



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO –
UFOP
ESCOLA DE MINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA
MECÂNICA**



LUIZ GUSTAVO FERREIRA DOS REIS

**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE UM
TROCADOR DE CALOR UTILIZADO EM MOTOR DE COMBUSTÃO
INTERNA DE 600cc**

**OURO PRETO - MG
2019**

LUIZ GUSTAVO FERREIRA DOS REIS

luiz_gfr@hotmail.com

**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE UM
TROCADOR DE CALOR UTILIZADO EM MOTOR DE COMBUSTÃO
INTERNA DE 600cc**

Monografia apresentada ao Curso de
Graduação em Engenharia Mecânica
da Universidade Federal de Ouro Preto
como requisito para a obtenção do
título de Engenheiro Mecânico.

Professora orientadora: Prof^a Dra. Elisangela Martins Leal

Coorientadora: Ma. Lidianne de Paula Pinto Mapa

**OURO PRETO – MG
2019**

R375a Reis, Luiz Gustavo Ferreira dos.
Avaliação experimental do desempenho de um trocador de calor utilizado em motor de combustão interna 600cc [manuscrito] / Luiz Gustavo Ferreira dos Reis. - 2019.

66f.: il.: color; tabs.

Orientadora: Prof^a. Dr^a. Elisângela Martins Leal.
Coorientadora: Prof^a. MSc^a. Lidianne de Paula Pinto Mapa.

Monografia (Graduação). Universidade Federal de Ouro Preto. Escola de Minas. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Motor de combustão interna. 2. Trocador de calor. 3. Efetividade. 4. Fórmula SAE. I. Leal, Elisângela Martins. II. Mapa, Lidianne de Paula Pinto. III. Universidade Federal de Ouro Preto. IV. Título.

CDU: 621

Catálogo: ficha.sisbin@ufop.edu.br



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO
ESCOLA DE MINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ATA DA DEFESA

Ao 3º dia do mês de julho do ano de dois mil e dezenove às 15 horas e 30 minutos, no Auditório da Fundação Gorceix, localizado na Escola de Minas, Campus Morro do Cruzeiro, UFOP, foi realizada a defesa de monografia do aluno **Luiz Gustavo Ferreira dos Reis**, sendo a comissão examinadora constituída por: Prof. DSc. Edson Alves Figueira Junior, Prof. DSc. Cláudio Márcio Santana, Profª. M.Sc. Lidianne de Paula Pinto Mapa e Profª. DSc. Elisângela Martins Leal. O candidato apresentou o trabalho intitulado "**Avaliação Experimental do Desempenho de um Trocador de Calor utilizado em Motor de Combustão Interna de 600cc**", sob orientação da Profª. DSc. Elisângela Martins Leal e coorientação da Profª. M.Sc. Lidianne de Paula Pinto Mapa. Após as observações dos avaliadores, em comum acordo os presentes consideram o aluno aprovado.

Ouro Preto, 03 de julho de 2019.

Elisângela Martins Leal

Profª. DSc. Elisângela Martins Leal
Professora Orientadora

Lidianne de Paula Pinto Mapa

Profª. M.Sc. Lidianne de Paula Pinto Mapa
Professora Coorientadora

Edson Alves Figueira Jr.

Prof. DSc. Edson Alves Figueira Junior
Professor Avaliador

Cláudio Márcio Santana

Prof. DSc. Cláudio Márcio Santana
Professor Avaliador

Luiz Gustavo Ferreira dos Reis

Luiz Gustavo Ferreira dos Reis
Aluno

A Deus dedico mais esta vitória.

À minha família, pelo apoio e meus
amigos, pelo companheirismo.

AGRADECIMENTOS

A Deus:

Por ser minha maior fonte de força, sabedoria e perseverança.

Aos meus pais:

Pelo apoio, carinho, amor, incentivo, financiamento e exemplo em minha vida.

A Larissa:

Pela parceria em toda a minha graduação, pelo apoio, amor, carinho e paciência. Por sempre me fazer enxergar o lado bom, e sempre iluminar minhas ideias.

Aos amigos:

Pela diversão, descontração, companheirismo e colaboração neste projeto.

A república Casa Branca:

Pelo ensinamento de viver em grupo, e saber aceitar e respeitar a diversidade.

Às orientadoras:

Grandes ensinadoras e ouvintes, que sempre me ajudaram nos desafios, que me aconselharam em todas as dúvidas e me presentearam com mais conhecimento.

Aos professores e técnicos administrativos da UFOP:

Grandes companheiros que transmitiram conhecimentos que livro algum poderia me proporcionar.

Aos projetos, cursos e estágio:

Obrigado por me ensinarem a trabalhar em grupo e viver em prol de algo maior. Pela diversão e capacitação.

Obrigado Departamento de Engenharia Mecânica, FEMU, NTI, Fundação Gorceix, CCA EIRELI, NeoJeito e Bateria Martelada.

Obrigado a todos que direta e indiretamente me ajudaram a completar mais essa etapa da minha vida pessoal e profissional.

“O homem não teria alcançado o possível se, repetidas vezes, não tivesse tentado o impossível.”.

Max Weber

RESUMO

REIS, Luiz Gustavo Ferreira dos. Avaliação experimental do desempenho de um trocador de calor utilizado em motor de combustão interna 600cc. Trabalho de Conclusão de Curso. Engenharia Mecânica. Escola de Minas. Universidade Federal de Ouro Preto. 2019.

Toda máquina térmica gera calor em seu funcionamento e para os motores de combustão interna não é diferente. Dessa forma, em busca de dissipar o calor de um motor de forma eficiente são utilizados os trocadores de calor. Esses dispositivos devem receber o fluido quente e fluido frio e possibilitar a troca térmica entre os dois. Este trabalho tem por objetivo principal avaliar, teórica-experimentalmente o desempenho de um trocador de calor compacto utilizado em um motor de combustão interna da equipe de competição Fórmula Escola de Minas UFOP (FEMU). Um método para conhecer o desempenho do trocador de calor é a avaliação experimental, sendo este o método realizado neste trabalho através de uma bancada de testes em laboratório. Outra forma de avaliar o desempenho é de forma teórica, sendo utilizado para este fim o método da efetividade-NUT calculado em *software Matlab*. Os resultados experimentais mostraram que as vazões de ar e água apresentam maior influência na troca de calor do sistema, tendo variações de +25,8% e -29,6% respectivamente, para as temperaturas de saída da água. Já os resultados teóricos mostraram que é possível alcançar efetividades de até 0,77 para vazões menores de água no sistema. Uma posterior comparação fornece dados importantes a respeito das variáveis que influenciam a efetividade do trocador de calor. Dessa forma, este trabalho fornece informações para o uso das variáveis de operação de um trocador de calor compacto de forma a para melhorar o sistema de arrefecimento de um carro usado em competição Fórmula SAE.

Palavras-chave: Motor de combustão interna, trocador de calor, efetividade do trocador, fórmula SAE.

ABSTRACT

REIS, Luiz Gustavo Ferreira dos. Experimental evaluation of a heat exchanger performance used in an internal combustion engine 600cc. Undergraduate thesis. Mechanical Engineering. Escola de Minas. Federal University of Ouro Preto. 2019.

Every thermal engine generates heat in its operation, so internal combustion engines is no different. In this way, in search of dissipating the heat of an engine efficiently, heat exchangers are used. These devices must receive hot fluid and cold fluid, and allow thermal exchange between them. The main objective of this work is to evaluate, theoretically and experimentally, the performance of a compact heat exchanger used in an internal combustion engine of the Formula School of Mining UFOP (FEMU) competition team. A method to know the performance of the heat exchanger is the experimental evaluation, being the method performed in this work through a laboratory tests. Another way to evaluate the performance is by theoretical way, being used for this purpose the effectiveness-NTU method calculated in Matlab software. The experimental results showed that the air and water flows have a greater influence on the heat exchange of the system, with variations of + 25.8% and -29.6% respectively for the water outlet temperatures. The theoretical results showed that it is possible to reach efficiencies of up to 0.77 for lower water flows in the system. A subsequent comparison provides important data regarding the variables that influence the heat exchanger effectiveness. In this way this work provides information for the use of the operating variables of a compact heat exchanger in order to improve the cooling system used in Formula SAE cars competition.

Keywords: Internal Combustion Engine, Heat Exchangers, Exchangers Effectiveness, Formula SAE.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – O funcionamento de um motor ciclo Otto.....	17
Figura 2 – Diagrama T-S ciclo Otto.	18
Figura 3 – Diagrama P-V ciclo Otto.....	19
Figura 4 – Diagrama T-S ciclo Otto real.	22
Figura 5 – Ilustração de dois tipos de trocador de calor compacto.	24
Figura 6 – Tipos de escoamento – trocador de calor compacto.	24
Figura 7 – Circuito equivalente de transferência de calor em um trocador de calor duplo tubo.	27
Figura 8 – Fluxograma de etapas.....	35
Figura 9 – Fontes de energia 23,04 W (a esquerda) e 40,2 W (a direita).....	36
Figura 10 – Banho Maria (fonte de água quente e fria).....	37
Figura 11 – Secador de cabelos (fonte de ar quente).....	37
Figura 12 – Válvula de controle de vazão.	38
Figura 13 – Par de termopares.....	38
Figura 14 – Válvula de controle de vazão (a direita) e sensor de vazão (a esquerda).....	39
Figura 15 – Mostradores digitais.	39
Figura 16 – Anemômetro de ventoinha e pontos de coleta (pontos vermelhos).	40
Figura 17 – Bancada completa com canalização do ar.....	40
Figura 18 – Obstáculo posicionado impedindo passagem de ar.....	41
Figura 19 – Tela do software <i>Matlab</i>	42
Figura 20 – Análise da área do trocador testado.	48
Figura 21 – Cálculo do coeficiente global de calor dia 1(entradas).	51
Figura 22 – Cálculo do coeficiente global de calor dia 1(saídas).....	52

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Valores representativos do coeficiente global de transferência de calor em trocadores de calor	29
Tabela 2 - Variáveis e Indicadores de desempenho	43
Tabela 3 – Resultados avaliação experimental no primeiro dia	45
Tabela 4 – Resultados avaliação experimental no segundo dia.....	46
Tabela 5 – Resultados avaliação experimental no terceiro dia.....	46
Tabela 6 – Entradas e Saídas relacionadas ao método da efetividade - NUT	48
Tabela 7 – Valores encontrados para as áreas	49
Tabela 8 – Valores encontrados para o coeficiente global de transferência de calor	53
Tabela 9 – Resultados avaliação teórica referente ao primeiro dia de testes	54
Tabela 10 – Resultados avaliação teórica referente ao segundo dia de testes	55
Tabela 11 – Resultados avaliação teórica referente ao terceiro dia de testes	56
Tabela 12 – Resultados comparativos de temperatura da água	58
Tabela 13 – Resultados comparativos de temperatura do ar e velocidade do ar	59
Tabela 14 – Resultados comparativos da velocidade do ar	60

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	Formulação do Problema.....	13
1.2	Justificativa.....	15
1.3	Objetivos.....	15
1.3.1	Geral	15
1.3.2	Específicos.....	15
1.4	Estrutura do Trabalho	16
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	17
2.1.	Motor de combustão interna em ciclo Otto	17
2.2.	Trocador de Calor.....	23
2.3.	Efetividade do trocador de calor.....	29
2.4.	Formula SAE	31
3	METODOLOGIA.....	33
3.1	Tipo de pesquisa	33
3.2	Materiais e métodos.....	35
3.3	Variáveis e Indicadores	42
3.4	Instrumentos de coleta de dados.....	43
3.5	Tabulação dos dados.....	43
3.6	Considerações finais do capítulo	44
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	45
4.1	Análise Experimental	45
4.2	Análise Teórica.....	47
4.2.1	Área do trocador de calor	48
4.2.2	Vazão mássica do ar	49

4.2.3	Vazão mássica da água e calor específico do ar e da água.....	50
4.2.4	Coeficiente global de transferência de calor.....	50
4.2.5	Resultados da avaliação teórica.....	53
4.3	Comparação entre os resultados experimentais e teóricos e validação do programa 58	
5	CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES	61
5.1	Conclusões.....	61
5.2	Recomendações	62
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	64

1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo abordou-se a formulação do problema do tema a ser estudado, a justificativa da realização do estudo, os objetivos e a estrutura do trabalho.

1.1 Formulação do Problema

Motores de combustão interna (MCI) são máquinas que transformam energia química em trabalho mecânico. Dentre diferentes classificações de MCI, tem-se os motores de ignição por faísca de quatro tempos (MIF 4T) que tiveram seu funcionamento teorizado pelo engenheiro francês Beau de Rochas em 1862, e com o aperfeiçoamento e a viabilidade de aplicação prática desenvolvidos por Nikolaus August Otto, surgiram em 1876. Atualmente, esses motores são conhecidos como “motor Otto” e possuem ciclos termodinâmicos classificados como “ciclo Otto” (BRUNETTI, 2012; ENCYCLOPAEDIA BRITANNICA, 2018).

Os motores ciclo Otto funcionam basicamente em 4 tempos, sendo eles: admissão; compressão; combustão e exaustão. Nesses motores, a energia química se converte em trabalho mecânico no momento em que o produto da combustão empurra o pistão para baixo girando o virabrequim (BRUNETTI, 2012; TILLMANN, 2013).

O motor a combustão interna ciclo Otto possui eficiência cerca de 22 a 28%, devido a diversas perdas apresentadas pelo processo de conversão de energia. Exemplos são as perdas nos gases de escape, atrito, radiação e arrefecimento. Sendo que o sistema de arrefecimento através de um trocador de calor deve manter o motor em temperatura de trabalho ideal, a fim de evitar detonação, perda de eficiência e potência (RODRIGUES, 2015; TILLMANN, 2013).

Trocadores de calor são dispositivos que proporcionam a transferência de calor entre dois fluidos que escoam a diferentes temperaturas, normalmente separados por uma interface sólida. Estes dispositivos podem ser encontrados e aplicados em diversos segmentos, que vão da indústria a uso pessoal (INCROPERA; DEWITT, 2008).

Assim, o calor proveniente do motor é rejeitado por convecção para água misturada a aditivos que, por sua vez, o rejeita também por convecção por meio de um trocador de calor compacto para o ar externo. Nesse caso, o ar pode vir pela simples movimentação do veículo, ou artificialmente por meio de eletroventiladores (PAPAI, 2013).

O trocador de calor compacto se mostra importante na busca de melhoria de desempenho por parte da indústria automobilística, que possuem motores cada vez menores e mais potentes, necessitando de arrefecimento adequado. A busca por soluções e inovações no setor automobilístico é frequente nas competições estudantis, tais como o Fórmula SAE (KUNTZER, 2015).

As competições Fórmula SAE são promovidas pela *Society of Automotive Engineers* (SAE), que é uma organização que detém uma das maiores fontes de normas relativas aos setores automotivo e aeroespacial. Em 2004, a SAE Brasil trouxe ao país a competição FSAE (SAE BRASIL, 2018).

A competição FSAE propõe o desenvolvimento de um carro monoposto de estrutura tubular tipo fórmula por equipes de alunos de diversas universidades, e visa desenvolver habilidades nos estudantes de engenharia para o mercado de trabalho (SAE BRASIL, 2018; FSAE RULES, 2018).

