



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR
Engenharia

Banco de ensaio de motores de combustão para o projeto UBicar. Influência das embraiagens centrífugas e caixas redutoras

Fábio João Reis Fernandes

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

Orientador: Prof. Doutor Paulo Manuel Oliveira Fael

Covilhã, outubro de 2017

Agradecimentos

A elaboração desta tese só foi possível graças ao auxílio de inúmeras pessoas que estiveram a meu lado e não me deixaram baixar os braços neste desafio, a essas pessoas queria aqui agradecer e prestar o devido tributo.

Em primeiro lugar queria agradecer ao meu orientador, Professor Doutor Paulo Manuel Oliveira Fael, por toda a prestabilidade sempre demonstrada, pela boa camaradagem e por toda a orientação que me deu na execução desta dissertação.

Queria reconhecer também todo o auxílio concedido por parte dos meus colegas de universidade em especial àqueles com quem tive a honra de partilhar casa, foram eles que estiveram sempre comigo neste percurso desde o início até ao seu término.

Queria também deixar uma palavra de apreço ao Sr. Nuno Sérgio Machado dos Santos, responsável pelo FabLab - Laboratório de Fabricação UBI - por todo o auxílio prestado no processo de digitalização 3D e elaboração dos modelos computacionais de várias peças.

Por último, mas não menos importante, deixo aqui o meu profundo agradecimento à minha família, especialmente pais e irmão pois foram eles que tornaram possível não só a execução desta tese, mas também todo o meu percurso académico.

Resumo

Shell Eco-Marathon é um concurso anual onde protótipos desenvolvidos por várias escolas de todo o mundo são testados. Existem várias categorias em competição e todas elas visam a maior eficiência possível no que diz respeito ao consumo de energia. A nossa universidade, Universidade da Beira Interior (UBI), tem marcado presença assídua neste concurso onde já saiu premiada por diversas vezes.

A participação neste concurso envolve toda uma preparação que é feita ao longo do ano letivo. O UBicar, protótipo da nossa universidade, é intervencionado em vários aspetos de modo a otimizar o seu rendimento. Uma das parcelas mais importantes é o desenvolvimento e aperfeiçoamento de um motor que seja ultra eficiente, responsável pela locomoção do veículo. Neste processo de aperfeiçoamento, informação como: potência, binário, rotação e consumo são elementos essenciais a ter em consideração quando toca a eleger e aperfeiçoar um impulsor. Estes dados podem ser recolhidos através de um equipamento chamado de dinamómetro, banco de ensaio ou banco de potência para veículos.

Posto isto, o objetivo deste trabalho é desenvolver um equipamento capaz de fornecer todos esses dados, oferecendo assim a possibilidade de serem avaliados vários motores e também pequenas modificações introduzidas nestes.

Informação sobre as várias técnicas de medição de performance num motor de combustão interna foi recolhida, bem como dados relativos aos motores em estudo. Tudo foi cuidadosamente analisado para que o trabalho culminasse com o projeto de um dinamómetro adequado e totalmente direcionado para a competição em causa.

Durante este processo surgiram alguns percalços, o maior deles foi mesmo prever o comportamento e influência das embraiagens que estes motores possuem, pois neste caso são do tipo automático e têm um papel preponderante no desempenho e rendimento destes mesmos motores. Esta avaliação foi importante para decidir o local do motor onde os dados relativos à sua performance iriam ser recolhidos.

Depois de todas as hipóteses analisadas, de previsto, ainda de uma maneira aproximada, o desempenho e influência das embraiagens nos motores e nos próprios testes optou-se por um dinamómetro de inércia.

Resultou então o projeto de um equipamento de avaliação de performance, totalmente adaptado aos motores disponíveis e totalmente direcionado para a competição onde estes se inserem.

Palavras-chave

Banco de ensaio, banco de potência, binário, dinamómetro, eco-marathon, embraiagens, motores, performance, potência, Shell.

Abstract

Shell Eco-Marathon is an annual competition where young engineers from around the world are challenged to design, develop and drive energy-efficient vehicles. For these prototypes, there are several categories taken into account where the main goal is to achieve the highest efficiency possible in terms of energy consumption. Our university, Universidade da Beira Interior (UBI), has shown a regular presence in this competition which resulted in several prizes in different occasions.

Competing on a higher level requires an early preparation throughout the school year. The prototype of our university, called UBICAR, has been modified in a myriad of aspects to optimize its efficiency. One of the most important parameter is the development and improvement of an engine in order to be ultra-efficient. In this process of improvement, details such as power, torque, rotation and consumption level are essential elements to consider when selecting and improving an impeller. This data can be collected through an equipment called dynamometer, test beds or engine power bank.

Therefore, the purpose of this thesis is to develop a device able to provide all the data mentioned above giving the possibility of evaluating several engines and small tweaks and modifications on them.

All information on the various techniques to measure performance on an internal combustion engine was collected, as well as data related to engines under study. Everything was carefully analyzed so that the work culminated in the design of a suitable dynamometer totally directed to the competition in cause.

During this study there were some setbacks; the main one being to predict the behavior and influence of the clutches that these motors have, since in this case they are automatic and have a preponderant role in the performance and efficiency of these motors. This assessment was important to decide where the engine performance data would be collected.

After all the assumptions analyzed, even in an approximate way the performance and influence of the clutches in the engines and the tests themselves, it was decided that the most reliable one would be an inertial dynamometer.

This lead to a design of a performance evaluation equipment, totally adapted to the available engines and totally directed to competition where they are used.

Keywords

Clutches, dinamometer, eco-marathon, engines, perfomance, power, Shell, test beds.

Índice

Agradecimentos	iii
Resumo	v
Abstract.....	vii
1 Introdução	1
1.1 Enquadramento	1
1.1.1 Shell Eco-marathon.....	1
1.1.2 UBicar.....	2
1.2 Objetivos de trabalho.....	3
1.3 Estrutura de Trabalho.....	4
2 Dinamómetros, bancos de potência ou bancos de ensaio	7
2.1 Introdução aos dinamómetros, bancos de potência ou bancos de ensaio	7
2.2 Tipos de dinamómetros.....	8
2.2.1 Dinamómetros Hidráulicos (travão hidráulico)	10
a) Máquinas de volume constante.....	10
b) Máquinas de volume variável	10
c) Máquinas de volume variável com parafuso	10
2.2.2 Dinamómetros Hidrostáticos.....	11
2.2.3 Dinamómetros Elétricos (travão elétrico)	11
2.2.4 Dinamómetro de Fricção (travão mecânico).....	13
2.2.5 Dinamómetros pneumáticos (travão pneumático)	13

2.2.6	Volante de inércia	13
2.3	Tipos de Testes	14
2.3.1	Steady state test.....	14
2.3.2	Sweep test	15
2.3.3	Transient Test	15
2.3.4	Testes ao veio da cambota	15
2.3.5	Teste ao veio de transmissão.....	15
2.3.6	Teste à roda	16
3	Motores em estudo - características e aplicações.....	17
3.1	Honda GX35.....	19
3.2	Honda GX120	19
3.3	Honda GX160	20
4	Problemas relativos à medição de potência neste tipo de motores - Embraiagens automáticas.....	21
4.1	Embraiagem Honda GX35.....	22
4.1.1	Calços ou maxilas.....	24
4.1.2	Copo	25
4.1.3	Mola	25
4.2	Embraiagem GX120/160	26
4.2.1	Mecanismo centrífugo	27
4.2.2	Discos de embraiagem	34
4.2.3	Cesto de embraiagem.....	36
5	Comportamento das embraiagens.....	39

5.1	Cálculos referentes à embraiagem do motor Honda GX120.....	39
5.1.1	Discos	40
5.1.2	Molas.....	41
5.1.3	Pesos.....	44
5.1.4	Conclusões	47
5.2	Cálculos referentes à embraiagem do motor Honda GX160.....	52
5.3	Transmissão ao veio de saída da caixa redutora	56
6	Escolha do Dinamómetro.....	59
6.1	Exigências ao dinamómetro.....	59
6.2	Abordagem ao banco de inércia	61
6.3	Componentes do dinamómetro de inércia	62
6.3.1	Dimensionamento do volante/disco de inercia.....	62
6.3.2	Dimensionamento do veio.....	70
6.3.3	Dimensionamento dos rolamentos e chumaceiras	76
6.3.4	Dimensionamento do sistema de transmissão de movimento	78
6.3.5	Dimensionamento da correia de transmissão.....	80
6.3.6	Dimensionamento da razão de transmissão adequada para cada motor em específico	83
6.3.7	Dimensionamento das polias para cada motor	85
7	Simulação computacional dos testes	89
7.1	Simulação do motor Honda GX160 em teste	90
8	Conclusões.....	93
9	Propostas para trabalhos futuros	95

Referências	97
Anexos	101
Anexo A	103
Anexo B	105
Anexo C	107
Anexo D	109
Anexo E	111
Anexo F	115
Anexo G	117

Lista de Figuras

Figura 1.1 - Tabela de classificação dos veículos [1].	2
Figura 1.2 - Foto do UBicar em Roterdão, Holanda [3].	3
Figura 2.1 -Exemplo de um gráfico resultante de um banco de ensaio no caso de um motor Subaru/Toyota FA20 [5].	8
Figura 2.2 - Exemplo de um dinamómetro de travão usando uma bomba da água (adaptado de [6]).	9
Figura 2.3 - Exemplo de um volante de inércia [7].	9
Figura 3.1 - Classificação de motores de combustão	17
Figura 3.2 - Esquema representativo de um motor de combustão interna [8].	18
Figura 3.3 - Funcionamento típico de um motor de explosão a 4 tempos [8].	18
Figura 3.4 - Dados fornecidos pela Honda sobre o motor GX35 (adaptado de [9]).	19
Figura 3.5 - Características referentes ao motor Honda GX120 (adaptado de [10]).	20
Figura 3.6 - Características do motor Honda GX160 (adaptado de [11]).	20
Figura 4.1 - Função de uma embraiagem.	21
Figura 4.2 - Classificação dos diversos tipos de embraiagens.	22
Figura 4.3 - Conjunto de embraiagem centrífuga pertencente ao motor Honda GX35.	23
Figura 4.4 - À esquerda: foto real das maxilas de embraiagem; à direita: modelo computacional elaborado através de um scanner 3D.	24
Figura 4.5 -Vista lateral e superior do copo de embraiagem.	25
Figura 4.6 - Mola de embraiagem do motor Honda GX35.	26

Figura 4.7 - Vista explodida da caixa redutora com embraiagem dos motores Honda GX120/160 (adaptado de [12]).	27
Figura 4.8 -Imagem do mecanismo centrífugo.	28
Figura 4.9 - Vista do mecanismo centrífugo noutra perspetiva.	28
Figura 4.10 - Imagem representativa do conjunto centrífugo para uma pressão nula nos discos.	29
Figura 4.11 - Imagem representativa do momento em que o prato exerce pressão sobre os discos.	29
Figura 4.12 - À esquerda: vista exterior da carcaça; À direita: vista interior da carcaça.	30
Figura 4.13 - Molas pertencentes ao mecanismo centrífugo.	31
Figura 4.14 - Conjunto pesos e respetivo freio de fixação.	32
Figura 4.15 - Exemplo de um dos pesos do conjunto.	32
Figura 4.16 -Prato de embraiagem.	33
Figura 4.17 - À esquerda um disco de fricção ou de entrada e à direita um disco de saída.	35
Figura 4.18 -Fotografia do cesto de embraiagem.	37
Figura 5.1 - Curva estimada para o binário do motor Honda GX120	39
Figura 5.2 - Força requerida para a deflexão das 4 molas.	43
Figura 5.3 - Esquema explicativo de equilíbrio de momentos efetuado.	45
Figura 5.4 - Força a que o prato estará sujeito em função da rotação.	47
Figura 5.5 - Deformação das molas em função da velocidade do motor.	48
Figura 5.6 - Gráfico que relaciona a força produzida pelo conjunto centrífugo e a força a atuar sobre o conjunto de discos.	49
Figura 5.7 - Gráfico que relaciona o binário produzido pelo motor e a capacidade de transmissão da embraiagem.	50

Figura 5.8 - Binário produzido pelo motor vs. Capacidade da embraiagem focando o ponto de intersecção entre ambos.	51
Figura 5.9 - Estimativa de binário observado ao veio de saída da embraiagem do motor em estudo.....	52
Figura 5.10 - Curva binário-Rpm, à cambota, deduzida a partir dos dados fornecidos pela marca Honda.	53
Figura 5.11 - Capacidade de motor Honda GX160 Vs. Capacidade de embraiagem que equipa o mesmo.	54
Figura 5.12 - Ampliação da figura 5.11.	55
Figura 5.13 - Imagem representativa do binário observado ao veio de saída do motor Honda GX160	55
Figura 5.14 - Vista explodida do sistema de embraiagem dos motores Honda GX120/160 [13].	56
Figura 5.15 - Imagem do veio de saída da caixa redutora.	56
Figura 6.1 - Esquema representativo dos principais constituintes de um dinamómetro deste tipo (adaptado de [16])	61
Figura 6.2 - Esquema representativo da disposição de alguns elementos acoplados ao veio.	71
Figura 6.3 - Forças externas a atuar sobre a viga.	72
Figura 6.4 - Distribuição de tensões na viga devido ao peso do disco de inércia [18].	72
Figura 6.5 - Distribuição de tensões na viga devido á força F_t [18].	73
Figura 6.6 - Forças a atuar sobre o veio p/ dimensionamento do rolamento.	77
Figura 6.7 - Principais tipos de ligações mecânicas entre sistemas rotativos (adaptado de [14]).	78
Figura 6.8 - Disposição típica de uma transmissão por corrente (adaptado de[21]).....	79
Figura 6.9 - Classificação das correias quanto à geometria dos seus dentes (adaptado de [22]).	80

Figura 6.10 - Diagrama de capacidade de carga de correias dentadas tipo HTD (adaptado de[23]).	81
Figura 6.11 - Seleção do tipo de correias a utilizar (adaptado de [23]).	82
Figura 6.12 - Dimensões das correias HTD 5M e 8M (adaptado de [24]).	83
Figura 7.1 - Binário transmitido do disco durante o teste do motor GX120.	89
Figura 7.2 - Gráfico comparativo entre o binário medido e o debitado.	90
Figura 7.3 - Comportamento do disco para o teste do motor GX160.	91
Figura 7.4 - Comparativo entre o binário debitado e o calculado pelo dinamómetro.	91

Lista de Tabelas

Tabela 4-1 - Características referentes aos calços de embraiagem.	24
Tabela 4-2 - Tabela de características referente ao copo de embraiagem do motor Honda GX35.	25
Tabela 4-3 - Especificações da mola	26
Tabela 6-1 Requisitos mínimos ao projeto do dinamómetro em questão.	60
Tabela 6-2 - Matriz de decisão acerca do método de medição mais adequado para este estudo.	60
Tabela 6-3 - Tabela de características dos motores em estudo.	63
Tabela 6-4 - Tabela resumo resultados obtidos através dos cálculos anteriores.	66
Tabela 6-5 Tabela de características do disco dimensionado para o banco de ensaio	70
Tabela 6-6 Características principais do rolamento (adaptado de [19]).	76
Tabela 6-7 Principais características do mancal escolhido (adaptado de [20]).	78
Tabela 6-8 Matriz decisão para o mecanismo de transmissão do movimento entre motor e disco de inércia.	79
Tabela 6-9 Valores para a seleção da correia.	82
Tabela 6-10 Resumo das caraterísticas do sistema de transmissão projetado.	88
Tabela 6-11 Efeitos da razá de transmissão no disco de inércia.	88

Lista de Acrónimos

UBI	Universidade da Beira Interior
RPM	Rotações Por Minuto
N.C.	Não Conhecido

1 Introdução

O Consumo de combustíveis fósseis é uma preocupação cada vez mais emergente por todo o planeta devendo-se principalmente ao facto da poluição que o uso destes provoca, mas também ao facto de constituírem um recurso não renovável e, portanto, já terem fim previsto.

A Shell Eco-marathon é um concurso estimulante neste sentido pois é um concurso a nível mundial onde jovens estudantes constroem veículos cujo objetivo principal é a eficiência e passa por percorrer o maior número de quilómetros com menor quantidade de combustível possível.

Assim sendo, torna-se essencial para os vários participantes introduzir melhorias nos seus protótipos. Essas melhorias passam pelas mais diversas áreas. Conhecer pormenorizadamente o funcionamento dos seus motores e introduzir algumas modificações, é uma das áreas mais importantes.

1.1 Enquadramento

1.1.1 Shell Eco-marathon

O primeiro passo da Shell Eco-marathon foi dado, ainda de que forma inocente, em 1939 nos Estados Unidos, em virtude de uma aposta entre dois pesquisadores da empresa *Shell Oil*. O objetivo seria percorrer o maior número de quilómetros possível com apenas um litro de combustível, nos seus próprios carros. Sem darem conta, e com uma simples aposta, estes dois senhores tinham então impulsionado uma grande competição, hoje denominada *Shell Eco-marathon* e disputada a nível mundial. Esta competição tem evoluído ao longo dos anos e atualmente tem diferentes classes e parâmetros a respeitar. Os veículos em prova são separados de acordo com o tipo de fonte de energia utilizado e também com o tipo de conceito como demonstra a figura 1.1.

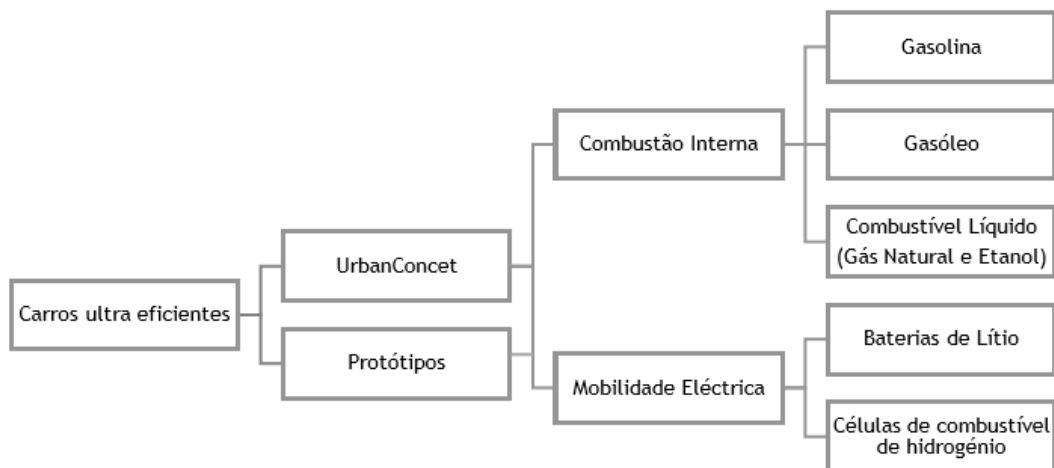


Figura 1.1 - Tabela de classificação dos veículos [1].

Durante vários dias os veículos são testados em pista, com uma velocidade mínima predefinida. A eficiência é avaliada por engenheiros da especialidade e são nomeados vencedores para cada categoria. Para além da eficiência, onde o recorde está estabelecido em 3771 km/l, desde 2009, são também atribuídos prémios a outras qualidades das equipas participantes, como segurança, inovação, design e até mesmo trabalho de equipa.

Em 2017 a competição teve lugar em três locais diferentes:

-Shell Eco-marathon Asia (16-19 de março, Singapura) [2].

-Shell Eco-marathon Americas (27-29 de abril, Detroit) [2].

-Shell Eco-marathon Europe (25-28 de maio, Londres) [2].

1.1.2 UBicar

O UBicar é o protótipo desenvolvido pela Universidade da Beira Interior (UBI) onde participam alunos das mais variadas áreas. Este veículo atualmente insere-se na categoria de *UrbanConcept* e utiliza um motor de combustão interna cujo combustível é gasolina.



Figura 1.2 - Foto do UBicar em Roterdão, Holanda [3].

Este projeto tem vindo a ser desenvolvido e aperfeiçoado há já alguns anos. A primeira participação foi no ano de 2000, na categoria de Protótipos. Durante a sua passagem por esta classe foi distinguido com o prémio *Fraternité Professionnelle* em Nogaro e com o prémio do Design em Bruxelas. Em 2007 o UBicar mudou de categoria e passou a participar na categoria *UrbanConcept* até aos dias de hoje. Nesta classe o veículo da UBI também já foi distinguido, com um terceiro lugar na prova Europeia. Este feito foi alcançado em 2015 na 30ª edição da Shell Eco-marathon, esta prova teve lugar em Roterdão e o prodígio da UBI obteve uma marca de 234km/l. [3]

1.2 Objetivos de trabalho

Trabalhos e dissertações anteriores permitiram inserir melhorias ao nível térmico, aerodinâmico e mecânico. Já foram, inclusive, desenvolvidas melhorias no próprio funcionamento interno do motor de combustão. Tais melhorias nunca puderam ser quantificadas pois até então não existia um aparelho na nossa academia com capacidade para medir o binário desenvolvido pelo motor.

O presente trabalho tem como objetivo desenvolver e projetar um banco de ensaio de maneira a poder avaliar concretamente, não só as melhorias introduzidas num motor, mas também o comportamento de todos os motores que o UBicar tem à sua disposição, permitindo assim fazer uma escolha mais assertiva, tendo como base dados numéricos concretos. O local escolhido

como objetivo para efetuar medições será, caso se verifique possível e fiável, o veio à saída do motor, onde é engrenada a transmissão do veículo, não discriminando a possibilidade de realizar também os testes no veio da cambota ou na roda motriz do protótipo.

1.3 Estrutura de Trabalho

A presente dissertação está dividida em 9 capítulos. Abaixo temos uma breve descrição da essência de cada um deles.

No capítulo 1, “Introdução”, existe uma abordagem mais geral ao assunto proposto onde é feita evidência ao próprio tema e também a todo o contexto onde este está inserido. São estabelecidos objetivos para a presente dissertação.

O capítulo 2, intitulado de “Dinamómetros, bancos de ensaio ou bancos de potência” aborda toda a temática em torno destes. Primeiramente é feita uma abordagem histórica, depois são enumerados todos os tipos de engenhos capazes de efetuar este tipo de medições e por fim quais os tipos de testes existentes. É ainda feita uma distinção entre os possíveis pontos do motor onde podem ser feitas as recolhas de dados.

Seguidamente temos o capítulo 3, denominado “Motores em estudo - Características e aplicações” onde se faz uma breve introdução aos motores de combustão interna. Posteriormente existe um levantamento de toda a informação já existente e disponibilizada sobre os motores que são o objeto de prova, onde essencialmente são expostos dados como cilindrada, potência máxima, torque máximo, curva Binário-RPM, curva Potência-RPM e suas aplicações.

No capítulo 4, “Problemas Relativos à medição de potência neste tipo de motores”, é exposto um problema associado a medições de potência e binário ao veio de transmissão do motor. Esse problema reside principalmente na embraiagem que é precisamente o mecanismo que transmite o movimento do veio da cambota para o veio de saída do motor. Aqui, devido ao facto de as embraiagens utilizadas serem do tipo automático, existe um fenómeno de deslizamento entre peças que resulta numa perda de potência essencialmente através de calor gerado. Este assunto é aqui abordado de uma forma prática e são feitos cálculos numa tentativa de quantificar o período de tempo, ou a faixa de RPM em que isto se verifica.

O capítulo 5 chamado de “Comportamento das embraiagens” aborda cada peça constituinte da embraiagem. Com base nas suas características e em alguns cálculos mecânicos, é feita uma previsão do comportamento das mesmas e da influência que estas têm na performance do motor. O objetivo será comparar o comportamento do motor com e sem embraiagem e elaborar um gráfico que mostre o binário que esta consegue transmitir ao seu veio de saída. Para além

da embraiagem também é estudado neste capítulo a influência de caixas redutoras para o caso dos motores que a possuem.

No capítulo 6, “Escolha do dinamómetro”, é feita a eleição do método de medição mais vantajoso dado o âmbito deste projeto. Depois de estabelecido qual o tipo de dinamómetro a usar é feita uma análise aos seus constituintes e procede-se ao dimensionamento destes tendo em conta as condições em que o projeto se insere.

O capítulo 7 dá pelo nome de “Simulação computacional dos testes” onde tendo em conta as características atribuídas ao dinamómetro no capítulo anterior é feita uma simulação do seu comportamento. São simuladas também as avaliações de performance que este calculará afim de tirar algumas conclusões quanto á fiabilidade dos testes.

Capítulo 8, “Conclusões”, é onde é feito um balanço daquilo que se obteve nos capítulos anteriores afim de tirar algumas ilações. Estas ilações são relativas ao comportamento da embraiagem e do dinamómetro. Mais importante que isso, o sistema é analisado como um todo, permitindo assim tirar também conclusões sobre a influência destas embraiagens neste tipo de teste e vice-versa.

Por fim existe o capítulo 9, denominado de “Trabalhos futuros” onde, com base no conhecimento adquirido ao longo da realização desta dissertação, são apresentadas algumas propostas para trabalhos que se consideram interessantes.

2 Dinamômetros, bancos de potência ou bancos de ensaio

No presente capítulo será abordada a história e evolução dos dinamômetros desde os primórdios até à atualidade, serão enumerados os engenhos de medição mais comumente utilizados nos dias de hoje bem como as suas principais vantagens e desvantagens.

Será também feita uma distinção entre os tipos de testes, estes serão classificados quanto à dinâmica do próprio teste e quanto ao local onde a medição é efetuada. Existirá também uma leve abordagem ao processo típico de cada teste.

2.1 Introdução aos dinamômetros, bancos de potência ou bancos de ensaio

Ao longo da história, foram desenvolvidos motores de combustão interna com diferentes propósitos e conseqüentemente com as mais variadas características. Existem desde motores monocilíndricos de baixo porte, 35 cm³, que utilizam um ciclo a 2 tempos, são comuns em motosserras por exemplo, passando por motores de automóveis que podem ir desde os 900 cm³. até 6000 cm³, distribuídos por vários cilindros com variadas disposições (e.g., alinhados, em V, etc), funcionando em ciclo de Otto a 4 tempos, culminando em barcos ou navios de grande porte cujos motores podem atingir dimensões estrondosas e massas a rondar as 10 toneladas. Com toda esta panóplia de motores de combustão interna, a necessidade de comparar e quantificar o trabalho produzido por cada um deles torna-se evidente, surgindo assim os primeiros dinamômetros direcionados a esta matéria [4].

O Dinamômetro (do grego: *dynamis*, *métron*, medida) na sua forma geral é um instrumento para medir forças mecânicas. Existem diversos tipos de dinamômetros, na sua primeira forma estes eram utilizados para medir a força muscular humana (dinamômetro de Graham-Desaguliers (1719)), contudo existem muitos outros tipos de dinamômetros, por exemplo a simples mola de uma balança constitui um dinamômetro, existem também dinamômetros hidráulicos, onde a força é transmitida ao fluido sob a forma de pressão e até o chamado dinamômetro de Bekk onde o objetivo é medir a resistência dinâmica do papel. Na área dos veículos motorizados, os dinamômetros ou também frequentemente chamados bancos de ensaio ou bancos de potência são utilizados essencialmente para medir o binário e potência desenvolvida pelo motor propulsor de um veículo. Geralmente esta informação é combinada num gráfico 2D.

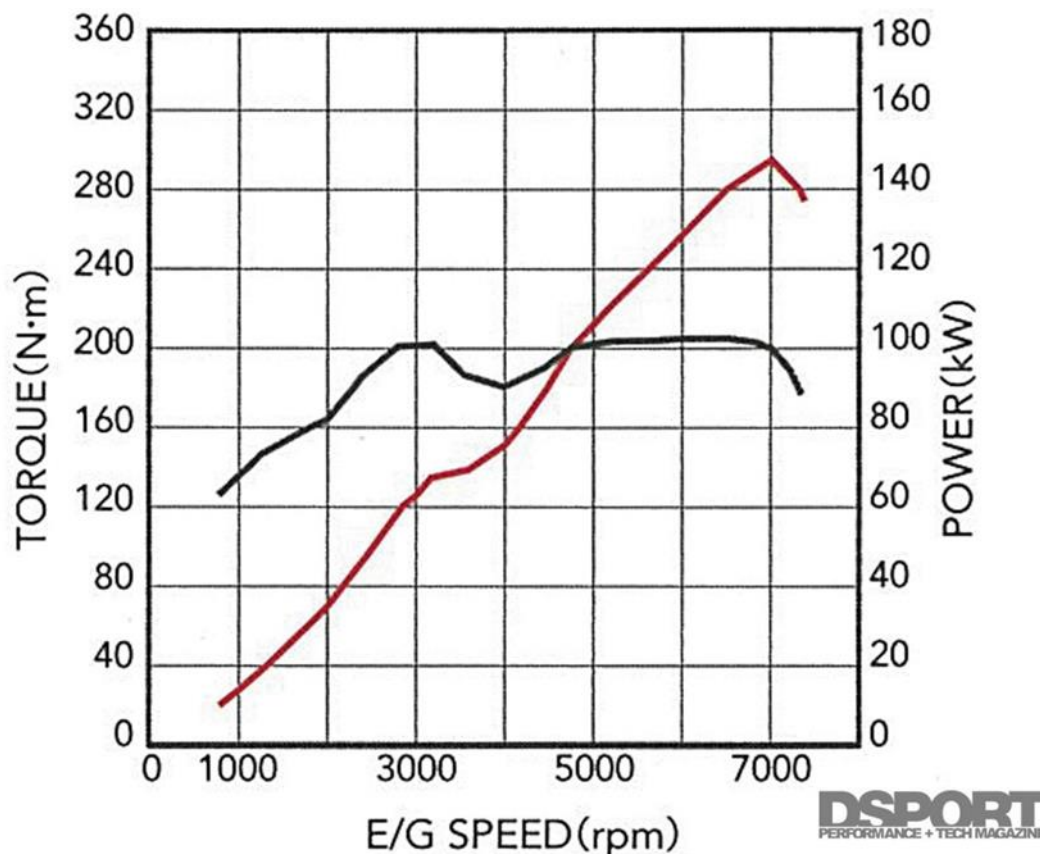


Figura 2.1 -Exemplo de um gráfico resultante de um banco de ensaio no caso de um motor Subaru/Toyota FA20 [5].

