

UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS
UNIDADE ACADÊMICA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DO EFEITO DO NÚMERO DE RECIRCULAÇÃO NO DESEMPENHO
TÉRMICO E NA QUEDA DE PRESSÃO DE UM EVAPORADOR INUNDADO

JEFERSON DANIEL MATHIAS

Dissertação de Mestrado

São Leopoldo, julho de 2017

ANÁLISE DO EFEITO DO NÚMERO DE RECIRCULAÇÃO NO DESEMPENHO
TÉRMICO E NA QUEDA DE PRESSÃO DE UM EVAPORADOR INUNDADO

Jeferson Daniel Mathias

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos (UNISINOS), como pré-requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Paulo Roberto Wander (PPG Eng. Mecânica – Unisinos)

Profa. Dra. Jacqueline Biancon Copetti (PPG Eng. Mecânica – Unisinos)

Prof. Carlos Roberto Altafini (UCS)

São Leopoldo, julho de 2017

M431a Mathias, Jeferson Daniel.

Análise do efeito do número de recirculação no desempenho térmico e na queda de pressão de um evaporador inundado / Jeferson Daniel Mathias. – 2017.

77 f. : il. (algumas color.) ; 30 cm.

Dissertação (mestrado) – Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2017.

“Orientador: Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan”.

1. Refrigeração 2. Calor - Transmissão. 3. Evaporadores.
4. Recirculação de líquido. I. Título.

CDU 621.56

AGRADECIMENTOS

Jamais teria sido possível realizar este trabalho sem o apoio de algumas pessoas, dedico profundamente de coração a:

Aos meus pais pelo auxílio e orientações constantes.

A minha esposa Ticiane e filhas Mariana e Bruna pelos momentos de compreensão e acima de tudo dedicação.

Ao meu orientador professor Dr. Mário Henrique Macagnan pelo auxílio e compartilhamento do seu conhecimento, assim como a ajuda dada sempre que necessário.

A toda minha família pelo apoio com suas experiências já vividas.

A empresa Guntner do Brasil por disponibilizar o laboratório para realizar as atividades propostas.

Ao Programa de Suporte à Pós-Graduação de Instituições de Ensino Particular (PROSUP) que contribui para a formação.

E pôr fim aos colegas de empresa e curso pelo apoio e amizade.

Muito obrigado!

RESUMO

A importância dos sistemas de refrigeração industrial é notória, destacando-se seu uso em grandes plantas químicas e petroquímicas e, principalmente, na indústria alimentícia, em frigoríficos, onde o consumo de energia tem impacto diretamente na qualidade e no valor final do produto. A modernização dos critérios de projeto de equipamentos de refrigeração visando à diminuição de custos de fabricação, manutenção, instalação, consumo de energia e de carga de refrigerante no sistema através do uso de novos materiais, diminuição do volume dos evaporadores e tanques separadores é uma necessidade atual e está sendo colocada em prática pela grande maioria das empresas fabricantes de equipamento. Desta forma, justifica-se a importância de avaliar a eficiência do sistema de refrigeração com evaporadores inundados conforme a variação do número de recirculação do refrigerante. A aplicação dos conceitos de evaporador inundado com recirculação através do refrigerante amônia tem intuito de ampliar os estudos em evaporadores industriais, visto a escassez de informações nessa área. Onde os resultados obtidos dos testes experimentais do evaporador inundado com recirculação de líquido possibilitam quantificar a influência no número de recirculação na capacidade do evaporador e na queda de pressão do escoamento do refrigerante no interior dos tubos comparados com os valores estimados por correlações utilizadas.

Visto que, o evaporador apresentou um incremento de capacidade com o aumento do número de recirculação na ordem de 9,3%, variando de 108,6 a 118,7 kW, conforme dados coletados. Observa-se que no estudo das correlações estimadas e analisadas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor no lado do ar, a correlação de Kim et al. (1999) para aletas planas e tubos, foi a que apresentou os menores erros relativos para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor. A queda de pressão durante o escoamento da amônia no evaporador para cada número de recirculação, apresenta valores entre 15,2 a 35,7 kPa, representando um incremento de 134,8% e o título do refrigerante na saída do evaporador teve sua variação, em relação do número de recirculação de 0,67 até 0,248.

Palavras-chave: Evaporador inundado; Recirculação de líquido; Correlações de transferência de calor.

ABSTRACT

The importance of industrial refrigeration systems is notorious, highlighting their use in large chemical and petrochemical plants and, especially in food industry, in slaughterhouses, where the energy consumption impacts directly on quality and final value of the product. The modernization of project criteria for refrigeration equipment aiming at reducing the costs of manufacturing, maintenance, installation, energy consumption and refrigerant load in the system using new materials and decreasing the volume of evaporators and separator tanks is a current need and it is being implemented by the vast majority of equipment manufacturing companies. Therefore, it is justified the importance of evaluate the efficiency refrigeration system with Liquid Overfeed Evaporator according to the variation of refrigerant's recirculation number. The application of the concepts of Liquid Overfeed Evaporator with recirculation through the ammonia refrigerant intends to expand the studies in industrial evaporators, given the scarcity of information in this area. The results obtained from the experimental tests of flooded evaporators with liquid recirculation make it possible to quantify the influence of the recirculation number in the capacity of the evaporator and in the pressure drop of the refrigerant flow inside the tubes compared with the values estimated through the used correlations.

The evaporator presented an increment of capacity by increasing the recirculation number in the order of 9.3%, varying between 108.6 and 118.7 Kw, according to collected data. It is observed that in the study of estimated and analyzed correlations for the calculation of the coefficient of heat transfer on the air side, the correlation of Kim et al. (1999) to flat fins and tubes presented the smallest relative errors for the calculation of the global heat transfer coefficient. The pressure drop during the ammonia's flow in the evaporator for each recirculation number showed values between 15.2 and 35.7 kPa, representing an increase of 134.8%, while the quality of the refrigerant at the output of the evaporator showed its variation, related to the number of recirculation, between 0.67 and 0.248.

Key-words: Liquid Overfeed Evaporator. Liquid Recirculation. Heat Transfer Correlation.

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Nome	Unidade
A	Área de troca total do trocador de calor	$[m^2]$
A_c	Área transversal do tubo	$[m^2]$
A_f	Área secundária das aletas	$[m^2]$
A_p	Área primária do evaporador	$[m^2]$
Bo	Número de ebulição	$[-]$
Co	Número de convecção	$[-]$
c_p	Calor específico	$[J\ kg^{-1}K^{-1}]$
D	Diâmetro do tubo	$[m]$
D_c	Diâmetro do colarinho do tubo	$[m]$
D_h	Diâmetro hidráulico	$[m]$
e	Espessura da aleta	$[m]$
e_{gelo}	Espessura do gelo	$[m]$
F_p	Passo das aletas	$[m]$
f_{liq}	Fator de atrito associado ao escoamento da fase líquido	$[-]$
Fr	Número de Froude	$[-]$
g	Aceleração da gravidade	$[m\ s^{-2}]$
G	Velocidade mássica	$[kg\ m^{-2}s^{-1}]$
h	Entalpia do refrigerante	$[J.kg^{-1}]$
\bar{h}	Coefficiente de transferência de calor médio	$[Wm^{-2}K^{-1}]$
H	Altura da aleta	$[m]$
h_i	Coefficiente de transferência de calor por ebulição	$Wm^{-2}K^{-1}$
h_{Kim}	Coefficiente de transferência de calor, correlação de Kim (1999)	$[Wm^{-2}K^{-1}]$
h_o	Coefficiente de transferência de calor por convecção no lado do ar	$Wm^{-2}K^{-1}$
$h_{Wang,1996}$	Coefficiente de transferência de calor, correlação de Wang (1996)	$[Wm^{-2}K^{-1}]$
$h_{Wang,2000}$	Coefficiente de transferência de calor, correlação de Wang (2000)	$[Wm^{-2}K^{-1}]$
j_H	Fator de Colburn	$[-]$
k_l	Condutividade térmica do refrigerante	$[Wm^{-1}K^{-1}]$
k_t	Condutividade térmica do material do tubo	$[Wm^{-1}K^{-1}]$
L_a	Comprimento da aleta	$[m]$

L_t	Comprimento do tubo	[m]
m	Constante da aleta	[Wm ⁻² K ⁻¹]
\dot{m}	Taxa de massa do refrigerante (líquido+vapor)	[kg s ⁻¹]
\dot{m}_1	Taxa de massa que circula no evaporador	[kg s ⁻¹]
\dot{m}_2	Taxa de massa na saída do evaporador	[kg s ⁻¹]
\dot{m}_3	Taxa de massa na alimentação do evaporador conforme norma	[kg s ⁻¹]
N	Número de tubos	[-]
N_a	Número de aletas	[-]
N_r	Número de recirculação	[-]
OR	Taxa de super alimentação	[-]
Pr	Número de Prandtl	[-]
q''	Fluxo de calor	[Wm ⁻²]
\dot{Q}_E	Capacidade de refrigeração	[kW]
R	Resistência térmica	[m ² KW ⁻¹]
r_c	Raio do colarinho do tubo	[m]
Re	Número de Reynolds	[-]
Re_{dc}	Número de Reynolds, conforme diâmetro do colarinho da aleta	[-]
Re_{equ}	Número de Reynolds equivalente	[-]
s	Distância entre as aletas	[m]
T_i	Temperatura do ar na entrada do trocador	[K]
T_o	Temperatura do ar na saída do trocador	[K]
T_r	Temperatura do refrigerante	[K]
u	Velocidade média do escoamento	[m s ⁻¹]
U	Coeficiente global de transferência de calor	[Wm ⁻² K ⁻¹]
V	Volume do trocador	[m ³]
We_L	Número de Weber na fase líquida	[-]
x	Título do refrigerante	[-]
x_f	Título do refrigerante na saída do evaporador	[-]
x_i	Temperaturas medidas durante os ensaios	[K]
X_l	Passo longitudinal dos tubos	[m]
X_L	Parâmetro geométrico em função do passo longitudinal	[m]
X_M	Parâmetro geométrico em função do passo transversal	[m]
X_t	Passo transversal dos tubos	[m]

Símbolos Gregos

α	Razão entre a área total do trocador e o volume	[-]
δ	Erro relativo	[%]
\mathcal{E}	Fração de vazio	[-]
η_a	Eficiência da aleta	[-]
η_o	Eficiência global da aleta	[-]
μ	Viscosidade dinâmica	[kg m ⁻¹ s ⁻¹]
ν	Volume específico do refrigerante	[m ³ kg ⁻¹]
ρ	Massa específica	[kg m ⁻³]
ρ_H	Massa específica homogênea	[kg m ⁻³]
σ	Relação entre áreas	[-]
Φ_{fr}^2	Multiplicador bifásico	[-]
ψ	Relação do coeficiente de transferência local	[-]
ΔT	Variação de Temperatura	[K]
ΔP	Queda de pressão	[kPa]

Sub-índices

1	Condição na entrada do compressor
4	Condição na entrada do separador de líquido
6	Condição na entrada do evaporador
7	Condição na saída do evaporador
b	Bomba
bs	Ebulição suprimida
c	Calorímetro do condensador
$c,1$	Condição na entrada do calorímetro do condensador
$c,2$	Condição na saída do calorímetro do condensador
cb	Ebulição convectiva
ct	Condução na parede dos tubos
e	Externo
est	Estimado através de correlações

<i>exp</i>	Experimental
<i>gelo</i>	Incrustação da camada de gelo
<i>i</i>	Interno
<i>liq</i>	Fase líquida
<i>DTML</i>	Diferença de temperatura média logarítmica
<i>lv</i>	Vaporização
<i>m</i>	Médio
<i>máx</i>	Máximo
<i>min</i>	Mínimo
<i>mom</i>	Momentum
<i>nb</i>	Ebulição nucleada
<i>o</i>	Lado do ar
<i>óleo</i>	Incrustação do óleo
<i>p</i>	Tubos por profundidade
<i>sat</i>	Saturação
<i>t</i>	Tubos por fileira
<i>Tp</i>	Local
<i>tt</i>	Total de tubos
<i>vap</i>	Fase vapor
<i>ve</i>	Convecção externa
<i>vi</i>	Convecção interna

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Evaporador de expansão seca.	18
Figura 2.2 – Evaporador inundado alimentado por gravidade a partir do tanque separador de líquido.	19
Figura 2.3 – Evaporador inundado com circulação forçada de líquido.	20
Figura 2.4 – Esquema de um ciclo de refrigeração com evaporador inundado com circulação forçada.	22
Figura 2.5 – Ciclo de refrigeração com evaporador inundado com recirculação forçada de líquido (a) e representação do ciclo em um diagrama p-xh (b).	24
Figura 2.6 – Coeficiente de transferência de calor em função do título do refrigerante para escoamento do R-717 em tubos horizontais.	27
Figura 2.7 – Efeito do número de recirculação sobre o coeficiente global de transferência de calor de um evaporador resfriador de ar.	27
Figura 3.1 – Esquema da bancada de testes de evaporadores inundados.	48
Figura 3.2 – Esquema da bancada experimental da Güntner do Brasil.	50
Figura 3.3 – Localizações dos transmissores de pressão e temperatura na entrada e saída do evaporador.	52
Figura 3.4 – Localização e posicionamento do transmissor de taxa de massa na entrada do evaporador.	52
Figura 3.5 – Dimensões do evaporador utilizado nos testes.	55
Figura 3.6 – Vista lateral do evaporador mostrando a condição de alimentação por baixo e ao distribuidor de líquido.	55
Figura 3.7 – Padrão da distância entre tubos.	56
Figura 3.8 – Padrão de distribuição das aletas.	56
Figura 3.9 – Tela de controle e gerenciamento de dados.	57
Figura 4.1 – Capacidade do evaporador medida e calculada pelo título na saída.	60
Figura 4.2 – Capacidade total do evaporador e capacidades nas fases líquido e vapor, em função do número de recirculação.	61
Figura 4.3 – Título do refrigerante na saída do evaporador em função do número de recirculação.	63
Figura 4.4 – Queda de pressão no evaporador em função do número de recirculação.	63
Figura 4.5 – Queda de pressão estimado/experimental no evaporador em função do número de recirculação, Nr	64
Figura 4.6 – Detalhe construtivo do evaporador.	65
Figura 4.7 – Formação de geada nos tubos do evaporador.	67
Figura 4.8 – Espessura da camada de gelo x tempo.	68
Figura 4.9 – Relação entre as resistências térmicas de cada processo e a resistência térmica total.	71

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Valores de números de recirculação usualmente utilizados, conforme recomendação da ASHRAE (2010).....	28
Tabela 2.2 – Propriedades termodinâmicas mais relevantes de alguns refrigerantes	30
Tabela 3.1 – Incerteza dos instrumentos	47
Tabela 3.2 – Incertezas de leitura dos transdutores utilizados.....	51
Tabela 4.1 – Valores médios coletados no teste experimental.....	59
Tabela 4.2 – Valores médios dos coeficientes de transferência de calor por ebulição, calculados pela correlação de Shah (1982) a partir dos valores de fluxo de calor e velocidade mássica.	62
Tabela 4.3 – Comparação entre os valores estimados e medidos da queda de pressão no escoamento interno do evaporador.....	64
Tabela 4.4 – Dimensões do evaporador utilizado.....	66
Tabela 4.5 – Coeficiente de transferência de calor por ebulição para cada número de recirculação.	69
Tabela 4.6 – Coeficientes de transferência de calor por convecção no lado do ar, em $Wm^{-2}K^{-1}$	69
Tabela 4.7 – Comparação entre os valores experimentais e estimados do coeficiente global de transferência de calor do evaporador, U , em $Wm^{-2}K^{-1}$	70
Tabela 4.8 – Importância comparativa das resistências térmicas no evaporador.	71

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	12
1.1 OBJETIVOS	14
1.1.1 Objetivo Geral	14
1.1.2 Objetivos Específicos	14
1.2 JUSTIFICATIVA	14
1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO	15
2 REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL	16
2.1 REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL: APLICAÇÕES	16
2.2 TIPOS DE EVAPORADORES	17
2.2.1 Evaporadores Secos ou de Expansão Direta	18
2.2.2 Evaporador Inundado.....	18
2.3 NÚMERO DE RECIRCULAÇÃO	22
2.4 FLUIDO REFRIGERANTE.....	28
2.5 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	30
2.5.1 Coeficiente Externo de Transferência de Calor.....	36
2.5.2 Queda de Pressão.....	42
3 DETERMINAÇÃO DE DESEMPENHO DE EVAPORADORES INUNDADOS	46
3.1 METODOLOGIA	46
3.2 BANCADA EXPERIMENTAL SEGUNDO A ANSI/AHRI STANDARD 420	47
3.3 DESCRIÇÃO DA BANCADA	49
3.3.1 Características do Evaporador Utilizado	55
3.4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	56
4 RESULTADOS	59
4.1 ANÁLISE EXPERIMENTAL.....	59
4.2 DETERMINAÇÃO TEÓRICA DA CAPACIDADE DO EVAPORADOR	65
5 CONCLUSÕES.....	73
REFERÊNCIAS	75

1 INTRODUÇÃO

De acordo com Hundy et al. (2008), refrigeração industrial pode ser definida como uma planta construída de maneira personalizada, projetada para atender as demandas do usuário e para uma dada aplicação, visando fornecer refrigeração para processos em larga escala. A importância dos sistemas de refrigeração industrial é notória, destacando-se seu uso em grandes plantas químicas e petroquímicas e, principalmente, na indústria alimentícia em grandes frigoríficos, onde o consumo de energia impacta diretamente no valor final do produto.

O projeto e fabricação dos diversos equipamentos e a construção e montagem dessas plantas apresentam constante evolução com o objetivo de redução do seu custo inicial, redução de custos operacionais e, principalmente, redução do consumo de energia elétrica. Atualmente, uma planta de refrigeração de médio-grande porte utilizada na indústria alimentícia no processamento/conservação de produtos animais apresenta um custo de energia elétrica mensal equivalente a 60% do consumo total da planta.

Outro aspecto importante da refrigeração industrial é a grande faixa de temperaturas em que opera, variando desde 0 °C até aproximadamente -40 °C. Essas temperaturas podem ser atingidas com sistemas convencionais de um ou dois estágios de compressão. Abaixo de -40 °C, sistemas tipo cascata são empregados, podendo trabalhar em temperaturas próximas a -80 °C. Abaixo desse valor, somente por processos criogênicos, utilizando principalmente nitrogênio líquido.

Um dos equipamentos mais importantes nos sistemas de refrigeração é o evaporador, uma vez que possui uma interface direta com o processo. Em um ciclo simples de compressão mecânica do vapor, o refrigerante deixa o evaporador como vapor saturado ou levemente superaquecido, processo característico de um evaporador com expansão seca controlado por uma válvula de expansão termostática. Esse controle é feito, principalmente, para evitar a entrada de líquido no compressor. Esse controle penaliza o evaporador, uma vez que o vapor de *flash*, formado durante a expansão, circula no evaporador e pouco contribui para o processo de transferência de calor. Além disso, o coeficiente de transferência de calor diminui significativamente à medida que o título do refrigerante aproxima-se do valor unitário, na chamada região de secagem. Um valor elevado do coeficiente de transferência de calor irá refletir em uma menor diferença de temperatura de aproximação e a uma maior efetividade do

evaporador. Elevados coeficientes de transferência de calor também redundam em evaporadores menores e mais baratos.

