

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
Escola De Engenharia
Programa De Pós-Graduação Em Engenharia Mecânica

**ESTUDO EXPERIMENTAL DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE
CALOR LOCAL POR CONDENSAÇÃO DO REFRIGERANTE R1234YF EM
UM TUBO HORIZONTAL LISO COM DIÂMETRO INTERNO DE 4,8 MM.**

RAMON DE PAOLI MENDES

Belo Horizonte

2020

Ramon De Paoli Mendes

ESTUDO EXPERIMENTAL DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR LOCAL POR CONDENSAÇÃO DO REFRIGERANTE R1234YF EM UM TUBO HORIZONTAL LISO COM DIÂMETRO INTERNO DE 4,8 MM.

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Energia e Sustentabilidade

Orientador: Prof. Dr. Luiz Machado

Coorientador: Juan José Garcia Pabón

Belo Horizonte

2020

M538e	<p>Mendes, Ramon de Paoli. Estudo experimental do coeficiente de transferência de calor local por condensação do refrigerante R1234yf em um tubo horizontal liso com diâmetro interno de 4,8 mm [recurso eletrônico] / Ramon de Paoli Mendes. - 2020.</p>
	<p>1 recurso online (95 f. : il., color.) : pdf.</p>
	<p>Orientador: Luiz Machado. Coorientador: Juan José Garcia Pabon.</p>
	<p>Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.</p>
	<p>Anexos: f. 80-95.</p>
	<p>Bibliografia: f. 74-79. Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.</p>
	<p>1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Condensação - Teses. 3. Calor - Transmissão - Teses. 4. Redes neurais (Computação) - Teses. I. Machado, Luiz. II. Garcia Pabon, Juan Jose. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.</p>
	<p>CDU: 621 (043)</p>



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

Av. Antônio Carlos, 6627 – Campus Universitário
31270-901 – Belo Horizonte – MG
Tel.:+55 31 3499-5145, Fax:+55 31 3443-3783
E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

**Estudo Experimental do Coeficiente de Transferência de
Calor Local por condensação do Refrigerante R1234yf em um
Tubo Horizontal Liso Com Diâmetro Interno de 4,8 mm**

RAMON DE PAOLI MENDES

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de “**Mestre em Engenharia Mecânica**”, na área de concentração de “**Energia e Sustentabilidade**”

Dissertação aprovada em 23 de março de 2020 por:

Prof. Dr. Luiz Machado

Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

Prof. Dr. Juan Garcia Pábon

Co-Orientador Universidade Federal de Itajuba de Minas Gerais

Prof. Dr. Paulo Vinicius Trevizoli

Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

Prof. Dr. William Moreira Duarte

Centro Universitário Une-BH

Prof. Christian Johann Losso Hermes

Departamento de Engenharia Mecânica/UFSC



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**"ESTUDO EXPERIMENTAL DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR LOCAL POR
CONDENSAÇÃO DO REFRIGERANTE R1234YF EM UM TUBO HORIZONTAL LISO COM DIÂMETRO
INTERNO DE 4,8 MM"**

RAMON DE PAOLI MENDES

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, constituída pelos Professores: Dr. Luiz Machado (orientador/DEMEC/UFMG), Dr. Juan José Garcia Pabón (Coorientador/UNIFEI), Dr. Paulo Vinicius Trevizoli (DEMEC/UFMG), Dr. Willian Moreira Duarte (UNIBH) e Dr. Christian Johann Losso Hermes (UFSC), como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Energia e Sustentabilidade**".

Dissertação aprovada no dia 23 de março de 2020.

Por:



Documento assinado eletronicamente por **Luiz Machado, Vice diretor(a) de unidade**, em 27/06/2020, às 10:23, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Juan Jose Garcia Pabon, Usuário Externo**, em 29/06/2020, às 14:31, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Paulo Vinicius Trevizoli, Professor do Magistério Superior**, em 29/06/2020, às 17:38, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Willian Moreira Duarte, Usuário Externo**, em 30/06/2020, às 19:04, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).

Documento assinado eletronicamente por **Christian Johann Losso Hermes, Usuário Externo**, em 01/07/2020, às 08:17, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do



[Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015.](#)



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site

[https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?](https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0)

[acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0](https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0), informando o código verificador **0160727** e o código CRC **F1E79492**.

Referência: Processo nº 23072.216412/2020-73

SEI nº 0160727

A todos aqueles que me permitiram vislumbrar a conquista de hoje.

Agradecimentos

Agradeço a Jesus Cristo por sua amizade e proteção ao longo da minha vida.

Agradeço aos meus pais, Marcelo de Souza Mendes e Iva Kelly de Paoli, bem como ao meu irmão, Ricardo Cecílio Machado Junior, por todo suporte familiar que me foi dado sem nenhuma hesitação ao longo de todos esses anos.

Agradeço a Universidade Federal de Minas Gerais pela formação e por todo o apoio acadêmico, financeiro e em diversas outras áreas da minha vida. Bem como ao povo brasileiro o qual através dos impostos custearam esta pesquisa.

Agradeço ao Professor Dr. Luiz Machado por sua orientação e ao Professor Dr. Matheus Pereira Porto bem como ao Professor Dr. Juan Garcia Pábon, por todo suporte e direcionamento que me foi fornecido.

Agradeço a equipe do Laboratório de Refrigeração e do Laboratório de Termometria, em especial aos meus amigos Daniel Pottie, Rafael Ferreira, Maury Oliveira, Bruno Todde, Leonardo Dias, Leonardo Martins, Kassio Cançado e também a todos que contribuíram diretamente ou indiretamente para a realização deste trabalho.

Meus sinceros agradecimentos

“Quem quiser tornar-se grande, torne-se vosso servidor; quem quiser ser o primeiro, seja vosso servo.”

Jesus Cristo

“O que me preocupa não é o grito dos maus, mas o silêncio dos bons”

Martin Luther King

RESUMO

O objetivo deste trabalho foi a determinação experimental do coeficiente de transferência de calor por condensação para o fluido R1234yf para velocidades mássicas de 150 kg/(m².s), 200 kg/(m².s), 250 kg/(m².s) e 300 kg/(m².s), temperaturas de saturação de 30°C e 35°C e títulos em vapor de 10% a 90%. Os resultados experimentais foram analisados entre si e em relação a valores disponibilizados por outros pesquisadores, revelando boa sintonia com esses trabalhos. Foi constatada uma evolução crescente do coeficiente de transferência de calor com o título que pode ser aproximada por um polinômio de terceira ordem com um ponto de inflexão em torno do título de 50%. Os resultados também indicaram que o coeficiente de transferência de calor médio do R1234yf é inferior ao do R134a de 28% e 9% para as velocidades mássicas médias de 175 kg/(m².s) e 275 kg/(m².s), respectivamente. Esse resultado não foi afetado pelas duas temperaturas testadas. Sobre a influência da velocidade mássica sobre o coeficiente de transferência de calor do R1234yf, constatou-se que esse aumentou em média de 20% para uma variação de +100 kg/(m².s) na velocidade mássica tanto para a temperatura de 30°C quanto para 35°C. A temperatura de condensação não exerceu influência direta no coeficiente com respeito ao tipo de fluido e tampouco à velocidade mássica desses. No entanto, o coeficiente diminuiu com o aumento da temperatura de condensação. De uma forma geral, o coeficiente ficou 7% menor quando a temperatura passou de 30°C para 35°C. Ademais, os valores experimentais do coeficiente de transferência de calor por condensação foram comparados com resultados teóricos obtidos a partir de dez correlações da literatura. Entre essas, a correlação de Haragushi mostrou-se a mais adequada para estimativa do coeficiente de transferência de calor, não obstante ter apresentado precisão inferior àquela de um modelo de previsão desenvolvido no presente trabalho com base na teoria de redes neurais, cuja acurácia foi de 98%.

Palavras-chave: R1234yf, Condensação, transferência de calor, redes neurais.

ABSTRACT

The aim of this work was the experimental determination of the condensation heat transfer coefficient for the R1234yf fluid for mass velocities of 150 kg/(m².s), 200 kg/(m².s), 250 kg/(m².s) and 300 kg/(m².s), saturation temperatures of 30°C and 35°C and qualitys steam of 10% to 90%. The experimental results were analyzed among themselves and in relation to values made available by other researchers, revealing a good harmony with these works. An increasing evolution of the heat transfer coefficient was observed with the quality, which can be approximated by a third order polynomial with an inflection point around the title of 50%. The results also indicated that the average heat transfer coefficient of R1234yf is lower than that of R134a of 28% and 9% for the average mass velocities of 175 kg/(m².s) and 275 kg/(m².s), respectively. This result was not affected by the two temperatures tested. Regarding the influence of mass speed on the heat transfer coefficient of R1234yf, it was found that it increased by an average of 20% for a variation of +100 kg/(m².s) in mass speed for both the temperature of 30°C and to 35°C. The condensation temperature did not have a direct influence on the coefficient with respect to the type of fluid or their mass velocity. However, the coefficient decreases with increasing condensation temperature. In general, the coefficient was 7% lower when the temperature went from 30 °C to 35 °C. Furthermore, the experimental values of the condensation heat transfer coefficient were compared with theoretical results obtained from ten correlations in the literature. Among these, the Haragushi correlation proved to be the most suitable for estimating the heat transfer coefficient, despite having a lower precision than that of a forecast model developed in the present work based on the theory of neural networks, whose accuracy was 98%.

Keywords: R1234yf, Condensation, Heat Transfer, Neural Network

LISTA DE FIGURAS

<i>Figura 1 - Padrões de escoamento para canais convencionais horizontais [18].....</i>	<i>19</i>
<i>Figura 2 Carta de Taitel e Dukler [30].....</i>	<i>21</i>
<i>Figura 3: Regimes descritos por Shah [43].</i>	<i>24</i>
<i>Figura 4: Regimes de escoamento propostos por Shah [44].</i>	<i>25</i>
<i>Figura 5: Transição entre regimes ΔT- Dependente e ΔT- Independente do padrão. ..</i>	<i>26</i>
<i>Figura 6: Bancada Experimental.</i>	<i>34</i>
<i>Figura 7: Ciclo termodinâmico do refrigerante.</i>	<i>35</i>
<i>Figura 8: Microbomba.</i>	<i>36</i>
<i>Figura 9: Micro Bomba em conjunto com medidor de vazão.</i>	<i>36</i>
<i>Figura 10: Medidor de vazão.</i>	<i>37</i>
<i>Figura 11: Aquecedor.</i>	<i>37</i>
<i>Figura 12: Transformador ajustável (varivolt).....</i>	<i>38</i>
<i>Figura 13: Osciloscópio.</i>	<i>38</i>
<i>Figura 14 Acumulador.</i>	<i>39</i>
<i>Figura 15: Bomba d'água.</i>	<i>39</i>
<i>Figura 16: Válvula agulha.</i>	<i>40</i>
<i>Figura 17: Bureta usada para medir vazão de água.</i>	<i>40</i>
<i>Figura 18: Seção de testes (condensador).</i>	<i>41</i>
<i>Figura 19: Subresfriador.</i>	<i>41</i>
<i>Figura 20: Circuito de refrigeração auxiliar.....</i>	<i>42</i>
<i>Figura 21: Transdutor na saída do aquecedor.</i>	<i>43</i>
<i>Figura 22: Manômetros na saída do condensador e entrada da microbomba.</i>	<i>43</i>
<i>Figura 23: Medidor Diferencial entre a entrada e saída do aquecedor.</i>	<i>43</i>
<i>Figura 24: Placa leitora de pressão e comando da microbomba e o circuito conversor de corrente em tensão.</i>	<i>44</i>
<i>Figura 25: Placas de temperaturas com os termopares ligados à seção de testes.</i>	<i>44</i>
<i>Figura 26: Seção de testes.....</i>	<i>47</i>
<i>Figura 27 Comparação dos dados experimentais com o trabalho de Chien-Yu.....</i>	<i>52</i>
<i>Figura 28 Comparação dos Dados experimentais com o trabalho de Wang.....</i>	<i>52</i>
<i>Figura 29 Comparação dos Dados experimentais com o trabalho de Chang-Hyo.....</i>	<i>53</i>
<i>Figura 30 Mapa de Taitel e Dukler.....</i>	<i>54</i>
<i>Figura 31: Coeficientes de transferência de calor do R1234yf e R134 para a temperatura de saturação de 30°C e as velocidades mássicas de 150 kg/(m² °C) e 200 kg/(m² °C).</i>	<i>57</i>
<i>Figura 32: Coeficientes de transferência de calor do R1234yf e R134a para a temperatura de saturação de 30°C e as velocidades mássicas de 250 kg/(m² °C) e 300 kg/(m² °C).</i>	<i>58</i>
<i>Figura 33: Coeficientes de transferência de calor para a temperatura de saturação de 35°C e velocidades mássicas de 150 kg/(m² °C) e 200 kg/(m² °C).</i>	<i>59</i>
<i>Figura 34: Coeficientes de transferência de calor para a temperatura de saturação de 30°C e velocidades mássicas de 250 kg/(m² °C) e 300 kg/(m² °C).</i>	<i>60</i>

<i>Figura 35: Comparativo dos coeficientes de transferência de calor por condensação obtidos pelas correlações de Haragushi, Chato, Koyama e Cavalline com os coeficientes experimentais.</i>	64
Figura 36 Coeficiente de correlação da rede neural	65
<i>Figura 37: Topologia de uma rede neural com entrada, camada intermediária, camada de saída.</i>	66
<i>Figura 38: Arquitetura de rede neural disponibilizada no software Matlab.</i>	66
Figura 39 Comparativo entre Redes Neurais e dados experimentais	67
<i>Figura 40 Bomba hidráulica para calibração dos transdutores de pressão.</i>	83
Figura 41 Forno de calibração utilizado	84

LISTA DE TABELAS

<i>Tabela 1: Estudos sobre coeficiente de transferência de calor por condensação em tubos lisos de diâmetros convencionais.</i>	17
Tabela 2 Relação entre padrões previstos por El Hajal e regimes de Shah [44].	25
<i>Tabela 3: Correlações de transferência de calor por condensação.</i>	29
Tabela 4 Incerteza dos equipamentos de medição.....	45
Tabela 5 Condições experimentais	47
Tabela 6 Pontos de medição de coeficiente de transferência de calor e de títulos locais	49
Tabela 7 Incertezas de medições	50
Tabela 8 Abscissa χ e ordenada F da carta de Taitel e Dukler.....	54
<i>Tabela 9: MRD, MARD e Acurácia das correlações</i>	63
<i>Tabela 10: Pesos e fatores de ativação para as topologias utilizadas.</i>	67
<i>Tabela 11: Dados experimentais para a temperatura de 30°C.</i>	86
<i>Tabela 12: Dados experimentais para a temperatura de 35°C.</i>	89

NOMENCLATURA

	Letras gregas		Matriz de pesos
θ	ângulo entre o topo e o fundo do tubo na fase líquida		
η	eficiência		Siglas
ρ	massa específica		
μ	viscosidade dinâmica	HTC	Coefficiente de transferência de calor
ΔT	diferença de temperatura	TPI	Temperatura da parede interna
α	fração de vazio	PDO	Potencial de degradação do ozônio
ϕ	parâmetro de haragushi	GWP	Potencial de aquecimento global
σ	tensão superficial		
β	parâmetro de sardesai		
	letras latinas		Subcripts
D	diâmetro	exp	Experimental
G	velocidade mássica	e	Entrada
g	aceleração da gravidade	l	Líquido
i	entalpia	lo	Somente liquid no tubo
I	corrente elétrica	lg	Diferença entre liquid e vapor
L	comprimento	out	Saida
\dot{Q}	taxa de calor transferido	$pred$	Predito
q''	fluxo de calor	g	Vapor
Jg	parâmetro de wallis	go	Somente vapor no tubo
p_{red}	pressão reduzida	b	Bifásico
k	condutividade	mo	Monofásico
\dot{m}	vazão mássica	$stra$	Estratificado
T_{sat}	temperatura de saturação	Int	Interno
$f(n)$	função de ativação		
V	tensão		
v	volume específico		
x	título		
h	entalpia		

Dimensionales parameters

$Re_{lo} = \frac{G \cdot (1-x) \cdot D}{\mu_l}$	Reynolds baseado no fluxo de líquido	$J_g = \frac{x \cdot G}{(g \cdot D \cdot \rho_g \cdot (\rho_l - \rho_g))^{0.5}}$	Parâmetro de Wallis
$Re_l = \frac{G \cdot D}{\mu_l}$	Reynolds assumindo total fluxo como líquido	$Nu = \frac{HTC \cdot D}{k}$	Numero de nusselt
$Re_{go} = \frac{G \cdot x \cdot D}{\mu_g}$	Reynolds baseado no fluxo de vapor	$F_{rl} = \frac{G^2}{\rho_l^2 \cdot g \cdot D}$	Numero de Froud
$Re_g = \frac{G \cdot D}{\mu_g}$	Reynolds assumindo total fluxo como vapor	$Bo = \frac{D^2 \cdot g \cdot (\rho_l - \rho_g)}{\sigma}$	Numero de Bond
$\chi_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.1}$	Parâmetro de Martinelli	$Pr_l = \frac{\mu \cdot c_p}{k_l}$	Numero de Prandt
$Ga = \frac{g \cdot \rho_l \cdot D^3}{\mu_l^2}$	Numero de Galileo		
$Ja = \frac{c_{pl}(T_{sat} - T_{wall})}{h_{lv}}$	Numero de Jakob		

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	17
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	21
2.1 Padrões de escoamento.....	21
2.2.1 Padrões de escoamento: Mapas de Escoamento	22
2.2 Coeficiente de troca de calor por condensação.....	24
2.2.1 Correlação de Shah - 1979	24
2.2.2 Correlação de Shah - 2009	25
2.2.3 Correlação de Shah - 2013	26
2.2.4 Correlação de Cavallini.....	27
2.2.5 Correlação de Dobson e Chato.....	29
2.2.6 Correlação de Haragushi.....	29
2.2.7 Correlação de Koyama.....	30
2.2.8 Outras Correlações.....	30
2.5 Fechamento	34
3. DISPOSITIVO EXPERIMENTAL	35
3.1 Bancada de Testes.....	35
3.2 Componentes do Circuito.....	37
3.2.1 Micro Bomba	37
3.2.2 Medidor de Vazão.....	38
3.2.3 Conjunto: Aquecedor/Transformador/osciloscópio.....	39
3.2.4 Acumulador.....	40
3.2.5 Bomba Dagua.....	41
3.2.6 Condensador – Seção de testes.....	42
3.2.7 Subresfriador.....	43
3.2.8 Circuito de Refrigeração auxiliar.....	44
3.2.9 Sensores de Pressão e temperatura.....	44
3.2.10 Aquisição de Dados.....	46

3.3 Fechamento.....	47
4. METODOLOGIA.....	48
4.1 Detalhamento da seção de testes e condições dos testes.....	48
4.2 Equacionamento.....	49
4.2.1 Equações para o aquecedor.....	49
4.2.2 Equações para a seção de testes.....	50
4.3 Incertezas expandidas.....	51
4.4 Fechamento.....	52
5. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	53
5.1 Apresentações dos Resultados.....	53
5.1.1 Comparação com outros trabalhos.....	53
5.1.2 Padrões de escoamentos na bancada experimental.....	55
5.1.3 Coeficientes de transferência de calor experimentais.....	57
5.2 Correlações de Transferência de calor.....	64
5.3 Redes Neurais como modelo de previsão.....	67
6. CONCLUSÃO.....	71
7. SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS.....	73
8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	74
9. ANEXOS.....	80

CAPÍTULO 1: INTRODUÇÃO

Os fluidos refrigerantes vêm sendo constantemente substituídos ao longo da história. Até os anos 1920, utilizavam-se refrigerantes naturais, como propano (R290) e amônia (R717). Contudo, por apresentarem elevados índices de toxicidades e inflamabilidade, esses fluidos tornaram-se inviáveis para aplicações residenciais. A segunda geração de refrigerantes foi marcada por substâncias que apresentavam considerável segurança e durabilidade [1]. Entretanto, em razão da presença de átomos de cloro em sua estrutura molecular, descobriu-se, nos anos 1970, que a utilização desses fluidos degradava a camada de ozônio da Terra.

Ante aos fatos, diversas conferências foram realizadas. Em resposta ao protocolo de Montreal [2], no final dos anos 1980, iniciou-se a utilização dos hidrofluorcarbonetos (HFC), que apresentam baixo potencial de degradação do ozônio (ODP, do inglês, *Ozone Depletion Potencial*). Dentre os fluidos HFC, pode-se citar o R134a, sendo esse um dos mais utilizados, até hoje, em refrigeradores e freezers domésticos por compressão de vapor e em unidades de climatização veiculares [3]. Todavia, mesmo possuindo nulo ODP, tais fluidos possuem elevado potencial de aquecimento global (GWP, do inglês, *Global Warming Potencial*) e, por conseguinte, podem contribuir para gerar mudanças climáticas nefastas ao planeta em razão da intensificação do efeito estufa.

Devido às considerações a respeito do aquecimento global, a União Européia resolveu banir, desde 1º de janeiro de 2017, o uso de refrigerantes com GWP superior a 150 em novos carros de passeio, bem como o uso de refrigerantes com GWP maior que 750 em novas unidades fixas [4]. Iniciou-se, então, a busca por novos refrigerantes ecológicos com ODP zero e GWP baixo. Neste contexto, foi produzido o refrigerante R1234yf, da família das hidrofluorolefinas. Esse fluido possui baixíssimo GWP e nulo ODP, mesmo apresentando baixa inflamabilidade, sua utilização se torna viável em sistemas automotivos em função de que nestes já existem fluidos altamente inflamáveis e em maior quantidade. Possuindo propriedades termodinâmicas semelhantes ao amplamente utilizado R134a [5], a utilização do R1234yf em sistemas automotivos se torna interessante em função da maior facilidade de adaptação dos componentes do sistema de refrigeração. Ante ao posto, o R1234yf atualmente é estudado como potencial substituto do R134a em sistemas automotivos. Contudo, são necessárias mais pesquisas sobre seu comportamento em sistemas de refrigeração, entre elas estudos relacionados à transferência de calor por condensação, visto que, na literatura técnica,

foram encontrados apenas três trabalhos sobre o tema referentes ao escoamento do R1234yf em tubos horizontais lisos.

Del Col [6] estudou a utilização do R1234yf escoando em uma tubulação com diâmetro interno de 0,96 mm. O fluido apresentou um coeficiente de transferência de calor por condensação inferior ao do R134a para a temperatura de saturação de 40°C em toda a faixa de velocidades mássicas estudada. Por exemplo, para a velocidade mássica de 200 kg/(m².s), o coeficiente foi cerca de 15% menor para o título em vapor de 40% e, para a velocidade mássica de 800 kg/(m².s) e título de 30%, a redução coeficiente foi o dobro.

Wang [7] estudou comparativamente o coeficiente de transferência de calor por condensação para os fluidos R1234yf, R134a e R32 em diferentes velocidades mássicas em uma tubulação de 4,0 mm de diâmetro interno. Dentre os fluidos, o R1234yf apresentou os menores coeficientes, sendo até 23,8% menores do que aqueles apresentados pelo R134a. O autor verificou também que, entre as correlações analisadas, a correlação de Haragushi [8] foi a que melhor se adequou aos dados experimentais para estimativa do coeficiente de transferência de calor por condensação.

Chien-Yuh [9] estudou a transferência de calor por condensação do R1234yf escoando em uma tubulação de diâmetro interno igual a 4 mm. Em seu trabalho, o autor percebeu que o coeficiente de transferência de calor do R1234yf era inferior ao do R134a em toda a faixa de títulos estudada, sendo que essa diferença era mitigada para valores mais baixos de título.

Com relação a condensadores de multicanais, existem mais trabalhos na literatura, dentro os quais o de Illán-Gómez [10], estudou o coeficiente de transferência de calor por condensação do R1234yf comparativamente com o R134a através de um condensador de diâmetro hidráulico de 1,6 mm. O trabalho evidencia que o R1234yf apresenta um coeficiente de transferência de calor menor que o R134a para os pontos de operação estudados.

A contribuição do presente trabalho é voltada para a determinação do coeficiente de transferência de calor por condensação do refrigerante R1234yf escoando em um tubo de diâmetro interno igual a 4,8 mm em uma ampla faixa de títulos, variáveis de 10% a 90%, em temperaturas de saturação de 30°C e 35°C e para velocidades mássicas de 150 kg/(m².s), 200 kg/(m².s), 250 kg/(m².s) e 300 kg/(m².s). Além disso, várias correlações para calcular o coeficiente de transferência de calor por condensação foram usadas para estimar a troca de calor envolvendo o fluido R1234yf com vista à seleção da

correlação mais precisa. Por fim, uma análise por redes neurais foi desenvolvida para proposição de uma correlação de cálculo do coeficiente de transferência de calor por condensação para o fluido R1234yf com base nos dados experimentais levantados neste trabalho, bem como em dados experimentais provenientes de outros trabalhos disponíveis na literatura.

Informações básicas dos três trabalhos sobre condensadores tubulares supracitados estão resumidos na Tabela 1. As temperaturas usadas pelos autores correspondem a valores típicos de condensadores resfriados com o ar ambiente, para os quais a temperatura de condensação encontra-se, de uma forma geral, entre 40°C e 50°C, ou para condensadores de câmaras frigoríficas operando em países mais frios, onde a temperatura ambiente é negativa, de modo que a temperatura de condensação pode ficar entre 10°C e 20°C. A faixa de temperatura do presente trabalho vem no sentido de suprir uma lacuna existente na literatura técnica, uma vez que as temperaturas de condensação usadas neste estudo são de 30°C e 35°C. Assim, com o alargamento do banco de dados experimentais sobre a transferência de calor por condensação para o refrigerante R1234yf, correlações para calcular coeficientes de troca térmica para um leque mais amplo de temperaturas de condensação poderão ser propostas. Uma correlação de tal porte poderá ser uma ferramenta de grande utilidade, por exemplo, no desenvolvimento de modelos matemáticos para estudar regimes transientes severos em condicionadores de carros e ônibus urbanos, cujas freqüentes paradas para entrada e saída de passageiros causam expressivas variações na carga térmica do recinto climatizado. No tocante aos diâmetros estudados, a presente pesquisa assemelha-se com aquelas desenvolvidas por Chien [9] e Wang [7]. Os resultados obtidos por esses autores foram ratificados nesta pesquisa, uma vez que os coeficientes de transferência de calor por condensação para o R1234yf encontrados são próximos daqueles encontrados naqueles trabalhos. Ademais, as correlações que melhor se ajustaram aqueles resultados também foram as que se revelaram mais precisas frente aos coeficientes experimentais levantados na presente pesquisa.

Tabela 1: Estudos sobre coeficiente de transferência de calor por condensação em tubos lisos de diâmetros convencionais.

Autor	D [mm]	G [kg/(m².s)]	T_{sat} [°C]	Resultados
Del Col [6]	0,96	200-1000	40	HTC R1234yf < HTC R134a na faixa analisada, sendo 15% menor para G = 200 kg/(m ² .s) e 30% menor para G = 800 kg/(m ² .s)
Wang [7]	4,0	100-400	40, 45 e	Propriedades termodinâmicas dos dois fluidos são

			50	semelhantes. A correlação de Haraguchi foi a que melhor se ajustou aos dados experimentais.
Chien [9]	4,0	200-1200	15	HTC R1234yf < R134a (diferença menos sensível para títulos baixos)

Esta dissertação, além desta introdução (Capítulo 1), contém mais seis capítulos. O Capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica sobre escoamento bifásico líquido/vapor em uma tubulação horizontal e mecanismos de troca de calor por condensação. No Capítulo 3, é apresentado o banco de testes experimentais usado na pesquisa e, no Capítulo 4, é apresentada a metodologia adotada para a determinação experimental do coeficiente de transferência de calor por condensação. O Capítulo 5 explora os resultados experimentais, incluindo a seleção de uma correlação mais precisa para estimar esse valor, bem como a proposição de uma correlação com base em redes neurais. O Capítulo 6 traz a conclusão final do trabalho. E, por fim, o capítulo 7 traz sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2: REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Escoamento bifásico é um ramo da ciência amplamente estudado e com inúmeros trabalhos divulgados e consolidados na literatura técnica. A indústria do petróleo trouxe e continua trazendo inovações e investimentos em pesquisas sobre o assunto devido às presenças de escoamentos bifásicos e multifases em tubulações de extração e transporte do óleo. Porém, não somente em dutos petrolíferos, o estudo de escoamento bifásico é de grande interesse para aplicações referentes a sistemas de refrigeração, uma vez que há presença de escoamentos bifásico do fluido refrigerante nos condensadores e evaporadores das máquinas. Nesse contexto, o presente capítulo é dedicado à apresentação de algumas de características do escoamento bifásico, com destaque para o coeficiente de transferência de calor por condensação, que é o tema de estudo desta dissertação.

