

ANÁLISE DE DESEMPENHO DE UM EVAPORADOR INUNDADO EM FUNÇÃO DO NÚMERO
DE RECIRCULAÇÃO

Mario Henrique Macagnan* – mhmach@unisinos.br

Jeferson Daniel Mathias* – jefersonmathias@gmail.com

Jéferson Diehl de Oliveira⁺ – jdiehl@lepten.ufsc.br

Oscar William Baldin[#] – obaldin@guentner.com.br

Jacqueline Biancon Copetti* – jcopetti@unisinos.br

Paulo Roberto Wander* – prwander@unisinos.br

*Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, www.unisinos.br

⁺ Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica, LEPTEN – Laboratório de Engenharia de Processos de Conversão e Tecnologia de Energia.

[#] Güntner do Brasil

R1 - Práticas e Sistemas

Resumo. O uso de evaporadores inundados com recirculação forçada de líquido é uma prática normalmente adotada em sistemas de refrigeração operando com amônia (R-717), principalmente aqueles que trabalham com baixas temperaturas de vaporização e com circuitos de múltiplos evaporadores. Apesar de suas inegáveis vantagens, poucos trabalhos estão disponíveis na literatura aberta tratando de aspectos relacionados aos processos de transferência de calor durante a ebulição da amônia em evaporadores comerciais com recirculação forçada de líquido. Nesse trabalho são apresentados resultados experimentais do estudo da variação da capacidade, queda de pressão e do título na saída de um evaporador comercial operando em uma temperatura de vaporização de -10 °C e utilizando amônia como refrigerante, para diversos números de recirculação. Foram utilizados números de recirculação entre 1,5 e 4, com intervalos de 0,5. Para essa faixa, a capacidade do evaporador apresentou incremento de 9,3% enquanto a queda de pressão no evaporador aumentou 133,6%.

Palavras-chave: Refrigeração industrial, Evaporadores inundados, Taxa de recirculação, Amônia

1. INTRODUÇÃO

Sistemas de refrigeração industrial são largamente utilizados para permitir a conservação de alimentos. O congelamento de produtos como carne de frango, peixe, gado e outros utiliza temperaturas baixas (entre -30 °C a -40 °C). Segundo Ramirez *et al* (2006), sistemas de refrigeração na Europa, utilizados no processamento de carne de frango e bovina, são responsáveis por mais de 50% da energia consumida pelo setor. Além disso, o consumo de energia por tonelada de produto nesse setor tem aumentado de 14 a 48% nos últimos anos, em todos os países pesquisados. Boa parte da explicação para esse aumento é devido à maiores exigências de higiene no processamento.

A grande maioria das empresas atuantes no ramo de refrigeração industrial utiliza a amônia (R-717) como fluido refrigerante devido a suas boas propriedades termodinâmicas e de transporte, custo reduzido e baixo impacto ambiental (Pearson, 2008). Esses sistemas possuem características peculiares de projeto e operação diferentes dos sistemas que operam com outros fluidos, como os halogenados R22, R134a, R410A, etc.

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 direta 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 inundados com recirculação de líquido o refrigerante não é totalmente vaporizado dentro dos tubos saindo como uma mistura líquido+vapor. Essa mistura é conduzida até o tanque separador onde o vapor é dirigido para a aspiração do compressor 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 inundado pode ter uma área de troca térmica de até 18% inferior a um evaporador alimentado com uma válvula de expansão termostática.

Os evaporadores inundados podem ser alimentados por gravidade ou por circulação forçada, através de uma bomba. Nesse último caso é onde 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 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). 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 regulação, geralmente manuais.

Além das características citadas anteriormente, os evaporadores inundados com recirculação de líquido ainda apresentam as seguintes vantagens (Stoecker, 1998 e Paranjpey, 2009):

