



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

Estudo de Sistemas de Travagem de Bicicleta Utilizando Um Freio Dinâmico

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia
Mecânica na Especialidade de Produção e Projeto

Autor

Filipe André Santos Vieira

Orientadores

Professor Doutor Amílcar Lopes Ramalho

Engenheiro Luís Miguel Mendes Figueiredo

Júri

Presidente Professor Doutor Ana Paula Bettencourt Martins Amaro
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

Vogal Professor Doutor Fernando Jorge Ventura Antunes
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

Orientador Engenheiro Luís Miguel Mendes Figueiredo
Engenheiro Mecânico na SRAMPORT

Colaboração Institucional



SRAM

Coimbra, Fevereiro, 2014

Há uma força motriz mais poderosa que o vapor, a eletricidade e a energia atômica: a vontade.

Albert Einstein.

Aos meus pais.

Agradecimentos

O trabalho que aqui se apresenta só foi possível graças à colaboração e apoio de algumas pessoas, às quais não posso deixar de prestar o meu reconhecimento.

Antes de mais quero agradecer ao Senhor Professor Doutor Amílcar Lopes Ramalho por toda a disponibilidade que sempre teve durante toda a elaboração desta dissertação, por ter acreditado no meu trabalho e por toda a sua dedicação. É, para mim, sem dúvida um Professor de referência do departamento de engenharia mecânica da Universidade de Coimbra.

Quero também agradecer à Universidade de Coimbra por me ter proporcionado toda a formação que adquiri ao longo de anos, que foi fundamental à realização deste projeto.

Agradeço também a SRAMPORT e ao engenheiro Luís Figueiredo por todo o equipamento disponibilizado e pelo interesse demonstrado à realização deste projeto.

De seguida quero agradecer a minha mãe por todos os ensinamentos que me transmitiu e por todo o apoio que desde sempre me deu.

Outro agradecimento não menos importante é invocado a toda a minha família, merecendo um agradecimento muito especial aos meus avós sem os quais não teria a oportunidade de ter realizado este trabalho.

Por fim e de forma tão importante quero agradecer a todas as pessoas que sempre me apoiaram, grandes amigos e colegas, com os quais cresci e que sem eles este trabalho nunca teria sido possível. Pessoas que de forma direta ou indireta contribuíram para a pessoa que sou hoje.

Resumo

Este trabalho tem como objetivo o desenvolvimento de um estudo sobre sistemas de travagem de bicicleta utilizando um freio dinâmico.

Foi elaborado um pequeno estudo sobre os sistemas de travagem existentes no mercado e foi também feito um estudo sobre os diferentes testes de travagem que são utilizados hoje em dia.

Para a elaboração deste trabalho foi construído um equipamento que já tinha sido previamente projetado. Durante a realização deste trabalho algumas alterações ao projeto inicial tiveram que ser feitas de modo a garantir a rigidez do equipamento.

Uma vez concluídas as alterações pré e pós montagem, o equipamento foi colocado em funcionamento.

Depois de elaborado um procedimento de ensaio, foi realizado um teste de verificação de funcionamento que consistiu em testar dois calços de travão de diferentes marcas. Depois dos ensaios realizados e depois de se ter os dados provenientes dos ensaios devidamente tratados, estes deram origem ao valor que se pretendia obter, o coeficiente de atrito.

Palavras-chave: Travagem, Carbono, Bicicleta, Assemblagem, ZIPP, Curva de desaceleração, Força de travagem.

Abstract

This work aims to develop a study on bicycle brake systems using a dynamic brake.

A brief study was conducted on the existing braking systems on the market as well as on the different braking tests that are used today.

For the development of this work a device was built which had previously been designed. During this work some changes to the original design had to be made to ensure the rigidity of the equipment.

Once completed the pre and post assembly changes, the equipment was put into operation.

After a test procedure had been devised, a check of operation which consisted in testing two brake shoes of different brands was conducted. After the trials and after proper analysis and treatment of data from tests, we came to the result that was intended to be obtained, the friction coefficient.

Keywords Braking, Carbon, Bicycle, Assembly, ZIPP, Deceleration curve, Braking force.

Índice

Índice de Figuras	vi
Índice de Tabelas	viii
Simbologia.....	ix
Simbologia.....	ix
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Sistemas de travagem de bicicleta	1
1.2. Organização da dissertação.....	6
2. Projeto.....	7
2.1. Reorganização do projeto de execução.....	7
2.1.1. Elaboração de ficheiros 2D e identificação do material a adquirir ou a fazer.	7
2.2. Alterações ao projeto implementadas previamente à execução.....	8
2.3. Montagem do equipamento de testes.....	8
2.3.1. Listagem do material necessário	9
2.3.2. Elaboração das encomendas	9
2.3.3. Elaboração de um plano de corte dos perfis	9
2.3.4. Preparações especiais necessárias a algumas peças	10
2.3.5. Montagem e afinações	10
2.4. Alterações pós-montagem.....	12
2.5. Instrumentação e Calibração.....	14
2.5.1. Motor	15
2.5.2. Variador de frequência	15
2.5.3. Calibração da célula de carga	16
2.5.4. Calibração do sensor de velocidade.....	18
2.5.5. Cálculo da força exercida na manete pela aplicação de uma massa.....	21
2.5.6. Aplicação de carga radial na roda.....	22
2.5.7. Cálculo da força normal aplicada nos calços de travão.....	29
2.6. Implementação de um software de aquisição de dados	30
2.7. Procedimento para realização de ensaios.....	31
2.7.1. Verificações	31
2.7.2. Realização de ensaio em vazio	32
2.7.3. Realização de ensaio.....	32
2.7.4. Cálculos pós ensaio	32
3. Apresentação e discussão de resultados	33
3.1. Realização de um ensaio em vazio	33
3.2. Realização de um ensaio com calços de travão ZIPP	34
3.3. Realização de um ensaio com calços de travão de uma marca comum de mercado	37
3.4. Cálculos Pós Ensaio.....	39
4. Conclusões e Sugestões	41

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	43
ANEXO A	45
ANEXO B	47

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Travão ao aro (Keithonearth, 2009)	2
Figura 1.2 Travão de disco (StromBer, 2008)	3
Figura 1.3 Travão ao Cubo (Creative Commons, 2005)	3
Figura 1.4 Travão por Bloqueio de Transmissão (Creative Commons, 2005)	3
Figura 1.5 Sistema V-Brake (SRAM, 2012)	4
Figura 1.6 Sistema Duplo Pivot (SRAM, 2013)	4
Figura 2.1 Equipamento em 3D	8
Figura 2.2 Serra de corte	9
Figura 2.3 Peças pintadas	10
Figura 2.4 Montagem (Estrutura)	11
Figura 2.5 Montagem (Estrutura + Motor + Chumaceiras)	11
Figura 2.6 Montagem (Fase final)	11
Figura 2.7 Fixação Garfo (antes)	12
Figura 2.8 Fixação Garfo (depois)	12
Figura 2.9 Veio Motor (antes)	13
Figura 2.10 Veio Motor (depois)	13
Figura 2.11 Equipamento Concluído 1	14
Figura 2.12 Equipamento Concluído 2	14
Figura 2.13 Motor	15
Figura 2.14 Variador de Frequência	15
Figura 2.15 Célula de carga com suportes	16
Figura 2.16 Equipamento de tração-compressão	16
Figura 2.17 Amplificador de sinal	17
Figura 2.18 Curva de Calibração da Célula de Carga	18
Figura 2.19 Sensor de medição de velocidade	19
Figura 2.20 Tacómetro digital	19
Figura 2.21 Curva de Calibração do Sensor de Velocidade	20
Figura 2.22 Relação Velocidade Frequência	21
Figura 2.23 Sistema Acionamento Manete	22

Figura 2.24 Análise Esquemática Bicicleta (Mao, Y. et al., 2003)	23
Figura 2.25 Diagrama Corpo Livre Bicicleta	24
Figura 2.26 Sistema Aplicação Carga Radial	26
Figura 2.27 Calibração da Mola 1	27
Figura 2.28 Calibração da Mola 2	28
Figura 2.29 Setup Hardware	30
Figura 2.30 Setup Software	31
Figura 2.31 Programa de Aquisição de Dados	31
Figura 3.1 Curva Desaceleração a 25Km/h	33
Figura 3.2 Calços de travão ZIPP	34
Figura 3.3 Força de Travagem / Tempo	36
Figura 3.4 Velocidade / Tempo	36
Figura 3.5 Calços de marca comum	37
Figura 3.6 Força de Travagem / Tempo	38
Figura 3.7 Velocidade / Tempo	38
Figura A.1 Listagem de Material	45
Figura A.2 Plano Corte dos Perfis	46
Figura B.1 Calibração Mola	47

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1 Calibração Célula de Carga	17
Tabela 2.2 Características da Célula de Carga	18
Tabela 2.3 Calibração do Sensor de Velocidade	20
Tabela 2.4 Características Sensor Velocidade	21
Tabela 2.5 Carga aplicada na manete	22
Tabela 2.6 Valores típicos de bicicletas	23
Tabela 2.7 Reação Normal Na Roda (máxima).....	24
Tabela 2.8 Reação Normal Na Roda (travagem típica do sistema).....	25
Tabela 2.9 Calibração das Molas.....	27
Tabela 2.10 Constante de Mola do Conjunto	28
Tabela 2.11 Deformação Sofrida Pelo Conjunto Mola	29
Tabela 2.12 Força Aplicada na Pinça de Travão	29
Tabela 3.1 Coeficiente de Atrito ZIPP	39
Tabela 3.2 Coeficiente de Atrito Marca Comum	39
Tabela 3.3 Propriedades físicas do sistema	40
Tabela 3.4 Coeficiente de Atrito ZIPP	40
Tabela 3.5 Coeficiente de Atrito Comuns	40
Tabela B.1 Calibração Mola.....	47

SIMBOLOGIA

Simbologia

N_f – Força Normal Aplicada na Roda Posterior

N_r – Força Normal Aplicada na Roda Anterior

d_f – Distância da Roda Posterior ao Centro de Massa

d_r – Distância da Roda Anterior ao Centro de Massa

h – Altura ao Centro de Massa

F – Força

I – Inércia

M – Momento

N – Força Normal

a – Aceleração

k – Constante de Mola

m – Massa

r – Raio

x – Deslocamento

α – Aceleração Angular

μ – Coeficiente de atrito

1. INTRODUÇÃO

1.1. Sistemas de travagem de bicicleta

Nos dias de hoje, mais do que fazer algum produto ou alguma tarefa, começou a ser mais importante fazer melhor e com um menor custo, pois hoje em dia praticamente já não existem limitações em comprar onde quer que seja.

Atendendo ao referido no anterior parágrafo, não será difícil entender que qualquer empresa que produza algo pretende que o seu produto seja o melhor e que tenha ao mesmo tempo uma relação preço/qualidade aceitável e competitiva.

No entanto a qualidade é um conceito que é subjetivo, pois o que é bom para um individuo pode não ser bom para outro. Posto isto fica difícil para alguém dizer que este produto é melhor do que aquele. Visto bem, de que serve a um criador dizer que tem um melhor produto se não o consegue provar com os resultados de algum tipo de teste.

Este trabalho surgiu na continuação de duas dissertações anteriormente elaboradas em que uma delas visou o desenvolvimento de metodologias experimentais para estudar o comportamento de travões de bicicleta, e a outra permitiu a implementação de metodologias com o mesmo fim. Numa das dissertações supracitadas, realizada pelo engenheiro Pedro Gambóias, foi feita uma revisão aos diferentes tipos de equipamentos que podem ser usados em testes de travagem assim sendo, na presente dissertação serão analisados os diferentes sistemas de travagem e os respetivos tipos de acionamento.

Nas bicicletas como em qualquer veículo, motorizado ou não motorizado, a implementação de um sistema de travagem é uma parte fundamental do projeto pois este é o sistema responsável por imobilizar o veículo quando este se encontra em marcha para que deste modo seja possível evitar acidentes e que conseqüentemente a sua utilização seja segura. Assim em primeiro ponto, identificam-se os tipos de sistemas de travagem que podem ser encontrados numa bicicleta. Os dois sistemas de travagem mais usados são o da travagem ao aro da roda (Figura 1.1) e o de travagem com recurso a um elemento rotativo solidário com a roda designado de disco (Figura 1.2), no entanto há ainda o sistema de

travagem que utiliza o um tambor no centro do cubo de roda (Figura 1.3) e a travagem por bloqueio de transmissão (Figura 1.4).

De todos os sistemas de travagem analisados o da travagem no aro é o único que não adiciona inércia à roda, o único que atua na periferia da roda e funciona através da compressão de dois calços de travam no aro da roda.

Dos restantes três sistemas o de disco é o mais utilizado e consiste em comprimir duas pastilhas de travão num disco de travão, este sistema é o que maior força de travagem consegue alcançar uma vez que é também o que maior valor de força normal consegue aplicar nos pastilhas.

O sistema de travagem no centro do cubo de roda, é um sistema que começa a ser cada vez menos utilizado, mas que teve uma utilização muito abrangente antigamente. Este sistema consiste em aplicar uma força em duas maxilas de travão que por sua vez entram em contacto com um tambor de travagem. A grande desvantagem deste sistema de travagem é que trabalha com relações de raios, roda e tambor de travagem, bastante diferentes e além disso não consegue aplicar uma força normal às maxilas de modo a compensar essa diferença.

Por fim, o sistema menos utilizado é o de travagem por bloqueio de transmissão. Este sistema, bastante complexo, utiliza um género de embraiagem no cubo da roda e acionado através da redução da cadência de pedalagem ou até mesmo da inversão do sentido da mesma.



