

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO TERMO-HIDRÁULICO DE CONDENSADORES TUBO ALETADOS COM DIFERENTES GEOMETRIAS DE ALETA

João Roberto Bastos Zoghbi Filho

Samuel Freire de Barros

José Maria Saiz Jabardo

Escola de Engenharia de São Carlos - USP, Laboratório de Refrigeração, Departamento de Engenharia Mecânica, CEP13560-970, São Carlos-SP, Brasil.

E-mail: jrzoghbi@sc.usp.br, samuel@sc.usp.br, mjabardo@sc.usp.br

Resumo

O desempenho termo-hidráulico de condensadores resfriados a ar foi avaliado experimentalmente em uma bancada onde foram simuladas as condições reais de trabalho. Um estudo comparativo da perda de carga do lado do ar e do coeficiente global de transferência de calor foi realizado para condensadores com aletas lisas e aletas ventiladas (*louver*). Os condensadores com aletas ventiladas mostraram incrementos significativos no coeficiente global de transferência de calor em relação aos equivalentes com aletas lisas, apesar do aumento indesejável, porém em menor escala, da perda de carga do lado do ar.

Palavras-chave: Trocadores de calor, Condensadores, Superfícies intensificadoras.

1. INTRODUÇÃO

Trocadores tubo aletados são extensivamente utilizados em aplicações domésticas e de transporte, onde a redução do volume é primordial. Tecnologias de fabricação para obter diversos tipos de configurações de superfícies de troca de calor têm sido desenvolvidas, de forma a minimizar a resistência térmica do lado do ar em trocadores de calor tubo aletados. Essas alterações culminaram em um aumento do coeficiente de transferência de calor e a conseqüente redução da área de troca de calor, permitindo um salto no desenvolvimento tecnológico dos trocadores de calor. A superfície ventilada (*louver*), fruto desta nova tecnologia, permite uma significativa intensificação da troca de calor. Esta resulta do escoamento transversal de ar entre canais, formados por aletas adjacentes, promovido pela janelas. Tal escoamento propicia a ruptura da camada limite, evitando, com isso, seu desenvolvimento, num mecanismo físico que se assemelha ao do “resfriamento por transpiração”.

Mediante um extensivo trabalho de pesquisa de avaliação termo-hidráulica de trocadores de calor, Kays e London (1984) levantaram curvas dos coeficientes j (de Colburn) e f (de atrito) em termos do número de Reynolds para trocadores compactos, envolvendo um significativo número de geometrias. Em um interessante estudo experimental, Shah e Webb (1982) apud Webb (1992), além de descreverem em detalhes diversas geometrias de aletas ventiladas, desenvolveram um extenso banco de dados envolvendo o desempenho térmico de cada uma delas. Os referidos trabalhos indicam claramente que as aletas ventiladas se caracterizam por apresentarem um coeficiente de transferência de calor superior àquele das aletas lisas, o mesmo ocorrendo com a perda de carga, o que, neste caso, é inadequado. Garimela et al (1997) realizaram experimentos comparativos entre diversas superfícies intensificadoras e lisas, confirmando as tendências descritas acima.

Em recente trabalho, utilizando modelos em escala de condensadores, Yun e Lee (1999) obtiveram valores de j para trocadores de aletas ventiladas 28,13% maiores que os correspondentes com aletas lisas, para valores de fator de atrito 90% superior. Deve-se notar que os ensaios envolveram vazões reduzidas.

O presente estudo tem por objetivo a análise de resultados obtidos em ensaios envolvendo condensadores do tipo tubo aletado, comparando as características de troca de calor e perda de carga entre unidades dotadas de aletas lisas com aquelas de aletas ventiladas, denominadas na literatura em inglês de *louver*.

2. APARATO EXPERIMENTAL

A Fig. 1 apresenta o diagrama esquemático do aparato experimental, constituído de dois circuitos independentes entre si: o frigorífico e o de ar. O circuito frigorífico, que opera com refrigerante R-22, incorpora componentes básicos como válvula de expansão termostática, compressor, condensador (seção de testes), reservatório de líquido, separador de líquido (acumulador de sucção) e evaporador. Este consiste de uma serpentina de cobre localizada na parte superior de um depósito de refrigerante R-22, tendo a região inferior preenchida por líquido, no qual está imersa uma resistência elétrica de aquecimento. O depósito será denominado genericamente de *boiler*, no presente trabalho. O aquecimento através da resistência promove a evaporação de refrigerante líquido, com condensação ocorrendo na serpentina (evaporador do circuito frigorífico), constituindo, assim, a carga térmica. Esta é controlada pela potência elétrica dissipada na resistência através de um variador de tensão indicado na Fig. 1.

