

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA DE UM CONDENSADOR EVAPORATIVO  
EM ESCALA REDUZIDA

por

Ivoni Carlos Acunha Junior

Tese para obtenção do Título de  
Doutor em Engenharia

Porto Alegre, novembro de 2010.

TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA DE UM CONDENSADOR EVAPORATIVO  
EM ESCALA REDUZIDA

por

Ivoni Carlos Acunha Junior  
Mestre em Engenharia Oceânica

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Doutor em Engenharia

Área de Concentração: Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Paulo Smith Schneider

Co-orientador : Prof. Dr. Paulo Otto Beyer

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho .....FEMEC / UFU

Prof. Dr. Francis Henrique Ramos França..... PROMEC / UFRGS

Prof. Dr. Júlio César Passos ..... POSMEC / UFSC

Prof. Dr. Horácio A Vielmo  
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 16 de novembro de 2010.

Dedico este trabalho a toda a minha família que incondicionalmente me apoiou, superando os momentos de dificuldade, principalmente aqueles em que não estive presente, especialmente a minha esposa, Keli e minhas filhas Letícia e Juliana.

## **AGRADECIMENTOS**

Inicialmente, gostaria de expressar a minha profunda gratidão ao meu orientador Professor Paulo Smith Schneider por todo o incentivo e excelente condução de toda esta jornada.

Ao Professor Bardo Joseff Bodmann por suas preciosas sugestões, contribuindo para o êxito de importantes etapas deste trabalho

À todos os colegas do Grupo de Estudos Térmicos e Energéticos (GESTE) da Universidade Federal do Rio Grande do Sul pela colaboração e companheirismo durante este período que pude fazer parte deste grupo.

À todos os professores do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica com quem tive a oportunidade de estudar e contribuíram significativamente para o meu desenvolvimento.

Ao Técnico de Laboratório João Batista pela grande ajuda e importante participação no desenvolvimento deste trabalho.

Aos alunos do curso de graduação com quem tive o prazer de trabalhar, os quais também contribuíram na realização deste trabalho.

À minha irmã Ivana Maria Salum Acunha que me ajudou em um dos principais momentos durante este curso.

Às empresas Full Gauge Controls e Frost Frio Refrigeração LTDA pelo envolvimento e disponibilidade apresentada.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPQ) pelo apoio financeiro que viabilizou o presente estudo.

## RESUMO

Este trabalho trata de um estudo experimental da transferência de calor e de massa de um condensador evaporativo, bem como, da relação existente entre as grandezas envolvidas durante a sua operação. Para o desenvolvimento da pesquisa foi construído um condensador evaporativo de pequeno porte com dimensões proporcionais a condensadores comercialmente fabricados no Brasil para operar com R-22 como fluido refrigerante. Este condensador tem 35 colunas e 12 fileiras de tubos de cobre de 6,35 mm de externo e opera junto a uma instalação que proporciona o escoamento de R-22 por termossifão. O distribuidor de água também foi construído em cobre e o eliminador de gotas em alumínio, assim como a estrutura do condensador. As laterais e a bandeja de recolhimento de água foram construídas em vidro para permitir a visualização do escoamento da água que é aspergida sobre os tubos. A fim de variar as condições operacionais, este condensador foi acoplado a um ventilador centrífugo acionado por um conversor de frequência e a um circuito que permitiu a variação da vazão de água aspergida sobre os tubos. Dos ensaios resultaram 79 amostras de medição, que serviram para verificar a relação existente entre grandezas, bem como avaliar os coeficientes de transferência de calor e massa. Foram determinados os coeficientes de transferência de calor médio e local para o R-22. Além disso, foram verificadas as regiões onde ocorrem o dessuperaquecimento, a mudança de fase e o subresfriamento do fluido refrigerante, e foram confrontados os coeficientes globais de transferência de calor obtidos a partir dos dados experimentais com aqueles obtidos por correlações para as regiões de condensação e subresfriamento. Destas investigações, resultou uma correlação para o coeficiente global de transferência de calor que visa determinar esta grandeza através das condições operacionais e das características geométricas do condensador. O máximo desvio encontrado entre os valores provenientes dos dados experimentais e aqueles calculados pela correlação foi inferior a 10%.

Palavras-chave: Condensador evaporativo, transferência de calor, transferência de massa, refrigeração, sistemas térmicos, métodos experimentais.

## ABSTRACT

This work presents an experimental heat and mass transfer study of an evaporative condenser, as well as, the relationship between measured quantities obtained during its operation. A small scale evaporative condenser was built in agreement to the real size equipment geometric similarity. The small scale condenser has a bundle of 210 copper tubes, with the outer diameter equal to  $\frac{1}{4}$  inch, which were arranged in 35 columns and 6 rows and operating connected to the thermosifon facility that promote R-22 flow. The spray water distributor is also built on copper and the drift eliminator on aluminum, as well as the evaporative condenser structure. This condenser bounds were constructed as a glass enclosure to allow for the spray water flow visualization. To evaluate the operational conditions, the equipment was attached to a centrifugal fan controlled by a frequency inverter and a spray water circuit which allows for water quantity changing. From the carried out tests, 79 measuring samples were obtained and used to verify the quantities relationship, as well as, to evaluate the heat and mass transfer coefficients. For the R-22 were determined the local and average heat transfer coefficients. Furthermore, the desuperheating, condensation and subcooling regions were verified and compared both, the experimental overall heat transfer coefficient and those calculated by correlations at condensation and subcooling zones. From these investigations a correlation for the overall heat transfer coefficient is proposed. Its application allows determining the coefficient using the operational conditions and the geometric condenser features. The higher deviation found between the experimental data and the presented correlation is lower to 10%.

Keywords: Evaporative condenser, heat transfer, mass transfer coefficient, refrigeration, thermal systems, experimental methods.

# ÍNDICE

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1	Motivação .....	1
1.2	Revisão Bibliográfica .....	2
1.3	Objetivo e Contribuição da Pesquisa de Doutorado .....	15
1.4	Organização do Texto .....	16
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....</b>	<b>18</b>
2.1	Introdução .....	18
2.2	Coeficientes de transferência .....	18
2.2.1	Escoamento Interno .....	18
2.2.1.1	Considerações Sobre o Fluido Refrigerante .....	18
2.2.1.2	Padrões de Escoamento .....	19
2.2.1.3	Coeficiente de Transferência de Calor Entre o Fluido Refrigerante e a Superfície Interna dos Tubos .....	28
2.2.2	Escoamento Externo.....	34
2.2.2.1	Coeficiente de Transferência de Calor Entre a Superfície Externa dos Tubos e a Água .....	34
2.2.2.2	Coeficiente de Transferência de Massa.....	39
2.3	Considerações Sobre Ciclos Termodinâmicos de Refrigeração .....	43
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA .....</b>	<b>45</b>
3.1	Introdução .....	45
3.2	Descrição da Bancada Experimental .....	45
3.2.1	Condensador Evaporativo .....	47
3.2.2	Instrumentação .....	53
3.2.2.1	Grandezas Medidas .....	53
3.2.2.2	Calibração.....	55
3.3	Testes realizados .....	55

3.3.1.1	Incerteza de medição .....	56
3.4	Coeficiente de transferência de calor .....	61
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO .....</b>	<b>66</b>
4.1	Introdução .....	66
4.2	Comportamento das grandezas medidas .....	66
4.2.1	Temperatura da Água Aspergida Sobre o Banco de Tubos .....	71
4.2.2	Efetividade de Troca Térmica .....	75
4.2.3	Conteúdo de Umidade .....	78
4.3	Coeficiente Global de Transferência de Calor .....	81
4.3.1	Regiões de transferência de calor .....	81
4.3.2	Coeficiente de Transferência de Calor do Fluido Refrigerante .....	85
4.4	Coeficiente de Transferência de Massa .....	95
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>98</b>
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>101</b>
	<b>APÊNDICE A.....</b>	<b>111</b>
	<b>APÊNDICE B.....</b>	<b>112</b>
	<b>ANEXO A.....</b>	<b>113</b>
	<b>ANEXO B.....</b>	<b>114</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Desenho esquemático de um condensador evaporativo .....	3
Figura 2.1 - Mapas para os padrões de escoamento de fluidos durante a condensação dentro de tubos (Adaptado de El Hajal, et al., 2003).....	20
Figura 2.2 - Estrutura simplificada para os padrões de escoamento interno (adaptado de Thome et al., 2003).....	21
Figura 2.3 – Padrões de escoamento (adaptada de Bandarra Filho, 2002).....	22
Figura 2.4 – Comparação entre métodos para determinação da fração de vazio (adaptado de Hajal et al., 2003) .....	25
Figura 2.5 – Modelo e fronteiras adotados para condensação convectiva e por filme (adaptado de Thome et al., 2003) .....	29
Figura 2.6 - Direções e sentidos do escoamento do fluido refrigerante, da água e do ar.....	34
Figura 2.7- Coeficiente de transferência entre os tubos e a água. ....	38
Figura 3.1 - Diagrama da Bancada Experimental.....	46
Figura 3.2 - Modelo virtual do condensador evaporativo [Walther, 2009].....	47
Figura 3.3 – Vista explodida do condensador evaporativo .....	48
Figura 3.4 – Banco de tubos .....	49
Figura 3.5 – Distribuidor de água com o sistema desligado.....	49
Figura 3.6 – Distribuidor de água com o sistema em operação.....	50
Figura 3.7 – Eliminador de gotas.....	50
Figura 3.8 – Condensador evaporativo sem aspensão de água .....	51
Figura 3.9 - Condensador evaporativo com aspensão de água .....	52
Figura 3.10 – Bancada em construção.....	52
Figura 3.11 – Bancada construída .....	53
Figura 3.12 – Campos de temperatura do condensador.....	64
Figura 4.1 – Incerteza da temperatura de condensação.....	68
Figura 4.2 - Comportamento das temperaturas do R-22, do ar e da água de aspensão.....	70
Figura 4.3 – Temperatura da água de aspensão dentro do condensador .....	72

Figura 4.4 - Mapa das temperaturas de bulbo seco do ar de descarga do condensador e de condensação do fluido refrigerante em função da temperatura da água aspergida para as 40 amostras de medição.....	72
Figura 4.5 - Temperatura de condensação do R-22 e da temperatura da água de aspersão para as 40 seções de medição .....	73
Figura 4.6 – Temperatura de condensação em função da temperatura da água de aspersão....	74
Figura 4.7 – Temperaturas de condensação e da água de aspersão em função da $T_{BU}$ ambiente .....	74
Figura 4.8 - Variação de entalpia no condensador em função da temperatura da água .....	75
Figura 4.9 – Efetividade de troca em função da temperatura de condensação e da $T_{BU,entr}$ .....	76
Figura 4.10 - Efetividade de troca em função da água de aspersão e da $T_{BU,entr}$ .....	77
Figura 4.11 - Efetividade de troca em função Temperatura R-22 subresfriado e da $T_{BU,entr}$ ....	77
Figura 4.12 - Variação de entalpia do ar em função da variação do conteúdo de umidade. ....	78
Figura 4.13 - Variação do conteúdo de umidade em função da temperatura de condensação. ....	79
Figura 4.14 - Variação da entalpia em função da temperatura de condensação.....	80
Figura 4.15 - Variação do conteúdo de umidade em função da temperatura do ar. ....	80
Figura 4.16 – Regiões de transferência de calor.....	82
Figura 4.17 – Coeficiente global de transferência de calor para as 40 amostras de medição ..	83
Figura 4.18 – Coeficiente global de transferência de calor multiplicado pela área de troca térmica para as 40 amostras de medição. ....	83
Figura 4.19 – Coeficiente global de transferência de calor calculado experimentalmente e por correlações.....	84
Figura 4.20 - Coeficiente global de transferência de calor e coeficiente de transferência de calor por convecção do R-22 na zona de subresfriamento .....	86
Figura 4.21 - Mapa de caracterização do regime de escoamento ampliado .....	87
Figura 4.22 - Coeficiente de transferência de calor do R-22 na zona de condensação .....	88
Figura 4.23 – Coeficiente global de transferência de calor local para diferentes $h_{ext}$ .....	90
Figura 4.24 Coeficiente global de transferência de calor em função de $h_{ext}$ .....	91
Figura 4.25 – $U$ presente trabalho versus $U$ médio .....	92
Figura 4.26– Coeficiente global predito versus experimental.....	94
Figura 4.27 – Incerteza do coeficiente global de transferência de calor experimental .....	95

Figura 4.28 – Coeficiente de transferência de massa .....	96
Figura 4.29 Coeficiente de transferência de massa e incertezas associadas.....	97

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Derivadas parciais.....	59
Tabela 3.2 – Contribuição percentual de cada grandeza medida na incerteza .....	60
Tabela 3.3 – Grandezas calculadas e incertezas associadas .....	60
Tabela 4.1 – Valores médios das grandezas medidas na bancada de ensaios .....	67

## LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
COP	Coeficiente de Performance
CFD	Computational Fluid Dynamics
EES	Engineering Equation Solver
PID	Proporcional Integral Derivativo
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	área [m <sup>2</sup> ]
$C_p$	calor específico [kJ kg <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup> ]
$d$	diâmetro [m]
$Fr$	número de Froude
$f_i$	fator de rugosidade na interface líquido – vapor
$G$	velocidade mássica [kg s <sup>-1</sup> m <sup>-2</sup> ]
$g$	aceleração da gravidade [m s <sup>-2</sup> ]
$h$	altura [m]
$h_c$	coeficiente de transferência de calor por convecção [W m <sup>-2</sup> °C <sup>-1</sup> ]
$h_f$	coeficiente de transferência de calor do filme de líquido interno ao tubo [W m <sup>-2</sup> °C <sup>-1</sup> ]
$h_{fg}$	calor de vaporização [kJ kg <sup>-1</sup> ]
$h'_{fg}$	calor latente de vaporização corrigido [kJ/kg]
$h_{int}$	coeficiente de transferência de calor do lado interno do tubo [W m <sup>-2</sup> °C <sup>-1</sup> ]
$h_m$	coeficiente de transferência de massa [kg s <sup>-1</sup> m <sup>-2</sup> ]
$i$	interface
$i$	entalpia [kJ kg <sup>-1</sup> ]
$k$	coeficiente de condutividade térmica [W m <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup> ]
$Le$	número de Lewis
$Nu$	número de Nusselt
$P$	perímetro [m]
$Pr$	número de Prandtl
$\dot{q}$	taxa de transferência de calor [W]
$Re$	número de Reynolds
$Sc$	número de Schmidt
$Sh$	número de Sherwood
$T$	temperatura [°C]
$t$	tempo [s]
$U$	coeficiente global de transferência de calor [W m <sup>-2</sup> °C <sup>-1</sup> ]
$u_o$	velocidade do ar na menor seção transversal [m s <sup>-1</sup> ]

$V$	velocidade [ $\text{m s}^{-1}$ ]
$x$	título do vapor
$W$	conteúdo de umidade [ $\text{kg kg}_{\text{ar seco}}^{-1}$ ]
$We$	número de Weber

### Símbolos Gregos

$\Delta$	variação
$\delta$	espessura da camada de líquido [m]
$\varepsilon$	efetividade
$\varepsilon$	fração de vazio
$\Gamma$	vazão de água por unidade de comprimento de tubo [ $\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$ ]
$\lambda_T$	instabilidade do comprimento de onda de Taylor [m]
$\rho$	massa específica [ $\text{kg m}^{-3}$ ]
$\mu$	viscosidade dinâmica [ $\text{Ns m}^{-2}$ ]
$\nu$	viscosidade cinemática [ $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$ ]
$\sigma$	Tensão superficial [ $\text{N m}^{-1}$ ]
$\xi$	fator
$\theta$	ângulo formado pelo perímetro superior do tubo [rad]

### Sub-índices

<i>BS</i>	Bulbo seco
<i>BU</i>	Bulbo úmido
<i>Cond</i>	condensação
<i>Disp</i>	disperso
<i>eff</i>	efetiva
<i>ent</i>	entrada
<i>estrat</i>	estratificado
<i>exp</i>	experimental
<i>ext</i>	externo

<i>h</i>	homogêneo
<i>i</i>	interface
<i>IA</i>	transição intermitente / anular
<i>id</i>	interface, adimensional
<i>int</i>	interno
<i>L</i>	líquido
<i>Ld</i>	líquido, adimensional
<i>M</i>	médio
<i>Ond</i>	ondulado
<i>Ond,min</i>	ondulado mínimo
<i>r</i>	fluido refrigerante
<i>ra</i>	Rouhani e Axelson
<i>sai</i>	saída
<i>V</i>	vapor
<i>Vd</i>	vapor, adimensional
<i>w</i>	água

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Motivação

Condensadores são equipamentos que têm como principal finalidade rejeitar o calor transferido nos evaporadores, acrescido da taxa de calor transferida durante o processo de compressão, para o ambiente sob condições operacionais exequíveis para os ciclos de refrigeração por compressão de vapor. Estas condições operacionais são refletidas claramente no coeficiente de performance (COP) destes ciclos, onde as temperaturas de condensação e de evaporação do fluido refrigerante exercem grande influência, juntamente com a eficiência do compressor.

A análise de equipamentos relacionados à condensação em sistemas de refrigeração por compressão de vapor de grande porte, sobretudo aqueles que operam com R-717 e R-22 como fluido refrigerante, mostra-se bastante interessante visto que condensadores com melhores desempenhos podem promover instalações com menores custos iniciais e operacionais. Destes fatos, resultou a motivação para este estudo sobre os condensadores evaproativos.

Os condensadores utilizados em sistemas de maior capacidade operam, em sua grande maioria, em locais em que há grande disponibilidade de água, dada a sua compacidade para dissipação do calor.

Muitas dificuldades para análise em campo destes condensadores são observadas, devido às grandes variações sofridas pelos sistemas em funcionamento, decorrentes da atuação dos mecanismos de controle, sobretudo os de nível de vasos tais como separadores de líquido. Outro agravante, advém das variações climáticas tais como rajadas de vento responsáveis pelo agravamento da incerteza durante as medições de velocidade do ar. Além disso, o porte destes equipamentos torna a medição bastante demorada fazendo com que as alterações climáticas acarretem condições de medição diferentes para uma mesma série de dados.

A avaliação por meio de mecânica dos fluidos computacional (CFD) torna-se uma alternativa bastante útil, principalmente para caracterização do escoamento. Este tipo de

estudo, no entanto, só é possível quando dados provenientes de medições feitas em ensaios estão disponíveis para a validação dos modelos computacionais criados.

Assim, a análise através de CFD com validação dos resultados feita por meio de dados obtidos sob condições estáveis de operação pode levar a determinação de melhores geometrias e condições de operação, elevando o COP destes equipamentos e até do ciclo de refrigeração no caso de condensadores já instalados.

## 1.2 Revisão Bibliográfica

A análise de equipamentos relacionados à condensação tem um papel fundamental em sistemas de refrigeração por compressão de vapor de grande porte, sobretudo aqueles que operam com amônia como fluido refrigerante. Isto porque condensadores com melhores desempenhos podem promover instalações com menores custos iniciais e operacionais.

Os sistemas de condensação a água são os principais dentre os sistemas utilizados nos sistemas de grande capacidade onde as vantagens de menor consumo e de operação estável se sobrepõe às desvantagens de manutenção dos condensadores como de tratamento e de reposição da água [Bueno, 2006].

O desenvolvimento lógico da combinação de um trocador de calor com uma torre de resfriamento é o resfriador evaporativo que utiliza o processo de resfriamento de água, característico das torres de resfriamento para resfriar o fluido de processo no trocador de calor [Donni, 2006].

Segundo Zalewski e Gryglaszewki, 1997, condensadores evaporativos podem substituir sistemas de condensação compostos pela combinação de um trocador de calor casco e tubos e uma torre de resfriamento. Em comparação com esse sistema, condensadores evaporativos são caracterizados por um menor custo de investimento e operação, como também um uso mais econômico de material e espaço. De acordo com a ASHRAE, 2006, resfriamento evaporativo é geralmente a escolha mais econômica para o resfriamento de ciclo fechado quando um suprimento adequado de água está disponível a um custo aceitável para atender à demanda de água de reposição do sistema.

As grandes capacidades associadas a estes equipamentos, relacionadas basicamente à transferência simultânea de calor e massa, não são verificadas em outros trocadores operando apenas com ar ou apenas com água operando sob as mesmas condições.

Algumas analogias podem ser estabelecidas entre os fenômenos que ocorrem em condensadores evaporativos e torres de resfriamento, principalmente as que operam em circuito fechado, pois este tipo de torre experimenta a mesma estrutura funcional que os condensadores evaporativos tendo um fluido escoando internamente aos tubos (responsável pela taxa de calor transferida ao meio externo) e, externamente a estes, a água fluindo em contra corrente com o ar. A Figura 1.1 mostra um desenho esquemático de um condensador evaporativo.

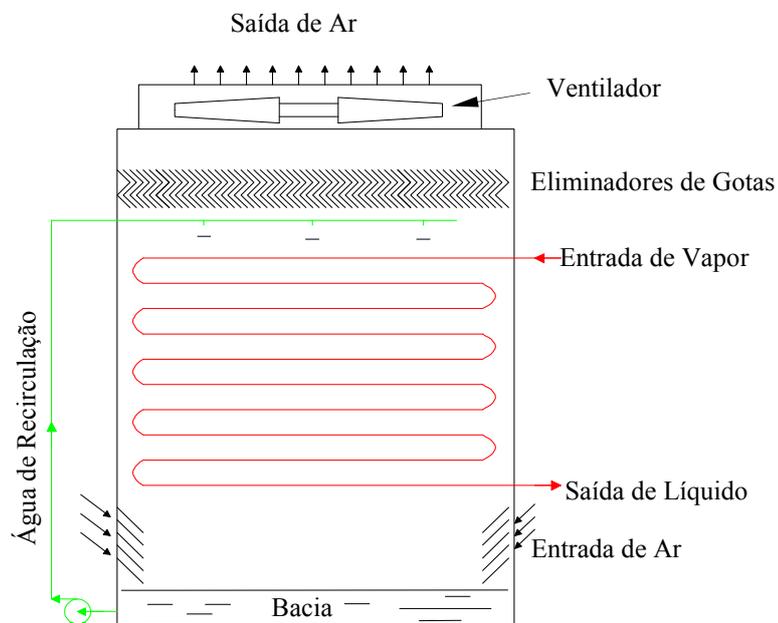


Figura 1.1 - Desenho esquemático de um condensador evaporativo

O ar atmosférico é admitido pelas entradas laterais de ar na parte inferior do equipamento, escoando através dos tubos e saindo no topo dele. Os tubos permanecem constantemente molhados em sua parte externa por água proveniente da aspersão promovida por distribuidores localizados logo acima do feixe tubular, provocando um aumento do coeficiente de transferência de calor na superfície externa dos tubos, em relação a operação com tubos secos. Esse escoamento de ar e água em contra corrente causa a evaporação de uma parte da água, aumentando gradativamente o conteúdo de umidade do ar que passa pelo

equipamento. A transferência de calor primeiramente ocorre entre o fluido em condensação na serpentina e o filme de água no exterior devido à diferença de temperatura. O calor absorvido pela água é então transferido sob as formas sensível e latente na interface da película de água para a corrente de ar. A transferência de calor sensível ocorre pela diferença de temperatura, enquanto a transferência de massa se dá devido à evaporação da água que ocorre pela diferença de pressão de vapor.

Uma bomba de recirculação de água é localizada na parte inferior da bacia, com o objetivo de recircular a água que não foi evaporada. Geralmente nesta bacia encontra-se também uma válvula de bóia que permite a reposição da água perdida pelo processo de evaporação.

O arrasto de gotas de água por parte do ar, na parte superior do condensador, é, em grande parte, atenuado pela inserção de elementos denominados eliminadores de gotas. Estes localizam-se acima dos chuveiros aspersores de água, pouco abaixo do ventilador.

A correta modelagem matemática oferece grandes vantagens quando utilizada para análise da operação e desempenho de equipamentos facilitando o estabelecimento de várias correlações importantes. Atualmente, vários trabalhos relacionados a equipamentos, utilizando a modelagem matemática como ferramenta, são desenvolvidos visando a um melhor entendimento do escoamento e do fenômeno de transferência de calor e massa que ocorre no interior de condensadores evaporativos e torres de resfriamento, que operam segundo o mesmo princípio. Bons resultados podem propiciar produtos de maior qualidade, resultando em menores custos com tecnologia mais avançada.

Parker e Treybal, 1961, propõem um modelo de condensadores baseados no coeficiente global de transferência de calor e de massa em trocadores evaporativos. A aplicação deste modelo é abordada neste trabalho, sendo descrita com maior detalhamento na seção **2.3.2.1**.

Mizushina et al., 1968, investigaram as características de trocadores evaporativos. Duas metodologias de projeto foram desenvolvidas. Na primeira a água do chuveiro foi considerada constante. Na outra, cálculos sucessivos foram desenvolvidos, avaliando o trocador de calor considerando a evolução temperatura da água do chuveiro.

Leidenfrost et al., 1982, (também descrito na seção **2.3.2.1**) apresentaram um estudo para condensadores evaporativos com banco de tubos formado por tubos lisos e aletados. São

apresentadas as equações para o calor rejeitado pelo condensador através da aplicação do coeficiente global de transferência de calor e é proposto um coeficiente de melhoramento que é dado pela razão entre a capacidade do condensador molhado e seco, respectivamente. Mostraram também, o aumento ocorrido no coeficiente de performance do condensador para operação com o banco de tubos molhados. Este estudo compreendeu uma abordagem computacional para 40 casos onde se variam parâmetros como velocidade e umidade do ar para se obter, entre outros, os valores da taxa de transferência de calor e a efetividade do condensador. A partir disto, mostraram a tendência de redução de um coeficiente de melhoramento (definido por estes autores) com o aumento do número de Reynolds e conseqüentemente a velocidade do ar e o seu aumento com a redução da umidade relativa. Foi ainda verificado por estes autores que o número de Nusselt cresce juntamente com o número de Reynolds e com a diminuição da umidade do ar. O coeficiente de performance *COP* mostrou-se menor para temperaturas de condensação mais altas.

Erens e Dreyer, 1988, descreveram um método geral, aplicável a vários tipos de trocadores evaporativos tanto com escoamento do ar na direção vertical quanto horizontal. Este trabalho também apresenta um exemplo usando tal procedimento para analisar a transferência de calor e de massa entre a água e o ar em equipamentos convencionais. Demonstraram também que quando o escoamento do ar é vertical, uma aproximação unidimensional pode ser capaz de prever as características operacionais de um trocador evaporativo.

Zalewski e Gryglaszewski, 1997, apresentaram um modelo para a transferência de calor e massa em condensadores. O desvio relativo de sua formulação é semelhante à de Parker e Treybal (1961), aproximadamente de 6%. Eles mostraram a maior influência da temperatura de bulbo úmido sobre o modelo do que sobre os testes, o que levou ao a aplicação de uma nova correlação para o coeficiente de transferência de massa, pela inserção de uma função de correção que levasse em conta a temperatura de bulbo úmido, obtendo assim, dados mais coerentes com aqueles obtidos experimentalmente.

Halasz, 1998, apresenta em seu trabalho um modelo matemático adimensional para ser usado em todos os equipamentos que utilizam o fenômeno de resfriamento evaporativo. O sistema de equações diferenciais descrevendo o processo de evaporação é transformado em uma forma adimensional, introduzindo parâmetros e coordenadas adimensionais. Os

resultados obtidos por esta metodologia foram verificados através de comparação com dados experimentais e foram considerados bons para condições operacionais usuais.

Facão, 1999, desenvolveu um trabalho experimental em uma torre de resfriamento de contato indireto para baixos valores de temperatura de entrada da água na serpentina. Uma torre com capacidade nominal de 10 kW foi testada para diversas condições operacionais, obtendo-se correlações para os coeficientes de transferência de calor e massa. A correlação encontrada para o coeficiente de transferência de massa apresentou valores próximos daqueles obtidos pelas correlações de Parker e Treybal, 1961, e Niitsu, 1967.

Esta torre também foi testada para operação sem água sobre os tubos. Além do trabalho experimental, alguns modelos simplificados representativos do processo foram implementados, mostrando bons resultados após a inserção do coeficiente de transferência de massa experimental. A eficiência térmica foi avaliada sob a variação de diversas variáveis independentes. A temperatura de entrada da água na serpentina revelou não influenciar a eficiência. O aumento da vazão de água aspergida sobre os tubos eleva a efetividade até um certo valor desta vazão, a partir deste, os tubos já estão suficientemente molhados e a efetividade não sofre mais alteração.

Em outro trabalho, Facão e Oliveira, 2000, testaram uma torre de arrefecimento para operação em conjunto com resfriadores de teto, obtendo novas correlações para os coeficientes de transferência de calor e massa. Diferentes modelos foram comparados e os melhores resultados para pequenas torres foram obtidos quando as novas correlações foram empregadas.

Hwang et al., 2001, comparou um novo modelo de condensador evaporativo com outro condensador resfriado a ar operando com R-22. Os dois foram testados em uma câmara controlada de modo a reproduzir as condições de teste requeridas pela norma ASHRAE 116. Os resultados mostraram que o novo condensador evaporativo tem uma capacidade entre 1,8 a 8,1% maior que a do condensador resfriado a ar, e o COP é de 11,1 a 21,6% maior, também.

Em seu trabalho, Manske et al., 2001, apresentam um estudo para otimização de um sistema de refrigeração de baixa temperatura operando com condensador do tipo evaporativo. O modelo matemático desenvolvido neste trabalho foi validado através de dados experimentais do sistema de refrigeração em questão. Os métodos de análise tiveram como

foco o condensador evaporativo e o controle de pressão. Estes autores mostraram uma relação inversamente proporcional entre a efetividade e a temperatura de condensação.

Facão e Oliveira, 2004, fizeram uma análise detalhada do coeficiente de transferência de massa e do coeficiente de transferência de calor da água do chuveiro da torre de arrefecimento por eles estudada anteriormente (Facão, 1999, e Facão e Oliveira, 2000), incluindo o efeito do erro em suas avaliações sobre a eficiência da torre. As correlações obtidas resultaram em coeficientes de transferência de calor e massa menores quando comparados com os existentes na literatura.

Camargo et al., 2005, apresenta uma avaliação de um condensador evaporativo operando durante o verão na cidade de Taubaté (SP). Estes autores realizaram um estudo experimental durante os dias quentes e secos de verão para um determinado equipamento, variando as velocidades de ar admitido em um condensador e obtendo diferentes valores do coeficiente de transferência de calor. Durante o dia, Camargo verificou um aumento significativo da temperatura de bulbo seco chegando a variar de 26°C pelo período da manhã para 32°C pelo período da tarde. Essa constatação levou a uma última análise mostrando que a efetividade cresce quase que linearmente com relação à temperatura de bulbo seco passando de 65% a 25°C para 77% a 34°C.

Smrekar et al., 2005, apresentam um estudo sobre a influência do arrasto natural na melhoria da transferência de calor em torres de resfriamento. Este estudo mostra também a influência da vazão de ar e de água na efetividade do trocador de calor, estabelecendo que dois terços do calor rejeitado ocorrem por evaporação e o restante por convecção. É observado que um aumento de  $2 \text{ m s}^{-1}$  na velocidade do ar proporciona uma queda de 10°C na temperatura da água, o que se espera ter influência semelhante em condensadores evaporativos.

Qureshi e Zubair, 2006a, apresentaram um modelo matemático para estudo de resfriadores evaporativos, o qual foi validado através de dados experimentais e numéricos existentes na literatura. Este modelo contempla o efeito da incrustação dos tubos sobre a capacidade destes equipamentos, mostrando que a efetividade decresce significativamente quando os tubos estão incrustados

Em outro trabalho, Qureshi e Zubairb, 2006, mostraram através de uma análise de sensibilidade de alguns parâmetros, que a temperatura de condensação é o parâmetro mais

sensível e que seu valor não sofre influência da razão entre as vazões de água do chuveiro e de ar, respectivamente. Além destes parâmetros, foi avaliado o efeito da variação da umidade relativa do ar na entrada do condensador evaporativo sobre a temperatura de condensação e sobre a efetividade do equipamento.

Após, Qureshi e Zubair, 2007, apresentaram uma análise de Segunda Lei em condensadores evaporativos e torres de resfriamento. Eles mostram a redução da eficiência de Segunda lei com o aumento da temperatura de condensação e também que ela é mais baixa para vazões menores. Assim, é verificado que a destruição de exergia aumenta para temperaturas de condensação do fluido refrigerante e vazões mais altas.

Sarker et al., 2008, fizeram estudos experimentais em um resfriador evaporativo com capacidade de 136 kW com água circulando na serpentina. Foi estudada a capacidade do equipamento e a queda de pressão em relação a diversas variáveis. Através de um sistema de recirculação do ar úmido da saída do condensador, a condição do ar de entrada do equipamento pôde ser controlada. O desempenho obtido no estudo experimental estava de acordo com as especificações e os resultados podem servir como parâmetros básicos para o projeto de equipamentos desse tipo.

Rezaei, et al., 2010, desenvolveram um trabalho experimental utilizando uma torre de arrefecimento com superfície úmida e seca, determinando a perda de água. Estes autores desenvolveram um código computacional para simulação numérica desta torre. A validação dos resultados obtidos pelas simulações foi feita através de um protótipo construído e ensaiado. Ainda para aumentar a confiabilidade ao modelo desenvolvido, este foi implementado para simulação de um caso real na indústria. Para determinação do coeficiente de transferência de calor entre a superfície externa dos tubos e a água, foi empregada a correlação de Dittus e Boelter, 1930, a qual é baseada nos números de Reynolds, Nusselt e Prandtl.

Heyns e Kröger, 2010, investigaram as características operacionais de um condensador evaporativo. O equipamento analisado foi construído com tubos de aço com 38,1 mm de diâmetro externo. Dos resultados experimentais foram construídas correlações para o coeficiente de transferência de calor para a água que escoava sobre os tubos, coeficiente de transferência de massa e para a perda de carga para o lado do ar. As correlações obtidas foram comparadas com as correlações de Mizushima et al., 1967. Segundo estes autores poucas

publicações sobre a perda de carga da corrente de ar para estes tipos de trocadores estão disponíveis. Seu estudo mostrou que esta perda de carga é uma função da velocidade mássica do ar e da água.

Algumas das características termodinâmicas e físico-químicas dos fluidos refrigerantes são determinantes para a sua adequada aplicação nos mais diferentes tipos de instalação. Fatores como pressões de trabalho, efeito frigorífico teórico, vazão em volume por unidade de capacidade de refrigeração, COP e temperatura de descarga, orientam esta avaliação [Stoecker e Jones, 1985]. O coeficiente de transferência de calor e a perda de carga em fluidos bifásicos têm sido estudados por diversos pesquisadores, visto a sua importância para o projeto e operação de trocadores de calor.

Graham et al., 1999, estudaram a transferência de calor e a queda de pressão durante a condensação do refrigerante 134a em um tubo ranhurado axialmente de 8,91mm de diâmetro interno. Foram testadas velocidades mássicas de 75 a 450 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>. Um condensador de teste foi montado com instrumentação capaz de medir e controlar as variáveis do processo. O coeficiente de transferência de calor foi determinado utilizando a correlação de Dobson, 1998. Seus resultados mostraram que a melhoria na transferência de calor dos tubos ranhurados em relação aos tubos lisos é dependente da velocidade mássica e do título do refrigerante.

Ould Didi et al., 2002, estudaram o gradiente de pressão durante o escoamento bifásico de cinco fluidos refrigerantes (R-134a, R-123, R-402A, R-404A, e R-502) internamente a tubos de 10,92 e 12 mm, com velocidades mássicas variando entre 100 e 500 kg m<sup>-2</sup>s<sup>-1</sup> e título entre 0,04 e 1. Os dados foram comparados com os resultados de sete métodos utilizados para determinação de perda de carga por fricção em escoamentos bifásicos. Este estudo mostrou uma melhor convergência com o método de Müller - Steinhagem e Heck, 1986, para escoamentos no padrão de escoamento anular, enquanto que o método de Grønnerud, 1979, foi o que melhor concordou com os resultados nos padrões intermitente e onda estratificada. Os desvios destes métodos, considerados como sendo os melhores dentre os estudados, mostraram-se grandes para a precisão desejada nos projetos de evaporadores e condensadores.

Zürcher et al., 2002, propôs um mapa de padrões de escoamento melhorado para evaporação em tubos horizontais, utilizando dados para três diferentes fluidos refrigerantes, cobrindo uma larga faixa de velocidades mássicas, títulos e fluxos de calor. As modificações

propostas permitem a predição do padrão de escoamentos para o R-717 e para fluidos denominados substitutos como o R-134a e o R-407C.

Ferreira, 2003, investigou a condensação do refrigerante R-404A dentro de tubos horizontais microaletados e ranhurados. Parâmetros experimentais incluíram a presença de óleo lubrificante (poliolester) com concentrações de 0 a 4%. Os testes foram feitos à temperatura de saturação de 40°C e com vapor no estado saturado na entrada do trocador. Para até 2% de concentração, o óleo teve um efeito suavemente positivo na performance da transferência de calor para os tubos microaletados e ranhurados. Para maiores concentrações o efeito foi negativo, principalmente para altas velocidades mássicas. A perda de carga aumentou em 25% para uma concentração em massa de óleo de 4%.