Figura 1.1 Travão ao aro (Keithonearth, 2009)



Figura 1.2 Travão de disco (StromBer, 2008)



Figura 1.3 Travão ao Cubo (Creative Commons, 2005)



Figura 1.4 Travão por Bloqueio de Transmissão (Creative Commons, 2005)

Os sistemas mais utilizados nas bicicletas que se vendem hoje em dia são o de travagem ao aro e o de travagem de disco. O presente estudo focou-se especialmente no sistema de travagem ao aro. Este sistema de travagem tem dois tipos de utilização distinta que conduz a diferentes geometrias das pinças de travão (Matt Pacocha, (2009)). Para

bicicletas de montanha é utilizado o sistema V-Brake (Figura 1.5) enquanto que, para bicicletas de estrada se utiliza uma pinça com duplo pivot (Figura 1.6).



Figura 1.5 Sistema V-Brake (SRAM, 2012)



Figura 1.6 Sistema Duplo Pivot (SRAM, 2013)

Além dos sistemas de travagem há ainda que considerar o acionamento dos mesmos. Neste tipo de aplicação assumem importância especialmente dois tipos de acionamento: o mecânico e o hidráulico. O acionamento mecânico é o mais utilizado e funciona em todos os sistemas de travagem, o sistema hidráulico é mais utilizado em travões de disco, no entanto este é também utilizado nos travões ao aro sendo esta todavia uma prática menos comum.

A principal diferença destes dois sistemas de travagem reside no ganho que se consegue no travão de aro pois a relação de raios entre o elemento circular de travão (o aro) e a posição de contacto de atrito é quase unitária, enquanto que no travão de disco o raio de contacto da força de atrito pneu/estrada é, em regra, bastante superior ao raio do contacto pastilha/disco. Contudo o material do disco permite que se usem materiais de atrito compatíveis com pressões de trabalho muito elevadas, compensando a perda de eficiência de travagem que resulta da diferença de raios. No entanto, a colocação de um

disco num cubo de roda aumenta significativamente a inércia do sistema. Assim, o sistema de travagem por atuação de calços de travão continua a fazer todo o sentido quando o objetivo é ter um baixo valor de inércia na roda.

No caso em estudo, e uma vez que se trata de uma roda de bicicleta que é essencialmente utilizada para fins de competição, os maiores objetivos são a redução de peso da própria roda e a redução de peso dos elementos móveis do conjunto da roda para que se consiga ter um valor de inercia total, o mais reduzido possível.

Outro assunto que foi objeto de um estudo prévio foi a análise dos vários tipos de teste de travagem que já existem no mercado. Verificou-se com os mais comuns são: O teste em banco de rolos, que consiste em colocar uma bicicleta em rolos rotacionais e fazer o dito teste de travagem, sendo este o mais parecido com o que se apresenta neste trabalho (DIN EN 14764:2006-03 (2006)); O teste do tipo field test, ou seja, o teste em estrada, que consiste em replicar a condição real de uma bicicleta, no entanto este teste apresenta algumas limitações pelo facto de a sua replicação apresentar fatores externos que não são controláveis (Beck, R.F. (2004)); E existe ainda um teste em que é elaborada uma simulação numérica e posteriormente é feita uma aproximação onde se obtém valores de distância de travagem e de tempo de paragem (Lieh, J. (2013)).

Assim, o objetivo deste trabalho foi construir um equipamento que fosse capaz de quantificar a performance de calços de travão de bicicleta, registando assim valores da força de travagem e os respetivos tempos ou distâncias de paragem. De salientar que o sistema usado para a realização do teste não é igual a nenhuma dos que foram anteriormente referidos.

Para a realização deste trabalho, foram delineados alguns objetivos e tarefas de modo a que fosse possível cumprir com os prazos. Assim, em primeiro lugar irá ser consultado todo o trabalho feito até então em dissertações anteriores, de seguida realizar-se-ão melhorias ao projeto inicial que serão seguidas da montagem do equipamento. Uma vez concluída a montagem do equipamento serão feitos alguns testes que permitam verificar se este corresponde ao esperado e se tal não acontecer serão feitas melhorias de modo a garantir a sua rigidez. Assim que este se encontrar a funcionar corretamente, serão desenvolvidas metodologias de ensaio e será também desenvolvido um sistema de aquisição de dados. Por fim e de modo a garantir que o equipamento se encontra em correto funcionamento, será feito um teste de validação do mesmo.

Neste banco de ensaios apenas é utilizada uma das rodas da bicicleta e é usado um volante de inércia para replicar as condições dinâmicas de uma bicicleta quando esta é sujeita a uma travagem.

1.2. Organização da dissertação

Esta dissertação está dividida em quatro partes distintas, sendo a primeira, o atual capítulo. No segundo capítulo, o projeto, faz-se a revisão do projeto do equipamento, propõem-se alterações adequadas à sua execução, descreve-se a montagem do equipamento, bem como as alterações necessárias na fase pós-montagem, é apresentada a instrumentação e a calibração do mesmo, descreve-se o programa de aquisição de dados e são listados os procedimentos para a realização de ensaios. No capítulo terceiro são apresentados resultados relativos aos ensaios realizados com dois materiais de travagem e descreve-se a aplicação do procedimento de pós processamento dos resultados com vista a obter parâmetros de avaliação de desempenho. Por fim no quarto capítulo sumarizam-se as conclusões e são feitas propostas de trabalho futuro.

2. PROJETO

Este capítulo contém a apresentação da maior parte do trabalho elaborado nesta dissertação, desde a organização dos trabalhos anteriores, às alterações ao projeto prévio, à montagem do equipamento, às alterações pós-montagem, à instrumentação do equipamento, à calibração de sensores e, por fim, à realização de uma metodologia de ensaio.

2.1. Reorganização do projeto de execução

Em primeiro lugar, e voltando a referir o que já foi acima mencionado, esta dissertação é a continuação de duas dissertações já elaboradas anteriormente. Sendo que uma delas levou ao desenvolvimento do projeto de um banco de ensaios para estudar o comportamento de travões de bicicleta e a outra permitiu a implementação de metodologias experimentais para caracterizar materiais de travagem em banco de ensaios do tipo pino-disco.

Assim sendo e visto que o objetivo desta dissertação é a construção de um banco de ensaios para testar diferentes travões de bicicleta utilizando um freio dinâmico, o que inicialmente vai ser realizado será pôr em prática um projeto que até então só se encontra virtualmente realizado, isto é, ainda se encontra na fase computacional 3D.

Naturalmente, e como seria de esperar cada engenheiro e cada projetista tem a sua forma de organizar os próprios projetos, assim sendo, é por vezes um grande desafio pegar num projeto, organiza-lo, compreender as metodologias e efetuar as alterações necessárias, sendo esta uma etapa que obrigou a despender uma parte significativa do tempo disponível para este trabalho.

2.1.1. Elaboração de ficheiros 2D e identificação do material a adquirir ou a fazer.

Apesar de alguns ficheiros 2D já estarem elaborados, houve a necessidade de criar novos ficheiros para que o layout do projeto fosse sempre igual. O nome pelo qual as

peças eram identificadas foi também alterado para que a designação fosse coerente em todos os desenhos. Além disso, e como será explicado no próximo subcapítulo, muitas peças foram alteradas e mais uma vez houve necessidade de alterar os correspondentes ficheiros 2D.

Assim, foram elaborados desenhos 2D de todas as peças que se consideraram importantes.

2.2. Alterações ao projeto implementadas previamente à execução

Foram feitas algumas alterações e adições ao projeto mesmo quando este se encontrava apenas em computador.

A principal alteração ao projeto realizado em Inventor foi a colocação de todos os elementos de união para que todas as peças que constituem a máquina ficassem ligadas. Assim, este passo passou pela colocação, em ambiente computacional, de todos os cantos de união, de todas as porcas-martelo, da escolha e colocação de todos os parafusos e anilhas, como pode ser visualizado na Figura 2.1

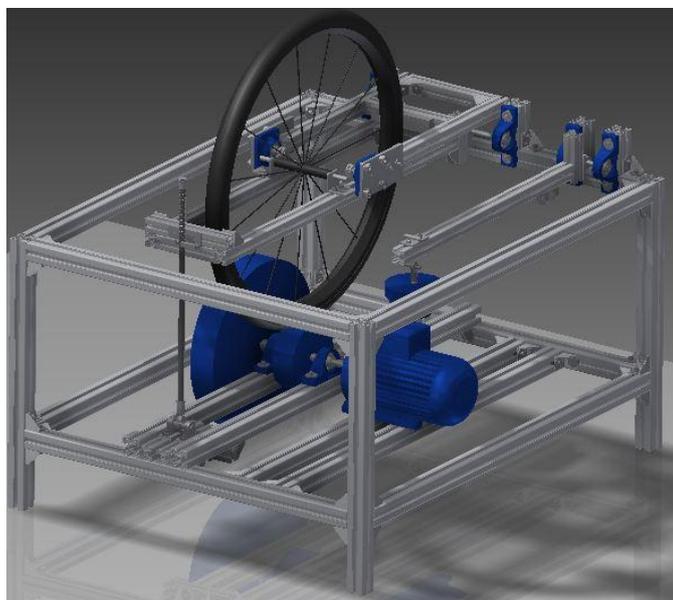


Figura 2.1 Equipamento em 3D

2.3. Montagem do equipamento de testes

Esta fase do projeto foi sem dúvida a mais morosa e a que mais trabalho e dedicação exigiu. Assim sendo, esta etapa vai ser dividida em várias sub etapas.

2.3.1. Listagem do material necessário

Uma vez que alguns componentes já tinham sido encomendados e que já estavam disponíveis, era agora altura de fazer a listagem de todo o material necessário e do que havia ou não em stock. Essa listagem está presente no anexo A

2.3.2. Elaboração das encomendas

Visto que a listagem de material necessária estava feita era agora altura de fazer a encomenda. Para isso foram consultados vários sites, retiradas as referências e feita a encomenda, sendo este último processo um pouco mais demorado do que o esperado.

2.3.3. Elaboração de um plano de corte dos perfis

Alguns dos componentes que constituem a máquina de testes foram escolhidos de forma a poderem ser montados no equipamento sem qualquer alteração ou cuidado, no entanto os perfis, que constituem a parte estrutural da máquina, foram encomendados e entregues em bruto. Uma vez que era necessário que os perfis tivessem comprimentos específicos estes tiveram que ser cortados, recorrendo a uma serra circular equipada com um disco de corte apropriado a ligas de alumínio (Figura 2.2), e por fim foram limados os cantos dos perfis de modo a eliminar as irregularidades dessas faces. No entanto, e para que não houvesse erros nem acontecimentos inesperados, foi feito em plano de corte dos perfis. Esse planeamento está presente no anexo A



Figura 2.2 Serra de corte

2.3.4. Preparações especiais necessárias a algumas peças

Algumas peças necessitaram de sofrer preparações anteriores à montagem.

Todas as peças que foram construídas em aço necessitaram de ser pintadas (Figura 2.3) para prevenir a oxidação e a conseqüente corrosão do material.



Figura 2.3 Peças pintadas

Os rolamentos usados já se encontravam em stock há algum tempo, por isso tiveram que ser lubrificados com recurso a uma pistola para aplicação duma massa específica.

2.3.5. Montagem e afinações

O processo de montagem é algo que requer imenso tempo pois a utilização deste tipo de perfis estruturais tipo Bosch-Rexroth tem enormes vantagens do ponto de vista de possíveis alterações futuras, mas tem a grande desvantagem de que todas as afinações tenham de ser cuidadosamente feitas de modo a não desafinar elementos já fixados e a seguir o projeto já existente. As figuras (Figura 2.4 a Figura 2.6) ilustram diferentes fases do processo de montagem.



Figura 2.4 Montagem (Estrutura)



Figura 2.5 Montagem (Estrutura + Motor + Chumaceiras)



Figura 2.6 Montagem (Fase final)

2.4. Alterações pós-montagem

Uma vez concluída a montagem, durante os ensaios iniciais verificaram-se algumas deficiências, do ponto de vista estrutural, do equipamento. Assim, tiveram que ser feitas novas peças em 3D que posteriormente foram adquiridas ou mandadas maquinar.

Uma das grandes alterações centrou-se no sistema de fixação do garfo (Figura 2.7 e Figura 2.8), que suporta a célula de carga e a pinça de travagem. Os dois suportes que apoiavam este garfo fletiam em demasia uma vez que o tipo de fixação não era suficientemente rígido.



Figura 2.7 Fixação Garfo (antes)



Figura 2.8 Fixação Garfo (depois)

Outra grande alteração de relevância foi a do sistema que transmite rotação à roda (Figura 2.9 e Figura 2.10). O sistema inicialmente projetado previa a utilização de um sistema tipo cunha (Figura 2.9) onde a rotação era transmitida à roda, este sistema tinha sido projetado com o objetivo principal de garantir que a roda não escorregava durante a travagem. No entanto, quando se colocou a máquina em funcionamento, verificou-se que ocorria um atrito excessivo entre o pneu e a cunha que originava um elevado ruído e um valor de desaceleração em vazio, do sistema, demasiado elevado, o que se traduzia numa

redução da sensibilidade de medida do equipamento. A elevada desaceleração em vazio ocorria devido à dissipação de energia por histerese das paredes laterais do pneu. A solução encontrada foi fazer um sistema que fosse mais idêntico à utilização prática de uma roda de bicicleta, limitando o contacto à periferia tangencial do pneu (Figura 2.10). Além disso, fez-se um estriado na periferia do tambor para que o atrito entre a roda e o tambor tivesse um valor mais elevado, de modo a que não ocorresse escorregamento durante a travagem.

