



# **Embraiagem centrífuga UBICAR: Otimização**

**João Manuel Figueira Neves Amaro**

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em  
**Engenharia eletromecânica**  
(2º ciclo de estudos)

Orientador: Prof. Doutor Paulo Manuel Oliveira Fael  
Orientador: Engenheiro Daniel Filipe da Silva Cardoso

**Outubro de 2022**



## **Declaração de Integridade**

Eu, João Manuel Figueira Neves Amaro, que abaixo assino, estudante com o número de inscrição M9500 de Engenharia Eletromecânica da Faculdade de Engenharia, declaro ter desenvolvido o presente trabalho e elaborado o presente texto em total consonância com o **Código de Integridades da Universidade da Beira Interior**.

Mais concretamente afirmo não ter incorrido em qualquer das variedades de Fraude Académica, e que aqui declaro conhecer, que em particular atendi à exigida referência de frases, extratos, imagens e outras formas de trabalho intelectual, e assumindo assim na íntegra as responsabilidades da autoria.

Universidade da Beira Interior, Covilhã 10 /10 /2022



(assinatura conforme Cartão de Cidadão ou preferencialmente  
assinatura digital no documento original se naquele mesmo formato)



# Agradecimentos

Para a realização desta dissertação agradeço a toda a minha família que nunca me abandonou ou duvidou das minhas capacidades e me apoiou.

Aos meus pais, por me apoiarem e acreditarem em mim agradeço-lhes pelo carinho, suporte e apoio incondicional.

Às minhas irmãs, agradeço-lhes tanto pela ajuda disponibilizada como por estarem sempre presentes para me ouvirem e me aconselharem em todos os momentos da vida.

À minha namorada, que sem ela não teria finalizado esta etapa, sendo ela sem dúvida a minha voz da razão. É a pessoa que mais força me dá em todos os momentos, de forma que só tenho a agradecer por sempre ter acreditado em mim e nunca me ter deixado desistir.

Aos meus orientadores, Professor Doutor Paulo Manuel Oliveira Fael e Eng. Daniel Filipe da Silva Cardoso por sempre estarem disponíveis para me ajudar, por todo o empenho e acima de tudo por toda a transmissão de conhecimentos. Um agradecimento especial ao Professor Doutor Paulo Manuel Oliveira Fael por tanto se esforçar para levar todos os anos a UBICAR à Shell Eco-Marathon que sem dúvida é uma experiência incrível onde se adquire e é transmitido muito conhecimento.

Ao Rui, um grande amigo de longa data, que está sempre presente quando necessário e que realiza centenas de quilómetros para que nos possamos encontrar. E a todos os meus amigos que me têm apoiado e estão presentes na minha vida.

A todos os membros da UBICAR, pelo espírito de equipa e pelas excelentes memórias que ficam sempre comigo.

Por último, e não menos importante, à U aerospace, empresa onde trabalho, tendo me permitido sempre que necessário tirar o tempo que fosse preciso para terminar esta minha etapa. Agradeço a todos os colegas de trabalho pelo apoio e um agradecimento especial ao Eng. João Barbosa que também sempre me incentivou a concluir esta etapa.



# Resumo

Atualmente, uma das maiores preocupações mundiais das marcas de veículos ou equipamentos com motores térmicos é a redução de emissões poluentes para a atmosfera, nomeadamente os provenientes de combustíveis fósseis, como tal cada vez mais empresas investem no desenvolvimento de novas tecnologias nessa área, sendo uma delas a Shell plc. Esta é uma empresa multinacional britânica que produz e comercializa produtos derivados de combustíveis fósseis. A Shell promove uma competição, denominada Shell Eco-Marathon, que tem como principal objetivo que as equipas participantes projetem e construam um veículo que utilize a menor quantidade de combustível para percorrer uma determinada distância.

A equipa UBICAR da Universidade da Beira Interior (UBI), têm participado há já alguns anos na competição Shell Eco-Marathon. Num projeto desenvolvido foi detetado que a embraiagem usada tem uma velocidade de escorregamento relativamente alta e que esta poderia ser diminuída.

As embraiagens centrífugas só atuam num determinado ponto de funcionamento. Os fabricantes de motores térmicos tendem a regular e a calibrar as embraiagens para que estas atuem em velocidades angulares entre a do binário máximo e a de potência máxima de um respetivo motor. A embraiagem utilizada pelo motor do UBIAN19, sendo uma embraiagem multidisco de acionamento centrífugo, sofre dos problemas supracitados, tempo de escorregamento excessivo e velocidade de escorregamento elevada.

O objetivo desta dissertação é diminuir o escorregamento de uma embraiagem de comando centrífugo para uma velocidade de rotação do motor menor que a original, através de um estudo experimental onde foram analisadas várias iterações.

Para a realização dos ensaios foi adaptado um dinamómetro de inércia existente na UBI que teria sido construído para um motor de menor potência. A adaptação consistiu em calcular e refazer o sistema de acoplamento, tendo sido realizada a validação do dinamómetro antes da realização dos ensaios para o estudo da embraiagem.

# Palavras-chave

Dinamómetro; Shell Eco-Marathon; Embraiagem; Pesos da embraiagem; Inércia; Binário;  
Honda GX160;



# Abstract

Currently, one of the biggest concerns of the vehicles brands or equipment with thermal engines is the reduction of emissions into the atmosphere, namely those from fossil fuels. Because of this, more and more companies invests in the development of new technologies in this area, being one of them Shell plc. This is a British multinational company that produces and sells products derived from fossil fuels. Shell promotes a competition, called Shell Eco-Marathon, whose main objective is the participation of teams with the objective of design and build a vehicle that uses the least amount of fuel to travel a certain distance.

The UBICAR team from the University of Beira Interior (UBI) has been participating for some years in the Shell Eco-Marathon competition. In a developed project it was detected that the clutch used has a relatively high slip speed and that this could be reduced.

Centrifugal clutches only operate at a certain operating point. Heat engine manufacturers tend to regulate and calibrate the clutches so that they operate at angular speeds between the maximum torque and the maximum power of a respective engine. The clutch used by the UBIAN19's engine, which is a centrifugally driven multi-disc clutch, suffers from the mentioned problem: excessive slip time and high slip speed.

The objective of this dissertation is to reduce the slippage of a centrifugal driven clutch for a lower engine rotation speed than the original. Through an experimental study, where the iterations were analysed.

In carrying out the tests, an inertia dynamometer existing at the UBI was adapted, which was been built for a less powerful engine. The adaptation consisted of calculating and redoing the coupling system, having validated the dynamometer before carrying out the tests to study the clutch.

# **Keywords**

Dynamometer; Shell Eco-Marathon; Clutch; Clutch weights; Inertia; Torque; Honda GX160;

# Índice

Agradecimentos .....	iii
Resumo .....	v
Abstract.....	vii
Lista de Figuras.....	xi
Lista de Tabelas .....	xv
Lista de Acrónimos .....	xvii
Capítulo 1 – Introdução .....	1
1.1. Formulação do problema .....	2
1.2. Importância do estudo.....	2
1.3. Objetivos do estudo .....	3
Capítulo 2 – Fundamentação teórica .....	5
2.1. Termos e conceitos .....	5
2.1.1. Embraiagens centrífugas.....	6
2.1.2. Embraiagens multidisco .....	8
2.2. Fundamentação Teórica.....	9
Capítulo 3 – Metodologia .....	13
3.1. Processo de otimização.....	13
3.2. Ensaios .....	19
3.2.1. Dinamómetro.....	20
3.2.2. Veículos .....	29

3.2.3. Inércia interna do motor.....	32
3.2.4. Validação do dinamómetro.....	35
Capítulo 4 – Apresentação, análise e discussão dos resultados.....	37
4.1. Apresentação dos resultados.....	37
4.2. Discussão dos resultados.....	42
4.3. Erros laboratoriais.....	44
Capítulo 5 – Conclusões.....	45
5.1. Trabalhos paralelos.....	46
5.2. Trabalhos Futuros.....	49
Referências.....	51
Anexos.....	53
Anexo A.....	53
Anexo B.....	54
Anexo C.....	55
Anexo D.....	63

# Lista de Figuras

Figura 1 – A equipa UBICAR de 2019 e o seu veículo, UBIAN19 (fotografia Bruno Sequeira).....	1
Figura 2 – Embraiagem multidisco do tipo axial [5].....	6
Figura 3 - Embraiagem centrífuga de expansão interna [5].....	7
Figura 4 - Embraiagem guiada por pino com três pesos da marca Suco [7].....	7
Figura 5 – Embraiagem Autorreforçante da marca Suco [7]. ....	8
Figura 6 - Embraiagem de oscilação assimétrica da marca Suco [7]. ....	8
Figura 7 – Embraiagem multidisco típica de acionamento manual [8] e embraiagem multidisco de acionamento centrífugo [9].....	9
Figura 8 – Representação da embraiagem em estudo retirada de Keep rating [11]. ....	13
Figura 9 – Pesos originais fotografia adaptada de [10].....	14
Figura 10 – Pesos desenhados em Solidworks. ....	14
Figura 11 – Peso de 6,7g desenhado em Solidworks e comparação do peso de 6g com o de 6,7g.....	15
Figura 12 – Variação do centro de massa para cada peso comparativamente à origem. ....	15
Figura 13 – Representação das forças resultantes no peso [10].....	16
Figura 14 – Mecanismo de acionamento centrífugo da embraiagem em teste foto de [10].....	16
Figura 15 – Força aplicada aos discos em cada peso na velocidade de 2500rpm.....	18
Figura 16 - Binário da embraiagem com a variação das massas com a interseção do binário do motor. ....	19
Figura 17– Motor GX31 acoplado ao dinamómetro, preparação do ensaio [12].....	20

Figura 18 – Representação 3D e projeção frontal 2D do volante de inércia desenhado em Solidworks.....	21
Figura 19 – Velocidade em rpm do VI em função do tempo.....	24
Figura 20 – Diagrama para a seleção de uma correia dentada relacionando a potência com a velocidade adaptado de [16]. .....	26
Figura 21 – Dimensões gerais de uma correia tipo HTD 5M [16] .....	26
Figura 22 – Esquema de interpretação de pontos de medida para um sistema de transmissão por correia.....	28
Figura 23 – Motor Honda Gx 160 montado no dinamômetro com o respectivo sistema de transmissão. ....	29
Figura 24 – Gráfico de comparação da velocidade do motor com e sem carga.....	33
Figura 25 – Curva de aceleração do motor em vazio e acoplado ao dinamômetro. ....	34
Figura 26 – Comparação dos resultados obtidos nos testes realizados com as diferentes ferramentas. ....	36
Figura 27 – Primeiro ensaio do motor realizado com a embraiagem equipada com os pesos de origem.....	37
Figura 28 – Segundo ensaio do motor realizado com a embraiagem equipada com os pesos de origem.....	38
Figura 29 - Terceiro ensaio do motor realizado com a embraiagem alterada com os pesos de 5g. ....	38
Figura 30 - Quarto ensaio do motor realizado com a embraiagem alterada com os pesos de 5 g. ....	39
Figura 31 - Quinto ensaio do motor realizado com a embraiagem alterada com os pesos de 6 g. ....	39
Figura 32 - Marca feita na tampa da caixa da embraiagem provocada pelos pesos de 6 g. ....	40

Figura 33 - Sexto ensaio do motor realizado com a embraiagem alterada com os pesos de 7 g.....	40
Figura 34 – Peso de 6,7 g.....	41
Figura 35 - Sétimo ensaio do motor realizado com a embraiagem alterada com os pesos de 6,7g.....	41
Figura 36 - Oitavo ensaio do motor realizado com a embraiagem alterada com os pesos de 6,7g.....	42
Figura 37 – Gráfico de comparação das iterações realizadas.....	42
Figura 38 – Comparação da velocidade de escorregamento em função da massa. ....	43
Figura 39 - Comparação do binário do motor com o binário teórico transmissível pela embraiagem na velocidade de escorregamento real.....	44
Figura 40 – Peso de 6g com a área a ser reforçada assinalada a vermelho.....	45
Figura 41 – Variação da velocidade dos vários testes em linha reta ao longo do tempo. ....	47
Figura 42 – Evolução do coeficiente de atrito de rolamento com curva.....	48





# Lista de Tabelas

Tabela 1 – Características dos pesos desenhados.....	16
Tabela 2 – Valores medidos e calculados para obter a inércia correta do VI.....	21
Tabela 3 – Matriz de decisão para a escolha do tipo de transmissão.....	25
Tabela 4 – Características físicas do UBIAN19 e do Kart.....	31
Tabela 5 – Coeficiente de atrito dos testes em linha reta. ....	48
Tabela 6 - Coeficiente de atrito dos testes em curva. ....	48



# Lista de Acrónimos

UBI	Universidade da Beira Interior
UBICAR	Equipa da Universidade da Beira Interior que participa na competição Shell Eco Marathon
UBIAN19	Veículo desenvolvido pela UBICAR
rpm	Rotações por minuto
VI	Volante de Inércia



# Capítulo 1 – Introdução

Desde há muitos anos que um dos objetivos principais das marcas de veículos ou equipamentos com motores térmicos é a redução de consumo de combustível e por sua vez a redução de emissões poluentes para a atmosfera [1]. Um exemplo disso é a Shell Eco-Marathon, dado que ao longo dos anos, através das suas competições, faz com que as equipas participantes tenham de desenvolver veículos ultra eficientes em relação ao consumo de energia.

A Shell Eco-Marathon é um evento académico global, que ocorre anualmente focado na otimização do consumo do combustível que se transformará em energia. Este é um dos principais eventos mundiais de engenharia académica [2], onde milhares de estudantes de ciências, tecnologia, engenharia, matemática e outras áreas já participaram projetando e construindo veículos com elevada eficiência energética, para serem postos à prova em pista. O autor participou na Shell Eco-Marathon conjuntamente com a equipa UBICAR da Universidade da Beira Interior (UBI), com o veículo UBIAN19, figura 1.



Figura 1 – A equipa UBICAR de 2019 e o seu veículo, UBIAN19 (fotografia Bruno Sequeira)

Sendo de extrema importância a eficiência energética, o objetivo de estudo desta dissertação é a embraiagem do UBIAN19 que equipa um motor Honda GX 160, sendo este conjunto usado há já alguns anos nos veículos da UBICAR. Isto permitiu identificar e estudar diferentes situações de melhoria para posterior implementação.

Uma necessária melhoria encontrada com o facto de serem utilizados ao longo dos anos o mesmo motor e a mesma embraiagem, foi que a embraiagem usada, trabalha a velocidades relativamente elevadas e demora algum tempo a sair do estado de

escorregamento. Assim começaram-se a estudar as melhores formas para alterar esta situação e conseguir melhores resultados na competição.

### **1.1. Formulação do problema**

As embraiagens centrífugas (ou de comando centrífugo) são usadas em diversos equipamentos, tipicamente quando se pretende um funcionamento automático. Deste modo, este tipo de embraiagem só atua num determinado ponto de funcionamento em termos de rotação. Por exemplo, os fabricantes de motores térmicos tendem a regular e a calibrar as embraiagens para que estas atuem em velocidades angulares entre a de binário máximo e a de potência máxima de um respetivo motor. Tipicamente este é o ponto ótimo de funcionamento definido pela marca. No entanto, quando a questão é a redução de consumo de combustível, esse pode não ser o ponto mais adequado pois o regime de rotação de um motor é tipicamente alto e, quanto maior a rotação, maior é o número de injeções de combustível num dado intervalo de tempo, o que leva a um consumo de combustível maior. Assim, a embraiagem utilizada pelo motor do UBIAN19 sofre dos problemas supracitados, problemas de escorregamento excessivo e atuação com velocidades do motor muito elevadas.

### **1.2. Importância do estudo**

De todas as competições onde a UBICAR participou houve sempre um processo de aprendizagem e onde foram detetadas situações que necessitam ser estudadas e melhoradas. Só com a aplicação do conhecimento adquirido e com a implementação de melhorias foi possível obter melhores resultados em pista e assim conseguir prémios. Foi com esta filosofia que se conseguiu determinar que a embraiagem usada no motor GX160 não estava a funcionar no melhor ponto de escorregamento havendo a necessidade de estudar este ponto e chegar a um estado de funcionamento mais adequado, mais uma vez com o objetivo de obter melhores resultados em competição. Para além disso, este estudo pode posteriormente ser aplicado noutros contextos fora da competição Shell Eco-Marathon onde haja o objetivo de alterar o ponto de escorregamento de uma embraiagem de comando centrífugo.

A importância de alterar, neste caso diminuir, a velocidade e o tempo de escorregamento deve-se essencialmente ao facto da necessidade de diminuir perdas de energia pois quanto mais elevado for o ponto de escorregamento mais energia estará a ser dissipada, não sendo benéfico para a competição Shell Eco-Marathon.

### **1.3. Objetivos do estudo**

Sendo esta uma dissertação experimental os objetivos são diminuir o escorregamento de uma embraiagem de comando centrífugo para uma velocidade de rotação do motor menor que a original e diminuir também o tempo de escorregamento reduzindo o consumo de combustível. Uma vez conseguida a diminuição do ponto de escorregamento já se considera que haverá diminuição do consumo de combustível.

Para caracterizar a embraiagem foi necessário adaptar um banco de ensaios já existente na faculdade, concebido originalmente para um motor de menor potência, no sentido de poder ser usado num motor com maior capacidade.





# Capítulo 2 – Fundamentação teórica

## 2.1. Termos e conceitos

Atualmente, todos os veículos são equipados com pelo menos um sistema de embraiagem tendo este evoluído consideravelmente ao longo dos anos. O primeiro sistema de embraiagem que apareceu na década de 1880 consistia em uma correia de couro responsável pela transmissão. Ao acionar uma alavanca a correia desvia-se de uma polia livre para uma polia motriz [3] e assim este sistema simples, tornou possível manter um motor a combustão interna a funcionar em pleno mesmo durante a imobilização do veícul [4] o.

A embraiagem é um componente associado geralmente ao movimento rotacional de um eixo onde a sua principal função é a transferência de, binário. Tipicamente esta transferência de energia tende a ser realizada entre duas partes com velocidades angulares diferentes. Quando ocorre o acoplamento da embraiagem as duas partes tendem a equilibrar o sistema de forma gradual até que as velocidades se igualem.

O acoplamento da embraiagem é o ponto em que ocorre o contacto físico entre as duas partes da embraiagem a determinada velocidade  $\omega_1$  e  $\omega_2$  respetivamente, podendo uma destas velocidades ser zero [5], sendo levada gradualmente até à velocidade angular da outra. Esta elevação gradual ocorre devido ao escorregamento das embraiagens. O escorregamento ocorre porque os dois elementos estão com velocidades diferentes, dissipando energia durante o acoplamento e resultando numa subida de temperatura. O escorregamento é assim o estado que ocorre na embraiagem até ao ponto de igualdade das velocidades angulares nas duas partes da embraiagem; neste estado a velocidade do motor é constante.

Para analisar o comportamento de uma embraiagem é necessário considerar a sua força de acionamento e o binário de transmissão. O binário de transmissão está diretamente relacionado com a força de contacto, coeficiente de atrito e a geometria da embraiagem.

Existem diversos tipos de embraiagens como as embraiagens centrífugas, axiais, cónicas, entre outras, podendo ainda dentro de cada tipo de embraiagem variar a forma de acionamento sendo este centrífugo, hidráulico, pneumático, entre outros. Embora o princípio de funcionamento seja o mesmo, a forma como a força de contacto é exercida é diferente. Esta não parece uma grande variação, mas tem grande impacto no tipo de aplicação, sendo mais eficaz numa dada aplicação do que noutra, por exemplo:

embraiagens de acionamento hidráulico e pneumático são úteis em sistemas com ciclos de carga complexos e em máquinas automáticas ou em robôs, podendo o fluxo de fluido ser controlado remotamente usando electroválvulas.

Uma embraiagem axial é aquela onde os membros de atrito correspondentes são movidos em uma direção paralela ao eixo. Um outro exemplo é a embraiagem cônica, tendo uma construção simples e bastante eficaz, no entanto, é muito pouco usada quando comparada com a embraiagem de disco que emprega um ou mais discos (figura 2) como membros operacionais. As vantagens da embraiagem multidisco incluem a liberdade dos efeitos de centrifugação, a grande área de atrito que pode ser instalada num pequeno espaço, mais superfícies eficazes para a dissipação de calor e distribuição de pressão mais favorável [5].

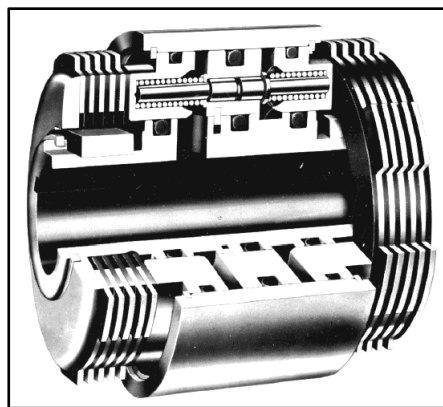


Figura 2 – Embraiagem multidisco do tipo axial [5].

Para o estudo realizado vamos focar-nos em dois tipos de embraiagens sendo estas as embraiagens centrífugas e as embraiagens axiais de disco mais exatamente as embraiagens multidisco como o exemplo da figura 2.

