

EFEITOS DA VARIAÇÃO DE PRESSÃO NA DETERMINAÇÃO DO SUPERAQUECIMENTO E SUB-RESFRIAMENTO DO REFRIGERANTE EM SISTEMAS FRIGORÍFICOS

Clodoaldo de Oliveira Carvalho Filho – clodoaldo@ufc.br

Francisco Lucas Alves de Lima – fl.lucaslima@gmail.com

Universidade Federal do Ceará, Departamento de Engenharia Mecânica, www.ufc.br

F7 - Generalidades: Fontes Energéticas; Sustentabilidade; Medição e Instrumentação.

Resumo. O superaquecimento do fluido refrigerante na saída do evaporador e o sub-resfriamento deste na saída do condensador são importantes para o funcionamento correto e eficiente dos sistemas frigoríficos. A determinação da intensidade ou grau de superaquecimento e de sub-resfriamento nestes sistemas envolve medições de temperatura e pressão do refrigerante em pontos específicos, sujeitas a incertezas e erros. Neste trabalho, foram avaliados os efeitos das variações de pressão sobre a determinação dos graus de superaquecimento e de sub-resfriamento para os refrigerantes R134a, R410A, R717, R290 e R600a em condições típicas de operação. Os resultados obtidos mostraram que o grau de superaquecimento do refrigerante é geralmente mais sensível às variações de pressão em comparação com o grau de sub-resfriamento, e esta sensibilidade é acentuada em direção às menores temperaturas de evaporação. Os resultados produzidos e apresentados neste trabalho evidenciaram a importância de avaliar cuidadosamente os efeitos da temperatura e da pressão na determinação do superaquecimento para os refrigerantes e condições consideradas.

Palavras-chave: Refrigerante, Superaquecimento, Sub-resfriamento, Pressão.

1. INTRODUÇÃO

O superaquecimento e o sub-resfriamento do fluido refrigerante são usualmente empregados em sistemas frigoríficos por compressão de vapor para assegurar o funcionamento adequado destes sistemas. A Figura 1 apresenta de modo esquemático um sistema de refrigeração por compressão de vapor e expansão direta, com seus principais componentes e a representação do ciclo termodinâmico realizado em diagrama temperatura versus entropia.

O superaquecimento do vapor consiste na transferência de calor adicional ao refrigerante quando este se encontra no estado de vapor saturado, de modo a elevar sua temperatura acima da temperatura de saturação correspondente à pressão em que ele se encontra. Este superaquecimento ocorre usualmente no trecho final do evaporador e na linha de vapor que conecta o evaporador ao compressor. Quando ocorrido no interior do evaporador, o superaquecimento do vapor assegura que todo o efeito frigorífico proporcionado pelo refrigerante, ao evaporar, seja aproveitado pelo fluido resfriado. Já o superaquecimento ocorrido na linha de vapor não contribui para o efeito frigorífico, e o calor adicionado terá de ser rejeitado no condensador. O superaquecimento do vapor também protege o compressor – principalmente os dotados de válvulas – da sucção indesejada de líquido, especialmente em sistemas passíveis de mudanças repentinas de carga no evaporador.

O sub-resfriamento do líquido consiste na extração de calor do refrigerante, quando este se encontra no estado de líquido saturado, de modo a reduzir sua temperatura abaixo da temperatura de saturação correspondente à pressão em que ele se encontra. Este sub-resfriamento ocorre usualmente no trecho final do condensador e na linha de líquido que conecta o condensador ao dispositivo de expansão (ou estrangulamento). Segundo Wang (2001), cerca de um sexto do volume do condensador é preenchido por líquido sub-resfriado. O sub-resfriamento elimina a presença de bolhas (vapor não condensado) na linha de líquido, facilitando o escoamento do refrigerante, e reduz a geração de vapor flash na passagem do refrigerante pelo dispositivo de expansão (ou estrangulamento), ocasionada pelas irreversibilidades presentes no escoamento. Como consequência, mais refrigerante líquido (com menor título de vapor) entrará no evaporador, e o efeito frigorífico e a eficiência termodinâmica do ciclo efetuado pelo sistema serão maiores, uma vez que o sub-resfriamento do líquido não afeta a compressão.

As intensidades do superaquecimento do vapor e do sub-resfriamento de líquido são quantificadas através do grau de superaquecimento ΔT_{sup} e do grau de sub-resfriamento ΔT_{sub} do refrigerante, respectivamente, definidos como:

$$\Delta T_{\text{sup}} = T_1 - T_o(P_1) \quad (1)$$

$$\Delta T_{\text{sub}} = T_3 - T_b(P_3) \quad (2)$$

onde P_1 e T_1 são as respectivas pressão e a temperatura do refrigerante medidas na linha de vapor, em algum ponto entre o evaporador e o compressor; P_3 e T_3 são as respectivas pressão e a temperatura do refrigerante medidas na linha de líquido, em algum ponto entre o condensador e o dispositivo de expansão (ou de estrangulamento); e T_o e T_b correspondem respectivamente às temperaturas de orvalho e de bolha do refrigerante na pressão em que ele se encontra.

Os graus ΔT_{sup} e ΔT_{sub} podem ser visualizados na representação do ciclo termodinâmico efetuado pelo sistema, mostrada na Fig. 1.