2.1 Padrões de escoamentos

Escoamentos multifásicos ocorrem quando substâncias com fases distintas escoam juntas. Entende-se por fases distintas quando suas propriedades físicas são diferentes entre si, incluindo-se, nesse conceito, o caso em que a substância é mesma, mas em estados físicos diferentes. Esse é o caso de refrigerantes que escoam na forma de uma mistura líquido/vapor nos evaporadores e condensadores de sistemas de refrigeração.

A Figura 1 mostra padrões de escoamentos típicos em tubos horizontais. Diversos autores estudaram padrões de escoamento bifásico para água e ar e para diferentes fluidos. Collier e Thome [18] classificaram os padrões em tubos horizontais de diâmetros convencionais, conforme descrito a seguir.

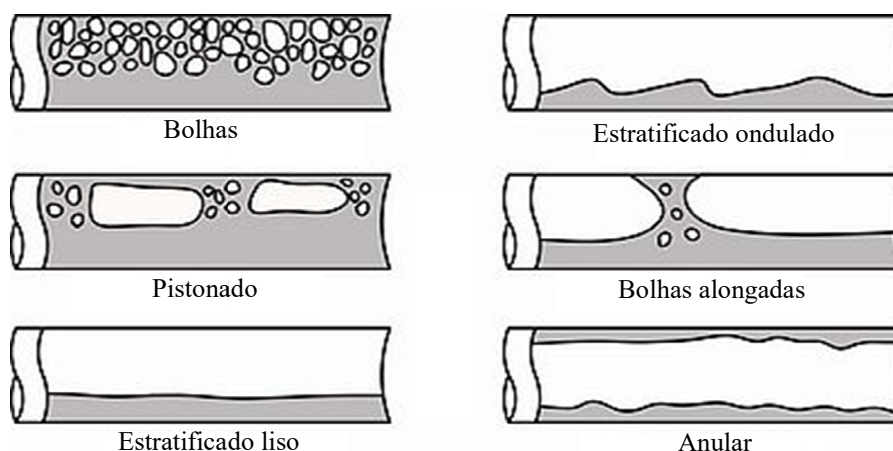


Figura 1 - Padrões de escoamento para canais convencionais horizontais [18].

1. Bolhas: Padrão de escoamento com bolhas dispersas no meio da fase líquida. Como a força de empuxo do líquido é superior ao peso da bolha, essa tende a deslocar-se rente ao topo da tubulação.
2. Pistonado: Com o aumento da velocidade mássica do vapor, as bolhas unem-se, formando regiões cilíndricas (pistões) e intercaladas com regiões de líquido, podendo conter ou não bolhas dispersas nelas.
3. Estratificado liso: Padrão de escoamento marcado pela junção entre os pistões. Nítida separação entre as fases de líquido e vapor. O líquido encontra-se no fundo da tubulação devido aos efeitos gravitacionais. Difícil de ser obtido na prática e não ocorre em dutos verticais.
4. Estratificado ondulado: Com o aumento da velocidade do vapor, a interface líquido/vapor apresenta padrão ondulatório. Não é verificado em dutos verticais.
5. Bolhas alongadas: Com o aumento da velocidade do vapor, a interface líquido/vapor apresenta ondulações. Se esse aumento for suficientemente grande, as ondas amplificam-se, podendo tocar o topo da tubulação em alguns trechos.
6. Anular: Padrão de escoamento caracterizado por uma região central de vapor, envolvida uma região anular de líquido. Esse padrão é consequência de elevadas velocidades mássicas de vapor. Devido a efeitos gravitacionais, a espessura inferior da camada líquida é superior à espessura no topo da tubulação.

2.2.1 Padrões de escoamento: Mapas de escoamento

Mapas ou cartas de escoamento são representações gráficas para identificação do padrão ocorrente, sendo a maioria deles para escoamentos isotérmicos em dutos cilíndricos sem mudança de fase. Alguns mapas são para escoamento bifásico com mudança de fase. A Figura 2 mostra a carta de Taitel e Dukler [30], que permite estimar o padrão de escoamento bifásico em um tubo horizontal ou inclinado, que tem como abscissa o parâmetro de Martinelli χ e, como ordenadas, três os números adimensionais T , F e K (sem denominações específicas). As curvas mostradas na carta são relações matemáticas entre esses números e o parâmetro de Martinelli. O padrão intermitente corresponde ao padrão pistonado e ao de bolhas alongadas. Os adimensionais T , F e K dependem de propriedades e velocidades do fluido, aceleração da gravidade, geometria do tubo e título do fluido. Eles podem ser calculados por meio das Equações 1, 2 e 3.

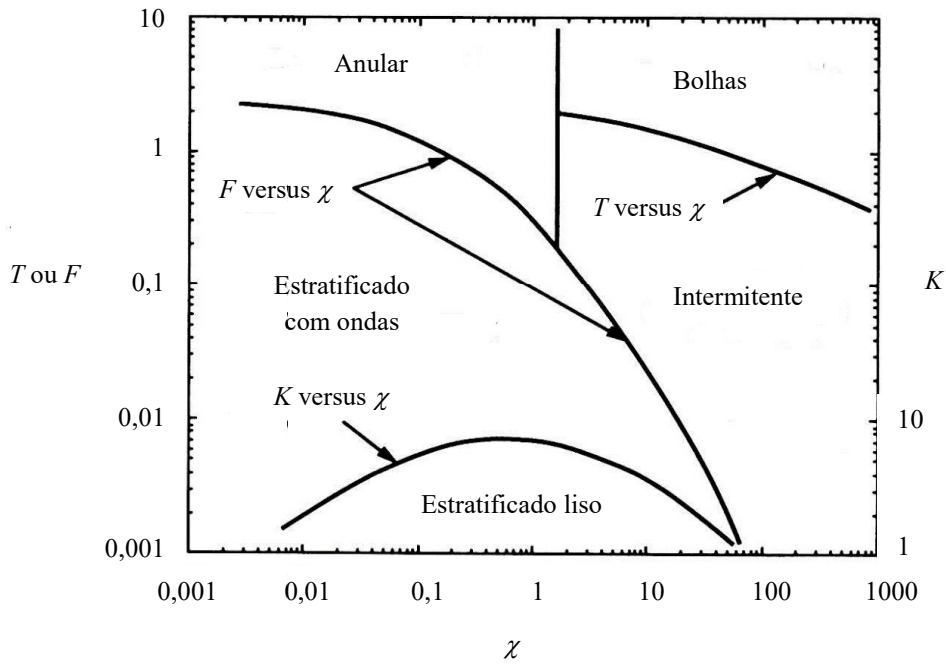


Figura 2 Carta de Taitel e Dukler [30].

$$F = \sqrt{\frac{\rho_v}{\rho_l - \rho_v}} \cdot \left(\frac{u_g}{\sqrt{D g \cos\theta}} \right) \quad (1)$$

$$K = F^2 Re_l \quad (2)$$

$$T = \sqrt{\frac{\left(\frac{dP}{dz}\right)_l}{(\rho_l - \rho_g) g \cos\theta}} \quad (3)$$

Nessas expressões, ρ_l e ρ_v são as massas específicas das fases de líquido e vapor, g é a aceleração da gravidade, D e θ são o diâmetro e o ângulo de inclinação (relativo à vertical) do tubo, u_v é a velocidade média da fase de vapor, Re_l é o número de Reynolds da fase de líquido e $\left(\frac{dP}{dz}\right)_l$ é a perda de pressão da fase de líquido em uma seção reta do tubo, cuja posição axial é medida pela coordenada z . Os três últimos termos são dados pelas Equações 4, 5 e 6.

$$u_v = \frac{G x}{\rho_g} \quad (4)$$

$$Re_l = \frac{G(1-x)D}{\mu_l} \quad (5)$$

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_l = \frac{f \rho_l [G(1-x)]^2}{D} \quad (6)$$

Nessas expressões, x é o título, G é a velocidade mássica total do escoamento, μ_g é a viscosidade da fase vapor e f é o fator de atrito entre o tubo e à fase líquida do fluido. Esse fator pode ser obtido no clássico ábaco de Moody ou por meio das Equações 7 e 8 [18].

$$f = \frac{64}{Re_l} \quad (\text{escoamento laminar}) \quad (7)$$

$$f = \frac{0,316}{Re_l^{0,25}} \quad (\text{escoamento turbulento em tubos lisos}) \quad (8)$$

2.2 Coeficiente de troca de calor por condensação

Existem várias correlações para calcular o coeficiente de troca de calor por condensação para um fluido escoando em um tubo. Neste item, serão apresentadas algumas correlações da literatura para que, no Capítulo 5, referente aos resultados desta pesquisa, possa-se avaliar se alguma delas é mais adequada para previsão do coeficiente de troca de calor por condensação para o R1234yf nas condições estudadas.

2.2.1 Correlação de Shah - 1979

Inicialmente, Shah [42] propôs a seguinte expressão para estimar o coeficiente de troca de calor em regime de escoamento bifásico:

$$HTC_{tp} = h_l \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8 x^{0,76} (1-x)^{0,04}}{p_{red}^{0,38}} \right] \quad (9)$$

O termo h_l é o coeficiente de transferência de calor para a fase líquida dado pela correlação de Dittus Boelter, citada no artigo de Shah [42], como também por Collier e Tho-

me [18]. O denominador p_{red} é a pressão reduzida do fluido, definida pela razão entre a pressão de condensação e a pressão crítica do fluido. A correlação de Shah apresentou um desvio médio de 15% em relação às medidas experimentais de diversos autores da literatura.

2.2.2 Correlação de Shah – 2009

Posteriormente, Shah [43] propôs correlações com base no tipo de regime (1 ou 2). Para o regime 1, a correlação é a mesma que a apresentada em [42], com uma pequena modificação.

$$HTC_I = HTC_{LT} \left(\frac{\mu_l}{14 \mu_g} \right)^n \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8 x^{0,76} \cdot (1-x)^{0,04}}{p_{red}^{0,38}} \right] \quad (10)$$

$$n = 0,0058 + 0,557 P_{red} \quad (11)$$

Para o regime 2, a correlação é dada pela soma da Equação 10 com a correlação de Nusselt, sendo essa última dada por:

$$HTC_{Nu} = 1,32 \text{Re}_{LS}^{-\frac{1}{3}} \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g k_l^3}{\mu_f^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (12)$$

Assim, para o regime 2, o coeficiente de troca térmica é dado por:

$$HTC_{tpm} = HTC_{LT} \cdot \left(\frac{\mu_l}{14 \mu_g} \right)^n \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8 \cdot x^{0,76} \cdot (1-x)^{0,04}}{p_{red}^{0,38}} \right] + 1,32 \cdot \text{Re}_{LS}^{-\frac{1}{3}} \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g k_l^3}{\mu_l^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (13)$$

A separação entre os regimes 1 e 2 ocorre em função da velocidade mássica adimensional J_g (Equação 14) e do fator multiplicativo bifásico Z (Equação 15):

$$J_g = \frac{x G}{[g D (\rho_l - \rho_g)]^{0,5}} \quad (14)$$

$$Z = \left(\frac{1}{x} - 1 \right)^{0,8} p_{red}^{0,4} \quad (15)$$

Os regimes 1 e 2 foram plotados conforme mostrado na Figura 3. O regime 1 ocorre em tubos horizontais quando a desigualdade abaixo é satisfeita.

$$J_g \geq 0,98 \cdot (Z + 0,263)^{-0,62} \quad (16)$$

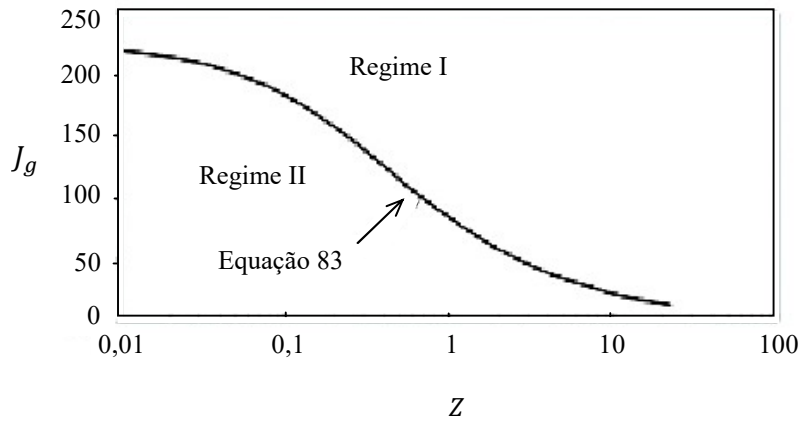


Figura 3: Regimes descritos por Shah [43].

2.2.3 Correlação de Shah – 2013

Recentemente, Shah [44] abordou três regimes para estimar o coeficiente de transferência de calor por condensação. Os regimes também foram previstos em função da velocidade mássica adimensional e do fator multiplicativo bifásico.

Regime 1

$$HTC_{tp} = h_{LT} \left(\frac{\mu_l}{14 \mu_g} \right)^n \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8 \cdot x^{0,76} \cdot (1-x)^{0,04}}{p_{red}^{0,38}} \right] \quad (17)$$

Regime 2

$$HTC_{tp} = h_{LT} \left(\frac{\mu_l}{14 \mu_g} \right)^n \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8 \cdot x^{0,76} \cdot (1-x)^{0,04}}{p_{red}^{0,38}} \right] + 1,32 Re_{LS}^{-\frac{1}{3}} \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g k_l^3}{\mu_l^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (18)$$

Regime 3

$$HTC_{tp} = 1,32 Re_{LS}^{-\frac{1}{3}} \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g k_l^3}{\mu_l^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (19)$$

O Regime 1 ocorre quando:

$$J_g \geq 0,98(Z + 0,263)^{-0,62} \quad (20)$$

E o regime 3 ocorre quando:

$$J_g \leq 0,95 \cdot (1,254 + 2,27 \cdot Z^{1,249})^{-1} \quad (21)$$

O regime 2 encontra-se entre as faixas aplicadas dessas duas inequações (Figura 4).

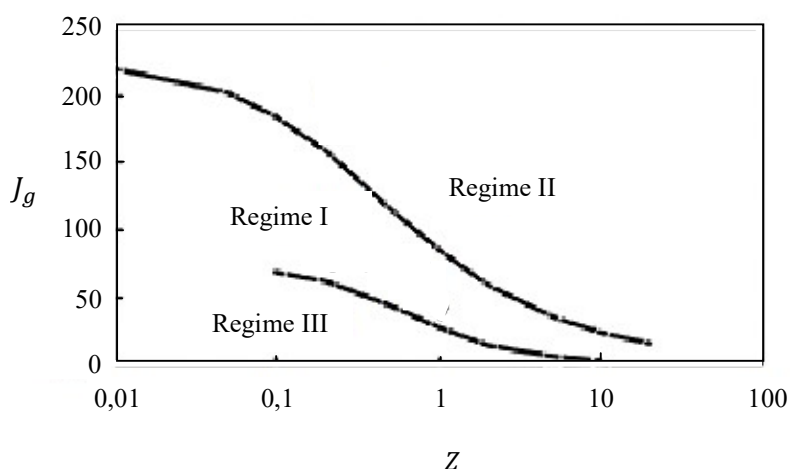


Figura 4: Regimes de escoamento propostos por Shah [44].

Shah [44] também associou os padrões de escoamento previstos pelo trabalho de El Hajal [33] com os regimes de descritos em função da velocidade mássica adimensional e do fator multiplicativo bifásico, conforme apresentado na Tabela 2.

Tabela 2 Relação entre padrões previstos por El Hajal e regimes de Shah [44].

Padrão previsto	Regime previsto
Misto	Regime 1 (sempre)
Anular	Regime 1 (sempre)
Intermitente	Regime 1 (sempre)
Estratificado ondulado	Regimes: 1 (70%), 2 (20%) ou 3 (10%)
Estratificado	Regimes 2 ou 3

2.2.4 Correlação de Cavalini

Cavalini [45] propôs uma correlação para calcular o coeficiente de transferência de calor por condensação. Ele utilizou um banco de dados extenso oriundo de diversos pesquisadores. Basicamente, o autor utilizou correlações para calcular os coeficientes de transferência de calor para diferenças de temperatura que são afetadas pelo padrão de escoamento e para as que não são afetadas (não dependentes), pelo parâmetro J_G proposto por Wallis [36], uma adaptação J_G^T , e pelo parâmetro de Martinelli, conforme Figura 5 e equações a seguir.

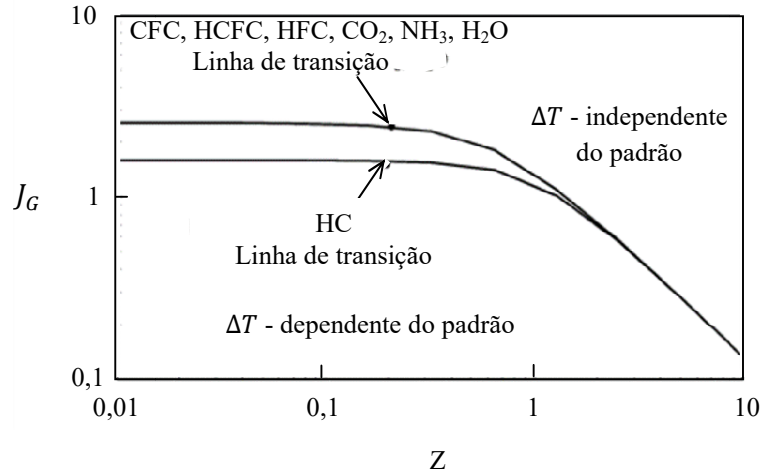


Figura 5: Transição entre regimes ΔT - Dependente e ΔT - Independente do padrão.

$$J_G^T = \left\{ \left[7,5 / (4,3 X_{tt}^{1,111} + 1) \right]^{-3} + C_T^{-3} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (22)$$

$$C_T = 1,6 \quad \text{para Hidrocarbonos} \quad (23)$$

$$C_T = 2,6 \quad \text{para outros refrigerantes} \quad (24)$$

Se $J_G > J_G^T$, o regime corresponderá a ΔT -Independente, e a correlação para calcular o coeficiente de transferência de calor é dada por:

$$HTC_a = HTC_{nusselt} \left[1 + 1,128 x^{0,8170} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0,3685} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0,2363} \left(\frac{1-\mu_g}{\mu_l} \right)^{2,144} P_{red}^{-0,1} \right] \quad (25)$$

Se $J_G \leq J_G^T$, o regime corresponderá a ΔT -Dependente, e a correlação para calcular o coeficiente de transferência de calor é dada por:

$$HTC_D = \left[htp_a \left(\frac{J_G^T}{J_G} \right)^{0,8} - htp_e \right] \left(\frac{J_G}{J_G^T} \right) + HTC_e \quad (26)$$

$$HTC_{nusselt} = 0,023 \cdot Re_{10} Pr_1^{0,4} \frac{k_l}{D} \quad (27)$$

$$HTC_e = 0,725 \left\{ 1 + 0,741 \left[\frac{(1-x)}{x} \right]^{0,3321} \right\}^{-1} \left[\frac{k_l^3 \rho_l (\rho_l - \rho_g) g h_{LG}}{\mu_l D \Delta T} \right]^{0,25} + (1 - x^{0,087}) HTC_{nusselt} \quad (28)$$

Sendo h_{lg} é o calor latente do fluido.

2.2.5 Correlação de Dobson e Chato

Dobson [46] estudou o coeficiente de troca de calor por condensação para os fluidos R134a e R12 escoando em uma tubulação de 4,57 mm de diâmetro e velocidades mássicas variando de 75 kg/(m².s) a 500 kg/(m².s). O autor apresentou duas correlações, uma para calcular o coeficiente de troca de calor quando o padrão de escoamento for estratificado ondulado e outra quando o padrão de escoamento for anular. Ambas são função do parâmetro de Martinelli e de propriedades físicas dos fluidos.

Padrão de escoamento ondulado:

$$HTC = \frac{0,375}{\chi_{tt}^{0,23}} \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_g) D^3 h'_{lg}}{\mu_l (T_{sat} - T_s) k_l} \right]^{0,25} \frac{k_l}{D} \quad (29)$$

Padrão de escoamento anular:

$$HTC = \frac{2,61}{\chi_{tt}^{0,805}} \cdot 0,023 Re_l^{0,80} Pr_l^{0,3} \quad (30)$$

2.2.6 Correlação de Haragushi

Haragushi estudou o coeficiente de troca de calor em condensação para os fluidos refrigerantes R22, R134a e R123 para uma faixa de velocidades mássicas de 90 a 400 (kg/m².s). Baseado na teoria de líquido turbulento de Nusselt e na expressão empírica $N_u = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{0,5}$ onde Nu_F reflete o efeito do cisalhamento do vapor e Nu_B reflete o efeito das forças gravitacionais Haragushi propôs sua correlação, detalhada na tabela 3, a qual se aplica para os seguintes campos de aplicação: $2,5 < Pr_l < 4,5$ e $200 < Re_l < 20000$. No qual Re_l é o número de Reynolds calculado considerando o escoamento da fase líquida.

$$N_u = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{0,5} \quad (31)$$

$$Nu_F = 0,0152(1 + 0,6Pr_l^{0,8}) \left(\frac{\phi_v}{\chi_{tt}}\right) Re_l^{0,77} \quad (32)$$

$$Nu_B = 0,725H(\alpha) \left(\frac{G_a Pr_l}{J_a}\right)^{0,25} \quad (33)$$

$$H(\alpha) = \alpha + \{10[(1 - \alpha)^{0,1} - 1] + 1,7 \cdot 10^{-4} Re_{lo}\} \alpha^{0,5} (1 - \alpha^{0,5}) \quad (34)$$

$$\alpha = \left[1 + \frac{\rho_g}{\rho_l} \left(\frac{1-x}{x}\right) \left\{ 0,4 + 0,6 \left[\frac{\rho_l + 0,4 \left(\frac{1-x}{x}\right)}{\rho_g} \right]^{0,5} \right\} \right]^{-1} \quad (35)$$

$$\phi_g = 1 + 0,5 \left[\frac{G}{g D \rho_g (\rho_l - \rho_g)^{0,5}} \right]^{0,75} \chi_{tt}^{0,35} \quad (36)$$

$$\chi_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0,1} \quad (37)$$

2.2.7 Correlação de Koyama

Koyama estudou o coeficiente de transferência de calor em condensação para o fluido R134a escoando em condensador multicanais com diâmetros hidráulicos de 1.11 e 0,8 mm. Koyama baseou-se no trabalho de Haragushi para propor uma nova correlação de coeficiente de troca calor modificando o fator multiplicativo bifásico (ϕ_g) anteriormente proposto por haragushi. De forma que, o equacionamento é o mesmo apresentado por haragushi apenas modificando o fator multiplicativo. Para Koyama este valor se calcula conforme a equação abaixo.

$$\phi_g = [1 + 21(1 - e^{-0,319D}) \chi_{tt} + \chi_{tt}^2]^{0,5} \quad (38)$$

2.2.8 Outras correlações

Foram utilizadas dez correlações da literatura para analisar o coeficiente de transferência de calor por condensação para fins de comparação com resultados experimentais. Essas metodologias, algumas apresentadas em detalhes anteriormente, são as correlações de Shah [45], Cavallini [46], Chato [47] e Haragushi [8], Aker [49], Bohdal

[50], Park [51], Wang [52], Huang [53] e Koyama [54]. A seguir, as dez correlações são apresentadas resumidamente.

Tabela 3: Correlações de transferência de calor por condensação.