O circuito de ar de condensação é constituído dos elementos necessários para permitir o controle da temperatura e da velocidade do ar. Trata-se de um túnel de vento com possibilidade de recircular o ar, com o objetivo de reduzir a potência de aquecimento, sendo dotado de um ventilador centrífugo. O controle da vazão é realizado por intermédio de registros de descarga, recirculação e admissão do ar no túnel. O controle da temperatura do ar de condensação é realizado por intermédio de um variador de tensão associado a uma bateria de aquecimento localizada no circuito de ar, a montante do condensador em teste e do retificador de escoamento, como ilustrado na Fig. 1.

Ambos os circuitos foram instrumentados conforme indicado na Fig.1, tendo sido utilizados termopares do tipo T (cobre-constantan) e transdutores eletrônicos de pressão (no caso do circuito frigorífico) para as medidas de temperatura e pressão. No caso do circuito de ar, a temperatura média nas seções de entrada e saída do condensador era medida através de uma malha de termopares, ligados em paralelo, cobrindo a seção transversal do duto, e a perda de carga do ar no condensador medida com um manômetro de coluna de água. A vazão do refrigerante foi obtida

por intermédio de um medidor de vazão do tipo efeito Coriolis e a vazão de ar no túnel por um método calorimétrico (balanço de energia) tendo sido ratificada por medidas realizadas com um tubo de Pitot que podia ser deslocado verticalmente desde o eixo central do duto até sua parede.

As incertezas de medida associadas aos parâmetros medidos e calculados podem ser encontradas na tabela 2.

