

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA

VICTOR MÜHLBAUER PANNEITZ

ANÁLISE DO COMPORTAMENTO TÉRMICO DO CONJUNTO DE EMBREAGEM
DO MOTOR YAMAHA XT 660 APLICADO A UM VEÍCULO DE FÓRMULA SAE

Joinville

2022

VICTOR MÜHLBAUER PANNEITZ

ANÁLISE DO COMPORTAMENTO TÉRMICO DO CONJUNTO DE EMBREAGEM
DO MOTOR YAMAHA XT 660 APLICADO A UM VEÍCULO DE FÓRMULA SAE

Trabalho apresentado como requisito para obtenção do título de bacharel no Curso de Graduação em Engenharia Automotiva do Centro Tecnológico de Joinville da Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador: Dr. Andrea Piga Carboni

Joinville

2022

VICTOR MÜHLBAUER PANNEITZ

ANÁLISE DO COMPORTAMENTO TÉRMICO DO CONJUNTO DE EMBREAGEM
DO MOTOR YAMAHA XT 660 APLICADO A UM VEÍCULO DE FÓRMULA SAE

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia automotiva na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Joinville (SC), 14 de dezembro de
2022.

Banca Examinadora:

Dr.Andrea Piga Carboni
Orientador

Dr. Marcos Alves Rabelo
Universidade Federal de Santa Catarina

Dr. Sérgio Junichi Idehara
Universidade Federal de Santa Catarina

AGRADECIMENTOS

Primeiramente gostaria de agradecer a Deus, que sempre esteve comigo nesta caminhada fazendo com que eu tivesse forças para superar todos os desafios e todas as dificuldades. Agradeço também aos meus pais, Laercio e Lisane, e a minha noiva, Gabriela, que sempre estiveram ao meu lado me apoiando e fazendo com que tudo ficasse mais fácil. Certamente eu não teria chego até aqui sem o apoio e a ajuda de vocês. Agradeço também ao professor Andrea pela orientação deste trabalho, e também pelas várias disciplinas que cursei sob sua responsabilidade. Por fim, agradeço a todos os demais professores e amigos que tive contato ao longo da graduação e que fizeram parte de tudo que construí como pessoa.

RESUMO

O atual avanço dos sistemas de trem de força vem trazendo a necessidade, cada vez maior, de sistemas eficientes de transmissão de torque, sendo que tais sistemas são expostos a uma grande quantidade de energia térmica gerada pela fricção entre os discos da embreagem, o que pode resultar em altas temperaturas no sistema. Essas temperaturas precisam ser controladas por algum meio de dissipação térmica, para que não gerem excessivo desgaste e causem a falha dos componentes. Dessa forma, este trabalho busca analisar o campo térmico em um sistema de embreagem que opera com a presença de óleo, de modo que possa otimizar a dissipação térmica nos discos. Para isso, um sistema foi modelado em CAD e posteriormente simulado com a ajuda de métodos numéricos. Os resultados mostram que para a temperatura máxima, os menores valores foram obtidos com a geometria radial, e para a temperatura mínima, os menores valores foram obtidos com a geometria *waffle*, sendo que a distribuição do campo de temperaturas difere quando utilizamos diferentes geometrias.

Palavras-chave: Transmissão de torque. Distribuição de temperatura. Simulação computacional.

ABSTRACT

The current advancement of powertrain systems has brought an increasing need for efficient torque transmission systems, and such systems are exposed to a large amount of thermal energy generated by friction between the clutch discs, which can result in high temperatures in the system. These temperatures need to be controlled by some means of thermal dissipation, so that they do not generate excessive wear and cause component failure. In this way, this work seeks to analyze the thermal field in a clutch system that operates with the presence of oil, so that it can optimize the thermal dissipation in the discs. For this, a system was modeled in CAD and later simulated with the help of numerical methods. The results show that for the maximum temperature, the lowest values were obtained with a radial geometry, and for the minimum temperature, the lowest values were obtained with a waffle geometry, and the distribution of the temperature field differs when different geometries are used.

Keywords: Torque transmission. Temperature distribution. Computational simulation

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Trem de força automotivo (motor e caixa de transmissão).....	17
Figura 2 - Tipos construtivos de embreagem	19
Figura 3 - Embreagem de atrito com superfície plana	20
Figura 4 - Discos de fricção	21
Figura 5 - Embreagem multidisco	23
Figura 6 – Forma construtiva para embreagem úmida multidisco	26
Figura 7 - Diagrama de operação da embreagem	28
Figura 8 - Geração de calor na embreagem	31
Figura 9 - Ranhuras.....	36
Figura 10 - Disco XT 660.....	39
Figura 11 - Disco com ranhura espiral.....	40
Figura 12 - Disco com ranhura <i>waffle</i>	40
Figura 13 – Embreagem da motocicleta Yamaha XT 660	41
Figura 14 - Disco de freio para validação da simulação	45
Figura 15 - Condições de contorno para validação	46
Figura 16 - Campo de temperatura referência.....	47
Figura 17 - Campo de temperatura simulado	48
Figura 18 - Elemento de malha	50
Figura 19 - Condição de contorno para fluxo de calor	51
Figura 20 - Condição de contorno para convecção	52
Figura 21 - Convergência de malha radial.....	52
Figura 22 - Convergência de malha espiral	53
Figura 23 - Convergência de malha <i>waffle</i>	53
Figura 24 - Temperaturas em função da velocidade	54
Figura 25 - Distribuição de temperatura em ranhura radial	56
Figura 26 - Campo de temperatura em ranhura radial.....	57

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Dados disco XT 660	39
Tabela 2 - Parâmetros para cálculo do fluxo de calor.....	42
Tabela 3 – Propriedades dos materiais	43
Tabela 4 – Propriedades do óleo.....	44
Tabela 5 - Velocidades radiais para o fluxo	44
Tabela 6 - Coeficientes convectivos	44
Tabela 7 - Dados para validação da ferramenta ansys	45
Tabela 8 - Temperaturas referência e simulada	46
Tabela 9 - Refinamento de malha.....	50
Tabela 10 - Parâmetros de malha para geometria radial.....	51
Tabela 11 - Parâmetros de malha para geometria espiral.....	51
Tabela 12 - Parâmetros de malha para geometria waffle	51
Tabela 13 - Temperaturas para velocidade de 0,1 m/s	54
Tabela 14 - Temperaturas para velocidade de 1 m/s	54
Tabela 15 - Temperaturas para velocidade de 5 m/s	54

LISTA DE SÍMBOLOS

T_c	Torque transmissível
F_{ax}	Força axial
r_m	Raio médio
μ	Coefficiente de fricção ou atrito
z	Número de superfícies de contato
r_o	Raio externo do disco
r_i	Raio interno do disco
q''	Fluxo térmico
T_r	Toque agindo sobre os discos
ω_r	Velocidade angular relativa entre os discos
n_p	Número de superfícies de contato
α_f	Coefficiente de absorção de calor do disco
ρ_f	Densidade do material no disco de fricção
C_{pf}	Calor específico do material no disco de fricção
k_f	Condutividade do material no disco de fricção
ρ_s	Densidade do material no disco separador
C_{ps}	Calor específico do material no disco separador
k_s	Condutividade do material no disco separador
q''_x	Fluxo térmico na direção "x"
$\frac{dT}{dx}$	Gradiente de temperatura na direção "x"
k	Condutividade térmica do material
q_v	Geração volumétrica de calor
ρ	Densidade do material

C_p	Calor específico do material
r	Raio
$\frac{\partial T}{\partial r}$	Derivada parcial da temperatura com relação a coordenada r
$\frac{\partial T}{\partial \varphi}$	Derivada parcial da temperatura com relação a coordenada φ
$\frac{\partial T}{\partial z}$	Derivada parcial da temperatura com relação a coordenada z
$\frac{\partial T}{\partial t}$	Derivada parcial da temperatura com relação ao tempo t
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção
T_s	Temperatura da superfície
T_f	Temperatura do fluido
Re	Número de Reynolds
Pr	Número de Prandtl
l	Comprimento da ranhura
D_e	Diâmetro hidráulico
V	Velocidade do escoamento
L	Comprimento característico
μ	Viscosidade do fluido
D_h	Diâmetro hidráulico
A_{tr}	Área transversal
P	Perímetro

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	14
1.1. OBJETIVOS.....	16
1.1.1. Objetivo Geral	16
1.1.2. Objetivos Específicos	16
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	17
2.1 EMBREAGEM	18
2.1.1 DISCOS DE FRICÇÃO	20
2.1.2 PLACA DE PRESSÃO.....	21
2.1.3 EMBREAGEM MULTIDISCO	22
2.1.4 EMBREAGEM SECA.....	23
2.1.5 TEORIA DA PRESSÃO UNIFORME	24
2.1.6 TEORIA DO DESGASTE UNIFORME	25
2.1.7 EMBREAGEM ÚMIDA.....	25
2.1.8 TORQUE DE ARRASTO (<i>DRAG TORQUE</i>).....	27
2.1.9 FASES DE OPERAÇÃO DA EMBREAGEM.....	27
2.1.10 GERAÇÃO DE CALOR	28
2.1.11 CAMPO DE TEMPERATURA.....	30
2.1.12 CONDUÇÃO.....	31
2.1.13 CONVECÇÃO.....	33
2.1.14 NÚMERO DE REYNOLDS	34
2.1.15 NÚMERO DE PRANDT	35
2.1.16 RANHURAS (<i>GROOVE PATTERNS</i>)	35
2.1.17 MATERIAL FRICÇÃO.....	37
3. METODOLOGIA	38
4. APRESENTAÇÃO DE DADOS	39
4.1 DISCO XT 660.....	39
4.2 FORÇA AXIAL NA EMBREAGEM.....	40
4.3 COEFICIENTE DE ATRITO.....	41
4.4 VELOCIDADE ANGULAR RELATIVA ENTRE OS DISCOS	41
4.5 CÁLCULO FLUXO MÉDIO DE CALOR.....	42
4.6 PARÂMETROS PARA CONVECÇÃO.....	43

4.7 FERRAMENTA DE SIMULAÇÃO	45
4.8 HIPÓTESES	48
5. ANÁLISE DE DADOS	50
5.1 CONVERGÊNCIA DA MALHA	50
5.2 TEMPERATURAS	54
6. CONCLUSÃO.....	63
REFERÊNCIAS	65

1. INTRODUÇÃO

O sistema de embreagem é vital para que se consiga viabilizar a operação de um veículo, sendo que está presente em praticamente quase todos os tipos de veículos e aplicações, tendo importância e impacto no conjunto mecânico. Para que se consiga realizar trocas de marchas no veículo, existe a necessidade de um sistema de embreagem, com o objetivo de desacoplar o fluxo de torque entre motor e caixa de transmissão (GENTA; MORELLO, 2009).

Atualmente, a indústria automotiva busca, cada vez mais, formas de desenvolver trens de força eficientes, onde a energia fornecida pelo motor do veículo possa ser entregue às rodas da forma mais otimizada possível (NAUNHEIMER et al., 2011). Nesse intuito, surgem motores com elevada faixa de torque, juntamente com caixas de transmissão com maior número de marchas, que exigem um sistema de transmissão robusto entre o motor e a transmissão, para que o veículo consiga cumprir seu papel.

Aplicações pesadas, como caminhões de carga, ou aplicações em veículos de alto desempenho, como em veículos fórmula, também impõem a necessidade de sistemas capazes de suportar todo o torque proveniente da motorização e as trocas de marcha, sendo que, muitas vezes, esses veículos tem longas jornadas de operação, que resultam em impacto térmico e mecânico no sistema (NAUNHEIMER et al., 2011). Dessa forma, o dimensionamento da embreagem é imprescindível para que se consiga atingir o objetivo final do veículo.

Durante o funcionamento, o sistema de embreagem está sujeito a uma constante geração de calor, devido ao atrito entre os discos, por meio do fenômeno da fricção. Segundo Abdullah e Sabri (2016), o aumento da temperatura é diretamente proporcional ao coeficiente de atrito, a pressão e a velocidade relativa entre os discos. Esse calor, é responsável pela criação de um campo de temperaturas nos discos, cujo efeito deve ser considerado para o bom funcionamento do conjunto. Caso as temperaturas provenientes atinjam valores elevados, os discos terão a capacidade de transmissão de torque alterada, deixando o sistema menos eficiente (NAUNHEIMER et al., 2011).

De acordo com Naunheimer et al., (2011) o impacto da temperatura na operação de uma embreagem pode ser classificado em duas formas, sendo os efeitos

acumulativos e os efeitos espontâneos. Os efeitos acumulativos são aqueles provenientes das condições naturais de variação da temperatura e que geram um desgaste nos discos, afetando características como o coeficiente de atrito e a distribuição de pressão. Já os efeitos espontâneos são aqueles que atribuem um dano ao sistema de embreagem devido presença de grandes carregamentos térmicos localizados, afetando diretamente a capacidade de transmissão de torque, o funcionamento e a vida útil do sistema.

Altas temperaturas também afetam a durabilidade dos discos, podendo chegar ao ponto do disco falhar com tempo de operação relativamente baixo. No intuito de compreender o campo de temperaturas presente em embreagens durante seu período de operação, Kong e Jang (2020) realizaram uma simulação envolvendo dinâmica de fluidos computacional (CFD), para analisar o comportamento da temperatura dos discos em embreagens que operam com a presença de óleo. Segundo Liu et al. (2017), a forma das ranhuras presentes na superfície do disco, responsáveis pelo escoamento do óleo, impactam significativamente na taxa de remoção de calor, afetando o campo de temperaturas presente no sistema, e dessa forma, a eficiência na transmissão de torque e durabilidade do conjunto.

Durante a competição nacional de fórmula SAE em 2018, a equipe fórmula CEM sofreu uma quebra repentina do sistema de embreagem durante a prova de enduro, a qual fez com que a equipe não conseguisse a pontuação necessária para o bom desempenho do projeto. Estudos preliminares indicam que o motivo da falha foram as altas temperaturas no sistema, que foram responsáveis pela diminuição da resistência mecânica dos discos, fazendo com que durante a operação, sofressem a quebra.

Assim, neste trabalho, será analisada a dissipação térmica no conjunto de discos de embreagem do motor Yamaha XT 660, utilizado pela equipe, a fim de se obter o melhor entendimento dos fenômenos físicos que estão presentes no sistema, e se consiga manter as temperaturas em níveis seguros para aplicação, otimizando o funcionamento, e evitando problemas que causem baixa eficiência, ou até mesmo a falha total e repentina da embreagem. Para isso, será modelada a embreagem de um veículo fórmula em um programa *computer-aided design* (CAD), sendo que posteriormente serão realizadas simulações para entender o comportamento do campo térmico envolvido, fluxos de calor, e entender quais parâmetros dos discos impactam na presença de tais fatores.

1.1. OBJETIVOS

1.1.1. Objetivo Geral

Caracterizar o campo de térmico do sistema multidisco de embreagem de um veículo fórmula, equipado com o motor Yamaha XT 660, operando com a presença de óleo, a fim de se analisar o impacto de diferentes formas de ranhuras de escoamento no comportamento da temperatura.

