

**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA “JÚLIO DE MESQUITA FILHO”  
FACULDADE DE ENGENHARIA  
CAMPUS DE ILHA SOLTEIRA**

**DISSERTAÇÃO**

**FABRICIO HAUSSER DE SOUZA**

**MODELO DISTRIBUÍDO APLICADO À ANÁLISE DO DESEMPENHO DE  
CONDENSADORES DO TIPO TUBO-ALETADO**

Ilha Solteira

2020

**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**FABRICIO HAUSSER DE SOUZA**

**MODELO DISTRIBUÍDO APLICADO À ANÁLISE DO  
DESEMPENHO DE CONDENSADORES DO TIPO TUBO-ALETADO**

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira – UNESP como parte dos requisitos para obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica. Área de conhecimento: Ciências Térmicas.

**Orientador:** André Luiz Seixlack

Ilha Solteira  
2020

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

S729m Souza, Fabricio Hausser de.  
Modelo distribuido aplicado à análise do desempenho de condensadores do tipo tubo-aletado / Fabricio Hausser de Souza. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2020  
88 f. : il.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Ciências Térmicas, 2020

Orientador: André Luiz Seixlack  
Inclui bibliografia

1. Condensador tubo-aletado. 2. Refrigeração. 3. Modelagem numérica.

*Raiane da Silva Santos*  
Raiane da Silva Santos

Supervisora Técnica de Seção  
Seção Técnica de Referência, Atendimento ao usuário e Documentação  
Divisão Técnica de Biblioteca e Documentação  
CRB/8 - 9999



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

Câmpus de Ilha Solteira

CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO DA DISSERTAÇÃO: Modelo Distribuído Aplicado à Análise do Desempenho de Condensadores do Tipo Tubo-Aletado

AUTOR: FABRICIO HAUSSER DE SOUZA

ORIENTADOR: ANDRE LUIZ SEIXLACK

Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de Mestre em ENGENHARIA MECÂNICA, área: Ciências Térmicas pela Comissão Examinadora:

Prof. Dr. ANDRE LUIZ SEIXLACK

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira - UNESP

Prof. Dr. LEANDRO OLIVEIRA SALVIANO

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira - UNESP

Prof. Dr. PAULO EDUARDO LOPES BARBIERI

Departamento Acadêmico de Engenharia Mecânica / Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais - CEFET

Ilha Solteira, 09 de abril de 2020

**Dedico,**

À memória de meu pai,  
Severo de Souza Filho, à  
minha mãe, Edneia  
Hausser de Souza e ao  
meu irmão, Fernando  
Hausser de Souza, que  
me deram apoio e os  
ensinamentos  
necessários para alcançar  
meus objetivos.

## **AGRADECIMENTOS**

A Deus, por me dar saúde e energia para realizar esse trabalho.

À minha família Severo de Souza Filho, Edneia Hausser de Souza e Fernando Hausser de Souza que sempre estiveram ao meu lado dando apoio incondicional em todos os momentos da minha vida.

Ao professor André Luiz Seixlack por todo o ensinamento e conhecimento compartilhado durante esse período.

À Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira que contribuiu para a realização desse trabalho.

“O sofrimento é passageiro; desistir é para sempre.”

Lance Armstrong.

## RESUMO

Neste trabalho apresenta-se um modelo distribuído para analisar o desempenho de condensadores do tipo tubo-aletado, comumente usados em sistemas de refrigeração comerciais e sistemas de condicionamento de ar. Essa análise envolve a modelagem do escoamento e da transferência de calor do fluido refrigerante no interior dos tubos do condensador e a modelagem da transferência de calor entre os tubos aletados e o ar externo. No interior dos tubos o escoamento é considerado unidimensional e dividido em uma região monofásica de vapor superaquecido, uma região bifásica líquido-vapor e outra em que o refrigerante se encontra no estado de líquido sub-resfriado. A queda de pressão no interior do tubo é considerada. Na região bifásica o escoamento é considerado homogêneo, ou seja, são consideradas condições de equilíbrio hidrodinâmico e térmico entre as fases. As equações fundamentais de conservação da massa, da quantidade de movimento e de conservação de energia, aplicadas ao escoamento do fluido refrigerante, são resolvidas usando-se o método de Volumes Finitos e o sistema de equações algébricas resultante é solucionado iterativamente por substituições sucessivas. Da mesma forma, são resolvidas as equações de conservação da energia na parede do tubo e de conservação de energia do ar, para obter, respectivamente, as distribuições de temperatura da parede do tubo e de temperatura do ar. O modelo pode ser usado para determinar a capacidade do condensador, as distribuições de pressão e temperatura do fluido refrigerante, a queda de pressão e o aumento de temperatura do ar, conhecidas as condições de operação e seus parâmetros geométricos. Os resultados numéricos de capacidade do condensador foram comparados com dados experimentais, disponíveis na literatura, e o desvio absoluto médio foi de 1,3%, para condensadores com o mesmo espaçamento entre aletas, e de 4% para condensadores com diferentes espaçamentos entre aletas.

**Paravras-chave:** condensador tubo-aletado, refrigeração, modelagem numérica.

## ABSTRACT

This work presents a distributed model is presented to analyze the performance of tube-finned condensers, commonly used in commercial refrigeration systems and air conditioning systems. This analysis involves the modeling of the flow and heat transfer from the refrigerant inside the condenser tubes and the modeling of the heat transfer between the finned tubes and the external air. Inside the tubes the flow is considered one-dimensional and divided into a vapor superheated single-phase region, a two-phase liquid-vapor region and a subcooled liquid region. The refrigerant pressure drop is taking into account. The homogeneous model is hydrodynamic and thermal equilibrium between the phases are considered. The fundamental equations of mass conservation, momentum and energy conservation for the refrigerant flow are solved by Finite Volume method and the resulting system of algebraic equations is solved iteratively by successive substitutions. Also, the energy conservation equation for the tube wall and the energy conservation for the air are solved to obtain the tube wall temperature and air temperature distributions, respectively. The model can be used to determine the condenser capacity, the distributions of temperature and pressure of the refrigerant fluid, the pressure drop end temperature increase of the air, knowing the operating conditions and their geometric parameters. The calculated results of condensing capacity were compared with experimental data, available in the literature, and the mean absolute deviation was 1.3%, for condensers with the same fin spacing, and 4% for condensers with different fin spacing.

**Keywords:** Refrigeration, tube-finned condenser, numerical modeling.

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Propriedades e dados geométricos do condensador (WEBER, 2007).....	50
Tabela 2 - Condições de operação para o teste de refinamento de malha (WEBER, 2007). ....	50
Tabela 3 - Desvios relativos médios entre as capacidades do condensador calculadas pelo modelo e medidas por Weber (2007): correlações do fator de atrito monofásico.....	55
Tabela 4 - Desvios relativos médios entre as capacidades do condensador calculadas pelo modelo e medidas por Weber (2007): correlações do fator de atrito bifásico.....	56
Tabela 5 - Desvios relativos médios entre as capacidades do condensador calculadas pelo modelo e medidas por Weber (2007): correlações do CTC monofásico.....	56
Tabela 6 - Desvios relativos médios entre as capacidades do condensador calculadas pelo modelo e medidas por Weber (2007): correlações do CTC bifásico.....	57
Tabela 7 - Desvios relativos médios entre as capacidades do condensador calculadas pelo modelo e medidas por Weber (2007): correlações do fator de atrito externo. ....	57
Tabela 8 - Desvios relativos médios entre as capacidades do condensador calculadas pelo modelo e medidas por Weber (2007): correlações do CTC do ar. ....	58
Tabela 9 - Configurações das equações constitutivas e respectivos desvios relativos médios.	59
Tabela 10 - Condições de operação para os testes de avaliação do processo de fabricação.....	94
Tabela 11 - Condições de operação para os testes de avaliação do efeito dos espaçamentos entre aletas (WEBER, 2007). ....	95

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Esquema de um ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor. ....	20
Figura 2 - Condensador de tubo-aletado. ....	21
Figura 3 – Esquema das distribuições de temperatura do refrigerante e do ar ao longo do condensador. ....	30
Figura 4 - Volume de controle para o balanço de massa. ....	32
Figura 5 - Volume de controle para o balanço de quantidade de movimento. ....	33
Figura 6 - Volume de controle para o balanço de energia. ....	34
Figura 7 - Volume de controle para o balanço de energia na parede do tubo. ....	35
Figura 8 - Esquema de uma aleta circular. ....	35
Figura 9 - Dados geométricos: passo, espaçamento e espessura da aleta do tipo <i>wavy</i> . ....	37
Figura 10 - Volume de controle para o balanço de energia do ar. ....	38
Figura 11 - Diagrama <i>p-h</i> esquemático representando os estados termodinâmicos do fluido refrigerante ao longo do condensador. ....	40
Figura 12 - Volume discretizado segundo o método de volumes finitos. ....	43
Figura 13 – (a) Esquema da divisão do tubo condensador; (b) Esquema da divisão do lado do ar. ....	43
Figura 14 - Fluxograma do algoritmo numérico para o modelo proposto. ....	48
Figura 15 – Efeito do refinamento da malha sobre a distribuição de temperatura do refrigerante ao longo do condensador. ....	52
Figura 16 - Detalhe dos perfis de temperatura do refrigerante na região de líquido comprimido. ....	53
Figura 17 – Efeito do refinamento da malha sobre a distribuição de pressão do refrigerante ao longo do tubo do condensador. ....	54
Figura 18 - Comparação entre as capacidades do condensador calculadas e medidas (WEBER, 2007) - fabricantes A, B e C. ....	60
Figura 19 - Comparação entre as capacidades do condensador calculadas e medidas (WEBER, 2007) – influência do espaçamento entre aletas. ....	61
Figura 20 - Distribuições de temperatura do refrigerante, da parede e do ar ao longo do condensador. ....	62

Figura 21 – Capacidade do condensador em função da temperatura de entrada do refrigerante. .....	64
Figura 22 – Capacidade do condensador em função da vazão de entrada do refrigerante.....	65
Figura 23 – Capacidade do condensador em função da temperatura de entrada do ar.....	66
Figura 24 – Capacidade do condensador em função da vazão de entrada do ar. ....	67
Figura 25 - Capacidade do condensador em função do diâmetro interno do tubo.....	67
Figura 26 - Capacidade do condensador em função da distância horizontal entre tubos.....	69
Figura 27 - Capacidade do condensador em função da distância vertical entre tubos. ....	70
Figura 28 - Capacidade do condensador em função do espaçamento e do número de aletas. .	71

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	Área [m <sup>2</sup> ]
$A_p$	Área superficial dos tubos sem aletas [m <sup>2</sup> ]
$A_o$	Área mínima [m <sup>2</sup> ]
$A_r$	Área externa do tubo não coberta por aletas por unidade de comprimento [m]
$A_f$	Área de aletas por unidade de comprimento [m]
$A_{fin}$	Área do conjunto de aletas [m <sup>2</sup> ]
$A_i$	Área interna do tubo [m <sup>2</sup> ]
$A_{s,al}$	Área da superfície aletada [m <sup>2</sup> ]
$A_{s,ex}$	Área da superfície externa do condensador [m <sup>2</sup> ]
$A_{tot}$	Área total de transferência de calor [m]
$A_{tub}$	Área da seção transversal do tubo [m <sup>2</sup> ]
$c_p$	Calor específico a pressão constante [J/kg K]
$c_{wf}$	Calor específico médio do material da parede dos tubos e aletas [J/kg K]
$c_{pa}$	Calor específico médio do ar [J/kg K]
$\bar{D}$	Desvio absoluto médio []
$d_c$	Diâmetro de colar [m]
$d_i$	Diâmetro interno do tubo [m]
$d_e$	Diâmetro externo do tubo [m]
$e_{a,l}$	Espessura das aletas [mm]
$f$	Fator de atrito []
$G$	Fluxo de massa [kg/m <sup>2</sup> s]
$H$	Altura do condensador [m]
$h$	Coefficiente de transferência de calor por convecção [W/m <sup>2</sup> K]
$i$	Entalpia específica [J/kg]
$i_{0,r}$	Entalpia de estagnação específica do fluido [J/kg]
$i_{va}$	Entalpia específica do vapor d'água [J/kg]
$k$	Condutividade térmica [W/mK]
$k_c$	Fator de contração abrupta []
$k_e$	Fator de expansão abrupta []

$L_{cond}$	Comprimento do condensador [m]
$m_f$	Parâmetro da aleta []
$m'_{wf}$	Massa total de tubos e aletas [kg]
$\dot{m}$	Vazão em massa [kg/s]
$n$	Número de volumes de controle da malha []
$N_f$	Número de aletas []
$p$	Pressão [Pa]
$P_f$	Perímetro da aleta [m]
$P_i$	Perímetro interno do tubo [m]
$P_t$	Perímetro total de transferência de calor [m]
$q$	Taxa de transferência de calor [W]
$q_{calc}$	Capacidade do condensador calculada [W]
$q_{cond}$	Capacidade do condensador [W]
$q_{med}$	Capacidade do condensador medida [W]
$q''$	Fluxo de calor por convecção [ $W m^{-2}$ ]
$Q$	Vazão volumétrica [ $m^3/s$ ]
$R_e$	Raio externo da aleta circular equivalente [m]
$S$	Razão de deslizamento []
$S_f$	Espaçamento entre aletas [m]
$S_h$	Espaçamento horizontal entre aletas [m]
$S_v$	Espaçamento vertical entre aletas [m]
$T$	Temperatura [K]
$u$	Velocidade [m/s]
$u_v$	Velocidade do fluido na fase de vapor [m/s]
$u_l$	Velocidade do fluido na fase líquida [m/s]
$v_a$	Velocidade do ar [m/s]
$x$	Título []
$y$	Coordenada na direção vertical [m]
$Y_f$	Espessura da aleta [m]
$W$	Largura do condensador [m]
$W_a$	Umidade relativa do ar [g/kg]
$z$	Coordenada na direção horizontal [m]

### **Símbolos Gregos**

$\alpha$	Fração de vazio []
$\Delta$	Variação []
$\rho$	Massa específica [ $kg/m^3$ ]
$\rho_{ar,ent}$	Massa específica de ar na entrada [ $kg/m^3$ ]
$\rho_{ar,med}$	Massa específica medida de ar [ $kg/m$ ]
$\rho_{ar,sai}$	Massa específica de ar na saída [ $kg/m^3$ ]
$\rho_v$	Massa específica do vapor [ $kg/m^3$ ]
$\rho_l$	Massa específica do líquido [ $kg/m^3$ ]
$\eta_f$	Eficiência da aleta []
$\tau_w$	Tensão de cisalhamento na parede do tubo [Pa]

### **Índices inferiores**

$a$	Ar
$a, sat$	Ar saturado na temperatura da parede do tubo
$e$	Ao lado externo
$f$	Aletas
$i$	Lado interno ou interface
$k$	Indica a interação
$l$	Fase de líquido
$r$	Refrigerante
$sat$	Saturação
$tot$	Total
$v$	Fase vapor
$w$	Parede do tubo
$wf$	Parede dos tubos e aletas

### **Índices superiores**

—	Valor médio
---	-------------

## Números adimensionais

$$Nu = \frac{h d}{k} \quad \text{Número de Nusselt}$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad \text{Número de Prandtl}$$

$$Re = \frac{Gd}{\mu} \quad \text{Número de Reynolds}$$

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>19</b>
1.1	Tipos de Condensadores	21
1.2	Revisão Bibliográfica	23
1.3	Objetivos	26
1.4	Estrutura da Dissertação	27
<b>2</b>	<b>MODELO MATEMÁTICO</b>	<b>29</b>
2.1	Introdução	29
2.2	Equações do Modelo Matemático	31
2.3	Resumo do modelo proposto	38
2.4	Condições de Contorno	39
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA DE SOLUÇÃO</b>	<b>42</b>
3.1	Considerações Iniciais	42
3.2	Discretização das Equações do Modelo	42
3.3	Procedimento de Solução	46
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES</b>	<b>49</b>
4.1	Dados Experimentais	49
4.2	Influência da Malha Computacional	51
4.3	Influência das Relações Constitutivas	54
4.4	Definição do Modelo	58
4.5	Validação do Modelo	60
4.6	Influência das Condições de Operação	63
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES</b>	<b>72</b>
<b>5</b>	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	<b>75</b>
	<b>APÊNDICE A – EQUAÇÕES CONSTITUTIVAS</b>	<b>81</b>
A.1	Fator de Atrito	81
A.2	Coefficiente de Transferência de Calor por Convecção – Fluido Refrigerante	86

**A.3 Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção – Ar .....89**

**APÊNDICE B– Condições de operação para os testes de avaliação do  
processo de fabricação e do espaçamento entre aletas**

## 1 INTRODUÇÃO

Há séculos o homem necessita de algum mecanismo para manter bebidas e alimentos refrigerados. Houve períodos na história em que o homem transportava gelo de regiões mais frias, armazenava-o em “casas de gelo” durante o inverno e utilizava-o no verão ou mesmo durante alguns dias mais quentes. Essa técnica foi utilizada por séculos, principalmente na região do Oriente Médio e na Índia. O gelo já foi considerado um patrimônio de muito valor a que apenas um grupo pequeno de pessoas influentes tinha acesso. O crédito para quem obteve gelo em grande escala e o comercializou é dado para Frederic Tudor, que, em 1806, cortou gelo do rio Hudson e do lago de Massachusetts para vender em outros países. O comércio de gelo natural prevaleceu por um longo período de tempo, mesmo depois da invenção da máquina de refrigeração (GOSNEY, 1982).

O primeiro passo para criar um sistema de refrigeração por meios artificiais foi dado pelo professor de química da Universidade de Edinburgh, Willian Cullen, em 1755 (GOSNEY, 1982). Cullen colocou água em contato térmico com o éter em uma bomba de vácuo, que acelerou o processo de vaporização do éter e resfriou a água. Entretanto, o processo era descontínuo, pois não se conhecia a forma de se obter refrigerante líquido a partir de vapor. A primeira ideia para alcançar esse objetivo foi de Oliver Evans, um inventor norte-americano criador do motor de alta pressão. Entretanto, ele não deixou claro como realizou esse experimento (GOSNEY, 1982).

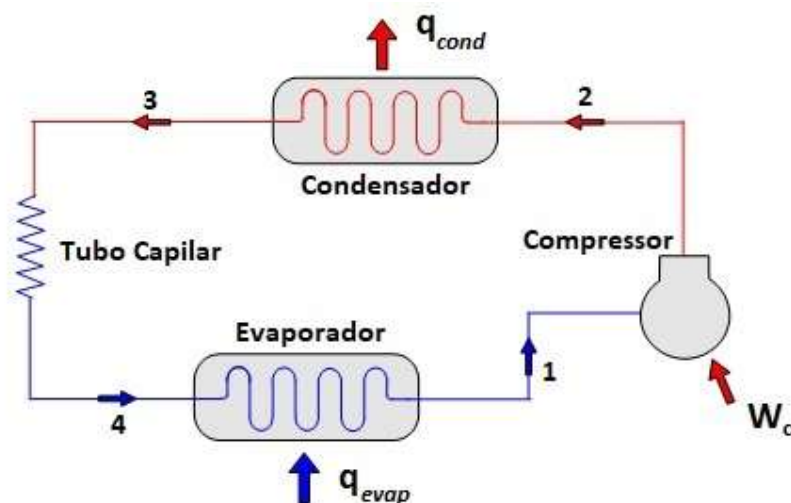
A primeira descrição completa de uma máquina cíclica de refrigeração foi apresentada por Jacob Perkins em 1834. Essa máquina foi protótipo de todos os sistemas de compressão de vapor subsequentes. Um dos maiores responsáveis pela introdução de sistemas comerciais de refrigeração foi o escocês James Harrison, que em 1856 patenteou e construiu máquinas de refrigeração na Inglaterra (GOSNEY, 1982).

A refrigeração hoje é quase totalmente produzida por meios artificiais. Nos processos de refrigeração mais comuns, o refrigerante é submetido a uma sequência de processos a fim de retirar o calor do ambiente a ser refrigerado e rejeitar esse calor para o meio externo. Os principais métodos de refrigeração são: compressão de vapor, absorção de vapor, ciclo de ar, jato de vapor e termoelétrico. O método mais utilizado, tanto para refrigeradores domésticos quanto industriais, é o de compressão de vapor. Os outros métodos são utilizados em condições especiais.

Na Figura 1 é mostrado esquematicamente um sistema de refrigeração padrão por

compressão de vapor, no qual se observa a posição relativa dos quatro principais componentes: compressor, condensador, evaporador e o dispositivo de expansão, neste caso um tubo capilar. O fluido refrigerante, no estado de vapor superaquecido, ponto 1, é comprimido da pressão de evaporação até a de condensação, sendo para isso necessária a adição de trabalho,  $W_C$ , provido pelo compressor.

**Figura 1 - Esquema de um ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor.**



Fonte: Próprio autor.

O vapor em alta temperatura e pressão é, então, condensado até o estado de líquido sub-resfriado, ponto 3, rejeitando calor,  $q_{cond}$ , para o meio externo. Em seguida a pressão do líquido é reduzida ao longo do tubo capilar até a pressão de evaporação, ponto 4. Tal redução deve-se ao atrito e à aceleração do fluido refrigerante, resultando na evaporação de parte do líquido. A mistura de líquido e vapor na saída do tubo é conduzida para o evaporador, onde calor,  $q_{evap}$ , é absorvido do ambiente a ser refrigerado, e daí para o compressor, no qual inicia-se um novo ciclo de operação.

Com a necessidade de se economizar energia elétrica, busca-se cada vez mais comercializar refrigeradores com boa eficiência térmica e baixo consumo de energia elétrica. Para isso, é necessário projetar seus componentes visando a maior eficiência possível, em razão da influência de cada um sobre o desempenho do refrigerador.

## 1.1 Tipos de Condensadores

Os três tipos mais comuns de condensadores aplicados na refrigeração industrial são: resfriados a ar, resfriados a água e evaporativo. Os condensadores resfriados a ar são utilizados na refrigeração comercial e industrial. Nesses trocadores de calor, o refrigerante se condensa à medida em que rejeita calor para o ar externo por meio de uma superfície aletada, geralmente usando-se um ventilador do tipo axial.

Os condensadores resfriados a ar são constituídos por uma série de fileiras de tubos, em forma de serpentinas com aletas contínuas na parte externa, no interior dos quais escoo o fluido refrigerante e no exterior dos quais escoo o ar. A Figura 2 ilustra um condensador do tipo tubo-aletado. As aletas são usadas para aumentar a transferência de calor entre o gás e o líquido, equilibrando melhor as resistências térmicas entre os fluidos, pois o coeficiente de transferência de calor do líquido é aproximadamente uma ordem de grandeza superior ao do escoamento do ar. Bhuiyan e Islam (2016) afirmam que a resistência térmica no lado do ar pode representar 85% ou mais da resistência térmica total.

**Figura 2 - Condensador de tubo-aletado.**



Fonte: Serraf (2019).

