

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**Projeto do Sistema de Arrefecimento para um
Motor de um Protótipo de Fórmula SAE**

Iago Medina Gomides

Prof. Orientador: Rui Pitanga Marques da Silva

**Rio de Janeiro
Junho de 2018**

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**Projeto do Sistema de Arrefecimento para o
Motor de um Protótipo de Fórmula SAE**

Iago Medina Gomides

Projeto final apresentado em
cumprimento às normas do Departamento
de Ensino Superior do CEFET/RJ, como
parte dos requisitos para obtenção do título
de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Prof. Orientador: Rui Pitanga Marques da Silva

**Rio de Janeiro
Junho de 2018**

CEFET/RJ – Sistema de Bibliotecas / Biblioteca Central

G633 Gomides, Iago Medina
Projeto do sistema de arrefecimento para um motor de um
protótipo de Fórmula SAE / Iago Medina Gomides.—2018.
x, 41f. + anexos : il. (algumas color.) , grafs. , tabs. ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação
Tecnológica Celso Suckow da Fonseca , 2018.

Bibliografia : f. 40-41

Orientador : Rui Pitanga Marques da Silva

1. Engenharia mecânica. 2. Calor – Transmissão. 3.
Permutadores térmicos. 4. Carros de corrida – Motores. I. Silva, Rui
Pitanga Marques da (Orient.). II. Título.

CDD 621

Elaborada pela bibliotecária Lívia Lima CRB-7/5904

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus por me permitir essa experiência fantástica que foi a graduação, e ainda por me proteger dos perigos da capital fluminense.

Agradeço aos meus pais pela paciência com algumas reprovações e os longos anos de estudo, sem me deixarem por um segundo sequer desamparado. Ao meu pai José Márcio, e a minha mãe Maria da Consolação, pelo exemplo de determinação e fé, bom caráter, e por todos os sacrifícios que suportaram sem exigir nada em troca, apenas para que conseguisse alcançar meu objetivo.

Agradeço ao meu irmão Ian, que com sua sede de aprender, apreço ao ramo automotivo e dedicação aos estudos, foi exemplo pra mim, mesmo sendo meu irmão caçula.

Agradeço a minha melhor amiga, minha namorada Alessandra, por me apoiar em momentos de fraqueza e por compartilhar momentos de felicidades.

Logo que cheguei ao Rio de Janeiro, fui acolhido pelos meus tios José Olavo e Vilma, e por seus filhos Fernando, Rodrigo e Gustavo. Agradeço-lhes por permitirem que começasse a realizar meu sonho acadêmico, e por desfrutar de seu convívio por alguns meses.

Aos meus tios-avôs Sebastião e Maria José, que me acolheram por praticamente toda a graduação em sua casa. Agradeço-lhes por fazerem a mim algo que jamais imaginei receber de alguém, além de todos os ensinamentos, e da amizade.

Agradecimentos ao CEFET/RJ e todo o seu corpo docente, pela dedicação em fazer valer a missão da instituição, ao oferecer oportunidades, onde pude me desenvolver como profissional e pessoa.

Ao professor José Paulo Vogel *in memoriam*, e aos alunos que compõem a história da Equipe Alpha de Fórmula SAE, por compartilharem do mesmo sonho, da paixão pelo automobilismo e, principalmente, por torná-lo realidade.

RESUMO

A Fórmula SAE é um projeto de carros de corrida de competição estudantil organizado pela *Society of Automotive Engineers* (SAE). O conceito por trás da Fórmula SAE é de uma fábrica fictícia que contrata uma equipe estudantil de engenharia mecânica para desenvolver um projeto de carro de corrida estilo Fórmula. O protótipo deverá ser avaliado segundo seu potencial para futura fabricação para o mercado alvo constituído de competidores amadores de carros de corrida de “fim de semana”. Desde 2014 o CEFET/RJ participa das competições em nível nacional por meio da *Equipe Alpha de Fórmula SAE*, formada por alunos de graduação dos cursos de engenharia mecânica, controle e automação industrial, elétrica, eletrônica, produção e telecomunicações. Por se tratar de um carro de corrida, a Fórmula SAE exige diversas modificações das partes constituintes de um veículo. Para que o protótipo atenda as exigências da competição, adquiriu-se num leilão de motores usados um motor de motocicleta que deverá ter seu sistema de refrigeração modificado para atender as necessidades de desempenho esperados e aos requisitos da competição, o que exigirá conhecimento aprofundado da disciplina *Transferência de Calor*. O projeto incluirá, entre outras coisas, a fabricação e compra no mercado de componentes necessários ao bom funcionamento do motor, assim como o redimensionamento de componentes como o radiador e a ventoinha.

Palavras chave: Fórmula SAE, Sistema de Arrefecimento, Trocador de Calor, efetividade NTU.

ABSTRACT

The Fórmula SAE is a student competition racing car project organized by the Society of Automotive Engineers (SAE). The concept behind the SAE Fórmula is from a fictional factory that hires a student engineering team to develop a Fórmula-style racing car project. The prototype should be evaluated according to its potential for future manufacturing for the target market made up of amateur competitors of "weekend" race cars. Since 2014, CEFET/RJ participates in competitions at the national level through the *Alpha Fórmula SAE Team*. The engineering team consists of mechanical, electrical, production and telecommunications engineering undergraduate students. Because it is a racing car, the SAE Fórmula requires several modifications of the constituent parts of a vehicle. In order for the prototype to meet the requirements of the competition, a motorcycle engine that must have its cooling system modified to meet the expected performance needs and competition requirements was acquired at a used engine auction, which will require in-depth knowledge of the discipline Heat transfer. The project will include, among other things, the manufacture and purchase in the market of components necessary for the proper functioning of the engine, as well as the resizing of components such as the radiator and fan.

Key words: Fórmula SAE, Cooling System, Heat Exchanger, NTU effectiveness.

SUMÁRIO

Capítulo 1	Introdução.....	1
1.1	Motivação	2
1.2	Justificativa	2
1.3	Objetivos	3
Capítulo 2	Revisão Bibliográfica.....	4
2.1	Mecanismos de Transferência de Calor.....	4
2.1.1	Condução	5
2.1.2	Condução em Coordenadas Cilíndricas	7
2.1.3	Convecção.....	8
2.1.4	Condução em Coordenadas Cilíndricas com Convecção	9
2.1.5	Aletas	10
2.1.6	Radiação.....	11
2.2	Escoamento de Fluidos	12
2.2.1	Número de Prandtl	12
2.2.2	Número de Reynolds.....	13
2.2.3	Diâmetro Hidráulico	13
Capítulo 3	Trocadores de Calor	14
3.1	Coefficiente Global de transferência de calor.....	15
3.2	Análise de Trocadores de Calor.....	16
3.3	Método da Diferença Logarítmica Média de Temperatura	17
3.4	Método da Efetividade-NTU	19
3.5	Análise de Fluxo	21
3.5.1	Sensores Rotativos	21
3.5.2	Tubo de Pitot.....	21
3.6	Sistemas de arrefecimento	22
3.6.1	Radiador e Ventoinha.....	23

3.6.2	Válvula Termostática	23
3.6.3	Bomba d'água	24
3.6.4	Reservatório de Expansão	25
Capítulo 4	Metodologia	26
4.1	Dados de Motor e Transmissão	26
4.1.1	Troca de Calor Motor x Água	28
4.1.2	Injeção Eletrônica – SFI-PRO6.....	29
4.1.3	Sensor de temperatura	30
4.1.4	Dados de Temperatura	30
4.1.5	Vazão de água	31
4.1.6	Vazão de Ar	32
4.1.7	Dimensões do Radiador	33
4.1.8	Transmissão de Velocidades	34
Capítulo 5	Resultados	35
Capítulo 6	Conclusão	39
Capítulo 7	Bibliografia.....	40
Anexo A	– Modelagem do motor em Ricardo Software®	42
Anexo B	– Planilha utilizada para memória de Cálculos	43
Anexo C	– Padrão de Fluxo do Sistema de Arrefecimento	45

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Protótipo Fórmula SAE, projetado pelos alunos da EESC-USP (Site da EESC-USP, 2016).....	1
Figura 2: Faixas de condutividade térmica de vários materiais nos estados sólido, líquido e gasoso em condições normais de temperatura e pressão. (Ashcroft & Mermin, 1976).....	6
Figura 3: Trocador de Calor de Fluxo Cruzado (Çengel & Ghajar, 2015).....	14
Figura 4: Resistência térmica associada à transferência de calor. (Çengel & Ghajar, 2015)..	15
Figura 5: Distribuição de temperatura para um trocador de calor de fluxo paralelo. (Incropera & de Witt, 2007)	18
Figura 6: Distribuição de temperatura para um trocador de calor de fluxo cruzado. (Incropera & de Witt, 2007).....	18
Figura 7: Fator de correção para trocador de calor de fluxo cruzado e fluídos não misturados em único passe. (Çengel & Ghajar, 2015).....	19
Figura 8: Gráfico de Efetividade-NTU para um trocador de calor de fluxo cruzado com ambos fluídos sem mistura. (Çengel & Ghajar, 2015)	20
Figura 9: Anemômetros de conchas, Savonius, hélice em duto, e de escoamento livre respectivamente. (Shneider, 2003)	21
Figura 10: Aferição da velocidade do escoamento de um fluido em um duto fechado. (Shneider, 2003)	22
Figura 11: Circuito de resfriamento de um motor automotivo (Site: Castelo Imports, s.d.)....	23
Figura 12: Termostato fechado (MERCEDES BENZ DO BRASIL, 2006).	24
Figura 13: Termostato aberto. (MERCEDES BENZ DO BRASIL, 2006).....	24
Figura 14: Vista explodida da bomba d'água de um motor Honda CB600 (Honda, 2008).	25
Figura 15: Estrutura lógica para projeto de trocador de calor. (Araujo, 2014)	26
Figura 16: Protótipo de Fórmula SAE da Equipe Alpha em construção.....	27
Figura 17: Relação entre taxa de transferência de calor do motor e sua velocidade extraídos do Software Ricardo Wave®.....	29
Figura 18: Sensor de temperatura de água MTE 4053. (Site da InjePro, 2017).....	30
Figura 19: Decodificador de sinal Spider 8 do laboratório LACTM.	31
Figura 20: Termopar Ecil Tipo K.....	31
Figura 21: Representação gráfica da vazão de água em função da velocidade do motor.	32
Figura 22: Dimensões do radiador de um FIAT 147. (Site da Auto Peças Xavier, 2008)	33

Figura 23: Comparação entre o calor dissipado pelo motor e pelo radiador em primeira marcha.....	36
Figura 24: Comparação entre o calor dissipado pelo motor e pelo radiador em segunda marcha.....	37
Figura 25: Comparação entre o calor dissipado pelo motor e pelo radiador em terceira marcha.....	37
Figura 26: Comparação entre o calor dissipado pelo motor e pelo radiador com acionamento de uma ventoinha.....	38

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Coeficientes de película para algumas substâncias em diversas situações.....	9
Tabela 2: Relação transmissão de uma motocicleta CBR600F. (Honda, 2008).....	34

Capítulo 1

Introdução

No início dos anos 80 nos Estados Unidos da América foi identificada uma carência de engenheiros especializados em veículos de alto desempenho. Impulsionado pelas três maiores montadoras de automóveis daquela época, houve o surgimento da categoria de Fórmula SAE, promovida pela *Society of Automotive Engineering*, com a perspectiva de recrutar novos talentos para as equipes representantes oficiais das marcas. A partir disso, o programa Fórmula SAE é um concurso de projetos de engenharia para estudantes de graduação e pós-graduação (FSAEOnline.com, 2017).

A competição oferece aos participantes a oportunidade de aprimorar seus projetos de engenharia e habilidades de gerenciamento de projetos, aplicando teorias aprendidas em sala de aula em uma competição. O objetivo do projeto de engenharia para equipes é desenvolver e construir um carro de corrida monoposto do tipo fórmula como mostrado na Figura 1, para que seja submetido a provas estáticas e dinâmicas.



Figura 1: Protótipo Fórmula SAE, projetado pelos alunos da EESC-USP (Site da EESC-USP, 2016).

A competição começa pela avaliação de apresentações técnicas das equipes, que incluem projeto, custo e uma apresentação de marketing. Meses antes da competição, os estudantes enviam para o comitê organizador relatórios de custos, estrutura, atenuador de impacto e projeto. Os relatórios são avaliados por engenheiros especialistas, e já valem como a primeira parte da avaliação dos protótipos. Já durante a competição, nas provas estáticas, as

equipes devem demonstrar mais detalhadamente se o carro apresentado no projeto equivale ao apresentado no evento.

A competição propõe ainda provas dinâmicas a serem realizadas a partir do segundo dia do evento. Todas as provas são pontuadas de maneiras diferentes, a fim de garantir que o melhor conjunto de projeto e carro vença a competição. As etapas de competição dinâmicas são feitas para desafiar os protótipos, levando em consideração sua eficiência, durabilidade, e segurança. Por se tratarem de situações onde o conjunto de trem de força do protótipo é muitas vezes levado ao limite, faz-se necessário um estudo sobre o sistema de arrefecimento do motor do protótipo para adequação a norma imposta pela SAE Brasil, e preservação da vida útil do conjunto motor.

1.1 Motivação

Em 2013, foi criada no CEFET/RJ a Equipe Alpha de Fórmula SAE, representante oficial da instituição na categoria. A equipe foi criada com a missão de estimular o crescimento pessoal e profissional dos alunos por meio de um aprendizado diferenciado, de modo a formar profissionais de excelência para a sociedade. Em 2017, a equipe se propôs a representar pela quarta vez o CEFET/RJ na competição nacional de fórmula SAE, mas pela primeira vez levou não só um projeto, mas também um protótipo.

Apesar de não ser a primeira vez que a equipe elabora um protótipo, o sistema de arrefecimento não havia sido analisado, pois havia indefinição do conjunto motor. O sistema de arrefecimento tem grande impacto sobre o funcionamento do motor, e é um dos maiores causadores de falhas. O mau funcionamento deste sistema causa superaquecimento, provocando a oxidação do óleo lubrificante, e conseqüentemente aumento do atrito entre os componentes e diversos danos a todo o equipamento. A proposta deste estudo é definir um sistema de arrefecimento que se adapte as necessidades do protótipo atual, e também, que sirva de referencia e direcionamento para projetos futuros.

1.2 Justificativa

A competição da Fórmula SAE é regida por um regulamento que define padrões e características dos protótipos para impor limites ao projeto, e garantir que haja competitividade e coerência entre as equipes. Em suas características principais, os protótipos possuem sua estrutura projetada para apenas um piloto, cuja cilindrada do motor não deve ultrapassar 710 cm³ posicionado na parte lateral ou traseira do protótipo e rodas descobertas.

A parte do regulamento referente aos motores deixa algumas opções de projeto em aberto, mas limita a utilização de água como único fluido refrigerante para o motor. Se considerarmos que o motor escolhido pela equipe tem por definição do fabricante ser arrefecido por uma mistura de água e aditivo anticongelante e anticorrosivo, faz se necessário o redimensionamento do circuito de arrefecimento, para que atenda as necessidades de utilização durante a competição de Fórmula SAE.

1.3 Objetivos

Analisar o sistema de arrefecimento de um carro de competição, e buscar alternativas que o tornem capaz de manter a temperatura do motor dentro da faixa de trabalho aceitável (80-95°C), atendendo aos requisitos impostos pelo regulamento da competição.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

O processo em que dois fluidos a diferentes temperaturas trocam calor sem misturarem-se, geralmente separados por um corpo sólido, ocorre em diversas situações em projetos de engenharia. Os trocadores de calor são equipamentos que possibilitam este fenômeno, e tem aplicações diversas que vão desde o condicionamento térmico em ambientes até a produção de potência (Incropera & de Witt, 2007).

Nesta seção os objetivos são apresentar metodologias de projeto para um trocador de calor, parâmetros de avaliação da eficácia e formas de prever o desempenho de um trocador de calor em condições especificadas. Além disso, uma breve descrição dos componentes do sistema será apresentada.

2.1 Mecanismos de Transferência de Calor

Até o fim do século XVIII, a natureza física do calor era praticamente desconhecida. Apesar do surgimento da termometria no século anterior e da invenção da máquina a vapor em 1712 por Thomas Savery (Dickinson, 2011) - que, sem dúvida, aguçou o interesse pelo estudo do calor - o fenômeno permanecia um enigma. Lavoisier e Laplace aventaram, em 1778, a hipótese de que o calor era um fluido imponderável, insípido, incolor, inodoro: o calórico. Toda substância, segundo eles, continha calórico (Brown, 1950).