### **2.1.1. Embraiagens centrífugas**

A embraiagem centrífuga, consiste essencialmente em três elementos: a superfície de atrito, os meios de transmissão de binário e o mecanismo de operação. Este tipo de embraiagem é usado principalmente para operação automática.

A transmissão de binário nestas embraiagens ocorre entre as superfícies de atrito, tipicamente o cesto e o material de fricção presente normalmente nas sapatas, como podemos ver na figura 3. O acionamento das sapatas ocorre devido aos efeitos da força centrífuga, sendo este restringido por molas. O cesto é solidário com a polia responsável pela transmissão de binário entre o motor e o veio intermédio. A abertura

das sapatas da embraiagem ocorre devido ao efeito da força centrífuga, que aumenta com o aumento da velocidade de rotação do motor. O equilíbrio das forças entre a reação centrífuga e a força exercida pela mola define a rotação de início de contacto entre as sapatas e o cesto [6]. Se não houver uso de molas, o binário transmitido é proporcional ao quadrado da velocidade.

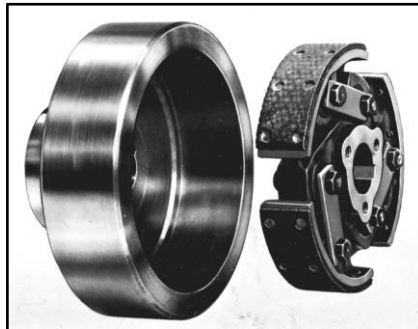


Figura 3 - Embraiagem centrífuga de expansão interna [5].

O princípio de funcionamento das embraiagens centrífugas é sempre o mesmo, no entanto, o design dos mecanismos centrífugos pode variar de acordo com a aplicação pretendida. Nas figuras seguintes podemos encontrar algumas das configurações de embraiagens centrífugas existentes.



Figura 4 - Embraiagem guiada por pino com três pesos da marca Suco [7].



Figura 5 – Embraiagem Autorreforçante da marca Suco [7].

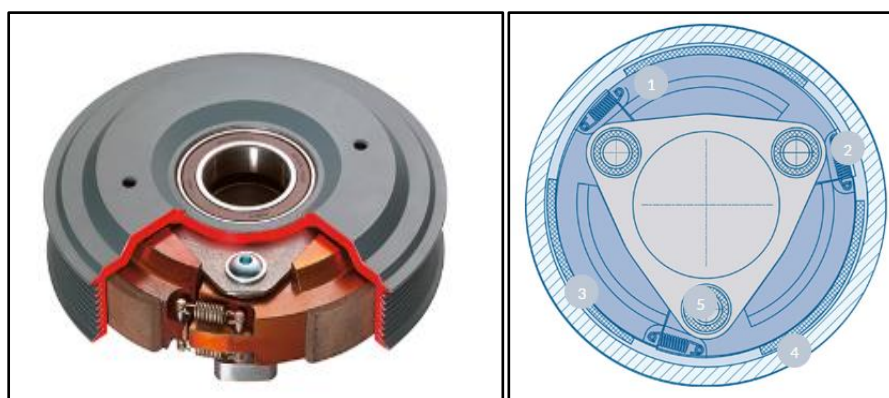


Figura 6 - Embraiagem de oscilação assimétrica da marca Suco [7].

Nas figuras anteriores encontram-se três tipos de embraiagem centrífuga, em que cada um deles é projetado para um funcionamento específico, isto é, foram concebidas para transmitir o binário máximo a baixa ou alta rotação, para motores de elevada ou baixa potência e para transmitir binário nos dois sentidos de rotação. Na figura 4 encontra-se uma embraiagem da marca Suco, que se destaca por ser compacta, tendo sido concebida especificamente para a transmissão de reduzido binário [7]. Na figura 5 observa-se uma embraiagem centrífuga autorreforçante que, como o próprio nome indica é concebida para a transmissão de elevados binários [7]. Na figura 6 podemos observar uma embraiagem centrífuga de oscilação assimétrica, concebida para atuar nas duas direções de rotação.

### **2.1.2. Embraiagens multidisco**

Nas embraiagens multidisco, os discos são montados no interior de um cesto que tem ranhuras onde encaixam os discos de transmissão. Na figura 7 encontramos dois exemplos de embraiagens multidisco onde se verifica este encaixe estando assinalado a cor vermelha. Este encaixe permite aos discos deslocarem-se no sentido longitudinal do eixo de transmissão. Durante a montagem são combinados discos motores e discos

movidos de forma alternada, sendo os discos motores os discos solidários com o veio de saída do motor e os discos movidos são aqueles que transmitem o binário ao veio de saída da embraiagem. Assim, quando o conjunto de discos é pressionado, realiza--se a transmissão de binário.

Este tipo de embraiagens é muito comum em máquinas e veículos equipados com motores de tamanhos médios, isto porque é permitido uma maior e mais eficaz transferência de binário num pequeno espaço. O acionamento dos discos pode ocorrer de diferentes formas. O mais comum é o acionamento manual, exemplo da figura 7 (esquerda), no entanto existem outros tipos de acionamento, como por exemplo o acionamento centrífugo da figura 7 (direita).

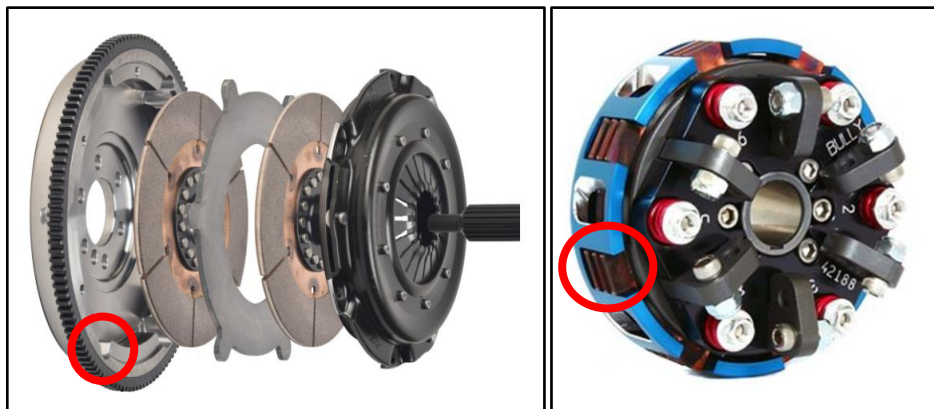


Figura 7 – Embraiagem multidisco de acionamento manual [8] e embraiagem multidisco de acionamento centrífugo [9].

No acionamento manual os discos estão sempre acoplados, e apenas quando necessário é acionada uma alavanca manualmente que os permite desacoplar. O contrário acontece com a acionamento centrífugo onde os discos estão desacoplados quando o motor está a baixa rotação e são acoplados com o aumento de rotação por ação da força centrífuga que aciona os pesos do mecanismo.

As embraiagens multidisco com acionamento centrífugo têm duas grandes vantagens que são, o facto de haver multiplicação da força de contacto por ter mais faces de atrito a atuar levando a uma melhor dissipação de energia térmica típica das embraiagens multidisco associada ao acionamento automático típico nas embraiagens centrífugas.

## 2.2. Fundamentação Teórica

As embraiagens sofrem de um problema de escorregamento, sendo este mais acentuado nas embraiagens centrífugas ou de comando centrífugo. Isto acontece, pois,

a força de acionamento varia com a velocidade angular, porque a força de acionamento não é constante. Desta forma as embraiagens axiais de acionamento centrífugo sofrem do mesmo problema. O escorregamento ocorre enquanto o binário transmissível e o binário requerido no veio de transmissão não se igualam. O escorregamento transforma-se em energia térmica causando o aumento da temperatura no sistema da embraiagem e nos seus periféricos. Esta energia pode levar a uma subida excessiva de temperatura e por sua vez pode alterar as características do material de atrito diminuindo a eficiência da embraiagem [6], por este motivo é tão importante diminuir o tempo de escorregamento.

Nas embraiagens axiais é necessário obter a força axial necessária para obter um determinado binário e pressão. Existem dois métodos para resolver esta situação, dependendo da construção da embraiagem. Se os discos são rígidos, então a maior quantidade de desgaste acontece inicialmente nas áreas externas, uma vez que o trabalho de atrito é maior nestas áreas. Após uma certa quantidade de desgaste, a distribuição de pressão mudará de modo a permitir que o desgaste seja uniforme, sendo esta a base do primeiro método de solução. Outro método de construção faz uso de molas para obter uma pressão uniforme, sendo esta suposição de pressão uniforme que é usada na solução do segundo método. Desta forma sabemos segundo Shigley [5] que as equações para calcular o binário transmissível da embraiagem nas duas situações são (1 e 2).

Desgaste uniforme:

$$\tau_{emb.} = \frac{F_d * \mu}{4} (D + d) \quad (1)$$

$\tau_{emb.}$  = Binário transmissível (Nm)

$F_d$  = Força de pressão entre discos (N)

$\mu$  = Coeficiente de atrito

$D$  = Diâmetro externo do disco (m)

$d$  = Diâmetro interno do disco (m)

Pressão uniforme:

$$\tau_{emb.} = \frac{F_d * \mu}{3} * \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \quad (2)$$

Numa embraiagem centrífuga ou de comando centrífugo a velocidade de escorregamento pode ser alterada conseguindo alterar a capacidade de transmissão da embraiagem. Para isso é necessário conseguir modificar a força de pressão entre discos sendo esta resultante da força centrífuga ( $F_c$ ) para uma determinada rotação. Sabendo que a força centrífuga é calculada com a equação 3 [10], verifica-se que esta varia com a massa.  $F_c$  aparece na equação seguinte como sendo a força de compressão nas molas.

$$F_c = m * \omega^2 * r \quad (3)$$

$F_c$  = Força centrífuga (N)

$\omega$  = Velocidade angular (rad/s)

$r$  = Raio de rotação (m)

Podemos agora afirmar que variando a massa dos pesos da embraiagem vamos variar a força de acionamento. Da mesma forma, variando a força exercida pelas molas será variada a força de pressão entre discos. A equação 4 deduzida por Fernandes [10] demonstra como a força das molas varia a força de pressão entre discos.

$$F_d = F_p - F_{cm} \quad (4)$$

$F_p$  = Força resultante dos pesos (N)

$F_{cm}$  = Força das molas (N)

Como podemos verificar na equação 4 a força de compressão das molas apenas limita a força resultante dos pesos impedindo que estes atuem abaixo de uma determinada velocidade de rotação do motor. Por este motivo o método usado para o cálculo do binário transmissível é o de desgaste uniforme sendo assim usada a equação 1.





# Capítulo 3 – Metodologia

## 3.1. Processo de otimização

Antes de abordar o processo de otimização da embraiagem em estudo, é necessário abordar o mecanismo da embraiagem que equipa o motor Honda GX160. Esta é uma embraiagem do tipo axial, multidisco, com um mecanismo de atuação centrífugo. Como já falamos, este tipo de embraiagem, é composto pelo cesto, discos e o mecanismo centrífugo. O cesto é o componente principal da transmissão pois fará a transmissão entre a embraiagem e o veio de saída, neste caso, da caixa redutora sendo este o número 15 da figura 8. Os discos motores são o número 5 da figura 8, estão ligados a um veio dentado que está acoplado ao veio de saída do motor; estes terão sempre a mesma velocidade de rotação do motor. Os discos movidos que são o número 6 da figura 8, estão acoplados ao cesto de embraiagem, e só ganham rotação quando os discos motores são comprimidos entre eles. Os discos movidos só terão a mesma velocidade dos discos motores quando a capacidade de transmissão de binário da embraiagem for igual ou superior à capacidade do motor. A compressão dos discos ocorre com o acionamento do mecanismo centrífugo onde se encontram os pesos que desempenham o papel mais importante deste mecanismo. Os pesos são o número 10 da figura 8; é graças à sua geometria e massa que é possível por meio do aumento da velocidade de rotação aumentar a força de compressão, ou seja, quanto maior a rotação do motor maior será a força de compressão exercida pelos pesos.

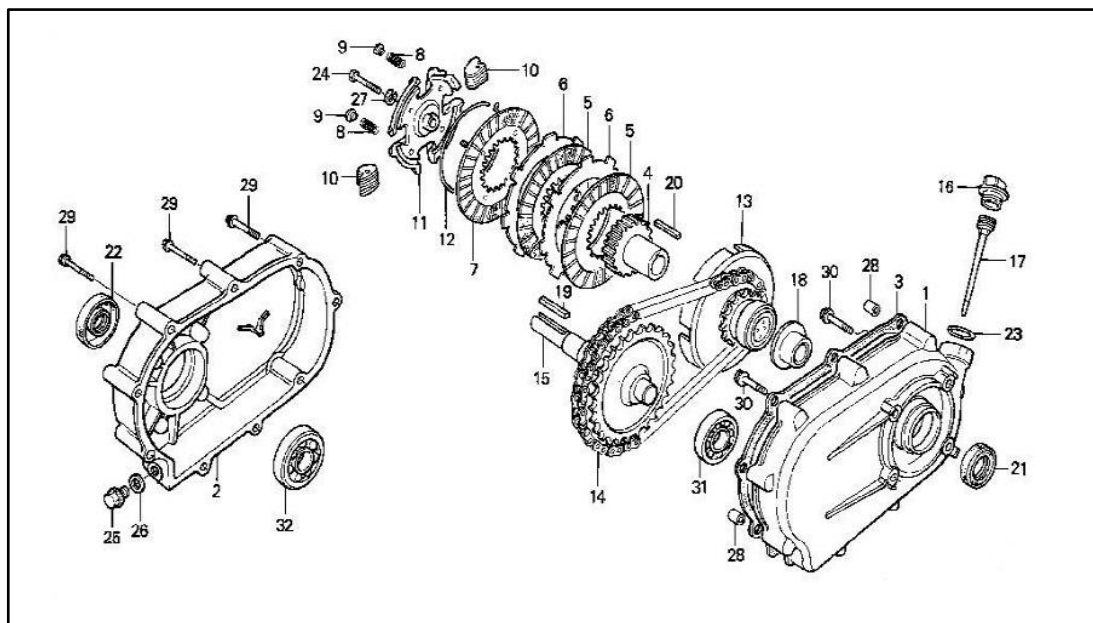


Figura 8 – Representação da embraiagem em estudo retirada de Keep rating [11].

No mecanismo centrífugo existem quatro molas que exercem uma pré força ao mecanismo com a intenção de evitar o contacto dos discos a baixa rotação do motor, o que poderia levar à paragem do motor com o aumento de carga e também provocar maior desgaste na embraiagem pois aumentaria o tempo de escorregamento.

As iterações realizadas foram baseadas na alteração da massa e por sua vez a deslocação do centro de massa dos pesos. Como o objetivo do trabalho é reduzir o tempo de escorregamento da embraiagem e diminuir também a velocidade de escorregamento, sabemos que para isso é necessário aumentar a massa dos pesos para assim atuarem mais cedo e exercerem uma maior força. Desta forma partindo da geometria original foram desenhados 3 conjuntos de pesos com um incremento entre eles de 1g, ver figura 9, sabendo que estes têm 4,19g e 2mm de espessura, a espessura foi mantida para todos os novos pesos.



Figura 9 – Pesos originais fotografia adaptada de [10].

O software de desenho 3D “Solidworks” permitiu-nos desenhar novos pesos e verificar de forma automática a massa e o ponto de centro de massa de cada peso, conseguindo aproximadamente 5g, 6g e 7g para cada um. Os pesos desenhados ficaram com a forma apresentada na figura 10.

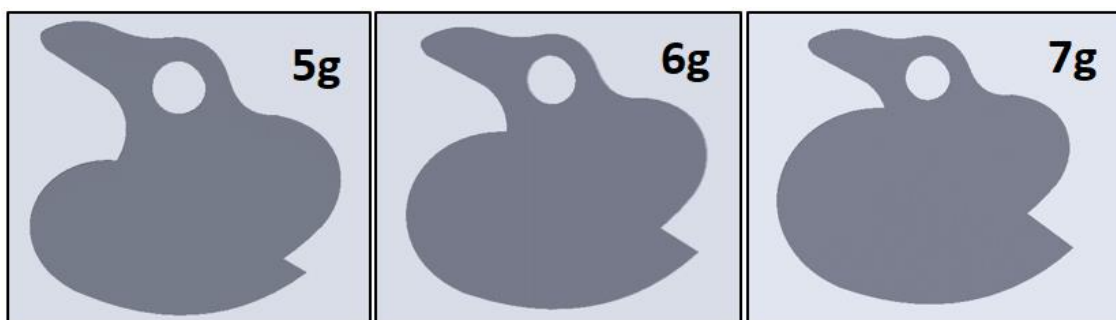


Figura 10 – Pesos desenhados em Solidworks.

Como vamos verificar no capítulo 4, houve a necessidade de refazer mais um conjunto de pesos na tentativa de colmatar alguns obstáculos que apareceram com a realização dos ensaios. Estes pesos foram refeitos com o objetivo de conseguir um nível intermédio entre os pesos de 6g e os de 7g sendo desenhado o peso da figura 11 (esquerda) com 6,7g, na figura à direita podemos verificar a comparação entre o peso de 6g com o de 6,7g.

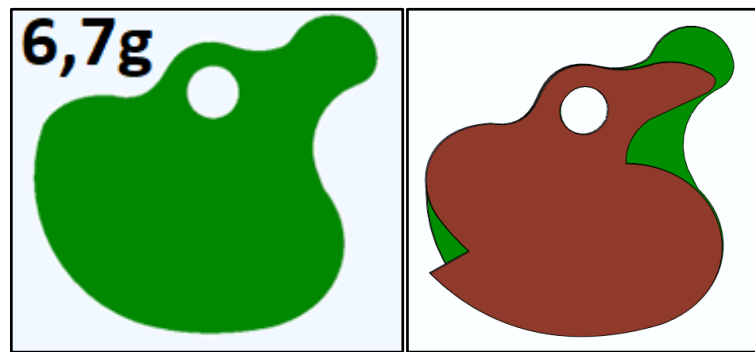


Figura 11 – Peso de 6,7g desenhado em Solidworks e comparação do peso de 6g com o de 6,7g.

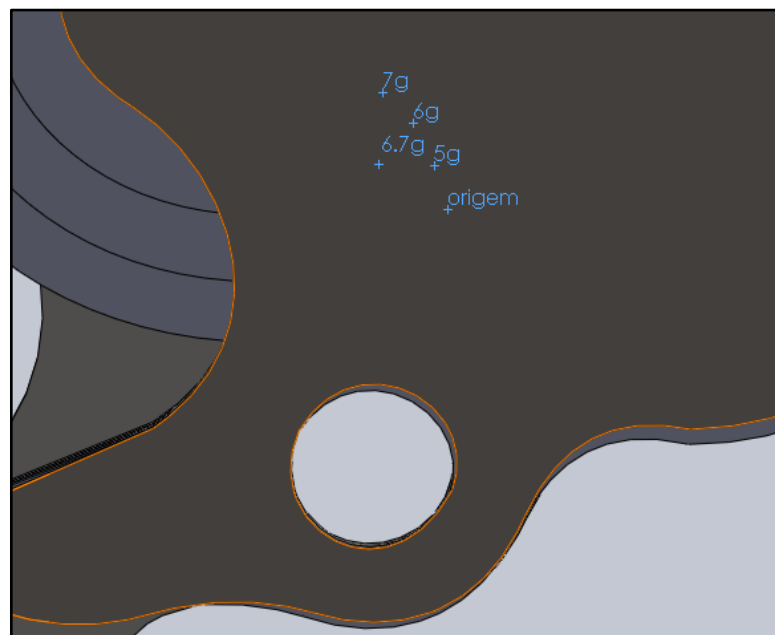


Figura 12 – Variação do centro de massa para cada peso comparativamente à origem.

Na figura 12 encontramos a variação do ponto de centro de massa comparativamente com o peso original. Para esta comparação foram sobrepostos todos os pesos colocando-os todos na mesma posição relativa ao peso original. Com os pontos obtidos e com a ajuda do Software Solidworks foi possível medir a distância  $d_{fc}$  e  $d_{fp}$  representadas no diagrama da figura 13 e assim completar a tabela 1 de características dos pesos.

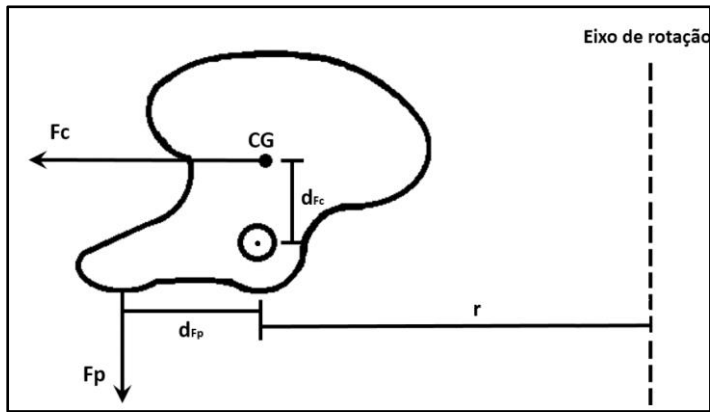


Figura 13 – Representação das forças resultantes no peso [10].

Tabela 1 – Características dos pesos desenhados.

