

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica  
Wagner Roberto Euzébio

**SIMULAÇÃO TERMO-HIDRÁULICA DE UM RADIADOR PARA ARREFECIMENTO  
DE UM GRUPO MOTOR GERADOR**

Belo Horizonte  
2013

Wagner Roberto Euzébio

**SIMULAÇÃO TERMO-HIDRÁULICA DE UM RADIADOR PARA ARREFECIMENTO  
DE UM GRUPO MOTOR GERADOR**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Luben Cabezas Gómez.

Belo Horizonte

2013

## FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

E91s Euzébio, Wagner Roberto  
Simulação termo-hidráulica de um radiador para arrefecimento de um grupo motor gerador / Wagner Roberto Euzébio. Belo Horizonte, 2013.  
115f.:il.

Orientador: Luben Cabezas Gómez  
Tese (Doutorado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

1. Permutadores térmicos. 2. Simulação (Computadores). 3. Análise térmica. 4. Meios de transferência de calor. 4. Modelos matemáticos. 5. Métodos de simulação. I. Gómez, Luben Cabezas. II. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

SIB PUC MINAS

CDU: 621.4

Wagner Roberto Euzébio

**SIMULAÇÃO TERMO-HIDRÁULICA DE UM RADIADOR PARA ARREFECIMENTO  
DE UM GRUPO MOTOR GERADOR**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

---

Luben Cabezas Gómez (Orientador) – PUC Minas

---

Cristiana Brasil Maia – PUC Minas

---

Paulo Eduardo Lopes Barbieri – CEFET MG

Belo Horizonte, 12 de julho de 2013.

Aos meus pais Geraldo e Inêz (*in memoriam*).

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente a DEUS, pela luz, saúde e força para realização deste trabalho;

Ao Prof. Dr. Luben Cabezas Gómez, pela colaboração fundamental para que eu vencesse mais esta etapa em minha vida, servindo como referência e me orientando com paciência, profissionalismo e competência;

Aos meus pais pela vida e por me ensinarem a preservar no caminho do bem da justiça;

A toda minha família, Waldir (in memorian), Osvaldo, Waldemar, Valdecir, Valmir, Vera, Walkíria, Valmira (in memorian), Valdete, Waldomiro, Luci, Luceni, Luciene pelo apoio e incentivo.

À colega Cleide Barbosa, pela pronta colaboração;

Aos Srs. Daniel de Castro Maciel e André Marcelino de Moraes pela pronta colaboração;

Ao Sr. Wandaick Viana, grande amigo de todas as horas;

Ao Sr. André Bragança, que grande ajuda prestou para a viabilização deste trabalho;

À Secretária Valéria Gomes, pelo profissionalismo e prontidão sempre;

E a todos os meus amigos, por serem amigos.

*“Numa construção, nada há de mais importante. Tudo concorreu para a existência, a sustentação e a beleza do realizado. Um mínimo detalhe que se lhe incruste e mereça relevância ou não, apoia-se no todo. Mas ao que mais se tecem loas é o que se apresenta acima da superfície. Não fosse a terra com sua firmeza, nada se lhe acomodaria sobre, mesmo que o alicerce lançasse raízes profundas em sua intimidade. A ela, como a todos que à sua semelhança mantiveram-me na superfície sem olvidar do alicerce, numa cadeia sucessória que se esbarra na origem, agradeço e dedico este trabalho”.*(Waldemar Euzébio Pereira)

## RESUMO

O trocador de calor é um equipamento utilizado para a troca de energia térmica entre dois ou mais fluidos com um diferencial de temperatura entre eles. Devido à sua versatilidade e em virtude dos avanços tecnológicos alcançados ao longo do tempo, os trocadores de calor possuem uma ampla área de atuação, sejam na geração e economia de energia, sistemas de calefação ou resfriamento de ambientes, no condicionamento de ar ou em processos químicos. O presente trabalho apresenta a simulação do processo de troca de energia térmica entre dois fluidos em um trocador de calor compacto com aletas tipo Louver, operando em regime permanente em um grupo motor gerador. O trocador de calor instalado em um grupo motor gerador de energia elétrica visa estabilizar a temperatura de operação do motor. Para avaliar a influência das variáveis geométricas no desempenho térmico do trocador de calor analisado, e com o intuito de viabilizar esta análise, desenvolveu-se um modelo computacional termo-hidráulico utilizando-se o software EES (Engineering Equation Solver) para simular o comportamento térmico do radiador pertencente ao sistema de arrefecimento do grupo motor gerador. O processo de simulação consiste na seleção do tipo de construção do trocador de calor, no cálculo de suas dimensões, definição do arranjo de escoamento, determinação das vazões mássicas, propriedades físicas e térmicas dos fluidos envolvidos e cálculo da queda de pressão. Os resultados mostraram que o modelo reproduz parcialmente o comportamento de um trocador de calor aplicado em um grupo motor gerador de 50 kW e também foi observado que a variação da temperatura do ar de entrada, dos parâmetros geométricos, da vazão mássica de ar e do fluido de arrefecimento alteraram a taxa de transferência de calor e a queda de pressão. A avaliação do modelo computacional é efetuada através da análise dos resultados da simulação.

Palavras-chave: Trocadores de calor. Simulação. Modelo computacional termo-hidráulico. Aleta tipo Louver. EES. Comportamento térmico.



## **ABSTRACT**

The heat exchanger is the equipment used to exchange thermal energy between two or more fluids with a temperature differential between them. Due to its versatility and because of technological advances over time, the heat exchangers have a large area of application, are in the generation and energy saving, heating systems or cooling environments, the air conditioning or chemicals process. This work presents a simulation of the process of exchange of heat between two fluids in a compact heat exchanger with fins Louver type, operating at steady state in a motor-generator group. The heat exchanger installed in a motor generator group aims to stabilize the operating temperature of the engine. To evaluate the influence of geometric variables on the thermal performance of the heat exchanger analyzed, and in order to facilitate this analysis, was developed a computational model thermo-hydraulic based on platform EES (Engineering Equation Solver) to simulate the thermal behavior of radiator cooling system belonging to the motor-generator group. The simulation process consists of selecting the type of construction of the heat exchanger in the calculation of its dimensions, defining the flow arrangement, determination of the mass flows, physical and thermal properties of the fluids involved and the calculation of the pressure drop. The results have showed that model reproduces partially the behavior of a heat exchanger used in a motor generator group 50 kW and it was also observed that the variation of the inlet air temperature, the geometric parameters of mass flow of air and coolant alter the rate of heat transfer and pressure drop. The evaluation of the computational model is carried out through analysis of simulation results.

**Keywords:** Heat exchangers. Simulation. Computational model thermo-hydraulic. Louver type fin. EES. Thermal behavior.

## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1	Tipos de aletas.....	38
FIGURA 2	Radiador automotivo com aletas tipo Louver .....	38
FIGURA 3	Vista parcial do sistema de arrefecimento de um motor.....	39
FIGURA 4	Desenho do grupo gerador com radiador no Chassi.....	40
FIGURA 5	Desenho do Trocador de calor Recuperador .....	52
FIGURA 6	Desenho do Trocador de calor Regenerador .....	53
FIGURA 7	Desenho Trocador de calor de contato direto – Torre de resfriamento .....	53
FIGURA 8	Classificação dos trocadores de calor.....	54
FIGURA 9	Classificação dos trocadores de calor.....	55
FIGURA 10	Desenho de Tipos de trocadores de calor compacto - Placa e aleta (A) e Tubo e aleta (B) .....	56
FIGURA 11	Aleta tipo Louver .....	57
FIGURA 12	Trocador de calor de aleta tipo Louver.....	58
FIGURA 13	Esquema da queda de pressão do lado do ar.....	61
FIGURA 14	Dimensões do radiador .....	68
FIGURA 15	Distribuição da energia do combustível.....	72
FIGURA 16	Esquema simplificado do sistema de arrefecimento do grupo motor gerador.....	79
FIGURA 17	Esquema do radiador e o sentido dos fluxos, cruzados e não misturados, envolvidos no processo de troca de calor.....	83
FIGURA 18	Fluxograma do método de solução da simulação do trocador de calor .....	88
FIGURA 19	Gráfico variação do ângulo Louver X Taxa de transferência de calor .....	91
FIGURA 20	Gráfico Ângulo Louver x Queda de pressão do lado do ar.....	91
FIGURA 21	Gráfico Densidade de aletas x Taxa de transferência de calor .....	92
FIGURA 22	Gráfico densidade de aletas x Queda de Pressão .....	93
FIGURA 23	Gráfico vazão de ar de entrada x Taxa de Transferência de Calor.....	93
FIGURA 24	Gráfico Vazão De Ar De Entrada X Queda De Pressão.....	94
Figura 25	Gráfico Número de tubos x Taxa de transferência de calor .....	95

FIGURA 26	Gráfico Número de tubos x Queda de pressão (lado fluido de arrefecimento) .....	95
FIGURA 27	Gráfico Número de tubos x Queda de pressão (lado do ar) .....	96
FIGURA 28	Gráfico Vazão de líquido de arrefecimento x Taxa de transferência de calor .....	97
FIGURA 29	Gráfico Vazão de líquido de arrefecimento x Queda de pressão .....	97
FIGURA 30	Gráfico Temperatura de ar de entrada x Taxa de transferência de calor .....	98
FIGURA 31	Gráfico Passo Louver x Taxa de transferência de calor.....	99
FIGURA 32	Gráfico Passo Louver x Queda de pressão.....	99

## LISTA DE TABELAS

TABELA 1	Composição do aditivo para fluido de arrefecimento .....	58
TABELA 2	Ensaio de corrosão .....	58

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	Área total de troca de calor ( $m^2$ )
$A_1$	Área total de troca de calor no lado do fluido de arrefecimento ( $m^2$ )
$A_2$	Área total de troca de calor no lado do ar ( $m^2$ )
$A_{c,1}$	Área de fluxo livre do lado do líquido de arrefecimento ( $m^2$ )
$A_{c,2}$	Área mínima de fluxo livre do lado do ar ( $m^2$ )
$A_f$	Área total de aletas ( $m^2$ )
$A_{fr,2}$	Área frontal do trocador de calor do lado do ar ( $m^2$ )
$A_{fr}$	Área frontal do trocador de calor ( $m^2$ )
$A_p$	Área primária ( $m^2$ )
$A_{tr,1}$	Área total de troca de calor do lado do fluido de arrefecimento ( $m^2$ )
$A_{tr,2}$	Área total de troca de calor do lado do ar ( $m^2$ )
$A_w$	Área de parede dos tubos ( $m^2$ )
$b$	Distância entre tubos ( $m$ )
$c_{p,1}$	Calor específico do líquido de arrefecimento a pressão constante ( $J/kg \cdot K$ )
$c_{p,2}$	Calor específico do ar a pressão constante ( $J/kg \cdot K$ )
$C_1$	Taxa de capacidade térmica do lado do líquido de arrefecimento ( $W/K$ )
$C_2$	Taxa de capacidade térmica do lado do ar ( $W/K$ )
$C_{c,tubo}$	Coefficiente de contração do jato (adimensional)
$Ch$	Consumo de combustível ( $kg/s$ )
$C_{máx}$	Taxa de capacidade térmica máxima ( $W/K$ )
$C_{mín}$	Taxa de capacidade térmica mínima ( $W/K$ )
$C_r$	Razão entre a taxa de capacidade térmica mínima e máxima (adimensional)
$D_{h,1}$	Diâmetro hidráulico do líquido de arrefecimento ( $m$ )
$D_{h,2}$	Diâmetro hidráulico do ar ( $m$ )
$f_1$	Fator de atrito do lado do fluido de arrefecimento (adimensional)
$f_2$	Fator de atrito do lado do ar (adimensional)
$g$	Aceleração da gravidade ( $m/s^2$ )
$G_1$	Velocidade mássica do lado do fluido de arrefecimento ( $kg/m^2 \cdot s$ )
$G_2$	Velocidade mássica do lado do ar ( $kg/m^2 \cdot s$ )
$h_o$	Entalpia específica de saída ( $J/kg$ )
$h_1$	Coefficiente convectivo de transferência de calor do fluido de arrefecimento ( $W/m^2 \cdot K$ )
$h_2$	Coefficiente convectivo de transferência de calor do ar ( $W/m^2 \cdot K$ )
$h_i$	Entalpia específica de entrada ( $J/kg$ )
$H_t$	Altura externa de um tubo ( $m$ )
$j_2$	Fator de Colburn do lado do ar (adimensional)
$k$	Coefficiente de condutividade térmica ( $W/m \cdot K$ )
$k_1$	Coefficiente de condutividade térmica do líquido de arrefecimento ( $W/m \cdot K$ )
$k_2$	Coefficiente de condutividade térmica do ar ( $W/m \cdot K$ )

$K_{c,2}$	Coeficiente de contração de jato do lado do ar (adimensional)
$K_{c,tri}$	Coeficiente de contração de jato para tubo Triangular (adimensional)
$K_{d,tri}$	Fator de conversão de distribuição de velocidade (adimensional)
$K_{d,tubo}$	Coeficiente de distribuição de velocidade para tubo circular (adimensional)
$K_{e,tri}$	Coeficiente de expansão de jato para tubo triangular (adimensional)
$K_{e,2}$	Coeficiente de expansão do lado do ar (adimensional)
$k_f$	Coeficiente de condutividade térmica do material da aleta ( $W/m \cdot K$ )
$k_w$	Coeficiente de condutividade térmica do material dos tubos ( $W/m \cdot K$ )
$L$	Espessura de parede ( $m$ )
$L_1$	Largura do radiador ( $m$ )
$L_2$	Profundidade do radiador ( $m$ )
$L_3$	Altura do radiador ( $m$ )
$L_f$	Comprimento da aleta ( $m$ )
$L_h$	Altura Louver ( $m$ )
$L_{louv}$	Comprimento Louver ( $m$ )
$L_s$	Metade da altura da aleta ( $m$ )
$L_p$	Passo Louver ( $m$ )
$m_f$	Eficiência global das aletas do lado do ar (adimensional)
$\dot{m}$	Vazão mássica de um fluido genérico ( $kg/s$ )
$\dot{m}_o$	Vazão mássica de saída ( $kg/s$ )
$\dot{m}_1$	Vazão mássica de fluido de arrefecimento ( $kg/s$ )
$\dot{m}_2$	Vazão mássica de ar ( $kg/s$ )
$\dot{m}_i$	Vazão mássica de entrada ( $kg/s$ )
$n_f$	Número total de aletas do lado do ar (adimensional)
$N_f$	Densidade de aletas do lado do ar por metro( $1/m$ )
$N_{louv}$	Número de Louveres (adimensional)
$N_p$	Número de passes do lado do fluido de arrefecimento (adimensional)
$N_{pg}$	Número de passagens do lado do ar (adimensional)
$N_t$	Número total de tubos (adimensional)
$Nus_1$	Número de Nusselt do lado do fluido de arrefecimento (adimensional)
$Nus_2$	Número de Nusselt do lado do ar (adimensional)
$pH$	Potencial hidrogeniônico (adimensional)
$P_{1,o}$	Pressão de saída do lado do fluido de arrefecimento ( $Pa$ )
$P_{1,i}$	Pressão de entrada do lado do fluido de arrefecimento ( $Pa$ )
$P_{2,i}$	Pressão de entrada do lado do ar ( $Pa$ )
$P_{2,o}$	Pressão de saída do lado do ar ( $Pa$ )
$P_f$	Passo da aleta do lado do ar ( $m$ )
$Pot_{bomba}$	Potência da bomba de fluido de arrefecimento ( $W$ )
$Pot_{vent}$	Potência do ventilador de ar ( $W$ )
$Pr_1$	Número de Prandtl do lado do fluido de arrefecimento (adimensional)
$Pr_2$	Número de Prandtl do lado do ar (adimensional)
$P_t$	Distância entre tubos acrescida da altura externa de um tubo ( $m$ )

$Q_{motor}$	Taxa de calor gerado pelo motor ( $W$ )
$Q_i$	Taxa de calor gerado no motor pela queima de combustível ( $W$ )
$\dot{Q}$	Taxa de calor transferido ( $W$ )
$\dot{Q}_{bomba}$	Taxa de calor transferido pela bomba ( $W$ )
$\dot{Q}_{ventilador}$	Taxa de calor transferido pelo ventilador ( $W$ )
$R_1$	Resistência térmica do lado do fluido de arrefecimento ( $K/W$ )
$R_2$	Resistência térmica do lado do ar ( $K/W$ )
$Re_1$	Número de Reynolds do líquido de arrefecimento (adimensional)
$Re_2$	Número de Reynolds do ar (adimensional)
$R_{ar}$	Constante do gás ( $J/kg \cdot K$ )
$R_w$	Resistência térmica de condução na parede dos tubos ( $K/W$ )
$S_f$	Altura da aleta ( $m$ )
$T_{1,i}$	Temperatura de entrada do líquido de arrefecimento ( $K$ )
$T_{1,o}$	Temperatura de saída do líquido de arrefecimento ( $K$ )
$T_{2,i}$	Temperatura do ar de entrada ( $K$ )
$T_{2,o}$	Temperatura do ar de saída ( $K$ )
$T_{\infty}$	Temperatura do fluido ( $K$ )
$T_s$	Temperatura da superfície ( $K$ )
$V$	Velocidade ( $m/s$ )
$u_2$	Velocidade do ar ( $m/s$ )
$U$	Coeficiente global de troca de calor ( $W/m^2 \cdot K$ )
$v_1$	Velocidade do fluido de arrefecimento ( $m/s$ )
$v_2$	Velocidade de entrada do ar ( $m/s$ )
$V_{hx,2}$	Volume do trocador de calor do lado do ar ( $m^3$ )
$\dot{W}_{vc}$	Taxa de trabalho útil transferido no volume de controle ( $W$ )
$\dot{W}_{eixo}$	Potência de eixo ( $W$ )
$w_t$	Largura do tubo ( $m$ )
$\Delta P_1$	Queda de Pressão do lado do fluido de arrefecimento ( $Pa$ )
$\Delta P_2$	Queda de Pressão do lado do ar ( $Pa$ )
$\Delta T_{max}$	Varição máxima de temperatura ( $K$ )
$\Delta T$	Varição de temperatura ( $K$ )
$z$	Varição de altura ( $m$ )
$\frac{dE_{vc}}{dt}$	Varição da energia com o tempo dentro do volume de controle ( $W$ )
$\frac{dm_{vc}}{dt}$	Varição da massa com o tempo dentro do volume de controle ( $kg/s$ )

## LISTA DE SÍMBOLOS GREGOS

$\beta$	Razão entre a área total de troca de calor de um só lado e o volume total do trocador de calor ( $m^2/m^3$ )
$\beta_2$	Razão entre a área total de troca de calor de um só lado e o volume total do trocador de calor do lado do ar ( $m^2/m^3$ )
$\delta$	Espessura da aleta ( $m$ )
$\delta_w$	Espessura da parede do tubo ( $m$ )
$\varepsilon_{hx}$	Efetividade do trocador de calor (adimensional)
$\eta_0$	Efetividade da superfície das aletas do lado do ar (%)
$\eta_{o,1}$	Efetividade da superfície das aletas do lado do fluido de arrefecimento (%)
$\eta_b$	Eficiência da bomba de fluido de arrefecimento (%)
$\eta_c$	Eficiência de combustão (rendimento térmico do motor) (%)
$\eta_f$	Eficiência de uma única aleta do lado do ar (%)
$\eta_v$	Eficiência do ventilador (%)
$\mu_1$	Viscosidade dinâmica do fluido de arrefecimento ( $N \cdot s/m^2$ )
$\mu_2$	Viscosidade dinâmica do ar ( $N \cdot s/m^2$ )
$\rho$	Densidade do fluido ( $kg/m^3$ )
$\rho_1$	Densidade do líquido de arrefecimento ( $kg/m^3$ )
$\rho_{2,i}$	Densidade do ar de entrada ( $kg/m^3$ )
$\rho_{2,m}$	Densidade média do ar ( $kg/m^3$ )
$\rho_{2,o}$	Densidade do ar de saída ( $kg/m^3$ )
$\rho_2$	Densidade do ar ( $kg/m^3$ )
$\sigma$	Razão entre a área de fluxo-livre mínima e a área frontal do radiador (adimensional)
$\sigma_2$	Porosidade do lado do ar (adimensional)



## LISTA DE ABREVIATURAS

*ABNT* Associação Brasileira de Normas Técnicas

*C.F.D* Dinâmica dos Fluidos Computacional

*NUT* Número de Unidades de Transferência de calor

*PCI* Poder Calorífico Inferior (*kJ/kg*)

## LISTA DE SUBSCRITOS

<i>ar</i>	Ar
<i>bomba</i>	Bomba de fluido de arrefecimento
<i>c</i>	Refrigerante
<i>c, tri</i>	Contração de jato para tubo triangular
<i>c, tubo</i>	Contração de jato em tubo
<i>d, tri</i>	Distribuição de velocidade para tubo triangular
<i>d, tubo</i>	Distribuição de velocidade para tubo circular
<i>e</i>	Expansão de jato
<i>eixo</i>	Eixo
<i>f</i>	Aleta lado ar
<i>fr</i>	Frontal lado ar
<i>ger</i>	Gerada
<i>h</i>	Altura
<i>hx</i>	Trocador de calor
<i>i</i>	Entrada
<i>louv</i>	Louver
<i>m</i>	Média
<i>máx</i>	Máximo
<i>min</i>	Mínimo
<i>motor</i>	Motor
<i>o</i>	Saída
<i>p</i>	Primária
<i>pg</i>	Passagem do lado do ar
<i>s</i>	Superfície
<i>t</i>	Tubo
<i>tr</i>	Troca de calor
<i>vc</i>	Volume de controle
<i>vent</i>	Ventilador
<i>w</i>	Parede
<i>1</i>	Lado do fluido de arrefecimento
<i>2</i>	Lado do ar

## SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO .....	37
1.1	Justificativa .....	40
1.2	Objetivo Geral.....	41
1.2.1	<i>Objetivos específicos</i> .....	41
2	REVISÃO DA LITERATURA .....	42
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....	52
3.1	Trocadores de calor .....	52
3.1.1	<i>Cálculo da efetividade do trocador de calor compacto (radiador)</i> .....	59
3.1.2	<i>Cálculo da queda de pressão no trocador de calor</i> .....	60
3.2	Equações da conservação de massa e energia .....	64
4	METODOLOGIA .....	66
4.1	Dados de entrada .....	67
4.1.1	Dados da geometria do Radiador do lado do ar .....	67
4.1.2	<i>Dados do radiador do lado do fluido de arrefecimento</i> .....	71
4.2	Cálculos utilizados.....	72
4.2.1	<i>Cálculo da vazão mássica de ar</i> .....	72
4.2.2	<i>Cálculos da vazão mássica de fluido de arrefecimento</i> .....	73
4.2.3	<i>Propriedades físicas e térmicas</i> .....	74
4.2.4	<i>Cálculo do Fator de atrito</i> .....	76
4.2.5	<i>Queda de pressão no trocador de calor do lado do fluido de arrefecimento e lado do ar</i> .....	77
4.2.6	<i>Cálculo da potência da bomba de líquido de arrefecimento e do ventilador</i> .....	78
4.3	Descrição do sistema proposto.....	78
4.3.1	<i>Radiador</i> .....	80
4.3.2	<i>Motor gerador</i> .....	81
4.3.3	<i>Bomba de fluido de arrefecimento</i> .....	82
4.3.4	<i>Ventilador</i> .....	82
4.3.4.1	<u>Taxa de transferência de calor</u> .....	83
4.3.4.2	<u>Coeficiente convectivo de troca de calor do ar</u> .....	84
4.3.4.3	<u>Coeficiente convectivo de troca de calor do fluido de arrefecimento</u> .....	85
4.3.4.4	<u>Cálculo das resistências térmicas <math>R_w, R_2, R_1</math></u> .....	86
4.4	Metodologia de solução no EES.....	87
5	ANÁLISE E DISCUSSÃO DE RESULTADOS.....	89
5.1	Influência de parâmetros geométricos.....	90
6	CONCLUSÃO .....	100
	REFERÊNCIAS.....	102
	APÊNDICES .....	106

## 1 INTRODUÇÃO

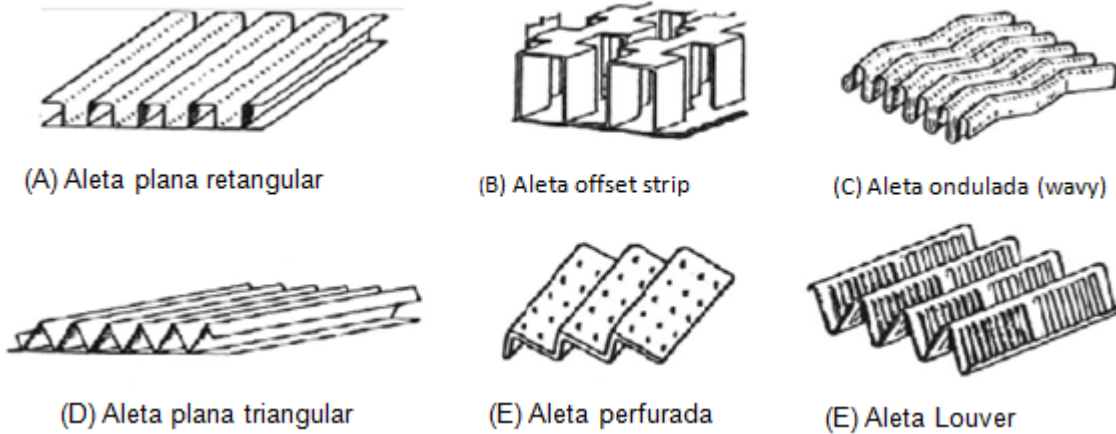
O trocador de calor é um equipamento utilizado para a troca de energia térmica entre dois ou mais fluidos, entre uma superfície sólida e um fluido. As aplicações típicas envolvem o aquecimento ou resfriamento do escoamento de um fluido de interesse e a evaporação ou condensação de uma corrente única ou correntes de fluido de múltiplos componentes. Em outras aplicações o objetivo pode ser o de rejeitar ou recuperar calor de um fluido de processo. Em alguns trocadores de calor os fluidos estão em contato direto. Na maioria dos trocadores de calor o processo de transferência de calor ocorre através de uma parede que faz a interface entre dois ou mais fluidos (SHAH; SEKULIC, 2003).