Durante a competição, as equipes passam por diversas provas estáticas e dinâmicas, onde são avaliados o desenvolvimento teórico e o desempenho do projeto em pista. Assim, ter o projeto bem teorizado e testado, faz com que a equipe agregue mais pontuação a seu veículo. O ideal é um bom estudo seguido de alguma avaliação experimental, onde se possa obter dados concretos a apresentar na prova de Design (FSAE RULES, 2018).

A avaliação experimental pode fornecer dados relevantes através de comparações de configurações e seleção de parâmetros, viabilizando a otimização de sistemas. Possibilita, por exemplo, aumentar o desempenho de algum componente pretendido (GARDENAL e SGUARIO, 2016).

O desempenho em um veículo de competição está em todos os componentes, incluindo até mesmo a direção do piloto. Os estudos que visam aprimorar o desempenho de cada parte individual, ao se juntarem aprimoram o conjunto como um todo (TILLMANN, 2013).

Na busca por conhecer o desempenho de um trocador de calor, investe-se na análise das variáveis que mais influenciam neste parâmetro através de avaliações experimentais e correlações teóricas. Uma vez adquirido esse conhecimento, é possível otimizar o sistema de maneira a atingir objetivos pretendidos (SOUZA e MANZELA, 2015).

Assim, este estudo se propõe a seguinte pergunta:

Quais as variáveis que influenciam no desempenho de um trocador de calor compacto usado em um motor de combustão interna 600cc ?

1.2 Justificativa

Na atual indústria automobilística, um trocador de calor se mostra de extrema importância quando se almeja o correto funcionamento e bom desempenho de um veículo. Dessa forma, quando se fala em alto desempenho, o arrefecimento se mostra um dos sistemas que mais necessita ser aperfeiçoado devido ao trabalho no limite em máxima potência que os carros exibem. Visando um bom ajuste do veículo de competição da equipe Fórmula Escola de Minas UFOP - FEMU, essa avaliação experimental se mostra necessária.

Experimentalmente, é possível verificar condições reais de projeto, que faz com que o estudo possa indicar os meios de otimização do sistema. A necessidade de apresentar um bom projeto de *Design* na competição Formula SAE, faz com que a vontade de obter as informações mais reais possíveis cresça e motive o desenvolvimento desse trabalho.

1.3 Objetivos

1.3.1 Geral

Avaliar, de forma experimental e teórica, o desempenho de um trocador de calor compacto utilizado em um motor de combustão interna da equipe de competição Fórmula Escola de Minas UFOP (FEMU).

1.3.2 Específicos

- Realizar levantamento bibliográfico acerca de um motor de combustão interna, trocador de calor, competição Fórmula SAE;
- Descrever a metodologia adotada, apontar as variáveis e os indicadores do estudo e apresentar a instrumentação de coleta e tabulação dos dados obtidos;
- Avaliar experimentalmente um trocador de calor compacto;
- Realizar coleta de dados experimentais;
- Avaliar teoricamente um trocador de calor compacto;

- Realizar coleta de dados teóricos;
- Comparar resultados e verificar a influência das variáveis no desempenho do trocador de calor;
- Concluir o trabalho e sugerir trabalhos futuros.

1.4 Estrutura do Trabalho

Essa monografia é dividida em cinco capítulos. No capítulo 1 é abordada e contextualizada a importância do estudo de análise experimental do trocador de calor a fim de implementá-lo em um carro de competição, onde é necessário um bom desempenho do sistema de arrefecimento.

No capítulo 2 é realizada uma revisão bibliográfica dos conceitos e teorias de motor de combustão interna, trocador de calor, efetividade do trocador, Fórmula SAE.

O capítulo 3 apresenta o processo metodológico adotado na análise experimental e teórica, bem como as ferramentas utilizadas para os testes e coletas de dados, que são processos essenciais na obtenção dos resultados.

No capítulo 4 é apresentado os resultados e discussões a respeito dos experimentos e cálculos realizados. É obtida as variáveis que influenciam no desempenho do trocador de calor e essas são analisadas.

No capítulo 5 é descrito as conclusões, apresentando as variáveis que mais influenciam na transferência de calor do trocador. Possíveis melhorias de desempenho do sistema de arrefecimento do motor, possíveis estudos futuros através dessas variáveis, sugestão de novos modelos a se utilizar também são descritos nesse capítulo.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo traz uma revisão bibliográfica sobre o assunto, de modo a contextualizar e conceituar todos os termos necessários para o correto entendimento.

2.1. Motor de combustão interna em ciclo Otto

Motores de combustão interna são máquinas térmicas que trabalham em ciclos. A Figura 1 representa um desenho esquemático do funcionamento de um motor de combustão interna ciclo Otto.

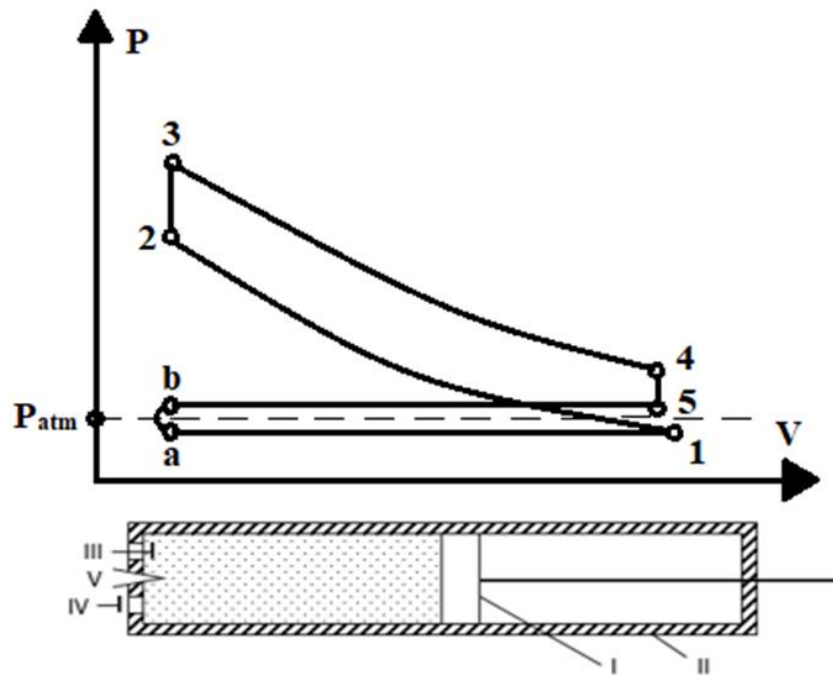


Figura 1 – O funcionamento de um motor ciclo Otto.
Fonte: Adaptado de SPITSOV, (2013).

Em seu estudo, Spitsov (2013) mostra que as indicações I, II, III e IV da Figura 1 representam respectivamente, o pistão, o cilindro, a válvula de admissão e a válvula de escape. Mostra ainda que no processo (a-1) o pistão cria vácuo ao se movimentar do ponto morto superior (PMS) para o ponto morto inferior (PMI). Nesse momento a válvula de admissão abre e aspira a mistura ar combustível para dentro do cilindro. Dessa forma, identifica-se que o

processo (1-2) é a compressão, que ocorre quando o pistão se move na direção oposta e comprime a mistura causando um aumento de pressão. No ponto (2) a mistura é inflamada no interior do cilindro pela vela de ignição (V), iniciando o processo de combustão que com a liberação de calor provocada pela explosão propicia um aumento de pressão (2-3). Com o aumento da pressão o pistão é forçado para o PMI (3-4), em seguida a válvula de escape (IV) se abre e o gás resultante sai reduzindo a pressão (4-5), ainda o pistão volta a subir para o PMS empurrando o restante dos gases para fora do cilindro (5-b) (SPITSOV, 2013).

Segundo Gumus *et al.* (2009), o ciclo Otto ideal padrão de ar envolve quatro processos reversíveis. No diagrama T-s da Figura 2 é possível observar os quatro processos. Xu *et al.* (2018) sugere ainda que o ciclo Otto padrão é composto por dois processos adiabáticos ($1 \rightarrow 2$) e ($3 \rightarrow 4$) e dois processos isocóricos ($2 \rightarrow 3$) e ($4 \rightarrow 1$), conforme mostra a Figura 3.

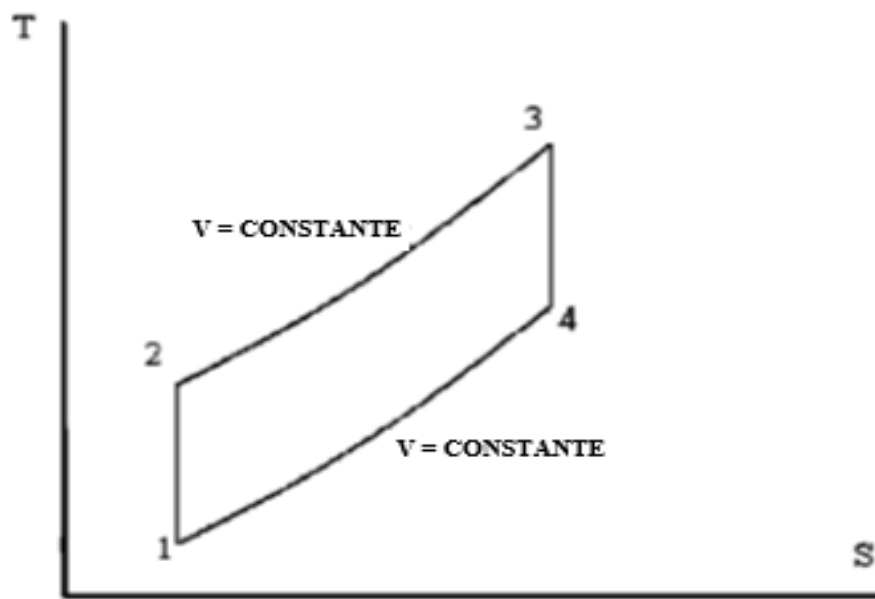


Figura 2 – Diagrama T-S ciclo Otto.
Fonte: Adaptado de Gumus *et al.*, (2009).

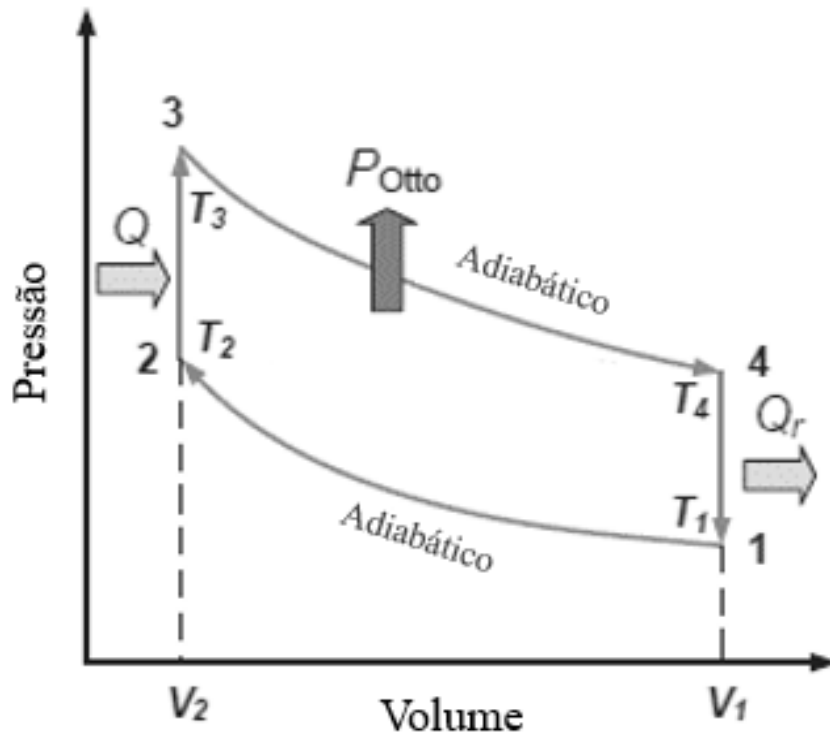


Figura 3 – Diagrama P-V ciclo Otto.
Fonte: Adaptado de Xu *et al.*, (2018).

No diagrama P-v representado na Figura 3 é possível observar a entrada de calor (Q), a produção de energia (P_{Otto}) e o calor rejeitado (Q_r). É importante salientar que há diferenças entre os ciclos da Figura 1 e a Figura 3 pois um representa o funcionamento de um motor ideal e o outro representa o ciclo Otto teórico nessa ordem, por isso na Figura 3 não é considerado a admissão de ar, e a exaustão é representada por 4-1 (XU *et al.*, 2018, BRUNETTI, 2012).

Segundo Brunetti (2012), a eficiência de um motor de combustão interna é:

$$\eta = \frac{W}{Q_{ent}} = \frac{Q_{ent} - Q_{sai}}{Q_{ent}} = 1 - \frac{Q_{sai}}{Q_{ent}} \quad (1)$$

Sendo: W é o trabalho do ciclo, Q_{ent} a entrada de calor no ciclo e Q_{sai} a saída de calor do ciclo.

Rosa (2013) diz que a maior eficiência alcançada em uma máquina térmica é com o ciclo de Carnot, sendo essa igual a 1 somente quando a fonte de resfriamento trabalha em zero absoluto. Considerando a impossibilidade de tal situação, mesmo teoricamente, a eficiência é menor que 1. A melhor situação possível seria quando a entropia do sistema aumentasse ou se

mantivesse constante. O ciclo de Carnot é um ciclo teórico que não leva em consideração as perdas por irreversibilidades. Logo (ROSA, 2013):

$$S_{ent} = S_{sai} \rightarrow \frac{Q_{ent}}{T_E} = \frac{Q_{sai}}{T_S} \quad (2)$$

$$\eta_{CARNOT} = \frac{T_E - T_S}{T_E} \quad (3)$$

Sendo: S_{ent} a entropia de entrada no ciclo, S_{sai} a entropia de saída do ciclo, T_E a temperatura associada a entrada de calor (Q_{ent}) no ciclo e T_S a temperatura associada a saída de calor (Q_{sai}) do ciclo.

O ciclo trabalho do motor Honda CB600F (usado no Fórmula) é o Otto, onde, segundo Brunetti (2012), se trata de um sistema e não de um volume de controle. Considerando-se que o fluido de trabalho seja um gás perfeito e que tenha calor específico a volume (C_v) e pressão (C_p) constantes, Spitsov (2013) mostra que o calor adicionado e o calor retirado do sistema podem ser calculados através de:

$$q_h = C_v \times (T_3 - T_2) \quad (4)$$

$$q_L = C_v \times (T_4 - T_1) \quad (5)$$

Sendo: C_v o calor específico médio a volume constante no processo de combustão (2 $\Rightarrow$ 3) e no processo de exaustão (4 $\Rightarrow$ 1), T_1 a temperatura de entrada no motor, T_2 a temperatura após o processo de compressão, T_3 a temperatura após o processo de combustão e T_4 a temperatura de exaustão.

Spitsov (2013) apresenta a eficiência teórica de um ciclo Otto considerando a equação 1. Trabalhando a equação 1, em termos das temperaturas do ciclo, tem-se:

$$\eta_{OTTO} = 1 - \frac{C_v \times (T_4 - T_1)}{C_v \times (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1} \times \frac{T_1}{T_2} \quad (6)$$

Porém segundo o diagrama da Figura 2 vê-se que os processos 1-2 e 3-4 são isentrópicos, onde é considerado um gás perfeito (SPITSOV, 2013).

