



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO – UFOP

ESCOLA DE MINAS

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA



HENRIQUE GUILARDUCCI DE MELO

**DIMENSIONAMENTO DE UM RADIADOR AUTOMOTIVO ALETADO
E ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS GEOMÉTRICOS
NO SEU DESEMPENHO**

**OURO PRETO - MG
2019**

HENRIQUE GUILARDUCCI DE MELO

henrique.guilarducci@aluno.ufop.edu.br

**DIMENSIONAMENTO DE UM RADIADOR AUTOMOTIVO ALETADO
E ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS GEOMÉTRICOS
NO SEU DESEMPENHO**

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

Professor orientador: DSc. Luís Antônio Bortolaia.

**OURO PRETO – MG
2019**

M528d Melo, Henrique Guilarducci de.
Dimensionamento de um radiador automotivo aletado e análise da
influência dos parâmetros geométricos no seu desempenho [manuscrito] /
Henrique Guilarducci de Melo. - 2019.

63f.: il.: color; grafs; tabs.

Orientador: Prof. Dr. Luís Antônio Bortolaia.

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

1. Motor - Combustão interna. 2. Radiador. 3. Aleta - Eficiência global da
superfície. 4. Number of Transfer Units (NTU), método das.. 5. Desempenho
Térmico - Influência geométrica. I. Bortolaia, Luís Antônio. II. Universidade
Federal de Ouro Preto. III. Título.

CDU: 621

Catálogo: ficha.sisbin@ufop.edu.br



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ATA DA DEFESA

Ao 4º dia do mês de Julho do ano de dois mil e dezenove às 9h30 horas, no auditório da Escola de Minas, localizado na Escola de Minas - Campus Ouro Preto - UFOP, foi realizada a defesa de monografia do aluno **Henrique Guilarducci de Melo**, sendo a comissão examinadora constituída pelos professores: Profª. DSc. Elisângela Martins Leal, Prof. DSc. Cláudio Márcio Santana e Prof. DSc. Luís Antônio Bortolaia. O candidato apresentou o trabalho intitulado: "**Dimensionamento de um radiador automotivo aletado e análise da influência dos parâmetros geométricos no seu desempenho**", sob orientação do Prof. DSc. Luís Antônio Bortolaia. Após as observações dos avaliadores, em comum acordo os presentes consideram o aluno aprovado.

Ouro Preto, 04 de Julho de 2019.

Prof. DSc. Luís Antônio Bortolaia
Professor Orientador

Profª. DSc. Elisângela Martins Leal
Professor Avaliador

Prof. DSc. Cláudio Márcio Santana
Professor Avaliador

Henrique Guilarducci de Melo
Aluno

A Deus, meu pai, Sebastião, minha mãe
Sandra, minha irmã Ana Cláudia, meus
avós e todos que estiveram comigo
durante essa caminhada.

AGRADECIMENTO

Agradeço primeiramente a Deus, por todas as bênçãos em minha vida. Agradeço aos meus pais, Sebastião e Sandra, por serem exemplo de amor, compreensão, amizade e nunca medirem esforços. A minha irmã Ana Cláudia. Aos meus avós, Luiz, Donana e Zé Niquinha, infelizmente não estão mais presentes e vó Dadaça por toda a preocupação e oração. E a toda a minha família.

A UFOP – Escola de Minas. Todos os professores que dividiram um pouco de seu conhecimento comigo, em especial meu orientador, professor Bortolaia, pela orientação e paciência.

A Ouro Preto. “A vida é muito curta para não morar em Ouro Preto”.

A todos os amigos de infância e aos que fiz durante toda essa trajetória.

Por fim, a república Covil, todos os ex-alunos e moradores.

“Hasta la victoria siempre”.

Che Guevara

RESUMO

MELO, Henrique Guilarducci. Dimensionamento de um radiador automotivo aletado e análise da influência dos parâmetros geométricos no seu desempenho. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica). Escola de Minas. Universidade Federal de Ouro Preto. 63 páginas. 2019.

Os motores de combustão interna geram grande taxa de calor durante seu funcionamento, sendo que o sistema de arrefecimento é o responsável pela retirada de boa parte do calor. O radiador é o principal equipamento desse sistema, ele garante melhor eficiência do motor e maior vida útil dos componentes. O presente trabalho realiza os cálculos pertinentes ao dimensionamento de um radiador e faz análise da influência de alguns parâmetros geométricos (número de aletas, altura dos tubos, número de tubos e espessura das aletas) no desempenho do equipamento. Todos os cálculos são realizados no *software* Microsoft Office Excel, onde os dados de entrada foram os parâmetros geométricos e os resultados que demonstram o desempenho do radiador foram o coeficiente global de transferência de calor, Número de Unidades de Transferência (NTU), eficiência global da superfície das aletas, efetividade e taxa de transferência de calor. O trabalho trata de uma revisão bibliográfica e um estudo de caso. Os dados iniciais geométricos e operacionais são retirados de um estudo de caso. O radiador em questão necessita retirar do motor para o ambiente 23kW. Após os cálculos básicos do equipamento comprovou-se a eficácia do mesmo, que retira 38,45kW. Depois foram variados os parâmetros geométricos, e analisado a influência no desempenho final do radiador. Percebe-se que o aumento no número de aletas e espessura das aletas influenciam de maneira positiva, aumentando a taxa de transferência de calor em 61% e 9% respectivamente. Já a altura dos tubos e o número de tubos influenciam de maneira negativa, a diminuição é de 22% e 3%, respectivamente. Conclui-se que o aumento no número de aletas é o parâmetro geométrico mais influente. Com ele acontece um aumento da área de troca térmica na parte externa e um aumento da turbulência do escoamento externo, estas duas mudanças são benéficas para o melhor desempenho do radiador.

Palavras-chave: Motor de combustão interna, Radiador, Trocador de calor compacto, Eficiência global da superfície das aletas, Método da efetividade NTU, Influência geométrica, Desempenho Térmico.

ABSTRACT

MELO, Henrique Guillarducci. Dimensioning of a finned automotive radiator and analysis of the influence of geometric parameters on its performance. Bachelor degree in Mechanical Engineering. School of Mining. Federal University of Ouro Preto. 63 pages. 2019.

Internal combustion engines generate a high rate of heat during operation, the cooling system is responsible for the removal of much of the heat. The radiator is the main equipment of this system. It ensures better engine efficiency and longer component life. The present work makes the calculations pertinent to the design of a radiator and analyzes the influence of some geometric parameters (number of fins, tube height, number of tubes and thickness of fins) in the performance of the equipment. All calculations were performed in Microsoft Office Excel software, where the input data were the geometric parameters and the results that demonstrate the radiator performance were global coefficient of heat transfer, number and transfer units (NTU), surface efficiency of the fin, effectiveness and heat transfer rate. The work is a bibliographical review and a case study. The initial geometric and operational data were taken from a case study. The radiator in question needs to be removed from the engine to the 23kW environment. After the basic calculations of the equipment, the efficiency of the equipment, which withdraws 38.45kW, has been proven. Then, geometric parameters were varied and the influence on the final performance of the radiator was analyzed. It can be seen that the increase in the number of fins and thickness of the fins influence positively, the increase in the heat transfer rate is 61% and 9%, respectively. Since the height of the tubes and the number of tubes influence negatively, the decrease is 22% and 3%, respectively. It is concluded with the work that the increase in the number of fins is the most influential geometric parameter. With it happens an increase of the area of thermal exchange in the outside and an increase of the turbulence of the external flow. The two changes beneficial to the best performance of the radiator.

Keywords: *Internal combustion engine, Radiator, Compact heat exchanger, fin surface Efficiency, NTU effectiveness method, Geometric influence, Thermal performance.*

LISTA DE SIMBOLOS

A : Área total de troca térmica do trocador de calor [m²]

A_0 : Área externa de fluxo livre [m²]

$A_{\text{aleta,base}}$: Área da superfície total das aletas mais a área da base de um único tubo [m²]

A_{aleta} : Área da superfície de uma aleta [m²]

A_b : Área da superfície da base do radiador [m²]

A_f : Área frontal do radiador [m²]

A_{total} : Área externa total de troca térmica [m²]

A_{tubo} : Área da seção transversal do tubo [m²]

C : Capacidade térmica [kW/K]

C_{min} : Capacidade térmica mínima do fluido [kW/K]

c_p : Calor específico do fluido [kJ/kg.K]

$D_{\text{hidraulico}}$: Diâmetro hidráulico [m]

h : Coeficiente de transferência de calor por convecção [W/m².K]

H_{aleta} : Espessura de uma aleta [m]

H_{radiador} : Altura total do radiador [m]

H_{tubo} : Altura do tubo [m]

k_f : Condutividade térmica do fluido [W/mK]

K_m : Condutividade térmica do material [W/m.K]

L_{aleta} : Altura da aleta [m]

L_c : Comprimento corrigido da aleta [m]

L_{radiador} : Comprimento total do radiador [m]

L_{tubo} : Comprimento do tubo [m]

m : Coeficiente para cálculo da aleta [m⁻¹].

\dot{m} : Vazão mássica do fluido [kg/s]

NTU: Número de Unidades de Transferência [-]

Nu: Número de Nusselt [-]

Pr: Número de Prandtl [-]

P_{tubo} : Perímetro do tubo [m]

\dot{Q} : Taxa de transferência de calor real [kW]

q_{aleta} : Taxa de transferência de calor com aleta [kW]

$\dot{Q}_{\text{máx}}$: Taxa de transferência de calor máxima [kW]

$q_{\text{s/aleta}}$: Taxa de transferência de calor na superfície sem aleta [kW]

R_{cond} : Resistência térmica por condução [K/W]

R_{conv} : Resistência térmica por convecção [K/W]

Re: Número de Reynolds [-]

R_{equi} : Resistência térmica equivalente [K/W]

R_f : Fator de incrustação [$\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$ ou $\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$]

R_{inc} : Resistência térmica devida à incrustação [K/W]

$R_{\text{tot.equi}}$: Resistência total equivalente [K/W]

s: Distância entre duas aletas [m]

T_e : Temperatura de entrada [$^\circ\text{C}$]

$T_{f,e}$: Temperatura de entrada do fluido frio [$^\circ\text{C}$]

T_f : Temperatura média [$^\circ\text{C}$]

$T_{q,e}$: Temperatura de entrada do fluido quente [$^\circ\text{C}$]

T_s : Temperatura de saída [$^\circ\text{C}$]

U: Coeficiente global de transferência de calor [$\text{kW/m}^2 \cdot \text{K}$]

Vol: Volume do radiador [m^3]

W_{aleta} : Comprimento da aleta [m]

W_{radiador} : Largura do radiador [m]

W_{tubo} : Largura do tubo [m]

ϵ : Efetividade [-]

η_0 : Eficiência global da superfície das aletas [-]

η_{aleta} : Eficiência de uma aleta [-]

μ : Viscosidade dinâmica do fluido [kg/m.s]

v : Velocidade do fluido [m/s];

ρ : Massa específica [kg/m³];

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Esquema de produção de trabalho de um motor.	4
Figura 2: Conjunto pistão, biela e virabrequim.	5
Figura 3: Funcionamento de um motor a 2 tempos - ciclo Otto.....	6
Figura 4: Tempo de admissão.....	7
Figura 5: Tempo de compressão.....	7
Figura 6: Tempo de expansão.....	8
Figura 7: Tempo de exaustão.....	8
Figura 8: Formas de transferência de calor.	9
Figura 9: Transferência de calor por condução.	9
Figura 10: Transferência de calor por radiação.	10
Figura 11: Transferência de calor por convecção.....	10
Figura 12: Temperatura média dos componentes principais.	10
Figura 13: Sistema de arrefecimento a ar do VW Fusca.	12
Figura 14: Fluxo da água de arrefecimento do motor no sistema de circulação forçada.	13
Figura 15: Sistema de arrefecimento de circulação forçada.....	13
Figura 16: Diferentes regimes de escoamento para trocador de calor duplo tubo.	15
Figura 17: Esquema de um trocador de calor casco tubo.	16
Figura 18: Representação esquemática do sistema de arrefecimento veicular.....	16
Figura 19: Composição de um radiador.	17
Figura 20: Trocador de calor compacto: (a) elementos básicos, (b) dois tipos de escoamento.	18
Figura 21: Geometria das aletas.	18
Figura 22: Esquema do radiador.....	19
Figura 23: Esquema de um tubo.....	19

Figura 24: Geometria real da aleta.	20
Figura 25: Geometria assumida da aleta.....	20
Figura 26: Metodologia para projeto de um trocador de calor.	24
Figura 27: Efetividade de um trocador de calor com fluidos cruzados e com os dois fluidos não misturados em função do número de unidade de transferência.	28
Figura 28: Número de Nusselt para escoamento laminar em diferentes geometrias de dutos.	33
Figura 29: Planejamento para o dimensionamento do radiador.	36
Figura 30: Radiador brasado de alumínio.....	37
Figura 31: Esquema do radiador.....	42
Figura 32: Esquema de um tubo.	42
Figura 33: Geometria assumida da aleta.....	43
Figura 34: Arranjos dos trocadores de calor de acordo com o grau de compactação do equipamento.	46
Figura 35: Influência do número de aletas na efetividade, na eficiência global da superfície das aletas, no Número de Unidades de Transferência (NTU) e no produto U.A.	47
Figura 36: Influência do número de aletas na taxa de transferência de calor.....	48
Figura 37: Influência da altura do tubo na efetividade, na eficiência global superficial das aletas, no Número de Unidades de Transferência (NTU) e no produto U.A.	49
Figura 38: Influência da altura do tubo na taxa de transferência de calor.....	50
Figura 39: Influência do número de tubos na efetividade, na eficiência global superficial das aletas, no Número de Unidades de Transferência (NTU) e no produto U.A.	51
Figura 40: Influência do número de tubos na taxa de transferência de calor.	54
Figura 41: Influência da espessura da aleta na efetividade, na eficiência superficial da aleta, no Número de Unidades de Transferência (NTU) e no produto U.A.....	56
Figura 42: Influência da espessura da aleta na taxa de transferência de calor.	57
Figura 43: Resultados resumidos.....	58

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Efetividade (ϵ) em função da razão entre as taxas de capacidade térmica, C_{\min} / C_{\max} , e o número de unidades de transferência, NTU para condição de escoamento cruzado com os dois fluidos não misturados.....	29
Tabela 2: Fatores de incrustação representativos (resistência térmica devido à incrustação para uma unidade de superfície).....	31
Tabela 3: Dimensões básicas do radiador.	37
Tabela 4: Variáveis e indicadores para projeto de um radiador.	38
Tabela 5: Dados de rejeição térmica e vazão de água.	39
Tabela 6: Dados de temperatura e vazão.	40
Tabela 7: Calor específico dos fluidos.	40
Tabela 8: Capacidade térmica dos fluidos.	41
Tabela 9: Taxa de transferência de calor máxima.	41
Tabela 10: Efetividade.....	41
Tabela 11: Parâmetros geométricos do radiador.	43
Tabela 12: Áreas das geometrias.	44
Tabela 13: Dados de saída.	45
Tabela 14: Porcentagem da variação da efetividade, da eficiência global da superfície das aletas, de NTU e de U.A de acordo com o número de aletas.	47
Tabela 15: Variação das áreas de acordo com o aumento do número de aletas.....	48
Tabela 16: Percentual de aumento da taxa de transferência de calor de acordo com o número de aletas.	48
Tabela 17: Variação no número de Reynolds de acordo com o número de tubos.	50
Tabela 18: Porcentagem da variação da efetividade, da eficiência global da superfície das aletas, de NTU e de U.A de acordo com a altura do tubo.	50
Tabela 19: Porcentagem da variação da taxa de transferência de calor de acordo com a altura do tubo.	51

Tabela 20: Porcentagem da variação da efetividade, da eficiência global da superfície das aletas, de NTU e de U.A de acordo com o número de tubos.....	52
Tabela 21: Valores da efetividade, da eficiência global superficial das aletas, do Número de Unidades de Transferência (NTU) e do produto U.A de acordo com o número de tubos.	53
Tabela 22: Valores da taxa de transferência de calor de acordo com o número de tubos.	55
Tabela 23: Porcentagem da variação da efetividade, da eficiência global da superfície das aletas, de NTU e de U.A de acordo com espessura da aleta.....	56
Tabela 24: Porcentagem da variação da taxa de transferência de calor de acordo com espessura da aleta.....	57
Tabela 25: Influência de alguns parâmetros.	60

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Formulação do Problema.....	1
1.2	Justificativa.....	2
1.3	Objetivos.....	2
1.3.1	Geral	2
1.3.2	Específicos.....	3
1.4	Estrutura do Trabalho	3
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
2.1	Motor de combustão interna.....	4
2.1.1	Motores ciclo Otto de quatro tempos	6
2.1.2	Fluxos de calor gerado em um motor de combustão interna.....	8
2.2	Sistema de arrefecimento.....	11
2.3	Trocadores de calor compactos	14
2.3.1	Radiador	17
2.3.2	Aspectos gerais da composição	17
2.3.3	Parâmetros geométricos.....	19
2.3.4	Dimensionamento e análise.....	23
2.3.5	Desempenho do radiador	24
3	METODOLOGIA.....	35
3.1	Tipo de pesquisa	35
3.2	Materiais e métodos.....	36
3.3	Variáveis e indicadores.....	37
3.4	Coleta de dados.....	38
3.5	Apresentação dos dados.....	38
3.6	Considerações finais	38
4	RESULTADOS	39
4.1	Dados de entrada e considerações iniciais.....	39
4.2	Análise paramétrica do radiador.....	41
4.2.1	Cálculos iniciais do radiador	42
4.2.2	Influência do número de aletas	46

4.2.3	Influência da altura do tubo (H_{tubo}).....	49
4.2.4	Influência do número de tubos	51
4.2.5	Influência da espessura da aleta (H_{aleta}).....	56
4.3	Análise dos resultados	57
5	CONCLUSÃO.....	59
5.1	Conclusões.....	59
5.2	Recomendações	60
	REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA.....	61

1 INTRODUÇÃO

1.1 Formulação do Problema

Segundo Brunetti (2012), máquinas térmicas são aquelas que transformam calor em trabalho. Essa transformação é obtida de diferentes fontes: energia química, energia elétrica, energia nuclear, entre outras. O trabalho em questão foca na conversão da energia química dos combustíveis (combustão) em energia mecânica, que é o caso dos motores a combustão interna veicular.

Os modelos atuais de veículos automotores operam segundo dois ciclos: Ciclo Otto e Ciclo Diesel. O primeiro trabalha geralmente com três combustíveis: gasolina e/ou álcool ou gás natural. O segundo com óleo Diesel. No ciclo Otto o pistão comprime a mistura ar – combustível até o ponto morto superior e a vela produz a centelha elétrica para que ocorra a combustão. Já no ciclo Diesel apenas o ar é comprimido, quando o pistão chega ao ponto morto superior os bicos injetores injetam o combustível que ao entrar em contato com o ar comprimido entra em combustão. Os motores de ciclo Otto também são conhecidos como Motores de ignição por faísca e os motores de ciclo Diesel por Motores de ignição espontânea (BRUNETTI, 2012).

Essa combustão gera a expansão dos gases e com isso um grande aumento de pressão dentro do cilindro, o que faz com que o pistão seja empurrado para baixo, assim transformando a energia química dos combustíveis em energia mecânica. Uma grande parcela dessa energia é transformada em calor, atrito, entre outras. Com isso o conhecimento dos materiais a serem aplicados nesse sistema faz – se de suma importância, já que serão atingidos altíssimos valores de temperatura e pressão (BRUNETTI, 2012).

Na corrida do mercado automobilístico as empresas procuram desenvolver motores cada vez mais potentes e leves, exigindo cada vez mais desenvolvimento de tecnologias dos materiais que serão utilizados nesse sistema. A eficiência dos motores de combustão interna está ligada diretamente a temperatura de trabalho (LORA E NASCIMENTO, 2004). Todas essas variáveis agredem severamente os materiais que constituem esse sistema. Por isso a necessidade de dissipar boa parte desse calor para o ambiente.

Nos veículos a função de fazer tal dissipação de calor é do sistema de arrefecimento. Segundo Brunetti (2012) o sistema de arrefecimento dissipa de 25% a 30% de todo calor

gerado no processo de combustão. Para tal afirmativa necessita-se um sistema de arrefecimento compacto e leve.

