

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  
COORDENAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

JOÃO GREGÓRIO BOHATCZUK JÚNIOR

**PROJETO DE DESENVOLVIMENTO DE UM DINAMÔMETRO  
HIDRÁULICO PARA TESTES DE MOTORES DE COMBUSTÃO  
INTERNA**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

GUARAPUAVA  
2015

JOÃO GREGÓRIO BOHATCZUK JÚNIOR

PROJETO DE DESENVOLVIMENTO DE UM DINAMÔMETRO HIDRÁULICO PARA  
TESTES DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado como requisito parcial à  
obtenção do título de Bacharel em  
Engenharia mecânica, da Coordenação de  
Engenharia Mecânica, da Universidade  
Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. André Damiani Rocha  
Co-orientador: Prof. Msc. Luciano Zart  
Olanyk

GUARAPUAVA  
2015



Ministério da Educação  
**Universidade Tecnológica Federal do Paraná**  
Câmpus Guarapuava

Diretoria de Graduação e Educação Profissional  
Coordenação de Engenharia Mecânica



---

## **TERMO DE APROVAÇÃO**

**PROJETO DE DESENVOLVIMENTO DE UM DINAMÔMETRO HIDRÁULICO PARA  
TESTES DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA**

por

**JOÃO GREGÓRIO BOHATCZUK JÚNIOR**

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 29 de Junho de 2015 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

---

Dr. André Damiani Rocha  
Prof. Orientador

---

Msc. Luciano Zart Olanyk  
Co-orientador

---

Dra. Denise Alves Ramalho  
Membro Titular

---

Msc. Luciano Zart Olanyk  
Coordenador do curso de Engenharia Mecânica

## **AGRADECIMENTOS**

Em primeiro lugar agradeço a Deus, não apenas pelos momentos bons, pelas inspirações espontâneas, e pela satisfação de poder concluir este trabalho diante das inúmeras dificuldades encontradas, mas também pela força que recebi nos momentos ruins, onde por pouco não me fizeram desistir de tudo.

Em segundo lugar agradeço ao caríssimo professor e orientador Dr. André Damiani Rocha, que desde as primeiras discussões sempre deixou claro quão fortemente apoia a iniciativa de realizar projetos práticos ou que se aproximem ao máximo disso. Seu apoio durante a orientação foi fundamental à evolução do projeto, desde que era apenas uma ideia raramente discutida.

Deixo também meu agradecimento ao professor Dr. Luciano Zart Olanyk pela co-orientação neste trabalho e pelo apoio à iniciativa do projeto.

Aos professores que apoiaram o início dos projetos Baja SAE, Formula SAE e SAE Aeromodelismo em nossa Universidade, o meu sincero agradecimento e, especialmente aos que me indicaram a capitão da equipe do projeto Formula SAE, reconhecendo minha afinidade com a área, e que, por fim, motivou-me a produzir um trabalho dedicado diretamente ao projeto.

Agradeço também à minha família, que vivenciou parte dos dias intensos de trabalho, e especialmente ao apoio de meu pai, que sempre se inspirou pela iniciativa, e reconhece a dimensão de um trabalho acadêmico desta importância.

“Onde há uma vontade, há um caminho.  
Tendo um caminho, só precisamos de  
coragem para chegar.”

(Provérbio Chinês)

## RESUMO

BOHATCZUK, João G. Projeto de desenvolvimento de um dinamômetro hidráulico para testes de motores de combustão interna. 2015. 60f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Coordenação de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Guarapuava, 2015.

O presente trabalho apresenta um estudo prévio do desenvolvimento tecnológico dos mecanismos de medição de torque em motores, denominados dinamômetros, buscando conhecer e auxiliar na escolha do modelo de dinamômetro hidráulico mais adequado para realizar a medida do torque dos motores de combustão interna utilizados pelas equipes de Baja SAE e Formula SAE. Descreve o ciclo de potência de um motor de combustão interna e o modo como é gerado o torque. Apresenta o conceito de fluido, suas propriedades, seu comportamento dentro de um escoamento entre placas paralelas e o cálculo do número de Reynolds. Define o modelo de dinamômetro hidráulico a ser utilizado, e discute o comportamento do dinamômetro usado como modelo de acordo com as especificações do projeto original. Os cálculos realizados são reutilizados para uma readequação do modelo com o objetivo de permitir sua operação com fluidos de trabalho facilmente encontrados no mercado. A usabilidade de alguns fluidos de trabalho que foram sugeridos é avaliada para cada motor utilizado.

**Palavras chave:** Dinamômetro hidráulico. Torque. Motores de combustão interna. Fluido de trabalho.

## ABSTRACT

BOHATCZUK, João G. Projeto de desenvolvimento de um dinamômetro hidráulico para testes de motores de combustão interna. 2015. 60f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Coordenação de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Guarapuava, 2015.

This paper presents a preliminary study of the technological development of engines in torque measurement mechanisms, called dynamometers, aiming to meet and assist in choosing the most appropriate hydraulic dynamometer model to perform the measurement of torque of internal combustion engines used by the teams of Baja SAE Formula SAE projects and the Federal Technological University of Paraná - Campus Guarapuava. It describes the power cycle of an internal combustion engine, and how the torque is generated. It introduces the concept of fluid, their properties, their behavior within a flow between parallel plates and the importance of calculating the number of Reynolds. Sets the hydraulic dynamometer model being used, and discusses the behavior of the dynamometer used as a template according to the specifications of the original design. The calculations performed are reused for a readjustment of the model in order to allow it to operate with easily found on the market working fluids. The usability of some working fluids that have been suggested is evaluated for each engine in use.

**Keywords:** hydraulic dynamometer. Torque. Internal combustion engines. Working fluid.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Freio de Prony .....	17
Figura 2 - Freio de Prony para motores elétricos. ....	19
Figura 3 - Esquema de funcionamento de um freio eletromagnético .....	20
Figura 4 - Dinamômetro hidráulico do tipo Froude. ....	22
Figura 5 - Entradas e saídas de fluido do estator.....	22
Figura 6 - Linhas de corrente do escoamento.....	23
Figura 7 - Ciclo de operação de um motor 4 tempos .....	27
Figura 8 - Sistema pistão-biela-manivela .....	28
Figura 9 - Comportamento de um fluido e de um sólido sob uma tensão cisalhante ....	30
Figura 10 - Escoamento laminar entre placas planas paralelas .....	32
Figura 11 - Escoamento laminar com uma placa móvel.....	33
Figura 12 - Curva de torque do motor Briggs & Stratton 10cv.....	34
Figura 13 - Curva de torque e potência do motor Honda CBR600RR.....	35
Figura 14 - Dinamômetro hidráulico de placas paralelas .....	41
Figura 15 - Disco móvel e disco fixo do dinamômetro.....	42
Figura 16 - Corpo externo do dinamômetro .....	43
Figura 17 - Tampa de vedação do conjunto.....	43
Figura 18 - Dinamômetro instalado em bancada de testes .....	44
Figura 19 - Viscosidade dinâmica de fluidos comuns de acordo com a temperatura....	48

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Valores de K para diferentes geometrias de toróide .....	38
Tabela 2 - Principais dimensões dos componentes do dinamômetro hidráulico construído pela FAHOR .....	45
Tabela 3 - Resultado dos cálculos de área útil, força tangencial e tensão de cisalhamento. ....	46
Tabela 4 - Viscosidade dinâmica dos óleos vegetais de acordo com a temperatura ....	51
Tabela 5 - Viscosidade dinâmica dos óleos multiviscosos SAE de acordo com a temperatura .....	51
Tabela 6 - Diferença entre medidas do dinamômetro original e o dinamômetro modificado.....	52
Tabela 7 - Diferença entre valores calculados do dinamômetro original e o dinamômetro modificado.....	53
Tabela 8 - Valores do número de Reynolds para os fluidos de trabalho escolhidos .....	55

## LISTA DE SÍMBOLOS

F	Força (N)
R	Comprimento do braço da alavanca (m)
T	Torque produzido pelo motor (N.m)
$U_t$	Velocidade tangencial (m/s)
$P_w$	Potência produzida pelo motor em Watts (W)
n	número de rotações por minuto
$P_{cv}$	Potência produzida pelo motor em cavalos-vapor (cv)
K	Constante de capacidade do dinamômetro hidráulico (lb.min/ft <sup>4</sup> )
$F_b$	Força na biela (N)
$F_{tan}$	Componente tangencial da força da biela(N)
$F_r$	Componente radial da força da biela (N)
$\rho$	Densidade (kg/m <sup>3</sup> )
m	Massa (kg)
V	Volume (m <sup>3</sup> )
SG	Gravidade específica
$\rho_{H_2O}$	Densidade da água a 4°C (kg/m <sup>3</sup> )
$\tau$	Tensão de cisalhamento (N/m <sup>2</sup> )
du	Velocidade da partícula (m/s)
dy	Distância entre a partícula e a superfície do escoamento (m)
$\mu$	Viscosidade dinâmica (N.s/m <sup>2</sup> )
$F_t$	Componente da força tangencial (N)
A	Área da superfície (m <sup>2</sup> )
$\nu$	Viscosidade cinemática (m <sup>2</sup> /s)
Re	Número de Reynolds
U	Velocidade do escoamento (m/s)
L	Comprimento do escoamento (m)
a	Distância entre as placas (m)
$\dot{V}$	Taxa de fluxo de água (L/h)

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>12</b>
1.1 OBJETIVOS.....	14
1.2 JUSTIFICATIVA.....	14
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>16</b>
2.1 DINAMÔMETRO.....	16
2.1.1 Tipos de dinamômetros .....	16
2.1.1.1 Freio de Prony .....	16
2.1.1.2 Dinamômetro de Correntes de Foucault.....	19
2.1.1.3 Dinamômetro de corrente alternada e de corrente contínua .....	20
2.1.1.4 Dinamômetro hidráulico.....	21
2.2 DESENVOLVIMENTO DO DINAMÔMETRO HIDRÁULICO.....	21
2.3 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA .....	26
2.3.1 Visão Geral .....	26
2.3.2 Ciclo de Potência do Motor de Combustão Interna.....	26
2.3.3 Medida do Torque do Motor de Combustão Interna .....	28
2.4 FLUIDO.....	29
2.4.1 Definição.....	29
2.4.2 Densidade.....	30
2.4.3 Viscosidade.....	30
2.4.4 Escoamento Interno Viscoso .....	31
2.5 CURVAS DE TORQUE E POTÊNCIA DOS MOTORES .....	33
<b>3 METODOLOGIA</b> .....	<b>35</b>
3.1 MODELAGEM MATEMÁTICA .....	36
3.2 MATERIAIS.....	38
3.2.1 Softwares.....	38
<b>4 DESENVOLVIMENTO DO DINAMÔMETRO HIDRÁULICO</b> .....	<b>40</b>
4.1 CONSIDERAÇÕES E ESCOLHA DO DINAMÔMETRO.....	40
4.2 MEMORIAL DE CÁLCULO DE DIMENSIONAMENTO .....	44
4.2.1 Modelo da FAHOR.....	44
4.2.1 Variação de Parâmetros Dimensionais.....	49
4.2.1.1 Influência da viscosidade dinâmica do fluido e da rotação do motor.....	49
4.2.1.2 Alteração dos parâmetros e comparação dos resultados.....	52
<b>5 CONSIDERAÇÕES FINAIS</b> .....	<b>57</b>
<b>6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	<b>58</b>

## 1 INTRODUÇÃO

O quadro atual do desenvolvimento tecnológico de motores de combustão interna aponta que apesar de parecer estagnado - em questões de estrutura e componentes fundamentais, a integração entre os mecanismos de operação e os inúmeros dispositivos eletrônicos de controle e diagnóstico do respectivo comportamento tem sido um fator de essencial influência no desempenho final que o motor apresenta.

É fato que a indústria e a demanda atual do mercado acabam por definir - ou impor - os requisitos básicos para a aceitabilidade de um veículo, e esta é ditada principalmente pelo motor que utiliza. Dessa forma, tem-se hoje no mercado uma linha de motores de vários fabricantes com características estruturais semelhantes, bem como os componentes eletrônicos. E o diferencial se dá, então, na variação dos parâmetros de configuração dos dispositivos controladores, possibilitando direcionar o desempenho para maior potência ou economia.

Sendo assim, a variabilidade do desempenho do motor precisa ser avaliada. E mesmo com a grande quantidade de sensores capazes de fazer inúmeras medições e cálculos, não se consegue, de forma precisa, avaliar o torque e a potência produzidos naquelas condições. A medição, portanto, é realizável somente mediante o auxílio de um equipamento específico.

E foi na primeira Revolução Industrial, com as máquinas a vapor, que surgiram os primeiros dispositivos - que posteriormente vieram a ser chamados dinamômetros - capazes de medir a potência que estas produziam, partindo do princípio de avaliar a força produzida pelo eixo motor quando é oferecida a ele uma carga de resistência à sua operação normal - sendo esta capaz de pará-lo, ou não.

Os dinamômetros dispõem atualmente de algumas variações em suas constituições, sendo cada uma delas para uma determinada aplicação, que define então a complexidade de sua construção, operação e seus respectivos custos, as formas de realizar a medida da carga, e conseqüentemente a confiabilidade dos resultados gerados.

Percebe-se então, que cada um destes fatores característicos e o papel que desempenham em conjunto são resultantes de inúmeros estudos e experimentos desenvolvidos. E o mais importante: estes estudos estão abertos a melhorias e alternativas. Logo, dificilmente deixam de ser vistos como um estímulo à pesquisa e inovação, e um dos cenários que mais propicia tal desenvolvimento é o das competições automobilísticas.

As competições automobilísticas contam com várias categorias, e mais recentemente houve uma abertura também para as universidades, de forma a instigar os estudantes participantes a aproximarem da prática os conhecimentos teóricos adquiridos no ambiente acadêmico.

