

ESTUDO EXPERIMENTAL DE COMPARAÇÃO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR ENTRE TROCADORES DE CALOR DE TUBOS CIRCULARES E ELÍPTICOS ALETADOS

R. S. Matos

Universidade Federal do Paraná – Departamento de Engenharia Mecânica
Curitiba, PR - Brasil
rudmar@demec.ufpr.br

J.V.C. Vargas

Universidade Federal do Paraná – Departamento de Engenharia Mecânica
Curitiba, PR - Brasil
jvargas@demec.ufpr.br

Resumo. Neste estudo, foi realizada uma análise da transferência de calor em trocadores de calor de tubos circulares e elípticos aletados. Os resultados experimentais foram obtidos para uma configuração de arranjo triangular equilátero. Este trabalho foi conduzido para obter a taxa total de transferência de calor entre os tubos e o escoamento externo tanto para arranjos de tubos circulares como elípticos aletados, para uma configuração geométrica ($S/2b=1$) em um volume fixo. Os resultados são apresentados para o fluido ar na faixa de $2000 \leq Re_L \leq 22000$, onde L é o comprimento varrido do volume fixado. Arranjos circulares e elípticos de tubos aletados com a mesma área de obstrução na direção do escoamento livre foram comparados com base na transferência total de calor. Os resultados também permitiram a identificação da oportunidade de otimização de um importante parâmetro de projeto, i.e., o espaçamento ótimo entre aletas. Um ganho relativo na transferência de calor de até 18 % é observado no arranjo elíptico, em comparação ao arranjo circular aletado para a relação $S/2b=1$. O ganho de transferência de calor, combinado com a redução em perda de carga de até 25 % observada em estudos anteriores (Bordalo et al, 1995; Brauer, 1964) mostram que arranjos de tubos elípticos têm potencial para um desempenho consideravelmente melhor do que os convencionais circulares.

Palavras chave: Transferência de Calor, Perda de Carga, Otimização de Parâmetros de Projeto.

1. Introdução

A otimização de processos industriais para máximo aproveitamento da energia disponível (exergia) tem sido uma linha de pesquisa científica bastante atuante em tempos recentes. O aumento da demanda de energia em todos os setores da sociedade humana requer uma utilização cada vez mais inteligente da energia disponível. Muitas aplicações industriais requerem a utilização de trocadores de calor com arranjos de tubos, aletados ou não, atuando como trocadores de calor em sistemas de ar condicionado, aquecedores, radiadores, etc. Estes equipamentos têm que ser dimensionados de acordo com a disponibilidade de espaço no projeto de que fazem parte. Uma medida da evolução de tais equipamentos, portanto, é a redução do volume ocupado, acompanhada da manutenção ou melhoria de sua performance. Dessa forma, devemos obter um máximo de transferência de calor para um dado espaço, o que caracteriza a necessidade de estudos de otimização.

Este estudo é uma seqüência natural do trabalho anterior apresentado por Matos et al. (2001), onde foi realizada uma análise da transferência de calor em trocadores de calor de tubos circulares e elípticos não aletados, em duas dimensões. O método de elementos finitos foi utilizado para discretizar as equações governantes do escoamento e da transferência de calor, e um elemento bidimensional, isoparamétrico, quadrilateral com funções de interpolação lineares, foi implementado e agregado ao código FEAP – Finite Element Analysis Program (Zienkiewicz, 1989). Os resultados numéricos, para uma configuração de arranjo triangular equilátero, obtidos com o novo elemento foram então validados, via comparação direta com os resultados experimentais previamente publicados para trocadores de calor de tubos circulares (Stanescu et al, 1996). A seguir, uma otimização numérica da geometria foi conduzida para maximizar a taxa total de transferência de calor entre o volume dado e o escoamento externo tanto para arranjos circulares como elípticos, para várias configurações gerais. Os resultados são apresentados para ar na faixa de $300 \leq Re_L \leq 800$, onde L é o comprimento varrido do volume fixado. Arranjos circulares e elípticos com a mesma área de obstrução na direção do escoamento livre foram comparados com base na transferência total de calor máxima. O efeito da excentricidade das elipses também foi investigado. Um ganho relativo na transferência de calor de até 13 % é

observado no arranjo elíptico ótimo, em comparação ao arranjo circular ótimo. O ganho de transferência de calor combinado com a redução em perda de carga de até 25 % observada em estudos anteriores (Bordalo et al, 1995; Brauer, 1964) mostram que arranjos de tubos elípticos têm potencial para um desempenho consideravelmente melhor do que os convencionais circulares.