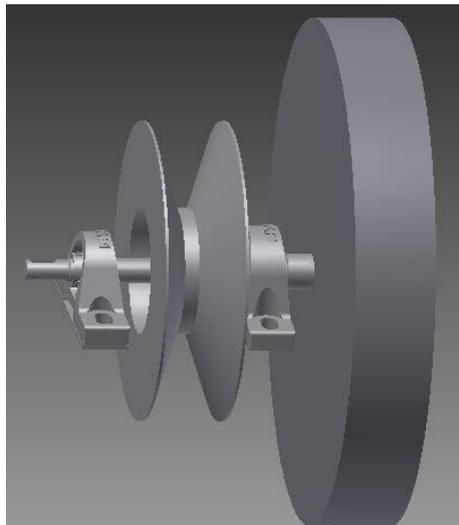


Figura 2.9 Veio Motor (antes)

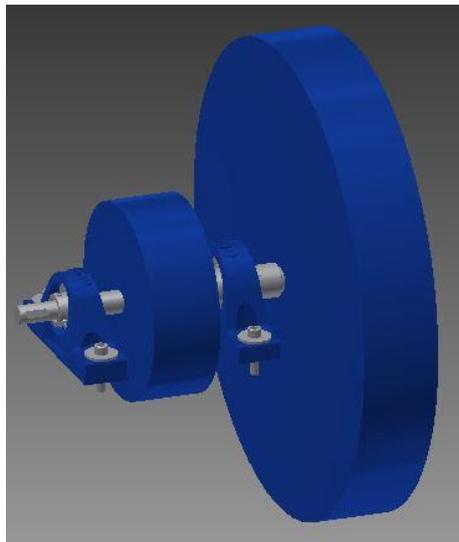


Figura 2.10 Veio Motor (depois)

Após a realização das alterações acima referidas, e depois de feitas todas as substituições necessárias, a montagem do banco de ensaio estava concluída. As próximas

figuras (Figura 2.11 e Figura 2.12) são fotografias tiradas ao equipamento depois de este estar concluído.

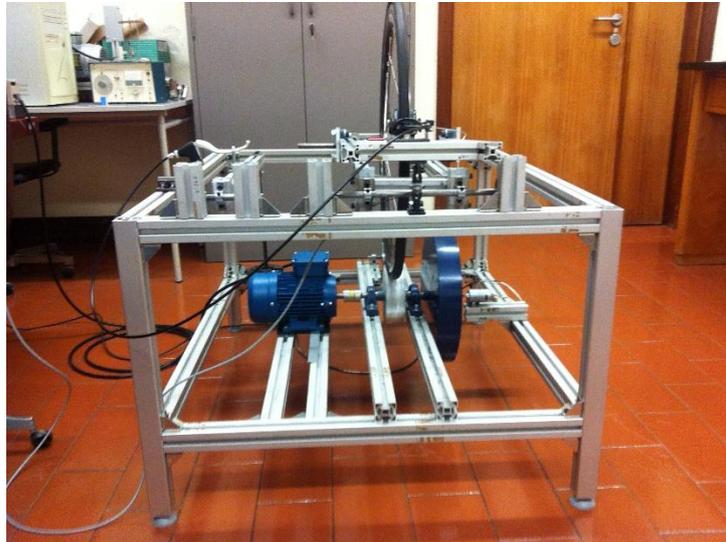


Figura 2.11 Equipamento Concluído 1



Figura 2.12 Equipamento Concluído 2

2.5. Instrumentação e Calibração

Uma vez que a parte cinemática principal do equipamento de testes estava montada e a funcionar como previsto era então necessário colocar os dois sensores, de força e de velocidade, o variador de frequência e o motor de acionamento que dele fazem parte, tal como o projeto inicial previa. Além disso, era ainda necessário ajustar todo o sistema de aplicação de força de travagem.

2.5.1. Motor

O motor (Figura 2.13) foi o primeiro a ser montado, pois este é responsável pela locomoção da roda, através de um veio motor e de um tambor de contacto. O motor já se encontrava em stock e a seleção do mesmo foi objeto de estudo de uma das teses anteriores.



Figura 2.13 Motor

2.5.2. Variador de frequência

O variador de frequência (Figura 2.14) é utilizado para converter a corrente disponível, monofásica, em corrente trifásica e para variar o valor da velocidade à saída do veio do motor e, por sua vez, o valor de velocidade da roda através da variação da frequência. Tal como o motor este equipamento já tinha sido objeto de estudo e seleção numa das dissertações anteriores.



Figura 2.14 Variador de Frequência

2.5.3. Calibração da célula de carga

A célula utilizada (Figura 2.15) tem como objetivo a medição da força exercida durante a travagem. Para que este sensor fosse colocado no equipamento tiveram que ser feitos uns suportes para o mesmo. No desenvolvimento destes suportes teve que se ter em conta que a transmissão de momentos à célula de carga era algo que tinha que ser evitado assim, estes suportes funcionam como duas rótulas de forma a eliminar a transmissão de momentos.



Figura 2.15 Célula de carga com suportes

Outro passo essencial foi o de fazer a calibração da mesma célula de carga. Para fazer essa calibração foi utilizado um equipamento de tração-compressão da marca Shimadzu (Figura 2.16) que está disponível no laboratório de construções mecânicas do departamento de engenharia mecânica da universidade de Coimbra.



Figura 2.16 Equipamento de tração-compressão

Assim, o procedimento de calibração da célula de carga foi o seguinte: Em primeiro lugar, esta célula foi ligada a um amplificador-condicionador de sinal (Figura 2.17) que alimenta o sensor e produz uma tensão que é diretamente proporcional à carga aplicada na célula, de seguida a célula foi colocada no equipamento de tração-compressão, foram aplicadas diferentes cargas na célula usando como referência os valores medidos pelo sistema de medição de força residente na máquina e foram registados diferentes valores de tensão à saída do amplificador de sinal. Posteriormente esses dados foram colocados numa tabela (Tabela 2.1) de uma folha de cálculo (de Excel), que permitiu a elaboração de um gráfico (Figura 2.18) dos valores da força em função dos correspondentes valores de tensão de saída, por fim, foi feita a regressão linear que deu origem à equação da curva de calibração da célula de carga. Foram ainda registados os respetivos valores das ordenadas na origem (b) para que mais tarde fosse possível calcular a linearidade da célula de carga.



Figura 2.17 Amplificador de sinal

Tabela 2.1 Calibração Célula de Carga

Força [N]	Tensão [V]	b [N]
0,46	5,57	-
9,3	5,28	163
25	4,73	162
68	3,2	161
87	2,54	161
98	2,15	160
125	1,25	161
150	0,5	165

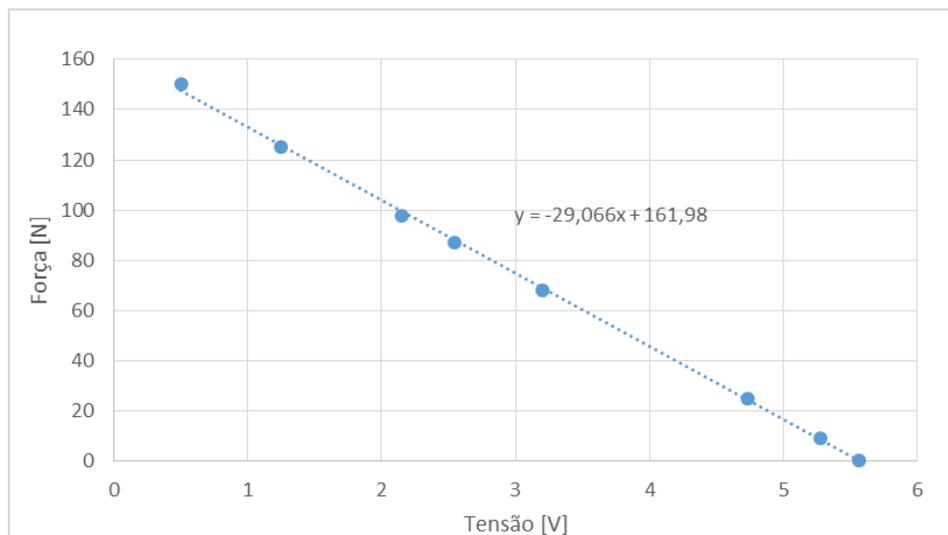


Figura 2.18 Curva de Calibração da Célula de Carga

Para que esteja concluído este ponto falta apenas calcular as características deste sensor, isto é, o seu valor de sensibilidade e de linearidade (Tabela 2.2).

Tabela 2.2 Características da Célula de Carga

F _{máx} [N]	150	b _{máx} [N]	165
F _{mín} [N]	0,46	b _{mín} [N]	160
ΔF [N]	149,54	Δb [N]	4
Sensibilidade	29,07	[N/V]	
Linearidade	2,70	[%]	

2.5.4. Calibração do sensor de velocidade

Um outro sensor foi utilizado para medir a velocidade da roda em cada instante. A solução encontrada foi a utilização de um dínamo de ímãs permanentes (Figura 2.19) para permitir uma relação direta entre a velocidade de rotação do conjunto rotacional do equipamento e a tensão produzida pelo sensor. Foi previsto um sistema de fixação do sensor que é acionado pelo tambor de inércia.

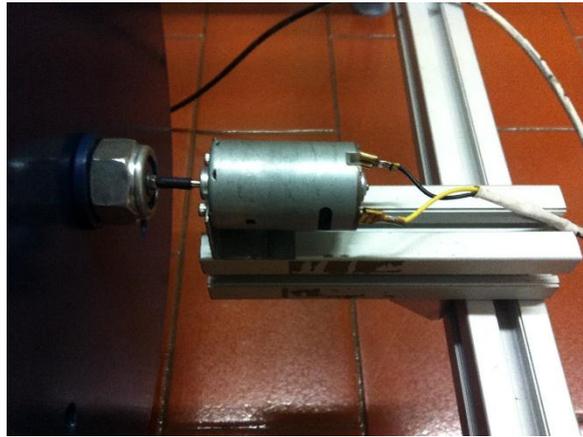


Figura 2.19 Sensor de medição de velocidade

A calibração deste sensor foi realizada colocando o sistema a funcionar a várias velocidades diferentes, ao mesmo tempo que, com recurso a um tacómetro digital (Figura 2.20), eram registadas as velocidades reais na periferia da roda.



Figura 2.20 Tacómetro digital

Uma vez obtidos esses valores, mais uma vez recorreu-se a uma folha de cálculo (de Excel), fez-se uma tabela (Tabela 2.3), a partir da qual foi elaborado um gráfico (Figura 2.21) que permitiu não só verificar a linearidade do sistema de medida como também obter a curva de calibração por regressão linear. Além disso, ainda foi elaborado um gráfico (Figura 2.22) com a relação velocidade/frequência de ajustamento do variador de frequência para que o operador tenha desde logo a noção da frequência a impor no variador de frequência (Figura 2.14), para que uma determinada velocidade seja atingida.

Tabela 2.3 Calibração do Sensor de Velocidade

Freq.[Hz]	Tensão[V]	Vel.[m/m]	Vel.[m/s]	Vel. [Km/h]	b [m/s]
0	0,001	0,0	0,000	0,000	-
5	0,055	49,4	0,823	2,964	0,013
10	0,127	114,3	1,905	6,858	0,033
15	0,206	184,3	3,072	11,058	0,035
20	0,282	250,8	4,180	15,048	0,024
25	0,356	319,1	5,318	19,146	0,071
30	0,434	387,3	6,455	23,238	0,058
40	0,590	524,1	8,735	31,446	0,039
50	0,750	661,6	11,027	39,696	-0,028

As conversões de velocidade foram feitas segundo as equações (2.1) e (2.2).

$$v[m/m] = \frac{v[m/s]}{60}; \tag{2.1}$$

$$v[m/s] = \frac{v[Km/h] \times 3600}{1000}. \tag{2.2}$$

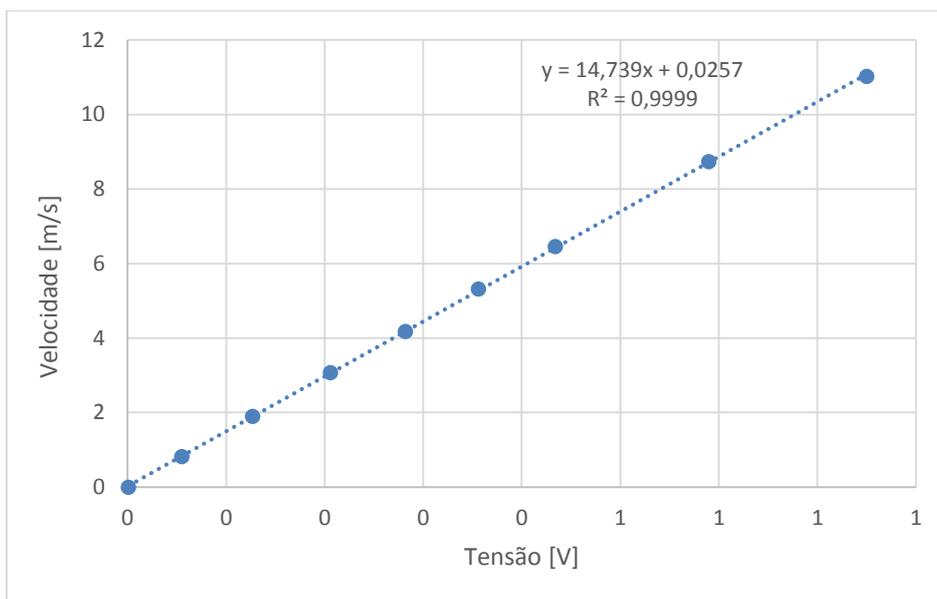


Figura 2.21 Curva de Calibração do Sensor de Velocidade

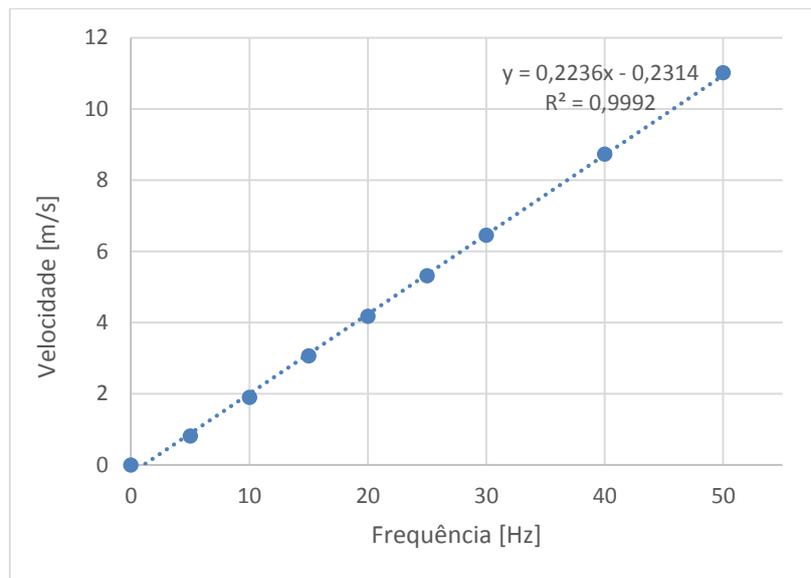


Figura 2.22 Relação Velocidade Frequência

Posto isto, falta apenas apresentar os dados da sensibilidade e linearidade do sensor (Tabela 2.4), como já foi feito anteriormente para a célula de carga.