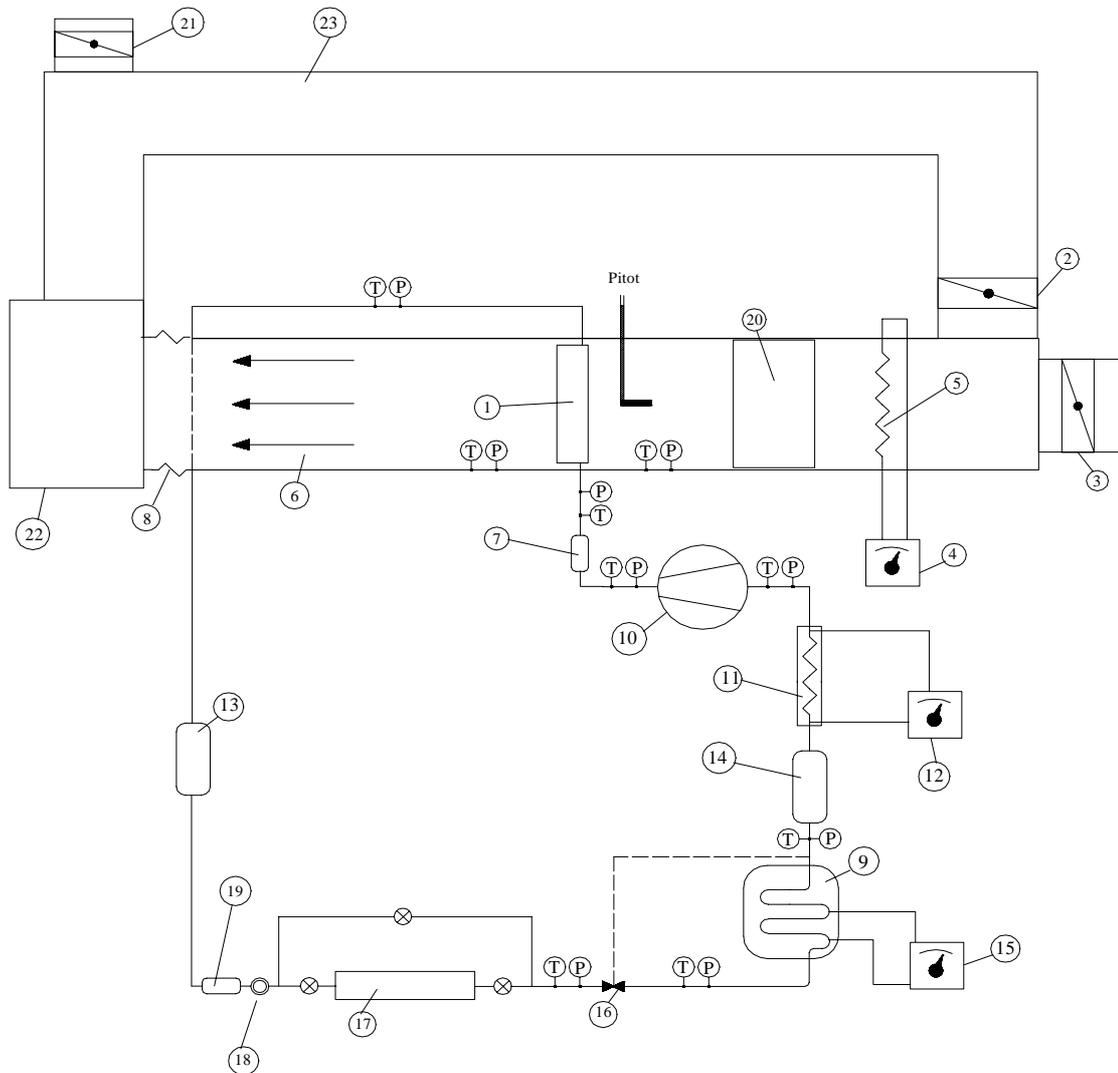


Figura 1. Desenho esquemático do aparato experimental, composto dos seguintes equipamentos:

(1) Condensador em teste, (2) Registro de retorno, (3) Registro de admissão, (4) Variador de tensão, (5) Bateria de resistências, (6) Duto de aspiração, (7) Filtro de óleo, (8) Duto flexível, (9) *Boiler*, (10) Compressor, (11) Bateria de resistências, (12) Variador de tensão, (13) Tanque de líquido, (14) Separador de líquido, (15) Variador de tensão, (16) Válvula de expansão termostática, (17) Medidor de vazão do tipo Coriolis, (18) Visor, (19) Filtro secador, (20) Retificador de ar, (21) Registro de descarga, (22) Ventilador Centrífugo, (23) Duto de retorno.

3. PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS E RESULTADOS

O procedimento dos ensaios foi o sugerido pela norma ASHRAE 41.2 (1991) para unidades condensadoras de circuitos frigoríficos, tendo sido realizados com vistas a uma análise

comparativa entre os distintos condensadores, descritos na Tabela 1. Na Fig. 2 são apresentados detalhes da superfície ventilada, que foi objeto de análise neste estudo.

Tabela 1. Características geométricas dos condensadores ensaiados.

Modelo	Peça	Aleta	Tubo	Comprimento Aletado (mm)	Profundidade (mm)	Altura Aletada (mm)	Área* (m ²)
I	C1	Lisa	Liso	610	108	381	19,97
	C2	Louver	Liso	610	108	381	19,97
II	C3	Lisa	Liso	640	66	330	9,93
	C4	Louver	Liso	640	66	330	9,93

* Área total de troca de calor no lado do ar.

Tabela 1. (continuação)

Peça	d _e (mm)	d _i Tubo (mm)	Densidade de Aletas (m ⁻¹)	Passo das Aletas (mm)	Espessura das aletas (mm)	Passo dos tubos (mm)	Número de tubos por fileiras	Diâmetro Hidráulico (mm)
C1	13	11,14	450	2	0,1	30,7	12 (4 fileiras)	3,601
C2	13	11,14	450	2	0,1	30,7	12 (4 fileiras)	3,601
C3	9,6	8,01	380	2	0,1	25,9	13 (3 fileiras)	4,222
C4	9,6	8,01	380	2	0,1	25,9	13 (3 fileiras)	4,222