A história dos aparelhos de avaliação da performance em motores de combustão interna começa em 1821, quando surge o primeiro banco de potência. O responsável por este feito foi Gaspard de Prony e o seu engenho ficou conhecido como o Travão de Prony. Era um equipamento bastante simples que travava o motor através da fricção de uma corda em torno do seu veio. Mais tarde, em 1877, William Froude cria o primeiro dinamómetro hidráulico, este foi desenvolvido com o intuito de analisar motores usados em embarcações e passou a ser comercializado pela sua empresa (Heenan & Froude) em 1881. Decorria o ano de 1931 quando são inventados os chamados Eddy Current Dynamometers, os créditos desta invenção são atribuídos a Martin e Anthony Winther, são utilizados motores elétricos para efetuar as medições pretendidas. A empresa fundada por estes dois inventores produziu dinamómetros até ao ano de 2002.

2.2 Tipos de dinamómetros

Estas unidades de medição podem ser classificadas segundo os mais variados parâmetros. A divisão mais demarcada é feita entre os chamados dinamómetros de travão e os dinamómetros de inércia.

Dinamómetros de travão são todos aqueles que aplicam um binário de travão, que se opõe ao que é gerado pela unidade em teste. Assim que o motor estabiliza a uma determinada rotação significa que existe um equilíbrio entre o binário de travão e o binário produzido, portanto, conhecendo o mecanismo de travão, é possível determinar o binário produzido pelo motor. Normalmente este tipo de dinamómetros são mais dispendiosos que os dinamómetros de inércia devido á sua complexidade.

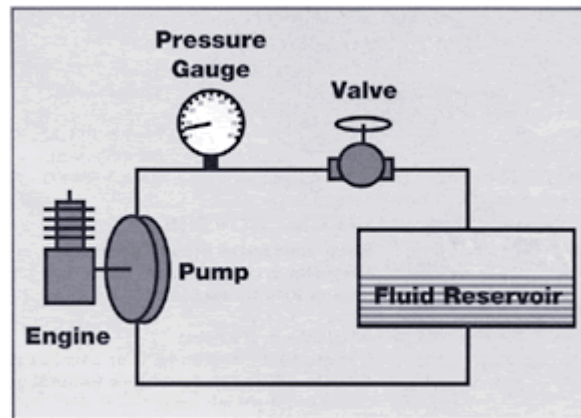


Figura 2.2 - Exemplo de um dinamómetro de travão usando uma bomba da água (adaptado de [6]).

Por sua vez, os dinamómetros de inércia fornecem uma carga ao motor, que é efetivamente a inércia que o volante possui, e que depende apenas das características deste, são exemplo disso a sua massa, forma geométrica, entre outras. Neste caso é quantificado o esforço despendido pelo motor para acelerar o volante de inércia e assim calculado o binário que este debita.

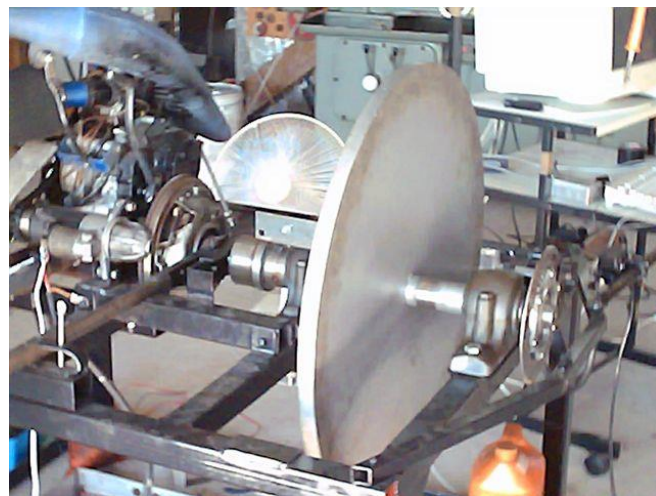


Figura 2.3 - Exemplo de um volante de inércia [7].

Vamos enumerar os diversos tipos de dinamómetros mais comuns na atualidade e fazer a respetiva classificação de acordo com o tipo em que se inserem.

2.2.1 Dinamómetros Hidráulicos (travão hidráulico)

Neste campo da hidráulica praticamente todos os equipamentos seguem o mesmo princípio. Um travão hidráulico pode ser dividido em duas partes principais, o rotor, que é movido pelo motor em teste e que consiste numa turbina acoplada a um veio, e o estator, que é composto por uma carcaça estanque e fixa com canais posicionados num certo ângulo em relação ao veio. Quando o rotor é movido, o fluido dentro do estator sofre uma força centrífuga e circula sob uma forma toroidal dentro do estator. O objetivo é, portanto, desenvolver um binário resistente á rotação do eixo. De forma geral é assim que funciona um travão hidráulico, contudo existem algumas variantes destas máquinas.

a) Máquinas de volume constante

Este é o tipo de travão hidráulico clássico, desenvolvido por Froude. Neste tipo de dinamómetros o volume do fluido em circulação é constante. O torque de travão aplicado faz-se variar com a adição ou subtração de pás no rotor, diminuindo ou aumentando assim número de vórtices toroidais formados dentro do estator e consequentemente alterando o binário resistente ou de travão.

Vantagens: barato; muito comum; robusto.

Desvantagens: antigo; respostas lentas na variação de carga; difícil de controlar e automatizar.

b) Máquinas de volume variável

Neste caso a variação do binário de travão é feita alterando a quantidade (massa) do fluido em circulação. Esta variação é controlada através de uma válvula à saída da bomba.

Vantagens: capacidade razoável na variação de carga; controlo fácil de automatizar; robusto; tolera excesso de carga.

Desvantagens: necessita um sistema de circulação de água aberto; sujeito a fenómenos como cavitação ou corrosão.

c) Máquinas de volume variável com parafuso

Aqui o funcionamento é semelhante ao descrito no ponto anterior, (b), com a exceção de neste caso o equipamento de medição ser acoplado diretamente ao prato da embraiagem do motor

em teste, este tipo de equipamento é móvel e permite efetuar testes sem retirar o motor do chassis.

Vantagens: barato; simples; capacidade para lidar com potências até 1000 kW.

Desvantagens: pouca precisão; não suporta baixas velocidades.

d) Dinamómetros de disco

Este tipo nunca foi muito utilizado. Aqui a disposição interna do aparelho é diferente; tanto o estator como o rotor possuem discos planos que rodam entre si, com tolerâncias bastante reduzidas, de onde resultam forças tangenciais que absorvem a potência gerada pelo motor. Para além da variação da massa de fluido processado, a variação do binário de travão pode fazer-se também aumentando ou diminuindo a distância entre os próprios discos da máquina. Existe uma outra variação deste género onde ambas as placas, do estator e do rotor, estão perfuradas, aumentando assim o binário de travão e otimizando o tamanho do instrumento.

Este dinamómetro apenas tem utilização para altas velocidades e como tal a sua principal aplicação é em turbinas de gás.

Vantagens: adequado para altas velocidades

Desvantagens: desadequado para baixas velocidades.

2.2.2 Dinamómetros Hidrostáticos

Tal como os anteriores, este mecanismo não teve grande sucesso, consiste numa combinação de uma bomba de deslocamento positivo, com fluxo constante e outra com fluxo variável. A bomba de deslocamento positivo com fluxo constante, constitui o dinamómetro.

Vantagens: capacidade de girar nos dois sentidos; funcionar como gerador ou como motor.

Desvantagens: Aplicações específicas; complexo; barulhento; caro; perigoso pois trabalha com altas pressões.

2.2.3 Dinamómetros Elétricos (travão elétrico)

Neste campo todos os aparelhos de medição absorvem a potência transformando-a em corrente elétrica, ou seja, funcionando como gerador, esta corrente circula num circuito associado à máquina. Neste género de equipamentos alguma energia é dissipada sob a forma de calor e é necessário um sistema de refrigeração, que normalmente é feito por ar em circulação forçada

embora também existam casos onde seja utilizada água. São utilizados em geral, para ensaios de maior precisão.

a) Dinamômetros de corrente contínua (C.C.)

Este instrumento contém um motor de corrente contínua (C.C.) controlado por meio de um tiristor.

Vantagens: tecnologia bastante desenvolvida; robustos; gira nos dois sentidos e pode funcionar como motor ou gerador.

Desvantagens: alta inércia; perigo de incêndio; exige manutenção; vibrações.

b) Dinamômetros de corrente alternada (C.A.) ou assíncronos

Aqui a absorção da potência desenvolvida é feita por meio de um motor Assíncrono com rotor em gaiola de esquilo. São controlados por meio de um transístor bipolar (IGBT)

Vantagens: baixa inercia quando comparados com os motores C.C.; giram nos dois sentidos e pode funcionar como motor ou gerador.

Desvantagens: caros.

c) Dinamômetros síncronos de imanes permanentes

Este é a evolução mais recente nesta área, o uso deste tipo de motores elétricos, com baixa inércia rotacional e com o mesmo sistema de controlo dos dinamômetros assíncronos, permite testes muito mais dinâmicos com taxas de aceleração na ordem das 160 000 RPM/s.

Vantagens: baixa inércia; tamanho reduzido; comportamento dinâmico.

Desvantagens: caros.

d) Dinamômetros por correntes de Foucault

Este é o sistema utilizado em bancos de potência mais modernos. Aqui é usado o princípio da indução eletromagnética para desenvolver um binário resistente e dissipar potência. Um disco de aço ou ferro fundido roda com uma tolerância muito pequena entre placas de aço refrigeradas por água. Um campo magnético paralelo ao eixo da máquina é gerado por duas bobinas e o movimento do rotor origina mudanças na distribuição do fluxo magnético.

Consequentemente, são originadas correntes de Foucault circulares e a dissipação da energia é feita sob a forma de perdas elétricas resistivas. A potência aplicada é controlada variando a corrente fornecida às bobinas, devido a isso são possíveis mudanças rápidas de carga. Durante todo o processo é gerado calor no rotor; devido a isto este é geralmente refrigerado por água. Existem duas variantes deste equipamento, a diferença reside no rotor que pode ter a forma de disco ou a forma de tambor.

Vantagens: baixa inércia; de fácil automatização; simples mecanicamente.

Desvantagens: vulnerável a falhas de refrigeração; ao contrário dos outros dinamómetros baseados em motores elétricos, este não pode funcionar como motor.

2.2.4 Dinamómetro de Fricção (travão mecânico)

Este tipo de máquinas são bastante simples, consistem no ato de travar discos circulares através do incremento de fricção, como é feito, por exemplo, nos travões dos carros de hoje. Aqui existe um problema inerente à fricção que é a formação de calor. Normalmente os discos são refrigerados através de água. Este tipo de mecanismo é geralmente utilizado para baixas velocidades.

Vantagens: Aplicação especial em torques elevados a baixas velocidades

Desvantagens: intervalo de velocidades de operação limitado.

2.2.5 Dinamómetros pneumáticos (travão pneumático)

O exemplo mais conhecido deste dispositivo é a ventoinha de travão de Walker, que entrou completamente em desuso. Consiste na disposição radial de pás, que deslocam ar e criam carga à unidade em teste. A quantidade de carga imposta pode variar por meio do uso de engrenagens, mudando a geometria/orientação das pás do rotor ou a quantidade de ar deslocado. Devido à baixa viscosidade do ar, este dinamómetro é bastante limitado nas suas aplicações.

Vantagens: barato; simples

Desvantagens: barulhento; controlo pouco preciso.

2.2.6 Volante de inércia

Consiste num volante de massa e geometria conhecida acoplado a um sistema de aquisição de dados. O sistema de aquisição de dados irá medir o período de cada volta da massa de inércia

e calcular o binário necessário para tal aceleração de rotação atingida. A variação de carga ao motor é feita apenas variando a massa ou geometria do volante de inércia.

Vantagens: baratos; simulam condições reais de aceleração; Simples; Preciso.

Desvantagens: não permite estudar regimes específicos.

2.3 Tipos de Testes

Há dois grandes campos na distinção entre testes. Existe uma distinção que reside na própria dinâmica do teste e existe ainda outra distinção que é feita tendo em conta o local onde a performance do motor é medida.

Quanto à dinâmica existem os testes do tipo “Steady state test”, do tipo “Sweep test” e ainda o “Transient test”. Sobre o local do veículo onde é recolhida a informação, temos testes ao veio de transmissão, testes ao veio da cambota do motor e testes feitos nas rodas de tração do próprio veículo.

Começando pela dinâmica do teste temos:

2.3.1 Steady state test

Os testes em “steady state”, traduzindo, em regime estacionário, estão diretamente associados aos mecanismos de medição que travam o motor, são exemplo disso as bombas de água, travões elétricos, etc. Este tipo de testes é ideal para observar o comportamento do motor em regimes específicos. É o caso de geradores, por exemplo, onde a velocidade de rotação em operação é constante.

Descrição do ensaio:

O motor é sujeito a uma carga, que é conhecida, e que é desenvolvida pelo mecanismo medidor. Quando os binários produzidos, pelo engenho medido e pelo engenho medidor, se igualam, ambos estacionam numa rotação específica, assim que isto acontece são recolhidos dados que mais tarde são utilizados para calcular valores de binário e potência desenvolvidos nessa mesma rotação. Vários binários de travão são aplicados e é recolhido um conjunto de dados para vários valores de velocidade de rotação, até que se ache suficientes para elaborar o gráfico relativo à performance do motor. De notar que, se o universo de dados recolhido não for suficientemente grande, pode existir algum erro na avaliação final.

2.3.2 Sweep test

Os “sweep tests”, ou testes de velocidade variável podem também ser utilizados em alguns dinamômetros de travão, mas geralmente estão associados aos dinamômetros que usam volantes de inércia. É frequentemente utilizado para motores de automóveis e marítimos. Normalmente são realizados em plena carga, ou seja, com o acelerador a fundo. Este tipo de ensaios, em plena carga, tem como objetivo determinar a potência máxima do motor em cada rotação

Descrição do ensaio:

Neste caso motor é submetido a uma carga conhecida, que só depende da configuração do próprio volante, e é acelerado ao máximo, este irá assim fazer com que o volante gire “varrendo” toda a gama de rotação do motor. Este tipo de teste é mais preciso que os anteriores pois são feitas medições contantes, ao longo de toda a gama de rotação.

2.3.3 Transient Test

Os aparelhos de medição vulgarmente utilizados neste caso são motores elétricos AC/DC. Este tipo de testes não está tão ligado à avaliação da performance de um motor, mas sim a questões de redução de emissões e homologações.

Descrição do ensaio:

Este é o tipo de testes mais dinâmico, o motor é sujeito a acelerações/desacelerações bastante bruscas e é recolhida informação para esses mesmos períodos apenas.

Quanto ao local da recolha de dados temos:

2.3.4 Testes ao veio da cambota

São testes algo específicos. Os dados sobre a performance do motor são recolhidos diretamente ao veio da cambota e alguns componentes integrantes do motor são descartados, tais como embraiagens, possíveis transmissões internas, etc. Este tipo de teste é normalmente utilizado quando a preocupação reside na própria estequiometria da combustão ou no funcionamento de peças essenciais para o funcionamento deste.

2.3.5 Teste ao veio de transmissão

Neste caso o equipamento de medição é diretamente acoplado ao veio principal da transmissão do veículo podendo assim avaliar-se o desempenho de todas as peças que compõem não só o

motor, mas também os seus órgãos periféricos como por exemplo embraiagens, caixas de velocidades, etc.

2.3.6 Teste à roda

Aqui as medições são executadas na própria roda ou rodas motrizes do veículo, é possível avaliar outro tipo de situações tais como perdas nas transmissões, atiro em rolamentos externos ao motor, etc.

Quando se projeta um equipamento capaz de suportar este tipo de testes é necessário ter em atenção outro tipo de características, tais como as próprias dimensões do veículo, número de rodas motrizes, etc.

3 Motores em estudo - características e aplicações

Antes de eleger qualquer um dos métodos de medição é importante também conhecer os motores alvo de análise e as suas características, optando assim pelo método mais adequado e evitando também sobre ou sob dimensionamentos dos equipamentos.

Os motores, em geral, podem ser classificados segundo vários parâmetros, por exemplo, segundo o seu tipo de movimento, o combustível utilizado, a forma como se realiza a combustão ou o ciclo termodinâmico, etc.

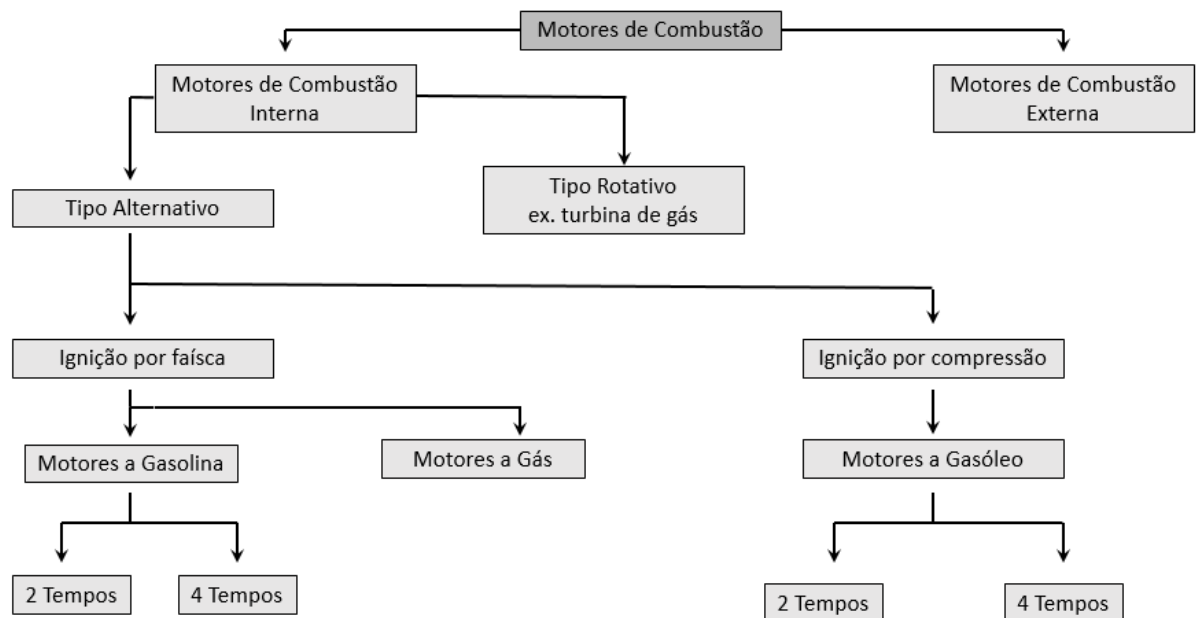


Figura 3.1 - Classificação de motores de combustão

As próprias peças internas de um motor também podem ser classificadas. A sua classificação é essencialmente feita através da presença ou não de movimento, existem peças fixas e peças moveis, ou seja, existem peças que, aquando do funcionamento do motor, estão fixas e outras que se encontram em movimento.

Principais peças fixas: Bloco; cárter; cabeça do motor.

Principais peças móveis: Cambota; pistão; Biela; Árvore de comando de válvulas.

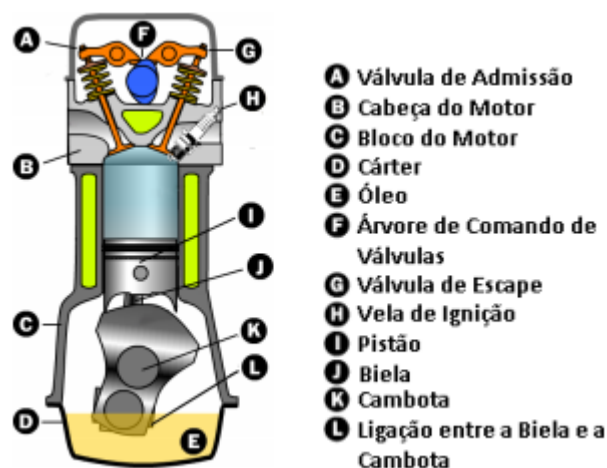


Figura 3.2 - Esquema representativo de um motor de combustão interna [8].

Neste caso, os motores que eventualmente poderão equipar o UBICAR, são motores da marca Honda, têm como referências GX35, GX120 e GX160. São motores de explosão interna, ignição por faísca, a gasolina, que funcionam sob um ciclo de Otto a 4 tempos (i.e., admissão, compressão, expansão e escape). Têm como princípio de funcionamento o movimento de um embolo (pistão) no interior do cilindro, que transmite através da biela um movimento circular à cambota. Este movimento circular pode ser transmitido ou à caixa de velocidades ou diretamente ao veio da transmissão, através de uma embraiagem.

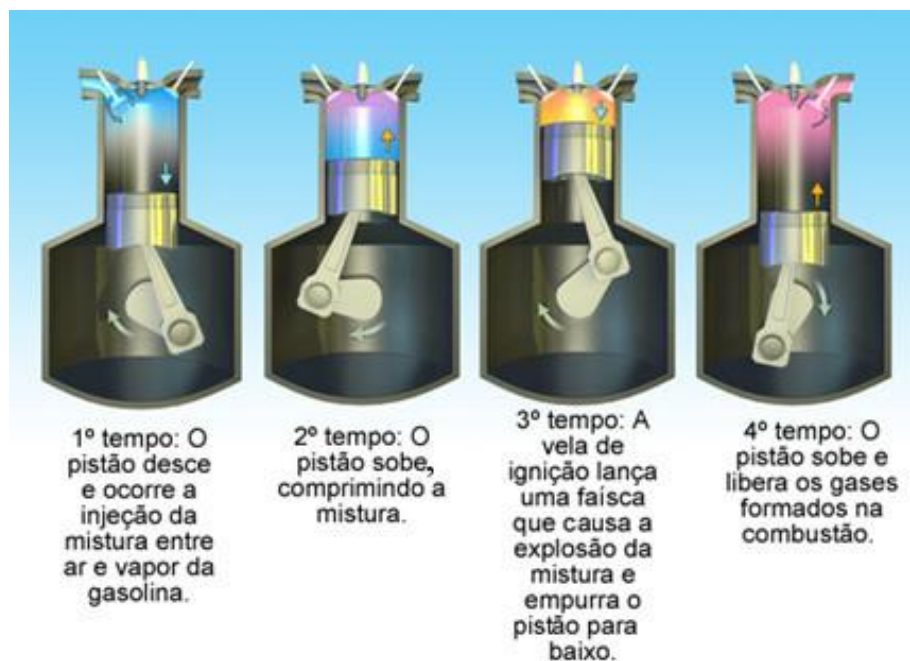


Figura 3.3 - Funcionamento típico de um motor de explosão a 4 tempos [8].

3.1 Honda GX35

É um motor com 35.8 cm³, refrigerado a ar e tem uma potência máxima de 1.0 kW às 7000 RPM. O binário apresenta um valor máximo de 1.6 Nm às 5500 RPM, possui uma razão de compressão de 8.0:1 e um peso, em seco, de 3.3 kg.

Este motor tem aplicações comuns em equipamentos de jardim, equipamentos de construção de pequeno porte, bombas de água, geradores etc.



Engine Type	Air-cooled 4-stroke OHC
Bore x Stroke	39 mm x 30 mm
Displacement	35.8 cm ³
Net Power Output*	1.3 HP (1.0 kW) @ 7,000 rpm
Net Torque	1.2 lb-ft (1.6 Nm) @ 5,500 rpm
PTO Shaft Rotation	Counterclockwise (from PTO shaft side)
Compression Ratio	8.0:1
Carburetor	Diaphragm-type (overflow return)
Ignition System	Transistorized magneto
Starting System	Recoil
Lubrication System	Crankcase pressure-driven
Governor System	NA
Air cleaner	Semi-dry
Oil Capacity	3.4 U.S. oz (100cc)
Fuel	Unleaded 86 octane or higher
Fuel Tank Capacity	0.67 U.S. qt (.63 liter)
Dry Weight	7.6 lb (3.3 kg)

Figura 3.4 - Dados fornecidos pela Honda sobre o motor GX35 (adaptado de [9]).

3.2 Honda GX120

Neste caso o motor tem 118 cm³, um ciclo a 4 tempos, e é refrigerado a ar. No que toca à sua performance atinge a sua potência máxima às 3600 RPM com 2.6 kW de potência. O binário máximo é de 7.3 Nm e é atingido um pouco antes, nas 2500 RPM.

Este motor tem aplicações comuns em motocultivadores, geradores, equipamentos de construção, e também em bombas de água.

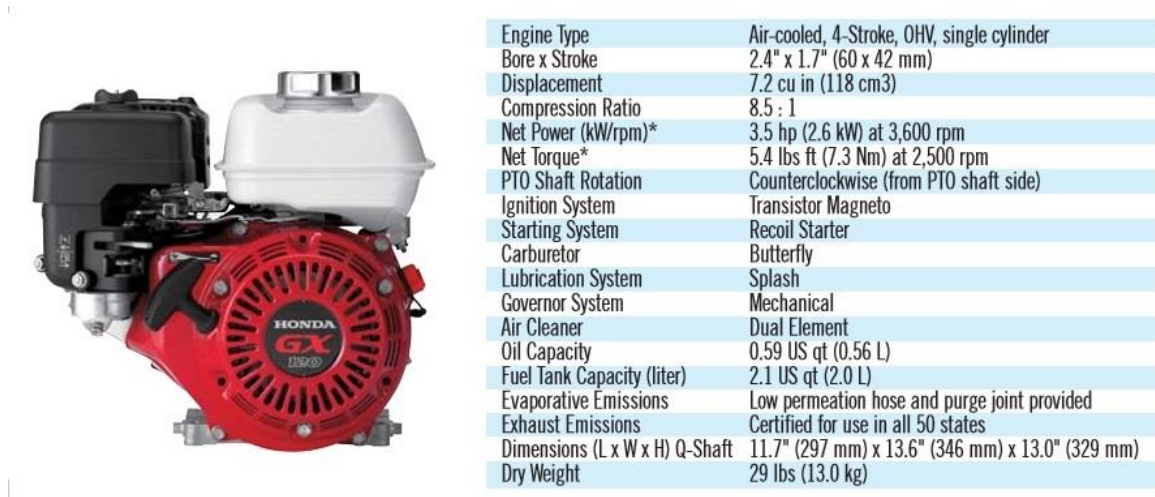


Figura 3.5 - Características referentes ao motor Honda GX120 (adaptado de [10]).

3.3 Honda GX160

É o maior motor à disposição deste projeto, com 163 cm³, funciona segundo um ciclo de 4 tempos e é refrigerado a ar também. É obvio que os valores de potência e binário serão mais elevados, aqui registam-se valores máximos de 3.6kW e 10.3 Nm às 3600 RPM e 2500 RPM respetivamente.

As aplicações deste são semelhantes às dos restantes; podemos ver este motor em motocultivadores, equipamento industrial, bombas de água, geradores, etc.

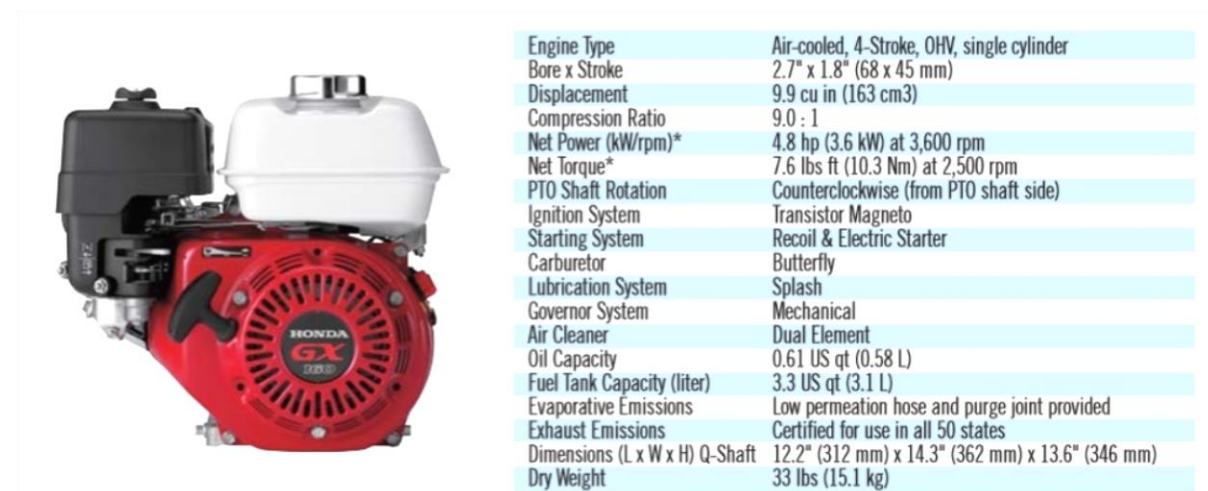


Figura 3.6 - Características do motor Honda GX160 (adaptado de [11]).

4 Problemas relativos à medição de potência neste tipo de motores - Embraiagens automáticas

Relembrando que, numa primeira instância, os testes que se pretendem efetuar são relativos à potência debitada no veio da transmissão, e que, entre este e o veio da cambota existe, precisamente uma embraiagem, há necessidade de estudar a influência desta na performance do motor e nos próprios testes.

Este mecanismo, chamado de embraiagem, tem como principal função fazer o acoplamento ou desacoplamento entre dois elementos, sejam eles quais forem, tal como mostra a figura seguinte.