Diante do que foi dito anteriormente tem-se o seguinte problema:

Como dimensionar e analisar a influência dos parâmetros geométricos no desempenho de um radiador aletado?

1.2 Justificativa

Como visto anteriormente, os motores de combustão interna geram uma grande quantidade de calor durante seu funcionamento, assim atingindo altíssimas temperaturas de trabalho. Devido a essas condições, os materiais que constituem esse sistema são agredidos severamente durante o trabalho, assim necessitando de um sistema que dissipe boa parte do calor gerado. Nos motores de combustão interna veicular o sistema de arrefecimento é o responsável pela dissipação desse calor.

Com as solicitações térmicas cada vez maiores, devido à procura do mercado por veículos cada vez mais potentes e leves, tem-se também a necessidade de sistemas de arrefecimento cada vez com maior rendimento. O principal componente do sistema de arrefecimento veicular é o radiador.

O radiador veicular é um trocador de calor compacto, que precisa ser projetado de maneira que consiga realizar a retirada de calor do sistema e que influencie minimamente no layout e na aerodinâmica do veículo.

Para a realização desse projeto é de suma importância o conhecimento da metodologia e dos equacionamentos envolvidos no mesmo. Além disso, é necessário determinar as variáveis e parâmetros geométricos que mais influenciam no rendimento desse trocador de calor a fim de obter o ponto ideal para trabalho.

1.3 Objetivos

1.3.1 Geral

Analisar as principais variáveis e parâmetros geométricos que influenciam no rendimento de um radiador aletado.

1.3.2 Específicos

- Realizar um estudo sobre os fluxos de calor envolvidos nos motores de combustão interna e seu sistema de arrefecimento;
- Estabelecer o ponto ideal de trabalho para um radiador veicular;
- Dimensionar um radiador aletado veicular;
- Analisar as variáveis e parâmetros geométricos que mais influenciam no desempenho de um radiador aletado veicular.

1.4 Estrutura do Trabalho

Esse trabalho é dividido em cinco capítulos, sendo o primeiro a introdução, onde será apresentada a formulação do problema, a justificativa para resolver o mesmo, os objetivos gerais e específicos do trabalho.

No segundo capítulo iremos tratar da fundamentação teórica na qual o trabalho está inserido e o embasamento teórico que será utilizado para o desenvolvimento dos demais capítulos.

No terceiro capítulo será apresentada a metodologia de estudo, ferramentas, materiais, entre outras técnicas que serão utilizadas para a resolução do problema. Já o quarto capítulo apresenta e discute os resultados encontrados durante o trabalho.

Para finalizar, o quinto capítulo será a conclusão, que tem por objetivo mostrar as considerações finais de todo trabalho acima.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesse capítulo é abordada a fundamentação teórica dos itens apresentados na formulação do problema, passando por: motores de combustão interna, os fluxos de calor nele gerado, sistema de arrefecimento, radiador veicular, conceitos de transferência de calor e por fim equacionamento para projeto de um radiador aletado veicular.

2.1 Motor de combustão interna

Segundo Tillmann (2013), motores de combustão interna são máquinas térmicas que transformam a energia química dos combustíveis em energia mecânica (trabalho). Nos veículos são utilizados motores alternativos (MORAN, SHAPIRO, 2002). Esses motores operam segundo o princípio de dois ciclos: ciclo Otto e ciclo Diesel. E possuem duas sequências possíveis: Dois tempos ou Quatro tempos (TILLMANN, 2013). A Figura 1 mostra a transformação da energia química em trabalho.

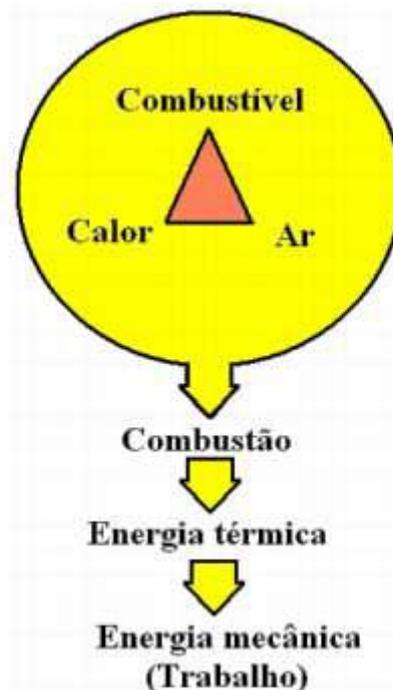


Figura 1: Esquema de produção de trabalho de um motor.
Fonte: Luz (2018).

Os ciclos Otto e Diesel, quanto à construção mecânica não apresentam grandes diferenças, a não ser a maior robustez do motor Diesel devido as maiores taxas de compressão

(BRUNETTI, 2012). E também como comentado acima, pelo combustível e a forma de como ocorre à compressão dentro do cilindro.

Os motores alternativos possuem suas partes divididas em dois principais grupos: partes fixas e partes móveis. As principais partes fixas são: Bloco Cárter e Cabeça do motor. E as partes móveis: Virabrequim, Pistão, Biela, Árvore de comando de válvulas (LIMA *et al.*, 2009).

O movimento alternativo do pistão dentro do cilindro é transformado em movimento rotativo através da biela e do virabrequim (LUZ, 2018). A Figura 2 mostra o conjunto pistão, biela e virabrequim montado.



Figura 2: Conjunto pistão, biela e virabrequim.
Fonte: CAR UP (2017).

Nos motores de dois tempos (Figura 3), na primeira etapa ocorre a compressão e admissão ao mesmo tempo, e na segunda etapa a combustão e exaustão dos gases. Já nos motores de quatro tempos, cada um desses passos ocorre de forma separada.

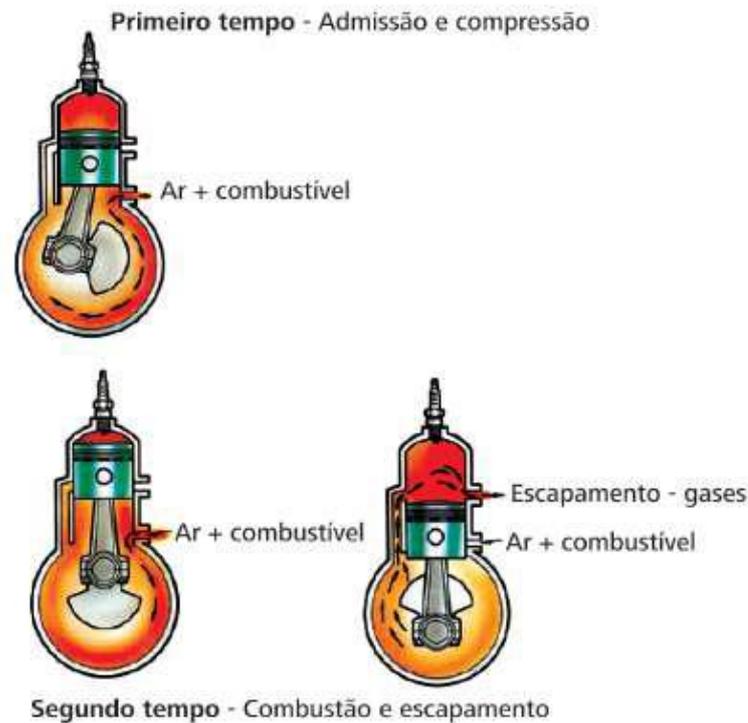


Figura 3: Funcionamento de um motor a 2 tempos - ciclo Otto
 Fonte: Tillmann (2013).

2.1.1 Motores ciclo Otto de quatro tempos

A maioria dos motores veiculares atuais trabalham segundo o ciclo Otto de quatro tempos. Esse ciclo foi patenteado pelo engenheiro alemão Nikolaus August Otto por volta de 1876, e tem seu princípio de funcionamento utilizado até os dias atuais (SPRING, 2018).

Esse motor funciona pela repetição ordenada de quatro movimentos, chamados de tempo do motor, são eles:

- Admissão: com a válvula de escapamento fechada, a válvula de admissão vai abrindo progressivamente. O êmbolo do pistão desloca-se do ponto morto superior para o ponto morto inferior, aspirando à mistura ar-combustível (Figura 4);



Figura 4: Tempo de admissão.

Fonte: ROSA E OLIVEIRA *apud* FIAT (2003).

- Compressão: com as duas válvulas fechadas o êmbolo do pistão inverte seu movimento, agora indo do ponto morto inferior para o ponto morto superior, comprimindo a mistura ar-combustível na câmara de combustão (Figura 5);



Figura 5: Tempo de compressão.

Fonte: ROSA E OLIVEIRA *apud* FIAT (2003).

- Expansão: com as duas válvulas ainda fechadas a mistura ar-combustível comprimida é inflamada por uma centelha vinda da vela de ignição, com a queima forma-se gases que expandem e “empurram” êmbolo do pistão para o ponto morto inferior (Figura 6);



Figura 6: Tempo de expansão.

Fonte: ROSA E OLIVEIRA *apud* FIAT (2003).

- Exaustão: com a válvula de admissão fechada, a válvula de escapamento abre se progressivamente, à medida que o êmbolo do pistão vai do ponto morto inferior para o ponto morto superior, expelindo assim os gases provenientes da combustão, conforme observa-se na Figura 7 (OLIVEIRA, ROSA, 2003).



Figura 7: Tempo de exaustão.

Fonte: ROSA E OLIVEIRA *apud* FIAT (2003).

2.1.2 Fluxos de calor gerado em um motor de combustão interna

Segundo Brunetti (2012), o processo de combustão nos motores produz grandes variações de temperatura entre os gases de combustão e as paredes da câmara, além de promover a transferência de boa parte do calor gerado para as paredes dos cilindros e para o cabeçote. A Figura 8 mostra como é dividida a transformação da energia do combustível.

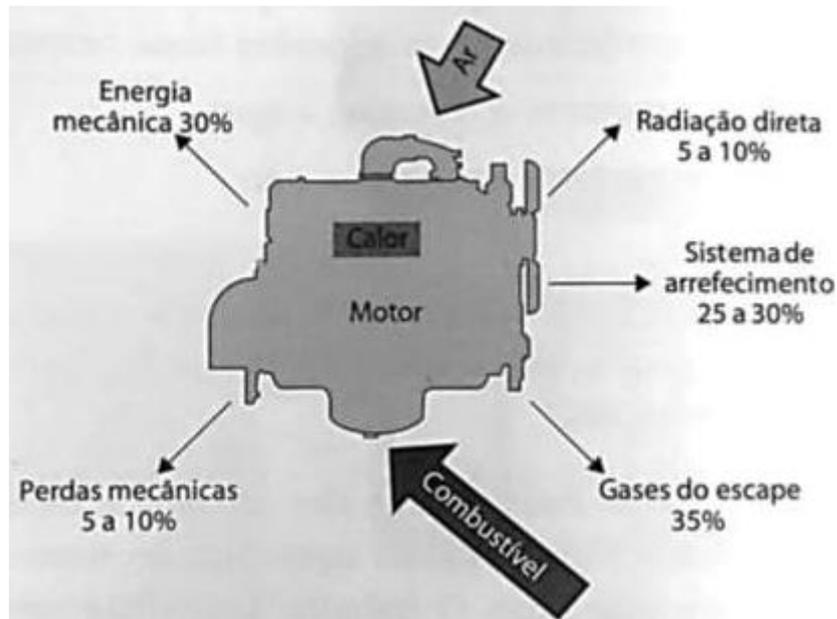


Figura 8: Formas de transferência de calor.
Fonte: Brunetti (2012).

Observando a Figura 8, conclui-se que a maior parte da energia do combustível não é transformada em trabalho mecânico. E que o sistema de arrefecimento tem por finalidade a retirada de 25 a 30% do calor gerado no processo de combustão, a fim de manter a temperatura nos níveis adequados aos materiais que constituem o sistema mecânico.

Os processos de transferência de calor nos motores de combustão interna obedecem às leis da termodinâmica. Sendo assim a transferência de calor ocorre por: condução, convecção e radiação (TILLMANN, 2013). As Figuras 9, 10 e 11 mostram esquematicamente as formas de transferência de calor.

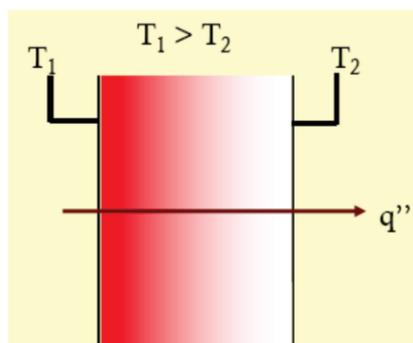


Figura 9: Transferência de calor por condução.
Fonte: Tillmann (2013).

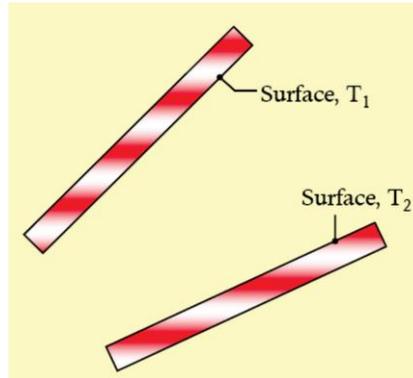


Figura 10: Transferência de calor por radiação.
Fonte: Tillmann (2013).

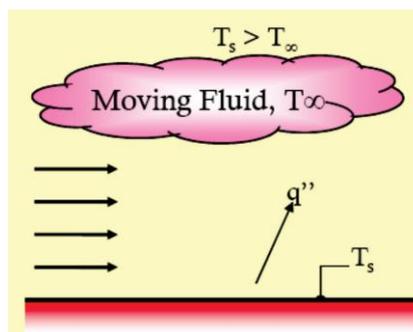


Figura 11: Transferência de calor por convecção.
Fonte: Tillmann (2013).

O calor gerado pela combustão nos motores em um cilindro pode chegar a 2500 kcal/cv.h. Caso o mesmo não seja retirado de alguma forma da estrutura mecânica do sistema atingirá temperaturas médias do ciclo entre 600 e 800°C (BRUNETTI, 2012).

Segundo Brunetti (2012), existe uma faixa de temperatura que cada componente do sistema mecânico interno do motor estará sujeito, como mostra a Figura 12.

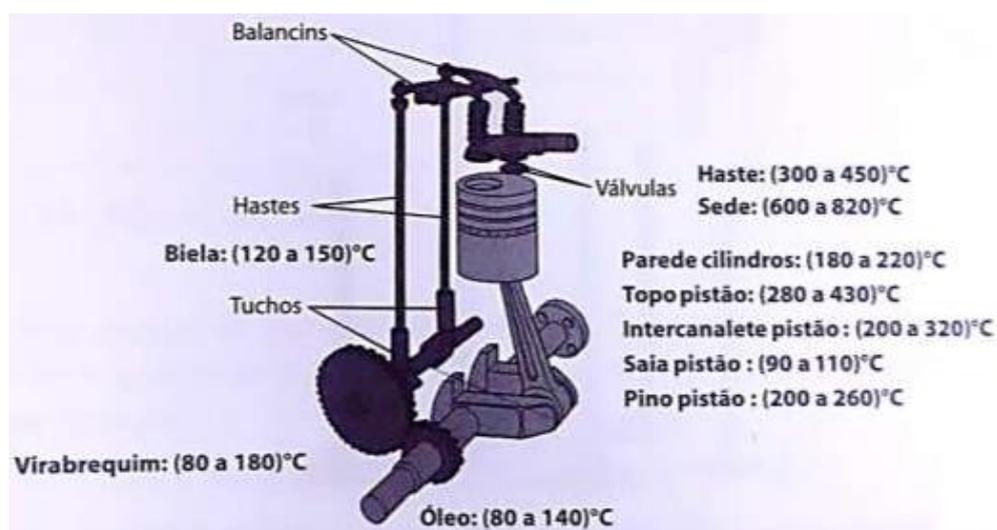


Figura 12: Temperatura média dos componentes principais.
Fonte: Brunetti (2012).

2.2 Sistema de arrefecimento

A manutenção da temperatura de trabalho em um ponto ideal no motor de combustão interna é um dos grandes desafios para a indústria automotiva. O sistema de arrefecimento é o responsável por essa manutenção. Composto por um conjunto de dispositivos eletromecânicos, o sistema de arrefecimento deve retirar o calor excessivo do motor a fim de manter a temperatura em torno de 85-95°C (VARELLA, 2012).

Segundo Brunetti (2012), os meios de arrefecimento mais usados são: ar, água e óleo. Esses fluidos são responsáveis por entrar em contato com as partes quente do motor absorvendo o calor e rejeitando para o meio ambiente. Nos motores arrefecidos a ar a taxa de calor rejeitado para o fluido varia de 20 a 25% do total de calor gerado, já nos motores arrefecidos a água essa taxa varia de 25 a 35%.

O sistema de arrefecimento a ar (Figura 13) tem seu projeto e sua construção mais simples, não necessitam de reservatório nem de tubulação fechada para sua condução, não tem problemas com incrustações nem corrosão. Apesar dessas vantagens, possuem também desvantagens, como: menor poder de troca térmica, necessitando de uma maior vazão de ar para a retirada de uma caloria, não possuem controle de temperatura para as diversas rotações do motor, assim formando pontos quentes (VARELLA, 2012). Esse sistema é utilizado para motores com menores taxas de compressão e com menores eficiências térmicas (BRUNETTI, 2012). Esse sistema pode ser de dois tipos: circulação livre e circulação forçada. O que difere basicamente os dois é a presença da ventoinha no sistema de circulação forçada.

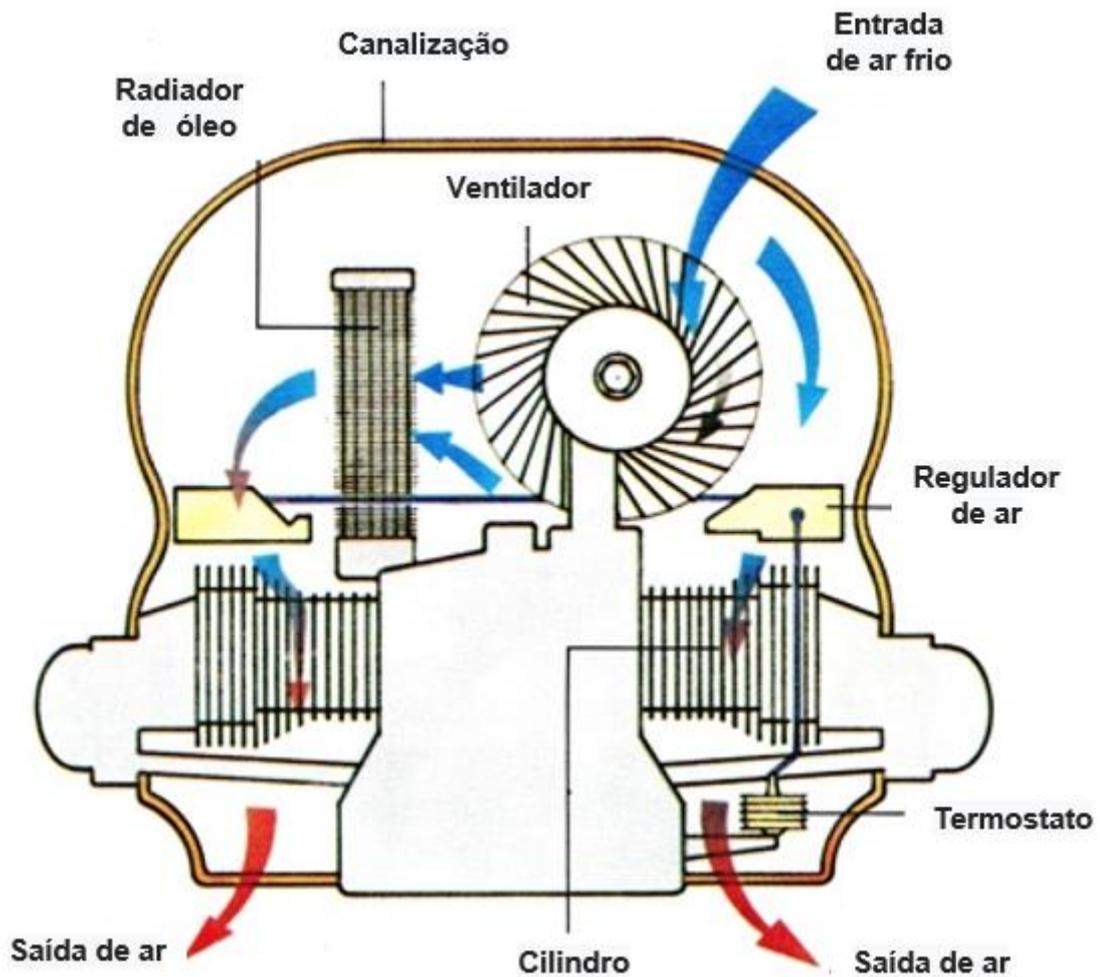


Figura 13: Sistema de arrefecimento a ar do VW Fusca.
Fonte: CARROS INFOCO (2014).