Massa (g)	$d_{Fc}$ (mm)	$d_{Fp}$ (mm)	$r$ (m)
4,19	8,38	10,14	0.0414
5,02	8,88	10,04	0.0424
5,98	9,38	9,94	0.0434
7,00	9,88	9,84	0.0444
6,70	8,90	11,00	0.0444

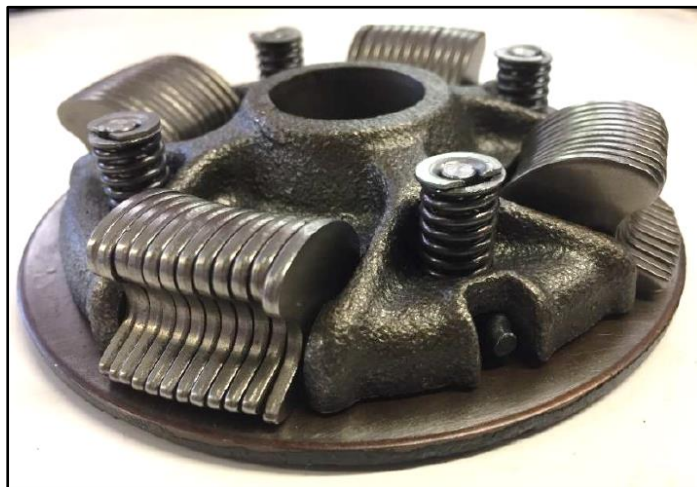


Figura 14 – Mecanismo de acionamento centrífugo da embraiagem em teste foto de [10].

Como é possível verificar na figura 14 o mecanismo de acionamento da embraiagem contém quatro molas. Estas molas não serão alteradas nos ensaios realizados, por isso podemos usar o valor da força necessária para a sua compressão até ao contacto dos discos tendo sido já calculado por Fernandes [10], e é igual a 204,8(N).

Com as características dos pesos anunciadas na tabela 1 e com as fórmulas obtidas também por Fernandes [10] foi possível caracterizar a embraiagem em função da alteração das massas. A expressão para calcular o binário da embraiagem, é a seguinte:

$$\tau_{emb.} = n * F_d * \mu * \frac{(r_{ext} + r_{int})}{2} \quad (5)$$

$n$  = N<sup>o</sup> de faces de atrito

$r_{ext}$  = Raio externo dos discos motores (m)

$r_{int}$  = Raio interno dos discos motores (m)

Sabendo que o número de faces de atrito são 5, o coeficiente de atrito é de 0,15, o raio externo tem 0,053m e o raio interno tem 0,039m, considerando que estes valores são constantes, temos a equação seguinte para o caso em estudo:

$$\tau_{emb.} = 3,45 * 10^{-2} * F_d \quad (6)$$

A força aplicada aos discos é assim calculada com a seguinte equação:

$$F_d = F_{p\ total} - 204,8 \quad (7)$$

$F_{p\ total}$  = Força resultante dos pesos (N)

Considerando os 48 pesos que completam o mecanismo centrífugo, sendo este valor multiplicado pela força exercida por cada peso, obtemos a equação 8 que nos dá a força total exercida pelos pesos em função da velocidade angular.

$$F_{p\ total} = m * \omega_m^2 * r * \frac{d_{Fc}}{d_{Fp}} * 48 \quad (8)$$

$m$  = Massa de cada peso (kg)

$\omega_m$  = Velocidade angular do motor (rad/s)

$r$  = Distância entre o centro do eixo do mecanismo centrífugo até ao centroide do peso (m)

Com a equação 8 e as respetivas características dos pesos apresentadas na tabela 1 podemos calcular agora a força exercida pelos pesos a uma determinada velocidade e assim fazer uma primeira avaliação dos resultados esperados. A velocidade escolhida

para verificação da força foi de 2500 rpm sabendo que este valor tem de ser convertido para rad/s usando a equação 9. De seguida, na figura 15, é apresentado um gráfico com os respetivos valores calculados onde se verifica, como esperado, o aumento da força exercida com a variação das massas.

$$\omega = \frac{v}{60} * 2\pi \quad (9)$$

$\omega$  = Velocidade angular em (rad/s)

$v$  = Velocidade angular em (rpm)

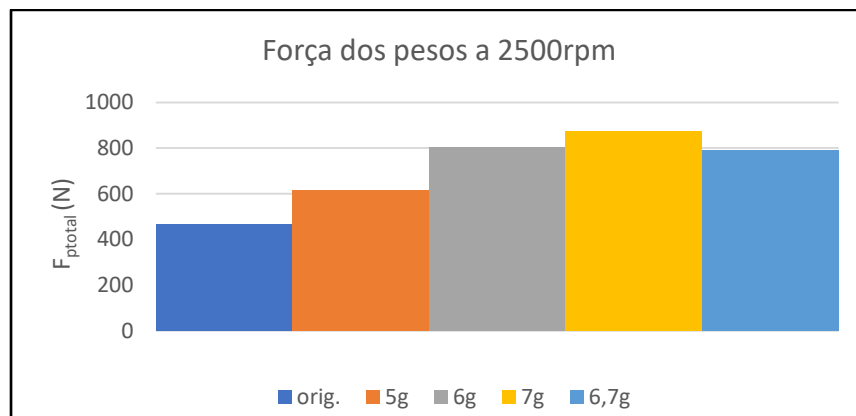


Figura 15 – Força aplicada aos discos em cada peso na velocidade de 2500rpm.

Com a força exercida pelos pesos já calculada é agora possível obter uma estimativa da velocidade de escorregamento que será obtida com a implementação dos pesos, isto é, sabendo que este fenómeno ocorre no ponto em que o binário do motor e o binário da embraiagem se igualam, podemos assim com a equação 6 calcular o binário da embraiagem em função da velocidade e sabendo que o binário do motor é dado pela equação 10, sendo esta obtida por Fernandes [10] através da curva característica de binário disponibilizada pela marca do motor GX160.

$$\tau_m = -7.60 * 10^{-7} v^2 + 3.85 * 10^{-3} v + 5.48 \quad (10)$$

$\tau_m$  = Binário máximo do motor (Nm)

$v$  = Velocidade angular do motor (rpm)

Podemos agora, com o software de cálculo intersetar os dados num gráfico e assim estimar as velocidades de escorregamento.

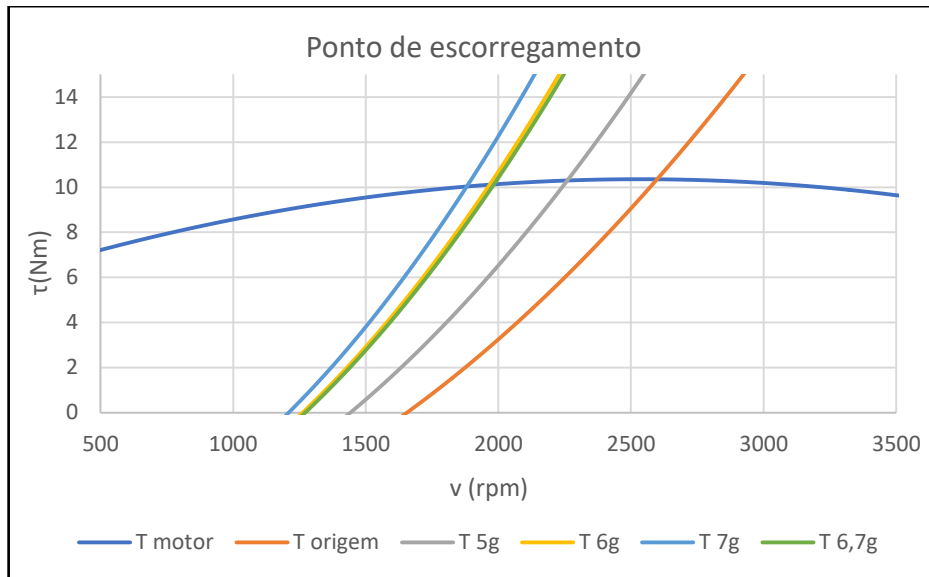


Figura 16 – Binário da embraiagem com a variação das massas com a interseção do binário do motor.

Podemos verificar com o gráfico da figura 16 as velocidades esperadas onde ocorrerá o ponto de escorregamento sendo estas para o peso de origem que tem 4,19g, a velocidade de escorregamento estará entre as 2500 rpm e as 2600 rpm, no peso de 5g a velocidade de escorregamento estará entre as 2200 rpm e as 2300 rpm, no peso de 6g a velocidade de escorregamento estará entre as 1900 rpm e as 2000 rpm, no peso de 7g a velocidade de escorregamento estará entre as 1800 rpm e as 1900 rpm e por fim a velocidade de escorregamento esperada no peso de 6,7 g estará no intervalo entre 2000 rpm e as 2100 rpm.

Após análise dos resultados teóricos procedeu-se à maquinação dos pesos sendo esta realizada por corte em jato de água.

### 3.2. Ensaios

Para o estudo realizado foram usadas três ferramentas principais que nos permitiram analisar e quantificar os resultados. Estas foram o dinamómetro de inércia, o chassi do UBIAN19 e um kart. O dinamómetro foi a ferramenta usada para caracterizar a embraiagem e as outras duas ferramentas serviram para realização de uma validação do dinamómetro, visto que este teve de sofrer algumas adaptações para receber o motor.

### 3.2.1. Dinamómetro

O dinamómetro usado já existente na UBI é um dinamómetro de inércia construído por Paulo Oliveira e Luís Gigante [12]. Os dinamómetros de inércia têm como elemento principal o volante de inércia, sendo este um cilindro que está ligado ao motor. O motor pode estar diretamente acoplado ao dinamómetro, ou as rodas motrizes do veículo podem estar em contacto com o cilindro, sendo que o motor transmite a energia para as rodas motrizes. O sistema do dinamómetro usado faz uso da primeira aplicação, sendo acoplado o motor ao volante de inércia.

O dinamómetro existente foi projetado para testar motores térmicos de pequenas dimensões com uma potência e binários reduzidos, onde a rotação máxima admissível é de 10000rpm. O motor usado para testar o dinamómetro foi o Honda GX31 com um binário máximo de 1,1 kW às 7000 rpm e 1,64 Nm às 4500 rpm, valores estes anunciados pela marca [13]. Na figura 17 é possível observar o motor GX31 montado no dinamómetro pronto para a realização dos ensaios.



Figura 17– Motor GX31 acoplado ao dinamómetro, preparação do ensaio [12].

A estrutura do dinamómetro e o próprio volante de inércia (VI) foi construída com aço estrutural ASTM-A36 com densidade de  $7841 \text{ kg/m}^3$ . A chumaceira montada e a respetiva caixa permitem um limite de rotação de 16000 rpm e uma carga de 12.2 kN [14]. Podemos constatar com a análise do projeto eletromecânico do banco de ensaios que este foi sobredimensionado para a sua aplicação original, o que nos permitiu assim usá-lo para o nosso motor que tem características de funcionamento superiores em comparação com o motor que serviu de base para a construção do dinamómetro.

Constatou-se que a inércia do VI foi calculada considerando-o sempre com a mesma espessura o que não corresponde à realidade. O VI foi medido corretamente com o uso de um paquímetro e depois calculados os valores de volume (V), massa (M) e inércia



(I). Na figura 18 encontra-se uma representação gráfica do VI onde é possível observar cada umas das partes medidas.

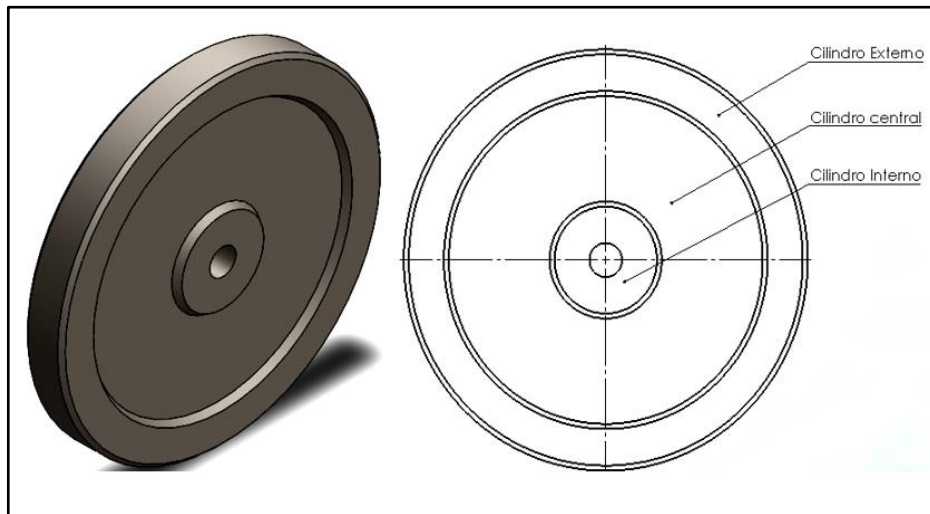


Figura 18 – Representação 3D e projeção frontal 2D do volante de inércia desenhado em Solidworks.

Na tabela 2 encontram-se as dimensões de cada anel assinalado na figura 18 e os respetivos valores calculados para obter a inércia correta. No anexo A encontram-se o desenho 2D do VI e no Anexo B do respetivo veio.

Tabela 2 – Valores medidos e calculados para obter a inércia correta do VI.

	L[m]	De[m]	Di[m]	V[m <sup>3</sup> ]	m[kg]	I [kg*m <sup>2</sup> ]
Veio	0,250	0,020	0	7,854E-05	0,6158	3,079E-05
Cilindro interno do VI	0,029	0,063	0,020	8,129E-05	0,6374	3,481E-04
Cilindro central do VI	0,019	0,1931	0,063	5,0E-04	3,9208	0,02023
Cilindro externo do VI	0,029	0,2484	0,1931	5,555E-04	4,3558	0,05390
				Σ	9,5298	0,07451

Os valores apresentados na tabela 2 foram calculados com as equações seguintes:

A equação 11 permite calcular o volume de um cilindro oco, esta equação é aplicada diretamente à tabela 2.

$$V_{co} = \pi * L * \frac{De^2 - Di^2}{4} \quad (11)$$

V<sub>co</sub>=Volume do cilindro oco (m<sup>3</sup>)

L= Espessura do anel (m)

De= Diâmetro externo do anel (m)

Di= Diâmetro interno do anel (m)

Sabendo a densidade do material referida anteriormente (7841 kg/m<sup>3</sup>) pode se agora calcular a massa com a seguinte equação:

$$m = \rho * V \quad (12)$$

m= Massa (kg)

$\rho$ = Densidade (kg/m<sup>3</sup>)

V= Volume (m<sup>3</sup>)

Com a massa já calculada é possível calcular o valor de inércia para o VI. A seguir é apresentada a equação geral da inércia [15]:

$$I = \frac{1}{2} * m * R^2 \quad (13)$$

I=Inércia (kg.m<sup>2</sup>)

A equação 14 é a fórmula de cálculo da inércia de um cilindro oco. A equação foi usada diretamente na tabela 2 para obter o cálculo da inércia de cada anel.

$$I_{co} = \frac{1}{2} * m(R_e^2 + R_i^2) \quad (14)$$

I<sub>co</sub>=Inércia do cilindro oco (kg.m<sup>2</sup>)

R<sub>i</sub>= Raio interno do Anel (m)

R<sub>e</sub>= Raio externo do Anel (m)

Com a soma da inércia de cada anel e do veio, verificamos que a inércia do VI é de 0,07451 kg.m<sup>2</sup>. O valor obtido é assim inferior ao valor calculado anteriormente, de 0,0955 Kg.m<sup>2</sup> [12]. Isto ocorreu porque no cálculo realizado no projeto anterior o VI foi considerado todo uniforme, isto é, tendo sempre a mesma espessura, levando a um cálculo de massa total superior e, por sua vez a um valor de inércia havendo neste caso uma diferença de 22%.

Após a verificação e cálculo de inércia do VI, foi necessário dimensionar o sistema de transmissão do dinamómetro. Este permitiu adaptar o dinamómetro ao motor que seria testado. Para calcular a relação de transmissão adequada foi considerado que o tempo de aceleração necessário seria de pelo menos 15 s, com o objetivo de obter uma quantidade de dados aceitável, para uma melhor caracterização da embraiagem.

Para o cálculo da relação de transmissão foi usada a equação teórica de binário útil do motor GX 160, obtida através da curva característica de binário em função da velocidade de rotação (equação 10). Com o uso desta equação foi realizada uma simulação computacional da velocidade do VI em função do tempo com o software de cálculo *Microsoft Excel*, aplicando na equação um valor de relação de transmissão final especulado. Sendo que o dinamómetro tinha sido projetado para a velocidade máxima de 10000 rpm e verificando que o motor tem uma velocidade máxima de cerca de 4000 rpm, isto levou-nos a estipular uma relação de transmissão de 2 ( $i=2$ ). Quer isto dizer que vamos duplicar o valor da velocidade do VI e conseqüentemente diminuir para metade o binário aplicado ao VI. O propósito desta simulação foi verificar o tempo que o motor levaria a atingir a sua velocidade máxima aplicando estas condições e assim verificar se estaria de acordo com o tempo pretendido.

Para a simulação realizada foi necessário em primeiro lugar calcular a aceleração angular do VI, sabendo que:

$$\tau_{VI} = \frac{\tau_m}{i} \quad (15)$$

$\tau_{VI}$  = Binário no VI (Nm)

$\tau_m$  = Binário máximo do motor (Nm)

$i$  = Relação de transmissão

$$\tau_{VI} = \alpha * I_{VI} \iff \alpha = \frac{\tau_{VI}}{I_{VI}} \quad (16)$$

$\alpha$  = Aceleração angular do VI (rad/s<sup>2</sup>)

$I_{VI}$  = Inércia do VI (kg\*m<sup>2</sup>)

Substituindo a equação 15 na equação 16 obtemos assim a aceleração angular do VI sendo dada pela equação 17.

$$\alpha = \frac{\tau_m}{I_{VI} * t} \quad (17)$$

Com a aceleração angular é agora possível obter a velocidade angular em rad/s multiplicando pelo intervalo de tempo considerando  $\Delta t = 0,2s$ . De seguida, temos de converter a velocidade angular de rad/s para rpm conseguindo a equação 18:

$$v_{VI} = \frac{\alpha * \Delta t}{2\pi} * 60 \quad (18)$$

$v_{VI}$  = velocidade angular do VI em rpm

Com a aplicação da equação 18 foi possível obter o gráfico da figura 19 onde se relaciona a velocidade angular do VI com o incremento do intervalo de tempo.

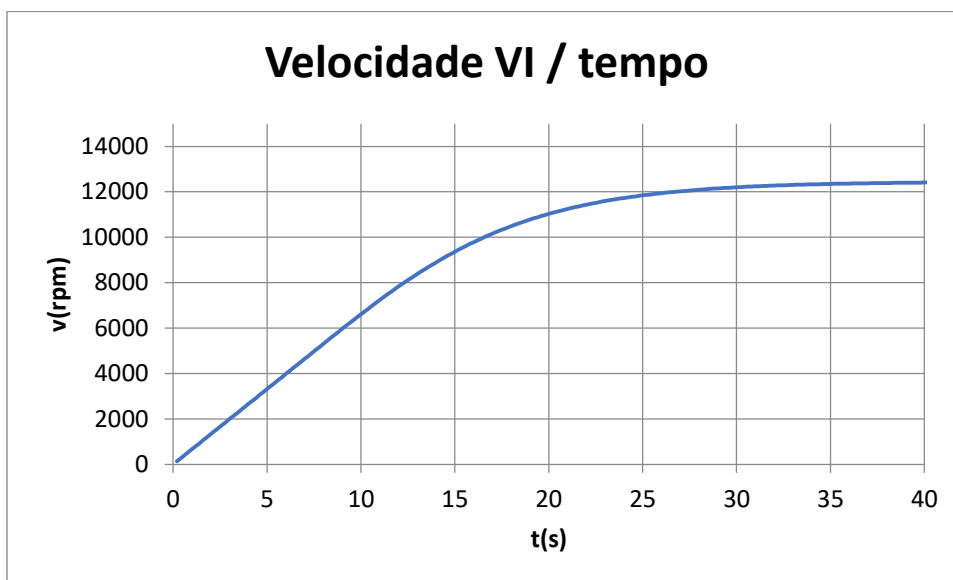


Figura 19 – Velocidade em rpm do VI em função do tempo.

Com o gráfico da figura 19 é possível constatar que com a relação de transmissão de 2, o VI irá atingir as 8000 rpm em cerca de 12,5 s, sendo este o dobro do valor da velocidade máxima admissível no motor. Verifica-se que o valor obtido é próximo dos 15 s considerados aceitáveis, podendo por este motivo considerar esta a relação de transmissão a aplicar entre o motor e o dinamómetro.

Com o cálculo do valor da relação de transmissão, falta agora escolher qual o sistema de transmissão a usar. Existem muitas maneiras de se montar uma transmissão e assim transmitir o movimento de um componente para outro. Tendo em conta as várias hipóteses e a estrutura onde se encontra montado o VI, realizou-se uma matriz de decisão.