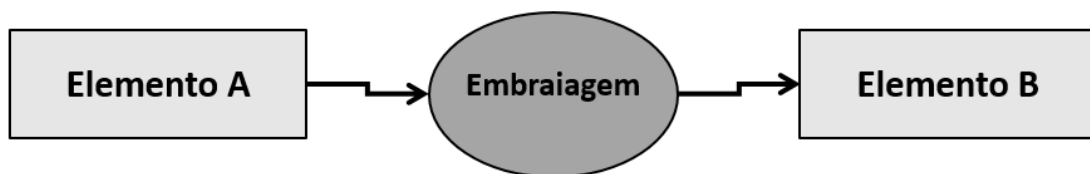


Figura 4.1 - Função de uma embraiagem.

Nos casos em estudo, a embraiagem serve de ponte entre o veio da cambota e o veio da transmissão, como veremos adiante. Tem a função específica de assegurar que se efetue o arranque e que se mantenha o ralenti sem que o motor esteja sob qualquer tipo de carga, ou seja, esta permanece desacoplada nestes períodos fazendo com que o motor gire livremente não havendo ligação entre o veio da transmissão e o veio da cambota. Noutros casos este desacoplamento/acoplamento da embraiagem poderá servir também para fazer a mudança de relação na caixa de velocidades, isto quando o motor a possui, o que não é o caso. Existem ainda casos em que embraiagens são utilizadas como dispositivos de segurança, sendo exemplo disso os berbequins mais modernos.

Consoante a função e as características necessárias, existem inúmeros tipos de embraiagens que podem ser utilizadas, desde embraiagens baseadas em fricção, embraiagens hidráulicas, embraiagens centrífugas, semi-centrífigas, e até eletromagnéticas. No esquema abaixo é feita uma distinção entre os vários tipos.

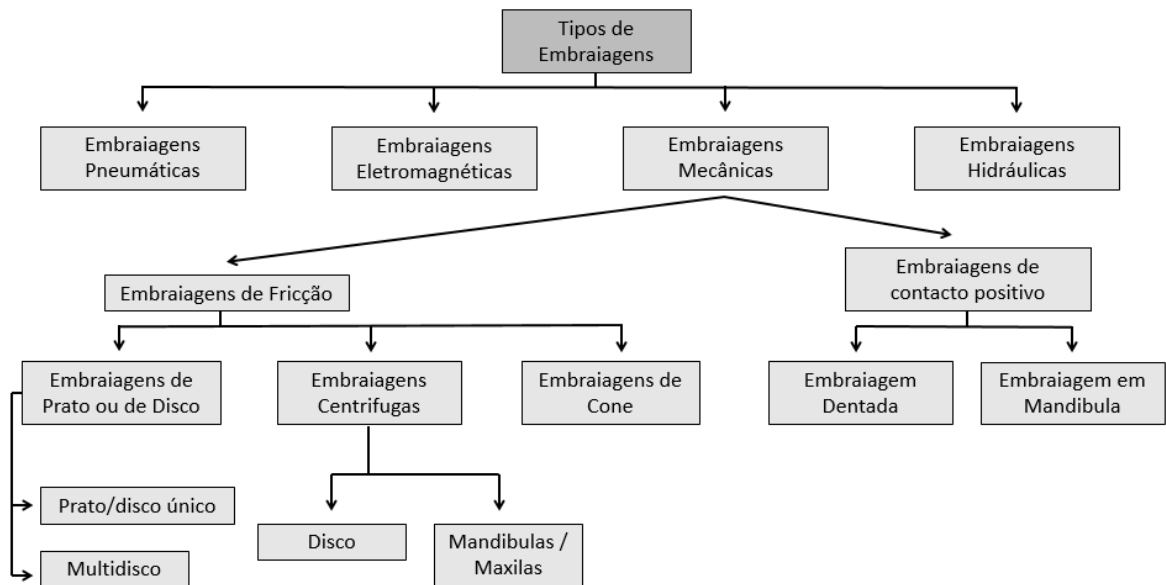


Figura 4.2 - Classificação dos diversos tipos de embraiagens.

Nos motores em causa as embraiagens são de fricção. São as mais utilizadas neste tipo de motores. O principal problema que se põe aqui é o facto destas embraiagens não serem do tipo *On/Off*, ou seja, existe um fenómeno de engrenagem/desengrenagem que é gradual e apenas depende da velocidade de rotação do próprio motor. Durante este fenómeno de engrenagem/desengrenagem, existe um período em que se verifica um escorregamento entre os componentes deste instrumento, pois o atrito ainda não é suficiente para um acoplamento perfeito e, portanto, existe uma parcela de potência é perdida principalmente sob a forma de calor.

Vamos então neste capítulo abordar a forma como atuam as embraiagens nos motores em estudo de maneira a que se possa prever a gama de rotação em que existe este escorregamento, concluindo se a potência perdida neste fenómeno é significativa e prever como irão ser afetadas as leituras do dinamómetro a projetar.

4.1 Embraiagem Honda GX35

Este motor está provido de uma embraiagem de fricção, centrífuga, como o próprio nome indica a força centrífuga é a chave para que exista o acoplamento. Este processo de engrenagem é automático e gradual, portanto, não depende de nenhuma ação direta por parte do utilizador, apenas da velocidade de rotação do motor como foi dito anteriormente.

Os seus componentes são os seguintes:

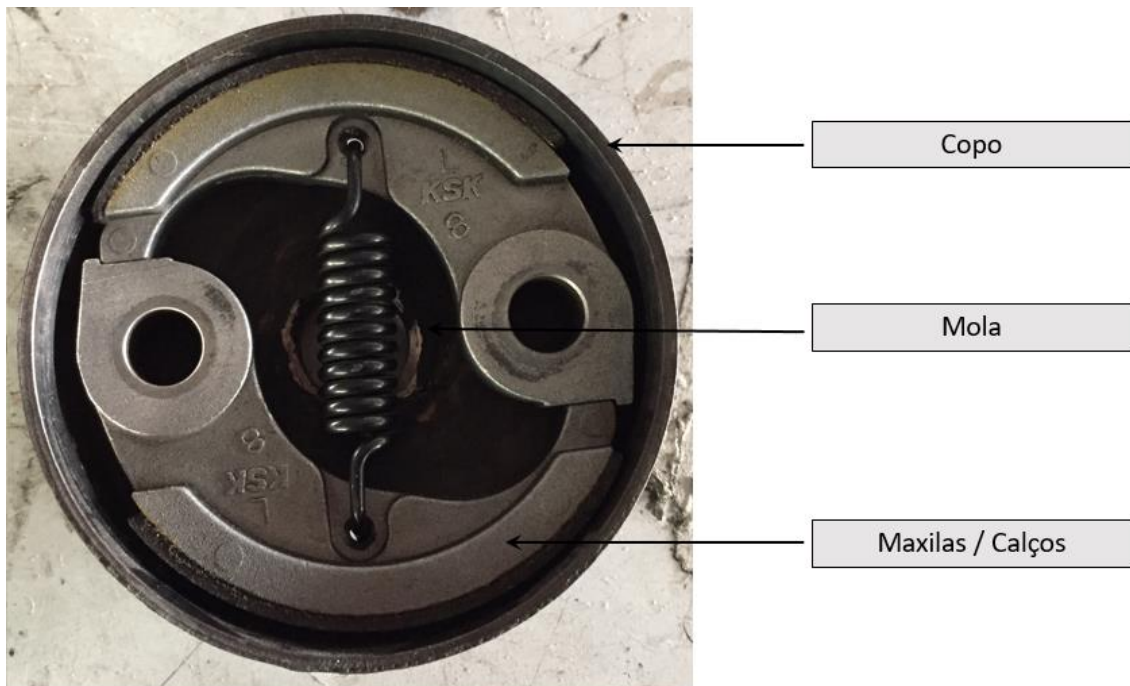


Figura 4.3 - Conjunto de embraiagem centrífuga pertencente ao motor Honda GX35.

As principais partes deste tipo de embraiagem é o copo, que é a parte mais exterior e que está diretamente ligado ao veio da transmissão, os calços ou maxilas, que são os membros que irão friccionar o copo e que estão ligados ao movimento da cambota e por fim a mola que é responsável por unir os calços e mantê-los afastados do copo quando a rotação é baixa. Com o aumento de rotação aumenta também a força centrífuga a atuar sobre os calços o que faz com que estes consigam vencer a força da mola e se encostem ao copo provocando assim atrito entre calços e copo. Para um certo intervalo de velocidade de rotação do motor, a força centrífuga a atuar sobre as maxilas ainda é relativamente baixa pelo que a força de atrito resultante é baixa também o que faz com que os calços girem a uma velocidade superior à do copo, provocando então, o denominado escorregamento. A determinada rotação, esta força centrífuga aumenta de tal forma que cria atrito suficiente para que o fenómeno de escorregamento seja extinguido. A partir deste momento e até à rotação máxima do motor, estes giram com a mesma velocidade, sendo que agora perdas inerentes ao escorregamento são nulas e praticamente todo do binário produzido pelo motor seja entregue no veio da transmissão.

Vamos abordar com mais especificidade os vários componentes desta embraiagem.

4.1.1 Calços ou maxilas

Como visto são estas as peças que vão estar sujeitas à força centrífuga resultante da rotação, como tal, são elas também que vão exercer fricção no copo da embraiagem e assim transmitir o movimento a este. São peças em que o seu corpo é feito de uma liga alumínio, e possuem uma pequena camada na extremidade de material de atrito, este material é usado para otimizar o atrito entre peças.

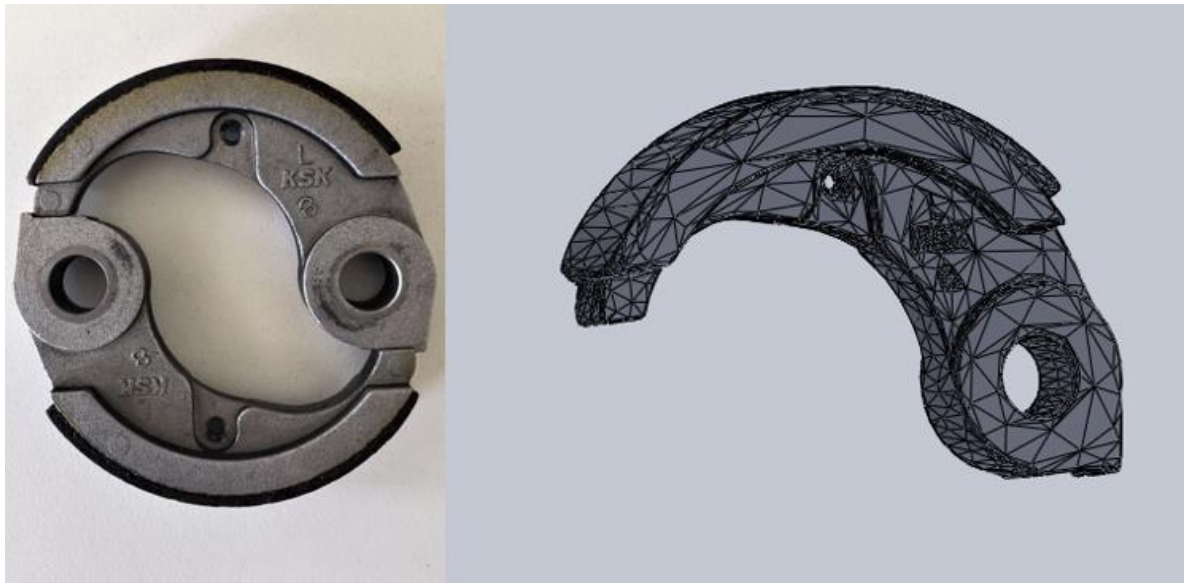


Figura 4.4 - À esquerda: foto real das maxilas de embraiagem; à direita: modelo computacional elaborado através de um scanner 3D.

Depois de uma análise cuidada desta peça surge a seguinte tabela de características:

Tabela 4-1 - Características referentes aos calços de embraiagem.

Especificação	medida
Espessura da camada de atrito	2 mm
Coefficiente de Atrito	0.35-0.41 [12]
Largura	14.35 mm
Massa p/ calço	41.4 g
Distância entre eixo de rotação e centro de massa	25.91 mm
Distância entre eixos de rotação	52 mm
Distância entre furos da mola	54 mm
Raio entre camadas de atrito	75.5 mm
Número de calços	2

4.1.2 Copo

O copo é a peça onde as maxilas encostam e provocam atrito. Como constatado, esta peça está diretamente ligada ao veio da transmissão e como tal é parte responsável pela rotação que efetivamente é observada neste local.



Figura 4.5 -Vista lateral e superior do copo de embraiagem.

Esta peça tem as seguintes características:

Tabela 4-2 - Tabela de características referente ao copo de embraiagem do motor Honda GX35.

Especificação	Medida
Diâmetro interior	78 mm
Espessura da parede	2 mm

4.1.3 Mola

A mola tem um papel bastante importante no desempenho deste tipo de embraiagens; é ela quem estabelece, devido às suas características, a rotação para a qual começa a existir contacto entre as maxilas e o copo. É uma mola helicoidal, de tração, com pontas em gancho e extremidade alongada.



Figura 4.6 - Mola de embraiagem do motor Honda GX35.

Esta mola tem as seguintes características:

Tabela 4-3 - Especificações da mola

Característica	Medida
Diâmetro exterior	11 mm
Diâmetro do fio	2 mm
Espiras no corpo	12
Comprimento Livre	48.7 mm

4.2 Embraiagem GX120/160

No caso destes dois motores, eles partilham o mesmo mecanismo de embraiagem e este é mais complexo do que o anterior. Aqui temos uma combinação entre uma embraiagem de fricção multidiscos comum e um mecanismo de atuação centrífugo.

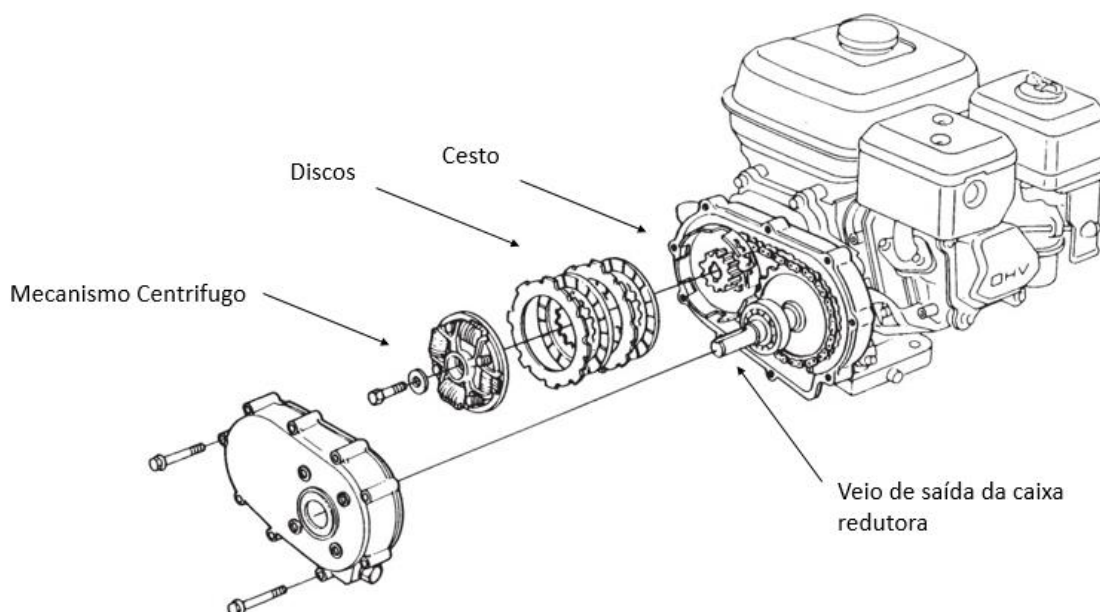


Figura 4.7 - Vista explodida da caixa redutora com embraiagem dos motores Honda GX120/160 (adaptado de [12]).

Como é possível ver na imagem temos o mecanismo centrífugo, responsável por exercer pressão no conjunto de discos, que por sua vez, quando devidamente pressionado, transmite movimento ao cesto de embraiagem, e consequentemente ao veio de saída da caixa redutora, que neste caso será o veio da transmissão. Ambos estão ligados através de uma corrente simples. Através de uma consulta ao manual de serviço do motor, pode-se saber também que a razão de transmissão da caixa é de 2:1. À semelhança do caso anterior esta embraiagem também é automática e o acoplamento ou desacoplamento apenas depende da velocidade de rotação do próprio motor. À medida que a velocidade de rotação do motor aumenta, aumenta também a força centrífuga e, por conseguinte, a pressão exercida junto do conjunto discos. A presença e aumento de pressão junto dos discos faz com que estes experimentem vários estágios. Veremos mais adiante quais são e a que se devem. Observemos então, mais pormenorizadamente, cada constituinte deste mecanismo de embraiagem.

4.2.1 Mecanismo centrífugo

Como acima descrito este mecanismo aproveita a força centrífuga proveniente da rotação do motor e transforma-a num movimento linear de pressão contra o conjunto de discos.

O mecanismo é composto essencialmente pela sua carcaça, por um conjunto de 4 molas, 48 pesos divididos em 4 conjuntos e um prato de pressão.

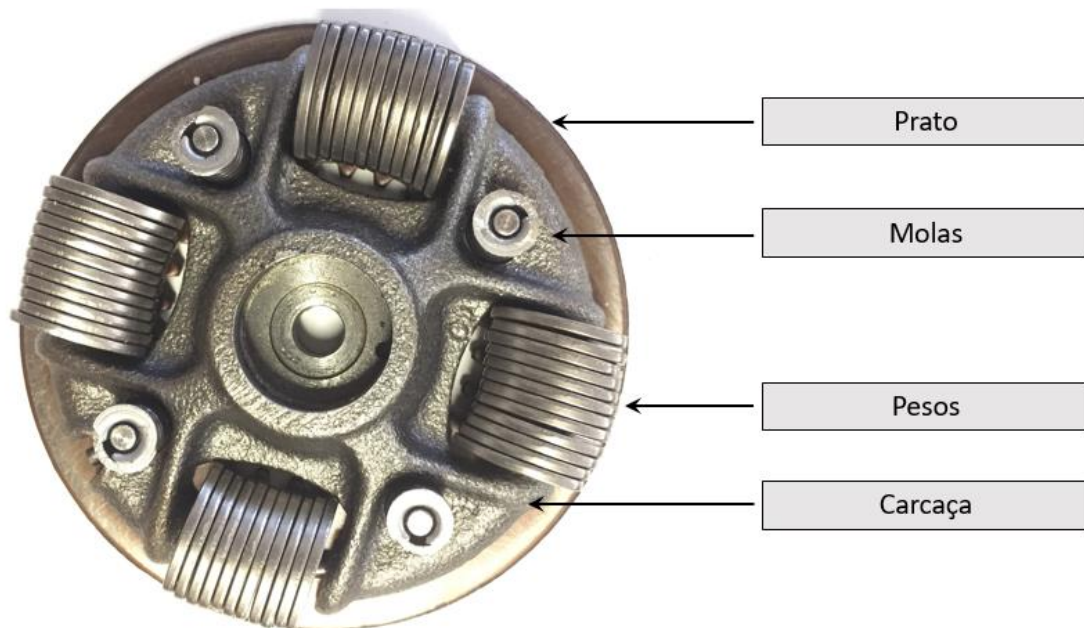


Figura 4.8 -Imagem do mecanismo centrífugo.



Figura 4.9 - Vista do mecanismo centrífugo noutra perspetiva.

O funcionamento deste conjunto é bastante simples: os pesos são vítimas de uma força centrífuga que é transformada, devido à sua configuração numa força contra o prato. O prato por sua vez está fixado à carça por intermédio de umas molas, portanto, quando sobre o prato for exercida uma força, proveniente dos pesos, que seja capaz de contrair as molas, este

iniciará um movimento em direção ao conjunto de discos, até que a certo ponto exercerá uma pressão sobre o conjunto de discos.

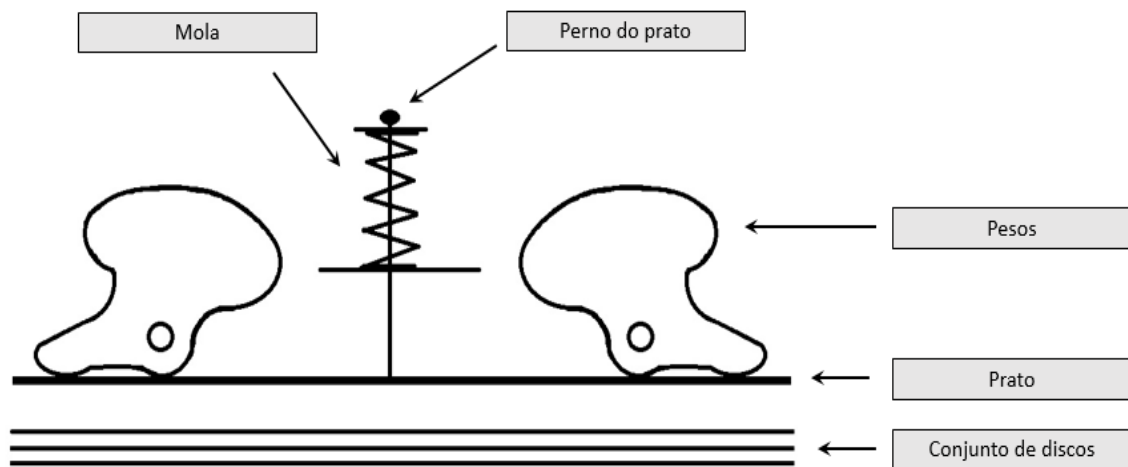


Figura 4.10 - Imagem representativa do conjunto centrífugo para uma pressão nula nos discos.

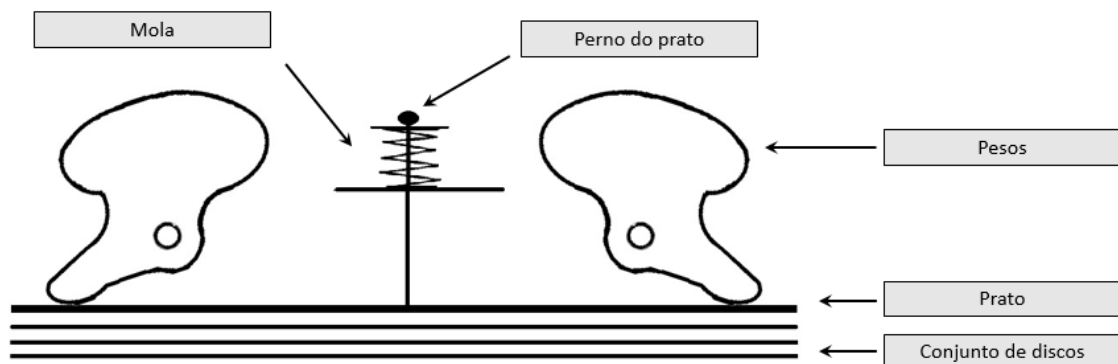


Figura 4.11 - Imagem representativa do momento em que o prato exerce pressão sobre os discos.

Como é possível observar na figura 4.10 e 4.11, para que o prato se movimente em direção ao conjunto de discos será necessário que os pesos exerçam uma força sobre este capaz de deformar as molas. Apenas existe movimento do prato se houver deformação do conjunto das molas.

Seguidamente serão analisados os componentes deste mecanismo centrífugo mais pormenorizadamente.

a) Carcaça

Esta quase que pode ser chamada a “peça mãe” de todo este mecanismo, é nela que se vão fixar todos os outros componentes. Como podemos observar na figura 4.12 temos 4 ranhuras para acolher os 4 conjuntos de pesos que vão ser fixados por intermédio de um freio que encaixa na cavidade existente na parte inferior desta peça. Pode-se também verificar a existência de 5 furos: o furo central será para a fixação da carcaça ao veio da cambota enquanto que os outros 4 servirão para fixar o prato e respetivas molas.



Figura 4.12 - À esquerda: vista exterior da carcaça; À direita: vista interior da carcaça.

Tabela 4.4 - Características da carcaça do mecanismo.

Especificação	Medida
Raio do encaixe para o freio	41.35 mm

b) Molas

Novamente as molas desempenham um papel importante pois são elas que mantêm o prato junto à carcaça para baixas rotações e são elas também umas das peças que delimita a rotação a partir da qual o prato se começa a deslocar em direção ao conjunto de discos e se encosta a estes. São molas helicoidais, de compressão, com extremidades esmeriladas e em esquadria.



Figura 4.13 - Molas pertencentes ao mecanismo centrífugo.

As molas que observamos na figura acima têm as seguintes características:

Tabela 4.5 - Medidas relativas às molas do mecanismo.

Especificação	Medida
Diâmetro médio	8.1 mm
Diâmetro do fio	1.40 mm
Comprimento livre	17 mm
Número de espiras no corpo	8

c) Pesos

Os pesos são outra das peças preponderantes no funcionamento deste mecanismo: é sobre eles que vai atuar a força centrífuga que por sua vez resultará numa força contra o prato. Estes mantêm-se unidos à carcaça através de um freio e estão divididos em 4 conjuntos de 12 pesos cada um.



Figura 4.14 - Conjunto pesos e respetivo freio de fixação.



Figura 4.15 - Exemplo de um dos pesos do conjunto.

Tabela 4.6 - Características dos pesos.

Especificação	Medida
Massa de cada peso	4.15 g
Espessura de capa peso	2 mm
Distância do centro de rotação ao centro de massa	6.42mm

d) Parto de embraiagem

O prato está acoplado à carcaça devido à força das molas como anteriormente visto. É nesta peça que os pesos vão exercer pressão afastando-a da caraça e empurrando-a contra os restantes discos. O prato possui 4 pernos que passam através de furos específicos localizados na carcaça também. É nestes quatro pernos, que as molas encaixam.

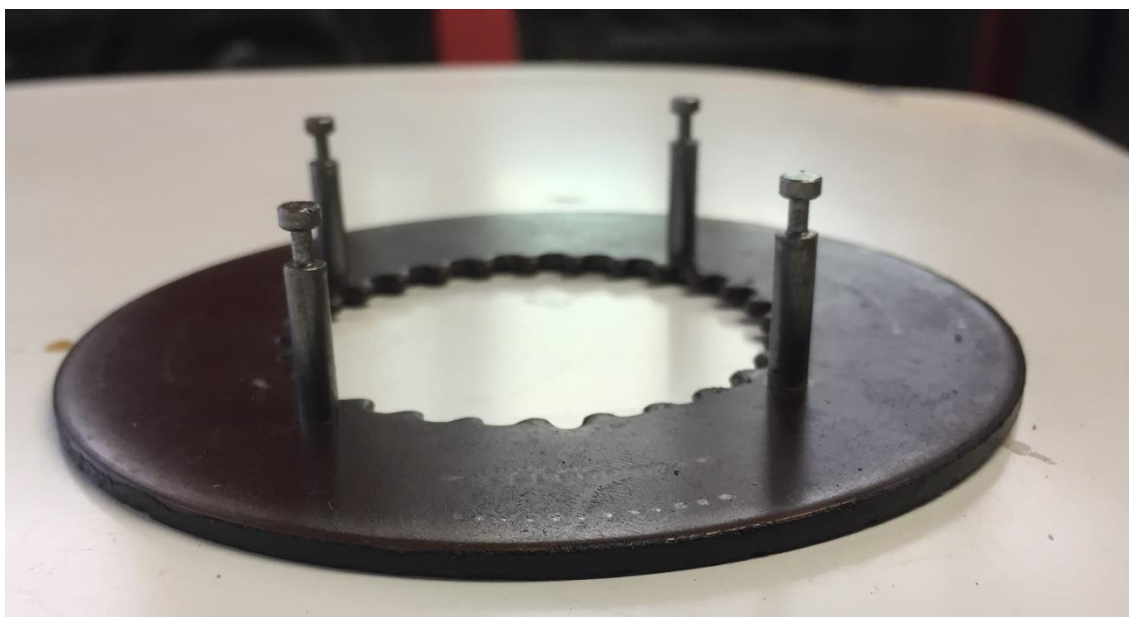


Figura 4.16 -Prato de embraiagem.

Observemos algumas especificações desta peça:

Tabela 4.7 - Medidas relativas ao prato de embraiagem.

Especificação	Medida
Espessura	4 mm
Raio interior	81.8 mm
Raio exterior	106.35 mm

4.2.2 Discos de embraiagem

Este são os componentes que mais no cerne da questão, é neles que realmente existe a engrenagem/desengrenagem da embraiagem e consequentemente a transmissão de movimento ou não. São também estes que sofrem o fenómeno de escorregamento durante este processo de transição. No total são 4 os discos pertencentes a este conjunto, 2 deles são chamados discos de fricção ou de entrada e outros dois discos de saída. A disposição deles em funcionamento é semelhante à da figura abaixo: ficam intercalados entre si e nunca dois discos do mesmo tipo juntos.



Figura 4.17 - Conjunto de discos de embraiagem

Como se observa na figura 4.17, as diferenças entre os tipos de discos de embraiagem são óbvias; os chamados discos de fricção ou de entrada são aqueles que possuem uma forma

dentada na sua extremidade interior. Esta configuração permite receber o movimento proveniente da cambota. Os outros dois discos apresentam saliências na sua extremidade exterior; estas permitem que encaixem no cesto de embraiagem e por isso sejam então denominados discos de saída uma vez que o cesto está ligado diretamente ao veio de saída da caixa redutora.