O sistema de arrefecimento a óleo é utilizado na sua maioria para complementar o sistema de arrefecimento a ar. Embora o sistema de lubrificação já contribua para a retirada de calor do motor, pode ser melhorado com a circulação do óleo nas paredes dos cilindros (BRUNETTI, 2012).

O sistema de arrefecimento a água é o mais utilizado na indústria automotiva, pois ele permite o melhor controle da temperatura média do motor, assim como dos seus componentes mais solicitados termicamente. Mantém a temperatura média mais baixa que os outros sistemas apresentados, propiciando assim maiores taxas de compressão o que leva a melhores eficiências térmicas (BRUNETTI, 2012). Existem dois tipos diferentes desse sistema, circulação de água por termossifão e circulação de água forçada.

Segundo Tillmann (2013), o arrefecimento por circulação de água por termossifão ocorre de maneira natural. Ao ser aquecida a água diminui sua densidade o que faz com que ela suba para a parte mais alta do motor, indo do bloco do motor para o cabeçote, em seguida

para o radiador através das mangueiras de ligação. Esse sistema possui como grande vantagem, a simplicidade. Em compensação necessita de camisas e tubulações mais amplas, a fim de evitar a perda de carga no sistema, além de necessitar de um radiador com área cerca de 30% maior do que o sistema de circulação de água forçada.

O sistema de arrefecimento por circulação de água forçada (Figura 14) é o principal sistema que a indústria automotiva utiliza para os veículos atuais. Uma bomba promove à circulação forçada do fluido refrigerante, no caso a água. E a válvula termostática situada entre o cabeçote e o radiador controla a temperatura.

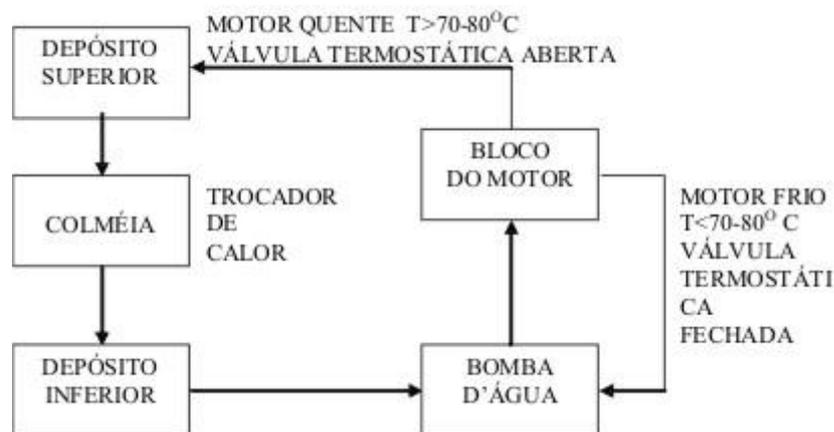


Figura 14: Fluxo da água de arrefecimento do motor no sistema de circulação forçada.
Fonte: Varella (2012).

Nesse sistema a água circula sob pressão e absorve o calor dos cilindros, e através de um radiador transfere esse calor para o ar do ambiente (Figura 15). A quantidade de água utilizada nesse sistema é reduzida consideravelmente se comparada ao sistema termossifão, já que a mesma circula sob pressão e com alta velocidade (VARELLA, 2012).

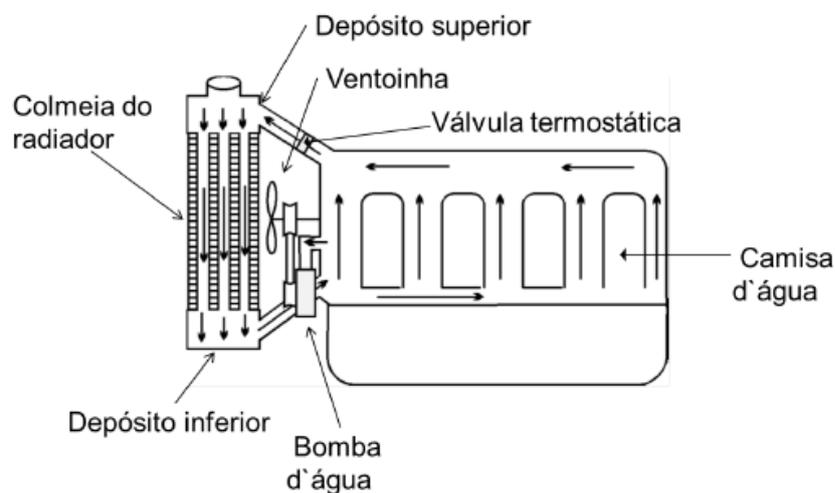


Figura 15: Sistema de arrefecimento de circulação forçada.
Fonte: Varella (2012).

Como representado na Figura 15, esse sistema tem como principais partes constituintes: o radiador, a bomba d'água, a válvula termostática, a ventoinha, as mangueiras de ligação e as camisas d'água.

2.3 Trocadores de calor compactos

Trocadores de calor são dispositivos que tem por finalidade a troca de calor entre dois fluidos que se encontram em diferentes temperaturas. Na prática possuem uma enorme gama de aplicação, que vai desde sistemas de aquecimento e ar-condicionado domésticos até produção de potência em grandes indústrias (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

A transferência de calor nos trocadores de calor se dá na sua maioria por convecção entre os fluidos de trabalho e por condução nas paredes dos tubos e aletas do trocador (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Os trocadores de calor são classificados em função da configuração de escoamento e os tipos de construção. Nos trocadores de calor mais simples o fluido quente e o fluido frio escoam em correntes paralelas ou em contra correntes, e o tipo de construção é o chamado duplo tubo (INCROPERA E DEWITT, 2003). A Figura 16 representa esses modelos.

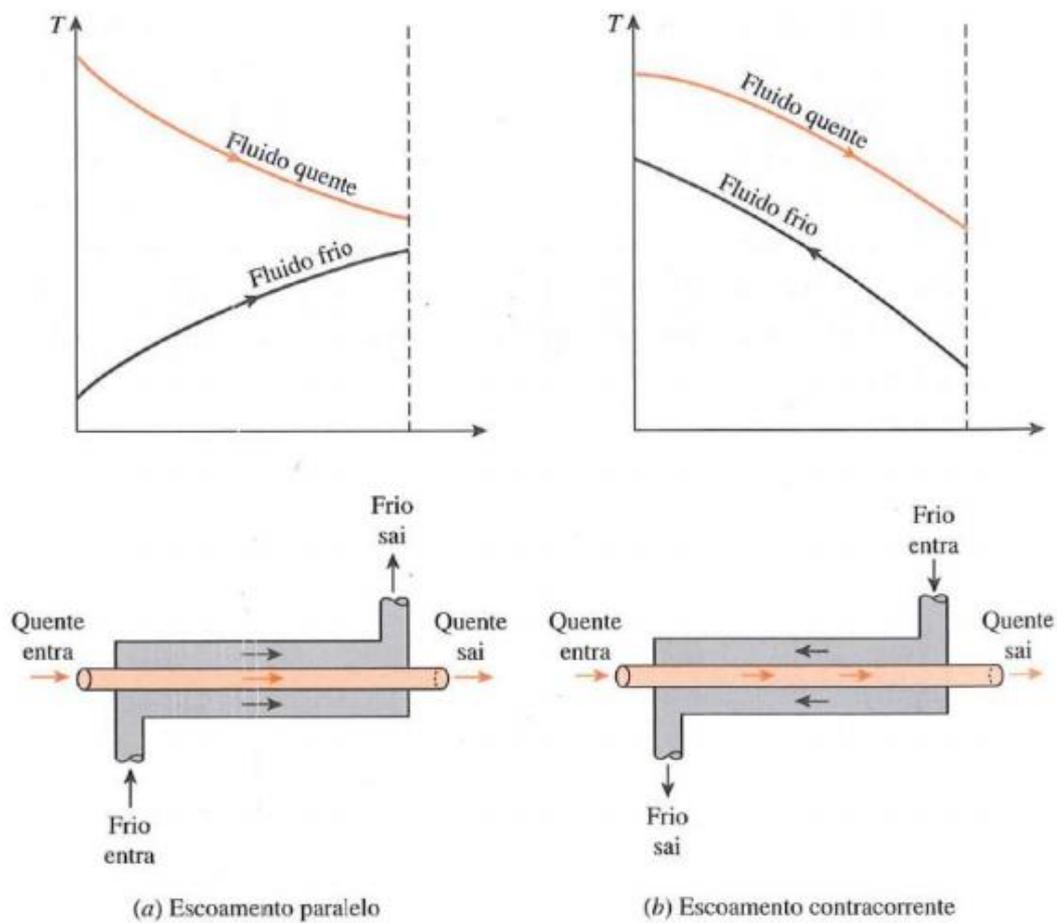


Figura 16: Diferentes regimes de escoamento para trocador de calor duplo tubo.
 Fonte: Çengel e Ghajar (2012).

O trocador de calor mais utilizado em processos industriais é o trocador de calor casco tubo. As formas específicas que diferem esse trocador é o número de passes no casco e nos tubos. Geralmente são instaladas chicanas no lado do casco para causar turbulência, assim aumentando o coeficiente convectivo dos fluidos (ÇENGEL e GHAJAR, 2012). O esquema representativo de um trocador de calor casco tubo é mostrado na Figura 17.

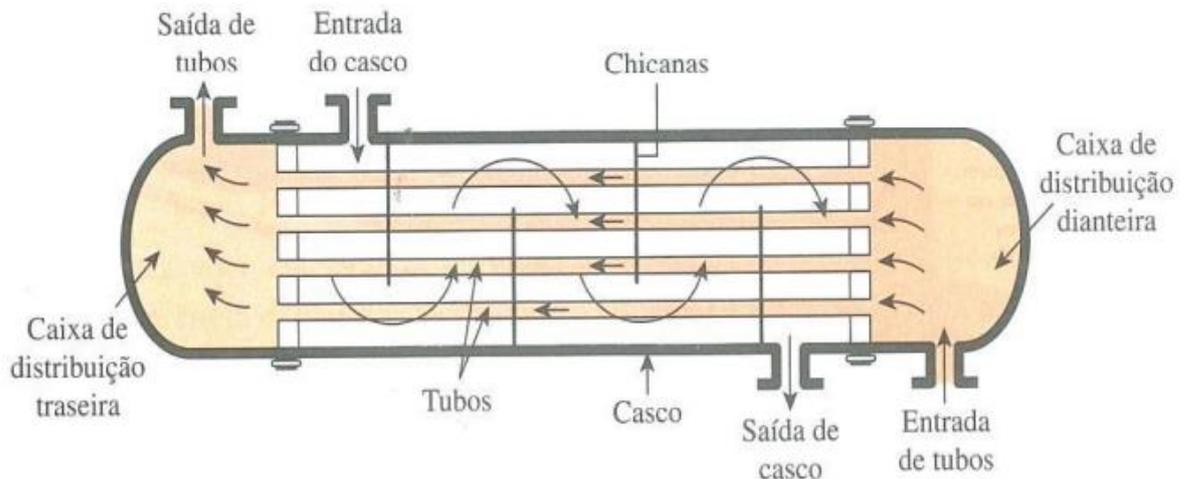


Figura 17: Esquema de um trocador de calor casco tubo.
Fonte: Çengel e Ghajar (2012).

Segundo Çengel e Ghajar (2012), os trocadores de calor compactos são especificamente projetados para possuir uma grande superfície de transferência de calor por unidade de volume. A razão entre a superfície de transferência de calor e o volume é chamada de densidade de área β . Para um trocador de calor ser considerado um trocador compacto β deve ser maior que $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ e pelo menos um dos fluidos seja um gás.

A transferência de calor que ocorre no sistema de arrefecimento de um motor veicular é apresentada esquematicamente abaixo, na Figura 18 (KAYS e LONDON *apud* BORSATTI, 2010). Nota-se que o responsável pela dissipação do calor para o ar ambiente é o radiador, objetivo principal do trabalho em questão.

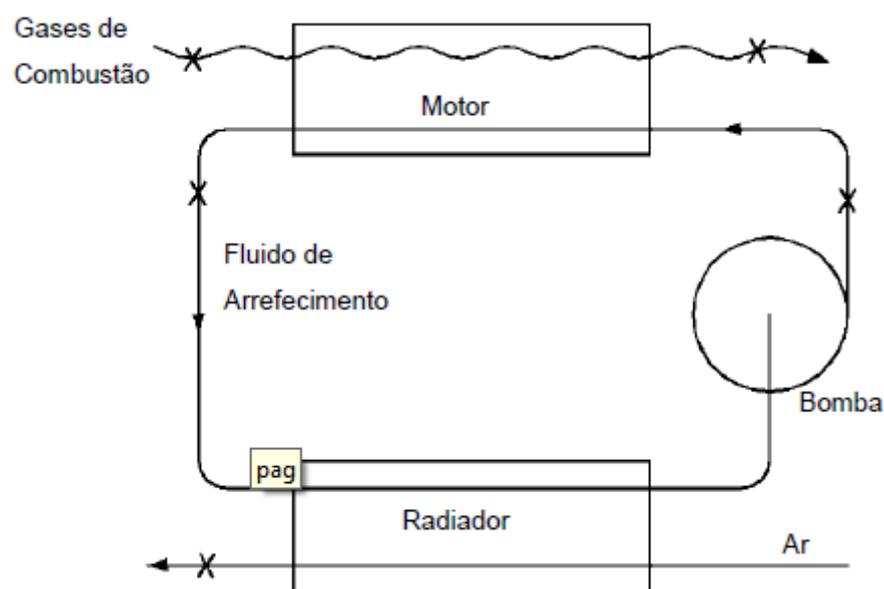


Figura 18: Representação esquemática do sistema de arrefecimento veicular.
Fonte: KAYS e LONDON *apud* BORSATTI (2010).

2.3.1 Radiador

Radiador é o nome dado ao trocador de calor compacto de escoamento cruzado com fluidos não misturados, que são utilizados no sistema de arrefecimento dos veículos. Apesar do nome a troca térmica não acontecer por radiação, mas sim por convecção entre o ar e a água e condução nas paredes dos tubos e aletas.

Os radiadores nos automóveis têm a função de garantir o resfriamento do sistema, que muitas vezes é dado em condições extremas, ter alta durabilidade por períodos prolongados, além de influenciar pouco na aerodinâmica e *layout* (BRUNETTI, 2012).

Os radiadores são geralmente constituídos por uma matriz de tubos e aletas, montados em sua extremidade por coletores que alojam o elemento de vedação e os tanques plásticos, que fazem a interface com as mangueiras que conduzem o fluido para os sistemas a serem resfriados (BRUNETTI, 2012). São instalados geralmente na parte dianteira do motor. A Figura 19 mostra como é composto o radiador.

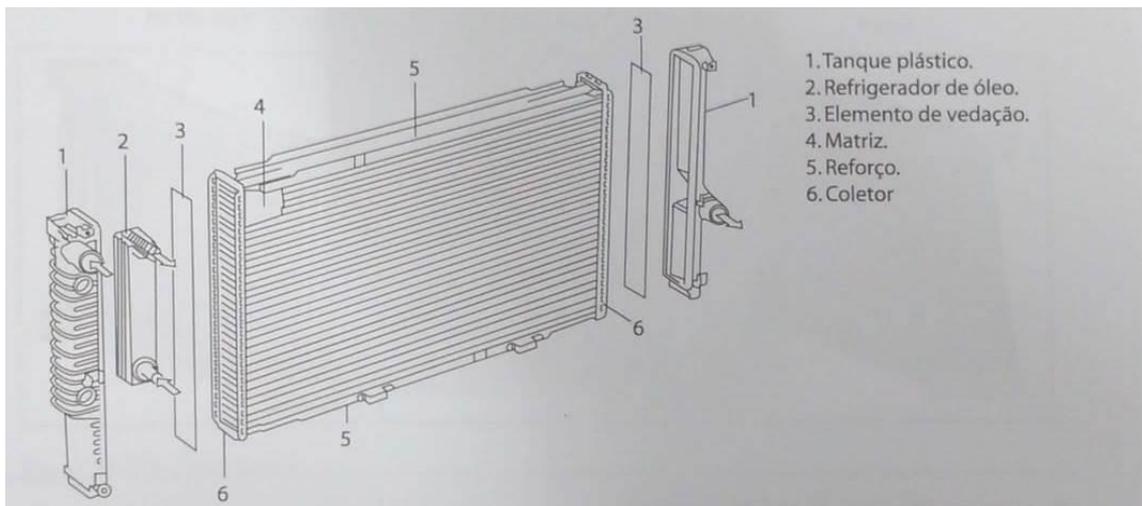


Figura 19: Composição de um radiador.
Fonte: Brunetti (2012).

2.3.2 Aspectos gerais da composição

Segundo Bejan e Kraus (2003), entre as partes que constituem um trocador de calor compacto, o núcleo é o que mais sofre variação de forma. Normalmente esse núcleo é composto por duas placas paralelas conectadas por elemento de metal. Na Figura 20, tem-se o esquema representativo de um trocador de calor compacto.

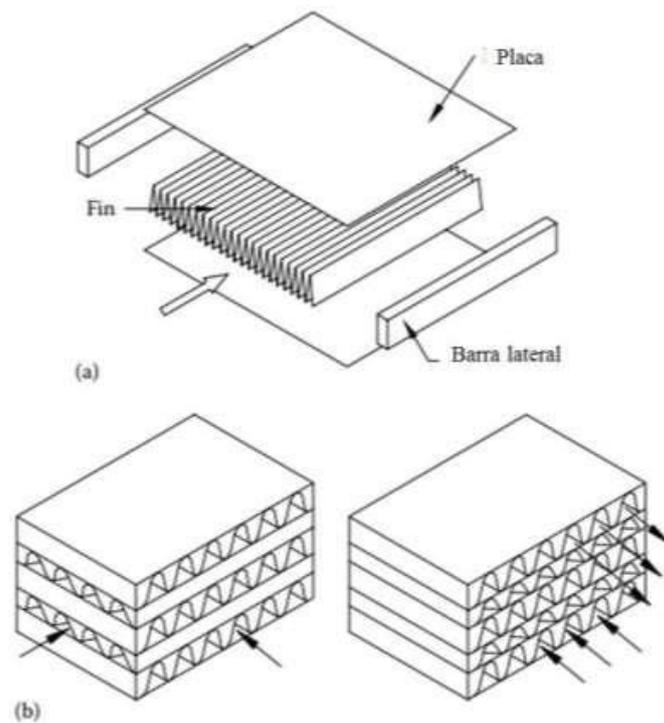


Figura 20: Trocador de calor compacto: (a) elementos básicos, (b) dois tipos de escoamento.
Fonte: Adaptado de Kuppan (2013).

Na Figura 20(a), têm-se duas placas paralelas cercadas por barras paralelas e no meio delas as aletas. Na Figura 20(b), um trocador de calor de correntes cruzadas, onde os fluxos dos dois fluidos são perpendiculares entre si, e um trocador de calor de contra corrente, onde cada fluido entra em uma extremidade e escoam um ao contrário do outro.

Segundo Kuppan (2013), existem várias geometrias diferentes para as aletas que constituem o núcleo do trocador de calor, como aletas triangulares planas, onduladas, retangulares planas e louvered. Na Figura 21 vê-se os tipos de aletas citados.