Os trocadores de calor podem ser classificados de várias maneiras. De acordo com a classificação pela compactação da sua superfície de troca de calor obtida pela razão entre a área de superfície e o volume do trocador, denominada  $\beta$ , sendo este parâmetro superior a  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$  e pelo tipo de construção, tem-se o trocador de calor compacto de tubos e aletas, objeto deste trabalho. Os tubos que compõem o trocador de calor podem ser planos ou circulares. As aletas, fixadas no exterior dos tubos podem ser do tipo planas, onduladas (wavy), off-set-strip ou Louver, dentre outras. Neste trabalho, os tubos considerados são planos e as aletas selecionadas, do tipo Louver que são de alumínio, estampadas com perfil especial tipo venezianas que promovem alto desempenho na troca de calor.

Os trocadores de calor têm desempenhado relevante papel nos últimos 60 anos na indústria aeroespacial, automobilística, plantas de geração de energia (termoelétricas) dentre outras. Fatores como restrição de espaço, exigências de alto desempenho e redução de custos, dentre outros contribuíram para o desenvolvimento da classe dos trocadores de calor compactos. A redução do consumo de energia em operação e a minimização do capital investido no equipamento além da redução no volume do fluido utilizado em sistemas fechados justificam a sua larga aplicação em diferentes setores da indústria (HESSELGREAVES, 2001).

A Figura 1 apresenta alguns tipos de aletas utilizadas em trocadores de calor.

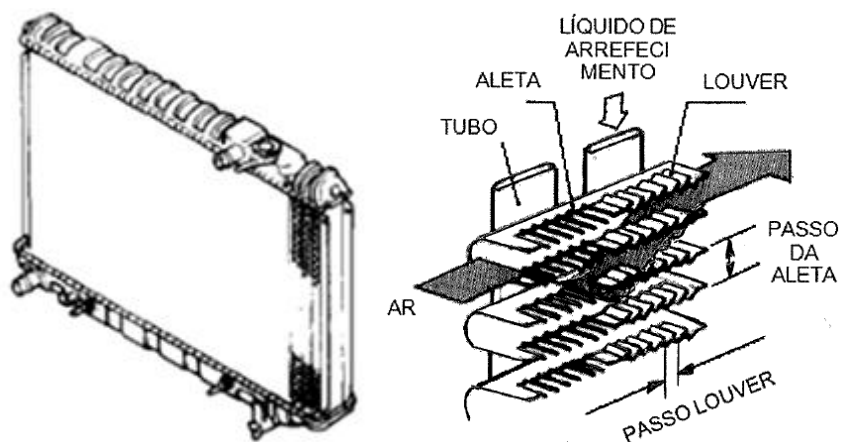
**Figura 1 Tipos de aletas**



Fonte: adaptado de Hesselgreaves, 2001

A aleta tipo Louver é um modelo de aleta que possui aberturas estampadas para que o escoamento alterne entre as duas faces da placa, possibilitando uma mistura parcial das diferentes correntes de ar, dessa forma é aumentado a transferência de calor. Os trocadores de calor de aletas tipo Louver de tubo plano e aletas planas são considerados geometria padrão para radiadores automotivos, também com aplicação em aeronaves. A Figura 2 mostra um radiador automotivo com aletas tipo Louver onde em detalhe é mostrado o percurso do ar entre aletas e através dos Louveres, as aletas, o passo das aletas, os Louveres, o passo Louver e os tubos planos.

**Figura 2 Radiador automotivo com aletas tipo Louver**

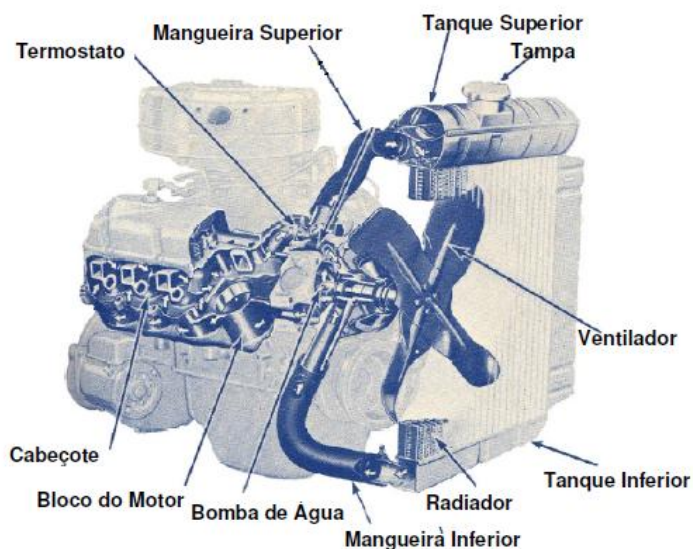


Fonte: adaptado de Webb e Trauger, 1991

Na composição do sistema de arrefecimento do grupo motor gerador, além das aletas do lado do ar, há também o fluido de arrefecimento. A

Figura 3 mostra um esquema simplificado do sistema de arrefecimento de um motor.

**Figura 3 Vista parcial do sistema de arrefecimento de um motor**



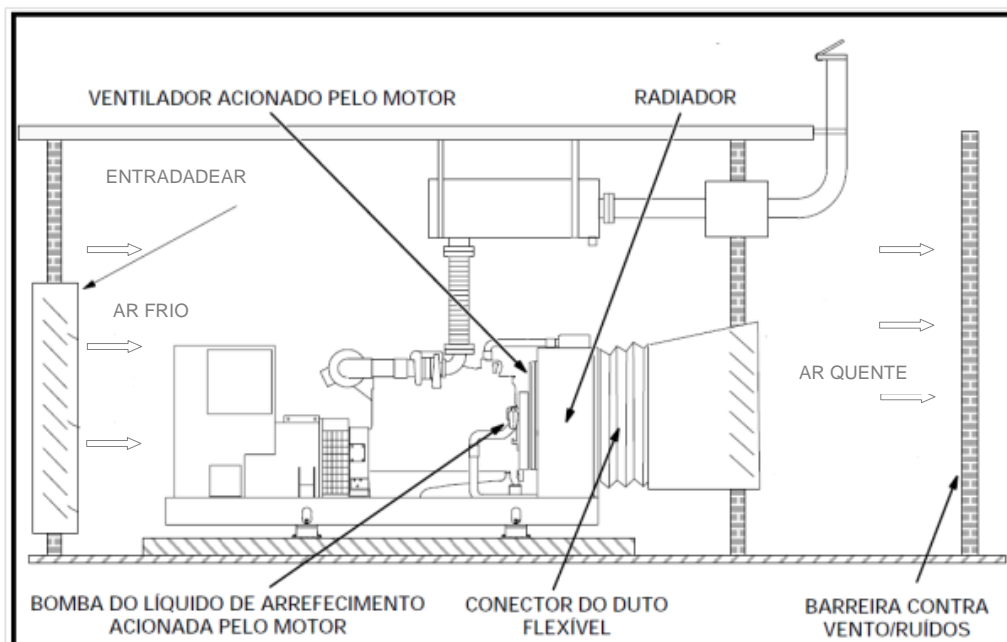
**Fonte: Adaptado de Campos, 2009**

Nos motores de combustão interna parte da energia do combustível é convertida em energia térmica no sistema de arrefecimento. Conforme é mostrado na Figura 3, o sistema de arrefecimento é basicamente constituído por uma bomba, um trocador de calor (radiador), uma válvula termostática, mangueiras de ligação superior e inferior, ventilador e fluido de arrefecimento. O fluido de arrefecimento é bombeado para o motor, passando pelo bloco e cabeçote. Após atingir uma determinada temperatura a válvula termostática libera o escoamento do líquido de arrefecimento para o tanque superior, em seguida ao radiador onde se efetua a troca de calor com o ar impulsionado pelo ventilador. O líquido arrefecido que se encontra no tanque inferior retorna para controle da temperatura do motor. O sistema de arrefecimento é fechado e pressurizado, podendo ser abastecido com água limpa, desmineralizada, ou em mistura com etileno ou propileno-glicol e outros aditivos.

Participante do sistema de arrefecimento, o ar tem o seu percurso descrito conforme mostrado na Figura 4, juntamente com um tipo de configuração de um grupo motor gerador.

A configuração básica de um grupo motor gerador possui um radiador acoplado ao chassi e um ventilador acionado pelo motor para resfriar o líquido de arrefecimento. A Figura 4 nos mostra um grupo motor gerador confinado em um recinto fechado. A entrada de ar frio se dá por meio de ventiladores que captam o ar externo sendo este devolvido ao meio exterior, aquecido após a passagem pelo radiador onde se realiza a troca de calor com o líquido de arrefecimento do motor do grupo gerador. O duto flexível acoplado ao radiador conduz o ar aquecido ao meio externo, onde se pode notar a presença de uma barreira física contra ventos e ruídos.

**Figura 4 Desenho do grupo gerador com radiador no Chassi**



Fonte: Adaptado de Cummins Power Generation, 2011

## 1.1 Justificativa

Para avaliar o desempenho de um trocador de calor é preciso o conhecimento do seu desempenho térmico, bem como quantificar os recursos consumidos em sua construção e operação, tais como energia, a matéria prima para a interface, o fluido de arrefecimento disponível e a potência requerida pela bomba de fluido. Estes fatores devem ser considerados a fim de se obter a melhor relação custo/benefício no investimento. Considerações econômicas são relevantes, tanto quanto o projeto de engenharia (KREITH; BOHN, 2003).

O presente trabalho objetiva simular computacionalmente o comportamento térmico do radiador do sistema de arrefecimento de um grupo motor gerador movido a óleo diesel, operando em regime permanente. Com esse estudo se pretende avaliar a influência de parâmetros geométricos no desempenho térmico do trocador de calor analisado. O código computacional foi desenvolvido utilizando-se o software EES (Engineering Equation Solver), empregado para solução de sistemas de equações simultâneas não lineares. O software fornece uma vasta gama de funções especializadas úteis e equações para solução de problemas de termodinâmica e transferência de calor.

A importância do trabalho está relacionada à possibilidade de se dispor de uma ferramenta para simulação de um dos elementos fundamentais do sistema de arrefecimento, o radiador, proporcionando a previsão do comportamento do sistema sob distintas condições de funcionamento. O programa de simulação constitui uma ferramenta para realizar cálculos termo-hidráulicos, prever o desempenho de equipamentos já existentes, e para eventual projeto de novas unidades. Dessa forma se pretende evitar a realização em demasia de ensaios de desempenho térmico do sistema de arrefecimento.

## **1.2 Objetivo Geral**

Simular o comportamento de um trocador de calor utilizando um modelo computacional termo-hidráulico.

### **1.2.1 Objetivos específicos**

- a) Formular um modelo termo hidráulico para simular o comportamento de um trocador de calor compacto de fluxo cruzado, radiador, para arrefecimento de um grupo motor gerador;
- b) Desenvolver um programa de computador para realização de simulações numéricas com o modelo termo-hidráulico formulado no software EES;
- c) Analisar o desempenho térmico do radiador e suas diversas características termo-hidráulicas através de resultados da modelagem computacional, considerando a influência de parâmetros geométricos e operacionais do sistema.



## 2 REVISÃO DA LITERATURA

Chen e Ren (1988) utilizando a técnica de sublimação do naftaleno investigaram o efeito do espaçamento entre as aletas na capacidade de transferência de calor e a queda de pressão em trocadores de calor com duas fileiras de placa e aletas e trocadores de calor de tubos. Os coeficientes médios de transferência foram determinadas a partir de medições da massa transferida em um sistema analógico que consiste de um par de placas de naftaleno e um conjunto de discos separadores. O sistema analógico modelou um fluxo típico de calor de um trocador de calor. Os autores observaram que quando a relação espaço entre aletas/diâmetro dos tubos é menor que 0,33 o espaçamento entre aletas praticamente não tem efeito sobre a transferência de calor em baixo número de Reynolds ( $Re=7000$ ), mas tem forte influência para números de Reynolds maiores ( $Re=12000$ ). À medida que a relação (espaço entre aletas/diâmetro dos tubos) cresce, aumenta-se a transferência de calor até o valor limite de 0,336 a partir do qual passa a não ter efeito sobre a transferência de calor. Através da visualização do escoamento observou-se que os vórtices gerados tornaram-se mais fortes quando o espaçamento entre aletas foi aumentado até o valor limite da relação. O maior valor de fator de atrito foi registrado para a relação (espaço entre aletas/diâmetro dos tubos) menor que 0,193 pelos autores para os dois tipos de trocadores de calor.

Erek et al (2005) estudaram as influências das mudanças na geometria das aletas, elipticidade e espessura dos tubos sobre a transferência de calor entre os gases de combustão e a água e a queda de pressão em um trocador de calor de aletas planas e tubos em uma simulação numérica mediante o uso da técnica de C.F.D (Dinâmica dos Fluidos Computacional). Foi observado pelos autores que a distância entre aletas tem um forte influência sobre a queda de pressão do trocador de calor e que o aumento da elipticidade dos tubos aumenta a transferência de calor ao mesmo tempo que, também proporciona uma redução importante na queda de pressão devido ao menor arraste de forma em relação aos tubos circulares. Foi notado que a transferência de calor juntamente com a queda de pressão elevam-se quando a altura da aleta é acrescida em virtude do aumento da área de superfície de troca de calor. Os autores relataram que a medida que a espessura dos tubos foi reduzida houve um aumento na taxa de transferência de calor pelo fato da

resistência entre a água e o gás de combustão ser menor nesta situação e uma redução na queda de pressão.

Dehghandokht et al (2011) estudaram as características termo hidráulicas do escoamento de um fluido num trocador de calor de serpentina multi-portas e meso-canais por meio de simulação numérica. Água e uma mistura de água e etileno-glicol foram pesquisadas como líquidos de resfriamento. Os resultados foram comparados com dados experimentais nas mesmas condições geométricas e operacionais. As previsões numéricas para taxa de transferência de calor, queda de pressão e temperatura no líquido de arrefecimento concordaram com os dados experimentais. De acordo com os autores, conforme esperado, um aumento no fluxo de massa do fluido quente, gera um aumento na taxa de transferência de calor e na queda de pressão. A serpentina curva do trocador de calor de meso-canais ocasionou um aumento de cerca de 20% na taxa de transferência de calor devido à existência de uma nova região de entrada e do seu perfil de temperatura depois da curva. Também foi observado que as características de transferência de calor da água e da mistura água-etilenoglicol são semelhantes a baixos números de Reynolds ( $Re=1000$ ) e que as multi-portas do núcleo do trocador de calor proporcionam uma distribuição uniforme de temperatura do fluido quente em todos os canais.

Shati, Blakey e Beck (2011) estudaram o efeito da alteração da emissividade e da rugosidade da parede posterior na saída de um radiador de calor, experimentalmente e mediante o uso da técnica de C.F.D (Dinâmica dos Fluidos computacional). Conforme os autores os resultados obtidos de um modelo turbulento em 3D simulado e o experimental tiveram a mesma tendência. Os dados fornecidos pela pesquisa indicaram que superfícies de elevada rugosidade e de alta emissividade aumentam tanto a intensidade da turbulência quanto a transferência de calor por convecção, o que por sua vez aumenta a taxa de fluxo de massa e a velocidade do ar na parte posterior do radiador resultando numa transferência de calor mais elevada em comparação com uma superfície lisa e brilhante.

Sertkaya, Altinisik e Dincer (2011) estudaram o desempenho térmico de seis trocadores de calor experimentalmente, sendo três trocadores de calor de espuma de alumínio de células abertas com 10, 20 e 30 poros por polegada e três trocadores de calor com aletas planas de alumínio com o passo da aleta de 1,6, 3,2 e 4,8 mm, ambos os tipos de trocadores com as mesmas dimensões externas. Foi verificado pelos autores que a taxa de transferência de calor em trocadores de calor de aletas

de alumínio é maior do que nos trocadores de calor de espuma de alumínio e que a máxima transferência de calor ocorre com o passo da aleta de 1,6 mm com valores correspondentes de número Nusselt e Reynolds de 26.650 e 87.100, respectivamente. Também foi observado que para todos os trocadores de calor, a efetividade é elevada a baixas velocidades do ar (0,5 m/s), sendo o maior valor registrado de 68% para o trocador de aletas de alumínio pelo fato de sua área de contato com os tubos por onde escoar o fluido quente ser maior. Constatou-se que as perdas de pressão e o fator de atrito nos trocadores de calor de espuma de alumínio são maiores do que nos trocadores de calor de aleta de alumínio devido aos canais por onde circula o ar frio serem mais longos e o escoamento ser turbulento.

Zeng et al (2012) investigaram a queda de pressão e a transferência de calor em um pré-aquecedor de ar experimentalmente sob uma larga variedade de condições. Os autores observaram que o aumento da temperatura do ar de entrada juntamente com o aumento da vazão mássica do lado do gás gerou um acréscimo na queda de pressão. Também foi relatado pelos autores que para um escoamento de ar constante e mesma temperatura de admissão de gás combustível, à medida que a vazão mássica de gás combustível aumentou a transferência de calor também foi aumentada. Este fato se deve ao aumento da vazão mássica gerar um acréscimo na velocidade do escoamento, aumentando o coeficiente de troca de calor.

Huihua e Xuesheng (1989) realizaram um estudo experimental da transferência de calor e queda de pressão em trocadores de calor com aletas tipo Louver com seis diferentes ângulos de inclinação de aleta e com três diferentes comprimentos de aleta por meio do uso da técnica de sublimação de naftaleno. Constatou-se que a transferência de calor se intensifica juntamente com a queda de pressão de acordo com o aumento do ângulo e comprimento das aletas.

Webb e Trauger (1991) utilizando uma técnica de injeção de corantes com maquetes em escala 10:1, realizaram um estudo para visualização do escoamento de um fluido na aleta Louver usado em radiadores. Os parâmetros geométricos, passo Louver, o ângulo da aleta, e o passo da aleta foram variados para determinar seus efeitos sobre a estrutura do escoamento. Observou-se que existe uma melhora no desempenho da transferência de calor para valores maiores da relação passo Louver/passos da aleta. Ao aumentar-se o ângulo Louver, ocorre um aumento na eficiência do escoamento, mantendo-se fixa a relação passo Louver/passos da aleta.

O aumento do número de Reynolds também favorece a eficiência do escoamento até atingir seu valor crítico, onde não é mais percebido seu efeito. Segundo os autores, a eficiência do escoamento baseia-se na suposição que uma estrutura eficiente de escoamento deve proporcionar um maior coeficiente de transferência de calor do que uma estrutura de escoamento não eficiente. O escoamento é considerado eficiente se for aproximadamente paralelo aos Louveres das aletas.

Springer e Thole (1999) efetuaram uma análise detalhada do escoamento de ar na região de entrada de um trocador de calor com aletas tipo Louver através da realização de um estudo experimental. Variando itens relativos à sua geometria como ângulo Louver, relação passo da aleta / passo Louver e número de Reynolds, chegou-se à conclusão que a região de entrada é diretamente dependente da sua geometria, ficando a maior influência em função da relação passo da aleta / passo Louver. Foi percebido que os aumentos no passo da aleta resultaram em ângulos de escoamento menores e que números de Reynolds mais elevados implicaram em uma distância maior para o escoamento ser considerado hidrodinamicamente desenvolvido.

T'joen, Jacobi e Paepe (2009) realizaram um estudo experimental por meio de visualização do escoamento em aletas inclinadas tipo Louver em seis tipos de configurações geométricas. Foi constatado que o fator ângulo de alinhamento da aleta que é a relação entre o ângulo médio do escoamento e o ângulo Louver, foi constante para os diferentes arranjos geométricos e que uma mudança nos parâmetros geométricos como, passo, espessura e ângulo da aleta tem forte influência sobre o fator ângulo de alinhamento da aleta. Ainda neste estudo foi verificado que o escoamento evolui de laminar para instável a um baixo número de Reynolds (200 a 300), e que o comportamento do escoamento no interior das aletas inclinadas Louver por meio de visualização, quase não depende do número de Reynolds.

Dejong e Jacobi (2003) estudaram os efeitos da parede delimitadora sobre o escoamento e a transferência de calor em aletas tipo Louver usando a técnica de sublimação de naftaleno e visualização do escoamento. Verificou-se que a eficiência do escoamento é bem menor nas proximidades da parede e que em baixo número de Reynolds ( $Re=600$ ) o escoamento é direcionado por entre os Louveres das aletas. Foi observado que com o acréscimo de aletas na matriz, houve uma diminuição do fator de atrito, e para números de Reynolds próximos a 1400, os

efeitos da parede delimitadora são benéficos para a transferência de calor, mas causaram um aumento substancial na queda de pressão.

Springer e Thole (1998) descreveram um método usado para um projeto de simulação bi-dimensional de aletas com geometria Louver com o auxílio da técnica de C.F.D. (Dinâmica dos fluidos computacional). Foram simuladas 19 filas de aletas Louver e identificaram-se as regiões onde o escoamento pode ser considerado periódico. Os escoamentos analisados possuíam números de Reynolds iguais a 230, 450 e 1016. Verificou-se que o escoamento é direcionado por entre os Louveres das aletas, logo após o 1º Louver, com o número de Reynolds de 230 a 1016 e que a camada limite térmica na parte superior do Louver é de espessura um pouco menor do que na sua parte inferior em virtude da desaceleração do escoamento na parte superior e da diminuição do ângulo de escoamento. Com o número de Reynolds igual a 1016 ambas as partes, superiores e inferiores do Louver têm as camadas limites térmicas de mesma espessura o que confere a mesma transferência de calor para as duas partes. O escoamento tem a mesma velocidade na parte superior e inferior do Louver, que somado ao efeito anterior, promove uma melhora na transferência de calor.

Cui e Tafti (2002) e Tafti e Cui (2003) executaram simulações tridimensionais para estudar os efeitos sobre os Louveres da aleta, o atrito nos tubos planos, a transferência de calor na região da junção do tubo com aleta. Os autores também estudaram a extensão da influência desta junção na transferência de calor, primeiro em um trocador de calor, prosseguindo em quatro diferentes tipos de geometria de aletas Louver (Louver periódico, Louver contínuo, Louver com transição sem região plana e Louver com transição e região plana). Verificou-se que embora o escoamento tenha a velocidade menor na região plana, a alta velocidade na parte superior da superfície, aumenta o coeficiente de transferência de calor na superfície do tubo. Percebeu-se que nos quatro tipos de geometria, com número de Reynolds igual a 1100, na porção angulada do Louver, o arraste de forma predomina na perda de pressão por atrito. Já nas proximidades da superfície do tubo as perdas por atrito e forma aumentaram substancialmente devido aos efeitos da viscosidade. Foi constatado que afastado da superfície do tubo o escoamento é bidimensional e na região de transição o escoamento é tridimensional e instável. Chegou-se a conclusão que para um melhor desempenho na troca de calor nas aletas Louver as regiões de transição e plana devem ser as menores possíveis. E também aletas com

transição e região plana têm um desempenho superior na troca de calor em relação as que não possuem região plana devido à aceleração na camada limite térmica na transição com região plana.

Oliet et al. (2007) realizaram estudos paramétricos em radiadores automotivos por meio de testes desenvolvidos em um simulador computacional. A primeira parte desses estudos se concentrou na influência das condições de trabalho dos fluidos (ar e água). Em seguida, as influências de alguns parâmetros geométricos foram analisados (passo das aletas, ângulo Louver) bem como a importância do *lay-out* do escoamento do líquido de arrefecimento na performance do radiador. Os estudos mostraram que com o aumento do escoamento de ar e do líquido de arrefecimento aumentou-se a capacidade de resfriamento. Foi observado que quando se aumentou a temperatura do ar na entrada foi reduzida a taxa de transferência de calor. Também foi mostrado que para um mesmo valor de vazão de ar, quando se reduziu o passo das aletas proporcionou-se uma capacidade de transferência de calor mais elevada juntamente com a queda de pressão. Foi observado no estudo do ângulo Louver que quanto maior o seu valor, maior a transferência de calor e maior a queda de pressão do lado do ar.