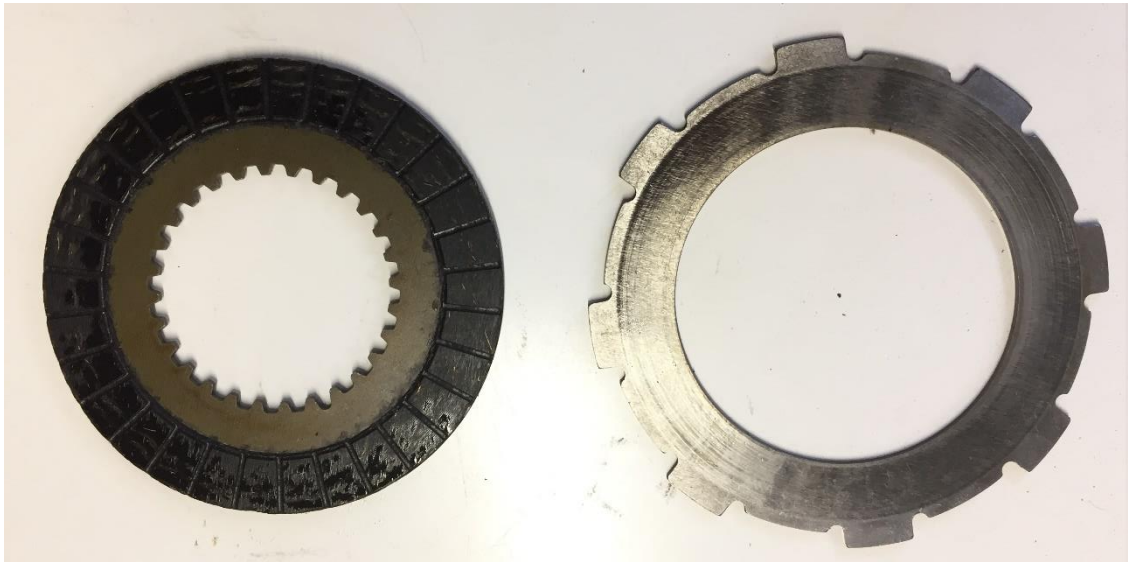


Figura 4.17 - À esquerda um disco de fricção ou de entrada e à direita um disco de saída.

Como é possível observar na imagem os discos de fricção ou de entrada para além das suas estrias na extremidade interior, ainda são revestidos, em ambos os lados, por material de fricção que eleva o coeficiente de atrito entre peças.

O fenómeno de escorregamento existe quando a pressão exercida pelo prato ainda não é suficientemente elevada para um acoplamento perfeito. Embora já exista a transmissão de algum esforço dos discos de entrada aos discos de saída, os de entrada ainda giram com uma velocidade superior. A dada altura a pressão exercida pelo prato aumenta de tal ordem que se fará sentir um atrito maior entre discos, resultando assim em que todo o movimento proveniente do motor seja transportado para o veio de saída da embraiagem.

Vejamos algumas das características dos discos de entrada:

Tabela 4-8 -Características dos discos de entrada.

Especificação	Medida
Espessura	4 mm
Diâmetro interior	81.8 mm
Diâmetro Exterior	106.35 mm
Largura da camada de atrito	14 mm
Coeficiente de atrito	0.15

E agora dos disco de saída:

Tabela 4-9 - Características dos discos de saída.

Especificação	Medida
Espessura	3 mm
Diâmetro exterior s/ saliências	111.54 mm
Diâmetro Exterior c/ saliências	118.8 mm
Número de saliências	8
Raio interior	53 mm
Material	Aço

4.2.3 Cesto de embraiagem

Nesta secção temos em alvo de análise o cesto de embraiagem. Esta peça não é mais que um dos intermediários entre os discos de saída e o veio da transmissão, que neste caso será o veio de saída da caixa redutora. Na sua configuração tem umas ranhuras com dimensões específicas. É nestas ranhuras que encaixam as saliências dos discos de saída. Na sua parte posterior tem o veio de saída fixado a uma roda dentada que é onde o movimento será transmitido, por intermédio de uma corrente, até ao veio de saída da caixa redutora.



Figura 4.18 -Fotografia do cesto de embraiagem.

Vejamos algumas das medidas desta peça:

Tabela 4-10- Medidas relativas ao cesto de embraiagem

Especificação	Medida
Espessura	4mm
Diâmetro exterior	118.8 mm
Número de ranhuras	8

5 Comportamento das embraiações

5.1 Cálculos referentes à embraiagem do motor Honda GX120

O primeiro passo para o estudo do comportamento da embraiagem que equipa este motor passou pela construção de uma função que representasse, de forma aproximada e fiável, a curva binário-RPM do mesmo. A construção desta função foi baseada em dados fornecidos pelo fabricante onde é possível observar valores de binário medidos no veio da cambota. A ferramenta utilizada para a construção da respetiva função foi o Microsoft Excel 2016, de onde resultou:

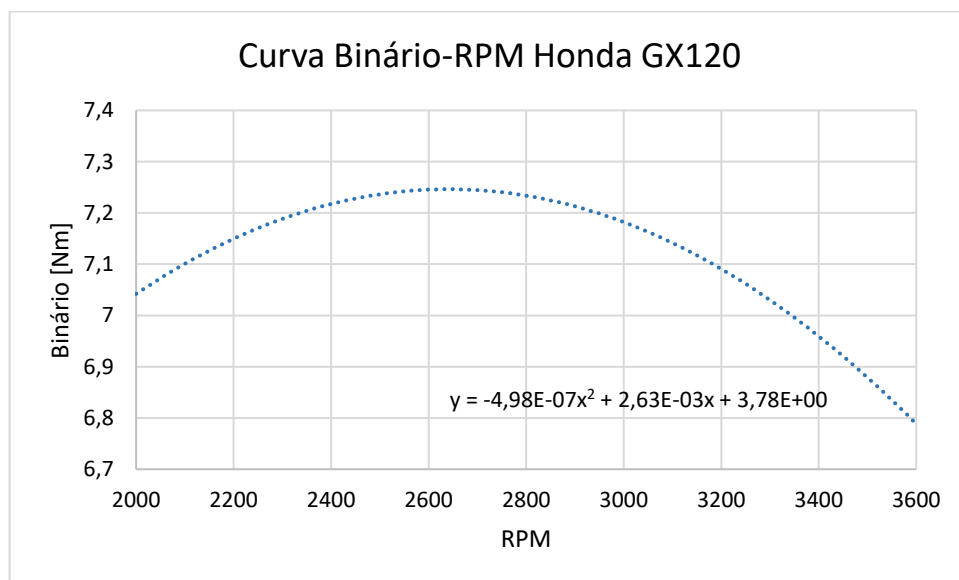


Figura 5.1 - Curva estimada para o binário do motor Honda GX120

A função escolhida para representar o desempenho deste motor foi uma função polinomial de grau 2 e adaptando a este trabalho sai:

Função Binário-RPM Honda GX120:

$$y = -4.98 * 10^{-7} * x^2 + 2.63 * 10^{-3} * x + 3.78 \quad (5.1)$$

Esta função, que esboça, de forma aproximada, a performance do motor em termos de binário é importante uma vez que a Honda só fornece valores para este parâmetro entre as 2000 e as 3600 RPM, e sabendo, através dos manuais de utilizador, que os motores operam entre as 1400

e 3900 RPM, será agora possível pressupor o binário desenvolvido, na cambota, para as gamas de velocidade não contempladas pela informação da marca.

Tendo a informação que faltava sobre o comportamento do motor, o próximo passo será estudar as peças integrantes do mecanismo de embraiagem.

5.1.1 Discos

Para o estudo dos discos de embraiagem foram utilizadas essencialmente duas fórmulas, que estão abaixo indicadas e são geralmente utilizadas no estudo de embraiagens multidiscos.

Temos para o cálculo da capacidade de transmissão da embraiagem:

$$T_{trans} = n_f * T_{disco} \quad (5.2)$$

Onde:

T_{trans} - Binário transmitido [Nm]

n_f - Número de pares de faces em contacto

T_{disco} - Binário transmitido por face em contacto [Nm]

E, para o cálculo da capacidade de apenas um disco de embraiagem, usa-se o seguinte:

$$T_{disco} = F_d * \mu * \frac{(r_e + r_i)}{2} \quad (5.3)$$

Onde:

F_d - Força aplicada aos discos [N]

μ - Coeficiente de atrito

r_{ext} - raio exterior da camada de fricção dos discos de entrada [m]

r_{int} - Raio interior da camada de fricção dos discos de entrada [m]

Unindo ambas as equações (5.2 e 5.3) vem que:

$$T_{trans} = n * F_d * \mu * \frac{(r_{ext} + r_{int})}{2} \quad (5.4)$$

Considerando os seguintes parâmetros constantes:

$$n_f = 5 \text{ faces}$$

$$\mu = 0.15$$

$$r_{\text{ext}} = 53 \text{ mm} = 0.053 \text{ m}$$

$$r_{\text{int}} = 39 \text{ mm} = 0.039 \text{ m}$$

Ficamos então com a seguinte fórmula para o caso em estudo:

$$T_{\text{trans}} = 5 * F_d * 0.15 * \frac{(0.053 + 0.039)}{2} = 3.45 * 10^{-2} * F_d \quad (5.5)$$

Ou seja, a capacidade de transmissão da embraiagem em estudo só depende da força F_d que lhe é aplicada. Todos os outros parâmetros são constantes. Vamos então tratar de quantificar, estudando a ação da força centrífuga e capacidade das molas.

5.1.2 Molas

Como já foi visto, as molas são componentes com especial importância neste tipo de embraiagem e por isso é necessário estudar o seu efeito também. Através de uma simples análise visual do conjunto pode-se verificar que a mola exerce uma força que se opõe ao movimento do prato em direção ao discos (ver Figura 4.10 e 4.11). Logo, para o prato se movimentar será necessário comprimir a mola. Vamos então calcular a força necessária à deformação da mola.

Cálculo da força de uma mola em função da deflexão:

$$y_{\text{mola}} = \frac{8 * F_{\text{comp}} * D^3 * N_a}{d^4 * G} * \left(1 + \frac{1}{2 C^2}\right) \quad (5.6)$$

Onde:

Y_{mola} - Deflexão da mola [mm]

F_{comp} - Força compressão na mola [N]

D - Diâmetro médio da mola [mm]

N_a - Número de espiras ativas

d - Diâmetro do fio que constitui a mola [mm]

G - Modulo de elasticidade [KPa]

C - Índice da mola ($C=D/d$)

Resolvendo a equação anterior (eq. 5.6) em ordem à força que é necessária para comprimir a mola em função da deflexão resulta que:

$$F_{comp} = \frac{d^4 * G * y}{\left(1 + \frac{1}{2C^2}\right) * 8 * D^3 * N_a} \quad (5.7)$$

Sabendo que, para este tipo de molas (c/ pontas em esquadria) o cálculo do número espiras ativas é feito da seguinte forma:

$$N_a = N - 2 \quad (5.8)$$

Onde:

N_a - Número de espiras ativas

N - Número de espiras no corpo da mola

Substituindo nos devidos locais:

$$F_{comp} = \frac{d^4 * G * y}{\left(1 + \frac{1}{2 * \left(\frac{D}{d}\right)^2}\right) * 8 * D^3 * (N - 2)} \quad (5.9)$$

Considerando que os seguintes parâmetros se mantêm constantes:

D = 8.1 mm

N = 8 espiras

d = 1.40 mm

G = 69 MPa

Obtendo-se que:

$$F_{comp} = \frac{1.40^4 * 69000 * y}{\left(1 + \frac{1}{2 * \left(\frac{8.1}{1.40}\right)^2}\right) * 8 * 8.1^3 * (8 - 2)} = 10.24 * y \quad (5.10)$$

Como anteriormente visto fazem parte deste conjunto 4 molas, logo ficamos com uma força total para o conjunto de molas dada por:

$$F_{comp\ conj} = 4 * 10.24 * y = 40.96 * y \quad (5.11)$$

Onde:

$F_{comp\ conjunto}$ - Força de compressão do conjunto de molas [N]

Sabendo, através de medições efetuadas, que a mola ao ser montada na carcaça, tem uma deformação inicial de 3.5mm e que, para o prato pressionar os restantes discos, terá que se afastar 1.5mm da carcaça impingindo uma deformação na mola de igual valor, resulta que a deformação total da mola será de 5mm. Possuindo todos estes dados é possível calcular a força requerida para que o prato execute a sua viagem de aproximação ao conjunto de discos, é explicitada na figura seguinte.

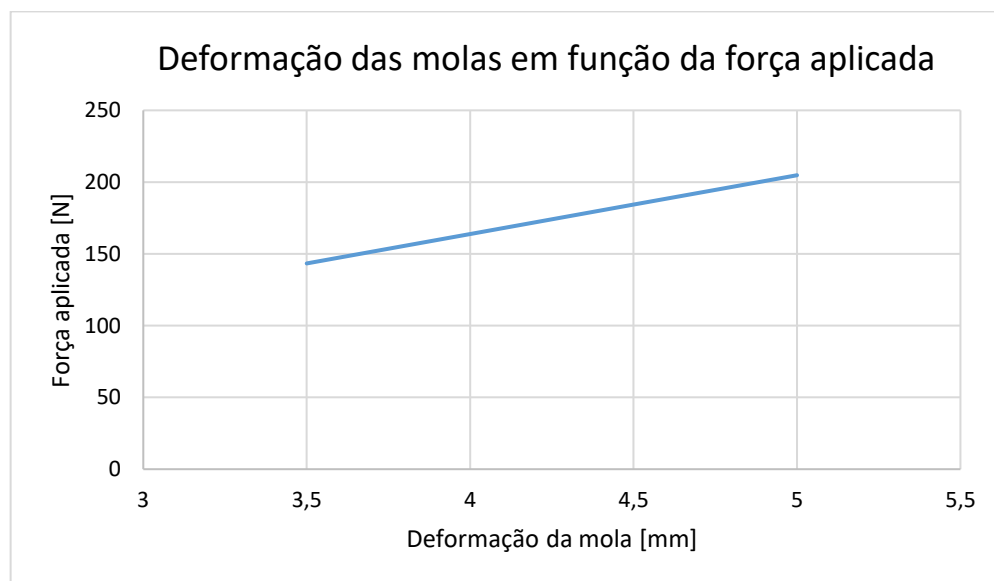


Figura 5.2 - Força requerida para a deflexão das 4 molas.

Do gráfico, e dos cálculos inerentes a este, pode-se concluir-se que, para a deformação inicial (3.5mm) o conjunto das 4 molas apresenta valores de aproximadamente 143.36 N, ou seja isto pode ser considerado como a pré-carga do conjunto de molas, e que para estas atingirem a deformação máxima (5mm), é requerida uma força total de 204.80 N a atuar sobre as mesmas.

Enquadrando estas conclusões no contexto do problema, isto significa que, para o prato se começar a deslocar em direção ao conjunto de discos, este tem que experimentar uma força proveniente dos pesos superior aos 143.36 N e só se encostará ao conjunto de discos assim que estiver sob uma força de aproximadamente 204.80 N. Torna-se então vital estudar o comportamento dos pesos e estimar a força que destes provém.

5.1.3 Pesos

Como abordado nos capítulos anteriores, o comportamento destas peças está diretamente ligado à força centrífuga a que estão expostas. Torna-se então evidente a necessidade de estudar esta força implícita ao movimento de rotação para depois poder quantificar também a força que realmente é exercida sobre o prato.

Seguimos então estes princípios:

$$F_c = \frac{m * v^2}{r} \quad (5.12)$$

Onde:

F_c - Força centrífuga [N]

m - Massa [kg]

v - Velocidade [m/s]

r - Raio de rotação [m]

Sabendo também que:

$$v = \omega_m * r \quad (5.13)$$

Onde:

ω_m - Velocidade angular do mecanismo centrífugo [rad/s]

Podemos deduzir que:

$$F_c = m * \omega_m^2 * r \quad (5.14)$$

Fazendo o equilíbrio de momentos para no eixo de rotação dos pesos para o cálculo da força que efetivamente é exercida no prato:

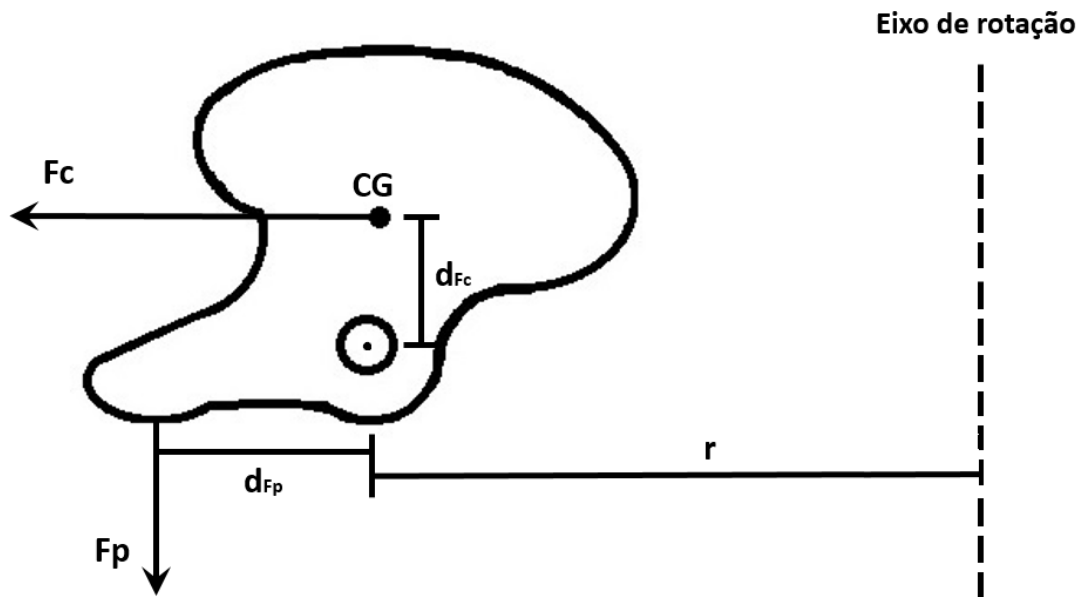


Figura 5.3 - Esquema explicativo de equilíbrio de momentos efetuado.

Sai o seguinte cálculo:

$$F_c * d_{Fc} = F_p * d_{Fp} \quad (5.15)$$

Onde:

d_{Fc} - Braço da força F_c [m]

F_p - Força resultante no prato por cada peso [N]

d_{Fp} - Braço da Força F_p [m]

Resolvendo em ordem a F_p que é a força que nos realmente interessa conhecer:

$$F_p = \frac{F_c * d_{Fc}}{d_{Fp}} \quad (5.16)$$

Há que ter em atenção que o representado na figura 5.3 se verifica quando estas peças ainda não sofreram movimento de rotação, assim que os pesos empurram o prato, giram sobre si em torno do orifício que possuem e os braços das forças terão magnitudes que variarão conforme a sua posição. No entanto é sabido que:

A razão d_{Fc}/d_{Fp} para a posição inicial do peso é:

$$\frac{d_{Fc}}{d_{Fp}} = \frac{8.38}{10.14} = 0.826 \quad (5.17)$$

E que para a posição final:

$$\frac{d_{Fc}}{d_{Fp}} = \frac{8.74}{10.65} = 0.820 \quad (5.18)$$

Temos então uma variação de 0.73% na razão entre braços de forças o que permite considerar que a razão d_{Fc}/d_{Fp} é constante em todo o movimento dos pesos e atribuir-lhe o valor de 0.82, ficando então que:

$$F_p = F_c * 0.82 \quad (5.19)$$

E substituindo F_c pela sua respetiva fórmula (eq. 5.14):

$$F_p = m * \omega_m^2 * r * 0.82 \quad (5.20)$$

Sabendo também que a massa de cada peso e o raio de rotação destes se mantêm constante para qualquer regime e sabendo que:

$$m = 4.15 \text{ g} = 0.04135 \text{ kg}$$

$$r = 41.35 \text{ mm} = 0.04135 \text{ m}$$

Sai que:

$$F_p = 4.13 * 10^{-3} * \omega_m^2 * 4.135 * 10^{-2} * 0.82 = 1.40 * 10^{-4} * \omega^2 \quad (5.21)$$

Considerando que no total são 48 pesos:

$$F_{p \text{ total}} = 1.40 * 10^{-4} * \omega_m^2 * 48 = 6.722 * 10^{-3} * \omega_m^2 \quad (5.22)$$

Onde:

$F_{p \text{ total}}$ - Força proveniente da totalidade dos pesos [N]

Posto isto é agora possível elaborar um gráfico onde se consegue relacionar a força (que é consequência da força centrífuga e que realmente é a exercida pelos pesos sobre o pato ($F_{p \text{ total}}$)) com velocidade de rotação do motor.

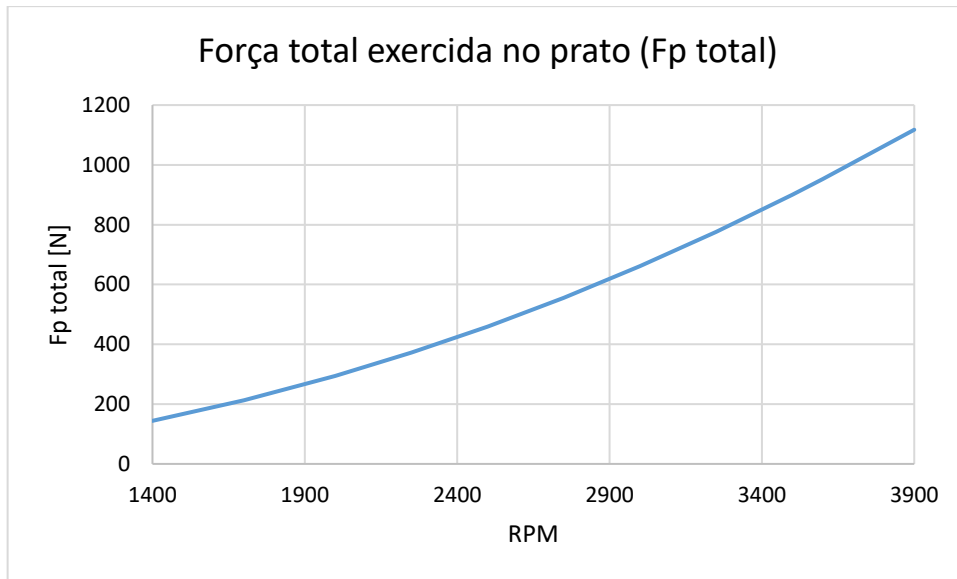


Figura 5.4 - Força a que o prato estará sujeito em função da rotação.

5.1.4 Conclusões

Tendo então já feito um estudo de todos os parâmetros, em separado, chega a hora de fazer uma avaliação global e tirar algumas conclusões:

Conhecendo o comportamento da força exercida no prato em função da rotação, sabendo que para uma gama de rotação inicial esta força apenas é utilizada para deformar as molas e que estas apenas permitem deformação entre 3.5mm e 5mm, temos que para este intervalo rotação em causa:

$$F_{comp\ conj} = F_{p\ total} \quad (5.23)$$

E então a deformação da mola em função da rotação virá da manipulação da equação 5.12 e fica:

$$y_{mola} = \frac{F_{p\ total}}{40.96} \quad (5.24)$$

Substituindo pela fórmula 4.23:

$$y_{mola} = \frac{6.722 * 10^{-3} * \omega_m^2}{40.96} = 1.64 * 10^{-4} * \omega_m^2, \quad com\ y \in [3.5, 5] \quad (5.25)$$

Esta expressa a deformação da mola em função da rotação do motor e permite apresentar o seguinte gráfico:

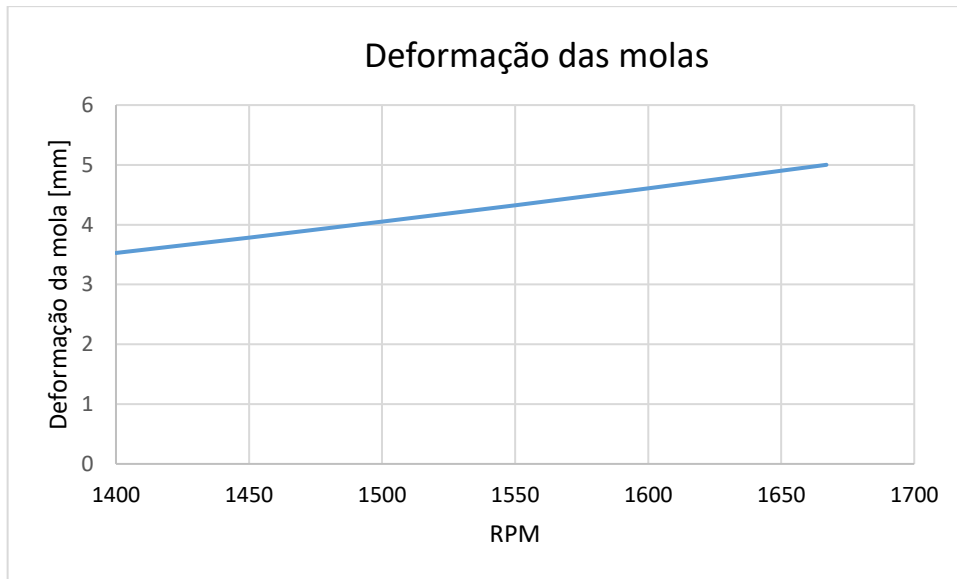


Figura 5.5 - Deformação das molas em função da velocidade do motor.

Do gráfico consegue-se observar que a deformação do grupo de molas inicia-se praticamente ao ralenti (1400 RPM) e que o contacto ocorre entre as 1650 e 1700 RPM. Estudando mais em detalhe o comportamento do conjunto de molas sai que:

p/ $y_{\text{mola}} = 3.5\text{mm}$ (deformação inicial) fica:

$$3.5 = 1.64 \cdot 10^{-4} \cdot \omega_m^2 \Leftrightarrow \omega = 146.09 \text{ rad/s} \simeq 1395 \text{ RPM} \quad (5.26)$$

p/ $y_{\text{mola}} = 5\text{mm}$ (deformação máxima) temos:

$$5.0 = 1.64 \cdot 10^{-4} \cdot \omega_m^2 \Leftrightarrow \omega = 174.60 \text{ rad/s} \simeq 1667 \text{ RPM} \quad (5.27)$$

Conclui-se que força fornecida pelo mecanismo centrífugo ao prato apenas pelo ralenti (1400 RPM) já por si produzirá uma deformação na mola, embora que mínima, pois a esta rotação já existe aproximadamente 144 N a ser aplicada neste. A mola só consegue atingir máxima deformação (5mm) para aproximadamente as 1667 RPM, quando se verificam cerca de 205 N sobre as molas. Para esta deformação o prato estará já encostado aos restantes discos embora que ainda exercendo uma pressão praticamente nula, a partir daqui e com o incremento de rotação, dar-se-á o início à transmissão de movimento e ao fenómeno de escorregamento entre os discos de entrada e os discos de saída.

Com esta avaliação do comportamento das molas em relação à velocidade de rotação do motor, pode-se calcular qual será a força que é efetivamente aplicada aos discos e consequentemente e a porção de binário produzido por este que será transmitido pela embraiagem.

A força resultante aplicada aos discos (F_d) será dessa maneira, toda a força produzida pelos 48 pesos sobre o prato, subtraindo apenas a parcela que é gasta na deflexão das molas, ficando:

$$F_d = F_{p\ total} - F_{comp\ conj} \quad (5.28)$$

Considerando que para existir pressão nos discos resultante da força F_d , a mola terá que estar comprimida no seu máximo (5mm):

$$F_d = F_{p\ total} - 204.80 \quad (5.29)$$

Substituindo $F_{p\ total}$:

$$F_d = 6.722 * 10^{-3} * \omega_m^2 - 204.80 \quad (5.30)$$

De onde sai a seguinte representação gráfica:

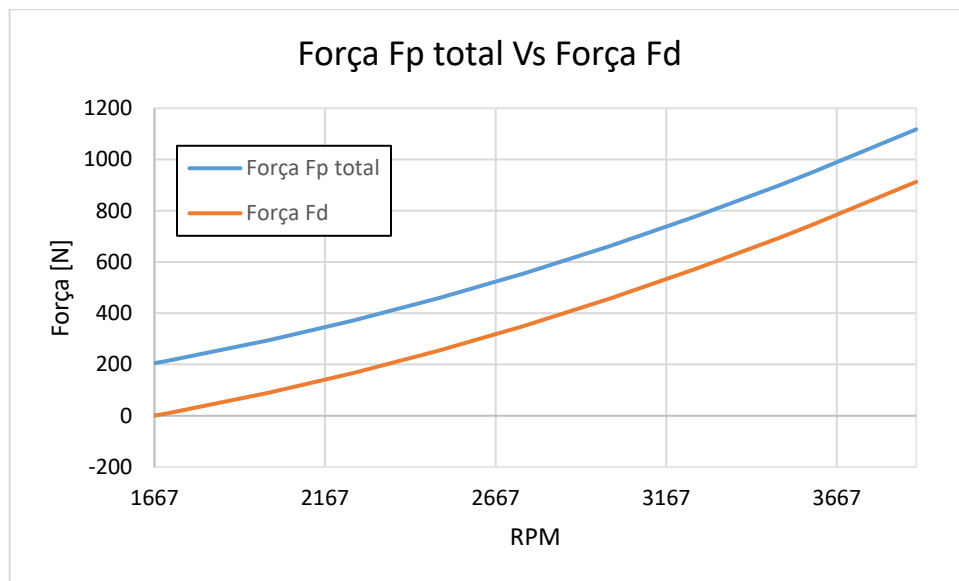


Figura 5.6 - Gráfico que relaciona a força produzida pelo conjunto centrífugo e a força a atuar sobre o conjunto de discos.

A figura acima evidencia aquilo que foi desenvolvido analiticamente, a diferença de 204.80N entre a força total produzida pelos pesos ($F_{p\ total}$) a força aplicada ao discos (F_d) é evidente pois é a porção de força gasta na deflexão do conjunto de molas ($F_{comp\ conj}$). Quando a força produzida pelos pesos é menor do que a força necessária á deflexão total do conjunto de molas. Uma conclusão que se pode tirar daqui é que, no instante em que a função F_d passa por 0 é o instante para o qual a força produzida pelos pesos, iguala a força necessária á deflexão do conjunto de

molhas ($F_d=0$ quando $F_{p\ total}=F_{comp\ conj}$), portanto representará o instante em que o prato encostará ao conjunto de discos de embraiagem e representa o instante em que se dá início ao fenómeno de escorregamento. Já foi visto pela análise das molhas que este fenómeno aconteceria por voltas das 1667 RPM.