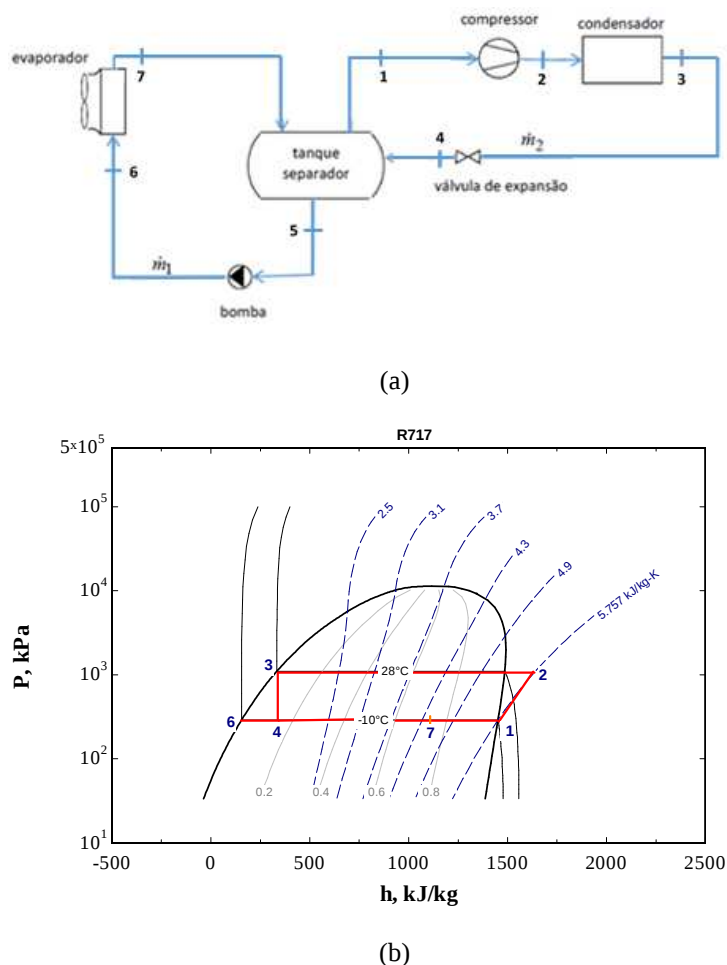
- melhor aproveitamento das superfícies internas do evaporador pela ausência de vapor de *flash*, maior velocidade de circulação do refrigerante líquido e, conseqüentemente, maiores coeficientes de transferência de calor;
- desacoplamento dos evaporadores do sistema de refrigeração, aumentando a flexibilidade 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.

Nesse trabalho são apresentados resultados experimentais do estudo da variação da capacidade de refrigeração de um evaporador comercial, a queda de pressão no escoamento e o título na saída do evaporador operando em uma temperatura de vaporização de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ e utilizando amônia como refrigerante.

2. NÚMERO DE RECIRCULAÇÃO

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. 1(a) juntamente com sua representação em um diagrama p-h.



A taxa de massa mínima de refrigerante no estado líquido para atender a carga térmica é dada pela Eq. 1:

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

onde $\dot{m}_{1,min}$ é a taxa de massa mínima de refrigerante líquido que deve ser fornecido aos evaporadores, em kg/s, $\dot{Q}_E$ é a capacidade de refrigeração dos evaporadores, em kW e h é a entalpia na temperatura (ou pressão) de saturação do evaporador, em kJ/kg. Os sub-índices representam os estados do refrigerante, conforme a Fig. 1.

O número de recirculação representa a relação entre a massa de líquido bombeado para o evaporador e a quantidade de líquido vaporizado no evaporador, conforme a Eq. 2.

$$N_r = \frac{\text{taxa de massa de líquido bombeado para o evaporador}}{\text{taxa de massa de líquido vaporizado}} \quad (2)$$

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 super alimentado, conforme a Eq. 3:

$$N_r = \frac{\dot{m}_1(h_1 - h_6)}{\dot{m}_1(h_7 - h_6)} = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_1 x_7} \approx \frac{1}{x_7} \quad (3)$$

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. 4.

$$x_7 = \frac{(h_7 - h_6)}{(h_1 - h_6)} \quad (4)$$

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 sobre alimentação, OR , é definida conforme a ASHRAE (2010) e Jekel e Reindl (2011), por exemplo, 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. 5:

$$OR = \left(\frac{\dot{m}_{1,liq}}{\dot{m}_{1,vap}} \right)_{\text{retorno}} \quad (5)$$