1.1.2. Objetivos Específicos

- Construir modelagem em Ansys que represente a situação de aplicação do veículo;
- Analisar o impacto da presença de diferentes formas de ranhuras, responsáveis pela circulação do óleo, na distribuição térmica dos discos;
- Caracterizar os principais parâmetros envolvidos no processo de geração térmica do sistema;
- Identificar a geometria das ranhuras mais promissora para promover a dissipação de calor;

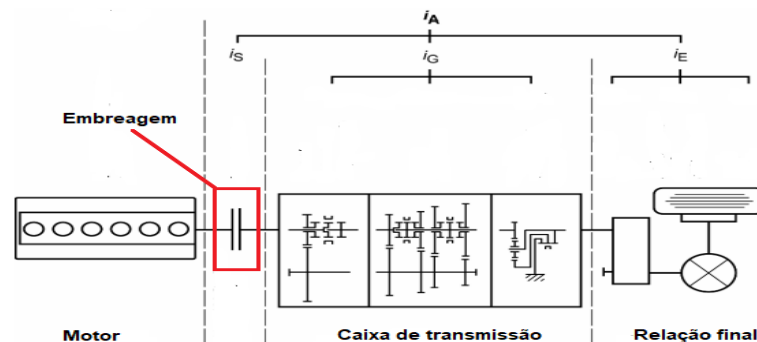
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Sistemas de embreagem estão presentes em aplicações automotivas desde muito tempo. Os primeiros relatos da utilização datam da década de 1880, praticamente ao mesmo tempo em que os primeiros motores a combustão interna tiveram o início de desenvolvimento (GENTA; MORELLO, 2009). Com o avanço dos sistemas motrizes dos primeiros veículos, surgiu a necessidade de se construir sistemas mecânicos que possibilitassem o melhor desempenho do automóvel.

Entre as soluções encontradas, pode-se citar a utilização da caixa de transmissão, onde internamente existem engrenagens que possibilitam a obtenção de variadas relações de transmissão. Dessa forma, a caixa de transmissão permite modular o torque e velocidade (de forma inversamente proporcional), permitindo o uso em veículos que necessitam alto torque, como em situações onde se necessita sair da inércia ou carregar grandes cargas, e também em veículos capazes de atingir altas velocidades, conferindo versatilidade aos mesmos (NAUNHEIMER et al., 2011).

Quando estiver selecionada uma relação de transmissão específica, todo o sistema de trem de força do automóvel, partindo do motor, passando pela caixa de transmissão, e indo para os eixos, exibe uma característica única, sendo que todo movimento entre a rotação do motor, engrenagens, até chegar nas rodas, está sincronizado, tendo único fluxo de torque e potência (NAUNHEIMER et al., 2011). A Figura 1 apresenta a típica forma construtiva de um trem de força automotivo, entre motor e caixa de transmissão manual.

Figura 1 – Trem de força automotivo (motor e caixa de transmissão)



Fonte: adaptado de Naunheimer et al., (2011, p. 101).

Pode-se perceber que a embreagem é o componente que está localizado entre o motor e a caixa de transmissão, fazendo com que todo o fluxo de torque, proveniente do sistema de propulsão do veículo, passe pela embreagem antes de seguir caminho até as rodas. De acordo com Genta e Morello (2009), as principais funções da embreagem são:

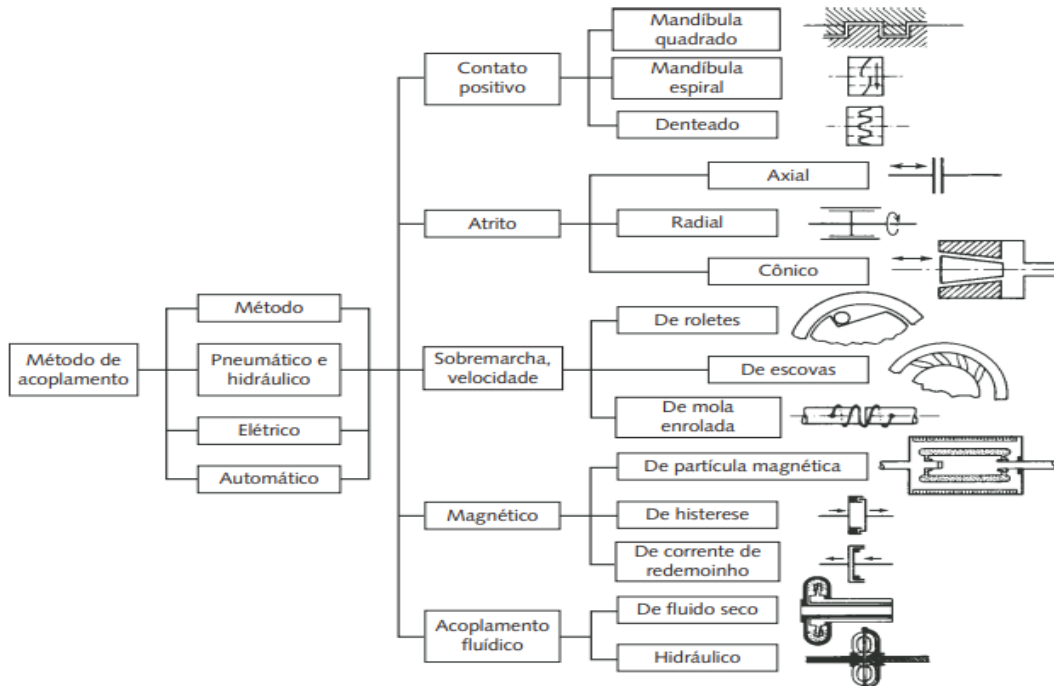
- Transmitir o torque do virabrequim do motor para a caixa de transmissão do veículo.
- Conectar dois eixos de modo que o movimento de ambos fique sincronizado e possibilite a transmissão de todo o torque.
- Separar os movimentos rotacionais entre o motor e a caixa de transmissão, de modo a permitir as mudanças de marcha, sem que se afete a operação do motor.
- Absorver os pulsos de torque causados pelo trabalho de combustão do motor.
- Controlar a rigidez torcional do sistema de modo a evitar vibrações e ruídos quando as frequências harmônicas do motor atingem os as frequências dos modos de vibração do trem de potência.

2.1 EMBREAGEM

Segundo Norton (2013), embreagens são dispositivos que possibilitam a transmissão de torque mediante o efeito magnético, hidráulico ou mecânico entre componentes, onde ambos têm a possibilidade de se movimentar. Dessa forma, a embreagem possui a capacidade de transmitir o movimento entre os componentes, e também, quando necessário, interromper o fluxo de torque, desacoplando os sistemas que antes estavam conectados.

Existem diferentes formas construtivas para os sistemas de embreagem, sendo que algumas são mais utilizadas do que outras, tendo características específicas das embreagens definidas pela aplicação (NORTON, 2013). Na Figura 2, encontra-se a classificação quanto a forma de atuação, e quanto a forma de acoplamento.

Figura 2 - Tipos construtivos de embreagem



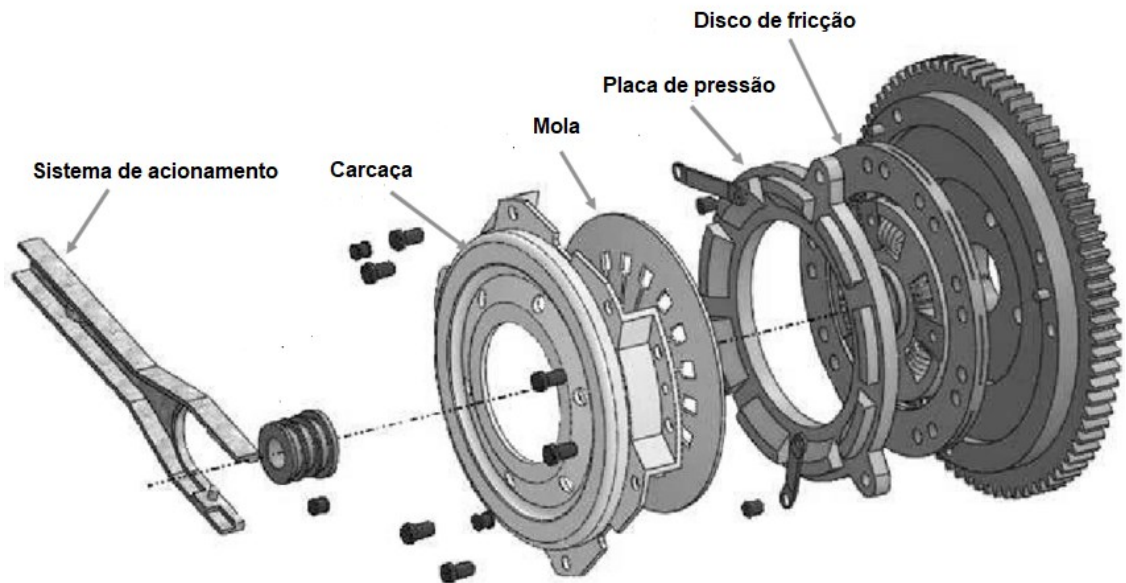
Fonte: Norton (2013, p. 961).

Dentre todos os tipos mostrados acima, as embreagens comumente utilizadas são as baseadas na transmissão por atrito, conforme apresentado pelo Norton (2013). Essa tipologia construtiva possui superfícies que são pressionadas entre si, por meio de força normal. Tal força promove a transmissão de torque por atrito, sendo normalmente referido apenas como torque de atrito, entre ambas as superfícies, onde será possível transferir o movimento entre os elementos.

As superfícies de contato podem ser discos, onde a região de contato é plana e a força normal é axial, regiões cilíndricas, onde a força normal é no sentido radial, ou regiões cônicas, onde a força normal possui componentes em ambos os sentidos, axial e radial (NORTON, 2013). Neste trabalho, será focado nas embreagens com superfícies de contato plana.

A Figura 3 apresenta o esquema básico desse tipo construtivo.

Figura 3 - Embreagem de atrito com superfície plana



Fonte: adaptado de Abdullah e Sabri (2016, p. 12).

Segundo Naunheimer et al., (2011), em qualquer embreagem de atrito com superfície plana, tem-se, basicamente, os seguintes elementos: disco de fricção, placa de pressão, mola diafragma, carcaça e sistema de acionamento. Na sequência, a função dos componentes é descrita.

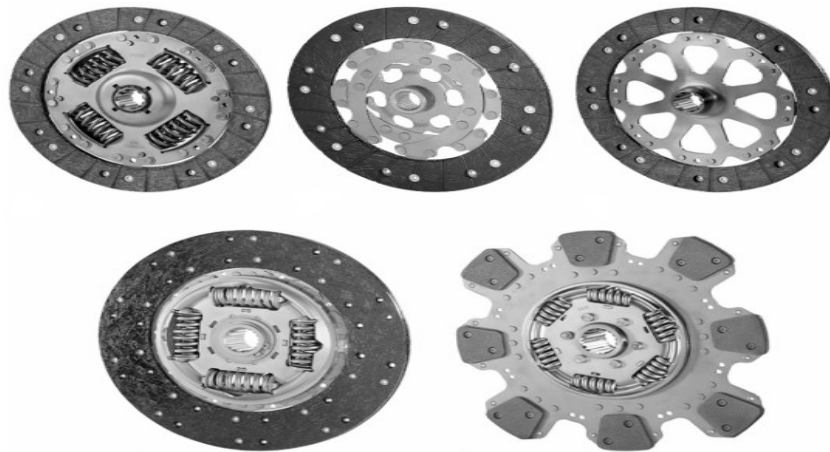
2.1.1 DISCOS DE FRICÇÃO

Os discos de fricção são responsáveis por transmitirem o torque, presente no volante do motor, para o sistema de transmissão, por meio do torque de atrito (NORTON, 2013). Em embreagens de disco único, o disco de pressão da embreagem está em contato com o volante do motor de um lado, e no outro, com a placa de pressão.

De acordo com Naunheimer et al., (2011), os principais parâmetros em discos de fricção, são o coeficiente de fricção (ou coeficiente de atrito) da superfície, que irá impactar diretamente na capacidade de transmissão de torque, rotação crítica, calor específico do material, resistência ao desgaste, e a variabilidade desses fatores sobre a presença de carga térmica. Tais parâmetros afetam diretamente o bom desempenho do componente.

Diversas formas construtivas são possíveis em discos de fricção, sendo que conforme a aplicação do veículo, existem discos equipados com molas, para atenuar as vibrações vindas do motor, promovendo o maior conforto ao motorista e aos passageiros, discos com superfície lisa ou com ranhuras, que impactam diretamente na dissipação térmica, discos com diferentes áreas superficiais, e também discos com a presença de pastilhas, muito comuns em aplicações com carros de alto desempenho e veículos de carga (NAUNHEIMER et al., 2011). A Figura 4 exibe alguns desses diferentes tipos.

Figura 4 - Discos de fricção



Fonte: adaptado de Naunheimer et al., (2011, p. 376).

Diversos materiais podem ser aplicados na superfície de atrito dos discos. De acordo com Naunheimer et al., (2011), existem três grandes grupos principais. São eles:

- Materiais orgânicos
- Materiais metálicos ou cerâmicos sinterizados
- Carbono

2.1.2 PLACA DE PRESSÃO

De acordo com Naunheimer et al., (2011), a principal função da placa de pressão, é promover a distribuição de força e pressão, da forma mais homogênea possível, na área da superfície de atrito, para que se consiga a máxima capacidade de transmissão de torque.

Placas de pressão são responsáveis por distribuir a força elástica proveniente das molas sobre os discos. Essas molas são montadas de modo que, quando em situação normal de operação da embreagem, tenha-se a presença de uma força, responsável por gerar pressão que irá pressionar a superfície do disco de fricção e possibilitar a transmissão de torque (NAUNHEIMER et al., 2011).

Outro ponto importante referente a placa de pressão é que, devido a presença de cargas térmicas, esse componente deve ser capaz de dissipar o calor de forma eficiente. Segundo Naunheimer et al., (2011), é comum existirem nervuras em sua superfície exterior, e também a presença de buracos que facilitam a passagem do ar, em embreagens secas, e assim, é comum melhorarem a capacidade de dissipação térmica do sistema.

As molas são responsáveis por gerar força axial, no caso de embreagem de atrito com superfície plana, no sentido de comprimir o disco de fricção contra o volante do motor, a fim de se criar o torque de atrito. De acordo com Naunheimer et al., (2011), existem basicamente três tipos de molas mais utilizadas, sendo as molas diafragma, molas helicoidais de compressão e molas de prato.

Entre as embreagens de atrito que utilizam discos, existem ainda diversas possibilidades de construção, como embreagens que utilizam mais discos (chamadas multidisco), embreagens que trabalham sem a presença de óleo (chamadas embreagens secas), ou embreagens que trabalham com a presença de óleo (chamadas embreagens úmidas), e também sistemas que operam com mais embreagens no mesmo sistema (NAUNHEIMER et al., 2011).

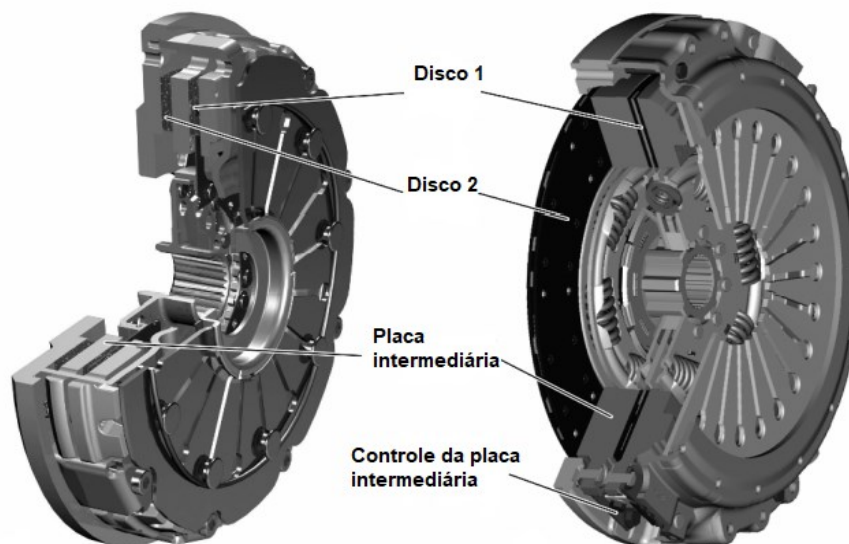
2.1.3 EMBREAGEM MULTIDISCO

Embreagens multidisco são denominadas dessa forma pelo fato de possuir mais discos de fricção no sistema, sendo responsáveis por gerarem o torque de atrito. Em casos onde há a necessidade de alta transferência de torque, quando a utilização de sistemas com par de discos único não é capaz de suportar toda a demanda térmica

e mecânica, existe a possibilidade de se utilizar múltiplas superfícies de atrito (NAUNHEIMER et al., 2011).

