



UNIVERSIDADE DO VALE DO TAQUARI UNIVATES
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLÓGICAS
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**ANÁLISE NUMÉRICA E ANALÍTICA DO CISALHAMENTO
VISCOSO DE DISCOS LISOS PARA O CÁLCULO DO TORQUE EM
DINAMÔMETROS HIDRÁULICOS**

Rodrigo Augusto Wommer

Lajeado, junho de 2018

Rodrigo Augusto Wommer

**ANÁLISE NUMÉRICA E ANALÍTICA DO CISALHAMENTO
VISCOSO DE DISCOS LISOS PARA O CÁLCULO DO TORQUE EM
DINAMÔMETROS HIDRÁULICOS**

Trabalho de Conclusão de Curso – Etapa II,
na linha de formação específica em
Engenharia Mecânica, Universidade do Vale
do Taquari UNIVATES, como parte da
exigência para a obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Rafael Crespo Izquierdo

Lajeado, junho de 2018

Rodrigo Augusto Wommer

**ANÁLISE NUMÉRICA E ANALÍTICA DO CISALHAMENTO
VISCOSO DE DISCOS LISOS PARA O CÁLCULO DO TORQUE EM
DINAMÔMETROS HIDRÁULICOS**

A Banca examinadora abaixo aprova a Monografia apresentada na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, na linha de formação específica em Engenharia Mecânica, Universidade do Vale do Taquari - Univates, como parte da exigência para a obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Prof. Dr. Rafael Crespo Izquierdo - Orientador
Universidade do Vale do Taquari

Prof. Me. Carlos Henrique Lagemann
Universidade do Vale do Taquari

Prof. Me. Cristian Pohl Meinhardt
Universidade do Vale do Taquari

Lajeado, 29 de julho de 2018

RESUMO

A queima de combustíveis fósseis está diretamente ligada aos grandes impactos socioambientais, o que exige ampliar o desenvolvimento de instrumentos capazes de aferir a potência entregue aos veículos, como, por exemplo, os dinamômetros. Nesse viés, o presente trabalho apresenta um estudo para o dimensionamento de um dinamômetro hidráulico, de fabricação simples e de baixo custo. Para tanto, é apresentado os princípios de funcionamento dos dinamômetros e o comportamento do fluido entre discos rotacionais, que absorve a energia entregue pelo motor, através do seu cisalhamento viscoso. Neste trabalho a simulação numérica foi implementada em três etapas distintas. A primeira se deu em regime laminar com duas diferentes condições de espessura da câmara do fluido, 7 mm e 0,1 mm. Em cada uma delas, realizou-se o cálculo numérico e analítico para 12 diferentes rotações, de 0,1 a 1,2 rpm. Na segunda etapa, foi implementado o modelo numérico em regime de escoamento turbulento. A implementação se deu em 11 diferentes rotações, de 1000 a 6500 rpm. Por fim, na terceira etapa, aplicou-se, computacionalmente, uma simulação para uma condição real de operação de um dinamômetro hidráulico com um disco rotor. Os resultados mostram que a metodologia proposta é adequada, visto que nas três etapas foi possível a validação do modelo. No entanto, houve uma restrição quanto a espessura da câmara na implementação no regime laminar.

Palavras-chave: Cisalhamento viscoso. Dinamômetro hidráulico. Regime laminar. Regime turbulento.

ABSTRACT

The fossil fuels burning is directly linked to large socio-environmental impacts. In this way, the development of power measurement instruments for vehicles, such as dynamometers, should be expanded. The presented work presents a study for the dimensioning of an hydraulic dynamometer, which is simple manufacturing and of low cost. For this, is demonstrated the principle of the dynamometers and the behavior of fluids between rotational disks, which absorbs the energy through its viscous shear. In this work the numerical probe was implemented in three distinct stages. The first one was the laminar flow with two different thickness conditions, 7 mm and 0.1 mm. In each of them, was accomplished the numerical and analytical calculation for 12 variations rotations, from 0.1 to 1.2 rpm. In the second step, the numerical model was implemented in a turbulent flow. This implementation occurred in 11 rotations, from 1000 to 6500 rpm. At last, in the third step was applicated a computacional simulation for a real condition of operation of a hydraulic dynamometer with a rotor disk. The results showed that the methodology is convenient given that in the three steps was the model validation possible. However, there was a constraint on the thickness of the housing in the implementation at laminar flow.

Keywords: Viscous shear. Hydraulic dynamometer. Laminar flow. Turbulent flow.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Freio de Prony	19
Figura 2 - Freio de correntes parasitas	21
Figura 3 - Motor diesel acoplado ao dinamômetro de corrente alternada em teste de potência de atrito	22
Figura 4 - Dinamômetro hidráulico com conchas	25
Figura 5 - Dinamômetro hidráulico de discos planos.....	26
Figura 6 - Eixo radial: (a) antes da deformação; e (b) após deformação	27
Figura 7 - Sistema pistão-biela manivela	29
Figura 8 - Curva de torque do motor Briggs & Stratton 10 HP	29
Figura 9 - Distribuição de velocidade em uma camada cisalhada próxima a uma parede	31
Figura 10 – Situação em que a distância entre placas é muito pequena	34
Figura 11 – Disco rotacional entre discos estatores.....	37
Figura 12 – Cisalhamento viscoso de disco rotacional.....	38
Figura 13 – Metodologia proposta no desenvolvimento do estudo	42
Figura 14 – Geometria a ser desenvolvida em CAD – câmara do fluido.....	44
Figura 15 – Geometria a ser desenvolvida em CAD – câmara do fluido para o caso real	47
Figura 16 – Geometria desenvolvida em CAD – câmara do fluido: (a) 7 mm de espessura (condição 1); e (b) 0,1 mm de espessura (condição 2)	51
Figura 17 – Tensão de cisalhamento viscoso na parede da câmara com espessura de 7 mm: (a) 0,1 rpm; e (b) 1,2 rpm.....	53

Figura 18 – Tensão de cisalhamento viscoso na parede da câmara com espessura de 0,1 mm: (a) 0,1 rpm; e (b) 1,2 rpm.....	53
Figura 19 – Malhas refinadas: (a) Malha 1; (b) Malha 2; e (c) Malha 3.....	55
Figura 20 – Tensão de cisalhamento viscoso na parede da câmara: (a) 1000 rpm; e (b) 6500 rpm.....	62
Figura 21 – Geometria desenvolvida em CAD – câmara para o caso real.....	65
Figura 22 – Malha para a geometria da câmara completa	66
Figura 23 – Tensão de cisalhamento viscoso na parede da câmara – corte na seção para visualização nas paredes do disco rotor	67

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Torque (cálculo analítico e numérico) <i>versus</i> número de Reynolds em regime laminar para a condição 1	56
Gráfico 2 – Torque (cálculo analítico e numérico) <i>versus</i> número de Reynolds em regime laminar para a condição 2	57
Gráfico 3 – Torque (cálculo analítico e numérico) <i>versus</i> número de Reynolds em regime turbulento.....	64

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Viscosidade da água em relação à temperatura	35
Tabela 2 – Classificação dos regimes de escoamento	38
Tabela 3 – Velocidade angular, número de Reynolds e torque para o regime laminar	50
Tabela 4 – Velocidade angular, número de Reynolds e torque obtido através do cálculo numérico para o regime laminar	52
Tabela 5 – Informações sobre as malhas criadas – 7 mm de espessura.....	54
Tabela 6 – Informações sobre as malhas criadas – 0,1 mm de espessura.....	54
Tabela 7 – Resultados de torques do regime laminar compilados para a condição 1	56
Tabela 8 – Resultados de torques do regime laminar compilados para a condição 2	57
Tabela 9 – Velocidade angular, número de Reynolds e torque para o regime turbulento	59
Tabela 10 – Velocidade angular, número de Reynolds e torque obtido através do cálculo numérico para o regime turbulento.....	61
Tabela 11 – Informações sobre as malhas criadas – 7 mm de espessura.....	62
Tabela 12 – Resultados de torques do regime turbulento compilados.....	63

LISTA DE ABREVIATURAS

CAD *Computer-Aided Design*

CV Cavallo Vapor

HP *Horse Power*

kg Quilograma

kW Quilowatt

N Newton

Re número de Reynolds

rpm rotações por minuto

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	12
1.1 Problema.....	13
1.2 Objetivo geral.....	13
1.3 Objetivos específicos.....	13
1.4 Justificativa.....	14
1.5 Delimitação.....	15
1.6 Estrutura do trabalho.....	15
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.1 Dinamômetros.....	16
2.1.1 Freio de Prony.....	18
2.1.2 Dinamômetro de ventilação.....	19
2.1.3 Dinamômetros elétricos.....	19
2.1.4 Dinamômetros hidráulicos.....	23
2.2 Torque.....	27
2.2.1 Torque em motores a combustão interna.....	28
2.3 Fluidos.....	30
2.3.1 Tensão de cisalhamento.....	30
2.3.2 Número de Reynolds.....	31
2.3.3 Viscosidade.....	32
2.3.4 Tensão de cisalhamento viscoso entre discos lisos.....	35
3 METODOLOGIA	40
3.1 Metodologia de pesquisa.....	40
3.1.1 Classificação quanto aos fins.....	40
3.1.2 Coleta de dados.....	41
3.2 Procedimento metodológico.....	42
3.2.1 Implementação numérica em regime laminar e turbulento.....	43
3.2.2 Implementação nas condições reais de operação.....	46
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	49
4.1 Implementação numérica em regime laminar.....	49
4.1.1 Velocidade angular e equação do torque.....	50
4.1.2 Geometria da câmara do fluido em CAD.....	51

4.1.3 Criação da malha	51
4.1.4 Condições de contorno e as propriedades do fluido	52
4.1.5 Cálculo numérico.....	52
4.1.6 Verificação da malha	54
4.1.7 Comparação dos dados de torque obtidos através dos métodos utilizados.....	55
4.2 Implementação numérica em regime turbulento	59
4.2.1 Velocidade angular e equação do torque	59
4.2.2 Geometria da câmara do fluido em CAD	60
4.2.3 Criação da malha	60
4.2.4 Condições de contorno e as propriedades do fluido	60
4.2.5 Cálculo numérico.....	61
4.2.6 Verificação da malha	62
4.2.7 Comparação dos dados de torque obtidos através dos métodos utilizados.....	63
4.3 Implementação nas condições reais de operação.....	64
4.3.1 Velocidade angular	65
4.3.2 Geometria da câmara do fluido em CAD	65
4.3.3 Criação da malha	66
4.3.4 Condições de contorno e propriedades do fluido	66
4.3.5 Cálculo numérico.....	67
5 CONCLUSÃO	68
5.1 Sugestões de trabalhos futuros	71

1 INTRODUÇÃO

No mundo contemporâneo, a eficiência de motores é de suma importância, visto que a queima de combustíveis fósseis causa grandes danos a longo prazo. Nesse viés, surge a necessidade do desenvolvimento de equipamentos capazes de aferir o torque de motores e certificar sua eficiência. Neste aspecto, surgem os dinamômetros. Eles são divididos, basicamente, em duas classes: freios dinamométricos e dinamômetros inerciais. Os freios dinamométricos absorvem a energia fornecida pelo motor eletromagneticamente, hidraulicamente ou, ainda, através de fricção mecânica. No dinamômetro inercial, observa-se a aceleração dada pelo motor ao rolo com massa inercial conhecida, obtendo, assim, o torque do motor. Nestes dinamômetros não é possível submeter o motor a testes de resistência.

Segundo Pereira (1999), o freio dinamométrico foi inventado por Gaspard Riche de Prony (1755-1839), em 1821, para “medir o efeito dinâmico das máquinas de rotação”. Dada a importância do conhecimento da curva torque *versus* rotação nos motores a combustão interna, os dinamômetros, capazes de mensurar o torque, evoluíram, uma vez que o Freio de Prony não teria capacidade de mensuração nos motores que surgiram a partir do século XX por motivos de superaquecimento. Atualmente, há diversos modelos de dinamômetros, entre eles, o dinamômetro hidráulico.

O dinamômetro hidráulico é constituído, basicamente, por discos móveis (presos ao rotor), discos fixos (presos à carcaça) e um fluido, normalmente água, entre eles. A diferença de velocidade dos discos gera uma tensão de cisalhamento viscoso

no fluido que causa uma força contrária ao sentido de giro do motor, resultando, então, em um freio hidráulico. Desse modo, é possível observar a força causada à balança que está ligada à carcaça para obter o torque e a potência do motor.

O tema central deste trabalho consiste em analisar o torque que pode ser absorvido através do cisalhamento viscoso em dinamômetros hidráulicos com discos planos lisos.

1.1 Problema

Os dinamômetros comerciais são equipamentos que se caracterizam pelo alto valor agregado, já que são poucos os fabricantes que atuam neste segmento de mercado. Nesse sentido, entende-se que o estudo para o dimensionamento de um dinamômetro (tipo hidráulico) é uma alternativa para a realização de ensaios com baixo custo. Neste trabalho, optou-se por dinamômetros do tipo hidráulico por sua simplicidade no processo de fabricação e por sua capacidade de aferir motores com uma boa precisão.

1.2 Objetivo geral

Implementar o modelo numérico associado ao comportamento do fluido entre dois discos rotacionais para o dimensionamento de um dinamômetro hidráulico de discos lisos.

1.3 Objetivos específicos

Os objetivos específicos do presente trabalho são:

- a) Definir as características de funcionamento do dinamômetro em estudo;

- b) Aplicar os equacionamentos utilizados em dinamômetros para o cálculo do torque em regime laminar e turbulento;
- c) Validar o cálculo numérico (torque) por meio de simulações computacionais através do *software* Fluent;
- d) Realizar o teste da qualidade da malha nas simulações realizadas;
- e) Analisar, por meio de simulações computacionais, considerando um diâmetro de disco definido, a relação entre o torque e diferentes rotações;
- f) Estabelecer a potência de um dinamômetro através da simulação de sua condição real de funcionamento.

1.4 Justificativa

Com os constantes aumentos dos preços de combustíveis e a preocupação com os impactos ambientais causados pela queima de combustíveis, é de suma importância a verificação da eficiência dos motores de combustão interna, a qual está diretamente ligada a emissão de poluentes e ao consumo de combustíveis. Assim sendo, deve-se ampliar o desenvolvimento de instrumentos que sejam capazes de aferir a potência entregue aos veículos, como, por exemplo, os dinamômetros.

Com o presente estudo, será possível validar o tamanho dos discos necessários para a construção desses instrumentos, que possuem um processo de fabricação simples e de baixo custo, tornando viável a sua utilização em oficinas mecânicas. Além disso, entende-se que este equipamento pode ser utilizado como um instrumento didático em cursos técnicos de mecânica veicular e de graduação, em disciplinas como: motores a combustão interna; máquinas de fluidos; mecânica dos fluidos e simulações computacionais – termofluidos.

Atentando-se ao dimensionamento de um dinamômetro hidráulico, adotou-se o raio do disco de 250 mm e espaçamento entre discos de 7 mm. Essas dimensões foram adotadas levando em consideração alguns fatores de fabricação e operação de um dinamômetro hidráulico.

1.5 Delimitação

Este trabalho restringe-se ao cálculo do diâmetro necessário para absorção de energia em um dinamômetro hidráulico de discos em diferentes regimes de rotação. Seu foco resume-se apenas ao estudo do dimensionamento da área de superfície necessária nos discos. Diante disso, serão considerados somente os casos de dinamômetro cheio, ou seja, situações em que toda superfície de contato dos discos encontra-se preenchida com o fluido (água). Além disso, será avaliado apenas o cisalhamento viscoso absorvido pelos discos, não levando em consideração a temperatura e a pressão na carcaça.

1.6 Estrutura do trabalho

O presente trabalho está dividido nos seguintes capítulos:

O primeiro capítulo introduz ao tema; apresenta os objetivos gerais e específicos; justifica e delimita o tema; e demonstra a disposição dos capítulos;

O segundo capítulo é composto por uma revisão bibliográfica referente aos principais freios dinamométricos existentes e à teoria necessária para seu desenvolvimento;

O terceiro capítulo dispõe da metodologia utilizada e da descrição das atividades que serão realizadas para o atendimento dos objetivos propostos;

No quarto capítulo, é apresentada uma análise comparativa entre o cálculo numérico e analítico, atendendo à metodologia proposta; e

O quinto capítulo apresenta as conclusões do trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Uma revisão bibliográfica, como fundamentação teórica para o embasamento inerente ao desenvolvimento do trabalho, é apresentada a seguir.

2.1 Dinamômetros

Segundo Pereira (1999), o dinamômetro é o principal equipamento em um laboratório de ensaio de motores, sendo utilizado para certificar a potência entregue pelo motor. Na visão de Bettles et al. 2008 apud Gesteira (2014) “Dinamômetro é a ferramenta mais importante de um laboratório de motores, apenas ele pode determinar o torque e a potência mecânica, além de dados complementares, como emissão de gases e consumo de combustível”.

Segundo Thal (1917), o objetivo do dinamômetro é absorver a potência entregue pela máquina ou motor. Ele pode ser subdividido em classes de acordo com a maneira que absorve a potência ou pelos meios que fazem essa absorção.

Para Brunetti (2012), é necessário impor ao eixo um momento externo resistente de mesma potência que o produzido pelo motor para que se possa mensurar o torque a uma dada rotação. Esse efeito pode ser obtido através do freio dinamométrico ou, simplesmente, dinamômetro.

Segundo Pereira (1999), os dinamômetros utilizam os princípios físicos usados no primeiro dispositivo do gênero, o Freio de Prony, criado em 1821 pelo engenheiro francês Gaspard de Prony. Atualmente, existem dois tipos de dinamômetros: os freios dinamométricos e os dinamômetros inerciais.

Para Martins (2006), os freios dinamométricos são principalmente utilizados para medições científicas em que se aplica uma carga ao motor podendo simular condições de uso. De acordo com Thal (1917), esse tipo de dinamômetro é classificado pela maneira que absorve a potência aplicada pelo motor. Maiores informações sobre este tipo de dinamômetro, objeto de estudo deste trabalho, são apresentadas na Figura 1.