Quando duas substâncias, a diferentes temperaturas, entravam em contato térmico, aquela que contivesse mais calórico (estivesse a uma temperatura mais elevada) cederia parte dele à outra; de modo que o calórico no final do processo era igual à soma dos dois: em outras palavras, o calórico se conservava.

A teoria calórica do calor vigorou até meados do século XIX, quando cedeu lugar à teoria energética do calor. O marco inaugural da Termodinâmica é o artigo “On the Dynamical Theory of Heat, with numerical results deduced from Mr. Joule’s equivalent of a Thermal Unit, and M. Regnault’s Observations on Steam, publicado em 1851 por William Thompson (Lord Kelvin) (Brush, 1983).

Mas o que dizer da transferência de calor? Como o calor se transfere de uma substância a outra? No estudo da transferência de calor, três modos distintos de transferência de calor são identificados: a condução, a convecção e a radiação. Na prática, os três modos de transferência de calor aparecem combinados, mas em trocadores de calor a radiação é

normalmente desprezada devido às temperaturas relativamente baixas dos fluidos envolvidos na troca de calor.

2.1.1 Condução

Segundo Pérez e A.M. Romulus (Pérez & Romulus., 1993) “Condução é a transferência de energia térmica entre átomos e/ou moléculas vizinhas em uma substância devido a um gradiente de temperatura. Em outras palavras, é um modo do fenômeno de transferência térmica causado por uma diferença de temperatura entre duas regiões em um mesmo meio ou entre dois meios em contato no qual não se percebe movimento global da matéria na escala macroscópica”. Os mecanismos de condução do calor em sólidos, líquidos e gases tiveram de esperar o advento da Mecânica Quântica na segunda década do século XX para que se pudesse entender o caráter atomístico-molecular da transferência de calor. Descobriu-se que a estrutura cristalina dos metais cujos átomos ocupam os vértices da rede era responsável em grande parte pela transferência de energia (calor) entre eles por vibração (fônons) (Young & Freedman, 2008) (Halliday, Resnick, & Walker, 1996) (Nussenzveig, 1981). E que elétrons livres envolvendo a rede numa espécie de “nuvem” também contribuíam para a condução de calor nos metais (Ashcroft & Mermin, 1976). Em materiais isolantes (sólidos) o fluxo de calor por condução dá-se quase que exclusivamente por vibração de fônons. Já em fluidos (líquidos e gases), o transporte de energia é resultante da não uniformidade do número de choques por unidade de volume, durante seu movimento aleatório, isto é, resultado de colisões ou difusão entre as moléculas durante a interação entre moléculas. A condução em líquidos e gases é homóloga ao fenômeno da difusão molecular (lei de Fick) (Sears & Zemansky, 1973).

A lei empírica de condução de calor, baseada em observações experimentais, foi descoberta por Felix Biot, mas é atribuída a Joseph-Baptiste Fourier, devido à publicação, em 1822, de seu famoso tratado "Théorie Analytique de la Chaleur" (Brush, 1983). A lei de Fourier expressa a taxa de transferência de calor por condução, \dot{Q} , devido à diferença de temperatura (gradiente de temperatura) entre planos infinitesimalmente próximos em função da área de transferência de calor, A , e do coeficiente de condutividade térmica, κ , característica físico-química do material:

$$\dot{Q}_x = -\kappa A \frac{dT}{dx} \text{ (em } W \text{)} \quad (1a) \quad \text{ou} \quad \dot{q}_x = \frac{\dot{Q}_x}{A} = -\kappa \frac{dT}{dx} \text{ (em } \frac{W}{m^2} \text{)} \quad (1b)$$

Observamos o caráter escalar da lei de Fourier. Ainda que o calor “escoe” entre duas regiões que se encontram a diferentes temperaturas necessitam dos atributos de uma grandeza vetorial. A soma de dois fluxos de calor não obedece, por exemplo, a lei do paralelogramo de forças. Contudo, se a temperatura diminui na direção x , então $\frac{dT}{dx}$ é negativo; portanto, \dot{q}_x (ou \dot{Q}_x) torna-se uma quantidade positiva por causa do sinal negativo nas equações (1 a e b). Conseqüentemente, o sinal menos é incluído nestas equações para garantir que seja sempre uma quantidade positiva enquanto o fluxo de calor ocorrer na direção positiva do eixo x . O que garante a não-violabilidade da 2ª lei da Termodinâmica.

Dessa forma, podemos afirmar que num motor onde elevados gradientes de temperatura são a norma, a transferência de calor por condução ocorre entre todos os seus componentes mecânicos, e deles para fluidos lubrificantes e para o arrefecedor (água de refrigeração).

A condutividade térmica κ ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{°C}^{-1}$ ou $\text{J}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{°C}^{-1}$) depende, como vimos, da natureza do material. Seu valor pode variar por um fator de até 10^4 entre gases e metais altamente condutores como ilustrado na figura 2 abaixo.

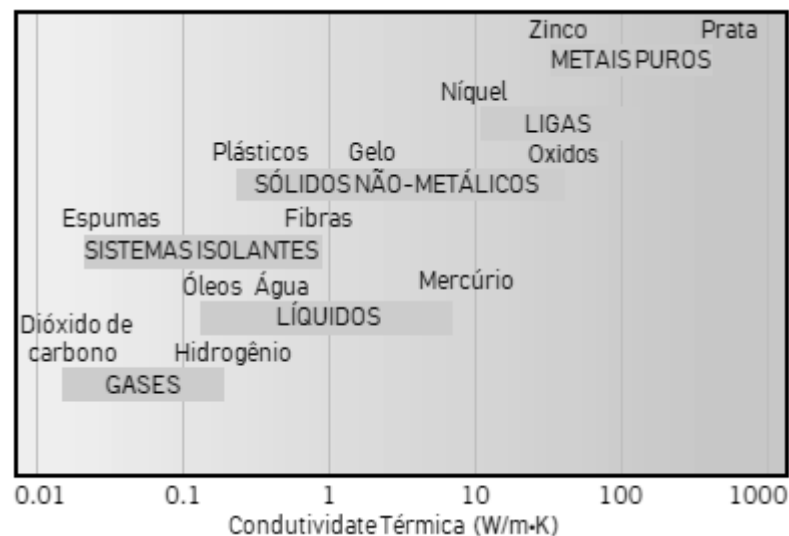


Figura 2: Faixas de condutividade térmica de vários materiais nos estados sólido, líquido e gasoso em condições normais de temperatura e pressão. (Ashcroft & Mermin, 1976)

A condutividade térmica também varia com a temperatura. Para diversos materiais ela é desprezível em determinados intervalos de temperatura, o que não acontece com metais (bons condutores de calor). Neste trabalho, considerando as temperaturas de funcionamento do motor, a condutividade térmica será considerada invariante.

2.1.2 Condução em Coordenadas Cilíndricas

É de grande interesse em projetos de trocadores de calor o conhecimento da condução de calor em regime permanente em coordenadas cilíndricas. Isto porque a maioria dos trocadores de calor opera com tubos cilíndricos.

Suponha que haja geração de energia num sólido cilíndrico a uma taxa de $g(r)$ cuja condutividade térmica, κ , não varie com a temperatura. Se considerarmos a condução de calor como unidimensional em regime permanente, a distribuição da temperatura $T(r)$ será dada por:

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) + \frac{1}{\kappa} g(r) = 0 \quad (2)$$

A solução de (2) é de grande interesse em trocadores de calor se o sólido cilíndrico for tratado como um tubo oco onde ocorra apenas troca de calor (sem geração de calor). Neste caso, a superfície interior do tubo em $r = a$ e a superfície exterior em $r = b$ poderiam, por exemplo, ser mantidas a temperaturas T_1 e T_2 , respectivamente. Consequentemente, a equação (2) se reduz a:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) &= 0 & \text{em } a < r < b \\ T(r) &= T_1 & \text{em } r = a \\ T(r) &= T_2 & \text{em } r = b \end{aligned} \quad (3)$$

A solução da equação diferencial ordinária com as condições de contorno (3) é trivial e igual a:

$$\frac{T(r) - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{\ln(r/a)}{\ln(r/b)} \quad (4)$$

O fluxo de calor \dot{Q} ao longo do comprimento, L , do tubo será dado por:

$$\dot{Q} = -\kappa A \frac{dT}{dr} 2\pi L \quad (5)$$

como $\frac{dT}{dr} = \frac{1}{r} C_1$ onde $C_1 = \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{b}{a}}$

(5) torna-se:

$$\dot{Q} = \frac{2\pi kL}{\ln\left(\frac{b}{a}\right)} (T_1 - T_2) . \quad (6)$$

A expressão (6) pode ser escrita na forma:

$$\dot{Q} = \frac{(T_1 - T_2)}{R} \quad (7)$$

onde R é denominada resistência térmica dada por

$$R = \frac{\ln\left(\frac{b}{a}\right)}{2\pi kL} \quad (8)$$

ou ainda escrita numa forma mais apropriada

$$R = \frac{b-a}{kA_m} \quad (9)$$

onde

$$A_m = \frac{A_1 - A_2}{\ln\left(\frac{A_1}{A_2}\right)} \quad (10)$$

denominada área logarítmica (de troca de calor) como veremos no capítulo 3.

2.1.3 Convecção

Ao contrário da condução, a convecção necessariamente ocorre entre substâncias que se encontram em estados físicos diferentes. A transferência de energia térmica dá-se pelo movimento entre um fluido (líquido ou gás) e um sólido ou entre fluidos (líquido e gás). Do ponto de vista microscópico, observamos que tudo se passa como se houvesse transferência de energia apenas por agitação molecular (gradiente de temperatura) entre corpos que se encontram em estados físicos distintos. Do ponto de vista macroscópico, no entanto, distinguimos dois tipos de convecção: a natural e a forçada. A convecção natural é causada por forças de empuxo que resultam das variações de densidade devido a variações de temperatura no fluido. É o caso, por exemplo, de uma placa aquecida exposta ao ar atmosférico. Um gradiente de temperatura gera um gradiente de densidade na camada de ar adjacente à placa. E ao fazê-lo movimentá-lo. Já a convecção forçada exige um elemento externo (ventiladores, bombas em engenharia, vento ou seus variantes em meteorologia) que promova o escoamento do fluido (White, 1984).

A transferência de calor por convecção é dada pela lei de resfriamento de Newton:

$$\dot{Q} = Ah(T_s - T_\infty) \quad (11)$$

A (em m) é a área de transferência de calor, T_s (em °C) é a temperatura da superfície, T_∞ (em °C) é a temperatura no âmago do escoamento distante da superfície com o qual o fluido está em contato e h (W/m². K) o coeficiente de transferência de calor por convecção ou coeficiente de película que depende de propriedades físico-químicas do fluido. Portanto, o coeficiente de transferência de calor deve ser derivado ou encontrado experimentalmente para cada sistema analisado. A tabela 1, extraída de (Özisik, 1985), apresenta valores de h para diversas situações.

Tabela 1: Coeficientes de película para algumas substâncias em diversas situações.

Convecção (tipo)	h (kW/m ² K)
Natural, ar	0,006-0,035
Forçada, ar	0,028 - 0,851
Natural, água	0,170 - 1,14
Forçada, água	0,570 - 22,7
Forçada da água em ebulição	5,70 - 85
Forçada do vapor em condensação	57 - 170
Forçada, sódio	113 - 227
Forçada do filme de condensação em tubos verticais, água.	4 000-11 000

A convecção ocorre nos motores pelo contato de suas peças com o ar ambiente, e pelos fluidos que circulam em seu interior. As peças do motor são aquecidas por convecção em contato com os gases da combustão sendo transferido por condução às partes adjacentes. O líquido de arrefecimento, que circula internamente pelo bloco do motor, retira o calor também por convecção. Parte do calor é, então, removida do fluido quando este passa pelo radiador. Por sua vez, o radiador, que nada mais é que um trocador de calor aletado, é resfriado pela corrente de ar externa.

2.1.4 Condução em Coordenadas Cilíndricas com Convecção

Para melhor representar o escoamento de um fluido aquecido no interior de um tubo cilíndrico oco, a equação (2) e as condições de contorno (3) devem ser reescritas na forma:

$$\frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) = 0 \quad \text{em } a < r < b \quad (12)$$

$$-Ak \frac{dT}{dr} = Ah_o (T_o - T_a) \quad \text{em } r = a \quad (13)$$

$$+Ak \frac{dT}{dr} = Ah_i (T_b - T_\infty) \quad \text{em } r = b \quad (14)$$

Integrando (11), vem

$$\frac{dT}{dr} = \frac{C}{r} \quad (15)$$

A partir de (12), obtemos:

$$\frac{C}{a} = Ah_o (T_o - T_a)$$

$$\dot{Q} = \frac{(T_1 - T_2)}{R} \quad \text{ou} \quad R = \frac{(T_1 - T_2)}{\dot{Q}}$$

portanto $R = \frac{(T_o - T_a)}{Ah_o (T_o - T_a)}$ ou finalmente $R = \frac{1}{Ah_o}$

em $r = a$ e $R = \frac{1}{Ah_i}$ em $r = b$

2.1.5 Aletas

O aumento da área de troca de calor entre fluidos é sempre desejável já que o calor trocado é diretamente proporcional à área. Frequentemente isso é feito através de aletas, palhetas de metal protuberantes usinadas no corpo da peça. Comumente encontradas em blocos do motor de motocicletas, as aletas possuem geometrias as mais diversas, pois são projetadas segundo o interesse de uma determinada aplicação.

Aletas com convecção na ponta constituem a maioria das aplicações práticas. O problema da condução de calor neste caso pode ser escrito da seguinte forma:

$$\begin{aligned} \frac{d\theta(x)}{dx^2} - m^2\theta(x) &= 0 & \text{em} & & 0 \leq x \leq L \\ \theta(x) &= T_o - T_\infty = \theta_o & \text{em} & & x = 0 \\ k \frac{d\theta(x)}{dx} + h_e\theta(x) &= 0 & \text{em} & & x = L \end{aligned} \quad (16)$$

onde L é o comprimento da aleta, h_e o coeficiente de película entre a ponta da aleta e o fluido circundante e $m^2 = \frac{hP}{Ak}$ onde P é o perímetro. A distribuição da temperatura ao longo da palheta é dada por:

$$\frac{\theta(x)}{\theta_0} = \frac{T(x) - T_\infty}{T_0 - T_\infty} = \frac{\cosh m(L-x) + \left(\frac{h_e}{mk}\right) \sinh m(L-x)}{\cosh mL + \left(\frac{h_e}{mk}\right) \sinh mL} \quad (17)$$

Ao passo que o fluxo de calor,

$$Q = \theta_0 \sqrt{PhkA} \left[\frac{\sinh mL + \left(\frac{h_e}{mk}\right) \cosh mL}{\cosh mL + \left(\frac{h_e}{mk}\right) \sinh mL} \right] \quad (18)$$

2.1.6 Radiação

Diferentemente da condução e da convecção, a transferência de calor por radiação não exige um meio físico para propagar-se. Isto se deve ao fato de que o mecanismo responsável pela radiação são ondas eletromagnéticas de acordo com as equações de Maxwell e fótons de acordo com a teoria dos quanta de Planck (Ingram, 1973).

Em radiação, o conceito de corpo negro é fundamental. Considera-se o corpo negro como um corpo que absorve toda a radiação incidente proveniente de todas as direções, e em todos os comprimentos de onda, sem refletir, transmitir ou espalhar. Nenhum outro corpo à mesma temperatura é capaz de emitir mais radiação do que o corpo negro.

Quando a radiação é tratada como onda eletromagnética, ela pode ser emitida em todos os comprimentos de onda, de $\lambda = \epsilon$ a $\lambda = +\infty$. Nas temperaturas encontradas na maioria das aplicações em engenharia, há predomínio da radiação emitida por um corpo nos comprimentos de onda de $\lambda = 0,1$ a $\lambda = 100 \mu m$ (Holman, 1989). Por esta razão, a faixa do espectro de comprimento de onda nesse intervalo é denominada radiação térmica.

A emissão ou absorção de energia na forma de radiação eletromagnética é um processo global; isto é, a radiação que se origina do interior de um corpo é emitida através da superfície e, inversamente, a radiação incidente sobre uma superfície penetra no meio até uma determinada profundidade.

O fluxo de radiação máximo emitido por um corpo negro à temperatura T é dado pela lei de Stefan-Boltzmann:

$$E_b = \sigma T^4 \quad (\text{em W/m}^2) \quad (19)$$

T é a temperatura (em kelvins), σ é a constante de Stefan-Boltzmann e E_b é a potência emissiva do corpo negro.

