

Celso Yukio Nakashima

**LEVANTAMENTO E SISTEMATIZAÇÃO DE
CORRELAÇÕES PARA EVAPORADORES E
TROCADORES DE CALOR**

**São Paulo
1997**

Celso Yukio Nakashima

**PMC-581:
LEVANTAMENTO E SISTEMATIZAÇÃO DE
CORRELAÇÕES PARA EVAPORADORES E
TROCADORES DE CALOR**

**Área de Concentração:
Engenharia Mecânica
Energia e Fluidos**

Orientador: Prof. Dr. Sílvio de Oliveira Jr.

**São Paulo
1997**

ÍNDICE

ÍNDICE	3
NOMENCLATURA.....	4
1) RESUMO.....	6
2) INTRODUÇÃO.....	6
3) TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM TROCADORES DE CALOR	8
4) TROCADORES DE CALOR COMPACTOS.....	11
5) CORRELAÇÕES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA O LADO DO AR	13
5.1) NÚMEROS ADIMENSIONAIS IMPORTANTES	14
5.2) MÉTODO PARA A DETERMINAÇÃO DE CORRELAÇÕES	15
5.2.1) <i>Método do regime permanente</i>	15
5.3) CORRELAÇÕES PARA O LADO DO AR.....	16
6) CORRELAÇÕES PARA TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA O LADO DO REFRIGERANTE.....	23
6.1) NÚMEROS ADIMENSIONAIS IMPORTANTES	24
6.2) MODELOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	25
6.2.1) <i>Modelo da superposição</i>	25
6.2.2) <i>Modelo assintótico</i>	26
6.2.3) <i>Modelo do ganho</i>	27
6.3) CORRELAÇÕES PARA O LADO DO REFRIGERANTE.....	27
6.3.1) <i>Correlações que usam o modelo da superposição</i>	28
6.3.2) <i>Correlações que usam o modelo do ganho</i>	31
6.3.3) <i>Correlações que usam o modelo assintótico</i>	34
6.3.4) <i>Correlações para misturas de refrigerantes</i>	35
7) CONCLUSÃO	37
BIBLIOGRAFIA.....	39
ANEXO A.....	41

Nomenclatura

a) Letras latinas

Símbolo	Descrição
A_F	área frontal do trocador de calor
A_m	mínima área livre ao escoamento
A_p	área de face menos área da moldura do trocador de calor
A_T	área da seção transversal do tubo
Bo	número de ebulição
Co	número de convecção
C_p	calor específico do ar
C_{p1}	calor específico do refrigerante
D_C	diâmetro do colar de fixação de aletas onduladas
D_e	diâmetro externo do tubo
D_F	diâmetro das aletas circulares
D_h	diâmetro hidráulico
D_i	diâmetro interno dos tubos
E	fator de ganho (modelo do ganho)
e_F	fator de correção de F
e_S	fator de correção de S
F	fator de ganho (modelo da superposição)
F_d	distância entre aletas
F_H	altura das aletas circulares
F_L	largura das aletas
F_P	densidade de aletas (número de aletas por unidade de comprimento)
Fr	número de Froude
F_T	espessura das aletas
g	aceleração da gravidade
Gz	número de Graetz
h	coeficiente de película
h_{fg}	calor latente de evaporação
h_l	coeficiente de película para o líquido
h_p	coeficiente de película para evaporação em piscina
h_r	coeficiente de película do lado do refrigerante
j	fator de Colburn
j_n	fator de Colburn para n fileiras
k_l	condutividade térmica do líquido
L_d	largura do trocador de calor
\dot{m}	vazão mássica de refrigerante
n	ordem do modelo assintótico
n_r	número de fileiras de tubos no trocador de calor
Nu	número de Nusselt
P_{cr}	pressão crítica
P_l	pressão do líquido
Pr	número de Prandtl

P_r	pressão reduzida
P_{sat}	pressão de saturação
q	fluxo de calor
Re	número de Reynolds
R_f''	fator de incrustação
R_p	rugosidade da superfície
R_w	resistência térmica da parede do tubo
S	fator de supressão (modelo da superposição)
S_d	profundidade das ondas das aletas onduladas
S_p	comprimento de onda das aletas onduladas
St	número de Stanton
T_∞	temperatura longe da parede do tubo
T_s	temperatura de saturação
T_w	temperatura da parede do tubo
X	título
X_L	espaçamento longitudinal entre os tubos
X_T	espaçamento transversal entre os tubos
X_{tt}	parâmetro de Martinelli

b) Letras gregas

Símbolo	Descrição
ρ	densidade
μ	viscosidade dinâmica
σ	tensão superficial
β	ângulo de contato
ϵ_g	razão entre o volume de vapor e volume total (void factor)
ϕ_l	multiplicador de atrito

c) Subscritos

Símbolo	Descrição
l	líquido
g	gás ou vapor
cf	convecção forçada
nb	ebulição nucleada
sb	supressão de bolhas

1) Resumo

Existem muitos estudos sobre a troca de calor em trocadores de calor tubo aletados. O estabelecimento de uma forma prática e precisa para definir os coeficientes de película do lado do ar e do refrigerante facilitaria e diminuiria os custos do projeto dos trocadores de calor. No entanto, existem diversas dificuldades para se atingir esse objetivo. O escoamento, tanto do lado do ar como do refrigerante, é extremamente complicado e os processos de transferência de calor e massa ainda estão longe de serem completamente entendidos.

Nesse trabalho foram pesquisadas diversas correlações utilizadas no cálculo de coeficientes de película de ambos os lados do trocador. As correlações do lado do ar dependem de parâmetros geométricos e de escoamento. Cada uma atende apenas a um determinado grupo de geometria, não existindo, por enquanto, nenhuma correlação geral que englobe todas as geometrias existentes. As correlações para o lado do refrigerante podem ser divididas em três grupos, de acordo com o modelo a partir do qual foram desenvolvidas: modelo da superposição, assintótico e do ganho. A dificuldade de se desenvolver uma correlação geral para o lado do refrigerante deve-se aos diversos padrões de escoamento que existem no escoamento bifásico.

2) Introdução

A falta de investimentos na produção de energia elétrica no Brasil fez com que o país atingisse a saturação no fornecimento de energia, principalmente nas regiões sul, sudeste e centro-oeste. O Brasil, inclusive, já importa energia de países vizinhos. Mesmo que o país volte a investir na geração de energia demorará alguns anos até que a situação normalize-se.

Nos últimos tempos, a participação de sistemas de condicionamento de ar no consumo de energia elétrica tem crescido bastante. Isso porque a demanda por sistemas de tratamento de ar tem aumentado muito, sejam eles residenciais, comerciais ou industriais, causando uma proliferação na utilização de evaporadores e trocadores de calor, equipamentos essenciais neste tipo de sistema. Isso se deve a diversos fatores: no setor residencial, o barateamento dos sistemas de ar condicionado de janela provocou um grande aumento nas vendas; no setor comercial, a proliferação de shopping centers, supermercados, fast-foods, etc, tem aumentado a utilização de sistemas de ar condicionado central; no setor industrial, é cada vez maior a participação do condicionamento de ar como parte integrante do processo de fabricação, como podemos ver nas indústrias farmacêutica, eletrônica e de alimentos.

Com isso, e adicionando-se o fato de que esses equipamentos consomem muita energia elétrica, temos que os sistemas de condicionamento de ar já são responsáveis por grande parte do consumo de energia elétrica. Em prédios, por exemplo, os sistemas de ar condicionado central são responsáveis por 40 a 60% do consumo total, já em residências que possuem aparelhos de ar condicionado, o aparelho é responsável por cerca de 30% do consumo.

Além disso, com a assinatura do Protocolo de Montreal, que prevê a eliminação dos CFCs nos países desenvolvidos até 2010 e dos HCFCs até 2030 devido ao seu elevado impacto ambiental, haverá a necessidade de substituir esses refrigerantes.

Para projetar evaporadores modernos, que atendam às necessidades atuais, será necessário melhorar o conhecimento dos processos de transferência de calor envolvidos para melhorar a eficiência térmica desses equipamentos. Um fator importante para um

bom projeto é a predição confiável dos coeficientes de transferência de calor tanto do lado do ar como do refrigerante.

Uma grande quantidade de material já foi publicado e diversas correlações empíricas e semi-empíricas já estão disponíveis. Neste trabalho, será feito uma revisão das correlações existentes, facilitando o estudo da influência de diferentes parâmetros (geometria do trocador, título do refrigerante, etc.) no desempenho dos trocadores de calor.

3) Transferência de calor em trocadores de calor

Para um trocador de calor utilizando dois fluidos, os parâmetros de interesse, diretamente relacionados com a eficiência da transferência de calor são (Kays [1]):

U = coeficiente global de transferência de calor, ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)

A = área de troca de calor na qual U é baseado, (m^2)

$t_{h,e}$ e $t_{h,s}$ = temperaturas de entrada e saída do fluido quente, ($^\circ C$)

$t_{c,e}$ e $t_{c,s}$ = temperaturas de entrada e saída do fluido frio, ($^\circ C$)

C_h = capacidade térmica do fluido quente, ($W/^\circ C$)

C_c = capacidade térmica do fluido frio, ($W/^\circ C$)

De forma geral, essas variáveis fornecerão a base para o estudo de troca de calor nos trocadores.

Observando-se as variáveis acima fica claro que, à exceção do coeficiente global, todas são facilmente medidas ou calculadas. O principal fator limitante num projeto é, portanto, o coeficiente global U , pois ele é essencial na análise da transferência de calor e é a variável mais incerta e difícil de se obter. Este coeficiente é definido em termos da resistência térmica total entre dois fluidos e pode ser considerado uma composição de diversos componentes em série como vemos na equação 3.1.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{U_h A_h} = \frac{1}{(\eta_o h A)_c} + \frac{R''_{f,c}}{(\eta_o A)_c} + R_w + \frac{R''_{f,h}}{(\eta_o A)_h} + \frac{1}{(\eta_o h A)_h} \quad (3.1)$$

onde c e h referem-se aos fluidos frio e quente, respectivamente. Assim o cálculo do coeficiente leva em conta a resistência à transferência por convecção de ambos os fluidos, a resistência à condução (R_w), e os fatores de incrustação (R_f), que contabilizam o aumento da resistência térmica devido à presença de impurezas, ferrugem ou deposições sobre as superfícies de troca de calor.