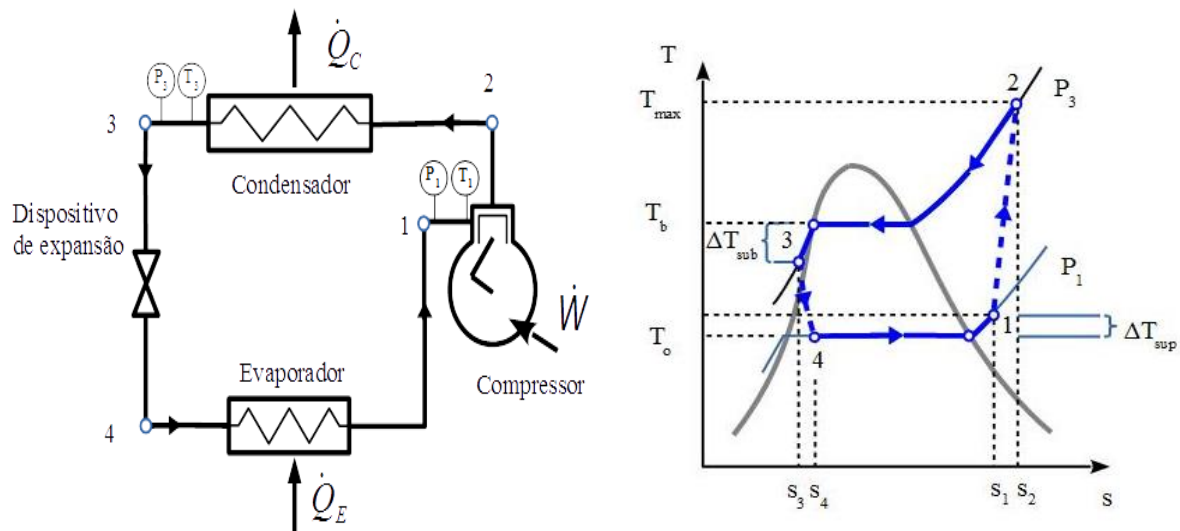


Figura 1. Esquema de um sistema de Refrigeração por compressão de vapor e expansão direta de refrigerante e a representação do ciclo termodinâmico correspondente em um diagrama Temperatura *versus* entropia.

A determinação dos graus de superaquecimento e de sub-resfriamento do refrigerante requer, portanto, a realização de medições de pressão e temperatura do fluido em diferentes pontos do sistema. As faixas de pressão e temperaturas variam principalmente de acordo com a finalidade do sistema e o refrigerante empregado. Além disso, a existência de conexões apropriadas para as medições, bem como a localização destas conexões, dependem da instalação do sistema.

Nas instalações mais comuns, as medições de pressão são normalmente realizadas em contato direto com o refrigerante, através de manômetros apropriados (para altas e baixas pressões) e conectados às linhas de vapor e líquido. Geralmente não há conexões para a medição de temperatura em contato direto com o refrigerante. Nestes casos, é prática usual medir a temperatura da superfície externa da parede da linha (de vapor ou de líquido) em uma posição - isolando-se termicamente da vizinhança o sensor do instrumento de medição -, e assumir o valor lido como representativo da temperatura do refrigerante naquela posição.

Embora seja de fácil execução, este procedimento apresenta algumas inconveniências. A temperatura da superfície externa da parede da linha depende das condições de escoamento do refrigerante no seu interior, e da transferência de calor através da parede e entre sua superfície externa - principalmente quando está abaixo da temperatura de orvalho, e há condensação e até congelamento de umidade - e a vizinhança.

Desta forma, os valores medidos apresentam desvios em relação ao valor real (verdadeiro) das grandezas que se deseja quantificar. Na prática, o valor verdadeiro da grandeza medida é impossível de ser conhecido (INMETRO, 2012). Os desvios se devem principalmente às incertezas associadas ao método e ao instrumento de medição, e aos erros de procedimento, leitura e interpretação das medições. Alguns destes desvios são aleatórios e difíceis de serem preditos com exatidão; outros podem, ao menos em parte, ser quantificados e corrigidos.

Neste contexto, foi investigado numericamente a influência da magnitude dos erros de medição de pressão sobre a determinação dos graus de superaquecimento e sub-resfriamento dos refrigerantes R134a, R410A, R717 (amônia), R290 (propano), e R600a (isobutano) em sistemas de refrigeração por compressão de vapor e expansão direta sob condições típicas de operação.

2. DESENVOLVIMENTO

De modo geral, o resultado de uma medição pode ser expresso como:

$$\phi_m = \phi + \epsilon_\phi \quad (3)$$

onde ϕ_m é o valor medido da grandeza, ϕ é a estimativa do valor verdadeiro da grandeza e ϵ_ϕ é o desvio associado aos erros de medição.

Aplicando a Eq. (3) ao grau de superaquecimento do refrigerante, definido na Eq. (1), e rearranjando os termos, é possível expressar o desvio ou erro associado à determinação do grau de superaquecimento do refrigerante na linha de vapor $\epsilon_{\Delta T_{\text{sup}}}$ como:

$$\epsilon_{\Delta T_{\text{sun}}} = \Delta T_{\text{sup,m}} - \Delta T_{\text{sup}} \quad (4)$$

onde, $\Delta T_{\text{sup,m}}$ é o grau de superaquecimento calculado com base nas medições de pressão $P_{1,m}$ e da temperatura $T_{1,m}$ do refrigerante, feitas entre o evaporador e o compressor do sistema, de modo que:

$$\Delta T_{\text{sup},m} = T_{1,m} - T_o(P_{1,m}) \quad (5)$$

Substituindo as Eqs. (1) e (5) na Eq.(4) e rearranjando convenientemente os termos, obtém-se uma expressão para $\epsilon_{\Delta T_{\text{sup}}}$ em função das medições de $P_{1,m}$ e $T_{1,m}$ e das estimativas dos valores verdadeiros de P_1 e T_1 :

$$\epsilon_{\Delta T_{\text{sup}}} = (T_{1,m} - T_1) + [T_o(P_1) - T_o(P_{1,m})] \quad (6)$$