Somente um radiador ideal ou corpo negro pode emitir radiação de acordo com a lei de Stefan-Boltzmann expressa pela equação. O fluxo de radiação emitida por um corpo real é dado por

$$\dot{E} = \epsilon \dot{E}_b = \epsilon \sigma T^4 \quad (20)$$

onde a emissividade ϵ varia entre 0 e 1.

Como a constante de Stefan-Boltzmann, $\sigma = 5,6697 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ é extremamente pequena, a contribuição da radiação em trocadores de calor pode ser desprezada. Somente temperaturas acima de 500 K teriam algum efeito no cômputo da contribuição de calor para fins de projeto de um trocador.

2.2 Escoamento de Fluidos

A utilização de mecanismos de troca de calor em equipamentos de uso comum ou industrial é largamente aplicada. Para situações de aquecimento ou resfriamento de equipamentos ou ambientes, fluidos gasosos ou líquidos são escoados através de tubos ou dutos, onde passam por seções suficientemente extensas para que haja troca de calor.

O comportamento do fluido assim como sua interação com a superfície de troca de calor exige uma atenção especial para o dimensionamento de um mecanismo e troca de calor, com foco na sua influencia no coeficiente de convecção dos fluidos, no fator de atrito, e ainda no que diz respeito ao regime de escoamento do fluido.

2.2.1 Número de Prandtl

É chamada de camada limite térmica a camada de fluido onde a variação de temperatura é significativa em direção normal ao escoamento, e sua espessura aumenta à medida que o fluido avança pela região de troca de calor (Çengel & Ghajar, 2015). Uma melhor descrição da espessura relativa da camada limite hidrodinâmica e térmica é dada pelo número de Prandtl definido pela relação entre a difusividade molecular de quantidade de movimento e a difusividade molecular térmica, como representado pela equação:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (21)$$

2.2.2 Número de Reynolds

O comportamento de um fluido em escoamento é caracterizado por linhas de corrente e movimento altamente ordenado, mantendo padrões paralelos a sua direção quando em baixas velocidades, e é chamado de escoamento laminar. Contudo, à medida que a velocidade de escoamento ultrapassa um valor crítico seu comportamento começa a apresentar movimentação caótica, isto é, flutuações de velocidade e movimento altamente desordenado, chamado escoamento turbulento. A transição entre estes estados não se dá de forma repentina.

O regime de escoamento depende a priori da razão entre as forças de inercia para as forças viscosas do fluido. A quantidade adimensional que expressa essa razão é chamada número de Reynolds, que para um escoamento externo é expressa como:

$$Re = \frac{\rho V L_c}{\mu} \quad (22)$$

onde L_c é o comprimento característico da geometria, e V é a velocidade a montante (Çengel & Ghajar, 2015).

2.2.3 Diâmetro Hidráulico

Para uma situação de escoamento interno a um tubo circular, o comprimento característico é dado pelo diâmetro do tubo. Para um escoamento que ocorra através de tubos não circulares, deve ser empregado um diâmetro efetivo como comprimento característico, conhecido como diâmetro hidráulico. Sua definição é uma razão entre a área de seção transversal do escoamento e o perímetro em contato com o fluido:

$$D_h = \frac{4A_{tr}}{P}$$

Esse diâmetro deve ser utilizado no cálculo de parâmetros como número de Reynolds, Nusselt, e fator de atrito.

Capítulo 3

Trocadores de Calor

O equipamento usado para promover a troca de calor entre dois fluidos separados por uma parede sólida é chamado de trocador de calor, segundo (Incropera & de Witt, 2007). Suas aplicações são encontradas nas mais diversas áreas, que vão desde o aquecimento de ambientes, geração de potência, até o equilíbrio térmico de processos industriais. Para este trabalho, a aplicação será em um sistema de arrefecimento do motor de um carro de competição.

As aplicações mais comuns em motores à combustão interna são classificadas como trocadores de calor compactos, pois apresentam grande superfície de transferência de calor por unidade de volume. A densidade de área β é definida como a razão entre a superfície de troca de calor e seu volume. Em aplicações automotivas, o valor de β é próximo de $1000\text{m}^2/\text{m}^3$. Quando são utilizados trocadores de calor compactos, geralmente trata-se de uma compensação de um baixo coeficiente de troca de calor associado ao escoamento de um gás com uma superfície maior, gerado pela utilização de aletas. Por essa razão, os trocadores de calor automotivos ar-água tem aletas fixadas na superfície dos tubos de escoamento. Outra característica importante dos trocadores de calor compactos é a utilização de escoamento de fluxo cruzado como na Figura 3, onde a direção dos fluidos é perpendicular (Çengel & Ghajar, 2015).

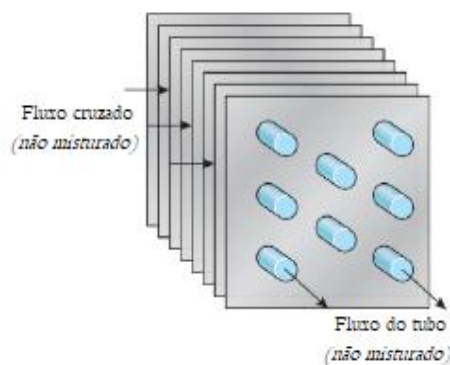


Figura 3: Trocador de Calor de Fluxo Cruzado (Çengel & Ghajar, 2015).

3.1 Coeficiente Global de transferência de calor

Na análise de trocadores de calor é conveniente trabalhar com o coeficiente global de transferência de calor U , que tem a mesma unidade do coeficiente de película, h , ($\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{k}$) (Çengel & Ghajar, 2015).

Um trocador de calor normalmente trabalha com dois fluidos separados por uma parede sólida. Sendo assim o calor do fluido quente é transferido para a parede por convecção, através dela por condução e para o fluido frio novamente por convecção. Qualquer efeito da radiação é normalmente incluído no coeficiente de transferência de calor por convecção.

O problema de transferência de calor associado ao trocador de calor pode ser tratado por resistências térmicas, análogo a um circuito de resistências elétricas, em série, em paralelo, ou misto. As resistências térmicas são expressas pelas relações mostradas na Figura 4.

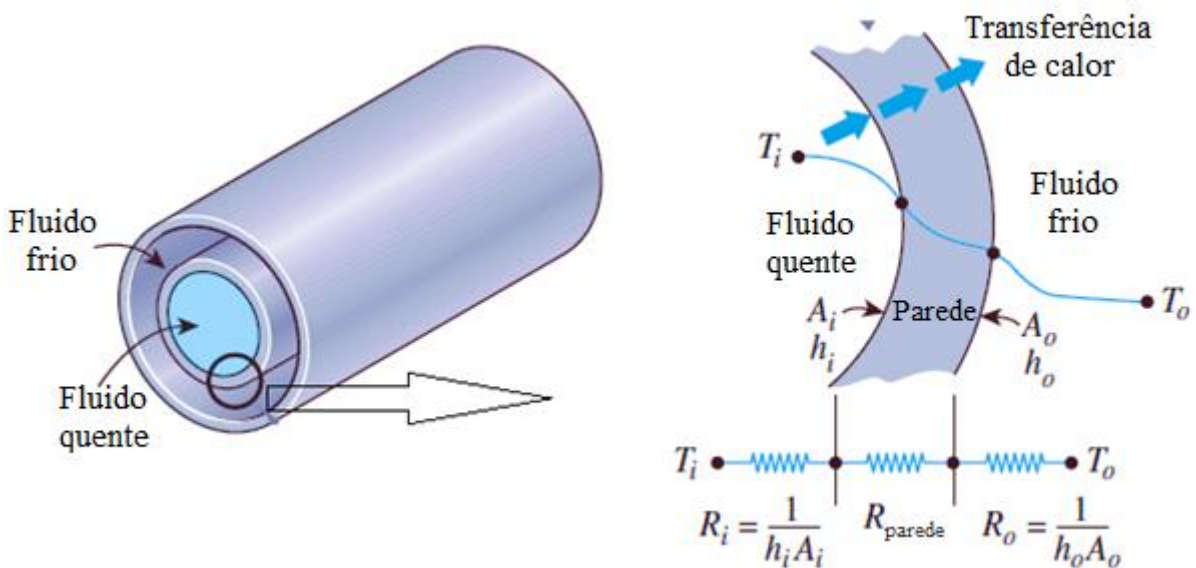


Figura 4: Resistência térmica associada à transferência de calor. (Çengel & Ghajar, 2015)

A resistência térmica total é dada por:

$$R = R_{total} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (23)$$

Um menor coeficiente de transferência de calor gera um estrangulamento na transferência de calor. Essa é a situação criada em sistemas em que um fluido é líquido e outro é gás, nesses casos as aletas do lado do gás são utilizadas para aumentar o produto UA e

umentar a transferência de calor. Para esta situação, em que o tubo é aletado de um lado, a superfície total de transferência de calor será:

$$A_s = A_{total} = A_{aletado} + A_{n\tilde{a}o\ aletado} \quad (24)$$

De acordo com Çengel e Ghajar (2012), para trocadores de calor água-ar em tubos aletados o valor do coeficiente global de transferência de calor U varia entre 30 e 60 W/m².K, com base na superfície do lado do ar.

3.2 Análise de Trocadores de Calor

O uso de trocadores de calor em soluções de engenharia é bastante comum, e a necessidade de seleção ou avaliação deles vem de diversas possibilidades, como reduzir uma temperatura para um valor específico requisitado por um processo, ou para se dissipar determinada quantidade de calor de um sistema. Análises de trocadores de calor permitem avaliar as variações da temperatura dos fluidos, a taxa de transferência de calor do trocador, bem como sua efetividade de troca térmica.

Segundo Çengel, os fluidos não experimentam grandes variações de velocidade e cota (diferença de nível), permitindo assim que as energias cinética e potencial sejam desprezadas. Outras considerações para as análises desprezam ainda a perda de calor para as proximidades médias do trocador, onde toda transferência de calor ocorre então entre os dois fluidos que circulam no trocador.

A idealização descrita nos parágrafos anteriores incorre em valores reais imprecisos; contudo são frequentemente utilizadas. A aplicação da primeira Lei da Termodinâmica é o primeiro passo para se quantificar a quantidade de calor trocado entre os fluidos. O calor cedido pelo fluido quente deve necessariamente ser o mesmo recebido pelo fluido frio:

$$\dot{Q} = \dot{m}C_{pf}(T_{fsai} - T_{fent}) \quad \text{ou} \quad \dot{Q} = \dot{m}C_{pq}(T_{qent} - T_{qsai}) \quad (25)$$

onde:

\dot{Q} = taxa de transferência de calor [W]

\dot{m} = massa específica [kg/s]

C_p = calor específico [J/kg.K]

T_{sai} = temperatura de saída [°C]

T_{ent} = temperatura de entrada [°C]

É importante ressaltar que a taxa de transferência de calor sempre será obtida com um valor positivo, e que sua direção será do fluido quente para o fluido frio, de acordo com a segunda Lei da Termodinâmica.

É conveniente para uma análise de trocador de calor utilizar do fluido quente e frio a taxa de capacidade calorífica, isto é, o produto da massa específica ou fluxo de massa e o calor específico do fluido. Esta é dada por:

$$C = \dot{m}C_p \quad (26)$$

Esta quantidade representa a taxa de transferência de calor necessária para que a temperatura do fluido sofra alteração de 1°C. Logo, na comparação entre os dois fluídos, aquele que apresentar a menor capacidade calorífica terá uma maior variação na sua temperatura, ao passo que o fluido que apresentar a maior capacidade calorífica, terá uma menor variação de temperatura ao passar pelo trocador.

3.3 Método da Diferença Logarítmica Média de Temperatura

A taxa de transferência de calor também pode ser expressa de forma análoga a lei de resfriamento de Newton, isto é,

$$\dot{Q} = UA_S\Delta T_m \quad (27)$$

onde U é o coeficiente global de transferência de calor, A_S , a área da superfície de transferência de calor, que pode ser determinada pela geometria do trocador de calor, e ΔT_m , a temperatura média entre as temperaturas dos fluidos em algum ponto do trocador de calor. A temperatura média no trocador de calor depende da orientação dos fluidos no trocador, e da direção em que os mesmo escoam.

Para uma análise onde as temperaturas de entrada e saída são conhecidas, este método mostra-se bastante eficiente. Como é esperada para um trocador de calor, a temperatura do fluido quente diminui, e a temperatura do fluido frio aumenta, porém esta nunca poderá exceder a temperatura do fluido quente, não importando o tamanho do trocador, ou a lei da conservação de energia seria violada.

Considerando o equilíbrio térmico entre os fluidos, (Incropera & de Witt, 2007) apresenta a aproximação das temperaturas dos fluidos por curvas logarítmicas, encontradas a partir da aplicação do equilíbrio térmico em cada elemento infinitesimal ao longo do comprimento do trocador. Para esta análise são assumidas as seguintes condições:

- O trocador de calor está isolado do seu meio, apenas trocando calos com os dois fluidos contemplados pelo sistema em questão;

- A condução axial ao longo dos tubos é insignificante;
- Os ciclos específicos do fluido são constantes;
- O coeficiente global de transferência de calor é constante.

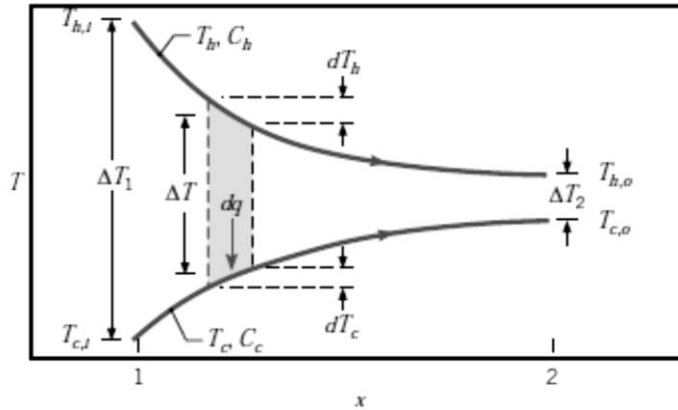


Figura 5: Distribuição de temperatura para um trocador de calor de fluxo paralelo.

(Incropera & de Witt, 2007)

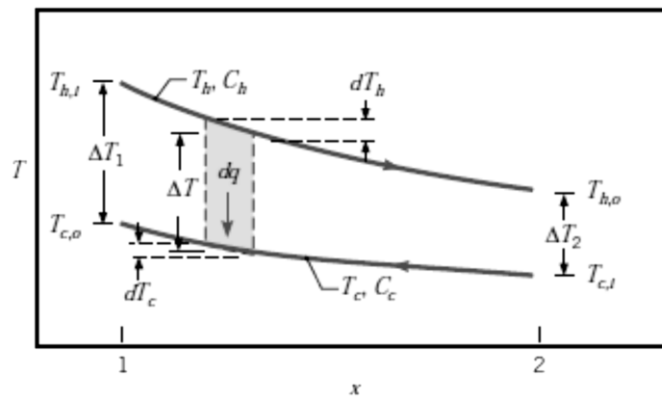


Figura 6: Distribuição de temperatura para um trocador de calor de fluxo cruzado.

(Incropera & de Witt, 2007)

Aplicando o balanço de energia para os elementos diferenciais mostrados nas Figura 5 e Figura 6, podemos concluir que a variação adequada de temperatura para ambos os casos é a temperatura média logarítmica, ΔT_{lm} . Reescrevendo a equação $\dot{Q} = UA_S \Delta T_m$

(27), temos:

$$\dot{Q} = UA_S \Delta T_{lm} \quad (28)$$

onde

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (29)$$

Para casos mais complexos como escoamento de fluxo cruzado, com ambos os fluidos sem mistura deve-se usar um fator de correção F, multiplicado pela temperatura média

logarítmica. Este fator de correção varia dependendo da geometria do trocador de calor e das temperaturas de entrada e saída dos fluidos frio e quente.