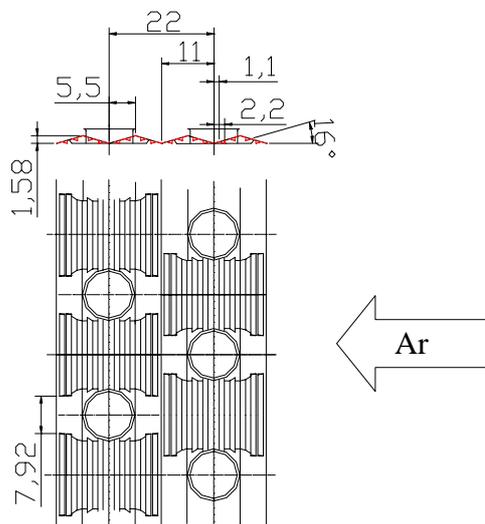


Figura 2. Vista em corte dos condensadores com aletas ventiladas.

Dois parâmetros importantes foram avaliados, o produto do coeficiente global de transferência de calor, U , pela área de transferência de calor, A , e a perda de carga do ar. Para

avaliar o desempenho térmico dos condensadores, uma primeira bateria de ensaios foi realizada com a temperatura de entrada do ar no condensador constante igual a 35°C, e uma velocidade de face de 3,0 m/s, mantendo-se a temperatura de aspiração no compressor constante e igual a 5°C. Em cada temperatura e velocidade do ar de condensação foram levantados entre 4 e 5 pontos experimentais, correspondendo a diferentes cargas térmicas no evaporador impostas pelo variador de tensão do *boiler*. Todos os parâmetros físicos medidos por intermédio dos transdutores (temperaturas, pressões e vazão de refrigerante) tinham seus sinais de saída conectados a um sistema de aquisição de dados por computador. Somente a perda de carga do ar através do condensador (obtida por manômetro de coluna), e a pressão dinâmica (associada ao tubo de Pitot, por intermédio de um manômetro de coluna álcool), eram medidas diretamente pelo operador. A aquisição de dados era iniciada quando o sistema operava em regime permanente. Como observado anteriormente, a vazão de ar foi calculada pelo método calorimétrico, tomando por base um balanço de energia no condensador, de acordo com a seguinte expressão:

$$m_{ar} = \frac{m_r (h_{e,r} - h_{s,r})}{cp_{ar} (T_{s,ar} - T_{e,ar})} \quad (1)$$

onde, os parâmetros (m_r , vazão de refrigerante; $h_{e,r}$ e $h_{s,r}$, entalpias de entrada e saída do refrigerante no condensador; $T_{e,ar}$ e $T_{s,ar}$, temperaturas de entrada e saída do ar no condensador, cp_{ar} , calor específico do ar) são diretamente medidos ou passíveis de avaliação a partir dos parâmetros medidos, permitindo, assim, a determinação da vazão de ar e, conseqüentemente, a velocidade de face, V , com a massa específica média do ar e a área de face do condensador.

Para efeito de avaliação do coeficiente global de transferência de calor, o refrigerante foi assumido saturado à temperatura (de condensação) correspondente à pressão média entre a entrada e saída do condensador, no lado do refrigerante. Nessas condições, a taxa de rejeição de calor no condensador, Q_c , pode ser determinada pela seguinte expressão:

$$Q_c = UA \Delta T_m \quad (2)$$

onde, ΔT_m , a diferença média entre a temperatura do refrigerante, T_c , e a temperatura de entrada do ar, $T_{e,ar}$. Através de manipulação matemática, a Eq. (2) pode ser modificada de forma a obter a seguinte expressão:

$$Q_c = R (T_c - T_{e,ar}) \quad (3)$$

onde,

$$R = m_{ar} cp_{ar} \left[1 - \exp \left(- \frac{UA}{m_{ar} cp_{ar}} \right) \right] \quad (4)$$

Como o produto $m_{ar} \cdot cp_{ar}$ permanece constante, a Eq. (3) representa a reta de Q_c em termos de $(T_c - T_{e,ar})$. A reta pode ser levantada experimentalmente variando a carga térmica no *boiler*, o que afeta a taxa de rejeição de calor no condensador, Q_c . Esse procedimento foi adotado no levantamento das curvas da Fig. 3, válidas para as unidades ensaiadas. O coeficiente angular da reta proporciona o valor de R , que, pela aplicação da Eq. (4), permite determinar o valor de UA . A Tabela 2 apresenta os valores de UA e o correspondente valor do coeficiente global de

transferência de calor referido à área exterior. Em virtude da limitação de espaço, foram incluídas na tabela as incertezas na avaliação de parâmetros físicos diretamente medidos ou calculados.