A Sociedade de Engenheiros Automotivos (SAE) proporciona eventos automobilísticos especialmente para a área acadêmica, de onde se destacam os projetos Mini Baja e Formula SAE. Para ambos, realiza-se as competições anualmente, e o projeto é inteiramente desenvolvido por alunos.

Sobre as competições:

[...] as equipes devem demonstrar mais detalhadamente se o carro apresentado no projeto equivale com o apresentado no evento. São avaliadas as soluções apresentadas, nos aspectos de manufatura, custos e qualidade do produto final. Os estudantes devem também comprovar numa apresentação para diretores da indústria automobilística que seu produto é economicamente viável dentro do nicho de mercado. Além das avaliações do projeto, o carro também é avaliado: todos os carros passam por uma criteriosa inspeção técnica, onde são vistoriados itens de segurança e regulamento. (SAE BRASIL, 2014).

O objetivo final destes projetos é a competição entre equipes de alunos representantes de suas respectivas instituições de ensino superior. Cada equipe deve projetar um veículo que atenda a todas as especificações requeridas pelo regulamento, e propondo soluções onde o próprio regulamento permite o uso da criatividade dos projetistas participantes. Inicialmente as equipes realizam a sua inscrição na competição, e enviam o projeto do veículo até um determinado prazo.

O estudante da área de engenharia que participa das competições Mini Baja SAE e Formula SAE tem a oportunidade de vivenciar a dimensão e os desafios que um projeto de engenharia apresenta em sua realização, desde a concepção, ao detalhamento e finalmente a construção. Tem também a oportunidade de aplicar na prática os conhecimentos adquiridos na universidade, nas mais variadas disciplinas,

além de um grande e intenso aprendizado de trabalho em equipe em todas as fases do projeto, bem como a preparação do acadêmico para o mercado de trabalho (SAE BRASIL, 2014).

A Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR) *campus* Guarapuava iniciou os trabalhos nestes projetos no segundo semestre de 2014, e por ser uma iniciativa ainda recente, o *campus* ainda não dispõe de todos os equipamentos considerados essenciais para o desenvolvimento dos referidos projetos.

Tal situação já é muito discutida entre os idealizadores de ambos os projetos, e leva a concluir que a possibilidade de construção de alguns equipamentos pode proporcionar grandes contribuições não apenas para os projetos, mas sim, inúmeras oportunidades de desenvolvimento desses equipamentos, à medida que se aprofunda o respectivo conhecimento.

Conforme Marques (2007), a evolução tecnológica que acompanha estas competições merece um destaque. Entre os veículos de muitos anos anteriores e os atuais há um grande salto, principalmente no que se refere à seleção de materiais, eletrônica embarcada e utilização intensa de softwares de simulação computacional, seguindo uma tendência da indústria automotiva.

## 1.1 OBJETIVOS

O objetivo geral é dimensionar um dinamômetro hidráulico que seja capaz de medir o torque produzido por motores de até 50cv.

O dimensionamento teórico das partes que compõem o dinamômetro hidráulico bem como a modelagem assistida por computador são objetivos específicos deste trabalho.

## 1.2 JUSTIFICATIVA

Este trabalho se justifica pela necessidade de projetar e confeccionar um dinamômetro que seja capaz de realizar a medição do torque tanto dos motores do projeto Mini Baja SAE, que por padrão é o modelo *Briggs & Stratton* de 10cv, quanto dos

motores do projeto Formula SAE (sem limite de potência), provenientes de motocicletas de até 610 cilindradas. Ou seja, sua aplicabilidade é mais ampla e será de grande contribuição para ambos os projetos.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta uma revisão geral da literatura sobre dinamômetros, os tipos mais conhecidos e suas aplicações, seguidos de uma breve revisão sobre motores de combustão interna, incluindo o ciclo de operação e a forma de medir o torque produzido.

### 2.1 DINAMÔMETRO

O dinamômetro é um equipamento capaz de medir potência - trabalho executado em uma unidade de tempo - de um motor em suas diversas condições de funcionamento. (PEREIRA 1999).

O surgimento dos dinamômetros acompanha o desenvolvimento das primeiras máquinas a vapor no século XVIII, quando houve a necessidade de avaliar o torque produzido por estas, a fim de permitir dimensionar adequadamente sua construção, eliminando assim gastos excessivos de recursos e materiais, e evitando sobrecarga de mecanismos e elementos ligados ao eixo motor.

#### 2.1.1 Tipos de dinamômetros

Os principais tipos de dinamômetros são:

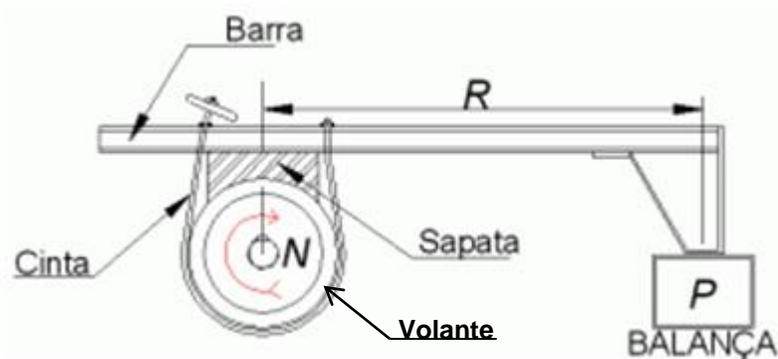
- Freio de Prony
- Dinamômetro de Correntes de Foucault
- Dinamômetro de Corrente Alternada
- Dinamômetro de Corrente Contínua
- Dinamômetro Hidráulico

##### 2.1.1.1 Freio de Prony

O engenheiro francês Gaspard Prony desenvolveu, em 1821, o dispositivo denominado freio de Prony, utilizado para facilitar a compreensão do funcionamento dos dinamômetros, que medem o torque de um motor. Apesar de demonstrar de forma clara o princípio de funcionamento de um dinamômetro, na prática, este modelo só pode ser empregado para avaliar mecanismos de baixa potência (BRUNETTI, 2012).

Pereira (1999) explica que o freio de Prony é um dos mais antigos mecanismos utilizados para medir o torque de um motor. É constituído por um volante circular e por uma cinta conectada a um braço, e este, por sua vez, está ligado a uma balança, conforme ilustrado na Figura 1. O volante é acionado pelo motor e o movimento do volante é restringido pela pressão aplicada; a cinta transmite ao braço a força que o motor está exercendo; esse braço associado à balança permite verificar a carga que o motor está exercendo sobre esta. Com este valor torna-se possível calcular o torque que o motor desempenha.

Pelo equipamento demonstrado na Figura 1 abaixo, observando que o conjunto resiste ao atrito formado pela pressão que a cinta exerce sobre o volante, é possível visualizar a grandeza desta força ( $F$ ) através da leitura na balança em que o braço está apoiado. Este valor encontrado, multiplicado pelo comprimento do braço de alavanca - demonstrado pela letra  $R$  - será o torque (em N.m) que o motor está exercendo em seu eixo (PEREIRA, 1999).



**Figura 1 - Freio de Prony**

**Fonte: (Pereira, 1999)**

Em resumo, o torque pode ser calculado pela equação (1):

$$T = F \cdot R \quad (1)$$

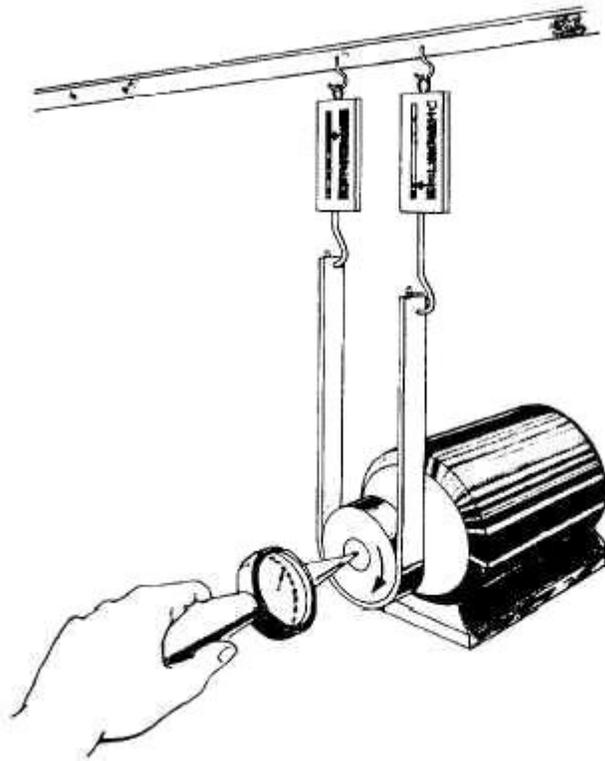
Heywood (1988) mostra que a potência do motor (em W) absorvida pelo dinamômetro pode ser calculada como sendo o produto da força pela velocidade tangencial ( $U_t$ ) do volante, ou ainda, o produto do torque mensurado pela rotação do motor (rpm), e pode ser visto na equação (2):

$$P_w = F \cdot U_t = F \cdot \frac{2\pi \cdot n \cdot R}{60} = \frac{2\pi \cdot n \cdot T}{60} \cong 0,104719 \cdot n \cdot T \quad (2)$$

Para fins de interpretação e comparação com valores comerciais convencionais, é interessante utilizar a conversão de kW para cv (cavalo-vapor), sabendo que  $1\text{cv} = 0,7355\text{kW}$ . (HEYWOOD, 1988). Assim, podemos reescrever a equação (2) em forma simplificada, sendo a equação (3) a seguir:

$$P_{cv} = \frac{2\pi \cdot n \cdot T}{60 \cdot 0,7355} \cong 0,142379 \cdot n \cdot T \quad (3)$$

Por ser um dispositivo simples, de baixo custo e fácil operação, ainda é muito usado para fins acadêmicos e testes em pequenos motores, e conta com a adaptação de dinamômetros de molas instalados nas extremidades das cintas, para leitura imediata do valor da carga, juntamente com o uso de um tacômetro para medir a rotação do eixo naquele instante (BRUNETTI, 2012). Um exemplo deste modelo pode ser visto na Figura 2 a seguir.



**Figura 2 - Freio de Prony para motores elétricos.**

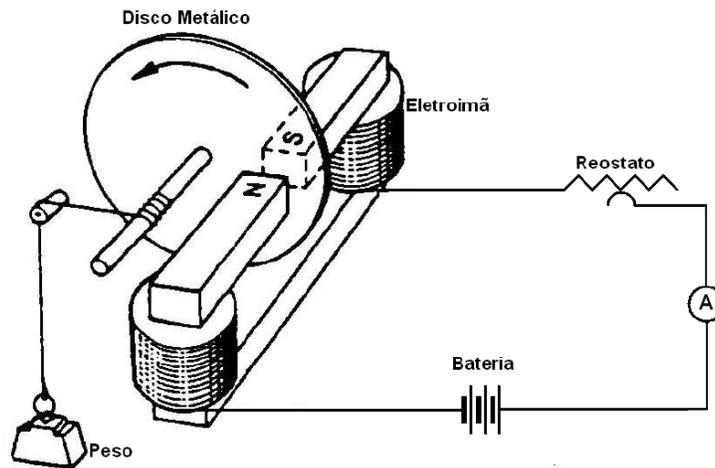
**Fonte: (Brunetti, 2012)**

No entanto, o freio de Prony apresenta alguns inconvenientes operacionais, destacando-se o fato de ser mantida uma carga constante sobre o motor, independente da rotação. Assim, caso a carga imposta venha a superar o torque produzido pelo motor, a rotação cairá gradativamente até o ponto de travar o eixo, e durante toda essa ocorrência não se pode obter uma medição confiável. Posteriormente o freio de Prony acabou sendo substituído por modelos mais recentes, que inclusive utilizaram deste problema como base para seu desenvolvimento (PEREIRA, 1999).

#### 2.1.1.2 Dinamômetro de Correntes de Foucault

O funcionamento dos dinamômetros de Foucault está baseado na criação de correntes elétricas que se originam dentro de uma massa metálica condutora inserida dentro de um campo magnético variável (SOUZA, 2005). Estas correntes, denominadas “Correntes de Foucault”, giram em torno de linhas de fluxo nas massas metálicas onde elas se desenvolvem. O campo magnético originário do indutor é geralmente um campo fixo, onde a variação do elemento induzido é obtida pelo movimento do eixo de

movimentação a ser freado (HAICAL, 2009). A Figura 3 apresenta um esquema de um freio eletromagnético.



**Figura 3 - Esquema de funcionamento de um freio eletromagnético**

Fonte: (Haical, 2009)

O disco metálico que pode girar livremente na ausência de corrente de alimentação dos imãs é freado assim que uma corrente começa a circular entre estes, criando assim um campo magnético que atravessa o disco introduzido. As correntes de Foucault geradas no disco produzem um campo magnético que se opõe a variação do fluxo que os produziu e tende, portanto, a trabalhar de forma contrária ao deslocamento. As forças eletromagnéticas que atuam sobre o disco são diretamente proporcionais à velocidade de rotação e com direção no sentido desta velocidade. Pode-se, desta forma, frear o disco em rotação sem aplicação de atrito mecânico (HAICAL, 2009).

### 2.1.1.3 Dinamômetro de corrente alternada e de corrente contínua

Haical (2009) explica que os dinamômetros de corrente alternada e de corrente contínua funcionam como geradores elétricos acionados pela máquina em prova, que produzem energia elétrica consumida por uma carga variável, a qual pode ser uma cuba eletrolítica ou um balanço de resistores. A medição requer a calibragem da instrumentação elétrica para compensar o rendimento produzido pelos geradores. Têm

ainda a vantagem de poderem ser utilizados como motor elétrico, acionando a máquina em teste para a medição da potência. A diferença entre o dinamômetro de corrente alternada e o dinamômetro de corrente contínua é - além do sentido que a corrente produzida percorre - a dimensão e o custo do gerador de corrente contínua, que são significativamente maiores, e que o torna menos preferível.