Chegado a este ponto de situação, e conhecendo a força que exerce pressão sobre conjunto de discos, pode-se calcular a capacidade de transmissão da embraiagem em função da força que lhe é aplicada pelos pesos, e consequentemente, em função da rotação do motor. através da eq. 5.5:

$$T_{trans} = 3.45 * 10^{-2} * F_d \quad (5.5)$$

Usando a conclusão para a força que realmente é efetuada sobre os discos:

$$T_{trans} = 3.45 * 10^{-2} * (6.722 * 10^{-3} * \omega_m^2 - 204.80) \quad (5.31)$$

De onde saí a figura seguinte onde se relaciona a capacidade de transmissão da embraiagem com o binário produzido pelo motor.

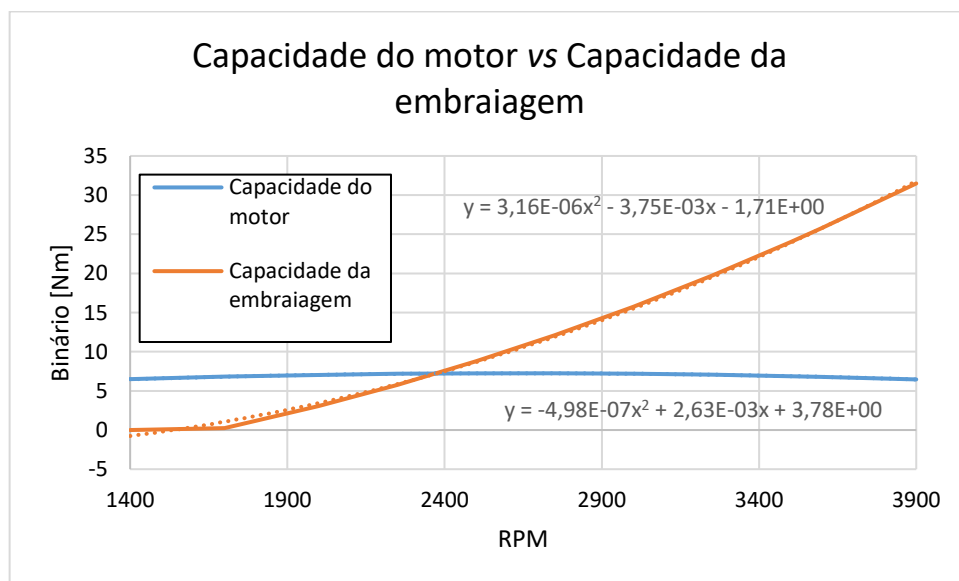


Figura 5.7 - Gráfico que relaciona o binário produzido pelo motor e a capacidade de transmissão da embraiagem

Da análise do gráfico podemos observar e concluir que para uma primeira fase o binário transmitido está limitado pela capacidade da embraiagem e, desde que o prato encosta até que as capacidades se cruzam, existe o fenómeno de escorregamento entre discos. Numa segunda instância, com o aumento da força centrífuga e consequentemente pressão nos discos a capacidade de transmissão da embraiagem aumenta e quem limitará aquilo que é transmitido

será o próprio motor. É importante definir qual será a velocidade do motor para qual o fenómeno de escorregamento é extinto. O gráfico sugere valores perto das 2400 RPM, contudo vamos efetuar alguns cálculos que o comprovem:

Função Binário-RPM Honda GX120:

$$y = -4.98 * 10^{-7} * x^2 + 2.63 * 10^{-3} * x + 3.78 \quad (5.1)$$

Função capacidade da embraiagem motor Honda GX120:

$$y = 2.53 * 10^{-6} * x^2 + 1.56 * 10^{-17} * x - 7.07 \quad (5.37)$$

Cruzando ambas as capacidades:

$$-4.98 * 10^{-7} * x^2 + 2.63 * 10^{-3} * x + 3.78 = 2.53 * 10^{-6} * x^2 + 1.56 * 10^{-17} * x - 7.07$$

De onde resulta que:

$$x = 2376.40 \simeq 2380 \text{ RPM} \quad (5.38)$$

Portanto podemos concluir que o fenómeno de escorregamento se extingue aproximadamente às 2376 RPM. Ampliando a figura anterior conseguimos constatar que as previsões se confirmam e que o cálculo está correto.

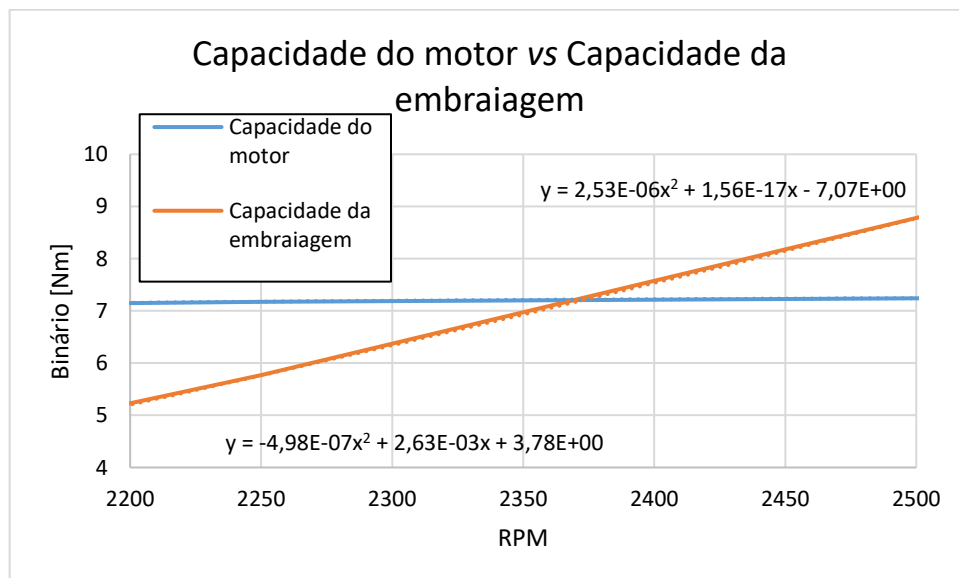


Figura 5.8 - Binário produzido pelo motor vs. Capacidade da embraiagem focando o ponto de intersecção entre ambos.

Posto isto e tendo já avaliado o escorregamento existente na embraiagem podem-se chegar a várias conclusões sobre a influência desta na performance do motor Honda GX120. É conhecido que desde a velocidade de ralenti (1400 RPM) e até cerca das 1667 RPM a força centrífuga inerente ao funcionamento do motor é apenas utilizada no deslocamento do prato em direção ao conjunto de discos e consequente flexão das 4 molas. A partir daqui existe efetivamente uma transmissão de binário ao veio de saída da embraiagem, embora que apenas seja uma fatia daquele que é produzido pelo motor, devido ao défice de pressão nos discos. Isto acontece entre as 1667 e 2376 RPM e é neste período também que se verifica escorregamento. A partir deste a embraiagem tem capacidade para transmitir todo o binário produzido pelo motor.

Possuindo toda esta informação sobre a performance do motor e desempenho da embraiagem será possível elaborar uma a curva Binário-Rotação para o veio de saída da embraiagem, tendo em conta a sua influência e regime de operação do motor.

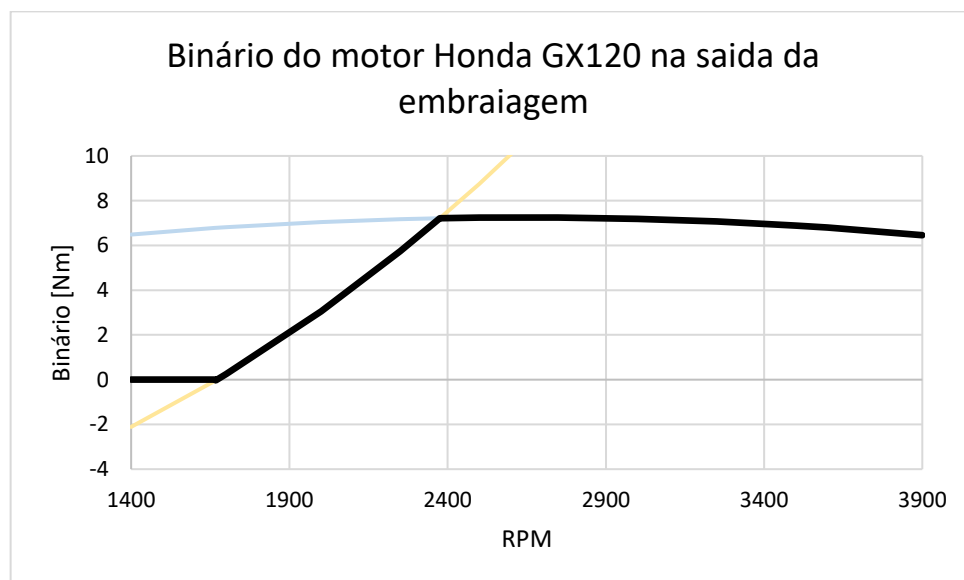


Figura 5.9 - Estimativa de binário observado ao veio de saída da embraiagem do motor em estudo.

5.2 Cálculos referentes à embraiagem do motor Honda GX160

No caso deste motor o processo foi semelhante ao anterior. O primeiro objetivo seria esboçar uma curva binário-RPM. Com os dados fornecidos pelo fabricante, relativos á cambota e mais uma vez apenas entre as 2000 e as 3600 RPM utilizou-se a mesma ferramenta, estimou-se o seguinte:

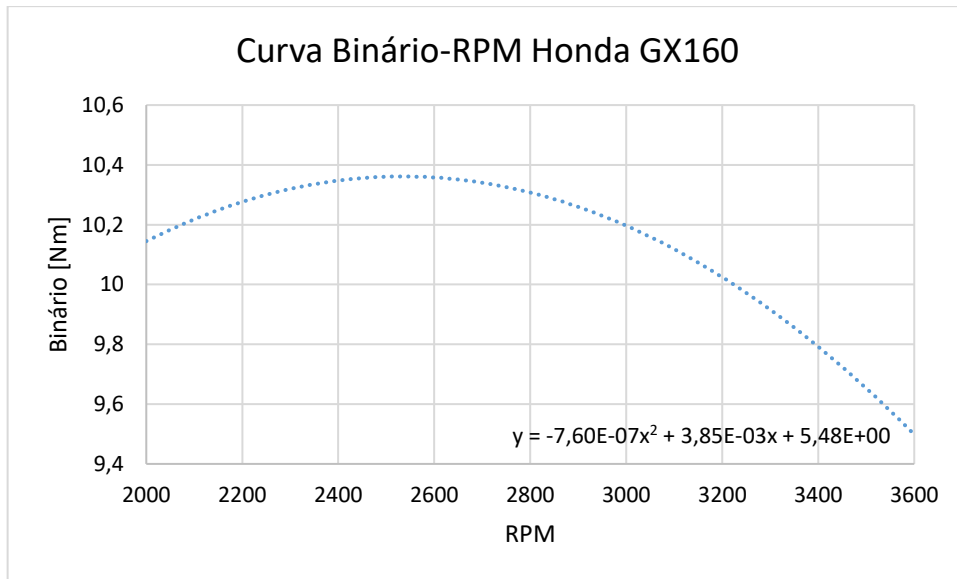


Figura 5.10 - Curva binário-Rpm, à cambota, deduzida a partir dos dados fornecidos pela marca Honda.

Do gráfico pode dizer-se que a função Binário- Rotação é dada por:

$$y = -7.60 * 10^{-7}x^2 + 3.85 * 10^{-3}x + 5.48 \quad (5.39)$$

Sabendo que ambos os motores (Honda GX120 e Honda GX160) partilham a mesma embraiagem, portanto, as mesmas características de funcionamento, a única coisa que se altera para este caso será o binário produzido pelo motor. É então é de esperar que o prato encoste aos discos na mesma velocidade de rotação (1667 RPM) pois este parâmetro apenas depende das molas. A capacidade da embraiagem será a mesma, pois as características da embraiagem mantêm-se também. Espera-se que o escorregamento seja mais duradouro neste caso, uma vez que os valores de binário produzido pelo motor são mais elevados.

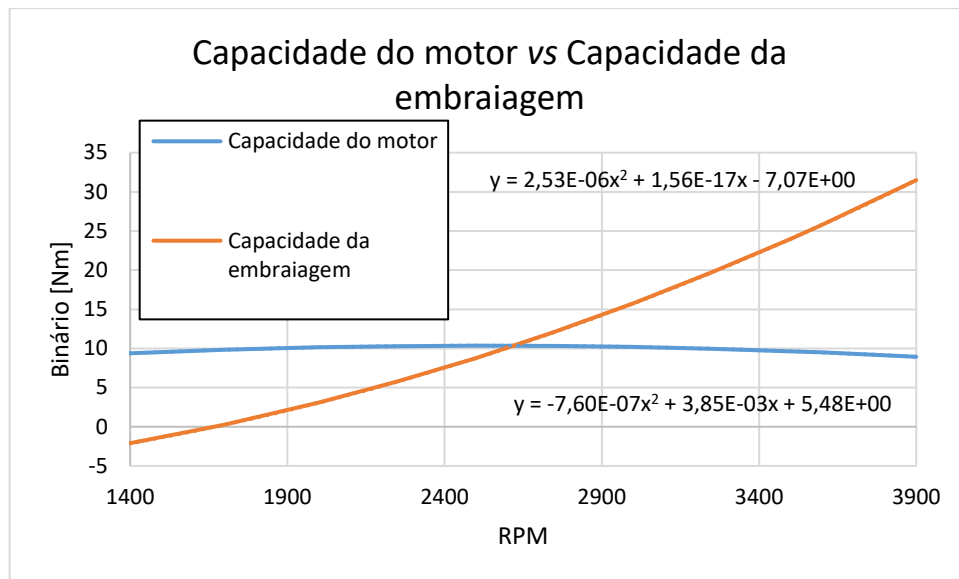


Figura 5.11 - Capacidade de motor Honda GX160 Vs. Capacidade de embraiagem que equipa o mesmo.

Como é possível observar graficamente, o que era esperado confirma-se. O ponto onde a capacidade da embraiagem intercepta a capacidade do motor, está um pouco mais à frente na escala de velocidade do motor, portanto, vamos proceder ao cálculo das coordenadas desse mesmo ponto.

Função Binário-RPM Honda GX160:

$$y = -7.60 \cdot 10^{-7}x^2 + 3.85 \cdot 10^{-3}x + 5.48 \quad (5.39)$$

Função capacidade da embraiagem motor Honda GX160:

$$y = 2.53 \cdot 10^{-6}x^2 + 1.56 \cdot 10^{-17}x - 7.07 \quad (5.40)$$

Repetindo o processo:

$$-7.60 \cdot 10^{-7}x^2 + 3.85 \cdot 10^{-3}x + 5.48 = 2.53 \cdot 10^{-6}x^2 + 1.56 \cdot 10^{-17}x - 7.07$$

Sai que:

$$x = 2623.96 \simeq 2625 \text{ RPM} \quad (5.41)$$

Mais uma vez se verifica, o período de escorregamento é maior neste caso, e só é extinguido por volta das 2625 RPM. Ampliando a figura 5.11 conseguimos constatar que este cálculo está, mais uma vez, correto.

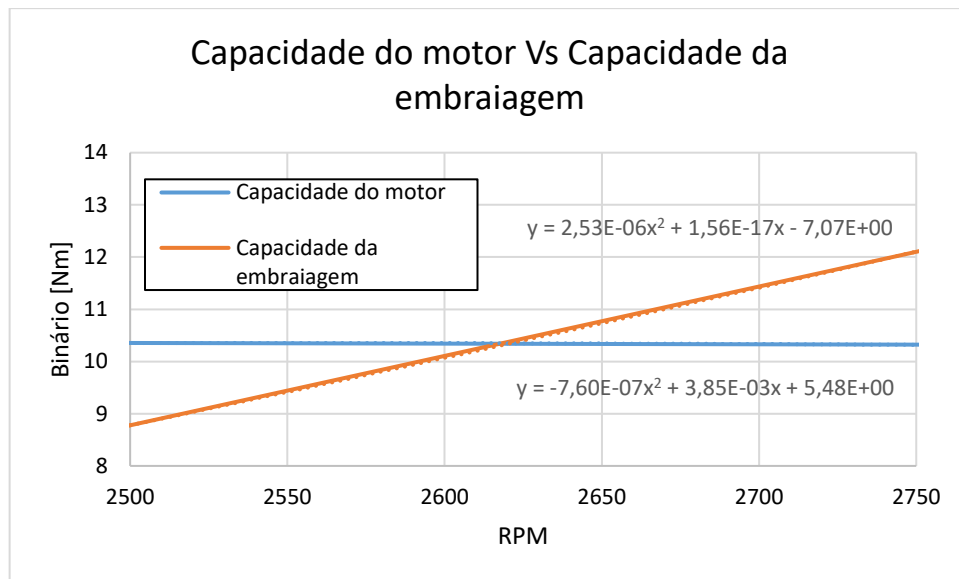


Figura 5.12 - Ampliação da figura 5.11.

Mais uma vez, e conhecendo agora os pontos principais, podemos fazer uma figura que representa o binário que é transmitido pela embraiagem e observado no seu veio de saída.

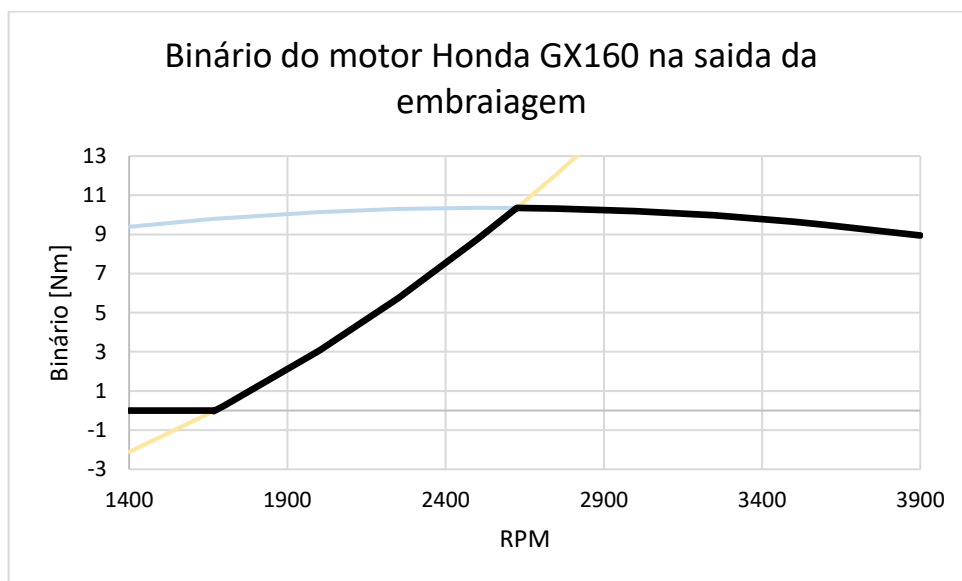


Figura 5.13 - Imagem representativa do binário observado ao veio de saída do motor Honda GX160

Tendo agora toda a informação relativa ao desempenho das embraiagens, falta apenas estimar aquilo que se observará no veio de saída da caixa de redutora, tendo em conta a sua razão de redução.

5.3 Transmissão ao veio de saída da caixa redutora

Tendo já calculado o binário que a embraiagem apresenta no seu veio de saída em função das suas características resta apenas debater a forma como este é afetado pela caixa redutora.

Através de uma rápida análise do manual do fabricante, podemos obter a seguinte ilustração

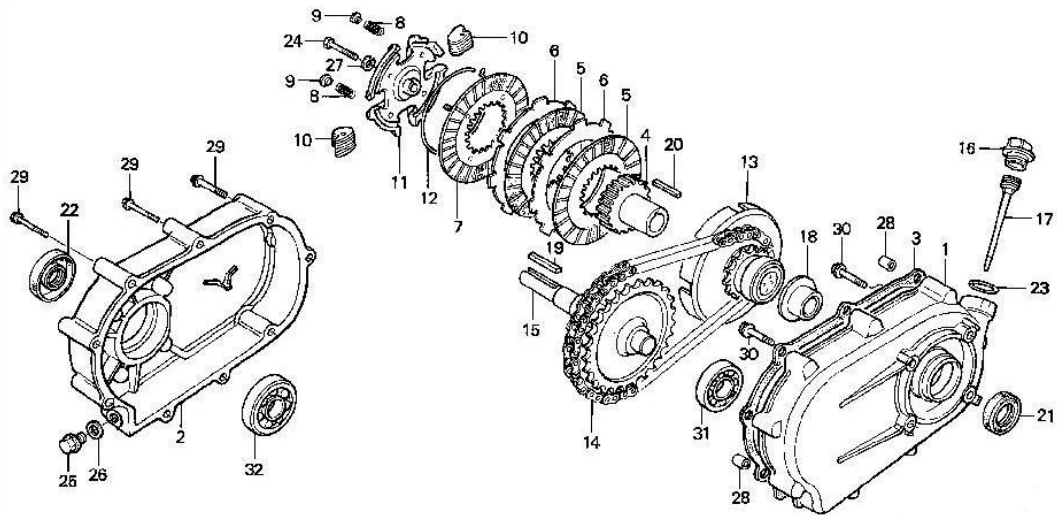


Figura 5.14 - Vista explodida do sistema de embraiagem dos motores Honda GX120/160 [13].

É de fácil observação que entre o veio de saída da embraiagem e o veio de saída da caixa redutora, existe uma desmultiplicação do movimento, portanto será necessário avaliar esse mesmo parâmetro.



Figura 5.15 - Imagem do veio de saída da caixa redutora.

Aqui é possível observar que o veio de saída da caixa redutora, representada na figura 5.14 com o número 15, este possui uma roda com 28 dentes enquanto que o veio de saída da embraiagem possui apenas 14 dentes [tabela 4-10]. Estes dados servem para calcular a razão de transmissão através da seguinte expressão:

$$i = \frac{Z_{sc}}{Z_{ec}} = \frac{28}{14} = 2 \quad (5.42)$$

Onde:

i - Relação de transmissão

Z_{ec} - Número de dentes da engrenagem de entrada da caixa redutora

Z_{sc} - Número de dentes da engrenagem de saída da caixa redutora

Confirma-se então o que vem descrito no manual de serviço dos motores, o movimento sofre uma desmultiplicação com uma relação de 2. Conhecendo a razão de transmissão, resta então avaliar o seu efeito no veio de transmissão do motor, ou seja, no veio de saída da caixa redutora. Tal análise pode-se fazer-se partindo da seguinte relação:

$$\omega_{ec} * Z_{ec} = \omega_{sc} * Z_{sc} \quad (5.43)$$

Onde:

ω_{ec} - Velocidade angular da engrenagem de entrada na caixa redutora

ω_{sc} - Velocidade angular da engrenagem de saída da caixa redutora

Resolvendo em ordem ao que nos interessa conhecer e aplicando os dados que já são conhecidos:

$$\omega_{sc} = \frac{\omega_{ec} * Z_{ec}}{Z_{sc}} = \omega_{ec} * \frac{1}{i} = \frac{1}{2} * \omega_{ec} \quad (5.44)$$

Para avaliar o binário no veio de transmissão, recorreu-se ao seguinte:

$$Z_{sc} * T_{ec} = Z_{ec} * T_{sc} \quad (5.45)$$

Onde:

T_{ec} - Binário observado no veio de saída da embraiagem

T_{sc} - Binário observado no veio de saída da caixa redutora

O que nos importa saber será o binário observado no veio de saída da caixa redutora e, portanto, manipulando a equação:

$$T_{sc} = \frac{T_{ec} * Z_{sc}}{Z_{ec}} = T_{ec} * i = T_{ec} * 2 \quad (5.46)$$

Em jeito de conclusão será acertado dizer que uma relação de transmissão que assuma valor superior a 1, como é o caso, fará com que o binário aplicado no veio de saída aumente e o movimento angular de saída diminua; o inverso acontece para razões de transmissão cujo o valor seja inferior a 1.

Tendo em conta que a transmissão entre veio de saída da embraiagem e o de saída da caixa redutora se faz através de uma corrente simples e que estas implicam perdas na ordem dos 2% [14], podemos calcular que:

$$T_{sc} = 0.98 * 2 * T_{ec} = 1.96 * T_{ec} \quad (5.47)$$

Temos assim também uma estimativa de como a caixa de redução irá afetar aquilo que realmente será entregue ao utilizador, no caso específico destes motores.

6 Escolha do Dinamómetro

Quando um engenheiro projeta um dinamómetro deste tipo, talvez a questão mais difícil que ele enfrenta será: Qual o método de medição mais adequado?

Esta será a questão mais pertinente, contudo a resposta tornar-se-á mais óbvia se este tiver em conta respostas a outras questões mais simples, como:

Será que o aparelho estará parado durante longos períodos e consequentemente vulnerável a corrosão?

É possível que este esteja por vezes sujeito a sobrecargas?

Existirá uma grande gama de motores a serem testados?

Como vai ser dado o arranque aos motores?

Será necessário ter em consideração um sistema de refrigeração?

Postas todas estas questões e para obter resposta a todas elas, será necessário conhecer quais são as condições impostas a este projeto, qual o seu propósito e qual o segmento de unidades que irão estar em teste, de maneira a que o propósito do trabalho seja correspondido.

6.1 Exigências ao dinamómetro

Depois de algum conhecimento sobre os vários métodos possíveis, e, para uma correta escolha, será necessário também recolher alguma informação sobre as unidades que irão estar sob teste. Toda a informação relevante sobre os motores disponíveis para o projeto do UBicar está exposta na seguinte tabela, contudo, horizontes serão alargados e tentar-se-á construir um dinamómetro que seja compatível com o maior número de motores possíveis, não desprezando assim a incógnita que pertence ao futuro do UBicar.

Tabela 6-1 Requisitos mínimos ao projeto do dinamómetro em questão.

Característica	Gama de valores
Binário	Aprox. 1,6 - 10,3 Nm
Potência	Aprox. 1,0 - 3,6 kW
Velocidade	1400 - 8000 RPM
Tempo de testes recomendado	15 s [15]
Tipo de Teste	<i>Sweep test</i> ou <i>Steady state test</i>
Local de medição	Veio de transmissão
Complexidade	Media - Baixa
Custo	Médio -Baixo

Tendo em conta todas as possibilidades apresentadas no capítulo 2 e excluindo automaticamente algumas que não se enquadram, de todo, no presente trabalho, restam apenas algumas opções. Estão presentes na tabela de decisão que aparece de seguida, bem como todos os critérios de seleção que se acharam necessários à eleição do método mais proveitoso. A classificação de cada critério pode ir de 0 a 5 onde 0 corresponde ao grau de muito mau e 5 o grau de excelente no respetivo parâmetro. Cada parâmetro também é classificado de forma individual onde este assume a influência que se achou justa na classificação final.

Tabela 6-2 - Matriz de decisão acerca do método de medição mais adequado para este estudo.

	Tipo de teste suportado [15%]	Complexidade [30%]	Custos [30%]	Precisão [25%]	Total [100%]
Travão hidráulico (Bomba centrífuga)	3 (Steady state test)	2	3	2	2.45
Travão elétrico (motor DC)	3 (Steady state test)	3	2	2	2.45
Volante de inércia	(4) Transient test	4	4	3	3.75

Resulta que, para as exigências em causa, o método que mais se adequa é que utiliza o volante de inércia. Será então necessário estudar pormenorizadamente o funcionamento deste aparelho, adaptá-lo e dimensioná-lo de acordo com as exigências estabelecidas.

6.2 Abordagem ao banco de inércia

Como anteriormente visto, este é um dos dinamómetros mais simples e eficazes que existem atualmente. O seu princípio de funcionamento baseia-se num disco de inércia acoplado a um veio coaxial, apoiado em duas chumaceiras. Estes dois elementos, disco e veio estão rigidamente acoplados e giram com a mesma velocidade angular. A peça com maior importância será então o disco de inércia, pois é nesta que recai a tarefa de fornecer carga ao motor, para que, conhecendo as suas características e através de dados recolhidos durante o teste, seja possível calcular o esforço despendido pelo motor para o girar; como tal este apenas tem uma função passiva no sistema.

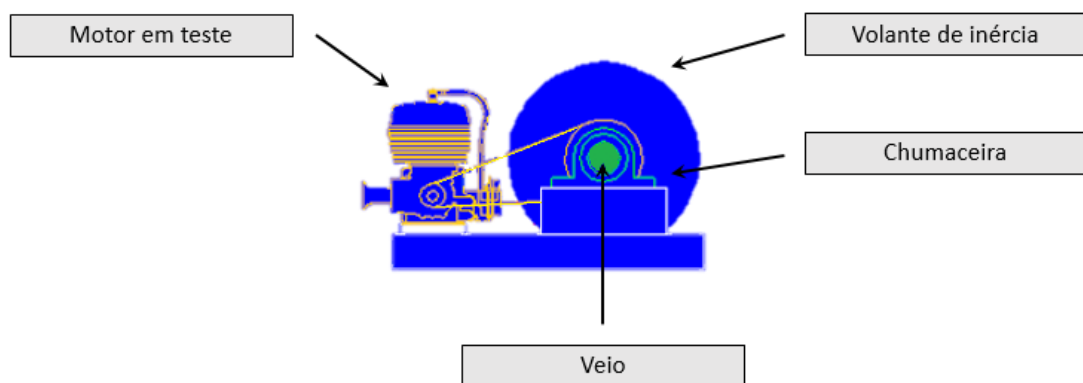


Figura 6.1 - Esquema representativo dos principais constituintes de um dinamómetro deste tipo (adaptado de [16])

É obrigatório a presença de um sistema de transmissão de movimento entre motor e disco que, normalmente, é feito através de uma corrente ou correia sendo que, em certos casos podem também ser adotadas engrenagens. Como visto anteriormente o sistema de transmissão pode multiplicar ou desmultiplicar o binário e o movimento rotacional em função das suas características. Embora não representado na figura acima terá que existir também um sistema de aquisição de dados capaz de recolher, tratar e apresentar dados que permitiram ao utilizador avaliar a performance do motor testado.