A figura abaixo representa graficamente a variação do fator F em função dos parâmetros citados:

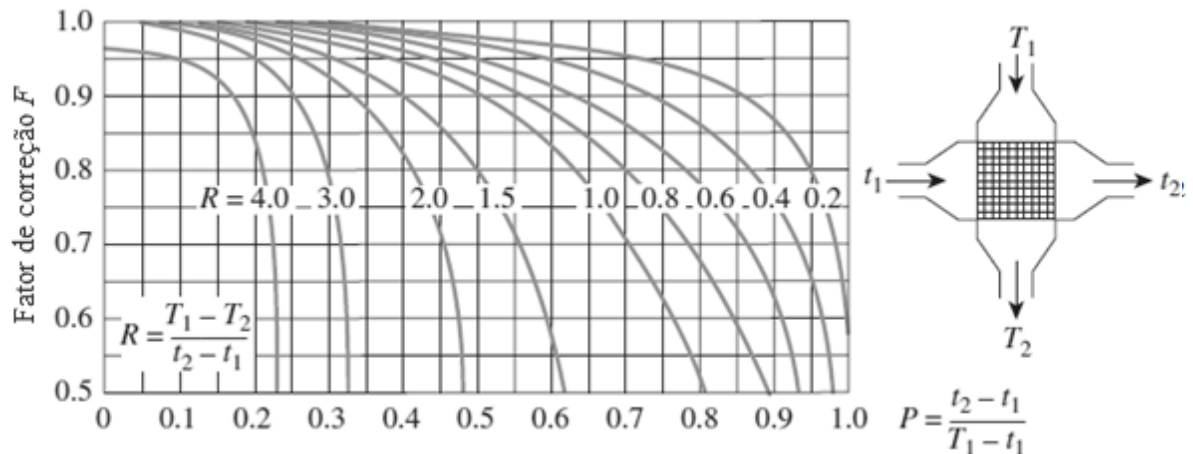


Figura 7: Fator de correção para trocador de calor de fluxo cruzado e fluidos não misturados em único passe. (Çengel & Ghajar, 2015)

3.4 Método da Efetividade-NTU

Em algumas situações o objetivo da análise de trocadores de calor não se trata de um dimensionamento de um trocador de calor, mas de uma comparação entre algumas opções que se possa caracterizar. Quando é possível determinar as temperaturas de entrada e saída dos fluidos e suas vazões mássicas, uma vez que são conhecidas opções de trocadores de calor, quer-se então determinar as taxas de transferência de calor, e compará-las, assim como determinar se os trocadores em questão são adequados para as condições de operação desejadas.

Para eliminar um grande número de iterações na solução desses problemas como na aplicação do método MLDT (média logarítmica das diferenças de temperaturas), Kays e London apresentaram em 1965 um novo método, chamado de efetividade, com grande simplificação na análise de trocadores de calor.

A efetividade de transferência de calor definida na equação a seguir:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\text{máx}}} \quad (30)$$

A taxa de transferência de calor pode ser encontrada a partir do balanço de energia já visto neste trabalho. A máxima taxa de transferência de calor, no entanto, tem algumas particularidades. Para que ela ocorra, toda a diferença de temperatura entre os fluidos quando

entram no sistema deve ser considerada, assim como a menor capacidade térmica (C_{min}) observada entre os fluídos, que acarretará em uma maior variação de temperatura no respectivo fluido. Desta maneira temos:

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = C_{min}(T_{qent} - T_{fent}) \quad (31)$$

As relações de efetividade de trocadores de calor envolvem tipicamente um valor adimensional chamado NTU (número de unidades de transferência), que pode ser representado pela equação:

$$NTU = \frac{U.A_s}{C_{min}} \quad (32)$$

Kays e London desenvolveram um grande numero de relações de efetividades de trocadores de calor baseado no tipo de trocador, na direção dos fluídos, e ainda pela interação térmica entre os fluídos no trocador de calor. Para o caso de interesse nesse trabalho, a efetividade pode ser obtida pelas equações:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{NTU^{0,22}}{c} [\exp(-cNTU^{0,78}) - 1]\right\} \quad (33)$$

Ou ainda pelo gráfico:

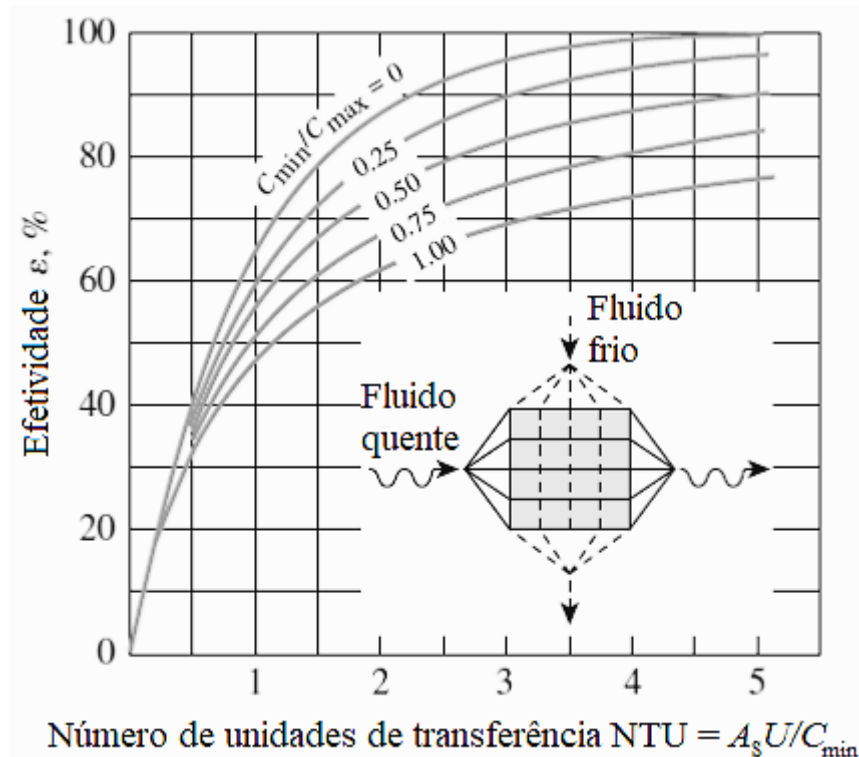


Figura 8: Gráfico de Efetividade-NTU para um trocador de calor de fluxo cruzado com ambos fluídos sem mistura. (Çengel & Ghajar, 2015)

As relações analíticas de efetividade oferecem maior confiabilidade de resultados em relação aos gráficos, uma vez que a leitura de erros nos gráficos é inevitável, além de as equações permitirem análises computadorizadas dos trocadores de calor.

3.5 Análise de Fluxo

Para garantir que a análise do trocador de calor a ser realizada seja a mais próxima da realidade possível, necessita-se que todos os parâmetros sejam aferidos por instrumentos qualificados e calibrados. A vazão dos fluídos é um dos principais responsáveis pela troca térmica como visto nas equações do item 3.2. Para este estudo se faz necessária a aferição da vazão mássica de ar e de água pelo radiador.

3.5.1 Sensores Rotativos

Seu funcionamento é baseado na transformação de um movimento relativo de um rotor, submetido a um escoamento de um líquido ou gás. A figura a seguir mostra alguns tipos de anemômetros.

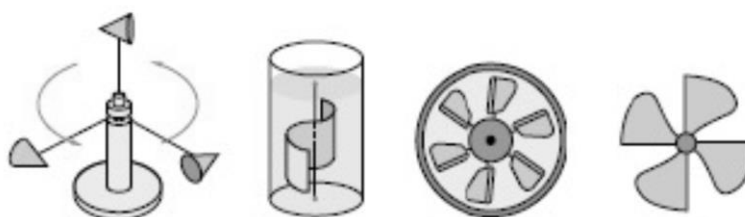


Figura 9: Anemômetros de conchas, Savonius, hélice em duto, e de escoamento livre respectivamente. (Shneider, 2003)

Para um anemômetro, as correntes só podem ser medidas em um mesmo sentido. Dispositivos eletrônicos ligados ao rotor contam sua rotação, e este sinal é convertido em um sinal digital para ser analisada em um meio informático.

3.5.2 Tubo de Pitot

Permite obter a velocidade de um dado escoamento a partir da medição de duas pressões: estática e de estagnação, apresentadas no material da presente disciplina, relativo à medição de pressões (Shneider, 2003). A diferença entre essas duas pressões (mostrada na Figura 10) é denominada pressão dinâmica.

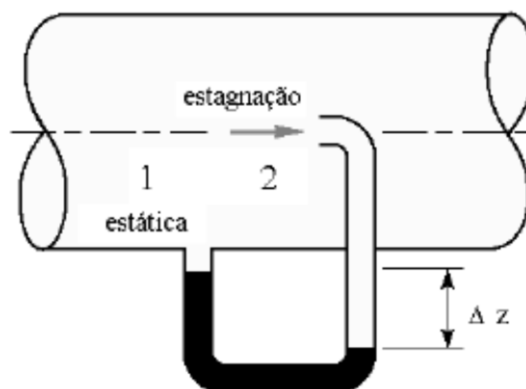


Figura 10: Aferição da velocidade do escoamento de um fluido em um duto fechado.
(Shneider, 2003)

3.6 Sistemas de arrefecimento

O sistema de arrefecimento tem por objetivo impedir que os elementos mecânicos do motor atinjam uma temperatura muito elevada ao contato com os gases da combustão, ou seja, controlar a temperatura ideal dentro da faixa de operação do motor (Tillmann, 2013).

O sistema de arrefecimento é comumente apresentado em dois tipos: “a ar” e “a água”. Para ambos os casos, trata-se de um mesmo princípio de funcionamento, onde é forçada a circulação de um líquido através de um circuito interno ao bloco do motor. Os métodos de arrefecimento podem ser classificados por direto, ou forçado a ar.

No caso do arrefecimento direto a ar, o ambiente retira calor diretamente do motor via aletas dispostas a sua volta, que aumentam a superfície de contato com o ar. Geralmente essas aletas estão dispostas no cabeçote, mas também podem aparecer na parte externa do cárter. Para este modelo, a ventilação ocorre de forma natural, de acordo com o movimento do veículo. A eficácia deste sistema depende então de quanto o motor está sendo solicitado, e da velocidade do veículo.

Para o caso de refrigeração a água, que circula pelo bloco do motor, pela bomba d’água, e tubos, e rejeita calor ao radiador e ar atmosférico. Pelo simples contato com a parte externa dos cilindros, a água permite retirar o excesso de calor do sistema, o que resulta na manutenção da temperatura do motor com mais estabilidade. Os principais componentes deste sistema são a bomba centrífuga, que recalca a água para o motor, a válvula termostática, que regula a temperatura e estabiliza o funcionamento do motor, o radiador, que é o trocador de calor com formas de aletas ao redor de tubos, o ventilador, que força a passagem do ar pelo

radiador, e as câmaras de água em torno dos cilindros, dos assentos das válvulas, e do cabeçote.

O sistema original de arrefecimento do motor adotado pela equipe Alpha é representado pelo esquema apresentado no Anexo C, e corresponde em quase todos os aspectos com a descrição do parágrafo anterior.

3.6.1 Radiador e Ventoinha

O radiador é um dos principais componentes do sistema de arrefecimento do líquido que será responsável por dissipar calor retirado do motor pelo líquido arrefecedor. A estrutura de um radiador é em geral composta por tubos metálicos aletados por onde o líquido refrigerante escoará. O líquido quente atinge a parte superior do radiador, e na medida em que se condensa e se resfria ao trocar calor com a corrente de ar que passa através do radiador para o reservatório inferior, onde é aspergido pela bomba d'água, mostrado na Figura 11.

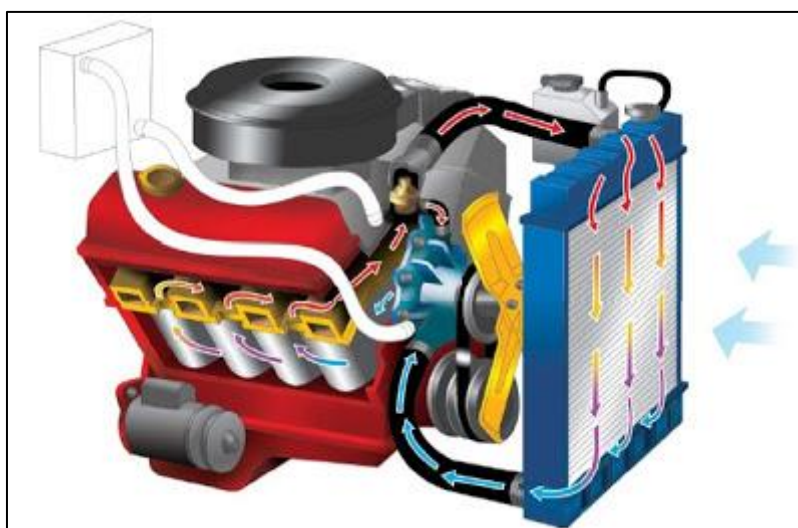


Figura 11: Circuito de resfriamento de um motor automotivo (Site: Castelo Imports, s.d.).

3.6.2 Válvula Termostática

A válvula termostática ou termostato é um dispositivo mecânico responsável por bloquear a circulação do líquido de arrefecimento pelo sistema até que a temperatura de trabalho seja atingida. Este estado pode ser observado na Figura 12, onde o líquido circulará apenas pelo bloco do motor e através da bomba d'água.

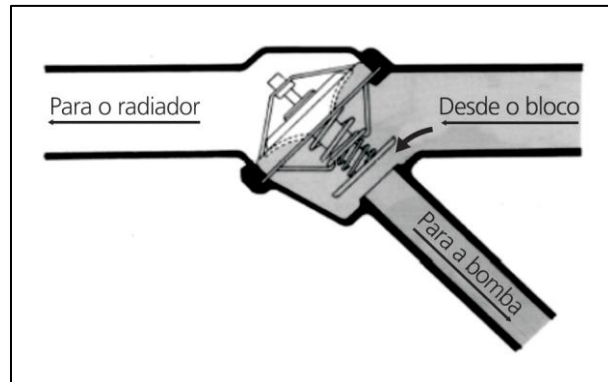


Figura 12: Termostato fechado (MERCEDES BENZ DO BRASIL, 2006).

Uma vez que a temperatura do fluido supere a idealizada para o funcionamento do motor, a válvula é aberta de forma gradativa, para que o líquido possa circular pelo trocador de calor sem causar grandes variações de temperatura. A Figura 13 mostra a válvula totalmente aberta, o que permite a circulação do fluido refrigerante pelo trocador de calor, neste caso o radiador.

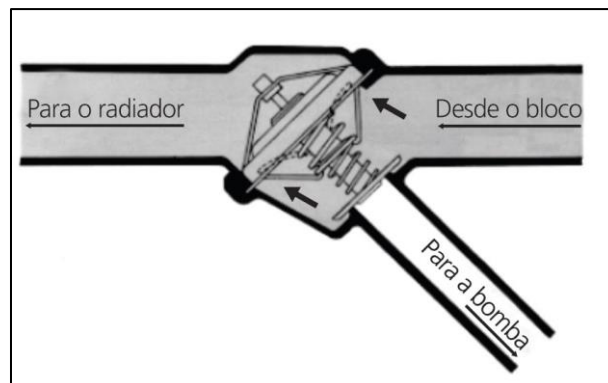


Figura 13: Termostato aberto. (MERCEDES BENZ DO BRASIL, 2006)

3.6.3 Bomba d'água

Para que haja circulação forçada de água no interior do motor e pelos trocadores de calor, possibilitando a troca térmica por convecção, o bloco do motor utilizado conta com uma bomba centrífuga, ligada diretamente ao eixo virabrequim do motor, e ao eixo da bomba de óleo, como mostrado na Figura 14 abaixo.

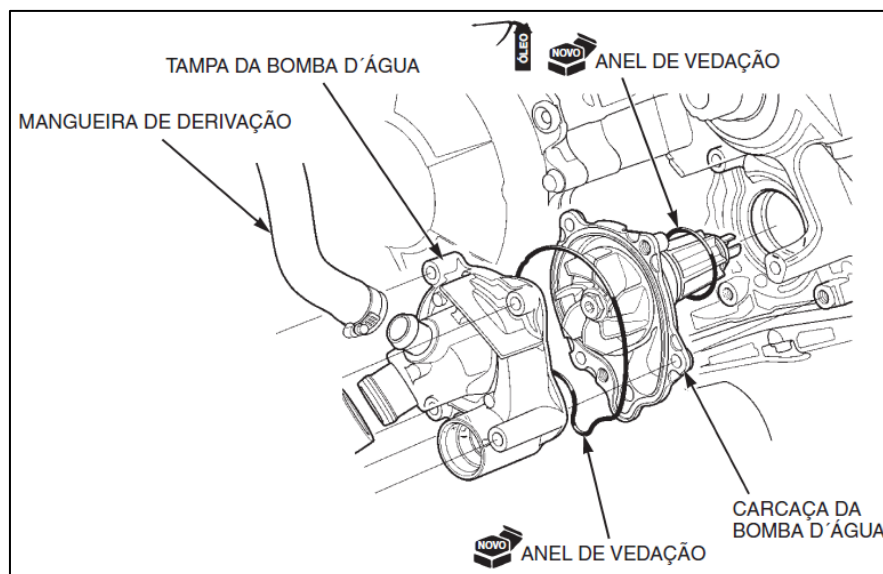


Figura 14: Vista explodida da bomba d'água de um motor Honda CB600 (Honda, 2008).

