



ANÁLISE EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE UM REFRIGERADOR DOMÉSTICO OPERANDO SOB CONDIÇÕES ADVERSAS

Ricardo Nicolau Nassar Koury

Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Antônio Carlos, 6627, CEP. 31270-090, Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil.

koury@demec.ufmg.br

Luiz Machado

luizm@demec.ufmg.br

Francisco Domingues Ramos

fdramos@hotmail.com

***Resumo.** O presente trabalho consiste no estudo experimental de um condensador de um refrigerador doméstico, utilizando o fluido frigorífico R-134a. Foram abordados os coeficientes de transferência de calor por condensação interno no condensador e o de desempenho do refrigerador. Na análise do coeficiente de condensação, os diversos regimes de escoamento foram divididos em duas categorias gerais: mecanismos gravitacionais e de cisalhamento predominantes. O coeficiente de condensação foi medido experimentalmente para quatro casos distintos de funcionamento do refrigerador, um simulando funcionamento normal e os demais situações adversas, como porta constantemente aberta e condensador obstruído por uma toalha. No caso de funcionamento normal, a correlação teórica que melhor previu o coeficiente de condensação foi a de Dobson e Chato (1998), com um erro de 8,7%. O desempenho do refrigerador foi analisado em virtude das condições de trabalho do condensador, através do cálculo do COP para os quatro pontos de operação citados. Observou-se a queda do desempenho do refrigerador nos casos anormais de operação, condensador obstruído e porta aberta, em relação ao seu funcionamento normal. Apenas a obstrução do condensador por uma toalha seca representou uma queda de 9,5% no desempenho do aparelho, significando diretamente aumento no consumo de energia elétrica pelo mesmo.*

***Palavras-chave:** refrigeração, condensador, COP.*

1. INTRODUÇÃO

Devido à sua extrema importância nas indústrias de refrigeração, ar condicionado, químicas e usinas geradoras de energia, a condensação interna em tubos tem sido bastante estudada ultimamente. A análise da transferência de calor nos condensadores de máquinas frigoríficas e do desempenho das mesmas mostra-se uma tarefa útil na atividade de projeto de sistemas de refrigeração e ar condicionado mais compactos e eficientes, daí toda a importância do estudo realizado neste trabalho.

O modelo de regimes de escoamento é o mais sofisticado e preciso no estudo de escoamentos bifásicos, constituindo a abordagem atual do problema, onde o escoamento é definido através de alguns padrões visuais e resolvido com base nas configurações destes. Os mecanismos de transferência de calor e perda de carga são então intimamente ligados com o regime de escoamento presente. As configurações de escoamento em tubos horizontais podem ser encontradas com

descrição detalhada em Collier e Thome (1994), sendo as principais: escoamento com bolhas, com bolsas, estratificado, ondulado e anular. Taitel e Dukler (1976) propuseram uma carta geral de base teórica para predição das configurações de escoamento bifásico em tubos horizontais ou inclinados. No propósito de analisar as correlações existentes na literatura para o coeficiente de transferência de calor por condensação interna em tubos horizontais, pode-se dividir os vários padrões de escoamento em duas categorias básicas, em função de seus mecanismos de transferência de calor: os escoamentos dominados por efeitos gravitacionais (tipos com bolsas, estratificado e ondulado) e os de predominância de efeitos de cisalhamento na interface líquido-vapor (tipo anular).

Chato (1962) realizou estudos em escoamentos estratificados com baixas velocidades de vapor, desenvolvendo uma solução aproximada pela Eq. (1), onde Nu representa o número de Nusselt, h o coeficiente médio de condensação, d o diâmetro interno do tubo, g a aceleração gravitacional, ρ_l e ρ_v as densidades das fases líquida e vapor respectivamente, c_{pl} o calor específico da fase líquida, μ_l a viscosidade dinâmica, k_l a condutividade térmica, T_{SAT} a temperatura de saturação do fluido e T_S a temperatura da parede interna do tubo. O termo h'_{lv} representa o calor latente de vaporização corrigido, conforme Eq. (2).

