



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

Desenvolvimento de metodologias experimentais para estudar o comportamento de travões de bicicleta

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

Autor

Pedro Rafael Vilaranda Gambóias

Orientador

Professor Doutor Amílcar Lopes Ramalho

Júri

Presidente	Professor Doutor Ana Paula Bettencourt Martins Amaro Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra Professor Doutor Amílcar Lopes Ramalho Professor Associado da Universidade de Coimbra Professor Doutor José Domingos Moreira da Costa
Vogais	Professor Associado da Universidade de Coimbra Eng. Rodrigo Trindade de Sousa Antunes Engenheiro Mecânico na SRAMPORT – Transmissões Mecânicas, Lda

Coimbra, Julho, 2012

“A verdadeira ciência ensina sobretudo a duvidar e a ser ignorante”.

Miguel de Unamuno y Jugo

Aos meus pais.

Agradecimentos

O presente trabalho representa o culminar de um percurso académico só possível graças à colaboração e apoio de algumas pessoas, para as quais um simples reconhecimento nunca será suficiente.

Ao Senhor Professor Doutor Amílcar Lopes Ramalho, por todo o apoio prestado, auxiliando-me incondicionalmente ao longo do trabalho e pelos valiosos conhecimentos transmitidos.

À SRAMPORT, nomeadamente ao Engenheiro Rodrigo Trindade Simões de Sousa Antunes, pela disponibilidade e interesse demonstrado tornando possível a realização desta dissertação.

Aos meus colegas, pelo espírito de entreajuda e companheirismo demonstrado ao longo destes anos, ajudando sempre nas horas de maior dificuldade.

Aos meus amigos, os quais estiveram sempre presentes mantendo a motivação necessária para um trabalho bem sucedido e com futuro.

Aos meus pais, pelo apoio incondicional e valores transmitidos, dia após dia, fazendo o possível para orientarem o meu percurso académico para o sucesso.

À minha família que esteve sempre presente nesta caminhada.

E claro, à Joana, pelo apoio incondicional e confiança que depositou em mim durante todos estes anos.

Resumo

O objetivo deste trabalho é o desenvolvimento de uma metodologia experimental e laboratorial para testar diretamente calços de travões em aros de carbono. Esta metodologia tem de ser suficientemente abrangente para suportar diferentes mecanismos de travagem. Foi, então, projetado um protótipo recorrendo à ferramenta de desenho Autodesk Inventor Professional 2012.

Palavras-chave: Bicicleta, tribómetro, compósito de carbono, travão.

Abstract

The purpose of this work is the development of an experimental and laboratorial methodology to test brake pads directly on carbon rims. This methodology must be versatile enough to be applied to different braking mechanisms. Therefore, a prototype was designed, using the drawing software Autodesk Inventor Professional 2012.

Keywords Bicycle, tribometer, carbon composite, brake.

Índice

Índice de Figuras	x
Índice de Tabelas	xii
Simbologia e Siglas	xiii
Simbologia.....	xiii
Siglas	xv
1. Introdução.....	1
2. Revisão bibliográfica.....	3
2.1. Testes publicados.....	3
2.2. Segurança.....	3
2.3. Soluções de mercado	5
3. Discussão.....	9
3.1. Exigências que o equipamento deve cumprir	9
3.2. Princípios físicos.....	10
3.3. Possibilidades de aplicação dos conceitos	10
3.3.1. Transmissão.....	10
3.3.2. Aplicação de força na manete.....	14
4. Projeto.....	15
4.1. Transmissão por atrito	15
4.2. Veio principal	17
4.3. Apoios do veio principal.....	24
4.4. Sistema de aplicação de carga radial na roda.....	25
4.5. Rigidez da estrutura de suporte.....	28
4.6. Sistema de travagem	31
4.7. Conceção da estrutura tridimensional de suporte	32
5. Sensores e controlo.....	35
5.1. Variador de frequência.....	35
5.2. Célula de carga.....	36
5.3. Sistema de medição de velocidade	39
5.4. Fim-de-curso	41
5.5. Aquisição de dados	42
6. Conclusão	45
Referências bibliográficas	47
Anexo A.....	49
Anexo B.....	51

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 - Perfil tubular	5
Figura 2 - Perfil clincher.....	6
Figura 3 - Aro clincher em alumínio e carbono.....	6
Figura 4 - Tangente Platinum Pro	7
Figura 5 - Tangente High Performance Cork	7
Figura 6 - Contacto direto do pneu na cunha	13
Figura 7 - Mola para aumentar a força normal.....	13
Figura 8 - Esquema de forças entre pneu e tambor	15
Figura 9 - Peça em cunha explodida.....	17
Figura 10 - Veio principal com apoios	18
Figura 11 - Diagrama das forças aplicadas.....	19
Figura 12 - Diagrama de forças no plano xy	19
Figura 13 - Diagrama de esforços cortantes em xy	20
Figura 14 - Diagrama dos momentos fletores em xy	20
Figura 15 - Diagrama de forças no plano xz	20
Figura 16 - Diagrama dos esforços cortantes em xz.....	21
Figura 17 - Diagrama dos momentos fletores em xz.....	21
Figura 18 - Sistema de aplicação de carga radial na roda	26
Figura 19 - Distâncias d_1 e d_2	27
Figura 20 - Articulação do sistema.....	28
Figura 21 - Estrutura de suporte	28
Figura 22 - Barra de suporte da estrutura da célula de carga	30
Figura 23 - Distâncias d_3 e d_4	30
Figura 24 - Sistema de acionamento da manete de travão	31
Figura 25 - Estrutura tridimensional de suporte	32
Figura 26 - Variador de frequência	36
Figura 27 - Garfo	37
Figura 28 - Apoios do garfo e suporte da célula de carga	37
Figura 29 - Célula de carga fixa na estrutura.....	38

Figura 30 - Célula de carga.....	38
Figura 31 - Gráfico de calibração do motor monofásico.....	40
Figura 32 – Fim-de-curso	41
Figura 33 - Aplicação do fim-de-curso.....	42
Figura 34 - Diagrama de aquisição de dados.....	43
Figura 35 - Sistema de ligação	44
Figura 36 - Protótipo final	46

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 - Velocidade dos testes e distância de travagem.....	4
---	---

SIMBOLOGIA E SIGLAS

Simbologia

AI – *Analogic input*

C – Distância entre os centros da polia

C_1 – Capacidade de carga dinâmica do rolamento

D – Diâmetro maior

d – Diâmetro menor

d_1 – Distância do centro da roda até às chumaceiras de articulação

d_2 – Distância da mola até ao centro da roda

d_3 – Distância do apoio até à força

d_4 – Distância do apoio da barra até à força

d_5 – Distância da massa até ao ponto de articulação

d_6 – Distância do ponto de acionamento da manete na barra até à articulação

DI – *Digital input*

DO – *Digital output*

$f_{máx}$ – Flexão do perfil

E – Módulo de Elasticidade

E_c – Energia cinética

F_a – Força de atrito

F_N – Força vertical descendente

F_c – Força de contacto

F_t – Força de travagem

F_m – Força exercida pela mola

g – Aceleração da gravidade

I – Inércia

K_{tf} – Coeficiente de concentração de tensões estático à flexão

K_{tt} – Coeficiente de concentração de tensões estático à torção

K_{ff} – Coeficiente de concentração de tensões dinâmico à flexão

K_{ft} – Coeficiente de concentração de tensões dinâmico à torção

L – Comprimento da correia

- L_1 – Comprimento do perfil
 L_{10h} – Vida nominal do rolamento em horas de trabalho
 K – Constante de deformação da mola
 K_T – Coeficiente de temperatura
 K_{fb} – Coeficiente de fiabilidade
 K_s – Coeficiente de acabamento superficial
 K_c – Coeficiente de carga
 K_{ta} – Coeficiente de tamanho
 m – Massa
 M_t – Momento torsor aplicado no veio
 M_{fy1} – Momento fletor na cunha no plano xy
 M_{fy2} – Momento fletor máximo no plano xy
 M_{fz1} – Momento fletor máximo no plano xz
 M_{fz2} – Momento fletor nos apoios no plano xz
 M_{f1} – Momento fletor resultante máximo 1
 M_{f2} – Momento fletor resultante máximo 2
 n – Coeficiente de segurança
 N – Força normal
 P – Peso
 P_d – Carga dinâmica equivalente
 P_1 – Carga aplicada no perfil
 P_2 – Força medida pela célula de carga
 p – Expoente da fórmula de vida
 q_f – Fator de sensibilidade ao entalhe à fadiga por flexão
 q_t – Fator de sensibilidade ao entalhe à fadiga por torção
 r – Raio
 R_{y1} – Reação vertical no primeiro apoio do veio
 R_{y2} – Reação vertical no segundo apoio do veio
 R_{z1} – Reação horizontal no primeiro apoio do veio
 R_{z2} – Reação horizontal no segundo apoio do veio
 E – Módulo de Elasticidade

T – Momento de travagem esperado
 T_c – Momento produzido pela força de contacto
 v – Velocidade linear
 V_f – Variador de frequência
 W – Velocidade angular
 α – Ângulo de inclinação da cunha
 μ – Coeficiente de atrito
 σ_r – Tensão de rutura
 σ_c – Tensão de cedência
 σ_f – Tensão admissível por fadiga
 σ_{f0} – Tensão limite de fadiga do material

Siglas

AC – Corrente alternada
DC – Corrente contínua
EN – European Standard
USB – Universal Serial Bus

1. INTRODUÇÃO

Esta dissertação de mestrado tem como objetivo criar uma metodologia experimental para estudar o comportamento dos calços de travões de uma bicicleta, equipada com rodas com aros de compósito reforçado com fibras de carbono. Os travões são dispositivos mecânicos que impedem ou controlam o movimento, transformando energia cinética em calor e desgaste. Esta dissertação tem por base uma parceria entre o Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra e a SRAM. A SRAM é uma empresa que se dedica ao fabrico de acessórios e componentes de bicicleta, entre os quais rodas com aros de carbono.

A tendência de evolução na área do ciclismo, como em tantas outras áreas, é para a redução de peso. Para isso está-se a proceder à substituição dos aros de materiais metálicos, mais pesados, por aros de carbono mais leves. Contudo, este procedimento conduz a um problema, porque, substituindo os aros metálicos por aros de carbono, verifica-se que os travões não têm o mesmo desempenho. O desgaste é repartido entre os calços de travão e o aro de carbono, colocando em risco a integridade do último. Tal não pode acontecer, pois o desgaste só se deve concentrar nos calços de travão. Além disso, também se verifica que estes têm uma má performance, pois não se consegue obter um bom poder de travagem.

Para resolver este problema, poder-se-ia optar por outro mecanismo de travagem. Existem várias soluções para o efeito. Contudo, os que trazem mais vantagens nesta área, sendo mais usados, são os travões de disco e os travões de calço. Portanto, seria natural optar-se pelos travões de disco. Todavia, este mecanismo é mais caro, implica toda uma estrutura mais pesada, porque é necessário que o cubo da roda tenha uma estrutura diferente, mais resistente, para suportar o disco. O binário de travagem que é induzido pela pinça de travão no garfo da bicicleta implica que este seja mais largo e pesado. Em contraste, os travões de calço são mais leves, constituem um mecanismo simples e mais barato, têm manutenção fácil, o comprimento do braço de travagem é superior, logo os momentos de travagem são, também, superiores. Então, pode-se concluir que, como se retira peso de uma bicicleta, substituindo os aros metálicos por aros de carbono, é natural

que a melhor opção para o mecanismo de travagem de uma bicicleta com rodas de aros de carbono sejam os travões de calço, por implicarem toda uma estrutura mais leve e bastante eficiente.

O assunto central desta dissertação fica portanto justificado, entendendo-se a necessidade de construir um equipamento de ensaio que replique as condições cinéticas e dinâmicas do travão de uma bicicleta para permitir avaliar o desempenho de travões de calço para usar em bicicletas com aros em carbono.

A estrutura desta dissertação de mestrado visa proporcionar uma fácil e agradável leitura, sem pôr em causa qualquer tipo de conceito de engenharia. Assim, esta está dividida em seis capítulos. No primeiro capítulo, uma breve introdução apresenta o assunto a ser abordado. No capítulo dois, é feita uma revisão bibliográfica sobre este tema, e são revistas as normas de segurança que uma bicicleta deve cumprir. No capítulo três, são apresentados alguns conceitos e princípios físicos em que este projeto se baseia e são discutidas algumas possibilidades para a conceção do protótipo. No capítulo quatro descreve-se o projeto dos principais componentes.

No sentido de que haja controlo dos parâmetros de ensaio desta máquina, no capítulo cinco é apresentada uma área de controlo e sensores, sendo indicado o variador de frequência a utilizar, a célula de carga, o sistema de medição de velocidade, o micro-interruptor a utilizar para ativar o sistema de aquisição de dados, e é descrito o sistema de aquisição de dados e controlo.

Por último, no capítulo seis, apresenta-se uma conclusão global deste projeto, bem como sugestões de trabalho a realizar no futuro.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta revisão bibliográfica é feita uma análise das várias publicações existentes sobre bancos de rolos para testar travões de bicicleta, normas de segurança que as bicicletas têm de cumprir, e opções existentes no mercado para este tema. O objetivo desta revisão é dar a conhecer quais os protótipos que já foram feitos e quais as variáveis do problema em questão.