O fator η_o na equação 3.2 é introduzido para incluir a eficiência global de uma superfície aletada. É definido de tal forma que, tanto para a superfície quente como para a fria, a taxa de transferência de calor é

$$q = \eta_o h A (T_b - T_\infty) \quad (3.2)$$

onde T_b é a temperatura da superfície base e A é a área total (base exposta mais aletas) da superfície.

O valor de U é, então, condicionado a diversos fatores como geometria da superfície de troca, tipo de fluidos envolvidos e seus respectivos coeficientes de película, material da superfície, etc. A maior dificuldade no cálculo de U é a impossibilidade de se desenvolver resoluções analíticas que permitam calcular os coeficientes de película tanto do lado do ar como do refrigerante.

No caso do ar, a complexidade do escoamento (ver figura 3.1) não permite uma modelagem para a determinação analítica do coeficiente. Já do lado do refrigerante, o que dificulta o estabelecimento de uma correlação geral é o escoamento bifásico, difícil

de ser modelado e que faz com que o coeficiente de transferência de calor em cada ponto do tubo seja diferente (ver figura 3.2).

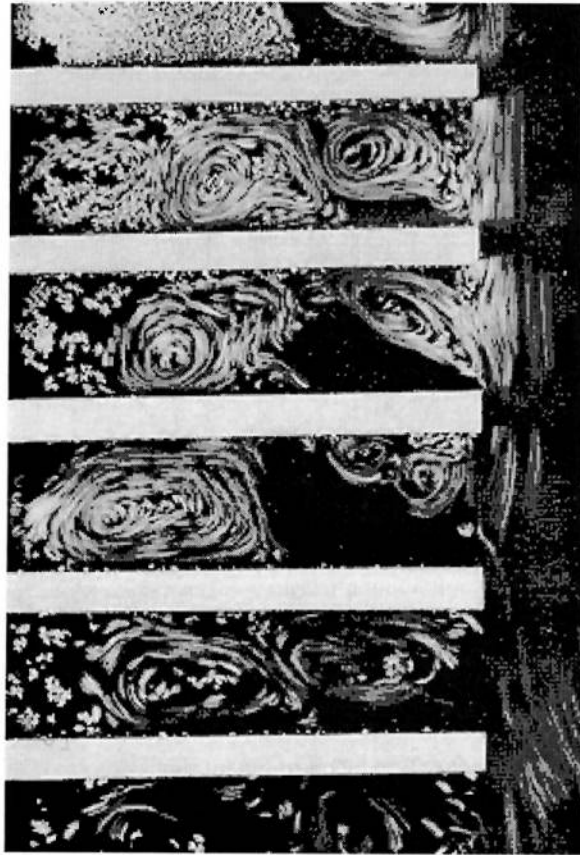


Figura 3.1: Escoamento entre as aletas de um trocador de calor (Webb).

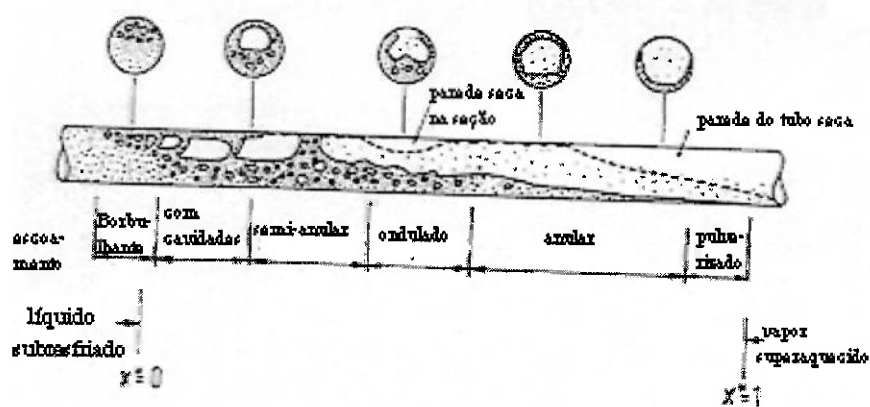
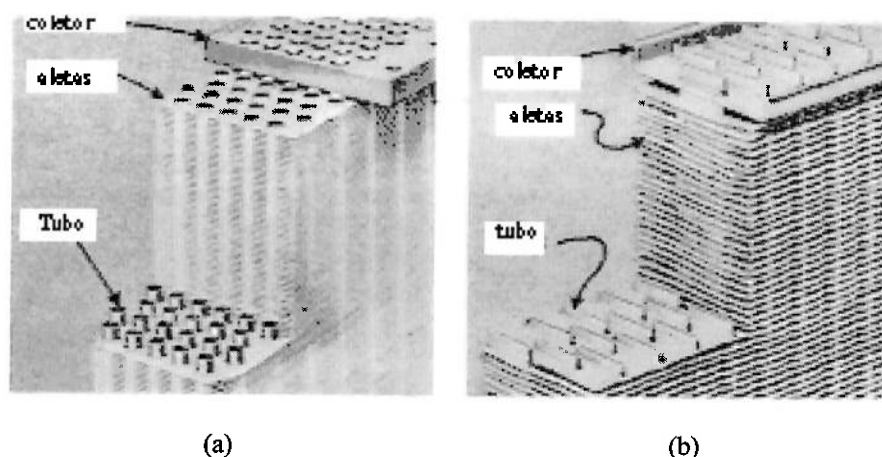


Figura 3.2: Escoamento de refrigerante em tubos horizontais (Webb).

4) Trocadores de calor compactos

Os trocadores de calor pesquisados nesse trabalho são os do tipo recuperativos, que utilizam aletas para aumentar a densidade de área superficial (área de troca de calor por volume ocupado pelo trocador). A superfície externamente aletada aumenta o coeficiente de transferência de calor, resultando numa diminuição do volume ocupado pelo trocador. Existem dois tipos mais comuns de trocadores compactos: os de aletas laminares (plate-fin) e os tubo-aletados (tube finned).

Os trocadores com aletas laminares possuem placas (aletas) paralelas contínuas atravessadas por tubos que carregam o fluido refrigerante (ver figura 4.1). Os tipos de aletas atualmente usadas são mostradas na figura 4.2. A disposição dos tubos podem ser em quinqüênio (staggered tubes) ou alinhados (line round tubes), e sua forma pode ser circular ou elíptica. Esse tipo de trocador é normalmente mais barato (por unidade de área de troca de calor), pois sua construção é mais simples e facilita a produção em massa.



(a) (b)
 Figura 4.1: Trocadores de calor com aletas laminares (Shah). Tubos dispostos em quinqüênio: (a) tubos circulares e (b) tubos elípticos.

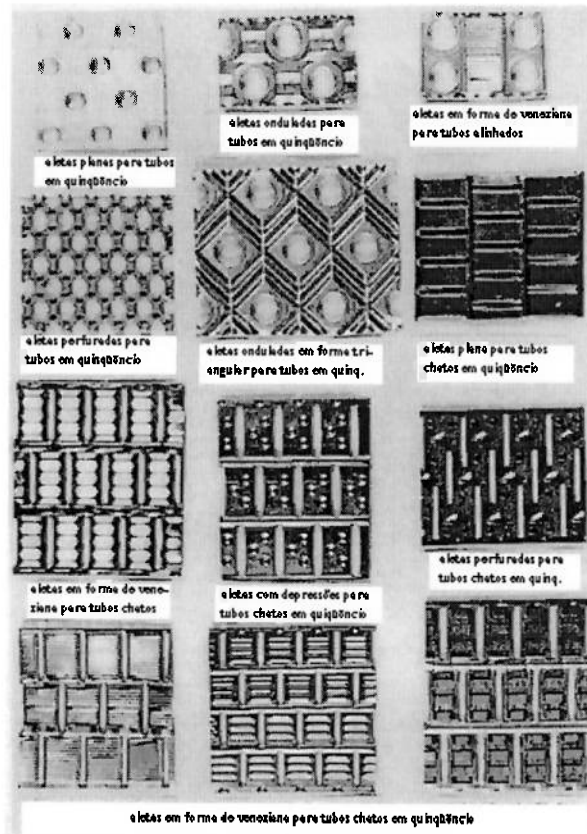


Figura 4.2: Tipos de aletas utilizadas em trocadores de calor (Shah).

Nos trocadores tubo-aletados, cada tubo possui aletas longitudinais individualmente como mostra a figura 4.3. Os diversos tipos de aletas estão ilustrados na figura 4.4. Os tubos podem ter as mesmas disposições e formas anteriores, mas esse tipo de montagem é mais robusta e prática. Em ambos os casos as aletas são unidas aos tubos através de soldagem, ajuste mecânico, extrusão, colagem, etc.

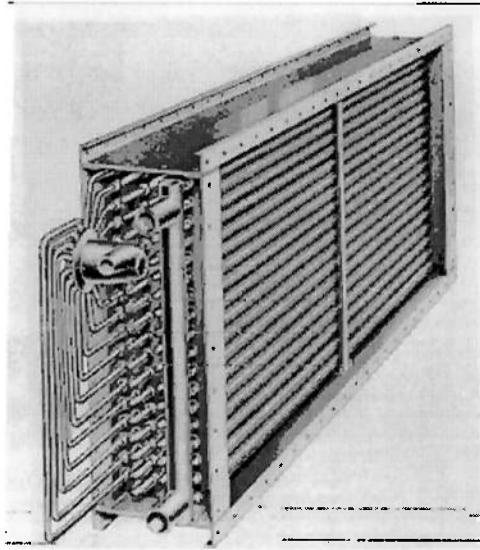


Figura 4.3: Trocador de calor tubo-aletado (Shah).