Dessa forma, tanto a circulação de água quanto a de óleo pelos sistemas são diretamente proporcionais à rotação do motor, possibilitando variar a vazão.

3.6.4 Reservatório de Expansão

Para um sistema de arrefecimento a água, como o estudado neste trabalho, as temperaturas máximas atingem valores muito próximos à temperatura de ebulição da água. Para evitar que este fenômeno ocorra, o sistema é pressurizado por válvulas de alívio à pressão de 1,3 bar, o que evita pontos de vapor no sistema, e possível cavitação na bomba d'água.

O reservatório de expansão tem função neste sistema de permitir que o volume de água aumente com a temperatura, sem comprometer os componentes do motor. As válvulas de alívio encontram-se ao mesmo nível do reservatório, garantindo assim que ao sinal de excesso de fluido no sistema, ou temperatura elevada, haja liberação do excesso de fluido para o meio externo.

Capítulo 4

Metodologia

O projeto de arrefecimento proposto neste trabalho propõe verificar se o radiador colocado à disposição do protótipo de Fórmula SAE poderia ser usado no sistema de resfriamento do motor de combustão interna instalado no mesmo. A partir de um balanço de energia térmica efetuado no radiador é possível avaliar se ele consegue dissipar calor do fluido refrigerante em quantidade igual ou superior ao calor fornecido pelo motor ao fluido. A sequência lógica apresentada na figura 15 foi utilizada no desenvolvimento deste projeto.

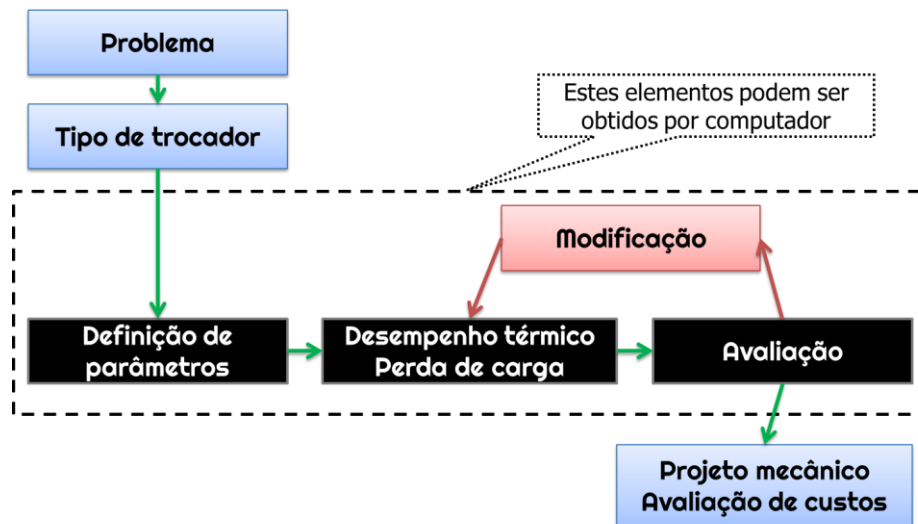


Figura 15: Estrutura lógica para projeto de trocador de calor. (Araujo, 2014)

Para uma análise de um trocador de calor, sua área de troca e suas dimensões devem ser determinadas, para garantir que este atenda às necessidades do processo. A aferição dos dados de temperatura de entrada e da vazão mássica de cada um dos fluídos, e pelo menos uma temperatura de saída, o tipo de superfície e as propriedades físicas que compõem o sistema de dissipação de calor devem ser conhecidas. Quando não for possível fazê-la de forma experimental, a utilização de programas de simulação pode ser empregada.

4.1 Dados de Motor e Transmissão

O protótipo de fórmula SAE da Equipe Alpha mostrado na Figura 16, utiliza para a competição de 2017 um motor de motocicleta comercializada pela Honda®, modelo CBR600F. O motor de 599 cm³, e potência máxima original de 102 CV.



Figura 16: Protótipo de Fórmula SAE da Equipe Alpha em construção.

Como parte dos desafios impostos pela SAE para a competição, uma única entrada de ar é permitida para alimentar o motor, seja lá qual for sua quantidade de cilindros ou seu deslocamento. Esta entrada deve levar a um gargalo de no máximo 19 mm de diâmetro e, então, o ar pode ser distribuído pelos cilindros.

Até a última data de edição deste trabalho, o protótipo teve dificuldades para se manter em funcionamento, o que inviabilizou a extração de dados das diversas áreas, desde a nova potência máxima após a instalação do restritor de ar, até a aferição das temperaturas nos pontos de interesse.

Como alternativa para obtenção dos valores referentes ao processo de troca de calor foi utilizada uma ferramenta computacional fornecida pela Ricardo Software®, o Wave. Este software é líder em tecnologia em desempenho de motores e NVH (sigla para ruído, vibração e aspereza, em inglês). Este pacote de simulação é utilizado mundialmente em setores da indústria, incluindo transporte automobilístico, e geração de energia para análise dinâmica de motores e gases 1D. O Wave permite que simulações de desempenho sejam realizadas com base em praticamente qualquer configuração de sistema de admissão, combustão e escape, e inclui um modelo de transmissão de velocidades para permitir a simulação completa de um veículo. Foram realizados ainda alguns cálculos analíticos em um arquivo produzido em Microsoft Excel®, baseados nas literaturas revistas ao longo deste trabalho.

Além proporcionar estimativas para os dados não coletados devido aos empecilhos operacionais para realização de experimentos com o protótipo, a utilização do Ricardo

Software auxiliou na modelagem de algumas adaptações e restrições impostas pelo regulamento da competição do Fórmula SAE, ou mesmo de modificações propostas por opção da equipe.

4.1.1 Troca de Calor Motor x Água

A partir das ferramentas oferecidas, a modelagem foi dividida em duas partes principais: admissão e escape. Para iniciar as análises, algumas informações foram inseridas no software relacionadas ao projeto da equipe Alpha, como geometria precisa dos componentes internos do motor, octanagem de combustível, pressões e temperaturas esperadas na combustão, entre outros.

Uma vez que o motor utilizado pela equipe Alpha é capaz de alcançar uma rotação máxima de 14000 RPM segundo o fabricante Honda, uma ampla gama de rotações foi abrangida nas simulações. Observa-se que quanto mais dados forem inseridos no programa, mais precisa será a simulação de funcionamento e capacidades do motor real.

O programa utilizado trabalha com análise de convergência, nas quais diversos testes e cálculos são realizados simultaneamente levando em consideração os dados fornecidos. Após análise prolongada, o sistema gera diversos valores em formato de gráficos e tabelas para verificação do sistema. Como o parâmetro principal utilizado pelo programa foi a rotação do motor, os valores gerados tem relação direta com o mesmo, e a faixa de utilização foi de 3000 a 14000rpm.

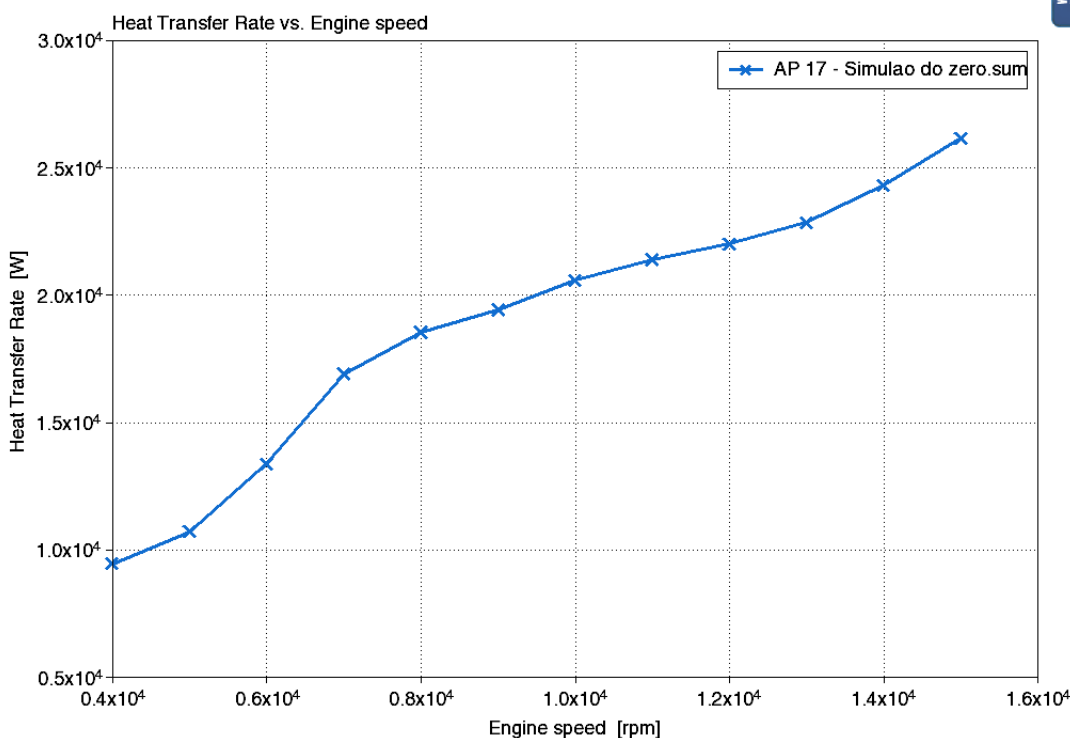


Figura 17: Relação entre taxa de transferência de calor do motor e sua velocidade extraídos do Software Ricardo Wave®.

O gráfico ilustrado pela Figura 17 mostra o calor previsto para que seja dissipado pelo motor durante seu funcionamento, que varia com a rotação e potência. A modelagem realizada via software encontra-se no Anexo A – Modelagem do motor em Ricardo Software®.

4.1.2 Injeção Eletrônica – SFI-PRO6

A SFI-PRO6 é uma injeção eletrônica programável produzida pela InjePro Automotive Technology, que gerencia de forma profissional motores de 1 a 12 cilindros com mapas de injeção e ignição completos e de alta resolução, realiza ajustes e correções individuais por cilindro de injeção e ignição por rotação e conta com um mapa completo de correção por sonda para um ajuste fino em qualquer situação de carga e rotação do motor.

Possui data logger integrado com mais de 34 canais de visualização e duas horas de gravação, faz o controle de borboleta eletrônica e motor de passo sem a necessidade de módulos auxiliares, programável em tempo real através do Tune-Up ou através do computador com o Software SFI-PRO 6.

Sua aplicação é para carros de circuito, arrancada, off road, motos, jet sky, barcos, motores estacionários, geradores de energia, enfim qualquer motor com combustão interna a etanol, metanol, gasolina e gás. (Site da InjePro, 2017)

4.1.3 Sensor de temperatura

Este sensor informa para a INJEPRO a temperatura do motor. Ele é de extrema importância para que sejam feitas as correções de injeção e ignição em todas as faixas de temperatura do motor, principalmente quando opera a frio. O sensor é muito importante para ajustes de partida do motor frio/quente. A instalação do sensor deve ser feita na saída de água do cabeçote para o radiador, de preferência no local original do sensor em carros injetados ou temperatura do painel em carros mais antigos, e em motores refrigerados a ar ou que não utilizem água, ele deve ser instalado no óleo do motor. (Site da InjePro, 2017)

O sensor recomendado pelo fabricante da injeção eletrônica, e atualmente instalado no protótipo é apresentado a seguir:

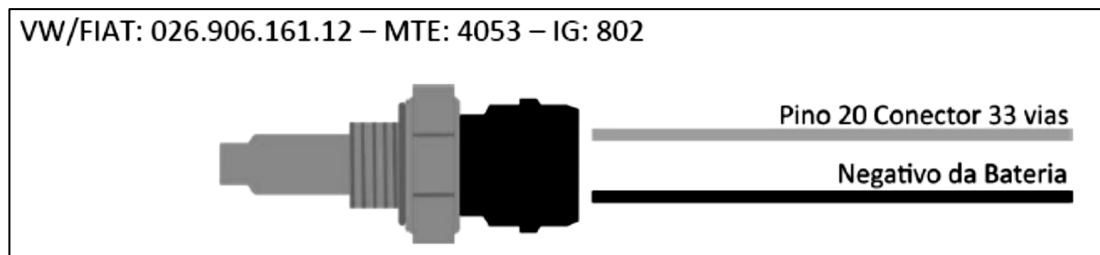


Figura 18: Sensor de temperatura de água MTE 4053. (Site da InjePro, 2017)

Para o tipo de injeção eletrônica utilizado, este sensor pode ser utilizado para o acionamento de uma eventual ventoinha posicionada junto ao trocador de calor, uma vez que a temperatura da água tenha ultrapassado os valores ideais de trabalho do motor.

4.1.4 Dados de Temperatura

A aquisição de dados de temperatura prevista para este trabalho conta com um decodificador de sinais Spider8 como mostrado na Figura 19, disponível no Laboratório de Análise de Comportamentos Termomecânicos de Materiais (LACTM). Os dados coletados são vistos em formas gráficas através de um microcomputador qualquer, cujo tenha instalado o software do fabricante.



Figura 19: Decodificador de sinal Spider 8 do laboratório LACTM.

Os sinais enviados para o decodificador são coletados por termopares, também disponíveis no mesmo laboratório. Estes são termopares Tipo K, como ilustrado na figura 20; um termopar de uso genérico. Tem um baixo custo e, devido à sua popularidade estão disponíveis variadas sondas. Cobrem temperaturas entre os -200 e os 1200 °C, tendo uma sensibilidade de aproximadamente $41\mu\text{V}/^\circ\text{C}$, produzidos e distribuídos pela Ecil.



Figura 20: Termopar Ecil Tipo K

Os termopares devem estar posicionados diretamente em contato com os fluidos. No caso estudado neste trabalho, os sensores deverão ser colocados na entrada e na saída do radiador, para que a variação da temperatura de cada fluido ao passar pelo trocador de calor seja registrada.

4.1.5 Vazão de água

Para que haja realização da vazão de água no sistema, é necessário que o motor esteja a pleno funcionamento, e que todas as suas faixas de rotação possam ser exploradas durante a

análise. Até a data deste trabalho, a Equipe Alpha ainda encontrava problemas para garantir uma estabilidade de funcionamento do motor, impossibilitando aferições práticas de vazão.

Segundo dados do fabricante, obtidos por referências em suas concessionárias de manutenção de motocicletas Honda ®, a vazão da bomba de água deve ser de 50 l/min quando o motor estiver a 12500 RPM. A bomba acionada mecanicamente ao eixo virabrequim do motor, um comportamento linear e proporcional às rotações do motor é esperado, e pode ser representado pelo gráfico a seguir, para o fluxo de água pela bomba d'água.

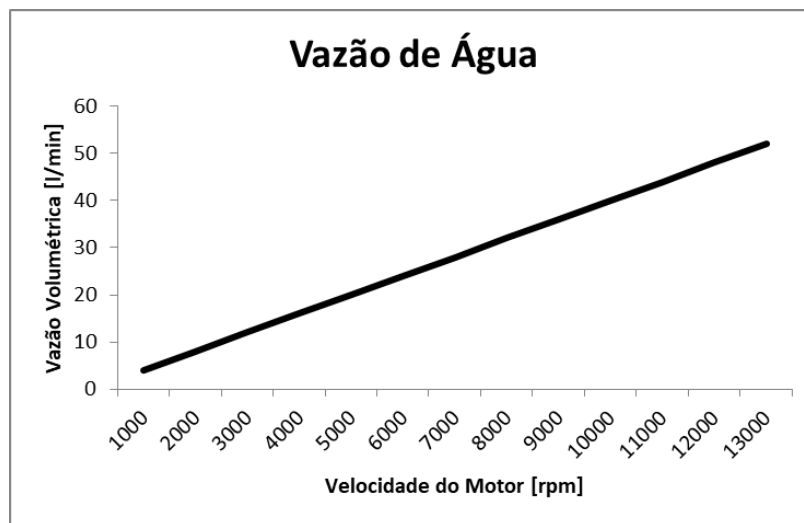


Figura 21: Representação gráfica da vazão de água em função da velocidade do motor.