Ao contrário do que acontece nos evaporadores com expansão seca, nos evaporadores com recirculação forçada de líquido, o refrigerante não é totalmente vaporizado dentro dos tubos, saindo como uma mistura líquido+vapor. Ou seja, nesse tipo de alimentação o evaporador recebe uma quantidade de refrigerante superior a sua capacidade de vaporizá-lo completamente. Dessa relação entre as duas taxas nasce um parâmetro importante, chamado de número de recirculação, que representa a relação entre a taxa de massa de líquido bombeado para o evaporador e a taxa de massa de líquido vaporizado no evaporador. Na saída do evaporador essa mistura é conduzida até o tanque separador onde o vapor é dirigido para a aspiração do compressor, como vapor saturado, enquanto que o refrigerante líquido permanece no tanque, recirculando outra vez para o evaporador. Devido à presença significativa de líquido no evaporador, o coeficiente de transferência de calor pode alcançar valores maiores do que no caso dos evaporadores secos. Em decorrência disso, e para uma mesma capacidade de refrigeração, o evaporador com recirculação forçada de líquido pode ter uma área de troca térmica de até 18% inferior a um evaporador alimentado com uma válvula de expansão termostática.

Conforme Paranjpey (2009), em aplicações de baixa temperatura e número de evaporadores acima de 3 a 5, a alimentação forçada com recirculação de líquido é a melhor alternativa. Além disso, o tanque separador pode ficar localizado na sala de máquinas, próximo aos compressores e não necessariamente acima dos evaporadores, como acontece no caso da recirculação por gravidade (GOSNEY,1982).

Nas instalações de baixa temperatura e utilização de vários evaporadores, alcançar uma adequada transferência de calor é decisiva para a eficiência do sistema. Dessa forma, o aumento do número de recirculação acaba sendo apresentado como a melhor solução, à medida que o número de evaporadores dentro das instalações aumenta. Essa solução tem como objetivo garantir as temperaturas desejadas do processo, sejam elas exigidas por normativas do setor ou para melhorar o processo produtivo. Além disso, reduz o problema de alimentação dos evaporadores em função das distâncias em relação à sala de máquinas como é o caso usual nas indústrias de grande porte.

Segundo a ASHRAE (2010), o evaporador com recirculação forçada de líquido apresenta elevada eficiência e custos operacionais reduzidos. A superfície do evaporador é utilizada de forma mais eficiente uma vez que as superfícies internas dos tubos estão molhadas, ou seja, sempre existe a presença de um filme líquido.

Apesar da importância do tema para sistemas de refrigeração industrial, estudos sobre recirculação de líquido são bastante escassos nos últimos 50 anos. Stoecker (1998) e Danov (2005) fazem comentários sobre trabalhos anteriores, principalmente o de Wile (1962), que analisa a influência de número de recirculação com evaporadores aletados para resfriamento de ar, utilizando R-717. Lorentzen (1965), seguindo a mesma abordagem anterior, mas introduzindo o fluxo de calor como um parâmetro importante. No artigo de Low et al. (1998) analisaram e modelaram um sistema com recirculação de líquido projetado para operar com R-22 e substituído por R-407A. Giuliani et al. (1999) realizaram estudos experimentais avaliando o comportamento de misturas zeotrópicas operando em sistemas com recirculação de líquido.

Neste contexto, justifica-se a importância do presente estudo ao avaliar o desempenho de um evaporador alimentado com recirculação forçada de líquido em função do número de recirculação do refrigerante.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

Avaliar experimentalmente o efeito do número de recirculação no desempenho térmico e na queda de pressão em evaporadores com recirculação forçada de líquido, utilizando o R- 717 como refrigerante.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Estudar e adaptar a norma ANSI/AHRI Standard 420 para a análise experimental de um evaporador com recirculação forçada de líquido;
- Identificar e medir os principais parâmetros de operação do evaporador utilizado;
- Estimar, a partir dos dados medidos, o coeficiente global de transferência de calor;
- Analisar e identificar a melhor correlação para cálculo do coeficiente de transferência de calor externo e da queda de pressão no evaporador utilizado.

1.2 JUSTIFICATIVA

A modernização dos critérios de projeto de equipamentos de refrigeração visando à diminuição de custos de fabricação, manutenção, instalação, consumo de energia e de carga de refrigerante no sistema através do uso de novos materiais, como aço inoxidável e alumínio, diminuição do volume dos evaporadores e tanques separadores é uma necessidade atual e está sendo colocada em prática pela grande maioria das empresas fabricantes de equipamento. Além disso, a disponibilidade de instrumentação mais confiável e a automatização dos processos de operação e medição de parâmetros da planta oferecem uma oportunidade para rever os resultados obtidos nos trabalhos relatados em anos anteriores, assim como os próprios critérios de projeto de evaporadores ainda hoje utilizados.

O estudo experimental de sistemas de refrigeração aplicados diretamente na indústria utilizando a amônia como refrigerante é complexo, uma vez que esse refrigerante apresenta toxicidade e inflamabilidade moderada, pertencendo ao grupo B2 da classificação de risco segundo a norma ANSI/ASHRAE Standard 34-1997. Além disso, instalações de amônia devem apresentar condições de segurança e de operação condizentes com o risco de eventuais vazamentos de refrigerante. Ademais, as características inerentes aos sistemas de refrigeração com amônia (equipamentos de grande porte, elevado inventário de refrigerante, entre outras), dificultam a realização de pesquisas utilizando esse refrigerante na aplicação de um evaporador de uso industrial, muito em função das suas geometrias e faixas de aplicações, justificando um número reduzido de publicações disponíveis.

Dessa forma a importância do estudo no número de recirculação e da queda de pressão em evaporadores inundados com recirculação de líquido, observando dados coletados experimentalmente e comparando com valores estimados por correlações que se adequam ao sistema industrial são de grande importância.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

No capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica explicitando as características mais importantes dos evaporadores utilizados em aplicações industriais, principalmente dos evaporadores com circulação forçada do líquido, a definição do número de recirculação e seus efeitos no desempenho do sistema, além de uma breve análise de trabalhos anteriores disponíveis na literatura.

No capítulo 3 é apresentada a metodologia utilizada para o desenvolvimento do trabalho, o detalhamento da bancada experimental e sua instrumentação e a matriz contendo os experimentos que foram realizados.

No capítulo 4 são apresentados os resultados obtidos e no capítulo 5 as conclusões do trabalho.

2 REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL

Neste capítulo serão apresentados alguns conceitos de refrigeração industrial e suas aplicações, os diferentes tipos de evaporadores utilizados e, principalmente, uma análise dos trabalhos publicados sobre evaporadores, sistemas de alimentação empregados e mais detidamente de evaporadores com recirculação forçada de líquido.

2.1 REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL: APLICAÇÕES

Refrigeração é o ramo da engenharia que trata dos processos de transferência de calor para redução e manutenção da temperatura de um determinado volume de controle (espaço ou processo) abaixo da temperatura do ambiente circundante (DOSSAT, 2004). Resfriamento é o processo de retirar calor de um espaço ou de um corpo, para reduzir sua temperatura e transferir este calor para outro meio com dispêndio de energia, através de um gradiente térmico. Para este processo são utilizados fluidos, denominados refrigerantes que, de maneira geral, passam por uma mudança de fase durante a retirada de calor da fonte fria (vaporização) e na dissipação do calor para a fonte quente (condensação). A escolha do refrigerante utilizado depende da faixa de temperaturas e pressões desejadas para o processo de refrigeração, do seu desempenho termodinâmico no ciclo, além de outras questões tais como custo, disponibilidade e segurança. Uma das principais características da refrigeração industrial é a faixa de temperaturas onde ela opera, sendo possível trabalhar desde temperaturas de vaporização próximas a 0 °C até temperaturas muito baixas, próximas a -45 °C, como na maioria dos sistemas empregados na área alimentícia.

Os processos de refrigeração têm aplicações em diferentes ambientes: indústria química, de alimentos, laboratórios, manufaturas diversificadas, entre outras. Na indústria de alimentos, com objetivo de preservar as características dos alimentos durante o processamento e armazenamento, a refrigeração pode ser aplicada em uma ampla variedade de processos, tais como:

- Fabricação de bebidas;
- Fabricação de queijos, sorvetes, etc.;

- Conservação de frutas e legumes;
- Industrialização e conservação de carnes;
- Fabricação de gelo;
- Congelamento e conservação de produtos congelados.

O sistema de refrigeração típico é constituído por um ou mais evaporadores, cuja finalidade é a retirada de calor do ambiente ou processo, através da sua área de troca térmica, onde ocorre internamente a vaporização do refrigerante, incrementando sua entalpia. O compressor associado ao sistema aspira o refrigerante através de uma linha de sucção, comprimindo-o até determinada pressão e, conseqüentemente, a uma temperatura mais elevada que a temperatura do meio onde o calor retirado do processo, mais o calor recebido pelo refrigerante durante a compressão, serão dissipados através de um condensador. Na seqüência, o refrigerante passa através de um dispositivo de expansão onde sua pressão é reduzida, assim como sua temperatura, até a condição de alimentação do evaporador.

Além desses quatro componentes principais, uma instalação de refrigeração possui uma série de acessórios, como depósitos de líquidos, separadores de líquidos, filtros, bombas, tubulações, entre outros componentes. Para garantir o equilíbrio e a eficiência deste sistema é necessário um correto dimensionamento de cada um desses componentes e uma análise individual de desempenho de cada um.

2.2 TIPOS DE EVAPORADORES

Em instalações industriais o evaporador é um dos principais componentes do sistema de refrigeração. Tem como principal função garantir uma superfície de transmissão de calor, através da qual possa haver transferência de calor entre fluido do processo e o refrigerante em mudança de fase (LOPES, 2007).

Em função de diferentes fatores, o estudo dos evaporadores acaba se tornando bastante complexo. Um dos motivos é o processo de mudança de fase do refrigerante no interior dos tubos, que proporcionam condições variáveis de transferência de calor e nas condições de escoamento do refrigerante, uma vez que esses dois parâmetros dependem do título do refrigerante. Além disso, os inúmeros arranjos de circuitos do refrigerante em uma serpentina também aumentam a complexidade da análise.

Em função das diferentes aplicações na refrigeração industrial, os evaporadores são fabricados em uma ampla variedade de tipos, tamanhos, formas e projetos. Podem ser

classificados segundo o tipo de construção, o método de alimentação do refrigerante, a superfície de transferência de calor, a condição de operação, o método de circulação do ar ou do líquido e o tipo de controle da vazão de refrigerante.

Baseado no método de alimentação, os evaporadores podem ser classificados em:

- Evaporadores secos ou de expansão direta;
- Evaporadores inundados ou alimentados por gravidade;
- Evaporadores inundados com alimentação forçada de líquido.

2.2.1 Evaporadores Secos ou de Expansão Direta

O evaporador seco admite apenas a quantidade de líquido suficiente para que ele seja totalmente vaporizado. Nesse caso, somente o vapor levemente superaquecido deixa o evaporador, pois o mesmo têm a alimentação controlada por meio de válvulas automáticas, comandadas pela temperatura ou pressão de sucção. Essa válvula é chamada de válvula termostática ou TXV que, através de um elemento sensor posicionado na saída do evaporador, aumenta ou reduz a pressão na haste, permitindo que a válvula aumente ou diminua a passagem do refrigerante através dela, conforme o esquema apresentado na Fig. (2.1).

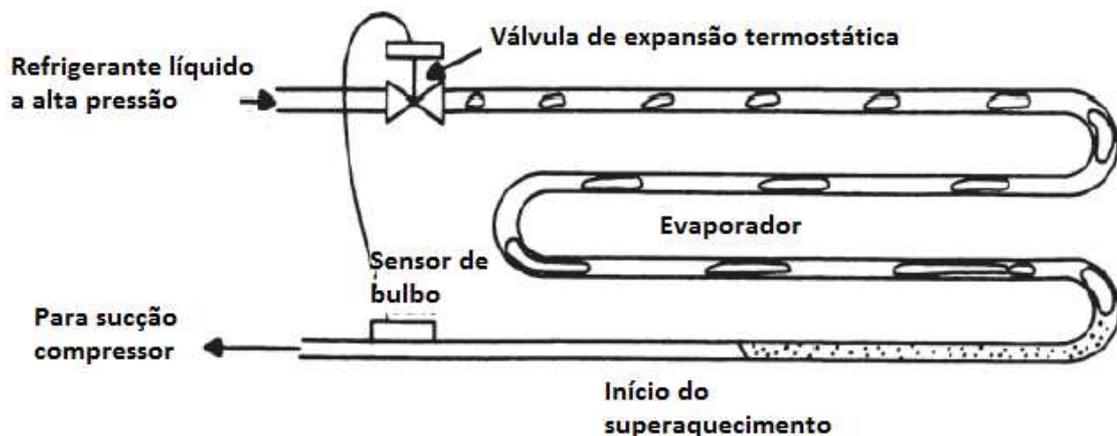


Figura 2.1 – Evaporador de expansão seca.

Fonte: Adaptado de Stoecker (1998).

2.2.2 Evaporador Inundado

Os evaporadores inundados podem ser alimentados por gravidade ou por circulação forçada através de uma bomba. Para qualquer um dos dois tipos, a alimentação do evaporador

se dá a partir de um tanque separador de líquido. Ao contrário do que acontece nos evaporadores com expansão seca, nos evaporadores inundados o refrigerante não é totalmente vaporizado dentro da serpentina do evaporador, saindo como uma mistura líquido+vapor. Essa mistura é conduzida até o tanque separador onde o vapor é dirigido para a aspiração do compressor, na condição de vapor saturado, enquanto que o refrigerante líquido permanece no tanque, recirculando outra vez para o evaporador. Devido à presença significativa de líquido no evaporador, o coeficiente de transferência de calor pode alcançar valores maiores do que no caso dos evaporadores secos.

Nos evaporadores inundados alimentados por gravidade o escoamento do refrigerante no interior dos tubos da serpentina acontece em virtude da diferença de pressão entre a coluna de líquido proveniente do separador de líquido e a pressão na coluna de retorno ao separador, onde existe uma mistura líquido+vapor, em um sistema denominado de termosifão. Dessa forma, apenas uma pequena parcela do líquido, inferior a 20% (STOECKER; JABARDO, 2002), vaporiza durante o processo de retirada de calor do meio. Uma válvula controladora de nível de líquido no tanque separador faz com que a quantidade de líquido admitida no separador seja igual à que vaporizou no interior dos tubos da serpentina. Um esquema desse tipo de evaporador é mostrado na Fig. (2.2).

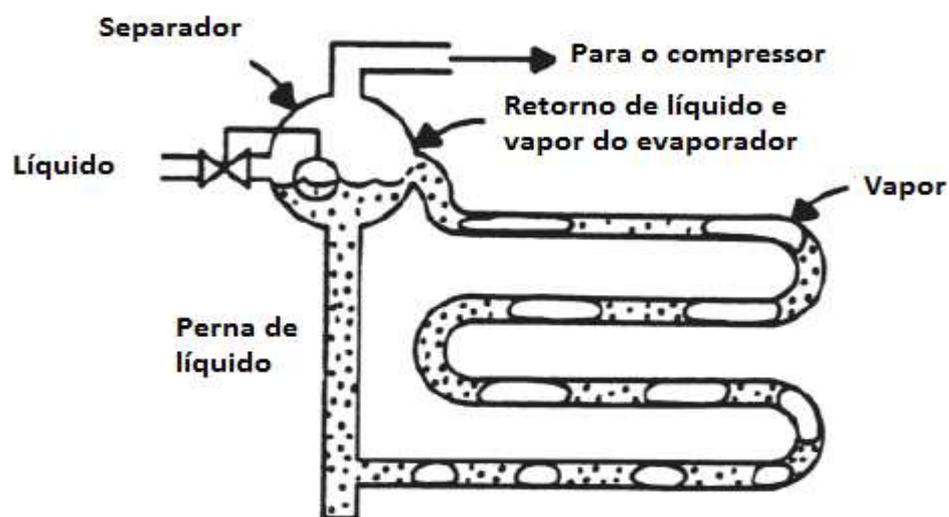


Figura 2.2 – Evaporador inundado alimentado por gravidade a partir do tanque separador de líquido.

Fonte: Adaptado de Stoecker (1998).

Um dos inconvenientes desse tipo de alimentação é a dificuldade de alimentar uniformemente uma instalação com número elevado de evaporadores. Além disso, exige que o tanque separador esteja situado acima do nível dos evaporadores. Na alimentação por

gravidade, os separadores de líquido podem ser individuais, parciais ou, até mesmo, se reduzir a um único. A velocidade de escoamento do refrigerante é baixa podendo provocar problemas de acúmulo de óleo no evaporador, cuja extração é difícil.

No evaporador inundado com recirculação forçada, conforme esquema apresentado na Fig. (2.3), a alimentação se dá através de uma bomba, situada na parte de baixo do tanque separador, com uma coluna de líquido suficiente para que não aconteça problemas de cavitação. Nesse último caso, o evaporador inundado apresenta uma série de vantagens em relação ao evaporador seco e também sobre o evaporador com recirculação alimentado por gravidade, uma vez que permite um maior controle da alimentação do refrigerante em sistemas de múltiplos evaporadores. Conforme Paranjpey (2009), para aplicações de baixa temperatura e número de evaporadores de 3 a 5 ou mais, a alimentação forçada com recirculação de líquido é a melhor alternativa.

Esse tipo de alimentação consegue manter a mesma pressão de trabalho do refrigerante no evaporador durante todo o ano, em função das bombas proporcionarem uma pressão constante. Outra vantagem é que o refrigerante líquido remove o óleo dos evaporadores e o envia ao separador de líquido, onde pode vir a ser extraído.

Os problemas de alimentação em circuitos de recirculação são menos severos e não apresentam grande variação de pressão. Estes sistemas possuem menores custos de energia, pois operam menos tempo para produzir a mesma capacidade de refrigeração (DANOV, 2005). O evaporador inundado com circulação forçada também permite eliminar os problemas de distribuição irregular do refrigerante ou alguma possível carga térmica desequilibrada (MINETTO; FORNASIERI, 2011).

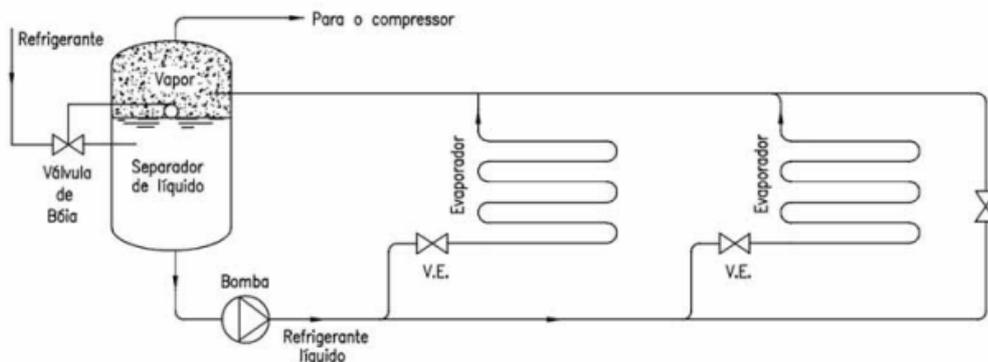


Figura 2.3 – Evaporador inundado com circulação forçada de líquido.

Fonte: Eletrobrás/Procel (2005).

Além disso, o tanque separador pode ficar localizado na sala de máquinas, próximo aos compressores e não necessariamente acima dos evaporadores, como acontece no caso da recirculação por gravidade (GOSNEY,1982). O sistema de recirculação forçada permite que o refrigerante seja liberado pela bomba em uma tubulação de distribuição de onde ramifica para alimentar cada um dos evaporadores. Para que a taxa de massa seja igual em todos os evaporadores que operam com a mesma capacidade, são utilizadas válvulas de regulagem, geralmente manuais.

Da mesma forma que acontece nos evaporadores alimentados por gravidade, existe uma superalimentação de líquido, onde apenas uma parcela vaporiza. Essa taxa de alimentação permite que o título do refrigerante na saída seja inferior à unidade, o que implica em coeficientes de transferência de calor, no lado do refrigerante, elevados. Em decorrência disso e para uma mesma capacidade de refrigeração, o evaporador inundado com alimentação forçada pode ter uma área de troca térmica de até 18 % inferior a um evaporador alimentado com uma válvula de expansão termostática.

Além das características citadas anteriormente, os evaporadores inundados com recirculação de líquido ainda apresentam as seguintes vantagens (STOECKER, 1998; PARANJPEY, 2009).