Malapure, Mitra e Bhattacharya (2007) estudaram o escoamento de ar e as características de transferência de calor em aletas tipo Louver e tubos planos num trocador de calor compacto com uma e duas fileiras de tubos, por meio de simulações tridimensionais. Observou-se que em baixo número de Reynolds, o escoamento de ar é maior no espaço entre aletas do que nos Louveres. Com o aumento do número de Reynolds, a camada limite térmica tornou-se menos espessa nos Louveres, o escoamento alinhou-se com os Louveres e a transferência de calor aumentou. Foi observado que a temperatura da aleta diminuiu com o aumento do passo do tubo e do número de Reynolds. Nos resultados foram observados concordância do fator de atrito e o número de Stanton em médios e altos valores do número de Reynolds entre a simulação e resultados experimentais, o mesmo não ocorrendo para valores baixos. Constatou-se que o desempenho do trocador de calor depende de parâmetros geométricos, tal como o ângulo Louver que quando aumentado, causa o efeito de melhora na transferência de calor.

Zhang e Tafti (2003) estudaram um trocador de calor compacto com aletas multi-Louveres, (construção com vários blocos de aletas Louver agrupadas entre si) por meio de simulações numéricas. Os parâmetros geométricos: ângulo Louver,

passo da aleta, passo Louver, espessura Louver e número de Reynolds, foram utilizados para identificar a influência destes parâmetros sobre a eficiência do escoamento do lado do ar nas aletas. Foi constatado que os parâmetros geométricos exercem forte influência na eficiência do escoamento, principalmente em números de Reynolds menores. Aumentando-se o ângulo Louver, juntamente com o número de Reynolds e reduzindo-se o passo da aleta, verificou-se um ganho na eficiência do escoamento. Em ângulos Louver menores, verificou-se que a espessura Louver também influencia na eficiência do escoamento.

Hsieh e Jang (2006) estudaram os efeitos sobre a transferência de calor e queda de pressão através de uma análise numérica em 3-D em um trocador de calor com aletas tipo Louver em cinco situações distintas. Nos quatro primeiros casos os ângulos Louver eram variáveis, e no último o ângulo Louver foi mantido constante em 20°. O padrão Louver foi composto de uma entrada e uma saída com três Louver de cada lado e um redirecionador de escoamento. Os ângulos Louver foram variados progressivamente na entrada e regressivamente na saída em duas situações e regressivamente na entrada e progressivamente na saída em outras duas situações. Verificou-se que nos quatro casos, para ângulos Louver maiores, houve uma substancial elevação na troca de calor acompanhada de uma maior queda de pressão comparada com Louver com ângulo constante. Este fenômeno é explicado pelo fato da parte superior do Louver, onde se recebe o escoamento, diminuir a espessura da camada limite térmica. Desta forma, a parte inferior funciona como um difusor, aumentando a espessura da camada limite térmica.

Yang et. al (2007) estudaram através de experimentos o desempenho termo-hidráulico em trocadores de calor com aletas planas, aletas tipo Slit e tipo Louver com baixo número de Reynolds e a influência do espaçamento entre aletas na troca de calor. Foi constatado através dos resultados um melhor desempenho dos trocadores de calor com aletas tipo Slit e Louver em relação ao trocador com aletas planas. As aletas tipo Louver proporcionaram melhor desempenho de troca de calor entre os três trocadores analisados, embora a queda de pressão também seja maior. Os autores observaram que a queda de pressão aumenta com a redução do espaço entre aletas, efeito este percebido nas aletas tipo Louver e que com o espaçamento de 0,8mm tanto o trocador com aletas tipo Slit quanto Louver tem níveis de queda de pressão muito próximos. Os resultados encontrados mostraram uma queda considerável no desempenho da transferência de calor nos três tipos de trocadores

de calor com a redução do espaço entre aletas devido o escoamento ser duto direcionado com baixo número de Reynolds e também o escoamento ser totalmente desenvolvido.

Li e Wang (2010) estudaram experimentalmente o desempenho termo-hidráulico de um trocador de calor de aletas de alumínio com regiões multi-Louver, utilizando sete tipos diferentes de trocadores com agrupamentos de Louveres variando de 0 a 6 e também a altura das aletas. Foi constatado no estudo um melhor desempenho das regiões multi-Louver na transferência de calor em relação à aleta tipo Louver padrão, mas ficou evidenciada também uma maior queda de pressão. O melhor desempenho da troca de calor foi obtido a partir da configuração do trocador com seis regiões Louver, proporcionado pelo estreitamento dos canais de escoamento entre Louver, causando uma maior interação entre as moléculas do fluido, desta forma foi obtido uma melhor mistura do mesmo. As sucessivas interrupções do escoamento pelas regiões Louver ocasionaram uma diminuição da espessura da camada limite térmica. Assim sendo o escoamento tem tendência a ser direcionado aos Louveres que somando com o efeito anterior proporcionou um aumento na troca de calor, mas com uma acentuada queda de pressão.

Vaisi, Esmailpour e Taherian (2011) realizaram um estudo experimental onde foi possível analisar a transferência de calor do lado do ar, os parâmetros geométricos e a queda de pressão do escoamento em um trocador de calor compacto com aletas tipo Louver. Nos testes foram utilizados dois tipos de configurações de aletas (simétricas e assimétricas). Foi constatado que um aumento no número de aletas em cada linha de tubos ocasionou um acréscimo na taxa de transferência de calor. Verificou-se que o arranjo simétrico de aletas Louver forneceu um aumento de 9,3% no desempenho de transferência de calor e uma diminuição de 18,2% na queda de pressão do que o arranjo assimétrico das aletas. Além disso, para uma taxa constante de transferência de calor e queda de pressão, um decréscimo de 17,6% do peso de aletas foi observado para o arranjo simétrico de aletas seguido pela diminuição no peso total e no custo do trocador de calor.

Qi, Chen e Chen (2007) realizaram um experimento no qual foram estudados os fatores que mais influenciam simultaneamente na transferência de calor e na queda de pressão em um trocador de calor com aletas Louver e os quantificaram em termos percentuais, ordenando-os em ordem decrescente. Foram analisados os parâmetros profundidade do escoamento, a proporção entre o passo e a espessura



da aleta, passo do tubo, número de Louveres e o ângulo Louver, para se estabelecer o percentual de influência de cada um deles. Por meio dos resultados os autores observaram que a profundidade do escoamento contribuiu com 31,57%, a proporção passo da aleta por espessura da aleta com 21,53 %, o número de Louveres com 20,34%, sendo estes os três principais fatores. O passo do tubo e o ângulo Louver contribuíram aproximadamente com 13% cada um deles. Comprovou-se que os três principais fatores determinaram a área de troca de calor do lado do ar e a resistência ao escoamento.

Vithayasai, Kiatsiriroat e Nuntaphan (2006) estudaram o efeito do campo elétrico sobre o desempenho de um radiador de automóvel com aletas tipo Louver e tubos planos montados em um túnel de vento onde houve troca de calor entre o escoamento de água quente que circulava no interior dos tubos do radiador, e uma corrente de ar frio que fluía através da superfície externa. O campo elétrico foi fornecido no lado ar do trocador de calor e sua tensão de alimentação foi ajustada entre 0 kV e 12 kV. Verificou-se uma melhora na taxa de transferência de calor quando da presença do campo elétrico e em baixa velocidade do ar frontal, com limite de 1,6 m/s pelo fato deste exercer uma força sobre as partículas do fluido na superfície de troca de calor gerando pequenas turbulências no escoamento.

Lawson e Thole (2008) estudaram o uso de apêndices triangulares com o intuito de aumentar a transferência de calor na superfície da parede dos tubos de um trocador de calor com aletas tipo Louver. Os autores também pesquisaram o efeito causado pela inserção de furos, em conjunto com os apêndices triangulares na transferência de calor. Foi observado que na modelagem levando-se em consideração a região plana das aletas, com inserção dos apêndices, um aumento do número de Nusselt com o mesmo número de Reynolds. Os autores constataram que houve aumento na transferência de calor devido à formação de vórtices pelos apêndices inseridos que atuam sobre a superfície do tubo. E também perceberam que os furos inseridos juntamente com os apêndices causaram uma redução na transferência de calor, devido ao fato de interromperem os vórtices criados pelos apêndices ao permitirem a passagem do escoamento através dos Louveres.

Liu et al. (2011) investigaram o efeito da perturbação do escoamento na transferência de calor e queda de pressão em um trocador de calor de mini-canais, utilizando água desionizada como fluido de trabalho. Os autores utilizaram um cilindro circular colocado em frente aos canais de entrada para determinar o efeito

sobre o desempenho da transferência de calor e a queda de pressão no trocador de calor. Foi constatado que a queda de pressão no micro-canal é uma função do número de Reynolds e altura/largura do micro-canal. A maior rugosidade de superfície causada pelo processo de usinagem leva a um fator de atrito no micro-canal maior que o de tubos de escala macro. O número de Nusselt médio aumentou com o aumento do número de Reynolds e número de Prandtl. A queda de pressão nos trocadores de calor com micro-canais com ou sem perturbação do escoamento, diminuem com o aumento da resistência térmica. A perturbação do escoamento tem pequeno efeito em relação a resistência térmica quando a velocidade é baixa. No entanto, o efeito pode se tornar maior quando a velocidade cresce.

### 3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

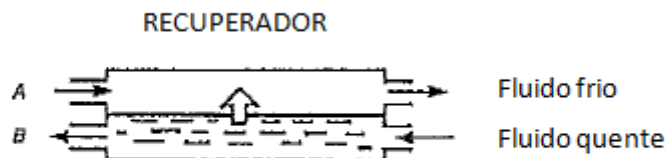
A seguir são considerados conceitos importantes para o desenvolvimento do trabalho.

#### 3.1 Trocadores de calor

O trocador de calor é um dispositivo de transferência de calor entre dois ou mais fluidos com um diferencial de temperatura entre eles. Segundo Kern (1980) o equipamento de transmissão de calor é definido pela função que ele exerce num processo. Existem três tipos básicos de trocadores de calor:

- a) *Recuperadores*: Os fluidos frio (A) e quente (B) se encontram separados por um meio físico sólido (parede), sendo a transferência de calor efetivada por convecção e condução combinadas, conforme é mostrado na Figura 5. Aletas podem ser utilizadas para o aumento da transferência de calor.

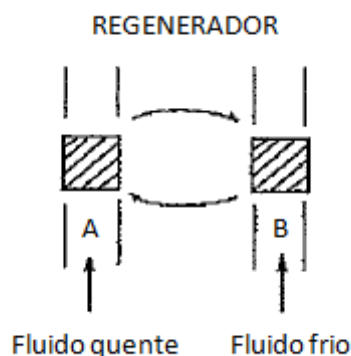
**Figura 5 Desenho do Trocador de calor Recuperador**



Fonte: Adaptado de Kakaç e Liu, 1998

*Regeneradores*: Existe uma alternância na utilização do mesmo espaço entre o fluido quente (A) e frio (B) na matriz do trocador de calor, que retém esta energia, transferindo-a ao fluido frio, conforme é mostrado na Figura 6. Podem ser encontrados na configuração de matriz fixa ou circular (rotativa).

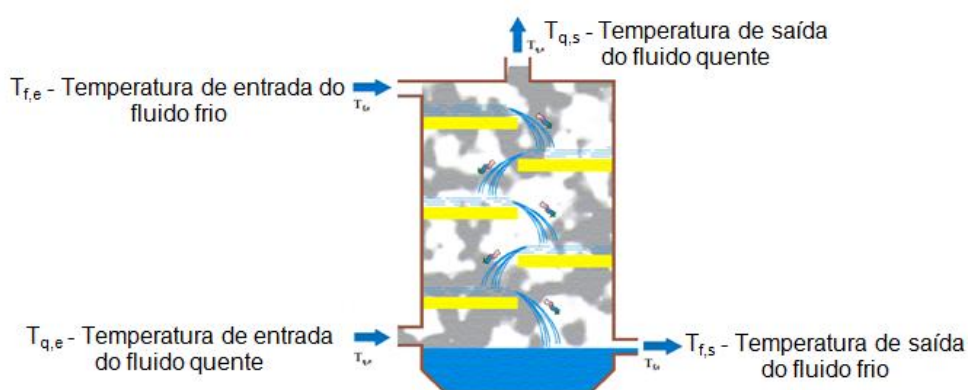
**Figura 6 Desenho do Trocador de calor Regenerador**



Fonte: Adaptado de Kakaç e Liu, 1998

- b) Trocadores de Calor com Contato Direto: Há um contato direto entre o fluido quente e frio nesse tipo de trocador de calor, sendo utilizados para troca de calor de líquidos imiscíveis ou de sólido para gás. A torre de resfriamento é citada como exemplo conforme ilustrado na Figura 7, onde o fluido quente entra na parte inferior da torre a uma determinada temperatura e o fluido frio na parte superior, também a uma determinada temperatura. A troca de calor entre ambos os fluidos é realizada no trajeto percorrido até as saídas do trocador de calor localizadas na parte superior para o fluido quente e inferior para o fluido frio.

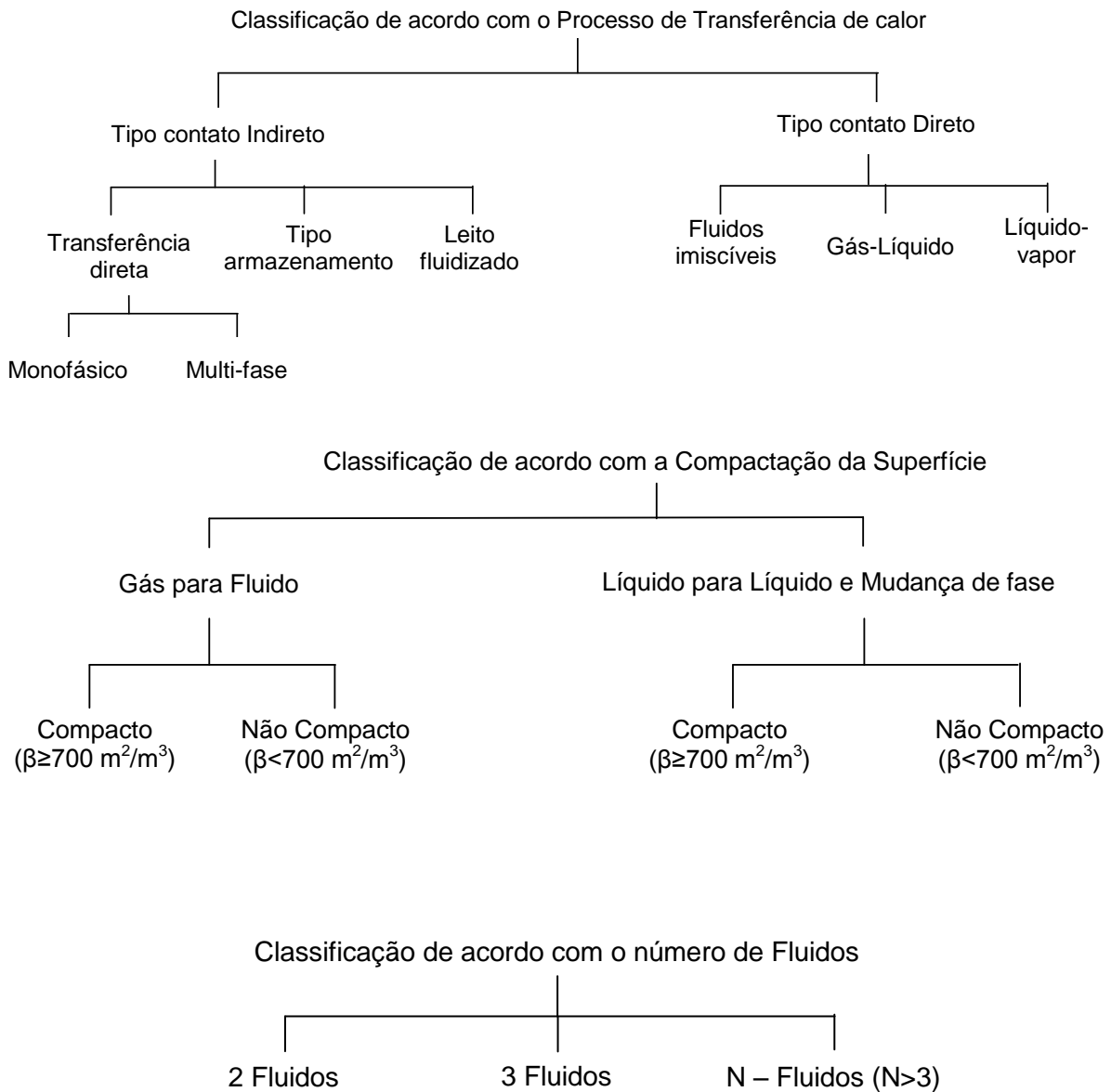
**Figura 7 Desenho Trocador de calor de contato direto – Torre de resfriamento**



Fonte: Adaptado de TROCADOR DE CALOR DE CONTATO DIRETO, 2013

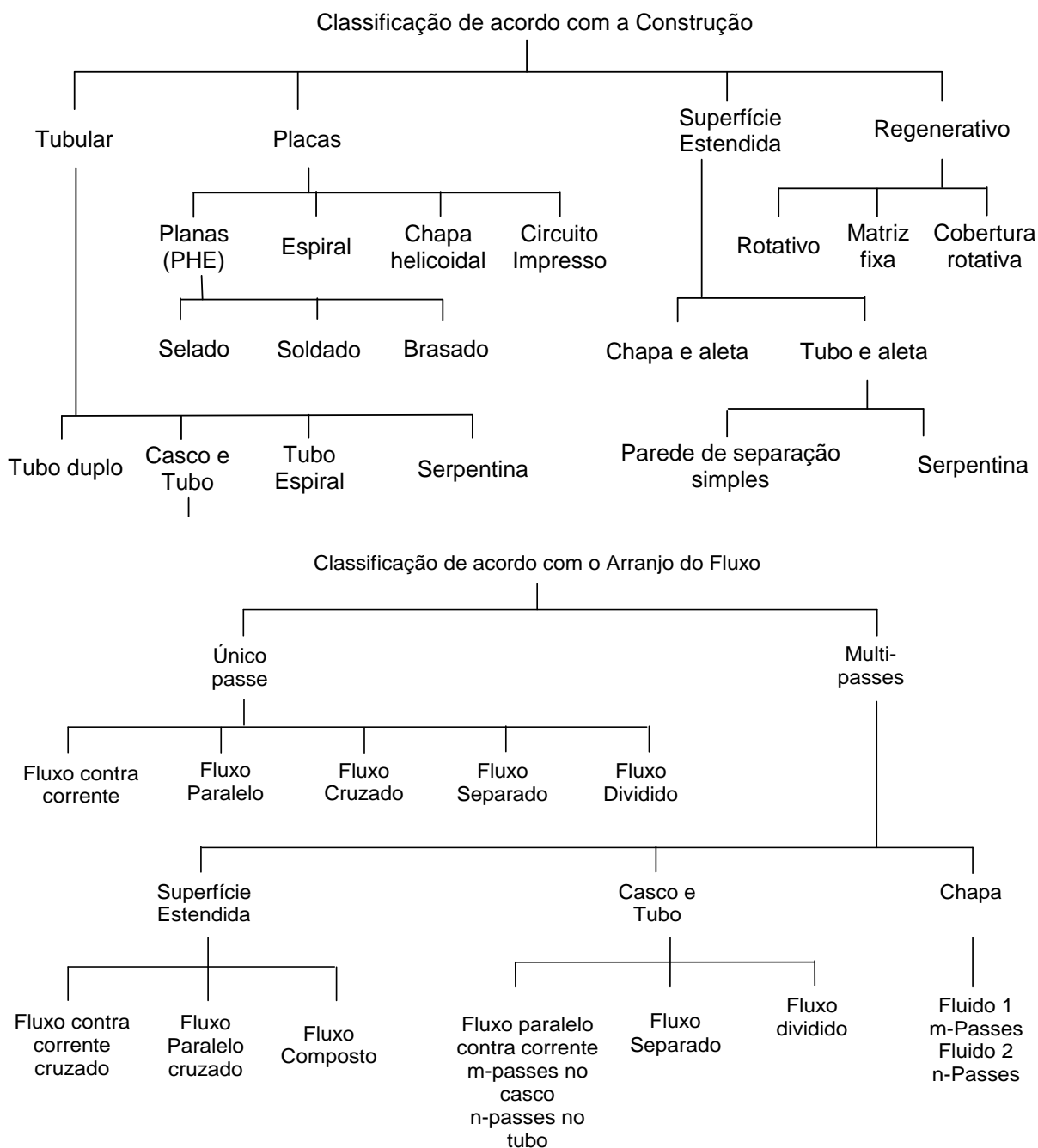
Os trocadores de calor podem ser classificados de acordo com o processo de transferência de calor, número de fluidos, grau de compactação da superfície, características construtivas e arranjo de escoamento conforme é mostrado na Figura 8 e Figura 9.

**Figura 8 Classificação dos trocadores de calor**



Fonte: Shah e Sekulic, 2003.

**Figura 9 Classificação dos trocadores de calor**



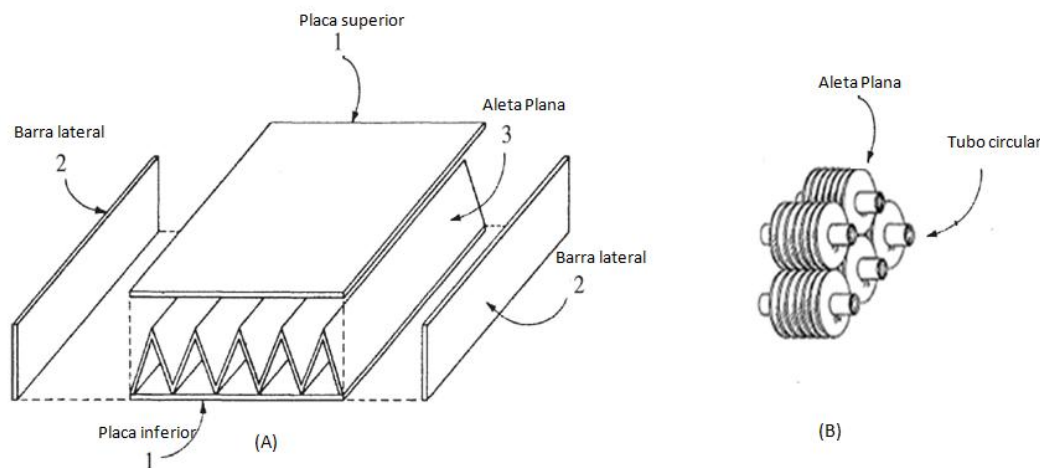
Fonte: Shah e Sekulic, 2003.

Utilizando-se a classificação pela compactação da superfície, tem-se o trocador de calor compacto gás – líquido, o qual é objeto deste trabalho, com uma superfície de troca de calor com densidade de área de superfície superior a  $700\text{m}^2/\text{m}^3$  (SHAH; SEKULIC, 2003).

Trocadores de calor compactos são largamente empregados na indústria, especialmente como trocadores de calor de gás para gás ou gás para líquido.

Alguns exemplos de trocadores de calor compactos são os trocadores de calor veiculares, condensadores e evaporadores em sistemas de condicionamento de ar e refrigeração industrial, resfriadores de óleo de aeronaves, radiadores automotivos, resfriadores de óleo automotivos, unidades de aquecimento de ar, resfriadores intermediários de compressores (intercoolers). São também utilizados em processos criogênicos, eletrônicos, recuperação, conversão e conservação de energia, dentre outras aplicações. Os trocadores de calor compactos podem ser de placa e aleta conforme indicado na Figura 10 (A) ou de tubo e aleta, conforme exemplificado na Figura 10 (B).

**Figura 10 Desenho de Tipos de trocadores de calor compacto - Placa e aleta (A) e Tubo e aleta (B)**



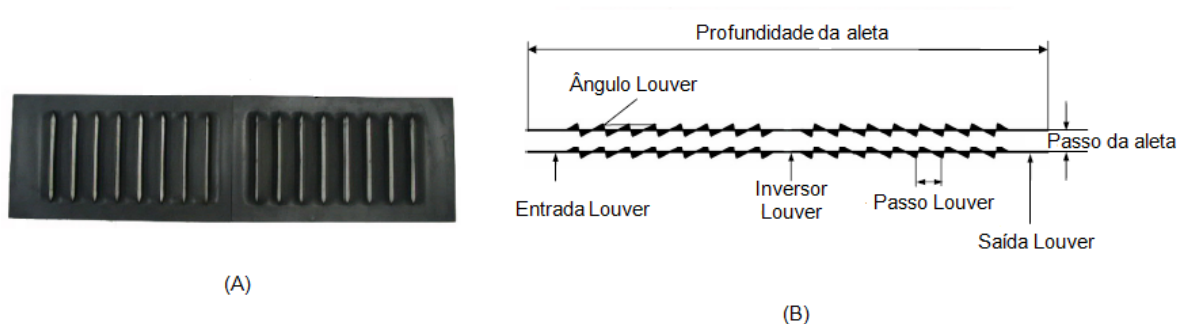
**Fonte: Adaptado de Kakaç e Liu, 1998**

Por ser o coeficiente de transferência de calor do lado do ar menor do que do lado do líquido de arrefecimento, superfícies de transferência de calor com acréscimo de aletas são utilizadas do lado do ar para aumentar a área de transferência de calor.