De acordo com a Eq. (6), $\epsilon_{\Delta T_{\text{sup}}}$ resulta da soma dos erros associados à medição de temperatura ϵ_{T_1} e à determinação da temperatura de orvalho do refrigerante $\epsilon_{T_o(P_1)}$, a partir da medição de pressão do refrigerante, e que pode ser reescrita como:

$$\epsilon_{\Delta T_{\text{sup}}} = \epsilon_{T_1} + \epsilon_{T_o(P_1)} \quad (7a)$$

onde:

$$\epsilon_{T_1} = T_{1,m} - T_1 \quad (7b)$$

$$\epsilon_{T_o(P_1)} = T_o(P_1) - T_o(P_{1,m}) \quad (7c)$$

Apesar dos valores verdadeiros de P_1 e T_1 não serem conhecidos, as incertezas e alguns erros sistemáticos, como queda de pressão na linha, diferença de temperatura entre a superfície externa da parede e o fluido etc, podem ser estimados com alguma exatidão. Desta forma, expressando P_1 nos termos da Eq. (3) e substituindo na Eq. (7c), pode-se estimar o erro associado à temperatura de orvalho do refrigerante a jusante do evaporador como:

$$\epsilon_{T_o(P_1)} = T_o(P_{1,m} - \epsilon_{P_1}) - T_o(P_{1,m}) \quad (8)$$

onde ϵ_{P_1} é o erro associado à medição de pressão P_1 . Uma estimativa mais exata para o grau de superaquecimento do refrigerante pode, portanto, ser obtida através da seguinte expressão:

$$\Delta T_{\text{sup}} = \Delta T_{\text{sup},m} - \epsilon_{\Delta T_{\text{sup}}} \approx \Delta T_{\text{sup},m} - [\epsilon_{T_1} + \epsilon_{T_o(P_1)}] \quad (9)$$

De modo análogo, o erro associado à determinação do grau de sub-resfriamento do refrigerante na linha de líquido pode ser expresso como:

$$\epsilon_{\Delta T_{\text{sub}}} = \Delta T_{\text{sub},m} - \Delta T_{\text{sub}} \quad (10)$$

onde $\Delta T_{\text{sub},m}$ é o grau de sub-resfriamento calculado com base nas medições da pressão $P_{3,m}$ e da temperatura $T_{3,m}$ do refrigerante, feitas entre o condensador e o dispositivo de expansão (ou estrangulamento) do sistema, de modo que:

$$\Delta T_{\text{sub},m} = T_{3,m} - T_b(P_{3,m}) \quad (11)$$

Desta forma, $\epsilon_{\Delta T_{\text{sub}}}$ resulta da soma dos erros associados à medição de temperatura ϵ_{T_3} e à determinação da temperatura de bolha do refrigerante, a partir da medição de pressão do refrigerante $\epsilon_{T_b(P_3)}$:

$$\epsilon_{\Delta T_{\text{sub}}} = \epsilon_{T_3} + \epsilon_{T_b(P_3)} \quad (12a)$$

onde:

$$\epsilon_{T_3} = T_{3,m} - T_3 \quad (12b)$$

$$\epsilon_{T_b(P_3)} = T_b(P_3) - T_b(P_{3,m}) \quad (12c)$$

Expressando P_3 nos termos da Eq. (3) e substituindo na Eq. (12c), obtém-se uma expressão para estimar o erro associado à temperatura de bolha do refrigerante a jusante do condensador:

$$\epsilon_{T_b(P_3)} = T_b(P_{3,m} - \epsilon_{P_3}) - T_b(P_{3,m}) \quad (13)$$

onde ϵ_{P_3} é o erro associado à medição de pressão P_3 . Um valor mais exato do grau de sub-resfriamento do refrigerante pode, portanto, ser estimado através da expressão:

$$\Delta T_{\text{sub}} = \Delta T_{\text{sub},m} - \epsilon_{\Delta T_{\text{sub}}} \approx \Delta T_{\text{sub},m} - [\epsilon_{T_3} + \epsilon_{T_b(P_3)}] \quad (14)$$