Tabela 2.4 Características Sensor Velocidade

$v_{m\acute{a}x}$ [m/s]	11,03	$b_{m\acute{a}x}$ [m/s]	0,071
$v_{m\acute{i}n}$ [m/s]	0,00	$b_{m\acute{i}n}$ [m/s]	-0,028
Δv [m/s]	11,03	Δb [m/s]	0,099
Sensibilidade	14,74	[(m/s)/V]	
Linearidade	0,90	[%]	

2.5.5. Cálculo da força exercida na manete pela aplicação de uma massa

O sistema de travagem que foi implementado usa uma alavanca carregada por uma massa para acionar uma manete de travão de bicicleta que através de um cabo aciona a pinça de travão (Figura 2.23).

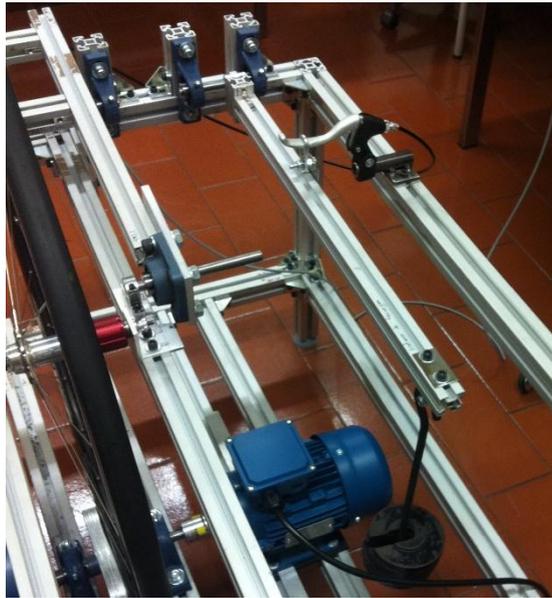


Figura 2.23 Sistema Acionamento Manete

O valor escolhido para a massa a aplicar foi de três quilogramas, o que representa uma força de sessenta e nove Newton aplicada na manete, atendendo ao ganho do sistema de alavanca cujo cálculo é apresentado sobre a forma de tabela (Tabela 2.5). Não foi elaborado qualquer estudo de sensibilidade para a escolha da massa a aplicar no entanto, nesta fase do estudo, o objetivo é apenas aplicar sempre a mesma carga para comparar o comportamento de diferentes tipos de calços de travão.

Tabela 2.5 Carga aplicada na manete

Massa suspensa	3	[Kg]
Distância eixo massa	827	[mm]
Distância eixo manete	354	[mm]
Força manete	68,75	[N]

2.5.6. Aplicação de carga radial na roda

A transmissão de movimento de rotação entre o veio principal e a roda é feito por atrito o que implica que exista uma força normal entre o tambor e a roda para garantir a transmissão de movimento sem escorregamento. A carga radial aplicada na roda de modo a garantir que não ocorre escorregamento entre o pneu e o tambor que imprime movimento à roda, é aplicada por molas.

A estimativa de força normal necessária no contacto foi estabelecida calculando a reação de apoio da roda frontal de uma bicicleta durante a travagem. Essa

estimativa foi conduzida a partir dos valores típicos utilizados em bicicletas. Esses valores são apresentados na seguinte tabela (Tabela 2.6).

Tabela 2.6 Valores típicos de bicicletas

Altura do centro de massa da bicicleta (h)	0,84	[m]
Distância do centro de massa em relação à roda traseira (d_r)	0,51	[m]
Distância entre eixos de roda (d_r+d_f)	1,11	[m]
Desaceleração na travagem 0,61g (a)	5,98	[m/s ²]
Peso do conjunto (bicicleta + ciclista) (m)	86,00	[Kg]

Estes são os valores típicos utilizados em bicicletas no entanto, o valor da desaceleração na travagem apresentado é o valor máximo, ou seja, aquele a que corresponde a força normal na roda traseira seja praticamente nulo e o que maximiza o valor da reação normal na roda dianteira. Esta conclusão é retirada pela análise esquemática de uma bicicleta (Figura 2.24) e do diagrama de corpo livre da estrutura (Figura 2.25).

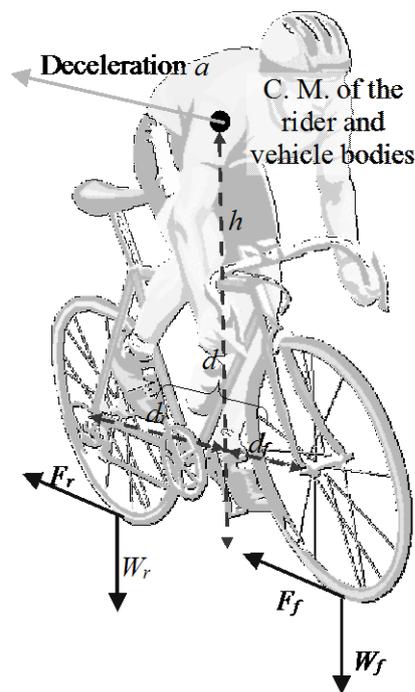


Figura 2.24 Análise Esquemática Bicicleta (Mao, Y. et al., 2003)

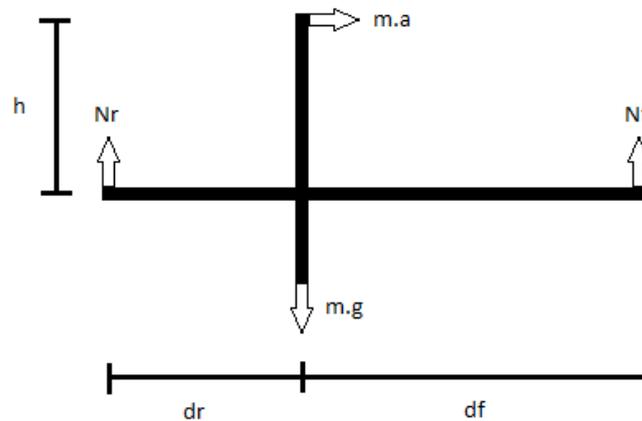


Figura 2.25 Diagrama Corpo Livre Bicicleta

Para uma travagem em que a desaceleração seja a máxima (Tabela 2.6), o valor da reação no contato da roda posterior com o piso está apresentado na tabela (Tabela 2.7). Uma vez que todo o sistema ficaria apoiado na roda frontal, toda a massa do sistema ficaria também apoiada nesse ponto e assim a força aplicada nesse ponto seria a força peso, ou seja a força provocada pela massa total do sistema. Para a realização desse cálculo foi usada a (Equação 2.3) e o resultado foi de oitocentos e quarenta e quatro Newton. No entanto e de modo alternativo poderia ainda ter sido usada a consideração de que o somatório dos momentos em relação ao ponto de contacto da roda traseira é igual a zero. Assim:

$$\sum M_{rt} = 0, \quad (2.3)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{rt} &= m.g \times d_r + m.a \times h - N_f \times (d_r + d_f) \Leftrightarrow, \\ \Leftrightarrow \sum M_{rt} &= m.g \times d_r + m.a \times h - N_f \times (d_r + d_f) \Leftrightarrow, \\ \Leftrightarrow N_f &= \frac{m.g \times d_r + m.a \times h}{(d_r + d_f)}. \end{aligned}$$

Tabela 2.7 Reação Normal Na Roda (máxima)

Reação normal na roda da frente (Rf)	777,08	[N]
--------------------------------------	--------	-----

No entanto, e após um primeiro teste realizado a título experimental, a desaceleração sofrida pelo conjunto, usando uma massa de três quilogramas na alavanca de aplicação de carga, situa-se num valor cerca de dez vezes inferior ao valor máximo de desaceleração obtido anteriormente, ou seja, cerca de zero virgula cinco metros por

segundo ao quadrado. Quando comparamos este valor com o obtido em testes reais de travagem de bicicletas, verificamos que é da mesma ordem de valores obtidos em testes fora de estrada mas cerca de cinco vezes inferior aos medidos em asfalto (Beck, R.F. (2004)).

Assim, e para replicar as condições normais de utilização da bicicleta iremos considerar o valor de desaceleração anteriormente referido. Uma vez que a desaceleração é bastante inferior à desaceleração máxima sofrida, então o valor da reação normal sofrida na roda frontal será também muito menor. Foram realizados novamente os cálculos anteriores tendo em conta essa variação do valor da desaceleração sofrida e os valores obtidos são apresentados na tabela que se segue (Tabela 2.8). Os cálculos necessários à realização desta tabela são idênticos aos usados anteriormente (Equação 2.3) fazendo apenas variar o valor da desaceleração sofrida durante a travagem.

Tabela 2.8 Reação Normal Na Roda (travagem típica do sistema)

Desaceleração na travagem (a)	0,50	[m/s ²]
Peso do conjunto bicicleta + ciclista (m)	86,00	[Kg]
Reação normal na roda da frente (Rf)	488,54	[N]

O modo escolhido para aplicação de carga radial na roda consiste em utilizar um sistema de alavanca, em que a ele estão ligadas, a diferentes distâncias, a roda e uma mola que aplicará a carga (Figura 2.26). Então, em primeiro lugar, será necessário calibrar o conjunto mola e de seguida definir qual a compressão que será necessário aplicar na mola de modo a que produza uma determinada força radial na roda, a força normal pretendida, cerca de quatrocentos e oitenta e seis Newton.

A fixação de valor mínimo possível da reação, na roda que impeça o escorregamento durante a travagem é fundamental para que as perdas por histerese na deformação do pneu sejam reduzidas melhorando a qualidade dos resultados obtidos.

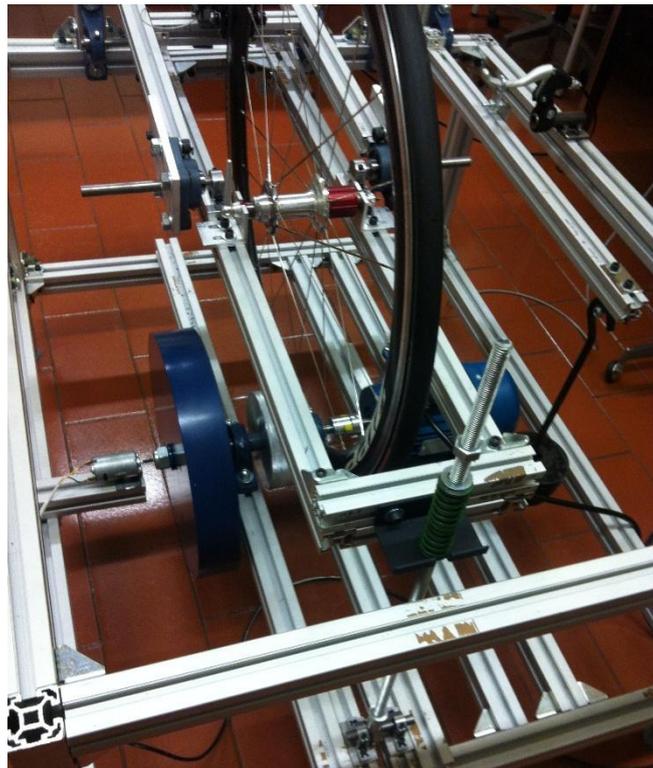


Figura 2.26 Sistema Aplicação Carga Radial

2.5.6.1. Calibração do conjunto mola

Por disponibilidade do laboratório, foram utilizadas duas molas associadas em série e apesar de serem muito idênticas, foi feita a calibração de cada uma em separado de modo a obter a constante de mola de cada uma delas e posteriormente a do conjunto. Essa calibração consistiu em colocar cada uma das molas, separadamente, num equipamento de tração-compressão (Figura 2.16) e à medida que se ia aplicando uma determinada força de compressão ia-se registrando o deslocamento sofrido pela mola, ou seja, a sua compressão. Como já tinha sido feito para o caso da célula de carga, os valores foram inseridos numa folha de cálculo (de Excel) com recurso a uma tabela (Tabela 2.9) e posteriormente recorrendo à utilização um gráfico (Figura 2.27 e Figura 2.28) foi realizada uma regressão linear dos pontos obtidos, com o uso da equação da reta obtida retirou-se o valor da constante de mola de cada uma delas e do conjunto (Tabela 2.10).

