



Análise da eficiência de dois tipos de trocadores de calor de aquecimento indireto, para a secagem de grãos.

Flávio Augusto Bueno Figueiredo

Ivan De Domenico Valarelli

Vicente Luiz Scalon

UNESP - Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho"- campus de Bauru

Departamento de Engenharia Mecânica.

Av. Eng. Luiz Edmundo Carrijo Coube, s/n, Vargem Limpa, Bauru, SP, Brasil.

E-mail: flavioabf@uol.com.br

Resumo: *Visando a qualidade dos grãos obtidos no processo de secagem, para alimentação humana, existe a preocupação de que o transporte da umidade (absorção) desses grãos seja feito com um ar quente, seco e livre de impurezas, dentre as quais pode-se citar as derivadas da oxidação de uma biomassa, a qual é utilizada como combustível para a geração de calor.*

Para a obtenção do ar nas condições supra mencionadas, estudou-se a eficiência térmica de dois tipos de trocador de calor multitubular, sendo um de tubos lisos e o outro com tubos aletados externamente.

O calculo da eficiência térmica demonstrou que não é viável a utilização das aletas, pois para sua utilização é necessário o aumento do passo dos tubos o que provoca a queda na vazão mássica dos gases, diminuindo a troca térmica.

Palavras-chave: *trocadores de calor, trocador de calor ar-ar, trocador de calor aletado, secagem.*

1. INTRODUÇÃO:

A introdução do trocador de calor em um sistema de secagem de grãos visa a absorção do calor contido nos gases derivados da combustão da biomassa para o ar de secagem, que normalmente é composto apenas pelo ar ambiente, por consequência o ar que absorverá a umidade contida nos grãos será um ar que não contém as impurezas derivadas da combustão, tendo no final do processo de secagem um grão de melhor qualidade para o consumo humano.

O trocador de calor é um dispositivo que realiza a transmissão de calor de um fluido para outro. A troca de calor pode se dar de forma direta ou indireta, sendo a forma direta quando os dois fluidos de temperaturas diferentes são misturados, formando um único fluido a uma mesma temperatura. No balanço de energia observa-se que a energia dissipada pelo fluido quente foi absorvida pelo fluido frio. A forma indireta de troca de calor, os fluidos de diferentes temperaturas são separados por uma superfície a qual realiza a troca de calor.

Estudando 36 tipos de trocadores de calor aletado, sendo 12 com aletas planas, 12 com aletas onduladas e 12 com aletas tipo venezianas Yan et al (2000) concluíram que para iguais valores do número de Reynolds (Re) as aletas tipo venezianas apresentam grandes valores do fator de atrito (f) e fator de Colburn (j), comparados com as aletas planas. Para uma mesma velocidade frontal a queda de pressão aumenta com o aumento dos números de tubos. Os trocadores de calor com aletas onduladas possuem maiores valores de $\sigma^2 \cdot j/f$ para $Re \leq 1500$, onde σ é a taxa de contração da seção transversal, sendo que as aletas planas ocupam o segundo lugar enquanto o tipo veneziana apresenta os piores desempenhos. Fixando o volume do trocador de calor observou-se que os trocadores com aletas tipo veneziana apresentaram os melhores desempenhos.

Huq et al (1998) experimentaram um trocador de calor com tubos aletados internamente concluindo que baseado no diâmetro interno e na área nominal, a transferência de calor para o tubo aletado excede 97% a 112% um tubo liso para Reynolds entre $2,66 \times 10^4$ e $7,86 \times 10^4$. Concluíram também que o fator de atrito no interior do tubo aletado é de 3,2 a 4,5 vezes maior que o tubo liso.

Matos et al (2001) analisaram a performance de 2 trocadores de calor, sendo o primeiro com tubos elípticos e o outro com tubos circulares. Os resultados obtidos são para escoamento de ar com número de Reynolds na faixa de $300 \leq Re \leq 800$. São comparados os arranjos circulares e elípticos com os mesmos escoamentos e as mesmas áreas de seções transversais com base na máxima transferência de calor. Os efeitos de excentricidade elípticas são sempre analisados. Um relativo ganho de transferência de calor acima de 13% é observado em um arranjo ótimo elíptico, comparado com o melhor arranjo circular.