Na busca por uma melhora no desempenho térmico dos trocadores de calor resfriados a ar, Chang e Wang (1997) relataram ser crucial a redução da resistência térmica do lado do ar. A superfície estendida aumenta a taxa de transferência de calor pelo aumento da área de superfície de troca de calor por promover uma mistura turbulenta do escoamento de ar. Na intenção de se reduzir o crescimento da camada limite térmica por meio de sucessivas interrupções do escoamento provocado pelos Louveres das aletas, superfícies interrompidas são utilizadas em superfícies melhoradas. Como exemplos de superfícies interrompidas são citadas as

aletas offset strip e aletas tipo Louver. As aletas Louver mostradas na Figura 11 (A) são aletas de alumínio estampadas com perfil especial tipo venezianas que promovem alto desempenho na troca de calor. Na Figura 11 (B) é mostrada em detalhe a composição de uma aleta tipo Louver, onde se pode ver a entrada por onde o ar escoa o ângulo de inclinação da aleta, o redirecionador do escoamento (inversor) da aleta, dados geométricos como passo Louver, passo da aleta, sua profundidade e a saída do escoamento.

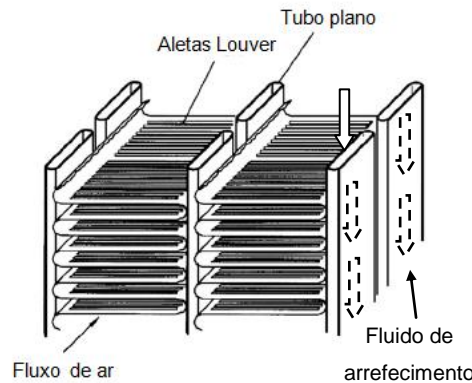
**Figura 11 Aleta tipo Louver**



**Fonte: Adaptado de Lawson e Thole, 2008**

O líquido de arrefecimento tem a função de realizar a troca de calor entre o motor e o meio externo através do radiador. O fluido de arrefecimento ganha energia térmica na forma de calor ao percorrer galerias do motor e perde parte desta energia no radiador ao trocar calor com ar em movimento. Na Figura 12 mostra um trocador de calor compacto de fluxo cruzado gás-líquido de tubos planos e aletas tipo Louver em vista parcial, a direção do escoamento do ar e os tubos planos por onde escoa o fluido de arrefecimento.



**Figura 12 Trocador de calor de aleta tipo Louver**

Fonte: adaptado de Vaisi, Esmailpour e Taherian, 2011

O fluido de arrefecimento é composto por água, aditivos e etileno glicol. A função do etileno glicol é alterar os pontos de ebulição e congelamento da água do motor. Os aditivos, por sua vez, equilibram o pH da água de modo que não se torne alcalina ou ácida minimizando a corrosão das partes metálicas, segundo a norma ABNT NBR 13.705:1996. Para cumprir essas funções químicas, o produto deve atender às especificações normativas que estão diretamente relacionadas com a sua composição, conforme mostrado na Tabela 1 e na Tabela 2.

**Tabela 1 Composição do aditivo para fluido de arrefecimento**

COMPOSIÇÃO DO ADITIVO	VALOR
Teor máximo de água	5%
pH máximo	11,5
pH mínimo	7,5
Ponto de congelamento	-33° C
Ponto de ebulição	163° C

Fonte: Adaptado de norma ABNT NBR 13.705,1996

**Tabela 2 Ensaio de corrosão**

ENSAIO DE CORROSÃO (Perda de massa do metal em contato com o aditivo)	VALOR MÁXIMO
Cobre	10 mg
Solda	20 mg
Latão	10 mg
Aço carbono	10 mg
Ferro fundido	20 mg
Alumínio	10 mg

Fonte: Adaptado de norma ABNT NBR 13.705,1996

### 3.1.1 Cálculo da efetividade do trocador de calor compacto (radiador)

Para definir a efetividade de um trocador de calor, é necessário determinar primeiro a taxa máxima possível de transferência de calor deste trocador. Foi usado então o método ( $\epsilon$ -NUT) (HOSUNG, 2010).

Para o cálculo das taxas de capacidade térmica  $C_1$ , do fluido de arrefecimento e  $C_2$ , do lado do ar, têm-se as equações:

$$C_1 = \dot{m}_1 \cdot C_{p,1} \quad (1)$$

$$C_2 = \dot{m}_2 \cdot C_{p,2} \quad (2)$$

$$C_1 = C_{m\acute{a}x} \quad (3)$$

$$C_2 = C_{min} \quad (4)$$

onde:

$\dot{m}_1$  - vazão mássica de fluido de arrefecimento ( $kg/s$ );

$c_{p,1}$  - calor específico do líquido de arrefecimento a pressão constante ( $J/kg \cdot K$ );

$\dot{m}_2$  - vazão mássica de ar ( $kg/s$ );

$c_{p,2}$  - calor específico do ar a pressão constante ( $J/kg \cdot K$ ).

A relação de capacidade térmica é dada pela equação:

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{m\acute{a}x}} \quad (5)$$

onde:

$C_{min}$  - taxa de capacidade térmica mínima ( $W/K$ );

$C_{m\acute{a}x}$  - taxa de capacidade térmica máxima ( $W/K$ ).

Para o cálculo do número de unidades de transferência de calor ( $NUT$ ) tem-se:

$$NUT = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \quad (6)$$

onde:

$U$  - coeficiente global de troca de calor ( $W/m^2 \cdot K$ );

$A$  - área total de troca de calor ( $m^2$ );

A efetividade é dada utilizando-se a equação para ambos os fluidos não misturados (HOSUNG, 2010):

$$\varepsilon_{hx} = 1 - \exp \left[ \frac{1}{C_r} \cdot NUT^{0,22} \cdot (\exp(-C_r \cdot NUT^{0,78}) - 1) \right] \quad (7)$$

onde:

$C_r$ – razão entre a taxa de capacidade térmica mínima e máxima;

$NUT$ – Número de Unidades de Transferência de calor.

Para a obtenção das temperaturas de saída dos fluidos envolvidos, foram utilizadas as equações(8) e (9) (HOSUNG, 2010):

Do lado do fluido de arrefecimento:

$$T_{1,o} = T_{1,i} - \varepsilon_{hx} \cdot \frac{C_{min}}{C_1} \cdot (T_{1,i} - T_{2,i}) \quad (8)$$

onde:

$T_{1,i}$ – temperatura de entrada do líquido de arrefecimento (K);

$\varepsilon_{hx}$ – efetividade do trocador de calor;

$C_1$ – taxa de capacidade térmica do lado do líquido de arrefecimento (W/K);

$T_{2,i}$ – temperatura do ar de entrada (K).

Do lado do ar:

$$T_{2,o} = T_{2,i} - \varepsilon_{hx} \cdot \frac{C_{min}}{C_2} \cdot (T_{1,i} - T_{2,i}) \quad (9)$$

onde:

$T_{2,i}$ – temperatura do ar de entrada (K);

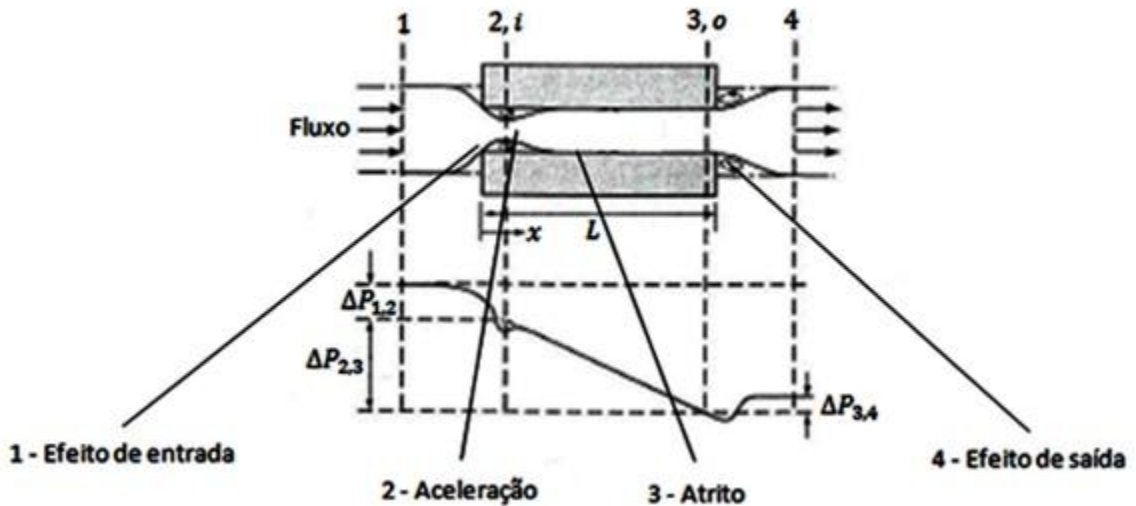
$C_2$ – taxa de capacidade térmica do lado do ar (W/K).

### 3.1.2 Cálculo da queda de pressão no trocador de calor

A queda de pressão no interior do núcleo do radiador do lado do ar, mostrada na Figura 13, é formada pela perda de pressão causada pela redução de área de escoamento ( $\Delta P_{1,2}$ ), identificada como efeito de entrada, seguida pela mudança da pressão devido à alteração da velocidade do escoamento no núcleo (aceleração), pelo atrito ( $\Delta P_{2,3}$ ) e pelo efeito de saída ( $\Delta P_{3,4}$ ), que significa um ganho de pressão.

As perdas por atrito são compostas tanto pelo atrito com a superfície quanto pelos efeitos do arrasto de forma. A influências das contrações e expansões internas devido às mudanças de área de escoamento, se presentes, são também englobadas no termo perda por atrito do núcleo (HOSUNG, 2010).

**Figura 13 Esquema da queda de pressão do lado do ar**



Fonte: Adaptado de Hosung, 2010

A queda de pressão no trocador de calor (radiador) do lado do ar é calculada pela equação (HOSUNG, 2010):

$$\Delta P_2 = \frac{G_2^2}{2\rho_{2,i}} \left[ \underbrace{1 - \sigma_2^2 + K_{c,2}}_1 + 2 \underbrace{\left( \frac{\rho_{2,i}}{\rho_{2,o}} - 1 \right)}_2 + \underbrace{\frac{4f_2 L_2}{D_{h,2}} \left( \frac{\rho_{2,i}}{\rho_{2,m}} \right)}_3 - \underbrace{\left( 1 - \sigma_2^2 - K_{e,2} \right) \frac{\rho_{2,i}}{\rho_{2,o}}}_4 \right] \quad (10)$$

onde:

$\sigma_2$  – porosidade do lado do ar;

$K_{c,2}$  – coeficiente de contração do lado do ar;

$K_{e,2}$  – coeficiente de expansão do lado do ar;

$\rho_{2,i}$  – densidade do ar de entrada ( $kg/m^3$ );

$\rho_{2,o}$  – densidade do ar de saída ( $kg/m^3$ );

$f_2$  – fator de atrito do lado do ar;

$\rho_{2,m}$  – densidade média do ar ( $kg/m^3$ ).

O efeito de entrada representa a perda de pressão, indicado pelo número 1 na equação (10). A perda de pressão pela variação da velocidade (aceleração) é identificada pelo número 2 na equação (10). Na maior parte das vezes, a queda de pressão por atrito tem a maior representatividade, respondendo por 90% ou mais da queda de pressão do lado do ar em muitos trocadores de calor, identificada pelo número 3 na equação (10). O efeito de saída em muitos trocadores de calor significa um aumento de pressão, identificado pelo número 4 na equação (10), (HOSUNG, 2010).

Para o cálculo da relação de contração do jato para tubos, tem-se a equação (HOSUNG, 2010):

$$C_{c,tubo} = 4,374 \cdot 10^{-4} \cdot e^{6,737\sqrt{\sigma_2}} + 0,621 \quad (11)$$

O fator de atrito usado para este cálculo é dado pelas equações:

Para um número de Reynolds  $\geq 2300$  (escoamento turbulento)

$$f_2 = 0,049 \cdot Re_2^{-0,2} \quad (12)$$

Para um número de Reynolds  $< 2300$  (escoamento laminar)

$$f_2 = \frac{16}{Re_2} \quad (13)$$

O coeficiente de distribuição de velocidades para tubos triangulares é calculado pelas equações:

Para um número de Reynolds  $\geq 2300$

$$K_{d,tubo} = 1,09068 \cdot (4f_2) + 0,05884 \cdot \sqrt{4 \cdot f_2} \quad (14)$$

Para um número de Reynolds  $< 2300$

$$K_{d,tubo} = 1,33 \quad (15)$$

O coeficiente de distribuição de velocidades para tubos circulares é convertido para tubos triangulares como mostrado nas equações(16) e (17):

Para um número de Reynolds  $\geq 2300$

$$K_{d,tri} = 1 + 1,29 \cdot (K_{d,tubo} - 1) \quad (16)$$

Para um número de Reynolds < 2300

$$K_{d,tri} = 1,43 \quad (17)$$

onde:

$K_{d,tubo}$  – coeficiente de distribuição de velocidade para tubo circular

O coeficiente de contração é uma função da razão entre a área mínima de fluxo livre e a área frontal do trocador de calor do lado do ar, também dependente da geometria do escoamento. É dado pela equação:

$$K_{c,tri} = \frac{1 - 2 \cdot C_{c,tubo} + C_{c,tubo}^2 \cdot (2K_{d,tri} - 1)}{C_{c,tubo}^2} \quad (18)$$

onde:

$C_{c,tubo}$  – coeficiente de contração do jato;

$K_{d,tri}$  – fator de conversão de distribuição de velocidade.

O coeficiente de expansão é obtido pela equação:

$$K_{e,tri} = 1 - 2 \cdot K_{d,tri} \cdot \sigma_2 + \sigma_2^2 \quad (19)$$

Os coeficientes de expansão e de contração foram obtidos assumindo-se o número de Reynolds para escoamento turbulento ( $Re = 10^7$ ) devido à aceleração e turbulência provocadas pela passagem do ar através dos Louveres das aletas (HOSUNG, 2010).

O coeficiente de expansão significa uma mudança na área de escoamento, podendo representar um aumento na pressão. É dado pela equação:

$$K_{e,2} = K_{e,tri} \cdot (\sigma_2 \cdot 10^7) \quad (20)$$

onde:

$K_{e,tri}$  – coeficiente de expansão para tubo triangular.

O coeficiente de contração é dado pela equação:

$$K_{c,2} = K_{c,tri} \cdot (\sigma_2 \cdot 10^7) \quad (215)$$

onde:

$K_{c,tri}$  – coeficiente de contração para tubo triangular.

Assumindo-se o ar como gás ideal, a densidade do ar de saída é função da pressão de saída, calculada pela equação:

$$\rho_{2,o} = \frac{P_{2,o}}{R_{ar} \cdot T_{2,o}} \quad (22)$$

onde:

$P_{2,o}$  – pressão de saída do lado do ar (kPa);

$T_{2,o}$  – temperatura do ar de saída (K).

Assumindo o ar como gás ideal e sua constante  $R_{ar} = 287,04 \frac{J}{Kg.K}$  a densidade média foi definida usando-se a equação:

$$\rho_{2,m} = \frac{1}{2}(\rho_{2,i} + \rho_{2,o}) \quad (23)$$

Para o cálculo da pressão de saída do lado do ar tem-se a equação:

$$P_{2,o} = P_{2,i} - \Delta P_2 \quad (24)$$

onde:

$P_{2,i}$  – pressão de entrada do lado do ar (Pa);

$\Delta P_2$  – queda de pressão do lado do ar (Pa).

### 3.2 Equações da conservação de massa e energia

Nas equações da conservação de massa e energia, utilizadas neste estudo, aplicou-se um volume de controle que envolve cada parte do sistema de arrefecimento do grupo motor gerador. Utilizando como ponto de partida a equação de balanço de massa aplicada ao volume de controle, tem-se (MORAN; SHAPIRO, 2006):

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_o \quad (25)$$

A equação (25) é utilizada para um volume de controle com propriedades uniformemente distribuídas, e um número finito de seções de entrada e saída, cada

uma com escoamento uniforme na seção. Para regime permanente, tem-se  $\frac{dm_{vc}}{dt} = 0$ , e a equação da continuidade (26) fica reduzida a:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_o \quad (26)$$

onde:

$\dot{m}_o$  – vazão mássica de saída ( $kg/s$ );

$\dot{m}_i$  – vazão mássica de entrada ( $kg/s$ ).

Para o volume de controle com as mesmas considerações anteriores, a equação de conservação de energia fica escrita da seguinte maneira (MORAN; SHAPIRO, 2006):

$$\dot{Q} - \dot{W}_{vc} = \sum \dot{m}_o \left( h_o + \frac{1}{2} V_o^2 + g \cdot z_o \right) - \sum \dot{m}_i \left( h_i + \frac{1}{2} V_i^2 + g \cdot z_i \right) \quad (27)$$

onde:

$\dot{Q}$  – taxa de transferência de calor ( $W$ );

$\dot{W}_{vc}$  – potência realizada ( $W$ );

$h_o$  – entalpia específica de saída ( $J/kg$ );

$V_o$  – velocidade de saída ( $m/s$ );

$g$  – aceleração da gravidade ( $m/s^2$ );

$z_o$  – altura de saída ( $m$ );

$h_i$  – entalpia específica de entrada ( $J/kg$ );

$V_i$  – velocidade de entrada ( $m/s$ );

$z_i$  – altura de entrada ( $m$ ).

Assumindo que este sistema esteja em regime permanente, com escoamento de seção uniforme utilizando-se de uma única entrada e saída, e desconsiderando-se as variações das energias potenciais e cinéticas, tem-se (MORAN; SHAPIRO, 2006):

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (h_o - h_i) \quad (28)$$



#### 4 METODOLOGIA

Para solucionar o problema de transferência de calor da simulação termo hidráulica de um radiador do sistema de arrefecimento de um grupo motor gerador é apresentado um modelo matemático, que utiliza o método  $\epsilon$ -NUT, juntamente com equações de balanço de energia. Como objetivo da simulação do modelo, foram utilizados como dados de entrada, parâmetros de um projeto de trocador de calor, como temperatura, pressão, dados geométricos do trocador e vazões dos fluidos envolvidos. Baseado nestes parâmetros foi realizada a simulação do trocador de calor. O modelo em estudo foi desenvolvido com base na plataforma EES (APÊNDICE B).

Como primeiro passo para a solução do problema proposto é necessária a especificação clara e objetiva do problema, que neste estudo se trata da simulação termo hidráulica de um radiador do sistema de arrefecimento de um grupo motor gerador.

Como segundo passo, tem-se a seleção do tipo de construção, o arranjo do escoamento, estabelecimento da superfície de troca de calor, alocação dos fluidos, dimensões e forma do trocador de calor. Neste estudo o trocador selecionado é compacto de fluxo cruzado não misturado, de gás – líquido e de tubos planos com aletas tipo Louver com dimensões de 0,525 m de largura, profundidade de 0,031 m e uma altura de 0,450 m.

No terceiro passo são determinadas as vazões mássicas, propriedades físicas e térmicas dos fluidos. Neste estudo os fluidos envolvidos são o ar e o líquido de arrefecimento, uma mistura de água e etileno glicol a 50%. A temperatura de entrada do ar é 298,15 K e do fluido de arrefecimento 356,55 K (APÊNDICE A).

No quarto passo é calculada a queda de pressão do trocador de calor e a transferência de calor.

O quinto passo é realizado com a utilização da plataforma EES para o desenvolvimento dos cálculos dos parâmetros envolvidos.

No sexto passo ocorre a verificação dos resultados, onde é comparado o valor do calor cedido pelo motor ao sistema de arrefecimento e a quantidade deste cedida ao meio externo, a queda de pressão, o consumo de potência pela bomba de líquido de arrefecimento e pelo ventilador. Caso estes parâmetros estejam dentro de

limites pré-estabelecidos o trocador de calor é aprovado. Em situação contrária, retorna-se ao passo número dois para modificação dos dados de entrada.

#### 4.1 Dados de entrada

Para solução do problema proposto, foi necessário pré-estabelecimento de dados especificados a seguir.

##### 4.1.1 Dados da geometria do Radiador do lado do ar

Na Figura 14 (a) é mostrada uma vista parcial de um trocador de calor com aletas Louver, a direção do escoamento de ar (cruzado) e as dimensões externas do trocador. A Figura 14 (b) é composta pelo detalhamento da aleta Louver em vista frontal e superior com seus elementos de composição e dimensões externas junto a um tubo plano. A Figura 14 (c) é composta pelo detalhamento de um tubo plano, com suas dimensões internas, externas e espessura de parede. Na Figura 14 (d) tem-se uma vista lateral esquemática de uma aleta, onde é possível se observar o ângulo Louver, e dimensões externas como passo Louver e profundidade da aleta.

De acordo com Figura 14 tem-se:

$L_1$ – largura do radiador ( $m$ );

$L_2$ – profundidade do radiador ( $m$ );

$L_3$ – altura do radiador ( $m$ );

$b$ – distância entre tubos ( $m$ );

$P_t$ – distância entre tubos acrescida da altura externa de um tubo ( $m$ );

$H_t$ – altura externa de um tubo ( $m$ );

$L_h$ – altura Louver ( $m$ );

$L_p$ – passo Louver ( $m$ );

$\theta$ – ângulo Louver;

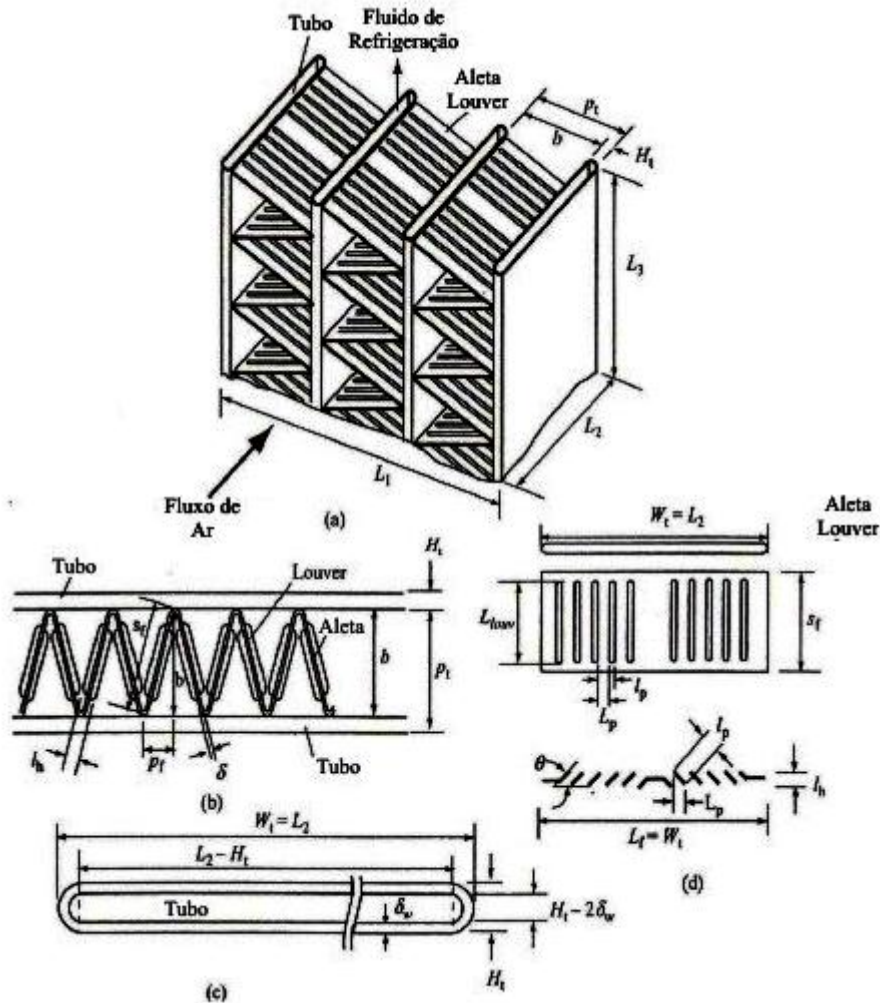
$S_f$ – comprimento da aleta ( $m$ );

$P_f$ – passo da aleta ( $m$ );

$\delta$  – espessura da aleta ( $m$ );

$w_t$ – largura do tubo ( $m$ ).

Figura 14 Dimensões do radiador



Fonte: Hosung, 2010

Alguns dos parâmetros geométricos característicos dos trocadores de calor compactos de acordo com Kays e London (1964) presentes neste estudo são:

- a)  $\beta$ : razão entre a área total de troca de calor de um lado e o volume total do trocador de calor.
- b)  $\sigma$ : razão entre a área de fluxo-livre mínima e a área frontal do trocador de calor.

Assumiram-se inicialmente valores para as dimensões do trocador de calor, podendo estas ser atualizadas após o processo de validação de resultados.

Para o cálculo da dimensão  $L_1$ , largura do radiador ( $m$ ), utilizou-se a equação (HOSUNG, 2010.):

$$L_1 = N_{pg} \cdot b \cdot (N_{pg} + 1) \cdot H_t \quad (29)$$

O número de passagens do lado do ar,  $N_{pg}$  é obtido usando-se a equação:

$$N_{pg} = \frac{L_1 - H_t}{b + H_t} \quad (30)$$

Para a obtenção do número total de aletas do lado do ar,  $n_f$ , tem-se:

$$n_f = \frac{L_3}{P_f} \cdot N_{pg} \quad (31)$$

onde  $P_f$  é o passo da aleta(m), sendo obtido pela equação:

$$P_f = \frac{1}{N_f} \quad (32)$$

onde  $N_f$  é a densidade de aletas por metro

A área primária do lado do ar( $m^2$ ) é dada pela equação:

$$A_p = [2 \cdot (L_2 - H_t) + \pi \cdot H_t] \cdot L_3 \cdot (N_{pg} + 1) - 2 \cdot \delta \cdot L_2 \cdot n_f \quad (33)$$

onde:

$N_{pg}$ – número de passagens do lado do ar;

$n_f$ – número total de aletas do lado do ar.