Tabela 2.9 Calibração das Molas

Mola 1			Mola 2		
Deslocamento [mm]	Força aplicada (em carga) [N]	Força Aplicada (em descarga) [N]	Deslocamento [mm]	Força aplicada (em carga) [N]	Força Aplicada (em descarga) [N]
1,50	39,62	38,54	1,50	44,07	43,33
3,00	97,42	96,30	3,00	99,04	97,96
4,50	156,35	155,00	4,50	155,85	154,45
6,00	215,85	214,40	6,00	213,10	211,55
7,50	275,80	274,20	7,50	270,40	268,50
9,00	335,80	334,30	9,00	327,70	326,20
10,50	395,30	394,20	10,50	385,60	385,10
12,00	455,00	454,40	12,00	443,90	443,10
13,50	515,40	515,40	13,50	504,80	504,80

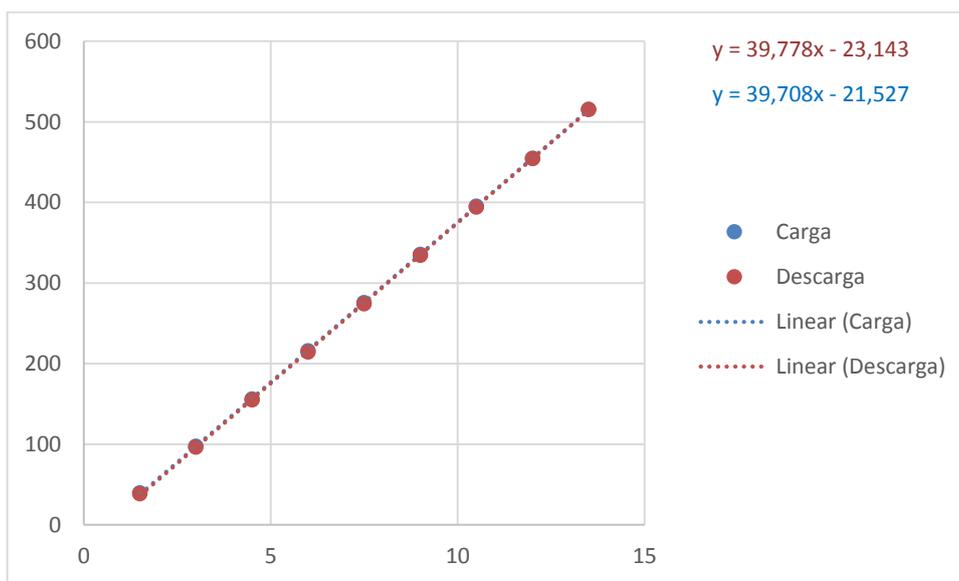


Figura 2.27 Calibração da Mola 1

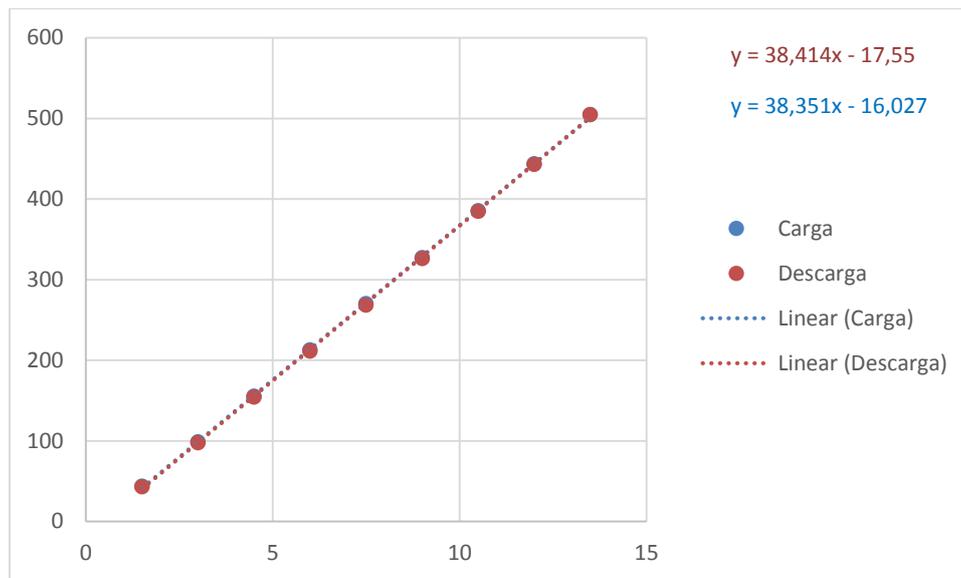


Figura 2.28 Calibração da Mola 2

As duas molas se encontram ligas em série assim sendo, a constante de mola do conjunto é obtida da seguinte equação (Equação 2.4)

$$\frac{1}{k_{eq}} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2}, \quad (2.4)$$

Tabela 2.10 Constante de Mola do Conjunto

Constante de mola 1 (k1)	39,71	[N/mm]
Constante de mola 2 (k2)	38,35	[N/mm]
Constante mola conjunto (keq)	19,51	[N/mm]

2.5.6.2. Cálculo da deformação a impor ao conjunto mola

Uma vez que é sabido qual o valor de carga radial a aplicar na roda, é também conhecido o valor da constante de mola e estão também disponíveis os valores geométricos do conjunto que suporta a roda e onde a mola aplica carga. É agora possível saber qual o valor da compressão que a mola terá que sofrer para que seja aplicada a carga pretendida.

Na seguinte tabela (Tabela 2.11) são apresentados esses valores e o cálculo final. Para a calcular a compressão que a mola teria que sofrer de modo a que a aplicar a força pretendida na roda, foi utilizada a Lei de Hooke (Equação 2.5):

$$F = kx, \quad (2.5)$$

em que F corresponde a F_m , em Newton, k corresponde a k_{eq} , e Newton por milímetro, e x a x_m , em milímetros.

Tabela 2.11 Deformação Sofrida Pelo Conjunto Mola

Distância eixo roda (der)	48,00	[mm]
Força aplicada na roda (Fr)	488,54	[N]
Distância eixo mola (dem)	91,20	[mm]
Força aplicada na mola (Fm)	308,53	[N]
Constante mola (Keq)	19,51	[N/mm]
Compressão mola (xm)	14,06	[mm]

2.5.7. Cálculo da força normal aplicada nos calços de travão

Uma via, para o cálculo da força exercida nos calços de travão, escolhida poderia ter sido a via analítica no entanto, e devido à complexidade do sistema de travagem usado, o levantamento da geometria tridimensional correta mostrou-se difícil tendo-se optado pela medição experimental das forças.

Para a medição da força exercida o procedimento utilizado consistiu em colocar um sensor entre a pinça de travão que permitia a medição da força normal aplicada aos calços.

Como não se dispunha de um sensor elétrico com a geometria e a gama de medida adequada foi utilizada uma mola previamente calibrada. A medição da deformação da mola permitiu a medição precisa da força normal aplicada em cada calço de travão. A calibração da respetiva mola está disponível em anexo (ANEXO B)

Uma vez que o valor típico da massa aplicada na alavanca de aplicação da força de travagem seriam três quilogramas, o procedimento final consistiu em colocar essa massa de travagem e medir a deformação sofrida na mola quando sujeita a essa carga. Usando a Lei de Hooke (Equação 2.5) facilmente se obteve o valor pretendido, valor que representa a força normal exercida nos calços de travão e que é apresentado sob a forma de tabela (Tabela 2.12).

Tabela 2.12 Força Aplicada na Pinça de Travão

Compressão mola quando aplicados 3 Kg	2,60	[mm]
Constante mola	39,708	[N/mm]
Força normal na pinça	103,24	[N]

2.6. Implementação de um software de aquisição de dados

Como já foi referido anteriormente, no equipamento estão presentes dois sensores que fazem a leitura de valores como a velocidade da roda a força de travagem, no entanto essa aquisição é feita por intermédio de sensores analógicos que enviam um sinal em Volt para uma placa de aquisição de dados, sendo que no caso do sensor de força é ainda intercalado em série um condicionador de sinal que o amplifica. O processo acima descrito não é mais do que o setup de hardware ilustrado na Figura 2.29.

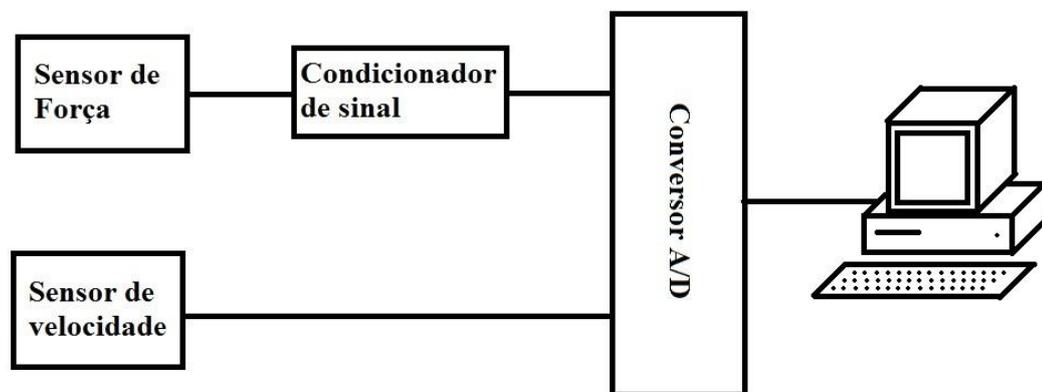


Figura 2.29 Setup Hardware

No entanto além da aquisição de dados, é ainda necessário fazer um tratamento dos mesmos pois a informação enviada pelos sensores não está nas unidades pretendidas. Para isso foi elaborado um software de tratamento de dados em Labview onde foram inseridas as leis de calibração de cada sensor. Além de converter os valores este software cria ainda um ficheiro com os dados adquiridos, que posteriormente dão origem a gráficos em função do tempo. A Figura 2.30 ilustra todo esse processo.

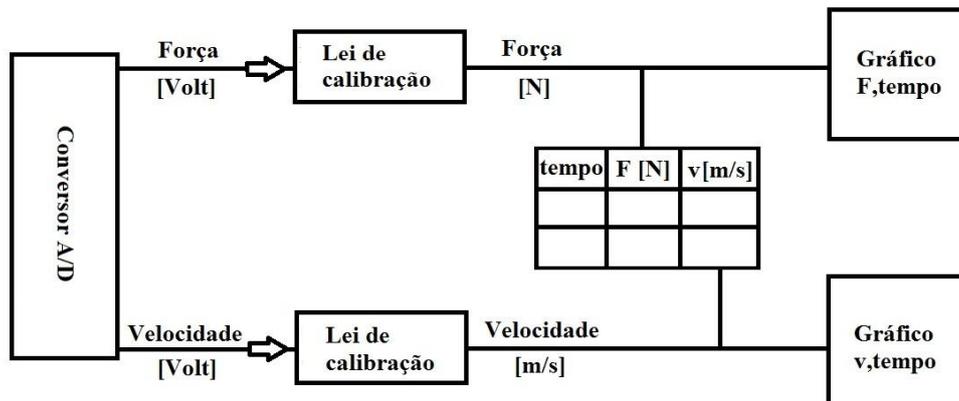


Figura 2.30 Setup Software

Na figura que se segue (Figura 2.31) é apresentada a interface gráfica do programa em questão.

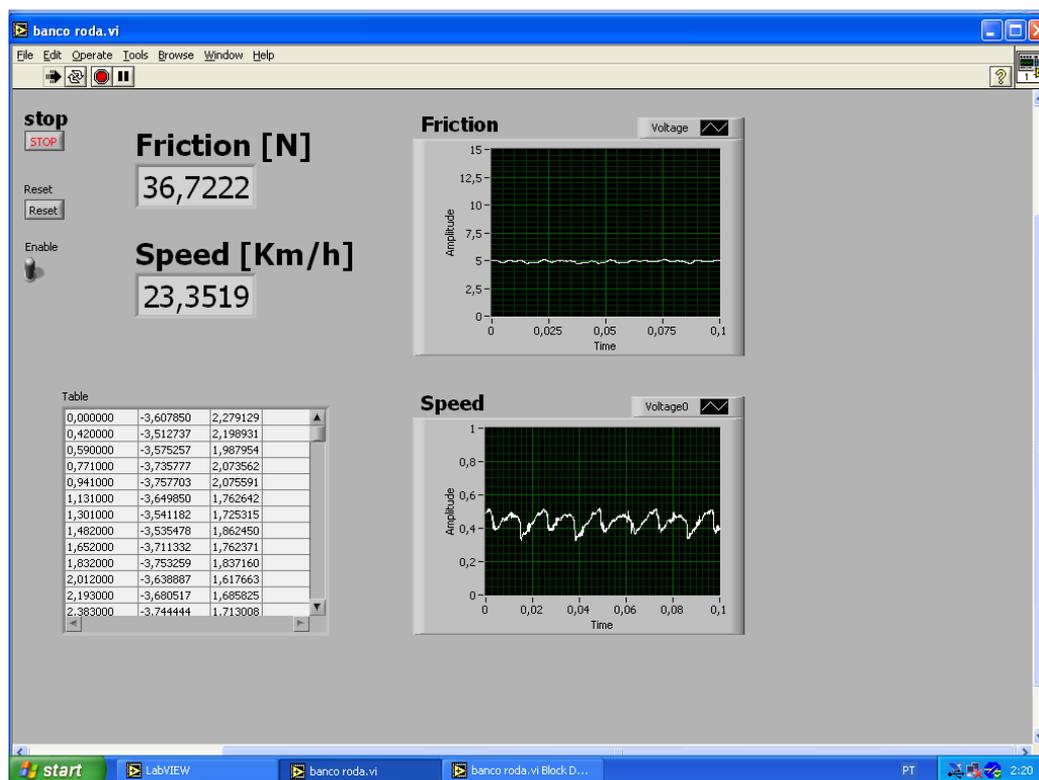


Figura 2.31 Programa de Aquisição de Dados

2.7. Procedimento para realização de ensaios

2.7.1. Verificações

- Verificar se a roda se encontra devidamente apertada.

