



**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA  
“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”  
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ**

**BRUNO ZONZINI RAMOS**

**SELEÇÃO DE UM TROCADOR DE CALOR COMPACTO PARA UM  
PROPÓTIPO TIPO FÓRMULA SAE**

Guaratinguetá - SP

2017

**BRUNO ZONZINI RAMOS**

**SELEÇÃO DE UM TROCADOR DE CALOR COMPACTO PARA UM  
PROPÓTIPO TIPO FÓRMULA SAE**

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Antônio Wagner Forti

Guaratinguetá - SP

2017

Ramos, Bruno Zonzini  
R175s Seleção de um trocador de calor compacto para um protótipo tipo  
fórmula SAE / Bruno Zonzini Ramos – Guaratinguetá, 2017.  
65 f : il.  
Bibliografia: f. 61

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade  
Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2017.  
Orientador: Prof. Dr. Antonio Wagner Forti

1. Calor – Transmissão. 2. Motores. 3. Carros de corrida. I. Título.

CDU 536.24

  
Luciana Máximo

Bibliotecária/CRB-8 3595


**BRUNO ZONZINI RAMOS**

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO  
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE  
“GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA”

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE  
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. MARCELO SAMPAIO MARTINS  
Coordenador

**BANCA EXAMINADORA:**

  
Prof. Dr. ANTONIO WAGNER FORTI  
Orientador/UNESP-FEG

  
Prof. Dr. FERNANDO H.M. DE ARAUJO  
UNESP-FEG

  
Prof. Dr. CARLOS CHAVES  
UNESP-FEG

Dezembro de 2017

## DEDICATÓRIA

Aos meus pais, que com muito esforço puderam me dar condições de ter um bom nível escolar para que eu conseguisse a vaga em uma universidade pública de qualidade, além de todo o apoio ao longo desses anos de universidade. Dedico também à minha avó Myrza, que sempre esteve orgulhosa da profissão que escolhi e que estaria muito contente em poder compartilhar conosco esse momento de conclusão.

## **AGRADECIMENTOS**

Em primeiro lugar, agradeço aos meus pais por toda a estrutura e apoio que me deram ao longo da minha vida para que eu pudesse chegar até aqui com sucesso, podendo vivenciar todas as extraordinárias oportunidades que tive antes e durante a universidade. Além deles, minhas irmãs e outros familiares também que sempre me incentivaram a continuar a engenharia e seguir firme na minha escolha.

À minha namorada Fábiana, que sempre esteve do meu lado compartilhando comigo todas as alegrias dos meus sucessos e me dando suporte nos meus fracassos. Sem você e seu apoio e carinho, com certeza o tempo na universidade e fora dela seria bem mais difícil.

Aos meus eternos amigos da República Palace II, os que já saíram e também os que ainda continuam, que me acolheram como uma família e me proporcionaram momentos de alegria, descontração, muitas risadas, músicas e irmandade.

À equipe UNESP Racing de Formula SAE e todos os membros com os quais convivi, em especial ao meu coordenador e parceiro de time William Kurata, que fizeram com que eu pudesse vivenciar essa paixão pelo automobilismo de perto. Devo muito à essa equipe por todo o desenvolvimento pessoal e profissional que tive nesses anos de projeto, além de todas as alegrias e sensações de adrenalina no qual uma equipe de competição pode proporcionar.

Ao meu orientador e coordenador da equipe de Fórmula SAE, Antônio Wagner Forti, que fez possível este trabalho e que manteve a equipe UNESP Racing de Fórmula SAE viva todos esses anos.

## RESUMO

Este trabalho apresenta o estudo e aplicação de um trocador de calor compacto em um veículo protótipo monoposto do tipo Fórmula SAE (*Society of Automotive Engineers*), atendendo aos requisitos térmicos necessários para manter o motor trabalhando na faixa ideal de funcionamento. Em motores de competição, o mesmo se mantém constantemente em altas rotações e cargas, sendo as situações mais críticas no quesito relacionado à geração e troca de calor. No caso de protótipos de Fórmula SAE, o traçado limitado faz com que o carro não atinja grandes velocidades e, muitas vezes durante o evento, o motor é acionado sem o carro em movimento. Isso exige mais do sistema e obriga todos a utilizarem uma ventoinha auxiliando a troca de calor forçada. Foi avaliado a seleção de um trocador de calor comercial, utilizando material diferente do atual para uma possível diminuição de massa, através de métodos de transferência de calor para um equipamento de fluxo cruzado já conhecidos em outras literaturas. Além disso, foi feita uma análise aerodinâmica da carenagem lateral, utilizando um programa de CFD (*Computational Fluid Dynamics*) 3D, que engloba o radiador para otimizar o fluxo sem comprometer o desempenho do carro. Os resultados mostram uma redução de peso significativa em comparação ao sistema utilizado nos protótipos anteriores, sem comprometer a integridade do motor, além do aumento de aproximadamente 100% do fluxo de ar em relação aos primeiros desenhos 3D feitos para a carenagem lateral.

**PALAVRAS-CHAVE:** Calor - Transmissão. Motores. Carros de corrida.

## **ABSTRACT**

This project presents the study and application of a compact heat exchanger in a Formula SAE prototype vehicle, meeting the thermal requirements necessary to keep the engine working in the ideal range of operation. In competition engines, it is constantly maintained at high rotations and loads, being the most critical situations related to the generation and exchange of heat. In the case of Formula SAE prototypes, the limited track causes the car to not reach high speeds and, often during the event, the engine runs without the car in motion. This requires more of the system and forces everyone to use a fan assisting the heat exchange. The selection of a commercial heat exchanger was evaluated using material different from the current one for a possible mass decrease, through heat transfer methods for a cross flow equipment already known in other literature. In addition, an aerodynamic analysis of the body kit was done, using a 3D CFD software, to optimize flow without compromising car performance. The results show a significant weight reduction compared to the system used in previous prototypes, without compromising engine integrity, in addition to the approximately 100% increase in air flow in relation to the first 3D designs made for the body kit.

**KEYWORDS:** Heat - exchange. Engines. Racing cars.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Ilustrações do critério usado na classificação dos trocadores de calor.....	20
Figura 2 – Diferentes formatos de aletas utilizados no mercado.....	21
Figura 3 – Exemplos de trocadores de calor compactos de placas aletadas.....	22
Figura 4 – Exemplos de trocadores de calor compactos de tubos aletados.....	23
Figura 5 – Balanço de energia para motores automotivos de ignição por centelha.....	24
Figura 6 – Geometria básica de um radiador automotivo.....	26
Figura 7 – Gráfico do método $\varepsilon$ -NUT para um trocador com escoamento cruzado.....	32
Figura 8 – Gráfico do fator de correção F de um trocador com escoamento cruzado.....	34
Figura 9 – Distribuição de forças aerodinâmicas sobre um corpo.....	37
Figura 10 – Divisão da força aerodinâmica resultante em diferentes componentes.....	37
Figura 11 – Exemplo de diferentes geometrias e áreas de referência: (a) aerofólio; (b) esfera.....	39
Figura 12 – Duto de resfriamento que engloba o radiador do veículo.....	40
Figura 13 – Duto de resfriamento da equipe Calmers de Fórmula SAE em 2007.....	40
Figura 14 – Ilustração exemplificando as diferentes configurações estudadas: (a) caso 1; (b) caso 2; (c) caso 3.....	41
Figura 15 – Radiador de cobre utilizado em 2016.....	43
Figura 16 – Curva de potência do motor utilizado.....	44
Figura 17 – Mapa de injeção de combustível.....	45
Figura 18 – Correção do tempo de injeção por rotação do motor.....	46
Figura 19 – Sistema de arrefecimento original – Honda CB600F.....	47
Figura 20 – Vazão da bomba d’água em diferentes valores de rotação do motor.....	48
Figura 21 – Radiador original Honda CB600F ano 2009.....	49
Figura 22 – Radiador original Volkswagen Gol ano 1994.....	50
Figura 23 – Testes do radiador 2 no protótipo.....	53
Figura 24 – Gráfico temperatura do motor x tempo extraído do <i>Data Logger Pro24</i> .....	54
Figura 25 – Modelo 1 de carenagem lateral.....	55
Figura 26 – Modelo 2 de carenagem lateral.....	56
Figura 27 – Modelo 3 de carenagem lateral.....	56
Figura 28 – Modelo 4 de carenagem lateral.....	56
Figura 29 – Modelo 5 de carenagem lateral.....	57
Figura 30 – Resultados de simulação CFD.....	58

Figura 31 – Distribuição de pressão do modelo 3.....	59
Figura 32 – Distribuição de vetores de velocidade do modelo 3.....	59

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Cálculos para determinar calor a ser rejeitado.....	46
Tabela 2 – Dados geométricos do radiador 1.....	51
Tabela 3 – Dados geométricos do radiador 2.....	52
Tabela 4 – Resumo dos resultados obtidos em simulação CFD.....	58

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

SAE – *Society of Automotive Engineers*

CFD – *Computational Fluid Dynamics*

UNESP – Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”

PCI – Poder Calorífico Inferior

NUT – Número de Unidades de Transferência

DTML – Diferença de Temperatura Média Logarítmica

RPM – Rotações por minuto

## LISTA DE SÍMBOLOS

$P_b$	potência efetiva do motor
$\dot{Q}_{cool}$	calor retirado do motor pelo radiador
$\dot{Q}_{misc}$	calor dissipado do motor por fricção de peças rotativas
$\dot{H}_{e,ic}$	calor desperdiçado por ineficiência da combustão
$\dot{m}h_{e,s}$	calor expelido pelos gases de exaustão
$Q_{dr}$	calor que deve ser dissipado no radiador [kW]
$Q_{int}$	calor introduzido no motor pela combustão [kW]
$\dot{m}_c$	vazão mássica de combustível introduzida no motor [kg/s]
$\eta_{comb}$	rendimento da combustão
a	largura do radiador [m]
b	altura do radiador [m]
d	profundidade do radiador [m]
Pa	passo da aleta [m]
Ppt	passo em profundidade dos tubos [m]
Ptt	passo transversal dos tubos [m]
et	espessura dos tubos [m]
Lt	largura dos tubos [m]
ea	espessura das aletas [m]
ca	comprimento das aletas [m]
h	altura do reservatório inferior de fluido [m]
g	altura do reservatório superior de fluido [m]
$A_f$	área frontal do núcleo do radiador [m <sup>2</sup> ]
$A_t$	área frontal da primeira fileira de tubos [m <sup>2</sup> ]
$A_a$	área frontal das aletas [m <sup>2</sup> ]
$A_{lp}$	área livre de passagem do ar pelo núcleo [m <sup>2</sup> ]
$ntf$	número de tubos por fila
$na$	número total de aletas
$S_{ar}$	área da superfície de troca de calor do lado do ar [m <sup>2</sup> ]
$sta$	área da superfície de troca de calor das aletas [m <sup>2</sup> ]
$stt$	área da superfície de troca de calor dos tubos [m <sup>2</sup> ]
$S_{H2O}$	área de superfície de troca de calor do lado da água [m <sup>2</sup> ]

$st$	área de superfície lateral dos tubos [m <sup>2</sup> ]
$S_r$	área de superfície lateral dos reservatórios de água [m <sup>2</sup> ]
$h_{ar}$	coeficiente de transmissão de calor do ar [ $\frac{kcal}{m^2.h.K}$ ]
$D_{ar}$	diâmetro hidráulico do lado do ar [m]
$V_{ar}$	velocidade do fluxo de ar através do núcleo do radiador [m/h]
$G_{ar}$	vazão de ar que atravessa o núcleo do radiador [m/s <sup>3</sup> ]
$A_{esc}$	área de escoamento do ar em que é medida a velocidade [m <sup>2</sup> ]
$t$	temperatura absoluta média do ar [K]
$ts_{ar}$	temperatura de saída do ar [K]
$te_{ar}$	temperatura de entrada do ar [K]
$h_{H2O}$	coeficiente de transmissão de calor do lado da água [ $\frac{kcal}{m^2.h.^{\circ}C}$ ]
$K$	condutibilidade térmica da água nos tubos [ $\frac{kcal}{m.h.^{\circ}C}$ ]
$Nu$	Número de Nusselt
$te_{H2O}$	temperatura de entrada da água [°C]
$ts_{H2O}$	temperatura de saída da água [°C]
$tm$	temperatura média da água nos tubos [°C]
$Re$	número de Reynolds
$Pr$	número de Prandtl
$D_{H2O}$	diâmetro hidráulico da água [m]
$\mu$	viscosidade absoluta da água na temperatura média [ $\frac{kg}{m.h}$ ]
$\mu_s$	viscosidade absoluta da água na temperatura média da superfície dos tubos [ $\frac{kg}{m.h}$ ]
$f$	fator de atrito
$V_{H2O}$	velocidade do fluxo de água [m/s]
$\rho_{H2O}$	densidade da água [kg/m <sup>3</sup> ]
$att$	área transversal dos tubos [m <sup>2</sup> ]
$\eta_a$	eficiência de uma aleta
$m$	coeficiente m
$L_c$	comprimento corrigido de uma aleta [m]
$k_{mat}$	condutividade térmica do material das aletas [ $\frac{W}{m.^{\circ}C}$ ]
$\eta_g$	eficiência global da superfície
$U$	coeficiente global de transferência de calor [ $\frac{W}{m^2.^{\circ}C}$ ]

$R_w$	resistência por condução das paredes dos tubos [ $\frac{^{\circ}C}{W}$ ]
$R''_f$	fator de incrustação [ $\frac{m^2 \cdot ^{\circ}C}{W}$ ]
$q$	troca de calor real no radiador [kW]
$m$	massa do fluido analisado [kg]
$c_p$	calor específico do fluido analisado [ $\frac{J}{kg \cdot ^{\circ}C}$ ]
$\Delta T$	variação da temperatura do fluido analisado [ $^{\circ}C$ ]
$q_{max}$	máxima troca de calor no radiador [kW]
$\varepsilon$	efetividade
$C$	capacidade calorífica [ $\frac{J}{^{\circ}C}$ ]
$C_r$	razão entre as capacidades caloríficas dos fluidos
$C_{min}$	capacidade calorífica de menor valor [ $\frac{J}{^{\circ}C}$ ]
$C_{máx}$	capacidade calorífica de maior valor [ $\frac{J}{^{\circ}C}$ ]
$F$	fator de correção da DTML
$P$	parâmetro P para determinar o fator de correção da DTML
$R$	parâmetro R para determinar o fator de correção da DTML
$t_s$	temperatura de saída do fluido de menor temperatura [ $^{\circ}C$ ]
$t_e$	temperatura de entrada do fluido de menor temperatura [ $^{\circ}C$ ]
$T_e$	temperatura de entrada do fluido de maior temperatura [ $^{\circ}C$ ]
$T_s$	temperatura de saída do fluido de maior temperatura [ $^{\circ}C$ ]
$Q_{rad}$	quantidade de calor que o radiador é capaz de retirar [kW]
$Q_a$	quantidade de calor dissipada pelas aletas [kW]
$Q_t$	quantidade de calor dissipada pelos tubos [kW]
$\dot{Q}_f$	vazão teórica de um fluido [m <sup>3</sup> /s]
$V_f$	velocidade do fluido [m/s]
$A$	área em que o fluido escoia [m <sup>2</sup> ]
$p(s)$	distribuição de pressão na superfície de um corpo
$\tau(s)$	distribuição de tensão de cisalhamento na superfície de um corpo
$R$	força aerodinâmica resultante [N]
$L$	força de sustentação [N]
$D$	força de arrasto [N]
$N$	força aerodinâmica normal ao corpo [N]

$A$	força aerodinâmica paralela ao corpo [N]
$c$	comprimento de corda de um aerofólio [m]
$\alpha$	ângulo de ataque [°]
$V_\infty$	velocidade da corrente livre [m/s]
$q_\infty$	pressão dinâmica da corrente livre [ $\frac{N}{m^2}$ ]
$\rho_\infty$	densidade do ar nas condições da corrente livre [kg/m <sup>3</sup> ]
$C_L$	coeficiente de sustentação
$C_D$	coeficiente de arrasto
$S$	área de referência para cálculo dos coeficientes de sustentação e arrasto [m <sup>2</sup> ]
$\Delta P_{\text{radiador}}$	perda de carga do ar ao atravessar o núcleo do radiador [Pa]
$P_{\text{entrada}}$	pressão do ar na entrada do duto de resfriamento [Pa]
$P_{\text{saída}}$	pressão do ar na saída do duto de resfriamento [Pa]



## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>17</b>
<b>2</b>	<b>EMBASAMENTO TEÓRICO.....</b>	<b>19</b>
2.1	TROCADORES DE CALOR.....	19
<b>2.1.1</b>	<b>Trocador de calor compacto.....</b>	<b>21</b>
2.1.1.1	Placas aletadas.....	22
2.1.1.2	Tubos aletados.....	23
2.2	ENERGIA TÉRMICA EM UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA.....	24
<b>2.2.1</b>	<b>Injeção de combustível .....</b>	<b>24</b>
<b>2.2.2</b>	<b>Distribuição térmica de um motor.....</b>	<b>24</b>
2.3	DIMENSIONAMENTO DO RADIADOR.....	25
<b>2.3.1</b>	<b>Parâmetros iniciais.....</b>	<b>25</b>
<b>2.3.2</b>	<b>Cálculo da carga térmica.....</b>	<b>25</b>
<b>2.3.3</b>	<b>Parâmetros geométricos do trocador de calor.....</b>	<b>26</b>
<b>2.3.4</b>	<b>Superfícies de troca de calor.....</b>	<b>27</b>
2.3.4.1	Área livre de passagem de ar.....	27
2.3.4.2	Superfície de troca de calor do lado do ar.....	27
2.3.4.3	Superfície de troca de calor do lado da água.....	28
<b>2.3.5</b>	<b>Coefficiente de transmissão de calor do ar.....</b>	<b>28</b>
<b>2.3.6</b>	<b>Coefficiente de transmissão de calor da água.....</b>	<b>29</b>
<b>2.3.7</b>	<b>Eficiência global da superfície.....</b>	<b>30</b>
<b>2.3.8</b>	<b>Coefficiente global de transferência de calor.....</b>	<b>31</b>
<b>2.3.9</b>	<b>Método da efetividade para cálculo das temperaturas.....</b>	<b>32</b>
<b>2.3.10</b>	<b>Coefficiente global através do balanço de energia.....</b>	<b>33</b>
<b>2.3.11</b>	<b>Capacidade térmica do sistema de arrefecimento.....</b>	<b>35</b>
<b>2.3.12</b>	<b>Capacidade teórica de vazão mássica de ar.....</b>	<b>35</b>
2.4	APLICABILIDADE PARA A EQUIPE UNESP RACING.....	36
2.5	INFLUÊNCIA AERODINÂMICA.....	36
<b>2.5.1</b>	<b>Forças aerodinâmicas.....</b>	<b>36</b>
<b>2.5.2</b>	<b>Aplicações em carros de competição para arrefecimento.....</b>	<b>39</b>
<b>3</b>	<b>DESENVOLVIMENTO.....</b>	<b>43</b>
3.1	EXIGÊNCIAS DA COMPETIÇÃO.....	43
3.2	RADIADOR UTILIZADO EM 2016.....	43

3.3	MEDIÇÕES DE DADOS DE ENTRADA.....	44
3.3.1	Curva de potência do motor.....	44
3.3.2	Quantidade de calor gerada.....	44
3.2.3	Vazão da bomba d'água.....	47
3.4	DETERMINAÇÃO DO NOVO RADIADOR.....	48
3.4.1	Radiador Honda CB600F.....	50
3.4.2	Radiador Volkswagen Gol.....	51
3.4.3	Redução de peso.....	52
3.4.4	Aquisição de dados.....	53
3.5	SIMULAÇÃO CFD.....	55
3.5.1	Modelagens 3D.....	55
3.5.2	Condições de contorno.....	57
3.5.3	Resultados.....	57
4	CONCLUSÃO.....	60
	REFERÊNCIAS.....	61
	ANEXO A – Propriedades da água.....	62
	ANEXO B – Propriedades do ar.....	63
	ANEXO C – Propriedades dos metais.....	64
	ANEXO D – Fator de incrustação.....	65

## 1 INTRODUÇÃO

Projetos destinados para competições automobilísticas estão sempre pensando em alto desempenho, altas rotações e altas cargas. Para que consigam atingir melhores tempos de volta, as equipes devem se esforçar para reduzir peso e otimizar o veículo que trabalham.

Quando se diz em otimização para alta performance, devemos nos atentar a todos os subsistemas do projeto. O estudo de diferentes materiais, os quais tenham um menor peso mantendo a resistência mecânica, é a primeira opção que vem em mente. A aplicação de ligas de alumínio ou compósitos (como as fibras de vidro e carbono) são amplamente vistas no mundo de competição e, atualmente, o emprego desses materiais em produtos comerciais tem sido cada vez mais comum. É possível reduzir drasticamente o peso de determinadas peças utilizando os materiais citados, porém o custo ainda tem sido um empecilho grande no qual limita diversas aplicações em larga escala na indústria.

Outro ponto que tem forte influência na melhoria do desempenho de um carro de alta performance é o estudo aerodinâmico feito nos apêndices instalados no mesmo. Atualmente, existem potentes programas de simulação computacional de fluidos (CFD) nos quais retornam resultados precisos para serem analisados sem que seja necessário a construção de um aparato para testes e toda a instrumentação necessária para capturar os dados que o *software* consegue gerar. Isso criou um universo de possibilidades para os engenheiros do ramo, além de reduzir o tempo e a verba gastos com testes e protótipos, fazendo com que as equipes chegassem em níveis altos de aderência no solo sem elevar tanto os níveis de arrasto do veículo.

Em veículos de competição, o sistema de arrefecimento é um projeto extremamente crítico e que inúmeras vezes foi a causa de desclassificações das equipes. Quando subdimensionado, o radiador trocará menos calor do que o necessário e manterá o motor trabalhando em uma faixa de temperatura além da recomendada pelos especialistas. Após funcionar por algum tempo nesses valores elevados, os componentes internos do motor começarão a se deteriorar até que subitamente o sistema todo pare de funcionar. No caso do estudo em questão, o protótipo irá trabalhar em situações críticas e com baixas velocidades, não sendo exposto a altas vazões de ar fresco para que possa realizar a troca de calor no radiador.

O Fórum SAE é um projeto estudantil organizado pela SAE que iniciou nos Estados Unidos da América no ano de 1981, alavancado pelas grandes montadoras de veículos do país – *General Motors, Ford e Chrysler* - na busca por futuros profissionais com altas competências técnicas na área automobilística. O sucesso foi tão grande que outras empresas se juntaram às

três principais no intuito de fortalecer as competições anuais e também capturar talentos para compor os times de engenharia das mesmas. Atualmente, a principal competição mundial engloba a participação de 120 equipes (com a possibilidade de uma lista de espera de mais outras 40) do mundo todo, apresentando projetos de elevadíssimo nível e diferentes tecnologias. No Brasil, a competição teve início em 2004 é organizada anualmente pela SAE Brasil. Na última edição, compareceram mais de 65 equipes de diversos lugares do país.

As equipes de Fórmula SAE têm o desafio de projetar e construir um carro protótipo monoposto de alta performance voltado para pista. A associação internacional determina diversas regras nas quais delimitam os projetos para se encaixarem dentro de alguns padrões e serem comparáveis competitivamente. Mesmo tendo um extenso regulamento, os alunos de graduação têm liberdade para projetar e modificar diversas peças do carro, usando a sua criatividade e conhecimentos adquiridos em sala de aula, promovendo seu desenvolvimento pessoal e técnico.

O objetivo deste trabalho é mostrar a teoria de coeficiente global de transferência de calor e o método da efetividade por trás do dimensionamento de um radiador para um automóvel. Também é realizada a análise de uma possível redução de massa do trocador de calor da equipe UNESP Racing de Fórmula SAE, comparando com o modelo utilizado no ano de 2016. Após a determinação das dimensões do radiador, são desenvolvidas simulações CFD para otimizar o fluxo de ar que passa pelas aletas e tubos através da carenagem lateral do protótipo em questão.

## 2 EMBASAMENTO TEÓRICO

### 2.1 TROCADORES DE CALOR

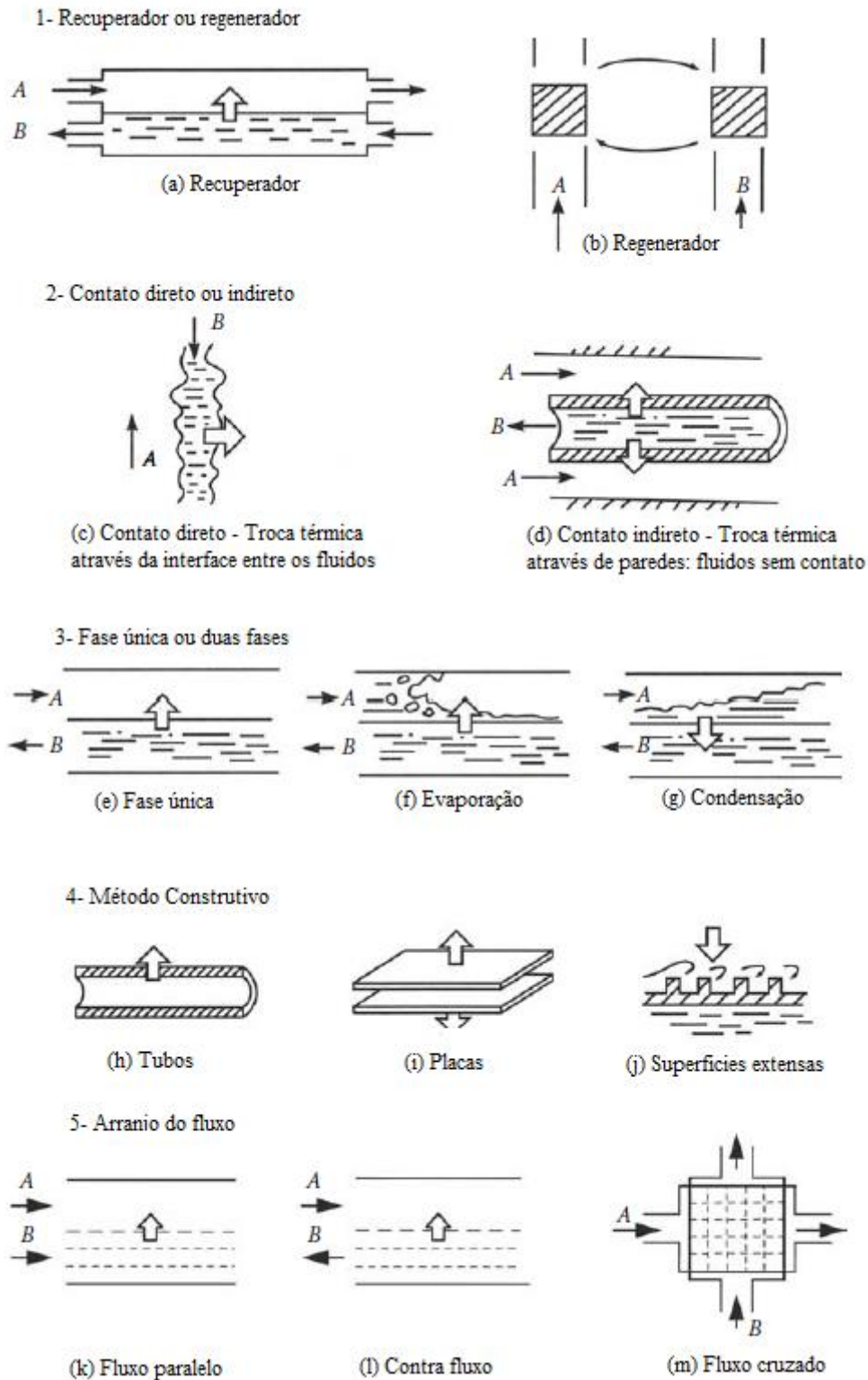
Segundo Shah e Sekulic (2003), um trocador de calor é um equipamento utilizado para trocar energia térmica entre dois ou mais fluidos, entre uma superfície sólida e um fluido ou entre particulados sólidos em um fluido, os quais devem estar em temperaturas diferentes e em contato térmico.

Os trocadores de calor podem ser subdivididos em diferentes categorias para serem estudados, facilitando a escolha do projetista para cada tipo de aplicação. Um critério é definido por Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2012), dividindo por 5 categorias principais:

1. Recuperadores ou regeneradores
2. Processo de transferência – Direto ou indireto
3. Método construtivo do equipamento – Tubos, placas ou superfícies extensas (aletas)
4. Mecanismo de troca de calor – fase única ou duas fases
5. Arranjo do fluxo – Paralelo, contrário ou cruzado

Podemos visualizar melhor na Figura 1 cada tipo de trocador de calor, de acordo com a sua categoria. Como não é o foco deste projeto, não iremos aprofundar as explicações em cada classificação de trocadores de calor, mas sim em um em especial: trocador de calor compacto.

Figura 1 – Ilustrações do critério usado na classificação dos trocadores de calor.



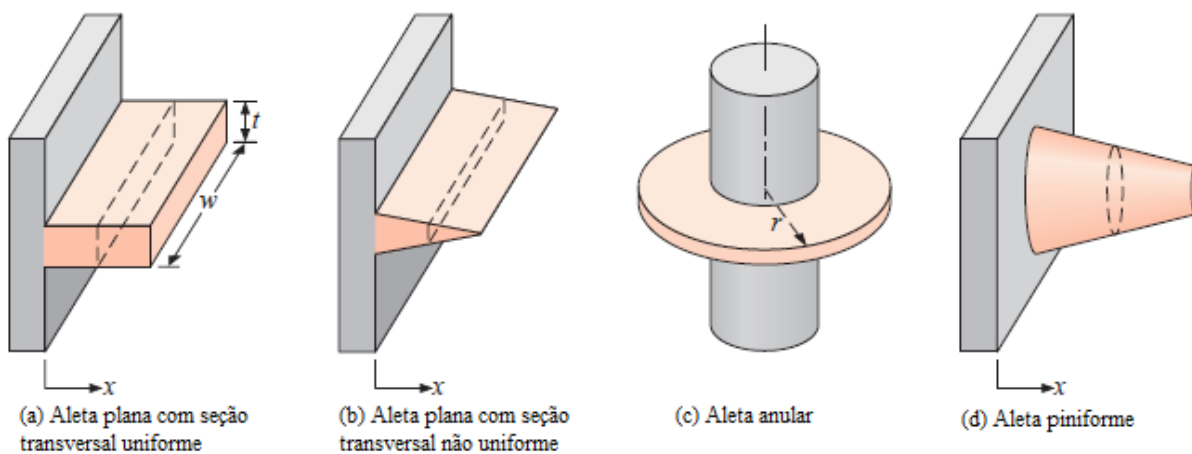
Fonte: Hewitt, Shires e Bott (1994)

### 2.1.1 Trocador de calor compacto

De acordo com a East Tennessee State University – ETSU e WS Atkins Consultants (2000), trocadores de calor compactos são caracterizados por uma alta relação de troca térmica de área de superfície por volume, ficando normalmente na faixa de 200 a 300 m<sup>2</sup> por m<sup>3</sup>. Essa não é uma tecnologia recente no mundo, porém é possível encontrar alguns projetos um pouco mais inovadores feitos sob medida para determinadas aplicações de mercado.

Esse tipo de trocador pode ser aplicado em diferentes combinações de fluidos (Líquido-líquido, gás-líquido e gás-gás) e foi inicialmente desenvolvido para casos nos quais o espaço físico era crítico, porém não podia se deixar de lado a capacidade de troca térmica. Isso é possível pelo uso de superfícies estendidas que, segundo Bergman (2015), são utilizadas em aplicações nas quais é necessário o aumento da taxa de transferência de calor entre um sólido e um fluido. As aletas, como são popularmente conhecidas, ficam em contato com as placas ou tubos do trocador e possibilitam esse aumento de troca térmica entre sólido e fluido através do aumento de área exposta para trocar calor.

Figura 2 – Diferentes formatos de aletas utilizados no mercado.



