estes parâmetros foram obtidos recorrendo-se a valores que servem de referência para veículos idênticos ao monolugar que está a ser projetado. [19]

4.6 Cálculo das forças verticais nos pneus

Com os dados calculados até então, e recorrendo as fórmulas seguintes, podemos determinar a transferência de massa, a força vertical nos pneus da frente e a força vertical nos pneus de trás.

A transferência de massa é calculada pela seguinte equação [20]:

$$\Delta Massa = \frac{Y_{CG} \cdot g}{I} W_C$$

Em que:

- $\Delta Massa$ é a transferência de massa em Newtons;
- Y_{CG} é a altura do centro de massa em metros;
- g é a desaceleração em m/s^2 ;
- W_C é a massa do carro em kg;
- I é a distância entre eixos em metros;

A força vertical nos pneus da frente é calculada a partir da seguinte fórmula [2]:

$$F_f = W_c \left[1 - \frac{X_{CG}}{I} + \frac{\mu \cdot Y_{CG}}{I} \right] + F_A \left[1 - \frac{b}{I} + \frac{\mu \cdot Y_{CG}}{I} \right]$$

Em que:

- F_f é a força vertical nos pneus da frente em Newtons;
- X_{CG} é a distância do centro de massa às rodas da frente em metros;
- F_A é a força aerodinâmica vertical;

A força vertical nos pneus de trás é calculada a partir da seguinte fórmula [2]:

$$F_r = W_c + F_A - F_f$$

Em que:

- F_r é a força vertical nos pneus de trás em Newtons;

Podemos agora calcular a desaceleração máxima provocada por uma travagem, e que os pneus são capazes de suportar sem entrarem em derrapagem. [2]

$$d_M = \mu + \frac{F_A \cdot \mu}{W_c}$$

A partir deste parâmetro consegue-se obter o valor de desaceleração para o qual as características do veículo conseguem suportar. O comportamento dos pneus é deveras importante para estas condições uma vez que, quando a *Downforce* é próxima de zero, o *grip* dos pneus determinam a desaceleração máxima.

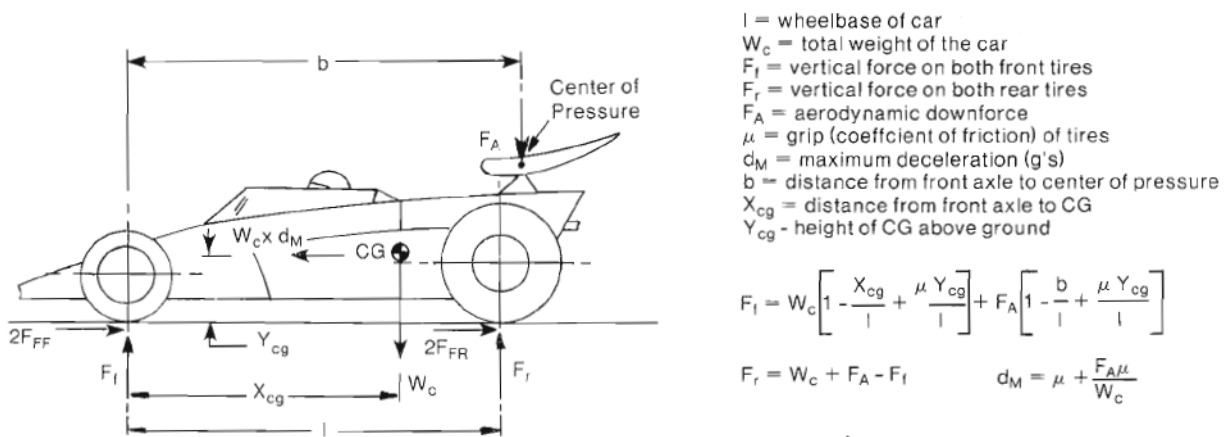


Figura 40 - Forças que atuam num monolugar [2]

Tabela 14 - Cálculo das forças que atuam no monolugar [18]

Δ Massa – Transferência de massa	908	N
F_A – Downforce	1626	N
F_D – Força de arrasto	1512	N
F_f – Força vertical pneus frente	3304	N
F_r – Força vertical pneus trás	3225	N
d_M – desaceleração máxima	1,8	G's

A partir das forças verticais nos pneus dianteiros e traseiros, obtemos a força de atrito em cada pneu utilizando as seguintes fórmulas prospectivamente:

$$F_{FF} = \frac{\mu F_f}{2}$$

$$F_{FR} = \frac{\mu F_r}{2}$$

Tabela 15 - Cálculo das forças de atrito nos pneus [18]

F_{FF} – Força atrito de um pneu frente	2147	N
F_{FR} – Força atrito de um pneu trás	2096	N

4.7 Determinação do binário de travagem

O binário de travagem à desaceleração máxima é um parâmetro que indica qual a força de atrito que é aplicada, para um determinado raio de rolamento da roda, para provocar uma travagem à desaceleração máxima. Como se pode observar pelos cálculos anteriores, o valor da força de atrito pode ser alterado dependendo dos parâmetros considerados.

Para a determinação deste binário é necessário ter em conta o raio de rolamento da roda. Este parâmetro não é mais do que a altura do centro da roda ao chão, quando o pneu é carregado com o peso do carro.

Devido a não existir um protótipo físico, será utilizado o raio do pneu.

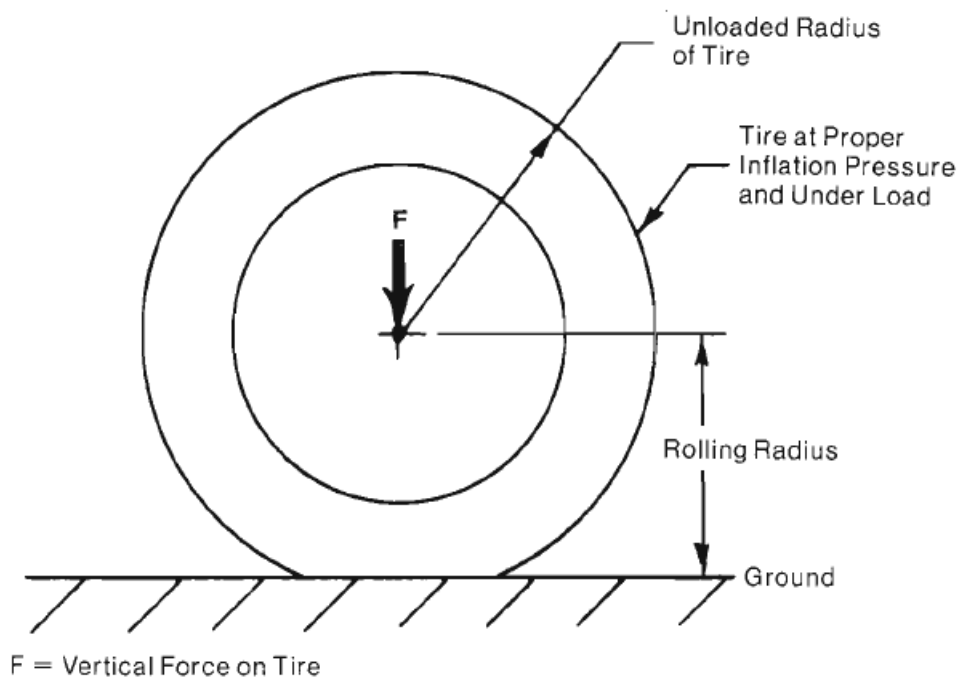


Figura 41 - Identificação do raio de rolamento [2]

O binário de travagem à desaceleração máxima não é assim mais do que a força de atrito no pneu multiplicada pelo raio de rolamento.

$$T_F(\text{Binário travão frente}) = F_{FF} \cdot r_F$$

$$T_R(\text{Binário travão trás}) = F_{FR} \cdot r_R$$

Tabela 16 - Raio dos pneus e cálculo do binário de travagem à desaceleração máxima [18]

r_F – Raio roda frente	255	mm
r_R – Raio roda trás	285	mm
T_F - Binário travão frente	659	N.m
T_R - Binário travão trás	559	N.m

4.8 Seleção dos travões

O tipo de travão escolhido é o travão de disco pelas propriedades apresentadas na secção 2.2. A opção conta com a colocação de um travão de disco por cada roda, sendo eles colocados junto a despectiva manga de eixo.

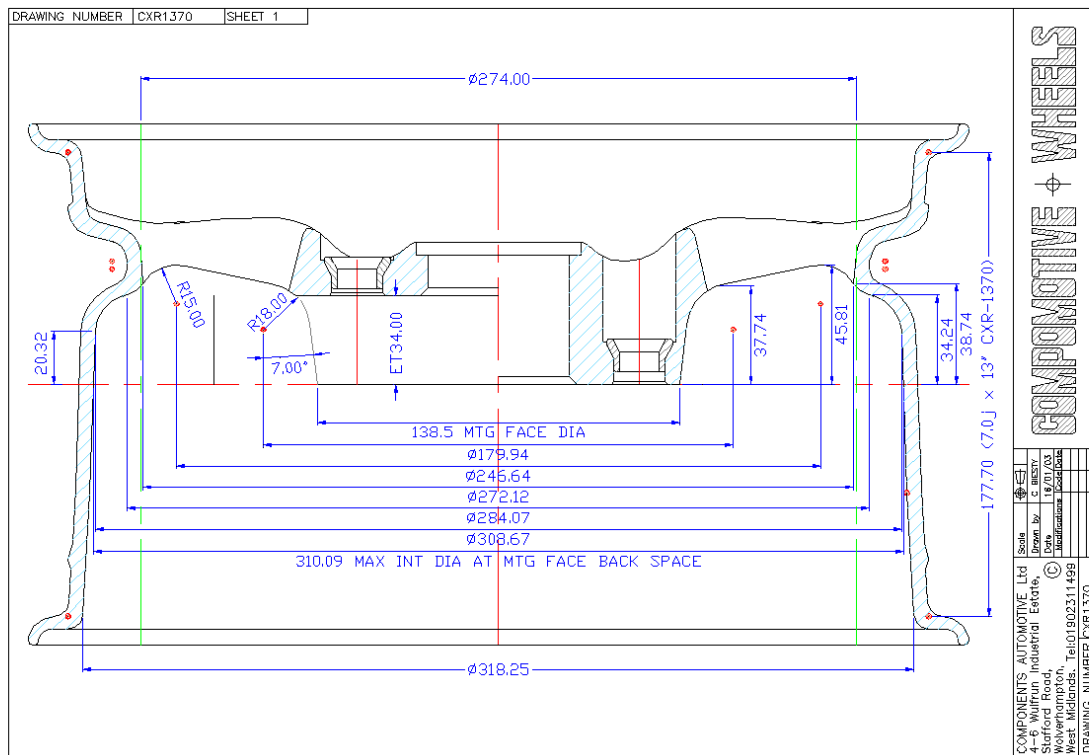


Figura 42 - Dimensões da jante escolhida. Desenho técnico cortesia da Compomotive [16]

Neste caso, a dimensão do disco é limitada pelo tamanho da jante. Tendo em consideração que para o monolugar foram escolhidas jantes de 13 polegadas, a dimensão do disco é limitada pelo diâmetro interno da jante.