A capacidade de transmissão de torque da embreagem é diretamente proporcional ao número de discos (NORTON, 2013). Nesse intuito, para se aumentar o torque máximo possível de se transmitir no sistema, esse tipo construtivo é frequentemente utilizado. Segundo Naunheimer et al., (2011), embreagens multidisco possuem como vantagem a boa relação entre a capacidade de transmissão de torque e o espaço requerido para a montagem dos componentes, tornando-as muito versáteis. A Figura 5 exemplifica um sistema multidisco.

Figura 5 - Embreagem multidisco



Fonte: adaptado de Naunheimer et al., (2011, p. 388).

Essas embreagens são normalmente utilizadas em veículos de passageiros e comerciais com transmissão automática, mas podem também ser utilizadas em sistemas de transmissão de navios, máquinas, e em sistemas de bloqueio de diferencial em veículos, tendo a função de possibilitar as trocas de marchas, interrompendo o fluxo de torque, ou também a função de controlar a transmissão de torque, como em sistemas de transmissão continuamente variável (NAUNHEIMER et al., 2011).

2.1.4 EMBREAGEM SECA

A embreagem seca (*dry*), é basicamente um sistema onde não existe a presença de óleo em contato com os discos de fricção. De acordo com Naunheimer et al., (2011), a embreagem seca consiste em disco de fricção conectando superfícies, podendo haver múltiplos discos em contato entre si, e tem como vantagem a boa eficiência mecânica, o baixo momento de inércia, a boa durabilidade e o conforto durante a operação.

O cálculo da capacidade de torque na embreagem seca pode ser feito da seguinte forma (NAUNHEIMER et al., 2011).

$$T_c = F_{ax} r_m \cdot \mu \cdot z \quad (1)$$

Onde:

- T_c - Torque transmissível
- F_{ax} - Força axial
- r_m - Raio médio
- μ - Coeficiente de fricção ou atrito
- z - Número de superfícies de contato

Para cálculo do raio médio, pode-se utilizar a teoria da pressão uniforme ou de desgaste uniforme, conforme será abordado na sequência.

2.1.5 TEORIA DA PRESSÃO UNIFORME

De acordo com Norton (2013), a pressão devido à força normal atuando nos discos pode ser aproximada pela distribuição uniforme sobre as superfícies dos discos, casos estes forem rígidos o bastante. Nestes casos, o diâmetro externo sofrerá maior desgaste devido a ser proporcional ao produto da velocidade tangencial pela pressão, sendo que a velocidade aumenta linearmente com o raio.

A embreagem pode ser caracterizada com pressão uniforme atuando nos discos quando nova, sendo que com o tempo de utilização, essa condição não será mais atendida devido ao fato de que com o maior desgaste nas regiões externas do disco, a perda de material nessas regiões irá alterar a distribuição de pressão, tornando-se não uniforme (NORTON, 2013).

Para o cálculo da capacidade de transmissão de torque em embreagens considerando a presença de pressão uniforme nos discos, o raio médio pode ser calculado por meio da equação 2:

$$r_m = \frac{2 (r_o^3 - r_i^3)}{3 (r_o^2 - r_i^2)} \quad (2)$$

Onde:

- r_o - Raio externo do disco
- r_i - Raio interno do disco

2.1.6 TEORIA DO DESGASTE UNIFORME

De acordo com Norton (2013), a condição de desgaste uniforme é usualmente atingida com o decorrer da utilização da embreagem, devido ao desgaste inicial maior nas regiões externas do disco que fazem com que a pressão não seja uniformemente distribuída. Nesse caso, o sistema irá se aproximar para a condição de desgaste uniforme, onde o produto da velocidade tangencial pela pressão é assumido ser constante ao longo da superfície de contato do disco.

Essa abordagem é definida como mais conservadora, sendo normalmente a escolhida pelos projetistas para o dimensionamento de embreagens. Nesse caso, o cálculo do raio médio pode ser feito por meio da equação 3 (NORTON, 2013).

$$r_m = \frac{r_o + r_i}{2} \quad (3)$$

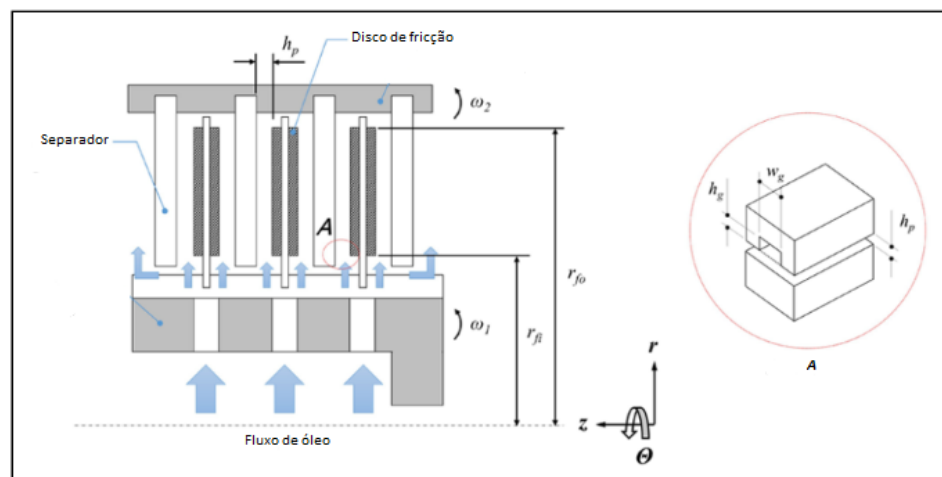
2.1.7 EMBREAGEM ÚMIDA

Diferente do que em embreagens secas, em sistemas com embreagem úmida (*wet*), existe a presença de óleo em contato com os discos de fricção. De acordo com Naunheimer et al., (2011), esse tipo construtivo de embreagem é tecnicamente superior ao de embreagem seca, visto que existe a presença de fluxo de óleo internamente no sistema.

A presença do óleo faz com que se tenha melhor dissipação térmica, devido ao fato de que o fluxo de óleo está constantemente em contato com os discos, realizando trocas térmicas. A presença do óleo também reduz o desgaste interno dos componentes, gera amortecimento e reduz a vibração torcional, tornando esse tipo construtivo de embreagem muito robusto (NAUNHEIMER et al., 2011). Tem-se, como vantagem, o baixo valor de momento de inércia, o pouco espaço requerido para a montagem, alta capacidade de transmitir torque e alta durabilidade.

Esse sistema é normalmente aplicado se utilizando vários discos de fricção, juntamente com os discos espaçadores, sendo muito comum em motos e em sistemas com transmissão continuamente variável (NAUNHEIMER et al., 2011). A figura 6 mostra a típica forma construtivo.

Figura 6 – Forma construtiva para embreagem úmida multidisco



Fonte: adaptado de Kim e Shim (2018, p. 1635)

A capacidade de transmissão de torque da embreagem úmida é descrita da mesma maneira como na embreagem seca (NAUNHEIMER et al., 2011), sendo que ambas as teorias de pressão uniforme e desgaste uniforme são aplicáveis. Devido ao óleo presente nas superfícies, nesse tipo de embreagem surge a presença do chamado torque de arrasto (*drag torque*). Quando o sistema está desacoplado, durante o intervalo de troca de marchas, por exemplo, o movimento relativo entre duas superfícies causa o cisalhamento do filme de óleo que está presente entre elas, sendo que a resistência do fluido a este cisalhamento irá afetar a eficiência mecânica do conjunto (PAN; ZHOU, 2019).

2.1.8 TORQUE DE ARRASTO (*DRAG TORQUE*)

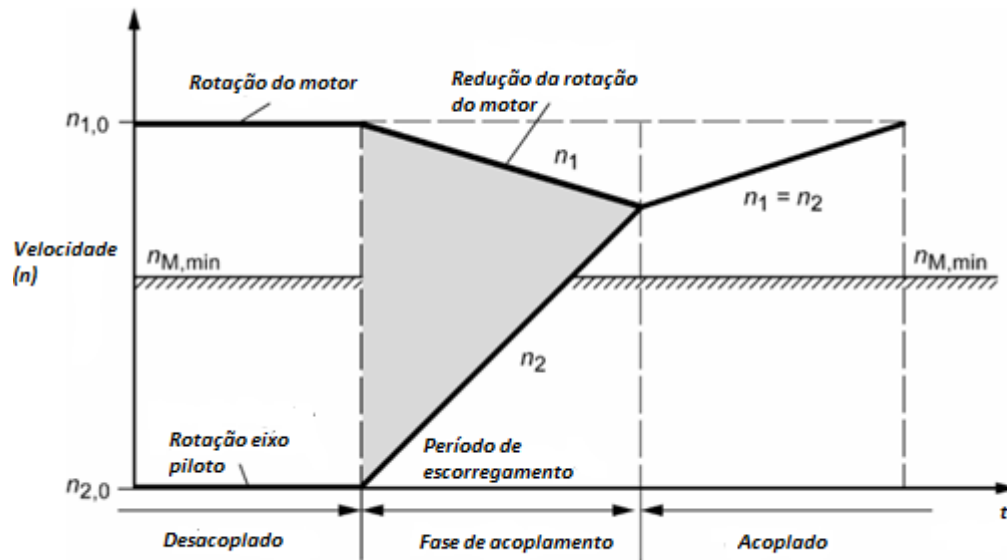
De acordo com Naunheimer et al., (2011), o torque de arrasto possui importante papel relacionado a eficiência da embreagem que opera com óleo. Este fenômeno ocorre quando a embreagem está desacoplada e existe fluido entre os discos, sendo que o movimento relativo causa cisalhamento na estrutura molecular do fluido e surgem forças viscosas contrárias ao movimento que contribuem para a perda de torque em ambos os discos (NAUNHEIMER et al., 2011). O principal fator que contribui para a elevada perda pelo torque de arrasto é a velocidade rotacional relativa entre os discos (PAN; ZHOU, 2019).

Segundo Naunheimer et al., (2011), é possível otimizar o projeto dos discos para se buscar menor perda de torque por meio desse mecanismo, sendo que entre os principais meios para se atenuar as perdas estão a otimização do projeto das ranhuras para facilitar o escoamento do fluido, projetar discos que operem com altas velocidades rotacionais, utilizar folgas adequadas entre os discos quando a embreagem não está acoplada e adequar o fluxo de lubrificante passando pelo sistema.

2.1.9 FASES DE OPERAÇÃO DA EMBREAGEM

Durante a operação do veículo, o sistema de embreagem está sujeito a diferentes solicitações mecânicas e térmicas que são responsáveis pelo desempenho do conjunto (NAUNHEIMER et al., 2011). De acordo com Naunheimer et al., (2011), podemos dividir o ciclo de funcionamento da embreagem em três fases distintas, sendo a fase desacoplada, fase de acoplamento, e fase totalmente acoplada. Tais fases estão apresentadas da figura 7.

Figura 7 - Diagrama de operação da embreagem



Fonte: adaptado de Naunheimer et al., (2011, p. 372)

Segundo Kong e Jang (2020), a maior parte do calor gerado devido a fricção dos discos irá ocorrer durante a fase de acoplamento, devido a velocidade relativa existente no momento de contato entre os discos até o momento em que ambos estejam com a mesma rotação, sendo que, idealmente, as fases em que a embreagem está desacoplada, bem como a fase onde está totalmente acoplada, não geram calor, ou esse pode ser desprezível. Durante a fase onde a embreagem está desacoplada, o fluxo de lubrificante irá retirar o calor das superfícies dos discos, isso pelo fato de que nesse momento o fluido entra em contato com toda a área superficial (KONG; JANG, 2020). Durante a fase onde a embreagem está acoplada, ocorre a distribuição do calor, gerado pela fricção no momento da fase de acoplamento, para os discos adjacentes por meio da condução, fazendo com que a temperatura se altere. Nesse momento existe também o efeito da convecção na região das ranhuras, devido a passagem do fluido lubrificante.

2.1.10 GERAÇÃO DE CALOR

De acordo com Abdullah e Sabri (2016), quando duas superfícies em contato possuem movimento relativo entre si, calor será gerado devido ao fenômeno de fricção,

fazendo com que a temperatura em tais superfícies aumente. Tais temperaturas podem ser classificadas em dois tipos:

- Temperaturas localizadas: são temperaturas que surgem em regiões específicas onde a área de contato entre as superfícies é pequena, geralmente proveniente de rugosidades. Nessas regiões haverá a concentração momentânea de energia térmica proveniente da fricção entre os discos, fazendo com que se tenha elevadas temperaturas.
- Temperatura média: é a temperatura média em toda a área de contato entre as superfícies que estão sofrendo fricção.

O fluxo de calor produzido da região de contato entre os discos de embreagem pode ser calculado da seguinte forma (ABDULLAH; SABRI, 2016).

$$q'' = \frac{1}{\pi n_p} \frac{T_r \omega_r}{(r_o^2 - r_i^2)} \quad (4)$$

Onde:

- q'' – Fluxo térmico (W/m²)
- T_r – Toque de entrada na embreagem (Nm)
- ω_r – Velocidade angular relativa entre os discos (rad/s)
- n_p – Número de superfícies de contato
- r_o – Raio externo do disco (m)
- r_i – Raio interno do disco (m)

De acordo com Kong e Jang (2020), o calor gerado pela fricção na interface de contato entre dois discos será absorvido pelos mesmos, sendo que o percentual que cada disco absorverá irá depender das propriedades do mesmo. Segundo Pisaturo e Senatore (2016), podemos estimar a partição do calor total que será absorvido em cada disco pelo chamado coeficiente de absorção de calor, que pode ser calculado pela seguinte fórmula:

$$\alpha_f = \frac{\sqrt{\rho_f c_{pf} k_f}}{\sqrt{\rho_s c_{ps} k_s} + \sqrt{\rho_f c_{pf} k_f}} \quad (5)$$

Onde:

- α_f – Coeficiente de absorção de calor do disco
- ρ_f – Densidade do material no disco de fricção (kg/m^3)
- C_{pf} – Calor específico do material no disco de fricção (J/kgK)
- k_f – Condutividade do material no disco de fricção (W/mK)
- ρ_s – Densidade do material no disco separador (kg/m^3)
- C_{ps} – Calor específico do material no disco separador (J/kgK)
- k_s – Condutividade do material no disco separador (W/mK)

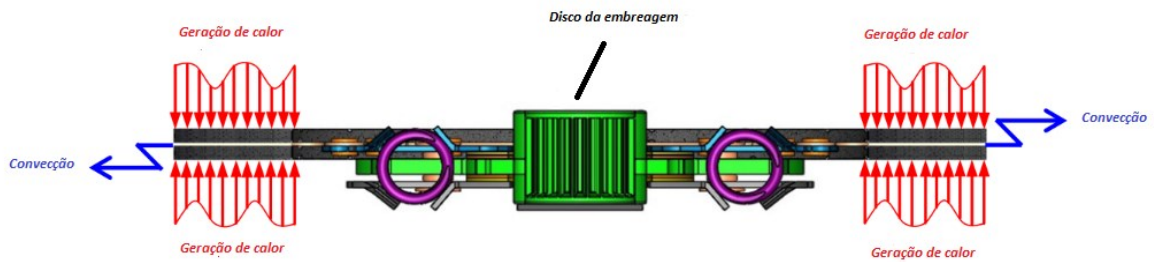
De acordo com Abdullah e Sabri (2016), o fato de que a absorção de calor pode ser diferente entre os corpos em contato faz com que exista uma diferença quanto as propriedades dos pares de discos. Usualmente os discos separadores apresentam melhor condutividade térmica promovendo dissipação do calor e grande resistência ao desgaste, enquanto os discos de fricção possuem características de baixa condutividade térmica e elevado valor do coeficiente de fricção.