Segundo Heywood (1988), o motor é instalado em uma bancada, onde seu eixo é conectado ao rotor do dinamômetro que está acoplado hidraulicamente, eletromagneticamente ou por fricção mecânica a um estator. A balança, ou célula de carga, deve ser calibrada com o dinamômetro em repouso. Em funcionamento, através do peso dado pela balança e do comprimento do braço (distância entre o eixo do rotor e o apoio sobre a balança), é possível obter o torque fornecido pelo motor por meio da Equação (1).

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

Em que:

T = Torque

F = Força

b = Braço de alavanca

De acordo com Brunetti (2012), a partir do torque e das rotações, a equação para calcular a potência em kW é dada pela Equação (2). Nesta equação, o torque deve ser expresso em N.m.

$$P(kW) = \frac{2 \pi \cdot T \cdot N}{60 \cdot 1000} \quad (2)$$

Por conveniência, adaptando-se a Equação (2), é possível obter-se a potência em CV. Esta expressão está representada pela Equação (3).

$$P(CV) = \frac{T.N}{7018,515} \quad (3)$$

Em que:

P = Potência

N = revoluções por minuto

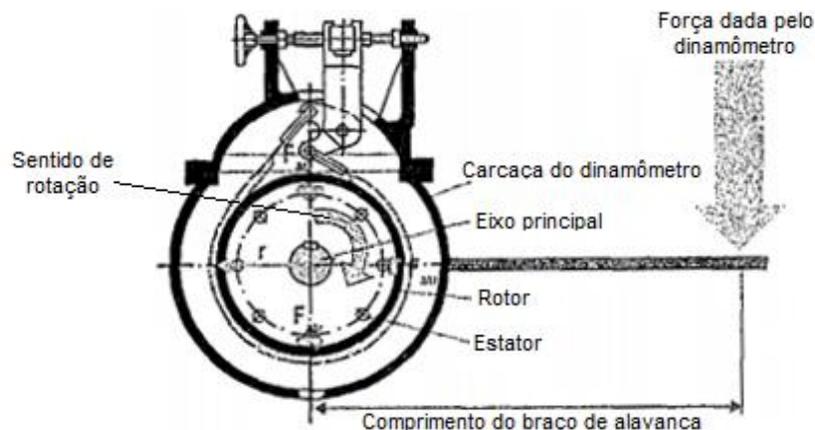
2.1.1 Freio de Prony

Segundo Thal (1917), o freio de Prony, ou freio de fricção, absorve a potência através do atrito entre dois membros, um volante circundado e uma cinta. O ajuste da cinta define a potência que se pretende absorver da máquina através do atrito. O volante circundado é refrigerado por água.

Para Brunetti (2012), o Freio de Prony não passa de um elemento didático, que demonstra, de forma clara, o princípio de funcionamento de todos dinamômetros. A cinta do freio gera uma força de atrito equilibrada ao torque do motor. Essa cinta tenderia a girar, caso o braço de alavanca, ligado à cinta, não estivesse apoiado sobre a balança. Ele pode apenas ser utilizado para motores de baixa potência, pois toda potência, durante o processo, é transformada em calor e há uma dificuldade para a sua dissipação. A Figura 1 ilustra esse funcionamento.

Pereira (1999) também menciona alguns problemas operacionais desse sistema, como o fato de manter a carga constante independente da rotação empregada. Sendo assim, caso o motor em teste não suporte a carga aplicada, sua rotação irá reduzir até a parada efetiva do motor. Portanto, esse tipo de dinamômetro vem sendo substituído por dinamômetros em que a carga aplicada varia de acordo com a rotação.

Figura 1 - Freio de Prony



Fonte: Adaptado de Brunetti (2012).

2.1.2 Dinamômetro de ventilação

Segundo Pereira (1999), o dinamômetro de ventilação é um dinamômetro de baixo custo, porém, pouco utilizado devido à baixa precisão dos resultados. Esse dinamômetro é indicado para provas de durabilidade e amaciamento de motores. Seu funcionamento consiste em um ventilador ligado à máquina em prova, a qual impõe o torque. A variação da carga se dá por alterações nas pás do ventilador.

Thal (1917) afirma que nesse tipo de dinamômetro o motor deve superar a reação entre o ar e a rotação do rotor (a potência do motor é absorvida pelo ar). O ventilador é preso ao motor, o qual é fixo a uma bancada onde possui liberdade de rotação no eixo horizontal. Quando o motor está em operação, o chassi tende a girar no sentido oposto ao motor, o que impede essa rotação é uma mola (dinamômetro) presa a um braço do chassi.

2.1.3 Dinamômetros elétricos

Thal (1917) cita os dinamômetros elétricos como uma novidade, apesar de terem um custo elevado quando comparados a outros modelos. O autor destaca a

possibilidade de dar a partida no motor com o próprio dinamômetro e, com isso, avaliar o atrito que o motor deve superar durante sua operação.

Brunetti (2012) afirma que esse é o tipo de dinamômetro indicado para ensaios em grandes inclinações, pois é capaz de avaliar a sucção de óleo no cárter e o sistema de separação de óleo do respiro do motor. Para Martins (2006), existem diversos tipos de dinamômetros elétricos, mas, em todos eles, a energia absorvida é transformada em energia elétrica ou em calor, resultantes das perdas eletromagnéticas (correntes parasitas).

2.1.3.1 Dinamômetros de correntes parasitas

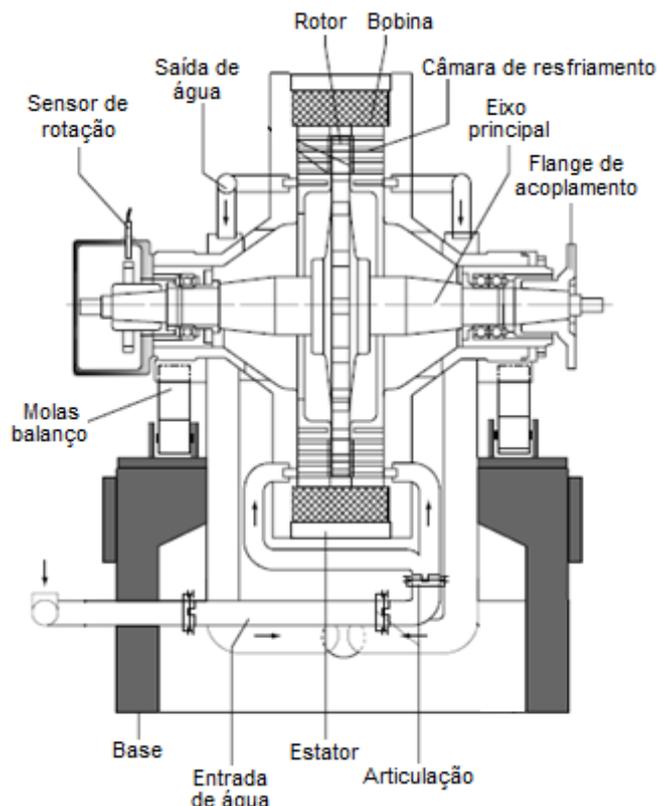
Também conhecido como dinamômetro de correntes de Foucault (“eddy current”), o dinamômetro de correntes parasitas é muito vantajoso, pois a variação de carga pode ser rápida e é possível aplicar uma alta carga a baixas rotações. Seu funcionamento é simples: o rotor em movimento provoca uma indução eletromagnética produzindo correntes de *Foucault* dissipadas na forma de perdas resistivas no estator. De acordo com Martins (2006), o calor dissipado no estator pode ser removido por água e/ou ar.

Segundo Pereira (1999), esse tipo de dinamômetro é muito utilizado para ensaios de maior precisão. A máquina em prova aciona um rotor que é imerso em um campo magnético variando a carga aplicada à máquina, enquanto uma corrente contínua alimenta uma bobina que controla a intensidade desse campo. A água é responsável pela dissipação do calor gerado pelas correntes parasitas.

Brunetti (2012) considera esse um dinamômetro simples, com a possibilidade de construção de grande porte. Esse dinamômetro possui um rotor, em forma de uma grande engrenagem, feito com material de alta permeabilidade magnética. No centro do estator, há uma bobina alimentada por corrente contínua que, quando alimentada, gera um campo magnético concentrado nos dentes do rotor. Quando o rotor está em movimento, ele gera correntes parasitas nos anéis que transformam a potência

dissipada em calor, este é refrigerado por um fluido. Na Figura 2, é possível observar os dutos de água (fluido de resfriamento).

Figura 2 - Freio de correntes parasitas



Fonte: Adaptado de Martyr e Plint (2007).

2.1.3.2 Dinamômetros de corrente alternada ou contínua

Conforme Brunetti (2012), os dinamômetros de corrente alternada ou contínua são os mais indicados para trabalhos de pesquisa em virtude de serem extremamente precisos. Ademais, podem ser utilizados de forma ativa, fazendo do dinamômetro um motor elétrico, através do qual pode-se determinar a potência de atrito.

Entretanto, Martins (2006), destaca que os dinamômetros de corrente contínua possuem alto momento de inércia e estão limitados a uma baixa velocidade. A variação de carga desses dinamômetros se dá pelo controle eletrônico, diferente dos dinamômetros de corrente alternada, em que o controle da carga é realizado através da variação da frequência da corrente. Eles possuem as mesmas vantagens dos

dinamômetros de corrente contínua e, além de permitir velocidades maiores, ainda possuem menor inércia.

Pereira (1999) atenta ao custo elevado, visto que, sua utilização só se justifica em casos especiais. Seu funcionamento é igual ao de um gerador que alimentado pelo motor em prova, produz energia elétrica. Portanto, deve-se considerar o rendimento do gerador para a correção dos instrumentos elétricos.

Figura 3 - Motor diesel acoplado ao dinamômetro de corrente alternada em teste de potência de atrito



Fonte: Dynamite, (2014).

2.1.4 Dinamômetros hidráulicos

Segundo Rao (1968), os dinamômetros hidráulicos são utilizados na forma de freio hidráulico em caminhões, guindastes e outros similares, em virtude de exercerem uma função de travagem com maior confiabilidade quando comparados a freios mecânicos. Quase toda energia colocada ao dinamômetro é convertida em calor, uma pequena parte dela é usada para superar o atrito de rolamento e selagem, outra parte é perdida por radiação nas superfícies externas. Sendo assim, a partir da Equação (4), é possível calcular o balanço da energia do sistema.

$$\frac{BHP \cdot 75 \cdot 3600 \text{ kcal}}{427} \frac{1}{h} = Qh + Qm + Qw + Qr \quad (4)$$

Tendo em vista que os cálculos experimentais mostram que a soma de Qm , Qw e Qr normalmente não chegam a 2% da potência fornecida pelo motor, oportuniza-se que essas variáveis possam ser desprezadas. Desta forma, é possível simplificar a Equação (4) para a forma da Equação (5).

$$V \left(\frac{l}{h} \right) = \frac{632}{\Delta T} \cdot BHP \quad (5)$$

Em que:

BHP = potência do motor;

Qh = calor absorvido pela água;

Qm = perda pelo calor gerado no atrito dos rolamentos e selos;

Qw = perda pelo atrito com o ar. Podendo chegar a zero quando cheio de água;

Qr = perda por radiação de calor na carcaça;

kcal = quilocaloria;

h = horas.

ΔT = período de tempo

V = Volume

l = litro

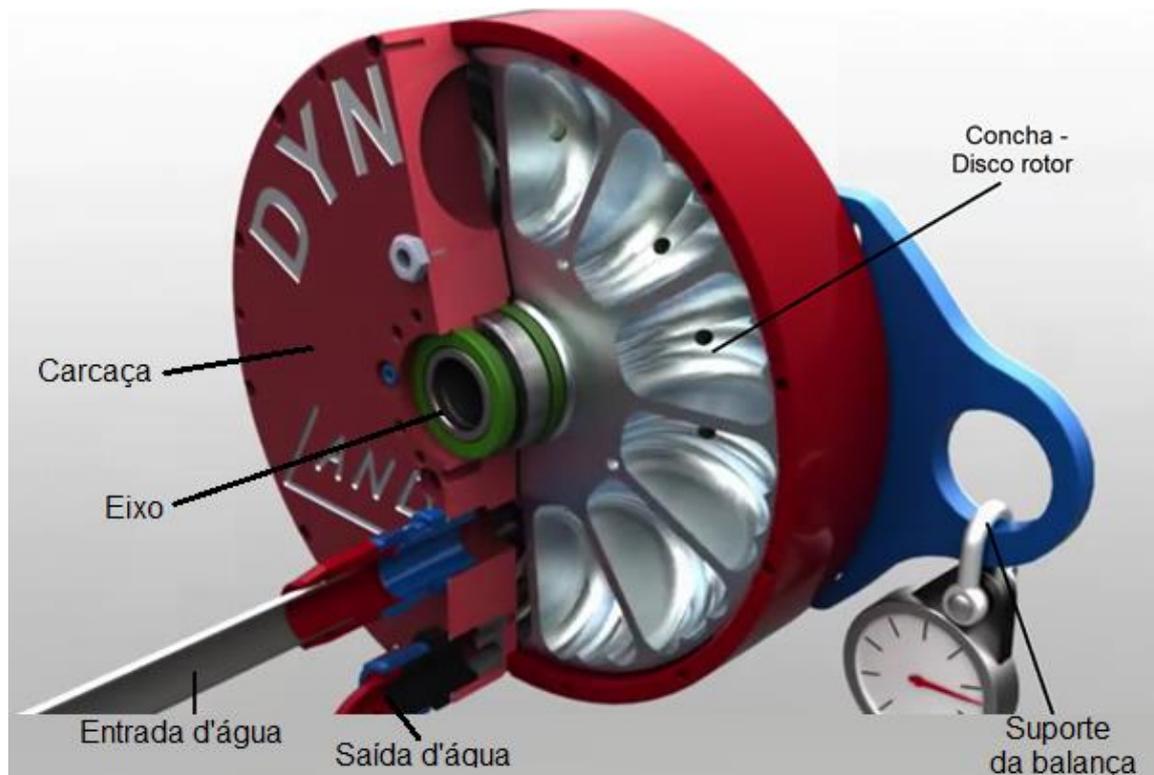
O autor elucida que, na Equação (5), a taxa de fluxo em litros por hora é obtida a partir da potência do motor e da variação da temperatura de entrada e saída de água do dinamômetro, para qualquer dinamômetro, independentemente do tipo, tamanho ou modelo.

Brunetti (2012) explica o princípio de funcionamento de um dinamômetro hidráulico com conchas, conforme é elucidado nos tópicos sequenciais a seguir:

- 1) O dinamômetro é apoiado sobre dois mancais coaxiais do eixo, assim, a carcaça fica livre para oscilar em torno do eixo, e a força causada pela rotação é equilibrada por um braço que se apoia sobre uma célula de carga (balança);
- 2) O rotor possui conchas viradas para o sentido de rotação do motor, enquanto que as conchas da carcaça estão em sentido oposto;
- 3) O dinamômetro é preenchido com água e o rotor impele a água contra a carcaça obliquamente. A água causa uma força de arrasto no sentido de rotação, como a carcaça está apoiada sobre uma balança que impede seu movimento, a água causa um violento movimento turbulento e a energia hidráulica é transformada em calor e esforço rotor;
- 4) Após isso, a água é conduzida pelo formato da concha da carcaça até a parte mais próxima ao eixo, onde ela passa obliquamente para a concha do rotor e o ciclo se repete;
- 5) O calor gerado é removido continuamente através da drenagem da água quente por um orifício na parte superior da carcaça;
- 6) A água fria é repostada através de pequenos orifícios nas conchas do estator. Os fabricantes recomendam que a temperatura da água não passe de 60°C;
- 7) Para não interferir no equilíbrio da carcaça oscilante, a drenagem e a reposição da água é feita através de mangueiras flexíveis; e
- 8) Parte da potência é absorvida pelos retentores e rolamentos do eixo principal, porém, a precisão da medição não é comprometida, visto que, o sentido de rotação é o mesmo e a potência absorvida por essa perda é aplicada ao braço de alavanca.

A Figura 4 ilustra um dinamômetro hidráulico com conchas e seus principais componentes.

Figura 4 - Dinamômetro hidráulico com conchas



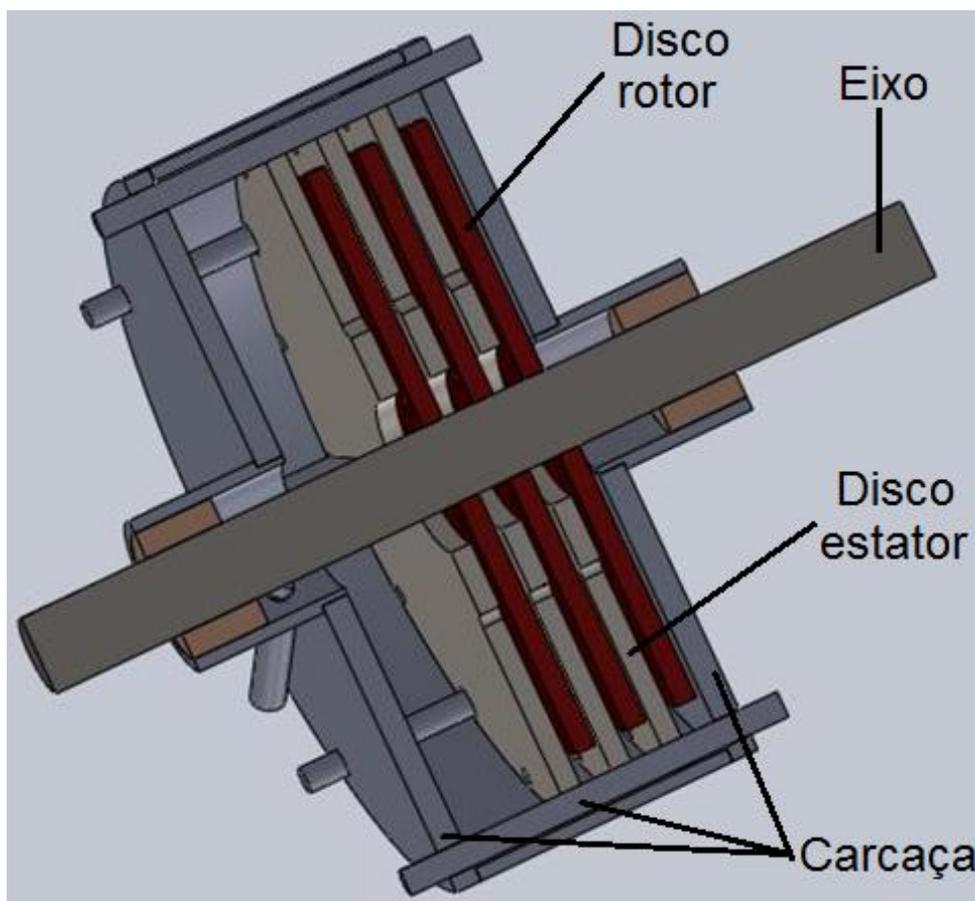
Fonte: Adaptado de Dynamite, (2014)

Martins (2006) cita dois tipos de dinamômetros hidráulicos. Seus princípios de funcionamento são semelhantes e estão descritos abaixo:

- Dinamômetro hidráulico com conchas: o disco rotor que é ligado ao eixo do motor move a água para conchas situadas no estator. Essa transferência de quantidade da água tenta mover o estator que permanece sem movimento e a energia do processo é dissipada em calor. Normalmente, esse equipamento possui um único disco rotor;

- Dinamômetro hidráulico de discos planos: composto por um ou mais discos rotores. Estes ficam a uma pequena distância dos discos do estator (ou carcaça quando tiver apenas um disco rotor). A potência absorvida se dá pela tensão de cisalhamento originada pela película de água entre os discos. Os autores indicam esse tipo de dinamômetro para altas rotações.