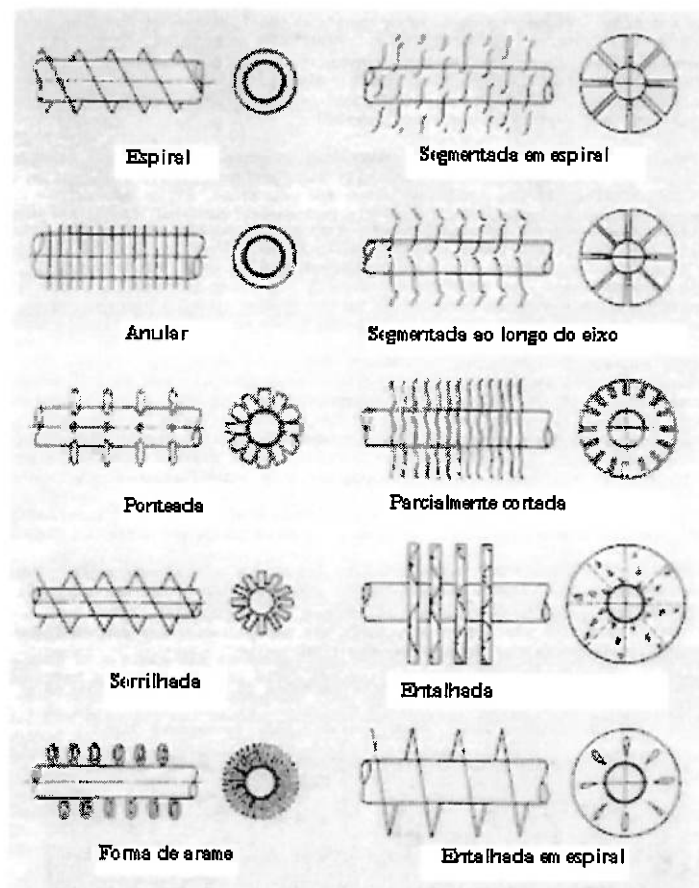


Figura 4.4: Tipos de aletas em trocadores tubo-aletados (Shah).

5) Correlações de transferência de calor para o lado do ar

Como foi dito anteriormente, é muito difícil de se obter correlações para o lado do ar por meios analíticos. Existem apenas algumas poucas correlações desenvolvidas analiticamente e, ainda assim, para geometrias muito simples. No caso de trocadores de calor compactos, somente os métodos experimentais é que possibilitam obter as correlações.

5.1) *Números adimensionais importantes*

Existem alguns adimensionais que predominam no estudo da transferência de calor no lado do ar. São eles:

- Número de Nusselt (Nu): Este parâmetro equívale-se ao gradiente de temperatura adimensional na superfície, e proporciona uma medida da transferência de calor que ocorre na superfície. Para uma dada geometria:

$$\text{Nu} = \frac{h \cdot D_h}{k} \quad (5.1)$$

- Número de Stanton (St): É definido como a razão entre o fluxo de calor na parede por unidade de diferença de temperatura (entre a parede e o fluido) e a capacidade térmica do fluido por unidade de área de escoamento.

$$\text{St} = \frac{h}{\rho V c_p} \quad (5.2)$$

- Fator de Colburn (j): É o coeficiente de transferência de calor adimensional.

$$j = \text{St} \cdot \text{Pr}^{2/3} = \frac{\text{Nu} \cdot \text{Pr}^{-1/3}}{\text{Re}} \quad (5.3)$$

- Número de Reynolds (Re): É definido como a razão entre as forças de inércia e as forças viscosas do fluido.

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (5.4)$$

- Número de Prandt (Pr): É a razão entre as difusividades de momento e térmica.

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (5.5)$$

A vantagem da utilização de adimensionais reside no fato de que eles são válidos para qualquer superfície geometricamente semelhante à superfície original. No entanto, qualquer mudança nas dimensões, que acabem com a similaridade geométrica, fará com que esses adimensionais deixem de ser aplicáveis à essa superfície.

5.2) Método para a determinação de correlações

Existem diversas técnicas utilizadas nestes tipos de experimento. No entanto, podemos dizer que elas, em geral, derivam de um método primário, baseado na característica de regime permanente da transferência de calor na seção de testes.

5.2.1) Método do regime permanente

Este método é utilizado na determinação de correlações de transferência de calor para trocadores de calor recuperativos em geral, incluindo os trocadores aletados. Neste método, para determinar as curvas $j \times Re$ ou $Nu \times Re$, o trocador é colocado em uma seção de testes. Como o objetivo é caracterizar a transferência do lado do ar, utiliza-se do outro lado uma superfície conhecida (j ou $Nu \times Re$ conhecido), onde escoar um fluido de grande capacidade térmica (água, por exemplo).

Nos experimentos, a vazão dos fluidos de ambos lados do trocador são mantidas constantes em valores pré-determinados. Uma vez que o regime permanente é atingido, faz-se a medição da temperatura dos dois fluidos na entrada e na saída do trocador e

também das vazões. Repete-se os experimentos para diversas vazões para cobrir a faixa do número de Reynolds desejada. A figura 5.1 mostra um circuito típico.

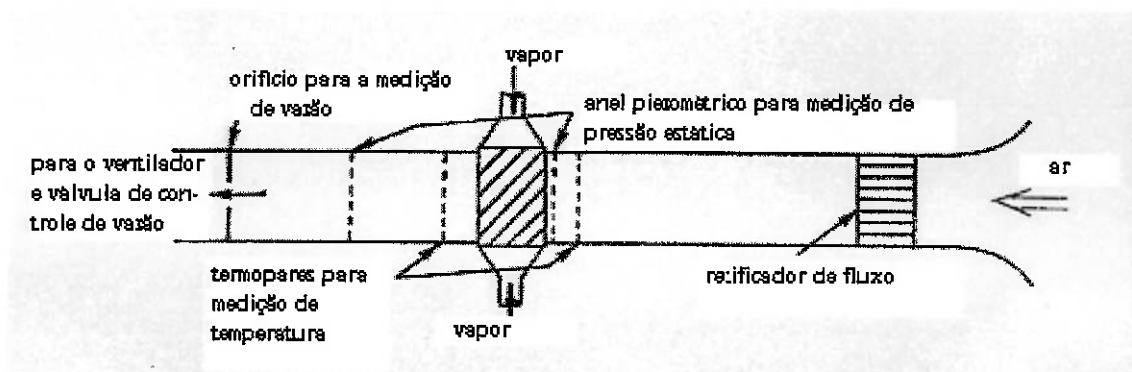


Figura 5.1: Circuito de ensaio de trocadores de calor (Kays e London).

Para determinar j ou Nu , determina-se o calor transferido do ar para o outro fluido, ou vice-versa, através das temperaturas medidas e do calor específico desse fluido. Com isso e com as temperaturas do ar calculamos o coeficiente UA . Geralmente despreza-se o efeito do fator de incrustação, dessa forma a equação (3.1) permite calcular $(\eta_o hA)$ do lado do ar.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o hA)_{\text{lado do ar}}} + R_w + \frac{1}{(\eta_o hA)_{\text{lado conhecido}}} \quad (5.1)$$

Sabendo a área, a geometria e material da superfície de troca, h e η_o são calculados iterativamente. Tendo h , basta calcular os adimensionais j ou Nu e o número de Reynolds para a condição ensaiada.

5.3) Correlações para o lado do ar

Um dos primeiros trabalhos foi publicado por Kays e London [1]. Eles apresentaram dados de j para 77 superfícies diferentes, sendo 21 delas superfícies tubuletadas.

McQuinston [5] ensaiou cinco trocadores de aletas laminares planas (plain plate fin). Cada trocador tinha, respectivamente, 4, 8, 10, 12 e 14 aletas por centímetro.

Através de análise de regressão, chegou-se à seguinte correlação:

$$j = 0.0014 + 0.2618 * JP * J(s) \quad (5.2)$$

$$JP = Re_{De}^{-0.4} \left[\left(\frac{4}{\pi} \right) \left(\frac{X_L}{D_h} \right) \left(\frac{X_T}{D_e} \right) \left(\frac{A_m}{A_f} \right) \right]^{-0.15} \quad (5.3)$$

$J(s) = 1 \rightarrow$ para superfície seca

$$J(s) = 0.84 + 4.0 \times 10^{-5} Re_{Fd}^{1.25} \rightarrow \text{superfície com condensação de vapor} \quad (5.4)$$

Essa correlação deve prever o fator j dentro de uma faixa de $\pm 10\%$. Observar que Re_{De} é o número de Reynolds baseado no diâmetro externo do tubo, enquanto que Re_{Fd} é o mesmo número mas baseado na distância entre as aletas. Já a velocidade utilizada no cálculo de Re é a velocidade da menor área de passagem do ar. Essas correlações são válidas para as seguintes faixas:

- Diâmetro do tubo: 3/8 a 5/8 pol.
- Espaçamento entre tubos: 1 a 2 pol.
- Número de fileiras: 4
- Densidade de aletas: 4 a 14 aletas/pol.
- Espessura da aleta: 0.006 a 0.010 pol.
- Velocidade de face: 200 a 800 pés/s
- Parâmetro $JP \cdot J(s)$: 0.01 a 0.05
- Disposição dos tubos: quinqüêncio

Rich [6] estudou o efeito do número de fileiras no fator j utilizando trocadores com tubos de $\frac{1}{2}$ pol. de diâmetro distribuídos em quinqüêncio, com espaçamento de $\frac{1}{4}$

pol. entre tubos e densidade de aletas de 14 aletas por polegada. O resultado dessa experiência foi a seguinte correlação:

$$\frac{j_n}{j_1} = 1 - 1280.n_r \text{Re}_{XL}^{-1.2} \quad (5.5)$$

onde

n_r = número de fileiras

j_n = fator j para n_r fileiras

j_1 = fator j para 1 fileira

Re_{XL} = número de Reynolds baseado no espaçamento longitudinal dos tubos

Para Re_{XL} entre 3000 e 15000, a equação (5.5) representa os dados experimentais dentro de $\pm 7\%$. McQuinston [5] mostrou que, apesar dessa correlação ter sido desenvolvida exclusivamente para a geometria usada por Rich, ela pode ser usada em conjunto com a sua correlação para trocadores com tubos de diâmetro de 3/8 a 5/8 pol., distribuídos em quinqüencio com espaçamento de 1 a 1½ pol., e com densidade de aletas de 8 a 14 aletas por polegada. Assim, para essa geometria, pode-se combinar as equações (5.2) e (5.5) de forma a obtermos:

$$j_n = \left(\frac{1 - 1280.n_r \text{Re}_{XL}^{-1.2}}{1 - 5120 \text{Re}_{XL}^{-1.2}} \right) (0.0014 + 0.2618.JP.J(s)) \quad (5.6)$$