$$Nu = \frac{\bar{h}d}{k_l} = 0,555 \left[\frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)d^3 h'_{lv}}{\mu_l k_l (T_{SAT} - T_S)} \right]^{1/4} \quad (1)$$

$$h'_{lv} = h_{lv} + 0,68c_{pl}(T_{SAT} - T_S) \quad (2)$$

Dentro do estudo da condensação no escoamento anular, o método mais simples para aproximação do coeficiente de condensação é a abordagem por multiplicadores bifásicos. A hipótese inicial é a de que o processo de transferência de calor no escoamento bifásico anular é similar ao do escoamento monofásico de líquido, sendo a razão entre os dois o multiplicador bifásico. As correlações neste caso incluem sempre um fator, na maioria das vezes dependente do título, densidade e viscosidade das fases líquido e vapor, que multiplica a equação de Dittus-Boelter (1930) para escoamentos monofásicos. A correlação talvez mais citada na bibliografia é a desenvolvida por Shah (1979), a Eq (3) abaixo. Nessa equação, P_{RED} representa a pressão reduzida do fluido, x o título de vapor da mistura em escoamento, Re_l o número de Reynolds da fase líquida e Pr_l o número de Prandtl desta fase.

$$Nu = 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4} \left[1 + \frac{3,8}{P_{RED}^{0,38}} \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0,76} \right] \quad (3)$$

Dobson e Chato (1998) conduziram estudos experimentais utilizando vários fluidos frigoríficos e diferentes diâmetros internos de tubos, observando visualmente os diversos regimes de escoamento. Para o regime de escoamento anular, foi desenvolvida a Eq. (4) representada abaixo, onde χ é o parâmetro de Martinelli calculado pela Eq. (5):

$$Nu = 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4} \left[1 + \frac{2,22}{\chi^{0,89}} \right] \quad (4)$$

$$\chi = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad (5)$$

Chen et al. (1987) desenvolveram uma correlação de cunho geral apresentada abaixo, onde Re_{10} representa o número de Reynolds do escoamento como se todo ele estivesse na fase líquida.

$$Nu = 0,018 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,39} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,078} Re_l^{0,2} (Re_{lo} - Re_l)^{0,7} Pr_l^{0,65} \quad (6)$$

É importante salientar que ainda existem outras variáveis no cálculo e obtenção do coeficiente de condensação e que foram desprezadas neste trabalho, pela baixa influência no coeficiente ou dificuldade de quantificação experimental. A presença de óleo lubrificante no fluido frigorífico é uma destas variáveis, causando diminuição na transferência de calor e aumento na perda de carga do fluido. Um estudo sobre coeficientes de condensação interna e perda de carga de misturas óleo/R-134a pode ser encontrado em Shao e Granryd (1995). O trabalho de Mermond et al. (1999) apresenta diversas correlações para cálculo de propriedades termodinâmicas de óleos lubrificantes comumente utilizados em máquinas frigoríficas e de suas misturas com fluidos frigoríficos.

Em todo ciclo de refrigeração, tem-se como objetivo maximizar o efeito de refrigeração obtido em relação ao trabalho efetivamente fornecido ao sistema, representado pela potência requerida no compressor. Desta forma, pode-se definir um índice de desempenho para os ciclos de refrigeração e, conseqüentemente, para as máquinas frigoríficas. Este índice de avaliação é denominado coeficiente de desempenho (ou de performance), sendo definido de modo geral como a razão entre o efeito de refrigeração desejado num sistema e o trabalho de compressão requerido.

2. DISPOSITIVO EXPERIMENTAL

Os ensaios foram realizados em um refrigerador CCE de 310 litros, devidamente instrumentado, do Laboratório de Refrigeração do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG. O condensador estudado é do tipo tubular aletado, onde o fluido frigorífico circula dentro do tubo e perde calor para o ar quiescente do recinto através da parede do tubo. Tal refrigerador tem como fluido de trabalho R-134a e potência do compressor 95W (dado do fabricante).

Foram utilizados ao todo cinco termopares do tipo “K” e dois manômetros do tipo Bourdon. Os termopares instalados para medir a temperatura do fluido frigorífico foram inseridos na tubulação quando a mesma foi cortada, sendo depois soldados, vedando a tubulação. Os termopares se situam na entrada e saída do compressor, no interior da zona de condensação e na entrada do tubo capilar. Os manômetros foram instalados na aspiração e descarga do compressor. Um outro termopar avulso do tipo “K” foi ainda utilizado para medir as temperaturas na parede externa do condensador. Este termopar não foi instalado de maneira fixa em nenhum momento, de forma que pudesse tomar as temperaturas da parede externa do condensador em várias localizações deste e, assim, determinar experimentalmente o comprimento da região de condensação. O monitoramento das temperaturas fornecidas pelos termopares foi feito com a ajuda de termômetros digitais. Uma visão geral da montagem experimental e alguns de seus detalhes, observa-se o aparato montado em torno do compressor, com as tomadas de pressão e temperatura da aspiração e descarga, podem ser observados na Fig. (1) apresentada a seguir.