No presente trabalho, desenvolve-se um estudo fundamental de comparação de desempenho de trocadores de calor de tubos circulares e elípticos aletados, a partir de observações experimentais, realizadas em laboratório. Finalmente, é identificada uma oportunidade de otimização de um importante parâmetro de projeto, i.e., o espaçamento entre aletas.

2. Teoria

O problema é formulado a partir da configuração mostrada na Fig. (1). O módulo, consiste de um conjunto de tubos elípticos (ou circulares), aletados em cujo interior circula um fluido aquecido. Os tubos são montados em um volume (LHW), sendo o comprimento L na direção do fluxo, a altura H perpendicular a direção do fluxo e dos tubos, e a largura W perpendicular a direção do fluxo e paralela aos tubos. Este volume é mantido fixo em todas as simulações, caracterizando desta maneira a limitação de espaço (restrição), presente em qualquer projeto de Engenharia.

Os tubos são idênticos, onde cada tubo elíptico é caracterizado pelo semi-eixo maior, a, semi-eixo menor, b, e o comprimento do tubo W. No caso de tubos circulares, a dimensão característica é o diâmetro, D.

Os tubos elípticos são montados em paralelo em uma disposição triangular equilateral com um dos lados perpendicular ao fluxo e cada tubo é atravessado internamente por uma corrente de fluido aquecido.

As aletas metálicas são idênticas, onde t é a espessura da aleta e δ é a distância entre aletas, conforme mostra a Fig. (1).

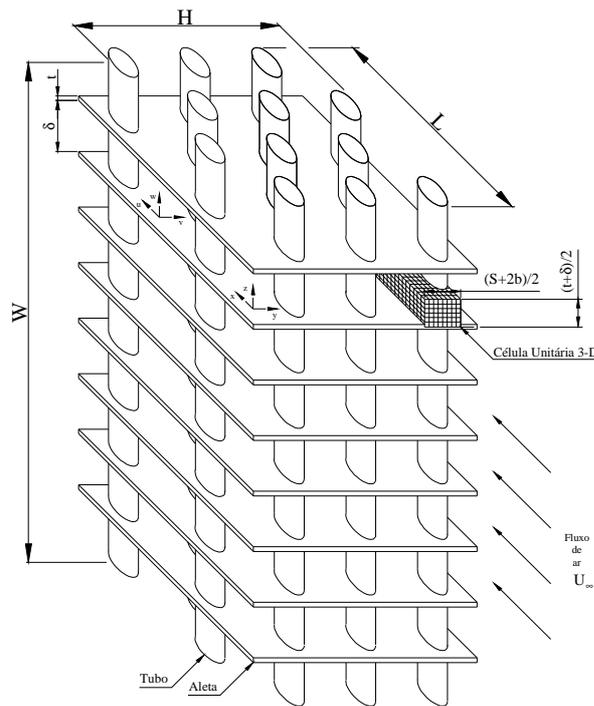


Figura 1. Perspectiva Isométrica do arranjo de tubos aletados.

A seguir, apresenta-se a formulação teórica do problema, para o entendimento e introdução dos grupos adimensionais utilizados nas medições experimentais. Desta maneira, os resultados experimentais normalizados poderão ser utilizados diretamente, em futuros trabalhos, para a validação de resultados numéricos obtidos a partir da formulação teórica adimensional.

As equações de conservação que governam o problema, com as hipóteses de escoamento laminar incompressível, regime permanente e dissipação viscosa desprezível, são:

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} + \frac{\partial W}{\partial Z} = 0 \quad (1)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} + W \frac{\partial U}{\partial Z} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{\text{Re}_L} \left[\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Z^2} \right] \quad (2)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} + W \frac{\partial V}{\partial Z} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{\text{Re}_L} \left[\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Z^2} \right] \quad (3)$$

$$U \frac{\partial W}{\partial X} + V \frac{\partial W}{\partial Y} + W \frac{\partial W}{\partial Z} = -\frac{\partial P}{\partial Z} + \frac{1}{\text{Re}_L} \left[\frac{\partial^2 W}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial Z^2} \right] \quad (4)$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} + W \frac{\partial \theta}{\partial Z} = \frac{1}{\text{Pe}_L} \left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Z^2} \right] \quad (5)$$