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} e \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{k-1} \quad (7)$$

Ainda tem-se que $V_4 = V_1$ e $V_2 = V_3$ pelo processo isovolumétrico da Figura 3 (SPITSOV, 2013):

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} e \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \quad (8)$$

Logo tem-se aplicação da equação 8 em 6 (SPITSOV, 2013):

$$\eta_{OTTO} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (9)$$

Levando também em consideração as equações 7 e substituindo na equação 9 (SPITSOV, 2013):

$$\eta_{OTTO} = 1 - \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1} \quad (10)$$

Como por Brunetti (2012):

$$r_v = \frac{V_1}{V_2} \quad (11)$$

Sendo: r_v a relação de compressão.

Pode-se concluir que a eficiência de um ciclo Otto ideal não depende de suas temperaturas (BRUNETTI, 2012). Ou seja:

$$\eta_{OTTO} = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} \quad (12)$$

Porém Ge *et al.* (2018) diz que um ciclo Otto real não é adiabático reversível, ou seja, há variações de entropia e assim perda de eficiência do sistema. A partir do momento que as variações de um sistema aumentam o cálculo de sua eficiência se mostra muito complexo.

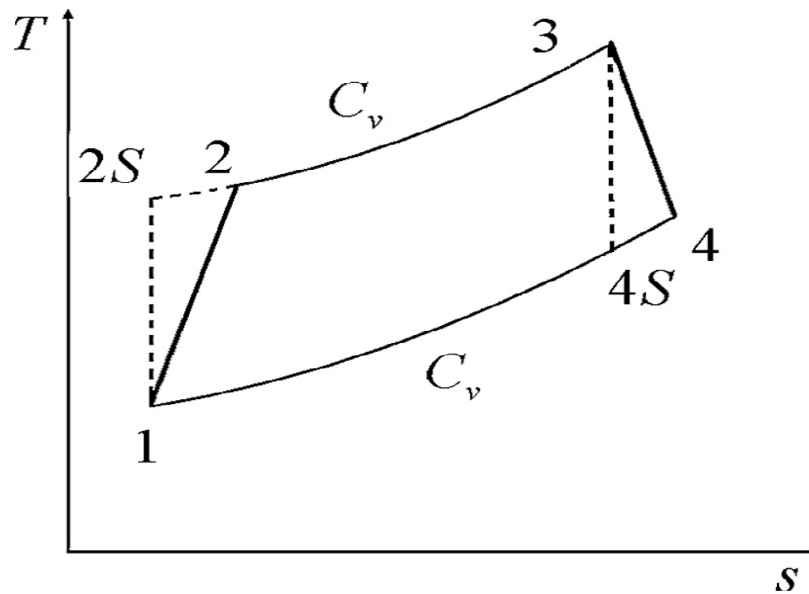


Figura 4 – Diagrama T-S ciclo Otto real.
Fonte: Ge *et al*, (2018).

Segundo Persaud (2007), saber a temperatura ideal de funcionamento do motor é de grande importância para determinação de um sistema de arrefecimento, porém definir essa temperatura de forma analítica demandaria muito tempo. Persaud (2007) em seu estudo através de testes em dinamômetro encontra uma temperatura ideal de funcionamento de um motor CBR600F igual a 70°C, porém segundo o autor “dadas as restrições de peso e embalagem, projetar um sistema de resfriamento para operar a 70°C exigiria um sistema consideravelmente maior e mais pesado do que o sistema existente”. Portanto Persaud (2007) utiliza uma temperatura de 85°C em seu sistema, por não representar perda significativa de eficiência. A temperatura será considerada a mesma para um motor CB600F devido a semelhança com o motor testado.

A *Wear Check* (2008) mostra em seu boletim técnico que apesar de trabalhar com o motor a mais altas temperaturas trazer geralmente maior desempenho, pode também ocasionar danos ao motor. O boletim mostra que em altas temperaturas o óleo do motor fica menos viscoso fazendo com que ele tenha menos pressão, onde aliada a dilatação dos componentes que torna as folgas muito justas, pode causar desgaste e mal funcionamento das partes móveis do motor.

Analisando por outro ponto de vista a *Wear Check* (2008) diz também que “devido ao excesso de resfriamento, as vedações do eixo e as eficiências de vedação serão comprometidas, possivelmente causando vazamentos de óleo e/ou entrada de contaminação”, que de certa forma também aumentaria desgaste.

Testes na partida a frio e no aquecimento do motor para *downsizing* dos motores indicaram que, em operação no mundo real, mesmo em motores altamente carregados com pequenas câmaras e divisão de resfriamento para cabeçote e bloco, mais de 18% do consumo de combustível ainda se origina das condições de operação do motor com temperaturas de óleo inferiores a 80°C. (TAYLOR *et al*, 2013, p.30).

2.2. Trocador de Calor

De acordo com Çengel e Ghajar (2012) “diferentes aplicações de transferência de calor requerem diversos tipos de dispositivos e configurações de equipamentos de transferência de calor”.

O trocador de calor de tubo duplo consiste em dois tubos concêntricos com diferença de diâmetro entre eles, podendo ter escoamento dos fluidos paralelo ou contracorrente. Já os trocadores de calor do tipo casco e tubo são trocadores com tamanho e peso relativos, é composto de muitos tubos envolvidos por um casco com algumas chicanas, elas tendem a melhorar a troca de calor. Existem também os trocadores de calor placa e quadro que consiste em várias placas planas corrugadas com local para passagem do fluido, os fluidos que são quentes e frios escoam em passagens alternadas, os trocadores regenerativos também possuem esse sistema de passagem alternada, podendo variar entre estático que é poroso, e dinâmico que envolve um tambor rotativo com escoamento contínuo (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

O trocador de calor abordado no trabalho será o compacto ilustrado pela Figura 5, que dito por Çengel (2012) “é especialmente projetado para permitir uma grande superfície de transferência de calor por unidade de volume”. O autor diz ainda que a densidade de área (β) que é a razão da superfície de transferência do trocador de calor pelo seu volume, quando maior que 700m²/m³ ($\beta > 700\text{m}^2/\text{m}^3$) classifica um trocador de calor como compacto. Esses trocadores permitem alcançar uma alta taxa de transferência de calor em um pequeno volume, que os torna ideais para utilização em automóveis.

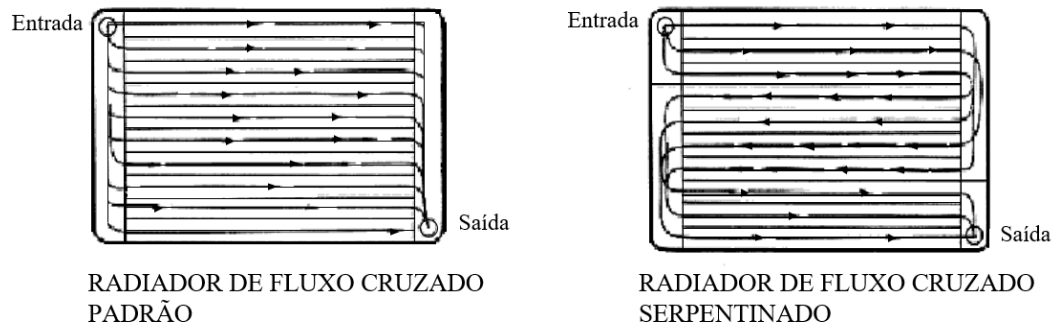


Figura 5 – Ilustração de dois tipos de trocador de calor compacto.
Fonte: Adaptado de Persaud, (2007).

Chapas ou aletas são espaçadas nas paredes que separam os fluidos a fim de aumentar a taxa de transferência de calor. Os trocadores de calor compactos podem ser gás-gás ou gás-líquido, onde dois fluidos tem o escoamento cruzado, ou seja, de forma perpendicular. O escoamento ainda pode ser com ou sem mistura, onde o primeiro após a entrada perpendicular está livre para mudar sua direção, e o segundo segue sempre um caminho especificado por aletas, conforme ilustra a Figura 6 (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

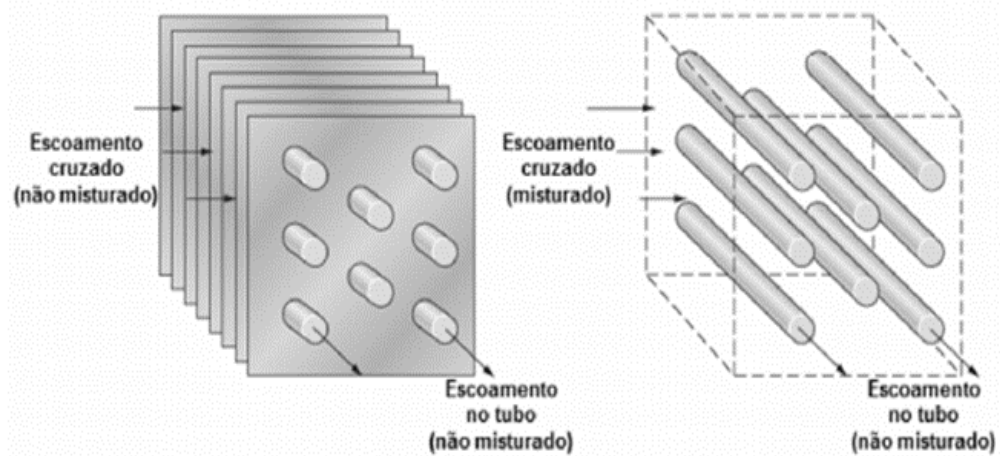


Figura 6 – Tipos de escoamento – trocador de calor compacto.
Fonte: Çengel e Ghajar, (2012).

O trocador de calor refrigerado a ar (radiador) encontrado em um automóvel tem influência direta em seu peso e comportamento aerodinâmico. Frente a esses desafios é necessário uma otimização de projeto a fim de obter melhor relação entre tamanho/forma e peso (OLIET *et al*, 2007).

Nice (2008) considera que os principais trabalhos de um trocador de calor é evitar que o motor superaqueça, e mais importante que isso mantenha essa temperatura constante. Para isso a troca de calor que ocorre entre o fluido de arrefecimento e as aletas, que em seguida troca calor com o ar, deve ser o mais eficiente possível.

Heywood (1988) considera que a transferência de calor é melhor estudada dividindo o mecanismo em seus subsistemas, pois segundo o autor a capacidade de prever a magnitude da transferência de calor entre o fluido de trabalho, as paredes do sistema de admissão, a câmara de combustão, o sistema de escape, e o fluido de arrefecimento é de importância óbvia para o projetista do motor. Levando em consideração os modos de transferência de calor temos a condução, convecção e radiação.

Segundo Kuntzer (2015) “a condução ocorre a partir da transferência de energia entre partículas vizinhas, pode ocorrer em sólidos, líquidos e gases. Sua taxa depende da geometria, da espessura, do tipo de matéria, e da diferença de temperatura a que o meio está submetido”.

Heywood (1988) mostra que a equação de condução de calor é dada pela lei de Fourier em uma variação de energia unidimensional:

$$\dot{Q}_{COND} = -k \times A \times \frac{dT}{dx} \quad (13)$$

Onde k é a condutibilidade térmica, A a área da seção transversal, e T a temperatura.

Heywood (1988) ainda diz que o calor através da condução flui pela cabeça e paredes do cilindro, pistão, anéis e bloco do motor, todas essas partes que se encontram em contato.

A troca de calor por convecção de caracteriza pela transferência entre uma superfície sólida e um fluido adjacente em movimento. A transferência se torna maior de acordo com a elevação da velocidade do fluido. É levado em conta também se a convecção é natural ou forçada, sendo que a primeira se caracteriza por movimento do fluido decorrente das forças de flutuação causadas pela variação de temperatura no fluído, e a segunda se caracteriza pelo movimento do fluido causado por algum meio externo (KUNTZER, 2015).

O calor dos gases do cilindro é transferido as diversas partes do motor, e dessas partes ao fluido de arrefecimento através de convecção forçada. Ocorre também transferência de calor convectiva para o sistema de escape, o calor do motor dissipado para o ambiente também é transferido por convecção (HEYWOOD, 1988).

Heywood (1988) descreve que a transferência de calor por convecção pode ser escrita como:

$$\dot{Q}_{CONV} = h \times A_s \times (T_s - T_{\infty}) \quad (14)$$

Onde h é o coeficiente convectivo, A_s a área da superfície de troca de calor, T_s a temperatura superficial e T_{∞} a temperatura do fluido.

Segundo Çengel e Ghajar (2012, p27) a radiação pode ser definida por:

Radiação é a energia emitida pela matéria sob a forma de ondas eletromagnéticas como resultado das mudanças nas configurações eletrônicas de átomos ou moléculas. Ao contrário da condução e da convecção, a transferência de calor por radiação não exige a presença de um meio interveniente. De fato, a transferência de calor por radiação é mais rápida e não sofre atenuação no vácuo (2012, pág.27).

Segundo Heywood (1988) as superfícies externas do motor transferem calor para o ambiente por radiação. A transferência de calor por radiação parte do conceito de um corpo negro, onde esse corpo absorve e emite radiação, mas não reflete. Heywood (1988) ainda mostra que como o corpo negro é uma idealização, a emissão e absorção são corrigidas por um fator de multiplicação, a emissividade (ϵ):

$$\dot{Q}_{RAD} = \epsilon \times \sigma \times A_s \times (T_s^4 - T_{vis}^4) \quad (15)$$

Onde ϵ é a emissividade, σ a constante de Stefan Boltzman e T_{vis} a temperatura da vizinhança.

A radiação é significativa em relação à condução ou à convecção natural, mas insignificante em relação à convecção forçada. Assim, em aplicações de convecção forçada, a radiação é geralmente ignorada, sobretudo quando as superfícies envolvidas têm emissividade baixa e temperatura baixa a moderada (ÇENGEL; GHAJAR, 2012, p. 29).

Em geral no trocador o calor passa do fluido quente para a superfície por convecção, através da parede por condução, e depois para o fluido frio por convecção. Efeitos da radiação são incluídos no coeficiente de transferência de calor por convecção. A resistência térmica associada a transferência de calor apresenta uma resistência de condução e duas de convecção. Para um trocador tubo duplo, a resistência da parede do tubo (ÇENGEL e GHAJAR, 2012):

$$R_{parede} = \frac{\ln(\frac{D_o}{D_i})}{2 \times \pi \times k \times L} \quad (16)$$

Onde D é o diâmetro e L é o comprimento do tubo.

O circuito equivalente de transferência de calor em um trocador de calor duplo tubo pode ser descrita na Figura 7.