Turaga et al [7] testou 10 trocadores DX (expansão direta de refrigerante) de aletas laminares planas a fim de determinar o efeito dos parâmetros geométricos e do fluxo de ar no desempenho dos trocadores. Os dados foram obtidos variando-se a densidade de aletas (3.1 a 5.5 aletas/cm) e o número de fileiras de tubo (3 a 8), para superfície de troca seca e molhada. Os valores de diâmetro do tubo (13.4mm),

espaçamento entre tubos (38.1mm) e espessura da aleta (0.16mm) foram mantidos constantes. As seguintes correlações foram obtidas através de análise de regressão:

$$j_D = 0.053 \left(\frac{A}{A_P} \right)^{-0.24} Re_{Ld}^{-0.18} \rightarrow \text{superfície seca} \quad (5.7)$$

$$j_w = 0.04 \left(\frac{A}{A_P} \right)^{0.23} \left(\frac{F_d}{F_T} \right)^{1.15} Re_{Ld}^{-0.75} \rightarrow \text{superfície com condensação} \quad (5.8)$$

Onde A_p é a área de face menos a área ocupada pela moldura do trocador e o número de Reynolds é baseado na profundidade do trocador. A equação (5.7) é válida para as seguintes faixas: $(A/A_p) < 50$, $300 < Re_{Ld} < 1500$. Já para a equação (5.8) temos as seguintes faixas: $(A/A_p) < 50$, $300 < Re_{Ld} < 1300$ e $10 < (F_d/F_T) < 22$.

Webb [8] utilizou dados obtidos por Beecher e Fagan (1987) para 7 trocadores de aletas planas e 20 trocadores de aletas onduladas (wavy fin) para desenvolver suas correlações. O resultado para os trocadores de aletas planas foi a seguinte:

$$Nu = 0.4Gz^{0.73} \left(\frac{F_d}{D_c} \right)^{-0.23} n_r^{0.23} \rightarrow \text{para } Gz \leq 25 \quad (5.9)$$

$$Nu = 0.53Gz^{0.62} \left(\frac{F_d}{D_c} \right)^{-0.23} n_r^{0.31} \rightarrow \text{para } Gz > 25 \quad (5.10)$$

Já para aletas onduladas, temos:

$$Nu = 0.5Gz^{0.86} \left(\frac{X_T}{D_e} \right)^{0.11} \left(\frac{F_d}{D_e} \right)^{-0.09} \left(\frac{S_d}{X_L} \right)^{0.12} \left(\frac{S_p}{X_L} \right)^{-0.34} \rightarrow \text{para } Gz \leq 25 \quad (5.11)$$

$$Nu = 0.83Gz^{0.76} \left(\frac{X_T}{D_e} \right)^{0.13} \left(\frac{F_d}{D_e} \right)^{-0.16} \left(\frac{S_d}{X_L} \right)^{0.25} \left(\frac{S_p}{X_L} \right)^{-0.43} \rightarrow \text{para } Gz > 25 \quad (5.12)$$

$$\text{onde } Gz = \frac{Re Pr D_h}{L_d} \quad (5.13)$$

O número de Reynolds é calculado com a velocidade na menor área de passagem do ar. O diâmetro hidráulico é definido como sendo quatro vezes o volume do canal aberto dividido pela área total da superfície e é dado por:

$$D_h = \frac{2F_d(1-\beta)}{[(1-\beta)\sec\theta + 2s\beta / D_C]} \quad (5.14)$$

$$\beta = \frac{\pi D_c^2}{4X_T X_L} \quad (5.15)$$

$$\sec\theta = \frac{(S_d^2 + S_p^2)^{1/2}}{S_p} \quad (5.16)$$

O parâmetro β é a fração do volume do canal ocupado pelo tubo. O parâmetro $\sec\theta$ leva em conta a área adicional proporcionada pelas ondas, relativamente às aletas planas. S_d é a profundidade da onda e S_p é o comprimento da onda. As equações (5.9) e (5.10) predizem 98% dos dados experimentais dentro de $\pm 5\%$, já as equações (5.11) e (5.12) predizem 88% dos dados dentro de $\pm 5\%$, e 96% dentro de $\pm 10\%$. As limitações para a utilização dessas correlações estão na tabela 5.1.

Tabela 5.1: Limitação para as correlações de Webb

Correlação para aletas planas	
$5 \leq Gz \leq 180$	$1.15 \leq X_T/X_L \leq 1.67$
$2 \leq n_r \leq 6$	$D_e = 12.7 \text{ mm}$
$0.112 \leq F_d/D_e \leq 0.154$	$F_T = 0.127 \text{ mm}$
Correlações para aletas onduladas	
$5 \leq Gz \leq 180$	$X_T/X_L = 1.15$
$n_r = 3$	$D_e = 9.53 \text{ ou } 12.7 \text{ mm}$
$0.154 \leq F_d/D_e \leq 0.32$	$F_T = 0.127 \text{ mm}$
$0.076 \leq S_d \leq 0.25$	

Wieting [9] estudou 22 trocadores com aletas em forma de tiras (strip fin) e propôs as seguintes equações:

$$j = 0.483 \left(\frac{F_L}{D_h} \right)^{-0.162} \alpha^{-0.184} Re^{-0.536} \rightarrow \text{para } Re \leq 1000 \quad (5.17)$$

$$j = 0.242 \left(\frac{F_L}{D_h} \right)^{-0.322} \alpha^{-0.089} Re^{-0.368} \rightarrow \text{para } Re \geq 2000 \quad (5.18)$$

Sendo F_L a largura das tiras, D_h o diâmetro hidráulico das passagens e α a razão entre comprimento e altura da passagem. Essas correlações prevêm 85% dos dados dentro de $\pm 10\%$, sendo que alguns poucos dados têm uma discrepância de mais de 40%.

Para obter o fator j para a faixa de transição do número de Reynolds, Wieting sugeriu o seguinte procedimento. Determinar um número de Reynolds de referência através da seguinte equação:

$$Re^* = 61.9 \left(\frac{F_L}{D_h} \right)^{0.952} \alpha^{-1.1} \left(\frac{F_T}{D_h} \right)^{-0.53} \quad (5.19)$$

Este Re^* é o número de Reynolds para o ponto de interseção das duas curvas $j \times Re$, uma para $Re \leq 1000$ e outra para $Re \geq 2000$. Se o número de Reynolds de interesse for menor que o de referência ($Re < Re^*$) utiliza-se a equação (5.17), caso contrário, usar a equação (5.18).

Elmahdy e Biggs [10] sugeriram uma equação que tivesse a seguinte forma:

$$j = C_1 Re^{C_2} \quad (5.20)$$

para prever os coeficientes de trocadores tubo aletados.

Os valores de C_1 e C_2 são constantes para uma determinado trocador dentro da faixa de 200 a 2000 para o número de Reynolds, e dependem das características geométricas de cada trocador. Os parâmetros C_1 e C_2 foram determinados através de experimentos com 20 trocadores diferentes:

$$C_1 = 0.159 \left(\frac{F_T}{F_H} \right)^{0.141} \left(\frac{D_h}{F_T} \right)^{0.065} \quad (5.21)$$

$$C_2 = -0.323 \left(\frac{F_T}{F_H} \right)^{0.049} \left(\frac{F_D}{F_T} \right)^{0.077} \quad (5.22)$$

$$F_H = (D_F - D_e)/2 \quad (5.23)$$

Sendo D_F o diâmetro externo da aleta e F_H a altura da aleta.

A utilização da equação (5.20) está restrita à família de trocadores ensaiados (tubos distribuídos em quinqüencio, com quatro fileiras ou mais, com aletas circulares ou laminares planas). Além disso é preciso respeitar as faixas de aplicação dos adimensionais, dadas na tabela 5.2.

Tabela 5.2: Adimensionais utilizados análise de regressão

	D_h/F_T	F_T/F_H	D_F/X_L	F_d/X_T	D_F/X_T	D_e/D_F	A_m/A_F
Faixa	3.0	0.01	0.87	2.0	0.76	0.37	0.35
	33.0	0.45	1.27	25.0	1.4	0.85	0.60

Mirkovic' [11] realizou ensaios para 13 trocadores tubo-aletados com aletas helicoidais. Chegando na correlação (5.24) abaixo. A geometria dos trocadores encontra-se na tabela 5.3.

Tabela 5.3: Características dos trocadores ensaiados.

