



ISEL

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA

Área Departamental de Engenharia Mecânica



**Integridade Estrutural de Compósitos Laminados
em Fibra de Carbono Sujeitos a Diferentes Taxas
de Desgaste e Absorção de Água (Protótipo de
Máquina de Testes)**

JOAQUIM FILIPE CARVALHO GANHÃO
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre
em Engenharia Mecânica

Orientadores:

Doutor Vítor Manuel Rodrigues Anes
Mestre Afonso Manuel da Costa Sousa Leite

Júri:

Presidente: Doutor João Manuel Ferreira Calado

Vogais:

Doutor João Filipe de Almeida Milho
Doutor Vítor Manuel Rodrigues Anes

Janeiro de 2018



ISEL

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA

Área Departamental de Engenharia Mecânica

**Integridade Estrutural de Compósitos Laminados
em Fibra de Carbono Sujeitos a Diferentes Taxas
de Desgaste e Absorção de Água (Protótipo de
Máquina de Testes)**

JOAQUIM FILIPE CARVALHO GANHÃO
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre
em Engenharia Mecânica

Orientadores:

Doutor Vítor Manuel Rodrigues Anes
Mestre Afonso Manuel da Costa Sousa Leite

Júri:

Presidente: Doutor João Manuel Ferreira Calado

Vogais:

Doutor João Filipe de Almeida Milho
Doutor Vítor Manuel Rodrigues Anes

Janeiro de 2018

Agradecimentos

A realização do presente trabalho contou com o apoio e motivação directo ou indirecto de várias pessoas e instituições. Correndo o risco de não mencionar todas as ajudas que obtive agradeço desde já a todos os que se consideram envolvidos.

Aos meus orientadores Professor Vítor Anes e Professor Afonso Leite que foram incansáveis durante mais de um ano, agradeço todas as reuniões, todos os conselhos, motivação e toda a ajuda prestada.

Agradeço a co-orientação do Sr. Pedro Monteiro e à sua empresa *Morphis Composites* sem a qual não teria sido possível realizar o presente trabalho. Agradeço todas as reuniões foram sempre muito proveitosas, especialmente durante a fase de projecto do protótipo construído no presente trabalho.

Agradeço ao Técnico Superior Paulo Almeida da Área Departamental de Engenharia Electrotécnica e Automação (ADEEA) pela sua disponibilidade na fase de testes do motor.

À empresa *Absolutengenho* por disponibilizar as suas instalações para ajudar no fabrico da máquina de testes projectada neste trabalho.

Agradeço também à empresa *Sociedade Comercial do Vouga* por fornecer a custo zero todos os componentes de bicicleta necessários para o presente trabalho.

Agradeço à minha família pela motivação e apoio constante vinte e quatro horas por dia.

Resumo

Desde sempre no panorama do ciclismo de alta competição se fizeram todos os esforços para melhorar os resultados dos atletas. Grande parte destes trabalhos está no desenvolvimento das bicicletas e seus componentes. A empresa *Morphis Composites* que está em fase de desenvolvimento de carretos de desviador em fibra de carbono. Estando estes componentes em material compósito laminado expostos à atmosfera, poderá estar em causa a sua integridade estrutural pois sabe-se que irão absorver água por difusão e se vão desgastar de forma diferente de carretos de outros materiais. Tudo isto poderá levar ao aumento do seu atrito na transmissão, sendo que é necessária a criação de meios para a avaliação desta temática.

No presente trabalho faz-se o projecto e construção de um protótipo para medição de atrito em transmissões de bicicleta. Inclui-se uma breve pesquisa bibliográfica sobre correntes de rolos industriais e de ciclismo, o seu funcionamento e mecanismos de atrito. Além disto fez-se também uma breve pesquisa sobre os efeitos da absorção de água na fibra de carbono. Para o dimensionamento do sistema de medição procuraram-se resultados de trabalhos similares de forma a aferir as grandezas a medir e a sensibilidade necessária.

O protótipo deve medir a potência conduzida à transmissão para esta rodar em vazio a uma velocidade constante que foi fixada neste caso em 60 rpm, sendo que quanto mais baixa a potencia medida menor o atrito da transmissão. O sensor usado é uma roseta colada a +45 e -45 graus no veio que fornece movimento ao sistema. O sinal é retirado do veio em rotação através de um sistema de anéis deslizantes em bronze onde se usaram escovas de grafite e de filamentos de cobre.

Após a construção do protótipo fez-se a calibração estática dos sistemas de medição com bons resultados de sensibilidade e repetibilidade. Estes resultados empíricos também foram comparados com os resultados teóricos não tendo havido discrepâncias relevantes, provando a qualidade das medições de binário obtidas pelos extensómetros. No entanto, devido ao ruído introduzido no sinal pelas escovas em movimento, não foi possível obter resultados de qualidade nos ensaios dinâmicos para a potência e atrito na transmissão em rotação com o presente protótipo. No final apresentam-se sugestões para melhoria em trabalhos futuros.

Abstract

Ever since the beginning of high competition in cycling, that every effort has been made to improve the results of the athletes. Much of this work is in the development of bicycles and their components. The company *Morphis Composites* is in the development stage of carbon fiber rear derailleur sprockets. These components made of laminated composite material are exposed to the atmosphere, thus their structural integrity may be affected because it is known that they will absorb water by diffusion and will wear differently from sprockets made of other materials, such as metals. All this can lead to the increase of its friction in the transmission, and it is necessary to create means for the evaluation of this situation.

In the present work, the design and construction of a prototype for measuring friction in bicycle transmissions is done. A brief literature review on industrial roller and cycling chains, their operation and friction mechanisms is included. In addition, a brief research was also made on the effects of water absorption on carbon fiber. For the sizing of the measurement system, results of similar work were sought in order to understand the quantities to be measured and the required sensitivity.

The prototype shall measure the power delivered to the transmission to idle at a constant speed which has been set at 60 rpm in this case, the lower the measured power the lower the transmission friction. The sensor used is a rosette glued to +45 and -45 degrees in a section of the main shaft before the main sprocket. The signal is drawn from the rotating shaft through a bronze slip ring system where graphite brushes and copper filaments were used.

Upon prototype building the static calibration of the measurement systems was made with good results of sensitivity and repeatability. These empirical results were also compared with what would theoretically be expected and there were no relevant discrepancies, proving the quality of the torque measurements obtained by the extensometers. However, due to the noise introduced into the signal by the moving brushes, it was not possible to obtain quality results in the dynamic tests for power and friction in the rotational transmission with the present prototype. At the end, suggestions are presented for improvement in future work.

Índice

Agradecimentos	v
Resumo	vii
Abstract.....	ix
Lista de Figuras	xv
Simbologia e Abreviaturas	xxi
1. Introdução.....	1
1.1. Motivação e Objectivos	1
1.2. Estrutura do Presente Documento	2
1.3. Alguns aspectos sobre transmissões por correntes de rolos	2
1.3.1. Historia das correntes de rolos.....	3
1.3.2. Componentes de uma corrente de rolos.....	4
1.3.3. Considerações gerais sobre correntes de rolos	6
1.3.4. Funcionamento de uma corrente de rolos.....	8
1.3.5. As propriedades mecânicas da corrente de rolos.....	10
1.3.6. Carretos.....	13
1.3.6.1. Definição da geometria geral do carreto.....	13
1.3.6.2. Forma dos dentes do carreto	15
1.4. Correntes nas bicicletas e atrito	16
1.4.1. A particularidade das correntes de bicicleta	16
1.4.2. Os componentes da transmissão de bicicleta.....	18
1.4.3. Os Mecanismos de atrito da corrente	20
1.4.4. Evolução das transmissões de bicicleta.....	23
1.5. Aspectos gerais sobre Extensometria	26
1.5.1. Estado de Tensão Uniaxial:	27
1.5.2. Princípio de funcionamento de Extensómetros de resistência variável....	28

1.5.3.	A Selecção de Extensómetros.....	30
2.	Tribologia e Absorção de Água nos Compósitos de Carbono	35
2.1.	O Desgaste da Fibra de Carbono e o seu Atrito	35
2.2.	Absorção de água de materiais compósitos de fibra de carbono.....	37
2.3.	Danos e fragilidade devido à absorção de água e temperatura.....	40
3.	Trabalhos Recentes de Medição de Atrito	43
3.1.	A medição de rolamentos de carretos de roda isoladamente.....	43
3.2.	Os métodos usados pela empresa <i>Friction Facts</i>	45
3.2.1.	Método “Full Tension”	45
3.2.2.	Método “Full Load”	46
3.3.	Os métodos publicados na <i>Human Power Magazine</i>	47
3.4.	Os métodos conduzidos por R. Bolen and C. M. Archibald	49
3.5.	Resumo e comentários sobre os métodos mais utilizados.....	50
3.6.	Resumo dos resultados mais recentes.....	52
4.	O Projecto da Máquina de Ensaios	53
4.1.	As particularidades e objectivos da máquina	53
4.2.	O quadro	55
4.3.	Chumaceiras e o veio do motor	61
4.4.	Cremalheira para a coroa de pedaleira	65
4.5.	Fixação da cassete, cubo e desviador traseiro.	66
4.6.	Motor e o seu controlo.....	66
4.6.1.	Selecção do motor	67
4.6.2.	Controlo do motor	68
4.7.	Extensómetros e Aquisição de Dados	71
4.7.1.	Princípios da medição de binário.....	71
4.7.2.	A Montagem efectiva dos extensómetros.....	78
4.7.3.	O isolamento da torção	80

4.7.4.	A sensibilidade da montagem.....	81
4.7.5.	Escovas e transmissão do sinal.....	83
5.	Construção da Máquina.....	86
5.1.	A parte mecânica	86
5.2.	Componentes de transmissão oferecidos pela empresa <i>Shimano</i>	88
5.3.	Colagem da roseta e ligação da aquisição de dados (Meia Ponte).....	91
6.	Ensaio e Processamento de Resultados	95
6.1.	Calibração estática da máquina	95
6.1.1.	Calibração estática sem escovas	95
6.1.2.	Calibração estática da máquina com escovas de grafite.....	100
6.2.	Ensaio dinâmico com escovas de grafite.....	106
6.2.1.	Ensaio no primeiro pinhão (11 dentes)	107
6.2.2.	Ensaio no segundo terceiro quarto e quinto Pinhão (13,15,17 e 19 Dentes)	109
6.3.	Ensaio dinâmico com escovas de filamentos de cobre.....	109
7.	Conclusões e Trabalhos Futuros	113
	Referências	119

Lista de Figuras

Figura 1- Transmissão simples por corrente de rolos, adaptado de [2].	3
Figura 2- Componentes de uma corrente de rolos industrial, adaptado de [6].	4
Figura 3- Esforços nas buchas e pinos das correntes de rolos adaptado de [7].	6
Figura 4- Dimensões básicas de uma corrente de rolos adaptado de [7].	7
Figura 5- Corrente de rolos de elos múltiplos, adaptado de [7].	7
Figura 6- Corrente de rolos de passo duplo, adaptado de [7].	8
Figura 7- Exemplo de variação de força na rotação completa de uma corrente de 100 elos (carretos de 20 dentes), adaptado de [7].	9
Figura 8- Efeito poligonal numa corrente (variação de velocidade linear do rolo ao engrenar), adaptado de [7].	10
Figura 9- Efeitos do alongamento da corrente devido ao desgaste (a- sem desgaste, b- com desgaste), adaptado de [7].	11
Figura 10- Mecanismo de alongamento resultante do desgaste de uma corrente de rolos, adaptado de [7].	12
Figura 11- Evolução do alongamento de uma corrente com o número de ciclos de operação devido ao desgaste, adaptado de [7].	12
Figura 12- Dimensões básicas da geometria de um carreto.	13
Figura 13- Diâmetro de pinça de um carreto com número de dentes par e ímpar.	14
Figura 14- Geometria dos dentes de um carreto, adaptado de [8].	15
Figura 15- Folga entre os ombros das placas interiores numa corrente de bicicleta, adaptado de [10].	16
Figura 16- Construção típica de uma corrente de bicicleta, adaptado de [9].	17
Figura 17- Desalinhamento numa transmissão de bicicleta (vista superior).	18
Figura 18- Vista lateral de uma transmissão de bicicleta, nomes dos componentes principais, adaptado de [11].	19
Figura 19- Polia Guia e Tensora do desviador traseiro, adaptado de [12].	19
Figura 20- Carreto de desviador da empresa <i>Morphis Composites</i> .	20
Figura 21- Articulações da corrente, ligadas à produção de atrito da transmissão, adaptado de [13].	21
Figura 22- Principais superfícies de atrito da corrente, adaptado de [13].	21
Figura 23-Desviador traseiro em Paralelogramo (esquerda) vs <i>Slant-parallelogram</i> (direita), adaptado de [15].	24

Figura 24- Distribuição de tensões numa barra traccionada na direcção $\varphi = 0 \text{ graus}$, adaptado de [17].	28
Figura 25- Sensibilidade típica de extensómetros consoante os materiais constituintes, adaptado de [16].	30
Figura 26- Direcções longitudinal e transversal de extensão de extensómetros, adaptado de [18].	33
Figura 27- Variação do coeficiente de atrito dos provetes de vários materiais conforme o tempo, adaptado de [19].	36
Figura 28- Curvas de absorção de água por difusão no tempo, adaptado de [32].	38
Figura 29- Absorção de água de vários compostos de fibra de carbono a várias temperaturas. Provetes imersos em água simultaneamente, adaptado de [24].	40
Figura 30- Efeitos do teor de água na tensão de rotura de fibra de carbono, adaptado de [31].	41
Figura 31- Equipamento de testes de rolamentos de carretos da empresa <i>Friction Facts</i> , adaptado de [40].	43
Figura 32- Equipamento para teste de rolamentos de roda da empresa <i>Friction Facts</i> , adaptado de [41].	44
Figura 33- Equipamento para testes de atrito na transmissão sem carga da empresa <i>Friction Facts</i> , adaptado de [42].	45
Figura 34- Equipamento para testes de atrito na transmissão em carga da empresa <i>Friction Facts</i> , adaptado de [43].	46
Figura 35- Equipamento de testes de atrito de transmissão em carga usado em estudos publicados na revista <i>Human Power</i> , adaptado de [1].	48
Figura 36- Equipamento de testes de atrito de transmissão em carga usado em estudos conduzidos por R. Bolen e C. M. Archibald, adaptado de [44].	49
Figura 37- Curva de aproximação ao binário aplicado por um atleta em cada revolução da pedaleira, adaptado de [15].	50
Figura 38- Vista geral da máquina de ensaios.	53
Figura 39- Primeira versão da máquina de testes.	56
Figura 40- Primeira versão da máquina de testes.	56
Figura 41- Segunda versão da máquina de testes.	57
Figura 42- Versão final da máquina de testes.	58
Figura 43- Vista isolada do quadro da máquina de testes.	58

Figura 44- Vista das articulações da máquina de testes.	59
Figura 45- Vista das ligações da máquina de testes.	60
Figura 46- Vista da ligação do suporte do veio e motor da máquina de testes.	60
Figura 47- Vista da primeira versão das chumaceiras da máquina.	61
Figura 48- Chumaceiras finais da máquina.	62
Figura 49- Vista em corte das chumaceiras da máquina.	63
Figura 50- Pormenor do veio e seus componentes.	63
Figura 51- Pormenor do veio.	64
Figura 52- Disco da pedaleira.	65
Figura 53- Suportes da cassete e cubo traseiro.	66
Figura 54- Componentes do veio motor da maquina de ensaios.	67
Figura 55- Interior do motor <i>Nema23</i>	68
Figura 56- Sequencia de activação do Motor de passo, adaptado de [49].	69
Figura 57- <i>Arduino motor shield L298n</i>	70
Figura 58- Esquema de ligações do <i>Arduino</i> para o motor, , adaptado de [51].	70
Figura 59- Distorção num veio à torção, adaptado de [52].	71
Figura 60- Distribuição da tensão de corte e distorção no veio com o aumento da distância ao centro, adaptado de [52].	72
Figura 61- Elemento infinitesimal num veio à torção, adaptado de [52].	72
Figura 62- Representação do elemento infinitesimal no referencial cartesiano.	73
Figura 63- Distorção do elemento infinitesimal do veio devido à torção.	73
Figura 64- Circulo de Mohr para um veio à torção, adaptado de [53].	74
Figura 65- Representação dos esforços no veio em referencial norma e transformado a 45 graus, adaptado de [53].	75
Figura 66- Representação do referencial transformado a 45 graus.	75
Figura 67- Posição recomendada para colocação dos extensómetros para medição de binário num veio em Ponte Completa, adaptado de [6].	78
Figura 68- Esquema eléctrico da Ponte de Wheatstone.	79
Figura 69 – Sistema de escovas.	84
Figura 70- Local de montagem dos extensómetros.	84
Figura 71- Vista de pormenor dos componentes das escovas do veio.	85
Figura 72- Vista dos parafusos no canal do perfil <i>V-Slot</i>	86

Figura 73- Vista de pormenor da montagem dos parafusos de ligação nos perfis <i>V-slot</i>	87
Figura 74- Torneamento do veio.	88
Figura 75- Prato pedaleiro usado na máquina.	89
Figura 76- Cassete usada na máquina.	89
Figura 77- Corrente usada na máquina.	89
Figura 78- Cubo de roda usado na máquina.	90
Figura 79- Desviador traseiro usado na máquina.	90
Figura 80- Químicos usados para preparação da superfície para colagem da roseta.	91
Figura 81- Instantes da colagem da roseta.	92
Figura 82- Colagem da roseta e soldagem das ligações.	92
Figura 83- Sistema de aquisição de dado usado com a roseta (<i>HMB Spider8</i>).	93
Figura 84 - Esquema de ligações disponível no manual da ponte de medida <i>HMB Spider8</i> , adaptado de [60].	94
Figura 85- Alterações feitas para diminuição do ruído eléctrico nas ligações (anéis colectores são os círculos), adaptado de [60].	94
Figura 86- Imagem de pormenor da ligação directa dos cabos do extensómetro (bypass às escovas).	96
Figura 87- Ilustração da montagem usada para os testes de calibração estáticos.	96
Figura 88- Resultados dos ensaios estáticos de calibração com bypass às escovas.	97
Figura 89- Imagem de pormenor das escovas de grafite.	100
Figura 90- Gráfico relativo aos resultados dos ensaios estáticos de calibração com escovas de grafite (2 pesos de 5 N usados).	102
Figura 91- Gráfico relativo aos resultados dos ensaios estáticos de calibração com escovas de grafite (3 pesos de 5 N usados).	104
Figura 92- Gráfico de resumo dos ensaios de calibração estáticos com escovas de grafite.	106
Figura 93- Gráfico relativo aos resultados dos ensaios dinâmicos no primeiro pinhão (11 Dentes).	108
Figura 94- Gráficos resultantes dos ensaios dinâmicos com escovas de filamentos de cobre.	110
Figura 95-Sensor de binário reactivo, adaptado de [61].	114
Figura 96-Esquema representativo de alterações sugeridas para a máquina.	115

Lista de Tabelas

Tabela 1- Passos de corrente mais usuais na indústria.	7
Tabela 2- Perdas da transmissão por atrito consoante a carga, adaptado de [14]......	23
Tabela 3- Binário máximo e mínimo durante uma revolução da pedaleira consoante a energia produzida por um atleta, adaptado de [15].	51
Tabela 4- Resultados dos ensaios estáticos de calibração com bypass às escovas.....	97
Tabela 5- Erros de histerese dos ensaios de calibração sem escovas.	98
Tabela 6- Tabela de resultados obtidos nos ensaios de calibração estática com escovas de grafite, 2 pesos de 5 N usados.....	101
Tabela 7 Tabela de resultados obtidos nos ensaios de calibração estática com escovas de grafite, 2 pesos de 5 N usados.	103
Tabela 8- Tabela de resumo dos ensaios de calibração estáticos com escovas de grafite.	105

Simbologia e Abreviaturas

rpm	Rotações por minuto	
Z	Número de dentes de em carreto	(-)
σ	Tensão	Pa
ε	Extensão	m/m
φ	Ângulo entre a direcção da força e a direcção da tensão	°
σ_{max}	Tensão na direcção da força	Pa
ε_{max}	Extensão na direcção da força	(-)
ν	Coefficiente de poisson	(-)
Δl	Varição do comprimento do condutor eléctrico	m
l	Comprimento inicial do condutor eléctrico	m
α_e	Coefficiente de expansão térmica	m/°C
ΔT	Varição da temperatura do condutor eléctrico	°C
R_0	Resistência inicial do extensómetro	Ω
ΔR	Varição da resistência do extensómetro devido à sua extensão	Ω
ρ	Resistividade eléctrica do material inicial	$\Omega \cdot m$
$\Delta \rho$	Varição da resistividade do material devido a mudanças na sua microestrutura em extensão	$\Omega \cdot m$
$A_{condutor}$	Área da secção do condutor eléctrico	m^2
S_l	Sensibilidade longitudinal do extensómetro	(-)
ε_l	Extensão longitudinal do extensómetro	(-)
S_t	Sensibilidade transversal do extensómetro	(-)
ε_t	Extensão transversal do extensómetro	(-)

q	Razão entre a sensibilidade transversal e longitudinal do extensómetro	(-)
τ	Tensão de corte num provete	Pa
T	Binário no veio	N.m
r	raio do veio (superfície externa)	m
J	Momento polar de inercia do veio	m^4
G	Módulo de corte do veio	Pa
γ	Distorção de um veio à torção	(-)
$\sigma_{1,2}$	Tensões principais do veio à torção	Pa
α	Angulo de rotação entre a direcção das tensões principais e a direcção do referencial inicial	°
σ_x	Tensão normal no referencial inicial na direcção x	Pa
σ_y	Tensão normal no referencial inicial na direcção y	Pa
τ_{xy}	Tensão de corte no referencial inicial	Pa
γ_{xy}	Distorção do veio à torção no referencial inicial	(-)
ε_x	Extensão do veio no referencial inicial na direcção de x	(-)
$\varepsilon_{x'}$	Extensão do veio no referencial transformado na direcção de x	(-)
ε_y	Extensão do veio no referencial inicial na direcção de y	(-)
$\varepsilon_{y'}$	Extensão do veio no referencial transformado na direcção de y	(-)
Ma	Quantidade de água absorvida até ao tempo (t) em relação à massa inicial do provete	(%)
Mmax	Quantidade de água máxima absorvível pelo provete na saturação	(%)
D	Constante de difusividade do material	(-)
O	Área da superfície exposta do provete	m^2
V	Volume do provete	m^3

Dmax	Difusividade máxima teórica do material a temperatura infinita	(-)
Ea	Energia de Activação	(J/kg)
R	Constante dos gases para o material.	(J/(kg.K))
K	Temperatura	K
Q	Difusividade do Material	

1. Introdução

1.1. Motivação e Objectivos

Hoje em dia e cada vez mais no ciclismo existe a preocupação de criar equipamento capaz de maximizar a performance dos atletas, sobretudo melhorias ao nível aerodinâmico mas também minimizando as perdas mecânicas. Sabemos que neste desporto se vai ao pormenor, desde capacetes a vestuário e obviamente às próprias bicicletas, a evolução não pára. Uma parte fulcral a considerar é a eficiência mecânica da bicicleta, embora seja já de si um sistema com uma excelente eficiência, todo o pormenor conta ao fim de uma etapa de mais de 100 km. Um curto exemplo poderá ser dado se for considerada a utilização de bicicletas com uma eficiência na transmissão 2% inferior numa corrida de 4000 m em pista coberta, isto resultaria a um acréscimo de 2 segundos ao tempo total da corrida, sendo suficiente para facilmente mover os atletas do primeiro para o quarto lugar na prova dos jogos olímpicos de Atlanta em 1966 (4:06 para 4:08) [1]. Em 1996 Christopher Boardman tornou-se o recordista de distância percorrida em 1 hora com um recorde de 56.375 km, se a eficiência da transmissão fosse 2% inferior ele teria viajado menos 500 m, sendo o suficiente para não bater o recorde de não um mas de vários outros atletas [1]. Como tal, são desenvolvidos extensivos trabalhos pelas empresas do ramo a fim de melhorar a eficiência mecânica da transmissão das bicicletas.

A empresa *Morphis Composites*, a qual foi parte essencial na proposta e desenvolvimento do presente tema de Dissertação, está em processo de desenvolvimento de carretos de transmissão em laminado de fibra de carbono a fim de criar reduções de peso. Sabe-se no entanto que estes componentes vão estar sujeitos ao desgaste e expostos no ambiente, fazendo com que haja absorção de água por parte do material, sendo que esses factores poderão também ser ampliados por práticas menos acertadas de fabrico, colocando em risco a sua integridade estrutural. Essa degradação do material e da sua geometria devido ao desgaste está também associada a possíveis diminuições da eficiência da transmissão das bicicletas, aumentando o atrito com a corrente.

O grande objectivo deste trabalho é então o desenvolvimento de uma máquina onde seja possível testar e comparar a eficiência de vários carretos, tendo em conta a medição do seu atrito, percebendo assim se poderá ser vantajosa a utilização destes carretos em fibra de carbono em vez de alternativas mais convencionais em ligas metálicas. A máquina deve então permitir a montagem e funcionamento dos componentes de forma semelhante ao que é realizado numa bicicleta real. Os ensaios específicos para o desenvolvimento dos carretos em fibra de carbono, não farão parte deste trabalho. No âmbito do presente trabalho, foram realizados ensaios com a máquina de medição de atrito construída, com vista a testar e comprovar o bom funcionamento da máquina, para que a mesma cumpra as especificações necessárias.

1.2. Estrutura do Presente Documento

O presente trabalho consiste no projecto e fabrico de uma máquina de testes de atrito em transmissões de bicicleta. Na introdução é feita uma breve revisão bibliográfica sobre a história, funcionamento e particularidades das transmissões por correntes de rolos tanto industriais como de bicicleta. É ainda feito um sumário sobre os fundamentos de extensometria eléctrica por resistência, sobretudo ligada à medição de binário em veios em rotação, matéria que será necessária para a fase de projecto.

No segundo capítulo aborda-se o tema dos materiais compósitos e o seu comportamento tribológico, quando expostos à absorção de água por difusão.

A descrição do projecto da máquina, realizada no capítulo quatro, tem como alicerces os trabalhos mais recentes efectuados na área da medição de atrito, apresentados no capítulo três. Existe de seguida um breve capítulo (cinco) dedicado aos trabalhos de fabrico da máquina e após isso, no capítulo seis, descrevem-se os ensaios feitos e respectivos resultados, com o intuito de verificar a qualidade dos dados obtidos.

1.3. Alguns aspectos sobre transmissões por correntes de rolos

As bicicletas modernas utilizam um tipo particular de corrente de rolos, por isso é importante para a melhor compreensão do trabalho presente que seja feita uma breve

introdução sobre este tipo de componentes e mecanismos. Numa transmissão deste tipo nenhum componente pode ser isolado, porque a sua eficiência depende não só dele mas do conjunto de interações que existem entre os demais.

Uma transmissão simples deste tipo é constituída por três componentes básicos, um carreto primário (coroa), a corrente e um carreto secundário (pinhão). A coroa é o elemento que transmite potência através da corrente para o pinhão.

Na figura 1 é possível observar a composição típica de uma transmissão deste tipo, a coroa é o elemento que transmite movimento a todo o sistema.

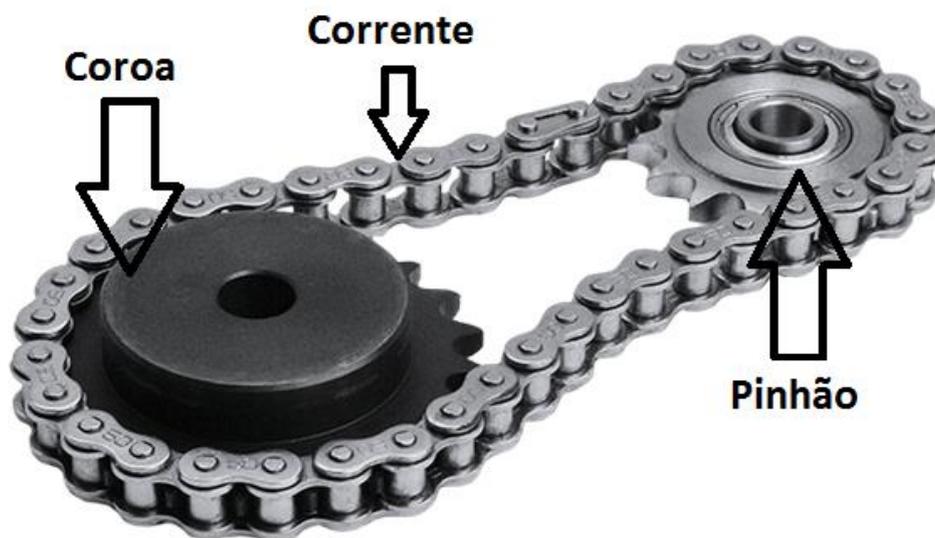


Figura 1- Transmissão simples por corrente de rolos, adaptado de [2].

1.3.1. História das correntes de rolos

A primeira corrente de rolos da História foi introduzida precisamente para uso em bicicletas, este tipo de corrente foi patenteado em 1880 por Hans Renold um Engenheiro Suiço [3].

Este tipo de corrente rapidamente começou a ser utilizado em automóveis, camiões e até no famoso avião dos Irmão Wright, sendo que hoje em dia é o mais usado na indústria. Dado ao seu excelente desenho obtém uma ótima eficiência, entre os 92 e os 98%. Este componente contribuiu muito para o desenvolvimento da indústria no fim do Séc. XIX. Na altura conseguiu colmatar a necessidade de um sistema que aliasse uma grande

capacidade de transmissão de carga a grandes velocidades com um tempo de vida alargado.

Com o aumento da procura deste sistema de transmissão começaram-se a fazer pequenas alterações e evoluções. Vários tipos de indústrias começaram a utilizá-lo, fazendo com que começasse a haver a necessidade de evoluir o processo de produção e estandardizar a peça. O intuito era assegurar que correntes de um e outro fornecedor funcionassem sem problemas no mesmo equipamento e fazer com que os projectistas tivessem realmente uma gama fixa de correntes para escolher. Em 1913 foi então elaborada a primeira norma que abordava correntes de transmissão, a ASME B29.1 [4].

Hoje em dia continua a existir uma grande procura deste tipo de correntes de transmissão e o processo produtivo já está totalmente automatizado [5]

1.3.2. Componentes de uma corrente de rolos

Na figura 2 é possível visualizar a composição mais comum de uma corrente de rolos.

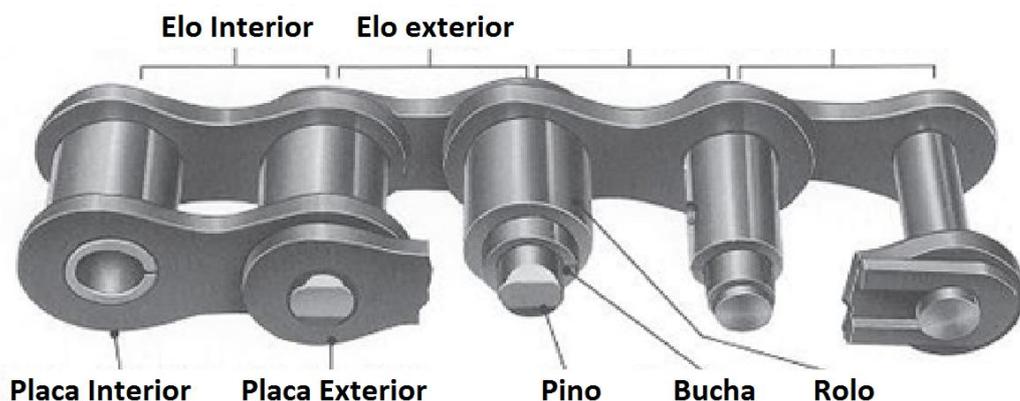


Figura 2- Componentes de uma corrente de rolos industrial, adaptado de [6].

Placas Exteriores

As placas devem suportar grandes esforços de tracção e devem resistir à fadiga, sendo importante ter alguma ductilidade de forma a evitar a propagação de fendas. Estes efeitos são agravados com a geometria do componente, com factores de concentração de tensões elevados na zona dos furos.

Placas Interiores

O que foi dito para as placas exteriores é válido para as placas interiores, unicamente neste caso as forças não são induzidas pelos pinos, mas sim pelas buchas

Rolos

Os rolos são os componentes que entram directamente em contacto com os carretos. O esforço é transferido das suas faces exteriores (que contactam os carretos) para as interiores (que contactam com as buchas), isto faz com que as suas faces exteriores devam ser endurecidas, por forma a evitar o desgaste e o aparecimento de distorções e defeitos superficiais. Ao mesmo tempo o seu interior deve apresentar ductilidade suficiente para resistir às forças de impacto geradas pelo mecanismo sem partir.

Pinos

Os pinos são responsáveis por transferir as forças das buchas para as placas exteriores, nas quais estão prensados. As buchas rodam por fora dos pinos e estes são sujeitos a um esforço grande de corte e alguma flexão. Estes componentes agem também como uma chumaceira, sendo que a sua superfície exterior deve ser polida de forma a rodar facilmente no interior da bucha. Tudo isto faz com que a sua superfície deva ser endurecida para evitar o desgaste, mas o seu interior dúctil para resistir aos esforços sem fracturar, especialmente nas zonas próximas dos anéis exteriores que se encontram à compressão.

Buchas

As buchas transferem as forças dos rolos para o exterior dos pinos da corrente. São componentes essenciais pois sendo mais dúcteis têm o papel de absorver o impacto que de outra forma quebraria os rolos. São também importantes para garantir a rigidez do conjunto, fazem com que o pino trabalhe quase puramente ao corte. As buchas entram à pressão nas placas interiores, ficando solidárias com estas.

Na figura 3 apresenta-se uma vista de corte de uma corrente de rolos em funcionamento onde é possível observar flexão no pino e as zonas onde este é exposto a tensões de corte.

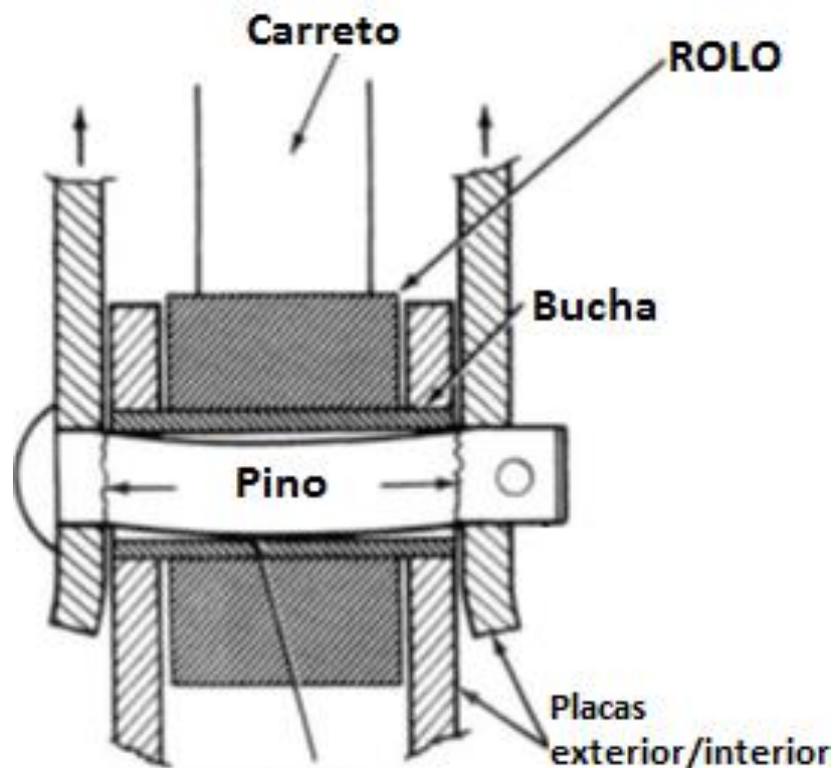


Figura 3- Esforços nas buchas e pinos das correntes de rolos, adaptado de [7].

1.3.3. Considerações gerais sobre correntes de rolos

O pino entra sob pressão nas placas exteriores ficando estacionário em relação a estas, porém para que a corrente possa flectir, o pino entra com ajuste deslizante na bucha. A bucha é estacionária em relação às placas interiores. Nas correntes de rolos, de forma a diminuir o atrito o rolo consegue rodar na bucha. Num sistema totalmente eficiente não seria necessário ter um rolo com capacidade de rotação, o rolo nunca seria solicitado a rodar pelo encaixe na corrente, mas como nada tem eficiência completa, sabe-se que este grau de liberdade do rolo ajuda a eficiência dos sistemas.

Todas as correntes são desenhadas para que os rolos estejam sempre distanciados a mesma medida. À distância entre partes equivalentes dos rolos chama-se passo. As outras medidas, segundo as normas internacionais são geralmente proporcionais, sendo que as medidas mais importantes são o passo, o diâmetro dos rolos e a largura dos rolos. São estas medidas que fazem com que a corrente funcione correctamente no carreto ou não, representadas na figura 4.

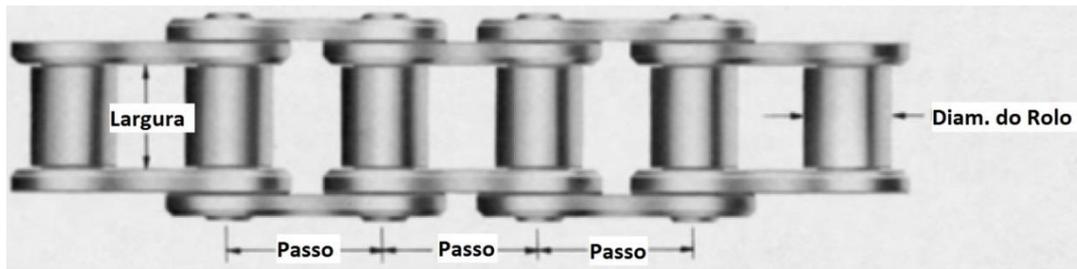


Figura 4- Dimensões básicas de uma corrente de rolos adaptado de [7].

Para os vários tamanhos de correntes, designados normalmente pelo passo, a norma ASME B29.1 especifica que o diâmetro do pino deve ser aproximadamente 5/16 do tamanho do passo, e a espessura das placas deve ser aproximadamente 1/8 do passo.

Na tabela 1 podemos ver os tamanhos de corrente mais usuais.

Tabela 1- Passos de corrente mais usuais na indústria.

Passo	Passo
1/4"	1-1/4"
3/8"	1-1/2"
1/2"	1-3/4"
5/8"	2"
3/4"	2-1/4"
1"	2-1/2"

Também existem correntes de rolos com vários elos ligados lateralmente, apresentadas na figura 5. Estas correntes geralmente são usadas em aplicações onde é necessário transmitir uma maior potência.

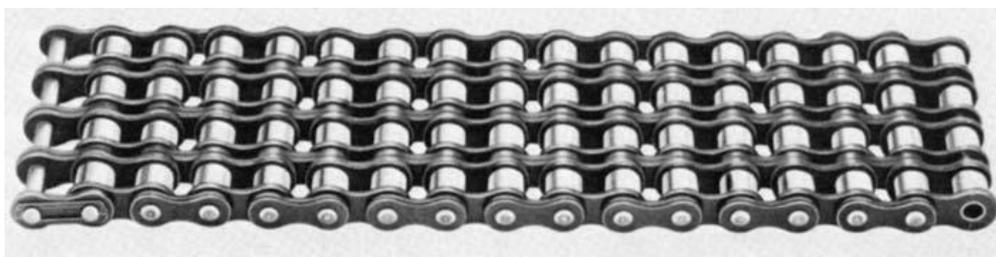


Figura 5- Corrente de rolos de elos múltiplos, adaptado de [7].

Também existem correntes com passo duplo, conforme a figura 6. O passo da corrente tem o dobro do comprimento mas todas as medidas restantes estão de acordo com as

que teria corrente com passo simples. Estas correntes são usadas em aplicações onde as cargas são moderadas e as velocidades baixas. Para pequenas potências a transmitir, especialmente com grandes distâncias entre eixos de rotação, estas tornam-se mais leves e esbeltas, sendo também mais económicas.

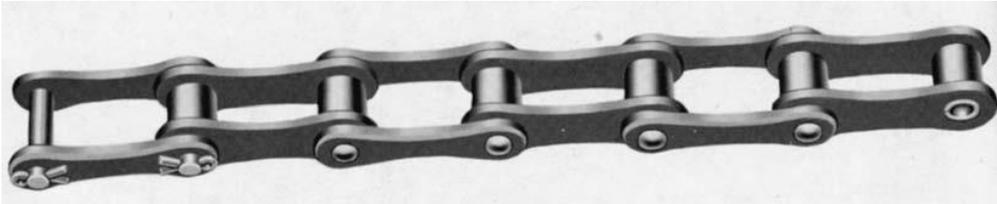


Figura 6- Corrente de rolos de passo duplo, adaptado de [7].