<p>Shah [45]</p> <p>Se $J_g \geq 0,98 \cdot (Z + 0,263)^{-0,62}$:</p> $HTC_b = HTC_{mo} \left(\frac{\mu_l}{14 \mu_g} \right)^n \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8 x^{0,76} (1-x)^{0,04}}{p_{red}^{0,38}} \right]$ <p>Se $J_g \leq 0,95 (1,254 + 2,27 Z^{1,249})^{-1}$:</p> $HTC_b = 1,32 Re_{lo}^{-\frac{1}{3}} \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g k_l^3}{\mu_f^2} \right]^{\frac{1}{3}}$ <p>Se $0,98(Z + 0,263)^{-0,62} < J_g \leq 0,95(1,254 + 2,27Z^{1,249})^{-1}$:</p> $HTC_b = HTC_{mo} \left(\frac{\mu_f}{14 \mu_g} \right)^n \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8 x^{0,76} (1-x)^{0,04}}{p_{red}^{0,38}} \right] + 1,32 Re_l^{-\frac{1}{3}} \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_g) g k_f^3}{\mu_f^2} \right]^{\frac{1}{3}}$ $J_g = \frac{x G}{[g D \rho_g (\rho_l - \rho_g)]^{0,5}} \quad Z = \left(\frac{1}{x} - 1 \right)^{0,8} p_{red}^{0,4} \quad n = 0,0058 + 0,557 p_{red}$	
<p>Cavallini [46]</p> $J_G = \frac{x G}{(g D \rho_g (\rho_l - \rho_g)^{0,5})} \quad J_G^T = \left\{ \left[\frac{7,5}{(4,3 \chi_{tt}^{1,111} + 1)} \right]^{-3} + CT^{-3} \right\}^{\frac{1}{3}}$ <p>$CT = 1,6$ para hidrocarbonos</p> <p>ΔT – Independente do regime: $J_G > J_G^T$</p> $HTC_b = HTC_{mo} \left[1 + 1,128 x^{0,817} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0,3685} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0,2363} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{2,144} Pr_l^{-0,1} \right]$ <p>ΔT – Dependente do regime: $J_G \leq J_G^T$</p> $HTC_b = HTC_{stra} + \left[HTC_a \left(\frac{J_G^T}{J_G} \right)^{0,8} - HTC_{stra} \right] \left(\frac{J_G}{J_G^T} \right)$ $HTC_{stra} = 0,725 \left\{ 1 + 0,741 \left[\frac{(1-x)}{x} \right]^{0,3321} \right\}^{-1} \left[\frac{k_l^3 \rho_l (\rho_l - \rho_g) g h_{lg}}{\mu_l \cdot D \cdot \Delta T} \right] + (1 - x^{0,087}) HTC_{mo}$ $HTC_{mo} = 0,023 Re_{lo} Pr^{0,4} \frac{k_l}{D}$	
<p>Dobson e Chato [47]</p> <p>$Fr^* > 20$ (Anular) : $Nu = 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4} \left(1 + \frac{2,22}{\chi_{tt}^{0,89}} \right)$</p>	

$$Fr^* < 20 \text{ (Estratificado - Ondulado)} : Nu = \frac{0,023 Re_{lo}^{0,12} \left(\frac{Ga}{Ja}\right) + \left(1 - \frac{\theta_l}{\pi}\right) NU}{1 + 1,11 \chi_{tt}^{0,58}}$$

$$\theta_1 = \pi - \cos^{-1}(2\alpha - 1) \quad NU = \left[0,0195 Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4} \left(1,376 + \frac{C_1}{\chi_{tt}^2} \right)^{0,5} \right]$$

$$\alpha = \left[1 + \frac{(1-x)}{x} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{\frac{2}{3}} \right]^{-1} \quad Fr_l = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D} \leq 0,7$$

$$C_1 = 4,172 + 5,48 Fr_l - 1,564 Fr_l^2 ; \quad C_2 = 1,733 - 0,169 Fr_l$$

$$Fr_l > 0,7 : \quad C_1 = 7,242 \quad C_2 = 1,655$$

$$\text{Para } Re_l \leq 1250 : Fr^* = 0,025 Re_l^{1,59} \left(\frac{1+1,09 \chi_{tt}^{0,039}}{\chi_{tt}} \right)^{1,5} \frac{1}{Ga^{0,5}}$$

$$\text{Para } Re_l > 1250 : Fr^* = 1,26 Re_l^{1,04} \left(\frac{1+1,09 \chi_{tt}^{0,039}}{\chi_{tt}} \right)^{1,5} \frac{1}{Ga^{0,5}}$$

Haraguchi [8]

$$Nu_u = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{0,5} \quad Nu_F = 0,0152(1 + 0,6 Pr_l^{0,8}) \left(\frac{\phi_v}{\chi_{tt}} \right) Re_l^{0,77}$$

$$Nu_B = 0,725 H(\alpha) \left(\frac{Ga Pr_l}{Ja} \right)^{0,25}$$

$$H(\alpha) = \alpha + \{10[(1-\alpha)^{0,1} - 1] + 1,7 \cdot 10^{-4} Re_{lo}\} \alpha^{0,5} (1 - \alpha^{0,5})$$

$$\alpha = \left[1 + \frac{\rho_g}{\rho_l} \left(\frac{1-x}{x} \right) \left\{ 0,4 + 0,6 \left[\frac{\frac{\rho_l}{\rho_g} + 0,4 \left(\frac{1-x}{x} \right)}{1 + 0,4 \left(\frac{1-x}{x} \right)} \right]^{0,5} \right\} \right]^{-1}$$

$$\phi_g = 1 + 0,5 \left[\frac{G}{g D \rho_g (\rho_l - \rho_g)^{0,5}} \right]^{0,75} \chi_{tt}^{0,35} \quad \chi_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0,1}$$

Koyama [54]

$$Nu_u = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{0,5} \quad Nu_F = 0,0152(1 + 0,6 Pr_l^{0,8}) \left(\frac{\phi_v}{\chi_{tt}} \right) Re_l^{0,77}$$

$$Nu_B = 0,725 H(\alpha) \left(\frac{Ga Pr_l}{Ja} \right)^{0,25}$$

$$Ga = \frac{g \cdot \rho_l \cdot D^3}{\mu_l^2} \quad Ja = \frac{c_{pl}(T_{sat} - T_s)}{h_{lg}}$$

$$H(\alpha) = \alpha + \{10[(1-\alpha)^{0,1} - 1] + 1,7 \cdot 10^{-4} Re_{lo}\} \alpha^{0,5} (1 - \alpha^{0,5})$$

$$\alpha = \left[1 + \frac{\rho_g}{\rho_l} \left(\frac{1-x}{x} \right) \left\{ 0,4 + 0,6 \left[\frac{\frac{\rho_l}{\rho_g} + 0,4 \left(\frac{1-x}{x} \right)}{1 + 0,4 \left(\frac{1-x}{x} \right)} \right]^{0,5} \right\} \right]^{-1}$$

$$\phi_g = [1 + 21(1 - e^{-0,319D}) \chi_{tt} + \chi_{tt}^2]^{0,5} \quad \chi_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_g} \right)^{0,1}$$

Bohdal [50]

$$HTC_b = \left[25,084 Re_l^{0,258} Pr_l^{-0,495} p_{red}^{-0,288} \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0,266} \right] \frac{k_l}{D}$$

Park [51]

$$Nu_u = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{0,5} \quad Nu_F = 0,0055 Pr_l^{1,37} Re_l^{0,7} \left(\frac{\phi_g}{\chi_{tt}} \right)$$

$$Nu_B = 0,746 \left(1 - e^{-0,85 \frac{0,5}{0,5}} \right) H(\alpha) \left(\frac{Ga Pr_l}{Ja} \right)^{0,25}$$

$$H(\alpha) = \alpha + \{10[(1-\alpha)^{0,1} - 1] + 1,7 \cdot 10^{-4} Re_{lo}\} \alpha^{0,5} (1-\alpha^{0,5})$$

$$\alpha = \left[1 + \frac{\rho_g}{\rho_l} \left(\frac{1-x}{x} \right) \left\{ 0,4 + 0,6 \left[\frac{\frac{\rho_l}{\rho_g} + 0,4 \cdot \left(\frac{1-x}{x} \right)}{1 + 0,4 \cdot \left(\frac{1-x}{x} \right)} \right]^{0,5} \right\} \right]^{-1}$$

$$\phi_v = 1 + 0,5 \left[\frac{G}{g D \rho_g (\rho_l - \rho_g)^{0,5}} \right]^{0,75} \chi_{tt}^{0,35} \chi_{tt}$$

$$= \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_g} \right)^{0,1}$$

Wang [52]

$$HTC_b = \left[0,0274 Re_l^{0,6792} Pr_l x^{0,2208} \frac{(1,376 + 8\chi_{tt}^{1,665})^{0,5}}{\chi_{tt}} \right] \frac{k_l}{D}$$

Huang [53]

$$HTC_b = \left[0,0152(-0,33 + 0,83Pr_l^{0,8}) Re_l^{0,77} \left(\frac{\phi_g}{\chi_{tt}} \right) \right] \frac{k_l}{D}$$

$$\phi_g = 1 + 0,5 \left[\frac{G}{g D \rho_g (\rho_l - \rho_g)^{0,5}} \right]^{0,75} \chi_{tt}^{0,35}$$

Arker[49]

$$HTC_b = \left[0,026 Pr_l^{\frac{1}{3}} \left\{ G \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0,5} \right] \frac{D}{\mu_l} \right\}^{0,8} \right] \frac{k_l}{D}$$

As correlações foram avaliadas em relação aos dados experimentais pelo desvio relativo (MRD), pelo desvio relativo absoluto (MARD) e em relação à acurácia.

$$MRD = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{HTC_{pred}(i) - HTC_{exp}(i)}{HTC_{exp}(i)} \quad (39)$$

$$MARD = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \left| \frac{HTC_{pred}(i) - HTC_{exp}(i)}{HTC_{exp}(i)} \right| \quad (40)$$

$$ACURÁCIA = |100 \% - (\text{porcentagem com desvio maior que } 20\%)| \quad (41)$$

Rotinas implementadas no software EES [65] (*Engineering Equation Solver*) foram disponibilizadas no Apêndice A. O EES é um programa gerador de soluções de equações o qual pode resolver numericamente milhares de equações algébricas e diferenciais não-lineares acopladas. O programa também pode ser usado para resolver equações diferenciais e integrais, otimizar, fornecer análises de incerteza, executar regressão linear e não linear, converter unidade, verificar a consistência da unidade e gerar gráficos de qualidade de publicação. Amplamente utilizado para cálculos termodinâmicos e com tabelas atualizadas sobre fluidos. Atualmente é comercializado pela empresa F-Chart Softwares, sendo produtora de softwares para análises térmicas desde 1975.

2.5 Fechamento

Este capítulo apresentou uma revisão bibliográfica sobre o escoamento bifásico líquido/vapor em um tubo, com destaque para padrões de escoamento bifásico e coeficientes de transferência de calor por condensação. Várias correlações para estimar esse coeficiente foram apresentadas. Os dois próximos capítulos são dedicados à descrição do aparato experimental e da metodologia empregada para a determinação do coeficiente de transferência de calor por condensação em um escoamento horizontal com o fluido R1234yf, foco do presente trabalho.

CAPÍTULO 3: DISPOSITIVO EXPERIMENTAL

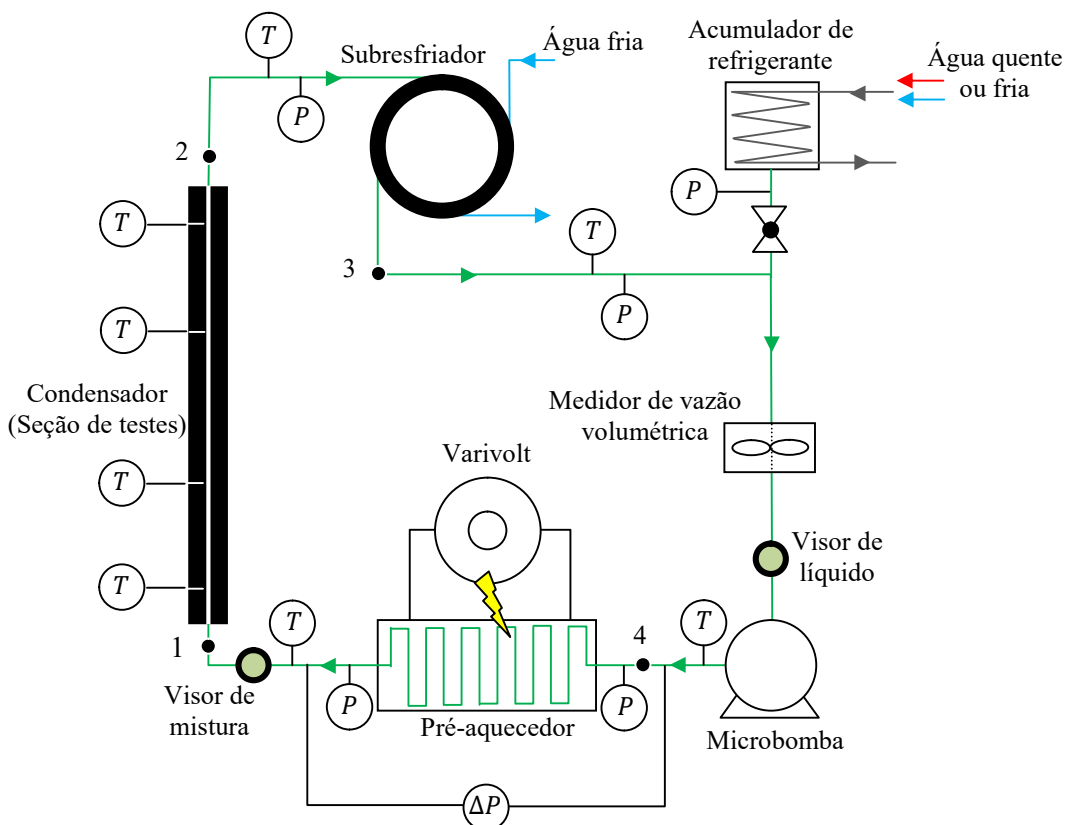
O objetivo deste capítulo é a apresentação da montagem experimental utilizada na obtenção dos coeficientes de transferência de calor por condensação. Inicialmente, é apresentada uma idéia geral do banco de testes e do correspondente ciclo termodinâmico de operação. Em seguida, é feita uma descrição de todos os componentes do aparato experimental. Também é apresentado o circuito de refrigeração auxiliar e uma descrição dos sensores de temperatura, pressão e vazão e uma breve descrição do sistema de aquisição de dados.

3.1 Bancada de testes

A Figura 6 mostra um esquema da bancada de testes, constituída por uma seção de testes, um subresfriador, uma micro bomba e um aquecedor. Um fluido refrigerante líquido entra no aquecedor, onde recebe calor de um sistema de resistores elétricos, de modo que, na saída do componente, o fluido é uma mistura de líquido e vapor. Dependendo da potência elétrica imposta no aquecedor, o título em vapor do fluido na saída do aquecedor pode ser ajustado entre zero e 100%. Nessas condições, o fluido entra na seção de testes, constituída por um trocador de calor coaxial. Ali, o refrigerante circula por um uma tubulação de 4,8 mm de diâmetro presente na linha central de um cilindro de alumínio com comprimento próximo a 1 m e diâmetro externo de 75 mm. Água fria circula em contra corrente em um espaço anular formado entre a parede externa desse cilindro e um tubo envelope de PVC de 100 mm de diâmetro nominal. O refrigerante bifásico cede calor para a água, saindo da seção de testes com um título ligeiramente menor que o título de entrada (condensação parcial). Na seqüência, o refrigerante entra em um subresfriador, outro trocador de calor coaxial, mas, desta feita, de comprimento longo. Cedendo calor para uma segunda corrente de água fria, o refrigerante condensa e sai subresfriado (condensação completa). Por fim, no estado de líquido, o fluido entra na micro bomba, que promove o bombeamento do fluido em direção ao aquecedor, reiniciando-se o ciclo do sistema.

Para realizar as medições temperatura do refrigerante, foram instalados termopares em vários pontos do circuito e para medições de pressão foram instalados transdutores de pressão digitais e manômetros analógicos. Para promover a medição da

perda de pressão do fluido no aquecedor, um transdutor diferencial de pressão foi instalado entre a entrada e saída desse componente. Um medidor de vazão a turbina, instalado à montante da micro bomba, foi usado para medir a vazão volumétrica do fluido. Todos os termopares e sensores digitais de pressão foram calibrados (Apêndice B).



T: termopares; P: transdutores de pressão; ΔP : transdutor diferencial de pressão

Figura 6: Bancada Experimental.

O ciclo termodinâmico do refrigerante é uma série de transformações de estado que o fluido sofre ao longo do circuito. Os números indicados na figura 6 representam estados do refrigerante nessas posições. Na entrada da seção de testes, o refrigerante vem do aquecedor na forma bifásica (estado 1). Na saída dessa seção, o fluido apresenta um título ligeiramente menor que o da entrada (estado 2). O processo 1-2 é praticamente isobárico, pois o comprimento da seção de testes é pequeno e não há curvas. Ao passar no subresfriador, o fluido sai como líquido (estado 3). Como esse trocador de calor é longo e apresenta curvas, há uma queda de pressão do fluido no processo 2-3. Por fim, ao atravessar a micro bomba, o fluido sofre um aumento de pressão (estado 4). A Figura 7 mostra o ciclo termodinâmico do refrigerante em um diagrama p-h (pressão versus entalpia). A queda de pressão no medidor de vazão a turbina é pequena e não foi

considerada. De fato, as variações de pressões nos processos 2-3 (subresfriador) e 4-1 (aquecedor) estão um pouco exagerados para facilitar a visualização do ciclo. Em uma primeira aproximação, o ciclo pode ser considerado isobárico, com p_{sat} (pressão no estado 1) sendo a pressão de referência. Ainda com vista à maior clareza da figura, as reduções da entalpia e título no processo 1-2 (seção de testes) também estão exageradas. Como a seção de testes é curta, os pontos 1 e 2 correspondem a estados termodinâmicos próximos.

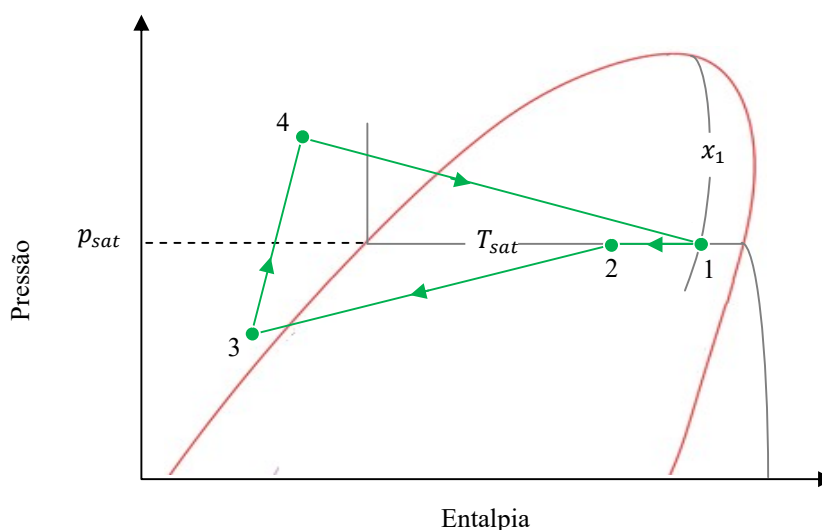


Figura 7: Ciclo termodinâmico do refrigerante.

3.2 Componentes do circuito

3.2.1 Micro bomba

A Figura 8 é uma foto da micro bomba, modelo GF-N23, cujo motor de acionamento é ligado ao rotor por meio de uma conexão eletromagnética, de modo a garantir a não contaminação do fluido refrigerante pelo óleo de lubrificação. O equipamento foi projetado para uma vazão mínima de 158 ml/min e máxima de 6,8 L/min em um campo de temperatura que vai de -46°C até 121°C a uma rotação de 5500 rpm e uma diferença de pressão máxima de 5,5 bar. O controle de vazão é feito em uma faixa de tensão compreendida entre zero e 5 V. À medida que o fluido refrigerante torna-se bifásico e a fração de vazio aumenta na saída do aquecedor, o atrito da fase de vapor ao longo do

circuito impõem uma maior perda de carga no sistema do que aquela quando o fluido se encontrava inteiramente na fase líquida. Em vista disto, é necessário atualizar a tensão de controle na micro bomba constantemente, de forma que, para uma perda de carga maior no sistema, ela seja capaz de bombear a mesma vazão de refrigerante.

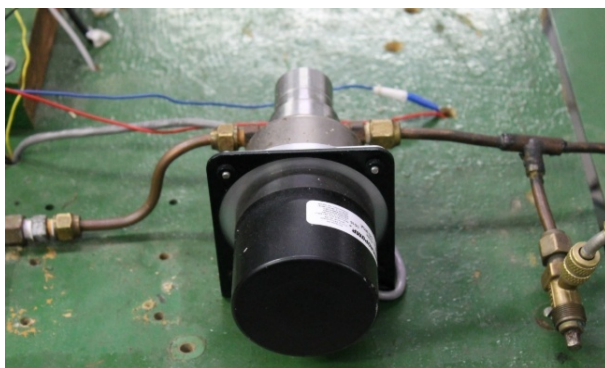


Figura 8: Microbomba.

3.2.2 Medidor de vazão

A Figura 9 é uma foto do medidor de vazão montado a montante da micro bomba e a Figura 10 é uma foto mostrando o medidor em close. O modelo DPM-1153N2L443 do fabricante Kobold permite leituras de vazão na faixa de 0,24 a 4,8 galões por hora (gph). O sinal de saída é do tipo analógico de 4 a 20 mA. Devido à boa linearização entre o sinal de saída e a vazão, a medida de vazão é muito precisa.

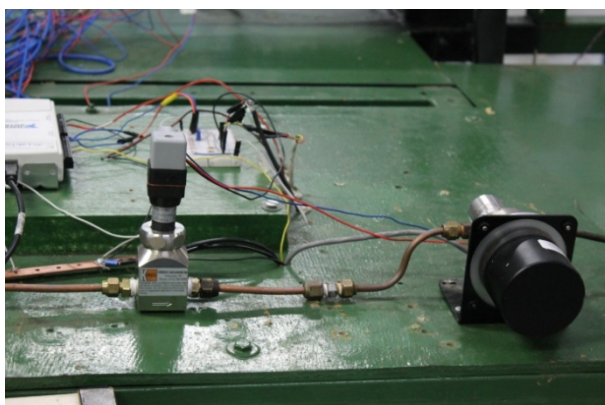


Figura 9: Micro Bomba em conjunto com medidor de vazão.



Figura 10: Medidor de vazão.

3.2.3 Conjunto: Aquecedor/transformador/osciloscópio

A Figura 11 mostra uma foto do aquecedor. Esse componente é constituído de uma tubulação de cobre de 4,77 mm de diâmetro interno e 12,2 m de comprimento. Contém vinte trechos retos de tubos, com 54 cm de comprimento, e vinte curvas, com raio de curvatura de 2,4 cm. O conjunto é enrolado externamente por um fio resistivo que transfere calor por efeito Joule para a tubulação e, por conseguinte para o fluido refrigerante que circula internamente. A tubulação está isolada externamente com mantas de fibra de vidro e placas isolantes de poliuretano e todo o conjunto está dentro de uma caixa de madeira.



Figura 11: Aquecedor.

essa camisa, fazendo a pressão do refrigerante cair e, por efeito de sucção, o refrigerante flui em direção ao acumulador. Ao contrário, para inserir refrigerante no sistema, eleva-se a temperatura de entrada da água no acumulador de maneira que a pressão interna no acumulador aumente o suficiente para fazer o fluido escoar do acumulador para o circuito principal.

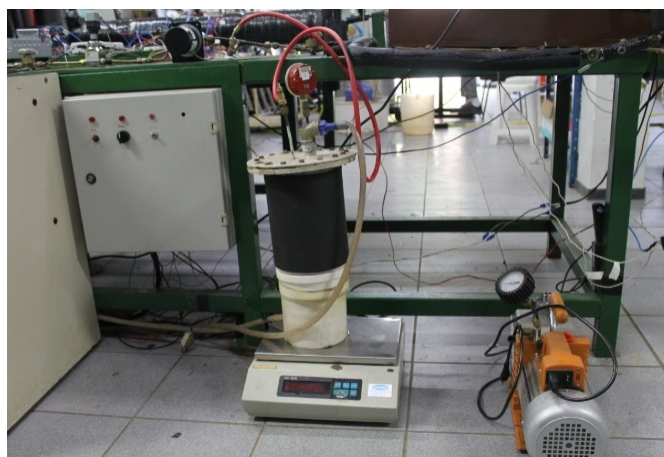


Figura 14 Acumulador.

3.2.5 Bomba D'água

A Figura 15 mostra uma foto da bomba usada para bombear água de um circuito auxiliar (apresentado mais a frente) para o condensador do circuito principal. A bomba opera com rotação de 60 rpm, impondo uma vazão volumétrica pouco superior a 2 L/min quando aberta em 100%.



Figura 15: Bomba d'água.

A vazão de água que atravessa a bomba é controlada por meio de uma válvula agulha montada a jusante da bomba (foto mostrada na Figura 16). Para cada posição da válvula de agulha, a vazão foi medida coletando-se a água de saída do condensador em uma bureta de 500 ml (foto mostrada na Figura 17), com graduação de 5 ml, e registrando-se o tempo de coleta com um cronômetro de celular.



Figura 16: Válvula agulha.



Figura 17: Bureta usada para medir vazão de água.

3.2.6 Condensador – seção de testes

A Figura 18 mostra uma foto da seção de testes, ou condensador. Trata-se de um trocador de calor coaxial, no qual a água é o fluido secundário responsável pela retirada de calor do refrigerante, sendo esse o fluido objeto. Isolado termicamente com espuma elastomérica, o trocador de calor é constituído de uma tubulação de PVC de 100 mm de diâmetro, dentro da qual há uma tubulação de alumínio com 4,8 mm de diâmetro inter-

no e 75 mm de diâmetro externo. Ao longo do condensador foram instalados termopares tipo T em contato com a parede interna da tubulação de alumínio e um termopar em contato com a parede externa. Todos os termopares foram aferidos em laboratório. A água escoa no tubo envelope com temperatura sempre inferior à temperatura do refrigerante, que escoa em contracorrente no tubo interno. Esta configuração permitiu calcular experimentalmente o coeficiente de troca de calor, conforme metodologia abordada no capítulo seguinte.



Figura 18: Seção de testes (condensador).

3.2.7 Subresfriador

A Figura 19 é uma foto do subresfriador, cuja finalidade é completar a condensação e subresfriar o fluido refrigerante, de maneira que esse chegue à microbomba no estado de líquido comprimido (subresfriado).



Figura 19: Subresfriador.

O subresfriador é um trocador de calor de tubos concêntricos, isolado termicamente com espuma elastomérica e enrolado em hélice. O tubo interno, por onde circula o refrigerante, possui um diâmetro interno de 7,94 mm e 21,06 m de comprimento. No tubo envelope e em um espaço anular, água fria circula em contra corrente recuperando o calor liberado pelo refrigerante.

3.2.8 Circuito de refrigeração auxiliar

A Figura 20 mostra uma do banco de apoio, um circuito de refrigeração a R134a dotada de um controlador PID para controlar a temperatura da água gelada produzida no evaporador da máquina. Essa é a água fria que alimenta o circuito principal na seção de testes e no subresfriador. O banco de apoio conta com uma grande quantidade de sensores tais como termopares, manômetros do tipo Bourbon e um medidor de vazão mássica do tipo Coriolis.



Figura 20: Circuito de refrigeração auxiliar.

3.2.9 Sensores de pressão e temperatura

As leituras de temperaturas foram feitas com termopares tipo T instalados em dezessete pontos ao longo do circuito principal. As leituras de pressão foram feitas com transdutores de pressão e manômetros analógicos (Figuras 21 e 22). Além desses, um

transdutor diferencial de pressão da marca Rosemount (Figura 23) foi instado entre a entrada e a saída do aquecedor. Todos os medidores de pressão foram aferidos usando-se uma bomba hidráulica com certificado de calibração válido. Os procedimentos de aferição bem como a validação dos sensores estão disponibilizados no Apêndice C e D respectivamente



Figura 21: Transdutor na saída do aquecedor.



Figura 22: Manômetros na saída do condensador e entrada da microbomba.

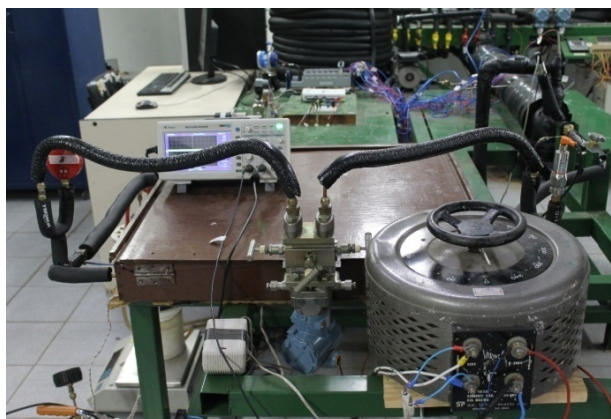


Figura 23: Medidor Diferencial entre a entrada e saída do aquecedor.

3.2.10 Aquisição de dados

A aquisição e registro de dados foram feitos pelas placas de aquisição de dados da empresa National Instrument mostradas Figuras 24 e 25, bem como com a utilização do Software Labview de interface gráfica. Foram utilizadas três placas diferentes: duas para leituras de temperaturas e a outra para medições de vazão e pressões. Uma das placas de temperatura, modelo NI USB-916, foi usada para medir as temperaturas de entrada e saída da água e na superfície externa da tubulação de alumínio do condensador. A segunda placa de temperaturas, modelo NI USB 9213, foi usada para medir as temperaturas da parede interna ao longo da seção de testes (condensador). A terceira placa, modelo NI-USB 6211, foi usada para a medição de pressões e geração do sinal de controle da microbomba. As placas permitem a comunicação direta entre os sensores com um computador.

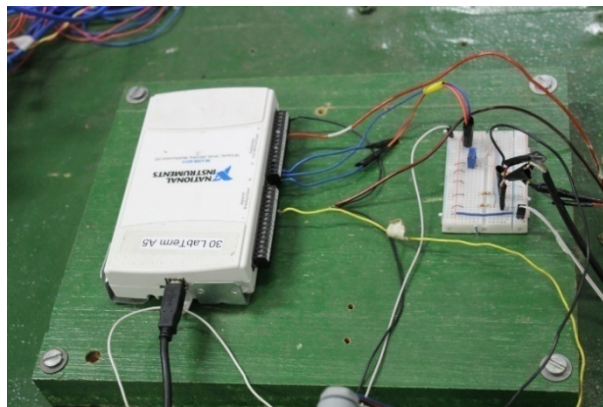


Figura 24: Placa leitora de pressão e comando da microbomba e o circuito conversor de corrente em tensão.

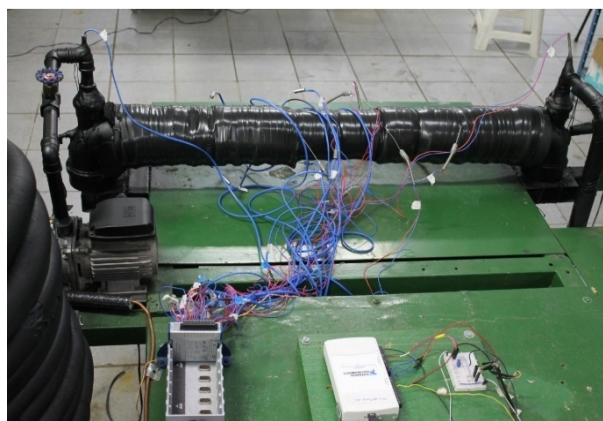


Figura 25: Placas de temperaturas com os termopares ligados à seção de testes.

