# 3
# Coeficientes Locais de Transferência de Calor e Queda de Pressão dos Fluidos

## 3.1
## Introdução

Neste capítulo são apresentadas as correlações para o cálculo de coeficiente de transferência de calor e queda de pressão do lado do refrigerante e do ar, utilizados nos cálculos do volume de controle elementar. Quando a mudança de fase (evaporação) ocorre em um escoamento ao longo de um canal, vários padrões de escoamento bifásico podem ser encontrados. Estes padrões dependem, basicamente, da orientação do canal, da vazão, do fluxo de calor, dentre outros fatores, sendo que cada padrão é também associado a um mecanismo de transferência de calor (ebulição nucleada ou convectiva). Neste trabalho de simulação aplicam-se correlações de transferência de calor e queda de pressão no evaporador tipo placa para o refrigerante nas regiões bifásica e de superaquecimento, e para o ar, nas condições de superfície úmida e molhada.

## 3.2
## Coeficiente Convectivo de Transferência de Calor do lado do Refrigerante

O cálculo do coeficiente de transferência de calor está determinado pela região na qual o refrigerante se encontra circulando, já que há diferença entre os mecanismos de troca de calor na região bifásica (ebulição) e na região de superaquecimento (fase única).

### 3.2.1
### Região Bifásica

A literatura para ebulição de refrigerante em trocadores de calor tipo placas não é tão extensa como para estes mesmos trocadores de calor sem mudança de fase. Nesta seção será apresentado um resumo dos trabalhos de pesquisa baseados em trocadores de calor de placas.

Ayub (2003) apresenta uma extensa revisão bibliográfica sobre a pesquisa direcionada aos trocadores de calor do tipo placa. O autor propõe uma correlação de transferência de calor para evaporação de amônia e refrigerante R-22 em evaporadores de expansão direta. A correlação não é adimensional.

Ouazia (2001) apresenta uma investigação experimental do coeficiente de transferência de calor do refrigerante R134a (ebulição) para um típico trocador de calor de placas. O teste foi feito para três tipos de placas, conhecidas como Chevron, com ângulos de inclinação de $0^0$, $30^0$ e $60^0$. O autor propõe uma correlação de transferência de calor baseada na taxa de transferência de calor para fluxo monofásico e bifásico.

Yan e Lin (1999) estudaram o coeficiente de transferência de calor para o refrigerante R-134a em trocadores de calor de placas. Utilizaram, no estudo, placas de geometria comercial com ângulo de inclinação de $60^0$ em fluxo ascendente do refrigerante R-134a e trocando calor com água em contracorrente. Estudaram os efeitos do título de vapor, da vazão mássica, do fluxo de calor e do coeficiente de transferência de calor do refrigerante. Para tal, utilizaram a técnica do gráfico de Wilson “Wilson plot technique”, encontrando, correlação de transferência de calor para o fluxo monofásico de água. A correlação apresenta um desvio padrão de 8,3%. Também utilizaram valores equivalentes para o fluxo mássico, número de Reynolds e número de boling, propostos por Akers et al. (1959).

Ayub (2003), Ouazia (2001) e Yan e Lin (1999) apontam para o fato de que pode ser utilizada a correlação que considera a contribuição de dois componentes na transferência de calor: um componente convectivo, e outro, de ebulição nucleada. Para o coeficiente de transferência de calor convectivo utiliza-se a correlação de Dittus e Boelter (1930). Já no caso da região bifásica é utilizada a equação de Cooper (1984b).

Hsieh e Lin (2003) estudaram o coeficiente de transferência de calor para evaporação do refrigerante R-410a em trocadores de calor de placas verticais.

Encontraram o coeficiente de transferência de calor da água baseados na técnica do gráfico de Wilson modificado e lograram obter uma nova correlação de transferência de calor para evaporação.

Han et al. (2003) realizaram experimentos para obter o coeficiente de transferência de calor no processo de evaporação dos refrigerantes R-410a e R-22 em PHEs (Plate heat exchangers), com placas corrugadas com distintos ângulos de inclinação. Propuseram uma correlação para o número de Nusselt em função dos parâmetros geométricos, do número de boiling e dos números de Reynolds e Prandtl.

Ainda, na literatura, registro de outros autores, como Jonsson (1985), Clausen (1991), Brotherton (1994), Talik et al. (1995) e Coberan (2002) que também desenvolveram estudos sobre troca de calor em PHEs.