Trocador	Tubo					Aletas			
	D _i (mm)	D _e (mm)	n _r	X _T (mm)	X _L (mm)	D _F (mm)	F _T (mm)	F _H (mm)	F _P (mm)
1	16.6	25.4	8	100	60	44.45	1.27	9.525	236.22
2	16.6	25.4	8	120	70	44.45	1.27	9.525	236.22
3	16.6	25.4	8	100	70	44.45	1.27	9.525	236.22
4	16.6	25.4	8	100	70	44.45	1.27	9.525	236.22
5	16.6	25.4	8	109	80	44.45	1.27	9.525	236.22
6	42.2	58.8	8	100	80	69.85	1.27	9.525	236.22
7	29.0	38.1	8	100	80	57.25	1.27	9.525	236.22
8	42.2	50.8	8	100	80	76.20	1.27	12.70	236.22
9	42.2	50.8	8	100	80	82.55	1.524	15.875	236.22
10	42.2	50.8	8	100	80	76.20	1.27	12.70	118.1
11	42.2	50.8	8	100	80	76.20	1.27	12.70	157.5
12	42.2	50.8	8	100	80	76.20	1.575	12.70	157.5
13	42.2	50.8	8	100	80	76.20	2.032	12.70	157.5

$$Nu = 0.224 \left(\frac{X_T - D_e}{D_e} \right)^{0.1} \left(\frac{X_L - D_e}{D_e} \right)^{-0.15} \left(\frac{1 - F_P F_T}{F_P F_H} \right)^{-0.25} Re^{0.662} Pr^{0.33} \quad (5.24)$$

Sendo que o diâmetro hidráulico utilizado para calcular Re é dado por:

$$D_h = \frac{2A_m}{\pi P_F} \quad (5.25)$$

P_F = perímetro do tubo aletado

6) Correlações para transferência de calor para o lado do refrigerante

A troca de calor do lado do refrigerante pode ser considerada em seis regiões distintas: líquido sub-resfriado, ebulição sub-resfriada, ebulição nucleada, evaporação convectiva, escoamento pulverizado e vapor super-aquecido. Isso provoca uma grande dificuldade de se estabelecer uma equação para o cálculo do coeficiente de película médio, pois, além do coeficiente ser diferente para cada região, não se consegue identificar claramente os pontos de transição de uma região para a outra. Devido à

complexidade do escoamento e dos processos de transferência de calor, as correlações o desenvolvimento de correlações permanece essencialmente empírica.

6.1) Números adimensionais importantes

Os números adimensionais mais utilizados no estudo da transferência de calor do lado do refrigerante são:

- Número de Ebulição (Bo): pode ser interpretado como a razão entre o fluxo de massa de vapor gerado perpendicular à parede e o fluxo de massa total paralelo à parede.

$$Bo = \frac{q}{\dot{m} h_{fg}} \quad (6.1)$$

- Parâmetro de Martinelli (X_{tt}): é definido como:

$$X_{tt}^2 = \frac{(dp/dz)_l}{(dp/dz)_g} \quad (6.2)$$

Para escoamento em tubos o cálculo fica:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (6.3)$$

- Número de Convecção (Co): é uma variação do parâmetro de Martinelli, ele despreza os efeitos da viscosidade, considerados insignificantes por alguns autores.

$$Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \quad (6.4)$$

- Número de Froude (Fr):

$$Fr = \frac{\dot{m}^2}{\rho_l^2 g D_i}$$

(6.5)

- Número de Reynolds (Re): É definido como a razão entre as forças de inércia e as forças viscosas do fluido.

$$Re = \frac{\dot{m} D_h}{\mu_1} \quad (6.6)$$

- Número de Prandtl (Pr): É a razão entre as difusividades de momento e térmica.

$$Pr = \frac{c_{p1} \mu_1}{k_1} = \frac{\nu_1}{\alpha_1} \quad (6.7)$$

6.2) Modelos de transferência de calor

As correlações para o cálculo de coeficientes de transferência de calor do lado do refrigerante existentes foram todas desenvolvidas a partir de três modelos básicos de transferência de calor: superposição, assintótico e ganho.

6.2.1) Modelo da superposição

Esse modelo foi proposto por Chen (1966). Nele a troca total de calor é considerada como sendo a soma de dois fatores: troca de calor por convecção forçada e devido à ebulição nucleada do refrigerante (nucleate boiling), ambos calculados com temperatura de parede.

$$q = q_{cf} + q_{nb} \quad (6.8)$$

Podemos rescrever essa equação em termos dos coeficientes de película:

$$h_r = h_{cf} + h_{nb} \quad (6.9)$$

A proposta de Chen foi escrever a correlação da seguinte forma:

$$h_r = F \cdot h_l + S \cdot h_p \quad (6.10)$$

Onde h_l é o coeficiente de película do líquido e h_p é o coeficiente de película para evaporação em piscina (pool boiling), em que o fluxo deve-se apenas à diferença de densidade e à flutuação das bolhas durante a evaporação. Esse modelo leva em conta, através do fator de supressão S , que o aumento do efeito da convecção forçada diminui muito a contribuição da evaporação. O fator S , quando utilizado¹, é sempre menor que a unidade. O fator F é definido como:

$$F = \frac{h_{cf}}{h_l} = \frac{h_r - h_{nb}}{h_l} \quad (6.11)$$

e é um fator de ganho que indica o quanto o coeficiente de troca de calor por convecção forçada é maior que o coeficiente de troca do líquido.

6.2.2) Modelo assintótico

O modelo assintótico calcula o fluxo total de calor como:

$$q^n = q_{cf}^n + q_{nb}^n \quad (6.12)$$

A equação acima, escrita em termos dos coeficientes de transferência de calor fica:

$$h_r^n = h_{cf}^n + h_{nb}^n \quad (6.13)$$

onde n é a ordem do modelo assintótico. Assim como no modelo anterior, os fluxos e coeficientes de transferência de calor são calculados à temperatura de parede.

A escolha de $n=1$ faz com que o modelo seja equivalente ao modelo de superposição. Para $n>1$, a curva tende assintoticamente às linhas de q_{cf} e q_{nb} . A ordem do modelo assintótico representa a dominância de cada componente. Para $n>1$, o modelo assintótico favorece o maior componente. Para $n \rightarrow \infty$, o modelo assintótico calcularia o coeficiente de transferência de calor como sendo o maior entre h_{cf} e h_{nb} .

¹Não existe acordo quanto à utilização do fator S . Muitos pesquisadores não o consideram.

6.2.3) Modelo do ganho

O modelo do ganho expressa o coeficiente total de transferência de calor do coeficiente de transferência de calor da fase líquida.

$$h_r = E \cdot h_l \quad (6.14)$$

onde E é o fator de ganho. Este modelo foi introduzido por Shah (1976). Ele apresentou o fator de ganho em função dos números de convecção (Co), de ebulição (Bo) e de Froude (Fr). O número de Froude leva em conta a parede parcialmente molhada em escoamentos horizontais. O número de ebulição não leva em conta a pressão. Como já foi mostrado que a pressão reduzida desempenha um papel importante na ebulição nucleada, o número de ebulição definido por Shah não parece ser adequado para descrever a ebulição nucleada.

As correlações para tubos retos desenvolvidas a partir desse modelo não são diretamente aplicáveis a bancos de tubos. As correlações nessa forma terão que ser desenvolvidas baseadas em dados experimentais para bancos de tubos e superfícies aletadas. Já as correlações desenvolvidas a partir dos modelos de superposição e assintótico podem ser modificadas para serem utilizadas em bancos de tubos. Isso limita a escolha para o desenvolvimento de correlações generalizadas aos modelos assintótico e de superposição.

6.3) Correlações para o lado do refrigerante

Existem diversas correlações desenvolvidas para calcular o coeficiente de transferência de calor em tubos. No entanto, existem poucas correlações que podem ser

aplicadas a bancos de tubos. Neste item serão apresentadas várias correlações desenvolvidas para tubos retos e banco de tubos a partir dos modelos acima explicados.

6.3.1) Correlações que usam o modelo da superposição

Uma das primeiras correlações para escoamento bifásico em tubos foi proposta por Chen em 1966 (Darabi et al [12]). Foi ele quem propôs o modelo de superposição:

$$h_r = F \cdot h_l + S \cdot h_p \quad (6.15)$$

onde h_l pode ser calculado pela equação de Dittus-Boelter:

$$h_l = 0.023 \frac{k_l}{D_i} Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \quad (6.16)$$

onde $Re_l = \frac{\dot{m}(1-x)D_i}{\mu_l}$ (6.17)

O coeficiente de transferência de calor devido à evaporação em piscina h_p é determinado aplicando-se a correlação de Forster e Zuber (1955):

$$h_p = 0.00122 \left(\frac{k_l^{0.79} C_{p,l}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} h_{fg}^{0.24} \rho_g^{0.24}} \right) (T_w - T_{sat})^{0.24} [P_{sat}(T_w) - P_l]^{0.75} \quad (6.18)$$

Os fatores F e S eram inicialmente determinados graficamente (figura 6.1) a partir do parâmetro de Martinelli (X_{tt}) do número de Reynolds para escoamento bifásico (Re_{tp}).

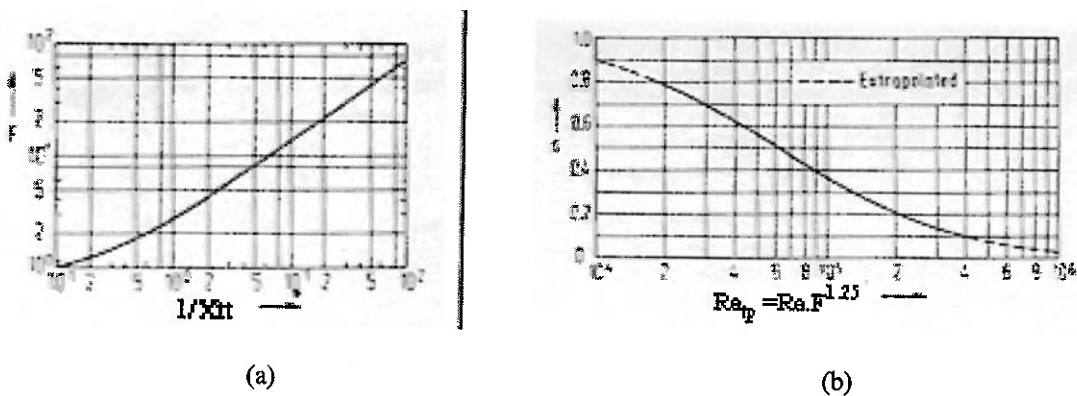


Figura 6.1: Fator de ganho F (a). Fator de supressão S (b). (Stephan)

Como a equação para determinação de h_P reproduz os dados apenas para água, álcool etílico, n-pentano e benzeno e foi desenvolvida a muito tempo, seria melhor utilizar equações mais precisas e abrangentes desenvolvidas desde então. Já os fatores F e S , já podem ser calculados através de diversas equações que representam os gráficos de maneira adequada. A seguir serão apresentadas algumas alternativas.