Fonte: Bergman et al. (2015)

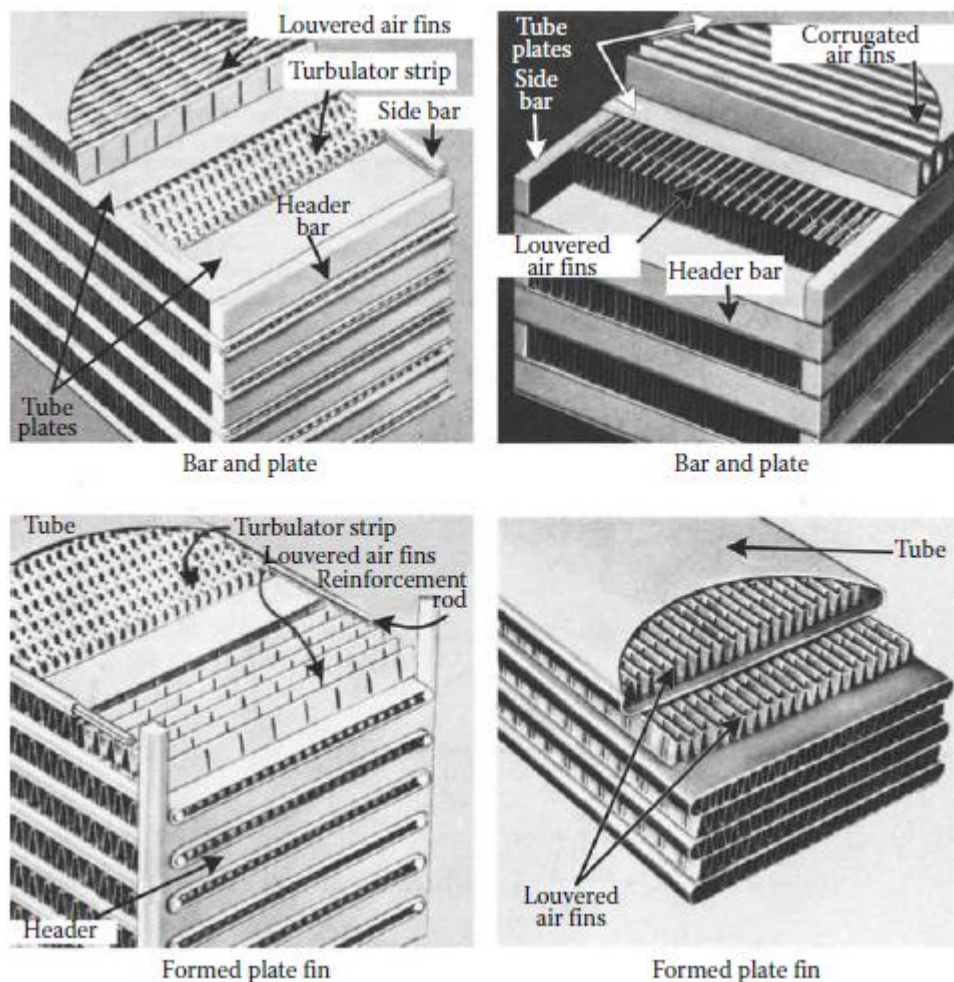
Na seção 2.1.1.1 teremos as classificações de trocadores de calor compactos mais comumente encontradas: placas aletadas e tubos aletados.

### 2.1.1.1 Placas aletadas

Este trocador é definido por duas placas paralelas, que possuem aletas entre elas presas por processos como soldagem, abrasão, extrusão, adesivagem ou prensagem mecânica. No caso de aplicações com troca de gás-gás, as aletas são aplicadas em ambos os lados da superfície de passagem de fluido; já no caso de líquido-gás, o uso das superfícies estendidas fica apenas do lado do gás, o qual possui um coeficiente de transferência de calor mais baixo.

As aletas utilizadas podem ser planas e retas, planas e com geometria ondular ou então interrompidas ou perfuradas.

Figura 3 – Exemplos de trocadores de calor compactos de placas aletadas.



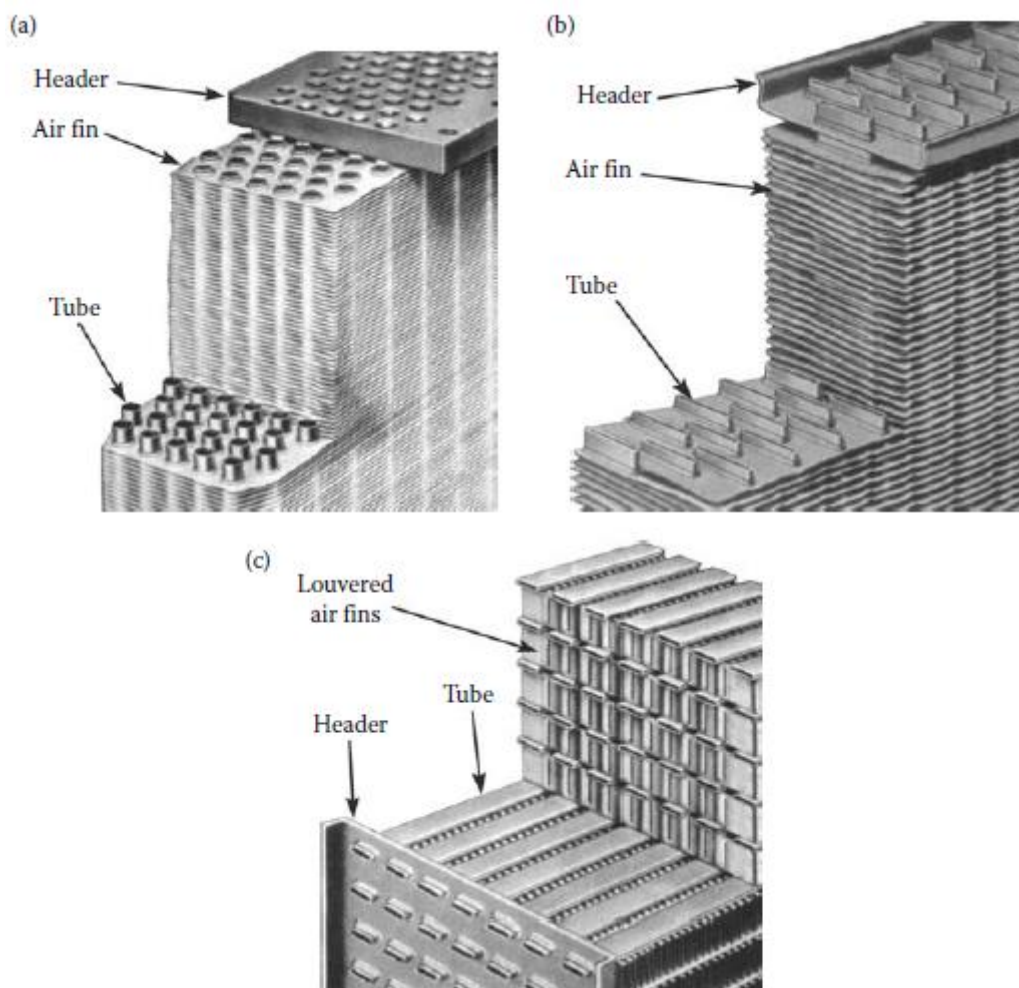
Fonte: Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2012)



### 2.1.1.2 Tubos aletados

De acordo com Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2012), para o caso de tubos aletados há a utilização de tubos redondos, retangulares ou elípticos e as aletas podem ser aplicadas dentro, fora ou de ambos os lados dos tubos, de acordo com a aplicação na qual está sendo empregado o trocador. Este trocador de tubos aletados é menos compacto do que o de placas aletadas citado na seção 2.1.1.1.

Figura 4 – Exemplos de trocadores de calor compactos de tubos aletados.



Fonte: Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij (2012)

## 2.2 ENERGIA TÉRMICA EM UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

### 2.2.1 Injeção de combustível

Em um motor de combustão interna, a potência é gerada através da combustão de uma mistura ar-combustível e convertida pelos pistões em energia mecânica na forma de potência de eixo no virabrequim do mesmo.

Para que seja possível determinar o quanto de energia o radiador do veículo deve dissipar, é necessário saber o quanto de combustível está sendo injetado no motor e qual o tipo de combustível (para determinar qual o PCI a ser utilizado).

No caso estudado neste projeto, o protótipo possui uma central eletrônica na qual controla o tempo de injeção de combustível pelos bicos. A programação dessa central é toda parametrizável e foi desenvolvida pelos integrantes da equipe em testes de dinamômetro. O “mapa de injeção”, como é popularmente chamado, nada mais é do que um gráfico de 3 eixos no qual é função da rotação do motor, tempo de abertura dos bicos de injeção e porcentagem de abertura do corpo de borboleta. A partir desse gráfico e com dados técnicos do bico de injeção, é possível determinar a quantidade de combustível na qual está sendo injetada no motor.

### 2.2.2 Distribuição térmica de um motor

Heywood (1988) explica qual é o destino de toda a energia térmica gerada pelo combustível. De toda a energia disponível pela mistura de ar-combustível, a Figura 5 mostra a distribuição:

Figura 5 – Balanço de energia para motores automotivos de ignição por centelha.

	$P_b$	$\dot{Q}_{cool}$	$\dot{Q}_{misc}$	$\dot{H}_{e,lc}$	$\dot{m}h_{e,r}$
	(percentage of fuel heating value)				
SI engine	25–28	17–26	3–10	2–5	34–45

Fonte: Heywood (1988)

Na Figura 5, pode ser visto que apenas 25 a 28% da energia do combustível é transformada em potência efetiva, de 17 a 26% são dissipados através do sistema de arrefecimento, entre 3 e 10% são dissipados por perdas de fricção de rolamentos e outras peças rotativas, de 2 a 5% são perdidos em ineficiência da combustão e entre 34 e 45% são perdidos nos gases de exaustão. Para os quesitos de dimensionamento deste trabalho, iremos trabalhar com o valor de 20% de calor rejeitado pelo trocador de calor.

## 2.3 DIMENSIONAMENTO DO RADIADOR

### 2.3.1 Parâmetros iniciais

Para que possamos iniciar o projeto, devemos determinar alguns dados de entrada importantes. São eles:

- Temperatura de entrada do ar: 30°C
- Vazão da bomba d'água na rotação avaliada: ensaio na seção 3
- Temperatura de entrada do fluido refrigerante: 95°C
- Variação de temperatura do fluido refrigerante: 7°C
- Condição de funcionamento do motor: maior carga térmica

Segundo a Society of Automotive Engineers-SAE (2017), o sistema de arrefecimento de um protótipo de Fórmula SAE só pode ser composto por água pura, não podendo conter a mistura de nenhum fluido de arrefecimento ou *coolant* que ajude no resfriamento do motor.

### 2.3.2 Cálculo da carga térmica

Como explicado na seção 2.2.2, de todo o calor introduzido no motor pelo combustível, em torno de 20% é dissipado no radiador, calculado na equação (1).

$$Q_{dr} = 0,20 * Q_{int} \quad (1)$$

Todo o calor que é introduzido no motor é definido pela equação (2).

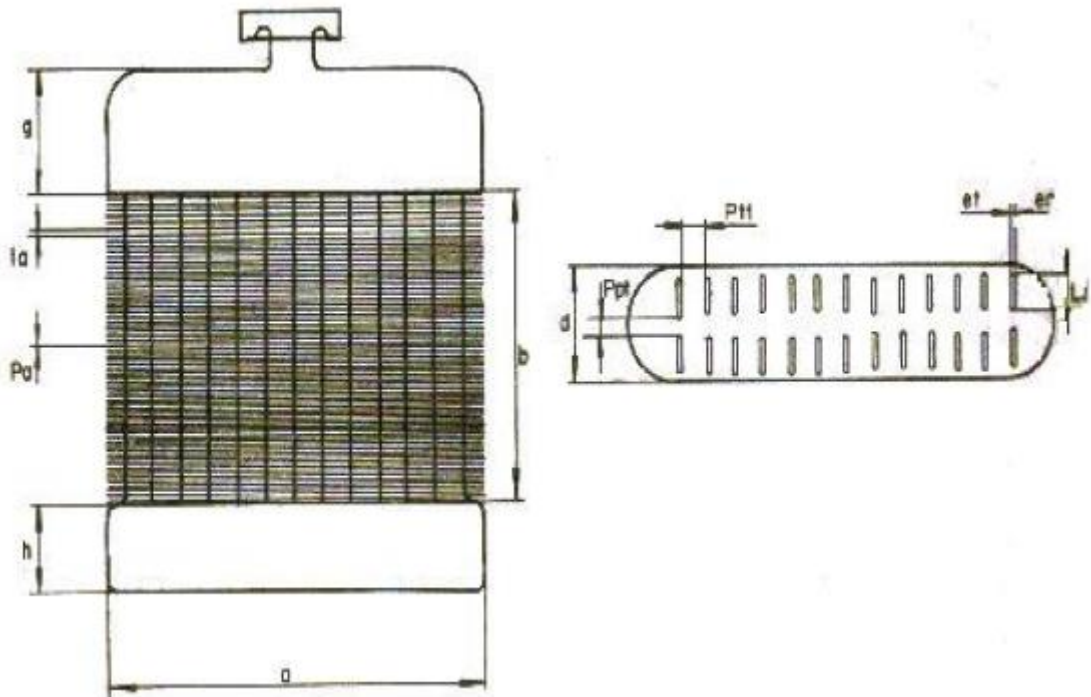
$$Q_{int} = (\dot{m}_c * PCI * \eta_{comb}) \div 3600 \quad (2)$$

Utilizando a massa de combustível injetada na rotação de maior liberação de calor, o PCI da gasolina E25 – a qual possui 25% de etanol na composição - e a eficiência de combustão, é possível determinar a quantidade de calor sendo introduzida e, conseqüentemente, a energia necessária para o radiador dissipar.

### 2.3.3 Parâmetros geométricos do trocador de calor

De acordo com a Figura 6, podemos verificar alguns parâmetros geométricos do equipamento que serão usados posteriormente nos cálculos de dimensionamento.

Figura 6 – Geometria básica de um radiador automotivo



Fonte: Penido filho (1983)

### 2.3.4 Superfícies de troca de calor

Para iniciar o processo de dimensionamento, devemos primeiro calcular as áreas de superfícies de troca de calor que existirão, além da área livre de passagem de ar.

#### 2.3.4.1 Área livre de passagem de ar

É a área resultante das dimensões externas frontais do trocador menos a área ocupada pela primeira fileira de tubos e pelas aletas.

$$A_{lp} = A_f - (A_t + A_a) \quad (3)$$

Usando a Figura 6 como referência de geometria, os parâmetros da equação (6) serão definidos pelas equações (4) a (6).

$$A_f = a * b \quad (4)$$

$$A_t = (et * b * ntf) \quad (5)$$

$$A_a = (ea * ca * na) \quad (6)$$

#### 2.3.4.2 Superfície de troca de calor do lado do ar

De acordo com Penido (1983), a área de superfície de troca de calor do lado do ar é a soma das áreas radiantes das aletas e dos tubos. A mesma pode ser descrita pela equação (7) abaixo, em conjunto com as equações (8) e (9).

$$S_{ar} = (sta + stt) \quad (7)$$

$$sta = 2 * \left[ d * \left( ca + \frac{ea}{2} \right) \right] * na \quad (8)$$

$$stt = [2 * ((et * b) + (Lt * b))] - [2 * ((ea * et) + (ea * Lt) * nt * na)] \quad (9)$$

### 2.3.4.3 Superfície de troca de calor do lado da água

A área de superfície total do lado da água é a soma das áreas referentes a superfície lateral dos tubos e dos reservatórios de fluido. Todos esses parâmetros são calculados utilizando as equações (10), (11) e (12).

$$S_{H2O} = (st + S_r) \quad (10)$$

$$S_r = 2 * ((a * h) + (d * h)) + 2 * ((g * a) + (d * g)) + 2 * (a * d) \quad (11)$$

$$st = 2 * ((et * b) + (Lt * b)) \quad (12)$$

### 2.3.5 Coeficiente de transmissão de calor do ar

Neste trabalho é feito o desenho de um radiador no qual os tubos estão alinhados entre eles. Para essa situação, o coeficiente de transmissão entre as paredes externas dos tubos e o ar como o definido pela equação (13).

$$h_{ar} = \left[ 1,48 - \left( \frac{0,90 * \left( \frac{P_{pt}}{D_{ar}} \right)^{1,5}}{\left( \frac{P_{pt}}{D_{ar}} \right)^4} \right) \right] * \left[ \sqrt[4]{t} * \left( \frac{V_{ar}^{0,61}}{D_{ar}^{0,39}} \right) \right] \quad (13)$$

O diâmetro hidráulico é definido como:

$$D_{ar} = \frac{4 * d * A_{lp}}{S_{ar}} \quad (14)$$

A velocidade do ar que passa pelo radiador é obtida por:

$$V_{ar} = \frac{3600 * G_{ar}}{A_{esc}} \quad (15)$$

Onde  $G_{ar}$  é a vazão de ar que atravessa o núcleo do trocador de calor e  $A_{esc}$  é a área na qual o ar escoar e que é medido  $V_{ar}$ . A velocidade do ar também pode ser medida através do eletroventilador em funcionamento, com uma instrumentação instalada para medição de velocidade de fluxo de ar.