Como se pode verificar pela figura 42, a dimensão máxima da jante para a zona de interferência do disco e da pinça é de 310 milímetros. Pode-se a partir daqui considerar que o disco não poderá ter mais do que 300 milímetros de diâmetro. Ainda assim é necessário determinar primeiro que tipo de pinça se irá utilizar uma vez que, ela ocupa um determinado espaço. Deste modo o disco poderá ter de ter um diâmetro ainda menor.

O disco escolhido inicialmente é um disco bipartido ventilado. A massa média deste tipo de discos para a gama de 240 a 300 milímetros é de cerca de 2,5 quilogramas.

O aumento de temperatura do disco é consequência da transformação da energia cinética em calor numa travagem. Desta forma, a questão da massa do disco é importante uma vez que, quanto maior for a massa do disco, menor será o aumento de temperatura do mesmo. É necessário assumir um compromisso para não prejudicar o aumento de massa do monolugar, a alteração do centro de massa e por fim o aumento indesejado do peso não suspenso.

Para isso, é necessário calcular a energia cinética antes da travagem e a energia cinética depois da travagem, que é dada pela fórmula seguinte respetivamente:

$$K_A = \frac{1}{2} W_c V_f^2$$

$$K_B = \frac{1}{2} W_c V_i^2$$

Após obter estes dois valores, e fazendo a diferença entre K_A e K_B , obtemos a variação da energia cinética a que foi dado o nome de K_C .

Foram usadas duas fórmulas para entender o fenómeno de aumento de temperatura numa travagem. A primeira utiliza só a variação da energia cinética e a massa dos discos para esse efeito [2], e a segunda utiliza o calor específico do material, a massa dos discos e a variação da energia cinética [20].

$$\text{Aumento de temperatura} = \frac{K_C}{77,8 * W_B} [2]$$

Em que:

- K_C é a variação de energia cinética em ft-lb
- W_B é a massa dos quatro discos em lb

$$\text{Aumento de temperatura} = \frac{K_C}{\text{Calor específico} \cdot W_B} [20]$$

Neste caso o valor da variação de energia cinética entra na fórmula como unidade BTU (British Thermal Unit). A conversão de ft-lb para BTU é: 1 ft-lb ~ 0.0013 BTU. Em ambas as fórmulas a temperatura obtida é na unidade grau Fahrenheit. No entanto, os valores foram posteriormente convertidos para unidade SI.

Para o cálculo dos valores seguintes são considerados as condições da tabela 12.

Tabela 17 - Cálculo do aumento de temperatura provocado por uma travagem [18]

K_A – Energia cinética antes da travagem	781281	J
K_B – Energia cinética após a travagem	70315	J
$K_C - (K_B - K_A)$	710966	J
Aumento temperatura [2]	124	°C
Aumento temperatura [20]	93	°C

Pelo facto dos discos se encontram fora do corpo central do carro, estão muito mais expostos ao ar sendo o arrefecimento facilitado. Desta forma, e pelo aquecimento provocado por uma travagem forte.

O binário de travagem é independente da posição da pinça, ou seja, a pinça pode ser montada à volta do disco em qualquer posição.

4.9 Escolha do Disco, da Pinça e das Pastilhas

Para o dimensionamento da pinça a escolher é necessário ter em conta algumas variáveis que são: o coeficiente de atrito das pastilhas, a área total dos pistões de cada pinça, o raio efetivo de travagem e o binário à desaceleração máxima.

As pinças à frente a utilizar são pinças com dois pistões de cada lado (*fixed caliper*) portanto, a área total (A_T) dos pistões para este tipo de pinças é o número de pistões da pinça multiplicado pela área de um pistão. Para trás as pinças serão igualmente do tipo *fixed caliper* mas somente de um pistão de cada lado.

O raio efetivo de travagem (r_E) não é mais do que a distância do centro da roda ao centro da pastilha, como mostra a figura.

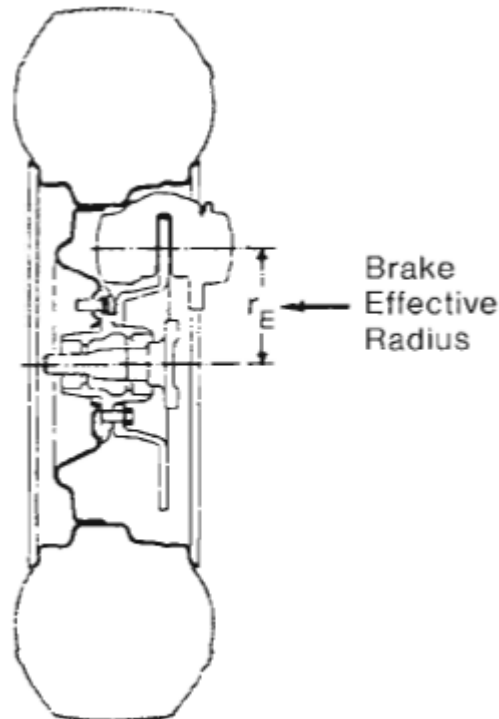


Figura 43- Raio efetivo de travagem [2]

Os binários de travagem à desaceleração máxima à frente e atrás foram obtidos na tabela 16.

Com estes dados, e recorrendo a fórmula apresentada a seguir, obtemos a pressão hidráulica máxima [2]:

$$\text{Pressão hidráulica máxima} = \frac{T}{\mu_F A_T r_E}$$

A pressão hidráulica máxima de funcionamento do sistema é limitada pelas características mecânicas da pinça, sendo que este valor se situa nos 83 bar (1200 Psi). Este valor pode ser alterado dependendo do fabricante e do material.

O processo de cálculo seguinte é um método iterativo, uma vez que requer a tentativa de várias pinças de diferentes números de pistões, área de pistão, diâmetros de disco e coeficiente de atrito das pastilhas. Estas iterações foram feitas recorrendo ao

programa em *Excel* criada, em que inserindo diferentes valores para os parâmetros descritos anteriormente, é calculado um valor de pressão hidráulica máxima atingido pelo sistema para essas condições (desaceleração máxima).

Para iniciar o processo foram consideradas umas pastilhas da marca GALFER [24], com o tipo de composição *FDR1065 Racing*. Estas pastilhas apresentam as seguintes características:

- É um composto semimetálico orgânico com elevada quantidade de carbono;
- Utilizada em Formula 3
- Pastilha pouco agressiva para o disco
- Coeficiente de atrito médio de 0,56 para uma gama de temperaturas de 250 °C a 500 °C;



Figura 44 - Curva de coeficiente de fricção vs. temperatura para várias pastilhas da marca Galfer [24]

Tendo em conta que o binário de travagem à desaceleração máxima é função do valor do raio de rolamento, e que o valor da pressão hidráulica máxima é função deste binário e do raio efetivo de travagem, o valor de pressão obtido tem de ser o mais elevado possível sem passar o valor admitido pelo fabricante.

Os valores apresentados na tabela 18 são resultantes do processo iterativo:

Tabela 18- Determinação da pressão hidráulica máxima e do binário máximo no disco [18]

	Frente	Trás	Unidades
μ_F	0,56	0,56	Sem unidade
Diâmetro do Pistão	25,4	25,4	mm
Numero pistões por pinça	4	4	Sem unidade
Área total	20,3	20,3	cm ²
Raio efetivo	110	110	mm
Pressão hidráulica máxima	45/650	53 / 766	Bar/Psi

O disco escolhido é da marca *Wilwood Ultralite 30 Vane Rotor* e é um disco flutuante que apresenta as seguintes características:

- É um disco ventilado com 30 alhetas de arrefecimento;
- É fabricado em ferro fundido cinzento;
- Tem um diâmetro de 260 milímetros;
- Tem uma espessura de 19 milímetros;
- Furação para centro 6 x 5,50;
- A massa é de 2,8 quilogramas;
- Preço – 59 €;



Figura 45 - Disco flutuante *Wilwood Ultralite 30 Vane* [4]

A pinças serão iguais para a frente e para trás uma vez que, o binário de travagem requerido é muito semelhante para ambos os casos. A questão de uniformizar o sistema de travagem, simplificando a substituição de peças, sendo esta igual para a frente e para trás, também foi tida em conta. A pinça escolhida é da marca *Wilwood* e o seu modelo é *Powerlite*. Estas pinças são de montagem radial e apresentam as seguintes características:

- 4 pistões por pinça;
- Diâmetro de pistão de 25,4 milímetros;
- Área total dos pistões de 20,3 cm²;
- Material de fabrico é alumínio com acabamento anodizado preto;
- Massa de 1270 gramas;
- Dimensões da pastilha de 79,5x58,6 milímetros;
- Preço – 118 €;