4.1.6 Vazão de Ar

A aquisição dos dados de vazão de ar pelo radiador foi idealizada com o auxílio de anemômetros, posicionados na saída do radiador. Mas ao considerar o problema citado no item anterior, no qual o motor do protótipo não atingiu estabilidade de funcionamento para realização de ensaios, a vazão de ar através do radiador foi calculada analiticamente, levando em consideração as velocidades a serem atingidas pelo protótipo, e as dimensões do radiador utilizado.

Desta maneira, a vazão mássica do ar pelo radiador é dada por:

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot Nt \cdot St \cdot (L - (Ef * Na)) \quad (34)$$

onde,

ρ – densidade volumétrica do Ar [kg/m³]

V – velocidade do Protótipo [m/s]

Nt – número de tubos por linha

St – distância entre os tubos [m]

L – comprimento dos tubos [m]

Ef – espessura das aletas [m]

Na – número de Aletas

A partir de (34) alguns cenários baseados na velocidade do protótipo e na temperatura de entrada prevista no dia da competição em Piracicaba (SP); o que permitiu a construção de gráficos de troca de calor.

4.1.7 Dimensões do Radiador

Uma das principais fontes de capitação de recursos ou matérias para a utilização em projetos de extensão é o apoio de doações e patrocínios. A aquisição num leilão de veículos usados do conjunto motriz desprovido dos equipamentos do sistema de arrefecimento obrigou a equipe a adquirir cada um dos componentes através de doações:

O radiador foi adquirido através de doação, por uma oficina automotiva ligada à equipe. O modelo em questão é originalmente equipado em automóveis da fabricante FIAT®. Produzido pela Valeo®, o radiador tem como material predominante o alumínio, que compõe os dutos de passagem de água e as aletas. Já os reservatórios de entrada e saída do radiador são fabricados em polímero polipropileno.

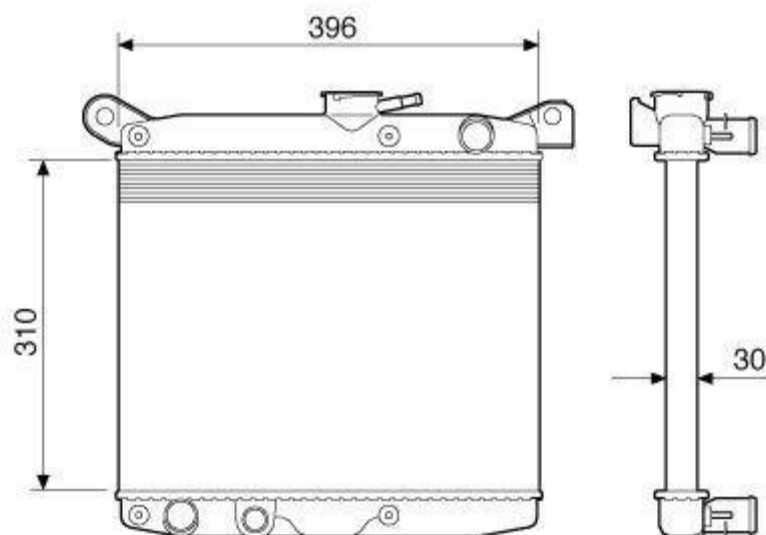


Figura 22: Dimensões do radiador de um FIAT 147. (Site da Auto Peças Xavier, 2008)

O radiador ilustrado na Figura 22 é composto por duas fileiras de vinte e um tubos, igualmente espaçados ao longo dos 396 mm de largura do radiador, e com 8 mm de diâmetro cada. Para aumentar a área de troca de calor, os tubos passam por duzentas aletas perpendiculares e externas, com espessura de 0,2 mm cada, e igualmente espaçadas ao longo dos tubos.

Outro ponto imposto pelo regulamento da competição delimita que qualquer componente instalado nas laterais do protótipo não deve exceder a um plano imaginário traçado entre os pontos mais externos das rodas. O radiador por sinal possui dimensões que ultrapassam este plano, uma vez que seja instalado em uma posição exatamente perpendicular a lateral do protótipo. Em virtude disto, a instalação do radiador exigiu um suporte inclinado de 30° em relação ao plano frontal do veículo.

4.1.8 Transmissão de Velocidades

Para o tipo de motor utilizado no protótipo, a caixa de marchas compartilha do mesmo óleo lubrificante. Para que este conjunto se torne compacto a ponto de ser montado em uma motocicleta, o mesmo bloco do motor é o utilizado para acomodar as árvores primárias e secundárias de transmissão de potência, cujas relações de transmissão estão na Tabela 2.

Tabela 2: Relação transmissão de uma motocicleta CBR600F. (Honda, 2008)

Redução primária		2,111
Redução final		2,687
Relação de transmissão	1ª	2,750
	2ª	1,938
	3ª	1,556
	4ª	1,348
	5ª	1,208
	6ª	1,095

Completando a transferência de potência, foi instalado um pinhão de 16 dentes, ligado a uma coroa de 60 dentes por correntes. A coroa é ligada diretamente ao diferencial, que distribui o movimento para as rodas traseiras de 13 polegadas, com pneus de dimensão 175/70 R13.

A partir destes dados, foi possível calcular as velocidades do protótipo quando operou no regime de cada uma das marchas, e utilizou-se, em seguida, os dados para o cálculo da vazão de ar através do radiador.

Capítulo 5

Resultados

Obedecendo a metodologia e levando em consideração a revisão bibliográfica, pôde-se especificar um trocador de calor a respeito de sua usabilidade, diante dos parâmetros e regimes de trabalho esperados, ou ainda, utilizar-se de forma reversa da metodologia, e se escolher o trocador de calor ideal para as condições de trabalho desejadas.

A temperatura máxima atingida pelo ar no circuito do Esporte Clube Piracicabano de Automobilismo (ECPA), autódromo sede nacional da competição de Fórmula SAE, atingiu 40°C em edições anteriores. Assim, a temperatura de entrada do ar pelo radiador para efeito de cálculos, foi considerada igual 45°C, ou seja, situação extrema de calor no circuito.

Já para a parte quente do sistema, a temperatura inicial de trabalho foi considerada quando a válvula termostática está totalmente aberta, aos 95°C (Honda, 2008). Logo, considerando os valores de vazão proporcionais à rotação do motor, para a parte quente, e a velocidade do protótipo, para a parte fria, podemos calcular a máxima troca de calor do radiador em questão. Somente temperaturas acima de 500 K teriam algum efeito na contribuição da radiação em trocadores de calor, portanto nesta análise pôde ser desprezada. A Figura 23 mostra a comparação entre o calor dissipado pelo motor e pelo radiador em primeira marcha.

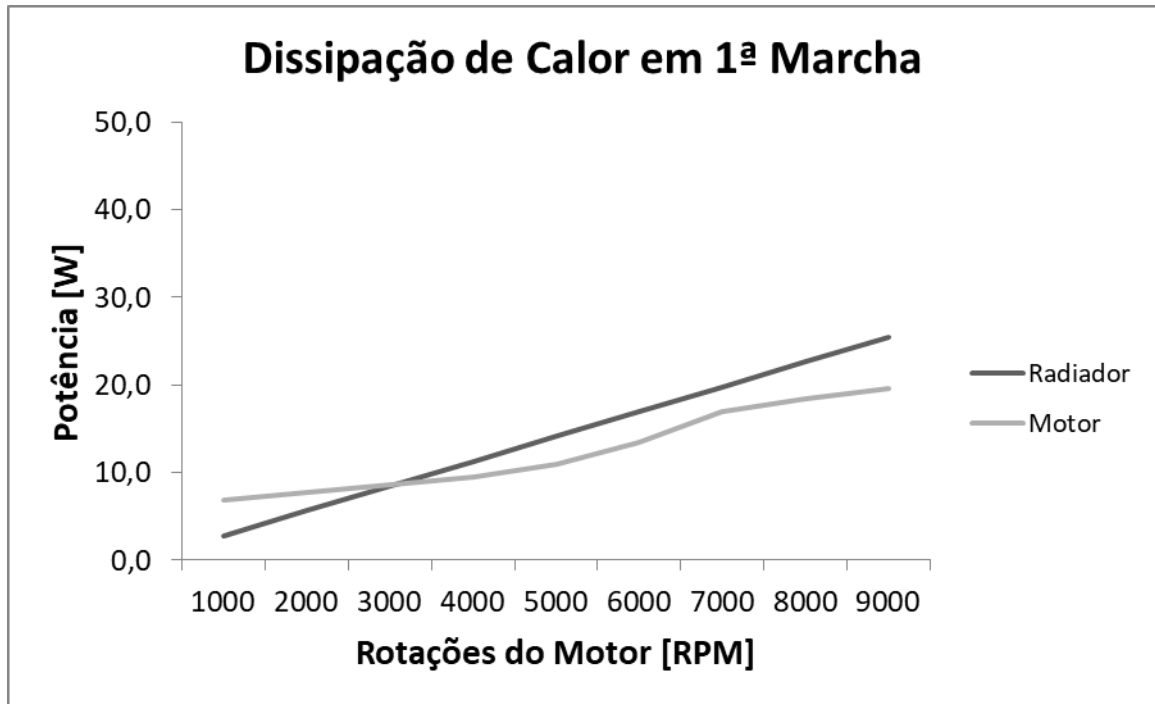


Figura 23: Comparação entre o calor dissipado pelo motor e pelo radiador em primeira marcha.

O gráfico mostra uma proximidade entre as curvas de geração e dissipação de calor, o que pode gerar um superaquecimento, se considerar a efetividade do radiador, e possíveis efeitos de pista, como curvas, e efeitos aerodinâmicos do próprio protótipo, mas que não puderam ser analisados neste trabalho.

É possível observar ainda que o motor continua a gerar calor quando em marcha lenta, ou seja, sem estar engrenado à transmissão de velocidades. Para este caso, sugere-se a instalação de uma ventoinha para gerar convecção forçada no radiador com o ar a uma velocidade superior a 5 m/s para evitar situações de superaquecimento.

As Figura 24 e Figura 25 abaixo mostram o comportamento da troca de calor nas marchas que terão maior utilização no circuito, devido ao traçado “travado” (termo que indica que as curvas do circuito são de ângulo agudo e com trechos de reta pequenos).

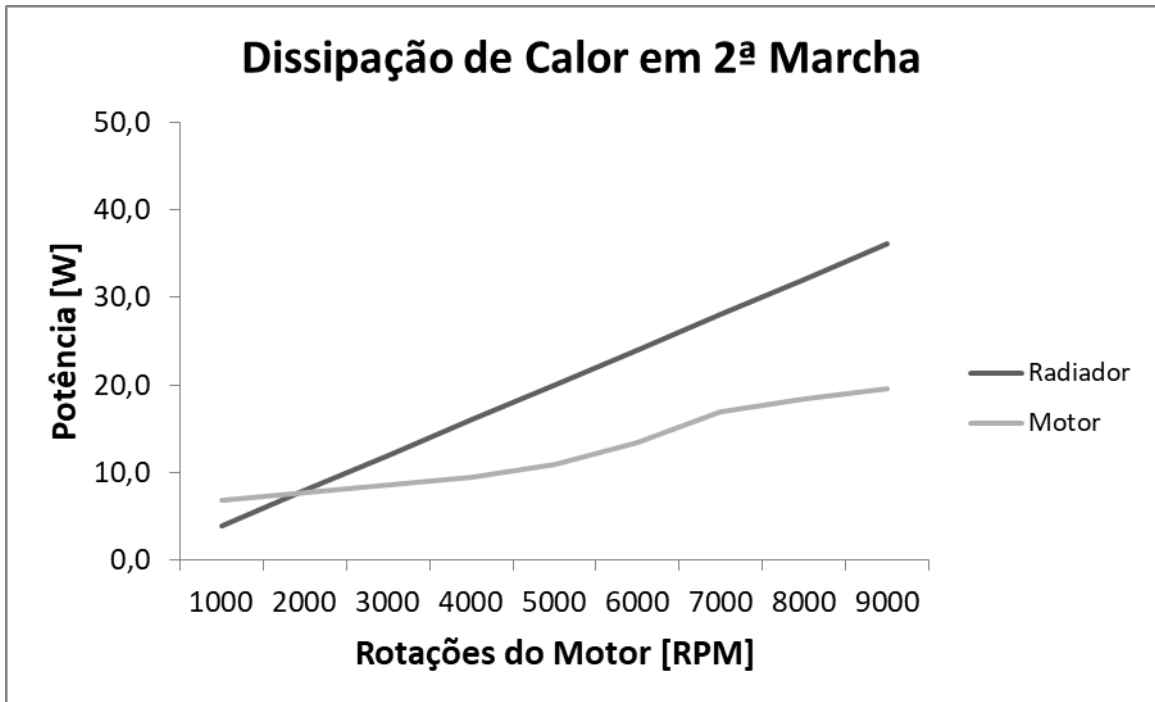


Figura 24: Comparação entre o calor dissipado pelo motor e pelo radiador em segunda marcha.

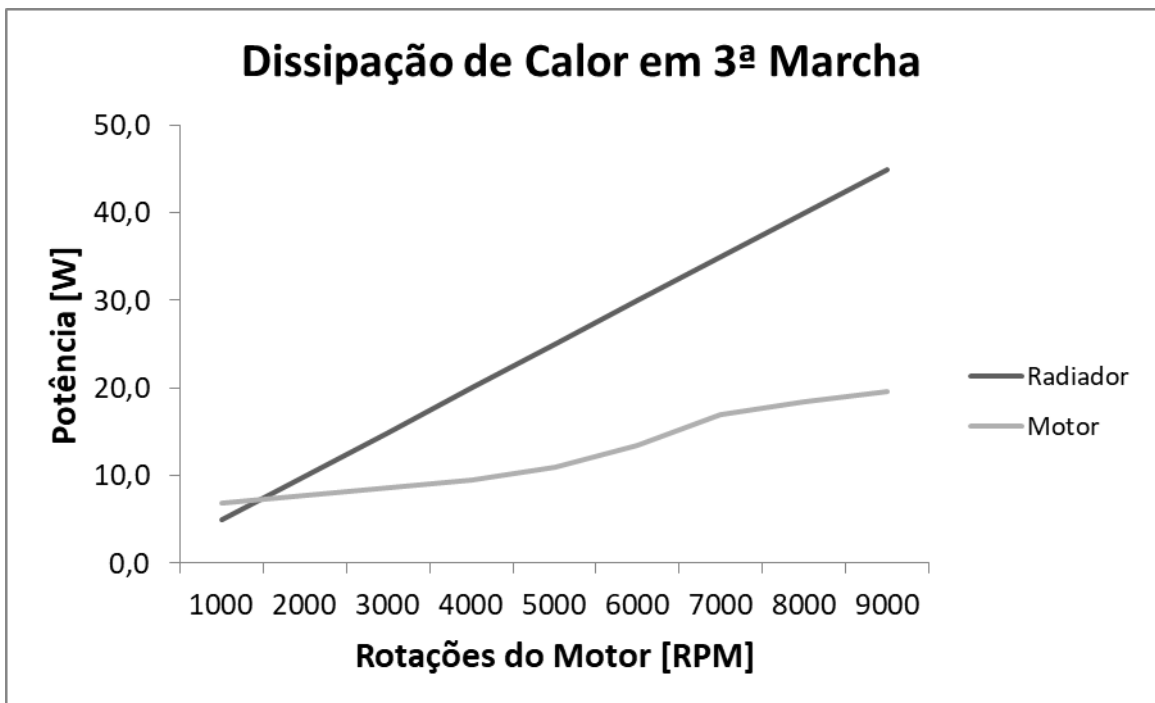


Figura 25: Comparação entre o calor dissipado pelo motor e pelo radiador em terceira marcha.

Para as condições de utilização em pista do protótipo, onde o setor responsável pela transmissão do protótipo na Equipe Alpha prevê rotação média entre 3000 e 5000 RPM, o trocador se mostra funcional, mesmo sem a ajuda de ventoinha. Contudo, para uma aplicação de uso que o motor esteja ligado, mas o veículo esteja parado, o acionamento de uma ventoinha que movimenta o ar a pelo menos 5 m/s faz necessário, garantindo a integridade do motor em marcha lenta, como mostrado na figura 26.