2.1. Testes publicados

Nesta área existem poucos documentos publicados e poucos protótipos construídos para o efeito, o que dificulta muito o trabalho de revisão bibliográfica sobre este assunto. Contudo, existe um documento publicado pelos autores (Mao, Liao, & Tseng), [1], em que é apresentado um equipamento cujo objetivo é obter valores reais de transferência de peso durante a travagem da bicicleta. Ou seja, quanto maior for o poder de travagem de uma bicicleta, maior é o valor da força normal na roda da bicicleta para que não ocorra escorregamento entre o pneu e o rolo.

Apesar de o equipamento desenvolvido por estes autores conter conceitos físicos e sistemas mecânicos semelhantes aos exigidos por esta dissertação de mestrado como, por exemplo, um motor elétrico com variador de frequência para alterar a velocidade do sistema, uma transmissão e uma determinada inércia para que seja possível obter a mesma energia cinética, um sistema de acionamento do travão e um sistema de incremento da força normal aplicada na roda da bicicleta, este equipamento não preenche os requisitos necessários para o objetivo desta dissertação. Deste modo, o objetivo deste equipamento é obter valores da transferência de peso durante a travagem de uma bicicleta.

2.2. Segurança

Para que a bicicleta cumpra as normas de segurança mínimas, um dos requisitos que tem de preencher é a distância de travagem [2]. Dependendo das situações atmosféricas, piso seco ou molhado, a bicicleta tem de conseguir parar em segurança

dentro de uma determinada distância pré-definida. Na Tabela 1 são indicadas quais as distâncias máximas que a bicicleta deve percorrer consoante determinadas situações, qual a desaceleração a que a mesma é sujeita e qual o coeficiente de atrito, μ , entre o pneu e a superfície de contacto.

Tabela 1 - Velocidade dos testes e distância de travagem

Condição	Velocidade (km/h)	Travão em uso	Distância de travagem (m)	μ	Desaceleração (m/s^2)
Seco	25	Ambos	6,00	0,4	4
		Traseiro	10,00	0,24	2,4
Molhado	16	Ambos	5,00	0,2	1,97
		Traseiro	10,00	0,1	0,98

Pode-se observar que o valor de desaceleração é maior quando em piso seco assim como o coeficiente de atrito. Assim, o valor mínimo de coeficiente de atrito que pode existir neste protótipo entre o pneu e a superfície de contacto é de 0,4.

Para o sistema de travagem de calços de travão e aros de carbono, estas distâncias tornam-se muito difíceis, ou praticamente impossíveis de efetuar, dado que se verifica que este sistema de travagem trava muito mal, principalmente em condições de humidade elevada.

Além destas distâncias de travagem, para que o sistema de travagem seja aprovado, a bicicleta tem que mostrar algumas características, como uma travagem suave e segura. Para este teste, estas características são definidas dentro das distâncias de travagem acima enunciadas, sem a ocorrência de qualquer um dos seguintes acontecimentos:

- trepidação excessiva;
- bloqueio da roda da frente;
- a bicicleta capotar (roda traseira levantar sem controlo);
- perda do controlo da bicicleta por parte do condutor;
- excessiva derrapagem fazendo com que o condutor coloque o pé no chão para manter o controlo.

Com alguns tipos de sistemas de travagem, pode não ser possível impedir algum escorregamento da roda traseira durante a travagem. Tal pode ser considerado

aceitável, desde que não ocorra uma perda de controlo da bicicleta por parte do condutor, e que não ocorra uma derrapagem excessiva, fazendo com que o condutor coloque o pé no chão para manter o equilíbrio.

Com o intuito de garantir a segurança em travagens a seco ou molhado, a relação de desempenho de travagem molhado/seco deve ser maior do que 4/10. Isto quer dizer que não se pode ter um sistema de travagem que trave excecionalmente bem em condições de piso seco e depois, em condições de humidade elevada, trave nos limites das distâncias de travagem aceitáveis.

O sistema de travagem para o qual este protótipo está a ser desenvolvido possui distâncias de travagem muito más, principalmente em condições de humidade elevada, onde esta relação de desempenho de travagem molhado/seco é difícil de se verificar.

2.3. Soluções de mercado

No mercado existem várias soluções tanto de aros em carbono como de calços de travão para aros de carbono para aplicar na bicicleta, consoante as condições de utilização da mesma [3].

Existem vários tipos de geometria de aros de carbono. Entre os mais conhecidos estão o Tubular, presente na Figura 1, e o Clincher, na Figura 2.



Figura 1 - Perfil tubular

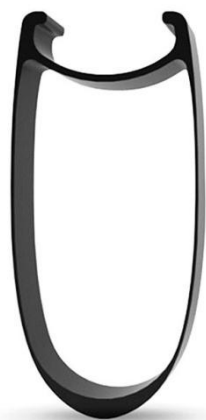


Figura 2 - Perfil clincher

Estes dois tipos de perfis diferem na forma como o pneu é fixo à roda da bicicleta. No perfil tubular o pneu é apoiado pela geometria e é colado à roda, conseguindo-se suportar na sua própria pressão de ar. No perfil clincher, o pneu é fixo à roda através da pressão exercida pelo ar que empurra o pneu contra os ganchos do perfil que impedem o mesmo de sair.

O problema que existe com o clincher é que os ganchos estão a suportar toda a pressão de ar juntamente com o pneu. Então, quando se trava, aumentando a temperatura nesta zona específica, esta pode aquecer demasiado, começando a desgastar-se e pode partir. Se esta estrutura partir, o pneu sai do aro e pode provocar uma situação muito grave para o condutor.

Para contrariar este problema, existem aros com perfil clincher mas em que os ganchos são constituídos em alumínio e carbono, como se pode observar na Figura 3.



Figura 3 - Aro clincher em alumínio e carbono

O perfil do aro apresentado na Figura 3 representa uma solução para os problemas de travagem. Contudo, esta solução traduz um aumento de peso, quando comparado com o perfil anterior sem alumínio.

Para diminuir estes aumentos de temperatura localizados na estrutura, foram desenvolvidos vários tipos de calços de travão, para travar especificamente em aros de carbono.



Figura 4 - Tangente Platinum Pro

Na Figura 4, é possível observar um tipo específico de calços de travão desenvolvido para travar em aros de carbono. Estes calços são desenvolvidos num compósito.

Outro exemplo de calços de travão para aros de carbono são os presentes na Figura 5.



Figura 5 - Tangente High Performance Cork

Estes calços são desenvolvidos num compósito de cortiça para que a temperatura presente nos aros de carbono não seja excessivamente elevada, não levando à rutura dos mesmos.

Na internet existem vários fóruns de discussão sobre o uso de aros de carbono, principalmente sobre a dificuldade de travagem associada aos mesmos. Alguns destes fóruns podem ser consultados em <http://www.roadbikereview.com/>, [4], [5] e [6] nomeadamente:

- <http://forums.roadbikereview.com/wheels-tires/carbon-wheels-bad-weather-238986.html>
- <http://forums.roadbikereview.com/cyclocross/lets-talk-about-brake-pads-carbon-rims-150178.html>
- <http://forums.roadbikereview.com/wheels-tires/braking-carbon-versus-aluminum-rims-myth-reality-272019.html>

Assim, pelo demonstrado neste capítulo, torna-se necessário construir uma solução de raiz para este problema, passando por uma fase inicial de projeto que constitui o objetivo essencial desta dissertação.

3. DISCUSSÃO

3.1. Exigências que o equipamento deve cumprir

Para projetar um equipamento de ensaios que replique as condições de utilização de um dado mecanismo, é necessário conhecer com rigor a gama de variação com interesse prático. Este aspeto nem sempre é fácil de estabelecer no início de um estudo. No caso presente, optou-se por consultar a normalização existente, no sentido de verificar se existia informação que pudesse suportar as especificações a cumprir pelo projeto. Assim, foi analisado em detalhe o conteúdo da norma EN 14766 “Mountain-bicycles – Safety requirements and test methods”, [2].

A consulta desta norma fornece orientação para a elaboração de testes que assegurem a resistência e durabilidade de peças individuais, bem como da bicicleta como um todo, exigindo elevada importância e consideração pelos aspetos de segurança logo desde a fase inicial de conceção.

Todos os cálculos e considerações vão ser feitos tendo em conta os requisitos da norma suprarreferida. Para este trabalho, o que interessa são os testes que são realizados aos mecanismos de travagem de uma bicicleta.

A partir desta norma, obtém-se informação sobre qual a massa do sistema, condutor e bicicleta, e qual a velocidade a que os testes devem ser realizados. A partir desta informação, é conhecida a energia cinética que o protótipo deve cumprir. Sabe-se, também, em que condições atmosféricas, seco ou molhado, os testes são realizados e, dependendo das situações, qual a distância de travagem máxima que a bicicleta deve percorrer.

Obtém-se ainda informação sobre o local da manete de travão em que é aplicada a força de acionamento do sistema de travagem, e qual a intensidade da mesma. É, também, dito como deve ser a superfície de contacto entre o pneu e a estrada, e que o coeficiente de atrito entre estas superfícies tem de ser superior a 0,75, para que não ocorra escorregamento durante a travagem. Por último, é conhecido o número de repetições que é necessário fazer para se obterem resultados fidedignos.

O protótipo tem de preencher todos estes requisitos para que os resultados dos testes efetuados possam ser tratados da forma mais fidedigna, evitando que sejam postos em causa.

3.2. Princípios físicos

Com este protótipo, pretende-se transformar o movimento de translação de uma bicicleta em movimento de rotação. Para isso, é necessário acoplar uma determinada inércia. Esta inércia tem de ser calculada de maneira a que se possa garantir que a energia cinética deste sistema seja igual à energia cinética de uma bicicleta no seu movimento de translação.

Para calcular a inércia que se deve acoplar ao sistema, primeiro calcula-se a energia cinética de uma bicicleta no seu movimento de translação E_c , com uma determinada massa m e velocidade v constante.

$$E_c = \frac{1}{2} m v^2 \quad (3.1)$$

Depois iguala-se a energia cinética calculada a partir do movimento de translação de uma bicicleta à equação (3.2), onde I é o momento de inércia e W a velocidade angular. Obtém-se, então, a inércia que se tem se acoplar ao sistema, pois a velocidade angular é calculada a partir da velocidade de translação.

$$E_c = \frac{1}{2} I W^2 \quad (3.2)$$

Como se pretende que a geometria da massa a acoplar seja cilíndrica, para um determinado raio r , calcula-se a massa que se deve acoplar ao sistema para que este possua a mesma energia cinética de uma bicicleta no seu movimento de translação.

$$I = \frac{1}{2} m r^2 \quad (3.3)$$

3.3. Possibilidades de aplicação dos conceitos

3.3.1. Transmissão

Para que esta máquina seja funcional, é necessário utilizar uma transmissão. Isto porque, se não se utilizasse uma transmissão, a massa que se teria de acoplar ao

sistema teria de ser muito grande para traduzir a energia cinética de uma bicicleta no seu movimento de translação.

Estudos preliminares permitiram concluir que a transmissão teria de ter uma relação perto de 4,2 para que a inércia do sistema tivesse uma dimensão razoável. Quanto maior for este número, mais rápido irá rodar o veio principal, onde está acoplada a massa, e menor será a inércia necessária ao sistema.

Foram discutidos vários tipos de transmissão. Inicialmente, começou-se por estudar uma transmissão por correia dentada, depois uma transmissão por corrente e, finalmente, uma transmissão por contacto direto do pneu na superfície de um tambor rotativo.

3.3.1.1. Transmissão por correia dentada

O dimensionamento deste tipo de transmissão por correia é sequencial seguindo, passo a passo, os procedimentos disponibilizados pelos fabricantes. Primeiro, é necessário determinar o passo da correia. Para isso, é necessário saber qual a potência que vai ser transmitida, majorada por um fator de serviço que é função da sobrecarga inerente à dinâmica da máquina motora e da máquina movida, e qual a rotação a que a correia vai funcionar. Com estes dados, fica-se a saber qual o passo da correia. De seguida, calcula-se o comprimento da correia, L , pela expressão (3.4) sabendo qual a distância C entre os centros das polias, no presente caso deve ser de aproximadamente 500 mm atendendo à dimensão típica da roda da bicicleta.

$$L = 2 \times C \times \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} \left[(D + d) + \left(1 - \frac{\beta}{180} \right) \times (D - d) \right] \quad (3.4)$$

em que,

$$\beta = 2 \cos^{-1} \left(\frac{D - d}{2 \times C} \right) \quad (3.5)$$

onde D é o diâmetro da polia maior e d é o diâmetro da polia mais pequena. De seguida, determina-se a largura da correia recorrendo às tabelas da *Gates* onde, com a rotação da polia maior e o número de sulcos da polia mais pequena, se pode escolher a largura da correia.

Esta ideia foi abortada porque, para manter a polia maior com dimensões aceitáveis, a polia mais pequena tornava-se demasiado pequena para ser maquinada e

enchavetada no veio principal e, além disso, a largura da correia era demasiado larga para caber no garfo da bicicleta.