A interface Labview é simples e permite visualização gráfica do usuário. A frequência de registros de dados é ajustável, podendo variar de uma medição de dados por segundo até o valor mais adequado de acordo com o experimento. Abaixo encontra-se na Tabela 4 as incertezas de medições dos equipamentos supracitados.

Tabela 4 Incerteza dos equipamentos de medição

Equipamentos	Incertezas
Medidor de vazão do tipo turbina	0,0042 gph
Termopares	0,35°C
Transdutores de Pressão	2 Kpa
Diferenciais de Pressão	2 Kpa
Osciloscópio	± 3% sobre o valor medido

3.3 Fechamento

Este capítulo foi dedicado à descrição do aparato experimental e da instrumentação utilizada para a obtenção do coeficiente de transferência de calor por condensação em um escoamento horizontal com os refrigerantes R134a e R1234yf. No próximo capítulo, é apresentado equacionamento e a metodologia experimental usados para levantamento desse coeficiente.

CAPÍTULO 4: METODOLOGIA

Este capítulo apresenta o equacionamento usado para a determinação experimental do coeficiente de transferência de calor por condensação. O capítulo também apresenta a metodologia usada para a determinação das incertezas deste coeficiente.

4.1 Detalhamento da seção de testes e condições dos testes

A Figura 26 mostra a seção de testes, constituída por um trocador de calor no qual o fluido refrigerante entra bifásico, com título conhecido, e cede calor para a água escoando em contracorrente. O material do tubo pelo qual o fluido refrigerante escoava é alumínio com 4,8 mm de diâmetro interno e 75 mm de diâmetro externo. A água escoava pela região anular compreendida entre o tubo interno e um tubo de PVC com 100 mm de diâmetro externo. Foram instalados dezesseis termopares nas posições laterais, no topo e na parte inferior de quatro seções ao longo do tubo de alumínio, todos eles quase que em contato com a parede interna do tubo por onde circula o refrigerante. A Figura 6 do Capítulo 3 passa uma idéia da montagem desses termopares. As posições dos termopares estão representadas nas seções AA', BB', CC' e DD' na Figura 26. Também foram instalados dois termopares, um na entrada de água e outro na saída da seção de testes, conforme mostrado na Figura 26. Conhecendo-se a vazão mássica de água e de posse da diferença de temperatura entre a entrada e saída da água, é possível determinar a taxa de calor transferido do fluido para o tubo de alumínio e dessa para a água. Por fim, substituindo essa taxa na equação da lei do resfriamento de Newton, é possível determinar o coeficiente de troca de calor local entre o fluido refrigerante e a parede.

Com o intuito de estimar a perda de calor do aquecedor para o meio ambiente, foi realizado um experimento com refrigerante monofásico escoando por esse trocador de calor. A potência elétrica fornecida ao sistema, dentro limites dos testes, foi obtida multiplicando-se a tensão elétrica e corrente elétrica no aquecedor por meio do osciloscópio. Essa potência foi comparada à taxa de calor transportada pelo refrigerante, obtida pelo produto entre a vazão, calor específico e diferença de temperaturas do refrigerante entre a saída e entrada do sistema. A diferença entre os dois resultados diferiu, em média, de 7%. Esse valor foi levado em conta no cálculo da taxa de transferência de calor fornecida ao fluido durante sua passagem pelo aquecedor. Detalhes sobre a estimativa da perda de calor do aquecedor para o meio ambiente estão no Apêndice C.

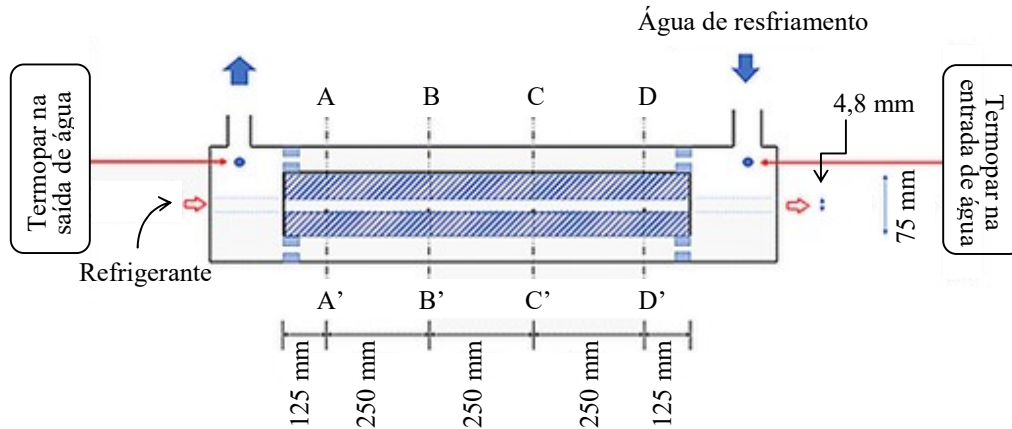


Figura 26: Seção de testes.

Sobre as condições dos testes, a Tabela 5 apresenta as faixas de temperatura, vazões e títulos usadas neste trabalho. As leituras dos sensores e medidores dos sinais de temperatura, vazão, tensão e corrente elétrica foram validados com vistas aos testes para o escoamento bifásico do fluido refrigerante.

Tabela 5 Condições experimentais

Fluido	D (mm)	T_{sat} (°C)	$T_{água}$ (°C)	G (Kg/(m ² °C))	x (%)
R1234yf	4,8	30 e 35	20 e 35	150; 200; 250; 300	10 – 100
R134a	4,8	30 e 35	20 e 25	200; 250; 300	10 – 100

4.2 Equacionamento

4.2.1 Equações para o aquecedor

O título na saída do aquecedor ou entrada da seção de testes (ponto/estado 1 nas Figuras 11 e 12 do Capítulo 3) pode ser calculado por meio da seguinte expressão:

$$x_1 = \frac{h_e - h_l + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}}}{h_{lg}} \quad (42)$$

Nessa equação, \dot{m} é a vazão mássica, h_l é a entalpia do refrigerante líquido na temperatura de saturação, h_e é a entalpia do fluido na entrada do aquecedor, medido em

função da temperatura T_4 do fluido nessa posição, h_{lg} é a entalpia de vaporização na temperatura de saturação e, por fim, \dot{Q} é a potência fornecida para o fluido enquanto ele escoava através do aquecedor, dada por:

$$\dot{Q} = \eta V I \quad (43)$$

Nessa expressão, V e I são a tensão e a corrente elétrica de alimentação do aquecedor, respectivamente, sendo ambas medidas pelo osciloscópio, e η é a eficiência de conversão de potência elétrica em calor dentro do aquecedor, medido experimentalmente. Conforme explicado anteriormente, η foi considerado igual a 0,97, uma vez que a perda de calor do aquecedor para o meio ambiente foi estimada em 3% dentro da faixa de operação do banco de testes.

4.2.2 Equações para a seção de testes

Usando-se a lei do resfriamento de Newton para calcular a energia transferida do refrigerante para a parede interna do canal, tem-se:

$$Q_w = HTC_f A (T_{sat} - T_{pi}) \quad (44)$$

Nessa expressão, HTC_f é o coeficiente de transferência de calor por condensação, A é a área da superfície de troca de calor, T_{sat} é a temperatura de saturação do refrigerante, T_{pi} é a temperatura da parede interna, tomada como sendo a média aritmética das dezesseis temperaturas medidas nas seções AA', BB', CC' e DD' mostradas na Figura 26. A área A é dada por (superfície lateral, que é função do diâmetro interno D e do comprimento L_n da seção de testes):

$$A = \pi D L_n \quad (45)$$

O calor transferido para a água pode ser calculada em função da vazão mássica \dot{m}_w , do calor específico c_p e da diferença de temperatura ΔT da água entre a entrada e saída da seção de testes

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w c_p \Delta T \quad (46)$$

Por fim, após alguma álgebra, obtém-se a fórmula para calcular o coeficiente de transferência de calor por condensação para cada seção do condensador:

$$HTC_f = \frac{\dot{m}_w c_p \Delta T}{(T_{sat} - T_{pi}) 2 \pi r_{int} L_n} \quad (47)$$

Essa expressão foi usada para calcular o coeficiente de transferência de calor por condensação em cada uma das seções ao longo da seção de testes. Sendo o fluxo de calor (Q'') dado pela relação entre o calor trocado pela área total, então temos que a expressão acima pode ser reescrita como :

$$HTC_f = \frac{Q''}{(T_{sat} - T_{pi})} \quad (48)$$

Considerando o fluxo de calor constante, a temperatura da parede interna (T_{pi}) é medida para cada seção do condensador e desta maneira obtemos o coeficiente de transferência de calor local para cada ponto de medição. O título de entrada no condensador foi calculado e é o mesmo que sai do elemento aquecedor. Contudo, ao passo que o fluido condensa a energia transferida faz com que o título sofra variação. Desta maneira para cada seção do trocador de calor (AA'', BB'', CC'', DD'') o título terá sofrido variação na quantidade proporcional a energia trocada até a respectiva seção

$$x_{xx} = x_i - \frac{Q'' \cdot \pi \cdot D_i \cdot L_{xx}}{m_r \cdot h_{lv}} \quad (49)$$

Tabela 6 Pontos de medição de coeficiente de transferência de calor e de títulos locais

	AA'	BB'	CC'	DD'
L _{xx}	125mm	375mm	625mm	875mm
TPI _{xx}	TPI _{AA'}	TPI _{BB'}	TPI _{CC'}	TPI _{DD'}

4.3 Incertezas expandidas

A determinação experimental do coeficiente de transferência de calor é decorrente da medição direta de várias grandezas envolvendo temperaturas, pressões e

vazões. Além do próprio coeficiente de transferência de calor, várias grandezas foram determinadas a partir de equações matemáticas, que foram alimentadas por grandezas obtidas por meio de medição direta ou com ajuda de uma ou mais equações de apoio. As incertezas expandidas das grandezas calculadas pelas equações foram determinadas pelas fórmulas abaixo, nas quais a variável de saída é y e as variáveis de entrada são x_1 , x_2 , x_3 , etc. Ainda sobre essas equações, Δx_1 , Δx_2 , Δx_3 são as incertezas das variáveis x_1 , x_2 , x_3 , enquanto Δy é a incerteza expandida de y ¹.

$$\Delta y = \sqrt{\left(\frac{\partial y}{\partial x_1} \Delta x_1\right)^2 + \left(\frac{\partial y}{\partial x_2} \Delta x_2\right)^2 + \left(\frac{\partial y}{\partial x_3} \Delta x_3\right)^2 + \dots} \quad (50)$$

$$y = f(x_1 + x_2 + x_3 + \dots) \quad (51)$$

As incertezas expandidas foram obtidas com ajuda do *software* EES (*Engineering Equation Solver*) utilizando a metodologia proposta por Taylor e Kuaytt [66] e estão registradas no Apêndice 8.4. Esse software contém as Equações 50 e 51 implicitamente no banco de funções matemáticas. Para obter a incerteza de uma variável dependente y , basta definir as incertezas das variáveis independentes x em uma janela específica do EES.

Tabela 7 Incertezas de medições

Resultados	Incertezas
Coefficiente de transferência de calor (w/m ² °C)	±14,7%
Velocidade mássica (kg/(m ² .s))	± 1,25%
Título	±0,0185

4.4 Fechamento

Os dois últimos capítulos exploraram detalhadamente o aparato experimental e a metodologia adotada para a determinação do coeficiente de transferência de calor por condensação envolvendo os fluidos R1234yf e R134a e suas incertezas. O próximo capítulo é dedicado a apresentação dos resultados experimentais e análises desses resultados.

¹ Nesta monografia, a letra x é usada como nomenclatura para o título em vapor do fluido refrigerante. Não obstante, as variáveis de entrada da Equação 9.6 foram representadas pela mesma grafia, uma vez que a letra x é tradicionalmente usada na matemática para a representação das variáveis independentes de uma equação, assim como a letra y é usada para representar a variável dependente.

CAPÍTULO 5: RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são apresentados os coeficientes de transferência de calor experimentais do fluido R134a e R1234yf escoando em uma tubulação com 4,8 mm de diâmetro interno, para uma ampla faixa de títulos e para velocidades mássicas dos fluidos compreendidas entre 150 e 350 kg/(m².s) e para as temperaturas de saturação de 30°C e 35°C. Os efeitos das variações da velocidade mássica, título e temperatura de saturação sobre o coeficiente de transferência de calor são analisados e comparados com resultados de outros trabalhos da literatura. Na sequência do capítulo, é apresentado um comparativo entre os resultados experimentais e os resultados teóricos dos coeficientes de transferência de calor obtidos a partir das dez correlações discutidas no Capítulo 2. Por fim, os valores experimentais levantados neste trabalho e valores de coeficientes provenientes de outros trabalhos são reunidos em um banco de dados com vistas à obtenção de uma correlação do coeficiente de transferência de calor por condensação por meio de uma rede neural Perceptron. Dada à extensão desse banco de dados, essa correlação é aplicável em uma ampla faixa de temperaturas, velocidades mássicas e títulos em vapor envolvendo escoamentos do fluido R1234yf.

5.1 Apresentação dos resultados experimentais

5.1.1 Comparação com outros trabalhos

Os dados experimentais deste trabalho, com relação ao fluido refrigerante R1234yf, foram plotados conjuntamente com os dados disponibilizados por Wang e também por Chien – Yu visto que o diâmetro interno por eles experimentados são semelhantes ao desta pesquisa. Observa-se que em função do aumento da temperatura de condensação a condutividade térmica da camada líquida reduz seu valor, ocorre menor taxa de cisalhamento entre o fluido na fase líquida e vapor e também a redução do calor latente de condensação dentre outros fatores que conjuntamente ocasionam a redução do coeficiente de transferência de calor com o aumento da temperatura de saturação. Este comportamento foi observado quando os dados desta pesquisa são comparados com dados dos pesquisadores supracitados.

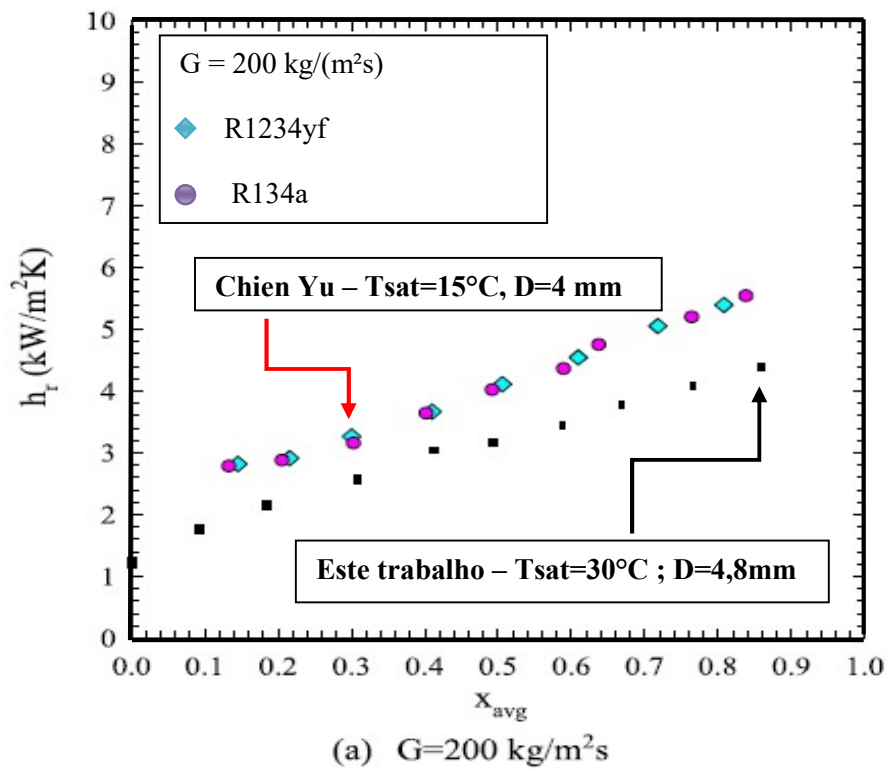


Figura 27 Comparação dos dados experimentais com o trabalho de Chien-Yu

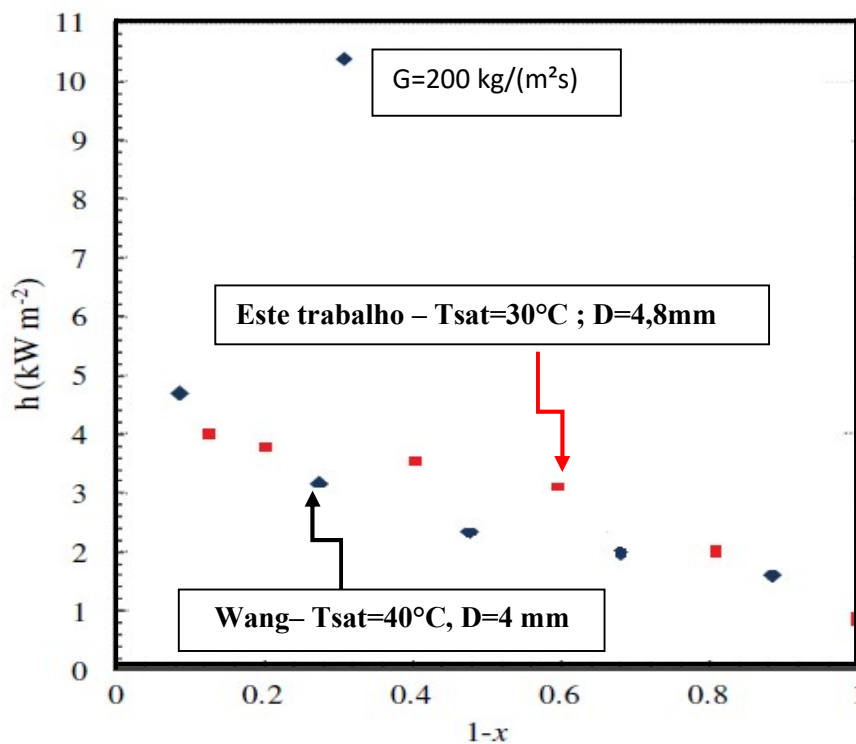


Figura 28 Comparação dos Dados experimentais com o trabalho de Wang

Com relação aos dados experimentais do fluido Refrigerante R134a. O trabalho de Chang Yo [67] estudou o coeficiente de transferência de calor em condensação para diferentes diâmetros de tubulação, diferentes velocidades mássicas e temperatura de saturação em 40°C. Quando comparados em seus valores médios nas velocidades mássicas de 200 e 300 kg/(m²s) com os deste trabalho para 35°C observa-se semelhança entre os mesmos.

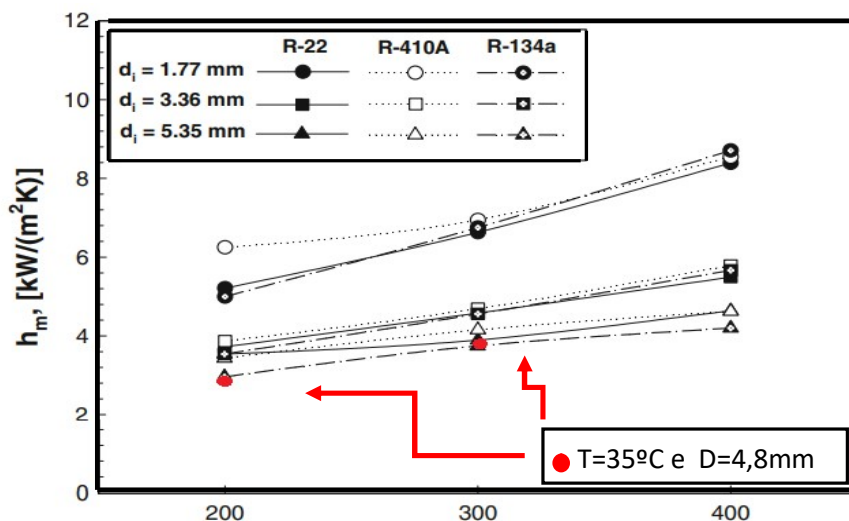


Figura 29 Comparação dos Dados experimentais com o trabalho de Chang-Hyo

5.1.2 Padrões de escoamentos na bancada experimental

Os testes experimentais foram realizados para uma ampla faixa de operação do banco de testes, notadamente para o fluido R1234yf, cujo coeficiente de transferência de calor por condensação foi levantado para as velocidades mássicas (G) extremas entre 150 kg/(s.m²) a 300 kg/(s.m²), temperaturas de saturação (T_{sat}) de 30°C e 35°C e títulos (x) extremos entre 10% e 90%. Esses valores podem ser usados para calcular a abscissa χ (parâmetro de Martinelli) e a ordenada F da carta de Taitel e Dukler (Figura 2 do Capítulo 2) com o objetivo de ratificar a expectativa de se obter alguns dos seguintes padrões básicos de escoamentos: bolhas, estratificado e intermitente (baixos títulos, com predominância da força da gravidade) e anular (altos títulos, com predominância da força cisalhante). As coordenadas χ e F , calculadas pelas Equações 1 e 2 do Capítulo 2, estão apresentadas na Tabela 8..

Tabela 8 Abscissa χ e ordenada F da carta de Taitel e Dukler

Pontos	Variáveis de entrada			Coordenadas da carta	
	T_{sat} (°C)	G [kg/(s.m ²)]	x (%)	χ	F
A	30	150	10	27,85	0,1721
B			90	0,5336	0,7599
C		300	10	27,85	0,2434
D			90	0,5336	1,075
E	35	150	10	25,96	0,1719
F			90	0,4974	0,7189
G		300	10	25,96	0,2431
H			90	0,4974	1,017

O parâmetro χ depende fortemente de x e fracamente de T_{sat} . Por isso, os pontos A, C, E e G, referentes ao título de 10%, apresentam abscissas iguais ou próximas. Comportamento similarmente é verificado para os pontos B, D, F e H, referentes ao título de 90%. As ordenadas desses oito pontos são dadas pelo adimensional F , que depende de T_{sat} , G , x e da fração de vazio. Essa última foi avaliada pela correlação de Zivi. As ordenadas desses pontos dividem-se em quatro conjuntos com valores próximos. Assim, na carta de Taitel e Dukler mostrada na Figura 27, há quatro conjuntos de pontos situados sobre duas linhas verticais referentes às abscissas e sobre quatro linhas horizontais das ordenadas. Cada conjunto é representado por um círculo, dentro do qual há dois pontos com coordenadas próximas. Como esperado, os pontos acham-se na região de escoamentos intermitente (x baixos e χ elevados) e anular (x altos e χ baixos).

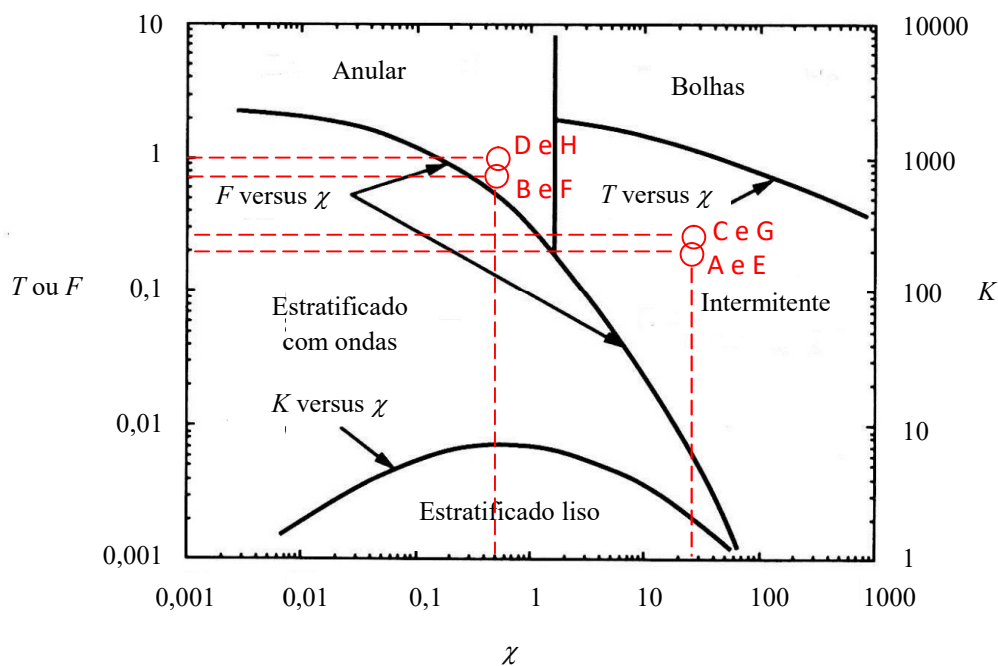


Figura 30 Mapa de Taitel e Dukler

5.1.3 Coeficientes de transferência de calor experimentais

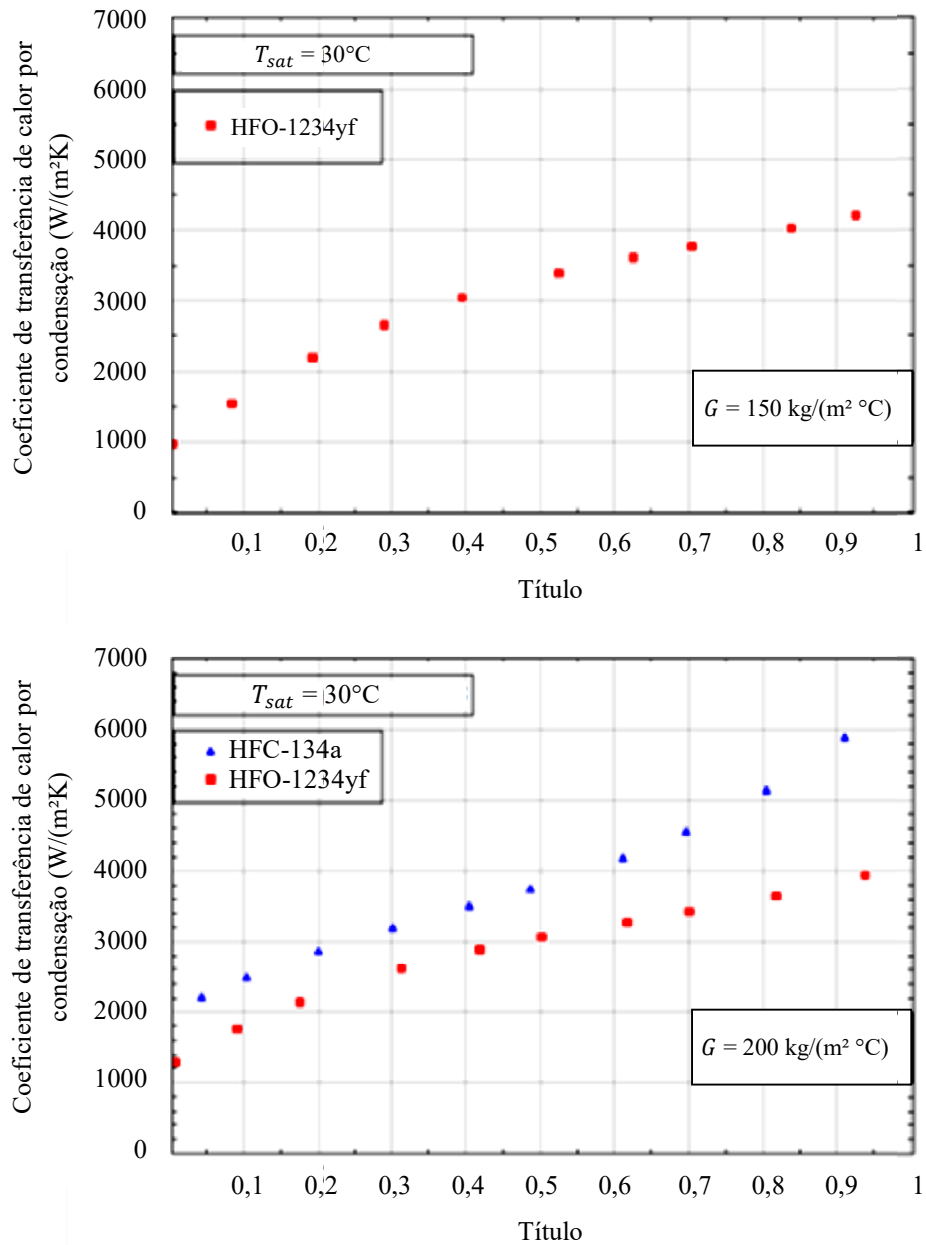
As Figuras de 28 a 31 apresentam gráficos da evolução do coeficiente de transferência de calor por condensação em função do título para diferentes vazões mássicas e temperaturas de condensação para os refrigerantes R134a e R1234yf. Além dos gráficos, tabelas dos coeficientes e suas variações são apresentadas para faixas específicas do título: 0 a 10%, 0 a 50% e 50% a 100%. A incerteza média expandida do coeficiente foi em torno de 15%. Maiores detalhes sobre a matéria podem ser encontrados no Apêndice D.