Braga et al (1999) determinaram o coeficiente de película médio de transferência de calor e o fator de atrito para um fluxo turbulento através de um duto anular com aletas longitudinais retangulares, concluindo que a presença das aletas influencia a estrutura do escoamento, diminuindo a turbulência, e conseqüentemente, o coeficiente médio de transferência de calor. Todavia, a área de transferência de calor de um tubo anular aletado é 6 vezes maior que um tubo anular liso, para o mesmo comprimento.

Saglietti (1991) em um dos ensaios que realizou, aumentou artificialmente o tempo de residência do ar, conectando três fileiras de oito tubos, aumentando o percurso do ar de secagem de 1,5m para 4,5m. O rendimento, com essa nova configuração, não apresentou os resultados esperados.

Saglietti (1991) ainda concluiu em seu trabalho sobre o rendimento térmico de fornalha a lenha de fluxos cruzados, que a fornalha é de fácil construção e manejo, com rendimento energético médio da ordem de 28%.

Valarelli (1991) desenvolveu uma fornalha à resíduos, de fogo indireto, para secadores de produtos agrícolas. Este trabalho teve por objetivo testar uma fornalha à resíduos de produtos agrícolas, particularmente a palha de café, visando um bom rendimento térmico. No cálculo da efetividade do trocador de calor Valarelli (1991) obteve, 54% de efetividade. Valarelli (1991), também cita Holman (1983) dizendo que um melhor resultado teórico poderia ser obtido no caso de ter um fluxo contra corrente no trocador.

O projeto de um trocador de calor pode ser subdividido em três fases: a análise térmica, o projeto mecânico e o projeto de fabricação.

O projeto mecânico de um trocador, na maioria dos casos precede a análise térmica, sendo o passo posterior o dimensionamento da área de troca de calor.

Dentre os fatores que influenciam a determinação da área de troca de calor podemos mencionar: o coeficiente de película, a vazão mássica dos fluidos que estão escoando, a diferença de temperatura entre os fluidos, a diferença de temperatura entre a entrada e saída dos fluidos do trocador e também o calor específico dos fluidos.

Em se tratando de um feixe de tubos, o qual estará sujeito a convecção forçada, sendo o fluido em ambos os lados os gases, e a diferença de temperatura, assim como a temperatura dos gases são moderadas, segundo Kern (1987) a influência da radiação pode ser desprezada, e a resistência experimental corresponde a convecção forçada. Como a espessura da parede do tubo é muito pequena por conseqüência a resistência por condução também o será, logo a resistência a ser utilizada será a da convecção forçada.

Segundo Hugot (1976), a disposição dos tubos que fornece o maior número de tubos por unidade de superfície no espelho é a triangular, na qual os tubos ficam alinhados em três direções diferentes, a 120° um dos outros.

Para induzir a turbulência no feixe de tubos, mesmo com pequena vazão mássica, usa-se chicanas, que reduz a área de escoamento e produz o escoamento perpendicular aos tubos.

A fig. (1) mostra esquematicamente uma chicana convencional para trocadores de calor. As chicanas são usadas para aumentar as velocidades mássicas e por conseguinte o coeficiente de transferência de calor no lado da carcaça.

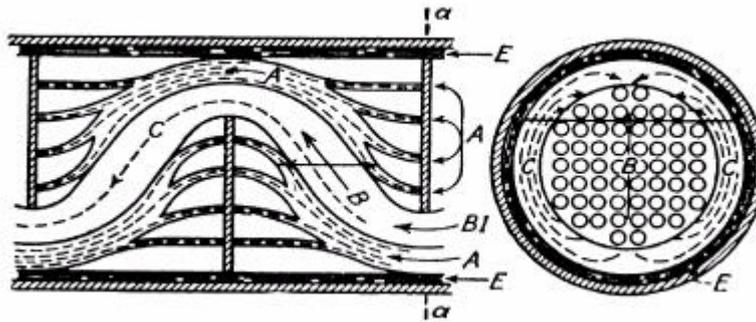


Figura 1. Caminho percorrido por várias partes dos fluxos em um banco de tubos McAdams (1942).