Figura 5 - Dinamômetro hidráulico de discos planos



Fonte: Adaptado de Merchiori (2013).

Martyr e Plint (2007) afirmam que, quando o rotor gira, a força centrífuga da água causa uma circulação toroidal. Dessa maneira, o rotor transfere para o estator a potência dada pelo motor, equilibrado por uma reação de torque inversa na carcaça, causando uma grande tensão de cisalhamento e a absorção da potência é dissipada em calor.

Ainda, segundo os autores, há uma rápida mudança da variação do torque no dinamômetro de preenchimento variável. O torque absorvido é ajustado de acordo com a quantidade de massa de água em circulação na carcaça. Isso é possível através de uma válvula na saída de água do equipamento.

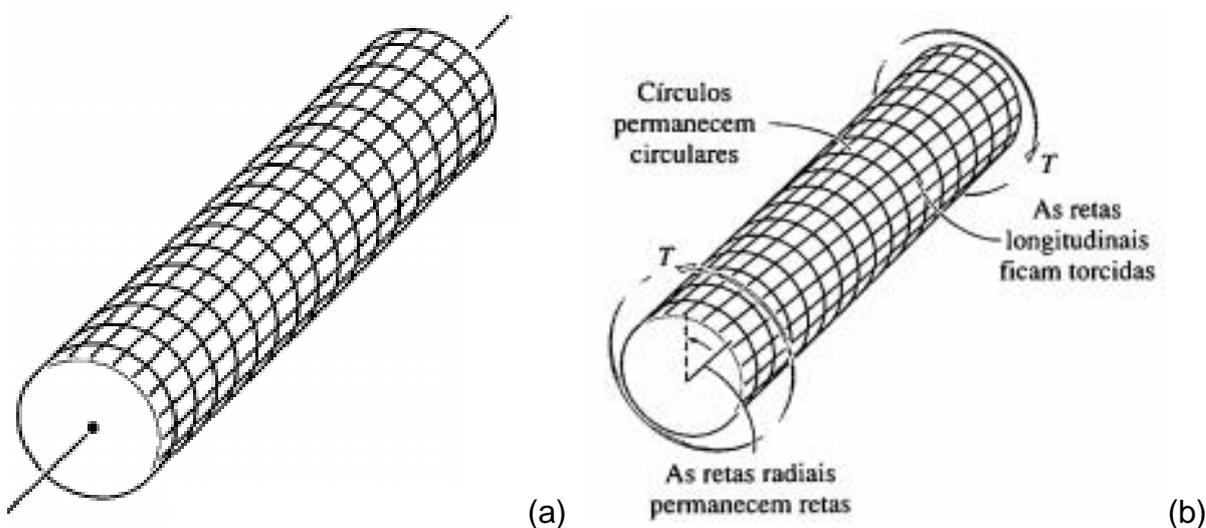
Nos dinamômetros de discos, não indicados para baixas rotações, a variação de torque pode se dar pelo princípio de funcionamento do dinamômetro de preenchimento variável. Em baixas rotações, eles apresentam resultados insatisfatórios. Em contrapartida, podem ser desenvolvidos para altas rotações, o que os torna usuais em testes de turbinas a gás.

Ademais, nesse modelo de dinamômetro hidráulico, é possível utilizar discos planos perfurados que propiciam uma maior dissipação de energia para um determinado tamanho. Os autores mencionam, ainda, o desgaste das partes móveis no rotor e no estator devido à erosão ou aos efeitos de cavitação.

2.2 Torque

Segundo Hibbeler (2010), deve-se considerar o efeito de torque para projetos de eixos ou eixos de acionamento. Quando aplicada uma força de torque em um eixo circular, as retas de um eixo tendem a se distorcer. Os círculos e as seções transversais das extremidades permanecem inalterados. Esse efeito é ilustrado pela Figura 6.

Figura 6 - Eixo radial: (a) antes da deformação; e (b) após deformação



Fonte: Hibbeler (2010)

Para Shigley (2005), qualquer vetor de momento colinear a um eixo de um elemento mecânico é denominado vetor de torque, esse momento faz com que o eixo seja torcido. Quando uma barra é submetida a essa condição, diz-se que a mesma está sob torção. Uma barra sólida possui tensão de cisalhamento proporcional ao seu raio, sendo nula no centro, chegando à máxima em sua extremidade.

De forma simples, Hibbeler (2010) descreve a Equação para calcular a tensão de cisalhamento máxima no eixo. Denominada de fórmula de torção, deve-se considerar o torque, o raio externo do eixo e o momento polar de inércia da área da seção transversal.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{T c}{J} \quad (6)$$

Em que:

$\tau_{m\acute{a}x}$ = Tensão de cisalhamento máxima

T = Torque

c = raio do eixo

J = Momento polar de inércia

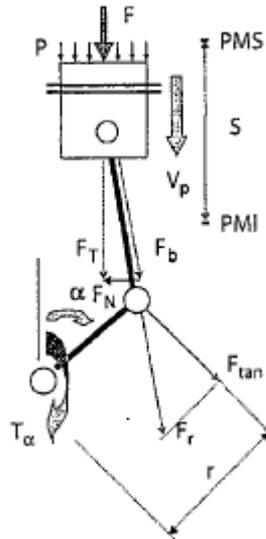
O autor apresenta diferentes equações para o cálculo da tensão de cisalhamento máxima para eixo maciço e eixo tubular. Destaca, ainda, que esse momento polar de inércia sempre deve ser positivo, sendo que essa é uma propriedade geométrica da área circular, suas unidades comuns são mm^4 ou pol^4 . Para o caso de eixos maciços, deve-se utilizar a Equação abaixo.

$$J = \frac{\pi c^4}{2} \quad (7)$$

2.2.1 Torque em motores a combustão interna

Brunetti (2012) demonstra o funcionamento de um sistema pistão-biela-manivela de um motor alternativo de combustão interna. Esse sistema causa um momento torsor no eixo de manivela. Como pode ser observado na Figura 7, apesar de a manivela possuir um braço de comprimento fixo, a força tangencial varia, pois a força radial depende diretamente do ângulo da manivela.

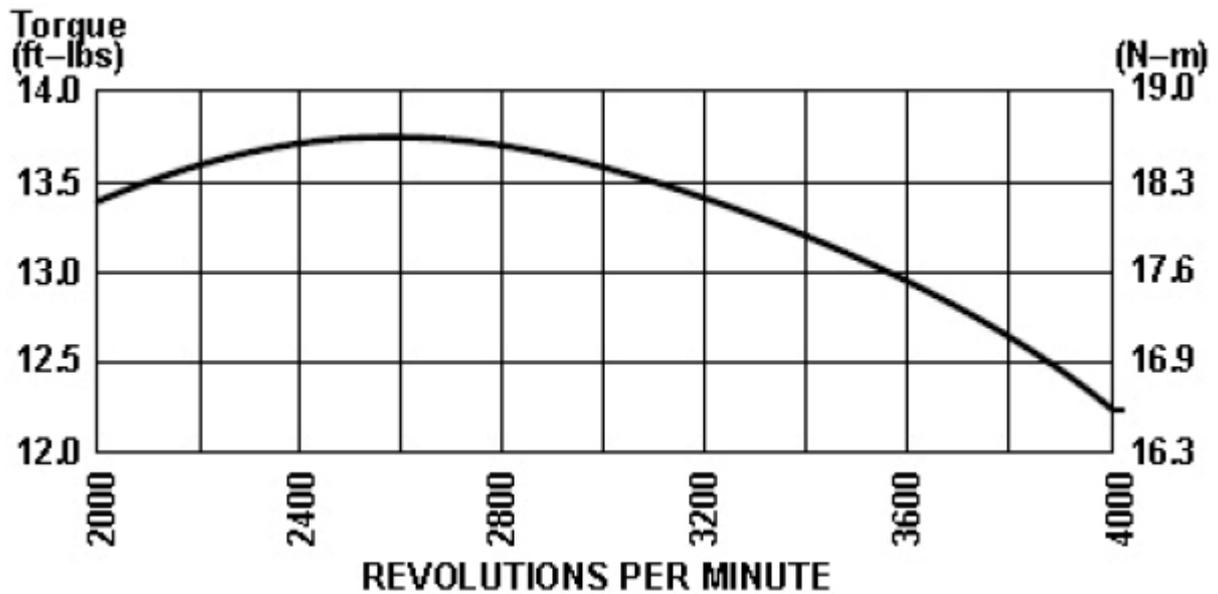
Figura 7 - Sistema pistão-biela manivela



Fonte: Brunetti (2012).

Sousa (2011) ressalta a importância do conhecimento das curvas de torque e potência ao projetar algum instrumento para um determinado motor. A Figura 8 representa a curva de torque *versus* rotação do motor Briggs & Stratton 10 HP, monocilíndrico, estacionário, de quatro tempos e a combustão interna.

Figura 8 - Curva de torque do motor Briggs & Stratton 10 HP



Fonte: Briggs & Stratton *apud* Sousa (2011).

2.3 Fluidos

Para White (2011), o fluido é a matéria que se movimenta a partir de qualquer tensão cisalhante, não importando sua intensidade. Esse estudo é criterioso e considera a teoria e a experimentação. Apesar de haver muitos tratados teóricos sobre o ramo, muitas vezes, a teoria é frustrante, pois se aplica normalmente a situações ideais que se tornam inválidas para casos práticos. A geometria e a viscosidade são os maiores obstáculos na validação de uma teoria.

Brunetti (2008) define o fluido como uma substância que não possui forma própria e, em virtude disso, acaba assumindo o formato do recipiente em que está sendo utilizado. Face a isso, o autor descreve o comportamento do fluido quando preso a duas superfícies sólidas, uma móvel e outra fixa. O fluido em contato com a superfície adere-se aos pontos da mesma, ou seja, se a placa em movimento adquire uma velocidade, os pontos em contato com a superfície móvel terão velocidade igual. O mesmo ocorre quando o fluido entra em contato com a superfície parada, onde o fluido permanece no mesmo ponto. Assim, é possível observar que o fluido se deforma constantemente, sem alcançar uma nova posição de equilíbrio, considerando que as placas tenham comprimento infinito.

2.3.1 Tensão de cisalhamento

Segundo Brunetti (2008), a tensão de cisalhamento, é o quociente entre o módulo da componente tangencial da força e a área sobre a qual está aplicada. Ou seja, a tensão cisalhante é a força tangencial por unidade de área.

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

Em que:

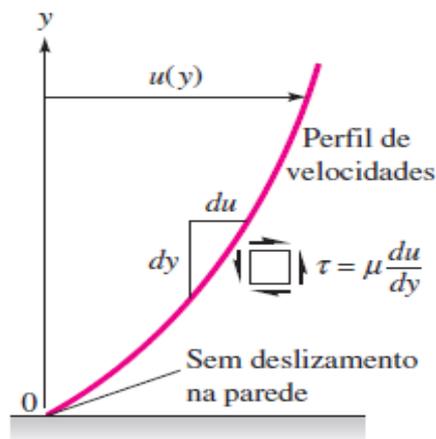
τ = Tensão de cisalhamento

F_t = Força tangencial

A = área

Ao acelerar uma placa em contato com um fluido, e aquela atingir uma velocidade constante, a força aplicada na placa é igual às forças internas do fluido. Esse é o equilíbrio dinâmico pela segunda lei de Newton da dinâmica. O fenômeno é causado pelo atrito gerado entre as diferentes camadas de velocidade presentes, lembrando que o fluido se adere quando está em contato com as superfícies, sendo assim, a velocidade do fluido irá variar entre a velocidade da superfície móvel e da superfície fixa.

Figura 9 - Distribuição de velocidade em uma camada cisalhada próxima a uma parede



Fonte: White (2011).

2.3.2 Número de Reynolds

Para Fox (2013), o número de Reynolds (Re) é um parâmetro adimensional que relaciona a força de inércia e a força viscosa. Ele é utilizado para determinar o regime de escoamento do fluido. De acordo com o número de Reynolds, pode-se classificar o regime de escoamento em laminar ou turbulento. Para o autor, o regime laminar se dá com número de Reynolds abaixo de 2300, acima disso, inicia-se uma transição para o regime turbulento.

Inicialmente, esse parâmetro foi utilizado para determinar o regime de escoamento em tubos. Experiências posteriores mostraram que ele pode ser parâmetro, também, para outros casos de escoamento. Segundo Schlichting (1975) e Evans (1973), para fluidos em discos rotacionais, o número de Reynolds é obtido a partir do raio do disco, da velocidade angular e da viscosidade cinemática do fluido, sendo expresso por:

$$Re = \frac{\omega \cdot r^2}{\nu} \quad (9)$$

Onde:

r = raio do disco

$\nu = \frac{\mu}{\rho}$ = Viscosidade cinemática

2.3.3 Viscosidade

Para Munson et al. (2004), a massa e peso específico não são suficientes para caracterizar o comportamento dos fluidos, pois as duas substâncias podem apresentar características semelhantes. Ocorre que, durante o escoamento, elas se comportam de maneira completamente diferente, surgindo uma propriedade adicional para descrever a “fluidez” das substâncias: a viscosidade.

Segundo White (2011), a viscosidade é uma propriedade termodinâmica que determina a deformação que uma dada tensão de cisalhamento pode causar no fluido. Essa é uma medida quantitativa da resistência de um fluido ao escoamento. O autor compara a facilidade de locomoção em fluidos com diferentes viscosidades dando como exemplo o ar e a água cuja possui uma viscosidade 50 vezes maior que o ar.

De acordo com o autor, os fluidos apresentam uma ampla gama de viscosidades, que podem variar com a temperatura e pressão. A variação da pressão nos fluidos não acarreta uma grande alteração na viscosidade, o que é diferente para a temperatura. Na engenharia, é comum o desprezo da variação da viscosidade com

a pressão. De uma maneira mais prática, Brunetti (2008) define que viscosidade quantifica a dificuldade de escoamento do fluido.

Ainda, segundo o autor, a viscosidade absoluta ou dinâmica é uma propriedade de cada fluido e de suas condições. Ela é originada por uma coesão entre as moléculas e os choques causados entre elas. Essa propriedade não pode ser observada num fluido em repouso. Já com o fluido em movimento, a viscosidade cria as condições para equilibrar a força externa. Dessa maneira, a lei de Newton da viscosidade pode ser escrita da seguinte forma:

$$\tau = \mu \frac{dv}{dy} \quad (10)$$

Em que:

τ = Tensão de cisalhamento

$\frac{dv}{dy}$ = Variações de velocidade e distância entre discos

μ = Viscosidade dinâmica

Quando a distância entre discos é pequena, pode-se utilizar uma equação simplificada, não sendo necessária a integração.

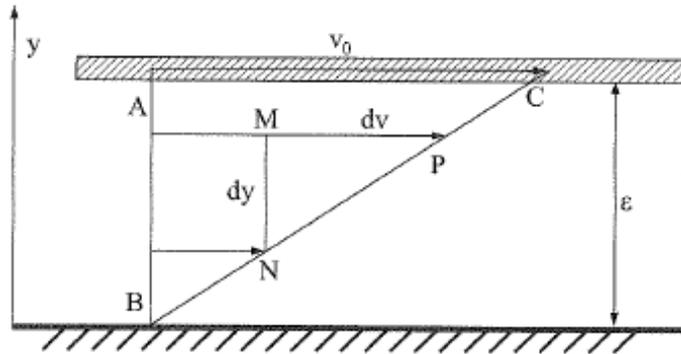
$$\tau = \mu \frac{\Delta v}{\Delta y} = \mu \frac{v_0}{\mathcal{E}} \quad (11)$$

Em que:

\mathcal{E} = Distância entre discos

v_0 = Velocidade do disco móvel

Figura 10 – Situação em que a distância entre placas é muito pequena



Fonte: Brunetti (2008).

Considerando que existe variação da velocidade linear ao longo do disco em função do raio, a derivada da área na segunda lei de Newton da viscosidade é expressa pela Equação (12).

$$\tau_{xy} = \mu \frac{dV}{dy} = r \mu \frac{dV}{dy} dA \quad (12)$$

Onde:

$$\frac{dV}{dy} = \frac{\omega r}{h} \quad (13)$$

Em que:

ω = Frequência angular

h = Espaçamento entre discos

Desconsiderando as perdas mecânicas do dinamômetro, o torque a ele fornecido pelo motor será igual à tensão de cisalhamento absorvida pelos discos. Sendo assim, pode-se considerar para casos de regime laminar:

$$\tau_{xy} = \mu \frac{dV}{dy} dA \quad (14)$$

Derivando os termos da Equação (14) e isolando o torque, temos:

$$T = \mu \frac{\omega}{h} \pi \frac{r^4}{2} \quad (15)$$

Para calcular a tensão de cisalhamento, é necessário o conhecimento da viscosidade do fluido. Para a água, é possível obtê-la a partir da Tabela 1.