O aumento do coeficiente com o título verificado em todos os testes era esperado, pois, a espessura do filme líquido na parede do tubo diminui à medida que a seção de testes é atravessada por uma mistura bifásica mais rica em vapor, implicando uma menor resistência térmica da camada de líquido e, portanto, aumento do coeficiente de transferência de calor. Além disso, a produção de mais vapor implica a redução da massa específica da mistura bifásica e, por conseguinte, o aumento da velocidade do vapor em relação à velocidade do líquido. Assim, os efeitos da força de arrasto decorrente do aumento da tensão de cisalhamento são predominantes em relação aos efeitos da força da gravidade. O resultado é a formação de ondas na interface do filme de líquido com o vapor, incrementando a área superficial de transferência de calor. Ao contrário, para títulos baixos, há uma espessa camada de líquido em contato com a parede do tubo e os efeitos gravitacionais são predominantes, implicando escoamento estratificado liso. Assim, a resistência térmica da camada é maior e a área de troca de calor é menor relativamente ao caso de títulos altos. O resultado é que o coeficiente de transferência de calor por condensação apresenta valores mais modestos.

Com respeito à temperatura de condensação, observou-se, para os dois fluidos, uma redução do coeficiente de transferência de calor com o aumento dessa temperatura. Essa redução foi verificada de uma forma geral em todas as faixas de título e de velocidades mássicas do refrigerante. Esse comportamento era esperado, tendo em vista a diminuição da condutividade térmica do líquido com o aumento da temperatura do fluido. Essa propriedade é bastante sensível à temperatura, haja vista que a fase líquida do fluido R1234yf, a 35°C (308 K), apresenta condutividade térmica $k_l = 60 \text{ kW}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$, ao passo que, a 30°C (303 K), o valor da condutividade é $k_l = 61,6 \text{ kW}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$, representado uma redução de 2,6% em decorrência à redução de apenas 1,6% na temperatura absoluta do fluido. De fato, a diminuição do coeficiente de transferência com o aumento

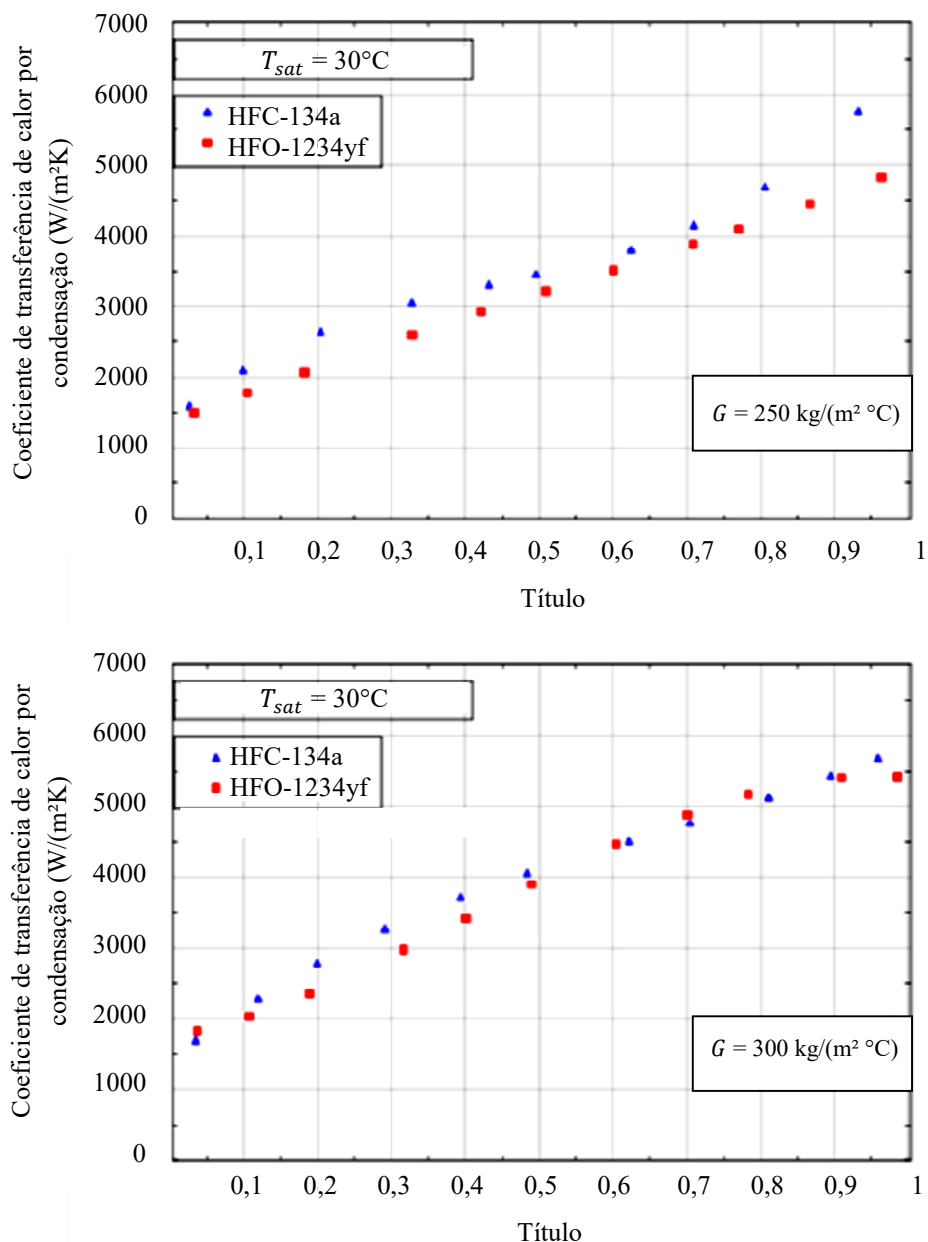
da temperatura do fluido é mais expressiva que a redução da condutividade térmica do líquido. Exemplificando, para $x = 90\%$, $G = 150 \text{ kg}/(\text{m}^2.\text{s})$ e $T_{cond} = 30^\circ\text{C}$ (1º gráfico da Figura 28), o coeficiente de transferência de calor é em torno de $4200 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{°C})$, enquanto, nas mesmas condições de título e vazão, mas para a temperatura de condensação de 35°C (1º gráfico da Figura 30), o coeficiente vale $4000 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{°C})$, significando uma queda de 4,8%. Essa redução foi quase o dobro da ocorrida com a condutividade térmica do líquido porque, além de não haver uma relação linear entre o coeficiente de transferência de calor e a condutividade térmica do líquido, outros parâmetros interferem na transferência de calor, como o calor latente de condensação h_{lg} do fluido, que diminui com o aumento da temperatura. A espessura do filme de líquido, conforme previsto pelo modelo de Nusselt para condensação pelicular [18], aumenta com a redução de h_{lg} , elevando a resistência térmica da camada de líquido. Ademais, o aumento da temperatura de condensação e, por conseguinte, da pressão de vapor, implica forte aumento da massa específica ρ_g do vapor, de modo que, a despeito da dilatação térmica do líquido, e natural diminuição da massa específica ρ_l , a diferença entre as massas específicas das duas diminui significativamente. Assim, apesar de o vapor deslocar-se mais rapidamente que o líquido, esse último apresenta uma velocidade próxima à velocidade do vapor. Por isso, os efeitos da força de cisalhamento na interface líquido/vapor são atenuados, provocando redução do coeficiente de transferência de calor.

Com relação à velocidade mássica, observa-se um aumento dos coeficientes de transferência de calor à medida que essa velocidade cresce. O aumento dessa velocidade incrementa os efeitos da força de cisalhamento no fluido, tornando o fluxo mais turbulento, implicando aumento do coeficiente de transferência de calor. De uma forma geral, o aumento do coeficiente de transferência de calor por condensação com a velocidade mássica dos fluidos R134a e R1234yf foi constatado em quase todas as curvas quando as Figuras de 28 a 31 são comparadas entre si. No entanto, e provavelmente por causa das incertezas expandidas decorrentes dos cálculos, a referida dependência não foi verificada para o fluido R1234yf na faixa de títulos de 50% a 100%, $T_{sat} = 30^\circ\text{C}$ e para a velocidade mássica variando de $150 \text{ kg}/(\text{m}^2.\text{s})$ para $200 \text{ kg}/(\text{m}^2.\text{s})$. Para esse caso, o coeficiente de transferência de calor diminuiu de $3804 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{°C})$ para $3463 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{°C})$, significando uma redução de 9%. Essa forte e inesperada redução do coeficiente na faixa de altos títulos puxou a média para baixo, de sorte que o coeficiente de transferência de calor entre 0 e 100% apresentou uma redução de quase 5%.



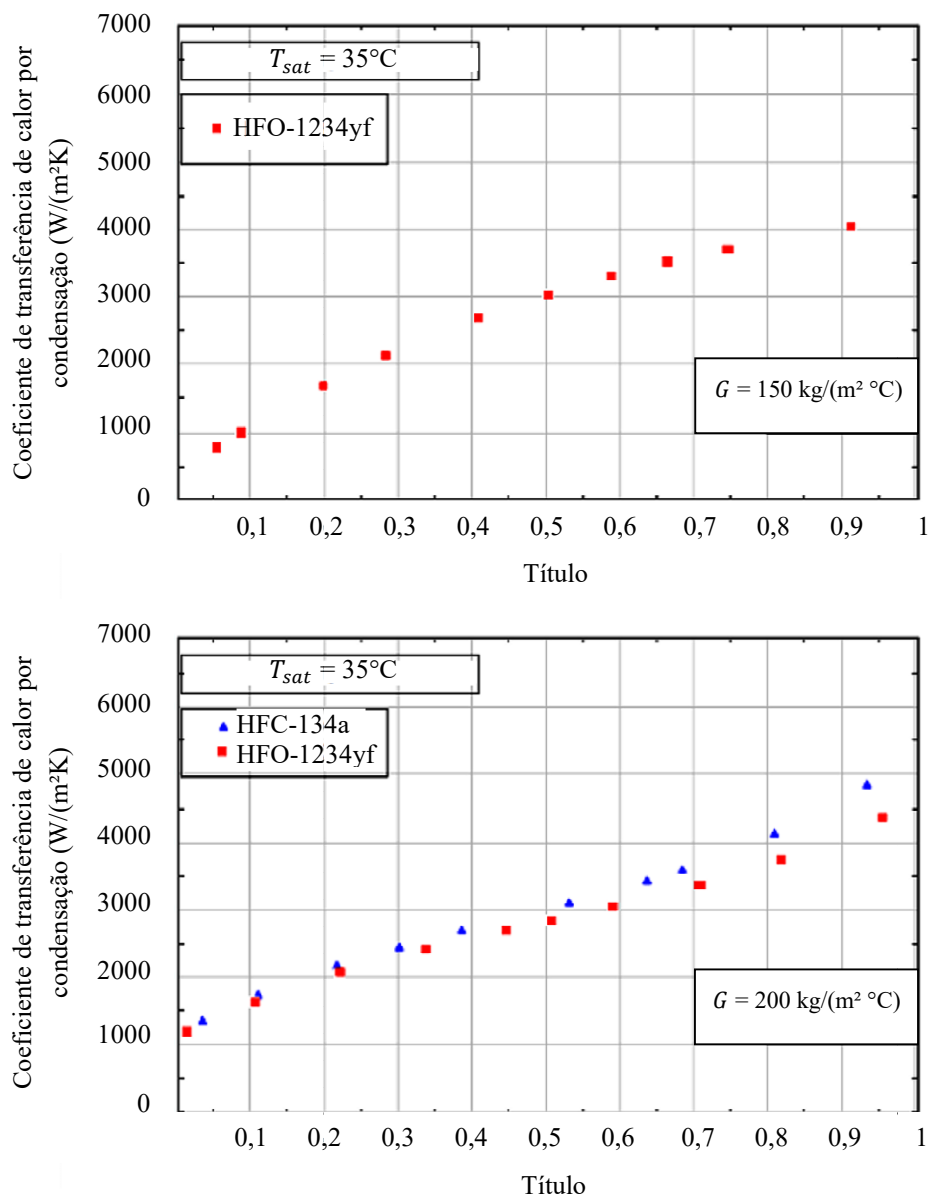
Faixas dos testes			Comparação do fluido com ele mesmo				Comparação do R1234yf com o R134a		
T_{sat} ($^\circ\text{C}$)	x (%)	G ($\text{kg}/\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C}$)	R1234yf		R134a		HTC ($\text{W}/\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C}$)		ΔHTC (%)
			HTC ($\text{W}/\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C}$)	$\Delta(HTC)$ (%)	HTC ($\text{W}/\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C}$)	$\Delta(HTC)$ (%)	R1234yf	R134a	
30	0 a	150	2942	-4,9	---	---	2942	---	---
	100	200	2799		3781	---	2799	3781	-26,0
	0 a	150	2080	+2,7	---	---	2080	---	---
	50	200	2136		3006	---	2136	3006	-28,9
	50	150	3804	-9,0	---	---	3804	---	---
	a100	200	3463		4944	---	3463	4944	-30,0

Figura 31: Coeficientes de transferência de calor do R1234yf e R134 para a temperatura de saturação de 30°C e as velocidades mássicas de $150 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$ e $200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C})$.



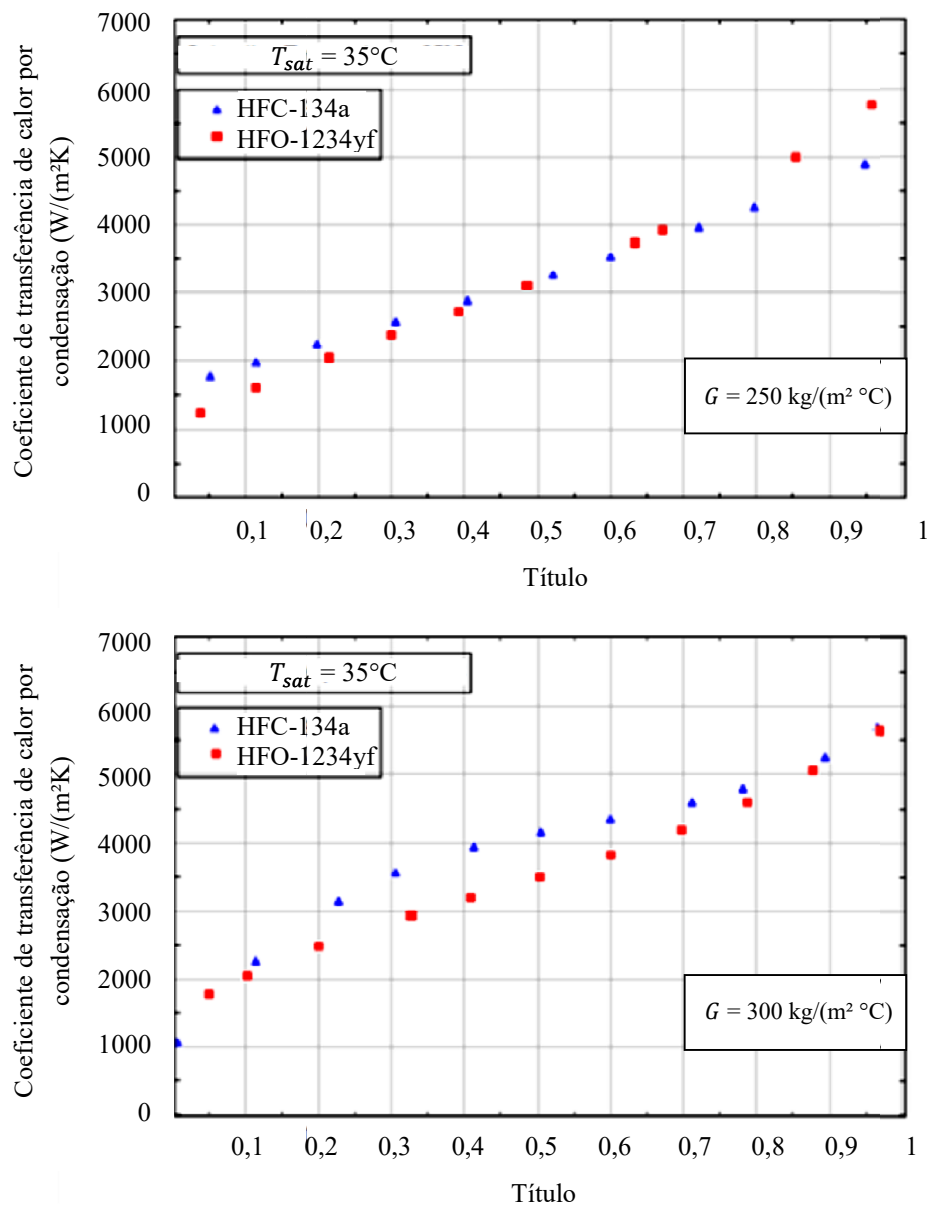
Faixas dos testes			Comparação do fluido com ele mesmo				Comparação do R1234yf com o R134a		
T_{sat} ($^\circ\text{C}$)	x (%)	G ($\text{kg}/\text{m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$)	R1234yf		R134a		HTC ($\text{W}/\text{m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$)		
			HTC ($\text{W}/\text{m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$)	$\Delta(HTC)$ (%)	HTC ($\text{W}/\text{m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$)	$\Delta(HTC)$ (%)	R1234yf	R134a	ΔHTC (%)
30	0 a 100	250	3169	+20,0	3459	+14,0	3169	3459	-9,2
		300	3804		3944		3804	3945	-3,7
	0 a 50	250	2347	+17,0	2695	+10,3	2347	2695	-14,8
		300	2747		2972		2747	2972	-8,2
	50 a 100	250	4155	+22,1	4604	+11,0	4155	4604	-10,8
		300	5072		5112		5073	5112	-0,8%

Figura 32: Coeficientes de transferência de calor do R1234yf e R134a para a temperatura de saturação de 30°C e as velocidades mássicas de $250 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$ e $300 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$.



Faixas dos testes			Comparação do fluido com ele mesmo				Comparação do R1234yf com o R134a		
T_{sat} (°C)	x (%)	G (kg/m ² °C)	R1234yf		R134a		HTC (W/m ² °C)		ΔHTC (%)
			HTC (W/m ² °C)	$\Delta(HTC)$ (%)	HTC (W/m ² °C)	$\Delta(HTC)$ (%)	R1234yf	R134a	
35	0 a 100	150	2585	+5,8	---	---	2585	---	---
		200	2769		2904		2769	2904	-4,64
	0 a 50	150	1882	+13,6	---	---	1882	---	---
		200	2238		2315		2238	2315	-3,32
	50 a 100	150	3640	-0,2	---	---	3640	---	---
		200	3562		3865		3562	3865	-7,83

Figura 33: Coeficientes de transferência de calor para a temperatura de saturação de 35°C e velocidades mássicas de 150 kg/(m² °C) e 200 kg/(m² °C).



Faixas dos testes			Comparação do fluido com ele mesmo				Comparação do R1234yf com o R134a		
T_{sat} (°C)	x (%)	G (kg/m ² °C)	R1234yf		R134a		HTC (W/m ² °C)		
			HTC (W/m ² °C)	$\Delta(HTC)$ (%)	HTC (W/m ² °C)	$\Delta(HTC)$ (%)	R1234yf	R134a	ΔHTC (%)
35	0 a 100	250	3153	+13,1	3141	+23,9	3153	3141	+0,38
		300	3567		3892		3567	3893	-8,4
	0 a 50	250	2185	+21,6	2459	+23,0%	2185	2459	-11,1
		300	2656		3024		2656	3024	-12,1
	50 a 100	250	4604	+1,2	4165	-18,5	4604	4165	+10,5
		300	4661		4935		4661	4935	-5,6

Figura 34: Coeficientes de transferência de calor para a temperatura de saturação de 30°C e velocidades mássicas de 250 kg/(m²°C) e 300 kg/(m²°C).

As variações do coeficiente de transferência de calor do R1234yf e R134a apresentadas nas Figuras de 28 a 31, e discutidas nos parágrafos anteriores, estão em sintonia com os resultados encontrados por outros pesquisadores. Del Col [6] verificou que o coeficiente de transferência de calor por condensação do R1234yf, em tubos convencionais com diâmetro de 0,96 mm, apresentou uma redução de 15% em relação ao coeficiente do R134a para o título de 40%, velocidade mássica de 200 kg/(m²C) e temperatura de condensação de 40°C. Nas mesmas condições, mas na temperatura de condensação de 35°C e para um tubo com diâmetro de 4,8 mm, no presente trabalho, a redução do coeficiente do R1234yf em relação ao R134a foi em torno de 7%. Esse resultado pode ser verificado no 2º gráfico da Figura 35: HTC do R134a \cong 3000 W/(m²C) e HTC do R1234yf \cong 2800 W/(m²C).

Chien-yu [9] estudou a transferência de calor do R1234yf escoando em uma tubulação de diâmetro interno igual a 4,8 mm. Ele verificou que o coeficiente de transferência de calor do R1234yf era inferior ao do R134a em toda a faixa de títulos estudada, sobretudo em títulos médios e altos. De uma forma geral, esse comportamento do fluido foi confirmado, uma vez que em varios gráficos das Figuras 28 a 31 mostram a curva do coeficiente do R134a acima daquela do R1234yf, inclusive descolando-se à medida que o título do fluido evolui, como, por exemplo, no 2º gráfico da figura 30.

Wang [7] estudou comparativamente o coeficiente de transferência de calor por condensação para os fluidos R1234yf e R134a em diferentes velocidades mássicas em uma tubulação de 4,0 mm de diâmetro. O R1234yf apresentou os menores coeficientes, sendo até 23,8% menores do que aqueles apresentados pelo R134a. Esse número é compatível com os resultados da presente pesquisa, uma vez que o coeficiente do R1234yf levantado foi, em média, 19% menor que o do R134a.

Ainda Sobre a o coeficiente de transferência de calor do R1234yf em relação ao do R134a, o primeiro foi inferior ao segundo na maioria dos testes realizados. Em alguns, o coeficiente de transferência de calor do R1234yf foi superior ao do R134a, mas o fato provavelmente ocorreu em decorrência das incertezas expandidas geradas nos cálculos. Desconsiderando os testes em que houve esse problema, o coeficiente de transferência de calor médio do R1234yf foi menor que o do R134a na temperatura de 30°C de 28% nas velocidades mássicas baixas de 150 kg/(m².s) e 200 kg/(m².s), e de 9% nas velocidades altas de 250 kg/(m².s) e 300 kg/(m².s).

Com respeito à influência da velocidade mássica sobre o coeficiente de transferência de calor por condensação do R1234yf, foi verificado, de uma forma geral, um aumento do coeficiente com a velocidade, não obstante alguns testes terem sido inconclusivos sobre essa matéria. De uma forma geral, o coeficiente aumentou de 10% quando a velocidade aumentou de 150 kg/(m².s) para 200 kg/(m².s), de 15% quando o aumento da velocidade foi de 250 kg/(m².s) para 300 kg/(m².s) e de 20% para uma variação da velocidade de +100 kg/(m².s). Em alguns testes, foi observado comportamento inverso, o coeficiente de transferência de calor foi ligeiramente maior para velocidades mássicas menores, sobretudo em testes com baixos títulos. Esse comportamento foi também apontado por Jatuporn *et al* [65]

Embora a temperatura não exerça influência direta no coeficiente com respeito à velocidade mássica do fluido, esse coeficiente diminui com o aumento da temperatura, conforme foi discutido anteriormente. Quando a temperatura passou de 30°C para 35°C, o coeficiente ficou menor de 11%, 7%, 9% e 14% para as velocidades mássicas de 150 kg/(m²s), 200 kg/(m²s), 250 kg/(m²s) e 300 kg/(m²s), respectivamente.

5.2 Correlações de transferência de calor

Os resultados experimentais sobre os coeficientes de transferência de calor levantados neste trabalho foram comparados com os resultados teóricos obtidos a partir das correlações de Arker [49], Chato [47], Shah [45], Park [51], Cavallini [46], Huang [53], Wang [52], Bohdal [50], Koyama [54] e Haragushi [8]. Os coeficientes gerados por essas correlações foram calculados com ajuda do software EES (*Engineering Equation Solver*) do fabricante F- chart (Apêndice A). Foi avaliado, para cada correlação, o desvio médio (MRD), o desvio médio absoluto (MARD) e o quanto cada correlação se afasta da tolerância de $\pm 20\%$ (Acurácia), conforme apresentado na Tabela 9. A seguir, são apresentados os gráficos mostrando as comparações entre os resultados experimentais e os obtidos pelas correlações de Haragushi [8], Chato [47], Koyama [48] e Cavallini [46]. As correlações que apresentaram maior concordância com os dados experimentais foram as de Haragushi [8] e Chato [47]. A correlação de Yang [9] também apresentou boa acurácia, assim como as correlações de Chato [47], Shah [45] e Cavallini [46] para baixos valores de velocidade mássica.

Tabela 9: MRD, MARD e Acurácia das correlações

Correlações	MRD(%)	MARD(%)	Acurácia(%)
Haragushi [8]	-7,89	11,15	91,40
Chato [47]	10,51	12,53	74,63
Koyama [54]	22,96	24,45	24,25
Cavallini [46]	28,50	29,81	5,60
Bohdal [50]	28,92	30,27	15,30
Shah [45]	42,70	43,93	2,99
Huang [53]	43,44	43,44	14,55
Wang [52]	53,27	53,49	1,49
Aker [49]	53,38	53,62	1,12
Park [51]	73,67	73,67	0,37

O comparativo entre correlações e resultados experimentais levantados no presente trabalho está de acordo com aqueles obtidos por Wang [7]. O qual também conclui ser a correlação de Haragushi a que mais adequou aos dados experimentais.