Na matriz apresentada na tabela 3 foram dados valores para cada parâmetro. Cada um destes tem uma maior ou menor importância na decisão final, estando esta importância quantificada em percentagem. Os valores atribuídos a cada parâmetro variam de 1 a 5 onde 1 é um valor mau e 5 um valor muito bom. Os tipos de transmissão abordados na matriz são corrente, correia dentada e engrenagem, pois foram as transmissões que se constataram possíveis de serem instaladas na aplicação pretendida. Os parâmetros analisados na matriz serão assim o custo de aquisição, dificuldade de instalação, eficiência de transmissão, velocidade admissível e a necessidade de manutenção.

Param. \ Trans.	Custo 20%	Instalação 20%	Eficiência 25%	Velocidade 15%	Manutenção 20%	Final 100%
Corrente	3	4,5	4	3,5	4	3,8
Correia dentada	4,5	5	4	4,5	5	4,6
Engrenagem	1	2	5	5	2	3,2

Tabela 3 – Matriz de decisão para a escolha do tipo de transmissão.

O tipo de transmissão selecionado foi a correia dentada. Resta agora realizar o dimensionamento da correia, colocando de parte as correias de tipo V e as correias planas, pois tem rendimento menor que a correia dentada.

Serão agora calculadas as dimensões dos componentes que vão efetuar a transmissão. Em primeiro lugar será selecionado o passo da correia com base na figura 20. Trata-se de um diagrama disponibilizado pela marca Continental [16]. O diagrama permite de uma forma rápida escolher o passo da correia mais indicado para um projeto. O passo de uma correia é a distância entre o ponto mais alto de um dente para o ponto mais alto do dente que se segue ver a figura 21. A seleção do passo é feita relacionando a velocidade da roda dentada mais pequena com a potência a transmitir na roda dentada maior.

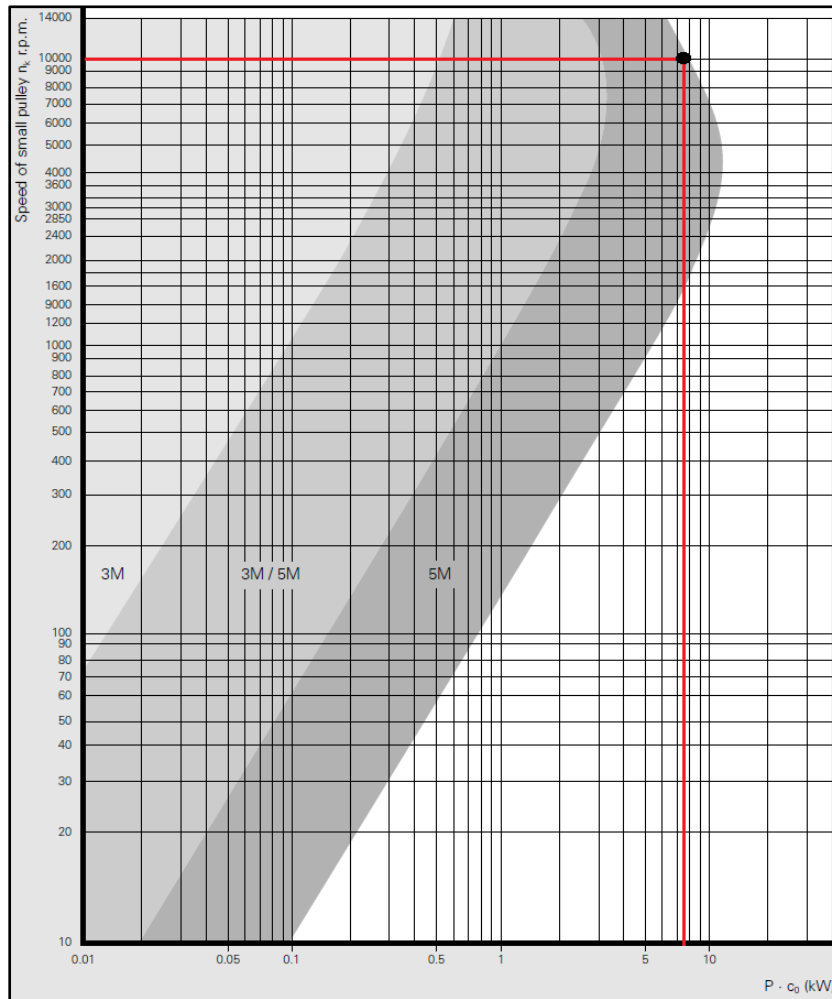


Figura 20 – Diagrama para a seleção de uma correia dentada relacionando a potência com a velocidade adaptado de [16].

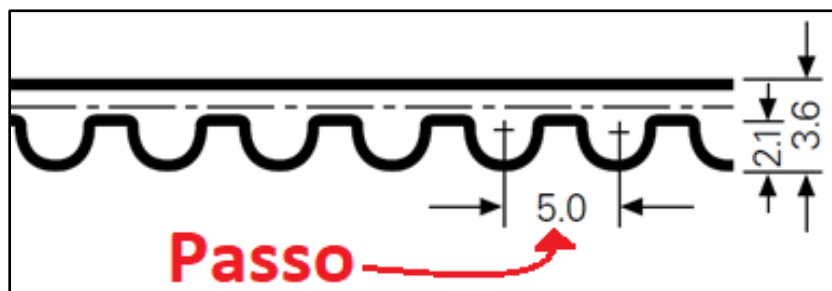


Figura 21 – Dimensões gerais de uma correia tipo HTD 5M [16]

Com a análise do diagrama da figura 20, tendo em conta as características do motor e por sua vez as características da caixa redutora, verificamos que o passo mais indicado é o designado por 5M (5 mm). O raciocínio para obter este resultado foi conseguido comparando a potência do motor multiplicada pelo fator de serviço ( $C_0$ ) com a velocidade máxima de rotação do sistema. O fator de serviço é obtido com a soma do fator de carga ( $C_2$ ), com fator de aceleração ( $C_3$ ) e com o fator de fadiga ( $C_4$ ). O fator de

carga é obtido diretamente pela tabela 27 do manual de correias de transmissão [16], considerando a nossa montagem com o mesmo fator de carga de uma máquina centrífuga, sendo este igual a 1,9 para motores com menos de 4 pistões. O fator de aceleração é obtido calculando o inverso da nossa relação de transmissão sendo esta calculada na equação 19 e o inverso é 4, com este valor, podemos agora obter o fator de aceleração com uso da tabela 28 do manual [16], que nos dá o valor para este fator de 0,4. Por último é necessário obter o valor do fator de fadiga, este é obtido com a tabela 29 do manual [16] em que neste caso apenas é necessário considerar o tempo e o período de operação do sistema. Assim, sabendo que o dinamómetro será sempre usado só para testes podemos afirmar que este terá uma operação intermitente e assim obter o valor de 0,2 para o fator de fadiga. Com a obtenção de todos os fatores necessário para calcular o fator de serviço sabemos que este é igual a 2,1 e assim a potência a considerar do diagrama da figura 20 é de 7,56 Kw. Seguindo agora a linha da potência no diagrama e cruzando com a linha da velocidade considerando a velocidade máxima admitida no dinamómetro, que é de 10000 rpm, obtemos o ponto marcado no diagrama, que está incluído na área restrita ao passo de 5 mm.

Relacionado com a transmissão está em falta calcular a relação de transmissão entre a caixa redutora e o volante de inércia, o número de dentes das respectivas polias e o tamanho necessário da correia para aquisição.

O cálculo para a relação de transmissão entre a caixa e o dinamómetro consiste em: sabendo que a relação final requerida é de 1:2 ( $i=1/2$ ) e a caixa redutora tem uma relação de 2 ( $i=2$ ), temos que:

$$i_f = i_1 * i_2 \Leftrightarrow i_2 = \frac{i_f}{i_1} \Leftrightarrow i_2 = \frac{1/2}{2} \Leftrightarrow i_2 = \frac{1}{4} \quad (19)$$

$i_f$  = Relação de transmissão final

$i_1$  = Relação de transmissão entre o motor e a caixa

$i_2$  = Relação de transmissão entre a caixa e o dinamómetro

O cálculo do número de dentes das polias é muito idêntico ao que se acabou de efetuar, conseqüentemente com o número de dentes e o passo a utilizar saberemos as dimensões das polias. Podemos assim calcular de seguida o tamanho aproximado da correia.

No laboratório já havia uma roda dentada precisamente com o passo pretendido e que continha 18 dentes. É a partir deste número que vamos calcular o número de dentes para a segunda polia.

$$i_2 = \frac{z_1}{z_2} \Leftrightarrow z_2 = \frac{z_1}{i_2} \Leftrightarrow z_2 = \frac{18}{\frac{1}{4}} \Leftrightarrow z_2 = 72 \quad (20)$$

$Z_1$  = N° de dentes da roda dentada menor

$Z_2$  = N° de dentes da roda dentada maior

Para o cálculo aproximado do comprimento da correia foi usada a equação 21, extraída do catálogo de correias tipo HTD da ContiTech [16]. Para além dos dados obtidos anteriormente foi necessário saber a distância entre os centros dos veios de saída do motor e do VI; a representação da distância é referida na figura 22 (a). Para isso foi feita uma pré-montagem do dinamómetro com o motor. Constatou-se que o valor obtido pode variar de 370 a 390mm tendo em conta o mecanismo de afinação presente no chassis do dinamómetro.

$$L_w = 2 * a + \frac{t}{2} * (Z_2 + Z_1) + \frac{\left[ \frac{t}{\pi} * (Z_2 - Z_1) \right]^2}{4 * a} \quad (21)$$

$L_w$  = Comprimento da correia dentada (mm)

$a$  = Distância entre os centros das rodas dentadas (mm)

$t$  = Passo da correia dentada (mm)

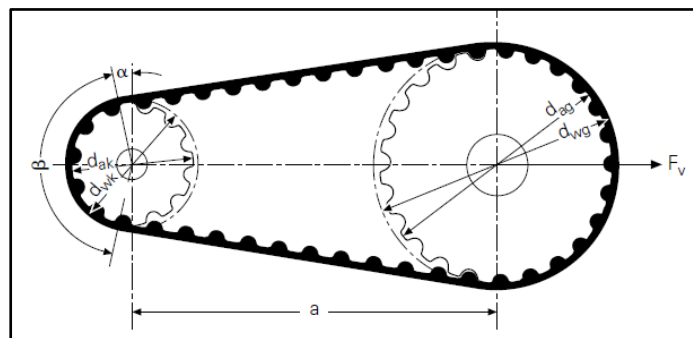


Figura 22 – Esquema de interpretação de pontos de medida para um sistema de transmissão por correia

Com o cálculo efetuado e tendo em conta a variação da distância dos centros das rodas dentadas verifica-se que o comprimento da correia tem de estar entre 970 mm e 1009



mm. Posto isto, verificou-se que a única correia disponível para este intervalo de valores seria uma correia dentada com 1000mm, sendo assim a escolha efetuada. Com a aquisição da correia e da roda dentada maior foi realizada a montagem do motor apresentada na figura 23.



Figura 23 – Motor Honda GX 160 montado no dinamómetro com o respetivo sistema de transmissão.

### 3.2.2. Veículos

Os testes dos veículos (UBIAN e Kart) usam a própria inércia como a carga aplicada ao motor. Esta inércia opõe-se ao movimento linear do veículo e por sua vez à aceleração, caracterizando esta aceleração, podemos calcular o binário na roda motriz e por sua vez obter o binário do motor. Um veículo pode assim ser usado para o mesmo fim do dinamómetro, mas este tem algumas restrições práticas para a sua implementação dificultando o processo de teste. No teste usando os veículos, tivemos inicialmente de calcular o valor de inércia do veículo, e sabendo que existem muitas formas de o fazer [17], optamos por utilizar a que se baseia nas características do veículo pela equação 22: de onde vem:

$$I_c = \frac{R^2 * m}{i^2} \quad (22)$$

$I_c$  = Inércia do carro (kg.m<sup>2</sup>)

$R$  = Raio da roda incluindo a altura do pneu (m)

$m$  = Massa total do veículo incluindo o condutor (kg)

$i$  = Relação de transmissão do motor para a roda

A equação 22 foi obtida com base nas equações seguintes:

Sabendo que,

$$F_r = m * a_v \quad (23)$$

$F_r$  = Força exercida na roda motriz do veículo (N)

$a_v$  = Aceleração do veículo (m/s<sup>2</sup>)

Multiplicando o raio da roda do veículo nos dois termos da equação 23 ficamos com:

$$R * F_r = m * a_v * R \quad (24)$$

Isto é:

$$\tau_r = m * a_v * R \quad (25)$$

$\tau_r$  = Binário aplicado à roda do veículo (Nm)

Sabendo agora que:

$$a_v = \alpha_r * R \quad (26)$$

$\alpha_r$  = Aceleração angular da roda (rad/s<sup>2</sup>)

$$\alpha_m = \alpha_r * i \Leftrightarrow \alpha_r = \frac{\alpha_m}{i} \quad (27)$$

$\alpha_m$  = Aceleração angular do motor (rad/s<sup>2</sup>)

$i$  = Relação de transmissão do veículo

$$\tau_r = \tau_m * i \quad (28)$$

$\tau_m$  = Binário do motor (Nm)

Substituindo as equações 26 e 28 na equação 25 ficamos com:

$$\tau_m * i = m * \alpha_r * R^2 \quad (29)$$

Por fim substituindo a equação 27 na equação 29 e dividindo os dois termos da equação pela relação de transmissão (i) obtemos a equação 22 para o cálculo da inércia do carro.

Tabela 4 – Características físicas do UBIAN19 e do Kart

	Massa (kg)	Relação de transmissão final	Raio da roda (m)
UBIAN19	243	10:1	0,28
Kart	190,5	5,231:1	0,139

Na tabela 4 encontram se as características físicas dos veículos que nos permitiram calcular as respectivas inércias com a equação 22. Na tabela 4 a massa referida é o total incluindo o condutor assim como no raio da roda está incluído a altura do pneu. Substituindo os valores da tabela 4 na equação 22 temos que a inércia do UBIAN19 é de 0,1905 kg.m<sup>2</sup> e a inércia do Kart é 0,1345 kg.m<sup>2</sup>.

No dinamómetro os dados foram recolhidos com um osciloscópio digital ligado a dois sensores de Hall, um para medir a velocidade angular do motor e outro para medir a velocidade angular do disco. O equipamento usado para este fim foi um osciloscópio digital da marca “pico technology” (PicoScope da serie 5000) com 4 canais de entrada. Este osciloscópio atinge elevada frequência para aquisição de dados (até 200MHz) [18], permitindo uma boa interpolação de dados. Com o osciloscópio os dados obtidos foram tensão (V) em função do tempo, isto é, cada vez que o motor ou o VI percorriam uma volta completa a tensão caía para zero obtendo desta forma o tempo entre rotações.

No UBIAN19 os dados foram obtidos com a própria centralina do motor (ECU MASTER MEU BLACK) [19] esta permite variar e adquirir uma vasta quantidade de dados relativos ao motor. Para o estudo em questão, os dados retirados e analisados foram os valores de velocidade (rpm) em função do tempo (s). A frequência de obtenção de dados desta centralina é de 25 Hz. Mesmo que muito inferior há frequência do osciloscópio, mostrou-se suficiente para a aplicação pretendida.

No Kart, o método de aquisição de dados foi um pouco diferente, não tendo sido possível implementar nenhum dos métodos anteriores. Neste caso o método utilizado foi o uso de uma aplicação GPS para Android, que nos deu a velocidade linear do kart em função do tempo. Esta tem uma frequência inferior aos métodos já apresentados, de 1 Hz, pelo que diminui consideravelmente a quantidade de dados obtidos num dado intervalo de tempo, vindo-se a mostrar insuficiente para a caracterização completa do motor.

Para quantificar os resultados, todos os dados obtidos foram convertidos para formato do software de cálculo do *Microsoft Excel*. Este software permitiu calcular e apresentar gráficos e curvas características necessárias para interpretar os testes realizados.

Para os dados obtidos com o picoscope foi necessário converter tensão em velocidade de rotação. Devido à grande quantidade de dados foi necessário em primeiro lugar isolar todos os tempos (s) onde a tensão é igual a zero e em seguida calculou-se o intervalo de tempo  $\Delta t$ . Assim, para obter a velocidade em rpm, foi aplicada a equação 30 sabendo que cada intervalo corresponde a uma volta completa.

$$v = \frac{60}{\Delta t} \quad (30)$$

v = Velocidade angular em (rpm)

$\Delta t$  = Intervalo de tempo (s)

Com a App de GPS foi obtida a velocidade linear, foi assim diretamente usada para calcular a aceleração linear. Esta foi obtida pela derivada da equação da linha de tendência da velocidade em função do tempo. Foi depois convertida em aceleração angular com a equação 31.

$$\alpha = \frac{a}{R} \quad (31)$$

$\alpha$  = Aceleração angular (rad/s<sup>2</sup>)

a = Aceleração linear (m/s<sup>2</sup>)

R = Raio da roda incluindo o pneu (m)

### **3.2.3. Inércia interna do motor**

Antes de avançar com os resultados, foi necessário quantificar a inércia interna do motor para que os resultados obtidos fossem o mais próximo possível do real. É importante salientar que o método usado para quantificar a inércia interna do motor será o mesmo usado para caracterizar as alterações na embraiagem.

Todos os motores de combustão interna têm uma certa inércia associada, devido às partes móveis internas, como o volante do motor, a embraiagem e a cambota. Muitas vezes isto não é mencionado, principalmente quando se trata de motores de grande potência, pois torna-se menos relevante [20]. Contudo em motores de baixa potência,

concluimos que devemos considerá-lo pois apresenta um valor significativo que se somará à inércia tanto do VI quanto dos veículos. Em comparação com o VI, a inércia do motor corresponde a 19% da inércia do volante, havendo uma diferença de aproximadamente 5% no cálculo de binário.

Para estimar a inércia interna do motor é realizado um primeiro teste do motor sem carga até à velocidade máxima, verificada no gráfico da figura 24 e depois um segundo teste é realizado com o mesmo procedimento do anterior, mas com o motor acoplado ao VI.

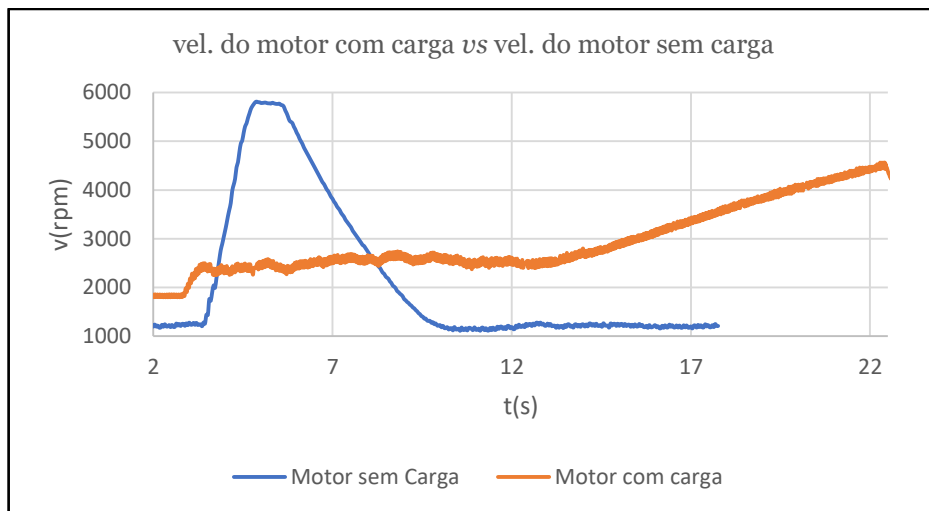


Figura 24 – Gráfico de comparação da velocidade do motor com e sem carga.

Para se obter o valor de inércia interna do motor é necessário seguir os passos seguintes, onde serão apresentadas as equações essenciais e os respectivos gráficos de interpretação.

1º - É necessário converter as unidades da velocidade angular para rad/s. Para isso será aplicada a seguinte equação:

$$\omega = \frac{v}{60} * 2\pi \quad (32)$$

$\omega$  = Velocidade angular (rad/s)

$v$  = Velocidade angular (rpm)

2º - Após obter a velocidade angular em rad/s, temos de isolar as curvas de aceleração no motor para assim obter a respetiva linha de tendência obtendo a respetiva equação que relaciona a velocidade angular com o tempo.

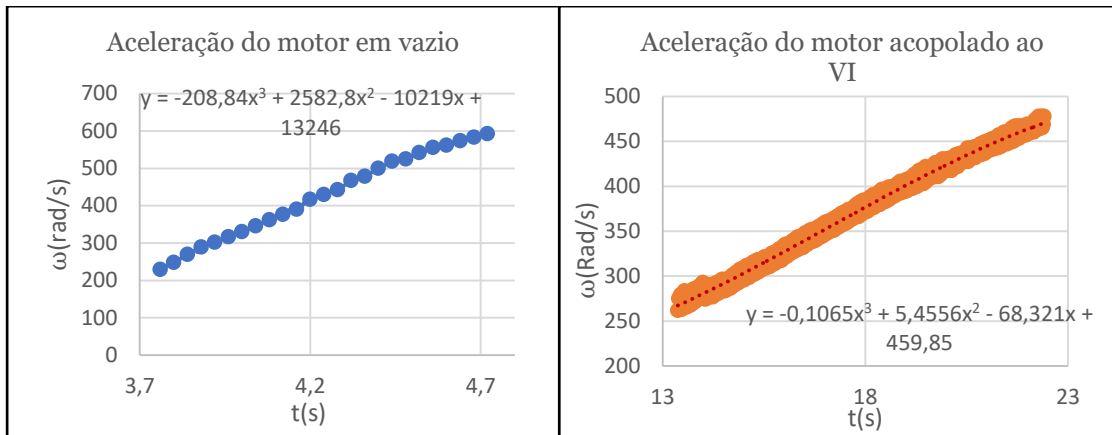


Figura 25 – Curva de aceleração do motor em vazio e acoplado ao dinamómetro.