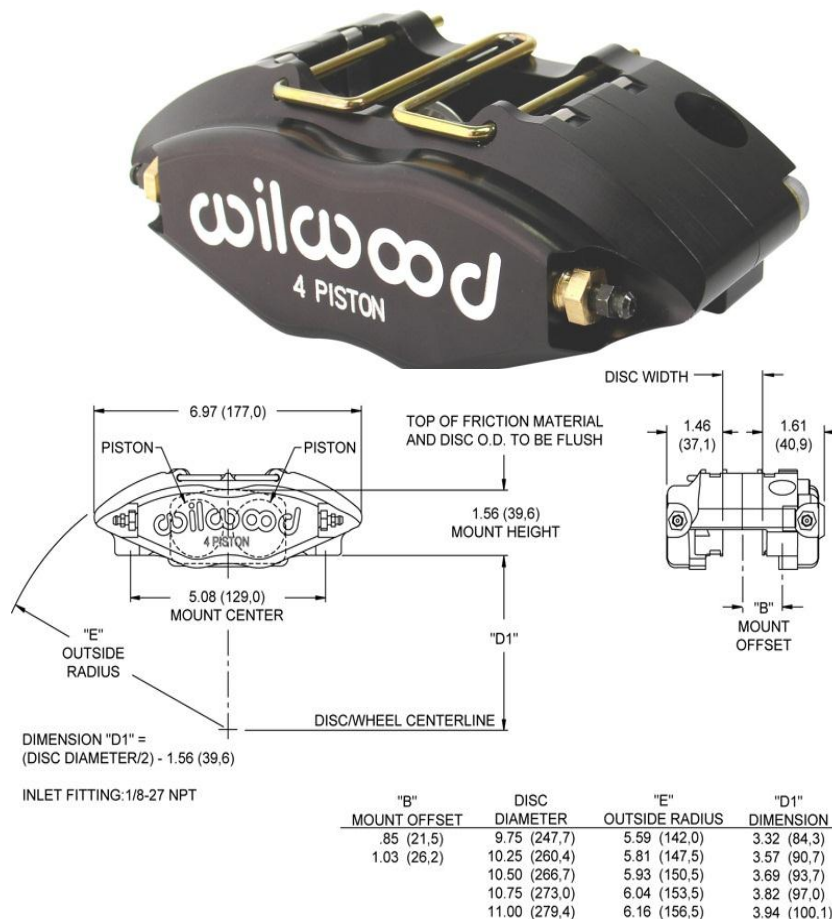


Figura 46 - Pinça escolhida *Wilwood Powerlite* e suas características de montagem [4]

4.10 Dimensionamento das bombas

O passo seguinte é determinar que tipo de bombas são necessárias para criar a pressão hidráulica máxima exigida pelo sistema de travagem. Para isso é determinado paralelamente qual o tipo de pedal a utilizar, escolhendo qual o rácio do pedal, a força com a qual o pedal é atuado para provocar a desaceleração máxima e a respetiva força aplicada no pivô.

Os pedais serão do tipo *Floor-mounted*, ou seja, serão montados com a base presa ao chão do chassis.

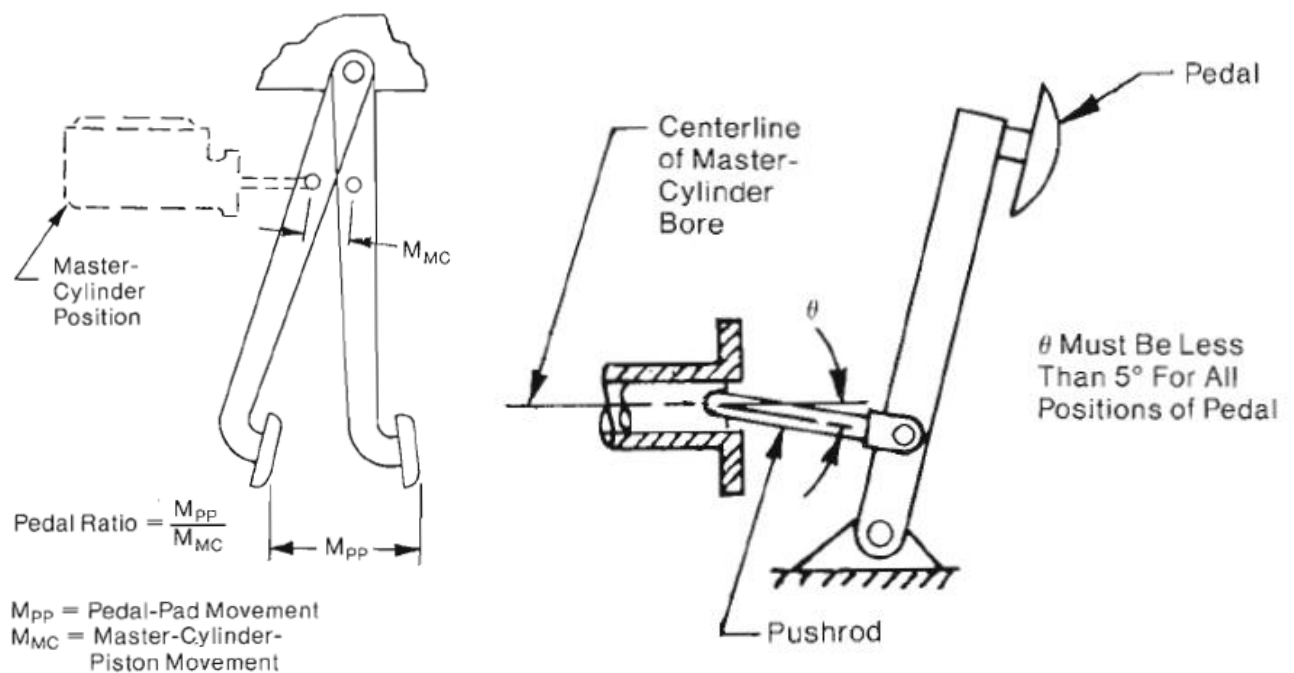


Figura 47- Pedal de travão e seus componentes / Rácio do pedal [2]

Será utilizada uma bomba independente para o sistema de travagem da frente e outra para o sistema de travagem de trás. Desta forma, o componente responsável pela distribuição de travagem é a barra de balanço, ou usualmente denominado de repartidor de travagem. Para se iniciar o cálculo, o valor de repartição será definido pela percentagem da distribuição de massa da frente e da traseira, quando se dá a transferência de massas. Será utilizada como referência a distribuição de massa obtida no Formula *Vauxhall* dado que se considera ser uma boa aproximação ao monolugar a projetar.

A transferência de massa correspondente à desaceleração máxima é dada pela seguinte fórmula: [20]

$$\text{Transferência de massa} = \frac{Y_{CG} \cdot g \cdot W_C}{I}$$

Tabela 19 - Distribuição de massas frente e traseira [18]

Transferência de massa	92	kg
Distribuição de massa estática		
Unidades	Massa (kg)	Percentagem (%)
Frente	204	47
Traseira	232	53
Distribuição de massa dinâmica		
Unidades	Massa (kg)	Percentagem (%)
Frente	302	69
Traseira	133	31

Para compensar o fenómeno de transferência de massa, a valor considerado na força de pedal a aplicar será dividido de 60% da força para a frente e 40% da força para trás (obtido através das formulas figura 23).

O valor selecionado para o esforço aplicado no pedal, para a desaceleração máxima, é de 34 quilogramas de força (334 N). Para um carro de competição, um valor abaixo deste pode tornar o pedal demasiado esponjoso, provocando um curso do pedal maior e fazendo com que o pedal toque no chão do carro antes que ele produza a força necessária para produzir a pressão requerida. O valor de rácio de pedal selecionado para o cálculo é de 5, passando a força aplicada à bomba a ser calculada da forma seguinte:

$$\text{Força aplicada à bomba} = \text{força aplicada ao pedal} \times \text{rácio do pedal}$$

Deste modo são produzidos cerca de 170 quilogramas de força (1668 N) ao repartidor que por sua vez, e seguindo a distribuição descrita acima, reparte esta força da seguinte forma:

Tabela 20 - Força aplicada na bomba da frente e na bomba de trás [18]

Frente	Traseira	Unidades
60	40	%
102	68	kgf

A área do pistão da bomba é calculada através da seguinte fórmula:

$$\text{Área do Pistão} = \frac{F_B}{P}$$

Em que:

F_B é a força aplicada na bomba (frente ou traseira) em Newtons;

P é a pressão hidráulica máxima (frente ou traseira) em Pascal;

As bombas existentes no mercado têm valores normalizados para o diâmetro do pistão. Deste modo, o valor da bomba escolhida tem de ser igual ou superior ao calculado.

Tabela 21 - Diâmetros da bomba de travão [18]

	Frente	Traseira	Unidades
Área do pistão da bomba	2,98	1,69	cm ²
Diâmetro do Pistão da bomba	19,5	14,6	mm
Diâmetro normalizado	19,1 - (3/4 in)	15,9 - (5/8 in)	mm

A bomba escolhida é da marca *Wilwood*, apresenta uma excelente relação qualidade/preço sendo as principais características as seguintes:

- Possui o reservatório integrado;
- Possui o diâmetro de pistão requerido $\frac{3}{4}$ in. para a frente e de $\frac{5}{8}$ in. para trás;
- Possui uma saída única, sendo utilizada uma bomba para a frente e uma bomba para trás;
- O material de fabrico é em alumínio;
- Preço - 42,50 €;