Tabela 1 - Viscosidade da água em relação à temperatura

Temperatura (°C)	μ $\times 10^3$ (N.s/m ²)
0	1,788
10	1,307
20	1,003
30	0,799
40	0,657
50	0,548
60	0,467
70	0,405
80	0,355
90	0,316
100	0,283

Fonte: Adaptado de White (2011).

2.3.4 Tensão de cisalhamento viscoso entre discos lisos

Nesta seção, será abordado o comportamento do fluido e as equações para determinar o torque obtido através da tensão de cisalhamento viscoso entre discos. Nesses casos, se forma uma câmara entre os discos (rotor e estator). Ela é composta por um fluido, que no presente estudo é a água.

Segundo Schlichting (1975), deve-se estudar o comportamento dos fluidos entre discos rotacionais, pois na maioria dos casos o espaçamento entre discos é muito menor quando comparado aos seus raios. Por isso, suas condições se diferem quando comparadas aos fluidos sobre discos rotores.

Ainda, segundo o autor, escoamentos com regime laminar, em que o espaçamento entre discos é muito pequeno e a espessura da camada limite menor que esse espaçamento, a variação da velocidade tangencial pelo espaçamento é

linear, conforme representado pela Figura 10. No entanto, para obter o torque nessa situação, o autor cita a Equação (15) da lei da viscosidade de Newton, enquanto o coeficiente de torque é obtido através da solução adimensional expressa pela Equação (16). O coeficiente está representado pela linha 1 na Figura 12. Para Evans (1973), o coeficiente de torque é um parâmetro básico utilizado para descrever o torque absorvido pelo disco rotor em um fluido.

$$Cm = 2\pi \cdot \frac{r}{h} \cdot \frac{1}{Re} \quad (16)$$

De acordo com Schlichting (1975), quando há um espaçamento entre discos de grande espessura, o comportamento do fluido se difere, consideravelmente, do citado no caso anterior, pois forma-se uma camada limite adicional na câmara, como pode ser observado na Figura 11. Não há um componente radial considerável na camada intermediária, visto que ela gira com metade da velocidade angular do disco rotor. Fritz Schultz Grunow (apud Schlichting 1975) fez um estudo para casos laminares e turbulentos, obtendo a expressão abaixo para o regime laminar.

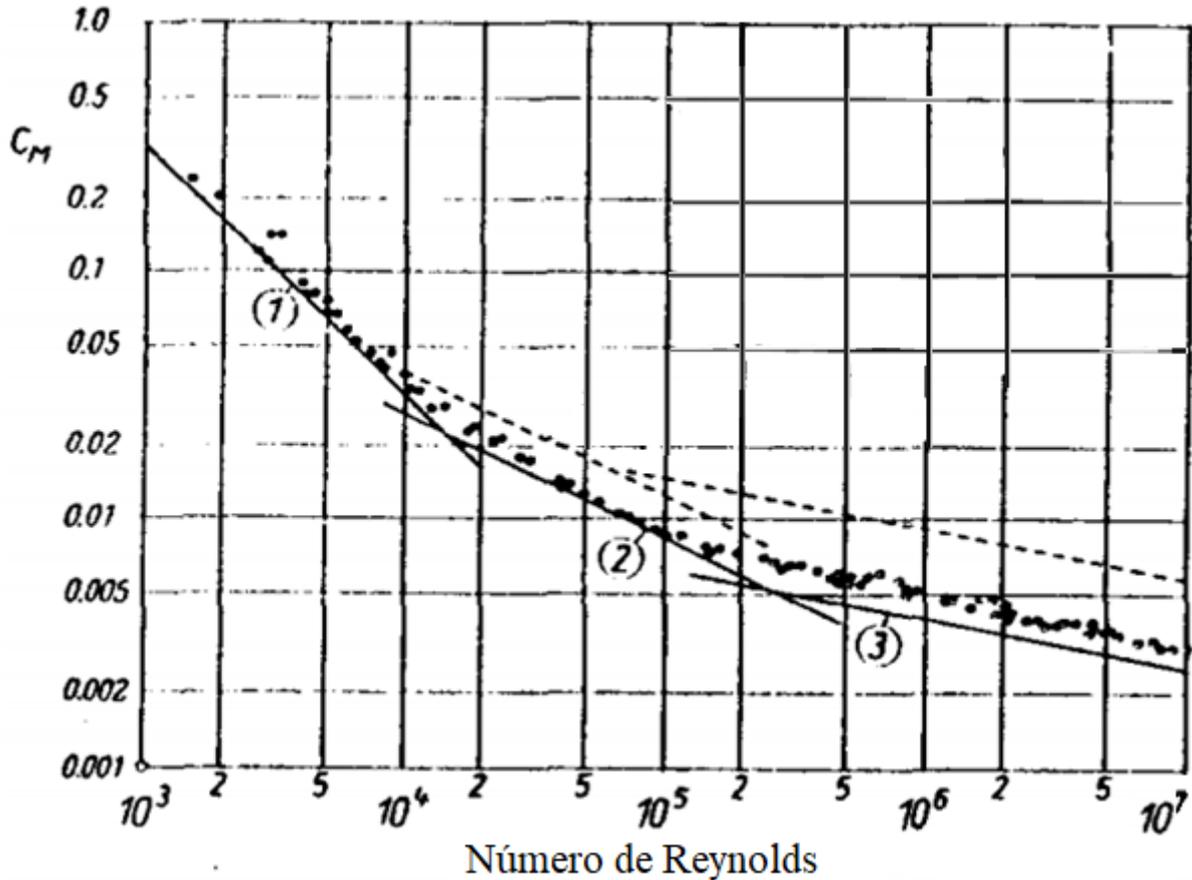
$$T = 1,334 \cdot \mu \cdot r^4 \cdot \omega \cdot \sqrt{\frac{\omega}{\nu}} \quad (17)$$

E a solução adimensional para o coeficiente de torque:

$$Cm = 2,67 \cdot Re^{-1/2} \quad (18)$$

Os resultados desse coeficiente de torque são apresentados na Figura 12, identificado pela linha 2, onde é possível observar uma diferença muito baixa entre o cálculo e o experimento para Reynolds de 2×10^4 até 10^5 .

Figura 12 – Cisalhamento viscoso de disco rotacional



Fonte: Adaptado de Schlichting (1975).

Como pode ser observado na Figura 12, as linhas 1, 2, e 3 representam, respectivamente, os coeficientes de torque obtidos através da Equação (16), Equação (18) e Equação (19). Já os pontos, apresentam resultados obtidos através de experimentos.

Evans (1973) relata que os estudos dos fluidos entre discos lisos rotacionais classificam-se em 4 regimes, levando em consideração a relação h/r (espessura da câmara/raio do disco), fluido e número de Reynolds. Eles são apresentados pela Tabela 2.

Tabela 2 – Classificação dos regimes de escoamento

	Regime	Condição	Número de Reynolds	Relação (h/r)
I	Laminar	parede e camada limite do disco unidos	$< 10^5$	$< 0,03$
II	Laminar	parede e camada limite do disco separados	$< 10^5$	$> 0,03$
III	Turbulento	parede e camada limite do disco unidos	$> 10^6$	$< 0,04$
IV	Turbulento	parede e camada limite do disco separados	$> 10^6$	$> 0,04$

Fonte: Adaptado de Evans (1973).

O autor complementa que, para freios dinamométricos hidráulicos, na maioria das vezes, a relação de espaçamento h/r fica em aproximadamente 0,05 e o número de Reynolds acima de 10^8 , sendo assim, são classificados no regime de fluido IV. Esses freios são parcialmente preenchidos de água, a qual é distribuída entre a carcaça e o rotor. A velocidade relativa entre eles, faz com que o centro da câmara do fluido tenha aproximadamente a metade da velocidade angular do rotor. Com isso, a espessura da câmara é suficiente para que ocorra uma circulação toroidal.

Ainda, Evans completa que a força necessária para vencer o cisalhamento viscoso entre os dois discos é relacionada à diferença de velocidade, à área de superfície e ao espaçamento entre eles, além da tensão de cisalhamento e da viscosidade cinemática. O autor descreve uma expressão geral para se obter o coeficiente de torque dos dinamômetros hidráulicos:

$$Cm = 0,102 \cdot \left(\frac{h}{r}\right)^{1/10} \cdot (Re)^{-1/5} \quad (21)$$

E com esse parâmetro pode-se obter o torque absorvido em um lado do disco para um regime turbulento através da Equação:

$$T = Cm \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2 \cdot r^5}{4} \quad (22)$$

3 METODOLOGIA

O presente capítulo apresenta a metodologia utilizada para analisar e validar o modelo numérico (estudo do comportamento do fluido entre dois discos rotacionais) no dimensionamento de um dinamômetro hidráulico com discos planos lisos. Primeiramente, serão apresentados os conceitos relacionados à metodologia de pesquisa empregada neste trabalho (seção 3.1), e, a seguir, as etapas utilizadas para a validação do modelo numérico (seção 3.2), conforme ilustrado na Figura 13.

3.1 Metodologia de pesquisa

3.1.1 Classificação quanto aos fins

De acordo com Collis, Hussey (2005) e Gil (2010), uma pesquisa, quanto à finalidade, pode ser classificada como exploratória, explicativa e descritiva. O estudo exploratório objetiva maximizar o conhecimento do pesquisador sobre a pesquisa realizada. Para Richardson (1999), a pesquisa exploratória aprofunda os conhecimentos das características de um determinado fenômeno para procurar explicações das suas causas e consequências.

Segundo Rudio (1985), as pesquisas descritivas objetivam identificar correlação entre variáveis e focam-se não somente na descoberta, mas, também, na

análise dos fatos, descrevendo-os, classificando-os e interpretando-os. Trata-se, portanto, de uma análise aprofundada da realidade pesquisada. Segundo Oliveira (1999), a pesquisa descritiva exige planejamento rigoroso quanto à definição de métodos e técnicas para coleta e análise de dados, recomendando que se utilizem informações obtidas por meio de estudos exploratórios. Por fim, Triviños (1990) cita que exemplos desse tipo de pesquisa consistem nos estudos de caso, análise documental e a pesquisa *ex-post-facto*.

Nesta perspectiva, o presente trabalho pode ser classificado como exploratório e descritivo, visto que objetiva ampliar os conhecimentos do pesquisador de um determinado fenômeno e identificar a correlação entre variáveis e análise dos fatos e consiste em um estudo de caso.

3.1.2 Coleta de dados

A abordagem da pesquisa pode ser classificada de forma qualitativa e quantitativa. Richardson (1999) menciona que uma pesquisa quantitativa se caracteriza pelo uso da quantificação, tanto na coleta quanto no tratamento das informações. Segundo Diehl (2004), a pesquisa quantitativa objetiva a aquisição de resultados que evitem distorções de análise e interpretação.

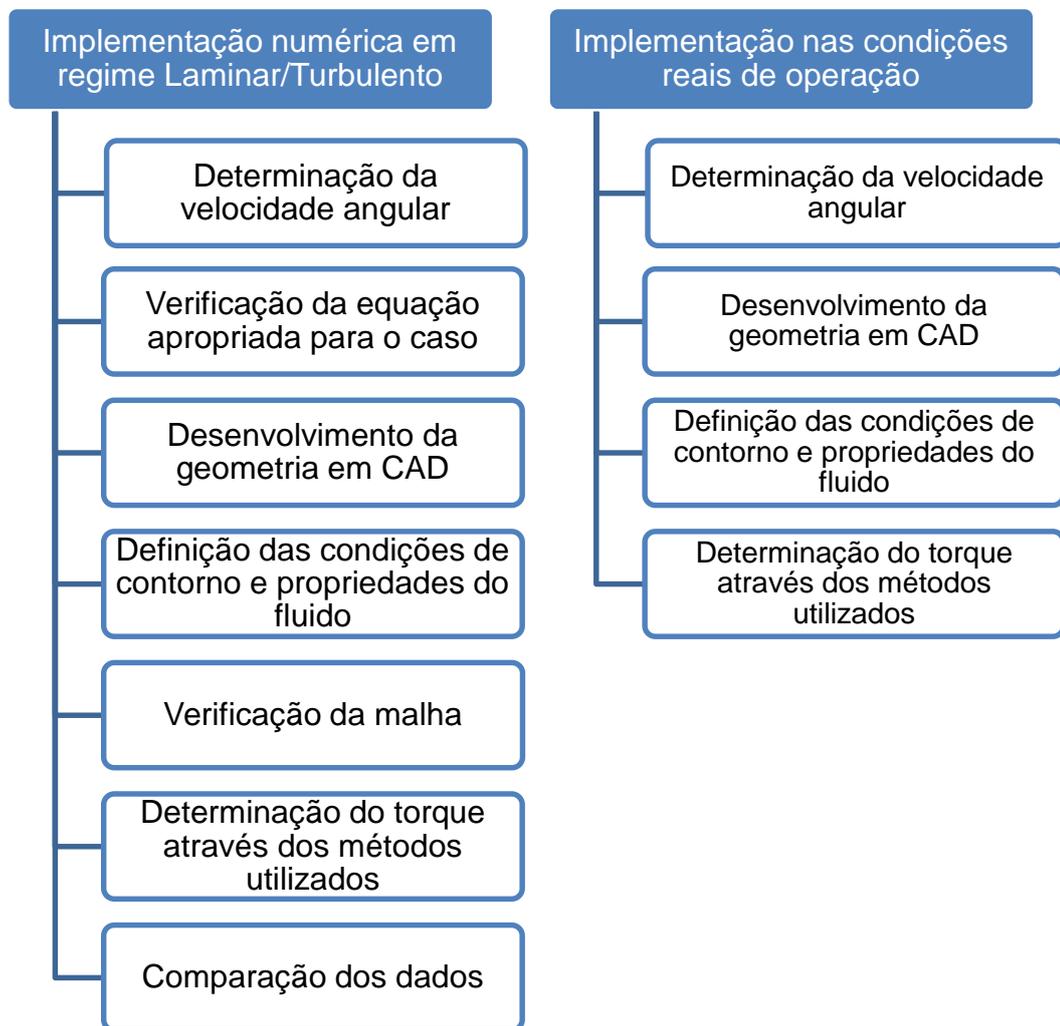
Para Marconi e Lakatos (2009), na pesquisa quantitativa, a representação dos dados se dá através de técnicas quânticas de análise, onde seu resultado dinamiza o processo de relação entre as variáveis. Rosental e Frémontier (2001) acrescentam que a pesquisa quantitativa é passível de ser medida em escala numérica.

Nesse sentido, o presente trabalho possui uma abordagem quantitativa. Ou seja, suas informações são coletadas e tratadas pelo uso da quantificação e medidas em escala numérica, objetivando resultados que evitem distorções de análise e interpretação.

3.2 Procedimento metodológico

Em síntese, a metodologia proposta para o desenvolvimento do estudo é dividida em duas etapas. A primeira delas consiste na implementação numérica (simulação computacional) nos regimes laminar e turbulento, e a segunda etapa baseia-se na implementação em condições reais de operação. A Figura 13 apresenta os procedimentos metodológicos adotados neste trabalho.

Figura 13 – Metodologia proposta no desenvolvimento do estudo



Fonte: Do autor (2018).

3.2.1 Implementação numérica em regime laminar e turbulento

Esta seção apresenta os procedimentos utilizados para a implementação numérica empregada no dimensionamento de um dinamômetro hidráulico com discos planos lisos nos casos de regime laminar e turbulento.

3.2.1.1 Verificação da velocidade angular e da equação apropriada

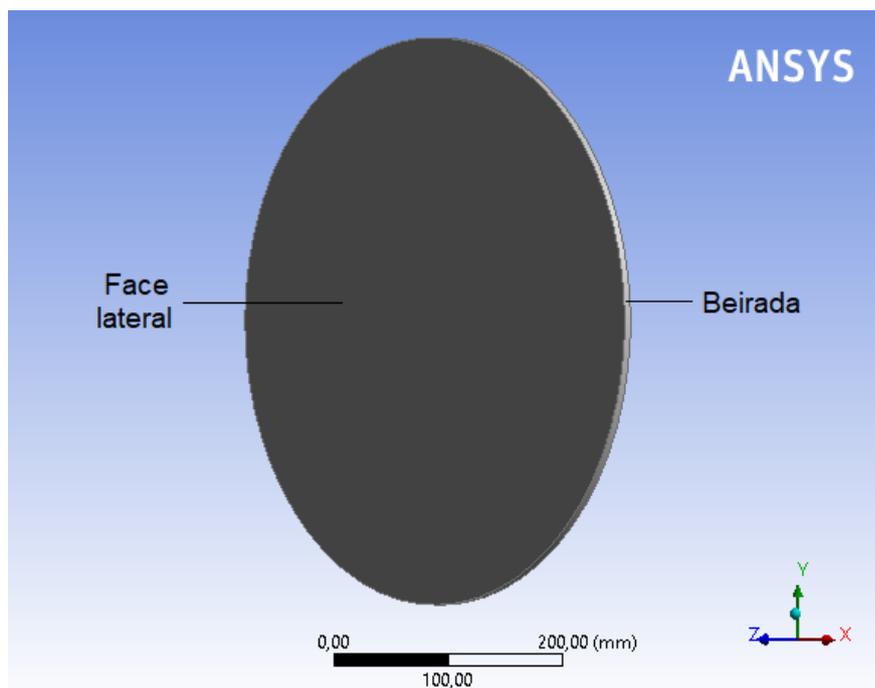
Esta etapa consiste em verificar a velocidade angular do disco (rotor) e a equação a ser utilizada no cálculo do torque para os diferentes regimes (laminar ou turbulento). Neste caso, a velocidade angular do disco é analisada para classificar o regime de escoamento por meio do cálculo do número de Reynolds (Equação 9). Este procedimento possibilita a categorização do fluido através da Tabela 2. Assim, a implementação do cálculo analítico, que consiste no cálculo do torque no rotor, é realizada em função do regime de escoamento. O cálculo é realizado da seguinte maneira:

- Regime Laminar: o torque é calculado a partir da Equação (15), apresentada por Schlichting (1975) e White (2011).
- Regime Turbulento: o torque é determinado através da Equação (22), descrita em Evans (1973).