3º - A aceleração angular é obtida com a derivada da velocidade angular. Este passo é aplicado a todos os testes realizados para quando é necessário obter a aceleração angular. As derivadas das equações apresentadas nos gráficos da figura 25 são as seguintes:

$$\alpha v = -626.52t^2 + 5165.6t - 10219 \quad (33)$$

$\alpha v$  = Aceleração angular em vazio (rad/s<sup>2</sup>)

$$\alpha c = -0.3195t^2 + 10.9112t - 68.321 \quad (34)$$

$\alpha c$  = Aceleração angular com carga (rad/s<sup>2</sup>)

4º- Determinar o ponto de aceleração máximo do motor sem carga e verificar a velocidade onde a aceleração é máxima, obtendo uma aceleração máxima de 428,47 rad/s<sup>2</sup> a 3594 rpm. Em seguida verifica-se para uma velocidade de motor próxima da anterior qual a aceleração do motor com carga sendo esta de 20,35 rad/s<sup>2</sup>.

5º- Com os valores de aceleração do motor obtidos, podemos agora estimar a inércia interna do motor com o sistema de equações que relaciona o binário do motor sem carga com o binário do motor com carga:

$$\begin{cases} \tau = I_m * \alpha v \\ \tau = (I_m + I_d * i^2) * \alpha c \end{cases} \quad (35)$$

$\tau$  = Binário (Nm)

$I_m$  = Inércia interna do motor (kg.m<sup>2</sup>)

$\alpha v$  = Aceleração do motor em vazio (rad / s<sup>2</sup>)

$I_d$  = Inércia do disco (kg.m<sup>2</sup>)

$\alpha c$  = Aceleração do motor com carga (rad / s<sup>2</sup>)

$i$  = Relação de transmissão

Substituindo os respectivos valores no sistema de equações (35) obtemos um binário de 6,37 N.m e uma inércia de 0,01486 kg.m<sup>2</sup>. Este será o valor de inércia interna do motor a considerar para a obtenção dos resultados somando à inércia tanto dos veículos como do VI.

### 3.2.4. Validação do dinamómetro

Com o objetivo de mostrar que os resultados obtidos no capítulo 4 são fiáveis procuramos validar as alterações realizadas no dinamómetro, comparando os valores obtidos nos testes de arranque do UBIAN19 e do Kart com os testes realizados no dinamómetro. Os valores são comparados obtendo as curvas características de binário do motor em aceleração, isto é, quando a embraiagem deixa de escorregar até o motor atingir a sua velocidade máxima. Para o cálculo do binário do motor quando acoplado ao dinamómetro e ao UBIAN19 será usada a equação 36:

$$\tau = (I_m + I * i^2) * \alpha c \quad (36)$$

O cálculo do binário no Kart é idêntico ao realizado anteriormente, a diferença são os dados obtidos, sendo estes a velocidade linear em função do tempo e não a velocidade angular como é obtida nos outros testes. Posto isto, para o cálculo do binário no Kart com os dados obtidos na App, será usada a equação 37 onde se calcula diretamente a aceleração angular a partir da aceleração linear.

$$\tau = \frac{a}{R} * (I_m + I_k * i^2) \quad (37)$$

$I_k$  = Inércia do Kart (kg.m<sup>2</sup>)

Uma vez que os resultados dos testes para a validação do dinamómetro já foram apresentados no artigo apresentado no anexo C, será agora apenas apresentado o gráfico onde se faz a comparação dos resultados obtidos e que assim nos permitiu validar o dinamómetro.

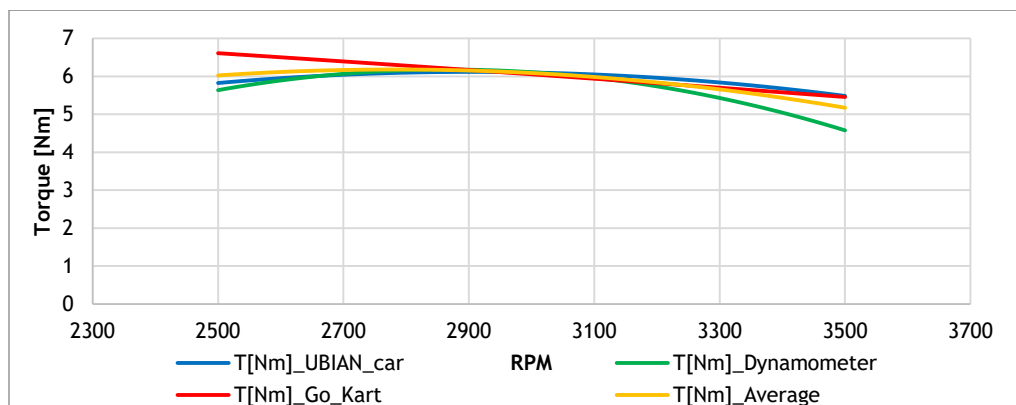


Figura 26 – Comparação dos resultados obtidos nos testes realizados com as diferentes ferramentas.

Nos testes realizados foi notório que a aquisição de dados utilizada no Kart nos forneceu uma quantidade reduzida de dados para podermos caracterizar corretamente o desempenho do motor. Deste modo os ensaios realizados com o kart foram utilizados apenas para validar os valores obtidos com o dinamómetro e com o UBIAN19, pois eram considerados muito baixos para o motor Honda GX 160. Segundo o fabricante [21], o valor máximo de binário esperado deveria estar perto de 10 Nm. Como podemos verificar nos valores médios dos ensaios do gráfico da figura 26 o binário máximo do motor está aproximadamente nos 6Nm.

Nos testes do UBIAN19 e do dinamómetro usamos o mesmo motor e nos testes de kart foi usado um segundo motor do mesmo modelo. Constatou-se que os valores de binário obtidos como kart estão na mesma ordem de grandeza dos testes com o dinamómetro e com o UBIAN19. Por este motivo o teste do kart foi importante para validar os valores obtidos.

Como é possível verificar no gráfico da figura 26 todas as curvas de binário nos diferentes testes praticamente se sobrepõem, verifica-se assim que existe exatidão dos resultados e obtém-se também uma curva de binário médio muito aceitável quando comparada com curvas características obtidas em motores de combustão interna. Posto isto, é possível concluir que o uso do dinamómetro de inércia é válido, permitindo quantificar as alterações definidas para o motor com o objetivo de o otimizar para uma maior economia de consumo de combustível, sendo este o ponto mais importante da competição Shell Eco-Marathon.



## Capítulo 4 – Apresentação, análise e discussão dos resultados

Após ter a ferramenta necessária para a caracterização das iterações a realizar na embraiagem prosseguiu-se com os ensaios sendo este o objetivo desta dissertação. Irão ser apresentados e discutidos os resultados obtidos ao longo de todo o capítulo 4. Para cada iteração serão apresentados os dois melhores testes onde vamos retirar o valor médio do tempo de escorregamento entre eles, e o valor médio da velocidade de escorregamento.

### 4.1. Apresentação dos resultados

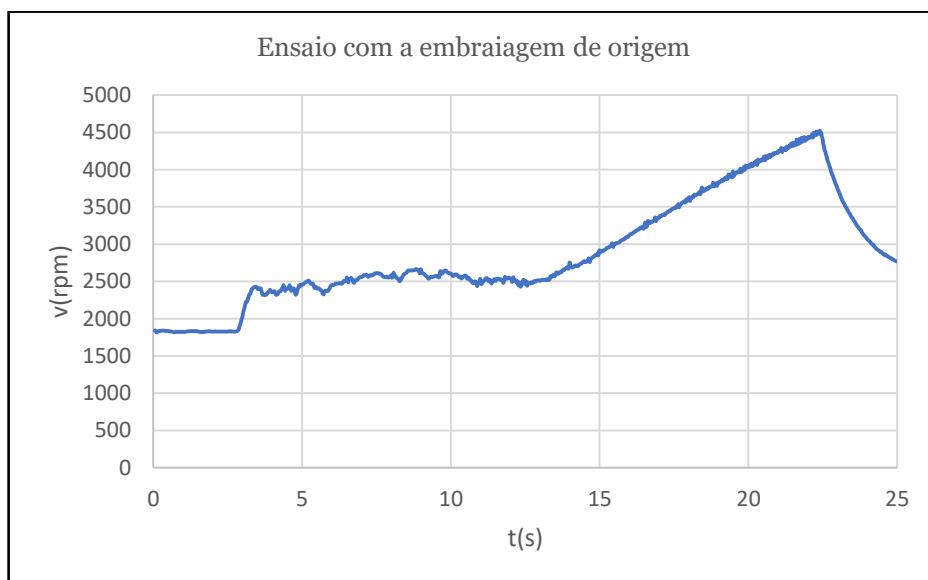


Figura 27 – Primeiro ensaio do motor realizado com a embraiagem equipada com os pesos de origem.

No gráfico da figura 27, o tempo de escorregamento da embraiagem é de 8,8 s, e a velocidade angular na qual ocorre o escorregamento é de cerca de 2500 rpm.

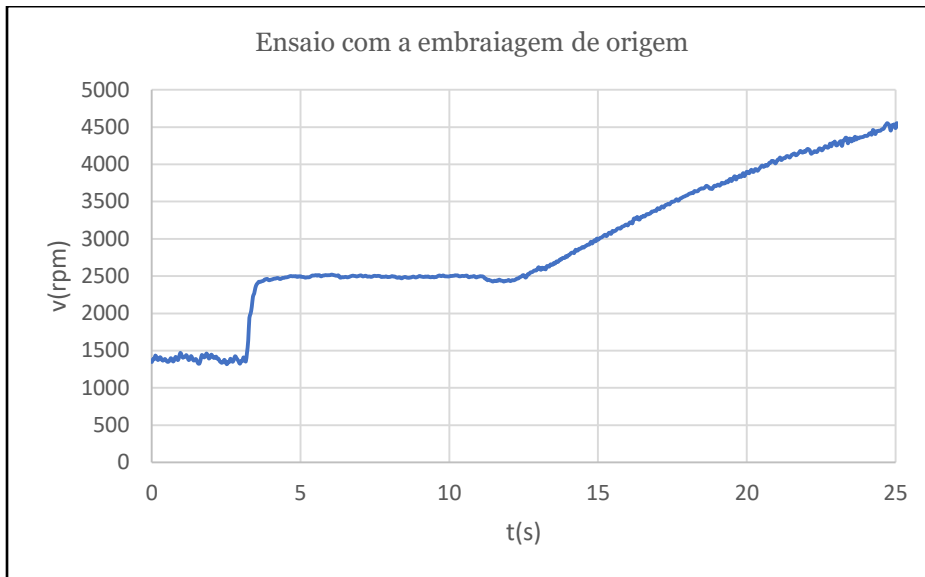


Figura 28 – Segundo ensaio do motor realizado com a embraiagem equipada com os pesos de origem.

No gráfico da figura 28 verifica-se que o tempo de escorregamento é de 8,8 s, podemos verificar também que a velocidade de escorregamento é idêntica à obtida no ensaio anterior embora esteja aparentemente mais estável. Assim o tempo de escorregamento médio nos dois ensaios com os pesos de origem é de 8,8 s e a velocidade média na qual ocorre o escorregamento é de 2500 rpm.



Figura 29 - Terceiro ensaio do motor realizado com a embraiagem alterada com os pesos de 5g.

No gráfico da figura 29 verifica-se que o tempo de escorregamento é de 10,8 s e a velocidade média de escorregamento é de 2350 rpm.



Figura 30 - Quarto ensaio do motor realizado com a embraiagem alterada com os pesos de 5 g.

No gráfico da figura 30 verifica-se que o tempo de escorregamento é de 7,8 s, e a velocidade onde ocorre o escorregamento é de 2250 rpm. Assim o tempo de escorregamento médio nos ensaios com o peso de 5g é de 9,3 s e a velocidade média onde ocorre o escorregamento é de 2300 rpm.



Figura 31 - Quinto ensaio do motor realizado com a embraiagem alterada com os pesos de 6 g.

No gráfico da figura 31 verifica-se que o tempo de escorregamento é de 5,9 s e a velocidade média de escorregamento é de aproximadamente 1980 rpm. Apenas existe um ensaio com os pesos de 6g pois quando se tentou realizar um segundo ensaio foi verificado um ruído anormal, e por este motivo o ensaio foi parado e verificada a situação. O que aconteceu foi que os pesos começaram a deformar junto do furo devido

ao aumento da força exercida. Com a deformação ocorrida os pesos começam assim a raspar na tampa da caixa redutora deixando as marcas apresentadas na figura 32, sendo este o motivo do ruído anormal.



Figura 32 - Marca feita na tampa da caixa da embraiagem provocada pelos pesos de 6 g.

No entanto acreditando que o problema de os pesos encostarem na tampa da caixa redutora seria derivado apenas à deformação foram montados e testados os pesos de 7g.



Figura 33 - Sexto ensaio do motor realizado com a embraiagem alterada com os pesos de 7 g.

No gráfico da figura 33 verifica-se que o tempo de escorregamento é de 6,5 s e verifica-se que a velocidade em que ocorre o escorregamento é de 2200 rpm. Constatou se que

na verdade o espaço de folga entre os pesos de 7g e a tampa da caixa era muito reduzido de maneira que, com o aumento da rotação, os pesos ficaram a raspar continuamente na tampa da caixa da embraiagem impedindo assim a realização de mais ensaios com estes pesos.

Dada a situação ocorrida foi tomada a decisão de desenhar um novo conjunto de pesos com uma forma próxima dos pesos de 6 g, isto porque estes tinham apresentado bons resultados. O objetivo foi reforçar a zona onde os anteriores tinham deformado e acrescentar a parte do peso onde é realizado o contacto e exercida a força para que assim os novos pesos possam atuar mais cedo. Posto isto foram desenhados e maquinados os pesos com 6.7 g apresentados na figura 34.



Figura 34 –Peso de 6,7 g.



Figura 35 - Sétimo ensaio do motor realizado com a embraiagem alterada com os pesos de 6,7g.

No gráfico da figura 35 verifica-se que o tempo de escorregamento é de 9,0 s, e que a velocidade na qual ocorre o escorregamento é de 1950 rpm.



Figura 36 - Oitavo ensaio do motor realizado com a embraiagem alterada com os pesos de 6,7g.

No gráfico da figura 36 verifica-se que o tempo de escorregamento é de 8,6 s, e podemos verificar que a velocidade na qual ocorre o escorregamento é de 2000 rpm. O tempo médio de escorregamento com os pesos de 6,7g é de 8,8 s e a velocidade média onde ocorre o escorregamento é de 1975 rpm.

## 4.2. Discussão dos resultados

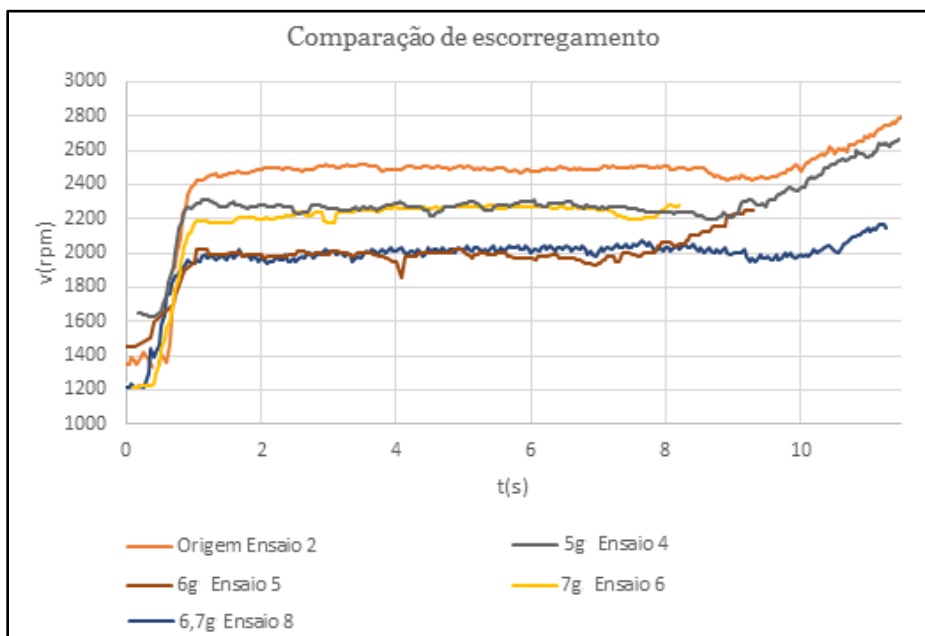


Figura 37 – Gráfico de comparação das iterações realizadas.

Para simplificar a visualização dos resultados no gráfico 37 foi decidido colocar apenas um ensaio de cada iteração. Este gráfico permite uma comparação dos resultados

obtidos tendo conseguido diminuir consideravelmente a velocidade de escorregamento da embraiagem. Verifica-se que o ensaio com melhores resultados é o quinto com os pesos de 6g.

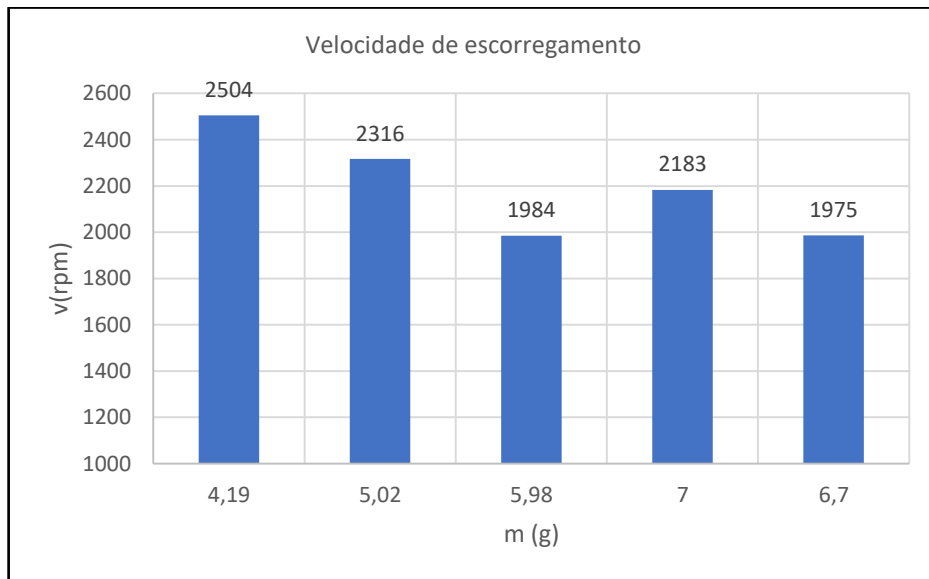


Figura 38 – Comparação da velocidade de escorregamento em função da massa.

Como podemos observar no gráfico da figura 38 na medida em que se altera, neste caso aumenta, a massa dos pesos, a velocidade para a qual ocorre o escorregamento é menor. Esta situação apenas não se verifica com os pesos de 7 g, tal acontece porque estes eram muito grandes e quando colocados em funcionamento encostaram na tampa de caixa redutora impedindo o aumento da força tendo sido limitado o movimento.

O tempo de escorregamento, é menor com o uso dos pesos de 6 g e 7 g, isto seria bom não fosse a limitação da caixa redutora e a deformação ocorrida nos pesos. Após detetar estas ocorrências e com a intenção de as evitar foi desenhado o novo conjunto de pesos com 6,7g.

Com os novos pesos, após serem testados, verifica-se que estes não encostam na tampa da caixa e também se conseguiu aumentar suficientemente a sua resistência não tendo deformado. A velocidade de escorregamento conseguida foi de 1975 rpm mantendo a velocidade de escorregamento dos pesos de 6g. No entanto, o tempo de escorregamento aumentou consideravelmente. Este aumento de tempo ocorre devido à variação da posição do centroide. Como demonstrado no capítulo 3 a força exercida pelos pesos não depende só da massa. Embora a massa tenha aumentado relativamente aos pesos de 6 g o coeficiente entre  $d_{fc}/d_{fp}$  é menor, impedindo de certa forma o aumento da força resultante.