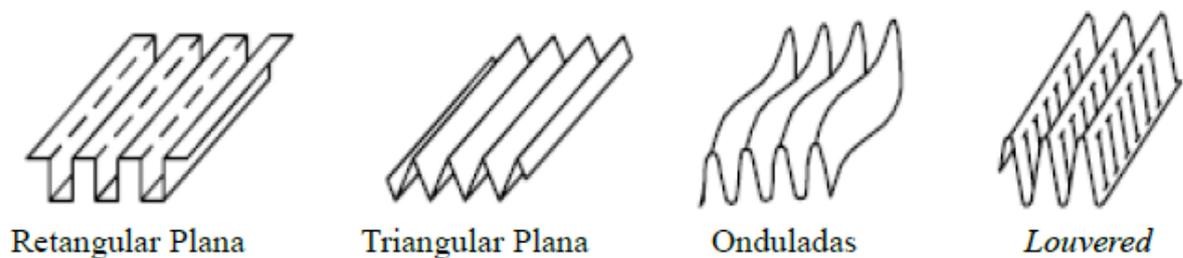


Figura 21: Geometria das aletas.
Fonte: Adaptado de Kuppan (2013).

2.3.3 Parâmetros geométricos

Para formular os parâmetros geométricos é preciso conhecer algumas dimensões características dos radiadores. A Figura 22 mostra um esquema de radiador com aletas de geometria senoidal e tubos retangulares.

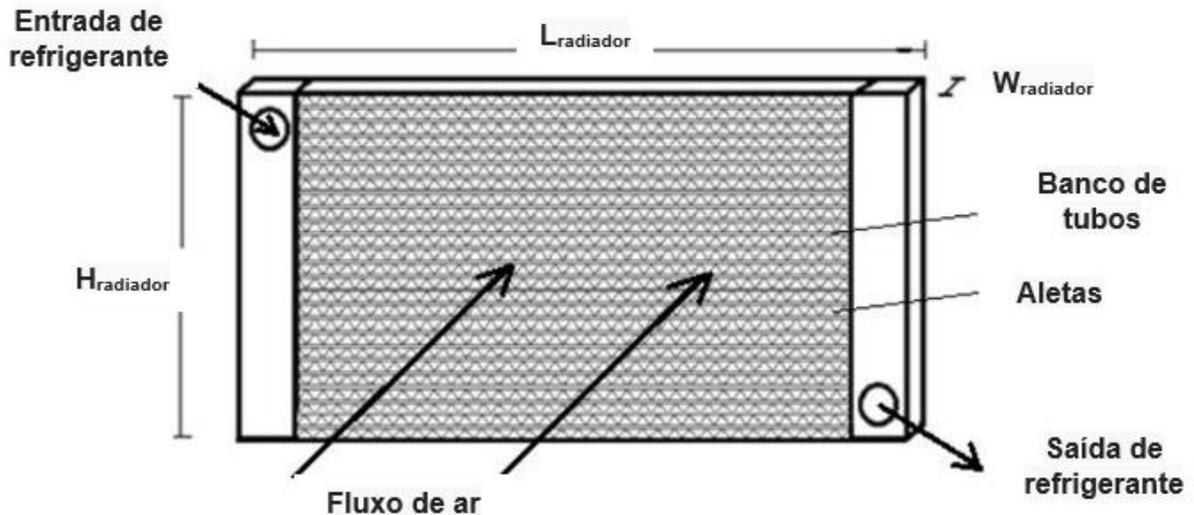


Figura 22: Esquema do radiador.
Fonte: Carl *et al.* (2012).

Na Figura 22, o comprimento L_{radiador} é o comprimento total do radiador e o comprimento do tubo onde a água escoar, H_{radiador} é a altura total do radiador, ou seja, a soma da altura de n tubos mais a soma da altura das aletas. W_{radiador} é a largura do radiador e também a largura dos tubos, visto que se considera um único tubo por linha.

Na Figura 23 é definida a geometria do tubo onde escoar o fluido quente.

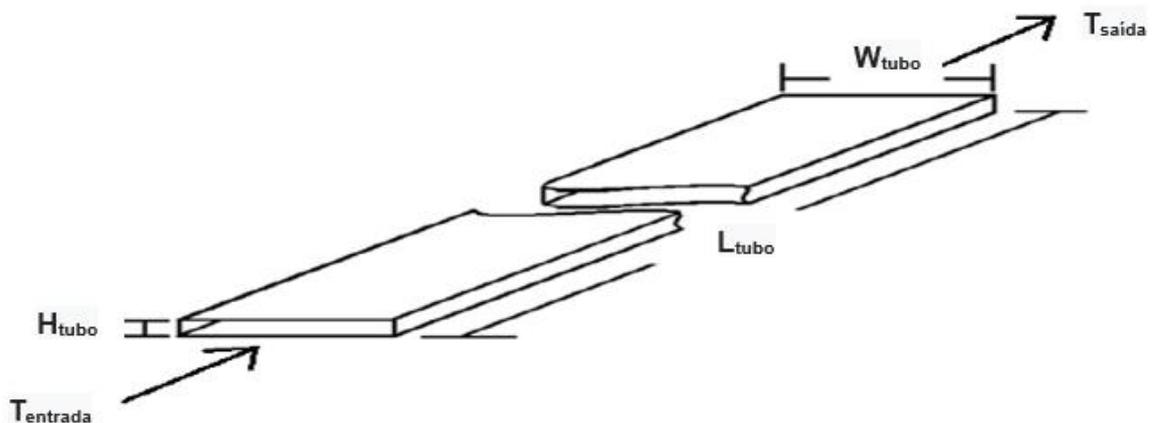


Figura 23: Esquema de um tubo.
Fonte: Carl *et al.* (2012).

Na Figura 23, H_{tubo} é a altura do tubo, L_{tubo} é o comprimento do tubo e é igual a L_{radiador} , como definido anteriormente. E W_{tubo} é a largura do tubo, e para o nosso caso que será um radiador de um único tubo por linha, a largura total do radiador.

A Figura 24 mostra a geometria real das aletas.

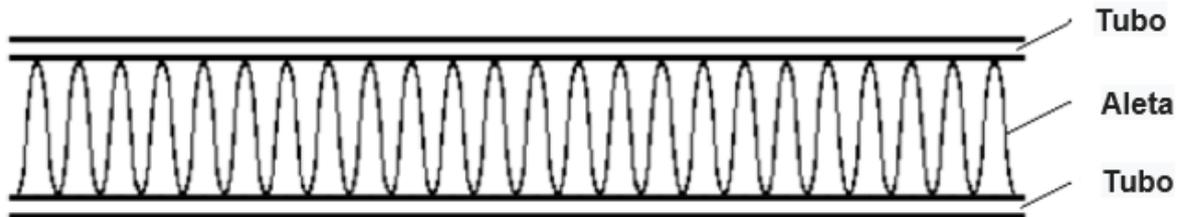


Figura 24: Geometria real da aleta.
Fonte: Carl *et al.* (2012).

Como as aletas são de geometria senoidal e de espessura muito fina, para facilitar nos cálculos elas serão consideradas aletas retas. A Figura 25 mostra a geometria das aletas consideradas.

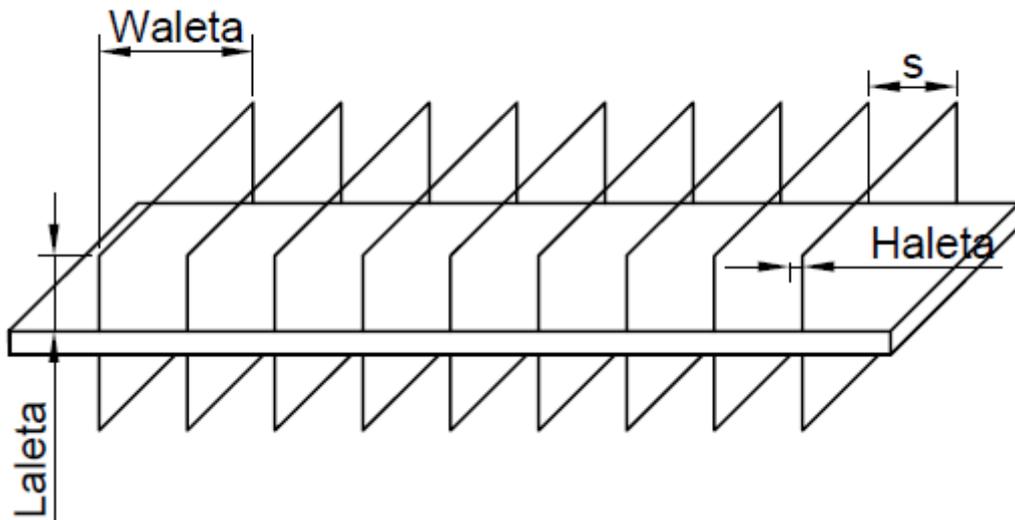


Figura 25: Geometria assumida da aleta.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

Na Figura 25, W_{aleta} é o comprimento da aleta, que também é a largura dos tubos e a largura do radiador. L_{aleta} é a altura da aleta e a distância entre dois tubos, H_{aleta} é a espessura de uma aleta e s é a distância entre duas aletas.

Agora definidos os parâmetros geométricos do radiador, parte-se para o equacionamento das áreas.

2.3.3.1 Escoamento interno ao duto

Para o equacionamento do cálculo das áreas foi utilizado como base o formulário de cálculo para radiadores, proposto por Kuppan (2013), e adaptando a realidade dos aspectos geométricos citados. É considerado que a espessura do tubo seja muito pequena, com isso as áreas interna e externa do tubo são consideradas iguais.

A área dentro do duto, onde escoo o líquido de arrefecimento (fluido quente) será apresentada pelas seguintes equações:

Área da seção transversal do tubo (A_{tubo}):

$$A_{tubo} = W_{tubo} * H_{tubo} \quad (1)$$

Perímetro do tubo (P_{tubo}):

$$P_{tubo} = 2 * W_{tubo} + 2 * H_{tubo} \quad (2)$$

Diâmetro hidráulico ($D_{hidráulico}$):

$$D_{hidráulico} = \frac{4 * A_{tubo}}{P_{tubo}} \quad (3)$$

O diâmetro hidráulico é utilizado porque a seção transversal do tubo não é circular. Futuramente essa variável será utilizada para calcular o número de Reynolds.

2.3.3.2 Escoamento externo

Para calcular a área de transferência de calor total, soma-se a área vertical, que é a área da altura da aleta, e a área horizontal, que é a área da superfície horizontal do duto externo.

$$A_{total} = 2 * N_{aleta} * L_{aleta} * W_{aleta} + H_{tubo} * W_{tubo} + 2 * L_{tubo} * W_{tubo} \quad (4)$$

Área de fluxo livre (A_0):

$$A_0 = H_{radiador} * L_{radiador} - (N_{aleta} * H_{aleta} * L_{aleta} + N_{tubo} * H_{tubo} * L_{tubo}) \quad (5)$$

Área frontal do radiador (A_f):

$$A_f = H_{\text{radiador}} * L_{\text{radiador}} \quad (6)$$

Volume do radiador (Vol):

$$Vol = A_f * W_{\text{radiador}} \quad (7)$$

2.3.3.3 Desempenho das aletas

As aletas são usadas para aumentar a área de superfície efetiva de troca térmica, e consequentemente aumentar a transferência de calor. Contudo, as aletas representam uma resistência térmica condutiva nas paredes das superfícies originais. Assim, não se pode afirmar o aumento da transferência de calor (INCROPERA E DEWITT, 2003).

Para saber se o uso da aleta é realmente vantajoso no ponto de vista de engenharia são analisados dois parâmetros que irão auxiliar na seleção do tipo de aleta.

Eficiência da aleta pode ser calculada por (CARL ET AL., 2012):

$$\eta_{\text{aleta}} = \frac{\tanh(m * L_c)}{m * L_c} \quad (8)$$

Que para o caso do presente trabalho pode ser escrita como na equação (8), visto que considera aletas de seção transversal uniforme e extremidades adiabáticas.

Onde, m é chamado de coeficiente para o cálculo da aleta e L_c o comprimento corrigido da aleta. E são dados por (CARL ET AL., 2012):

$$m = \sqrt{\frac{2 * h_{ar}}{k_{\text{aluminio}} * H_{\text{aleta}}}} \quad (9)$$

$$L_c = \frac{L_{\text{aleta}}}{2} + \frac{H_{\text{aleta}}}{2} \quad (10)$$

Efetividade da aleta pode ser calculada por (INCROPERA e DEWITT, 2003):

$$\varepsilon = \frac{q_{aleta}}{q_{s/aleta}} \quad (11)$$

Sendo: q_{aleta} é a taxa de transferência de calor da aleta e $q_{s/aleta}$ é a taxa de transferência de calor que existiria sem a presença da aleta (INCROPERA e DEWITT, 2003).

Ainda segundo Incropera e Dewitt (2003), só se justifica o uso de aletas caso ε for maior ou igual a 2.

Segundo Carl et al. (2012), para analisar a taxa de transferência de calor externa não basta apenas a eficiência da aleta. Devido às imperfeições do fluxo ao redor das aletas é necessário analisar a eficiência global da superfície das aletas, que é dada pela equação (12).

$$\eta_0 = 1 - \frac{N_{aleta} * A_{aleta}}{A_{aleta,base}} * (1 - \eta_{aleta}) \quad (12)$$

Sendo: A_{aleta} é a área da superfície de uma aleta, equação (13), A_b é a área da superfície da base, equação (14) e $A_{aleta,base}$ é a área da superfície total das aletas mais a base de todos os tubos, equação (15).

$$A_{aleta} = 2 * W_{aleta} * L_c \quad (13)$$

$$A_b = 2 * L_{radiador} * W_{tubo} - H_{aleta} * W_{aleta} * N_{aleta} \quad (14)$$

$$A_{aleta,base} = N_{aleta} * A_{aleta} * A_b \quad (15)$$

2.3.4 Dimensionamento e análise

Devido a grande quantidade de cálculos e as inúmeras hipóteses envolvidas, a metodologia para o dimensionamento de um trocador de calor compacto ideal, no caso um radiador, torna-se extremamente complexa. A Figura 26 demonstra o esquema proposto (KAYS e LONDON *apud* BORSATTI, 2010).

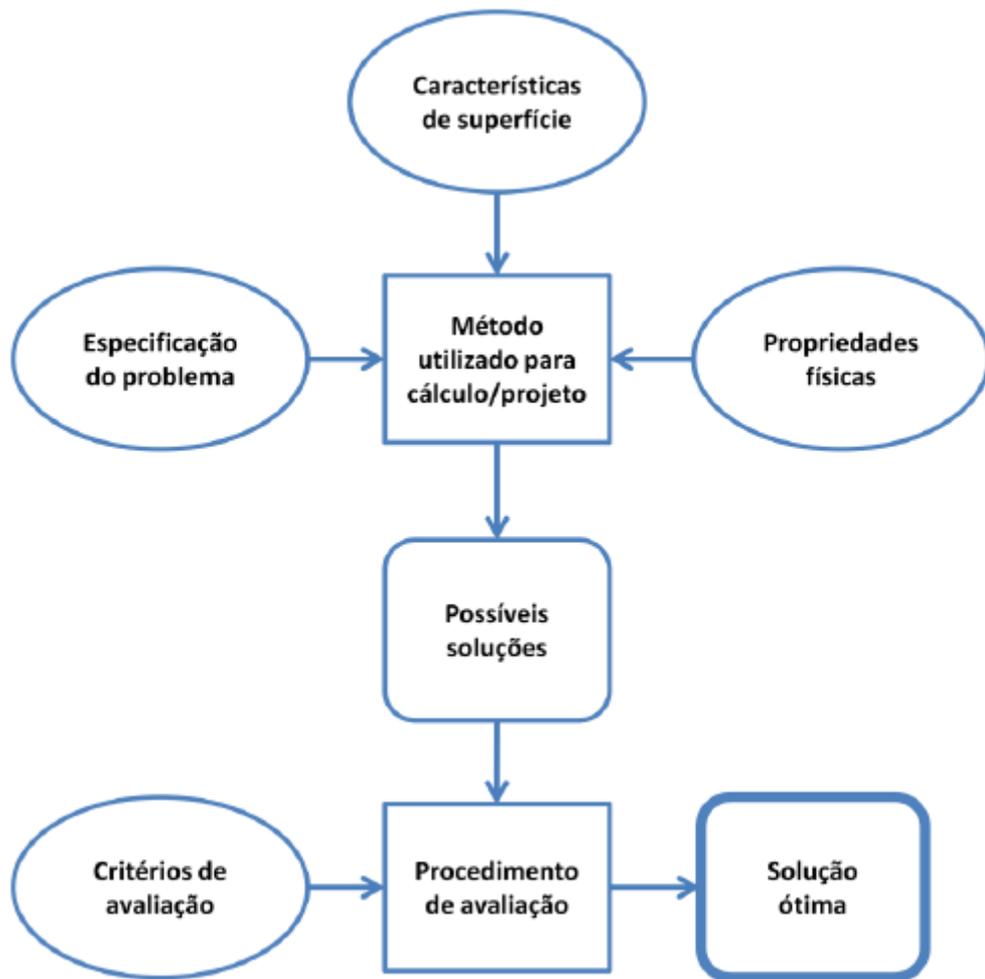


Figura 26: Metodologia para projeto de um trocador de calor.
 Fonte: Kays e London *apud* Borsatti (2010).

Na Figura pode-se notar que para começar os cálculos há necessidade de definir variáveis diferentes: especificação do problema, características de superfície e algumas propriedades físicas.

A maioria dessas variáveis são obtidas através de literatura, e na sua maioria das empresas que trabalham com esse tipo de dimensionamento e/ou fabricação. Então a característica da geométrica utilizada para certo tipo de radiador vai depender muito do modelo de veículo que ele irá ser utilizado.

2.3.5 Desempenho do radiador

O desempenho de um trocador de calor é influenciado por muitas variáveis, as mais importantes são os parâmetros geométricos, os materiais utilizados na construção, e as características dos fluidos de arrefecimento. A eficiência do trocador de calor pode ser medida

de duas formas mais convencionais, média logarítmica de temperatura (DMLT) ou pela Efetividade-NTU (ϵ -NTU).

O cálculo da eficiência utilizando a média logarítmica de temperatura (DMLT) é mais fácil de ser realizado quando se sabe a temperatura de entrada e de saída dos fluidos. O grande problema é que muitas vezes não se sabe a temperatura de saída dos fluidos, sendo assim torna-se necessário um processo iterativo para a definição das temperaturas de saída (INCROPERA e DEWITT, 2003). Por esse motivo esse método é comumente utilizado para a determinação do tamanho do trocador de calor (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

O método da Efetividade-NTU será utilizado durante esse trabalho, visto que com ele pode-se perceber mais facilmente a influência dos parâmetros geométricos no desempenho do trocador de calor.

Esse método é utilizado quando o objetivo principal é a determinação da taxa de transferência de calor e das temperaturas de saída dos fluidos, para uma temperatura de entrada dos fluidos e vazão mássica determinada, com o tipo e tamanho do trocador de calor conhecido (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

A efetividade de transferência de calor (ϵ) nos trocadores de calor é baseada em um número adimensional, definido como a razão de transferência de calor real pela transferência de calor máxima, dada pela equação 16.

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\text{máx}}} = \frac{\text{Taxa de transferência de calor real}}{\text{Taxa de transferência de calor máxima}} \quad (16)$$

Sendo que a razão máxima de transferência de calor acontece quando o fluido quente atinge a temperatura do fluido frio na entrada, ou o fluido frio atinge a temperatura do fluido quente na entrada. O fluido que tiver menor taxa de capacidade calorífica será o limitante, equação 17 (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

$$\dot{Q}_{\text{máx}} = C_{\text{min}}(T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (17)$$

Substituindo a equação 16 na equação 17, tem-se a taxa de transferência de calor real:

$$\dot{Q} = \epsilon \dot{Q}_{\text{máx}} = \epsilon C_{\text{min}}(T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (18)$$

Sendo que:

\dot{Q} : taxa de calor real (kW);

$\dot{Q}_{m\acute{a}x}$: taxa de calor máximo (kW);

ϵ : efetividade do sistema;

C_{min} : fluido de menor taxa de capacidade calorífica (kW/K);

$T_{q,e}$: temperatura de entrada do fluido quente ($^{\circ}C$);

$T_{f,e}$: temperatura de entrada do fluido frio ($^{\circ}C$).

2.3.5.1 Capacidade calorífica do fluido

Para a análise do trocador de calor usa-se geralmente uma variável que vem do produto da vazão mássica do fluido e do calor específico do mesmo, chamada taxa de capacidade térmica (C). Para os fluidos de trabalho será adotado ($C_{m\acute{a}x}$) o maior valor obtido e (C_{min}) para o menor valor. A equao 19 define a taxa de capacidade térmica (INCROPERA e DEWITT, 2003).

$$C = \dot{m} * c_p \quad (19)$$

Sendo:

\dot{m} : representa a vazão mássica do fluido (kg/s);

c_p : representa o calor específico do fluido (kJ/kg.K).