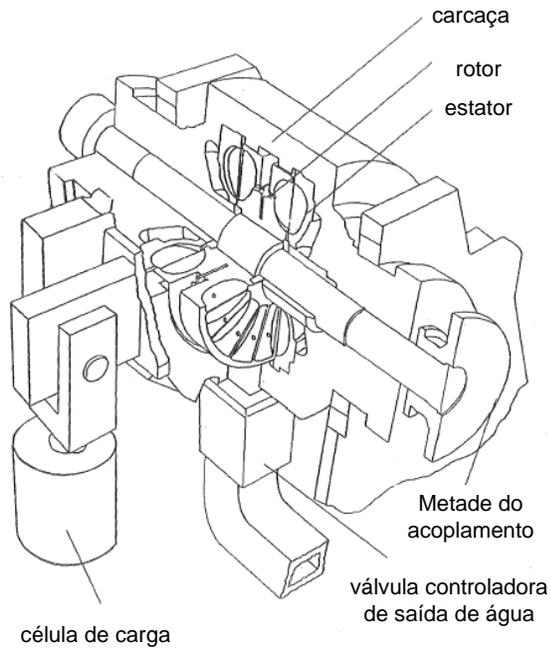
#### 2.1.1.4 Dinamômetro hidráulico

O dinamômetro hidráulico é um dispositivo destinado à medição e absorção de energia de uma fonte motora capaz de acioná-lo. Para absorver a energia e realizar troca do calor gerado no processo, é necessário fornecer um fluxo contínuo de fluido. Esse tipo de dinamômetro funciona como uma centrífuga ineficiente, onde cerca de apenas 2% da energia é convertida em pressão hidráulica (Pereira, 1999). Quanto maior o volume de fluido e a velocidade do motor, maior será a pressão hidráulica. Este tipo de dinamômetro geralmente é utilizado para testes de potência em motores automobilísticos.

Brunetti (2012) relata que os dinamômetros de maior aplicação são os hidráulicos e os elétricos. A grande diferença é a forma como se realiza a frenagem, tendo em vista que os hidráulicos normalmente utilizam o atrito de cisalhamento do fluido contra a carcaça, enquanto os elétricos utilizam a força de resistência ao movimento de um núcleo dentro do campo eletromagnético para realizarem a frenagem do motor em teste.

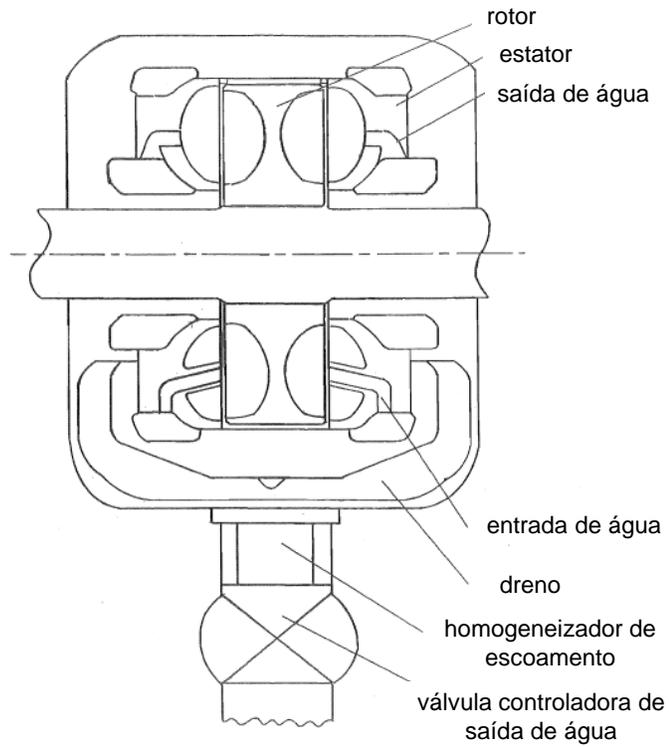
## 2.2 DESENVOLVIMENTO DO DINAMÔMETRO HIDRÁULICO

Um dinamômetro hidráulico tem um compartimento de trabalho na forma de um toróide elíptico contendo dois conjuntos de conchas opostas inclinadas. Um conjunto de conchas é fixado no rotor que é acionado pelo motor em teste e o outro conjunto de conchas é fixado no estator, na máquina estacionária (carcaça) (HODGSON, 1991). Um esquema de um dinamômetro hidráulico do tipo Froude é apresentado nas Figuras 4 e 5.



**Figura 4 - Dinamômetro hidráulico do tipo Froude.**

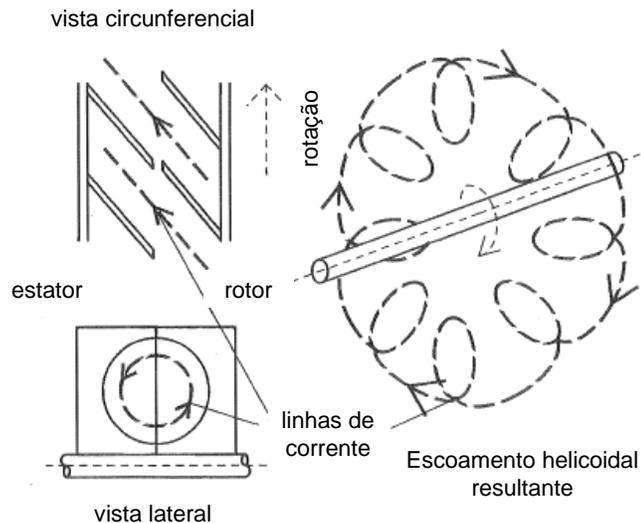
**Fonte: Hodgson (1991).**



**Figura 5 - Entradas e saídas de fluido do estator.**

**Fonte: Hodgson (1991).**

Hodgson (1991) explica que, quando em rotação, as conchas do rotor bombeiam o fluido a partir do raio interno para o raio externo, chegando ao estator escoando do raio externo para o raio interno do estator transmitindo torque. O fluido então retorna ao raio interno do rotor. Esse circuito de escoamento é sobreposto ao escoamento rotacional, resultando em um escoamento helicoidal, como mostra a figura 6.



**Figura 6 - Linhas de corrente do escoamento.**

**Fonte: Hodgson (1991).**

Ao passar pelas conchas o escoamento é perturbado, gerando turbulência. Esse efeito, combinado com o atrito estático (parede), atrito dinâmico (fluido), as perdas entre rotor e estator e os turbilhões gerado pelo escoamento em curva, resultam em uma potência transferida para o fluido de trabalho. Dessa maneira, é necessário manter um fluxo de fluido que seja suficiente para limitar o aumento de temperatura (HODGSON, 1991).

A quantidade de torque produzido pela máquina é geralmente ajustada pela utilização de uma comporta entre o rotor e o estator para reduzir a área de fluxo ou pela redução da quantidade de fluido no compartimento de trabalho.

O dinamômetro hidráulico foi apresentado como invenção por William Froude em 1877. Seu modelo original utilizava comportas para reduzir a área de fluxo

permitindo o ajuste do torque desenvolvido para um dinamômetro totalmente preenchido. Este método de variação de carga foi utilizado por muito tempo, embora a maioria das máquinas modernas empregue a variação de preenchimento (HODGSON, 1991).

O primeiro estudo rigoroso quantitativo de um dinamômetro foi realizado por Rao (1968). O autor apresentou uma análise teórica com objetivo de determinar a constante de capacidade  $K$  relacionada ao torque considerando efeitos da variação do ângulo da concha, dimensões e forma do toróide, propriedades do fluido e coeficientes de perda (perdas por choque e atrito). O estudo desconsidera o efeito causado pela espessura da concha. Knudsen and Countess (1971) consideraram o problema da cavitação em um dinamômetro axial para condições de alta velocidade do rotor. Os autores discutem as condições de projeto necessárias para minimizar a cavitação.

Mitsubishi et al. (1973) levou em consideração, em seu estudo, o problema da vibração em dinamômetros hidráulicos devido ao número de conchas do rotor e conchas do estator. O estudo apresenta uma análise linear da máquina como um sistema de dois graus de liberdade. Os autores mostraram que a vibração é praticamente eliminada com o aumento de conchas do rotor.

O efeito do número de conchas sobre o torque foi considerado por Patki e Gill (1976) usando o modelo clássico para o torque hidrodinâmico, embora a equação da pressão utilizada para calcular a velocidade seja incompleta e as perdas tenham sido apenas qualitativamente mencionadas.

Com o intuito de investigar o fenômeno do auto esvaziamento, Raine (1977) obteve uma expressão unidimensional para o torque e uma equação para a pressão na superfície da concha. Ele demonstrou que a causa do esvaziamento era um decréscimo excessivo do volume de fluido na concha, do que a dissolução do vórtice de fluido nesta.

Hodgson (1991) propôs em sua tese a avaliação do fenômeno do auto esvaziamento, a investigação dos efeitos da variação na geometria da máquina e a resposta dinâmica da máquina a perturbações na entrada sob controle de ciclo aberto e fechado utilizando simulações. Resultados demonstraram correspondências com estudos prévios, inclui que as variações do diâmetro do equipamento e as proporções

dos componentes internos são os principais determinantes da capacidade de carga do dinamômetro.

Brunetti (2012) descreve brevemente o funcionamento de um dinamômetro hidráulico, constituído de uma carcaça metálica que se apóia em dois mancais coaxiais com os mancais do eixo. Desta maneira a carcaça pode girar livremente em torno de seu eixo e seu equilíbrio é feito pelo braço, que se apóia na balança ou célula de carga. Internamente, possui um rotor provido de conchas, em ambas as faces, ligado ao eixo do motor. Na carcaça há uma série de conchas montadas opostas às conchas do rotor que estão direcionadas para o sentido da rotação do motor.

O espaço interno, entre a carcaça e o rotor, é preenchido com fluido de trabalho. Em funcionamento, o fluido é empurrado contra as conchas da carcaça, tentando arrastá-la no sentido da rotação. Como a carcaça está presa ao braço da alavanca, ligado à balança, o fluido entra em movimento turbulento, transformando a parte da energia hidráulica em calor e em esforço torsor. Para remover o calor produzido, o fluido quente sai pela parte superior da carcaça, ao mesmo tempo em que o fluido frio entra pela parte inferior. Na saída há uma válvula que controla o fluxo a fim de manter o nível de água e temperatura adequados. Alguns fabricantes recomendam não ultrapassar a temperatura de 60°C (BRUNETTI, 2012).

Rao (1968) define como sendo um fluxo toroidal o espaço interno preenchido com o fluido de trabalho, e compara o funcionamento do mecanismo com o de uma bomba centrífuga. Devido ao choque empregado ao fluido durante a passagem do rotor, o torque gerado no fluido é transferido para a carcaça do dinamômetro e pode ser medido por diferentes tipos de dispositivos.

Pereira (1999) destaca uma das características importantes sobre o funcionamento do dinamômetro. Esse modelo varia a carga aplicada proporcionalmente à rotação em que o motor opera. Desta forma, se a rotação sofrer uma queda brusca, a carga imposta ao motor pelo dinamômetro diminuirá, permitindo ao operador reajustar a carga e corrigir a velocidade para um novo valor desejado.

A maior parcela da energia fornecida a esse tipo de freio é dissipada por choque e atrito. Desta forma a maior parte do trabalho fornecida pelo motor se converte em calor no fluido. Uma pequena parte da entrada de energia é consumida pelo atrito

dos rolamentos e selos. Outra parte é dissipada por radiação do casco para o ambiente. Através do emprego de um equacionamento é possível calcular o balanço de energia do sistema (RAO 1968).

## 2.3 MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

### 2.3.1 Visão Geral

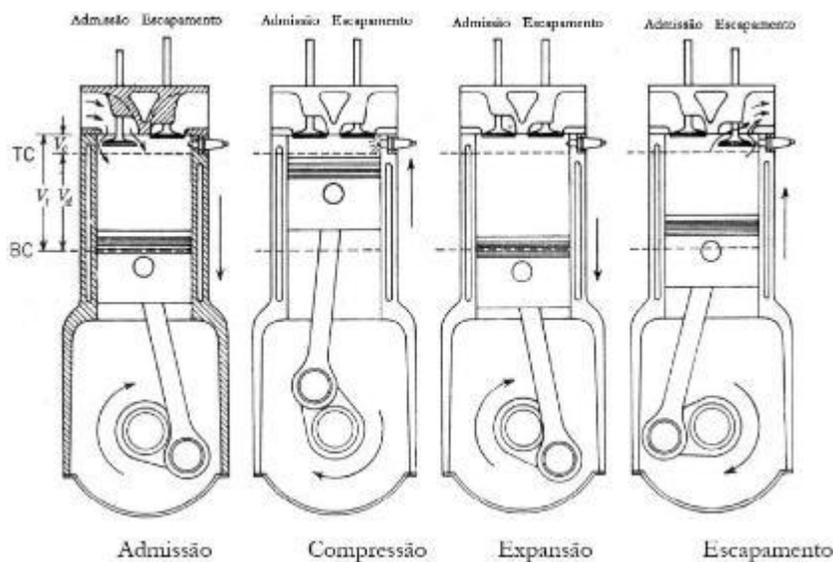
O motor de combustão interna é uma máquina térmica que transforma a energia proveniente de uma reação química em energia mecânica. Dentre os modelos deste tipo de motor, o fluido de trabalho é a mistura de combustível e ar, que são comprimidos, e a queima desta mistura ocorre dentro da câmara de combustão. Após a queima, a liberação de energia eleva a temperatura da mistura, fazendo os gases se expandirem e, assim, realizarem trabalho. Essa mistura passa por mudança na sua composição após a combustão, variando de ar mais combustível para produtos da combustão. E o trabalho produzido é aproveitado pelos mecanismos ligados ao motor, permitindo a movimentação de veículos, operação de máquinas e geração de energia elétrica.