Diferentemente do problema de arranjos de tubos não aletados, tratado por Matos et al. (2001), o presente problema caracteriza-se como tridimensional uma vez que existem aletas no arranjo. As simetrias presentes no problema da Fig. (1), permitem que o domínio de solução seja reduzido, no máximo a uma célula unitária tridimensional (3-D), representada pelo volume elementar realçado na Fig. (1), de comprimento L, largura (S/2 + b), onde S é a distância entre as superfícies dos tubos na direção perpendicular ao escoamento, e altura ($\delta/2 + t/2$), onde δ é a distância entre aletas, e t é a espessura da aleta.

A fim de que os resultados sejam de caráter geral e para adequação das equações para a solução numérica, grupos adimensionais convenientes são definidos para a representação das quantidades de interesse, i.e., temperaturas, velocidades e pressão, fazendo uso também do número de Prandtl, correspondente ao fluido, e do número de Reynolds baseado na velocidade de entrada do fluido no arranjo.

$$(X, Y, Z) = \frac{(x, y, z)}{L}; \quad P = \frac{p}{\rho U_\infty^2} \quad (6)$$

$$(U, V, W) = \frac{(u, v, w)}{U_\infty}; \quad \theta = \frac{T - T_\infty}{T_w - T_\infty}; \quad \text{Re}_L = \frac{U_\infty L}{\nu} \quad \text{e} \quad \text{Pe}_L = \frac{U_\infty L}{\alpha} \quad (7)$$

onde (x,y,z) – coordenadas cartesianas, m; p – pressão, N/m²; ρ – densidade, kg/m³; U_∞ – velocidade do escoamento livre, m/s; (u,v,w) – velocidades do fluido no domínio de solução, m/s; T – temperatura, K; T_∞ – temperatura do escoamento livre, K; T_w – temperatura da superfície do tubo, K; L – comprimento do arranjo na direção do escoamento, m; ν – viscosidade cinemática, m²/s e α – difusividade térmica do fluido, m²/s.

O modelo matemático se completa com o estabelecimento de condições de contorno apropriadas ao problema.

Para o estabelecimento de uma base comparativa entre tubos de seção circular e elíptica adotou-se o critério de manter-se a mesma seção dos tubos na direção do escoamento, ou seja, o diâmetro do tubo circular igual a duas vezes o semi-eixo menor do tubo elíptico. Desta maneira, todos os arranjos sob comparação tiveram a mesma área de obstrução ao escoamento livre (Rocha et al., 1997; Matos et al., 2001). Uma alternativa seria a utilização de um critério de mesma área de troca de calor nos tubos (ou mesma quantidade de material de tubos), i.e., fazer com que a seção circular e a elíptica tivessem o mesmo perímetro para que os arranjos fossem comparados, porém este critério faz com que os escoamentos tenham diferentes seções mínimas de escoamento. No entanto, a razão mais importante para a adoção do presente critério é a noção prática de que o que se pretende obter é a máxima transferência de calor por unidade de volume. Portanto, para uma determinada restrição de volume, i.e., espaço disponível, deseja-se saber qual a configuração geométrica de tubos que proporciona a máxima transferência de calor. Do ponto de vista construtivo, um tubo circular pode ser substituído por um tubo elíptico que tenha seu eixo menor igual ao diâmetro do tubo. Isto implica que o eixo maior do tubo elíptico pode ser maior que o do tubo circular e, em consequência, mais material deve ser utilizado nos tubos. Em contrapartida, menos material é utilizado nas aletas. Desta maneira, os arranjos em comparação, se equivalem em material utilizado para sua construção, e também em características de escoamento, o que implica em perdas de carga equivalentes, uma vez que têm a mesma área de obstrução ao escoamento livre. Espera-se dessa forma, com o presente critério, identificar os ganhos a serem obtidos, o mais isoladamente possível, do ponto de vista de transferência de calor, do arranjo de tubos elípticos aletados em relação ao arranjo de tubos circulares aletados.

3. Aparato Experimental

Um aspecto geral do aparato experimental utilizado neste trabalho é apresentado na Fig. (2). Os equipamentos constituintes são descritos em detalhe nos sub-itens a seguir.



Figura 2. Aparato Experimental.