Segundo Incropera e Dewitt (2003), como existe uma variao de temperatura dos fluidos ao longo do traçador de calor, para a obteno das propriedades termodinâmica dos mesmos  necessário calcular a média aritmética entre a temperatura de entrada (T_e) e a temperatura de saída (T_s). Essa temperatura  chamada de temperatura média (T_f), e  apresentada na equao 20.

$$T_f = \frac{T_s + T_e}{2} \quad (20)$$

2.3.5.2 Cálculo do parâmetro adimensional NTU

Segundo Çengel e Ghajar (2012), o “Número de Unidades de Transferência” (NTU), é um parâmetro adimensional muito utilizado para análise de trocadores de calor, e é definido pela equação 21.

$$NTU = \frac{U * A}{C_{min}} \quad (21)$$

Em que, U é o coeficiente global de transferência de calor e A é a área de troca térmica do trocador de calor.

Çengel e Ghajar (2012), ainda falam que NTU é proporcional a área de troca térmica (A). Então quanto maior NTU maior será o trocador de calor.

Kays e London *apud* Borsatti (2010), através de experimentos relacionam graficamente o parâmetro adimensional NTU com a efetividade (ϵ) de vários trocadores de calor. Para o caso do radiador, que tem escoamento cruzado com fluidos não misturados, temos o gráfico representado na Figura 27.

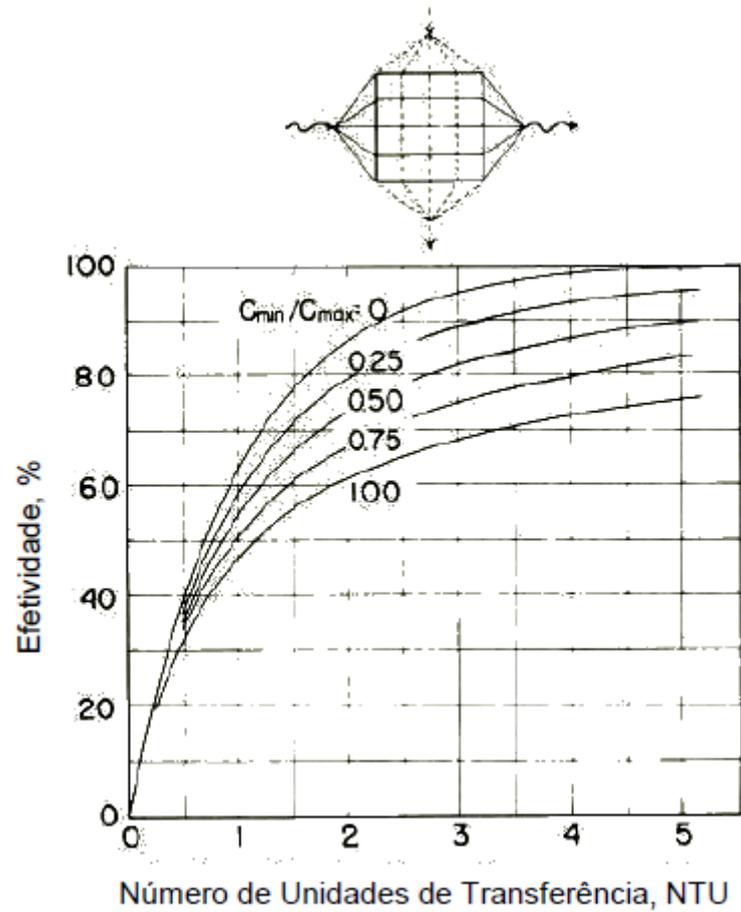


Figura 27: Efetividade de um trocador de calor com fluidos cruzados e com os dois fluidos não misturados em função do número de unidade de transferência.
Fonte: Kays e London *apud* Borsatti (2010).

Eles também fornecem essa relação através de tabela, conforme a tabela 1.

Tabela 1: Efetividade (ϵ) em função da razão entre as taxas de capacidade térmica, C_{min} / C_{max} , e o número de unidades de transferência, NTU para condição de escoamento cruzado com os dois fluidos não misturados.

NUT	ϵ em função de C_{min}/C_{max}				
	0,00	0,25	0,50	0,75	1,00
0,00	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
0,25	0,221	0,215	0,209	0,204	0,199
0,50	0,393	0,375	0,358	0,341	0,326
0,75	0,528	0,495	0,466	0,439	0,413
1,00	0,632	0,588	0,547	0,510	0,476
1,25	0,714	0,660	0,610	0,565	0,523
1,50	0,777	0,716	0,660	0,608	0,560
1,75	0,826	0,761	0,700	0,642	0,590
2,00	0,865	0,797	0,732	0,671	0,614
2,50	0,918	0,851	0,783	0,716	0,652
3,00	0,950	0,888	0,819	0,749	0,681
3,50	0,970	0,915	0,848	0,776	0,704
4,00	0,982	0,934	0,869	0,797	0,722
4,50	0,989	0,948	0,887	0,814	0,737
5,00	0,993	0,959	0,901	0,829	0,751
6,00	0,997	0,974	0,924	0,853	0,772
7,00	0,999	0,983	0,940	0,871	0,789

Fonte: Kays e London *apud* Borsatti (2010).

2.3.5.3 Coeficiente global de transferência de calor

Segundo Incropera e Dewitt (2003), o coeficiente global de transferência de calor (U) é oriundo da resistência térmica total à transferência de calor entre dois fluidos. Para a análise de trocadores de calor, esse coeficiente é comumente utilizado, já que relaciona todas as resistências térmicas do sistema e possui a mesma unidade do coeficiente de convecção (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

Em trocadores de calor é comum trabalhar com fluidos separados. Nesse caso as resistências térmicas envolvidas são: resistência de convecção no fluido frio e no fluido quente, resistência de condução nas paredes dos tubos e resistência por incrustação, tanto interno aos tubos quanto nas paredes externas (INCROPERA E DEWITT, 2003). A equação 22 mostra o cálculo do produto $U.A$.

$$U * A = \frac{1}{R_{tot.equi}} \quad (22)$$

Sendo que: $R_{tot.equi}$ representa a resistência total equivalente (K/W).

2.3.5.4 Resistências térmicas

Segundo Çengel e Ghajar (2012), existe três tipos principais de resistências térmicas, sendo elas: resistência térmica de condução, resistência térmica de convecção e resistência térmica de radiação. Será definida algumas resistências térmicas que serão utilizadas no decorrer do trabalho.

Para Incropera e Dewitt (2003), essas resistências para paredes planas são dadas da seguinte forma. Para a resistência por condução:

$$R_{cond} = \frac{L}{K_m * A} \quad (23)$$

Sendo:

K_m : condutividade térmica do material (W/m.K);

L : comprimento onde há condução (m).

A : área total de troca térmica.

Para a resistência por convecção (INCROPERA E DEWITT, 2003):

$$R_{conv} = \frac{1}{h * A} \quad (24)$$

Sendo:

h : coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido (W/m².K).

Segundo Carvalho *et al.* (2017), o fenômeno da incrustação é dependente do tempo e alteram a dinâmica dos trocadores de calor. Existem cinco mecanismos desse fenômeno, são eles: precipitação, particulados, deposição por reação química, corrosão e deposição biológica. Geralmente eles não aparecem isoladamente.

Segundo Incropera e Dewitt (2003), essa resistência térmica pode ser calculada pela equação 25:

$$R_{inc} = \frac{R_f}{A} \quad (25)$$

R_f : fator de incrustação ($m^2.K/W$ ou $m^2.°C/W$).

Ainda segundo Incropera e Dewitt (2003), esse fator de incrustação pode ser obtido pela tabela 2.

Tabela 2: Fatores de incrustação representativos (resistência térmica devido à incrustação para uma unidade de superfície).

Fluido	R_f ($m^2. °C/W$)
Água destilada, água marinha, águas fluviais, água de alimentação de caldeiras:	
Abaixo de 50 °C	0,0001
Acima de 50 °C	0,0002
Óleo combustível	0,0009
Vapor (livre de óleo)	0,0001
Refrigerantes (líquido)	0,0002
Refrigerantes (vapor)	0,0004
Vapores de álcool	0,0001
Ar	0,0004

Fonte: Çengel (2009).

Assim como as resistências elétricas, as resistências térmicas podem ser escritas como circuitos térmicos equivalentes. Para isso é preciso definir como elas estão associadas: série ou paralelo (INCROPERA E DEWITT, 2003).

Associação em série:

$$R_{equi} = R_1 + R_2 + \dots + R_n \quad (26)$$

Associação em paralelo:

$$R_{equi} = \frac{R_1 R_2 \dots R_n}{(R_1 + R_2 + \dots + R_n)} \quad (27)$$

2.3.5.5 Cálculo dos coeficientes de transferência de calor por convecção

Segundo Incropera e Dewitt (2003), o coeficiente de convecção depende de uma vasta gama de variáveis, como: camada limite, velocidade de escoamento do fluido, viscosidade, densidade, entre outros. Para Kuppan (2013), esse coeficiente pode ser calculado por:

$$h = \frac{Nu * k_f}{D_{hidraulico}} \quad (28)$$

Sendo:

Nu: Número de Nusselt (adimensional);

k_f : condutividade térmica do fluido (W/m.K);

$D_{hidraulico}$: Diâmetro hidráulico (m).

2.3.5.6 Número de Nusselt

Segundo Çengel e Ghajar (2012), o número de Nusselt é uma forma de adimensionalizar o coeficiente de transferência de calor por convecção. Este número leva em conta o regime de escoamento do fluido, que pode ser laminar ou turbulento. Segundo Çengel (2009), para um fluido em regime de escoamento laminar o Número de Nusselt pode ser definido a partir da Figura 28, dependendo da geometria da seção, da razão de aspecto dessa seção, e da condição de contorno da superfície (fluxo de calor uniforme ou temperatura constante):

$$Nu_D \equiv \frac{hD_h}{k}$$

Seção transversal	$\frac{b}{a}$	Fluxo de calor constante	Temperatura constante	$f Re_{D_h}$
	—	4.36	3.66	64
	1.0	3.61	2.98	57
	1.43	3.73	3.08	59
	2.0	4.12	3.39	62
	3.0	4.79	3.96	69
	4.0	5.33	4.44	73
	8.0	6.49	5.60	82
	∞	8.23	7.54	96
	∞	5.39	4.86	96
	∞	5.39	4.86	96
	—	3.11	2.49	53

Figura 28: Número de Nusselt para escoamento laminar em diferentes geometrias de dutos.
Fonte: Çengel (2009).

Para um escoamento turbulento e em tubo não circular o número de Nusselt, com o fluido de arrefecimento sendo resfriado, é dado por (INCROPERA e DEWITT, 2003):

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,3} \quad (29)$$

Sendo:

Re: Número de Reynolds (adimensional);

Pr: Número de Prandtl (adimensional).

2.3.5.7 Número de Reynolds

É a grandeza adimensional que define o regime de escoamento, laminar ou turbulento. Pode ser definido também como a razão das forças de inércia para as forças viscosas do fluido (ÇENGEL E GHAJAR, 2012). O Número de Reynolds é expresso por:

$$Re = \frac{\rho * v * D_{hidraulico}}{\mu} \quad (30)$$

Sendo:

ρ : massa específica do fluido (kg/m³);

v : velocidade do fluido (m/s);

μ : viscosidade dinâmica do fluido (kg/m.s);

$D_{hidraulico}$: diâmetro hidráulico (m).

Para um valor de Número de Reynolds menor que 2000, considera-se o escoamento laminar. Se o Número de Reynolds estiver entre 2000 e 2400, considera-se um escoamento de transição. E para um número de Reynolds maior que 2400, o escoamento é considerado turbulento (Brunetti, 2008).

2.3.5.8 Cálculo da efetividade

Com os todos os parâmetros anteriores já definidos, pode-se determinar a efetividade do trocador de calor (ε). Para um escoamento cruzado com dois fluidos não misturados de passe único, a efetividade é dada pela equação 31 (INCROPERA E DEWITT, 2003).

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{C_{min}}{C_{max}} \right)^{-1} (NUT)^{0,22} \left\{ \exp \left[- \frac{C_{min}}{C_{max}} (NUT)^{0,78} \right] - 1 \right\} \right] \quad (31)$$

3 METODOLOGIA

Essa etapa trata das características da pesquisa e dos procedimentos utilizados para fomentar o trabalho, aplicar os conceitos definidos durante o processo de revisão bibliográfica. Serão também apresentados materiais e métodos, instrumentos utilizados para a coleta de dados e a forma na qual serão calculados e tabulados os resultados.

3.1 Tipo de pesquisa

Para Minayo (2003), pesquisa é uma atividade básica das ciências que buscam a realidade, uma atitude e uma prática teórica de constante procura que define um processo inacabado e permanente.

Segundo Gil (1999), é uma maneira formal e sistemática de desenvolvimento do método científico. Com o objetivo fundamental encontrar soluções para um problema, usando procedimentos científicos.

Existem várias maneiras de classificar as pesquisas, quando se trata da forma de abordagem do problema elas podem ser classificadas como qualitativa ou quantitativa. Quando se trata da primeira, o resultado não pode ser totalmente traduzido em forma de números os dados estatísticos. Já na segunda os resultados são quantificados, ou seja, traduzidos em números (SILVA e MENEZES, 2005).

Existe também a classificação para o objetivo da pesquisa, que pode ser exploratória, que é aquela que tem por objetivo desenvolver, esclarecer e modificar conceitos e ideias. Na maioria desses casos as pesquisas buscam desenvolver um levantamento bibliográfico e análise de exemplos que facilitem a compreensão de algo.

Na pesquisa descritiva, busca-se descrever características de uma população, fenômeno ou relação entre variáveis. Isso envolvendo técnicas específicas para a coleta de dados. Já na pesquisa explicativa, busca-se identificar as variáveis que influenciam na ocorrência de determinado fenômeno. Para isso aprofunda-se no conhecimento da realidade, a fim de explicar o “porque” das coisas (GIL, 2002).

Quanto à forma de abordagem pode-se classificar o presente trabalho como quantitativo, visto que, apresentaremos cálculos e análise dos resultados. Do ponto de vista dos objetivos da pesquisa, pode-se dizer que se trata de uma pesquisa descritiva, pois busca analisar as influências dos parâmetros geométricos no desempenho de um radiador.

Segundo os procedimentos técnicos essa pesquisa se trata de uma revisão bibliográfica, pois utilizam de livros, artigos técnicos, teses, dissertações, materiais da internet, entre outros do gênero.

3.2 Materiais e métodos

Como já apresentado nos capítulos anteriores, o dimensionamento de radiador apresenta certa complexidade. O radiador é o responsável por rejeitar aproximadamente de 25% a 30% do calor gerado. Antes do dimensionamento propriamente dito do radiador deve-se definir alguns parâmetros, como, tipo de radiador, dimensões, parâmetros geométricos e características de operação do radiador. Um fluxograma para o dimensionamento e análise do radiador é mostrado na Figura 29.

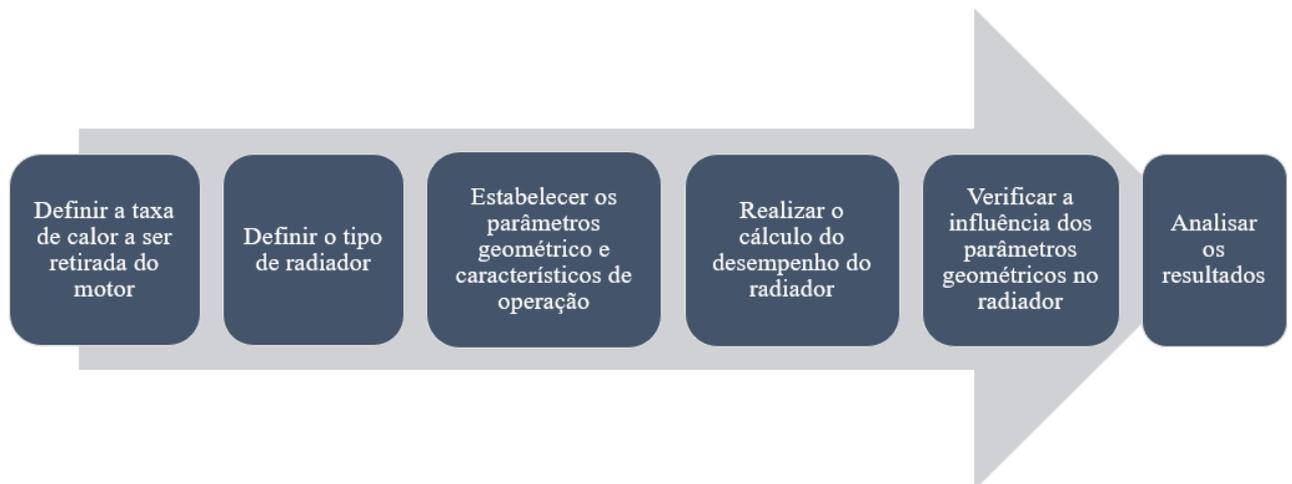


Figura 29: Planejamento para o dimensionamento do radiador.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

A Figura 29 mostra os procedimentos a serem seguidos para o dimensionamento do radiador, definir o motor para saber a quantidade calor que o radiador precisa dissipar e o tipo. Papais (2013), através de experimentos encontrou 23 kW de calor necessário a ser rejeitado para o ambiente pelo sistema de arrefecimento e com uma vazão mássica de água de 0,6 kg/s para um certo motor.

Para o presente trabalho, o radiador escolhido é do modelo brasado de alumínio. O motivo da escolha é que esse equipamento trabalha com diversos fluidos não corrosivos, com uma pressão de até 100 bar e com faixas de temperatura entre -269 °C e 204 °C (KUPPAN, 2013). A Figura 30 ilustra esse tipo de radiador.



Figura 30: Radiador brasado de alumínio.
Fonte: Oliveira (2018).

Para a realização dos cálculos foram utilizadas também as dimensões obtidas no trabalho de Papais (2013), conforme a tabela 3.

Tabela 3: Dimensões básicas do radiador.

DIMENSÕES BÁSICAS	
L_{radiador} (m)	0,55
H_{radiador} (m)	0,4
W_{radiador} (m)	0,0145
N_{tubos}	41
Tipo	Brasado

Fonte: Papais (2013).

Os pontos de operação do radiador também serão retirados do trabalho de Papais (2013), serão apresentados no decorrer do trabalho.

Depois dos parâmetros geométricos e características de funcionamento definidos, pode-se partir para o dimensionamento utilizando o método definido, no caso, método da efetividade de NTU.

3.3 Variáveis e indicadores

Para Gil (2002), variável é termo utilizado pelos pesquisadores que tem por objetivo conferir maior precisão para hipóteses, leis, princípios, entre outros. Conceitualmente é tudo aquilo que assume diferentes valores e/ou aspectos dependendo da condição que está inserido.

Nas pesquisas quantitativas as variáveis são medidas. Uma variável pode possuir vários significados, sendo assim, necessário um aprofundamento maior no que se pretende para o trabalho, para assim poder chegar ao que realmente importa para o que está sendo desenvolvido. As variáveis e indicadores são ilustradas na Tabela 4.

Tabela 4: Variáveis e indicadores para projeto de um radiador.

VARIÁVEL	INDICADORES
Radiador	Taxa de calor a ser retirada
	Dimensões
	Número de aletas
	Coeficiente global de transferência de calor
	Eficiência global da superfície das aletas
	Número de Unidades de Transferência
	Efetividade
	Fluxo de calor real

Fonte: Pesquisa direta (2019).

3.4 Coleta de dados

Os dados foram obtidos praticamente pela literatura, através de livros, manuais, monografias, dissertações, artigos, entre outros. Essa coleta se fez necessária para obtenção dos parâmetros de entrada para o dimensionamento do radiador.

3.5 Apresentação dos dados

Como já comentado anteriormente, os dados de entrada serão obtidos através da literatura. Esses dados serão tratados através do software Microsoft office Excel. Ele realizará todos os cálculos e os resultados serão apresentados em gráficos e tabelas no decorrer desse documento.

3.6 Considerações finais

Nesse capítulo foram apresentadas as etapas que a pesquisa será desenvolvida e também os métodos utilizados para a realização do dimensionamento e análise do radiador. No próximo capítulo, terá como objetivo principal a realização dos cálculos e a análise da influência dos parâmetros geométricos no desempenho do radiador. Para desenvolver o que foi falado, será utilizada a metodologia apresentada nesse capítulo.