- Verificar se o sistema de travagem não se encontra acionado
- Verificar se a compressão da mola está no valor recomendado
- Ligar o software de aquisição de dados
- Verificar pressão do pneumático (entre quatro a cinco bar)

2.7.2. Realização de ensaio em vazio

- Ligar o motor
- Regular a velocidade pretendida, através do variador de frequência
- Iniciar a aquisição de dados
- Desligar o motor
- Aguardar até que o ensaio termine
- Desligar a aquisição de dados
- Repetir este procedimento pelo menos mais duas vezes

2.7.3. Realização de ensaio

- Ligar o motor
- Regular a velocidade pretendida, através do variador de frequência
- Iniciar a aquisição de dados
- Desligar o motor
- Colocar a massa utilizada para efetuar a travagem
- Aguardar até que o ensaio termine
- Desligar a aquisição de dados

2.7.4. Cálculos pós ensaio

- Os cálculos e procedimentos a realizar depois de concluído o ensaio, serão explicados no capítulo 3.

3. APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DE RESULTADOS

3.1. Realização de um ensaio em vazio

Previamente à realização de um conjunto de ensaios, após a montagem e as verificações, deve fazer-se um ensaio em vazio com o objetivo de avaliar a desaceleração do sistema quando este não está sujeito a uma força de travagem externa, para avaliar o contributo do atrito nos vários pontos móveis do equipamento bem como a energia dissipada por histerese de deformação do pneu. Para isso colocou-se a roda em movimento até que a sua velocidade fosse de vinte e cinco quilómetros por hora (valor de velocidade selecionado para a realização deste estudo). Quando essa velocidade foi atingida, desligou-se o motor e deu-se início ao processo de aquisição de dados. Os dados registados foram apenas, o tempo em segundos e a velocidade em quilómetros por hora e tempo decorrido. Este procedimento foi repetido para obter valores médios, os dados foram exportados para uma folha de cálculo (de Excel) e deram origem ao gráfico da Figura 3.1.

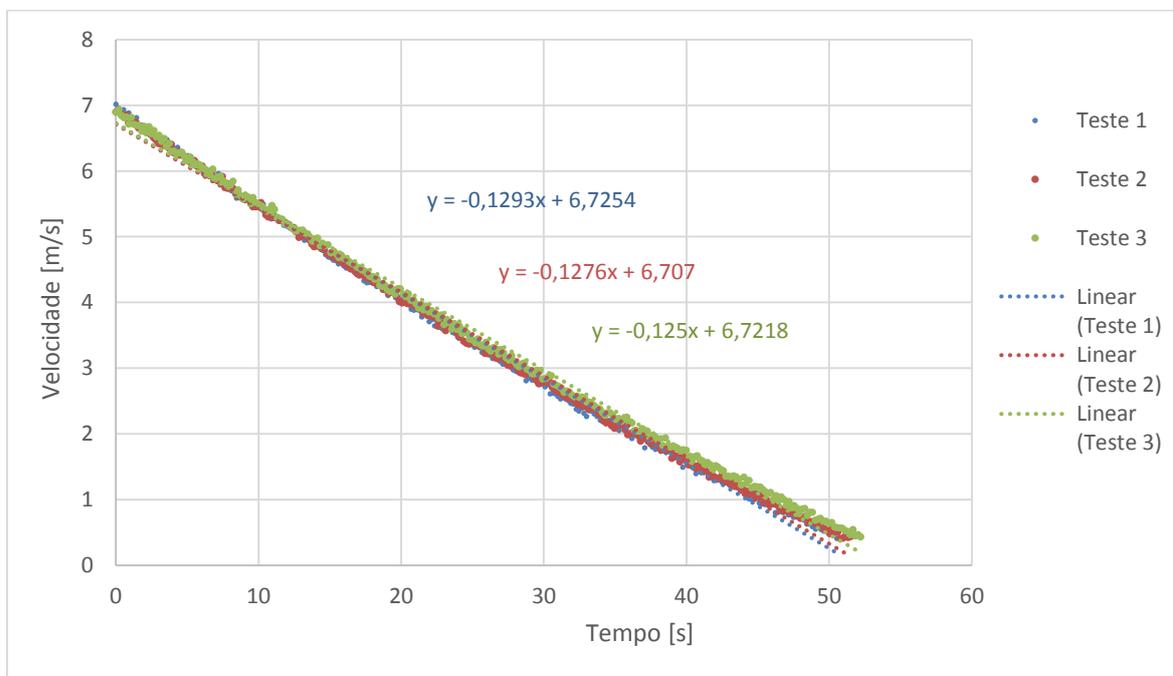


Figura 3.1 Curva Desaceleração a 25Km/h

Após a análise de cada um dos três testes e depois de feitas as regressões lineares, foi obtido o valor de desaceleração para cada teste, que corresponde ao declive das curvas velocidade-tempo. De seguida fez-se uma média aritmética dos três valores obtidos e o resultado final para o valor de desaceleração em vazio são zero vírgula duzentos e setenta e três metros por segundo ao quadrado, valor correspondente ao movimento tangencial da periferia da roda, ou seja equivalente ao movimento de avanço da bicicleta.

Uma vez que já está calculado o valor de desaceleração em vazio, o próximo passo será a realização de ensaios de travagem com diferentes tipos de materiais.

3.2. Realização de um ensaio com calços de travão ZIPP

Este ensaio foi realizado com calços de travão fabricados pela SRAM com a marca ZIPP, Zipp Tangente (Flash) Platinum Pro Evo Brake Pad (Figura 3.2).



Figura 3.2 Calços de travão ZIPP

É sabido que o objetivo deste ensaio é retirar o coeficiente de atrito entre o calço de travão e o aro da roda.

Existem assim dois procedimentos para obter esse valor. A primeira via passa pela medição do valor da força de travagem exercida pela pinça de travão na direção tangente ao movimento da roda. Esta força é proporcional à medida pela célula de carga ao longo do ensaio. Tendo o valor da força de travagem e utilizando o valor já calculado anteriormente da força normal exercida nos calços de travão facilmente se retira o valor do coeficiente de atrito pela equação de atrito dinâmico (Equação 3.1).

$$F = \mu \times N, \quad (3.1)$$

em que o valor da força exercida, F , e o da normal, N , são dados em Newton.

Um modo alternativo para o cálculo do coeficiente de atrito é a segunda via que é feita através do recurso à segunda Lei de Newton aplicada a movimentos rotacionais (Equação 3.2).

$$\sum M = I \times \ddot{\alpha}, \quad (3.2)$$

O que esta Lei diz é que o somatório dos momentos presentes no sistema é igual ao produto entre a inércia total do sistema e a aceleração sofrida, nesse mesmo sistema. Assim e uma vez que o objetivo é calcular o momento de atrito, iremos usar como valor da inércia a inércia dos elementos móveis do sistema e como valor de aceleração, o valor da desaceleração do sistema quando este sofre uma força de travagem externa, não esquecendo porém de subtrair o valor da desaceleração em vazio do mesmo conjunto.

Este ensaio é composto por três testes de travagem, para que alguns erros de medição possam ser minimizados. Durante cada teste foram registados três diferentes variáveis, o tempo, em segundos, a velocidade, em metros por segundo, e a força de travagem exercida na pinça de travão, em Newton. Depois de devidamente tratados e analisados os dados deram origem a um gráfico (Figura 3.3 e Figura 3.4), para que melhor possam ser interpretados.

É também importante referir que para este ensaio de travagem, a massa utilizada para fazer atuar a manete, do sistema de travagem, foi uma massa de três quilogramas.

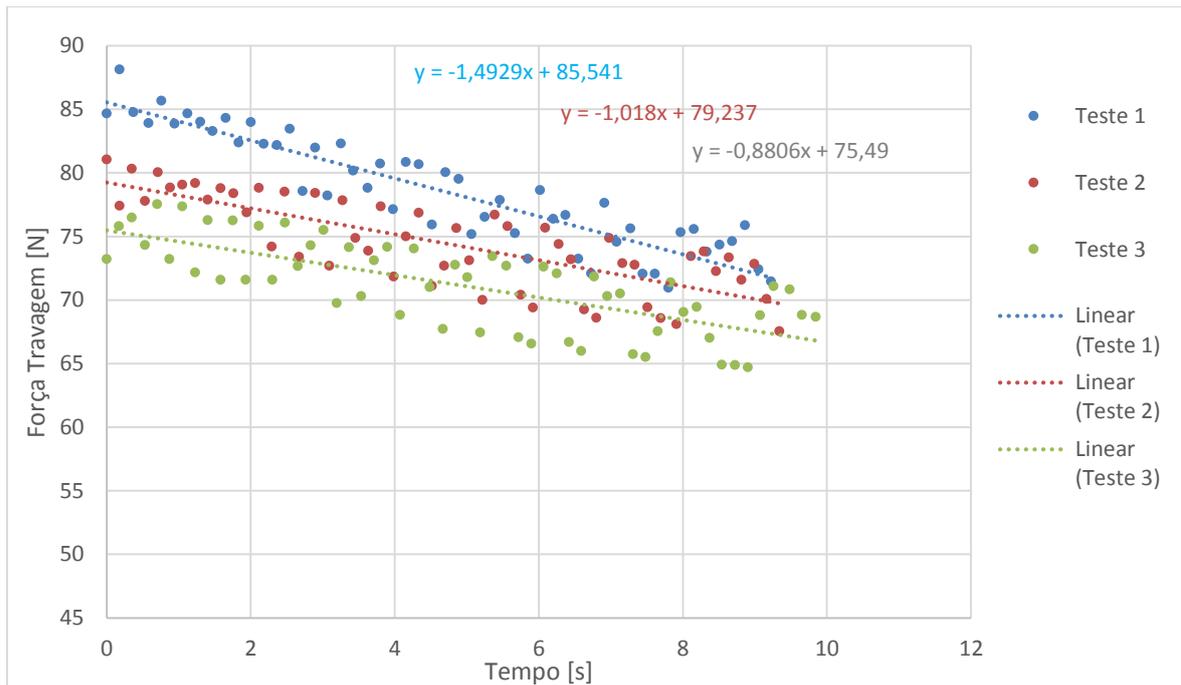


Figura 3.3 Força de Travagem / Tempo

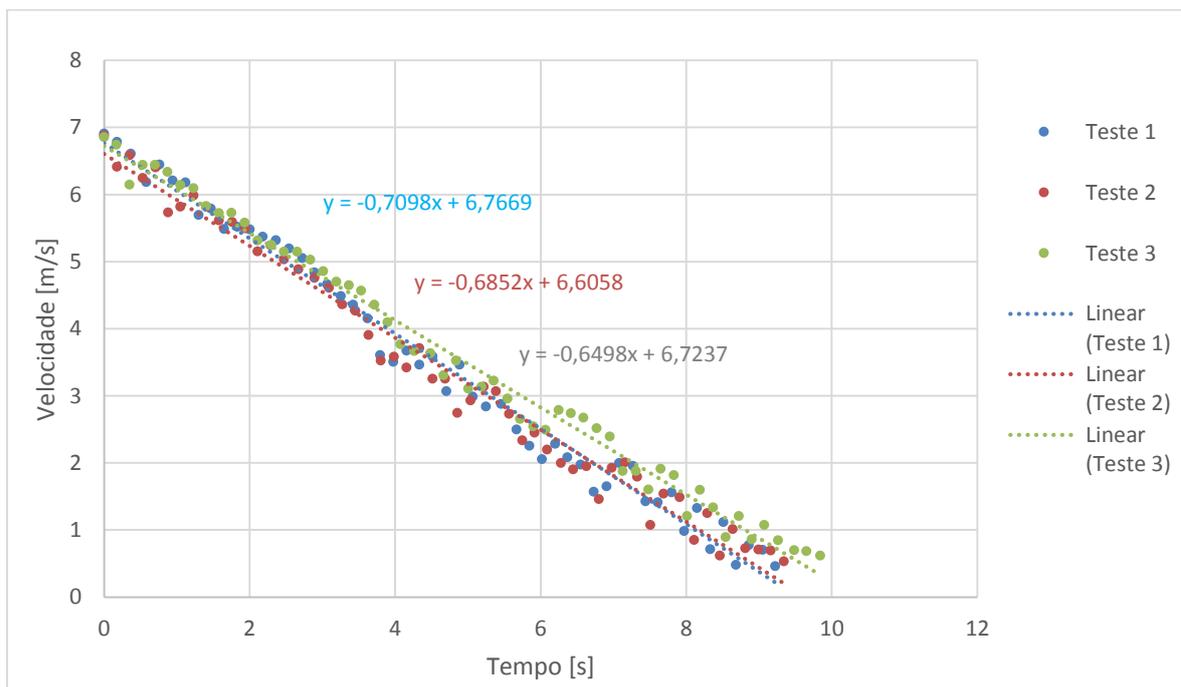


Figura 3.4 Velocidade / Tempo

Dos três testes retiraram-se os valores da força de travagem e os valores de desaceleração em função do tempo, sendo o tempo a variável x da equação presente no gráfico (Figura 3.4).