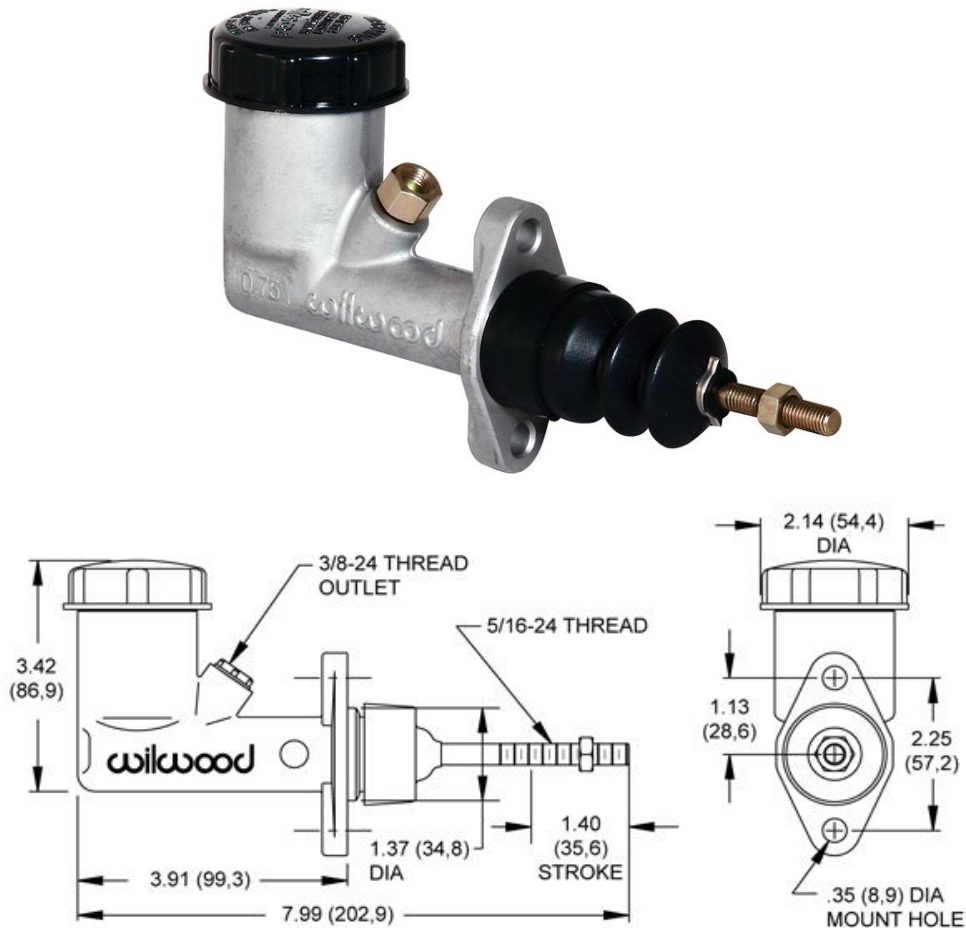


Figura 48 - Bomba 5/8in. da *Wilwood* escolhida e respetivo desenho com as dimensões[4]

4.11 Tipos de tubos e manguerias utilizados

Para se efetuar as ligações das bombas às pinças, é necessária a utilização de manguerias e tubos. Os tubos são utilizados para os locais onde é necessária flexibilidade, como a zona da suspensão e junto às mangas de eixo. [15]



Figura 49 - Pormenor de um tubo de travão PTFE envolta de malha de aço num Formula [15]

Para as zonas do carro onde não é necessária flexibilidade são utilizadas manguerias de cobre e zinco. Este tipo de manguerias é habitualmente utilizado em zonas junto ao chassis, estando estas fixas ao chassis.

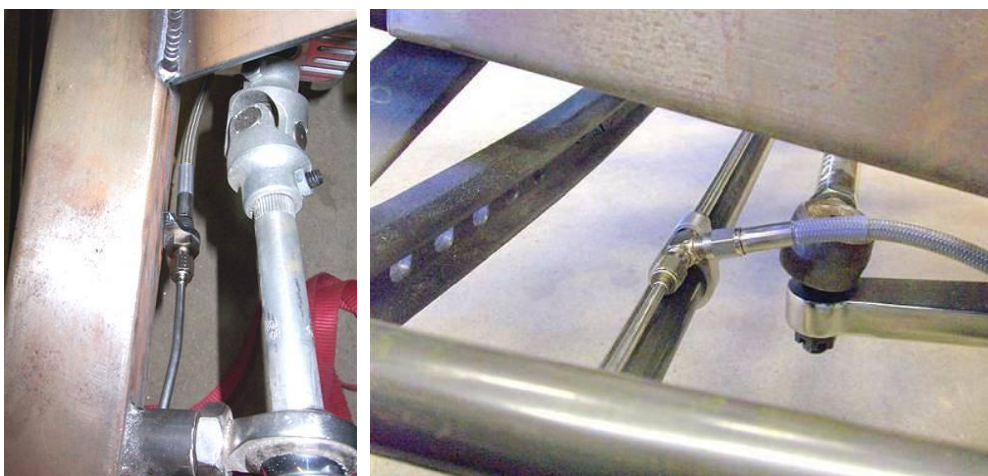


Figura 50 - Pormenor da utilização de manguerias de cobre níquel [15]

4.11.1 Tubo utilizado

O tubo utilizado será de cobre-níquel dadas as características referidas anteriormente.

Usualmente são vendidos tubos com os seguintes diâmetros [15]:

Diâmetro	Espessura da parede	Máxima pressão recomendada
(mm)	(mm)	Bar
4,75	0,7	210
6	0,7	160
8	0,7	120
10	0,7	90
12	0,7	75

O diâmetro seleccionado para utilização é de 6 milímetros.

4.11.2 Mangueira utilizada

As mangueiras utilizadas para o monolugar serão tubos PTFE revestidos com malha de aço.

4.12 Dimensionamento do suporte da pinça

A manga de eixo foi obtida, como já foi referido anteriormente, pelo processo de engenharia inversa recorrendo à peça homóloga no Formula *Novis*. As pinças existentes no mercado que satisfizessem a relação qualidade preço pretendida, não possuíam aperto por flanges. Como esta manga de eixo não permite que a montagem da pinça seja radial, é necessário criar uma peça que possa permitir que essa montagem seja efetuada.

Deste modo, o princípio utilizado é que esta peça aperte à zona onde as pinças do monolugar anterior apertavam, como se pode observar pela figura.

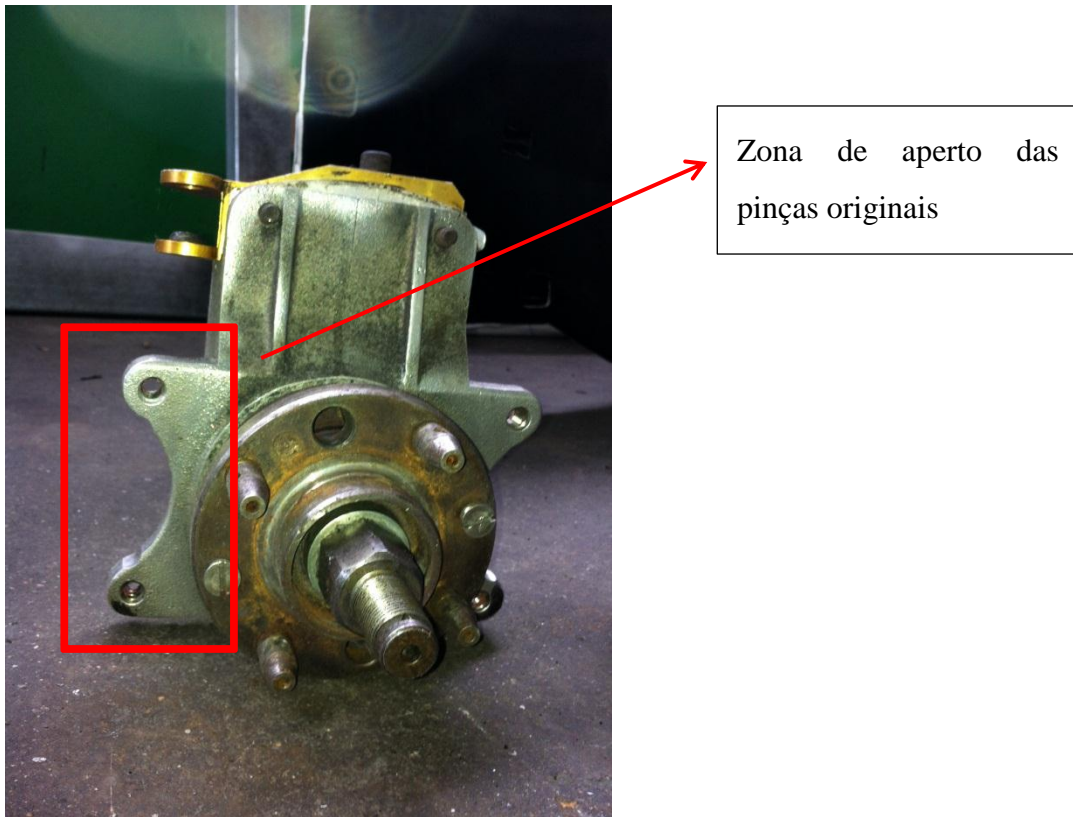


Figura 51 - Pormenor da zona de aperto da pinça na manga de eixo do Formula Novis

As dimensões gerais da manga de eixo foram mantidas, bem como as suas formas. No entanto, as dimensões e a localização dos furos foram adaptadas, durante o processo de engenharia inversa, às características e aos propósitos que serão requeridos ao monolugar em desenvolvimento.

Como a manga de eixo será obtida por fundição em uma liga de alumínio da série 2000, procedeu-se à criação dum molde em silicone para injeção de cera. O processo de criação de molde foi o seguinte:

1. Aplicou-se cera para garantir as sobresspessura, bem como plasticina para que o modelo em cera perdida não tivesse os furos que não fossem pretendidos.



Figura 52 - Manga de eixo traseira preparada para à moldação

2. Criou-se uma caixa de contraplacado para vaziar o silicone para a obtenção do molde.



Figura 53 - Peça inserida na caixa pronta para o vazamento do silicone

3. Definiu-se um plano de apartação no molde em silicone e abriu-se segundo esse plano.

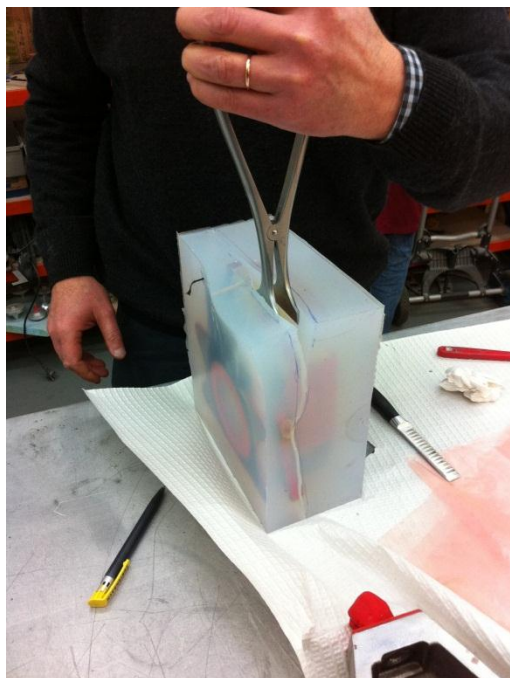


Figura 54 - Abertura do molde



Figura 55 - Molde em silicone aberto

4. Após ser injetada a cera no molde em silicone obtém-se o primeiro modelo em cera perdida. Este será posteriormente envolto numa barbotina cerâmica para a criação da peça pretendida.