Dentre os condensadores resfriados a água, os mais comuns são os de carcaça/tubo e os de placas. No primeiro, a condensação do refrigerante ocorre na carcaça e a água circula no interior dos tubos. No condensador do tipo placas, o refrigerante se condensa escoando no sentido descendente ao passo que a água circula no sentido ascendente.

Os condensadores evaporativos possuem características semelhantes às torres de resfriamento, nas quais o calor rejeitado pelo refrigerante é transferido sucessivamente à água e ao ar ambiente (STOECKER; JABARDO, 1994).

Segundo Stoecker e Jabardo (1994), a distribuição de temperatura ao longo do condensador é relativamente complexa, pois o escoamento é dividido em três regiões: de vapor superaquecido, de escoamento bifásico líquido-vapor e de líquido sub-resfriado. O fluido refrigerante entra nos tubos do condensador no estado de vapor superaquecido e ao longo do tubo atinge o estado de saturação. A partir daí o processo de condensação convectiva ocorre até que o refrigerante saia do condensador no estado saturado ou de líquido sub-resfriado.

A necessidade de manter as condições preestabelecidas pelo sistema de controle resulta em variações na vazão de fluido refrigerante no interior dos tubos do condensador tornando seu comportamento dinâmico. O surgimento de períodos transientes no funcionamento de condensadores é resultado de alguns fatores externos ao sistema, tais como: variações nas condições do ambiente externo ao equipamento, capacidade térmica do material dos tubos aletados e do fluido refrigerante, início do funcionamento do sistema, ciclos de parada e acionamento do compressor. Essas características tornam o estudo desse tipo de equipamento ainda mais complexo (STOECKER; JABARDO, 1994).

Quando o equipamento funciona em regime transiente, as regiões de vapor superaquecido, escoamento bifásico e de líquido sub-resfriado podem se formar em diferentes locais ou desaparecer, aumentando ainda mais a dificuldade de modelagem do escoamento.

O fato dos condensadores estarem diretamente conectados à saída do compressor torna-os extremamente sensíveis às instabilidades provocadas pelas variações abruptas do fluxo de massa do fluido refrigerante, tanto no acionamento quanto no desligamento do compressor. Dessa forma, observa-se que a análise de condensadores é uma tarefa complexa, principalmente, considerando-se o funcionamento do sistema de refrigeração em regime transiente (CAREY, 1992).

Além disso, o processo de condensação convectiva no interior do tubo é bastante complexo, pois uma variedade de padrões de escoamento pode existir. O regime de escoamento bifásico líquido-vapor que se estabelece ao longo do tubo depende da velocidade média e das propriedades de cada fase. Embora tais propriedades, geralmente, variem pouco durante a condensação convectiva, a mudança de fase causa uma variação apreciável na velocidade relativa entre as duas fases e o padrão do escoamento pode se alterar drasticamente

ao longo do tubo (CAREY, 1992). Frequentemente, os padrões de escoamento observados na condensação convectiva são: anular, estratificado ondulado, pistonado (*slug*) e em bolhas.

## 1.2 Revisão Bibliográfica

Vários estudos sobre condensadores de tubos aletados, tanto experimentais como teóricos apresentando modelos computacionais com diferentes graus de complexidade, são encontrados na literatura.

Ge e Cropper (2005) realizaram avaliações do desempenho de condensadores de tubo-aletado utilizando refrigerante puro e mistura de refrigerantes, usando o modelo global  $\epsilon$ -NTU. O condensador foi dividido em quatro seções, uma de vapor superaquecido, duas na região de saturação e uma de líquido sub-resfriado. O modelo proposto foi utilizado para comparar o desempenho de condensadores de tubo-aletado com diferentes circuitos e arranjos de tubos utilizando os refrigerantes R22 e R404A. Ge e Cropper (2005) concluíram que os condensadores usando o refrigerante R404A apresentaram desempenhos piores do que os condensadores com R22, sendo necessárias algumas modificações na estrutura do trocador de calor quando o refrigerante R404A é utilizado no lugar do refrigerante R22.

Wang *et al.* (2007) elaboraram um método distribuído especial para simulação de sistema de refrigeração dinâmica, envolvendo as variáveis do condensador e do evaporador no ciclo de refrigeração. Esse método permitiu calcular as variáveis das fases de vapor e de líquido separadamente, já que apresentam velocidades diferentes na região bifásica. O modelo foi elaborado com base nos princípios dos balanços de energia e massa, para resolver a velocidade, pressão, temperatura e temperatura da parede em trocadores de calor simultaneamente. Os resultados mostraram que o tamanho da malha é um fator que influencia no desempenho do condensador e o modelo foi validado para melhorar a previsão das variações de superaquecimento e sub-resfriamento.

Weber (2007) construiu uma bancada experimental, constituída basicamente de um circuito para circulação de ar e outro para o fluido refrigerante, para avaliação termo-hidráulica de condensadores do tipo tubo-aletado e analisou o desempenho de geometrias específicas. Weber (2007) também desenvolveu um código computacional para simulação de condensadores usando o método  $\epsilon$ -NTU. Essas avaliações basearam-se nos valores do fator de Colburn,  $j$ , e do fator de atrito,  $f$ , obtidos no experimento e comparados com os citados na literatura. Comparando os valores médios de  $j$  e de  $j/f$  das amostras fornecidas por dois fabricantes, as diferenças percentuais foram de aproximadamente 18% para  $j$  e de

aproximadamente 15% para  $j/f$ . Dentre suas conclusões, Weber (2007) observou que o espaçamento entre aletas afeta significativamente o desempenho dos condensadores de tubo-aletado, existindo um valor ótimo para cada vazão de ar. Para identificar o melhor projeto do condensador para uma dada aplicação, Weber (2007) recomenda a utilização de algoritmos de otimização, o que pode reduzir o custo de matéria-prima em até 20 %, gerando benefícios para a indústria e para a sociedade.

Saechan e Wongwises (2008) elaboraram um modelo matemático, com base na segunda lei da Termodinâmica, para determinar a configuração ideal de condensadores tubo-aletados amplamente utilizados em condicionadores de ar. Dentre os resultados obtidos, Saechan e Wongwises (2008) afirmaram que a transferência de calor tem muito mais influência sobre a taxa de geração de entropia do que a queda de pressão e que a diminuição de diâmetro e número de tubos faz com que a geração de entropia diminua. Segundo Saechan e Wongwises (2008), a configuração ideal do diâmetro do tubo está entre 6,35 e 12,7 mm (1/4 e 1/2 polegada) e cerca de 11-12 aletas por polegada, que é uma configuração de condensador comumente usada no atual sistema de ar-condicionado.

Ding *et al.* (2011) apresentaram um modelo para prever a transferência de calor em trocadores de calor tubo-aletados. Segundo os autores, esse modelo pode ser aplicado a qualquer configuração de circuito e também possui grande flexibilidade na simulação do trocador de calor com diferentes estruturas de aletas, tipos de tubos e condições do refrigerante. Para calcular a capacidade do trocador de calor utiliza-se o método  $\epsilon$ -NTU ou o método LMTD. Ding *et al.* (2011) após realizarem os testes com várias configurações de circuito contidas no modelo, validaram o modelo mostrando que as diferenças entre as temperaturas da parede prevista no modelo e as temperaturas da parede obtida experimentalmente são inferiores a 2°C.

Vaisi, Talebi e Esmailpour (2011) apresentaram um modelo para simulação do comportamento transiente de trocadores de calor do tipo tubo-aletado, considerando a variação das temperaturas de entrada de ambos os fluidos. Um dos problemas encontrados foi a dificuldade de prever o comportamento transiente desses trocadores de calor durante a partida e o desligamento do sistema. Nesse modelo, as equações da conservação da energia para o escoamento e para a parede dos tubos foram resolvidas numericamente usando o método de Diferenças Finitas. Os resultados numéricos referentes ao regime permanente foram comparados com aqueles obtidos pelo método  $\epsilon$ -NTU. Os autores não apresentaram os valores dos desvios entre os resultados calculados e os dados experimentais.

Lauar (2011) propôs um modelo para simulação de condensadores de tubo-aletado com base no método  $\epsilon$ -NTU. Os resultados obtidos por Lauar (2011), para dois condensadores com geometrias diferentes, foram comparados com os resultados do programa COILDESIGNER (RADERMACHER; AUTE; JIANG, 2006) disponível comercialmente. Para isso, Lauar (2011) usou cinco parâmetros relevantes: as temperaturas de entrada e saída do ar, a temperatura do refrigerante e a capacidade do condensador. Em relação à capacidade do condensador obtiveram-se desvios de aproximadamente 2% e de 8%, respectivamente, para os dois condensadores analisados.

Ye e Lee (2012) apresentaram um modelo numérico global para análise de condensadores de tubo-aletado com circuitos complexos de refrigerante. Nesse modelo o condensador foi dividido em seções e os autores usaram o método  $\epsilon$ -NTU para calcular a taxa de transferência de calor em cada seção, considerando as condições na entrada de cada seção. Os resultados calculados para as taxas de transferência de calor foram comparados com dados experimentais e os desvios obtidos foram menores do que 10 %.

Pisano *et al.* (2015) apresentaram uma discussão sobre diferentes metodologias para validação de um modelo de condensador do tipo tubo-aletado considerando diferentes correlações para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor e da queda de pressão. Pisano *et al.* (2015) compararam duas opções para definir as condições de contorno no lado do refrigerante e discutiram sobre a interpretação correta de parâmetros tais como o erro médio, o erro médio quadrático e o desvio padrão. Para prever o desempenho dos condensadores analisados, tanto para o lado do ar quanto para o lado do refrigerante, Pisano *et al.* (2015) utilizaram o *software Investigación y Modelado de Sistemas Térmicos – Advanced Refrigeration Technology* IMST-ART (2010), no qual se aplica o método de Volumes Finitos para discretizar as equações do trocador de calor.

Após analisar a metodologia de alguns trabalhos científicos disponíveis na literatura sobre condensadores de tubo-aletados e investigando variáveis importantes, tais como: velocidade do ar, temperatura de condensação, fluxo de massa do refrigerante e sub-resfriamento do condensador, Pisano *et al.* (2015) afirmaram que, para a validação da metodologia proposta, o parâmetro estatístico mais importante é o desvio padrão. Além disso, usando as correlações mais adequadas, os desvios entre os resultados calculados e os dados experimentais estão dentro de uma faixa de  $\pm 0,4^{\circ}\text{C}$  para a temperatura de condensação e em uma faixa de  $\pm 0,6\%$  em termos de capacidade térmica.

Liu, Yu e Yan (2016) realizaram um estudo numérico sobre a transferência de calor do

lado do ar em trocadores de calor do tipo tubo-aletado com aletas perfuradas com grandes passos entre elas. Foram investigados os efeitos dos tamanhos dos furos, o fator  $j$  de Colburn e a taxa de transferência de calor em diferentes regiões de aletas. Do lado do ar, o escoamento foi assumido tridimensional, incompressível e turbulento no regime permanente. Para realizar as simulações foi utilizado o software FLUENT 15.0, cujo código é baseado no método de Volumes Finitos. No modelo, desconsiderou-se a resistência térmica à condução nas paredes dos tubos e o método  $\epsilon$ -NTU foi utilizado para determinar a condutância térmica do lado do ar.

Dentre suas conclusões, Liu, Yu e Yan (2016) indicaram, de acordo com os resultados obtidos, que um projeto ótimo de perfuração pode ser obtido para produzir o máximo aumento no fator de Colburn,  $j$ . Para trocadores de calor do tipo tubo-aletado perfurados, comparados com os trocadores tubo-aletados planos, esse máximo ocorreu quando o passo entre aletas foi de 10 mm. Quando o passo entre aletas foi reduzido de 20 mm para 7,5 mm, o aumento de  $j$  foi de 2,7 % para 9,2 %, para  $Re = 2350$ . Entretanto, a transferência de calor total é reduzida em 6,5 % quando o passo entre aletas é de 7,5 mm, para  $Re = 750$ , em razão da redução da superfície de transferência de calor causada pelos furos.

Xiao *et al.* (2017) realizaram um estudo experimental sobre a melhoria da transferência de calor em condensadores do tipo tubo-aletado com aletas planas, efetuando o resfriamento por *spray* de água através do túnel de vento. Dentre suas conclusões, Xiao *et al.* (2017) afirmou que o aumento da velocidade de ar diminui a eficiência de refrigeração nesse tipo de experimento, já o aumento da vazão de água pode melhorar a eficiência de refrigeração.

Deng e Liu (2019) apresentaram um estudo sobre a previsão do desempenho de condensadores do tipo tubo-aletado utilizando um modelo conjugado de transferência de calor. Dentre suas conclusões, Deng e Liu (2019) afirmaram que um aumento da velocidade do ar de 0.5 m/s para 4 m/s faz com que o fluxo de calor de condensação e resfriamento do ar por convecção aumente entre 4 e 7 vezes, enquanto uma diminuição na pressão atmosférica de 101 kPa para 60 kPa reduz de 63% para 54% o fluxo de calor.

### 1.3 Objetivos

Observa-se que, embora sejam encontrados na literatura vários estudos, tanto experimentais quanto computacionais, de condensadores de tubos-aletados, a maioria dos modelos utiliza o método  $\epsilon$ -NTU, que não permite obter as propriedades do refrigerante e do

ar ponto a ponto ao longo do condensador, fundamental para analisar o desempenho desses trocadores de calor.

Para preencher esta lacuna, apresenta-se neste trabalho um modelo distribuído para análise do desempenho de condensadores do tipo tubo-aletado, comumente usados em sistemas de refrigeração comerciais e sistemas de ar-condicionado. Essa análise envolve a modelagem do escoamento e da transferência de calor do fluido refrigerante no interior dos tubos e a modelagem da transferência de calor entre os tubos-aletados e o ar externo. Para isso, propõe-se a solução numérica das equações do escoamento do fluido refrigerante: conservação da massa, quantidade de movimento e conservação de energia, da equação de conservação de energia do lado do ar e a equação de conservação de energia para a parede do tubo. Tais equações são resolvidas pelo método de Volumes Finitos e o sistema de equações algébricas resultante é solucionado iterativamente por substituições sucessivas.

O modelo é usado para determinar os parâmetros de desempenho do condensador, tais como: capacidade de condensação, temperaturas de saída do refrigerante e do ar, distribuições de pressão e temperatura do refrigerante e queda de pressão do ar, desde que as condições de operação e os parâmetros geométricos sejam conhecidos. O modelo é validado a partir da comparação de seus resultados com os dados experimentais disponíveis na literatura e/ou obtidos por outros modelos.

## **1.4 Estrutura da Dissertação**

Esta dissertação está dividida em cinco capítulos e dois apêndices:

**CAPÍTULO 2 – MODELO MATEMÁTICO.** Neste capítulo apresenta-se a modelagem matemática para o escoamento do fluido ao longo do tubo do condensador, para a transferência de calor entre o refrigerante e a parede do tubo e para a transferência de calor entre a parede do tubo e o ar externo. São apresentadas as hipóteses adotadas, as condições de contorno e as equações constitutivas que complementam a formulação do problema.

**CAPÍTULO 3 – METODOLOGIA DE SOLUÇÃO.** Neste capítulo apresenta-se a metodologia e o procedimento utilizados na solução do sistema de equações do escoamento e da transferência de calor do modelo apresentado no Capítulo 2.

CAPÍTULO 4 – RESULTADOS E DISCUSSÃO. Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados obtidos utilizando o modelo proposto. Inicialmente é mostrado o trabalho experimental encontrado na literatura com os dados a serem utilizados para validação do modelo. Em seguida, realiza-se uma análise de sensibilidade do modelo ao refinamento da malha e às equações constitutivas adotadas. Após a definição do modelo, os valores numéricos de capacidade de condensação são comparados com dados experimentais da literatura. Posteriormente, apresenta-se uma análise de influência de alguns parâmetros com o objetivo de destacar a potencialidade do modelo.

CAPÍTULO 5 – CONCLUSÕES. Este capítulo apresenta as conclusões obtidas pelo autor de acordo com os resultados do trabalho e algumas sugestões para trabalhos futuros.

APÊNDICE A – EQUAÇÕES CONSTITUTIVAS. Neste apêndice são apresentadas as correlações necessárias para calcular os fatores de atrito e os coeficientes de transferência de calor por convecção nas regiões monofásicas e bifásicas.

APÊNDICE B– CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO PARA OS TESTES DE AVALIAÇÃO DO PROCESSO DE FABRICAÇÃO E DO ESPAÇAMENTO ENTRE ALETAS. Neste apêndice apresentam-se as condições de operação na entrada dos condensadores analisados, usadas nos testes de verificação da influência do processo de fabricação e da influência do espaçamento entre as aletas.

## 2 MODELO MATEMÁTICO

Neste capítulo apresenta-se a modelagem matemática para o escoamento do fluido ao longo do tubo do condensador, para a transferência de calor entre o refrigerante e a parede do tubo e para a transferência de calor entre a parede do tubo e o ar externo. São apresentadas as hipóteses adotadas, as condições de contorno e as equações constitutivas que complementam a formulação do problema.

### 2.1 Introdução

Para elaborar o modelo matemático, é necessário estabelecer as equações do escoamento e da transferência de calor ao longo do condensador e analisar a dependência entre suas variáveis. Além disso, consideram-se no modelo algumas hipóteses para simplificar o problema real, as condições de contorno a serem usadas na solução das equações diferenciais e as equações constitutivas que complementam o conjunto de equações do modelo.

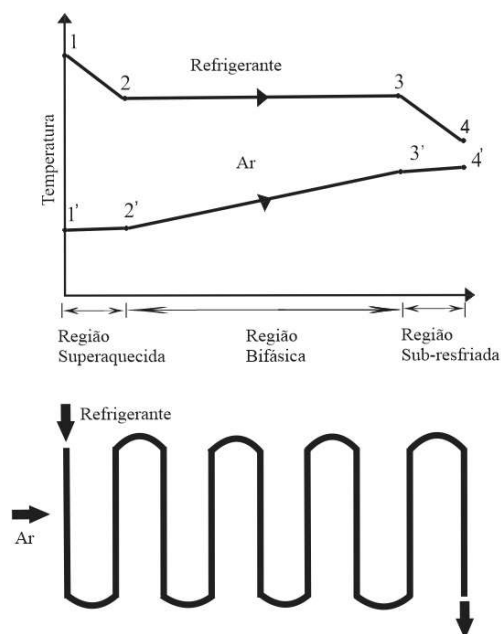
No presente modelo o escoamento do fluido refrigerante é dividido em três regiões: de vapor superaquecido, de escoamento bifásico líquido-vapor e de líquido sub-resfriado. Consideram-se a queda de pressão do escoamento e a aceleração do fluido refrigerante no interior dos tubos. O escoamento do fluido refrigerante no interior do tubo e o escoamento externo do ar são turbulentos, uma vez que os números de Reynolds são, respectivamente, da ordem de  $10^4$  e de  $10^3$ . As hipóteses adotadas no modelo são:

- (i) os escoamentos e a transferência de calor do refrigerante e do ar são considerados unidimensionais e no regime estacionário;
- (ii) o diâmetro do tubo do condensador é considerado constante e as aletas são consideradas uniformemente espaçadas;
- (iii) o refrigerante é considerado como fluido Newtoniano, livre de óleo, e o escoamento do ar é assumido incompressível;
- (iv) são desconsideradas: a condução de calor na direção axial da parede dos tubos e na direção axial do escoamento do refrigerante, a dissipação viscosa de energia, a variação de energia potencial e a pulsação do escoamento do refrigerante, característica de refrigeradores que operam com compressores de deslocamento positivo;
- (v) o escoamento bifásico ao longo do tubo será considerado homogêneo, ou seja, o escoamento será tratado como um pseudoescoamento monofásico, cujas propriedades

serão obtidas considerando o título e as propriedades de cada fase individualmente. Consequentemente, ambas as fases terão as mesmas velocidades, pressões e temperaturas e os efeitos de tensão superficial serão desconsiderados em qualquer seção transversal ao longo do tubo.

Na Figura 3 apresentam-se, esquematicamente, as distribuições de temperatura do fluido refrigerante e do ar ao longo de um condensador. Na entrada do condensador, o fluido refrigerante encontra-se no estado de vapor superaquecido – ponto 1, e o ar encontra-se na temperatura relativa ao ponto 1'. À medida que o escoamento se desenvolve ao longo da serpentina, a temperatura do refrigerante diminui, trajeto entre os pontos 1 e 4, a temperatura do ar aumenta, como se observa no trajeto entre os pontos 1' e 4'. Ao atingir o ponto 2 o fluido refrigerante encontra-se no estado de vapor saturado e a partir daí inicia-se a região de escoamento bifásico. Ao atingir o ponto 3, líquido saturado, o fluido refrigerante entra na região sub-resfriada, na qual sua temperatura diminui, enquanto a temperatura do ar quase não se altera.

**Figura 3 – Esquema das distribuições de temperatura do refrigerante e do ar ao longo do condensador.**



Fonte: Próprio autor.

O escoamento do refrigerante ao longo do tubo condensador é descrito pelas equações da conservação da massa, da quantidade de movimento e da conservação de energia escritas na

forma unidimensional. A transferência de calor entre o condensador e o ar externo é descrito pela equação de conservação da energia escrita na forma unidimensional. A equação da conservação da energia também é escrita na forma unidimensional para a parede dos tubos e aletas.

## 2.2 Equações do Modelo Matemático

As equações apresentadas a seguir referem-se à região de escoamento bifásico. Substituindo-se nessas equações  $\alpha = 1$  e  $\alpha = 0$  obtêm-se as equações do escoamento, respectivamente, nas regiões de vapor superaquecido e de líquido sub-resfriado. O parâmetro  $\alpha$  é a fração de vazio, que no modelo unidimensional é a razão entre a área da seção transversal do tubo ocupada pelo vapor,  $A_v$ , e a área total da seção transversal do tubo,  $A_t$ .

- *Equação da conservação da massa*

Efetuando o balanço de massa do fluido refrigerante que escoar através do volume de controle mostrado na Figura 4 obtêm-se a equação da conservação da massa na forma unidimensional para o fluido refrigerante no regime estacionário, dada por

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

na qual  $z$  é a coordenada ao longo do tubo,  $u$  é a velocidade média do escoamento do refrigerante na seção transversal do tubo,  $\rho = [(1 - \alpha)\rho_l + \alpha\rho_v]$  é a massa específica da mistura líquido-vapor e os índices  $l$  e  $v$  indicam, respectivamente, as fases líquido e vapor. Na Figura 4,  $A_i = (\pi d_i^2/4)$  é a área da seção transversal interna do tubo,  $d_i$  é o diâmetro interno do tubo e  $dz$  é o comprimento diferencial do volume de controle ao longo do tubo do condensador.