3.3.1.2. Transmissão por corrente

A segunda hipótese era a transmissão por corrente. Para esta solução iria utilizar-se uma corrente de bicicleta. Contudo, esta hipótese foi rejeitada por apenas se poder utilizar a roda traseira nos ensaios e porque, por cada vez que se quisesse utilizar um novo aro, teria de se desenraiar e voltar a enraiar a roda.

Para utilizar esta solução, teria de se maquirar uma roda dentada grande para colocar no lugar da cassete, na roda traseira da bicicleta, ficando assim o cubo e a roda dentada como peça única na transmissão.

3.3.1.3. Transmissão por contacto direto do pneu numa superfície

A terceira e última hipótese estudada foi a transmissão por contacto direto do pneu no veio principal. Este tipo de transmissão tem a vantagem de se poder utilizar tanto o aro da frente como o aro de trás, tem uma maior facilidade de montagem e tem uma maior aproximação à realidade. Contudo, também existem desvantagens neste tipo de transmissão. A principal desvantagem da utilização deste tipo de transmissão é que pode ocorrer escorregamento entre o pneu e a superfície de contacto. Para contrariar esta eventualidade, a superfície de contacto tem uma geometria em cunha, como se pode observar na Figura 6, em vez de um simples rolo cilíndrico, além disso, se após a construção do protótipo se verificar que ocorre escorregamento, é possível aumentar o atrito aumentando a rugosidade da superfície de contacto do tambor.

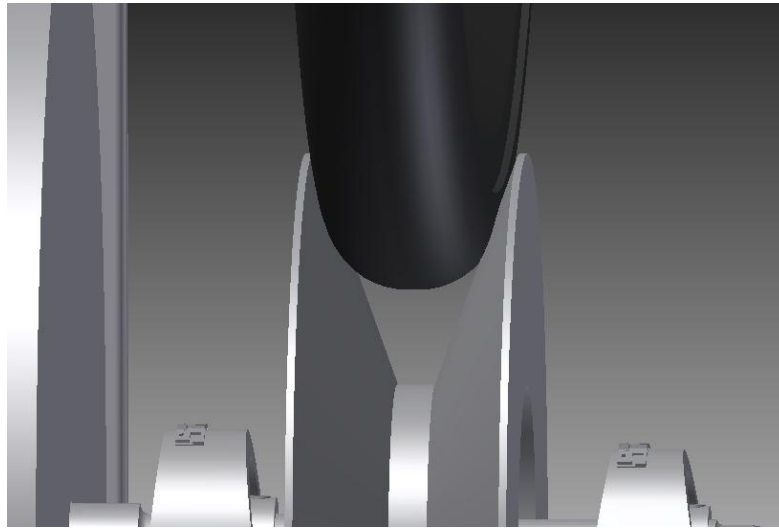


Figura 6 - Contacto direto do pneu na cunha

Este tambor em cunha é enchavetado no veio principal. Assim, tira-se partido do efeito de cunha. O efeito de cunha aumenta a componente normal da força de contacto entre o pneu e a superfície, aumentando assim a força de atrito.

Contudo, se mesmo assim houver o perigo de ocorrer escorregamento entre estas superfícies, é utilizada uma mola, como se pode ver na Figura 7, que, ao ser apertada, aumenta a força normal no pneu, aumentando assim a força de contacto entre as superfícies, e em consequência aumenta a força de atrito. Assim, a desvantagem da utilização deste tipo de transmissão é completamente contornada, tornando-se no tipo de transmissão a utilizar neste protótipo.

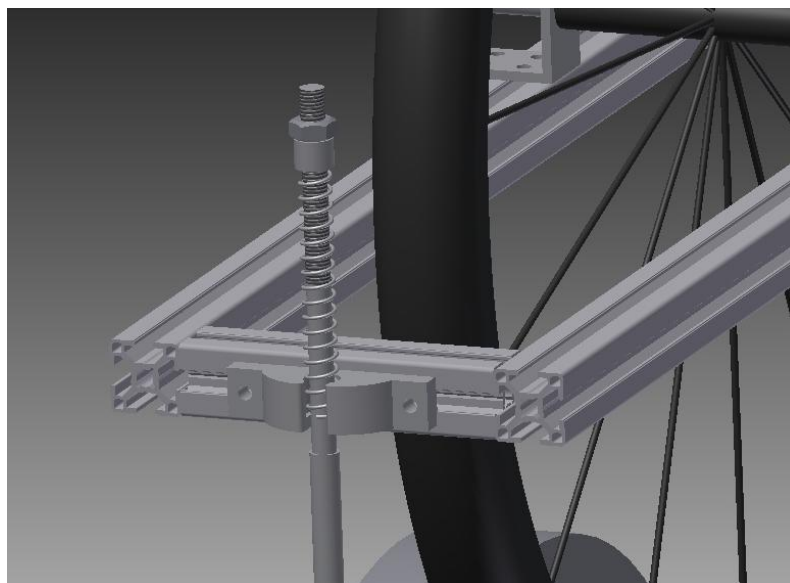


Figura 7 - Mola para aumentar a força normal

3.3.2. Aplicação de força na manete

Para acionar o mecanismo de travagem é necessário um sistema de aplicação de força. Pela norma mencionada anteriormente, a força aplicada na manete tem de ser constante e conhecida, assim como o seu ponto de aplicação.

Para este sistema de travagem também foram ponderadas várias soluções. Pensou-se num sistema de queda de pesos por gravidade e num sistema pneumático em que se controlava a pressão de funcionamento do cilindro.

Contudo, foi adotado um sistema muito simples, barato e eficaz. Trata-se de um sistema gravítico em que se usa uma alavanca para multiplicar a força sobre a manete em relação ao valor dos pesos. Na extremidade de uma barra são colocados pesos e a extremidade oposta é articulada por duas chumaceiras. Perto da extremidade das chumaceiras é onde se situa o ponto de aplicação de carga na manete. Assim, a massa que é necessária colocar será menor, devido ao efeito multiplicativo que resulta do equilíbrio de momentos. Com este sistema, sabe-se qual a força que se está a aplicar diretamente na manete, assim como o ponto de aplicação da mesma. Outras vantagens deste sistema são:

- permitir uma variação discreta da força, adicionando ou retirando pesos; e uma variação contínua, variando o ponto de aplicação dos pesos sobre a alavanca;
- facilitar a automatização, por exemplo através de um cilindro com uma came de escorregamento;
- permitir o acionamento manual pelo movimento de rotação de uma pequena manivela;
- tornar possível a utilização do movimento de aproximação da alavanca de aplicação de carga para acionar um interruptor de fim-de-curso para desligar o motor elétrico motriz e iniciar o sistema de aquisição de dados.

4. PROJETO

Neste capítulo ir-se-á proceder à concepção e dimensionamento dos principais elementos mecânicos que fazem parte deste protótipo, como: veio principal, chumaceiras de apoio, rigidez da estrutura de suporte, sistema de travagem, sistema de aplicação de carga radial entre outros.

4.1. Transmissão por atrito

Pelas razões mencionadas anteriormente no capítulo 3.3.1, foi escolhida a transmissão por contacto direto do pneu da bicicleta no tambor em cunha. Esta geometria faz com que a força normal de contacto entre o pneu e a superfície em cunha seja maior do que a força contra um cilindro de eixo paralelo ao da roda. Então, sabendo qual o ângulo de inclinação da cunha α e qual a força exercida pelo pneu sobre a cunha, pode-se calcular qual a força de contacto. Na Figura 8 podem-se observar as forças aplicadas.

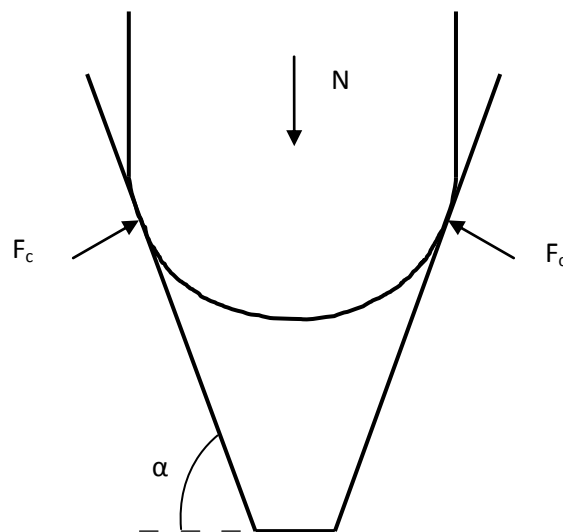


Figura 8 - Esquema de forças entre pneu e tambor

Logo:

$$N = 2 \times F_c \times \sin \alpha \quad (4.1)$$

onde N é a força normal que chega à cunha, F_c é a força de contacto resultante da peça em cunha e α é a inclinação da mesma. Então:

$$F_c = \frac{200}{2 \times \sin 20} = 292,38 \text{ N} \quad (4.2)$$

Com este valor de força de contacto, garante-se que não ocorre escorregamento entre o pneu e a superfície em cunha durante a travagem, pois a força de atrito vai, naturalmente, ser muito grande. Portanto, o momento produzido pela força de atrito vai ser maior do que o binário produzido pela travagem, como se pode comprovar nos cálculos seguintes.

Na norma EN 14766 pode-se consultar informação sobre a massa do sistema, condutor e bicicleta, e qual a velocidade a que os testes devem ser realizados. Nesta, existem também determinados requisitos de segurança que a bicicleta deve cumprir. Um deles é a distância de travagem, como referido no capítulo 2.2. Assim, é possível saber qual a energia cinética do sistema. Sabendo dois fatores, energia cinética e distância de travagem, é possível saber qual o binário de travagem esperado para um determinado diâmetro de roda.

Assim, a energia cinética do sistema é:

$$E_c = \frac{1}{2} \times m \times v = 2411,3 \text{ J} \quad (4.3)$$

Sabendo que o trabalho efetuado pela força de travagem F_t ao longo da travagem é igual à energia cinética do sistema, e que a distância de travagem são 6 metros, tem-se:

$$2411,3 = F_t \times 6 \Leftrightarrow F_t = 401,9 \text{ N} \quad (4.4)$$

Para uma roda de bicicleta em que o seu diâmetro é de $0,66 \text{ m}$, tem-se um momento de travagem esperado, T , tem-se:

$$T = F_t \times \frac{D}{2} = 132,6 \text{ N.m} \quad (4.5)$$

Os cálculos anteriores foram efetuados tendo em conta uma massa de 100 kg e que a distância de travagem é de 6 metros para uma velocidade de 25 km/h .

Para se garantir que não existe escorregamento entre o tambor e o pneu, o momento produzido pela força de atrito, T_c , tem de ser maior do que o momento de travagem, T , com um coeficiente de atrito, μ , igual a $0,8$. Assim:

$$T_c = \frac{D}{2} \times F_c \times \mu = 155 \text{ N.m} \quad (4.6)$$

A partir dos dados das expressões (4.5) e (4.6) verifica-se que o momento produzido pela força de atrito é maior do que o momento de travagem, comprovando-se assim que não existe escorregamento entre o pneu e o tambor durante a travagem.

Esta peça em cunha é composta por três partes, como se pode ver na Figura 9.

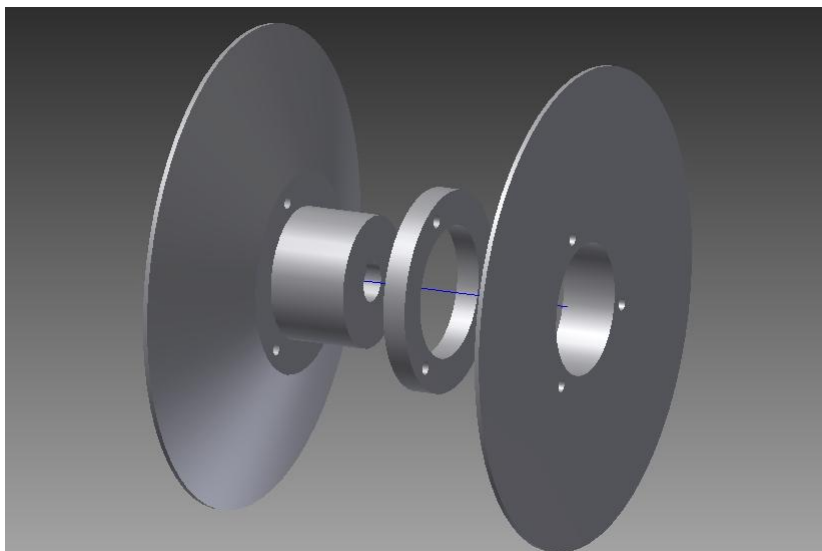


Figura 9 - Peça em cunha explodida

Esta peça é constituída por: uma base, para suportar as outras duas, que é composta por uma das paredes da cunha e é enchavetada a todo o comprimento para se fixar ao veio; a outra parede da cunha que entra na base; e um anel separador a meio das duas paredes. Estas três peças são unidas por três parafusos que atravessam todo o comprimento da cunha, unindo-as numa só. Optou-se por esta geometria para permitir maquinar anéis separadores com diferentes espessuras de forma a conseguir utilizar pneus com diferentes geometrias e/ou permitir algum ajustamento da relação de velocidades.