Uma segunda bateria de ensaios foi levada a cabo, fixando-se a carga térmica e variando-se a velocidade do ar. Obteve-se, assim, a variação da perda de carga do ar através do condensador, tendo sido levantadas as curvas da Fig. 4.

Tabela 2. Coeficiente global de troca de calor e incertezas associadas a parâmetros físicos revelantes.

Peça	UA (kW/°C)	Incertezas UA (kW/°C)	U (W/m ² °C)	Incertezas U (W/°C)	Incertezas V _{ar} (m/s)	Incertezas Temperatura (°C)	Incertezas Pressão (%)	Incertezas Vazão (%)
C1	0,738	0,014 - 0,020	36,9	1,6-1,8	0,097 - 1,30	0,2	0,3	0,15
C2	0,895	0,028 - 0,037	44,8	2,3-2,6	0,089 - 0,91	0,2	0,3	0,15
C3	0,469	0,008 - 0,014	47,2	1,9-2,2	0,08 - 1,40	0,2	0,3	0,15
C4	0,630	0,007 - 0,030	63,4	2,5-3,8	0,07 - 1,22	0,2	0,3	0,15

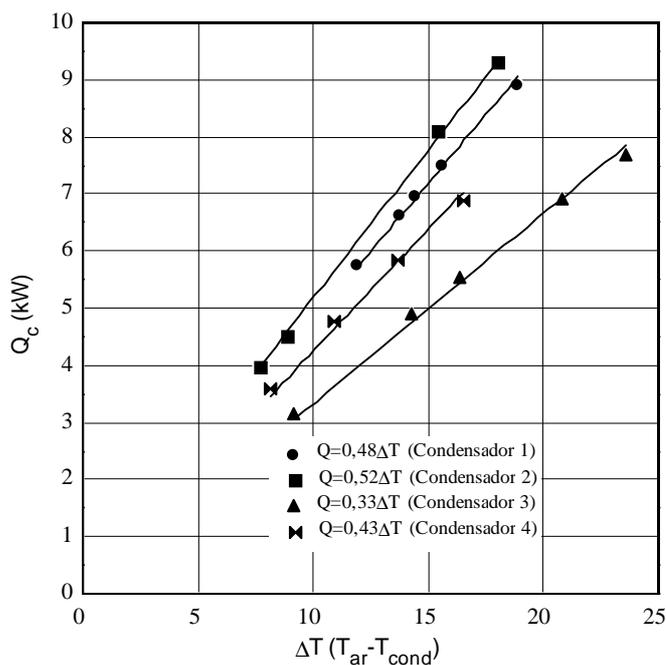


Figura 3. Taxa de rejeição de calor no condensador vs diferença entre a temperatura média do ar e a temperatura de condensação para uma velocidade de face de 3,0 m/s.

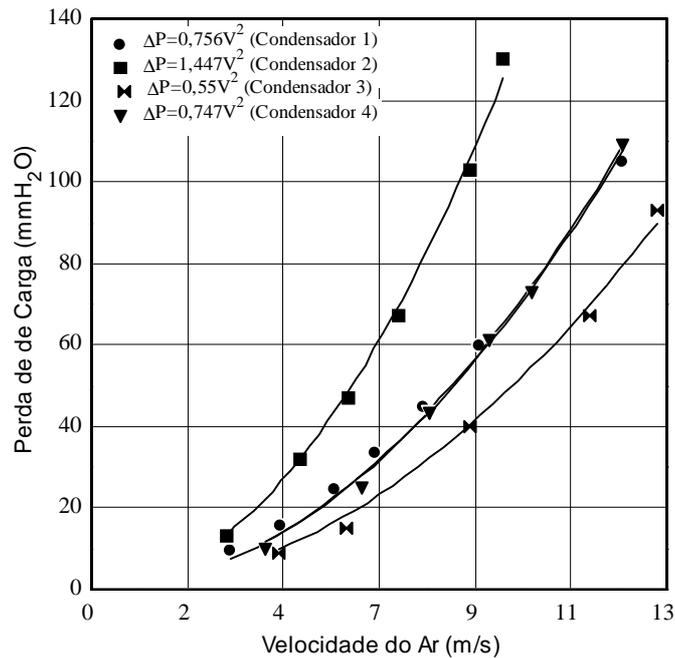


Figura 4. Perda de carga em função da velocidade de face do ar, V_{ar} , para os condensadores ensaiados.