A temperatura absoluta média do ar é obtida através de:

$$t = 273 + \left( \frac{t_{s_{ar}} + t_{e_{ar}}}{2} \right) \quad (16)$$

### 2.3.6 Coeficiente de transmissão de calor da água

Agora, será calculado o coeficiente de transmissão de calor entre a água e as paredes dos tubos do radiador utilizando a seguinte expressão:

$$h_{H20} = \frac{K * Nu}{D_{H20}} \quad (17)$$

Em que K é a condutibilidade térmica da água nos tubos. Como esse coeficiente varia com a temperatura, conforme é apresentado no Anexo A, o valor que deve ser utilizado é a temperatura média da água entre a entrada e saída, obtida através da equação (18).

$$tm = \frac{t_{s_{H20}} + t_{e_{H20}}}{2} \quad (18)$$

Em relação ao número de Nusselt, devemos avaliar se o nosso escoamento é laminar ou turbulento. As equações (19) e (20) mostram ambos os casos.

$$a) \text{ Laminar: } Nu = 1,86 * (Re * Pr * \frac{D_{H20}}{b})^{0,33} * \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (19)$$

Neste caso, o uso é válido para casos de  $Re < 3000$ . A viscosidade absoluta da água na temperatura média e na temperatura média das superfícies externas dos tubos devem ser determinadas utilizando temperaturas médias e estão na unidade e podem ser consultadas no Anexo A.

$$\text{b) Turbulento: } Nu = \left[ \frac{\left(\frac{f}{8}\right) * (Re - 1000) * Pr}{1,07 + (12,7 * \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} * (Pr^{0,66} - 1))} \right] \quad (20)$$

A correlação para escoamentos turbulentos é válida para intervalos de  $0,5 < Pr < 2000$  e  $3000 < Re < 5 \times 10^6$ . O fator de atrito é obtido pela seguinte equação:

$$f = ((0,79 * \ln Re) - 1,64)^{-2} \quad (21)$$

O número de Prandtl é uma propriedade da água que varia com a temperatura e deve ser utilizado com a temperatura média da água no sistema, podendo ser consultado no anexo A.

O número de Reynolds é definido pela equação (22).

$$Re = \frac{D_{H20} * V_{H20} * \rho_{H20}}{\mu_{H20}} \quad (22)$$

O diâmetro hidráulico do lado da água pode ser determinado a partir da equação (23).

$$D_{H20} = \frac{4 * att}{2 * (et + Lt)} \quad (23)$$

Onde a área transversal dos tubos é determinada pela equação (24).

$$att = (et * Lt) \quad (24)$$

### 2.3.7 Eficiência global da superfície

De acordo com o que vimos na seção 2.1.1, as aletas são empregadas com o intuito de aumentar a superfície de troca térmica de um equipamento, buscando otimizar o desempenho do trocador de calor. Porém, segundo Bergman et al. (2015), essa superfície estendida funciona como uma resistência condutiva à transferência de calor na superfície original e isso faz com que não se tenha garantia do aumento da taxa de transferência de calor com o uso de aletas. A eficiência de uma aleta é definida como mostra a equação (25).



$$\eta_a = \frac{tgh(m*L_c)}{m*L_c} \quad (25)$$

Onde o comprimento corrigido da aleta é definido pela equação (26).

$$L_c = ca + \frac{ea}{2} \quad (26)$$

O coeficiente m é calculado através da equação (27).

$$m = \sqrt{\frac{2*h_{ar}}{k_{mat}*ea}} \quad (27)$$

A eficiência global, finalmente, pode ser determinada utilizando a equação (28).

$$\eta_g = 1 - \frac{sta(1-\eta_a)}{S_{ar}} \quad (28)$$

### 2.3.8 Coeficiente global de transferência de calor

Após ter em mãos todos os valores calculados das variáveis acima, é possível chegar no coeficiente global de transferência de calor.

$$\frac{1}{U*S_{ar}} = \frac{1}{\eta_g*h_{ar}*S_{ar}} + R_w + \frac{R''_f}{S_{H2O}} + \frac{1}{h_{H2O}*S_{H2O}} \quad (29)$$

Por conta da construção física dos tubos, a parede é muito fina e, portanto, pode ser desprezado o termo que leva em conta a resistência por condução das paredes dos tubos. O valor do fator de incrustação é apresentado no Anexo D.

### 2.3.9 Método da efetividade para cálculo das temperaturas

De acordo com Holman (1983), quando a temperatura de entrada ou saída do fluido não podem ser facilmente determinadas ou medidas, é recomendado o uso de um método iterativo baseado na efetividade do trocador, que é a sua capacidade de transferir certa quantidade de calor do fluido quente para o frio. A efetividade é definida como a razão entre a troca de calor real e a máxima troca de calor possível. Para que seja possível determinar um método de encontrar valores, o primeiro passo será determinando a troca de calor real.

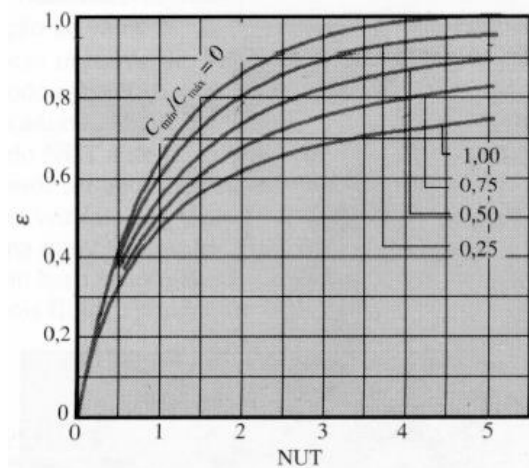
$$q = (m * c_p * \Delta T)_{H2O} = (m * c_p * \Delta T)_{ar} \quad (30)$$

Com relação à máxima troca de calor, ela ocorreria se um dos fluidos alterasse a temperatura com uma magnitude da maior diferença de temperatura presente no trocador. Essa máxima diferença ocorre no fluido que possui o menor valor de  $m * c_p$ . Com isso, segue a equação (31) que demonstra a máxima troca de calor.

$$q_{max} = (m * c_p)_{min} * (te_{H2O} - te_{ar}) \quad (31)$$

Para trocadores de funcionamento de escoamento cruzado, como é o caso do radiador, é utilizado um método a partir de uma constante chamada de *número de unidades de transferência* - NUT. A Figura 7 apresenta o gráfico gerado para um estudo com escoamento cruzado.

Figura 7 – Gráfico do método  $\epsilon$ -NUT para um trocador com escoamento cruzado



Fonte: Bergman et al. (2015)

Para encontrar o valor da efetividade pela Figura 7, é necessário determinar alguns parâmetros utilizando as equações (32) a (34).

$$(a) \text{ Capacidade calorífica: } C = m * c_p \quad (32)$$

$$(b) \text{ Razão entre capacidades caloríficas: } C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (33)$$

$$(c) \text{ Número de unidades de transferência: } NUT = \frac{U * S_{ar}}{C_{min}} \quad (34)$$

Após chegar em um valor de efetividade, foi possível calcular a troca real de transferência de calor através da equação (35).

$$q = \varepsilon * C_{min} * (te_{H2O} - te_{ar}) \quad (35)$$

Agora, é possível calcular qual a variação de temperatura que haverá em ambos os fluidos através da equação (36).

$$\Delta T = \frac{q}{m * c_p} \quad (36)$$

### 2.3.10 Coeficiente global através do balanço de energia

O uso das equações (32) a (36) possibilita o cálculo do valor da temperatura de saída do ar e, conseqüentemente, calcular a diferença de temperatura média logarítmica – DTML – a qual é a diferença entre as temperaturas dos fluidos nos extremos dividido pelo logaritmo natural da razão entre duas diferenças de temperatura. Para um trocador de calor com escoamento em contracorrente, a DTML é:

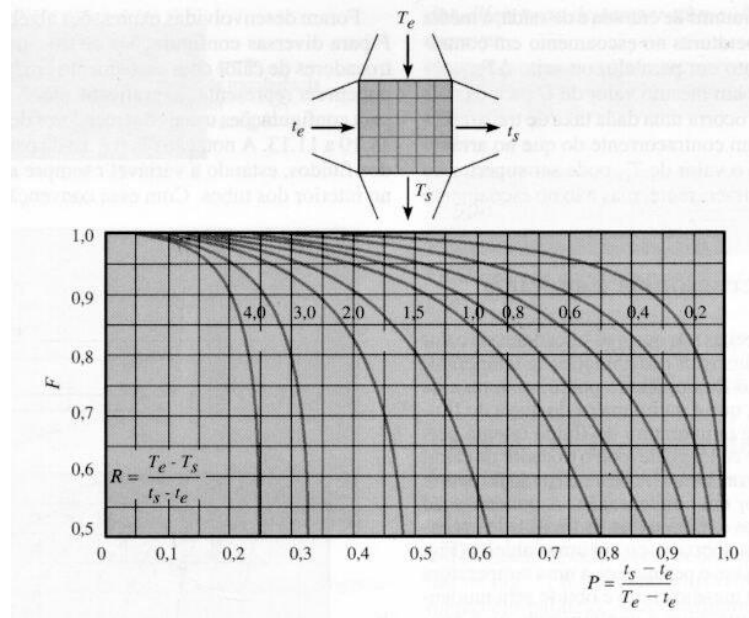
$$DTML_{cc} = \frac{(te_{H2O} - ts_{ar}) - (ts_{H2O} - te_{ar})}{\ln\left(\frac{te_{H2O} - ts_{ar}}{ts_{H2O} - te_{ar}}\right)} \quad (37)$$

A análise de um radiador de fluxo cruzado deve incluir um fator de correção para a obtenção do valor da DTML correto, equação (38).

$$DTML = F * DTML_{cc} \quad (38)$$

A Figura 8 é utilizada para determinar o fator de correção F.

Figura 8 – Gráfico do fator de correção F de um trocador com escoamento cruzado



Fonte: Bergman et al. (2015)

Para que seja possível utilizar a Figura 8, é necessário calcular os parâmetros P e R, que dependem das temperaturas de entrada e saída dos fluidos:

$$P = \frac{t_s - t_e}{T_e - t_e} \quad (39)$$

$$R = \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e} \quad (40)$$

Com as equações (39) e (40) é possível calcular novamente o coeficiente global utilizando a equação (41).

$$U = \frac{Q}{S_{ar} * DTML} \quad (41)$$

Para validar o projeto feito, os valores de coeficiente global encontrados pelo método da efetividade e pelo método de balanço de energia devem convergir. Caso negativo, deve-se repetir o procedimento iterativamente até que os valores sejam iguais.

### 2.3.11 Capacidade térmica do sistema de arrefecimento

A capacidade que o sistema como um todo tem para trocar calor é definida de acordo com a equação (42).

$$Q_{rad} = Q_a + Q_t \quad (42)$$

Sendo a quantidade de calor trocado pelas aletas e a quantidade de calor trocada pela superfície dos tubos definidas pelas equações (43) e (44), respectivamente.

$$Q_t = h_{ar} * stt * 20 \quad (43)$$

$$Q_a = \eta_a * h_{ar} * 2 * d * \left( ca + \frac{ea}{2} \right) * 20 * na \quad (44)$$

Após calcular a capacidade do sistema, é avaliado se o trocador será suficiente para a geração de calor pelo motor ou não. Como forma de segurança, é aconselhado utilizar o fator de 20% a mais no valor de capacidade de trocar calor do radiador.

### 2.3.12 Capacidade teórica de vazão mássica de ar

De acordo com um conceito básico de mecânica dos fluidos, a vazão de um fluido através de um sistema é dada pela equação (45).

$$\dot{Q}_f = V_f * A \quad (45)$$

A mesma leva em conta a velocidade do fluido no volume de controle estudado e a área na qual o fluido está atravessando. Neste projeto, temos o fluxo de ar atravessando toda a área frontal da colmeia do radiador, sendo uma área retangular definida pela altura e largura da peça.

Nos casos em que o radiador é inclinado em uma certa angulação para se encaixar em espaços mais restritos do veículo, essa área é afetada e definida através de um triângulo que depende do ângulo de inclinação da peça.

## 2.4 APLICABILIDADE PARA A EQUIPE UNESP RACING

Neste trabalho, são feitos os cálculos de dimensionamento demonstrados na seção 2.3 visando a troca de material do radiador da equipe UNESP Racing de Fórmula SAE, buscando um radiador comercial existente no mercado e de fácil acesso. Atualmente, o protótipo utiliza um radiador retangular horizontal feito de cobre, o qual torna a peça bastante pesada. Por ser uma equipe de competição, reduções de peso estão sempre entre os objetivos principais dos projetos de todos os subsistemas e isso será também um parâmetro de comparação após os resultados finais.

## 2.5 INFLUÊNCIA AERODINÂMICA

Como o radiador é uma peça grande e, normalmente, fica perpendicular à direção de movimento do veículo, ele acaba tendo uma influência aerodinâmica de resistência ao ar. No caso de carros de competição, esse maior arrasto pode ser prejudicial quando segundos são cruciais para a vitória (ou derrota) de um piloto e portanto, os engenheiros buscam utilizar dutos de ar (conhecidas como carenagem lateral ou entrada de ar lateral) para canalizar o fluxo através dos tubos e aletas do trocador para otimizar a vazão de ar que troca calor com o sistema sem aumentar muito a influência aerodinâmica no veículo.

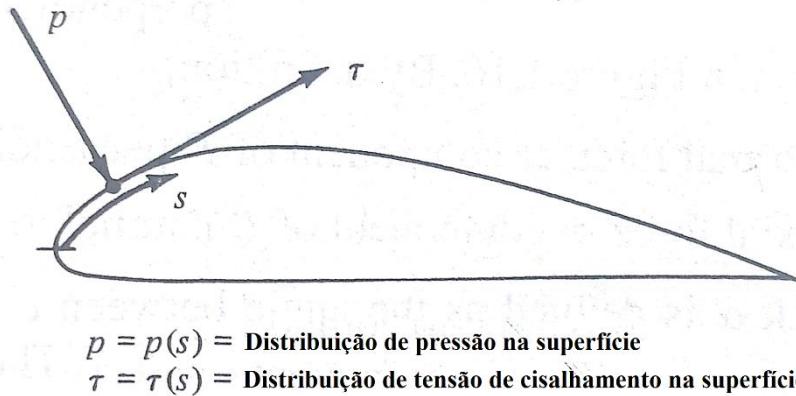
Será mostrado agora um pouco da teoria aerodinâmica de arrasto e sustentação de um corpo, além de práticas utilizadas em carros de competição para se obter esses ganhos em vazão de ar.

### 2.5.1 Forças aerodinâmicas

Segundo Anderson Jr. (2010), as forças e momentos exercidos pelo ar sobre um corpo são exclusivamente causadas por duas razões, independente de quão complexo seja a forma, que são a pressão e a tensão de cisalhamento. A pressão atua perpendicularmente à superfície

de onde o ar está escoando e a tensão de cisalhamento atua tangencialmente à mesma, essa última causada pelo atrito entre a superfície e o fluxo de ar.

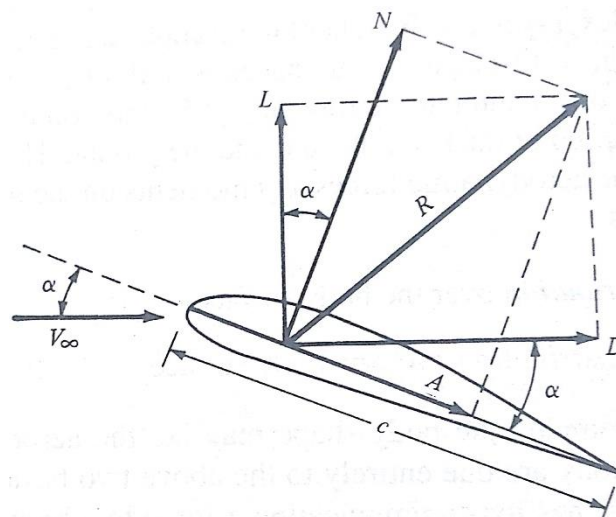
Figura 9 – Distribuição de forças aerodinâmicas sobre um corpo



Fonte: Anderson Jr. (2010)

A força resultante de todas as forças aerodinâmicas na superfície varia sua magnitude e direção de acordo com a velocidade do ar que está afrente do corpo em questão e a angulação do mesmo. Abaixo temos uma ilustração de como é definida a resultante e suas componentes em diferentes direções.

Figura 10 – Divisão da força aerodinâmica resultante R em diferentes componentes



Fonte: Anderson Jr. (2010)

$V_\infty$  é a velocidade do fluxo em um ponto bem à frente do corpo, também conhecida como velocidade da corrente livre. Os componentes que nos interessam são o perpendicular e

o paralelo à corrente livre, conhecidos como força de sustentação e de arrasto, respectivamente. Portanto:

$L \equiv \text{Sustentação} \equiv$  Componente de R perpendicular à  $V_\infty$ .

$D \equiv \text{Arrasto} \equiv$  Componente de R paralelo à  $V_\infty$ .