4.2. Veio principal

Este é o veio principal deste protótipo, pois é onde está acoplado o disco de inércia e onde é ligado o motor elétrico. Além disso, este veio é apoiado em duas chumaceiras. No meio destas chumaceiras existe um tambor, em cunha, que faz a transmissão por atrito para a roda. Na Figura 10 pode-se observar o veio em questão e as chumaceiras de apoio do mesmo.

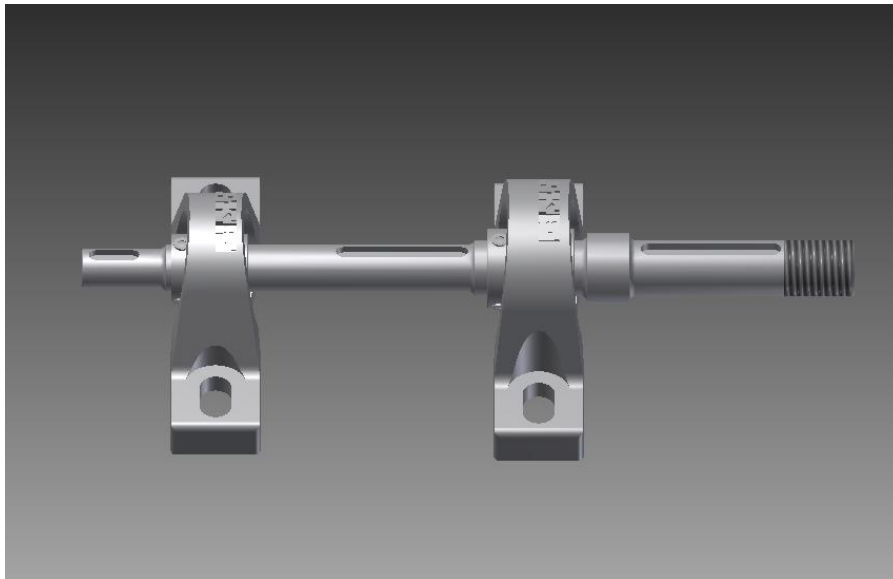


Figura 10 - Veio principal com apoios

Assim, as forças que atuam neste veio são a força vertical e descendente, F_N :

$$F_N = 200 \text{ N} \quad (4.7)$$

provocada pelo peso da estrutura de suporte da roda e pelo sistema de aplicação de carga radial na roda, a força de atrito, F_a :

$$F_a = 585 \text{ N} \quad (4.8)$$

provocada pelo binário aplicado à roda na peça em cunha, e o peso, P :

$$P = m \times g = 500 \text{ N} \quad (4.9)$$

do disco de inércia que é fixado na extremidade do veio. Além destas forças aplicadas no veio, este também está sujeito a um momento torsor, M_t :

$$M_t = F_a \times \frac{D}{2} = 585 \times \frac{0,16}{2} = 47,07 \text{ N.m} \quad (4.10)$$

provocado pela força de atrito.

Estas forças estão localizadas no veio da forma ilustrada na Figura 11.

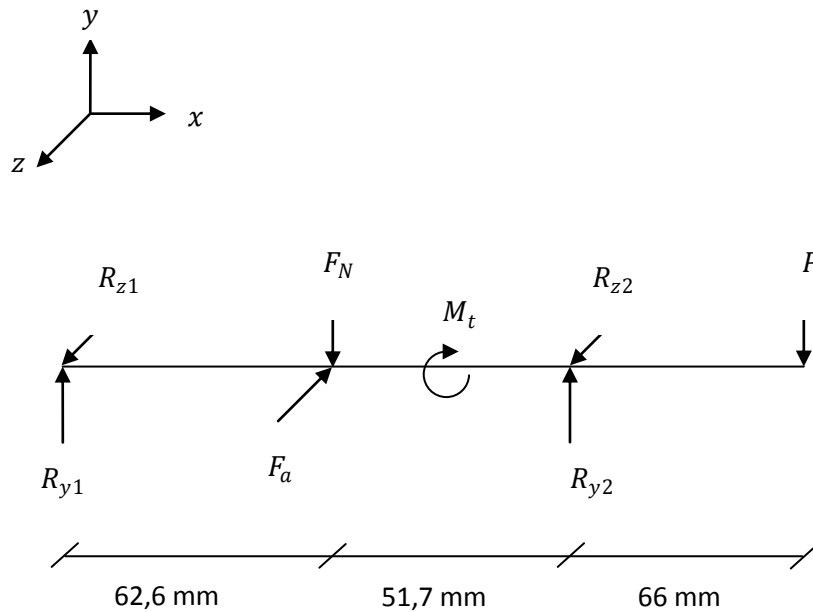


Figura 11 - Diagrama das forças aplicadas

Onde as reações R_{z1} , R_{y1} , R_{z2} e R_{y2} são as reações dos apoios do veio - chumaceiras.

Então, para o plano xy podem-se calcular as reações nos apoios e a representação dos diagramas de esforços cortantes e momentos fletores, Figura 12, Figura 13 e Figura 14.

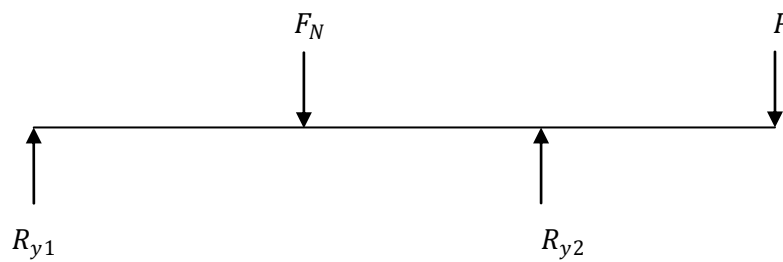


Figura 12 - Diagrama de forças no plano xy

Cálculo das reações nos apoios:

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \\ \sum M_z = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} R_{y1} - F_N + R_{y2} - P = 0 \\ F_N \times 62,6 - R_{y2} \times 114,3 + P \times 180,3 = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} R_{y1} = -197,73 \text{ N} \\ R_{y2} = 897,73 \text{ N} \end{cases} \quad (4.11)$$

Diagrama de esforços cortantes:

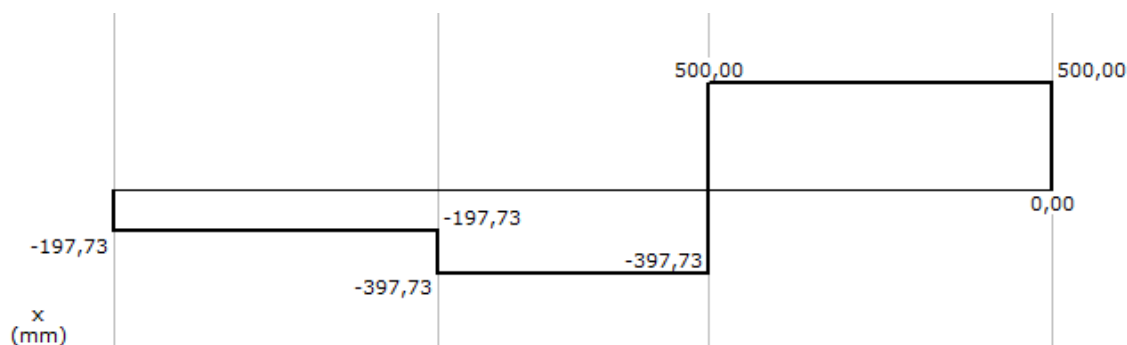


Figura 13 - Diagrama de esforços cortantes em xy

Diagrama dos momentos fletores:

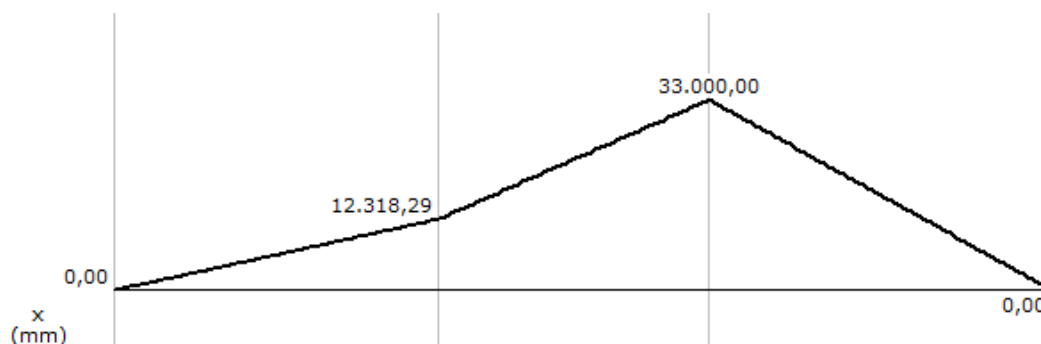


Figura 14 - Diagrama dos momentos fletores em xy

Através da observação do diagrama de momentos fletores acima descrito, pode-se concluir que o momento fletor máximo, para este plano, ocorre no segundo apoio e tem o valor de $M_{fy2} = 33000 \text{ N.mm}$. O momento fletor na cunha tem o valor de $M_{fy1} = 12410,46 \text{ N.mm}$.

De seguida, vão ser apresentados os cálculos das reações nos apoios e os diagramas de esforços cortantes e momentos fletores para o plano xz, Figura 15, Figura 16 e Figura 17.

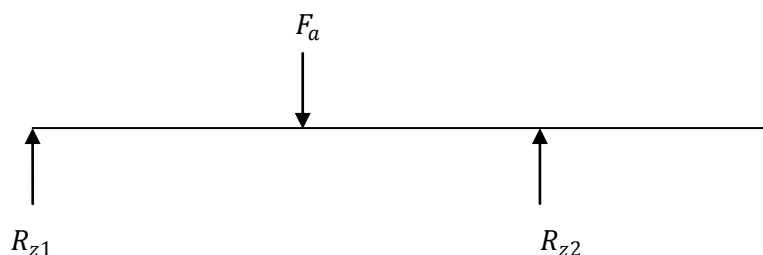


Figura 15 - Diagrama de forças no plano xz

Cálculo das reações nos apoios:

$$\begin{cases} \sum F_z = 0 \\ \sum M_y = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} R_{z1} - F_a + R_{z2} = 0 \\ F_a \times 62,6 - R_{z2} \times 114,3 = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} R_{z1} = 264,6 \text{ N} \\ R_{z2} = 320,4 \text{ N} \end{cases} \quad (4.12)$$

Diagrama de esforços cortantes:

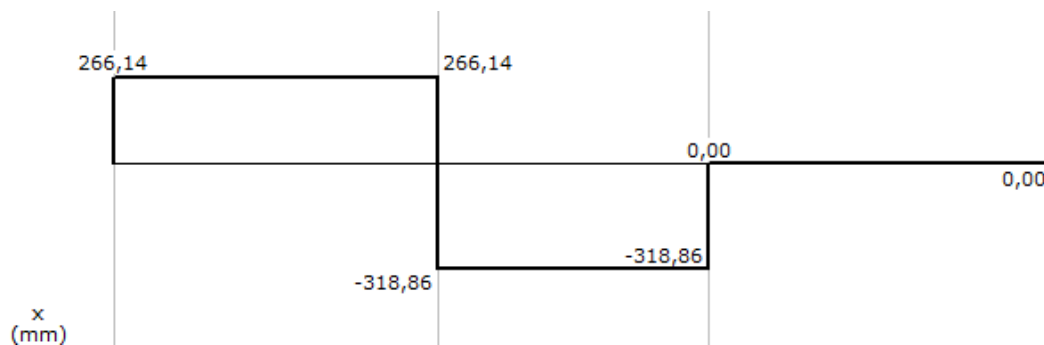


Figura 16 - Diagrama dos esforços cortantes em xz

Diagrama dos momentos fletores:

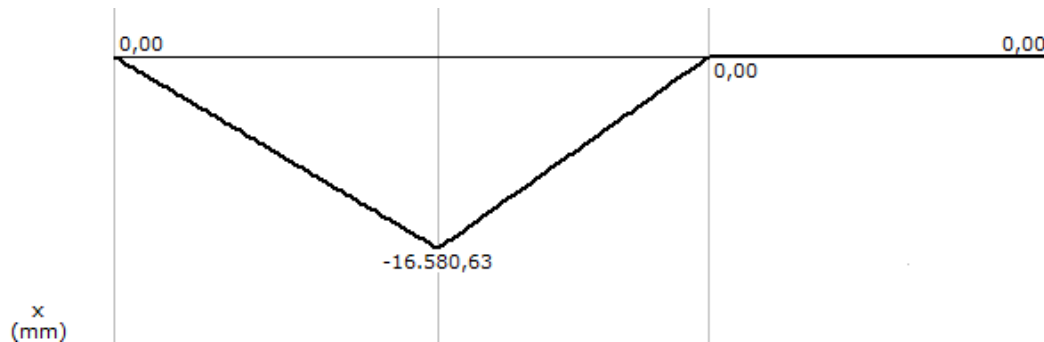


Figura 17 - Diagrama dos momentos fletores em xz

Consultando o diagrama de momentos fletores acima descrito, pode-se concluir que o momento fletor máximo, para o plano xz, ocorre na zona de montagem da peça em cunha, tendo um valor absoluto de $M_{fz1} = 16564,4 \text{ N.mm}$. Nos dois apoios, o momento fletor tem o valor nulo, $M_{fz2} = 0$.