4. ANÁLISE E CONCLUSÕES

No presente estudo foi analisado o desempenho termo-hidráulico de quatro modelos comerciais de condensadores, descritos na Tabela 1. Com base nos resultados obtidos, pode-se concluir que:

(1) O efeito das aberturas nas aletas ventiladas é significativo. O uso desse tipo de superfície intensificadora incrementa o valor de UA (e, portanto, de U) de 21,27% no grupo I e 34,33% no grupo II com relação ao valor correspondente da superfície lisa. Tal comportamento é previsível pois a resistência térmica exterior, associada à transferência de calor do lado do ar, é dominante no processo de transferência de calor nesse tipo de trocador. É importante lembrar que todas as comparações foram feitas para velocidades de face do ar constantes e da ordem de 3,0 m/s.

(2) As aletas ventiladas impõem uma maior perda de carga do lado do ar (Fig. 4). Assim, para uma velocidade de 3,0 m/s, no grupo I observa-se um aumento de 93,33% e, para o grupo II, 36,36% em relação às aletas lisas. O efeito do aletamento ventilado na perda de carga do ar em relação às aletas lisas é mais significativo no caso das unidades do grupo I, o que pode estar relacionado ao fato destas unidades apresentarem um número maior de fileiras de tubos em profundidade (ver tabela 1).

Os resultados, consistentes sob o ponto de vista qualitativo, confirmam as tendências observadas na literatura, segundo as quais, as aletas ventiladas se caracterizam por apresentarem coeficientes de transferência de calor do lado externo superiores às correspondentes aletas lisas, impondo, porém, perdas de carga no ar superiores.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de expressar seus agradecimentos ao Sr. José Roberto Bogni, responsável pela construção e montagem do aparato experimental. Os autores estendem seus agradecimentos às empresas Danfoss do Brasil, MIPAL, PROJELMEC e APEMA pela gentil doação de diversos controles e componentes utilizados na bancada. E, finalmente, agradecem a Fundação Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo fomento financeiro.

6. REFERÊNCIAS

- ASHRAE Standard 41.2-1991, “Standard Methods for Laboratory Air-flow Measurement”, American Society of Heating, Refrigerating and air-conditioning Engineers, Inc., Atlanta.
- Garimella, S., Coleman, J. W. e Wicht, A., 1997, “Tube and fin geometry alternatives for the design of absorption heat pump heat exchangers”, Enhanced Heat Transfer, Vol. 4, pp. 217-235, 1997.
- Kays, W. M. e London, A. L., 1984, “Compact Heat Exchangers”, 3rd Edition, McGraw Hill, New York.
- Yun J. Y., Lee, K. S., 1999, “Investigation of heat transfer characteristics on various kinds of fin-and-tube heat exchangers with interrupted surfaces”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.42, pp.2375-2385.
- Rugh, J. P. Pearson, J. T. and Ramadhyani, S., 1992, “A study of a very compact heat exchangers used for passenger compartment heating in automobiles”, in Compact Heat Exchangers for Power and Process Industries, ASME Symp. Ser., HTD-Vol.201, pp.15-24, ASME, New York.
- Shah, R. K., e Webb, R. L., 1982, “Compact and enhanced heat exchangers”, in Heat Exchangers: Theory and Practice, J. Taborek, G. F. Hewitt and N. H. Afgan, Eds. Hemisphere Publishing Corporation, Washington, D. C., pp. 425-468.
- Sunden, B. e Svantesson, J., 1992, “Thermal hydraulic performance of new multilouvered fins”, in Proceedings of the 3rd UK National Heat Transfer Conference, pp.805-811.
- Webb, R. L., 1994, “Principles of Enhanced Heat Transfer”, 3rd Edition, Edt. John Wiley & Sons Inc.