As tomadas de temperaturas da parede do condensador foram realizadas nas extremidades curvas do mesmo, com o auxílio de fita adesiva para fixação temporária do termopar avulso nestas localizações. A Fig. (2) a seguir é uma representação esquemática do condensador, mostrando os locais de medição e apresentando suas dimensões características. As medidas destas temperaturas são designadas por “Tp” e numeradas sequencialmente, sendo que as tomadas do lado direito do condensador contêm ainda um índice “a”.



Figura 1. Dispositivo experimental – vista geral do conjunto

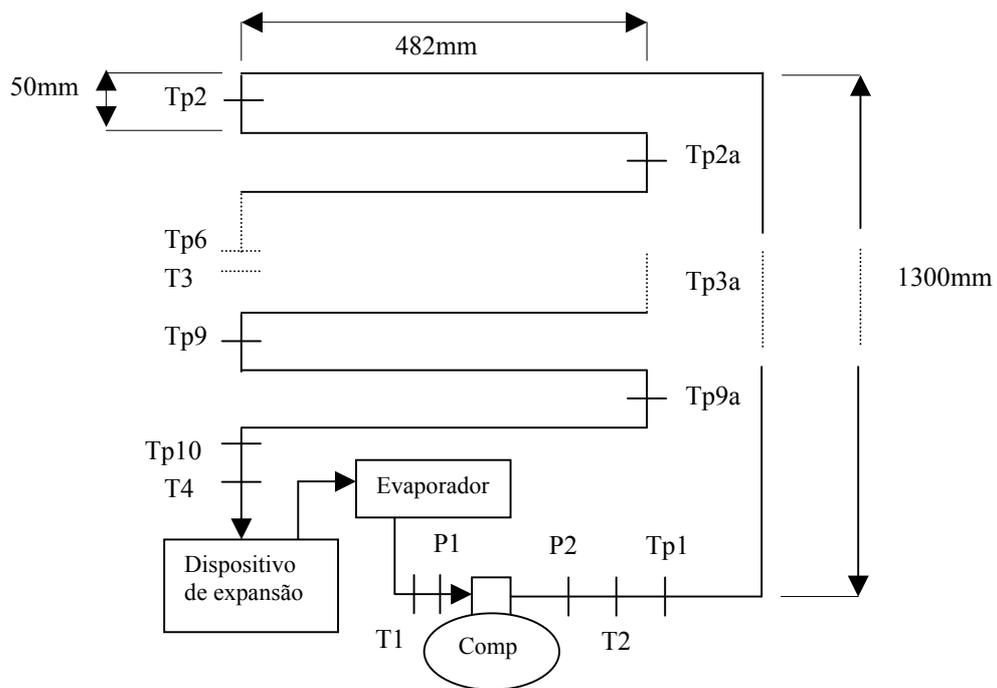


Figura 2. Esquema do condensador e as tomadas de temperatura

3. RESULTADOS

3.1. Obtenção do Coeficiente de Condensação Experimental e Teórico

Foram obtidos quatro coeficientes experimentais de troca de calor por condensação interna, com base em quatro pontos distintos, aproximadamente fixos, de funcionamento do refrigerador. Foi assegurada, na verdade, uma faixa estreita de operação possível para a máquina em cada um dos pontos, sendo tomados então os valores da temperatura do fluido em locais específicos e da parede externa do condensador sempre operando nesta faixa. O controle foi feito visualmente pelos instrumentos e através da variação da carga térmica do refrigerador, regulando a abertura de sua porta, de forma que o mesmo trabalhasse dentro da faixa estipulada. Os valores controlados desta faixa de operação foram as pressões de aspiração e descarga do compressor e a temperatura de descarga. A leitura de cada uma das temperaturas, sempre dentro do controle considerado, foi feita em intervalos de trinta segundos durante um tempo total de cinco minutos, tomando-se como valor de referência a média das variações. Também no sentido de uniformizar as condições de tomadas de temperaturas e controle, as medidas foram realizadas em condições ambientes similares, sempre no mesmo intervalo do dia e com a temperatura ambiente na faixa de 23 a 25°C.