Mesmo sendo esses componentes as forças que atuam no corpo, é mais comum a utilização de coeficientes adimensionais para quesito de comparação entre diferentes aplicações. Para que seja possível definir esses coeficientes, devemos conhecer a equação (45).

$$q_\infty = \frac{1}{2} * \rho_\infty * V_\infty^2 \quad (45)$$

Essa equação refere-se à pressão dinâmica da corrente livre, onde  $\rho_\infty$  é a densidade do fluido nas condições da corrente livre. Com a teoria mostrada e a equação (45), chega-se aos coeficientes de sustentação e arrasto, respectivamente.

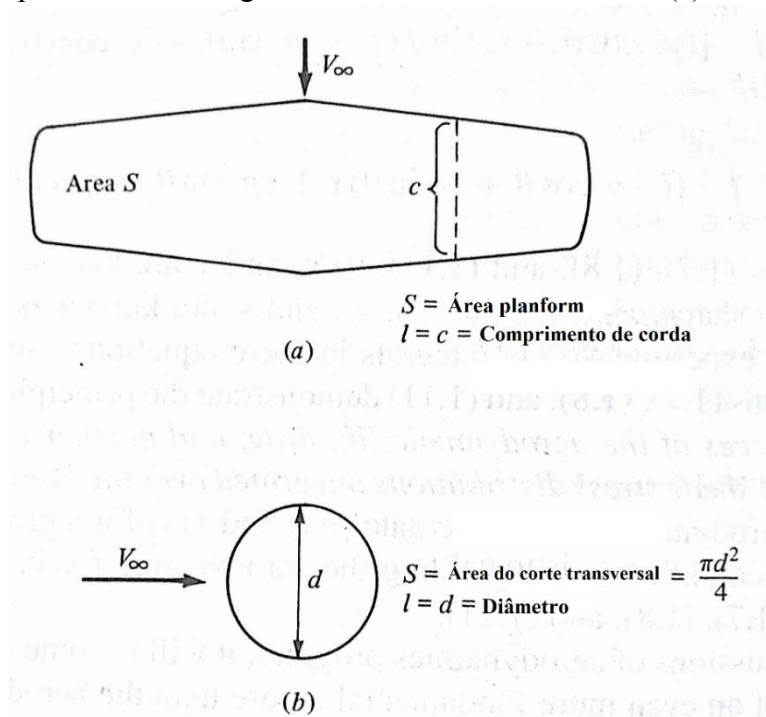
$$C_L = \frac{L}{q_\infty * S} \quad (46)$$

$$C_D = \frac{D}{q_\infty * S} \quad (47)$$

A área de referência varia com a geometria e são mostrados alguns exemplos na Figura 11.



Figura 11 – Exemplo de diferentes geometrias e áreas de referência: (a) aerofólio; (b) esfera



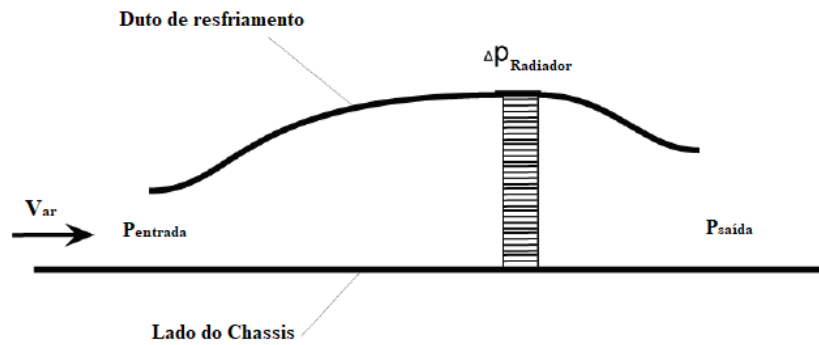
Fonte: Anderson Jr. (2010)

### 2.5.2 Aplicações em carros de competição para arrefecimento

Em carros de competição, o emprego de uma carenagem lateral é muito comum e essencial para que seja possível aumentar e direcionar o fluxo diretamente para o radiador, mantendo o motor do veículo em temperaturas ideais.

De acordo com Christoffersen, Söderblom e Löfdahl (2009) o propósito do duto lateral de resfriamento é assegurar que haja uma distribuição uniforme de velocidade na superfície frontal do radiador, o que faz com que seja possível atingir uma maior rejeição de calor com um menor coeficiente de arrasto. A Figura 12 mostra um exemplo genérico de uma carenagem lateral e a Figura 13 um exemplo de aplicação em um Fórmula SAE.

Figura 12 – Duto de resfriamento que engloba o radiador do veículo



Fonte: Christoffersen, Söderblom e Löfdahl (2009)

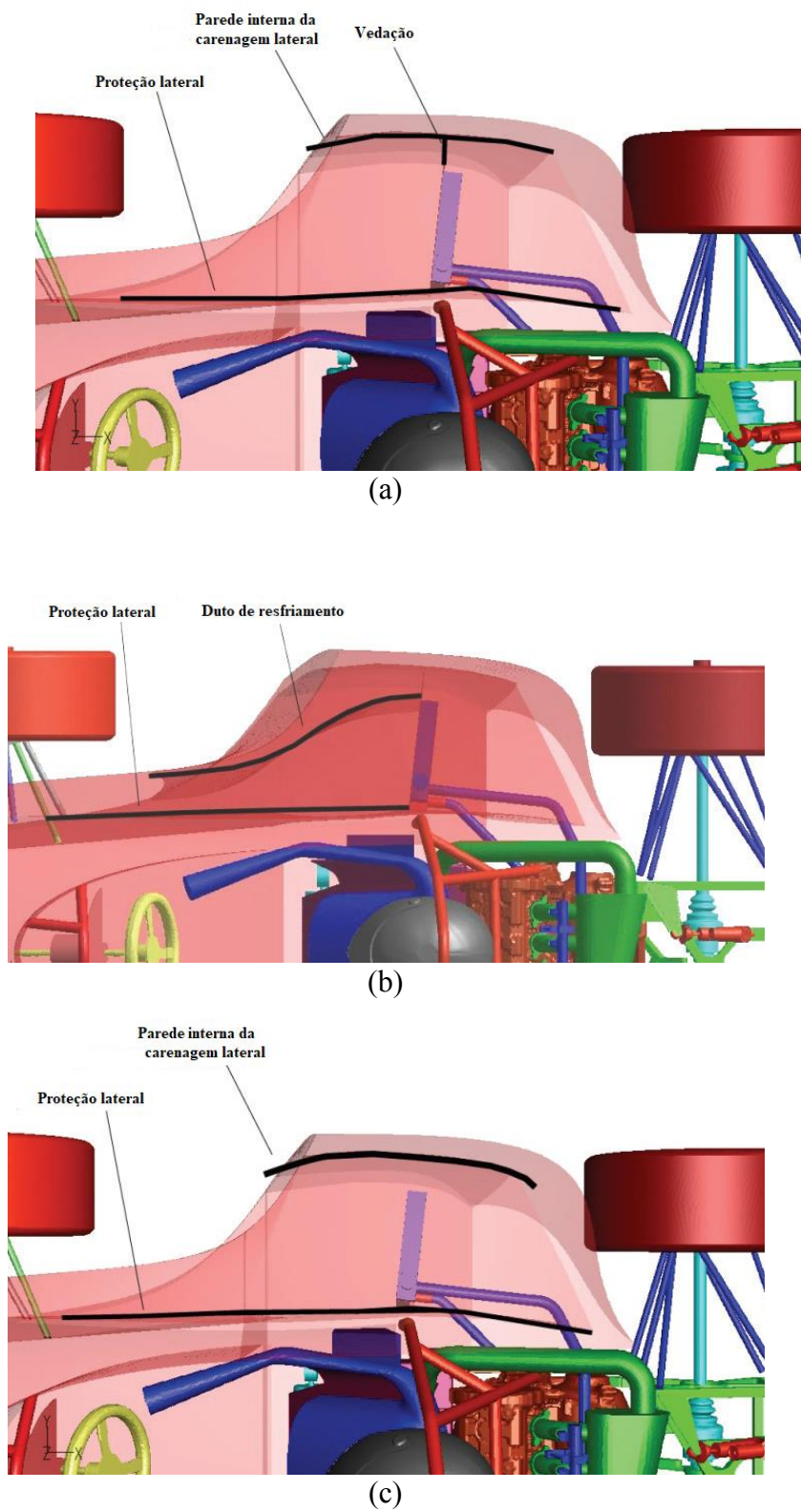
Figura 13 – Duto de resfriamento da equipe Calmers de Formula SAE em 2007



Fonte: Christoffersen, Söderblom e Löfdahl (2009)

Diferentes casos podem ser aplicados e analisados através de testes físicos ou simulações dinâmicas de fluidos. Christoffersen, Söderblom e Löfdahl (2009) ilustram três diferentes casos para serem analisados, fazendo geometrias internas ligeiramente diferentes que aplicam ou não a vedação total dos espaços entre o radiador e as paredes do duto. A Figura 14 ilustra diferentes aplicações.

Figura 14 – Ilustração exemplificando as diferentes configurações estudadas: (a) caso 1; (b) caso 2; (c) caso 3



Fonte: Christoffersen, Söderblom e Löfdahl (2009)

Neste trabalho serão modeladas diferentes geometrias em desenhos 3D e feitas simulações CFD 3D utilizando o software Star-CCM+ da empresa SIEMENS, patrocinadora da equipe UNESP Racing a qual disponibiliza a licença para uso interno dos membros. Serão analisadas correlações entre vazão de ar através do radiador, coeficiente de arrasto e coeficiente de sustentação, buscando a otimização da quantidade de ar através do radiador sem comprometer o desempenho do veículo com o aumento do arrasto e sustentação.

### 3 DESENVOLVIMENTO .

#### 3.1 EXIGÊNCIAS DA COMPETIÇÃO

Como já citado na seção 2.3.1, o sistema de arrefecimento do protótipo de todas as equipes deve ser preenchido simplesmente com água pura, sem poder ser incluído qualquer tipo de aditivo. Portanto, para o dimensionamento do radiador iremos utilizar apenas as propriedades da água, inclusas no anexo A.

#### 3.2 RADIADOR UTILIZADO EM 2016

Até a competição de 2016, a equipe UNESP Racing tem utilizado um radiador de cobre horizontal, em conjunto com uma ventoinha traseira. Por conta do material, a peça acaba se tornando muito pesada e em um ambiente de competição de corrida, qualquer redução de peso é essencial. O trocador de calor possui a massa de 5,12kg, porém somando a ventoinha e o suporte da mesma, a massa total do sistema chega aos 7,0kg. Será avaliado no novo radiador a massa total e feita uma comparação para avaliar possíveis reduções alcançadas.

Figura 15 – Radiador de cobre utilizado em 2016



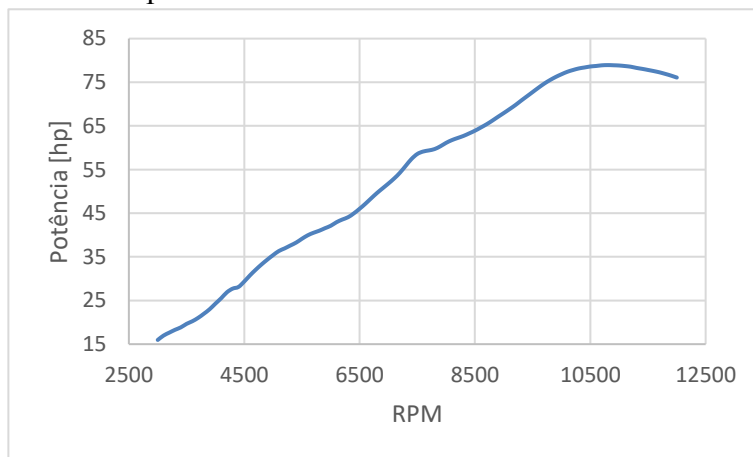
Fonte: Produção do próprio autor

### 3.3 MEDIÇÕES DE DADOS DE ENTRADA

#### 3.3.1 Curva de potência do motor

Para podermos iniciar os dimensionamentos, os primeiros passos serão determinar alguns dados de entrada que devem ser obtidos através de testes ou medições de dimensão. O primeiro deles foi analisar a curva de potência do motor utilizado pela equipe para que possamos ter a rotação do motor na qual é gerada a maior potência, sendo essa a rotação crítica para dimensionamento do trocador de calor. O carro foi levado para um dinamômetro para que fosse possível obter a curva de potência do motor, sendo mostrada na Figura 16.

Figura 16 – Curva de potência do motor utilizado



Fonte: Produção do próprio autor

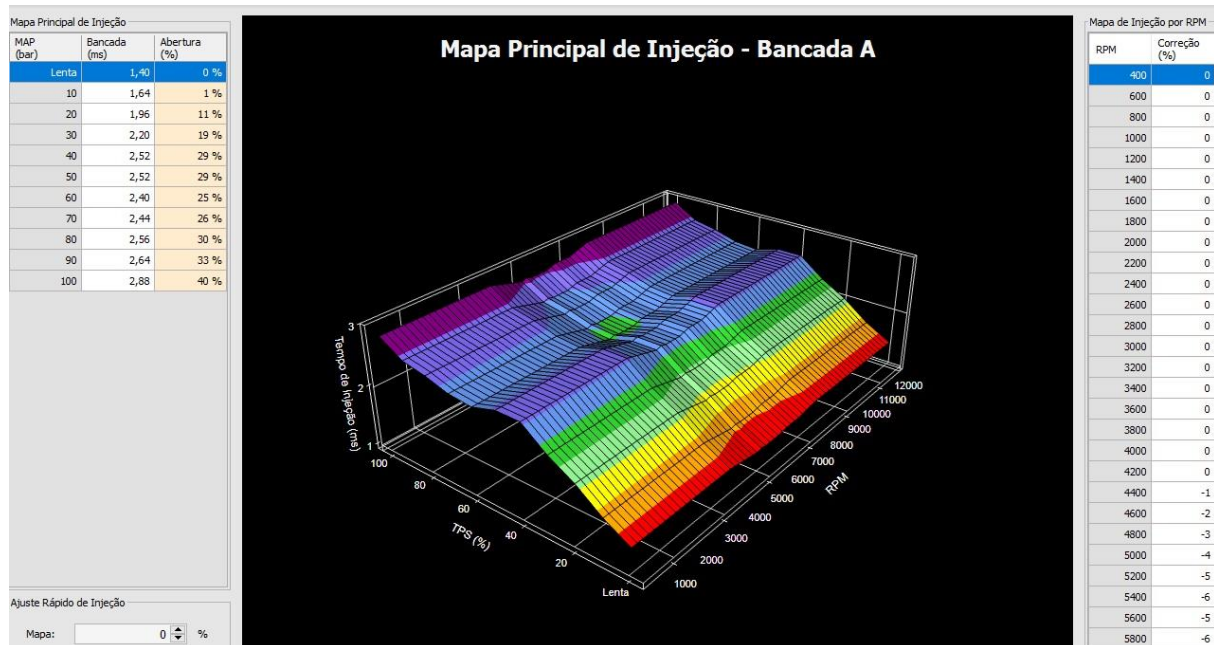
De acordo com a Figura 16, a máxima potência gerada pelo motor acontece em 10.600 rpm.

#### 3.3.2 Quantidade de calor gerada

Para que seja possível determinar a quantidade de calor gerada pelo combustível, é necessário conhecer a vazão de combustível que está sendo injetada no motor. Como a equipe

UNESP Racing utiliza um módulo de injeção eletrônica, foi possível extrair o mapa de tempo de injeção de combustível que é aplicado.