### 2.3.2 Ciclo de Potência do Motor de Combustão Interna

Os motores mais comuns encontrados são do tipo alternativo, e este nome é dado pela característica de sua operação, que consiste em um pistão que alterna entre a posição de menor volume, conhecida como ponto morto superior (PMS), e a posição de maior volume, conhecida como ponto morto inferior (PMI), dentro de um cilindro (Çengel, 2006). Esta alternância permite a realização do ciclo de potência conhecido como ciclo Otto, composto pelas fases de entrada de mistura de ar e combustível, compressão da mistura, queima da mistura comprimida e retirada dos gases resultantes da queima.

De acordo com a forma que são organizadas estas fases, o motor define quantas etapas, denominadas tempos, que o motor alternativo deve realizar para completar um ciclo de potência completo. Assim, o motor pode trabalhar em quatro tempos, onde ocorre uma fase para cada movimento alternado do pistão, ou em dois tempos, onde o motor realiza duas fases simultaneamente.

Nos motores de quatro tempos, a sequência do ciclo é seguida normalmente. O esquema de funcionamento pode ser visto na figura 7.



**Figura 7 - Ciclo de operação de um motor 4 tempos**

**Fonte: Heywood (1988)**

Heywood (1988) descreve os tempos resumidamente como:

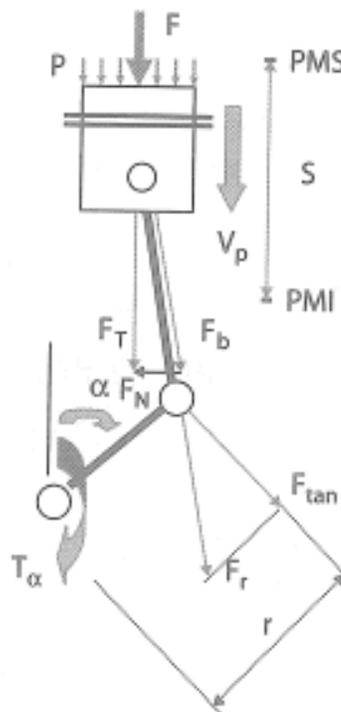
1. Admissão: inicia com o pistão em PMS e a válvula de admissão aberta, e termina com o pistão em PMI e a válvula de admissão fechada;
2. Compressão: Com as duas válvulas fechadas, o pistão realiza sua subida e a mistura é comprimida a uma pequena fração do seu volume inicial. Ao chegar em PMS, é dada uma centelha, que inicia a explosão da mistura, aumentando ainda mais a pressão no cilindro;
3. Expansão: inicia com o pistão em PMS e ambas válvulas fechadas e termina com o pistão em PMI devido à alta pressão gerada pela

combustão dos gases de mistura. Ao se aproximar do PMI, a válvula de escape inicia sua abertura;

4. Exaustão: com a válvula de escape aberta, a diferença de pressão entre os canais de saída, que é inferior à dos gases queimados permite sua saída, que é ainda auxiliada pela subida do pistão até o PMS, quando a válvula de escape se fecha.

### 2.3.3 Medida do Torque do Motor de Combustão Interna

Um motor alternativo de combustão interna opera utilizando o mecanismo pistão-biela-manivela, que é o responsável pela geração de uma força de torção no eixo de manivelas, comumente conhecido como virabrequim, como pode ser visto na Figura 8 (BRUNETTI, 2012).



**Figura 8 - Sistema pistão-biela-manivela**

Fonte: Brunetti (2012)

A força uniaxial  $F$  que é aplicada ao pistão é transmitida à biela pela força radial  $F_b$  e desta ao virabrequim, dando origem a uma componente de força tangencial  $F_{tan}$  e,

desta forma, gerando um momento instantâneo no eixo do motor. A componente de força  $F_r$  depende diretamente do ângulo da biela, sendo, assim, a força tangente é variável. Apesar do braço  $r$  ter dimensão constante, o momento no eixo do motor se altera de acordo com a variação do ângulo  $\alpha$ , medido a partir da posição em que a biela e a manivela estão alinhadas, no ponto morto superior (PMS). O torque pode ser então calculado pelo produto entre a força tangencial e a distância entre o ponto sujeito a esta carga e o eixo (BRUNETTI, 2012)

Segundo Luz (2013), o torque depende do tamanho e da quantidade de pistões, da relação de compressão e do tipo de combustível utilizado, variando muito pouco com a rotação do motor, devido à perda de eficiência nas rotações mais altas e muito baixas.

## 2.4 FLUIDO

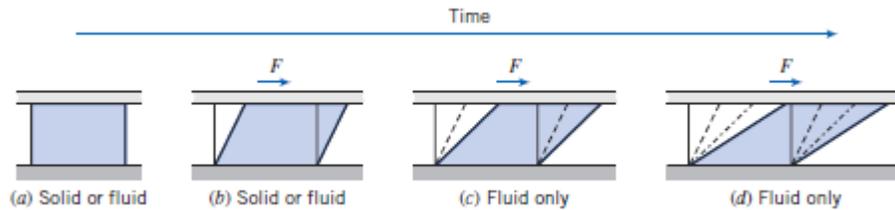
Destaca-se também neste trabalho a importância de entender a definição de fluido, e o que suas características físicas influenciam quando este está sujeito às forças dos componentes em contato em um mesmo volume.

### 2.4.1 Definição

Segundo Fox, McDonald e Pritchard (2011):

“[...] Um fluido é uma substância que se deforma continuamente sob a aplicação de uma tensão de cisalhamento (tangencial), não importando o quão pequeno seja o seu valor. [...]”

Ao comparar um fluido a uma substância sólida, observa-se a diferença entre a capacidade de se deformar além de seu limite elástico quando uma força é aplicada. Além disso, ao perceber que um fluido não desliza sobre a superfície que está exercendo a força, pode-se concluir que a velocidade do fluido é a mesma da superfície, definindo a chamada condição de não deslizamento, como pode ser visto na Figura 9 abaixo:



**Figura 9 - Comportamento de um fluido e de um sólido sob uma tensão cisalhante**

Fonte: Fox, McDonald e Pritchard (2011)

Esta particularidade relacionada à razão de deformação do fluido define a propriedade de viscosidade do fluido, assim como a massa que este ocupa em uma determinada unidade de volume define a respectiva densidade, conforme será visto a seguir.

#### 2.4.2 Densidade

A densidade - ou massa específica - de um material é a razão entre sua massa e o volume que ela ocupa, conforme a equação (4) a seguir:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (4)$$

Como esta razão é determinada com propriedades do mesmo material, é conhecida como densidade absoluta. Mas conforme Fox, McDonald e Pritchard (2011) há uma maneira alternativa de representar a densidade, relacionando esta com a densidade de um material conhecido. Em geral, utiliza-se a densidade água a 4°C. Assim, tem-se a densidade relativa, também conhecida como gravidade específica (SG), como pode ser visto na equação (5) a seguir:

$$SG = \frac{\rho}{\rho_{H2O}} \quad (5)$$

#### 2.4.3 Viscosidade

A viscosidade, segundo Pinotti (2014), é a resistência à deformação de um fluido ao movimento, e que não é notada quando o fluido se encontra no repouso. Sua ação representa uma forma de atrito interno entre partículas vizinhas, cujo deslocamento ocorre em diferentes velocidades. Além disso, é uma propriedade

termodinâmica, pois suas características dependem da temperatura e da pressão do ambiente.

Fox, McDonald e Pritchard (2011) afirma que um fluido é considerado newtoniano se a tensão de cisalhamento a ele aplicada é diretamente proporcional à sua taxa de deformação, conforme a equação (6), da Lei de Newton da viscosidade, abaixo:

$$\tau \propto \frac{du}{dy} \quad (6)$$

Adicionando uma constante de proporcionalidade, obtém-se a grandeza denominada viscosidade dinâmica ( $\mu$ ), e dessa forma tem-se a equação (7):

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (7)$$

Conforme Brunetti (2008) é válido notar que a tensão de cisalhamento também pode ser escrita como sendo o quociente da componente tangencial da força ( $F_t$ ) e a área (A) em que esta é aplicada, de acordo com a equação (8):

$$\tau = \frac{F_t}{A} \quad (8)$$

Frequentemente ocorrem situações onde a viscosidade é representada em forma da razão entre a viscosidade dinâmica e a densidade do fluido. A esta razão nomeia-se viscosidade cinemática, e pode ser útil para casos de consultas a tabelas e quadros (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2011). Assim, a viscosidade cinemática ( $\nu$ ) é dada pela equação (9) abaixo:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (9)$$

#### 2.4.4 escoamento Interno Viscoso

Conforme Gomes (2012 apud ROMA 2003):

O movimento dos fluidos é um fenômeno conhecido como escoamento que pode ser definido como o processo de movimentação de suas moléculas, umas em relação às outras e aos limites impostos ao escoamento. Os escoamentos são descritos por parâmetros físicos e o comportamento destes ao longo do tempo e do espaço permite separar os escoamentos em classes o que facilita o seu entendimento e a descrição do fenômeno em termos matemáticos.

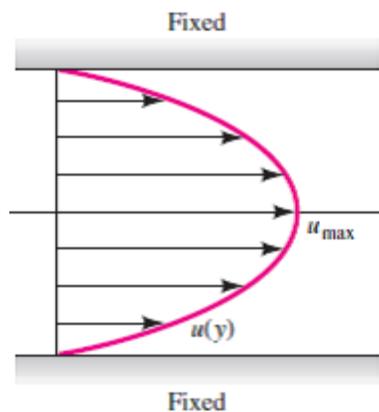
O escoamento pode ser classificado como laminar ou turbulento. Brunetti (2008) afirma que o escoamento laminar é aquele onde as partículas transitam em

lâminas individuais, sem troca de partículas. Fox, McDonald e Pritchard (2011) explica que o escoamento turbulento é aquele onde as partículas se misturam rapidamente ao longo do escoamento, por conta das variações aleatórias no campo de velocidades.

Segundo Fox, McDonald e Pritchard (2011), o escoamento pode ser considerado como interno ou externo, se o fluido está completamente envolto por superfícies sólidas, ou se o fluido está envolvendo um corpo, respectivamente. No caso de um dinamômetro hidráulico, sabe-se que é um escoamento do tipo interno.

O escoamento interno pode ainda ser de dois tipos comuns: entre placas paralelas estacionárias ou entre uma placa estática e outra placa paralela em movimento.

Fox, McDonald e Pritchard (2011) exemplifica o caso de escoamento em placas paralelas como um vazamento em um sistema hidráulico de alta pressão, considerando pequenas folgas anulares entre pistão e cilindro. Neste caso, sabe-se que a componente  $x$  da velocidade do fluido é zero nas duas placas, e a velocidade máxima ocorre na linha de centro, como pode ser visto na Figura 10, a seguir:

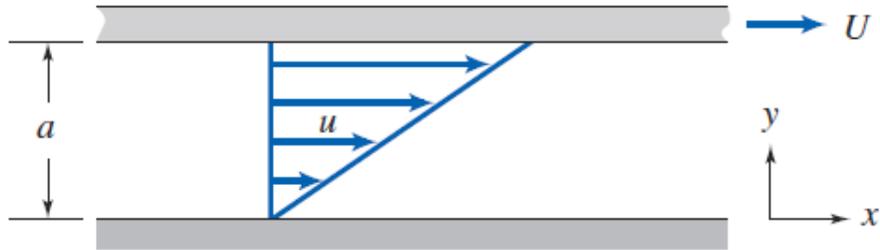


**Figura 10 - Escoamento laminar entre placas planas paralelas**

**Fonte: Chegg (2015)**

E para o escoamento com uma placa estática, a aproximação microscópica de um mancal de deslizamento e um elemento rotativo, separados por uma película de óleo lubrificante é capaz de exemplificar o comportamento da camada limite nestas

condições (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2011). A Figura 11 ilustra esta condição de escoamento:



**Figura 11 - Escoamento laminar com uma placa móvel**

Fonte: (Fox, McDonald e Pritchard, 2011)

Para avaliar o escoamento, Fox, McDonald e Pritchard (2011) sugere que seja utilizado o número de Reynolds – adimensional - obtido com base nos parâmetros do fluido e o respectivo escoamento, como a densidade, a viscosidade dinâmica do fluido, a velocidade ( $U$ ) e o comprimento ( $L$ ) do escoamento, conforme a equação (10) a seguir:

$$Re = \rho \frac{U \cdot L}{\mu} = SG \cdot \rho_{H_2O} \cdot \frac{U \cdot L}{\mu} \quad (10)$$

De forma que para valores de  $Re < 2300$  o escoamento é considerado laminar, e para  $Re > 2300$  o escoamento é considerado turbulento (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2011).

Fox, McDonald e Pritchard (2011) destaca que para o caso particular do escoamento laminar com uma placa plana fixa e outra placa móvel, o valor de Reynolds que define o tipo de escoamento é 1400, e no cálculo do número de Reynolds substitui-se o comprimento do escoamento pela distância entre as placas ( $a$ ), e pode ser visto na Equação (11) abaixo:

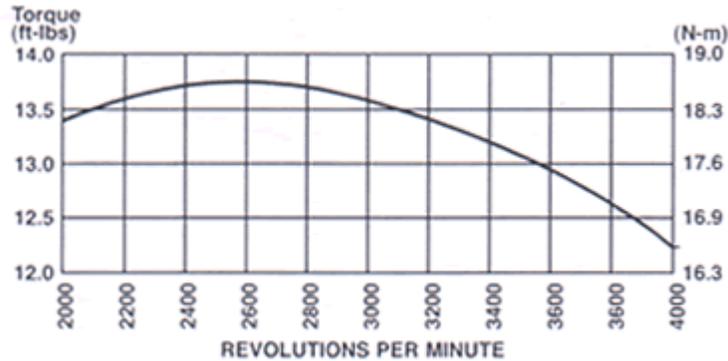
$$Re = \rho \frac{U \cdot a}{\mu} = SG \cdot \rho_{H_2O} \cdot \frac{U \cdot a}{\mu} \quad (11)$$

É importante ressaltar o uso da gravidade específica para os casos em que se utilizam fluidos alternativos.