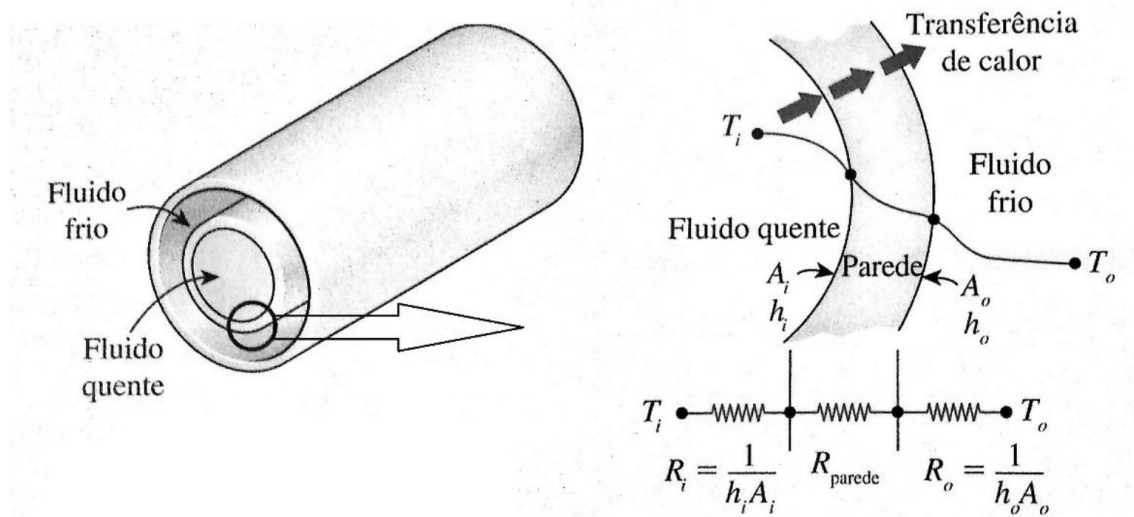


Figura 7 – Circuito equivalente de transferência de calor em um trocador de calor duplo tubo.
Fonte: Çengel e Ghajar (2012).

Segundo Çengel e Ghajar (2012), conhecendo a condutividade térmica do material (k) e do comprimento do tubo (L), é possível calcular a resistência térmica total.

$$R = R_{total} = \frac{1}{h_i \times A_i} + \frac{\ln(\frac{D_o}{D_i})}{2 \times \pi \times k \times L} + \frac{1}{h_o \times A_o} \quad (17)$$

Çengel e Ghajar (2012) mostram ainda que, é conveniente combinar todas as resistências térmicas em uma única resistência R na análise de trocadores de calor, podendo assim representar a taxa de transferência de calor entre dois pontos, sendo A_s a área da superfície e U o coeficiente global de transferência de calor.

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = U \times A_s \times \Delta T = U_i \times A_i \times \Delta T = U_o \times A_o \times \Delta T \quad (18)$$

$$\frac{1}{U \times A_s} = \frac{1}{U_i \times A_i} = \frac{1}{U_o \times A_o} = R \quad (19)$$

Para um mesmo trocador é possível obter dois coeficientes globais de transferência de calor, U_i e U_o , ocasionados quando duas superfícies de transferência de calor, A_i e A_o , que de forma geral são diferentes, são consideradas no sistema. Os coeficientes são dependentes das áreas, ou seja: ($U_i A_i = U_o A_o$). Por esse motivo, o coeficiente global de transferência de calor de um trocador de calor não demonstra sentido em ser analisado sem ser relacionado a uma área. Este é o caso de quando um lado da parede do tubo é aletado e o outro não, sendo a superfície do lado aletado maior do que a superfície do lado não aletado, como é a condição de um radiador automotivo (ÇENGEL; GHAJAR, 2012, KUNTZER, 2015).

Çengel e Ghajar (2012) considera que “quando a espessura da parede do tubo é pequena e a condutividade térmica do seu material é elevada, como normalmente é o caso, a resistência térmica do tubo é desprezível, e as superfícies interna e externa do tubo são quase idênticas”. Assim, pode-se reescrever a equação (17) como:

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} = \frac{1}{h_o} \quad (20)$$

Observa-se que na equação 20, o coeficiente global de transferência de calor é dominado pelo menor coeficiente de convecção. Quando um dos coeficientes de convecção se mostra muito menor se comparado ao outro, esse menor irá estrangular o caminho da transferência de calor, impedindo-a de acontecer. Em sistemas onde um fluido é líquido e o outro é gás observamos esse tipo de situação acontecer, dessa forma, para aumentar o produto UA e aumentar a transferência de calor as aletas são utilizadas do lado do gás. Em casos onde o tubo é aletado de um lado, a superfície total de transferência de calor pode ser observada (ÇENGEL; GHAJAR, 2012, KUNTZER, 2015):

$$A_s = A_{total} = A_{aleta} + A_{não\ aletada} \quad (21)$$

De acordo com Çengel e Ghajar (2012), para trocadores de calor o valor do coeficiente global de transferência de calor U pode ser visualizado na Tabela 1.

Tabela 1 – Valores representativos do coeficiente global de transferência de calor em trocadores de calor

Tipo do trocador de calor	U [W/m².K]
Água – ar em tubos aletados (água nos tubos) - com base na superfície do lado do ar	30 – 60
Água – ar em tubos aletados (água nos tubos) - com base na superfície do lado da água ou do vapor	400 – 850
Vapor – ar em tubos aletados (vapor nos tubos) - com base na superfície do lado do ar	30 – 300
Vapor – ar em tubos aletados (vapor nos tubos) - com base na superfície do lado da água ou do vapor	400 – 4000

Fonte: Çengel e Ghajar (2012).

Pode-se observar na Tabela 1 que em trocadores de calor água-ar em tubos aletados com base na superfície do lado do ar o coeficiente global de transferência de calor está entre 30 e 60 W/m².K.

2.3. Efetividade do trocador de calor

Çengel e Ghajar (2012) apresentam que a primeira lei da termodinâmica enuncia que a taxa de transferência de calor ($\dot{Q}$) do fluido quente é igual a taxa de transferência de calor para o fluido frio, considerando o escoamento permanente. A vazão mássica de ambos os fluidos e as temperaturas de entrada e saída necessitam ser determinadas para análise.

$$\dot{Q} = \dot{m}_q \times c_{pq} \times (T_{q,ent} - T_{q,sai}) = \dot{m}_f \times c_{pf} \times (T_{f,sai} - T_{f,ent}) \quad (22)$$

Onde $\dot{m}_q$ é a vazão mássica do fluido quente, $\dot{m}_f$ a vazão mássica do fluido frio, C_{pq} o calor específico do fluido quente, C_{pf} o calor específico do fluido frio, T_q temperatura relacionada ao fluido quente e T_f temperatura relacionada ao fluido frio.

A taxa de capacidade térmica (C_q – fluido quente e C_f – fluido frio) pode ser escrita como (ÇENGEL; GHAJAR, 2012):

$$C_q = \dot{m}_q \times c_{pq} \quad e \quad C_f = \dot{m}_f \times c_{pf} \quad (23)$$

Em casos onde é desejado determinar a efetividade (ε) de troca de calor de um determinado trocador de calor, ou analisar se um trocador de calor disponível poderá ser utilizado, o método, chamado de efetividade-NUT simplifica essa análise de trocadores de calor (ÇENGEL e GHAJAR, 2012, KAYS e LONDON, 1964).

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (24)$$

Onde $\dot{Q}_{max}$ é a máxima taxa de transferência de calor.

Segundo Rodrigues (2015), a máxima taxa de transferência de calor acontece em um trocador de calor contracorrente de comprimento infinito, onde o fluido de menor capacidade térmica (C_{min}) recebe uma variação de temperatura equivalente à diferença de temperatura máxima no trocador.

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \times (T_{q,ent} - T_{f,ent}) \quad (25)$$

A efetividade de trocadores de calor normalmente envolve um valor adimensional chamado Número de Unidades de Transferência (NUT). Ou seja (RODRIGUES, 2015):

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad (26)$$

C^* é a razão entre a menor e a maior taxa de capacidade de calor entre dois fluxos, logo $C^* < 1$.

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{(\dot{m}c_p)_{min}}{(\dot{m}c_p)_{max}} \quad (27)$$

O caso de fluxo cruzado não misturado pode ser aplicado aos radiadores. Neste contexto, tem-se a equação para calcular a efetividade (RODRIGUES, 2015):

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[(\exp(-NUT^{0,78} \times C^*) - 1) \times \frac{NUT^{0,22}}{C^*} \right] \quad (28)$$

Com a efetividade do trocador de calor conhecida, a taxa real de transferência de calor é determinada por (RODRIGUES, 2015):

$$\dot{Q} = \varepsilon \times \dot{Q}_{max} = \varepsilon \times C_{min} \times (T_{q,ent} - T_{f,ent}) \quad (29)$$

2.4. Formula SAE

Ron Matthews, era um professor assistente não-contratado da Universidade do Texas que fundou a filial estudantil da SAE em janeiro de 1980. Cerca de um mês depois, três dos novos oficiais (Mike Best, Robert Edwards e John Tellkamp) lhe disseram que tinham decidido entrar na competição Mini Indy da SAE, que era corrida de asfalto usando um pequeno motor *Briggs & Stratton* de 5 HP, infelizmente a competição foi cancelada. Os quatro discutiram suas opções e decidiram que queriam criar uma nova competição de corrida de asfalto com novo nome (Formula SAE) e novas regras. (SAE, 2018).

Entre as regras mais importantes estavam, que as equipes poderiam escolher entre quaisquer motores quatro tempos até mesmo os Wankel e Diesel. Porém a admissão recebeu uma restrição, a utilização de um restritor de uma polegada (25,4 mm) de diâmetro. As modificações no motor não foram apenas permitidas, mas incentivadas. (SAE, 2018).

Segundo a SAE Brasil (2018):

A competição teve início nos Estados Unidos em 1981, substituindo uma versão anterior chamada Mini-Indy, alavancada pela carência de engenheiros especializados em veículos de alta performance. Foi impulsionada pelas três grandes montadoras Americanas, General Motors, Ford e Chrysler, que viram nessa competição uma oportunidade única de garimpar novos engenheiros para suas equipes. Esse apoio se fortaleceu com o tempo e as empresas ficaram plenamente satisfeitas com os estudantes que eram contratados. Com o passar dos anos, diversas empresas se uniram as "Três Grandes" e, além de contratar alunos, ainda desenvolveram produtos específicos para o Fórmula SAE (SAE BRASIL, 2018)

As competições acontecem desde 1981. No Brasil a 1ª competição do Fórmula SAE ocorreu no ano de 2004 sendo que a cada ano cresce mais, se expandido como evento em si e também atingindo novos países. A competição já está presente na Austrália, Itália, Inglaterra, Alemanha, Brasil e Estados Unidos. As regras também se aperfeiçoam a cada ano, a fim de tornar a competição mais disputada e também mais segura (SAE, 2018, SAE BRASIL, 2018).

Segundo *FSAE Rules* (2019) está relacionado ao sistema de arrefecimento regras como a impossibilidade de usar aditivos na água de refrigeração, sendo assim obrigatória a utilização de água pura. Ainda há regras que recomendam o uso de *catch can* e sistemas bem vedados com o objetivo de evitar vazamento de água do sistema. Apesar de não haver muitas regras

dedicadas exclusivamente ao sistema de arrefecimento, o projeto desse equipamento está muito relacionado ao bom funcionamento do motor e dessa forma as regras que o restringem.

A Formula SAE dispõe de diversos tipos de provas, começando pelas provas estáticas que consistem basicamente em inspeções técnicas para verificação de compatibilidade do carro com o regulamento. Garantida a aprovação na inspeção começa a fase de testes dinâmicos, onde os carros são submetidos a provas como *Acceleration*, *Skidpad*, *Autocross*, *Endurance* e *Efficiency*. Assim, o carro trabalha de variadas formas durante a competição, em trajetos que podem exigir mais ou menos do motor, gerando mais ou menos calor, fazendo com que o sistema de arrefecimento tenda ao maior equilíbrio possível (FSAE RULES, 2019).

3 METODOLOGIA

Este capítulo trata de informações sobre o estudo, contextualizando e conceituando todos os métodos necessários para o correto procedimento. Tais como o de tabulação e avaliação.

3.1 Tipo de pesquisa

Segundo Gil (2002), é possível definir pesquisa como o procedimento racional e sistemático que estabelece como objetivo proporcionar soluções aos problemas que são propostos. A pesquisa então é necessária quando os recursos dispostos não são suficientes para a solução de um problema, ou não são claros o suficiente para isso.

Goldemberg (2004) diz que a pesquisa qualitativa não se preocupa com números, mas considera a compreensão de um grupo social de uma organização. A autora ainda mostra que as ciências sociais recusam modelos positivistas de pesquisa em estudos sociais, uma vez que esse tipo de ciência tem suas especialidades, pressupondo uma metodologia própria.

A pesquisa qualitativa trabalha com o universo de significados, motivos, aspirações, crenças, valores e atitudes, o que corresponde a um espaço mais profundo das relações, dos processos e dos fenômenos que não podem ser reduzidos à operacionalização de variáveis. Aplicada inicialmente em estudos de Antropologia e Sociologia, como contraponto à pesquisa quantitativa dominante, tem alargado seu campo de atuação a áreas como a Psicologia e a Educação. A pesquisa qualitativa é criticada por seu empirismo, pela subjetividade e pelo envolvimento emocional do pesquisador (MINAYO *apud* GERHARDT; SILVEIRA, 2009, p. 32).

Segundo Fonseca (2002) pesquisa quantitativa tem seu centro na objetividade, onde influenciada pelo positivismo considera que dados recolhidos por instrumentos padronizados são a única forma de compreender a realidade. O autor diz ainda que a pesquisa pode ser quantificada, e como as amostras geralmente são relevantes, elas podem representar um quadro real da população alvo da pesquisa. A pesquisa quantitativa descreve causas de fenômenos e relações entre variáveis com linguagem matemática (FONSECA, 2002).

Gil (2002) diz que pesquisas exploratórias oferecem maior familiaridade com o problema, com vistas a torná-las mais explícitas ou a construir hipóteses. O objetivo é o

aprimoramento de ideias ou revelação de intuições. Esse tipo de pesquisa envolve levantamento bibliográfico, entrevistas com pessoas relacionadas ao problema e análise de exemplos.

Pesquisas descritivas buscam descrever as características de uma população, um fenômeno ou relações entre variáveis. Muitos estudos podem receber essa classificação, geralmente utilizando questionários e observação sistemática como coleta de dados (GIL, 2002).

Segundo Gil (2002), as pesquisas explicativas nas ciências naturais tem valor praticamente exclusivo do método experimental. Esse tipo de pesquisa tenta identificar os porquês da ocorrência de algum fenômeno. Essas pesquisas são complexas pois aprofundam o conhecimento da realidade, tentando explicar a razão das coisas.

Já segundo Fonseca (2002):

A pesquisa bibliográfica é feita a partir do levantamento de referências teóricas já analisadas, e publicadas por meios escritos e eletrônicos, como livros, artigos científicos, páginas de web sites. Qualquer trabalho científico inicia-se com uma pesquisa bibliográfica, que permite ao pesquisador conhecer o que já se estudou sobre o assunto. Existem porém pesquisas científicas que se baseiam unicamente na pesquisa bibliográfica, procurando referências teóricas publicadas com o objetivo de recolher informações ou conhecimentos prévios sobre o problema a respeito do qual se procura a resposta (FONSECA, 2002, p. 32).

O estudo de caso visa conhecer os elementos de determinada condição sem intervir no objeto estudado, apenas apresentar a percepção do autor. Esse estudo pode ser feito de uma instituição, sistema, pessoa ou unidade social. Pode decorrer de uma perspectiva interpretativa ou pragmática (FONSECA, 2002).

A pesquisa documental trilha os mesmos caminhos da pesquisa bibliográfica, não sendo fácil por vezes distingui-las. A pesquisa bibliográfica utiliza fontes constituídas por material já elaborado, constituído basicamente por livros e artigos científicos localizados em bibliotecas. A pesquisa documental recorre a fontes mais diversificadas e dispersas, sem tratamento analítico, tais como: tabelas estatísticas, jornais, revistas, relatórios, documentos oficiais, cartas, filmes, fotografias, pinturas, tapeçarias, relatórios de empresas, vídeos de programas de televisão, etc. (FONSECA, 2002, p. 32).