Wilson et al., 2003, estudaram o coeficiente de transferência de calor, perda de carga e fração de vazio durante a condensação dos refrigerantes 134a e 410A escoando com velocidades mássicas variando entre  $75 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  e  $400 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  e título entre 10 e 80% internamente a tubos achatados, lisos e microaletados. Como exemplo, foi modelado um condensador de tubos lisos com capacidade de rejeição de calor de 1750 W com R134a condensando a 35 °C. O trocador de calor foi dividido em 100 seções com alteração no valor do título de 1 % de uma seção para outra. Utilizando o coeficiente de transferência de calor do lado do refrigerante, juntamente com um presumido coeficiente de transferência de calor por unidade de comprimento para o lado do ar, o comprimento de cada amostra foi determinado.

Ursenbacher, et al., 2004, apresentaram um sistema não intrusivo, computadorizado de análise de imagens e um método de observação óptica para determinar com precisão a interface líquido e vapor em escoamentos bifásicos com padrão estratificado. Esta técnica foi aplicada em um tubo de vidro horizontal de 13,6 mm de diâmetro para observar os padrões de escoamento e medir o ângulo seco na seção transversal do tubo. As imagens originalmente distorcidas pela refração foram reconstruídas computacionalmente. Este trabalho detalha as técnicas de medição e tratamento de imagens que podem ser empregadas para estudo de escoamentos bifásicos.

Este sistema e a metodologia foram empregados na segunda parte deste trabalho, feita por Wojtan, et al., 2004, para determinação da fração de vazio em um tubo horizontal com os fluidos refrigerantes R-22 e R404A. Neste trabalho é mostrada a técnica de medição, por eles empregada, para visualização de escoamento bifásicos novamente, porém de forma mais

resumida. Usando o sistema de processamento de imagens, estes autores analisaram 227000 imagens. Seus resultados experimentais tiveram boa concordância com aqueles obtidos pela versão horizontal do método de Rouhani e Axelsson (1970), apresentados por estes pesquisadores.

Wojtan et al., 2005 utilizou-se da técnica de visualização de imagens para determinação de um mapa de padrões de escoamento que não requer procedimentos de cálculo iterativos. Estes autores também apresentaram neste trabalho todos os procedimentos para determinação deste mapa.

Thome, 2005, realizou um estudo que apresenta os avanços ocorridos nos modelos de transferência de calor para escoamentos bifásicos, incluindo também o comportamento do CO<sub>2</sub> durante a evaporação a elevadas pressões (acima de 64 bar) internamente a tubos de 0.9 a 10 mm de diâmetro.

A aplicação de CFD para simulação de equipamentos como torres de resfriamento e condensadores evaporativos que possuem um feixe tubular exposto a uma atmosfera composta por ar e partículas de água onde transferências de calor e massa estão presentes tem se tornado cada vez mais usual, visto a sua boa concordância com dados experimentais oriundos de medições e a grande vantagem de identificar pontos onde estes equipamentos tem menor efetividade ou até mesmo completa inoperância. Estes fatos fazem com que a aplicação de softwares comerciais constitua uma boa ferramenta de análise para melhora de desempenho destes trocadores.

Gan et al., 2001, analisou três torres de resfriamento operando em circuito fechado utilizando CFD como ferramenta. O software comercial utilizado neste trabalho foi o FLUENT. A análise da primeira torre estudada resultou em dados que serviram como base para construção do código computacional e determinação das condições de contorno do problema, onde dados experimentais foram comparados, observando-se boa concordância entre medições e simulação. A partir desta torre foi construído especificamente para este estudo um protótipo, o qual serviu para aplicação do modelo anteriormente validado para otimização deste protótipo. Com base nos resultados otimizados, uma terceira torre foi projetada e encontra-se instalada, cujos dados não foram analisados no presente trabalho.

A comparação dos resultados alcançados em um protótipo de uma torre de resfriamento operando em circuito fechado, obtidos através de medições experimentais com

resultados obtidos através da análise e modelagem computacional feita por Hasan e Sirén, 2002, revelou a importância de parâmetros tais como: passo dos tubos, número de tubos e de fileiras, velocidade do ar, vazões de ar e de água e perda de carga, tanto na capacidade de rejeição de calor da torre quanto na potência absorvida por esta definindo, desta forma, COP da torre como objetivo de sua otimização.

O protótipo utilizado foi construído para operar sob condições nominais que resultam em vazões respectivamente iguais  $3 \text{ kg s}^{-1}$ ,  $0,8 \text{ kg s}^{-1}$  e  $1,37 \text{ kg s}^{-1}$  para o ar, água de resfriamento e spray de água sobre os tubos. Este trabalho também definiu o coeficiente de transferência de massa para o caso estudado. Visto que este parâmetro é fortemente influenciado pelo número de Reynolds, a correlação encontrada é uma função da velocidade mássica do ar e apresenta boa concordância com os resultados apresentados pelas correlações utilizadas por Parker e Treybal, 1962, Mizushima et al., 1967 e Niitsu et al., 1967.

Foi reportado também por estes autores o comportamento do ar, da água de resfriamento e do spray de água, mostrando como estes parâmetros evoluem em uma linha de centro vertical na torre de resfriamento desde o contato com o primeiro até o último tubo.

Kaiser et al., 2005, desenvolveram um modelo para estudar o processo de resfriamento evaporativo que ocorre em um novo tipo de torre de resfriamento, denominada *Hidrosolar Roof* que apresenta uma menor queda de gotas e a utilização de energia renovável no lugar de ventiladores para propiciar o escoamento do ar no interior da torre. Este problema foi resolvido utilizando software Fluent através de uma simulação bidimensional, com malha estruturada e não uniforme com melhor refinamento em pontos próximos às paredes.

Este trabalho mostra o comportamento da efetividade da torre frente à variação de parâmetros como: a máxima diferença de temperatura da água, da razão entre as vazões de água e de ar, da temperatura de bulbo úmido e do diâmetro médio das gotas, por fim estabelecendo uma correlação numérica que incorpora todas estas variações na eficiência deste equipamento estudado. A validação dos resultados foi feita através de dados experimentais.

Krahe, et al., 2006, observaram, através da simulação numérica de uma torre de resfriamento de grande porte, problemas de recirculação do ar devido à sucção estar acima da saída na admissão da torre. Demonstrou também a correlação existente entre a vazão mássica do ar e a potência calorífica dissipada pela torre. Este modelo analítico pode servir de

propósito para utilização em simuladores em conjunto com outros elementos da planta, na busca de pontos de operação mais eficientes.

A caracterização e escolha do modelo a ser utilizado para simular a distribuição do diâmetro e a evaporação mostram-se bastante importantes para a confiabilidade dos trabalhos a serem realizados. Estudos feitos por Sun, et al, 2007, mostram a influência do diâmetro das partículas e da umidade relativa sobre o fenômeno da evaporação em um ambiente ventilado simulado através de CFD utilizando um modelo de fluxo modificado onde a taxa de evaporação e a velocidade de arraste são expressas algebricamente como uma função do diâmetro das gotas. A influência da umidade relativa no ambiente também foi estudada, mostrando uma maior taxa de evaporação para menores umidades relativas no ambiente.

Al-Waked and Behnia ,2007, simularam numericamente a operação de uma torre de resfriamento por convecção natural. Foi feita uma simulação tridimensional utilizando análise através de *CFD*. A torre foi simulada segundo condições de referência de vazão igual a  $15,4\text{m}^3\text{ s}^{-1}$ , sendo injetada em 5097 bicos de diâmetro de 5,0 mm. A pressão atmosférica teve como referência 91,0 kPa.

Williamson et al., 2008, apresentam uma simulação da transferência de calor e massa bidimensional e axissimétrica, de uma torre de resfriamento. As partículas de água no spray e no interior da torre foram representadas com trajetórias de gotas escritas na forma Lagrangiana através de um modelo computacional construído no software FLUENT com acoplamento da transferência de calor e massa entre as gotas e o ar. Os resultados destas simulações mostraram boa concordância com os dados oriundos de medições experimentais.

Sarker et al., 2008, apresentaram um trabalho de simulação de uma torre de resfriamento híbrida em circuito fechado utilizando um software comercial (Fluent), onde o ar foi tratado como meio contínuo e resolvido através da aproximação Euleriana. A Equação de transporte do ar inclui as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e turbulência. A temperatura e a umidade relativa foram medidas em cinco pontos na entrada e na saída da torre com frequência de 2 s e utilizado um valor médio dos cinco pontos de medição em cada local. Outro fato relatado neste experimento é a relação entre a perda de carga e o passo dos tubos, sendo a queda de pressão inversamente proporcional ao passo.

Na Engenharia Mecânica da UFRGS, o tema vem sendo diretamente tratado a partir do trabalho de Centeno, 2005. O autor apresenta uma análise sobre a operação e medição de

uma bancada de testes para determinar experimentalmente a capacidade de um condensador evaporativo industrial operando com R-717. Posteriormente, utilizando um modelo de representação dos fenômenos de transferência de calor e massa baseado na formulação de Parker e Treybal, 1961, concluiu haver boa concordância do modelo matemático utilizado com os resultados experimentais obtidos. A realização das análises experimentais neste condensador evaporativo foi feita utilizando como base a norma ANSI / ASHRAE 64-1995.

Flores, 2005, também realizou a modelagem matemática de um condensador evaporativo. Utilizou o método  $\epsilon$ -NUT e dados provenientes de medições de grandezas referentes ao escoamento do fluido refrigerante R-717. O estudo permitiu obter o desempenho deste equipamento, tanto pelo lado do fluido refrigerante quanto pelo lado do ar. Foram identificados alguns parâmetros a serem melhorados a fim de obter efetividades mais elevadas para o condensador analisado como, por exemplo, a redução do número de circuitos em paralelo, alterando assim, o aspecto construtivo, para melhorar a eficiência do processo de convecção do lado interno dos tubos.

Ainda na mesma linha, Nakalski et al., 2006, comparou os desvios apresentados pelos dois modelos citados, concluindo que o modelo que apresenta o cálculo da transferência de calor em função da efetividade e dos parâmetros psicrométricos utilizado por Flores, 2005, apresentou um erro maior em relação ao que calcula a transferência de calor em função de coeficientes de transferência de calor e massa, utilizado por Centeno, 2005.

Walther, 2009, contribuiu para a montagem do condensador evaporativo estudado no presente trabalho, bem como analisou as primeiras aquisições de dados feitas utilizando este equipamento. Neste trabalho observou-se uma redução média de 13% na capacidade de rejeição de calor do condensador com um aumento da temperatura de bulbo úmido do ar de entrada de 16,5 °C para 18,5 °C. A maior transferência de calor ocorre com uma razão entre a vazão mássica de ar e de água aspergida sobre a serpentina próxima de dois. A capacidade do condensador pode ser aumentada com a utilização de um ventilador que aumente a vazão de ar. Os valores obtidos para o coeficiente de transferência de calor experimental oscilou em torno de  $400 \text{ Wm}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ .

Acunha e Schneider, 2009, fizeram a modelagem e simulação de um condensador evaporativo com capacidade nominal de 1700 kW, operando com R-717. Neste trabalho, empregou-se o software Fluent para simulação. Um dos principais resultados deste trabalho

foi a verificação de que a geometria interna do condensador poderia ser alterada com o objetivo de melhorar a distribuição do ar sobre os tubos e atenuar a perda de carga do ar.

Niencheski, 2010, também desenvolveu seu trabalho utilizando esta bancada experimental. Seu trabalho consistiu em verificar o balanço calorimétrico entre o evaporador e o condensador evaporativo. Para tanto realizou seções de medições variando sistematicamente as grandezas de entrada do sistema. Os balanços térmicos desenvolvidos serviram para concluir que o sistema opera com perdas de calor praticamente desprezíveis, confirmando o caráter adiabático da bancada de testes, mostrando serem desprezíveis as perdas de calor para o ambiente.

### **1.3 Objetivo e Contribuição da Pesquisa de Doutorado**

O estudo de condensadores evaporativos em tamanho real e sob condições controladas em laboratório é bastante difícil devido às grandes taxas de transferência de calor e vazões de ar e água envolvidas no processo, mesmo para os modelos de pequena capacidade.

Desta forma, para alcançar as condições controladas de operação, necessárias para a obtenção de um conjunto de dados experimentais, este trabalho propõe como um de seus objetivos a construção de um condensador evaporativo de pequena capacidade com semelhança geométrica com outro de maior capacidade que atualmente encontra-se em linhas de fabricação no Brasil. O condensador é construído com tubos de cobre e fechamentos em vidro a fim de permitir a visualização do escoamento da água externamente aos tubos. Este condensador será acoplado a uma instalação de R-22 que deverá operar através de termossifão tomando-se como base a norma ANSI/ASHRAE 64 – 1995.

A consolidação do conjunto de dados provenientes das medições a serem realizadas constitui um segundo, porém não menos importante, objetivo deste trabalho. Este banco de dados deverá ser publicado a fim de contribuir com novas investigações nesta área de interesse. Para possibilitar esta etapa, alguns passos foram seguidos. Dentre estes pode-se citar: a utilização de instrumentação calibrada com base em padrões de referência para realização das medições, determinação das incertezas de medição e fechamento dos balanços térmicos entre os componentes do sistema

Deseja-se ainda, variar sistematicamente as grandezas de entrada de forma a investigar seu impacto em grandezas de saída para verificar o comportamento do condensador evaporativo sob diversas condições operacionais.

Neste trabalho são também identificadas as regiões de transferência de calor correspondentes ao dessuperaquecimento, condensação e subresfriamento e feito o levantamento de correlações de transferência de calor para as diversas condições operacionais ensaiadas.

Estas regiões são identificadas através da verificação do campo de temperaturas observado nos tubos. Este campo de temperaturas é determinado de forma não intrusiva utilizando uma câmera termográfica.

A região comumente denominada por dessuperaquecimento é a região onde ocorre o resfriamento do vapor superaquecido proveniente (neste caso) do evaporador.

Com os resultados obtidos destas medições espera-se definir com maior clareza o melhor emprego de correlações aplicadas ao estudo de condensadores evaporativos, bem como obter uma melhor compreensão dos fenômenos envolvidos em cada região separadamente.

#### **1.4 Organização do Texto**

O capítulo 2 trata da fundamentação teórica necessária para o desenvolvimento do estudo sobre condensadores evaporativos. Assim, este capítulo está dividido em seções contemplando o escoamento interno e escoamento externo. Com relação ao escoamento interno, a abordagem objetiva a determinação dos coeficientes de transferência de calor médio e local do R-22 sob condensação. Para escoamento externo objetiva-se determinar o coeficiente de transferência de calor entre a superfície externa dos tubos e a água de aspensão, bem como, o coeficiente de transferência de massa desta para o ar.

No capítulo 3 são discutidos alguns aspectos referentes às características construtivas do condensador evaporativo e da bancada experimental acoplada a ele, que tem por finalidade prover continuamente vapor superaquecido de R-22 para condensação. São abordados também, os procedimentos de ensaio, características dos instrumentos de medição utilizados e

incertezas associadas às medições, bem como a determinação do coeficiente global de transferência de calor a partir dos dados medidos.

O capítulo 4 apresenta os resultados obtidos neste trabalho, os quais encontram-se divididos, basicamente, em três seções que são referentes a cada abordagem dada ao problema. Na seção **4.2**, trata-se do comportamento das principais grandezas medidas e da tentativa de identificação da relação existente entre estas. Os dados medidos são confrontados entre si e a fim de, graficamente, observar a existência de tendências comportamentais. A seção **4.3** trata da determinação do coeficiente global de transferência de calor através do equacionamento onde aplicam-se os dados obtidos por medição (Equação (3.3)) e através da metodologia proposta nas seções **2.31** e **2.32**. Também é apresentada uma correlação para a determinação do coeficiente global de transferência de calor a partir das condições operacionais do condensador e de suas características dimensionais.

A última seção deste capítulo aborda a determinação do coeficiente de transferência de massa entre a água e o ar. De forma semelhante à seção anterior, são confrontados os resultados provenientes do cálculo baseado nas condições do ar na entrada e na saída do condensador, com aqueles obtidos através das correlações apresentadas no capítulo 2.

As considerações finais e algumas sugestões para futuros trabalhos são mostradas no capítulo 5.

## **2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA**

### **2.1 Introdução**

Este capítulo trata da fundamentação teórica necessária para o desenvolvimento do estudo sobre condensadores evaporativos. Tais equipamentos operam com três fluidos escoando com diferentes características. O R-22 escoa internamente aos tubos transferindo calor para a água que escoa externamente a estes. Para o ar, que escoa em contracorrente com a água, é transferido calor e massa. Assim, este capítulo está dividido em seções contemplando o escoamento interno e o escoamento externo. Com relação ao escoamento interno, a abordagem objetiva a determinação dos coeficientes de transferência de calor médio e local do R-22 sob condensação. Para escoamento externo objetiva-se determinar o coeficiente de transferência de calor entre a superfície externa dos tubos e a água de aspensão, bem como, o coeficiente de transferência de massa desta para o ar.

### **2.2 Coeficientes de transferência**

#### **2.2.1 Escoamento Interno**

##### **2.2.1.1 Considerações Sobre o Fluido Refrigerante**

As definições de projeto das condições de operação de um fluido refrigerante dentro de um sistema de refrigeração devem seguir parâmetros específicos, próprios ao perfil do processo ao qual se destina. Muitas das variações destas condições são desprezadas, pelo simples desconhecimento das graves conseqüências que seus efeitos exercem sobre o rendimento e eficiência energética da instalação [Rahn, 2006].

Em sistemas de refrigeração de grande porte o R-717 (amônia) é largamente utilizado, sendo em alguns casos (em que a toxicidade não permita a sua aplicação) substituído pelo R-22. O R-717 é um dos mais eficientes fluidos, dentro de suas características de aplicação, possuindo uma grande capacidade de efeito frigorífico, visto seu elevado calor latente de

vaporização, muito embora os vapores deste fluido possuam um grande volume específico [Pohlmann, 1971].

Outra vantagem do R-717 em relação aos fluidos adotados atualmente é seu grande apelo ecológico, visto que sua formulação química não provoca reações, quando liberada na atmosfera, que possam agredir o meio ambiente, sem contribuição para a destruição da camada de ozônio ou para o aquecimento do globo terrestre (efeito estufa) [Rahn, 2006].

A facilidade de operação e menor manutenção são características que tornam o R-717 atrativo para utilização também em pequenos sistemas. Entretanto, para sistemas que operam com temperaturas de evaporação abaixo de  $-18^{\circ}\text{C}$ , alguns fabricantes produzem sistemas que operam apenas com evaporadores “inundados” devido a problemas de distribuição de líquido no evaporador e problemas de controle [ASHRAE, 2006]. Este fato irá acarretar em uma maior complexidade do sistema devido à exigência de outros órgãos e acessórios que podem ser dispensáveis em sistemas “secos” tais como bombas e separadores de líquido.

Desta forma, encontram-se em operação em sistemas que trabalham com condensadores evaporativos, basicamente estes dois fluidos refrigerantes: R-717 e R-22 sendo que, devido as dificuldades e riscos operacionais apenas o R-22 será objeto deste estudo.

#### **2.2.1.2 Padrões de Escoamento**

A metodologia empregada para avaliação da capacidade e da perda de carga de trocadores de calor, por vezes, consiste em adotar valores médios obtidos através de correlações ou de medições experimentais. No entanto, este tipo de escoamento com mudança de fase é formado pelo escoamento de líquido e vapor com frações variáveis ao longo da tubulação, tornando o seu estudo bem mais complexo. As fases líquida e vapor escoam com velocidades e massas variáveis devido a condensação (ou evaporação), acarretando em uma variação nos coeficientes de transferência de calor e de atrito com o título em cada seção transversal da tubulação.

O equacionamento a ser empregado é próprio do regime de escoamento em que o fluido se encontra no interior da tubulação e depende do estado particular de título e velocidade mássica. Estes regimes para fluidos em condensação são classificados com os

padrões de escoamento apresentados na Figura 2.1 que está dividida nas seguintes regiões: *estratificado liso*, *estratificado ondulado*, *intermitente*, *anular* e *névoa*.

Jassim et al., 2008, desenvolveram mapas para correlacionar estatisticamente os regimes de escoamento com o objetivo de prever o coeficiente de transferência de calor durante a condensação do R-134a escoando internamente em tubos de 8,9 mm de diâmetro interno com velocidades mássicas que variaram de 100 a 300  $\text{kg s}^{-1}\text{m}^{-2}$ . Estes mapas, determinados através de técnicas probabilísticas, mostraram melhores previsões em relação aquelas feitas por mapas determinados por técnicas tradicionais nas regiões de transição dos padrões de escoamento.

Segundo estes pesquisadores, dentre os numerosos modelos para escoamentos bifásicos sob condensação encontrados na literatura a maioria classifica-se como estratificado ou anular.

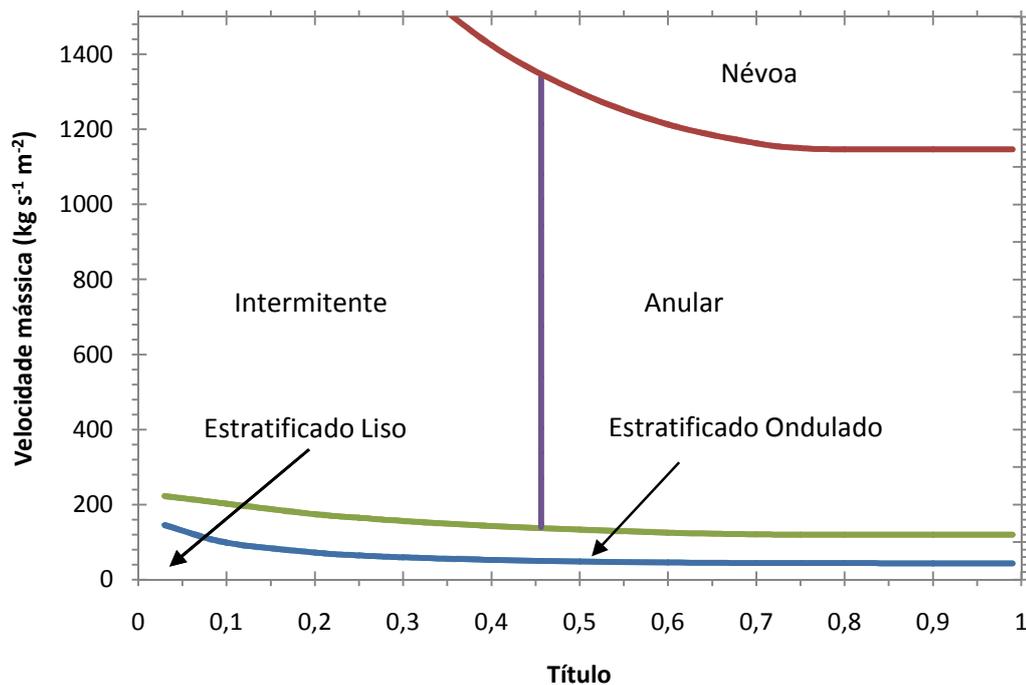


Figura 2.1 - Mapas para os padrões de escoamento de fluidos durante a condensação dentro de tubos (Adaptado de El Hajal, et al., 2003).

Thome et al., 2003, apresentaram um novo modelo para condensação que tem como base as estruturas simplificadas aplicadas por Kattan et al., 1998, *appud* Thome et al., 2003,

para evaporação internamente a tubos horizontais. Algumas das variáveis de interesse a serem determinadas e representadas em um tubo de diâmetro  $d$  podem ser apresentadas conforme mostrado na Figura 2.2, a qual apresenta, da esquerda para a direita, as geometrias para os escoamentos anular, estratificado ondulado e estratificado liso, respectivamente. No regime anular toda a superfície interna do tubo é coberta por uma película de líquido de espessura  $\delta$  e o ângulo  $\theta$  (que determina o limite entre as regiões formadas por líquido e vapor) é igual a zero. Nos regimes estratificado ondulado e estratificado liso, o ângulo  $\theta$  passa a ser maior que  $180^\circ$  e a real geometria verificada para estes dois regimes é mostrada no lado direito da Figura 2.2, onde o líquido se acumula na parte inferior do tubo devido a ação da gravidade com um nível delimitado pela altura  $h_L$ . No entanto, pode-se adotar como simplificação um modelo que trate a espessura da película de líquido como sendo uniforme na parede do tubo, conforme representado, sem comprometimento da exatidão dos resultados obtidos. Também importantes, são as seções ocupadas pelo líquido e vapor ( $A_L$  e  $A_v$ , respectivamente) assim como os perímetros da circunferência ( $P_L$  e  $P_v$ ) ocupados por estas fases e o comprimento da interface entre as fases ( $P_i$ ) para a situação em que se verifica a estratificação.

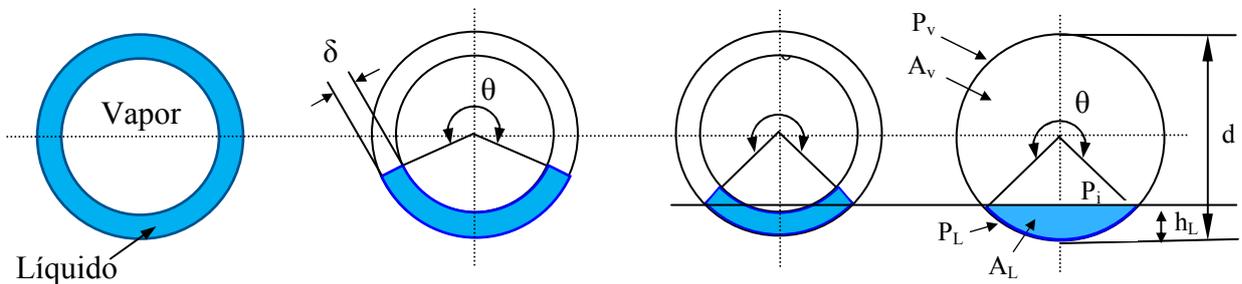


Figura 2.2 - Estrutura simplificada para os padrões de escoamento interno (adaptado de Thome et al., 2003)

O desenvolvimento de mapas de escoamento para escoamento bifásico em tubos horizontais proposto por Zürcher et al., 2002, para três fluidos refrigerantes (R-134a, R-407C, e R-717) foi baseado em dados experimentais e observações de escoamento através do processamento de imagens. Estes autores conseguiram avaliar e descrever bem cada tipo de escoamento conforme descrito a seguir.

O padrão estratificado liso caracteriza-se pela separação do líquido e do vapor através de uma suave interface, ocorrendo, geralmente, para baixas velocidades mássicas.

Já a estrutura denominada por estratificado ondulado caracteriza-se por apresentar uma interface ondulada do líquido, onde as ondas existem, mas a sua magnitude é reduzida não podendo alcançar o topo do tubo.

O padrão de escoamento anular é obtido quando o líquido molha todo o perímetro do tubo e o vapor escoar na região central deste. Considera-se que este tipo de escoamento pode ser alcançado quando o movimento do líquido escoando no topo do tubo é comparável aquele na parte inferior do tubo.

O padrão de escoamento intermitente ocorre a baixos valores de títulos e caracteriza-se por apresentar instabilidade e o topo do tubo quase sempre molhado devido à larga amplitude das ondas.

Para elevadas velocidades do vapor, esta fase se torna praticamente contínua e o líquido permanece disperso em forma de névoa. Este padrão recebe a denominação de névoa. A

Figura 2.3 ilustra estes padrões de escoamento acima descritos.

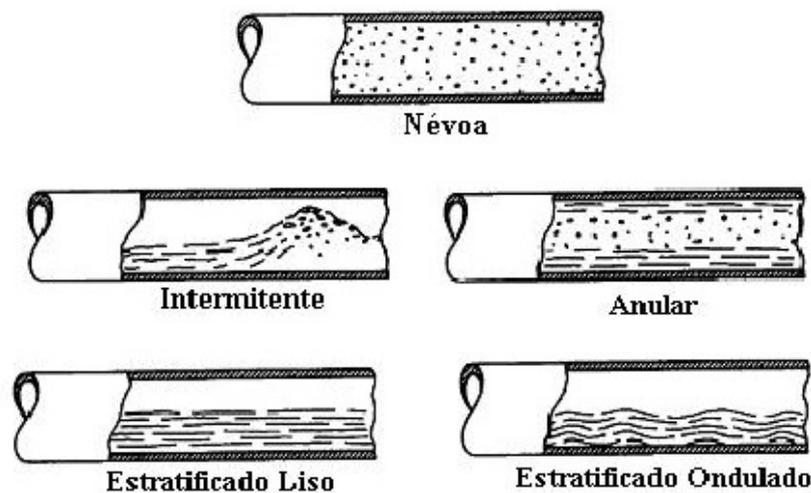


Figura 2.3 – Padrões de escoamento (adaptada de Bandarra Filho, 2002)

Estas geometrias e, conseqüentemente, as velocidades mássicas de cada fase, podem ser conhecidas utilizando-se o conceito de *fração de vazio*, que representa a razão entre a área ocupada pelo vapor e a área total em uma seção transversal do tubo.

A fração de vazio tem sido determinada experimentalmente por diversos pesquisadores por meio de técnicas de medição através da visualização de imagens em tubos com trechos transparentes conectados a aparatos experimentais que podem proporcionar condições constantes de escoamento de modo a permitir balanços de massa e energia em regime permanente.

El Hajal et al., 2003, determinaram novos mapas padrões de escoamento para escoamentos bifásicos internamente a tubos horizontais, lançando o conceito de fração de vazio calculado através de média logarítmica. Segundo estes autores, os modelos para determinação da fração de vazio são classificados como: Homogêneos; unidimensionais; *drift flux*, modelos para regimes de escoamentos específicos e métodos empíricos.

Com altas pressões reduzidas a massa específica do vapor se aproxima da massa específica do líquido. Nesta situação o modelo homogêneo é aplicável, pois assume que o vapor e o líquido escoam a mesma velocidade dentro do conduto. A fração de vazio calculada por este modelo é determinada por:

$$\varepsilon_h = \left[ 1 + \left( \frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_v}{\rho_l} \right]^{-1} \quad (2.1)$$

onde:

$\varepsilon_h$  é a fração de vazio;

$x$  é o título do vapor;

$\rho_v$  e  $\rho_l$  são as massas específicas ( $\text{kg m}^{-3}$ ) do vapor e do líquido, respectivamente.

O modelo *drift flux* é particularmente atrativo, pois leva em conta a distribuição de velocidades nas fases líquido e vapor incluindo assim, o efeito da velocidade mássica. Segundo El Hajal et al., 2003, seu trabalho foi desenvolvido utilizando a versão de Steiner, 1993, (desenvolvido para tubos horizontais) do modelo de Rouhani e Axelsson, 1970, (para tubos verticais) definindo ser este o mais indicado dentre os modelos *drift flux* pois leva em conta também o efeito da tensão superficial sobre fração de vazio, que outros métodos não o fazem.

A fração de vazio é assim determinada através da Equação 2.2:

$$\varepsilon_{ra} = \frac{x}{\rho_v} \left( \left[ 1 + 0,12(1-x) \right] \left[ \frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right] + \frac{1,18(1-x)[g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{0,25}}{G\rho_l^{0,5}} \right)^{-1} \quad (2.2)$$

onde:

$\varepsilon_{ra}$  é a fração de vazio determinada pelo método de Rouhani e Axelsson;

$g$  é a aceleração da gravidade ( $\text{m s}^{-2}$ );

$G$  é a velocidade mássica total do líquido e do vapor ( $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ );

$\sigma$  é a tensão superficial ( $\text{N m}^{-1}$ ).

No entanto, esta forma de determinação da fração de vazio é efetiva principalmente com baixas e médias pressões, não sendo muito indicadas quando as pressões se aproximam do ponto crítico.

Após várias investigações sobre como interpolar estes dois métodos, a fim de obter uma forma de calcular a fração de vazio que tivesse capacidade de abranger toda a faixa de pressões reduzidas, El Hajal et al., 2003, chegaram a conclusão de que a média logarítmica dos valores encontrados pelos dois métodos é a melhor aproximação para a solução do problema.

Assim, a fração de vazio é determinada por:

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_h - \varepsilon_{ra}}{\ln \left( \frac{\varepsilon_h}{\varepsilon_{ra}} \right)} \quad (2.3)$$

A Figura 2.4 mostra a fração de vazio calculada por estes métodos, para o R-410A condensando a  $40^\circ\text{C}$ , com uma velocidade mássica de  $400 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  em um tubo de 8 mm de diâmetro interno.

Na condensação que ocorre sob o padrão névoa, o líquido condensado se separa da parede e uma nova camada de líquido começará a crescer neste local.

Sob o regime anular, o vapor forma uma película de líquido em torno do perímetro interno do tubo.

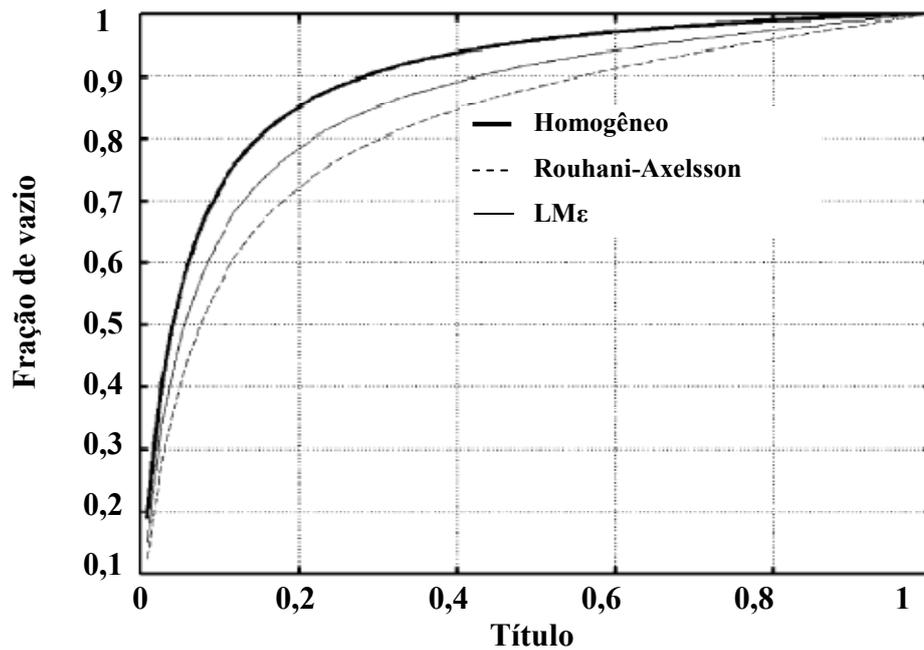


Figura 2.4 – Comparação entre métodos para determinação da fração de vazio (adaptado de Hajal et al., 2003)

Já nos padrões estratificado liso e estratificado ondulado verifica-se uma camada de líquido na parte inferior do tubo e um filme de condensação controlado pela gravidade no perímetro interno superior do tubo.

Quando o vapor saturado entra nos tubos, a velocidade mássica definirá sob qual o, ou quais, padrões ocorrerá a mudança de fase. Assim, para um determinado escoamento, a velocidade mássica  $G$  será o critério para decisão de qual equacionamento deverá ser aplicado.

As equações (2.4) e (2.5) determinam, em função de  $\varepsilon$ , a área ocupada pelo líquido  $A_L$  e pelo vapor  $A_v$ . O ângulo estratificado  $\theta$  é calculado de forma iterativa através da Equação (2.6), porém segundo Thome et al., 2003, pode-se evitar o calculo iterativo de ângulo  $\theta$ , recorrendo-se à Equação (2.7), desenvolvida por Biberg, 1999.

$$A_L = A(1 - \varepsilon) \quad (2.4)$$

$$A_v = A\varepsilon \quad (2.5)$$

$$A_{Ld} = \frac{1}{8} \left[ (2\pi - \theta_{estrat}) - \text{sen}(2\pi - \theta_{estrat}) \right] \quad (2.6)$$

Nesta Equação a área da seção transversal ocupada pelo líquido, expressa na forma adimensional ( $A_{Ld}$ ) é determinada por  $A_{Ld} = A_L/d^2$

$$\theta_{estrat} = 2\pi - 2 \left[ \pi(1 - \varepsilon) + \left( 3\frac{\pi}{2} \right)^{1/3} \left[ 1 - 2(1 - \varepsilon) + (1 - \varepsilon)^{1/3} - \varepsilon^{1/3} \right] - \frac{1}{200}(1 - \varepsilon)\varepsilon \left[ 1 + 4((1 - \varepsilon)^2 + \varepsilon^2) \right] \right] \quad (2.7)$$

A geometria mostrada no lado inferior da Figura 2.2, permite definir ainda a altura de líquido estratificado ( $h_L$ ) e o comprimento da interface entre as fases ( $P$ ). Estes parâmetros são determinados com o auxílio das equações de (2.8) e (2.9), as quais resultam nos valores adimensionais destas variáveis:

$$h_{Ld} = 0,5 \left( 1 - \cos \left( \frac{2\pi - \theta_{estrat}}{2} \right) \right) \quad (2.8)$$

$$P_{id} = \text{sen} \left( \frac{2\pi - \theta_{estrat}}{2} \right) \quad (2.9)$$

os valores adimensionais  $h_{Ld}$  e  $P_{id}$  nestas Equações são definidos como  $h_L/d$  e  $P/d$ , respectivamente.