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, em kg/s. Essa equação pode ser escrita como função do título do refrigerante na saída do evaporador, de acordo com a Eq. 6:

$$OR = \frac{\dot{m}_1(1 - x_7)}{\dot{m}_1 x_7} = \frac{1}{x_7} - 1 \quad (6)$$

Substituindo essa expressão na Eq. 3, resulta na Eq. 7 que estabelece a relação entre o número de recirculação e a taxa de sobre alimentação:

$$OR = N_r - 1 \text{ ou } N_r = OR + 1 \quad (7)$$

Assim, se todo o líquido fornecido ao evaporador é vaporizado durante a transferência de calor, a taxa de superalimentação 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. 8:

$$\dot{m}_{1,b} = \dot{m}_{1,min} (OR + 1) \quad (8)$$

Maiores taxas de massa no evaporador geralmente estão associadas com maiores coeficientes de transferência de calor mas também em maior perda de pressão. No entanto, o aumento no número de recirculação afeta o título do refri-

gerante na saída do evaporador e, consequentemente, o padrão de escoamento do refrigerante. A influência do título no coeficiente de transferência de calor pode ser visto na representação da Fig. 2, onde foi utilizada a equação de correlação de Shah (1982) para uma condição genérica de escoamento, com velocidade mássica igual a $G=250 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ em tubos horizontais de diâmetro interno 14 mm, utilizando R-717 como refrigerante.

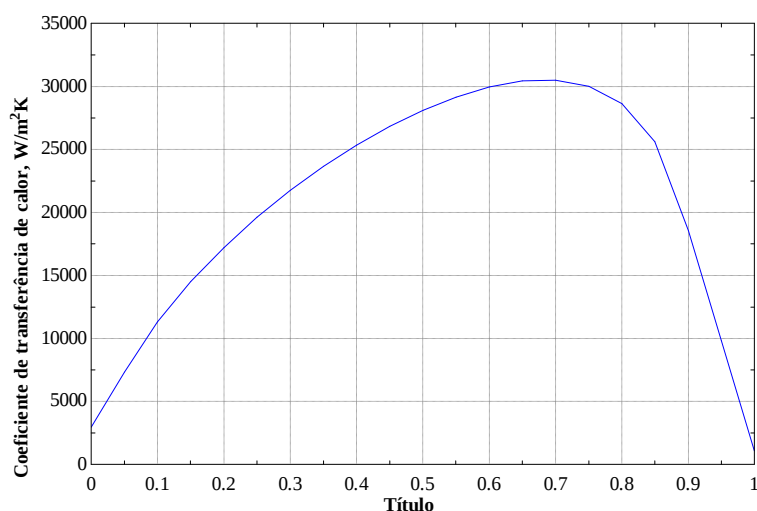


Figura 2. Coeficiente de transferência de calor em função do título do refrigerante para escoamento de R-717 em tubos horizontais.

3. ESTUDOS SOBRE SISTEMAS COM RECIRCULAÇÃO DE REFRIGERANTE

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 os de Wile (1962), analisando 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. 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. Giuliani *et al.* (1999) realizaram estudos experimentais avaliando o comportamento de misturas zeotrópicas operando em sistemas com recirculação de líquido.

A ASHRAE (2010) recomenda números de recirculação, como mostrado na Tab. 1, de acordo com o refrigerante utilizado e o tipo de alimentação do evaporador. 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. Mønsted (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.

Tabela 1. Valores de números de recirculação usualmente utilizados, conforme recomendação da ASHRAE (2010).

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

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 Jekel 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.

4. METODOLOGIA EXPERIMENTAL

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.

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.

4.1 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 bancada utilizada apresenta uma configuração diferente da recomendada pela norma, onde a capacidade do evaporador é medida indiretamente, através de um balanço de energia no calorímetro do condensador. No entanto, os procedimentos de testes, a incerteza mínima da instrumentação utilizada e o posicionamento no sistema seguem integralmente 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.