Tinker por McAdams (1942) considera várias partes do escoamento no lado da carcaça, sendo o fluxo mássico total a soma dos seguintes escoamentos: w_e o fluxo longitudinal através da parte livre entre a chicana e a carcaça, w_A o fluxo através das partes livres entre a chicana e os tubos e w_w o fluxo através da abertura da própria chicana.

Segundo Kern (1987), a distância de centro a centro entre as chicanas, normalmente não é maior do que o diâmetro interno da carcaça nem menor do que um quinto do diâmetro da carcaça.

Este trabalho demonstra o cálculo do dimensionamento e da eficiência térmica do trocador de calor acoplado a um secador de grãos, onde as condições do processo são impostas pelo secador, que são: carga térmica, vazão mássica do ar ambiente e as temperaturas do ar de secagem.

O trocador de calor dimensionado é composto por um feixe de tubos, o qual não está exposto a radiação, sendo a única fonte de calor, a fornecida pela convecção dos gases oriundos da queima do combustível. Para aumentar a velocidade dos gases, utiliza-se chicanas, fazendo-se com que ocorra um fluxo misto, sendo parcialmente paralelo e parcialmente perpendicular ao feixe de tubos.

2. METODOLOGIA

2.1. Trocador de calor sem aleta

Kern (1987) estudando feixes de tubos utilizou como resistência apenas a resistência por convecção. Para calcular a área de troca de calor Kern (1987) primeiro determina o coeficiente de película h_i , propondo o seguinte:

Não existe nenhuma área de escoamento verdadeira através da qual a vazão mássica possa ser calculada, uma vez que a área de escoamento varia através do diâmetro do feixe com um número de ausências de tubos diferente em cada linha de tubo. A correlação obtida para fluidos que fluem em tubos não se aplica obviamente para fluidos que fluem sobre feixes de tubos com chicanas fracionárias, e isto é, na verdade, evidenciado pela experiência. Entretanto, para estabelecer um método de correlação, a forma do fator de transmissão de calor j_h contra $D_e G_s / \mu$ foi retida, concordando com a sugestão de McAdams (1942), porém usando valores fictícios para o diâmetro equivalente D_e e para a vazão mássica por metro quadrado de área de troca de calor G_s .

$$j_h = \left(\frac{h_e \times D_e}{k} \right) \times \left(\frac{c_p \times \dot{m}}{k} \right)^{1/3} \times \left(\frac{\dot{m}}{\mu} \right)^{-0,14} \quad (1)$$

onde h_e é o coeficiente de película externo em [kcal/h.m².°C], k a condutibilidade térmica do ar em [kcal/h.m.°C], c_p o calor específico do fluido em [kcal/kg.°C], μ a viscosidade na temperatura calórica em [kg/m.h] e \dot{m} a viscosidade na temperatura da parede do tubo em [kg/m.h].

A vazão mássica do fluido através da carcaça não é contínua, devido a variação do número de tubos ao longo do feixe, portanto o cálculo é feito considerando a área reta de escoamento do feixe a_s , a qual é dada por:

$$a_s = \frac{DI x C'B}{p_T} \quad [\text{m}^2] \quad (2) \quad G_s = \frac{W}{a_s} \quad [\text{kg/h.m}^2] \quad (3)$$

onde DI é o diâmetro interno da carcaça [m], C' o espaço vazio entre tubos adjacentes [m], B o espaçamento das chicanas [m], p_T o passo dos tubos [m] e W o fluxo ponderal do fluido [kg/h].

O escoamento na carcaça é parcialmente paralelo e parcialmente perpendicular ao eixo longitudinal dos tubos no feixe, devido a presença de chicanas. A fim de se obter uma correlação simples combinando tanto a dimensão quanto a proximidade dos tubos e seu tipo de passo, calcula-se o raio hidráulico ao longo do eixo longitudinal dos tubos, obtendo o diâmetro equivalente (D_e) para carcaça com chicanas como sendo quatro vezes o raio hidráulico obtido para a configuração, conforme a disposição formada nos espelhos. Para a configuração triangular temos:

$$D_e = \frac{4 \times (0,5 p_T \times 0,86 p_T - 0,5 p d_e^2 / 4)}{0,5 \times p d_e} \quad (4)$$

onde p_T é o passo dos tubos [m] e d_e o diâmetro externo dos tubos [m].