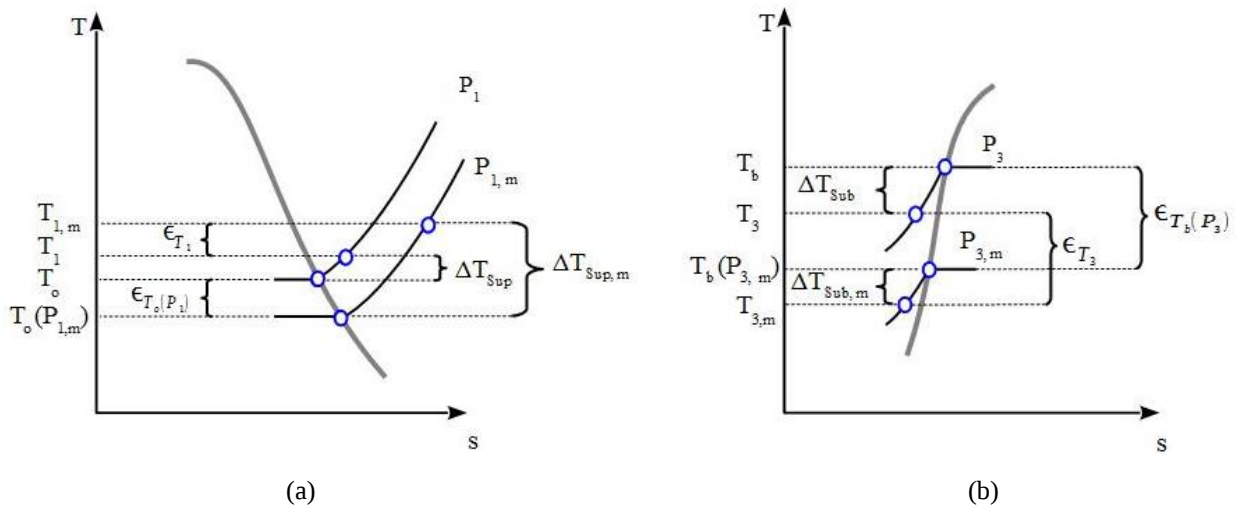


Figura 2. Representação esquemática dos graus de (a) superaquecimento e (b) sub-resfriamento real e medido e dos erros associados à medição de temperatura e determinação das temperaturas de orvalho e de bolha, respectivamente, mediante a medição da pressão correspondente.

Os termos das Equações (9) e (14) e a relação entre eles podem ser melhor visualizados nas Fig. 2.a e 2.b, respectivamente.

3. ESTUDO DE CASO

Para avaliar a influência dos erros de medição sobre a determinação do grau de superaquecimento dos refrigerantes considerados, em condições típicas de operação, foram adotadas as faixas de aplicação sugeridas por Hundy *et al.* (2008): baixas (-40°C a -25°C), médias (-25°C a -5 °C) e altas (-5°C a 10°C) temperaturas; indicadas na Tabela 1.

A influência dos erros de medição sobre a determinação do grau de sub-resfriamento dos refrigerantes considerados em condições típicas de operação foi avaliada para temperaturas entre 35°C e 70°C. Embora os erros associados às medições de pressão e temperatura, ϵ_P e ϵ_T , sejam considerados, sua quantificação está além dos objetivos deste trabalho.

Tabela 1: Faixa de temperatura de aplicação dos refrigerantes: R717(amônia), R134a e R410A.

Refrigerante	Faixa de aplicação	Temperaturas
R717	baixa, média, alta	-40°C a 10°C
R134a	média e alta	-25°C a 10°C
R290	média e alta	-25°C a 10°C
R600a	Média	-25°C a -5°C
R410A	Alta	-5°C a 10°C

Fonte: Adaptado de Hundy *et al.* (2008).

Considerando que as medições de pressão do refrigerante nas linhas de vapor e de líquido são normalmente efetuadas a jusante do evaporador e do condensador, respectivamente, e que o superaquecimento do vapor e o sub-resfriamento de líquido devem ocorrer no interior do evaporador e do condensador, nesta ordem, ϵ_P tende a ser negativo devido à queda de pressão provocada pelo escoamento do refrigerante em ambas as linhas; salvo, eventualmente, em situações nas quais as incertezas associadas às medições de pressão sejam elevadas.

Os valores de ϵ_T podem ser tanto positivos, quanto negativos, a depender das incertezas e dos demais erros associados à medição de temperatura. Na medição de temperatura do refrigerante na linha de vapor, feita na superfície externa da parede do duto, o refrigerante está normalmente mais frio que o ambiente externo e, consequentemente, a temperatura medida nestas condições tende a ser maior que a do refrigerante ($\epsilon_T > 0$). Na medição de temperatura do refrigerante na linha de líquido, ocorre o inverso. A temperatura medida nestas condições tende a ser menor que a do refrigerante ($\epsilon_T < 0$).

Neste trabalho, as temperaturas de bolha e de orvalho dos refrigerantes foram calculadas através de rotinas computacionais da biblioteca de propriedades termofísicas CoolProp®. Uma descrição detalhada da metodologia de cálculo de propriedades implementada no CoolProp é encontrada em Bell *et al.* (2014). Os erros inerentes aos modelos e rotinas de cálculo computacional das temperaturas de bolha e de orvalho dos refrigerantes não foram considerados na determinação de $\epsilon_{T_o(P_1)}$ e de $\epsilon_{T_b(P_3)}$.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

De acordo com as respectivas definições, a determinação dos graus de superaquecimento e sub-resfriamento do refrigerante requer o conhecimento prévio da temperatura de saturação (ou das temperaturas de orvalho e de bolha para as misturas zeotrópicas) correspondente à pressão em que ele se encontra. As curvas de saturação pressão-temperatura dos refrigerantes foram geradas a partir das pressões de saturação calculadas computacionalmente com o auxílio do CoolProp® para as faixas de temperatura de evaporação e condensação indicadas na seção anterior:

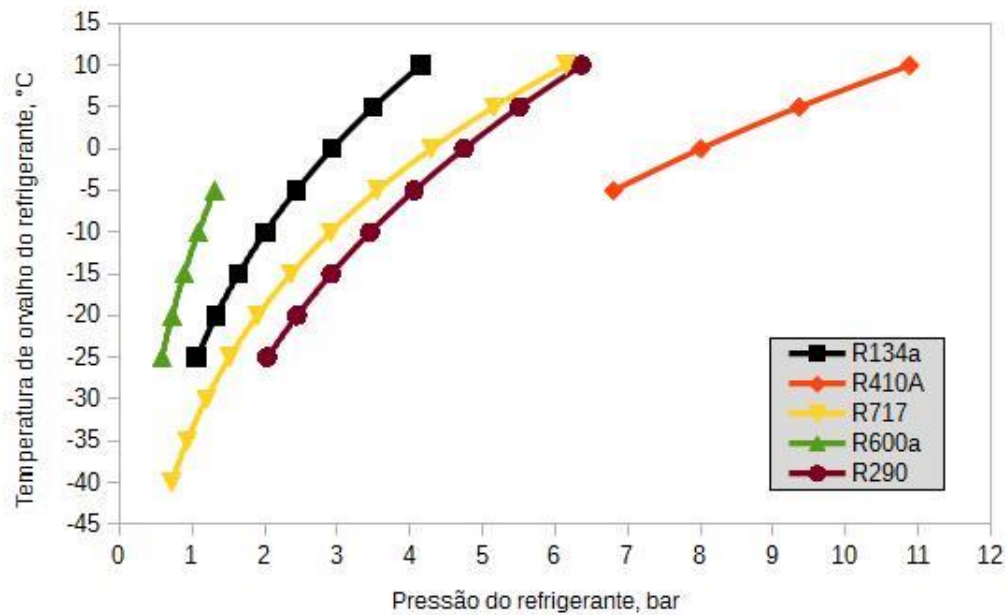


Figura 3. Curvas de saturação dos refrigerantes para faixas de temperaturas típicas de evaporação.

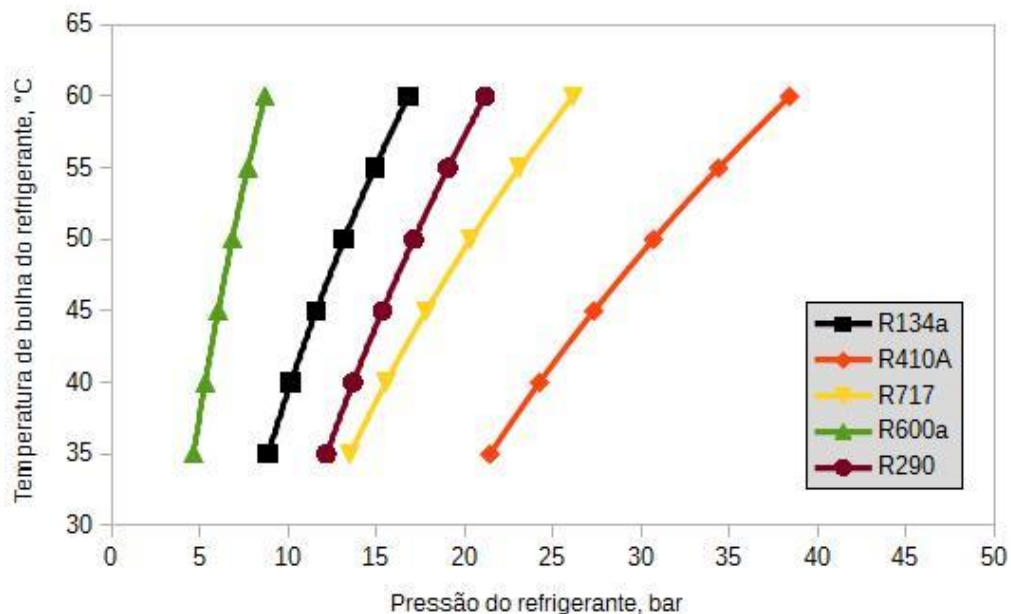


Figura 4. Curvas de saturação dos refrigerantes para a faixa de temperatura de condensação.

Dentre os refrigerantes considerados, o R410 apresentou os maiores níveis de pressão, tanto em condições de evaporação quanto nas de condensação, para as faixas de aplicação consideradas. Os menores níveis de pressão foram observados para o R600a.

A variação da temperatura de saturação dos refrigerantes com a pressão foi maior em condições típicas de evaporação (Fig. 3), do que a observada em condições típicas de condensação (Fig. 4), e acentuada em direção às temperaturas mais baixas. Analogamente, a Fig. 4 apresenta a curva pressão-temperatura de bolha do R410A para condições típicas de condensação.

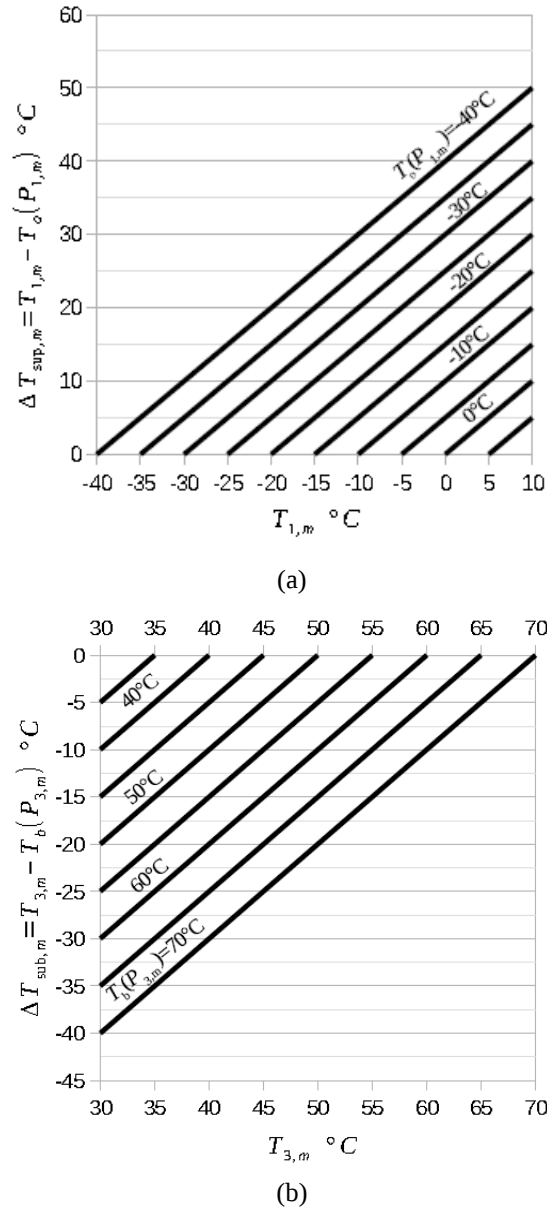


Figura 5. Diagramas dos graus de (a) superaquecimento do vapor e (b) sub-resfriamento do líquido em função da Temperatura medida e das Temperaturas de orvalho e de bolha, respectivamente na pressão medida.