3.1. Túnel de vento

Um túnel de vento de escala reduzida foi construído em compensado naval para evitar deformações devido à umidade do ar. Uma seção de teste foi idealizada de forma modular, para permitir a realização de diferentes experimentos. Uma região estendida foi colocada antes da seção de teste para permitir o desenvolvimento completo do escoamento antes da região de análise. Na entrada desta região, foram dispostos tubos plásticos de pequeno diâmetro (padrão comercial utilizado para consumo de bebidas refrigerantes), com a finalidade de organizar o escoamento antes de adentrar a seção de teste.

3.2. Módulo da Seção de Teste

Para atender as diversas configurações de arranjos utilizados nos experimentos foram utilizados módulos de madeira com dimensões internas da seção de teste de 175x161x152 mm, conforme mostra a Fig. (3).



Figura 3. Módulo da Seção de Teste.

3.3. Tubos e Aletas

Na confecção dos trocadores de calor, foram utilizados tubos trefilados de cobre circulares com diâmetro de 15,875 mm ($5/8''$) e espessura da parede de 0,79375 mm ($1/32''$) para excentricidade $e = 1$ e tubos circulares com diâmetro de

22 mm (7/8'') e espessura da parede de 0,79375 mm (1/32'') para a construção de tubos elípticos com excentricidade $e = b/a = 0,6$, onde a – eixo maior da elipse, m. A seleção dos tubos foi feita de tal modo que permitisse a montagem interna de resistências elétricas de aquecimento, e de forma que propiciasse a construção de um número de células adequado ao experimento. Os tubos foram dispostos em 4 fileiras em profundidade. Para a confecção das aletas foram utilizadas chapas de alumínio de espessura 0,3 mm, sendo que as aletas, devido ao processo de conformação, foram perfeitamente fixadas aos tubos. No processo, utilizou-se pasta epóxi de alta condutividade térmica para a selagem da junção entre as aletas e os tubos. A velocidade do ar, na região de escoamento livre utilizada nos experimentos foi variada na faixa de 0 a 4 m/s.

3.4. Resistências Elétricas

Foram utilizados resistores elétricos do tipo tubular de passo duplo, capacidade de 50 W e tensão de 220 V de pequeno diâmetro a fim de permitir a inserção da resistência elétrica no tubo e também a construção do arranjo de tubos no módulo.

3.5. Ponto de Força e Fonte de Alimentação Elétrica

O ponto de força utilizado para operação do sistema é trifásico, tensão 220 V e frequência de 60 Hz e a alimentação das resistências, foi feita utilizando uma fonte de alimentação com corrente máxima de 2 A. As resistências elétricas foram alimentadas com tensão de 30 V e corrente elétrica de 1,4 A. O objetivo do controle na alimentação foi o de proporcionar a mesma entrada de energia em todos os arranjos testados, a fim de permitir uma análise da performance dos arranjos sob uma mesma situação base.

3.6. Termistores

Para a realização da medição de temperaturas, foram utilizados termistores de alta precisão, que são sensores baseados na variação da resistividade com a temperatura e de dimensões pequenas o suficiente para não ter influência significativa nos ensaios. O tipo de termistor utilizado nos testes foi o YSI da série 44004, com faixa de operação recomendada entre $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $120\text{ }^{\circ}\text{C}$. O limite "bias" deste sensor foi calibrado em laboratório, tendo sido determinado o valor de $\pm 0.001\text{ K}$.

3.7. Anemômetro

A medição das velocidades foi feita utilizando um anemômetro de pás rotativas, colocado à montante do módulo em um orifício justo, com faixa de operação de 0 a 30 m/s e um limite "bias" de 0,1 m/s.

3.8. Estação e Software Gráfico de Operação do Sistema

O sistema de aquisição de dados é composto por: um computador padrão IBM-PC; Placa Multiplexadora (AX-758); software gráfico de operação "Eclipse for Windows". Os termistores são ligados a placa multiplexadora que, por sua vez, transmite o sinal para uma placa de aquisição de dados (AX-5810), que retransmite a informação para a placa-mãe (PCL-812P6), instalada dentro do microcomputador. O software gráfico de leitura e aquisição dos dados permite o acompanhamento das variáveis de processo, através de telas gráficas e a coleta das informações das variáveis do processo através de arquivos de dados, permitindo assim a importação dos dados para outros aplicativos, visando a utilização em análises como por exemplo a otimização de parâmetros geométricos e de operação do processo.