Figura 56 - Modelo da manga de eixo em cera

Tendo sido definida a manga de eixo foi projetado um suporte para o acoplamento da pinça radial. Este é apertado à zona de aperto descrita na figura 51 e permite a conversão para aperto radial. Foi executado em *SolidWorks* e o seu desenho técnico está em anexo.

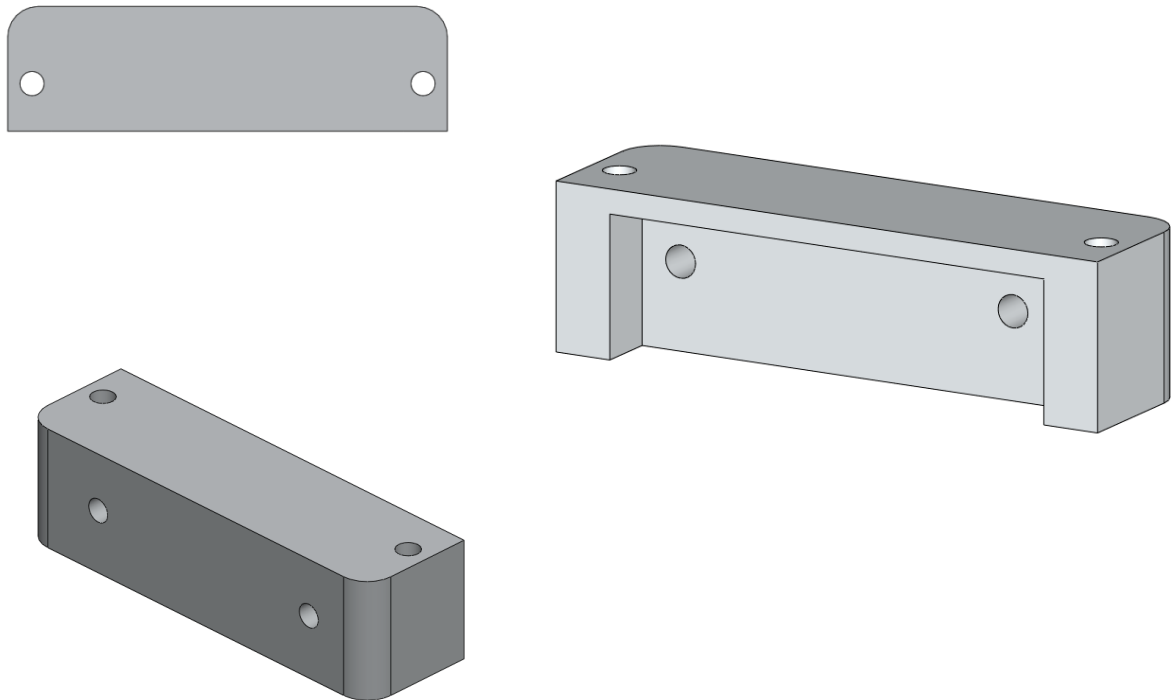


Figura 57 - Peça de suporte projetada

4.13 Dimensionamento do centro pretendido

O centro do disco a escolher tem de ser compatível com o disco que foi selecionado. A furação de centragem tem de ser compatível com a furação do disco

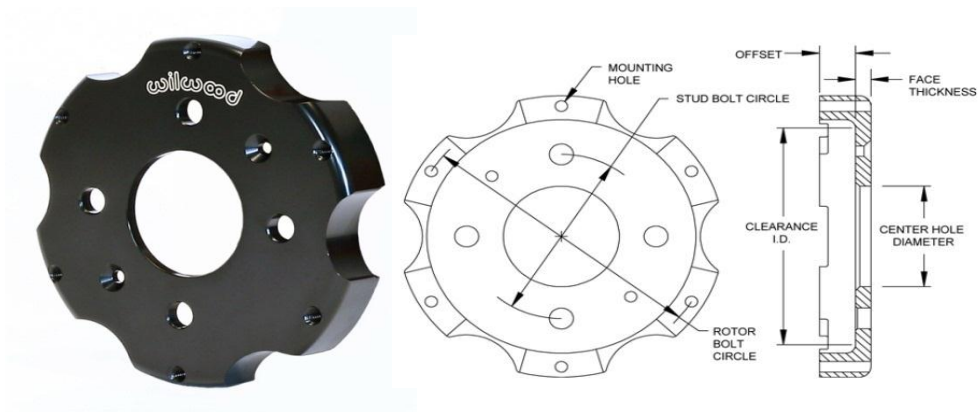


Figura 58 - Modelo da *Wilwood* que serve de base para o modelo projetado [4]

(sendo neste caso de 6x5,50” ou 6x139,7 milímetros). Este processo não se tornou de resolução fácil pois a seleção do disco foi otimizada para os restantes componentes. A solução proposta passa por fabricar um centro com uma liga de alumínio da série 2000, sendo estes denominados de duralumínios. O modelo projetado é baseado em centros de disco da marca *Wilwood*. Possui duas furações *standard* para acoplamento do cubo de roda a utilizar, sendo as ditas furações são 4x100 e 4x108.

O modelo projetado em *SolidWorks* é apresentado da seguinte forma:

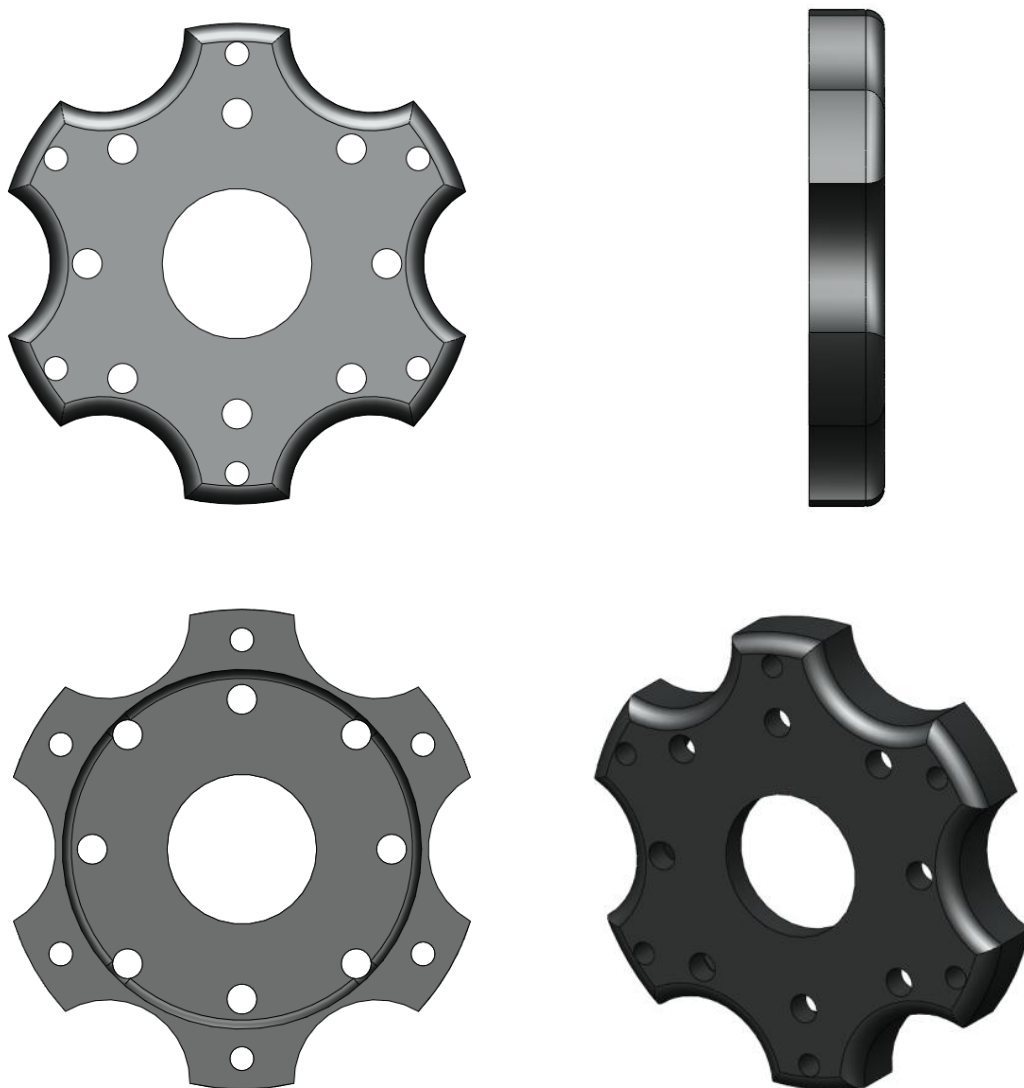
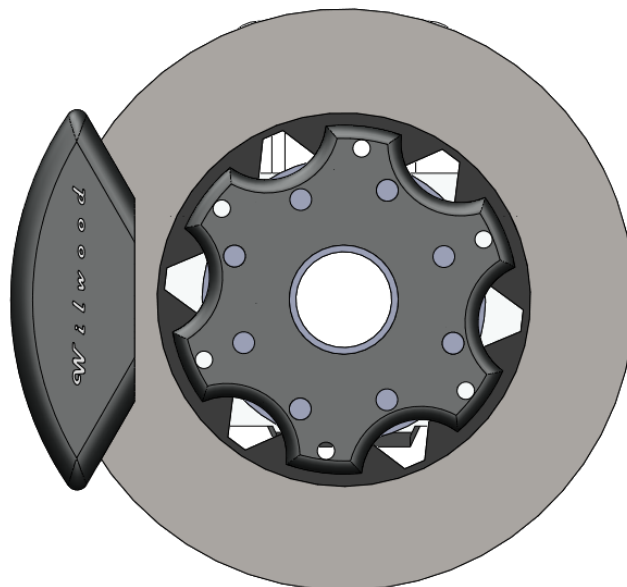
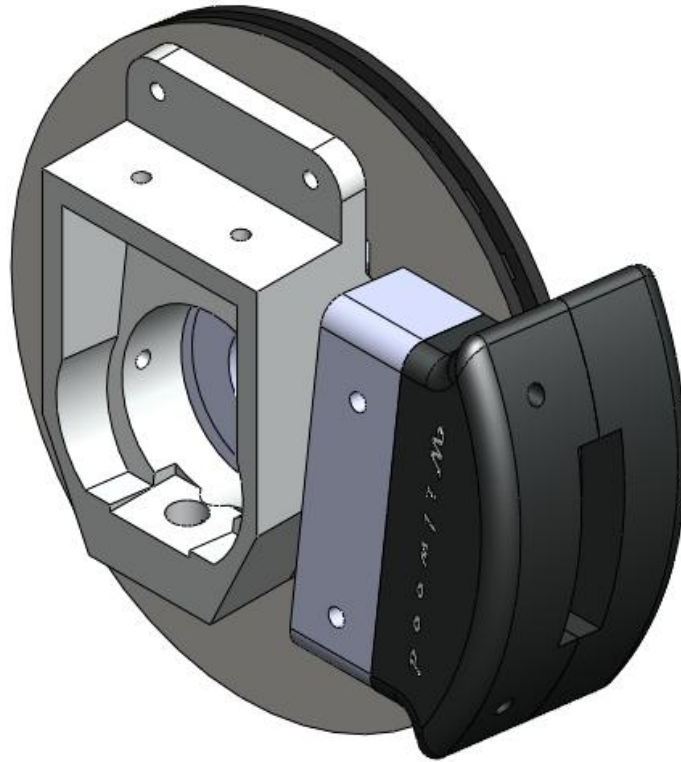