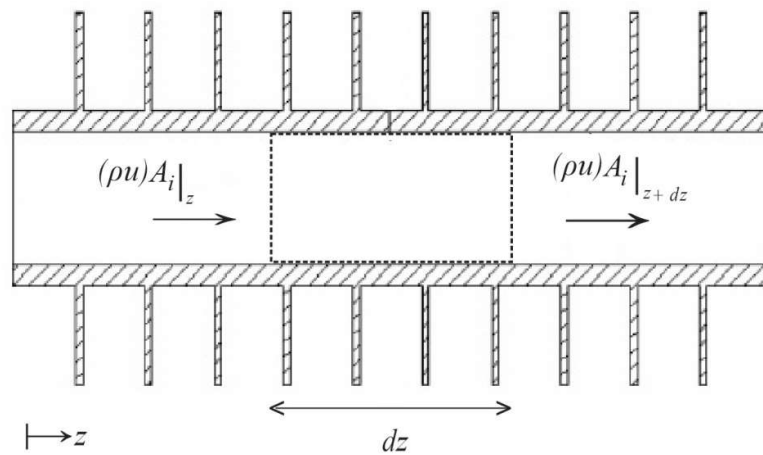
A Equação 1 é usada para o cálculo da velocidade do refrigerante ao longo dos tubos.

A fração de vazio,  $\alpha$ , é dada por

$$\alpha = \left\{ 1 + \left[ S \frac{\rho_v}{\rho_l} \left( \frac{1 - x_v}{x_v} \right) \right] \right\}^{-1} \quad (2)$$

na qual  $x_v = (\dot{m}_v/\dot{m})$  é a fração de secagem, *dryness fraction*,  $\dot{m}_v$  é a vazão em massa de vapor,  $\dot{m} = (\dot{m}_v + \dot{m}_l)$  é a vazão em massa total,  $S = (u_v/u_l)$  é a razão de deslizamento entre as fases de vapor e líquido. No caso do modelo homogêneo,  $S = 1$ , ou seja, não se considera o deslizamento entre as fases,  $u_v = u_l$ , e  $x_v$  coincide com o título termodinâmico, isto é,  $x_v = x = (m_v/m)$ , razão entre a massa de vapor,  $m_v$ , e a massa total,  $m$ . Em modelos não homogêneos, o valor de  $S$  depende das propriedades do fluido, do seu título e do fluxo de massa.

**Figura 4 - Volume de controle para o balanço de massa.**



Fonte: Próprio autor.

- *Equação da quantidade de movimento*

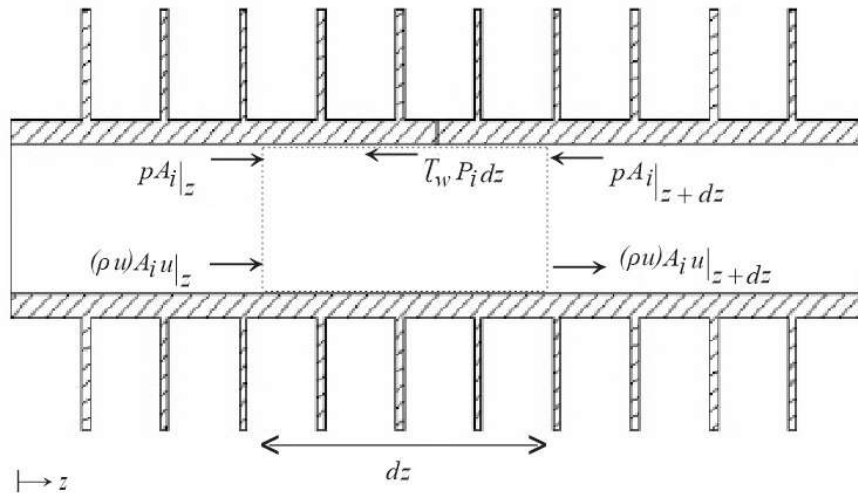
Efetuada o balanço de quantidade de movimento linear no volume de controle mostrado na Figura 5 obtém-se a equação da quantidade de movimento na forma unidimensional para o regime estacionário, dada por

$$\frac{\partial(\rho u^2)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} - \left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_F \quad (3)$$

na qual  $p$  é a pressão absoluta do escoamento no interior dos tubos e  $(\partial p/\partial z)_F$  representa a queda de pressão do fluido ao longo do volume de controle, causada por efeitos viscosos. Esse termo é calculado pela equação de Darcy-Weisbach, ou seja,  $(\partial p/\partial z)_F = (f \rho u^2/2d_i)$ , em que  $f$  é o fator de atrito de Darcy (FOX; MCDONALD, 2018). Na Figura 5,  $\tau_w$  é a tensão

de cisalhamento na parede do tubo e  $P_i = (\pi d_i)$  é o perímetro interno do tubo. A Equação 3 é usada para o cálculo da pressão do refrigerante ao longo dos tubos.

**Figura 5 - Volume de controle para o balanço de quantidade de movimento.**



Fonte: Próprio autor.

- *Equação da conservação de energia para o fluido refrigerante*

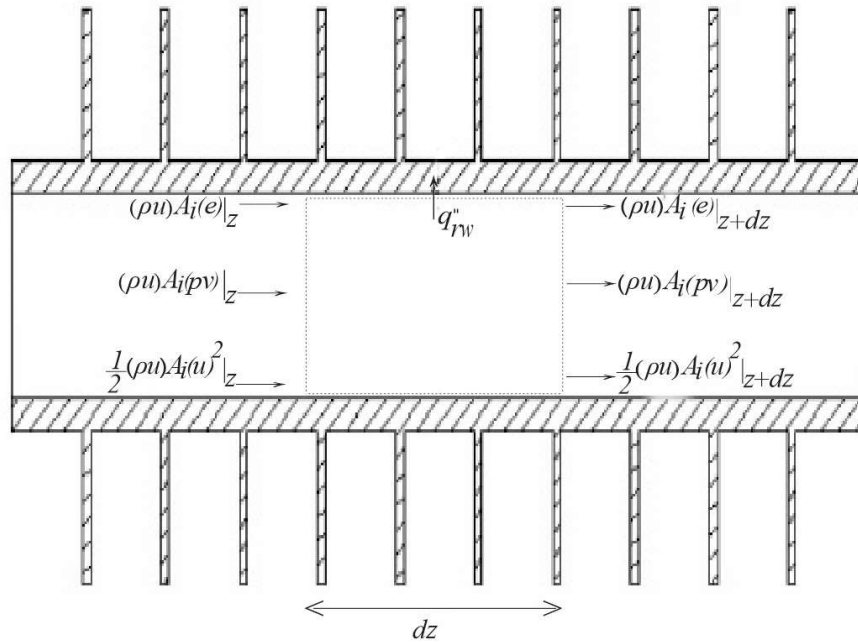
Efetuada o balanço de conservação de energia no volume de controle mostrado na Figura 6 obtém-se a equação da conservação da energia na forma unidimensional para o fluido refrigerante no regime estacionário, dada por

$$\frac{\partial(\rho u i_{0,r})}{\partial z} = \frac{P_i h_r}{A_i} (T_w - T_r) \quad (4)$$

na qual,  $i_{0,r} = (i_r + u^2/2)$  é a entalpia de estagnação específica do fluido refrigerante,  $i_r$  é a entalpia específica do fluido refrigerante,  $h_r$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção no interior do tubo,  $T_r$  e  $T_w$  são, respectivamente, as temperaturas do fluido refrigerante e da parede do tubo. Na Figura 6,  $e$  é a energia interna específica,  $v$  é o volume específico e  $q''_{rw} = h_r(T_r - T_w)$  é o fluxo de calor por convecção entre o refrigerante e a parede interna do tubo.

A Equação 4 é usada para o cálculo da entalpia de estagnação específica do refrigerante ao longo do tubo.

**Figura 6 - Volume de controle para o balanço de energia.**



Fonte: Próprio autor.

- *Equação da conservação da energia para a parede dos tubos e aletas*

Efetuando o balanço de energia no volume de controle mostrado na Figura 7 obtém-se a equação da conservação da energia na forma unidimensional para a parede do tubo e aletas, dada por

$$T_w = \frac{h_r P_i T_r + h_a P_t T_a}{(h_r P_i + h_a P_t)} \quad (5)$$

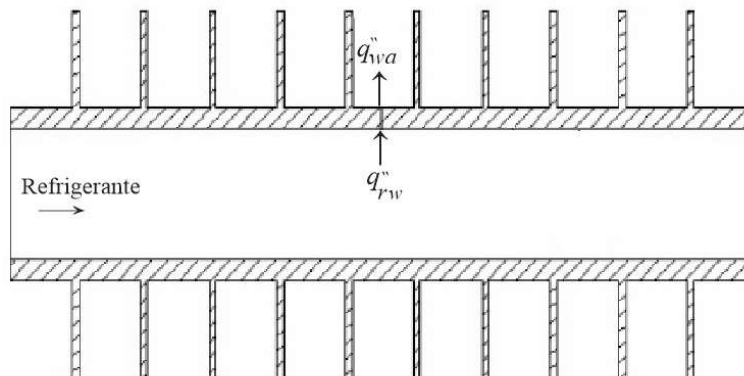
na qual  $h_a$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção do lado do ar,  $T_a$  é a temperatura do ar,  $P_t = (P_r + P_f \eta_f)$  é o perímetro total de transferência de calor,  $P_r$  é o perímetro externo do tubo não coberto pelas aletas,  $P_f$  é a área da superfície das aletas por unidade de comprimento e  $\eta_f$  é a eficiência da aleta. Na Figura 7,  $q''_{rw} = [h_r(T_r - T_w)]$  é o fluxo de calor entre o refrigerante e a parede do tubo e  $q''_{wa} = [h_a(T_w - T_a)]$  é o fluxo de calor entre a parede do tubo-aletado e o ar.

A Equação 5 é usada para o cálculo da temperatura da parede do tubo.

Para calcular a eficiência  $\eta_f$  utiliza-se o modelo de Liang *et al.* (1999), no qual as aletas são consideradas circulares, como mostrado esquematicamente na Figura 8, e a distribuição

de temperatura ao longo dessas aletas deve ser calculada.

**Figura 7 - Volume de controle para o balanço de energia na parede do tubo.**



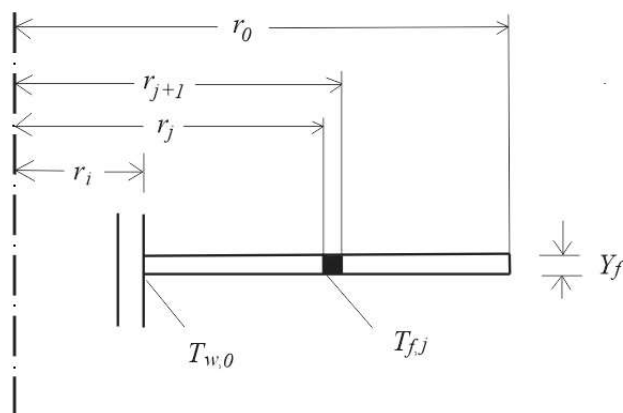
Fonte: Próprio autor.

Para isso, a equação da conservação de energia a ser resolvida ao longo das aletas é (INCROPERA; BERGMAN; LAVINE, 2019)

$$r \frac{d^2 T_f}{dr^2} + \frac{dT_f}{dr} - r \frac{2h_a}{k_f Y_f} (T_f - T_a) = 0 \quad (6)$$

na qual  $T_f$  é a temperatura da aleta,  $k_f$  é a condutividade térmica do material da aleta e  $Y_f$  é a espessura da aleta.

**Figura 8 - Esquema de uma aleta circular.**



FONTE: Adaptado de Liang *et al.* (1999).

Para a solução da Equação (6) utilizam-se as condições de contorno de temperatura prescrita na base da aleta e a condição de simetria na extremidade da aleta, respectivamente, dadas por

$$T_f(r_i) = T_{w,0} \quad (7)$$

$$\frac{dT_f(r_0)}{dr} = 0 \quad (8)$$

na qual  $T_{w,0}$  é a temperatura da parede do tubo na base da aleta (Figura 8).

Obtida a distribuição de temperatura ao longo da aleta, sua eficiência é calculada por (LIANG *et al.*, 1999)

$$\eta_f = \frac{\sum_j^n (r_{j+1}^2 - r_j^2) h_a (T_{f,j} - T_a)}{(r_0^2 - r_i^2) h_a (T_{w,0} - T_a)} \quad (9)$$

- *Queda de pressão devido ao atrito do lado do ar*

A queda de pressão do lado do ar é determinada por Kakaç e Liu (1998) como

$$\Delta P_a = \frac{G_C^2}{2\rho_{ar,ent}} \left\{ f \frac{A_{tot}}{A_o} \frac{\rho_{ar,ent}}{\rho_{ar,med}} + \left[ 1 - \left( \frac{A_o}{WH} \right)^2 \right] \left( \frac{\rho_{ar,ent}}{\rho_{ar,sai}} - 1 \right) + K_c + K_e \frac{\rho_{ar,ent}}{\rho_{ar,sai}} \right\} \quad (10)$$

na qual  $G_C$  é o fluxo mássico baseado na área livre mínima,  $A_{tot}$  e  $A_o$  são, respectivamente, as áreas de superfície externa e área mínima do condensador,  $\rho_{ar,ent}$ ,  $\rho_{ar,med}$  e  $\rho_{ar,sai}$  são, respectivamente, as massas específicas do ar na entrada, média e na saída do trocador de calor,  $W$  e  $H$  são, respectivamente a largura e a altura do condensador. Os fatores  $K_c$  e  $K_e$  são, respectivamente, os fatores de contração e expansão abrupta e o fator de atrito  $f$  é calculado inicialmente pela correlação de Kim, Youn e Webb (1999), dada por

$$f_{kim} = f_f \frac{A_{s,aletas}}{A_{s,ext}} + f_t \left[ 1 - \frac{A_{s,aletas}}{A_{s,ext}} \right] \left[ 1 - \frac{Y_f}{p_{aleta}} \right] \quad (11)$$

na qual  $A_{s,aletas}$  é a área de superfície aletada,  $A_{s,ext}$  é a área da superfície externa do trocador de calor,  $Y_f$  é a espessura das aletas,  $p_{aleta}$  é o passo de aletas (Figura 9) e  $f_f$  e  $f_t$  são, respectivamente, parâmetros definidos por

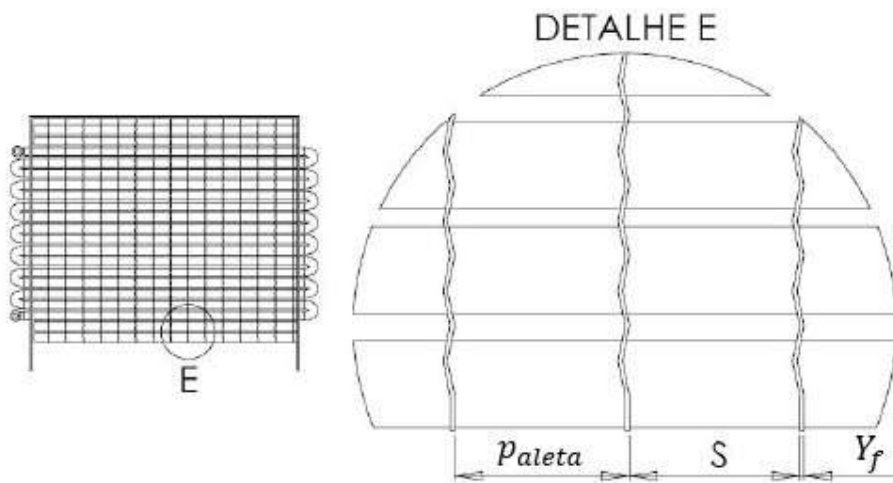
$$f_t = \frac{4}{\pi} \left[ 0,25 + \frac{0,118}{\left[\frac{S_v}{d_c} - 1\right]^{1,08}} Re_{dc}^{-0,16} \right] \left[\frac{S_v}{d_c} - 1\right] \quad (12)$$

e

$$f_f = 1,45 Re_{dc}^{-0,656} \left(\frac{S_v}{S_h}\right)^{-0,347} \left(\frac{p_{aleta}}{d_c}\right)^{-0,134} \left(\frac{S_v}{d_c}\right)^{1,23} \quad (13)$$

nas quais  $d_c = (d_e + 2Y_f)$  é o diâmetro de colar e  $S_v$  e  $S_h$  são, respectivamente, os passos dos tubos na direção vertical e horizontal.

**Figura 9 - Dados geométricos: passo, espaçamento e espessura da aleta do tipo wavy.**



Fonte: Adaptado de Weber (2007).

- *Equação da conservação da energia para o ar*

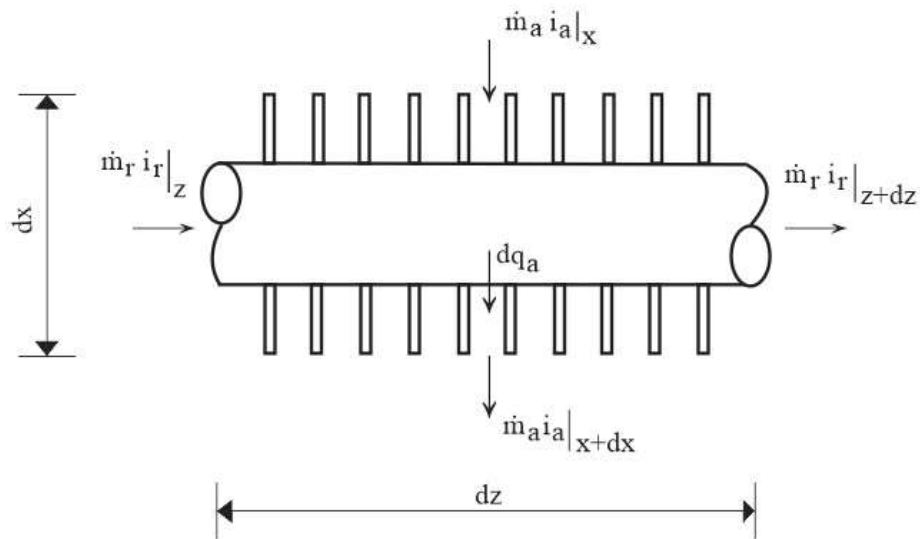
Realizando o balanço de conservação de energia no volume de controle do lado do ar mostrado na Figura 10, obtém-se

$$\dot{m}_a \frac{di_a}{dx} = \frac{d}{dx} [h_a P_t d_z (T_w - T_a)] \quad (14)$$

na qual  $i_a$  é a entalpia específica do ar,  $\dot{m}_a$  é a vazão em massa de ar e  $h_a$  é o coeficiente de transferência de calor do lado do ar. Substituindo  $i_a = [cp_a T_a + W_a(i_{v,0} + cp_v T_a)]$  na Equação (14), sendo  $cp_a = 1,0 \text{ kJ/kgK}$  o calor específico à pressão constante do ar,  $W_a$  a umidade absoluta do ar,  $i_{v,0} = 2501 \text{ kJ/kg}$  a entalpia do vapor d'água saturado à  $0^\circ\text{C}$  e  $cp_v = 1,805 \text{ kJ/kgK}$  o calor específico à pressão constante do vapor d'água, obtém-se a equação para o cálculo da temperatura do ar,  $T_a$ , dada por

$$\dot{m}_a \frac{d}{dx} [cp_a T_a + W(i_{v,0} + cp_v T_a)] = \frac{d}{dx} [h_a P_t dz (T_w - T_a)] \quad (15)$$

**Figura 10 - Volume de controle para o balanço de energia do ar.**



Fonte: Próprio autor.

### 2.3 Resumo do modelo proposto

O modelo proposto constitui-se do sistema de Equações (1), (3), (4), (5), (10) e (15), que deve ser resolvido para o cálculo das seis incógnitas:  $u$ ,  $p$ ,  $i_{0,r}$ ,  $T_w$ ,  $\Delta P_a$  e  $T_a$ . Além dessas equações, o modelo necessita de equações constitutivas para o cálculo dos fatores de atrito, dos coeficientes de transferência de calor e para o cálculo das propriedades termofísicas do refrigerante e do ar.

Neste trabalho, as propriedades termofísicas do fluido refrigerante e do ar são calculadas usando a biblioteca de propriedades termodinâmicas REFPROP 8.0 (LEMMON; HUBER; MCLINDEN, 2007). As propriedades termofísicas do material da parede dos tubos e aletas são obtidas de Incropera, Bergman e Lavine (2019).

As equações constitutivas adotadas inicialmente são (Apêndice A):

- (a) fator de atrito na região líquida e de vapor superaquecido: Churchill (1977);
- (b) queda total de pressão devido ao atrito do lado do ar: Kakaç e Liu (1998) e fator de atrito do lado do ar: Kim, Youn e Webb (1999);
- (c) fator de atrito na região bifásica: correlação Grönnerud (1979), com a viscosidade de mistura bifásica calculada pela equação de Chichitti *et al.* (1960);
- (d) coeficiente de transferência de calor na região líquida e de vapor superaquecida: correlação de Gnielinski (1976);
- (e) coeficiente de transferência de calor na região bifásica: correlação de Cavallini *et al.* (1999);
- (f) coeficiente de transferência de calor entre a parede e o ar externo: correlação de Wang *et al.* (1999).

Após a implementação do modelo e com o programa computacional em funcionamento, outras correlações da literatura foram testadas e a sensibilidade do modelo em relação a essas correlações é apresentada no Capítulo 4.

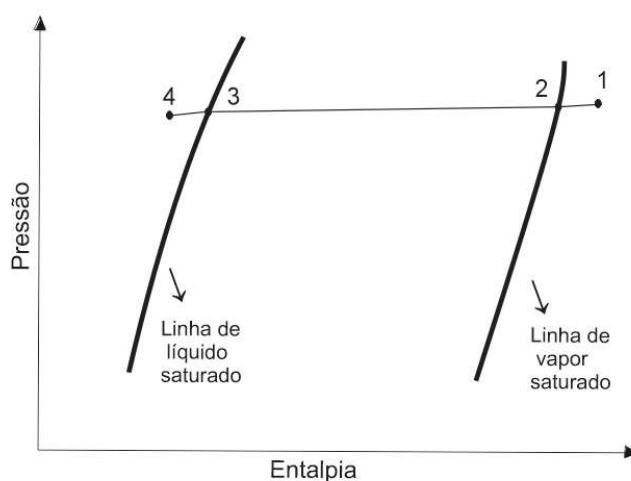
## 2.4 Condições de Contorno

Para analisar o escoamento e a transferência de calor ao longo do condensador é necessário obter a solução das equações do modelo na região de vapor superaquecido, na região bifásica e na região de líquido sub-resfriado. Na Figura 11, a linha entre os pontos 1 e 4 representa esquematicamente uma situação comum do escoamento ao longo do condensador. Os trechos localizados entre os pontos 1-2, 2-3 e 3-4 correspondem, respectivamente, à região de vapor superaquecido, região bifásica e à região de líquido sub-resfriado.