A análise de incertezas, foi realizada de acordo com o critério de propagação de erros em medidas experimentais, adotado pela "American Society of Mechanical Engineers (ASME)" (Editorial, 1993).

4. Resultados e Discussão

Para o cálculo da taxa de transferência de calor, Q , através de medições experimentais realizadas em laboratório utilizou-se a figura de mérito, a seguir, onde, parte-se da equação que representa a taxa de geração de calor por unidade de volume total do arranjo, q , que é dada por:

$$q = \frac{Q}{W L H} = \frac{N_{\text{cel}} q_{1\text{cel}}}{W L H} \quad (8)$$

onde,	
LHW	Restrição de volume (espaço disponível), m^3
N_{cel}	Número de células do arranjo
$q_{1\text{cel}}$	Taxa de transferência de calor de uma célula, W

e utiliza-se como referência o fluxo de calor volumétrico, q_{ref} a seguir:

$$q_{ref} = k \frac{(T_w - T_\infty)}{(2b)^2} \quad (9)$$

onde,

2b	Eixo menor do tubo de seção elíptica, m
k	Condutividade térmica do fluido, W/(m.K)
T_w	Temperatura superficial do tubo, K
T_∞	Temperatura do escoamento livre, K

A função objetivo representada pela transferência de calor volumétrica adimensional é dada por:

$$\tilde{q} = \frac{Q/LHW}{q_{ref}} = \frac{N_{cel} q_{1cel}}{k (T_w - T_\infty) LHW/(2b)^2} \quad (10)$$

A transferência de calor para uma célula é obtida por um balanço global de energia tomando uma célula como volume de controle:

$$q_{1cel} = \dot{m} c_p (\bar{T}_s - \bar{T}_\infty) \quad (11)$$

onde,

c_p	Calor específico a pressão constante do fluido, J/(kg.K)
\dot{m}	Vazão mássica de ar, kg/s
\bar{T}_s	Temperatura média do fluido na saída do arranjo, K
\bar{T}_∞	Temperatura média do escoamento livre, K

A vazão mássica de ar é calculada na seção de entrada da célula unitária como:

$$\dot{m} = \rho U_\infty \left(\frac{S + 2b}{2} \right) W \quad (12)$$

Combinando as Eqs. (10) – (12), obtém-se:

$$\tilde{q} = \frac{N_{cel}}{2} \text{Pr} \text{Re}_L \left(\frac{2b}{L} \right)^2 \frac{2b}{H} \left(\frac{S}{2b} + 1 \right) \bar{\theta}_s \quad (13)$$

onde,

H	Altura do arranjo, m
L	Comprimento do arranjo, m
Pr	Número de Prandtl, ν/α
Re_L	Número de Reynolds baseado no comprimento do arranjo, Eq. (7)
$\bar{\theta}_s$	Temperatura média adimensional na saída do arranjo

Os resultados obtidos com a Eq. (13), são calculados a partir da medição experimental de $\bar{\theta}_s$.

Os testes experimentais realizados tiveram a duração, em torno de três horas cada um, que foi em média o tempo necessário para atingir o regime permanente em cada um casos analisados.

A fim de calcular as incertezas nas medições experimentais foram executadas cinco rodadas de medição para cada nível de temperatura, velocidade e pressão. Verificou-se que os limites de precisão de todas as outras variáveis envolvidas no cálculo de \tilde{q} foram desprezíveis em presença do limite de precisão de $\bar{\theta}_s$. Desta maneira, a incerteza em todos os testes foi calculada por

$$\frac{U_{\tilde{q}}}{\tilde{q}} = \frac{P_{\tilde{\theta}_s}}{\tilde{\theta}_s} \quad (14)$$

Os testes foram efetuados para um arranjo triangular eqüilateral com dimensões $L \times H \times W$ de $98 \times 95 \times 152$ mm, com relações geométricas $L/2b=6,2$ e $S/2b=1$, velocidades do escoamento livre, U_∞ fixadas em 0,3, 0,6, 0,9, 2,5, 3,0, e 3,5 m/s, o que resulta em números de Reynolds baseado no comprimento do arranjo, Re_L , de 2000, 4000, 6000, 16000, 19000 e 22000. Os testes realizados para valores maiores tiveram a finalidade de investigar a faixa empregada em sistemas de refrigeração e condicionamento de ar. O maior valor de incerteza calculada em todos os testes, de acordo com a Eq. (14) foi de $U_{\tilde{q}} / \tilde{q} = 0,07$. Nas Figs. (4)-(8), as incertezas não são apresentadas na forma de barras de erro, uma vez que foram pequenas e não causam interferências entre os resultados em comparação.