A determinação do grau de superaquecimento do refrigerante $\Delta T_{sup,m}$, baseado na medição de temperatura $T_{1,m}$ do refrigerante na linha de vapor e à temperatura de saturação (ou de orvalho para as misturas zeotrópicas) correspondente à pressão medida $T_o(P_{1,m})$, pode ser feita através da substituição destes valores na Eq. (1), ou graficamente através da Fig. 5.a. Procedimento semelhante aplica-se à determinação do grau de sub-resfriamento do refrigerante $\Delta T_{sub,m}$, baseado na medição de temperatura $T_{3,m}$, e à temperatura de saturação (ou de bolha para as misturas zeotrópicas) correspondente à pressão medida $T_b(P_{3,m})$ na linha de líquido. Neste caso, estes valores podem ser substituídos na Eq. (2), ou servirem de entradas no gráfico da Fig. 5.b. As curvas de $\Delta T_{sup,m}$ e $\Delta T_{sub,m}$ independem do refrigerante considerado.

As variações dos erros associados à determinação das temperaturas de orvalho ϵ_{T_o} e de bolha ϵ_{T_b} dos refrigerantes em função das medições de pressão $P_{1,m}$ e $P_{3,m}$, para valores típicos dos erros associados a estas medições $\epsilon_{P_{1,m}}$ e $\epsilon_{P_{3,m}}$, foram calculadas de acordo com as equações (8) e (13), respectivamente, e podem ser observadas nas Fig. 6 e 7.

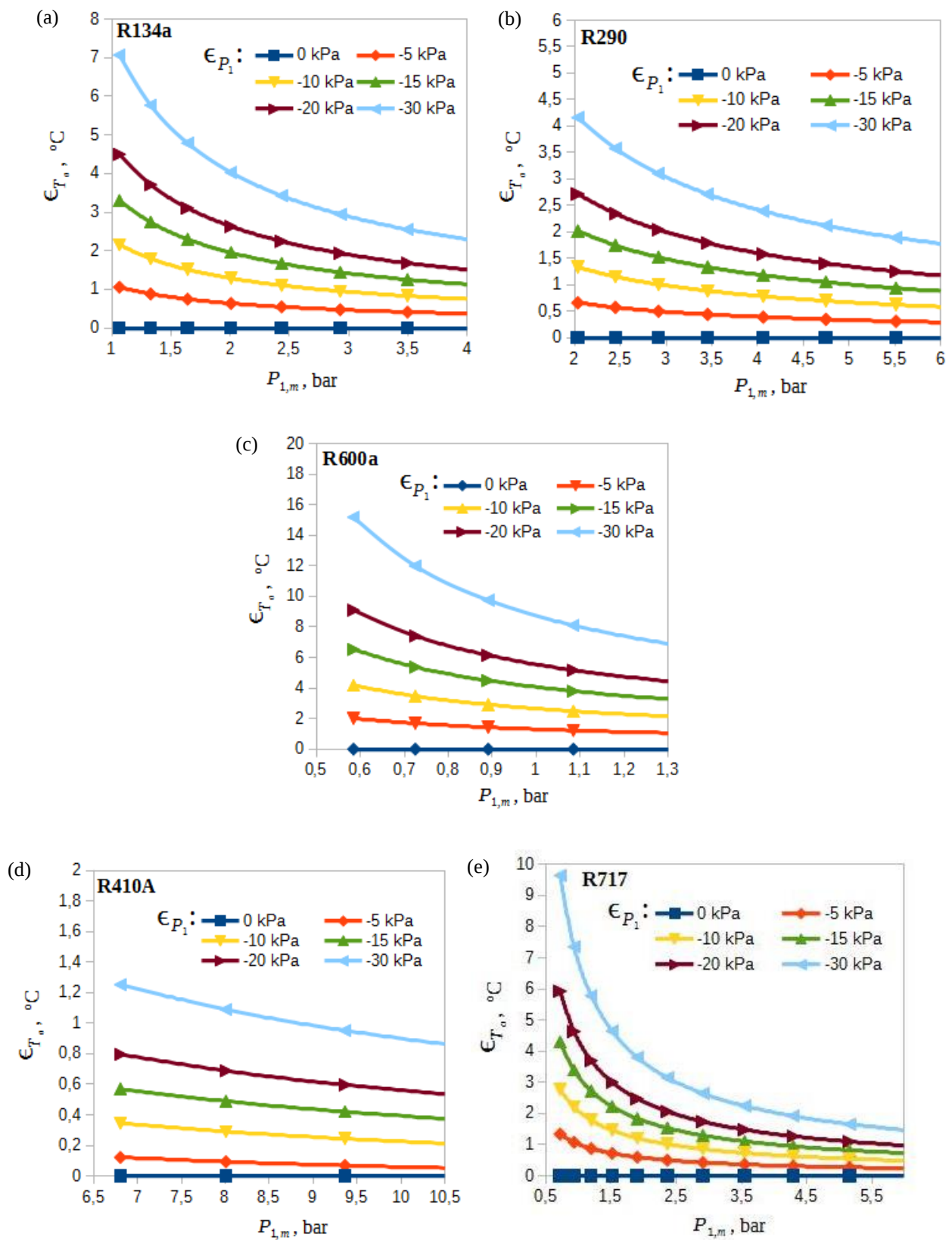


Figura 6. Curvas do erro associado à temperatura de orvalho ϵ_{T_o} dos refrigerantes para diferentes erros de medição de pressão ϵ_{P_1} : (a) R134a, (b) R290, (c) R600a, (d) R410A e (e) R717.