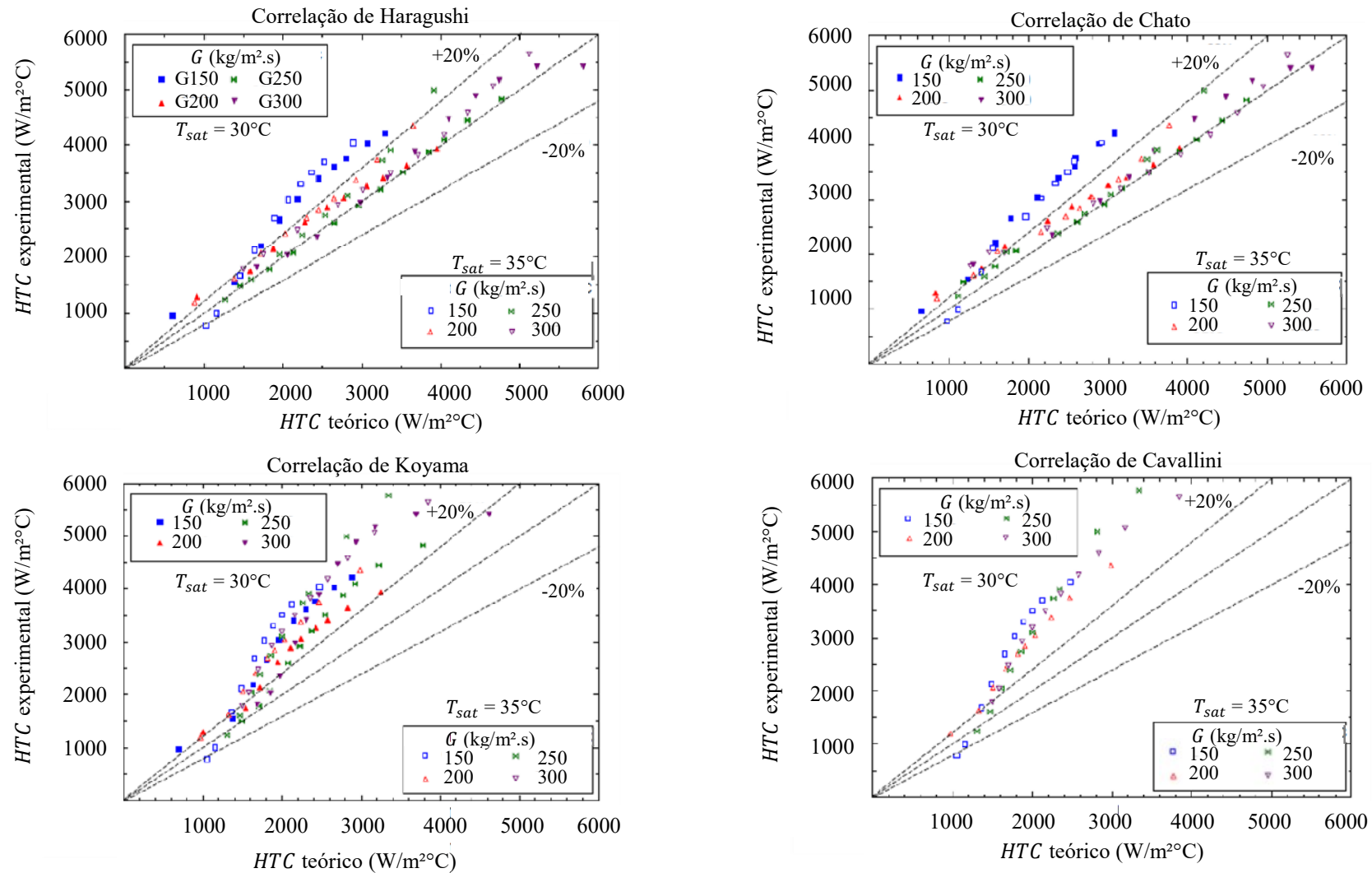


Figura 35: Comparativo dos coeficientes de transferência de calor por condensação obtidos pelas correlações de Haragushi, Chato, Koyama e Cavallini com os coeficientes experimentais.

5.3 Redes neurais como modelo de previsão

Como discutido na seção anterior, a correlação de Haragushi [8] revelou-se adequada para prever o coeficiente de transferência de calor por condensação para velocidades mássicas de 100 a 400 kg/(m².s). Contudo, aumentando-se a velocidade mássica, e comparando com resultados experimentais disponibilizados nos trabalhos de Chien-Yu e Wang, a correlação de Haragushi perde acurácia. Nesse sentido, com o intuito de verificar a previsibilidade dos dados experimentais foi utilizada uma rede neural Perceptron multicamadas [55] com uma camada intermediária, sendo utilizadas funções sigmoideal e linear para camada de saída. Foi utilizada a função *fitting* Neural Network do Matlab para os dados de diâmetro da tubulação de 4,0 e 4,8 mm extraídos dos trabalhos de Chien [9] e Wang [7]. A rede apresentou um coeficiente de determinação R^2 nas etapas de treinamento, validação, teste e total próximos de 100%

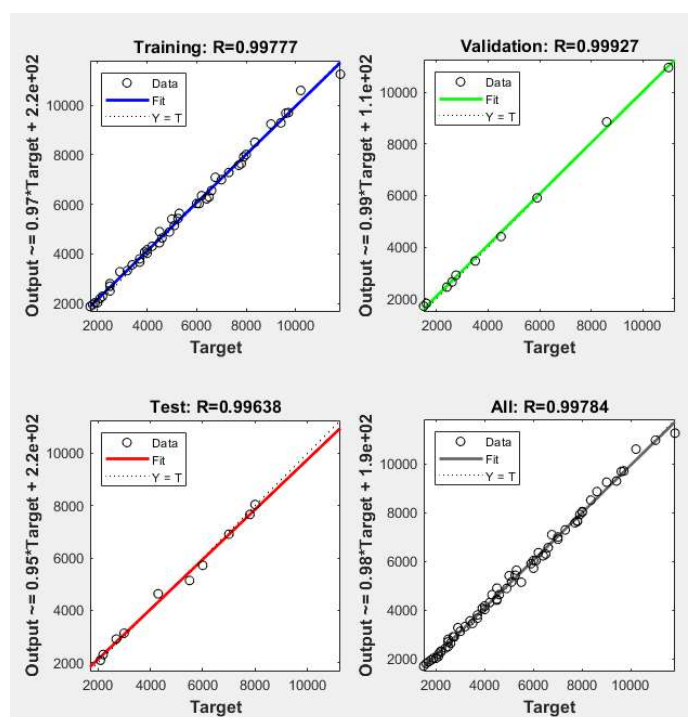


Figura 36 Coeficiente de correlação da rede neural

A figura 34 mostra um exemplo de topologia de uma rede neural e a figura 35 mostra a arquitetura da rede extraída do software Matlab. O processo utilizado é o de aprendizagem supervisionada, que consiste no ajuste de pesos intermediários (w_i) e fatores de ativação (b_i) até que seus respectivos valores proporcionem um erro mínimo entre o valor fornecido pela rede (*input*) e o obtido experimentalmente (*output*) [56]. A arquitetura da rede consiste de uma camada de entrada, que utiliza quatro neurônios associados respectivamente com as informa-

ções de título, temperatura de saturação, velocidade mássica e diâmetro da tubulação. Na camada intermediária, consistindo de cinco neurônios, quantidade esta escolhida por meio de simulações com diferentes quantidades de neurônios na camada intermediária foi utilizada a função sigmoideal como função de ativação e, na camada de saída, foi utilizada a função linear como função de ativação, correspondendo aos dados de coeficiente de transferência de calor. O algoritmo de treinamento utilizado foi o de Levenberg e Marquardt [57]. As equações 52 e 53 fornecem as expressões da função sigmoideal em cada neurônio intermediário.

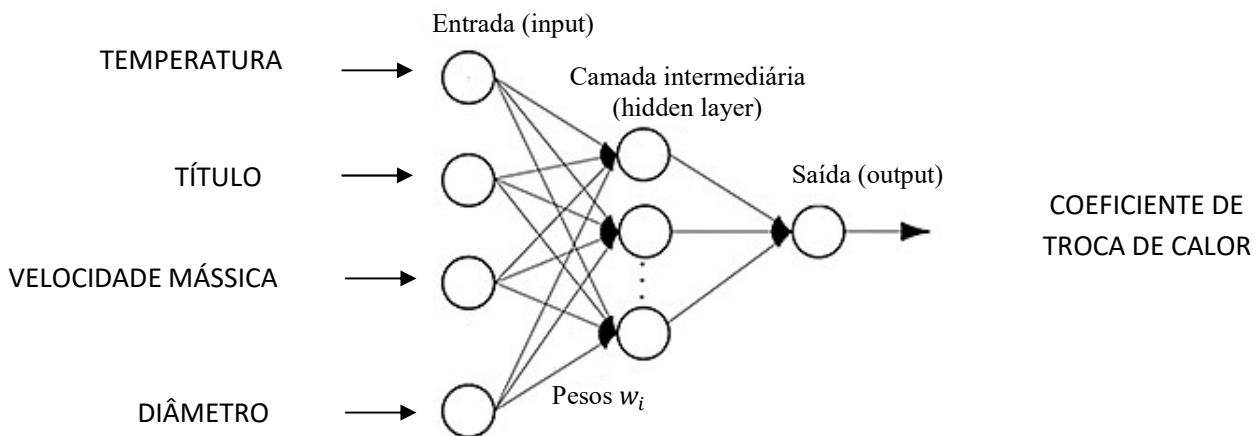


Figura 37: Topologia de uma rede neural com entrada, camada intermediária, camada de saída.

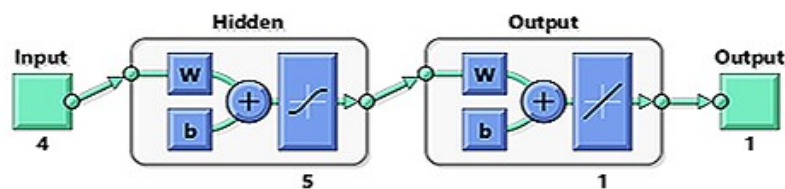


Figura 38: Arquitetura de rede neural disponibilizada no software Matlab.

$$f(n) = \frac{2}{(1+e^{-2 \cdot n})} - 1 \quad (52)$$

$$n = \sum_1^4 w_i \cdot Input_i + b_i \quad (53)$$

Os dados de alimentação da rede neural vieram de resultados experimentais dos trabalhos de Chien-Yuh [9] e Wang [7] e do presente trabalho, correspondendo a diâmetros da tubulação de 4,0 mm e 4,8 mm, temperaturas de saturação de 15°C a 50°C e velocidades mássi-

cas de $150 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{C})$ a $1200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{C})$. A rede neural apresentou um coeficiente de correlação igual a 0,99033 e acurácia muito superior a das correlações apresentadas no Capítulo 2. A tabela 10 apresenta a matriz de pesos juntamente com os fatores de ativação após a convergência da rede.

Tabela 10: Pesos e fatores de ativação para as topologias utilizadas.

Camada intermediária						Saída	
Pesos	Neurônio 1	Neurônio 2	Neurônio 3	Neurônio 4	Neurônio 5	Pesos	Neurônio de saída
w_1	0,195609	0,666157	-1,141134	1,498425	-1,437027	w_5	0,316141
w_2	1,830633	0,394503	-2,040698	0,892619	1,14399	w_6	-0,096109
w_3	0,395712	2,989902	-0,146274	-0,994835	0,089414	w_7	-0,488026
w_4	-0,863427	-1,31383	0,014155	0,72196	-0,563551	w_8	0,263685
B_1	1,072164	-1,993284	-0,017271	0,974566	-2,296307	w_9	-0,661830
						B_2	-0,766922

Os valores de MRD, MARD e acurácia da rede neural foram calculados, apresentando os valores de -0,77, 6,20 e 96,73%. A Figura 39 mostra o coeficiente de transferência de calor por condensação obtido a partir da rede neural em função do coeficiente experimental. Conforme pode ser observado, a rede neural permite a previsão do coeficiente de transferência de calor com grande precisão. No entanto, como a essa metodologia não leva em conta os mecanismos físicos de transferência de calor, sua utilização é restrita às condições para as quais a rede foi treinada.

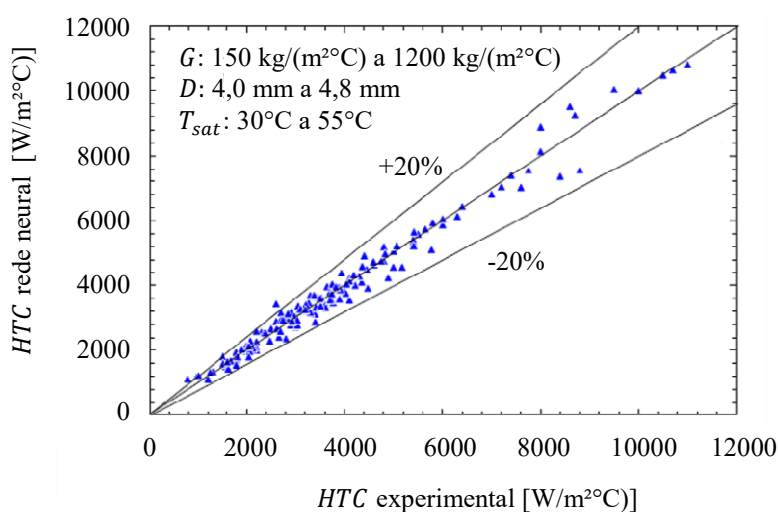


Figura 39 Comparativo entre Redes Neurais e dados experimentais

A rede neural foi treinada com dados de coeficientes de transferência de calor de três trabalhos independentes, com uma faixa de velocidade mássica e temperaturas de saturação que abrangem as faixas de trabalho em sistemas automotivos e, portanto sendo capaz de ser utilizada como modelo de previsão para projetos de condensadores que venham a utilizar o R1234yf nos mesmos.

CAPÍTULO 6: CONCLUSÃO

Neste trabalho, o coeficiente de transferência de calor por condensação para escoamentos horizontais do fluido R1234yf em um tubo de 4,8 mm foi determinado experimentalmente para as velocidades mássicas de 150 kg/(m².s) a 300 kg/(m².s), títulos em vapor de 10% a 90% e temperaturas de condensação de 30°C e 35°C. Na literatura técnica, não foram encontrados trabalhos com o refrigerante R1234yf escoando nessas temperaturas e em tubos horizontais com o diâmetro supracitado. Os resultados experimentais levantados neste trabalho poderão ser agregados ao banco de dados do R1234yf disponíveis na literatura, permitindo que pesquisadores da área desenvolvam metodologias teóricas envolvendo esse fluido, tais como correlações para estimar o coeficiente de transferência de calor por condensação e modelos de condensadores de sistemas de refrigeração.

Com respeito ao título, a evolução crescente do coeficiente de transferência de calor pode ser aproximada por um polinômio de terceira ordem com um ponto de inflexão em torno do título de 50%, a partir do qual os mecanismos de transferência de calor, antes regidos pela ação da força gravitacional, alteram-se, dando lugar aos efeitos inerciais gerados pela força de cisalhamento para títulos mais elevados.

Com respeito à dependência do coeficiente de transferência de calor com a vazão do refrigerante, foi observado que esse coeficiente aumenta com a velocidade mássica do fluido em média de 20% considerando uma variação dessa velocidade de um valor igual a 100 kg/(m²s) tanto para a temperatura de 30°C quanto para 35°C.

Sobre a influência da temperatura de condensação, quando essa passou de 30°C para 35°C, o coeficiente de transferência de calor reduziu em média de 10% para toda a faixa de velocidades mássicas usadas nos experimentos.

O coeficiente de transferência de calor por condensação do R1234yf foi comparado com o do R134a para as velocidades mássicas de 200 kg/(m²s), 250 kg/(m²s) e 300 kg/(m²s) para as temperaturas de condensação de 30°C e 35°C. De uma forma geral, o fluido R1234yf apresentou um coeficiente de transferência de calor inferior ao R134a. Para a velocidade mássica de 200 kg/(m²s) e a temperatura de condensação de 30°C, essa redução foi de 22% considerando o valor médio do coeficiente para toda a faixa de título.

Os resultados experimentais também foram comparados com os resultados obtidos a partir de dez correlações da literatura. Dentre elas, foi verificado que a correlação de Haragushi [8] foi a mais precisa, apresentando valores de MRD, MARD e acurácia de -7,9%, 11,2 % e 91,4%. A precisão da correlação de Haragushi foi indicada no trabalho de Wang [7]. Ademais, os resultados apresentados nos parágrafos precedentes desta conclusão foram, de uma forma geral, observados nos trabalhos de Del Col [6] e de Chien-Yuh [9].

Por fim, de posse de resultados experimentais deste trabalho e de outros dois trabalhos disponibilizados na literatura, foi desenvolvida uma correlação baseada em redes neurais Perceptron para calcular o coeficiente de transferência de calor por condensação para 15°C a 55°C e velocidades mássicas de 150 kg/(m².s) a 1200 kg/(m².s). Os resultados revelaram que a acurácia da rede neural é muito superior daquela apresentada pelas dez correlações analisadas.

CAPÍTULO 7: SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Os coeficientes de transferência de calor em condensação foram medidos, neste trabalho, para o diâmetro de tubulação de 4,8 mm. Outros dois autores mediram para diâmetro de 4 mm. Porém, para esta faixa de diâmetros, carece estudos do coeficiente para temperatura de condensação em 20°C e 25°C de forma a tornar mais robusto o banco de dados experimental do R1234yf sendo esta uma proposta a ser realizada em trabalhos futuros. Além dos diâmetros de 4 mm e 4,8 mm também existe estudo com diâmetro de 0,96 mm. No total apenas 3 diâmetros foram estudados em tubos horizontais lisos para o refrigerante em condensação, sendo também necessário portanto que demais diâmetros fossem experimentados.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] J. Calm, “The next generation of refrigerants—historical review, considerations, and outlook,” *international*, pp. 1123-1133, 2008.
- [2] U. N. Environment, *Montreal protocol on substances that Deplete the Ozone Layer*, Montreal, 1987, p. 1541.
- [3] M. K. A. B. J. a. D. P. Mclinden, “A thermodynamic analysis of refrigerants:,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 38, pp. 80-92, 2014.
- [4] E. UNION, *Directive 2006/40/ec of the european parliament and of the council of 17 may 2006 relating to emissions from*, Bruxelas, 2006.
- [5] K. H. Y. a. A. R. Tanaka, “Measurements of the isobaric specific heat capacity and density for,” *Journal of Chemical & Engineering Data*, vol. 55, n° 2, pp. 901-903, 2010.
- [6] D. T. D. a. C. A. Del Col, “Heat transfer and pressure drop during condensation of the low gwp,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 33, n° 7, p. 1307–1318, 2010.
- [7] L. D. C. a. H. E. Wang, “Experimental study on condensation heat transfer and pressure drop of low gwp,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 35, n° 5, p. 1418–142, 2012.
- [8] F. Hidetaka Haraguchi, “Condensation of refrigerants hfc22, hfc134a and hfc123 in a horizontal smooth tube (2nd report,,” *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series B*, vol. 60, n° 574, pp. 2117-2124, 1994.
- [9] H. N. Chien-Yuh Yang, “Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerants,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 127, pp. 218-227, 2018.
- [10] F. L.-B. A. G.-C. J. a. V.-G. F. Illán-Gómez, “Experimental two-phase heat transfer coefficient and frictional pressure drop inside mini-channels during condensation with r1234yf and r134a,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 51, p. 12–23, 2015.
- [11] ZIVI’s, “Estimation of steady-state steam void-fraction by means of the principle of minimum entropy production.,” *Journal of Heat Transfer*, vol. 86, pp. 247-251, 1964.

- [12] G. HUGHMARK, "Holdup and heat transfer in horizontal slug gas-liquid flow," *Chemical Engineering Science*, vol. 20, pp. 1007-1010, 1965.
- [13] A. F. PREMOLI, "An empirical correlation for evaluating two-phase mixture density under adiabatic conditions," *European Two-Phase flow Group Meeting*, vol. 25, pp. 17-26, 1970.
- [14] P. DOMANSKI e C. HERMES, "An improved correlation for two-phase pressure drop of R-22 and R-410A in 180° return bends.," *Applied Thermal Enginnering*, vol. 28, pp. 793-800, 2008.
- [15] S. A. A. ., ROUHANI, "Calculation of void volume fraction in the sub cooled and quality boiling regions," *Internation Journal of Heat Mass Transfer*, vol. 13, pp. 383-393, 1970.
- [16] R. LOCKHART e R. MARTINELLI, "Proposed correlation of data for isothermal two phase, two-component flow in pipes.," *Chemical Enginnering Progress*, vol. 45, pp. 39-48, 1949.
- [17] D. T. J. STEINER, "Flow boiling heat transfer in vertical tubes correlated by an asymptotic model," *Heat Transfer Engineering*, vol. 13, pp. 43-69, 1992.
- [18] J. COLLIER e J. THOME, *Convective Boiling and Condensation*, third ed., Oxônia: OUP Oxford, 2002.
- [19] O. BAKER, "Simultaneous flow of oil and gas," *Oil and Gas Journal*, vol. 53, pp. 185-195, 1954.
- [20] R. JENKINS, *Two phase two component flow of air and water*, Newark, 1947.
- [21] C. GAZLEY, *Interfacial Shear and stability in two phase flow*, 1948.
- [22] G. ALVES, "Cocurrent liquid gas flow in a pipeline contractor," *Chem. Engi Prog*, vol. 50, pp. 449-456, 1954.
- [23] S. KOSTERIN, "An investigation of the influence of the diameter and inclination of a tube on the hydraulic resistance and flow structure of gas liquid mixtures," *Izv, Akad Nauk SSSR*, vol. 12, pp. 1824-1830, 1949.
- [24] D. Scott, "Properties of Co-Current Gas-liquid flow," *Advances in Chemical Engineering*, vol. 4, pp. 199-277, 1964.
- [25] C. HOOGENDOORN, "The effect of gas density and gradual vaporization on gas-liquid flow in horizontal pipes," *Chem. Eng. Sci*, vol. 16, n° 3-4, pp. 208-221, 1961.

- [26] G. W. G. M. M. Omer, "The horizontal pipeline flow of air-water mixtures," *The Canada Journal of chemical engineering*, vol. 40, n° 3, pp. 93-104, 1962.
- [27] K. T. a. F. BELL, "Interpretation of horizontal in-Tube condensation heat transfer correlations with a two-phase with a two-phase flow regime map," *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.*, vol. 66, pp. 150-163, 1970.
- [28] P. WHALLEY, *Boiling, condensation, and gas-liquid flow*, New York: Oxford, 1987.
- [29] J. G. G. a. A. K. MANDHANE, "A flow pattern map for gas-liquid flow in horizontal pipes," *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 4, pp. 537-553, 1974.
- [30] Y. D. A. TAITEL, "A model for predicting Flow Regime Transitions in Horizontal and Near Horizontal Gas-Liquid Flow," *AIChE Journal*, vol. 22, pp. 47-55, 1976.
- [31] J. W. B. ., G. T. J. PALEN, "Prediction of flow regimes in horizontal tube side condensation," *Journal of Heat Transfer Engineering*, vol. 1, pp. 47-57, 1979.
- [32] R. O. R. P. SARDESAI, "Flow regimes for condensation of a vapour inside a horizontal tube," *Chem. Eng. Sci.*, vol. 36, pp. 1173-1180, 1981.
- [33] J. EL-HAJAL, J. THOME e A. CAVALLINI, "Condensation in horizontal tubes, part 1, two-phase flow pattern map.," *International Journal of Heat Mass and Transfer*, vol. 46, pp. 3349-3363, 2003.
- [34] H. A. A. N. SOLIMAN, "Flow Pattern during Condensation inside a Horizontal Tube," *ASHRAE TRANS*, vol. 77, p. 211, 1971.
- [35] D. R. W. E. B. A. TRAVISS, "Forced-Convection condensation inside tubes: a heat transfer equation for condenser design," *ASHRAE transac*, vol. 79, pp. 157-165, 1973.
- [36] G. B. WALLIS, *One Dimensional two-phase flow.*, New York: McGraw-Hill, 1969.
- [37] C. E. A. COLBUM, *General discussion on Heat Transfer*, Oxford, 1994.
- [38] H. F. C. a. P. D. J. Butterworth D., "Transactions of the Symposium on Msdti-Phase Flow Systems," *The Institution of Chemical Engineers Symwsium Series*, vol. 38, 1975.
- [39] N. KATTAN, J. THOME e D. FABRAT, "Flow boiling in horizontal tubes: Part1 -

- Development of a diabatic two phase flow pattern map,” *Journal of Heat Transfer*, vol. 120, pp. 140-147, 1998.
- [40] H. V. C. G. TANDON, “A new flow regime map for condensation inside horizontal tubes,” *Journal of Heat Transfer*, vol. 104, n° 4, pp. 763-768, 1982.
- [41] G. C. D. C. L. D. G. A.CAVALLINI, “Condensation of Halogenated Refrigerants Inside Smooth Tubes,” *ASHRAE TRANSFER*, vol. 8, n° 4, pp. 146-161, 2002.
- [42] N. SHAH, “A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes,” *International Journal of Heat Transfer*, vol. 22, pp. 547-556, 1979.
- [43] M. SHAH, “An improved and Extended General Correlation for Heat Transfer During Condensation in Plain Tube,” *HVAC&RESEARCH*, vol. 15, pp. 889-913, 2009.
- [44] M. SHAH, “General correlation for heat transfer during condensation in plain tubes: further development and verification,” *ASHRAE Transaction*, vol. 119, p. 3, 2013.
- [45] R. Z. A. Cavallini, “A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation,” *Proc. Fifth Int. Heat Transfer Conf*, vol. 3, p. 309–313, 1974.
- [46] J. C. M.K. Dobson, “Condensation in smooth horizontal tubes,” *ASME J.Heat Transfer*, vol. 120, pp. 193-213, 1998.
- [47] M. M. Shah, “A correlation for heat transfer during condensation in horizontal mini/micro channels,” *International Journal of Refrigeration*, 2016.
- [48] S. K. T. F. H. Haraguchi, “Condensation of refrigerants HCFC 22, HFC134a and HCFC 123 in a horizontal smooth tube (2nd report,” *Trans. JSME*, pp. 245-252, 1994.
- [49] H. R. W.W. Akers, “Condensation inside a horizontal tube,” *Chem. Eng.*, vol. 56, pp. 145-149, 1960.
- [50] H. C. M. S. T. Bohdal, “Comparative investigations of the condensation of R134a and R404A refrigerants in pipe minichannels,” *Int. J.Heat Mass Transfer*, vol. 54, p. 1963–1974., 2011.
- [51] F. V.-F. L. C. J. T. J.E. Park, “Experimental study on condensation heat transfer in vertical minichannels for new refrigerant,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 35, p. 442–

- 454, 2011.
- [52] T. R. R. C. W.W. Wang, “condensation heat transfer correlation for millimeter-scale tubing with flow regime transition,” *Exp. Therm. Fluid Sci*, vol. 26, p. 473–485., 2002.
- [53] G. D. H. H. Y. Z. H. P. Y. G. B. D. X. Huang, “Influence of oil on flow condensation heat transfer of R410A inside 4.18 mm and 1.6 mm inner diameter horizontal smooth tubes,” *Int. J. Refrigeration*, vol. 33, p. 158–169., 2010.
- [54] K. K. K. N. K. Y. S. Koyama, “An experimental study on condensation of refrigerant R134a in a multi-port extruded tube,,” *Int. J. Refrigeration*, vol. 24, p. 425–432., 2003.
- [55] P. S. Minsky M, *Perceptrons.*, Cambridge: MIT Press, 1969.
- [56] B. C. a. D. M. Titterington, “Neural Networks: A Review from a Statistical Perspective,” *Statistical Science*, vol. 9, pp. 2-30, 1994.
- [57] M. J.J., “The Levenberg-Marquardt algorithm: Implementation and theory. In: Watson G.A. (eds) Numerical Analysis,,” *Lecture Notes in Mathematics*, vol. 630, pp. 105-116, 1978.
- [58] O. d. n. u. -. ONU, “Montreal protocol on substances that deplete the zone layer,” New York, 1987.
- [59] S. E. S. a. A. R. Douglass, “Decline in Antarctic Ozone Depletion and Lower stratospheric Chlorine Determined From Aura Microwave Limb Sounder Observations,” *Geophysical Research Letters*, p. 9, 27 November 2017.
- [60] O. N. u. ONU, “KYOTO PROTOCOL TO THE UNITED NATIONS FRAMEWORK,” em *KYOTO PROTOCOL TO THE UNITED NATIONS FRAMEWORK*, Kyoto, 1998.
- [61] C. RICE, “The effect of void fraction correlation and heat flux assumption on refrigerant charge inventory predictions,” *ASHRAE Transactions: Technical And Symposium Papers* , pp. 341-367, 1987.
- [62] G. M. HUMIA, ESTUDO EXPERIMENTAL E MODELO DE SIMULAÇÃO PARA A DETERMINAÇÃO DO INVENTÁRIO EM SISTEMAS, 2017.
- [63] M. SHAH, “A new flow pattern based in general correlation for heat transfer during condensation in horizontal tubes,” *Int. Heat Transfer Conference*, 2014.