O "passo" é a distância de centro a centro dos tubos que compõem o feixe do trocador. Para o cálculo do passo considera-se, a seção transversal exterior do tubo e a superfície da parte embutida no espelho (Hugot, 1976).

Denominando de k a relação entre a área perfurada e a área total do espelho, tem-se:

$$p_t = 0,952 \cdot \frac{d_e}{\sqrt{k}} \quad (5)$$

onde: $0,45 < k < 0,55$

O número de Reynolds é obtido pelo produto do diâmetro equivalente com a vazão mássica por metro quadrado dividido pela viscosidade do ar.

$$\text{Re} = \frac{D_e \cdot G_s}{\mathbf{m}} \quad (6)$$

Com o número de Re, consulta-se Kern (1987), para obter o valor de j_h .

O coeficiente de película externo para um feixe de tubos é dado por:

$$h_e = \left(\frac{j_h \cdot k}{D_e} \right) \cdot \left(\frac{c_p \cdot \mathbf{m}}{k} \right)^{1/3} \quad (7)$$

2.2. Média Logarítmica de Diferença de Temperatura.

Segundo (Holman (1983), Kern (1987) e Pera (1990)), a diferença entre as variações de temperatura nas extremidades do trocador de calor, dividida pelo logaritmo natural da razão entre as duas variações de temperatura.

$$MLDT = \frac{(T_{q2} - T_{f2}) - (T_{q1} - T_{f1})}{\ln[(T_{q2} - T_{f2}) \div (T_{q1} - T_{f1})]} \quad (8)$$

sendo T_{q1} a temperatura de entrada dos gases de combustão no trocador de calor, T_{q2} a temperatura de saída dos gases de combustão no trocador de calor, T_{f1} a temperatura de saída do ar de secagem no trocador de calor, T_{f2} a temperatura de entrada do ar de secagem no trocador de calor.

2.3. Coeficiente de película interno aos tubos

Para escoamento turbulento plenamente desenvolvido em tubos lisos, Holman (1983) diz que é recomendada a relação de Dittus e Boelter (1930).

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n \quad (9)$$

As propriedades nesta equação são consideradas na temperatura de mistura do fluido, e o expoente n vale 0,4 para aquecimento e 0,3 para resfriamento.

Para um estado incompressível e um tubo de seção transversal uniforme, a vazão mássica \dot{m} e a velocidade média \mathbf{n}_m são constantes e independente do comprimento. Para o tubo circular Re vale:

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\rho \cdot d_i \cdot \mathbf{n}_m} \quad (10)$$

onde d_i é o diâmetro interno do tubo em metros.

O número de Prandtl é o parâmetro que relaciona as espessuras relativas das camadas limites hidrodinâmica e térmica.

Segundo Holman (1983) a viscosidade cinemática de um fluido nos informa sobre a taxa com que a quantidade de movimento pode se difundir através do fluido, como consequência do movimento molecular. A difusividade térmica é relacionada à difusão de calor no fluido. Portanto, a relação entre estas duas quantidades deve expressar as grandezas relativas da difusão da quantidade de movimento e do calor de fluido.

Porém as taxas de difusão são precisamente as quantidades que determinam as espessuras das camadas limites para um dado escoamento externo; difusividades grandes significam que o efeito da viscosidade ou da temperatura se estende a regiões mais afastadas da superfície:

O número de Prandtl é adimensional e dado por:

$$Pr = \frac{\mathbf{n}}{\mathbf{a}} = \frac{(\mathbf{m} \div \mathbf{r})}{(k \div (\mathbf{r} \cdot c_p))} = \frac{c_p \cdot \mathbf{m}}{k} \quad (11)$$

sendo \mathbf{n} viscosidade cinemática, \mathbf{a} difusividade térmica, \mathbf{m} viscosidade dinâmica, k condutibilidade térmica do fluido, \mathbf{r} densidade do fluido e c_p o calor específico do fluido.