Descreve-se a seguir o trabalho de seleção e teste das correlações aqui utilizadas para o cálculo dos coeficientes convectivos de transferência de calor. Foram elas as seguintes:

- A primeira correlação apresentada utiliza os componentes convectivos e de ebulição nucleada, onde a equação do Cooper (1984b) representa região bifásica e a correlação de Dittus e Boelter (1930) representa a região líquida.

- A segunda correlação é a de Han et al. (2003), a qual calcula o número de Nusselt em função ao ângulo de inclinação da placa, e leva em conta aspectos geométricos do trocador.

Na apresentação das correlações são usados os seguintes números adimensionais:

i) Número de Reynolds, definido para líquido e para vapor:

$$\mathrm{Re}_l = \frac{G_{ref}(1 - x_{ref,in})D_{h,ref}}{\mu_l} \tag{3.1}$$

$$\mathrm{Re}_v = \frac{G_{ref}\ x_{ref,in}\ D_{h,ref}}{\mu_v} \tag{3.2}$$

ii) Número de Prandtl, definido para líquido e para vapor:

$$\mathrm{Pr}_l = \frac{c_{p,ref,in}\ \mu_l}{k_l} \tag{3.3}$$

$$\mathrm{Pr}_v = \frac{c_{p,ref,in}\ \mu_v}{k_v} \tag{3.4}$$

iii) Número de Boiling:

$$Bo = \frac{q^{"}}{G_{ref}\ h_{re,lv}} \tag{3.5}$$

As correlações também fazem uso de um grupo de números equivalentes, propostos por Akers et al.(1959), apresentados nas equações (3.6) a (3.9) :

Fluxo mássico equivalente:

$$G_{eq} = G_{ref}\ C_x \tag{3.6}$$

Número de Reynolds equivalente:

$$\mathrm{Re}_{eq} = \mathrm{Re}_l\ C_x \tag{3.7}$$

Número de Boiling equivalente:

$$Bo_{eq} = \frac{Bo}{C_x} \tag{3.8}$$

Onde $C_x$ é definido pelo título médio de vapor:

$$C_x = (1 - x_m) + x_m \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right) \tag{3.9}$$

### 3.2.1.1
### Correlação de Cooper (1984b)

O coeficiente de transferência de calor na região bifásica é função dos dois componentes, convectivo e de ebulição nucleada, sendo calculado mediante a equação:

$$\alpha_{refTP} = E\ \alpha_l + S\ \alpha_{pool} \qquad \begin{array}{l} 2000 < \mathrm{Re}_l < 12000 \\ 0,0002 < Bo < 0,002 \end{array} \tag{3.10}$$

onde $\alpha_l$ é calculado pela correlação de Dittus e Boelter (1930):

$$\alpha_l = 0.023\,\mathrm{Re}_l^{0,8}\,\mathrm{Pr}^{0,4}\left(\frac{k_l}{D_{h,ref}}\right) \tag{3.11}$$

O componente bifásico, $\alpha_{pool}$, é calculado pela equação de Cooper (1984b):

$$\alpha_{pool} = 55\,\mathrm{Pr}^{0,12}\left(-\log_{10}\mathrm{Pr}\right)^{-0,55} M^{-0,5} q^{"0,67} \tag{3.12}$$

Os termos E e S são fatores de aumento e a supressão, respectivamente, sendo calculados por meio das equações (3.13) e (3.14), abaixo:

$$E = 1 + 24000 Bo^{1,16} + 1.37\left(\frac{1}{\chi_{tt}}\right)^{0,86} \tag{3.13}$$

$$S = \left(1 + 1.15\times10^{-6} E^2\,\mathrm{Re}_l^{1,17}\right)^{-1} \tag{3.14}$$

Onde $\chi_{tt}$ e o parâmetro de Martinelli.

$$\chi_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9}\left(\frac{\rho_{ref,v}}{\rho_{ref,l}}\right)^{0,5}\left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,1} \tag{3.15}$$

### 3.2.1.2
### Correlação de Han et al. (2003)

A correlação de Han et al. (2003) faz uso dos números equivalentes propostos por Akers et al. (1959), para o cálculo do número de Nusselt na região bifásica :

$$Nu_{TP} = \frac{\alpha_{TP} \times D_{h,ref}}{k_{ref,l}} \qquad (3.16)$$

$$Nu_{TP} = Ge_1 \operatorname{Re}_{eq}{}^{Ge_2} Bo_{eq}{}^{0,3} \Pr^{0,4} \qquad (3.17)$$

$$Ge_1 = 2,81\left(\frac{pco}{D_{h,ref}}\right)^{-0,041}\left(\frac{\pi}{2}-\beta\right)^{-2,83} \qquad (3.18)$$

$$Ge_2 = 0,746\left(\frac{p_{co}}{D_{h,ref}}\right)^{-0,082}\left(\frac{\pi}{2}-\beta\right)^{-0,61} \qquad (3.19)$$