Figura 17 – Mapa de injeção de combustível

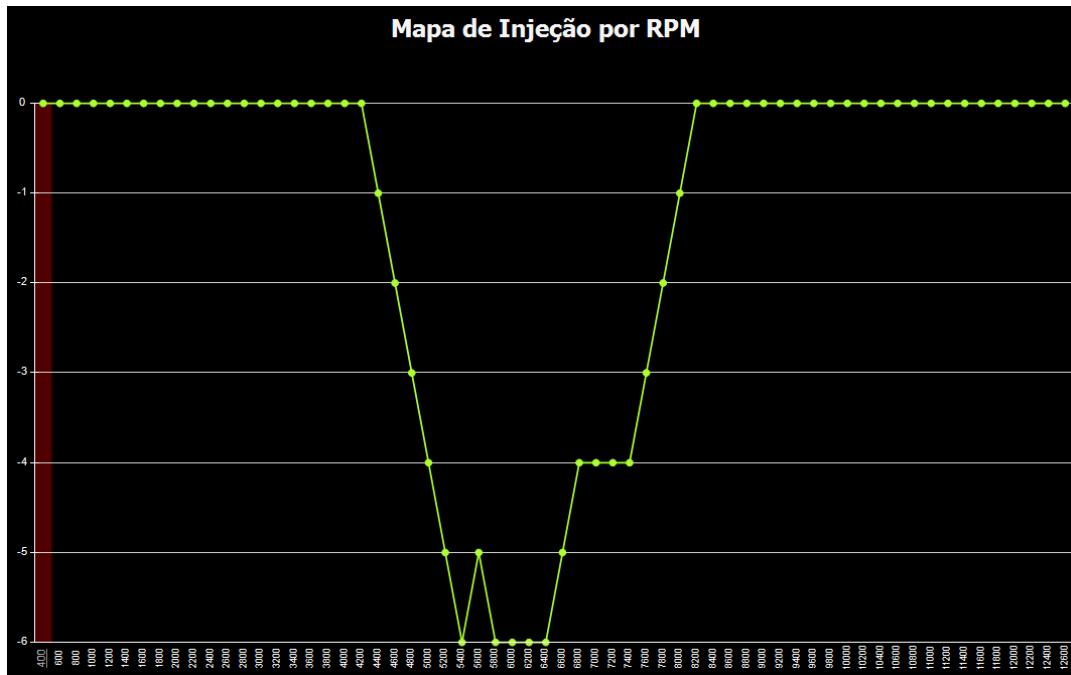


Fonte: Produção do próprio autor

O mapa de injeção é baseado na porcentagem de abertura do corpo de borboleta (sendo “lenta” a condição sem acelerar e 100 a condição de acelerando o máximo possível), o tempo de abertura dos bicos de injeção (na unidade de ms) e pela rotação do motor (em RPM). A medição da potência do motor é feita sempre na condição de o acelerador 100% aberto, tendo o tempo de 2,88ms por bico injetor.

Como explicado, ainda é aplicada uma correção para diferentes valores de rotação de motor. A Figura 18 demonstra essas correções.

Figura 18 – Correção do tempo de injeção por rotação do motor



Fonte: Produção do próprio autor

Para a rotação determinada de 10.600 RPM não é aplicada nenhuma correção, mantendo os mesmos 2,88ms de tempo de injeção.

Para determinar a vazão mássica de combustível injetado é necessário, além de saber o tempo de injeção, calcular a vazão volumétrica dos bicos injetores. Para isso realiza-se alguns testes acionando o bico por um número de pulsos determinado e medindo o tempo de todo esse ciclo de pulsos. Após esse procedimento ser concluído, é medido o volume de combustível injetado no frasco do equipamento e obtido a vazão dos bicos.

Com o valor de vazão e a rotação que será utilizada, foi possível determinar os dados da Tabela 1, chegando na quantidade de calor que deve ser rejeitada através do radiador.

Tabela 1 – Cálculos para determinar calor a ser rejeitado

rpm	correção (%)	tempo de injeção para tps 100% (ms)	massa de combustível utilizada por ciclo (g)	ciclos / hora	consumo (kg/h)	calor a ser dissipado pelo radiador (kW)
10600	0	2.8800	0.027	318000	9.551	22.623

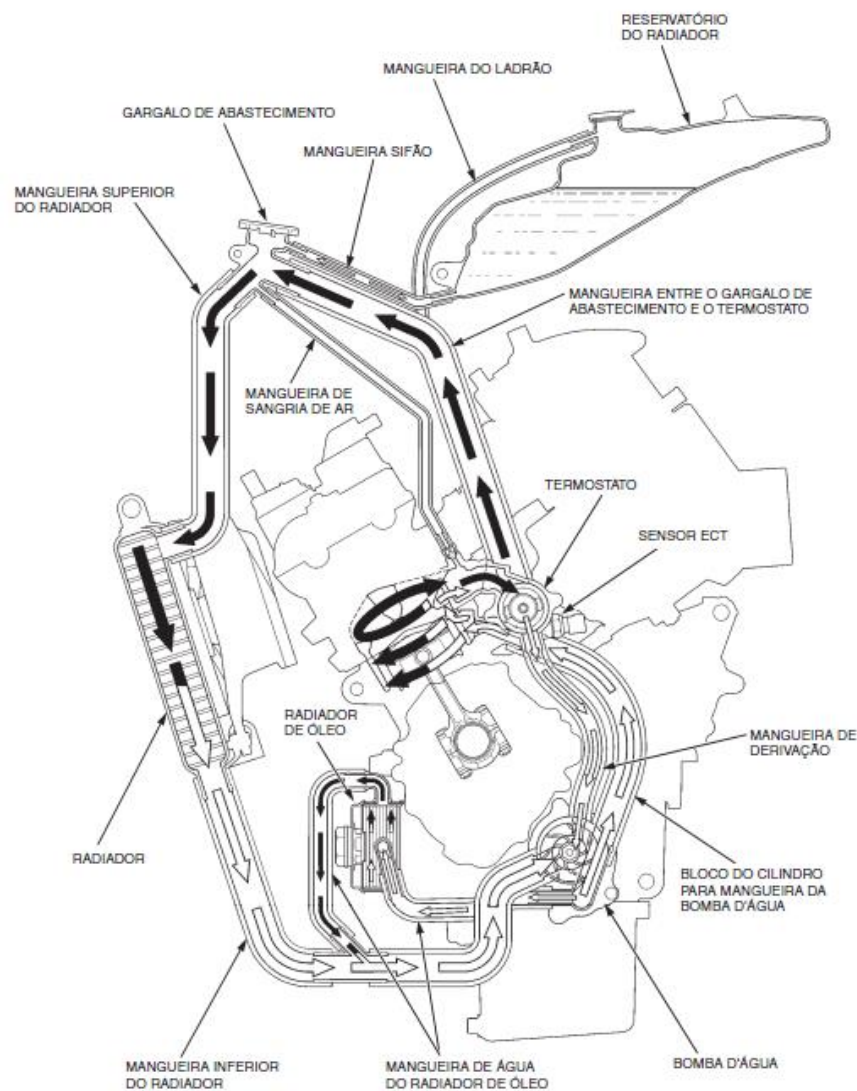
Fonte: Produção do próprio autor



### 3.2.3 Vazão da bomba d'água

Esta seção descreve o processo de medição de vazão da bomba d'água do sistema de arrefecimento. O motor em questão é um Honda CB600F que comercialmente é aplicado em motocicletas de rua, possuindo 4 cilindros e 599cm<sup>3</sup> de volume nos cilindros. Na Figura 19 é mostrado o circuito percorrido pelo fluido de resfriamento através do motor e o sistema de arrefecimento. No caso da aplicação do Fórmula SAE, algumas modificações foram feitas, incluindo a troca do reservatório e do próprio radiador, que é o principal objetivo deste projeto (dimensionamento do mesmo).

Figura 19 – Sistema de arrefecimento original – Honda CB600F

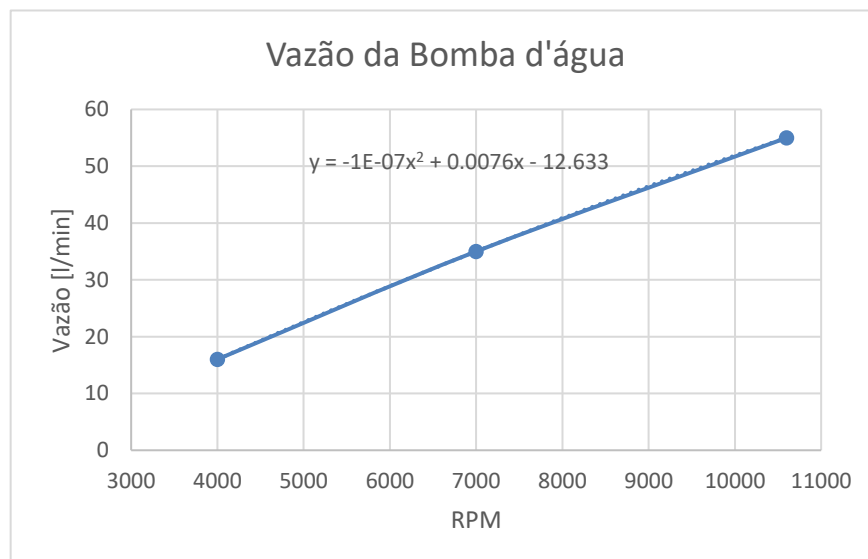


Fonte: Moto Honda (2008)

Nestes motores, a bomba d'água é acionada pelo virabrequim e, portanto, a vazão varia de acordo com sua rotação. Para que os valores utilizados fossem os corretos, foi feito um ensaio de vazão da bomba d'água com o motor na condição de aproximadamente 10.600 rpm, chegando no valor de 55 l/min. Foi utilizado um manômetro para água quente e tiradas diversas medições de tempo e volume de água que passou através do manômetro, conseguindo determinar a vazão de água que passa pelo sistema.

Além da medição da vazão na rotação analisada, também foram feitas outras duas medições em rotações inferiores apenas como quesito informativo, para que seja mostrado o comportamento da bomba com relação a rotação de funcionamento do motor. A Figura 20 demonstra os resultados obtidos no ensaio.

Figura 20 – Vazão da bomba d'água em diferentes valores de rotação do motor



Fonte: Produção do próprio autor

### 3.4 DETERMINAÇÃO DO NOVO RADIADOR

Devido ao alto custo para desenvolvimento e à falta de patrocinadores, a confecção de um novo radiador não pode ser realizada. Dessa maneira, para que o presente trabalho se torne útil para a equipe UNESP Racing, foram analisados alguns radiadores já existentes no mercado e de fácil acesso. Foram realizadas as medidas necessárias de cada um e avaliados, pelo

equacionamento apresentado no capítulo 2, se os mesmos atendem à carga térmica do motor para ser retirada ou não.

Os modelos encontrados para avaliação são ambos de alumínio, visando um menor peso sendo carregado pelo protótipo. O primeiro é o radiador original utilizado na motocicleta Honda CB600F Hornet ano 2009, de tamanho menor, mas que já é utilizado no motor em questão. O segundo modelo é o original do Volkswagen Gol ano 1994, o qual tem tamanho maior do que o original. As Figuras 21 e 22 ilustram cada um dos dois radiadores.

Figura 21 – Radiador original Honda CB600F ano 2009



Fonte: Produção do próprio autor

Figura 22 – Radiador original Volkswagen Gol ano 1994



Fonte: Produção do próprio autor

Por mais que estes sejam radiadores de geometrias definidas, a metodologia se aplica para os casos em que os radiadores ainda precisam ser definidos também, fazendo algumas suposições de geometrias e iterações até se chegar em um trocador que atenda o requisito térmico.

### 3.4.1 Radiador Honda CB600F

Por questões práticas, este modelo foi nomeado como “radiador 1”. Primeiramente, foram feitas medições do radiador em questão para levantar os dados geométricos de entrada necessários para a análise do trocador pelo modelo matemático (em amarelo), mostrados na Tabela 2.

Tabela 2: Dados geométricos do radiador 1

Dados do radiador 2	
Largura do radiador (a)	0.206 m
Altura do radiador (b)	0.35 m
Profundidade do radiador (d)	0.022 m
(g)	0.038 m
(h)	0.037 m
Número de filas (nf)	1
Tubos por fila (ntf)	28.0
Total de tubos (nt)	28.0
Total de aletas (na)	8591
Espessura da aleta (ea)	0.0001 m
Comprimento da aleta (ca)	0.022 m
Passo da aleta (Pa)	0.001 m
Passo transversal do tubo (Ptt)	0.006 m
Passo em profundidade dos tubos (Ppt)	0 m
Espessura do tubo (et)	0.0015 m
Espessura da parede do tubo (xt)	0.0003 m
Largura dos tubos (Lt)	0.022 m
Área da superfície do reservatório de água (Sr)	0.046982 m <sup>2</sup>
Área transversal interna dos tubos (att)	0.00001926 m <sup>2</sup>

Fonte: Produção do próprio autor

Com os dados da Tabela 2 foi possível calcular todos os parâmetros geométricos que influenciam na troca térmica entre o radiador e os fluidos (água e ar).

Com o radiador modelado e os passos do capítulo 2 desenvolvidos, chegamos no valor teórico de 19,3 kW de calor dissipado pelo radiador 1. Se comparado com a quantidade de calor necessária, calculada na seção 3.3.2, está abaixo do esperado e, portanto, não poderá ser escolhido para a utilização no protótipo 2017.

### 3.4.2 Radiador Volkswagen Gol

Seguindo a prática adotada na seção 3.4.1, o radiador do Volkswagen Gol foi adotado como o “radiador 2”. Os mesmos parâmetros geométricos medidos e calculados para o radiador 1 foram feitos para este. Os valores estão na Tabela 3.

Tabela 3 – Dados geométricos do radiador 2

Dados do radiador 2	
Largura do radiador (a)	0.32 m
Altura do radiador (b)	0.43 m
Profundidade do radiador (d)	0.033 m
(g)	0.042 m
(h)	0.033 m
Número de filas (nf)	2
Tubos por fila (ntf)	18.0
Total de tubos (nt)	36.0
Total de aletas (na)	11577
Espessura da aleta (ea)	0.0001 m
Comprimento da aleta (ca)	0.005 m
Passo da aleta (P)	0.0012 m
Passo transversal do tubo (Ptt)	0.0112 m
Passo em profundidade dos tubos (Ppt)	0.0112 m
Espessura do tubo (et)	0.0065 m
Espessura da parede do tubo (xt)	0.0003 m
Largura dos tubos (Lt)	0.0065 m
Área da superfície do reservatório de água (Sr)	0.083541 m <sup>2</sup>
Área transversal interna dos tubos (att)	0.00003481 m <sup>2</sup>

Fonte: Produção do próprio autor

Com o radiador modelado e os passos da seção 2 desenvolvidos, chegamos no valor teórico de 28,7 kW de calor dissipado pelo trocador em questão. Se comparado com a quantidade de calor necessária, calculada na seção 3.3.2, está além de 20% acima do esperado e, portanto, será escolhido para a utilização no protótipo 2017.

### 3.4.3 Redução de peso

Após o modelo 2 ter sido selecionado para uso da equipe, foi possível pesar a peça, a ventoinha e o suporte utilizado. Com relação ao radiador de 2016, foi alterado o suporte da ventoinha para um suporte de plástico, auxiliando na redução de massa. Somando todas as peças (radiador, ventoinha e suporte) chegamos no valor de 3,41kg, obtendo uma redução de 3,58 kg no total do conjunto. Essa redução é um valor expressivo pois em carros de competição, é muito complicado conseguir uma redução tão grande de massa em apenas um único sistema.



### 3.4.4 Aquisição de dados

Após a escolha do novo radiador, o mesmo foi instalado no veículo para que fossem feitos alguns testes de validação da seleção, mostrando que o sistema está se mantendo em temperaturas seguras e aceitáveis para não danificar qualquer componente do arrefecimento ou do próprio motor.

Na Figura 23 é mostrado o novo radiador instalado provisoriamente no protótipo.

Figura 23 – Testes do radiador 2 no protótipo



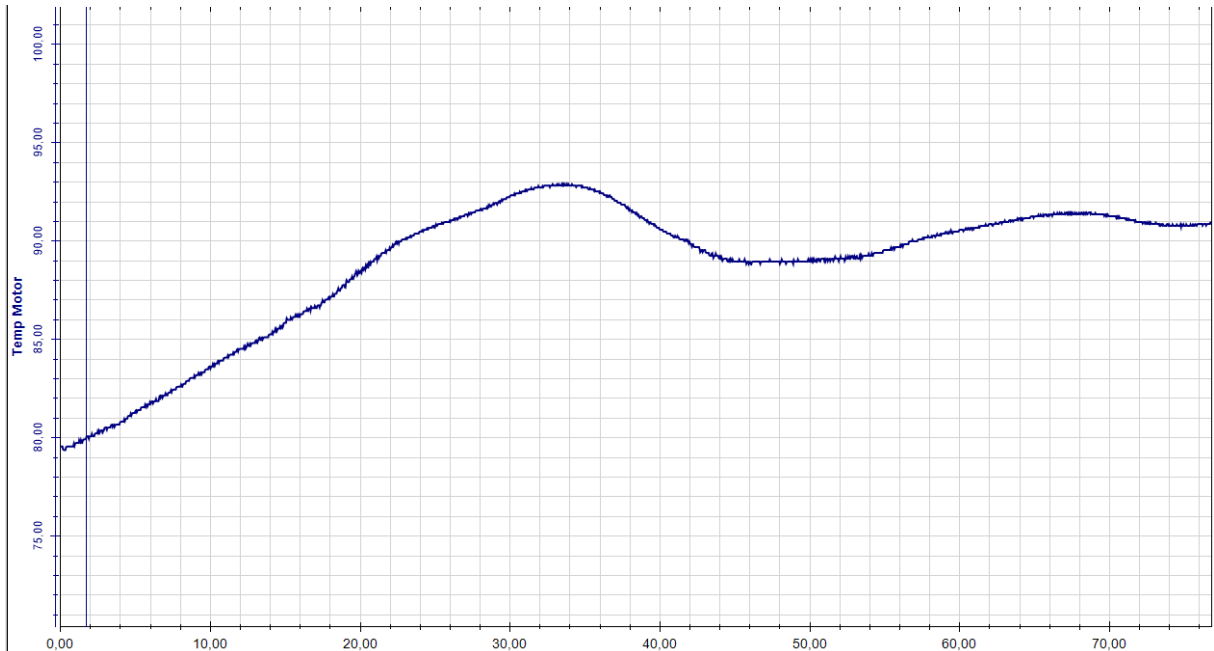
Fonte: Produção do próprio autor

No protótipo da equipe UNESP Racing de Formula SAE existe um sistema de aquisição de dados que auxilia na gravação ou visualização em tempo real de dados captados por sensores instalados em todo o carro, além de acelerômetros nos eixos x, y e z que estão no próprio aparelho de gravação de dados, chamado *Data Logger Pro24*, da empresa Fuel Tech.