4 RESULTADOS

Nesse capítulo será apresentado os dados de entrada necessários para realização dos cálculos citados nos capítulos anteriores, bem como os resultados encontrados e análises gráficas feitas a fim de determinar a influência de algumas variáveis nos resultados finais.

4.1 Dados de entrada e considerações iniciais

Para início dos cálculos são necessários os dados de entrada que foram retirados do trabalho de Papais (2013) e de Oliveira (2018). Papais obteve seus dados através de ensaios de bancada e de considerações para determinar o ponto de trabalho do motor. Foi considerado por ele que o ponto de funcionamento do motor será de quarta marcha, 90 km/h e com rotação de 3300 rpm. Com essas informações obteve-se os dados iniciais de acordo com a tabela 5.

Tabela 5: Dados de rejeição térmica e vazão de água.

Rejeição Térmica (Q):	23 kW
Vazão de Água (m)	0,6 kg/s

Fonte: Papais (2013).

Ainda segundo Papais (2013), para determinar as temperaturas de entrada e de saída do líquido de arrefecimento e do ar, os dados foram retirados de testes realizados em campo por montadoras. Os mesmos serão apresentados na tabela 6.

Tabela 6: Dados de temperatura e vazão.

Temperatura de entrada do líquido	120°C
Temperatura de saída do líquido	110°C
Temperatura de entrada do ar	30°C
Temperatura de saída do ar	60°C
Vazão mássica de ar	0,65 kg/s
Vazão mássica do líquido	0,6 kg/s

Fonte: Papais (2013).

Papais (2013) em seu trabalho considera a pior situação, que é quando o veículo possui sistema de ar condicionado. Isso faz com que o ar sofra um pré-aquecimento antes de chegar ao radiador. Nesse trabalho não foi considerado o ar condicionado, e os dados para a temperatura de entrada e saída do ar vem do trabalho de Oliveira (2018).

Para encontrar as propriedades termodinâmicas dos fluidos, primeiro serão calculadas as temperaturas de filme (equação 20). Isso se faz necessário porque essas propriedades são dependentes das temperaturas. Os valores encontrados são apresentados na tabela 7.

Tabela 7: Calor específico dos fluidos.

VALOR DE Cp PARA TEMPERATURA FILME	
ESCOAMENTO INTERNO (LÍQUIDO)	
Temperatura média (°C)	Cp (J/kg.K)
115	4200
ESCOAMENTO EXTERNO (AR)	
Temperatura média (°C)	Cp (J/kg.K)
45	1007

Fonte: Pesquisa direta (2019).

Depois de definidas as propriedades termodinâmicas acima, calcula-se a capacidade térmica dos fluidos, de acordo com a equação 19. Os valores são mostrados na tabela 8.

Tabela 8: Capacidade térmica dos fluidos.

CÁLCULO DA CAPACIDADE TÉRMICA (C)	
ESCOAMENTO INTERNO (LÍQUIDO) (J/K)	2520
ESCOAMENTO EXTERNO (AR) (J/K)	654,55

Fonte: Pesquisa direta (2019).

Considerando os valores da tabela 8, verifica-se que C_{\min} é igual a C_{ar} ($C_{\min} = C_{ar}$) e consequentemente $C_{\max} = C_{líquido}$.

Parte-se para o cálculo da taxa de transferência de calor máxima, que é dada pela equação 17.

Tabela 9: Taxa de transferência de calor máxima.

CÁLCULO DA TAXA DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR MÁXIMA	
C_{\min} (J/K)	654,55
Q_{\max} (W)	58909,5

Fonte: Pesquisa direta (2019).

Define-se agora a efetividade mínima para o radiador, de acordo com a equação 16.

Tabela 10: Efetividade.

CÁLCULO DA EFETIVIDADE (ϵ)	
ϵ	39,04%

Fonte: Pesquisa direta (2019).

Para o modelo estudado no decorrer do trabalho a efetividade do radiador não poderá ser menor que 39,04%, caso isso venha acontecer o radiador não será capaz de retirar 23kW, que é a quantidade necessária para o ponto de operação escolhido, o que acarretará problemas aos componentes do sistema.

4.2 Análise paramétrica do radiador

Para a realizar o estudo paramétrico do radiador foi preparada uma planilha no Microsoft office Excel. A intenção é mostrar a influência da variação de alguns parâmetros geométricos sobre a transferência de calor, o Número de Unidades de Transferência (NTU), a efetividade, o produto entre U.A e a eficiência global da superfície aletada de transferência de

calor. A planilha criada realiza os cálculos desses parâmetros de acordo com as equações já definidas no capítulo 2.

4.2.1 Cálculos iniciais do radiador

Para começar os cálculos do radiador foram fixados alguns parâmetros geométricos, como: comprimento do radiador (L_{radiador}), altura do radiador (H_{radiador}), largura do radiador (W_{radiador}), número de tubos (N_{tubos}), comprimento do tubo (L_{tubo}), altura do tubo (H_{tubo}), largura do tubo (W_{tubo}), altura da aleta (L_{aleta}), espessura da aleta (H_{aleta}), comprimento da aleta (W_{aleta}), número de aletas (N_{aletas}), linhas horizontais e linhas verticais, de acordo com as Figuras 31, 32 e 33. Foram determinadas também as temperaturas de entrada e saída e vazão mássica do fluido de arrefecimento (escoamento interno) e do ar (escoamento externo) de acordo com a tabela 6.

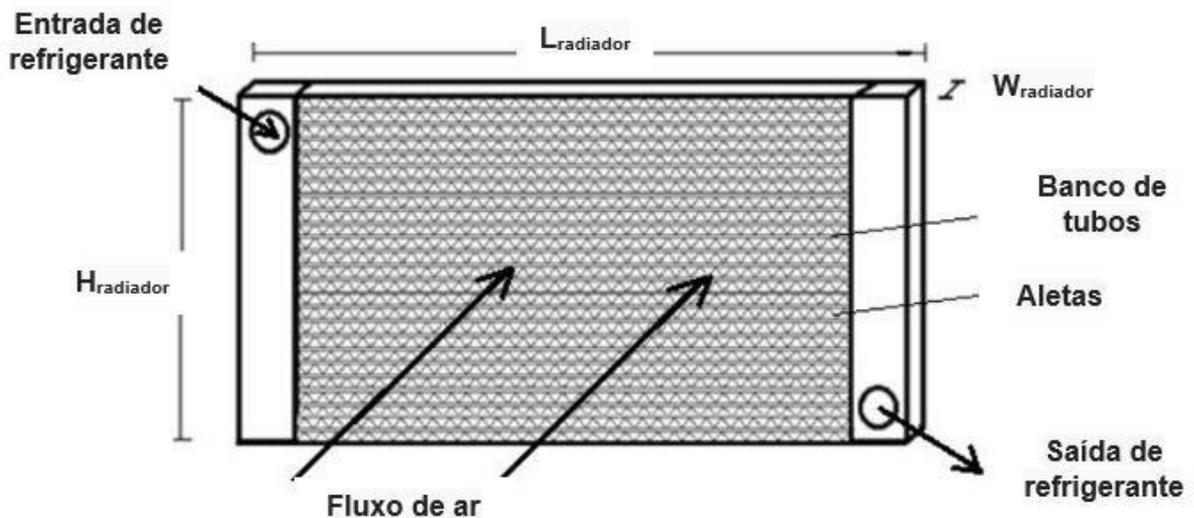


Figura 31: Esquema do radiador.
Fonte: Carl *et al.* (2012).

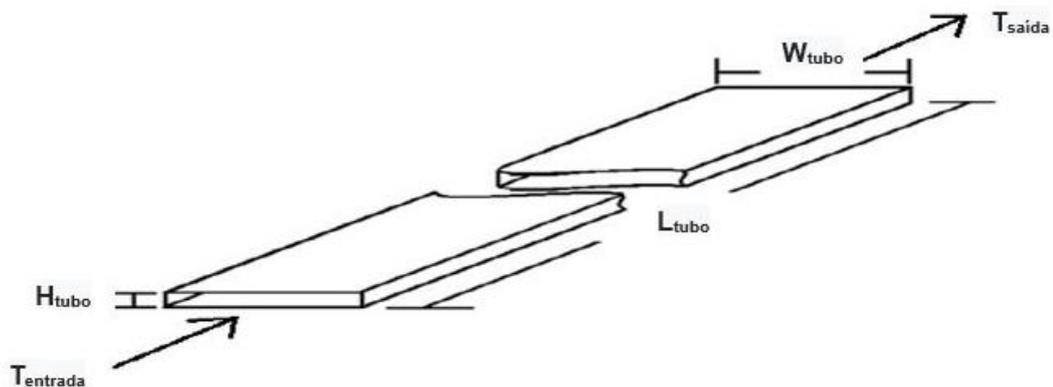


Figura 32: Esquema de um tubo.
Fonte: Carl *et al.* (2012).

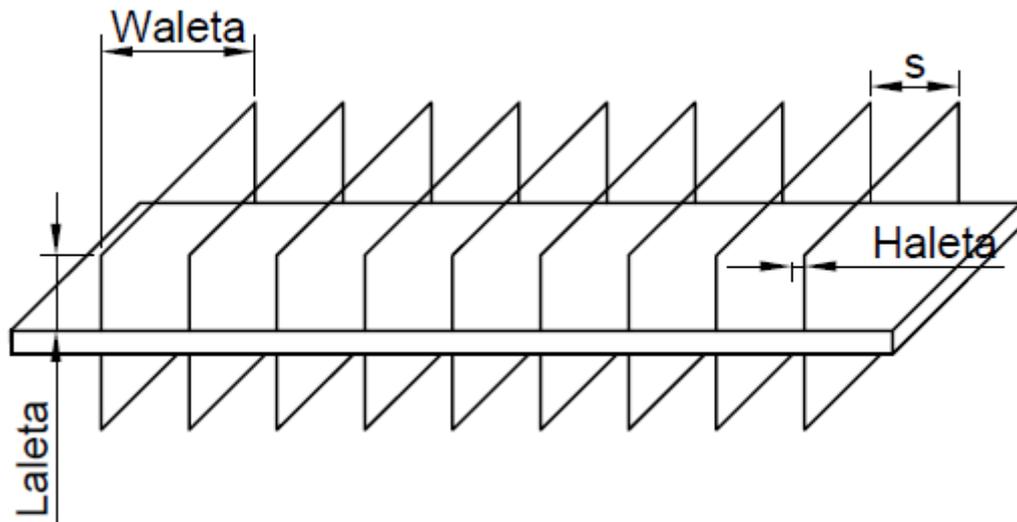


Figura 33: Geometria assumida da aleta.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

Tabela 11: Parâmetros geométricos do radiador.

PARÂMETROS GEOMÉTRICOS	
Comprimento do radiador (L_{radiador}) (m)	0,55
Altura do radiador (H_{radiador}) (m)	0,40
Largura do radiador (W_{radiador}) (m)	0,0145
Número de tubos (N_{tubos})	41
Comprimento do tubo (L_{tubo}) (m)	0,55
Altura do tubo (H_{tubo}) (m)	0,0019
Largura do tubo (W_{tubo}) (m)	0,0145
Altura da aleta (L_{aleta}) (m)	0,0080525
Espessura da aleta (H_{aleta}) (m)	0,00025
Comprimento da aleta (W_{aleta}) (m)	0,0145
Linhas horizontais	1
Linhas verticais	40
Dis. entre aletas (s) (m)	0,000665557

Fonte: Pesquisa direta (2019).

A tabela 11 mostra os valores dos parâmetros fixados que foram utilizados como dados de entrada no programa para calcular alguns parâmetros dependentes do radiador. Esses cálculos permitem a realização de análises sobre o radiador.

Através desses dados calcula-se as áreas de troca térmica do escoamento interno e externo. Além de perímetro, diâmetro hidráulico, entre outros. A tabela 12 mostra esses valores.

Tabela 12: Áreas das geometrias.

CÁLCULO DAS ÁREAS	
ESCOAMENTO INTERNO (LÍQUIDO)	
Área da seção transversal de um tubo (m ²)	2,76 * 10 ⁻⁵
Área da seção transversal dos tubos (m ²)	1,13 * 10 ⁻³
Área de troca térmica (m ²)	739,64 * 10 ⁻³
Perímetro de um tubo (m)	32,8 * 10 ⁻³
Perímetro dos tubos (m)	1,345
Diâmetro hidráulico de um tubo (m)	3,36 * 10 ⁻³
Diâmetro hidráulico dos tubos (m)	3,36 * 10 ⁻³
ESCOAMENTO EXTERNO (AR)	
Área frontal (m ²)	0,22
Área de fluxo livre (m ²)	0,129
Área de troca térmica (A _T) (m ²)	6,067
Perímetro de fluxo livre (m)	1,444

Fonte: Pesquisa direta (2019).

O programa calculou também os dados de saída do radiador, como: Número de Reynolds, o tipo de escoamento, o coeficiente de transferência de calor por convecção, a eficiência global da superfície das aletas, a densidade de área do radiador, a resistência equivalente, o produto U.A, o Número de Unidades de Transferência (NTU), a efetividade do radiador e a taxa de transferência de calor real. A tabela 13 mostra os valores encontrados.

Tabela 13: Dados de saída.

	ESCOAMENTO	
	INTERNO (ÁGUA)	EXTERNO (AR)
Número de Reynolds (Re)	7329,17	320,06
Regime	Turbulento	Laminar
Coefficiente de transferência de calor por convecção (h) (W/m ² K)	6535,21	168,34
Eficiência global da superfície das aletas (η)	N.A	0,94
Fator de compactação (β) (m ² /m ³)	2133,74	
Resistência equivalente (R_{equi}) (K/W)	0,0012	
$U \cdot A$ (KW/m ² *K)	0,80	
Número de Unidades de Transferência (NTU)	1,23	
Efetividade (ϵ) (%)	65,27%	
Taxa de calor troca (Q_{real}) (kW)	38,45	

Fonte: Pesquisa direta (2019).

Pelos dados fornecidos é visto que o radiador necessita de uma efetividade mínima de 39,04% para retirar do líquido de arrefecimento 23kW. Analisando os dados de saída é possível ver que a efetividade do radiador ficou em 65,27%, retirando do líquido de arrefecimento 38,45kW, que o torna capaz, conforme indica a tabela 5.

De acordo com os dados de saída também, percebe-se que a eficiência global da superfície das aletas é de 94,3%, que é um valor satisfatório.

Segundo Çengel e Ghajar (2012), um trocador de calor é considerado compacto quando β for maior ou igual a 700m²/m³. De acordo com os dados de saída β é igual a 2133,74 m²/m³. Shah e Sekulic (2003), fornece uma imagem com o grau de compactação de alguns equipamentos (Figura 34).

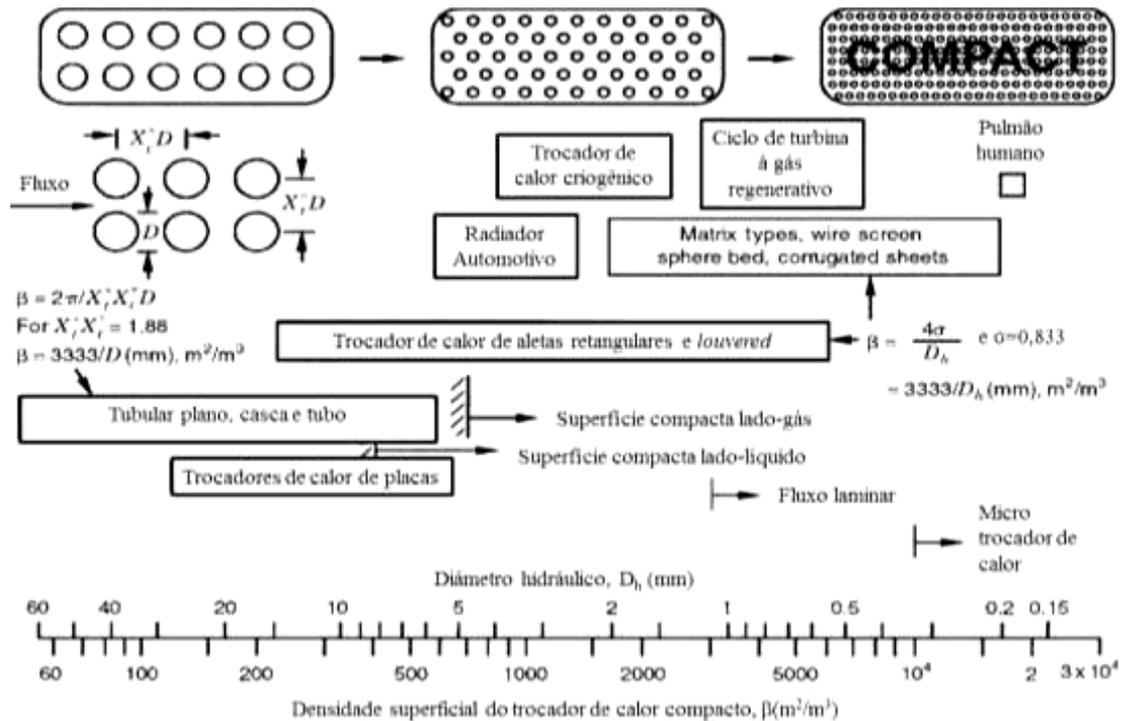


Figura 34: Arranjos dos trocadores de calor de acordo com o grau de compactação do equipamento.
 Fonte: Shah e Sekulic (2003).

Foi realizada a variação de alguns parâmetros, como o número de aletas, número de tubos, altura do tubo (H_{tubo}) e espessura da aleta (H_{aleta}), a fim de realizar uma análise da influência desses parâmetros sobre a efetividade, a eficiência global da superfície das aletas, o Número de Unidades de Transferência (NTU), o produto $U.A$ e a taxa de transferência de calor.

4.2.2 Influência do número de aletas

Variando o número de aletas com os parâmetros de entrada permanecendo fixos (Tabela 11), menos a distância entre aletas (s), que é um parâmetro dependente de L_{radiador} e da espessura da aleta (H_{aleta}). A influência do número de aletas na efetividade, na eficiência superficial das aletas, no Número de Unidades de Transferência (NTU) e no produto $U.A$ está representada na Figura 35.

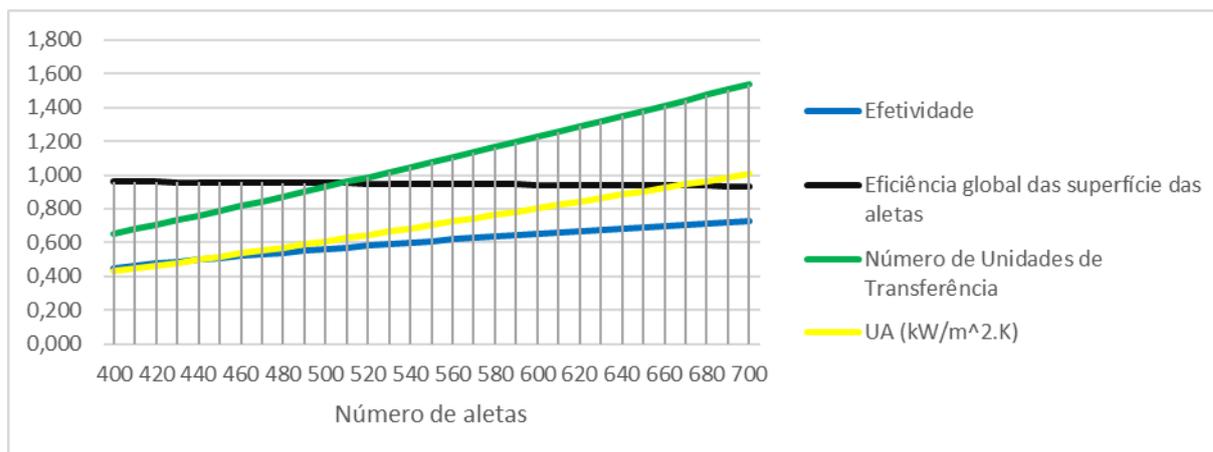


Figura 35: Influência do número de aletas na efetividade, na eficiência global da superfície das aletas, no Número de Unidades de Transferência (NTU) e no produto U.A.

Fonte: Pesquisa direta (2019).