A área total de aletas ( $m^2$ )é dada usando-se a equação:

$$A_f = 2 \cdot (S_f \cdot L_2 + S_f \cdot \delta) \cdot n_f \quad (34)$$

$A_{tr,2}$  , a área total de superfície de troca de calor do lado do ar ( $m^2$ ) é dada pela soma da área primária,  $A_p$ , com a área total de aletas,  $A_f$ , conforme equação (35):

$$A_{tr,2} = A_p + A_f \quad (35)$$

A área  $A_{c,2}$ , é a área de fluxo-livre mínima para o ar que atravessa o radiador( $m^2$ ). Esta área é uma parcela da área frontal do radiador, devido à geometria deste não permitir o ar escoar livremente, mas através de canais

formados pelos tubos e as aletas. A área mínima de fluxo livre do lado do ar é dada pela equação:

$$A_{c,2} = b \cdot L_3 \cdot N_{pg} - [(\delta \cdot S_f) \cdot n_f] \quad (36)$$

A área frontal do lado do ar ( $m^2$ ) é obtida pela equação:

$$A_{fr,2} = L_1 \cdot L_3 \quad (37)$$

A porosidade do lado do ar é calculada pela equação:

$$\sigma_2 = \frac{A_{c,2}}{A_{fr,2}} \quad (388)$$

onde:

$A_{c,2}$  – área mínima de fluxo livre do lado do ar ( $m^2$ );

$A_{fr,2}$  – área frontal do trocador de calor do lado do ar ( $m^2$ ).

O volume do trocador de calor do lado do ar ( $m^3$ ) é dado por:

$$V_{hx,2} = L_2 \cdot L_3 \cdot b \cdot N_{pg} \quad (39)$$

A densidade da área de superfície de troca de calor do lado do ar ( $m^2/m^3$ ) é calculada por:

$$\beta_2 = \frac{A_{tr,2}}{V_{hx,2}} \quad (40)$$

onde:

$V_{hx,2}$  – volume do trocador de calor do lado do ar ( $m^3$ ).

A velocidade mássica do lado do ar ( $kg/m^2 \cdot s$ ) é obtida pela equação (41):

$$G_2 = \frac{\dot{m}_2}{A_{c,2}} \quad (41)$$

#### 4.1.2 Dados do radiador do lado do fluido de arrefecimento

Para o cálculo do número de tubos do lado do fluido de arrefecimento tem se a equação (HOSUNG, 2010):

$$N_t = N_{pg} + 1 \quad (42)$$

A área total de transferência de calor é dada por:

$$A_{tr,1} = [2 \cdot (L_2 - H_t) + \pi \cdot (H_t - 2\delta_w)] \cdot L_3 \cdot N_t \quad (43)$$

onde:

$\delta_w$  – espessura da parede do tubo (m);

$N_t$  – número total de tubos.

A área mínima de fluxo livre é calculada pela equação (HOSUNG, 2010):

$$A_{c,1} = \left[ (L_2 - H_t) \cdot (H_t - 2 \cdot \delta_w) + \frac{\pi}{4} (H_t - 2 \cdot \delta_w)^2 \right] \cdot \frac{N_t}{N_p} \quad (44)$$

onde:

$N_p$  – número de passes do lado do fluido de arrefecimento.

Para o cálculo da área externa de parede dos tubos tem-se a equação (HOSUNG, 2010):

$$A_w = 2 \cdot L_2 \cdot L_3 \cdot N_t \quad (45)$$

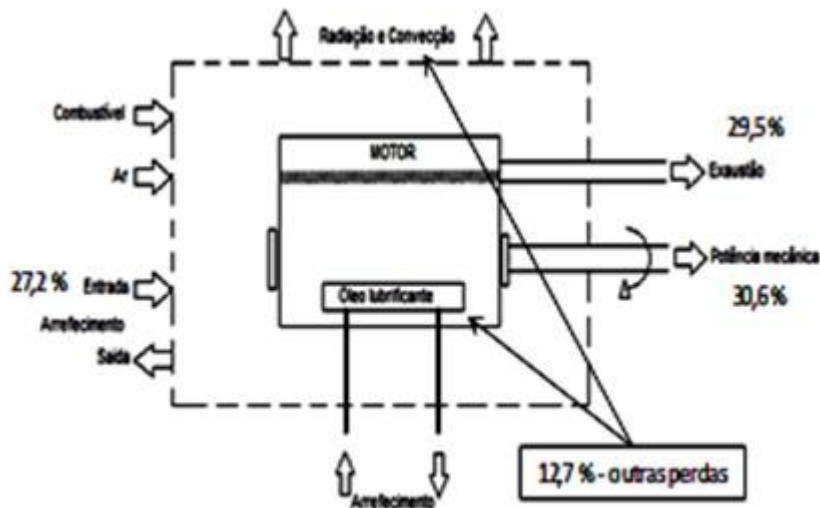
## 4.2 Cálculos utilizados

Para solução do problema proposto, foram necessários cálculos de parâmetros especificados a seguir.

### 4.2.1 Cálculo da vazão mássica de ar

Conforme é mostrado na Figura 15, no motor de combustão interna, a energia contida no combustível é convertida na forma de energia mecânica no eixo do motor, nos gases de exaustão e na transferência por convecção, radiação e condução no corpo do motor. (PLINT; MARTYR, 1995) consideraram que 30,6% da energia do combustível é convertida em potência mecânica, 29,5% na exaustão, 27,2% no líquido de arrefecimento e 12,7% correspondendo a outras perdas. Considerou-se que toda energia térmica contida no líquido de arrefecimento é transferida para o ar que atravessa o radiador. A partir do diferencial de temperaturas de entrada e saída do ar do que passa através do radiador e do calor específico à pressão constante foi possível quantificar a vazão mássica do ar de arrefecimento mostrado na equação (46).

**Figura 15 Distribuição da energia do combustível**



Adaptado de Plint e Martyr, 1995

$$Q = \dot{m}_2 \cdot c_{p,2} \cdot \Delta T \quad (46)$$

onde:

$Q$ - calor cedido pela queima do combustível ao líquido de arrefecimento ( $W$ );

$\Delta T$  - variação de temperatura do ar entre entrada e saída do radiador do grupo gerador ( $K$ ).

A velocidade do ar de entrada ( $m/s$ ) é obtida através da equação:

$$v_2 = \frac{G_2}{\rho_{2,i}} \quad (47)$$

onde:

$G_2$ – velocidade mássica do lado do ar ( $kg/m^2 \cdot s$ );

$\rho_{2,i}$ – densidade do ar de entrada ( $kg/m^3$ ).

#### 4.2.2 Cálculos da vazão mássica de fluido de arrefecimento

A partir do diferencial de temperaturas de entrada e saída do líquido de arrefecimento do motor após a abertura completa da válvula termostática e do calor específico à pressão constante foi possível quantificar a vazão mássica do líquido de arrefecimento mostrado na equação (48).

$$Q = \dot{m}_1 \cdot c_{p,1} \cdot \Delta T \quad (48)$$

Sendo:

$$Q = 0,272 \cdot \dot{Q}_i \quad (49)$$

onde:

$\dot{Q}_i$ - calor total introduzido no motor através do combustível ( $W$ ).

A velocidade do fluido de arrefecimento é obtida através da equação:

$$v_1 = \frac{G_1}{\rho_1} \quad (50)$$

onde:



$G_1$ – velocidade mássica do lado do fluido de arrefecimento ( $kg/m^2 \cdot s$ );

$\rho_1$ – densidade do líquido de arrefecimento ( $kg/m^3$ );

A velocidade mássica do fluido de arrefecimento,  $G_1$  é calculada pela equação:

$$G_1 = \frac{\dot{m}_1}{A_{c,1}} \quad (51)$$

### 4.2.3 Propriedades físicas e térmicas

Para o cálculo do número de Reynolds do lado do ar é utilizada a equação (52):

$$Re_2 = \frac{G_2 \cdot D_{h,2}}{\mu_2} \quad (52)$$

onde:

$D_{h,2}$ – diâmetro hidráulico do ar ( $m$ );

$\mu_2$ – viscosidade dinâmica do ar ( $N \cdot s/m^2$ ).

O diâmetro hidráulico do lado do ar é obtido pela equação:

$$D_{h,2} = \frac{4 \cdot A_{c,2} \cdot L_2}{A_{tr,2}} \quad (53)$$

O parâmetro que expressa a relação entre o campo de velocidades e o campo de temperaturas é o número de Prandtl (KAKAÇ; LIU, 1998). Ele é definido pela equação (54):

$$Pr_2 = \frac{c_{p,2} \cdot \mu_2}{k_2} \quad (54)$$

onde:

$k_2$ – coeficiente de condutividade térmica do ar ( $W/m \cdot K$ );

onde:

$c_{p,2}$  – calor específico do ar a pressão constante ( $J/kg \cdot K$ ).

Considerando a aleta com seção transversal de condução constante, pequena espessura e adiabática, a eficiência,  $\eta_f$  tem a seguinte expressão:

$$\eta_f = \frac{\tanh(m_f \cdot b)}{m_f \cdot b} \quad (55)$$

onde:

$m_f$  – eficiência global das aletas do lado do ar.

Para o cálculo da eficiência das aletas do lado do ar foi usado o conceito de eficiência global na seguinte equação (HOSUNG, 2010):

$$m_f = \left( \frac{2h_2}{k_f \cdot \delta} \right)^{0,5} \quad (56)$$

onde:

$h_2$  – coeficiente convectivo de transferência de calor do ar ( $W/m^2 \cdot K$ );

$k_f$  – coeficiente de condutividade térmica do material da aleta ( $W/m \cdot K$ );

Considerando-se a aleta adiabática da ponta até o meio, seu comprimento,  $L_s$  será a metade da sua altura  $S_f$ .

$$L_s = \frac{S_f}{2} \quad (57)$$

Portanto a eficiência simples de uma aleta tipo Louver é dada pela equação:

$$\eta_f = \frac{\tanh(m_f \cdot L_s)}{m_f \cdot L_s} \quad (58)$$

onde:

$L_s$  – metade da altura da aleta ( $m$ ).

A eficiência global da superfície das aletas é dada pela equação:

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A_{tr,2}} \cdot (1 - \eta_f) \quad (59)$$

onde:

$A_f$  – área total de aletas ( $m^2$ ).

Considerado a aleta em Alumínio, com condutividade térmica  $k_f = 117 W/m \cdot K$  (HOSUNG, 2010).

O diâmetro hidráulico do líquido de arrefecimento é obtido pela equação:

$$D_{h,1} = \frac{4 \cdot A_{c,1} \cdot L_3}{A_{tr,1}} \quad (60)$$

Para o cálculo do número de Reynolds tem-se (HOSUNG, 2010):

$$Re_1 = \frac{G_1 \cdot D_{h,1}}{\mu_1} \quad (61)$$

onde:

$D_{h,1}$ – diâmetro hidráulico do líquido de arrefecimento (m);

$\mu_1$ – viscosidade dinâmica do fluido de arrefecimento ( $N \cdot s/m^2$ ).

Para cálculo do número de Nusselt tem-se a equação para Reynolds  $\geq 2100$  (HOSUNG, 2010):

$$Nu_1 = \frac{h \cdot D_e}{K_f} = \frac{(f_1/2) \cdot (Re_1 - 1000) \cdot Pr_1}{1 + 12,7 \cdot (f_1/2)^{1/2} \cdot (Pr_1^{2/3} - 1)} \quad (62)$$

onde:

$f_1$ – fator de atrito do lado do fluido de arrefecimento;

$Re_1$ – número de Reynolds do líquido de arrefecimento;

$Pr_1$ – número de Prandtl do lado do fluido de arrefecimento.

E para um número de Reynolds  $< 2100$ :

$$Nu_1 = 7,541 \quad (63)$$

#### 4.2.4 Cálculo do Fator de atrito

O fator de atrito do lado do ar,  $f_2$  é dado pelas seguintes equações (HOSUNG, 2010):

$$f_a = 14,39 \cdot Re_2^{-0,805 \frac{P_f}{b}} \left( \ln \left( 1,0 + \frac{P_f}{l_p} \right) \right) \text{ se } Re < 150 \quad (64)$$

$$f_a = 4,97 \cdot Re_2^{\left(0,6049 - \frac{1,064}{\theta^{0,2}}\right)} \left[ \ln \left[ \left( \frac{\delta}{P_f} \right)^{0,5} + 0,9 \right] \right]^{-0,527} \text{ se } Re > 150 \quad (65)$$

$$f_b = \left[ \ln \left[ \left( \frac{\delta}{P_f} \right)^{0,48} + 0,9 \right] \right]^{-1,453} \cdot \left( \frac{D_{h,2}}{l_p} \right)^{-3,01} \cdot (\ln(0,5 \cdot Re_2))^{-3,01} \text{ se } Re < 150 \quad (66)$$

$$f_b = \left[ \left( \frac{D_{h,2}}{l_p} \right) \cdot \ln(0,3Re_2) \right]^{-2,966} \left( \frac{P_f}{L_{louv}} \right)^{-0,7931 \frac{P_t}{b}} \text{ se } Re > 150 \quad (67)$$

$$f_c = \left( \frac{P_f}{L_{louv}} \right)^{-0,308} \cdot \left( \frac{L_f}{L_{louv}} \right)^{-0,308} \cdot \left( \exp \left( -0,1167 \frac{P_t}{H_t} \right) \right) \text{ se } Re < 150 \quad (68)$$

$$f_c = \left( \frac{P_f}{L_{louv}} \right)^{-0,308} \cdot \left[ \ln \left[ 1,2 + \left( \frac{l_p}{P_f} \right)^{1,4} \right] \right]^{-3,553} \cdot \theta^{-0,477} \text{ se } Re > 150 \quad (69)$$

$$f_2 = f_a \cdot f_b \cdot f_c \quad (70)$$

onde:

$Re_2$ – número de Reynolds do lado do ar;

$L_{louv}$ – comprimento Louver ( $m$ ).

O fator de atrito do lado do fluido de arrefecimento,  $f_1$  é obtido, assumindo-se que a superfície do duto é lisa, sem incrustações. Para um número de Reynolds  $\geq 2100$ , tem-se (HOSUNG, 2010):

$$f_1 = (1,58 \cdot \ln(Re_1 - 3,28))^{-2} \quad (71)$$

Para um número de Reynolds  $< 2100$ :

$$f_1 = \frac{16}{Re_1} \quad (72)$$

#### 4.2.5 Queda de pressão no trocador de calor do lado do fluido de arrefecimento e lado do ar

A determinação da queda de pressão  $\Delta P$  no trocador de calor é essencial pois o fluido tem de ser bombeado através do trocador, o que significa que para o

bombeamento do fluido um consumo de potência se torna necessário. Utilizando se das dimensões externas do radiador mostrado no apêndice A e aplicando o método de (HOSUNG, 2010) equação (14) obteve-se a queda de pressão do lado do ar, já para o lado do fluido de arrefecimento a potência de bombeamento é proporcional a queda de pressão do trocador de calor calculada a partir da equação (73) de (HOSUNG, 2010).

$$\Delta P_1 = 4 \cdot \left( \frac{f_1 \cdot L_3}{D_{h,1}} + 1 \right) \cdot N_p \cdot \frac{G_1^2}{2 \cdot \rho_1} \quad (73)$$

onde:

$N_p$ - número de passes do lado do fluido de arrefecimento.

#### **4.2.6 Cálculo da potência da bomba de líquido de arrefecimento e do ventilador**

Foram consideradas as eficiências da bomba de líquido de arrefecimento e do ventilador em 80% (HOSUNG, 2010).

A potência da bomba é dada pela equação:

$$Potência_{bomba} = \frac{\dot{m}_1}{\eta_b \rho_1} \cdot \Delta P_1 \quad (74)$$

onde:

$\eta_b$ – eficiência da bomba de fluido de arrefecimento (%);

$\Delta P_1$ – queda de Pressão do lado do fluido de arrefecimento (Pa).

$$Potência_{ventilador} = \frac{\dot{m}_2}{\eta_v \cdot \rho_{2,i}} \cdot \Delta P_2 \quad (75)$$

onde:

$\eta_v$ – eficiência do ventilador.

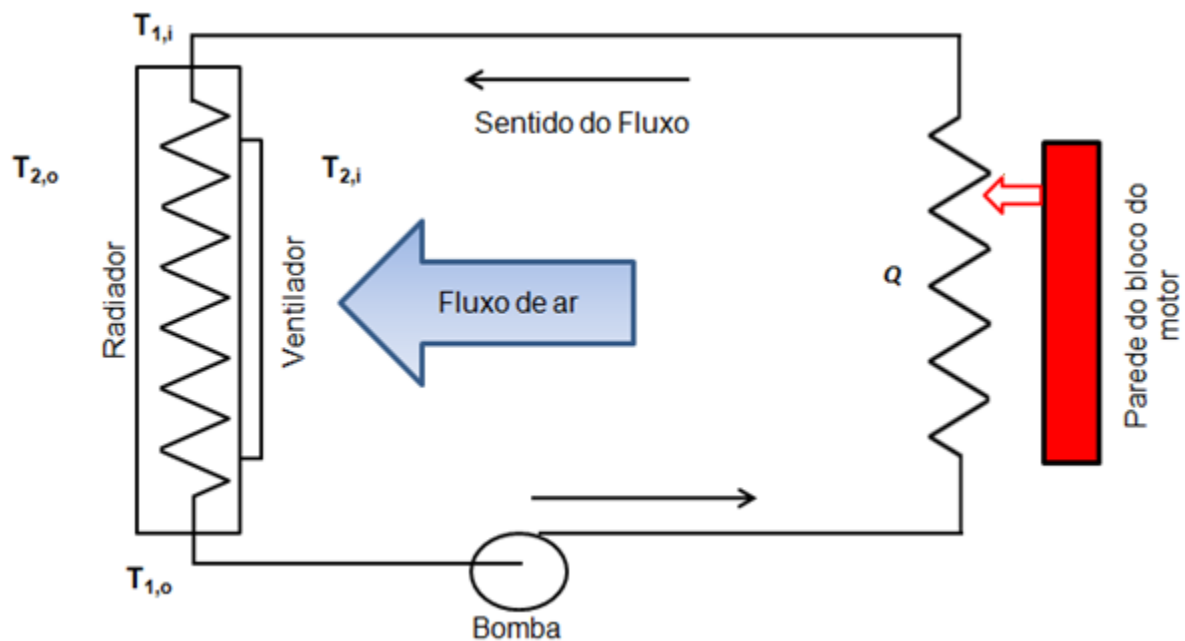
### **4.3 Descrição do sistema proposto**

Para efeito de análise, considerou-se o sistema de arrefecimento do grupo motor gerador operando em regime permanente, o qual foi dividido em quatro componentes, cada um representando um volume de controle. Os componentes considerados foram:

- a) Radiador (Objeto de estudo);
- b) Motor (Fonte geradora de calor);
- c) Bomba do fluido de arrefecimento (Consumo de Potência);
- d) Ventilador (Consumo de Potência).

A Figura 16 ilustra um esquema simplificado do sistema de arrefecimento de um grupo motor gerador, onde são mostrados seus componentes, o calor cedido ao sistema de arrefecimento pelo motor ( $Q$ ), o sentido do escoamento, a temperatura de entrada do líquido de arrefecimento no radiador ( $T_{1,i}$ ), e sua temperatura de saída ( $T_{1,o}$ ), a temperatura de entrada do ar no radiador ( $T_{2,i}$ ) e sua temperatura de saída ( $T_{2,o}$ ).

**Figura 16 Esquema simplificado do sistema de arrefecimento do grupo motor gerador**



Fonte: Adaptado de Campos, 2009

Na análise de cada uma das partes do sistema as seguintes considerações foram feitas, com o objetivo de simplificar as equações do balanço energético:

- a) Condições de operação em regime permanente;
- b) Não há mudança de fase no fluido de arrefecimento (CAMPOS, 2009).

### 4.3.1 Radiador

Devido a não realização de trabalho no radiador,  $\dot{W}_{vc} = 0$ , as equações para a conservação de massa e energia, para efeito de simplificação, ficam da seguinte forma:

$$\dot{m}_i = \dot{m}_o = \dot{m} \quad (76)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_o \cdot h_o - \dot{m}_i \cdot h_i \quad (77)$$

onde:

$\dot{m}$ – Vazão mássica do fluido ( $kg/s$ )

Nos cálculos foram consideradas constantes as vazões mássicas de ar e do fluido de arrefecimento. A taxa de transferência de calor entre o ar e o radiador é calculada da seguinte forma:

$$\dot{Q} = C_2 \cdot (T_{2,o} - T_{2,i}) \quad (78)$$

onde:

$C_2$ – taxa de capacidade térmica do lado do ar ( $W/K$ );

$T_{2,i}$ – temperatura do ar de entrada ( $K$ );

$C_2$  pode ser interpretado como a capacidade de transporte de energia pelo fluido entre partes distintas do sistema sob específicas condições de operação, sendo definida como:

$$C_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p,2} \quad (79)$$

O fluido utilizado para arrefecer o grupo motor gerador é uma mistura de água e etileno glicol na proporção de 50% e 50%, respectivamente. Assim, a equação de troca de calor no lado do líquido de arrefecimento é:

$$\dot{Q} = C_1 \cdot (T_{1,i} - T_{1,o}) \quad (80)$$

onde:

$C_1$ – capacidade térmica do fluido de arrefecimento ( $W/K$ );

$T_{1,i}$ – temperatura de entrada do líquido de arrefecimento ( $K$ );

$T_{1,o}$ – temperatura de saída do líquido de arrefecimento ( $K$ ).

$C_1$  representa a capacidade térmica do fluido de arrefecimento, sendo definida como:

$$C_1 = \dot{m}_1 \cdot c_{p,1} \quad (81)$$

#### 4.3.2 Motor gerador

Nas equações para a conservação de massa e energia do fluido de arrefecimento que passa através do motor gerador, não há potência de eixo,  $\dot{W}_{vc}$  atravessando as fronteiras do volume de controle, portanto:

$$\dot{W}_{vc} = 0 \quad (82)$$

$$\dot{m}_1 = cte \quad (83)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 \cdot (h_o - h_i) \quad (84)$$

onde:

$h_o$  – entalpia específica de saída ( $kJ/Kg$ )

$h_i$  – entalpia específica de entrada ( $kJ/Kg$ )

Para o dimensionamento do radiador é necessária a determinação da quantidade de calor que deve ser transferida ao sistema de arrefecimento. Esta pode ser obtida pela equação (PLINT; MARTYR, 1995):

$$Q = 0,272 \cdot \dot{Q}_i \quad (85)$$

onde:

$\dot{Q}_i$  – calor total introduzido no motor através do combustível ( $kW$ )

$\dot{Q}_i$  pode ser calculado pela equação (HEYWOOD, 1988):

$$\dot{Q}_i = (Ch \cdot PCI) \cdot \eta_c \quad (86)$$

onde:

$Ch$  – consumo de combustível ( $kg/s$ );

$PCI$  – poder calorífico inferior do combustível ( $kJ/kg$ );

$\eta_c$  - eficiência de combustão (rendimento térmico do motor).

Foi considerado diesel para o combustível com  $PCI=43.200$  ( $kJ/kg$ ),  $\rho = 0,84 \times 10^3$   $kg/m^3$  (HEYWOOD, 1988) e  $\eta_c = 32,67\%$  (MORAIS, 2012).



### 4.3.3 Bomba de fluido de arrefecimento

Considerou-se a conservação da massa através do volume de controle da bomba. Deste modo:

$$\dot{m}_1 = cte \quad (87)$$

Não há perdas de calor para o meio ambiente:

$$\dot{Q}_{bomba} = 0 \quad (88)$$

$$\dot{W} = \dot{m}_1 \cdot (h_o - h_i) \quad (89)$$

### 4.3.4 Ventilador

Considerou-se a conservação de massa através do volume de controle do ventilador. Deste modo:

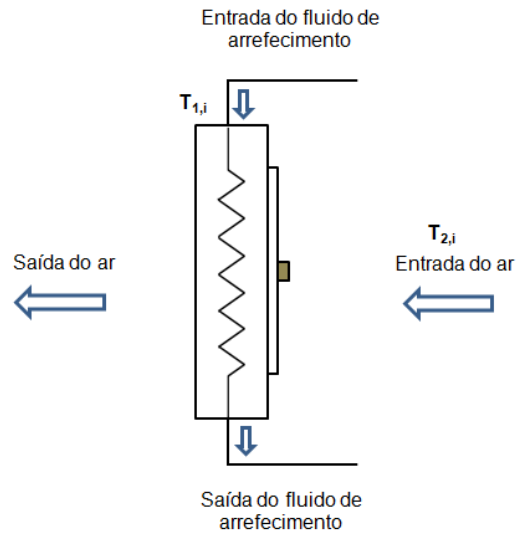
$$\dot{m}_2 = cte \quad (90)$$

Não há perdas de calor para o meio ambiente:

$$\dot{Q}_{ventilador} = 0 \quad (91)$$

Analisado como um sistema global, os limites físicos do radiador coincidem com os do volume de controle em questão. A Figura 17 mostra o esquema de escoamento de ar e do fluido de arrefecimento no radiador.