Conhecidas as exigências das unidades a testar, vamos partir para o dimensionamento dos componentes em questão.

6.3 Componentes do dinamómetro de inércia

6.3.1 Dimensionamento do volante/disco de inercia

O cálculo de movimento angular não passa da substituição das quantidades lineares pelas respectivas quantidades angulares na segunda lei de Newton, e, portanto, é válida a seguinte analogia:

$$F = m * a \Leftrightarrow \tau = I * \alpha \quad (6.1)$$

Onde:

τ - Binário aplicado ao volante de inércia [Nm]

I - Momento de inércia de rotação em relação a um eixo fixo [kg m²]

α - Aceleração angular em torno de um eixo fixo [rad/s²]

Para uma primeira aproximação ao dimensionamento do disco usam-se apenas quantidades médias para descobrir qual a inércia ideal para testar cada motor. Logo da equação 6.1 sai que a inércia ideal, para cada motor, será obtida através de:

$$I_{ideal} = \frac{\tau_{med}}{\alpha_{med}} \quad (6.2)$$

Em que:

I_{ideal} - Inércia ideal

τ_{med} - Binário médio

α_{med} - Aceleração angular média

A aceleração angular média será calculada pela seguinte expressão:

$$\alpha_{med} = \frac{\omega_f - \omega_i}{\Delta t} \quad (6.3)$$

Onde:

ω_f - Velocidade angular final do motor

ω_i - Velocidade angular inicial do motor

Δt - Intervalo de tempo aconselhado para o teste

As equações 6.2 e 6.3 podem ser ligadas resultando numa nova expressão que nos oferece uma estimativa da inércia ideal, para cada motor, considerando que não existe multiplicação ou desmultiplicação do movimento e o tempo ideal de testes de aproximadamente 15 segundos. Então têm-se que:

$$I_{ideal} = \frac{\tau_{med}}{\frac{(\omega_f - \omega_i)}{\Delta t}} \quad (6.4)$$

É necessário ter em especial atenção que o binário médio aqui em causa será o binário no veio de transmissão do motor, pois foi antes estabelecido que este seria o local para efetuar as medições. Logo, no cálculo desta inércia ideal, será preciso considerar os efeitos da embraiagem e da caixa redutora, no binário médio, isto quando o motor as possui. Para os casos em que o motor apenas possui embraiagem o veio de transmissão será o veio que sai da embraiagem, nos casos em que o motor possui caixa redutora de movimento o veio de transmissão será o veio de saída desta caixa.

Recolhendo os dados necessários e indispensáveis ao cálculo da inércia ideal para os motores aqui particularmente estudados resulta a seguinte tabela de características:

Tabela 6-3 - Tabela de características dos motores em estudo.

Motor Caract.	Honda GX35	Honda GX120	Honda GX160
ω_i	4000 RPM = 418.9 rad/s	1400/2 RPM = 73.3 rad/s	
ω_f	8000 RPM = 837.8 rad/s	3900/2 RPM = 204.2 rad/s	
τ_{med} cambota	1.44 Nm	6.99 Nm	9.94 Nm
τ_{med} saída embraiagem	N.C.	5.25 Nm	6.86 Nm
τ_{med} saída caixa redutora	N.C.	1.96 * 5.95 = 10.29 Nm	1.96 * 6.86 = 13.45 Nm

Logo, aplicando os dados recolhidos nos locais apropriados a equação calcula que os discos ideais tenham as seguintes inércias:

- Honda GX35:

$$I_{ideal} = \frac{\tau_{med}}{\frac{\omega_f - \omega_i}{\Delta t}} = \frac{1.44}{\frac{837.8 - 418.9}{15}} \approx 0.0516 [kg \ m^2] \quad (6.5)$$

- Honda GX120:

$$I_{ideal} = \frac{\tau_{med}}{\frac{\omega_f - \omega_i}{\Delta t}} = \frac{10.29}{\frac{204.2 - 73.3}{15}} \approx 1.18 [kg \ m^2] \quad (6.6)$$

- Honda GX160:

$$I_{ideal} = \frac{\tau_{med}}{\frac{\omega_f - \omega_i}{\Delta t}} = \frac{13.45}{\frac{204.2 - 73.3}{15}} \approx 1.54 [kg \ m^2] \quad (6.7)$$

Considerando que o volante será de secção circular, a inércia deste pode também ser calculada de uma forma alternativa tendo em conta o raio externo e a massa, como é explicitado na seguinte fórmula:

$$I_d = \frac{1}{2} * m_d * r_d^2 \quad (6.8)$$

Onde:

I - Momento de inércia [kg m²]

m_d- Massa do disco [kg]

r_d - Raio exterior do disco [m]

Sabendo também a parcela relativa à massa pode ser substituída por:

$$m_d = V * \rho = \pi * r_d^2 * e * \rho \quad (6.9)$$

Onde:

V - Volume do disco de inércia [m³]

ρ - massa específica do material constituinte do disco [kg/m³]

e- Espessura do disco de inércia [m]

Deduz-se que:

$$I_d = \frac{1}{2} * \pi * r_d^2 * e * \rho * r_d^2 = \frac{1}{2} * \pi * e * \rho * r_d^4 \quad (6.10)$$

Como a inércia já é conhecida, o que interessa conhecer serão as dimensões do próprio disco e, portanto, manipula-se a equação a favor do projeto e têm-se que:

$$r_d = \sqrt[4]{\frac{I_d}{\frac{\pi}{2} * e * \rho}} \quad (6.11)$$

Esta expressão relaciona o raio exterior do volante, espessura deste, as propriedades do material constituinte e a própria inércia. Admitindo uma espessura razoável ($e = 50 \text{ mm} = 0.05 \text{ m}$), um aço estrutural aconselhado a este fim, por exemplo o aço estrutural Ck45 segundo as normas DIN ($\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$) e as respectivas inércias ideais, podem ser calculados os seguintes parâmetros para os volantes considerados ideais:

- Honda GX35:

$$r_d = \sqrt[4]{\frac{I_d}{\frac{\pi}{2} * e * \rho}} = \sqrt[4]{\frac{0.0516}{\frac{\pi}{2} * 0.05 * 7850}} = 0.0956 \text{ m} = 95.6 \text{ mm} \quad (6.12)$$

$$m_d = \pi * r_d^2 * e * \rho = \pi * 0.0956^2 * 0.05 * 7850 = 11.27 \text{ kg} \quad (6.13)$$

- Honda GX120:

$$r_d = \sqrt[4]{\frac{I_d}{\frac{\pi}{2} * e * \rho}} = \sqrt[4]{\frac{1.18}{\frac{\pi}{2} * 0.05 * 7850}} = 0.209 \text{ m} = 209 \text{ mm} \quad (6.14)$$

$$m_d = \pi * r_d^2 * e * \rho = \pi * 0.209^2 * 0.05 * 7850 = 53.86 \text{ kg} \quad (6.15)$$

- Honda GX160:

$$r_d = \sqrt[4]{\frac{I_d}{\frac{\pi}{2} * e * \rho}} = \sqrt[4]{\frac{1.54}{\frac{\pi}{2} * 0.05 * 7850}} = 0.224 \text{ m} = 224 \text{ cm} \quad (6.16)$$

$$m_d = \pi * r_d^2 * e * \rho = \pi * 0.224^2 * 0.05 * 7850 = 61.87 \text{ kg} \quad (6.17)$$

Resumindo esta informação sobre os volantes ideais numa tabela resulta o seguinte:

Tabela 6-4 - Tabela resumo resultados obtidos através dos cálculos anteriores.

Motor	Honda GX35	Honda GX120	Honda GX160
Caract.			
Momento de inércia	0.0516 kg m ²	1.18 kg m ²	1.54 kg m ²
Espessura	50 mm = 0.05 m		
Material	Aço Ck45 (ρ=7850 kg/m ³)		
Raio	0.0956 m = 956 mm	0.209 m = 209 mm	0.224 m = 224 mm
Massa	12.27 kg	53.86 kg	61.87 kg

Da análise da tabela é possível observar que existe uma grande disparidade entre os valores considerados ideais para cada motor, pondo em causa a possibilidade de existir um disco único capaz de testar com fiabilidade e segurança os três motores.

Põe-se em causa um dos piores cenários, onde estaria o motor Honda GX35 a ser testado no volante que foi estimado para o Honda GX160, onde teríamos:

$$I_d = 1.54 \text{ kg m}^2$$

$$\omega_i = 418.8 \text{ rad/s}$$

$$\omega_f = 837.8 \text{ rad/s}$$

$$\tau_{med} = 1.44 \text{ Nm}$$

aplicando:

$$I_d = \frac{\tau_{med}}{\frac{\omega_f - \omega_i}{\Delta t}} \Leftrightarrow 1.54 = \frac{1.44}{\frac{837.8 - 418.8}{\Delta t}} \Leftrightarrow \Delta t = 448.09 \text{ s} \quad (6.18)$$

Resulta que o motor estaria sob teste durante aproximadamente 448 segundos, o que equivale a 7 minutos e 28 segundos. É claramente um tempo de teste exagerado que pode trazer problemas a nível do funcionamento interno do motor, como refrigeração, desgaste acentuado em algumas peças, etc.

O cenário inverso também pode ser idealizado, o motor GX160 a ser testado no volante dimensionado para o motor GX35. A consequência seria que, dado o défice de carga, o tempo de teste seria de tal maneira curto que o sistema de aquisição de dados poderia nem ter capacidade para acompanhar tal aceleração resultando numa distorção valores medidos.

A solução para este problema poderá passar por dimensionar um disco com dimensões intermédias e ajustar o binário aplicado ao disco e consequentemente o tempo de teste com uma razão de transmissão diferente de 1. Tal efeito é possível de ser alcançado como foi observado no caso da análise da caixa redutora, embora isso traga algumas consequências, nomeadamente na velocidade de rotação, é uma hipótese que até ao momento parece válida.

Assim sendo o primeiro passo passará por idealizar um disco com inércias médias para depois confirmar se a hipótese relativa ao ajuste da relação de transmissão se torna válida. A gama de motores Honda utilizados pelo UBICAR até então está inserida na categoria GX, este segmento de motores da marca japonesa contempla cilindradas desde os 25 cm³ até aos 389 cm³. Contudo, analisando o percurso do UBICAR na Shell Eco-marathon, o maior motor alguma vez utilizado na conceção do protótipo foi o motor cuja referência é GX160. Conhecendo as inércias ótimas para os três motores à disposição do UBICAR acha-se sensato adotar um valor de inércia intermédio. É considerado então um valor de 0.6 kg m² para uma fase inicial, mantendo a mesma espessura considerada anteriormente, (0.05 m) e também o mesmo aço (Ck45).

Recuperando equação 6.11, calcula-se que o raio para um disco desta inércia e espessura seja de:

$$r_d = \sqrt[4]{\frac{I_d}{\frac{\pi}{2} * e * \rho}} = \sqrt[4]{\frac{0.6}{\frac{\pi}{2} * 0.05 * 7850}} = 0.176 \text{ m} = 17.6 \text{ cm} \quad (6.19)$$

Para uma simplificação de cálculos e até de processos construtivos vamos optar por assumir que o nosso disco terá um raio exterior cujo o número será inteiro e, portanto, assume-se 180 mm de raio exterior. Tendo este parâmetro finalmente fixado pode calcular-se que a massa deste será de:

$$m_d = \pi * r_d^2 * e * \rho = \pi * 0.18^2 * 0.05 * 7850 = 39.95 \text{ kg} \quad (6.20)$$

E a inércia terá o valor de:

$$I_d = \frac{1}{2} * m_d * r^2 = \frac{1}{2} * 39.95 * 0.18^2 = 0.6472 \text{ kg m}^2 \quad (6.21)$$

Estão então estabelecidas as características do volante de inércia que incorporará este dinamómetro. É necessário fazer uma abordagem crítica afim de avaliar quais serão as limitações deste disco, porque como qualquer outro órgão de máquina, certamente as terá. A principal limitação das peças deste tipo surge na sua velocidade máxima de rotação. Este fator apenas depende das dimensões e das características do material constituinte do disco. Para o cálculo da tensão máxima em discos rotativos este é dividido em duas componentes, a tensão tangencial e tensão radial, cujas suas fórmulas são as seguintes:

$$\sigma_t = \rho * \omega_d^2 * \left(\frac{3 + \nu}{8} \right) * \left(r_i^2 + r_o^2 + \frac{r_i^2 * r_d^2}{r_t^2} - \frac{1 + 3\nu}{3 + \nu} * r_t^2 \right) \quad (6.22)$$

Onde:

σ_t - Tensão tangencial [Pa]

ρ - Massa específica do material constituinte [kg/m³]

ω_d - Velocidade angular do disco [rad/s]

ν - Coeficiente de Poisson

r_t - Raio para o elemento de tensão em consideração [m]

r_i - Raio interior do disco [m]

r_d - Raio exterior do disco [m]

Para o caso da obtenção da tensão radial utiliza-se:

$$\sigma_r = \rho * \omega_d^2 * \left(\frac{3 + \nu}{8} \right) * \left(r_i^2 + r_d^2 + \frac{r_i^2 * r_d^2}{r_t^2} - r_t^2 \right) \quad (6.23)$$

Onde:

σ_r - Tensão radial

É já sabido que o disco terá um veio que atravessa o seu centróide, logo, partindo do princípio que o veio será composto pelo mesmo material que o disco, pode considerar-se como maciço e então a componente que representa o raio interior (r_i) do anel rotativo assumirá um valor nulo.

Uma vez considerado o disco como sólido é sabido também que a tensão máxima localizar-se-á precisamente no centro do mesmo, logo a componente que estabelece o raio para o elemento de tensão em consideração (r_t) será também nula, no caso do cálculo das tensões máximas. Postas estas condições é conhecido que ambas as tensões terão igual amplitude e o cálculo do seu valor máximo pode fazer-se da seguinte forma [17]:

$$\sigma_{t\ max} = \sigma_{r\ max} = (3 + \nu) * \left(\frac{\rho * \omega_d^2 * r_d^2}{8} \right) < \sigma_{ced} \quad (6.24)$$

Em que:

$\sigma_{t\ max}$ - Tensão tangencial máxima [Pa]

$\sigma_{r\ max}$ - Tensão radial máxima [Pa]

σ_{ced} - Tensão de cedência do material [Pa]

O objetivo é determinar velocidade máxima de rotação do disco e arranjado a equação anterior resulta que:

$$\omega < \sqrt{\frac{8 * \sigma_{ced}}{(3 + \nu) * \rho * r_d^2}} \quad (6.25)$$

Substituindo pelos respetivos valores numéricos:

$$\omega_d < \sqrt{\frac{8 * 450 * 10^6}{(3 + 0.29) * 7850 * 0.18^2}} \simeq 2074.18\ rad/s \simeq 19800\ RPM \quad (6.26)$$

Considerando um fator de segurança de 1.5:

$$\omega_d < \frac{19800}{1.5} = 13200\ RPM \quad (6.27)$$

Estão agora estabelecidas praticamente todas as características relativas ao volante de inércia projetado, como mostra a seguinte tabela.

Tabela 6-5 Tabela de características do disco dimensionado para o banco de ensaio

Característica	Valor
Diâmetro	320 mm = 0.32 m
Espessura	50 mm = 0.05m
Material	Aço estrutural Ck45 (DIN)
Inércia	0.6472 kg m ²
Rotação máxima	Aprox. 13200 RPM

6.3.2 Dimensionamento do veio

O nome veio aplica-se em alguns elementos de órgãos de máquinas transmissoras de potência, potência esta que pode ser entregue por outros elementos como rodas dentadas, tambores, volantes, etc. Desde há muitos anos que os veios são utilizados como elos de ligação e transmissão de potência, na sua forma mais arcaica eram construídos em madeira, são exemplo disso os moinhos mais antigos, hoje em dia estes são normalmente constituídos por metal. Geralmente os veios têm secção circular, giram sobre apoios e podem ser solicitados à torção, flexão e tração/compressão sendo que estas forças devem estar as mais próximas possível dos apoios minimizando assim os esforços internos solicitados.

No caso do presente trabalho, pretende-se que o veio seja constituído pelo mesmo material do disco, o aço denominado CK45. Numa consulta rápida à informação já recolhida sobre este vê-se que o perfil mínimo fabricado para este aço é de 20 mm. Analisando todo o projeto e os órgãos já dimensionados não parece ser um valor descabido. Efetuar-se-ão alguns cálculos tendo em conta os esforços que neste caso particular são solicitados ao veio afim de avaliar o fator de segurança que um veio com estas características oferece ao sistema. Um fator de segurança de valor 1 indica que o veio aguentará as solicitações, contudo não oferece a segurança necessária ao projeto, um valor mínimo de 2 é estabelecido como meta.

Tendo já estabelecido, ainda que de forma provisória 20 mm para o diâmetro do veio, falta determinar o comprimento necessário para este se apoiar e alojar todos os constituintes que a este estarão acoplados. Após a consulta de alguns catálogos referentes a chumaceiras para veios desta dimensão vemos que estes terão em média 70 mm de comprimento, prevendo um comprimento de 50 mm para acoplar a polia ou roda dentada e um espaçamento de 20mm entre disco e chumaceiras o veio terá um comprimento total de 285 mm e apresentará a seguinte disposição:

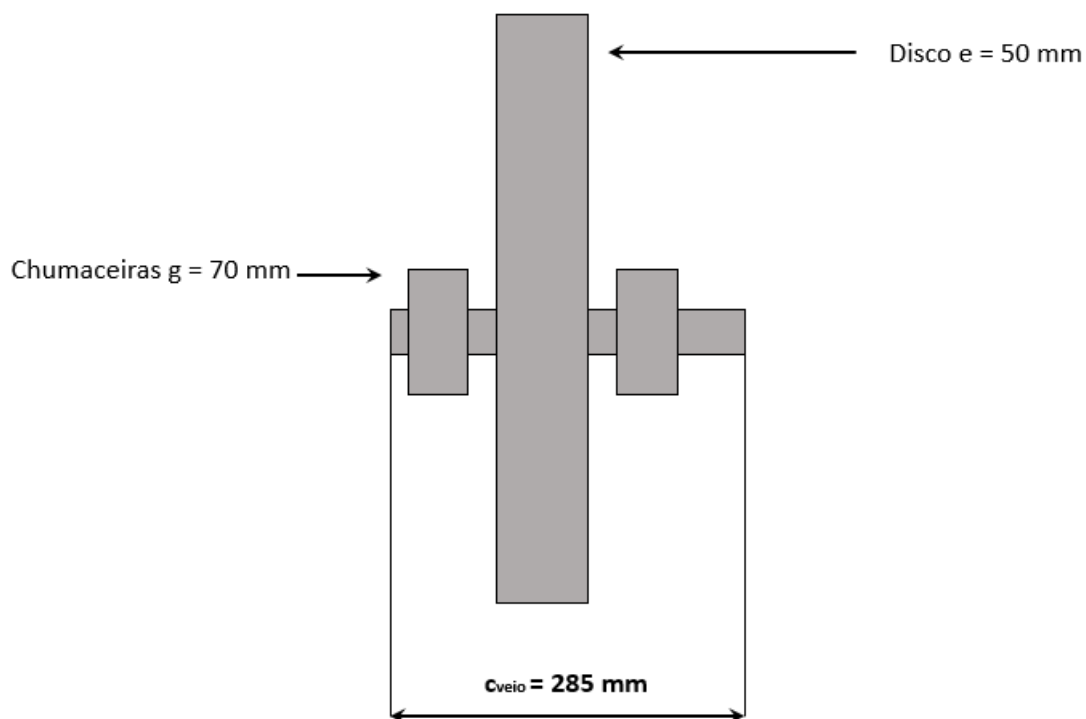


Figura 6.2 - Esquema representativo da disposição de alguns elementos acoplados ao veio.

Tendo já estimado o comprimento do veio e da organização dos restantes componentes neste, podemos então fazer uma análise das forças que nele estão aplicados e dos esforços internos que este irá sofrer. A força do peso do disco é calculada aplicando a segunda lei de Newton que diz que considerando a aceleração da gravidade de 9.81 m/s^2 uma massa de 39.95 kg representará uma força com a amplitude de 392 N . A força aplicada na extremidade do veio devido ao momento a atuar sobre a polia resulta da divisão deste pelo raio da polia que aqui se considera de 30 cm .

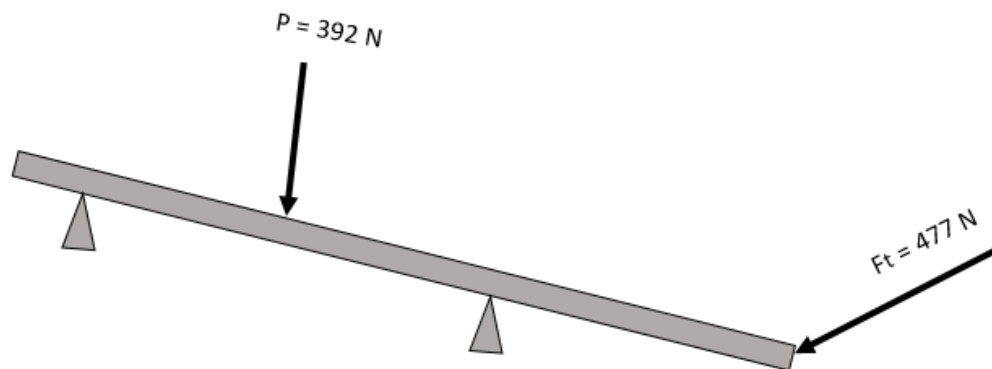


Figura 6.3 - Forças externas a atuar sobre a viga.

Sabe-se que num veio as tensões mais importantes são provocadas pela torções e/ou flexão, contudo não é preciso contemplá-las para cada ponto do veio, será apenas necessário fazer um balanço nos pontos mais críticos. Para isto faz-se uma análise da distribuição interna de esforços no veio segundo cada força que neste atua, separadamente. Temos então um momento fletor ao longo do veio provocada pelo peso representado com na figura com letra P e um momento fletor perpendicular a este último provocado pela força de tração do motor representado com a letra F_t .

Resultante do peso temos a seguinte distribuição de tensões na viga:

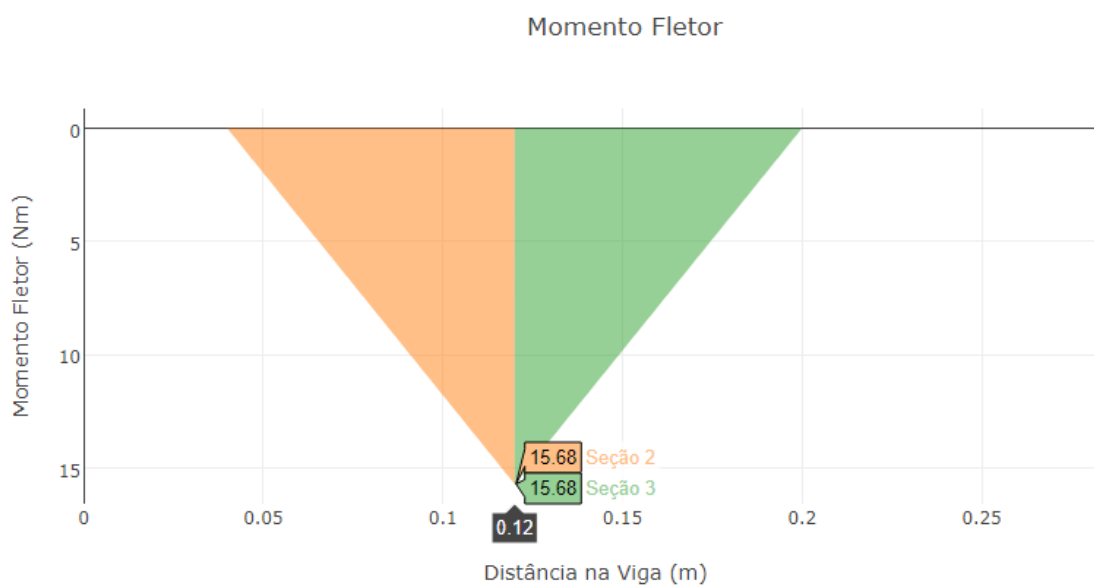


Figura 6.4 - Distribuição de tensões na viga devido ao peso do disco de inércia [18].

Quanto à distribuição de tensões no veio devido à força exercida sobre a polia aquando do funcionamento do motor obtêm-se o seguinte:

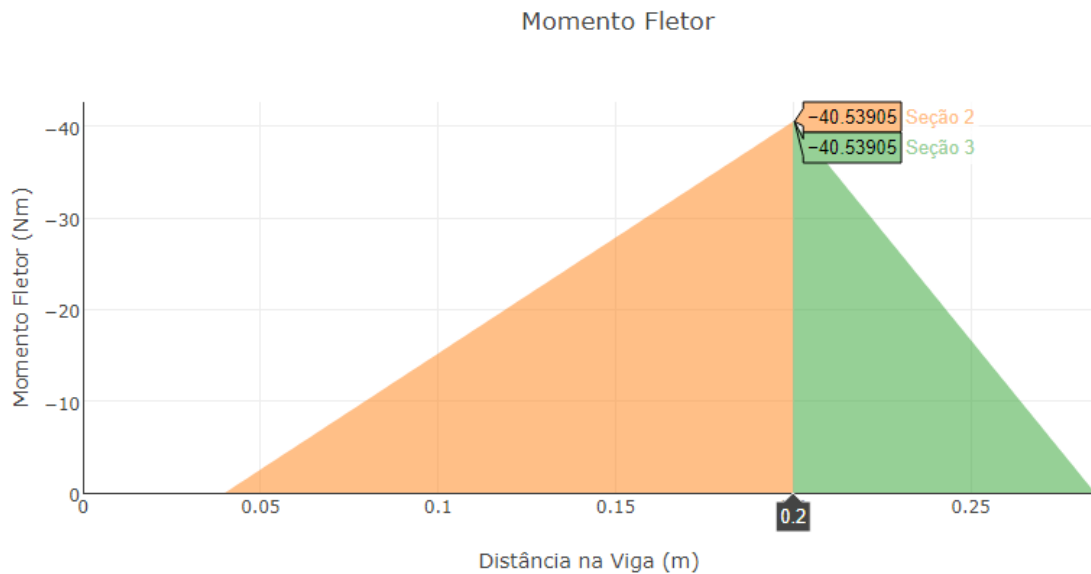


Figura 6.5 - Distribuição de tensões na viga devido à força F_t [18].

Numa primeira análise dos gráficos conseguidos pode concluir-se que existem 2 pontos críticos no veio. O primeiro ponto será para a distância de 0.12 m no veio enquanto o segundo para 0.2 m. Para o primeiro caso (0.12 m) este ponto é crítico pois para além de ser onde o momento fletor devido ao peso é máximo também é onde se observa um momento fletor devido à força de tração considerável. No entanto aplicando um teorema de Pitágoras para o cálculo do momento fletor resultante (uma vez que os momentos fletores estão em planos perpendiculares) o momento fletor resultante tem uma magnitude de apenas 25.79 Nm, que não é pequeno quando comparado como o momento fletor em 0.2 m de veio onde se registam valores de 40.54 Nm e então este é decididamente o ponto mais crítico de toda a viga.

Encontrado o ponto critico da viga usa-se o critério de von Mises para estresses em veios rotativos circulares e maciços, desprezando os esforços axiais, que aqui não existem.

Este critério diz o seguinte:

$$\sigma_a' = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{\frac{1}{2}} = \left[\left(\frac{16 M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16 T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (6.28)$$

$$\sigma_m' = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{\frac{1}{2}} = \left[\left(\frac{16 M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16 T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (6.29)$$

Onde:

σ_a' - Tensão alternada equivalente [Pa]

σ_m' - Tensão média equivalente [Pa]

σ_a - Tensão alternada devido ao momento fletor alternado [Pa]

τ_a - Tensão alternada devido ao momento torsor alternado [Pa]

σ_m - Tensão média devido ao momento fletor médio [Pa]

τ_m - Tensão média devido ao momento torsor médio [Pa]

M_a - Momento fletor alternado [Nm]

M_m - Momento fletor médio [Nm]

T_a - Momento torsor alternado [Nm]

T_m - Momento torsor médio [Nm]

Sabe-se, da observação dos esforços na viga que esta irá ter momento torsor alternado nulo, e momento fletor médio nulo também. Logo o cálculo das tensões médias e alternadas equivalentes é obtido através de:

$$\sigma_a' = (\sigma_a^2)^{\frac{1}{2}} = \left[\left(\frac{32 * 40.54}{\pi * 0.02^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 51.6 * 10^6 Pa \quad (6.30)$$

$$\sigma_m' = (3\tau_m^2)^{\frac{1}{2}} = \left[3 * \left(\frac{16 * 1.96 * 7.6}{\pi * 0.02^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 16.4 * 10^6 Pa \quad (6.31)$$

Empregando agora o critério de Goodman em relação a dimensionamento de veios à fadiga, temos a seguinte expressão:

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} \quad (6.32)$$

Onde:

σ_a' - Tensão alternada equivalente [Pa]

σ_m' - Tensão média equivalente [Pa]

S_e - Tensão limite de fadiga [Pa]

S_{ut} - Tensão de rotura [Pa]

Sabendo que a tensão limite de fadiga se calcula tendo em conta os seguintes fatores:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e' \quad (6.33)$$

Onde:

S_e - Tensão limite de fadiga

K_a - Fator de condição da superfície (0.83 para aço Ck45 maquinado)

K_b -Fator de tamanho (0.9 para um perfil de 20mm de diâmetro)

K_c - Fator de carga (1 para quando existe torção e flexão)

K_d - Fator de temperatura (1 para temperatura ambiente)

K_e -Fator de Fiabilidade (0.814 para uma fiabilidade de 99%)

K_f - Fator de efeitos diversos (0.9 para choques moderados)

S_e' - Limite de fadiga do material (metade da tensão de rotura)

Substituindo pelos respetivos valores vem que:

$$S_e = 0.83 * 0.9 * 1 * 1 * 0.814 * 0.9 * 0.5 * 585 = 160.07 \text{ MPa} \quad (6.34)$$

Recuperando o Critério de Goodman para o cálculo de veios à fadiga:

$$\frac{1}{n} = \frac{51.6 * 10^6}{160.07 * 10^6} + \frac{16.4 * 10^6}{585 * 10^6} \quad (6.35)$$

$$n = \frac{1}{0.35} = 2.86 \quad (6.36)$$

Chega-se então à conclusão que o aço Ck45, com um acabamento forjado oferece um coeficiente de segurança razoável se se tiver em consideração que a carga horizontal para a polia está no ponto mais afastado do apoio, e se se considerar que para perfis superiores a 16mm se a tensão de rotura é um pouco superior à utilizada nos cálculos.