3.2.1.2 Desenvolvimento da geometria da câmara do fluido em CAD

Trata-se do desenvolvimento da geometria da câmara a ser ocupada pelo fluido desenvolvida no DesignModeler, plataforma oferecida pelo *software* ANSYS. A escolha por este *software* deve-se ao fato de que as características do modelo gerado atendem aos requisitos para implementação do cálculo numérico. A geometria é ilustrada pela Figura 14.

Figura 14 – Geometria a ser desenvolvida em CAD – câmara do fluido



Fonte: Do autor (2018).

3.2.1.3 Definição das configurações para criação da malha

Um dos requisitos para a implementação numérica no ANSYS Fluent consiste na geração de uma malha. A malha representa a descrição do domínio espacial na simulação, de modo que o seu formato e sua estrutura estejam ligados à solução do problema. Para sua criação, utiliza-se a plataforma AUTODYN PrepPost, oferecida pelo *software*. Nela, define-se a forma de distribuição uniforme dos elementos e o seu tamanho máximo (diferente para cada regime), observando-se o seu número para atender às limitações da versão acadêmica do *software*.

3.2.1.4 Definição das condições de contorno e das propriedades do fluido

Esta etapa consiste em definir as condições de contorno para todas as faces da geometria da câmara (desenvolvida no item 3.2.1.2). Neste caso, serão condicionadas a beirada e uma das faces laterais, como parede sem deslizamento, e a outra face lateral, como parede com movimento angular (definido em rpm). Na

análise, as rotações são definidas conforme o item 3.2.1.1, e as propriedades do fluido são estabelecidas no *software* de acordo com a Tabela 1. A Figura 14 ilustra a geometria, nela, é possível observar uma das faces laterais e sua beirada.

3.2.1.5 Implementação do cálculo numérico

No presente trabalho, a implementação do cálculo numérico é, para os casos de regime laminar e turbulento, realizada utilizando *software* ANSYS Fluent na sua versão acadêmica. As particularidades desta implementação, as quais dependem do tipo de escoamento, serão implementadas da seguinte maneira:

- Regime laminar: mantém-se as configurações padrão do *software* ANSYS Fluent e define-se o modelo viscoso laminar.
- Regime turbulento: define-se o modelo viscoso *k-epsilon* nas configurações e alteram-se os fatores de relaxação, nos controles da solução, para facilitar a convergência.

3.2.1.6 Verificação da malha

Esta seção visa garantir que os resultados numéricos obtidos neste trabalho não sejam afetados pela malha utilizada para discretizar o problema. Portanto, serão analisados os resultados entre malhas com diferentes níveis de refinamento.

3.2.1.7 Comparação dos dados de torque obtidos através dos métodos utilizados

Após determinar os valores de torques, em diferentes rotações, por meio dos métodos apresentados nas seções 3.2.1.1 até 3.2.1.6, os dados obtidos são dispostos em uma planilha eletrônica, possibilitando, assim, sua compilação e a plotagem de gráficos para fins de comparação. Os gráficos analisados são similares ao

apresentado por Souza (2011) (Figura 8). O objetivo desta abordagem é facilitar a compreensão para a comparação dos resultados.

3.2.2 Implementação nas condições reais de operação

Esta seção apresenta os procedimentos utilizados para a implementação numérica em um caso real. Ela consiste em analisar o comportamento do torque no disco (rotor) em diferentes faixas de velocidades, as quais serão estabelecidas na seção 3.2.2.1.

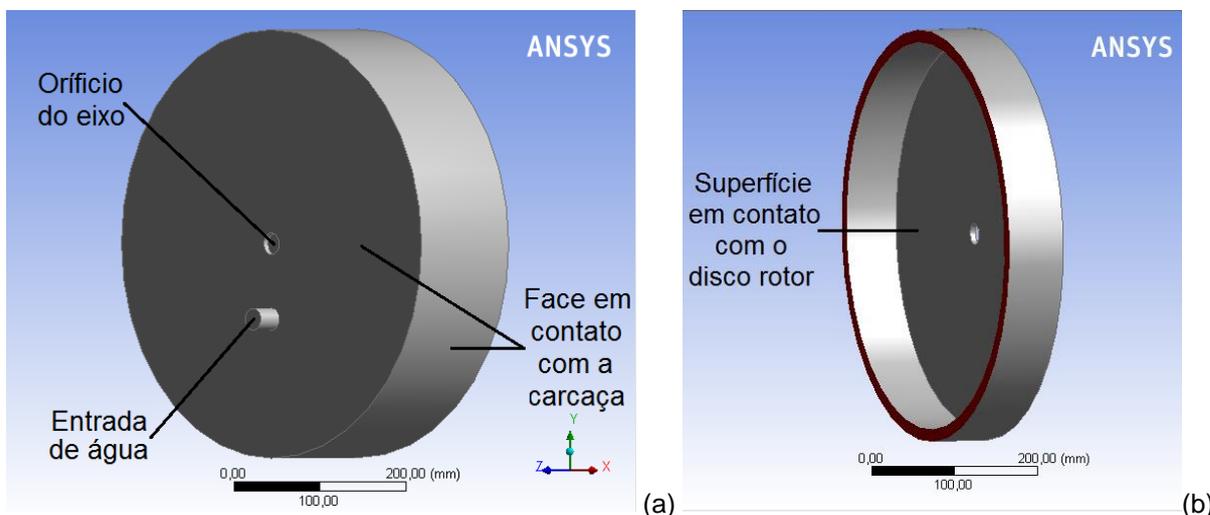
3.2.2.1 Determinação da velocidade angular

Esta etapa compreende em determinar a velocidade angular do disco rotor. Os valores de velocidade são definidos de acordo com a curva de torque e com as rotações do motor (representada pela Figura 8). Nesta etapa, adota-se a velocidade angular em que o motor entrega o maior torque (2600 rpm), possibilitando verificar o regime de escoamento. Essa verificação se dá pelo número de Reynolds, que pode ser determinado pela Equação (9) e é classificado de acordo com a Tabela 2.

3.2.2.2 Desenvolvimento da geometria da câmara do fluido em CAD

Esta seção visa o desenvolvimento da geometria da câmara do fluido em um dinamômetro com um disco rotor plano. Ela é desenvolvida na plataforma oferecida pelo *software* ANSYS. A escolha por este *software* deve-se ao fato de que as características do modelo gerado atendem aos requisitos para implementação do cálculo numérico. A geometria é ilustrada pela Figura 15.

Figura 15 – Geometria a ser desenvolvida em CAD – câmara do fluido para o caso real: (a) Geometria completa; e (b) Corte na geometria para melhor compreensão



Fonte: Do autor (2018).

3.2.2.3 Definição das configurações para criação da malha

Um dos requisitos para a implementação numérica no ANSYS Fluent consiste na geração de uma malha. A malha representa a descrição do domínio espacial na simulação, de modo que o seu formato e sua estrutura estão ligados à solução do problema. Para sua criação, utiliza-se a plataforma AUTODYN PrepPost, oferecida pelo *software*. Nela, define-se a forma de distribuição uniforme dos elementos e o seu tamanho máximo, observando-se o seu número para atender às limitações da versão acadêmica do *software*.

3.2.2.4 Definição das condições de contorno e das propriedades do fluido

Esta etapa consiste em definir as condições de contorno para todas as faces da geometria da câmara (desenvolvida no item 3.2.2.1). As faces que estão em contato com a carcaça (estator e extremidade) serão condicionadas como paredes sem deslizamento e as superfícies em contato com o disco rotor são condicionadas como parede com movimento angular. Na análise, as rotações são definidas conforme o item 3.2.2.1, e as propriedades do fluido são estabelecidas no *software* de acordo

com a Tabela 1. A Figura 15 ilustra a geometria com descrições para uma melhor compreensão dessas condições.

3.2.2.5 Implementação do cálculo numérico

No caso real, a implementação do cálculo numérico será realizada em regime turbulento, utilizando o *software* ANSYS Fluent na sua versão acadêmica. As particularidades desta implementação, as quais dependem do tipo de escoamento, serão implementadas da seguinte maneira: define-se o modelo viscoso *k-epsilon* nas configurações; e alteram-se os fatores de relaxação, nos controles da solução, para facilitar a convergência.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Com a finalidade de analisar a metodologia proposta para o dimensionamento de um dinamômetro hidráulico de discos lisos, neste trabalho os resultados são apresentados e analisados por meio de cálculos analíticos e numéricos. Este capítulo está disposto da seguinte forma: as seções 4.1 e 4.2 apresentam, respectivamente, para os regimes laminar e turbulento, os procedimentos utilizados para a implementação numérica e as análises dos resultados obtidos através dos métodos aplicados; e a Seção 4.3 apresenta a implementação da simulação numérica em um caso real de um dinamômetro hidráulico, assim como, os resultados desta implementação.

4.1 Implementação numérica em regime laminar

Esta seção apresenta os parâmetros usados da metodologia proposta (seção 3.2.1) para a implementação numérica no regime laminar. A implementação numérica foi desenvolvida em duas condições, diferenciando-se apenas pela espessura (h) da câmara, em 7 mm, condição 1; e 0,1 mm, condição 2.

4.1.1 Velocidade angular e equação do torque

Considerando os dados da Tabela 2, verificou-se o número de Reynolds para o regime laminar ($Re < 10^5$), com a finalidade de, posteriormente, através da Equação (9), calcular a velocidade angular máxima que atenda à condição desse regime. Esse cálculo permite estabelecer uma faixa de rotação que é representada na Tabela 3, onde também é possível observar o número de Reynolds.

Para o cálculo do torque (Equação 15), os parâmetros adotados foram os seguintes: as propriedades da água foram retiradas da Tabela 1, onde adotou-se a temperatura da água como 30°C, o raio (r) da câmara de 250 mm e as diferentes espessuras para as duas condições, com 7 mm (condição 1) e 0,1 mm (condição 2). Na Tabela 3, é possível observar o torque obtido na faixa de velocidades para as duas espessuras.

Tabela 3 – Velocidade angular, número de Reynolds e torque para o regime laminar

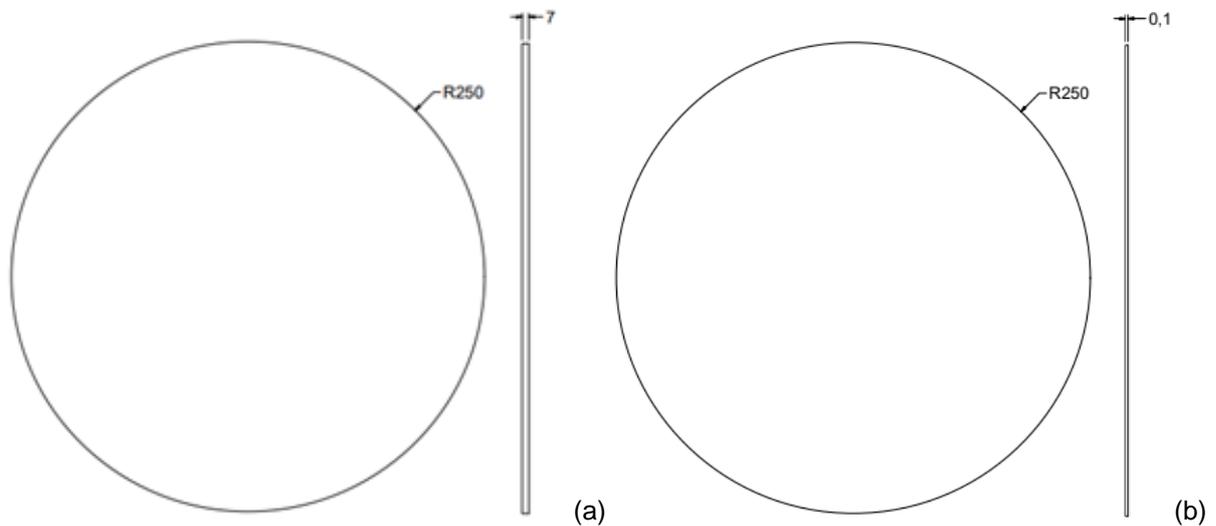
Velocidade angular (rpm)	Número de Reynolds	Torque Eq. (15) h = 7 mm x 10 ⁻⁵ (N.m)	Torque Eq. (15) h = 0,1 mm x 10 ⁻³ (N.m)
0,1	818,6991	0,73251	0,5127
0,2	1637,3982	1,46503	1,0255
0,3	2456,0973	2,19754	1,5382
0,4	3274,7964	2,93005	2,0510
0,5	4093,4956	3,66257	2,5637
0,6	4912,1947	4,39508	3,0765
0,7	5730,8938	5,12759	3,5893
0,8	6549,5929	5,86011	4,1020
0,9	7368,2921	6,59262	4,6148
1	8186,9912	7,32513	5,1275
1,1	9005,6903	8,05764	5,6403
1,2	9824,3894	8,79016	6,1531

Fonte: Do autor (2018).

4.1.2 Geometria da câmara do fluido em CAD

Com os parâmetros (espessura e raio) adotados para as condições 1 e 2, a geometria foi desenvolvida para a simulação computacional por meio da plataforma de desenho DesignModeler, oferecida pelo *software* ANSYS. A Figura 16 representa as especificações geométricas das câmaras do fluido desenvolvidas para as diferentes implementações.

Figura 16 – Geometria desenvolvida em CAD – câmara do fluido: (a) 7 mm de espessura (condição 1); e (b) 0,1 mm de espessura (condição 2)



Fonte: Do autor (2018).

4.1.3 Criação da malha

A criação da malha se deu através da plataforma oferecida pelo *software* ANSYS Fluent. Para tanto, definiu-se o tamanho máximo de seus elementos (2,5 mm nas faces e 4 mm no núcleo). Essa diferença foi adotada devido à maior amplitude de velocidades lineares nas faces da câmara. Ademais, foi definida a distribuição uniforme dos elementos. Na condição 1, a malha criada obteve 115140 elementos; e para a condição 2, 38245 elementos, atendendo à limitação acadêmica do *software*. A malha criada está ilustrada na Figura 19 (a).

4.1.4 Condições de contorno e as propriedades do fluido

As condições de contorno, iguais para as condições 1 e 2, são definidas no *software* ANSYS Fluent. Neste estudo, definiu-se a beirada e uma das faces laterais, como parede sem deslizamento, e a outra face lateral, como parede de movimento angular, cuja velocidade é definida na Tabela 3. Essas condições são ilustradas na Figura 14. As propriedades da água foram estabelecidas de acordo com a Tabela 1, onde adotou-se a temperatura da água de 30°C.

4.1.5 Cálculo numérico

Com as malhas criadas, para as diferentes espessuras da câmara (condições 1 e 2) e as condições de contorno definidas, é necessário determinar o parâmetro de convergência. Este parâmetro caracteriza a diferença na solução entre uma iteração e outra (10^{-6} para todas equações utilizadas pelo *software* ANSYS Fluent). Assim, é possível realizar o cálculo numérico no regime laminar. A Tabela 4 apresenta o torque obtido através das simulações computacionais para as duas condições de espessura da câmara, 7 mm e 0,1 mm.

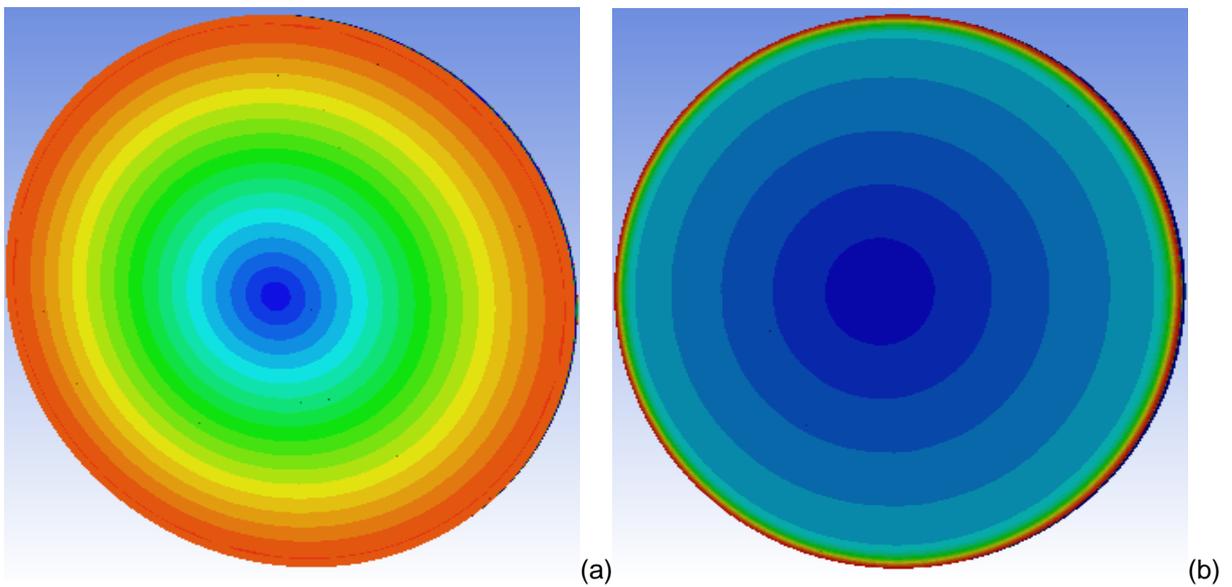
Tabela 4 – Velocidade angular, número de Reynolds e torque obtido através do cálculo numérico para o regime laminar

Velocidade angular (rpm)	Número de Reynolds	Torque Fluent h = 7 mm x 10 ⁻⁵ (N.m)	Torque Fluent h = 0,1 mm x 10 ⁻³ (N.m)
0,1	818,6991	0,7339	0,5127
0,2	1637,3982	1,4723	1,0255
0,3	2456,0973	2,2213	1,5382
0,4	3274,7964	2,9903	2,0510
0,5	4093,4956	3,7910	2,5638
0,6	4912,1947	4,6359	3,0765
0,7	5730,8938	5,5345	3,5893
0,8	6549,5929	6,4929	4,1021
0,9	7368,2921	7,5146	4,6148
1	8186,9912	8,6016	5,1276
1,1	9005,6903	9,7547	5,6404
1,2	9824,3894	10,975	6,1531

Fonte: Do autor (2018).