Assim, pode-se concluir que o momento resultante máximo é no segundo apoio, pois:

$$M_{f2} = \sqrt{(M_{fy2})^2 + (M_{fz2})^2} \Leftrightarrow M_{f2} = 33000 \text{ N.mm} \quad (4.13)$$

e

$$M_{f1} = \sqrt{(M_{fy1})^2 + (M_{fz1})^2} \Leftrightarrow M_{f1} = 20697,76 \text{ N.mm} \quad (4.14)$$

Então, o momento fletor máximo que ocorre no veio é de 33000 N.mm .

Devido à variação de diâmetro do veio vai ocorrer concentração de tensões. O momento fletor máximo ocorre no segundo apoio. Neste apoio, o veio tem um diâmetro de 20mm, existindo duas variações de diâmetro, uma à esquerda de 17mm para 20mm e outra à direita de 20mm para 25mm. O local onde a razão D/d for maior é onde vai existir maior concentração de tensões. Esta razão é maior à direita do apoio.

Fator estático de concentração de tensões:

$$\begin{cases} \frac{D}{d} = \frac{25}{20} = 1,25 \\ \frac{r}{d} = \frac{2}{20} = 0,1 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} K_{tf} = 1,65 \\ K_{tt} = 1,35 \end{cases} \quad (4.15)$$

Onde K_{tf} é o coeficiente de concentração de tensões estático à flexão e K_{tt} é o coeficiente de concentração de tensões estático à torção.

Fator dinâmico de concentração de tensões:

$q_f \Rightarrow$ Fator de sensibilidade ao entalhe relativo à fadiga por flexão

$q_t \Rightarrow$ Fator de sensibilidade ao entalhe relativo à fadiga por torção

$$\begin{cases} r = 2 \\ \sigma_r = 0,90 \text{ GPa} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} q_f = 0,9 \\ q_t = 0,99 \end{cases} \quad (4.16)$$

Logo:

$$\begin{cases} K_{ff} = 1 + q_f \times (K_{tf} - 1) \\ K_{ft} = 1 + q_t \times (K_{tt} - 1) \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} K_{ff} = 1,585 \\ K_{ft} = 1,346 \end{cases} \quad (4.17)$$

onde, K_{ff} é o coeficiente de concentração de tensões dinâmico à flexão e K_{ft} é o coeficiente de concentração de tensões dinâmico à torção.

Este veio vai ser obtido por torneamento a partir de varão de aço DIN 34CrNiMo6 pré-tratado (aço FR3 – F. Ramada), [7], tendo-se considerado a tensão de rotura $\sigma_R = 900 \text{ MPa}$ e a tensão de cedência $\sigma_C = 690 \text{ MPa}$.

Cálculo da tensão admissível de fadiga σ_f :

A tensão admissível por fadiga é dada por:

$$\sigma_f = (K_S \times K_T \times K_C \times K_{ta} \times K_{fb}) \times \sigma_{f0} \quad (4.18)$$

em que:

- σ_{f0} é a tensão limite de fadiga do material,

$$\sigma_{f0} = \frac{\sigma_r}{2} = 450 \text{ MPa} \quad (4.19)$$

- K_T é o coeficiente de temperatura,

$$K_T = 1 \text{ (Temperatura Ambiente)} \quad (4.20)$$

- K_{fb} é o coeficiente de fiabilidade,

$$K_{fb} = 0,814 \text{ (para uma fiabilidade de 99\%)} \quad (4.21)$$

- K_S é o coeficiente de acabamento superficial, onde, para acabamento superficial maquinado,

$$K_S = a * \sigma_R^b = 4,51 * 900^{-0.265} = 0,74354 \quad (4.22)$$

- K_C é o coeficiente de carga,

$$K_C = 1 \quad (4.23)$$

- K_{ta} é o coeficiente de tamanho. Admitindo que σ_{f0} foi obtido num ensaio de flexão rotativa, e para $d = 20\text{mm}$,

$$K_{ta} = 1,24 * d^{-0.107} \text{ para } 8 < d < 51 \quad (4.24)$$

$$K_{ta} = 0,90 \quad (4.25)$$

Assim:

$$\sigma_f = 0,75354 \times 1 \times 1 \times 0,90 \times 0,814 \times 450 = 245,1 \text{ MPa} \quad (4.26)$$

Este veio vai ser dimensionado à fadiga, pois vai estar sujeito a rotações superiores a 800 rpm. Então, vai ser usada a solução de Soderberg [8], para o dimensionamento do veio em questão. O diâmetro do veio obtém-se pela equação:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * n}{\pi} \sqrt{\left(K_{tt} \frac{M_t}{\sigma_c}\right)^2 + \left(K_{ff} \frac{M_f}{\sigma_f}\right)^2}} \quad (4.27)$$

onde, n é o coeficiente de segurança, $n = 1,5$. Obtém-se, então:

$$d = 15,26 \text{ mm} \quad (4.28)$$

Nesta secção o veio tem um diâmetro de 20mm, o que permite concluir que o veio principal se encontra bem dimensionado para o trabalho requerido.

4.3. Apoios do veio principal

O veio principal é apoiado, como acima foi descrito, em dois apoios. Como nos apoios só existem cargas radiais, são escolhidos rolamentos rígidos de uma carreira de esferas [9]. No primeiro apoio, o veio tem um diâmetro de 17mm e no segundo apoio tem um diâmetro de 20mm. Consultando o catálogo da empresa SKF foi escolhida a chumaceira SY 17 TF para o primeiro apoio e a chumaceira SY 20 TF para o segundo apoio. Estas chumaceiras foram escolhidas pelo facto de possuírem rolamentos com anel externo de apoio esférico, de forma a acomodar os desalinhamentos induzidos pela montagem.

A carga presente no primeiro apoio é:

$$R_1 = \sqrt{R_{y1}^2 + R_{z1}^2} = \sqrt{(-198,2)^2 + 264,6^2} = 330,63N \quad (4.29)$$

e no segundo apoio, a carga presente é:

$$R_2 = \sqrt{R_{y2}^2 + R_{z2}^2} = \sqrt{898,2^2 + 320,4^2} = 953,68N \quad (4.30)$$

A partir dos dados acima referidos, e pela consulta do catálogo da SKF [9], para os rolamentos seleccionados, pode-se calcular a vida nominal dos rolamentos. Então, calcula-se a vida nominal dos rolamentos pela fórmula:

$$L_{10h} = \left(\frac{C_1}{P_d} \right)^p \times \frac{10^6}{60 \times n} \quad (4.31)$$

onde L_{10h} é a vida nominal em horas de trabalho, C_1 é a capacidade de carga dinâmica do rolamento, P_d é a carga dinâmica equivalente e p é o expoente da fórmula de vida, sendo que para rolamentos de esferas $p = 3$. Assim, para o primeiro apoio tem-se:

$$L_{10h} = \left(\frac{9560}{330,63} \right)^p \times \frac{10^6}{60 \times 900} = 447644 \text{ horas} \quad (4.32)$$

e para o segundo apoio tem-se:

$$L_{10h} = \left(\frac{12700}{953,68} \right)^p \times \frac{10^6}{60 \times 900} = 43733 \text{ horas} \quad (4.33)$$

A partir das horas de trabalho acima referidas, pode-se concluir que os rolamentos estão bem dimensionados. Apesar de haver uma grande diferença de horas de trabalho, o segundo apoio continua a estar dentro dos valores aceitáveis, atendendo ao regime de trabalho a que um equipamento deste tipo estará sujeito.

4.4. Sistema de aplicação de carga radial na roda

O sistema de aplicação de carga radial na roda tem como objetivo aumentar a força normal total que é aplicada ao tambor em cunha. Assim, sabe-se qual a força que se está a imprimir à cunha para garantir que não existe escorregamento entre o pneu e a peça em cunha. Este sistema surge como garantia para que não ocorra o impertinente escorregamento.

O funcionamento deste sistema tem por princípio a deformação de uma determinada mola, como se pode observar na Figura 18, previamente escolhida para o efeito, para que, a partir desta e da deformação por ela sofrida por aperto do fuso, se possa saber qual a força normal.

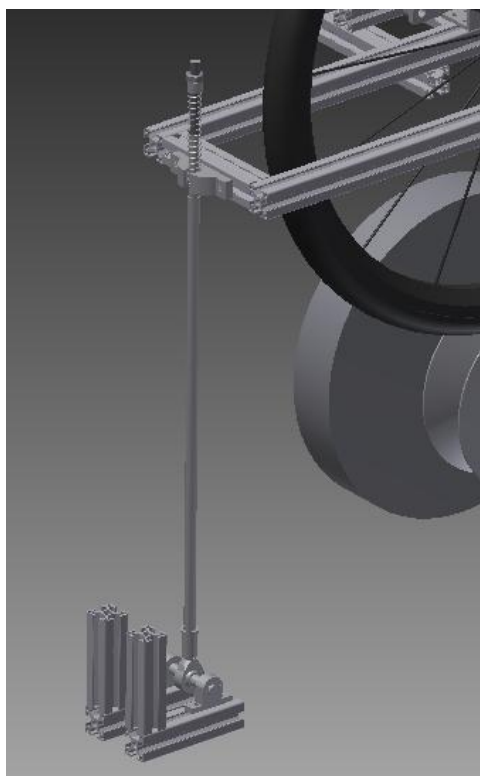


Figura 18 - Sistema de aplicação de carga radial na roda

Assim, conhecendo a constante de deformação da mola k em N/mm e a deformação a que esta vai estar sujeita, sabe-se qual a força F_m que a mola está a exercer. Sabendo, também, qual a distância d_1 do centro da roda até às chumaceiras de articulação da estrutura e a distância d_2 da mola até ao centro da roda, sabe-se a força normal que a roda está a imprimir na peça em cunha. Estas distâncias podem ser melhor observadas na Figura 19.

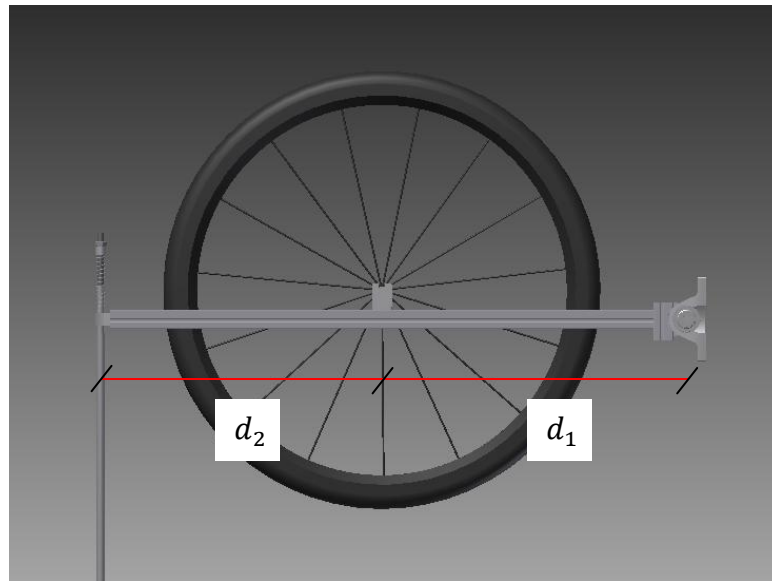


Figura 19 - Distâncias d_1 e d_2

Então:

$$N \times d_1 = F_m \times (d_1 + d_2) \quad (4.34)$$

logo, pode-se concluir que:

$$F_m = \frac{200 \times 0,46}{0,88} = 104,55 \text{ N} \quad (4.35)$$

Para aumentar a força normal N e, conseqüentemente, a força de contacto F_c , basta aumentar a força que a mola está a fazer F_m recorrendo a uma maior deformação da mesma.

A mola escolhida para o efeito é da marca RS e tem como referência 121-286 [10]. Esta mola tem uma constante de deformação de $1,63 \text{ N/mm}$ e é possível aplicar uma carga máxima de 158 N . Dado que a constante de deformação desta mola é muito baixa, é possível induzir uma deformação suficientemente grande para que possa ser medida com grande precisão.

Para tornar mais funcional este protótipo, este sistema de aplicação de carga radial é articulado em baixo por uma junta articulada [11], como se pode observar na Figura 20.



Figura 20 - Articulação do sistema

4.5. Rigidez da estrutura de suporte

A estrutura em causa tem como função suportar o veio principal e o motor elétrico. Vai-se proceder, então, ao cálculo da flexão do perfil de alumínio para saber se este tem adequada rigidez à flexão. Para isso, é necessário saber qual a carga P_1 aplicada no perfil, qual o módulo de elasticidade E em N/mm^2 do mesmo, qual o seu momento de inércia I em mm^4 e qual o comprimento L_1 do perfil.