A partir desse sistema, foi possível fazer uma gravação dos dados de temperatura do motor, para validar a eficiência do sistema com o novo radiador instalado. Na Figura 24 está o

gráfico extraído do *Pro24*, com a temperatura (em graus Celsius) no eixo X e o tempo (em segundos) no eixo Y.

Figura 24 – Gráfico temperatura do motor x tempo extraído do *Data Logger Pro24*



Fonte: Produção do próprio autor

De acordo com a Figura 24, a temperatura sobe até 93°C e começa a descer até 89°C. A mesma oscila em torno dos 90°C, um valor recomendado para que o motor trabalhe com segurança e maior desempenho.

A explicação da temperatura subir até 90°C continuamente é a válvula termostática (ou Termostato) existente na saída do cabeçote do motor. Esse termostato permanece fechado até que a água atinja a temperatura de 84°C e chega a ficar totalmente aberta com a temperatura de 95°C. Esse sistema é implementado em motores para que a temperatura da água nas galerias do motor se aproxime dos 90°C de forma rápida e ali permaneça por todo o tempo em que o motor está funcionando, pois, um motor que trabalha com a água fria pode sofrer com empenamento de algumas peças internas e, conseqüentemente, sua vida útil irá diminuir drasticamente.

Após a válvula termostática abrir, ela libera o caminho para que a água circule através do radiador, e não apenas dentro das galerias do motor, como pode ser visto na Figura 19. Dessa maneira, o sistema de arrefecimento entra em ação e se torna responsável pela troca térmica com a água para que a mesma retorne com uma temperatura mais baixa no motor.



### 3.5 SIMULAÇÃO CFD

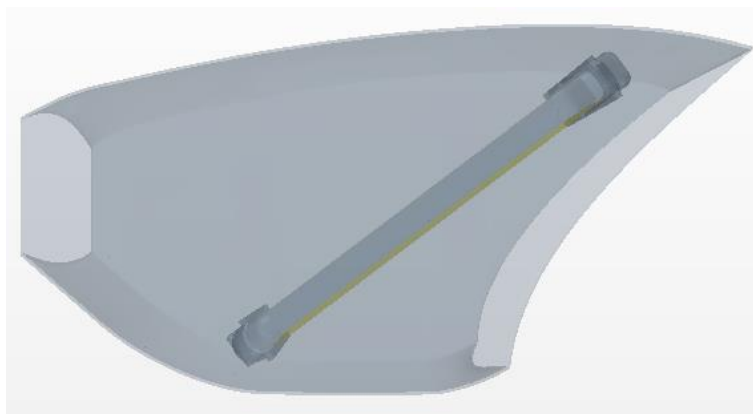
Após ter escolhido o radiador 2 para ser utilizado pela equipe, será modelado o duto de entrada de ar lateral para direcionar o fluxo de ar diretamente para o núcleo do radiador, como já citado no capítulo 1, utilizando o programa STAR-CCM+ de simulações CFD, de propriedade da SIEMENS.

#### 3.5.1 Modelagens 3D

O primeiro passo foi modelar o radiador em um programa de desenhos 3D, sendo o SOLIDWORKS utilizado para tal trabalho. Foram extraídas as medidas mais críticas do trocador, sem fazer uma geometria complexa para que não aumente o nível de dificuldade e o tempo de processamento nas simulações.

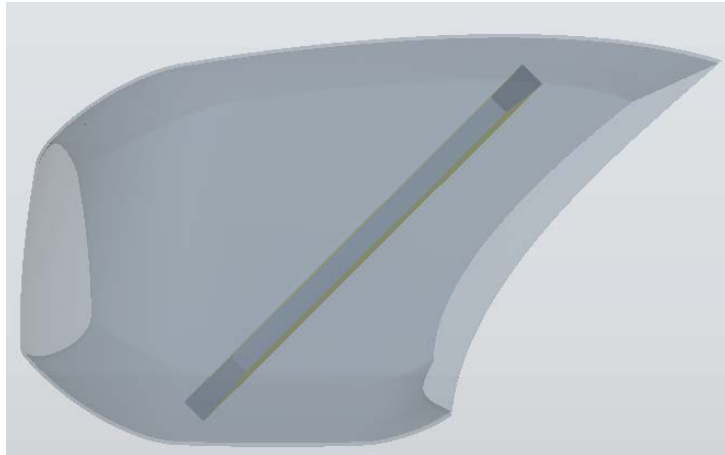
Após a modelagem do radiador estar pronta, foram modeladas 6 carenagens diferentes para serem analisadas, sendo algumas delas uma derivada da outra. Foi desenhado um primeiro modelo, posicionando o radiador a 45° de inclinação e não incluindo vedações nos arredores da parede do mesmo como na Figura 13 (a) – Modelo 1. Foi variado diminuir a área de saída do ar, na traseira da carenagem – Modelo 2 - e também incluir uma vedação para forçar todo o ar a passar pelo radiador – Modelo 3.

Figura 25 – Modelo 1 de carenagem lateral



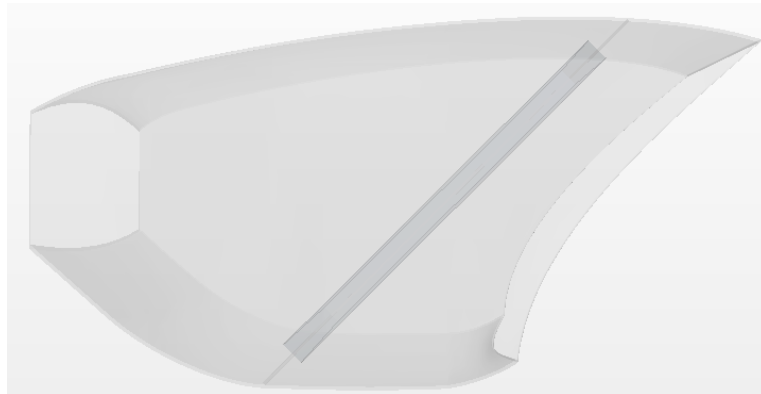
Fonte: Produção própria do autor

Figura 26 – Modelo 2 de carenagem lateral



Fonte: Produção do próprio autor

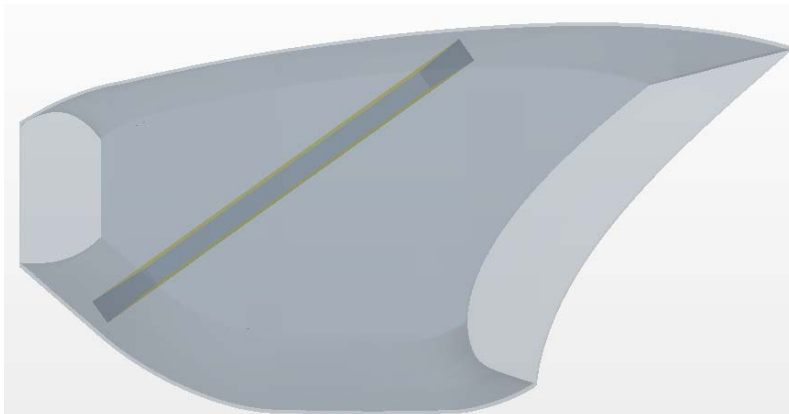
Figura 27 – Modelo 3 de carenagem lateral



Fonte: Produção do próprio autor

Além do primeiro modelo base, também foi analisado alterar a angulação do radiador para  $30^\circ$ , criando duas variações diferentes. A primeira variação é sem vedação – Modelo 4 – e a segunda é de geometria reduzida e com vedação ao redor do radiador – Modelo 5.

Figura 28 – Modelo 4 de carenagem lateral



Fonte: Produção do próprio autor

Figura 29 – Modelo 5 de carenagem lateral



Fonte: Produção do próprio autor

### 3.5.2 Condições de contorno

Para que a simulação fosse feita, foi necessário determinar alguns parâmetros de condição de contorno para o programa calcular os resultados. São eles:

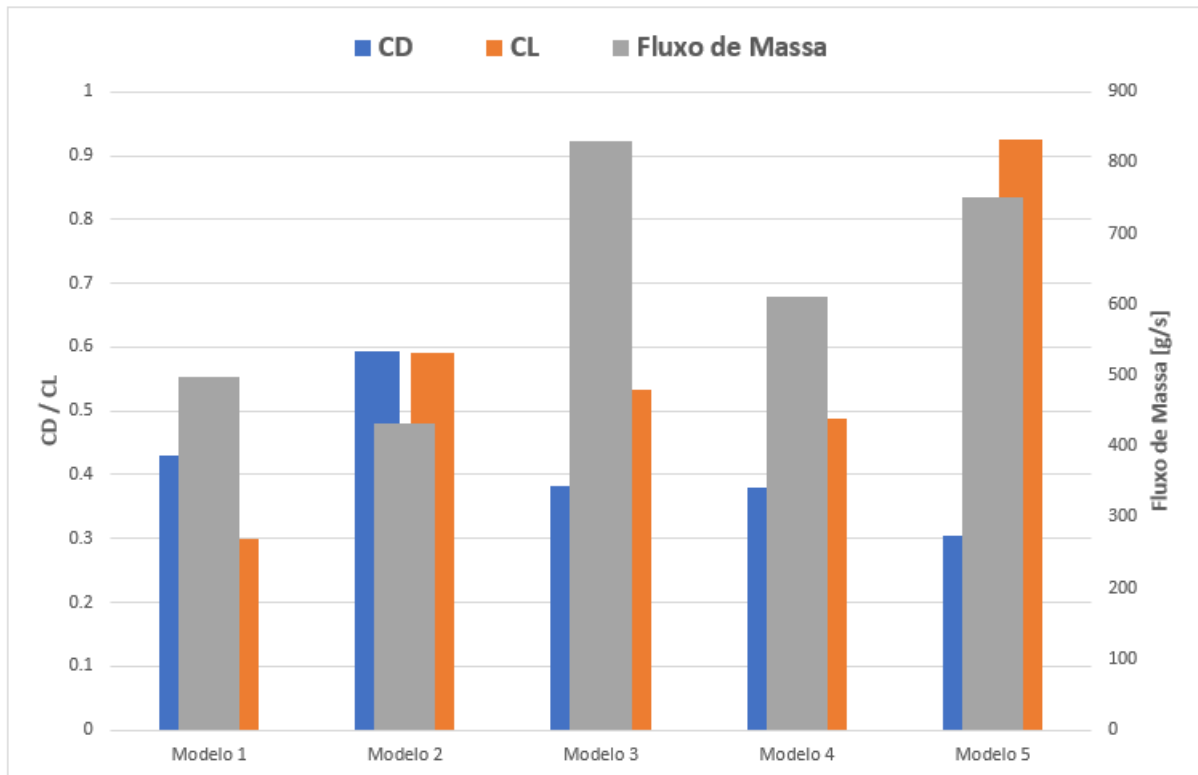
- Velocidade do fluxo de entrada: 60km/h
- Pressão de saída: Pressão atmosférica
- Tamanho das células: 3,75mm
- Número de camadas de prisma: 4

Esses parâmetros foram aplicados para todos os modelos estudados neste trabalho.

### 3.5.3 Resultados

Após as simulações feitas, foi possível obter todos os resultados de fluxo de massa através do radiador, coeficiente de arrasto e coeficiente de sustentação. A Figura 30 mostra um gráfico compilando todos os resultados e valores das simulações feitas.

Figura 30 – Resultados de simulação CFD



Fonte: Produção do próprio autor

O modelo 3 foi o que demonstrou o melhor resultado no geral, pois teve um aumento grande no fluxo de massa, sem que subisse bruscamente os valores de sustentação e arrasto. A Tabela 4 resume todos os valores obtidos, de forma mais precisa do que a Figura 30.

Tabela 4 – Resumo dos resultados obtidos em simulação CFD

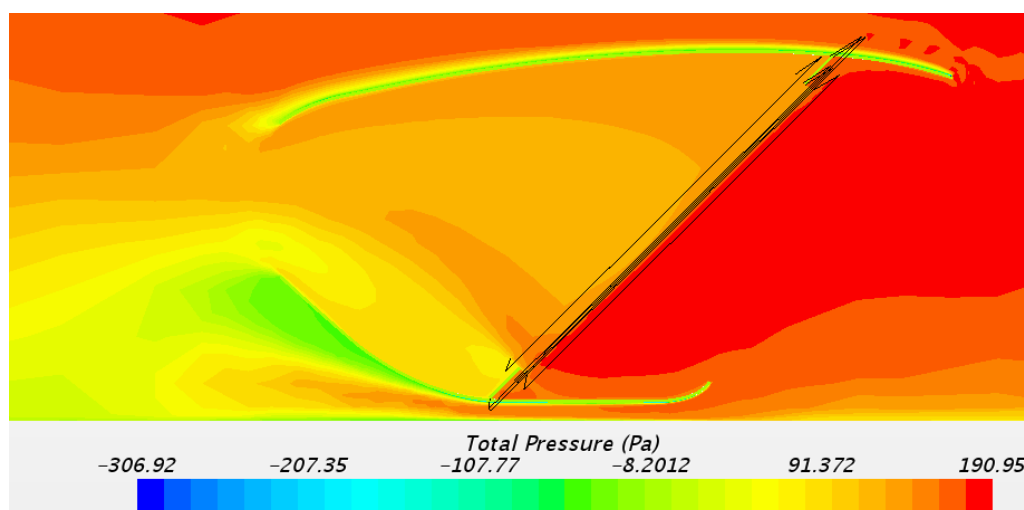
Modelo	CD	CL	Fluxo de massa[g/s]
Modelo 1	0.431	0.299	498.64
Modelo 2	0.593	0.592	432.61
Modelo 3	0.382	0.533	830.59
Modelo 4	0.379	0.487	609.83
Modelo 5	0.305	0.925	751.43

Fonte: Produção do próprio autor

Foi possível obter um ganho de 67% no fluxo de massa em relação ao 1º modelo feito e mantendo um coeficiente de arrasto 11% abaixo. O coeficiente de sustentação ficou acima, porém entende-se que o ganho nos outros dois quesitos tem maior peso na decisão.

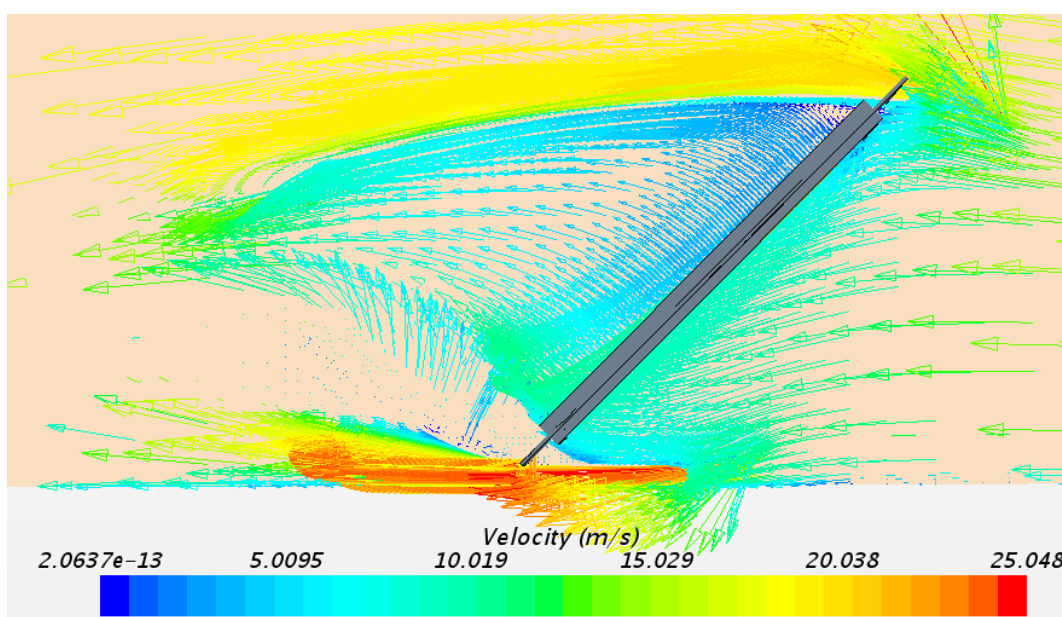
Além dos valores demonstrados na Tabela 4, pode-se conferir nas Figuras 31 e 32 a distribuição de pressão e de velocidade dentro da carenagem e através do radiador. É possível ver que há uma pequena diferença na pressão ao longo de toda a área do radiador, porém são diferenças muito pequenas que não serão determinadas como críticas para atrapalhar o desempenho do trocador de calor ou influenciar negativamente no desempenho total do veículo.