**Figura 17 Esquema do radiador e o sentido dos fluxos, cruzados e não misturados, envolvidos no processo de troca de calor**



Fonte: Adaptado de Campos, 2009

#### 4.3.4.1 Taxa de transferência de calor

A equação da taxa de transferência de calor no radiador apresenta a seguinte forma:

$$\dot{Q} = C_{min} \cdot \varepsilon_{hx} \cdot \Delta T_{max} \quad (92)$$

onde:

$\Delta T_{max}$  – variação máxima de temperatura (K).

Neste caso,  $\Delta T_{max}$  é a diferença máxima de temperatura no radiador.

$$\Delta T_{max} = T_{1,i} - T_{2,i} \quad (93)$$

O coeficiente global de troca de calor  $U$  pode ser obtido de:

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{U_2 \cdot A_2} = \frac{1}{U_1 \cdot A_1} = \frac{1}{(\eta_o \cdot h \cdot A)_2} + R_w + \frac{1}{(\eta_o \cdot h \cdot A)_1} \quad (94)$$

onde:

$\eta_{o,2}$  – efetividade da superfície das aletas do lado do ar;

$h_2$  – coeficiente convectivo de transferência de calor lado do ar ( $W/m^2 \cdot K$ );

$A_1$ – área total de troca de calor do lado do fluido de arrefecimento ( $m^2$ );

$A_2$ – área total de troca de calor do lado do ar ( $m^2$ );

$R_w$ – resistência térmica de condução na parede dos tubos ( $K/W$ );

$\eta_{o,1}$ – efetividade da superfície das aletas do lado do fluido de arrefecimento;

$h_1$ – coeficiente convectivo de transferência de calor do lado do fluido de arrefecimento ( $W/m^2 \cdot K$ ).

Considerou-se o trocador de calor limpo em ambos os lados (sem o fator de inscrustação).

#### 4.3.4.2 Coeficiente convectivo de troca de calor do ar

A velocidade do ar de entrada fornecida pelo ventilador foi considerada constante nos cálculos deste trabalho. Assim, a vazão mássica de ar que entra no radiador pode ser expressa considerando uma velocidade uniforme de aproximação. A vazão mássica do ar é calculada da seguinte forma:

$$\dot{m}_2 = \rho_2 \cdot u_2 \cdot A_{fr} \quad (95)$$

onde:

$u_2$  – velocidade do ar ( $m/s$ );

$A_{fr}$ – área frontal do trocador de calor ( $m^2$ ).

Para caracterizar a troca de calor no lado do ar é necessário conhecer o coeficiente de troca de calor,  $h_2$ . Este pode ser obtido mediante o cálculo do fator de Colburn,  $j_2$ . Para o cálculo deste fator tem-se a equação (HOSUNG, 2010):

$$j_2 = Re_2^{-0,49} \cdot \left(\frac{\theta}{90}\right)^{0,27} \cdot \left(\frac{P_f}{L_p}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{b}{L_p}\right)^{-0,29} \cdot \left(\frac{w_t}{L_p}\right)^{-0,23} \cdot \left(\frac{L_{louv}}{L_p}\right)^{0,68} \cdot \left(\frac{P_t}{L_p}\right)^{-0,28} \cdot \left(\frac{\delta}{L_p}\right)^{-0,05} \quad (96)$$

O coeficiente convectivo de troca de calor do ar,  $h_2$ , pode ser calculado a partir do fator de Colburn pela equação (97):

$$h_2 = j_2 \frac{G_2 \cdot C_{p,2}}{Pr_2^{0,67}} \quad (97)$$

onde:

$Pr_2$ – número de Prandtl do lado do ar;

$j_2$ – fator de Colburn do lado do ar.

#### 4.3.4.3 Coeficiente convectivo de troca de calor do fluido de arrefecimento

Foi desenvolvida uma correlação para calcular um número médio de Nusselt para um escoamento laminar em um duto circular para um comprimento de entrada com temperatura de parede constante. O número médio de Nusselt é definido como (Sieder e Tate, 1936):

$$Nu_1 = \frac{h \cdot D_e}{K_w} = 1,86 \left( \frac{D_{h,1} \cdot Re_1 \cdot Pr_1}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu_1}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (98)$$

onde:

$Pr_1$ – número de Prandtl do lado do fluido de arrefecimento;

$L$ – comprimento do tubo(m);

$\mu_s$ – viscosidade dinâmica do fluido de arrefecimento à temperatura da superfície da parede do tubo ( $N \cdot s/m^2$ ).

Esta equação é válida para:

$$0,48 < Pr < 16.700 \quad (99)$$

$$0,0044 < (\mu/\mu_s) < 9,75 \quad (100)$$

Para o caso de  $Nu_1 < 3,66$  deve-se usar  $Nu_1 = 3,66$

Para um escoamento turbulento Gnielinski (1976) desenvolveu a seguinte correlação para o cálculo do número de Nusselt, sendo utilizado neste trabalho.

$$Nu_1 = \frac{h \cdot D_e}{K_w} = \frac{(f_1/2) \cdot (Re_1 - 1000) \cdot Pr_1}{1 + 12,7 \cdot (f_1/2)^{1/2} \cdot (Pr_1^{2/3} - 1)} \quad (101)$$

Esta equação é válida para:

$$3000 < Re_1 < 5 \times 10^6 \quad (102)$$

$$0,5 \leq Pr_1 \leq 2000 \quad (103)$$

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor do lado do fluido de arrefecimento, tem-se (HOSUNG, 2010):

$$h_1 = \frac{Nu_1 \cdot K_1}{D_{h,1}} \quad (104)$$

onde:

$Nu_1$  – número de Nusselt do lado do fluido de arrefecimento;

$K_1$  – coeficiente de condutividade térmica do líquido de arrefecimento ( $W/m \cdot K$ ).

Para o cálculo do número de Prandtl tem-se:

$$Pr_1 = \frac{c_{p,1} \cdot \mu_1}{K_1} \quad (105)$$

#### 4.3.4.4 Cálculo das resistências térmicas ( $R_w, R_2, R_1$ )

Para o cálculo da resistência térmica do núcleo do radiador, tem-se a relação (HOSUNG, 2010):

$$R_w = \frac{\delta_w}{k_w A_w} \quad (106)$$

onde:

$R_w$  – resistência térmica de condução na parede dos tubos ( $K/W$ );

$k_w$  – coeficiente de condutividade térmica do material da parede dos tubos ( $W/m \cdot K$ );

$A_w$  – área total de parede para a resistência por condução ( $m^2$ ).

Os tubos considerados foram fabricados em Alumínio com condutividade térmica  $k_w = 117 W/m \cdot K$  (HOSUNG, 2010).

A resistência térmica para o lado do ar é obtida pela equação 107:

$$R_2 = \frac{1}{\eta_0 h_2 A_{tr,2}} \quad (107)$$

onde:

$\eta_0$  – eficiência global da superfície das aletas;

$h_2$ – coeficiente convectivo de transferência de calor do ar ( $W/m^2 \cdot K$ ).

A resistência térmica para o lado do fluido de arrefecimento é obtida da seguinte forma:

$$R_1 = \frac{1}{h_1 \cdot A_{tr,1}} \quad (108)$$

onde:

$h_1$ – coeficiente convectivo de transferência de calor do fluido de arrefecimento ( $W/m^2 \cdot K$ );

$A_{tr,1}$ – área total de transferência de calor do lado do fluido de arrefecimento ( $m^2$ ).

Para o cálculo do produto ( $UA$ ) tem-se:

$$UA = \frac{1}{R_1 + R_w + R_2} \quad (109)$$

onde:

$R_1$ – resistência térmica do lado do fluido de arrefecimento ( $K/W$ );

$R_w$ – resistência térmica de condução na parede dos tubos ( $K/W$ );

$R_2$ – resistência térmica do lado do ar ( $K/W$ ).

#### 4.4 Metodologia de solução no EES

Para simular o comportamento térmico de um radiador de um grupo motor gerador, utilizou-se um modelo matemático para análise em conjunto com o método  $\varepsilon$ -NUT (efetividade-número de unidades de transferência), e equações de balanço térmico de energia. Como objetivo da simulação do modelo, foram utilizados como dados de entrada, parâmetros de um projeto de trocadores de calor, como temperatura, pressão, dados geométricos do trocador e vazões dos fluidos envolvidos. Baseado nestes parâmetros foi realizado a simulação do trocador de calor. O modelo em estudo foi desenvolvido na plataforma EES, utilizando-se uma linguagem não estruturada (LAUAR, 2011). O processo de iteração funcional é descrito a seguir:

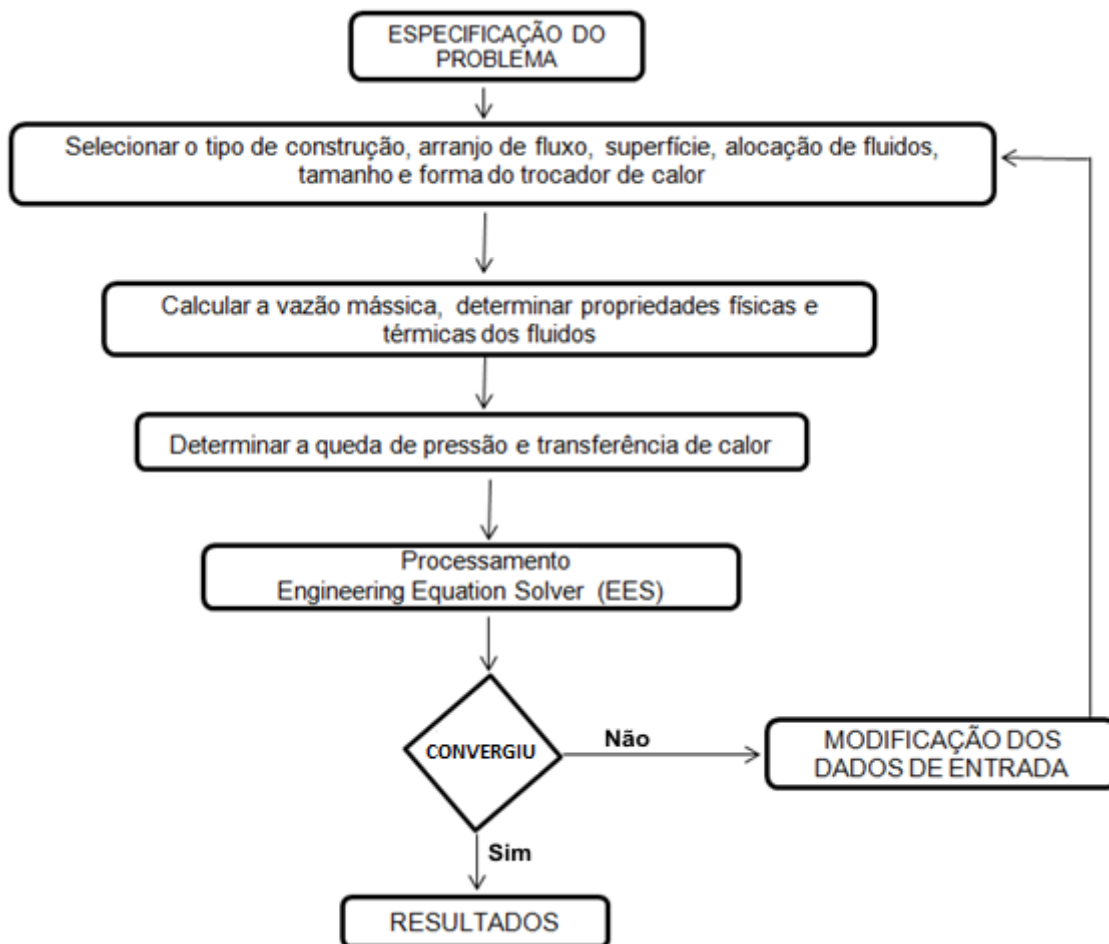
- a) Estimativa do valor da iteração
- b) Execução do código com o valor da estimativa

- c) Substituição da estimativa por uma equação
- d) Execução do código em correção aos valores anteriores

Assim sendo, os valores estimados são alterados devido às correções dos processamentos iterativos automáticos da plataforma EES.

A Figura 18 mostra o fluxograma do método de solução do problema proposto de simulação de um radiador como um resumo dos passos seguidos neste trabalho.

**Figura 18 Fluxograma do método de solução da simulação do trocador de calor**



Fonte: Adaptado de Kakaç e Liu, 1998

## 5 ANÁLISE E DISCUSSÃO DE RESULTADOS

As simulações foram executadas com os valores dos parâmetros com os quais o programa no software EES foi configurado. São estes os seguintes parâmetros:

- a) Ar seco de entrada com temperatura de 298,15 K, vazão mássica de 0,446 kg/s, massa específica de  $1,115 \text{ kg/m}^3$  e pressão de entrada de  $101,32 \times 10^3 \text{ Pa}$ ;
- b) Líquido de arrefecimento com temperatura de entrada no radiador de 356,55 K, vazão mássica de 1,5 kg/s, massa específica de  $1025 \text{ kg/m}^3$  e pressão de entrada de  $500 \times 10^3 \text{ Pa}$ ;
- c) Ângulo Louver com inclinação de  $23^\circ$ ;
- d) Densidade de aletas do lado do ar de 514 aletas por metro;
- e) Dimensões externas do radiador (largura =  $5,25 \times 10^{-1} \text{ m}$ ; profundidade =  $3,10 \times 10^{-2} \text{ m}$ ; altura =  $4,50 \times 10^{-1} \text{ m}$ );
- f) Passo Louver igual a  $1 \times 10^{-3} \text{ m}$ ;
- g) Número de passes do lado do fluido de arrefecimento igual a 1;
- h) Altura externa de um tubo igual a  $2,5 \times 10^{-3} \text{ m}$ ;
- i) Distância horizontal entre tubos igual a  $9,5 \times 10^{-3} \text{ m}$ ;
- j) Espessura da aleta igual a  $1,52 \times 10^{-4} \text{ m}$ ;
- k) Espessura da parede dos tubos no radiador igual a  $0,30 \times 10^{-3} \text{ m}$ ;
- l) Coeficiente de condutividade térmica dos materiais das aletas e tubos iguais a  $117 \text{ W/m.K}$ ;
- m) Consumo de combustível de  $3,3 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ ;
- n) Densidade do combustível igual a  $0,84 \text{ kg/m}^3$ ;
- o) Poder calorífico inferior do combustível igual a  $43200 \text{ kJ/kg}$ ;
- p) Limite de consumo de potência do ventilador menor ou igual a 0,3% em relação à potência de um motor de 50 KW;
- q) Limite máximo da queda de pressão do lado do fluido de arrefecimento menor ou igual a 70 kPa.

Os valores de temperatura de entrada, massa específica, pressão do líquido, do ar de arrefecimento, ângulo Louver, passo Louver, altura externa do tubo, distância entre tubos, espessura da aleta, espessura da parede dos tubos e



coeficiente de condutividade térmica dos materiais dos tubos e aletas foram obtidos a partir de valores encontrados em cálculos para trocadores de calor compactos (HOSUNG, 2010).

Para quantificar as vazões mássicas de ar e de líquido de arrefecimento foi utilizada a distribuição de energia térmica da combustão de um motor (PLINT; MARTYR, 1995), e a diferença de temperatura no trocador de calor mostrado por (MORAIS, 2012).

Foram variados os seguintes parâmetros:

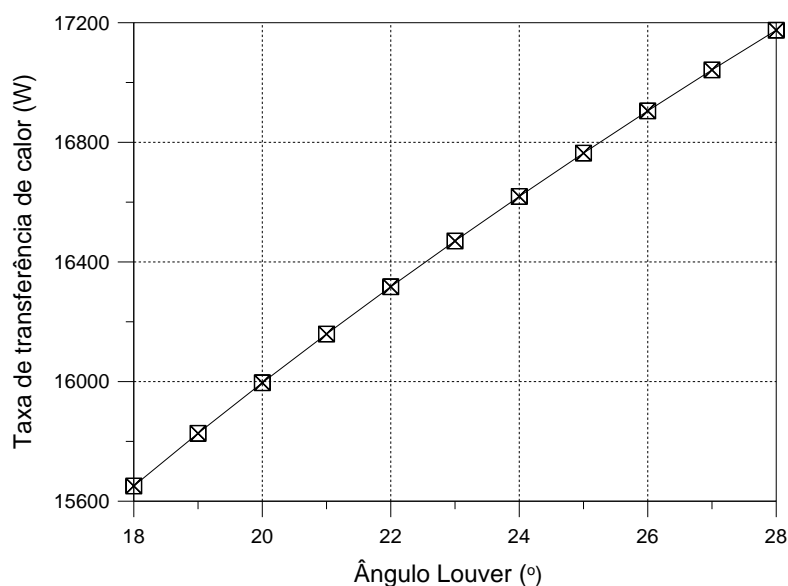
- a) Vazão mássica do ar de entrada de 0,446 kg/s a 2,0 kg/s;
- b) Densidade de aletas por metro de 464 a 564;
- c) Ângulo Louver de 18° a 28°;
- d) Número de tubos do trocador de calor de 40 a 4;
- e) Vazão mássica de líquido de arrefecimento de 1,5 kg/s a 2,4 kg/s;
- f) Temperatura do ar de entrada de 278 K a 378 K;
- g) Passo Louver de  $0,5 \times 10^{-3}$  m a  $1,5 \times 10^{-3}$  m.

## 5.1 Influência de parâmetros geométricos

Da Figura 19 à Figura 32 são mostrados os resultados das simulações, onde os parâmetros, vazão mássica de ar e vazão mássica do líquido de arrefecimento, parâmetros geométricos como densidade de aletas do lado do ar, ângulo Louver passo Louver, são variados para avaliar a influência no comportamento do radiador em função da queda de pressão e da taxa de transferência de calor.

Na Figura 19 é observado que o incremento do ângulo Louver leva ao aumento da taxa de transferência de calor. Para Oliet et. al (2007), Webb e Trauger (1991) e outros o ângulo Louver influencia na geração de turbulência no escoamento de ar sobre a aleta reduzindo a espessura da camada limite térmica, favorecendo a transferência de calor.

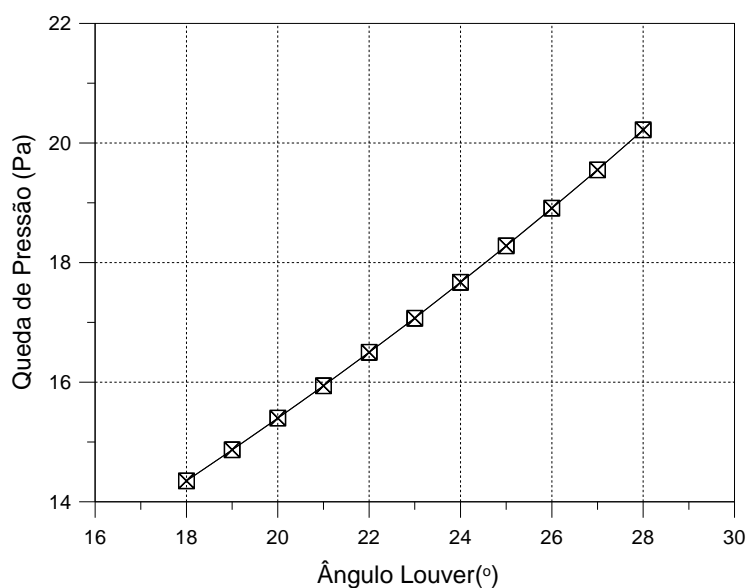
**Figura 19 Gráfico variação do ângulo Louver X Taxa de transferência de calor**



Fonte: Elaborado pelo autor

De acordo com a Figura 20 o aumento do ângulo Louver leva a um aumento na queda de pressão no trocador de calor do lado do ar. Para Huihua e Xuesheng (1989), Vaisi, Esmailpour e Taherian (2011), Malapure, Mitra Sushanta e Bhattacharya (2007) e outros, este fenômeno acontece devido ao aumento da turbulência gerada no escoamento de ar, quando o escoamento passa do duto para o Louver direcionado, acarretando um aumento na queda de pressão devido à maior resistência ao escoamento.

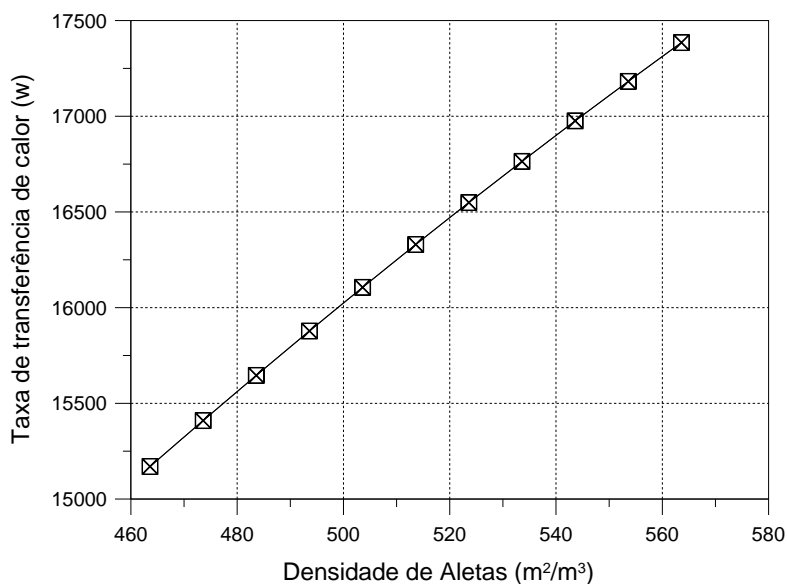
**Figura 20 Gráfico Ângulo Louver x Queda de pressão do lado do ar**



Fonte: Elaborado pelo autor

Na Figura 21 é mostrada a relação da taxa de transferência de calor em função da variação da densidade de aletas. A taxa de transferência de calor aumenta com o acréscimo de densidade das aletas. Segundo Vaisi, Esmailpour e Taherian (2011), Oliet et al (2007), quando se aumenta a área de troca de calor aumenta taxa de transferência de calor. O aumento da densidade de aletas também aumenta o coeficiente de transferência de calor por convecção pela diminuição do espaçamento das mesmas, sendo outra causa do aumento da transferência de calor.

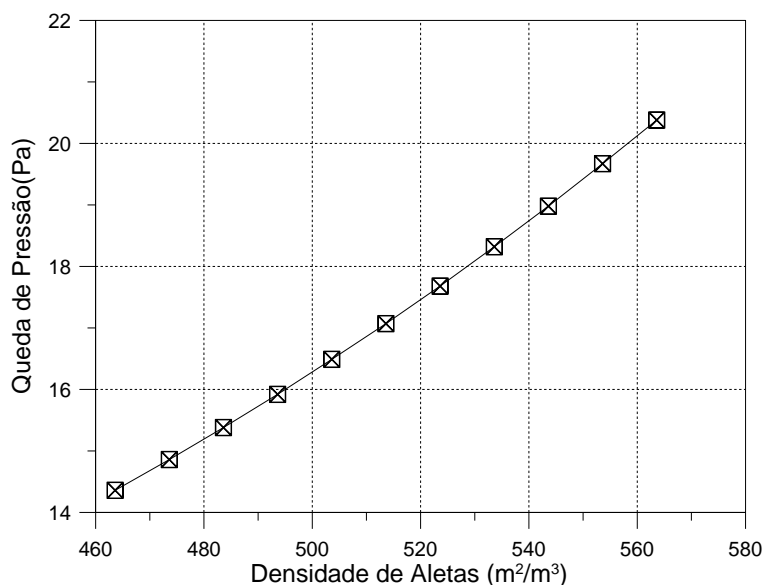
**Figura 21 Gráfico Densidade de aletas x Taxa de transferência de calor**



**Fonte: Elaborado pelo autor**

Na Figura 22 é mostrado o comportamento da densidade de aletas do lado do ar em relação à queda de pressão. O aumento na densidade de aletas também significa um acréscimo na área de superfície de transferência de calor, menor espaçamento entre aletas, acarretando um aumento na queda de pressão, em concordância com o estudo de Oliet et al (2007).

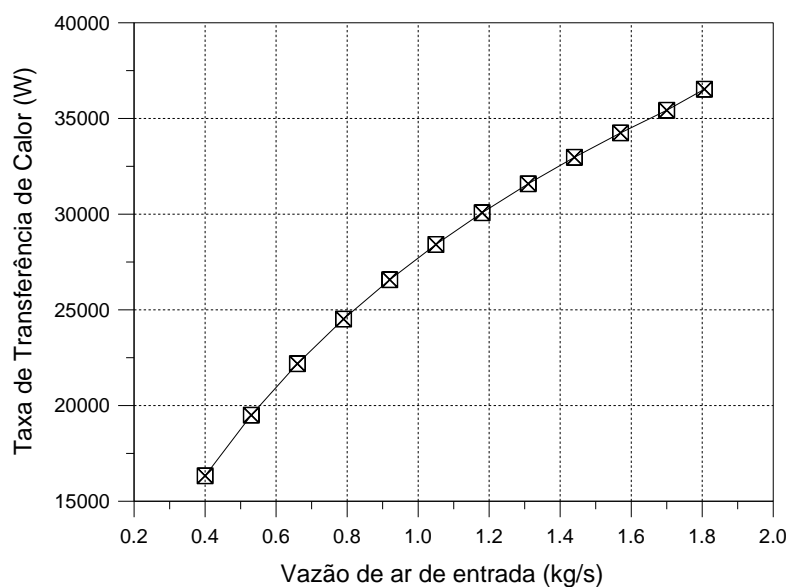
**Figura 22 Gráfico densidade de aletas x Queda de Pressão**



Fonte: Elaborado pelo autor

Na Figura 23 se mostra que o aumento da vazão mássica leva ao acréscimo do número de Reynolds, que ocasiona uma diminuição da espessura da camada limite térmica nas aletas, que por sua vez aumenta a taxa de transferência de calor. Tais resultados foram corroborados pelos estudos de Malapure, Mitra Sushanta e Bhattacharya (2007), Springer e Thole (1999) e outros.