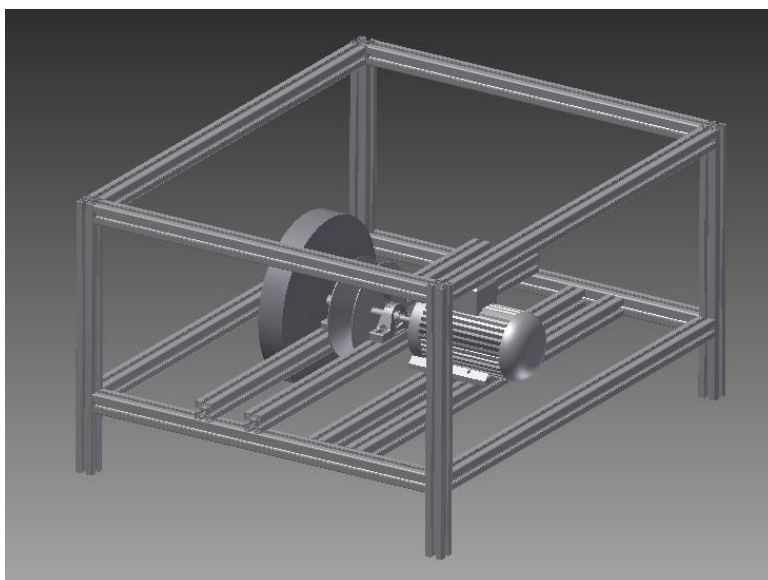


Figura 21 - Estrutura de suporte

São necessárias quatro barras. Duas estão nos apoios do veio e as outras duas estão no motor elétrico. Onde existe maior carga vertical nas quatro barras é no segundo

apoio do veio principal, como é possível ver no capítulo 4.2. O motor elétrico pesa apenas 5,6 kg, logo é inferior à carga que existe no segundo apoio do veio principal.

Assim, a flexão pode ser calculada a partir da equação:

$$f_{m\acute{a}x} = \frac{P_1 \times L_1^3}{48 \times E \times I} \quad (4.36)$$

substituindo:

$$f_{m\acute{a}x} = \frac{898,2 \times 972}{48 \times 70000 \times 90000} = 2,73 \text{ mm} \quad (4.37)$$

Em termos de percentagem flexão/comprimento tem-se:

$$\frac{f_{m\acute{a}x}}{L_1^3} \% = \frac{2,73}{972} \times 100 = 0,28 \% \quad (4.38)$$

A partir dos resultados apresentados na equação (4.37) e (4.38), pode-se concluir que a flexão máxima que vai existir no perfil é muito pequena, garantindo, assim, uma adequada rigidez da estrutura.

O binário de travagem vai ser medido através de uma célula de carga aplicada entre o garfo e a estrutura do protótipo. É também necessário confirmar a flexão que vai ocorrer na estrutura, para se garantir uma boa rigidez. Assim, a barra em causa tem um comprimento de 780 mm, e a força resultante do momento de travagem estimado não se localiza exatamente a meio da barra, como se pode ver na Figura 22, pelo que é necessário utilizar a fórmula (4.40) para calcular a flecha máxima.

A força que se espera medir é dada pela expressão:

$$P_2 = \frac{T}{0,5} = 265,3 \text{ N} \quad (4.39)$$

Onde o valor 0,5 é a distância do centro da roda até à célula de carga.

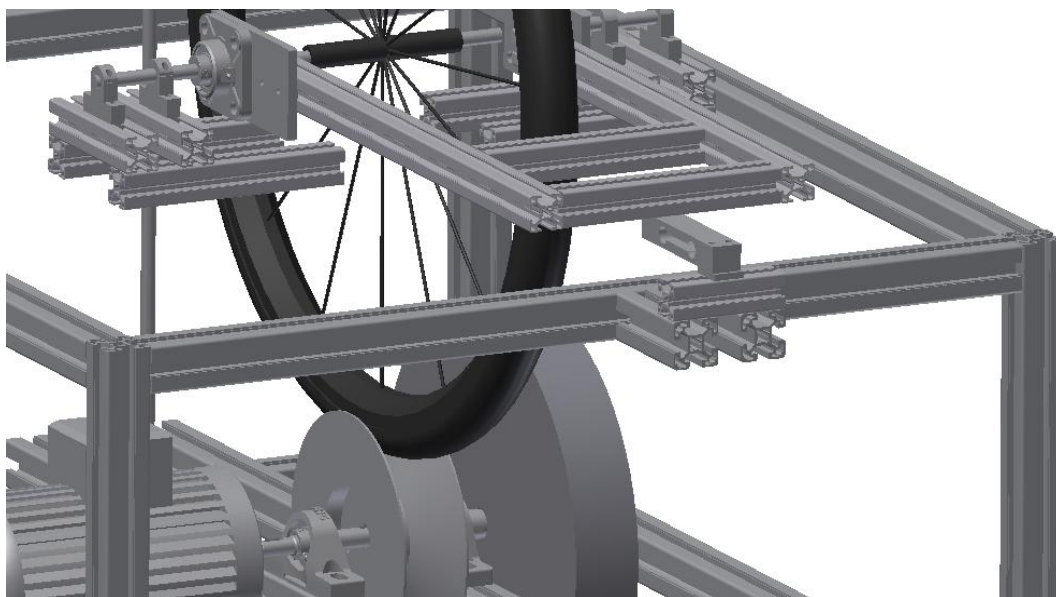


Figura 22 - Barra de suporte da estrutura da célula de carga

Então:

$$f_{m\acute{a}x} = \frac{P_2 \times (d_3 \times d_4)^2}{3 \times L \times E \times I} \quad (4.40)$$

onde d_3 e d_4 são as distâncias dos apoios da barra até à força resultante do binário de travagem. Substituindo por valores na equação (4.40), tem-se:

$$f_{m\acute{a}x} = \frac{265,3 \times (465,5 \times 314,5)^2}{3 \times 780 \times 70000 \times 90000} = 0,385 \text{ mm} \quad (4.41)$$

Na Figura 23 pode-se observar as distâncias d_3 e d_4 .

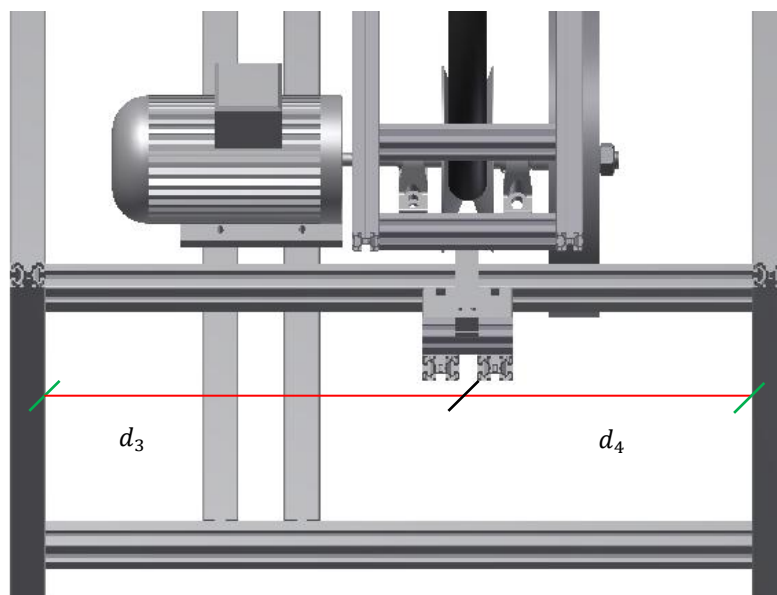


Figura 23 - Distâncias d_3 e d_4

O resultado da equação (4.41) comprova que a estrutura tem rigidez suficiente.

4.6. Sistema de travagem

Para acionar a manete de travão que, por sua vez, vai acionar o travão da bicicleta, foi construído um sistema em que é possível saber e controlar a força exata que se está a exercer sobre a manete de travão. Pode-se observar este sistema na Figura 24.

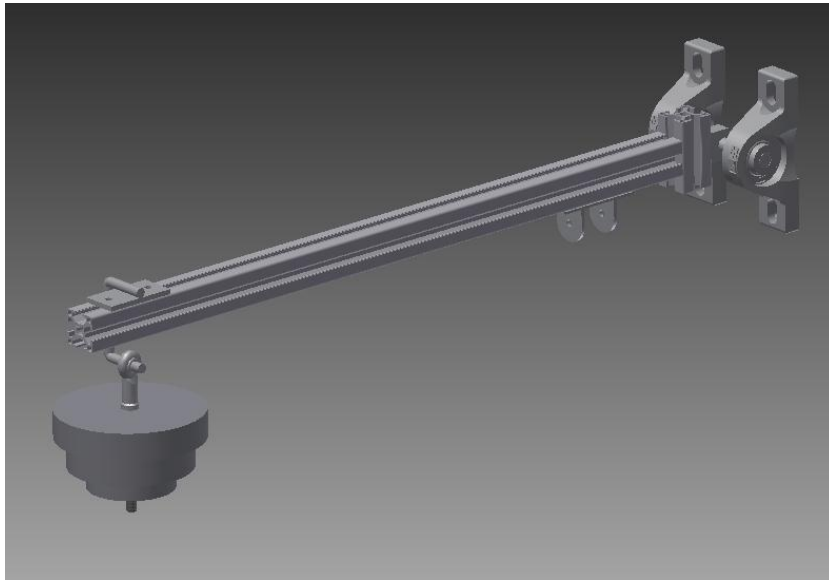


Figura 24 - Sistema de acionamento da manete de travão

Para o efeito, foi construído um sistema constituído por uma barra de alumínio articulada numa extremidade, com uma massa conhecida na outra e em que perto do ponto de articulação vai conter um mecanismo capaz de acionar a manete de travão. Com as distâncias da massa até ao ponto de articulação d_5 e do ponto de acionamento da manete na barra até à articulação d_6 , e, sabendo que a força de atuação na manete não pode ser superior a 200 N , pode-se calcular qual a massa máxima necessária para colocar na extremidade da barra. Assim:

$$P \times d_5 = 200 \times d_6 \quad (4.42)$$

com $d_5 = 0,5\text{ m}$ e $d_6 = 0,1\text{ m}$, o valor de P é:

$$P = \frac{0,1 \times 200}{0,5} = 40\text{ N} \quad (4.43)$$

Conclui-se, então, que a massa m necessária é de:

$$m = \frac{P}{g} = \frac{40}{10} = 4 \text{ kg} \quad (4.44)$$

onde g é a aceleração da gravidade em m/s^2 .

O modo de acionamento deste sistema é bastante simples. Será utilizada uma pequena manivela, cuja rotação permitirá aplicar a força sobre a manete de travão.

4.7. Conceção da estrutura tridimensional de suporte

Todas as peças mencionadas anteriormente e o protótipo como um todo vão ser suportados em perfis de alumínio [12]. Toda a estrutura de suporte é constituída em barras de alumínio com perfil de 40 mm de largura. As barras de alumínio que não necessitam de grande estabilidade estrutural, como as que fazem parte da estrutura da roda, sistema de travagem e sistema de aplicação de carga radial na roda, são barras de alumínio com perfil de 30 mm de largura.

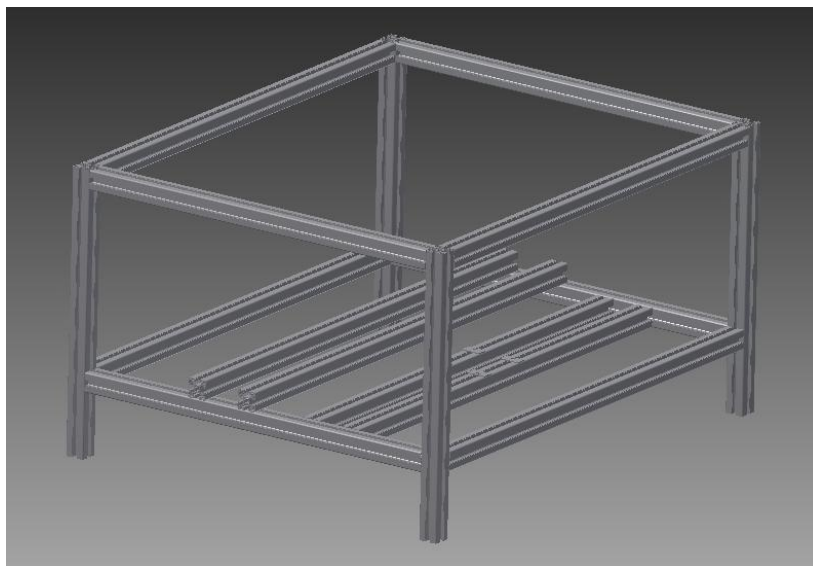


Figura 25 - Estrutura tridimensional de suporte

O perfil de 40 mm de largura garante uma boa estabilidade em todo o protótipo. Além disso, para dar uma boa rigidez à estrutura, esta é constituída por dois planos horizontais. O plano inferior é onde o veio principal e o motor elétrico estão assentes. O plano superior é onde a estrutura da roda e o sistema de travagem estão seguros.

A estrutura tridimensional de suporte é constituída por dois planos, como foi dito anteriormente, para tornar mais estável o protótipo porque, ao ocorrer flexão,

resultante do acionamento do mecanismo de travagem, esta vai ser suportada pela estrutura a funcionar em conjunto, devido ao travamento imposto pelos dois planos da estrutura, resultando, assim, num protótipo com uma estrutura muito estável.

5. SENSORES E CONTROLO

Neste capítulo ir-se-á proceder ao desenvolvimento da parte de controlo e respetivos sensores que este protótipo necessita para que se possa extrair, da melhor forma, a informação pretendida.

5.1. Variador de frequência

Para variar a velocidade de rotação de um motor elétrico de indução trifásico, pode-se atuar em três parâmetros: a frequência da tensão de alimentação (Hz), o número de polos do motor e o escorregamento do mesmo.