A transição entre os padrões estratificado liso e estratificado ondulado é determinado utilizando a expressão modificada de Zürcher et al., 1999, e o critério de transição é a curva formada pela velocidade mássica  $G_{estrat}$  em função do título do refrigerante (ver mapa da figura 2.1 em que são mostradas todas as curvas de transição). Esta velocidade é determinada através da aplicação da Equação (2.10)

$$G_{estrat} = \left[ \frac{(226,3)^2 A_{Ld} A_{Vd}^2 \rho_V (\rho_L - \rho_V) \mu_L g}{x^2 (1-x) \pi^3} \right]^{1/3} + 20x \quad (2.10)$$

onde

$\rho_L$  e  $\rho_V$  as massas específicas do líquido e do vapor, respectivamente ( $\text{kg m}^{-3}$ );

$\mu_L$  a viscosidade dinâmica do líquido ( $\text{N s m}^{-2}$ );

$x$  o título do fluido refrigerante.

A velocidade mássica  $G_{ond}$  que resulta na curva que limita o padrão estratificado ondulado é dado pela Equação (2.11). Esta Equação é resolvida para o mínimo valor de transição  $G_{ond,min}$ . O valor em que isto ocorre é denominado  $x_{min}$ . A partir deste valor, para qualquer  $x > x_{min}$ ,  $G_{ond} = G_{ond,min}$

$$G_{ond} = \left\{ \frac{16A_{vd}^3 g d \rho_L \rho_V}{x^2 \pi^2 (1 - (2h_{Ld} - 1)^2)^{0,5}} \left[ \frac{\pi^2}{25h_{Ld}^2} \left( \frac{We}{Fr} \right)_L^{-1,023} + 1 \right] \right\}^{0,5} + 50 - 75e^{-\frac{(x^2 - 0,97)^2}{x(1-x)}} \quad (2.11)$$

A razão entre o número de Weber e o Número de Froude para a fase líquida  $(We/Fr)_L$  é dada por:

$$\left( \frac{We}{Fr} \right)_L = \frac{gd^2 \rho_L}{\sigma} \quad (2.12)$$

onde  $\sigma$  é a tensão superficial ( $\text{N m}^{-1}$ ).

A transição entre os padrões anular e névoa e entre intermitente e névoa é limitada pela curva da velocidade mássica do padrão em névoa,  $G_N$ , que é calculada através da Equação (2.13).

$$G_N = \left\{ \frac{7680A_{vd}^2 g d \rho_L \rho_V}{x^2 \pi^2 \xi^{0,5}} \left( \frac{We}{Fr} \right)_L^{-1} \right\}^{0,5} \quad (2.13)$$

onde o fator  $\xi$  é dado por:

$$\xi = \left[ 1,138 + 2 \log \left( \frac{\pi}{1,5A_{Ld}} \right) \right]^2 \quad (2.14)$$

A transição entre os padrões anular e intermitente é uma linha, por simplificação, considerada vertical traçada no valor de título igual a  $x_{IA}$ . Esta linha é limitada na parte superior pela curva de  $G_N$  e na parte inferior pela curva de  $G_{ond}$ . O título correspondente ao valor desta transição é calculado pela Equação (2.15)

$$x_{IA} = \left[ 0,2914 \left( \frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{-1/1,75} \left( \frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{-1/7} + 1 \right]^{-1} \quad (2.15)$$

Desta forma, para identificar o padrão de escoamento a um dado título  $x$  aplica-se o seguinte critério [El Hajal et al., 2003]:

Caso  $G < G_{estrat}$ , então o escoamento será estratificado liso para  $0 < x < 1$ ;

Se  $G > G_N$ , o padrão poderá ser em névoa, dependendo do título para cada caso;

Para  $G_{estrat} < G < G_{ond}$ , irá se verificar um escoamento estratificado ondulado;

O padrão intermitente irá ocorrer se  $G > G_{ond}$ ,  $G < G_N$  e  $x < x_{IA}$ ;

A ocorrência do escoamento anular está condicionada a  $G > G_{ond}$ ,  $G < G_N$  e  $x > x_{IA}$ .

### 2.2.1.3 Coeficiente de Transferência de Calor Entre o Fluido Refrigerante e a Superfície Interna dos Tubos

Determinando-se a fração de vazio, a área da seção transversal ocupada pelas fases vapor e líquido podem ser determinadas, bem como, o título e suas respectivas vazões mássicas (uma vez que a vazão total de refrigerante é conhecida). Com a vazão mássica e a massa específica de cada fase, pode-se determinar as velocidades de escoamento destas.

Na metodologia proposta por Thome, et al., 2003, assume-se, por simplificação, que para os padrões em que ocorre a estratificação o líquido forma um anel truncado na parte inferior do tubo (ver terceira estrutura da esquerda para direita da Figura 2.2). Sendo assim, o ângulo  $\theta$  pode assumir valores que variam de  $0^\circ$  (escoamento anular) até um mínimo, para o escoamento estratificado. Os padrões estratificado, ondulado e anular possuem transição geométrica suave entre si e permitem a aplicação de modelos de transferência de calor

baseados em velocidades médias de escoamento do líquido e do vapor. Por simplificação também, o padrão intermitente é assumido por estes pesquisadores como anular.

O processo pode ser dividido em dois fenômenos simultâneos: A condensação convectiva que se refere ao escoamento axial que decorre do gradiente de pressão imposto ao fluido e a condensação em filme que existe em função do filme de líquido que vai se formando na parte superior da parede do tubo e flui em direção a parte inferior deste por gravidade.

Nos casos em que há escoamento estratificado ou ondulado, o coeficiente de transferência de calor por convecção,  $h_c$ , é aplicado sobre o perímetro do tubo em que existe líquido estratificado, compreendido por  $(2\pi-\theta)$  enquanto que o coeficiente de transferência devido ao filme de líquido para escoamento laminar devido à queda do fluido internamente ao tubo,  $h_f$ , é aplicado ao perímetro restante, conforme é mostrado na Figura 2.5. Nos casos em que se verificam padrões de escoamento dos tipos anular, intermitente ou névoa, o coeficiente  $h_c$  é aplicado sobre todo o perímetro interno do tubo.

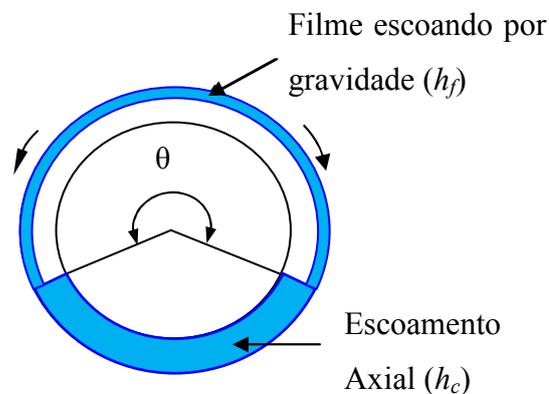


Figura 2.5 – Modelo e fronteiras adotados para condensação convectiva e por filme (adaptado de Thome et al., 2003)

Assim, a Equação que descreve o coeficiente de transferência de calor em um tubo submetido a condensação interna é:

$$h_{int} = \frac{h_f r \theta + h_c r (2\pi - \theta)}{2\pi r} \quad (2.16)$$

onde  $\theta$  é o ângulo do filme que escoia em torno do perímetro superior do tubo, ou seja, o perímetro não molhado pelo líquido estratificado (radianos); e  $r$  é o raio interno do tubo (m).

O ângulo  $\theta$  é igual a zero para os escoamentos do tipo anular, intermitente e em névoa. Para os escoamentos do tipo estratificado liso define-se  $\theta = \theta_{estrat}$ , onde  $\theta_{estrat}$  é determinado pela Equação (2.6) ou (2.7).

Para escoamento estratificado ondulado,  $\theta$  é obtido assumindo uma interpolação quadrática entre o máximo valor de  $\theta_{estrat}$  quando a velocidade mássica é  $G_{estrat}$  e o seu valor mínimo, zero, quando esta velocidade é igual à  $G_{ond}$  (que é a região de transição para o escoamento anular), conforme mostra a Equação (2.17)

$$\theta = \theta_{estrat} \left[ \frac{(G_{ond} - G)}{(G_{ond} - G_{estrat})} \right]^{0,5} \quad (2.17)$$

onde  $G$  é a velocidade mássica do fluido ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ ) e as velocidades mássicas em que ocorre a transição dos padrões,  $G_{ond}$  e  $G_{estrat}$ , são definidas na seção 2.1.

A espessura da película de líquido  $\delta$ , pode ser obtida através da Equação (2.18), também obtida através das relações geométricas aplicadas às estruturas dos padrões mostrados na Figura 2.2. Quando o líquido ocupa mais que a metade da seção transversal do tubo nos escoamentos estratificado e ondulado, com baixos títulos, esta Equação irá resultar em um valor de  $\delta > d/2$  o que é geometricamente impossível, considerando-se, então,  $\delta = d/2$  neste caso.

$$A_L = \frac{1}{8} (2\pi - \theta) [d^2 - (d - 2\delta)^2] \quad (2.18)$$

O coeficiente de transferência de calor devido à condensação convectiva ( $h_c$ ) é obtido da Equação (2.19), em função dos números de Reynolds e Prandtl para a fase líquida ( $Re_L$  e  $Pr_L$ , respectivamente), com auxílio dos coeficientes empíricos  $c$ ,  $n$  e  $m$ . O melhor valor

encontrado para o expoente  $m$  é de 0,5, enquanto que para  $c$  e  $n$ , os melhores valores estatisticamente determinados são  $c = 0,003$  e  $n = 0,74$  [Thome et al., 2003].

$$h_c = c Re_L^n Pr_L^m \frac{k_L}{\delta} f_i \quad (2.19)$$

onde  $k_L$  é o coeficiente de condutividade térmica do líquido ( $W m^{-1} ^\circ C^{-1}$ ) e  $f_i$  é o fator de rugosidade na interface líquido – vapor. Este fator mostra-se bastante influente no processo visto que o cisalhamento provocado pelas elevadas velocidades do vapor incrementa as ondas geradas na interface, aumentando a área de contato e, conseqüentemente, elevando o coeficiente de transferência de calor.

Os números de Reynolds e Prandtl do líquido necessários à Equação (2.19), são calculados por:

$$Re_L = \frac{4G(1-x)\delta}{(1-\varepsilon)\mu_L} \quad (2.20)$$

$$Pr_L = \frac{c_p \mu_L}{k_L} \quad (2.21)$$

Outro fator de influência é o cisalhamento interfacial que tende a criar vórtices na película de líquido contribuindo também para o aumento do coeficiente de transferência de calor. Este cisalhamento depende diretamente da diferença de velocidade entre as fases, sendo estas velocidades calculadas por:

$$u_L = \frac{G(1-x)}{\rho_L(1-\varepsilon)} \quad (2.22)$$

$$u_V = \frac{Gx}{\rho_V \varepsilon} \quad (2.23)$$

Normalmente a velocidade do vapor  $u_V$  é bem maior que a do líquido ( $u_L$ ) e a diferença entre estas pode ser aproximada como sendo igual a velocidade do vapor ( $u_V - u_L \approx u_V$ ). Sendo a razão entre o deslizamento entre as fases proporcional a  $u_V/u_L$ , o cisalhamento que ocorre entre as fases também será proporcional a esta razão. Assim, a rugosidade interfacial  $\Delta\delta_i$  pode ser assumida como proporcional a  $(u_V/u_L)^{1/2}$ . O comprimento de onda instável de Taylor ( $\lambda_T$ ) para um filme de líquido não suportado na parte superior do tubo é dado por:

$$\lambda_T \left[ \frac{(\rho_L - \rho_V)g}{\sigma} \right]^{1/2} = 2\pi\sqrt{3} \quad (2.24)$$

Considerando que as ondas formadas na interface tem características de comprimentos de onda semelhantes à espessura do filme, fazendo-se uma análise de escala e substituindo  $\delta$  por  $\lambda_T$ , a rugosidade interfacial  $\Delta\delta_i$  terá a seguinte relação de escala:

$$\Delta\delta_i \propto \left[ \frac{(\rho_L - \rho_V)g\delta^2}{\sigma} \right]^{1/4} \quad (2.25)$$

Baseado nestas afirmações, este modelo utilizado propicia a atuação do fator de correção da rugosidade superficial  $f_i$  sobre o coeficiente de transferência de calor. A Equação (2.26) auxilia na determinação do fator  $f_i$ .

$$f_i = 1 + \left( \frac{\mu_V}{\mu_L} \right)^{1/2} \left[ \frac{(\rho_L - \rho_V)g\delta^2}{\sigma} \right]^{1/4} \quad (2.26)$$

Quando o escoamento é estratificado, as ondas são atenuadas e a Equação (2.26) passa a ser:

$$f_i = 1 + \left( \frac{\mu_V}{\mu_L} \right)^{1/2} \left[ \frac{(\rho_L - \rho_V)g\delta^2}{\sigma} \right]^{1/4} \left( \frac{G}{G_{estrat}} \right) \quad (2.27)$$

O coeficiente de transferência de calor  $h_f$  devido à condensação em película que ocorre na parte superior do tubo é um valor médio deste perímetro e é determinado pela Equação (2.28), em que as propriedades físicas necessárias são avaliadas na temperatura média entre a parede e a saturação do fluido,  $(T_{sat}+T_p)/2$

$$h_f=0,728 \left[ \frac{\rho_L(\rho_L - \rho_V)gh_{fg}k_L^3}{\mu_L d(T_{sat} - T_p)} \right]^{1/4} \quad (2.28)$$

onde  $T_{sat}$  e  $T_p$  são as temperaturas de saturação do fluido refrigerante e da parede do tubo ( $^{\circ}\text{C}$ ), respectivamente e  $h_{fg}$  é o calor latente de vaporização do fluido refrigerante ( $\text{J kg}^{-1}$ ).

A determinação de coeficientes de transferência de calor médios para fluidos sob condensação também pode ser empregada. Bejan, 1995, apresenta várias correlações para determinação do coeficiente de transferência de calor para fluidos condensando pelos lados interno e externo dos tubos, dentre estas, a correlação de Chato, 1962, para condensação interna em tubos horizontais dominada pela convecção natural, para baixos números de Reynolds do vapor ( $\text{Re} < 3,5 \times 10^4$ ) representada pela Equação (2.29)

$$h_{int}=0,555 \left[ \frac{\rho_L(\rho_L - \rho_V)gh'_{fg}k_L^3}{\mu_L d(T_{sat} - T_p)} \right]^{1/4} \quad (2.29)$$

onde  $h'_{fg}$  é o calor latente de vaporização corrigido ( $\text{J kg}^{-1}$ ) que visa incluir o efeito do calor sensível devido à redução de temperatura do líquido condensado abaixo da temperatura de saturação em regiões próximas a parede. Assim,  $h'_{fg}$  é dado por:

$$h'_{fg}=h_{fg} + \frac{3}{8} c_{p,L}(T_{sat} - T_p) \quad (2.30)$$

Nesta Equação,  $c_{p,L}$  é o calor específico do líquido ( $\text{J kg}^{-1} \text{ } ^{\circ}\text{C}^{-1}$ )

## 2.2.2 Escoamento Externo

### 2.2.2.1 Coeficiente de Transferência de Calor Entre a Superfície Externa dos Tubos e a Água

Condensadores evaporativos e torres de arrefecimento apresentam fenômenos físicos que despertam interesse pela complexidade apresentada pelos mecanismos de transferência de calor e massa que compõem o processo de condensação (ou arrefecimento, no caso de torres). As três correntes fluidas escoam e interagem entre si de forma que a energia seja transportada do fluido que escoam internamente aos tubos para o lado externo em que escoam ar e água com fluxo em contra corrente.

Algumas correlações oriundas de observações experimentais são evidenciadas na literatura, bem como outras que provem da utilização de métodos numéricos e aplicação de CFDs.

Um dos trabalhos clássicos da literatura que trata da transferência de calor e massa em trocadores evaporativos foi realizado por Parker e Treybal (1961). Estes autores desenvolveram uma modelagem matemática em termos dos coeficientes globais de transferência de calor e massa que resultou nos coeficientes de película para a transferência de calor e massa em condensadores evaporativos.

A Figura 2.6 mostra um esboço das correntes de ar, água e fluido refrigerante, bem como seus sentidos sobre um corte infinitesimal de uma seção transversal do tubo. Por simplificação, algumas metodologias empregadas adotam o escoamento do fluido refrigerante no mesmo sentido do escoamento da água.

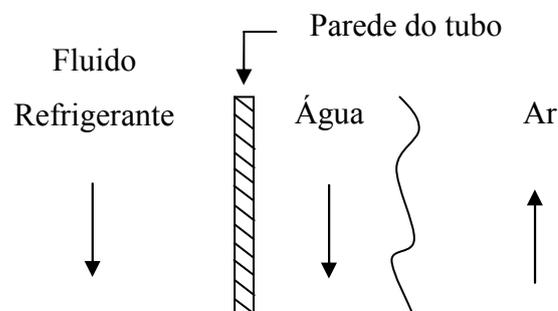


Figura 2.6 - Direções e sentidos do escoamento do fluido refrigerante, da água e do ar.

Através da Figura 2.6 pode-se perceber que a transferência de calor precisa vencer a resistência do fluido refrigerante, do tubo e da água. Da associação em série destas resistências resulta a Equação (2.31) que auxilia na determinação do coeficiente global de transferência de calor definido para o lado externo dos tubos [Özisik, 1990, ASHRAE, 2000]

$$U = \frac{1}{\frac{d_{ext}}{d_{int}} \left( \frac{1}{h_{int}} \right) + \frac{d_{ext}}{d_m} \left( \frac{L}{k_T} \right) + \frac{1}{h_{ext}}} \quad (2.31)$$

onde:

$k_T$  é a condutividade térmica do tubo ( $\text{Wm}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ );

$d_{int}$  e  $d_{ext}$  são os diâmetros interno e externo do tubo (m), respectivamente;

$d_m$  é o diâmetro médio do tubo, dado pela média aritmética entre  $d_{int}$  e  $d_{ext}$ ;

$L$  é a espessura do tubo (m);

$h_{int}$  é o coeficiente de transferência de calor entre o fluido refrigerante e a superfície interna do tubo ( $\text{W m}^{-2} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ );

$h_{ext}$  é o coeficiente de transferência de calor entre a superfície externa dos tubos e a água ( $\text{W m}^{-2} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ );

O coeficiente de transferência de calor entre o tubo e a água calculado em  $\text{W m}^{-2} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ , foi objeto de estudo de alguns pesquisadores que encontraram correlações baseadas na relação  $(\Gamma/d_{ext})$ , em que  $\Gamma$  representa a vazão de água por unidade de comprimento de tubo ( $\text{kg m}^{-1} \text{ s}^{-1}$ ) e  $d_{ext}$  o diâmetro externo dos tubos (m).

A correlação de Parker e Treybal, 1961, foi obtida em cinco situações distintas levando em consideração também a temperatura da água  $T_w$  ( $^\circ\text{C}$ ) e para o caso de condensadores evaporativos, a correlação encontrada foi:

$$h_{ext} = 704(1,39 + 0,022T_w) \left( \frac{\Gamma}{d_{ext}} \right)^{1/3} \quad (2.32)$$

Assim como esta, todas as outras correlações utilizadas para o coeficiente de transferência de calor entre os tubos a água apresentam coeficientes empíricos mas deve-se atentar que  $h_{ext}$  sempre resultará em  $\text{W m}^{-2} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ .

Esta Equação tem validade para  $1,4 < \frac{\Gamma}{d_{ext}} < 3,0 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  e para temperaturas de 15 a 70°C.

Mizushina et al., 1967, desenvolveram uma correlação para uma faixa de aplicabilidade um pouco maior, sendo válida para  $0,2 < \frac{\Gamma}{d_{ext}} < 5,5 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ . Esta correlação é descrita por:

$$h_{ext} = 2102,9 \left( \frac{\Gamma}{d_{ext}} \right)^{1/3} \quad (2.33)$$

A correlação proposta por Leidenfrost e Korenic, 1982, foi desenvolvida para tubos alinhados de 15,9 mm de diâmetro externo e é bastante semelhante à correlação anterior, conforme pode ser visto na Equação (2.34).

$$h_{ext} = 2064 \left( \frac{\Gamma}{d_{ext}} \right)^{0,252} \quad (2.34)$$

Niitsu et al., 1967, testou tubos lisos e aletados, sendo que para tubos aletados encontrou maiores coeficientes de transferência de calor. Sua correlação é válida para o intervalo de  $0,5 < \frac{\Gamma}{d_{ext}} < 3,2 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  e é dada por:

$$h_{ext} = 990 \left( \frac{\Gamma}{d_{ext}} \right)^{0,46} \quad (2.35)$$

Também semelhante é a correlação de Dreyer e Erens, 1990, válida para o intervalo de  $1,26 < \frac{\Gamma}{d_{ext}} < 6$  e é dada por:

$$h_{ext} = 2843 \left( \frac{\Gamma}{d_{ext}} \right)^{0,384} \quad (2.36)$$

Tovaras et al., 1984, (*appud* Zalewski e Gryglaszewski, 1997) apresentam em seu trabalho a determinação do coeficiente de transferência de calor entre a superfície externa do tubo e a água, em função dos números de Nusselt do filme de água ( $Nu_w$ ), Reynolds do filme de água ( $Re_w$ ) e do ar ( $Re_{ar}$ ) e Prandtl da água ( $Pr_w$ ). Assim, tem-se as seguintes correlações:

$$\text{Para } 690 < Re_{ar} < 3000, Nu_w = 3,3 \times 10^{-3} Re_w^{0,3} Re_{ar}^{0,15} Pr_w^{0,61};$$

$$\text{Para } 3000 < Re_{ar} < 6900, Nu_w = 1,1 \times 10^{-2} Re_w^{0,3} Pr_w^{0,62};$$

$$\text{Para } Re_{ar} > 6900, Nu_w = 0,24 Re_w^{0,3} Re_{ar}^{-0,36} Pr_w^{0,66}$$

onde:

$$Re_w = \frac{4\Gamma}{\mu_w} \quad (2.37)$$

$$Re_{ar} = \frac{u_0 d_{ext} \rho_{ar}}{\mu_{ar}} \quad (2.38)$$

Sendo:

$\mu_w$  e  $\mu_{ar}$  as viscosidades dinâmicas da água e do ar, respectivamente ( $N \text{ s m}^{-2}$ );

$u_0$  a velocidade do ar na menor seção transversal ( $m \text{ s}^{-1}$ );

Após calcular estas variáveis, o coeficiente de transferência de calor entre a superfície externa dos tubos e a água  $h_{ext}$  pode ser extraído da seguinte Equação:

$$Nu_w = \left( \frac{v_w^2}{g} \right)^{1/3} \frac{h_{ext}}{k_w} \quad (2.39)$$

Nesta correlação  $k_w$  a condutividade térmica da água ( $W \text{ m}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ ) e a sua validade se verifica para números de Reynolds da água entre 160 e 1360 e, para números de Prandtl da água entre 4,3 e 11,3.

Estas seis correlações descritas foram utilizadas para determinar o coeficiente de transferência de calor entre a água aspergida e a superfície externa dos tubos para 40 amostras de medição obtidas. A correlação apresentada por Dreyer e Erens, 1990, apresentou os maiores valores dentre todas. As correlações de Mizushina et al., 1967, e Leidenfrost e

Korenic, 1982, apresentaram valores próximos uma da outra, visto a semelhança entre as suas formulações matemáticas as quais são baseadas somente na vazão de água. No entanto, a correlação de Mizushina et al., 1967, chegou a apresentar valores com uma diferença de até 36% (aproximadamente  $685 \text{ W m}^{-2} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ ) em relação a correlação Parker e Treybal, 1961, que inclui também o efeito da temperatura da água e apresenta os valores imediatamente inferiores a esta. As correlações de Niitsu et al., 1967, e Tovasas et al., 1984, apresentaram coeficientes de transferência de calor semelhantes, embora possuindo formulações matemáticas bastante distintas uma da outra. A correlação de Tovasas et al., 1984, inclui também a influência das propriedades físicas da água e características do escoamento visto que é uma função dos números de Reynolds, Nusselt e Prandtl. Já a correlação proposta por Niitsu et al., 1967, que assim como as outras, também é dependente apenas da vazão de água, é bem mais conservadora e resulta nos menores valores de coeficiente de transferência de calor para a água.

O gráfico da Figura 2.7 mostra o coeficiente de transferência de calor obtido para as 40 amostras estudadas (que serão comentadas nos próximos capítulos) e para todas as correlações empregadas.

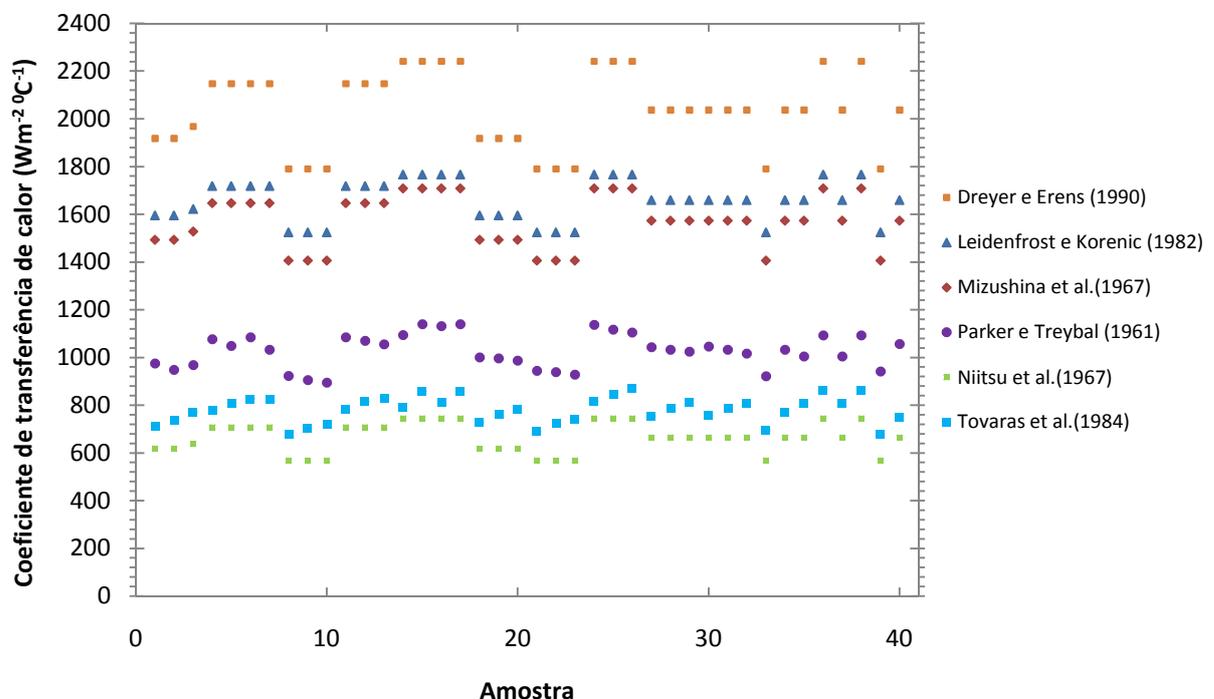


Figura 2.7- Coeficiente de transferência entre os tubos e a água.

Este gráfico evidencia a grande diferença que existe entre as distintas correlações. A maior diferença entre os coeficientes calculados foi de aproximadamente 88,5% que corresponde a um valor próximo a  $1830 \text{ Wm}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ .

Uma investigação minuciosa é necessária para determinar que correlações podem ser utilizadas para calcular o coeficiente de transferência de calor de forma que se obtenham valores que possam ser validados com os dados experimentais obtidos.

Após a determinação dos coeficientes de transferência de calor dos lados interno e externo dos tubos pode-se determinar o coeficiente global de transferência de calor, Equação (2.31), que pode ser utilizado na determinação da capacidade do condensador evaporativo, através da Equação (2.40).

$$\dot{q} = UA\Delta T \quad (2.40)$$

onde  $\dot{q}$  é a taxa de transferência de calor (W);  $A$  é a área de troca térmica ( $\text{m}^2$ ) e  $\Delta T$  é a diferença de temperatura entre o fluido refrigerante e a água ( $^\circ\text{C}$ ).

### 2.2.2.2 Coeficiente de Transferência de Massa

A transferência de massa ocorre da superfície do filme de água para a mistura ar e vapor d'água que escoam em contra corrente com este filme. Esta transferência ocorre basicamente através de dois mecanismos: a difusão e a convecção.

O processo de difusão de massa é bastante semelhante ao de difusão do calor e ocorre sempre que existir um gradiente de concentração entre as espécies, neste caso entre a mistura de ar que circunda a água (saturada de umidade) e a mistura de ar que escoam sem contato direto com a água líquida da superfície dos tubos.

A transferência de massa por convecção acontece de forma idêntica à transferência de calor por convecção. Assim como uma massa de ar pode transportar calor, esta pode também transportar espécies.

Disto resulta que tratamentos matemáticos semelhantes podem ser dados tanto para a transferência de calor quanto para a transferência de massa.

O coeficiente de transferência de massa ( $h_m$ ) está associado ao coeficiente de transferência de calor ( $h$ ) para um mesmo número de Reynolds através da analogia entre transferência de calor, massa e quantidade de movimento.

Uma analogia entre seus grupos adimensionais pode ser feita onde o número de Schmidt ( $Sc$ ) corresponde ao número de Prandtl ( $Pr$ ) e o número de Sherwood ( $Sh$ ) corresponde ao número de Nusselt ( $Nu$ ). Por exemplo para um caso de escoamento turbulento plenamente desenvolvido em um tubo, pode-se dizer que [Dittus e Boelter, 1930]:

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,4} \quad Pr > 0,5 \quad (2.41)$$

onde, para transferência de massa, a correlação acima fica:

$$Sh = 0,023Re^{0,8}Sc^{0,4} \quad Sc > 0,5 \quad (2.42)$$

A analogia de Chilton e Colburn, 1934 (*appud* Facção, 1999) propõe uma analogia (*j – factor analogy*) que relaciona os coeficientes de transferência de calor e massa com o coeficiente de atrito ( $f$ ) e leva em conta as espessuras das camadas limite (efeito dos números de Prandtl e Schmidt), conforme descrito por :

$$j = \frac{f}{2} = \frac{Nu}{RePr^{1/3}} \quad (2.43)$$

$$j_m = \frac{f}{2} = \frac{Sh}{ReSc^{1/3}} \quad (2.44)$$

Utilizando os conceitos dos números de Reynolds ( $Re = Vd_{ext}/\nu$ ), Nusselt ( $Nu = hd/k$ ) e Prandtl ( $Pr = \nu/\alpha$ , onde  $\alpha = k/\rho C_p$ ), as equações (2.43) e (2.44) são rearranjadas como:

$$j = \frac{f}{2} = \frac{h}{\rho c_p V} Pr^{2/3} \quad (2.45)$$

$$j_m = \frac{f}{2} = \frac{h_m}{\rho V} Sc^{2/3} \quad (2.46)$$

onde o coeficiente de transferência de massa  $h_m$  é dado em  $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ .

Igualando-se as equações (2.45) e (2.46), resulta em:

$$\frac{h}{c_p h_m} = \left(\frac{Sc}{Pr}\right)^{2/3} = Le^{2/3} \quad (2.47)$$

onde  $Le$  é o número de Lewis que expressa a difusividade térmica em relação a difusividade mássica e para o caso do ar úmido é igual a 1. Assim, a Equação (2.47) toma a forma:

$$\frac{h}{c_p h_m} = 1 \quad (2.48)$$

Esta suposição permite a utilização da seguinte aproximação:

$$\dot{q} = h_m A (i_i - i_{ar}) \quad (2.49)$$

onde  $i_i$  e  $i_{ar}$  são as entalpias do ar na interface água – ar e na mistura de ar, respectivamente ( $\text{kJ kg}^{-1}$ ).

Conhecendo-se as condições do ar na entrada e na saída do condensador, pode-se montar um balanço e determinar  $h_m$  através da seguinte Equação [Facção, 1999]:

$$\dot{m}_{ar}(W_{ar,sai} - W_{ar,ent}) = h_m A (\Delta W)_{ML} \quad (2.50)$$

Onde  $W_{ar,ent}$  e  $W_{ar,sai}$  corresponde ao conteúdo de umidade do ar que entra e do ar que sai do condensador, respectivamente ( $\text{kg kg}^{-1}_{\text{ar seco}}$ ). A variação média logarítmica do conteúdo de umidade,  $(\Delta W)_{ML}$ , ao longo do condensador é dada por:

$$(\Delta W)_{ML} = \frac{W_{ar,sai} - W_{ar,ent}}{\ln \left( \frac{W_i - W_{ar,ent}}{W_i - W_{ar,sai}} \right)} \quad (2.51)$$

onde o subíndice  $i$  refere-se à interface água - ar

O estabelecimento de correlações para a determinação do coeficiente de transferência de massa também foi feito por Parker e Treybal, 1961, Mizushina et. al., 1967 e Niitsu et al., 1967. Todos estes pesquisadores propuseram correlações que apresentam coeficientes. Vale lembrar também, que estas correlações resultarão em valores de  $h_m$  expressos em  $\text{kg s}^{-1}\text{m}^{-2}$ .

Parker e Treybal apresentam o coeficiente de transferência de massa como uma função da velocidade mássica do ar na seção mínima de passagem  $G_{ar}$  ( $\text{kg s}^{-1}\text{m}^{-2}$ ). A Equação (2.52) que descreve esta correlação é válida para a faixa compreendida entre  $0,68 < G_{ar} < 5 \text{ kg s}^{-1}\text{m}^{-2}$ .

$$h_m = 0,04935 G_{ar}^{0,9} \quad (2.52)$$

Mizushina et al., 1967, testou tubos com diâmetros de 12 a 40 mm de diâmetro externo ( $d_{ext}$ ). A correlação encontrada por estes pesquisadores foi:

$$h_m = 5,5439 \times 10^{-8} Re_{ar}^{0,9} Re_w^{0,15} d_{ext}^{-1,6} \quad (2.53)$$

A validade desta Equação é para  $1,2 \times 10^3 < Re_{ar} < 14 \times 10^3$  e  $50 < Re_w < 240$ .

Niitsu et al., 1967, testaram tubos lisos e aletados e encontraram em todos os casos ensaiados um aumento do coeficiente de transferência de massa independente da vazão de água valores de  $\Gamma/d_{ext}$  acima de 0,7. A Equação que define o coeficiente de transferência de massa para tubos lisos proposta por estes autores é:

$$h_m = 0,076G_{ar}^{0,8} \quad (2.54)$$

A aplicação desta correlação é recomendada para  $1,5 < G_{ar} < 5 \text{ kg s}^{-1} \text{ m}^{-2}$ .

### 2.3 Considerações Sobre Ciclos Termodinâmicos de Refrigeração

O ciclo termodinâmico de refrigeração descreve a série de transformações termodinâmicas sofridas pelo fluido refrigerante em sua evolução pelo sistema [Costa, 1982].

Dentre os ciclos termodinâmicos de refrigeração, o ciclo de Carnot é aquele cuja eficiência não pode ser superada entre duas temperaturas dadas. Este ciclo, embora ideal, poderá servir como referência e como estimativa das temperaturas que produzem eficiências máximas, [Stoecker e Jabardo, 2002].

O ciclo real de refrigeração por compressão de vapor torna-se diferente do ciclo de refrigeração padrão fundamentalmente, devido às irreversibilidades dos processos envolvidos. As perdas de carga que ocorrem no evaporador e no condensador não são consideradas no ciclo padrão e considera-se que a compressão é adiabática e reversível, portanto isoentrópica [Stoecker, 1985].

A presença de água, óleo e gases incondensáveis no sistema; a perda de carga provocada por tubulações, órgãos e acessórios; o gelo formado na superfície de evaporadores; a incrustação em condensadores assim como a potência requerida para o bombeamento do fluido refrigerante e para a ventilação, também devem ser considerados na análise de um ciclo real.

Sistemas de refrigeração operando com R-717 à pressão de ebulição inferior à atmosférica apresentam quantidades significativas de água. A contaminação por água destas instalações, normalmente negligenciada pela falta de informação, afeta significativamente o consumo de energia, o qual aumenta na proporção da quantidade de contaminante [Rahn, 2006].