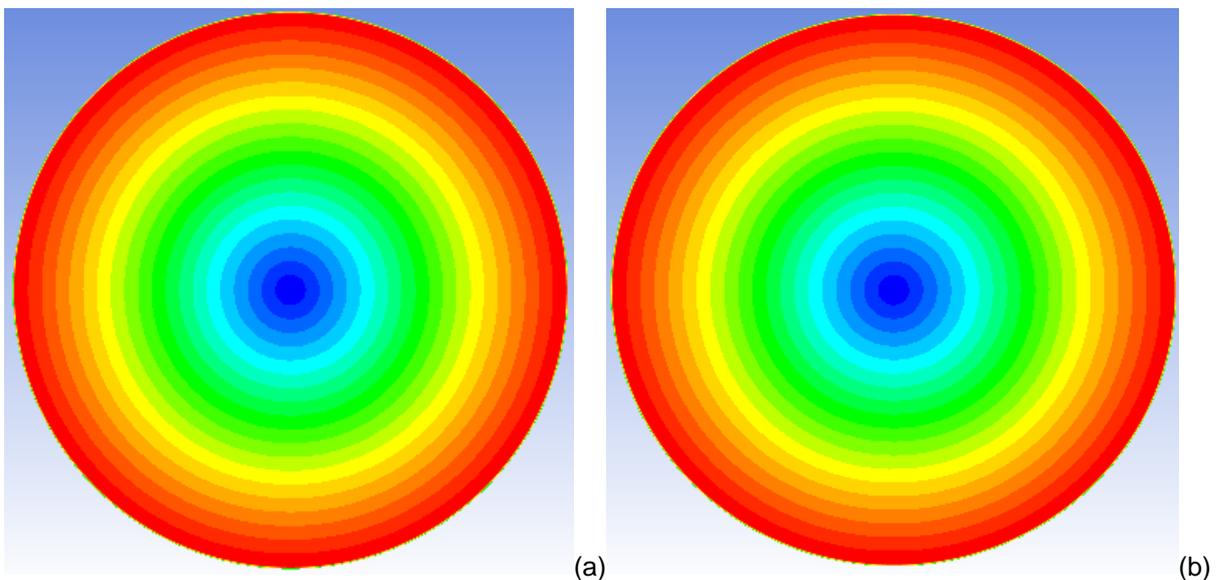
Nas diferentes condições de espessura da câmara, 7 mm e 0,1 mm, as figuras 17 e 18, respectivamente, representam a tensão de cisalhamento nas paredes, simulada computacionalmente. O campo (a) de ambas figuras é obtido através da simulação com a menor velocidade angular considerada (0,1 rpm) e o campo (b) das figuras é obtido através da simulação com a maior velocidade angular considerada (1,2 rpm).

Figura 17 – Tensão de cisalhamento viscoso na parede da câmara com espessura de 7 mm: (a) 0,1 rpm; e (b) 1,2 rpm



Fonte: Do autor (2018).

Figura 18 – Tensão de cisalhamento viscoso na parede da câmara com espessura de 0,1 mm: (a) 0,1 rpm; e (b) 1,2 rpm



Fonte: Do autor (2018).

4.1.6 Verificação da malha

Com o intuito de garantir que os resultados numéricos obtidos não sejam afetados pela malha utilizada para discretizar o problema, refinou-se para as duas câmaras, com 7 mm e 0,1 mm de espessura, três diferentes malhas, denominadas M1, M2 e M3. Nos refinamentos realizados, alterou-se o tamanho máximo dos elementos nas superfícies e no núcleo. Com a criação das malhas (M2 e M3), realizaram-se novos cálculos numéricos com a condição da maior velocidade angular (1,2 rpm), a fim de comparar o torque obtido em cada uma delas. As informações sobre as malhas criadas para a câmara com 7 mm de espessura, os torques obtidos e as diferenças estão expostas na Tabela 5 e para a câmara com 0,1 mm de espessura, as informações estão contidas na Tabela 6. A Figura 19 representa as malhas criadas para ambas condições de espessura, visto que o tamanho máximo dos elementos na superfície das malhas M1, M2 e M3 são iguais.

Tabela 5 – Informações sobre as malhas criadas – 7 mm de espessura da câmara

Malha	Número de elementos	Tamanho nas superfícies (mm)	Tamanho no núcleo (mm)	Torque em 1,2 rpm x 10 ⁵ (N.m)	Diferença x 10 ⁻⁴ (N.m)
M1	115140	2,5	4	8,79016	39,8173
M2	382130	1,75	2,5	8,79049	2,2752
M3	860932	1,25	2	8,79051	- - -

Fonte: Do autor (2018).

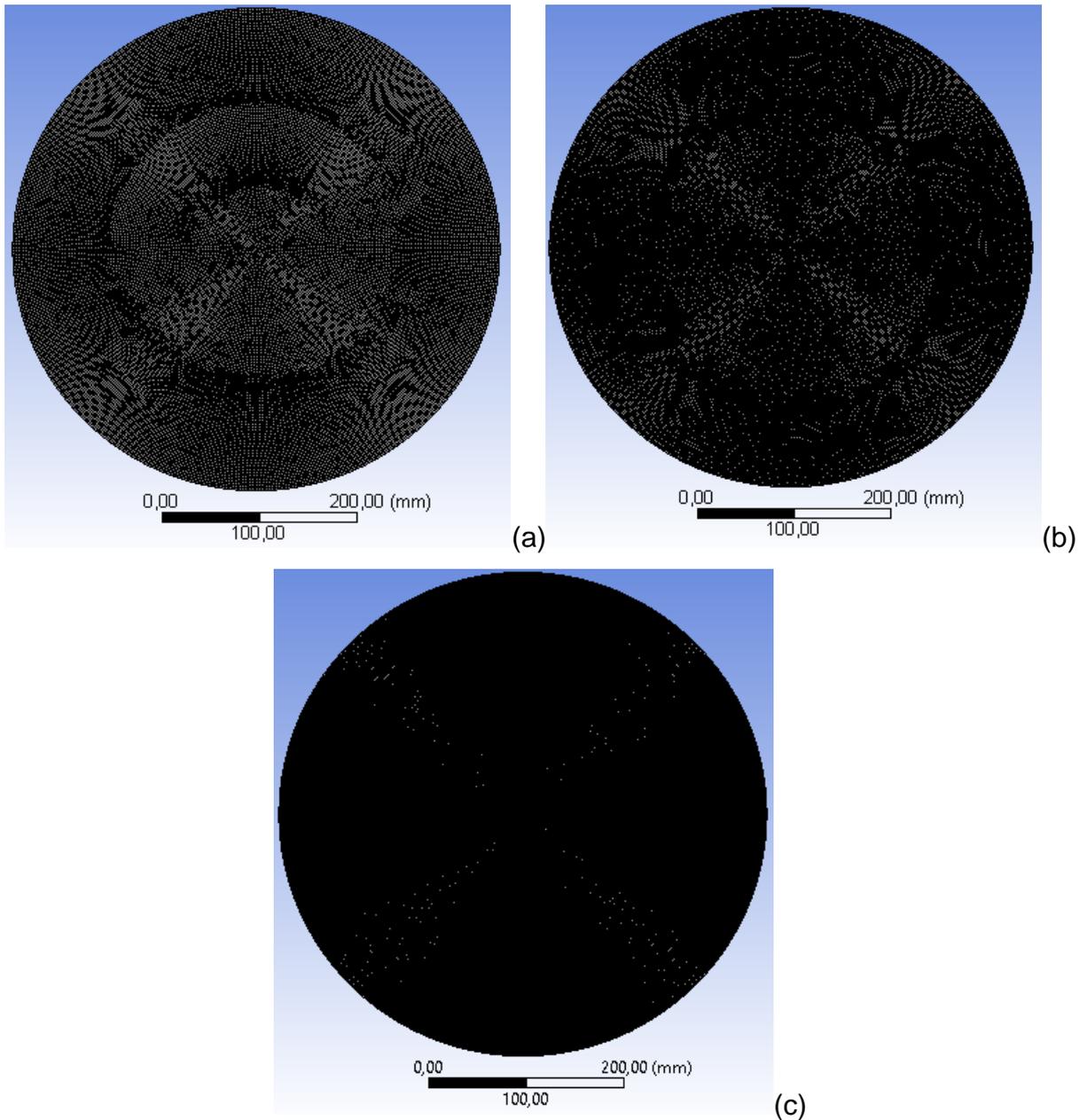
Analisando os torques obtidos com as diferentes malhas, constata-se que a variação é mínima para ambas condições de espessura. A maior diferença encontrada foi comparando M3 e M1, cujos valores foram de 0,0003981 N.m (câmara com 7 mm de espessura) e 0,00053631 N.m (câmara com 0,1 mm de espessura). Portanto, conclui-se que não há variações significativas nos resultados de torque em função da malha utilizada.

Tabela 6 – Informações sobre as malhas criadas – 0,1 mm de espessura da câmara

Malha	Número de elementos	Tamanho nas superfícies (mm)	Tamanho no núcleo (mm)	Torque em 1,2 rpm x 10 ³ (N.m)	Diferença x 10 ⁻⁴ (N.m)
M1	38245	2,5	4	6,153174	5,3631
M2	75732	1,75	2,5	6,153152	1,7877
M3	143459	1,25	2	6,153141	- - -

Fonte: Do autor (2018).

Figura 19 – Malhas refinadas: (a) Malha 1; (b) Malha 2; e (c) Malha 3



Fonte: Do autor (2018).

4.1.7 Comparação dos dados de torque obtidos através dos métodos utilizados

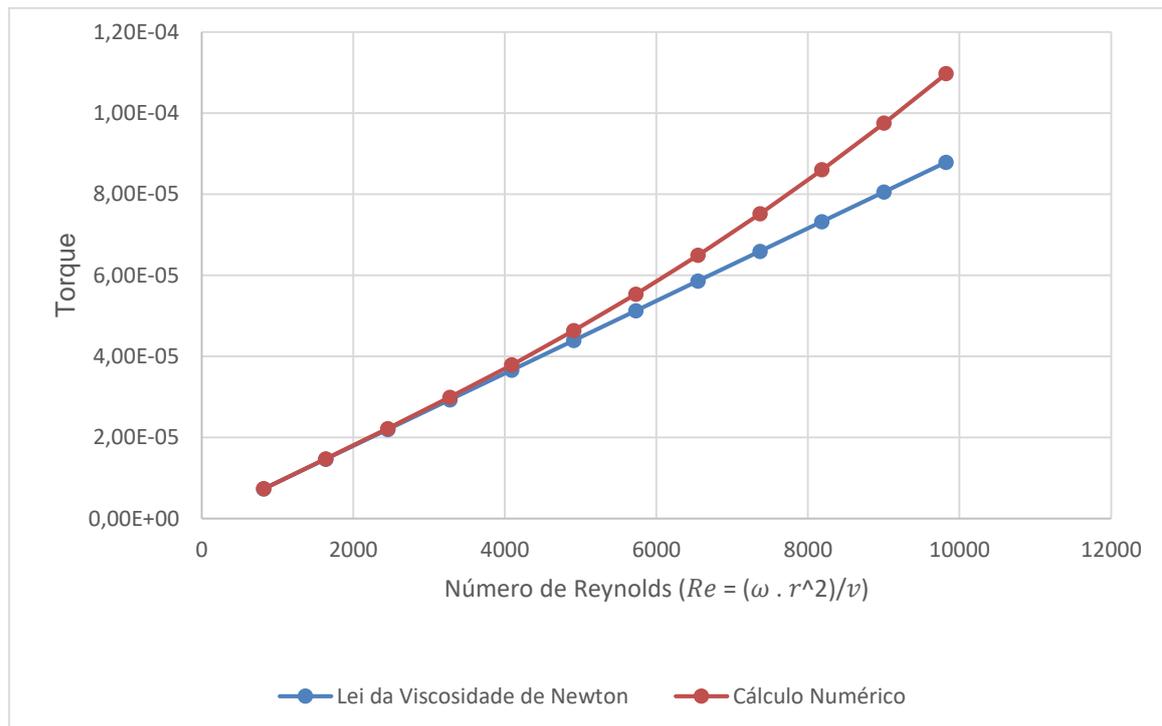
Com os valores de torques obtidos através das seções 4.1.1 e 4.1.5, realizou-se a compilação dos dados para melhor compreensão e análise. Os dados para a condição 1 e 2 são apresentados nas Tabelas 7 e 8, respectivamente.

Tabela 7 – Resultados de torques do regime laminar compilados para a condição 1

Velocidade angular (rpm)	Número de Reynolds	Torque Eq. (15) h = 7 mm $\times 10^{-5}$ (N.m)	Torque Fluent h = 7 mm $\times 10^{-5}$ (N.m)	Erro relativo (%)
0,1	818,6991	0,73251	0,7339	0,19137
0,2	1637,3982	1,46503	1,4723	0,49528
0,3	2456,0973	2,19754	2,2213	1,07366
0,4	3274,7964	2,93005	2,9903	2,01482
0,5	4093,4956	3,66257	3,7910	3,38958
0,6	4912,1947	4,39508	4,6359	5,19580
0,7	5730,8938	5,12759	5,5345	7,35303
0,8	6549,5929	5,86011	6,4929	9,74721
0,9	7368,2921	6,59262	7,5146	12,26996
1	8186,9912	7,32513	8,6016	14,84018
1,1	9005,6903	8,05764	9,7547	17,39798
1,2	9824,3894	8,79016	10,975	19,90724

Fonte: Do autor (2018).

Gráfico 1 - Torque (cálculo analítico e numérico) versus número de Reynolds em regime laminar para a condição 1



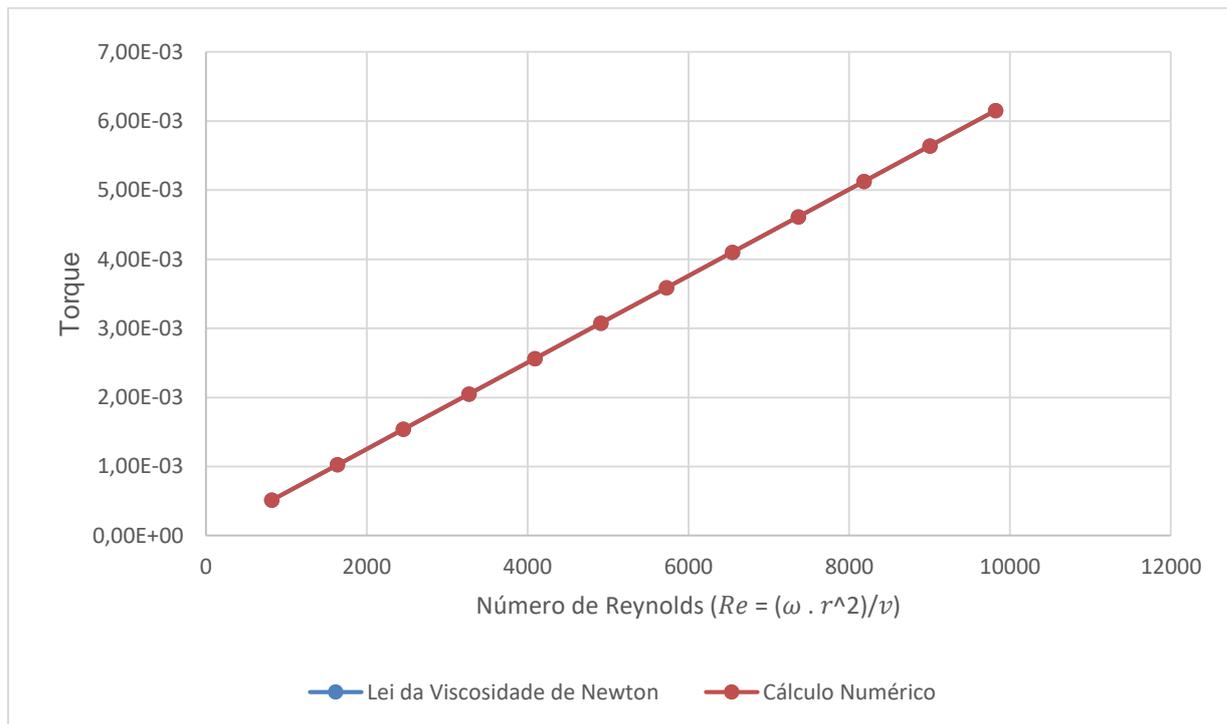
Fonte: Do autor (2018).

Tabela 8 – Resultados de torques do regime laminar compilados para a condição 2

Velocidade angular (rpm)	Número de Reynolds	Torque Eq. (15) $h = 0,1 \text{ mm}$ $\times 10^{-3} \text{ (N.m)}$	Torque Fluent $h = 0,1 \text{ mm}$ $\times 10^{-3} \text{ (N.m)}$	Erro relativo $\times 10^{-3}$ (%)
0,1	818,6991	0,5127	0,5127	1,0377
0,2	1637,3982	1,0255	1,0255	1,0357
0,3	2456,0973	1,5382	1,5382	1,0357
0,4	3274,7964	2,0510	2,0510	1,0406
0,5	4093,4956	2,5637	2,5638	1,0396
0,6	4912,1947	3,0765	3,0765	1,0390
0,7	5730,8938	3,5893	3,5893	1,0385
0,8	6549,5929	4,1020	4,1021	1,0381
0,9	7368,2921	4,6148	4,6148	1,0379
1	8186,9912	5,1275	5,1276	1,0377
1,1	9005,6903	5,6403	5,6404	1,0375
1,2	9824,3894	6,1531	6,1531	1,0390

Fonte: Do autor (2018).