Collier (1981) propôs as seguintes relações para representar as curvas de Chen:

$$F = 1.0 \rightarrow \text{para } \frac{1}{X_{tt}} \leq 0. \quad (6.19)$$

$$F = 2.35 \left(\frac{1}{X_{tt}} + 0.213 \right)^{0.736} \rightarrow \text{para } \frac{1}{X_{tt}} > 0. \quad (6.20)$$

e

$$S = \frac{1}{1 + 2.56 \times 10^{-6} \text{Re}_{tp}^{1.17}} \quad (6.21)$$

$$\text{com } \text{Re}_{tp} = \text{Re}_1 F^{1.25} \quad (6.22)$$

Gungor e Winterton (1986) após comparar os resultados das correlações com dados experimentais de diversas substâncias verificaram que, em algumas condições, os valores calculados eram cerca de 20 a 90% maiores que o real. Para melhorar a precisão dos resultados, eles propuseram as seguintes mudanças:

$$S = 1 + 1.15 \times 10^{-6} F^2 \text{Re}_1^{1.17} \quad (6.23)$$

$$F = 1 + 2.4 \times 10^4 \text{Bo}^{1.16} + 1.37 X_{tt}^{-0.86} \quad (6.24)$$

Para tubos horizontais e números Froude menores que 0.05 recomenda-se que os fatores F e S sejam multiplicados, respectivamente, por:

$$e_F = \text{Fr}_1^{0.1-2\text{Fr}_1} \quad \text{e} \quad e_S = \sqrt{\text{Fr}_1} \quad (6.25) \text{ e } (6.26)$$

O coeficiente de troca de calor h_p usado por Gungor e Winterton é dado pela correlação de Cooper's (1984):

$$h_p = 55 \text{Pr}^{0.12} \left(-\log \frac{P}{P_{cr}}\right)^{-0.55} M^{-0.5} q^{2/3} \left(\frac{P}{P_{cr}}\right)^{0.12-0.2 \log R_p} \quad (6.27)$$

$R_p = \text{rugosidade da superfície} [\mu\text{m}]$

Jung et al. [13] estabeleceram as seguintes equações para a determinação dos parâmetros da equação:

$$F = 237 \left(0.29 + \frac{1}{X_u}\right)^{0.85} \quad (6.28)$$

$$S = 4048 X_u^{1.22} \text{Bo}^{1.13} \rightarrow \text{para } X_u \leq \quad (6.29)$$

$$S = 2.0 - 0.1 X_u^{-0.28} \text{Bo}^{-0.33} \rightarrow \text{para } 1 < X_u \leq 5 \quad (6.30)$$

O coeficiente h_p é obtido através da correlação de Stephan e Abdelsalam (1980).

$$h_p = 207 \frac{k_l}{bd} \left(\frac{q \cdot bd}{k_l T_s}\right)^{0.745} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.581} \text{Pr}^{0.533} \quad (6.31)$$

onde

$$bd = 0.0146 \beta \left[\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)} \right]^{0.5}$$

com um ângulo de contato $\beta = 35^\circ$

O coeficiente h_l é calculado é obtido através das equações (6.16) e (6.17). A correlação foi inicialmente baseada nos refrigerantes R-12, R-22, R-152a e R-114. Mais tarde, ela também foi validada para R-11 e R-134a. Em todos os casos o desvio médio foi de menos de 7% para uma faixa de temperatura de evaporação de -10°C a 10°C .

Bennet e Chen (1980) propuseram a seguinte expressão para o fator F :

$$F = \left[\frac{\phi_1^2 (\text{Pr}_1 + 1)}{2} \right]^{0.444} \quad (6.32)$$

onde ϕ_1^2 é o multiplicador do atrito no escoamento bifásico e está relacionado com o parâmetro de Martinelli.

Para banco de tubos, Ishihara et al. (1980) propôs a seguinte equação para o cálculo de ϕ_1^2 :

$$\phi_1^2 = 1 + \frac{8}{X_{tt}} + \frac{1}{X_{tt}^2} \quad (6.33)$$

Ainda para banco de tubos, Poley et al. (1980) desenvolveu a seguinte correlação para o fator F , utilizando dados para R-113 com título baixo (0 a 0.17):

$$F = \left(\frac{1}{1 - \varepsilon_g} \right)^{0.744} \quad (6.34)$$

onde ε_g é a razão entre volume de vapor e volume total e é dado por:

$$\varepsilon_g = \left[1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.795} \left(\frac{\dot{m} D_i}{A_T \mu_l} \right)^{-0.016} \right]^{-1} \quad (6.35)$$

O fator de supressão não foi utilizado.

6.3.2) Correlações que usam o modelo do ganho

Quem propôs esse modelo pela primeira vez foi Shah. Para calcular o coeficiente de transferência de calor em tubos verticais e horizontais, ele dividiu o escoamento em três regiões: um regime dominado pela ebulição nucleada, um regime de supressão de bolhas e um regime dominado pela convecção forçada. Ele chegou na seguinte equação:

$$E = \frac{h_r}{h_l} = f(Co, Bo, Fr_1) \quad (6.36)$$

O único fator novo introduzido foi o adimensional Co . Este fator é um substituto do parâmetro de Martinelli desconsiderando-se o efeito da viscosidade. O coeficiente h_l é

calculado através da equação de Dittus-Boelter. Já o fator E , era inicialmente determinado graficamente em função dos adimensionais envolvidos. Avaliava-se o coeficiente de transferência de calor para cada regime de escoamento e escolhia-se o maior de todos como o coeficiente de troca do processo.

Esta relação foi desenvolvida a partir de cerca de 800 dados e o desvio médio foi de 14%. Os pontos incluíam dados dos refrigerantes mais comuns, para diferentes orientações (vertical e horizontal) e materiais do tubo.

Mais tarde, Shah recomendou que as seguintes relações fossem usadas para a determinação do ganho E .

$$E_{cf} = \frac{1.8}{N^{0.8}} \quad (6.37)$$

Para $N > 1.0$

$$E_{nb} = 230Bo^{0.5} \rightarrow \text{para } Bo > 0.3 \times 10^{-4} \quad (6.38)$$

$$E_{nb} = 1 + 46Bo^{0.5} \rightarrow \text{para } Bo \leq 0.3 \times 10^{-4} \quad (6.39)$$

e $E = \text{maior entre } E_{nb} \text{ e } E_{cf}$

Para $0.1 < N < 1.0$

$$E_{bs} = A \cdot Bo^{0.5} \exp(2.74N^{-0.10}) \quad (6.40)$$

Para $N < 0.1$

$$E_{bs} = A \cdot Bo^{0.5} \exp(2.47N^{-0.15}) \quad (6.41)$$

e $E = \text{maior entre } E_{bs} \text{ e } E_{cf}$

O valor da constante A é dado por:

$$A = 14.7 \rightarrow \text{para } Bo \geq 11 \times 10^{-4} \quad (6.42)$$

ou

$$A = 15.4 \rightarrow \text{para } Bo < 11 \times 10^{-4} \quad (6.43)$$

Já o valor de N , no caso de tubos verticais e tubos horizontais com $Fr_l > 0.04$, é dado por:

$$N = Co \quad (6.44)$$

e no caso de tubos horizontais com $Fr_l < 0.04$, por:

$$N = 0.38 Fr_l^{-0.3} Co \quad (6.45)$$

Basicamente o que se faz com essa série de equações é determinar os coeficientes de transferência de calor de cada um dos três regimes a partir do coeficiente de transferência de calor do líquido. A seguir escolhe-se o maior dos três como sendo o coeficiente do processo.

Essas correlações foram verificadas com cerca de 3000 dados para 12 fluidos diferentes a uma pressão reduzida de 0.89 e apresentaram uma boa compatibilidade com os dados experimentais.

Kandlikar introduziu uma correlação geral para tubos verticais e horizontais. A correlação para tubos verticais e tubos horizontais com $Fr_l > 0.04$ é dado por:

$$h_{nb} = 0.6683 Co^{-0.2} h_l + 1058.0 Bo^{0.7} F_{fl} h_l \quad (6.45)$$

$$h_{cf} = 1.1360 Co^{-0.9} h_l + 667.2 Bo^{0.7} F_{fl} h_l \quad (6.46)$$

e $h_r =$ o maior entre h_{nb} e h_{cf}

O fator F_{fl} está listado para vários fluidos na tabela (6.1).

Tabela 6.1: Parâmetro F_{fl} para diversos fluidos.

Fluido	F_{fl}	Fluido	F_{fl}
Água	1.00	R-113	1.30
R-11	1.30	R-114	1.24
R-12	1.50	R-152a	1.10
R-13BI	1.31	Nitrogênio	4.70
R-22	2.20	Neon	3.50

No caso de tubos horizontais com $Fr_1 < 0.04$ o fator F_{fl} nas equações (6.45) e (6.46) deve ser multiplicado por:

$$e_p = (25Fr_1)^{0.3} \quad (6.47)$$

O coeficiente h_l é calculado através da equação de Dittus-Boelter.

6.3.3) Correlações que usam o modelo assintótico

Liu e Winterton usaram o modelo assintótico com $n=2$, ou seja:

$$h_r = \sqrt{(Eh_l)^2 + (Sh_p)^2} \quad (6.48)$$

A vantagem dessa correlação em relação à simples adição é que a contribuição da ebulição nucleada é mais suprimida com o aumento do título do vapor. Os fatores E e S , achados através de regressão linear, são dados por:

$$E = \left[1 + X \cdot Pr_1 \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) \right]^{0.35} \quad (6.49)$$

$$S = \frac{1}{1 + 0.055E^{0.1} Re_1^{0.16}} \quad (6.50)$$

O coeficiente h_l é calculado através da equação de Dittus-Boelter para fluxo de líquido apenas, e o coeficiente h_p , através da equação de Cooper (6.27). A correlação foi desenvolvida utilizando-se 30 fluidos diferentes, incluindo água, refrigerantes e

hidrocarbonetos. Para tubos horizontais com $Fr_l < 0.05$, utiliza-se os fatores de correção dados pelas equações (6.25) e (6.26).