O número de Nusselt Nu é obtido considerando o coeficiente de película interno, o diâmetro interno e a condutibilidade térmica do fluido, tem-se:

$$Nu = \frac{h_i \cdot d_i}{k} \quad (12)$$

Como o número de Nusselt já é conhecido pelas equações acima, torna-se possível o cálculo do coeficiente de película interno.

2.4. Coeficiente Global de transferência de calor

O coeficiente global de transferência de calor pode ser baseado tanto na área interna quanto na área externa. (Holman, 1983)

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i \cdot \mathbf{h}_i} + \frac{A_i \cdot \ln(r_e / r_i)}{2 \cdot \mathbf{p} \cdot k \cdot L} + \frac{A_i}{A_e} \cdot \frac{1}{h_e \cdot \mathbf{h}_e}} \quad (13)$$

Considerando que o trocador de calor em questão a espessura da parede é infinitamente menor que o comprimento do tubo, pode-se eliminar, a parte correspondente a condutibilidade térmica do material k .

2.5. Área de troca de calor

Para calcular-se a área de troca de calor, isola-se o comprimento do tubo L na equação seguinte:

$$\dot{Q} = U_i \cdot (\mathbf{p} \cdot d_i \cdot L) \cdot MLDT \quad (14)$$

2.6. Eficiência ou Efetividade de um trocador de calor

A eficiência de um trocador de calor e segundo (Incropera e Dewitt (1996), Holman (1983) e Kern (1987)), é a razão entre a quantidade de calor removida de um fluido ($T_{q1} - T_{q2}$) pela quantidade máxima que poderia ser removida ($T_{q1} - T_{f2}$)

$$e = \frac{T_{q1} - T_{q2}}{T_{q1} - T_{f2}} \quad (15)$$

2.7. Trocador de calor com aletas Longitudinais

Ao optar pela utilização de aletas, em um primeiro instante visualiza-se um trocador com uma maior área de troca de calor e por conseqüência tem-se a impressão de que sua eficiência será maior em comparação com um trocador de calor que não possua tais aletas. Mas ao considerar que inserindo um corpo sólido para a transferência de calor, este corpo possui uma resistência térmica a condução a qual será somada as demais resistências já presentes no sistema de transmissão de calor. Conclui-se portanto que não há segurança para afirmar que com a inserção de uma aleta haverá um maior fluxo de calor.

Segundo Incropera e Dewitt (1996) a efetividade da aleta é definida como a taxa de transferência de calor com a aleta pela taxa de transferência de calor que poderia ser transferida sem a utilização da aleta.

$$e_f = \frac{q_f}{h \times A_{c,b} \times q_b} \quad (16)$$

onde, $A_{c,b}$ é a área da seção transversal da base da aleta, h o coeficiente de película, θ_b a temperatura na base da aleta.

Para justificar o uso de aletas é suficiente que $e_f \geq 2$. Caso contrário a perda devido a resistência a condução torna as aletas inviáveis

O dimensionamento para o trocador de calor com aletas longitudinais segue o mesmo método empregado no cálculo para o trocador de calor sem aletas, havendo modificações no cálculo do passo e a inclusão do cálculo do rendimento térmico da aleta.

2.7.1. Passo para o trocador de calor com aletas longitudinais

O passo para Hugot (1976) é dado pela Eq. (8), como já mencionado anteriormente.

Ao considerar as aletas, deve-se inclui-la na distância de centro a centro dos tubos (passo), logo, na Eq. (8) deve-se inserir a altura da aleta b no denominador, transformando a equação em:

$$p_t = 0,952 \cdot \frac{d_e + b}{\sqrt{0,50}} \quad (17)$$

2.7.2. Rendimento térmico de uma aleta

Incropera e Dewitt (1996) define o rendimento de uma aleta como a razão entre a taxa de transferência de calor do tubo aletado, pela taxa de transferência de calor de um tubo liso.

$$h = \frac{\tanh mb}{mb} \quad (18)$$

onde b é a altura da aleta e $m = \left(\frac{h \cdot P}{k \cdot A_c}\right)^{1/2}$ ou $m = \left(\frac{2h}{k \cdot t}\right)^{1/2}$ sendo h o coeficiente de película, P o perímetro da aleta, k a condutibilidade térmica do material da aleta e t a espessura da aleta.