Estas considerações, aliadas ao fato de que a existência de válvulas de controle e outros componentes causam perturbações ao fluxo contínuo de refrigerante, ressaltaram a necessidade de conceber um sistema que possa operar continuamente e com taxas de

transferência de calor diretamente mensuráveis, que em ciclos convencionais de refrigeração não se consegue. Outro fato importante levado em consideração para a análise do condensador evaporativo foi a necessidade de ter uma operação com fluido refrigerante isento de óleo lubrificante. A opção adotada para o funcionamento do condensador foi a construção de um sistema que opera através de termossifão, que contempla as necessidades acima mencionadas.

### 3 METODOLOGIA

#### 3.1 Introdução

No presente capítulo serão discutidos alguns aspectos referentes às características construtivas do condensador evaporativo e da bancada experimental acoplada a ele, que tem por finalidade prover continuamente vapor superaquecido de R-22 para condensação. São abordados também, os procedimentos de ensaio, características dos instrumentos de medição utilizados e incertezas associadas às medições, bem como a determinação do coeficiente global de transferência de calor a partir dos dados medidos.

#### 3.2 Descrição da Bancada Experimental

Para o ensaio do condensador evaporativo, foi construído em laboratório um sistema que funciona por termossifão, baseado na norma ASHRAE 64-1995. O sistema é composto pelo condensador evaporativo, um trocador de calor do tipo casco e tubos (que cumpre a função de evaporador) e um reservatório. Nos tubos do evaporador circula água quente (proveniente do reservatório que está localizado na parte superior da bancada) enquanto que no casco escoo o R-22. Esta corrente de água é utilizada para promover a vaporização do R-22, sendo aquecida por uma resistência elétrica de 2,7 kW no interior do reservatório.

A Figura 3.1 mostra um diagrama esquemático da bancada de testes. Neste diagrama as linhas vermelhas, verdes e azuis representam, respectivamente, os circuitos de R-22, de água de recirculação (chuveiro) e de água quente. Os pontos onde são medidas as variáveis também são explicitados nesta figura, e a representação de cada uma é dada pelos símbolos:  $V$  (tensão em volts),  $A$  (corrente em ampères),  $T_{BS}$  e  $T_{BU}$  (temperaturas de bulbo seco e úmido em °C),  $T$  (temperatura do R-22 em °C),  $P$  (pressão em bar) e  $Q$  (vazão em unidades de volume por unidade de tempo).

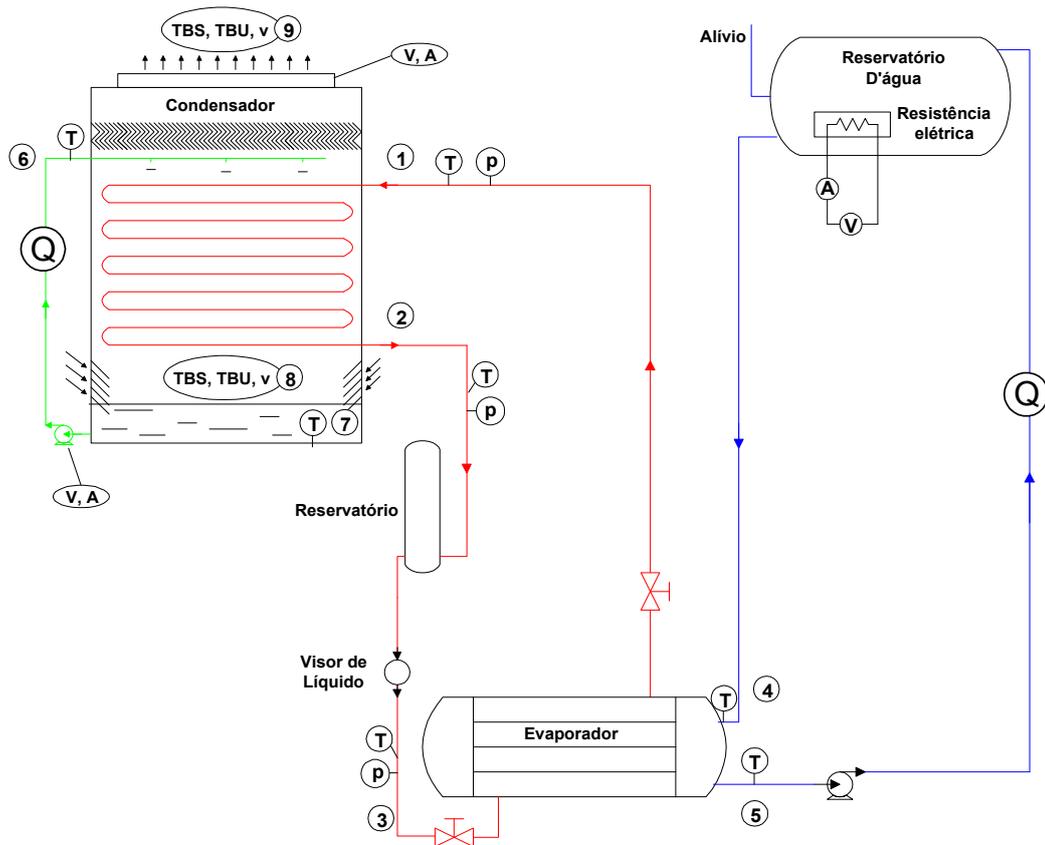


Figura 3.1 - Diagrama da Bancada Experimental

O fluido refrigerante circula no sistema devido à diferença de massa específica, não havendo a necessidade de uma bomba para recalcar o fluido ao longo do sistema, eliminando assim a presença de óleo no fluido e nas tubulações. A vazão de refrigerante no sistema é mantida pela taxa de calor adicionado ao fluido no evaporador. A temperatura de saída da água do reservatório é mantida constante através de um controlador PID que aciona a resistência elétrica.

O motivo da escolha do R-22 foi sua maior facilidade de trabalho em relação ao R-717, o fato de ele não ser tóxico e não atacar a tubulação de cobre, características que a amônia não possui. Como a tubulação do evaporador é feita de cobre, a utilização do R-717 torna-se inviável.

O vapor sai do evaporador e entra no condensador ainda como vapor superaquecido, devendo sair deste último como líquido sub-resfriado, entrando posteriormente no reservatório.

De acordo com a norma utilizada como referência, o reservatório deve estar localizado o mais perto possível da saída do condensador com a função de formar um selo de líquido na saída. O nível de líquido neste reservatório deve se manter razoavelmente constante durante o período de teste para garantir uma vazão de líquido constante para o evaporador e assim garantir que o sistema esteja em regime estacionário. Para garantir que haja o mínimo de perda de calor para o exterior do sistema, todas as tubulações são isoladas termicamente assim como o evaporador e o reservatório.

### 3.2.1 Condensador Evaporativo

O condensador evaporativo em estudo foi construído com semelhança geométrica em relação a um condensador evaporativo comercialmente fabricado para operação com R-717 em instalações de refrigeração industrial. O fator de escala utilizado é igual a quatro. A Figura 3.2 mostra um modelo virtual do condensador que foi construído, enquanto que a Figura 3.3 apresenta uma vista explodida deste desenho, onde seus componentes podem ser vistos com maior detalhamento. Este modelo serviu como base para a construção do condensador evaporativo estudado.



Figura 3.2 - Modelo virtual do condensador evaporativo [Walther, 2009]

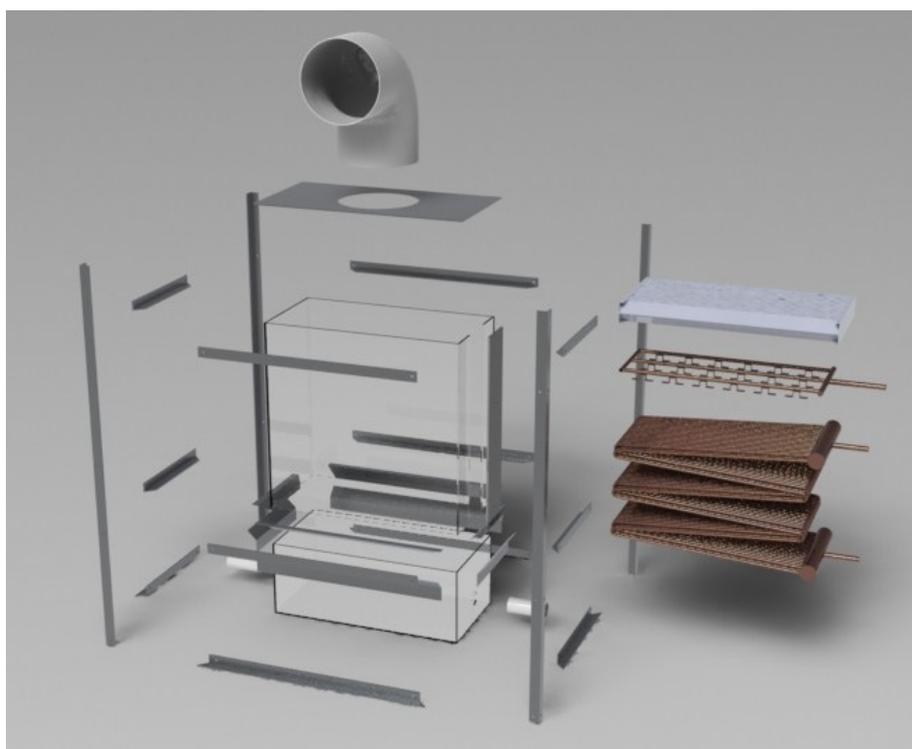


Figura 3.3 – Vista explodida do condensador evaporativo

O condensador evaporativo possui uma estrutura em alumínio com laterais de vidro para possibilitar a visualização do escoamento ar-água na parte interna. O equipamento possui uma seção transversal de 0,25 m de largura por 0,51 m de comprimento, resultando uma área de  $0,1275 \text{ m}^2$ . A serpentina foi construída com tubos de cobre com diâmetro externo de 6,35 mm (que corresponde ao diâmetro comercial de  $\frac{1}{4}$  in') e é composta por 35 colunas de seis tubos cada, dispostas em um arranjo escalonado, conectadas a um distribuidor na parte superior e a um coletor na parte inferior. Tanto o distribuidor quanto o coletor possuem diâmetro de 50,80 mm (que corresponde ao diâmetro comercial de 2 in) e comprimento de 0,25 m. A área total de troca térmica do condensador é igual a  $2,17 \text{ m}^2$ . A Figura 3.4 mostra o banco de tubos em construção.



Figura 3.4 – Banco de tubos

Logo acima da serpentina encontra-se o distribuidor de água. Fabricado também em cobre, possui 36 saídas de água permitindo uma distribuição uniforme de água sobre a serpentina. Logo abaixo dos furos do distribuidor, foram colocadas pequenas placas para que ocorra o espalhamento e a distribuição da água sobre os tubos. A Figura 3.5 e a Figura 3.6 mostram o distribuidor de água construído com o sistema desligado e em operação, respectivamente. O controle da vazão de água aspergida sobre o banco de tubos é feito por intermédio de um desvio (*by pass*) após o recalque da bomba. Logo acima do distribuidor de água encontra-se o eliminador de gotas (Figura 3.7) feito em alumínio com passagens para o ar de 1,8 mm de largura. O formato do eliminador faz com que o escoamento de ar tenha um caminho de 45° da direção vertical para um lado e depois vire 90° na outra direção.



Figura 3.5 – Distribuidor de água com o sistema desligado



Figura 3.6 – Distribuidor de água com o sistema em operação



Figura 3.7 – Eliminador de gotas

O ar sai na parte superior por um duto de 200 mm de diâmetro que está conectado a um ventilador centrífugo, acionado por um motor elétrico trifásico. O controle da vazão de ar é feito através da variação de velocidade proporcionada por um inversor de frequência que aciona o motor elétrico. Para propiciar outras condições operacionais mais próximas das condições reais em faixas de vazões diferentes, foi utilizado um ventilador com potência de acionamento de 1491,4 W (2,0 HP) operando com frequências variando de 15 à 55Hz.

A entrada de ar consiste em duas laterais de 0,245 m por 0,1 m e duas laterais de 0,51 m por 0,1 m, totalizando uma área de entrada de 0,15 m<sup>2</sup>. Na parte inferior do condensador está localizado um reservatório de água com capacidade para aproximadamente 25 litros. Este reservatório possui como finalidades o recolhimento da água que escorre dos tubos e o armazenamento na sucção da bomba para que esta não opere em vazio. A água evaporada só é reposta após o término de cada amostra de medição, propiciando temperaturas mais homogêneas na bacia e a operação sem a existência de válvula de bóia. A Figura 3.8 mostra o condensador evaporativo montado com o sistema de aspersão de água desligado enquanto que a Figura 3.9 mostra o condensador com o sistema de aspersão operando. A Figura 3.10 mostra a bancada em construção enquanto que a Figura 3.11 mostra a bancada construída. No ANEXO A podem ser vistas outras fotografias da bancada e de seus componentes.

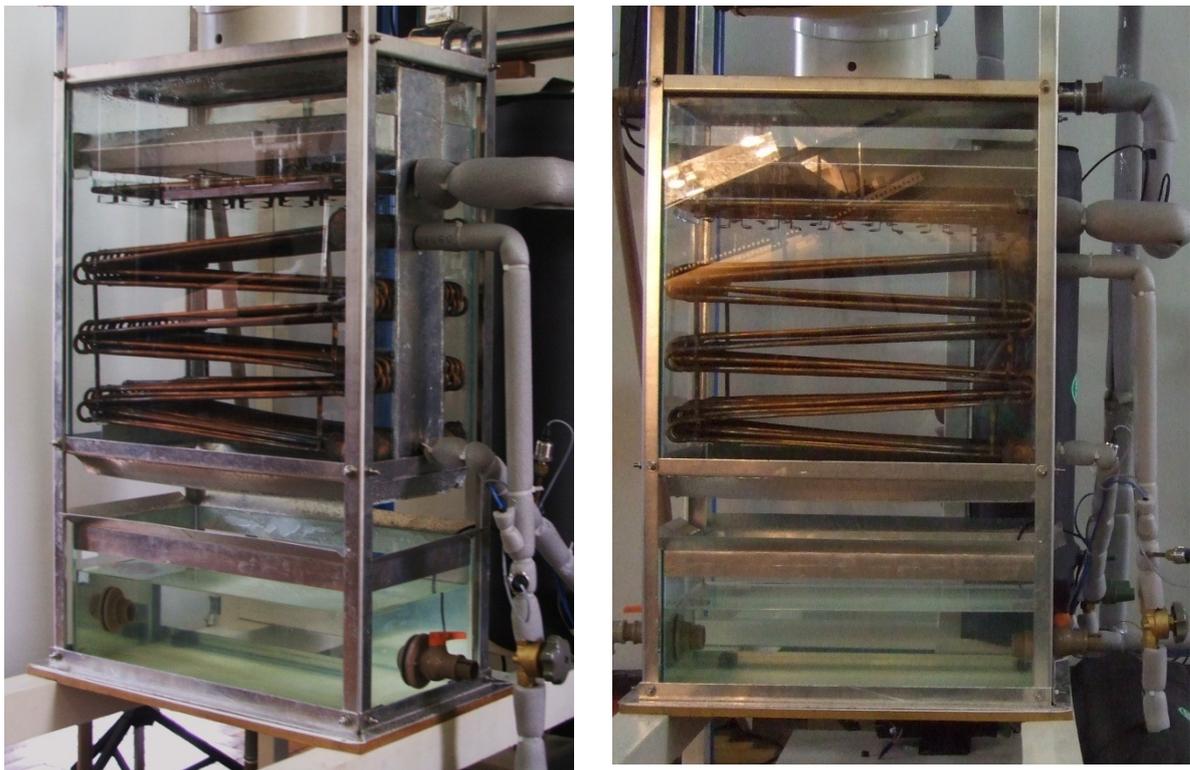


Figura 3.8 – Condensador evaporativo sem aspersão de água



Figura 3.9 - Condensador evaporativo com aspersão de água



Figura 3.10 – Bancada em construção



Figura 3.11 – Bancada construída

### 3.2.2 Instrumentação

#### 3.2.2.1 Grandezas Medidas

As temperaturas de bulbo seco ( $T_{bs,ent}$ ) e úmido ( $T_{bu,ent}$ ) na entrada do condensador são medidas com o auxílio de um instrumento construído no próprio laboratório que funciona com dois sensores do tipo PT-100. A pressão do ar na entrada do condensador ( $P_{ent}$ ) assim como a pressão do ar na saída ( $P_{sai}$ ), temperatura de bulbo seco ( $T_{bs,sai}$ ) e Temperatura de bulbo úmido ( $T_{bu,sai}$ ), são medidas através do equipamento Vaisala PTU-303, que utiliza um sensor PT-100 para medir a temperatura de bulbo seco e sensores capacitivos para medir a pressão e umidade relativa.

As demais propriedades do ar tanto na entrada quanto na saída do ar são obtidas através do software EES, tomando-se como parâmetros estas grandezas medidas.

A vazão volumétrica de ar,  $\dot{V}_{ar}$ , ar é determinada através de um tubo de Venturi localizado em uma tubulação na descarga do ventilador.

Para determinar a condição de entrada e saída do fluido refrigerante no condensador, são medidas as temperaturas,  $T_{r,ent}$  e  $T_{r,sai}$ , e as pressões,  $P_{r,ent}$  e  $P_{r,sai}$ . Também é medida a temperatura e a pressão do fluido refrigerante,  $T_r$  e  $P_r$  na tubulação entre o reservatório e o evaporador com o objetivo de verificar o caráter adiabático do sistema. Essas temperaturas são medidas com termopares do tipo J e as pressões com transdutores de pressão da marca Full Gauge.

São medidas também a temperatura da água na bacia e a temperatura da água entrando nos distribuidores de água. Isso permite avaliar a existência de alguma diferença de temperatura devido à bomba de recirculação de água e à tubulação. Em algumas medições foi também determinada a evolução da temperatura da água de aspersão dentro do condensador. Para tanto, foram instalados 6 termopares dentro de pequenos acumuladores de água, feitos com tubos de cobre de 3/8 in, posicionados acima de cada fileira de tubos. Todas as medições de temperatura da água de aspersão foram realizadas com termopares tipo J. Após a bomba, está localizado um medidor de vazão para medir a vazão de água de recirculação,  $\dot{V}_w$ . Também são obtidas as potências do ventilador do condensador e da bomba da água de recirculação, com a medição da corrente e da tensão de alimentação destes equipamentos.

No evaporador são medidas as temperaturas de entrada e saída da água quente,  $T_{aq,ent}$  e  $T_{aq,sai}$ , utilizando termopares do tipo J e a vazão de água quente,  $\dot{V}_{aq}$ , com o auxílio de um hidrômetro e um cronômetro. A medição da vazão mássica de refrigerante no sistema,  $\dot{m}_r$ , é determinada através dos balanços de massa e energia, tomando-se como volume de controle o evaporador. A taxa de transferência de calor envolvida no processo também é determinada pela potência fornecida à resistência do aquecedor de água e pelo lado psicrométrico (ar que passa pelo condensador) comparando-se os resultados obtidos a fim de garantir a confiabilidade dos resultados.

No APÊNDICE A pode ser encontrada uma tabela resumindo a instrumentação utilizada, assim como a incerteza de medição referente a cada instrumento.

### 3.2.2.2 Calibração

A calibração dos sensores de temperatura foi feita no laboratório em um banho térmico estabilizado (termoestático) com agitação, para a faixa de temperaturas entre 15 °C e 45 °C, utilizando como referência uma termorresistência PT-100 calibrada. Os desvios absolutos encontrados nos sensores de temperaturas se mantiveram entre  $\pm 0,1$  °C do valor dado pelo sensor de referência.

A calibração do tubo de Venturi foi realizada através do método descrito por Delmé, 1983, através do tratamento adequado das velocidades na saída da tubulação, utilizando um tubo de Pitot para medir as velocidades do escoamento em diferentes posições radiais da seção transversal da tubulação. A curva para a vazão em função do diferencial de pressão obtido no TuboVenturi encontra-se no APÊNCICE B.

Para o restante dos instrumentos de medição foi assumida a calibração realizada por cada fabricante.

### 3.3 Testes realizados

Os dados adquiridos nos ensaios da bancada montada nesse trabalho foram organizados em conjuntos de eventos de medição, ou simplesmente amostras. Inicialmente cada amostra foi composta por dados adquiridos ao longo de cerca de 50 minutos, sempre em regime permanente. Durante a realização dos testes foi verificado que este tempo pode ser reduzido sem comprometer a qualidade dos resultados, uma vez que o início das medições se dá com o sistema em regime permanente. Este tempo foi reduzido para 25 minutos com uma taxa de aquisição dos eventos de medição de 15 segundos para as principais grandezas de interesse referentes ao fluido refrigerante, à água de recirculação e à água que alimenta o evaporador, no intuito de acompanhar suas oscilações e ter uma média da amostra mais representativa dos valores medidos no final do teste. As propriedades do ar de entrada e saída também foram adquiridas em intervalos de 15 segundos.

Os testes realizados na primeira etapa deste trabalho resultaram na aquisição de 39 amostras de medição as quais são médias representativas de valores instantâneos medidos que totalizam aproximadamente 3100 medições.

Na segunda etapa deste trabalho, outras 40 amostras de medição foram adquiridas por meio de instrumentação calibrada em relação a um PT 100. Assim, os balanços térmicos puderam ser verificados e as taxas de transferência de calor avaliadas garantindo confiabilidade aos resultados que dependem destas grandezas. Desta forma, apenas estas últimas 40 amostras, que são médias representativas de aproximadamente 3200 medições, são exploradas neste trabalho

As 39 primeiras amostras de medição obtidas não foram apresentadas nos demais cálculos que envolvem grandezas que possam ser dependentes das taxas de transferência de calor, visto que estas não foram determinadas com uma exatidão que não comprometa a acuracidade dos resultados. Para a transferência de massa, estas amostras são bastante úteis na medida em que podem servir para ilustrar as razões entre vazões de água e de ar que podem ser significativas no processo de transferência de massa.

Como a sala onde está localizado o equipamento é climatizada, foi possível manter uma condição do ar de entrada praticamente constante ao longo das medições. Foi utilizado o equipamento Agilent-HP 34970A para a aquisição dos dados e transferência deles para um computador. Ainda de acordo com a norma ASHRAE 64-1995, para que os dados coletados sejam válidos, as leituras não podem diferir do valor médio em 1°C para as temperaturas, 1,5% para as pressões e 2,5% para as vazões.

Com as medições realizadas para cada condição de operação do equipamento foram calculados os valores médios das medições. Posteriormente, a taxa de transferência de calor do sistema (Equação (3.2) da próxima seção) foi obtida com o auxílio do programa EES ([www.fchart.com](http://www.fchart.com)), que possui internamente funções para as propriedades termodinâmicas do ar, água e R-22, além de rotinas para a determinação da incerteza combinada dos resultados.

### **3.3.1.1 Incerteza de medição**

A incerteza de medição indica a precisão da medida executada. Para o caso de valores medidos por instrumentos calibrados na fábrica, a incerteza de cada uma das grandezas medidas separadamente é fornecida pelo fabricante. No entanto, quando é preciso utilizar diversas grandezas medidas para determinar uma grandeza que será calculada, torna-se necessário calcular a incerteza combinada dos instrumentos [Hollman, 1994]. A incerteza  $\delta$  do

resultado de uma função  $f(X_1, X_2, \dots, X_n)$ , cujas incertezas associadas a cada uma das grandezas medidas ( $X_1, X_2, \dots, X_n$ ) são respectivamente  $\delta X_1, \delta X_2, \dots, \delta X_n$ , pode então ser determinada por:

$$\delta = \left[ \sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial f}{\partial X_i} \delta X_i \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.1)$$

onde  $X_i$  é a variável independente que afeta a variável a ser quantificada e  $\delta X_i$  é a incerteza associada à esta variável. Os cálculos de incertezas foram realizados pelo software EES.

O procedimento usado pelo EES para determinação da incerteza propagada de uma dada grandeza consiste em fazer substituições sucessivas considerando a influência de cada grandeza medida. Sabendo que a taxa de calor transferida no evaporador é determinada pela Equação (3.2):

$$\dot{q}_{evap} = \dot{V}_{aq} \rho_{aq} (i_{aq,sai} - i_{aq,ent}) \quad (3.2)$$

onde  $i_{aq,ent}$  e  $i_{aq,sai}$  são as entalpias da água (em  $\text{kJ kg}^{-1}$ ) na entrada e saída do evaporador, respectivamente, a incerteza calculada para a taxa de transferência de calor no evaporador  $\dot{q}_{evap}$  (W) a partir da incerteza dos instrumentos de medição e sensores é uma função das seguintes grandezas:

$$\dot{q}_{\Delta} = f(\dot{V}_{aq}, T_{aq}, P_{aq}) = [\dot{V}_{aq}] [\rho_{aq}(T_{aq,sai}, P_{aq})] [i(T_{aq,sai}, P_{aq}) - i(T_{aq,ent}, P_{aq})] \quad (3.3)$$

sendo  $P_{aq}$  a pressão (em bar) no circuito de água quente e  $i$  a entalpia da água quente ( $\text{kJ kg}^{-1}$ ) na entrada e na saída do evaporador. Substituindo-se sucessivamente a influência da incerteza de medição de cada grandeza pode-se calcular a taxa de transferência de calor modificada pela incerteza destas grandezas  $\dot{q}_{\Delta}$  (W) como:

$$\dot{q}_{\Delta}(\dot{V}_{aq}) = [\dot{V}_{aq} + \delta\dot{V}_{aq}][\rho_{aq}(T_{aq,sai}, P_{aq})][i(T_{aq,sai}, P_{aq}) - i(T_{aq,ent}, P_{aq})] \quad (3.3a)$$

$$\begin{aligned} \dot{q}_{\Delta}(T_{aq,sai}) = & [\dot{V}_{aq}][\rho_{aq}(T_{aq,sai} + \delta T_{aq,sai}, P_{aq})][i(T_{aq,sai} + \delta T_{aq,sai}, P_{aq}) \\ & - i(T_{aq,ent}, P_{aq})] \end{aligned} \quad (3.3b)$$

$$\begin{aligned} \dot{q}_{\Delta}(P_{aq}) = & [\dot{V}_{aq}][\rho_{aq}(T_{aq,sai}, P_{aq} + \delta P_{aq})][i(T_{aq,sai}, P_{aq} + \delta P_{aq}) \\ & - i(T_{aq,ent}, P_{aq} + \delta P_{aq})] \end{aligned} \quad (3.3c)$$

$$\dot{q}_{\Delta}(T_{aq,ent}) = [\dot{V}_{aq}][\rho_{aq}(T_{aq,sai}, P_{aq})][i(T_{aq,sai}, P_{aq}) - i(T_{aq,ent} + \delta T_{aq,ent}, P_{aq})] \quad (3.3d)$$

Sabendo-se que:

$$\frac{\partial \dot{q}_{evap}}{\partial \dot{V}_{aq}} \delta \dot{V}_{aq} = \dot{q}_{\Delta}(\dot{V}_{aq}) - \dot{q}_{evap} \quad (3.4a)$$

$$\frac{\partial \dot{q}_{evap}}{\partial T_{aq,sai}} \delta T_{aq,sai} = \dot{q}_{\Delta}(T_{aq,sai}) - \dot{q}_{evap} \quad (3.4b)$$

$$\frac{\partial \dot{q}_{evap}}{\partial P_{aq}} \delta P_{aq} = \dot{q}_{\Delta}(P_{aq}) - \dot{q}_{evap} \quad (3.4c)$$

$$\frac{\partial \dot{q}_{evap}}{\partial T_{aq,ent}} \delta T_{aq,ent} = \dot{q}_{\Delta}(T_{aq,ent}) - \dot{q}_{evap} \quad (3.4d)$$

a incerteza da taxa de transferência de calor no evaporador ( $\delta \dot{q}_{evap}$ ) é:

$$\delta \dot{q}_{evap} = \left[ \left( \frac{\partial \dot{q}_{evap}}{\partial \dot{V}_{aq}} \delta \dot{V}_{aq} \right)^2 + \left( \frac{\partial \dot{q}_{evap}}{\partial T_{aq,sai}} \delta T_{aq,sai} \right)^2 + \left( \frac{\partial \dot{q}_{evap}}{\partial P_{aq}} \delta P_{aq} \right)^2 + \left( \frac{\partial \dot{q}_{evap}}{\partial T_{aq,ent}} \delta T_{aq,ent} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.5)$$

A Tabela 3.1 apresenta os valores calculados das derivadas parciais de cada grandeza calculada em relação às grandezas medidas para amostra de medição 1. A Tabela 3.2 também se refere à amostra de medição 1.

Tabela 3.1 – Derivadas parciais

	$\rho_{aq}$ ( $\text{kg m}^{-3}$ )	$i_{aq,ent}$ ( $\text{kJ kg}^{-1}$ )	$i_{aq,sai}$ ( $\text{kJ kg}^{-1}$ )	$\dot{q}_{evap}$ ( $\text{W}$ )
$\frac{\partial}{\partial T_{aq,ent}}$ ( $^{\circ}\text{C}^{-1}$ )	0	4,2	0	2,7
$\frac{\partial}{\partial T_{aq,sai}}$ ( $^{\circ}\text{C}^{-1}$ )	-0,5	0	4,2	-2,8
$\frac{\partial}{\partial \dot{V}_{aq}}$ ( $\text{s m}^{-3}$ )	0	0	0	3555
$\frac{\partial}{\partial P_{aq}}$ ( $\text{bar}^{-1}$ )	0,0437	0,08551	0,08574	-0,000052

A Tabela 3.2 apresenta a contribuição percentual destas grandezas medidas em cada uma das grandezas calculadas. Observando-se esta tabela, percebe-se que as temperaturas de entrada e saída da água quente no evaporador é que apresentam a maior influência na taxa de transferência de calor (49,33 e 49,37%, respectivamente). A incerteza da medição de vazão contribui apenas com 1,3%, enquanto que a incerteza na medição de pressão não apresenta influência significativa, podendo ser desprezada.

A Tabela 3.3 apresenta os valores das grandezas medidas e das grandezas calculadas com as suas respectivas incertezas para as 40 amostras de medição obtidas. A incerteza associada à massa específica da água quente não exerce influência significativa na taxa de transferência de calor. As entalpias de entrada e saída da água quente, embora com incertezas

pequenas ( $0,40 \text{ kJ kg}^{-1}$ ), são as que mais impactam sobre o calor transferido, visto que a diferença entre estas fica em torno  $4,0 \text{ kJ kg}^{-1}$ .

Tabela 3.2– Contribuição percentual de cada grandeza medida na incerteza

	$\rho_{aq}$ (%)	$i_{aq,ent}$ (%)	$i_{aq,sai}$ (%)	$\dot{q}_{evap}$ (%)
$T_{aq,ent}$	0	99,99	0	49,33
$T_{aq,sai}$	99,82	0	99,99	49,37
$\dot{V}_{aq}$	0	0	0	1,3
$P_{aq}$	0,18	0,01	0,01	0

Tabela 3.3 – Grandezas calculadas e incertezas associadas

Medição	$T_{aq,ent}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$T_{aq,sai}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$\dot{V}_{aq} \times 10^3$ ( $\text{m}^3\text{s}^{-1}$ )	$P_{aq}$ (bar)	$i_{aq,ent}$ ( $\text{kJ kg}^{-1}$ )	$i_{aq,sai}$ ( $\text{kJ kg}^{-1}$ )	$\rho_{aq}$ ( $\text{kg m}^{-3}$ )	$\dot{q}_{evap}$ (kW)
1	60,6±0,1	59,7±0,1	0,6729±0,01332	1,5±0,045	253,8±0,4	250,2±0,4	983,4±0,1	2,4±0,4
2	55,6±0,1	54,6±0,1	0,6091±0,01332	1,5±0,045	232,9±0,4	228,6±0,4	985,9±0,0	2,6±0,4
3	49,6±0,1	48,7±0,1	0,6707±0,01332	1,5±0,045	207,8±0,4	204,0±0,4	988,6±0,0	2,5±0,4
4	59,1±0,1	58,3±0,1	0,6722±0,01332	1,5±0,045	247,5±0,4	244,1±0,4	984,1±0,1	2,2±0,4
5	56,0±0,1	55,0±0,1	0,6732±0,01332	1,5±0,045	234,7±0,4	230,5±0,4	985,7±0,0	2,8±0,4
6	47,5±0,1	46,6±0,1	0,6683±0,01332	1,5±0,045	199,1±0,4	195,2±0,4	989,6±0,0	2,6±0,4
7	52,6±0,1	51,7±0,1	0,6745±0,01332	1,5±0,045	220,2±0,4	216,6±0,4	987,3±0,0	2,4±0,4
8	58,1±0,1	57,3±0,1	0,6661±0,01332	1,5±0,045	243,2±0,4	239,8±0,4	984,6±0,0	2,2±0,4
9	58,6±0,1	57,8±0,1	0,6661±0,01332	1,5±0,045	245,5±0,4	242,2±0,4	984,3±0,1	2,2±0,4
10	59,1±0,1	58,3±0,1	0,6661±0,01332	1,5±0,045	247,4±0,4	244,1±0,4	984,1±0,1	2,2±0,4
11	64,4±0,1	63,6±0,1	0,6684±0,01332	1,5±0,045	269,7±0,4	266,3±0,4	981,3±0,1	2,2±0,4
12	62,3±0,1	61,4±0,1	0,6683±0,01332	1,5±0,045	260,8±0,4	257,2±0,4	982,5±0,1	2,4±0,4
13	60,2±0,1	59,3±0,1	0,6661±0,01332	1,5±0,045	252,2±0,4	248,5±0,4	983,6±0,1	2,4±0,4
14	48,5±0,1	47,7±0,1	0,6683±0,01332	1,5±0,045	203,1±0,4	199,8±0,4	989,1±0,0	2,2±0,4
15	53,0±0,1	52,2±0,1	0,6661±0,01332	1,5±0,045	222,0±0,4	218,6±0,4	987,0±0,0	2,2±0,4
16	48,5±0,1	47,7±0,1	0,6683±0,01332	1,5±0,045	203,1±0,4	199,8±0,4	989,1±0,0	2,2±0,4
17	53,0±0,1	52,1±0,1	0,6661±0,01332	1,5±0,045	222,0±0,4	218,4±0,4	987,1±0,0	2,4±0,4
18	55,5±0,1	54,7±0,1	0,6661±0,01332	1,5±0,045	232,3±0,4	228,9±0,4	985,9±0,0	2,2±0,4
19	54,8±0,1	54,0±0,1	0,6661±0,01332	1,5±0,045	229,5±0,4	226,2±0,4	986,2±0,0	2,2±0,4
20	53,9±0,1	53,1±0,1	0,6661±0,01332	1,5±0,045	225,9±0,4	222,3±0,4	986,6±0,0	2,4±0,4
21	58,6±0,1	57,8±0,1	0,6661±0,01332	1,5±0,045	245,5±0,4	242,1±0,4	984,3±0,1	2,2±0,4
22	57,7±0,1	56,8±0,1	0,6661±0,01332	1,5±0,045	241,6±0,4	237,9±0,4	984,8±0,0	2,4±0,4
23	55,7±0,1	54,8±0,1	0,6661±0,01332	1,5±0,045	233,2±0,4	229,6±0,4	985,8±0,0	2,4±0,4
24	54,6±0,1	53,8±0,1	0,6692±0,01332	1,5±0,045	228,5±0,4	225,2±0,4	986,3±0,0	2,2±0,4

Medição	$T_{aq,ent}$ (°C)	$T_{aq,sai}$ (°C)	$\dot{V}_{aq} \times 10^3$ (m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> )	$P_{aq}$ (bar)	$i_{aq,ent}$ (kJ kg <sup>-1</sup> )	$i_{aq,sai}$ (kJ kg <sup>-1</sup> )	$\rho_{aq}$ (kg m <sup>-3</sup> )	$\dot{q}_{evap}$ (kW)
25	57,0±0,1	56,1±0,1	0,6721±0,01332	1,5±0,045	238,7±0,4	235,0±0,4	985,2±0,0	2,4±0,4
26	55,1±0,1	54,2±0,1	0,6705±0,01332	1,5±0,045	230,6±0,4	227,1±0,4	986,1±0,0	2,3±0,4
27	59,8±0,1	59,0±0,1	0,6667±0,01332	1,5±0,045	250,6±0,4	247,1±0,4	983,7±0,1	2,3±0,4
28	57,7±0,1	56,8±0,1	0,6729±0,01332	1,5±0,045	241,5±0,4	237,9±0,4	984,8±0,0	2,4±0,4
29	56,2±0,1	55,3±0,1	0,6678±0,01332	1,5±0,045	235,3±0,4	231,5±0,4	985,6±0,0	2,5±0,4
30	60,2±0,1	59,4±0,1	0,666±0,01332	1,5±0,045	252,0±0,4	248,6±0,4	983,6±0,1	2,2±0,4
31	57,9±0,1	57,0±0,1	0,6636±0,01332	1,5±0,045	242,4±0,4	238,8±0,4	984,7±0,0	2,3±0,4
32	55,4±0,1	54,5±0,1	0,6646±0,01332	1,5±0,045	231,9±0,4	228,4±0,4	985,9±0,0	2,3±0,4
33	52,3±0,1	51,5±0,1	0,666±0,01332	1,5±0,045	219,1±0,4	215,8±0,4	987,4±0,0	2,2±0,4
34	53,0±0,1	52,2±0,1	0,666±0,01332	1,5±0,045	221,9±0,4	218,6±0,4	987,0±0,0	2,2±0,4
35	53,8±0,1	53,0±0,1	0,6725±0,01332	1,5±0,045	225,2±0,4	221,8±0,4	986,7±0,0	2,3±0,4
36	54,3±0,1	53,5±0,1	0,6648±0,01332	1,5±0,045	227,6±0,4	224,2±0,4	986,4±0,0	2,2±0,4
37	53,8±0,1	53,0±0,1	0,6725±0,01332	1,5±0,045	225,2±0,4	221,8±0,4	986,7±0,0	2,3±0,4
38	54,4±0,1	53,5±0,1	0,6648±0,01332	1,5±0,045	227,6±0,4	224,2±0,4	986,4±0,0	2,2±0,4
39	52,6±0,1	51,8±0,1	0,6651±0,01332	1,5±0,045	220,5±0,4	217,1±0,4	987,2±0,0	2,2±0,4
40	53,1±0,1	52,3±0,1	0,6651±0,01332	1,5±0,045	222,3±0,4	218,9±0,4	987,0±0,0	2,2±0,4

As incertezas das demais grandezas calculadas neste trabalho são determinadas de forma análoga.