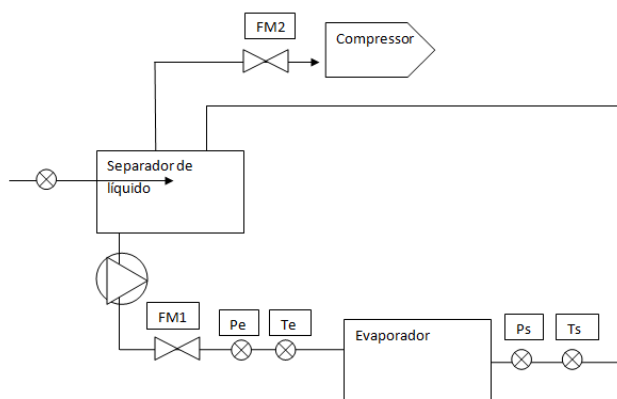


Figura 3. Esquema da bancada experimental.

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 em um tanque separador localizado externamente ao laboratório, onde acontece a separação das fases vapor e líquido. Parte do líquido desse tanque alimenta o separador de líquido da bancada, cujo nível é controlado por um transdutor, controlando a abertura de uma válvula solenoide. Na saída do evaporador, o refrigerante segue para o tanque separador da bancada onde o vapor é aspirado pelo compressor enquanto o líquido recircula para o evaporador. A alimentação do evaporador é feita 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. Testes realizados mostram que a quantidade de óleo circulando no evaporador fica entre 0,45 e 0,61%, em massa.

Dois transdutores de taxa de massa, do tipo Coriolis, marca Endress+Hauser, modelos Proline Promass 83F, mostrados na Fig. 4 como FM1 e FM2, 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, modelo Omnicard M TR10, para a medição de temperatura e Cerabar M PMP51, para as medições de pressão.

Os dados são coletados utilizando um multímetro com multiplexador, marca Agilent, modelo 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.2.

Tabela 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 °C
Medidores de fluxo Coriolis Proline Promass 83F	-
- Fase líquido, kg.s ⁻¹	0,10 %
- Fase vapor, kg.s ⁻¹	0,35 %

Na Fig. 4 podem ser observadas as posições de instalação dos transdutores de pressão e temperatura na entrada e saída do evaporador.



(a)



(b)

Figura 4. Vista lateral do evaporador com os transdutores de pressão e temperatura (a) e posição do transmissor de taxa de massa para a alimentação do evaporador.

Devido à adaptação da bancada, o número de recirculação e a capacidade do evaporador não podem ser calculados conforme estabelecido pela ANSI/AHRI Standard 420 (2008). Considerando que o sistema de refrigeração da bancada é similar ao apresentado na Fig. 1(a) e realizando um balanço de energia no tanque separador de líquido, considerando apenas a fase vapor, chega-se na Eq. 9:

$$\dot{m}_2 x_4 + \dot{m}_1 x_7 = \dot{m}_2 \quad (9)$$

onde $\dot{m}_2$ é a taxa de massa através do compressor. A solução dessa equação permite encontrar a relação entre as taxas de massa do evaporador e do compressor, como mostrado na Eq. 10:

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} = \frac{(1 - x_4)}{x_7} \quad (10)$$

Se o título $x_4 \rightarrow 0$, a Eq. 10 permite determinar experimentalmente o número de recirculação, N_r , como mostrado na Eq. 11.

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} = N_r \approx \frac{1}{x_7} \quad (11)$$

Essa hipótese é razoável uma vez que, como explicado anteriormente, não há válvula de expansão na entrada do tanque separador de líquido e, conseqüentemente, não há formação de vapor de *flash*. De maneira similar, a capacidade do evaporador é determinada através de um balanço de massa e energia entre entrada e saída do evaporador. Assim, a capacidade do evaporador é calculada conforme a Eq. 12:

$$\dot{Q}_E = \dot{Q}_{E,1} + \dot{Q}_{E,2} \quad (12)$$

correspondendo às capacidades do líquido e do vapor, respectivamente e calculadas pelas Eq. 14 e 15:

$$\dot{Q}_{E,1} = (\dot{m}_1 - \dot{m}_2)(h_{1,l} - h_{6,l}) \quad (14)$$

$$\dot{Q}_{E,2} = \dot{m}_2(h_{1,v} - h_{6,v}) \quad (15)$$

onde os sub-índices *l* e *v* representam as fases líquido e vapor, respectivamente. As condições de entrada e saída são determinadas à partir dos valores medidos de temperatura e pressão. Essa capacidade deve ser similar à capacidade medida através do conhecimento do título da mistura líquido+vapor na saída do evaporador, conforme a Eq. 16:

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_1(h_7 - h_6) \quad (16)$$

4.2 Modelo de evaporador e matriz de experimentos

Para a análise da influência do número de recirculação na capacidade do evaporador e na perda de carga, foi utilizado um evaporador resfriador de ar comercial, tipo serpentina aletada, construído de 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. 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 distância entre tubos de 50 mm. As aletas possuem espessura de 0,35 mm e a distância entre aletas é de 8 mm, resultando em uma densidade de aletas de 125/m. A alimentação do evaporador é feita pela parte inferior.