Na entrada do condensador o fluido refrigerante encontra-se no estado termodinâmico representado pelo ponto 1 na Figura 11. A partir daí inicia-se a transferência de calor para o ar externo, até a posição ao longo do tubo em que a temperatura do refrigerante atinja a temperatura de saturação correspondente à pressão do escoamento, na qual inicia-se a região bifásica. Ao longo da região bifásica, trecho 2-3, em razão da aceleração do escoamento e do

atrito há uma pequena queda de pressão e, em razão da rejeição de calor para o ambiente externo, há uma acentuada redução de entalpia. Quando o título termodinâmico do refrigerante for igual a zero, o escoamento atinge a linha de líquido saturado, ponto 3. A partir desse ponto, o fluido refrigerante entra na região de líquido sub-resfriado e continua a rejeitar calor para o ambiente, até que atinja a saída do condensador no ponto 4 da Figura 11.

**Figura 11 - Diagrama  $p-h$  esquemático representando os estados termodinâmicos do fluido refrigerante ao longo do condensador.**



Fonte: Próprio autor.

Para determinar a massa específica e a temperatura do refrigerante nas regiões bifásica e monofásicas utilizam-se os valores da pressão e da entalpia específica do fluido refrigerante calculados, respectivamente, pelas equações da quantidade de movimento e conservação de energia, na forma

$$\rho = \rho(p, i_r) \quad (16)$$

$$T_r = T_r(p, i_r) \quad (17)$$

Com isso, a massa específica e a temperatura do refrigerante, nas formas dadas, respectivamente, pelas Equações (16) e (17) são calculadas também por meio do programa de propriedades termodinâmicas REFPROP 8.0 (LEMMON; HUBER; MCLINDEN, 2007).

As condições de entrada do refrigerante e do ar, bem como os parâmetros geométricos do condensador, devem ser conhecidas. As equações do escoamento do refrigerante ao longo do condensador, Equações (1), (3) e (4) são equações diferenciais parciais de primeira ordem e, portanto, para serem resolvidas necessitam da condição inicial e da condição de contorno na entrada do tubo do condensador. Para resolver as equações de conservação de energia para a parede do tubo e aletas, Eq. (5), e de conservação da energia para o ar, Eq. (15), necessitam-se das respectivas condições de contorno na entrada do condensador.

Conhecidas a vazão em massa, a temperatura e a pressão do refrigerante no estado 1 da Figura 11, determinam-se as demais propriedades termodinâmicas nesse estado. Além disso, adotando-se a hipótese de que na entrada a parede do tubo está na mesma temperatura do refrigerante, as condições na entrada do tubo do condensador são

$$z = z_1 = 0 \quad \begin{cases} \dot{m}_r = \dot{m}_1 & p = p_1 & T_r = T_w = T_1 \\ \rho_r = \rho_r(p_1, T_1) & & i_r = i_r(p_1, T_1) \end{cases} \quad (18)$$

Para o ar, as condições conhecidas na entrada do condensador são: a vazão em massa,  $\dot{m}_{a,e}$ , a temperatura,  $T_{a,e}$ , a umidade absoluta do ar,  $W_{a,e}$ , e a pressão,  $p_{a,e}$ . Dessa forma, a entalpia específica do ar na entrada do condensador é obtida por:  $i_a = i_a(P_a, T_a)_e$ , usando também o módulo REFPROP 8.0.

### 3 METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

Neste capítulo apresenta-se a metodologia usada na solução do sistema de equações do escoamento e da transferência de calor do modelo apresentado no Capítulo 2. As equações são integradas de acordo com o método de Volumes Finitos (MALISKA, 2017) e, posteriormente, apresenta-se o procedimento de solução do sistema de equações algébricas que resulta do procedimento de integração.

#### 3.1 Considerações Iniciais

O sistema de equações do modelo apresentado no Capítulo 2 compõe-se de equações diferenciais ordinárias e parciais, não homogêneas e não lineares. Além dessas equações, o modelo necessita de correlações empíricas para o cálculo dos fatores de atrito, dos coeficientes de transferência de calor para o fluido refrigerante e para o ar e para o cálculo das propriedades termofísicas do fluido refrigerante e do ar.

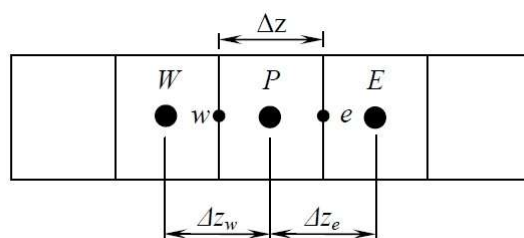
Em razão dessa complexidade, o sistema composto pelas Equações (1), (3), (4), (5), (10) e (15) é solucionado pelo método de Volumes Finitos e o sistema de equações algébricas resultante é resolvido por substituições sucessivas ponto a ponto ao longo do condensador. O modelo é utilizado para calcular os parâmetros de desempenho do condensador, e, para isso, é necessário conhecer a vazão em massa do refrigerante, as demais condições de operação e as dimensões do condensador.

#### 3.2 Discretização das Equações do Modelo

No método de Volumes Finitos o tubo do condensador é dividido em volumes de controle de comprimento  $\Delta z$  e as equações do escoamento são integradas no espaço em cada volume. A Figura 12 mostra um trecho do domínio de solução discretizado segundo o método de Volumes Finitos. Observa-se que os índices minúsculos  $w$  e  $e$  denotam as faces dos volumes de controle, enquanto os índices maiúsculos,  $W$ ,  $P$  e  $E$ , representam o centro dos volumes, de acordo com a notação tradicionalmente empregada. A Figura 13 (a) apresenta um esquema da divisão do tubo do condensador, onde os círculos cheios representam os locais ao longo do tubo onde as variáveis do refrigerante são armazenadas. Do lado do ar, as Equações (10) e (15) são integradas analiticamente, ao longo das fileiras  $x_i$  e  $x_{i+1}$ , mostradas

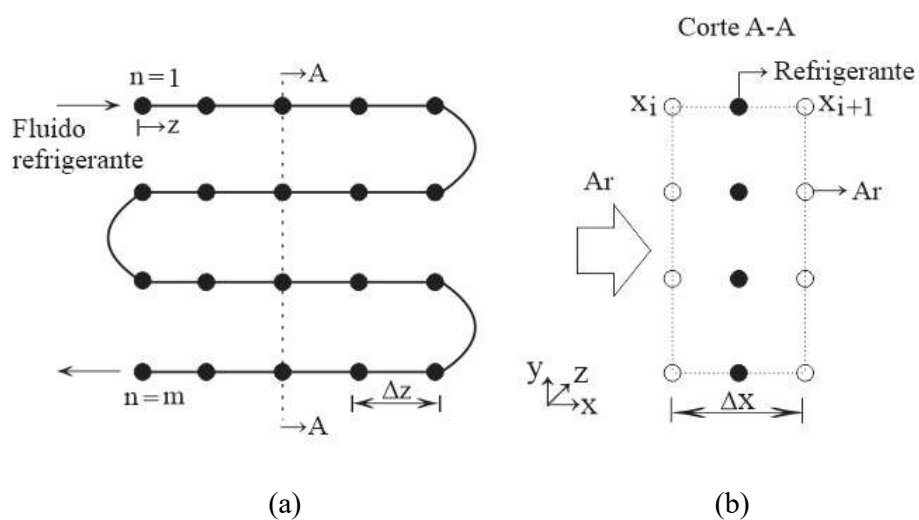
esquemáticamente na Figura 13 (b). Nessa figura, os círculos vazios representam os locais na direção transversal do condensador onde as variáveis do ar são armazenadas.

**Figura 12 - Volume discretizado segundo o método de volumes finitos.**



FONTE: Adaptado de Maliska (2017).

**Figura 13 – (a) Esquema da divisão do tubo condensador; (b) Esquema da divisão do lado do ar.**



Fonte: Próprio autor.

As integrais no espaço são realizadas entre as faces  $w$  e  $e$  do volume de controle mostrado na Figura 12. As variáveis dependentes, com exceção das velocidades, são armazenadas nos pontos centrais dos volumes de controle,  $W$ ,  $P$  e  $E$  mostradas na Figura 12. As velocidades são armazenadas nas faces  $w$  e  $e$  dos volumes de controle (Figura 12). Uma vez que o problema é predominantemente convectivo, o esquema *upwind* é usado na aproximação dos termos convectivos das equações do escoamento do fluido refrigerante ao longo do condensador, ou

seja,  $\phi_e = \phi_P$  e  $\phi_w = \phi_W$ . Adotando as aproximações anteriores, apresenta-se a seguir a discretização das equações do modelo.

- *Equação da conservação da massa para o fluido refrigerante*

Integrando a equação da conservação da massa, Equação (1), na direção  $z$  entre os pontos  $w$  e  $e$  da Figura 13 (a), obtém-se

$$\int_w^e \frac{\partial(\rho u)}{\partial z} dz = 0 \quad (19)$$

Realizando as integrações da Equação (19), e usando as aproximações mencionadas, obtém-se a equação discretizada para o cálculo da velocidade do refrigerante no interior dos tubos do condensador, dada por

$$u_P = \frac{u_W \rho_W}{\rho_P} \quad (20)$$

- *Equação da quantidade de movimento para o fluido refrigerante*

Integrando a equação da quantidade de movimento, Equação (3), ao longo da direção  $z$ , entre os pontos  $w$  e  $e$  da Figura 13 (a), obtém-se

$$\int_w^e \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial z} dz = - \int_w^e \frac{\partial p}{\partial z} dz - \int_w^e \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_F dz \quad (21)$$

Da mesma forma, realizando as integrações da Equação (21) e usando as aproximações mencionadas obtém-se a equação discretizada para o cálculo da pressão do fluido refrigerante ao longo do condensador

$$p_P = p_W - b - F_z \Delta z \quad (22)$$

na qual os coeficientes  $b$  e  $F_z$  são, respectivamente, dados por

$$b = (\rho u^2)_P - (\rho u^2)_W \quad (23)$$

$$F_z = \frac{(f \rho u^2)_P}{2d_i} \quad (24)$$

- *Equação da conservação da energia para o fluido refrigerante*

Procedendo de forma similar, a integração da equação de conservação de energia para o refrigerante, Equação (4), é dada por

$$\int_w^e \frac{\partial(\rho u i_{0r})}{\partial z} dz = \frac{P_i}{A_i} \int_w^e h_r (T_w - T_r) dz \quad (25)$$

Usando mais uma vez as aproximações mencionadas, obtém-se a equação discretizada para o cálculo da entalpia de estagnação específica do refrigerante ao longo do condensador, dada por

$$i_{0r,P} = \frac{a_W}{a_P} i_{0r,W} - \frac{b}{a_P} \quad (26)$$

na qual os coeficientes  $a_P$ ,  $a_W$  e  $b$ , respectivamente, são dados por

$$a_P = \frac{\rho_P u_P}{\Delta Z} \quad (27)$$

$$a_W = \frac{\rho_W u_W}{\Delta Z} \quad (28)$$

$$b = \frac{h_r P_i (T_r - T_w)_P}{A_i} \quad (29)$$

- *Equação da conservação da energia para o ar*

Integrando analiticamente a equação da energia para o ar, Equação (15), entre as fileiras  $x_i$  e  $x_{i+1}$ , mostradas esquematicamente na Figura 13 (b), obtém-se

$$\int_i^{i+1} \dot{m}_a \frac{d}{dx} [c p_a T_a + W(i_{v,0} + c p_v T_a)] dx = \int_i^{i+1} \frac{d}{dx} [h_a P_t d_z (T_w - T_a)] dx \quad (34)$$

Realizando as integrações da Equação (34), obtém-se a equação discretizada para o cálculo da temperatura do ar, dada por

$$T_{a,i+1} = \frac{b}{c} \quad (35)$$

na qual os coeficientes  $b$  e  $c$ , respectivamente, são dados por

$$b = d\dot{m}_a c_{p,i} T_{a,i} + 1,805 d\dot{m}_a W_{a,i} T_{a,i} + h_a P_t T_{w,p} \Delta z \quad (36)$$

$$c = d\dot{m}_a c_{p,i+1} + 1,805 d\dot{m}_a W_{a,i+1} + h_a P_t \Delta z \quad (37)$$

### 3.3 Procedimento de Solução

A solução do sistema de equações algébricas formado pelas Equações (20), (22), (26), (31) e (35) é obtida para determinar os parâmetros de desempenho do condensador, conhecidas as condições de operação e as dimensões do condensador. O tubo do condensador é dividido em  $m$  volumes de controle. As equações discretizadas para o cálculo das variáveis apresentam a mesma forma para todos os pontos.

Para uma dada configuração da serpentina, a simulação inicia-se com um conjunto de condições de entrada do ar e do refrigerante. Para o refrigerante, as variáveis: vazão em massa,  $\dot{m}_r$ , pressão,  $P_r$ , e temperatura,  $T_r$ , são fornecidas na entrada da serpentina,  $z = 0$ . Para o ar, a vazão em massa,  $\dot{m}_a$ , a pressão,  $p_a$ , a temperatura,  $T_a$ , e a umidade absoluta,  $W_a$ , são fornecidas na entrada do condensador.

A solução do sistema algébrico formado pelas Equações (20), (22), (26), (31) e (35) é obtida para cada ponto do condensador, calculando-se cinco variáveis:  $u$ ,  $P_r$ ,  $i_{0,r}$ ,  $T_w$  e  $T_a$ . A pressão do ar,  $p_a$ , é calculada pela correlação de Kakaç e Liu (1998), Equação 10. As variáveis  $u$ ,  $P_r$ ,  $i_{0,r}$  e  $T_w$  são armazenadas no pontos  $W$ ,  $P$  e  $E$ . As variáveis  $p_a$  e  $T_a$  são armazenadas nos pontos  $x_i$  e  $x_{i+1}$ , Figura 13 (b).

As equações do refrigerante, da parede do tubo e aletas e as equações do ar formam um sistema de equações algébricas, que é resolvido por substituições sucessivas. A linguagem de programação utilizada foi a FORTRAN 90.

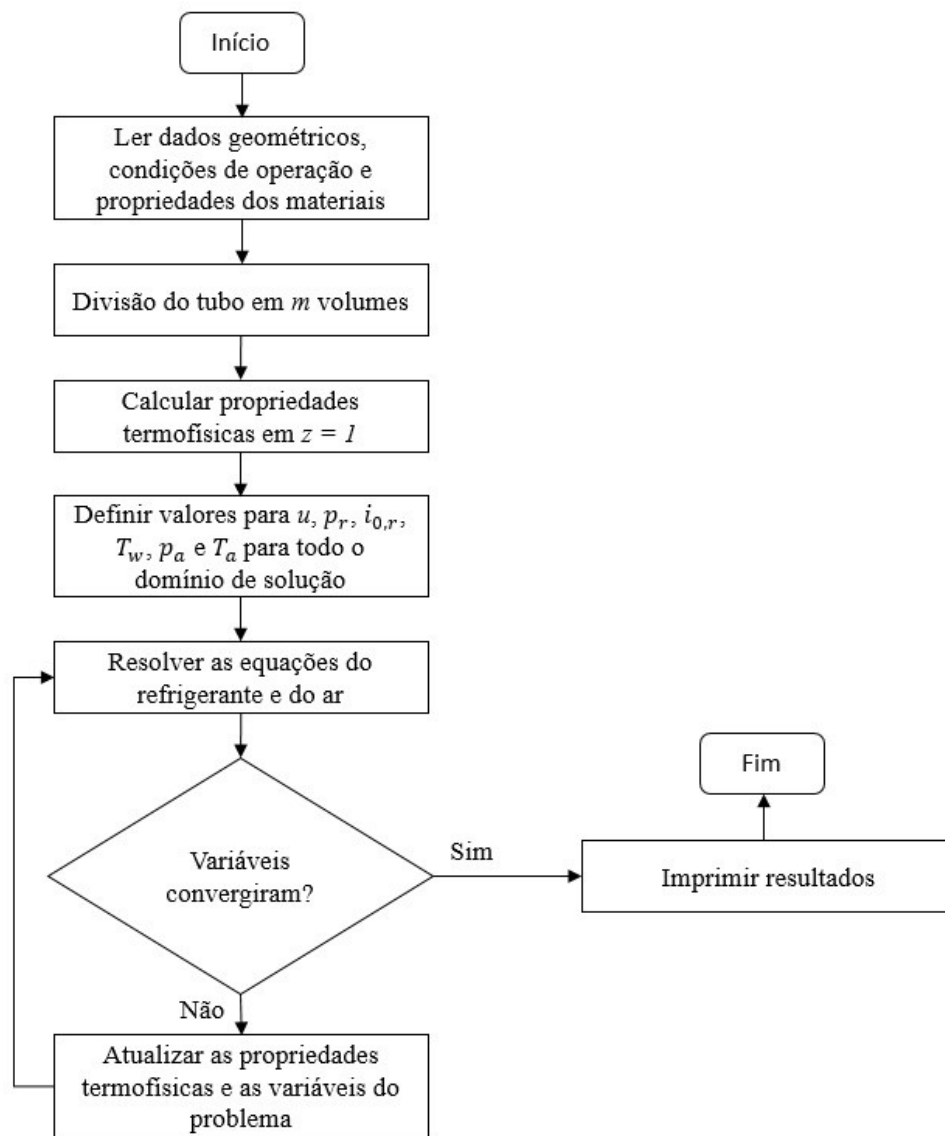
- *Algoritmo de solução*

- 1) Informar os parâmetros geométricos do condensador;

- 2) Informar as condições de entrada do refrigerante,  $n=1$ , e do ar:  $\dot{m}_r$ ,  $P_r$ ,  $T_r$ ,  $\dot{m}_a$ ,  $p_a$  e  $T_a$ ;
- 3) Dividir o tubo do condensador em  $m$  volumes de controle de comprimento  $\Delta z$  e verificar a posição do volume de controle ao longo do tubo para definir a temperatura de entrada do ar de acordo com o número de fileiras de tubos;
- 4) Calcular a entalpia,  $i_r$ , e a massa específica,  $\rho$ , do fluido refrigerante na entrada do tubo por meio do módulo REFPROP 8.0;
- 5) Arbitrar os valores de todas as variáveis:  $u$ ,  $P_r$ ,  $i_{0,r}$ ,  $T_w$ ,  $p_a$  e  $i_a$  para todo domínio de solução iguais aos valores conhecidos na entrada;
- 6) Resolver o sistema formado pelas Equações (20), (22), (26) e (31) e calcular, respectivamente,  $u$ ,  $P_r$ ,  $i_{0,r}$  e  $T_w$  por meio do método de substituições sucessivas, ponto a ponto, iniciando-se da entrada do tubo,  $n=2$ , até a saída do tubo,  $n=m$ .
- 7) Resolver as Equações (10) e (35) e calcular, respectivamente,  $p_a$  e  $T_a$  para toda a malha por meio de substituições sucessivas;
- 8) Comparar os valores obtidos para  $u$ ,  $P_r$ ,  $i_{0,r}$ ,  $T_w$ ,  $p_a$  e  $T_a$  com os valores calculados na iteração anterior. Caso a convergência seja alcançada, seguir para o passo 11, caso contrário, seguir para o passo 10;
- 9) Atualizar as propriedades termodinâmicas, termofísicas e os parâmetros empíricos do escoamento do refrigerante e do ar e retornar ao passo 7;
- 10) Calcular a taxa de transferência de calor no condensador;
- 11) Imprimir as variáveis para todos os pontos da malha do condensador.

O fluxograma de solução do modelo distribuído elaborado nesse trabalho está apresentado na Figura 14.

Figura 14 - Fluxograma do algoritmo numérico para o modelo proposto.



Fonte: Próprio autor.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados obtidos pelo modelo proposto. Inicialmente aborda-se brevemente o trabalho experimental encontrado na literatura, cujos dados foram usados para a validação do modelo. Em seguida, realiza-se uma análise de sensibilidade do modelo ao refinamento da malha e às equações constitutivas adotadas. Após a definição do modelo, os valores de capacidade de condensação calculados são comparados com os dados experimentais. Posteriormente apresenta-se uma análise da influência de algumas variáveis sobre o desempenho do condensador, com o objetivo de destacar as potencialidades do modelo.

### 4.1 Dados Experimentais

Muitas vezes a indisponibilidade de informações completas sobre a geometria e condições de operação dos condensadores analisados reduz o número de trabalhos disponíveis na literatura que podem ser usados para a validação de modelos teóricos. O presente modelo foi validado usando-se o trabalho desenvolvido por Weber (2007) que realizou uma análise experimental do desempenho termo-hidráulico de condensadores do tipo tubo aletado. Para isso, o aparato experimental consistiu, basicamente, em um circuito para circulação de ar e de outro para circulação de refrigerante.

O fluido refrigerante usado por Weber (2007) foi o R134a. Para medir as temperaturas de entrada e saída de refrigerante do condensador, Weber (2007) utilizou termopares com incerteza de medição de  $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$ . As medições das temperaturas do ar foram feitas com termopares tipo T de bitola 24 AWG para a faixa de  $-30$  a  $200^{\circ}\text{C}$ . A incerteza de calibração foi estimada em  $\pm 0,14^{\circ}\text{C}$ .

A pressão do refrigerante na entrada e na saída do condensador foi medida por meio de transdutores de pressão fabricados pela Hottinger Baldwin Messtechnik, modelo P3MB, alimentados por uma fonte de corrente contínua de 5 A, operando na faixa de 0 a 20 bar. O diferencial de pressão no circuito de ar foi medido por meio de transdutores de pressão com sensores de capacitância variável e diafragmas ultrafinos de silício fabricados pela Dwyer e trabalham com sinal de saída de 0 a 4 mA DC. A incerteza de medição informada pelo fabricante é de  $\pm 0,5\%$  do fundo de escala. A vazão em massa do refrigerante foi medida por meio de um medidor tipo Coriolis fabricado pela Siemens, modelo Mass 2100 DI3. Sua faixa

de medição vai de 0 a 250 kg/h e sua incerteza de medição fornecida pelo fabricante foi de  $\pm 4\%$ .

As propriedades e os dados geométricos do condensador analisado são apresentados na Tabela 1.

**Tabela 1 - Propriedades e dados geométricos do condensador.**

<b>Propriedades do Condensador</b>	<b>Valor</b>
Diâmetro externo do tubo [m]	0,0095
Diâmetro interno do tubo [m]	0,0085
Comprimento do tubo [m]	6,3413
Largura [m]	0,305
Profundidade[m]	0,044
Altura [m]	0,254
Condutividade térmica do tubo (cobre) [W/mK]	401
Condutividade térmica das aletas (alumínio) [W/mK]	237
Distância horizontal entre tubos [m]	0,022
Distância transversal entre tubos [m]	0,0254
Espaçamento entre aletas [m]	0,0045
Espessura da aleta [m]	0,00015
Tipo de aleta	ondulada
Número de fileiras	2
Número de circuitos	1
Configuração dos tubos	alternados

Fonte: Adaptado de Weber (2007).

Na análise de influência do refinamento da malha sobre a capacidade do condensador e os perfis de temperatura, as condições de operação estão mostradas na Tabela 2.

**Tabela 2 - Condições de operação para o teste de refinamento de malha.**

<b>Condições de teste na entrada do condensador</b>	
Temperatura do ar [°C]	30
Temperatura do refrigerante [°C]	43,73
Pressão do refrigerante [kPa]	1044
Vazão em massa do refrigerante [kg/h]	19,93
Vazão em massa de ar [kg/h]	1903,8

Fonte: Adaptado de Weber (2007).