Figura 31 – Distribuição de pressão do modelo 3



Fonte: Produção do próprio autor

Figura 32 – Distribuição de vetores de velocidade do modelo 3



Fonte: Produção do próprio autor

## 4 CONCLUSÃO

### 4.1 SELEÇÃO DO RADIADOR

Utilizando a metodologia adotada foi possível analisar diferentes trocadores de calores já existentes no mercado e avaliar se são capazes ou não de retirar toda a carga térmica necessária no funcionamento de um motor de combustão interna, dadas algumas condições pré-definidas do motor utilizado.

Através da otimização feita neste trabalho, foi possível selecionar um radiador no qual mantivesse a integridade do motor utilizado extraindo todo o calor necessário através de um sistema de fluxo cruzado utilizando água pura e ar. Além disso, foi alcançado também o objetivo de redução de peso significativa do equipamento, ponto muito importante por se tratar de um projeto voltado para competição automobilística.

Assim como foram estudados dois radiadores comerciais que já eram de propriedade da equipe, é possível buscar na internet catálogos de outros fabricantes nos quais mostrem os dados geométricos necessários para utilizar a modelagem matemática deste trabalho e chegar em outras soluções que também serão viáveis para a aplicação.

### 4.2 SIMULAÇÃO CFD

Com a simulação da carenagem lateral utilizando um programa CFD foi possível otimizar a peça buscando um maior fluxo de ar através do radiador sem comprometer o rendimento global do veículo durante as provas dinâmicas da competição de Fórmula SAE.

Um ponto que pode ser observado é a diferença entre o máximo de fluxo obtido através da simulação e o valor teórico de fluxo de ar que possivelmente poderia passar, nas mesmas condições de contorno e geometrias analisadas no modelo computacional. Isso se deve a perda de carga do conjunto como um todo e, durante o movimento real do carro, irá influenciar no rendimento do sistema.

## REFERÊNCIAS

- ANDERSON JR, J.D. **Fundamentals of aerodynamics**. 5th ed. New York: McGraw Hill Education, 2010. 1034 p.
- BERGMAN, T. L. et al. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 7.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2015. 672 p.
- BROWN, A. I.; MARCO, S. M. **Introduction to heat transfer**. 3 rd ed. New York: McGraw Hill Education, 1958. 332 p.
- CHRISTOFFERSEN, L.; SÖDERBLOM, D.; LÖFDAHL, L. Optimizing the cooling air flow of a formula car using CFD. In: EUROPEAN AUTOMOTIVE SIMULATION CONFERENCE, 4., 2009, Munich. **Proceedings...** Munich: ANSYS, Inc., 2009. 12 p.
- EAST TENNESSEE STATE UNIVERSITY; WS ATKINS CONSULTANTS. **Compact heat exchanger: a training package for engineers**. [S.l.]: Crown, 2000. 244 p.
- ECKERT, E. R. G.; DRAKE, R. M. **Heat and mass transfer**. 2nd ed. New York: McGraw Hill Education, 1959. 530 p.
- HEWITT, G.F.; SHIRES, G.L.; BOTT, T.R. **Process heat transfer**. Boca Raton: CRC Press, 1994. 1042 p.
- KAKAÇ, S.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. **Heat exchangers: selection, rating, and thermal design**. 3rd ed. Boca Raton: CRC Press, 2012. 631 p.
- MOTO HONDA DA AMAZÔNIA LTDA. **Manual de serviços CB600F Hornet 2008**. Manaus: Moto Honda da Amazônia LTDA, 2008. 589 p.
- NATIONAL BUREAU OF STANDARDS (U.S.) CIRCULAR 564. **Table of thermal properties of gases**. Washington: United States Department of Commerce, 1955. 488 p.
- PENIDO FILHO, P. **Os motores a combustão interna: para curso de máquinas térmicas, engenheiros, técnicos e mecânicos em geral que se interessam por motores**. Belo Horizonte: Lemi, 1983. 695 p.
- SHAH, RAMESH K.; SEKULIĆ, DUŠAN P. **Fundamentals of heat exchanger design**. Hoboken: John Wiley & Sons, 2003. 941 p.
- TEMA. **Standards of the tubular exchanger manufacturers association**. 8th ed. New York: TEMA, 1999. 294 p.
- VALLE, R. M. **Dimensionamento do sistema de arrefecimento de um motor de combustão interna**. Belo Horizonte: [s.n.], [20--]. 13 p.



## ANEXO A – Propriedades da água

Tabela A-9 Propriedades da água (líquido saturado) †

°F	°C	$c_p$ , kJ/kg·°C	$\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	$\mu$ , kg/m·s	$k$ , W/m·°C	Pr	$\frac{g\beta\rho^2c_p}{\mu k}$ , 1/m <sup>3</sup> ·°C
32	0	4,225	999,8	$1,79 \times 10^{-3}$	0,566	13,25	
40	4,44	4,208	999,8	1,55	0,575	11,35	$1,91 \times 10^9$
50	10	4,195	999,2	1,31	0,585	9,40	$6,34 \times 10^9$
60	15,56	4,186	998,6	1,12	0,595	7,88	$1,08 \times 10^{10}$
70	21,11	4,179	997,4	$9,8 \times 10^{-4}$	0,604	6,78	$1,46 \times 10^{10}$
80	26,67	4,179	995,8	8,6	0,614	5,85	$1,91 \times 10^{10}$
90	32,22	4,174	994,9	7,65	0,623	5,12	$2,48 \times 10^{10}$
100	37,78	4,174	993,0	6,82	0,630	4,53	$3,3 \times 10^{10}$
110	43,33	4,174	990,6	6,16	0,637	4,04	$4,19 \times 10^{10}$
120	48,89	4,174	988,8	5,62	0,644	3,64	$4,89 \times 10^{10}$
130	54,44	4,179	985,7	5,13	0,649	3,30	$5,66 \times 10^{10}$
140	60	4,179	983,3	4,71	0,654	3,01	$6,48 \times 10^{10}$
150	65,55	4,183	980,3	4,3	0,659	2,73	$7,62 \times 10^{10}$
160	71,11	4,186	977,3	4,01	0,665	2,53	$8,84 \times 10^{10}$
170	76,67	4,191	973,7	3,72	0,668	2,33	$9,85 \times 10^{10}$
180	82,22	4,195	970,2	3,47	0,673	2,16	$1,09 \times 10^{11}$
190	87,78	4,199	966,7	3,27	0,675	2,03	
200	93,33	4,204	963,2	3,06	0,678	1,90	
220	104,4	4,216	955,1	2,67	0,684	1,66	
240	115,6	4,229	946,7	2,44	0,685	1,51	
260	126,7	4,250	937,2	2,19	0,685	1,36	
280	137,8	4,271	928,1	1,98	0,685	1,24	
300	148,9	4,296	918,0	1,86	0,684	1,17	
350	176,7	4,371	890,4	1,57	0,677	1,02	
400	204,4	4,467	859,4	1,36	0,665	1,00	
450	232,2	4,585	825,7	1,20	0,646	0,85	
500	260	4,731	785,2	1,07	0,616	0,83	
550	287,7	5,024	735,5	$9,51 \times 10^{-3}$			
600	315,6	5,703	678,7	8,68			

† Adaptado de A. I. Brown e S. M. Marco, "Introduction to Heat Transfer", 3ª ed., McGraw-Hill Book Company, New York, 1958.



## ANEXO B – Propriedades do ar

Tabela A-5 Propriedades do ar à pressão atmosférica †

Os valores de  $\mu$ ,  $k$ ,  $c_p$  e Pr não são fortemente dependentes da pressão e podem ser usados para uma faixa razoavelmente extensa de pressões.

T, K	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$c_p$ , kJ/ kg · °C	$\mu$ , kg/m · s × 10 <sup>5</sup>	$\nu$ , m <sup>2</sup> /s × 10 <sup>6</sup>	$k$ , W/ m · °C	$\alpha$ , m <sup>2</sup> /s × 10 <sup>4</sup>	Pr
100	3,6010	1,0266	0,6924	1,923	0,009246	0,02501	0,770
150	2,3675	1,0099	1,0283	4,343	0,013735	0,05745	0,753
200	1,7684	1,0061	1,3289	7,490	0,01809	0,10165	0,739
250	1,4128	1,0053	1,488	9,49	0,02227	0,13161	0,722
300	1,1774	1,0057	1,983	16,84	0,02624	0,22160	0,708
350	0,9980	1,0090	2,075	20,76	0,03003	0,2983	0,697
400	0,8826	1,0140	2,286	25,90	0,03365	0,3760	0,689
450	0,7833	1,0207	2,484	31,71	0,03707	0,4222	0,683
500	0,7048	1,0295	2,671	37,90	0,04038	0,5564	0,680
550	0,6423	1,0392	2,848	44,34	0,04360	0,6532	0,680
600	0,5879	1,0551	3,018	51,34	0,04659	0,7512	0,680
650	0,5430	1,0635	3,177	58,51	0,04953	0,8578	0,682
700	0,5030	1,0752	3,332	66,25	0,05230	0,9672	0,684
750	0,4709	1,0856	3,481	73,91	0,05509	1,0774	0,686
800	0,4405	1,0978	3,625	82,29	0,05779	1,1951	0,689
850	0,4149	1,1095	3,765	90,75	0,06028	1,3097	0,692
900	0,3925	1,1212	3,899	99,3	0,06279	1,4271	0,696
950	0,3716	1,1321	4,023	108,2	0,06525	1,5510	0,699
1000	0,3524	1,1417	4,152	117,8	0,06752	1,6779	0,702
1100	0,3204	1,160	4,44	138,6	0,0732	1,969	0,704
1200	0,2947	1,179	4,69	159,1	0,0782	2,251	0,707
1300	0,2707	1,197	4,93	182,1	0,0837	2,583	0,705
1400	0,2515	1,214	5,17	205,5	0,0891	2,920	0,705
1500	0,2355	1,230	5,40	229,1	0,0946	3,262	0,705
1600	0,2211	1,248	5,63	254,5	0,100	3,609	0,705
1700	0,2082	1,267	5,85	280,5	0,105	3,977	0,705
1800	0,1970	1,287	6,07	308,1	0,111	4,379	0,704
1900	0,1858	1,309	6,29	338,5	0,117	4,811	0,704
2000	0,1762	1,338	6,50	369,0	0,124	5,260	0,702
2100	0,1682	1,372	6,72	399,6	0,131	5,715	0,700
2200	0,1602	1,419	6,93	432,6	0,139	6,120	0,707
2300	0,1538	1,482	7,14	464,0	0,149	6,540	0,710
2400	0,1458	1,574	7,35	504,0	0,161	7,020	0,718
2500	0,1394	1,688	7,57	543,5	0,175	7,441	0,730

† Do Natl. Bur. Stand. (U.S.) Circ. 564, 1955.



## ANEXO C – Propriedades dos metais

Tabela A-2 Propriedades de metais †

Metal	Propriedades a 20°C				Condutividade térmica $k$ , W/m·°C									
	$\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	$c_p$ , kJ/ kg·°C	$k$ , W/ m·°C	$\alpha$ , m <sup>2</sup> /s $\times 10^5$	-100°C -148°F	0°C 32°F	100°C 212°F	200°C 392°F	300°C 572°F	400°C 752°F	600°C 1112°F	800°C 1472°F	1000°C 1832°F	1200°C 2192°F
<b>Alumínio:</b>														
Puro	2.707	0,896	204	8,418	215	202	206	215	228	249				
Al-Cu (Duralumínio), 94-96% Al, 3-5% Cu, traços de Mg	2.787	0,883	164	6,676	126	159	182	194						
Al-Si (Silumin, em mancal de cobre) 86,5% Al, 1% Cu	2.659	0,867	137	5,933	119	137	144	152	161					
Al-Si (Alusil), 78- 80% Al, 20-22% Si	2.627	0,854	161	7,172	144	157	168	175	178					
Al-Mg-Si, 97% Al, 1% Mg, 1% Si, 1% Mn	2.707	0,892	177	7,311		175	189	204						
<b>Chumbo</b>	11.373	0,130	35	2,343	36,9	35,1	33,4	31,5	29,8					
<b>Ferro:</b>														
Puro	7.897	0,452	73	2,034	87	73	67	62	55	48	40	36	35	36
Ferro forjado, 0,5% C	7.849	0,46	59	1,626		59	57	52	48	45	36	33	33	33
<b>Aço</b>														
(C máx ≈ 1,5%):														
Aço carbono														
C ≈ 0,5%	7.833	0,465	54	1,474		55	52	48	45	42	35	31	29	31
1,0%	7.801	0,473	43	1,172		43	43	42	40	36	33	29	28	29
1,5%	7.753	0,486	36	0,970		36	36	36	35	33	31	28	28	29
<b>Aço níquel</b>														
Ni = 0%	7.897	0,452	73	2,026										
20%	7.933	0,46	19	0,526										

Bronze 75% Cu, 25% Sn	8.666	0,343	26	0,859										
Latão vermelho 85% Cu, 9% Sn, 6% Zn	8.714	0,385	61	1,804		59	71							
Latão 70% Cu, 30% Zn	8.522	0,385	111	3,412	88		128	144	147	147				
Argentão 62% Cu, 15% Ni, 22% Zn	8.618	0,394	24,9	0,733	19,2		31	40	45	48				
Constantan 60% Cu, 40% Ni	8.922	0,410	22,7	0,612	21		22,2	26						
<b>Magnésio:</b>														
Puro	1.746	1,013	171	9,708	178	171	168	163	157					
Mg-Al (eletrolítico) tic) 6-8% Al, 1-2% Zn	1.810	1,00	66	3,605		52	62	74	83					
<b>Molibdênio</b>	10.220	0,251	123	4,790	138	125	118	114	111	109	106	102	99	92
<b>Níquel:</b>														
Puro (99,9%)	8.906	0,4459	90	2,266	104	93	83	73	64	59				
Ni-Cr 90% Ni, 10% Cr	8.666	0,444	17	0,444		17,1	18,9	20,9	22,8	24,6				
80% Ni, 20% Cr	8.314	0,444	12,6	0,343		12,3	13,8	15,6	17,1	18,0	22,5			
<b>Prata</b>														
A mais pura	10.524	0,2340	419	17,004	(419)	417	415	412						
Pura (99,9%)	10.525	0,2340	407	16,563	419	410	415	374	362	360				
<b>Estanho, puro</b>	7.304	0,2265	64	3,884	74	65,9	59	57						
<b>Tungstênio</b>	19.350	0,1344	163	6,271		166	151	142	133	126	112	76		
<b>Zinco, puro</b>	7.144	0,3843	112,2	4,106	114	112	109	106	100	93				

† Adaptado para SI de E. R. G. Eckert e R. M. Drake, "Heat and Mass Transfer", 2ª ed., McGraw-Hill Book Company, New York, 1959.

## ANEXO D – Fator de incrustação

**Tabela 10-2** Tabela de fatores de incrustação normais, de acordo com a Ref. 2

Tipo de fluido	Fator de incrustação	
	h.pé <sup>2</sup> . °F/Btu	m <sup>2</sup> . °C/W
Água do mar, abaixo de 125°F	0,0005	0,00009
Acima de 125°F	0,001	0,0002
Água de alimentação tratada para caldeira, acima de 125°F	0,001	0,0002
Óleo combustível	0,005	0,0009
Óleo de resfriamento	0,004	0,0007
Vapores de álcool	0,0005	0,00009
Vapor de água	0,0005	0,00009
Ar industrial	0,002	0,0004
Líquido refrigerante	0,001	0,0002

Fonte: Tubular Exchanger Manufacturers Association (1999)