Analisando a Figura 35 percebe-se que a variação do número de aletas de 400 até 700, repercute em um aumento de 61% no valor da efetividade. Para a eficiência global superficial das aletas representa uma diminuição de 3%. E para o Número de Unidades de Transferência (NTU) e o produto U.A representa um aumento de aproximadamente 135%. A tabela 14 mostra esses valores.

Tabela 14: Porcentagem da variação da efetividade, da eficiência global da superfície das aletas, de NTU e de U.A de acordo com o número de aletas.

Variação				
Nº de aletas	Efetividade (ϵ)	Eficiência global das superfícies das aletas (η_0)	Número de Unidades de Transferência (NTU)	Coefficiente global de transferência de calor (UA) (kW/m ² .K)
700	0,724	0,934	1,537	1,006
400	0,450	0,961	0,655	0,446
Δ (%)	61%	-3%	135%	135%

Fonte: Pesquisa direta (2019).

Aprofundando nesses resultados e sabendo que a eficiência global da superfície das aletas diminui com o aumento do número de aletas, comprova-se o que diz a equação 12. O aumento do número de aletas aumenta a área de troca térmica consideravelmente (tabela 15), fazendo com que a resistência de troca térmica diminua e assim aumentando U.A e NTU que são diretamente proporcionais.

A tabela 15 mostra a variação das áreas de troca térmica, interna e externa, de acordo com a variação no número de aletas.

Tabela 15: Variação das áreas de acordo com o aumento do número de aletas.

CÁLCULO DAS ÁREAS			
ESCOAMENTO INTERNO (LÍQUIDO)			
Número de aletas	400	Área de troca térmica (m ²)	0,740
	700	Área de troca térmica (m ²)	0,740
	ESCOAMENTO EXTERNO (AR)		
	400	Área de troca térmica (A _T) (m ²)	4,198
	700	Área de troca térmica (A _T) (m ²)	7,001

Fonte: Pesquisa direta (2019).

Em seguida o gráfico da Figura 36 mostra a influência do número de aletas na taxa de transferência de calor.

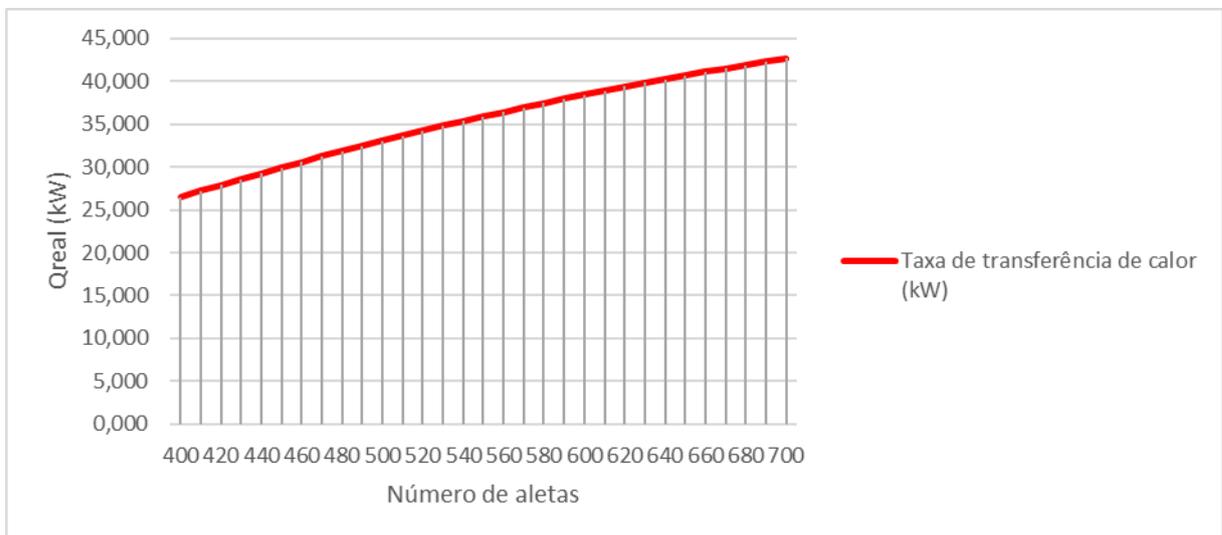


Figura 36: Influência do número de aletas na taxa de transferência de calor.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

Analisando o gráfico da Figura 36 vê-se que quando o radiador possui 700 aletas, a taxa de transferência de calor é de 42,67 kW e com 400 aletas é de 26,49 kW, representando um aumento expressivo. A tabela 16 mostra esse aumento em percentual.

Tabela 16: Percentual de aumento da taxa de transferência de calor de acordo com o número de aletas.

Variação	
Nº de aletas	Taxa de transferência de calor (kW)
700	42,673
400	27,205
Δ (%)	61%

Fonte: Pesquisa direta (2019).

4.2.3 Influência da altura do tubo (H_{tubo})

A análise agora parte de variar a altura do tubo. Consequentemente serão modificadas a área da seção transversal do duto, o perímetro do duto, a velocidade de escoamento, o número de Reynolds do escoamento interno, entre outras variáveis dependentes desse dado de entrada. Os outros dados de entrada permanecem inalterados, menos a altura da aleta (L_{aleta}) que varia, pois, a altura do radiador (H_{radiador}) é fixa pela construção do mesmo. A Figura 37 mostra o comportamento da efetividade, da eficiência global superficial das aletas, do Número de Unidades de Transferência e do produto U.A.

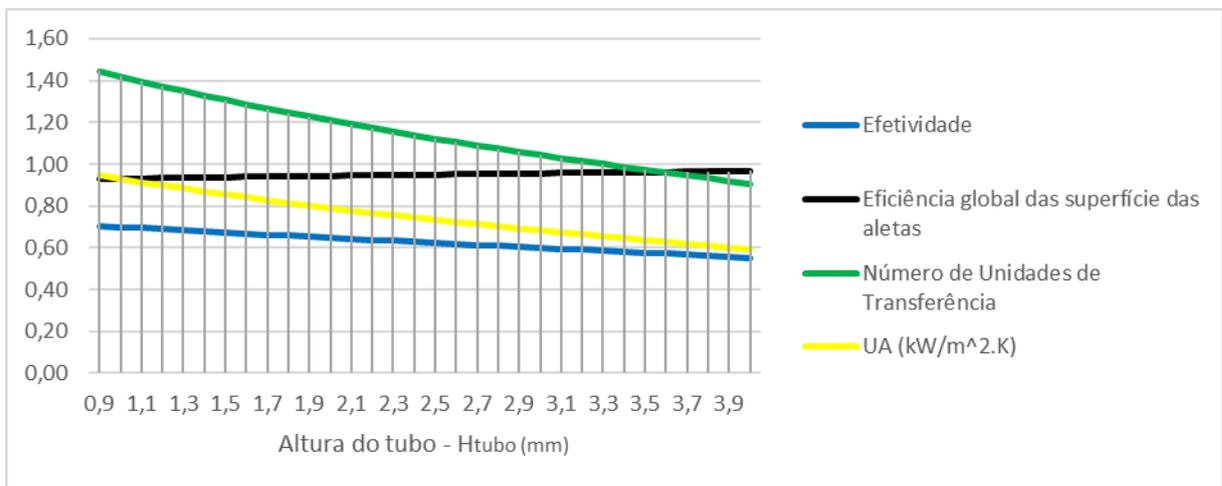


Figura 37: Influência da altura do tubo na efetividade, na eficiência global superficial das aletas, no Número de Unidades de Transferência (NTU) e no produto U.A.

Fonte: Pesquisa direta (2019).

Variando a altura do tubo (H_{tubo}) de 0,9mm até 4mm percebe-se que o coeficiente de transferência de calor (U.A) decresce consideravelmente, esse fato é relacionado diretamente ao escoamento do líquido no interior do tubo. Quando aumenta a altura do tubo (H_{tubo}), diminui o número de Reynolds (tabela 17), diminuindo a turbulência do escoamento do líquido. O Número de Unidades de Transferência também diminui na mesma proporção porque é diretamente proporcional a U.A. Com o decréscimo desses parâmetros a efetividade também decresce, de acordo com a equação 31. A eficiência global da superfície das aletas tem um pequeno crescimento, pois a área de troca térmica da aleta diminui. A tabela 18 mostra essas variações em porcentagem.

Tabela 17: Variação no número de Reynolds de acordo com o número de tubos.

NÚMERO DE REYNOLDS				
ESCOAMENTO INTERNO (LÍQUIDO)				
Altura do tubo (mm)	0,9	Número de Reynolds	7805,086	
	4		6497,207	
	ESCOAMENTO EXTERNO (AR)			
	0,9	Número de Reynolds	286,391	
4	424,995			

Fonte: Pesquisa direta (2019).

Tabela 18: Porcentagem da variação da efetividade, da eficiência global da superfície das aletas, de NTU e de U.A de acordo com a altura do tubo.

Variação				
Variação na altura do tubo	Efetividade	Eficiência global das superfícies das aletas (η_0)	Número de Unidades de Transferência	UA (kW/m ² .K)
4	0,55	0,97	0,91	0,59
0,9	0,71	0,93	1,45	0,95
Δ (%)	-22%	4%	-37%	-37%

Fonte: Pesquisa direta (2019).

Para a mesma variação da altura do tubo (H_{tubo}) foi plotado o gráfico do comportamento da taxa de transferência de calor. A Figura 38 apresenta o dito gráfico.

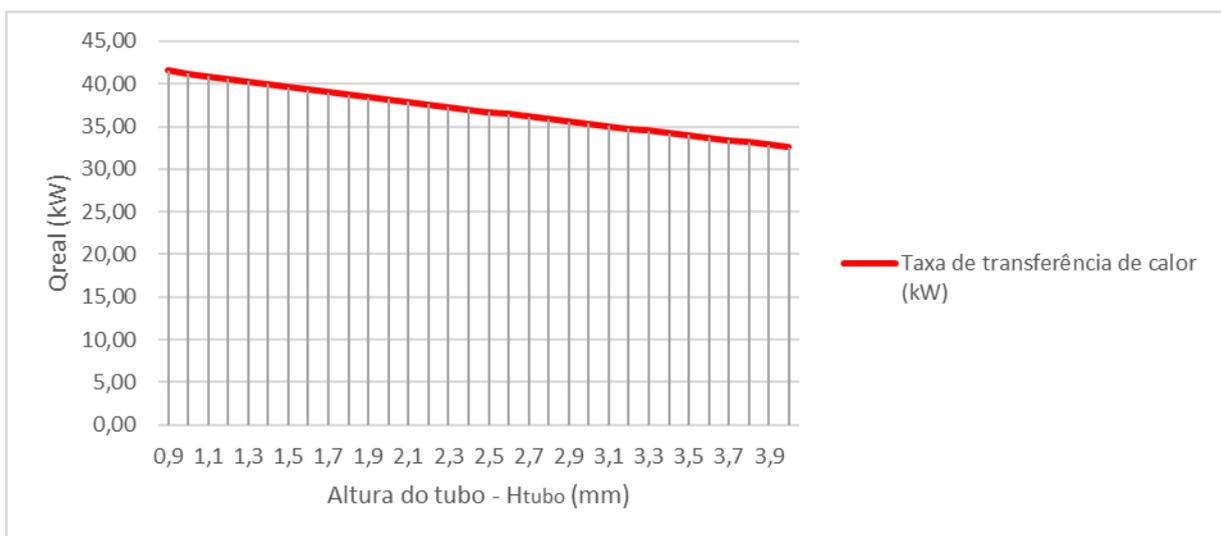


Figura 38: Influência da altura do tubo na taxa de transferência de calor.

Fonte: Pesquisa direta (2019).

É de fácil percepção a diminuição da taxa de transferência de calor com o aumento da altura do tubo (H_{tubo}). A explicação vem do decréscimo da efetividade que é diretamente

proporcional a taxa de transferência de calor, como mostrado na equação 18. A tabela 19 mostra porcentagem que a taxa de transferência de calor diminui.

Tabela 19: Porcentagem da variação da taxa de transferência de calor de acordo com a altura do tubo.

Variação	
Variação na altura do tubo	Taxa de transferência de calor (kW)
4	32,599
1	41,559
Δ (%)	-22%

Fonte: Pesquisa direta (2019).

4.2.4 Influência do número de tubos

Para realizar a análise da influência do número de tubos, foram fixados os parâmetros de entrada novamente, e variado apenas a altura da aleta (L_{aleta}), partindo do princípio de que a altura do radiador ($H_{radiador}$) é fixa devido a construção do equipamento. A influência dessa variação sobre a efetividade, a eficiência global superficial das aletas, o Número de Unidades de Transferência e o produto U.A novamente é apresentada por gráfico e tabelas. A Figura 39 mostra o gráfico plotado.

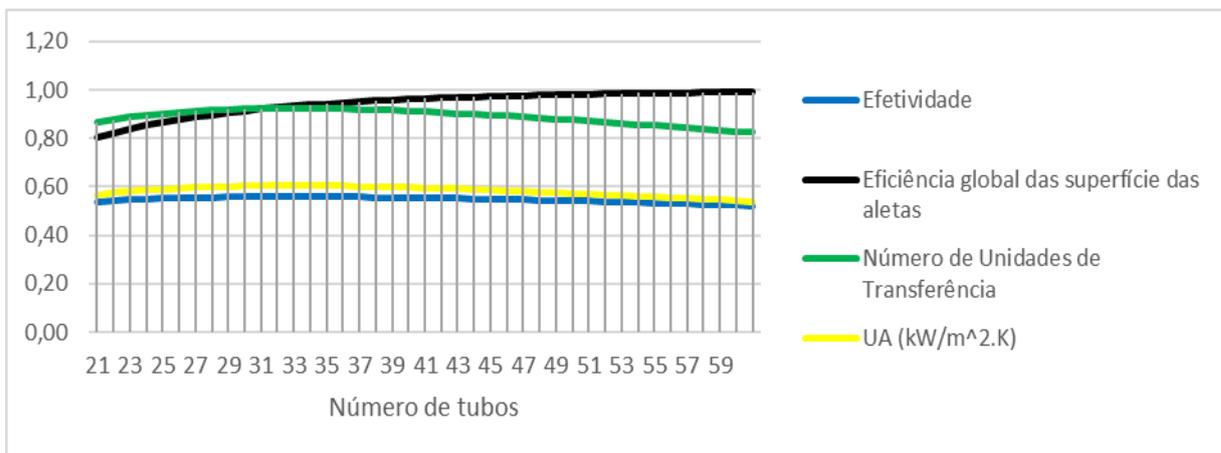


Figura 39: Influência do número de tubos na efetividade, na eficiência global superficial das aletas, no Número de Unidades de Transferência (NTU) e no produto U.A.

Fonte: Pesquisa direta (2019).

Variando o número de tubos de 20 até 60 percebe-se pelo gráfico que NTU e U.A crescem até um certo valor, depois começam a decrescer. Percebe-se que o maior valor está compreendido entre 31 e 39 tubos. A mesma percepção acontece para o valor da efetividade. A eficiência global da superfície das aletas tem um comportamento crescente, chegando quase

em seu valor máximo, que é 1, se o radiador possuir 60 tubos. A tabela 20 mostra a variação percentual de NTU, de U.A, da efetividade e da eficiência global da superfície das aletas se comparado o radiador com 60 tubos pelo radiador com 20 tubos.

Tabela 20: Porcentagem da variação da efetividade, da eficiência global da superfície das aletas, de NTU e de U.A de acordo com o número de tubos.

Varição				
Número de tubos	Efetividade	Eficiência global das superfícies das aletas (η_0)	Número de Unidades de Transferência	UA (kW/m².K)
60	0,52	0,99	0,83	0,54
20	0,54	0,81	0,87	0,57
Δ (%)	-3%	23%	-5%	-5%

Fonte: Pesquisa direta (2019).

Para ficar claro como essas variáveis crescem e depois decrescem observando a tabela 21. Para facilitar a interpretação da tabela, os intervalos estão separados por cores. Quando o parâmetro estiver crescendo usa-se a cor verde para simbolizar e quando o parâmetro decrescer vermelho.

Tabela 21: Valores da efetividade, da eficiência global superficial das aletas, do Número de Unidades de Transferência (NTU) e do produto U.A de acordo com o número de tubos.

Número de tubos	ϵ	η_0	NTU	UA (kW/m ² .K)
20	0,54	0,81	0,87	0,57
21	0,54	0,82	0,88	0,57
22	0,55	0,84	0,89	0,58
23	0,55	0,85	0,90	0,59
24	0,55	0,87	0,90	0,59
25	0,55	0,88	0,91	0,59
26	0,56	0,89	0,91	0,60
27	0,56	0,90	0,92	0,60
28	0,56	0,91	0,92	0,60
29	0,56	0,91	0,92	0,60
30	0,56	0,92	0,92	0,60
31	0,56	0,93	0,92	0,60
32	0,56	0,93	0,92	0,60
33	0,56	0,94	0,92	0,60
34	0,56	0,94	0,92	0,60
35	0,56	0,95	0,92	0,60
36	0,56	0,95	0,92	0,60
37	0,56	0,96	0,92	0,60
38	0,56	0,96	0,92	0,60
39	0,56	0,96	0,91	0,60
40	0,55	0,96	0,91	0,60
41	0,55	0,97	0,91	0,59
42	0,55	0,97	0,90	0,59
43	0,55	0,97	0,90	0,59
44	0,55	0,97	0,90	0,59
45	0,55	0,98	0,89	0,58
46	0,55	0,98	0,89	0,58
47	0,55	0,98	0,88	0,58
48	0,54	0,98	0,88	0,58
49	0,54	0,98	0,88	0,57
50	0,54	0,98	0,87	0,57
51	0,54	0,98	0,87	0,57
52	0,54	0,99	0,86	0,56
53	0,54	0,99	0,86	0,56
54	0,53	0,99	0,85	0,56
55	0,53	0,99	0,85	0,56
56	0,53	0,99	0,84	0,55
57	0,53	0,99	0,84	0,55
58	0,53	0,99	0,83	0,55
59	0,52	0,99	0,83	0,54
60	0,52	0,99	0,83	0,54

Fonte: Pesquisa direta (2019).

O gráfico que demonstra o comportamento da taxa de transferência de calor pela variação do número de tubos no radiador está apresentado na Figura 40.

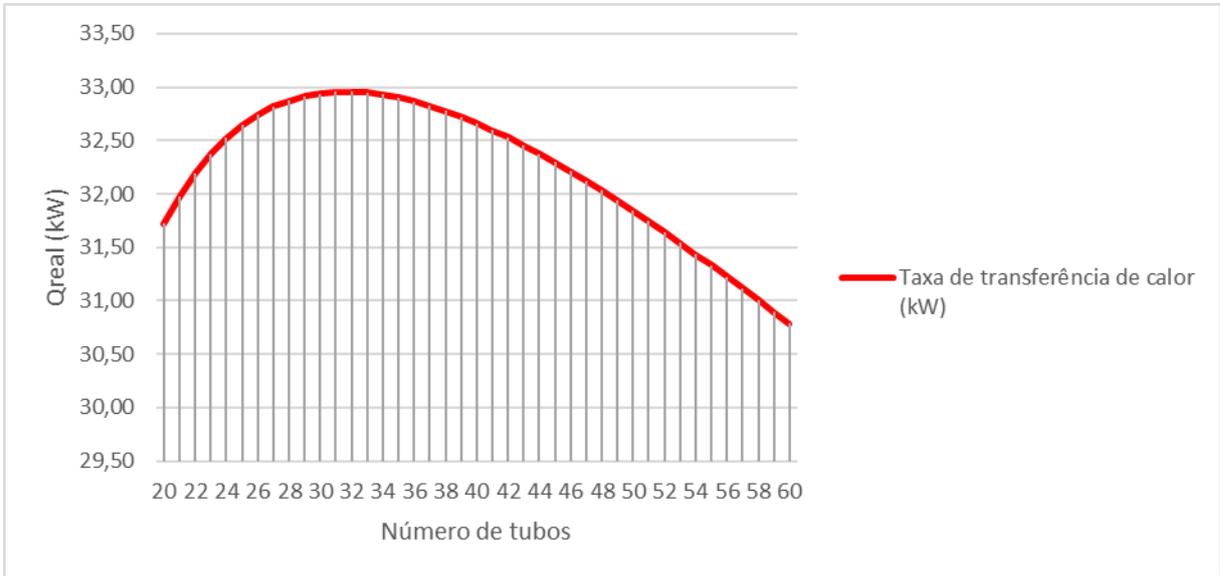


Figura 40: Influência do número de tubos na taxa de transferência de calor.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

Foi gerada também uma tabela para demonstrar o crescimento e decréscimo da taxa de transferência de calor de acordo com o número de tubos. A tabela 22 segue o mesmo padrão de cores explicado anteriormente.