Gil (2002) explicita que primordialmente uma pesquisa experimental traduz-se em determinar um objeto de estudo, distinguir variáveis que seriam capazes de influenciá-lo, determinar as formas de controle e de observação dos efeitos que a variável produz no objeto.

Quando entidades físicas são estudadas, como porções, bactérias ou líquidos, não há grandes impedimentos quanto há experimentação. Porém quando a experimentação envolve objetos sócias tais como pessoas e grupos há maiores limitações (GIL, 2002).

A pesquisa experimental ao contrário do que se pensa, não precisa necessariamente de ser realizada em laboratório, se bastante apenas em ser constituída de manipulação, controle e distribuição aleatória (GIL, 2002).

O estudo feito neste trabalho visa a análise experimental de um trocador de calor a fim de identificar variáveis importantes para a avaliação de efetividade do equipamento. Essa pesquisa também é quantitativa uma vez que o objetivo é através de instrumentos padronizados obter números para analisar. De caráter explicativo pois por método experimental busca identificar variáveis e explicitar suas influências. Uma pesquisa bibliográfica é realizada para identificar livros, teses ou artigos que tenham algum estudo semelhante que sirva como base para realizar um novo estudo e experimental pela utilização de testes em bancada de um laboratório.

3.2 Materiais e métodos

Um fluxograma é planejado a fim de pontuar as principais etapas da pesquisa, o qual está disposto na Figura 8.

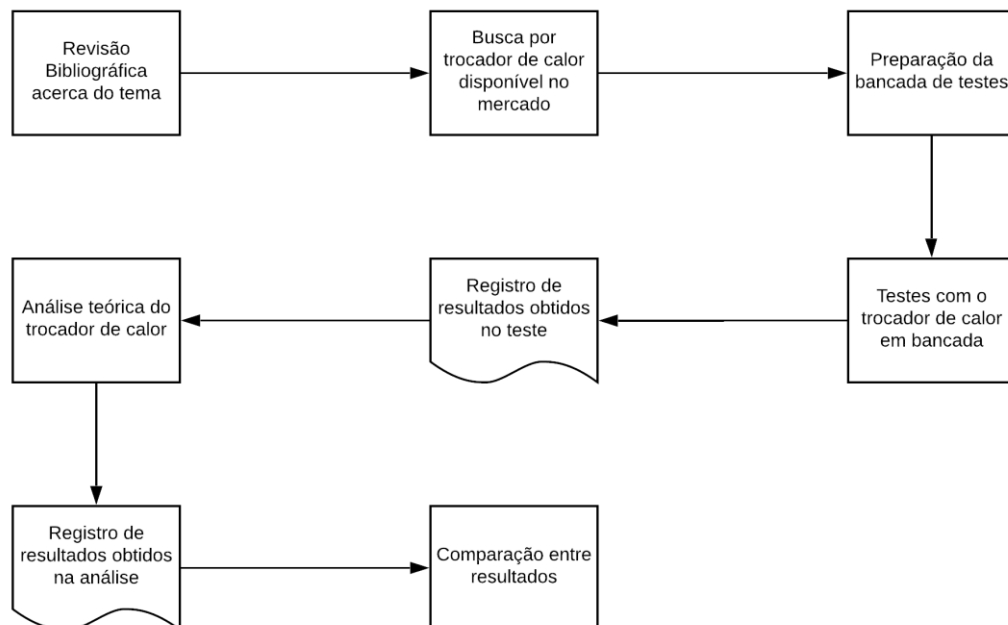


Figura 8 – Fluxograma de etapas.
Fonte: Pesquisa direta (2018).

Primeiramente, é realizada uma revisão bibliográfica a respeito do tema, a fim de obter parâmetros para o desenvolvimento do trabalho, esses parâmetros são obtidos através de livros, teses e artigos da biblioteca e também os disponíveis na internet.

Logo após esta etapa, são realizadas buscas em empresas, lojas automotivas e internet de um trocador de calor compacto disponível para realização de testes.

A análise teórica do trocador de calor adquirido é feita através das equações 22 a 29 disponibilizadas na revisão bibliográfica, essas equações são solucionadas com a utilização do *software Matlab*. São levantados os resultados da análise teórica do trocador de calor, tentando identificar as variáveis de maior influência na efetividade do trocador de calor. Assim, esses dados são compilados no *software Microsoft Excel* para posterior comparação.

Em laboratório é preparada uma bancada para simulação do funcionamento do trocador de calor adquirido. Essa bancada é composta de termopares, mostradores digitais, medidor de fluxo, anemômetro, fonte de calor, eletroventilador, fontes de alimentação (Figura 9), canalização de vento, regulador de vazão e banho maria ultratermostatizado como elementos principais da bancada de testes.



Figura 9 – Fontes de energia 23,04 W (a esquerda) e 40,2 W (a direita).
Fonte: Pesquisa direta (2019).

A bancada permite uma variação de temperatura e vazão dos fluidos quente e frio. O banho-maria representado na Figura 10 permite uma temperatura de entrada no radiador que varia de -10°C a 100°C . Para a variação da temperatura do ar é usado um secador de cabelos posicionado a um ângulo de aproximadamente 45° do eletroventilador a fim de não influenciar a vazão de ar do eletroventilador, conforme mostra a Figura 11. A vazão de água é controlada por uma válvula do tipo agulha, observada na Figura 12, e a vazão do ar é modificada alterando

a alimentação do eletroventilador. Assim, o experimento conta com duas diferentes fontes de energia: uma que fornece potência de 40,2 W e outra que fornece potência de 23,04 W, Figura 9.



Figura 10 – Banho Maria (fonte de água quente e fria).
Fonte: Pesquisa direta (2019).



Figura 11 – Secador de cabelos (fonte de ar quente).
Fonte: Pesquisa direta (2019).



Figura 12 – Válvula de controle de vazão.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

No sistema montado é possível observar sensores de temperatura do tipo termopar na saída de água e de ar do radiador, bem como sensor de vazão de água posicionado entre o banho-maria e o trocador de calor, conforme observa-se pelas Figuras 13 e 14. Estes sensores são conectados a mostradores digitais para facilitar a leitura dos dados gerados, conforme ilustra a Figura 15.



Figura 13 – Par de termopares.
Fonte: Pesquisa direta (2019).



Figura 14 – Válvula de controle de vazão (a direita) e sensor de vazão (a esquerda).
Fonte: Pesquisa direta (2019).



Figura 15 – Mostradores digitais.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

Para medir a velocidade do vento gerado pelo eletroventilador é utilizado um anemômetro de ventoinha e mostrador digital (Figura 16). As medições de velocidade são coletadas em quatro pontos extremos do radiador, desses valores é considerada a média entre eles.



Figura 16 – Anemômetro de ventoinha e pontos de coleta (pontos vermelhos).
Fonte: Pesquisa direta (2019).

Se mostra necessário ainda algumas alterações na bancada, como a canalização do vento provindo do eletroventilador a fim de direcioná-lo para o radiador, e também o posicionamento de um obstáculo que obstrua o contato do vento com a mangueira de saída onde está posicionado o termopar, para evitar influência na temperatura aferida. Dessa forma as Figuras 17 e 18 mostram a configuração final da bancada.



Figura 17 – Bancada completa com canalização do ar.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

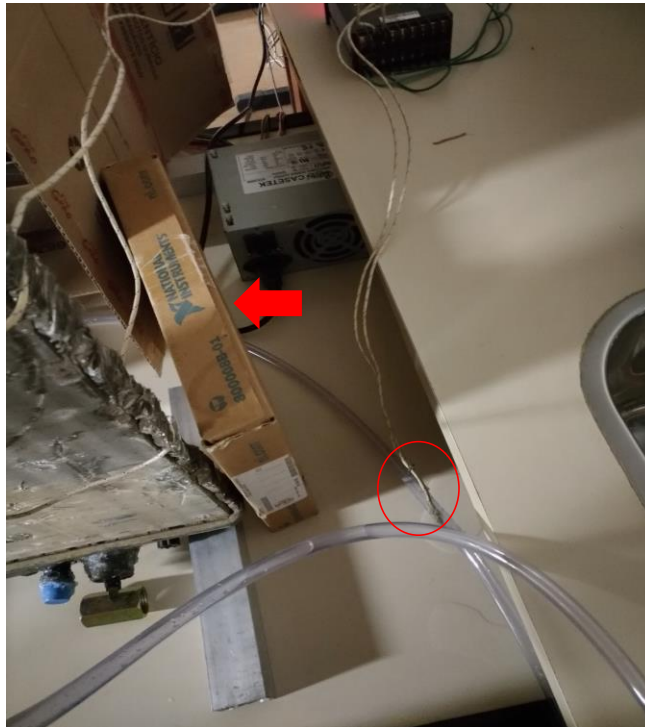


Figura 18 – Obstáculo posicionado impedindo passagem de ar.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

Com a bancada devidamente montada são feitos 5 diferentes testes em 3 diferentes dias. Os testes consistem em estabelecer a princípio valores fixos para as variáveis temperatura de entrada do ar e da água, vazão volumétrica da água e velocidade do ar, logo após cada variável é alterada uma vez, mantendo as demais fixas. Esse método é utilizado a fim de analisar a influência daquela variável específica no experimento.

O trocador de calor compacto é testado na bancada mencionada em condição semelhante ao trabalho que realizaria em um motor a combustão Honda CB600F, que é o motor utilizado no protótipo Fórmula.

Apenas para a temperatura de entrada da água os valores são escolhidos conforme o ideal e o real para um motor de uma moto Honda 600cc, uma vez que geralmente os radiadores trabalham próximos a essas faixas de temperatura. Para as demais variáveis é apenas escolhido um valor que possua uma diferença considerável do valor original para avaliar sua influência.

As compilações de dados são comparadas, a fim de mostrar a vantagem de uma avaliação experimental e identificar as principais variáveis que influenciam no trocador de calor.

Com o objetivo de avaliar o desempenho do trocador de calor, é realizada uma análise teórica utilizando os dados obtidos na avaliação experimental. Essa análise é feita utilizando o método da efetividade - NUT.

A Figura 19 mostra a tela do *software Matlab*.

Insira a velocidade do ar em m/s: 1.55	Cag = 0.05407 kW/ K, e Car = 0.13590 kW/ K .
Insira a vazão volumétrica da água em l/h: 48	A máxima taxa de transferência de calor Qmax = 3.72572 kW .
Insira a temperatura de entrada do ar em graus: 16.1	O número de unidades de transferência é NUT = 0.84570 .
Insira a temperatura de entrada da água em graus: 85	A razão entre as taxas de capacidade de calor é C* = 0.39790 .
Insira a altitude em m: 1222	A efetividade é e = 0.51024 .
Insira a densidade da água em kg/m ³ : 968.61	A taxa real de transferência de calor é Q = 1.90102 kW .
Insira a área do trocador em m ² : 0.8617	As temperaturas de saída são Tar = 30.09 °C e Tágua = 49.84 °C .
Insira o coeficiente global de transferência de calor em W/m ² .K: 53.07	fz >>

Figura 19 –Tela do *software Matlab*.

Fonte: Pesquisa direta (2019).

3.3 Variáveis e Indicadores

Variável é um elemento que representa o conjunto de todos os resultados possíveis de um fenômeno. Podendo ser categórica, medida, manipulação ou experimento, dependente e independente (KERLINGER, 2003).

Como indicador tem-se todos os parâmetros que pode sofrer variação e pode ser quantificado para comparação entre vários momentos da pesquisa. Tem por objetivo, qualificar e analisar a qualidade do método aplicado de modo poder se melhorar caso necessário. Para avaliação do método, são analisados variáveis e indicadores de desempenho, conforme Tabela 2.

Tabela 2 - Variáveis e Indicadores de desempenho

Variável	Indicadores
Trocador de calor	Efetividade Número de unidades de transferência Capacidade calorífica do fluido frio Capacidade calorífica do fluido quente Temperatura dos fluidos Vazão do fluido frio Vazão do fluido quente Área da superfície de troca de calor Máxima taxa de transferência de calor Taxa real de transferência de calor Coeficiente global de transferência de calor

Fonte: Pesquisa direta, 2019.

3.4 Instrumentos de coleta de dados

São utilizados como instrumentos de coleta sensores do tipo termopar, medidor de fluxo, anemômetro e dispositivos de visualização de temperatura e fluxo. Os resultados obtidos na análise do trocador de calor são compilados no *software Microsoft Excel* para posterior comparação.

3.5 Tabulação dos dados

A tabulação dos dados obtidos na análise teórica, análise experimental e na comparação de resultados é feita no *software Microsoft Excel®* de modo a facilitar a sua visualização, sendo que a documentação se mostra mais clara se apresentada no *Microsoft Word®*.

3.6 Considerações finais do capítulo

Neste capítulo é caracterizado o tipo da pesquisa e também identificado métodos e ferramentas para sua correta realização, de forma a esclarecer a metodologia adotada. No quarto capítulo são apresentadas as análises dos resultados relativos a avaliação teórica e experimental, com posterior comparação de ambas.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são apresentados os resultados da análise experimental e da análise teórica e discussões.

4.1 Análise Experimental

Para análise do trocador de calor selecionado, é projetada uma bancada de testes na qual é possível alterar algumas variáveis a fim de observar o efeito causado pela intervenção feita. A bancada está descrita no capítulo 3 deste trabalho.

Os resultados obtidos podem ser encontrados nas Tabelas de 3 a 5, dispostos por dia e por tipo de teste. Os dias dos testes são: primeiro dia (12/06/2019), segundo dia (13/06/2019) e terceiro dia (14/06/2019). O teste 1 é o padrão para fins de comparação. No teste 2 é realizada a variação da temperatura de entrada da água. No teste 3 é realizada a variação da temperatura de entrada do ar. No teste 4 é realizada a variação da velocidade do ar e no teste 5 é realizada a variação da vazão da água. Na variação de cada um desses parâmetros, as condições iniciais dos outros parâmetros são mantidas.

Tabela 3 – Resultados avaliação experimental no primeiro dia

Primeiro dia – 12/06/2019					
Parâmetro	Teste 1	Teste 2	$\Delta\%$	Teste 3	$\Delta\%$
Temperatura de entrada do ar	16,1°C	17,0°C	-5,6%	21,0°C	-30,4%
Temperatura de entrada da água	85,0°C	70,0°C	17,6%	85,0°C	--
Velocidade de entrada do ar	1,55 m/s	1,55 m/s	--	1,55 m/s	--
Vazão volumétrica da água	48 litros/h	48 litros/h	--	48 litros/h	--
Temperatura de saída do ar	24,5°C	24,0°C	2,0%	27,6°C	-12,7%
Temperatura de saída da água	50,2°C	45,2°C	10,0%	54,2°C	-8,0%
Parâmetro	Teste 1	Teste 4	$\Delta\%$	Teste 5	$\Delta\%$
Temperatura de entrada do ar	16,1°C	16,1°C	--	16,1°C	--
Temperatura de entrada da água	85,0°C	84,5°C	0,6%	85,7°C	-0,8%
Velocidade de entrada do ar	1,55 m/s	0,60 m/s	61,3%	1,55 m/s	--
Vazão volumétrica da água	48 litros/h	50 litros/h	-4,2%	23,3 litros/h	51,5%
Temperatura de saída do ar	24,5°C	40,0°C	-63,3%	23,70°C	3,3%
Temperatura de saída da água	50,2°C	67,4°C	-34,3%	32,80°C	34,7%

Fonte: Pesquisa direta, 2019.