O primeiro ponto de operação corresponde ao termostato do refrigerador posicionado no máximo, no objetivo de evitar que o compressor desligasse e alterasse o regime permanente de funcionamento, e a porta sendo ocasionalmente aberta. A porta tinha abertura ocasional de forma a manter as medidas de controle dentro do valor estipulado, simulando aproximadamente o uso doméstico comum da máquina. O segundo ponto foi obtido com o termostato na mesma posição que o anterior, porém com a porta sendo mantida aberta durante todo o tempo em que as medidas foram tomadas. O terceiro ponto experimental repete as características do segundo, mas agora o refrigerador opera com o condensador obstruído com uma toalha úmida. O quarto ponto experimental é tomado novamente com posição máxima do termostato, porta constantemente aberta e condensador obstruído, porém, com uma toalha seca. A partir destes pontos obtidos nas medições, pode-se traçar um diagrama pressão x entalpia com a representação dos ciclos de refrigeração da máquina nos quatro casos distintos selecionados. A Fig. (3) a seguir ilustra os processos no referido diagrama, com os ciclos numerados ao lado dos respectivos casos (pontos de operação).

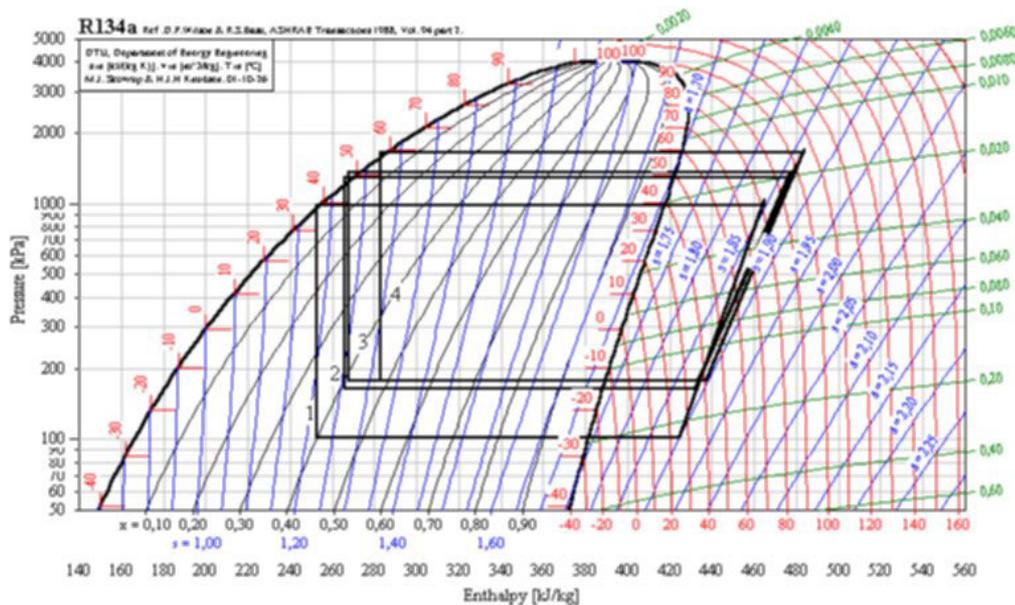


Figura 3. Representação dos ciclos de refrigeração no diagrama Ph

O cálculo aproximado da vazão de fluido refrigerante é dado pela razão entre a potência do compressor indicada pelo fabricante e a diferença de entalpia no processo de compressão medida experimentalmente, obtida através dos ciclos representados na Fig. (3). Considera-se um rendimento total de compressão de aproximadamente 50%, a multiplicação entre o rendimento mecânico do processo e elétrico do motor do compressor. O comprimento estimado da região de condensação para cada caso de estudo, necessário no cálculo experimental do coeficiente de condensação, foi medido diretamente a partir das temperaturas externas da parede do condensador com o termopar avulso. Este comprimento é justamente a distância em que os valores obtidos para as temperaturas da parede do condensador permanecem aproximadamente constantes, sendo a temperatura do fluido constante no processo, oscilando levemente em torno de uma temperatura determinada. Seu valor foi obtido diretamente do gráfico da Fig. (4), que representa os valores médios das temperaturas medidas nos vários locais da parede do condensador para os quatro casos citados.