Devido à fatores externos ao sistema pode haver a ocorrência de dados inconsistentes durante o procedimento experimental, para isso o descarte de dados pode ser feito seguindo o Critério de Chauvenet [Holman, 1994], descrito no ANEXO B.

### 3.4 Coeficiente de transferência de calor

A fim de avaliar a capacidade de um condensador evaporativo, deve-se determinar o calor rejeitado para o ambiente,  $\dot{q}$ , em kW. Esse calor rejeitado pelo equipamento pode ser calculado de três maneiras. A primeira delas é através da taxa de transferência de calor entregue ao sistema (Equação (3.2)). A segunda forma é através do balanço térmico com a corrente de ar e com a água de reposição, conforme representado na Equação (3.6) [ASHRAE, 2005]

$$\dot{q} = \dot{m}_{ar}(i_{ar,sai} - i_{ar,ent}) - \dot{m}_{wr}i_w \quad (3.6)$$

onde  $\dot{m}_{ar}$  é a vazão mássica de ar seco que passa através do condensador, em  $\text{kg s}^{-1}$ , e  $i_{ar,sai}$  e  $i_{ar,ent}$  são, respectivamente, a entalpia de saída e entrada do ar, em  $\text{kJ kg}^{-1}$ ,  $\dot{m}_{wr}$  é a vazão mássica da água de reposição, em  $\text{kg s}^{-1}$  e  $i_w$  é a entalpia da água na bacia, em  $\text{kJ kg}^{-1}$ .

A outra forma é realizando o balanço térmico na corrente de fluido refrigerante e de água de reposição, segundo a Equação (3.6), onde o calor rejeitado é igual a vazão mássica de refrigerante multiplicado pela variação de entalpia de entrada e saída menos a taxa de calor transferida devido à água de reposição na bacia, que, quando entra a uma temperatura diferente da água armazenada na bacia poderá entregar ou retirar calor do sistema [ASHRAE, 1995].

$$\dot{q} = \dot{m}_r(i_{r,ent} - i_{r,sai}) - \dot{m}_{wr}(i_w - i_{wr}) \quad (3.7)$$

onde  $\dot{m}_r$  é a vazão mássica de fluido refrigerante, em  $\text{kg s}^{-1}$ ,  $i_{r,ent}$  e  $i_{r,sai}$  são, respectivamente, as entalpias de entrada e saída do fluido refrigerante, em  $\text{kJ kg}^{-1}$ , e  $i_{wr}$  é a entalpia da água de reposição. Das equações ((3.2) e ((3.7) resulta a vazão de R-22 circulante no sistema.

Depois de calculado o calor rejeitado, é possível obter o coeficiente global de transferência de calor experimentalmente,  $U_{exp}$ , em  $\text{W m}^{-2} \text{°C}^{-1}$ .

$$U_{exp} = \frac{\dot{q}}{A \cdot \Delta T_{exp}} \quad (3.8)$$

onde  $\Delta T_{exp}$ , em  $\text{°C}$ , é obtido com o auxílio da Equação (3.9) e  $A$  é a área de troca térmica, em  $\text{m}^2$

$$\Delta T_{exp} = T_{cond} - T_{H_2O} \quad (3.9)$$

onde  $T_{cond}$  é a temperatura de condensação do fluido refrigerante à pressão de saída e  $T_{H_2O}$  é a temperatura da água aspergida sobre os tubos.

O coeficiente global de transferência de calor é, muitas vezes, determinado para toda a área de transferência de calor sem que haja distinção entre os processos de

dessuperaquecimento, condensação e subresfriamento. Na zona de condensação, no entanto, a transferência de calor ocorre de forma muito mais intensa do que nas outras duas regiões. Na região onde ocorre o dessuperaquecimento, a diferença de temperatura entre o refrigerante e a água é maior do que nas outras duas. O grau de subresfriamento do R-22 é frequentemente pequeno e as taxas de transferência, assim como no superaquecimento, são pequenas. Os coeficientes de transferência de calor do R-22 também são diferentes em cada seção, merecendo especial atenção em cada zona.

Assim, o banco de tubos foi dividido em três partes referentes a cada uma das regiões, as quais foram determinadas através de imagens feitas com uma câmera termográfica.

Para execução das imagens foi necessário substituir uma das placas laterais feitas de vidro do condensador por um plástico. A caracterização de cada zona foi feita observando-se os gradientes de temperatura existentes nas regiões de dessuperaquecimento e subresfriamento.

A fim de verificar a influência de alguns fatores, algumas situações operacionais foram verificadas: sem o fechamento lateral do condensador e sem água de aspersão, com o fechamento lateral do condensador com plástico e sem água de aspersão, com água de aspersão e fechamento lateral com plástico. Além disso, foi verificado também não haver influência a inclinação da câmera em relação ao condensador para os ângulos possíveis de serem analisados na altura em que as imagens foram feitas. A Figura 3.12 mostra uma imagem termográfica feita em um dos testes sem água e com o plástico no lugar do vidro. A temperatura de condensação neste caso foi de 33,7 °C. Através da imagem, é possível notar que os pontos em que a temperatura está acima da temperatura de condensação ocorrem apenas no distribuidor e que uma zona mais fria com temperatura abaixo da temperatura de condensação prevalece na última fileira de tubos.

A presença da água de aspersão dificulta a visualização, mas seu efeito pode ser atenuado através da modificação de alguns parâmetros como temperatura de fundo e emissividade.

O coeficiente global de transferência de calor  $U$  foi determinado de forma experimental (Equação (3.8)) e pelo método clássico representado pela Equação (2.31). Somente na região de dessuperaquecimento o valor de  $U$  foi determinado apenas experimentalmente, haja vista a dificuldade na aplicação das correlações existentes devido à

geometria do problema. O valor de  $U$  requer a determinação dos coeficientes de transferência de calor interno (entre o R-22 e a superfície interna dos tubos) e externo (entre a superfície externa dos tubos e a água do chuveiro) aos tubos. O coeficiente de transferência de calor externo foi calculado por todas as correlações estudadas conforme apresentado na seção 2.3.2.1.

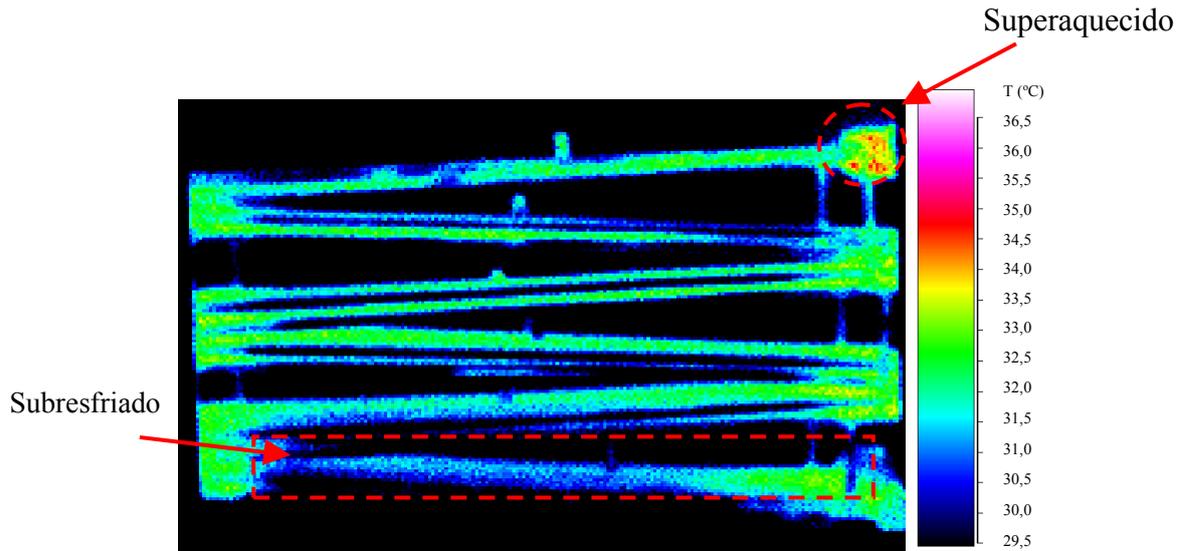


Figura 3.12 – Campos de temperatura do condensador

O coeficiente de transferência de calor interno foi calculado levando-se em conta as especificidades de cada região.

Para o caso do subresfriamento, o coeficiente de transferência de calor interno foi calculado através do número de Nusselt que é dado pela equação de Dittus e Bolter, 1930, (Equação (2.41)), porém substituindo-se  $Pr^{0,4}$  por  $Pr^{0,3}$ . A avaliação das propriedades físicas do fluido refrigerante foi realizada de duas formas: uma considerando a temperatura média (indicada na literatura para determinação do coeficiente médio), dada pela média aritmética entre a temperatura de condensação e a temperatura do líquido subresfriado; e considerando a temperatura local, determinando-se, assim, um coeficiente de transferência de calor local.

Para a condensação também foram abordadas duas situações diferentes: a primeira considerando o coeficiente de transferência de calor médio obtido através da Equação (2.29) e a segunda aplicando-se a metodologia descrita nas seções 2.3.1.2 e 2.3.1.3, onde determina-se

a fração de vazão, classifica-se o escoamento e calcula-se o coeficiente de transferência de calor local.

A efetividade  $\varepsilon$  do condensador evaporativo também foi determinada. Esta pode ser definida como [Qureshi e Zubair, 2006]:

$$\varepsilon = \frac{i_{r,ent} - i_{r,sai}}{i_{r,ent} - i_{Tbu,ent}} \quad (3.10)$$

onde  $i_{r,ent}$  e  $i_{r,sai}$  são as entalpias ( $\text{kJ kg}^{-1}$ ) do fluido refrigerante na entrada e saída do trocador, e  $i_{Tbu,ent}$  é a entalpia do fluido refrigerante ( $\text{kJ kg}^{-1}$ ) na temperatura de bulbo úmido do ar de entrada.

Assim, foram discutidos temas que possibilitam a abordagem experimental sistemática do problema de transferência de calor e massa de condensadores evaporativos. Com a bancada em operação e aplicação dos procedimentos descritos neste capítulo, poderão ser quantificadas as grandezas necessárias a avaliação do condensador construído, bem como suas incertezas.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 4.1 Introdução

O presente capítulo apresenta os resultados obtidos, os quais encontram-se divididos, basicamente, em três seções que são referentes a cada abordagem dada ao problema. Na seção **4.2** trata-se do comportamento das principais grandezas medidas e da identificação da relação existente entre estas. Os dados medidos são confrontados entre si e a fim de, graficamente, observar a existência de tendências comportamentais. A seção **4.3** trata da determinação do coeficiente global de transferência de calor através do equacionamento onde aplicam-se os dados obtidos por medição (Equação (3.3)) e através da metodologia proposta nas seções **2.31** e **2.32**. Estas duas formas de obtenção de  $U$  são confrontadas e diversas correlações são verificadas visando a melhor concordância entre os resultados experimentais e os resultados oriundos de correlações. Também é apresentada uma correlação para a determinação do coeficiente global de transferência de calor a partir das condições operacionais do condensador e de suas características dimensionais.

A seção **4.4** aborda a determinação do coeficiente de transferência de massa entre a água e o ar. De forma semelhante à seção anterior, são confrontados os resultados provenientes do cálculo baseado nas condições do ar na entrada e na saída do condensador, com aqueles obtidos através das correlações apresentadas (seção **2.3.2.2**).

### 4.2 Comportamento das grandezas medidas

O sistema de medição montado permite a aquisição e armazenamento dos valores medidos das principais variáveis de influência ao funcionamento do condensador evaporativo estudado.

Os resultados apresentados a seguir são provenientes de 40 amostras de medição, onde cada uma foi constituída por eventos de medições sucessivas, tomadas em intervalos de 15 segundos, sempre para as mesmas condições operacionais e sem reposição da água da bacia do condensador. Estas 40 amostras de medição representam um conjunto heterogêneo de medições, visto que a manutenção de todas as condições operacionais para diferentes

amostras é muito difícil. Na Tabela 4.1 são mostradas algumas das principais grandezas medidas durante as amostras de teste, cujos pontos de medição são mostrados na representação esquemática mostrada na Figura 3.1 e apresentados a seguir.

Tabela 4.1 – Valores médios das grandezas medidas na bancada de ensaios

Amostra	$T_{entr,R-22}$	$T_{cond}$	$T_{saída,R-22}$	$T_w$	$T_{BSentr}$	$T_{BUentr}$	$T_{BSsaída}$	$T_{BUSaída}$	$\dot{m}_{ar}$	$\dot{m}_w$
	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(Kg s <sup>-1</sup> )	(Kg s <sup>-1</sup> )
	Ponto 1	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 6	Ponto 8	Ponto 8	Ponto 9	Ponto 9	Ponto 9	Ponto 6
1	58,40	28,92	27,40	25,40	21,87	17,20	24,72	23,10	0,10	0,08
2	53,90	27,05	25,25	23,00	21,30	14,34	23,20	19,70	0,14	0,08
3	48,08	26,39	25,23	22,81	19,60	16,20	21,90	21,40	0,17	0,09
4	57,00	28,42	27,60	25,50	19,60	16,00	23,98	23,90	0,10	0,11
5	54,24	27,14	25,8	23,13	19,03	15,07	21,43	20,74	0,15	0,11
6	46,30	29,61	28,50	26,20	19,50	17,20	23,88	23,28	0,14	0,11
7	50,49	25,07	24,12	21,81	18,92	15,30	20,95	20,33	0,18	0,11
8	56,19	29,35	28,45	25,90	22,80	17,80	25,30	24,60	0,10	0,07
9	56,58	27,45	26,50	24,20	22,09	17,75	23,87	22,90	0,14	0,07
10	56,92	26,27	25,30	23,18	21,95	17,64	23,01	21,90	0,18	0,07
11	62,01	29,05	28,20	26,10	21,50	17,30	25,00	24,78	0,10	0,11
12	60,09	27,96	27,05	24,97	21,70	17,40	24,04	23,40	0,14	0,11
13	58,12	26,84	25,85	23,74	21,86	17,43	23,20	22,31	0,17	0,11
14	47,08	29,70	28,73	23,64	19,44	17,68	24,81	24,81	0,10	0,12
15	51,45	30,19	29,20	27,26	22,50	20,84	26,03	26,03	0,14	0,12
16	47,08	29,71	28,70	26,60	19,40	17,70	24,80	24,80	0,10	0,12
17	51,45	30,20	29,25	27,30	22,50	20,84	26,04	26,04	0,14	0,12
18	53,80	30,99	30,20	27,70	22,90	19,85	25,50	24,50	0,10	0,08
19	53,31	30,66	29,77	27,40	22,75	20,33	25,16	24,48	0,14	0,08
20	52,41	29,74	28,78	26,50	22,80	20,70	24,72	24,15	0,18	0,08
21	56,88	31,35	30,50	27,90	22,80	20,10	25,87	25,06	0,10	0,07
22	56,09	30,86	30,00	27,40	22,92	20,21	25,40	24,39	0,14	0,07
23	54,82	29,86	28,87	26,41	22,98	19,81	24,63	23,43	0,18	0,07
24	52,97	30,05	29,05	27,04	23,11	19,75	26,27	25,87	0,10	0,12
25	55,23	28,44	27,54	25,51	23,30	19,42	25,10	24,02	0,14	0,12
26	53,32	27,46	26,44	24,56	23,41	19,78	24,39	23,24	0,18	0,12
27	57,83	29,72	28,93	26,73	23,27	19,36	25,97	25,13	0,1	0,10
28	55,88	28,93	28,01	25,90	23,65	19,86	25,41	24,25	0,14	0,10
29	54,50	28,21	27,25	25,11	23,96	20,16	24,98	23,60	0,18	0,10
30	58,11	30,17	29,20	26,99	23,49	19,21	26,24	25,55	0,10	0,10
31	56,06	29,07	28,02	25,86	23,34	19,28	25,42	24,44	0,14	0,10
32	53,60	27,63	26,55	24,47	23,03	19,21	24,21	23,00	0,18	0,10
33	50,73	29,09	28,22	25,70	22,41	19,54	24,96	24,51	0,12	0,07
34	51,37	28,89	27,99	25,89	22,36	19,42	24,87	24,54	0,12	0,10
35	51,89	26,14	25,32	23,36	22,10	19,08	24,21	23,00	0,19	0,10
36	52,38	26,33	25,48	23,62	22,22	19,02	23,12	22,54	0,18	0,12
37	51,89	26,14	25,32	23,36	22,10	19,08	22,94	22,20	0,19	0,10
38	52,38	26,33	25,48	23,62	22,22	19,02	23,12	22,54	0,18	0,12
39	51,24	31,03	30,18	27,62	23,64	20,72	26,74	26,74	0,09	0,07
40	51,58	30,91	30,06	27,91	23,02	20,29	26,51	26,51	0,09	0,10

Os valores de vazões de ar e água, temperaturas de bulbo seco e úmido e temperaturas e pressões do fluido refrigerante, sofreram variações muito pequenas em cada amostra e não exercem influência significativa sobre os resultados .

As grandezas mostradas nas células sombreadas na cor cinza representam aquelas que são controladas (parâmetros) e as demais são as resultantes do processo (variáveis). As três primeiras colunas mostram as temperaturas do fluido refrigerante na entrada do condensador ( $T_{entr,R-22}$ , ponto 1), a temperatura de condensação ( $T_{cond}$ , determinada através da pressão medida no ponto 1) e a temperatura do líquido subresfriado deixando o condensador ( $T_{saída,R-22}$ , ponto 2). A quarta coluna apresenta a temperatura da água de aspersão ( $T_w$ , ponto 6). As demais colunas referem-se à temperatura de bulbo seco e úmido na entrada ( $T_{BS,entr}$  e  $T_{BU,entr}$ , ponto 8) e na saída do condensador ( $T_{BSsaída}$  e  $T_{BUSaída}$ , ponto 9), bem como as vazões de ar e água aspergida ( $\dot{m}_{ar}$  e  $\dot{m}_w$ , pontos 9 e 6, respectivamente). As incertezas das temperaturas e das vazões medidas estão no APÊNCICE A.

A Figura 4.1 mostra a temperatura de condensação, bem como seus valores acrescidos da incerteza de medição para as 40 amostras obtidas. Estas incertezas são função da pressão de condensação, cuja medição apresenta uma incerteza de 0,006895bar, resultando em valores de incerteza menores que 0,25°C.

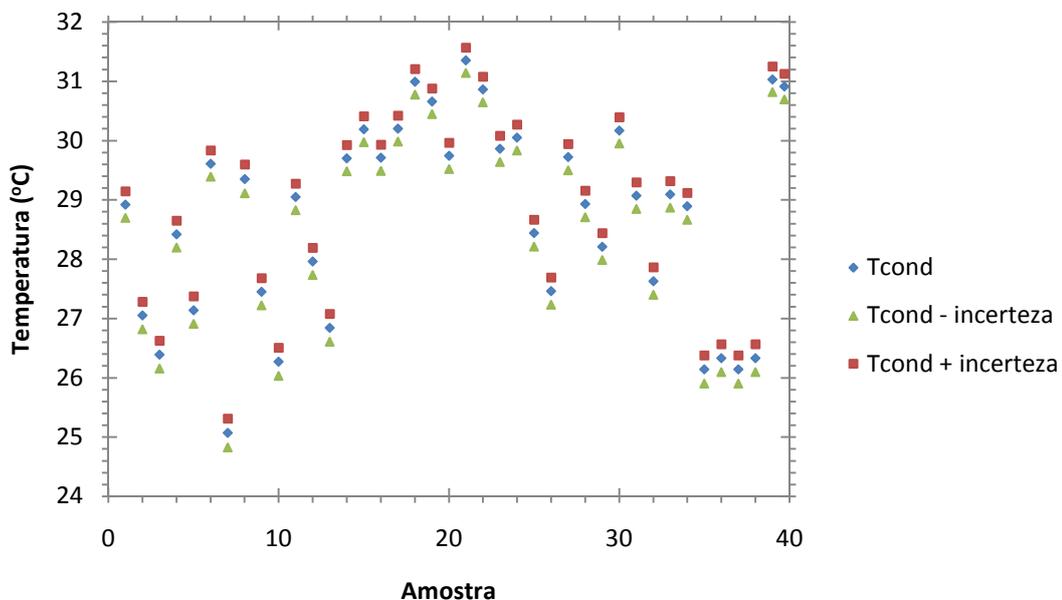


Figura 4.1 – Incerteza da temperatura de condensação.

O método empregado para aquisição destes dados consistiu em manter a vazão de água de aspersão e as temperaturas de bulbo seco e úmido do ar constantes, variando-se apenas a vazão de ar (onde cada vazão de ar resultou em uma amostra) de forma que o efeito da imposição destes parâmetros pudesse ser verificado nas demais. Após armazenar os dados para todas as vazões de ar ensaiadas, alterou-se a vazão de água e reiniciou-se o procedimento. Esta metodologia foi aplicada algumas vezes para que todas as vazões de ar pudessem ser testadas com diferentes vazões de água. Inicialmente as vazões de água ensaiadas foram de 0,29 a 0,79 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>, com um incremento de 0,1 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup> entre as amostras. Os resultados mostraram que vazões acima de 0,49 m<sup>3</sup> /h não alteravam significativamente os resultados para as vazões de ar que foram testadas. Assim, as 40 amostras de medição realizadas foram feitas para vazões de água inferiores a 0,49 m<sup>3</sup> h<sup>-1</sup>.

As vazões de ar estudadas foram determinadas pela variação da frequência de operação do motor elétrico de 15 a 55 Hz.

Dois ventiladores foram testados onde o primeiro apresentou vazões muito baixas mesmo para frequências da tensão de alimentação da ordem de 60Hz. As razões entre as vazões de água e de ar ( $\dot{m}_w/\dot{m}_{ar}$ ) com este ventilador variaram entre 1,16 e 5,4, sendo que 1,16 foi obtido para a mínima vazão de água e a máxima de ar enquanto que a razão igual a 5,4 foi encontrada para a situação oposta (máximo de água e mínimo de ar). Assim, a única forma de obter razões entre estas vazões menores do que 1 (conforme recomendado em Stoecker e Jabardo, 2002) foi trocando o ventilador por outro de maior capacidade. As amostras da Tabela 4.1 cujos testes foram feitos com o ventilador de maior capacidade resultaram em razões iguais a  $0,38 < \dot{m}_w/\dot{m}_{ar} < 1,23$ .

O gráfico da Figura 4.2 foi construído visando verificar a relação existente entre algumas das grandezas medidas no condensador, referentes ao escoamento do fluido refrigerante, da água de evaporação e da água do chuveiro que correspondem aos circuitos representados na Figura 3.1 pelas linhas nas cores vermelho, azul e verde, respectivamente. Estes dados representam uma sequência temporal de aquisição das temperaturas aleatoriamente escolhida.

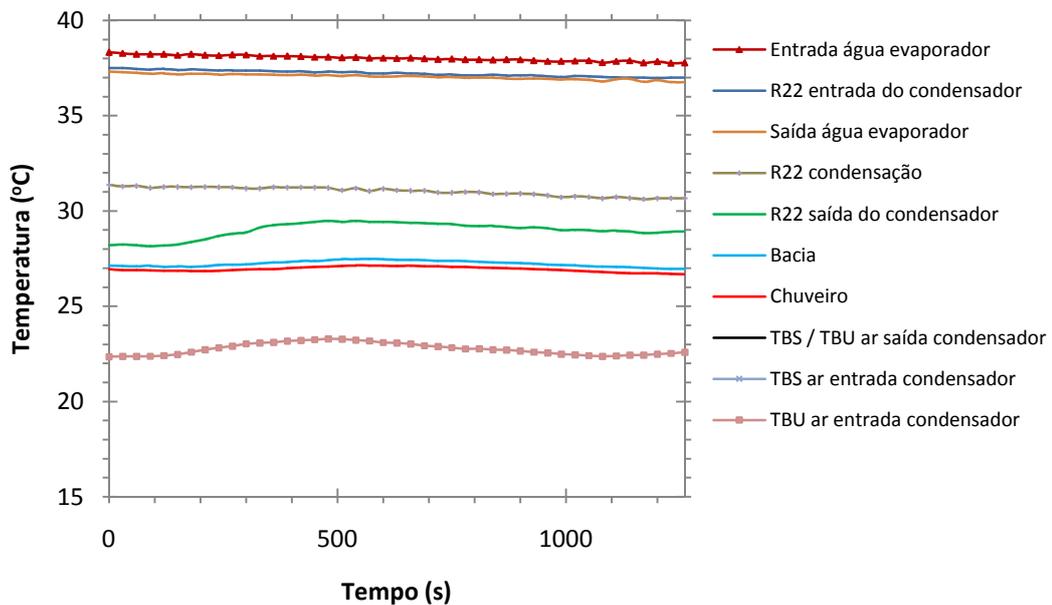


Figura 4.2 - Comportamento das temperaturas do R-22, do ar e da água de aspersão

A temperatura em que a água quente entra no evaporador (ponto 4 da Figura 3.1) apresenta sempre o maior valor dentre todos, visto que este fluido é a fonte de energia térmica para todo o sistema. Praticamente  $1^{\circ}\text{C}$  abaixo da temperatura desta corrente, tem-se a corrente de R-22 superaquecido, escoando em direção ao condensador (ponto 1) com uma diferença aproximada em relação a esta de  $0,8^{\circ}\text{C}$ . Verifica-se, ainda, que a diferença entre a temperatura do R-22 e a temperatura de saída da água quente do evaporador (ponto 5) é bastante pequena (na ordem de  $0,2^{\circ}\text{C}$ ). As temperaturas da água medida na bacia do condensador e na tubulação do chuveiro (ponto 6) não diferem significativamente e esta diferença pode ser negligenciada sem prejuízos à exatidão dos resultados finais. As temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido do ar na saída do condensador foram representadas por uma única linha neste gráfico, visto que estas são iguais, pois nesta região o ar encontra-se saturado. É importante observar que estas temperaturas também são muito próximas da temperatura da água que é aspergida sobre os tubos (seja medida na entrada do chuveiro ou na bacia). As condições do ar na entrada do condensador são representadas pelas duas linhas na parte inferior do gráfico, fato que também era esperado, pois o ar que adentra no equipamento constitui a fonte fria para a qual o calor será transferido. Observando-se estas duas temperaturas ( $T_{BS}$  e  $T_{BU}$  do ar na entrada do condensador) percebe-se uma pequena oscilação, possivelmente decorrente de alguma

perturbação nas condições do ambiente. Esta perturbação é transmitida muito rapidamente ao R-22 subresfriado na saída do condensador. No entanto, a temperatura de condensação não sofre qualquer alteração decorrente destas alterações.

As temperaturas de bulbo seco e úmido na saída do condensador, bem como da água de aspersão são também afetadas, porém com menor intensidade.

Nas próximas seções deste capítulo será discutida a relação entre algumas das grandezas envolvidas no processo de transferência de calor e massa que ocorrem no condensador evaporativo.

#### **4.2.1 Temperatura da Água Aspergida Sobre o Banco de Tubos**

A temperatura da água aspergida sobre o banco de tubos é de grande importância nos processos de transferência de calor e massa que governam as condições da condensação no interior dos tubos. Tendo em vista que a área total de troca térmica não pode sofrer alteração, a diferença de temperatura entre o fluido refrigerante e a água definirá, juntamente com o coeficiente global de transferência de calor, a taxa de calor transferido.

Para verificação do perfil de temperatura da água dentro do condensador foram instalados seis termopares dentro de pequenos reservatórios d'água construídos com pedaços de tubo de cobre, localizados acima de cada passe de tubos. Os pontos de medição foram numerados de 1 a 8, sendo que o ponto 1 refere-se à medição na bacia enquanto que o ponto 8 refere-se à medição na tubulação da água antes dos distribuidores de água. Os demais foram numerados sequencialmente entre estes 2 sensores.

Os resultados destas medições para 5 amostras aleatoriamente escolhidas podem ser visto na Figura 4.3, bem como a temperatura de condensação correspondente. A variação média entre o máximo e o mínimo valor da água para estas 5 amostras foi de aproximadamente 1,6 °C e o perfil mostrou-se ser sempre uma função polinomial de 2º grau .

Por simplificação, a temperatura da água de aspersão foi considerada constante ao longo do condensador em todos os casos, embora tenha sido verificado que esta temperatura se modifique com a altura do condensador.

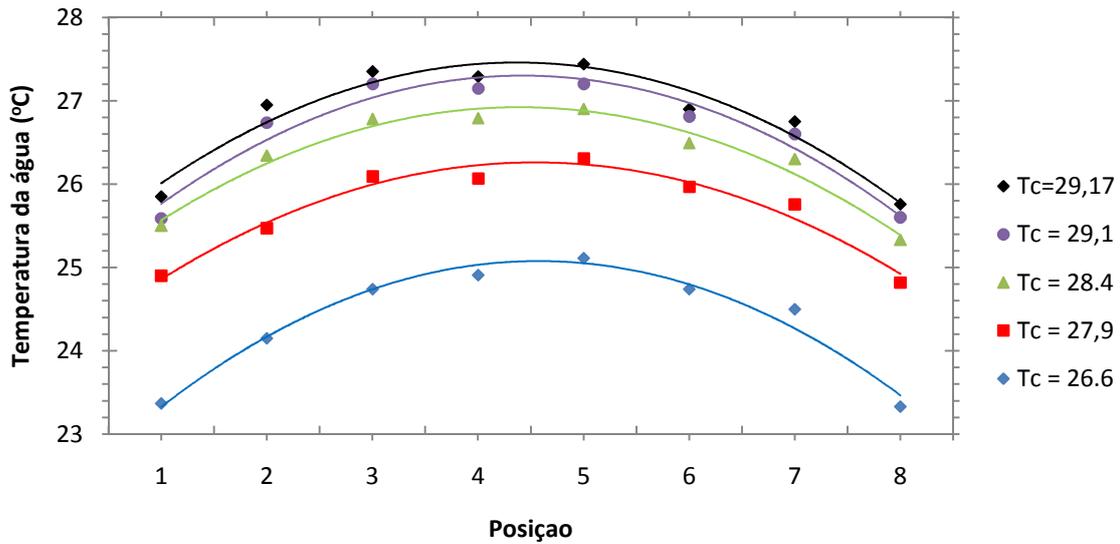


Figura 4.3 – Temperatura da água de aspersão dentro do condensador

A temperatura da água mostra uma grande influência sobre a temperatura de condensação e sobre a temperatura de bulbo seco do ar na saída do condensador conforme pode ser visto no gráfico da Figura 4.4.

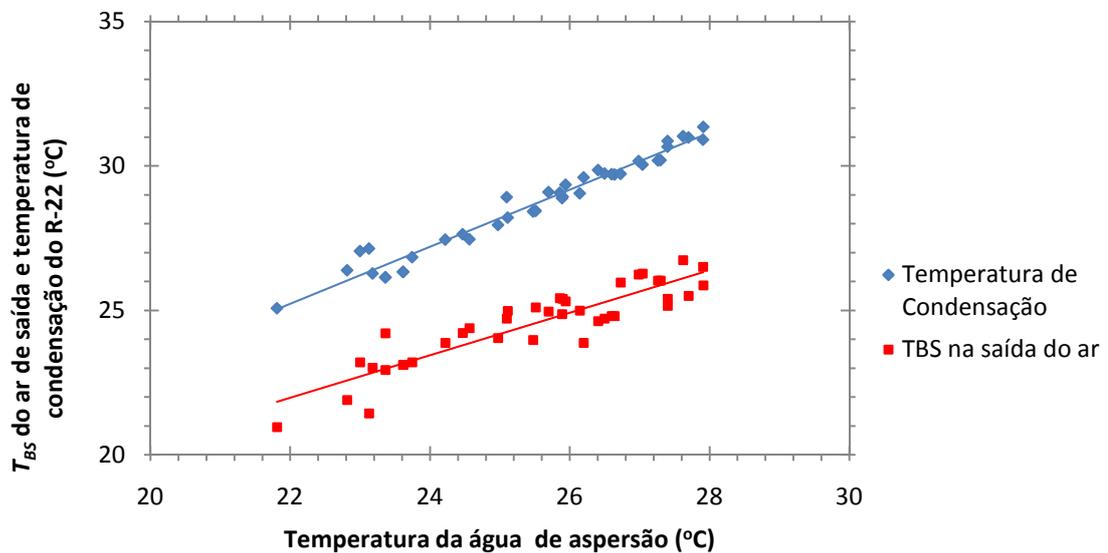


Figura 4.4 - Mapa das temperaturas de bulbo seco do ar de descarga do condensador e de condensação do fluido refrigerante em função da temperatura da água aspergida para as 40 amostras de medição.

Temperaturas da água mais elevadas provocarão maiores temperaturas de condensação, bem como, maiores temperaturas do ar na saída do condensador. Embora a tendência seja mostrada sobre a temperatura de bulbo seco do ar na saída do condensador, esta é praticamente igual a de bulbo úmido em todos os casos estudados, visto que o ar deixa o condensador próximo ou no estado saturado.

A temperatura de condensação em sistemas de refrigeração é um parâmetro limitante da operação no que diz respeito a custos e segurança. Para melhor entendimento dos aspectos operacionais do condensador evaporativo, procurou-se investigar a relação existente entre a temperatura da água e a temperatura de condensação. A Figura 4.5 mostra na sua ordenada esquerda as temperaturas médias de condensação e da água aspergida para cada uma das 40 amostras estudadas. Estas duas temperaturas apresentam comportamentos semelhantes com uma diferença inferior a 4°C (que pode ser verificada na ordenada do lado direito do mesmo gráfico) entre si.

Assim, a obtenção de menores temperaturas de condensação ocorrerá com temperaturas da água também mais baixas. Este fato pode ser verificado na Figura 4.6 que mostra a dependência existente entre estas duas grandezas.