Tabela 4 – Resultados avaliação experimental no segundo dia

Segundo dia – 13/06/2019					
Parâmetro	Teste 1	Teste 2	Δ%	Teste 3	Δ%
Temperatura de entrada do ar	17,6°C	17,6°C	--	22,7°C	-29,0%
Temperatura de entrada da água	86,1°C	72,2°C	16,1%	86,2°C	-0,1%
Velocidade de entrada do ar	1,50 m/s	1,50 m/s	--	1,50 m/s	--
Vazão volumétrica da água	56 litros/h	56 litros/h	--	56 litros/h	--
Temperatura de saída do ar	25,7°C	24,7°C	3,9%	29,4°C	-14,4%
Temperatura de saída da água	53,6°C	47,0°C	12,3%	56,6°C	-5,6%
Parâmetro	Teste 1	Teste 4	Δ%	Teste 5	Δ%
Temperatura de entrada do ar	17,6°C	19,0°C	-8,0%	19,0°C	-8,0%
Temperatura de entrada da água	86,1°C	85,3°C	0,9%	86,3°C	-0,2%
Velocidade de entrada do ar	1,50 m/s	0,50 m/s	66,7%	1,50 m/s	--
Vazão volumétrica da água	56 litros/h	50 litros/h	10,7%	28 litros/h	50%
Temperatura de saída do ar	25,7°C	38,7°C	-50,6%	25,5°C	0,8%
Temperatura de saída da água	53,6°C	66,3°C	-23,7%	41,8°C	22,0%

Fonte: Pesquisa direta, 2019.

Tabela 5 – Resultados avaliação experimental no terceiro dia

Terceiro dia – 14/06/2019					
Parâmetro	Teste 1	Teste 2	Δ%	Teste 3	Δ%
Temperatura de entrada do ar	22,0°C	22,0°C	--	26,0°C	-18,2%
Temperatura de entrada da água	85,5°C	70,3°C	17,8%	85,1°C	0,5%
Velocidade de entrada do ar	1,57 m/s	1,57 m/s	--	1,57 m/s	--
Vazão volumétrica da água	56 litros/h	56 litros/h	--	56 litros/h	--
Temperatura de saída do ar	28,2°C	26,5°C	6,0%	30,9°C	-9,6%
Temperatura de saída da água	57,8°C	48,1°C	16,8%	59,7°C	-3,3%
Parâmetro	Teste 1	Teste 4	Δ%	Teste 5	Δ%
Temperatura de entrada do ar	22,0°C	22,5°C	-2,3%	22,3°C	-1,4%
Temperatura de entrada da água	85,5°C	84,9°C	0,7%	86,0°C	-0,6%
Velocidade de entrada do ar	1,57 m/s	0,50 m/s	68,2%	1,57 m/s	--
Vazão volumétrica da água	56 litros/h	56 litros/h	--	24,5 litros/h	56,3%
Temperatura de saída do ar	28,2°C	33,7°C	-19,5%	27,9°C	1,1%
Temperatura de saída da água	57,8°C	69,0°C	-19,4%	39,3°C	32,0%

Fonte: Pesquisa direta, 2019.

Observando as tabelas 3 a 5, quando a temperatura de entrada da água é reduzida em aproximadamente 17% em todos os três dias é perceptível a queda de temperatura de saída da água. Este fato leva a conclusão de que o trocador de calor mantém a mesma proporção de troca térmica. Ou seja, mantém a mesma capacidade calorífica do fluido em questão. Assim, quanto

mais frio o fluido de entrada no trocador de calor, mais frio ele sai mantendo as mesmas condições de operação de temperatura e pressão do outro fluido de trabalho. Há também o reconhecimento de que a temperatura do ar após a troca de calor sai menor de -2% a -6%, devido a menor temperatura envolvida. Este efeito da temperatura é similar quando se varia a temperatura do ar de +18% a +30%. Quanto mais quente entra o ar (26,0°C), a temperatura de saída será maior (30,9°C) e maior será a temperatura de saída da água (59,7°C). Dessa forma é conveniente concluir que quando há uma maior diferença de temperatura entre os fluidos, melhor é a troca de calor.

A redução da velocidade do ar se mostra muito prejudicial a troca térmica, uma vez que a água perde pouco calor se comparado aos demais cenários e a massa de ar ainda sai muito quente do radiador. Por exemplo, no dia 12/06, teste 4, a redução da velocidade do ar é de -61,3% o que ocasiona uma redução de temperatura da água de apenas 17,1°C.

Já o parâmetro vazão volumétrica de água, quando ocorre uma redução de -51,5% (no primeiro dia), apresenta uma diminuição na temperatura de saída da água de -34,7% enquanto que no segundo e terceiro dias, ocorre uma redução de -22% e de -32%, respectivamente, na temperatura de saída para uma diminuição de -50% e -56,3%, respectivamente em sua vazão. Este fato demonstra que para uma velocidade do ar de aproximadamente 1,5 m/s, uma vazão de água menor apresenta melhor troca térmica por apresentar menor quantidade de fluido para retirar calor.

4.2 Análise Teórica

Na Tabela 6 pode-se verificar as entradas e saídas do método utilizado para o cálculo teórico, que é o método da efetividade – NUT.

Com exceção das temperaturas, os dados da Tabela 6 não são fornecidos diretamente pelo experimento, necessitando assim encontrá-los para o desenvolvimento da análise.

Tabela 6 – Entradas e Saídas relacionadas ao método da efetividade - NUT

Entradas	Saídas
T_{ear} (Temperatura de entrada do ar)	T_{sar} (Temperatura de saída do ar)
T_{eag} (Temperatura de entrada da água)	T_{sag} (Temperatura de saída da água)
$\dot{m}_{ar}$ (Vazão mássica do ar)	C_{ar} (Taxa de capacidade térmica do ar)
$\dot{m}_{ag}$ (Vazão mássica da água)	C_{ag} (Taxa de capacidade térmica da água)
c_{par} (Calor específico do ar)	$\dot{Q}_{max}$ (Taxa máxima de transferência de calor)
c_{pag} (Calor específico da água)	NUT (Número de unidades de transferência)
A_t (Área do trocador de calor)	C^* (Razão entre a menor e a maior taxa de capacidade de calor dos dois fluxos, logo)
U (Coeficiente global de transferência de calor)	ε (Efetividade)
	$\dot{Q}$ (Taxa real de transferência de calor)

Fonte: Pesquisa direta, 2019.

4.2.1 Área do trocador de calor

O valor da área de transferência de calor do trocador (A_t) é calculado em uma aproximação da medição do radiador por meio de instrumentos de medida. O método utilizado para o cálculo está representado na Figura 20.

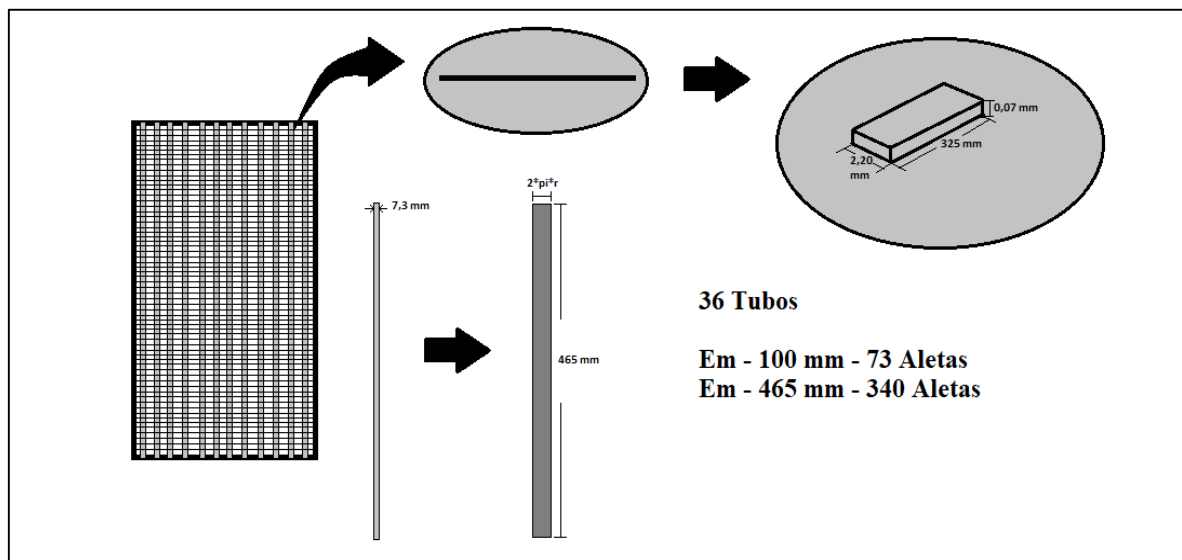


Figura 20 – Análise da área do trocador testado.

Fonte: Pesquisa direta (2019).

Dessa forma a área pode ser representada por:

$$A_t = (A_{al} \times 340 \times 2) + (A_{tb} \times 18 \times 2) - (A_d \times 340 \times 18) \times 2 \quad (30)$$

Onde A_{al} é a área da aleta, A_{tb} a área do tubo e A_d a área de desconto do encontro tubo/aleta.

Considerando A_f a área frontal de vazão do ar do radiador. Os resultados estão expressos na Tabela 7.

Tabela 7 – Valores encontrados para as áreas

Área	Valores
Área do trocador de calor (A_t)	0,8617 m ²
Área frontal de vazão do ar (A_f)	0,1511 m ²

Fonte: Pesquisa direta, 2019.

4.2.2 Vazão mássica do ar

A vazão mássica do ar pode ser calculada pela equação (32) uma vez que o experimento fornece a velocidade do ar (V_{ar}) e o valor de A_f calculado anteriormente. Para a massa específica (ρ_{ar}) é possível usar a equação (33) e equação (34).

$$\dot{m}_{ar} = (V_{ar} \times A_f) \times \rho_{ar} \quad (32)$$

$$p = p_0 \times \left(1 - \frac{L \times h}{T_0}\right)^{\left(\frac{g \times M}{R \times L}\right)} \quad (33)$$

$$\rho_{ar} = \frac{p \times M}{R \times T_{ear}} \quad (34)$$

Sendo: h a altitude; p_0 a pressão atmosférica padrão ao nível do mar; T_0 a temperatura atmosférica padrão ao nível do mar; g a aceleração da gravidade ao nível do solo; L a taxa de gradiente adiabático; R a constante universal dos gases; M a massa molar do ar seco; p a pressão atmosférica absoluta; e T_{ear} a temperatura atmosférica. O cálculo da massa específica do ar

leva em consideração a altitude da cidade de Ouro Preto (MG), sendo esta igual a 1222 m (Google Earth, 2019).

4.2.3 Vazão mássica da água e calor específico do ar e da água

A vazão mássica da água ($\dot{m}_{ag}$) pode ser calculada pela equação (35) uma vez que o experimento fornece a vazão volumétrica da água ($\dot{q}_{ag}$) e o valor da massa específica da água é obtida pelo site Engineeringtoolbox (2019). O valor da massa específica da água é considerado igual a 977,76 kg/m³ para 70°C e 968,61 kg/m³ para 85°C.

$$\dot{m}_{ag} = \dot{q}_{ag} \times \rho_{ag} \quad (35)$$

O calor específico da água (c_{pag}) é 4,187 kJ/kg.K. Enquanto o calor específico do ar (c_{par}) pode ser aproximado pela equação (36).

$$c_{par} = 0,000129594 \times T_{ear} + 0,973811603 \quad (36)$$

4.2.4 Coeficiente global de transferência de calor

O coeficiente global de transferência de calor é calculado através de uma calculadora online encontrada no site Checalc (2019) utilizando os dados obtidos no experimento base de cada dia e a área estimada, ou seja os valores considerados fixos de cada dia de experimento são utilizados para achar o U. Um dos cálculos realizados pode ser observado nas Figuras 21 e 22. Os coeficientes globais calculados desta maneira podem ser vistos na Tabela 8.

Data

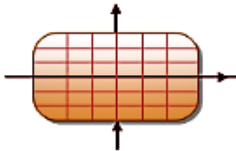
Calculate

Heat Transfer Coefficient, U ▼

Calculate overall heat transfer coefficient (U) of an exchanger for given flowrates, inlet temperature, outlet temperature, specific heat and exchanger area

Exchanger Type

Cross Flow - Both Fluid Unmixed ▼



Heat Exchanger Area (A)

0.8617 m²

Stream Data

	Units	Hot	Cold
Flow Rates	Kg/s	0.01291447713	0.24680
Inlet Temp.	°C	85	16.1
Specific Heat	KJ/Kg.°K	4.187	1.012
Outlet Temp.	°C	50.2	23.634

Figura 21 – Cálculo do coeficiente global de calor dia 1(entradas).
 Fonte: Checalc (2019).

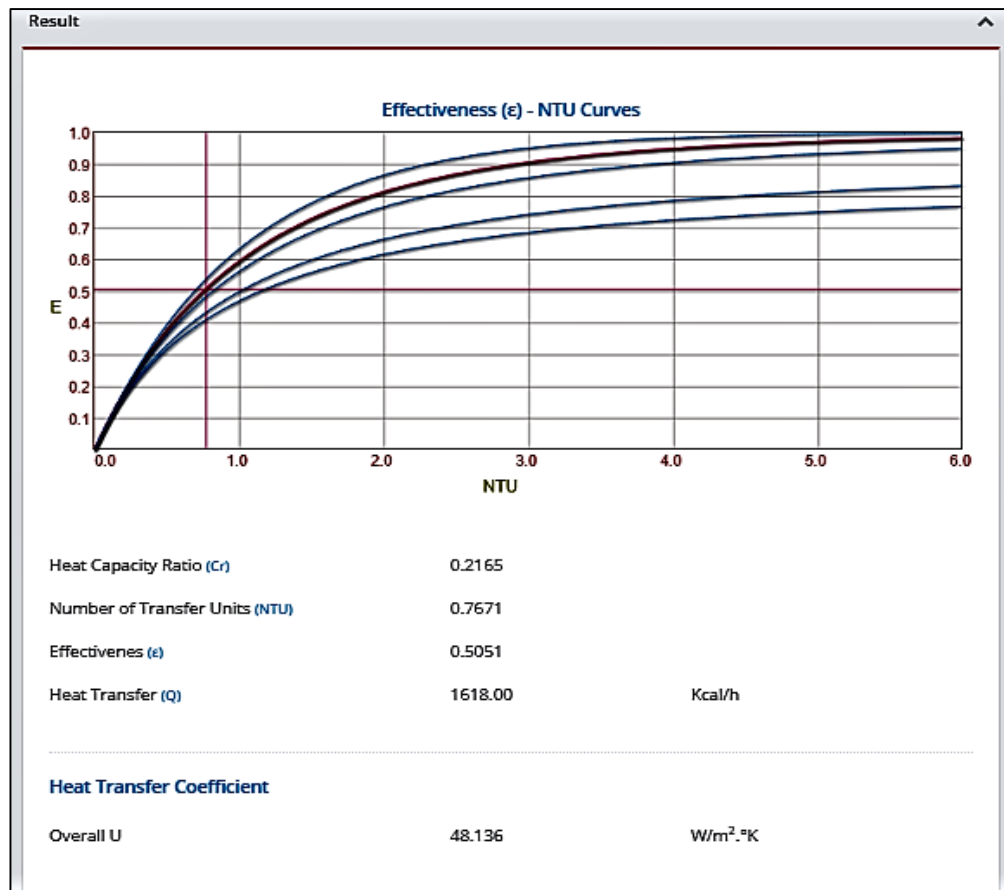


Figura 22 – Cálculo do coeficiente global de calor dia 1(saídas).
 Fonte: Checalc (2019).