Relativamente às correntes de bicicleta actuais, sabe-se que elas são de $\frac{1}{2}$ polegada, porém as dimensões e tolerâncias restantes são ligeiramente diferentes, não são feitas pelas especificações das normas industriais. São correntes mais leves e flexíveis e por isso têm também uma resistência mecânica mais baixa, essa resistência é no entanto o suficiente para o ciclismo onde se aplicam carregamentos mais baixos também. Estas características são adoptadas para otimizar a corrente a um uso diferente do que é dado às correntes industriais.

1.3.4. Funcionamento de uma corrente de rolos

Força: Durante o funcionamento de um mecanismo de corrente, a força na mesma varia consideravelmente. A força aumenta ao longo do tempo quando a corrente engrena no pinhão (carreto dirigido), quando a sai deste ela está na sua força máxima (ou força nominal). Isto acontece porque a corrente e o carreto têm um comportamento ligeiramente elástico, distribuindo assim a carga de forma desigual ao longo do perímetro do carreto. A força mantém-se no seu valor máximo no ramo tenso até à entrada na coroa onde acontece o mesmo mas de forma inversa, a força vai diminuindo desde o valor máximo até aproximadamente zero à entrada da zona do ramo bambo. Na presença de esticadores a corrente mantém-se com a força imposta pelo mesmo. Durante a passagem da corrente nos ramos tenso e bambo, as vibrações causadas pelo contacto não perfeito da corrente nos carretos fazem com que a força na corrente varie ligeiramente em torno da força nominal no ramo tenso e do zero no ramo bambo. Estes fenómenos são observados na figura 7.

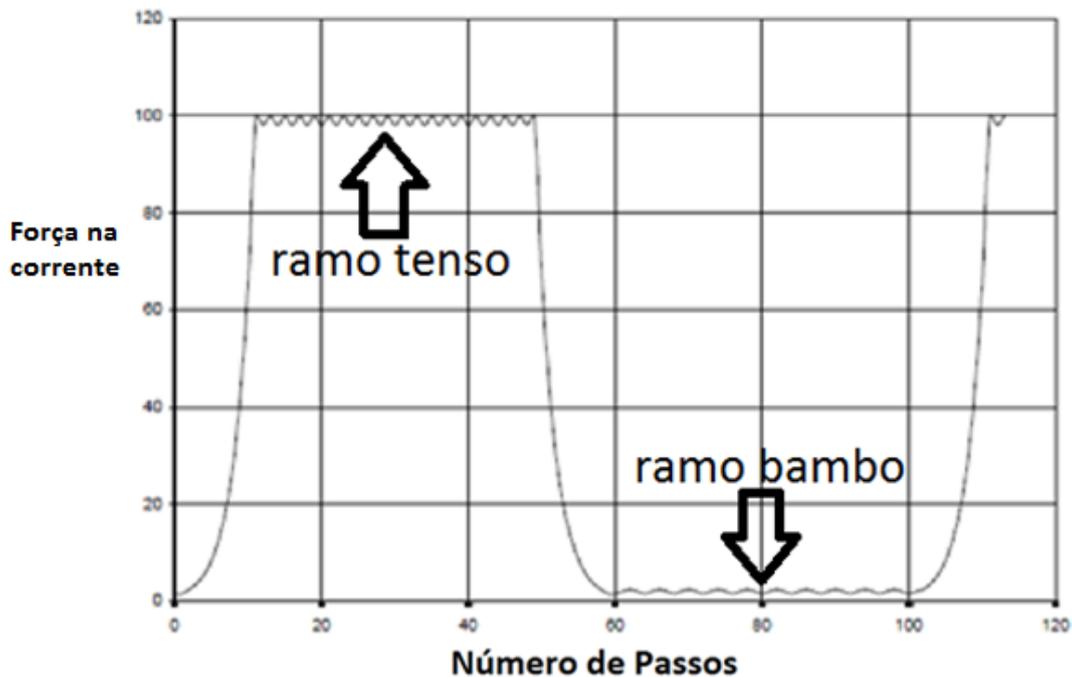


Figura 7- Exemplo de variação de força na rotação completa de uma corrente de 100 elos (carretos de 20 dentes), adaptado de [7].

Cargas inerciais: cargas provocadas pela inércia ao arranque e paragem dos componentes como carretos, motores, volantes de inércia que podem gerar tensões muito superiores ao normal.

Cargas centrífugas: Existem forças centrífugas impostas na corrente a girar em torno dos carretos que devem ser tidas em conta em casos onde a rotação é muito elevada.

Força catenária: Gerada pelo peso da corrente, importante em correntes muito longas ou pesadas.

Efeito Poligonal: É o efeito de vibração mais notório de uma corrente. Sendo os elos da corrente lineares, a corrente gera um polígono em torno do carreto e não um círculo perfeito. Isto faz com que cada vez que um rolo entra em contacto com a corrente, a sua velocidade varie um pouco até se igualar à velocidade do carreto. Isso gera vibrações na corrente e uma pequena oscilação nos valores de força da mesma, como ilustrado na figura 8. É também por esta razão que os rolos da corrente giram sobre si durante a engrenagem. Na figura 8 é visível também um gráfico onde é representada esta variação de velocidade.

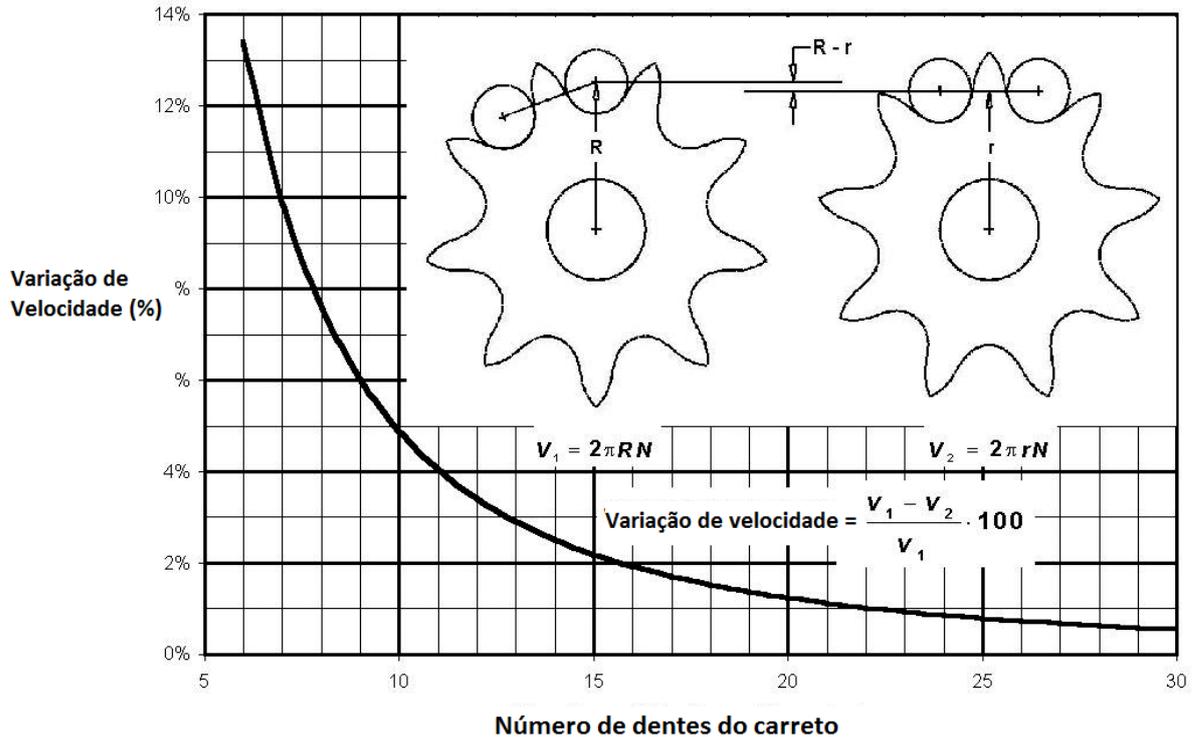


Figura 8- Efeito poligonal numa corrente (variação de velocidade linear do rolo ao engrenar), adaptado de [7].

Ressonância: Os sistemas devem ser desenhados de forma a evitar que a corrente vibre à frequência de ressonância. Nesse caso as forças geradas podem somar à força nominal e fazer com que a força efectiva na corrente chegue a duplicar. É seguro dizer também que quanto maior o número de dentes do carreto menor será este efeito na maioria dos casos, isto porque se provoca não só uma diminuição das amplitudes de excitação da vibração mas também um afastamento em relação às frequências naturais do sistema.

1.3.5. As propriedades mecânicas da corrente de rolos

Para resistir às solicitações listadas anteriormente, a corrente deve então apresentar propriedades mecânicas adequadas no que toca não só à sua resistência mecânica, mas também à resistência ao desgaste e fadiga. Tendo sempre em vista a segurança e durabilidade dos sistemas onde estão em serviço.

Resistência Mecânica

Durante o seu serviço uma corrente nunca pode ultrapassar a sua tensão de cedência, embora esta seja tipicamente 40 a 60% da tensão de rotura do material empregado aquando do seu fabrico, ultrapassar este limite significaria alongar a corrente e fazer

com que deixasse de trabalhar de forma eficiente no carreto. Também poderia fazer com que os pinos que entram à pressão nas placas dos elos exteriores ganhassem folga, fazendo com que a corrente se desmontasse.

Fadiga

Considerando que optimamente a corrente em aço nunca ultrapassaria a tensão limite de fadiga, mas muitas vezes as cargas são suficientes para que isto aconteça. A geometria da corrente gera factores de concentração de tensões elevados.

Desgaste

O desgaste nas correntes é sem dúvida uma das maiores preocupações de quem as utiliza. Este causa alongamento da corrente, variando o seu passo, e como tal é um dos principais factores levam à substituição das mesmas. Uma corrente desgastada entra em contacto com os dentes do carreto num ponto mais alto (ilustrado na figura 9), não fazendo um encaixe perfeito e fazendo com que haja o risco da corrente saltar dentes e perder eficiência. Geralmente as correntes devem ser substituídas ao fim de alongarem 1.5%.

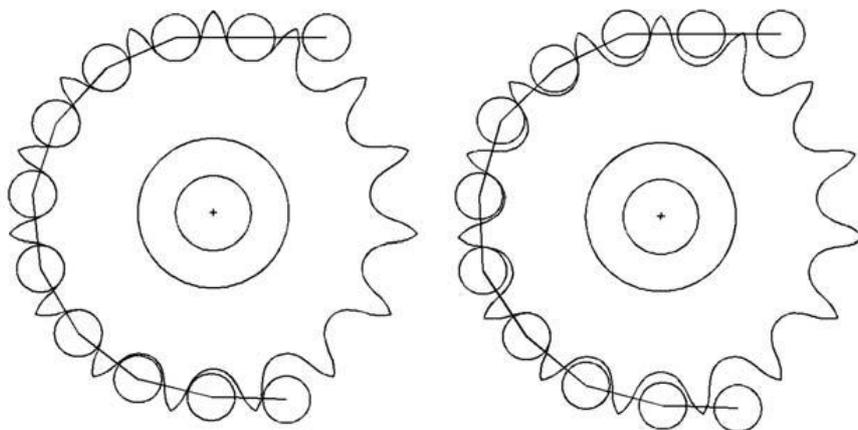


Figura 9- Efeitos do alongamento da corrente devido ao desgaste (a- sem desgaste, b-com desgaste), adaptado de [7].

O desgaste mais significativo ocorre entre o pino e a bucha. Não ocorre desgaste entre as placas exteriores e o pino porque não existe movimento entre eles, têm um ajuste fixo. Isto faz com que a corrente ganhe um comprimento total maior, mas é de notar que os comprimentos dos elos exteriores se mantêm, apenas os elos interiores sofrem alongamento como ilustrado na figura 10.

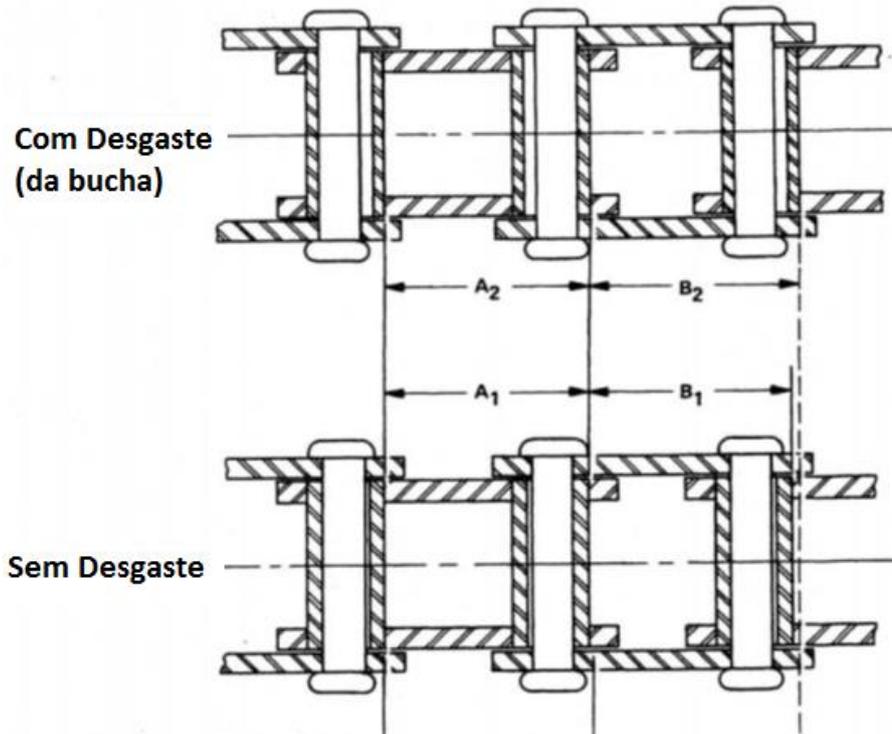


Figura 10- Mecanismo de alongamento resultante do desgaste de uma corrente de rolos, adaptado de [7].

Na figura 11 podemos observar um gráfico que correlaciona o alongamento devido ao desgaste com o número de ciclos em que a corrente operou.

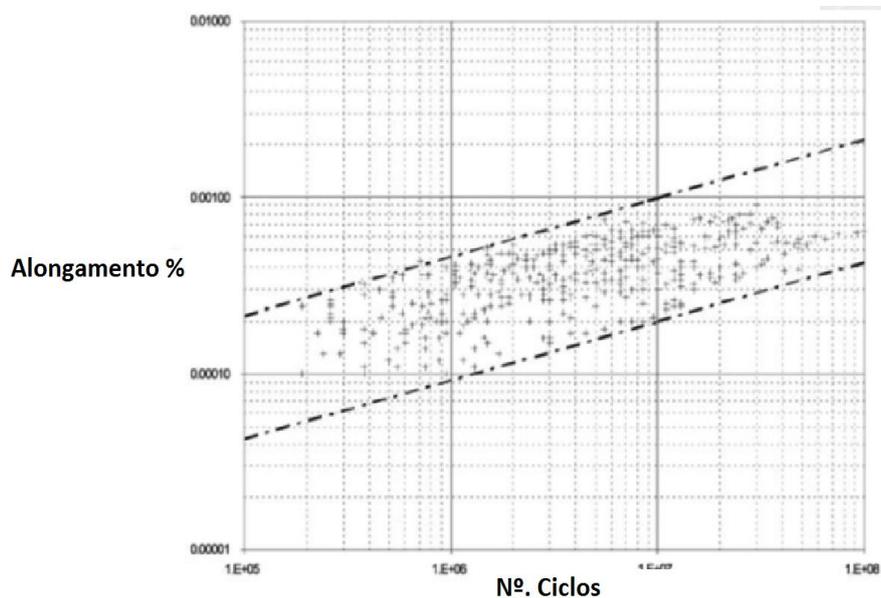


Figura 11- Evolução do alongamento de uma corrente com o número de ciclos de operação devido ao desgaste, adaptado de [7].

O desgaste também se pode dar entre o rolo e o carreto, desgastando ambas as peças. No entanto o desgaste do rolo é muito pequeno porque devido à sua rotação aquando do

encaixe no carreto, o mesmo ponto da sua superfície entra poucas vezes em contacto com o carreto.

O desgaste entre a bucha e o rolo não é muito acentuado, mas poderá causar um enfraquecimento grave na corrente.

1.3.6. Carretos

1.3.6.1. Definição da geometria geral do carreto

Na figura 12 é possível observar as dimensões básicas de carretos.

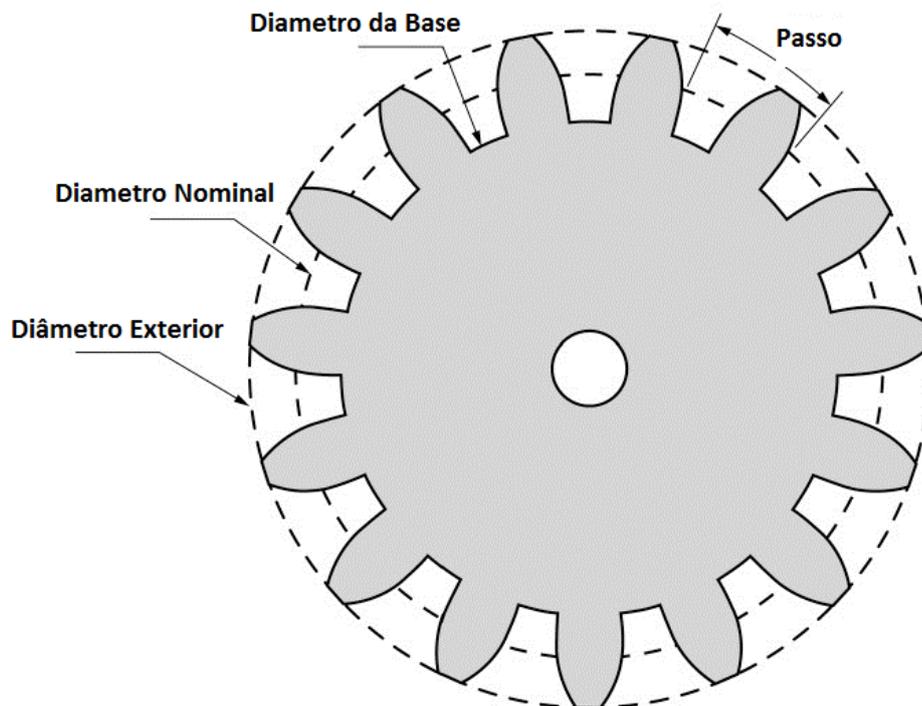


Figura 12- Dimensões básicas da geometria de um carreto.

Passo (P): É a distância entre zonas homólogas de dois dentes ou de dois vales, esta distância é obrigatoriamente igual ao passo da corrente.

Diâmetro nominal (D_n): O diâmetro nominal é o diâmetro do círculo descrito pelos centros dos rolos da corrente quando esta está em contacto com o carreto. Ou descrito

pela zona de meia altura do dente. Pode ser encontrado também pela equação 1, presente na referência [7]:

$$Dn = \frac{P}{\sin\left(\frac{\pi}{Z}\right)} \quad (1)$$

Onde Z é o número de dentes do carreto.

Diâmetro da base (Db): O diâmetro do círculo que é tangente à linha do colo ou à base do dente.

Diâmetro exterior (De): É o diâmetro do círculo que envolve todo o carreto, sendo tangente à linha exterior dos dentes.

Diâmetro de pinça (Dp): É o diâmetro medido entre os vales mais afastados de entre dois dentes, esta medida é logicamente igual ao diâmetro da base num carreto com o número de dentes par. Num carreto com número de dentes ímpar, esta medida não vai ser igual à do diâmetro da base, vai ser um pouco superior, esta medida pode ser visualizada na figura 13.

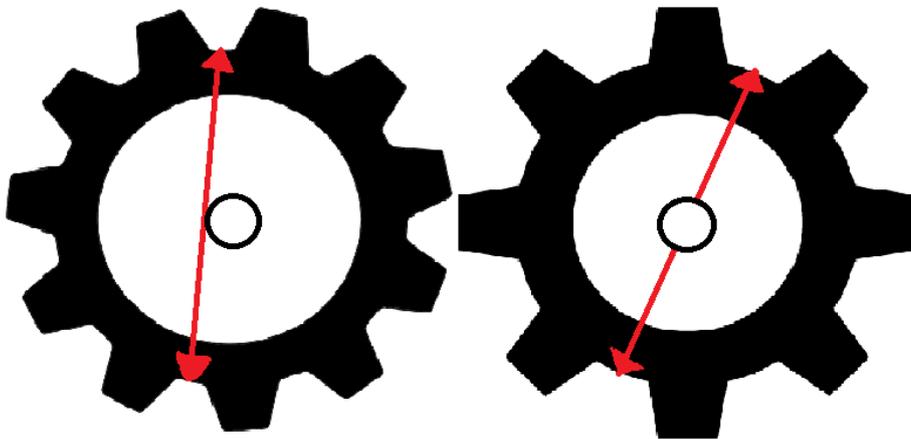


Figura 13- Diâmetro de pinça de um carreto com número de dentes par e ímpar.

O diâmetro de pinça pode ser calculado pela equação 2, presente na referência [7]:

$$Dp = Dn \left(\cos \frac{\pi}{Z} \right) - Dr \quad (2)$$

Sendo que Dr é o diâmetro dos rolos da corrente e Z é o número de dentes.

1.3.6.2. Forma dos dentes do carreto

O dente do carreto contém a face que entra em contacto com os rolos da corrente. A forma standard do dente é baseada no percurso natural do rolo da corrente desde que entra em contacto com o dente até que se encaixa perfeitamente no vale entre dois dentes e fica com o seu centro ao nível do diâmetro nominal do carreto.

A figura 14 mostra várias grandezas envolvidas no dimensionamento da geometria dos dentes de um carreto de acordo com a norma ASME B29.1 [4]. As grandezas mostradas na figura não estão de acordo com a nomenclatura deste documento, porém um exemplo da aplicação e cálculo pode ser encontrado em [8].

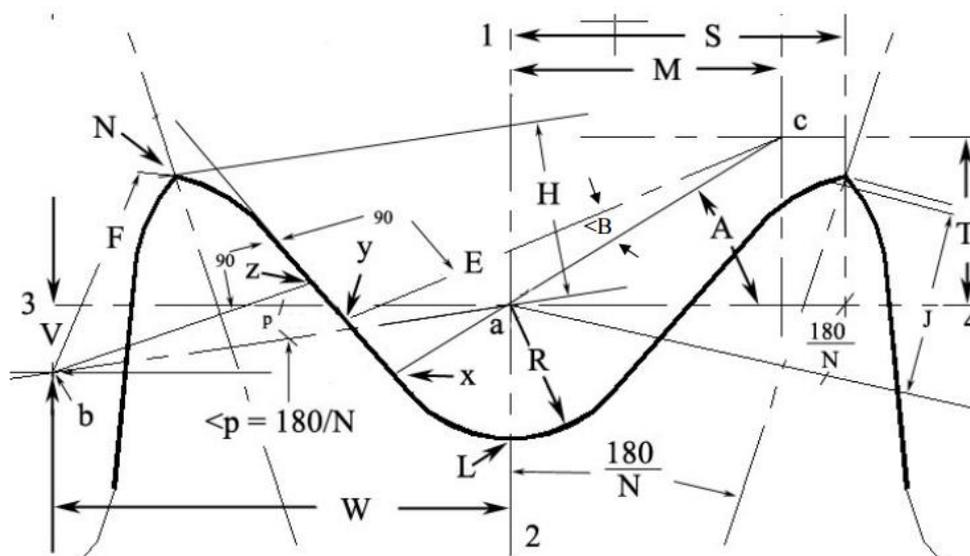


Figura 14- Geometria dos dentes de um carreto, adaptado de [8].

A forma exterior do carreto é pensada para que a corrente distribua a força pelos dentes em torno do mesmo, sendo que o primeiro dente absorve sempre a maior proporção da força, sendo que esta proporção vai diminuindo ao longo dos restantes dentes. Usando o exemplo de um carreto típico de 15 dentes [4], conclui-se, que 31% da força é retida pelo primeiro dente, 22% pelo segundo, 16% pelo terceiro, 12% pelo quarto, 8% pelo

quinto, 6 % pelo sexto e 4% pelo sétimo. O 1% restante assume-se que é retido pelo atrito. Não há então qualquer força aplicada no sétimo dente.

1.4. Correntes nas bicicletas e atrito

Nos sistemas de transmissão de bicicleta são usadas correntes de rolos. Esta é contudo uma aplicação de correntes de rolos que com a evolução se separou muito dos sistemas industriais, como veremos embora haja semelhanças, são sistemas com várias particularidades e componentes distintos.

1.4.1. A particularidade das correntes de bicicleta

Numa corrente de rolos convencional, observou-se anteriormente na figura 2 que a distância entre as placas interior é mantida pelas buchas, elementos tubulares que ficam inseridos dentro dos rolos e por sua vez rodeiam os pinos. Este tipo de construção oferece uma excelente resistência mecânica e maximiza a área sujeita a desgaste, sendo neste caso a face interior e exterior das buchas. Existe contudo uma desvantagem deste desenho, sendo que a distância e o paralelismo entre os elos é mantida perfeitamente pelas buchas, estas correntes não são capazes de comportar desalinhamentos, sendo que todos os carretos por onde passam devem estar perfeitamente alinhados. Se isto não acontecer vai haver um grande atrito e um desgaste precoce da corrente.

Uma vez que as transmissões nas bicicletas funcionam desalinhadas (explicado mais à frente) as suas correntes têm uma construção ligeiramente diferente de forma a actuarem nestas condições. Nas figuras 15 e 16 observam-se os componentes destas correntes.

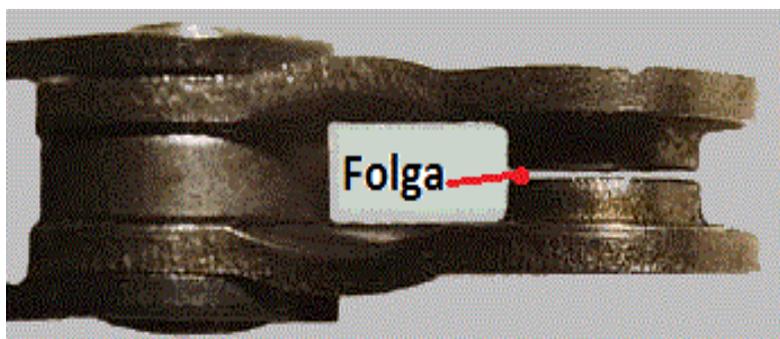


Figura 15- Folga entre os ombros das placas interiores numa corrente de bicicleta, adaptado de [10].

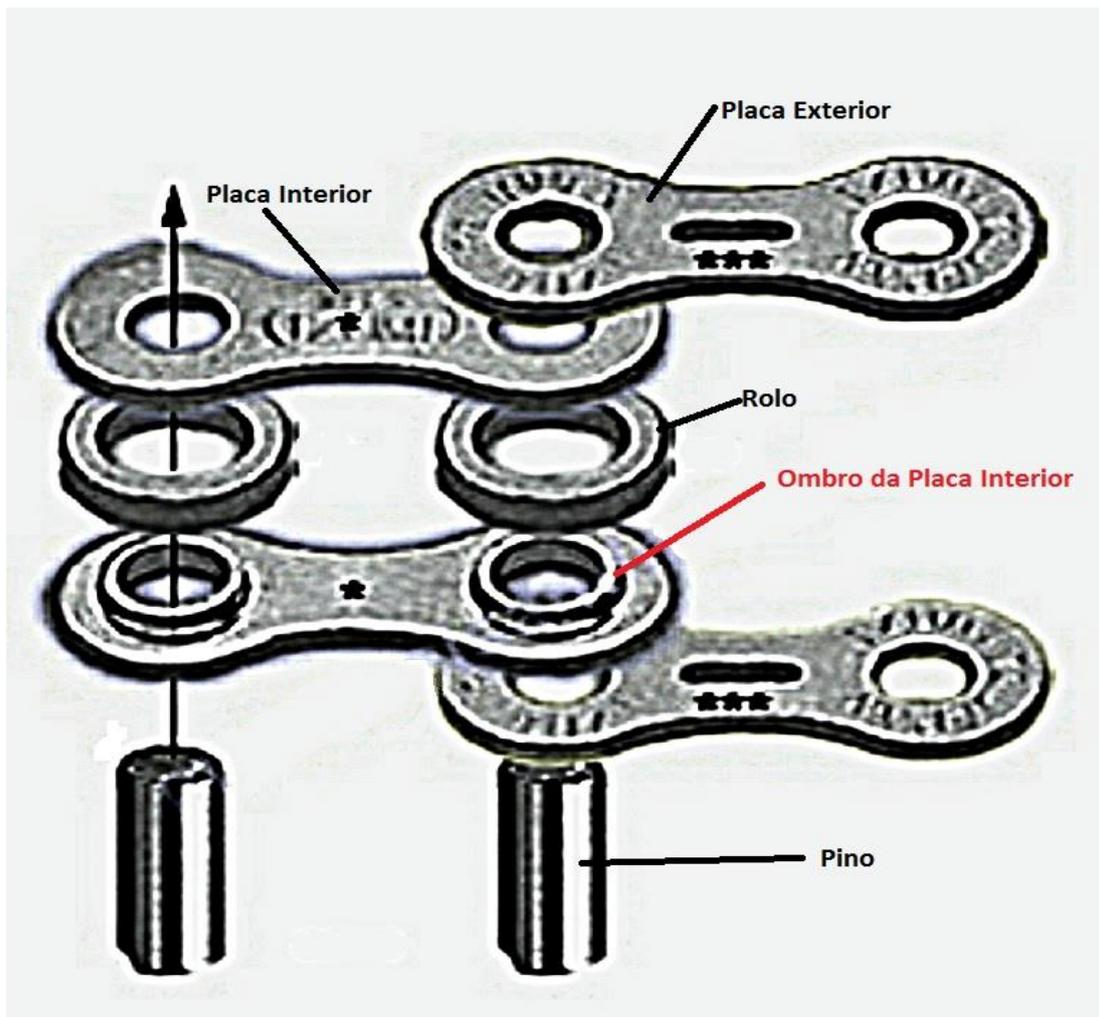


Figura 16- Construção típica de uma corrente de bicicleta, adaptado de [9].

As correntes de bicicleta não utilizam buchas, em vez disso as placas interiores têm um pequeno ombro a sair dos furos que vai fazer a função da bucha. Há no entanto a particularidade destes ombros terem uma pequena folga entre si, conforme a figura 15. Estas correntes apresentam por isso uma flexibilidade acrescida. A resistência mecânica e a capacidade de comportar o desgaste diminuem um pouco em relação às correntes industriais, porém para o uso em bicicletas onde existem cargas mais reduzidas são suficientes.

Essa flexibilidade é importante por causa dos desalinhamentos que existem entre os carretos de uma bicicleta em andamento. Numa bicicleta nem todos os pinhões estão alinhados com todas as coroas. Isto faz com que o atleta deva escolher combinações de pinhões e coroas para utilização que estejam o mais alinhados possível. Porém devido ao grande número de desmultiplicações necessárias diferentes, existirá sempre algum

desalinhamento. Um factor que contribui para isto é o facto de não haver o mesmo número de pinhões e coroas na transmissão. É possível observar um exemplo desta ausência de paralelismo na figura 17.

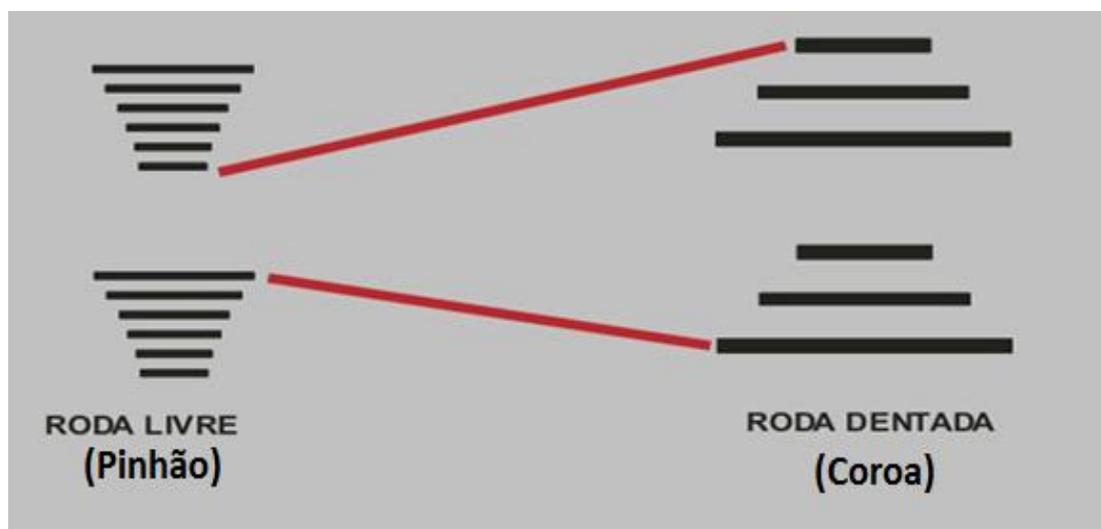


Figura 17- Desalinhamento numa transmissão de bicicleta (vista superior).

Este desalinhamento provoca um aumento do atrito da corrente e do próprio contacto entre os carretos e a corrente, sendo apenas aliviado pela flexibilidade da corrente.

A outra razão prende-se precisamente com o instante de troca de velocidades. É de extrema importância que este se dê de uma forma suave, rápida e sem interrupções na transferência de movimento. Durante esta troca, existem breves instantes em que a corrente está engrenada em duas filas de carretos ao mesmo tempo. Isto gera um desalinhamento na corrente, não fosse esta grande flexibilidade não seria possível obter diferentes marchas sem parar e trocar a corrente manualmente.

1.4.2. Os componentes da transmissão de bicicleta

A transmissão é constituída por cinco elementos chave. A corrente, os carretos da pedaleira, os pinhões da cassete (conjunto d pinhões montados na roda da bicicleta) e os dois desviadores, dianteiro e traseiro. Estes componentes são observados na figura 18.

Os desviadores são os componentes que tratam de trocar as velocidades engrenadas. O desviador dianteiro ficará fora deste estudo uma vez que apenas toca na corrente durante trocas de engrenagens, não influenciando assim o atrito o resto do tempo.

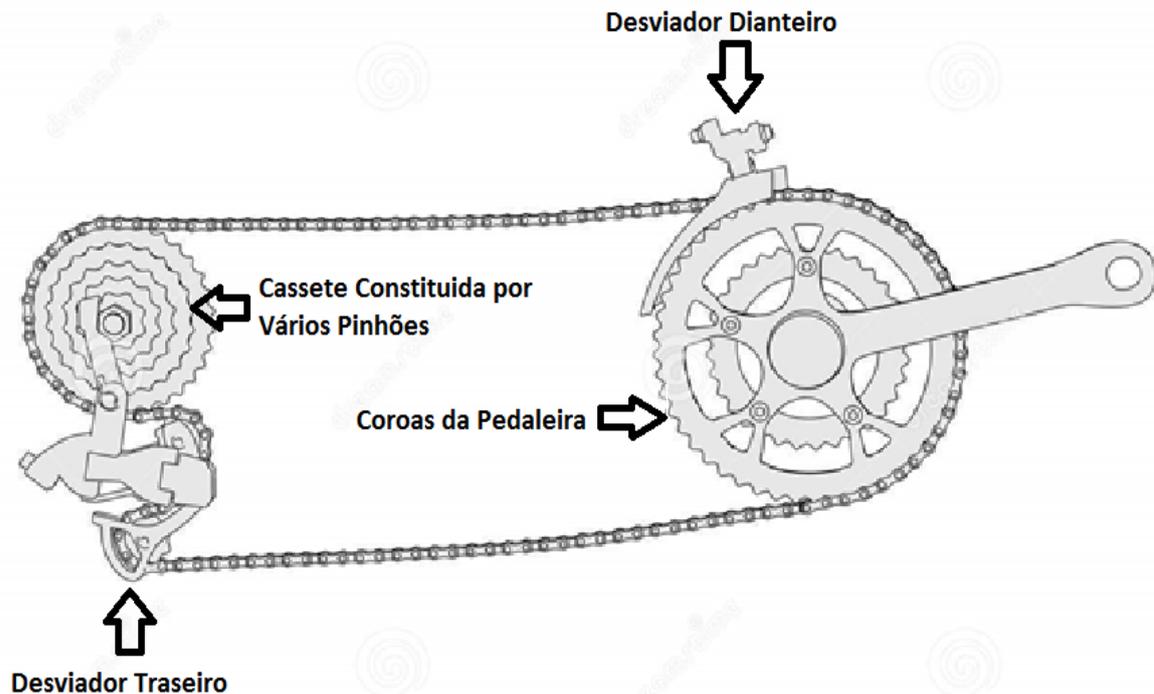


Figura 18- Vista lateral de uma transmissão de bicicleta, nomes dos componentes principais, adaptado de [11].

O desviador traseiro por outro lado está permanentemente em contacto com a corrente, ele é constituído por duas polias próprias alinhadas entre si que se desviam lateralmente de forma a se alinharem com o pinhão da cassete correspondente à velocidade engrenada. As duas polias do desviador traseiro tem ainda designações importantes para referências futuras neste documento e são observadas em pormenor na figura 19.



Figura 19- Polia Guia e Tensora do desviador traseiro, adaptado de [12].

A polia guia é sobretudo responsável pelo alinhamento com os pinhões e a polia tensora tensiona a corrente. O tensionamento é importante porque para cada velocidade engrenada o comprimento de corrente em vão varia. Embora sejam apenas um componente de guiamento porque a sua interacção com o sistema não varia conforme a carga na pedaleira, são sem dúvida componentes geradores de atrito.

Este atrito desenvolve-se devido à interacção da corrente com a superfície dos carretos de guiamento, mas também devido ao traçado que a corrente é obrigada a fazer na passagem pelos mesmos. Ao passear nestes carretos a corrente é obrigada a curvar, gerando assim um movimento que faz as faces das placas interiores e exteriores deslizar uma na outra, gerando atrito. Além disto é de notar que quanto maior o diâmetro destes carretos menor a sua velocidade angular para uma determinada velocidade linear da corrente, diminuindo assim o atrito do rolamento do carreto. Pretende-se futuramente testar algumas soluções de carretos de desviadores para comparação, entre as quais carretos em carbono desenvolvidos na empresa *Morphis Composites* observados na figura 20.



Figura 20- Carreto de desviador da empresa *Morphis Composites*.

1.4.3. Os Mecanismos de atrito da corrente

Todos os componentes que contactam a corrente, incluindo a mesma estão envolvidos na geração de atrito. Os materiais empregados nos carretos, cubos e corrente são determinantes. A forma e geometria dos desviadores e seus carretos e o óleo usado na corrente podem fazer diferenças apreciáveis na eficiência da transmissão [13]. Torna-se importante perceber o porquê dessas diferenças, quais são os mecanismos de geração de atrito.

É comum considerar que o atrito na transmissão é proporcional à força na corrente, vibrações, ao ângulo de articulação necessário da corrente em torno dos carretos e ao número de articulações necessárias da corrente em funcionamento. Resumidamente, o atrito aparece cada vez que as superfícies da corrente deslizam ou entre si ou nos dentes dos carretos.

Numa transmissão normal o fenómeno de articulação da corrente acontece oito vezes por cada rotação da mesma, estas zonas de articulação são assinaladas na figura 21.

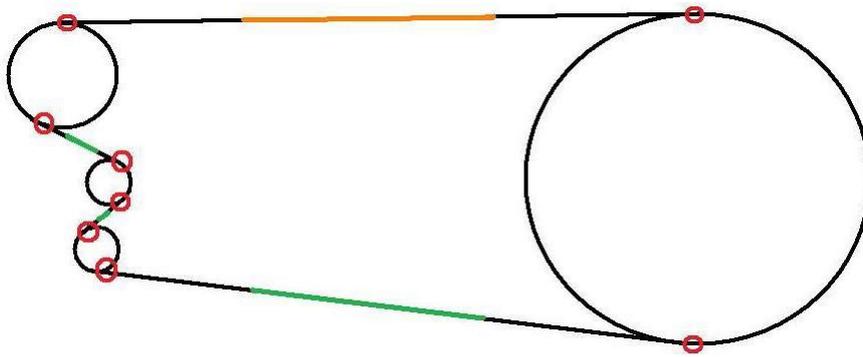


Figura 21- Articulações da corrente, ligadas à produção de atrito da transmissão, adaptado de [13].

Na figura 22 visualiza-se uma imagem da construção de uma corrente moderna de bicicleta. Como visto anteriormente não são usadas buchas na ligação dos elos. Estão também representadas as principais superfícies geradoras de atrito da corrente. É de notar também que a substituição de qualquer carreto por um de maiores dimensões fará com que a corrente tenha de se articular com menor severidade em torno do sistema. Além disso existe o efeito poligonal da corrente que gera vibrações cuja amplitude é diminuída pela utilização de carretos de maiores dimensões.