Steiner e Taborek (1992) utilizaram o modelo assintótico com $n=3$, ou seja:

$$h_r = \sqrt[3]{(Eh_l)^3 + (Sh_p)^3} \quad (6.51)$$

O fator h_p pode ser calculado por qualquer método anterior e h_l pode ser calculado pela equação de Dittus-Boelter para escoamento de líquido apenas. O fator E depende do título e da razão entre as densidades do líquido e do vapor. O fator S é dado por:

$$S = F_p \left(\frac{q}{q_0} \right)^m \left(\frac{D_i}{D_0} \right)^{-0.4} \left(\frac{R_p}{R_{p0}} \right)^{0.133} f(M) \quad (6.52)$$

Onde F_p e m são funções da pressão reduzida e $f(M)$ é função do peso molecular. O subscrito '0' indica condições normalizadas.

Segundo Gupte e Webb [14], as correlações de Liu e Winterton e de Steiner e Taborek utilizam o fluxo de calor total, o que é incorreto. Isso faz com que essas correlações sejam estritamente empíricas. Eles utilizaram $n=3$ pois foi o valor que melhor se ajustou à totalidade dos dados. Admitindo $S=1$, eles chegaram à seguinte equação para F :

$$F = 20.1 \left[\frac{\phi_1^2 (Pr_1 + 1)}{2} \right]^{0.217} \quad (6.53)$$

O valor de ϕ_1^2 é obtido através da equação de Ishihara (6.33).

6.3.4) Correlações para misturas de refrigerantes

O comportamento da evaporação de mistura binárias diferenciam-se substancialmente das substâncias puras devido às significativas mudanças das propriedades físicas da composição e o retardamento da troca líquido-vapor e dos

mecanismos evaporativos. Recentemente alguns estudos sobre misturas têm sido feitos, no entanto, a maioria deles apresentam resultados na forma de tabelas e gráficos. Apenas algumas correlações estão disponíveis.

Mishra et al. (1981) estudou a mistura R-12/R-22 escoando em um tubo horizontal de aço de 2.6m de comprimento, 12.5mm de diâmetro interno e 2.5mm de espessura. Ele chegou à seguinte equação:

$$h_{\text{mix}} = C \cdot h_l \left(\frac{1}{X_{\text{tt}}} \right)^m \text{Bo}^n \quad (6.54)$$

Os valores das constantes C , m e n dependem do refrigerante e estão listadas na tabela (6.2) abaixo.

Tabela 6.2: Constantes para a equação (6.54).

Composição da Mistura (%)	C	m	n
R-12/R-22 23/77 ou 27/73	5.64	0.23	0.05
R-12/R-22 41/59 ou 48/52	21.75	0.29	0.23

Esta correlação prevê os dados experimentais com um desvio médio de 30%.

Jung et al. (1989) desenvolveu a seguinte relação para escoamento de refrigerantes puros ou misturados em tubos horizontais:

$$h_{\text{mix}} = \frac{S \cdot h_{\text{un}}}{C_{\text{un}}} + C_{\text{me}} F \cdot h_l \quad (6.55)$$

que representa uma modificação da correlação de Chen. Os fatores F e S são dados pelas equações (6.28) a (6.30). Já h_{un} é o coeficiente de evaporação em piscina para misturas desenvolvido por Unal (1986):

$$h_{\text{un}} = \frac{1}{C_{\text{un}}} \frac{h_1 h_2}{h_1 X_1 + h_2 X_2} \quad (6.56)$$

Onde h_1 e h_2 são os coeficientes de transferência de calor das substâncias puras 1 e 2, calculados através da equação de Stephan e Abdelsalam (6.28). Os fatores C_{un} e C_{me} são complicadas funções das fases de líquido e vapor. Para substâncias puras o valor deles é 1.0. As substâncias puras testadas foram o R-11, R-12, R-22, R-114, R-134a e R-152a. O estudo com misturas foi feito com R-12/R-152a e R-22/R-114 em diversas concentrações e condições de operação. O desvio médio obtido foi de 9.6%.

7) Conclusão

Não existem correlações analíticas para o cálculo dos coeficientes de película do lado do ar a do lado do refrigerante. Todas as correlações desenvolvidas são empíricas. Um resumo das principais correlações está no anexo A.

O coeficiente de troca de calor do lado do ar é determinado pelo escoamento do ar. O tipo de escoamento, por sua vez, depende fortemente das características geométricas do trocador: disposição dos tubos, número de fileiras, distância entre os tubos, tipo, espessura e densidade das aletas, etc; além, é claro da velocidade com que flui o ar. Qualquer correlação desenvolvida para a previsão dos coeficientes do lado do ar deve incluir esses parâmetros para representar adequadamente as características do escoamento.

Embora existam diversos estudos sobre a determinação de correlações para o lado do ar, até agora não se conseguiu desenvolver uma correlação suficientemente abrangente, que leve em conta as diversas geometrias existentes. Esse problema é agravado pela disposição dos tubos em linha ou em quinquêncio. No entanto, como o desempenho da disposição em linha é comprovadamente menor, os estudos concentram-se na distribuição em quinquêncio.

Uma das principais dificuldades na determinação do coeficiente de troca de calor é a definição do número de Reynolds. Existem diversos comprimentos característicos que podem ser usados no cálculo e não existe acordo sobre qual seria a melhor escolha. Os comprimentos característicos mais utilizados são o diâmetro hidráulico e o diâmetro externo do tubo. Segundo Webb[3], existe uma evidência de que o diâmetro do tubo seja a melhor escolha.

No lado do refrigerante, é complicada pela existência de diversos padrões de escoamento ao longo do tubo. O conhecimento dos processos de transferência de calor e massa ainda são limitados, o que dificulta o estabelecimento de uma correlação mais abrangente. Os atuais modelos tentam separar a contribuição de cada fenômeno, avaliando independentemente os coeficientes para, a seguir, tentar estabelecer uma relação que represente sua interação durante o escoamento bifásico.

Os modelos de superposição e assintótico supõem que o coeficiente total é uma combinação de dois coeficientes de troca de calor: um devido à convecção forçada e outro devido à ebulição em piscina. Conforme o escoamento se desenvolve, a contribuição da ebulição vai sendo suprimida, uma vez que a quantidade de líquido a ser evaporado diminui. A diferença entre eles está na velocidade com que a contribuição da ebulição nucleada é suprimida. O modelo do ganho escolhe o coeficiente do regime dominante para representar o coeficiente de transferência de calor.

O modelo mais adequado para representar o escoamento é o assintótico, uma vez que os modelos de superposição e ganho são casos particulares do modelo assintótico, quando a ordem do modelo chega a valores limites ($n=1$ e $n \rightarrow \infty$, respectivamente).

Bibliografia

1. Kays, W. M. e London, A. L., 1966. *Compact Heat Exchangers*. McGraw-Hill Book Company. Nova York.
2. Shah, R. K.; 1981. "Classification of Heat Exchangers", em *Heat Exchangers-Thermal Hydraulic Fundamentals and Design*, S. Kakaç, A. E. Bergler e F. Mayinger, NATO Advanced Study Institute.
3. Webb, R. L., 1994. *Principles of Enhanced Heat Transfer*. John Willey&Sons, Inc. Nova York.
4. Incropera, F. P. e De Witt, D. P., 1990. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 3ª edição, John Willey&Sons, Inc. Singapura.
5. McQuinston, F. C., 1978. "Correlation for Heat, Mass and Momentum Transport Coefficients for Flat Plate-Fin-Tube Transfer Surfaces with Staggered Tube," *ASHRAE Transactions*, Vol. 84, Part 1, pp. 294-309.
6. Rich, D. G., 1975. "The Effect of the Number of Tube Rows on Heat Transfer Performance of Smooth Plate-Fin-Tube Heat Exchangers," *ASHRAE Transactions*, Vol. 81, Part 1.
7. Turaga, M.; Lin, S. e Fazio, P. P., 1988. "Performance of Direct Expansion Plate Finned Tube Coils for Air Cooling and Dehumidification," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 11, pp. 78-86.
8. Webb, R. L., 1987. "Air-Side Heat Transfer Correlations for Flat and Wavy Plate Fin-and-Tube Geometries," *ASHRAE Transactions*, Vol. 96, Part 2, pp. 445-449.
9. Wieting, A. R., "Empirical Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Rectangular Offset Fin Heat Exchangers," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 97, pp. 488-490.
10. Elmahdy, A. H. e Biggs, R. C., 1979. "Finned Tube Heat Exchanger: Correlation of Dry Surface Heat Transfer Data," *ASHRAE Transactions*, Vol.88, Part 2, pp. 262-267.
11. Mirkovic', Z., 1974. "Heat Transfer and Flow Resistance Correlation for Helically Finned and Staggered Tube Banks in Crossflow," em *Heat Exchangers: Design and Theory*, N. Afgan e E. U. Schlünder, Eds. International Centre for Heat and Mass Transfer. Scripta Book Company. Washington.
12. Darabi, J.; Salehi, M.; Saeedi, M. H. e Ohadi, M. M., 1995. "Review of Available Correlations for Prediction of Flow Boiling Heat Transfer in Smooth and Augmented Tubes," *ASHRAE Transactions*, Vol. 101, part 1, pp. 965-975.

13. Jung, D. S. e Radermacher, R., 1991. "Prediction of Heat Transfer Coefficients of Various Refrigerants During Evaporation," *ASHRAE Transactions*, Vol 97, Part 2, pp. 48-52.
14. Gupte, N. S. e Webb, R. L., 1992. "Convective Vaporization of Refrigerants in Tube Banks," *ASHRAE Transactions*, Vol. 98, Part 2, pp. 411-424.
15. Stephan, K., 1992. *Heat Transfer in Condensation and Boiling*, Springer-Verlag, Nova York.