Gráfico 2 – Torque (cálculo analítico e numérico) versus número de Reynolds em regime laminar para a condição 2



Fonte: Do autor (2018).

Nas Tabelas 7 e 8, o erro relativo apresentado é calculado considerando o torque obtido pela Equação (15) e o cálculo numérico através do *software* ANSYS Fluent. Analisando o erro referente à condição 1, nota-se que ele aumenta conforme o aumento das rotações. A Figura 17 (b) demonstra que a tensão de cisalhamento na

parede é concentrada na extremidade do disco rotor, e as Figuras 17 (a) e 18 apresentam um aumento gradativo da tensão de cisalhamento na parede, a qual é proporcional a velocidade linear do disco. Essa concentração de tensão não é observada na implementação da condição 2, onde o erro relativo mantém-se próximo a 0,001%. Com essa análise, pode-se afirmar que o erro da condição 1 se dá pela má distribuição da tensão de cisalhamento na parede, representada pela Figura 17 (b) na condição de 1,2 rpm e espessura da câmara de 7 mm.

Mesmo que a Equação (15) não considere a área de superfície da borda do disco, ainda assim não é possível justificar o erro pelos seguintes apontamentos:

- a área dos discos é de 0,4 m², enquanto a área da borda para a espessura de 7 mm é igual a 0,01099 m² que representa aproximadamente 2,75% da área considerada nos cálculos; e
- o erro relativo teve um crescimento que acompanhava o aumento da velocidade angular.

No entanto, o erro é justificado pelo fato da Equação (11), que se refere à tensão de cisalhamento, dividir a diferença de velocidades entre as superfícies pela distância. Ou seja, na divisa entre a superfície do disco rotor e a borda da câmara, a diferença de velocidade é máxima, e a distância mínima. Isso gera uma tensão de cisalhamento muito maior, quando comparada ao restante da câmara, causando, assim, uma distorção dos resultados para essa espessura.

Portanto, conclui-se que o método numérico utilizado atende apenas a condições com pequenas espessuras. Isto pode ser observado na Tabela 8, que, para a condição 2 com 0,1 mm, apresentou dados muito confiáveis, visto que o erro relativo se manteve em 10⁻⁵ para as diferentes velocidades simuladas. Além disso, a condição de contorno de simetria, oferecida pelo *software* ANSYS Fluent, para a borda da câmara não atende à necessidade do caso, pois essa considera a parede totalmente lisa e sem cisalhamento para escoamentos paralelos à superfície. Martyr e Plint (2007) afirmam que em dinamômetros hidráulicos há uma força centrífuga causada na água, o que causa na borda da câmara um escoamento perpendicular a ela, o que não seria desprezado nessa condição de contorno.

4.2 Implementação numérica em regime turbulento

Esta seção apresenta os resultados referentes à metodologia proposta (3.2.1) para a implementação numérica no regime turbulento.

4.2.1 Velocidade angular e equação do torque

Verificou-se o número de Reynolds para o regime turbulento ($Re > 10^5$) considerando os dados da Tabela 2, a fim de, posteriormente, através da Equação (9), calcular a velocidade angular que atenda à condição deste regime. Esse cálculo permite estabelecer uma faixa de rotação (Tabela 9), possibilitando observar o número de Reynolds.

Para o cálculo do torque (Equação 22), os parâmetros adotados foram os seguintes: as propriedades da água foram retiradas da Tabela 1, onde adotou-se a temperatura da água como 30°C, o raio (r) da câmara sendo de 250 mm e a espessura de 7 mm. Na Tabela 9 é possível observar o torque obtido.

Tabela 9 – Velocidade angular, número de Reynolds e torque para o regime turbulento

Velocidade angular (rpm)	Número de Reynolds $\times 10^6$	Torque Eq. (22) (N.m)
1000	8,18699	7,8996
1500	12,2804	16,3897
2000	16,3739	27,5081
2500	20,4674	41,1055
3000	24,5609	57,0724
3500	28,6544	75,3234
4000	32,7479	95,7890
4500	36,8414	118,4105
5000	40,9349	143,1376
5500	45,0284	169,9263
6000	49,1219	198,7376
6500	53,2154	229,5366

Fonte: Do autor (2018).

4.2.2 Geometria da câmara do fluido em CAD

Após a definição dos parâmetros na etapa anterior, foi possível o desenvolvimento da geometria a partir da plataforma de desenho DesignModeler, oferecida pelo *software* ANSYS. A Figura 16 (a) representa as especificações geométricas da câmara do fluido.

4.2.3 Criação da malha

Utilizando a plataforma oferecida pelo *software* ANSYS Fluent, criou-se a malha. Para tanto, definiu-se o tamanho máximo de seus elementos, sendo de 2,5 mm nas faces e de 4 mm no núcleo. Essa diferença foi adotada devido à maior amplitude de velocidades lineares nas faces da câmara. Além disso, adotou-se a distribuição uniforme dos elementos. A malha criada obteve 115140 elementos, atendendo à limitação acadêmica do *software*. A malha criada está ilustrada na Figura 19 (a).

4.2.4 Condições de contorno e as propriedades do fluido

As condições de contorno são definidas no *software* ANSYS Fluent. Neste estudo, definiu-se a beirada e uma das faces laterais, como parede sem deslizamento, e a outra face lateral, como parede de movimento angular, cuja velocidade é definida na Tabela 3. Essas condições são ilustradas na Figura 14. As propriedades da água foram estabelecidas de acordo com a Tabela 1, onde adotou-se a temperatura da água de 30°C.

4.2.5 Cálculo numérico

Com a malha criada e as condições de contorno definidas, determinou-se o parâmetro de convergência, que caracteriza a diferença na solução entre uma iteração e outra (10^{-6} para todas equações utilizadas pelo *software* ANSYS Fluent). Assim, é possível realizar o cálculo numérico no regime turbulento. A Tabela 10 apresenta o torque obtido através da simulação computacional.

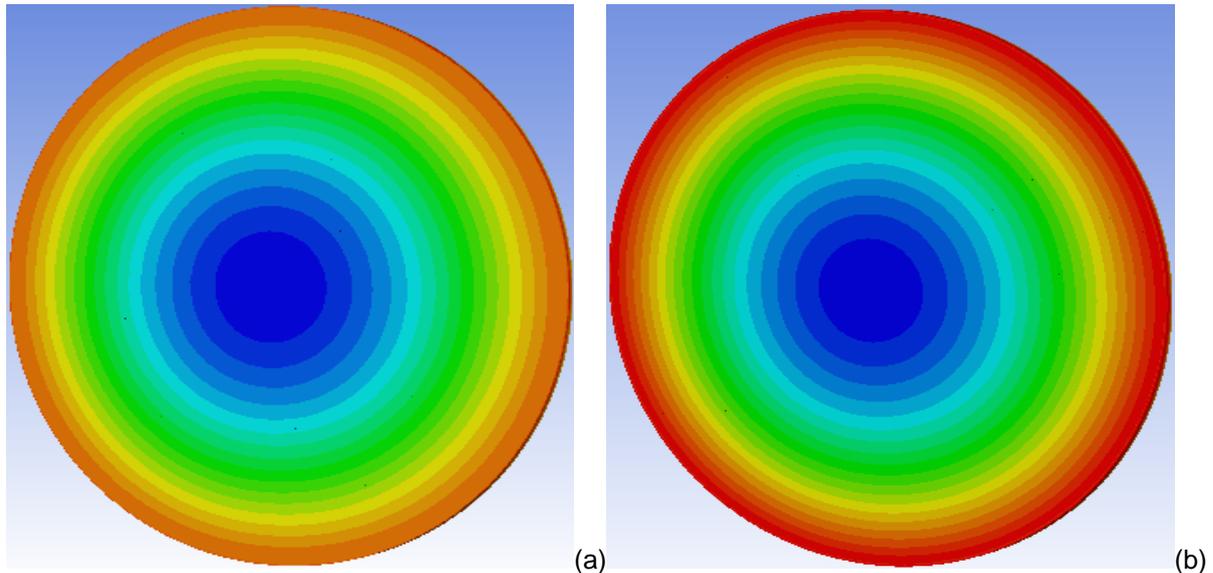
Tabela 10 – Velocidade angular, número de Reynolds e torque obtido através do cálculo numérico para o regime turbulento

Velocidade angular (rpm)	Número de Reynolds $\times 10^6$	Torque Fluent (N.m)
1000	8,18699	7,9033
1500	12,2804	16,3283
2000	16,3739	27,2989
2500	20,4674	40,8740
3000	24,5609	57,1100
3500	28,6544	75,6497
4000	32,7479	96,4900
4500	36,8414	119,5400
5000	40,9349	145,0300
5500	45,0284	172,5900
6000	49,1219	202,1399
6500	53,2154	234,0347

Fonte: Do autor (2018).

A Figura 20 representa a tensão de cisalhamento nas paredes simuladas computacionalmente. O campo (a) da Figura é obtido através da simulação com a menor velocidade angular considerada (1000 rpm) e o campo (b) da Figura é obtido através da simulação com a maior velocidade angular considerada (6500 rpm).

Figura 20 – Tensão de cisalhamento viscoso na parede da câmara: (a) 1000 rpm; e (b) 6500 rpm.



Fonte: Do autor (2018).

4.2.6 Verificação da malha

Visando a garantia dos resultados numéricos, refinou-se três diferentes malhas, denominadas M1, M2 e M3. Nos refinamentos realizados, alterou-se o tamanho máximo dos elementos nas superfícies e no núcleo. Com a criação das malhas (M2 e M3), realizaram-se novos cálculos numéricos com a condição da maior velocidade angular (6500 rpm), a fim de comparar o torque obtido em cada uma delas. As informações sobre as malhas criadas, os torques obtidos e as diferenças estão expostas na Tabela 11. A Figura 19 representa as malhas criadas.

Tabela 11 – Informações sobre as malhas criadas – 7 mm de espessura da câmara

Malha	Número de elementos	Tamanho nas superfícies (mm)	Tamanho no núcleo (mm)	Torque em 6500 rpm (N.m)	Diferença (N.m)
M1	115140	2,5	4	234,0347	0,4155
M2	382130	1,75	2,5	234,7985	0,0889
M3	860932	1,25	2	235,0073	- - -

Fonte: Do autor (2018).

Analisando os torques obtidos com as diferentes malhas, constata-se que a variação é mínima. A maior diferença encontrada foi comparando M3 e M1, que

apresentou 0,4155 N.m. Portanto, conclui-se que não há variações significativas nos resultados de torque em função da malha utilizada.

4.2.7 Comparação dos dados de torque obtidos através dos métodos utilizados

Com os valores de torques obtidos através das seções 4.2.1 e 4.2.5, realizou-se a compilação dos dados para melhor compreensão e análise, como pode ser observado na Tabela 12. Além disso, a comparação dos resultados alcançados por meio da solução do problema proposto, através do código numérico com a solução analítica, é ilustrada pelo Gráfico 3.

Tabela 12 – Resultados de torques do regime turbulento compilados

Velocidade angular (rpm)	Número de Reynolds $\times 10^6$	Torque Fluent (N.m)	Torque Eq. (22) (N.m)	Erro relativo (%)
1000	8,18699	7,9033	7,8997	0,0462
1500	12,2804	16,3283	16,3897	0,3749
2000	16,3739	27,2989	27,5082	0,7608
2500	20,4674	40,8740	41,1055	0,5632
3000	24,5609	57,1100	57,0724	0,0659
3500	28,6544	75,6497	75,3235	0,4331
4000	32,7479	96,4900	95,7891	0,7317
4500	36,8414	119,5400	118,4106	0,9538
5000	40,9349	145,0300	143,1377	1,3220
5500	45,0284	172,5900	169,9264	1,5675
6000	49,1219	202,1399	198,7377	1,7119
6500	53,2154	234,0347	229,5366	1,9596

Fonte: Do autor (2018).

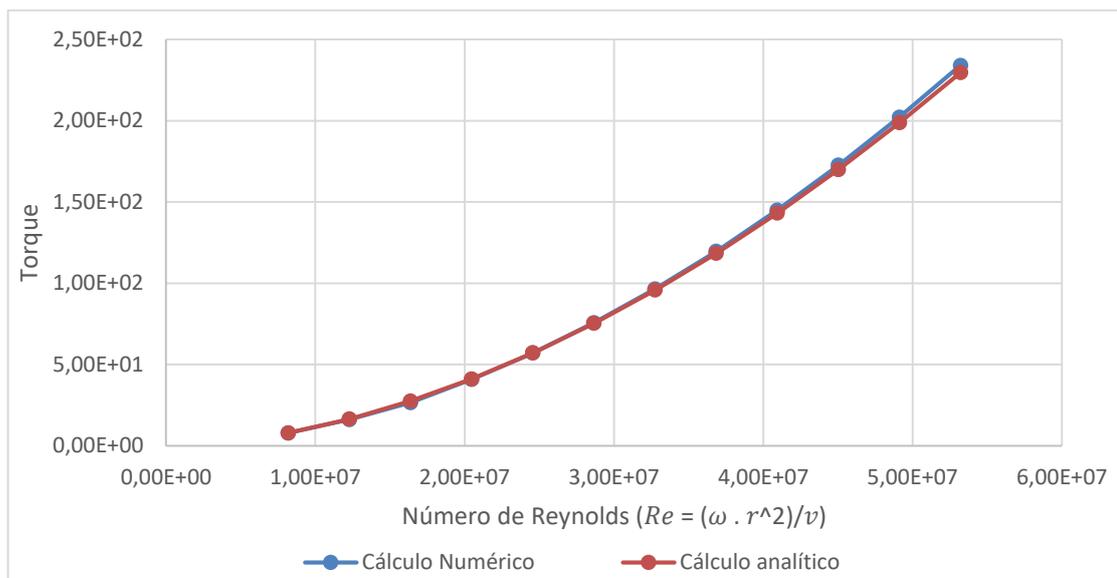
Na Tabela 12, o erro relativo apresentado é calculado considerando o torque obtido pela Equação (22) e o cálculo numérico através do *software* ANSYS Fluent. Ao analisar os resultados obtidos, percebe-se que apesar do número de Reynolds ultrapassar 10^7 , o erro mantém-se inferior a 2%.

No entanto, é importante ressaltar que, apesar da malha utilizada ter apresentado bons resultados no seu teste (seção 4.2.6), a malha com maior número de elementos (M3) apresentou um torque em 6500 rpm de 235,0073 N.m, maior que o apresentado na mesma condição pela malha M1, 234,0347 N.m. Dessa forma,

considerando o torque obtido com a malha M3, o erro relativo ao cálculo analítico representa 2,38% na condição de maior velocidade angular.

Ao observar a Figura 20, é possível perceber que, nos dois casos, para 1000 rpm e 6500 rpm, a distribuição da tensão de cisalhamento é semelhante. Considerando a Equação (11), pode-se afirmar que a velocidade linear é proporcional à tensão de cisalhamento. Esse fato pode ser observado na Figura 20, onde a tensão de cisalhamento na parede do disco rotor é crescente, do centro do disco até a sua extremidade. Portanto, os resultados apresentados foram satisfatórios, visto que se trata de um escoamento com número de Reynolds acima de 10^7 , em regime turbulento.

Gráfico 3 – Torque (cálculo analítico e numérico) versus número de Reynolds em regime turbulento



Fonte: Do autor (2018).

4.3 Implementação nas condições reais de operação

Esta seção apresenta os parâmetros usados da metodologia proposta (3.2.2) para a implementação numérica em um caso real.

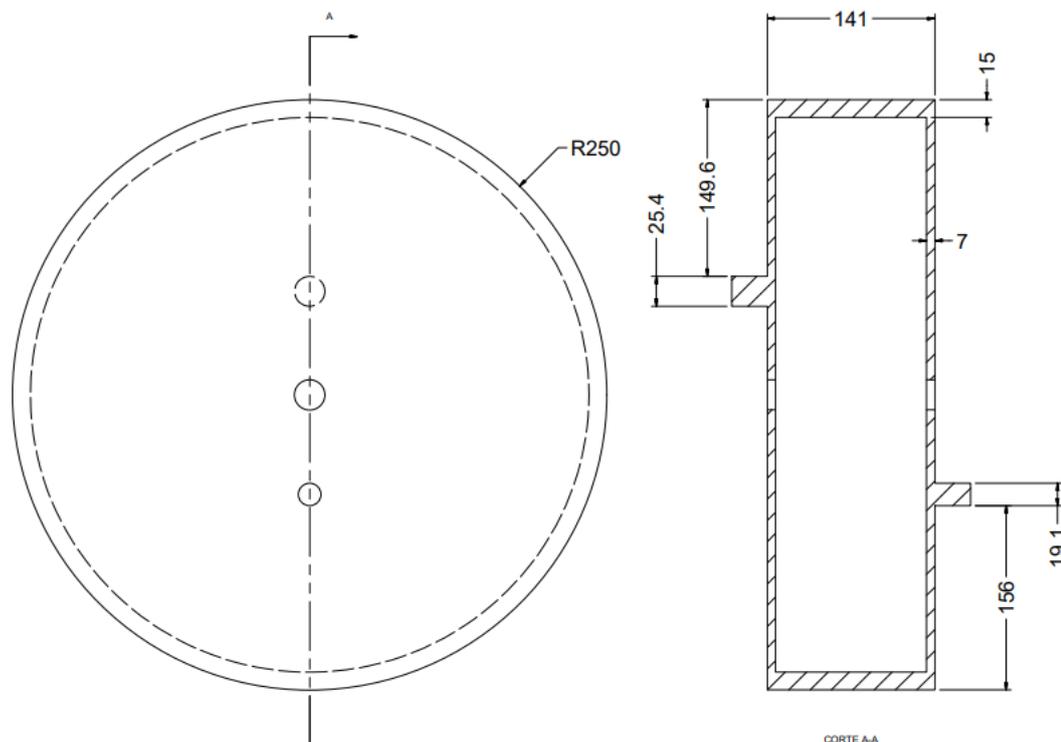
4.3.1 Velocidade angular

Considerando o torque do motor apresentado na Figura 8, observa-se que a velocidade angular em que o motor tem o maior torque é de 2600 rpm. Essa velocidade permite calcular o número de Reynolds através da Equação (9). Com isso, foi possível classificar o regime de escoamento de acordo com a Tabela 2, o qual apresenta um escoamento de regime turbulento.