4.1. Comparação entre tubos circulares aletados e não aletados

A Fig. (4) mostra os resultados experimentais obtidos, para tubos circulares aletados com 0,5 aletas/pol e não aletados, e número de Reynolds baseado no comprimento do arranjo, Re_L , de 2000, 4000, 6000, onde constatou-se um ganho máximo na transferência de calor de 33%, observado no arranjo de tubos circulares aletados, em comparação ao arranjo de tubos circulares não aletados.

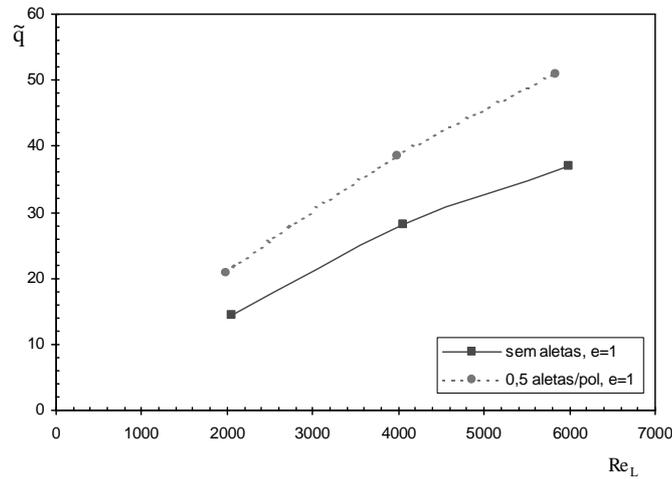


Figura 4. Gráfico da comparação entre tubos circulares aletados e não aletados.

4.2. Comparação entre Tubos Circulares e Elípticos Não Aletados

A Fig. (5) mostra os resultados experimentais obtidos, para tubos circulares e elípticos, $e=0,6$, não aletados, e número de Reynolds baseado no comprimento do arranjo, Re_L , de 2000, 4000, 6000, onde constatou-se um ganho máximo na transferência de calor de 18%, observado no arranjo de tubos circulares elípticos, em comparação ao arranjo de tubos circulares aletados.

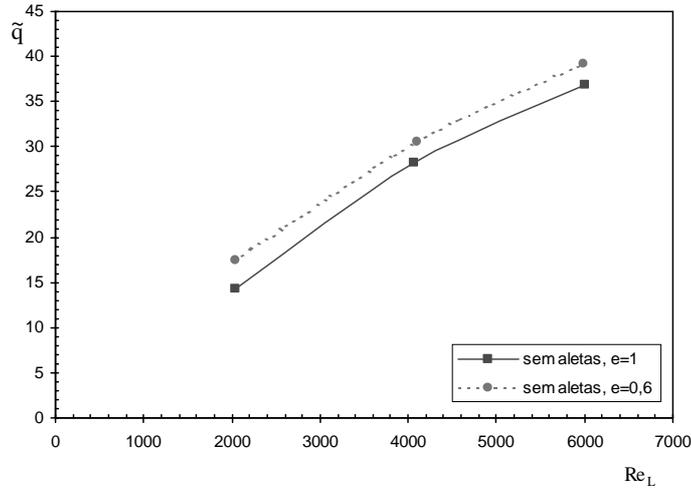


Figura 5. Gráfico da comparação entre tubos circulares e elípticos não aletados.

4.3. Comparação entre Tubos Elípticos Aletados e Não Aletados

A Fig. (6) mostra os resultados experimentais obtidos, para tubos elípticos, $e=0,6$, aletados e não aletados, e número de Reynolds baseado no comprimento do arranjo, Re_L , de 2000, 4000, 6000, onde constatou-se um ganho máximo na transferência de calor de 34%, observado no arranjo de tubos elípticos aletados, em comparação ao arranjo de tubos elípticos não aletados.