2.1.11 CAMPO DE TEMPERATURA

De acordo com Kong e Jang (2020), em embreagens úmidas, a maior parte do calor gerado pela fricção é removido pelo fluido lubrificante que passa através das ranhuras do disco pelo efeito da convecção, sendo que a forma geométrica de cada ranhura é importante no comportamento da temperatura.

A figura 8 apresenta o esquema com a caracterização do sistema de embreagem quanto a geração de calor.

Figura 8 - Geração de calor na embreagem



Fonte: adaptado de Abdullah et al. (2018, p. 490)

Conforme apresentado por Abdullah e Sabri (2016), o calor gerado entre as superfícies de contato será dissipado para o interior do disco por meio da transferência de calor por condução, fazendo com que se tenha gradiente térmico entre as superfícies e regiões localizadas próximas ao centro. Devido ao fato de que o tempo durante a geração de calor é usualmente curto, o fenômeno da radiação pode ser desprezado no cálculo do campo de temperatura (ABDULLAH; SABRI, 2016).

Nas regiões onde existe a presença do fluido lubrificante, existe a presença do efeito da convecção, fazendo com que o calor seja removido de ambos os discos, e se tenha a diminuição da temperatura (KONG; JANG, 2020).

2.1.12 CONDUÇÃO

A condução pode ser vista como a transferência de energia das partículas mais energéticas para as menos energéticas da substância devido a interação entre as partículas no sólido, onde as partículas com maiores níveis de energia possuem temperatura mais elevada do que as que possuem nível menor de energia (INCROPERA et al., 2007).

Segundo Incropera et al., (2007), a transferência de calor por condução pode ser unidimensional ou multidimensional, e pode ser calculada pela lei de Fourier. Para o caso mais simples, a lei de Fourier pode ser descrita da seguinte forma:

$$q_x'' = k \frac{dT}{dx} \quad (6)$$

Onde:

- q_x'' – Fluxo térmico na direção “x” (W/m²)
- $\frac{dT}{dx}$ – Gradiente de temperatura na direção “x”
- k – Condutividade térmica do material (W/mK)

Para conhecermos o fluxo térmico na geometria, precisamos que as temperaturas sejam conhecidas nos pontos de interesse. Dessa forma, é preciso utilizar uma equação da difusividade térmica, também conhecida como equação do calor. Segundo Incropera et al., (2007), essa equação possibilita o cálculo do campo térmico, sendo possível calcular o valor da temperatura no ponto de interesse.

Conforme apresentado por Abdullah e Sabri (2016), para a aplicação da equação do calor no disco de embreagem (ou em discos em geral), devemos utilizar coordenadas cilíndricas, dada a forma do corpo. A equação 7 mostra a fórmula para condução em coordenadas cilíndricas.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(kr \frac{\partial T}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + q_v = \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (7)$$

Onde:

- k – Condutividade térmica do material (W/mK)
- q_v – Geração volumétrica de calor (W/m³)
- ρ – Densidade do material (kg/m³)
- C_p – Calor específico do material (J/kgK)
- r – Raio (m)
- $\frac{\partial T}{\partial r}$ – Derivada parcial da temperatura com relação a coordenada r
- $\frac{\partial T}{\partial \varphi}$ – Derivada parcial da temperatura com relação a coordenada φ
- $\frac{\partial T}{\partial z}$ – Derivada parcial da temperatura com relação a coordenada z
- $\frac{\partial T}{\partial t}$ – Derivada parcial da temperatura com relação ao tempo t

2.1.13 CONVECÇÃO

De acordo com Incropera et al., (2007), o modo de transferência de calor por convecção ocorre na presença de fluido, e tem como base dois principais mecanismos, sendo a transferência de energia devido ao movimento molecular (difusão), e a transferência de energia devido ao movimento global do fluido.

A taxa de transferência por convecção pode ser escrita da seguinte forma (INCROPERA et al., 2007).

$$q'' = h(T_s - T_f) \quad (8)$$

Onde:

- q'' – Fluxo térmico por convecção (W/m²)
- h – Coeficiente de transferência de calor por convecção (W/m²K)
- T_s – Temperatura da superfície (K)
- T_f – Temperatura do fluido (K)

De acordo com Incropera et al., (2007), os estudos relacionados a convecção se resumem basicamente na obtenção do valor de h , o qual leva em consideração diversos parâmetros como número de Reynolds, número de Nusselt e número de Prandt.

O coeficiente convectivo para o sistema de embreagem úmida, na região das ranhuras do disco, pode ser calculado da seguinte forma (KONG; JANG, 2020).

$$h = 1,86 \frac{k_o}{2r} \left(\frac{RePrDe}{l} \right)^{1/3}, Re \leq 500 \quad (9)$$

$$h = 0,064 \frac{k}{2r} Re^{0,8} Pr^{0,4}, Re \geq 500$$

Onde:

- k – Condutividade térmica do lubrificante (W/mK)
- Re – Número de Reynolds
- Pr – Número de Prandt

- l – Comprimento da ranhura (m)
- r – Raio de contato (m)
- D_e – Diâmetro hidráulico (m)

2.1.14 NÚMERO DE REYNOLDS

Segundo Fox et al., (2014), o número de Reynolds possui a característica de ser adimensional e é usado para comparar forças de pressão e forças viscosas no escoamento. Sua fórmula é dada pela equação 10:

$$Re = \frac{\rho VL}{\mu} \quad (10)$$

Onde:

- ρ – Densidade do fluido (kg/m^3)
- V – Velocidade do escoamento (m/s)
- L – Comprimento característico (m)
- μ – Viscosidade do fluido (kg/ms)

Por meio do número de Reynolds, podemos considerar se os efeitos viscosos do fluido são ou não desprezíveis, e assim, classificar o tipo de escoamento em questão, em laminar ou turbulento, e também utilizá-lo no cálculo de diversos parâmetros do escoamento (FOX et al., 2014).

De forma geral, para escoamentos internos, número de Reynolds menor ou igual a 2300 indicam que o escoamento será laminar, e maiores do que esse valor, o escoamento será turbulento. Para escoamentos externos, valores de Reynolds menores do que 5×10^5 indicam que a camada limite será laminar, e maior do que esse valor, será turbulenta (FOX et al., 2014).

Em casos onde a seção por onde o escoamento está se desenvolvendo não é de seção circular, é comum se calcular o diâmetro efetivo, ou diâmetro hidráulico, para o cálculo do número de Reynolds (INCROPERA et al., 2007). O diâmetro hidráulico pode ser calculado com base na fórmula 11.

$$D_h = \frac{4A_{tr}}{P} \quad (11)$$

Onde:

- D_h - Diâmetro hidráulico (m)
- A_{tr} – Área transversal (m)
- P – Perímetro (m)

Para escoamentos internos utilizando diâmetro hidráulico para cálculo das propriedades do fluxo, da mesma forma que para dutos circulares, o escoamento passará a ser turbulento para valores de Reynolds iguais ou maiores do que 2300, mantendo a característica laminar abaixo desse valor (Incropera et al., 2007).

2.1.15 NÚMERO DE PRANDT

De acordo com Incropera et al., (2007), o número de Prandtl pode ser definido como a razão entre a difusividade de momento e a difusividade térmica do fluido. Ele fornece a medida da efetividade dos transportes por difusão, momento e energia no interior da camada-limite, tanto térmica como de velocidade. Sua fórmula está descrita pela equação 12:

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (12)$$

Onde:

- C_p – Calor específico do fluido (J/kgK)
- μ – Viscosidade (kg/ms)
- k – Condutividade (W/mK)

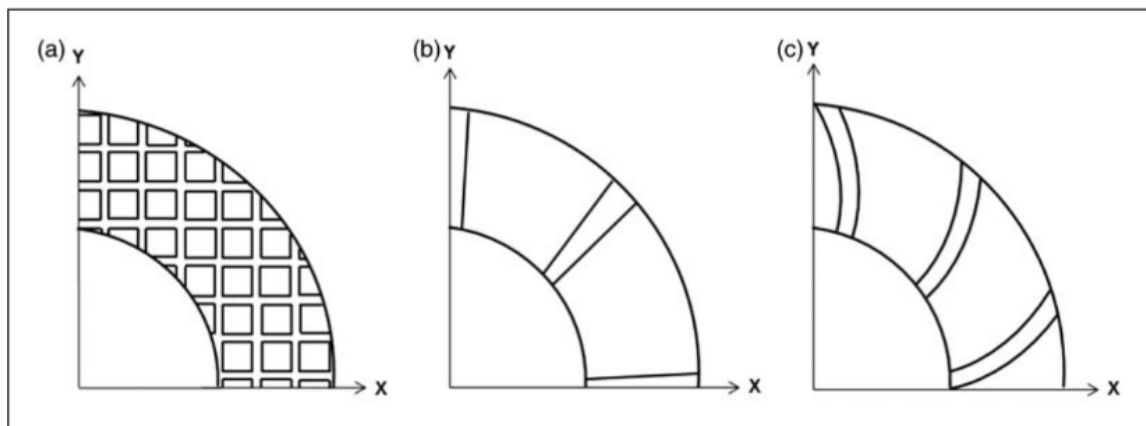
2.1.16 RANHURAS (*GROOVE PATTERNS*)

De acordo com Li et al., (2017), as ranhuras no disco de fricção para aplicação em embreagens que operam na presença de óleo, são de extrema importância no

comportamento da temperatura e do desgaste dos discos. Segundo Naunheimer et al., (2011), as ranhuras também impactam no comportamento dinâmico do sistema, tendo a função de reduzir o torque de arrasto quando os discos não estão acoplados e promover o escoamento do fluido localizado na superfície de atrito dos discos da forma mais eficiente possível, para o melhor coeficiente de atrito.

Alguns dos tipos de ranhuras comuns encontrados em discos comerciais são da forma radial (figura 9b), da forma espiral (figura 9c) e as chamadas *waffle grooves* (figura 9a) (LI et al., 2017). As geometrias estão apresentadas na figura 9.

Figura 9 - Ranhuras



Fonte: Li et al., (2017, p. 1059)

O fluido lubrificante irá circular pelas ranhuras por meio da força centrífuga, sendo o responsável pela troca térmica por meio do mecanismo da convecção, bem como pela lubrificação do sistema (LI et al., 2017).

Segundo Li et al., (2017), o design denominado de *waffle* possui a grande vantagem de diminuir perdas por torque de arrasto (*drag loss*) no momento do acoplamento entre os discos, por possuir canais e escoamento mais próximos uns dos outros, facilitando o direcionamento do fluido para as ranhuras.

Para as ranhuras na forma radial, segundo Li et al., (2017), estas providenciam um caminho direto para o escoamento do fluido, visto que a força centrífuga responsável pelo movimento do fluido atua justamente no sentido radial. Dessa forma, existe a facilidade de movimento que possibilita o bom fluxo volumétrico, e conseqüentemente a troca de calor por convecção efetiva.

Com relação as ranhuras em forma de espiral, de acordo com Li et al., (2017), estas possuem a habilidade de causar o “efeito de bombeamento no fluido”, o qual pode ser muito benéfico a efetividade da troca térmica.

2.1.17 MATERIAL FRICÇÃO

De acordo com Naunheimer et al., (2011), existem basicamente três grupos de materiais utilizados em discos de fricção para aplicação em embreagens que trabalham com a presença de óleo, sendo:

- **Orgânico:** são discos feitos com compostos orgânicos (conhecidos como “*paper*”), onde a estrutura é composta basicamente por fibras orgânicas e unidas por resinas fenólicas. Algumas de suas propriedades são a boa elasticidade, bom coeficiente de fricção e o baixo ruído durante o funcionamento. Esse tipo de material é usualmente utilizado em aplicações comerciais em veículos leves.
- **Sinterizados:** são discos fabricados pelo processo de sinterização, onde a estrutura base geralmente é feita de cobre, podendo ter diferentes aditivos como ferro, grafite e estanho. Esse tipo de disco não possui grande elasticidade e são sensíveis a gerarem ruído quando em funcionamento, porém, possuem grande resistência mecânica e térmica. Usualmente são utilizados em veículos para aplicações pesadas.
- **Carbono:** são discos feitos com carbono, podendo ou não ter alguma resina em sua estrutura. Possuem elevada resistência térmica, e são usualmente utilizados em veículos de competição. Possuem a grande desvantagem que é o elevado custo de fabricação.

De acordo com Norton (2013), os materiais orgânicos apresentam faixa de coeficiente de atrito entre 0,25 à 0,45 quando aplicados em embreagens secas, e entre 0,06 à 0,09 quando aplicados em embreagens úmidas, e possuem faixa de temperatura máxima para aplicação entre 204° C à 260° C. Para os materiais sinterizados, em aplicações com embreagens seca, o coeficiente de fricção varia entre 0,15 à 0,45, e em embreagens úmidas, entre 0,05 à 0,08, com temperaturas máximas de operação na faixa de 232° C à 677° C.

3. METODOLOGIA

Por meio de pesquisas feitas para melhor compreensão do sistema de embreagem, foram exemplificadas todas as principais partes constituintes, características, bem como diferentes formas construtivas das embreagens e as devidas particularidades.

Estudos com relação a embreagem úmida multidisco foram feitos, para melhor entender os fenômenos parâmetros que estão envolvidos no processo, visto que o motor tido como base para o estudo, utiliza esse tipo operacional de embreagem. Foi estudado a dinâmica do processo de funcionamento da embreagem, a fim de se entender em quais situações a mesma está sob maior demanda, para então se realizar simulações que representem o real impacto sob o sistema.

Informações a respeito do sistema de embreagem, do motor Yamaha XT 660, foram coletadas, para que possa obter-se a melhor caracterização dos componentes, relacionando-os com as características obtidas quanto aos sistemas de embreagem.

Tendo as informações do sistema de embreagem claras, foi feita a modelagem em programa CAD do conjunto de embreagem, utilizando os dados mensurados, realizando diferentes layouts de ranhuras de escoamento de óleo nos discos que servirão como base comparativa nas simulações.

Simulações utilizando o programa Ansys foram realizadas, com o intuito de se entender o comportamento do campo térmico presente no sistema. Foi feita a variação da velocidade do fluxo, sendo analisados os resultados de temperatura em todas as geometrias feitas. Para a confiança nos resultados da simulação, buscou-se primeiramente reproduzir uma situação conhecida da literatura.

4. APRESENTAÇÃO DE DADOS

4.1 DISCO XT 660

Para viabilidade das simulações, a modelagem do disco em programa CAD se faz necessária. Tendo como base o disco original do motor Yamaha XT 660, foram realizadas medições para caracterizar os parâmetros necessários para modelamento em CAD. O programa utilizado foi o SolidWorks. Os dados medidos estão apresentados na tabela 1.

Tabela 1 - Dados disco XT 660

Espessura alma (mm)	1,9
Diâmetro externo (mm)	142
Diâmetro interno (mm)	118,5
Largura pad fricção (mm)	5,8
Espessura pad fricção (mm)	3,1
Largura ranhura (groove) (mm)	2,45
Número de pads	48
Número de chavetas	12
Largura da chaveta (mm)	13,8
Altura do dente (mm)	6

Fonte: o autor (2022)

A figura 10 representa a geometria final em CAD.