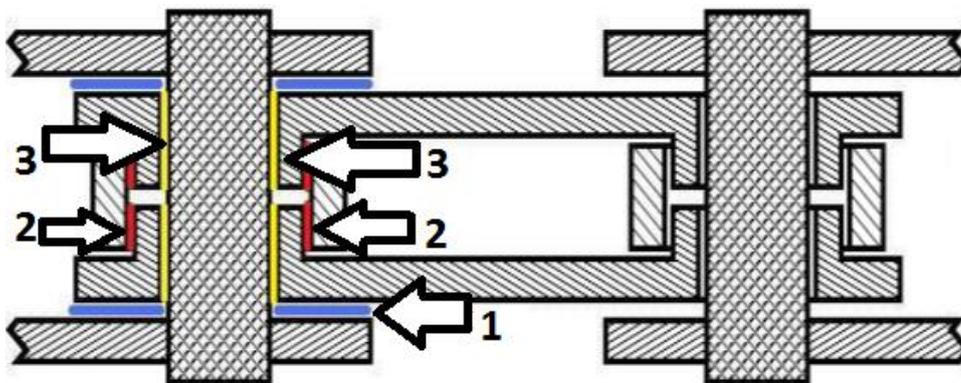


Figura 22- Principais superfícies de atrito da corrente, adaptado de [13].

Na superfície 1 da figura 22 acontece o deslizamento entre as placas interiores e exteriores. Durante uma rotação completa da corrente estas superfícies alternam entre estados em que estão paradas uma relativamente à outra e por estados de deslizamento. Cada vez que a corrente se articula estas duas superfícies devem superar o atrito estático que advém da adesão e entrar em atrito dinâmico durante o deslizamento. É importante notar que uma vez que a força aplicada na corrente é perpendicular a estas superfícies a pressão entre elas é muito baixa.

Nas superfícies 3 da figura 22 ocorre o deslizamento entre os ombros das placas interiores e o pino. Como a corrente está traccionada, o lado esquerdo do pino está constantemente em contacto com o lado direito dos ombros das placas interiores. Isso faz com que quando um dente entra numa placa interior se dê deslizamento de alta pressão entre o rolo e os ombros da placa interior. É de notar que o atrito estático deve ser vencido para começar o deslizamento com atrito dinâmico (de valores mais reduzidos). Isto é válido no entanto apenas para correntes livres de alongação por desgaste, nesses casos as superfícies de deslizamento são sobretudo entre o rolo e os ombros das placas interiores. Sendo estas superfícies cilíndricas a pressão efectiva nestas varia de um máximo na parte normal à força aplicada na corrente e zero na zona paralela.

É necessário ter assim especial atenção ao tipo de lubrificantes utilizados. Sendo que nesta transmissão existem componentes com deslizamento a altas e baixas pressões, o ideal seria que o lubrificante usado tivesse um comportamento exemplar em ambos os casos. Isso é no entanto algo difícil de conciliar, mesmo com a adição de aditivos existem sempre ganhos e perdas em lados opostos. Apesar disso a prática tem dito que é mais vantajoso usar lubrificantes menos viscosos, que facilitem o movimento nas zonas de baixa pressão oferecendo pouca resistência de escoamento do que usando opções com maior viscosidade que impeçam o contacto directo nas zonas de alta pressão. Além disso para tentar eliminar o efeito da adesão, responsável pelo atrito estático que é mais elevado que o atrito dinâmico é comum verem-se lubrificantes especializados com adição de teflon para uma boa molhabilidade das superfícies.

Para os testes de atrito a realizar é importante notar também que se forem realizados em carga, é espectável que as zonas de maior atrito correspondam às zonas de alta pressão.

Ao invés se os testes forem realizados em vazio a zonas de alta pressão não apresentam pressões tão altas e o seu efeito é assim dissipado.

Existem assim perdas que serão dependentes da carga em todas as superfícies e componentes que sejam mais ou menos solicitados consoante a mesma (rolos, pinos, rolamentos da pedaleira e cassette) e outros que são independentes da carga (placas dos elos, rolamentos do desviador). Se as perdas dependentes da carga são consideradas directamente proporcionais à mesma, a eficiência da transmissão aumenta com a carga como é possível observar na tabela da tabela 2:

Tabela 2- Perdas da transmissão por atrito consoante a carga, adaptado de [14].

Potência de Entrada (W)	50	100	200	300	400	500
Perdas dependentes da potência de Entrada (W)	1,5	3	6	9	12	15
Perdas independentes da potência de entrada (W)	3	3	3	3	3	3
Perdas totais (W)	4,5	6	9	12	15	18
Eficiência total %	91	94	96	96	96,3	96,4

O facto das perdas dependentes da carga aumentarem com a mesma, faz com que as perdas independentes da carga percam expressividade a cargas altas.

1.4.4. Evolução das transmissões de bicicleta

Em 1937 o sistema de desviador foi introduzido na Volta à França. Isto permitiu pela primeira vez aos atletas a troca de velocidades sem necessidade de remoção de rodas. Os atletas continuavam assim a ter duas velocidades disponíveis, uma para descidas e percurso planos e outra para subidas de montanha. Este sistema só chegou ao mercado em 1949 quando a empresa Campagnolo começou a comercializar sistemas de desviadores operados por cabo em paralelogramo. Embora já seja um sistema parecido ao que é normalmente usado hoje em dia, tem algumas desvantagens devido à sua geometria.

Na figura 23 mostra-se o sistema de paralelogramo em comparação com o sistema slant-parallelgram usado hoje em dia.

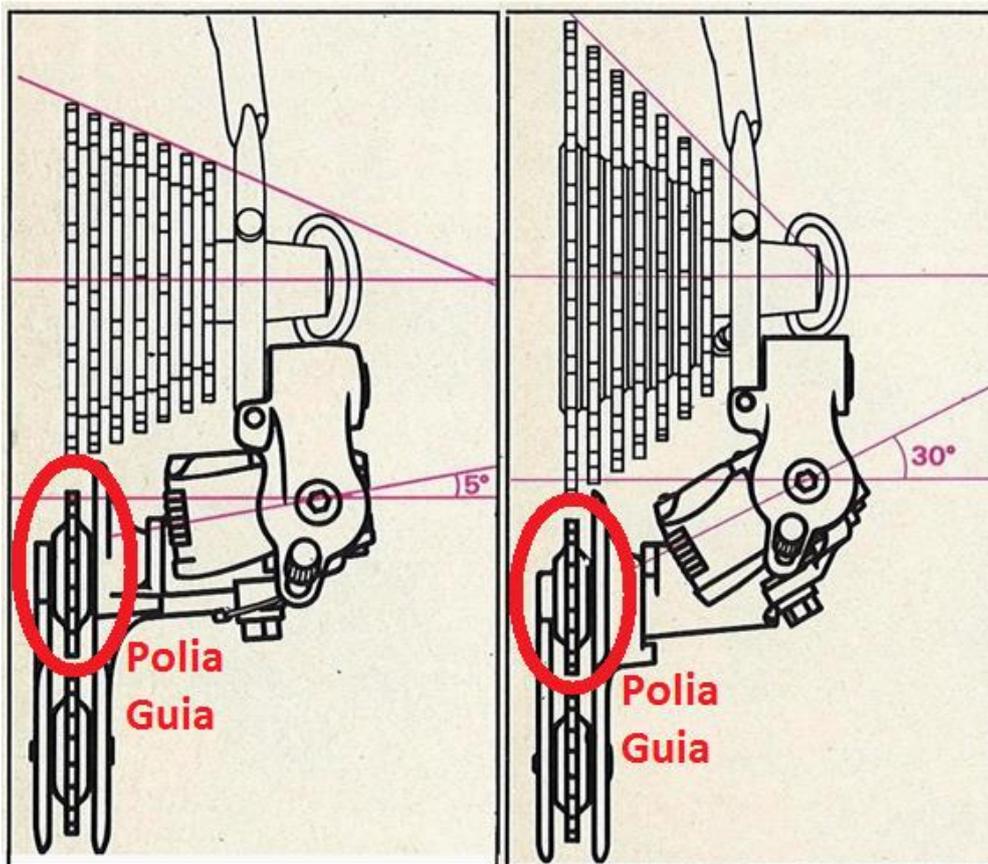


Figura 23-Desviador traseiro em Paralelogramo (esquerda) vs *Slant-parallelogram* (direita), adaptado de [15].

No sistema de paralelogramo a polia guia podia mover-se apenas horizontalmente, fazendo com que à medida que descesse de velocidade (para a direita da imagem) se fosse afastando dos pinhões limitando assim as diferenças de número de dentes dos pinhões superior e inferior e colocando em causa a qualidade das trocas das mudanças. O sistema the slant-parallelogram foi inventado pela empresa *Suntour* em 1964 e permanece até aos dias de hoje. Neste sistema a polia guia move-se em dois eixos, horizontal e vertical de forma a acompanhar a altura dos pinhões.

A grande inovação seguinte apareceu em 1984 pela empresa *Shimano*. Apareceu primeiramente na gama de topo *Dura-Ace* e é denominado sistema *SIS* (*Shimano Index System*). Tratam-se de mudanças indexadas, até esta altura os sistemas de cabo eram controlados manualmente pelo ciclista que o puxava através de um manípulo até sentir a mudança engrenada. Com o sistema indexado o manípulo tem várias posições que puxam o cabo uma distância certa para engrenar a velocidade pretendida. Para isto os desviadores foram aprimorados para que tenham uma relação fixa entre o comprimento de cabo puxado e a distancia percorrida pela polia guia.

Esta inovação da empresa *Shimano* fez com que várias marcas de desviadores desaparecessem do mercado (as empresas *Simplex*, *Huret*, *Galli*, *Mavic*, *Gipiemme*, *Zeus*, *Suntour*). Isto deveu-se em parte à introdução dos sistemas indexados que requeriam que várias peças fossem compatíveis, como o desviador, os manípulos, a cassete, a corrente e até o cabo de aço. Hoje em dia restam apenas três grandes fabricantes de desviadores as empresas *Campagnolo*, *Shimano* e *SRAM*.

Em bicicletas de estrada até ao ano 2000 usavam-se cassetes de 9 velocidades, nessa altura apareceram as primeiras cassetes de 10 velocidades e em 2012 as cassetes de 11 velocidades. Em competição o aparecimento destas evoluções foi bem recebido e rapidamente estas tecnologias foram adoptadas. Hoje em dia os sistemas de 11 velocidades já estão disponíveis em gamas médias-altas da empresa *Shimano* e são padrão em competição. Com o aumento do número de velocidades foram feitas alterações em todos os componentes da transmissão de forma a haver compatibilidade. A largura das correntes e o espaço entre carretos adjacentes nas cassetes tem vindo a diminuir. Os fabricantes encontraram formas de ir aumentando a eficiência do sistema, através do desenho dos dentes dos carretos até à introdução de rampas para troca de velocidades, entre outros.

Em 2009 a empresa *Shimano* incluiu na sua gama os desviadores electrónicos *DI2*. O objectivo era facilitar a troca de velocidade e torna-la mais rápida. Os manípulos digitais enviam sinais a motores colocados no desviador que realizam a troca de velocidade. Primeiramente este sistema usava cabos eléctricos mas em 2011 os sinais passaram a ser enviados por *Wi-Fi*. A bateria que alimenta os motores é de 7.2 V e estima-se que a sua carga dure 1000 km. Este sistema elimina a necessidade de afinações de manutenção dos sistemas indexados por cabo, que devido a desgaste, sujidade e fluência ou plastificação dos cabos necessitavam de afinações periódicas para manter o nível de qualidade requerido. Sistemas equivalentes são também parte da gama mais recente da empresa *Campagnolo* sob a sigla *EPS* (*Electronic Power Shifting*), são anunciadas autonomias de 2000 km e tempo de recarga de baterias de 3 horas.

1.5. Aspectos gerais sobre Extensometria

Para a medição de esforços em componentes reais, são utilizadas as leis de Robert Hooke (equação 3) que relacionam a deformação do material com a tensão aplicada e o módulo de elasticidade, característico do material.

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (3)$$

Onde σ é a tensão no material, E é o módulo de elasticidade e ε é a extensão do material.

Muitos equipamentos foram criados ao longo dos anos para conseguir medir de acordo com esta equação. Inicialmente eram sistemas essencialmente mecânicos que infelizmente eram bastante limitados na sua aplicação e não tinham muitas vezes a precisão necessária. Com o passar dos anos surgiram formas electrónicas para realizar estas medições, a mais comum hoje em dia é a utilização de extensómetros de resistência eléctrica.

Charles Wheatstone em 1843 foi o primeiro a constatar que se podia utilizar a variação da resistência eléctrica num condutor eléctrico provocada por uma deformação para quantificar a força que está a ser aplicada no mesmo. Mais tarde Eduard Simons e Artur Claude Ruge desenvolveram os primeiros extensómetros de resistência eléctrica ou *Strain Gauges (SG)*. Este equipamento tem sido então muito utilizado e tem evoluído as mais diversas áreas da mecânica, Física entre outras.

É importante quando se fala de extensometria falar também de expansão térmica. A expansão térmica ocorre nos materiais segundo a equação 4.

$$\Delta l = \alpha_e \cdot l \cdot \Delta T \quad (4)$$

Onde Δl é o alongamento do material, α_e é o coeficiente de expansão térmica, l é o comprimento inicial do material e ΔT é a sua variação de temperatura.

Esta expansão térmica geralmente é nociva para a medição de tensões em materiais, uma vez que gera deformações que não dependem das forças aplicadas no provete, inserindo erros de medição.

Felizmente, como veremos mais à frente existem formas de minimizar muito estes erros.

1.5.1. Estado de Tensão Uniaxial:

O estado de tensão uniaxial tem a particularidade de poder ser reduzido apenas a uma tensão principal, sendo o caso mais comum o de uma barra traccionada numa direcção apenas e em tensão plana.

Nesse caso é induzido no material um campo de deformações conforme a figura 24 que são maximizadas nas direcções paralelas à força aplicada. Utilizando as equações da transformação do estado de tensões plano é possível calcular a componente normal de tensão e deformação para várias direcções no mesmo ponto [16], as equações 5 e 6 descrevem este fenómeno.

$$\sigma = f(\varphi) = 0,5 \sigma_{max} \cdot (1 + \cos(2\varphi)) \quad (5)$$

$$\varepsilon = f(\varphi) = 0,5 \varepsilon_{max} \cdot (1 - \nu + \cos(2\varphi)(1 + \nu)) \quad (6)$$

Onde ε é a extensão do material, φ é o ângulo entre a direcção de extensão e a direcção da força aplicada no provete, ε_{max} é a extensão na direcção da força e ν é o coeficiente de Poisson do material.

É intuitiva então a verificação que é vantajoso colar os extensómetros na do esforço aplicado, é nesta direcção onde haverá a maior extensão obtendo assim uma melhor sensibilidade nas medições.

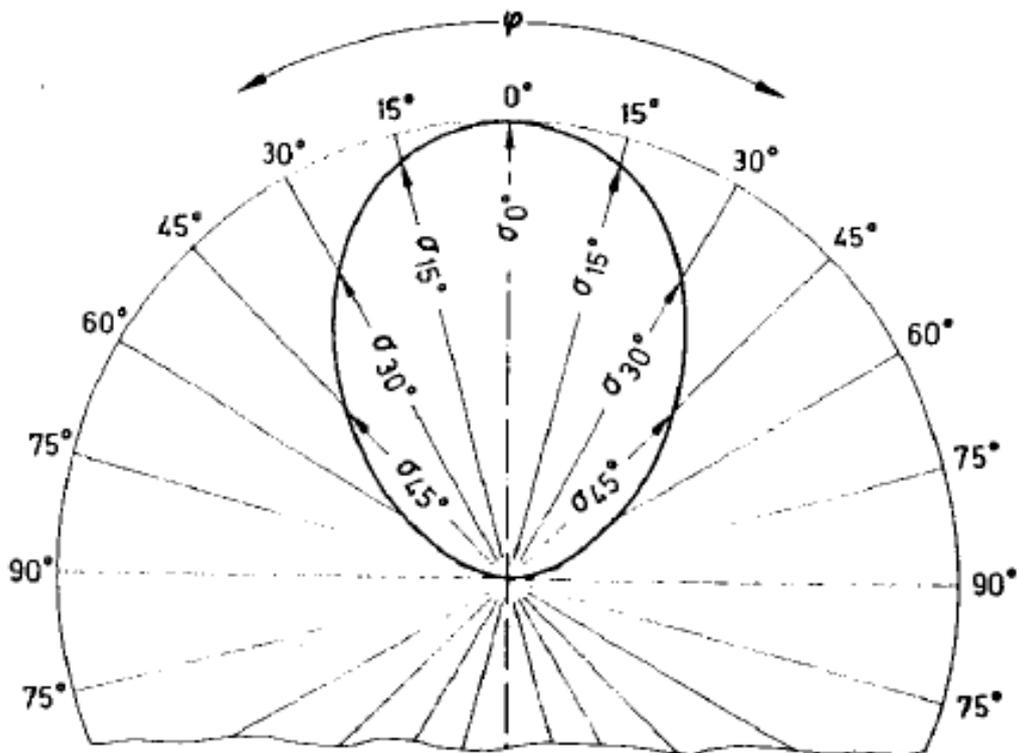


Figura 24- Distribuição de tensões numa barra traccionada na direcção $\varphi = 0$ graus , adaptado de [17].

1.5.2. Princípio de funcionamento de Extensómetros de resistência variável

A resistência eléctrica R_0 de um condutor de secção transversal uniforme A , comprimento l e resistividade do material ρ é dada pela equação 7, presente na referência [17]:

$$R_0 = \rho \frac{l}{A} \quad (7)$$

Daqui retiramos que a resistência eléctrica é directamente proporcional à resistividade do material, característica inerente do mesmo e ao comprimento do condutor. Por outro lado é inversamente proporcional à secção do condutor eléctrico.

Os filamentos de um extensómetro colocados numa peça que é depois traccionada, aumentam o seu comprimento, sendo essa a primeira relação entre a resistência e a

deformação da peça. Sabemos também que os filamentos ao serem traccionados, porque também se regem pelas leis da elasticidade, vão diminuir um pouco a sua secção consoante o coeficiente de Poisson do material do filamento, criando uma relação entre a resistência eléctrica e a extensão da peça.

A relação final entre a resistência eléctrica do extensómetro e a extensão do provete é dada pela equação 8, esta equação está presente também na referência [16]:

$$\frac{\Delta R}{R_0} = \varepsilon(1 + 2\nu) \quad (8)$$

Onde ΔR é a variação de resistência eléctrica do extensómetro, R_0 é a sua resistência inicial, ε é a sua extensão e ν é o coeficiente de Poisson dos filamentos do extensómetro.

É importante para a qualidade das medições que exista uma excelente adesão entre o extensómetro e a peça para que as deformações sejam transmitidas de um para o outro sem perdas. Os extensómetros são geralmente colados numa superfície exterior da peça por uma questão de conveniência, medindo então as deformações nessa zona.

Para materiais condutores, a resposta na variação da sua resistência é geralmente linear com a extensão. Isso leva-nos a um conceito importante num extensómetro, a sua sensibilidade (S_l), normalmente chamada Gauge Factor em inglês. A equação 9 aplica-se então a todos os extensómetros de resistência eléctrica, sendo que a característica que poderá mudar consoante os materiais nele utilizados é precisamente a sensibilidade. Convém notar que aqui se fala apenas de sensibilidade longitudinal, porém muitas vezes existe sensibilidade transversal e as equações devem ser ajustadas.

$$S_l = \frac{\Delta R}{\frac{R_0}{\varepsilon_l}} \quad (9)$$

Onde ε_l é a extensão do provete na direcção da grade do extensómetro, conforme a figura 26.

A sensibilidade normalmente adquire valores próximos de 2 mas esta informação é fornecida pelo fabricante. Na figura 25 apresenta-se a sensibilidade típica de extensómetros feitos com vários materiais:

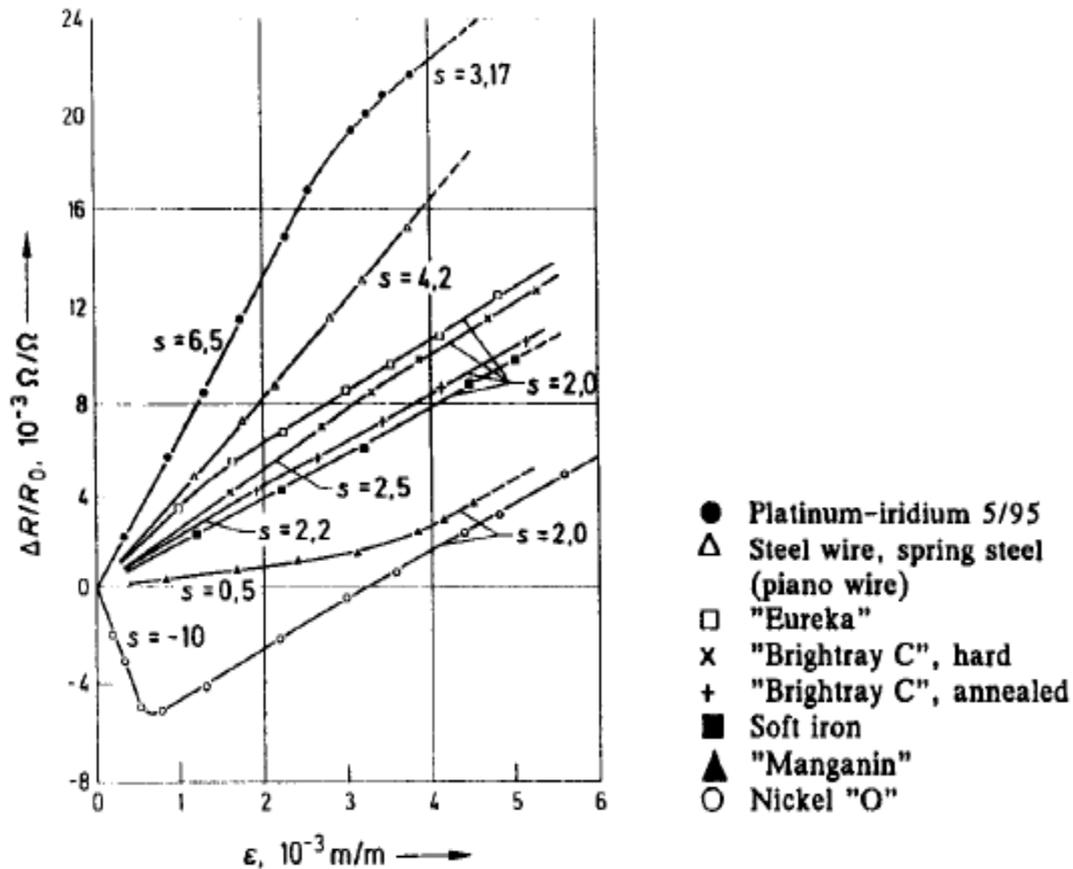


Figura 25- Sensibilidade típica de extensómetros consoante os materiais constituintes, adaptado de [16].

1.5.3. A Seleção de Extensómetros

Regra geral qualquer extensómetro pode ser utilizado com sucesso em qualquer aplicação. No entanto, existem casos em que as características de alguns se tornam uma mais-valia, podendo dizer-se assim que são mais indicados. Por outro lado muitas vezes limitações geométricas nas peças podem levar à utilização de extensómetros maiores ou mais pequenos.

Comprimento da grade de medição:

O comprimento do extensómetro, ou o tamanho, não influencia a sensibilidade do mesmo. A questão é que muitas vezes se a zona a medir não tiver uma distribuição de tensões homogénea, poderá ser útil a utilização de um extensómetro maior para este no fundo realizar uma média das deformações.

A deformação medida pelo extensómetro é relativa e não absoluta.

Muitas vezes, no entanto, perto de entalhes e pontos de concentração de tensões, são colocados extensómetros mais pequenos precisamente para medir as deformações em pontos muito específicos, desprezando as deformações médias.

Em zonas de deformação homogénea, extensómetros de 3 mm são considerados no entanto suficientes para uma boa medição.

O extensómetro é normalmente constituído por 3 elementos, a lâmina de adesivo que cola no provete e transfere a deformação para o suporte da grade. O suporte da grade que transfere para a grade e a grade que no fundo é o filamento condutor que fará a medição.

Deformação dinâmica

Quando as deformações variam no tempo é prudente ter atenção a altas frequências e choques que poderão danificar a grade do extensómetro. O extensómetro nunca deve entrar em deformação plástica e o mesmo se aplica à peça a medir.

Resistência Eléctrica

Geralmente os extensómetros no mercado têm uma resistência eléctrica inicial de 120 Ω . Este factor é importante para o dimensionamento das ligações em ponte de Wheatstone e para o dimensionamento e configuração dos sistemas de aquisição de dados.

Temperatura

A temperatura é um dos principais factores geradores de erros de medição. A variação da temperatura causa expansão térmica nos materiais da peça, extensómetro, conectores e no próprio sistema de aquisição. É importante então que para haver continuidade nas

medições estas sejam feitas sempre próximo da mesma temperatura e que essa se mantenha durante a medição.

Um dos factores mais importantes é a expansão da própria peça, para colmatar os efeitos disto, existem formas específicas de ligar os extensómetros na ponte de Wheatstone que conseguem compensar estas variações. O princípio é sempre colar pelo menos dois extensómetros para que as suas deformações se equilibrem e o sinal da ponte de Wheatstone se mantenha também equilibrado.

Além disso todos os fabricantes fornecem os limites de temperatura a que os sensores devem funcionar. Ainda assim, mesmo dentro dessas temperaturas podem surgir erros sendo obviamente que quanto maior a faixa de temperatura maior este problema, diminuindo a precisão das medições. A temperaturas elevadas há também o perigo do adesivo não resistir e inutilizar o extensómetro, deixando de transferir correctamente as deformações à grade.

Tensão de alimentação:

A tensão de alimentação é muito importante, já que o extensómetro nada mais é que uma resistência eléctrica, como tal é um elemento dissipador de energia por calor.

Tensões demasiado elevadas provocarão um sobreaquecimento do extensómetro, levando a problemas de precisão, ou até a fenómenos de fluência ou descolamento do adesivo. A tensão tem de ser mantida dentro das especificações do fabricante, sendo que quanto mais pequeno o extensómetro, sendo que as resistências se mantêm como dito anteriormente por volta dos 125 Ω , menor é a tensão máxima a que este pode ser sujeito. Agregado ao facto de que as tensões de saída da ponte de Wheatstone são muito mais baixas que a tensão nos extensómetros, o sistema de aquisição tem de ser amplificado ou ter uma sensibilidade muito grande.

Sensibilidade transversal (S_t)

O grande objectivo dos extensómetros é variação da resistência eléctrica na direcção da grade, porém quando sujeitos a deformações transversais, podem também sofrer alterações. Para isso também foi criado um critério que avalia a sensibilidade transversal do extensómetro, presente na equação 10.

$$S_t = \frac{\Delta R}{\frac{R_0}{\varepsilon_t}} \quad (10)$$

Onde ε_t é a extensão do provete na direcção perpendicular à grade do extensómetro, conforme a figura 26.

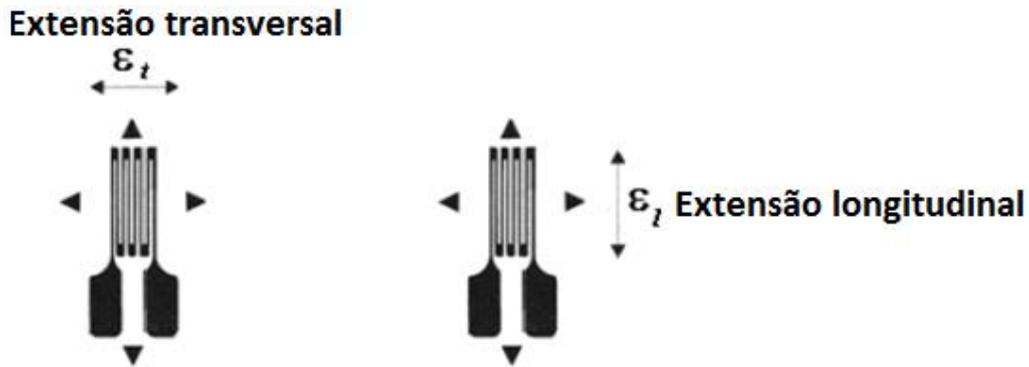


Figura 26- Direcções longitudinal e transversal de extensão de extensómetros, adaptado de [18].

Este parâmetro é normalmente indicado também pelo fabricante. Para medições de grande precisão é também utilizado nos cálculos. Para isso é geralmente utilizado o factor q que é a razão entre a sensibilidade longitudinal e transversal, calculado na equação 11.

$$q = \frac{S_t}{S_l} \quad (11)$$

Os valores usuais para o factor “ q ” variam entre +0,03 e -0,03 para SG metálicos. A equação 12 relaciona a resistência eléctrica de uma extensómetro colocado num provete carregado, contando com a sensibilidade longitudinal e transversal do extensómetro.

$$\frac{\Delta R}{R} = S_l \varepsilon_l + S_t \varepsilon_t \quad (12)$$

2. Tribologia e Absorção de Água nos Compósitos de Carbono

Sendo que o objectivo último deste trabalho será a avaliação do desempenho de carretos transmissão de bicicleta em fibra de carbono com a ajuda da máquina aqui desenvolvida (mais especificamente polias de desviador), é importante falar um pouco sobre a tribologia deste material. Refere-se brevemente que não está em causa a durabilidade dos componentes, mas sim o impacto do desgaste na performance dos mesmos.

A zona de maior importância para o teste destes componentes serão então as superfícies de contacto com a corrente. Embora teoricamente não haja deslizamento entre a corrente e o carreto, a verdade é que para além da pressão de contacto gera-se também um pequeno deslizamento entre estas superfícies. Este deslizamento será responsável por atrito e desgaste da corrente e do carreto que poderá diminuir com o tempo a eficiência de todo o sistema de transmissão.

Por outro lado, sendo estes carretos expostos continuamente a fluidos lubrificantes, estão sujeitos a realizar a sua absorção e à possível interacção dos mesmos com a matriz do compósito. Mais uma vez este factor poderá insurgir danos nos componentes e levar a reduções de desempenho dos mesmos.

2.1. O Desgaste da Fibra de Carbono e o seu Atrito

Se forem usados carretos em fibra de carbono na transmissão, estes podem estar sujeitos a cargas elevadas (carretos da cassete e pedaleira) ou podem trabalhar em vazio e estarem sujeitos a cargas baixas (carretos do desviador traseiro). Em ambos os casos no entanto a periferia dos mesmos poderá ter deslizamento com a corrente e assim gerar um par cinemático com a mesma.

Associado a um par cinemático estão sempre associados dois fenómenos intimamente ligados entre si, o atrito e o desgaste. O atrito terá assim impacto directo na performance da transmissão, por outro lado o desgaste terá um impacto indirecto. Os defeitos na geometria do carreto causados pelo desgaste poderão sim diminuir a eficiência da transmissão.

Estes componentes estão muitas vezes expostos a condições climáticas adversas nomeadamente à água da chuva. O coeficiente de atrito nestas condições tende a manter-se aproximadamente constante no tempo de utilização, tal como na figura 27. Porém estudos realizados mostram que materiais compósitos poliméricos reforçados com fibra de carbono quando sujeitos a deslizamento com aço inoxidável (encontrado nas correntes das bicicletas) apresentam taxas de desgaste elevadíssimas, muito superiores a casos de atrito seco [20].

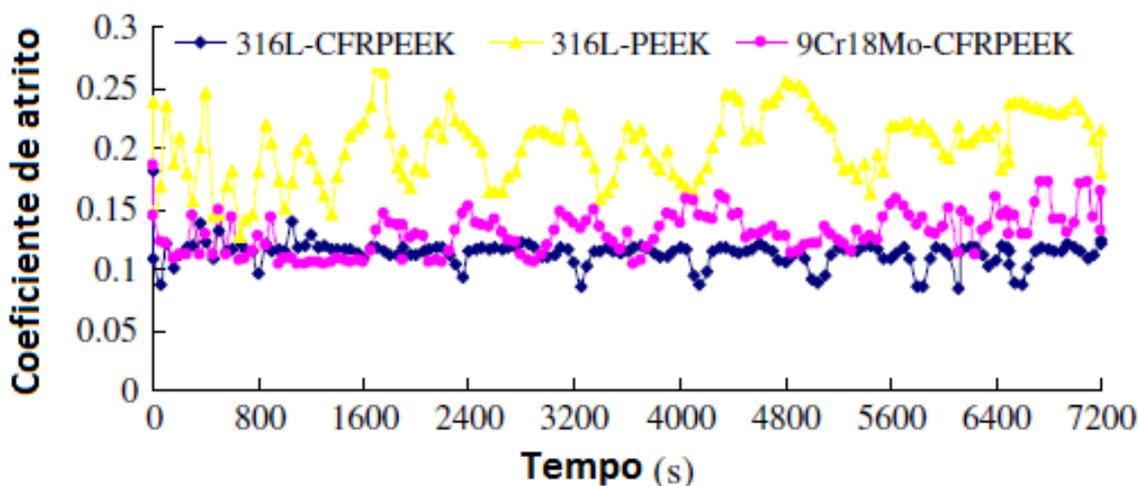


Figura 27- Variação do coeficiente de atrito dos provetes de vários materiais conforme o tempo, adaptado de [19].

Análise de outros estudos onde foi testado o atrito seco de pares cinemáticos idênticos, esclareceram alguns pontos em comum [21,22]. Geralmente ambos os materiais se desgastam, e esse desgaste é proporcional à pressão entre eles. Além disso a taxa de desgaste tende a manter-se aproximadamente constante para a mesma carga durante toda a duração temporal dos testes. Por sua vez, o coeficiente de atrito também é geralmente proporcional à carga. Este tende a manter-se também aproximadamente constante durante toda a duração dos testes, embora em alguns casos inicialmente apresente valores um pouco mais baixos que rapidamente tendem a estabilizar num valor mais alto. É de notar que estes testes foram realizados em pares cinemáticos onde estavam presentes vários tipos de aço inoxidável e materiais compósitos formados por matriz polimérica e reforço de fibras de carbono ou vidro.

2.2. Absorção de água de materiais compósitos de fibra de carbono

A fibra de carbono é um material compósito de matriz polimérica. Este tipo de materiais apresentam propriedades químicas que os fazem praticamente inertes à corrosão quando expostos ao meio ambiente, no caso da fibra de carbono, esta resistência é geralmente altíssima mesmo quando comparada com outros materiais como fibras de vidro [23].

Quando expostos a água no entanto estes materiais tendem a absorver o líquido, apresentando alguma permeabilidade. Esta absorção de água denomina-se por difusão e é acelerada por danos e vazios no material que ocorrem não só devido ao seu serviço, mas também aquando do seu fabrico [24]. Estudos feitos através de micrografia e radiografia [25] revelaram também que é comum durante o processo de cura destes materiais a formação de bolhas de vazio paralelas às fibras de reforço e também podem surgir danos devido às expansões e contracções devido às grandes amplitudes de temperatura no fabrico.

A difusão de água ocorre devido à dissolução da água na resina do material compósito, sendo que a matriz do compósito é a responsável pelo fenómeno. Sucede através da imersão do material em água, mas também quando o mesmo é exposto à humidade da atmosfera. A água e a resina geram assim uma solução cujo gradiente de concentração aumenta com a proximidade com as superfícies exteriores. É importante também referir que a absorção é um fenómeno reversível, se um material que sofreu difusão for exposto a condições de humidade mais baixas, a quantidade de água no seu interior vai também diminuir ao longo do tempo [26].

Quando o material absorve assim humidade, a sua massa aumenta. A diferença a sua massa inicial e a sua massa após o fenómeno corresponde à massa de água absorvida. A equação 13 caracteriza assim este fenómeno [24]:

$$Ma = Q \sqrt{1 - \exp\left[-D \cdot \frac{O^2}{V} \cdot t\right]} \quad (13)$$

Onde Ma é a massa de água absorvida, Q é a quantidade máxima de água absorvível na saturação, D é a difusividade do material, O é a área exposta do provete, V é o seu volume e t é o tempo desde o início da absorção.

Várias expressões foram realizadas através dos tempos [27,28,29,30] muitas delas adaptavam-se a situações concretas [31], porém todas têm os seus princípios gerais em comum, todas dependem das mesmas variáveis relacionadas com o material, a sua geometria e tempo.

Vemos que a difusão é um fenómeno que depende do tempo. Quando um material é exposto a condições específicas de humidade, este tende a absorver ou rejeitar água até que se atinja um equilíbrio. A velocidade de difusão é tão mais baixa quanto mais próximo se estiver da saturação, da quantidade máxima de água que o material consegue absorver. Esta quantidade máxima depende da humidade a que o material é exposto, na figura 28 é possível observar este comportamento do material.

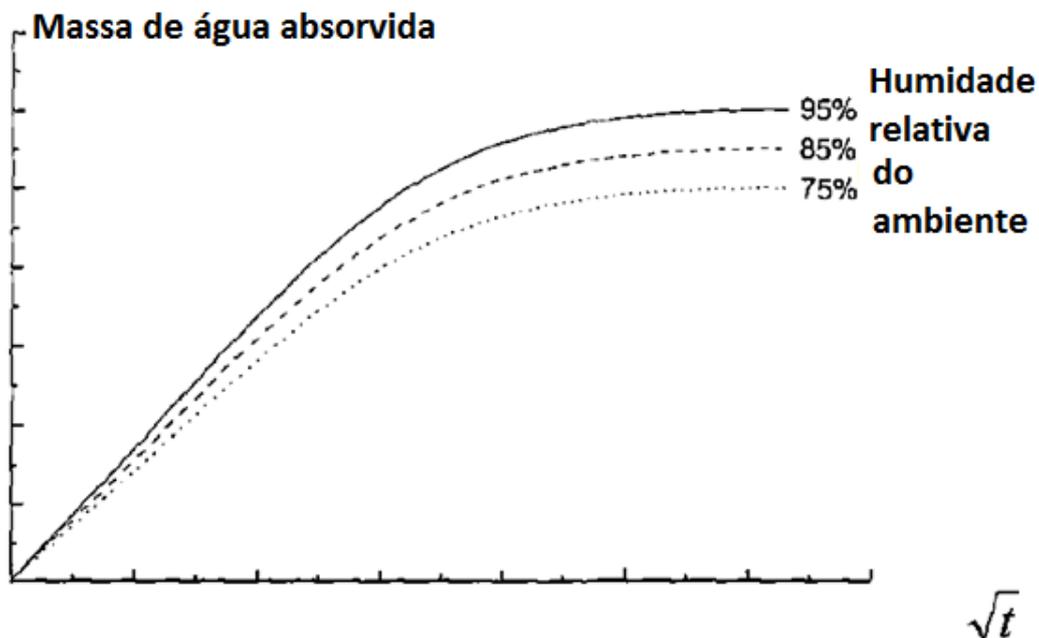


Figura 28- Curvas de absorção de água por difusão no tempo, adaptado de [32].

A velocidade aumenta também com a área exposta à humidade, percebendo assim porque falhas no material poderão acelerar o processo de difusão, estas falhas aumentam a área de exposição.

Além disso a velocidade de difusão é também dependente da capacidade máxima que o material consegue incorporar na saturação. Esta quantidade é independente da temperatura, mas aumenta com a humidade do ar circundante ou do facto de estar imersa em água [26].

A difusividade é um valor que também afecta a velocidade das reacções e depende do material da matriz e da temperatura de acordo com a equação de Arrhenius (equação 14) [33,34]:

$$D = D_{max} \cdot e^{\frac{Ea}{RT}} \quad (14)$$

Onde D é a difusividade do material, D_{max} é a sua difusividade máxima, Ea é a energia de activação, R é a constante universal dos gases perfeitos e T é a temperatura em Kelvin (K).

É bom referir que o tempo com que um provete leva para chegar à saturação não depende da quantidade máxima de água neste estado mas sim da difusividade e por conseguinte da temperatura a que se dá a reacção, sendo que esta aumenta com a temperatura.

Na tabela da figura 29 apresentam-se os resultados de um estudo efectuado em provetes em fibra de carbono fabricados com vários tipos de resina.

<i>Composite</i>	Percentagem de mudança de peso à temperatura de imersão					
	40°C	56°C	78°C	94°C	98°C	100°C
CAER-DDM	1.0	1.6	1.9	2.6	2.6	3.3
Fibra tratada						
CAER-MPD	2.2	3.4	4.1	4.2	4.2	4.5
Fibra tratada						
CAER-MNA	0.6	0.8	3.4	4.8	5.6	6.7
Fibra tratada						
Bisfenol epoxy-DDM	0.4	0.6	0.7	1.2	1.2	1.4
Fibra tratada						
CAER-DDM	4.8	4.4	4.8	4.8	3.7	4.8
Fibra nao tratada						
Bisfenol epoxy-DDM	1.5	1.9	2.3	2.4	2.8	2.7
Fibra nao tratada						
Viniléster	0.4	–	0.8	1.0	1.5	2.2
Fibra tratada						
Viniléster	2.4	2.6	2.3	3.7	3.2	3.4
Fibra nao tratada						

Key: CAER Resina epoxy cicloalifatica (media de 3 medidas)
DDM diaminodifenilmetano
MPD M-fenilenodiamina
MNA anidrido de metil

Figura 29- Absorção de água de vários compostos de fibra de carbono a várias temperaturas. Provetes imersos em água simultaneamente, adaptado de [24].