ANEXO A

Resumo das principais correlações de transferência de calor

Correlações para o lado do ar

<p>McQuinston</p>	<p>$j = 0.0014 + 0.2618 * JP * J(s)$</p> <p>$JP = Re_{De}^{-0.4} \left[\left(\frac{4}{\pi} \right) \left(\frac{X_L}{D_h} \right) \left(\frac{X_T}{D_e} \right) \left(\frac{A_m}{A_f} \right) \right]^{-0.1}$</p> <p>$J(s) = 1 \rightarrow$ superfície seca</p> <p>$J(s) = 0.84 + 4.0 \times 10^{-5} Re_{fd}^{1.25} \rightarrow$ superfície molhada</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Diâmetro do tubo: 3/8 a 5/8 pol. • Espaçamento entre tubos: 1 a 2 pol. • Número de fileiras: 4 • Densidade de aletas: 4 a 14 aletas/pol. • Espessura da aleta: 0.006 a 0.010 pol. • Velocidade de face: 200 a 800 pés/s • Parâmetro JP .J(s): 0.01 a 0.05 • Disposição dos tubos: quinquêncio
<p>Rich</p>	<p>$\frac{j_n}{j_1} = 1 - 1280. n_r Re_{XL}^{-1.2}$</p>	
<p>Turaga</p>	<p>$j_D = 0.053 \left(\frac{A}{A_P} \right)^{-0.24} Re_{Ld}^{-0.18} \rightarrow$</p> <p>sup. seca</p> <p>$j_W = 0.04 \left(\frac{A}{A_P} \right)^{0.23} \left(\frac{F_d}{F_T} \right)^{1.15} Re_{Ld}^{-0.75} \rightarrow$</p> <p>sup. molhada</p>	<p>$(A/A_P) < 50, 300 < Re_{Ld} < 1500$ para sup. seca</p> <p>$(A/A_P) < 50, 300 < Re_{Ld} < 1300$ e $10 < (F_d/F_T) < 22.$ para sup molhada</p>

Correlações para o lado do ar

<p>Webb Aletas lisas</p>	$Nu = 0.4Gz^{0.73} \left(\frac{F_d}{D_c} \right)^{-0.23} n_r^{0.23} \rightarrow \text{para } Gz \leq 25$ $Nu = 0.53Gz^{0.62} \left(\frac{F_d}{D_c} \right)^{-0.23} n_r^{0.31} \rightarrow \text{para } Gz > 25$ $Gz = \frac{RePrD_h}{L_d}$	<p> $5 \leq Gz \leq 180$ $2 \leq n_r \leq 6$ $0.112 \leq F_d/D_e \leq 0.154$ $1.15 \leq X_T/X_L \leq 1.67$ $D_e = 12.7 \text{ mm}$ $F_T = 0.127 \text{ mm}$ </p>
<p>Webb Aletas Onduladas</p>	<p> $Nu = 0.5Gz^{0.86} \left(\frac{X_T}{D_e} \right)^{0.11} \left(\frac{F_d}{D_e} \right)^{-0.09} \left(\frac{S_d}{X_L} \right)^{0.12} \left(\frac{S_p}{X_L} \right)^{-0.34}$ para $Gz \leq 25$ </p> <p> $Nu = 0.83Gz^{0.76} \left(\frac{X_T}{D_e} \right)^{0.13} \left(\frac{F_d}{D_e} \right)^{-0.16} \left(\frac{S_d}{X_L} \right)^{0.25} \left(\frac{S_p}{X_L} \right)^{-0.43}$ para $Gz > 25$ </p>	<p> $5 \leq Gz \leq 180$ $n_r = 3$ $0.154 \leq F_d/D_e \leq 0.32$ $0.076 \leq S_d \leq 0.25$ $X_T/X_L = 1.15$ $D_e = 9.53 \text{ ou } 12.7 \text{ mm}$ $F_T = 0.127 \text{ mm}$ </p>

Correlações para o lado do refrigerante

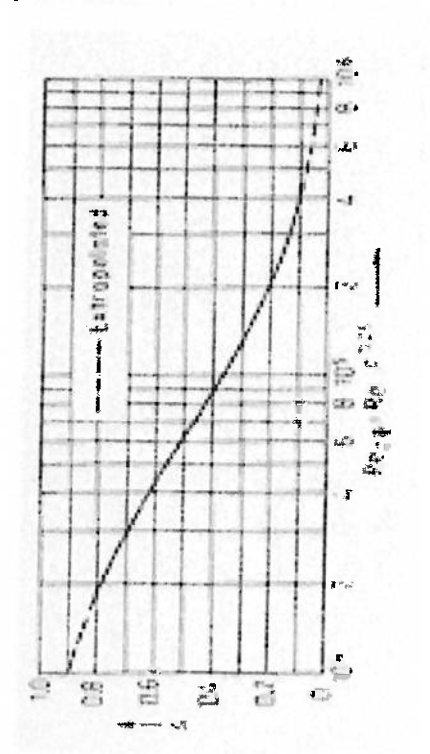
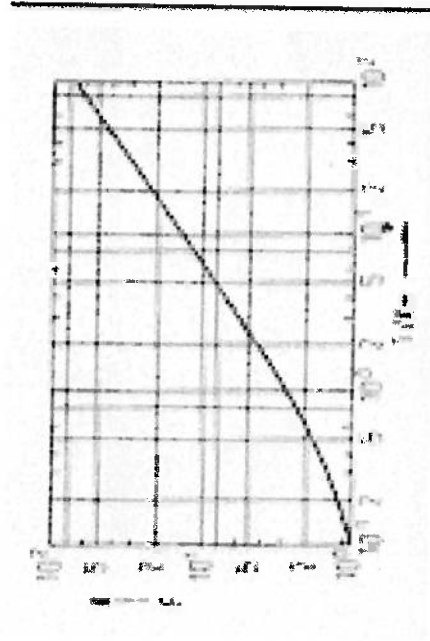
a) Modelo da superposição

■ Chen

$$hr = F \cdot hl + S \cdot hp$$

$$h_l = 0.023 \frac{k_l}{D_i} Re_1^{0.8} Pr_1^{0.4} \quad Re_1 = \frac{\dot{m}(1-x)D_i}{\mu_l}$$

$$h_p = 0.00122 \left(\frac{k_l}{\sigma} \frac{C_{p1}^{0.45} \rho_1^{0.49}}{\mu_l h_{fg} \rho_g} \right)^{0.79} (T_w - T_{sat})^{0.24} [P_{sat}(T_w) - P_1]^{0.75}$$



Correlações do lado do refrigerante

a) Modelo da superposição

■ Colier

$$F = 1.0 \rightarrow \text{para } \frac{1}{X_{tt}} \leq 0.1$$

$$S = \frac{1}{1 + 2.56 \times 10^{-6} \text{Re}_{fp}^{1.17}}$$

$$F = 2.35 \left(\frac{1}{X_{tt}} + 0.213 \right)^{0.736} \rightarrow \text{para } \frac{1}{X_{tt}} > 0.1$$

■ Gungor e Winterton

$$F = 1 + 2.4 \times 10^4 \text{Bo}^{1.16} + 1.37 X_{tt}^{-0.86}$$

$$e_F = \text{Fr}_l^{0.1-2\text{Fr}_l} \quad h_p = 55 \text{Pr}^{0.12} \left(-\log \frac{P}{P_{cr}} \right)^{-0.55} M^{0.2/3} q \left(\frac{P}{P_{cr}} \right)^{0.12-0.02 \log \text{Re}_p}$$

$$S = 1 + 1.15 \times 10^{-6} F^2 \text{Re}_l^{1.17}$$

$$e_S = \sqrt{\text{Fr}_l}$$

Correlações para o lado do refrigerante

b) Modelo do ganho

■ Shah

$$E_{cf} = \frac{1.8}{N^{0.8}}$$

Para $N > 1.0$

$$E_{nb} = 230Bo^{0.5} \rightarrow \text{para } Bo > 0.3 \times 10^{-4}$$

$$E_{nb} = 1 + 46Bo^{0.5} \rightarrow \text{para } Bo \leq 0.3 \times 10^{-4}$$

e E = maior entre E_{nb} e E_{cf}

Para $0.1 < N < 1.0$

$$E_{bs} = A \cdot Bo^{0.5} \exp(2.74N^{-0.10})$$

Para $N < 0.1$

$$E_{bs} = A \cdot Bo^{0.5} \exp(2.47N^{-0.15})$$

e E = maior entre E_{bs} e E_{cf}

O valor da constante A é dado por:

$$A = 14.7 \rightarrow \text{para } Bo \geq 11 \times 10^{-4}$$

ou

$$A = 15.4 \rightarrow \text{para } Bo < 11 \times 10^{-4}$$

No caso de tubos verticais e tubos horizontais com $Fr_1 > 0.04$:

$$N = Co$$

No caso de tubos horizontais com $Fr_1 < 0.04$:

$$N = 0.38Fr_1^{-0.3} Co$$

Correlações para o lado do refrigerante

c) Modelo assintótico

- Liu e Winterton

$$h_r = \sqrt{(Eh_1)^2 + (Sh_p)^2} \quad E = \left[1 + X \cdot Pr_1 \left(\frac{\rho_1}{\rho_g} - 1 \right) \right]^{0.35} \quad S = \frac{1}{1 + 0.055E^{0.1} Re_1^{0.16}}$$

- Gupte e Webb

$$h_r = \sqrt[3]{(Eh_1)^3 + (Sh_p)^3} \quad F = 20.1 \left[\frac{\phi_1^2 (Pr_1 + 1)}{2} \right]^{0.217} \quad S=1$$

$$\phi_1^2 = 1 + \frac{8}{X_{tt}} + \frac{1}{X_{tt}^2}$$

Correlações para o lado do refrigerante

d) Correlações para misturas

- Mishra et al.

$$h_{\text{mix}} = C \cdot h_1 \left(\frac{1}{X_{\text{tt}}} \right)^m \text{Bo}^n$$

Composição da Mistura (%)	C	m	n
R-12/R-22 23/77 ou 27/73	5.64	0.23	0.05
R-12/R-22 41/59 ou 48/52	21.75	0.29	0.23

- Jung et al.

$$h_{\text{mix}} = \frac{S \cdot h_{\text{un}}}{C_{\text{un}}} + C_{\text{me}} F \cdot h_1$$
$$h_{\text{un}} = \frac{1}{C_{\text{un}}} \frac{h_1 h_2}{h_1 X_1 + h_2 X_2}$$