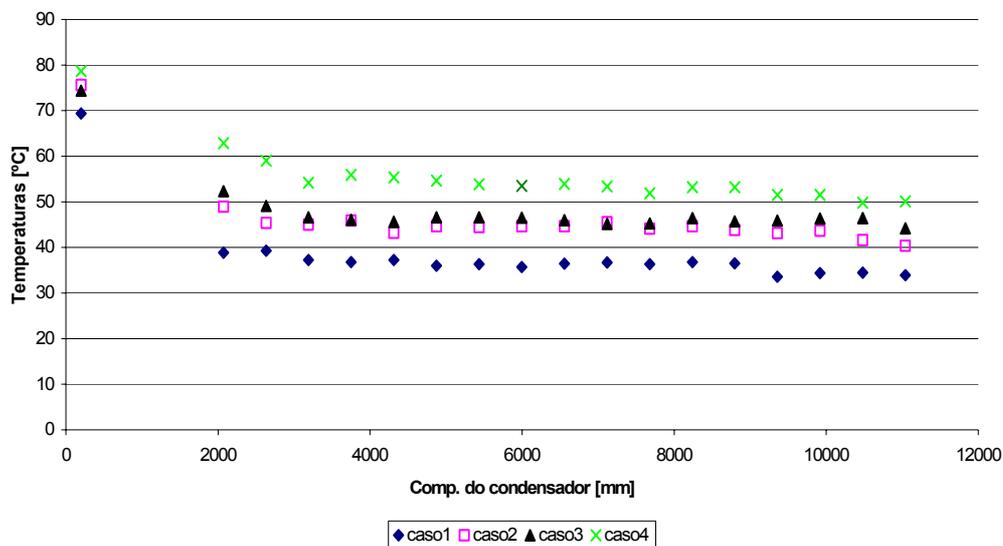


Figura 4. Temperaturas da parede do condensador em diversos locais

Com o diâmetro do tubo (3,8mm) e a temperatura média da parede externa do condensador na região de condensação (T_{p6}), tomada como sendo a temperatura da parede medida na mesma posição onde foi feita a leitura da temperatura de condensação T_3 , procede-se ao cálculo do coeficiente experimental de condensação. Primeiramente calcula-se o calor dissipado no processo de condensação, sendo a multiplicação entre a vazão mássica e a diferença de entalpia entre o vapor e o líquido saturado, na pressão de condensação. A seguir, obtém-se a área total de troca de calor durante o processo de condensação utilizando-se do comprimento da região de condensação medido anteriormente. Pela lei do resfriamento, o coeficiente de condensação é igual à razão entre este calor dissipado, considerando regime permanente, e a diferença entre a temperatura de condensação e a da parede externa multiplicada pela área total de troca de calor na região de condensação.

O cálculo teórico do coeficiente de troca de calor por condensação foi feito com base nas correlações apresentadas, a partir dos mesmos dados de operação do refrigerador medidos diretamente. Estas correlações, porém, são dependentes do título da mistura, ou seja, fornecem coeficientes locais de condensação. Para obter-se um coeficiente médio para toda a região de condensação, o que interessa neste trabalho, é necessário primeiramente estabelecer uma hipótese quanto à variação do título da mistura ao longo da região de condensação. Considera-se neste trabalho, de uma forma razoavelmente coerente, que o título da mistura varia linearmente com a distância na região de condensação, a partir da entrada quando seu valor é unitário até a saída quando ele é zero. Desta forma, as correlações tornam-se baseadas na distância de condensação,

sendo necessário uma integração numérica ao longo do comprimento para obtenção do coeficiente médio. Esse procedimento é feito dentro de uma estrutura de repetição e soma, onde o coeficiente de condensação teórico é calculado para diversos valores de título (intervalos de 0,01) e multiplicado em cada caso por um valor infinitesimal do comprimento de condensação. Finalizada a soma destes termos e fora da estrutura de repetição, o coeficiente médio é obtido com a divisão pelo comprimento total de condensação.