- Melhor aproveitamento das superfícies internas do evaporador pela ausência de vapor de *flash*, maior velocidade de circulação do refrigerante líquido e, conseqüentemente, maiores coeficientes de transferência de calor;
- Desacoplamento dos evaporadores do sistema de refrigeração, aumentando a flexibilidade e operação mais eficiente;
- Garantia de que o vapor aspirado pelo compressor esteja no estado de vapor saturado, permitindo que opere com temperaturas de aspiração e descarga reduzidas;
- Melhor controle durante o processo de degelo;
- Evita o acúmulo de óleo no evaporador.

A Fig. (2.4) apresenta um esquema de um ciclo de refrigeração com um evaporador inundado com circulação forçada.

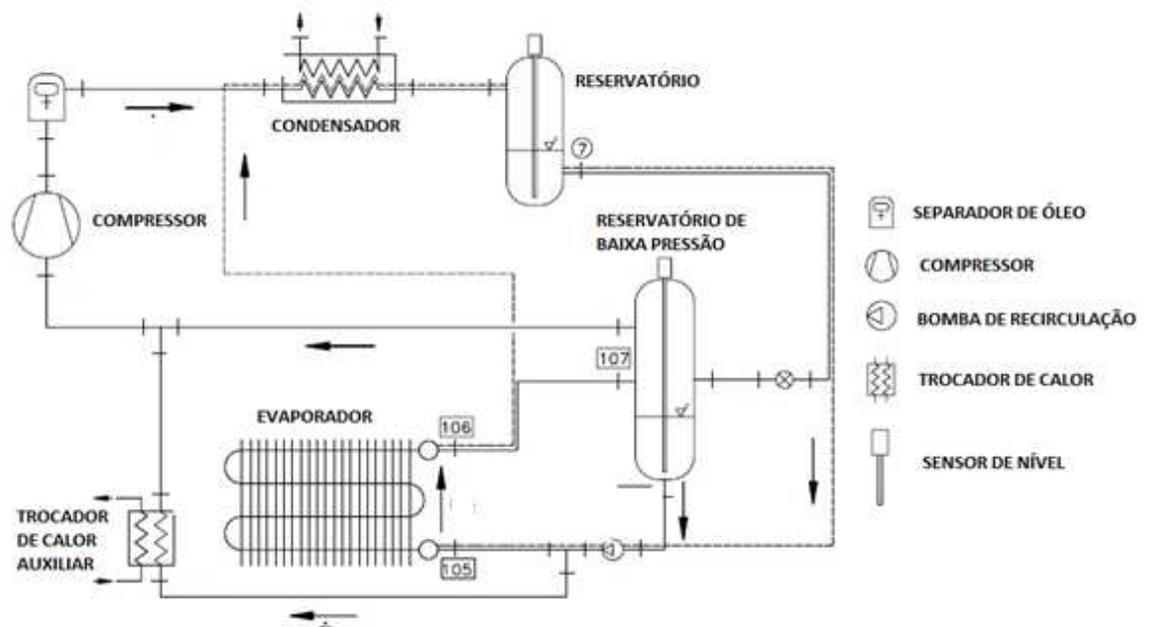


Figura 2.4 – Esquema de um ciclo de refrigeração com evaporador inundado com circulação forçada.

Fonte: Danov (2005).

Entretanto, também existem algumas desvantagens com os sistemas de recirculação de líquido, entre elas:

- Maior custo inicial para a instalação;
- Maior carga de refrigerante no sistema, para preencher o tanque separador de líquido;
- Acúmulo de óleo no separador, exigindo manutenções periódicas para sua remoção.

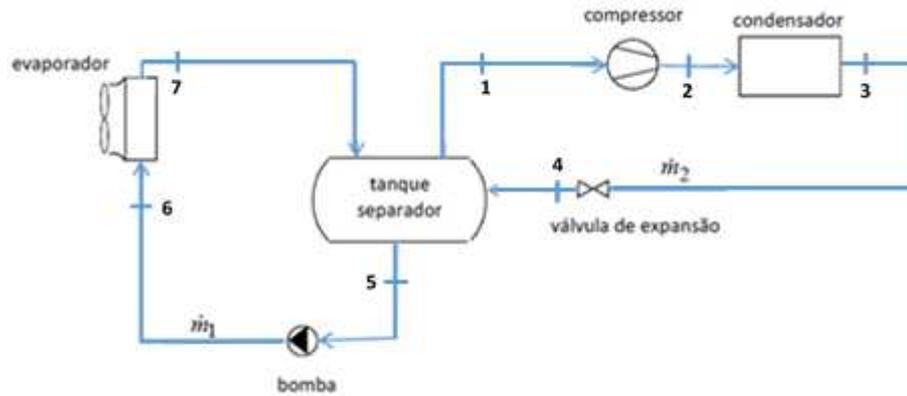
2.3 NÚMERO DE RECIRCULAÇÃO

Apesar da importância do tema para sistemas de refrigeração industrial, estudos sobre recirculação de líquido são escassos nos últimos 50 anos. Stoecker (1998) e Danov (2005) fazem comentários sobre trabalhos anteriores, principalmente os de Wile (1962), analisando a influência do número de recirculação com evaporadores aletados para resfriamento de ar, utilizando R-717. Lorentzen (1965), seguindo a mesma abordagem anterior mostrou a influência do número de recirculação no desempenho de evaporadores, mas introduzindo o fluxo de calor como um parâmetro importante. Mais recentemente, Low et al. (1998)

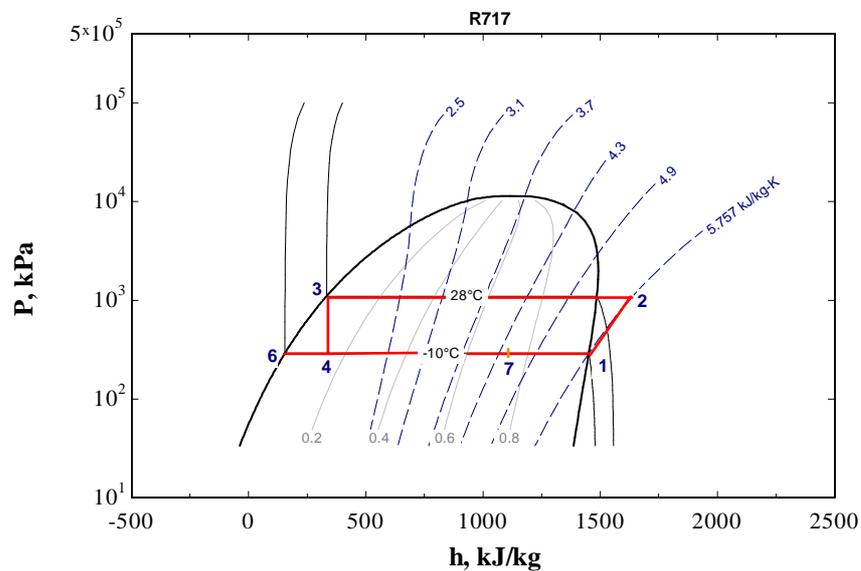
analisaram e modelaram um sistema com recirculação de líquido projetado para operar com R-22 e substituído por R-407A, mostrando desempenho favorável quando comparando os coeficientes de performance do sistema. Giuliani et al. (1999) realizaram estudos experimentais avaliando o comportamento de misturas zeotrópicas operando em sistemas com recirculação de líquido.

Danov (2005) utilizando em seu estudo o refrigerante R-134a, onde avaliou as variações de capacidade do evaporador utilizado em função da taxa de massa do refrigerante e do fluxo de ar e suas temperaturas. Sendo que o mesmo apresentou as dimensões das aletas com 510 mm de comprimento, tubos com 22 mm de diâmetro externo, 06 fileiras na altura e 04 fileiras de tubos na profundidade. Como resultado foram comparados os valores da coleta experimental com os resultados numéricos, implicando 06 correlações diferentes para cálculo do coeficiente de transferência de calor, com foco no cálculo do coeficiente global de transferência de calor. Foi totalizado uma média de diferença de aproximadamente 10% com o valor experimental e a correlação que teve a melhor aproximação foi a de Kandlikar (1990). Porém entre as demais houve menor dispersão em torno dos valores experimentais com o coeficiente global de transferência de calor. Dessa forma o modelo utilizado com superalimentação prevê uma operação em regime permanente, onde através dos cálculos de quedas de pressão e transferência de calor ao longo dos tubos caracterizam as condições dos modelos matemáticos utilizados.

Em sistemas industriais utilizando amônia como refrigerante, a taxa de massa do refrigerante líquido entregue pela bomba aos evaporadores é relativamente baixa devido à elevada entalpia de vaporização. A vazão volumétrica da bomba depende da taxa de massa mínima necessária para atender a carga térmica do conjunto de evaporadores e a taxa de superalimentação (*overfeed ratio*) recomendada. Um ciclo de refrigeração com evaporador inundado utilizando uma bomba mecânica para a recirculação de líquido é representado na Fig. (2.5) (a), juntamente com sua representação em um diagrama p-xh, Fig. (2.5) (b).



(a)



(b)

Figura 2.5 - Ciclo de refrigeração com evaporador inundado com recirculação forçada de líquido (a) e representação do ciclo em um diagrama pxh (b).

A taxa de massa mínima de refrigerante no estado líquido para atender a carga térmica é dada pela Eq. (2.1):

$$\dot{m}_{1,\min} = \frac{\dot{Q}_E}{h_1 - h_6} \quad (2.1)$$

onde $\dot{m}_{1,\min}$ é a taxa de massa mínima de refrigerante líquido que deve ser fornecido aos evaporadores, \dot{Q}_E , é a capacidade de refrigeração dos evaporadores e h é a entalpia na

temperatura (ou pressão) de saturação do evaporador. Os sub-índices representam os estados do refrigerante, conforme as Fig. (2.5) (a) e Fig. (2.5) (b).

O número de recirculação representa a relação entre a taxa de massa de líquido bombeado para o evaporador e a taxa de massa de líquido vaporizado no evaporador, conforme a Eq. (2.2).

$$N_r = \frac{\text{taxa de massa de líquido bombeado para o evaporador}}{\text{taxa de massa de líquido vaporizado}} \quad (2.2)$$

Essa equação pode ser reescrita, conforme Lawrence e Elbel (2014), como a relação entre a capacidade de refrigeração no caso de todo refrigerante líquido ser vaporizado e a capacidade de um evaporador inundado, conforme a Eq. (2.3).

$$N_r = \frac{\dot{m}_1(h_1 - h_6)}{\dot{m}_1(h_7 - h_6)} = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_1 x_7} \approx \frac{1}{x_7} \quad (2.3)$$

onde \dot{m}_1 é a taxa de massa que circula no evaporador. Nessa equação, a relação entre as entalpias nada mais é que o título x_7 do refrigerante na saída do evaporador, conforme a Eq. (2.4).

$$x_7 = \frac{(h_7 - h_6)}{(h_1 - h_6)} \quad (2.4)$$

Essa aproximação, também mostrada por Faust (2009), é válida se o estado do refrigerante na entrada no evaporador for próximo da condição de líquido saturado. Assim, para um número de recirculação igual a 2, o título do refrigerante na saída do evaporador será igual a 0,5. A taxa de superalimentação, OR , é definida conforme a ASHRAE (2010) e Jeckel e Reindl (2011), como a relação entre a taxa de massa do refrigerante líquido e a taxa de massa do refrigerante na fase vapor na saída do evaporador, conforme a Eq. (2.5):

$$OR = \left(\frac{\dot{m}_{1,liq}}{\dot{m}_{1,vap}} \right)_{\text{retorno}} \quad (2.5)$$

onde $\dot{m}_{1,liq}$ é a taxa de massa do refrigerante na fase líquida e $\dot{m}_{1,vap}$ é a taxa de massa do refrigerante na fase vapor, ambos na saída do evaporador. Essa equação pode ser escrita como função do título do refrigerante na saída do evaporador, de acordo com a Eq. (2.6):

$$OR = \frac{\dot{m}_1(1-x_7)}{\dot{m}_1 x_7} = \frac{1}{x_7} - 1 \quad (2.6)$$

Substituindo essa expressão na Eq. (2.3), resulta na Eq. (2.7), que estabelece a relação entre o número de recirculação e a taxa de sobre alimentação:

$$OR = N_r - 1 \text{ ou } N_r = OR + 1 \quad (2.7)$$

Assim, se todo o líquido fornecido ao evaporador é vaporizado durante a transferência de calor, a taxa de sobre alimentação será igual a zero e o número de recirculação será unitário. Dessa forma, a taxa de massa total do refrigerante que a bomba deve fornecer aos evaporadores, $\dot{m}_{1,b}$, é dada pela Eq. (2.8).

$$\dot{m}_{1,b} = \dot{m}_{1,min} (OR + 1) \quad (2.8)$$

Maiores taxas de massa no evaporador geralmente estão associadas com maiores coeficientes de transferência de calor, mas também em maior queda de pressão. No entanto, o aumento no número de recirculação afeta o título do refrigerante na saída do evaporador e, conseqüentemente, o padrão de escoamento do refrigerante. A influência do título no coeficiente de transferência de calor pode ser visto na representação da Fig. (2.6), onde foi utilizada a equação de correlação de Shah (1982), para uma condição genérica de escoamento, com velocidade mássica igual a $G=250 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ em tubos horizontais de diâmetro interno de 14 mm, utilizando R-717 como refrigerante.

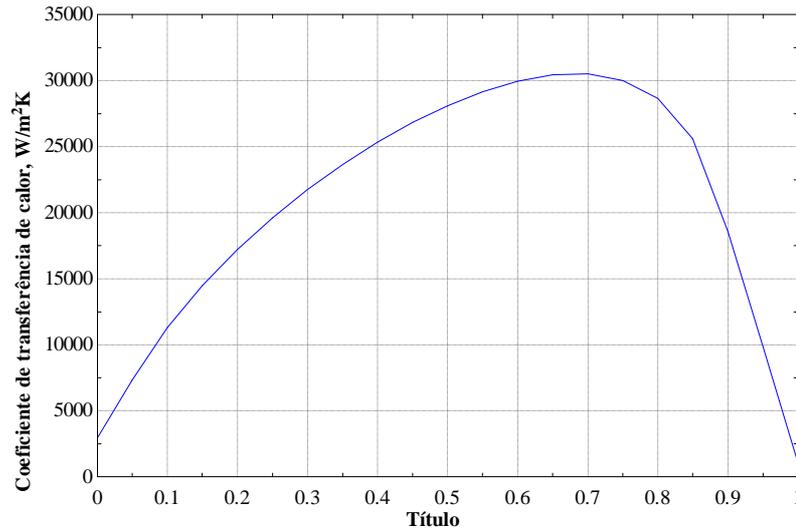


Figura 2.6 – Coeficiente de transferência de calor em função do título do refrigerante para escoamento do R-717 em tubos horizontais.

Os efeitos do número de recirculação foram avaliados por Wile (1962) quando da utilização de um evaporador resfriador de ar, operando com amônia e com tubos de aço aletados de 16 mm de diâmetro externo. O autor identificou um acréscimo de até 25 % na capacidade de refrigeração da serpentina com número de recirculação igual a 3 ou superior, quando comparado com um evaporador similar operando com uma válvula de expansão controlada com leve superaquecimento, como mostrado na Fig. (2.7).

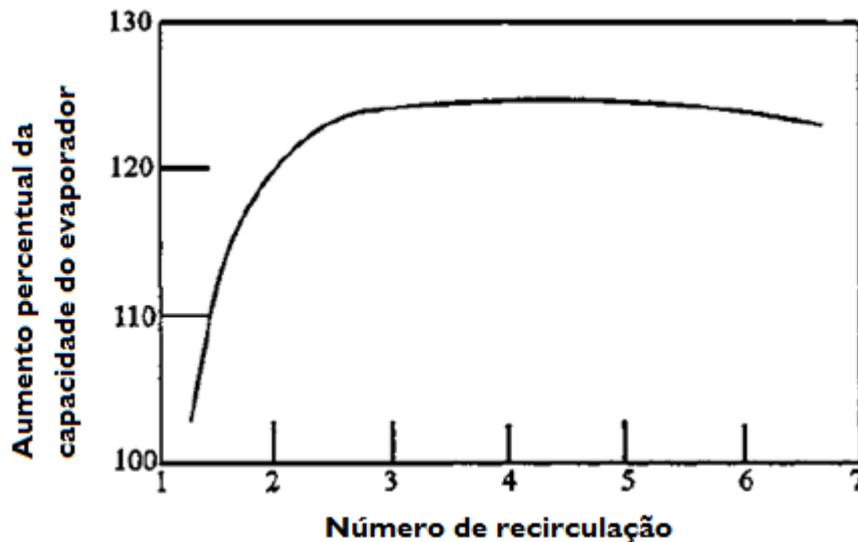


Figura 2.7 - Efeito do número de recirculação sobre o coeficiente global de transferência de calor de um evaporador resfriador de ar.

Fonte: Adaptado de Stoecker (1998).

A partir dessas informações surgem os números de recirculação recomendados conforme o tipo de refrigerante utilizado e muitas vezes aplicados pelos fabricantes de evaporadores a fim de garantir um bom contato do líquido com a parede dos tubos. A ASHRAE (2010) recomenda números de recirculação, como mostrado na Tab. (2.1), de acordo com o refrigerante utilizado e a posição de alimentação do evaporador.

Tabela 2.1 – Valores de números de recirculação usualmente utilizados, conforme recomendação da ASHRAE (2010).

Refrigerante/posição de alimentação	Número de recirculação
R-717, por baixo	6 a 7
R-717, por cima	2 a 4
R-22, por cima	3
R-134a	2

Fonte: Adaptado de ASHRAE (2010).

No entanto, o número de recirculação para um dado evaporador é, geralmente, informado pelo fabricante em função das características de projeto do trocador de calor. Monsted (2011) apresentou resultados experimentais de um evaporador a placas operando com R-717 para diferentes números de recirculação. A capacidade do evaporador é máxima para o número de recirculação de projeto. Fora desse ponto, a capacidade diminui significativamente, independente do aumento do coeficiente de transferência de calor que aumenta em função do número de recirculação para uma faixa mais ampla de operação.

O número de recirculação apresenta um limite inferior, quando a taxa de massa de líquido é muito baixa, subalimentando o evaporador e um limite superior, quando a taxa de massa do refrigerante for muito alta e o título na saída apresentar valores próximos ao do líquido saturado. De acordo com Jeckel e Reindl (2011), elevados números de recirculação podem ocasionar cavitação na bomba de alimentação do líquido além de aumentar a dificuldade do retorno do líquido não vaporizado ao tanque separador quando o percurso envolver tubos verticais.

2.4 FLUIDO REFRIGERANTE

Os refrigerantes são as substâncias empregadas para transporte do calor, absorvendo calor a baixa temperatura e rejeitando a temperatura mais elevada. O refrigerante deve apresentar todas as características térmicas favoráveis ao ciclo no que se refere à mudança de fase, seja de líquido para vapor durante a absorção de calor e de vapor para líquido durante a rejeição do calor.

A grande maioria das empresas atuantes no ramo de refrigeração industrial utiliza a amônia (R-717) como fluido refrigerante devido às suas boas propriedades termodinâmicas e de transporte, custo reduzido, disponibilidade em muitas partes do mundo e baixo impacto ambiental quando comparado com outros refrigerantes (PEARSON, 2008). Esses sistemas possuem características peculiares de projeto e operação diferentes dos sistemas que operam com outros refrigerantes, como os halogenados R-22, R-134a, R-410A, etc. Além disso, em função de seu odor característico, é fácil detectar vazamentos.

Como a amônia é um refrigerante potencialmente perigoso devido, principalmente à sua toxicidade, cuidados constantes com a operação da planta são necessários, principalmente em relação às atividades de manutenção e aos limites críticos de pressões que possam vir a ser atingidas. Para esta situação são exigidas restrições quanto à operação, que vão desde cuidados com os equipamentos de compressão à detecção desse refrigerante em caso de vazamento (PEARSON, 2008).