2.3. Danos e fragilidade devido à absorção de água e temperatura

Qualquer tipo de material compósito de matriz polimérica está assim sujeito ao fenómeno da difusão de água. Isto poderá trazer efeitos não só na resistência mecânica mas também na própria rigidez do material. Outro factor que deve ser tomado em consideração é a temperatura, uma vez que esta aumenta não só a velocidade de difusão mas também aumenta os efeitos adversos da quantidade de água absorvida. Na figura 30

é possível observar os resultados de um estudo sobre os efeitos destes dois factores numa fibra de carbono com uma matriz de resina especialmente sensível a este efeito:

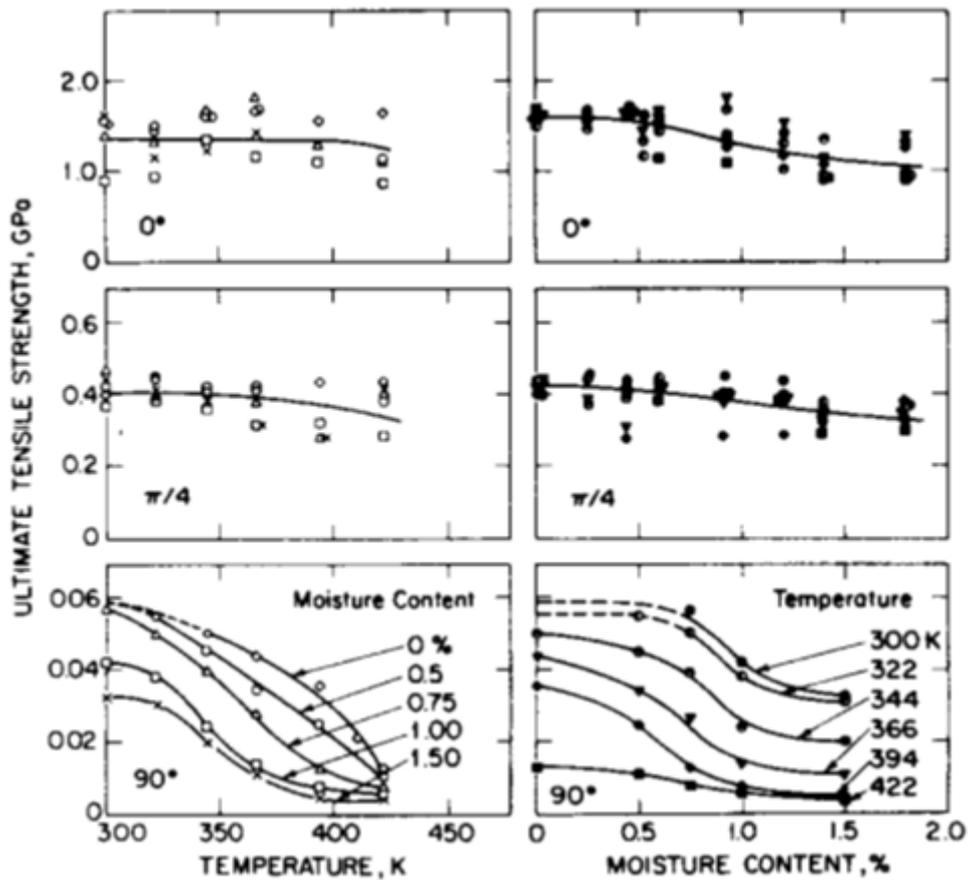


Figura 30- Efeitos do teor de água na tensão de rotura de fibra de carbono, adaptado de [31].

Nesta experiência foram usados compostos com fibras unidireccionais alinhados a 0 graus (paralelos à força de tracção) 45 e 90 graus. Claramente os maiores efeitos foram notados no caso onde as fibras estão perpendiculares à força. Isto acontece porque embora o reforço de carbono nunca seja sensível à absorção de água, a matriz é de facto neste caso muito sensível [32].

O teor de água no material é assim sem dúvida prejudicial à resistência mecânica do material, mas deve ser notado que especialmente para teores de água elevados o seu efeito é em muito ampliado pelo aumento da temperatura. Embora mesmo à temperatura ambiente a absorção seja prejudicial, a velocidade com que a tensão de rotura do material baixa com a temperatura é muito mais elevada do que para os materiais secos. Isto é também evidenciado pelos estudos em [35] onde para as temperaturas mais elevadas o material seco não apresentou danos após testes de flexão e o material com

teor de água mais elevado sofreu delaminação e bifurcações, sinais iniciais de rotura. Resultados semelhantes foram observados em [36] onde para tensões semelhantes o material com teor elevado de água apresentou sinais de rotura mais cedo, sendo que inclusivamente plastificou para tensões onde o material seco estava em regime elástico.

Além da diminuição da tensão de rotura, também foram testes onde foram avaliadas diminuições da tensão máxima de corte interlaminar na ordem dos 25%, aliados com diminuições de rigidez ao corte na ordem dos 10%.

Outro factor que é afectado é a rigidez do material. Mais uma vez, este efeito é mais proeminente quando as forças aplicadas são perpendiculares ao reforço de carbono, sendo que em tecidos multidireccionais os seus efeitos são muito atenuados. Ainda assim efeitos adversos podem ser notados e mais uma vez são amplificados por temperaturas mais elevadas [37,38], sendo que para alguns compósitos foram observadas diminuições até 40% mesmo à temperatura ambiente.

A melhor prática para combater este tipo de problemas é uma boa construção dos laminados de carbono, adequando a disposição das fibras às condições de serviço da peça. Além disso a escolha da resina de impregnação é vital sendo que existem resinas com compostos que reduzem drasticamente os efeitos negativos da absorção de água, inibindo este fenómeno [30,38].

3. Trabalhos Recentes de Medição de Atrito

Até hoje em dia já foram utilizados muitos métodos para a medição da eficiência das transmissões. Em muitos casos estes não tinham a precisão necessária para obter os resultados concretos e precisos que se procuram neste trabalho. Muitos baseavam-se em estudos em recinto fechado com atletas reais, ou em métodos indirectos como o consumo de oxigénio dos atletas.

3.1. A medição de rolamentos de carretos de roda isoladamente

Nos últimos anos também foram feitos alguns estudos que isolavam componentes específicos [39], um deles é ilustrado na figura 31.



Figura 31- Equipamento de testes de rolamentos de carretos da empresa *Friction Facts*, adaptado de [40].

Este teste foi realizado pela empresa *Friction Facts* e consiste em medir a resistência de rolamento dos carretos. Uma vez que o teste não inclui uma corrente os efeitos da interação da corrente com os mesmos não são tidos em conta.

Os carretos são fixados dentro de um peso que simula a força radial típica que estes componentes sofrem. Dentro dos carretos é colocado um veio a girar a uma velocidade conhecida, a tendência seria para o carreto e o peso rodarem juntamente com o veio, porém esse movimento é restringido por uma peça onde foi colocada uma célula de carga. A célula de carga mede a força necessária para que o carreto não rode.

A mesma organização desenvolveu estudos para a eficiência dos cubos das rodas, conforme a figura 32.



Figura 32- Equipamento para teste de rolamentos de roda da empresa *Friction Facts*, adaptado de [41].

Neste caso o princípio era o mesmo, um veio foi girado dentro do cubo da roda e mediram-se as forças que impediam a roda de girar solidária com o veio.

3.2. Os métodos usados pela empresa *Friction Facts*

A empresa *Friction Facts* fez também algumas medições de atrito geral de transmissões de bicicleta. Nestes testes a transmissão era colocada em rotação com a corrente presente no sistema.

3.2.1. Método “Full Tension”

Na figura 33 é possível observar a montagem feita pela empresa *Friction Facts* relativa a este método de medida que testa a transmissão num todo.

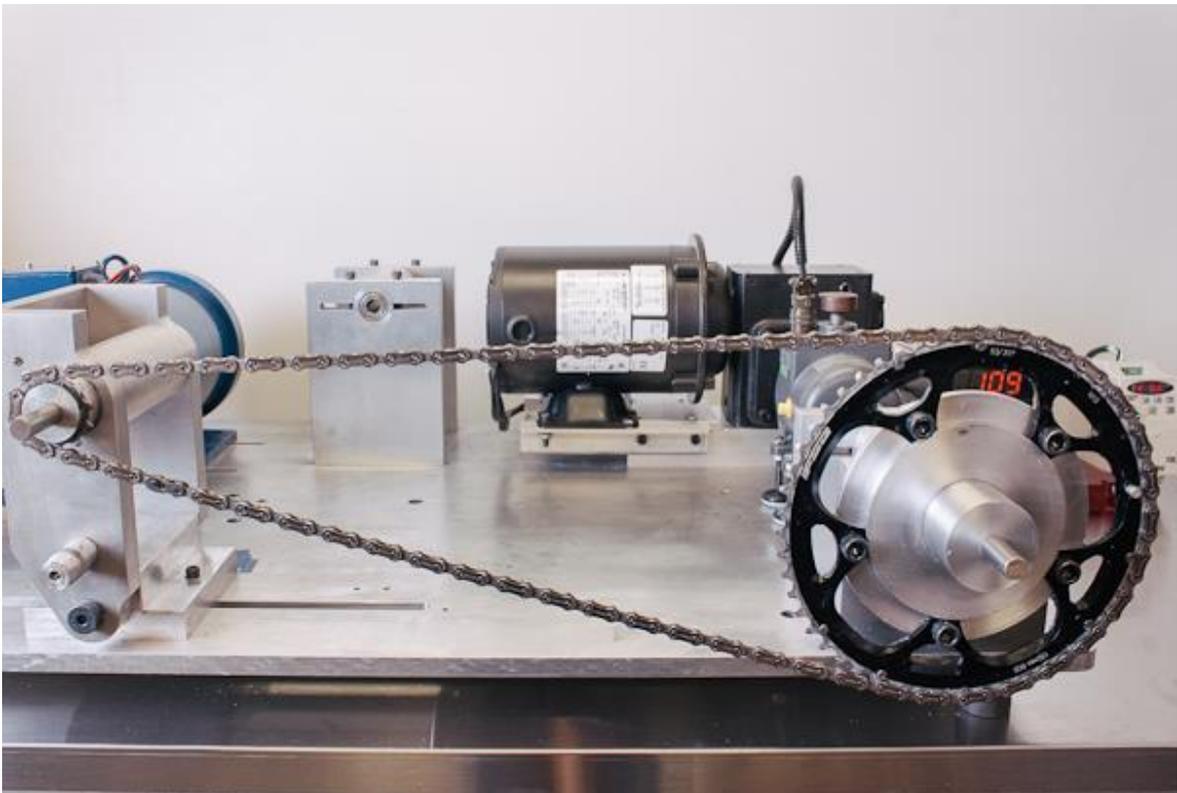


Figura 33- Equipamento para testes de atrito na transmissão sem carga da empresa *Friction Facts*, adaptado de [42].

No método “Full Tension” a corrente é colocada entre dois carretos que simulam a pedaleira e a cassette de uma bicicleta, sendo esta depois tencionada até valores estabelecidos. Desta forma o ramo tenso tem uma força aplicada próxima da que teria uma corrente em prova com um atleta. Infelizmente a força é aproximadamente a mesma no ramo bambo da corrente. O carreto da pedaleira está acoplado a um veio que é girado por um motor a uma velocidade considerada realista para um atleta. Nesse veio é colocado um transdutor de binário. Nos carretos traseiros perde-se a necessidade de

colocar uma carga resistente ao movimento uma vez que os ramos da corrente já estão tensionados.

A grande vantagem deste método é que o binário aplicado nos carretos, dada a ausência de um elemento resistente, é muito baixo. O binário é apenas o suficiente para que o sistema gire à velocidade estabelecida vencendo apenas o atrito da transmissão. Isto faz com que o transdutor de binário seja um elemento dimensionado para medições de forças muito pequenas, sendo assim intrinsecamente mais preciso.

Torna-se no entanto óbvio que devido ao pré tensionamento da corrente não é possível a montagem de desviadores. Além disso o ramo bambo da corrente não é realmente bambo como seria numa bicicleta.

3.2.2. Método “Full Load”

Na figura 34 é possível observar a montagem feita pela empresa Friction Facts relativa a este método de medida.

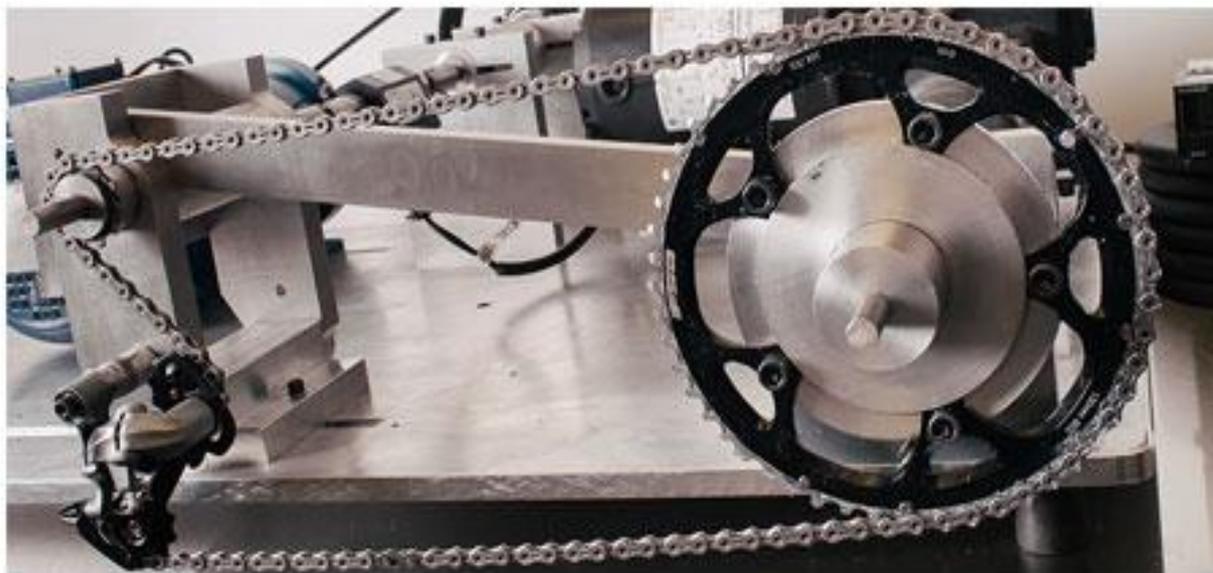


Figura 34- Equipamento para testes de atrito na transmissão em carga da empresa Friction Facts, adaptado de [43].

No método “Full Load” a corrente é posicionada tal com estaria numa bicicleta real, em torno dos carretos da pedaleira, da cassete e do desviador traseiro. A grande diferença

reside no facto de neste caso, ligado por um veio à cassette, existir um gerador de corrente contínua. O sistema está assim em carga. Com isto não existe a necessidade de tencionar a corrente porque as cargas na corrente já estão representadas pelo mecanismo em si no ramo tenso.

A eficiência da transmissão é medida através de transdutores de binário colocados no veio motor e no veio do gerador DC. A diferença de binário entre eles é calculada e assume-se que a diferença se deve ao atrito da transmissão.

A grande vantagem deste sistema é o facto de ser mais fiel à realidade mas ao custo dos transdutores de binário serem dimensionados para medir forças muito maiores, perdendo assim alguma da sua sensibilidade.

Nestes testes a carga foi variada entre os 75 W e os 350 W e a rotação entre as 0 e 125 rpm. Quer isto dizer que os ajustes de binário resistivo foram feitos de forma a obter a potência requerida à velocidade no instante.

3.3. Os métodos publicados na *Human Power Magazine*

Em 2001 na edição 55 da revista [1] foi publicado um estudo muito semelhante aos feitos pela empresa *Friction Facts*. No caso foi mais uma vez testada a eficiência geral da transmissão com a montagem apresentada na figura 35.

No caso foi mais uma vez usado um motor para mover o carroto da pedaleira. Foi também feito um suporte para acomodar a cassette, o cubo e o desviador traseiro. A medição do binário imposto pelo motor foi desta vez feita por células de carga colocadas nos suportes do mesmo. Neste caso não foram usados transdutores de binário no veio. A velocidade de rotação do motor é aferida temporizando electronicamente cada rotação.

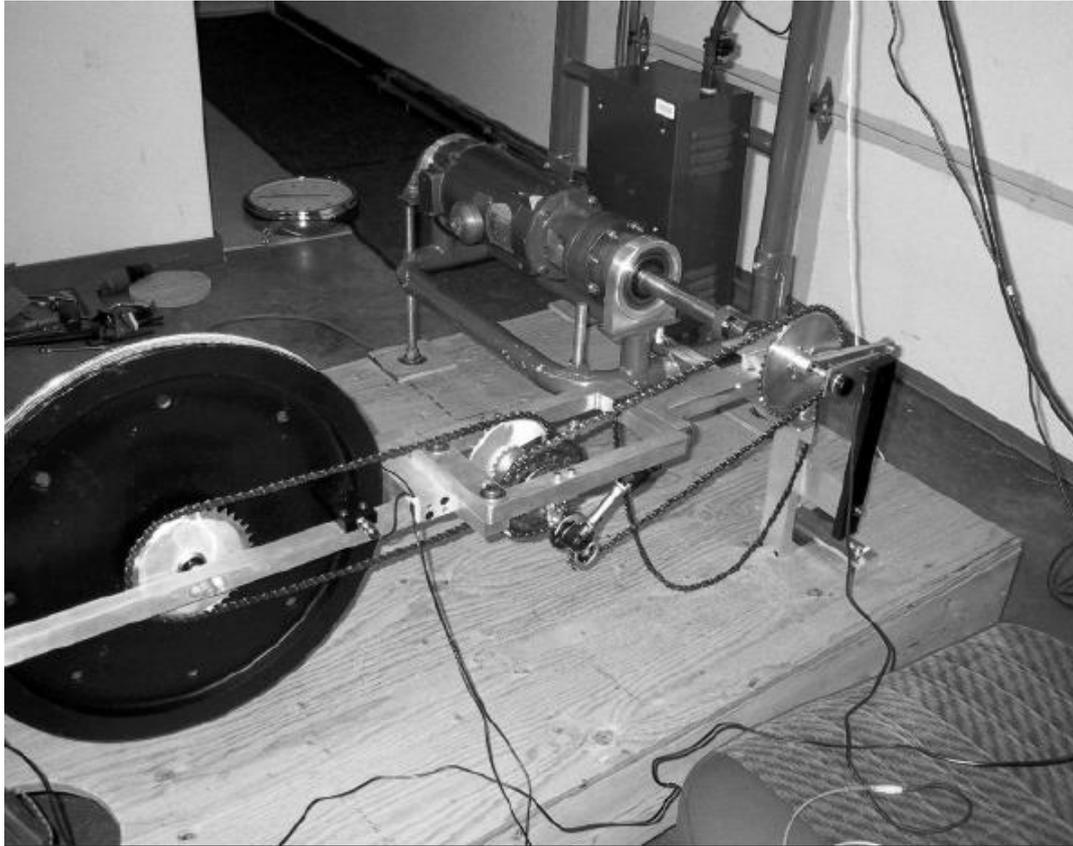


Figura 35- Equipamento de testes de atrito de transmissão em carga usado em estudos publicados na revista *Human Power*, adaptado de [1].

Ligada à cassette foi colocada uma segunda corrente que transmitia o movimento para uma roda onde era aplicado um sistema de travagem, estando assim a transmissão em carga. A grande dificuldade deste estudo estava em medir qual era a parte de energia dissipada pela transmissão da bicicleta e qual era a parte dissipada por esta roda. A energia dissipada pela roda não foi medida em tempo real durante os testes mas sim averiguada em ensaios separados que por falta de tempo decorreram apenas a uma velocidade. As perdas da roda não foram assim estabelecidas correctamente para todas as velocidades engrenadas. Sendo que não foi encontrada forma de fazer esta medição com precisão, foi estimado que os resultados destes estudos poderiam estar a diminuir a eficiência da transmissão em 2% a 2.5%, ainda assim um valor aceitável.

3.4. Os métodos conduzidos por R. Bolen and C. M. Archibald

Neste caso a metodologia passou mais uma vez pela colocação de um motor a movimentar os carretos da pedaleira. O binário imposto pelo motor era medido por células de carga na sua fixação à bancada e a rotação averiguada por um sensor indutivo de proximidade. A figura 36 apresenta um esquema da montagem utilizada.

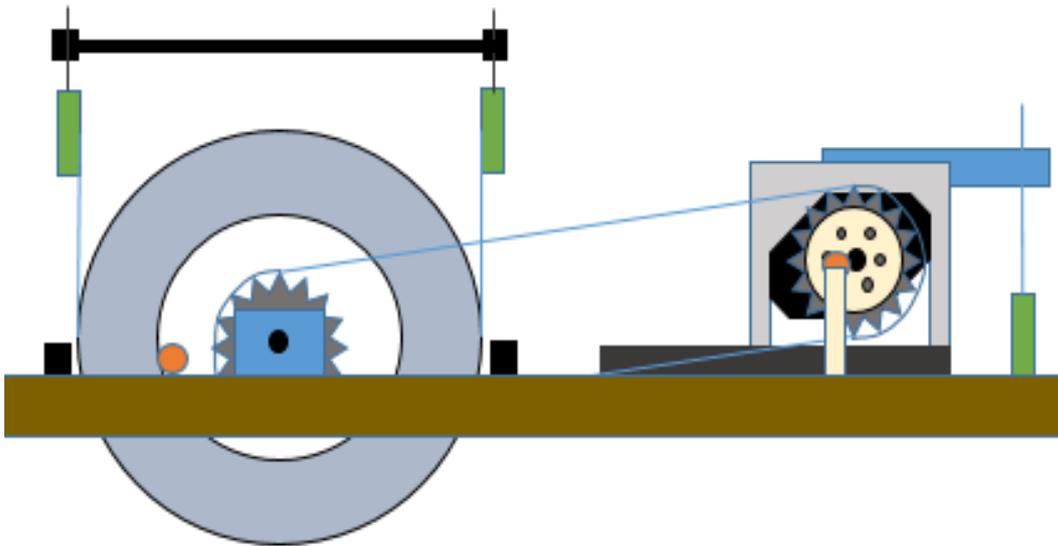


Figura 36- Equipamento de testes de atrito de transmissão em carga usado em estudos conduzidos por R. Bolen e C. M. Archibald, adaptado de [44].

No veio da cassette foi acoplada uma roda onde é colocada uma cinta de fricção que coloca o sistema em carga. A energia dissipada pela cinta é medida mais uma vez por células de carga colocadas nas fixações. Para uma aferição correcta desta energia foram conduzidos testes prévios para calibração do sistema.

A energia dissipada pela transmissão é assim calculada pela diferença entre a energia imposta pelo motor e a dissipada pela cinta de fricção.

3.5. Resumo e comentários sobre os métodos mais utilizados

Foram apresentados quatro métodos usados recentemente para aferir as perdas por atrito na transmissão mecânica de movimento das bicicletas. Existem várias semelhanças e diferenças entre eles que devem ser observadas para o desenvolvimento da máquina de testes em que se basearão os presentes trabalhos, dadas as semelhanças óbvias nos objectivos a atingir.

Em todos os casos, por uma razão de conveniência foram usados motores eléctricos para mover a pedaleira. Isto provoca um binário constante que não corresponde à realidade do que faz um ser humano numa bicicleta, mas facilita imensamente as medições propostas em laboratório. Numa situação real com um atleta a pedalar tem-se uma curva de binário que varia com a posição dos pedais conforme a figura 37.

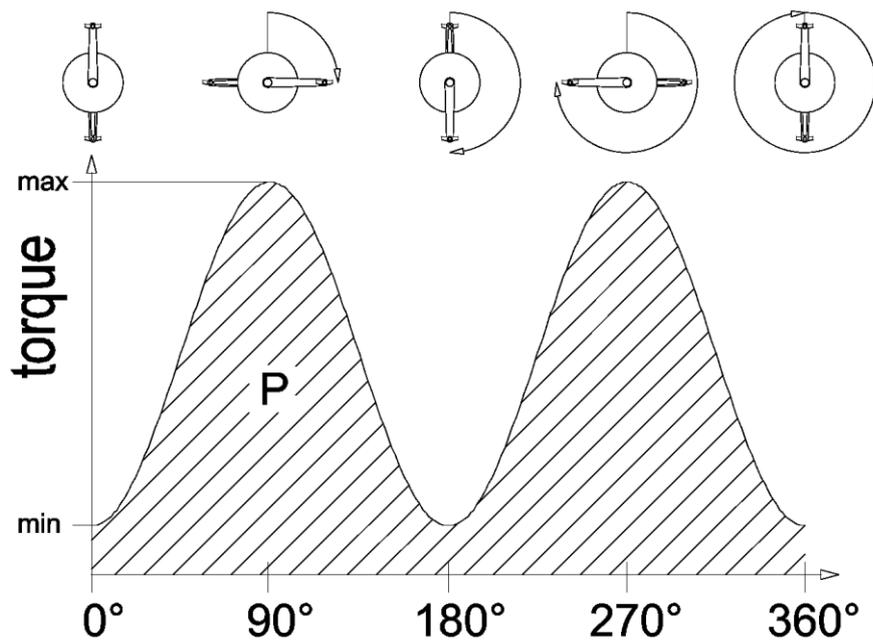


Figura 37- Curva de aproximação ao binário aplicado por um atleta em cada revolução da pedaleira, adaptado de [15].

É aceitável dizer-se que um atleta em competição consegue produzir potências na ordem dos 300 W durante períodos que poderão ultrapassar uma hora. Na tabela 3 percebe-se que a variação percentual do binário máximo e mínimo numa revolução da pedaleira aumenta com a potência que está a ser gerada pelo atleta:

Tabela 3- Binário máximo e mínimo durante uma revolução da pedaleira consoante a energia produzida por um atleta, adaptado de [15].

Potência (W), Velocidade (rpm)	100 W, 75 rpm	300 W, 75 rpm	575 W, 50 rpm
Binário máximo (N·m)	21.6	68	200
Binário mínimo (N·m)	3.8	8	20

Mais uma vez, estas condições são extremamente difíceis de serem criadas em laboratório, pelo que a escolha de um motor eléctrico a binário e velocidade constante é assim razoável. Estando o sistema em vazio ou em carga constante, os testes têm com certeza viabilidade para a comparação da eficiência de diferentes componentes, no entanto valores reais de potência média dissipada não podem ser considerados assertivos para uma situação real.

Nos quatro estudos houve a necessidade de medir a potência mecânica transmitida pelo motor ao sistema. Isto foi feito ora colocando transdutores de binário no veio do motor ou colocando células de carga nas fixações do mesmo.

Em três dos quatro casos apresentados a transmissão foi testada em carga. Sem dúvida que é a melhor forma de testar o sistema porém envolve a adição de sensores no veio movido de forma a medir a potência dissipada pela mesma. Isto faz com que seja possível nos três casos separar a potência imposta pelo motor da potência dissipada pela carga e assim obter a que foi perdida na transmissão em si. A adição destes sensores extra aumenta a complexidade do sistema e faz com que as calibrações sejam mais morosas e o sistema menos económico.

Todos estes métodos produziram no entanto resultados com boa fiabilidade e precisão, sendo todos boas opções para testes que permitam a comparação de diferente material a ser usado na transmissão de uma bicicleta. Tornou-se claro no entanto que a qualidade destes resultados está intrinsecamente ligada à disponibilidade económica para a construção das máquinas de teste.

3.6. Resumo dos resultados mais recentes

Num passado recente foram feitos vários testes geralmente tentando comparar componentes de fábrica. Após uma análise detalhada dos mesmos é possível observar padrões semelhantes nos resultados e muitas vezes confirmar aquilo que a teoria ditava.

Nos estudos referenciados em [1,44] é claro que a eficiência da transmissão aumenta com a carga nela aplicada. Isto deve-se à proporcionalidade das perdas dependentes da carga como explicado anteriormente.

Também é possível observar que a eficiência geralmente é diminuída pela escolha de carretos com menor número de dentes tanto na pedaleira como na cassette. Embora estas conclusões não constem claramente no estudo [1] o leitor atento consegue perceber. No estudo [44] essa é claramente uma das conclusões.

Estudos da empresa *Friction Facts* também revelaram a vantagem da utilização de carretos de desviador com número superior de dentes [38]. Este factor está mais uma vez relacionado com o que foi aqui explicado anteriormente, sendo que desta forma diminui-se a severidade da articulação da corrente. Além disto tornou-se claro que a utilização de rolamentos de esferas nestes carretos é vantajosa em relação à utilização de bronzes. Outros dos factores mais importantes para a redução do atrito são a utilização de lubrificantes adequados e a limpeza da corrente [45,46].

4. O Projecto da Máquina de Ensaios

4.1. As particularidades e objectivos da máquina

Com o grande objectivo de testar componentes que durante a sua vida estarão montados em bicicletas, há que criar uma estrutura que onde os mesmos sejam montados de uma forma semelhante ao que estariam nesta. Também é necessário acomodar no mesmo sistema sensores de precisão para gerar dados que permitam comparar diferenças muito pequenas entre a performance dos componentes.

Através da observação das soluções anteriores e adaptando ideias às necessidades e possibilidades para a realização deste trabalho foi assim construído o conceito geral da máquina de testes.

Neste caso a grandeza a medir é a potência dissipada pela transmissão. Os componentes envolvidos deverão ser todos os carretos da pedaleira e da cassette, corrente, e os carretos do desviador traseiro.

Foi assim construído um mecanismo com a capacidade de colocar toda a transmissão da bicicleta em movimento com motores que funcionam a binário e rotação constante. Embora se tenha visto que esta não é a forma mais realista de transmitir a potência, serve o propósito de quantificar a eficiência relativa dos componentes envolvidos. Na figura 38 apresenta-se o esquema da máquina na fase final de projecto.

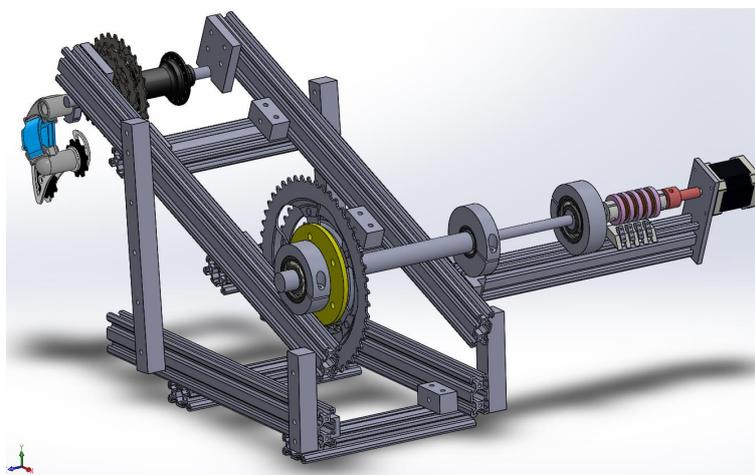


Figura 38- Vista geral da máquina de ensaios.

Outra questão era a possibilidade da colocação do sistema em carga ou não. Para o presente trabalho o mecanismo desenvolvido trabalhará em vazio. Isto quer dizer que o veio traseiro (da cassette) não estará a oferecer resistência alguma ao movimento da transmissão, como estaria numa situação real. Optou-se por esta configuração por algumas razões.

A primeira prende-se com a simplicidade que a máquina terá de ter sendo portátil, um sistema para a colocar em carga traria afinações acrescidas a serem efectuadas, além de que aumentaria substancialmente o peso e volume da mesma colocando de parte a sua portabilidade. É suposto esta máquina poder ser transportada para o terreno e levar a cabo testes antes e depois de provas de ciclismo, assim como realizar testes em laboratório.

O outro aspecto tem a ver com os resultados que são esperados dos testes, se a eficiência da máquina é menor com cargas baixas (como visto anteriormente) os resultados dos testes serão menos susceptíveis a eventuais ruídos nas medições.

Além disto, os carretos que nesta altura estão a ser desenvolvidos pela empresa *Morphis Composites* pertencem ao desviador, sendo que é sobre esses carretos específicos que o presente trabalho se irá focar primariamente. Estes carretos trabalham sempre em vazio na transmissão, servindo apenas de tensores da corrente. Assim sendo não é viável neste instante construir um sistema mais complexo. Ressalva-se no entanto que será sempre possível em trabalhos futuros a adição de um elemento para gerar carga na transmissão dada à grande versatilidade da estrutura desenvolvida.

É de notar que em trabalhos realizados pela empresa *Friction Facts* aqui referenciados, os testes em vazio eram realizados com um tensionamento alto da corrente de forma a traccionar a corrente tal como aconteceria numa bicicleta real. Como neste caso irão ser utilizados desviadores isso não é possível, sendo que a força na corrente será a imposta pelo próprio desviador.

A potência dissipada será medida através de extensómetros que medirão o binário, sabendo a velocidade de rotação do veio calcular a potência será uma questão de se fazer o produto das duas grandezas. Escolheu-se a colocação de sensores (extensómetros) directamente no veio e não como visto anteriormente com células de

carga nas fixações do motor, sendo possível futuramente realizar alterações no método de medição.

Com isto veio a necessidade da transmissão do sinal do veio para o exterior. Existiam várias soluções possíveis, muitas delas referenciadas em [47] porém, pela diminuição de custos optou-se pela utilização de escovas, assumindo assim que o sinal teria algum ruído eléctrico.

Em [38] é possível observar que a polia de desviador testada com menor consumo energético consumia 0.33 W a 100 rpm. No presente trabalho pretendemos assim uma resolução mínima de um décimo desse valor nos dados captados. Para isso precisamos de uma sensibilidade mínima na ordem dos 0.01 Nm.

Os desenhos técnicos da máquina podem ser consultados em anexo a partir da página 12. É possível observar que a máquina foi dividida em vários conjuntos de componentes, entre os quais se destacam o quadro, a transmissão traseira e as escovas.

4.2. O quadro

Como dito anteriormente, houve o cuidado de construir uma estrutura onde os componentes testados sejam montados da forma mais semelhante possível ao que estariam numa bicicleta. Além disto para acomodar melhor diferentes componentes e diferentes condições de teste houve o cuidado de fazer com que a mesma fosse ajustável nas mais variadas formas.

Foi então usado para o esqueleto da máquina um tipo específico de perfil de alumínio. O chamado perfil *V-Slot* é muito modular, a forma como é montado permite que as várias secções usadas sejam facilmente deslocadas e a adição ou remoção de componentes.

Com estes objectivos em mente, o projecto da estrutura acabou por ser bastante demorado. Até à versão final deste passaram-se por várias ideias e por várias iterações, as principais serão apresentadas nas figuras 39 e 40.

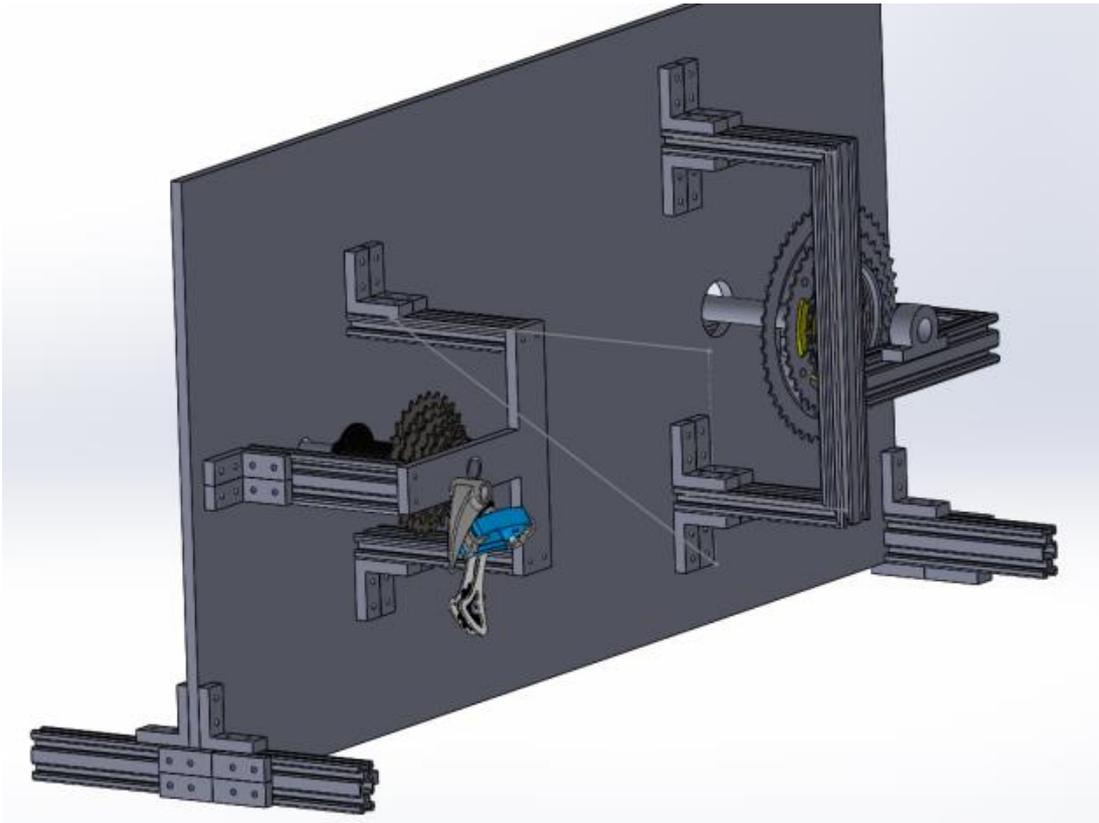


Figura 39- Primeira versão da máquina de testes.

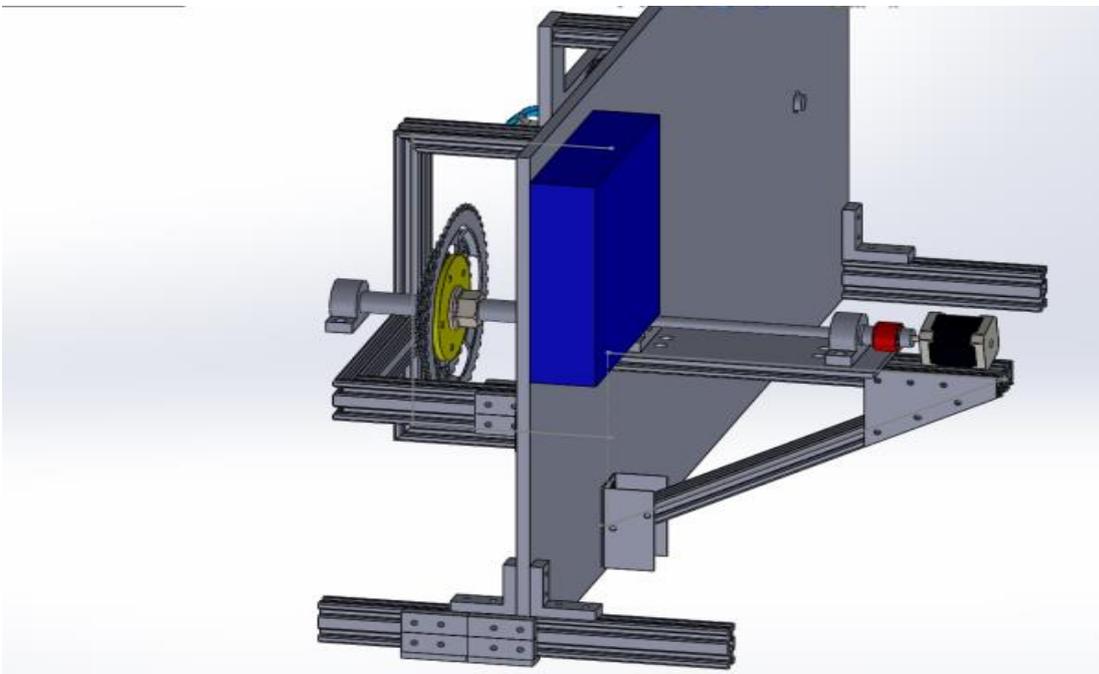


Figura 40- Primeira versão da máquina de testes.

As figuras 39 e 40 correspondem à primeira versão completa da máquina, mas o foco neste instante será na estrutura. Nesta primeira abordagem não era possível ajustar as posições relativas da cassette e da pedaleira e a estrutura tinha-se tornado complexa e dispendiosa demais para ser construída, apresentando vários problemas devido à sua falta de rigidez, podendo conduzir a vibrações excessivas.

Foi projectada uma segunda versão da máquina de raiz conforme a figura 41.