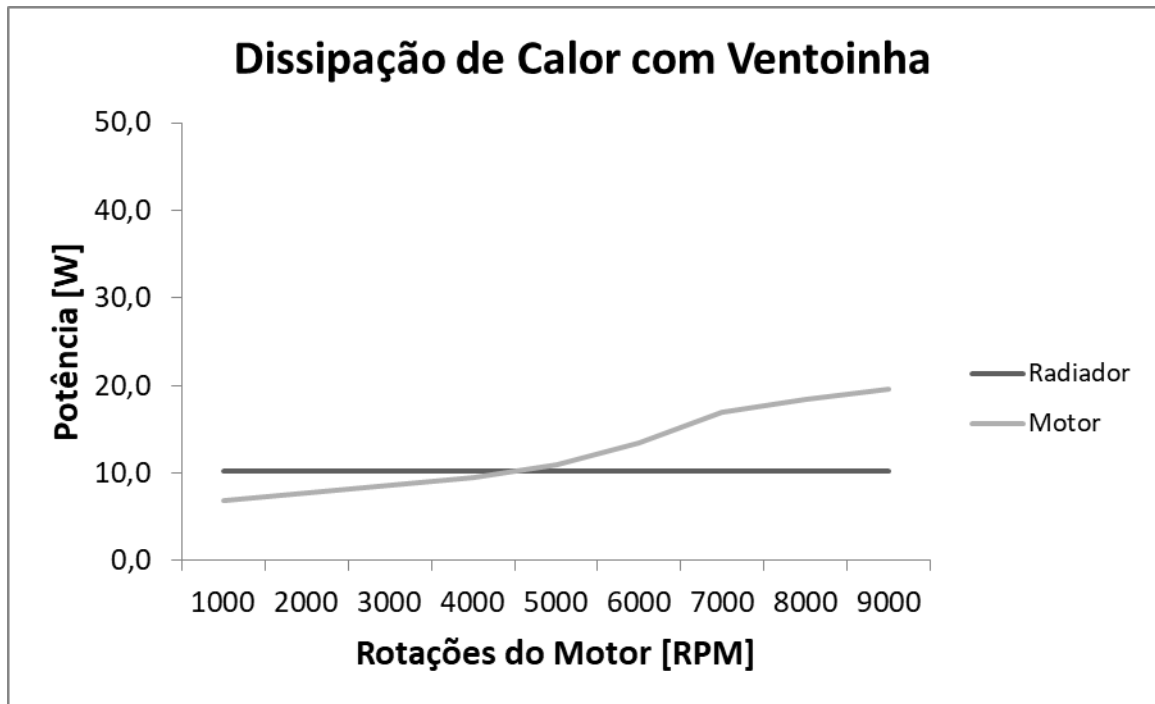


Figura 26: Comparação entre o calor dissipado pelo motor e pelo radiador com acionamento de uma ventoinha.

Desta maneira, após a validação do uso do radiador para segunda e terceira marchas e, sendo a troca de calor proporcional à velocidade do ar, é concluído que seu uso é aplicável nas marchas posteriores, em que o veículo atingirá velocidades maiores.

Capítulo 6

Conclusão

Para caracterização do elemento principal de troca de calor, o radiador, os cálculos propostos neste trabalho se mostraram coerentes para a obtenção de dados de transferência de calor do sistema. Foram analisados os impactos pela variação do posicionamento do radiador na lateral do protótipo e, o impacto da variação de velocidade do motor e do protótipo no sistema de troca de calor.

É obrigatória a instalação de uma ventoinha junto ao radiador, para que não haja superaquecimento no motor em situações de funcionamento com o protótipo em marcha lenta, ou em velocidades já previstas como insuficientes para a refrigeração sem ventoinha.

As análises experimentais previstas para obtenção dos dados para alimentar os cálculos da efetividade do trocador de calor não puderam ser realizadas pela indisponibilidade do protótipo. Por se tratar da primeira vez em que o motor seria ligado pela equipe, houve grande dificuldade de se estabelecer um funcionamento estável e, consequentemente, os experimentos não puderam ser realizados.

Ficam sugeridos alguns temas para trabalhos futuros:

- Influência de escoamento laminar e turbulento, assim como a perda de carga dos fluídos quente e frio ao circular pelo sistema;
- Proposta de um novo sistema com menor volume, visando redução de peso e arrasto ao protótipo;
- Realizar modelagem do sistema de resfriamento pelo método de elementos finitos.

Capítulo 7

Bibliografia

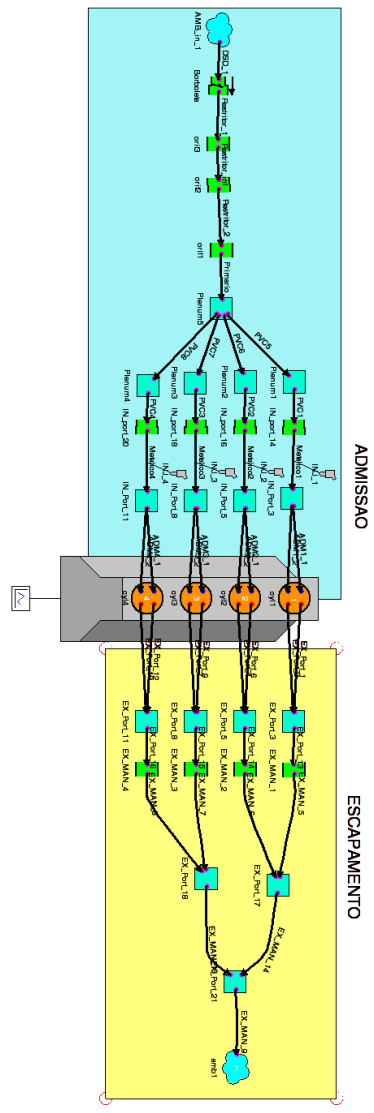
- Araujo, E. C. (2014). *Trocadores de Calor*. São Carlos - SP: EdUFSCar.
- Ashcroft, N., & Mermin, N. (1976). *Solid State Physics* (1ª ed.). New York: Holt, Rinehart and Winstone.
- Brown, S. (1950). *The Caloric Theory of Heat* (Vol. 18). American Journal of Physics.
- Brush, G. (1983). Statistical Physics and the Atomic Theory of Matter, from Boyle and Newton to Landau and Onsager. *Princeton Series in Physics*.
- Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2015). *Heat and Mass Transfer: Fundamentals & Applications* (5ª ed.). New York, NY: McGraw-Hill Education.
- Dickinson, H. W. (2011). *A Short History of the Steam Engine*. Cambridge University Press.
- FSAEOnline.com. (2017). Fonte: FSAE History: <http://fsaeonline.com>
- Halliday, D., Resnick, R., & Walker, J. (1996). *Fundamentos de Física 2* (4ª ed.). São Paulo: Livros Técnicos e Científicos Editora.
- Holman, J. (1989). *Heat Transfer*. New York: McGraw-Hill International Editions.
- Honda. (2008). *MANUAL DE SERVICOS CB 600 F HORNET 2008*. Honda Motors.
- Incropera, F. P., & de Witt, D. P. (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (6ª ed.). Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, Inc.
- Ingram, D. (1973). *Radiation and Quantum Physics*. Oxford: Oxford Physics Series.
- MERCEDES BENZ DO BRASIL. (2006). *Apostila de Treinamento Técnico: Matemática e Metrologia*.
- Nussenzveig, H. (1981). *Física Básica* (2ª ed., Vol. 2). São Paulo: Ed. Edgard Blücher Ltda.
- Özisik, N. M. (1985). *Heat Transfer: A Basic Approach*. New York: McGraw-Hill International Editions.
- Pérez, J., & Romulus., A. (1993). *Thermodynamique: Fondements et applications*. Paris.
- Sears, F., & Zemansky, M. (1973). *Física* (Vol. 2). Rio de Janeiro: Ed. Universidade de Brasília.
- Shneider, P. S. (2003). *Medição de Velocidade e Vazão de Fluidos*. UFRGS, Porto Alegre - RS.
- Site da Auto Peças Xavier. (2008). Acesso em 2017, disponível em Radiador Fiat 147 1.0 / 1.3 Sem Ar Condicionado Sem Transmissão Automática - Auto Peças Xavier 24 Horas: <http://www.autopecasxavier.com.br>

- Site da EESC-USP.* (2016). Acesso em 02 de 07 de 2017, disponível em Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo: <http://www.eesc.usp.br>
- Site da InjePro.* (2017). Fonte: SFI-PRO6 - Injeção Eletrônica Programável Sequencial: <http://www.injepro.com>
- Site: Castelo Imports.* (s.d.). Acesso em 07 de 2017, disponível em Castelo Imports Blog: <http://casteloimports.blogspot.com.br>
- Tillmann, C. d. (2013). *Motores a Combustão Interna e seus Sistemas*. Pelotas - RS: Rede e-Tec Brasil.
- White, F. M. (1984). *Heat Transfer*. Massachusetts: Addison-Wesley Longman.
- Young, H., & Freedman, R. (2008). *Física II: Termodinâmica e Ondas*. (12^a ed.). São Paulo: Addison-Wesley.

Anexo A – Modelagem do motor em Ricardo Software®

Constants															
Constants Table															
Status	Name	Units	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7	Case 8	Case 9	Case 10	Case 11	Case 12	Run
Title			Full load -	Full load -	Full load -	Full load -	Full load -	Full load -	Full load -	Full load -	Full load -	Full load -	Full load -	Full load -	Run
1	SPEED	rpm	15000	14000	13000	12000	11000	10000	9000	8000	7000	6000	5000	4000	
2	AFR		12.4	12.4	12.4	12.4	12.4	12.4	12.4	12.4	12.4	12.4	12.4		
3	BDUR	deg	30	29	28	27	26	25.2	24.5	23.8	23	22	21	20	
4	CR50	deg	0	0.8	1.8	2.9	4	5.2	6.4	7.6	8.8	10	11	12	
5	Coolant_Head	W/m ² /K	13000	12000	11000	10000	9000	8500	8000	7500	7000	6500	6000	5000	
6	Coolant_Liner	W/m ² /K	3700	3500	3300	3050	2800	2500	2300	2000	1700	1500	1200	1000	
7	Coolant_Piston	W/m ² /K	3100	3000	2900	2600	2500	2400	2100	1900	1500	1400	1300	1100	
8	dxε		35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	
9	dxι		25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	
10	EV_TEMP	K	381	380	378.5	377	376	375	372.5	370	368	366	365.5	365	
11	EX_ANCHOR	deg	252.5	252.5	252.5	252.5	252.5	252.5	252.5	252.5	252.5	252.5	252.5	252.5	
12	HEAD_TEMP	K	636	635	632.5	630	625	620	607.5	595	587.5	580	565	550	
13	isus		50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	
14	INT_ANCHOR	deg	461	461	461	461	461	461	461	461	461	461	461	461	
15	IY_TEMP	K	321	320	320	319	318	318	317	316	315	314	313	312	
16	LINER_TEMP	K	620	615	608	600	597.5	595	587.5	580	575	570	555	540	
17	PISTON_TEMP	K	598	595	590	585	582.5	580	565	555	540	530	515	500	
18	T_cell	K	313	313	313	313	313	313	313	313	313	313	313	313	
19	T_Coolant	K	393	394	399	399	388	383	378	373	368	362	363	363	
20	T_Oil	K	363	363	363	363	363	363	363	363	363	363	363	363	
21	throttle_angle	deg	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90	

Case Title Format: Full load - (speed) rpm
 Number of Cases: 12
 Buttons: Import, Export, Display Profile, Catalog Usage, OK, Cancel, Help



Anexo B – Planilha utilizada para memória de Cálculos

		Relações da transmissão	
Drivetrain	Redução Primária	2.111	
	1ª Marcha	2.75	
	2ª Marcha	1.938	
	3ª Marcha	1.556	
	4ª Marcha	1.348	
	5ª Marcha	1.208	
	6ª Marcha	1.095	
Gears	Relação de transmissão	3.750	
	Redução Torsen	1.000	
Roda	Num dentes polia motora	16	-
	Num dentes polia movida	60	-
	Diâmetro	13	pol
	Largura da roda	175	mm
	Porcentagem da banda	0.7	%

Dados água		Unidade
Cp	4.212	kJ/kg.K
V.	0.005	L/min.rpm
Ti	95	°C
To	86.6	°C
k	1.007	W/m.K

Dados Radiador		
Nt	21	
Nl	2	
St	0.007	m
e	0.030	m
H	0.396	m
L	0.310	m
Inclinação	0.524	Rad

Aletas		
Na	200	
Sf	0.00135	m
e	0.0002	m
H	0.396	m
L	0.31	m

Dados Ar		Unidade
Cp	1.007	kJ/kg.K
m.	0.12179	kg/s
Ti	45	°C
To	95	°C
k	0.02588	W/m.K