Uma característica importante do uso da amônia como refrigerante é sua elevada temperatura de descarga, resultado do processo de compressão do sistema de refrigeração. Em função disso, os compressores alternativos possuem um resfriamento do cabeçote por circulação forçada de água. Já para os compressores tipo parafuso, a temperatura de descarga é mantida mais baixa através da injeção de óleo na câmara de compressão (STOECKER; JABARDO, 2002).

Quanto às suas propriedades termodinâmicas, a amônia possui algumas vantagens quando comparada a outros refrigerantes: seu calor latente de vaporização é superior à maioria dos refrigerantes utilizados em sistema de refrigeração, enquanto sua massa específica é baixa. A Tab. (2.2) apresenta uma comparação do desempenho de alguns refrigerantes mais utilizados, para uma capacidade de refrigeração unitária. Com um calor latente superior, menor taxa de massa desse refrigerante é necessária para atender determinada carga térmica. Por outro lado, as diferentes massas específicas dos fluidos são determinantes para as quantidades de refrigerante existente no sistema de refrigeração (PEARSON, 2008).

As propriedades mostradas na Tab. (2.2) são para condições de temperaturas de vaporização e condensação, respectivamente, iguais a $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $30\text{ }^{\circ}\text{C}$. As pressões de vaporização e condensação têm intuito de mostrar os refrigerantes menos ou mais voláteis, assim como a relação entre elas, que está relacionada com um maior ou menor rendimento volumétrico do compressor.

O efeito de refrigeração visa caracterizar as diferenças de entalpias dos refrigerantes entre a saída e a entrada do evaporador e, como consequência, induz a uma maior ou menor

taxa de massa de refrigerante no evaporador, para uma mesma carga térmica de refrigeração. No caso da amônia, observa-se que a taxa de massa necessária é a menor entre os refrigerantes. Os volumes específicos na sucção do compressor junto à vazão mássica específica estão associados à capacidade volumétrica do compressor.

Tabela 2.2 – Propriedades termodinâmicas mais relevantes de alguns refrigerantes

Refrigerante	Pressão de vaporização, kPa	Pressão de condensação, kPa	Efeito de refrigeração, kJ kg ⁻¹	Vazão mássica específica do refrigerante, kg (s ⁻¹ kW ⁻¹)	Volume específico do vapor, m ³ kg ⁻¹	Vazão volumétrica do refrigerante, L (s ⁻¹ kW ⁻¹)
R-22	296,3	1192	162,3	0,00616	0,0775	0,4774
R-134a	164,0	770,6	147,6	0,00676	0,1206	0,8153
R-410A	480,9	1886	168,0	0,00595	0,0541	0,3219
R-717 (Amônia)	236,2	1167	1103,0	0,00091	0,5086	0,4628
R-744	2291,0	7214	131,7	0,00759	0,0165	0,1250

Outro ponto favorável com relação à utilização da amônia em plantas de refrigeração de grande porte é a sua tolerância em relação à presença de pequenas quantidades de água no circuito, sem que isso comprometa o desempenho do sistema. Já para os refrigerantes halogenados, a presença de água deve ser evitada uma vez que apresenta o risco de congelamento, principalmente na passagem da válvula de expansão.

2.5 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A condutância térmica de um trocador de calor, definida pela Eq. (2.9), deriva da aplicação direta dos conceitos de resistências térmicas, sendo estimada considerando todas as resistências térmicas entre os dois fluidos envolvidos no processo. A condutância térmica pode ser utilizada diretamente para determinar a taxa de transferência de calor no trocador, juntamente com um dos dois métodos utilizados para esse cálculo: a diferença de temperatura média logarítmica (LMTD) ou o método da efetividade-NUT.

$$UA = \frac{1}{\sum R} \quad (2.9)$$

onde U é o coeficiente global de transferência de calor, A é a área do trocador de calor, interna ou externa, e R a resistência térmica total.

A resistência térmica total à transmissão de calor entre dois fluidos que circulam em um evaporador tipo serpentina aletada pode ser decomposta nas seguintes resistências térmicas, como mostrado na Eq. (2.10):

$$\sum R = R_{ve} + R_{gelo} + R_{ct} + R_{óleo} + R_{vi} \quad (2.10)$$

onde R_{vi} é resistência térmica por convecção interna, $R_{óleo}$ é a resistência à incrustação do óleo dentro na parte interna da tubulação do evaporador, R_{ct} é a resistência térmica por condução na parede dos tubos. No lado externo considera-se a resistência térmica devido ao escoamento do ar sobre a serpentina, R_{ve} , e a resistência térmica devido à incrustação da camada de gelo formada durante a operação do trocador, R_{gelo} .

Dessa forma, a Eq. (2.9) pode ser reescrita para esse evaporador, conforme a Eq. (2.11), considerando que o tubo é liso internamente:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_o h_o A_e} + \frac{R_{gelo}}{\eta_o A_e} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi k_t L} + \frac{R_{óleo}}{A_i} + \frac{1}{h_i A_i} \quad (2.11)$$

onde η_o é a eficiência global da aleta, A_e é a área externa do trocador, h_o é o coeficiente de transferência de calor por convecção no lado do ar, D_e e D_i são os diâmetros externo e interno do tubo, respectivamente, k_t é a condutividade térmica do material do tubo, L é o comprimento do tubo, A_i é a área interna do trocador e h_i é o coeficiente de transferência de calor interno por ebulição. Usando como referência a área externa do trocador, a Eq. (2.12) fica:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\eta_o h_o} + \frac{R_{gelo}}{\eta_o} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right) A_e}{2\pi k_t L} + \frac{A_e R_{óleo}}{A_i} + \frac{A_e}{h_i A_i} \quad (2.12)$$

Para a determinação dos coeficientes de transferência de calor, tanto do lado externo como do interno, diversas correlações são encontradas na literatura.

Shah (2006) apresentou uma revisão das correlações mais utilizadas até então para a estimativa do coeficiente de transferência de calor durante a ebulição. O estudo concluiu que a correlação elaborada pelo mesmo autor Shah (1976, 1982) apresentou o resultado mais consistente quando comparada a outras correlações, apresentando um desvio menor que 20%. A correlação proposta pelo autor foi desenvolvida considerando os efeitos de ebulição nucleada e convectiva para a ebulição saturada em fluxos subcríticos e é aplicável para tubos horizontais e verticais. Além disso, essa correlação pode ser utilizada para uma ampla faixa de títulos, desde zero até condições de secagem que ocorrem com títulos de 0,8 ou maiores.

Para a elaboração da correlação, o autor utilizou um banco de dados com 780 resultados, provenientes de dezenove estudos experimentais independentes, oito diferentes fluidos e uma grande variedade de parâmetros. Essa correlação está baseada em três parâmetros adimensionais: o número de convecção, Co , o número de ebulição, Bo , e o número de Froude, Fr_l , na condição de líquido saturado.

O coeficiente de transferência de calor por ebulição local, h_{TP} , é definido pela multiplicação do coeficiente de transferência de calor bifásico, ψ , com o coeficiente de transferência de calor local que ocorreria se apenas a fase líquida do escoamento bifásico estivesse presente, h_{liq} , (chamado de coeficiente de transferência de calor superficial da fase líquido), de acordo com a Eq. (2.13):

$$h_{TP} = \psi h_{liq} \quad (2.13)$$

O coeficiente de transferência de calor bifásico é um multiplicador bifásico calculado para ebulição nucleada, ψ_{nb} e a ebulição convectiva ψ_{cb} , onde o ψ é definido pelo maior valor.

O coeficiente de transferência de calor superficial da fase líquido, h_{liq} , é determinado usando a correlação de Gnielinsky (1976), conforme a Eq. (2.14):

$$h_{liq} = \left[\frac{f_{liq}/8 (\text{Re}_{Di} - 1000) \text{Pr}_{liq}}{1 + 12,7 \left(\text{Pr}_{liq}^{2/3} - 1 \right) \sqrt{f_{liq}/8}} \right] \frac{k_{liq}}{D_i} \quad (2.14)$$

onde f_{liq} é o fator de atrito associado ao escoamento da fase líquido, Re é o número de Reynolds calculado para o diâmetro interno do tubo, D_i , e considerando somente a taxa de massa da fase líquido, Pr_{liq} é o número de Prandtl e k_{liq} a condutividade térmica do refrigerante, ambos considerando o estado de líquido saturado.

O número de Reynolds, Re , é calculado conforme a Eq. (2.15):

$$Re_{D_i} = \frac{G(1-x)D_i}{\mu_{liq}} \quad (2.15)$$

onde G é a velocidade mássica, x é o título do refrigerante e μ_{liq} é a viscosidade dinâmica do refrigerante, na estado de líquido saturado.

A velocidade mássica, G , é dada pela Eq. (2.16):

$$G = \frac{\dot{m}}{Ac} \quad (2.16)$$

onde \dot{m} é a taxa de massa do refrigerante (líquido+vapor) e Ac é a área transversal do tubo.

O fator de atrito f_{liq} é calculado pela correlação de Petukov (PETUKOV, 1970), para escoamento monofásico completamente desenvolvido, em regime turbulento e em tubos lisos, conforme a Eq. (2.17):

$$f_{liq} = \frac{1}{[0,79 \ln(\text{Re}_{D_i}) - 1,64]^2} \quad (2.17)$$

O número de convecção, Co , é definido pela Eq. (2.18):

$$Co = \left(\frac{1}{x} - 1\right)^{0,8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \quad (2.18)$$

onde x é o título do refrigerante e ρ a massa específica. Os sub índices l e v representam a condição de líquido saturado e de vapor saturado, respectivamente.

O número de ebulição, Bo , é definido como a relação entre o fluxo de calor na parede e o fluxo necessário para vaporizar completamente o fluido, de acordo com a Eq. (2.19).

$$Bo = \frac{q''}{Gh_{lv}} \quad (2.19)$$

onde q'' é o fluxo de calor, G é a velocidade mássica e h_{lv} é a entalpia de vaporização, isso é, a diferença entre as entalpias específicas de vapor saturado e líquido saturado. O fluxo de calor do trocador é calculado conforme a Eq. (2.20):

$$q'' = \frac{\dot{Q}_e}{A_i} \quad (2.20)$$

onde A_i é a área de superfície interna dos tubos, conforme a Eq. (2.21) e \dot{Q}_e é a capacidade do evaporador, calculada através do balanço de energia entre entrada e saída do evaporador.

$$A_i = (\pi D_i L_t) N_t N_p \quad (2.21)$$

onde L_t é comprimento do tubo, N_t se refere ao número de tubos por fileira e N_p é o número de tubos na profundidade.

O parâmetro adimensional número de Froude, Fr_L , é definido de acordo com a Eq. (2.22). Esse parâmetro representa a relação entre as forças de inércia do fluido e a força gravitacional.

$$Fr_L = \frac{G^2}{\rho_{liq}^2 g D_i} \quad (2.22)$$

onde g é a aceleração da gravidade.

A correlação mostrada necessita de um parâmetro adimensional adicional, chamado de N . Para tubos horizontais e $Fr_L \leq 0,04$, o valor de N é calculado pela Eq. (2.23):

$$N = 0,38 Co Fr_L^{-0,3} \quad (2.23)$$

O multiplicador bifásico para a ebulição nucleada ψ_{nb} , e convectiva ψ_{cb} depende então de N , que são encontrados então utilizando as Eq. (2.24) até (2.26):

Para $N > 1$:

$$\psi_{nb} = 230\sqrt{Bo} \text{ se } Bo \geq 0,3 \times 10^{-4} \quad (2.24)$$

$$\psi_{nb} = 1 + 46\sqrt{Bo} \text{ se } Bo < 0,3 \times 10^{-4} \quad (2.25)$$

$$\psi_{cb} = 1,8N^{-0,8} \quad (2.26)$$

Dessa forma, o valor do parâmetro ψ que é utilizado na Eq. (2.13) é dado pela Eq. (2.27):

$$\psi = \max(\psi_{nb}, \psi_{cb}) \quad (2.27)$$

Para $0,1 < N \leq 1,0$:

$$\psi_{bs} = F\sqrt{Bo} \exp(2,74N^{-0,1}) \quad (2.28)$$

e

$$\psi = \max(\psi_{bs}, \psi_{cb}) \quad (2.29)$$

sendo ψ_{cb} calculado pela Eq. (2.26).

Para $N \leq 0,1$:

$$\psi_{bs} = F\sqrt{Bo} \exp(2,47N^{-0,15}) \quad (2.30)$$

e

$$\psi = \max(\psi_{bs}, \psi_{cb}) \quad (2.31)$$

A constante F utilizada nas equações anteriores é dada por:

$$F = 14,7 \text{ para } Bo \geq 11 \times 10^{-4} \quad (2.32)$$

ou

$$F = 15,43 \text{ para } Bo < 11 \times 10^{-4} \quad (2.33)$$

Como a correlação de Shah (1982) permite estimar o valor do coeficiente de transferência de calor local, h_{TP} , para a análise do trocador de calor será utilizado um coeficiente de transferência de calor médio, \bar{h} , determinado a partir da Eq. (2.34), integrada ao longo do comprimento de um tubo do trocador, conforme Nellis e Klein (2009).

$$\bar{h} = \frac{GD_t h_{lv}}{4L_t q''} \int_0^{x_f} h_{TP} dx \quad (2.34)$$

onde L_t o comprimento do tubo e x_f é o título do refrigerante na saída do evaporador. A entalpia de vaporização, h_{lv} , é determinada pela diferença entre as entalpias do vapor saturado e do líquido saturado na temperatura de saturação, como comentado anteriormente.

2.5.1 Coeficiente externo de transferência de calor

Para o escoamento externo foram analisadas três correlações. A primeira delas, desenvolvida por Wang et al. (2000) para aletas planas e tubo, utilizou um total de 74 conjuntos de resultados experimentais para o seu desenvolvimento. As correlações de correlação para a transferência de calor no lado do ar são, geralmente, apresentadas em função do fator de Colburn, j_H , conforme a Eq. (2.35):

$$j_H = \frac{h}{\rho c_p u_{\max}} \text{Pr}_{ar}^{2/3} \quad (2.35)$$

Assim, o coeficiente de transferência de calor por convecção pode ser representado de acordo com a Eq. (2.36):

$$h = \frac{j_H \rho c_p u_{\max}}{\text{Pr}_{ar}^{2/3}} = G_{ar} \frac{j_H c_p}{\text{Pr}_{ar}^{2/3}} \quad (2.36)$$

onde ρ é a massa específica do ar, c_p o seu calor específico, u_{\max} a velocidade máxima de escoamento e Pr_{ar} o número de Prandtl. Assim, a estimativa do coeficiente de transferência de calor conforme a correlação de Wang et al. (2000) é dada pela Eq. (2.37):

$$h_{Wang,2000} = 0,086 Re_{dc}^{P_3} N_p^{P_4} \left[\frac{F_p}{D_c} \right]^{P_5} \left[\frac{F_p}{D_h} \right]^{P_6} \left[\frac{F_p}{X_t} \right]^{-0,93} G_{ar} \frac{c_{p,ar}}{Pr_{ar}^{(2/3)}} \quad (2.37)$$

onde Re_{dc} é o número de Reynolds considerando o diâmetro do colarinho da aleta, N_p é o número de tubos na profundidade, F_p é o passo das aletas, D_c é o diâmetro externo do colarinho da aleta, D_h é o diâmetro hidráulico e X_t é o espaçamento transversal entre tubos. Os expoentes P_3 a P_6 são apresentados a seguir.

O número de Reynolds é dado pela Eq. (2.38):

$$Re_{dc} = \frac{\rho_{ar} u_{\max} D_c}{\mu_{ar}} \quad (2.38)$$

onde ρ_{ar} e μ_{ar} são a massa específica e a viscosidade dinâmica do ar. O diâmetro do colarinho da aleta é dado pela Eq. (2.39):

$$D_c = D_e + 2e \quad (2.39)$$

onde D_e é o diâmetro externo do tubo e e é a espessura da aleta. A velocidade máxima de escoamento, u_{\max} , é dada pela Eq. (2.40):

$$u_{\max} = \frac{u_{ar}}{\sigma} \quad (2.40)$$

onde u_{ar} é a velocidade de face do ar na entrada do trocador e σ é a relação entre a área livre mínima, A_{min} , e a área frontal, A_{fr} , conforme a Eq. (2.41):

$$\sigma = \frac{A_{min}}{A_{fr}} \quad (2.41)$$

A área livre mínima, A_{min} , para um arranjo alinhado de tubos, é calculada pela Eq. (2.42), e representa a área do banco de tubos menos a área bloqueada pelas aletas.

$$A_{min} = [(X_t - D_e)L_t - (X_t - D_e)eN_a] \frac{H}{X_t} \quad (2.42)$$

onde N_a é o número de aletas, H é a altura da aleta. A área frontal, A_{fr} , é então dada pela Eq. (2.43):

$$A_{fr} = HL_t \quad (2.43)$$

O diâmetro hidráulico, D_h , é dado pela Eq. (2.44):

$$D_h = \frac{4A_{min}L_a}{A_t} \quad (2.44)$$

onde L_a é o comprimento da aleta.

Os expoentes utilizados na Eq. (2.37) são mostrados a seguir, conforme as Eq. (2.45) a (2.48):

$$P_3 = -0,361 - \frac{0,042N}{\ln(Re_{dc})} + 0,158 \ln \left[N_p \left(\frac{F_p}{D_c} \right)^{0,41} \right] \quad (2.45)$$

$$P_4 = -1,224 - \frac{0,076 \left(\frac{X_l}{D_h} \right)^{1,42}}{\ln(Re_{dc})} \quad (2.46)$$

$$P_5 = -0,083 + \frac{0,058N_p}{\ln(Re_{dc})} \quad (2.47)$$

$$P_6 = -5,735 + 1,21 \ln \left(\frac{Re_{dc}}{N_p} \right) \quad (2.48)$$

onde X_l é o passo longitudinal dos tubos e N_p é o número de tubos na profundidade. A área total, A_t , do trocador é dada pela soma da área primária, A_p , e da área secundária, A_f , das aletas, conforme a Eq.(2.49):

$$A_t = A_p + A_f \quad (2.49)$$

As áreas primárias, A_p , e secundária, A_f , são calculadas de acordo com a metodologia mostrada em Shah e Sekulic (2003), para a condição de distribuição de tubos em linha, ou seja, tubos dispostos 90° em relação aos demais e as aletas planas, e representadas pelas Eq. (2.50) e (2.51), respectivamente.

$$A_p = \pi D_e (L_t - e N_a) N_{tt} + 2 \left[L_a H - \pi \frac{D_e^2}{4} N_{tt} \right] \quad (2.50)$$

$$A_f = 2 \left[L_a H - \pi \frac{D_e^2}{4} N_{tt} \right] N_a + 2eHN_a \quad (2.51)$$

onde N_{tt} é o número total de tubos, L_a é o comprimento da aleta e N_a corresponde ao número total de aletas.

A correlação desenvolvida por Kim et al. (1999) para aletas planas e tubos, a partir de quarenta e sete conjuntos de dados apresentados anteriormente por outros autores, para diversos diâmetros de tubos e passos de aletas, além de número de tubos na profundidade entre 1 a 8, é mostrada na Eq. (2.52):

$$h_{Kim} = 0,163 Re_{dc}^{-0,369} \left[\frac{X_t}{X_l} \right]^{0,106} \left[\frac{s}{D_c} \right]^{0,0138} \left[\frac{X_t}{D_c} \right]^{0,13} G_{ar} \frac{c_{p,ar}}{Pr_{ar}^{(2/3)}} \quad (2.52)$$

onde s é a distância entre as aletas.