De seguida procedeu-se ao cálculo da média aritmética dos valores obtidos.

Referente ao primeiro gráfico (Figura 3.3), os valores, da força de travagem, deveriam dar origem a uma reta pois a força de travagem deveria ser constante durante toda a travagem, no entanto durante a travagem há um aquecimento dos calços de travão que neste caso provoca uma diminuição na eficiência de travagem. Assim o valor da força de travagem considerado foi a média dos valores iniciais da força de travagem nos três testes, que deu um resultado de cerca de sessenta e nove Newton.

Em relação ao segundo gráfico (Figura 3.4), é possível retirar os valores da desaceleração da roda. Mais uma vez foram tidos em conta os testes 1,2 e 3 em que os respetivos valores. Fazendo uma média destes valores ficamos com um valor médio de desaceleração de zero vírgula seiscentos e oitenta e dois, com as unidades expressas também no sistema internacional.

3.3. Realização de um ensaio com calços de travão de uma marca comum de mercado

Este ensaio foi realizado exatamente da mesma forma do que o referido na alínea anterior, alterando apenas os calços de travão para uns de marca comum de mercado (Figura 3.5)



Figura 3.5 Calços de marca comum

Os gráficos seguintes (Figura 3.6 e Figura 3.7), são representativos das mesmas variáveis que as referidas na alínea anterior.

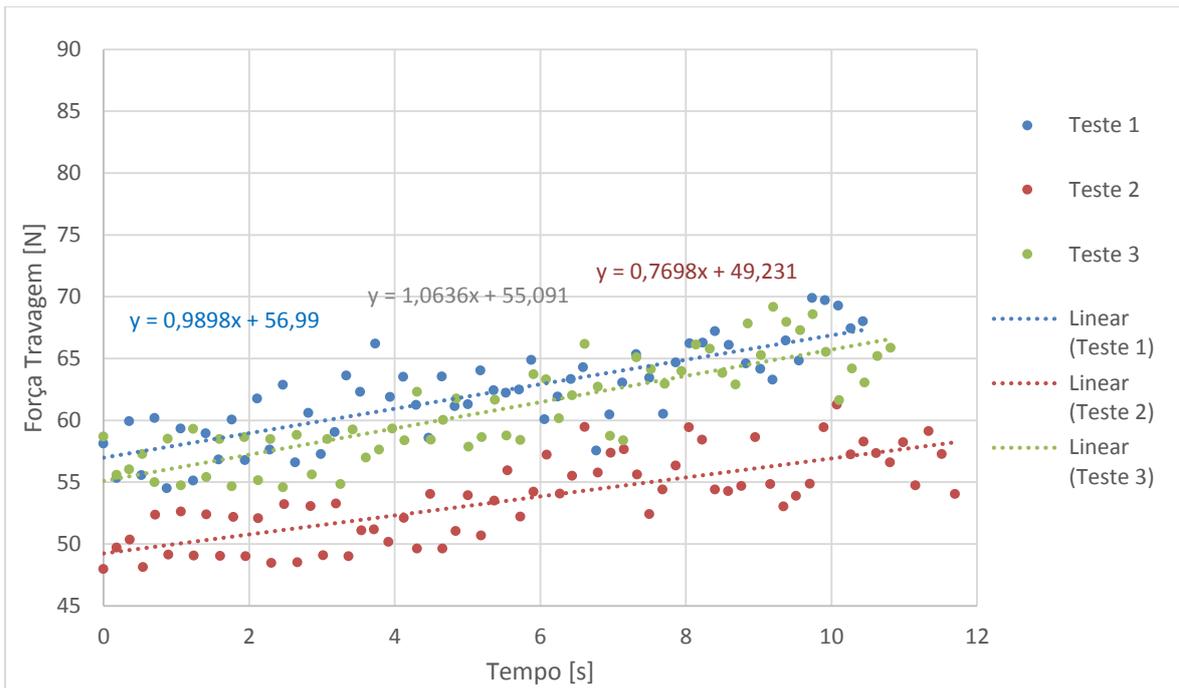


Figura 3.6 Força de Travagem / Tempo

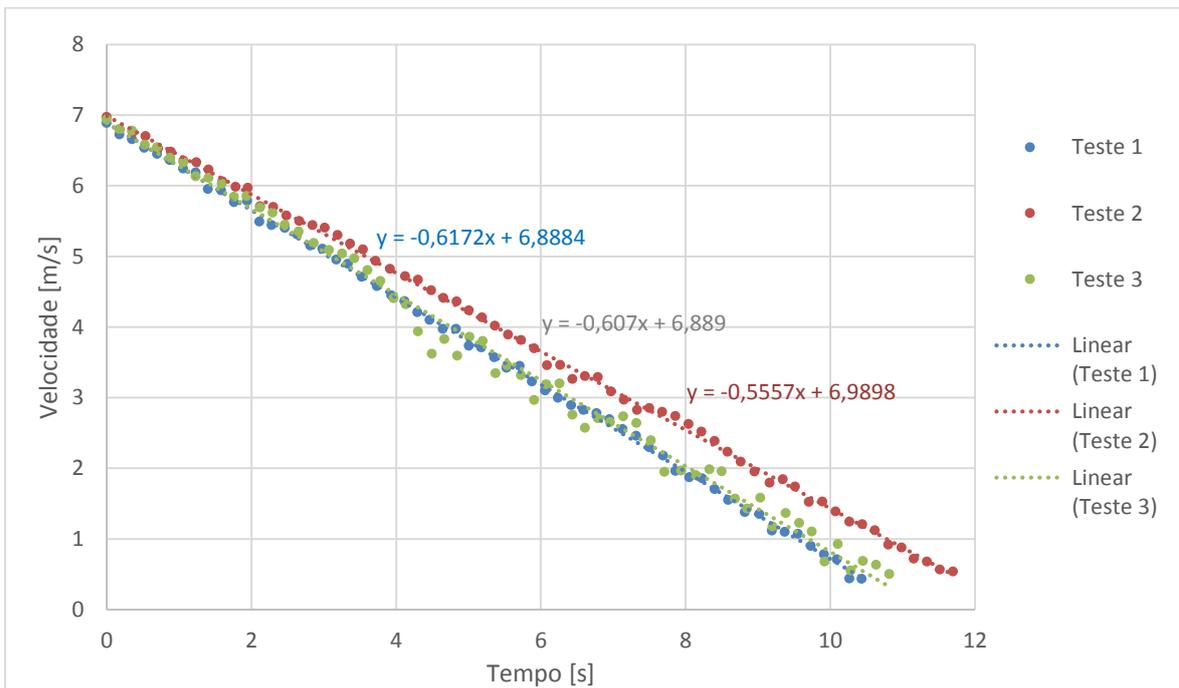


Figura 3.7 Velocidade / Tempo

Dos três ensaios realizados é notável que há um que está um pouco desviado dos outros, assim essa curva tanto de desaceleração como de força, foi ignorada e a média aritmética foi apenas feita tendo em conta o teste um e teste três.

Assim, do gráfico (Figura 3.6) retira-se que a força de travagem é de sessenta e um vírgula quarenta e sete Newton. Do gráfico da figura (Figura 3.7) retira-se que a desaceleração é de zero vírgula seiscentos e doze metros por segundo ao quadrado.

3.4. Cálculos Pós Ensaio

Após a realização dos vários ensaios para os dois diferentes calços de travão, foram realizados alguns gráficos, dos quais foi possível retirar alguns valores acima identificados.

Posteriormente e com o objetivo de se retirar o valor do coeficiente de atrito de cada um dos materiais, foram feitos alguns cálculos auxiliares.

Para o cálculo do parâmetro acima referido pela via da força de travagem exercida na pinça de travão apenas é necessário esse mesmo valor e o valor, também já calculado, da força normal exercida nos calços de travão, recorrendo a uma fórmula também já referida (Equação 3.1).

Os cálculos foram mais uma vez feitos através da utilização de uma folha de cálculo de Excel e os resultados são apresentados sob a forma de uma tabela (Tabela 3.1 e Tabela 3.2).

Tabela 3.1 Coeficiente de Atrito ZIPP

Força de travagem na pinça de travão (F)	74,76	[N]
Força normal na pinça (N)	103,24	[N]
Coeficiente de atrito (μ)	0,362	

Tabela 3.2 Coeficiente de Atrito Marca Comum

Força de travagem na pinça de travão (F)	61,47	[N]
Força normal na pinça (N)	103,24	[N]
Coeficiente de atrito (μ)	0,298	

Como já tinha sido referido no início deste capítulo, existe ainda outra forma de calcular a força de travagem que não envolve a utilização de uma célula de carga. Essa alternativa consiste em obter os dados da desaceleração do sistema, combina-los com o

valor de inércia do sistema e com o valor do raio do tambor que transmite rotação à roda, uma vez que o valor da aceleração usada é o da aceleração linear.

$$\begin{cases} x = \alpha \times r \\ x = \alpha' \times \frac{r}{r'} \end{cases} \quad (3.3)$$

em α é o deslocamento angular da roda, x é o deslocamento linear da roda e r o raio da roda. As variáveis α' e r' representam o mesmo que as variáveis x e r só que referentes ao tambor motriz. Assim facilmente se consegue retirar o valor da aceleração angular

$$\ddot{\alpha}' = \frac{\ddot{x}}{r'} \quad (3.4)$$

Sabendo a desaceleração linear que é dada pelos gráficos (Figura 3.4e Figura 3.7), aplicando a equação (Equação 3.4) e juntando o valor do raio do tambor motriz (Tabela 3.3) retira-se o valor da aceleração do conjunto.

Tabela 3.3 Propriedades físicas do sistema

Inércia sistema (I)	0,6512	[Kg.m ²]
Raio tambor motriz (r')	0,0725	[m]

Os resultados finais serão agora apresentados sob a forma de duas tabelas, (Tabela 3.4) para os calções ZIPP e para o caso dos calções de uma marca comum de mercado (Tabela 3.5).

Tabela 3.4 Coeficiente de Atrito ZIPP

Desaceleração travagem (a)	0,682	[m/s ²]
Desaceleração em vazio (a0)	0,127	[m/s ²]
Força travagem (F)	68,71	[N]
Força normal na pinça (N)	103,24	[N]
Coeficiente de atrito (μ)	0,333	

Tabela 3.5 Coeficiente de Atrito Comuns

Desaceleração travagem (a)	0,612	[m/s ²]
Desaceleração em vazio (a0)	0,127	[m/s ²]
Força travagem (F)	60,09	[N]
Força normal na pinça (N)	103,24	[N]
Coeficiente de atrito (μ)	0,291	

4. CONCLUSÕES E SUGESTÕES

A realização deste trabalho permitiu concluir inúmeros aspetos que vão ao encontro de muitos dos objetivos que este trabalho visava.

Em primeiro lugar e sendo este um dos objetivos principais do trabalho, foi possível fazer um estudo comparativo entre dois calços de travão diferentes e analisar a sua eficácia em termos de travagem. Os calços ZIPP apresentaram um coeficiente de atrito superior ao dos calços de utilização comum, o que se traduzirá numa melhor eficiência de travagem e consequentemente numa distância da travagem também menor.

Ainda em relação aos valores obtidos do coeficiente de atrito é de concluir que esses resultados vão ao encontro dos valores que foram anteriormente calculados numa das duas dissertações anteriormente realizadas sobre este tema.

Algo que também foi possível constatar, e que pode ser visto mais em pormenor nos gráficos (Figura 3.3 e Figura 3.6), foi o facto da força de travagem ter diminuído com o tempo com o uso dos calços ZIPP enquanto que a situação inversa aconteceu com os calços de marca comum. Uma possível explicação poderá estar relacionada com material de cada tipo de calço, com a reação de cada material à variação de temperatura uma vez que naturalmente a temperatura do calço aumenta com o decorrer da travagem.

Conclui-se também que as duas diferentes formas de calcular o valor do coeficiente de atrito são bastante eficazes pois os valores obtidos são bastante próximos. Assim num só ensaio podem usar-se duas vias para calcular o mesmo valor, o que aumenta a fiabilidade do resultado.

Outro ponto de extrema relevância foi o facto de se ter conseguido realizar um projeto que estava ainda apenas em fase computacional, com as necessárias alterações ao projeto que possibilitam a obtenção de um protótipo funcional.

Para trabalho futuro é proposta a implementação de um sistema que possa também avaliar o desempenho a avaliação de travagem de um sistema de travão de disco. Esta alteração será bastante simples de desenvolver uma vez que este projeto e este tipo de montagem teve sempre essa possível alteração em conta.

Um teste que poderá ser também realizado no futuro neste equipamento, é um teste de travagem que simule as condições de piso molhado.

Para terminar é proposto ainda que se altere o sistema de acionamento da pinça de travão, substituindo o sistema de acionamento por cabo por um sistema hidráulico, de modo a que a repetição de travagens seja ainda mais fiel.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Beck, RF (2004). “Mountain Bicycle Acceleration and Braking Factors”. Proceedings of the Canadian Multidisciplinary Road Safety Conference XIV, June 2004, Ottawa, Ontario, 27-30.

Coimbra, M.A.X (2013), “Implementação de Metodologias Experimentais Para Estudar o Comportamento de Travões de Bicicleta”. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica na Especialidade de Projeto Mecânico e Sistemas de Produção. Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade de Coimbra, Coimbra.

Creative Commons (2005) Acedido em Janeiro de 2014 em: http://en.wikipedia.org/wiki/File:R%C3%BCcktrittbremse_geschnitten.jpg.