O cálculo dos coeficientes experimental e teórico de condensação foi todo implementado em um programa computacional, com os resultados apresentados na Tab. (1) para os quatro casos distintos. Uma análise da incerteza experimental no cálculo do coeficiente, baseada no método de derivadas parciais, apontou para um valor menor que 5%. O erro relativo mostrado na Tab. (1) é dado pela razão entre a diferença em módulo dos coeficientes experimental e teórico e o coeficiente experimental, em porcentagem. Foram apresentados o maior (entre parêntesis) e o menor erro relativo obtido para cada caso.

Tabela 1. Coeficiente de condensação experimental e teórico

	h_c [W/m ² K]					Erro rel. [%]
	Chato	Shah	Chen	Dobson e Chato	Exp.	
Caso 1	2735,84	1481,19	1081,15	1316,03	1210,36	8,7 (126)
Caso 2	2201,90	1272,68	899,97	1103,08	401,05	124 (449)
Caso 3	2089,69	1232,07	864,76	1061,42	327,12	164 (539)
Caso 4	2001,9	1191,81	821,86	1002,91	411,75	99,6 (387)

Utilizou-se também neste trabalho a carta de Taitel e Dukler (1976) na previsão do tipo de escoamento dominante no condensador ensaiado. No caso da transição do escoamento estratificado com ondas para o anular, os dois parâmetros utilizados são χ , parâmetro de Martinelli definido pela Eq. (5), e F_{TD} , definido pela Eq. (7) abaixo, onde G é a velocidade mássica, razão entre a vazão mássica e a área da seção de escoamento, e θ o grau de inclinação do tubo.

$$F_{TD} = \sqrt{\frac{\rho_v}{\rho_l - \rho_v}} \cdot \left(\frac{Gx}{\rho_v \sqrt{d \cdot g \cdot \cos \theta}} \right) \quad (7)$$

Foram marcados três pontos na carta para cada caso de operação, correspondentes aos títulos de 0,99, 0,5 e 0,01, traçando-se uma curva aproximada entre os mesmos, representando todo o processo de condensação. As curvas aproximadas de condensação para o caso 1 (curva superior) e para o caso 2 (curva inferior, logo abaixo da curva do caso 1) são representadas na Fig. (5) a seguir.

Pela observação desta carta, percebe-se que a previsão de regime para o escoamento no caso 1 é preponderantemente anular, mas ligeiramente acima da divisão com o escoamento ondulado. Essa hipótese de escoamento anular obtida através da carta para o caso 1 é confirmada pela comparação do resultado experimental e teórico para o coeficiente de condensação, uma vez que o menor erro ocorreu utilizando-se uma correlação apropriada para regime anular. O caso 2, por sua vez, apresenta uma transição de regimes estratificado ondulado para anular durante o processo de condensação. Estes resultados são confirmados como válidos através do trabalho de Dobson e Chato (1998). Para velocidades mássicas de 75 a 150kg/m²s, eles obtiveram resultados experimentais que apontavam para transições de regimes de escoamento estratificado ondulado para anular durante o processo de condensação e mesmo presença total de escoamento anular. Os valores

das velocidades mássicas para os casos 1 e 2 ilustrados foram de 104 e 93kg/m²s, respectivamente, ratificando então a validade dos resultados obtidos. Os efeitos de diâmetro do tubo em questão foram detectados como mais significativos por Dobson e Chato com velocidades mássicas superiores a 150kg/m²s, não exercendo influência no caso deste trabalho.