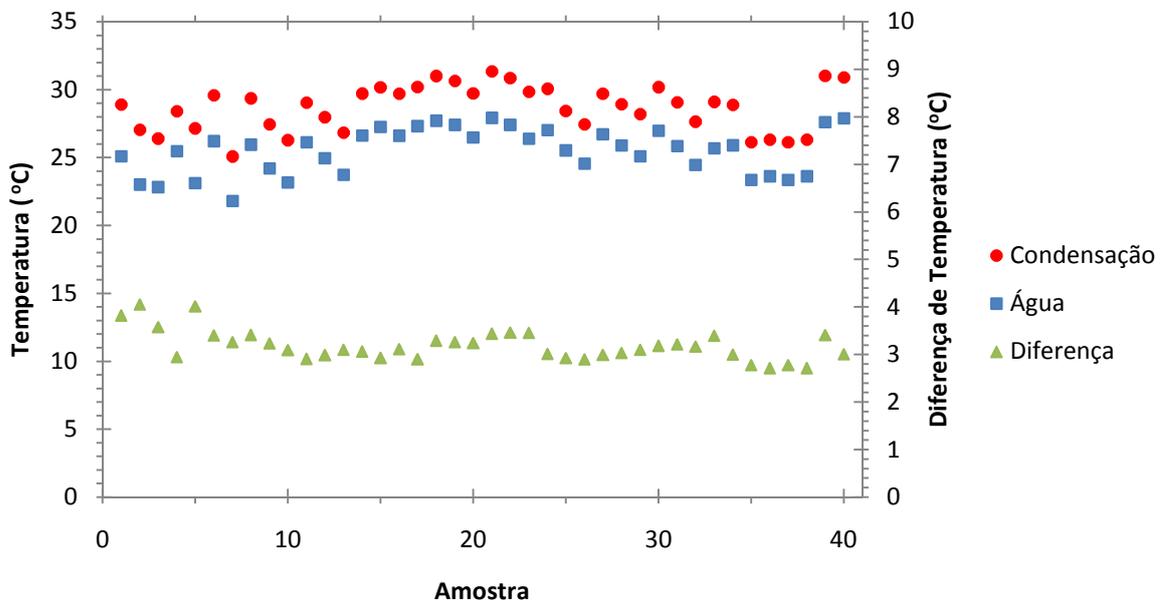


Figura 4.5 - Temperatura de condensação do R-22 e da temperatura da água de aspersão para as 40 seções de medição

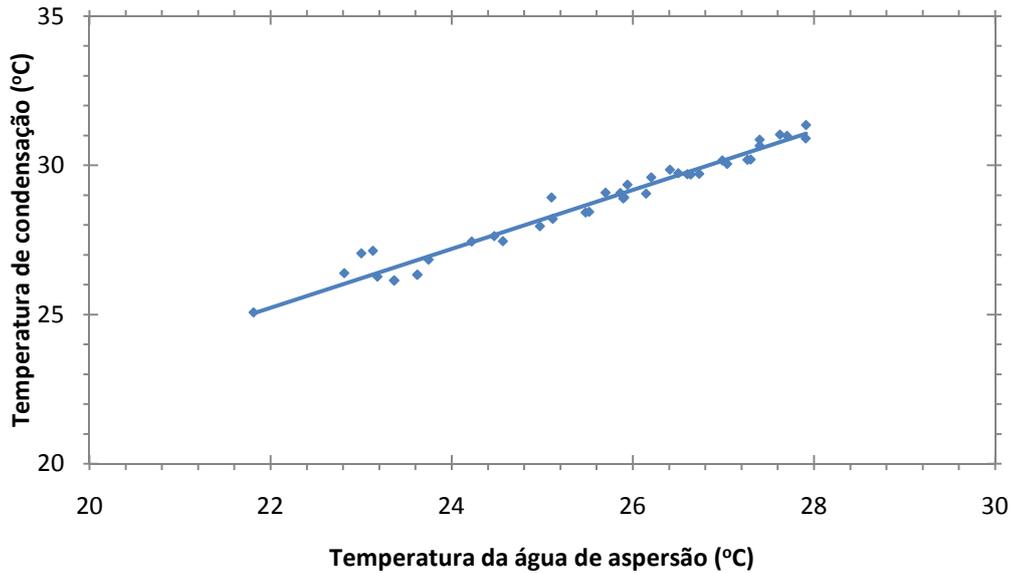


Figura 4.6 – Temperatura de condensação em função da temperatura da água de aspersão

Visto que a temperatura da água de aspersão sofre grande influência da temperatura de bulbo úmido na entrada do condensador, a temperatura de condensação também será afetada por esta grandeza, promovendo diferentes condições operacionais para o condensador quando submetido a diferentes temperaturas de bulbo úmido. Conforme pode ser visto na Figura 4.7. quanto maior a temperatura de bulbo úmido do ar na entrada do condensador, maior serão as temperaturas da água de aspersão e de condensação do fluido refrigerante.

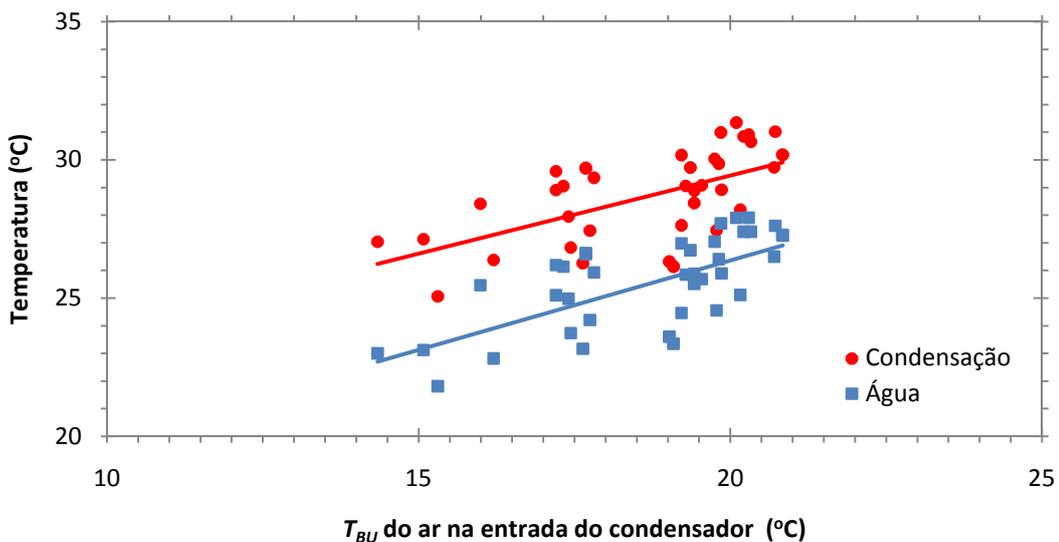


Figura 4.7 – Temperaturas de condensação e da água de aspersão em função da  $T_{BU}$  ambiente

A influência da temperatura da água sobre a variação da entalpia do ar desde, a entrada deste até a sua saída do condensador, também é evidenciada e pode ser vista no gráfico da Figura 4.8. Este mostra que a variação de entalpia do ar ao passar pelo condensador é maior para temperaturas da água aspergida também maiores.

Deste fato resulta que, se por um lado tem-se piores condições de operação por parte do ciclo de refrigeração com maiores temperaturas de condensação (implicando em maiores temperaturas da água), por outro haverá um maior ganho energético do ar ao passar pelo condensador para temperaturas da água mais elevadas. A dispersão verificada neste gráfico, deve-se principalmente às diferentes condições sob as quais as amostras foram coletadas, acarretando em um conjunto completamente aleatório de amostras.

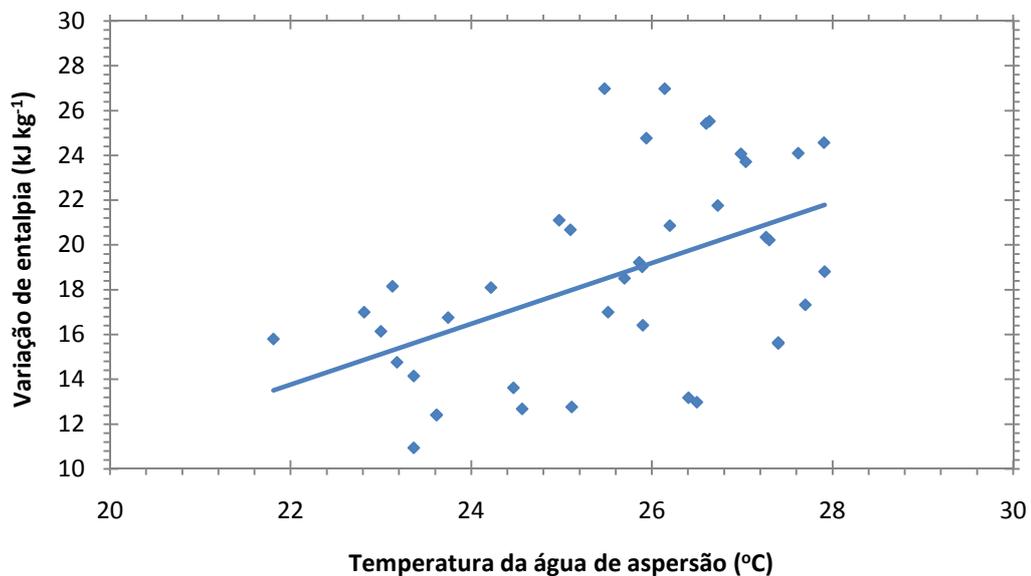


Figura 4.8 - Variação de entalpia no condensador em função da temperatura da água

#### 4.2.2 Efetividade de Troca Térmica

A efetividade de troca térmica em um trocador evaporativo, definida com base na temperatura de bulbo úmido do ar de entrada no condensador (Equação (3.10)), demonstra ter sensibilidade a este parâmetro de forma direta. Embora a temperatura de condensação não seja um fator explícito na Equação que define a efetividade, esta temperatura se mostra

bastante influente, porém com tendência inversa a  $T_{BU,entr}$ , conforme pode ser visto na Figura 4.9.

Relacionando-se a efetividade de troca térmica com a temperatura da água de aspersão e do R-22 subresfriado na saída do condensador (Figura 4.10 e Figura 4.11), pode-se perceber que a efetividade tende a ser menor quanto maiores forem estas duas temperaturas. Observando-se também a influência da  $T_{BU,entr}$ , verifica-se a mesma tendência apresentada na Figura 4.9.

Visto que todos os testes foram realizados com taxa de transferência de calor praticamente constante, quanto mais próximas estiverem as entalpias do líquido subresfriado na saída do condensador e a temperatura do líquido subresfriado caso estivesse na  $T_{BU,entr}$ , maior deverá ser a efetividade de troca térmica calculada.

Nos casos em que os condensadores evaporativos operam acoplados à instalações de refrigeração por compressão de vapor, sem variação nas vazões de ar e de água de aspersão, uma elevação na temperatura de bulbo úmido irá dificultar a transferência de massa e, conseqüentemente, a transferência de calor. Disto resulta uma operação com temperaturas de condensação mais elevadas ou menor dissipação de calor.

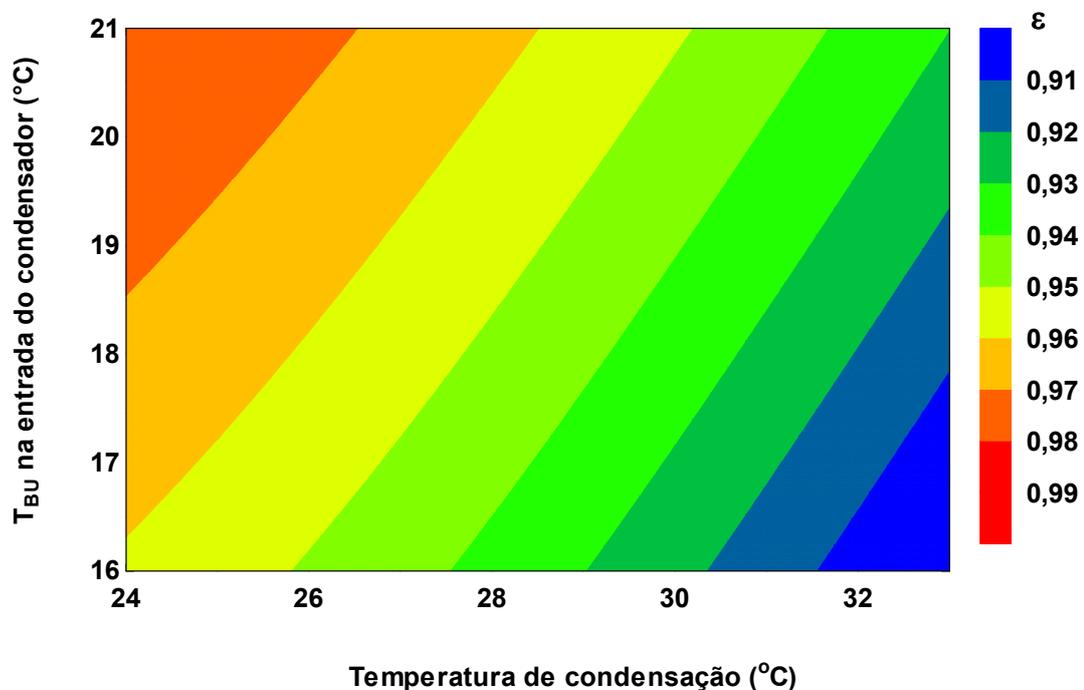


Figura 4.9 – Efetividade de troca em função da temperatura de condensação e da  $T_{BU,entr}$

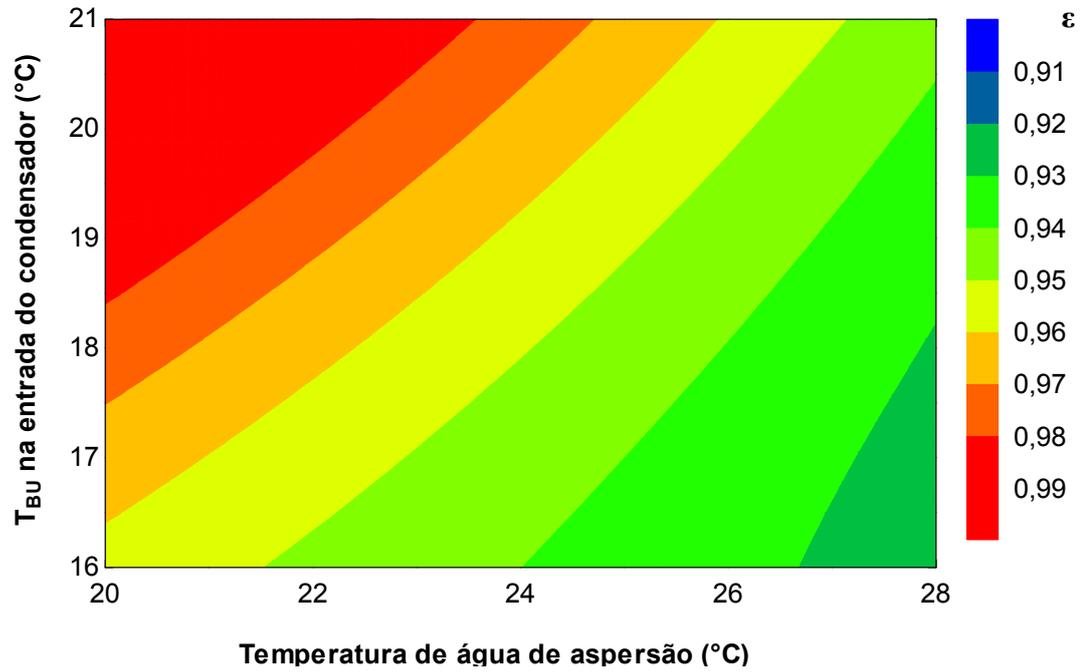


Figura 4.10 - Efetividade de troca em função da água de aspersão e da  $T_{BU,entr}$

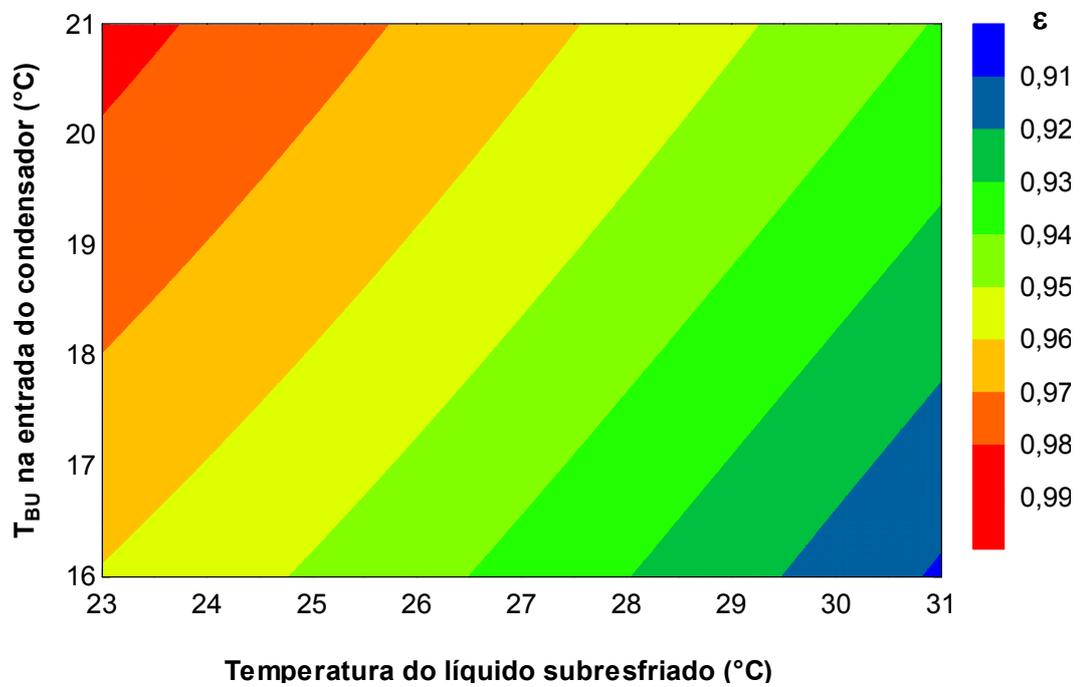


Figura 4.11 - Efetividade de troca em função Temperatura R-22 subresfriado e da  $T_{BU,entr}$

### 4.2.3 Conteúdo de Umidade

A variação do conteúdo de umidade do ar entre a entrada e a saída do condensador influencia diretamente na capacidade e no consumo de água deste equipamento. Para se obter um bom aproveitamento do ar ao passar pelo condensador, é desejável que o mesmo deixe o condensador no estado saturado e com temperatura igual ou superior a de entrada. Isto porque se o ar sair do condensador com temperatura inferior à que entrou, estará fornecendo calor sensível para o meio ao invés de absorver. A variação de entalpia do ar representa a energia transferida por unidade de massa. Esta variação é tanto maior quanto maior for a transferência de massa da água para o ar, conforme mostrado no gráfico da Figura 4.12. Isto se verifica para todos os valores de  $T_{BU,entr}$  estudados, demonstrando a importância da transferência de massa no processo de transferência de calor em trocadores evaporativos.

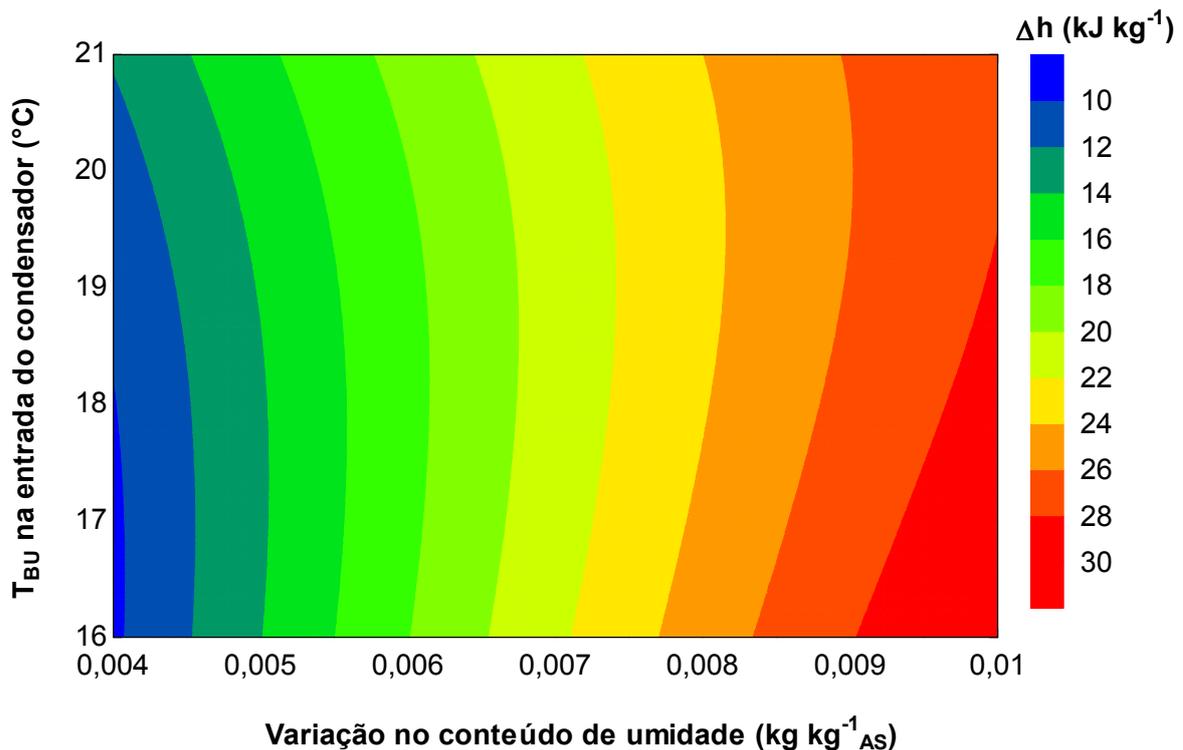


Figura 4.12 - Variação de entalpia do ar em função da variação do conteúdo de umidade.

A Figura 4.13 apresenta o gráfico que relaciona a variação do conteúdo de umidade com a temperatura de condensação para cada  $T_{BU,entr}$  experimentalada.

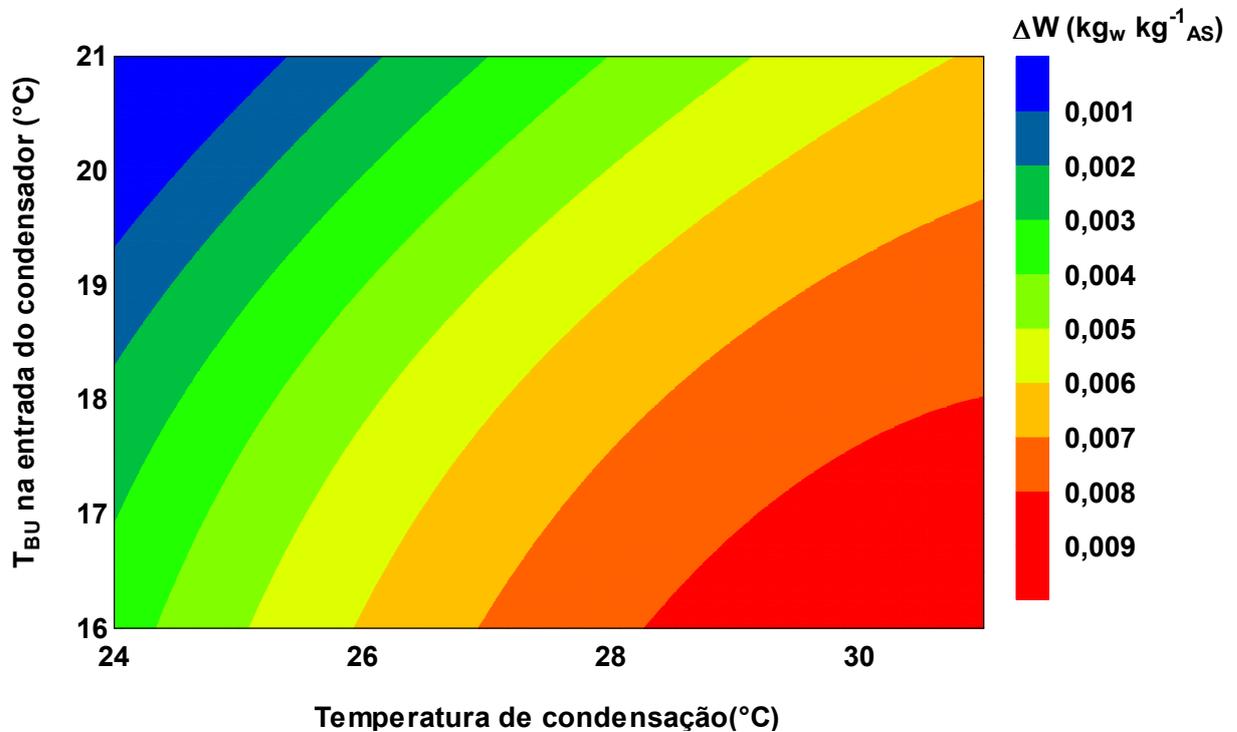


Figura 4.13 - Variação do conteúdo de umidade em função da temperatura de condensação.

Em todos os casos, observa-se que maiores temperaturas de condensação podem propiciar um aumento na variação do conteúdo de umidade do ar. Uma redução na  $T_{BU,entr}$ , no entanto, contribui para uma maior transferência de umidade, para uma mesma temperatura de condensação. Desta forma, um aumento na temperatura de condensação, ou redução na  $T_{BU,entr}$  também contribuirá para um aumento na variação de entalpia do ar, aumentando sua capacidade mesmo com vazões de ar e água fixas. Este comportamento pode ser visto na Figura 4.14.

A diferença de temperatura experimentalada pelo ar ao passar pelo condensador também tem grande significância visto que uma maior transferência de umidade é verificada para temperaturas do ar de saída mais elevadas. Observando-se a diferença entre as temperaturas

de entrada e saída do ar do condensador (Figura 4.15), pode-se verificar que quanto maior esta diferença, maior será o ganho de umidade.

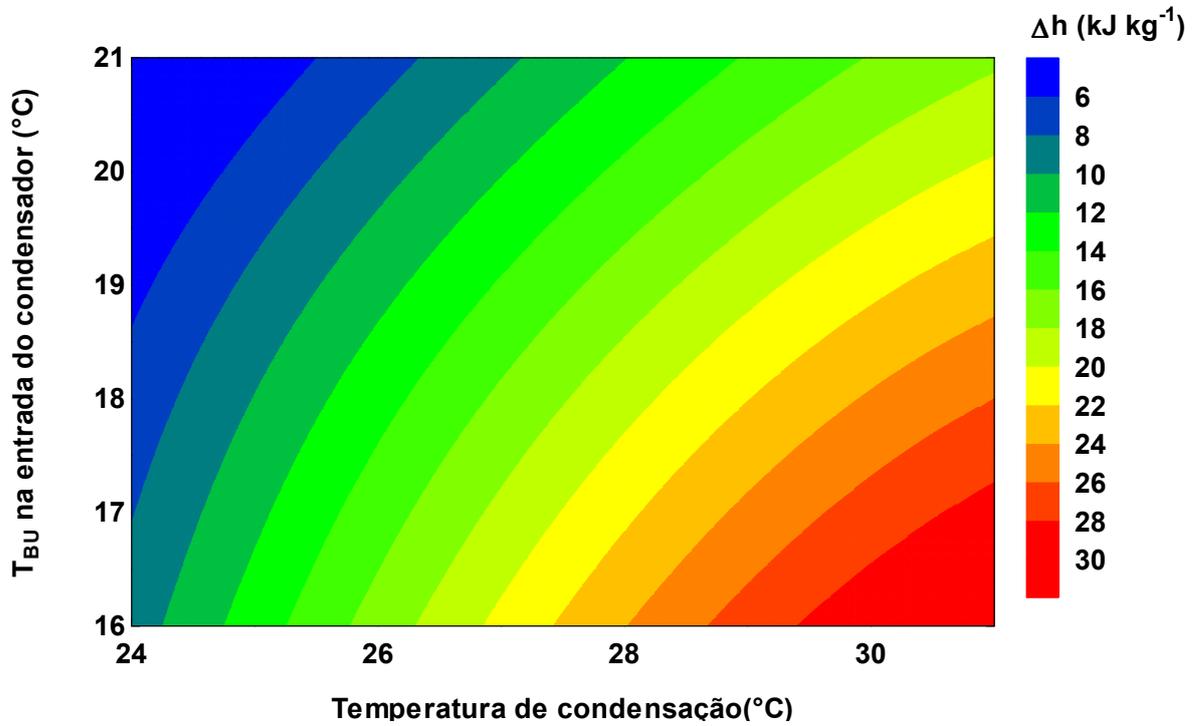


Figura 4.14 - Variação da entalpia em função da temperatura de condensação.

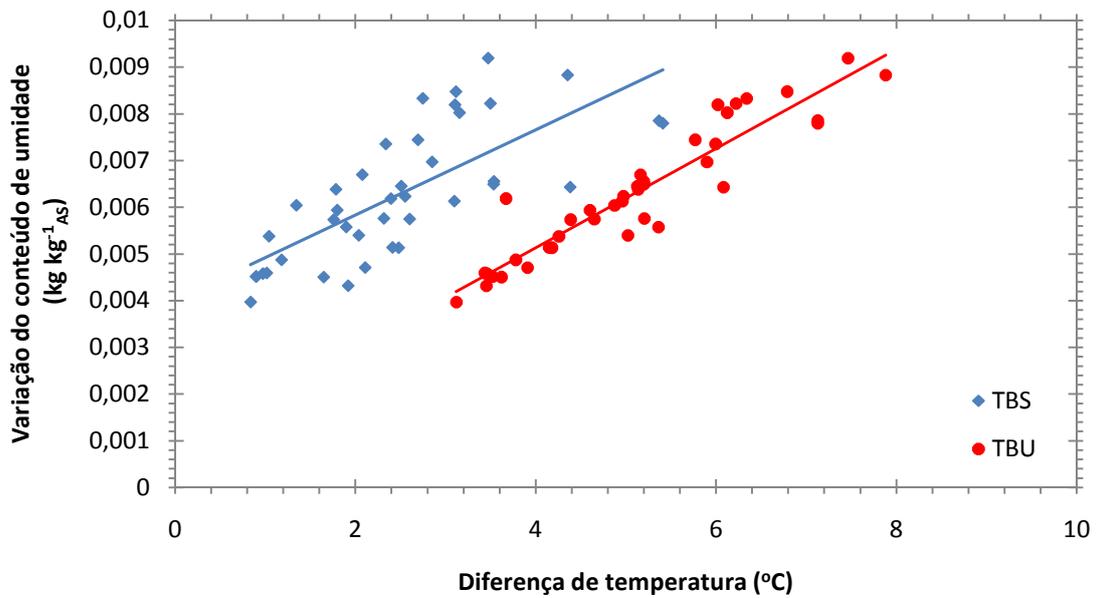


Figura 4.15 - Variação do conteúdo de umidade em função da temperatura do ar.

Esta tendência ocorre tanto para temperatura de bulbo seco quanto para temperatura de bulbo úmido, fato já esperado visto que estas duas temperaturas foram sempre muito próximas na saída de ar do condensador.

Assim, maiores temperaturas de condensação do fluido refrigerante proporcionam uma melhor operação do condensador evaporativo permitindo, para uma dada capacidade, operar com menor vazão de ar.

### **4.3 Coeficiente Global de Transferência de Calor**

#### **4.3.1 Regiões de transferência de calor**

A grandeza utilizada para validação das correlações para este caso estudado foi o coeficiente global de transferência de calor, uma vez que este pode ser determinado tanto experimentalmente quanto por intermédio de expressões que se utilizam das correlações. A dificuldade de se determinar de forma mais precisa o coeficiente global de transferência de calor está na determinação da área de troca térmica de cada zona pertencente às distintas fases do processo, de forma que se tenham áreas perfeitamente definidas para o dessuperaquecimento, condensação e subresfriamento do fluido refrigerante.

A determinação destas áreas de troca foi feita através de imagens termográficas para as amostras de medição e mostraram que o dessuperaquecimento ocorre dentro do distribuidor localizado no começo do banco de tubos do condensador. A Figura 4.16 mostra uma das 128 imagens termográficas registradas e a localização das zonas de dessuperaquecimento, condensação e subresfriamento. A zona de condensação é a que possui pontos na cor verde. As temperaturas acima deste valor são evidenciadas nas outras cores que aparecem no distribuidor. As temperaturas que estão abaixo da temperatura de condensação não aparecem na figura, pois esta foi tomada como limite, para determinação da região de subresfriamento, a qual ocorre em uma parte do último passe de tubos.

Este procedimento mostrou-se bastante útil para avaliação qualitativa do processo, não sendo aconselhável para avaliação quantitativa, pois as temperaturas avaliadas são bastante próximas da temperatura ambiente além de fatores como temperatura de fundo e emissividade dos materiais serem parâmetros fundamentais.

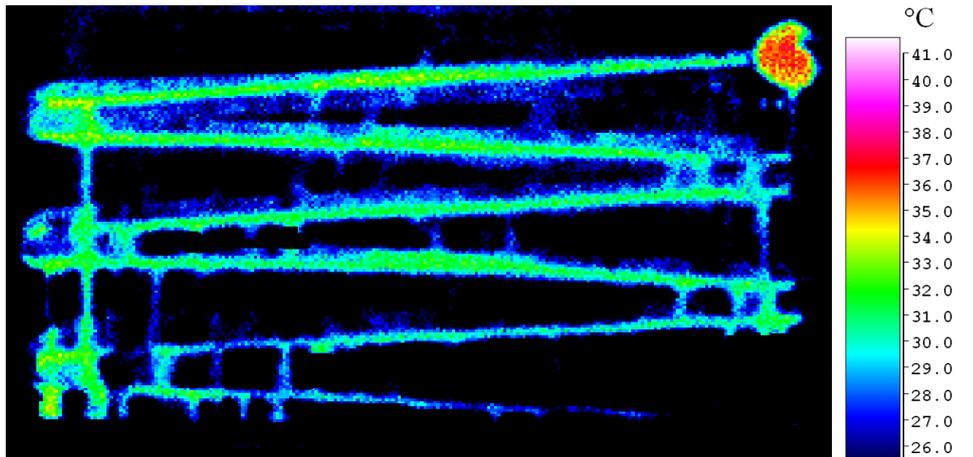


Figura 4.16 – Regiões de transferência de calor

A partir destes resultados foram definidas as áreas de troca térmica para transferência de calor em cada uma das regiões. Para a região de dessuperaquecimento, foi destinada a área de troca térmica do correspondente ao distribuidor ( $0,04 \text{ m}^2$ ). Para a região de subresfriamento a área determinada é correspondente a 40% do comprimento dos tubos do último passe acrescida da área do coletor de líquido ( $0,18 \text{ m}^2$ ). A área de troca térmica restante ( $1,96 \text{ m}^2$ ) é destinada à transferência de calor com mudança de fase. Estas zonas foram determinadas pelos valores médios obtidos através das imagens e são consideradas representativas, visto que as variações encontradas não foram significativas.

Conhecendo-se estas áreas, é possível determinar o coeficiente global de transferência de calor experimental para as três regiões calculados através da Equação (3.8), os quais são mostrados na Figura 4.17. O  $U$  da região de dessuperaquecimento ( $U_{dessup}$ ) é o mais alto de todos, seguido pelo  $U$  calculado para região de condensação ( $U_{cond}$ ). Na região de subresfriamento têm-se os menores valores, em função das taxas de transferência de calor serem muito pequenas comparativamente com as demais.

No entanto, ao analisar o produto  $UA$  de cada região (Figura 4.18), pode-se perceber que a maior significância em todo condensador deve-se à zona de condensação. Disto decorre que o valor de  $U_{cond}$ , calculado para a zona de condensação, é muito próximo daquele calculado para todo condensador.

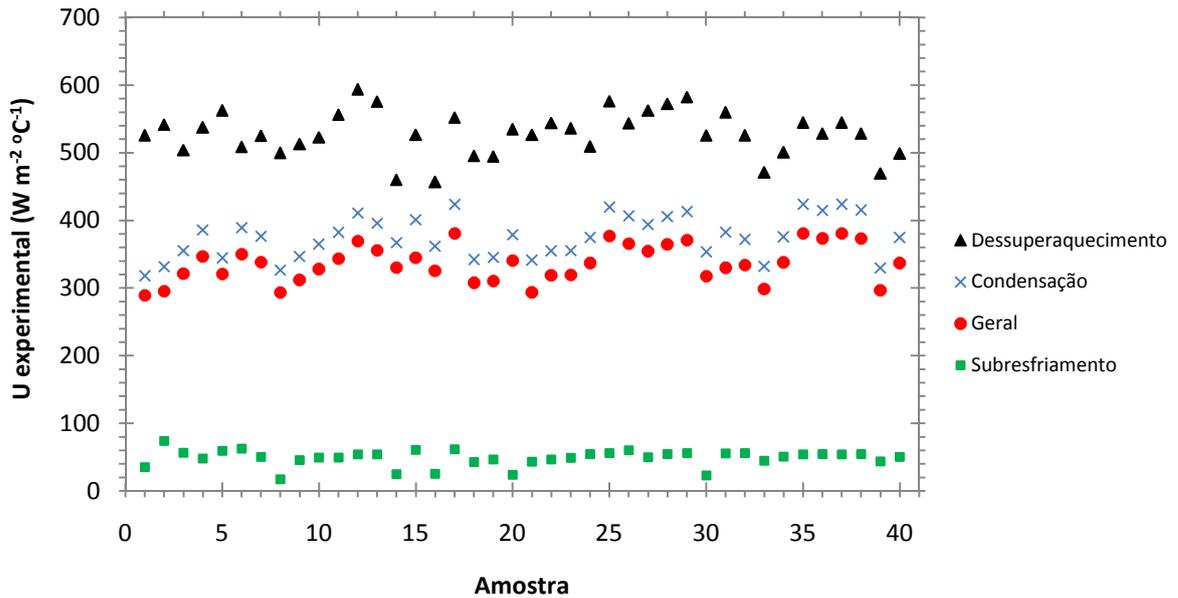


Figura 4.17 – Coeficiente global de transferência de calor para as 40 amostras de medição

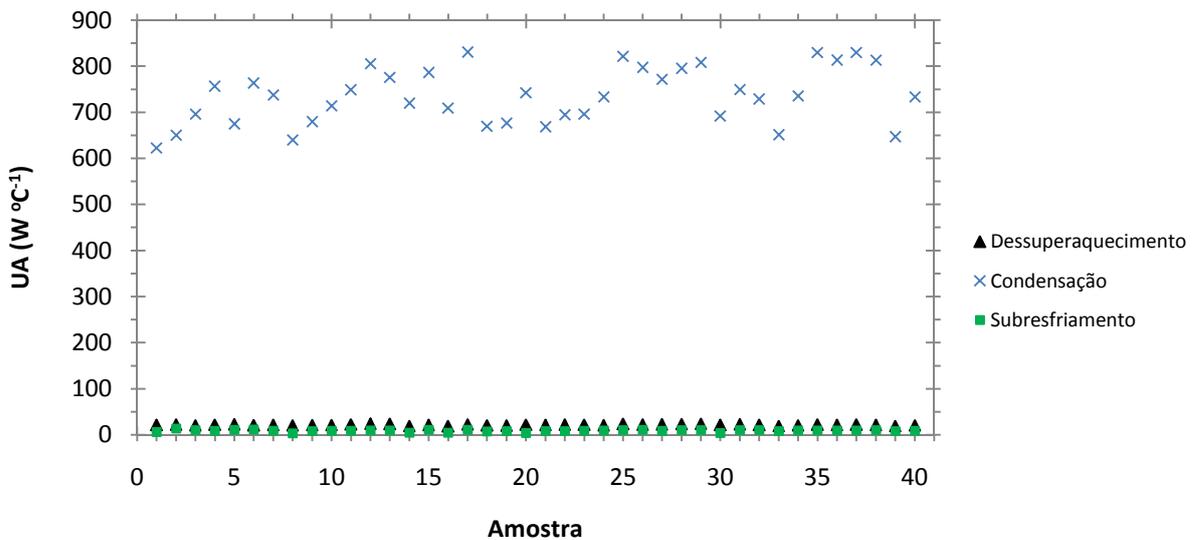


Figura 4.18 – Coeficiente global de transferência de calor multiplicado pela área de troca térmica para as 40 amostras de medição.