O que se pretende, neste protótipo, é que se possa variar a rotação do motor elétrico para uma rotação conhecida. Para isso, altera-se o valor da frequência de alimentação que chega ao motor através de um variador de frequência.

O variador de frequência é um equipamento eletrónico capaz de variar a velocidade de rotação de um motor elétrico. Este equipamento é assim chamado por causa da sua forma de atuação: faz com que o motor siga frequências diferentes das fornecidas pela rede, que é sempre constante.

Para este protótipo foi, então, escolhido um variador de frequência que cumpre os requisitos acima referidos. O variador de frequência em questão tem como referência VS mini J7 e marca OMRON, e pode ser observado na Figura 26.



Figura 26 - Variador de frequência

5.2. Célula de carga

De maneira a se poder medir o binário de travagem que o travão está a exercer sobre a roda, é colocada uma célula de carga na extremidade do garfo. Neste protótipo, existe uma peça chamada garfo, como se pode ver na Figura 27, que desempenha praticamente a mesma função que uma forquilha nas bicicletas. Esta peça é constituída por quatro barras de alumínio, duas verticais e duas horizontais. A barra horizontal, do meio, tem como função suportar o travão a testar, e a barra horizontal presente no final do garfo é onde a célula de carga vai medir o binário de travagem.



Figura 27 - Garfo

Numa bicicleta normal, a forquilha tem como função, entre outras, de servir de suporte para o sistema de travagem da bicicleta. Neste protótipo, o garfo está disposto horizontalmente, ao contrário do que acontece numa bicicleta normal, onde a forquilha está disposta na vertical. Assim, o protótipo fica mais compacto, como se pode ver na Figura 28.

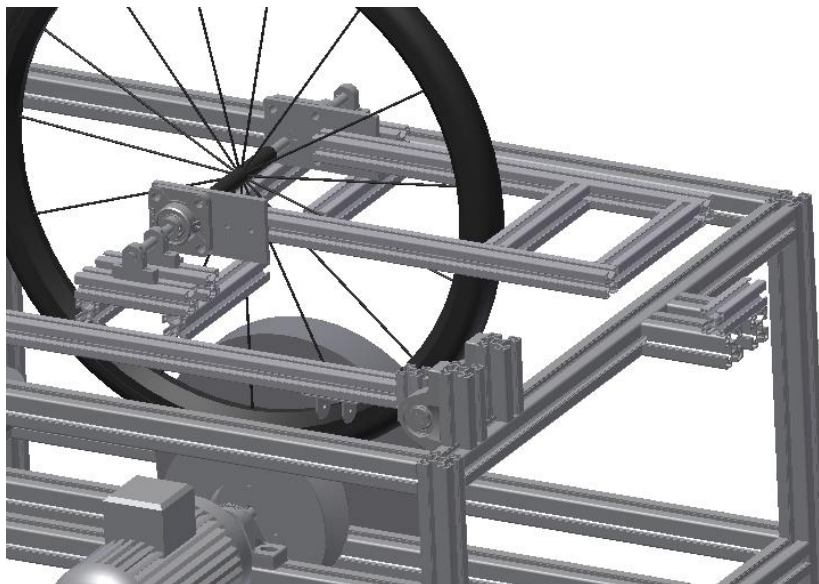


Figura 28 - Apoios do garfo e suporte da célula de carga

Isto não tem interferência nenhuma nos resultados adquiridos pois este garfo está apoiado em duas chumaceiras, como se pode ver na Figura 28, que possibilitam que o garfo tenha um movimento circular em torno do centro da roda. Assim, quando o travão

for ativado, o garfo tende a seguir o movimento de rotação da roda. É aqui que atua a célula de carga que, como está fixa à estrutura principal, impede o movimento de rotação do garfo, permitindo medir, então, o binário que o sistema de travagem está a exercer sobre a roda, como se pode observar na Figura 29.

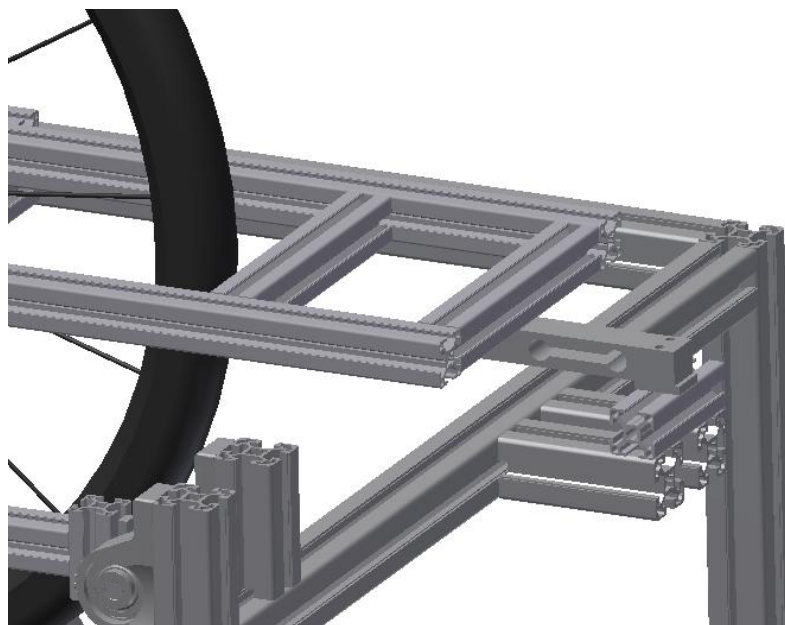


Figura 29 - Célula de carga fixa na estrutura

Para medir a força de travagem foi escolhida uma célula de carga da empresa Vetek. A referência da célula é Lastcell Single Point 108BA [13] e pode ser observada na Figura 30. Esta célula tem uma capacidade máxima de 500 *N*. Sabendo a distância da célula de carga até ao centro da roda e o momento produzido na travagem, estima-se que a célula de carga vai medir um valor perto dos 265 *N*. Assim, tem-se alguma margem e garante-se que o equipamento é o adequado.



Figura 30 - Célula de carga

5.3. Sistema de medição de velocidade

Neste protótipo existe um sistema de medição de velocidade para se saber qual a rotação a que o motor elétrico está a funcionar e, então, qual a velocidade que se está a imprimir ao sistema.

A importância deste sistema não consiste só em saber qual a velocidade que se está a imprimir ao sistema. Também tem a função de, quando o sistema de travagem é acionado e o motor elétrico é instantaneamente desligado e começa a desacelerar, poder-se saber qual o decréscimo da velocidade ao longo do tempo e, assim, para além de se saber qual a distância de travagem que uma bicicleta poderia cumprir nas condições em que o teste é efetuado, permite medir a aceleração e, uma vez que a máquina tem inércia constante, permite verificar o valor do binário de travagem.

Este sistema de medição de velocidade tem por princípio a colocação de um pequeno motor de corrente contínua (DC) e de ímanes permanentes ligado ao veio de rotação do motor elétrico. Este pequeno motor vai ser acoplado no lado oposto ao do veio de saída do motor elétrico, porque no lado oposto ao do veio de saída o motor elétrico é arrefecido por convecção forçada, através de uma ventoinha que está acoplada ao veio principal do motor elétrico. Assim, a ventoinha roda à mesma rotação do veio de saída do motor, porque o veio de saída e o veio a que a ventoinha está acoplada são o mesmo.

O motor DC, ao rodar, vai emitir uma determinada diferença de potencial dependendo da rotação a que está. Então, para se saber a que rotação corresponde uma determinada diferença de potencial emitida, é necessário realizar um teste de calibração.

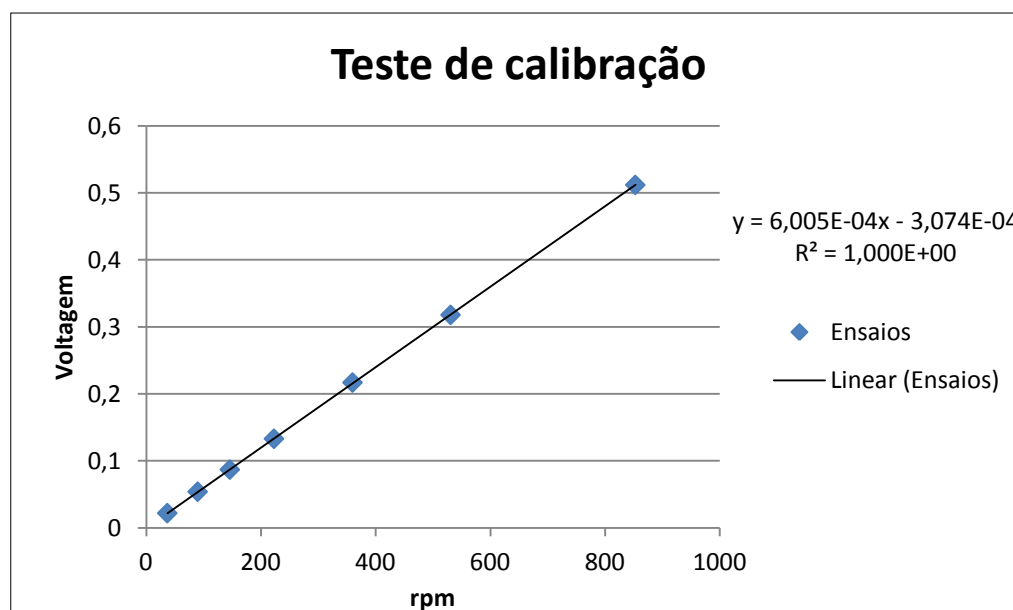


Figura 31 - Gráfico de calibração do motor monofásico

Na Figura 31 é possível observar o teste de calibração a que o motor DC foi sujeito. Foram, então, registados os valores de sete ensaios que correspondem aos pontos a azul.

Como é possível observar, foi calculada uma linha de tendência linear que passe pelos pontos a azul. A função resultante dá uma reta do tipo $y = mx + b$, que é expressa por:

$$y = 6,005 \times 10^{-4}x - 3,074 \times 10^{-4} \quad (5.1)$$

Assim, através desta equação é possível saber com grande precisão qual a velocidade que o motor elétrico AC está a imprimir ao sistema e qual a distância percorrida por uma bicicleta nas condições a que o teste é realizado. A letra y corresponde à diferença de potencial que o motor está a emitir e a letra x corresponde às rotações por minuto que o mesmo está a efetuar.

De referir, também, que o erro resultante da função expressa em (5.1) é mínimo pois, com se pode observar na Figura 31, o erro quadrático da interpolação tem o valor exato de um. Além disso, pode-se também constatar que a ordenada na origem é praticamente nula.

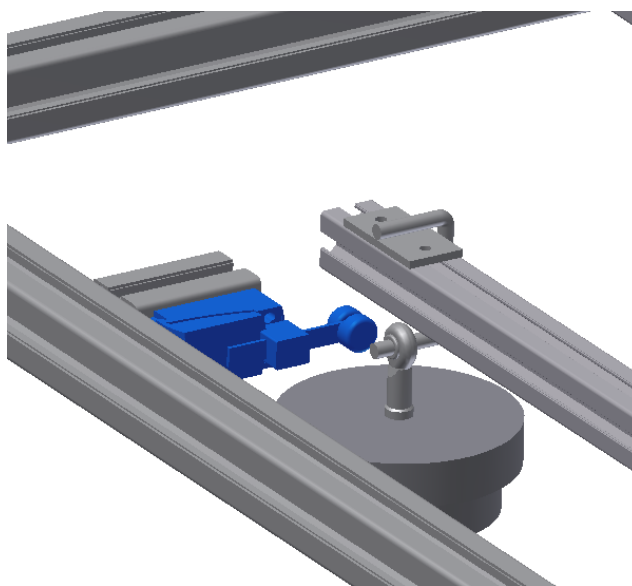


Figura 33 - Aplicação do fim-de-curso

5.5. Aquisição de dados

Todos os sinais emitidos pelos equipamentos acima mencionados têm de ser tratados da melhor forma, de maneira a que seja possível extrair a informação pretendida do protótipo.

A informação emitida pela célula de carga, pelo pequeno motor elétrico DC e pelo fim-de-curso, é tratada no computador para que este possa fazer da melhor forma a gestão dos sinais recebidos. Consoante os sinais que o computador recebe, é emitido um sinal ao motor elétrico de maneira a desligar ou ligar o mesmo.

Assim, o computador vai receber três informações (*input*), duas analógicas e uma digital, e vai emitir uma informação (*output*) digital.

As informações analógicas de *input* são: o binário de travagem que o travão está a exercer na roda através do valor medido pela célula de carga e a velocidade a que o sistema está, ao longo do tempo, através da medição efetuada pelo motor elétrico DC. A informação digital de *input* é o estado do fim-de-curso, aberto ou fechado, consoante esteja a haver travagem ou não.

A informação digital de *output*, que o computador emite, é para desligar ou ligar o motor elétrico. Através deste output, o computador desliga o motor elétrico quando o fim-de-curso é acionado, querendo isto dizer que o sistema de travagem foi posto em funcionamento e o motor elétrico foi desligado, garantindo que as medições efetuadas,

tanto pela célula de carga como pelo motor elétrico DC, correspondem efetivamente à curva de desaceleração.