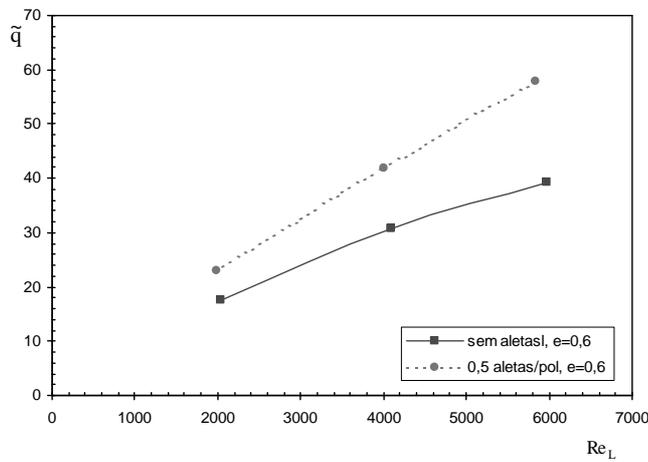


Figura 6. Gráfico da comparação entre tubos elípticos aletados e não aletados.

4.4. Comparação entre Tubos Circulares e Elípticos Aletados

Visando-se trabalhar na faixa de velocidades empregadas em sistemas de refrigeração e ar condicionado, foram obtidos os resultados da Fig. (7) que mostram os resultados experimentais obtidos, para tubos circulares e elípticos ($e=0,6$) aletados, e número de Reynolds baseado no comprimento do arranjo, Re_L , de 16000, 19000, 22000, onde constatou-se um ganho máximo na transferência de calor de 18%, observado no arranjo de tubos elípticos aletados, em comparação ao arranjo de tubos circulares aletados.

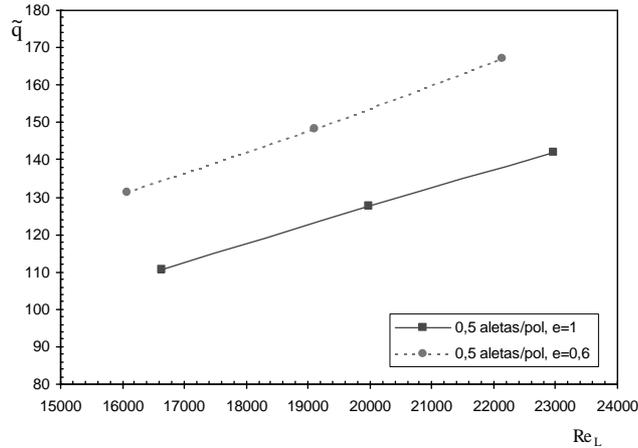


Figura 7. Gráfico da comparação entre tubos circulares e elípticos aletados.

4.5. Determinação do Espaçamento Ótimo entre Aletas

Visando-se a otimização do parâmetro espaçamento entre aletas, buscou-se a existência de um ponto ótimo que é demonstrado pelos resultados da Fig. (8) que mostram os resultados experimentais obtidos, para tubos circulares, e número de Reynolds baseado no comprimento do arranjo, Re_L , de 2000, 4000, 6000, onde constatou-se a existência de um espaçamento ótimo entre aletas para a máxima transferência de calor.

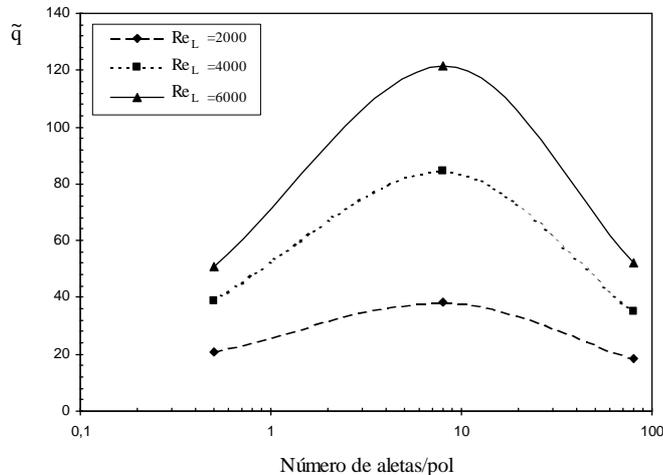


Figura 8. Gráfico da otimização do espaçamento entre aletas.

5. Conclusões

Este estudo realizou uma comparação de desempenho de trocadores de calor de tubos circulares e elípticos aletados, a partir de observações experimentais, realizadas em laboratório. Os resultados mostram que os arranjos com tubos elípticos tiveram um desempenho em até 18 % superior aos arranjos de tubos circulares, tanto aletados como não aletados. Este percentual idêntico, observado experimentalmente, com a presença de aletas e sem a presença das mesmas, é um indicativo claro da consistência das medições experimentais. A melhoria de desempenho é observada devido a geometria dos tubos elípticos em relação a dos tubos circulares, em ambas as configurações, com e sem aletas.