Confrontando-se o  $U$  experimental geral calculado para todo o condensador com os valores de  $U_{\text{cond}}$  determinados pela Equação (2.31), considerando as diferentes correlações apresentadas na seção 2.3.2.1 para coeficientes de transferência de calor entre a superfície externa dos tubos e a água, para as 40 amostras de medição, obteve-se os resultados

apresentados no gráfico da Figura 4.19. O coeficiente de transferência de calor entre o fluido refrigerante e a superfície interna dos tubos foi calculado através da correlação proposta por Chato, 1962, (Equação (2.29)).

Estes resultados mostram que todas as correlações empregadas superestimam  $U_{cond}$  em relação aos valores experimentais (Equação (3.8)), sendo que a correlação que mais se distancia dos resultados experimentais é a correlação proposta por Dreyer e Erens, 1990. A correlação proposta por Niitsu et al., 1967, é a que mais aproxima o valor de  $U_{cond}$  daquele obtido com os dados experimentais. Próximas a esta estão as correlações de Tovasas et al., 1984, e a de Parker e Treybal, 1961.

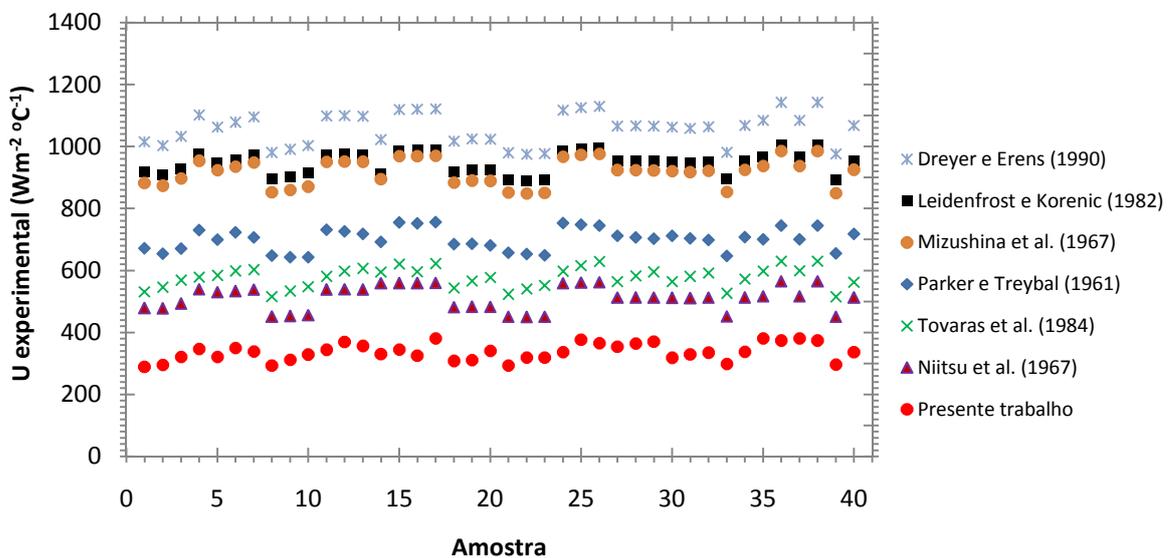


Figura 4.19 – Coeficiente global de transferência de calor calculado experimentalmente e por correlações

A correlação de Chato, 1962, foi desenvolvida para ser aplicada sem levar em consideração a variação do título do fluido refrigerante na zona de condensação e pode acarretar em diferenças significativas para a validação dos resultados. Desta forma, parte-se para a abordagem das três zonas diferentes com coeficientes de transferência de calor e áreas diferentes.

### 4.3.2 Coeficiente de Transferência de Calor do Fluido Refrigerante

O coeficiente de transferência de calor do fluido refrigerante tem uma variação significativa ao longo do processo de condensação e é bastante diferente daqueles coeficientes de transferência de calor verificados nas zonas de dessuperaquecimento e subresfriamento do refrigerante, visto que o coeficiente de transferência de calor do escoamento bifásico é superior ao do escoamento monofásico.

Em sistemas de refrigeração usuais, que utilizam condensadores evaporativos e operam com R-717, a temperatura de entrada do fluido refrigerante superaquecido na entrada do condensador, geralmente ultrapassa os 110°C e a temperatura de condensação situa-se em torno de 35°C, acarretando em uma taxa de transferência de calor sensível com diferenças de temperatura entre o fluido refrigerante e a água bem distintas ao longo desta fase em que o fluido se resfria até alcançar o estado saturado. A correlação de Dittus e Boelter, 1930, apresentada por Bejan, 1995, como sendo uma das mais usuais para a obtenção do coeficiente de transferência de calor por convecção da fase vapor não deve ser aplicada a este caso devido à geometria do problema, visto que todo o dessuperaquecimento ocorre no distribuidor do banco de tubos. Assim, este estudo ficará limitado à determinação de  $U_{dessup}$  apenas experimentalmente na zona de dessuperaquecimento.

O gráfico da Figura 4.20 (construído para a região de subresfriamento) mostra, na ordenada do lado direito, o coeficiente de transferência de calor por convecção do R-22 subresfriado calculado utilizando as propriedades termofísicas obtidas para 11 níveis de temperatura variando de 28,92 °C até 27,40 °C, que é a temperatura do refrigerante para este caso tomado como base (amostra número 1 da Tabela 4.1) para avaliação dos coeficientes de transferência de calor. A diferença entre o maior e o menor valor encontrado para esta situação foi de aproximadamente 0,36 W m<sup>-2</sup> °C<sup>-1</sup> e a diferença entre o maior valor e o coeficiente calculado utilizando propriedades termofísicas na temperatura média de mistura foi de 0,18 W m<sup>-2</sup> °C<sup>-1</sup> (que corresponde a aproximadamente 0,2%). Na ordenada do lado esquerdo do mesmo gráfico, é apresentado o coeficiente global de transferência de calor ( $U_{sub}$ ) para as duas situações: temperatura variável e temperatura de filme igual ao valor médio citado. O coeficiente global de transferência de calor também sofre uma pequena variação devido à estas considerações em relação às propriedades termofísicas do fluido

refrigerante, mostrando que é bastante aceitável a utilização do conceito de temperatura média de mistura para a determinação desta variável nesta região. Assim, nesta região a utilização da Equação (2.41) de Dittus e Boelter, 1930, pode ser feita para obtenção de bons resultados, visto que as diferenças entre os valores médios e valores locais são inferiores a 1%.

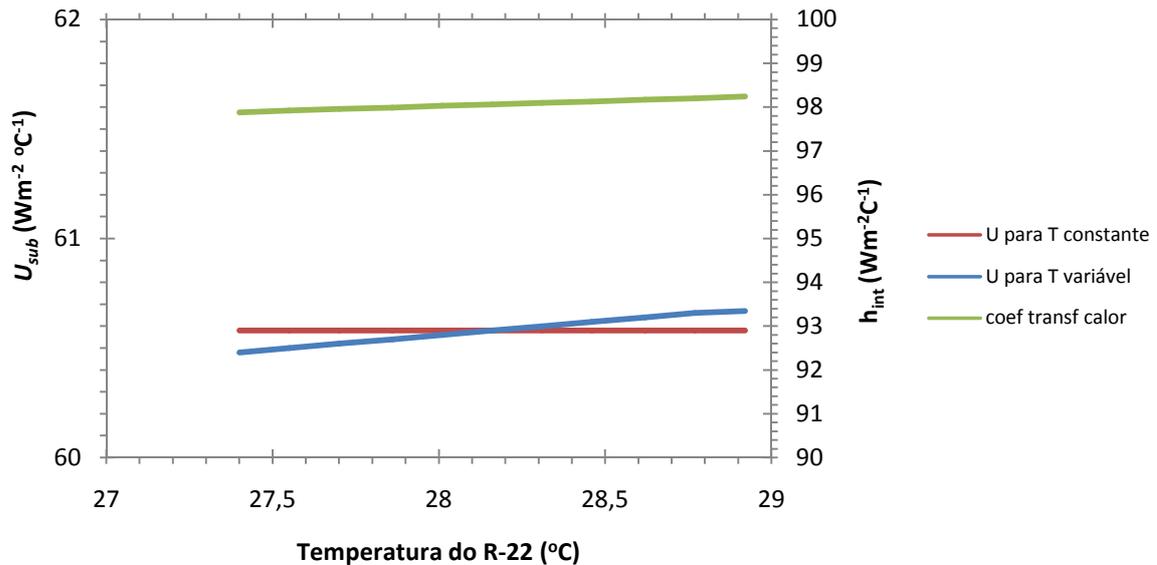


Figura 4.20 - Coeficiente global de transferência de calor e coeficiente de transferência de calor por convecção do R-22 na zona de subresfriamento

Na zona onde ocorre a condensação do fluido refrigerante a utilização de valores médios para o coeficiente de transferência de calor deve ser investigada com maior atenção.

A Figura 4.21 apresenta o mapa que caracteriza os padrões de escoamento para o caso base estudado, traçado segundo a metodologia proposta por El Hajal et al., 2003,. Este mapa apresenta na ordenada a velocidade mássica e na abscissa o título do fluido refrigerante. Para cada valor de título do fluido refrigerante pode-se verificar o padrão de escoamento para a velocidade mássica em questão. Os escoamentos verificados em condensadores evaporativos geralmente ocorrem sob a ação da gravidade sendo, caracterizados, geralmente, por baixas velocidades mássicas e padrões como, intermitente, anular e em névoa são mais difíceis de serem observados para esta aplicação, restringindo a análise, muitas vezes, ao padrão estratificado.

Assim, o mapa da Figura 4.21 está ampliado abrangendo velocidades mássicas até  $150 \text{ kg s}^{-1}\text{m}^{-2}$ , omitindo o padrão em névoa para mostrar mais claramente a região de interesse que é o limite para que ocorra a estratificação, pois nos casos estudados a velocidade mássica esteve em torno dos  $20 \text{ kg s}^{-1}\text{m}^{-2}$  e o mapa completo dificultaria a visualização. Os pontos neste mapa são referentes as 40 amostras da tabela 4.1, onde os títulos do vapor foram arbitrariamente escolhidos de modo que as amostras fossem apresentadas com diferentes títulos do vapor a fim de evitar superposição dos pontos.

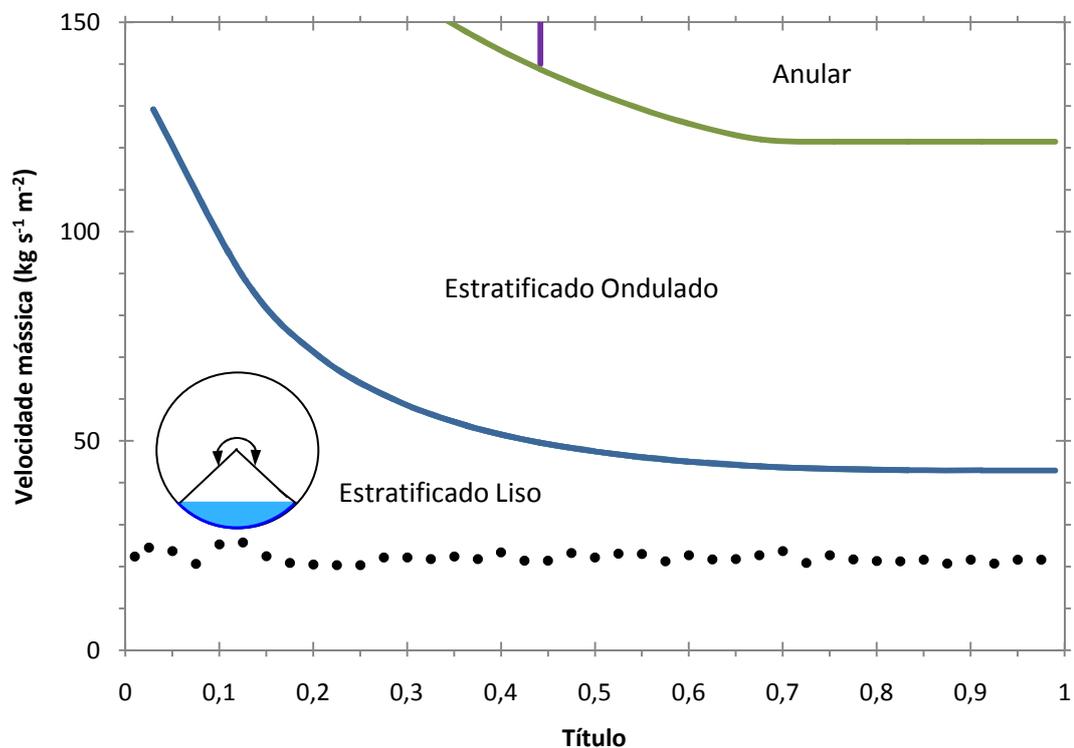


Figura 4.21 - Mapa de caracterização do regime de escoamento ampliado

Com a definição do padrão do escoamento que ocorre no interior dos tubos (neste caso estratificado liso), define-se o equacionamento a ser aplicado para determinação do coeficiente de transferência de calor. A Figura 4.22 apresenta na ordenada do lado esquerdo o coeficiente de transferência de calor ( $h_{int}$ ) do R-22 calculado pela correlação de Chato, 1962, a qual resulta em um valor constante para qualquer título (linha preta) e, pela metodologia proposta por Thome et al., 2003 (linha azul). Os dados são referentes à amostra número 1 da tabela 4.1.

As duas metodologias apresentam um mesmo valor para um título de aproximadamente 0,6. No entanto, para valores de título próximos de 0 o coeficiente de transferência de calor local é praticamente a metade do coeficiente médio e para valores de título próximos de 1 a diferença entre estes alcança praticamente 23% (aproximadamente  $720 \text{ W m}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ ). Outro aspecto interessante é que a diferença entre o coeficiente local calculado para estes valores extremos do título do vapor é bastante acentuada podendo ser da ordem de  $2100 \text{ W m}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ .

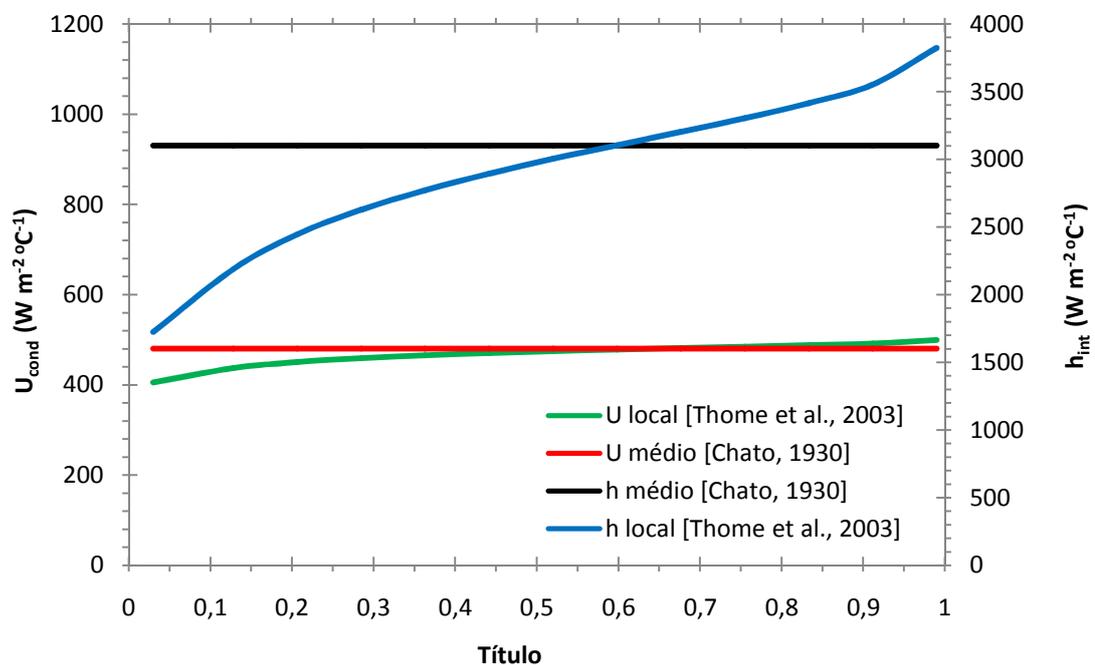


Figura 4.22 - Coeficiente de transferência de calor do R-22 na zona de condensação

Na ordenada do lado esquerdo deste gráfico tem-se o coeficiente global de transferência de calor local calculado para a zona de condensação ( $U_{cond}$ ) utilizando para o coeficiente de transferência de calor externo aos tubos, a correlação de Niitsu et al., 1967, que mostrou ser a mais conservadora de todas.

A diferença entre os valores de  $U_{cond}$  local calculado para valores extremos de título (0 e 1) é de aproximadamente  $94 \text{ W m}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ , o que corresponde a aproximadamente 20%. Já a diferença entre os valores de  $U_{cond}$  médio e  $U_{cond}$  local para títulos próximos de 1 é de

aproximadamente  $18,7 \text{ W m}^{-2} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$  enquanto que para títulos próximos de 0, é de aproximadamente  $75,4 \text{ W m}^{-2} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$ .

Nota-se, então que a tendência observada no  $h_{int}$  pode também ser observada no  $U$  local, entretanto de forma bem menos intensa, mostrando que neste caso a adoção de um  $U$  médio pode ser uma boa aproximação. Outra característica importante é que os coeficientes calculados e determinados experimentalmente são muito próximos para títulos próximos de 0,5 e, conseqüentemente, do coeficiente global médio, demonstrando novamente uma boa coerência entre os resultados visto que o valor obtido experimentalmente determina um coeficiente médio.

Mesmo com elevados coeficientes de transferência de calor por convecção do fluido refrigerante, o  $U_{cond}$  local não sofre modificações significativas, pois, conforme indica a Equação (2.31), esta grandeza também depende de outros fatores que envolvem a transferência de calor através do tubo e do filme de água que escoia sobre os tubos.

Avaliando-se a ordem de grandeza destas variáveis através da Equação (2.31) pode-se perceber que o valor de  $U$  local para os valores extremos de  $h_{int}$  e para  $h_{ext}$  avaliado pela correlação de Niitsu et al, 1967, depende dos seguintes valores:

$$U_{cond(x=1)} = \frac{1 \text{ W m}^{-2}\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}}{1,5\left(\frac{1}{3823}\right)+1,2\left(\frac{0,001}{401,2}\right)+\frac{1}{617,8}} = \frac{1 \text{ W m}^{-2}\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}}{0,00039+0,000003+0,0016} = \frac{1 \text{ W m}^{-2}\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}}{0,0019} \sim \frac{1 \text{ W m}^{-2}\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}}{0,0016}$$

e,

$$U_{cond(x=0)} = \frac{1 \text{ W m}^{-2}\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}}{1,5\left(\frac{1}{1723}\right)+1,2\left(\frac{0,001}{401,2}\right)+\frac{1}{617,8}} = \frac{1 \text{ W m}^{-2}\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}}{0,00087+0,000003+0,0016} = \frac{1 \text{ W m}^{-2}\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}}{0,0024} \sim \frac{1 \text{ W m}^{-2}\text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}}{0,0016}$$

Desta forma, pode-se perceber que o coeficiente global de transferência de calor depende essencialmente do  $h_{ext}$  para qualquer que seja o valor de  $h_{int}$ . Isto se deve ao fato de que a resistência do tubo à transferência de calor é desprezível além dos valores de  $h_{int}$  serem bem superiores os valores de  $h_{ext}$ , os quais tornam-se os limitantes do processo de transferência de calor.

A análise então deve recair sobre o  $h_{ext}$  a fim de verificar quais correlações devem ser empregadas para obtenção de melhores resultados.

Observando-se o comportamento do  $U_{cond}$  local calculado com as seis correlações estudadas para  $h_{ext}$  (Figura 4.23) para amostra de número 1, pode-se verificar a existência das mesmas concordâncias observadas para o  $U_{cond}$  médio quando submetido às mesmas correlações para  $h_{ext}$  (Figura 4.19). Novamente, a correlação de Niitsu et al., 1967 foi a que mais se aproximou dos resultados experimentais, seguida pelas correlações de Parker e Treybal, 1961 e Tovaras et al., 1984. As demais promoveram valores de  $U_{cond}$  bem acima daqueles obtidos através dos dados experimentais.

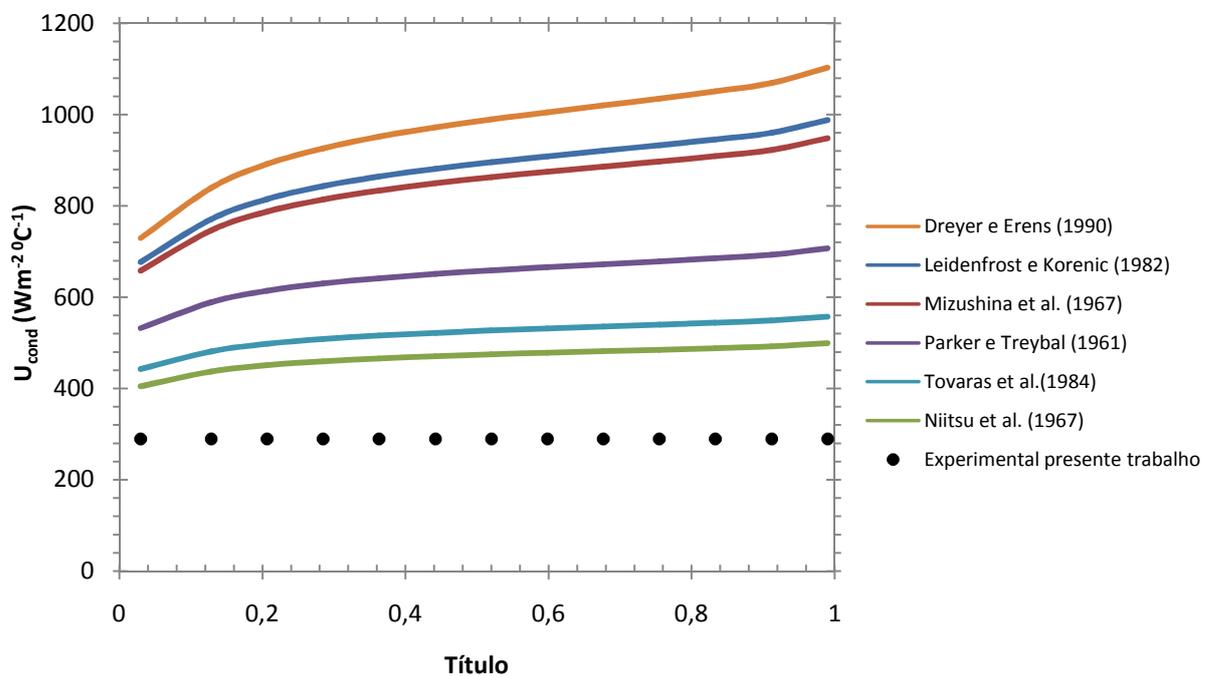


Figura 4.23 – Coeficiente global de transferência de calor local para diferentes  $h_{ext}$

Assumindo que a correlação proposta por Niitsu et al., 1967, seja a que proporciona resultados mais concordantes com resultados experimentais, será verificada a dependência que o  $h_{ext}$  exerce sobre o  $U_{cond}$  médio na região de condensação (assumindo também que esta seja a principal dentre as três regiões estudadas, além de possuir um escoamento mais bem definido em relação a área de troca térmica). A Figura 4.24 mostra que esta dependência é praticamente linear.

Visto que o  $h_{ext}$  é determinado com base em parâmetros tais como geometria do condensador e vazão mássica de água de aspersão, o coeficiente global de transferência de calor também poderá ser expresso em função destes parâmetros.

Desta forma, uma possível correlação para o valor de  $U_{cond}$  médio pode ser descrita em função somente de  $\frac{\Gamma}{d_{ext}}$  desconsiderando outros fatores como temperatura da água e outros.

A correlação proposta no presente trabalho apresenta desvios percentuais bastante pequenos para o valor de  $U_{cond}$  médio e é dada por:

$$U = A + B \left( \frac{\Gamma}{d_{ext}} \right) - C \left( \frac{\Gamma}{d_{ext}} \right)^2 \quad (4.1)$$

onde os coeficientes  $A$ ,  $B$  e  $C$  são respectivamente iguais a  $279 \text{ W m}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ ,  $647 \text{ J kg}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$  e  $234 \text{ (J kg}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}) \text{ (s m}^2 \text{ kg}^{-1})$

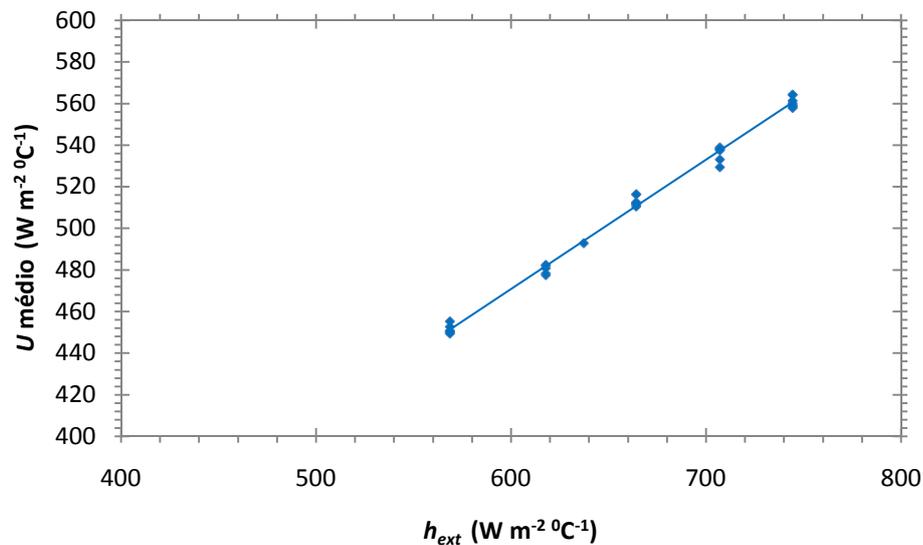


Figura 4.24 Coeficiente global de transferência de calor em função de  $h_{ext}$

A Figura 4.25 mostra o  $U_{cond}$  estimado pela correlação do presente trabalho e o  $U_{cond}$  médio calculado considerando para  $h_{int}$  a correlação de Chato, 1930, e para  $h_{ext}$  a correlação de Niitsu et al., 1967. O erro máximo apresentado por esta correlação é menor do que 1,5%

para todas as amostras obtidas experimentalmente, mostrando que esta correlação pode ser aplicada com uma boa concordância entre correlação e dados experimentais.

No entanto, a concordância destes resultados é apenas em relação ao valor de  $U_{cond}$  médio, calculado através de correlações, diferindo ainda de forma mais significativa dos valores de  $U$  que são determinados experimentalmente (conforme mostrado na Figura 4.19). Desta forma, torna-se necessário corrigir esta correlação para que obtenção de uma melhor convergência.

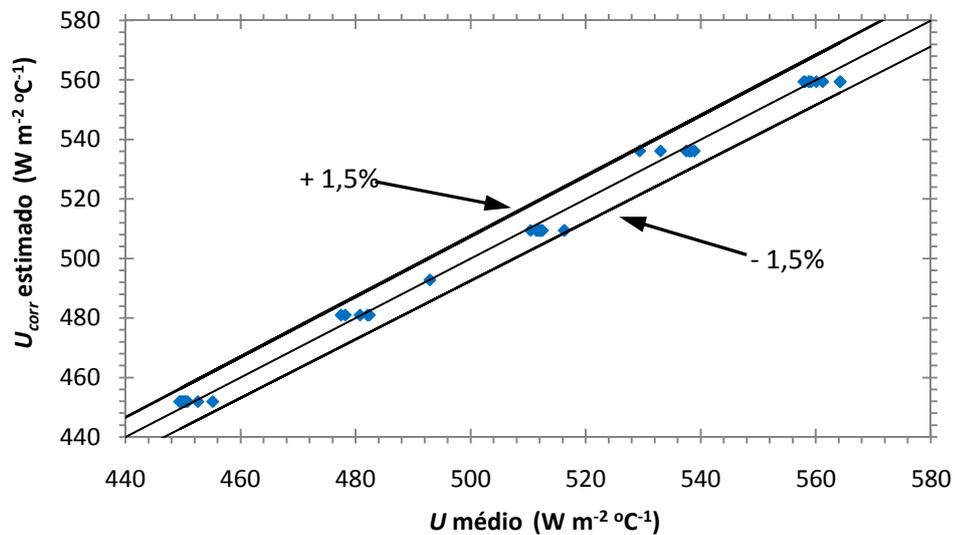


Figura 4.25 –  $U$  presente trabalho versus  $U$  médio

Observando-se a Figura 4.17, percebe-se que os valores de  $U$  obtidos experimentalmente para as três regiões exercem diferentes influências sobre aquele determinado experimentalmente para todo o condensador. Assim, tomando-se por base o  $U$  da zona de condensação ( $U_{cond}$ ), um fator de correção ( $FC$ ) contemplando a influência dos demais ( $U_{dessup}$  e  $U_{sub}$ ) sobre este deve ser proporcional a:

$$FC \propto \frac{U_{dessup}}{U_{cond}} \frac{U_{sub}}{U_{cond}} U_{cond} \quad (4.2)$$

Considerando ainda, que  $U$  em cada região é inversamente proporcional à diferença de temperatura entre o R-22 e a água de aspersão em cada zona, esta correção deve ser proporcional a

$$FC \propto \left[ \frac{1/(T_{entr,R22} - Tw)}{1/(T_{cond,R22} - Tw)} \frac{1/(T_{saida,R22} - Tw)}{1/(T_{cond,R22} - Tw)} \right] U_{cond} \quad (4.3)$$

Assim, a quantidade que deve ser reduzido o coeficiente global para todo o condensador deverá ser igual à  $U_{cond} - FC$ , o que resultaria em:

$$U = \left[ 1 - \frac{(T_{cond,R22} - Tw)}{(T_{entr,R22} - Tw)} \frac{(T_{cond,R22} - Tw)}{(T_{saida,R22} - Tw)} \right] U_{cond} \quad (4.4)$$

O valor de  $U_{cond}$  também necessita ser corrigido, uma vez que a correlação para  $h_{ext}$  leva em consideração um valor  $\Gamma$  utilizando apenas a metade dos tubos considerados em cada região. O valor do coeficiente global de transferência de calor para todo o condensador será, então definido por:

$$U = \left[ 1 - \frac{(T_{cond,R22} - Tw)}{(T_{entr,R22} - Tw)} \frac{(T_{cond,R22} - Tw)}{(T_{saida,R22} - Tw)} \right] \left[ 279 + 647 \left( \frac{\Gamma}{2d_{ext}} \right) - 234 \left( \frac{\Gamma}{2d_{ext}} \right)^2 \right] \quad (4.5)$$

que é igual a

$$U = \left[ 1 - \frac{(T_{cond,R22} - Tw)}{(T_{entr,R22} - Tw)} \frac{(T_{cond,R22} - Tw)}{(T_{saida,R22} - Tw)} \right] \left[ 279 + 323,5 \left( \frac{\Gamma}{d_{ext}} \right) - 58,5 \left( \frac{\Gamma}{d_{ext}} \right)^2 \right] \quad (4.6)$$

A Figura 4.26 mostra uma comparação entre o  $U$  determinado pela correlação da Equação (4.6) e o  $U$  obtido experimentalmente para todo o condensador. O erro máximo apresentado por esta correlação foi menor do que 10 % para todas as 40 amostras obtidas. Embora esta correlação desenvolvida tenha sido validada para a faixa de valores estudada, acredita-se que a mesma possa ser aplicada para condensadores maiores. Dois testes foram

feitos para condensadores de grande porte operando com R-717 com capacidades de 250 kW e 1750 kW e os desvios apresentados foram de aproximadamente 13%

O valor de  $U$  calculado através dos dados experimentais é uma função da taxa de transferência de calor e das temperaturas da água de aspensão e de saturação do R22. A incerteza propagada no valor de  $U$  devido à medição destas grandezas pode ser observada no gráfico da Figura 4.27.

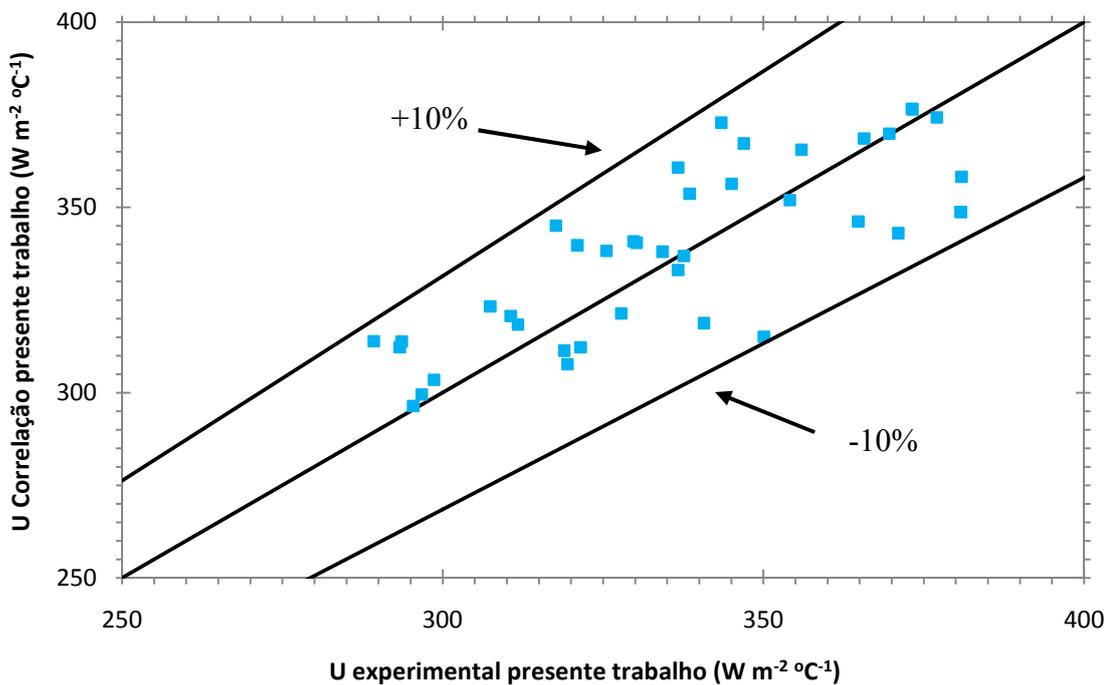


Figura 4.26– Coeficiente global predito versus experimental

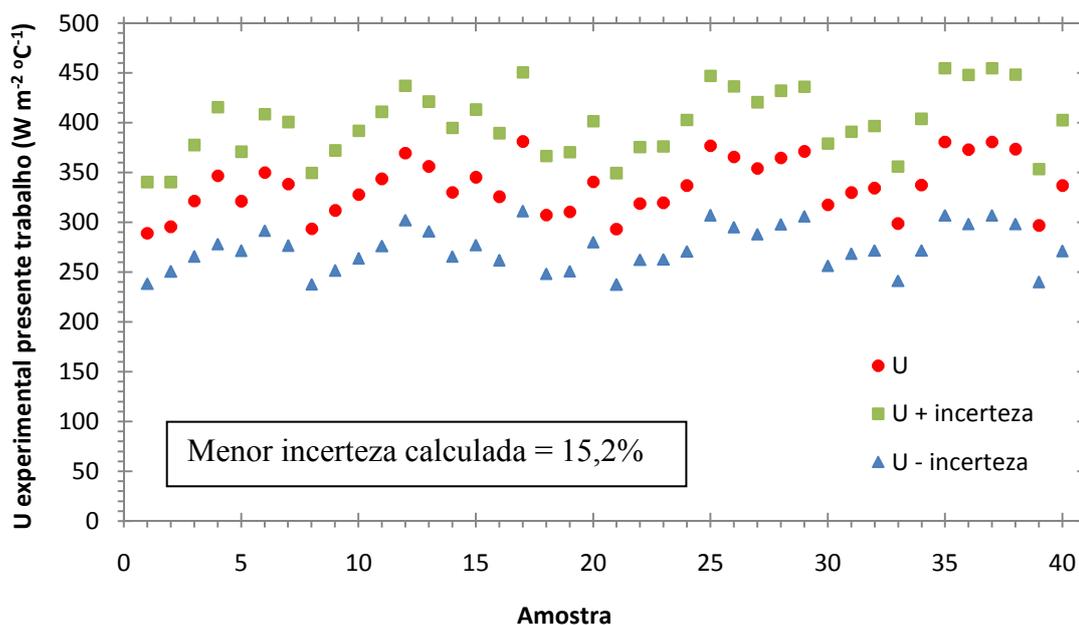


Figura 4.27 – Incerteza do coeficiente global de transferência de calor experimental

A maior incerteza calculada corresponde a um desvio de aproximadamente 20,1% e a menor incerteza de medição acarretou em um desvio de 15,2 %. O desvio médio para todas as 40 medições foi de 18,7 %. Comparando-se, então, estes desvios aqueles proporcionados pela Equação (4,6) pode-se concluir que o erro apresentado por esta correlação é menor do que a incerteza de  $U$  para qualquer uma das 40 amostras.