Para validação do modelo, as capacidades do condensador calculadas foram comparadas

com as capacidades experimentais obtidas por Weber (2007), que realizou testes usando condensadores de três empresas nacionais denominadas por ele de fabricantes *A*, *B* e *C*. Cada fabricante forneceu duas amostras de condensadores com geometrias iguais às aquelas apresentadas na Tabela 1. O objetivo desses testes foi comparar o efeito do processo de fabricação sobre o desempenho dos condensadores.

Além desses, Weber (2007) também realizou testes com o objetivo de analisar a influência do espaçamento entre aletas sobre o desempenho dos condensadores. Nesse caso, foram testados cinco condensadores fornecidos pela empresa EMBRACO, cujas configurações são as mesmas apresentadas na Tabela 1, mas com diferentes espaçamentos entre aletas de 1,9; 2,6; 3,2; 3,8 e 4,5 mm. Duas amostras de cada configuração foram testadas, cada uma em três vazões de ar, totalizando 30 testes. As capacidades dos condensadores medidas por Weber (2007) nesses testes também foram usadas para a validação do presente modelo.

As condições de operação na entrada dos condensadores avaliados foram: temperatura do ar,  $T_{a,ent}$ , temperatura do refrigerante,  $T_{r,ent}$ , vazão em massa de refrigerante,  $\dot{m}_r$ , pressão do refrigerante,  $P_{r,ent}$ , e vazão em massa de ar,  $\dot{m}_a$ . Tais condições de operação para os testes de verificação da influência do processo de fabricação dos condensadores e da influência do espaçamento entre as aletas são apresentadas, respectivamente, nas Tabelas 10 e 11 apresentadas no Apêndice B.

## 4.2 Influência da Malha Computacional

Para avaliar a influência da malha computacional utilizada no tubo do condensador, foram realizados testes com malhas de 100, 200, 400, 800 e 1600 volumes. As condições de operação empregadas nessa análise estão listadas na Tabela 2.

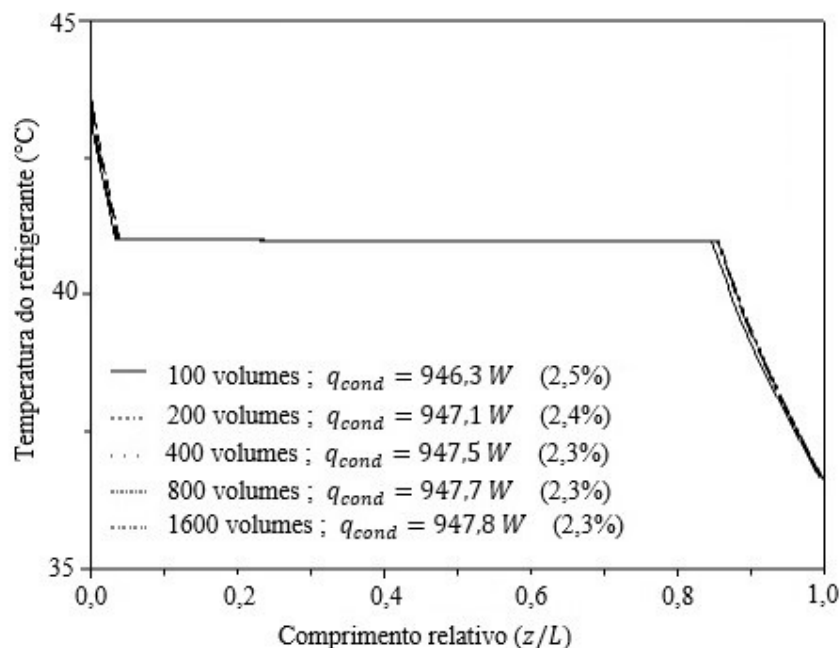
A análise da influência do aumento do número de volumes na malha foi realizada comparando-se as distribuições de temperatura do refrigerante ao longo do tubo e a capacidade do condensador para cada teste.

A Figura 15 apresenta as distribuições de temperatura do refrigerante ao longo do comprimento do condensador e a capacidade do condensador,  $q_{cond}$ , variando a quantidade de volumes de controle e, assim, mostrando sua influência sobre os resultados calculados.

Na Figura 15 e também nas Figuras 16 e 17, os perfis de temperatura e pressão são apresentados em função do comprimento relativo ao longo do tubo do condensador,  $z/L$ , ou seja, razão entre a posição ao longo do tubo e seu comprimento total,  $L$ . Além disso, nas

Figura 15 e 16 são apresentados também os desvios percentuais entre os valores de capacidade de condensação calculados em cada teste e o dado experimental obtido por Weber (2007). Observa-se que a temperatura do refrigerante diminui inicialmente na entrada do condensador, região superaquecida, de 44 °C para aproximadamente 41 °C. Em seguida, inicia-se a região bifásica aproximadamente a 0,25 m da entrada do condensador, onde quase não há alteração na temperatura do refrigerante. Essa região estende-se até aproximadamente 5,4 m da entrada do condensador e a partir daí inicia-se a região de líquido sub-resfriado, onde a temperatura do refrigerante diminui de 41 °C para aproximadamente 37 °C. Na Figura 15 observa-se também que a capacidade do condensador apresentou um valor aproximado de 947 W e teve pouca variação com o refinamento da malha.

**Figura 15 – Efeito do refinamento da malha sobre a distribuição de temperatura do refrigerante ao longo do condensador.**

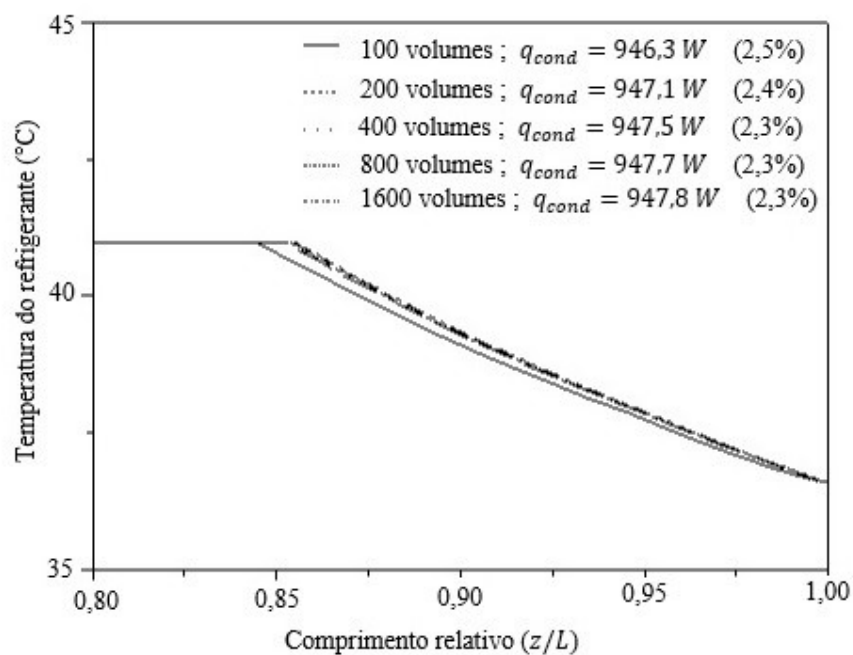


Fonte: Próprio autor.

A variação do número de volumes de controle da malha computacional resultou em variações insignificantes nos perfis de temperatura do refrigerante. A fim de visualizar tais variações é preciso observar com mais detalhes as regiões onde há alguma oscilação nas curvas.

A Figura 16 apresenta os perfis de temperatura em destaque próximos ao final da região bifásica e início da região líquida. Nota-se que há uma pequena diferença entre os perfis no ponto em que há a transição de fases. Exceto para o caso com 100 volumes de controle, as demais malhas apresentam resultados semelhantes.

**Figura 16 - Detalhe dos perfis de temperatura do refrigerante na região de líquido comprimido.**



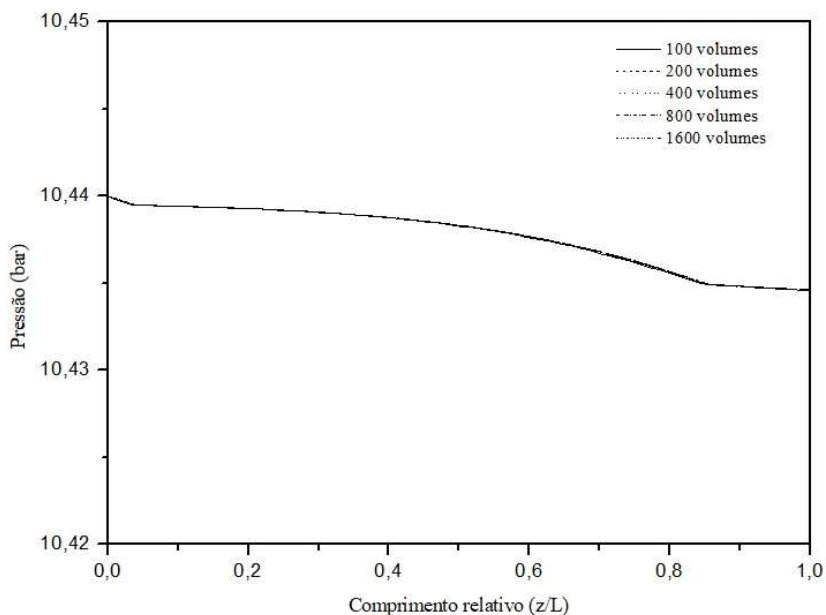
Fonte: Próprio autor.

Observa-se nas Figuras 15 e 16 que não há variações expressivas entre os perfis de temperatura do refrigerante à medida que é alterado o número de volumes da malha computacional.

A Figura 17 apresenta as distribuições de pressão do refrigerante ao longo do tubo do condensador obtidas com as malhas de 100, 200, 400, 800 e 1600 volumes. Observa-se que a queda de pressão do escoamento é muito pequena, de aproximadamente 0,6 kPa (0,006 bar), entre a entrada e a saída do condensador. Nota-se que a redução de pressão é pouco maior na região bifásica, uma vez que ocorre aceleração do escoamento nessa região em razão da mudança de fase. Observa-se também que não há diferença expressiva entre os perfis de pressão à medida que aumenta o número de volumes da malha computacional.

Como os resultados entre 200 e 1600 volumes de controle são muito próximos em todas as regiões do escoamento, foi escolhida a malha com 200 volumes para obtenção dos demais resultados.

**Figura 17 – Efeito do refinamento da malha sobre a distribuição de pressão do refrigerante ao longo do tubo do condensador.**



Fonte: Próprio autor.

### 4.3 Influência das Relações Constitutivas

O modelo necessita de equações constitutivas para o cálculo dos fatores de atrito monofásico e bifásico do refrigerante, coeficiente de transferência de calor monofásico e bifásico do refrigerante. Do lado do ar, são necessárias as correlações para o cálculo do fator de atrito externo e do coeficiente de transferência de calor.

Como os resultados calculados dependem das equações constitutivas escolhidas, é necessário realizar uma análise de sensibilidade do modelo com o intuito de verificar a influência dessas equações e definir o melhor conjunto de correlações a ser adotado. Essa análise foi feita utilizando os dados geométricos do condensador apresentados na Tabela 1 e as condições de operação dadas na Tabela 10.

O conjunto de correlações inicialmente adotado, Configuração 1, foi

(a) fator de atrito na região líquida e de vapor superaquecido: Churchill (1977);

(b) queda total de pressão devido ao atrito do lado do ar: Kakaç e Liu (1998) e fator de atrito

- do lado do ar: Wang *et al.* (1999);
- (c) fator de atrito na região bifásica: Lin *et al.* (1991), com a viscosidade de mistura bifásica calculada pela equação de Chichitti *et al.* (1960);
- (d) coeficiente de transferência de calor na região líquida e de vapor superaquecida: Gnielinski (1976);
- (e) coeficiente de transferência de calor na região bifásica: Cavallini *et al.* (1999);
- (f) coeficiente de transferência de calor entre a parede e o ar externo: Wang *et al.* (1999).

Para avaliar a influência das relações constitutivas no modelo proposto, foi calculado o desvio relativo médio,  $\bar{D}$ , que representa a qualidade do ajuste global, ou seja, a dispersão entre os resultados numéricos e experimentais. Dessa forma, dentre todos os  $n$  testes realizados, calcula-se a média do valor absoluto da diferença entre o valor medido da capacidade do condensador,  $q_{med}$ , e o valor calculado pelo modelo,  $q_{calc}$ , em relação ao valor medido, ou seja

$$\bar{D} = \frac{\sum_1^n \left| \frac{q_{calc} - q_{med}}{q_{med}} \right| \times 100}{n} \quad (38)$$

Os desvios relativos médios obtidos para cada configuração de equações constitutivas foram comparados até se encontrar a melhor configuração, ou seja, aquela em que o desvio relativo médio possuía o menor valor.

A Tabela 3 apresenta os desvios relativos médios entre os valores de capacidade do condensador calculados no modelo numérico e os valores medidos por Weber (2007) utilizando os dados da Tabela 10 (Apêndice B) e comparando as equações constitutivas disponíveis para o cálculo do fator de atrito nas regiões monofásicas.

**Tabela 3 - Desvios relativos médios entre as capacidades do condensador calculadas pelo modelo e medidas por Weber (2007): correlações do fator de atrito monofásico.**

Fabricantes	Churchill (1977)	Serghides (1984)	Pethukov (1970)	Haaland (1983)
A	1,56	2,32	4,15	8,04
B	1,19	4,11	2,46	6,85
C	1,10	3,27	3,06	6,59
<b>Desvio relativo médio (%)</b>	<b>1,28</b>	<b>3,23</b>	<b>3,22</b>	<b>7,16</b>

Fonte: Próprio autor.

Observa-se na Tabela 3, dentre os desvios relativos médios obtidos quando se utilizam as quatro correlações para o fator de atrito monofásico, para todos os fabricantes, que a correlação de Churchill (1977) resultou no menor valor, 1,28%, e, por isso, foi adotada para as avaliações seguintes.

Na análise de influência do fator de atrito da região bifásica foram testadas três correlações: Lin *et al.* (1991), Grønnerud (1979) e Lockhart e Martinelli (1949). A Tabela 4 mostra que as três correlações apresentaram desvios relativos médios iguais e, como a correlação de Lockhart e Martinelli (1949) é a mais antiga e amplamente utilizada para esse tipo de condensador, foi adotada nesse modelo.

**Tabela 4 - Desvios relativos médios entre as capacidades do condensador calculadas pelo modelo e medidas por Weber (2007): correlações do fator de atrito bifásico.**

Fabricantes	Lin <i>et al.</i> (1991)	Grønnerud (1979)	Lockhart e Martinelli (1949)
A	1,56	1,55	1,56
B	1,19	1,20	1,19
C	1,10	1,10	1,10
<b>Desvio relativo médio %</b>	<b>1,28</b>	<b>1,28</b>	<b>1,28</b>

Fonte: Próprio autor.

A Tabela 5 apresenta os desvios relativos médios obtidos na comparação entre as correlações de coeficiente de transferência de calor monofásico. Foram testadas as equações de Gnielinski (1976) e Dittus-Boelter (1930). Os testes com a correlação de Gnielinski (1976) apresentaram um desvio relativo médio menor, de 1,28%, e por isso foi adotada no modelo.

**Tabela 5 - Desvios relativos médios entre as capacidades do condensador calculadas pelo modelo e medidas por Weber (2007): correlações do CTC monofásico.**

Fabricantes	Gnielinski (1976)	Dittus-Boelter (1930)
A	1,56	1,62
B	1,19	1,31
C	1,10	1,21
<b>Desvio relativo médio %</b>	<b>1,28</b>	<b>1,38</b>

Fonte: Próprio autor.

Na análise da influência das correlações do coeficiente de transferência de calor para a região bifásica, foram testadas três equações: Cavallini *et al.* (1999), Mueller (1997) e Shao e Granryd (1995). A Tabela 6 mostra que a correlação de Cavallini *et al.* (1999) resultou em um desvio relativo médio menor que as demais, de 1,28%, e, portanto, foi adotada nesse modelo.

**Tabela 6 - Desvios relativos médios entre as capacidades do condensador calculadas pelo modelo e medidas por Weber (2007): correlações do CTC bifásico.**

Fabricantes	Cavallini (1999)	Mueller (1997)	Shao e Granryd (1995)
A	1,56	2,32	7,91
B	1,19	1,46	3,52
C	1,10	1,45	3,35
<b>Desvio relativo médio %</b>	<b>1,28</b>	<b>1,74</b>	<b>4,93</b>

Fonte: Próprio autor.

A Equação 10, que calcula a queda de pressão do lado do ar proposta por Kakaç e Liu (1998), dentre outras variáveis, é função do fator de atrito externo. Neste trabalho foram avaliadas três correlações para o fator de atrito do lado do ar: Wang *et al.* (1999), Kim, Youn e Webb (1999) e Xie *et al.* (2009). A Tabela 7 mostra que as correlações que resultaram no menor desvio relativo médio foi a de Wang *et al.* (1999) e a de Kim, Youn e Webb (1999), com o valor de 1,28%. Neste trabalho a aleta considerada foi a do tipo *wavy* e a correlação de Kim, Youn e Webb (1999) foi definida para aleta plana. Dessa forma, a correlação de Wang *et al.* (1999) foi adotada no modelo.

**Tabela 7 - Desvios relativos médios entre as capacidades do condensador calculadas pelo modelo e medidas por Weber (2007): correlações do fator de atrito externo.**

Fabricantes	Wang <i>et al.</i> (1999)	Kim, Youn e Webb (1999)	Xie <i>et al.</i> (2009)
A	1,56	1,56	1,60
B	1,19	1,19	1,19
C	1,10	1,10	1,17
<b>Desvio relativo médio %</b>	<b>1,28</b>	<b>1,28</b>	<b>1,32</b>

Fonte: Próprio autor.

O modelo requer também correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor do lado externo, ou seja, do lado do ar. As equações avaliadas foram: Wang *et al.* (1999), Zukauskas (1987) e Wang e Chang (1998). De acordo com a Tabela 8, observa-se que a correlação que resultou no menor desvio relativo médio foi a de Wang *et al.* (1999), sendo por isso adotada no modelo.

**Tabela 8 - Desvios relativos médios entre as capacidades do condensador calculadas pelo modelo e medidas por Weber (2007): correlações do CTC do ar.**

Fabricantes	Wang <i>et al.</i> (1999)	Zukauskas (1987)	Wang e Chang (1999)
A	1,56	2,40	13,00
B	1,19	3,53	8,60
C	1,10	2,60	7,91
<b>Desvio relativo médio %</b>	<b>1,28</b>	<b>2,82</b>	<b>9,84</b>

Fonte: Próprio autor.

#### 4.4 Definição do Modelo

Após analisar a influência das equações constitutivas sobre os resultados, a combinação de correlações que resultou no menor desvio relativo médio foi escolhida e o modelo foi definido.

A Tabela 9 apresenta as configurações testadas no modelo e os desvios relativos médios de cada configuração. No total foram testadas 13 configurações e escolhida a configuração 6, pois resultou no menor desvio relativo médio e suas correlações são amplamente utilizadas pra esse tipo de condensador. Dessa forma, as equações constitutivas utilizadas foram:

- (i) fator de atrito na região líquida e de vapor superaquecido: Churchill (1977);
- (ii) fator de atrito na região bifásica: Lockhart e Martinelli (1949), com a viscosidade de mistura bifásica calculada pela equação de Chichitti *et al.* (1960);
- (iii) coeficiente de transferência de calor na região monofásica: correlação de Gnielinski (1976);
- (iv) coeficiente de transferência de calor na região bifásica: correlação de Cavallini *et al.* (1999);
- (v) coeficiente de transferência de calor entre a parede e o ar externo: correlação de Wang *et al.* (1999).

(vi) fator de atrito do lado do ar: Kim, Youn e Webb (1999);

**Tabela 9 - Configurações das equações constitutivas e respectivos desvios relativos médios.**

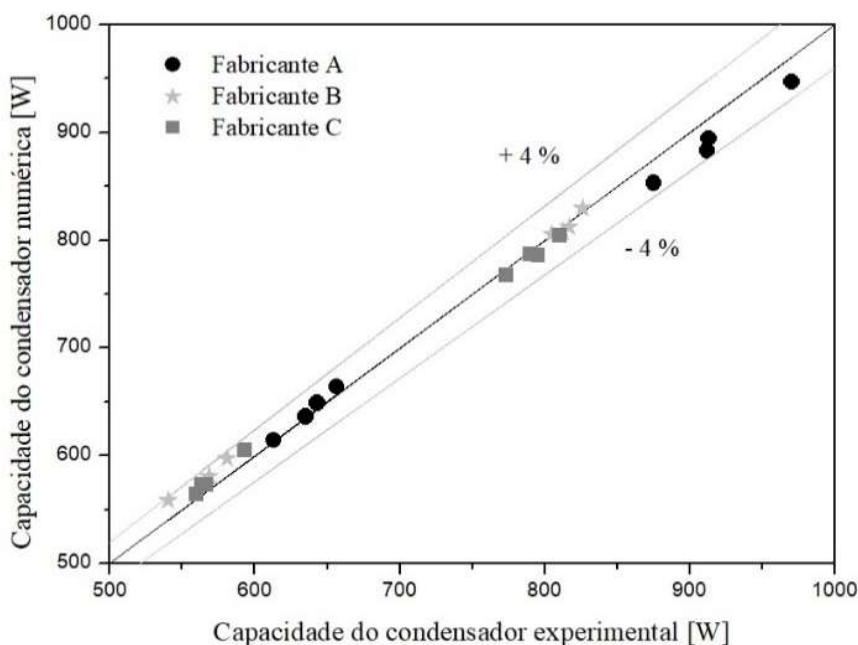
Configuração	<i>f</i> monofásico	<i>f</i> bifásico	CTC monofásico	CTC bifásico	CTC ar	<i>f</i> externo	$\bar{D}\%$
1	Churchill (1977)	Lin et al. (1991)	Gnielinski (1976)	Cavallini <i>et al.</i> (1999)	Wang <i>et al.</i> (1999)	Wang <i>et al.</i> (1999)	1,28
2	Serghides (1984)	Lin et al. (1991)	Gnielinski (1976)	Cavallini <i>et al.</i> (1999)	Wang <i>et al.</i> (1999)	Wang <i>et al.</i> (1999)	3,23
3	Pethukov (1970)	Lin et al. (1991)	Gnielinski (1976)	Cavallini <i>et al.</i> (1999)	Wang <i>et al.</i> (1999)	Wang <i>et al.</i> (1999)	3,22
4	Haaland (1983)	Lin et al. (1991)	Gnielinski (1976)	Cavallini <i>et al.</i> (1999)	Wang <i>et al.</i> (1999)	Wang <i>et al.</i> (1999)	7,16
5	Churchill (1977)	Gronnerud (1979)	Gnielinski (1976)	Cavallini <i>et al.</i> (1999)	Wang <i>et al.</i> (1999)	Wang <i>et al.</i> (1999)	1,28
6	<b>Churchill (1977)</b>	<b>Lockhart e Martinelli (1949)</b>	<b>Gnielinski (1976)</b>	<b>Cavallini <i>et al.</i> (1999)</b>	<b>Wang <i>et al.</i> (1999)</b>	<b>Wang <i>et al.</i> (1999)</b>	<b>1,28</b>
7	Churchill (1977)	Gronnerud (1979)	Dittus-Boelter (1930)	Cavallini <i>et al.</i> (1999)	Wang <i>et al.</i> (1999)	Wang <i>et al.</i> (1999)	1,38
8	Churchill (1977)	Gronnerud (1979)	Gnielinski (1976)	Mueller (1997)	Wang <i>et al.</i> (1999)	Wang <i>et al.</i> (1999)	1,74
9	Churchill (1977)	Gronnerud (1979)	Gnielinski (1976)	Shao e Granryd (1995)	Wang <i>et al.</i> (1999)	Wang <i>et al.</i> (1999)	4,93
10	Churchill (1977)	Gronnerud (1979)	Gnielinski (1976)	Cavallini <i>et al.</i> (1999)	Zukauskas (1987)	Wang <i>et al.</i> (1999)	2,84
11	Churchill (1977)	Gronnerud (1979)	Gnielinski (1976)	Cavallini <i>et al.</i> (1999)	Wang e Chang (1998)	Wang <i>et al.</i> (1999)	9,84
12	Churchill (1977)	Gronnerud (1979)	Gnielinski (1976)	Cavallini <i>et al.</i> (1999)	Wang <i>et al.</i> (1999)	Kim (1999)	1,28
13	Churchill (1977)	Gronnerud (1979)	Gnielinski (1976)	Cavallini <i>et al.</i> (1999)	Wang <i>et al.</i> (1999)	Xie <i>et al.</i> (2009)	1,32

Fonte: Próprio autor.