- [64]. Taylor, Introduction to Error Analysis: The Study of Uncertainties in Physical Measurements, University Science Books; Edição: 2nd edition (1 de janeiro de 1997), 7.
- [65] KAEW-ON, Jatuporn; NAPHATTHARANUN, Nunthaphan; BINMUD, Rongwongwise, Somchai. Condensation heat transfer characteristics of R134a inside mini circular and flattened tubes. International Journal Of Heat And Mass Transfer, [s.l.], v. 102, p.86-97, nov. 2016. Elsevier BV.
- [66] J. R. Taylor, Introduction to Error Analysis: The Study of Uncertainties in Physical Measurements, University Science Books; Edição: 2nd edition (1 de janeiro de 1997), 1997.
- [67] SON, Chang-hyo; LEE, Ho-saeng. Condensation heat transfer characteristics of R-22, R-134a and R-410A in small diameter tubes. **Heat And Mass Transfer**, [s.l.], v. 45, n. 9, p.1153-1166, 1 maio 2009. Springer Science and Business Media LLC. <http://dx.doi.org/10.1007/s00231-009-0489-6>.
- [68] SOLVER, Engineering Equation. **F-chart Softwares**. Disponível em: <http://fchartsoftware.com/ees/>. Acesso em: 17 abr. 2020.

APÊNDICE A: CORRELAÇÕES DE TRANFERENCIA DE CALOR POR CONDENSAÇÃO – PROGRAMA EES

Correlação de Arker

```
Functionh_arker(x;rho_v;rho_l;mu_l;mu_v;G;gr;D_i;cp;kl;TS;TW;Hlg;PRLO;REYLO;PHI;CHI)
PRLO=(mu_l*cp)/kl
h_arker=(0,026*(PRLO^(1/3))*(G*((1-x)+x*(rho_l/rho_v)^(0,5))*(D_i/mu_l))^0,8)*kl/D_i
End
FL$='R1234yf'
G=300
TS=35 // TEMPERATURA DE SATURAÇÃO
TW= 25 // TEMPERATURA DA PAREDE
x= 0,7 // TÍTULO
gr= 9,7838 // GRAVIDADE
D_i = 4,8*10^(-3) // DIÂMETRO INTERNO
PS=P_sat(FL$;T=TS) // PRESSÃO DE SATURAÇÃO
h_Arker=h_arker(x;rho_v;rho_l;mu_l;mu_v;G;gr;D_i;cp;kl;TS;TW;Hlg;PRLO;REYLO;PHI;CHI)
PRLO=PRLO
REYLO=REYLO
PHI=PHI
CHI=CHI
rho_v =density(FL$;T=TS;x=1) // MASSA ESPECÍFICA DO VAPOR
rho_l = density(FL$;T=TS;x=0) // MASSA ESPECÍFICA FASE LIQUIDO
mu_l = viscosity(FL$;T=TS;x=0) // VISCOSIDADE DA AGUA
mu_v = viscosity(FL$;T=TS;x=1) // VISCOSIDADE DO VAPOR
Hlg=enthalpy_vaporization(FL$;T=TS) // ENTALPIA DE VAPORIZAÇÃO
cp=cp(FL$;T=TS;x=0) // CALOR ESPECIFICO NA SATURAÇÃO
kl=conductivity(FL$;T=TS;x=0) // CONDUTIVIDADE TÉRMICA DO LIQUIDO
```

Correlação de Bohdal

```
Functionh_bohdal(x;rho_v;rho_l;mu_l;mu_v;G;D_i;cp;kl;pr)
REY=(G*(1-x)*D_i)/mu_l
PRL=(mu_l*cp)/kl
h_bohdal=(25,084*(REY^(0,258))*((PRL)^(-0,495))*(pr^(-0,288))*(x/(1-x))^0,266)*kl/D_i
End
FL$='R1234yf'
G=300
TS=35 // TEMPERATURA DE SATURAÇÃO
TW= 25 // TEMPERATURA DA PAREDE
x= 0,7 // TÍTULO
D_i = 4,8*10^(-3) // DIÂMETRO INTERNO
PS=P_sat(FL$;T=TS) // PRESSÃO DE SATURAÇÃO
pr=PS/p_crit(FL$)
rho_v =density(FL$;T=TS;x=1) // MASSA ESPECÍFICA DO VAPOR
rho_l = density(FL$;T=TS;x=0) // MASSA ESPECÍFICA FASE LIQUIDO
mu_l = viscosity(FL$;T=TS;x=0) // VISCOSIDADE DA AGUA
mu_v = viscosity(FL$;T=TS;x=1) // VISCOSIDADE DO VAPOR
Hlg=enthalpy_vaporization(FL$;T=TS) // ENTALPIA DE VAPORIZAÇÃO
cp=cp(FL$;T=TS;x=0) // CALOR ESPECIFICO NA SATURAÇÃO
kl=conductivity(FL$;T=TS;x=0) // CONDUTIVIDADE TÉRMICA DO LIQUIDO
h_bohdal=h_bohdal(x;rho_v;rho_l;mu_l;mu_v;G;D_i;cp;kl;pr)
```

Correlação de Cavallini

```
Functionhcav(x;rho_v;rho_l;mu_l;mu_v;G;gr;CT;D_i;cp;kl;TS;TW;Hlg)
CHI=(((1-x)/x)^(0,9))*((rho_v/rho_l)^(0,5))*((mu_l/mu_v)^(0,1))
JG=(x*G)/(gr*D_i*rho_v*(rho_l-rho_v)^(0,5))
```

```

JGT=((7,5/(4,3*(CHI)^(1,111)+1))^(-3))+CT^(-3))^(-1/3)
REYLO=(G*D_i)/mu_l
PRL=(mu_l*cp)/kl
CT=1,6
DELTAT = TS - TW
Hes=0,725*((1+0,741*((1-x)/x)^(0,3321))^(-1))*((kl^3)*rho_l*(rho_l-
rho_v)*gr*Hlg)/(mu_l*D_i*DELTAT)^(0,25)+(1-
x^(0,087))*(0,023*(REYLO^(0,8))*PRL^(0,4)*(kl/D_i))
If JG<=JGT Then
hcav=(0,023*(REYLO^(0,8))*PRL^(0,4)*(kl/D_i))*(1+1,128*(x^(0,8170))*((rho_l/rho_v)^(0,3685))*
(mu_l/mu_v)^(0,2363))*((1-mu_v/mu_l)^(2,144))*PRL^(-0,1))*((JGT/JG)^(0,8))-Hes)*(JG/JGT) + Hes
COND$='DEPENDENTE'
Else
hcav=(0,023*(REYLO^(0,8))*PRL^(0,4)*(kl/D_i))*(1+1,128*(x^(0,8170))*((rho_l/rho_v)^(0,3685))*
(mu_l/mu_v)^(0,2363))*((1-mu_v/mu_l)^(2,144))*PRL^(-0,1))
COND$='INDEPENDENTE'
Endif
End
FL$='R1234yf'
G=300
TS=35 // TEMPERATURA DE SATURAÇÃO
TW= 25 // TEMPERATURA DA PAREDE
CT=1,6
x= 0,7 // TÍTULO
gr= 9,7838 // GRAVIDADE
D_i = 4,8*10^(-3) // DIÂMETRO INTERNO
PS=P_sat(FL$;T=TS) // PRESSÃO DE SATURAÇÃO
hcav=hcav(x;rho_v;rho_l;mu_l;mu_v;G;gr;CT;D_i;cp;kl;TS;TW;Hlg)
Hes=Hes
rho_v =density(FL$;T=TS;x=1) // MASSA ESPECÍFICA DO VAPOR
rho_l = density(FL$;T=TS;x=0) // MASSA ESPECÍFICA FASE LIQUIDO
mu_l = viscosity(FL$;T=TS;x=0) // VISCOSIDADE DA AGUA
mu_v = viscosity(FL$;T=TS;x=1) // VISCOSIDADE DO VAPOR
Hlg=enthalpy_vaporization(FL$;T=TS) // ENTALPIA DE VAPORIZAÇÃO
cp=cp(FL$;T=TS;x=0) // CALOR ESPECIFICO NA SATURAÇÃO
kl=conductivity(FL$;T=TS;x=0) // CONDUTIVIDADE TÉRMICA DO LIQUIDO

```

Correlação de Chato

```

Call cond_horizontaltube (Fluid$; m_dot; x;T_sat; TW; D : h_m; F$)
Fluid$= 'R1234yf'
x=0,2
G=300
D=4,8*10^(-3)
A=(pi*D^2)/4
m_dot=G*A
T_sat=35
TW=23

```

Correlação de Haragushi

```

Function h_hara(x;rho_v;rho_l;mu_l;mu_v;G;gr;D_i;cp;kl;TS;TW;Hlg)
REY=(G*(1-x)*D_i)/mu_l
REYLO=(G*D_i)/mu_l
PRL=(mu_l*cp)/kl
Ga_l=(gr*(rho_l^2)*D_i^3)/(mu_l^2)
Ja=(cp*(TS-TW))/(Hlg)
CHI=((1-x)/x)^(0,9))*((rho_v/rho_l)^(0,5))*((mu_l/mu_v)^(0,1))
PHI=1+(0,5*(G/((gr*D_i*rho_v*(rho_l-rho_v)^(0,5))^0,75)*CHI^0,35
Nuf=(0,0152*REY^0,77)*(1+0,6*PRL^0,8)*(PHI/CHI)
alpha=((1+(rho_v/rho_l))*((1-x)/x)^(0,4+0,6*(((rho_l/rho_v)+0,4*((1-x)/x))/(1+0,4*((1-x)/x)))^0,5)))^(-
1)

```

```

H_alpha=alpha +(10*((1-alpha)^0,1 -1)+1,7*(10^(-4))*REYLO)*(alpha^0,5)*(1-(alpha^0,5))
Nub=0,725*H_alpha *((Ga_l*PRL)/Ja)^0,25
h_hara=(kl/D_i)*(Nuf^2+Nub^2)^0,5
End
FL$='R1234yf'
G=300
TS=35// TEMPERATURA DE SATURAÇÃO
TW= 25 // TEMPERATURA DA PAREDE
x= 0,7 // TÍTULO
gr= 9,7838 // GRAVIDADE
D_i = 4,8*10^(-3) // DIÂMETRO INTERNO
PS=P_sat(FL$;T=TS) // PRESSÃO DE SATURAÇÃO
h_hara= h_hara(x;rho_v;rho_l;mu_l;mu_v;G;gr;D_i;cp;kl;TS;TW;Hlg)
rho_v =density(FL$;T=TS;x=1) // MASSA ESPECÍFICA DO VAPOR
rho_l = density(FL$;T=TS;x=0) // MASSA ESPECÍFICA FASE LIQUIDO
mu_l = viscosity(FL$;T=TS;x=0) // VISCOSIDADE DA AGUA
mu_v = viscosity(FL$;T=TS;x=1) // VISCOSIDADE DO VAPOR
Hlg=enthalpy_vaporization(FL$;T=TS) // ENTALPIA DE VAPORIZAÇÃO
cp=cp(FL$;T=TS;x=0) // CALOR ESPECIFICO NA SATURAÇÃO
kl=conductivity(FL$;T=TS;x=0) // CONDUTIVIDADE TÉRMICA DO LIQUIDO

```

Correlação de Huang

```

Function h_huang(x;rho_v;rho_l;mu_l;mu_v;G;gr;D_i;cp;kl;TS;TW;Hlg;PRL;REYLO;PHI;CHI)
REYLO=(G*(1-x)*D_i)/mu_l
PRL=(mu_l*cp)/kl
CHI=((1-x)/x)^(0,9)*((rho_v/rho_l)^(0,5))*((mu_l/mu_v)^(0,1))
PHI=1+(0,5*(G/((gr*D_i*rho_v*(rho_l-rho_v))^0,5))^0,75)*CHI^0,35
h_huang=(0,0152*(1+0,6*PRL^0,8))*(PHI/CHI)*(REYLO^(0,77))*(kl/D_i)
End
FL$='R1234yf'
G=300
TS=35 // TEMPERATURA DE SATURAÇÃO
TW= 25 // TEMPERATURA DA PAREDE
x= 0,7 // TÍTULO
gr= 9,7838 // GRAVIDADE
D_i = 4,8*10^(-3) // DIÂMETRO INTERNO
PS=P_sat(FL$;T=TS) // PRESSÃO DE SATURAÇÃO
h_huang=h_huang(x;rho_v;rho_l;mu_l;mu_v;G;gr;D_i;cp;kl;TS;TW;Hlg;PRL;REYLO;PHI;CHI)
PRL=PRL
REYLO=REYLO
PHI=PHI
CHI=CHI
rho_v =density(FL$;T=TS;x=1) // MASSA ESPECÍFICA DO VAPOR
rho_l = density(FL$;T=TS;x=0) // MASSA ESPECÍFICA FASE LIQUIDO
mu_l = viscosity(FL$;T=TS;x=0) // VISCOSIDADE DA AGUA
mu_v = viscosity(FL$;T=TS;x=1) // VISCOSIDADE DO VAPOR
Hlg=enthalpy_vaporization(FL$;T=TS) // ENTALPIA DE VAPORIZAÇÃO
cp=cp(FL$;T=TS;x=0) // CALOR ESPECIFICO NA SATURAÇÃO
kl=conductivity(FL$;T=TS;x=0) // CONDUTIVIDADE TÉRMICA DO LIQUIDO

```

Correlação de Koyama

```

Function h_koyam(x;rho_v;rho_l;mu_l;mu_v;G;gr;D_i;cp;kl;TS;TW;Hlg;e)
REY=(G*(1-x)*D_i)/mu_l
REYLO=(G*D_i)/mu_l
PRL=(mu_l*cp)/kl
Ga_l=(gr*(rho_l^2)*D_i^3)/(mu_l^2)
Ja=(cp*(TS-TW))/(Hlg)
CHI=((1-x)/x)^(0,9)*((rho_v/rho_l)^(0,5))*((mu_l/mu_v)^(0,1))
PHI=((1+21*(1-e^(-0,319*D_i))*CHI +CHI^2)^(0,5)
Nuf=(0,0152*REY^0,77)*(1+0,6*PRL^0,8)*(PHI/CHI)

```

```

alpha=((1+(rho_v/rho_l)*((1-x)/x)*(0,4+0,6*(((rho_l/rho_v)+0,4*((1-x)/x))/(1+0,4*((1-x)/x)))^0,5))))^(-
1)
H_alpha=alpha +(10*((1-alpha)^0,1 -1)+1,7*(10^(-4))*REYLO)*(alpha^0,5)*(1-(alpha^0,5))
Nub=0,725*H_alpha *((Ga_l*PRL)/Ja)^0,25
h_koyam=(kl/D_i)*(Nuf^2+Nub^2)^0,5
End
FL$='R1234yf
G=300
TS=35// TEMPERATURA DE SATURAÇÃO
//TW= 25 // TEMPERATURA DA PAREDE
//x= 0,7 // TÍTULO
gr= 9,7838 // GRAVIDADE
D_i = 4,8*10^(-3) // DIÂMETRO INTERNO
PS=P_sat(FL$;T=TS) // PRESSÃO DE SATURAÇÃO
h_koyam= h_koyam(x;rho_v;rho_l;mu_l;mu_v;G;gr;D_i;cp;kl;TS;TW;Hlg;e)
e=2,7182818284590452353602874
rho_v =density(FL$;T=TS;x=1) // MASSA ESPECÍFICA DO VAPOR
rho_l = density(FL$;T=TS;x=0) // MASSA ESPECÍFICA FASE LIQUIDO
mu_l = viscosity(FL$;T=TS;x=0) // VISCOSIDADE DA AGUA
mu_v = viscosity(FL$;T=TS;x=1) // VISCOSIDADE DO VAPOR
Hlg=enthalpy_vaporization(FL$;T=TS) // ENTALPIA DE VAPORIZAÇÃO
cp=cp(FL$;T=TS;x=0) // CALOR ESPECIFICO NA SATURAÇÃO
kl=conductivity(FL$;T=TS;x=0) // CONDUTIVIDADE TÉRMICA DO LIQUIDO

```

Correlação de Parker

```

Functionh_parker(x;rho_v;rho_l;mu_l;mu_v;G;gr;D_i;cp;kl;TS;TW;Hlg;sigma;v_l;v_v;e;GAL;JAL)
REY=(G*(1-x)*D_i)/mu_l
PRL=(mu_l*cp)/kl
GAL=(gr*rho_l*D_i^3)/(mu_l^2)
JAL=(cp*(TS-TW))/(Hlg)
BO=((D_i^2)*gr*(rho_l - rho_v))/sigma
CHI=((1-x)/x)^(0,9)*((rho_v/rho_l)^(0,5))*((mu_l/mu_v)^(0,1))
PHI=(1+(13,17*(v_l/v_v)^(0,17))*(1-e^(-0,6*(BO^0,5))))*CHI+CHI^2)^(0,5)
Nuf=0,0055*(PRL^(1,37))*(REY^(0,7))*(PHI/CHI)
alpha=((1+(rho_v/rho_l)*((1-x)/x)*(0,4+0,6*(((rho_l/rho_v)+0,4*((1-x)/x))/(1+0,4*((1-x)/x)))^0,5))))^(-
1)
H_alpha=alpha +(10*(1-alpha)^0,1 -8,9)*(alpha^0,5)*(1-(alpha^0,5))
Nub=0,746*(1-e^(-0,85)*BO^(0,5))*(H_alpha)*((GAL*PRL)/JAL)^0,25
h_parker=(kl/D_i)*(Nuf^2+Nub^2)^0,5
End
FL$='R1234yf
G=300
TS=35 // TEMPERATURA DE SATURAÇÃO
TW= 25 // TEMPERATURA DA PAREDE
x= 0,7 // TÍTULO
gr= 9,7838 // GRAVIDADE
D_i = 4,8*10^(-3) // DIÂMETRO INTERNO
PS=P_sat(FL$;T=TS) // PRESSÃO DE SATURAÇÃO
h_parker= h_parker(x;rho_v;rho_l;mu_l;mu_v;G;gr;D_i;cp;kl;TS;TW;Hlg;sigma;v_l;v_v;e;GAL;JAL)
sigma=surfacetension(FL$;T=TS)
v_l=volume(FL$;T=TS;x=0)
v_v=volume(FL$;T=TS;x=1)
e=2,7182818284590452353602874
GAL=GAL
JAL=JAL
rho_v =density(FL$;T=TS;x=1) // MASSA ESPECÍFICA DO VAPOR
rho_l = density(FL$;T=TS;x=0) // MASSA ESPECÍFICA FASE LIQUIDO
mu_l = viscosity(FL$;T=TS;x=0) // VISCOSIDADE DA AGUA
mu_v = viscosity(FL$;T=TS;x=1) // VISCOSIDADE DO VAPOR
Hlg=enthalpy_vaporization(FL$;T=TS) // ENTALPIA DE VAPORIZAÇÃO

```

```
cp=cp(FL$;T=TS;x=0) // CALOR ESPECIFICO NA SATURAÇÃO
kl=conductivity(FL$;T=TS;x=0) // CONDUTIVIDADE TÉRMICA DO LIQUIDO
```

correlação de Shah

```
Callcond_tube(FL$; theta;m_dot; x;T_sat;D : h_TP)
FL$='R1234yf'
G=300
TS=35
D=4,8*10^(-3)
A=(pi*D^2)/4
theta=0
m_dot=G*A
x=1
T_sat=TS
```

Correlação de Wang

```
Functionh_wang(x;rho_v;rho_l;mu_l;mu_v;G;D_i;cp;kl;pr)
REYL=(G*(1-x)*D_i)/mu_l
PRL=(mu_l*cp)/kl
CHI=(((1-x)/x)^(0,9))*((rho_v/rho_l)^(0,5))*((mu_l/mu_v)^(0,1))
h_wang=0,0274*(kl/D_i)*PRL*(REYL^(0,6792))*(x^(0,2208))*((1,376+8*CHI^(1,665))^(0,5))/CHI
End
FL$='R1234yf'
G=300
TS=35// TEMPERATURA DE SATURAÇÃO
TW= 25 // TEMPERATURA DA PAREDE
x= 0,7 // TÍTULO
D_i = 4,8*10^(-3) // DIÂMETRO INTERNO
PS=P_sat(FL$;T=TS) // PRESSÃO DE SATURAÇÃO
pr=PS/p_crit(FL$)
rho_v =density(FL$;T=TS;x=1) // MASSA ESPECÍFICA DO VAPOR
rho_l = density(FL$;T=TS;x=0) // MASSA ESPECÍFICA FASE LIQUIDO
mu_l = viscosity(FL$;T=TS;x=0) // VISCOSIDADE DA AGUA
mu_v = viscosity(FL$;T=TS;x=1) // VISCOSIDADE DO VAPOR
Hlg=enthalpy_vaporization(FL$;T=TS) // ENTALPIA DE VAPORIZAÇÃO
cp=cp(FL$;T=TS;x=0) // CALOR ESPECIFICO NA SATURAÇÃO
kl=conductivity(FL$;T=TS;x=0) // CONDUTIVIDADE TÉRMICA DO LIQUIDO
h_wang=h_wang(x;rho_v;rho_l;mu_l;mu_v;G;D_i;cp;kl;pr)
```

APÊNDICE B: CALIBRAÇÃO DOS TRANSDUTORES DE PRESSÃO E TERMOPARES

As leituras dos transdutores de pressão foram calibradas usando-se uma bomba hidráulica e um manômetro com certificado de calibração (Figura 40). Os transdutores de pressão possuem sinal de saída de 4 a 20 mA. Contudo a placa de aquisição de dados utilizada faz suas leituras em volts. Sendo assim, foi usada uma resistência elétrica de precisão no valor de 470 ohms para que fosse feita a conversão de corrente em tensão. A tensão mínima correspondeu ao produto dessa resistência pela corrente de 4 mA e esse ponto correspondeu à menor medida de pressão do transdutor. De maneira semelhante, a tensão máxima correspondeu ao produto da resistência pela corrente de 20 mA, e esse ponto foi associado à pressão máxima medida pelo transdutor. A curva que relacionou a tensão com pressão foi comparada com os valores fornecidos pelo conjunto bomba hidráulica/manômetro de precisão.



Figura 40 Bomba hidráulica para calibração dos transdutores de pressão.

Em relação aos termopares, a calibração deles realizada utilizando-se um forno e uma sonda PT100 com certificado de calibração (Figura 41). No interior do forno foram colocados os termopares tipo T usados no bando de testes e uma sonda PT100. Por comparação das leituras da sonda e dos termopares, esses últimos foram calibrados para a faixa de operação do banco de testes.



Figura 41 Forno de calibração utilizado

APÊNDICE C: PERDA DE CALOR NO AQUECEDOR

Para estimar a perda de calor do aquecedor para o meio ambiente, foi realizado o seguinte experimento. Fez-se circular o fluido R134a no estado de líquido pelo aquecedor. A potência P fornecida pela resistência elétrica do aquecedor foi medida levantando-se os valores da tensão elétrica V e da corrente I por meio do osciloscópio descrito no Capítulo 3. A taxa de calor transferida para o fluido circulante foi determinada pela equação $\dot{Q} = \dot{m} c \Delta T$, sendo \dot{m} , c e ΔT a vazão mássica, o calor específico e a diferença de temperatura do fluido entre a entrada e saída do aquecedor. A diferença entre P e \dot{Q} é a perda de calor no aquecedor. Esse procedimento foi realizado para várias potências e vazões do fluido, correspondentes à faixa de operação do banco de testes. Os resultados revelaram que a perda de calor no aquecedor é, em média, de 3% dentro da referida faixa.

APÊNDICE D: DADOS EXPERIMENTAIS E INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

Tabela 11: Dados experimentais para a temperatura de 30°C.