Tabela 8 – Valores encontrados para o coeficiente global de transferência de calor

ENTRADAS	SAÍDAS
PRIMEIRO DIA Vazão de ar: 0,2468 kg/s Temperatura de entrada e saída do ar: 16,1°C e 23,63°C Calor específico do ar: 1,012 kJ/kg.K Vazão de água: 0,0129 kg/s Temperatura de entrada e saída da água: 85°C e 50,2°C Calor específico da água: 4,187 kJ/kg.K Área do trocador: 0,8617 m ²	Coeficiente global de transferência de calor = 48,136 W/m ² .K
SEGUNDO DIA Vazão de ar: 0,2376 kg/s Temperatura de entrada e saída do ar: 17,6°C e 26,13°C Calor específico do ar: 1,012 kJ/kg.K Vazão de água: 0,0151 kg/s Temperatura de entrada e saída da água: 86,1°C e 53,6°C Calor específico da água: 4,187 kJ/kg.K Área do trocador: 0,8617 m ²	Coeficiente global de transferência de calor = 51,989 W/m ² .K
TERCEIRO DIA Vazão de ar: 0,2450 kg/s Temperatura de entrada e saída do ar: 22°C e 29,05°C Calor específico do ar: 1,012 kJ/kg.K Vazão de água: 0,0151 kg/s Temperatura de entrada e saída da água: 85,5°C e 57,8°C Calor específico da água: 4,187 kJ/kg.K Área do trocador: 0,8617 m ²	Coeficiente global de transferência de calor = 45,768 W/m ² .K
MÉDIA	48,631 W/m².K

Fonte: Pesquisa direta, 2019

4.2.5 Resultados da avaliação teórica

Os resultados da avaliação teórica são obtidos conforme informações dos resultados experimentais. Assim, as tabelas de resultados teóricos são também divididas de acordo com o dia que o experimento é realizado. Os resultados estão dispostos nas Tabelas 9 a 11.

Tabela 9 – Resultados avaliação teórica referente ao primeiro dia de testes

Avaliação teórica referente ao primeiro dia					
Parâmetro	Teste 1	Teste 2	Δ%	Teste 3	Δ%
Altitude (m)	1222	1222	--	1222	--
Velocidade de entrada do ar (m/s)	1,55	1,55	--	1,55	--
Temperatura de entrada do ar (°C)	16,10	17,00	-5,6%	21,00	-30,4%
Temperatura de saída do ar (°C)	23,69	22,87	3,5%	28,16	-18,9%
Capacidade térmica do ar (kW/K)	0,2496	0,2488	0,3%	0,2456	1,6%
Vazão volumétrica da água (l/h)	48,00	48,00	--	48,00	--
Massa específica da água (kg/m ³)	968,61	977,76	-0,9%	968,61	--
Temperatura de entrada da água (°C)	85,00	70,00	17,6%	85,00	--
Temperatura de saída da água (°C)	49,97	43,24	13,5%	52,50	-5,1%
Capacidade térmica da água (kW/K)	0,0541	0,0546	-0,9%	0,0541	--
Razão entre as capacidades caloríficas	0,2167	0,2194	-1,2%	0,2202	-1,6%
Calor máximo trocado (kW)	3,7257	2,8930	22,4%	3,4608	7,1%
NUT	0,7750	0,7677	0,9%	0,7750	--
Taxa real de troca de calor (kW)	1,8941	1,4608	22,9%	1,7577	7,2%
Efetividade do trocador	0,5084	0,5050	0,7%	0,5079	0,1%
Parâmetro	Teste 1	Teste 4	Δ%	Teste 5	Δ%
Altitude (m)	1222	1222	--	1222	--
Velocidade de entrada do ar (m/s)	1,55	0,50	67,7%	1,55	--
Temperatura de entrada do ar (°C)	16,10	16,10	--	16,10	--
Temperatura de saída do ar (°C)	23,69	36,91	-55,8%	21,76	8,1%
Capacidade térmica do ar (kW/K)	0,2496	0,0805	67,7%	0,2496	--
Vazão volumétrica da água (l/h)	48,00	50,00	-4,2%	23,30	51,5%
Massa específica da água (kg/m ³)	968,61	968,61	--	968,61	--
Temperatura de entrada da água (°C)	85,00	84,50	0,6%	85,70	-0,8%
Temperatura de saída da água (°C)	49,97	54,75	-9,6%	31,92	36,1%
Capacidade térmica da água (kW/K)	0,0541	0,0563	-4,1%	0,0263	51,4%
Razão entre as capacidades caloríficas	0,2167	0,6996	-222,8%	0,1052	51,5%
Calor máximo trocado (kW)	3,7257	3,8528	-3,4%	1,8269	51,0%
NUT	0,7750	0,7440	4,0%	1,5965	-106,0%
Taxa real de troca de calor (kW)	1,8941	1,6757	11,5%	1,4116	25,5%
Efetividade do trocador	0,5084	0,4349	14,5%	0,7727	-52,0%

Fonte: Pesquisa direta, 2019.

Tabela 10 – Resultados avaliação teórica referente ao segundo dia de testes

Avaliação teórica referente ao segundo dia					
Parâmetro	Teste 1	Teste 2	Δ%	Teste 3	Δ%
Altitude (m)	1222	1222	--	1222	--
Velocidade de entrada do ar (m/s)	1,50	1,50	--	1,50	--
Temperatura de entrada do ar (°C)	17,60	17,60	--	22,70	-29,0%
Temperatura de saída do ar (°C)	25,76	24,12	6,4%	30,38	-17,9%
Capacidade térmica do ar (kW/K)	0,2403	0,2403	--	0,2363	1,7%
Vazão volumétrica da água (l/h)	56,00	56,00	--	56,00	--
Massa específica da água (kg/m ³)	968,61	977,76	-0,9%	968,61	--
Temperatura de entrada da água (°C)	86,10	72,20	16,1%	86,20	-0,1%
Temperatura de saída da água (°C)	55,20	47,60	13,8%	57,42	-4,0%
Capacidade térmica da água (kW/K)	0,0631	0,0637	-1,0%	0,0631	--
Razão entre as capacidades caloríficas	0,2625	0,2650	-1,0%	0,2669	-1,7%
Calor máximo trocado (kW)	4,3214	3,4771	19,5%	4,0060	7,3%
NUT	0,6643	0,6580	0,9%	0,6643	--
Taxa real de troca de calor (kW)	1,9610	1,5668	20,1%	1,8158	7,4%
Efetividade do trocador	0,4538	0,4506	0,7%	0,4533	0,1%
Parâmetro	Teste 1	Teste 4	Δ%	Teste 5	Δ%
Altitude (m)	1222	1222	--	1222	--
Velocidade de entrada do ar (m/s)	1,50	0,50	66,7%	1,50	--
Temperatura de entrada do ar (°C)	17,60	19,00	-8,0%	19,00	-8,0%
Temperatura de saída do ar (°C)	25,76	39,33	-52,7%	25,27	1,9%
Capacidade térmica do ar (kW/K)	0,2403	0,0797	66,8%	0,2392	0,5%
Vazão volumétrica da água (l/h)	56,00	50,00	10,7%	28,00	50,0%
Massa específica da água (kg/m ³)	968,61	968,61	--	968,61	--
Temperatura de entrada da água (°C)	86,10	85,30	0,9%	86,30	-0,2%
Temperatura de saída da água (°C)	55,20	56,52	-2,4%	38,77	29,8%
Capacidade térmica da água (kW/K)	0,0631	0,0563	10,8%	0,0315	50,1%
Razão entre as capacidades caloríficas	0,2625	0,7064	-169,1%	0,1319	49,8%
Calor máximo trocado (kW)	4,3214	3,7345	13,6%	2,1229	50,9%
NUT	0,6643	0,7440	-12,0%	1,3285	-100,0%
Taxa real de troca de calor (kW)	1,9610	1,6213	17,3%	1,4992	23,5%
Efetividade do trocador	0,4538	0,4342	4,3%	0,7062	-55,6%

Fonte: Pesquisa direta, 2019.

Tabela 11 – Resultados avaliação teórica referente ao terceiro dia de testes

Avaliação teórica referente ao terceiro dia					
Parâmetro	Teste 1	Teste 2	Δ%	Teste 3	Δ%
Altitude (m)	1222	1222	--	1222	--
Velocidade de entrada do ar (m/s)	1,57	1,57	--	1,57	--
Temperatura de entrada do ar (°C)	22,00	22,00	--	26,00	-18,2%
Temperatura de saída do ar (°C)	29,29	27,60	5,8%	32,92	-12,4%
Capacidade térmica do ar (kW/K)	0,2479	0,2479	--	0,2448	1,3%
Vazão volumétrica da água (l/h)	56,00	56,00	--	56,00	--
Massa específica da água (kg/m ³)	968,61	977,76	-0,9%	968,61	--
Temperatura de entrada da água (°C)	85,50	70,30	17,8%	85,10	0,5%
Temperatura de saída da água (°C)	56,35	48,49	13,9%	58,25	-3,4%
Capacidade térmica da água (kW/K)	0,0631	0,0637	-1,0%	0,0631	--
Razão entre as capacidades caloríficas	0,2545	0,2569	-0,9%	0,2578	-1,3%
Calor máximo trocado (kW)	3,9745	3,0759	22,6%	3,7284	6,2%
NUT	0,6643	0,6580	0,9%	0,6643	--
Taxa real de troca de calor (kW)	1,8073	1,3889	23,2%	1,6939	6,3%
Efetividade do trocador	0,4547	0,4516	0,7%	0,4543	0,1%
Parâmetro	Teste 1	Teste 4	Δ%	Teste 5	Δ%
Altitude (m)	1222	1222	--	1222	--
Velocidade de entrada do ar (m/s)	1,57	0,50	68,2%	1,57	--
Temperatura de entrada do ar (°C)	22,00	22,50	-2,3%	22,30	-1,4%
Temperatura de saída do ar (°C)	29,29	42,26	-44,3%	27,66	5,6%
Capacidade térmica do ar (kW/K)	0,2479	0,0788	68,2%	0,2477	0,1%
Vazão volumétrica da água (l/h)	56,00	56,00	--	24,50	56,3%
Massa específica da água (kg/m ³)	968,61	968,61	--	968,61	--
Temperatura de entrada da água (°C)	85,50	84,90	0,7%	86,00	-0,6%
Temperatura de saída da água (°C)	56,35	60,21	-6,9%	37,90	32,7%
Capacidade térmica da água (kW/K)	0,0631	0,0631	--	0,0276	56,3%
Razão entre as capacidades caloríficas	0,2545	0,8003	-214,5%	0,1114	56,2%
Calor máximo trocado (kW)	3,9745	3,9366	1,0%	1,7582	55,8%
NUT	0,6643	0,6643	--	1,5183	-128,6%
Taxa real de troca de calor (kW)	1,8073	1,5577	13,8%	1,3276	26,5%
Efetividade do trocador	0,4547	0,3957	13,0%	0,7551	-66,1%

Fonte: Pesquisa direta, 2019.

A análise teórica traz consigo resultados importantes como o NUT, a efetividade e a taxa real de troca de calor.

Quando a água entra em média 17,2% mais fria, ela sai em média 13,7% mais fria mantendo uma boa proporção de troca térmica. Ainda nessa situação o ar sai em média 6,1% mais frio, sendo que apenas o dia 1 diverge (3,5%), o que pode ser explicado pela variação na sua temperatura de entrada do ar em +5,6%.

A variável temperatura da água não sofre muitas alterações em sua efetividade e NUT quando variada nos testes, sendo as perdas de -0,7% e -0,9% respectivamente. A taxa real de transferência de calor tem uma maior variação que é em média -22,1%, considerando a menor temperatura de entrada da água essa variação é válida.

A temperatura do ar varia em média +29,7%, tendo como exceção o dia 3 devido a temperatura ambiente já estar mais alta e o dispositivo que fornece calor ter sua capacidade de aquecer limitada, neste dia o ar entra 18,2% mais quente. Nesses moldes o ar sai em média 14,7% mais quente mantendo a proporção de troca térmica. A água sai em média 4,2% mais quente.

A variável temperatura do ar não sofre nenhuma alteração em seu NUT, já a efetividade varia em apenas -0,1%. A taxa real de transferência de calor tem uma maior variação que é em média -7,0%, considerando a maior temperatura de entrada do ar essa variação é válida.

Alterando a vazão da água em média -52,6%, temos uma queda média de 52,6% na temperatura de saída da água. Observando a temperatura de saída do ar observamos algumas divergências, sendo a variação de -8,1% para o dia 1, -1,9% para o dia 2 e -5,6% para o dia 3, podendo ser explicado pela variação que ocorre nas temperaturas do ar de entrada em 0% no dia 1, +8% no dia 2 e +1,4% no dia 3.

A variável vazão da água altera o NUT em cerca de +111,5%, explicável pelo baixo valor da capacidade térmica mínima. Já a efetividade varia em +57,9%, consequência do aumento do NUT. A taxa real de transferência de calor tem uma variação que é em média -25,2%, considerando a menor capacidade térmica mínima essa variação é válida.

Varia-se a velocidade do ar na intenção de alterar a vazão de ar no sistema. Quando varia-se a velocidade do ar em média -67,5% encontramos divergências em todas as demais variáveis. No caso da temperatura de saída do ar temos a variação de +55,8% no dia 1, +52,7% no dia 2 e +44,3% no dia 3, a divergência da temperatura do ar de saída no dia 3 se dá pela maior temperatura ambiente 22,5°C, contra 19°C no dia 2 e 16,1°C no dia 3. Enquanto que para as diferenças de +9,6% no dia 1, +2,4% no dia 2 e +6,6% no dia 3 nas temperaturas de saída da água, o motivo para a divergência são as variações na vazão de água, sendo +4,2% no dia 1, -10,7% no dia 2 e 0% no dia 3.

Os valores de NUT, efetividade e taxa real de transferência de calor apresentam também variações entre eles, sendo possivelmente causados pela capacidade térmica mínima variável devido as alterações já mencionadas de temperatura e vazão.

De forma geral para a velocidade do ar diminuída de 67,5% percebe-se um aumento médio de 50,9% na temperatura de saída do ar, 6,3% de aumento na temperatura de saída da água, variação de -5,3% no NUT, variação de -10,6% na efetividade e queda de 14,2% na taxa de transferência de calor.

4.3 Comparação entre os resultados experimentais e teóricos e validação do programa

Os resultados da avaliação experimental são comparados aos resultados da avaliação teórica a fim de validar os cálculos desenvolvidos pelo método efetividade-NUT, podemos observar os resultados da comparação nas Tabelas 12 a 14.