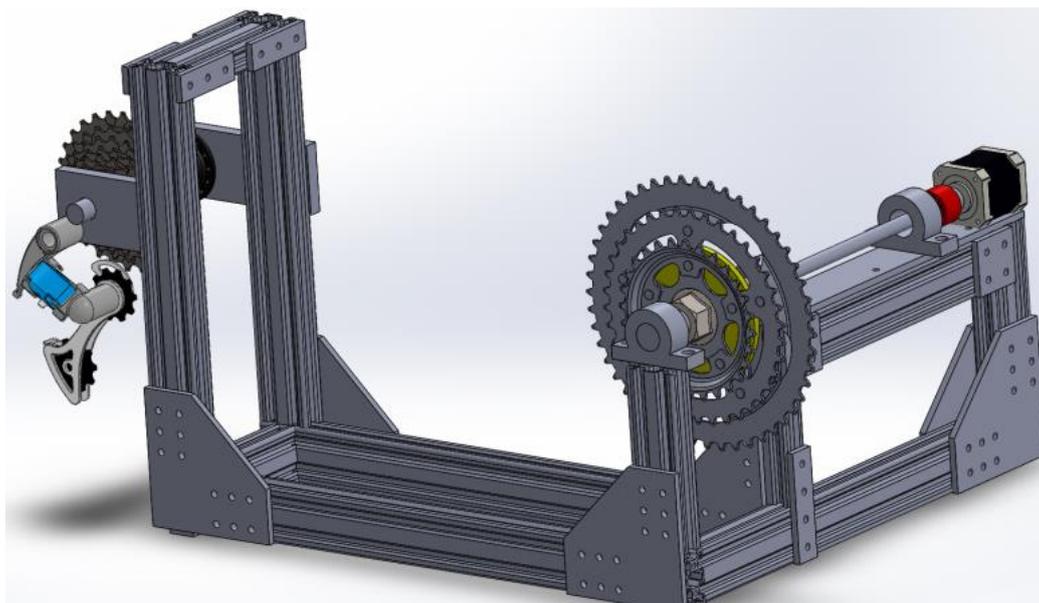


Figura 41- Segunda versão da máquina de testes.

A complexidade e o custo de fabrico da estrutura diminuíram bastante. Além disso já seria possível o ajuste das posições relativas entre os veios motor e movido do sistema, deslocando os perfis verticais onde está suspensa a cassette e deslocando também a cassette verticalmente ao longo destes perfis.

As grandes desvantagens desta configuração do quadro prendiam-se com o facto de não haver uma ligação horizontal directa entre os dois veios, permitindo assim que a estrutura flectisse em funcionamento provocando vibrações que numa bicicleta real não aconteceriam. Além disso foi considerado que a estrutura ainda deveria ser bastante mais simplificada, reduzindo mais uma vez os custos e o tempo de fabrico.

Assim sendo a versão final da máquina é apresentada na figura 42.

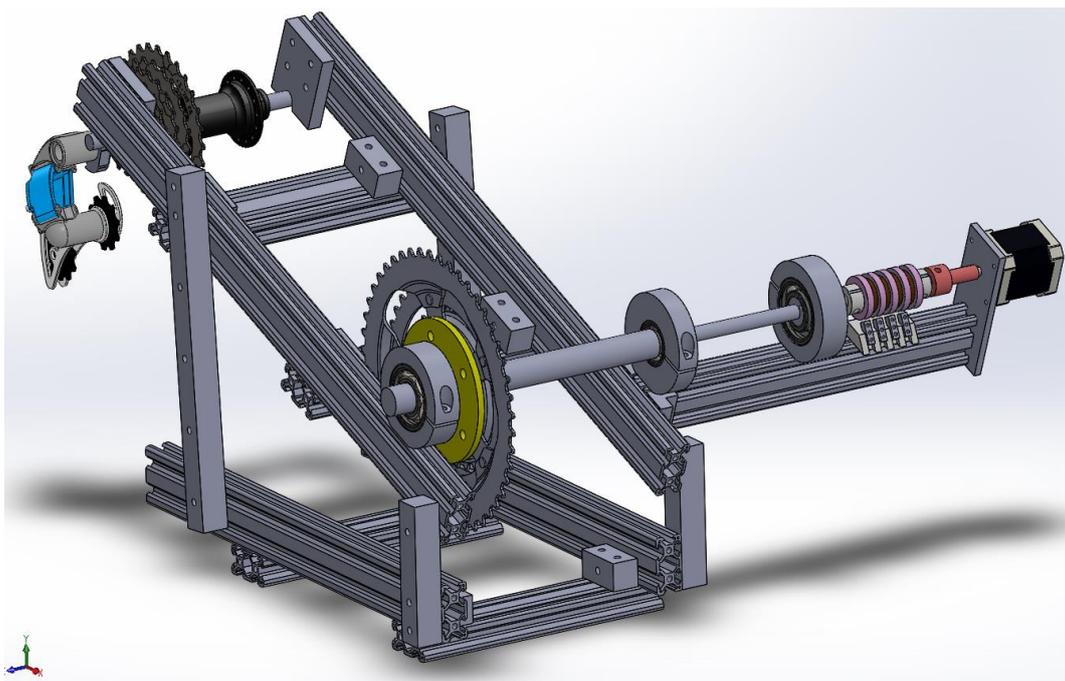


Figura 42- Versão final da máquina de testes.

Uma vista isolada do quadro está apresentada na figura 43.

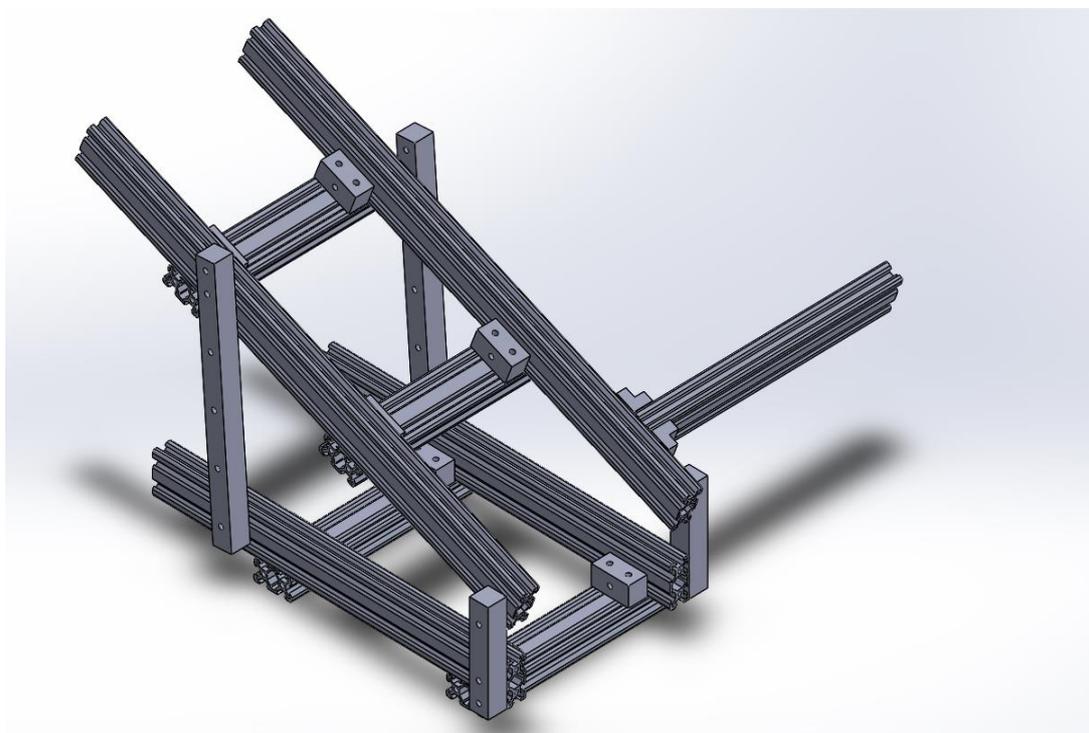


Figura 43- Vista isolada do quadro da máquina de testes.

Os componentes podem ser deslocados ao longo dos seus canais para qualquer posição desejada. É possível também observar que está construída de forma a poder ser

assentada em qualquer superfície plana e que a inclinação da parte superior é também variável de forma a ser possível colocar o veio movido acima do veio motor tal como acontece numa bicicleta normal. Isso foi conseguido do através de apoios fixos na parte frontal da base da máquina e apoios com varias posições na parte traseira, visíveis na figura 44.

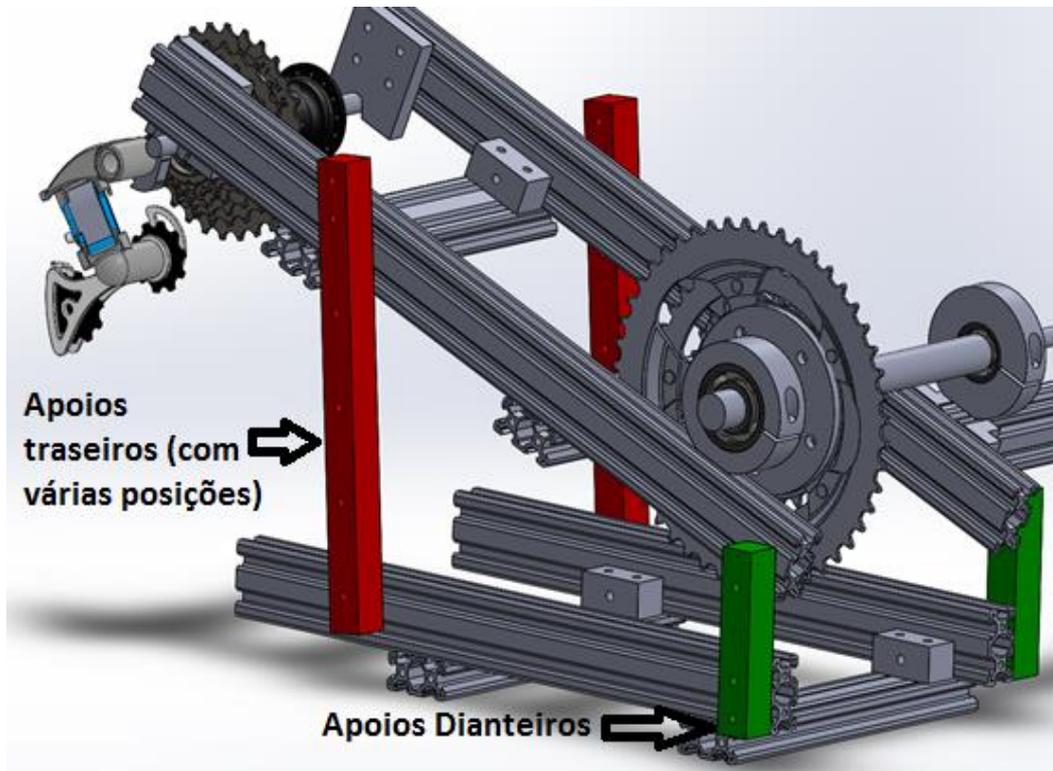


Figura 44- Vista das articulações da máquina de testes.

Este tipo de construção foi pensado tendo em conta que a estrutura deve ter uma grande rigidez estrutural e resistência mecânica de forma a minimizar as vibrações que poderiam introduzir ruído adicional nas medições. Para isso existe uma ligação directa com longarinas entre os dois lados da transmissão.

Foram também desenvolvidos mais dois tipos de ligações para os diferentes constituintes do quadro. As primeiras servem para juntar as longarinas às travessas da estrutura. Podem mais uma vez ser observadas na figura 45:

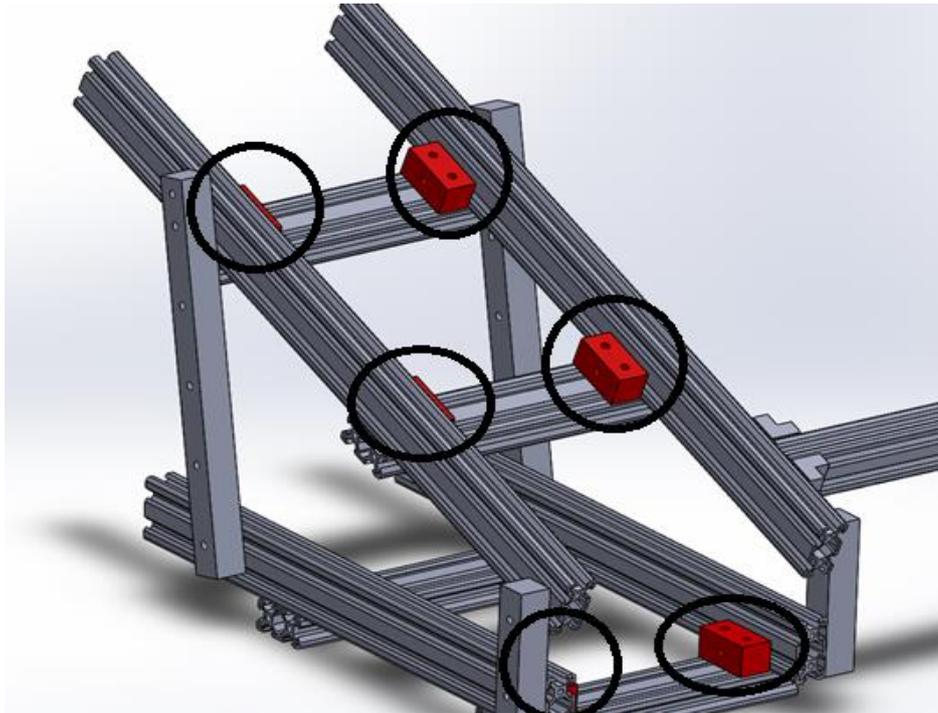


Figura 45- Vista das ligações da máquina de testes.

Estas ligações primam pela simplicidade, nada mais são que uma barra de 20x20mm com furos desencontrados para parafusos que estarão inseridos no canal dos perfis.

Finalmente as ligações do elemento que suporta o motor estão na figura 46:

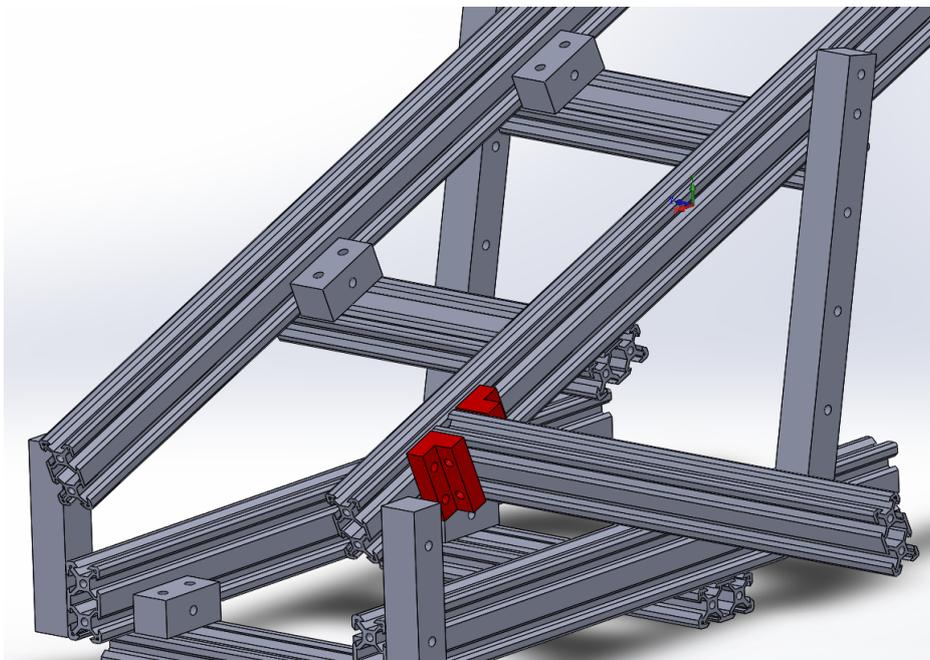


Figura 46- Vista da ligação do suporte do veio e motor da máquina de testes.

Neste caso não foi possível usar a solução anterior com furos desencontrados, por isso à custa de mais uma operação de maquinagem foram desenhadas duas ligações em L a partir do mesmo perfil de 20x20mm.

4.3. Chumaceiras e o veio do motor

Inicialmente pensou-se em utilizar chumaceiras de compra, porém depressa se percebeu que tal dificultaria a construção da máquina. Seria necessário aumentar a complexidade da estrutura de forma a acomodar as dimensões das chumaceiras em vez do revés. Assim decidiu-se fabricar as chumaceiras de raiz.

O desenho inicial das mesmas era como na figura 47.

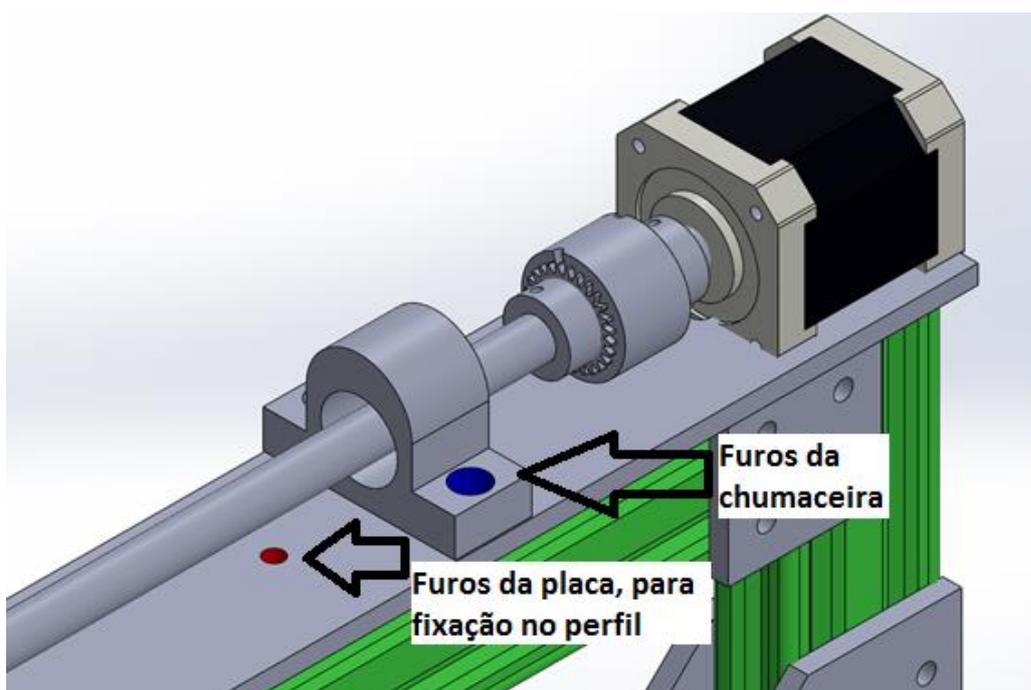


Figura 47- Vista da primeira versão das chumaceiras da máquina.

É possível observar que as chumaceiras que suportam o veio motor não assentam directamente no veio. Têm dois parafusos que são inseridos nos furos que vão apertar numa placa que por sua vez tem furos para apertar no perfil que as suporta. Esta construção, embora aumente a rigidez da estrutura, implica uma maior complexidade, dificultando o perfeito alinhamento das chumaceiras e sobretudo aumentando o custo de

construção, sendo necessário mais tempo para maquinar as chumaceiras, a placa e sobretudo aumentando as dimensões da cavilha necessária para a maquinação das chumaceiras.

Optou-se assim por uma opção um pouco mais elegante e económica, conforma a figura 48:

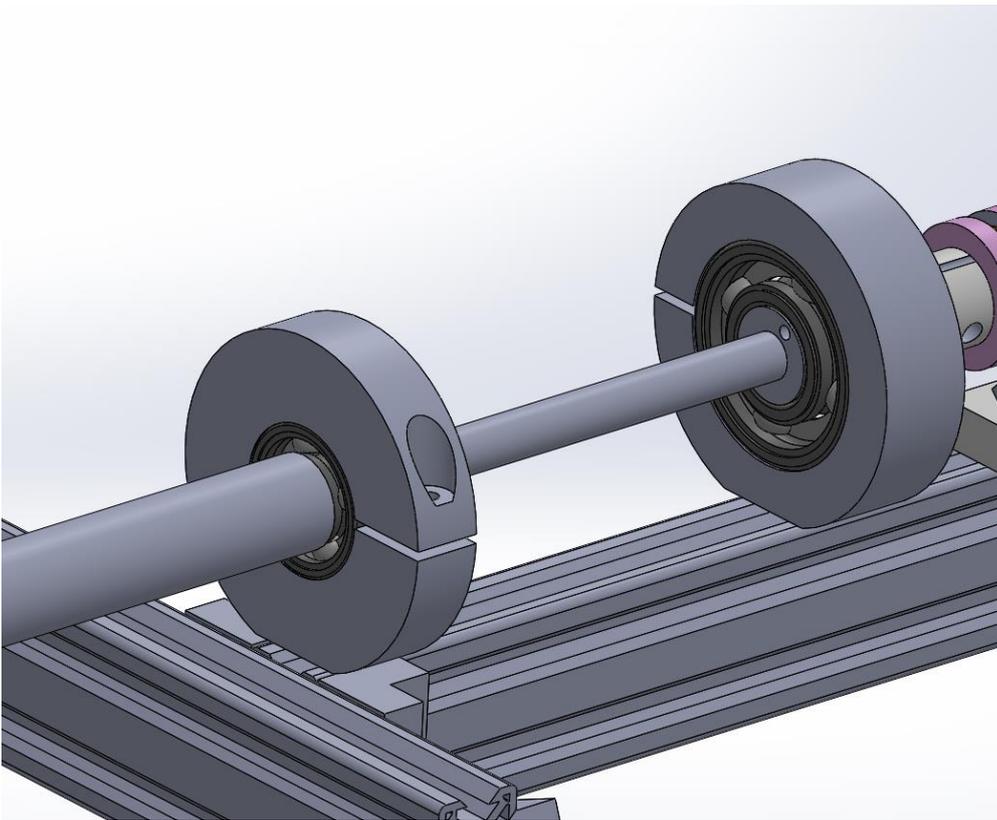


Figura 48- Chumaceiras finais da máquina.

Neste caso as chumaceiras têm apenas um furo central que vai apertar directamente na rosca de um parafuso que está colocado no canal do perfil, visível na figura 49.

Com esta solução a maquinação das chumaceiras fica também mais facilitada. Além disto foi adicionado um corte onde será roscado um parafuso que facilitará a montagem dos rolamentos na mesma (este corte não foi feito na prática). Nestas chumaceiras poderão ser montados rolamentos blindados que são o tipo de rolamentos utilizados nas pedaleiras reais.

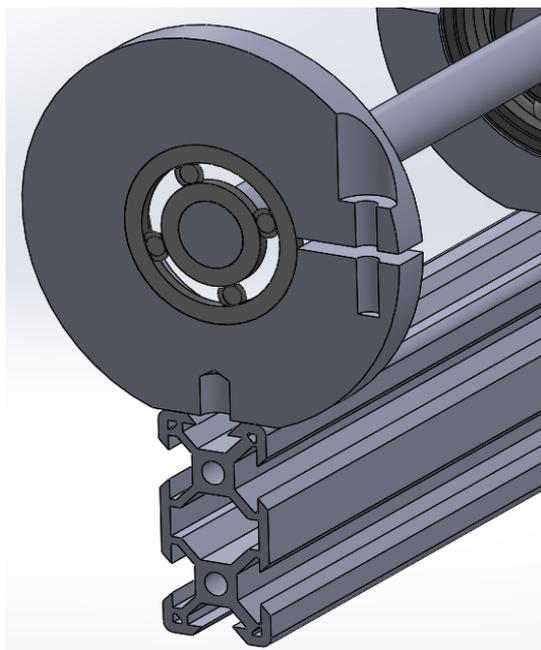


Figura 49- Vista em corte das chumaceiras da máquina.

O veio é dos componentes mais importantes da máquina. É através dele que será transmitido o movimento do motor para a pedaleira, é nele que será medido o binário transmitido através dos extensómetros e é nele quem serão montadas as escovas para transmitir o sinal dos mesmos. Uma imagem da posição do veio na máquina é apresentada na figura 50.

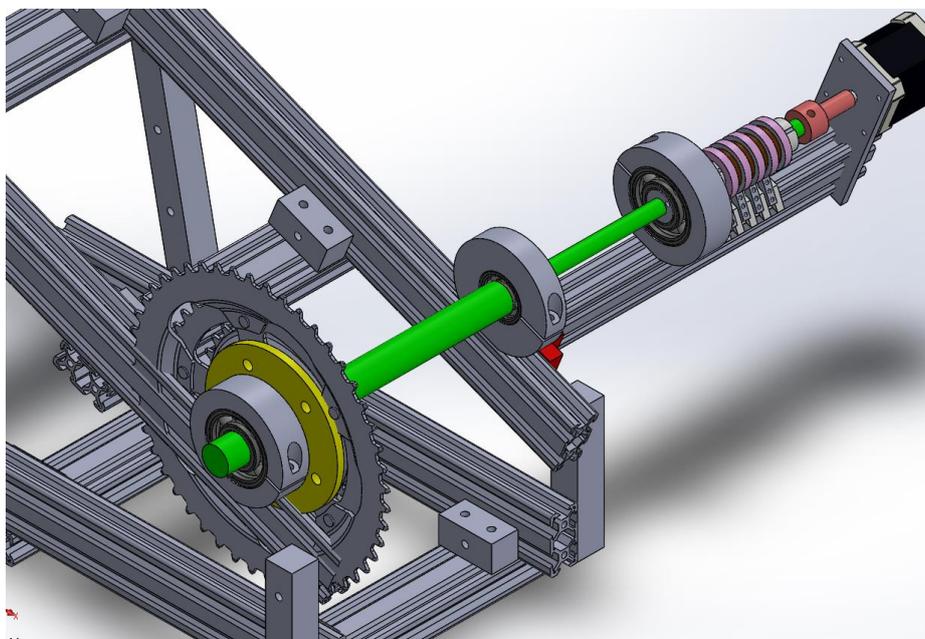


Figura 50- Pormenor do veio e seus componentes.

É possível observar que o veio está assente em três chumaceiras. A primeira chumaceira a contar da esquerda tem um rolamento de 20 mm, sendo que o veio tem esse diâmetro até imediatamente antes da segunda chumaceira. Optou-se por um diâmetro maior nesta zona porque é nesta secção onde está montada a pedaleira e quis-se minimizar a flexão e as vibrações.

O segundo rolamento está já montado numa secção de 12 mm. Isto faz com que a secção de 20 mm sirva de batente para uma melhor fixação axial do veio. Além disso uma vez que o rolamento terá de ser montado à pressão da esquerda para a direita, é importante que à direita da secção onde este ficará montado o diâmetro do veio seja inferior para que este deslize facilmente até à sua posição.

A secção mais à direita tem então um diâmetro de 10 mm. Esta secção fina tem o intuito de aumentar a sensibilidade das medições dos extensómetros que serão montados entre a segunda e a terceira chumaceira. As escovas ficarão à direita da terceira chumaceira tal como representado na figura 50 e o veio prolongar-se à por dentro das mesmas até ao acoplamento do motor.

Na figura 51 mostra-se uma imagem do veio isolado, sendo que a secção 1 é de 20 mm, a 2 é de 12 mm e a 3 é de 10 mm. Para que os rolamentos entrem justos todas as tolerâncias diametrais do veio são de classe k5.

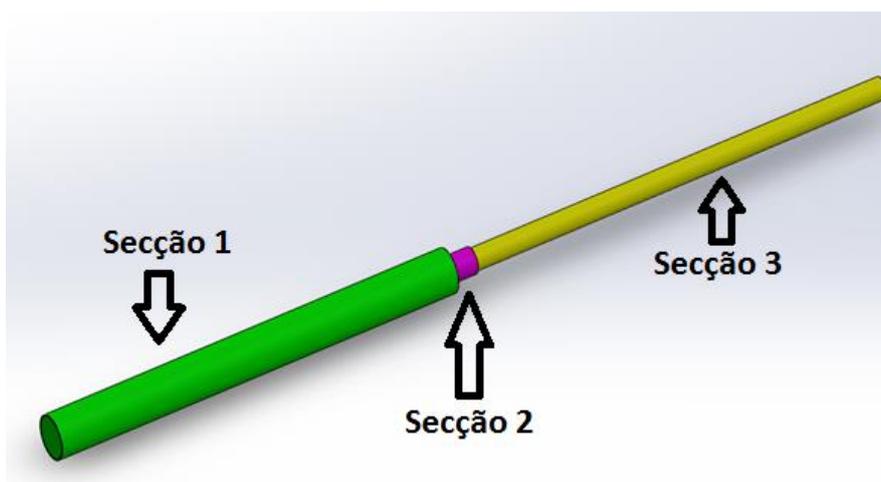


Figura 51- Pormenor do veio.

Esclarecendo mais uma vez que primeiro rolamento fica montado ao início da secção 1, o segundo na secção 2 e o terceiro a meio da secção 3.

4.4. Cremalheira para a coroa de pedaleira

Para ser possível testar qualquer pedaleira na máquina, foi desenvolvido um disco capaz de as acoplar devidamente no veio motor, conforme a figura 52.

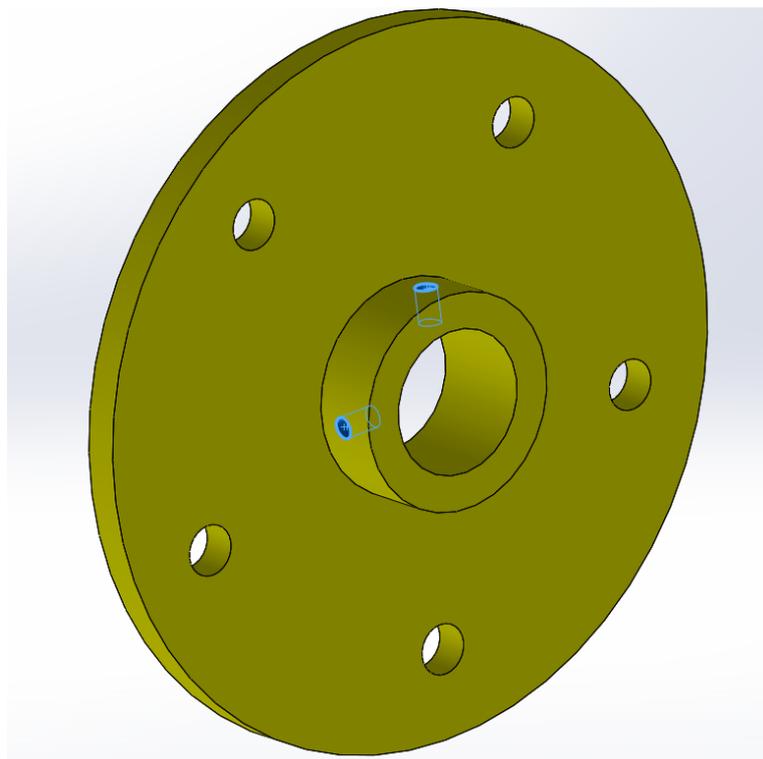


Figura 52- Disco da pedaleira.

Este disco tem 5 furos de 7mm distanciados do centro de 37,5mm. Estas são as dimensões mais comuns dos furos que são incluídos nos pratos das pedaleiras disponíveis no mercado. Os dois furos roscados representados a azul na manga do disco são pontos de fixação no veio por “picagem”. Estes furos são desfasados 90 graus para um alinhamento perfeito. A tolerância do diâmetro interno do disco é de classe H7 para uma boa fixação no veio.

4.5. Fixação da cassete, cubo e desviador traseiro.

Para a fixação destes componentes foram criadas duas chapas, apresentadas na figura 53.

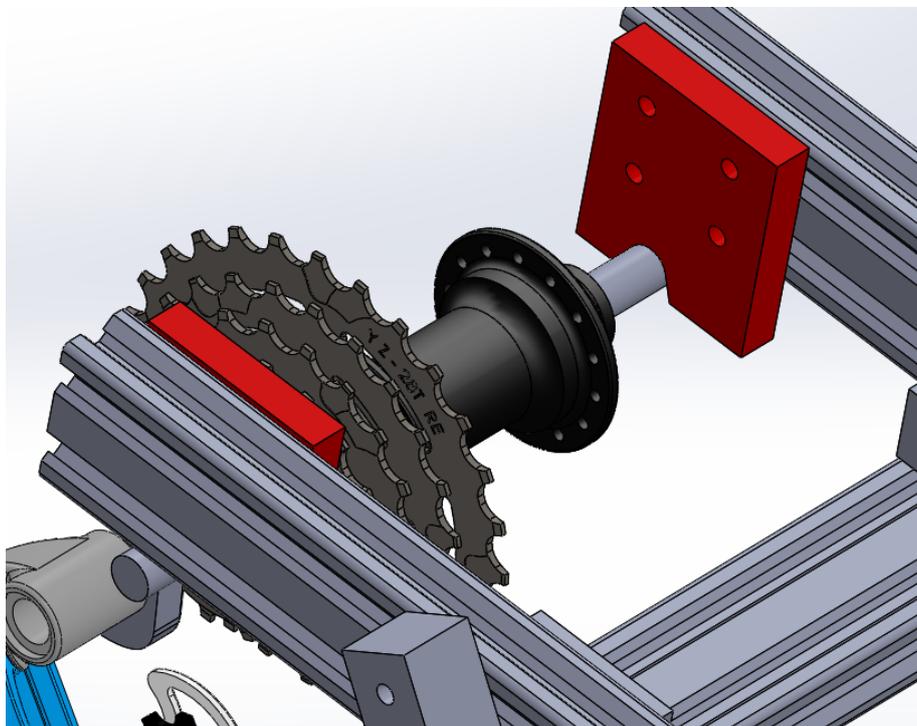


Figura 53- Suportes da cassete e cubo traseiro.

As chapas serão fixas ao perfil com parafusos e o veio do cubo e da cassete é fixado com um aperto exactamente igual ao que é feito num quadro de bicicleta. Uma das peças tem em encaixe feito para o desviador.

4.6. Motor e o seu controlo

Na figura 54 é possível observar a os componentes que estão directamente envolvidos na transmissão do movimento à coroa de pedaleira e por sua vez ao resto da transmissão.

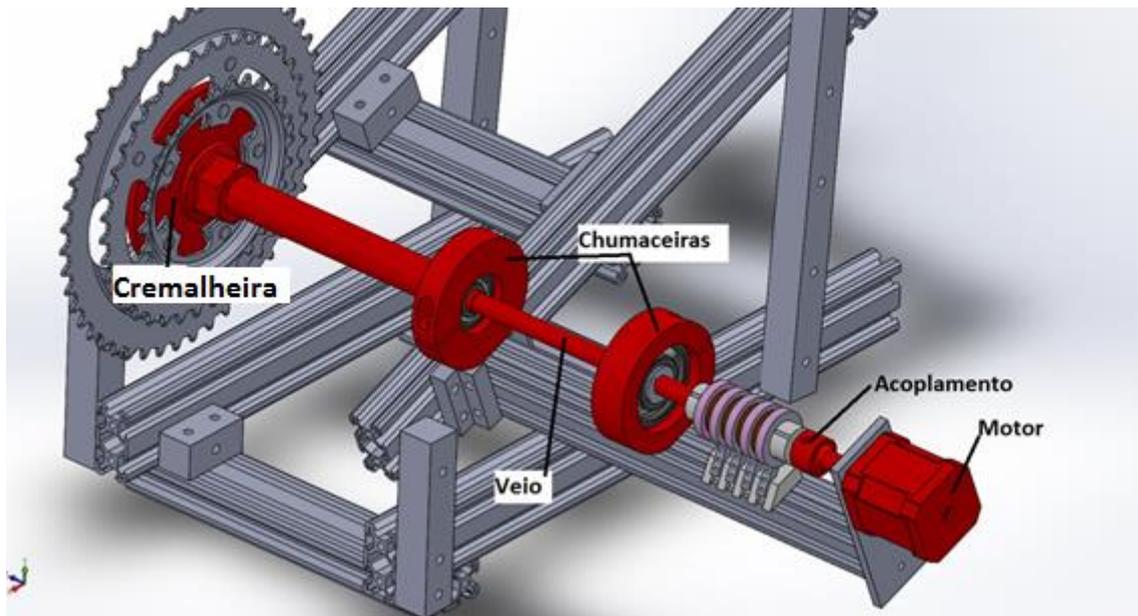


Figura 54- Componentes do veio motor da máquina de ensaios.

4.6.1. Selecção do motor

A escolha do motor para este projecto foi um aspecto crítico. Além das restrições económicas, tiveram de se ter em conta vários aspectos técnicos. Para uma medição exacta da potência a ser transmitida à pedaleira em tempo real, é desejável que a sua velocidade de rotação seja constante. Seria possível realizar isto com vários tipos de motores eléctricos. Com um motor assíncrono poderia ser usado um variador de fase para controlar a velocidade de rotação, mas isto poria em causa as restrições orçamentais e tornaria a máquina demasiado pesada. Seria possível também com motores de corrente contínua ou com servomotores, mas seria necessário implementar um sistema mais dispendioso de controlo com realimentação. A escolha ficou então por um motor de passo.

Um motor de passo é considerado um transdutor de movimento de grande precisão, sendo este tipo de motores empregados hoje em dia em sistemas de grande precisão como fresadoras CNC (Comando numérico computadorizado) e impressoras 3D. A rotação do eixo de um motor de passo é controlada com grande precisão sem necessidade de controlo em anel fechado. A sua velocidade e a quantidade de movimento a realizar é controlada por pulsos eléctricos. Cada pulso eléctrico traduz-se numa rotação com um ângulo incremental específico e que se repete a cada pulso (passo). Por isso nas características técnicas de um motor de passo consta o número de

passos por rotação completa do eixo. O ângulo rodado em cada passo poderá ter um erro de 5%, não sendo este erro acumulativo possibilitando um excelente controlo aliado ao seu elevado binário a velocidades baixas. Com este motor consegue-se manter uma velocidade de rotação constante sem um sistema de controlo complexo. O controlo será feito através de um *Arduino Uno* que estará apenas a alimentar a sequência de impulsos eléctricos necessários para o funcionamento do motor à velocidade correcta.

De acordo com os estudos de atrito realizados pela empresa Friction Facts [42] sabemos que é de prever que o binário resultante do atrito que o motor terá de vencer a 100 rpm andará na ordem dos 0.1 Nm. Sendo que o nosso sistema irá girar a uma rotação mais baixa, próxima da real velocidade e cadência de um atleta de 60 rpm a 100 rpm o motor escolhido foi uma das muitas versões do motor *Nema23*, sendo que qualquer uma delas tem binário suficiente para a aplicação nesta faixa de rotação.

4.6.2. Controlo do motor

Existem vários tipos de motores de passo, fugirá no entanto ao âmbito da tese entrar em pormenores sobre todos eles. É razoável esclarecer no entanto pormenores relativos ao tipo de motor usado.

O *Nema23* é um motor de passo híbrido, bipolar e de duas fases, o seu interior é visto na figura 55:

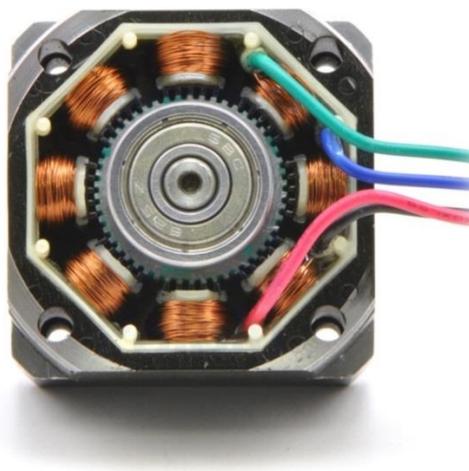


Figura 55- Interior do motor *Nema23*.

As fases de um motor de passos são um conjunto de bobines que estão ligadas entre si, sendo o *Nema23* um motor de duas fases e oito bobines, sabe-se que cada fase estará associada a quatro bobines e dois conectores [48].

Para o funcionamento contínuo deste motor a polaridade terá de ser invertida sequencialmente nestas duas fases à vez, de acordo com a figura 56:

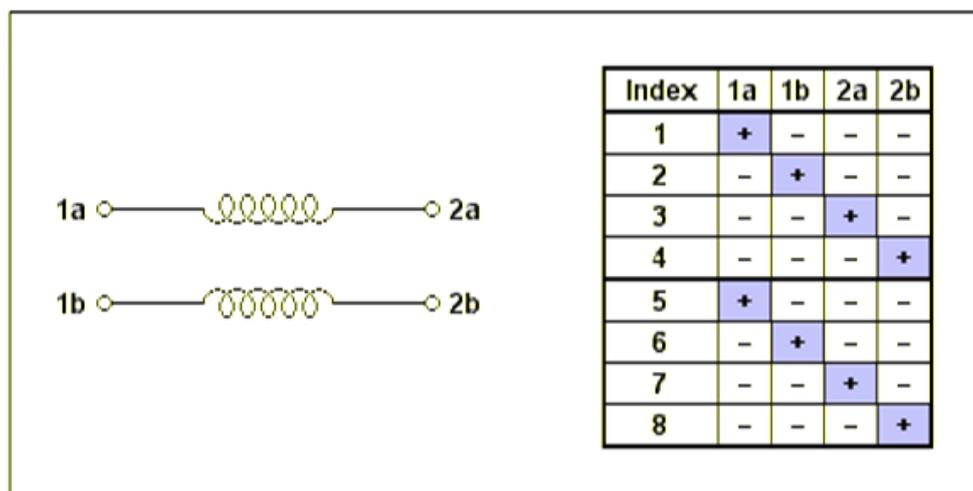


Figura 56- Sequencia de activação do Motor de passo, adaptado de [49].

Se chamarmos A e B às duas fases deste motor, para o motor rodar no mesmo sentido, há que aplicar polaridade directa em A, seguindo-se de polaridade directa em B, inversa em A e inversa em B. O motor completará assim 4 passos no mesmo sentido e continuará enquanto esta sequência for repetida.

O funcionamento e a geometria destes motores pode ser visualizado em pormenor em [50].