Foram realizados no total seis experimentos para uma temperatura de saturação de -10 °C. O número de recirculação variou entre 1,5 até 4, em intervalos de 0,5, para cada uma das temperaturas.

5. RESULTADOS

Na Fig. 5(a) são apresentados os valores da capacidade do evaporador para números de recirculação na faixa de 1,5 até 4 e temperatura de saturação igual a -10 °C. Nessa faixa, o incremento da capacidade do evaporador é aproximadamente linear com o aumento do número de recirculação, variando entre 110 a 150 kW, com um incremento de 9,3% entre $N_r = 1,5$ até $N_r = 4$. Na mesma figura são apresentados os valores de capacidade calculados à partir da Eq. 16, onde a entalpia da mistura na saída do evaporador é obtida à partir do título do refrigerante, calculado pela Eq. 11. A diferença entre esses valores é praticamente nula para $N_r = 1,5$ aumentando progressivamente até $N_r = 4$, 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. Na Fig. 5(b) 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. A taxa de massa do refrigerante na alimentação do evaporador ficou entre 0,124 kg/s até 0,361 kg/s.

A curva de capacidade do evaporador não apresenta ponto de inflexão, caracterizando uma condição na qual a capacidade é máxima para um dado número de recirculação. Isso pode ser justificado em função do evaporador ter sido projetado para $N_r = 4$, número máximo de recirculação atingida durante o experimento.

A variação do título do refrigerante na saída do evaporador é mostrada na Fig. 6(a), que apresenta uma relação aproximadamente linear com o número de recirculação. A faixa de títulos varia entre 0,67 para $N_r = 1,5$ chegando a 0,248 para $N_r = 4$.

A variação da queda de pressão no evaporador em função de N_r é mostrada na Fig. 6(b). Sua variação ficou entre 15,3 kPa para $N_r = 1,5$ e 35,7 kPa para $N_r = 4$, representando um incremento de 133,6%, o que representa uma variação da temperatura de saturação entre entrada e saída do evaporador igual a 3,53 °C.