## 4.5 Validação do Modelo

A validação do modelo proposto é realizada comparando os valores calculados de capacidades dos condensadores com os resultados experimentais de Weber (2007), que analisou, por meio de um estudo experimental, o desempenho de condensadores de três fabricantes: A, B e C. Para cada fabricante foram feitos oito testes, cada um com uma condição de operação definida. Dessa forma, apresentam-se neste item os resultados dos vinte e quatro testes realizados. As Figura 18 e Figura 19 apresentam os resultados desses testes para as condições de operação definidas, respectivamente, nas Tabelas 3 e 4.

**Figura 18 - Comparação entre as capacidades do condensador calculadas e medidas (WEBER, 2007) - fabricantes A, B e C.**



Fonte: Próprio autor.

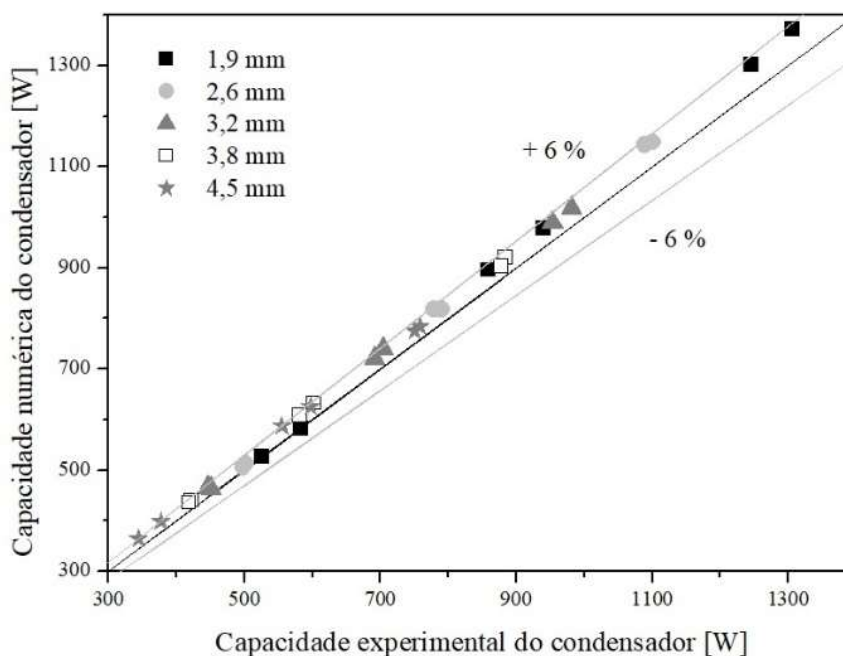
A Figura 18 apresenta, para os fabricantes A, B e C, as comparações entre as capacidades do condensador calculadas neste trabalho e os dados experimentais de Weber (2007). Observa-se que as capacidades dos condensadores calculadas neste trabalho encontram-se na faixa de  $\pm 4\%$  em relação aos dados experimentais. O desvio relativo médio dos vinte e quatro testes realizados foi de 1,3%.

Weber (2007) também realizou testes experimentais de avaliação da capacidade do condensador variando o espaçamento entre as aletas. Para cada espaçamento foram testados dois condensadores, cada um sujeito a três vazões de ar, totalizando trinta testes, Tabela 4. Os espaçamentos testados foram de 1,9 mm, 2,6 mm, 3,2 mm, 3,8 mm e 4,5 mm.

A Figura 19 apresenta, para os seis espaçamentos testados, as comparações entre as capacidades do condensador calculadas neste trabalho e os dados experimentais de Weber (2007). Observa-se que em 96,7 % dos testes realizados as capacidades do condensador calculadas encontram-se na faixa de  $\pm 6\%$  em relação aos dados experimentais. O desvio relativo médio dos trinta testes realizados foi de, aproximadamente, 4 %.

Observa-se também na Figura 19 que o espaçamento entre as aletas afeta de forma significativa a capacidade do condensador. Mantidas as condições de operação, quanto menor o espaçamento entre as aletas, maior a capacidade do condensador.

**Figura 19 - Comparação entre as capacidades do condensador calculadas e medidas (WEBER, 2007) – influência do espaçamento entre aletas.**



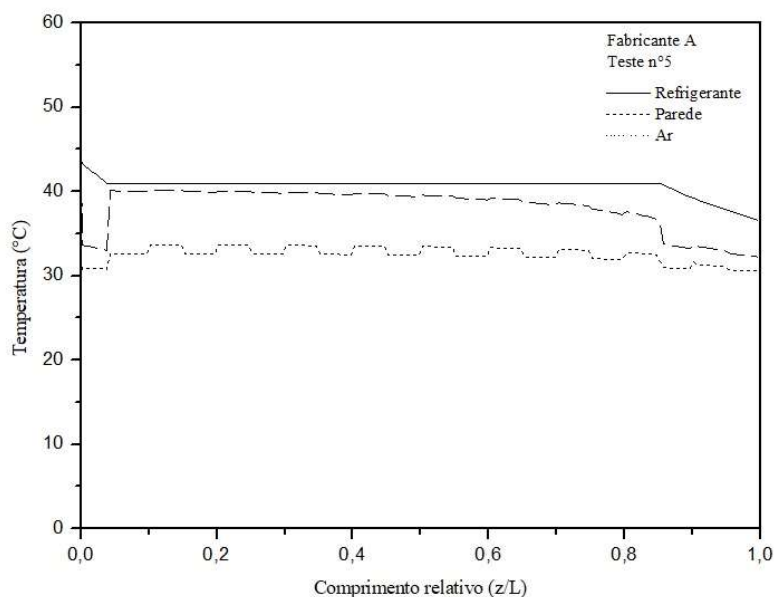
Fonte: Próprio autor.

A Figura 20 apresenta as distribuições de temperatura do refrigerante, da parede do tubo e do ar ao longo do tubo do condensador. Nesse caso o condensador é do fabricante A e as condições de operação são as do teste 5 apresentadas na Tabela 3. Não foram encontrados na literatura resultados de distribuições de temperatura ao longo do tubo de condensadores do

tipo tubo-aletado. Porém, a distribuição de temperatura do refrigerante calculada pelo modelo está coerente com aquelas obtidas em outros tipos de condensadores, tais como Quizzini Junior (2020) e Lima (2008).

Observa-se na Figura 20 que a temperatura da parede do tubo cai de 44°C para, aproximadamente, 33°C na região de vapor superaquecido, aumenta no início da região bifásica para, aproximadamente, 40°C e mantém-se próxima da temperatura do refrigerante ao longo da região bifásica. Esse aumento no início da região bifásica deve-se ao aumento do coeficiente de transferência de calor do refrigerante nessa transição de fase, fazendo com que as temperaturas do refrigerante e da parede do tubo se aproximem. Ao final da região bifásica, a temperatura da parede encontra-se a, aproximadamente, 34°C e reduz para 32°C na região líquida.

**Figura 20 - Distribuições de temperatura do refrigerante, da parede e do ar ao longo do condensador.**



Fonte: Próprio autor.

Observa-se também na Figura 20 que a temperatura do ar aumenta no início do condensador e oscila entre os tubos da primeira e segunda fileira. Isso pode ser explicado pelo fato dos tubos da primeira fileira atuarem como geradores de turbulência, aumentando o coeficiente de transferência de calor na região dos tubos da segunda fileira e,

consequentemente, aumentando a temperatura do ar (INCROPERA; BERGMAN; LAVINE, 2019). A temperatura média do ar na saída do condensador é de 31 °C.

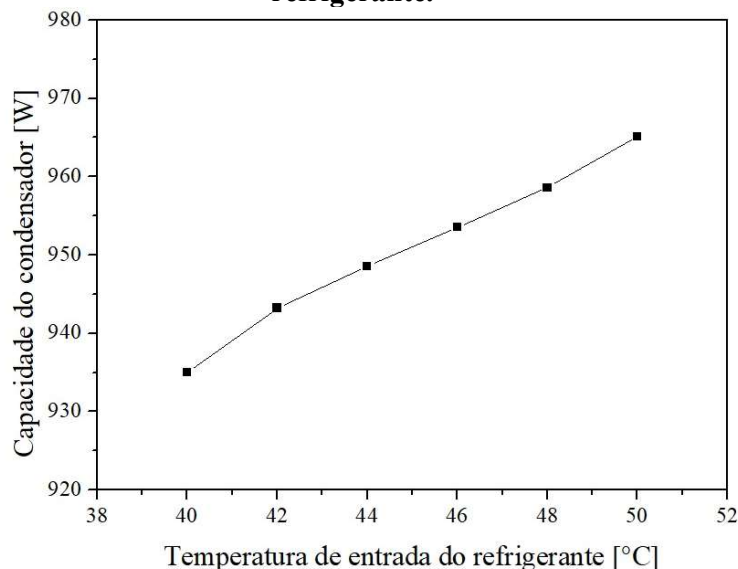
## **4.6 Influência das Condições de Operação e Parâmetros Geométricos**

Após a validação do modelo, foram realizados testes para avaliar a influência de algumas condições de operação e parâmetros geométricos sobre a capacidade do condensador e sobre a queda de pressão do refrigerante. Alguns resultados computacionais são apresentados para destacar as potencialidades do modelo, avaliando a influência sobre o desempenho do condensador de variáveis como: temperatura de entrada do refrigerante, temperatura de entrada do ar, vazão em massa de entrada do refrigerante, vazão em massa do ar, diâmetro interno do tubo, distância horizontal e vertical entre tubos, espaçamento entre aletas e número de aletas. Para a realização desses testes, foram utilizadas as propriedades e dados geométricos do condensador apresentado na Tabela 1 e as condições de operação do teste A5 da Tabela 3. Os testes consistiram em obter a capacidade do condensador em função de uma dada variável, mantendo-se fixa as demais condições de operação.

### **4.6.1 Influência da temperatura de entrada do refrigerante**

A Figura 21 mostra o comportamento da capacidade do condensador em função da temperatura de entrada do refrigerante, variando de 2 °C na faixa de 40 °C até 50 °C. Como esperado, a capacidade do condensador aumenta com a elevação da temperatura de entrada do refrigerante, uma vez que aumenta a diferença de temperatura entre o refrigerante e o ar.

**Figura 21 – Capacidade do condensador em função da temperatura de entrada do refrigerante.**



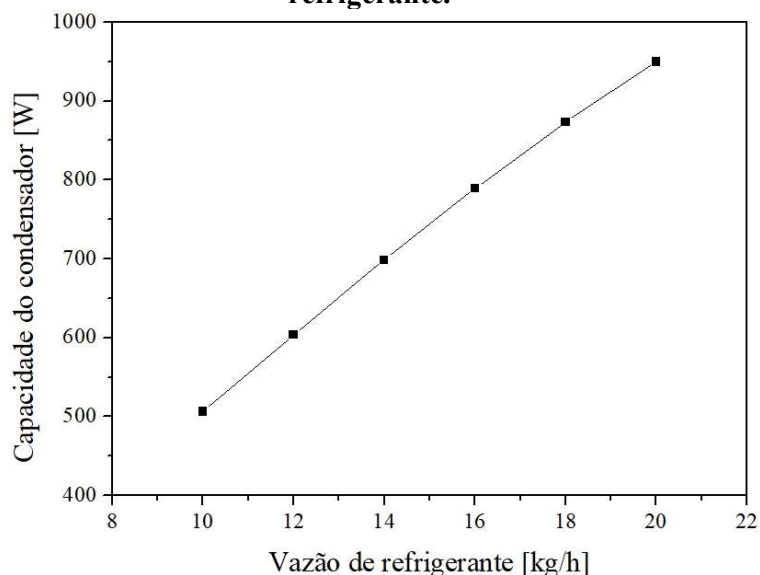
Fonte: Próprio autor.

O aumento de 10°C na temperatura de entrada do refrigerante, mantendo-se constante as demais condições de operação, resultou em 3,2% de aumento da capacidade do condensador. Entretanto, é importante mencionar que o aumento da temperatura de entrada do refrigerante no condensador também representa um aumento do trabalho de compressão, o que reduz o coeficiente de desempenho, *COP*, do sistema de refrigeração para a mesma temperatura de evaporação.

#### **4.6.2 Influência da vazão em massa de entrada do refrigerante**

A Figura 22 apresenta a variação da capacidade do condensador em função da vazão em massa de entrada do refrigerante. Nesse caso, os testes foram realizados variando-se a vazão de entrada do refrigerante na faixa de 10 e 20 kg/h, variando em 2 kg/h cada simulação. Observa-se na Figura 22 que o aumento de 100% na vazão de entrada do refrigerante resultou em 90% de aumento da capacidade do condensador.

**Figura 22 – Capacidade do condensador em função da vazão de entrada do refrigerante.**

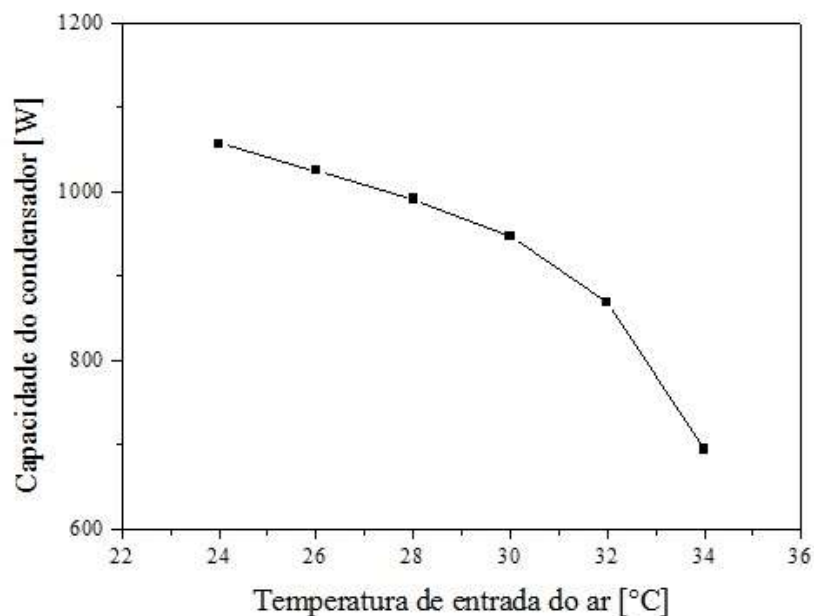


Fonte: Próprio autor.

#### **4.6.3 Influência da temperatura de entrada do ar**

Analisando o lado externo do condensador, ou seja, as variáveis de entrada do ar, a Figura 23 apresenta a variação da capacidade do condensador em função da temperatura de entrada do ar. As simulações foram realizadas na faixa de temperatura de entrada do ar entre 24 e 34 °C, variando em 2 °C cada teste. Também como se esperava, a capacidade do condensador diminui com o aumento da temperatura de entrada do ar, mantidas constantes as demais condições de operação. Isso ocorre em função da redução da diferença entre as temperaturas do refrigerante e do ar. O aumento de 10°C na temperatura de entrada do ar causou a redução de 52% na capacidade de condensação.

**Figura 23 – Capacidade do condensador em função da temperatura de entrada do ar.**

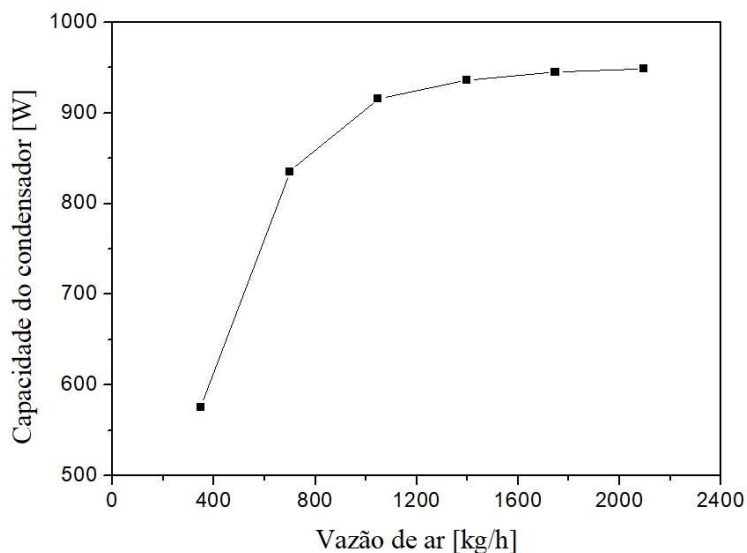


Fonte: Próprio autor.

#### **4.6.4 Influência da vazão em massa do ar**

Na Figura 24 é apresentado o perfil de capacidade do condensador em função da vazão em massa do ar. Observa-se que na faixa de vazões de ar entre 300 e 1000 kg/h a influência sobre a capacidade do condensador é expressiva, variando de 570 a 920 W. Entretanto, na faixa de 1000 a 2100 kg/h, a capacidade do condensador quase não se alterou, variando de 920 a 930 W. Segundo Incropera, Bergman e Lavine (2019), esse comportamento pode ser explicado pelo fato dos tubos da primeira fileira do condensador atuarem como geradores de turbulência, aumentando o coeficiente de transferência de calor nos tubos da segunda fileira. Entretanto, com o aumento da vazão de ar, as condições de transferência de calor se estabilizam de tal modo que ocorre apenas um pequeno aumento do coeficiente de transferência de calor.

**Figura 24 – Capacidade do condensador em função da vazão de entrada do ar.**

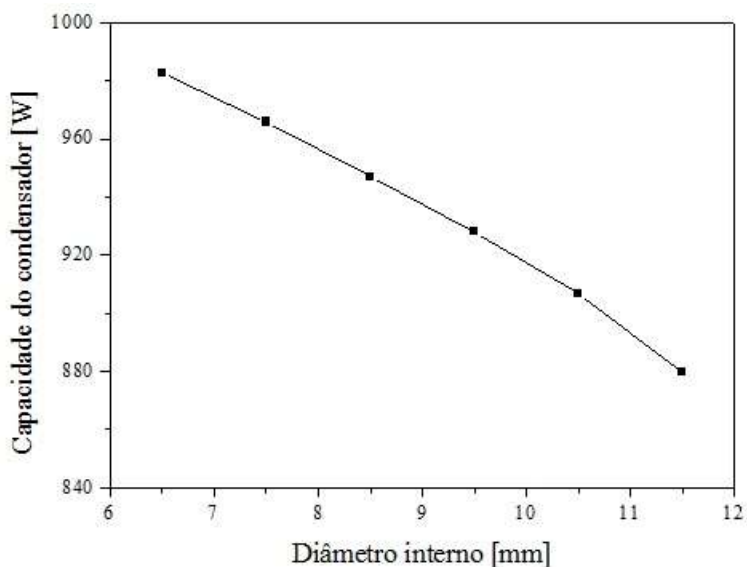


Fonte: Próprio autor.

#### 4.6.5 Influência do diâmetro interno do tubo

A Figura 25 apresenta a variação da capacidade do condensador em função da variação do diâmetro interno do tubo, mantendo sua espessura constante. Observa-se que o aumento do diâmetro interno do tubo, de 6,5 a 11,5 mm, causou uma redução de, aproximadamente, 10% na capacidade do condensador.

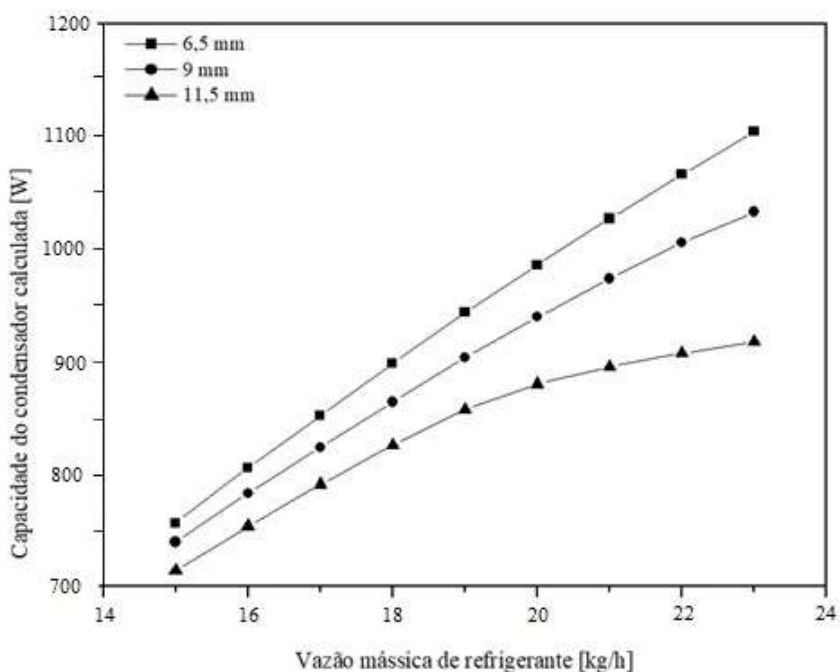
**Figura 25 - Capacidade do condensador em função do diâmetro interno do tubo.**



Fonte: Próprio autor.