**Figura 23 Gráfico vazão de ar de entrada x Taxa de Transferência de Calor.**

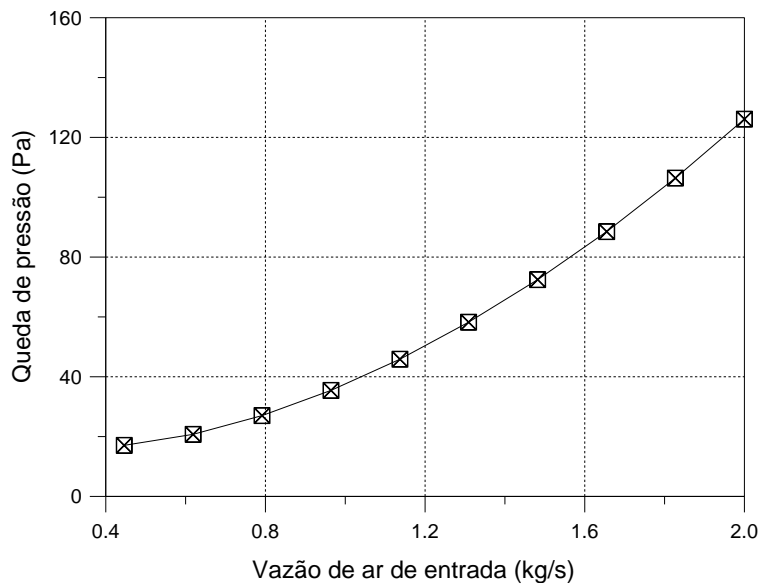


Fonte: Elaborado pelo autor

A Figura 24 mostra a variação da queda de pressão no radiador em função da alteração da vazão mássica de ar. Segundo Yang et al (2006), devido ao aumento

do número de Reynolds o escoamento de ar muda de duto direcionado para Louver direcionado, ocasionando um aumento da turbulência pela geração de vórtices nas extremidades dos Louveres, trazendo como consequência um aumento na queda de pressão.

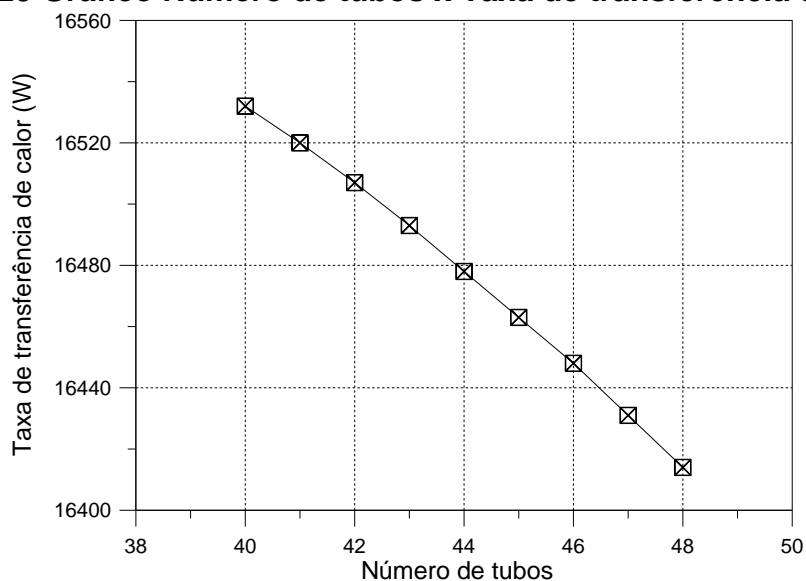
**Figura 24 Gráfico Vazão de ar de entrada x Queda de Pressão**



**Fonte: Elaborado pelo autor**

A Figura 25 mostra o comportamento da taxa de transferência de calor com a variação do número de tubos do trocador de calor. Para a avaliação deste parâmetro a vazão mássica de fluido de arrefecimento foi mantida constante. Devido ao aumento do número de tubos e a vazão de líquido de arrefecimento permanecer a mesma, houve uma diminuição no número de Reynolds e no coeficiente convectivo de transferência de calor do fluido de arrefecimento. Isto provocou uma diminuição da taxa de transferência de calor.

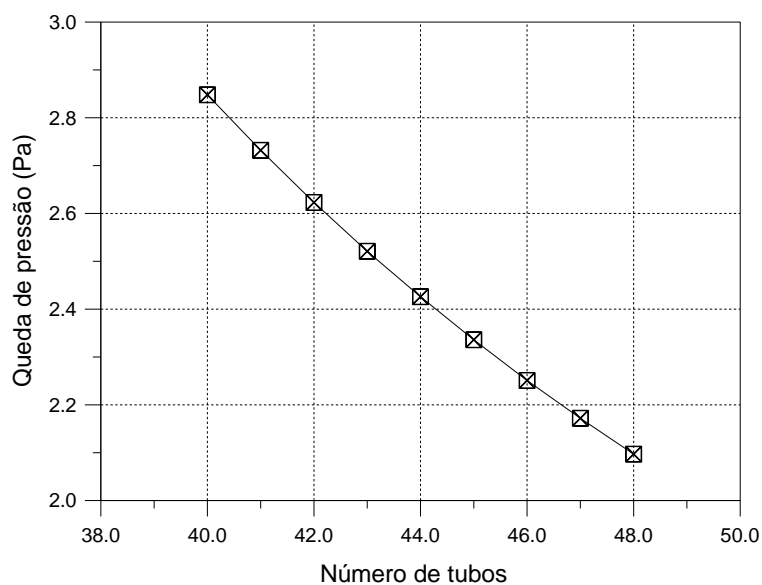
**Figura 25 Gráfico Número de tubos x Taxa de transferência de calor**



Fonte: Elaborado pelo autor

A Figura 26 apresenta a variação da queda de pressão do lado do fluido de arrefecimento em função do número de tubos do trocador de calor. Devido à diminuição do número de Reynolds pelo acréscimo do número de tubos e pela permanência da mesma vazão de líquido de arrefecimento há uma redução na queda de pressão.

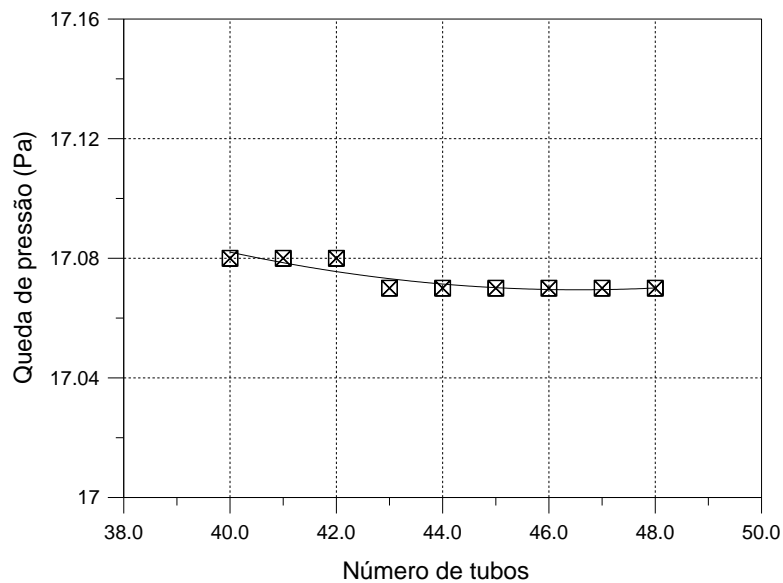
**Figura 26 Gráfico Número de tubos x Queda de pressão (lado fluido de arrefecimento)**



Fonte: Elaborado pelo autor

A Figura 27 mostra a variação da queda de pressão do lado ar em função do número de tubos do trocador de calor. Devido ao aumento do número de tubos ocorre um aumento na área frontal, e como a vazão de ar de entrada permanece constante, há uma redução no número de Reynolds e na velocidade do escoamento provocando uma redução na queda de pressão.

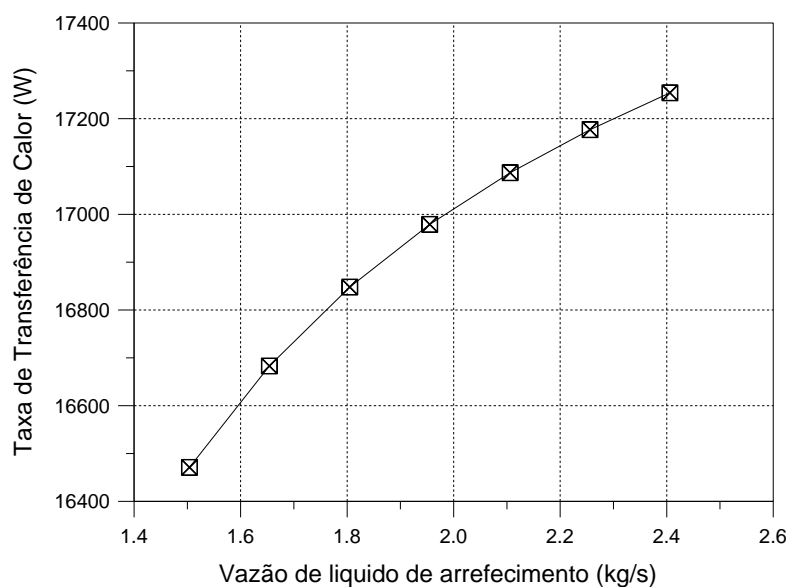
**Figura 27 Gráfico Número de tubos x Queda de pressão (lado do ar)**



**Fonte: Elaborado pelo autor**

A Figura 28 mostra o comportamento da taxa de transferência de calor em função da variação da vazão de líquido de arrefecimento. O aumento da vazão de líquido de arrefecimento causa um aumento do número de Reynolds e no coeficiente convectivo de transferência de calor, provocando conseqüentemente um aumento na taxa de transferência de calor. Oliet et. al (2007) também mostram o mesmo comportamento.

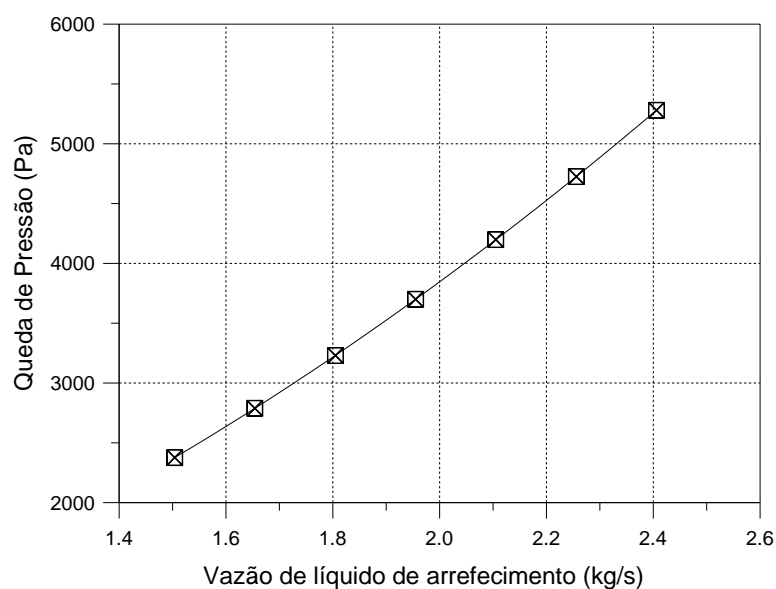
**Figura 28 Gráfico Vazão de líquido de arrefecimento x Taxa de transferência de calor**



**Fonte: Elaborado pelo autor**

De acordo com a Figura 29 o aumento da vazão de líquido de arrefecimento provoca um aumento na queda de pressão em virtude do acréscimo no número de Reynolds e na velocidade mássica do escoamento.

**Figura 29 Gráfico Vazão de líquido de arrefecimento x Queda de pressão**



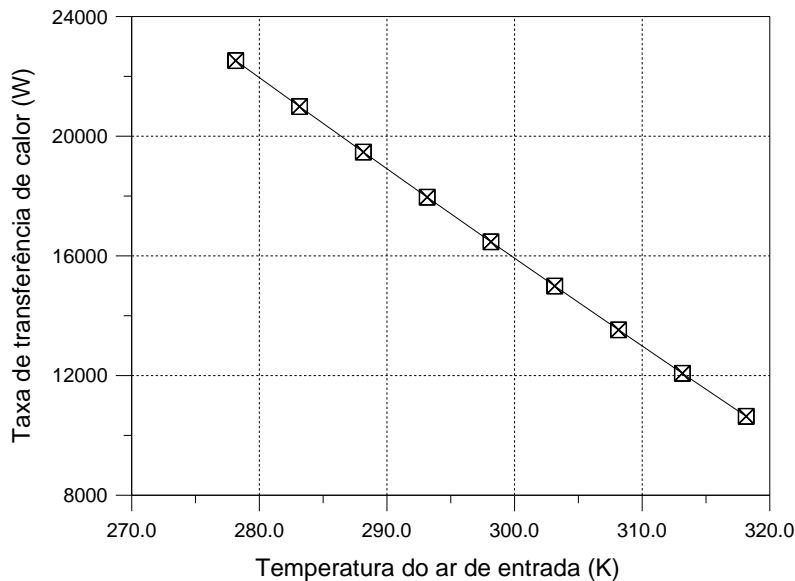
**Fonte: Elaborado pelo autor**

A Figura 30 mostra o desempenho da taxa de transferência de calor em função da temperatura do ar de entrada do radiador. O acréscimo da temperatura do



ar de entrada do radiador causa uma redução na diferença entre temperatura de entrada do líquido de arrefecimento e a temperatura do ar de entrada no radiador. Isto ocasiona a diminuição da taxa de transferência de calor, em concordância com estudo realizado por Oliet et al (2007).

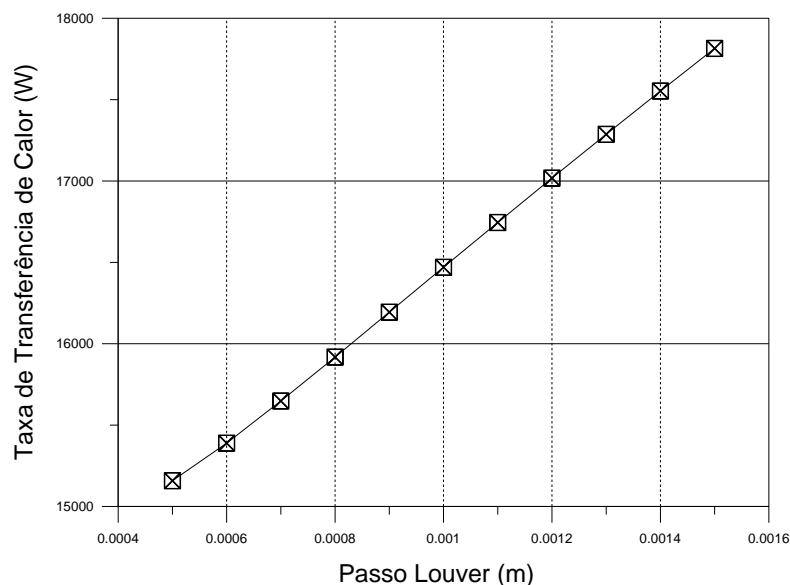
**Figura 30 Gráfico Temperatura de ar de entrada x Taxa de transferência de calor**



**Fonte: Elaborado pelo autor**

A Figura 31 mostra o comportamento da taxa de transferência de calor em função da variação do passo Louver. O acréscimo do passo Louver gera um aumento do coeficiente convectivo do lado do ar e o direcionamento do escoamento por entre os Louveres das aletas. Esse comportamento proporciona um aumento na taxa de transferência de calor, também em concordância com estudo realizado por Webb e Trauger (1991).

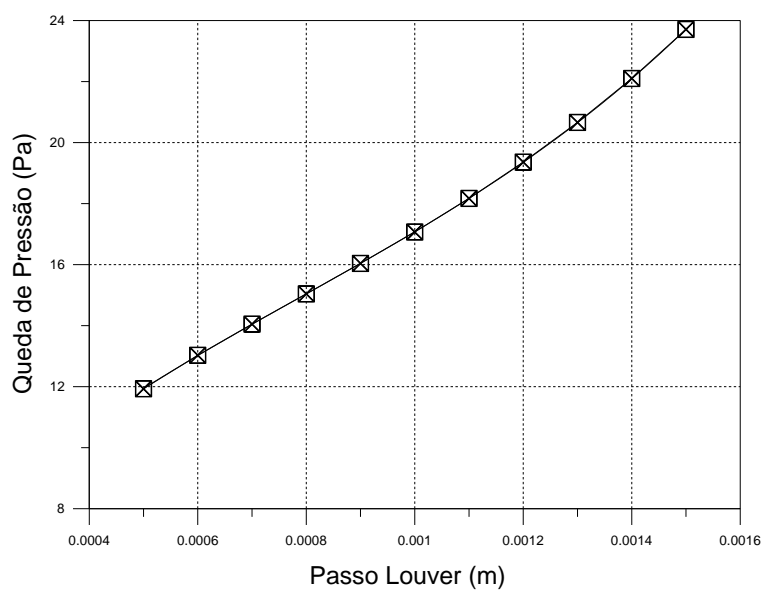
**Figura 31 Gráfico Passo Louver x Taxa de transferência de calor**



Fonte: Elaborado pelo autor

A Figura 32 mostra a evolução da queda de pressão em função da variação do passo Louver. O incremento no passo Louver gera uma mudança no direcionamento do escoamento que passa a ser mais presente através dos Louveres das aletas gerando uma maior turbulência e provocando o aumento da queda de pressão no lado do ar.

**Figura 32 Gráfico Passo Louver x Queda de pressão**



Fonte: Elaborado pelo autor

## 6 CONCLUSÃO

As seguintes conclusões foram obtidas:

- a) O modelo termo hidráulico empregado nas simulações reproduziu parcialmente o comportamento do trocador de calor instalado em um grupo motor gerador com vazão de ar de entrada de 0,446 kg/s e de líquido de arrefecimento de 1,504 kg/s.
- b) O trocador de calor em conformidade com os dados iniciais deste trabalho, contidos em tabela no apêndice A, atende a demanda de arrefecimento do motor gerador. O mesmo cede ao sistema de arrefecimento 10,74 kW na forma de calor. Nos cálculos o trocador de calor mostrou ter a capacidade de rejeitar 16,74 kW ao meio externo.
- c) O modelo mostrou a alteração de diversos parâmetros como: densidade de aletas, ângulo e passo dos Louveres, número de tubos, vazão mássica de ar e do fluido de arrefecimento, e a temperatura do ar de entrada; influencia no desempenho térmico do trocador de calor.
- d) O modelo se mostrou adequado para reproduzir o comportamento de um trocador de calor aplicado num grupo motor gerador na faixa de vazão mássica de líquido de arrefecimento de 1.5 kg/s a 2.4 kg/s e de vazão mássica de ar de 0.4 kg/s a 1.8 kg/s.

Como proposta para trabalhos futuros com a intenção de aperfeiçoamento do trabalho proposto se sugere:

- a) Construção de bancada experimental para teste de radiadores de calor considerando as faixas de operação em sistemas de arrefecimento automotivos.
- b) Desenvolvimento de modelo de simulação modular para projeto de sistemas de arrefecimento automotivos.
- c) Comparação de dados do modelo e dados experimentais para aferimento do modelo e teste de correlações experimentais para o coeficiente convectivo externo de transferência de calor.

- d) Simulação do sistema de arrefecimento automotivo considerando a dissipação de energia nos diversos canais de resfriamento do motor de combustão interna.

## REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS **NBR 13.705:1996**, Aditivos para arrefecimento de motor endotérmico, tipos A e B, Concentrados - Requisitos e determinação das características, 1996.

CAMPOS, E.R.V., **Modelagem de Uso de Nano fluidos no Sistema de Arrefecimento de Motores a Combustão Interna**, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2009.

CHANG Y. J.; WANG C. C., A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry, **International Journal Heat Mass Transfer**, v. 03, p. 533-544, 1997.

CHEN Z. Q.; REN J. X., Effect of fin spacing on the heat transfer and pressure drop of a two row plate fin and tube heat exchanger, **International Journal of Refrigeration**, v. 11, p. 356-360, 1988.

CUI, J.; TAFTI, D.K.; Computations of flow and heat transfer in a three-dimensional multilouvered fin geometry, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 45, p. 5007–5023, 2002.

Cummins Power Generation **Manual de Aplicação - Grupos Geradores Arrefecidos a Água**, disponível em <http://www.cumminspower.com.br.pdfengenhariaT030portuguC3AAs.pdf>>Acesso em 30/11/2011.

DEHGHANDOKHT, M.; KHAN, M. G.; FARTAJ, A.; SANAYE, S.; Flow and heat transfer characteristics of water and ethylene glycol-water in a multi-port serpentine meso-channel heat exchanger, **International Journal of Thermal Sciences**, v. 50, p. 1615-1627, 2011.

DEJONG, N.C; JACOBI, A.M.; Flow, heat transfer, and pressure drop in the near-wall region of louvered-fin arrays, **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 27, p. 237-250, 2003.

EREK, A.; ÖZERDEM, B.; BILIR, L.; ILKEN, Z., Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers, **Applied Thermal Engineering**, v. 25, p. 2421-2431, 2005.

GNIELINSKI, V. New Equation for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow, **International Chemical Engineering**, v. 16, p. 359-368, 1976.

HESSELGREAves, J.E., **Compact Heat Exchangers (Selection, Design and Operation)** Editora Elsevier Science & Technology Books, Nova York, 2001.

HEYWOOD, J.B., **Internal combustion Engines Fundamentals** 2ª edição, Editora McGraw-Hill Inc., Nova York, 1988.

HOSUNG L. **Thermal Design**: Heat Sinks, Thermo electrics, Heat Pipes, Compact Heat Exchangers, and Solar Cells. Editora John Wiley & Sons, Nova York, 2010.

HSIEH, C.T.; JANG, J.Y., 3-D thermal-hydraulic analysis for louver fin heat exchangers with variable louver angle, **Applied Thermal Engineering**, v. 26, p. 1629–1639, 2006.

HUIHUA, Z.; XUESHENG, L., The Experimental Investigation of Oblique Angles and Interrupted Plate Lengths for Louvered Fins in Compact Heat Exchangers **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 2, p. 100-106, 1989.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D.P., **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**, 3ª edição, Editora Guanabara Koogan S.A, Rio de Janeiro, 1992.

KAKAÇ, S.; LIU, H. **Heat Exchangers (Selection, Rating and Thermal Design)** Editora CRC, Nova York, 1988.

KAYS, W.M.; LONDON, A.L. **Compact Heat Exchangers** 2ª edição, Editora McGraw Hill, Nova York, 1964.

KERN, D.Q.; **Processos de Transmissão de Calor**, Editora Guanabara Dois S.A, Rio de Janeiro, 1980.

KREITH F.; BOHN, M.S.; **Princípios de Transferência de Calor**, 6ª edição, Editora Pioneira Thomson Learning Ltda, Perdizes, 2003.

KUPPAN, T.; **Heat Exchanger Design Handbook**, Editora Marcel Dekker, Nova York, 2000.

LAUAR, T.A.R., **Modelagem Matemática de Condensadores Tubo Aletado**. 2011. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Belo Horizonte.

LAWSON, M.J.; THOLE, K.A., Heat transfer augmentation along the tube wall of a Louvered fin heat exchanger using practical delta winglets, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 51, p. 2346–2360, 2008

LI, W.; WANG, X., Heat transfer and pressure drop correlations for compact heat exchangers with multi-region Louver fins, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 53, p. 2955–2962, 2010

LIU, D.; LIU, M.; XING, D.; XU, S. Flow and heat transfer performance of a mini-channel radiator with cylinder disturbed flow, **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 35, p. 1202-1208, 2011.

MALAPURE, V.P.; MITRA SUSHANTA, K.; BHATTACHARYA, A. Numerical investigation of fluid flow and heat transfer over Louvered fins in compact heat

exchanger **International Journal of Thermal Sciences**, v. 46, p. 199-211, 2007.

MORAIS, A.M., **Avaliação do desempenho de motor diesel operando com óleo diesel e hidrogênio**, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2012.

MORAN, M.J.; SHAPIRO, H.N. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics** 5ª edição, Editora John Wiley & Sons Ltda, Chichester, 2006.

OLIET, C.; OLIVA, A.; CASTRO, J.; PÉREZ-SEGARRA, C. D. Parametric studies on automotive radiators, **Applied Thermal Engineering**, v. 27, p. 2033-2043, 2007.

PLINT, M.; MARTYR A. **Engine Testing Theory and practice**. Bultterworth Heinemann, Linacre house, Jordan hill, Oxford, 1995.