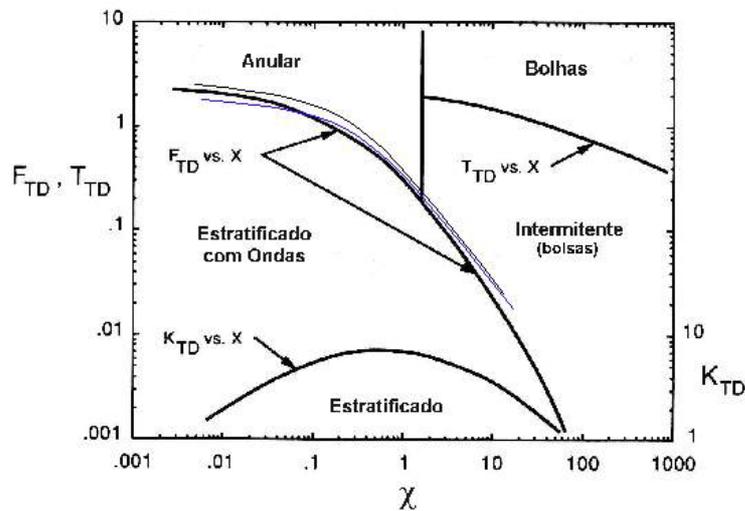


Figura 5. Carta de Taitel e Dukler

A correlação desenvolvida por Dobson e Chato (1998) produziu o melhor resultado para o caso 1, um erro de apenas 8,7% no cálculo do coeficiente de condensação, mas as correlações de Shah (1979) e Chen et al. (1987) também produziram bons resultados. Para os casos 2, 3 e 4 um erro enorme foi obtido, acima de 100%, independente da correlação teórica utilizada para a previsão, sendo o coeficiente experimental para estes casos sempre menor que o teórico. Isso pode ser explicado por dois fatores atuando em conjunto: o fato do coeficiente experimental ser fortemente dependente da diferença entre a temperatura de condensação e a da parede do condensador (diferentemente da maioria das correlações teóricas) e as condições muito adversas de trabalho do refrigerador nestes casos. Nas condições testadas, muito fora de operação normal, a temperatura de condensação sobe em proporção muito maior do que a da parede do condensador. É interessante também comparar os dados obtidos neste trabalho com os resultados do estudo de Dobson e Chato (1998), particularmente nos ensaios com tubos de diâmetro interno de 3,14mm, escoamento de mistura R-32/R-125 na temperatura de saturação de 35°C. Para velocidades mássicas menores que 150kg/m²s, eles obtiveram uma variação muito modesta do número de Nusselt tanto em relação ao título quanto à própria velocidade mássica. Isto ratifica a acuracidade na obtenção de um coeficiente médio neste trabalho, uma vez que sua variação durante o processo é pequena, bem como sua validade de aplicação em projetos de condensadores compactos de máquinas frigoríficas como a utilizada neste caso.

3.2. Cálculo do COP

O coeficiente de desempenho do refrigerador para os quatro casos em análise foi obtido a partir das entalpias de cada estado do fluido, construindo-se o diagrama do ciclo como na Fig. (3), e calculado segundo sua definição. Os coeficientes de desempenho para os quatro casos de operação mencionados são apresentados na Tab. (2) abaixo.

Tabela 2. Coeficiente de desempenho (COP) do refrigerador para os casos de ensaio

	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
COP	4,257	3,666	3,559	3,316

Observa-se uma grande diminuição do COP, representando justamente uma queda no desempenho do refrigerador, do caso 1 em relação aos demais, comprovando o que já era esperado, uma vez que o caso 1 simula o funcionamento normal do aparelho enquanto os outros representam situações adversas de má utilização e operação anormal. Na comparação entre os casos 2 e 3, diferença apenas no acréscimo da toalha úmida sobre o condensador, observa-se que a queda do COP foi pequena, somente de 3%. Esta pequena diminuição pode ser explicada pela boa dissipação de calor da água absorvida na toalha, em razão de seu grande calor latente, apesar de cobrir o condensador. Outra comparação interessante pode ser feita entre os casos 2 e 4, diferença no sobreposição da toalha seca no caso 4, onde ocorre uma diminuição de 9,5% do COP. Neste caso, a toalha que cobre o condensador está totalmente seca, impedindo a circulação livre do ar pelo condensador, diminuindo o coeficiente de troca de calor entre este e o ar. Dessa forma, a toalha seca contribui apenas negativamente na transferência de calor do condensador e no desempenho do aparelho como um todo.