Figura 10 - Disco XT 660



Fonte: o autor (2022)

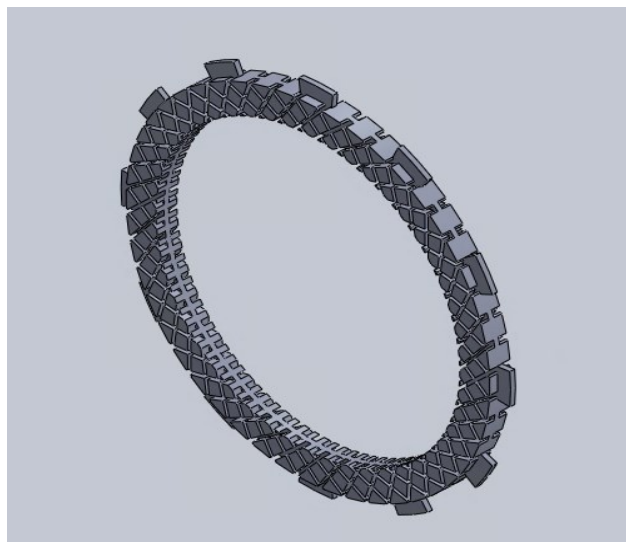
Para a modelagem das diferentes ranhuras, em forma de espiral e *waffle*, foi adotado o requisito de que a área superficial total da superfície de fricção deve ser aproximadamente a mesma em cada condição. Dessa forma, os demais valores foram ajustados para obtenção da geometria final. As figuras 11 e 12 mostram o disco com a geometria das ranhuras na forma espiral e na forma *waffle*.

Figura 11 - Disco com ranhura espiral



Fonte: o autor (2022)

Figura 12 - Disco com ranhura *waffle*



Fonte: o autor (2022)

4.2 FORÇA AXIAL NA EMBREAGEM

Para o cálculo do torque máximo transmissível, e conseqüentemente do fluxo de calor, o conhecimento da força axial atuando no sistema é necessária. A embreagem do motor Yamaha XT 660 possui 5 molas helicoidais de compressão que atuam na geração da força de compressão entre os discos, conforme mostrado pela figura 13.

Figura 13 – Embreagem da motocicleta Yamaha XT 660



Fonte: o autor (2022)

Por meio de medições feitas pela equipe fórmula CEM, a constante de cada mola é aproximadamente 13 N/mm, e quando montadas, o deslocamento sofrido é cerca de 5,5 mm, totalizando uma força de aproximadamente 71,5 N por mola, totalizando 357,5 N considerando as 5 molas. Para o cálculo do torque máximo transmitido pela embreagem da motocicleta Yamaha XT 660, foi adotado a força total de 350 N devido à incerteza das medições citadas acima.

4.3 COEFICIENTE DE ATRITO

Com base no Norton (2013), para embreagens úmidas, é comum se encontrar valores de coeficiente de atrito na ordem de 0,06 à 0,1, dependendo do material sendo utilizado na superfície do disco de fricção. Para o presente cálculo, considerando o material utilizado na embreagem da motocicleta Yamaha XT 660, de característica orgânica, foi adotado o valor de 0,1.

4.4 VELOCIDADE ANGULAR RELATIVA ENTRE OS DISCOS

Para o cálculo do fluxo térmico atuando nos discos, é necessário a utilização de uma velocidade angular relativa entre os mesmos, conforme descrito pela equação 4.

Por meio de testes realizados pela equipe fórmula CEM com o intuito de aprimoramento da atual embreagem, foram realizados testes para avaliação do escorregamento da embreagem. Para tal, por meio do monitoramento da rotação do motor e da rotação do pinhão pela central eletrônica do motor, aplicando o fator da relação de marcha utilizada, foi possível se estimar a velocidade angular relativa entre os discos. O valor encontrado de velocidade angular relativa máxima entre os discos foi de 600 rotações por minuto durante a operação do veículo. Esse valor foi considerado constante para o cálculo do fluxo de calor agindo sobre os discos para as simulações, visto que é a pior condição, dado que o fluxo de calor é diretamente proporcional a velocidade relativa entre os discos, sendo que o maior fluxo térmico será gerado quando a maior velocidade relativa estiver presente.

4.5 CÁLCULO FLUXO MÉDIO DE CALOR

Com base no torque transmissível calculado por meio da equação 1, e considerando o valor adotado para a velocidade relativa entre os discos, com a utilização da fórmula 4 é possível calcular o fluxo térmico atuando na superfície do disco. Esse fluxo estará agindo em toda a área superficial, sendo que pela modelagem adotada, de desgaste uniforme, se considera que o fluxo será constante ao longo do raio. Os dados utilizados para o cálculo do fluxo de calor estão mostrados na tabela 2.

Tabela 2 - Parâmetros para cálculo do fluxo de calor

T (Nm)	59
ω (rpm)	600
r_o (mm)	71
r_i (mm)	59,25

Fonte: o autor (2022)

Utilizando os valores acima, utilizando a fórmula 4, foi encontrado o valor de 29787 W/m², que corresponde ao fluxo de calor gerado considerando a premissa de escorregamento constante de 600 rotações por minuto. Como o calor é por meio do

movimento relativo entre o disco de fricção e o disco separador, os quais possuem propriedades termo físicas diferentes, é necessário calcular o fator de partição de calor, dado pela fórmula 5. As propriedades adotadas para ambos os materiais estão mostradas na tabela 3.

Tabela 3 – Propriedades dos materiais

ρ (disco de fricção)	833 kg/m ³
ρ (disco espaçador)	7850 kg/m ³
c_p (disco de fricção)	1740 J/kgK
c_p (disco espaçador)	490 J/KgK
k (disco de fricção)	0,24 W/mK
k (disco espaçador)	53 W/mK

Fonte: Liu et al., (2017, p. 956)

Com base nos valores mostrados acima, o valor para o coeficiente de partição de calor do disco de fricção, calculado por meio da equação 5, é de 0,04. Ou seja, de todo o fluxo térmico gerado entre as superfícies de contato, apenas 4% é de fato absorvida pelo disco de fricção. Dessa forma, o fluxo final utilizado no programa Ansys, aplicado o fator de correção, é de 1192 J/m².

4.6 PARÂMETROS PARA CONVECÇÃO

Para a realização da simulação do campo térmico no disco, é necessário especificar o coeficiente de convecção relativo às ranhuras dos discos, gerado por meio do escoamento de óleo pelos mesmos. O cálculo pode ser feito por meio da equação 9. Para tal, é necessário o cálculo do número de Reynolds, número de Prandtl, e também parâmetros geométricos do disco, como o comprimento da seção onde o escoamento está presente, diâmetro, raio, além do valor da condutividade do óleo.

Para o valor do raio, dado que a fórmula para o cálculo do torque transmissível utilizando a abordagem de desgaste uniforme leva em consideração o raio médio, o mesmo foi utilizado para cálculo do coeficiente convectivo nas três geometrias.

Para o diâmetro foi adotada a hipótese de escoamento interno em duto de seção quadrada, visto que quando ambos os discos de fricção e espaçador estão em contato, existe uma seção de geometria quadrada por onde o escoamento se desenvolve. Nesse caso, o diâmetro hidráulico foi calculado e utilizado para o cálculo de Reynolds e do coeficiente e convecção.

Para o cálculo do número de Reynolds e Prandt, se faz necessário a utilização da densidade, calor específico, viscosidade e condutividade do óleo. Tais parâmetros foram tidos como base considerando a temperatura média de 85° C, visto que essa é a temperatura média em que o motor da motocicleta Yamaha XT 660 da equipe fórmula CEM opera, monitorados pela central eletrônica do motor por meio do sensor de temperatura. Os valores utilizados para o cálculo estão mostrados na tabela 4.

Tabela 4 – Propriedades do óleo

ρ (kg/m ³)	870
μ (Ns/m ²)	1,4
k (W/mK)	0,146
c_p (J/kgK)	1,83

Fonte: Central (2022)

Com relação a velocidade do escoamento nas ranhuras, seu cálculo envolve complexa análise de mecânica dos fluidos, a qual não é o foco da análise atual. Contudo, a velocidade exerce papel fundamental no cálculo do número de Reynolds, sendo esse de relação não linear com o coeficiente convectivo. Dessa forma, serão considerados diferentes valores para a velocidade, considerando situações de baixa, média e alta velocidade, sendo os valores constantes ao longo do raio e iguais para todas as geometrias de ranhura. Os valores foram tidos como base no estudado por Liu et al., (2017), buscando também valores extremos de velocidade, para entender a variabilidade da temperatura com a velocidade. Os estão expressos na tabela 5.

Tabela 5 - Velocidades radiais para o fluxo

V1 (m/s)	0,1
V2 (m/s)	1
V3 (m/s)	5

Fonte: o autor (2022)

Considerando os parâmetros listados acima, é possível se calcular o coeficiente de convecção, por meio da equação 9, para os três diferentes tipos de ranhuras. Os valores estão mostrados na tabela 6.

Tabela 6 - Coeficientes convectivos

h_1 - Radial (W/m ² K)	1,919
h_2 - Radial (W/m ² K)	4,196

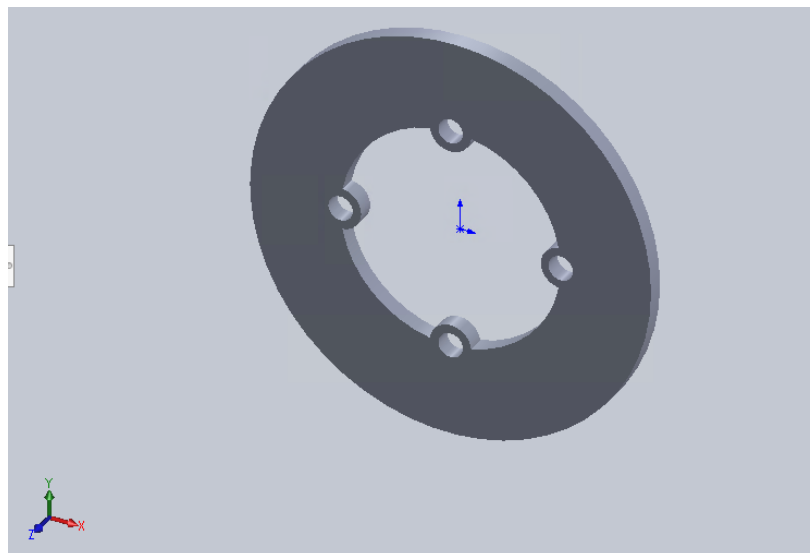
h_3 - Radial (W/m ² K)	7,072
h_1 - Espiral (W/m ² K)	1,760
h_2 - Espiral (W/m ² K)	3,792
h_3 - Espiral (W/m ² K)	6,485
h_1 - Waffle (W/m ² K)	1,242
h_2 - Waffle (W/m ² K)	2,676
h_3 - Waffle (W/m ² K)	4,577

Fonte: o autor (2022)

4.7 FERRAMENTA DE SIMULAÇÃO

Com base na simulação térmica em disco de freio feita por Dhir (2018), com o intuito de validar a utilização da ferramenta de simulação, buscou-se reproduzir a análise utilizando os parâmetros geométricos e as condições de contorno citadas no artigo. Para tal, foi feita a modelagem em CAD do disco de freio, mostrada pela figura 14, e então utilizado o ansys steady-state thermal para cálculo das temperaturas. Os parâmetros geométricos, e as condições de contorno utilizadas estão expressas na tabela 7.

Figura 14 - Disco de freio para validação da simulação



Fonte: o autor (2022)

Tabela 7 - Dados para validação da ferramenta ansys

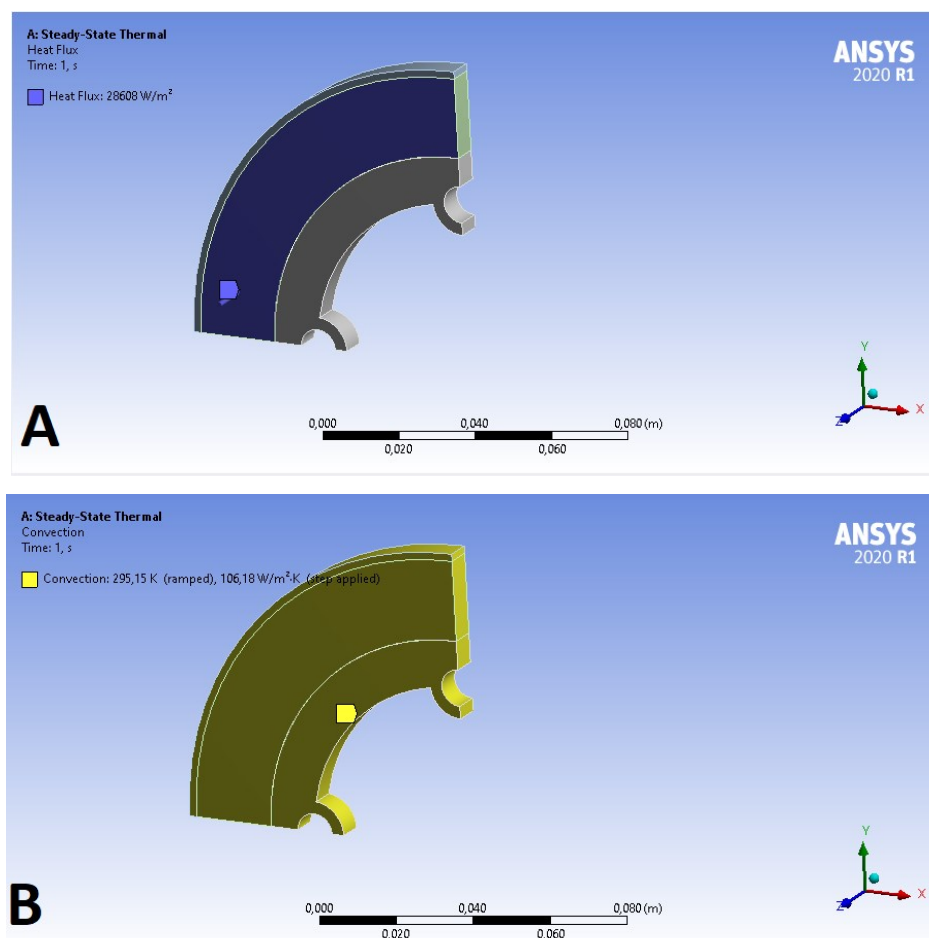
Diâmetro de contato interno (mm)	116
Diâmetro de contato externo (mm)	160
Espessura (mm)	7
Fluxo de calor total (W/m ²)	57216,62

Condutividade do material (W/mK)	52
Coefficiente convectivo (W/m ² K)	106,18
Temperatura ambiente (K)	295

Fonte: Dhir (2018)

A figura 15 mostra as condições de contorno utilizadas, sendo a figura 15A com relação ao fluxo de calor, e a figura 15B com relação a convecção.

Figura 15 - Condições de contorno para validação



Os resultados obtidos na simulação, bem como os resultados obtidos por Dhir (2018), estão mostrados na tabela 8.