As Figura 26 e 27 apresentam, respectivamente, as variações da capacidade do condensador e da queda de pressão em função da vazão em massa do refrigerante, na faixa de 15 a 23 kg/h, para três valores de diâmetros internos do tubo: 6,5; 9 e 11,5 mm. Na Figura 26 observa-se que o aumento da vazão em massa do refrigerante eleva a capacidade do condensador. Entretanto, observa-se também que a capacidade do condensador diminui com o aumento do diâmetro interno do tubo, para uma mesma vazão de refrigerante.

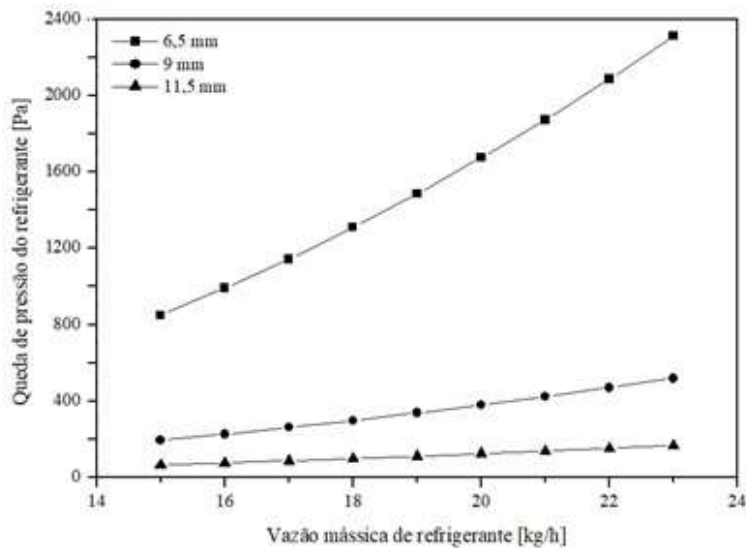
**Figura 26 - Influência do diâmetro interno do tubo sobre a capacidade do condensador, variando a vazão em massa de entrada do refrigerante.**



Fonte: Próprio autor.

A Figura 27 apresenta os perfis da queda de pressão do escoamento de refrigerante em função da vazão em massa do refrigerante, para os mesmos três diâmetros internos do tubo: 6,5; 9 e 11,5 mm. Os perfis relativos aos diâmetros de 9 e 11,5 mm são praticamente lineares e resultaram em quedas de pressão inferiores a 600 Pa para todos os valores de vazão em massa na faixa de 15 a 23 kg/h. O perfil relativo ao diâmetro de 6,5 mm mostra uma elevação quase exponencial da queda de pressão do refrigerante em função do aumento da vazão em massa de refrigerante, variando de, aproximadamente, 800 Pa em 15 kg/h para 2300 Pa em 23 kg/h. Conforme esperado, o aumento do diâmetro interno do tubo reduz a queda de pressão do escoamento.

**Figura 27 - Influência do diâmetro interno do tubo sobre a queda de pressão do refrigerante, variando a vazão em massa de entrada do refrigerante.**

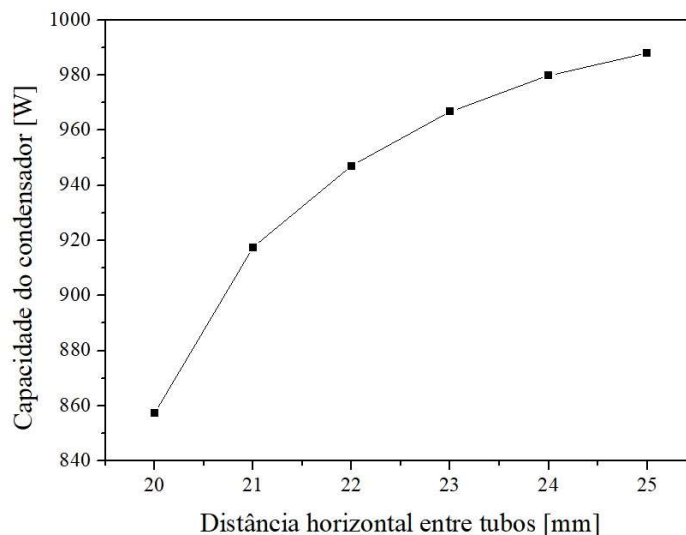


Fonte: Próprio autor

#### 4.6.6 Influência das distâncias horizontal e vertical entre os tubos

As Figuras 28 e 29 apresentam, respectivamente, as influências das distâncias horizontal e vertical sobre a capacidade do condensador.

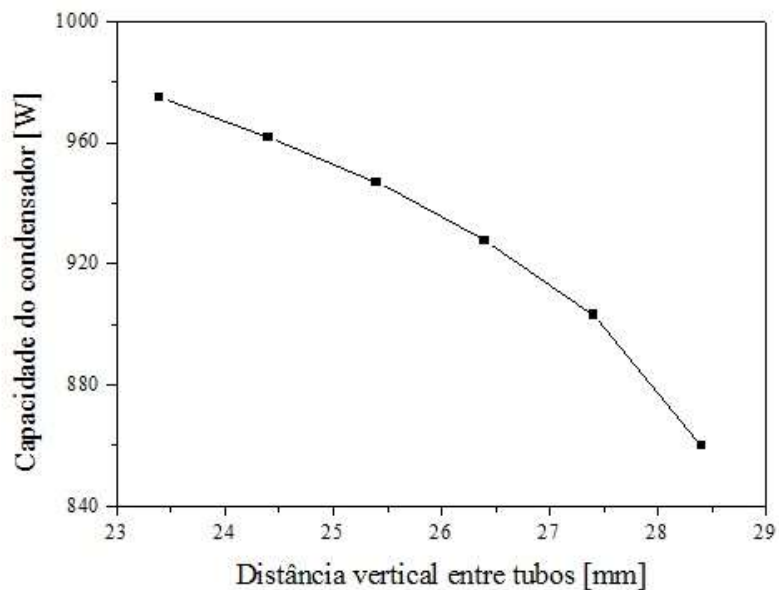
**Figura 28 - Capacidade do condensador em função da distância horizontal entre tubos.**



Fonte: Próprio autor.

Na Figura 28, observa-se que a variação da distância horizontal entre os tubos de 20 a 25 mm resultou em um aumento na capacidade do condensador de 15%. Na Figura 29, nota-se que o aumento na distância vertical entre os tubos resultou em uma redução na capacidade do condensador de, aproximadamente, 11%.

**Figura 29 - Capacidade do condensador em função da distância vertical entre tubos.**

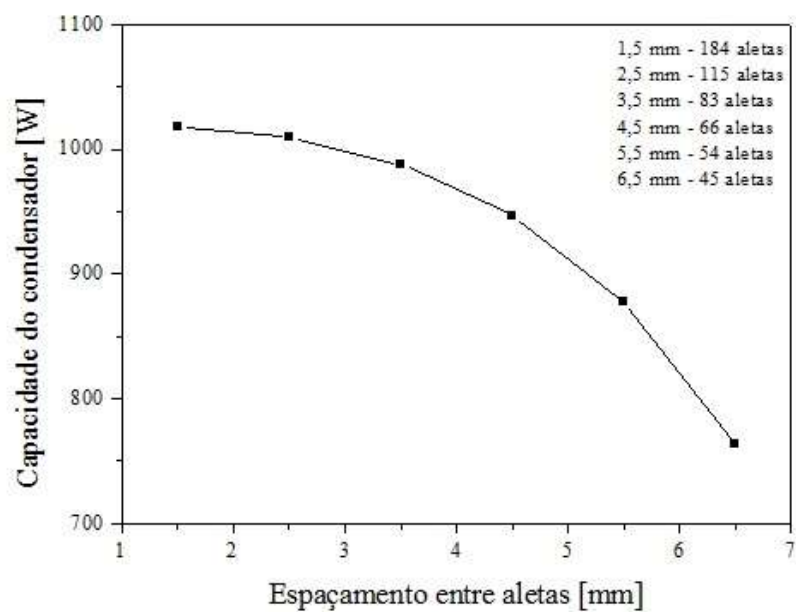


Fonte: Próprio autor.

#### 4.6.7 Influência do espaçamento entre aletas e do número de aletas

A Figura 30 mostra o perfil da capacidade do condensador em função do espaçamento entre aletas e do número de aletas do condensador. Conforme esperado, observa-se que o menor espaçamento, 1,5 mm, e a maior quantidade de aletas, 184, resultaram em uma maior capacidade do condensador, aproximadamente, 1020 W. Com o maior espaçamento entre as aletas, 6,5 mm, e a menor quantidade de aletas, 45, observa-se a menor capacidade do condensador, aproximadamente, 760 W. Isso se deve ao fato de que as aletas são utilizadas para aumentar a taxa de transferência de calor entre o refrigerante e o ar externo. Com o aumento do espaçamento entre as aletas, ocorre a diminuição do número de aletas suportado pela geometria do condensador, fazendo com que ocorra a redução da capacidade do condensador.

**Figura 30 - Capacidade do condensador em função do espaçamento e do número de aletas.**



## 5 CONCLUSÕES

Neste trabalho apresenta-se um modelo distribuído para análise do desempenho de condensadores do tipo tubo-aletado, comumente usados em sistemas de refrigeração e ar condicionado. Esse modelo inclui o escoamento do fluido refrigerante e a transferência de calor com o ar externo ao longo desse tipo de condensador, considerando a queda de pressão do escoamento no interior dos tubos.

O escoamento do fluido refrigerante no interior do tubo é dividido em três regiões: vapor superaquecido, bifásica e sub-resfriada. As equações da conservação da massa, quantidade de movimento e conservação de energia são escritas para o fluido refrigerante e a equação da conservação de energia é escrita para o ar. Por meio da discretização dessas equações usando o método de Volumes Finitos, elaborou-se um modelo numérico que permite o cálculo das distribuições locais das temperaturas do refrigerante, da parede do tubo e do ar, da velocidade do refrigerante, da pressão do refrigerante, pressão e temperatura do ar, conhecidos os parâmetros geométricos do condensador e as demais condições de operação. Para isso, o modelo necessita de equações constitutivas para o cálculo dos fatores de atrito e coeficientes de transferência de calor.

Os parâmetros geométricos e as condições de operação dos condensadores analisados são aqueles do trabalho experimental de Weber (2007). Não foram encontrados na literatura resultados de distribuições de temperatura ao longo do tubo de condensadores do tipo tubo-aletado. Porém, a distribuição de temperatura do refrigerante calculada pelo modelo está coerente com aquelas obtidas em outros tipos de condensadores, tais como Quizzini Junior (2020) e Lima (2008).

Os testes de refinamento da malha computacional mostraram que, para os condensadores analisados, as malhas com 200 até 1600 volumes resultaram em perfis de temperatura e pressão praticamente coincidentes. Além disso, os desvios percentuais entre os valores de capacidade de condensação calculados, quando essas malhas foram usadas, e o resultado experimental, foram de aproximadamente 2,3%.

Na validação do modelo, os resultados de capacidade do condensador calculados pelo modelo foram comparados com dados experimentais obtidos por Weber (2007). As capacidades do condensador calculadas pelo modelo ficaram na faixa de  $\pm 4\%$  em relação aos dados experimentais e o desvio relativo médio foi de 1,3% considerando todos os testes realizados com os condensadores de três fabricantes.

Os resultados calculados de capacidade do condensador variando o espaçamento entre as aletas mostraram que 96,7% dos testes realizados ficaram na faixa de  $\pm 6\%$  em relação aos dados experimentais. O desvio relativo médio obtido nesse caso foi de 4%, considerando todos os testes realizados.

Após a comparação com os dados experimentais, verificou-se a influência de alguns parâmetros das condições de operação sobre a capacidade do condensador. Os parâmetros analisados foram: temperatura de entrada do refrigerante, temperatura de entrada do ar, vazão do refrigerante, vazão de ar, diâmetro interno do tubo, distância horizontal e vertical entre tubos, espaçamento entre aletas.

Dessa análise, observou-se que um aumento de 10 °C nas temperaturas de entrada do refrigerante e do ar resultaram, respectivamente, em 3,2% de aumento e em 52% de redução da capacidade do condensador. Em relação às vazões, o aumento de 100% na vazão de refrigerante e na vazão do ar resultou, respectivamente, em 90% e de 38% de aumento da capacidade do condensador.

Analisando os parâmetros de geometria do condensador, observou-se que um aumento de 25% no diâmetro interno do tubo resultou em uma diminuição de 11% da capacidade do condensador. O aumento das distâncias horizontais e verticais em 5 mm, resultou em um aumento de 15% e diminuição de 11% na capacidade do condensador, respectivamente. Em relação à quantidade de aletas e o espaçamento entre elas, foi mostrado que o aumento no espaçamento entre as aletas, de 1,5 mm a 6,5 mm, e a diminuição do número de aletas, de 184 para 45, resultou em uma queda da capacidade do condensador de 25%. Portanto, dentre os parâmetros avaliados, a vazão de refrigerante é a variável que exerce maior influência sobre a capacidade do condensador.

Embora o conjunto de dados experimentais usados para a validação do modelo precise ser ampliado, os resultados obtidos demonstraram que o modelo pode ser usado para analisar o desempenho de condensadores de tubo-aletado. Além disso, existem alguns aspectos que podem ser melhorados e que podem deixar o modelo mais próximo da situação real.

Com isso, algumas sugestões para trabalhos futuros são:

- Incluir no modelo a queda de pressão nas curvas de retorno do tubo do condensador;
- Ampliar o modelo para análise de problemas no regime transiente;
- Implementar e testar outros modelos de análise da região de escoamento bifásico;

- Testar o modelo para um conjunto mais amplo de dados experimentais, em condensadores com maior número de fileiras e com diferentes configurações da disposição de tubos;
- Avaliar o desempenho do condensador com outros fluidos refrigerantes, por exemplo, HFO, fluidos refrigerantes naturais e outros;
- Implementar no modelo o cálculo de geração de entropia ou destruição de exergia, prevendo futuros estudos de otimização;
- Comparar o desempenho dos condensadores de tubo-aletado e de arame-sobre-tubo, nas mesmas condições de operação.

## 5 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BHUIYAN, A.A.; ISLAM, A.K.M.S. Thermal and hydraulic performance of finned-tube heat exchangers under different flow ranges: A review on modeling and experiment. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, p. 38-59, 2016.

CAREY, V. P. **Liquid-vapor phase change phenomena**. Berkeley: Ed. Taylor & Francis, 1992. 645p.

CAVALLINI, A.; DEL COL, D.; DORETTI, L.; LONGO, G. A.; ROSSETO, L. Heat transfer and pressure drop during condensation of refrigerants inside horizontal enhanced tubes. **International Journal of Refrigeration**, Amsterdam, v. 23, p. 4-25, 1999.

CHICHITTI, A.; LOMBARDI, C.; SILVESTRI, M.; SOLDANI, G.; ZAVALLUILLI, R. Two-Phase Cooling Experiments – Pressure Drop, Heat transfer and Burnout Measurements. **Energia Nuclear**, Milano, p. 407-425, 1960.

CHURCHILL, S. W. Friction-Factor Equation Spans all Fluid-Flow Regimes, **Chemical Engineering**, vol. 84, p.91-92, 1977.

CAREY, V. P. **Liquid-Vapor Phase Change Phenomena**.Ed. Taylor & Francis, 645p., 1972.

DENG, H.; LIU, J. Performance prediction of finned air-cooled condenser using a conjugate heat-transfer model. **Applied Thermal Engineering**, China, p. 386-397, 2019.

DING, W. K.; FAN, J.F.; HE, Y.L.; TAO, W.Q.; ZHENG, Y.X.; GAO, Y.F.; SONG, J. A general simulation model for performance prediction of plate fin-and-tube heat exchanger with complex circuit configuration. **Applied Thermal Engineering**, China, p. 3106-3116, 2011.

DITTUS, F.W.; BOELTER, L.M.K. Heat transfer in turbulent pipe flow of gases with viable properties. **University of California Publications of Engineering**, Berkeley, v. 2, p. 443, 1930.

ESCANES, F.; PÉREZ-SEGARRA, C.D.; OLIVA, A. Numerical Simulation of Capillary Tube Expansion Devices. **International Journal of Refrigeration**, Amsterdam, v. 18, p. 113-12

FOX, R.W.; MCDONALD, A.T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. Rio de Janeiro, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda, 2018, 724 p.

GE, Y. T.; CROPPER, R. Performance evaluations of air-cooled condensers using pure and mixture refrigerants by four-section lumped modeling methods. **Applied Thermal Engineering**, p. 1549-1564, 2005.

GNIELINSKI, V. New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. **International Chemical Engineering**, New York, v. 16, p. 359-368, 1976.

GOSNEY, W. B. **Principles of refrigeration**. Cambridge University Press, 1982. 679 p.

GRÖNNERUD, R. Investigation of liquid hold-up, flow resistance and heat transfer in circulation type evaporators. 4. Two phase flow resistance in boiling refrigerants. In: FREUDENSTADT MEET, RÉUN. FREUDENSTADT., 1979, [S. l.]. **Proceedings...** [S. l.: s. n.], 1979. p. 127-138.

HAALAND, S. E. Simple and explicit formulas for the friction factor in turbulent pipe flow. **Journal of Fluids Engineering**, New York, v. 105, n. 1, p. 89-90, 1983.

INCROPERA, F. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. Rio de Janeiro, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda. 8<sup>a</sup> edição, 2019, 648 p.

KAKAÇ, S.; LIU, H. **Heat exchangers selection, rating, and thermal design**. Coral Gables: Ed. CRC, 1998. 432 p.

KIM, N. H.; YOUN, B.; WEBB, R. L. Air-side heat transfer and friction correlations for plain fin-and-tube heat exchangers with staggered tube arrangements. **Transactions of ASME**, v. 121 p. 662-667, 1999.

LAUAR, T. A. R. **Modelagem matemática de condensadores tubo aletado**, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Pontífica Universidade Católica, Belo Horizonte, 2011.

LEMMON, E. W.; HUBER, M. L.; MCLINDER, M. O. **NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties – REFPROP 8.0**. Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology, 2007.

LIANG, S. Y., LIU, M., WONG, T. N., NATHAN, G. K. Analytical study of evaporator coil in humid environment. **Applied Thermal Engineering**, Singapore, v. 19, n. 11, p. 1129-1145, 1999.

LIMA, R. S.. **Análise numérica de condensadores do tipo arame-sobre-tubo usados em condensadores domésticos**, Dissertação de Mestrado, Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista - UNESP, Ilha Solteira, SP, Brasil, 2008.

LIN, S.; KWORK, C.C.K.; LI, R.Y.; CHEN, Z.H.; CHEN, Z.Y. Local Frictional Pressure Drop during Vaporization of R-12 Through Capillary Tubes. **International Journal of Multiphase Flow**, Amsterdam, v. 17, p. 95-102, 1991.

LIU, X., YU, J., YAN, G. A numerical study on the air-side heat transfer of perforated finned-tube heat exchangers with large fin pitches. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, China, v. 100, p. 199-207, 2016.

LOCKHART, R. W.; MARTINELLI, R. C. Proposed correlation of data for isothermal two-phase two-component flow in pipes. **Chemical Engineering Progress**, New York, v. 45, n. 1, p. 39-48, 1949.

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. Rio de

Janeiro, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda. 2ª edição rev. e ampliada. 2017. 875 p.

MUELLER, A. C. **Condensers – Heat and Mass Transfer. Heat Exchange Design Handbook**, New York, section 3.4.6, 1997.

PETUKOV, B.S. Single- and Two-phase Flows in Microchannels. In: IRVINE, T. F.; HARTNETT, J. P. **Advances in heat transfer**. New York: Academic, 1970. v. 6. p. 298-338.

PISANO, A.; BALLESTER, S.M.; CORBERÁN, J.M.; MONPEÁN, F.H.; GÓMEZ, F.I.; CASCALES, J.R.G. A discussion about the methodology for validating a model of a finned-tube condenser considering different correlations for the heat transfer coefficients and pressure drop. **Science and Technology for the Built Environment**, v. 21, p. 585-594, 2015.

QUIZZINI JUNIOR, G. D. **Análise do desempenho de condensadores de parede-aquecida usando um modelo distribuído**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2020.

RADERMACHER, R.; AUTE, V.; JIANG, H. COILDESIGNER: a general-purpose simulation and design tool for air-to-refrigerant heat exchangers. **International Journal of Refrigeration**, v. 29. p. 601-610, 2006.

SAECHAN, P.; WONGWISES, S. Optimal configuration of cross flow plate finned tube condenser based on the second law of thermodynamics. **International Journal of Thermal Sciences**, Thailand, p. 1473-1481, 2008.

SERGHIDES, T.K. Estimate friction factor accurately. **Chemical Engineering**, Amsterdam, v. 91, n. 5, p. 63-64, 1984.

SERRAF, Catálogo de Produtos – Trocadores de Calor Tubo Aleta, Disponível em: <https://serraff.com.br/produtos/catalogos/Serraff%20Linha%20Aletados.pdf>. Acesso em: 10 out. 2019.

SHAO, D.W.; GRANRYD, E. Heat transfer and pressure drop of HFC-134a – oil mixtures in a horizontal condensing tube. **International Journal of Refrigeration**, Stockholm, v. 18, n. 8, p. 524-533, 1995.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. S. **Refrigeração Industrial**. 2ª edição. São Paulo: Edgard Blucher Ltda, 1994. 384 p.

VAISI, A.; TALEBI, C.; ESMAEILPOUR, M. Transient behavior simulation of fin-and-tube heat exchangers for the variation of the inlet temperatures of both fluids. **International Communication in Heat and Mass Transfer**, p. 951-957, 2011.

WANG, F. Q.; MAIDMENT, G. G.; MISSENDEN, J.F.; TOZER, R.M. A novel special distributed method for dynamic refrigeration system simulation. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 30, p. 887-903, 2007.

WANG, C. C.; CHANG, C. T. Heat and mass transfer for plate fin-and-tube heat exchangers, with and without hydrophilic coating. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 41, p. 3109-3120, 1998.

WANG, C. C.; JANG, J. Y.; CHIOU, N.-F. A heat transfer and friction correlation for wavy fin-and-tube heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 42, p. 1919-1924, 1999.

WEBER, G. C. **Análise experimental do desempenho termo-hidráulico de condensadores do tipo tubo-aletado**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2007.

XIAO, L.; WU, T.; FENG, S.; DU, X.; YANG, L. Experimental study on heat transfer enhancement of wavy finned flat tubes by water spray cooling. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 110, p. 383-392, 2017.

XIE, G.; Wang, Q.; SUNDEN, B. Parametric study and multiple correlations on air-side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large-diameter tube rows. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 1-16, 2009.

YE, H.Y.; LEE, K.S. Refrigerant circuitry design of fin-and-tube condenser based on entropy generation minimization. **International Journal of Refrigeration**, p. 1430-1438, 2012.

## APÊNDICE A– EQUAÇÕES CONSTITUTIVAS

Neste apêndice são apresentadas as equações constitutivas necessárias para o cálculo dos fatores de atrito e dos coeficientes de transferência de calor nas regiões monofásicas e bifásica.