4.3.2 Geometria da câmara do fluido em CAD

A geometria foi desenvolvida visando representar a condição real de um dinamômetro hidráulico, com um disco rotor plano. Esta foi desenvolvida na plataforma oferecida pelo *software* ANSYS. A Figura 21 representa as especificações geométricas da câmara do fluido.

Figura 21 – Geometria desenvolvida em CAD – câmara para o caso real

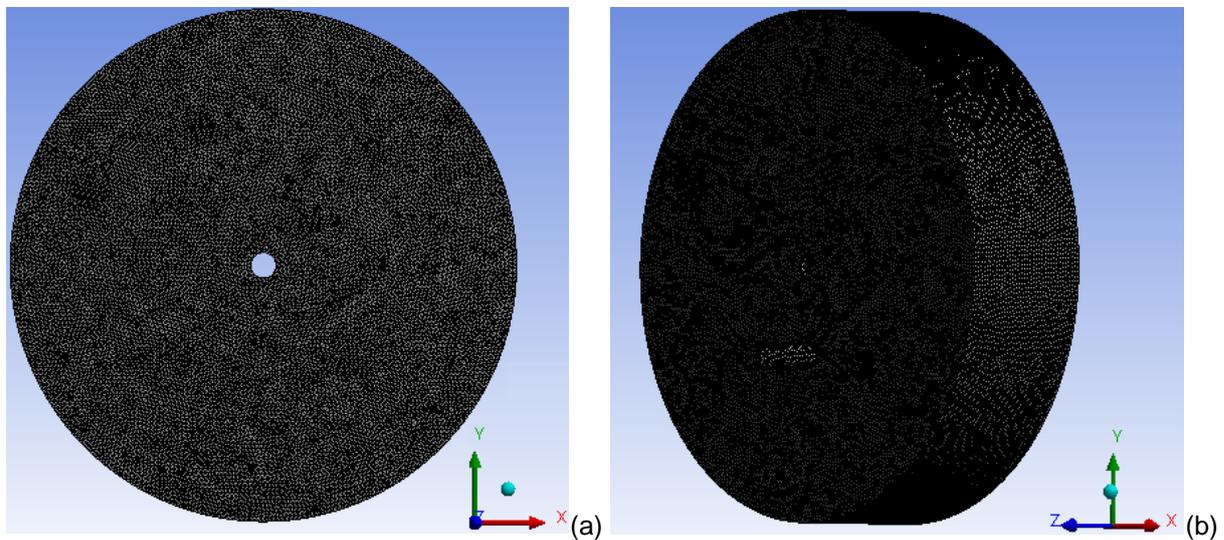


Fonte: Do autor (2018).

4.3.3 Criação da malha

A malha foi criada na plataforma Meshing, oferecida pelo *software* ANSYS. Para isso, definiu-se o tamanho máximo de seus elementos, sendo de 3,75 mm nas faces e de 5,25 mm no núcleo. Além disso, se definiu a distribuição uniforme dos elementos. Dessa maneira, a malha criada obteve 984371 elementos, atendendo à limitação acadêmica do *software*. A malha está ilustrada na Figura 22.

Figura 22 – Malha para a geometria da câmara completa



Fonte: Do autor (2018).

4.3.4 Condições de contorno e propriedades do fluido

Nesta etapa, foram definidas as condições de contorno, no *software* ANSYS Fluent, para todas as faces da geometria da câmara. Nele, definiu-se que as faces em contato com a carcaça são paredes sem deslizamento, e as superfícies em contato com o disco rotor são paredes com movimento angular. Essas condições são ilustradas pela Figura 15. As propriedades da água foram estabelecidas de acordo com a Tabela 1, onde adotou-se a temperatura da água de 30°C.

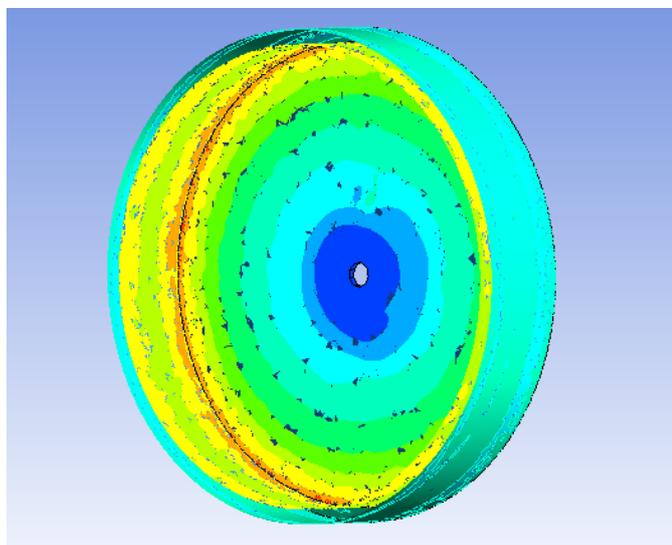
4.3.5 Cálculo numérico

Com os parâmetros definidos nas seções anteriores (4.3.1 a 4.3.4), determinou-se o parâmetro de convergência, que caracteriza a diferença na solução entre uma iteração e outra (10^{-3} para todas equações utilizadas pelo *software* ANSYS Fluent). Assim, foi possível realizar o cálculo numérico, onde obteve-se o torque de 104,3337 N.m. Na Figura 23, é possível observar a tensão de cisalhamento na parede da câmara, apresentada em uma seção de corte para possibilitar a visualização nas paredes do disco rotor.

Tratando-se da versão acadêmica do *software* ANSYS Fluent, não seria possível realizar o teste da malha, visto que a malha utilizada apresenta número de elementos próximo à limitação da versão. Portanto, ao analisar a Figura 23, percebe-se o aumento da tensão de cisalhamento na superfície do disco rotor. Esse aumento é coerente com a Equação (11), na medida em que a velocidade linear do disco aumenta ao longo do raio, a tensão de cisalhamento também aumenta. Assim, é possível afirmar que a simulação computacional apresentou um resultado admissível.

A potência para o caso real, na condição simulada, com 2600 rpm, foi obtida através da Equação (3), a qual apresentou aproximadamente 38 CV. Cabe ressaltar que essa potência irá variar de acordo com a velocidade angular.

Figura 23 – Tensão de cisalhamento viscoso na parede da câmara – corte na seção para visualização nas paredes do disco rotor



Fonte: Do autor (2018).

5 CONCLUSÃO

O presente trabalho propôs implementar o modelo numérico associado ao comportamento do fluido entre dois discos rotacionais para o dimensionamento de um dinamômetro hidráulico de discos lisos, em três etapas distintas.

A primeira delas é a implementação do modelo numérico em regime laminar de escoamento. Nesta etapa, a implementação se deu em duas diferentes condições de espessura da câmara do fluido, 7 mm e 0,1 mm. Em cada uma delas realizou-se o cálculo numérico e analítico para 12 diferentes rotações, de 0,1 a 1,2 rpm. Os resultados obtidos foram os seguintes: para a espessura de 0,1 mm, o erro relativo foi próximo a 0,001%.; e para a 7 mm de espessura, o erro apresentou um crescimento considerável com o aumento da velocidade angular, ultrapassando os 19%. Estes resultados mostram que há uma limitação quanto à espessura da câmara para o cálculo numérico no regime laminar, porém, quando respeitada, apresenta valores muito confiáveis.

Na segunda etapa, foi implementado o modelo numérico em regime de escoamento turbulento. A implementação se deu em 11 diferentes rotações, de 1000 a 6500 rpm. Considerando os experimentos e o método analítico apresentados no gráfico por Schlichting (Figura 12), os resultados alcançados mostram que a metodologia utilizada foi adequada, visto que o cálculo numérico foi validado e, em comparação com o cálculo analítico, apresentou um erro relativo inferior a 2%, na mais alta rotação. Destarte, este método é indicado para o dimensionamento de dinamômetros hidráulicos, principalmente, com dois ou mais discos rotores planos.

Por fim, na última etapa, aplicou-se a computacionalmente uma simulação para uma condição real de operação de um dinamômetro hidráulico com um disco rotor.

Nesta etapa, devido ao fato da malha utilizada dispor de um número de elementos próximo à limitação acadêmica do *software* ANSYS Fluent, não foi possível realizar o teste da qualidade da malha. No entanto, a fim de validar o método, fez-se uma análise da distribuição da tensão de cisalhamento, que se mostrou adequada. Portanto, é possível a implementação do modelo numérico de um dinamômetro sendo considerada a geometria completa da câmara. Vale ressaltar que nesta etapa foi considerado o cisalhamento causado na borda do disco, o que foi desprezado nas etapas anteriores.

Os objetivos específicos apresentados no capítulo introdutório são aqui reproduzidos e enumerados:

1. Definir as características de funcionamento do dinamômetro em estudo;
2. Aplicar os equacionamentos utilizados em dinamômetros para o cálculo do torque em regime laminar e turbulento;
3. Validar o cálculo numérico (torque) por meio de simulações computacionais através do *software* Fluent;
4. Realizar o teste da qualidade da malha nas simulações realizadas;
5. Analisar, por meio de simulações computacionais, considerando um diâmetro de disco definido, a relação entre o torque e diferentes rotações;
6. Estabelecer a potência de um dinamômetro através da simulação de sua condição real de funcionamento.

Quanto ao primeiro objetivo, neste estudo foi possível caracterizar o funcionamento dos dinamômetros hidráulicos. Para tanto, foram apresentados os modelos desse tipo de dinamômetro, a forma de absorção de energia, os fenômenos que ocorrem durante seu funcionamento e a equação do balanço de energia do sistema.

Em relação ao segundo objetivo, no cálculo analítico foram utilizadas as equações expressas na literatura. Tais equações são aplicadas para obter o torque absorvido através do cisalhamento viscoso pelo disco rotor. Destarte, o estudo foi

realizado para os casos de regime laminar e turbulento, visto que seus equacionamentos são diferentes.

Atendendo ao terceiro objetivo, a simulação computacional foi implementada para o cálculo do torque no disco rotor através do *software* ANSYS Fluent. Assim, com os torques obtidos por meio de cálculo numérico e analítico, foi possível validar as simulações para os dois regimes de escoamento. Os erros apresentados foram relativamente baixos. Porém, no regime laminar foi encontrado uma restrição quanto a sua aplicação. Na condição 1, com espessura da câmara de 7 mm, houve uma concentração da tensão de cisalhamento junto à divisa da borda com o disco rotor. Fato não apresentado na condição 2, com espessura da câmara de 0,1 mm, em que o erro relativo se manteve aproximadamente em 10^{-5} . Portanto, nos escoamentos laminares, a espessura da borda deve ser observada e restrita a baixas espessuras.

O quarto objetivo foi aplicado a fim de obter resultados confiáveis. Assim, foi realizado o teste da qualidade da malha nas simulações. Esse estudo fortaleceu a validação do cálculo numérico. As malhas foram duas vezes refinadas e, em todos os casos, a diferença do torque entre as malhas foi inferior a 0,5%.

No que diz respeito ao quinto objetivo, as análises foram realizadas nos regimes laminar e turbulento, sendo todas elas verificadas com o raio do disco de 250 mm. Com as diferentes rotações, foi possível perceber a variação do torque. Ao aumentar a velocidade angular no disco rotor, observou-se um aumento na tensão de cisalhamento nas paredes do disco, tanto no regime laminar como turbulento. Os Gráficos 1, 2 e 3 apresentados no Capítulo 4 ilustram de forma clara o aumento do torque em relação à rotação. Além disso, é possível observar nos Gráficos a diferença entre os cálculos analítico e numérico.

Por fim, com relação ao sexto objetivo, foi possível estabelecer a potência que seria absorvida durante o funcionamento de um dinamômetro com um disco rotor de 250 mm de raio. A potência absorvida pelo disco foi considerável, caso o dinamômetro fosse projetado à utilização em motores de veículos populares, o raio do disco seria admissível, lembrando que podem ser utilizados mais discos rotores e estatores, o que aumentaria a capacidade do dinamômetro. Outro item relevante é que, durante a fabricação dos discos, haverá uma rugosidade presente na superfície, o que aumenta

a tensão de cisalhamento e, conseqüentemente, o poder de absorção. Lembrando que a simulação considerou os discos (rotor e estator) lisos, sem rugosidade.

5.1 Sugestões de trabalhos futuros

- Implementar o cálculo numérico, considerando a rugosidade que será obtida nos discos no processo de fabricação do dinamômetro hidráulico;
- Implementar o cálculo numérico, considerando o aumento da temperatura obtido através do cisalhamento viscoso na câmara de um dinamômetro hidráulico;
- Realizar o experimento e o cálculo numérico para obter o torque de um dinamômetro hidráulico, considerando rasgos no disco rotor. Comparar e analisar os resultados; e observar o aumento da absorção de energia causado pelos rasgos;
- Validar o cálculo numérico da vazão mássica necessária durante o funcionamento de um dinamômetro hidráulico. O cálculo analítico é expresso pela Equação (5).

REFERÊNCIAS

AUTOMOTIVE Engine Dynamometer Systems. **Dynomite**, Concord, 2014. Disponível em: <<https://www.dynomitedynamometer.com/download/DYNOMite-Dynamometer-Catalog-2014.pdf>>. Acesso em: 5 out. 2017.

AZEVEDO, Cassius Kleins. **Projeto e Construção de um dinamômetro de baixo custo para o Projeto Baja SAE** – UFRGS, Porto Alegre, 2011. Disponível em: <http://www.lume.ufrgs.br/bitstream/handle/10183/47035/Poster_12315.pdf?sequence=2>. Acesso em 3 de ago de 2017.

BRUNETTI, Franco. **Mecânica dos Fluidos**. 2 ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.

BRUNETTI, Franco. **Motores de combustão interna**. São Paulo: Blucher, 2012. v. 1.

COLLIS, J.; HUSSEY, R. **Pesquisa em Administração**: um guia prático para alunos de graduação e pós-graduação. 2. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

DIEHL, A. A. **Pesquisa em ciências sociais aplicadas**: métodos e técnicas. São Paulo: Prentice Hall, 2004.

EVANS, David G. **Analysis of internal flow characteristics of a smooth-disk water-brake dynamometer**. Lewis Research Center - National Aeronautics and Space Administration - NASA, Cheveland, 1973.

FOX, Robert W.; MACDONALD, Alan T.; PRITCHARD, Philip J. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 8 ed. São Paulo: Grupo Editorial Nacional, 2014.

GESTEIRA, Luis G. G. K. **Sistema de Aquisição de Dados Baseado em Labview para um Dinamômetro de Chassi**. Universidade Federal da Bahia, Salvador, 2014.

GIL, A. C. **Como elaborar projetos de pesquisa**. 5. ed. São Paulo: Atlas, 2010.

HEYWOOD, John B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. Nova Iorque: McGraw-Hill, 1988.

- HIBBELER, Russel C. **Resistência dos Materiais**. 7 ed. São Paulo: Pearson, 2010.
- MARCHIORI, Geovani J.; KOLLING, Kássius R. **Desenvolvimento de um dinamômetro capaz de medir o torque de motores de combustão interna de 5 a 15 CV**. Faculdade Horizontina, Horizontina, 2013
- MARCONI, M. A.; LAKATOS, E. M. **Fundamentos da metodologia científica**. 6. ed. São Paulo: Atlas, 2009.
- MARTINS, Jorge. **Motores de Combustão Interna**. 2 ed. Porto: Publindústria, 2006.
- MARTYR, A. J.; PLINT, M. A. **Engine Testing: Theory and Practice**. 3 ed. Oxford: Elsevier, 2007.
- MUNSON, Bruce R.; YOUNG, Donald F.; OKIISHI, Theodore H. **Fundamentos da mecânica dos fluidos**. 1 ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2004.
- OLIVEIRA, S. L. de. **Tratado de metodologia científica: projetos de pesquisas, TGI, TCC, monografias, dissertações e teses**. 2. ed. São Paulo: Pioneira, 1999.
- PEREIRA, José C. **Dinamômetros Hidráulicos**. Rio de Janeiro, 1999. Disponível em: < <http://www.joseclaudio.eng.br/PDF/dinos.pdf> >. Acesso em 22 de ago de 2017.
- RICHARDSON, R. J. **Pesquisa social: métodos e técnicas**. São Paulo: Atlas, 1999.
- RAO, Narayan N. N. **The Basic Theory of Hydraulic Dynamometers and Retarders**: SAE Technical Paper 680178. Detroit, 1968. Disponível em: <<https://saemobilus.sae.org/content/680178>>. Acesso em 7 de set de 2017.
- ROSENTAL, C.; FRÉMONTIER-MURPHY, C. **Introdução aos métodos quantitativos em ciências humanas e sociais**. Porto Alegre: Instituto Piaget, 2001.
- RUDIO, F. V. **Introdução ao projeto de pesquisa científica**. 9. ed. Petrópolis: Vozes, 1985.
- SCHLICHTING, Hermann. **Boundary-layer theory**. 7 ed. New York: McGraw-Hill, 1975.
- SHIGLEY, Joseph E.; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7 ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.
- SILVA, Edna Lúcia; MENEZES, Estera Muszkat. **Metodologia da pesquisa e elaboração de dissertação**. 4 ed. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC, 2005.
- SOUSA, H. E. A. de. **Projeto de uma caixa de redução fixa para veículo mini baja do IFPB**. Curso Superior de Tecnologia em Automação Industrial – IFPB. João Pessoa, 2011.
- THAL, Samuel W. **Development of a Hydraulic Dynamometer**. Illinois Institute of Technology, Chicago, 1917.

TRIVIÑOS, A. N. S. **Introdução à pesquisa em ciências sociais: a pesquisa qualitativa em educação**. São Paulo: Atlas, 1990.

WHITE, Frank M. **Mecânica dos Fluidos**. 6 ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.



UNIVATES

R. Avelino Talini, 171 | Bairro Universitário | Lajeado | RS | Brasil
CEP 95914.014 | Cx. Postal 155 | Fone: (51) 3714.7000
www.univates.br | 0800 7 07 08 09