Motor		Ar				Água				Radiador				Motor			
Marcha	RPM	m/s	°C	°C	p.V.Nt.St.(L-Sf)	Cp	ρ	L/min	°C	°C	kg/s	kJ/kg.K	kW/K	kW/K	kW	kW	
		Vel. Prototipo	Ti	To	m			vzaoo	Ti	To	m	V	Cp	Cw	Ca	Cmin	Q.
1	1000	1.38	45	95	0.056	1.007	1.109	5	95	86.6	0.080	961.5	4.212	0.337	0.057	0.057	2.8
1	2000	2.77	45	95	0.112	1.007	1.109	10	95	86.6	0.160	961.5	4.212	0.675	0.113	0.113	5.7
1	3000	4.15	45	95	0.168	1.007	1.109	15	95	86.6	0.240	961.5	4.212	1.012	0.170	0.170	8.5
1	4000	5.53	45	95	0.225	1.007	1.109	20	95	86.6	0.321	961.5	4.212	1.350	0.226	0.226	11.3
1	5000	6.92	45	95	0.281	1.007	1.109	25	95	86.6	0.401	961.5	4.212	1.687	0.283	0.283	14.1
1	6000	8.30	45	95	0.337	1.007	1.109	30	95	86.6	0.481	961.5	4.212	2.025	0.339	0.339	17.0
1	7000	9.68	45	95	0.393	1.007	1.109	35	95	86.6	0.561	961.5	4.212	2.362	0.396	0.396	19.8
1	8000	11.07	45	95	0.449	1.007	1.109	40	95	86.6	0.641	961.5	4.212	2.700	0.452	0.452	22.6
1	9000	12.45	45	95	0.505	1.007	1.109	45	95	86.6	0.721	961.5	4.212	3.037	0.509	0.509	25.4
1	10000	13.83	45	95	0.561	1.007	1.109	50	95	86.6	0.801	961.5	4.212	3.375	0.565	0.565	28.3
1	11000	15.22	45	95	0.617	1.007	1.109	55	95	86.6	0.881	961.5	4.212	3.712	0.622	0.622	31.1
1	12000	16.60	45	95	0.674	1.007	1.109	60	95	86.6	0.962	961.5	4.212	4.050	0.678	0.678	33.9
1	13000	17.98	45	95	0.730	1.007	1.109	65	95	86.6	1.042	961.5	4.212	4.387	0.735	0.735	36.7
2	1000	1.96	45	95	0.080	1.007	1.109	5	95	83.1	0.080	961.5	4.212	0.337	0.080	0.080	4.0
2	2000	3.93	45	95	0.159	1.007	1.109	10	95	83.1	0.160	961.5	4.212	0.675	0.160	0.160	8.0
2	3000	5.89	45	95	0.239	1.007	1.109	15	95	83.1	0.240	961.5	4.212	1.012	0.241	0.241	12.0
2	4000	7.85	45	95	0.319	1.007	1.109	20	95	83.1	0.321	961.5	4.212	1.350	0.321	0.321	16.0
2	5000	9.82	45	95	0.398	1.007	1.109	25	95	83.1	0.401	961.5	4.212	1.687	0.401	0.401	20.1
2	6000	11.78	45	95	0.478	1.007	1.109	30	95	83.1	0.481	961.5	4.212	2.025	0.481	0.481	24.1
2	7000	13.74	45	95	0.557	1.007	1.109	35	95	83.1	0.561	961.5	4.212	2.362	0.561	0.561	28.1
2	8000	15.70	45	95	0.637	1.007	1.109	40	95	83.1	0.641	961.5	4.212	2.700	0.642	0.642	32.1
2	9000	17.67	45	95	0.717	1.007	1.109	45	95	83.1	0.721	961.5	4.212	3.037	0.722	0.722	36.1
2	10000	19.63	45	95	0.796	1.007	1.109	50	95	83.1	0.801	961.5	4.212	3.375	0.802	0.802	40.1
2	11000	21.59	45	95	0.876	1.007	1.109	55	95	83.1	0.881	961.5	4.212	3.712	0.882	0.882	44.1
2	12000	23.56	45	95	0.956	1.007	1.109	60	95	83.1	0.962	961.5	4.212	4.050	0.962	0.962	48.1
2	13000	25.52	45	95	1.035	1.007	1.109	65	95	83.1	1.042	961.5	4.212	4.387	1.043	1.043	52.1
3	1000	2.45	45	95	0.099	1.007	1.109	5	95	80.2	0.080	961.5	4.212	0.337	0.100	0.100	5.0
3	2000	4.89	45	95	0.198	1.007	1.109	10	95	80.2	0.160	961.5	4.212	0.675	0.200	0.200	10.0
3	3000	7.34	45	95	0.298	1.007	1.109	15	95	80.2	0.240	961.5	4.212	1.012	0.300	0.300	15.0
3	4000	9.78	45	95	0.397	1.007	1.109	20	95	80.2	0.321	961.5	4.212	1.350	0.400	0.400	20.0
3	5000	12.23	45	95	0.496	1.007	1.109	25	95	80.2	0.401	961.5	4.212	1.687	0.499	0.499	25.0
3	6000	14.67	45	95	0.595	1.007	1.109	30	95	80.2	0.481	961.5	4.212	2.025	0.599	0.599	30.0
3	7000	17.12	45	95	0.694	1.007	1.109	35	95	80.2	0.561	961.5	4.212	2.362	0.699	0.699	35.0
3	8000	19.56	45	95	0.794	1.007	1.109	40	95	80.2	0.641	961.5	4.212	2.700	0.799	0.799	40.0
3	9000	22.01	45	95	0.893	1.007	1.109	45	95	80.2	0.721	961.5	4.212	3.037	0.899	0.899	45.0
3	10000	24.45	45	95	0.992	1.007	1.109	50	95	80.2	0.801	961.5	4.212	3.375	0.999	0.999	49.9
3	11000	26.90	45	95	1.091	1.007	1.109	55	95	80.2	0.881	961.5	4.212	3.712	1.099	1.099	54.9
3	12000	29.34	45	95	1.190	1.007	1.109	60	95	80.2	0.962	961.5	4.212	4.050	1.199	1.199	59.9
3	13000	31.79	45	95	1.290	1.007	1.109	65	95	80.2	1.042	961.5	4.212	4.387	1.299	1.299	64.9
4	1000	2.82	45	95	0.115	1.007	1.109	5	95	77.9	0.080	961.5	4.212	0.337	0.115	0.115	5.8
4	2000	5.64	45	95	0.229	1.007	1.109	10	95	77.9	0.160	961.5	4.212	0.675	0.231	0.231	11.5
4	3000	8.47	45	95	0.344	1.007	1.109	15	95	77.9	0.240	961.5	4.212	1.012	0.346	0.346	17.3
4	4000	11.29	45	95	0.458	1.007	1.109	20	95	77.9	0.321	961.5	4.212	1.350	0.461	0.461	23.1
4	5000	14.11	45	95	0.573	1.007	1.109	25	95	77.9	0.401	961.5	4.212	1.687	0.577	0.577	28.8
4	6000	16.93	45	95	0.687	1.007	1.109	30	95	77.9	0.481	961.5	4.212	2.025	0.692	0.692	34.6
4	7000	19.76	45	95	0.802	1.007	1.109	35	95	77.9	0.561	961.5	4.212	2.362	0.807	0.807	40.4
4	8000	22.58	45	95	0.916	1.007	1.109	40	95	77.9	0.641	961.5	4.212	2.700	0.922	0.922	46.1
4	9000	25.40	45	95	1.031	1.007	1.109	45	95	77.9	0.721	961.5	4.212	3.037	1.038	1.038	51.9
4	10000	28.22	45	95	1.145	1.007	1.109	50	95	77.9	0.801	961.5	4.212	3.375	1.153	1.153	57.7
4	11000	31.05	45	95	1.260	1.007	1.109	55	95	77.9	0.881	961.5	4.212	3.712	1.268	1.268	63.4
4	12000	33.87	45	95	1.374	1.007	1.109	60	95	77.9	0.962	961.5	4.212	4.050	1.384	1.384	69.2
4	13000	36.69	45	95	1.489	1.007	1.109	65	95	77.9	1.042	961.5	4.212	4.387	1.499	1.499	74.9
5	1000	3.15	45	95	0.128	1.007	1.109	5	95	75.9	0.080	961.5	4.212	0.337	0.129	0.129	6.4
5	2000	6.30	45	95	0.256	1.007	1.109	10	95	75.9	0.160	961.5	4.212	0.675	0.257	0.257	12.9
5	3000	9.45	45	95	0.383	1.007	1.109	15	95	75.9	0.240	961.5	4.212	1.012	0.386	0.386	19.3
5	4000	12.60	45	95	0.511	1.007	1.109	20	95	75.9	0.321	961.5	4.212	1.350	0.515	0.515	25.7
5	5000	15.75	45	95	0.639	1.007	1.109	25	95	75.9	0.401	961.5	4.212	1.687	0.643	0.643	32.2
5	6000	18.90	45	95	0.767	1.007	1.109	30	95	75.9	0.481	961.5	4.212	2.025	0.772	0.772	38.6
5	7000	22.05	45	95	0.894	1.007	1.109	35	95	75.9	0.561	961.5	4.212	2.362	0.901	0.901	45.0
5	8000	25.20	45	95	1.022	1.007	1.109	40	95	75.9	0.641	961.5	4.212	2.700	1.029	1.029	51.5
5	9000	28.34	45	95	1.150	1.007	1.109	45	95	75.9	0.721	961.5	4.212	3.037	1.158	1.158	57.9
5	10000	31.49	45	95	1.278	1.007	1.109	50	95	75.9	0.801	961.5	4.212	3.375	1.287	1.287	64.3
5	11000	34.64	45	95	1.405	1.007	1.109										

Dados		Unidade
Numero de Linhas	N1	2
Numero de tubos por linha	N1	21
Comprimento tubo	L	0.31 m
Comprimento do tubo	L	0.396 m
Espeçura Radiador	Er	0.03 m
Diâmetro Externo do Tubo	Di	0.03 m
Distância entre Tubos	St	0.03 m
Superfície de Transferência	AS	0.327228201 m²
Sup Fin - (N1*N2)*PI*Di/4	Afin	3.90733885 m²
Temperatura do Fluido	Tf	45 °C
Temperatura do Tubo	Tm	60 °C
Temperatura da Superfície	Ts	78 °C
Prandtl Fluido	Pr	0.7202
Prandtl da Superfície	Prs	0.7177
Densidade	p	1.039 kg/m³
Calor Especifico	Cp	1007 J/kg.K
Condutividade Térmica	K	0.02699 W/m.K
Difusividade Térmica	a	0.0002816 m²/s
Viscosidade Dinâmica	μ	0.00001941 kg/m.s
Viscosidade Cinemática	ν	0.0000175 m²/s
Densidade	p	1.059 kg/m³
Calor Especifico	Cp	1007 J/kg.K
Condutividade Térmica	K	0.02699 W/m.K
Difusividade Térmica	a	0.0002816 m²/s
Viscosidade Dinâmica	μ	0.00001941 kg/m.s
Viscosidade Cinemática	ν	0.0000175 m²/s
Fator Correção/No	F	0.8
φ	(T2-T1)/(T1-T1)	
R	(T2-T1)/(L2-L1)	
F (Gráfico - Fin2)	1	

Marcha	Velocidade do Motor RPM	Velocidade do Próstio V (m/s)	Velocidade Máxima de Reynolds Vmax (m/s)	Número de Reynolds Re D	Nu (arranjo em linha)	Coeficiente de Transferência de Calor h	Massa Específica m	Temperatura de Saida Ts (Ts-T1) exp. (As-H)/(m.c.p)	Temperatura Média Logarítmica ATM	Taxa de Transferência de Calor Q	Taxa de Transferência de Calor Qc
1	1000	1.8345883	4.15308750	175.100133	25.2827261	21.2263809	74.493395	0.11885808	53.0483640	29.8830894	9426.10247
1	2000	2.76991170	8.30751113	350.200263	41.0542603	32.8438083	15.2802667	0.23971167	49.7742807	49.7742807	14914.40315
1	3000	4.15308750	12.45101667	525.273995	53.0023789	42.0490311	148.8306799	0.359567425	49.1530519	30.7693641	19460.6038
1	4000	5.53832349	16.60447023	700.363237	63.3408305	50.8276844	178.4037052	0.479423234	48.7286524	28.9831258	23483.0275
1	5000	6.92277801	20.75837778	875.456658	73.1240266	58.4902813	205.3322556	0.599709402	48.4770475	31.2921284	27154.88591
1	6000	8.30751173	24.90205534	1050.54759	82.0426614	65.6370091	230.3251500	0.719134851	48.2618826	31.9407594	30568.98553
1	7000	9.69190665	29.0525729	1225.63932	90.3200758	72.1320839	253.8153249	0.838996599	48.0957508	32.7084513	33782.30735
1	8000	11.0764682	33.20294045	1400.873065	98.2331282	78.6584826	276.0912389	0.958466467	47.9476743	31.0318233	36832.97816
1	9000	12.45101667	37.35338801	1575.82338	106.8862357	84.722885	297.347722	1.078702176	47.8273282	31.5513495	39748.07823
1	10000	13.83545852	41.50387557	1750.819332	113.1641777	90.5134213	317.7650109	1.198598884	47.7401069	31.8484036	42547.70708
1	11000	15.21891437	45.65404312	1926.004655	120.1674167	96.1385333	337.4298252	1.318413893	47.6345956	31.6605056	45247.29566
1	12000	16.60447023	49.80441068	2103.095928	126.93984	101.570572	356.4431396	1.438269701	47.5533789	31.6017682	47859.01756
2	13000	17.98902608	53.95477824	2284.18731	133.5089844	106.8029555	374.8783737	1.55813251	47.4817475	31.7426711	50390.38135
2	14000	19.37357193	58.10514579	2469.278711	140.1641777	112.1641777	393.302958	1.67792038	47.4106109	31.8835181	52948.6268
2	15000	20.75837778	62.25551324	2654.370106	146.5233789	117.5233789	411.7275234	1.79760825	47.3394743	31.9747211	55506.8719
2	16000	22.14282363	66.40588079	2839.461501	152.8825801	122.8825801	430.1520389	1.91729612	47.2683377	32.0658281	58065.1170
2	17000	23.52736958	70.55624834	3024.552896	159.2417811	128.2417811	448.5765534	2.03698400	47.1972011	32.1569351	60623.3621
2	18000	24.91191543	74.70661589	3209.644291	165.6010821	133.6010821	467.0010689	2.15667187	47.1260645	32.2480421	63181.6072
2	19000	26.29646128	78.85698344	3394.735686	171.9603831	138.9603831	485.4255834	2.27635974	47.0549279	32.3391491	65739.8523
2	20000	27.68100713	83.00735099	3579.827081	178.3196841	144.3196841	503.8500989	2.39604761	46.9837913	32.4302561	68298.0974
2	21000	29.06555298	87.15771854	3764.918476	184.6789851	149.6789851	522.2746134	2.51573548	46.9126547	32.5213631	70856.3425
2	22000	30.45009883	91.30808609	3950.009871	191.0382861	155.0382861	540.6991289	2.63542335	46.8415181	32.6124701	73414.5876
2	23000	31.83464468	95.45845364	4135.101266	197.3975871	160.3975871	559.1236434	2.75511122	46.7703815	32.7035771	75972.8327
2	24000	33.21919053	99.60882119	4320.192661	203.7568881	165.7568881	577.5481589	2.87479909	46.7000000	32.7946841	78531.0778
2	25000	34.60373638	103.75918874	4505.284056	210.1161891	171.1161891	595.9726734	2.99448696	46.6296185	32.8857911	81089.3229
2	26000	35.98828223	107.90955629	4690.375451	216.4754901	176.4754901	614.3971889	3.11417483	46.5592370	32.9768981	83647.5680
2	27000	37.37282808	112.05992384	4875.466846	222.8347911	181.8347911	632.8217034	3.23386270	46.4888555	33.0680051	86205.8131
2	28000	38.75737393	116.21029139	5060.558241	229.1940921	187.1940921	651.2462189	3.35355057	46.4184740	33.1591121	88764.0582
2	29000	40.14191978	120.36065894	5245.649636	235.5533931	192.5533931	669.6707334	3.47323844	46.3480925	33.2502191	91322.3033
2	30000	41.52646563	124.51102649	5430.741031	241.9126941	197.9126941	688.0952479	3.59292631	46.2777110	33.3413261	93880.5484
2	31000	42.91101148	128.66139404	5615.832426	248.2719951	203.2719951	706.5197624	3.71261418	46.2073295	33.4324331	96438.7935
2	32000	44.29555733	132.81176159	5800.923821	254.6312961	208.6312961	724.9442769	3.83230205	46.1369480	33.5235401	98997.0386
2	33000	45.68010318	136.96212914	5986.015216	260.9905971	213.9905971	743.3687914	3.95198992	46.0665665	33.6146471	101555.2837
2	34000	47.06464903	141.11249669	6171.106611	267.3498981	219.3498981	761.7933059	4.07167779	45.9961850	33.7057541	104113.5288
2	35000	48.44919488	145.26286424	6356.198006	273.7091991	224.7091991	780.2178204	4.19136566	45.9258035	33.7968611	106671.7739
2	36000	49.83374073	149.41323179	6541.289401	280.0684999	230.0684999	798.6423349	4.31105353	45.8554220	33.8879681	109230.0190
2	37000	51.21828658	153.56359934	6726.380796	286.4278009	235.4278009	817.0668494	4.43074140	45.7850405	33.9790751	111788.2641
2	38000	52.60283243	157.71396689	6911.472191	292.7871019	240.7871019	835.4913639	4.55042927	45.7146590	34.0701821	114346.5092
2	39000	53.98737828	161.86433444	7096.563586	299.1464029	246.1464029	853.9158784	4.67011714	45.6442775	34.1612891	116904.7543
2	40000	55.37192413	166.01470199	7281.654981	305.5057039	251.5057039	872.3403929	4.78980501	45.5738960	34.2523961	119463.0004
2	41000	56.75646998	170.16506954	7466.746376	311.8650049	256.8650049	890.7649074	4.90949288	45.5035145	34.3435031	122021.2455
2	42000	58.14101583	174.31543709	7651.837771	318.2243059	262.2243059	909.1894219	5.02918075	45.4331330	34.4346101	124579.4906
2	43000	59.52556168	178.46580464	7836.929166	324.5836069	267.5836069	927.6139364	5.14886862	45.3627515	34.5257171	127137.7357
2	44000	60.91010753	182.61617219	8022.020561	330.9429079	272.9429079	946.0384509	5.26855649	45.2923700	34.6168241	129695.9808
2	45000	62.29465338	186.76653974	8207.111956	337.3022089	278.3022089	964.4629654	5.38824436	45.2219885	34.7079311	132254.2259
2	46000	63.67919923	190.91690729	8392.203351	343.6615099	283.6615099	982.8874799	5.50793223	45.1516070	34.7990381	134812.4710
2	47000	65.06374508	195.06727484	8577.294746	350.0208109	289.0208109	1001.3119944	5.62762010	45.0812255	34.8901451	137370.7161
2	48000	66.44829093	199.21764239	8762.386141	356.3801119	294.3801119	1019.7365089	5.74730797	45.0108440	34.9812521	139928.9612
2	49000	67.83283678	203.36800994	8947.477536	362.7394129	299.7394129	1038.1610234	5.86699584	44.9404625	35.0723591	142487.2063
2	50000	69.21738263	207.51837749	9132.568931	369.0987139	305.0987139	1056.5855379	5.98668371	44.8700810	35.1634661	145045.4514
2	51000	70.60192848	211.66874504	9317.660326	375.4580149	310.4580149	1075.0100524	6.10637158	44.8000000	35.2545731	147603.6965
2	52000	71.98647433	215.81911259	9502.751721	381.8173159	315.8173159	1093.4345669	6.22605945	44.7300185	35.3456801	150161.9416
2	53000	73.37102018	219.96948014	9687.843116	388.1766169	321.1766169	1111.8590814	6.34574732	44.6600370	35.4367871	152720.1867
2	54000	74.75556603	224.11984769	9872.934511	394.5359179	326.5359179	1130.2835959	6.46543519	44.5900555	35.5278941	155278.4318
2	55000	76.14011188	228.27021524	10058.025906	400.8952189	331.8952189	1148.7081104	6.58512306	44.5200740	35.6189011	157836.6769
2	56000	77.52465773	232.42058279	10243.117301	407.2545199	337.2545199	1167.1326249	6.70481093	44.4500925	35.7100081	160394.9220

Anexo C – Padrão de Fluxo do Sistema de Arrefecimento