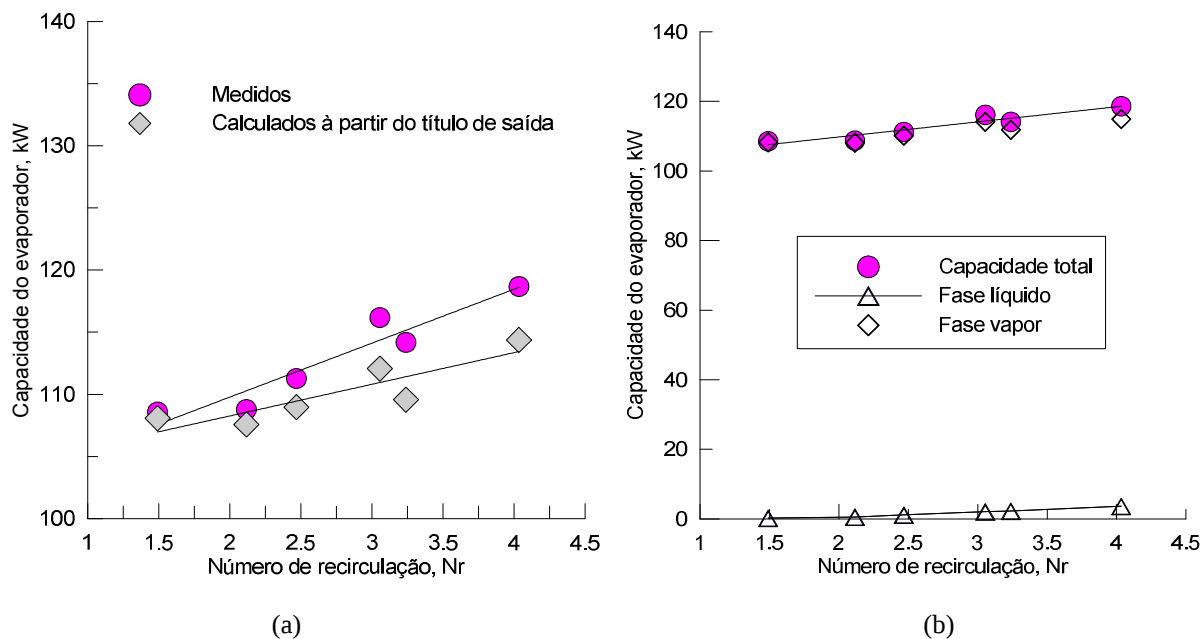


Figura 5. Capacidade do evaporador medida e calculada pelo título na saída (a) e capacidade total e capacidades nas fases líquido e vapor (b), em função do número de recirculação.

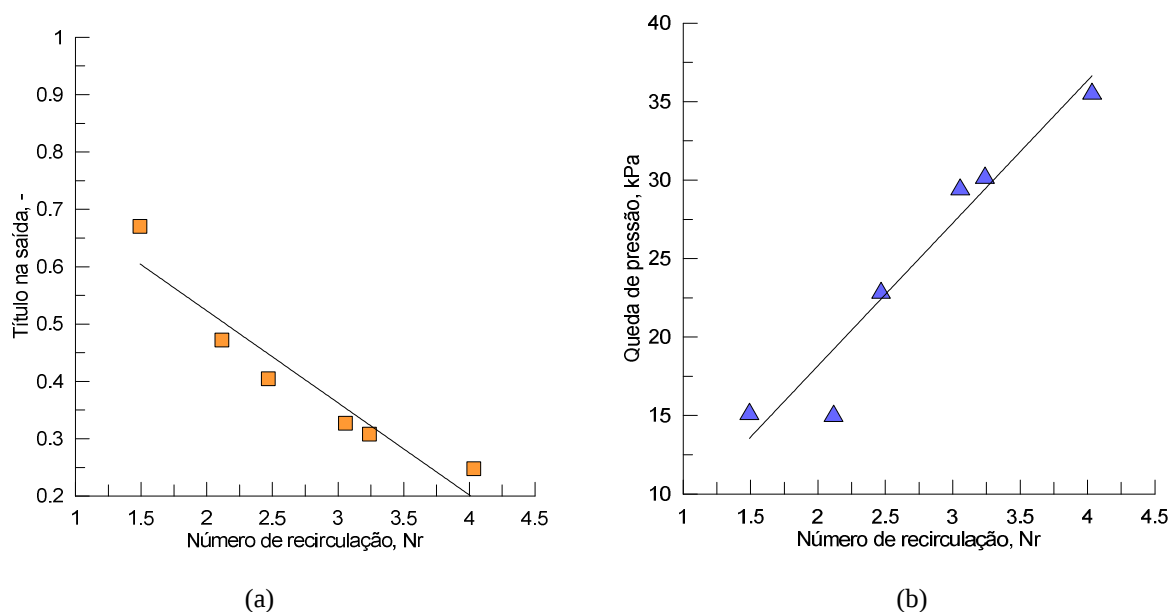


Figura 6. Título do refrigerante na saída (a) e queda de pressão no evaporador (b), em função do número de recirculação.

6. CONCLUSÕES

Nesse trabalho foram apresentados resultados experimentais do comportamento de um evaporador resfriador de ar inundado, 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. Durante os experimentos, a variação da temperatura de alimentação do refrigerante foi menor que $\pm 0,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ e da pressão de entrada no evaporador de $\pm 15\text{ kPa}$. 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 taxas 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. Cálculos da capacidade utilizando a entalpia da mistura líquido+vapor na saída do

evaporador, encontrada a partir da relação entre título e número de recirculação, apresentaram resultados similares à capacidade medida experimentalmente, com uma diferença máxima de 3,6%.

A queda de pressão durante o escoamento da amônia no evaporador também foi medida para cada número de recirculação, apresentando valores entre 15,3 a 35,7 kPa, representando um incremento de 133,6%. 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.