Figura 59 - Vistas do centro de disco projetado

Para a melhor compreensão da disposição espacial de todos estes componentes foi simulada em *SolidWorks* uma montagem da manga de eixo, suporte da pinça, centro de disco, disco e pinça. Deste modo é mais fácil perceber-se a montagem do suporte à manga de eixo e a respetiva montagem da pinça ao suporte.



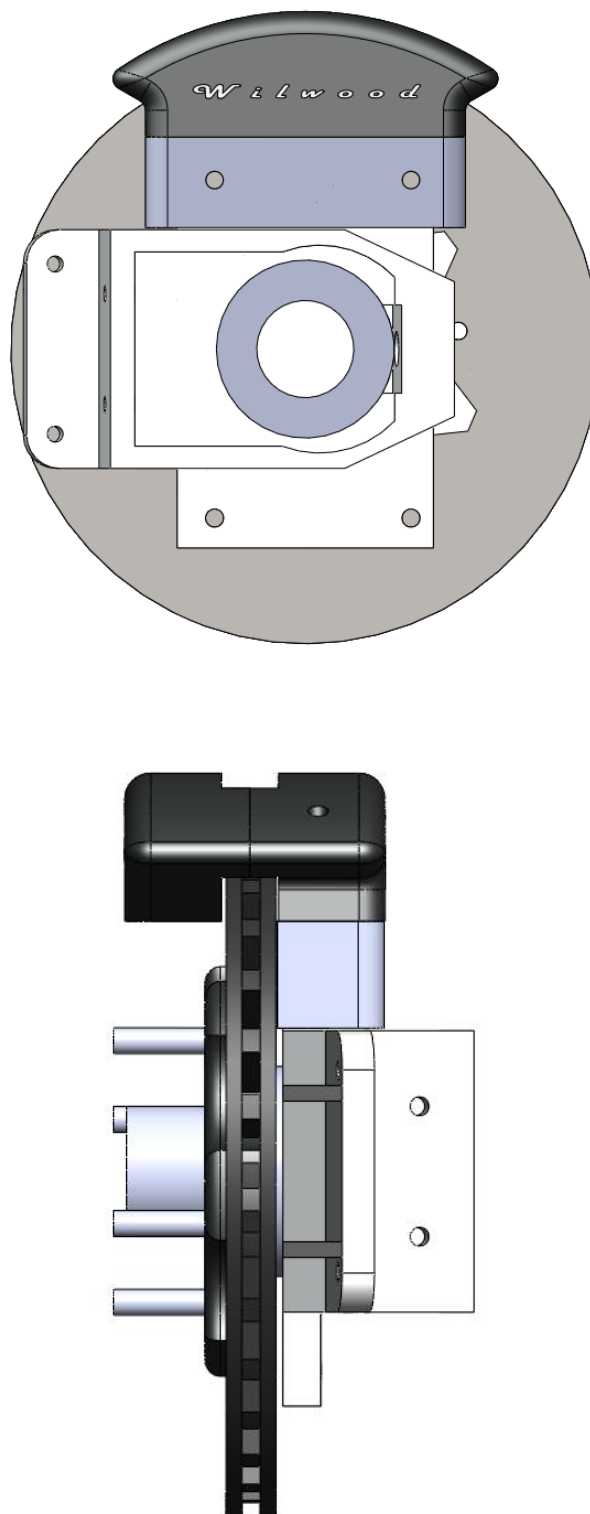


Figura 60 - Várias perspetivas da montagem do sistema de travagem da frente

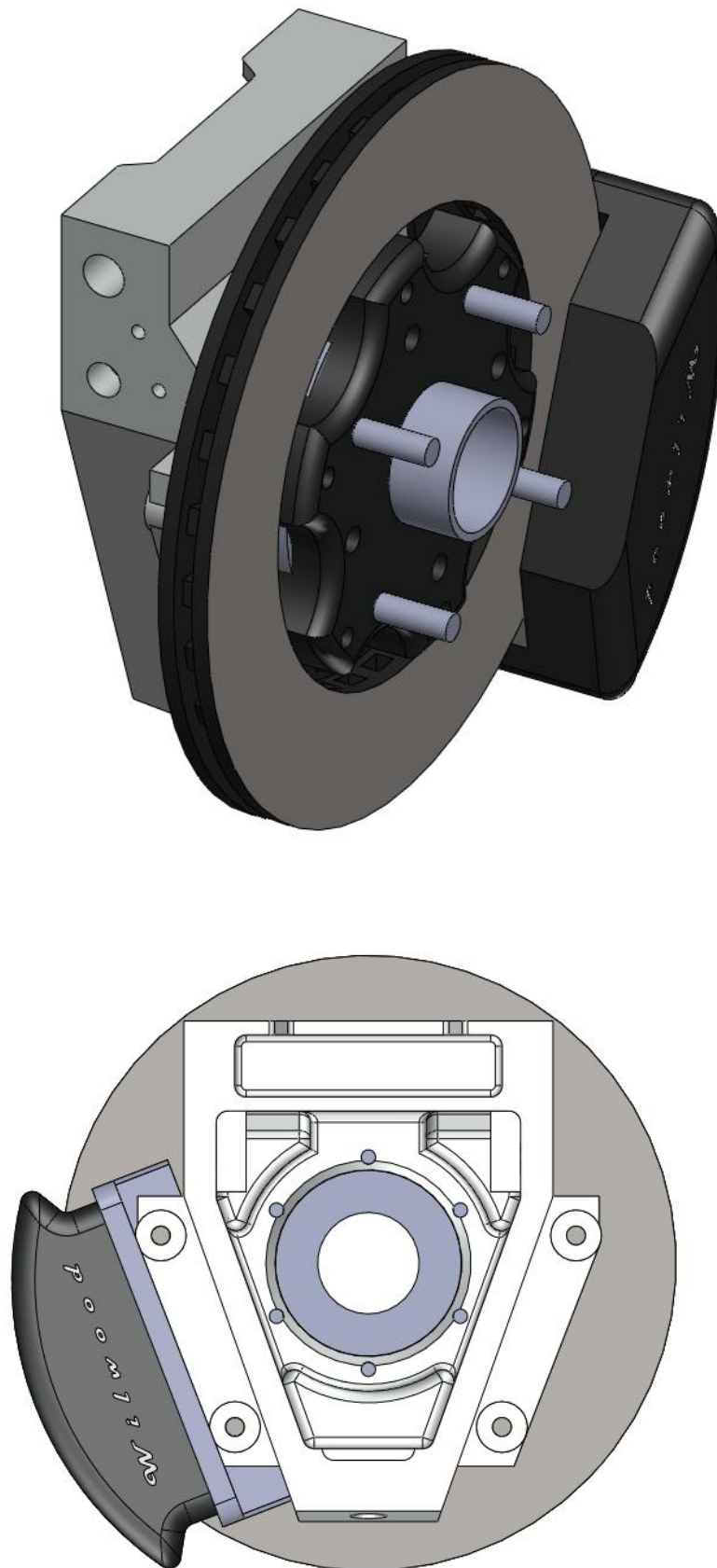


Figura 61 - Perspetiva do sistema de travagem de trás

5 Conclusões e Propostas de Trabalhos Futuros

A multidisciplinaridade de um projeto da Industria Automóvel exige por sua vez uma equipa multidisciplinar de modo a atingir de forma objetiva o resultado esperado. Na competição automóvel a exigência é semelhante ao nível do projeto.