3. DIMENSIONAMENTO

3.1 Trocador de calor multitubular sem aletas

Os tubos dos trocadores de calor são do tipo IPS de 1 1/4 polegadas, sendo o diâmetro externo de 0,04216m e diâmetro interno de 0,03505m. O feixe é composto de 69 tubos.

O passo dos tubos para $k = 0,5$, segundo a Eq. (5) tem-se:

$$p_t = 0,05676 \text{ m}$$

Diâmetro equivalente calculado pela Eq. (4) resulta em:

$$D_e = 0,0415 \text{ m}$$

Espaço vazio entre os tubos do feixe.

$$C' = p_t - d_e$$

$$C' = 0,0146 \text{ m}$$

O diâmetro interno da carcaça é calculado considerando a fileira do meio do feixe, a qual possui maior número de tubos. No caso, a fileira do meio possui 9 tubos.

$$DI = (p_t - n_t) + p_t$$

$$DI = 0,5676 \text{ m}$$

Espaço entre as chicanas, que corresponde a 75% do diâmetro da carcaça.

$$B = 0,75 \cdot DI$$

$$B = 0,4257 \text{ m}$$

Área de escoamento no feixe dada pela Eq. (2) é:

$$a_s = 0,06215 \text{ m}^2$$

De acordo com a Eq. (3) a vazão mássica de ar de combustão entre as chicanas a 900°C:

$$G_s = 106446,02 \text{ kg/h.m}^2$$

Cálculo do número de Reynolds pela Eq. (6) para o ar de combustão entre os tubos do feixe do trocador de calor é:

$$Re = 25271,8$$

Com o número de Re , e segundo Kern (1987) tem-se:

$$j_h = 90$$

O coeficiente de película externo, para ar escoando a 900°C entre feixes de tubo é dado pela Eq. (7):

$$h_e = 144,25 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

A Média Logarítmica de Diferença de Temperatura (MLDT), para as temperaturas de entrada e saída, no trocador de calor em contracorrente é dada pela Eq. (8), sendo $T_{q1} = 900^{\circ}\text{C}$; $T_{q2} = 395^{\circ}\text{C}$; $T_{f1} = 100^{\circ}\text{C}$; $T_{f2} = 25^{\circ}\text{C}$

$$MLDT = 557,64^{\circ}\text{C}$$

Cálculo do coeficiente de película interno aos tubos do feixe.

Número de Reynolds para escoamento no interior de tubos, com ar , a 100°C o número de Reynolds pela Eq. (10) torna-se:

$$Re = 405127,37$$

Número de Prandlt, Eq. (11)

$$Pr = 0,709$$

Número de Nusselt, Eq. (9), tem-se:

$$Nu = 613,77$$

O coeficiente de película interno de acordo com a Eq. (12) vale:

$$h_i = 467,55 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

Considerando a Eq. (13) do Coeficiente Global de Transferência de Calor tem-se:

$$U_i = 126,55 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

Cálculo do comprimento do Trocador de Calor dado pela Eq. (14):

$$L = 139,40 \text{ m}$$

Efetividade do Trocador de Calor Eq. (15), tem-se:

$$e = 57,71\%$$

3.2 Trocador de calor multitubular aletado

O trocador possui 69 tubos IPS 1 1/4 de polegada, sendo o diâmetro externo de 0,04216m, diâmetro interno de 0,03505m, 12 aletas de 0,02m de altura, com espessura de 0,003m. A condutibilidade térmica do material da aleta é de 45 kcal/h.m. $^{\circ}\text{C}$. Os demais dados são os mesmos do trocador de calor sem aleta.