6.3.3 Dimensionamento dos rolamentos e chumaceiras

Estão são duas peças essenciais neste dinamômetro, são elas os apoios para a maioria das peças integrantes deste e como tal estão sujeitas a vários esforços. Sabe-se que o rolamento aqui a ser utilizado terá que ter um diâmetro interior de igual secção à do veio, portanto, 20mm.

Consultando o catálogo de rolamentos e tendo alguma sensibilidade para o enquadramento da peça no projeto selecionou-se um rolamento autocompensado de esferas do fabricante SKF com a referência 1203 ETN9.

Tabela 6-6 Características principais do rolamento (adaptado de [19]).

Rolamento SKF 1304 ETN9	
Característica	Categoria
Diâmetro interior	20 mm
Diâmetro exterior	52 mm
Velocidade limite	18000 RPM
Capacidade de carga dinâmica	14300 N

A fórmula para a capacidade de carga dinâmica em rolamentos de esferas é a seguinte:

$$C = F \left(\frac{L * \omega * 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (6.37)$$

Em que:

F -Força dinâmica a atuar sobre o rolamento [N]

L- Número de horas de trabalho [h]

ω - Velocidade de rotação [rad/s]

Para o cálculo da força dinâmica:

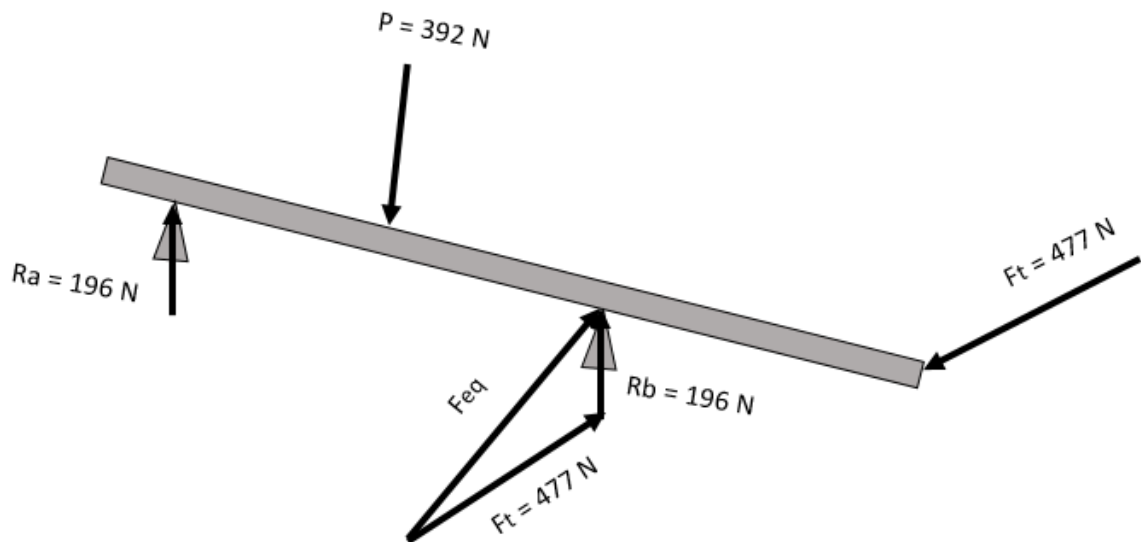


Figura 6.6 - Forças a atuar sobre o veio p/ dimensionamento do rolamento.

Com um simples teorema de Pitágoras se observa que a força dinâmica equivalente tem uma magnitude de 515.7 N.

Efetuada os cálculos supondo uma vida de 10 000 horas de trabalho, e que essas horas sejam à rotação máxima existente para estes motores (8000 RPM = 837.8) sai que :

$$C = 515.7 \left(\frac{10000 * 837.8 * 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 4094.85 \text{ N} \quad (6.38)$$

Como o rolamento possui uma capacidade de carga dinâmica bem superior à exigida, serve para o projeto.

O mancal escolhido pertence à mesma marca (SKF) com a referência também SNL 505. Este mancal está equipado com uma bucha cônica que permite acoplar de forma permanente o veio

ao rolamento e tem buchas de fixação para que não haja deslocamentos axiais do veio em relação ao mancal.

Tabela 6-7 Principais características do mancal escolhido (adaptado de [20]).

Mancal SKF SNL 505	
Característica	Categoria
Diâmetro de veio	20 mm
Diâmetro da caixa	52 mm
Comprimento	67 mm

6.3.4 Dimensionamento do sistema de transmissão de movimento

A transmissão ou transformação de movimento entre órgãos mecânicos é feita através de mecanismos que genericamente se denominam de transmissões. Estas são normalmente divididas em 2 grandes grupos, o grupo das transmissões mecânicas e o grupo das transmissões hidráulicas.

No caso em específico o que se pretende é uma transmissão mecânica, derivado à sua simplicidade, que transporte o movimento de rotação deste o veio do motor até ao volante de inércia. Existem 3 tipos principais de transmissões mecânicas de rotação, são elas as transmissões por correia, as transmissões por corrente e ainda as transmissões por engrenagens.



Figura 6.7 - Principais tipos de ligações mecânicas entre sistemas rotativos (adaptado de [14]).

Para eleger qual seria o mecanismo de transmissão ideal para este caso concreto recorreu-se a uma matriz de decisão onde foram postos em causa parâmetros considerados importantes para o caso em estudo. O método de classificação foi o mesmo que utilizado anteriormente, as classificações vão de 0 a 5, onde 0 corresponde a um grau de muito mau e 5 a um grau de

excelente no respectivo parâmetro. Cada parâmetro possui também um peso próprio na classificação total de acordo com a importância do mesmo no projeto final, assim resultou:

Tabela 6-8 Matriz decisão para o mecanismo de transmissão do movimento entre motor e disco de inércia.

Parâmetro Método	Custo [25%]	Duração [25%]	Manutenção [15%]	Velocidade de operação [35%]	Total [100%]
Trans. p/ correia	5	3	4	4	4
Trans. p/ corrente	4	4	3	3	3.5
Trans. p/ engrenagens	1	5	2	5	3.55

Da observação da tabela pode concluir-se que o método mais vantajoso será a transmissão por correia. Este tipo de mecanismo de transmissão pode ter o seguinte aspeto:

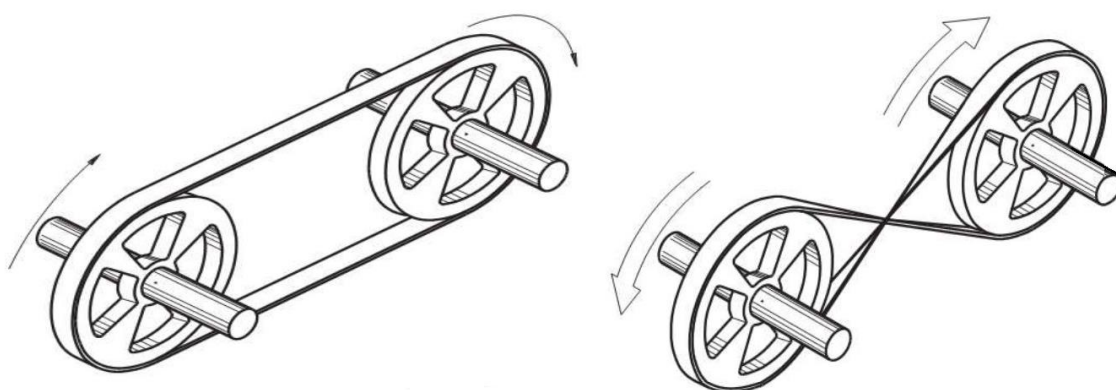


Figura 6.8 - Disposição típica de uma transmissão por corrente (adaptado de[21]).

As transmissões por correias podem adotar 2 geometrias diferentes, aberta, como representado no lado esquerdo, ou cruzada, como acontece no lado direito, sendo que a principal diferença está na inversão do sentido de rotação da polia mandada, no caso da geometria cruzada. Existem também duas ou mais polias que podem ter diferentes diâmetros, quando isto acontece temos uma relação de transmissão diferente de 1 e existem efeitos secundários sobre o binário e movimento angular que é necessário ter em atenção, como já foi visto anteriormente para o caso da transmissão por corrente.

6.3.5 Dimensionamento da correia de transmissão

A geometria elegida para o sistema de transmissão aqui em estudo será aberta, uma vez que é mais simples e não se verifica necessidade de inverter o sentido de rotação no disco de inércia. A própria correia também pode ser classificada segundo a geometria da sua extremidade de contacto, existem então correias planas, trapezoidais e dentadas.

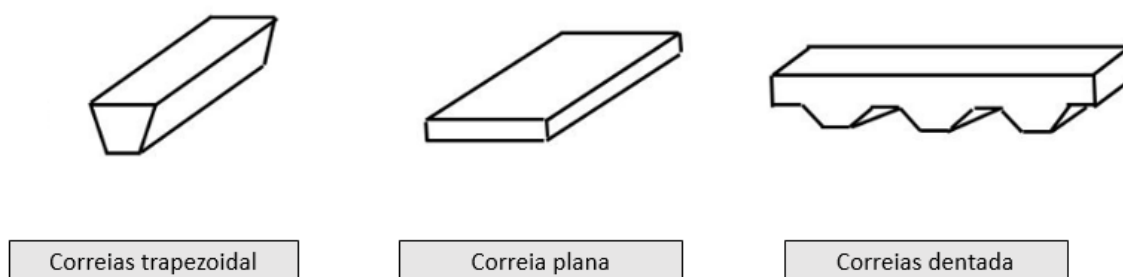


Figura 6.9 - Classificação das correias quanto à geometria dos seus dentes (adaptado de [22]).

Observando vários diagramas de carga para diferentes tipos de correias, o principal problema que se põe é a elevada velocidade de rotação dos motores mais pequenos, pois, temos o caso de motores que se inserem na gama em estudo e que atingem as 8000 RPM. As correias planas e trapezoidais são as primeiras a ser postas de parte pelo seu baixo limite de rotação. Restam apenas as correias dentadas, dentro destas ainda existem várias categorias, depois de uma pesquisa sobre aquilo que o mercado tem para oferecer neste sentido o que pareceu mais adequado forma as correias dentadas de do tipo HTD pois suportam velocidades concordantes com as do projeto e potências razoáveis. Na figura seguinte apresenta-se o diagrama de carga para este tipo de correias.

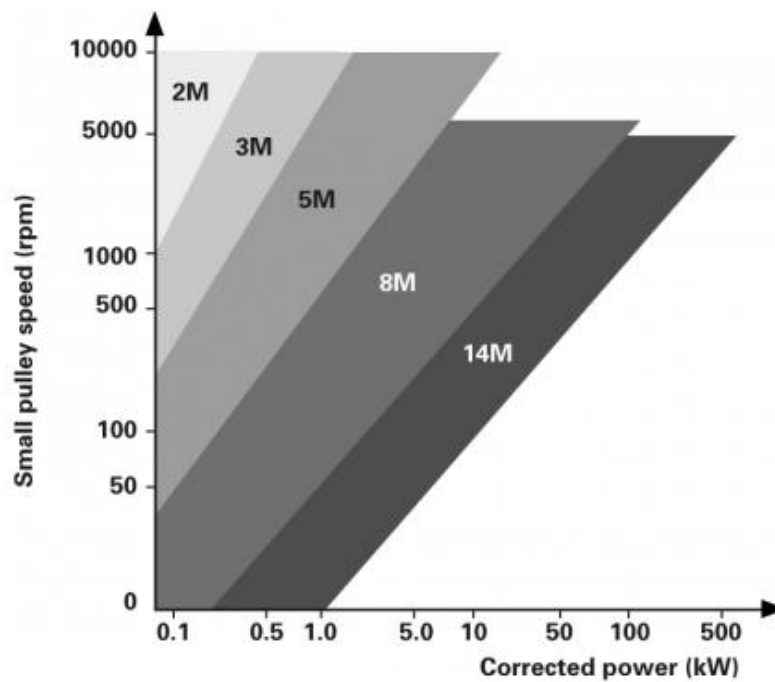


Figura 6.10 - Diagrama de capacidade de carga de correias dentadas tipo HTD (adaptado de[23]).

O diagrama acima mostrado é útil na seleção da correia de transmissão mais apropriada, nele está relacionado potência e movimento angular. A potência lá representada é a chamada potência de cálculo, não passa da potência nominal afetada por um fator de serviço k_s . O fator de serviço para correias dentadas usadas em motores de combustão interna monocilíndricos com um serviço intermitente e em máquinas com esforços semelhantes aos dos motores aqui testados toma o valor 1.6.

A potência de cálculo será então calculada através do seguinte:

$$P_c = K_s * P = 1.6 * P \quad (6.39)$$

Onde:

P_c - Potência de cálculo [kW]

K_s - Fator de serviço

P - Potência nominal a transmitir [kW]

Aplicando a respectiva equação aos motores a transmitir temos que:

Tabela 6-9 Valores para a seleção da correia.

Motor \ Parâmet.	Honda GX35	Honda GX120	Honda GX160
Fator de Serviço	1.6	1.6	1.6
Potência	1.3 kW	2.6 kW	3.6 kW
Potência de cálculo	2.08 kW	4.16 kW	5.76 kW
RPM max.	8000 RPM	1950 RPM	1950 RPM

Enquadrando esta informação no diagrama de carga:

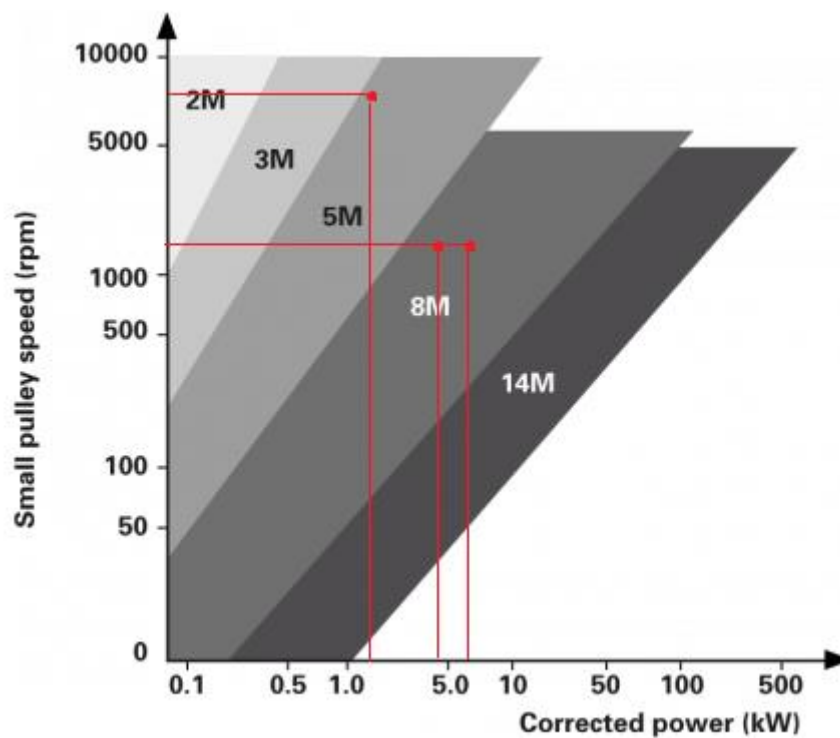


Figura 6.11 - Seleção do tipo de correias a utilizar (adaptado de [23]).

É notório então que gama de motores aqui estudados é suportada pelas correias dentadas do tipo HTD, contudo na análise do gráfico vê-se que no caso do motor GX35 será necessária uma correia de classe 5M enquanto que para os 2 restantes motores é adaptada correia de classe 8M.

A denominação das correias está estandardizada e fornece ao utilizador algumas informações sobre a correia. Então com a referência da correia sabemos que o tipo de dente é o HTD e o passo será de 5 e 8 mm para a correia 5M e 8M respetivamente. Na figura abaixo estão essas mesmas características evidenciadas.

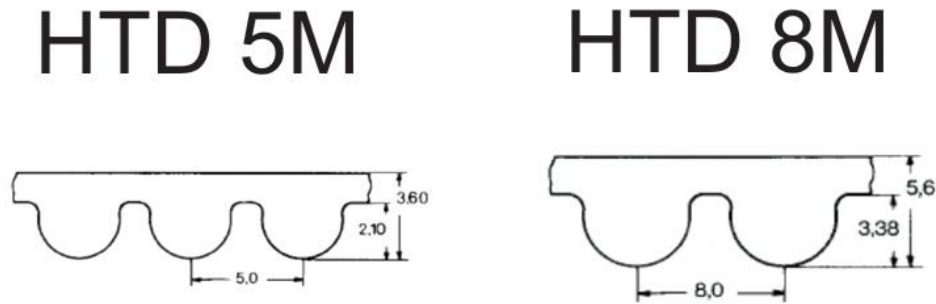


Figura 6.12 - Dimensões das correias HTD 5M e 8M (adaptado de [24]).

Tendo as correias dimensionadas falta dimensionar a razão de transmissão exigido para cada teste e as polias.

6.3.6 Dimensionamento da razão de transmissão adequada para cada motor em específico

Escolhido então o método de transmissão, estará na altura de averiguar o problema posto inicialmente sobre a disparidade entre discos, que pode ser suprimido ajustando a razão de transmissão entre motor e disco de inércia. Recuperando a eq 5.46:

$$T_{sc} = \frac{T_{ec} * Z_{sc}}{Z_{ec}} = T_1 * i \quad (5.46)$$

Conclui-se que o binário aplicado ao disco de inércia pode ser alterado alterando também a razão de transmissão, e que estes se relacionam de forma proporcional, assim temos que, por exemplo, um disco que seja projetado para um binário médio de 10 Nm pode ser usado para testar um motor com um binário médio de 5Nm desde que a relação de transmissão i assuma um valor de 2. Esta adulteração do binário terá consequências também na quantidade de movimento transmitido ao disco, tal é evidente reavivando a expressão 5.47.

$$\omega_{sc} = \frac{\omega_{ec} * Z_{ec}}{Z_{sc}} = \omega_{ec} * \frac{1}{i} \quad (5.47)$$

Ou seja, efetuando a mesma análise é seguro afirmar que neste caso o movimento rotacional varia de maneira inversamente proporcional. Ou seja, para que o binário seja multiplicado a

quantidade de movimento angular será obrigatoriamente desmultiplicada e no caso oposto, de haver necessidade de desmultiplicar o binário, a velocidade angular será obrigatoriamente multiplicada. Transportando estas conclusões para a necessidade que aqui emergente, pode dizer-se que no caso de o motor apresentar performances superiores às quais o disco foi projetado, a razão de transmissão terá de ser inferior a 1 diminuindo assim o torque aplicado ao disco, e em consequência disso aumentando a velocidade angular do disco quando comparada com a do motor. Para o caso contrário em que o motor apresenta performances inferiores às quais o disco requer, terá que existir uma razão de transmissão de valor superior a 1 aumentando assim o binário aplicado ao disco, mas em contrapartida reduzindo o valor de movimento angular observado no disco.

Para o cálculo da razão de transmissão ideal em cada motor, utiliza-se o seguinte

$$I_d = \frac{\tau_{med\ d}}{\frac{(\omega_{fd} - \omega_{id})}{\Delta t}} \quad (6.4)$$

Onde:

$\tau_{med\ d}$ - Binário médio aplicado ao disco

ω_{fd} - Velocidade angular final do disco

ω_{id} - Velocidade inicial do disco

Onde é válido efetuar a seguinte substituição:

$$I_d = \frac{\tau_{med} * i}{\frac{(\omega_f - \omega_i)}{i * \Delta t}} \quad (6.40)$$

Como já está estabelecida a inércia do disco, o tempo de testes ideal, a rotação inicial e final do motor e o seu binário médio, pode deduzir-se a seguinte expressão matemática para o cálculo da razão de transmissão ideal.

$$i = \sqrt{\frac{I_d * (\omega_f - \omega_i)}{\tau_{med} * \Delta t}} \quad (6.41)$$

Depois de corretamente dimensionada a razão de transmissão em função das características do motor pode-se também calcular alguns parâmetros referentes ao disco de inércia aquando da elaboração do teste. Estabelecendo do diâmetro da polia acoplada ao disco de 6 cm como estabelecido aquando do cálculo dos esforços no veio temos que:

$$Z_m = \frac{Z_d}{i} \quad (6.42)$$

$$T_{med\ d} = \tau_{med} * i \quad (6.43)$$

$$\omega_d = \omega_m * \frac{1}{i} \quad (6.44)$$

Onde:

Z_m - Número de dentes da polia do motor

Z_d - Número de dentes da polia do disco

$T_{disco\ médio}$ - Binário médio aplicado ao disco [Nm]

T_{med} - Binário médio aplicado pelo motor [Nm]

ω_{disco} - Velocidade angular do disco

ω_m - Velocidade angular do veio do motor

Aplicando aos vários motores têm-se que:

- Razão de transmissão ótima para o motor Honda GX35:

$$i = \sqrt{\frac{0.6472 * (837.8 - 418.9)}{1.44 * 15}} \simeq 3.54 \quad (6.45)$$

- Razão de transmissão ótima para o motor Honda GX120:

$$i = \sqrt{\frac{0.6472 * (204.2 - 73.3)}{10.29 * 15}} \simeq 0.74 \quad (6.46)$$

- Razão de transmissão ótima para o motor Honda GX160:

$$i = \sqrt{\frac{0.6472 * (204.2 - 73.3)}{13.45 * 15}} \simeq 0.65 \quad (6.47)$$

6.3.7 Dimensionamento das polias para cada motor

Primeiramente vai-se dimensionar a polia associada ao disco. Esta polia já foi estimada anteriormente aquando do cálculo dos esforços no veio, estabeleceu-se um raio de 30mm. Como é já sabido também, este dinamómetro terá 2 correias diferentes e com isso terá de ter 2

conjuntos de polias diferentes também, uma vez que o passo das polias terá de corresponder ao passo das correias. As dimensões desta polia vão fixas; a relação de transmissão será sempre atingida, segundo o calculado, estimando uma polia para acoplar ao veio de transmissão do motor.

No caso do motor GX35 a correia inerente ao seu teste é uma correia dentada do tipo HTD 5M que, como foi visto, tem um passo de 5mm. Teremos então que enquadrar o perímetro da polia fixa, que neste caso é a do disco, com a correia.

$$P_{pd} = 2\pi * 30 = 188.5 \text{ mm} \quad (6.48)$$

Onde:

P_{pd} - Perímetro da polia associada ao disco

Sabendo o diâmetro desta polia, resta apenas calcular o número de dentes que esta terá para o caso das duas correias. Para o caso da correia HTD 5M (motor GX35) ao dividir-se o diâmetro da polia pelo passo da correia (5mm) fica-se com o número aproximando de dentes para esta polia:

$$\frac{188.5}{5} = 37.7 \approx 38 \text{ dentes} \quad (6.49)$$

Para o caso da correia HTD 8M (Motores GX120/160) repete-se o processo, com o passo de 8mm.

$$\frac{188.5}{8} = 23.56 \approx 24 \text{ dentes} \quad (6.50)$$

Tendo então estes parâmetros definidos basta calcular o número de dentes para a polia vinculada ao veio dos motores em função da relação de transmissão já calculada. Para o cálculo da polia do motor pode então deduzir-se a seguinte fórmula através da formula geral para as relações de transmissão:

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \Leftrightarrow Z_1 = \frac{Z_2}{i} \quad (5.51)$$

O que significa que para obter o número de dentes da polia do motor, apenas dependerá do tipo de correia adequado para esse motor, e da razão de transmissão.

$$Z_{pm} = \frac{Z_{pd}}{i} \quad (5.52)$$

Onde:

Z_{pm} - Número de dentes da polia do motor

Z_{pd} - Número de dentes da polia do disco

Para o caso do motor Honda GX35, correia HTD 5M, polia do disco 38 dentes e $i=3.54$ calcula-se o seguinte:

$$Z_{pm} = \frac{Z_{pd}}{i} = \frac{38}{3.54} = 10.73 \text{ dentes} \quad (5.53)$$

Da consulta do catálogo [25] observa-se que o número de dentes mínimo para este tipo de polia é de 12 dentes e, portanto, adota-se este valor.

Recalculando a razão de transmissão que realmente será obtida uma vez que existem limitações a nível de fabrico de polias para a razão de transmissão ótima, vemos que esta adquire agora o valor de:

$$i = \frac{Z_{pd}}{Z_{pm}} = \frac{38}{12} = 3.16 \quad (5.54)$$

No caso do motor Honda GX120, correia HTD 8M, polia disco 24 dentes, $i=0.74$:

$$Z_{pm} = \frac{Z_{pd}}{i} = \frac{24}{0.74} = 32.4 \text{ dentes} \quad (5.55)$$

Da consulta do catálogo observa-se que o número a adotar será de 32 dentes. Recalculando a razão de transmissão que realmente será obtida:

$$i = \frac{Z_{pd}}{Z_{pm}} = \frac{24}{32} = 0.75 \quad (5.56)$$

No caso do motor Honda GX160, correia HTD 8M, polia do disco 24 dentes, $i=0.65$:

$$Z_{pm} = \frac{Z_{pd}}{i} = \frac{24}{0.65} = 36.9 \text{ dentes} \quad (5.46)$$

Embora o número de dentes calculado esteja muito próximo dos 37 dentes ao consultar o catálogo verifica-se que a disponibilidade apenas aponta para 36 ou 38 dentes, pelo que se opta pelos 36 dentes por ser o número mais próximo do calculado.

Recalculando a razão de transmissão que realmente será obtida:

$$i = \frac{Z_{pd}}{Z_{pm}} = \frac{24}{36} = 0.67 \quad (5.46)$$

Conjugando todas as tomadas e calculadas numa tabela:

Tabela 6-10 Resumo das características do sistema de transmissão projetado.

Motor Parâmet.	Honda GX35	Honda GX120	Honda GX160
Tipo de correia	HTD 5M	HTD 8M	HTD 8M
Num de dentes da polia do disco	38	24	24
Número de dentes da polia do motor	12	32	36
Relação de transmissão final	3.16	0.75	0.67

Tendo em conta estas mesmas considerações também vamos calcular a influência que as mesmas têm sobre o teste:

Tabela 6-11 Efeitos da razão de transmissão no disco de inércia.

Motor Parâmet.	Honda GX35	Honda GX120	Honda GX160
Binário médio aplicado ao disco	$1.44 \cdot 3.16 = 4.55 \text{ Nm}$	$10.29 \cdot 0.75 = 7.72 \text{ Nm}$	$13.45 \cdot 0.67 = 9.01 \text{ Nm}$
Velocidade final do disco	$8000 / 3.16 = 2531.65 \text{ RPM}$	$1950 / 0.75 = 1462.5 \text{ RPM}$	$1950 / 0.67 = 1306.5 \text{ RPM}$

7 Simulação computacional dos testes

Na simulação computacional do teste será necessário relembrar um pouco daquilo que é o procedimento adotado. O Motor é posto a trabalhar, com o acelerador na posição máxima, e este aplica um binário ao disco de inércia. Posto isto o disco começa a girar também e o sistema de aquisição de dados fará um registo do intervalo de tempo entre cada rotação do disco, calculando assim a aceleração que este tem e consequentemente o binário que lhe está a ser aplicado.

Simulação do motor Honda GX120 em teste

Simulando o binário que é aplicado ao disco em função da sua velocidade obtêm-se o seguinte gráfico:

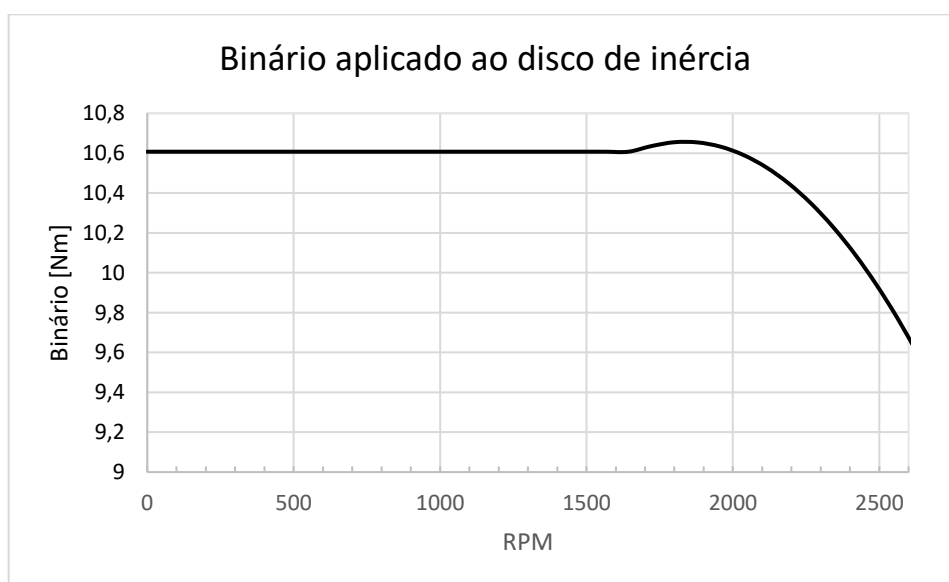


Figura 7.1 - Binário transmitido do disco durante o teste do motor GX120.