Tabela 8 - Temperaturas referência e simulada

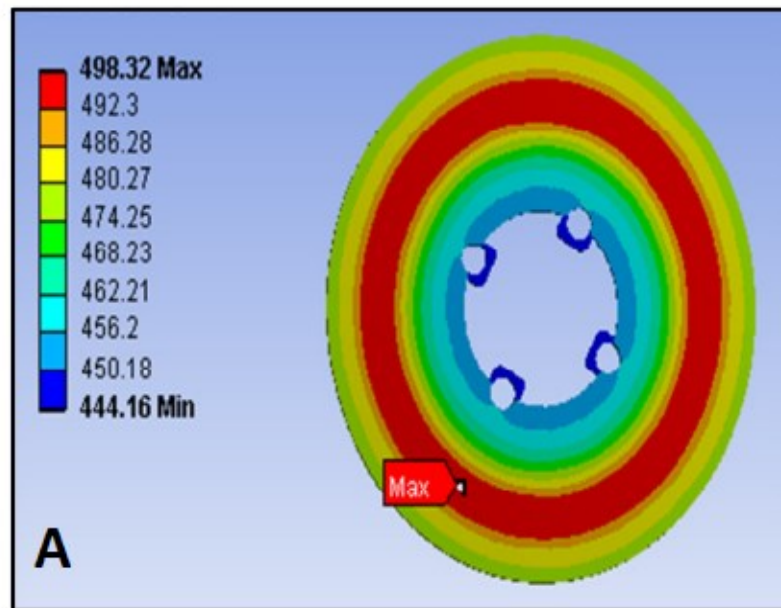
Temperatura máxima referência (K)	498,32
Temperatura máxima simulada (K)	482,82

Temperatura mínima referência (K)	444,16
Temperatura mínima simulada (K)	429,13

Fonte: o autor (2022)

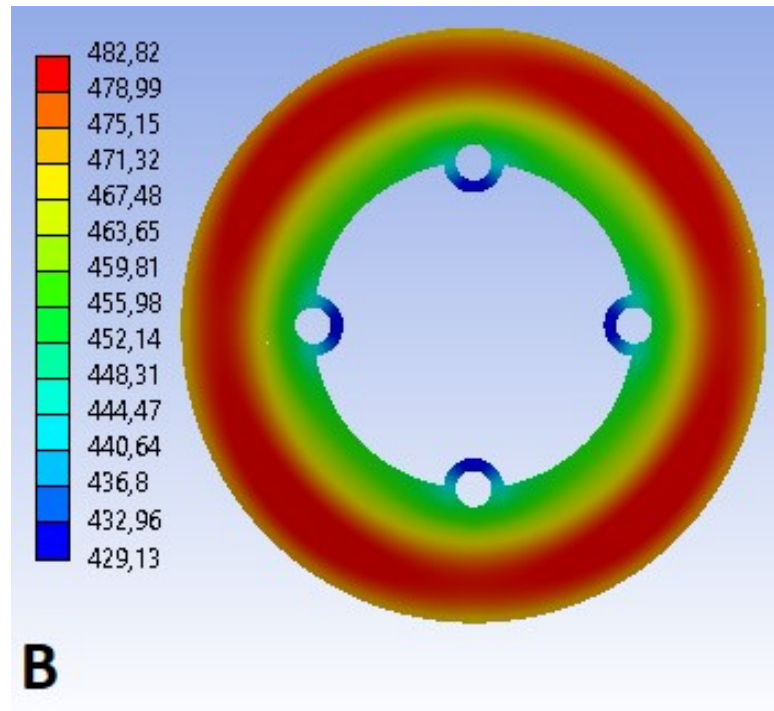
Avaliando os valores, para ambas as temperaturas, máxima e mínima, os valores divergem em torno de 3% do valor referência, calculado por Dhir (2018). As figuras 16 e 17 mostram os valores simulado e o valor referência.

Figura 16 - Campo de temperatura referência



Fonte: Dhir (2018, p. 1869)

Figura 17 - Campo de temperatura simulado



Fonte: o autor (2022)

4.8 HIPÓTESES

Para a realização da simulação, condições de contorno são necessárias, sendo basicamente o fluxo de calor atuando na superfície do disco, e o coeficiente convectivo gerado pelo fluxo de óleo nas ranhuras. Para o cálculo de ambos, algumas hipóteses foram adotadas, pelo fato de que alguns parâmetros são de difícil caracterização e não são o foco do presente trabalho. As hipóteses estão listadas abaixo.

- Coeficiente de atrito constante para ambas as ranhuras
- Velocidade radial do fluxo igual e constante nas diferentes ranhuras
- Coeficiente convectivo constante nas ranhuras
- Propriedades físico-químicas dos discos constante com a variação da temperatura
- Convecção apenas das regiões das ranhuras

Os parâmetros listados acima impactam diretamente na geração de calor, bem como no comportamento do coeficiente convectivo nas ranhuras, mandatórios para o

cálculo de temperatura no disco. Tais hipóteses objetivam analisar somente o impacto da variação geométrica das ranhuras, sendo que para a obtenção de resultados mais precisos, se faz necessário o estudo aprofundado de cada condição adotada.

5. ANÁLISE DE DADOS

5.1 CONVERGÊNCIA DA MALHA

No intuito de analisar a convergência da malha para os resultados, foram feitas simulações com três refinamentos de malha diferentes para cada caso, analisando posteriormente o comportamento do campo de temperatura calculado. O parâmetro variado na malha para cada caso foi o tamanho dos elementos, e a velocidade radial para cálculo do coeficiente convectivo foi adotada 1 m/s. A tabela 9 mostra os valores de refinamento para cada malha.

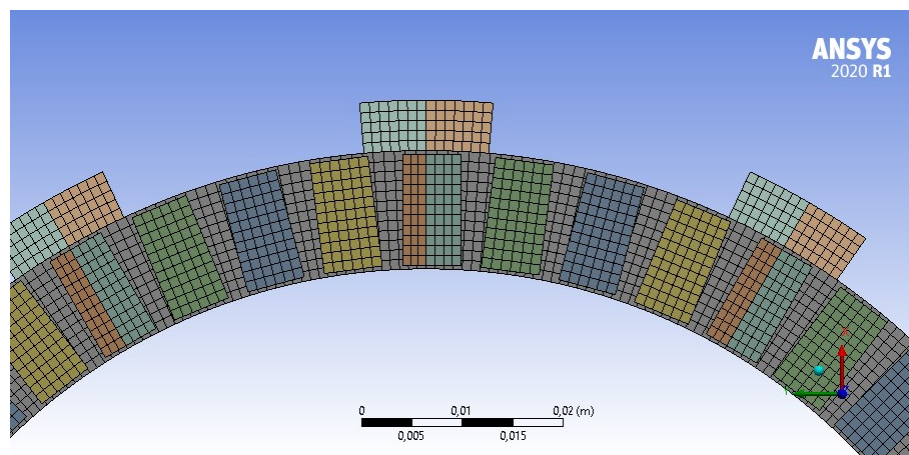
Tabela 9 - Refinamento de malha

Refinamento 1 (m)	0,004
Refinamento 2 (m)	0,001
Refinamento 3 (m)	0,0004

Fonte: o autor (2022)

A figura 18 mostra o tipo de malha utilizado para todas as geometrias.

Figura 18 - Elemento de malha



Fonte: o autor (2022)

As tabelas 10, 11 e 12 mostram o número de elementos e nós para cada refinamento.

Tabela 10 - Parâmetros de malha para geometria radial

Tamanho do elemento	Quantidade de elementos	Quantidade de nós
0,004	83	950
0,001	3180	18753
0,0004	41990	200701

Fonte: o autor (2022)

Tabela 11 - Parâmetros de malha para geometria espiral

Tamanho do elemento	Quantidade de elementos	Quantidade de nós
0,004	142	1452
0,001	3992	23160
0,0004	46078	219816

Fonte: o autor (2022)

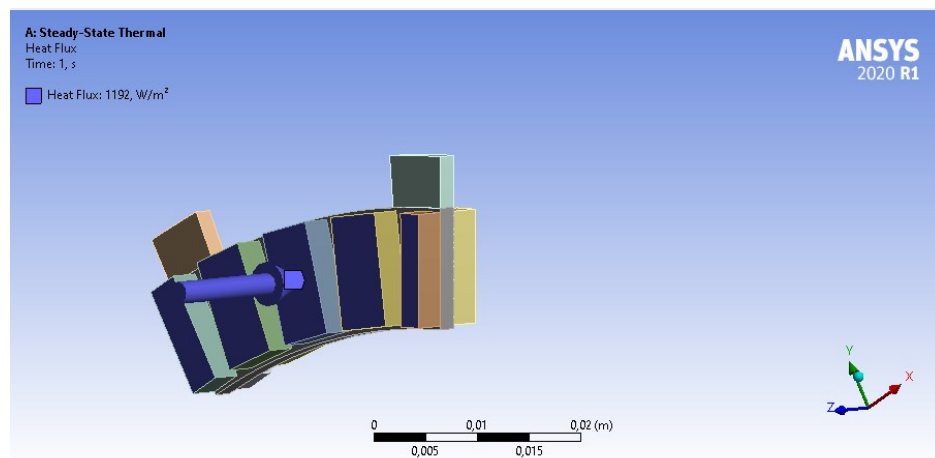
Tabela 12 - Parâmetros de malha para geometria waffle

Tamanho do elemento	Quantidade de elementos	Quantidade de nós
0,004	200	2267
0,001	4002	25038
0,0004	44438	219185

Fonte: o autor (2022)

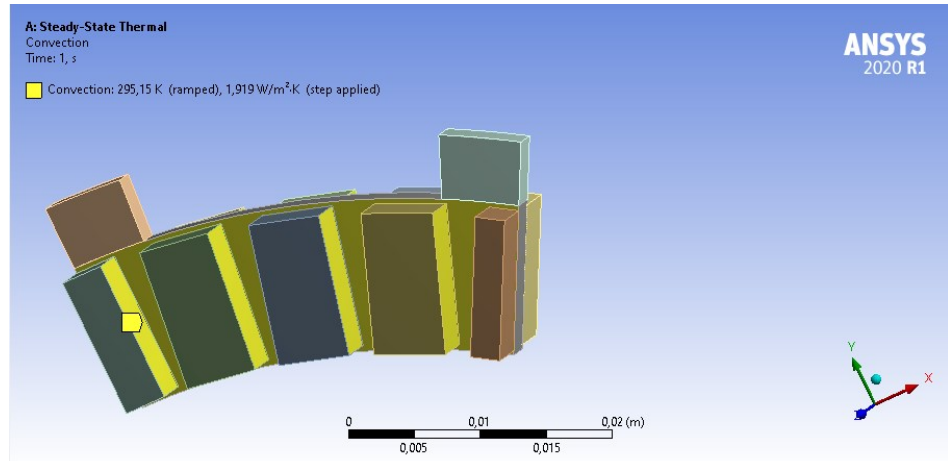
As figuras 19 e 20 mostram as condições de entrada da simulação, tanto para o fluxo de calor, agindo sobre a superfície de contato, como a convecção agindo nas ranhuras. Para as três geometrias, as condições de contorno possuem a mesma condição de entrada.

Figura 19 - Condição de contorno para fluxo de calor



Fonte: o autor (2022)

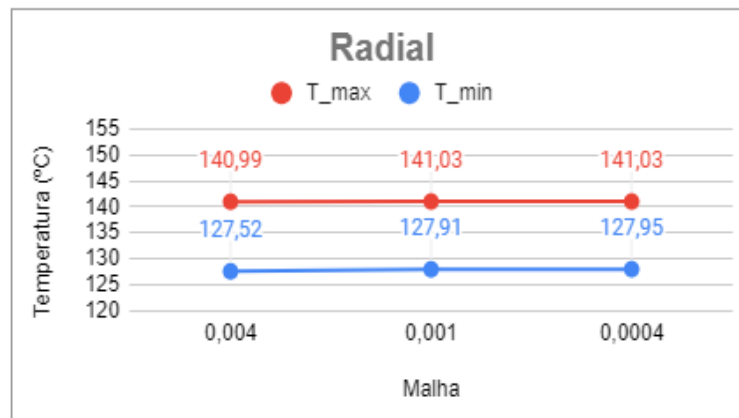
Figura 20 - Condição de contorno para convecção



Fonte: o autor (2022)

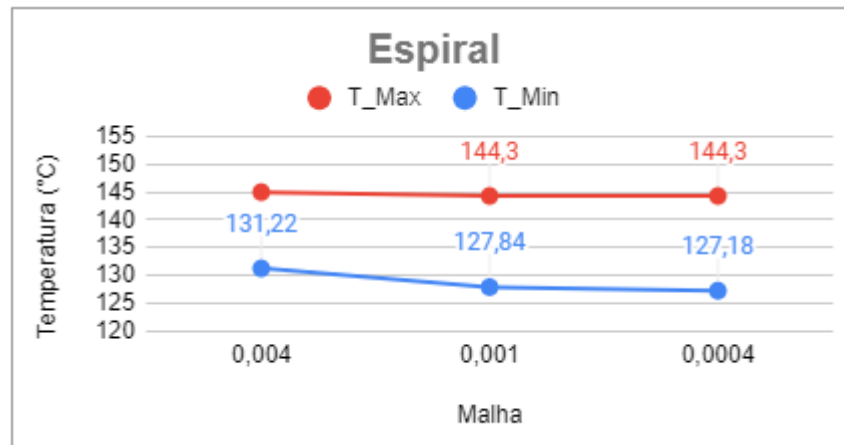
Os gráficos 21, 22 e 23 mostram o comportamento da temperatura máxima e mínima para cada geometria, utilizando os dados da tabela 9.

Figura 21 - Convergência de malha radial

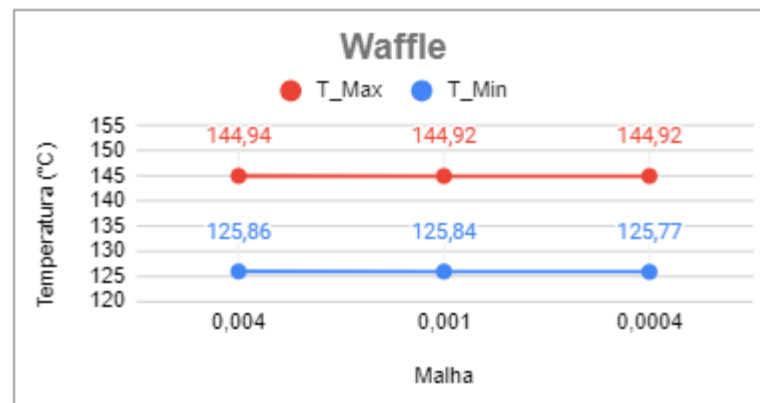


Fonte: o autor (2022)

Figura 22 - Convergência de malha espiral



Fonte: o autor (2022)

Figura 23 - Convergência de malha *waffle*

Fonte: o autor (2022)

É possível perceber que para os três casos, existe convergência quanto aos valores de temperatura calculados, sendo que para a geometria radial e *waffle*, todos os três refinamentos de malha apresentam valores com diferenças menores do que 0,3%. Para a geometria espiral, é possível perceber a convergência a partir da malha com tamanho base dos elementos de 0,001 m, ficando similar ao comportamento das demais. Dessa forma, para as análises, será considerado os resultados com refinamento de malha de 0,001 m pelo fato da pequena variação apresentada com malhas a partir desse nível de refinamento, a fim de se otimizar os recursos computacionais necessários para se realizar cada simulação.

5.2 TEMPERATURAS

Com base nas simulações feitas, considerando as diferentes velocidades radiais e os diferentes coeficientes convectivos, foi calculado o campo de temperatura em cada caso. As tabelas 13, 14 e 15 mostram os valores máximo e mínimo em atingidos em cada geometria.