Neste trabalho de dissertação – Projeto de um monolugar – foi dada particular atenção aos aspetos relacionados com o sistema de travagem. Neste estudo foi possível:

- Projetar e dimensionar um sistema de travagem adequado ao monolugar.
- Concluir que as condições aerodinâmicas do veículo, apoio aerodinâmico, têm influência no dimensionamento do sistema de travagem
- Selecionar os componentes do sistema de travagem com base em elementos comerciais:
 - Disco ventilado e flutuante com um diâmetro de 260 mm e 19 mm de espessura, A utilização de discos flutuantes permitiu uma diminuição de peso;
 - Pinça do tipo *fixed caliper*, de montagem radial, com quatro pistões de diâmetro 25,4 mm. A utilização de pinças de 4 pistões é justificada pelo elevado binário de travagem requerido e proporcionar um perfil de distribuição de pressão na pastilha mais homogéneo;
 - Bombas de travões com um diâmetro de pistão de $\frac{3}{4}$ de polegada para a frente e de $\frac{5}{8}$ para a traseira;

Como trabalhos futuros propõe-se:

- Fabricação de um protótipo,
- Teste e validação da solução proposta para o sistema de travagem.

6 Bibliografia

1. http://farm5.static.flickr.com/4148/5090678519_ebf1345416.jpg. 25-05-2012].
2. Puhn, F., *Brake Handbook*, ed. HPBooks. 1985.
3. <http://hogantire.com/tcbrakes.htm>. 30-05-2012].
4. <http://www.wilwood.com/Products/ProductLanding.aspx>. 20-06-2012].
5. Smith, W.F., *Princípios de Ciência e Engenharia dos Materiais*, ed. T. Edição. 1998, Lisboa: McGraw-Hill.
6. Santos, A.H.C., *Avaliação do Desempenho de Pastilhas Automobilísticas Nacionais*. 2005, Universidade Estadual de Campinas.
7. G. Aggen, C.M.A.a.a., *Metals Handbook*. 1990: ASM Handbook.
8. <http://www.minicompetition.com/travoes/2359-c-gbd496-conjunto-de-discos-ventilados-e-perf.html>. 05-06-2012].
9. <http://www.tuning.online.pt/noticias-tuning/wp-content/uploads/2010/06/movit-ceramic-brake-system-bmw-m3-2.jpg>. 05-06-2012].
10. Blau, P.J. (August 2001) *Compositions, Functions, and Testing of Friction Brake Materials and Their Additives*.
11. <http://en.wikipedia.org/wiki/Vermiculite>. 29-05-2012].
12. http://pt.wikipedia.org/wiki/Fibra_cer%C3%A2mica. 29-05-2012].
13. <http://www.truechoice.com/Remote-Brake-Balance-Bar-Adjuster-Cable-Assembly/productinfo/TIL+72-501/>. 25-05-2012].
14. <http://www.robcollingridge.com/kitcar/design/brakes/index.html>. 25-05-2012].
15. <http://www.copperinfo.co.uk/alloys/copper-nickel/downloads/is49-cu-ni-brake-tubing.pdf>. 01-06-2012].
16. <http://www.comp.co.uk/wheels/wheels.asp?size=motorsport-wheels-13-13>. 12-05-2012].
17. *Technical Manual Formula PNC 2000*, Mygale, Editor.
18. Pina, E.A., *Software de Dimensionamento de Travões*. 2012.
19. McBeath, S., *Competition Car Aerodyanamics*. 2006: Haynes Publishing.
20. Aird, F., *Automotive MATH Handbook*. 2000: MBI Publishing Company.
21. Gillespie, T.D., *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. 1992: Published by SAE.
22. <http://www.flickr.com/photos/motorsportpete/7160435875/>. 14-06-2012].
23. http://www.garypaffett.com/photo_formvauxhall/photo_fvauxhall_2.htm. 14-06-2012].
24. http://galfer.es/ESP/p_auto_fda1045.html. 18-06-2012].

7 Anexos

Anexo 1 – Imagens do software utilizado.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	
2												Entrada de dados	
3												Cálculos (fixas)	
4		Aumento de temperatura em uma travagem											Unidades
5							Dados						
6	Ka	Energia cinética antes da travagem	569418	ft-lb	740,243	BTU	Massa total do carro Wc kg	500	kg				
7	Kb	Energia cinética após da travagem	51247,6	ft-lb	66,6219	BTU	Massa total do carro Wc	1102,3	lb				
8	Kc	Energia cinética (Ka-Kb)	518170	ft-lb	673,621	BTU	Área frontal	2	m ²				
9			772017		69481,5	702535	Velocidade a	200	Km/h	55,5556	m/s		
10							Velocidade b	60	Km/h	16,6667	m/s		
11		Aumento de temperatura	409,636	F			Velocidade a	124,28	mph				
12			210	°C			Velocidade b	37,284	mph				
13		A. Temp com calor específico	325,801	F			Potência	131000	w				
14			163,353	°C			eficiencia	0,875				Livro aero pag 41	
15		Erro	22,2	%									
16		Forças de inercia						Potencia roda	114625	w			
17							Distancia de travagem	82,7823	m				
18	Aceleração	4,1265	m/s ²	0,42064	G's		Tempo desaceleração	2,29243	seg				
19	Força de fricção	1432,99	lb	6373,94	N		massa disco	2	Kg				
20	Desaceleração	-16,9640151	m/s ²	-1,731	G's		Força	2063,25	N				
21	Força des	8482,007548	N				Massa total do objecto W	8	kg	17,6368	lb		
22							Coefficiente de fricção entre duas sup μ	1,3				Grip dos pneus	
23		Transferência de massa						Coefficiente de fricção da pastilha	0,56				
24		Pag 13						Calor específico disco	0,13				
25							taceleração	9,42418	seg			Calor específico de algumas substâncias Ferro fundido - 0,13 Aço ao carbono - 0,117 Carbono - carbono - 0,167	
26													
27	Xcg	50,05234476	inches				Dados Aerodinâmicos						
28	l	2570	mm			Distância entre eixos	Densidade do ar	1,225	Kg/m ³				
29	Ycg	10,82890562	inches				Cd do carro	0,4					
30	Coefficient of friction	1,3					Cl da asa	1,4					
31	Transferência massa	153,3660351	lbs	682,172	N		Area frontal asa	0,5	m ²				
32							Cl da asa frente	0,8					
33	Ff(vertical s/ aerodi)	882,6146783	lbs	3925,87	N		Area frontal asa frente	0,2					
34							Dados pneus						
35	Fr(vertical s/ aerodi)	373,0513568	lbs	1659,33	N		Diâmetro pneu frente						
36							Diâmetro pneu trás						

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S
1																			
2																			
3																			
4																			
5																			
6																			
7																			
8																			
9																			
10																			
11																			
12																			
13																			
14																			
15																			
16																			
17																			
18																			
19																			
20																			
21																			
22																			
23																			
24																			
25																			
26																			
27																			
28																			
29																			
30																			
31																			
32																			

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S
1																			
2																			
3																			
4																			
5																			
6																			
7																			
8																			
9																			
10																			
11																			
12																			
13																			
14																			
15																			
16																			
17																			
18																			
19																			
20																			
21																			
22																			
23																			
24																			
25																			
26																			
27																			
28																			
29																			
30																			
31																			
32																			

Totals

$$X_{CG} = \frac{(WX) \text{ total}}{W \text{ total}}$$

$$Y_{CG} = \frac{(WY) \text{ total}}{W \text{ total}}$$

W = weight of each component in pounds
 X = distance of component CG from front-wheel center in inches
 Y = height of component CG from the ground in inches
 X_{CG} = CG location behind front-wheel center in inches
 Y_{CG} = CG location above ground in inches

The diagram shows a top-down view of a car chassis with two wheels. The center of gravity (CG) is marked with a dot. A horizontal line from the front wheel center to the CG is labeled X_{CG}. A vertical line from the ground to the CG is labeled Y_{CG}.