Durante este trabalho fez-se um programa específico para o *Arduino Uno* que possibilita colocar o motor em funcionamento da forma desejada. Este programa faz o motor arrancar e parar gradualmente porque a interrupção abrupta do programa faria o motor parar quase instantaneamente arriscando a danificar componentes.

Além do *Arduino Uno*, foi necessária a utilização de um amplificador de sinal em ponte H. A função deste é amplificar o sinal vindo do controlador porque o *Arduino Uno* não tem potência para mover o motor. Este amplificador, visível na figura 57, é o conhecido pela referência L298n e nele pode ser conectada uma fonte de alimentação externa até 24 V. É no entanto essencial não ultrapassar uma corrente de 2 A para não danificar o

sistema. Como medida de segurança a corrente terá de ser limitada pela fonte de alimentação.

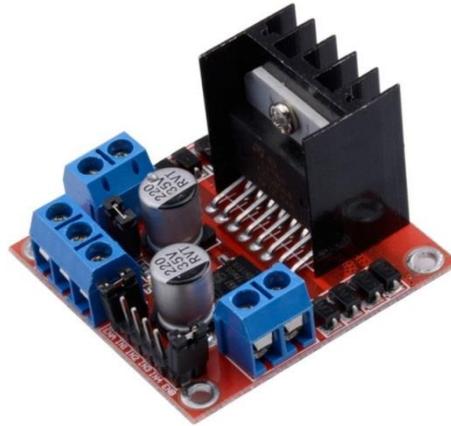


Figura 57- *Arduino motor shield L298n.*

O esquema de ligações foi feito conforme a figura 58:

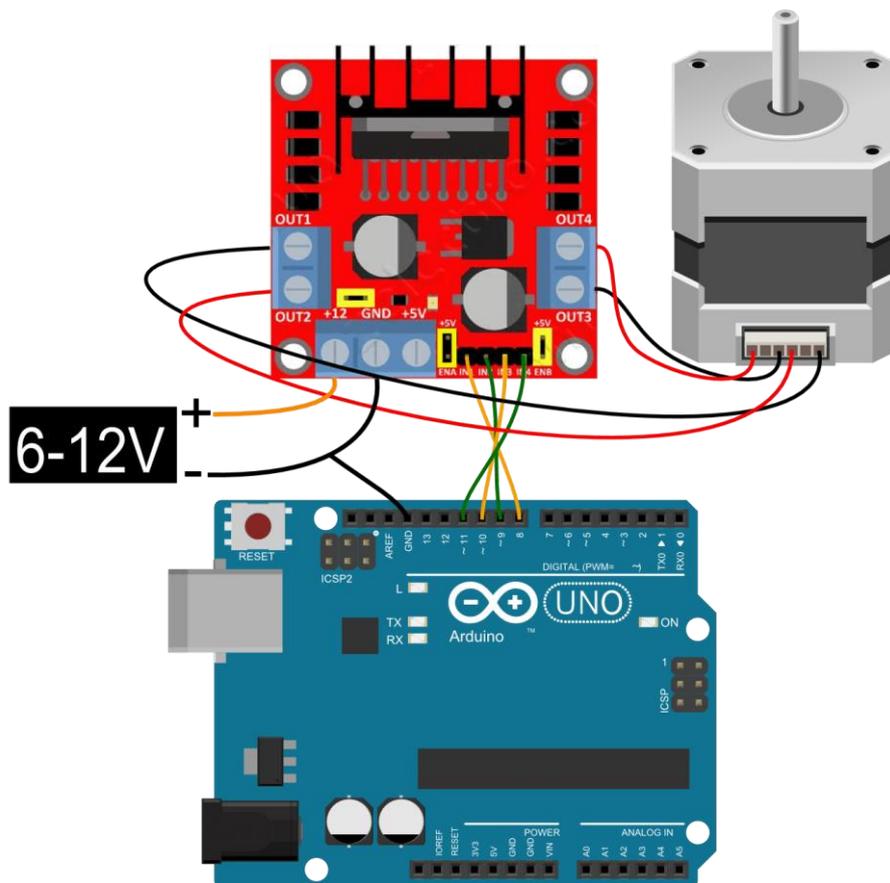


Figura 58- Esquema de ligações do *Arduino* para o motor, , adaptado de [51].

4.7. Extensómetros e Aquisição de Dados

4.7.1. Princípios da medição de binário

Considerando uma condição ideal onde é aplicado apenas um esforço de torção no veio pelo motor, o mesmo vai sofrer uma distorção, representada na figura 59:

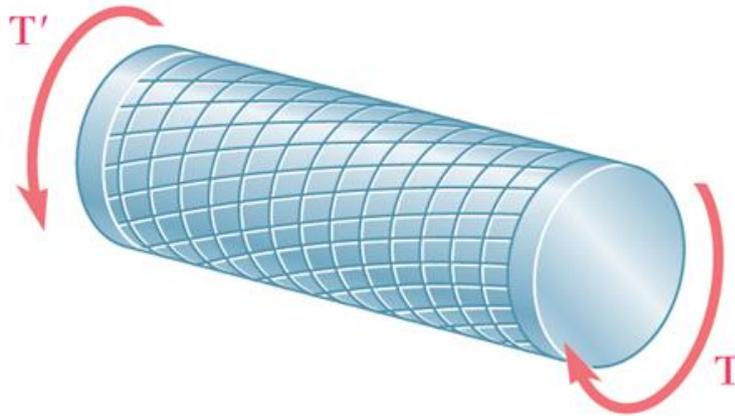


Figura 59- Distorção num veio à torção, adaptado de [52].

Esta distorção é directamente proporcional à distância ao centro de veio e vem acompanhada por uma tensão de corte com esta mesma característica. Os valores destas duas grandezas podem ser calculados pela equação 15, 16 e 17.

$$\tau = \frac{Tr}{J} \quad (15)$$

Onde τ é a tensão de corte, T é o binário aplicado no veio, J é o momento polar de inércia do veio e r é a distância até ao centro do veio.

Considerando a lei de hooke em corte puro (equação 16):

$$\gamma = \frac{\tau}{G} \quad (16)$$

Onde γ é a distorção do veio, e G é o módulo de elasticidade transversal do material do veio.

A distorção é dada pela equação 17:

$$\gamma = \frac{Tr}{JG} \quad (17)$$

É possível então na figura 60 observar de uma forma genérica como as duas grandezas evoluem à medida que a distância ao centro do veio aumenta.

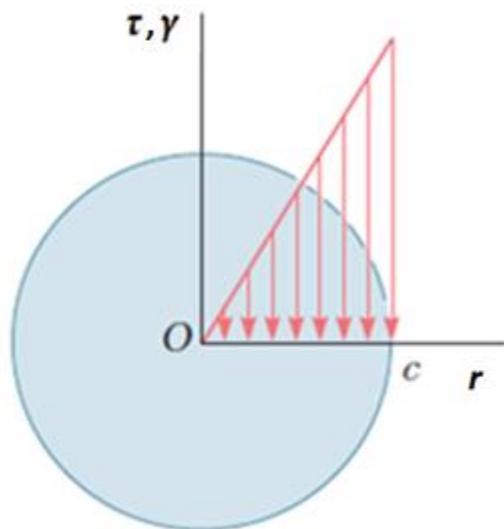


Figura 60- Distribuição da tensão de corte e distorção no veio com o aumento da distância ao centro, adaptado de [52].

Na superfície exterior de veio existe então um estado de tensão de corte puro. A representação desse elemento é feita na figura 61:



Figura 61- Elemento infinitesimal num veio à torção, adaptado de [52].

Este elemento poderá ser representado de forma plana num referencial cartesiano, conforme a figura 62.

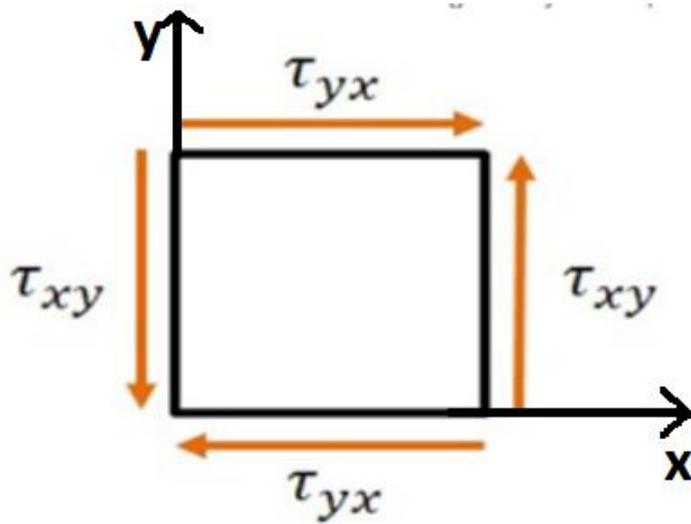


Figura 62- Representação do elemento infinitesimal no referencial cartesiano.

Sendo que durante a distorção, o elemento terá o aspecto visível na figura 63.

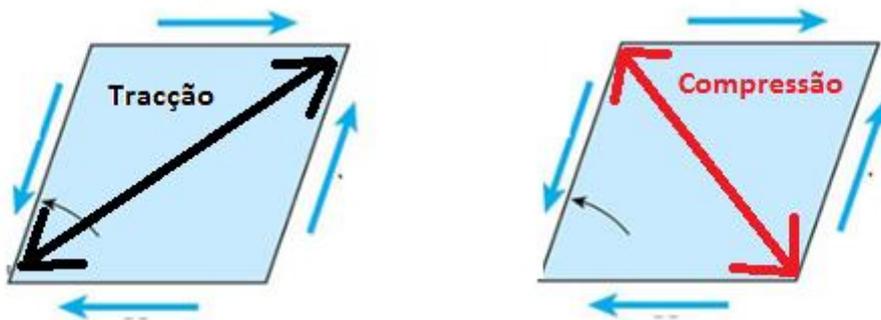


Figura 63- Distorção do elemento infinitesimal do veio devido à torção.

É possível observar que neste instante existem fibras a 45 graus á tracção e a -45 graus à compressão. Isso pode ser conferido utilizando o Círculo de Mohr, conforme a figura 64.

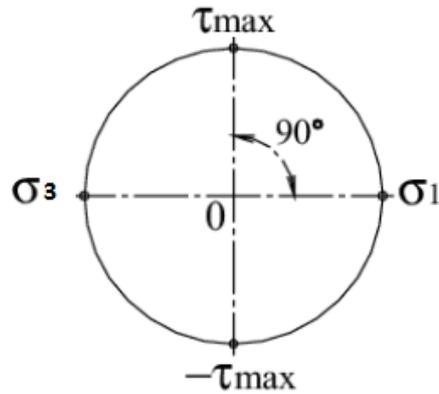


Figura 64- Círculo de Mohr para um veio à torção, adaptado de [53].

Sabendo que se trata de em estado de corte puro no referencial escolhido, o círculo de Mohr terá o centro na origem e o raio será precisamente o valor da tensão de corte na superfície exterior do veio.

As tensões principais e sua direcção podem agora ser calculadas pelas equações 18 e 19, presentes na referência [54].

$$\sigma_{1,3} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (18)$$

Onde $\sigma_{1,3}$ representa a tensões principais (tensão máxima e mínima), σ_x e σ_y representam as tensões no referencial cartesiano nas direcções x e y respectivamente e τ_{xy} representa a tensão de corte no mesmo referencial (igual na direcção x e y).

$$tg(2\alpha) = \frac{2 \tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \quad (19)$$

Onde α representa a direcção das tensões principais no referencial cartesiano.

Sendo que não existem tensões nas direcções x e y obtém-se as equações 20 e 21:

$$\sigma_{1,3} = \pm \sqrt{\tau_{xy}^2} \quad (20)$$

$$\operatorname{tg}(2\alpha) = \infty \Leftrightarrow \alpha = 45^\circ \quad (21)$$

Neste instante, é possível perceber que as tensões principais fazem um ângulo de ± 45 graus com os eixos x e y . Nessas direcções podemos encontrar assim tensões de tracção e compressão de intensidades iguais mas perpendiculares entre si. A representação gráfica é feita na figura 65.

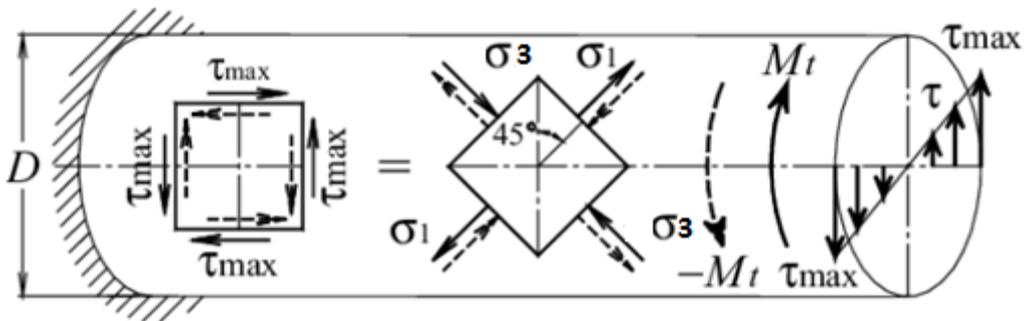


Figura 65- Representação dos esforços no veio em referencial norma e transformado a 45 graus, adaptado de [53].

Os extensómetros serão assim colocados nestas direcções para que tenham uma melhor sensibilidade. O desafio será então através das medições da extensão nestas direcções, calcular a tensão de corte e por sua vez o binário aplicado no veio. Para tal utilizaremos as equações da transformação de tensões e deformações no plano. Existirá um referencial rodado 45 graus onde será medida a extensão e o referencial original onde será calculada a tensão de corte máxima, de acordo com a figura 66.

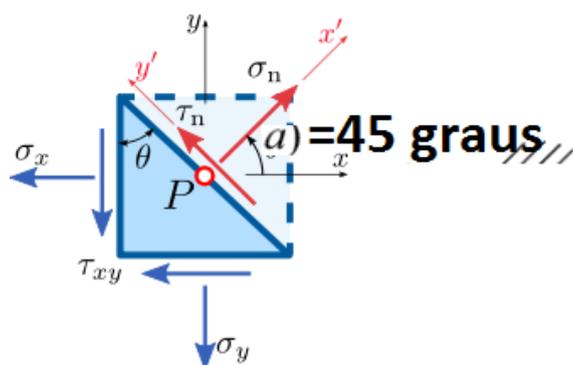


Figura 66- Representação do referencial transformado a 45 graus.

As equações da transformação no plano [55] podem então ser aplicadas, conseguiremos então relacionar a extensão no novo referencial com as extensões e distorções no referencial original, equações 22, 23 e 24.

$$\varepsilon_{x'} = \frac{\varepsilon_x + \varepsilon_y}{2} + \frac{\varepsilon_x - \varepsilon_y}{2} * \cos 2\alpha + \frac{\gamma_{xy}}{2} * \sin 2\alpha \quad (22)$$

$$\varepsilon_{y'} = \frac{\varepsilon_x + \varepsilon_y}{2} - \frac{\varepsilon_x - \varepsilon_y}{2} * \cos 2\alpha - \frac{\gamma_{xy}}{2} * \sin 2\alpha \quad (23)$$

$$\frac{\gamma_{x'y'}}{2} = -\frac{\varepsilon_x - \varepsilon_y}{2} * \sin 2\alpha + \frac{\gamma_{xy}}{2} * \cos 2\alpha \quad (24)$$

Onde $\varepsilon_{x'}$ e $\varepsilon_{y'}$ são as extensões na direcção x' e y' respectivamente e ε_x e ε_y são as extensões nas direcções x e y respectivamente. O termo γ_{xy} representa a distorção do veio.

Sabendo que no referencial original as componentes axiais são nulas, conseguimos eliminar algumas componentes das expressões, obtendo as equações 25, 26 e 27.

$$\varepsilon_{x'} = + \frac{\gamma_{xy}}{2} \quad (25)$$

$$\varepsilon_{y'} = - \frac{\gamma_{xy}}{2} \quad (26)$$

$$\frac{\gamma_{x'y'}}{2} = + \frac{\gamma_{xy}}{2} * \cos 2\alpha = 0 \quad (27)$$

É possível agora substituir a distorção pela equivalente tensão de corte e módulo de elasticidade transversal e obter as equações 28 e 29.

$$\varepsilon_{x'} = + \frac{\tau_{xy}}{G} \quad (28)$$

$$\varepsilon_{y'} = - \frac{\tau_{xy}}{G} \quad (29)$$

Finalmente pode-se substituir a tensão de corte da equação 30 e obter as equações 31 e 32.

$$\tau_{xy} = \frac{T r}{J} \quad (30)$$

Assim:

$$\varepsilon_{x'} = + \frac{T r}{J G} \quad (31)$$

$$\varepsilon_{y'} = - \frac{T r}{J G} \quad (32)$$

Substituindo o momento polar de inércia do veio nas equações 31 e 32 e simplificando chegamos finalmente à equação 33 que nos dá o binário no veio a partir da extensão medida por um extensómetro colado a 45 graus.

$$T = \varepsilon_{x'} G \pi r^3 \quad (33)$$

Num sistema ideal, a montagem de um extensómetro nesta posição seria suficiente para medir com exactidão o binário no veio, porém na nossa experiência estamos a falar de um sistema real e teremos de contar com isso. Além disso a adição de mais extensómetros permite melhorar a sensibilidade da medição.

Irão ser usadas montagens de vários extensómetros sempre nas direcções das direcções principais ou perpendicularmente às mesmas. O grande objectivo irá ser a eliminação de erros na medição devido ao ruído do sinal e devido as esforços que não os de torção pura.

4.7.2. A Montagem efectiva dos extensómetros

Se recorrermos à bibliografia sobre este tema, verificamos que existem formas específicas para colocar os extensómetros da forma mais vantajosa possível. Todas elas no entanto tiram o máximo partido da sensibilidade do extensómetro colando o mesmos sempre desfasados em 45 graus do eixo do veio, tal como visto anteriormente.

Existem no entanto outros factores a ter em conta, um sistema no mundo real nunca vai estar a trabalhar sempre exactamente à mesma temperatura, além disso vão surgir esforços de flexão e tracção no veio que poderão interferir com a exactidão da medição do binário.

Para minimizar essas interferências, são usadas montagens de vários extensómetros que ligados numa ponte de Wheatstone têm a capacidade de compensar e quase eliminar os efeitos dessas interferências.

A montagem que iremos utilizar é baseada na da figura 67.

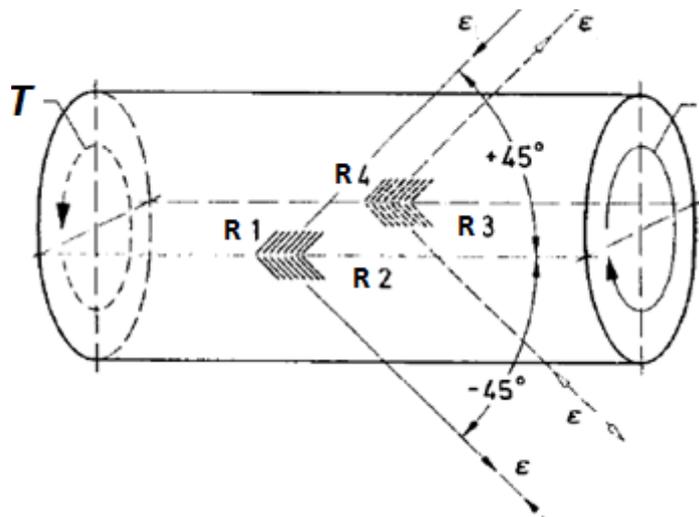


Figura 67- Posição recomendada para colocação dos extensómetros para medição de binário num veio em Ponte Completa, adaptado de [6].

Esta é a chamada montagem em Ponte Completa uma vez que todos os extensómetros serão ligados à ponte de Wheatstone, não havendo resistências fixas na mesma. Este tipo de montagem é a que mais proporciona o aumento da sensibilidade e linearidade das medições, comparativamente às montagens em meia ponte ou à montagem mais básica em divisor de tensões.

A medição do sinal irá ser feita entre os polos 1 e 4 da ponte de Wheatstone, representada na figura 68 correspondendo estas resistências a extensómetros colados no veio.

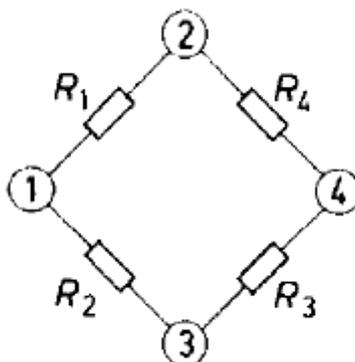


Figura 68- Esquema eléctrico da Ponte de Wheatstone.

A ponte de Wheatstone em extensometria é uma ferramenta vastamente utilizada, ela não é mais que um arranjo de ligações que neste caso tem a particularidade de aumentar a sensibilidade das medições e ao mesmo tempo, compensar os efeitos dos esforços axiais e da temperatura. Para isso acontecer, a ponte terá de se manter em equilíbrio mesmo que esses factores variem. Com a montagem que iremos utilizar, teoricamente a única coisa que poderá desequilibrar a ponte é a flexão pura. É muito importante no entanto a montagem correcta e precisa dos extensómetros e uma boa calibração do sistema de aquisição do sinal da ponte.

O sinal na ponte de Wheatstone é medido entre os pólos 1 e 4, diz-se que uma ponte de Wheatstone está em equilíbrio quando a tensão entre estes dois polos é zero, isso acontece quando os produtos de $R1$ e $R3$ são iguais aos produtos de $R2$ e $R4$.

Sendo assim, para medições de binário correctas no veio queremos que a ponte de Wheatstone esteja em equilíbrio sempre que não haja nenhum esforço de torção no veio.

O sinal medido na ponte de Wheatstone obedece então à equação 34 (equação presente na referência [56]).

$$U_{out} = U_{in} \cdot \frac{R_2 \cdot R_3 - R_1 - R_4}{(R_1 + R_2)(R_3 + R_4)} \quad (34)$$

Onde U_{in} é a tensão eléctrica de alimentação da Ponte de Wheatstone (entre os polos 2 e 3) e U_{out} é o sinal da ponte (tensão eléctrica entre os polos 1 e 4).

4.7.3. O isolamento da torção

A compensação da temperatura:

Com o aumento da temperatura se utilizarmos extensómetros iguais a dilatação dos filamentos vai gerar um aumento da resistência dos extensómetros igual em todos. É possível observar na ponte de Wheatstone que isso não varia a diferença de potencial entre 1 e 4, uma vez que todas as resistências aumentaram na mesma proporção e a ponte manterá o equilíbrio se não houver esforços de torção aplicados.

A compensação dos esforços axiais:

Este caso é muito semelhante, a tracção ou compressão axial do veio vai provocar extensões iguais em todos os extensómetros, mantendo mais uma vez o equilíbrio da ponte.

A compensação da flexão:

A flexão também pode ser compensada com o arranjo apresentado na figura 67. Unicamente para isto acontecer terá de ser feita a montagem em Ponte Completa, em meia Ponte não é possível compensar a flexão em todos os instantes de uma rotação completa do veio.

4.7.4. A sensibilidade da montagem

Partindo da equação 34, e lembrando que na nossa montagem todos os extensômetros irão ser iguais, ao aplicar uma pequena variação de potencial nas resistências, a saída da ponte passará a poder ser representada pela equação 35, presente na referência [56].

$$U_{out} = U_{in} \cdot \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta R1}{R1} - \frac{\Delta R2}{R2} + \frac{\Delta R3}{R3} - \frac{\Delta R4}{R4} \right) \quad (35)$$

Substituindo a equação 36 na equação 35 obtém-se a equação 37.

$$\frac{\Delta R}{R0} = S_l * \varepsilon \quad (36)$$

$$U_{out} = U_{in} \cdot \frac{S_l}{4} (\varepsilon1 - \varepsilon2 + \varepsilon3 - \varepsilon4) \quad (37)$$

A equação 37 corresponde a uma montagem em ponte completa, lembrando que para meia ponte dois dos termos de extensão ficam ausentes.

Na montagem referenciada dos extensômetros (Ponte Completa), quando é aplicado um binário no sentido horário tal como o da figura 67 possível observar que os extensômetros $R1$ e $R4$ ficarão à tracção e os $R2$ e $R3$ ficarão à compressão. Uma vez que os extensômetros $R1$ e $R4$ estarão a medir a extensão na mesma direcção, os seus valores serão iguais. Da mesma forma, estando os extensômetros $R2$ e $R3$ perpendiculares a estes, o módulo da sua extensão será igual mas no sentido oposto, invertendo assim o sinal ao substituir na equação anterior, obtemos assim a equação 38:

$$U_{out} = U_{in} \cdot \frac{S_l}{4} (4 \cdot \varepsilon_{x'}) \quad (38)$$

(Lembra-se mais uma vez que numa montagem em meia ponte haveria a eliminação de dois dos termos de extensão sendo o equivalente a dividir toda a equação 38 por 2)

Simplificando obtém-se a equação 39:

$$\varepsilon_{x'} = \frac{U_{out}}{U_{in}S_l} \quad (39)$$

Substituindo finalmente na equação 33 para Ponte Completa e para Meia Ponte respectivamente obtêm-se as equações 40 e 41:

$$Ponte\ completa : T = \frac{U_{out}}{U_{in}S_l} G \pi r^3 \quad (40)$$

$$Meia\ ponte : T = \frac{2 U_{out}}{U_{in}S_l} G \pi r^3 \quad (41)$$

Poderemos assim retirar os valores do binário no veio a partir de uma única variável U_{out} . Sendo esta a única variável podemos constatar então que para esta montagem o nosso sinal de saída varia linearmente com o binário aplicado no veio.

Na prática espera-se um pequeno desvio de linearidade devido ao comportamento dos extensómetros.

É importante referir também a sensibilidade transversal dos extensómetros que embora pequena, para uma maior precisão das medições há que tê-la em conta, (equação 12). Assim obtêm-se as equações 42 e 43.

$$Ponte\ completa: U_{out} = U_{in} \cdot \left(\frac{S_l}{4} (4 \cdot \varepsilon_{x'}) - \frac{S_t}{4} (4 \cdot \varepsilon_{x'}) \right) \quad (42)$$

$$\text{Meia ponte: } U_{out} = U_{in} \cdot \left(\frac{S_l}{4} (2 \cdot \varepsilon_{x'}) - \frac{S_t}{4} (2 \cdot \varepsilon_{x'}) \right) \quad (43)$$

Nota: Vimos que no plano transformado a extensão na direcção y' é igual em módulo mas com sinal negativo à extensão em x' , sendo que na equação anterior foi substituída simplesmente por $-\varepsilon_{x'}$.

Ficando assim as expressões finais do binário nas equações 44 e 45:

$$\text{Ponte completa: } T = G \pi r^3 \left(\frac{U_{out}}{U_{in}(S_l - S_t)} \right) \quad (44)$$

$$\text{Meia ponte: } T = G \pi r^3 \left(\frac{U_{out}}{U_{in}(S_l - S_t)} \right) \quad (45)$$

4.7.5. Escovas e transmissão do sinal

Para realizar o transporte do sinal medido no veio rotativo para o sistema de aquisição de dados optou-se pela utilização de escovas. Estas escovas consistem em quatro anéis de cobre acoplados ao veio nos quais deslizam contactos fixos ao quadro da máquina.

Os anéis estão soldados os fios do das rosetas, sendo necessário quatro contactos para uma ligação em ponte completa e apenas três para ligação em meia ponte, conforma a figura 69.

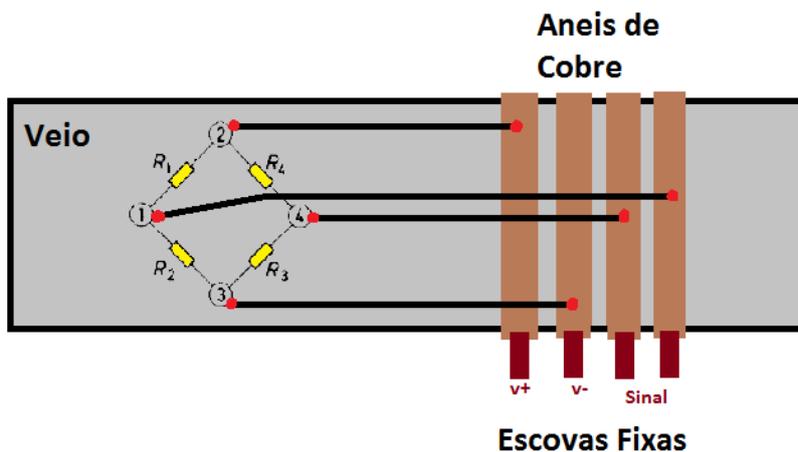


Figura 69 – Sistema de escovas.

Para uma melhor visualização do sistema apresenta-se a figura 70:



Figura 70- Local de montagem dos extensómetros.

Os extensómetros estarão colados no veio entre as chumaceiras a vermelho. Os seus cabos eléctricos atravessam um anel com pequenos furos que está montado entre o veio e o rolamento. Depois disto estarão conectados nos anéis de cobre que também estão solidários com o veio. Na figura 71 está um esquema anéis de cobre e do suporte de nylon que os isola dos veios:

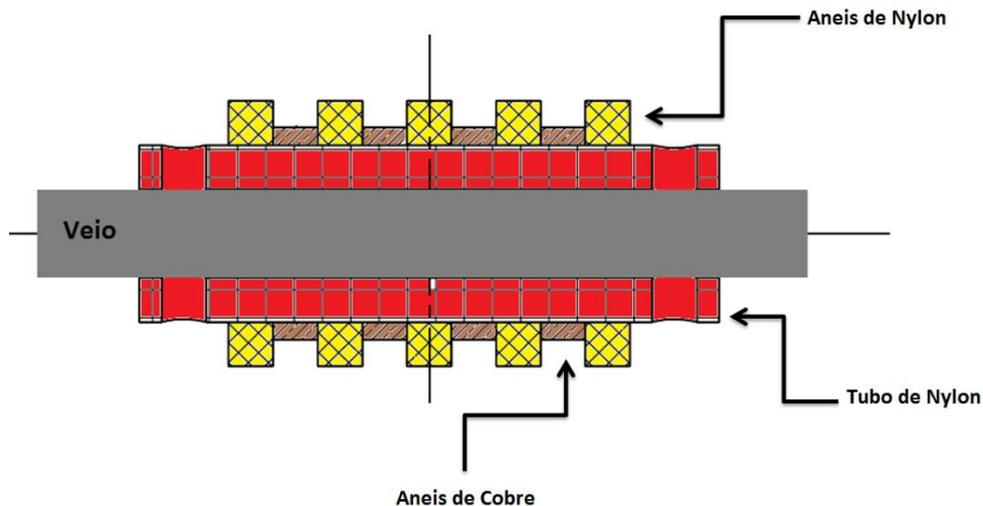


Figura 71- Vista de pormenor dos componentes das escovas do veio.

Fixo ao quadro estarão as escovas de cobre e o seu suporte, o sinal será recebido pelas mesmas e encaminhado para o sistema de aquisição de dados.

O problema de um sistema deste género é a interferência que poderá fazer no sinal. É desejável que a tensão de alimentação dos extensómetros seja constante e que estando estes ligados em ponte de Wheatstone não haja variações de resistência abruptas na saída do sinal. Para que isso aconteça a resistência introduzida nos contactos das escovas deve permanecer constante e no nível mais baixo possível. Se esta resistência não se mantiver constante, irá introduzir ruído no sinal elevando e baixando o mesmo repetidamente.

Alguns cuidados para redução do ruído nestas aplicações foram tidas em conta durante a fase de fabrico, sendo que no entanto algumas restrições sobretudo económicas de projecto não permitiram seguir todas as recomendações [57,58]. Não foi possível aumentar muito o número de anéis redundantes a transmitir o sinal nem utilizar metais nobres.

5. Construção da Máquina

5.1. A parte mecânica

Para a construção física da máquina foi necessário recorrer a ajuda externa ao ISEL. Foram necessárias cinco semanas de trabalho de serralharia na *Absolutengenho* para fabricar e montar todos os componentes. Após conversa com o responsável da empresa que conta com uma oficina dedicada a trabalhos de hidráulica em maquinaria pesada, aquele disponibilizou as suas instalações e mão-de-obra para ajudar no projecto. Os custos de alguma matéria-prima também foram suportados pela empresa, devido à maior facilidade em contactar os fornecedores.

Como visto anteriormente, a estrutura da máquina é feita com perfis de alumínio *V-Slot*. As ligações foram feitas a partir de cavilha de alumínio quadrada com 20x20mm. Na barra foram feitos furos para a passagem dos parafusos que prendem no canal do perfil, a sequência de montagem é exemplificada a seguir sendo que todas as ligações foram feitas conforme as figuras 72 73.

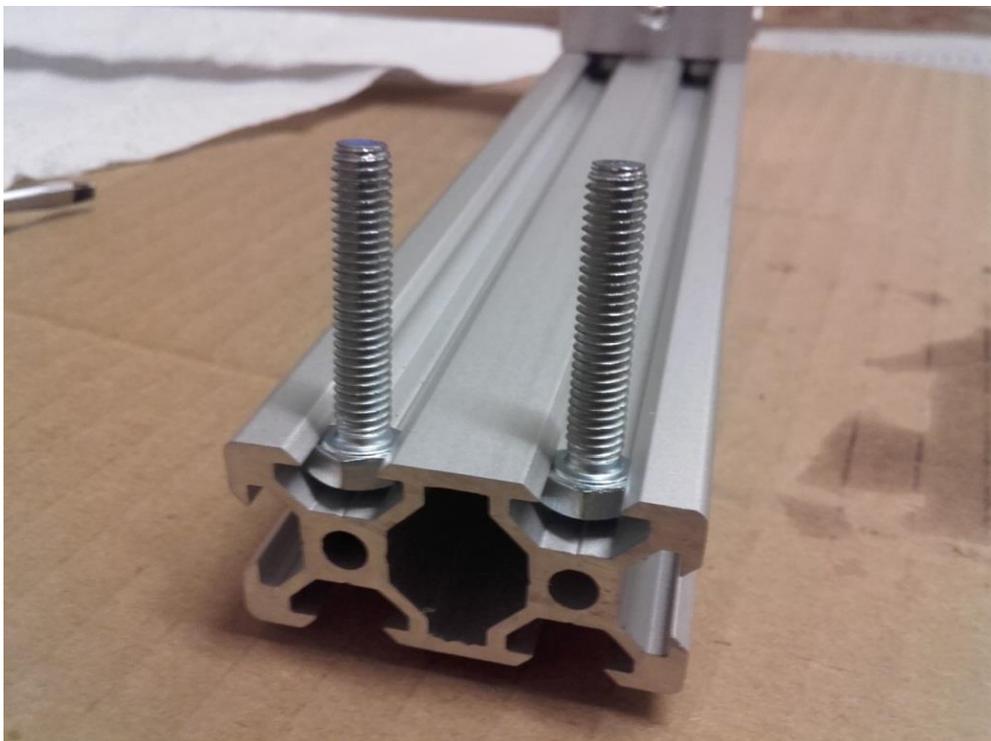


Figura 72- Vista dos parafusos no canal do perfil *V-Slot*.

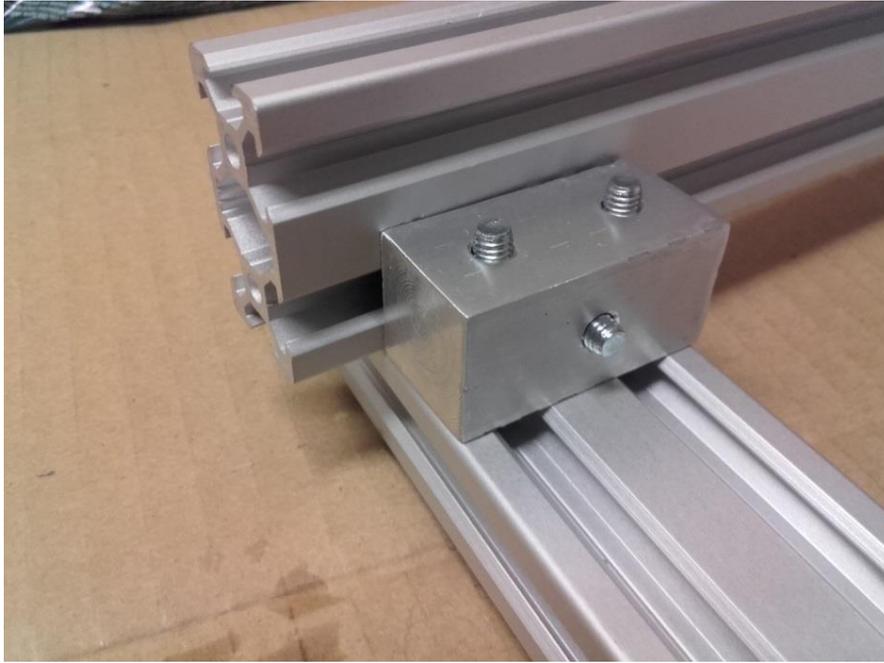


Figura 73a- Vista de pormenor da montagem dos parafusos de ligação nos perfis *V-slot* (ainda visíveis os parafusos).

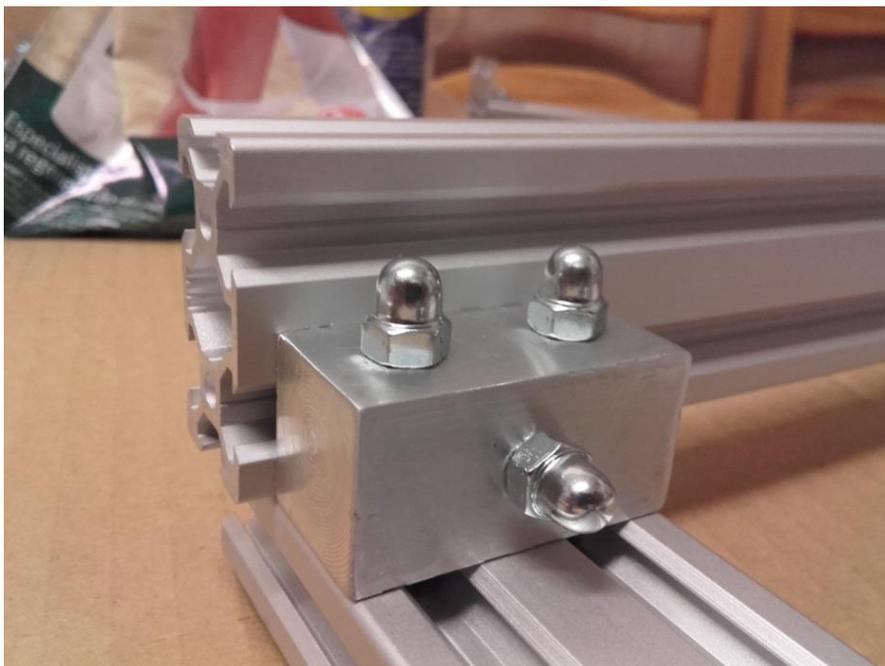


Figura 74b- Vista de pormenor da montagem dos parafusos de ligação nos perfis *V-slot* (tudo apertado).

A grande vantagem da utilização deste perfil com parafusos de cabeça hexagonal M5 é que embora estas entrem nos canais do perfil e possam deslocar-se ao longo do mesmo, a rotação dos parafusos não é possível, facilitando assim o aperto das porcas.

O veio e as três chumaceiras foram maquinados a partir de uma cavilha redonda no torno mecânico manual respeitando os ajustamentos necessários para os rolamentos. Na figura 74 visualiza-se o fabrico do veio.

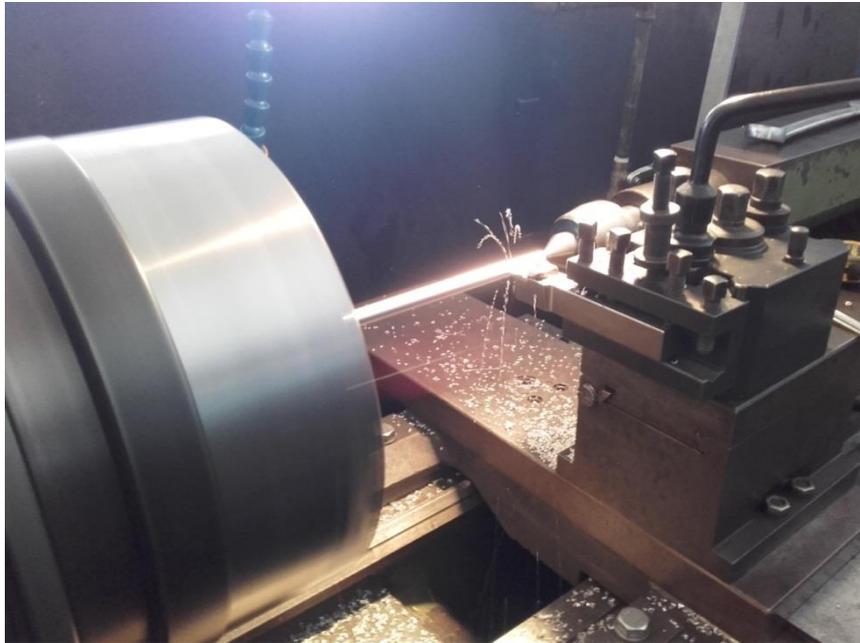


Figura 75- Torneamento do veio.