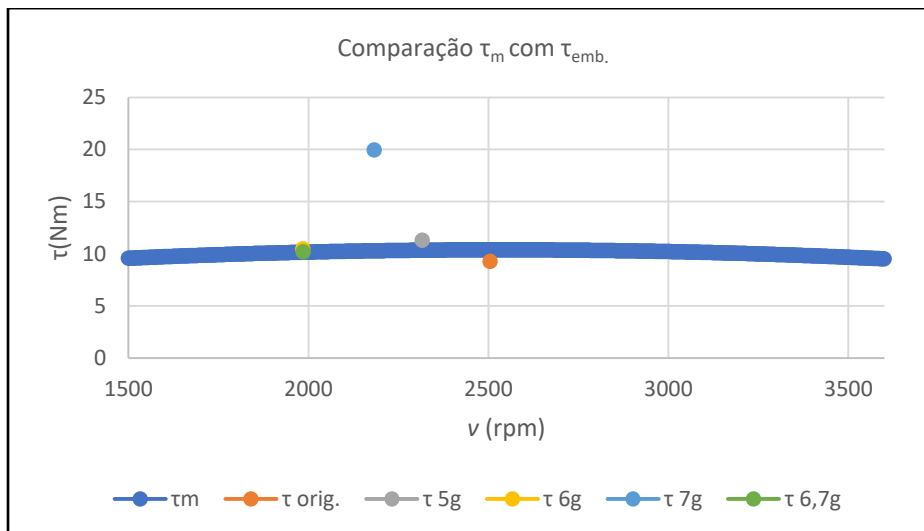


Figura 39 - Comparação do binário do motor com o binário teórico transmissível pela embraiagem na velocidade de escorregamento real.

No gráfico da figura 39 podemos verificar a situação ocorrida com os pesos de 7g pois o que deveria acontecer em situações normais é o binário transmissível pela embraiagem na velocidade de escorregamento obtida ser próximo do binário do motor, como acontece com todos os pesos exceto com o peso de 7g.

Com o gráfico da figura 39 é possível constatar que os cálculos teóricos estão de acordo com os resultados reais medidos.

### 4.3. Erros laboratoriais

Como foi verificado existem muitos fatores capazes de afetar as medições levando a erros. Com a elaboração desta dissertação podemos encontrar algumas situações que podem levar a erros na obtenção de dados. Uma das situações é o facto de não serem medidas nem contabilizadas as temperaturas do motor nem da caixa redutora sendo que principalmente na caixa uma temperatura excessiva pode variar o coeficiente de atrito dos discos. Assim, para evitar esta situação, os testes foram realizados um de cada vez com um intervalo de alguns minutos.

Uma outra situação é o ruído eletrónico provocado pelos sensores e principalmente pelos cabos tendo ocorrido situações em que os ensaios foram descartados por ruído excessivo ou mesmo falhas de dados. Um exemplo da situação de ruído é o gráfico do oitavo ensaio. Mesmo aplicando os filtros disponíveis no software de cálculo não se conseguiu eliminar completamente o ruído presente nos dados recolhidos.



## Capítulo 5 – Conclusões

Esta dissertação é o culminar de um estudo e realização de um projeto bastante desafiante que me permitiu desenvolver e adquirir mais capacidades e conhecimentos acerca de embraiagens e dinamómetros.

Com as alterações feitas no dinamómetro e após a sua validação foi possível concluir que este estava válido para os ensaios que seriam realizados permitindo uma maior credibilidade nos resultados.

Com esta dissertação conseguiu-se ainda atingir os objetivos propostos inicialmente, uma vez que o banco de ensaios foi adaptado e encontra-se funcional e, além disso, conseguiu-se diminuir a velocidade de escorregamento da embraiagem.

Concluimos que com o aumento da massa dos pesos diminuimos a velocidade de escorregamento, no entanto só isto não é suficiente se não for considerada a posição do centro de massa sendo que quanto mais afastado este está do eixo de rotação, maior será a força exercida pelo peso, sendo necessário ter sempre em consideração as limitações de espaço para evitar situações como as ocorridas. Desta forma, tendo em conta os resultados e a funcionalidade os pesos a adotar para usar na embraiagem do UBIAN19 são os pesos de 6,7 g. No entanto propõe-se o desenho e teste de um novo peso igual ao de 6 g mas reforçando a zona assinalada a vermelho na figura 40.

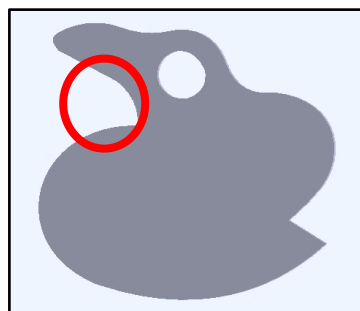


Figura 40 – Peso de 6g com a área a ser reforçada assinalada a vermelho.

Esta proposta é feita pois verificou-se que os melhores resultados obtidos foram no ensaio do peso de 6g tendo havido o problema da deformação plástica. Assim, conseguindo reforçar esta área à semelhança do que foi realizado no peso de 6,7g é possível obter um melhor ponto de funcionamento da embraiagem. Esperando-se uma velocidade de escorregamento idêntica à dos pesos de 6,7g mas com um tempo de escorregamento idêntico ao obtido nos pesos de 6g.

## 5.1. Trabalhos paralelos

Um projeto relacionado com a UBICAR foi a criação de um software de simulação para prever o consumo do veículo em pista. Para tal, foi necessário conhecer os parâmetros que podem influenciar o consumo, tendo sido necessário determinar o coeficiente de atrito de rolamento. Uma vez que estavam a ser realizados os testes de estrada com o UBIAN19 para a validação do dinamómetro, aproveitou-se a situação para realizar os testes que determinariam o coeficiente de atrito de rolamento. Assim, foram realizados vários ensaios em estrada com o objetivo simular e determinar diretamente o coeficiente de atrito de rolamento em pista. Foram estudados dois parâmetros, o coeficiente de atrito de rolamento em linha reta e depois o coeficiente de atrito em curva verificando a sua influência com o decréscimo do raio de curvatura. Nos ensaios o atrito aerodinâmico foi considerado de reduzida importância devido às velocidades baixas realizadas em pista, onde a velocidade média é de 7m/s. No entanto, os resultados destes testes são globais.

Para a realização dos ensaios foi escolhido uma estrada reta com uma inclinação mais próxima de zero possível para se conseguir medir a desaceleração do veículo. No entanto o extremo sul apresentava uma inclinação acentuada que foi utilizada para aumentar a velocidade do veículo sem motor, de modo que este atinge-se 7m/s, o suficiente para percorrer os 600m de estrada disponível em linha reta. Na figura 41 podemos verificar 3 situações em que o veículo ganha velocidade na descida e a perde na parte plana, o decréscimo mais acentuado da velocidade ocorre quando há a necessidade de imobilizar o veículo pois é atingido o fim da estrada. Estes ensaios estão identificados na figura 40 com S-N (Sul-Norte). Quando o fim da reta foi atingido o veículo inverte o sentido de marcha, realizando os ensaios N-S (Norte-Sul), para estes ensaios foi utilizando o motor para impulsionar o veículo até uma velocidade de 10 m/s onde este é desligado e é analisada a desaceleração neste sentido. Verificando-se que a inclinação na reta não era nula pois os valores de desaceleração obtidos para os dois tipos de ensaio eram totalmente diferentes.

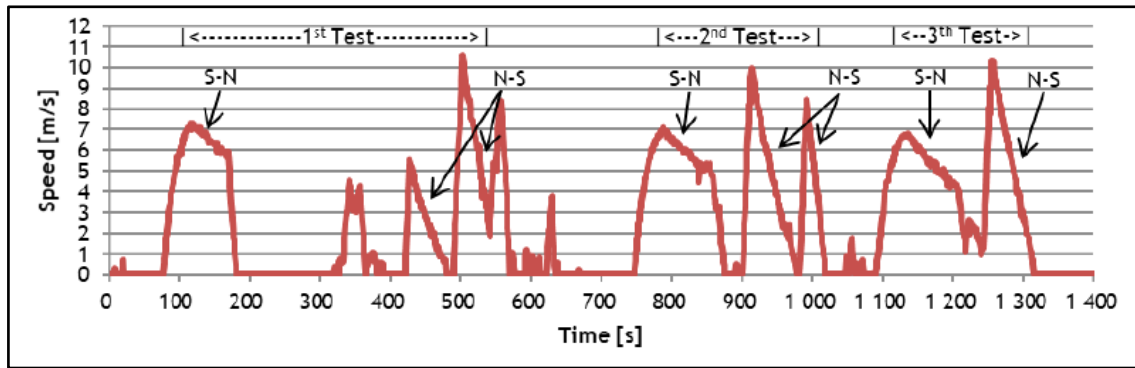


Figura 41 – Variação da velocidade dos vários testes em linha reta ao longo do tempo.

Dado que não foi possível encontrar um local com inclinação zero garantida nas proximidades, optou-se por utilizar estes resultados pela média dos dois coeficientes de atrito obtidos.

Os dados obtidos foram convertidos para o software de cálculo e realizadas as linhas de tendência e por sua vez as equações das mesmas nos períodos de desaceleração verificados no gráfico da figura 41. Assim tendo estas equações da velocidade em função do tempo nestes períodos foi obtida a desaceleração sendo esta a derivada da equação da velocidade em cada ensaio, por fim é calculado o coeficiente de atrito com a equação 38.

$$\mu = \frac{a}{g} \quad (38)$$

$\mu$  = Coeficiente de atrito

$a$  = Aceleração linear ( $m/s^2$ )

$g$  = Aceleração gravitacional ( $m/s^2$ )

A relação da força de atrito ( $F_{\text{atrito}}=m.a$ ) e o peso de UBIAN19 incluindo o piloto ( $P=m.g$ ) resultou assim na equação 38. Considerando a aceleração gravitacional ( $g$ ) igual a  $9.81 m/s^2$  foram obtidos os resultados apresentados na tabela 5 para cada um dos testes realizados em linha reta e na tabela 6 são apresentados os resultados dos testes em curva tendo sido calculados com o mesmo método. No artigo (anexo D) são apresentados os gráficos de cada ensaio de desaceleração incluindo as equações das respetivas linhas de tendência, que permitiram o cálculo do coeficiente de atrito, por este motivo apenas se inseriram aqui os resultados dos ensaios.

Tabela 5 – Coeficiente de atrito dos testes em linha reta.

Testes	S-N	N-S	Média
1º Teste	0.00302	0.00983	0.00643
2º Teste	0.00447	0.001488	0.00968
3º Teste	0.00385	0.01689	0.01037
Média	0.00378	0.01387	0.00883

Tabela 6 - Coeficiente de atrito dos testes em curva.

Testes	Coeficiente de atrito
1º Teste Curva = 20m	0.01138
2º Teste Curva = 14m	0.01832
3º Teste Curva = 12m	0.0270

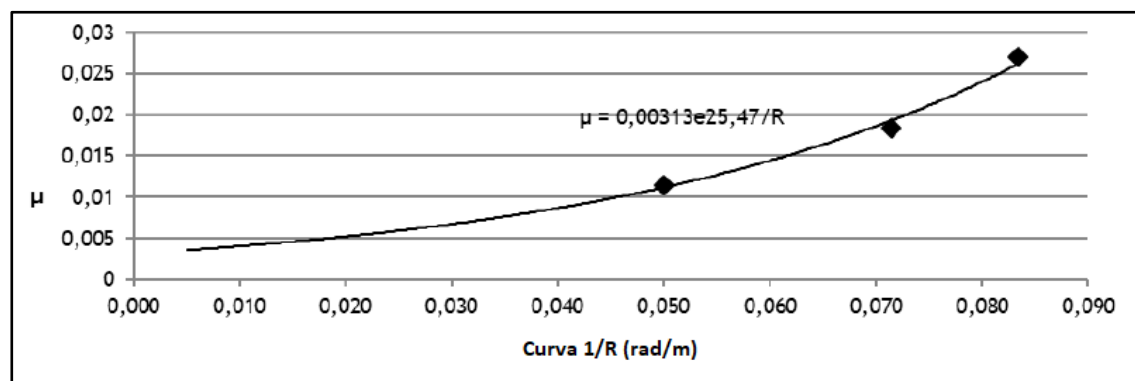


Figura 42 – Evolução do coeficiente de atrito de rolamento com curva.

Concluiu-se com este estudo que o valor do coeficiente de atrito de rolamento a ser utilizado no software de simulação deve ser 0,00883. Quanto aos valores de curvatura, sendo estes escassos e pouco precisos devido ao método de aquisição de dados que é o mesmo utilizado nos testes do kart realizados no capítulo 3 desta dissertação. No entanto serão considerados e já nos darão uma indicação do valor a utilizar, obtendo-se uma relação exponencial entre os três resultados obtidos com a equação na figura 42.

Se esta equação fosse precisa, isso significaria que para raios de curvatura muito altos, em uma reta, o coeficiente de atrito tenderia a um valor de 0,00313 que não está exatamente de acordo com o valor encontrado. Este resultado é plausível sendo que o fator de atrito em curva varia em função de outros parâmetros, como a velocidade e a geometria do próprio mecanismo de direção e não apenas do raio de curvatura. Assim sendo é necessário realizar mais pesquisas sobre este assunto. Porém, com os

resultados obtidos é possível começar a usar o software de simulação desenvolvido anteriormente.

## **5.2. Trabalhos Futuros**

Realizar novos ensaios com o peso proposto e comparar;

Analisar e comparar as influências do aumento de temperatura com o escorregamento;

Comparar as influências da viscosidade de diferentes lubrificantes aplicados na caixa redutora;

Quantificar a influência do comportamento da embraiagem em termos de consumo do UBIAN19.



# Referências

- [1] M. C. C. D. SILVA, O impacto ambiental na redução do consumo de combustível, São Caetano do Sul, 2013.
- [2] Shell Eco-marathon, “Shell Eco-marathon: Brilliant minds coming together to help build a lower carbon world,” [Online]. Available: <https://www.makethefuture.shell/en-gb/shell-eco-marathon>. [Acedido em 10 09 2022].
- [3] Ó. Nieto, “Funcionamento da embraiagem: Descubra as suas origens,” [Online]. Available: <https://o-blog-da-oficina-mecanica.repxpert.pt/blog-pt/tecnologia-blog-pt/funcionamento-da-embraiagem-descubra-as-suas-origens/>. [Acedido em 10 09 2022].
- [4] Fras-le, “Sistema de embreagem: O guia completo que o mecânico precisa ler!,” 27 05 2022. [Online]. Available: <https://blog.fras-le.com/sistema-de-embreagem/>. [Acedido em 10 09 2022].
- [5] J. K. N. a. R. G. Budynas, Mechanical Engineering Design, New York: Mc Graw Hill, 2011.
- [6] J. M. V. d. S. Fonseca, Projeto, Construção e Teste de uma Embraiagem Centrífuga para um Motor de Combustão Interna para Propulsionar um Veículo de Elevada Eficiência Energética, Coimbra, 2014.
- [7] Suco, “Embraiagens e travões centrífugos,” [Online]. Available: <https://www.suco.de/pt/tecnologia-de-transmissao/embraiagens-e-travoes-centrifugos/>. [Acedido em 15 09 2022].
- [8] Kart Tek off Road, “Kennedy 6 Puck Clutch Double Disc Set 200mm 8" Diameter For Mendeola or VW 13/16" 24 Spline,” [Online]. Available: <https://www.kartek.com/parts/kennedy-6-puck-clutch-double-disc-set-200mm-8-diameter-for-mendeola-or-vw-1316-24-spline.html>. [Acedido em 15 09 2022].
- [9] TS racing, “Bully 3 Disc 6 Red Spring Clutch - Clone Classes,” [Online]. Available: <https://www.tsracing.com/Bully-3-Disc-6-Red-Spring-Clutch-Clone-Classes-span-stylecolor-ff0000PRE-ORDERS-ONLYspan-P8742.aspx>. [Acedido em 15 09 2022].
- [10] F. J. R. Fernandes, Banco de ensaio de motores de combustão para o projeto UBicar. Influência das embraiagens centrífugas e caixas redutoras, Covilhã, UBI,

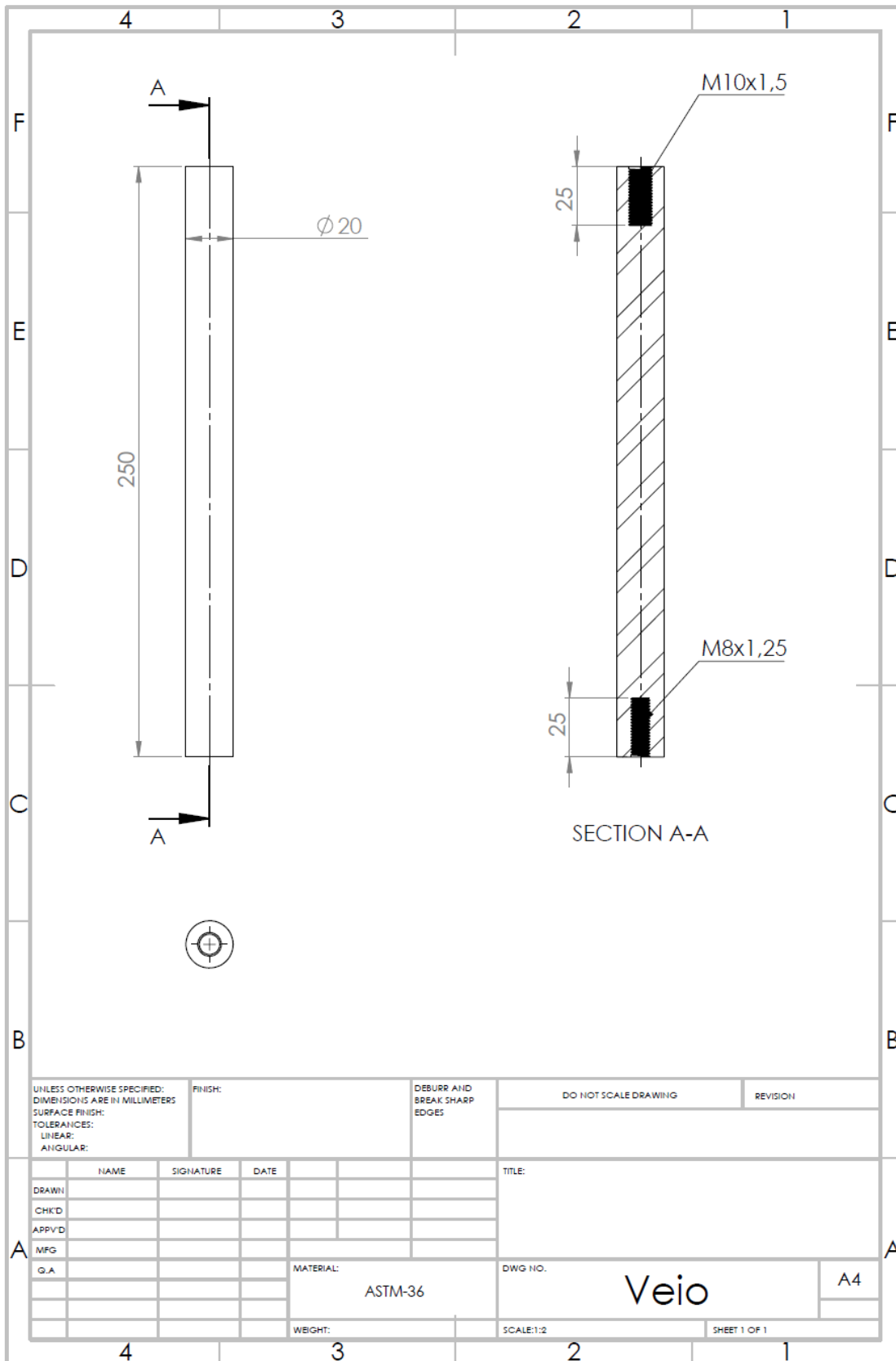
2017.

- [11] Keep racing, “Embrayage GX270,” [Online]. Available: <https://www.keep-racing.de/fr/motoren-ersatzteile/pi-ces-honda/pieces-honda-gx270/embrayage-gx270>. [Acedido em 10 09 2022].
- [12] P. L. Oliveira e Gigante, Projecto Eletromecânico, Covilhã: UBI, 2003.
- [13] L. Honda Motor Co., Owner's Manual GX22.GX31, 2003.
- [14] Rolamentos FAG Ltda., Rolamentos FAG - Rolamentos de esferas . Rolamentos de rolos . Caixas . Ecessórios.
- [15] G. L. Kitor, “Momento de Inércia,” [Online]. Available: <https://www.infoescola.com/mecanica/momento-de-inercia/>. [Acedido em 10 09 2022].
- [16] ContiTech Power Transmission Systems, CONTI SYNCHROBELT HTD Synchronous Drive Belts.
- [17] H. S. Piotr Fundowicz, “Estimation of mass moments of inertia of automobile,” *IEEE*, 18 Abril 2018.
- [18] pico Technology, “Flexible Resolution USB Oscilloscope,” [Online]. Available: <https://www.picotech.com/oscilloscope/5000/flexible-resolution-oscilloscope>. [Acedido em 10 09 2022].
- [19] ECU MASTER, “EMU BLACK,” [Online]. Available: <https://www.ecumaster.com/products/emu-black/>. [Acedido em 11 09 2022].
- [20] N. L. M. S. J. P. A. M. N. K. Predrag d. Mrdja, “A method for quick estimation of engine moment of inertia based on an experimental analysis of transient working process,” *Thermal Science*, vol. 22, nº 3, pp. 1215-1225, 2018.
- [21] L. Honda Motor Co., OWNER'S MANUAL GX120.GX160.GX200, 2007.