## 2.5 CURVAS DE TORQUE E POTÊNCIA DOS MOTORES

Para fins de referência de valores a serem comparados aos cálculos realizados, é importante ter a representação gráfica do torque dos motores a serem usados tanto para aferição do equipamento quanto para futuras medições, de acordo com as alterações neles realizadas.

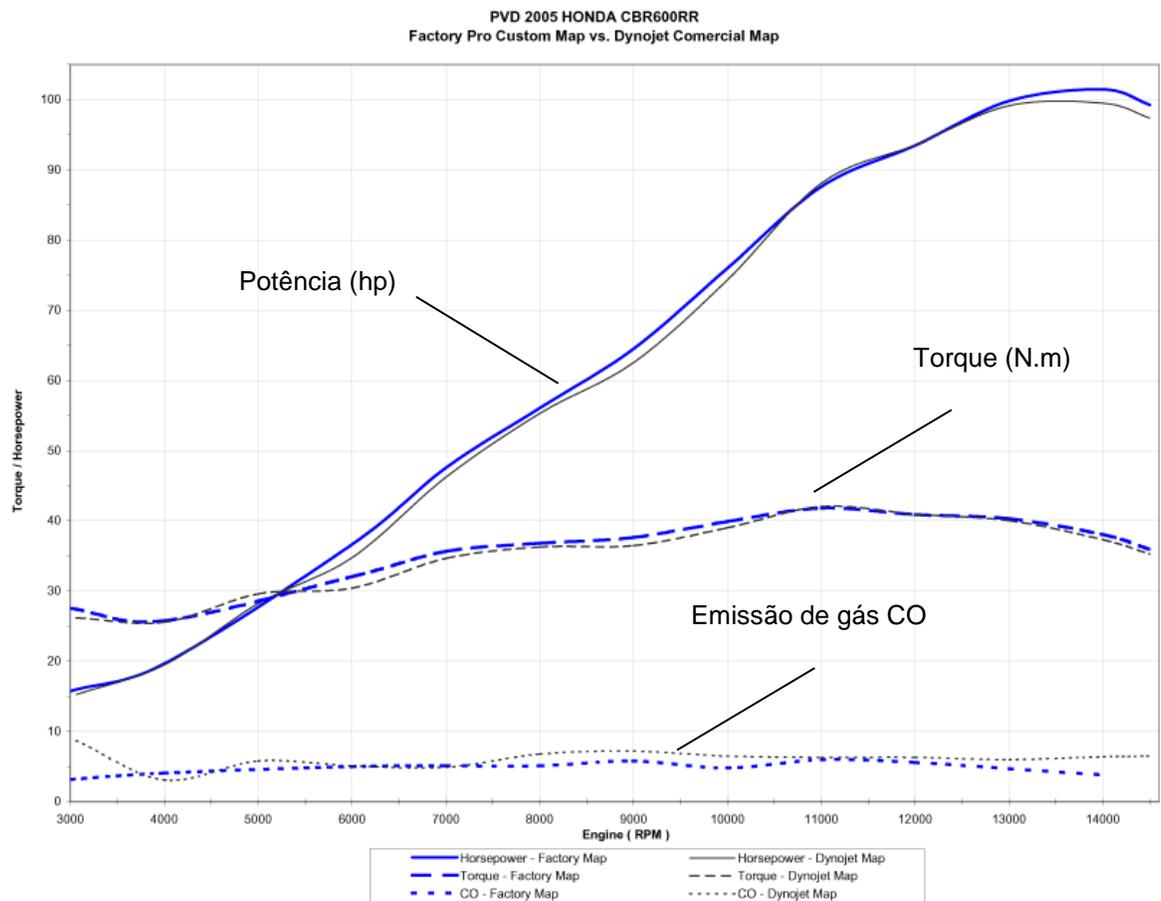
A curva de torque do motor *Briggs & Stratton* 10cv pode ser observada na Figura 12 a seguir.



**Figura 12 - Curva de torque do motor Briggs & Stratton 10cv**

**Fonte: Merchiori; Kolling (2013)**

E a curva de torque e potência do motor da motocicleta Honda CBR600RR pode ser visualizada na Figura 13 a seguir:



**Figura 13 - Curva de torque e potência do motor Honda CBR600RR**

Fonte: Verdone (2015)

### 3 METODOLOGIA

Pretende-se atingir os objetivos propostos dividindo o trabalho em duas grandes fases. A primeira fase utiliza-se da análise da literatura acerca do assunto de dinamômetros - incluindo livros, publicações, teses e dissertações – e posteriormente um estudo aprofundado no dinamômetro do tipo hidráulico. Este último permitirá definir os componentes mecânicos necessários, e os principais parâmetros determinantes das dimensões do projeto em si, baseado nas especificações dos motores do Mini Baja SAE e do Fórmula SAE.

A partir disso, a segunda fase compreenderá a modelagem matemática do dinamômetro, fundamentada na primeira fase do trabalho, utilizando recursos

computacionais para a realização de simulações com variações de parâmetros e a análise dos respectivos resultados, definindo o seu dimensionamento adequado para as especificações do projeto. Em seguida, iniciarão os trabalhos de desenho do modelo utilizando recursos de desenho assistido por computador (CAD), finalizando com a montagem virtual dos componentes para finalizar a máquina.

### 3.1 MODELAGEM MATEMÁTICA

A revisão da literatura permitiu uma seleção preliminar de equações que podem auxiliar a modelagem matemática do sistema. É válido destacar também o fato de que vários autores realizaram estudos utilizando água como fluido de trabalho, não apenas devido às suas propriedades termofísicas, mas também por ser o fluido de trabalho mais comum utilizado nos dinamômetros hidráulicos por eles analisados.

Através do emprego da equação (12) a seguir é possível calcular o balanço de energia do sistema (RAO 1968).

$$\frac{\text{BHP} \cdot 75 \cdot 3600}{427} \cdot \frac{\text{kcal}}{\text{h}} = Q_h + Q_m + Q_w + Q_r \quad (12)$$

Onde:

- BHP = Potência do motor (hp).
- $Q_h$  = Calor absorvido pela água.
- $Q_m$  = Perda de calor por atrito com rolamentos e selos.
- $Q_w$  = Perda por atrito com o ar. Inversamente proporcional à quantidade de água contida.
- $Q_r$  = perda de calor na carcaça por radiação.

Segundo Rao (1968), experimentalmente determinou-se que a soma de  $Q_m + Q_w + Q_r$  resulta em menos de 2% da potência de entrada, o que permite que estas perdas sejam desconsideradas, simplificando a equação anterior, resultando na equação (13) da taxa de fluxo de água ( $\dot{V}$ ) a seguir, em litros por hora, dependente apenas da variação de temperaturas da água e aplicável a qualquer dimensão, tipo, ou modelo de dinamômetro hidráulico.

$$\dot{V} = \frac{632}{\Delta T} \cdot \text{BHP} \quad (13)$$

Conforme Rao (1968) a equação (14) é aplicável a todas as máquinas hidrodinâmicas:

$$T = K \cdot n^2 \cdot D^5 \quad (14)$$

Onde:

- T = torque no eixo (ft.lb)
- n = número de rotações por minuto (rpm).
- D = diâmetro nominal do estator ou do rotor (ft).
- K = constante de capacidade do dinamômetro (lb.min/ft<sup>4</sup>).

Isolando a constante K, obteve-se a equação (15), que demonstra quanto maior for o valor de K, menor será a dimensão do dinamômetro:

$$K = \frac{T}{n \cdot D^5} \quad (15)$$

Sendo assim, em uma análise aprofundada feita por Rao (1968) propõe a equação (16) a seguir, onde o coeficiente K depende apenas de fatores como ângulo da pá, densidade do fluido, coeficientes de arrasto e choque, e razão entre raios interno e externo do estator:

$$K = \frac{\left( \frac{C_F \cdot (3+r)^2}{4 \cdot (1+r)^2} \cdot \left( \frac{W_0}{U_{i0}} \right)^3 + C_s \cdot (1+r^2) \cdot \left( \frac{W_0}{U_{i0}} \right) \right)}{\frac{7200 \cdot g \cdot [8 - (1+r)^2]^{2.5}}{\pi^3 \cdot \rho \cdot 8 - 2 \cdot (1+r)^2}} \cdot \text{sen } \alpha_i \quad (16)$$

Onde:

- $\alpha_i$  = Ângulo de saída da pá.
- $C_F$  = Coeficiente de atrito.
- $C_s$  = Coeficiente de choque.
- $\rho$  = Densidade do fluido.
- $W_0$  = Velocidade relativa externa.
- $U_{i0}$  = Velocidade tangencial externa do rotor.
- g = Aceleração da gravidade.
- r = Razão entre raios interno e externo do estator, dada pela equação (17):

$$r = \frac{R_I}{R_O} \quad (17)$$

Rao (1968) também realizou uma análise considerando as diferentes geometrias de toróides encontradas no comércio, sendo as geometrias circulares, elípticas e retangulares as principais. Utilizando dados fornecidos, realizaram-se simulações de valores da constante K (adimensional) para as várias geometrias dos toróides dos dinamômetros, que pode ser observada na Tabela 1 a seguir:

**Tabela 1 - Valores de K para diferentes geometrias de toróide**

Formato da Toróide	Largura Máxima da Toróide	Ângulo da pá (graus)	Razão de raios externo e interno	Coefficiente K
Elíptica	0,354	45	0,655	$1,9 \times 10^{-3}$
Circular	0,5	45	0,695	$0,65 \times 10^{-3}$
Retangular	0,19	Indeterminado	0,675	$0,1 \times 10^{-3}$
Circular	0,5	Indeterminado	0,735	$1,42 \times 10^{-3}$

**Fonte: Rao, 1968**

## 3.2 MATERIAIS

Entre as ferramentas que serão utilizadas, destacam-se os *softwares* que darão apoio ao desenvolvimento do estudo.

### 3.2.1 Softwares

Os *softwares* terão a sua importância no auxílio à modelagem gráfica e matemática, a fim de otimizar as rotinas de simulação do motor e a construção do dinamômetro.

Para a modelagem matemática, será utilizado o software *Engineering Equation Solver* (EES), utilizando licença acadêmica. É um programa de solução de equações gerais, capaz de resolver numericamente milhares de equações algébricas não-lineares e diferenciais. Também realiza otimizações, análises de incertezas, conversão de unidades e verificação de consistências, além de gerar plotagens de qualidade em nível

de publicações. O recurso de maior destaque do EES é a base de dados de Termodinâmica e de Transporte, que inclui centenas de substâncias de maneira acessível e aplicável à capacidade solução de equações (F-CHART, 2014).

Para o auxílio em cálculos em forma de planilha, será utilizado o software *Excel 2010*, do pacote *Microsoft Office Home and Student 2010*, com licença gratuita, que oferece vários recursos de operações matemáticas com tabelas e planilhas e possibilita a geração de gráficos e diagramas ilustrativos.

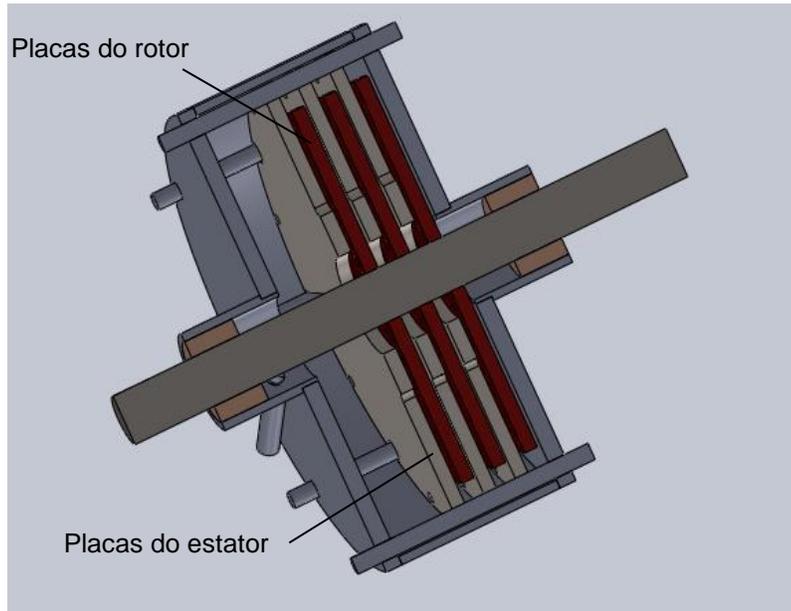
## 4 DESENVOLVIMENTO DO DINAMÔMETRO HIDRÁULICO

Em posse dos materiais de apoio e das referências bibliográficas estudadas, inicia-se a execução do projeto de desenvolvimento do dinamômetro hidráulico, em forma de modelo conceitual.

### 4.1 CONSIDERAÇÕES E ESCOLHA DO DINAMÔMETRO

Após o vasto fundamento teórico obtido nas principais literaturas, foi possível nortear a continuidade do projeto, no que se refere à escolha de um modelo de dinamômetro de referência e readequar o dimensionamento de acordo com os requisitos deste projeto.

Por fim, entre os modelos estudados, diante da dificuldade em encontrar sistemas com medidas bem definidas, e avaliando a complexidade de confecção e montagem do equipamento comparada aos recursos de laboratório disponibilizados pela UTFPR *campus* Guarapuava, o modelo selecionado foi o dinamômetro hidráulico desenvolvido pela Faculdade Horizontina (FAHOR), que consiste em um sistema de rotor e estator com placas planas em forma de disco. Na Figura 14 a seguir, tem-se uma vista em corte do modelo em CAD que permite a visualização do interior do mecanismo.



**Figura 14 - Dinamômetro hidráulico de placas paralelas**

**Fonte: Merchiori; Kolling (2013)**

A região mais escura representa os rotores ligados ao eixo, e a região clara representa as placas do estator fixadas à carcaça.