O cálculo do passo é dado pela Eq. (17)

$$p_r = 0,08369 \text{ m}$$

O diâmetro equivalente de acordo com a Eq. (4) torna-se:

$$D_e = 0,1397 \text{ m}$$

Espaço vazio entre os tubos é o passo subtraído do diâmetro externo.

$$C' = 0,04153 \text{ m}$$

Diâmetro da carcaça corresponde a fileira de maior número de tubos mais um passo.

$$DI = 0,8369 \text{ m}$$

Espaço entre as chicanas é 75% do diâmetro da carcaça DI :

$$B = 0,6277 \text{ m}$$

A área reta de escoamento no feixe dada pela Eq. (2), sendo o escoamento parcialmente paralelo e parcialmente perpendicular ao feixe de tubos:

$$A_s = 0,2606 \text{ m}^2$$

Vazão mássica por m^2 entre as chicanas com ar a 900°C Eq. (3):

$$G_s = 25378,9 \text{ kg/h.m}^2$$

O número de Reynolds, Eq. (6):

$$Re = 20289$$

Com o número de Re e segundo Kern (1987) tem-se:

$$j_h = 82$$

O coeficiente de película externo dado pela Eq. (7):

$$h_e = 39,04 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

A Média Logarítmica de Diferença de Temperatura (MLDT) é a mesma do trocador de calor de tubos lisos, ou seja:

$$MLDT = 557,64^{\circ}\text{C}$$

Cálculo do coeficiente de película interno aos tubos do feixe:

Número de Re para escoamento no interior de tubos, Eq. (10) para o ar a 100°C :

$$Re = 405127,37$$

Número de Prandlt, Eq. (11):

$$Pr = 0,709$$

Número de Nusselt, Eq. (9):

$$Nu = 613,77$$

Coeficiente de película interno, Eq. (12):

$$h_i = 467,55 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

Rendimento térmico da aleta, com $m = 24,05$, tem-se pela Eq. (18):

$$h_f = 0,93$$

Eficiência térmica da superfície total aletada

$$h_b = 1 - \frac{A_f}{A} \cdot (1 - h_f)$$

onde A é a área externa do tubo sem as aletas e A_f é a área superficial da aleta dada por:

$$A_f = 2 \cdot L \cdot L_c$$

sendo L o comprimento da aleta e L_c o perímetro da aleta igual a :

$$L_c = b + \frac{t}{2} \quad L_c = 0,0215 \text{ m}$$

onde b é a altura da aleta e t sua espessura. Logo:

$$A_f = 0,086 \text{ m}^2$$

A área externa do tubo, descontando a área da base da aleta é dado por:

$$A = (\mathbf{p} \cdot d_e \cdot L) - (N_f \cdot t \cdot L) + A_f \quad A = 0,2789 \text{ m}^2$$

sendo N_f o número de aletas por tubo igual a 12:

A eficiência da superfície aletada é:

$$\mathbf{h} = 0,978$$

Cálculo do Coeficiente Global de Transferência de Calor:

$$A_i = \mathbf{p} \cdot d_i \cdot L$$

$$A_e = (\mathbf{p} \cdot d_e \cdot L) - (N_f \cdot t \cdot L) + (2 \cdot L \cdot L_c) \quad A_e = 0,139 \cdot L$$

Da Eq.(13) tem-se:

$$U_i = 114,37 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Cálculo do comprimento do trocador de calor, Eq. (16)

$$L_T = 154,4 \text{ m}$$

4. DISCUSSÃO E CONCLUSÃO

A metodologia utilizada apresentou algumas dificuldades no cálculo do coeficiente de película externa, pois o coeficiente de película externa é obtido em função j_h e D_e , sendo que j_h é função de Reynolds o qual é influenciado pela vazão mássica por metro quadrado. A vazão mássica por metro quadrado considera o diâmetro interno da carcaça e o passo do feixe.

Com a utilização das aletas, a distância entre os tubos, ou seja, o passo aumenta, assim como o diâmetro interno da carcaça, logo ocorre a queda da vazão mássica por metro quadrado.

O número de Reynolds diminui com a queda da vazão mássica por metro quadrado, apesar de haver um pequeno aumento do diâmetro equivalente D_e proporcionado pelo aumento do passo, logo o fator j_h diminui provocando a queda do coeficiente de película externa.