# Anexo B



## Anexo C

# Inertial dynamometer for Shell Eco-Marathon engine: validation

## 1. Introduction

This work was performed at the University of Beira Interior in order to study the engine currently used at UBIAN car. This is a car built by a team that participate in Shell Eco-marathon. The engine used is Honda GX 160 [1].

This article intends to focus on demonstrating and validating a simple system of engine characterization. To make this validation will be performed three types of tests: the first one coupling the engine on inertia dynamometer; the second one is done using the whole vehicle, a third test performed on a go kart will be used as a control test.

## 2. Dynamometers

For the study and development of internal combustion engines, it is important to know their performance characteristics. It is only possible to know if there has been an improvement in engine performance if it is possible to make comparisons with the modifications and adjustments made.

The fastest way to quickly characterize an engine is by using dynamometers, these can be divided in two groups: brake dynamometers and inertia dynamometers. Within these, we can also distinguish between those intended for testing engines (engine dynamometers, where the engine is directly coupled to the dynamometer) and those for testing vehicles (chassis dynamometers) [2].

### A. Inertial dynamometer

Inertia dynamometers consist of a flywheel with a specific mass which is connected to the engine by a mechanical transmission. The inertia flywheel is a steel disc that, when put in rotation around an axis perpendicular to its plane and positioned in his own centre, it applies a force counteracting the designated movement, inertia [3].

### B. Car test

The car in question, the UBIAN, was built at UBI to participate in the Shell Eco-marathon in 2019.

UBIAN car and go-kart tests tests use car inertia as a load applied to the engine; This inertia produces a driving force that opposes the linear motion of the vehicle and its acceleration, characterizing this acceleration, we can also characterize the torque on the drive wheel and vehicle engine

## 3. Data acquisition

Data acquisition is done directly to the engine in the dynamometer test and in the car by the control unit, which we implemented in the engine in question.

An EMU Black from Ecumaster was used.

To ensure high noise immunity the USB connection has galvanic isolation allowing a 25Hz data frequency.

In addition to the USB connection, the EMU Black has a CAN and serial connection module that can be used for data logging, from where we get the engine speed as a function of time. By obtaining this data the engine torque is then calculated.

The kart data acquisition is done differently: a GPS application is used which gives us the linear velocity as a function of time.

This method is very practical and easy to use; however, it has clear disadvantages as it is a very low frequency data acquisition in the order of 1Hz and it is difficult to obtain reliable results.

#### 4. Inertial dynamometer, UBIAN car, go kart and engine characterization

##### A. Inertial Dynamometer

In order to calculate the torque, it is first necessary to estimate the inertia of the flywheel and the chassis. Flywheel moment of inertia was estimated based on its dimensions and material density, being a steel with a density of 7841 Kg / m<sup>3</sup>. Its inertia is the product of half the mass of the disk by the radius squared, obtaining the value of 0.0744827 Kg.m<sup>2</sup>. In fact, the engine is pulling 4 times higher inertia due to the gear ratio ( $i = 2$ ).

$$[1] I_v = \frac{1}{2} * M * R^2$$

I<sub>v</sub>= Flywheel inertia (Kg.m<sup>2</sup>)

M= Total disk mass (Kg)

R= Flywheel radius (m)

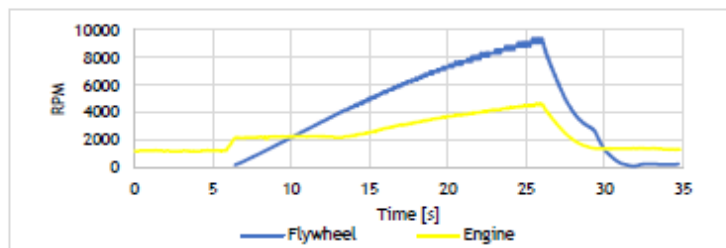


Figure 1- Engine and flywheel acceleration.

The transmission between the engine and the flywheel is made by a centrifugal clutch followed by a chain drive (standard Honda GX160 gearbox). The gearbox is connected to the flywheel using a toothed belt for transmission with a ratio of 4 times the input speed.

Therefore, the final gear ratio will be twice the engine speed, as can be seen in Figure 1, which is the comparison between the speed of the engine and the flywheel simultaneously in one of the tests performed. It is possible to see the engine idle speed which is approximately at 1200 RPM; after setting the throttle to 100% the engine speed begins to increase and stabilizing at approximately 2000 RPM and reaching the clutch balance point between engine and flywheel speed, which is increasing almost linearly from 0 RPM to 4000 RPM. It is from 13 seconds that the engine starts to accelerate together with the flywheel, so between 13 and 26 seconds describe very similar curves, which is the range of values to consider for direct engine characterization. At 26 seconds the throttle is set to 0% where deceleration occurs and the end of the test.



Figure 2- Engine on the inertial dynamometer.

## B. UBIAN Car

As explained earlier all vehicles have an associated inertia. There are several ways to calculate the inertia of a car [4]. Calculation forms are based on vehicle characteristics, such as vehicle mass and wheel radius.

So, to get the UBIAN inertia we went to measure the total mass including the driver, which is 243Kg, the wheel radius is 0.28m and the gear ratio from engine to wheel is 10:1. So, the body equivalent inertia is the wheel radius squared multiplied by the mass divided by the gear ratio also squared, where:

$$[2] I_c = \frac{R^2 \cdot M}{i^2}$$

$I_c$ = Body inertia (Kg.m<sup>2</sup>)

$R$ = Wheel radius including tire height (m)

$M$ = Total body mass (Kg)

$i$ = Engine to wheel drive ratio

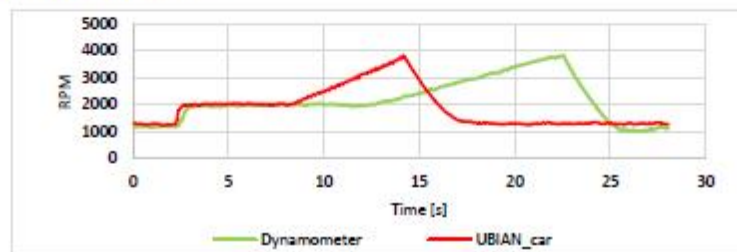


Figure 3- Comparison between the acceleration of the engine on the dynamometer and on the car.

The imposed gear ratio of 10 times lower car wheel speed compared to engine speed allowed limiting the car speed to 40Km / h, being the maximum allowed for UBIAN. But as we can see from the graph in Figure 3, there has been a decrease in acceleration time compared to the dynamometer test, these decrease in acceleration time, causes a reduction in the points acquired by the datalogger but due to the datalogger's 25 Hz acquisition rate allows us to acquire enough points to characterize this acceleration..



Figure 4- UBIAN during the Shell Eco Marathon London 2019.

## C. Go kart

Go kart inertia is calculated as previously done in the car. The mass of the vehicle is 190.5 Kg including the driver, the final drive is 5.231 and the wheel radius is 0.139m. The inertia is calculated as done in the car by applying equation 2, and a value of 0.13451 kg / m<sup>2</sup> is obtained.



#### D. Engine Inertia

All internal combustion engines have a certain associated inertia due to moving parts inside such as the flywheel, clutch and crankshaft. Often this is not mentioned because they are engines of high power, so it becomes less relevant [5]. With everything in low power engines, we have concluded that we should consider it having a significant value and that it will be added to the inertia of both the flywheel and the vehicles.

Compared to the flywheel, an engine inertia corresponds to 19% of the flywheel inertia, making a difference of approximately 5% in the calculation of torque. An internal engine inertia is then estimated by measuring the acceleration time from the engine to its maximum speed of 5000 RPM, where you get a maximum acceleration of 398,879 Rad / s<sup>2</sup> at 3256 RPM.

After performing the same procedure, but with the engine coupled to the flywheel from the dynamometer, obtaining a maximum acceleration of 18,951 Rad / s<sup>2</sup> at 3256 RPM. Applying the equation of torque is defined a system of two equations:

$$[3] \begin{cases} T = I_m * a_v \\ T = (I_m + I_d * i) * a_c \end{cases}$$

T= Torque (Nm)

I<sub>m</sub>= Engine internal inertia (Kg.m<sup>2</sup>)

a<sub>v</sub>= Engine acceleration at no load (Rad/s<sup>2</sup>)

I<sub>d</sub>= Disk inertia (Kg.m<sup>2</sup>)

a<sub>c</sub>= Accelerated engine with load (Rad/s<sup>2</sup>)

i= Transmission Ratio

After solving the system, an internal engine inertia of approximately 0.014859 kg m<sup>2</sup> is obtained.

#### 5. Obtained Results

Several tests were performed on the dynamometer, on the car and on the go kart, from these tests we make an average that allowed us to reduce the external interferences like eventual malfunctions or variations of the engine parameters in results.

The tests were performed with accelerations from 1000 RPM where the engine was idling to the maximum speed reached by the engine at 5000 RPM, but the useful engine speed range for calculating engine torque is only between 2500 and 3500 rpm. It is from 2500 RPM that, as we can see in Figure 5, the engine starts to stabilize the rotation speed these means de that the centrifugal clutch stops slipping, and the engine is under full load; at 3500 RPM, the torque of this engine abruptly drops, and it is not efficient to use it in after this rotation.

The results for the different executes tests between the 2500 and 3500 RPM are shown below.

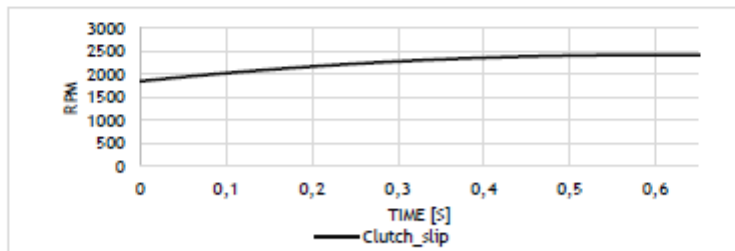


Figure 5- Characterization of the clutch slipping.

### A. Calculation of flywheel and car torque

After obtaining the engine speed (RPM) values as a function of the time (s) given to us by the control unit data logger, we can do the calculations to get the engine torque values. The first step is convert RPM to Rad / s with the following equation:

$$[4] \omega = \frac{N \cdot \pi}{30}$$

N= Engine speed (RPM)  
 $\omega$ = Angular engine speed (Rad/s)

The second step is to create an angular velocity plot as a function of time, so that a trend curve with these values can be plotted, obtaining a 3rd degree polynomial equation.

The third step is to obtain the angular acceleration (Rad / s<sup>2</sup>) being the first derivative of the equation in order to time obtained previously and then the acceleration value for each time value is calculated.

Finally, the engine torque is calculated with the following equation:

$$[5] T = am * (I + Im)$$

T= Engine torque (Nm)  
 am= Angular acceleration of the engine (Rad/s<sup>2</sup>)  
 I= Inertia (Kg.m<sup>2</sup>)  
 Im= Internal engine inertia (Kg.m<sup>2</sup>)  
 i= Transmission Ratio

### B. Inertial Dynamometer

The average torque obtained from the tests on the inertial dynamometer is 5.6 N.m and have reach a maximum torque at 2950RPM with 6.5 N.m on the test shown on Figure 6. On Figure 7 it is possible to see the average from tests performed on the inertial dynamometer and the trend line that is used to characterize the torque produced by the engine. The trend line is a polynomial of second degree that achieve a 0.994 coefficient of determination.

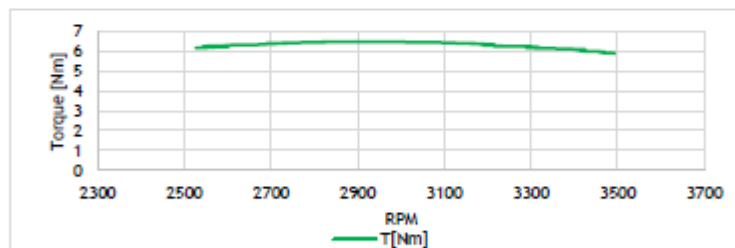


Figure 6- Test with the maximum torque performed on the inertial dynamometer.

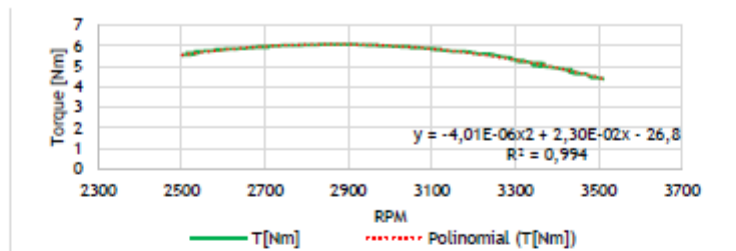


Figure 7- Average torque from the tests performed on the inertial dynamometer.

### C. UBIAN car

The average torque obtained from tests on the car is 6.0 N.m and have reach a maximum torque at 2918 RPM with 6.4 N.m on the test shown on Figure 8- Test with the maximum torque performed on the UBIAN car. Figure 8.

On Figure 9 is possible to see the average from tests performed on the UBIAN car and the trend line that is used to characterize the torque produced by the engine. The trend line is a polynomial of second degree that achieve a 0.974 coefficient of determination.

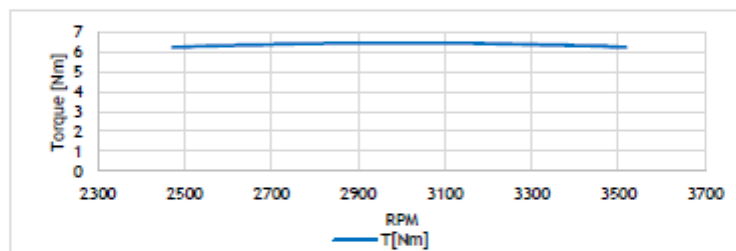


Figure 8- Test with the maximum torque performed on the UBIAN car.

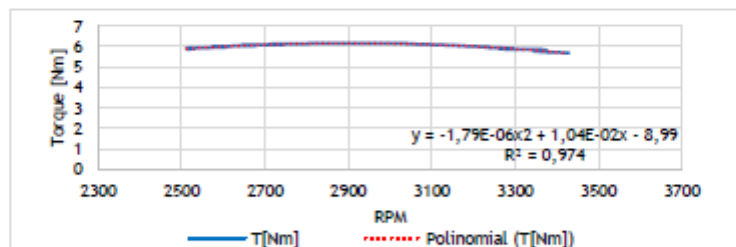


Figure 9- Average torque from the tests performed on UBIAN car.

### D. Go kart

The torque calculation on the go kart test is very similar to what was done in previous tests, the difference now is the way the data acquisition was done. These were collected by a GPS application allowing us to know the linear velocity versus time and not the angular velocity of the engine.

After obtaining the linear velocity we calculated the kart acceleration by calculating the trend time velocity vs timeline, as in previous tests.

In this case, the torque, is also calculated with equation 5, being the angular acceleration of the engine equal to the linear acceleration, multiplied by the transmission ratio divided by the wheel radius. So, the equation is as follows:



$$[6] T = \frac{a}{R} * i * (Ik + Im)$$

T= Engine torque (Nm)  
 a= Linear acceleration (m/s<sup>2</sup>)  
 Ik= Inertia of the kart (Kg.m<sup>2</sup>)  
 Im= Internal engine Inertia (Kg.m<sup>2</sup>)  
 i= Transmission Ratio  
 R= Wheel radius (m)

The average torque obtained from the tests on the go kart is 5.9 N.m and have reach a maximum torque at 2500 RPM with 6.7 N.m on the test shown on Figure 10.

On Figure 11 is possible to see the average from tests performed on the go kart and the trend line that is used to characterize the torque produced by the engine. The trend line is a polynomial of second degree that achieve a 1 coefficient of determination.

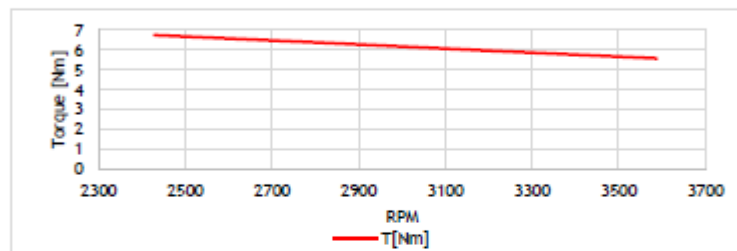


Figure 10- Test with the maximum torque performed on the go kart.

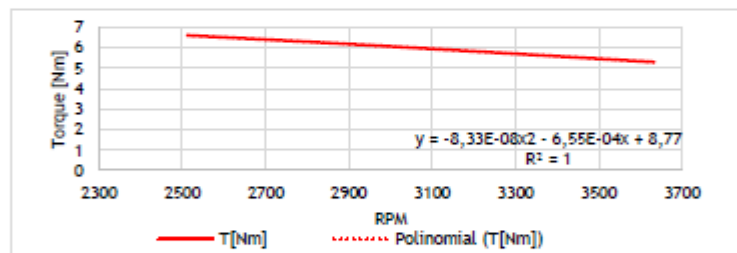


Figure 11- Average torque from the tests performed on go kart.

## 6. Results discussion

As we can see in the different tests practically all graphs have torque values between 5 Nm and 6.5 Nm, so was we can observe on Figure 12 these three methods match the obtained results and give similar torque characteristic curves.

The go kart tests served to validate the values we thought were too low for the Honda GX 160, according to the manufacturer, who says the engine torque is 10 Nm [6]. In car and dynamometer tests we use the same engine and in go kart tests we use a second engine although the same model. Torque values were obtained in the same order of magnitude as previous tests, we can therefore say that the maximum useful torque of the motor is 6 Nm.

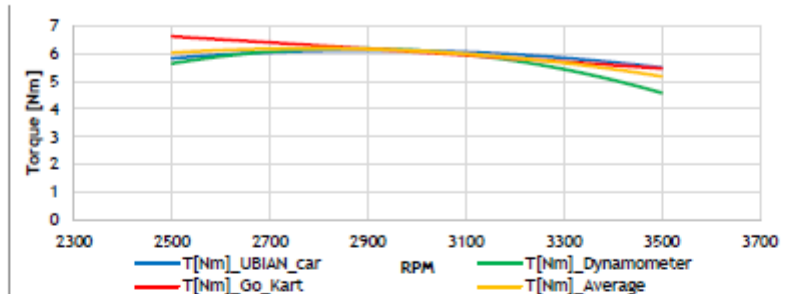


Figure 12- Comparison between the tests performed on UBIAN car, dynamometer, go kart and the average from these three tests.

## 7. Conclusions

We can then conclude that the objective of the work was achieved, we can see the graph of Figure 12 that all as torque curves in the different tests almost overlap and the obtained curves from the tests performed on UBIAN and dynamometer are typically characteristic curves from internal combustion engines, the characteristic torque obtained from the test performed on go kart differs slightly from the others because the GPS acquisition rate used is only 1Hz, but in terms of magnitude this curve gives corroborative results from the other curves.

The use of the inertia dynamometer is then valid, allowing the quantification of modifications and tunings in the Honda GX 160.

## 8. Acknowledgment

This work has been supported by the project Centro-01-0145-FEDER-000017 - EMaDeS - Energy, Materials and Sustainable Development, co-financed by the Portugal 2020 Program (PT 2020), within the Regional Operational Program of the Center (CENTRO 2020) and the European Union through the European Regional Development Fund (ERDF). The authors wish to thank the opportunity and financial support that permitted to carry on this project. And C-MAST/ Centre for Mechanical and Aerospace Science and Technologies. project UID / EMS / 00151/2013 C-MAST, POCI-01-0145-FEDER-007718.

## 9. Referências

- [1] Honda, "GX 160 Horizontal shaft gasoline (petrol) engine," iotta, 2017.
- [2] M. M. Plint, "Dynamometers and the measurement of torque," em Engine testing: Theory and practice, Oxford, 3rd ed. Ed. Oxford: Butterworth - Heinemann, 1997, pp. 144-169.
- [3] J. C. B. PEREIRA, "ESTUDO DE UMA BANCADA PARA ENSAIO DE MOTORES DIESEL," DeTec-Engenharia Mecânica Campus Panambi, 2011.
- [4] S. Piotr Fundowicz, "Estimation of Mass Moments of Inertia of Automobile," IEEE, 2018.
- [5] N. L. M. Predrag D. MRDJA, "A METHOD FOR QUICK ESTIMATION OF ENGINE MOMENT OF INERTIA BASED ON AN EXPERIMENTAL ANALYSIS OF TRANSIENT WORKING PROCESS," Faculty of Mechanical Engineering, University of Belgrade, Belgrade, Serbia, 2018.
- [6] A. C. R. T. Marian Poloni, "PARAMETERS OPTIMIZATION OF MINIMOTOR," Slovak University of Technology in Bratislava, 2015.

## Anexo D

# Experimental determination of the friction coefficients of a Shell Eco-Marathon Urban Concept

## 1. Introduction

The UBicar Team project began in 2000 with the construction of a prototype to compete in the Shell Eco-Marathon race in Nogaro, France. Since that year, the team has been competing systematically and in 2008 moved to the Urban Concept category building a 4-wheeled vehicle according to the race rules which was called UBIAN. Throughout these years, several master's theses dealt with themes related to this project and in one of them a simulation software was created to predict the consumption of the test vehicle [1]. In order to use this software, it is necessary to know all the parameters that influence the consumption, such as characteristics of the engine, the track, the chassis of the vehicle, etc. [2] The need to know the vehicle's coefficients of friction has required road tests to be performed to measure them directly.