A cremalheira que suporta a coroa de pedaleira usada também foi maquinada no torno mecânico com ajuste deslizante no veio. A furação foi feita usando um divisor universal e a sua fixação é feita no veio através de pontos desfasados entre si de 90 graus para um alinhamento perfeito.

5.2. Componentes de transmissão oferecidos pela empresa *Shimano*

Os componentes de transmissão de bicicleta usados foram doados pela empresa *Sociedade Comercial do Vouga*, o representante oficial da empresa *Shimano* em Portugal. Apresentam-se de seguida os componentes em questão:

- Prato pedaleiro ref. Sg-x 50-F, na figura 75.



Figura 76- Prato pedaleiro usado na máquina.

- Cassete de 10 velocidades ref. CS-HG50-10, na figura 76.



Figura 77- Cassete usada na máquina.

- Corrente 10 velocidades ref. CN-4601, na figura 77.



Figura 78- Corrente usada na máquina.

- Cubo traseiro ref. FH-T610 na figura 78.



Figura 79- Cubo de roda usado na máquina.

- Desviador traseiro ref. RD-5701, na figura 79.



Figura 80- Desviador traseiro usado na máquina.

5.3. Colagem da roseta e ligação da aquisição de dados (Meia Ponte)

Foi escolhida uma roseta de muito pequenas dimensões, dado o diâmetro reduzido do veio. Não conhecendo o fabricante desta roseta, as características conhecidas da mesma eram a resistência sem extensão de 125Ω e a sua sensibilidade longitudinal $S_l = 2,05$.

Esta roseta tem 3 extensómetros colados com orientações de -45 $+45$ e 0 graus. De forma a medir torção no veio, como explicado anteriormente foram conectados apenas os 4 terminais a -45 e $+45$ graus, ficando 2 terminais sem ligação. Para a colagem foram cumpridos escrupulosamente os passos enunciados em [59].

Primeiramente a superfície foi desengordurada e lixada com o condicionador-ácido. A marcação efectuou-se com uma lâmina e a superfície foi limpa e por ultimo neutralizada com um agente alcalino que acaba a reacção do condicionador-ácido. Os químicos usados estão presentes na figura 80.



Figura 81- Químicos usados para preparação da superfície para colagem da roseta.

A parte superior da roseta, depois de devidamente posicionada no veio, foi colada a um pedaço de fita cola de forma a ser possível mais tarde ser colocada na mesma posição com um adesivo à base de cianocrilato, visível na figura 81.

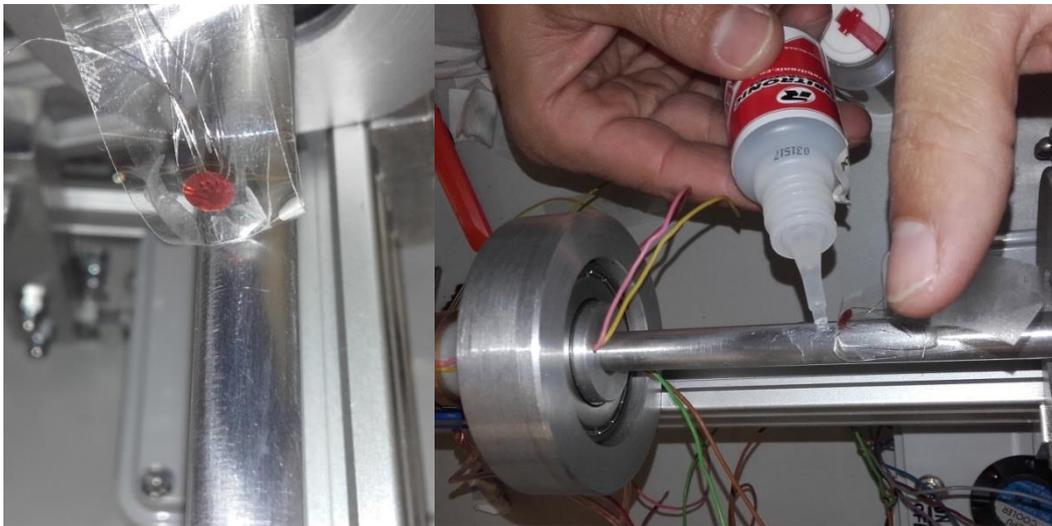


Figura 82- Instantes da colagem da roseta.

Durante um minuto a roseta foi pressionada no local para uma colagem perfeita, depois foi adaptado a fita cola da parte superior foram soldados os terminais necessários, figura 82.

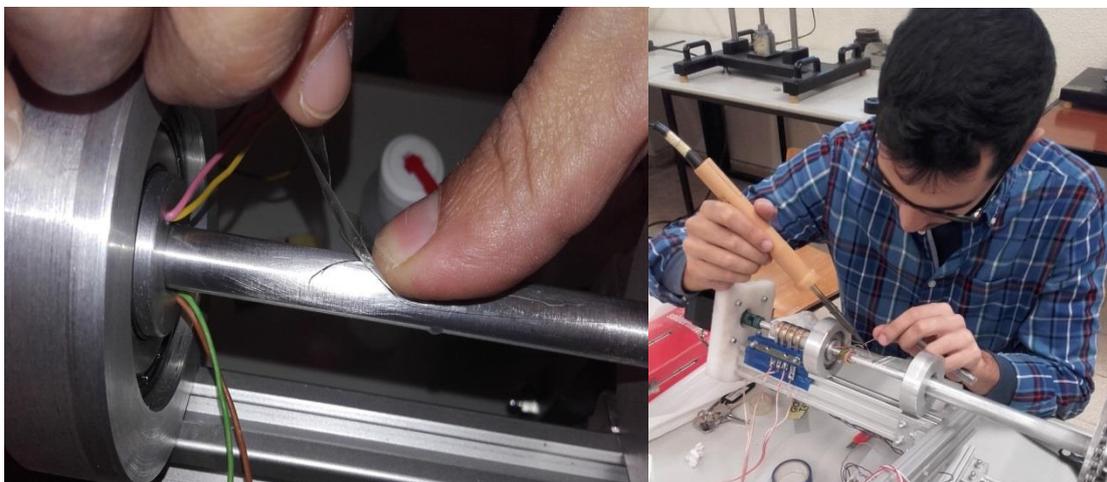


Figura 83- Colagem da roseta e soldagem das ligações.

A aquisição de dados foi feita através da ponte de Wheatstone (ponte de medida) da Área Departamental de Engenharia Mecânica do ISEL. A ponte em questão é o modelo *SPIDER8* da empresa *HBM*, visível na figura 83. Todas as ligações efectuadas na mesma foram utilizados os manuais e esquemas disponíveis no ISEL e também em [60].



Figura 84- Sistema de aquisição de dado usado com a roseta (*HMB Spider8*).

Para efeitos de teste primeiramente os dois extensómetros utilizados foram ligados individualmente. Com isso verificou-se o funcionamento correcto de ambos os extensómetros, da ponte de Wheatstone e testaram-se as configurações no software de aquisição de dados *Catman Express* que foi utilizado daí para diante.

Após se observar que ambos os extensómetros estavam a funcionar em condições e que apresentavam variações com formas similares como seria de esperar, avançou-se para a ligação em Meia Ponte. Escolheu-se esta ligação devido à falta de disponibilidade de mais uma roseta para a ligação em ponte completa.

Dada a utilização de escovas para transmissão do sinal do veio em rotação, foram tidos alguns cuidados. A ligação foi feita conforme o esquema do fabricante mas para que o ruído do sinal fosse reduzido ao máximo, a quantidade de escovas necessárias para a transmissão do sinal foi reduzida ao mínimo possível. Assim com quatro anéis colectores disponíveis, fez-se com que fossem necessários apenas três anéis para o funcionamento correcto dos extensómetros em meia ponte. Desta forma, sobrando um anel, foi criada uma ligação redundante para que o sinal da ponte fosse transmitido por 2 anéis em vez de apenas um, diminuindo o ruído. O esquema de ligação original e adaptado são apresentados nas figuras 84 e 85.

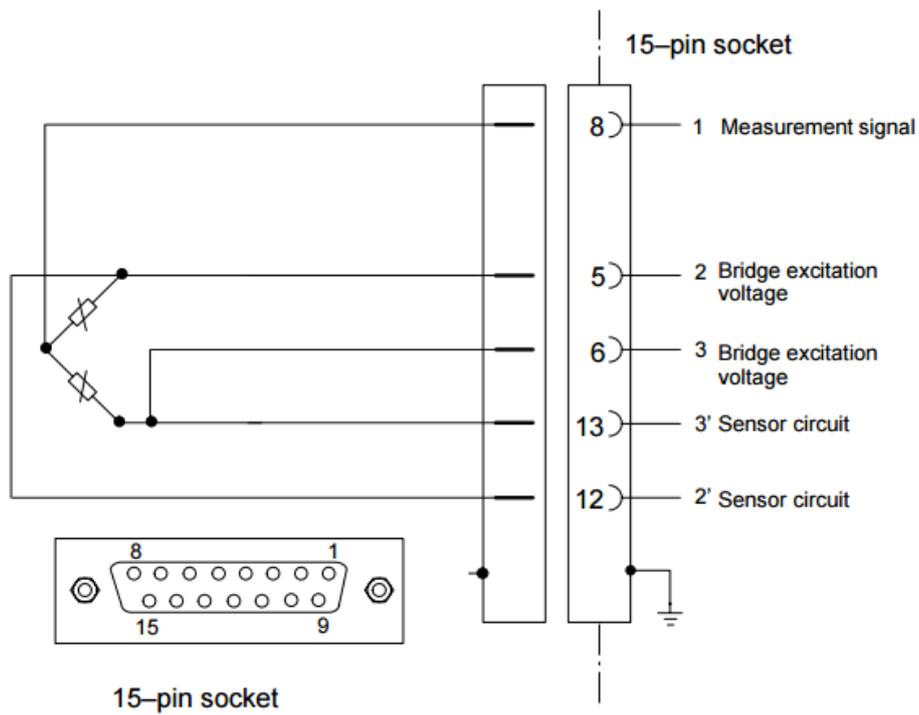


Figura 85 - Esquema de ligações disponível no manual da ponte de medida *HMB Spider8*, adaptado de [60].

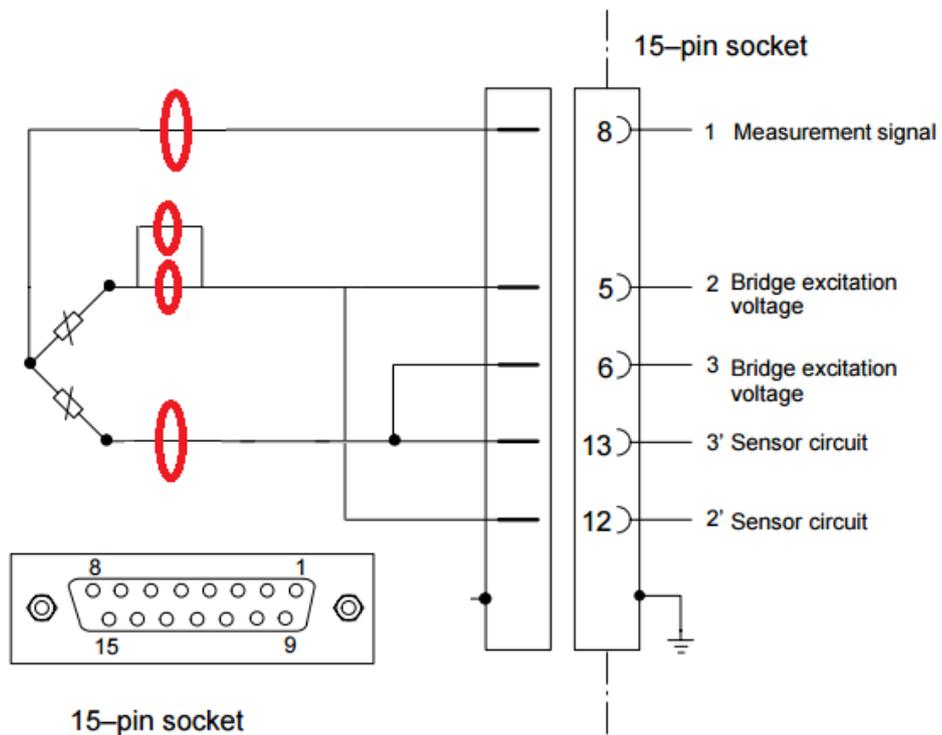


Figura 86- Alterações feitas para diminuição do ruído eléctrico nas ligações (anéis colectores são os círculos), adaptado de [60].

6. Ensaios e Processamento de Resultados

6.1. Calibração estática da máquina

O grande objectivo desta máquina é a comparação do atrito de diferentes componentes de transmissão de bicicleta. Os resultados pretendidos são assim relativos e não absolutos, respondendo à questão “qual é melhor” e não a questões que se prendem com a quantificação exacta dos resultados. Seria no entanto uma mais-valia se se pudesse ter uma aproximação dos valores absolutos, sendo que para fazer a comparação entre correntes, o valor apontado, de resolução mínima na medição, é da ordem dos 0.01 N.m.

A primeira seria através das equações acima (39,40,43,44) e conhecendo com exactidão as propriedades mecânicas do alumínio do veio onde está colada a roseta. Realizando assim o cálculo do binário e por sua vez do atrito da transmissão para velocidades definidas. A precisão dos cálculos nunca seria perfeita porque as propriedades do alumínio podem variar ligeiramente do provete testado para o veio maquinado.

A segunda forma é através da calibração directa da máquina. Foi esta a metodologia utilizada devido à sua facilidade de execução mas também porque é possível obter resultados mais precisos.

6.1.1. Calibração estática sem escovas

Primeiramente a máquina foi calibrada soldando directamente os fios do sistema de aquisição de dados aos anéis colectores, fotografia da montagem visível na figura 86.

Através deste método a máquina é calibrada em condições ideais sem o problema do ruído das escovas. É obvio no entanto que em ensaios dinâmicos a máquina não poderá estar nestas condições, terão de ser usadas escovas para o veio poder rodar.

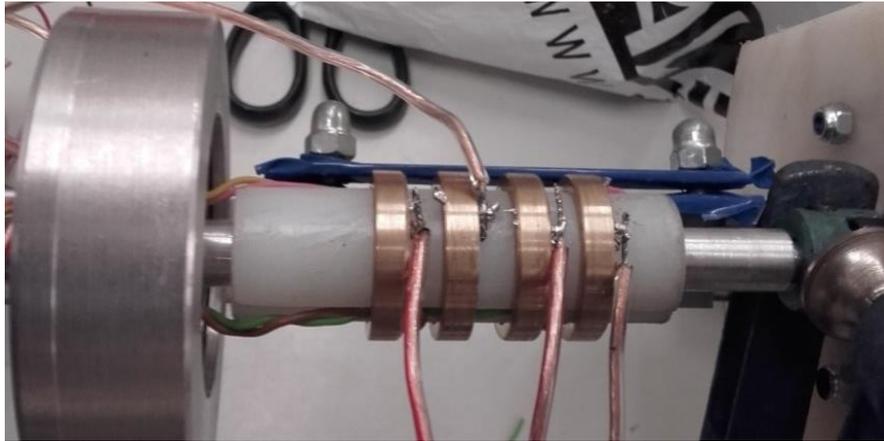


Figura 87- Imagem de pormenor da ligação directa dos cabos do extensómetro (bypass às escovas).

Foi colocado um fio na cremalheira da máquina para colocação dos pesos e um grampo a impedir a rotação do veio junto ao acoplamento do motor. Desta forma o veio é carregado de forma similar à que é efectuada durante o funcionamento normal da máquina. A montagem é visível na figura 87.

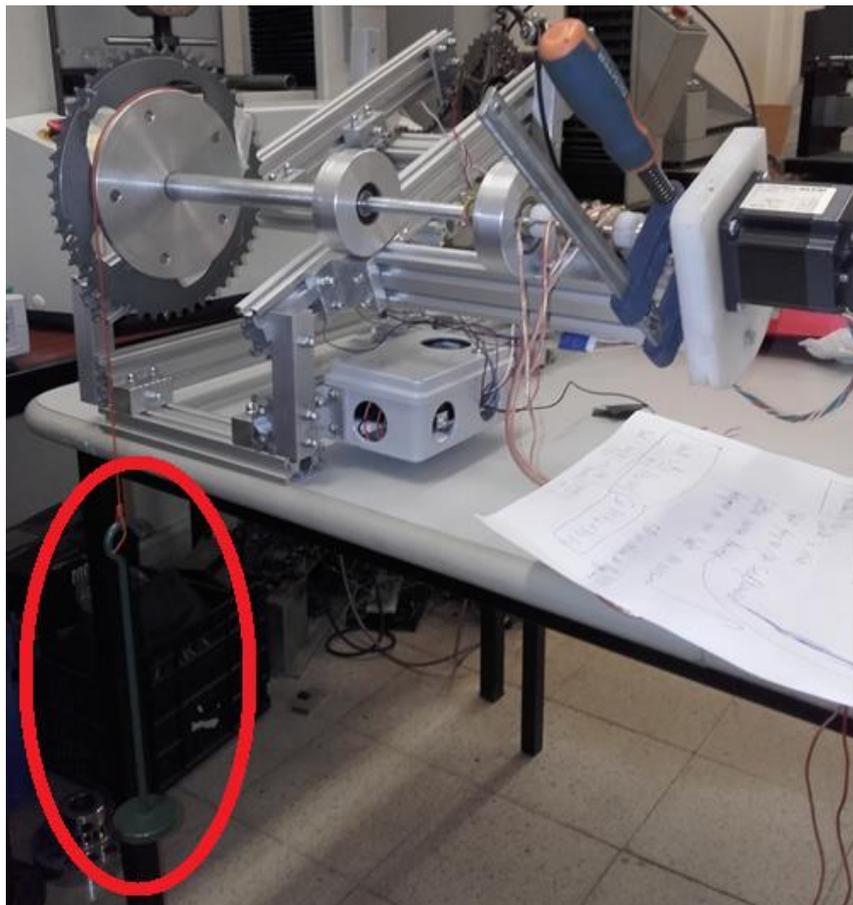


Figura 88- Ilustração da montagem usada para os testes de calibração estáticos.

Assim a taragem (zero offset) foi feita quando o suporte dos pesos presente na figura 87 é colocado na máquina. A partir deste ponto foram sendo adicionados pesos de 5N e os resultados obtidos apresentam-se na tabela 4 e no respectivo gráfico da figura 88.

Tabela 4- Resultados dos ensaios estáticos de calibração com bypass às escovas.

Peso (N)	0	5	10	15	20	15	10	5	0
Binário (N.m)	0	0,35	0,7	1,05	1,4	1,05	0,7	0,35	0
Sinal (mV/V)	0	0,031	0,0617	0,0934	0,1256	0,0954	0,0634	0,0327	0,0016



Figura 89- Resultados dos ensaios estáticos de calibração com bypass às escovas.

Para comprovar os resultados foram feitos mais ensaios nas mesmas condições tendo obtido sempre resultados semelhantes em todos os aspectos. Em vários casos foram retirados vários valores para cada quantidade de pesos com intervalos de tempo fixos entre si. Os resultados podem ser consultados na página 1 dos anexos.

Podemos através dos dados adquiridos obter o declive da recta do gráfico sinal-binário e verificar que a cada N.m o sinal cresce aproximadamente 0.0898 mV/V (linha de tendencia recta com origem no ponto zero calculada em Microsoft Excel). Obtendo assim uma relação de 0.0898 mV/(V.Nm) para calibração das medições. Com estes

dados já é possível obter valores absolutos de potência dissipada pela transmissão em condições onde nenhum ruído interfira com o sinal da roseta. A menor divisão possível de obter com este equipamento nestas condições é de 0.001 mV/V, correspondendo assim a uma sensibilidade de medição de binário de aproximadamente 0.011 Nm.

Sabendo através de um ensaio anterior que o binário necessário para iniciar o movimento da máquina é de aproximadamente 0.75 Nm e que por isso com a máquina em rotação os valores de binário andarão por esta ordem, com este ensaio verificou-se o bom funcionamento e o comportamento linear da roseta nestas gamas de valores.

Observa-se no entanto um ligeiro erro de histerese (visível na tabela 5), os valores do sinal tendem a ser mais elevados aquando do descarregamento da máquina do que na fase de carregamento.. Para medições com o mesmo binário realizou-se o cálculo das diferenças nas medições entre a fase de avanço e recuo, tendo-se obtido um erro de histerese médio de 0,0018 V/V e 0,00016 Nm. Estes valores muito inferiores à ordem de grandeza da sensibilidade do equipamento, não colocam em causa a sensibilidade mínima que se pretende de adquirir.

Binário (N.m)	Sinal à subida (mV/V)	Sinal à descida (mV/V)	Erro de Histerese Absoluto (N.m)	Erro Relativo
0	0	0,0015	0,001567	0,000140717
0,35	0,0309	0,0327	0,00175	0,00015715
0,7	0,0617	0,0633	0,00164	0,000147272
1,05	0,0933	0,0954	0,00207	0,000185886
			Média dos Erros Absolutos	Média dos Erros Relativos
			0,00175675	0,000157756

Tabela 5- Erros de histerese dos ensaios de calibração sem escovas.

6.1.2. Validação teórica da calibração estática sem escovas

Embora os resultados dos ensaios estáticos com escovas não apresentem os resultados esperados, a calibração sem escovas está à primeira vista dentro do que se esperava. À medida que o veio é carregado à torção as deformações no mesmo aumentam proporcionalmente ao binário, e os extensómetros da roseta produzem um sinal que aumenta linearmente. Achou-se assim interessante e de importância para o projecto intersectar estes resultados práticos com os que se esperavam pela teoria.

Na prática verificou-se que para uma alimentação de 1 V dos extensómetros o sinal de saída da ponte de Wheatstone aumentava aproximadamente 0.0898 mV por cada N.m de binário aplicado no veio (0.0898 mV/Nm).

Usando a equação 41 e substituindo valores obtém-se a equação 46.

$$\text{Meia ponte : } 1 = \frac{2U_{out}}{2.05} 27 \times 10^9 \pi 0.01^3 / 1000 \quad (46)$$

O valor de binário foi substituído por 1 Nm, as dimensões do veio foram utilizadas e o factor de sensibilidade longitudinal do extensómetro conhecido também foi. O módulo de elasticidade transversal do material do veio infelizmente é desconhecido porém foi usado um valor típico para alumínio de liga de 27 Gpa (este valor e o coeficiente de Poisson pode ser obtido através dois ensaios de tracção em direcções perpendiculares). Resolvendo a equação 45 em ordem a U_{out} obtém-se um valor teórico para a sensibilidade da medição de 0.012 mV/Nm. Este valor teórico está é da ordem de dez vezes inferior ao que seria esperado pela teoria, indicando assim um possível erro nos parâmetros de escala usados na ponte de Wheatstone, havendo necessidade de revisão do sistema de aquisição de dados e do correcto alinhamento da roseta.

6.1.3. Calibração estática da máquina com escovas de grafite

Para uma calibração da máquina mas exacta foram desta vez usadas as escovas de grafite que irão estar presentes aquando dos ensaios dinâmicos a transmitir o sinal da roseta. Uma imagem em detalhe das escovas de grafite em contacto com os anéis colectores é a apresentada na figura 89:

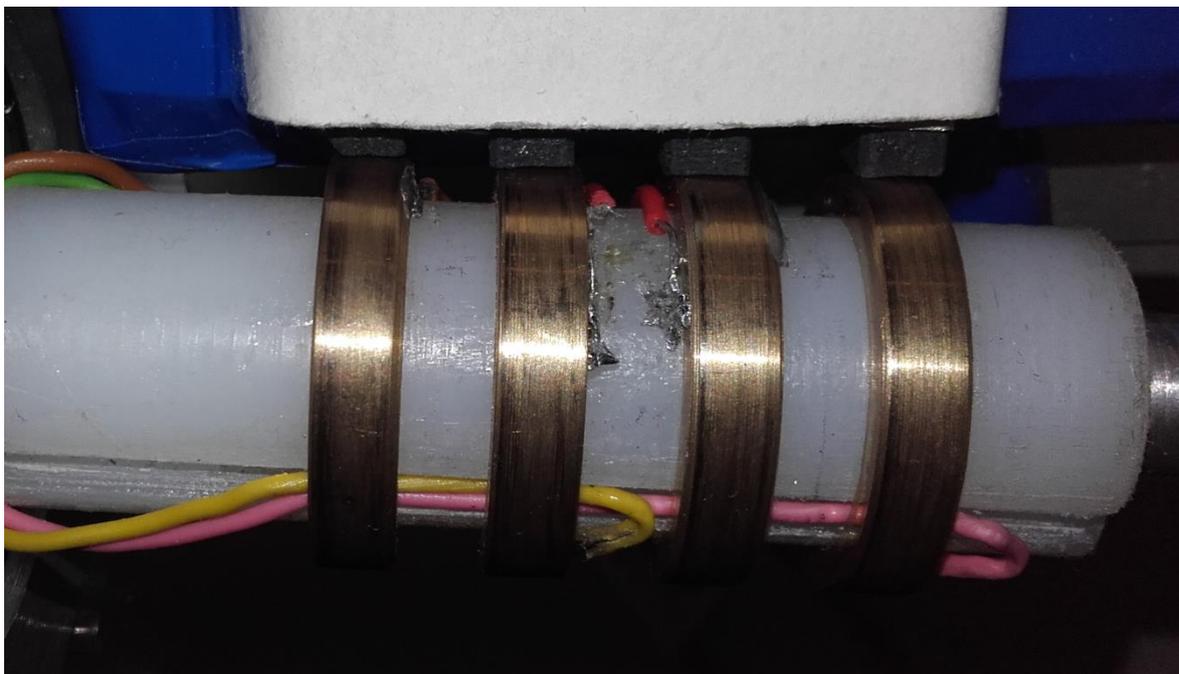


Figura 90- Imagem de pormenor das escovas de grafite.

Todo o procedimento da calibração anterior (com fios soldados) foi feito de forma igual neste caso. Foram feitos ensaios com diferentes quantidades de pesos iguais aos anteriores de 5N. Primeiramente apenas com 2 pesos e de seguida com 3 pesos. Os dados referentes à mesma quantidade de pesos devem-se à captura de valores em intervalos de 1 segundo nas mesmas condições nos mesmos ensaios.

2 Pesos

Os resultados obtidos nos ensaios com 2 pesos encontram-se na tabela 6 e nos respectivos gráficos da figura 90.

Tabela 6- Tabela de resultados obtidos nos ensaios de calibração estática com escovas de grafite, 2 pesos de 5 N usados.

Número da Captura	Peso (N)	Ensaio 1 (mV/V)		Ensaio 2 (mV/V)		
1	0	0		0		
2	0	0		0		
3	0	0		0		
4	0	0	Média	0	Média	Média dos 2 Ensaios
5	0	0	0	0	0	0
6	5	2,0235		2,2908		
7	5	2,0235		2,2908		
8	5	2,0235		2,2908		
9	5	2,0235		2,2908		
10	5	2,0235	Média	2,2908	Média	Média dos 2 Ensaios
11	5	2,0235	2,0235	2,2908	2,2908	2,1571
12	10	6,9104		6,9868		
13	10	6,9104		6,9868		
14	10	6,9104		6,9486		
15	10	6,9104	Média	6,9486	Média	Média dos 2 Ensaios
16	10	6,8723	6,9028	6,9486	6,9639	6,9333
17	5	3,9325		3,9706		
18	5	3,8943		3,9325		
19	5	3,8943		3,9325		
20	5	3,8943	Média	3,9325	Média	Média dos 2 Ensaios
21	5	3,8943	3,9019	3,9325	3,9401	3,921
22	0	0,3054		0		
23	0	0,3054		0		
24	0	0,3054		0,0382		
25	0	0,3054	Média	0	Média	Média dos 2 Ensaios
26	0N	0,3054	0,3054	0	0,0076	0,1565

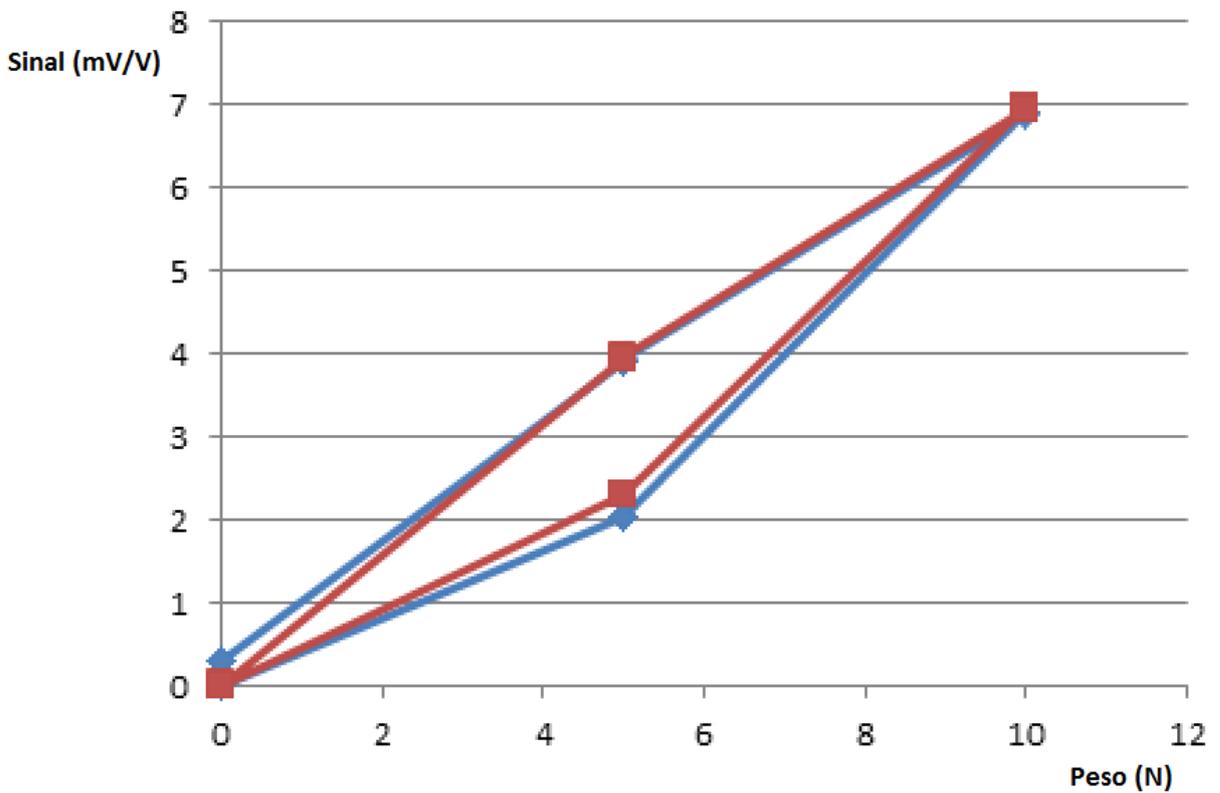
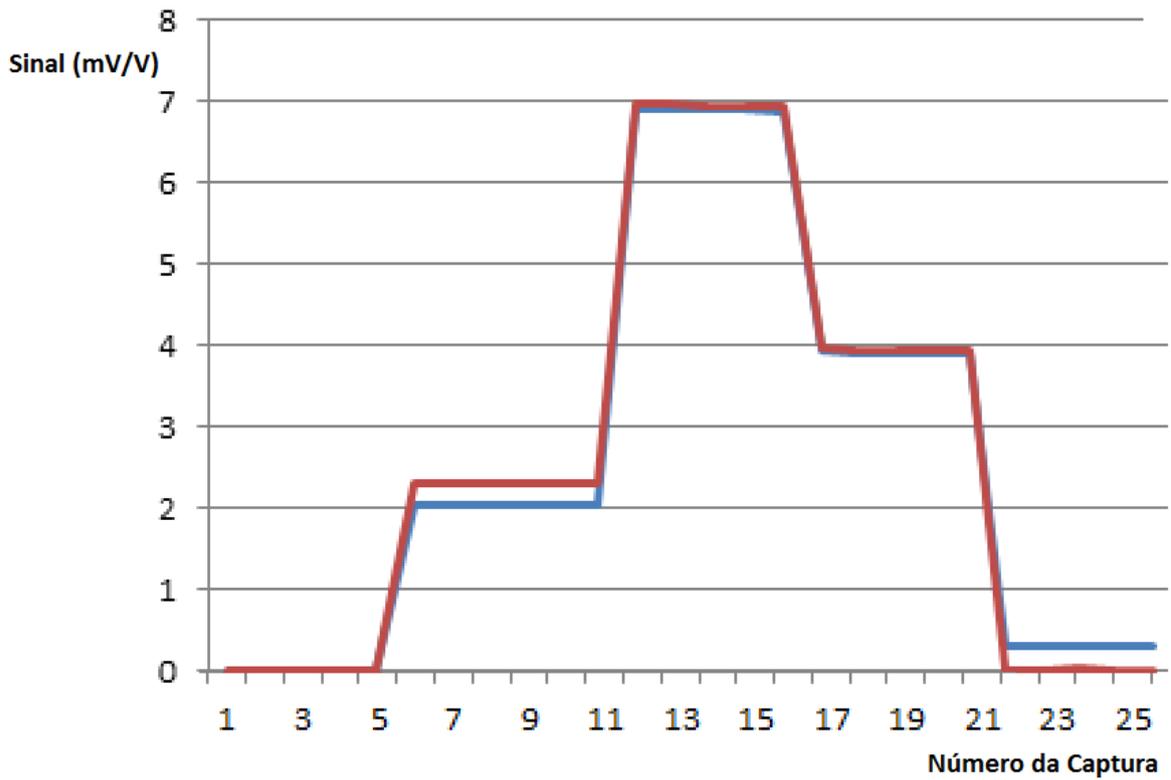


Figura 91- Gráfico relativo aos resultados dos ensaios estáticos de calibração com escovas de grafite (2 pesos de 5 N usados).

3 Pesos

Os resultados obtidos nos ensaios com 3 pesos encontram-se na tabela 7 e nos respectivos gráficos da figura 91.

Tabela 7 Tabela de resultados obtidos nos ensaios de calibração estática com escovas de grafite, 3 pesos de 5 N.

Número da Captura	Peso(N)	Ensaio 1 (mV/V)		Ensaio 2 (mV/V)		
1	0	0		0		
2	0	0		0		
3	0	0		0		
4	0	0	Média	0	Média	Média dos 2 ensaios
5	0	0	0	0	0	0
6	5	2,061679		1,832603		
7	5	2,099858		1,832603		
8	5	2,099858		1,832603		
9	5	2,099858		1,870782		
10	5	2,099858	Média	1,832603	Média	Média dos 2 ensaios
11	5	2,099858	2,093494833	1,870782	1,8478746	1,970684717
12	10	7,177696		6,414111		
13	10	7,215875		6,414111		
14	10	7,215875		6,375932		
15	10	7,215875	Média	6,375932	Média	Média dos 2 ensaios
16	10	7,215875	7,2082392	6,375932	6,3912036	6,7997214
17	15	16,9134		16,56979		
18	15	16,83704		16,53161		
19	15	16,79886		16,49343		
20	15	16,76068	Média	16,41707	Média	Média dos 2 ensaios
21	15	16,7225	16,806496	16,37889	16,478158	16,642327
22	10	12,44643		11,72102		
23	10	12,44643		11,68285		
24	10	12,40825		11,68285		
25	10	12,37007	Média	11,64467	Média	Média dos 2 ensaios
26	10	12,37007	12,40825	11,60649	11,667576	12,037913
27	5	6,528649		5,268734		
28	5	6,528649		5,268734		
29	5	6,528649		5,230555		
30	5	6,49047	Média	5,268734	Média	Média dos 2 ensaios
31	5	6,49047	6,5133774	5,268734	5,2610982	5,8872378
32	0	0,839943		0,381792		
33	0	0,839943		0,381792		
34	0	0,801764		0,381792		
35	0	0,801764	Média	0,381792	Média	Média dos 2 ensaios
36	0	0,801764	0,8170356	0,381792	0,381792	0,5994138

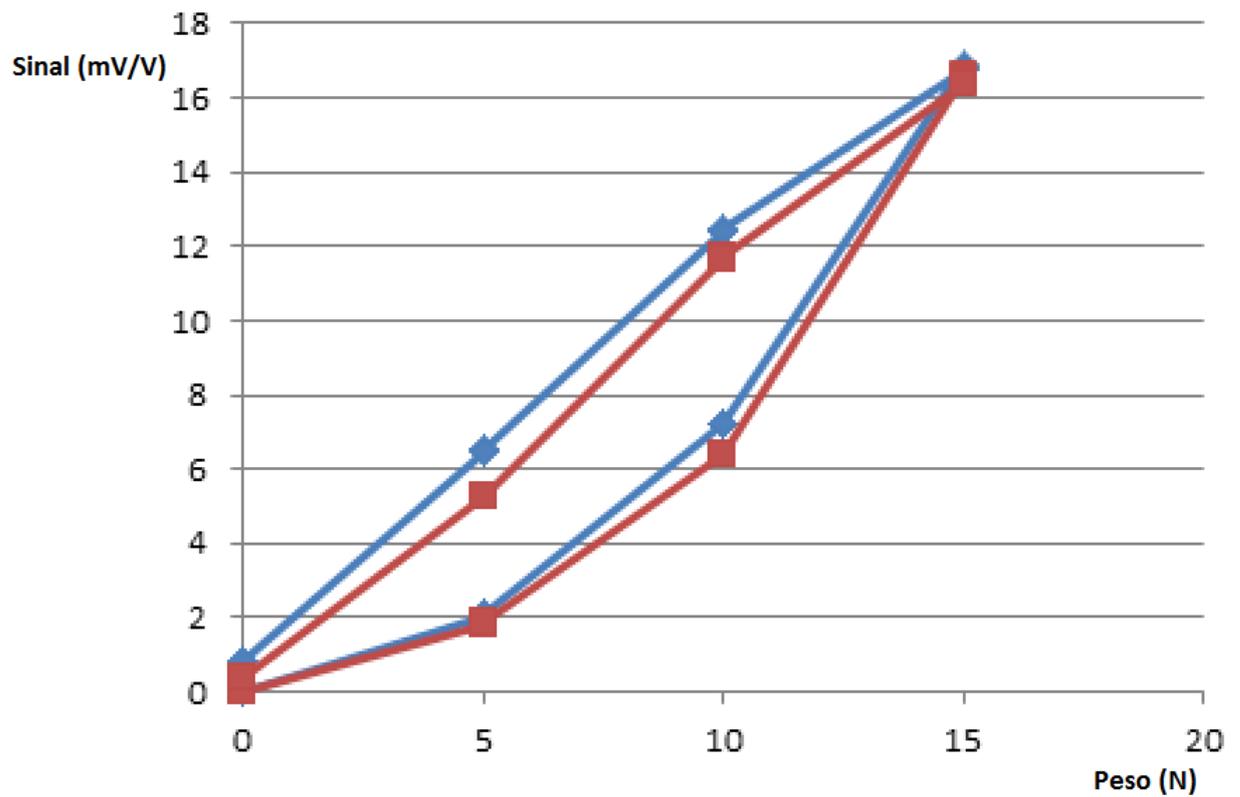
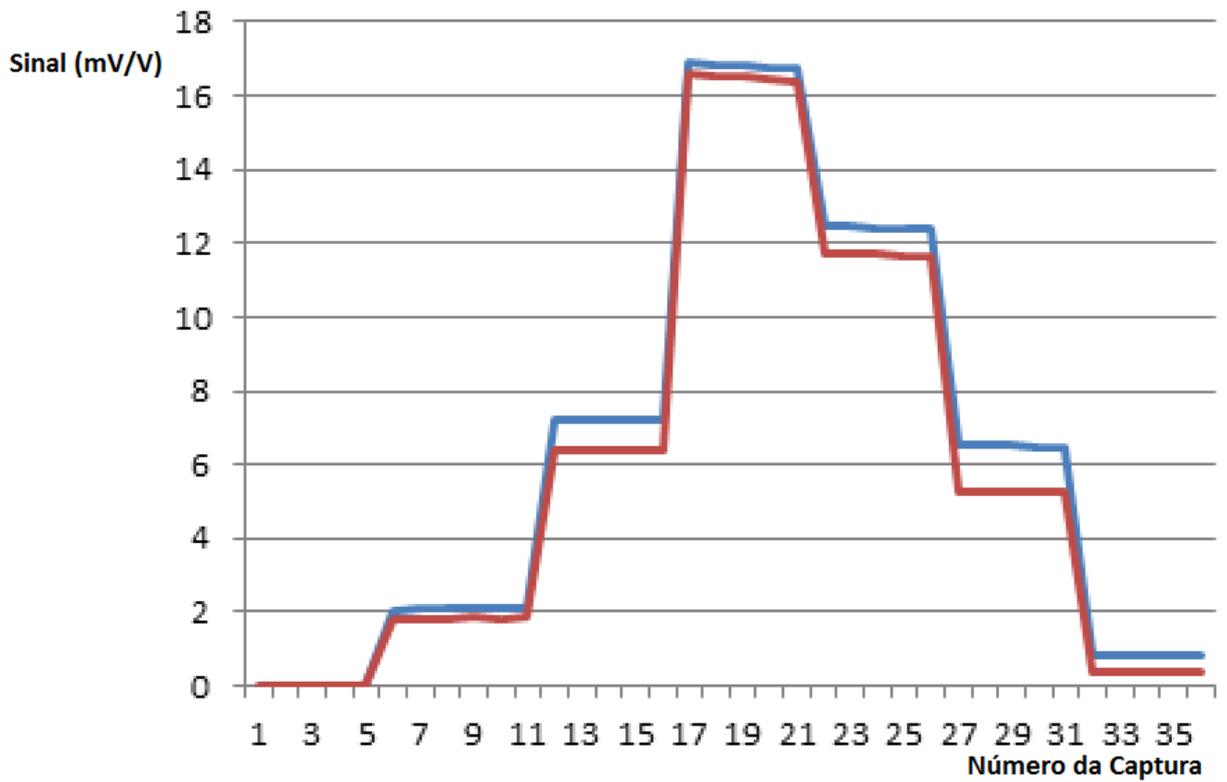


Figura 92- Gráfico relativo aos resultados dos ensaios estáticos de calibração com escovas de grafite (3 pesos de 5 N usados).