#### 4.4 Coeficiente de Transferência de Massa

A transferência de massa da água para o ar depende fundamentalmente da diferença de concentração, da vazão de ar e do coeficiente de transferência de massa por convecção. A diferença de concentração ocorre entre o ar que escoia no interior do condensador sem contato direto com a água e o ar que circunda a corrente de água, o qual assume-se sempre saturado na temperatura da água. A diferença de concentração, por vezes, é bastante reduzida visto que o ar encontra-se muito próximo a condição de saturação na maior parte do condensador. Desta forma, a vazão de ar tem uma contribuição maior no processo.

A Figura 4.28 mostra a variação do coeficiente de transferência de massa com a razão entre as vazões de água e ar, respectivamente. Este gráfico foi construído para as 40 amostras

de medição até aqui apresentadas e mais 39 amostras de medição adquiridas em uma primeira etapa deste trabalho. Estas 39 amostras de medição não foram apresentadas nos demais cálculos que envolvem grandezas que possam ser dependentes das taxas de transferência de calor, visto que estas não foram determinadas com uma exatidão que não comprometa a exatidão dos resultados. Para a transferência de massa, estas amostras são bastante úteis à medida em que podem servir para demonstrar que quais as razões entre vazões de água e de ar são significativas no processo de transferência de massa.

O coeficiente de transferência de massa  $h_m$  foi determinado utilizando o conceito de umidade média logarítmica para comparação com as correlações para transferência de massa de Niitsu et al., 1967, Parker e Treybal, 1961, e Mizushina et al., 1967.

Todos os métodos empregados para determinação do coeficiente de transferência de massa apresentaram a mesma tendência comportamental reduzindo seu valor de forma praticamente exponencial com o aumento da razão entre as vazões de água e de ar, mostrando-se com uma variação considerável para razões até 1,2. Para vazões de água maiores que duas vezes a vazão de ar esta variação não é significativa. A incerteza associada à  $h_m$  é mostrada no gráfico da Figura 4.29, que mostra haver maiores incertezas para maiores valores calculados de  $h_m$ .

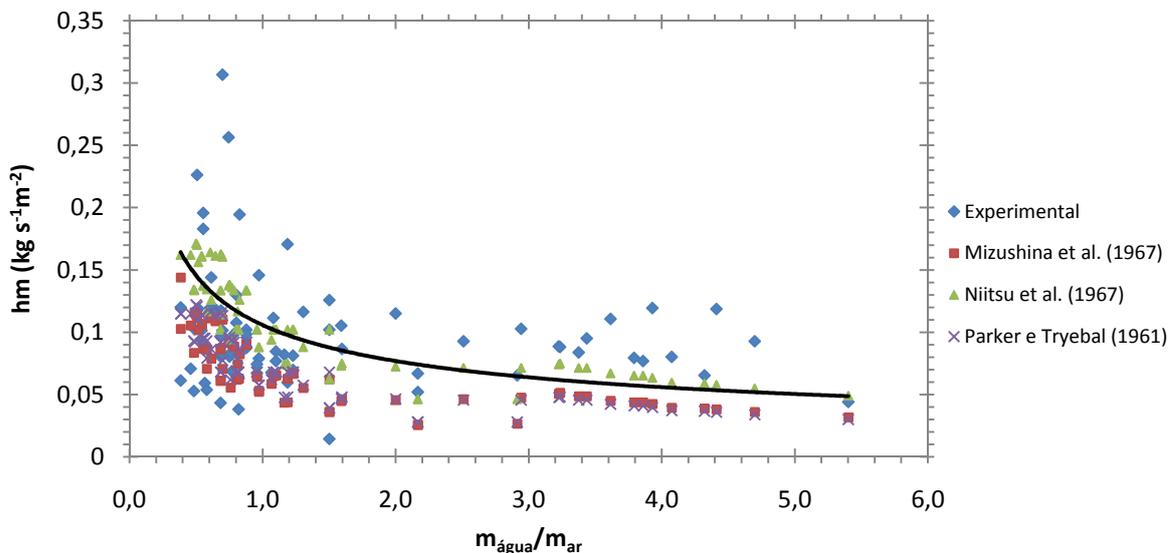


Figura 4.28 – Coeficiente de transferência de massa

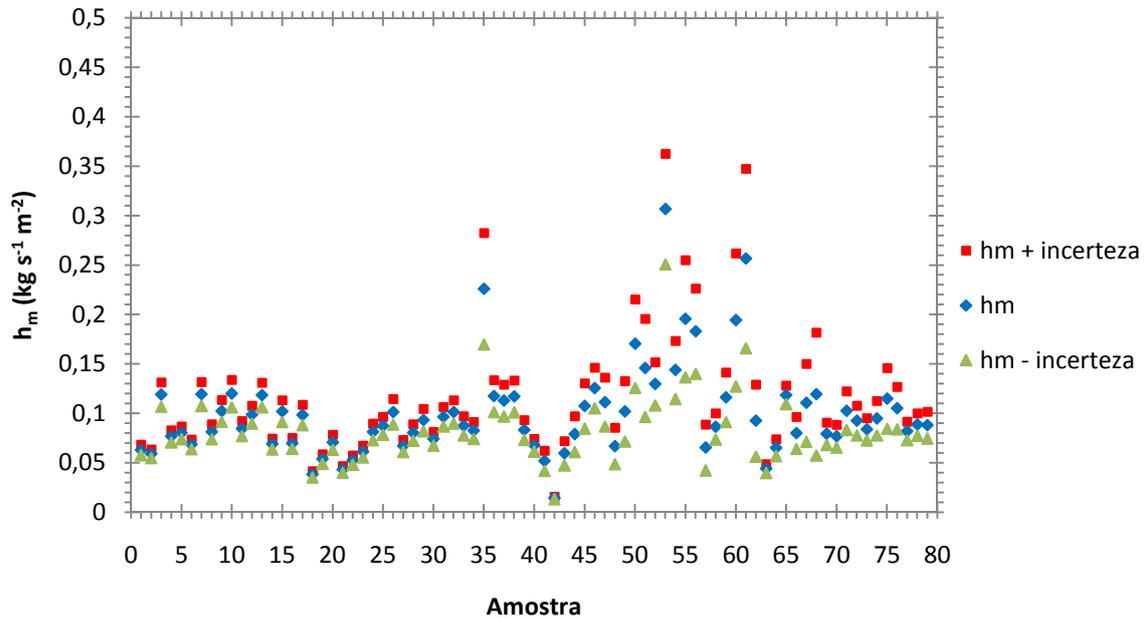


Figura 4.29 Coeficiente de transferência de massa e incertezas associadas

Estes resultados apresentados na primeira parte deste capítulo serviram para avaliar a relação entre as grandezas envolvidas no processo de transferência de calor e massa do condensador evaporativo construído, permitindo um melhor entendimento dos fenômenos que ocorrem, ilustrando o impacto das variações ambientais e operacionais sobre o funcionamento deste equipamento.

Os resultados seguintes permitiram, sobretudo, identificar a influência da aplicação de correlações para determinação de coeficientes de transferência de calor e massa. Das comparações feitas entre os resultados teóricos e experimentais, resultou uma correlação para determinação do coeficiente global de transferência de calor a partir de condições operacionais do condensador e de suas características geométricas, com desvios bastante aceitáveis com relação aos valores experimentais.

## 5 CONCLUSÕES

Este trabalho consistiu em construir um condensador evaporativo e efetuar medições de vazões, temperaturas e pressões a fim de identificar suas condições operacionais, bem como seus principais parâmetros de influência. O feixe tubular foi construído com tubos de cobre e o fechamento feito em vidro para visualização do escoamento da água de aspersão. A visualização do escoamento permitiu a identificação de condições operacionais impróprias resultando em uma distribuição deficiente de água sobre os tubos ou arrasto da mesma na saída do condensador. Uma característica identificada durante a operação foi que a pressão de condensação tende a elevar-se quando os tubos começam a secar. Sendo que este fato começa a ocorrer algum tempo após o chuveiro ter sido extinto. Desta forma, uma operação com água sendo aspergida de forma intermitente também pode ser propiciada com controle por intermédio da pressão.

Este tipo de operação demonstrou que o tempo que a bomba da água de aspersão deve permanecer ligada é bastante inferior àquele em que esta deve permanecer fora de funcionamento. Deve-se, entretanto, atentar para a deposição de impurezas na superfície dos tubos, o que pode inviabilizar este tipo de controle.

Outra característica evidenciada pela visualização da água de aspersão é que a inclinação mais acentuada dos tubos do condensador pode permitir uma melhor distribuição de água sobre os mesmos, visto que o escoamento poderá ocorrer também longitudinalmente sobre estes.

Com os dados adquiridos foi possível construir um banco de dados consistente que poderá ser utilizado por outros pesquisadores. Além disso, estes dados possibilitaram relacionar as grandezas medidas, bem como, o impacto das variações destas grandezas sobre as demais.

A temperatura de bulbo úmido do ambiente em que o condensador está submetido mostrou-se ser bastante influente sobre o comportamento do condensador, impactando de forma significativa sobre variáveis bastante importantes para o bom funcionamento do condensador tais como a temperatura de condensação, conteúdo de umidade e entalpia do ar

de saída do condensador, dentre outros, além de impactar também sobre a efetividade do mesmo.

A temperatura da água de aspersão também exerce forte influência nas condições operacionais do condensador e mostrou ser influenciada principalmente pela vazão de ar e pela temperatura de bulbo úmido ambiente. Da temperatura da água de aspersão dependerá a temperatura de condensação, a qual é de suma importância em instalações de refrigeração por compressão de vapor.

Embora a água de aspersão apresente uma variação ao passar pelo feixe tubular, considerá-la constante para aplicações usuais não acarretará em erros que possam ser significativos.

Determinou-se o coeficiente global de transferência de calor para as regiões de dessuperaquecimento, condensação e subresfriamento, levando-se em conta as especificidades de cada zona de transferência de calor. A definição de cada zona pôde ser feita através de imagens obtidas a partir de uma câmera termográfica. Estas imagens mostraram-se bastante úteis na avaliação qualitativa destas regiões, permitindo a identificação da existência de gradientes de temperaturas nos locais em que ocorre a transferência de calor sensível por parte do R-22.

Uma avaliação quantitativa, no entanto, não é aconselhável para este caso, pois a água de aspersão, assim como as temperaturas do R-22, são muito próximas da temperatura ambiente além do condensador ser um meio complexo com diferentes emissividades.

Foi também realizada a comparação das grandezas calculadas através dos dados experimentais com aqueles obtidos por correlações de alguns pesquisadores que estudaram trocadores de calor do tipo evaporativo. Os coeficientes de transferência de calor médio e local do R-22 durante a condensação mostraram-se bastante diferentes. Entretanto, a transferência de calor é limitada pelo fluido que apresenta a maior resistência a este fenômeno e, desta forma, ficando limitada ao coeficiente de transferência de calor entre a superfície externa dos tubos e a água de aspersão.

Desta forma, pode não haver muito sentido na definição do coeficiente global de transferência de calor para as três regiões citadas, assim como a determinação de um coeficiente global que contemple a variação do título do vapor em cada seção da tubulação.

Uma correlação foi proposta para o coeficiente global de transferência de calor e mostrou boa concordância com os dados experimentais, apresentando um erro, em relação a estes, inferior a 10%. Esta correlação pode ser relevante, principalmente na determinação do coeficiente global de transferência de calor de condensadores evaporativos operando em instalações frigoríficas, visto que é uma função apenas das condições operacionais e de características geométricas destes equipamentos.

O coeficiente de transferência de massa mostrou variações significativas para razões entre as vazões de água e de ar até aproximadamente 1,2. As correlações empregadas mostraram boa concordância em relação aos valores calculados a partir dos dados experimentais adquiridos, não requerendo a determinação de uma nova correlação que possa apresentar uma melhor convergência entre resultados experimentais e teóricos.

Este trabalho permitiu a observação de algumas características de condensadores evaporativos, as quais puderam ser discutidas propiciando, inclusive, outras linhas de pesquisa que podem ser seguidas. Pode-se então citar como sugestões para trabalhos futuros:

- simular numericamente este condensador utilizando os dados experimentais para validação do modelo computacional;
- investigar outras condições operacionais ou outras características geométricas que possibilitem obter maiores coeficientes de transferência de calor entre os tubos e a água de aspersão, visto que o lado externo aos tubos é o que apresenta a maior resistência a transferência de calor;
- verificar a possibilidade de melhorar o processo de transferência de calor através da drenagem do líquido refrigerante formado em cada passe de tubos, permitindo uma operação com maiores coeficientes de transferência de calor internamente aos tubos;
- desenvolver um sistema de controle que permita controlar a aspersão de água sobre os tubos, tendo como principal parâmetro a pressão de condensação do fluido refrigerante;
- desenvolver um sistema de controle que permita otimizar as vazões de água de aspersão e de ar, tendo como principal parâmetro a pressão de condensação;
- validar a correlação obtida utilizando dados de condensadores maiores operando tanto com R-22 quanto com R-717.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Al-Waked Rafat, Behnia Masud, Enhancing Performance of Wet Cooling Towers, **Energy Conversion & Management**, v. 48, p. 2638-2648, 2007

Acunha Jr., I. C., Schneider, P. S., Avaliação do escoamento ar-água em um condensador evaporativo, **Third Southern Conference on Computational Modeling**, 2009.

ANSI/ASHRAE 64-1995, **Methods of Testing Remote Mechanical-Draft Evaporative Refrigerant Condensers**. Atlanta, 1995.

ASHRAE Handbook Fundamentals - American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Atlanta, GA, 2005.

ASHRAE Handbook Refrigeration - American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Atlanta, GA, 2006.

ASHRAE Handbook HVAC Systems and Equipment - American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Atlanta, GA, 2000.

Bandarra Filho, E. P., Um estudo experimental da ebulição convectiva de refrigerantes no interior de tubos lisos e internamente ranhurados, Tese de Doutorado, Escola De Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2002.

Bejan, A., 1995, **Convection Heat Transfer**, John Wiley & Sons, 2<sup>nd</sup> ed., New York, 1995.

Biberg, D., An explicit approximation for the wetted angle in two-phase stratified pipe flow, **Canadian Journal Chemical Engineering**, v. 77, p. 1221 – 1224, 1999.

Bueno, O. S., Resfriamento Sensível da Água de Resfriamento, **Mercofrio 2006, Feira e Congresso da Indústria de Climatização e Refrigeração**, Porto Alegre, 2006.

Camargo, J. R., Ebinuma, C. D., and Silveira, J. L., Experimental performance of a direct evaporative cooler operating during Summer in a Brazilian city. **International Journal of Refrigeration**, v. 28 , p.1124-1132 , 2005

Centeno, F. R., Análise teórico experimental do desempenho de condensadores evaporativos, **Monografia**, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2005.

Chato, J. C., Laminar condensation inside horizontal and inclined tubes, **Journal ASHRAE**, v. 4, p. 52 – 60, 1962.

Costa, Ennio Cruz da. Refrigeração, 3a edição, São Paulo, Editora Edgard Blücher Ltda, 1982, 322 p.

Danieli, R., Smith Schneider, P., Beyer, P. O., Nakalski, A. T., Bancada de ensaios de serpentinas com diferentes recobrimentos **Mercofrio 2006, Feira e Congresso da Indústria de Climatização e Refrigeração**, Porto Alegre, 2006.

Delmé, G. J. Manual de Medição de Vazão. Ed. Edgard Blücher Ltda. São Paulo, 1ª Edição, 1983.

Dittus, F.W.; Boelter, L.M.K.. University of California Publications on Engineering, v. 2, N. 13, p. 443, 1930.

Dobson, M. K., Chato, J. C., Condensation in smooth horizontal tubes, **Journal of Heat Transfer**, v. 120, p. 193-213, 1998.

Donni, R. G., Estudo Comparativo Entre Trocadores de Calor Convencionais e Trocadores Evaporativos, **Mercofrio 2006, Feira e Congresso da Industria de Climatização e Refrigeração**, Porto Alegre, 2006

Dreyer, A. A., Erens, P. J., Heat and mass transfer coefficient and pressure drop correlations for a crossflow evaporative cooler, *Proceedings International Heat Transfer Conference*, v. 6, p. 233-238, 1990.

El Hajal, J., Thome, J. R., Cavallini, A., Condensation in horizontal tubes, part 1: two flow pattern map, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 46 p. 3349–3363, 2003.

Erens, J., Dreyer, A. A., An improved procedure for calculating the performance of evaporative close circuit coolers, *AIChE Symp. Ser.* 84 (263) (1988) 140 – 145.

Facão, J. M. R. V., Comportamento Térmico de Torres de Arrefecimento Indirectas para Aplicação a Sistemas de Arrefecimento Ambiente, Dissertação de Mestrado, **Universidade do Porto**, 1999.

Facão, J., Oliveira, A C., Thermal behaviour of closed wet cooling towers for use with chilled ceilings, **Applied Thermal Engineering**, v. 20, p.1225-1236, 2000.

Facão, J., Oliveira, A. C., Heat and mass transfer correlations for the design of small indirect contact cooling towers. **Applied Thermal Engineering**, v. 24, p.1969-1978, 2004.

Ferreira, I. C. A., Newell, T. A., Chato, J. C., Nan, X., R404A condensing under forced flow conditions inside smooth, microfin and cross-hatched horizontal tubes, **International Journal of Refrigeration**, v. 26, p. 433-441, 2003.

Flores, F. S., 2005, “Modelamento matemático de condensadores evaporativos pelo método  $\epsilon$ -NUT”, Monografia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Gan, G., Riffat, S. B., Shao, L., Doherty, P., Application of CFD to closed-wet cooling towers, **Applied Thermal Engineering**, v. 21, p. 79-92, 2001.

Grønnerud R., Investigation of liquid hold-up, flow resistance and heat transfer in circulation type evaporators, part IV: two-phase flow resistance in boiling refrigerants, Annexe 1972-1, Bull. de l'Inst. Du Froid, 1979.

Grahan, D., Chato, J. C., Newel, T. A., Heat transfer and pressure drop during condensation of refrigerant 134a in an axially grooved tube, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 42, p. 1935 – 1944, 1999.

Halasz, B., A general mathematical model of evaporative cooling devices, **Rev Gén Therm**, v. 37, p. 245-255, 1998.

Hasan, A., Sirén, K., Theoretical and computational analysis of closed wet cooling wet cooling towers and its applications in cooling of buildings, **Energy and Buildings**, v. 34, p. 477 – 486, 2002.

Heyns, J. A., Kröger, D. G., Experimental investigation into the thermal-flow performance characteristics of an evaporative cooler, **Applied Thermal Engineering**, v. 30, p.492-498 , 2010.

Hollman, J. P. Experimental Methods for Engineers. **McGraw-Hill**, New York, 1996.

Hwang, Y., Radermacher, R., Kopko, W., An experimental evaluation of a residential-sized evaporatively cooled condenser, **International Journal of Refrigeration**, v. 24, p. 238-249, 2001

Jassim E. W., Newell, T. A., Chato, J. C., 2008, Prediction of Two-Phase Condensation in Horizontal Tubes Using Probabilistic Flow Regime Maps, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 51, p. 485-496.

Kaiser, A.S., Lucas, M., Viedma, A., Zamora, B., Numerical model of evaporative cooling processes in a new type of cooling tower, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 48, p. 986 – 999, 2005.

Krahe, R., França, F. H.R. Vielmo, H. A., 1998, Análise Numérica de Uma Torre de Resfriamento de Grande Porte, **Mercofrio 2006, Feira e Congresso da Indústria de Climatização e Refrigeração**, Porto Alegre, 2006.

Kröger, D. G., Air Cooled Heat Exchangers and Cooling Towers: Thermal Flow Performance Evaluation and Design, vol. 1, acessado de < [http://books.google.com.br/books?id=5X-FgN7DFHAC&pg=PA289&lpg=PA289&dq=Nitsu+heat+transfer&source=bl&ots=8xRtqUze0P&sig=c3swoJcGeDLmvyvF4EZ3YNy7atc&hl=pt-BR&ei=JDmFS9-\\_Oc6kuAeG3-Um&sa=X&oi=book\\_result&ct=result&resnum=5&ved=0CCsQ6AEwBA#v=onepage&q&f=false](http://books.google.com.br/books?id=5X-FgN7DFHAC&pg=PA289&lpg=PA289&dq=Nitsu+heat+transfer&source=bl&ots=8xRtqUze0P&sig=c3swoJcGeDLmvyvF4EZ3YNy7atc&hl=pt-BR&ei=JDmFS9-_Oc6kuAeG3-Um&sa=X&oi=book_result&ct=result&resnum=5&ved=0CCsQ6AEwBA#v=onepage&q&f=false) > em 01/04/2010.

Leidenfrost, W., Korenic, B. Evaporative Cooling and Heat Transfer Augmentation Related to Reduce Condenser Temperatures, **Heat Transfer Engineering**, v. 3, p. 38-59, 1982.

Manske, K. A., Reindl, D. T. and Klein, S. A., Evaporative Condenser Control in Industrial Refrigeration Systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 24, p. 676-691, 2001

Mizushina, T., Ito, R., Miyashita, H., Experimental study of an evaporative cooler, **International Chemical Engineering**, v. 4, p. 727-732, 1967.

Mizushina, T., Ito, R., Miyashita, H., Characteristics and methods of thermal design of evaporative coolers, **International Chemical Engineering**, v. 8, p. 532-538, 1968.

Müller-Steinhagen, H., Heck, K., “A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow pipes”, **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, v. 20, p. 297-308, 1986.

Nakalski, A. T., Danieli, R., Smith Schneider, P., Beyer, P. O. 2006 “Modelagem matemática do comportamento de condensadores evaporativos: Comparação entre duas abordagens”, **Mercofrio 2006, Feira e Congresso da Indústria de Climatização e Refrigeração**, Porto Alegre, 2006.

Niencheski, H. L., 2010, Balanço calorimétrico de um condensador evaporativo, Monografia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Niitsu, Y., Naito, K., Anzai, T., Studies on Characteristics and design procedure of evaporative coolers, **Journal of SHASE**, v. 41 (12), 1967.

Ould Didi, M.B., Kattan, N., Thome, J.R., “ Prediction of two phase pressure gradients of refrigerants in horizontal tubes” , **International Journal of Refrigeration**, v. 25, p. 935-947, 2002.

Özisik, N. M., Transferência de calor: um texto básico, Rio de Janeiro: Guanabara – Koogan, 1990, 661 p.

Parker, R. O., Treybal, R. E., The Heat, Mass transfer characteristics of evaporative coolers, **Chemical Engineering Progress Symposium Series**, v. 57, p.138-149, 1961.

Pohlmann, W. Manual de Técnica Frigorífica, Segunda edição, Barcelona, Ediciones Omega S.A., 1971, 628p.

Qureshi, B. A., Zubair S. M., A comprehensive design and rating study of evaporative coolers and condensers. Part I. Performance evaluation, **International Journal of Refrigeration**, v. 29, p. 645–658, 2006a.

Qureshi, B. A., Zubair S. M., A comprehensive design and rating study of evaporative coolers and condensers. Part II. Sensitivity analysis, **International Journal of Refrigeration**, v. 29, p. 659–668, 2006b.

Qureshi, B. A., Zubair S. M., Second law-based performance evaluation of cooling towers and evaporative heat exchangers, **International Journal of Thermal Sciences**, v. 46, p. 188–198, 2007

Rahn, M. A. dos S., Estudo da Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Mecânica que Utilizam R-717 Contaminado Por Água Uma Aplicação Para Indústria Pesqueira de Rio Grande, Dissertação de Mestrado em Engenharia Oceânica da **Fundação Universidade Federal do Rio Grande**, 2006.

Revellin, R., Thome, J. R., Adiabatic two-phase frictional pressure drops in microchannels, **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 31, p. 673-685, 2007.

Rezaei, E., Shafiei, S., Abdllahnezhad, A., Reducing water consumption of an industrial plant cooling unit using hybrid cooling tower, **Energy Conversion and Management**, v. 51, p. 311-319, 2010.

Rouhani, Z., Axelson, E., Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions, *International Journal Heat and Mass Transfer*, v. 13, p. 383 – 393, 1970.

Santos, R. G., Figueiredo, J. R., 1998, Efeito Energético da Substituição de R-12 Por R-134a Em Sistema de Refrigeração Por Compressão. **Mercofrio 1998, Feira e Congresso da Indústria de Climatização e Refrigeração**, Porto Alegre, 1998.

Sarker, M. M.A., Kim, E., Moon, C.G., Yon J. I., Performance characteristics of the hybrid closed cooling tower, **Energy and Buildings**, v. 40, p. 1529 – 1535, 2008.

Silveira, J. L., Freitas, E. S., Análise Exergética e Termoeconômica Aplicada a Sistemas de Refrigeração: Produção de Ar Quente e Seco Para Secagem. **Mercofrio 1998, Feira e Congresso da Indústria de Climatização e Refrigeração**, Porto Alegre, 1998.

Smrekar, J. Oman, J. and Sirok, B., Improving the efficiency of natural draft cooling towers, **Energy Conversion and Management**, v.47 , p.,1086-1100 , 2006

Stoecker, W. F. e Jones, J. W. Refrigeração e Ar Condicionado. São Paulo, McGraw-Hill, 1985, 481p.

Stoecker, W. F., Jabardo, J. M. S., Refrigeração Industrial, 2a edição, São Paulo, Editora Edgard Blücher Ltda, 2002, 371 p.

Sun, W., Ji, J., Li, Y., Xie, X., Dispersion and settling characteristics of evaporating droplets in ventilated room, **Building and Environment**, v.42, p. 1011-1017, 2007.

Thome, J. R., Hajal, J. El, Cavallini, A., Condensation in horizontal tubes, part 2: new heat transfer model based on flow regimes, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 46, p. 3365–3387, 2003.

Thome, J. R., Update on advances in flow pattern based two-phase heat transfer models, **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 29, p.341-349, 2005.

Tovaras, N. V. Bykov, A. V., Gogolin, V. A., Heat exchange at film water flow under operating conditions of evaporative condenser, *Holod. Teh.* 1 (1984) 25 – 29

Ursenbacher, T., Wojtan, L., Thome, J. R., Interfacial measurements in stratified types of flow. Part I: New optical measurement technique and dry angle measurements, **International Journal of Multiphase**, v. 30, p. 107-124, 2004.

Walther, F. M., Condensador Evaporativo em Escala Reduzida: Projeto, Construção e Análise Experimental, Monografia, **Universidade Federal do Rio Grande do Sul**, 2009.

Williamson, N., Armfield S., Behnia, M., Numerical Simulation of Flow in a Natural Draft Wet Cooling Tower – The Effect of Radial Thermofluid Fields, **Applied Thermal Engineering**, v. 28, p.178-189, 2008.

Wilson, M. J., Newell, T. A., Chato, J. C., Ferreira, I. C. A., “Refrigerant charge, pressure drop, and condensation heat transfer in flattened tubes, **International Journal of Refrigeration**, v. 26, p.442-451, 2003.

Wojtan, L., Ursenbacher, T., Thome, J. R., Interfacial measurements in stratified types of flow. Part II: Measurements for R-22 and R-410A, **International Journal of Multiphase**, v. 30 p. 125-137, 2004.

Wojtan, L., Ursenbacher, T., Thome, J. R., Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I – A new diabatic two-phase flow pattern map, **Heat and Mass Transfer**, v.48, p.2955-2969, 2005.

Zalewski, W., Gryglaszewski, P. A., Mathematical model of heat and mass transfer process in evaporative fluid coolers, **Chemical Engineering and Processing**, v. 36, p. 271-280, 1997

Zürcher, O., Favrat, D., Thome, J. R., “Development of a diabatic two-phase flow pattern map for horizontal flow boiling”, **Heat and Mass Transfer**, v.45, p.291-301, 2002.

Zürcher, O., Thome, J. R., Favrat, D., “Evaporation of ammonia in a smooth horizontal tube: heat transfer measurements and predictions”, **Journal of Heat Transfer**, v.121, p. 89-101, 1999.

### **Artigos Publicados pelo Autor na Área**

Acunha Jr., I. C., Schneider, P. S., Avaliação do escoamento ar-água em um condensador evaporativo, **Third Southern Conference on Computational Modeling**, 2009.

Acunha Jr., I. C., Schneider, P. S., Evaluation of Air – Water Flow in an Evaporative Condenser, **IEEE Computer Society** proceedings 3<sup>rd</sup> Southern Conference on Computational Modeling, 2009, p. 49 – 54, DOI: 101109/MCSUL.2009.14, ISBN: 9780769539768, 2010

Acunha Jr, I. C., Walther, F. M., Smith Schneider, P., Beyer, P., O., Estudo experimental em laboratório de um condensador evaporativo de pequeno porte, **Mercofrio 2010, Feira e Congresso da Indústria de Climatização e Refrigeração**, Porto Alegre, 2010.

Premiado como segundo melhor trabalho do congresso

### **Trabalhos Aceitos para Publicação**

Acunha Jr., I. C., Schneider, P. S., Numerical simulation of air – water flows in na evaporative condenser, **Thermal Engineering**, 2010

Acunha Jr, I. C., Walther, F. M., Smith Schneider, P., Beyer, P., O., Experimental analysis of an evaporative condenser, Proceedings of 13<sup>th</sup> Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, Uberlândia, 2010.

## APÊNDICE A – Instrumentos de medição utilizados

Tabela A.1 – Incerteza dos instrumentos de medição.

Grandezas	Instrumento	Fabricante/Modelo	Incerteza
$T_{bs,ent}, T_{bs,sai}$	PT 100	Vaisala PTU-303	$\pm 0,2 \text{ }^\circ\text{C}$ (a $20 \text{ }^\circ\text{C}$ )
$UR_{ent}, UR_{sai}$	Sensor HUMICAP 180	Vaisala PTU-303	$\pm 1\%$ (de 0 a 90%) $\pm 1,7\%$ (de 90 a 100%)
$P_{ent}, P_{sai}$	Sensor BOROCCAP	Vaisala PTU-303	$\pm 0,45\text{hPa}$
$T_{aq,ent}, T_{aq,sai}, T_b, T_c$	PT 100	-	$\pm 0,2 \text{ }^\circ\text{C}$
$T_r,ent, T_r,sai, T_r$	Termopar Tipo J	-	$\pm 0,2 \text{ }^\circ\text{C}$
$P_r,ent, P_r,sai, P_r$	Transdutor de Pressão	Full Gauge SB69	$\pm 1\%$
$\dot{V}_{H_2O}$	Medidor de vazão	Rosemount 8732	$\pm 0,5\%$
$\dot{V}_{aq}$	Hidrômetro	LAO	$\pm 2\%$
$P_{aq}$	Manômetro	-	$\pm 3\%$
$\Delta P_{venturi}$	Manômetro	-	$\pm 3\%$

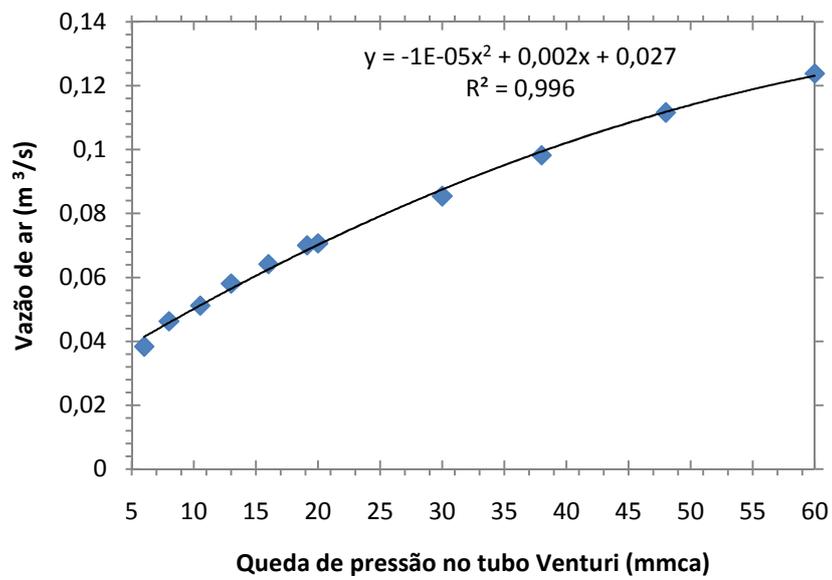
**APÊNDICE B** – Curva de calibração do tubo de Venturi

Figura B.1 – Curva do tubo Venturi

## ANEXO A – Fotografias da Bancada [Walter, 2009]



Figura A.1 - Bancada Experimental



Figura A.2 - Bancada Experimental



Figura A.3 - Aquecedor de Água



Figura A.4 - Evaporador

## ANEXO B – Metodologia para Descarte de Dados Inconsistentes - Critério de Chauvenet.

Durante a medição de grandezas envolvidas em procedimentos experimentais a ocorrência de dados pouco ou nada consistentes poderá estar presente. Neste caso, estes dados a serem descartados devem-se ao fato de que rajadas de vento de muito curta duração podem não ser suficientes para acelerar o rotor do aerogerador, mas poderão ser medidos pelo anemômetro. No caso da redução de velocidade do vento também com curta duração, o anemômetro poderá medir baixos valores de velocidade, enquanto que a rotação do aerogerador sofrerá muito pouca redução. Em ambos os casos, a corrente medida não terá relação com a velocidade do vento nos instantes considerados.

O descarte destes dados pode ser feito utilizando critérios apropriados. Um destes critérios é conhecido como “Critério de Chauvenet” (Holman, 1994), o qual apresenta um procedimento para selecionar quais dados serão excluídos da série de dados medidos de forma que o dado será descartado se a probabilidade de ocorrência do desvio por ele apresentado, em relação a média, for menor que  $1/2n$  (onde  $n$  é o número de dados da amostra). O número de medidas deve ser grande o suficiente para que a distribuição de probabilidade do erro seja considerada gaussiana. O procedimento a ser desenvolvido para aplicação do método é descrito a seguir. Primeiramente deve-se determinar a média aritmética da amostra utilizando-se a Equação (B.1):

$$x_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (\text{B.1})$$

onde  $n$  é o número de medições e  $x$  o valor da grandeza medida.

A Equação (B.2) é utilizada para determinar o desvio  $d_i$ , de cada medida em relação a média.

$$d_i = x_i - x_m \quad (\text{B.2})$$

A próxima etapa do procedimento é a determinação do desvio padrão  $\sigma$ , o qual é dado pela Equação (B.3).

$$\sigma = \left[ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (d_i)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.3})$$

Finalmente, dividindo-se os desvios  $d_i$  pelo desvio padrão tem-se a relação  $d_i / \sigma$ , que deverá ser menor do que a mesma relação constante na tabela 2.1, a qual apresenta esta relação para cada número de dados constantes na amostra. Caso esta relação seja maior do que o valor da tabela, o dado medido deve ser descartado da amostra. Após o descarte dos dados duvidosos, uma nova média e desvio padrão deverão ser calculados [Holman, 1994].

Tabela A.1 – Critério de Chauvenet para Rejeição de Dados Inconsistentes

Número de Medições (n)	Relação entre o máximo desvio aceitável e o desvio padrão ( $d_i / \sigma$ )
3	1,38
4	1,54
5	1,65
6	1,73
7	1,80
10	1,96
15	2,13
25	2,33
50	2,57
100	2,81
300	3,14
500	3,29
1000	3,48

[Holman, 1994]