Observa-se que a velocidade de rotação do disco varia entre 0 e 2600 RPM, e que o binário aplicado é constante até determinada rotação, mais propriamente até às 1584 RPM. O binário constante aqui aplicado corresponde ao binário do motor enquanto se dá o escorregamento da embraiagem e é igual ao correspondente à rotação em que acaba o escorregamento existente, ou seja, quando está prestes a extinguir-se o escorregamento da embraiagem. O restante binário observado é o que provém do motor, estando já a embraiagem bloqueada e tendo em contas as relações de transmissão intermédias.

Imaginando então que o sistema de aquisição adquiere estes dados relativos ao disco, pode calcular o binário na saída da caixa redutora, que é o objetivo do trabalho; O valor calculado aparece no seguinte gráfico comparado com o que se estima ser o binário real debitado pelo motor.

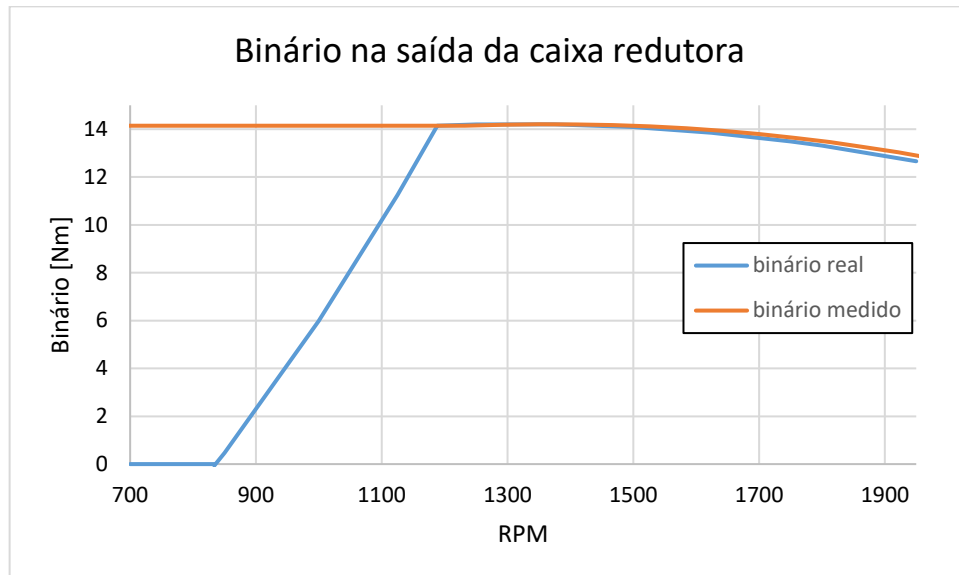


Figura 7.2 - Gráfico comparativo entre o binário medido e o debitado.

Conclui-se que a embraiagem tem uma função importante no que é lido pelo dinamómetro aqui projetado uma vez que em toda a faixa em que esta não está perfeitamente acoplada, o dinamómetro não fornece informação.

7.1 Simulação do motor Honga GX160 em teste

A simulação do binário aplicado ao disco será:

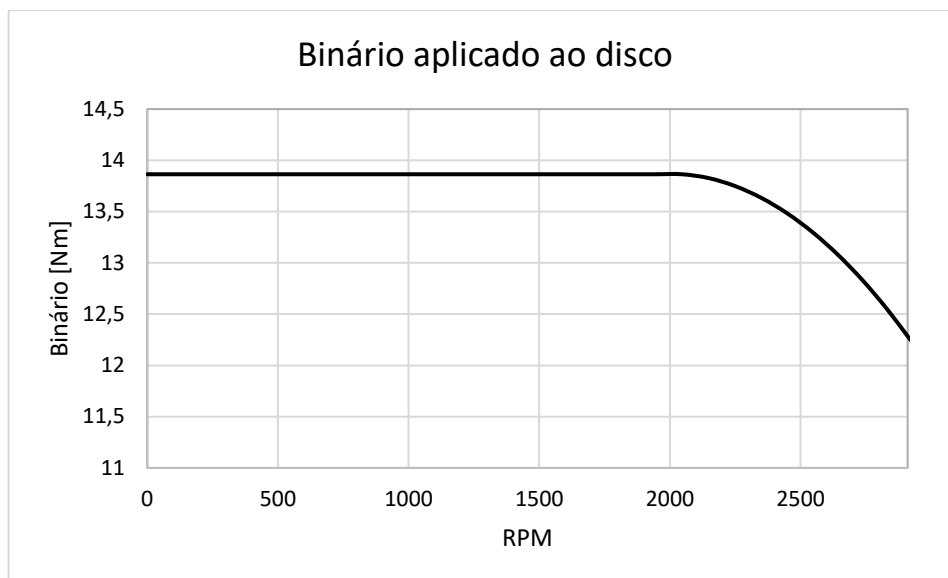


Figura 7.3 - Comportamento do disco para o teste do motor GX160.

Onde acontece precisamente o mesmo que no caso anterior, devido à posição do acelerador, o motor dispara logo para valores de binários equivalente aos de deslizamento praticamente nulo até que quando motor e disco giram de forma síncrona o binário aplicado neste último segue a forma de curva daquilo que é observado à saída da caixa redutora.

Segundo o comportamento do disco para este teste pode novamente fazer uma comparação entre aquilo que seria o binário avaliado pelo dinamómetro e aquilo que realmente se estima ser debitado.

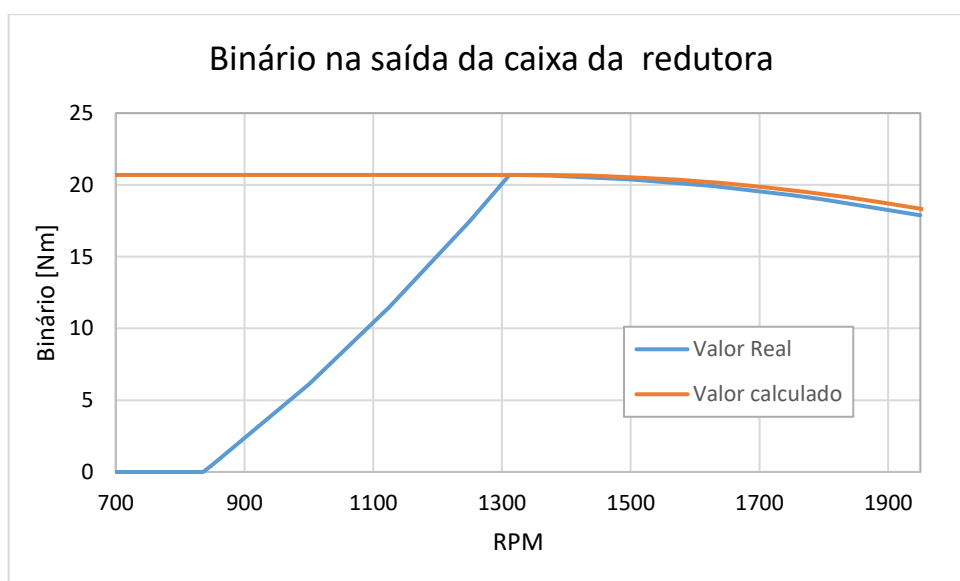


Figura 7.4 - Comparativo entre o binário debitado e o calculado pelo dinamómetro.

8 Conclusões

As conclusões deste trabalho podem ser divididas em 3 grandes grupos; as conclusões relativas às embraiagens, as conclusões relativas aos dinamómetros de inércia e ainda as ilações retiradas relativamente à influência destas embraiagens nos teste realizados através dos dinamómetros de inércia.

Relativamente às embraiagens, do tipo centrífugo multidiscos pode concluir-se que têm um período de escorregamento em que há uma potência que é perdida. Esse período de escorregamento e consequentemente quantidade de potência perdida depende das características das peças constituintes da embraiagem e também das características do próprio motor. Como foi visto, existem peças, como por exemplo as molas e os pesos, que têm um papel preponderante para o início e o fim do escorregamento. Mantendo as características da embraiagem o período de escorregamento será tanto maior quanto maior for o binário do motor, isso esteve bem patente na comparação dos motores GX120 e GX160 onde a embraiagem é idêntica e o período de escorregamento aumenta devido à curva de binário do motor Gx160 atingir níveis superiores.

Relativamente aos dinamómetros de inércia, quando analisados por si só, pode-se concluir que é possível testar vários motores com o mesmo disco, sem afetar significativamente o tempo de teste, desde que se ajuste devidamente a relação de transmissão entre o motor e o disco. Pode-se concluir que este tipo de dinamómetro fornece dados fiáveis.

Por fim, analisando todo o sistema, podem ser tiradas algumas conclusões acerca da influência destas embraiagens nos teste por inércia. Pode concluir-se que estas deturpam as medições recolhidas e apenas se pode avaliar a performance do motor, de maneira fiável, na gama de rotações em que a embraiagem se encontra bloqueada. Pode-se concluir também que o binário aplicado ao disco de inércia será função do binário de transição da embraiagem, uma vez que o motor em teste está em carga máxima, quando o disco atinge uma velocidade correspondente à velocidade de bloqueio da embraiagem, o binário aplicado ao disco será o binário do motor afetado pelas relações de transmissão intermédias entre eles.

9 Propostas para trabalhos futuros

Como trabalhos futuros seria interessante aproveitar parte do trabalho aqui feito sobre estas embraiações automáticas e redimensioná-las de modo a otimizar o processo de acoplamento.

Um possível trabalho futuro seria também completar este trabalho na parte de aquisição de dados arquitetando um conjunto de sensores e de programas capazes de automatizar todo o processo de cálculo.

Dimensionar uma embraiagem como elo de ligação entre disco de inércia e motor de modo a poder ser feito o arranque do motor sem o disco esteja a carregar o motor, ensaiar, e estudar a fiabilidade desta hipótese.

Estudar a hipótese de adaptar este dinamómetro a outro tipo de testes, como por exemplo testes ao veio da cambota do motor ou teste á roda do veículo.

Referências

- [1] A. R. C. de Oliveira, “Estudo e implementação do mecanismo de direção mais eficiente no protótipo UBICAR,” 2015.
- [2] “About Shell Eco-marathon | Shell Global.” [Online]. Available: <http://www.shell.com/energy-and-innovation/shell-ecomarathon/about.html>. [Accessed: 27-May-2017].
- [3] “UBIcar em terceiro na Shell Eco-Marathon Europe @ urbi.ubi.pt.” [Online]. Available: <http://www.urbi.ubi.pt/pag/14024>. [Accessed: 25-Jun-2017].
- [4] A. J. Martyr and M. A. Plint, *Engine Testing Theory and Practice*, Third edit. ELSEVIER, 2007.
- [5] “TOMEI POWERED Dissects the FA20 | Flat Four.” [Online]. Available: <http://dsportmag.com/the-tech/tomei-powered-dissects-the-fa20-flat-four/>. [Accessed: 01-Aug-2017].
- [6] “Karting Dynamometers Part 2 - Fluid Brake Dynos - Article by John Copeland.” [Online]. Available: <http://www.foxvalleykart.com/dyno2.html>. [Accessed: 28-Jun-2017].
- [7] “Morgan.” [Online]. Available: <http://www.geocities.ws/chchgrasskarts/Morgan.html>. [Accessed: 28-Jun-2017].
- [8] F. Lorenzo *et al.*, “MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA.”
- [9] “Honda Engines | GX35 Mini 4-Stroke Engine | Features, Specs, and Model Info.” [Online]. Available: <http://engines.honda.com/models/model-detail/gx35>. [Accessed: 30-Aug-2017].
- [10] “Honda Engines | GX120 4-Stroke Engine | Features, Specs, and Model Info.” [Online]. Available: <http://engines.honda.com/models/model-detail/gx120>. [Accessed: 30-Aug-2017].
- [11] “Honda Engines | GX160 4-Stroke Engine | Features, Specs, and Model Info.” [Online]. Available: <http://engines.honda.com/models/model-detail/gx160>. [Accessed: 30-Aug-2017].
- [12] J. E. Shigley, C. R. Mischke, and R. G. Budynas, *Shigley's Mechanical Engineering Design - 9th Ed.*, vol. New York, . 2002.

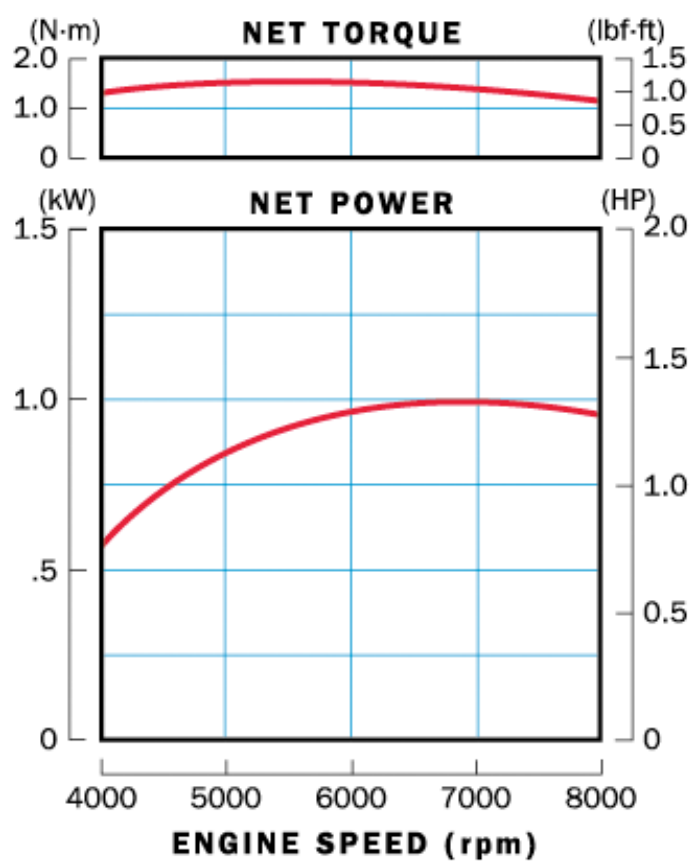
- [13] “Embrayage GX270.” [Online]. Available: <https://www.keep-racing.de/fr/moteurs/accessoires-et-pieces-moteurs/pi-ces-honda/pieces-honda-gx270/embrayage-gx270/>. [Accessed: 30-Aug-2017].
- [14] P. Flores and J. Gomes, “SISTEMAS DE TRANSMISSÃO DE MOVIMENTO,” 2015.
- [15] H. Bettes and R. Kelly, “A Quick view of Chassis Dynamometer Testing.”
- [16] “SportDevices. Building Kart engine dynamometers.” [Online]. Available: http://www.sportdevices.com/dyno/banco_kart.htm. [Accessed: 10-Sep-2017].
- [17] G. Junior Merchiori and K. Rafael Kolling, “Desenvolvimento de um dinamômetro capaz de medir o torque de motores de combustão interna de 5 a 15 CV,” 2013. [Online]. Available: http://webcache.googleusercontent.com/search?q=cache:http://www.fahor.com.br/publicacoes/TFC/EngMec/2013/Mec_Geovani_Kassius.pdf&gws_rd=cr&dcr=0&ei=hXTMWdO6F4j7aKn0v4AG. [Accessed: 28-Aug-2017].
- [18] “VIGA Online.” [Online]. Available: [http://viga.online/index.php#L\(0.285\):P\(0.04\)P\(0.2\):F\(0.12,392\)](http://viga.online/index.php#L(0.285):P(0.04)P(0.2):F(0.12,392)). [Accessed: 28-Sep-2017].
- [19] “Rolamentos autocompensadores de esferas.” .
- [20] “Mancais bipartidos série SNL e SE para rolamentos em buxa de fixação com vedações padrão.” .
- [21] E. Ricardo, “Polias e Correias.” [Online]. Available: <https://pt.slideshare.net/EltonRicardo/polias-e-correias>. [Accessed: 28-Sep-2017].
- [22] “Types of Belt Drives.” [Online]. Available: <http://www.xyobalancer.com/xyo-balancer-blog/types-of-belt-drives>. [Accessed: 10-Sep-2017].
- [23] “Timing Belt : T and HTD profile timing belt | Hutchinson Belt Drive Systems.” [Online]. Available: <https://www.hutchinsontransmission.com/products-solutions/products/timing-belt>. [Accessed: 28-Sep-2017].
- [24] “Correias sincronizadora HTD 8M | Correias Schneider.” [Online]. Available: <http://www.correias-schneider.com.br/correias-sincronizadoras/correias-sincronizadora-htd-8m.php>. [Accessed: 28-Sep-2017].
- [25] “Timing Belt Calculator - Belt Length Calculator | B&B Manufacturing.” [Online].

Available: <https://www.bbman.com/belt-length-calculator/>. [Accessed: 28-Sep-2017].

Anexos

Anexo A

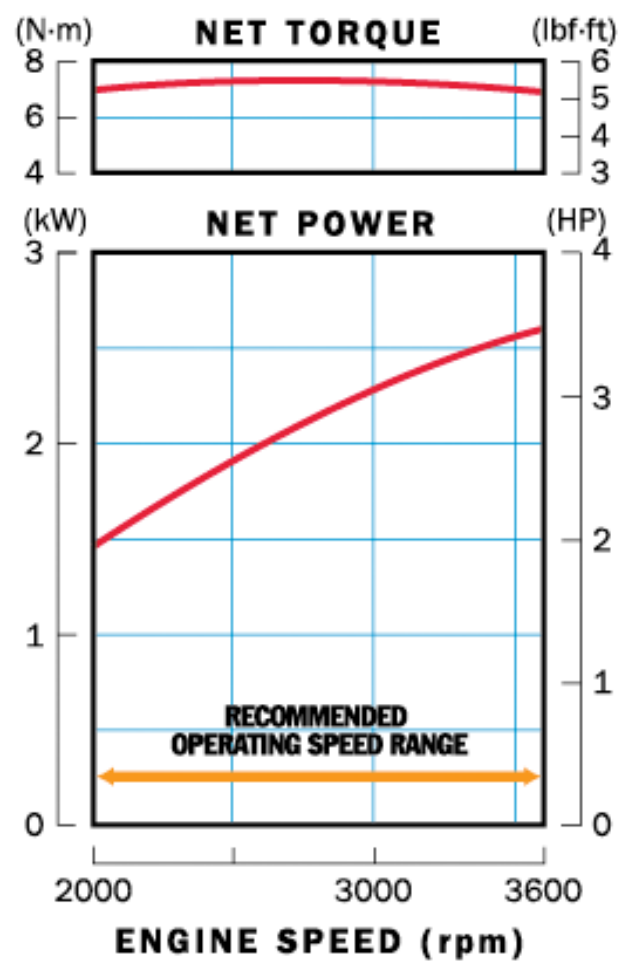
Curvas de Binário-Rotação para o motor Honda GX35.



GX35

Anexo B

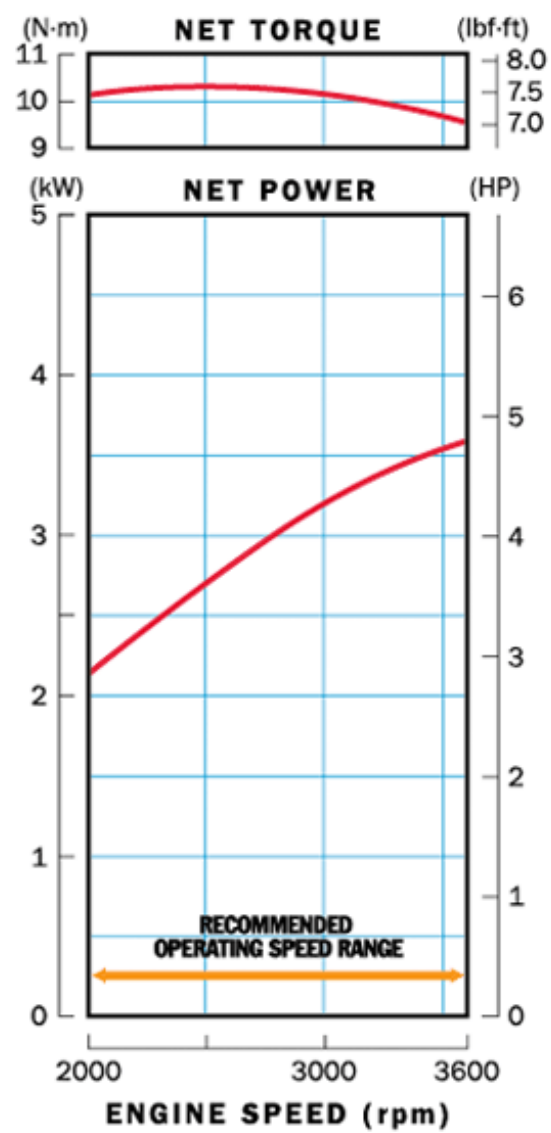
Curvas de Binário-Rotação para o motor Honda GX120.



GX120

Anexo C

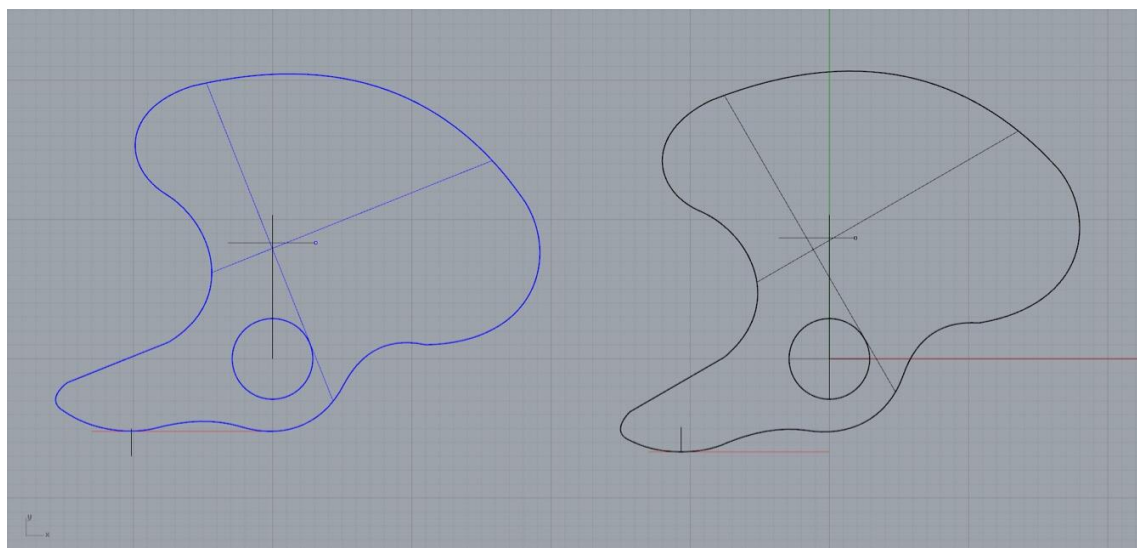
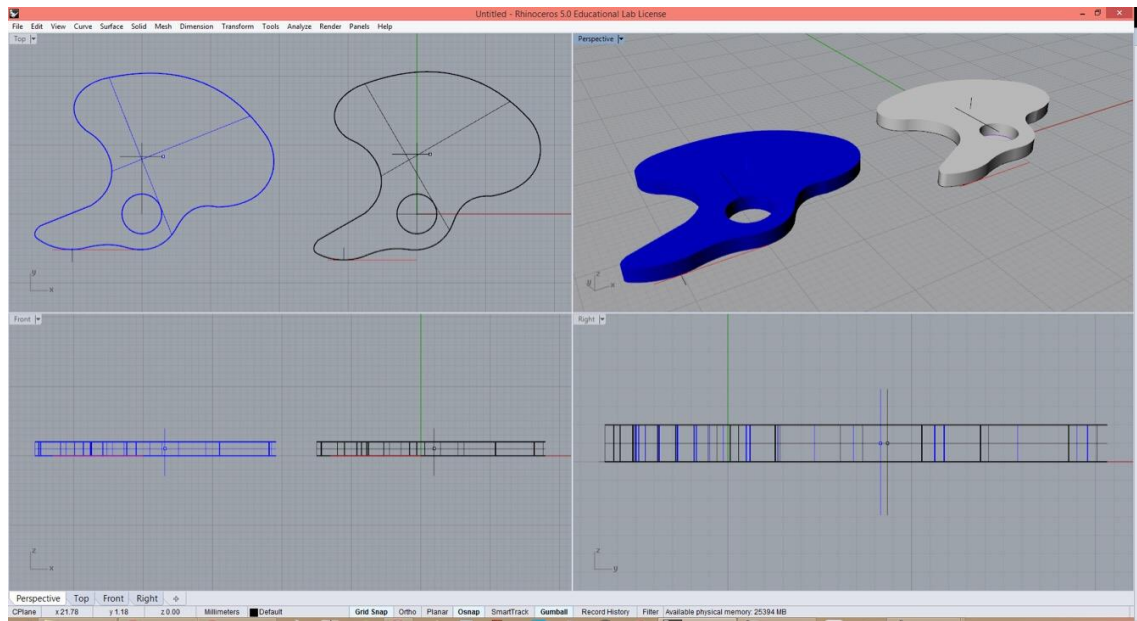
Curvas de Binário-Rotação para o motor Honda GX160.



GX160

Anexo D

Modelo computacional de um dos pesos do mecanismo centrífugo.



Anexo E

Propriedades mecânicas para o aço Ck45.

Application Of Carbon Steel DIN C45E

DIN C45E steel grade material round bar, steel plate, flat bar, Hexagonal bar, Square bar, usage is very widely in industry products. Such as Axles, Nuts and Bolts, Crankshafts, Gearing, Bearings, Guide bar, wheel forging, etc.

Specifications of DIN C45E steel metal material

- America: ASTM A29/A29M AISI 1045
 - Germany: DIN 17200 C45E / CK45 / W-Nr 1.1191
 - Chinese: GB/T699-1999 45#
 - British: BS970-1, EN10083-2 080M40
 - Japan: JIS G4051 S45C
-

Physical properties of Steel C45E

- Density: 7.85 kg/cm³
 - Thermal conductivity: 51.9 W/mK
 - Thermal expansion coefficient (@0.000-100°C/32-212°F): 11.2 µm/m°C
-

Mechanical Properties of DIN C45E Carbon Steel

- Tensile Strength: 585MPa
 - Yield Strength: 450MPa
 - Poisson's Ratio: 0.29
 - Modulus of Elasticity: 200GPa
 - Shear Modulus: 80GPa
 - Hardness: 163 HBS
-

Forging of Din C45E steel

Heat C45E Fabrication to 850 to 1200°C, forged C45E by Hammer.

Annealing of Carbon Steel C45E material

680-710°C, Soak well. then slowly cool in furnace

Hardening of C45E

At 820-855°C, Quenching in air or oil. before quench, ensure heat thoroughly.

Tempering of Steel Din C45E

Heat to 550-660°C for Tempering. As different hardness and requirement, confirm temperature.

* Heat treatment include heating rate, cooling rate, soaking times. different size and shape also effect C45E steel Heat treatment results. so we advice you contact your heat treatment get more assistance.

Welding of DIN C45E Carbon Steel material

C45E is a medium carbon steel material, its welding must be no careless. Pls contact your welding provider. or as the C45E steel material welding assistance Data.

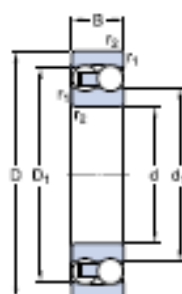
Anexo F

Datasheet do rolamento SKF 1304 ETN9.

Rolamentos autocompensadores de esferas

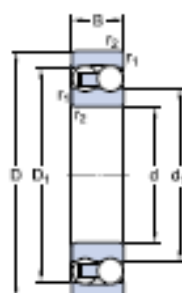
1304 ETN9

Dimensões



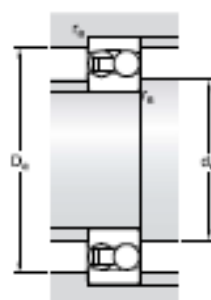
d	20	mm
D	52	mm
B	15	mm
d ₁	≈ 33,3	mm
D ₁	≈ 44,6	mm

Dimensions



r _{1,2}	min. 1	mm
------------------	--------	----

Dimensões do encosto



d _a	min. 27	mm
D _s	max. 45	mm
r _s	max. 1	mm

Dados de cálculo

Classificação de carga dinâmica básica

C	14,3	kN
---	------	----

Anexo G

Datasheet mancal SKF série SNL e SE para rolamentos em uma bucha de fixação com vedação padrão.

Mancais bipartidos série SNL e SE para rolamentos em uma bucha de fixação com vedações padrão

SNL 505

Produtos apropriados

Rolamento (designação básica)

1205 K

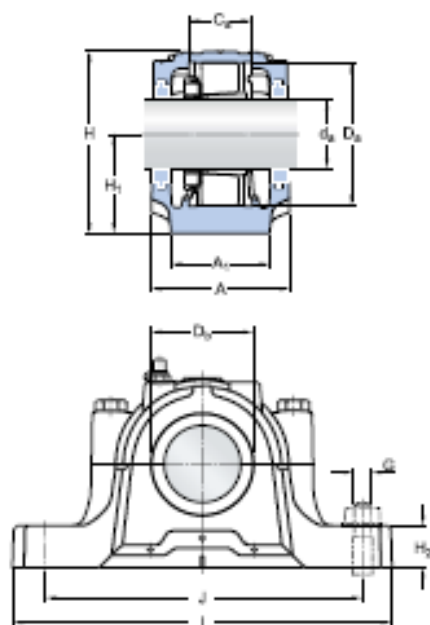
Bucha do adaptador

H 205

Anel de fixação

2 x FRB 5/52

Dimensões



d_a	20	mm
C_a	25	mm
D_a	52	mm
D_b	31,5	mm
A	67	mm
A_1	46	mm
H	74	mm
H_1	40	mm
H_2	19	mm
J	130	mm
L	165	mm
N	20	mm
N_1	15	mm

Pinos de ajuste

J_5	152	mm
J_7	16	mm
N_4	max. 5	mm