Surgem dados que não estão de acordo com o esperado. Embora seja possível observar padrões similares, surgem erros entre diferentes ensaios com uma expressão muito elevada e a linearidade é perdida. Além disso surgem erros de histerese elevados e que dependem da quantidade máxima de binário aplicada no veio, fazendo com que seja impossível obter dados concretos para calibração da máquina usando este tipo de escovas.

Na tabela 8 e respectivo gráfico da figura 92 pode-se observar que embora os resultados para os ensaios com 2 e 3 pesos sejam similares aquando da subida do carregamento, na secção descendente temos valores muito diferentes para a mesma quantidade de pesos. O factor que mais influencia esse erro é o carregamento máximo. Além disto quando se compara a ordem de valores destes sinais com as dos ensaios da roseta sem escovas, observa-se que é muito superior.

Tabela 8- Tabela de resumo dos ensaios de calibração estáticos com escovas de grafite.

	3 Pesos			2 Pesos		
Peso	Media Ensaio 1	Média Ensaio 2	Média dos 2 Ensaio 1 Ensaio 2	Media Ensaio 1	Média Ensaio 2	Media dos 2 Ensaio 1 Ensaio 2
0	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000
5	2,0999	1,8479	1,9739	2,0235	2,2908	2,1571
10	7,2082	6,3912	6,7997	6,9028	6,9639	6,9333
15	16,8065	16,4782	16,6423			
10	12,4083	11,6676	12,0379			
5	6,5134	5,2611	5,8872	3,9019	3,9401	3,9210
0	0,8170	0,3818	0,5994	0,3054	0,0076	0,1565

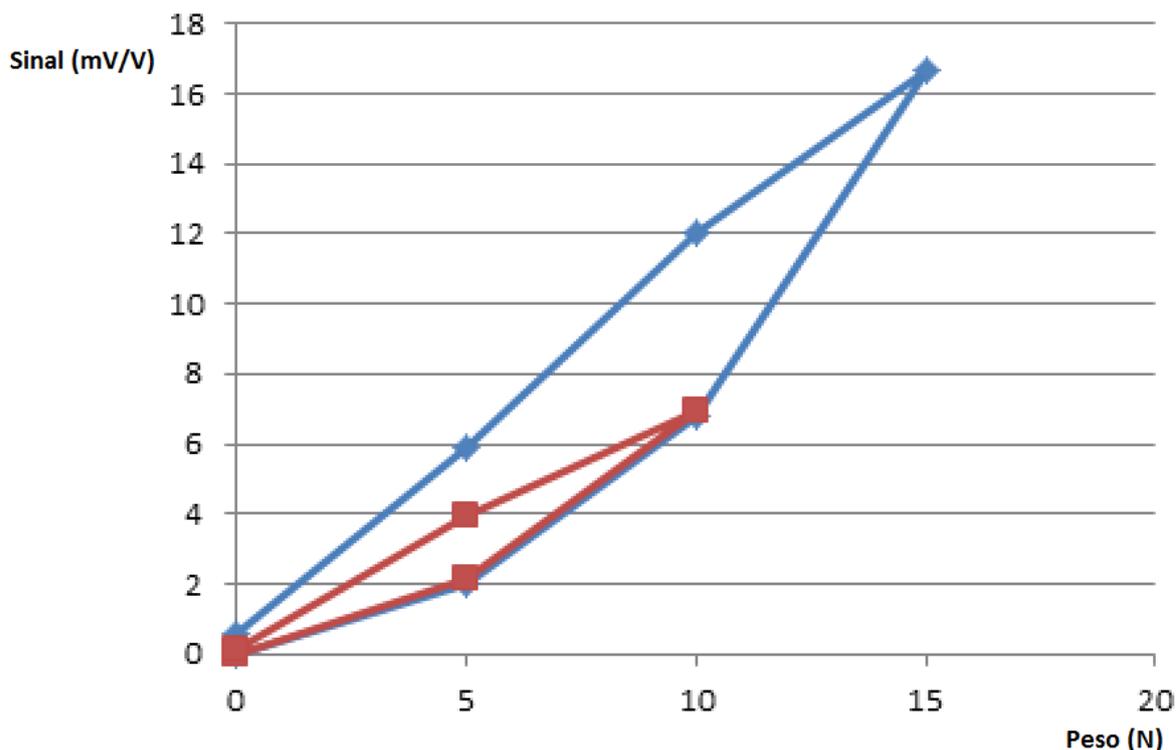


Figura 93- Gráfico de resumo dos ensaios de calibração estáticos com escovas de grafite.

Com o sistema actual de escovas de grafite não é possível obter uma calibração exacta para a máquina de forma a obter resultados absolutos para os valores do atrito da transmissão. Porém uma vez que os problemas com as escovas forem ultrapassados e não haja problemas com a passagem do sinal por estas, está provado que a roseta consegue ser calibrada de forma a obter resultados de grande precisão e exactidão como desejado.

6.2. Ensaio dinâmico com escovas de grafite

Já foi visto que não será possível obter valores absolutos de atrito da transmissão devido às presentes limitações do sistema de escovas usado para enviar o sinal da roseta para o sistema de aquisição de dados. Contudo, o grande interesse deste estudo é a comparação do atrito com diferentes soluções de materiais e componentes de transmissão, não sendo para isso necessária a obtenção de valores concretos. Será necessário apenas que o sistema presente de medição obtenha resultados coerentes e com elevada repetibilidade que expressem as pequenas diferenças de performance obtida com várias soluções testadas.

Nos ensaios dinâmicos pretendia-se acima de tudo neste instante verificar a capacidade da máquina de produzir resultados não se estando a testar nenhuma solução em particular. Queria-se primeiramente verificar o funcionamento correcto da máquina.

Para isso o motor de passo foi programado para rodar a uma velocidade constante de 60 rpm que foi usada para todos os ensaios. Esta velocidade de rotação é aproximada à cadência de um atleta em competição. Para evitar danos no sistema e sobreaquecimento do motor e sistemas de controlo a velocidade de 60rpm é atingida após um período programado de aceleração constante que dura 5 segundos.

Além disso para averiguar a capacidade do sistema em captar pequenas diferenças de binário aplicado no veio, foram feitos ensaios usando vários pinhões da cassette. Previasse que para pinhões com número de dentes mais elevados o binário necessário a aplicar pelo motor para a mesma rotação fosse mais baixo. Isto devido à rotação mais reduzida da cassette (devido á relação de transmissão) mas também a menores perdas por atrito e efeito poligonal como visto anteriormente.

6.2.1. Ensaios no primeiro pinhão (11 dentes)

Nesta configuração esperava-se assim a maior carga requerida ao motor. Foram feitos 10 ensaios separados com o primeiro pinhão engrenado. Todos eles feitos através do mesmo procedimento:

- A corrente é previamente engrenada no carreto em questão.
- A aquisição de dados é colocada em funcionamento.
- O motor é ligado e acelera constante até à velocidade de 60 rpm onde se mantém por 1 minuto.
- Após 1 minuto a 60 rpm o motor desacelera constantemente até parar em 5 segundos.
- Quando o motor pára o sistema de aquisição de dados é desligado e os dados são gravados.

Os resultados obtidos podem ser consultados em anexo a partir da página 2, um exemplo é no entanto apresentado no gráfico da figura 93. Foram feitas 25 capturas de valores por segundo.

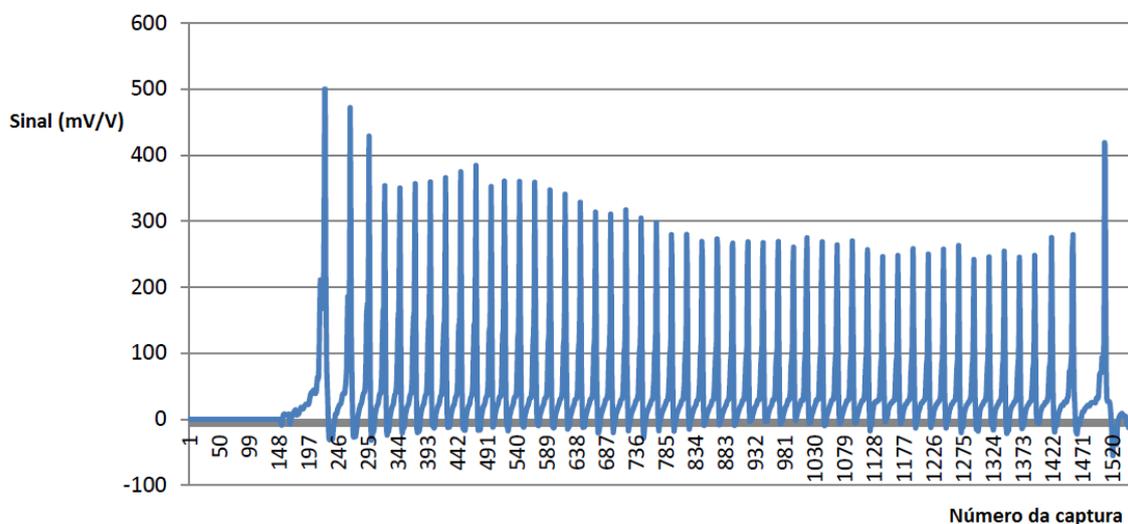


Figura 94- Gráfico relativo aos resultados dos ensaios dinâmicos no primeiro pinhão (11 Dentes).

É possível observar que existe uma vibração que gera picos nos valores com um período de 1 segundo. Sendo que o motor roda a 60 rpm, essa vibração está em fase com a rotação. Isto poderá dever-se não só a problemas mecânicos de alinhamento do veio, mas sobretudo a problemas relacionados com as escovas. Apesar disto os problemas de histerese neste caso parecem não afectar excessivamente os resultados uma vez que ao fim dos ensaios com o veio estacionário os valores recebidos da roseta tendem para zero como esperado.

Embora haja zonas onde os picos superiores e inferiores do gráfico da figura 93 são aproximadamente constantes, a amplitude das vibrações é infelizmente da ordem do sinal em si. Aleado ao facto de haver uma grande dispersão de resultados entre diferentes ensaios, não sendo possível encontrar repetibilidade entre eles, os resultados retirados da máquina como está presentemente são inconclusivos. Não será possível retirar padrões que permitam detectar variações de binário no veio.

Além disso a rotação do veio gerou valores que se fossem traduzidos para binário através dos dados obtidos nas calibrações estáticas da máquina seriam demasiado elevados para terem algum tipo de credibilidade. Isto deve-se ao aumento da resistência

eléctrica no contacto entre os anéis colectores e as escovas de grafite induzida pela rotação.

6.2.2. Ensaio no segundo terceiro quarto e quinto Pinhão (13,15,17 e 19 Dentes)

Os ensaios foram realizados consoante o mesmo procedimento usado anteriormente para o primeiro pinhão.

Os resultados podem mais uma vez ser visualizados em anexo a partir da página 4.

A observação dos mesmos é a confirmação do dito acima, não é possível observar qualquer repetibilidade e não se vêem indícios claros da esperada descida de binário que seria esperada ao aumentar o número de dentes do pinhão.

O sistema actual de escovas não consegue obter a performance desejada e a máquina actualmente não cumpre a função para que foi desenvolvida de comparar o atrito da transmissão em diferentes circunstâncias e com diferentes componentes.

6.3. Ensaio dinâmico com escovas de filamentos de cobre

Após os ensaios com escovas de grafite e pegando nas pesquisas feitas que apontavam para as vantagens da utilização de escovas de filamentos metálicos em aplicações de transmissão de sinal de baixa tensão, foi tentada uma nova abordagem. Neste caso foram usados filamentos de cobre em contacto com os anéis colectores.

Os ensaios que testaram o desempenho desta abordagem foram feitos desta vez de forma mais rápida e intuitiva e consistiram em apenas dois ensaios. Em ambos o procedimento foi o seguinte:

- Colocação da corrente no pinhão mais pequeno (11 Dentes).
- Liga-se o motor e este atinge a sua velocidade máxima aos 10s (aproximadamente).
- Aos 30s com o sistema a rodar troca-se a velocidade para o 5º. carreto (de 19 Dentes).
- Aos 60 segundos a máquina pára e desliga-se o sistema de aquisição de dados.

Os resultados obtidos apresentam-se nos dois gráficos da figura 94:

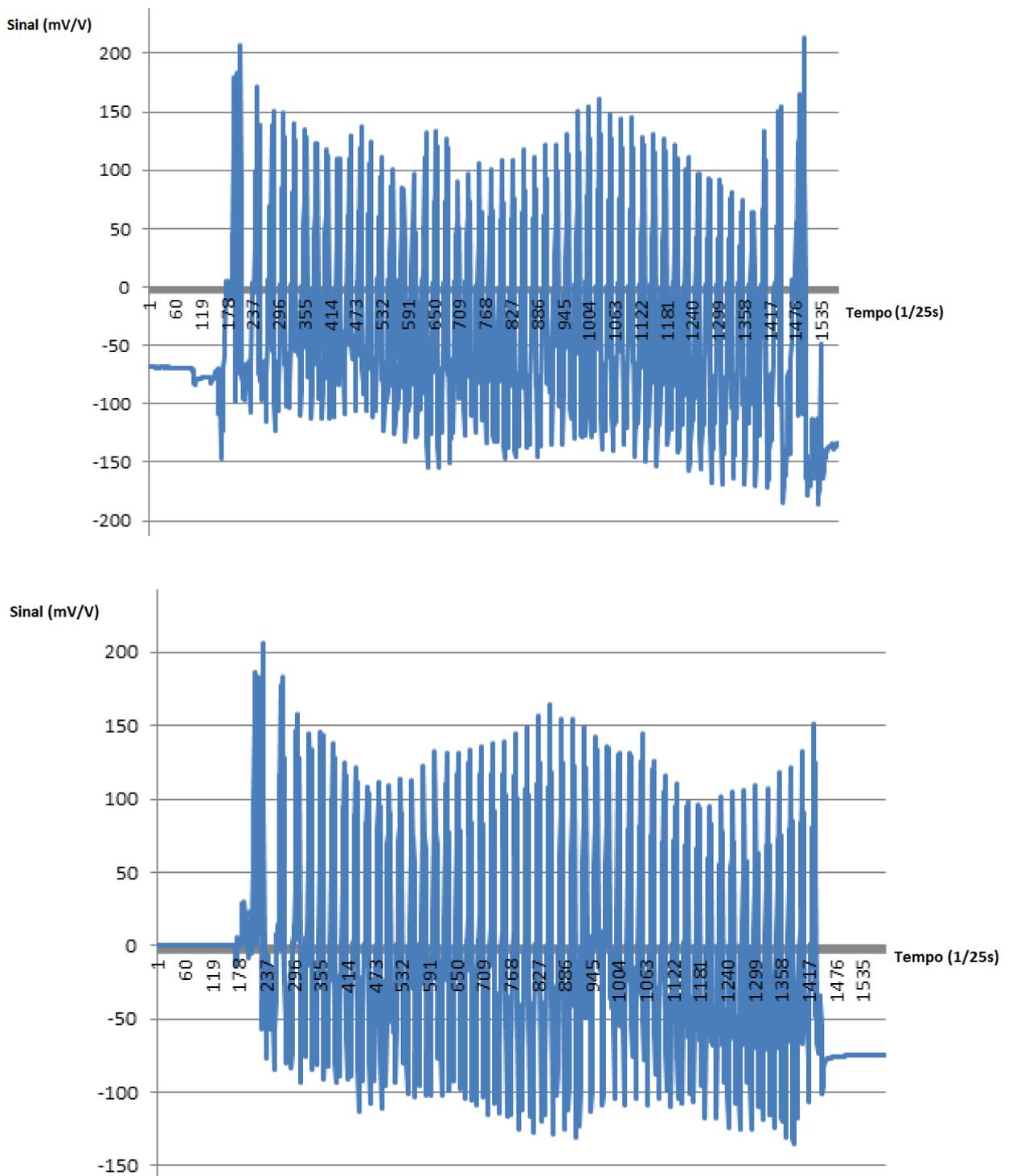


Figura 95- Gráficos resultantes dos ensaios dinâmicos com escovas de filamentos de cobre.

Seria de esperar que o binário necessário para a rotação do sistema baixasse mas não se observam padrões no sinal recebido que isso aconteça aos 30 segundos. Além disso mais uma vez observa-se que a amplitude do ruído é de uma ordem muito superior ao

sinal emitido pela roseta nos ensaios estáticos sem escovas que serviram de referência, apagando assim qualquer possibilidade de medição.

Retira-se assim mais uma vez a conclusão que o sistema de escovas em filamentos de cobre também não é viável para a aplicação em causa. Será necessária investigação e desenvolvimento de novas abordagens de forma a retirar o sinal da roseta do veio rotativo.

7. Conclusões e Trabalhos Futuros

Neste trabalho pretendeu-se criar uma forma de estudar a eficiência de transmissões de bicicleta. Para futuramente usar no desenvolvimento de componentes de transmissão em fibra de carbono. Projectou-se e construiu-se assim um protótipo capaz de colocar uma transmissão completa em funcionamento da forma mais próxima ao que acontece numa bicicleta real. Tiveram-se também em consideração aspectos como a portabilidade da máquina e a sua capacidade de adaptação a alterações futuras que sejam necessárias. Usaram-se assim materiais muito leves, económicos e modulares tanto na estrutura como na parte de propulsão.

Pretendia-se medir a potência aplicada na transmissão pelo motor. Para isso foi necessária a medição do binário que este aplicava a uma rotação fixa e utilizou-se uma roseta colocada no veio de saída do mesmo. Verificou-se experimentalmente que a roseta usada produz dados de grande qualidade e sobretudo com a sensibilidade e linearidade necessárias para esta aplicação, com o sistema de aquisição de dados utilizado. Foram no entanto encontrados problemas devido a uma diferença entre os resultados experimentais e os que seriam teoricamente esperados. Trata-se de uma diferença na ordem de uma casa decimal, sendo que os resultados teóricos são aproximadamente 10 vezes superiores. Gera-se assim a necessidade de verificar os parâmetros de escala do sistema de aquisição de dados e o correcto alinhamento da roseta (que foi colada à vista desarmada).

Aquando da introdução de escovas para a transmissão do sinal do veio em rotação para o sistema de aquisição de dados, introduziu-se também ruído eléctrico excessivo. Este ruído eléctrico diminuiu a qualidade dos dados obtidos a ponto de inviabilizar qualquer das medições para as quais fora construída a máquina. Este facto leva à necessidade de encontrar uma alternativa que resolva este problema para que no futuro se testem transmissões de bicicleta em rotação.

Conclusão do Desenvolvimento da Máquina

Existe assim a necessidade de eliminar os problemas de ruído eléctrico que distorcem o sinal da roseta até à chegada do sistema de aquisição de dados. Uma vez que se comprova que este ruído é introduzido pelas escovas usadas neste trabalho são ainda

sugeridas possíveis soluções para que este problema seja ultrapassado. A parte de tratamento de sinal não foi estudada com profundidade, porém factores como amplificação, transmissão de sinal sem fios e mesmo por escovas de alta qualidade são comuns nos transdutores rotativos de binário do mercado e poderão ajudar a resolver o problema.

Existe a possibilidade de através de uma maior exploração de sistemas de escovas poderem surgir soluções, sabendo que na compra de anéis deslizantes de qualidade ou o fabrico de um protótipo à sua imagem poderá solucionar estes problemas. Existem anéis deslizantes no mercado que poderão ser usados para obter um sinal de qualidade dos extensómetros. Tal não foi possível durante o percurso deste trabalho devido a restrições económicas e temporais.

No entanto uma das soluções primordialmente sugeridas é a eliminação completa das escovas através da medição reactiva do binário imposto pelo motor no veio. Para isso poderão ser colocados extensómetros ou células de carga nas fixações do motor.

Para aproveitamento da roseta deste trabalho, esta pode ficar colocada no mesmo veio, porém este servirá apenas de suporte à carcaça ao motor. Estando assim numa peça fixa a qualidade do sinal será equiparada aos ensaios que se fizeram neste trabalho sem escovas revelando o comportamento real da roseta. Soluções semelhantes são utilizadas na indústria através de sensores como o da figura 95:



Figura 96-Sensor de binário reactivo, adaptado de [61].

Num lado o veio fica encastrado na caixa do motor e do outro encastrado na estrutura através de um suporte. Assim o único veio em rotação é o mostrado do lado esquerdo do esquema da figura 96, sendo que à direita do motor todas as peças estão estacionárias.

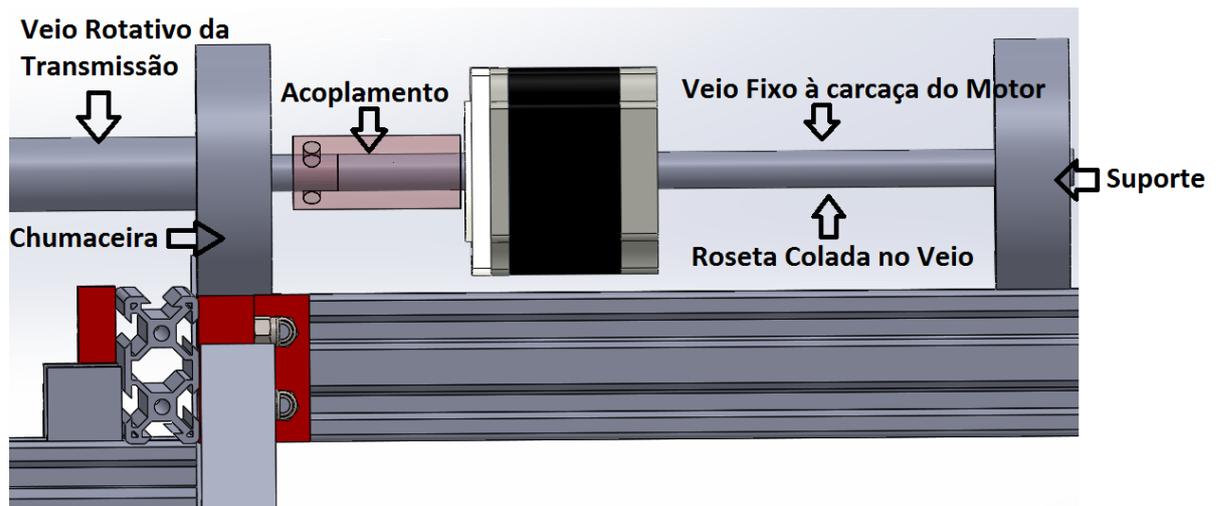


Figura 97-Esquema representativo de alterações sugeridas para a máquina.

Sugere-se assim esta alteração ou algo baseado nela por ser de aplicação fácil devido à grande adaptabilidade da estrutura usada e à possibilidade de usar muitos dos materiais já presentes na máquina. Espera-se a obtenção de um sinal de grande qualidade como foi explicado acima com uma sensibilidade bastante superior à sensibilidade mínima requerida inicialmente de 0,0003 Nm.

Para uma verificação final da calibração da máquina poderão ser efectuados testes de tracção em provetes retirados do material do veio. No capítulo 6.1.3 do presente trabalho foi feita a intersecção dos resultados teóricos e experimentais de calibração, no entanto uma vez que as propriedades do material eram desconhecidas e foram assim assumidos valores aproximados, seria interessante a obtenção destas propriedades através de testes ao material. Os testes consistiriam assim de pelo menos dois ensaios de tracção em direcções perpendiculares ou num ensaio de torção.

Da mesma forma seria interessante através de microscopia verificar o desvio que pode existir no alinhamento da roseta no veio, uma vez que foi colada à vista desarmada. Com esta acção pode corrigir-se eventuais desvios nas medições através do ajuste das equações à orientação real dos extensómetros.

Os Testes Futuros em Transmissões de Bicicleta

O Desgaste

O desgaste poderia ser quantificado através da redução de volume e deterioração da forma dos carretos. Isto poderá ser verificado através de medições por fotomicrografia, análise por sonda de micrografia ou outras técnicas de metrologia. Estas medições poderiam ser complementadas pela análise dos óleos da corrente, procurando quais os elementos presentes no mesmo e quais poderiam pertencer à corrente e ao carreto.

Também é importante lembrar que a corrente que trabalha em contacto com os carretos, também poderia ser sujeita a taxas de desgaste diferentes por trabalhar em contacto com os carretos em carbono. As mesmas metodologias deviam ser aplicadas para quantificar o seu desgaste.

A máquina de testes concluída seria aqui utilizada para testar carretos com diferentes níveis de desgaste e compreender o seu impacto na eficiência da transmissão. Com estes dados recolhidos para carretos testados em vários ambientes e tipos de prova (sujeitos a diferentes taxas de desgaste portanto) poderá ser possível perceber se em que condições e até que quilometragem é que os carretos em carbono são vantajosos.

A Integridade estrutural

A integridade estrutural destes carretos é de extrema importância, não só devido aos seus possíveis efeitos na eficiência da transmissão, mas também porque a segurança do atleta depende deles, sendo que uma falha poderá originar uma queda. É então importante o estudo de parâmetros de fractura nos compósitos tais como delaminação, desconexão de fibras com a matriz ou quebra de fibras de reforço.

Este tipo de danos está associado a diminuições de rigidez no material, deformações na geometria e aumento da rugosidade das peças, podendo causar perdas de eficiência da transmissão ou no limite a fractura.

Poderão ser analisados por radiografia (para danos interiores) ou mais à superfície por fotomicrografia. O objectivo seria mais uma vez perceber até que ponto é viável e vantajosa a utilização deste material nos carretos.

A Absorção de água

Uma vez que estes componentes são expostos à intempérie durante o seu serviço, estão sujeitos à absorção de água. Isto faz com que os dois factores referidos anteriormente (desgaste e integridade estrutural) sejam possivelmente afectados negativamente. A absorção de água por si só também pode gerar enfraquecimento dos materiais e perda de coesão da matriz do compósito. Assim existe a necessidade também de aferir até que ponto isto realmente acontece, realizando estudos onde fossem relacionados o desgaste e danificação dos carretos com a absorção de água e as condições de utilização, percebendo qual o seu efeito nesta matriz complexa.

Desenvolvimento dos Carretos em Fibra de Carbono

Com os dados recolhidos destes trabalhos, seria possível continuar o desenvolvimento dos carretos. Materiais utilizados na matriz e métodos de fabrico adaptados para furação e fresagem dos carretos poderão ser testados. A obtenção de soluções mais robustas futuramente optimizando o custo de fabrico, a integridade estrutural e diminuições de atrito ou peso poderão ser alcançadas com a ajuda da máquina de testes. Também poderão ser testados lubrificantes de forma a perceber quais apresentam o melhor comportamento neste material.

Até aqui foi dada importância apenas aos carretos que já foram fabricados fisicamente que são os pertencentes ao desviador. Mas poderão ser consideradas as hipóteses de testar a eficiência de carretos em fibra de carbono da pedaleira e da cassette.

Para estes testes continuaria a ser viável a utilização desta máquina que trabalha em vazio para o teste da transmissão, no entanto poderiam ser efectuadas alterações à máquina a fim de colocar o sistema em carga. Refere-se mais uma vez que a máquina está construída de uma forma muito versátil e modular que permite alterações facilmente, a adição, eliminação e movimentação de componentes está facilitada pelos perfis de alumínio *V-Slot* usados no quadro.

Estes carretos da pedaleira e cassette estariam assim expostos a maior desgaste e degradação que os do desviador e seria interessante quantificar estes factores e relacioná-los com as eventuais perdas de eficiência dos mesmos. Percebendo assim seria vantajosa a utilização de carbono, tendo em vista sempre a melhoria do rendimento

da transmissão, que neste caso estará aliada a uma possível redução de peso dos carretos e a um aumento de desempenho do atleta. Além disto, é necessário perceber qual é a durabilidade que os mesmos apresentam em relação à fractura, dado que este é um assunto ainda pouco estudado.

Referências

- [1] Design J.S. e Stephens J.W. (2001). “The mechanical efficiency of bicycle derailleur and hub-gear transmissions, International Human Powered Vehicle”. Technical Journal of the IHPVA, (52), San Luis Obispo, California.
- [2] Beardslee - Roller chain and Sprockets. [Obtido a 1 de Dezembro de 2017] Disponível em: <http://beardsleetransmission.com/roller-chain-sprockets/>
- [3] Renold Plc - Manufacturers Must Stick To The Facts. [Obtido a 1 de Dezembro de 2016]. Disponível em: <http://www.renold.com/company/latest-news/manufacturers-must-stick-to-the-facts/>
- [4] ASME Standards - Precision Power Transmission Roller Chains, Attachments, and Sprockets. [Obtido a 1 de Dezembro de 2016]. Disponível em: <https://www.asme.org/products/codes-standards/b291-2011-precision-power-transmission-roller>
- [5] MechanicalTV27 - How to Make Roller Chains. [Obtido a 1 de Dezembro de 2016]. Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=aa-8JFFkdN8>
- [6] CBC – Construction of the Basic Components of an Industrial Roller Chain. [Obtido 1 de Dezembro de 2017]. Disponível em: <https://www.conbear.com.au/news/article/2332>
- [7] American Chain Association, 2006. Chains for Power Transmission and Material Handling. 2ª. Edição, CRC Press. Boca Raton.
- [8] Gears Educational Systems - Designing and Drawing a Sprocket. [Obtido a 1 de Dezembro de 2016]. Disponível em: http://www.gearseds.com/files/design_draw_sprocket_5.pdf
- [9] MywheelsAndMore- Bushingless Bicycle Chain Construction. [Obtido a 18 de Dezembro de 2017]. Disponível em: <http://mywheelsandmore.com/bicycleChains/bicycleChainConstruction.htm>

- [10] SheldonBrown - Chain Maintenance. [Obtido a 18 de Dezembro de 2017]. Disponível em: <https://www.sheldonbrown.com/chains.html>
- [11] Dramstyme - Imagem da transmissão da bicicleta. [Obtido a 18 de Dezembro de 2017]. Disponível em: <https://pt.dreamstime.com/foto-de-stock-royalty-free-imagem-da-transmiss%C3%A3o-da-bicicleta-image39627145>
- [12] Revistabicicleta - Regulagem do câmbio traseiro. [Obtido a 18 de Dezembro de 2017]. Disponível em: http://www.revistabicicleta.com.br/bicicleta.php?Regulagem_do_Caambio_Trasero&id=811
- [13] Friction Facts - Friction Producing Mechanisms of a bicycle chain. [Obtido a 18 de Dezembro de 2017]. Disponível em: http://www.friction-facts.com/media/wysiwyg/Friction_Producing_Mechanisms2.pdf
- [14] Rohloff, B. e Greb, P.. “Efficiency Measurements of Bicycle Transmissions - A neverending Story?”. Technical Journal of the IHPVA, (edição N°. 52 de 2001), San Luis Obispo, California.
- [15] Bikeretrogrouch - Campagnolo Derailleurs: Evolutionary Dead Ends. [Obtido a 18 de Dezembro de 2017]. Disponível em: <http://bikeretrogrouch.blogspot.pt/2014/03/campagnolo-derailleurs-evolutionary.html>
- [16] Grupo de Análise e Projecto Mecânico, 2004. Apostila de Extensometria. Universidade Federal de Santa Catarina, Flórianopolis.
- [17] Cancela, V.M., 2010. Circuitos Eléctricos. 6ª. Edição. LIDEL Edições Técnicas, Lisboa.
- [18] Krishi Shiksha - Applied Electronics and Instrumentation. [Obtido a 18 de Dezembro de 2017]. Disponível em: <https://ecoursesonline.icar.gov.in/mod/page/view.php?id=1177>
- [19] Jianzhang Wang, Beibei Chen, Ning Liu, Gaofeng Han, Fengyuan Yan (2014). “Combined effects of fiber/matrix interface and water absorption on the tribological behaviors of water-lubricated polytetrafluoroethylene-based

- Composites reinforced with carbon and basalt fibers”. University of the Chinese Academy of Sciences, China.
- [20] Lancaster, J. K. (1972). “Lubrication of carbon fibre reinforced polymers: Part II Organic fluids”. Royal Aircraft Establishment, Farnborough Hunts.
- [21] J. Li e Y.C. Xia (2010). “Evaluation of Tribological Properties of Carbon Fiber-Reinforced PA6 Composites, School of Mechanical and Electronic Engineering”. Shanghai Second Polytechnic University, China.
- [22] Nuruzzaman, D.M., Chowdhury M.A., Rahman M.M., Kowse M.A., Biplov K. R. (2014). “Faculty of Manufacturing Engineering”. University Malaysia Pahang, Bangladesh
- [23] Judd, N.C.W. (1971). “The chemical resistance of carbon fibres and carbon fibre/polyester composite”, Plastics Institute, London.
- [24] Nigel C.W.J. (1977). “Absorption of Water into Carbon Fibre Composites”. Royal Aircraft Establishment, Farnborough Hunts
- [25] Nigel C.W.J., (1977). “The Effect of Fibre Surface Treatment, Resin Type and Fabrication Process on the Interlaminar Shear Strength of Carbon Fibre Composites”. British Polymer Journal, London.
- [26] Shen C.H. e Springer J.S. (1975). “Moisture Absorption and Desorption of Composite Materials”. The University of Michigan, Michigan.
- [27] Difusão em sólidos - Teoria do Contínuo da Difusão.
[Obtido a 1 de Dezembro de 2016]. Disponível em:
http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/EME719/02_Teoria%20do%20continuo.pdf
- [28] Cavalcanti W.S., Cavalcanti, G.B., Carvalho L.H. (2009). “Absorção de Água em Compósitos de Poliéster Insaturado Reforçados com Tecido de Juta e Juta/Vidro: Modelagem, Simulação e Experimentação”. Universidade Federal de Campina Grande, Brasil.
- [29] Nascimento, J.J.S. (2005). “Fenómenos de difusão transiente em sólidos paralelepípedos. Estudo de caso: secagem de materiais cerâmicos”, Universidade Federal de Campina Grande, Brasil.

- [30] Airale A.G., Carello M.A., Ferraris, L.S. (2016). “Moisture effect on mechanical properties of polymeric composite materials”. Politécnico de Turim, Itália.
- [31] Shen C.H. e Springer J.S. (1976). “Effects of Moisture and Temperature on the Tensile Strength of Composite Materials”. University of Michigan, Michigan
- [32] Ryan J.M., Adams R., Brown S.G.R. (2009). “Moisture Ingress Effect on Properties of CFRP”. School of Engineering Singleton Park Swansea, Bristol.
- [33] Chem Libretexts - Arrhenius Equation. [Obtido a 22 de Setembro de 2017]. Disponível em: https://chem.libretexts.org/Core/Physical_and_Theoretical_Chemistry/Kinetics/Modeling_Reaction_Kinetics/Temperature_Dependence_of_Reaction_Rates/The_Arrhenius_Law/Arrhenius_Equation
- [34] Wikipedia - Coeficiente de Difusão. [Obtido a 22 de Setembro de 2017]. Disponível em: https://pt.wikipedia.org/wiki/Coeficiente_de_difus%C3%A3o
- [35] Kim H. e Takemura K. (2011). “Influence of water absorption on creep behaviour of carbon fiber/epoxy laminates”. Kanagawa University, Japan.
- [36] King J.W. (2013). “Moisture absorption characteristics and effects on mechanical behaviour of carbon/epoxy composite : application to bonded patch repairs of composite structures”. Université de Bourgogne, França.
- [37] Arhant M., Le Gall P., Le Gall M., Burtin C., Briançon C., Davies P. (2016). “Effect of sea water and humidity on the tensile and compressive properties of carbon-polyamide 6 laminates”. Composites Part A: Applied Science and Manufacturing, Volume 91.
- [38] Pacheco P.E., Franco P.H., Valadez A. (2013). “Effect of moisture absorption on the mechanical behavior of carbon fiber/epoxy matrix Composites”. Instituto Tecnológico Superior de Calkiní, México.
- [39] Friction Facts (2013), “DERAILLEUR PULLEY EFFICIENCY TEST”
- [40] Friction Facts - Derrailleur Pulley Efficiency Test Equipment. [Obtido a 22 de Setembro de 2017]. Disponível em: <https://www.friction-facts.com/equipment/derailleur-pulley-efficiency>

- [41] Friction Facts - Hub Efficiency Tester. [Obtido a 22 de Setembro de 2017]. Disponível em: <https://www.friction-facts.com/equipment/hub-efficiency>
- [42] Friction Facts - Full Tension Test Method. [Obtido a 22 de Setembro de 2017]. Disponível em: <https://www.friction-facts.com/equipment/full-tension-test-method>
- [43] Friction Facts - Full Load Test Method. [Obtido a 22 de Setembro de 2017]. Disponível em: <http://www.friction-facts.com/equipment/chain-full-load>
- [44] Bolen R. and Archibald C.M. (2017). “An Experimental Study on the Efficiency of Bicycle Transmissions”, Grove City College, Pensilvânia.
- [45] Friction Facts (2013). “10 Ways to Increase Drivetrain Efficiency -Report Highlights”.
- [46] Friction Facts (2013). “Chain Efficiency Test - Pre-Race and Post-Race in Dirty Race Conditions Chain Efficiency Test - Effects of Cleaning and Relubing after a Dirty Race”.
- [47] Borges J.C.S., Nobrega Sobrinho C.A., Lima Filho A.C., Belo F.S. (2015). “Métodos e técnicas de medição de torque directamente em eixos rotativos”. Instituto Federal de Praiba, Brasil.
- [48] Adafruit Learning System - All About Stepper Motors. [Obtido a 23 de Agosto de 2017]. Disponível em: <https://learn.adafruit.com/all-about-stepper-motors/what-is-a-stepper-motor>
- [49] Newmaker - Working with stepper motors. [Obtido a 23 de Agosto de 2017]. Disponível em: http://tech.newmaker.com/art_6061.html
- [50] How It Works - Dejan Nedelkovski Stepper Motor. [Obtido a 23 de Agosto de 2017]. Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=TWMai3oirnM>
- [51] Forum Arduino - Unipolar stepper motor with L298N Driver. [Obtido a 23 de Agosto de 2017]. Disponível em: <http://forum.arduino.cc/index.php?topic=379829.0>

- [52] Oden, J.T. e Ripperger, E.A., 1981. Mechanics of Elastic Structures. McGraw-Hill Inc.
- [53] Probabilistic Stress-Life (P-S-N) Study on Bearing Steel Using Alternating Torsion Life Test. [Obtido a 21 de Dezembro de 2017] Disponível em: https://www.researchgate.net/figure/233286609_fig4_Fig-4-Schematic-of-test-section-of-Fig-3-a-Torsional-moment-of-circular-shaft
- [54] R. C. Hibbeler, 2011. Mechanics of Elastic Structures. 8ª. Edição, Prentice Hall, Pearson.
- [55] Dally J.W. e Riley W.F. (1991). Experimental Stress Analysis. 2º. Edição, McGraw-Hill Inc, Nova Iorque.
- [56] HBM - Applying The Wheatstone Bridge Circuit. [Obtido a 23 de Agosto de 2017]. Disponível em: <http://eln.teilam.gr/sites/default/files/Wheatstone%20bridge.pdf>
- [57] Wiley Online Library - Strain gauge slip ring circuits. [Obtido a 23 de Agosto de 2017]. Disponível em: <http://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1111/j.1475-1305.1979.tb00272.x/abstract>.
- [58] Deublin - The Basics of Electrical Slip Rings. [Obtido a 18 de Dezembro de 2017]. Disponível em: http://www.deublin.com/assets/1/7/NEW_Deublin_TheBasicsElectricalSlipRings_HR_11.37.51_AM.pdf
- [59] HBM – Medição experimental de Deformações Extensometria eléctrica de Resistência. [Obtido a 18 de Dezembro de 2017]. Disponível em: <https://www.hbm.com/pt/2313/spider-8-easy-and-reliable-pc-based-data-acquisition/>
- [60] HBM- Spider8 Operating Manual. [Obtido a 18 de Dezembro de 2017]. Disponível em: <https://www.hbm.com/pt/2313/spider-8-easy-and-reliable-pc-based-data-acquisition/>

[61] Tech instruments - Reaction Torque Sensor. [Obtido a 18 de Dezembro de 2017]
Disponível em: http://www.a-tech.ca/Product/Series/1398/D-2452_Reaction_Torque_Sensor/?tab=2