Tabela 22: Valores da taxa de transferência de calor de acordo com o número de tubos.

Número de tubos	Q _{real} (kW)
20	31,72
21	31,98
22	32,20
23	32,37
24	32,52
25	32,64
26	32,74
27	32,82
28	32,87
29	32,91
30	32,94
31	32,95
32	32,96
33	32,95
34	32,93
35	32,90
36	32,87
37	32,83
38	32,78
39	32,72
40	32,66
41	32,60
42	32,53
43	32,46
44	32,38
45	32,30
46	32,21
47	32,12
48	32,03
49	31,94
50	31,84
51	31,74
52	31,64
53	31,54
54	31,44
55	31,33
56	31,22
57	31,12
58	31,01
59	30,90
60	30,79

Fonte: Pesquisa direta (2019).

4.2.5 Influência da espessura da aleta (H_{aleta})

Para finalizar foi feita a análise da influência da espessura da aleta (H_{aleta}) na efetividade, na eficiência global da superfície das aletas, no Número de Unidades de Transferência (NTU) e no coeficiente global de troca térmica (U.A). Variou-se a espessura da aleta de 0,05mm até 0,45mm, com os resultados foram plotados gráficos novamente. A Figura 41 mostra o gráfico gerado.

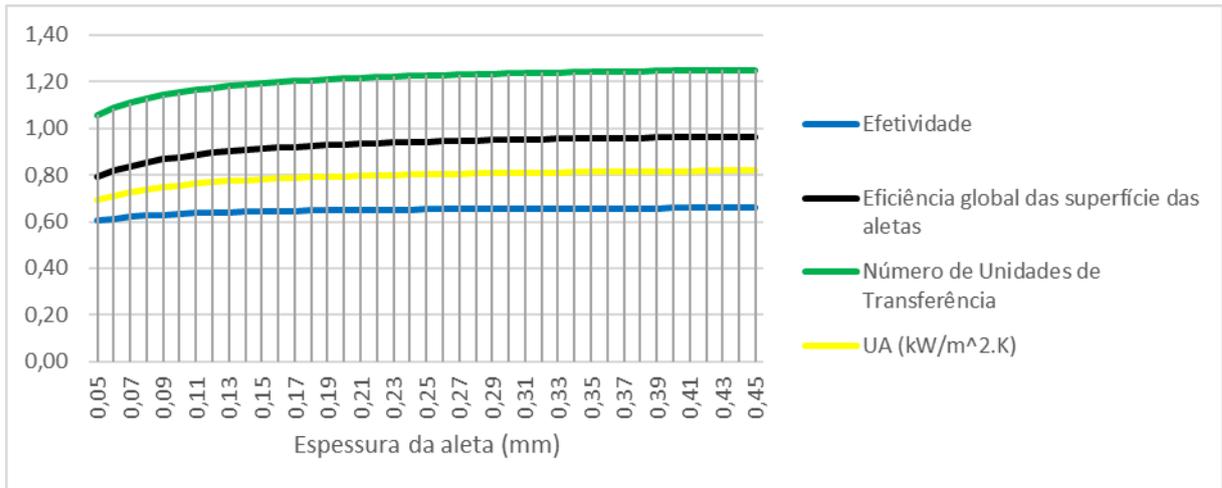


Figura 41: Influência da espessura da aleta na efetividade, na eficiência superficial da aleta, no Número de Unidades de Transferência (NTU) e no produto U.A.

Fonte: Pesquisa direta (2019).

Pelo gráfico percebe-se que todos os parâmetros analisados tendem a crescer com o aumento da espessura da aleta, chegando num ponto em que passa a ser praticamente constante. A tabela 23 mostra a diferença percentual no valor dos parâmetros com a espessura da aleta (H_{aleta}) igual a 0,45mm e com 0,05mm.

Tabela 23: Porcentagem da variação da efetividade, da eficiência global da superfície das aletas, de NTU e de U.A de acordo com espessura da aleta.

Variação				
Espessura da aleta (mm)	Efetividade	Eficiência global das superfícies das aletas (η_0)	Número de Unidades de Transferência	UA (kW/m².K)
0,45	0,66	0,96	1,25	0,82
0,05	0,60	0,79	1,06	0,69
Δ (%)	9%	22%	18%	18%

Fonte: Pesquisa direta (2019).

Para fechar a análise foi gerado um gráfico que mostra o comportamento da taxa de transferência de calor. Pode-se notar que ele apresenta o mesmo comportamento. A Figura 42 mostra tal gráfico.

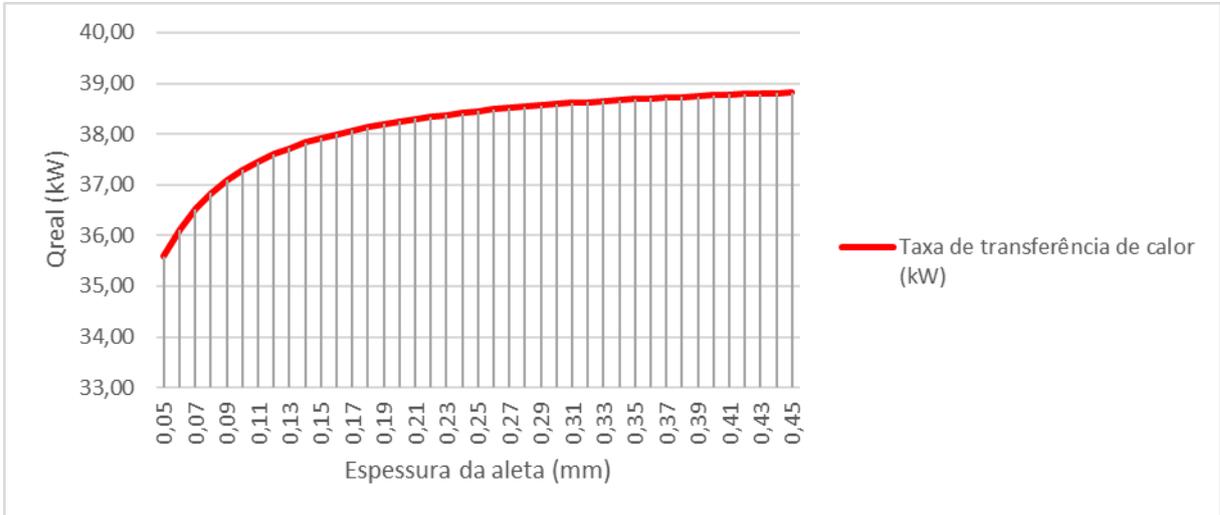


Figura 42: Influência da espessura da aleta na taxa de transferência de calor.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

A porcentagem do aumento é apresentada na tabela 24.

Tabela 24: Porcentagem da variação da taxa de transferência de calor de acordo com espessura da aleta.

Variação	
Espessura da aleta (mm)	Taxa de transferência de calor (kW)
0,45	38,82
0,05	35,58
Δ (%)	9%

Fonte: Pesquisa direta (2019).

4.3 Análise dos resultados

Depois da variação dos parâmetros acima, foi gerado um gráfico que apresenta os resultados de forma resumida e será utilizado para realização da sistematização da análise. O gráfico aparece na Figura 43.

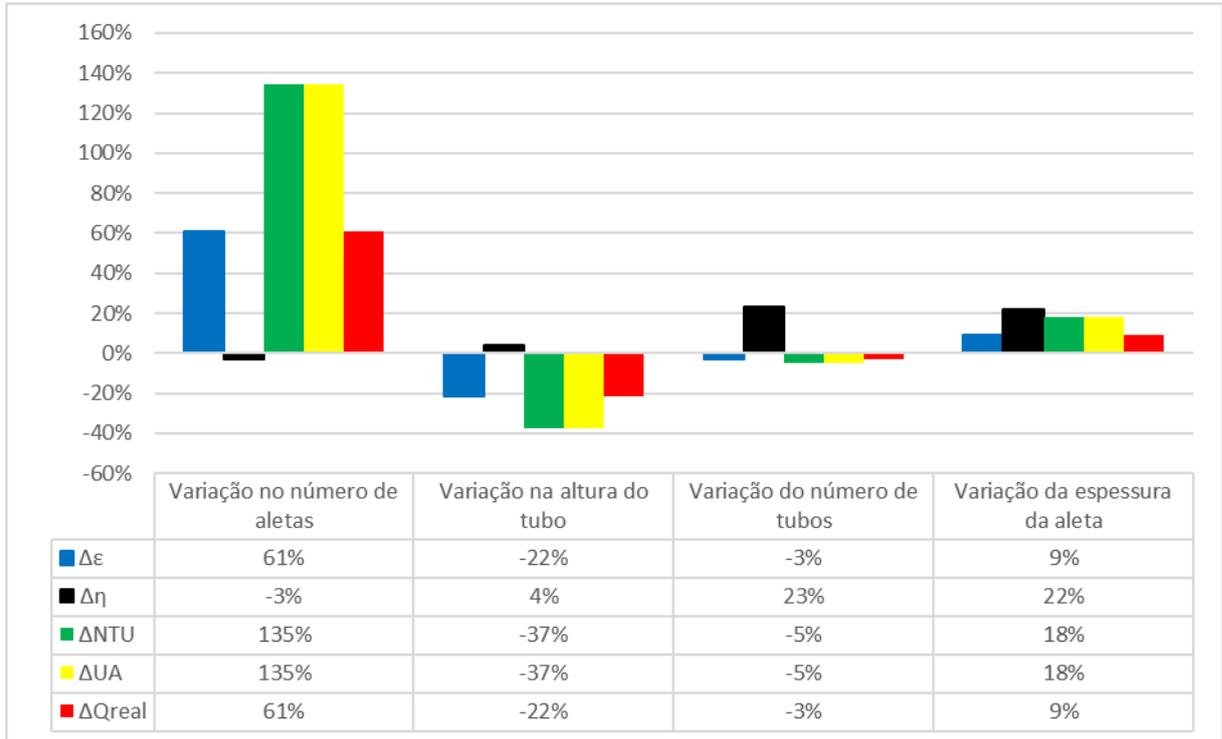


Figura 43: Resultados resumidos.
Fonte: Pesquisa direta (2019).

Diante dos dados apresentados pelo gráfico da Figura 43, é possível perceber que a variação no número de aletas no radiador é o parâmetro que mais exerce influência sobre os resultados. A variação na altura do tubo também tem uma significativa influência sobre os resultados, mas com o aumento da altura dos tubos os resultados decrescem. A variação do número de tubos influencia expressivamente apenas sobre a eficiência global da superfície das aletas.

Depois de plotar os resultados proposto no trabalho, e analisados, o próximo capítulo será a conclusão do trabalho. Será nele tratado também sugestões para trabalhos futuros.

5 CONCLUSÃO

Esse capítulo tem por objetivo finalizar do trabalho a partir dos resultados obtidos nos cálculos, deixando claro a influência dos parâmetros de construção do radiador no seu desempenho.

5.1 Conclusões

O sistema de arrefecimento de um veículo é o responsável por retirar a grande taxa de calor gerada pelo motor de combustão interna. É esse sistema que garante o correto funcionamento dos componentes do motor. O radiador é o principal componente desse sistema.

O radiador é um trocador de calor compacto, e precisa ser muito bem dimensionado para que possa cumprir os requisitos a ele exigido. Esse trabalho realizou os cálculos pertinente a esse equipamento, e analisou a influência de alguns parâmetros geométricos no desempenho do radiador. Todo o trabalho foi fundamentado em pesquisas bibliográficas sobre motor de combustão interna, sistemas de arrefecimento, trocadores de calor compacto e por fim o equipamento radiador.

Para início da realização dos cálculos foram retidos os parâmetros característicos e de operação do trabalho de Papais (2013) e de Oliveira (2018). O equipamento se mostrou bastante eficaz, pois pelos cálculos mostrou que é capaz de retirar 38,45kW, e pelo trabalho de Papais era necessário a retirada de 23kW. Todos os cálculos e gráficos foram feitos com auxílio do software Microsoft Office Excel.

Foram analisados através de gráficos e tabelas a influência do número de aletas, da altura dos tubos (H_{tubos}), do número de tubos e da espessura da aleta (H_{aleta}) sobre alguns parâmetros como, coeficiente global de transferência de calor (U.A), Número de Unidade de Transferência (NTU), efetividade (ϵ), eficiência global da superfície das aletas (η_0) e taxa de transferência de calor.

Foi de fácil percepção que o aumento do número de aletas é o parâmetro que mais influência nos resultados, sendo ele diretamente proporcional a efetividade (ϵ), o Número de Unidade de Transferência (NTU), ao coeficiente global de transferência de calor (U.A) e a taxa de transferência de calor. O parâmetro que foi inversamente proporcional foi a eficiência global da superfície das aletas (η_0).

Pode-se falar que quanto mais turbulento os escoamentos, maior será a taxa de transferência de calor, e por consequência melhor desempenho, porém, deve-se realizar uma outra análise a fim de mensurar o aumento da perda de carga, um fator prejudicial. O aumento da área de troca térmica do escoamento externo aumenta também a taxa de transferência de calor, isso acontece porque influencia diretamente no coeficiente global de transferência de calor (U.A) e no Número de Unidades de Transferência (NTU).

A tabela 25 mostra como o crescimento de alguns parâmetros influencia no desempenho do radiador.

Tabela 25: Influência de alguns parâmetros.

Parâmetro	Influência
Número de aletas	Positiva
Altura do tubo	Negativa
Número de tubos	Negativa
Espessura da aleta	Positiva

Fonte: Pesquisa direta (2019).

Entendendo a tabela 25, pode-se dizer que o aumento do número de aleta e o aumento da espessura da aleta são benéficos para o desempenho do radiador. O aumento da altura dos tubos e do número de tubos são prejudiciais para o desempenho do radiador.

O trabalho realizado pode auxiliar projetistas de trocadores de calor compacto, principalmente radiadores, a entender a influência dos parâmetros geométricos no desempenho.

5.2 Recomendações

Para trabalhos futuros recomenda-se considerar a resistência devido à incrustação, analisar a viabilidade de construção e peso do equipamento e calcular o aumento da perda de carga quando se aumenta o número de aletas.

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

BEJAN, Adrian; KRAUS, ALLAN D. **HEAT TRANSFER HANDBOOK**. John Wiley & Sons, Inc. Canada, 2003.

BORSATTI, E. J. **Estudo do sistema Duto-trocador de calor compacto para veículos de competição**. Dissertação – Universidade de São Paulo, São Paulo 2010.

BRUNETTI, Franco. **Mecânica dos Fluidos / 2ª Ed.**, São Paulo, SP: Pearson Prentice Hall, 2008.

BRUNETTI, Franco. **Motores de Combustão Interna**. São Paulo: Blucher, v.1, 2012.

BRUNETTI, Franco. **Motores de Combustão Interna**. São Paulo: Blucher, v.2, 2012.

CARL, Matthew; GUY, Dana; LEYENDECKER, Brett; MILLER, Austin; FAN, Xuejun. **The theoretical and experimental investigation of the heat transfer process of an automobile radiator**. Department of Mechanical Engineering. Lamar University. Beaumont. 12p, April 2012. Disponível em: < <https://www.coursehero.com/file/25920158/No-31-2012-ASEE-Radiator-Finalpdf/> >. Acessado em: 20 de março de 2019.

CARVALHO, C. B.; CARVALHO, E. P.; RAVAGNANI, M. A. S. S. **Sintonia de Controladores em Trocadores de Calor sob a Influência de Incrustações**. Maringá, 2017. 6p. Disponível em < https://www.researchgate.net/publication/321920756_Sintonia_de_Controladores_em_Trocaores_de_Calor_sob_a_Influencia_de_Incrustacoes >. Acessado em: 3 de novembro de 2018.

ÇENGEL, Yanus A. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 3 ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2009.

ÇENGEL, Yunus A; GHAJAR Afshin J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 4 ed. Porto Alegre (RS): McGraw-Hill, 2012.

GIL, A. C. **Como elaborar projetos de pesquisa**. São Paulo: Atlas, 2002.

GIL, A. C. **Métodos e técnicas de pesquisa social**. São Paulo: Atlas, 1999.

INCROPERA, F. P; DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e massa**, 5 ed. Rio de Janeiro: LTC- Livros Técnicos e Científicos Editora, 2003.

INTRODUÇÃO AOS MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA. **Car Up**. 2017. Disponível em: < <https://autocarup.com.br/introducao-aos-motores-a-combustao-interna/> >. Acessado em: 10 de setembro de 2018.

KUPPAN, T. **Heat Exchanger designer handbook**. 2 ed. Nova York: CRC Press, 2013.

LIMA, F. L. M.; SOARES, I. F. M.; COSTA, M. M. S. G.; SILVA, N. F. P. M.; SOUZA, P. J. S. C. P. **Motores de combustão interna**. Porto, 2009. 20p. Disponível em <https://paginas.fe.up.pt/~projfeup/cd_2009_10/relatorios/R507.pdf>. Acessado em: 15 de outubro de 2018.

LORA, E. E. S.; NASCIMENTO, M. A. R. **Geração Termelétrica: Planejamento, Projeto e Operação**. Rio de Janeiro: Interciência, v.1, 2004.

LUZ, M. L. G. S. **Motores de combustão interna**. Disponível em: <<https://wp.ufpel.edu.br/mlaura/files/2013/01/Apostila-de-Motores-a-Combust%C3%A3o-Interna.pdf>>. Acessado em: 26 de outubro de 2018.

MINAYO, M. C. S. **Pesquisa social: teoria, método e criatividade**. 22 ed. Rio de Janeiro: Vozes, 2003.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios da termodinâmica para engenharia**. 4. Ed. Rio de Janeiro, 2002.

OLIVEIRA, Carlos Alexandre de; ROSA, Andrea da. **Motores de combustão interna – álcool e gasolina**. Santa Maria, CEP SENAI Roberto Barbosa Ribas, 2003. 116 p. il. (Mecânica de Automóveis).

OLIVEIRA, Tiago Henrique. **Cálculo básico e análise da influência de parâmetros geométricos no desempenho de um radiador automotivo**. 52p. Monografia – Título de Engenheiro Mecânico, Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, MG, 2018.

PAPAI, Rafael Oliveira. **Cálculo da vazão de ar mínima no radiador de um automóvel: estudo de caso**. 33p. Monografia – Especialização Automotiva, Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia, São Caetano do Sul, SP, 2013. Disponível em: <<https://maua.br/files/monografias/completo-calculo-vazao-minima-radiadorautomovel-161659.pdf>> Acessado em 21 de março de 2019.

SHAH, R.K. e SEKULIĆ, D.P., 2003, **Fundamentals of heat exchangers**, John Wiley and Sons, New York, USA.

SILVA, E. L.; MENEZES, E. M. **Metodologia da pesquisa e elaboração de dissertação**, UFSC, 4 ed. Versão atualizada. Florianópolis 2005.

SISTEMA DE ARREFECIMENTO DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA. **Carros Infoco**. 2014. Disponível em: <<http://carrosinfoco.com.br/2014/07/sistema-de-arrefecimento-dos-motores-de-combustao-interna-2/>>. Acessado em: 20 de outubro de 2018.

SPRING, Alan W. **Princípio de funcionamento do motor a combustão interna ciclo Otto**. Disponível em: <<http://www.infomotor.com.br/site/2009/03/principio-defuncionamento-do-motor-a-combustao-interna-ciclo-otto>>. Acessado em: 25 de outubro de 2018.

TILLMANN, C. A. C. **Motores de combustão interna e seus sistemas**. Pelotas, 2013. 166p. Disponível em: <http://estudio01.proj.ufsm.br/cadernos/ifsul/tecnico_biocombustivel/motores_combustao_interna_e_seus_sistemas.pdf>. Acessado em: 16 de setembro de 2018.

VARELLA, C. A. A. **Sistemas auxiliares dos motores de combustão interna**. Rio de Janeiro, 2012. Disponível em: <http://www.ufrj.br/institutos/it/deng/varella/Downloads/IT154_motores_e_tratores/Aulas/sistemas_auxiliares.pdf>. Acessado em: 15 de outubro de 2018.