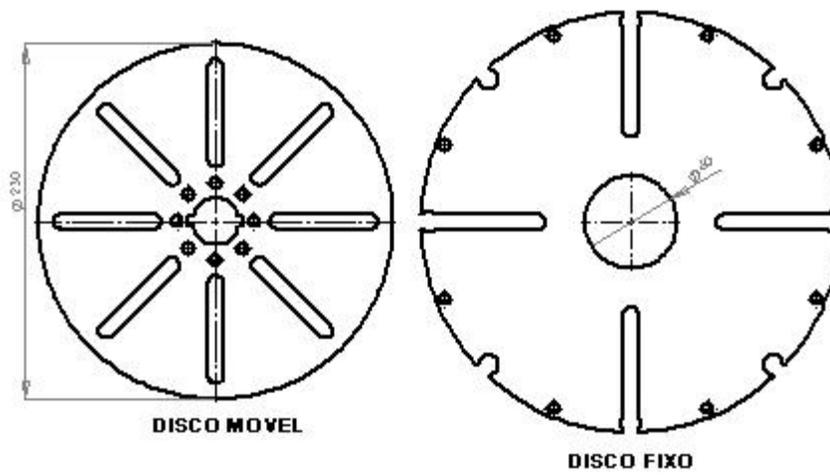
Este dinamômetro foi construído com a finalidade de mensurar o torque produzido pelo motor *Briggs & Stratton* utilizado pela equipe Baja SAE da FAHOR.

O mecanismo apresenta um princípio funcional notável, onde utiliza o escoamento viscoso entre placas planas paralelas para realizar o deslocamento radial da carcaça de acordo com a carga resultante da rotação do eixo. Assim, quando um disco entra em rotação, cada face realiza um escoamento entre uma placa estática e outra placa em movimento ao mesmo tempo, permitindo reduzir as dimensões do equipamento.

Merchiori e Kolling (2013) assume que o torque de frenagem produzido pelo equipamento pode ser distribuído, ou seja, dividido, entre as faces que realizam o escoamento do fluido, na proporção de duas faces para cada disco instalado no equipamento.

A figura 15 a seguir, apresenta os discos utilizados no dinamômetro. O disco móvel possui furação para a passagem do eixo motor, e conta com oito rasgos

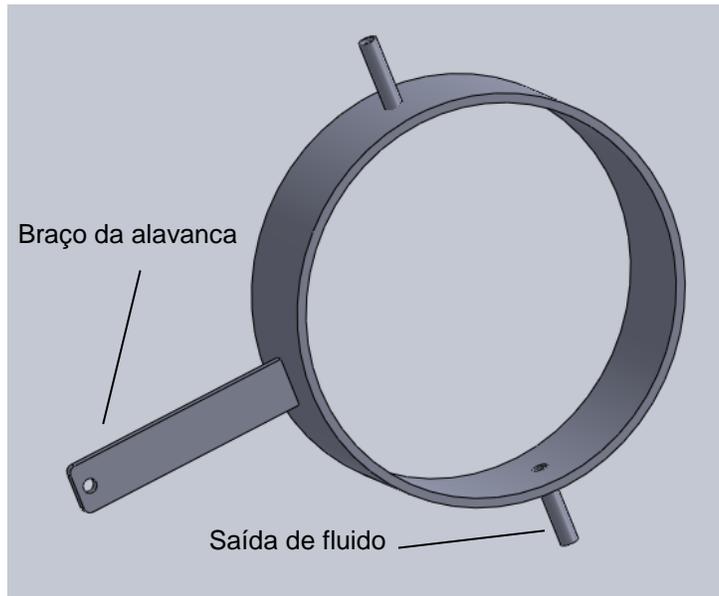
oblongos a cada 45 graus, que promovem o deslocamento do fluido entre as câmaras subsequentes, como se fossem as pás de um rotor. O disco fixo possui um diâmetro interno maior que o do disco móvel e rasgos oblongos a cada 90 graus, para também favorecer a circulação do fluido entre as câmaras. Possui também algumas furações que facilitam o seu encaixe e travamento, compondo o estator.



**Figura 15 - Disco móvel e disco fixo do dinamômetro**

**Fonte: Merchiori; Kolling (2013).**

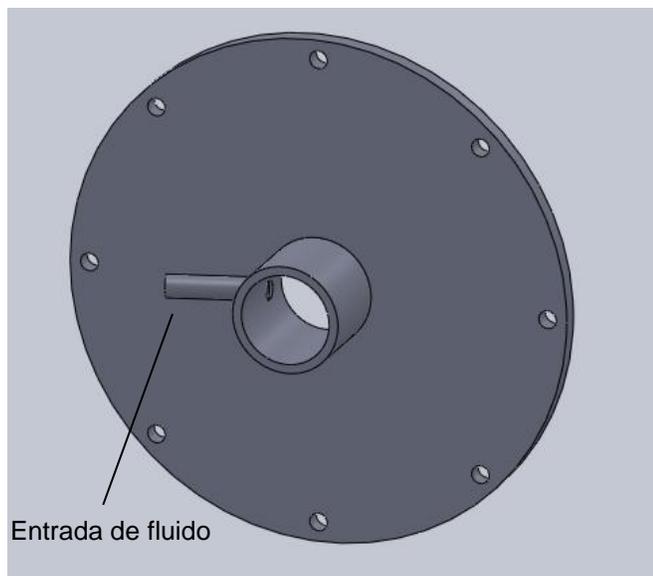
Outro componente essencial à construção e ao funcionamento do sistema é a estrutura que comporta o conjunto de discos, pois além de ser responsável pela vedação entre as câmaras, também possui um braço de alavanca soldado em sua estrutura, cuja função é permitir a fixação de uma célula de carga, preferencialmente um dinamômetro de mola de tração. O conhecimento do comprimento deste braço de alavanca é essencial para o dimensionamento do conjunto. A figura 14 a seguir, representa a estrutura externa e o braço de alavanca, além de indicar os locais de saída de fluido.



**Figura 16 - Corpo externo do dinamômetro**

**Fonte: Merchiori; Kolling (2013)**

As tampas são responsáveis pela vedação do conjunto, e também incluem um ressalto onde se localiza o tubo de entrada de fluido, como pode ser visto na figura 17 a seguir. Assim, tem-se alimentação de fluido de ambos os lados, reduzindo a possibilidade de falta de fluido durante a operação.



**Figura 17 - Tampa de vedação do conjunto**

**Fonte: Merchiori; Kolling (2013)**

A figura 18 abaixo representa o mecanismo completo instalado em uma bancada, sugerindo uma forma adequada de finalizar um projeto versátil.



**Figura 18 - Dinamômetro instalado em bancada de testes**

**Fonte: Merchiori; Kolling (2013)**

## 4.2 MEMORIAL DE CÁLCULO DE DIMENSIONAMENTO

A seguir encontra-se o memorial dos cálculos realizados de acordo com as dimensões e especificações dadas no projeto usado como modelo.

### 4.2.1 Modelo da FAHOR

Seguindo as definições do projeto da FAHOR, realizou-se o levantamento das dimensões do projeto realizado, reunidos na Tabela 2 abaixo:

**Tabela 2 - Principais dimensões dos componentes do dinamômetro hidráulico construído pela FAHOR**

<b>Medida</b>	<b>Valor (mm)</b>
Diâmetro externo do disco móvel	230
Diâmetro interno do disco móvel	30
Diâmetro externo do disco fixo	250
Diâmetro interno do disco fixo	60
Diâmetro externo da carcaça	283
Comprimento do braço da alavanca	158,5
Distância entre centros da célula de carga e da carcaça	250
Espaçamento entre as faces dos discos	1

**Fonte: (Autoria própria)**

Com as dimensões determinadas, Merchiori e Kolling (2013) realizou o cálculo da área útil de escoamento, que compreende a área entre o maior diâmetro interno (disco fixo) e o menor diâmetro externo (disco móvel). Assim, foi possível calcular a tensão de cisalhamento atuante no fluido, da equação (8), utilizando o valor da força tangencial obtida na equação (1) considerando o maior valor de torque da curva do motor *Briggs & Stratton* sendo exercido sobre o comprimento (distância entre centros) da alavanca. Em seguida, avaliando o número de discos móveis utilizados, dividiu a tensão de cisalhamento calculada pelo número de faces móveis em contato com o fluido.

O resultado pode ser visto na Tabela 3 a seguir.

**Tabela 3 - Resultado dos cálculos de área útil, força tangencial e tensão de cisalhamento.**

<b>Medida</b>	<b>Valor</b>
Área do maior diâmetro interno	0,0028 m <sup>2</sup>
Área do menor diâmetro externo	0,0415 m <sup>2</sup>
Área útil	0,0387 m <sup>2</sup>
Maior valor de torque encontrado no motor <i>Briggs &amp; Stratton</i>	18,75 N.m
Força tangencial máxima atuante no dinamômetro	75 N
Tensão de cisalhamento total	1936,98 N/m <sup>2</sup>
Quantidade de discos móveis	3
Quantidade de faces	6
Tensão de cisalhamento por face	322,83 N/m <sup>2</sup>

**Fonte: (Autoria própria)**

Para o cálculo da velocidade tangencial dos discos móveis, Merchiori e Kolling (2013) aplicou o maior valor de rotação do motor *Briggs & Stratton* 10cv apresentado na curva de torque, conforme visto na Figura 12 anteriormente, e usando a velocidade tangencial fornecida na equação (2), tem-se a equação (18) abaixo:

$$U_t = \frac{2\pi \cdot n \cdot R}{60} = \frac{2\pi \cdot 4000 \cdot 0,115}{60} \cong 48,171 \text{ m/s} \quad (18)$$

E em posse desse valor, juntamente com a tensão de cisalhamento por face do disco e a distância entre as faces móveis e estática pôde-se calcular a viscosidade dinâmica do fluido a ser utilizado no dinamômetro, rearranjando os termos da equação (7), como pode ser visto a seguir:

$$\mu = \frac{\tau \cdot dy}{du} = \frac{\tau \cdot a}{U_t} = \frac{322,83 \cdot 0,001}{48,171} \cong 6,7 \times 10^{-3} \text{ N.s/m}^2$$

Em um possível engano na leitura, Merchiori e Kolling (2013) interpretou este valor de viscosidade dinâmica como estando dentro da faixa correspondente à viscosidade dinâmica da água, conforme o Quadro 1 a seguir, sendo que o valor obtido é dez vezes maior ao valor esperado:

T, °C	$\mu$ , N .s/m <sup>2</sup>
0	1,788 E <sup>-3</sup>
10	1,307 E <sup>-3</sup>
20	1,003 E <sup>-3</sup>
30	0,799 E <sup>-3</sup>
40	0,657 E <sup>-3</sup>
50	0,548 E <sup>-3</sup>
60	0,467 E <sup>-3</sup>
70	0,405 E <sup>-3</sup>
80	0,355 E <sup>-3</sup>
90	0,316 E <sup>-3</sup>
100	0,283 E <sup>-3</sup>

**Quadro 1 - Viscosidade da água em diferentes temperaturas**

Fonte: Merchiori; Kolling (2013 apud White, 2011)

O respectivo erro acaba por inviabilizar a utilização da água como fluido de trabalho nestas dimensões e condições de operação, uma vez que o comportamento do dinamômetro não corresponderia ao esperado, e o resultado da medição seria falho. Por razões desconhecidas, o autor afirma que os resultados práticos se mostraram bem próximos quando comparados aos valores fornecidos pelo fabricante.

Ainda em dúvida quanto à influência das regiões planas dos discos no escoamento, a avaliação do número de Reynolds para este caso, utilizando a equação (11), incluindo a viscosidade dinâmica supostamente encontrada, tem-se:

$$Re = \rho \frac{U_t \cdot a}{\mu} = 997 \cdot \frac{48,171 \cdot 0,001}{0,00067} = 71681 \gg 1400$$

Sendo assim, com o número de Reynolds muito maior que o valor comparativo, pode-se concluir que a condição de escoamento de água entre placas planas paralelas pouco influencia no comportamento do dinamômetro em relação aos regimes nas respectivas rotações do motor. Logo, predomina o escoamento turbulento na atuação como freio hidráulico.

Tomando como base o valor verdadeiro de viscosidade dinâmica obtido com estas mesmas dimensões, realizou-se uma busca por fluidos comuns cuja faixa atendesse às características similares, usando a Figura 19 a seguir.