Creative Commons (2005) Acedido em Janeiro de 2014 em: <http://en.wikipedia.org/wiki/File:Rollenbremse01.jpg>.

DIN EN 14764:2006-03, “City and trekking bicycles -Safety requirements and test methods English version”

Gambóias, P.R.V (2012), “Desenvolvimento de Metodologias Experimentais Para Estudar o Comportamento de Travões de Bicicleta”. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica na Especialidade de Sistemas de Produção. Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade de Coimbra, Coimbra.

Intec Acedido em Setembro de 2013 em: http://www.intec.pt/fotos/gca/catalogo_tecnico_intec_1363278316.pdf

Keithonearth (2009) Acedido em Janeiro de 2014 em: http://en.wikipedia.org/wiki/File:Linear_pull_bicycle_brake_highlighted.jpg#filehistory

Lieh, J. (2013), “Closed-form Method to Evaluate Bike Braking Performance”. Human Power eJournal, April 24, 2013

Mao, Y., Liao, Y. and Tseng, C. “Dynatester: the dynamic brake test rig for bicycles”. Proceedings MIC 2003 - Modelling, Identification, and Control, February 10 – 13, 2003, Innsbruck, Austria.

Pacocha, M. (2009), “Brake Check”. Velonews June 2009.

National Instruments (2005). “LabVIEW Fundamentals” August 2005.

RS Acedido em Agosto de 2013 em: <http://pt.rs-online.com/web/p/componentes-de-conexion/3900278/>

RS Acedido em Agosto de 2013 em: http://pt.rs-online.com/web/p/componentes-de-conexion/3900262/?origin=PSF_432804|cav

RS Acedido em Agosto de 2013 em: <http://pt.rs-online.com/web/p/tubos-y-puntales/0223638/>

SRAM (2012) Acedido em Dezembro de 2013 em: http://cdn.sram.com/cdn/farfuture/VWJFO8MkmsBDhV5NZkUVrO2O9GoBSVBwhZgo mW2oiNM/mtime:1372788204/sites/default/files/images/products/brakes/2012-single_digit_5tm_rim_brake-large-en.jpg.

SRAM (2013) Acedido em Dezembro de 2013 em: <http://www.sram.com/sram/road/products/sram-red-black-edition-brakeset>.

StromBer (2008) Acedido em Janeiro de 2014 em: <http://en.wikipedia.org/wiki/File:BrakeDiskVR.JPG>.

ANEXO A

Listagem de material

Estrutura roda			
Peça	Qtd.	Notas	Em falta
LSCS 12	2		0
Suporte Roda	2		1
SY 12 TF	2		0
Veio 340-12	1	Ø=12 [mm] l=340 [mm]	1
União	4		0
Porca-Martelo	12	M6 30x30	0
Parafuso M6	8	l=12mm (DIN 912 8,8 Zn)	8
Anilha	16	Ø=6mm e=2mm	16
Parafuso M6	4	l=14mm (DIN 912 8,8 Zn)	4
Porca-Martelo	4	M6 40x40	0
Parafuso M6	4	l=25mm (DIN 912 8,8 Zn)	4
Estrutura 820	2	Perfil 30x30x820 [mm]	0
Estrutura 135	2	Perfil 30x30x135 [mm]	0
Estrutura LSCS 58	2	Perfil 30x30x58 [mm]	0

Fixação Mola			
Peça	Qtd.	Notas	Em falta
Fixador Mola	1		1
Eixo	1		1
Mola D12490	1		1
Junta Art M12	1		0
Veio 58,7-12	1	Ø=12 [mm] l=58,7 [mm]	1
LSCS 12	2		0
Porca-Martelo	4	M6 30x30	0
Parafuso M6	2	l=18mm (DIN 912 8,8 Zn)	2
Parafuso M6	4	l=12mm (DIN 912 8,8 Zn)	4
Porca M10	1	DIN 934 8 Zn	1
Anilha	1	Ø=10mm e=12mm	1

Suporte Garfo 1 e 2			
Peça	Qtd.	Notas	Em falta
LSCS 12	4		0
Veio 130-12	2	Ø=12 [mm] l=130 [mm]	2
FY 12 TF	2		0
Ligação Garfo Roda	2		0
Altura LSCS	4		2
União	16		0
Porca-Martelo	44	M6 30x30	0
Parafuso M6	32	l=12mm (DIN 912 8,8 Zn)	32
Anilha	44	Ø=6mm e=2mm	44
Parafuso M6	8	l=22mm (DIN 912 8,8 Zn)	8
Parafuso M10	8	l=30mm (DIN 912 8,8 Zn)	8
Anilha	16	Ø=10mm e=2mm	16
Porca M10	8	DIN 934 8 Zn	8
Parafuso M6	4	l=18mm (DIN 912 8,8 Zn)	4
Suporte LSCS 140	4	Perfil 30x30x140 [mm]	0
Lateral Sup. Garfo	4	Perfil 30x30x197 [mm]	0

Garfo			
Peça	Qtd.	Notas	Em falta
Ligação 30x30	6		0
Braço	2	Perfil 30x30x492,2 [mm]	0
Suporte Travão	2	Perfil 30x30x195,2 [mm]	0

Roda			
Peça	Qtd.	Notas	Em falta
Roda	1		0
Eixo Roda	1	Ø=12 [mm] l=156 [mm]	0

Conjunto Veio			
Peça	Qtd.	Notas	Em falta
Veio 275	1		1
Anel Veio Roda	1		0
Anel Veio Polia	1		0
SY 17 TF	1		0
SY 20 TF	1		0
Tambor Suporte	1		1
Tambor Ligação	1		1
Anel Separador	1		1
Peso	1		1
Chapa Alt. Chum.	1		1
Escatel	2		2
Porca-Martelo	4	M6 40x40	0
Parafuso M6	2	l=30mm (DIN 912 8,8 Zn)	2
Anilha	4	Ø=6mm e=2mm	4
Parafuso M6	2	l=25mm (DIN 912 8,8 Zn)	2

Outros Componentes			
Peça	Qtd.	Notas	Em falta
Célula de Carga	1		1
Motor Elétrico	1		0
Variador Freq.	1		0
Apoio Estrutura	4		0

Sistema Travagem			
Peça	Qtd.	Notas	Em falta
Fixador Roda	1		1
LSCS 12	1		0
SY 12 TF	2		0
Veio 110-12	1	Ø=12 [mm] l=110 [mm]	1
Suporte Pesos	1		1
Junta Artic. M8	1		0
Veio 100-8	1	Ø=8 [mm] l=100 [mm] Roscado M8	1
Peso 2 Kg	1		1
Peso 1,5 Kg	1		1
Peso 0,5 Kg	1		1
Ligação 30x30	1		0
Porca-Martelo	6	M6 30x30	0
Parafuso M6	2	l=10mm (DIN 912 8,8 Zn)	2
Parafuso M6	2	l=14mm (DIN 912 8,8 Zn)	2
Porca-Martelo	4	M6 40x40	0
Parafuso M6	4	l=25mm (DIN 912 8,8 Zn)	4
Anilha	4	Ø=6mm e=2mm	4
Parafuso M6	2	l=12mm (DIN 912 8,8 Zn)	2
Braço 600	1	Perfil 30x30x600 [mm]	0
Estrutura LSCS 58	1	Perfil 30x30x58 [mm]	0

Estrutura			
Peça	Qtd.	Notas	Em falta
Chapa Altura Mot.	4		
Chapa Altura	1		
União	53		0
Porca-Martelo	100	M6 40x40	16
Parafuso M6	100	l=16mm (DIN 912 8,8 Zn)	100
Anilha	116	Ø=6mm e=2mm	116
Porca-Martelo	10	M6 30x30	0
Parafuso M6	10	l=12mm (DIN 912 8,8 Zn)	10
Pilar 576,3	4	Perfil 40x40x576,3 [mm]	2
Lateral 780	4	Perfil 40x40x780 [mm]	0
Apoio Motor 971,2	6	Perfil 40x40x971,2 [mm]	0
Apoio Chum.	2	Perfil 40x40x1031,2 [mm]	0
Apoio Estr. Roda	2	Perfil 40x40x92 [mm]	0
Apoio Sist. Trav.	2	Perfil 40x40x87 [mm]	1
Suporte Célula 100	1	Perfil 30x30x100 [mm]	0
Suporte Célula 106	2	Perfil 40x40x106 [mm]	0
Pilar 104	2	Perfil 30x30x180 [mm]	0
Apoio Chum. Mola	1	Perfil 30x30x155,1 [mm]	0

Fim de Curso			
Peça	Qtd.	Notas	Em falta
Célula Fim Curso	1		1
União	2		0
Porca-Martelo	4	M6 40x40	0
Parafuso M6	4	l=16mm (DIN 912 8,8 Zn)	4
Anilha	4	Ø=6mm e=2mm	4
Apoio Fim Curso	1	Perfil 40x40x70 [mm] (no material da estru.)	0

Figura A.1 Listagem de Material

Plano de Corte dos Perfis											
Perfis 30x30					Corte dos Perfis 30x30						
Corte	Componente	Comp. [mm]	Qtd.	Comp. total [mm]	Dimensões em [mm]						
Estrutura	Pilar 104	180	2	360	Nº Perfil	1	2	3			
	Suporte Cel. 50	100	1	100	Comprimento	3000	3000	1000			
	Apoio Chum. Mola	155,1	1	155,1	1ºCorte	180	197	135			
Garfo	Braço	492,2	2	984,4	2ºCorte	180	140				
	Suporte Travão	195,2	2	390,4	3ºCorte	100	140				
Sup. Garfo	Lat. Apoio Garfo	197	2	394	4ºCorte	155,1	820				
	Suporte LSCS	140	2	280	5ºCorte	492,2	820				
Sup. Garfo 2	Lat. Apoio Garfo	197	2	394	6ºCorte	492,2	135				
	Suporte LSCS	140	2	280	7ºCorte	195,2	58				
Estrutura Roda	Estrutura 820	820	2	1640	8ºCorte	195,2	600				
	Estrutura 120	135	2	270	9ºCorte	197					
	Estrutura LSCS	58	2	116	10ºCorte	197					
Sist. Travagem	Estrutura LSCS	58	1	58	11ºCorte	140					
	Braço 600	600	1	600	12ºCorte	140					
			Total	6021,9	13ºCorte	197					
					14ºCorte	58					
					Desgaste	52	28				
					Total	2970,9	2938	135			
Perfis 40x40					Corte dos Perfis 40x40						
Corte	Componente	Comp. [mm]	Qtd.	Comp. total [mm]	Dimensões em [mm]						
Estrutura	Pilar	576,3	4	2305,2	Nº	1	2	3	4	5	6
	Suporte Célula 2	106	2	212	Comprimento	3000	3000	3000	3000	1000	3000
	Lateral 700	780	4	3120	1ºCorte	971,2	1031,2	576,3	971,2	106	576,3
	Apoio Motor	971,2	6	5827,2	2ºCorte	971,2	1031,2	576,3	971,2	106	576,3
	Apoio Chumaceiras	1031,2	2	2062,4	3ºCorte	780	780	780	971,2	780	82
	Apoio Estr. Roda	92	2	184	4ºCorte	92	87	971,2			
Fim de curso	Apoio Sist. Trav.	87	2	174	5ºCorte	92		70			
	Apoio Fim Curso	70	1	70	Desgaste	16	12	16	8	8	8
			Total	13954,8	Total	2934,4	2941,4	2989,8	2921,6	1000	1242,6

Figura A.2 Plano Corte dos Perfis

ANEXO B

Tabela B.1 Calibração Mola

Deslocamento [mm]	Força aplicada (em carga) [N]
1,50	39,62
3,00	97,42
4,50	156,35
6,00	215,85
7,50	275,80
9,00	335,80
10,50	395,30
12,00	455,00
13,50	515,40

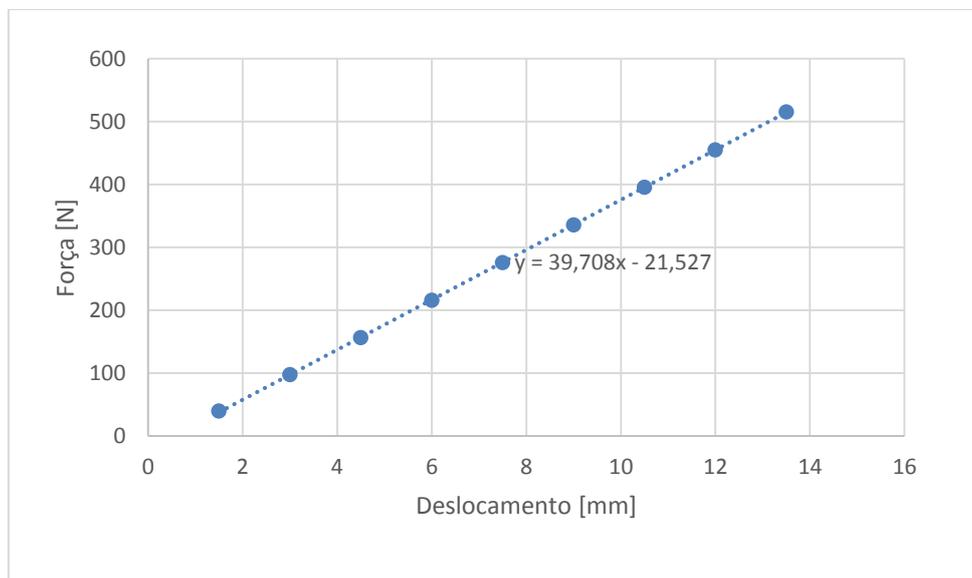


Figura B.1 Calibração Mola