Na Figura 34 é possível observar um esquema que traduz as ligações acima referidas.

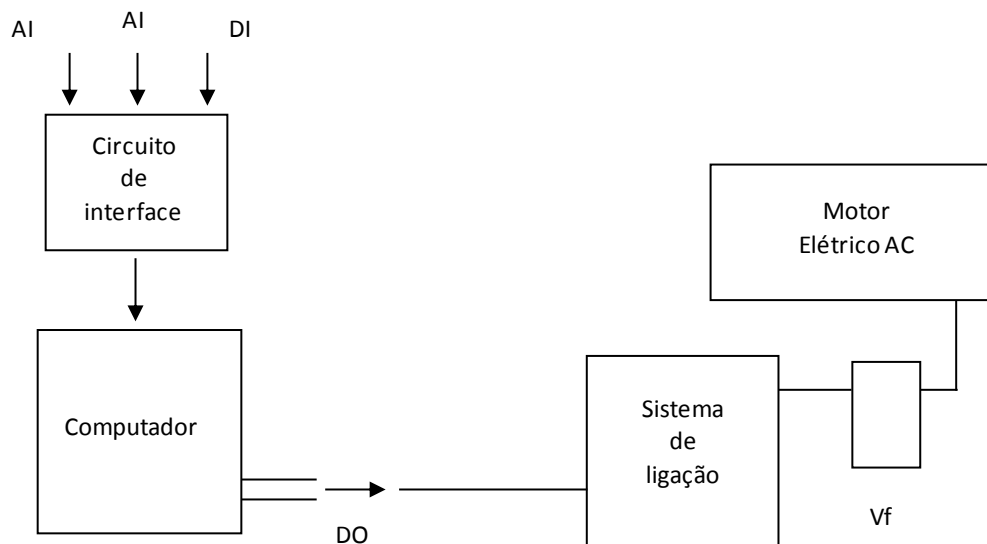


Figura 34 - Diagrama de aquisição de dados

Na Figura 34 as letras AI, DI e DO correspondem a *analogic input*, *digital input* e *digital output*, respetivamente. Assim, os *inputs* estão representados pelas setas no sentido de entrada no circuito de interface que por sua vez dá entrada no computador e o *output* está representado pela seta no sentido de saída do computador. O equipamento identificado pelo símbolo Vf corresponde ao variador de frequência.

Na Figura 34 é, também, possível observar que o sinal de *output* emitido pelo computador, antes de chegar ao motor elétrico, passa por um sistema de ligação. Este sistema de ligação consiste num relé para ligar ou desligar o motor elétrico.

Para este sistema funcionar e ter uma boa fiabilidade, foi necessário criar um sistema de ligação entre o variador de frequência e o computador, porque a ficha de *USB* que o computador possui, por onde é emitido o sinal de saída, funciona com uma corrente muito baixa, quando comparada com a corrente que o relé exige para ser excitado. Assim, foi necessário criar um *driver*, como se pode ver na Figura 35, para que a ficha de *USB* não queimasse pelo excesso de corrente requerida.

Na Figura 35, do lado esquerdo, onde se lê *Data*, é de onde o sinal do computador vem. Depois, passa pelo driver, representado por uma circunferência circular,

onde a corrente é aumentada, e passa pelo relé, onde este pode ser ativado, como se pode ver na figura onde se lê *load*.

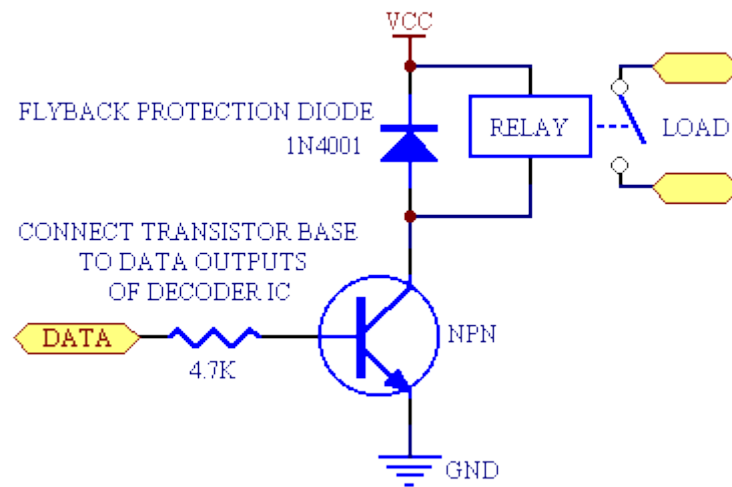


Figura 35 - Sistema de ligação

De referir, também, que o programa usado pelo computador para tratar os dados recebidos e emitir os devidos sinais, na altura correta, é desenvolvido em LabView.

6. CONCLUSÃO

Em suma, pode-se concluir que este projeto atingiu o objetivo definido inicialmente. Foi projetado um protótipo muito versátil e que permite extrair a informação pretendida.

Este protótipo tem uma relação de transmissão de 4,1, embora seja em função do diâmetro da roda e possa sofrer pequenos ajustamentos. Permite testar uma energia cinética equivalente a uma massa de 100 kg a 25 km/h, sendo necessário acoplar ao veio principal uma massa de apenas 42 kg. Outras velocidades/energias requerem a adaptação do valor da inércia. O motor elétrico trifásico de corrente alternada, que dá movimento ao sistema, pode aumentar facilmente a velocidade do teste para valores superiores aos referidos, uma vez que para 25 km/h apenas roda a 824 rpm, sendo possível variar a velocidade de rotação até 1480 rpm.

O sistema de travagem a testar pode facilmente ser substituído. As operações a efetuar são muito semelhantes às efetuadas numa bicicleta pois, como numa bicicleta, o travão está fixo ao garfo. É também possível adaptar o protótipo para testar travões de disco, realizando pequenas alterações no mesmo. A única alteração a realizar é criar um suporte para a pinça de travão.

Pode-se testar tanto o aro da frente como o aro de trás fazendo apenas um pequeno ajuste na largura de fixação do suporte. O procedimento de troca de aros é bastante rápida e simples, sendo apenas necessário desapertar a fixação da roda e desarmar o travão. O teste pode ser realizado com diferentes tipos de aros e diferentes tipos de calços de travão.

Os sistemas de controlo são bastantes adequados, uma vez que permite calcular a força de travagem através da medição feita pela célula de carga. Uma vez que se trata de uma máquina com uma inércia constante, é possível calcular a variação da velocidade ao longo do tempo de travagem, através do motor DC, cuja integração permitirá calcular a distância de travagem e a derivação permitirá calcular a aceleração.

Para que esta máquina tenha um bom comportamento e seja fiável, é necessário seguir algumas regras de utilização. Para que os rolamentos tenham uma vida nominal em horas de trabalho superior a 30000 horas é necessário que não se efetuem testes com uma

força normal aplicada na roda superior a 300 N. Além disso, se a mola que regula a carga radial na roda for alterada para se poderem aplicar valores de força máxima superiores, é necessário verificar que a força normal não excede o valor de 700 N pois o veio principal não teria vida infinita à fadiga.

Na Figura 36 é possível observar uma imagem do protótipo final.

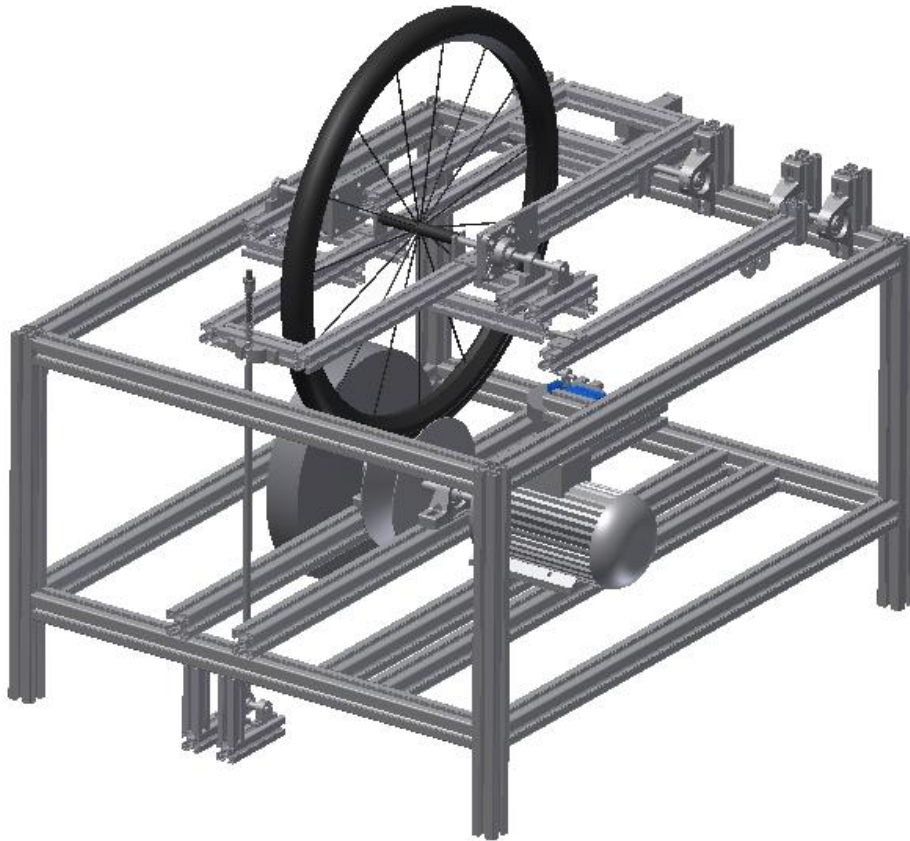


Figura 36 - Protótipo final

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. 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.
2. Norma EN 14766:2005 Mountain-bicycles — Safety requirements and test methods.
3. Zipp. Acedido Junho de 2012, em: <http://www.zipp.com/wheels/index.php>
4. Roadbikereview. Acedido Junho de 2012, em: <http://forums.roadbikereview.com/wheels-tires/carbon-wheels-bad-weather-238986.html>
5. Roadbikereview. Acedido Junho de 2012, em: <http://forums.roadbikereview.com/cyclocross/lets-talk-about-brake-pads-carbon-rims-150178.html>
6. Roadbikereview. Acedido Junho de 2012, em: <http://forums.roadbikereview.com/wheels-tires/braking-carbon-versus-aluminum-rims-myth-reality-272019.html>
7. MatWeb. Acedido Novembro de 2011, em: <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=b0f23fe4fbb844f5a3e71cfa0e31f513&ckck=1>
8. Branco, C. Moura; Ferreira, J. Martins; Costa, J. Domingos da; Ribeiro, A. Silva (2008). Projecto de Órgãos de Máquinas, 2ª edição, Fundação Calouste Gulbenkian.
9. SKF. Acedido Novembro de 2011, em: <http://www.skf.com/portal/skf/home?lang=pt>
10. RS-Online. Acedido Abril de 2012, em: <http://pt.rs-online.com/web/p/resortes/0121286/>
11. RS-Online. Acedido Abril de 2012, em: <http://pt.rs-online.com/web/p/rodamentos-de-cabeza-articulada/1988995/>
12. BoschRexroth. Acedido Fevereiro de 2012, em: http://www13.boschrexroth-us.com/partstream/Load_Category.aspx?category=30mm%20Series&menu=1,1,2
13. Vetek. Acedido Junho de 2012, em: <http://www.vetek.com/Load-cell-50-kg-OIML-Single-point-Aluminium-/article>
14. RS-Online. Acedido Junho de 2012, em: <http://pt.rs-online.com/web/p/interruptores-final-de-carrera/4360390/>

ANEXO A

Neste anexo está presente a lista de peças a adquirir e as peças que são necessárias mandar efetuar.

Peças a efetuar:

- Inércia
- Tambor
 - Cunha suporte
 - Anel separador
 - Cunha ligação
- Veio principal
- Anel veio cunha
- Anel veio massa
- Chapa de altura LSCS
- Chapa de altura chumaceira veio
- Chapa de altura motor trifásico
- Chapa de ligação garfo rolamento
- Suporte roda
- Fixador mola
- Suporte pesos
- Massa para o sistema de travagem

Peças a adquirir:

- 70 esquadras acero zincado código 5305 - ANTÍPODA
- 100 porcas martelo M6 código 52076 - ANTÍPODA
- 100 porcas martelo M6 código 52016 - ANTÍPODA
- 5 barras de 3 metros de alumínio perfil 40mm, código 5009 - ANTÍPODA
- 4 barras de 3 metros de alumínio perfil 30mm, código 5010 - ANTÍPODA

- 2 chumaceiras SKF FY 12 TF
- 4 chumaceiras SKF SY 12 TF
- Chumaceira SKF SY 17 TF
- Chumaceira SKF SY 20 TF
- 9 fixadores de eixo LSCS, diâmetro 12mm
- Junta articulada 8mm
- Junta articulada 12mm
- Motor elétrico trifásico ref. MOT BF31 71M4
- Mola RS
- Micro interruptor, Honeywell – SZL-VL-B
- Célula de carga Lastcell Single Point 108BA
- Variador de frequência OMRON modelo VS mini J7

ANEXO B

Neste anexo estão presentes os desenhos, com as respectivas cotagens, das peças que são necessárias produzir.