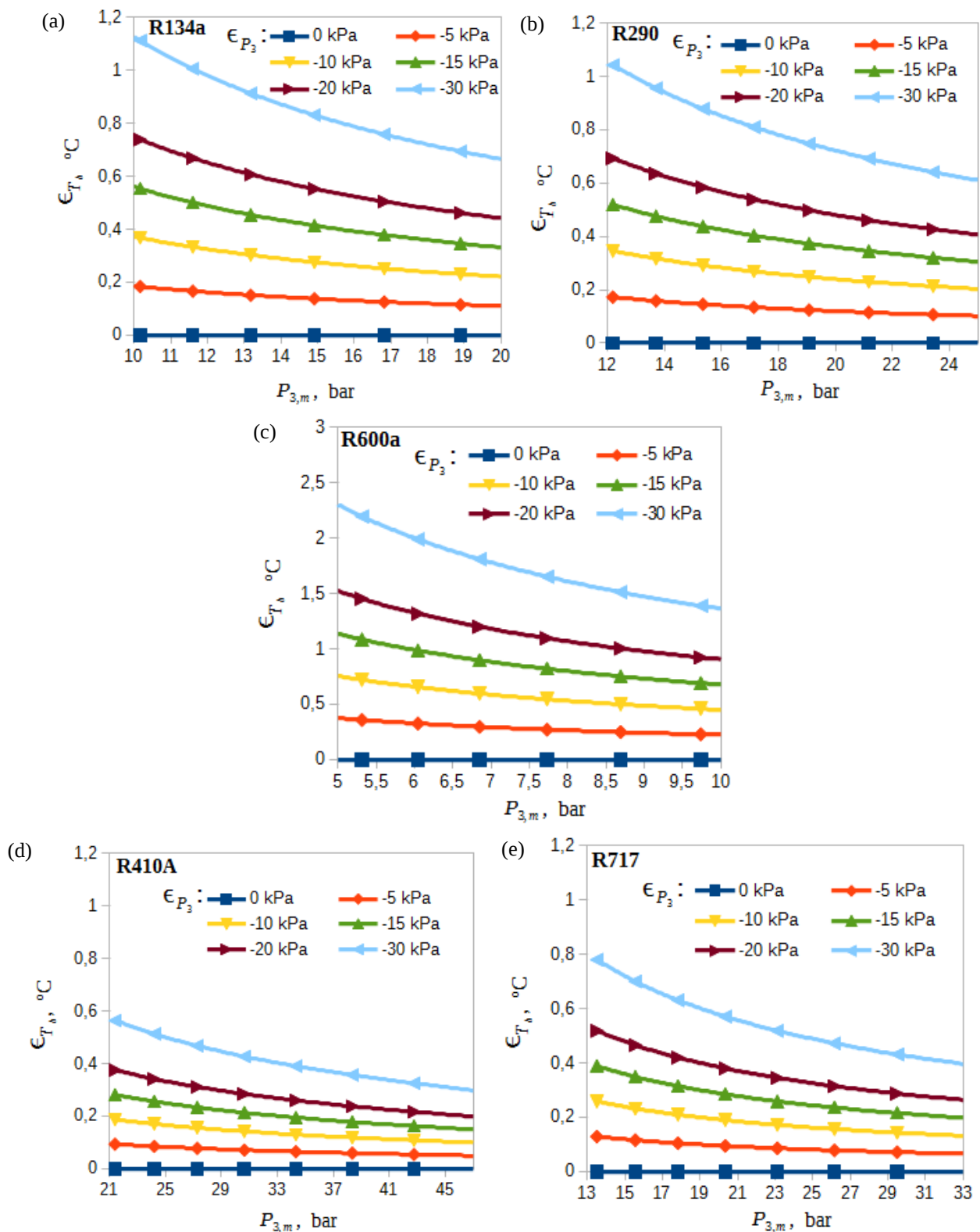


Figura 7. Curvas do erro associado à temperatura de bolha ϵ_{T_b} dos refrigerantes para diferentes erros de medição de pressão ϵ_{P_3} : (a) R134a, (b) R290, (c) R600a, (d) R410A e (e) R717.

Para os cinco refrigerantes, a magnitude do erro ϵ_{T_o} , em condições típicas de evaporação, é maior para pressões $P_{1,m}$ mais baixas, podendo alcançar valores da ordem de 10^1 $^{\circ}\text{C}$ com erros ϵ_{P_1} mais elevados, e diminui com o aumento da pressão (Fig. 6). Contudo, a intensidade desta variação depende do refrigerante. Nestes casos, os erros associados às medições de pressão e temperatura devem ser cuidadosamente avaliados para estimar o grau de superaquecimento do refrigerante na linha de vapor.

Para o R410A, as tendências de variação do erro ϵ_{T_o} permanecem as mesmas, mas com valores sensivelmente menores. Isto significa que o grau de superaquecimento deste refrigerante na linha de vapor é menos sensível à exatidão da medição de pressão e, portanto, os cuidados devem ser dirigidos para medição de temperatura do refrigerante na linha de vapor.