A correlação proposta por Wang et al. (1996) para tubos e aletas planas, foi desenvolvida utilizando quinze modelos de trocadores de calor com diferentes parâmetros geométricos, incluindo número de tubos na profundidade, espaçamento de aletas, espessura de aletas e números de Reynolds variando entre 300 e 7500. Nesse estudo, os autores além de proporem a equação de correlação, afirmaram que o espaçamento entre as aletas e a espessura das aletas afetam significativamente o coeficiente de transferência de calor. A correlação proposta é mostrada na Eq. (2.53):

$$h_{Wang,1996} = 0,394 Re_{dc}^{-0,392} \left[\frac{e}{D_c} \right]^{-0,0449} N_p^{-0,0897} \left[\frac{F_p}{D_c} \right]^{-0,212} G_{ar} \frac{c_{p,ar}}{Pr_{ar}^{(2/3)}} \quad (2.53)$$

Para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor do trocador, utilizando a Eq. (2.12), além dos coeficientes de transferência de calor por convecção e de ebulição, é necessário também obter a eficiência global da aleta, η_o , definida de acordo com a Eq. (2.54):

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_t} (1 - \eta_a) \quad (2.54)$$

onde η_a é a eficiência da aleta e A_f é a área das aletas.

A eficiência da aleta é calculada segundo o método de aproximação, desenvolvido por Schmidt (1949) e descrito por Tang et al. (2009), conforme a Eq. (2.55).

$$\eta_a = \frac{\tanh(mr_c\phi)}{mr_c\phi} \quad (2.55)$$

onde m é a constante da aleta, dada pela Eq. (2.56), r_c é o raio do colarinho da aleta, dado pela Eq. (2.57), e ϕ é dado pela Eq. (2.58):

$$m = \sqrt{2 \frac{h_{ext}}{ek_a}} \quad (2.56)$$

$$r_c = \frac{D_c}{2} \quad (2.57)$$

$$\phi = \left(\frac{Re_{eq}}{r_c} - 1 \right) \left[1 + 0,35 \ln \left(\frac{Re_{eq}}{r_c} \right) \right] \quad (2.58)$$

Nessas equações, h_{ext} é o coeficiente de transferência de calor por convecção no lado do ar, obtido de uma das equações de correlação mostradas anteriormente, r_c é o raio do colarinho do tubo, k_a é a condutividade do material da aleta e e sua espessura. O número de Reynolds equivalente para um banco de tubos alinhados é dado pela Eq. (2.59):

$$\frac{Re_{eq}}{r_c} = 1,28 \frac{X_M}{r_c} \left[\frac{X_L}{X_M} - 0,2 \right]^{0,5} \quad (2.59)$$

Os dois parâmetros geométricos, X_L e X_M , são definidos pelas Eq. (2.60) e (2.61), respectivamente, e estão relacionados aos valores dos passos longitudinal e transversal.

$$X_L = \sqrt{\left[\frac{X_t}{2} \right]^2 + \frac{X_l^2}{2}} \quad (2.60)$$

$$X_M = \frac{X_t}{2} \quad (2.61)$$

O diâmetro hidráulico, definido na Eq. (2.44), também pode ser escrito de acordo com a Eq. (2.62):

$$Dh = \frac{4\sigma}{\alpha} \quad (2.62)$$

onde α é a razão entre a área total do trocador e o seu volume conforme definido pela Eq. (2.63):

$$\alpha = \frac{A_t}{V} \quad (2.63)$$

sendo o volume do trocador, V , definido como:

$$V = A_{fr} L_a \quad (2.64)$$

onde L_a é o comprimento da aleta.

Assumindo o método da diferença de temperatura média logarítmica (DTML) em função da capacidade do trocador de calor, \dot{Q}_E , pode-se estimar conforme a Eq. (2.65), o coeficiente global de transferência de calor.

$$U = \frac{\dot{Q}_E}{A_i \Delta T_{DTML}} \quad (2.65)$$

A diferença de temperatura média logarítmica entre o lado do ar e o lado do refrigerante é calculada de acordo com a Eq. (2.66):

$$\Delta T_{DTML} = \frac{(T_i - T_r) - (T_o - T_r)}{\ln \frac{(T_i - T_r)}{(T_o - T_r)}} \quad (2.66)$$

onde T_i é a temperatura do ar na entrada do trocador, T_o é a temperatura na saída e T_r é a temperatura do refrigerante, considerada constante.

2.5.2 Queda de pressão

As quedas de pressão relacionadas ao evaporador estão associadas à queda de pressão ao longo do equipamento ou em função dos dispositivos de distribuição do refrigerante, conforme Shah e Sekulic (2003).

Através da geometria do evaporador é possível estimar as quedas de pressão no lado do refrigerante em função do número de recirculação. Desprezando a variação de energia potencial entre entrada e saída do refrigerante, a queda de pressão total deve-se à queda por atrito, ΔP_{atrito} , e à queda de pressão pela variação da energia cinética do refrigerante devido à aceleração causada no escoamento pela mudança de fase, ΔP_{mom} , de acordo com a Eq. (2.67):

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{atrito} + \Delta P_{mom} \quad (2.67)$$

Existem diversas correlações na literatura para o cálculo desses dois componentes. Nesse trabalho foi utilizada a correlação de Friedel (1979) para o cálculo da queda de pressão por atrito devido a sua simplicidade e, segundo Whalley (1980), por ser uma correlação adequada para o tipo de escoamento estudado nesse trabalho. A queda de pressão por atrito é dada pela Eq. (2.68):

$$\Delta P_{atrito} = \Delta P_{Liq} \Phi_{fr}^2 \quad (2.68)$$

onde ΔP_{Liq} é a queda de pressão da fase líquida e Φ_{fr}^2 é multiplicador bifásico. A queda de pressão da fase líquida é calculada com a Eq. (2.69):

$$\Delta P_{Liq} = 4f_{liq} \left(\frac{L_t}{D_i} \right) G^2 (1-x)^2 \left(\frac{1}{2\rho_{liq}} \right) \quad (2.69)$$

onde f_{liq} é o fator de atrito da fase líquida, calculado pela Eq. (2.70), L_t é o comprimento de um tubo do evaporador, G é a velocidade mássica total do refrigerante em um tubo, x é o título do refrigerante (considerado aqui o título médio entre entrada e saída), ρ_{liq} é a massa específica do refrigerante na fase líquida.

$$f_{liq} = \frac{0,079}{Re^{0,25}} \quad (2.70)$$

onde Re é o número de Reynolds considerando a fase líquida, calculado pela Eq. (2.71).

$$Re = \frac{GD_i}{\mu} \quad (2.71)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica do refrigerante. As Eq. (2.70) e (2.71) são utilizadas para o cálculo do fator de atrito f_{liq} e f_{vap} para as fases líquida e vapor e de forma similar para o número de Reynolds utilizando as viscosidades dinâmicas para cada caso.

O multiplicador bifásico Φ_{fr}^2 é determinado através da Eq. (2.72):

$$\Phi_{fr}^2 = E + \frac{3,24FH}{Fr_H^{0,045} We_L^{0,035}} \quad (2.72)$$

onde Fr_H , E , F e H são fatores adimensionais do modelo, calculados de acordo com as Eq. (2.73), (2.74), (2.75) e (2.76), respectivamente.

$$Fr_H = \frac{G^2}{gD_i\rho_H^2} \quad (2.73)$$

$$E = (1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_{liq}f_{vap}}{\rho_{vap}f_{liq}} \quad (2.74)$$

$$F = x^{0,78}(1-x)^{0,224} \quad (2.75)$$

$$H = \left(\frac{\rho_{liq}}{\rho_{vap}} \right)^{0,91} \left(\frac{\mu_{vap}}{\mu_{liq}} \right)^{0,19} \left(1 - \frac{\mu_{vap}}{\mu_{liq}} \right)^{0,7} \quad (2.76)$$

O número de Weber para a fase líquida, We_L , é determinado pela Eq. (2.77):

$$We_L = \frac{G^2 D_i}{\sigma \rho_H} \quad (2.77)$$

onde σ é a tensão superficial do refrigerante e ρ_H é a massa específica dada pelo modelo homogêneo, determinada através da Eq. (2.78):

$$\rho_H = \left(\frac{x}{\rho_{vap}} + \frac{1-x}{\rho_{liq}} \right)^{-1} \quad (2.78)$$

A queda de pressão pelo momentum, causada pela variação da energia cinética do refrigerante, é dada pela Eq. (2.79), disponível em Thome (2004):

$$\Delta P_{mom} = G^2 \left\{ \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_{liq}(1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_{vap}\varepsilon} \right]_{sai} - \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_{liq}(1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_{vap}\varepsilon} \right]_{ent} \right\} \quad (2.79)$$

onde ε representa a fração de vazio. Os sub-índices *ent* e *sai* representam as condições de entrada e saída do refrigerante no evaporador. A fração de vazio foi determinada a partir de um modelo simples, conforme mostrado na Eq. (2.80):

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x}\right)\left(\frac{\rho_{vap}}{\rho_{liq}}\right)} \quad (2.80)$$

3 DETERMINAÇÃO DE DESEMPENHO DE EVAPORADORES INUNDADOS

Neste capítulo será apresentada a metodologia empregada para a determinação experimental do desempenho de evaporadores inundados operando com amônia e em diversos números de recirculação, bem como a descrição da bancada e a instrumentação utilizada.

3.1 METODOLOGIA

A determinação da capacidade de um evaporador é obtida através da aplicação do balanço de energia no lado do refrigerante ou no lado do ar, ou em ambos, quando se deseja a comparação desses dois resultados. Quando se trabalha com evaporadores operando a baixas temperaturas, a medição das condições de saída do ar, principalmente a umidade relativa ou a absoluta, são de difícil obtenção, uma vez que esses equipamentos trabalham com velocidades do ar bastante elevadas prejudicando a qualidade da medição desses parâmetros.

Para a realização da análise experimental, foi utilizada como referência a norma ANSI/AHRI Standard 420 (2008), comumente utilizada como guia para a indústria desses equipamentos, que define procedimentos experimentais e requisitos mínimos de informações necessárias para avaliação ou estimativa da capacidade. Essa norma é utilizada para unidades de resfriamento (evaporadores) fabricados comercialmente, do tipo circulação forçada com saída livre, que utilizam refrigerantes voláteis alimentados por expansão direta ou com alimentação forçada de líquido, operando em condições úmidas ou secas.

Para a aquisição dos dados, a norma considera como condições mínimas de operação em regime permanente, isto é, a diferença entre as temperaturas de bulbo seco do ar na entrada do evaporador e da temperatura de saturação do refrigerante, de $\pm 0,3$ °C, tanto para a condição de operação seca quanto úmida e da taxa de massa do refrigerante de $\pm 3\%$. A temperatura de saturação do refrigerante na entrada do evaporador deverá ficar estável em $\pm 1,1$ °C. Essas condições devem permanecer estáveis nessas faixas durante pelo menos 30 min e durante esse período devem ser feitas pelo menos 15 leituras consecutivas de todos os parâmetros experimentais.

A incerteza mínima de cada transdutor utilizado também é definida pela norma, mostrada na Tab. (3.1), que identifica as incertezas dos demais instrumentos a serem selecionados para atender os critérios conforme tipo de medição.

Tabela 3.1 – Incerteza dos instrumentos

Medição	Meio	Incerteza
Temperatura	Bulbo seco do ar	$\pm 0,06 \text{ }^\circ\text{C}$
	Bulbo úmido do ar	
	Líquido refrigerante	$\pm 0,3 \text{ }^\circ\text{C}$
	Vapor refrigerante	
	Ponto de orvalho do ar	
	Outros	$\pm 0,6 \text{ }^\circ\text{C}$
Umidade Relativa	Ar	$\pm 3\%$ Ponto de UR
Pressão	Refrigerante	Pressão correspondente a $\pm 0,1 \text{ }^\circ\text{C}$ da temperatura de saturação
	Ar	169 Pa
Fluxo de massa	Refrigerante	1% da leitura
	Líquidos	1% da leitura
Elétrica	Motor kW/A/V	1% da leitura
	Entrada auxiliar kW (aquecedor, por exemplo)	
Velocidade	Motor / Eixo do ventilador	1% da leitura
Peso	Solução de óleo/refrigerante	0,5% da leitura
Tempo	Horas/minutos/segundos	0,5% do intervalo de tempo

Fonte: Adaptado de ANSI/AHRI Standard 420 (2008).

Devido à circulação de óleo pelo evaporador durante os testes, caso não seja possível utilizar um sistema livre de óleo, a norma estabelece que a relação óleo/refrigerante deverá ser menor que 1%, em massa.

3.2 BANCADA EXPERIMENTAL SEGUNDO A ANSI/AHRI STANDARD 420

O esquema da bancada experimental para os testes de desempenho de evaporadores inundados com recirculação de líquido, conforme a norma ANSI/AHRI Standard 420 (2008), é apresentado na Fig. (3.1).

Nesse sistema, o refrigerante é alimentado ao evaporador através de uma bomba que aspira o refrigerante líquido, no estado de líquido saturado, do tanque separador. A taxa de massa do líquido é medida pelo transdutor de taxa de massa M3. Na saída do evaporador, a mistura líquido+vapor é dirigida até o tanque separador, onde as duas fases são separadas. A fase vapor é conduzida até o calorímetro do condensador, onde cede calor para uma corrente de uma solução glicol+água.

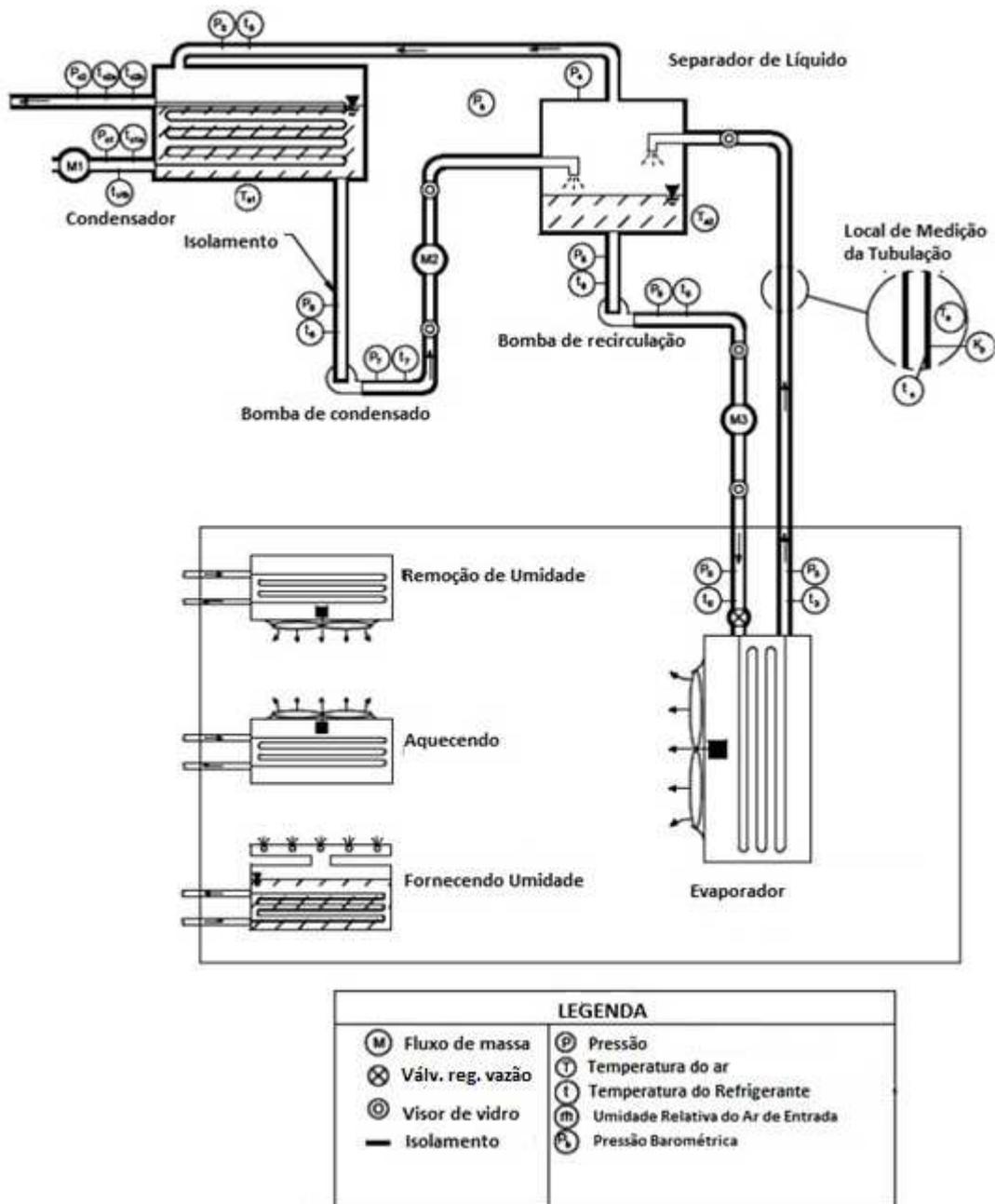


Figura 3.1 – Esquema da bancada de testes de evaporadores inundados

Fonte: Adaptado de ANSI/AHRI Standard 420 (2008).

A taxa de massa da solução de glicol + água é medida pelo transdutor de taxa de massa M1. Na ausência de perdas térmicas da superfície do calorímetro e demais componentes, a taxa de calor retirado do ambiente pelo evaporador, que é sua capacidade de refrigeração, deverá ser igual à taxa de calor cedido no calorímetro do condensador para o fluxo de líquido que aí circula.

Dessa forma, a capacidade do evaporador pode ser calculada indiretamente utilizando a Eq. (3.1):

$$\dot{Q}_{E,c} = \dot{m}_{1,c} (h_{c2} - h_{c1}) \quad (3.1)$$

onde $\dot{Q}_{E,c}$ é a capacidade do evaporador medida indiretamente no calorímetro do condensador, $\dot{m}_{1,c}$ é a taxa de massa da solução de glicol + água que passa no calorímetro do condensador, enquanto h_{c1} e h_{c2} são as entalpias do líquido nas condições de entrada e saída do calorímetro, respectivamente.

O número de recirculação, N_r , conforme a ANSI/AHRI Standard 420 (2008), é calculado a partir das taxas de massa medidas pelos transdutores M2 e M3, como mostrado na Eq. (3.2).

$$N_r = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_{2,c}} \quad (3.2)$$

onde $\dot{m}_{2,c}$ é a taxa de massa que sai do condensador, sendo a mesma que sai do evaporador e \dot{m}_3 é a taxa de massa na alimentação do evaporador.

O número de transdutores e seu posicionamento nas diversas partes do circuito também são estabelecidos pela norma supracitada.

3.3 DESCRIÇÃO DA BANCADA

O estudo experimental foi realizado no Laboratório de Testes de Equipamentos da empresa Güntner do Brasil, localizada no município de Caxias do Sul, RS, através de uma parceria da empresa com a Universidade do Vale do Rio dos Sinos.

A estrutura do laboratório, o evaporador e um operador do sistema de refrigeração foram gentilmente disponibilizados para a execução de um conjunto de testes que será descrito posteriormente. A bancada utilizada possui uma configuração diferente da recomendada pela norma. No entanto, os procedimentos de testes, a incerteza mínima da instrumentação utilizada e o posicionamento no sistema seguem tal e qual as recomendações.

A bancada funciona como um anexo de um sistema de refrigeração com amônia já existente na empresa. Está localizada em um pavilhão, termicamente isolado do ambiente externo e com dispositivos de circulação e renovação de ar que permitem o controle das condições internas do ambiente. O esquema simplificado dessa bancada, juntamente com a localização da instrumentação utilizada, é apresentado na Fig. (3.2).