4. CONCLUSÃO

Foi realizado neste trabalho um estudo experimental do condensador de um refrigerador que utiliza o refrigerante R-134a, sendo montado um dispositivo experimental a partir de um refrigerador doméstico comum. Ele foi instrumentado com manômetros e termopares de forma que pudessem ser medidos os diversos dados de funcionamento do aparelho em algumas situações particulares: o funcionamento normal do refrigerador com abertura ocasional da porta, abertura total permanente da porta, abertura total com uma toalha úmida obstruindo o condensador e a repetição da situação anterior com a toalha seca. Os objetivos do trabalho concentraram-se no cálculo experimental e através de correlações do coeficiente de condensação interna e de desempenho do refrigerador. O coeficiente experimental obtido para o caso 1 apresentou um erro relativo pequeno quando calculado através das correlações teóricas relacionadas a escoamento anular, diferentemente dos outros casos. A própria diminuição do coeficiente nos casos adversos mostraram os prejuízos do uso incorreto, traduzindo uma condição de trabalho degradante do condensador. Com relação à estimativa do coeficiente de desempenho do refrigerador, a comparação mais importantes é entre os casos 2 e 4. Ela mostra como a obstrução do condensador por toalhas ou outros objetos, atitude doméstica não rara, acarreta em queda no desempenho do refrigerador. A simples cobertura do condensador por uma toalha seca produziu uma queda no desempenho do refrigerador de 9,5%. A recomendação geral, desta forma, continua válida: nunca colocar toalhas ou quaisquer objetos que venham a obstruir ou cobrir os condensadores de aparelhos frigoríficos. É importante salientar que o nível de desempenho do refrigerador é inversamente proporcional ao seu consumo de energia, ou seja, as porcentagens de queda no COP traduzem-se diretamente em aumento no consumo de energia elétrica do aparelho. Este fato é particularmente importante atualmente, dentro do contexto nacional de racionamento de energia elétrica, onde o desperdício é combatido em todas as frentes.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o apoio financeiro ao Grupo PAD/Refrigeração do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG.

6. REFERÊNCIAS

- Chato, J. C., 1962, "Laminar Condensation Inside Horizontal and Inclined Tubes", J. ASHRAE, 4, 52.
- Chen, S. L., Gerner, F. M., Tien, C. L., 1987, "General Film Condensation Correlations", Experimental Heat Transfer, Vol. 1, p. 93-107.

- Collier, J. G., Thome, J. R., 1994, "Convective Boiling and Condensation", 3rd ed., New York, Oxford University Press, 596p.
- Dittus, F. W., Boelter, L. M. K., 1930, "Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type", University of California Publications in Engineering, Vol. 2, No. 13, p 443.
- Dobson, M. K., Chato, J. C., 1998, "Condensation in Smooth Horizontal Tubes", Journal of Heat Transfer, Transactions of ASME, Vol. 120, p. 193-213.
- Mermond, Y., Feidt, M., Marvillet, C., 1999, "Propriétés Thermodynamiques et Physiques des Mélanges de Fluides Frigorigènes et d'Huiles", Int. J. of Refrigeration, Vol. 22, p. 569-579.
- Shah, M. M., 1979, "A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 22, p. 547-556.
- Shao, D. W., Granryd, E., 1995, "Heat Transfer and Pressure Drop of HFC134a-oil Mixtures in a Horizontal Condensing Tube", Int. Journal of Refrigeration, Vol. 18, n° 8, p. 524-533.
- Taitel, Y., Dukler, A. E., 1976, "A Model for Predicting Flow Regime Transitions in Horizontal and Near Horizontal Gas-Liquid Flow", AIChE Journal, Vol. 22, No. 1, p. 47-55.

7. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

EXPERIMENTAL ANALYSIS OF THE PERFORMANCE OF A DOMESTIC REFRIGERATOR WORKING UNDER UNUSUAL CONDITIONS

Ricardo Nicolau Nassar Koury

Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Antônio Carlos, 6627, CEP. 31270-090, Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil.

koury@demec.ufmg.br

Luiz Machado

luizm@demec.ufmg.br

Francisco Domingues Ramos

fdramos@hotmail.com

***Abstract.** An experimental study on a condenser of a domestic refrigerator, working with refrigerant R-134a, was conducted. The internal condensation heat transfer coefficient and the coefficient of performance were calculated. For the purpose of analyzing condensing heat transfer behavior, the various flow regimes were divided into two categories: gravity-dominated and shear-dominated flows. The condensation coefficient was measured for four different operation points of the refrigerator, one simulating normal functioning and the others representing unusual situations, like the door constantly opened and the condenser covered with a towel. In the case of normal functioning, the theoretical correlation that best predicted the condensation coefficient was the one developed by Dobson and Chato (1998), within a deviation of 8,7%. The performance of the refrigerator was analyzed as a function of the condenser working conditions, through the calculus of the COP for the operation points cited above. A drop in the performance of the refrigerator for the unusual cases of operation, covered condenser and opened door, in comparison with normal functioning was observed. The simple obstruction of the condenser by a dry towel represented itself a drop of 9,5% in the performance of the refrigerator, meaning directly increased consumption of electric energy by the equipment.*

Keywords. refrigeration, condenser, COP.