Projecto de um monolugar – Dimensionamento do Sistema de Travagem

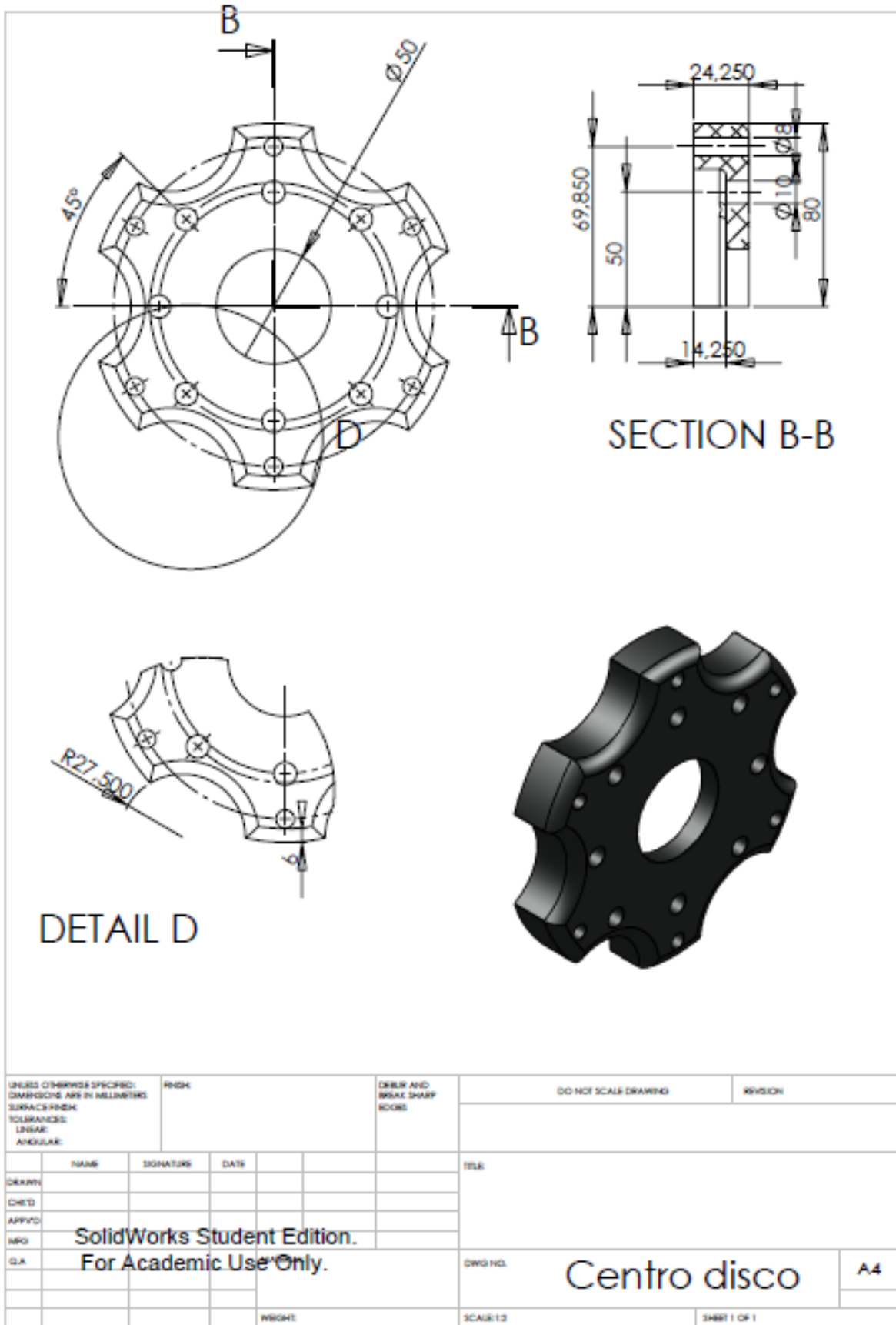
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O
1															
2		I	101,2	in	2570,00	mm	Distancia entre eixos em inches								
3															
4		Wc	1102,3	lb			Massa total do carro em lb								
5															
6		Ff	742,7	lb	3303,71	N	Força vertical em ambos os pneus da frente lb								
7															
8		Fr	725,0	lb	3224,95	N	Força vertical em ambos os pneus de trás lb								
9															
10		Fd	340,0	lb	1512,35	N	Força Arrasto lb	Fa	365,473	lb	1625,77	N	Downforce lb		
11															
12		μ	1,3				Grip pneus (coeficiente de fricção)								
13															
14		dM	1,7		Desaceleração máxima (g's)										
15															
16		b	106,3	in	2700	mm	distância do centro de pressão asa ao centro roda frente in								
17															
18		Xcg	50,1		Distância do CG ao eixo da frente inches										
19															
20		Ycg	10,8		Distância do CG acima do chão inches										
21															
22		FFF	482,8	pd	2147,41	N	Força de fricção de um pneu frente pounds								
23															
24		FFR	471,3	pd	2096,21	N	Força de fricção de um pneu trás								
25															
26		rRT	11,2	in	285,00	mm	Raio pneu tras inches								
27															
28		Binário FFR	5287,9	in-pd	597,42	Nm	Binário travagem no pneu tras								
29															
30		rFT	10,0	in	255,00	mm	Raio pneu frente inches								
31															
32		Binário FFF	4846,8	in-pd	547,59	Nm	Binário travagem no pneu frente								
33															
34		Trans massa	204,2	lb	908,35	N									
35															
36		KT	569417,9	ft-lb	772016,7762	j	Energia cinética total do carro								
37															
38		KF	272318,3	ft-lb	369209,2061	j	Energia cinética nos travões da frente								
39															
40		KR	297099,6	ft-lb	402807,5701	j	Energia cinética travões de trás								
41		Massa disco	4,4092	lb	2	kg									
42															
43		Delta T Fr	396,924129	F	202,8978158	°C	Aumento temperatura em um disco frente								
44															
45		Delta T Tr	433,044576	F	222,980784	°C	Aumento temperatura em um disco trás								
46															

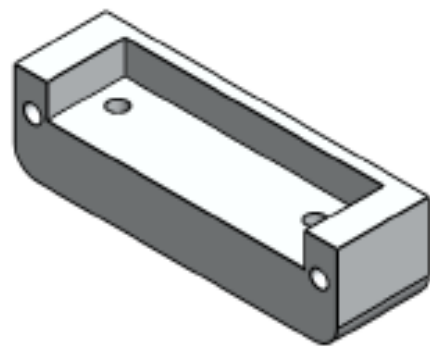
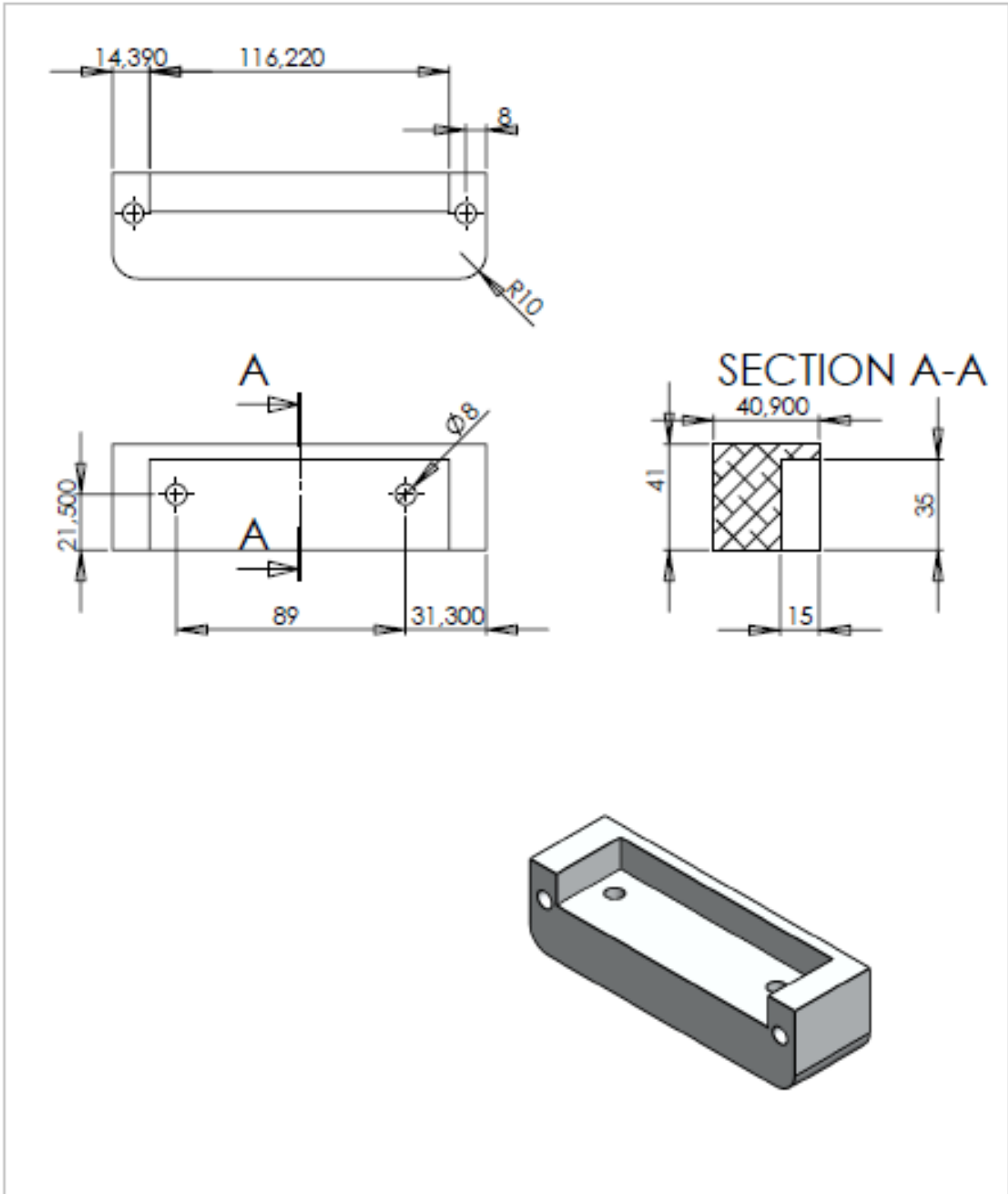
Energia cinética calculada para par de travões. Se queremos para um travao temos de dividir por 2

Projecto de um monolugar – Dimensionamento do Sistema de Travagem

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
1														
2	FRENTE	Coefficiente linha	0,3						Esforço no pedal	100	Lb	444,8	N	
3		Diâmetro do Pistão	1,25984	inches	32	mm			Pedal ratio	5				
4		Área Pistão	1,24595						Força repartidor	500	lb	2224	N	
5		Numero pistões / pinça	4								frente	tras		
6		Area total	4,9838	inches ^2	32,15546	cm^2			repartidor	0,6	0,4			
7		Raio efectivo	4,3307	inches	110	mm				300	200			
8		Max Pressão Hidraulica Frente	748,542	psi	51,62996	Bar			area master fren	0,40078	square inches	2,58583	cm^2	
9														
10									diametro	0,71434	inches	18,1443	mm	
11	TRÁS	Coefficiente linha	0,3											
12		Diâmetro do Pistão	1,25984	inches	32	mm								
13		Área Pistão	1,24595						area master tras	0,2449	square inches	1,58009	cm^2	
14		Numero pistões / pinça	4											
15		Area total	4,9838	inches ^2	32,15546	cm^2			diametro	0,55841	inches	14,1835	mm	
16		Raio efectivo	4,3307	inches	110	mm								
17		Max Pressão Hidraulica trás	816,66	psi	56,30628	Bar								
18														
19														
20		Disco	260	mm	260	mm			605,37	Nm				
21			mm											
22		Piston area	25,4	1	17,86577									
23			31,75	1,25	19,97454				0,625	123,825				
24			35,052	1,38	20,98753									
25		pastilha												
26		largura	79,5	mm	50,3	mm								
27		altura	40	mm	40	mm								
28		area pastilha	31,8	cm^2										
29														

Anexo 2 – Desenho técnico das peças que foram projetadas.





UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH:		DRILL AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION:	
DESIGN	NAME	SIGNATURE	DATE			TITLE: Suporte frente NOV			
CHECK									
APPROV									
MFG	SolidWorks Student Edition. For Academic Use Only.								
QA									
				WEIGHT:	SCALE: 1:2	SHEET 1 OF 1			