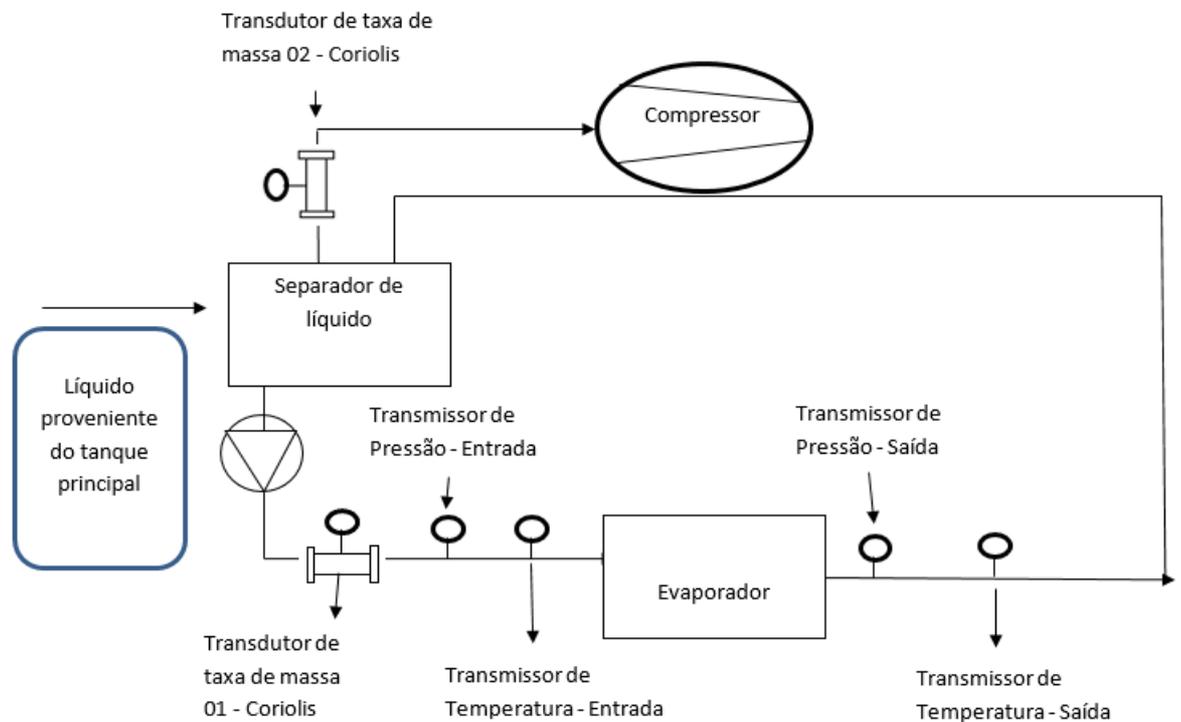


Figura 3.2 – Esquema da bancada experimental da Güntner do Brasil.

Nessa bancada, a circulação do refrigerante se dá pela presença de um compressor, que aspira vapor saturado de um tanque separador de líquido. O vapor superaquecido é conduzido até o condensador, onde cede calor ao ambiente externo, condensando. O líquido subresfriado na saída do condensador é expandido até a pressão correspondente à temperatura de saturação do tanque separador, onde acontece a separação das fases vapor e líquido. O vapor segue para a aspiração do compressor enquanto o líquido vai alimentar o evaporador, através de uma bomba localizada na base do tanque separador. A bomba é controlada por um inversor

de frequência, permitindo que opere em uma ampla faixa de vazões. Infelizmente, não foi possível medir o consumo adicional de potência da bomba durante os experimentos.

Dois transdutores de taxa de massa do tipo Coriolis (Endress+Hauser, ProlinePromass83F), são utilizados para medir a taxa de massa no escoamento monofásico do líquido que alimenta o evaporador e do vapor superaquecido, na descarga do compressor. Na entrada e na saída do evaporador, dois conjuntos redundantes são utilizados para medir a temperatura e pressão do refrigerante. Esses transmissores são também da marca Endress+Hauser, respectivamente modelo Omnigrad M TR10, para as temperaturas e modelo Cerabar M PMP51, para as pressões. As coletas de pressão e temperatura apresentavam uma coleta dupla de informações, ou seja, cada valor de temperatura ou pressão de entrada era lido por dois transmissores e posteriormente definido a média entre eles. Da mesma forma ocorria na saída do evaporador.

Os dados são coletados utilizando um multímetro com multiplexador (Agilent 34972A), com uma frequência de aquisição de dados a cada 15 segundos. O controle da bancada durante os testes é feito manualmente ou automaticamente através de um supervisor especialmente desenvolvido para essas aplicações, na plataforma LabView, assim como o controle do sistema de aquisição de dados. Os dados são armazenados durante os experimentos e posteriormente tratados e analisados. Informações sobre as incertezas dos transdutores utilizados são apresentadas na Tab. (3.2).

Tabela 3.2 – Incertezas de leitura dos transdutores utilizados.

Instrumentos	Incerteza
Transmissor de pressão Cerabar M PMP51, bar	0,15 %
Transmissor de temperatura Omnigrad M TR 10, °C	0,15
Medidores de fluxo Coriolis Prolin e Promass 83F	
Taxa de fluxo do líquido, kg s ⁻¹	0,10 %
Taxa de fluxo do vapor, kg s ⁻¹	0,35 %

Na Fig. (3.3) pode-se observar a posição de instalação dos transmissores de pressão e de temperatura na entrada e saída do evaporador. Na Fig. (3.4) pode-se observar a localização do transmissor de taxa de massa na entrada do evaporador.



Figura 3.3 – Localizações dos transmissores de pressão e temperatura na entrada e saída do evaporador.



Figura 3.4 – Localização e posicionamento do transmissor de taxa de massa na entrada do evaporador.

A adaptação da bancada se dava em função do sistema operar conforme um ciclo de refrigeração padrão, ou seja, fazia o uso de um compressor que aspirava o vapor saturado e destinava o refrigerante ao condensador para condensá-lo. Após, o refrigerante era enviado ao tanque separador de líquido para alimentar o evaporador. Dessa forma, o número de recirculação não pode ser calculado conforme mostrado na Eq. (3.2). Considerando que o sistema de refrigeração da bancada é similar ao apresentado na Fig. (2.5) e realizando um balanço de massa para o volume de controle em torno do tanque separador de líquido, considerando apenas a fase vapor, chega-se na Eq. (3.3):

$$\dot{m}_2 x_4 + \dot{m}_1 x_7 = \dot{m}_2 x_1 \quad (3.3)$$

onde \dot{m}_1 é a taxa de massa que circula no evaporador e \dot{m}_2 é a taxa de massa que circula no compressor. Considerando que na sucção do compressor o refrigerante se encontra no estado de vapor saturado ($x_1 = 1$), a solução dessa equação permite encontrar a relação entre as taxas de massa do evaporador e do compressor, como mostrado na Eq. (3.4):

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} = \frac{(1 - x_4)}{x_7} \quad (3.4)$$

Se o título do refrigerante após o dispositivo de expansão, na entrada do tanque separador de líquido for próximo a zero, $x_4 \rightarrow 0$, a Eq. (3.4) permite determinar experimentalmente o número de recirculação, N_r , como mostrado na Eq. (3.5).

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} = N_r \approx \frac{1}{x_7} \quad (3.5)$$

Essa condição de título $x_4 \rightarrow 0$ existe nessa bancada em função de não haver a presença da válvula de expansão na entrada do tanque separador, uma vez que é alimentado pelo tanque separador principal da instalação de refrigeração. Dessa forma é garantida a entrada de refrigerante no estado líquido no evaporador e a inexistência de vapor de *flash* no tanque separador. A ausência de vapor na entrada do evaporador é garantida durante os testes pela informação do transdutor de massa tipo Coriolis, que acusaria a presença de escoamento não homogêneo através da variação da sua massa específica nesse ponto.

Durante o processo de transferência de calor, o refrigerante no interior dos tubos do evaporador encontra-se como uma mistura bifásica de líquido+vapor. Conforme Moran et al. (2014), quando essa mistura está em equilíbrio, a fase líquida corresponde à condição de líquido saturado e a fase vapor à condição de vapor saturado. Essa condição permite que a capacidade do evaporador seja calculada através de um balanço de energia entre a entrada e saída do evaporador considerando cada uma das fases e as taxas de massa correspondentes, conforme a Eq. (3.6).

$$\dot{Q}_{E,\text{exp}} = \dot{Q}_{E,6} + \dot{Q}_{E,7} \quad (3.6)$$

que correspondem às capacidades do líquido e do vapor, respectivamente, e calculadas pelas Eq. (3.7) e (3.8):

$$\dot{Q}_{E,6} = (\dot{m}_1 - \dot{m}_2)(h_{7,\text{liq}} - h_{6,\text{liq}}) \quad (3.7)$$

$$\dot{Q}_{E,7} = \dot{m}_2(h_{7,\text{vap}} - h_{6,\text{liq}}) \quad (3.8)$$

onde os sub-índices *liq* e *vap* representam as fases líquido saturado e vapor saturado, respectivamente. As condições de entrada e saída são determinadas a partir dos valores medidos de pressão e da condição de saturação (líquido saturado ou vapor saturado). Essa capacidade deve ser similar à capacidade medida através do conhecimento do título da mistura líquido+vapor na saída do evaporador, x_7 , conforme a Eq. (3.9):

$$\dot{Q}_{E,x} = \dot{m}_1(h_7 - h_6) \quad (3.9)$$

onde h_6 é a entalpia do refrigerante no estado de líquido saturado na entrada do evaporador e h_7 é a entalpia do refrigerante na saída do evaporador, na condição de mistura líquido+vapor com título x_7 . A entalpia na entrada, correspondente à condição do refrigerante no estado de líquido saturado, é obtida a partir das temperaturas e pressões medias medidas.

3.3.1 Características do Evaporador Utilizado

O modelo de evaporador utilizado nos testes é mostrado na Fig. (3.5), juntamente com suas dimensões. É um modelo tipo serpentina aletada, construído em aço inoxidável. As dimensões do evaporador são: comprimento de 4310 mm; altura de 1560 mm, profundidade de 890 mm, com dois ventiladores operando com uma velocidade de face de 4 m/s.

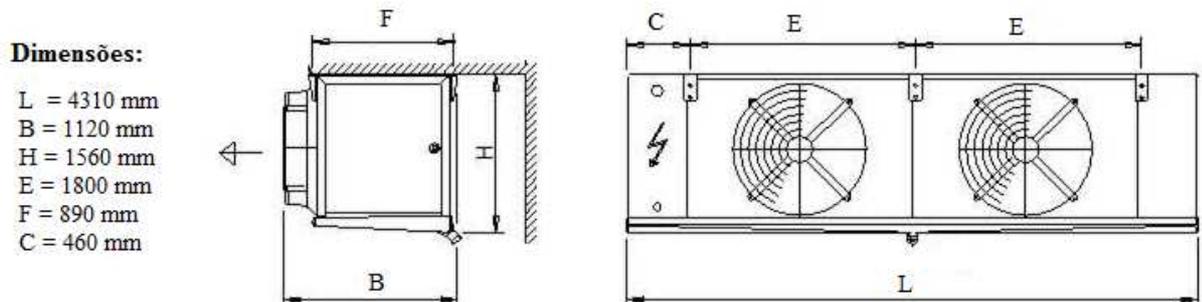


Figura 3.5 – Dimensões do evaporador utilizado nos testes.



Figura 3.6 – Vista lateral do evaporador mostrando a condição de alimentação por baixo e ao distribuidor de líquido.

Os tubos possuem diâmetro externo de 15 mm e espessura de parede de 0,5 mm. A serpentina tem 8 tubos na profundidade e 28 tubos na altura, com distribuição conforme a Fig. (3.6). A alimentação do evaporador é feita pela parte inferior em um sistema chamado de dupla alimentação, isso é, para cada fileira dois tubos são alimentados simultaneamente. As

aletas possuem configuração como mostrada na Fig. (3.7), com arranjo alinhado e distâncias entre tubos de 50 mm, tanto no sentido transversal como longitudinal. As aletas são de alumínio e possuem espessura de 0,35 mm. A distância entre aletas é de 8 mm, resultando em uma densidade de aletas de 125/m, como mostrado na Fig. (3.8).

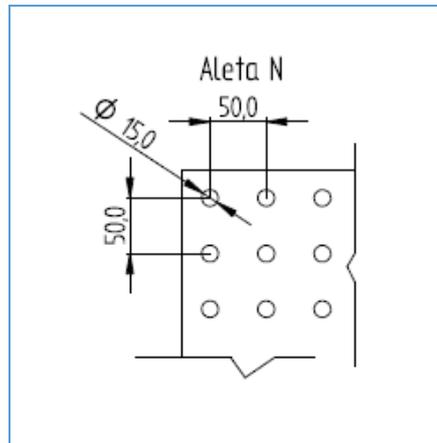


Figura 3.7 – Padrão da distância entre tubos.



Figura 3.8 – Padrão de distribuição das aletas.

3.4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O procedimento experimental segue algumas definições da norma ANSI/AHRI Standard 420 (2008) com intuito de garantir a validação do processo. Primeiramente o evaporador foi instalado em uma câmara isolada termicamente, de tamanho suficiente para evitar restrições de fluxo de ar ou de recirculação, de tal forma que nenhum obstáculo seja posicionado a uma distância que comprometa a descarga do evaporador.

Todos os pontos característicos de medição foram medidos com auxílio de equipamentos certificados que operam simultaneamente com o evaporador. Os tempos de

coletas de dados foram de aproximadamente 10 minutos, após a estabilização do sistema, permitindo observar as variações das taxas de massa, do evaporador e do compressor.

Os testes foram realizados com a temperatura de vaporização $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ e seis números de recirculação, de 1,5 até 4 com variações a cada 0,5.

O ajuste da temperatura de vaporização foi realizado pelo controle da capacidade do compressor e também pelo controle da sua pressão de sucção, através de uma válvula reguladora modelo ICM (Danfoss) colocada na saída do tanque separador. O circuito do refrigerante, identificado na Fig. (3.2), fornece o refrigerante no estado líquido em uma temperatura controlada, a partir do tanque separador de líquido de baixa pressão, com volume de aproximadamente 450 L, situado acima do evaporador e abaixo do reservatório principal. A bomba de circulação está situada abaixo do tanque separador, cujo nível de líquido é mantido constante para que a vazão volumétrica da bomba seja uniforme e não haja cavitação na sucção da bomba.

As coletas de dados como pressão, temperatura e taxas de massa foram realizadas através dos equipamentos já citados e sua aquisição com velocidade de uma leitura a cada 15 segundos. A coleta dos dados foi acompanhada visualmente com o auxílio da tela de controle do supervisor para aquisição de dados em tempo real, como mostrado na Fig. (3.9).



Figura 3.9 – Tela de controle e gerenciamento de dados.

O arquivo de dados de cada experimento foi tratado individualmente. Primeiramente foram calculados os valores médios fornecidos por cada um dos transdutores utilizados e o desvio padrão, s , de acordo com a Eq. (3.10).

$$s = \sqrt{\frac{\sum(x_i^2 - x^{-2})}{n-1}} \quad (3.10)$$

onde x_i é o valor medido de um dado parâmetro. Todos os dados fora do intervalo de $\pm 2s$ foram descartados, realizando-se nova média. O conjunto de dados para cada parâmetro medido e para cada teste foi representado por pelo menos 15 valores, valor mínimo recomendado pela norma ANSI/AHRI Standard 420 (2008).

4 RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados experimentais obtidos durante as experiências com o sistema de evaporador inundado com recirculação de líquido.

4.1 ANÁLISE EXPERIMENTAL

Depois de realizado o tratamento dos dados, conforme comentado anteriormente, os principais parâmetros medidos durante o experimento são apresentados na Tab. (4.1). O número de recirculação, calculado pela Eq. (3.5), variou entre 1,49 até 4,05. Durante o experimento não foi possível manter os valores igualmente espaçados do número de recirculação em função dos ajustes da bancada para conseguir as condições de equilíbrio. Os testes iniciaram com o valor máximo de recirculação, $N_r = 4,05$, e foram sendo progressivamente reduzidos até $N_r = 1,49$. A temperatura do ar na entrada do evaporador para o primeiro valor de recirculação foi igual a $T_i = -0,39$ °C enquanto que para o último valor foi de $T_i = -1,59$ °C. Essa variação decorreu da dificuldade de manter uma carga térmica constante no ambiente dos testes em função da baixa temperatura externa, que durante os testes ficou em torno de 5 °C. Em função disso, a temperatura de saída do ar no evaporador também apresentou uma variação entre -5,14 a -8 °C. A taxa de massa do refrigerante na alimentação do evaporador ficou entre 0,124 kg/s até 0,361 kg/s.

Tabela 4.1 – Valores médios coletados no teste experimental.

N_r	T_i , °C	T_o , °C	T_{ri} , °C	T_{ri_sat} , °C	T_{ro} , °C	T_{ro_sat} , °C	P_{ri} , bar	P_{ri_sat} , bar	P_{ro} , bar	P_{ro_sat} , bar	\dot{m}_1 , kgs ⁻¹	\dot{m}_2 , kgs ⁻¹
1,49	-1,59	-8	-9,15	-10,98	-12,92	-12,32	1,78	1,997	1,63	1,565	0,124	0,083
2,12	-1,76	-7,77	-8,97	-10,55	-12,99	-12,41	1,83	2,02	1,62	1,556	0,176	0,083
2,47	-1,34	-6,87	-9,12	-9,87	-12,49	-11,87	1,91	2	1,68	1,612	0,210	0,085
3,06	-0,67	-5,92	-10,02	-8,63	-11,78	-11,16	2,06	1,89	1,76	1,69	0,271	0,089
3,24	-0,95	-5,95	-10,11	-8,968	-12,11	-11,51	2,02	1,88	1,72	1,653	0,281	0,087
4,05	-0,39	-5,14	-10,08	-8,07	-11,57	-10,98	2,13	1,885	1,78	1,714	0,361	0,089

A temperatura do refrigerante na entrada do evaporador, T_{ri} , variou durante o conjunto de testes entre -8,97 a -10,11 °C enquanto que a temperatura do refrigerante na saída, T_{ro} , variou entre -11,57 a -12,99 °C. A pressão do refrigerante na entrada do evaporador ao longo

dos testes ficou entre 2,13 a 1,78 bar. Como valor comparativo se apresenta as temperaturas e pressões de saturação e suas respectivas variações.

Os valores da Tab. (4.1) foram inseridos no programa *Engineering Equation Solver*, EES, (KLEIN; ALVARADO, 2000) para a determinação das propriedades termodinâmicas do R-717 e dos cálculos necessários aos balanços de energia no evaporador.

As capacidades do evaporador foram determinadas utilizando as Eq. (3.6) a (3.8) para cada um dos números de recirculação, N_r e são apresentadas na Fig. (4.1). Observou-se que nessa faixa, o incremento da capacidade do evaporador é aproximadamente linear com o aumento do número de recirculação, variando entre 108,6 a 118,7 kW, com um incremento de 9,3% entre $N_r = 1,49$ até $N_r = 4,05$. Nessa mesma figura foram apresentados os valores de capacidade do evaporador calculadas com a entalpia da mistura líquido+vapor na saída do evaporador, obtida a partir do título do refrigerante determinado pela Eq. (3.5). A diferença entre esses valores é praticamente nula para $N_r = 1,49$ aumentando progressivamente até $N_r = 4,05$, onde a diferença chega a 3,6 %. Dessa forma, a determinação da capacidade do evaporador por essa aproximação mostra-se adequada para uma ampla faixa de números de recirculação.