### A.1 Fator de Atrito

- *Escoamento monofásico*

Na região de escoamento de vapor superaquecido e de líquido sub-resfriado a queda de pressão do fluido causada por efeitos viscosos é calculada por

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_F = \frac{fG^2}{2d_i} \quad (39)$$

na qual  $G = (\rho u)$  é o fluxo de massa e  $f$  é o fator de atrito de Darcy, que pode ser calculado utilizando-se as correlações de Churchill (1977), Serghides (1984), Pethukov (1970) ou Haaland (1983) que abrangem os regimes de escoamento laminar, de transição e turbulento, dadas por

a) Churchill (1977)

$$\left(\frac{f}{8}\right)^{12} = \left(\frac{8}{Re}\right)^{12} + \left\{ \left[ 2,457 \ln \left[ \left(\frac{7}{Re}\right)^{0,9} + 0,27 \frac{\varepsilon_r}{d} \right]^{-1} \right]^{16} + \left(\frac{37530}{Re}\right)^{16} \right\}^{-3/2} \quad (40)$$

na qual  $Re = [(\rho u)d_i/\mu_r]$  é o número de Reynolds, e  $\varepsilon_r$  é a rugosidade absoluta da parede interna do tubo [m].

b) Serghides (1984)

Outra opção é a correlação de Serghides (1984), válida para as faixas:  $3000 < Re < 5 \cdot 10^6$  e  $0,5 < Pr < 2000$ , dada por

$$\frac{1}{f} = A - \frac{(A - B)^2}{(A + 2B + C)} \quad (41)$$

na qual,

$$A = -0,8686 \ln \left( \frac{\varepsilon/d_i}{7,4} + \frac{12}{Re} \right) \quad (42)$$

$$B = -0,8686 \ln \left( \frac{\varepsilon/d}{7,4} + 2,51 \frac{A}{Re} \right) \quad (43)$$

c) Pethukov (1970)

Uma correlação para o fator de atrito de Darcy mais simples do ponto de vista algébrico e utilizada para escoamentos turbulentos ao longo de tubos lisos, é a de Pethukov (1970), válida para as faixas:  $3000 < Re < 5 \cdot 10^6$  e  $0,5 < Pr < 2000$ , dada por

$$f = [0,79 \ln(Re) - 1,64]^{-2} \quad (44)$$

d) Haaland (1983)

Uma correlação explícita para o fator de atrito de Darcy em escoamentos turbulentos ( $Re > 2300$ ) ao longo de tubos rugosos, foi obtida por Haaland (1983), dada por

$$f = \left\{ -1,8 \log \left[ \left( \frac{\varepsilon}{3,7d} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right] \right\}^{-2} \quad (45)$$

- **Escoamento bifásico**

Na região de escoamento bifásico, a queda de pressão resultante do atrito pode também ser calculada pela Equação (45), sendo que nesse caso,  $f = f_b$ , é o fator de atrito bifásico, e  $\rho$  é a massa específica da mistura líquido-vapor.

O termo  $(\partial p / \partial z)_F$  nos escoamentos bifásicos, frequentemente é calculado em termos de multiplicadores bifásicos, usados para corrigirem o valor do fator de atrito monofásico nas formas

$$\phi_l^2 = \frac{(\partial p / \partial z)_F}{(\partial p / \partial z)_{F,l}} \quad (46)$$

$$\phi_v^2 = \frac{(\partial p / \partial z)_F}{(\partial p / \partial z)_{F,v}} \quad (47)$$

$$\phi_{lo}^2 = \frac{(\partial p / \partial z)_F}{(\partial p / \partial z)_{F,lo}} \quad (48)$$

$$\phi_{vo}^2 = \frac{(\partial p / \partial z)_F}{(\partial p / \partial z)_{F,vo}} \quad (49)$$

nas quais os índices inferiores indicam:

*l*: o gradiente de pressão em razão do atrito, que resultaria se o escoamento fosse somente de líquido à vazão em massa,  $\dot{m}_l = \rho u(1 - x)A_i$ ;

*v*: o gradiente de pressão em razão do atrito, que resultaria se o escoamento fosse somente de vapor à vazão em massa  $\dot{m}_v = \rho u x A_i$ ;

*lo*: o gradiente de pressão em razão do atrito, que resultaria se o escoamento fosse somente de líquido à vazão em massa total,  $\dot{m}_r = \rho u A_i$ ;

*vo*: o gradiente de pressão em razão do atrito, que resultaria se o escoamento fosse somente de vapor à vazão em massa total  $\dot{m}_r = \rho u A_i$ .

Nota-se que nas Equações (A.8) a (A.11) os multiplicadores bifásicos são fatores de correção, que aplicados ao gradiente de pressão devido ao atrito no escoamento monofásico, permitem calcular a queda de pressão devido ao atrito no escoamento bifásico.

Os gradientes de pressão no escoamento monofásico nas Equações (A.8) a (A.11) são calculados, respectivamente, por

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{F,l} = \frac{f_l G^2 (1 - x)^2}{2 d_i \rho_l} \quad (50)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{F,v} = \frac{f_v G^2 x^2}{2 d_i \rho_v} \quad (51)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{F,lo} = \frac{f_{lo} G^2}{2 d_i \rho_l} \quad (52)$$

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{F,v_0} = \frac{f_{v_0} G^2}{2d_i \rho_v} \quad (53)$$

nas quais os fatores de atrito:  $f_l$ ,  $f_v$ ,  $f_{l_0}$  e  $f_{v_0}$  são calculados utilizando-se as correlações para o fator de atrito de Darcy, Equações (A.2), (A.3), (A.6) ou (A.7) apresentadas anteriormente para o cálculo do fator de atrito na região monofásica, com as respectivas propriedades físicas e com os números de Reynolds, respectivamente, dados por,

$$Re_l = \frac{G(1-x)d_i}{\mu_l} \quad (54)$$

$$Re_v = \frac{Gx d_i}{\mu_v} \quad (55)$$

$$Re_{l_0} = \frac{G d_i}{\mu_l} \quad (56)$$

$$Re_{v_0} = \frac{G d_i}{\mu_v} \quad (57)$$

nas quais  $\mu_l$  e  $\mu_v$  são, respectivamente, as viscosidades dinâmicas do refrigerante nas fases de líquido e vapor.

Na literatura encontram-se várias correlações e/ou modelos para o cálculo da queda de pressão em escoamentos bifásicos. Alguns desses modelos serão apresentados a seguir.

(a) Modelo de viscosidade média

Neste caso, o fator de atrito  $f_b$  é assumido igual à  $f_{l_0}$ , que é calculado pelas correlações para o fator de atrito monofásico usando uma viscosidade bifásica média,  $\bar{\mu}$ , na definição de número de Reynolds. A relação entre  $\bar{\mu}$  e o título  $x$  deve ser escolhida de tal forma que satisfaça às condições: (i) se  $x = 0$ , então,  $\bar{\mu} = \mu_l$ ; (ii) se  $x = 1$ , então  $\bar{\mu} = \mu_v$ . De acordo com Cicchitti *et al.* (1960),  $\bar{\mu}$  é dado por

$$\bar{\mu} = x\mu_v + (1 - x)\mu_l \quad (58)$$

(b) Correlação de Lin *et al.* (1991)

Lin *et al.* (1991) com base na equação de Churchill (1977) para o cálculo do fator de atrito monofásico, propõem uma correlação para o multiplicador bifásico, considerando que o refrigerante escoar como líquido, dada por

$$\phi_{lo}^2 = \left\{ \frac{\ln \left[ \left( \frac{7}{Re_{lo}} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{\varepsilon_r}{d_i} \right]}{\ln \left[ \left( \frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{\varepsilon_r}{d_i} \right]} \right\}^{16} \left[ 1 + x \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right] \quad (59)$$

na qual  $Re$  é definido como  $Re = Gd_i/\bar{\mu}$ . A correlação de Lin *et al.* (1991) é válida na faixa de Reynolds de  $4,64 \times 10^3$  a  $3,76 \times 10^4$ .

(c) Correlação de Lockhart and Martinelli (1949)

Lockhart and Martinelli (1949) propuseram correlações para determinar os multiplicadores bifásicos  $\phi_l$  e  $\phi_v$ . Essas correlações são, respectivamente, dadas por

$$\phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X_{tt}} + \frac{1}{X_{tt}^2} \quad \text{para } Re > 4000 \quad (60)$$

$$\phi_v^2 = 1 + CX_{tt} + X_{tt}^2 \quad \text{para } Re < 4000 \quad (61)$$

nas quais  $C$  é uma constante definida de acordo com o tipo de escoamento e  $X_{tt}$  é o parâmetro de Martinelli considerando ambas as fases escoando em regime turbulento, dada por

$$X_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (62)$$

(d) Correlação de Grönnerud (1979)

A correlação de Grönnerud (1979) foi desenvolvida especificamente para fluidos refrigerantes. Neste caso, a queda de pressão é calculada com o multiplicador bifásico  $\phi_l$  dado pela correlação

$$\phi_l = 1 + \left( \frac{dp}{dz} \right)_{Fr} \left[ \frac{\left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)}{\left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,25}} - 1 \right] \quad (63)$$

sendo  $(dp/dz)_{Fr}$  calculado por

$$\left( \frac{dp}{dz} \right)_{Fr} = f_{Fr} [x + 4(x^{1,8} - x^{10} f_{Fr}^{0,5})] \quad (64)$$

na qual  $f_{Fr}$  é o fator de atrito calculado com base no valor do número de Froude da fase líquida, sendo que:  $f_{Fr} = 1$  se  $Fr_l \geq 1$  e se  $Fr_l < 1$ ,  $f_{Fr}$  é calculado por

$$f_{Fr} = Fr_l^{0,3} + 0,005 \left( \ln \frac{1}{Fr_l} \right)^2 \quad (65)$$

na qual  $Fr_l$  é dado por

$$Fr_l = \frac{G^2}{g d_i \rho_l^2} \quad (66)$$

na qual  $g$  é a aceleração gravitacional.

## A.2 Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção – Fluido Refrigerante

- *Escoamento monofásico*

Na região monofásica do escoamento foram utilizadas as correlações de Gnielinski (1976) e Dittus-Boelter (1930), de acordo com a configuração adotada.

a) Gnielinski (1976)

$$h_i = \left( \frac{k_r}{d_i} \right) \left[ \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \right] \quad (67)$$

na qual  $Re = Gd_i/\mu_r$  é o número de Reynolds,  $k_r$  é a condutividade térmica do refrigerante,  $Pr = (\mu_r c_{p,r}/k_r)$  é o número de Prandtl do escoamento e  $c_{p,r}$  é o calor específico à pressão constante do refrigerante. A Equação (67) é válida para as faixas:  $3000 < Re < 5 \cdot 10^6$  e  $0,5 < Pr < 2000$ .

b) Dittus-Boelter (1930)

A correlação de Dittus-Boelter (1930) é dada por

$$Nu = 0,023 Re^{4/5} Pr^n \quad (68)$$

na qual  $n$  é igual a 0,4 no caso de aquecimento e igual a 0,3 no caso de resfriamento e os números de Nusselt, Prandtl e Reynolds são dados, respectivamente por:

$$Nu = \frac{h_{rv} d_i}{k_v} \quad (69)$$

$$Pr = \frac{\mu_v c_{p,v}}{k_v} \quad (70)$$

$$Re = \frac{G_r d_i}{\mu_v} \quad (71)$$

A Equação (A.30) é válida para as faixas  $0,7 < Pr < 160$ ,  $Re \geq 10.000$  e  $(L/d_i) \geq 10$ , na qual  $L$  é o comprimento do tubo e todas as propriedades devem ser calculadas na temperatura de mistura.

#### • Escoamento bifásico

Na região de escoamento bifásico adotam-se as correlações de Mueller (1997), Cavallini *et al.* (1999) e Shao e Granryd (1995) para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção. Tais correlações são, respectivamente, dadas por

a) Mueller (1997)

$$\frac{h_i}{k_r} \left[ \frac{\bar{\mu}^2}{\rho_l(\rho_l - \rho_v)g} \right]^{1/3} = 1,1 Re^{-1/3}, \quad \text{para } Re < 40 \quad (72)$$

$$\frac{h_i}{k_r} \left[ \frac{\bar{\mu}^2}{\rho_l(\rho_l - \rho_v)g} \right]^{1/3} = 0,8Re^{-1/3}, \quad \text{para } 40 < Re < 2300 \quad (73)$$

$$\frac{h_i}{k_r} \left[ \frac{\bar{\mu}^2}{\rho_l(\rho_l - \rho_v)g} \right]^{1/3} = 0,023Re^{1/4}Pr^{1/2}, \quad \text{para } Re > 2300 \quad (74)$$

b) Cavallini *et al.* (1999)

$$h_i = \left( \frac{k_r}{d_i} \right) 0,05Re_{eq}^{0,8}Pr^{0,4} \quad (75)$$

na qual o número de Reynolds equivalente,  $Re_{eq}$ , é calculado utilizando os números de Reynolds do líquido e do vapor,  $Re_l$  e  $Re_v$ , por meio da expressão, válida para  $2300 \leq Re \leq 5 \times 10^6$ , dada por

$$Re_{eq} = Re_v \left( \frac{\mu_v}{\mu_l} \right) \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} + Re_l \quad (76)$$

c) Shao e Granryd (1995)

$$h_i = \frac{k_l}{d_i} \left\{ 0,084 Pr_l^{1/3} \left[ \frac{h_{lv}}{c_{p,l}(T_r - T_c)} \right]^{1/6} Re_v^{0,67} \right\} \quad Re_v > 2400 \quad (77)$$

$$h_i = \frac{k_l}{d_i} \left\{ 15,9 Pr_l^{1/3} \left[ \frac{h_{lv}}{c_{p,l}(T_r - T_c)} \right]^{1/6} Re_v^{0,15} \right\} \quad Re_v > 2400 \quad (78)$$

nas quais  $k_l$  é a condutividade térmica do líquido saturado,  $h_{lv}$  é a entalpia de vaporização,  $Pr_l$  é o número de Prandtl da fase líquida e  $Re_v$  é o número de Reynolds para a fase de vapor saturado, dado por

$$Re_v = \frac{Gd_i x}{\mu_l} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \quad 0 \leq x \leq 1 \quad (79)$$

### A.3 Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção – Ar

O coeficiente de transferência de calor por convecção entre a parede do tubo e o ar externo é calculado pelas correlações de Wang e Chang (1998), Wang *et al.* (1999) e Zukauskas (1987), que são dadas, respectivamente, por

a) Wang e Chang (1998)

O valor médio  $h_a$ , é obtido por meio do coeficiente de Colburn, dado por

$$j = 0,991J_1 \left[ 2,24Re_{Dc}^{-0,092} \left( \frac{N_L}{4} \right)^{-0,031} \right]^{0,607(4-N_L)} \quad (80)$$

$$J_1 = 0,14 Re_{Dc}^{-0,328} \left( \frac{s_T}{s_L} \right)^{-0,502} \left( \frac{P_f}{d_e} \right)^{0,0312} \quad (81)$$

$$h_a = \frac{jG_a c p_a}{Pr^{2/3}} \quad (82)$$

na qual  $Re$  é o número de Reynolds,  $s_T$  é a distância transversal entre tubos,  $s_L$  é a distância longitudinal entre tubos,  $N_L$  é o número de fileiras de tubos,  $P_f$  é o passo entre aletas,  $d_e$  é o diâmetro externo do tubo e  $G_a = \dot{m}_a/A_c$ . As condições para que essa equação seja válida são:  $300 \leq Re_{Dc} \leq 8000$ ,  $7 \times 10^{-3} \leq d_e \leq 19,51 \times 10^{-3}$ ,  $1,07 \times 10^{-3} \leq P_f \leq 8,51 \times 10^{-3}$ ,  $20,35 \times 10^{-3} \leq s_T \leq 50,73 \times 10^{-3}$ ,  $12,7 \times 10^{-3} \leq s_L \leq 44,09 \times 10^{-3}$  e  $1 < N_L < 8$ .

b) Wang *et al.* (1999)

Nessa correlação o valor médio de  $h_a$  também é calculado por meio do coeficiente de Colburn, dado por

$$j = 0,34 Re_{Dc}^{J_1} \left( \frac{P_f}{s_L} \right)^{J_2} [\tan(\omega)]^{J_3} \left( \frac{s_L}{s_T} \right)^{J_4} N_L^{0,428} \quad (83)$$

$$J_1 = -0,229 + 0,115 \left( \frac{P_f}{d_e} \right)^{0,6} \left( \frac{S_L}{d_h} \right)^{0,54} \quad (84)$$

$$J_2 = -0,251 + \frac{0,232 N_L^{1,37}}{\ln(Re_{de}) - 2,303} \quad (85)$$

$$J_3 = -0,439 \left( \frac{P_f}{d_h} \right)^{0,09} \left( \frac{S_L}{S_T} \right)^{-1,75} N_L^{-0,93} \quad (86)$$

$$J_4 = 0,502[\ln(Re_{de}) - 2,54] \quad (87)$$

na qual  $Re_{de}$  é o número de Reynolds calculado de acordo com o diâmetro externo do tubo com o colarinho,  $\omega$  é o ângulo formado entre a aleta e a linha horizontal paralela ao solo e  $D_h$  é o diâmetro hidráulico. As condições nas quais a Equação (83) é válida são:  $8,58 \times 10^{-3} \leq d_e \leq 10,38 \times 10^{-3}$ ,  $1,21 \times 10^{-3} \leq P_f \leq 3,66 \times 10^{-3}$ ,  $19,05 \times 10^{-3} \leq d_h \leq 25,4 \times 10^{-3}$ ,  $S_T = 25,4 \times 10^{-3}$  e  $1 < N_L < 6$ .

c) Zukauskas (1987)

Nessa correlação o coeficiente médio  $h_a$  é calculado por meio do número de Nusselt, dado por

$$Nu_{de} = C Re_{de}^m Pr^n \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (88)$$

na qual todas as propriedades são avaliadas com base na temperatura do ar externo, exceto  $Pr_s$  que é avaliado na temperatura de película. Os valores de  $C$  e  $m$  são constantes tabeladas de acordo com o valor de  $Re_{de}$ . Se  $Pr \leq 10$ ,  $n = 0,37$ . Se  $Pr \geq 10$ ,  $n = 0,36$ . As condições para que a Equação (88) seja válida são:  $0,7 \leq Pr \leq 500$ ,  $1 \leq Re_{de} \leq 10^6$ .

## APÊNDICE B – Condições de operação para os testes de avaliação do processo de fabricação e do espaçamento entre aletas

Neste apêndice apresentam-se as condições de operação na entrada dos condensadores analisados, usadas nos testes de verificação da influência do processo de fabricação e da influência do espaçamento entre as aletas. Tais condições são: temperatura do ar,  $T_{a,ent}$ , temperatura do refrigerante,  $T_{r,ent}$ , vazão em massa de refrigerante,  $\dot{m}_r$ , pressão do refrigerante,  $P_{r,ent}$ , e vazão em massa de ar,  $\dot{m}_a$ , são apresentadas, respectivamente, nas Tabelas 10 e 11.

**Tabela 10 - Condições de operação para os testes de avaliação do processo de fabricação.**

Fabricante	Nº	$T_{a,ent}$ [°C]	$T_{r,ent}$ [°C]	$\dot{m}_r$ [kg/h]	$P_{r,ent}$ [10 <sup>5</sup> Pa]	$\dot{m}_a$ [kg/h]
<b>A</b>	1	30,09	44,12	13,19	10,44	828,82
	2	30,02	44,34	13,47	10,52	814,38
	3	30,01	45,38	12,39	10,25	817,18
	4	29,85	45,18	12,82	10,32	821,48
	5	30	43,73	19,93	10,44	1903,79
	6	29,99	44,7	18,59	10,36	1866,53
	7	29,98	44,99	17,56	10,31	1868,86
	8	30,01	44,86	18,3	10,35	1858,38
<b>B</b>	1	30,04	46,28	10,97	10,03	825,91
	2	30,01	44,43	11,49	10,38	824,63
	3	29,9	44,72	12	10,35	808,91
	4	29,93	45,21	11,64	10,23	820,09
	5	29,87	45,51	16,96	10,24	1900,3
	6	30	44,41	16,45	10,31	1880,51
	7	29,99	44,67	16,51	10,38	1871,19
	8	30,18	44,52	16,54	10,35	1865,37
<b>C</b>	1	30,01	44,54	12,18	10,4	830,1
	2	29,99	44,65	11,44	10,36	818,92
	3	29,8	45,08	11,23	10,23	831,85
	4	29,96	44,87	11,48	10,22	824,63
	5	30,21	44,86	15,6	10,29	1874,68
	6	30,2	44,04	16,41	10,45	1868,86
	7	30,08	44,85	15,95	10,36	1857,22
	8	30,14	45,04	15,98	10,32	1871,19

Fonte: Adaptado de Weber (2007).

**Tabela 11 - Condições de operação para os testes de avaliação do efeito dos espaçamentos entre aletas.**

<b>Espaçamento entre aletas [mm]</b>	<b>Nº</b>	<b><math>T_{a,ent}</math> [°C]</b>	<b><math>T_{r,ent}</math> [°C]</b>	<b><math>\dot{m}_r</math> [kg/h]</b>	<b><math>P_{r,ent}</math> [10<sup>5</sup>Pa]</b>	<b><math>\dot{m}_a</math> [kg/h]</b>
<b>1,9</b>	1	30,36	44,92	11,14	10,29	347,10
	2	30,04	44,48	12,42	10,41	350,02
	3	30,10	44,75	17,98	10,42	807,28
	4	29,93	44,82	19,71	10,50	817,87
	5	29,99	44,82	27,12	10,46	1814,14
	6	30,16	44,45	25,72	10,43	1888,66
<b>2,6</b>	1	30,00	44,61	10,57	10,34	344,43
	2	29,80	44,67	10,59	10,39	350,02
	3	29,96	44,29	16,37	10,52	815,43
	4	30,07	44,59	16,48	10,36	829,40
	5	29,90	44,66	22,68	10,43	1853,72
	6	30,00	44,09	22,84	10,50	1893,31
<b>3,2</b>	1	29,88	44,71	9,53	10,39	346,99
	2	29,99	45,19	9,48	10,38	350,48
	3	29,90	45,09	14,38	10,37	807,86
	4	29,94	44,86	14,79	10,48	814,85
	5	30,39	44,66	19,86	10,41	1858,38
	6	30,07	44,28	20,38	10,44	1871,19
<b>3,8</b>	1	29,99	44,68	9,00	10,50	341,17
	2	29,97	44,62	8,88	10,54	341,29
	3	30,04	44,95	12,64	10,36	819,39
	4	30,23	44,52	12,13	10,44	824,05
	5	30,01	44,84	18,57	10,40	1863,04
	6	30,28	44,31	18,26	10,52	1875,84
<b>4,5</b>	1	30,09	44,86	7,40	10,40	344,78
	2	29,97	44,12	8,12	10,46	351,65
	3	29,92	45,08	11,74	10,46	819,85
	4	29,99	44,11	12,58	10,54	827,07
	5	30,18	44,29	15,95	10,40	1878,18
	6	30,06	44,74	15,66	10,41	1884,00

Fonte: Adaptado de Weber (2007).