Agradecimentos

Os autores agradecem à Güntner do Brasil pela disponibilização dos recursos laboratoriais necessários para a realização desse trabalho. J.D. Mathias agradece à Capes pela bolsa de mestrado, M.H. Macagnan e J.B. Copetti ao CNPq pelas bolsas DT2 e PQ2, respectivamente e J.D. Oliveira ao CNPq pela bolsa de doutorado financiada pelo projeto 162620/2015-2.

7. REFERÊNCIAS

- ASHRAE. 2010. *Handbook – Refrigeration*. ASHRAE, Atlanta, Ga.
- ANSI/AHRI. 2008. Standard 420: Performance rating of forced-circulation free-delivery unit coolers for refrigeration. AHRI, Arlington.
- Danov, S.V. 2005. *Development of experimental and numerical infrastructures for the study of compact heat exchangers and liquid overfeed refrigeration systems*. Doctoral Thesis. ETSEIT, Universitat Politècnica de Catalunya.
- Danov, S.V., Pérez-Segarra, C.D., Oliet, C. and Oliva, A. 2008. Experimental facility for the study of liquid overfeed fin-and-tube evaporators: validation of numerical model. *HVAC&Research* 14: 221-238.
- Faust, D. 2009. Pumped recirculators vs CPR feed. *IIAR Industrial Refrigeration Conference & Exhibition*. Paper n. 6. Dallas, Texas.
- Giuliani, G., Hewitt, N.J., Donati, F.M. and Polonara, F. 1999. Composition shift in liquid-recirculation refrigerating systems: an experimental investigation for the pure fluid R134a and the mixture R32/134a. *International Journal of Refrigeration* 22: 486-498.
- Gosney, W.B. 1982. *Principles of refrigeration*. Cambridge University Press, Cambridge.
- Jeckel, T.B. and Reindl, D.T. 2011. Liquid refrigerant pumping in industrial refrigeration systems. *ASHRAE Journal* 53: 36-43.
- Klein, S. and Nellis, G. 2012. *Thermodynamics*. Cambridge University Press, Cambridge.
- Lawrence, N. and Elbel, S. 2014. 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.
- Low, R.E., Wiegand, J.M., Murphy, F.T. and Corr, S. 1998. Performance of an industrial refrigeration system using R-407A in a flooded evaporator. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. Purdue University. Paper 384.
- Mønsted, A. 2011. *High-efficiency systems for energy reduction in industrial refrigeration plants with ammonia*. Danish Technological Institute. Report: PSO Project: 340-010.
- Paranjpey, R. 2009. Energy-saving: Ammonia refrigeration applications using pump circulation. *Air Conditioning and Refrigeration Journal* January-March: 103-122.
- Pearson, A. 2008. Refrigeration with ammonia. *International Journal of Refrigeration* 31: 545 – 551.
- Ramirez, C.A., Patel, M. e Blok, K. 2006. How much energy to process one pound of meat? A comparison of energy use and specific energy consumption in the meat industry of four European countries. *Energy* 31: 2047–2063.
- Shah, M.M. 1982. Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study. *ASHRAE Transactions*, v. 88:185-196.
- Stoecker, W.F. 1998. *Industrial refrigeration handbook*. McGraw-Hill, New York.

PERFORMANCE ANALYSIS OF THE RECIRCULATION NUMBER IN A FLOODED EVAPORATOR

Abstract. The use of flooded evaporators with forced refrigerant circulation is usually adopted in refrigeration systems operating with ammonia (R-717), especially those that work at low vaporization temperatures and multiple evaporator circuits. Despite its clear advantages, few studies are available in the open literature dealing with aspects related to heat transfer processes during boiling of ammonia in commercial evaporators with forced circulation of refrigerant. In this paper, we present experimental results of the study of variation of capacity, pressure drop and refrigerant quality in the exit of a commercial evaporator operating at vaporization temperature of -10°C and using ammonia as refrigerant.

erant, for various recirculation numbers. Recirculating numbers between 1.5 and 4, with intervals of 0.5, were used in the experiments. For this range, the evaporator capacity increased by 9.3% while the evaporator pressure drop increased 133.6%.

Key words: Industrial refrigeration, Flooded evaporator, Recirculation ratio, Ammonia