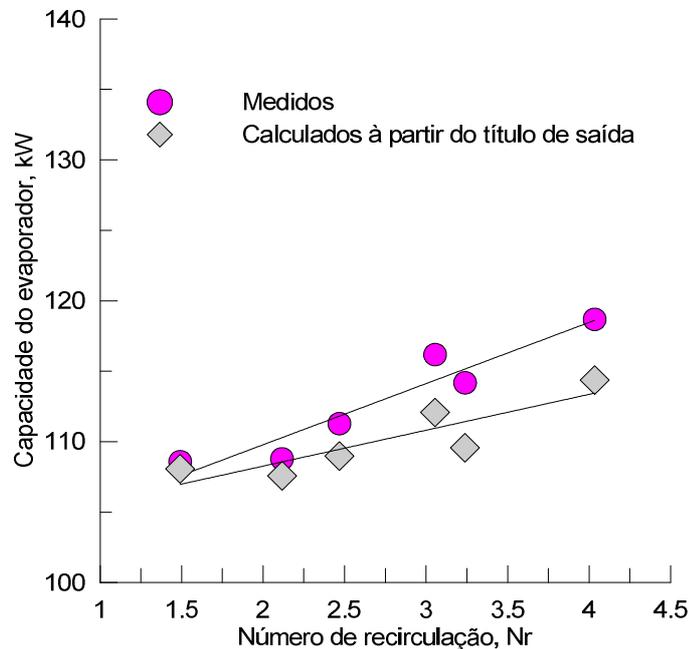


Figura 4.1 – Capacidade do evaporador medida e calculada pelo título na saída.

Na Fig. (4.2) é mostrada novamente a capacidade do evaporador em função do número de recirculação juntamente com as capacidades associadas ao processo de transferência de calor convectivo do escoamento da fase líquido e ao processo de transferência de calor por

ebulição do refrigerante. Como esperado, a contribuição do escoamento convectivo é significativamente inferior ao do escoamento em ebulição.

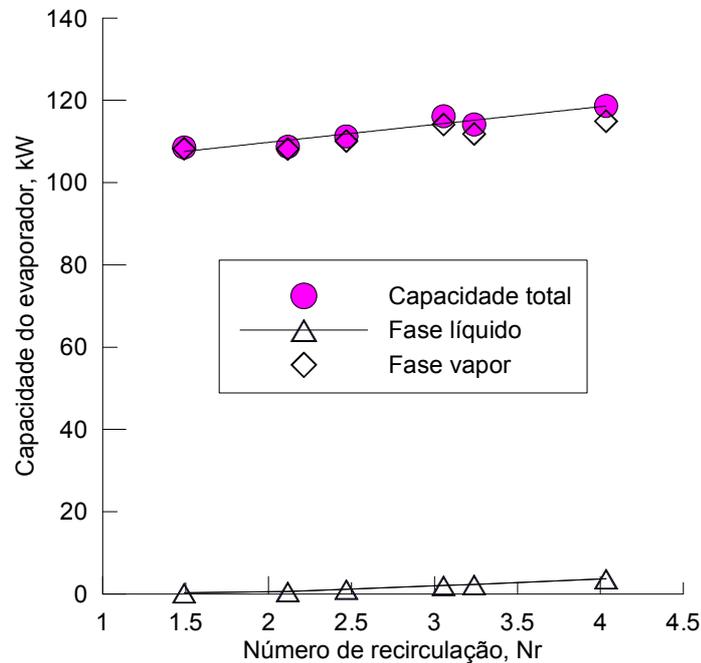


Figura 4.2 – Capacidade total do evaporador e capacidades nas fases líquido e vapor, em função do número de recirculação.

A curva de capacidade do evaporador não apresenta ponto de inflexão para a faixa de números de recirculação utilizados no experimento, o que caracterizaria uma condição na qual a capacidade é máxima para um dado número de recirculação. Esse comportamento foi observado por Mønsted (2011), utilizando um trocador a placas com circulação forçada de R-717. O trocador foi projetado para um número de recirculação igual a 1,25, mas atingiu a máxima capacidade com $N_r = 1,5$. Para um $N_r = 1,5$, a capacidade do evaporador reduziu em 13%. A justificativa encontrada é que no projeto original a distribuição de refrigerante entre as placas do trocador havia sido otimizada para um $N_r = 1,25$. Fora dessa condição, a capacidade do evaporador diminuiu. O mesmo autor também observou que, mesmo com a diminuição da capacidade para $N_r > 1,5$, o coeficiente de transferência de calor por ebulição atingiu um valor máximo para $N_r = 2,5$.

Wile (1962), utilizando um evaporador resfriador de ar de tubo-aletas com circulação de R-717, observou que a partir de $N_r > 4$ o ganho na capacidade do evaporador com recirculação forçada de líquido, em relação a um evaporador com expansão direta, foi mínimo.

Para justificar os valores crescentes de capacidade do evaporador, à medida que o número de recirculação aumenta, foi elaborada a Tab. (4.2) onde são apresentados os valores de velocidade mássica, G , fluxo de calor, q'' , e o coeficiente de transferência de calor por ebulição médio, h_i , calculado à partir da correlação de Shah (1982), apresentada no capítulo 2. Nessa tabela pode ser notado que à medida que N_r aumenta, tanto a velocidade mássica quanto o fluxo de calor aumentam. Como consequência, o coeficiente de transferência de calor por ebulição médio também aumenta.

Tabela 4.2 – Valores médios dos coeficientes de transferência de calor por ebulição, calculados pela correlação de Shah (1982) a partir dos valores de fluxo de calor e velocidade mássica.

N_r	G , $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$	q'' , Wm^{-2}	\bar{h} , $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$
1,49	50,52	3937	3549
2,12	71,57	3944	5484
2,47	85,33	4036	6120
3,06	109,8	4212	7003
3,24	114,1	4140	7005
4,05	146,5	4303	7636

Se observa que a velocidade mássica está relacionada diretamente com o coeficiente de transferência de calor por ebulição e o acréscimo do número de recirculação que está ligado ao título do refrigerante, apresentando queda significativa.

A variação do título do refrigerante na saída do evaporador é mostrada na Fig. (4.3), que apresenta uma relação aproximadamente linear com o número de recirculação. A faixa de títulos varia entre 0,67 para $N_r = 1,49$ chegando a 0,248 para $N_r = 4,05$.

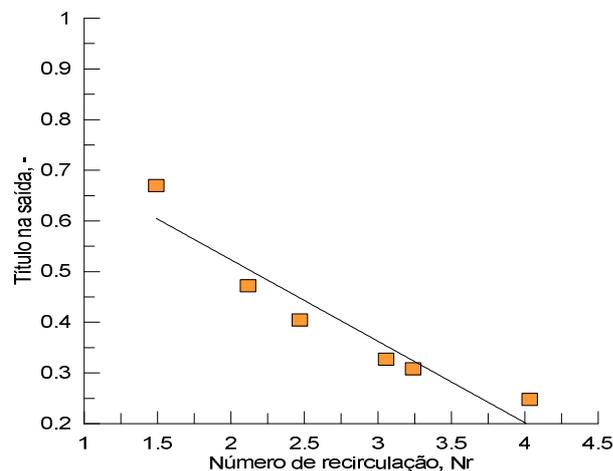


Figura 4.3 – Título do refrigerante na saída do evaporador em função do número de recirculação.

Além do aumento da capacidade do evaporador, duas consequências imediatas do aumento do número de recirculação podem ser observadas. A primeira é a queda de pressão do refrigerante no evaporador. A variação da queda de pressão no evaporador em função de Nr , é mostrada na Fig. (4.4). Sua variação ficou entre 15,2 kPa para $Nr = 1,49$ e 35,7 kPa para $Nr = 4,05$, representando um incremento de 134,8%, o que representa uma variação da temperatura de saturação entre entrada e saída do evaporador igual a 2,14 °C. A segunda observação, não apresentada, é o aumento da potência de bombeamento e, conseqüentemente, do consumo de energia pela bomba que são, a princípio as duas maiores desvantagens do sistema de recirculação forçada de líquido.

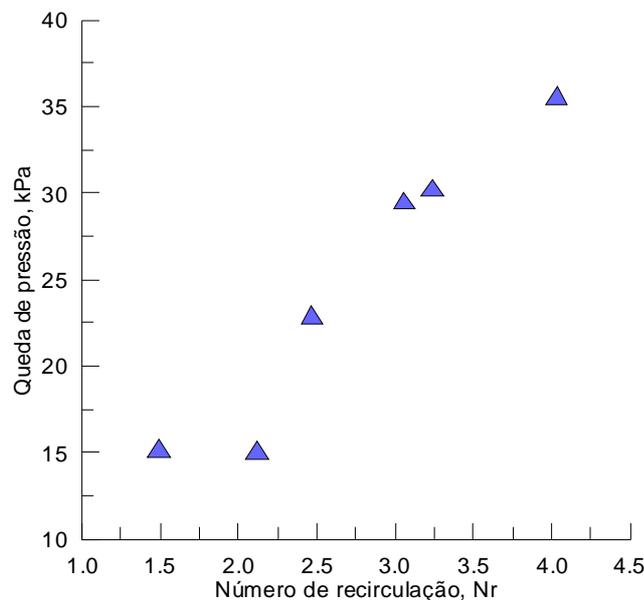


Figura 4.4 – Queda de pressão no evaporador em função do número de recirculação.

Conforme já comentado no capítulo 2, as propriedades medidas na fase líquida e vapor são necessárias para estimar as quedas de pressão. Nesse trabalho foi utilizada a correlação de Friedel (1979) para o cálculo da queda de pressão por atrito e a Eq. (2.78) para a queda de pressão devido a variação da energia cinética.

Na Tab. (4.3) são apresentados os valores experimentais e os valores estimados, para cada número de recirculação, juntamente com o valor do erro relativo, δ , determinado através da Eq. (4.1).

Tabela 4.3 – Comparação entre os valores estimados e medidos da queda de pressão no escoamento interno do evaporador.

Nr	ΔP_{est} , kPa	ΔP_{exp} , kPa	δ , %
1,49	11,96	15,20	-21,3
2,12	20,96	20,05	4,5
2,47	26,87	23,00	16,8
3,06	38,10	29,59	28,8
3,24	39,97	30,33	31,8
4,03	54,43	35,70	52,5

$$\delta = \frac{V_{est} - V_{exp}}{V_{exp}} 100 \quad (4.1)$$

onde V_{exp} representa os valores medidos e V_{est} os valores estimados à partir das correlações utilizadas. Com exceção do primeiro número de recirculação, a correlação de Friedel superestima o valor da queda de pressão para os demais valores de Nr , aumentando à medida que o número de recirculação aumenta. O erro relativo entre os valores medidos e os estimados fica entre 4,5% a 52,5%. No entanto, para a maioria dos valores, o erro encontra-se dentro da faixa usual encontrada para a maioria das correlações, conforme Thome (2004).

A queda de pressão, medida para cada número de recirculação e a queda de pressão estimada pela correlação de Friedel são apresentadas Fig. (4.5).

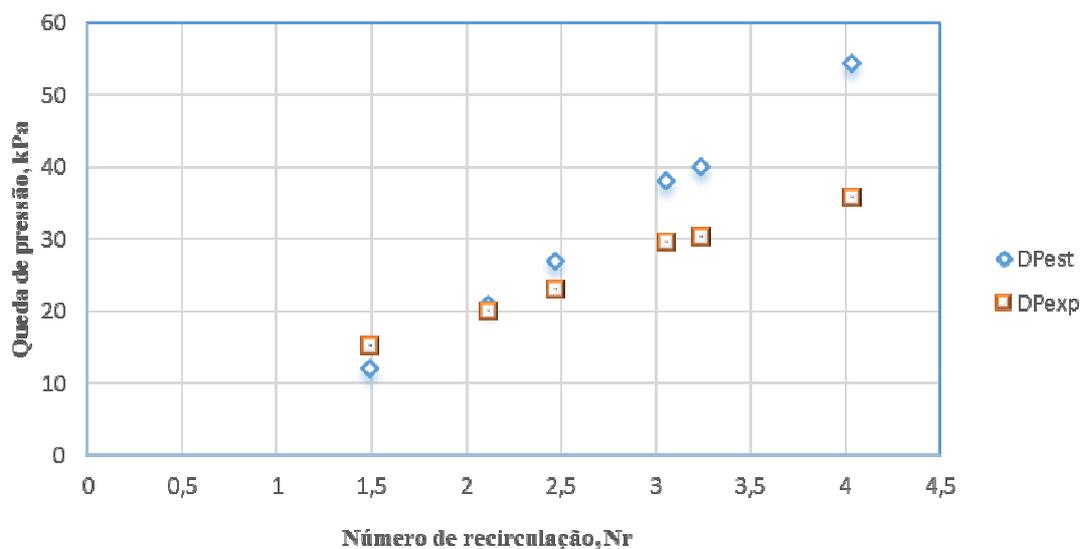


Figura 4.5 – Queda de pressão estimada/experimental no evaporador em função do número de recirculação, Nr .

4.2 DETERMINAÇÃO TEÓRICA DA CAPACIDADE DO EVAPORADOR

Nessa seção será apresentada a análise teórica do evaporador com recirculação de líquido utilizando as equações de correlação para a determinação dos coeficientes de transferência de calor por convecção do lado do ar e na ebulição do refrigerante dentro dos tubos, bem como para o cálculo da geometria do trocador e da eficiência global das aletas, conforme mostrado no capítulo 2.

Para a solução das equações para cada número de recirculação, bem como para o cálculo das propriedades termodinâmicas e de transporte do refrigerante, foi utilizado o programa EES (*Engineering Equation Solver*).

O evaporador utilizado nos testes de capacidade é do tipo resfriador de ar com serpentina aletada, cujos tubos são montados em linha e distribuição quadrada, conforme detalhes mostrados na Fig. (4.6). Conforme Shah e Bell (in Kreith, 2000), tal configuração é raramente utilizada em aplicações de refrigeração industrial, a menos que considerações de quedas de pressão muito baixas no lado do ar sejam requeridas.

A descrição dos parâmetros geométricos do trocador e suas dimensões é apresentada na Tab. (4.4).

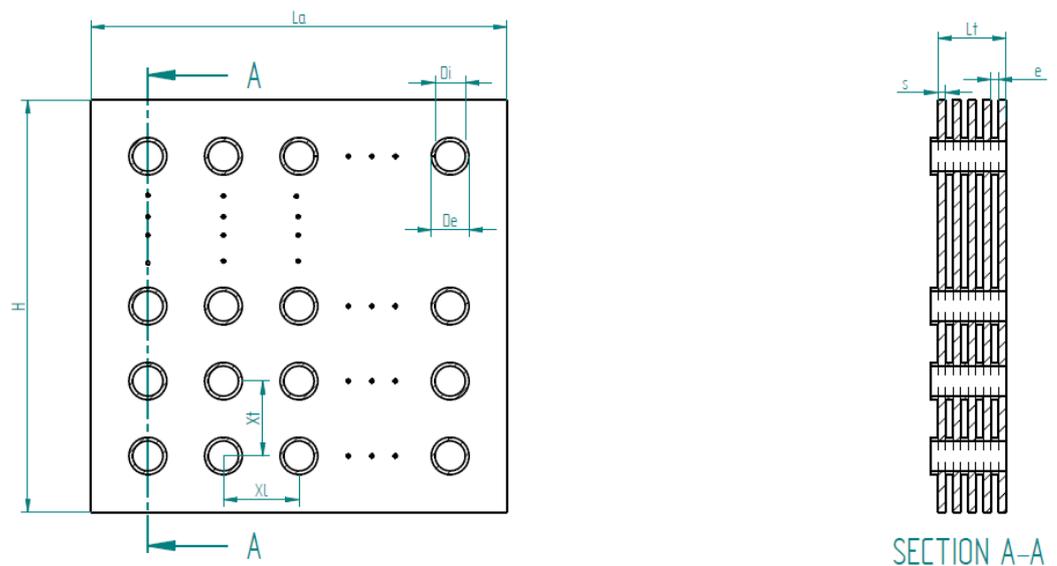


Figura 4.6 – Detalhe construtivo do evaporador.

O evaporador estudado é típico de aplicações industriais de baixa temperatura possuindo um número total de 224 tubos e 450 aletas. Sua área total de transferência de calor é de 589,6 m² enquanto sua área interna é de 35,47 m².

Tabela 4.4 – Dimensões do evaporador utilizado.

Parâmetro	Valor
Comprimento da aleta, L_a (m)	0,45
Altura da aleta, H (m)	1,45
Comprimento do tubo, L_t (m)	3,6
Espessura da aleta, e (m)	0,00035
Distância entre aletas, s (m)	0,008
Diâmetro externo do tubo, D_e (m)	0,015
Diâmetro interno do tubo, D_i (m)	0,014
Passo transversal, X_t (m)	0,05
Passo longitudinal, X_l (m)	0,05
Número de tubos na altura, N_t	28
Número de tubos na profundidade, N_p	8
Material do tubo	AISI 304
Material da aleta	Alumínio

A estimativa teórica da capacidade do evaporador é feita utilizando-se a Eq. (2.65), juntamente com o cálculo do coeficiente global de transferência de calor, Eq. (2.12) e da diferença de temperatura média logarítmica, Eq. (2.66).

Durante a operação do evaporador há formação de geada em volta dos tubos e das aletas, como pode ser observado na Fig. (4.7). Mesmo que essa camada não tenha sido significativa durante o intervalo de tempo de cada experimento, foi levada em consideração e tratada como uma resistência térmica devido a incrustação no lado externo do trocador de calor.



Figura 4.7 – Formação de geada nos tubos do evaporador.

Essa resistência térmica é calculada pela Eq. (4.2), apresentada por Seker (2004), em função da espessura de geada (ou gelo) nas paredes externas dos tubos e aletas.

$$R_{\text{gelo}} = \frac{e_{\text{gelo}}}{0,001202 \rho_{\text{água}}^{0,963}} \quad (4.2)$$

onde $\rho_{\text{água}}$ é a massa específica da água na temperatura de entrada do ar e na pressão atmosférica, e_{gelo} é a espessura do gelo, que é definida em função do tempo de exposição do trocador às diferentes temperaturas de entrada do ar. Para a determinação da espessura do gelo, foram utilizados os resultados apresentados por Wang (2011), em função das dimensões do banco de tubos e da temperatura do ar na entrada, ambos similares às condições existentes durante os experimentos realizados. A espessura do gelo é determinada de acordo com a Fig. (4.8) utilizando a curva para temperatura do ar de $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$.

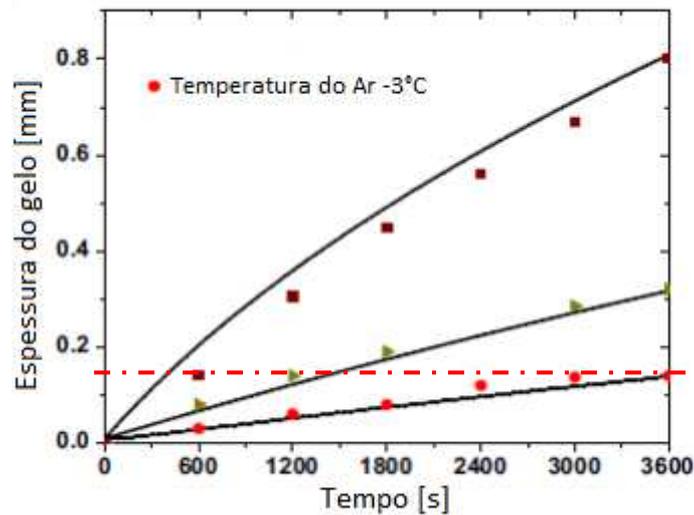


Figura 4.8 – Espessura da camada de gelo x tempo.

Fonte: Adaptado de Wang (2011).

Dessa forma, a resistência à incrustação externa em função da camada de gelo que se aplica para a condensação do vapor contido no ar em função da temperatura é definida de acordo com a espessura média de 0,17 mm. Ao aplicar este valor na Eq. (4.2) chega-se ao valor de $0,0001982 \text{ m}^2\text{KW}^{-1}$.

Para o lado interno, a resistência térmica devido à incrustação deve-se a formação de uma fina película de óleo lubrificante que circula juntamente com o refrigerante. Esse valor será considerado desprezível pois conforme Dossat (2004), o aumento da velocidade do refrigerante produz uma ação de limpeza nas paredes do tubo que retira o óleo e melhora a taxa de transferência de calor.

Como já comentado anteriormente e apresentado no capítulo 2, o coeficiente de transferência de calor por ebulição, \bar{h} , foi calculado utilizando-se a correlação proposta por Shah (1982) em função do título na saída do evaporador, x_f . O coeficiente de transferência de calor é função também da velocidade mássica, G , e do fluxo de calor, q'' , que estão associados diretamente com o padrão de escoamento do refrigerante durante a mudança de fase. Os valores obtidos são apresentados na Tab. (4.5).