QI, Z.G.; CHEN J.P.; CHEN Z.J., Parametric study on the performance of a heat exchanger with corrugated louvered fins, **Applied Thermal Engineering**, v. 27, p. 539–544, 2007.

SERTH, R.W. **Process Heat Transfer – Principles and Applications**, Editora Academic Press, Londres, 2007.

SERTKAYA, A.A.; ALTINISIK, K.; DINCER, K., Experimental investigation of thermal performance of aluminum finned heat exchangers and open-cell aluminum foam heat exchangers, **Experimental Thermal and Fluid Science**, Editora Academic, v. 36, p. 86-92, 2012.

SHAH, K.R; SEKULIC, D.P. **Fundamentals of Heat Exchanger Design**, Editora John Wiley & Sons, Inc., New Jersey, 2003.

SHATI, A.K.A.; BLAKEY S.G.; BECK, S.B.M., The effect of surface roughness and emissivity on radiator output, **Energy and Buildings**, v. 43, p. 400-406, 2011.

SIEDER, E.N.; TATE, G.E. Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes **International Chemical Engineering**, v. 28, p. 1429-1453, 1936.

SPRINGER, M.E.; THOLE K.A., Experimental design for flow field studies of Louvered fins, **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 18 p. 258-269, 1998.

SPRINGER, M.E.; THOLE, K.A., Entry region of Louvered fin heat exchangers, **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 19, p. 223-232, 1999.

T'JOEN, C.; JACOBI, A.; PAEPE, M., Flow visualization in inclined Louvered fins **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 33, p. 664-674, 2009.

TAFTI, D.K.; Cui, J., Fin–tube junction effects on flow and heat transfer in flat tube multi-louvered heat exchangers, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 46, p. 2027-2038, 2003.

**TROCADOR DE CALOR DE CONTATO DIRETO** <<http://wwwusers.rdc.puc-rio.br/wbraga/transcal/Trocadores/Trocs4.htm>>Acesso em 27/05/2013.

VAISI A.; ESMAEILPOUR M.; TAHERIAN H., Experimental investigation of geometry effects on the performance of a compact Louvered heat exchanger, **Applied Thermal Engineering**, v. 31, p. 3337-3346, 2011.

VITHAYASAI, S.; KIATSIRIROAT, T.; NUNTAPHAN, A. Effect of electric field on heat transfer performance of automobile radiator at low frontal air velocity, **Applied Thermal Engineering**, v. 26, p. 2073-2078, 2006.

WEBB, R.L.; TRAUGER, P. Flow Structure in the Louvered fin Heat Exchanger Geometry, **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 4, n. 2, p. 205-217, 1991.

YANG, K.S.; CHIANG, C.M.; LIN, Y.T.; CHIEN, K.H.; WANG, C.C., On the heat transfer characteristics of heat sinks: Influence of fin spacing at low Reynolds number region, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 50, p. 2667–2674, 2007.

ZENG, M.; DU, L.X.; LIAO, D.; CHU, W.X.; WANG, Q.W.; LUO, Y.; SUN, Y, Investigation on pressure drop and heat transfer performances of plate-fin iron air pre-heater unit with experimental and Genetic Algorithm methods, **Applied Energy**, v. 92, p. 725–732, 2012.

ZHANG, X.; TAFTI, D.K., Flow efficiency in multi-louvered fins, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.46, p. 1737–1750, 2003.



**APÊNDICE A – DADOS DE ENTRADA E SAÍDA DO PROGRAMA**

**Tabela 3– Dados de entrada/saída do software** (Continua)

DADOS DE ENTRADA DO PROGRAMA		DADOS DE SAÍDA DO PROGRAMA	
$b$	$9,5 \times 10^{-3} \text{ m}$	$A_{c1}$	$2,555 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
$C_h$	10,080 kg/h	$A_{c2}$	$1,515 \times 10^{-1} \text{ m}^2$
$H_t$	$2,5 \times 10^{-3} \text{ m}$	$A_f$	6,881 $\text{m}^2$
$K_f$	117 W/m x K	$A_{fr}$	$2,363 \times 10^{-1} \text{ m}^2$
$K_w$	117 W/m x K	$A_{t1}$	1,270 $\text{m}^2$
$L_1$	$5,250 \times 10^{-1} \text{ m}$	$A_{t2}$	8,094 $\text{m}^2$
$L_2$	$3,100 \times 10^{-2} \text{ m}$	$C_{min}$	448,600 W/K
$L_3$	$4,500 \times 10^{-1} \text{ m}$	$\varepsilon_{hx}$	0,629
$L_p$	$1 \times 10^{-3} \text{ m}$	$G_1$	588,500 kg/s . $\text{m}^2$
$N_f$	513,636 $\text{m}^{-1}$	$G_2$	2,945 kg/s . $\text{m}^2$
$N_p$	1	$h_1$	2,499 W/K . $\text{m}^2$
$P_{1i}$	$500 \times 10^3 \text{ Pa}$	$h_2$	70,630 W/K . $\text{m}^2$
$P_{2i}$	$101,325 \times 10^3 \text{ Pa}$	$J_2$	$1,923 \times 10^{-2}$
$Q_1$	$1,467 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$	$K_1$	$4,268 \times 10^{-1} \text{ W/m. K}$
$Q_2$	0,400 $\text{m}^3/\text{s}$	$K_2$	$2,687 \times 10^{-1} \text{ W/m. K}$
$T_{1i}$	356,550 K	$L_f$	$3,120 \times 10^{-2} \text{ m}$
$T_{2i}$	298,150 K	$L_h$	$3,907 \times 10^{-4} \text{ m}$
$\rho_1$	1025 $\text{kg/m}^3$	$L_{louv}$	$8,243 \times 10^{-3} \text{ m}$
$\rho_{2,i}$	1,115 $\text{kg/m}^3$	$L_p$	$1 \times 10^{-3} \text{ m}$
$\theta$	23°	$\dot{m}_1$	1,504 kg/s
$\delta$	$1,520 \times 10^{-4} \text{ m}$	$\dot{m}_2$	0,446 kg/s
$\delta_w$	$0,300 \times 10^{-3} \text{ m}$	$N_{louv}$	303,934
		$N_{pg}$	44
		$N_t$	45
		$Nus_1$	21,2
		$NTU$	1,033
		$Pot_{bomba}$	4,358W
		$Pot_{vent}$	7,249 W
		$Pr_1$	7,892
		$Pr_2$	0,724

(Conclusão)

DADOS DE ENTRADA DO PROGRAMA	DADOS DE SAÍDA DO PROGRAMA
	$P_{1,o}$ 497624 Pa
	$P_{2,o}$ 101,328 Pa
	$\dot{Q}$ 16470 W
	$Q_{motor}$ 10749 W
	$Re_1$ 2270
	$Re_2$ 355,8
	$T_{1,o}$ 353,5 K
	$T_{2,o}$ 334,9 K
	$UA$ 463,6 W/K
	$v_1$ 0,574 m/s
	$v_2$ 2,64 m/s
	$\Delta P_2$ 17,07 Pa
	$\beta_2$ 1394 m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>

Fonte: Elaborado pelo autor

## APÊNDICE B – CÓDIGO FONTE

```

FUNCTION FA(Re_2;P_f;b;l_p;delta;theta) {função fator de fricção}
if (Re_2<150)
    then S=14,39*Re_2^(-0,805* (P_f/b))*ln(1+P_f/l_f)
    else S= 4,97*Re_2^(0,6049-(1,064/theta^(0,2)))*((LN(((delta/P_f)^0,5)+0,9))^(
0,527))
10: FA:=S;
END
{-----}

```

```

FUNCTION FB(Re_2;P_f;b;l_p;delta;D_h2;L_louv;P_t) { função fator de fricção}
if (Re_2<150)
    then G=((ln((delta/P_f)^(0,48)+0,9))^(1,453))*((D_h2/l_p)^(
3,01))*(ln(0,5*Re_2))^(3,01)
    else G=(((D_h2/l_p)*LN(0,3*Re_2))^(2,966))*(P_f/L_louv)^(-0,7931*(P_t/b))
10: FB:=G;
END
{-----}

```

```

FUNCTION FC(Re_2;P_f;l_p;L_louv;P_t;H_t;L_f;theta) { função fator de fricção}
if (Re_2<150)
    then L=((P_f)^(-0,308))*((L_f/L_louv)^(-0,308))*(exp(-
0,1167*(P_t/H_t)))*(theta^(0,35))
    else L=((P_t/H_t)^0,0446)*(LN(1,2+(l_p/P_f)^1,4))^(3,553)*theta^(-0,477)
10: FC:=L;
END
{-----}

```

```
FUNCTION F1(Re_1)    { função fator de fricção para fluido de arrefecimento}
if (Re_1>=2100)
```

```
    then K=(1,58*(ln(Re_1) +(-3,28)))^(-2)
```

```
    else K= 16/Re_
```

```
10: F1:=K;
```

```
END
```

```
{-----}
```

```
FUNCTION NU1(Re_1;f_1;Pr_1)    {Calculo do Nuselt1}
```

```
if (Re_1>=2100)
```

```
    then W=(f_1/2)*(((Re_1-1000)*Pr_1)/(1+12,7*((f_1/2)^(0,5))*(Pr_1^(2/3)-1)))
```

```
    else W= 7,
```

```
10: NU1:=W;
```

```
END
```

```
{-----}
```

```
FUNCTION FD(Re_1)    {Fator de fricção}
```

```
if (Re_1>=2300)
```

```
    then P=0,049*(Re_1^(-0,2))
```

```
    else P= 16/Re_1
```

```
10: FD:=P;
```

```
END
```

```
{-----}
```

```
FUNCTION KD(Re_1; f_d)    {coeficientes de distribuição de velocidade}
```

```
if (Re_1>=2300)
```

```
    then M=1,09068*(4*f_d)+0,05884*((4*f_d)^(1/2))+1
```

```
    else M= 1,33
```

```
10: KD:=M;
```

```
END
```

```
{-----}
```

```

FUNCTION KD1(Re_1; K_d_tube) {coeficientes de distribuição de velocidade}
if (Re_1>=2300)
    then M=1+1,29*(K_d_tube-1)
    else M= 1,43
10: KD1:=M;
END
{-----}

```

```

FUNCTION FD2(Re_2)
if (Re_2>=2300)
    then O=0,049*Re_2^(-0,2)
    else O= 16/Re_2 { Re Variável condicional}
10: FD2:=O;
END
{-----}

```

"trocador de calor compacto"  
" dados de entrada"

```

T_air= 303,15 [K]
{Propriedades da água com etileno glicol}
T_med1=(T_1i+T_1o)/2 {Temperatura media do fluido de arrefecimento}
T_med12=354,7
rho_1=Density(EG;T=T_med1;C=50[%])
rho_13=1020
C_p1=Cp(EG;T=T_med1;C=50[%]) { Cp considerando uma mistura de 50% de
etilenoglicol}
k_1=Conductivity(EG;T=T_med1;C=50[%])
mu_1= Viscosity(EG;T=T_med1;C=50[%]) { viscosidade cinemática do fluido de
arrefecimento}
Pr_1=Prandtl(EG;T=T_med1;C=50[%])
T_1i= 356,55[K] { temperatura de entrada do fluido de arrefecimento}
T_med=(T_2i+T_o2)/2
P_1i= (500*10^3) [Pa] { pressão de entrada do fluido de arrefecimento}

```

{Propriedades do ar}

$T_{2i} = 298,15$  [K] { temperatura de entrada do ar}

$k_2 = \text{Conductivity}(\text{Air}; T = (T_{2i} + T_{o2})/2)$

$\mu_2 = \text{Viscosity}(\text{Air}; T = (T_{2i} + T_{o2})/2)$  { viscosidade absoluta ar}

$Pr_2 = \text{Prandtl}(\text{Air}; T = (T_{2i} + T_{o2})/2)$

$P_{2i} = (101,325 \cdot 10^3)$  [pa] { pressão de entrada do ar}

$\rho_{2i} = \text{Density}(\text{Air}; T = (T_{2i} + T_{o2})/2; P = P_{2i})$

$C_{p2} = C_p(\text{Air}; T = (T_{2i} + T_{o2})/2)$

$k_f = 117$  [ W/m\*K] { coeficiente de condutividade termica do aluminio para aleta}

$k_w = 117$  [ W/m\*K] { coeficiente de condutividade termica do aluminio para tubo}

$Q_1 = (1,467 \cdot 10^{-3})$  [m<sup>3</sup>/s] {vazão volumetrica líquido de arrefecimento}

$Q_{ho} = Q_1$

$Q_2 = 0,4$  [m<sup>3</sup>/s] { vazão volumetrica de ar}

$R_g = 287,04$  [J/kg\*K] { constante dos gases}

$\dot{m}_{1} = \rho_{1} \cdot Q_1$  { vazão massica de líquido de arrefecimento}

$\dot{m}_{2} = \rho_{2i} \cdot Q_2$  { vazão massica de ar}

$L_1 = (52,5 \cdot 10^{-2})$  [m] {Largura do radiador}

$L_2 = (3,12 \cdot 10^{-2})$  [m] {comprimento da profundidade do radiador}

$L_3 = (45 \cdot 10^{-2})$  [m] { altura do radiador}

$N_p = 1$  { número de passes}

$\delta = (0,152 \cdot 10^{-3})$  [m] { espessura da parede da aleta}

$\delta_w = (0,3 \cdot 10^{-3})$  [m] { espessura da parde do tubo}

$N_f = 513,636$  [1/m] { densidades de aletas}

$P_f = 1/N_f$  { passo da aleta}

$b = (9,5 \cdot 10^{-3})$  [m] { distancia horizontal entre 2 tubos}

$s_f = (b^2 + P_f^2)^{1/2}$  { comprimento da altura de uma aleta}

$l_p = (1 \cdot 10^{-3})$  [m] { passo louver}

$L_{louv} = 0,85 \cdot s_f$  { comprimento Louver}

$\theta = 23$  { angulo da aleta}

$H_t = (2,5 \cdot 10^{-3})$  [m] { diâmetro do tubo}

$p_t = b + H_t$  { distancia entre o inicio de um tubo e o inicio do outro}

$l_h = l_p \cdot \sin(\theta)$

$W_t = L_2$

$$L_f = W_t$$

$$N_{pg} = (L_1 - H_t) / (b + H_t) \text{ \{ número de passagens do lado do ar \}}$$

$$n_{ff} = (L_3 * N_{pg}) / P_f$$

$$A_{p2} = (2 * (L_2 - H_t) + \pi * H_t) * L_3 * (N_{pg} + 1) - 2 * \delta * L_2 * n_{ff} \text{ \{ área primária lado do ar \}}$$

$$n_{louv} = (L_f / l_p - 1) * n_{ff} \{ 1 * 10^{-5} \} \text{ \{ número de Louvers \}}$$

$$A_{f2} = 2 * (s_f * L_2 + s_f * \delta) * n_{ff} + 2 * (L_{louv} * \delta * n_{louv}) \text{ \{ área total de aletas \}}$$

$$A_{tr2} = A_{p2} + A_{f2} \text{ \{ área total de troca de calor \}}$$

$$A_{c2} = b * L_3 * N_{pg} - (\delta * (s_f - L_{louv}) + L_{louv} * l_h) * n_{ff} \text{ \{ área livre mínima do lado do ar \}}$$

$$A_{fr2} = L_1 * L_3 \text{ \{ área frontal do trocador do lado do ar \}}$$

$$D_{h2} = 4 * A_{c2} * L_2 / A_{tr2} \text{ \{ diâmetro hidráulico do lado do ar \}}$$

$$\sigma_2 = A_{c2} / A_{fr2} \text{ \{ porosidade \}}$$

$$V_{hx2} = L_2 * L_3 * b * N_{pg} \text{ \{ volume do trocador de calor \}}$$

$$\beta_2 = A_{tr2} / V_{hx2} \text{ \{ densidade da área de superfície de troca de calor do lado do ar \}}$$

$$G_2 = \dot{m}_2 / A_{c2} \text{ \{ velocidade mássica do lado do ar \}}$$

$$v_2 = G_2 / \rho_{2i} \text{ \{ velocidade do ar \}}$$

$$Re_2 = G_2 * D_{h2} / \mu_2 \text{ \{ número de Reynolds do lado do ar \}}$$

$$j = (Re_2^{-0,49}) * ((\theta / 90)^{0,27}) * ((P_f / l_p)^{-0,14}) * ((b / l_p)^{-0,29}) * ((W_t / l_p)^{-0,23}) * ((L_{louv} / l_p)^{0,68}) * ((P_t / l_p)^{-0,28}) * ((\delta / l_p)^{-0,05}) \text{ \{ fator de Colburn \}}$$

$$j_2 = j \text{ \{ fator de Colburn lado do ar \}}$$

$$f_a = FA(Re_2; P_f; b; l_p; \delta; \theta) \text{ \{ função de atrito \}}$$

$$f_b = FB(Re_2; P_f; b; l_p; \delta; D_{h2}; L_{louv}; P_t) \text{ \{ função de atrito \}}$$

$$f_c = FC(Re_2; P_f; l_p; L_{louv}; P_t; H_t; L_f; \theta) \text{ \{ função de atrito \}}$$

$$f_2 = f_a * f_b * f_c \text{ \{ função de atrito \}}$$

$$f_{22} = 0,571 * (Re_2^{-0,601}) * ((1 / N_f) * (1 / L_2))^{-0,82} \text{ \{ função de atrito \}}$$

$$h_2 = (j_2 * G_2 * c_{p2}) / Pr_2^{2/3} \text{ \{ Coeficiente convectivo de transferência de calor lado do ar \}}$$

$$m_f = ((2 * h_2 / (k_f * \delta))^{0,5}) \text{ \{ eficiência global das aletas do lado do ar \}}$$

$$L_s = s_f / 2 \text{ \{ metade da altura da aleta \}}$$

$$\eta_f = \text{TANH}(m_f * L_s) / (m_f * L_s) \text{ \{ eficiência de uma única aleta do lado do ar \}}$$

$$\eta_o = 1 - (A_f / A_{tr2}) * (1 - \eta_f) \text{ \{ eficiência da superfície das aletas do lado do ar \}}$$

$$N_t = N_{pg} + 1 \text{ \{ número de tubos \}}$$

$A_{tr1} = (2*(L_2 - H_t) + \pi*(H_t - 2*\delta_w)) * L_3 * N_t$  {área total de troca de calor do lado do fluido de arrefecimento}

$A_{c1} = ((L_2 - H_t)*(H_t - 2*\delta_w) + (\pi/4)*(H_t - 2*\delta_w)^2) * N_t / N_p$  {área mínima de fluxo livre do lado do fluido de arrefecimento}

$D_{h1} = 4*A_{c1} * L_3 / A_{tr1}$  {diâmetro hidráulico do lado do fluido de arrefecimento}

$G_1 = \dot{m}_1 / A_{c1}$  {velocidade mássica do lado do fluido de arrefecimento}

$v_1 = G_1 / \rho_1$  {velocidade do fluido de arrefecimento}

$Re_1 = (G_1 * D_{h1}) / \mu_1$  {número de Reynolds do lado do fluido de arrefecimento}

$f_1 = F1(Re_1)$  {fator de atrito do lado do fluido de arrefecimento}

$Nus_1 = NU1(Re_1; f_1; Pr_1)$  {número de Nusselt do lado do fluido de arrefecimento}

$h_1 = (Nus_1 * k_1) / D_{h1}$  {coeficiente convectivo de transf. de calor do lado do fluido de arrefecimento}

$A_w = 2*L_2 * L_3 * N_t$  {área de parede de tubos do lado do fluido de arrefecimento}

$R_w = \delta_w / (k_w * A_w)$  {resistência térmica de condução na parede dos tubos}

$R_1 = 1 / (h_1 * A_{tr1})$  {resistência térmica do lado do fluido de arrefecimento}

$R_2 = 1 / (\eta_o * h_2 * A_{tr2})$  {resistência térmica do lado do ar}

$UA = 1 / (R_1 + R_w + R_2)$  {coeficiente global de troca de calor x área total de troca de calor}

{-----}

" e-NTU Method"

$C_1 = \dot{m}_1 * c_{p1}$  {taxa de capacidade térmica lado fluido de arrefecimento}

$C_2 = \dot{m}_2 * c_{p2}$  {taxa de capacidade térmica lado do ar}

$C_{min} = C_2$  {taxa de capacidade térmica mínima }

$C_{max} = C_1$  {taxa de capacidade térmica máxima }

$C_r = C_{min} / C_{max}$  {razão C min/C max}

$NTU = UA / C_{min}$  {número de unidades de troca de calor}

$\epsilon_{hx} = 1 - \exp(-((1/C_r) * NTU^{0,22}) * (\exp(-C_r * NTU^{0,78}) - 1))$  {efetividade do trocador}

$\epsilon_{hx1} = 0,35$

$q = \epsilon_{hx} * C_{min} * (T_{1i} - T_{2i})$  {taxa de transferência de calor}

$T_{1o} = T_{1i} - (\epsilon_{hx}) * (C_{min} / C_1) * (T_{1i} - T_{2i})$  {temperatura de saída do líquido de arrefecimento}



$T_{o2}=T_{2i} + ((\epsilon_{hx}) * (T_{1i} - T_{2i}) * (C_{min} / C_2))$  {temperatura de saída do ar}  
 $\rho_{med} = (\rho_{2i} + \rho_{2o}) / 2$   
 $\Delta P_2 = (G_2^2) / (2 * (\rho_{2i}) * (1 + K_{c\_tri} + \sigma_2^2) + 2 * ((\rho_{2i} / \rho_{2o}) - 1) + ((4 * f_2 * L_2) / D_{h2}) * (\rho_{2i} / \rho_{med}) - (1 - K_{e\_tri} - \sigma_2^2) * (\rho_{2i} / \rho_{2o}))$   
 {queda de pressão lado ar }  
 $P_{2o} = P_{2i} - \Delta P_2$  {pressão de saída lado ar }  
 $Re_c = 10^7$ ;  
 $f_d = FD(Re_c)$   
 $K_{d\_tube} = KD(Re_c; f_d)$  { coeficiente de distribuição de velocidade }  
 $K_{d\_tri} = KD1(Re_c; K_{d\_tube})$   
 $K_{e\_tri} = 1 - 2 * K_{d\_tri} * \sigma_2 + \sigma_2^2$  { coeficiente de expansão }  
 $K_{c\_tri} = (1 - 2 * C_{c\_tube} + C_{c\_tube}^2 * (2 * K_{d\_tri} - 1)) / C_{c\_tube}^2$  {coeficiente de contração }  
 $K_{e\_2} = K_{e\_tri}$  { coeficiente de expansão }  
 $K_{c\_2} = K_{c\_tri}$  { coeficiente de contração }  
 $\rho_{2o} = P_{2i} / (R_g * T_{o2})$   
 $C_{c\_tube} = (4,374 * 10^{-4}) * \exp(6,737 * (\sigma_2^{1/2})) + 0,621$  { coeficiente de contração }  
 $K_{d1} = FD2(Re_2)$   
 $\eta_{\rho} = 0,8$   
 $Power_{fan} = ((\dot{m}_2 / (\eta_f * \rho_{2i})) * \Delta P_2) * (1,341 * 10^{-3})$  {potência do ventilador}  
 $Power_{fan1} = ((\dot{m}_2 / (\eta_f * \rho_{2i})) * \Delta P_2)$  {potência do ventilador}  
 $\Delta P_1 = 4 * (((f_1 * L_3) / D_{h1}) + 1) * N_p * ((G_1)^2 / (2 * \rho_1))$  {queda de pressão lado fluido de arrefecimento}  
 $P_{1o} = P_{1i} - \Delta P_1$  { pressão de saída lado fluido de arrefecimento }  
 $Power_{pump} = (\dot{m}_1 / (\eta_{\rho} * \rho_1)) * \Delta P_1 * (1/760)$  {potência da bomba de fluido de arrefecimento}  
 $Power_{pump1} = (\dot{m}_1 / (\eta_{\rho} * \rho_1)) * \Delta P_1$  {potência da bomba de fluido de arrefecimento}  
 $s_{2i} = Entropy(Air; T=T_{2i}; P=P_{2i})$  { entropia do ar em função da temperatura de entrada}  
 $s_{2o} = Entropy(Air; T=T_{o2}; P=P_{2o})$  { entropia do ar em função da temperatura de saída}

$s_{1i} = \text{Entropy}(\text{H}_2\text{O}; T=T_{1i}; P=P_{1i})$  { entropia da água em função da temperatura de entrada}

$s_{1o} = \text{Entropy}(\text{H}_2\text{O}; T=T_{1o}; P=P_{1o})$  { entropia da água em função da temperatura de saída}

$S_{\text{ger}} = (\dot{m}_2(s_{2o} - s_{2i}) + \dot{m}_1(s_{1o} - s_{1i}))$  { cálculo da geração de entropia considerando regime permanente}

"Cálculo do calor gerado pelo combustível"

$Ch = 12 \cdot 0,84$  {consumo por hora do motor Dissertação André marcelino}

$PCI = 43200$  {poder calorífico inferior}

$ETA_c = 0,3267$  {eficiência térmica do motor Dissertação André marcelino}

$Q_i = 1000 \cdot (Ch \cdot PCI \cdot ETA_c) / 3600$  {calor gerado pelo combustível}

$Q_{\text{motor}} = 0,272 \cdot Q_i$  {%calor gerado pelo combustível passado ao líquido de arrefecimento}