Finalmente, é identificada uma oportunidade de otimização de um importante parâmetro de projeto, i.e., o espaçamento entre aletas. Apenas a geometria de tubos circulares foi investigada para a otimização do espaçamento entre aletas. No entanto, espera-se um comportamento semelhante com a geometria de tubos elípticos.

Os resultados experimentais obtidos, além de novos resultados experimentais para outras configurações, permitirão, na seqüência deste estudo, a validação dos resultados numéricos de otimização, a serem obtidos com a solução das Eqs. (1) – (7). A partir desta validação experimental, pretende-se fazer um estudo aprofundado de otimização numérica de

arranjos de tubos elípticos e circulares, em uma larga faixa de variação de parâmetros de projeto, i.e., espaçamento entre tubos, espaçamento entre aletas e excentricidades.

6. Agradecimentos

O desenvolvimento deste trabalho conta com o apoio da Agência Nacional do Petróleo – ANP, Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – CNPq, Financiadora de Estudos e Projetos Ministério da Ciência e Tecnologia – FINEP e Plano Nacional de Ciência e Tecnologia do Setor Petróleo e Gás Natural – CTPETRO.

7. Referências

- Bordalo, S. N. & Saboya, F. E. M., 1995, “Determinação experimental dos coeficientes de perda de carga em trocadores de calor de tubos circulares e elípticos aletados”, Proc. 13^o COBEM em CD-ROM, Congresso Brasileiro em Engenharia Mecânica, Belo Horizonte, Brasil.
- Brauer, H., 1964, “Compact heat exchangers”, Chem. Process Eng., pp. 451-460.
- Matos, R. S., Vargas J. V. C., Laursen T. A., Saboya F. E. M., 2001, “Optimization study and heat transfer comparison of staggered circular and elliptic tubes in forced convection”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 20, n^o 20, pp. 3953-3961.
- Rocha, L. A. O., Saboya, F. E. M., Vargas, J. V. C., 1997, “A comparative study of elliptical and circular sections in one and two-row tubes and plate fin heat exchangers”, Int. J. Heat Fluid Flow, Vol. 18: pp. 247-252.
- Stanescu, G.; Fowler, A. J.; Bejan, A., 1996, “The optimal spacing of cylinders in free-stream cross-flow forced convection”, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 39, pp. 311-317.
- Zienkiewicz, O. C., Taylor, R. L., 1989, “The Finite Element Method”, McGraw-Hill, London.
- Editorial, 1993, “Journal of heat transfer policy on reporting uncertainties in experimental measurements and results”, ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 115, pp. 5-6.

EXPERIMENTAL STUDY OF HEAT TRANSFER COMPARISON BETWEEN CIRCULAR AND ELLIPTIC FINNED TUBES HEAT EXCHANGERS

R. S. Matos

Universidade Federal do Paraná – Departamento de Engenharia Mecânica
rudmar@demec.ufpr.br

J.V.C. Vargas

Universidade Federal do Paraná – Departamento de Engenharia Mecânica
jvargas@demec.ufpr.br

Abstract.

In this study, a heat transfer analysis was performed in circular and elliptic finned tubes heat exchangers. The experimental results were obtained, for the equilateral triangle staggering configuration. This work was conducted to obtain the total heat transfer rate between the tubes and the external flow, both for circular and elliptic finned tubes arrangements, for a configuration with $S/2b=1$ in a fixed volume. The results are reported for air in the range $2000 \leq Re_L \leq 22000$, where L is the swept length of the fixed volume. Circular and elliptical finned tubes arrangements with the same flow obstruction area were compared on the basis of total heat transfer. The results permitted the identification of an important geometric optimization parameter, i.e., the optimum spacing between fins. A relative heat transfer gain of up to 18 % is observed in the optimal elliptical arrangement, as compared to the optimal circular one for $S/2b=1$. The heat transfer gain, combined with the relative pressure drop reduction of up to 25 % observed in previous studies (Bordalo et al, 1995; Brauer, 1964) shows that the elliptical arrangement has the potential for a considerably better overall performance than the conventional circular one.

Keywords. Heat Transfer, Pressure Drop, Geometric Optimization.