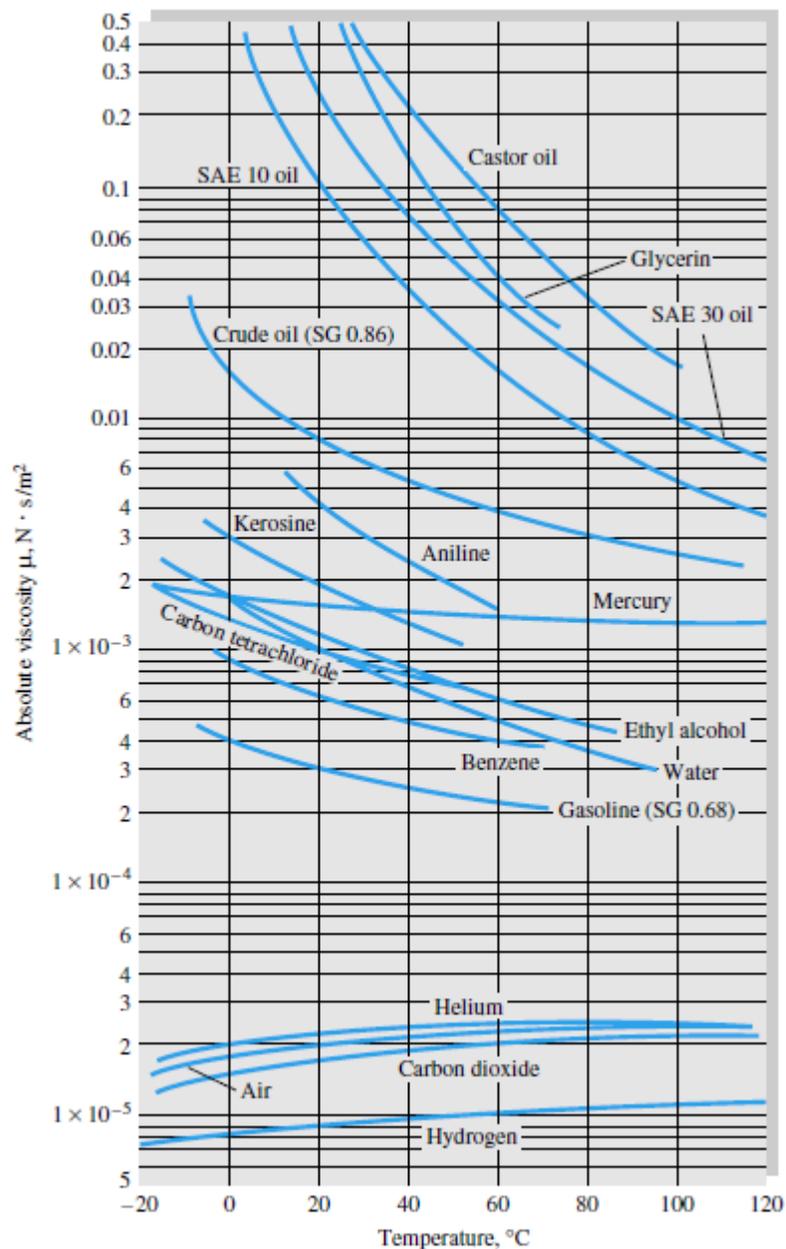


Figura 19 - Viscosidade dinâmica de fluidos comuns de acordo com a temperatura

Fonte: Fox, McDonald e Pritchard (2011, p. 769)

Pode-se perceber, que além do óleo mineral (*crude oil*), não há muitos fluidos comuns que atendam às especificações de viscosidade dinâmica encontradas nos cálculos. Isso leva a pensar na possibilidade de alterar os parâmetros dimensionais do dinamômetro de forma a aumentar a viabilidade da utilização de fluidos mais acessíveis.

## 4.2.1 Variação de Parâmetros Dimensionais

### 4.2.1.1 Influência da viscosidade dinâmica do fluido e da rotação do motor

A importância do funcionamento da frenagem do dinamômetro, de acordo com a rotação do motor acoplado exige uma análise minuciosa da tensão de cisalhamento atuante no fluido.

Observa-se que, a partir da viscosidade do fluido, que pouco varia com o funcionamento do equipamento, e sabendo que a folga entre as placas paralelas também é constante, a resposta da tensão de cisalhamento dependerá apenas da velocidade tangencial entre as placas, ou seja, da rotação do motor e que seu valor cresce de forma diretamente proporcional. Um primeiro exemplo pode ser visto avaliando o projeto original da FAHOR, no Gráfico 1 abaixo:

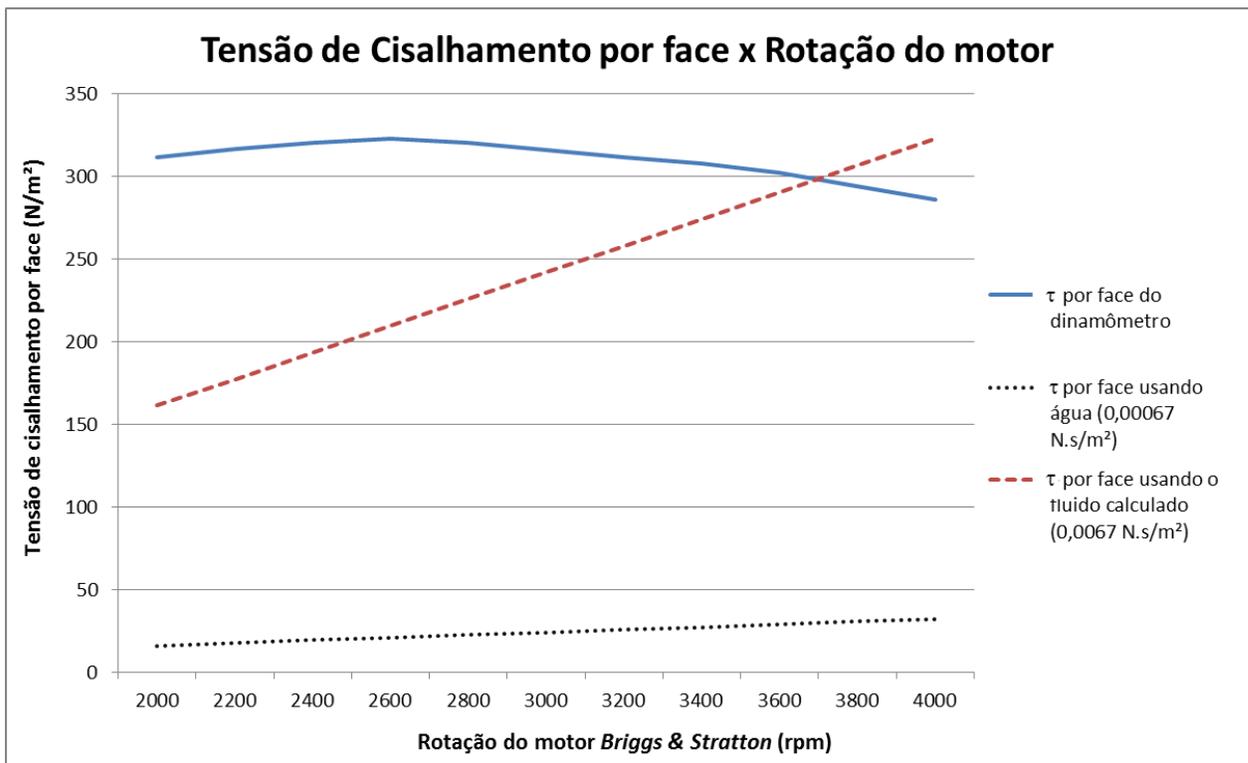


Gráfico 1 - Tensão de cisalhamento por face de acordo com a rotação do motor

Fonte: Autoria própria

Pode-se observar que a linha da tensão de cisalhamento produzida pela água (pontilhada) nestas condições de operação sequer cruza-se com a linha de tensão de cisalhamento do dinamômetro (contínua), o que significa que nenhum sinal de frenagem seria percebido durante os testes, e, portanto não haveria medições significativas. Ao passo em que a linha de tensão de cisalhamento produzida pelo fluido obtido nos respectivos cálculos do projeto inicial (tracejado), demonstra que haverá sinais de frenagem aproximadamente a partir de 3700 rpm, o que ainda não é ideal.

Analisando esse comportamento de cruzamento entre linhas, é possível estimar que a linha de tensão de cisalhamento do fluido ideal deverá cruzar a curva da tensão de cisalhamento do dinamômetro aproximadamente no centro do gráfico, ou seja, na faixa de rotação média do motor. Além disso, conclui-se que haverá pouca ou nenhuma frenagem quando a linha do fluido estiver abaixo da linha do dinamômetro, bem como haverá excessiva frenagem quando a linha do fluido estiver acima da linha do dinamômetro.

Isto conferirá um comportamento de frenagem intermediário, e sugere que alguns ajustes relacionados à vazão de fluido, temperatura ou até mesmo o volume de fluido sejam capazes de aproximar as linhas e garantir uma operação mais estável.

Logo, mostra-se clara a necessidade de variar os parâmetros dimensionais do dinamômetro, de forma a adequá-los para que fluidos mais comuns sejam aplicados. Sendo assim, uma breve pesquisa entre os fluidos mais utilizados e estudados no Brasil trouxe uma nova visão ao projeto: a utilização de óleos vegetais. Alguns experimentos comparativos com outros objetivos produziram fontes de dados que favorecem novas possibilidades de fluidos a serem utilizados. A Tabela 4 a seguir apresenta uma relação de óleos vegetais conhecidos e o comportamento de suas respectivas viscosidades dinâmicas, de acordo com a variação da temperatura.

**Tabela 4 - Viscosidade dinâmica dos óleos vegetais de acordo com a temperatura**

Temperatura (°C)	Viscosidade Dinâmica (N.s/m <sup>2</sup> )						
	Soja	Milho	Girassol	Arroz	Algodão	Oliva	Canola
20	0,0590	0,0676	0,0583	0,0738	0,0677	0,0797	0,0731
30	0,0412	0,0474	0,0413	0,0505	0,0473	0,0554	0,0505
40	0,0295	0,0323	0,0291	0,0343	0,0334	0,0378	0,0356
50	0,0223	0,0248	0,0213	0,0245	0,0246	0,0262	0,0252
60	0,0167	0,0185	0,0164	0,0192	0,0180	0,0214	0,0191
70	0,0126	0,0140	0,0126	0,0142	0,0140	0,0149	0,0145

Fonte: Adaptado de Brock (2008)

A utilização de óleos multiviscosos também é apropriada, devido não apenas à sua fácil acessibilidade, mas também o comportamento aceitável com as variações de temperatura. A Tabela 5 apresenta a variação da viscosidade dinâmica dos óleos SAE 5W20 a 5W40 para cada temperatura.

**Tabela 5 - Viscosidade dinâmica dos óleos multiviscosos SAE de acordo com a temperatura**

Temperatura (°C)	Viscosidade Dinâmica (N.s/m <sup>2</sup> )		
	SAE 5W20	SAE 5W30	SAE 5W40
10	0,1900	0,2666	0,2019
20	0,1095	0,1526	0,1208
30	0,0674	0,0935	0,0772
40	0,0439	0,0607	0,0520
50	0,0300	0,0412	0,0367
60	0,0213	0,0292	0,0269
70	0,0156	0,0214	0,0203
80	0,0118	0,0161	0,0158

Fonte: Adaptado de Canciam (2014)

Enfim, considerando que o dinamômetro trabalhará em condições de temperatura do ambiente, ponderando variações normais, determina-se que a faixa de temperaturas de operação do dinamômetro deve ser entre 20°C e 40°C. Sendo assim, observa-se uma moderada proximidade entre os valores de viscosidade correspondentes a essa faixa, tanto para os óleos vegetais, quanto para os óleos multiviscosos.

#### 4.2.1.2 Alteração dos parâmetros e comparação dos resultados

Dando sequência ao desenvolvimento, para possibilitar a utilização do dinamômetro com alguns dos fluidos encontrados anteriormente, foi necessário o reajuste de vários parâmetros, e a análise constante e simultânea do comportamento do dinamômetro diante dos dois motores utilizados no estudo.

Por fim, a alteração produziu resultados aceitáveis e em conformidade com os requisitos pré-definidos pelos fluidos. Assim, a Tabela 6 abaixo apresenta um comparativo demonstrando as alterações realizadas para adequar o projeto que foi utilizado como base.

**Tabela 6 - Diferença entre medidas do dinamômetro original e o dinamômetro modificado**

Medida	Valor (mm)		
	Dinamômetro Original	Dinamômetro Modificado (Motor <i>Briggs &amp; Stratton</i> )	Dinamômetro Modificado (Motor CBR 600RR)
Diâmetro externo do disco móvel	230	160	160
Diâmetro interno do disco móvel	30	30	30
Diâmetro externo do disco fixo	250	170	170
Diâmetro interno do disco fixo	60	50	50
Diâmetro externo da carcaça	283	180	180
Comprimento do braço da alavanca	158,5	165 (mínimo)	45 (mínimo)
Distância entre centros da célula de carga e da carcaça	250	220	100
Espaçamento entre as faces dos discos	1	2	2

**Fonte: A autoria própria**

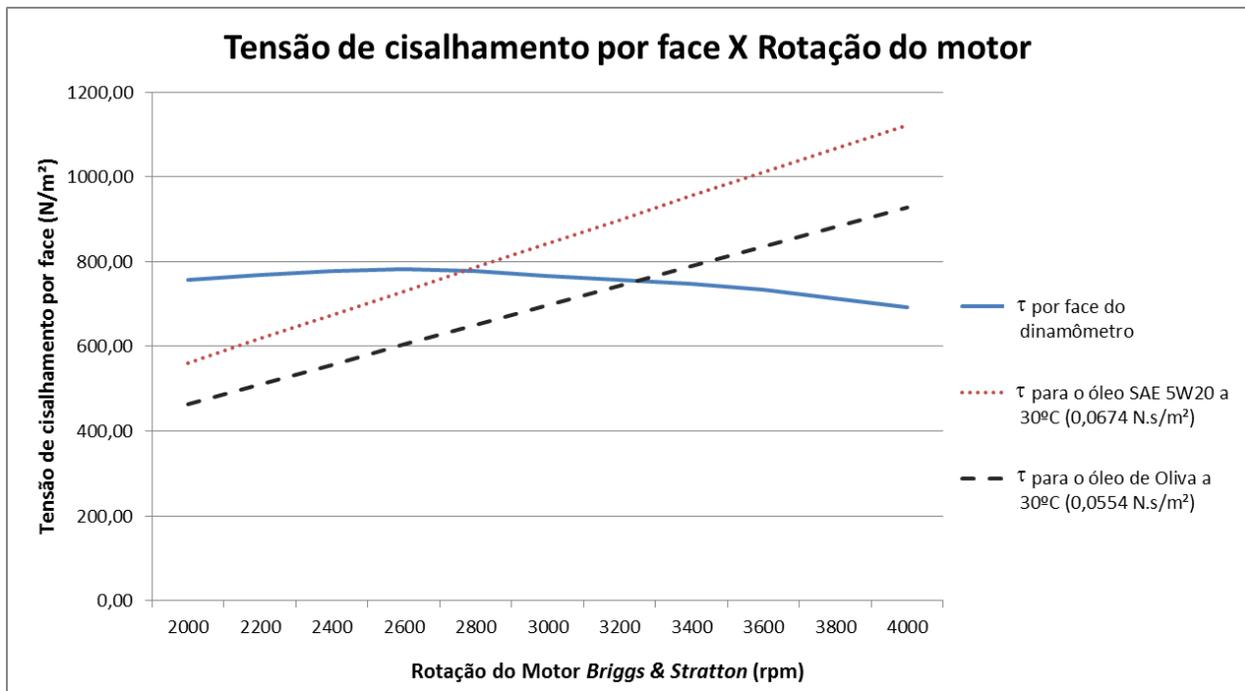
A seguir, realizaram-se os mesmos cálculos de área e tensão de cisalhamento total e cisalhamento por face, conforme pode ser visto na Tabela 7 a seguir:

**Tabela 7 - Diferença entre valores calculados do dinamômetro original e o dinamômetro modificado**

<b>Medida</b>	<b>Dinamômetro Original</b>	<b>Dinamômetro Modificado (Motor Briggs&amp; Stratton)</b>	<b>Dinamômetro Modificado (Motor CBR 600RR)</b>
Área do maior diâmetro interno	0,0028 m <sup>2</sup>	0,0020 m <sup>2</sup>	0,0020 m <sup>2</sup>
Área do menor diâmetro externo	0,0415 m <sup>2</sup>	0,0201 m <sup>2</sup>	0,0201 m <sup>2</sup>
Área útil	0,0387 m <sup>2</sup>	0,0181 m <sup>2</sup>	0,0181 m <sup>2</sup>
Maior valor de torque encontrado no motor em teste	18,75 N.m	18,75 N.m	41,5 N.m
Força tangencial máxima atuante no dinamômetro	75 N	85 N	415 N
Tensão de cisalhamento máxima	1936,98 N/m <sup>2</sup>	4697,61 N/m <sup>2</sup>	22874,217 N/m <sup>2</sup>
Quantidade de discos móveis	3	3	3
Quantidade de faces	6	6	6
Tensão de cisalhamento por face	322,83 N/m <sup>2</sup>	782,93 N/m <sup>2</sup>	3812,369 N/m <sup>2</sup>

**Fonte: Autoria própria**

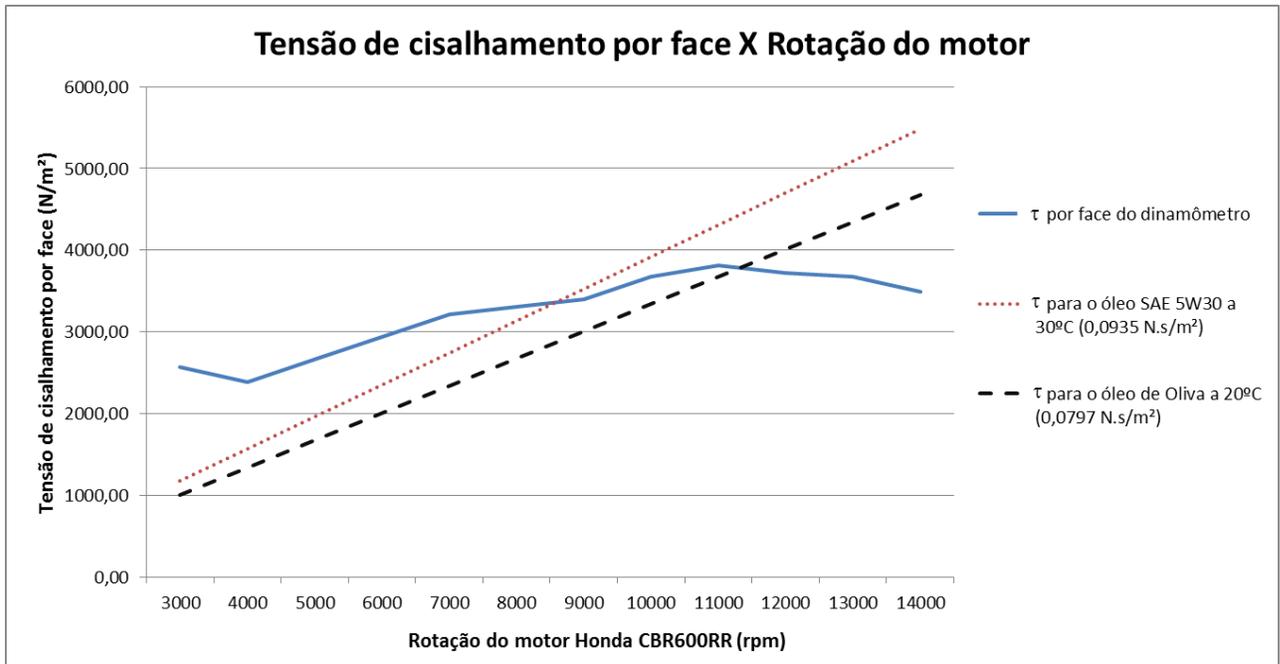
Em posse dos resultados obtidos, e utilizando alguns dos fluidos selecionados, foi construído Gráfico 2, a seguir, para o uso do motor *Briggs & Stratton*.



**Gráfico 2 - Tensão de cisalhamento por face de acordo com a rotação do motor**

**Fonte: Autoria própria**

E o Gráfico 3 foi construído para o uso do motor Honda CBR 600RR, que pode ser observado a seguir.



**Gráfico 3 - Tensão de cisalhamento por face de acordo com a rotação do motor**  
 Fonte: Autoria própria

Finalmente, após a escolha definitiva dos óleos, avalia-se ainda o tipo de escoamento que se forma nesse novo modelo, calculando o número de Reynolds pela equação (11), como pode ser visto na Tabela 8 abaixo:

**Tabela 8 - Valores do número de Reynolds para os fluidos de trabalho escolhidos**

Dado	Valor para cada fluido			
	SAE 5W20 a 30°C	Óleo de Oliva a 30°C	SAE 5W30 a 30°C	Óleo de Oliva a 20°C
Viscosidade dinâmica	0,0674 N.s/m <sup>2</sup>	0,0554 N.s/m <sup>2</sup>	0,0935 N.s/m <sup>2</sup>	0,0797 N.s/m <sup>2</sup>
Gravidade específica	0,880	0,879	0,870	0,879
Velocidade Tangencial Máxima	33,51 m/s	33,51 m/s	83,77 m/s	83,77 m/s
Número de Reynolds	774,6	934,7	1356,3	1624,3
Resultado	Laminar	Laminar	Laminar	Misto ou Turbulento

Fonte: Autoria própria

Portanto, observa-se que para a maioria dos óleos selecionados, a operação no dinamômetro será em regime de escoamento laminar, garantindo uma maior confiabilidade no resultado a ser esperado durante os testes, uma vez que o escoamento laminar respeita todos os cálculos realizados neste projeto.

## 5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

A busca pelo conhecimento em mecanismos de medição de torque e potência, em especial ao dinamômetro hidráulico, permitiu não apenas o aprendizado de uma área não estudada regularmente na graduação, mas também resultou em um maior aprofundamento no conhecimento em mecânica dos fluidos, onde a aplicação prática facilitou a visualização dos resultados teóricos obtidos nos mais variados cálculos.

As dificuldades encontradas, diante de valores não correspondentes nas referências, serviram de estímulo à busca pela solução e readequação do projeto conceitual do dinamômetro, de forma que tenha uma maior probabilidade de atender às previsões quando estiver em operação. Assim, no final tem-se em mãos um projeto detalhado e notavelmente versátil, que depende apenas de uma confecção que respeite as dimensões propostas e a seleção dos fluidos de trabalho corretos.

Juntamente com o trabalho já realizado pelas equipes dos projetos Baja SAE e Fórmula SAE, este trabalho representa uma nova ferramenta a ser oferecida em prol da colaboração com os futuros testes em motores a serem realizados pelas equipes. Assim que for construído e testado, poderá ser aferido pelos próprios motores disponibilizados, com a instrumentação adequada.

A simplicidade de seu desenho facilitará a construção, unida a um baixo custo operacional de fabricação dos componentes, de acordo com o material selecionado. Assim, unindo a versatilidade esperada e o baixo custo, o projeto realizado é satisfatório.

A continuidade deste projeto poderá incluir uma análise mais precisa do comportamento dos fluidos sugeridos de acordo com as temperaturas de trabalho. O desenvolvimento da instrumentação para este equipamento contribuirá para o controle adequado dos parâmetros, incluindo termômetros, células de carga dimensionadas e medidores de vazão. A seleção do tipo de metal e dos elementos de máquina deve ser adequada para garantir a durabilidade do equipamento e a tolerância aos fluidos utilizados, bem como a análise da rugosidade da superfície dos discos do rotor e do estator do dinamômetro, de maneira que não interfira na leitura esperada.

## 6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BROCK, Josiane et al. **Determinação experimental da viscosidade e condutividade térmica de óleos vegetais.** 2007. Ciênc. Tecnol. Aliment., Campinas, 28(3): 564-570, Jul.-Set. 2008

BRUNETTI, F. **Mecânica dos Fluidos.** Vol. 2. São Paulo. Pearson Prentice Hall, 2008

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna:** Vol. 1. São Paulo. Blucher, 2012.

CANCIAM, César A. **EFEITO DA TEMPERATURA NA VISCOSIDADE DINÂMICA DOS ÓLEOS LUBRIFICANTES SAE 5W20, SAE 5W30 E SAE 5W40.** 2014. 12f. Artigo. Revista da Universidade Vale do Rio Verde, Três Corações, v. 11, n. 2, p. 239-250, ago./dez. 2013.

CHEGG. **TEXTBOOK SOLUTIONS FOR FLUID MECHANICS.** Disponível em <<http://www.chegg.com/homework-help/laminar-flow-parallel-plates-see-fig-412b-flow-two-dimension-chapter-4-problem-24p-solution-9780073529349-exc>>. Acesso em 09/06/2015

ÇENGEL Y.A.; BOLES M.A. **Termodinâmica.** São Paulo. 5ª ed. McGraw-Hill. pp 400-401, 2006.

F-CHART SOFTWARE. **Engineering Equation Solver.** Overview.2014. Disponível em: <<http://www.fchart.com/ees/>>. Acesso em 11/11/2014.

FOX, R.W.; MCDONALD, A.T.; PRITCHARD, Philip J.; **Introduction to Fluid Mechanics,** LTC, 8ª ed. (2011).

GOMES, Maria H. R. **APOSTILA DE MECÂNICA DOS FLUIDOS.** Faculdade de Engenharia. Universidade Federal de Juiz de Fora. 2012.

HAICAL, Rafael da Cruz. **Desenvolvimento de um sistema de controle de dinamômetro para testes de motores de combustão interna.** 2009. 87 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

HEYWOOD, John B. **Internal combustion engine fundamentals.** McGraw Hill. pp. 10-11, 1988.

HODGSON, Paul. **Theoretical model and dynamic simulation of variable fill hydraulic dynamometers**. 1991. 280 f. Tese (Ph. D. em Engenharia Mecânica) - Department of Mechanical Engineering, University of Canterbury, Christchurch, 1991.

KNUDSEN, D. D., COUNTESS, R. B., **Hydrodynamic considerations in water dynamometer design**. Trans. SAE, v80, 1971.

LUZ, Maria L. G. S. **Motores de combustão interna**. Universidade Federal de Pelotas. 2013. Disponível em: <<http://wp.ufpel.edu.br/mlaura/files/2013/01/Apostila-de-Motores-a-Combust%C3%A3o-Interna.pdf>>. Acesso em 07/11/2014

MARQUES, Rafael G. Fassina. **Os caminhos que o baja abre**. SAE Brasil. 2007. Disponível em: <<http://www.saebrasil.org.br/imprensa/artigos/exibe.asp?codigo=29>>. Acesso em 06/11/2014.

MERCHIORI, Geovani J.; KOLLING, Kássius R. **Desenvolvimento de um dinamômetro capaz de medir o torque de motores de combustão interna de 5 a 15 CV**. 2013. 39f. Trabalho de final de curso – Coordenação de Engenharia Mecânica, Faculdade Horizontina, 2013.

MITSUHASHI, K, TAKATA, N., URUSHIHARA, A. ENDO, Y., KABAYANO, N., **Vibration of hydraulic dynamometer and resonant response factor**. Mitsui Tech. Rev. (Japão), n84, pp. 26-35, 1973.

RAO, N. N. NARAYAN, **The basic theory of hydraulic dynamometers and retarders**. Trans. SAE, V77, 1968.

PATKI, G. S., GILL, B. S., **The effect of number of blades on the performance of hydrodynamic couplings and dynamometers**. Mech. Eng. Bull. (Índia), v7, n3, pp. 80-88, 1976.

PEREIRA, José C. **Dinamômetros Hidráulicos**. 1999. Disponível em: <<http://www.joseclaudio.eng.br/dinos1.html>>. Acesso em 08/11/2014

PINOTTI, Marcos. **Notas de aula- Mecânica dos Fluidos**. 2014. Disponível em: <<http://coral.ufsm.br/aerodesign/Biblioteca/pdf/Mec>>. Acesso em 09/06/2015

RAINE, J. K. **General Theory & Computer Simulation for F Type Dynamometer Performance**. Froude Eng. Ltd ., Tech. Note n168, 1977.

SAE BRASIL. **O QUE É O BAJA?** Disponível em:  
<[http://www.saebrasil.org.br/eventos/programas\\_estudantis/baja2015/oquee.aspx](http://www.saebrasil.org.br/eventos/programas_estudantis/baja2015/oquee.aspx)>.  
Acesso em 06/11/2014.

SAE BRASIL. **O QUE É O FORMULA COMBUSTÃO E ELÉTRICO**. Disponível em:  
<[http://www.saebrasil.org.br/eventos/programas\\_estudantis/formula2014/formula.aspx](http://www.saebrasil.org.br/eventos/programas_estudantis/formula2014/formula.aspx)>.  
Acesso em 06/11/2014.

SOUZA, R. D., **Balança Curie e Correntes de Foucault**. Unicamp. 2005.

VERDONE, Peter. **Power Commander and Custom Injection Map**. Disponível em:  
<<http://www.peterverdone.com/archive/600RRcommander.htm>>. Acesso em 09/06/2015