Tabela 4.5 – Coeficiente de transferência de calor por ebulição para cada número de recirculação.

N_r	x_f	q'' , Wm^{-2}	G , $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$	\bar{h} , $\text{W m}^{-2}\text{K}^{-1}$
1,49	0,67	3937	50,52	3549
2,12	0,47	3944	71,57	5484
2,47	0,41	4036	85,33	6120
3,06	0,33	4212	109,8	7003
3,24	0,31	4140	114,1	7005
4,05	0,25	4303	146,5	7636

Para a determinação do coeficiente de transferência de calor do lado do ar, foram utilizadas três equações de correlação, conforme descrito no capítulo 2. Essas correlações foram desenvolvidas por Wang et al. (2000), Kim et al. (1999) e Wang et al. (1996) e dependentes dos parâmetros geométricos do trocador. Os valores obtidos são apresentados através de um valor médio, conforme variação quanto ao número de recirculação, de acordo com a Tab. (4.6).

Tabela 4.6 – Coeficientes de transferência de calor por convecção no lado do ar, em $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$

$h_{Wang,2000}$	h_{Kim}	$h_{Wang,1996}$
40,4	45,7	87,9

Observa-se grande variação entre os coeficientes calculados, um ponto característico dessa situação se dá em função das correlações utilizadas não serem aplicadas em evaporadores industriais, conforme estudo proposto e utilizado em grande escala, no que diz respeito ao número menor de tubos na profundidade e espaçamento entre os mesmos. Outro ponto considerável na correlação de Wang et al. (1996) comparada com as demais foi a utilização de 15 conjuntos de amostras para validação, diferente da correlação de Kim et al. (1999) e Wang et al. (2000) que avaliaram mais de 47 correlações para ter sua definição.

De posse dos valores dos coeficientes de transferência de calor externo e interno e utilizando a Eq. (2.12), o coeficiente global de transferência de calor, U_{est} , do evaporador foi calculado para cada um dos números de recirculação. Esses valores são apresentados na Tab. (4.7) e comparados com os valores experimentais, U_{exp} , baseado na capacidade do evaporador e na diferença de temperatura média logarítmica, conforme a Eq. (4.3):

$$U_{exp} = \frac{\dot{Q}_E}{A_t \Delta T_{LMTD}} \quad (4.3)$$

Tabela 4.7 – Comparação entre os valores experimentais e estimados do coeficiente global de transferência de calor do evaporador, U , em $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$.

Nr	$DT, ^\circ\text{C}$	$\Delta T_{LMTD}, ^\circ\text{C}$	U_{exp}	$U_{est,Wang,2000}$	$\delta, \%$	$U_{est,Kim}$	$\delta, \%$	$U_{est,Wang,1996}$	$\delta, \%$
1,49	9,4	5,64	32,65	21,71	-33,5	23,32	28,6	32,96	0,9
2,12	9,2	5,70	32,37	22,52	-30,4	24,26	-25,0	34,86	7,7
2,47	9,5	6,30	29,95	22,68	-24,3	24,44	-18,4	35,24	-17,7
3,06	10,2	7,29	27,02	22,84	-15,5	24,64	-8,8	35,66	32,0
3,24	10,2	7,38	26,17	22,85	-12,7	24,64	-5,8	35,67	36,3
4,05	10,4	7,82	25,74	22,94	-10,9	24,75	-3,8	35,91	39,5

Algumas observações importantes podem ser feitas através da Tab. (4.7). A primeira delas diz respeito à variação do coeficiente global de transferência de calor, U_{exp} , em função do número de recirculação. Os valores encontrados estão numericamente de acordo com Lorentzen (1965). No trabalho de Lorentzen (1965), conforme mencionado anteriormente, foi observado que aumentando o número de recirculação em um evaporador resfriador de ar tipo tubo-aleta, o valor do coeficiente global de transferência de calor aumenta, primeiro de forma abrupta para Nr entre 1 e 2, e depois menos pronunciada, mas sempre crescente para $Nr > 2$ até valores próximos a 7. Os resultados obtidos diferem, no entanto, dessa observação, uma vez que o coeficiente global de transferência de calor diminui com o incremento do número de recirculação. A diferença entre a temperatura do ar na entrada do evaporador e a temperatura do refrigerante, DT , mostra uma variação de apenas 1°C entre a maior e a menor recirculação, decorrente da pequena variação da temperatura do ar na entrada havida durante o experimento. No entanto, o valor da diferença de temperatura média logarítmica varia significativamente, entre $5,64^\circ\text{C}$ para $Nr = 1,49$ até $7,82^\circ\text{C}$ para $Nr = 4,05$. Pela análise da Eq. (4.3), pode ser verificado que esse aumento da ΔT_{LMTD} , de 38,6% contrabalança um aumento de apenas 9,3% do aumento da capacidade do evaporador.

A outra observação importante da Tab. (4.7) é que, dentre as três correlações analisadas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor no lado do ar, a correlação de Kim (1999) é aquela que apresenta menores erros relativos.

Utilizando a correlação de Kim (1999) para o escoamento externo e as demais correlações apresentadas anteriormente, e aplicando nas Eq. (2.10) e (2.11), foram obtidas as resistências térmicas associadas a cada um dos processos de transferência de calor e apresentadas em forma percentual na Tab. (4.8), em relação a resistência térmica total.

Tabela 4.8 – Importância comparativa das resistências térmicas no evaporador.

NR	$\Sigma R, K/W$	$R_{vi}, \%$	$R_{ct}, \%$	$R_{ve}, \%$	$R_{gelo}, \%$
1,49	0,04288	10,9%	1,3%	86,9%	0,8%
2,12	0,04122	7,4%	1,4%	90,4%	0,8%
2,47	0,04091	6,6%	1,4%	91,2%	0,8%
3,06	0,04059	5,9%	1,4%	91,9%	0,8%
3,24	0,04058	5,9%	1,4%	91,9%	0,8%
4,05	0,0404	5,4%	1,4%	92,4%	0,8%

Esses mesmos valores são apresentados na Fig. (4.9) para melhor visualização.

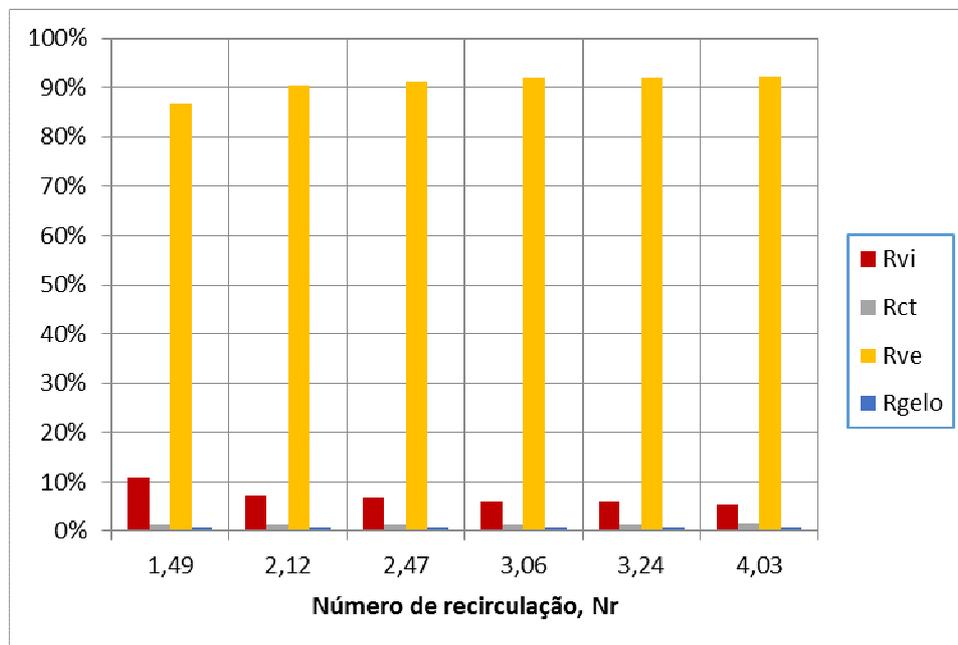


Figura 4.9 – Relação entre as resistências térmicas de cada processo e a resistência térmica total.

Como pode ser visto na Fig. (4.9), as resistências térmicas associadas à incrustação pela formação de geada e a da condução pelas paredes dos tubos são insignificantes quando comparadas às resistências térmicas no escoamento do lado do ar e no lado do refrigerante.

A comparação entre as resistências mostra que a do lado do ar apresenta uma média de aproximadamente 90,8% da resistência total, variando de 86,9 à 92,4%, conforme o aumento do número de recirculação. Observa-se também uma redução de aproximadamente 5,8% da resistência total em função do aumento do número de recirculação.

Outro ponto característico foi a redução de aproximadamente 50,7% da resistência interna conforme o incremento do número de recirculação.

5 CONCLUSÕES

Nesse trabalho foram apresentados resultados experimentais do comportamento de um evaporador com sistema de alimentação com superalimentação e recirculação do refrigerante, utilizado em processos de refrigeração industrial. O refrigerante utilizado nos testes foi o R-717, na temperatura de vaporização de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. A bancada de testes utilizada permitiu manter as condições de operação do evaporador em regime permanente, controlando as condições de carga térmica e de alimentação do refrigerante. A alimentação do refrigerante é realizada através de uma bomba centrífuga controlada por um inversor de frequência. O evaporador foi alimentado com diferentes números de recirculação, entre 1,5 e 4, em intervalos de 0,5, correspondendo à taxa de massa de líquido entre 0,124 kg/s até 0,361 kg/s.

O evaporador apresentou um incremento de capacidade com o aumento do número de recirculação na ordem de 9,3%, variando de 108,6 a 118,7 kW.

Observa-se que no estudo das correlações analisadas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor no lado do ar, a correlação de Kim et al. (1999) para aletas planas e tubos, a partir de alguns conjuntos de dados também apresentados por outros autores, em função de diversos diâmetros de tubos e passos de aletas e número de tubos na profundidade entre 1 a 8 foi a que apresentou os menores erros relativos para o cálculo do coeficiente global de transferência de calor.

Observou-se também que a resistência térmica do lado do ar representa aproximadamente 90,8% da resistência térmica total.

Cálculos da capacidade utilizando a correlação de Kim et al. (1999), em função do coeficiente global de transferência de calor, apresentaram incremento de aproximadamente 6,1%, variando de 23,3 a 24,8 $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$.

A queda de pressão durante o escoamento da amônia no evaporador também foi medida para cada número de recirculação, apresentando valores entre 15,2 a 35,7 kPa, representando um incremento de 134,8%. Já a queda de pressão estimada em função do número de recirculação variou de 11,96 a 54,43 kPa, com incremento de 355,1%. O título do refrigerante na saída do evaporador foi determinado pela relação entre a taxa de massa do vapor aspirado pelo compressor, depois do tanque separador, e a taxa de massa do líquido na entrada do evaporador. Sua variação, em relação do número de recirculação, foi de 0,67 até 0,248. O processo dominante na transferência de calor é da ebulição do refrigerante enquanto o processo de escoamento convectivo do líquido representa uma contribuição pouco significativa, principalmente para baixos números de recirculação.

Dessa forma o aumento do número de recirculação pode ser considerado positivo, pois o incremento de 9,3% da capacidade no processo de refrigeração industrial é significativo quando comparado ao aumento da queda de pressão, principalmente em sistemas dotados de múltiplos evaporadores e afastados da sala de máquinas, embora não foi possível coletar e avaliar o incremento da potência conforme as variações da bomba de recirculação. Além disso, todo calor transferido ao refrigerante é utilizado na mudança de fase, assim como a queda de pressão corresponde a uma redução da temperatura do refrigerante, privilegiando a transferência de calor sensível que se torna uma vantagem.

Foi observado a partir da análise dos resultados a necessidade de maior tempo para coleta de dados em função da estabilização do ambiente de testes, devido às temperaturas de vaporização desejadas, que poderiam permitir uma validação mais segura das correlações aplicadas.

Como recomendação para futuros trabalhos, analisar o comportamento do evaporador para diferentes temperaturas de vaporização, em função do número de recirculação e trabalhar com números de recirculação até no mínimo de 6, visando verificar se haverá uma inflexão da curva de capacidade do evaporador.

REFERÊNCIAS

ANSI/AHRI Standard 420 - **Standard for Performance Rating of Forced-Circulation Free**. Delivery Unit Coolers for Refrigeration, 2008.

ANSI/ASHRAE, Standard 34-1997. **Designation and Safety Classifications of Refrigerants**. ASHRAE: Atlanta, 1997.

ASHRAE. 2010. **Handbook – Refrigeration**. Atlanta, Ga.: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 2010.

BRASIL, Ministério de Minas e Energia, Eletrobrás Centrais Elétricas Brasileiras, Procel Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica. **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial**. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 316 p., 2005. Disponível em: <<http://www.mme.gov.br/documents/10584/1985241/Efic%20En%20em%20Sist%20de%20Refrig%20Ind%20e%20Com-Eletobras-05.pdf>>. Acesso em: 01 jun. 2016.

DANOV, S. V. **Development of experimental and numerical infrastructures for the study of compact heat exchangers and liquid overfeed refrigeration systems**. Thesis (Doctorate in Industrial Engineering), Universitat Politècnica de Catalunya, Terrassa, 2005.

DOSSAT, R. J. **Princípios de Refrigeração**, São Paulo: Hemus, 896 p., 2004.

FAUST, D. Pumped recirculators vs CPR feed. **IAR Industrial Refrigeration Conference & Exhibition**. Paper n. 6. Dallas, Texas, 2009.

FRIEDEL, L. **Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase pipe flow**, European two-phase flow group meeting, Ispra, Italy, June, Paper E2. *Aiche Journal*, vol. 1, pp. 531-535, 1979.

GIULIANI, G.; HEWITT, N. J.; DONATI, F. M.; POLONARA, F. Composition shift in liquid-recirculation refrigerating systems: an experimental investigation for the pure fluid R134a and the mixture R32/134a. **International Journal of Refrigeration**, vol. 22, pp. 486-498, 1999.

GNIELINSKY, V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. **International Chemical Engineering**, vol. 16, pp. 359-368, 1976.

GOSNEY, W. B. **Principles of Refrigeration**. New York: Cambridge University Press, 666 pp. 1982.

HUNDY, G. F.; TROTT, A. R.; WELCH, T. C. **Refrigeration and Air Conditioning**. 4^a ed. Butterworth-Heinemann: Oxford, 2008.

JECKEL, T. B.; REINDL, D. T. Liquid refrigerant pumping in industrial refrigeration systems. **ASHRAE Journal**, vol. 53, n.8, pp. 36-43, 2011.

KAKAÇ, S.; LIU, H. **Heat exchangers: selection, rating, and thermal design**. 2 ed. CRC Press, 2002.

KANDLIKAR, S.G. A general correlation for two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. **Journal of Heat Transfer**, vol. 112(1), pp.219–228, 1990.

KIM, N. H.; YOUN, B.; WEBB, R., L. Air-side heat transfer and friction correlation for plain fin-and-tube heat exchangers with staggered tube arrangements. **ASME Journal of Heat Transfer**, vol. 121, pp.662-667, 1999.

KLEIN, S.A.; ALVARADO F.L., EES – Engineering Equation Solver, Middleton, WI: F-Chart Software, 2000.

KREITH, F. (ed.), **The CRC Handbook of Thermal Engineering**. Boca Raton: CRC Press LLC, 2000.

LAWRENCE, N.; ELBEL, S. Experimental and numerical study on the performance of R410A liquid recirculation cycles with and without ejectors. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference**. Purdue University. Paper 1388, 2014.

LOPES, M. A. **Projeto e Simulação de Resfriadores de Líquidos**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade de São Paulo (USP), São Paulo, 139 p., 2007.

LORENTZEN, G. How to Design Piping for Refrigerant Recirculation. **Heating/Piping/Air Conditioning**, vol. 37, n. 6, pp. 139–152, 1965.

LOW, R. E.; WIEGAND, J. M.; MURPHY, F. T.; CORR, S. Performance of an Industrial Refrigeration System Using R-407A in a Flooded Evaporator. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference**, Purdue University. Paper 384, p. 30-36, 1998.

MINETTO, S.; FORNASIERI, E. An innovative system for feeding once-through evaporators in flooded conditions. **Applied Thermal Engineering**, vol. 31, pp. 370-375, 2011.

MØNSTED, A. **Elimination of Wet Return Lines in Ammonia Systems**: High-efficiency systems for energy reduction in industrial refrigeration plants with ammonia. Danish Technological Institute. Report: PSO Project: 340-010, 49 p., 2011.

MORAN, M. J; SHAPIRO, H. N; BOETTNER, D. D.; BAILEY, M. D. **Fundamentals of engineering thermodynamics**. Harbroken: John Wiley & Sons, 2014.

NELLIS, G.; KLEIN, S. **Heat Transfer**. New York: Cambridge, 2009.

PARANJBEY, R. Energy-Saving - Ammonia Refrigeration Applications using Pump Circulation. **Air Conditioning and Refrigeration Journal**, p. 103-122, 2009.

PEARSON, A. Refrigeration with ammonia - Review. **International Journal of Refrigeration**, vol. 31, n. 4, pp. 545-551, 2008.

PETUKHOV, B.S. Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties. **Advances in Heat Transfer**, vol. 6, pp. 503-565, 1970.

SCHMIDT, T.E., Heat Transfer Calculations for Extended Surfaces, **Refrigerating Engineering**, vol. 57, pp. 351–357, 1949.

SEKER, D.; KARATAS, H.; EGRICAN, N., Frost formation on fin-and-tube heat exchangers. Part I - Modeling of frost formation on fin-and-tube heat exchangers. **International Journal of Refrigeration**, vol. 27 (2004) 367–374.

SHAH, M. M. Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study. **ASHRAE Trans.**, vol. 88, p.185-196, 1982.

SHAH, R.K., SEKULIC, D.P. **Fundamentals of heat exchanger design**. Published by John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 2003.

SHAH, M.M. A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes. **Ashrae Transactions**, vol. 82, n. 2, pp. 66-86, 1976.

SHAH, M.M. Evaluation of general correlations for heat transfer during boiling of saturated liquids in tubes and annuli. **HVAC&Research Journal**, vol. 12, n. 4, pp. 1047-1065, 2006.

STOECKER, W. F. **Industrial Refrigeration Handbook**. New York: McGraw-Hill Education, 782 p., 1998.

STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração Industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2002.

TANG, L,H.; MING, Z.; XIE, G,N.;WANG, Q.W. Fin Pattern Effects on Air-Side Heat Transfer and Friction Characteristics of Fin-and-Tube Heat Exchangers with Large Number of Large-Diameter Tube Rows. **Heat Transfer Engineering**, vol. 30, p. 171–180, 2009.

THOME, J.R., Engineering Data Book III. Wolverine Tube, Inc. 2004.

WANG, C.C.; CHI, K., Y.; CHANG, C. J. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 43, p. 2693-2700, 2000.

WANG, W.; GUO, Q.C.; LU, W.P.; FENG, Y.C.; NA, W. A generalized simple model for predicting frost growth on cold flat plate. **International Journal of Refrigeration**, vol. 35, p. 475–486, 2011.

WANG, C.C.; CHANG, Y.J.; HSIEH, Y.C.; LIN, Y.T., Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins. **International Journal of Refrigeration**, Vol. 19, No. 4, pp. 223-230, 1996.

WHALLEY,P. Multiphase flow and pressure drop. **Heat Exchanger Design Handbook**, Hemisphere, Washington, D.C., vol.2, pp2.3.2-11, 1980.

WILE, D. D. **Evaporator Performance with Liquid Refrigerant Recirculation**. Proceedings of Meeting of Annex 1962–1, p 281, Washington D.C., 1962.