Com exceção do refrigerante R600a, no qual a variação do erro ϵ_{T_b} é da ordem de 10^0 , viu-se que a magnitude do erro ϵ_{T_b} é pequena para pressões típicas de condensação, com os refrigerantes e os valores do erro ϵ_{p_3} considerados (Fig. 7). Isto indica que o grau de sub-resfriamento na linha de líquido é pouco sensível à exatidão da medição de pressão, e que o cuidado deve ser centrado na medição de temperatura do refrigerante na linha de líquido.

O comportamento observado para ϵ_{T_o} e ϵ_{T_b} se deve aos erros de medições de pressão serem proporcionalmente maiores para pressões mais baixas.

5. CONCLUSÃO

O trabalho relatado neste artigo investigou numericamente a influência da magnitude dos erros de medição de pressão sobre a determinação dos graus de superaquecimento e sub-resfriamento dos refrigerantes R717 (amônia), R134a, R600a, R290 e R410A, em sistemas de refrigeração por compressão de vapor e expansão direta sob condições típicas de operação. Um modelo matemático foi desenvolvido para estimar os graus de superaquecimento e sub-resfriamento dos refrigerantes nas linhas de vapor e de líquido, respectivamente, considerando os erros de medição de pressão e temperatura. Baseado neste modelo, foram gerados diagramas relacionando as grandezas envolvidas para faixas de valores típicos encontrados na prática.

Com base nas observações realizadas, são destacadas as seguintes constatações feitas em relação ao comportamento dos refrigerantes, dadas as faixas de operação consideradas:

- Os efeitos dos erros associados às medições de pressão do refrigerante sobre a determinação dos seus graus de superaquecimento e sub-resfriamento podem ser preditos e ao menos parcialmente corrigidos;
- Os efeitos dos erros associados à medição de pressão sobre a determinação do grau de superaquecimento dos refrigerantes R600a, R290, R717 e R134a na linha de vapor foram mais intensos para as menores pressões, típicas de evaporação, e devem ser cuidadosamente avaliados;
- Os efeitos dos erros decorrentes da medição de pressão sobre a determinação do grau de sub-resfriamento dos refrigerantes R290, R717 e R134a na linha de líquido foram pequenos, quando comparados ao superaquecimento nas condições avaliadas;
- Os erros decorrentes da medição de pressão sobre a determinação dos graus de superaquecimento e sub-resfriamento do R410A foram sensivelmente menores que os observados para os demais refrigerantes;
- Os diagramas gerados proporcionam uma melhor visualização dos efeitos decorrentes dos erros de medição, e podem ser utilizados para estimar os graus de superaquecimento e sub-resfriamento dos refrigerantes graficamente.

O modelo matemático desenvolvido e o procedimento gráfico baseado nos diagramas gerados neste trabalho podem ser empregados na prática para obter melhores estimativas dos graus de superaquecimento e de sub-resfriamento do refrigerante nas linhas de vapor e de líquido dos sistemas frigoríficos que operam com os refrigerantes R717, R134a, R600a, R290 e R410A, nas condições consideradas. O modelo pode prontamente ser aplicado para outros refrigerantes de interesse, e os diagramas gerados para as condições desejadas.

4 REFERÊNCIAS

- Wang, Shan K., 2001. "Handbook of air conditioning and refrigeration" - 2nd ed. ASHRAE, pp. 418 – 1276;
- Hundy, G.F., Trott, A.R. and Welch, T.C., 2008. "Refrigeration and Air Conditioning". 4th ed. Butterworth-Heinemann, Oxford. pp 74 – 348;
- Bell, I.H., Wronski, J., Quoilin, S., Lemort, V., 2014 "Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp". Ind. Eng. Chem. Res., 53 (6), pp 2498–2508 (DOI: 10.1021/ie4033999);
- Daikin. "Refrigerant Piping Design Guide", AG 31-011. Daikin Air conditioning Portugal S.A. Disponível em: <http://lit.daikinapplied.com/bizlit/DocumentStorage/AirCooledChiller/ApplicationGuides/AG_31-011_120407_1.pdf>. Acessado em: 12-abr-2016
- INMETRO, 2012. "Vocabulário Internacional de Metrologia: Conceitos fundamentais e gerais e termos associados (VIM 2012)". Traduzido de: "International Vocabulary of Metrology: Basic and general concepts and associated terms" – JCGM 200:2012. 3rd. ed. 2012. Traduzido por: grupo de trabalho luso-brasileiro. ISBN: 978-85-86920-09-7. Duque de Caxias, RJ. INMETRO, 94p.

EFFECTS OF THE PRESSURE VARIATION ON THE DETERMINATION OF REFRIGERANT SUPER-HEATING AND SUBCOOLING IN REFRIGERATION SYSTEMS

Abstract. *The refrigerant superheating at the outlet of the evaporator and the subcooling at the outlet of the condenser are important to the correct and efficient working of refrigeration systems. To determine the superheating degree and the subcooling degree in these systems, measurements of temperature and pressure of the refrigerant in specific points must be made. However, these systems are liable to measurement uncertainties and measurement errors. In this paper, the effects of temperature and pressure variations on the superheating and subcooling degrees were evaluated at the outlets of the evaporator and the condenser respectively to the refrigerants R134a, R410A, R717, R290 and R600a, in typical operation conditions. The results show that the superheating of the refrigerant is in general more sensitive to pressure variations in comparison with subcooling and this sensitivity increases at lower evaporation temperatures. The produced and presented results in this paper evidence the importance of evaluating carefully the effects of temperature and pressure on superheating at the outlet of the evaporator for the refrigerants*

Key words: Refrigerant, Superheating, Subcooling, Pressure.