## 2. Road tests

### A. Rolling friction tests

For the measurement of UBIAN rolling friction, a straight course with a seemingly zero inclination was chosen (Figure 1). As the chosen line has a south end elevation, it was used to increase vehicle speed without using its engine. Enough elevation was chosen so that the vehicle could reach about  $7\text{ m/s}$  so as to use about 600m of the straight to lose that speed. In Figure 2 we can see 3 cases where the vehicle gains speed during the sharp descent and loses it in the flat part of the straight line. The speed drops rapidly to zero when, at the end of the line, it is necessary to immobilize the vehicle before entering the roundabout that can be seen at the northern end of the course. These movements are shown in the graph of Figure 2 with reference S-N (South-North). After reversing the direction of travel at the roundabout, the UBIAN engine was used to implement the speed in the N-S direction and when a speed of about  $10\text{ m/s}$  was reached it was turned off to check for deceleration in this direction. It was noted that the slope is not null since the deceleration values in both directions are totally different being much larger in the N-S direction as can be seen from the rate of decrease of speed shown in the graph.



Figure 1- Test zone: 600m length and 34m maximum width. The north side is where the roundabout is (right side)

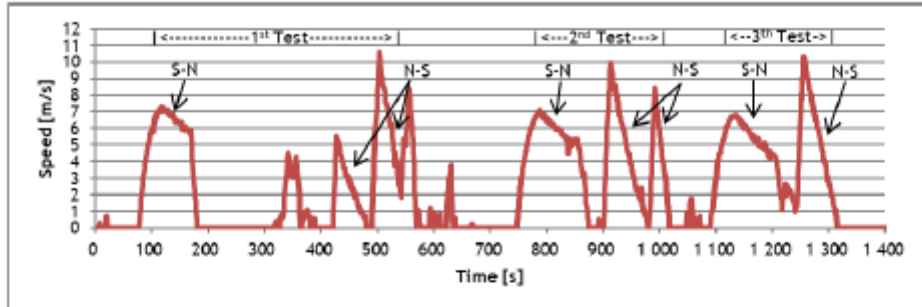


Figure 2- Variation in velocity of various straight tests over time.

Given that it was not possible to find a place with a guaranteed zero slope nearby, it was decided to use these results by averaging the two friction coefficients: the lower coefficient that was obtained on S-N direction and the higher obtained on N-S direction.

## B. Turn friction tests

Another parameter to study refers to the turn rolling friction. This value is critical in order to be able to determine analytically the value of the test energy required to travel a track. It was considered in the referred simulation software that the friction in turn will be essentially a function of the radius of curvature. Some measurements were made on almost circular paths

## 3. Obtained results

The most important value to draw from these tests will be the vehicle's rolling friction. The aerodynamic friction was considered of minor importance due to the very low speeds, always below 10m/s, because the average speed in the race will be only 7m/s. However, the results of these tests are global in terms of friction.

### A. Rolling friction results

Figures 3 to 5 shows the vehicle speed variation after gravitational descent, always from the same starting point. With the chosen ramp it was always possible to reach a speed of about 7m/s. The deceleration is calculated from the slope of the trend line of each case. The coefficient of friction presented in each graph is given by the relationship between the frictional force  $F_{friction}=m.a$  and the weight of UBIAN with the pilot  $P=m.g$  resulting in  $\mu=a/g$  with  $g=9,81m/s^2$ .

Figures 6 to 8 shows vehicle speed variation at N-S direction. As we can see the rolling resistance are much higher.

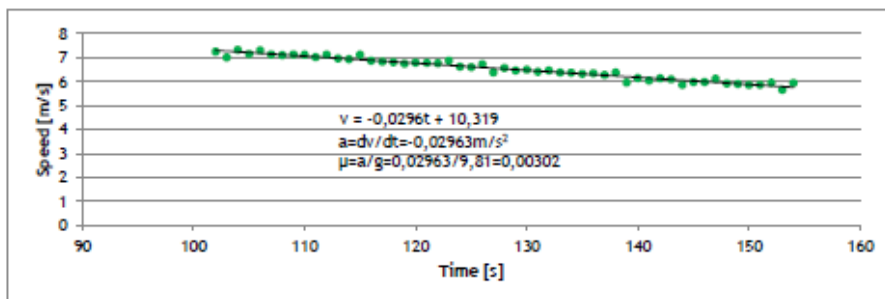


Figure 3- First test S-N, S-N vehicle deceleration (slight descent).

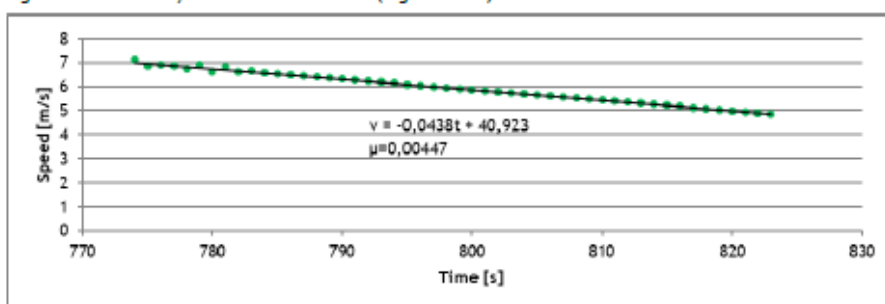


Figure 4- Second test S-N.

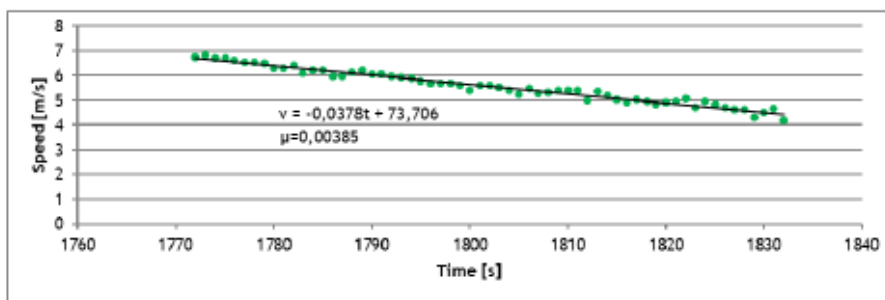


Figure 5- Third test S-N.

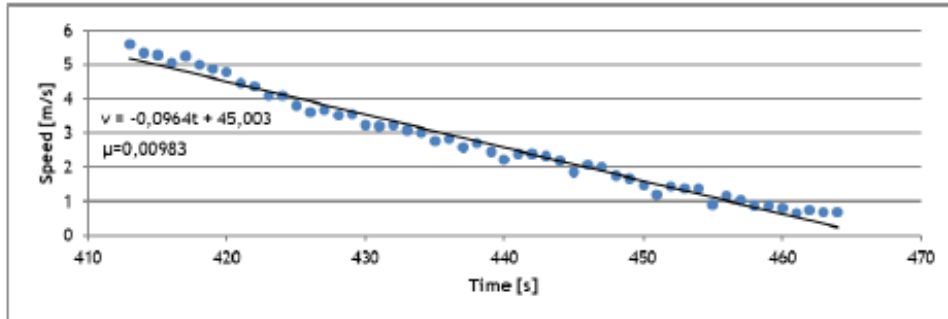


Figure 6- First N-S test (slight climb).

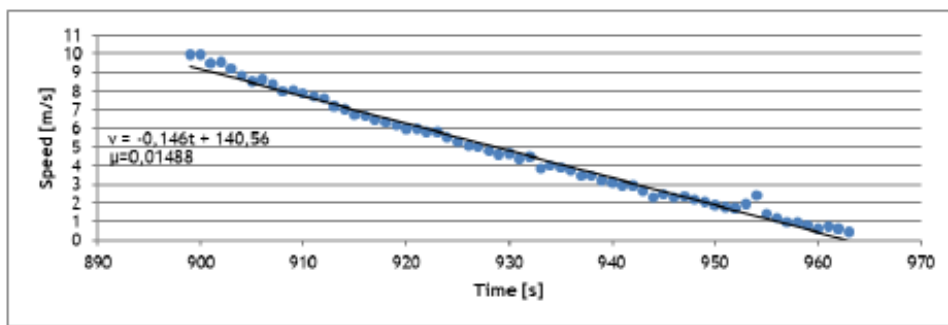


Figure 7- Second test N-S.

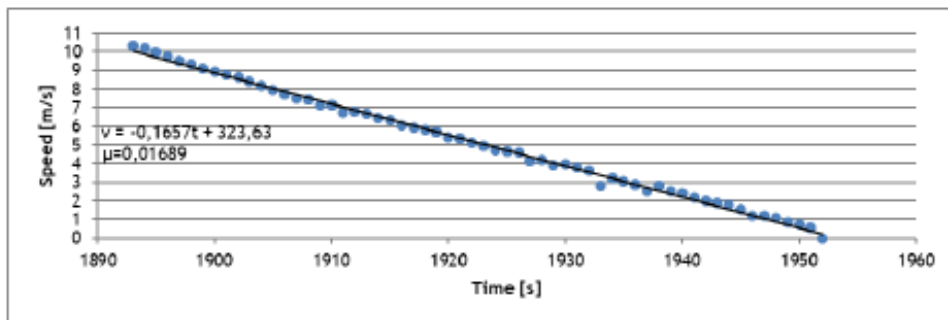


Figure 8- Third test N-S.



## B. Turn friction Tests

As shown in Figures 9, 11 and 13. The radius of curvature considered for each case was determined by the average of the circles presented. Figures 10, 12 and 14 show the variation of linear velocity for each of these cases. The noted oscillation has to do with the slight variation of the slope mentioned above. Note that the friction value is proportional to the curvature of the 1/R path as expected [3]. Unfortunately, the number of tests is insufficient to find an equation that relates friction to curvature, but we already have an indication of the range of values to consider. In the future, with a larger number of tests, it will be studied the possibility of changing the steering mechanism of the vehicle to minimize this effect.

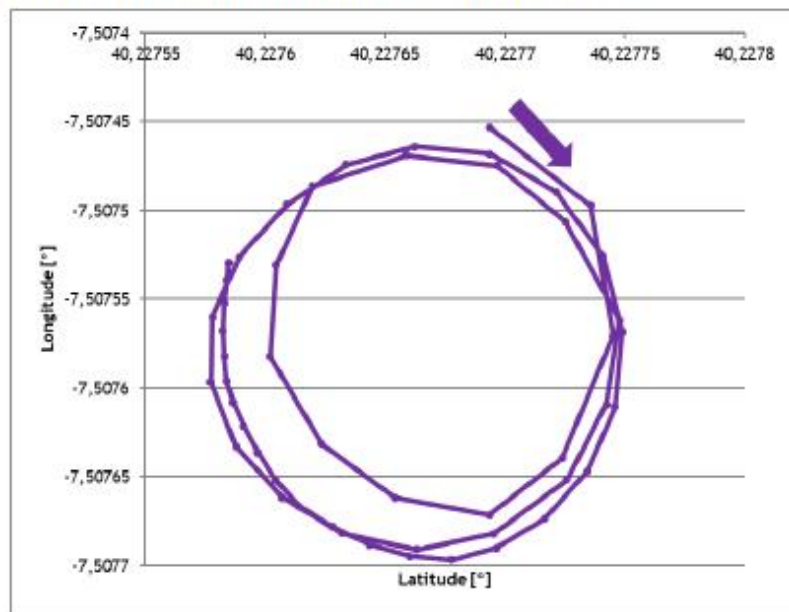


Figure 9- Turn trajectory  $R_{ave} = 20m$ .

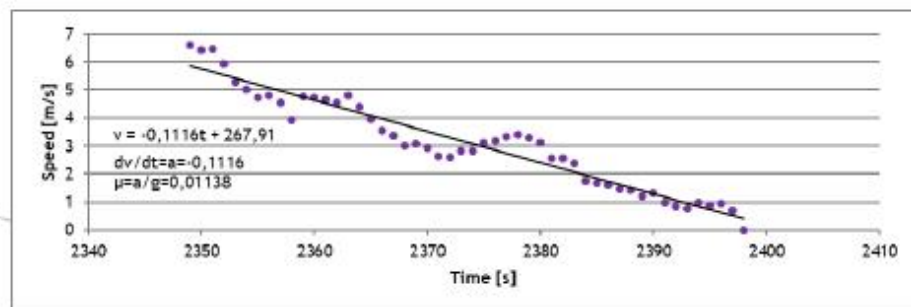


Figure 10- Deceleration in turn  $R_{ave} = 20m$ .

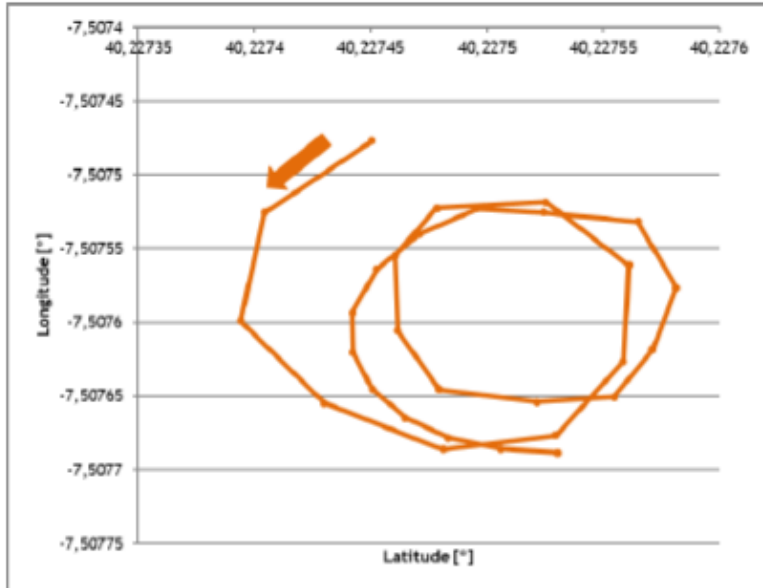


Figure 11- Turn trajectory  $R_{\text{min}} = 14\text{m}$ .

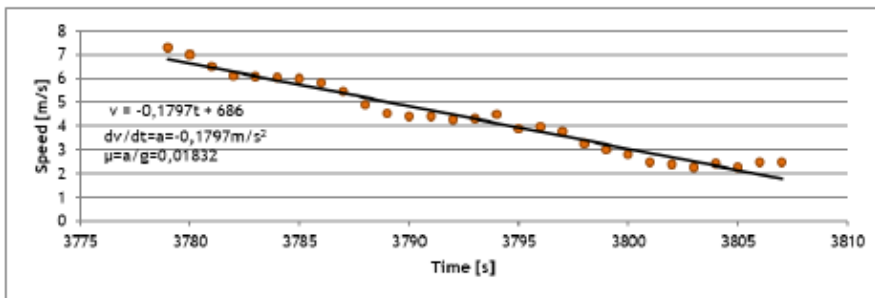


Figure 12- Deceleration in turn  $R_{\text{min}} = 14\text{m}$ .



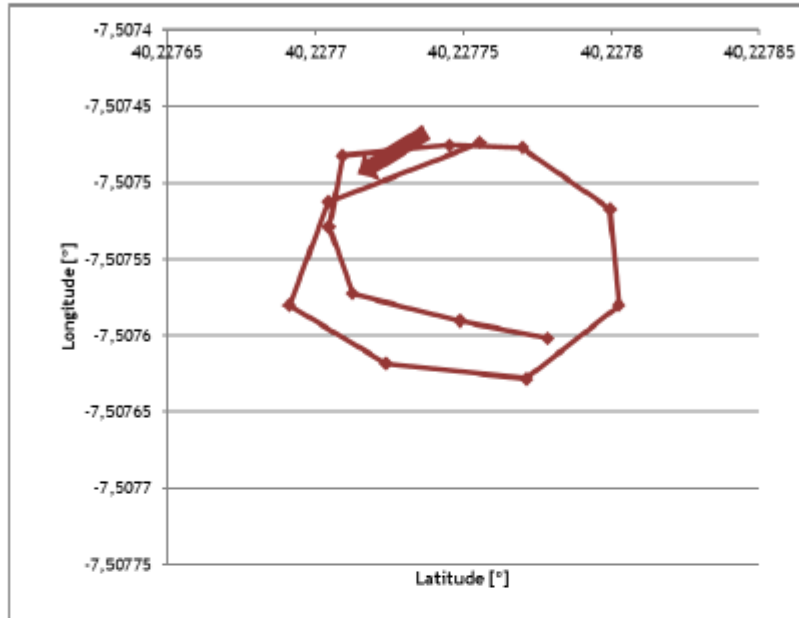


Figure 13- Turn trajectory  $R_{méd.} = 12m$ .

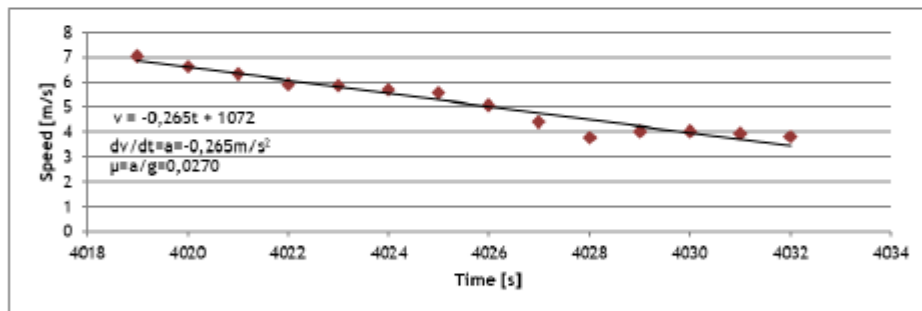


Figure 14- Deceleration in turn  $R_{méd.} = 12m$ .

#### 4. Results discussion

The results obtained are presented in the following table.

Table I- Friction coefficients for straight line tests.

	S-N	N-S	Average
1º Test	0,00302	0,00983	0,00643
2º Test	0,00447	0,01488	0,00968
3º Test	0,00385	0,01689	0,01037
Average	0,00378	0,01387	0,00883

Table II- Friction coefficients for turn tests.

Tests	Friction coefficients
1º Test Rave = 20m	0,01138
2º Test Rave = 14m	0,01832
3º Test Rave = 12m	0,0270

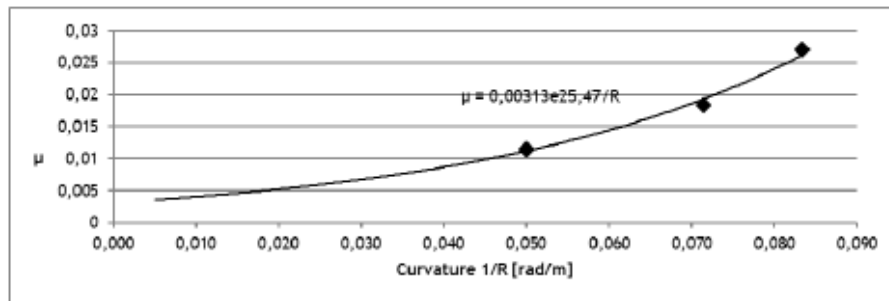


Figure 15- Evolution of rolling friction with curvature

The value for the rolling coefficient of friction to be used in the simulation software shall be 0,00883. Knowing that the tires used, specially manufactured by Michelin, have a rolling coefficient of 0.0015 [4], it should be noted that there is still a need to investigate ways to improve.

As for the turning values, although scarce and poorly accurate, they will already give us an indication of the value to use.

The exponential relationship between these three values gives us an equation  $\mu = 0.00313e^{25,47/R}$ . If this equation were accurate, this would mean that for very high curvature radius, in a straight, the coefficient of friction would tend to a value of 0.00313 which is not exactly in accordance with the value found. It is perfectly plausible that this curve friction factor is also a function of other parameters such as the speed and geometry of the steering mechanism itself and not just the radius of curvature. More research will need to be done on this.

## 5. Conclusions

It should be noted that the measurements were made by GPS with a 1Hz sampling through a Leeco Le Pro 3 X720 device with GPS logger acquisition software. GPS in the order of 10Hz is fundamental to achieve satisfactory results, however, and with the results of this research, it will be possible to start using the simulation software previously developed.

## 6. Acknowledgment

This work has been supported by the project Centro-01-0145-FEDER-000017 - EMaDeS - Energy, Materials and Sustainable Development, co-financed by the Portugal 2020 Program (PT 2020), within the Regional Operational Program of the Center (CENTRO 2020) and the European Union through the European Regional Development Fund (ERDF). The authors wish to thank the opportunity and financial support that permitted to carry on this project. And C-MAST/ Centre for Mechanical and Aerospace Science and Technologies. project UID / EMS / 00151/2013 C-MAST, POCI-01-0145-FEDER-007718.

## 7. References

- [1] Ferreira, Sérgio - Desenvolvimento de software para simulação e otimização de consumo de veículos - Dissertação de Mestrado, UBI, 2017
- [2] Gillespie, T.D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Society of Automotive Engineers, Inc.
- [3] Pacejka, H., Tyre and vehicle dynamics, Butterworth-Heinemann, 2006
- [4] [http://www.eshopsem.com/boutique/product.php?id\\_product=75](http://www.eshopsem.com/boutique/product.php?id_product=75)