Tabela 12 – Resultados comparativos de temperatura da água

Comparativo de temperaturas referentes aos testes 1 e 2						
Dia 1	Teste 1 Experimental	Teste 1 Teórico	$\Delta\%$	Teste 2 Experimental	Teste 2 Teórico	$\Delta\%$
Temperatura de saída do ar (°C)	24,50	23,69	3,3%	24,00	22,87	4,7%
Temperatura de saída da água (°C)	50,20	49,97	0,5%	45,20	43,24	4,3%
Dia 2						
Temperatura de saída do ar (°C)	25,70	25,76	-0,2%	24,70	24,12	2,3%
Temperatura de saída da água (°C)	53,60	55,20	-3,0%	47,00	47,60	-1,3%
Dia 3						
Temperatura de saída do ar (°C)	28,20	29,29	-3,9%	26,50	27,60	-4,2%
Temperatura de saída da água (°C)	57,80	56,35	2,5%	48,10	48,49	-0,8%

Fonte: Pesquisa direta, 2019.

Para o teste 1, considerado padrão, as variações entre os testes práticos e teóricos são pequenas, onde para o dia 1 a variação máxima é igual a -3,3% para a temperatura de saída do ar, no dia 2 variação máxima de +3% na temperatura de saída da água e no dia 3 variação máxima de +3,9% para temperatura de saída do ar.

Para o teste 2 de variação de temperatura de entrada da água os resultados são, variação máxima de -4,7% de temperatura de saída do ar no dia 1, variação máxima de -2,3% de

temperatura de saída do ar no dia 2 e variação máxima de +4,2% de temperatura de saída do ar no dia 3.

Tabela 13 – Resultados comparativos de temperatura do ar e velocidade do ar

Comparativo de temperaturas referentes aos testes 3 e 4						
Dia 1	Teste 3 Experimental	Teste 3 Teórico	Δ%	Teste 4 Experimental	Teste 4 Teórico	Δ%
Temperatura de saída do ar (°C)	27,60	28,16	-2,0%	40,00	36,91	7,7%
Temperatura de saída da água (°C)	54,20	52,50	3,1%	67,40	54,75	18,8%
Dia 2						
Temperatura de saída do ar (°C)	29,40	30,38	-3,3%	38,70	39,33	-1,6%
Temperatura de saída da água (°C)	56,60	57,42	-1,4%	66,30	56,52	14,8%
Dia 3						
Temperatura de saída do ar (°C)	30,90	32,92	-6,5%	33,70	42,26	-25,4%
Temperatura de saída da água (°C)	59,70	58,25	2,4%	69,00	60,21	12,7%

Fonte: Pesquisa direta, 2019.

No teste de variação de temperatura de entrada do ar (teste 3), temos variação máxima no dia 1 de -3,1% na temperatura de saída da água, variação máxima no dia 2 de +3,3% na temperatura de saída do ar e variação máxima no dia 3 de +6,5% na temperatura de saída do ar.

Teste 4 de velocidade do ar os resultados da comparação são, variação máxima de -18,8% na temperatura de saída da água no dia 1, variação máxima de -14,8% na temperatura de saída da água no dia 2 e variação máxima de +25,4% na temperatura de saída do ar no dia 3.

Tabela 14 – Resultados comparativos da velocidade do ar

Comparativo de temperaturas referentes ao teste 5			
Dia 1	Teste 5 Experimental	Teste 5 Teórico	$\Delta\%$
Temperatura de saída do ar (°C)	23,70	21,76	8,2%
Temperatura de saída da água (°C)	32,80	31,92	2,7%
Dia 2			
Temperatura de saída do ar (°C)	25,50	25,27	0,9%
Temperatura de saída da água (°C)	41,80	38,77	7,2%
Dia 3			
Temperatura de saída do ar (°C)	27,90	27,66	0,9%
Temperatura de saída da água (°C)	39,30	37,90	3,6%

Fonte: Pesquisa direta, 2019.

O último teste é o de vazão da água e este apresenta diferenças máximas de -8,2% na temperatura de saída do ar no dia 1, -7,2% na temperatura de saída da água no dia 2 e -3,6% na temperatura de saída da água no dia 3.

De forma geral os resultados têm uma variação boa considerando uma aproximação teórica, onde não é possível englobar todas as variáveis possíveis de intervenção que um sistema experimental pode abordar. As variações que se destacam negativamente são as relacionadas a velocidade do ar, que podem ser explicadas considerando a dificuldade de medir a velocidade do ar corretamente, isso ocorre uma vez que o ventilador está em tão baixa velocidade, quando usada a fonte menos potente, que a ventoinha do anemômetro muitas vezes não se mexe, dessa forma não conseguindo realizar a medição correta nos pontos extremos.

5 CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES

Este capítulo finaliza o trabalho apresentando as conclusões obtidas através do estudo realizado e as recomendações para novas pesquisas.

5.1 Conclusões

Neste trabalho é realizada a avaliação de forma experimental e teórica, do desempenho de um trocador de calor compacto utilizado em um motor de combustão interna Honda CB600F da equipe de competição Fórmula Escola de Minas UFOP (FEMU).

Para o desenvolvimento deste trabalho é realizada uma revisão bibliográfica a respeito de um trocador de calor compacto utilizado em motores de combustão interna 600cc, visando avaliar esse trocador de calor para analisar as variáveis de influência em sua operação.

Posteriormente é feita uma avaliação experimental em uma bancada de laboratório, onde é possível identificar que as variáveis temperatura de entrada do ar e da água, velocidade do ar e vazão da água influenciam as temperaturas de saída do ar e da água. Dentre essas variáveis a variação da velocidade do ar e consequente alteração de sua vazão, junto a variação da vazão da água resultam em uma variação de temperatura mais drástica quando considerada as temperaturas de entrada e saída da água, que no caso de um trocador de calor utilizado em motores de combustão é o que mais importa. Dessa forma para a redução da velocidade do ar no sistema a perda de temperatura da água é prejudicada em 25,8%, enquanto que para a redução da vazão de água no sistema a perda de temperatura é beneficiada em 29,6%, considerando os maiores valores alcançados.

A influência da temperatura de entrada tanto do ar quanto da água poderia ser maior caso tivessem maior variação, porém por considerar uma temperatura de água que esteja dentro da faixa de funcionamento de um motor Honda CB600F, e uma temperatura de ar que seja ambiente, não justifica grandes variações nessas variáveis.

Após realizado todos os testes experimentais são feitas avaliações teóricas com as mesmas entradas dos testes experimentais, a fim de validar os resultados e encontrar valores de NUT, efetividade e taxa real de transferência de calor. Esse feito possibilita comprovar a maior influência da vazão da água observando a temperatura de saída da água do trocador, mas quando

é analisada a velocidade do ar a variação da temperatura de saída cai muito sendo a maior de +9,6%.

Analisando pela efetividade o maior valor alcançado para a variação da temperatura de entrada da água é de 0,505 no dia 1, de 0,5079 para a variação da temperatura de entrada do ar no dia 1, 0,4349 para a variação da velocidade do ar no dia 1 e 0,7727 para a variação da vazão da água no dia 1. Mostrando assim novamente uma maior influência da vazão da água no processo de troca de calor.

Com o objetivo de uma última análise e validação os resultados teóricos e práticos são comparados a fim de analisar as diferenças entre as temperaturas de saída do ar e da água. É observada a maior variação de 3,9% para o teste 1(padão), 4,7% para o teste 2(variação da temperatura de entrada da água), 6,5% para o teste 3(variação da temperatura de entrada do ar), 25,4% para o teste 4(variação da velocidade do ar) e 8,2% para o teste 5(variação da vazão da água). Dessa forma os resultados se mostram de maneira geral bons e confiáveis, a exceção fica para a variável velocidade do ar, que tem sua discrepância justificada no capítulo 4.

O trabalho nos mostra através de seus resultados que as variáveis temperatura de entrada do ar e da água, velocidade do ar e vazão da água influenciam diretamente no desempenho de um trocador de calor. Porém as variáveis velocidade do ar e vazão da água ganham mais destaque apresentando maior influência em sistemas automotivos, justificando o uso de eletroventiladores quando não se tem vazão de ar necessária e bombas de velocidade variável para ajustar a vazão de água de acordo com a exigência do motor.

O trocador de calor usado neste trabalho será usado em um protótipo do tipo Formula, e com os resultados alcançados é possível mostrar que a avaliação experimental junto a teórica pode fornecer pontos cruciais de melhoria para um sistema de troca de calor. Quando o trocador de calor já é conhecido, variáveis como o coeficiente global de transferência de calor e a área de troca de calor que são importantíssimas na transferência de calor, não podem ser alteradas, fazendo-nos recorrer a outros meios de melhorar o desempenho do sistema.

5.2 Recomendações

Considerando os resultados obtidos, um estudo mais apurado quanto a influência simultânea das variáveis utilizadas neste trabalho, pode ser interessante para tentar prever o comportamento da transferência de calor no trocador de calor compacto. Uma vez que quando

acontece de ter variações mesmo que pequenas em variáveis que não estão sendo analisadas, ocorre da mesma forma influência no sistema, como é tratado no Capítulo 4.

Avaliar a influência da inclinação do trocador de calor quando posicionado em carros de competição Formula SAE, pode render resultados interessantes quanto ao desempenho do arrefecimento, considerando que pode alterar a massa de ar no trocador de calor, e também pode ser interessante analisar a influência na aerodinâmica do carro.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

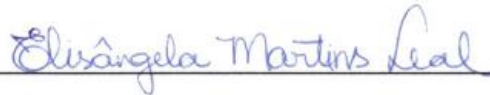
- 2017-18 Formula SAE® Rules. [S. l.], 2016. Disponível em: <https://www.fsaeonline.com/content/2017-18%20FSAE%20Rules%209.2.16a.pdf>. Acesso em: 1 out. 2018.
- BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**. São Paulo: Blucher, 2012.
- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de Calor e Massa**. Rio Grande do Sul: AMGH Editora LTDA, 2012.
- EFFECTS of Temperature on Engine Lubricating Oil. **WearCheck**, Africa, 2008. Disponível em: www.wearcheck.co.za. Acesso em: 14 nov. 2018.
- FONSECA, J. J. **Metodologia da pesquisa científica**. Fortaleza: UEC, 2002.
- FÓRMULA SAE BRASIL. São Paulo, 2018. Disponível em: <http://portal.saebrasil.org.br/programas-estudantis/formula-sae-brasil>. Acesso em: 1 out. 2018.
- GARDENAL, A. L.; SGUÁRIO, M. K. **Avaliação do Desempenho de Trocadores de Calor**. 2016. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Química) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Paraná, 2016.
- GE, Y. et al. Effect of specific heat variations on irreversible Otto cycle performance. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, [S. l.], 31 jan. 2018. Disponível em: <https://www.journals.elsevier.com/international-journal-of-heat-and-mass-transfer>. Acesso em: 13 nov. 2018.
- GERHARDT, T. E.; SILVEIRA, D. T. **Métodos de Pesquisa**. Rio Grande do Sul: UFRGS Editora, 2009.
- GIL, A. C. **Como Elaborar Projetos de Pesquisa**. São Paulo: Atlas, 2002.
- GOLDENBERG, M. **A Arte de Pesquisar**. Rio de Janeiro: Editora Record, 2004.

- GOOGLE Earth. [S. l.], 2019. Disponível em: <https://earth.google.com/web/>. Acesso em: 17 jun. 2019.
- GUMUS, M. et al. Efficiency of an Otto engine under alternative power optimizations. **Wiley InterScience**, [S. l.], 12 jan. 2009. Disponível em: www.interscience.wiley.com. Acesso em: 10 nov. 2018.
- HEAT Exchanger Analysis. [S. l.], 2016. Disponível em: <https://www.checalc.com/>. Acesso em: 17 jun. 2019.
- HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. United States: McGraw-Hill, Inc., 1988.
- INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. Rio de Janeiro: LTC, 2008.
- KAYS, W.; LONDON, A. **Compact Heat Exchangers. Second edition**, McGraw-Hill Book Company, 1964.
- KERLINGER, F. N. **Metodologia da Pesquisa Em Ciências Sociais**. São Paulo: Pedagógica e Universitária, 2003.
- KUNTZER, G. **Análise Do Sistema de Arrefecimento de um Protótipo do Tipo Formula SAE**. 2015. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Maria, Rio Grande do Sul, 2015.
- NICE, K. How Car Cooling Systems Work. **TBL Mini-Fellowship**, [S. l.], 29 set. 2008. Disponível em: <http://auto.howstuffworks.com/cooling-system.htm>. Acesso em: 18 nov. 2018.
- NIKOLAUS Otto. [S. l.], 2018. Disponível em: <https://www.britannica.com/biography/Nikolaus-Otto>. Acesso em: 1 out. 2018.
- OLIET, C. et al. Parametric studies on automotive radiators. **Applied Thermal Engineering**, [S. l.], 10 jan. 2007. Disponível em: <https://www.journals.elsevier.com/applied-thermal-engineering>. Acesso em: 15 jul. 2019.

- PAPAI, R. O. **Cálculo da Vazão de Ar Mínima no Radiador de um Automóvel: Estudo de Caso**. 2013. Dissertação (Mestrado em Engenharia Automotiva) - Instituto Mauá de Tecnologia, São Paulo, 2013.
- PERSAUD, N. **Design and Optimzation of a Formula SAE Cooling System**. 2007. Tese (BACHELOR OF APPLIED SCIENCE) - University Of Toronto, Toronto, 2007.
- RODRIGUES, N. L. **Ánalise Experimental de Desempenho Térmico de Nanofluidos em Radiador Automotivo**. 2015. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2015.
- ROSA, A. V. Mechanical Heat Engines. In: ROSA, A. V. **Fundamentals of Renewable Energy Processes**. [S. l.]: Academic Press, 2013.
- SOUZA, W. N. T.; MANZELA, A. A. Otimização de Desempenho de Trocadores de Calor Compactos. **Revista de Engenharia da Faculdade Salesiana**, [S. l.], 2015. Disponível em: <http://www.fsma.edu.br/RESA>. Acesso em: 11 out. 2018.
- SPITSOV, O. **Heat Transfer Inside Internal Combustion Engine: Modelling and Comparasion with Experimental Data**. 2013. Tese (Degree Programme in Energy Technology) - Lappeenranta University of Technology, Finlândia, 2013.
- TAYLOR, J. et al. Analysis of Real World Driving with an Extreme Downsizing Engine. **MTZ worldwide**, [S. l.], 2013. Disponível em: <https://www.springerprofessional.de/en/analysis-of-real-world-driving-with-an-extreme-downsizing-engine/6116648>. Acesso em: 14 nov. 2018.
- TILLMANN, C. A. C. **Motores de Combustão Interna e seus Sistemas**. Rio Grande do Sul: [s. n.], 2013.
- WATER - Density, Specific Weight and Thermal Expansion Coefficient. [S. l.], 2019. Disponível em: <https://www.engineeringtoolbox.com/>. Acesso em: 17 jun. 2019.
- XU, H. et al. Performance improvement of a direct carbon solid oxide fuel cell through integrating an Otto heat engine. **Energy Conversion and Management**, [S. l.], 3 abr. 2018. Disponível em: <https://www.journals.elsevier.com/energy-conversion-and-management>. Acesso em: 10 nov. 2018.

Certifico que o aluno LUIZ GUSTAVO FERREIRA DOS REIS, autor do trabalho de conclusão de curso intitulado "AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE UM TROCADOR DE CALOR UTILIZADO EM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DE 600cc", efetuou as correções sugeridas pela banca examinadora e que estou de acordo com a versão final do trabalho.

Ouro Preto, 12 de julho de 2019.



Profa. Dra. Elisângela Martins Leal

Orientadora