Tabela 13 - Temperaturas para velocidade de 0,1 m/s

Parâmetro	Radial	Espiral	<i>Waffle</i>
Temperatura máxima (°C)	268,78	272,49	273,81
Temperatura mínima (°C)	255,61	255,9	254,15

Fonte: o autor (2022)

Tabela 14 - Temperaturas para velocidade de 1 m/s

Parâmetro	Radial	Espiral	<i>Waffle</i>
Temperatura máxima (°C)	141,03	144,3	144,92
Temperatura mínima (°C)	127,91	127,84	125,84

Fonte: o autor (2022)

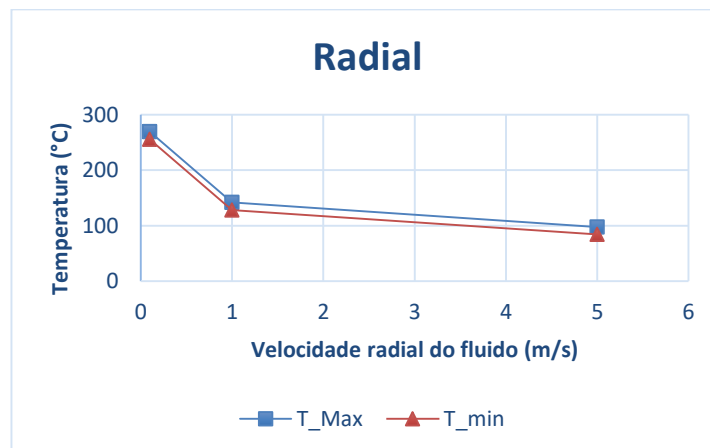
Tabela 15 - Temperaturas para velocidade de 5 m/s

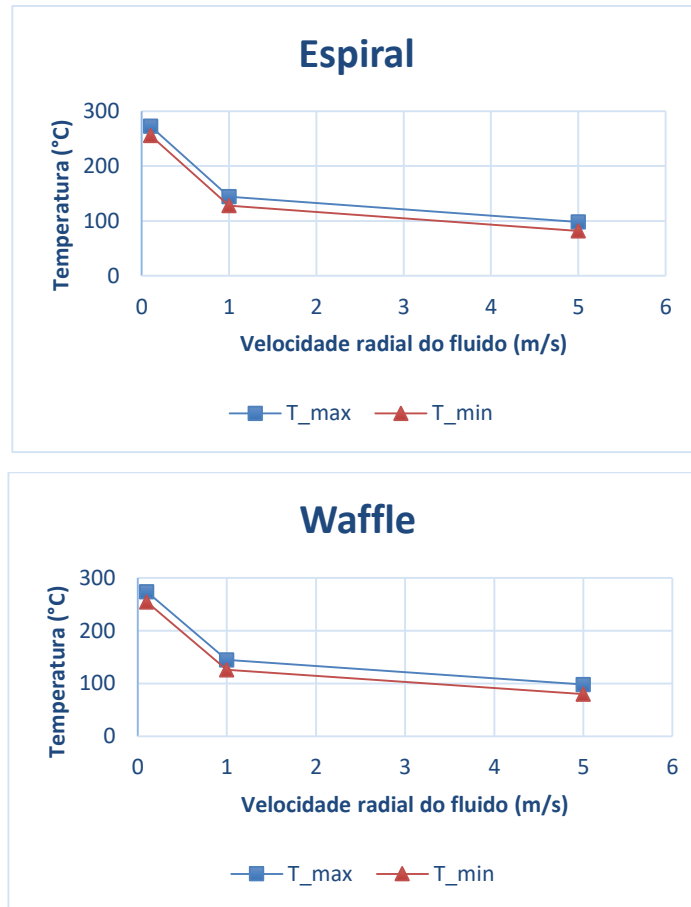
Parâmetro	Radial	Espiral	<i>Waffle</i>
Temperatura máxima (°C)	97,23	98,1	98,194
Temperatura mínima (°C)	84,161	81,798	79,701

Fonte: o autor (2022)

A figura 24 mostra o comportamento da temperatura em cada geometria, considerando as diferentes velocidades utilizadas.

Figura 24 - Temperaturas em função da velocidade





Fonte: o autor (2022)

É possível perceber que o comportamento encontrado para a temperatura é similar em todas as três geometrias para as velocidades em questão. Devido ao cálculo do coeficiente convectivo ser descrito por relações não-lineares, para baixas velocidades, a taxa de decréscimo da temperatura em função da velocidade é maior do que para velocidades acima de 1 m/s, sendo que a partir desse valor, existe a tendência da variação assumir valor constante.

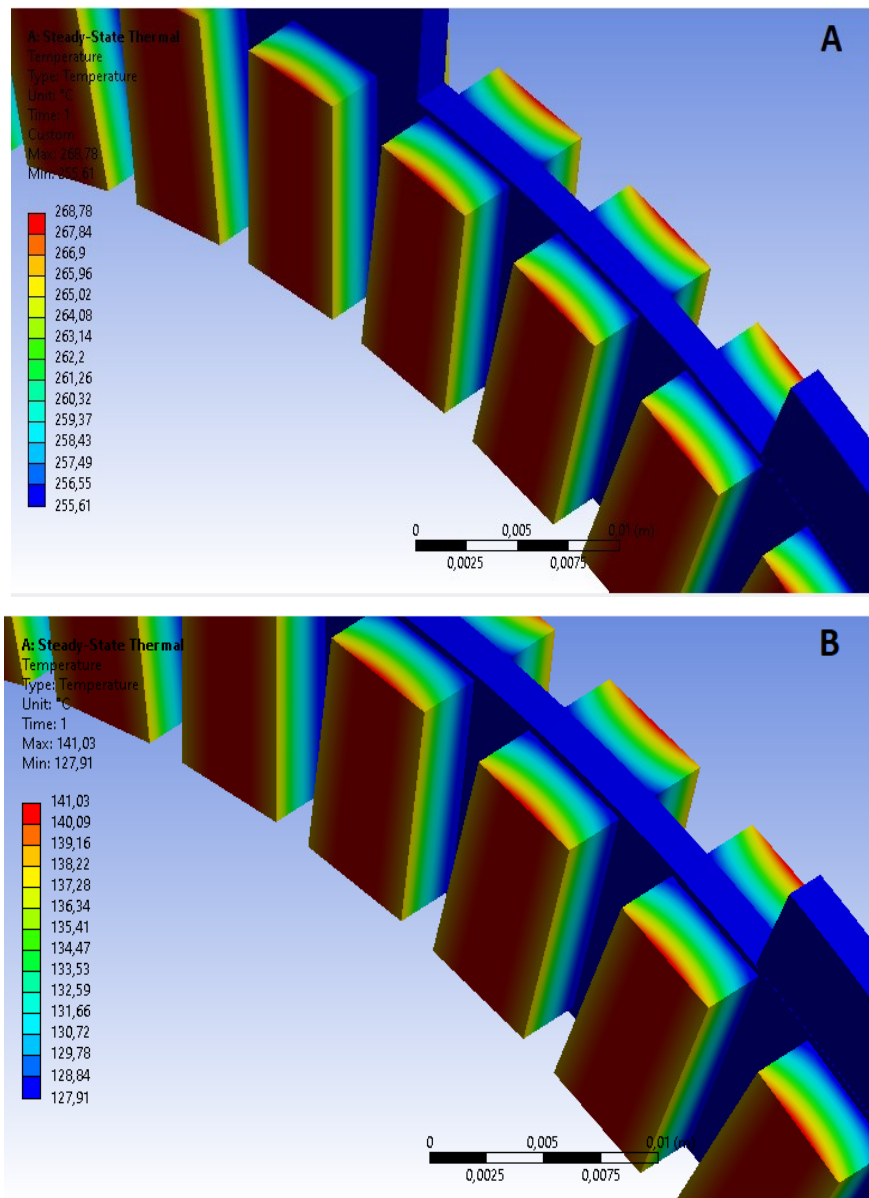
Com relação aos valores para a temperatura máxima, o menor valor foi atingido, em todos os valores de velocidades, utilizando-se a geometria em forma radial, a qual é a original do motor da motocicleta Yamaha XT 660. Para as velocidades de 0,1 m/s e 1 m/s, a diferença na temperatura máxima entre as geometrias é similar, ficando entre 3° C e 4° C, porém, para 5 m/s, observou-se diferença menor no valor da temperatura máxima entre as geometrias, sendo menos de 1° C.

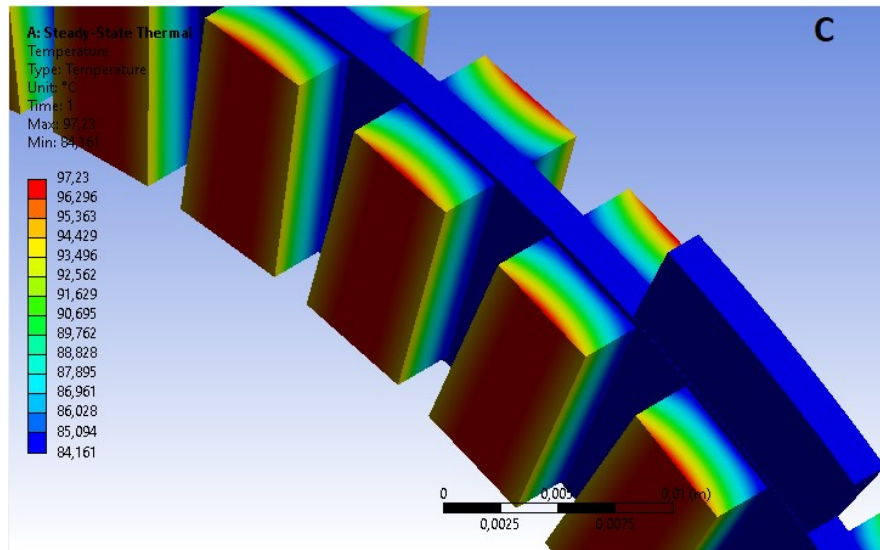
Para a temperatura mínima, o comportamento difere do que para temperatura máxima. Nesse caso, os menores valores foram atingidos, em todos os valores de velocidade, utilizando-se a geometria *waffle*, sendo que para a velocidade de 0,1 m/s,

a diferença de temperatura entre as três geometrias é de cerca de 1°C , e conforme o aumento da velocidade, a diferença tende a aumentar, sendo da ordem de 3°C .

É possível notar que a variação da velocidade radial do fluxo não exerce impacto na forma da distribuição, apenas nos valores de temperatura, conforme mostrado pela figura 25A, figura 25B e figura 25C (0,1 m/s, 1 m/s e 5 m/s, respectivamente). Esse comportamento é observado nas três diferentes geometrias.

Figura 25 - Distribuição de temperatura em ranhura radial



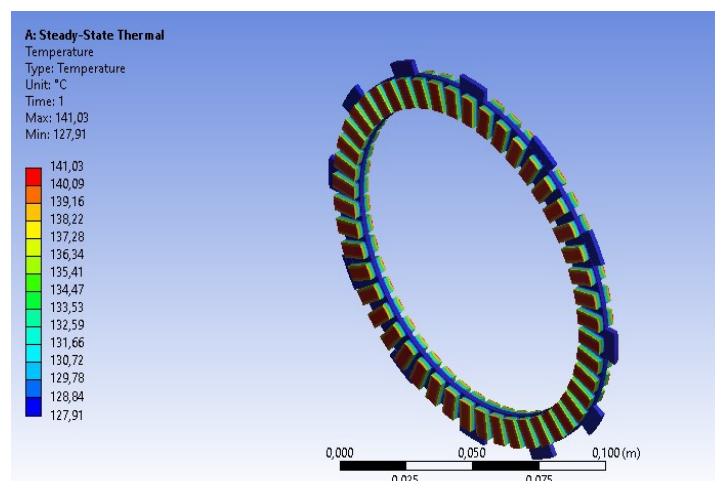


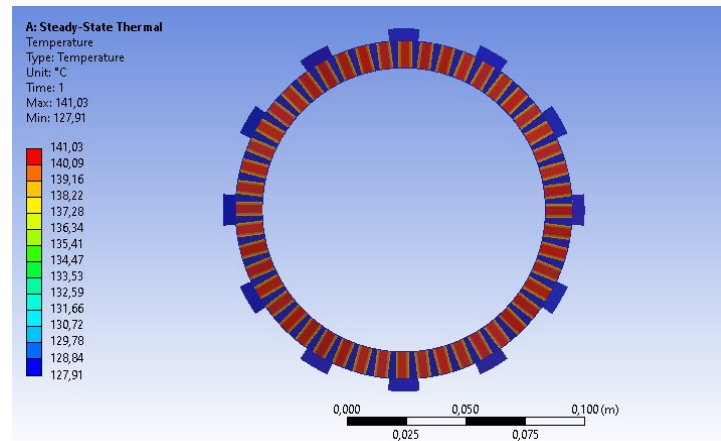
Fonte: o autor (2022)

Para a geometria radial, as maiores temperaturas ocorrem na superfície de fricção, tendo os maiores valores na região próxima ao centro. Nas regiões laterais, a temperatura é menor comparado ao centro, dado a ação convectiva. Ao longo da espessura da superfície de fricção a distribuição assume forma parabólica, fazendo com que a temperatura na região central avance no sentido da espessura com valores maiores do que as demais regiões. Na região da superfície de fricção próxima ao disco base, a temperatura já exibe a tendência de estabilização, não havendo grandes gradientes térmicos no sentido da espessura. Para o disco base, a temperatura tende a ser constante em toda sua área.

A figura 26 mostra com mais alguns detalhes o comportamento citado acima.

Figura 26 - Campo de temperatura em ranhura radial

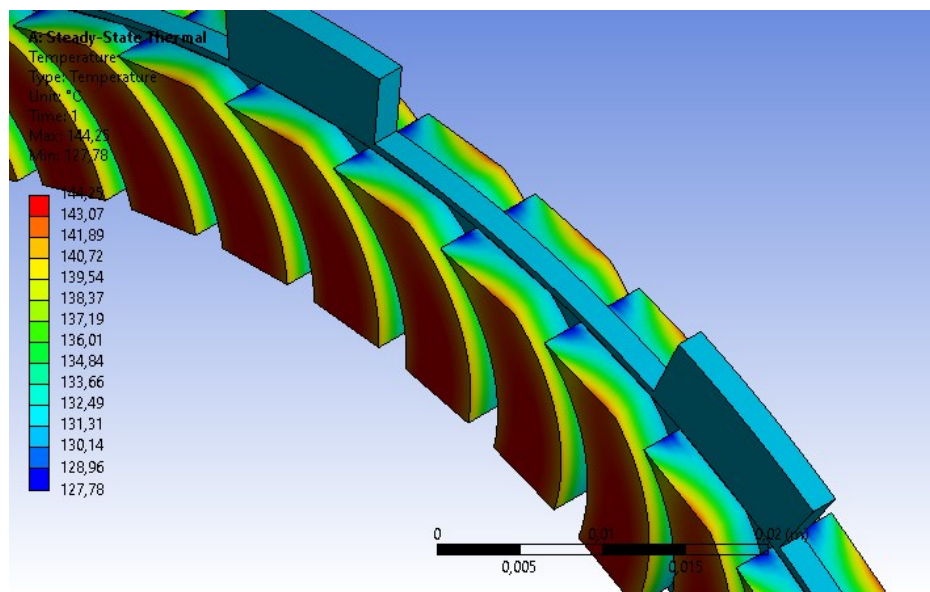


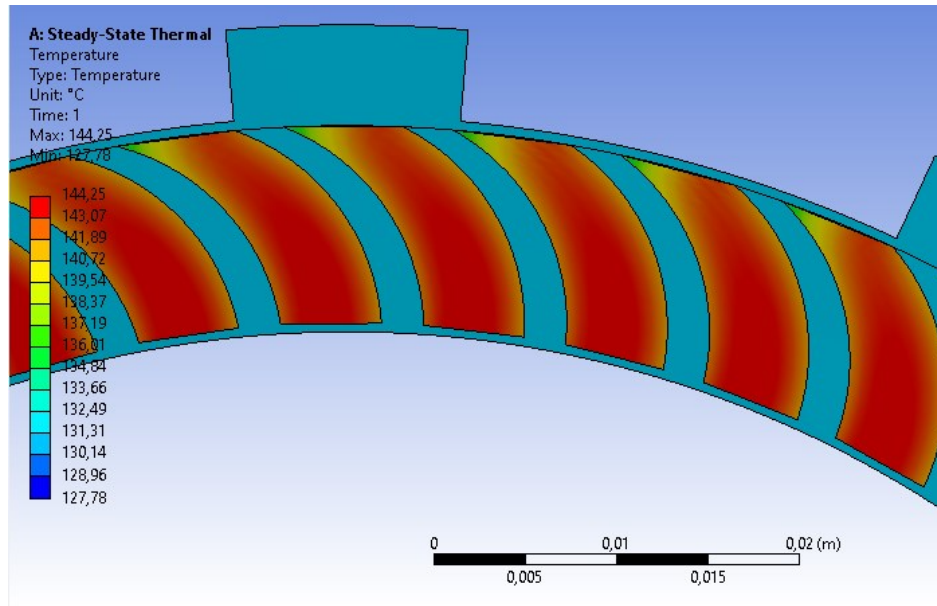


Fonte: o autor (2022)

A figura 27 mostra a distribuição de temperatura para a geometria espiral.