TEMPERATURA DE 30°C							
Variáveis de entrada (medidas)							
Nº	\dot{V}_r	D	TSAT	TIN	TPI	TINW	TOUTW
1	0,00000246±4,410E-09	0,0048±0,05	29,96±0,35	21,28±0,35	21,76±0,35	18,63±0,35	21,34±±0,35
2	0,00000247±4,410E-09	0,0048±0,05	30,38±0,35	20,7±0,35	21,77±0,35	18,41±0,35	21,32±-±0,35
3	0,00000243±4,410E-09	0,0048±0,05	30,14±0,35	20,96±0,35	23,08±0,35	18,33±0,35	22,22 ± 0,35
4	0,00000248±4,410E-09	0,0048±0,05	30,24±0,35	20,85±0,35	24,15±0,35	18,38±0,35	23,13±0,35
5	0,00000245±4,410E-09	0,0048±0,05	30,28±0,35	20,62±0,35	24,87±0,35	18,74±0,35	23,66±0,35
6	0,00000251±4,410E-09	0,0048±0,05	30,26±0,35	21,53±0,35	25,52±0,35	19,6±0,35	24,49±0,35
7	0,00000249±4,410E-09	0,0048±0,05	30,24±0,35	21,23±0,35	25,62±0,35	19,17±0,35	24,67±0,35
8	0,00000247±4,410E-09	0,0048±0,05	30,28±0,35	21,22±0,35	26,15±0,35	19,17±0,35	24,85±0,35
9	0,00000248±4,410E-09	0,0048±0,05	30,21±0,35	21,19±0,35	25,89±0,35	19,6±0,35	24,78±0,35
10	0,00000244±4,410E-09	0,0048±0,05	30,44±0,35	21,08±0,35	26,3±0,35	19,22±0,35	25,03±0,35
11	0,00000327±4,410E-09	0,0048±0,05	30,4±0,35	20,81±0,35	22,14±0,35	18,23±0,35	21,54±0,35
12	0,00000328±4,410E-09	0,0048±0,05	30,16±0,35	20,49±0,35	22,65±0,35	18,13±0,35	21,74±0,35
13	0,00000331±4,410E-09	0,0048±0,05	30,19±0,35	20,9±0,35	23,74±0,35	18,53±0,35	22,86±0,35
14	0,00000323±4,410E-09	0,0048±0,05	29,97±0,35	21,69±0,35	24,07±0,35	18,77±0,35	22,27±0,35
15	0,00000329±4,410E-09	0,0048±0,05	30,22±0,35	21,35±0,35	24,75±0,35	18,35±0,35	22,54±0,35
16	0,00000328±4,410E-09	0,0048±0,05	30,35±0,35	21,65±0,35	24,72±0,35	18,76±0,35	22,65±0,35
17	0,00000331±4,410E-09	0,0048±0,05	30,31±0,35	21,71±0,35	25,29±0,35	18,75±0,35	23,03±0,35
18	0,00000341±4,410E-09	0,0048±0,05	30,2±0,35	21,72±0,35	25,47±0,35	18,89±0,35	23,13±0,35
19	0,00000328±4,410E-09	0,0048±0,05	30,28±0,35	21,6±0,35	25,39±0,35	18,66±0,35	23,08±0,35
20	0,00000409±4,410E-09	0,0048±0,05	30,21±0,35	21,02±0,35	21,88±0,35	18,77±0,35	21,17±0,35

21	0,00000408±4,410E-09	0,0048±0,05	30,07±0,35	20,47±0,35	22,66±0,35	18,14±0,35	21,26±0,35
22	0,00000411±4,410E-09	0,0048±0,05	30,59±0,35	20,3±0,35	23,77±0,35	18,19±0,35	21,82±0,35
23	0,00000411±4,410E-09	0,0048±0,05	29,59±0,35	21,06±0,35	24,47±0,35	19,04±0,35	22,76±0,35
24	0,0000041±4,410E-09	0,0048±0,05	30,1±0,35	21,12±0,35	25,36±0,35	19,22±0,35	23,52±0,35
25	0,00000411±4,410E-09	0,0048±0,05	30,03±0,35	20,17±0,35	24,77±0,35	18,15±0,35	22,66±0,35
26	0,00000409±4,410E-09	0,0048±0,05	30,39±0,35	20,65±0,35	26,04±0,35	18,54±0,35	23,64±0,35
27	0,00000412±4,410E-09	0,0048±0,05	29,82±0,35	21±0,35	25,26±0,35	18,62±0,35	22,92±0,35
28	0,00000414±4,410E-09	0,0048±0,05	30,23±0,35	21,65±0,35	26,37±0,35	19,41±0,35	23,81±0,35
29	0,00000484±4,410E-09	0,0048±0,05	30,21±0,35	19,64±0,35	22,76±0,35	18,12±0,35	21,74±0,35
30	0,00000489±4,410E-09	0,0048±0,05	30,65±0,35	19,92±0,35	23,99±0,35	18,38±0,35	23,04±0,35
31	0,00000485±4,410E-09	0,0048±0,05	30,23±0,35	20,22±0,35	25,41±0,35	18,58±0,35	23,81±0,35
32	0,00000498±4,410E-09	0,0048±0,05	30,15±0,35	20,33±0,35	25,25±0,35	19,47±0,35	23,66±0,35
33	0,0000049±4,410E-09	0,0048±0,05	30,06±0,35	20,19±0,35	25,75±0,35	18,62±0,35	23,92±0,35
34	0,00000493±4,410E-09	0,0048±0,05	30,42±0,35	20,58±0,35	25,74±0,35	19,13±0,35	23,95±0,35
35	0,00000485±4,410E-09	0,0048±0,05	30,42±0,35	20,56±0,35	26,61±0,35	19,1±0,35	24,78±0,35
36	0,00000489±4,410E-09	0,0048±0,05	30,34±0,35	20,39±0,35	26,65±0,35	18,98±0,35	24,58±0,35
37	0,00000491±4,410E-09	0,0048±0,05	30,39±0,35	20,84±0,35	26,98±0,35	19,43±0,35	24,99±0,35
38	0,0000049±4,410E-09	0,0048±0,05	30,41±0,35	21,18±0,35	27,1±0,35	19,88±0,35	25,01±0,35

Variáveis de saída (calculadas)

Nº	G	PF	PW	Tempo	Volume	\dot{V}_w	h_{in}	h_{out}	x_{inpre}	x_l	HTC_f
1	150±1,875	101,9±3,056	113,2±14,66	10±0,1	0,0000998±1,000E-17	0,00000998±9,980E-08	228355±480,6	241091±494,6	0,17±0,0051	0,004611±0,0001383	964,3±141,8
2	151±1,888	113,8±3,413	121,5±14,67	10±0,1	0,0000998±1,000E-17	0,00000998±9,980E-08	227559±479,6	252768±588,5	0,2±0,006	0,08325±0,002498	1546±227,2
3	148,6±1,857	152,2±4,565	162,4±14,7	10±0,1	0,0000998±1,000E-17	0,00000998±9,980E-08	227915±480	267728±922,3	0,31±0,0093	0,1915±0,005746	2195±322,7
4	151,7±1,896	192,2±5,765	198,3±14,75	10±0,1	0,0000998±1,000E-17	0,00000998±9,980E-08	227765±479,8	281802±1296	0,4±0,012	0,2904±0,008712	2658±390,8
5	149,9±1,873	235,6±7,067	205,4±14,76	10±0,1	0,0000998±1,000E-17	0,00000998±9,980E-08	227450±479,5	296609±1714	0,53±0,0159	0,3951±0,01185	3039±446,8
6	153,1±1,914	267,8±8,035	204,2±14,76	10±0,1	0,0000998±1,000E-17	0,00000998±9,980E-08	228698±480,9	314987±2250	0,59±0,0177	0,5255±0,01577	3397±499,4
7	152±1,9	308,5±9,256	229,7±14,79	10±0,1	0,0000998±1,000E-17	0,00000998±9,980E-08	228286±480,4	329046±2665	0,7±0,021	0,6253±0,01876	3614±531,2

8	151,2±1,89	347,8±10,43	227,7±14,21	10±0,1	0,0000958±1,000E-17	0,00000958±9,580E-08	228272±480,5	340161±2992	0,81±0,0243	0,7039±0,02112	3767±553,7
9	151,3±1,892	386,4±11,59	207,6±14,18	10±0,1	0,0000958±1,000E-17	0,00000958±9,580E-08	228231±480,3	359066±3557	0,91±0,0273	0,8383±0,02515	4027±592
10	149,2±1,865	417,1±12,51	228±13,92	10±0,1	0,0000938±1,000E-17	0,00000938±9,380E-08	228080±480,2	371437±3916	1±0,03	0,9249±0,02775	4217±619,8
11	200±2,5	132,5±3,974	155,1±16,47	10±0,1	0,000112±1,000E-17	0,0000112±1,120E-07	227710±479,7	242472±495,2	0,17±0,0051	0,01±0,0003	1292±189,9
12	200,6±2,507	155,2±4,655	169,2±16,49	10±0,1	0,000112±1,000E-17	0,0000112±1,120E-07	227272±479,2	253425±604,5	0,21±0,0063	0,09±0,0027	1751±257,4
13	202,5±2,532	202,8±6,083	199,3±16,23	10±0,1	0,00011±1,000E-17	0,000011±1,100E-07	227834±479,9	266165±881,2	0,3±0,009	0,18±0,0054	2136±314
14	201,6±2,52	303,6±9,108	207,9±20,9	10±0,1	0,000142±1,000E-17	0,0000142±1,420E-07	228918±481,1	284255±1375	0,5±0,015	0,31±0,0093	2615±384,4
15	200,2±2,503	353,3±10,6	248,9±20,94	10±0,1	0,000142±1,000E-17	0,0000142±1,420E-07	228451±480,6	300063±1816	0,6±0,018	0,42±0,0126	2884±423,9
16	202,2±2,527	410,3±12,31	231,1±20,92	10±0,1	0,000142±1,000E-17	0,0000142±1,420E-07	228863±481	311478±2143	0,71±0,0213	0,5±0,015	3057±449,4
17	208,5±2,606	452,6±13,58	254,3±20,95	10±0,1	0,000142±1,000E-17	0,0000142±1,420E-07	228946±481,1	328360±2641	0,76±0,0228	0,62±0,0186	3268±480,4
18	200,4±2,506	510,6±15,32	237,7±19,77	10±0,1	0,000134±1,000E-17	0,0000134±1,340E-07	228960±481,1	339549±2977	0,91±0,0273	0,7±0,021	3414±501,9
19	201,1±2,513	558,6±16,76	247,8±19,78	10±0,1	0,000134±1,000E-17	0,0000134±1,340E-07	228795±481	356539±3479	1±0,03	0,82±0,0246	3641±535,2
20	250,1±3,127	140,9±4,228	150,6±22,02	10±0,1	0,00015±1,000E-17	0,000015±1,500E-07	228000±479,7	245026±503,4	0,13±0,0039	0,03±0,0009	1498±220,2
21	249,9±3,124	191,1±5,734	182,8±20,58	10±0,1	0,00014±1,000E-17	0,000014±1,400E-07	227245±479,1	254716±629,9	0,21±0,0063	0,1±0,003	1783±262,1
22	251,7±3,147	252,8±7,584	212,6±20,61	10±0,1	0,00014±1,000E-17	0,000014±1,400E-07	227013±478,8	266671±879,9	0,3±0,009	0,18±0,0054	2075±305
23	250,4±3,13	407,7±12,23	202,3±19,14	10±0,1	0,00013±1,000E-17	0,000013±1,300E-07	228053±480,1	286648±1457	0,55±0,0165	0,33±0,0099	2600±382,2
24	251,9±3,149	472,9±14,19	233,9±19,18	10±0,1	0,00013±1,000E-17	0,000013±1,300E-07	228136±480,1	299935±1817	0,65±0,0195	0,42±0,0126	2917±428,8
25	250,3±3,129	540,7±16,22	245,3±19,19	10±0,1	0,00013±1,000E-17	0,000013±1,300E-07	226835±478,6	312573±2188	0,76±0,0228	0,51±0,0153	3211±472
26	252±3,15	570,4±17,11	260,3±18,05	10±0,1	0,000122±1,000E-17	0,0000122±1,220E-07	227492±479,3	325612±2557	0,8±0,024	0,6±0,018	3514±516,6
27	252,8±3,16	636,6±19,1	241,1±19,77	10±0,1	0,000134±1,000E-17	0,0000134±1,340E-07	227972±479,8	340650±3026	0,9±0,027	0,71±0,0213	3882±570,7
28	250,5±3,131	704,4±21,13	246,7±19,78	10±0,1	0,000134±1,000E-17	0,0000134±1,340E-07	228864±480,9	349449±3270	1,01±0,0303	0,77±0,0231	4100±602,7
29	297,1±3,713	184±5,52	166,6±16,19	10±0,1	0,00011±1,000E-17	0,000011±1,100E-07	226111±477,7	246437±512,9	0,15±0,0045	0,04±0,0012	1820±267,5
30	300,2±3,752	230±6,9	214,5±16,25	10±0,1	0,00011±1,000E-17	0,000011±1,100E-07	226494±478,1	256896±656,5	0,21±0,0063	0,11±0,0033	2031±298,6
31	297±3,713	309,6±9,287	249,5±16,88	10±0,1	0,000114±1,000E-17	0,0000114±1,140E-07	226903±478,7	267626±916,5	0,32±0,0096	0,19±0,0057	2354±346
32	305±3,812	391,9±11,76	199,9±16,81	10±0,1	0,000114±1,000E-17	0,0000114±1,140E-07	227055±478,7	285874±1413	0,41±0,0123	0,32±0,0096	2971±436,7
33	300,3±3,753	453,6±13,61	252,8±16,88	10±0,1	0,000114±1,000E-17	0,0000114±1,140E-07	226862±478,6	297068±1736	0,5±0,015	0,4±0,012	3415±502
34	302±3,775	529±15,87	221,8±16,26	10±0,1	0,00011±1,000E-17	0,000011±1,100E-07	227397±479,1	310139±2101	0,6±0,018	0,49±0,0147	3893±572,3
35	296,9±3,712	608,1±18,24	261,4±16,32	10±0,1	0,00011±1,000E-17	0,000011±1,100E-07	227370±479	325639±2556	0,71±0,0213	0,6±0,018	4474±657,7

36	299,5±3,744	691,8±20,76	257,7±16,31	10±0,1	0,00011±1,000E-17	0,000011±1,100E-07	227137±478,7	339665±2975	0,81±0,0243	0,7±0,021	4890±718,8
37	300,3±3,754	765,4±22,96	255,9±16,31	10±0,1	0,00011±1,000E-17	0,000011±1,100E-07	227754±479,4	350981±3309	0,91±0,0273	0,78±0,0234	5173±760,4
38	299,7±3,746	852,8±25,59	236,1±16,28	10±0,1	0,00011±1,000E-17	0,000011±1,100E-07	228220±479,9	369316±3854	1,02±0,0306	0,91±0,0273	5411±795,4

Tabela 12: Dados experimentais para a temperatura de 35°C.

TEMPERATURA DE 35°C							
Variáveis de entrada (medidas)							
Nº	\dot{V}_r	D	TSAT	TIN	TPI	TINW	TOUTW
1	0,00000246±4,410E-09	0,0048±0,05	35,09±0,35	23,95±0,35	26,12±0,35	23,96±0,35	26,43±0,35
2	0,00000247±4,410E-09	0,0048±0,05	34,97±0,35	24,36±0,35	26,23±0,35	23,33±0,35	25,6±0,35
3	0,00000256±4,410E-09	0,0048±0,05	35,4±0,35	24,51±0,35	27,18±0,35	23,34±0,35	26,12±0,35
4	0,00000247±4,410E-09	0,0048±0,05	34,94±0,35	24,74±0,35	28,07±0,35	24,19±0,35	27,16±0,35
5	0,00000247±4,410E-09	0,0048±0,05	35,49±0,35	24,36±0,35	29,16±0,35	23,39±0,35	27,99±0,35
6	0,00000247±4,410E-09	0,0048±0,05	35,47±0,35	24,41±0,35	29,75±0,35	23,41±0,35	28,38±0,35
7	0,00000247±4,410E-09	0,0048±0,05	35,23±0,35	24,79±0,35	30,07±0,35	23,79±0,35	28,29±0,35
8	0,00000247±4,410E-09	0,0048±0,05	35,33±0,35	24,58±0,35	30,21±0,35	23,52±0,35	28,39±0,35
9	0,00000247±4,410E-09	0,0048±0,05	35,26±0,35	24,65±0,35	30,45±0,35	23,6±0,35	28,78±0,35
10	0,00000247±4,410E-09	0,0048±0,05	35,05±0,35	24,64±0,35	30,43±0,35	23,55±0,35	28,9±0,35
11	0,00000329±4,410E-09	0,0048±0,05	34,88±0,35	24,54±0,35	25,37±0,35	22,56±0,35	24,99±0,35
12	0,00000329±4,410E-09	0,0048±0,05	34,88±0,35	24,44±0,35	26,51±0,35	22,54±0,35	25,41±0,35
13	0,00000329±4,410E-09	0,0048±0,05	35,2±0,35	24,16±0,35	26,96±0,35	22,54±0,35	25,45±0,35
14	0,00000338±4,410E-09	0,0048±0,05	35,28±0,35	24,25±0,35	28,28±0,35	22,31±0,35	26,37±0,35

15	0,00000329±4,410E-09	0,0048±0,05	35,05±0,35	24,72±0,35	29,18±0,35	22,78±0,35	27,29±0,35
16	0,00000329±4,410E-09	0,0048±0,05	35,56±0,35	24,14±0,35	29,25±0,35	22,8±0,35	27,14±0,35
17	0,00000339±4,410E-09	0,0048±0,05	35,34±0,35	25,05±0,35	30,12±0,35	23,29±0,35	27,63±0,35
18	0,00000339±4,410E-09	0,0048±0,05	35,54±0,35	25,3±0,35	29,87±0,35	23,78±0,35	27,79±0,35
19	0,0000033±4,410E-09	0,0048±0,05	35,48±0,35	25,34±0,35	30,24±0,35	23,84±0,35	28,13±0,35
20	0,0000033±4,410E-09	0,0048±0,05	35,22±0,35	25,25±0,35	30,62±0,35	23,63±0,35	28,46±0,35
21	0,0000042±4,410E-09	0,0048±0,05	34,94±0,35	23,99±0,35	26,87±0,35	23,02±0,35	25,94±0,35
22	0,00000411±4,410E-09	0,0048±0,05	35,08±0,35	24,15±0,35	27,81±0,35	23,29±0,35	27,14±0,35
23	0,0000042±4,410E-09	0,0048±0,05	35,54±0,35	24±0,35	29,08±0,35	23,14±0,35	28±0,35
24	0,00000411±4,410E-09	0,0048±0,05	35,29±0,35	23,84±0,35	29,85±0,35	23,33±0,35	28,44±0,35
25	0,00000411±4,410E-09	0,0048±0,05	35,26±0,35	23,86±0,35	30,02±0,35	23,32±0,35	28,4±0,35
26	0,00000411±4,410E-09	0,0048±0,05	35,06±0,35	24,35±0,35	30,38±0,35	23,66±0,35	28,76±0,35
27	0,00000411±4,410E-09	0,0048±0,05	35,26±0,35	23,91±0,35	30,59±0,35	23,17±0,35	28,88±0,35
28	0,00000411±4,410E-09	0,0048±0,05	35,46±0,35	24,21±0,35	31,33±0,35	23,47±0,35	29,3±0,35
29	0,0000042±4,410E-09	0,0048±0,05	35,37±0,35	24,36±0,35	31,73±0,35	23,62±0,35	29,59±0,35
30	0,0000042±4,410E-09	0,0048±0,05	35,18±0,35	24,07±0,35	31,61±0,35	23,36±0,35	29,49±0,35
31	0,00000502±4,410E-09	0,0048±0,05	35,01±0,35	23,89±0,35	26,86±0,35	22,62±0,35	25,75±0,35
32	0,00000492±4,410E-09	0,0048±0,05	35,48±0,35	23,72±0,35	28,41±0,35	22,68±0,35	26,68±0,35
33	0,00000492±4,410E-09	0,0048±0,05	35,71±0,35	23,48±0,35	28,97±0,35	22,62±0,35	27,06±0,35
34	0,00000493±4,410E-09	0,0048±0,05	35,26±0,35	23,82±0,35	30,02±0,35	22,74±0,35	27,71±0,35
35	0,00000501±4,410E-09	0,0048±0,05	35,58±0,35	23,57±0,35	29,8±0,35	22,77±0,35	27,44±0,35
36	0,00000493±4,410E-09	0,0048±0,05	35,32±0,35	24,3±0,35	30,85±0,35	23,25±0,35	27,97±0,35
37	0,00000503±4,410E-09	0,0048±0,05	35,09±0,35	24,42±0,35	30,81±0,35	23,37±0,35	27,91±0,35
38	0,00000493±4,410E-09	0,0048±0,05	35,29±0,35	24,08±0,35	30,95±0,35	22,92±0,35	27,96±0,35

39	0,00000494±4,410E-09	0,0048±0,05	35,58±0,35	24,52±0,35	31,38±0,35	23,46±0,35	28,59±0,35
40	0,00000494±4,410E-09	0,0048±0,05	35,32±0,35	24,78±0,35	31,6±0,35	23,74±0,35	29,09±0,35

Variáveis de Saída (Calculadas)											
Nº	G	PF	PW	Tempo	Volume	\dot{V}_w	h_{in}	h_{out}	x_{inpre}	x_l	HTC_f
1	150,9±1,886	93,81±2,814	82,47±11,72	10±0,1	0,0000798±1,000E-17	0,00000798±7,980E-08	232036±484,4	254610±530,2	0,14±0,0042	0,05±0,0015	774,6±113,9
2	149±1,863	126,5±3,794	106,4±16,44	10±0,1	0,000112±1,000E-17	0,0000112±1,120E-07	232604±485,1	259921±602,9	0,23±0,0069	0,09±0,0027	999,5±146,9
3	152,5±1,906	154,2±4,626	130,3±16,45	10±0,1	0,000112±1,000E-17	0,0000112±1,120E-07	232812±485,3	275529±931,2	0,3±0,009	0,2±0,006	1676±246,4
4	147,6±1,845	193±5,791	139,2±16,46	10±0,1	0,000112±1,000E-17	0,0000112±1,120E-07	233131±485,8	285906±1224	0,42±0,0126	0,28±0,0084	2123±312,1
5	150,9±1,886	227,2±6,815	215,6±16,54	10±0,1	0,000112±1,000E-17	0,0000112±1,120E-07	232604±485,1	304305±1720	0,5±0,015	0,41±0,0123	2688±395,1
6	147,7±1,847	265,9±7,976	232,9±16,57	10±0,1	0,000112±1,000E-17	0,0000112±1,120E-07	232673±485,2	316569±2077	0,62±0,0186	0,5±0,015	3033±445,9
7	149,4±1,867	305,4±9,161	210,9±16,54	10±0,1	0,000112±1,000E-17	0,0000112±1,120E-07	233200±485,8	328636±2441	0,72±0,0216	0,59±0,0177	3301±485,2
8	151±1,887	345,9±10,38	228,2±16,56	10±0,1	0,000112±1,000E-17	0,0000112±1,120E-07	232909±485,4	338291±2722	0,82±0,0246	0,66±0,0198	3512±516,3
9	149,3±1,867	377,2±11,32	242,7±16,58	10±0,1	0,000112±1,000E-17	0,0000112±1,120E-07	233006±485,6	350534±3087	0,91±0,0273	0,75±0,0225	3708±545,1
10	150,7±1,884	413,1±12,39	250,7±16,59	10±0,1	0,000112±1,000E-17	0,0000112±1,120E-07	232992±485,6	372274±3743	1±0,03	0,91±0,0273	4039±593,7
11	199,5±2,494	116,5±3,496	142,3±20,55	10±0,1	0,00014±1,000E-17	0,000014±1,400E-07	232853±485,4	248835±502,7	0,12±0,0036	0,01±0,0003	1191±175,1
12	197,8±2,472	167,8±5,034	168,1±20,57	10±0,1	0,00014±1,000E-17	0,000014±1,400E-07	232715±485,3	262539±652,1	0,23±0,0069	0,11±0,0033	1623±238,6
13	197,8±2,472	200,7±6,022	170,5±20,57	10±0,1	0,00014±1,000E-17	0,000014±1,400E-07	232327±484,8	278011±1002	0,3±0,009	0,22±0,0066	2063±303,3
14	204,3±2,554	254,1±7,623	227,6±19,75	10±0,1	0,000134±1,000E-17	0,0000134±1,340E-07	232451±484,9	294512±1450	0,39±0,0117	0,34±0,0102	2413±354,7
15	197,2±2,465	304,4±9,133	252,9±19,79	10±0,1	0,000134±1,000E-17	0,0000134±1,340E-07	233103±485,7	309308±1883	0,51±0,0153	0,45±0,0135	2693±395,9
16	199,5±2,494	376,1±11,28	243,3±19,77	10±0,1	0,000134±1,000E-17	0,0000134±1,340E-07	232299±484,7	318023±2116	0,65±0,0195	0,51±0,0153	2845±418,2
17	205,1±2,563	404,6±12,14	243,3±19,77	10±0,1	0,000134±1,000E-17	0,0000134±1,340E-07	233561±486,3	328736±2439	0,69±0,0207	0,59±0,0177	3050±448,4
18	202,9±2,536	475,6±14,27	224,8±19,75	10±0,1	0,000134±1,000E-17	0,0000134±1,340E-07	233908±486,6	345292±2920	0,84±0,0252	0,71±0,0213	3377±496,4
19	201,6±2,519	498±14,94	240,5±19,77	10±0,1	0,000134±1,000E-17	0,0000134±1,340E-07	233964±486,7	360259±3367	0,89±0,0267	0,82±0,0246	3747±550,8
20	198,1±2,476	556±16,68	270,8±19,81	10±0,1	0,000134±1,000E-17	0,0000134±1,340E-07	233839±486,6	379217±3943	1,02±0,0306	0,96±0,0288	4361±641,1

21	254,8±3,185	156,6±4,698	134,4±16,16	10±0,1	0,00011±1,000E-17	0,000011±1,100E-07	232091±484,5	253031±518,5	0,14±0,0042	0,04±0,0012	1236±181,7
22	248,2±3,103	201,5±6,044	177,2±16,21	10±0,1	0,00011±1,000E-17	0,000011±1,100E-07	232313±484,7	262807±651,9	0,22±0,0066	0,11±0,0033	1604±235,8
23	253,3±3,167	261,1±7,833	223,7±16,26	10±0,1	0,00011±1,000E-17	0,000011±1,100E-07	232105±484,4	277070±965,3	0,31±0,0093	0,21±0,0063	2045±300,6
24	248,6±3,107	326,5±9,796	235,2±16,28	10±0,1	0,00011±1,000E-17	0,000011±1,100E-07	231884±484,2	289057±1297	0,42±0,0126	0,3±0,009	2386±350,7
25	249,5±3,119	385,5±11,56	212,1±14,77	10±0,1	0,0000998±1,000E-17	0,00000998±9,980E-08	231911±484,1	301324±1644	0,52±0,0156	0,39±0,0117	2741±402,9
26	250±3,125	485,1±14,55	202,3±14,03	10±0,1	0,0000948±1,000E-17	0,00000948±9,480E-08	232590±485	314793±2042	0,67±0,0201	0,49±0,0147	3099±455,6
27	248,5±3,106	507,8±15,24	226,5±14,07	10±0,1	0,0000948±1,000E-17	0,00000948±9,480E-08	231980±484,3	334131±2602	0,72±0,0216	0,63±0,0189	3737±549,3
28	250±3,125	565,7±16,97	231,2±14,07	10±0,1	0,0000948±1,000E-17	0,00000948±9,480E-08	232396±484,7	339767±2760	0,8±0,024	0,67±0,0201	3914±575,4
29	253,2±3,165	633,8±19,01	236,8±14,08	10±0,1	0,0000948±1,000E-17	0,00000948±9,480E-08	232603±484,9	364279±3491	0,9±0,027	0,85±0,0255	4994±734,1
30	251,7±3,146	694,8±20,84	243,1±14,09	10±0,1	0,0000948±1,000E-17	0,00000948±9,480E-08	232202±484,5	379194±3944	1,01±0,0303	0,96±0,0288	5770±848,2
31	302,9±3,786	194,8±5,844	176,8±19,85	10±0,1	0,000135±1,000E-17	0,0000135±1,350E-07	231953±484,3	254498±530,1	0,15±0,0045	0,05±0,0015	1787±262,7
32	300,2±3,753	258,1±7,742	225,9±19,9	10±0,1	0,000135±1,000E-17	0,0000135±1,350E-07	231718±483,9	261980±626,2	0,24±0,0072	0,1±0,003	2044±300,5
33	297,5±3,719	311,9±9,356	250,8±19,93	10±0,1	0,000135±1,000E-17	0,0000135±1,350E-07	231386±483,5	275921±929,8	0,31±0,0093	0,2±0,006	2475±363,8
34	298,3±3,729	389,2±11,67	280,7±19,97	10±0,1	0,000135±1,000E-17	0,0000135±1,350E-07	231856±484,1	293122±1412	0,42±0,0126	0,33±0,0099	2931±430,9
35	304±3,8	470,1±14,1	240,3±18,17	10±0,1	0,000123±1,000E-17	0,0000123±1,230E-07	231510±483,6	304402±1720	0,52±0,0156	0,41±0,0123	3197±470
36	301±3,762	538,7±16,16	242,9±18,18	10±0,1	0,000123±1,000E-17	0,0000123±1,230E-07	232520±484,9	316420±2079	0,61±0,0183	0,5±0,015	3499±514,4
37	305,8±3,823	611±18,33	233,6±18,16	10±0,1	0,000123±1,000E-17	0,0000123±1,230E-07	232687±485,1	329876±2484	0,7±0,021	0,6±0,018	3824±562,1
38	299,6±3,745	686±20,58	253±17,75	10±0,1	0,00012±1,000E-17	0,000012±1,200E-07	232216±484,4	343724±2884	0,82±0,0246	0,7±0,021	4185±615,2
39	301,1±3,764	755±22,65	257,6±17,76	10±0,1	0,00012±1,000E-17	0,000012±1,200E-07	232825±485,1	356237±3243	0,9±0,027	0,79±0,0237	4587±674,3
40	298,4±3,73	829,7±24,89	268,6±17,78	10±0,1	0,00012±1,000E-17	0,000012±1,200E-07	233185±485,6	368344±3615	1,01±0,0303	0,88±0,0264	5066±744,7

\dot{V}_r = Vazão volumétrica do refrigerante , medido através do sensor de
micro vazão (m³ /s)

D = Diâmetro interno da tubulação (m)

TSAT= Temperatura de Saturação (°C)

TIN= Temperatura de entrada no aquecedor (°C)

TPI = Temperatura da parede interna do condensador (°C)

TINW= Temperatura de entrada da água no condensador (°C)

TOUTW= Temperatura de saída da água no condensador (°C)

G = Velocidade mássica ($kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$)

PF= Potência que o aquecedor fornece ao fluido, medido através do osciloscópio (W)

PW=Potência que o trocador de calor conseguiu retirar do fluido, medido através da equação $\dot{Q}_w = \dot{m}_w \cdot c_p \cdot \Delta T$ (W)

Tempo = Tempo na medição do volume de água para determinar a vazão volumétrica de água (s)

Volume = Volume de água preenchido pela bureta durante o tempo (m^3)

\dot{V}_w = Vazão volumétrica de água (m^3 /s)

h_{in} = Entalpia na entrada do aquecedor (J/kg)

h_{out} = Entalpia na saída do aquecedor (J/kg)

x_{inpre} = Título na entrada da seção de testes (-)

x_l = Título Locais calculados ao longo do condensador (-)

HTC_f = Coeficientes de transferência de calor por condensação locais (W/m^2K)