Sendo a área do trocador de calor aletado influenciada pelo coeficiente de película externa e o rendimento da aleta. Como o coeficiente de película externa do trocador de tubo liso é maior que o coeficiente de película externa do tubo aletado e ainda os tubos aletados sofrem a influência do rendimento das aletas, observou-se que o comprimento do tubo do trocador de calor de tubos aletados é maior.

Ao igualar as áreas dos trocadores de calor, observa-se que a eficiência do trocador de calor de tubo liso é maior que do trocador de calor de tubos aletados.

Essa conclusão é válida sabendo-se que as vazões, tanto do ar de secagem como dos gases derivados da combustão não podem ser modificados, assim como a temperatura de saída do ar de secagem do trocador de calor.

6. BIBLIOGRAFIA

Braga, C.V.M.; Saboya, F.E.M., 1999, "Turbulent heat transfer, pressure drop and fin efficiency in annular regions with continuous longitudinal rectangular fins", Experimental Thermal and Fluid Science, 20, pp.55 - 56.

Holman, J.P., 1983, "Transferência de Calor", 1ª edição em português. McGraw-Hill do Brasil, Ltda. São Paulo, 639p.

- Hugot, E., 1976, "Manual para ingenieros azucareros", 4^a edição. Compañía editorial continental, S.A. México. 803p.
- Huq, M.; Huq, A.M.A.; Rahman, M.M., 1998, "Experimental measurements of heat transfer in an internally finned tube", Int. Comm. Heat Mass Transfer, vol. 25, nº 5, pp. 619 - 630.
- Incropera, F.P., Dewitt, D.P., 1996, "Introduction to heat transfer", 3^a edição. John Wiley & Sons. USA. 801p.
- Kern, D.Q., 1987, "Processos de transmissão de calor", 1^a edição. Editora Guanabara S.A. Rio de Janeiro. 671p.
- 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. 44,pp. 3953 - 3961.
- McAdams, W.H., 1942, "Heat transmission", 3^a edição. International Student Edition. Mcgraw-Hill Kogakusha, Ltd.
- Pera, H., 1990, "Geradores de Vapor, um compêndio sobre conservação de energia com vistas à preservação da ecologia", Editora Fama. São Paulo.
- Saglietti, J.R.C., 1991, "Rendimento térmico de fornalha a lenha de fluxos cruzados", Tese apresentada à Faculdade de Ciências Agronômicas do Campus de Botucatu (UNESP), para obtenção do título de Doutor em Agronomia Área de Energia na Agricultura. Botucatu, 102p.
- Valarelli, I.D., 1991, "Desenvolvimento de uma fornalha à resíduos de fogo indireto para secadores de produtos agrícolas", Tese apresentada à Faculdade de Ciências Agronômicas do Campus de Botucatu - UNESP, para obtenção do título de Doutor em Agronomia, Área de Energia na Agricultura, 123p.
- Yan, W.M.; Sheen, P.J., 2000, "Heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers", International Journal of Heat and Mass Transfer. 43, pp. 1651 - 1659.

Analysis of the efficiency of two types of heat exchanger of indirect heating, for the drying of grains.

Flávio Augusto Bueno Figueiredo

Ian De Domenico Valarelli

Vicente Luiz Scalon

UNESP - Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho" - campus de Bauru

Departamento de Engenharia Mecânica.

Av. Eng. Luiz Edmundo Carrijo Coube, s/n, Vargem Limpa, Bauru, SP, Brasil

E-mail: flavioabf@uol.com.br

Abstract: Seeking the quality of the grains obtained in the drying process, for human feeding, it exists the preoccupation that the transport of the humidity (absorption) of those grains it is done with a hot, dry air and free from impurity, from among it can be mentioned derived them of the oxidation of a biomass, which is used as fuel for the heat generation.

In order to obtain the air in the conditions above mentioned, it was one studied the thermal efficiency of two types of multitubular heat exchanger, being one of smooth tubes and the another with external tubes fin.

The calculation of the efficiency it demonstrated that is not practicable the use of the fins, because for its use it is necessary to increase the pass of the tubes that causes the fall in the gases flowing mass, decreasing the thermal exchange.

Keyword: heat exchanger, heat exchanger air-air, heat exchanger finned, drying.