Figura 27 - Distribuição de temperatura em ranhura espiral



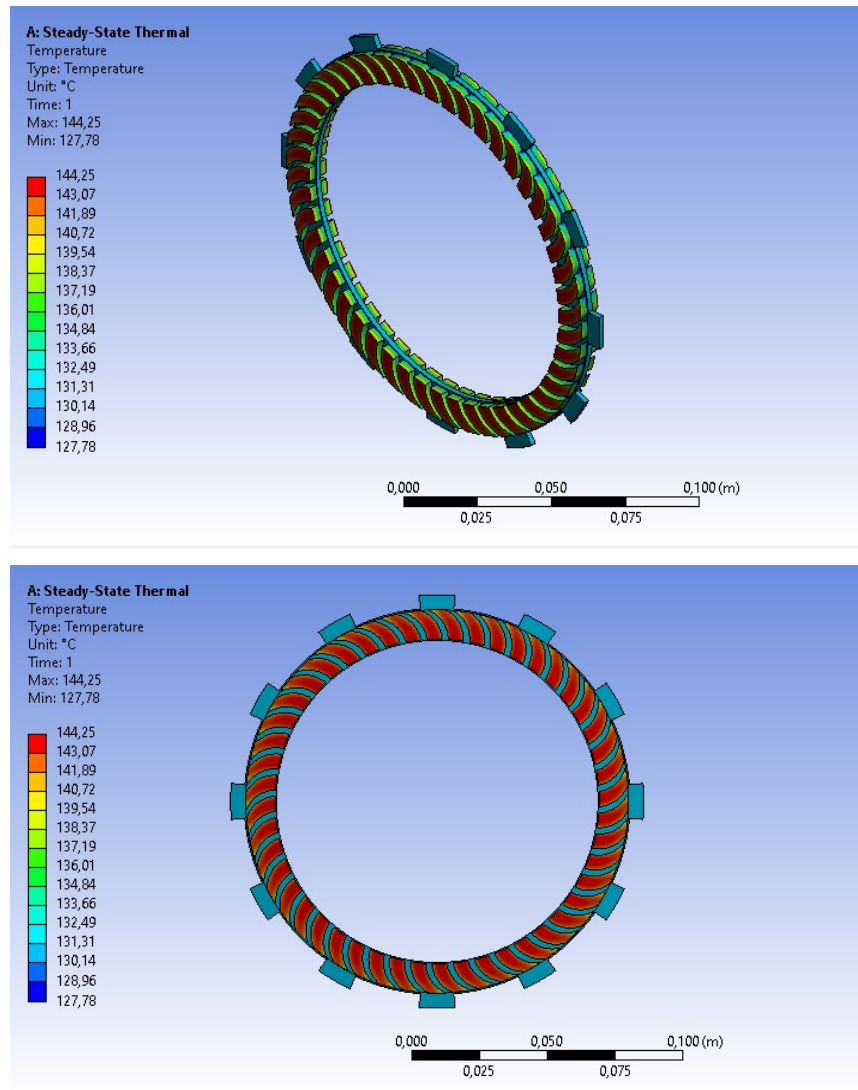


Fonte: o autor (2022)

Para a geometria espiral, a distribuição da temperatura ao longo da superfície de fricção não possui simetria como a radial. Nesse caso, as maiores temperaturas estão localizadas na superfície de fricção, na região central, tendendo a diminuir nas regiões laterais pela ação da convecção. Contudo, ao final do comprimento da ranhura, existe uma região onde a temperatura sofre queda se comparada aos outros valores superficiais. Ao longo da espessura da superfície de fricção, a distribuição de temperatura exibe formato curvo, tendo o ponto de máximo deslocado para a direita da linha central que divide a superfície.

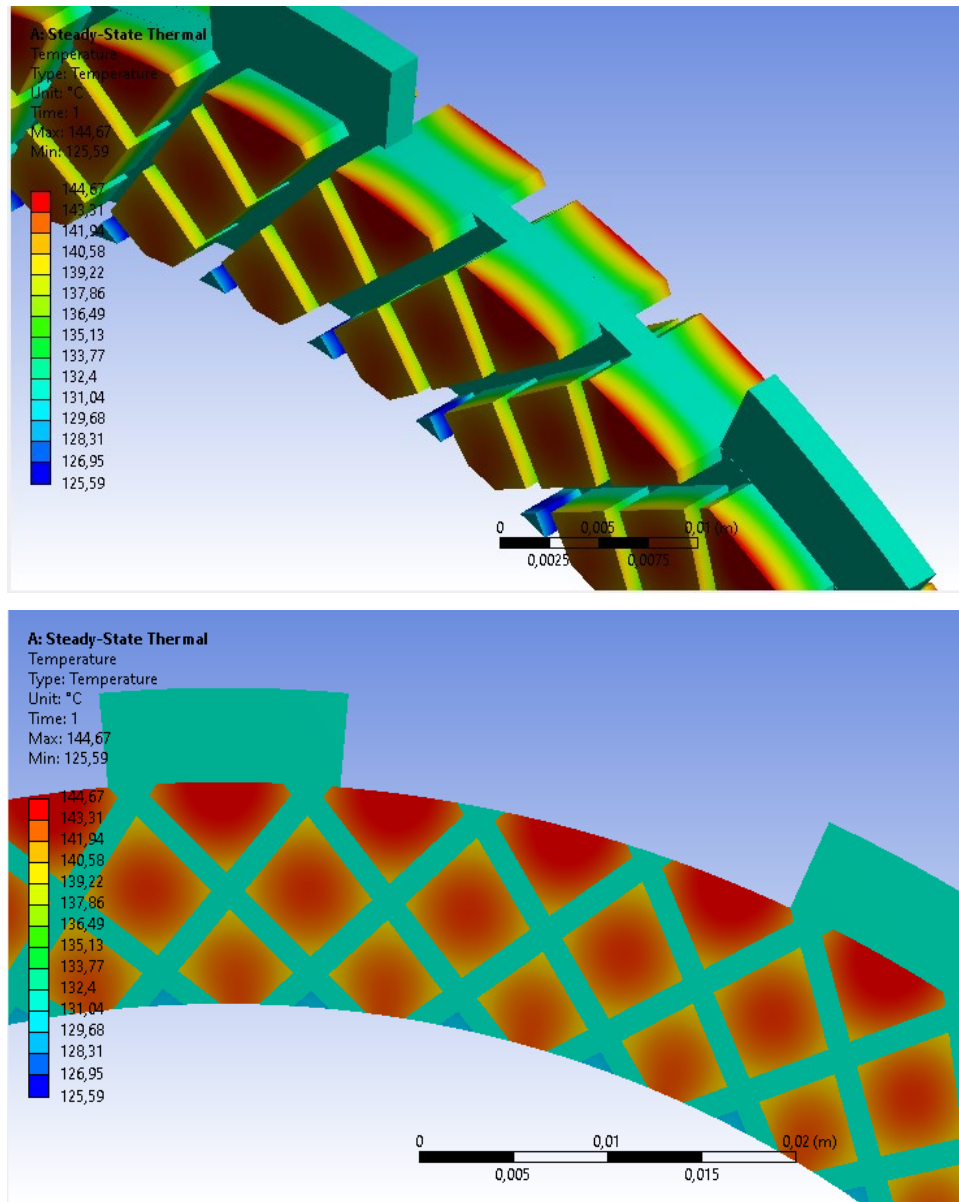
A figura 28 a seguir mostra com mais detalhes o campo de temperatura para a geometria espiral.

Figura 28 - Campo de temperatura em ranhura espiral



Fonte: o autor (2022)

Para a geometria *waffle*, o campo de temperatura está sendo mostrado pela figura 29.

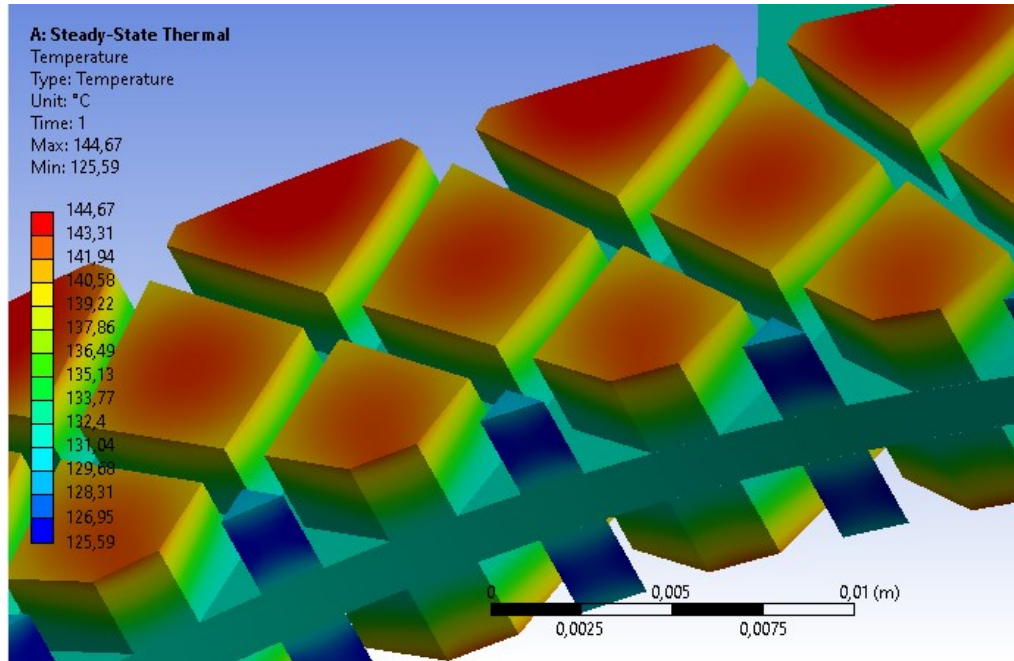
Figura 29 - Distribuição de temperatura em ranhura *waffle*

Fonte: o autor (2022)

Para a geometria *waffle*, a distribuição de temperatura assume forma similar a geometria radial em determinados pontos, tendo as temperaturas máximas localizadas nas regiões próximas ao centro da superfície de fricção, diminuindo o valor conforme se aproxima das laterais onde existe a presença da ação convectiva. As superfícies de fricção situadas na linha externa, próximas do diâmetro externo do disco, estão sujeitas as maiores, devido ao fato de que nessa região não está ocorrendo convecção em torno de toda a lateral. Ao longo da espessura, para as regiões na linha externa, a temperatura exhibe aproximadamente a forma parabólica. Nas regiões centrais, como existe a presença de convecção agindo em todas as laterais, a temperatura exhibe perfil

linear. Nas regiões situadas próximas ao diâmetro interno, existe novamente a forma parabólica no sentido da espessura, devido a convecção não estar agindo igualmente em todas as laterais. A figura 30 exibe este comportamento.

Figura 30 - Distribuição da temperatura em ranhura *waffle*



Fonte: o autor (2022)

6. CONCLUSÃO

Com base nos valores apresentados acima, é possível perceber que a geometria radial é a que apresenta menor valor para a temperatura máxima, independentemente da variação da velocidade radial. Porém, para a temperatura mínima, a geometria *waffle* foi a que obteve melhores resultados, sendo capaz de manter determinadas regiões do disco sob ação de temperaturas menores, quando comparada as outras geometrias. Comparando os valores de temperatura máxima atingidos em cada geometria, a máxima diferença obtida foi de 5,03° C. Para a temperatura mínima, a máxima diferença foi de 4,46° C.

Para ambas as geometrias, a grande variação da temperatura ocorre somente na superfície de fricção, que são os responsáveis pela geração de calor. Para o disco base, existe praticamente a homogeneidade de temperatura ao longo de toda a superfície, sendo que o gradiente térmico entre a superfície de fricção e o disco base permanece similar em todas as três geometrias independentemente da velocidade.

Para a geometria radial, o campo térmico possui a característica simétrica, sendo que para a geometria *waffle* e espiral, esse comportamento não é observado em toda a região do disco, somente em algumas regiões específicas.

Considerando a geometria original do disco de embreagem do motor da motocicleta Yamaha XT 660, a radial, foi a que manteve os níveis de temperatura máxima menores possíveis.

É importante salientar que tais observações são válidas considerando somente o impacto da variação da geometria na temperatura, não levando em consideração o impacto da geometria do fluxo de óleo, e demais parâmetros que tal variação possa afetar.

Como sugestão para trabalhos futuros, é possível se realizar a otimização dos resultados apresentados por meio do estudo aprofundado de alguns parâmetros. São eles.

- Variabilidade do coeficiente de atrito com a temperatura
- Variabilidade da velocidade radial do fluxo ao longo do raio com base na geometria
- Variabilidade do coeficiente convectivo ao longo do raio, com base na velocidade radial

- Variabilidade das propriedades físico-químicas dos materiais com a temperatura
- Estudar efeito transiente durante a fase de acoplamento da embreagem

REFERÊNCIAS

ABDULLAH, Oday I.; SABRI, Laith A. Finite element analysis of the thermal behaviour of single-disc clutches during repeated engagements. **Tribologia**, v. 2, n. 2, p. 9-24, 2016.

ABDULLAH, Oday I.; SCHLATTMANN, Josef; MAJEED, Mahir h.; SABRI, Laith A. The distribution of frictional heat generated between the contacting surfaces of the friction clutch system. **International Journal on Interactive Design and Manufacturing**. v. 13, p. 487-498, 2018.

CENTRAL, Thermal-Fluids. **Thermophysical Properties: Engine Oil, Unused**.

Disponível em:

http://www.thermalfluidscentral.org/encyclopedia/index.php/Thermophysical_Properties:_Engine_Oil,_Unused. Acesso em: 15 nov. 2022.

Dhir, Daanvir Karan. Thermo-mechanical performance of automotive disc brakes. **Materials today: proceedings**, v. 5, p. 1864-1871, 2018.

FOX, Robert W. et al. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 8. Ed. Rio de Janeiro, 2014.

GENTA, Giancarlo; MORELLO, Lorenzo. **The automotive chassis: components and design**. 1 ed. New York: Springer, 2009.

INCROPERA, Frank P. et al. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2007.

KIM, S. C; SHIM, S. B. Modeling of heat transfer for a wet multi-plate clutch based on empirical data. **Journal of Automobile Engineering**, v. 232, n. 12, p. 1634-1647, 2018.

KONG, Jamin; JANG, Siyoul. Temperature analysis of wet clutch surfaces during clutch engagement processes based on friction pad patterns. **International Journal of Automotive Technology**, v. 21, n. 4, p. 813–822, 2020.

LI, Meng; LUNDIN, Joakim; KHONSARI, M. M. Parametric analysis of wear factors of a wet clutch friction material with different groove patterns. **Journal of Engineering Tribology**, v. 231, n. 8, p. 1056-1067, 2017.

LIU, Jingang; MU, Ming; CHEN, Jianwen; LI, Quan. Analysis of temperature field in the flow field and the stress field of the friction plate of the wet clutch. **Advances in Computer Science Research**, v. 70, n. 2, p. 9-18, 2017.

NAUNHEIMER, Harald et al. **Automotive transmissions: fundamentals, selection, design and application**. 2. ed. New York: Springer, 2011.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

PAN, Haojie; ZHOU, Xiaojun. Experimental and theoretical analysis of the drag torque in wet clutches. **Fluid Dynamics & Materials Processing FDMP**, v.15, n. 4, p. 403-417, 2019.

PISATURO, Mario; SENATORE, Adolfo. Simulation of engagement control in automotive dry-clutch and temperature field analysis through finite element model. **Applied Thermal Engineering**, v. 93, p. 958-966, 2016.