## 3.2.2 Região de Superaquecimento

Nesta região o refrigerante se encontra no estado de vapor superaquecido (escoamento monofásico), escoamento que tem sido amplamente estudado. Dittus e Boelter (1930) apresentaram um modelo para escoamento monofásico que é utilizado até hoje. Todas as propriedades do refrigerante são calculadas para o estado de vapor.

Dittus e Boelter (1930):

$$\alpha_v = 0,023 \operatorname{Re}_v{}^{0,8} \Pr^{0,4}\left(\frac{k_v}{D_{h,ref}}\right) \qquad (3.20)$$

Gnielinski (1979) também apresentou uma correlação para escoamento monofásico:

$$Nu = \frac{\frac{f}{2}\left(\operatorname{Re}_{ff}-1000\right)\Pr}{1+12,7\left(\Pr^{2/3}-1\right)\sqrt{\frac{f}{2}}}\left(1+\left(\frac{D_{h,ref,ff}}{L_C}\right)^{2/3}\right) \qquad (3.21)$$

$$\operatorname{Re}_{ff} = 1,5 \operatorname{Re}_v \qquad (3.22)$$

$$D_{h,ref,ff} = 1,5\ D_{h,ref} \qquad \operatorname{Re} > 3000 \qquad (3.23)$$

onde $D_{h,ref,ff}$ e $\operatorname{Re}_{ff}$ são parâmetros equivalentes do diâmetro hidráulico e número de Reynolds respectivamente. As equações do fator de atrito serão apresentadas no estudo da queda de pressão.

## 3.3 Queda de Pressão do Refrigerante

O estudo da queda de pressão para o refrigerante na região bifásica é muito importante. Deve-se esta importância ao fato de a temperatura de saturação do refrigerante estar ligada diretamente à pressão.

A queda de pressão total em fluxos bifásicos é relacionada a três componentes, a saber: componente do atrito, momentum e gravitacional. Em muitas análises o componente gravitacional é omitido, mas, como no trocador estudado o fluido refrigerante escoa na direção vertical, este é influenciado pela gravidade. Por este motivo, esta parcela é considerada na análise, como se mostra na equação (3.23).

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{total} = \left(\frac{dP}{dz}\right)_{static} + \left(\frac{dP}{dz}\right)_{mom} + \left(\frac{dP}{dz}\right)_{fric} \tag{3.24}$$

onde a componente gravitacional $\left(\frac{dP}{dz}\right)_{static}$ é expressa como:

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{static} = \rho_{TP} g L_c sen(\theta) \tag{3.25}$$

sendo $\rho_{TP}$ a densidade bifásica média e $\theta$ o ângulo de inclinação do canal do fluido refrigerante:

$$\rho_{TP} = \frac{x_{refm}}{\rho_{v_m}} + \frac{(1 - x_{refm})}{\rho_{l_m}} \tag{3.26}$$

### 3.3.1 Correlação de Han et al. (2003)

Para estabelecer a componente do momentum e atrito, utilizou-se a correlação de Han et al. (2003), a qual é apresentada a seguir, equações (3.26) a (3.32).

A componente do momentum é dada por:

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{mom} = \left(\frac{Geq_{out}{}^{2} x_{ref,out}}{\rho_{lv,out}}\right) - \left(\frac{Geq_{in}{}^{2} x_{ref,in}}{\rho_{lv,in}}\right) \tag{3.27}$$

$$Geq_{in} = G_{ref}\left(1 - x_{ref,in} + x_{ref,in}\left(\frac{\rho_{l,in}}{\rho_{v,in}}\right)^{\frac{1}{2}}\right) \tag{3.28}$$

$$Geq_{out} = G_{ref}\left(1 - x_{ref,out} + x_{ref,out}\left(\frac{\rho_{l,out}}{\rho_{v,out}}\right)^{\frac{1}{2}}\right) \tag{3.29}$$

A componente de queda de pressão devido ao atrito é representada pela seguinte equação:

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{fric} = \frac{f_{TP} L_c Ge_{eq}{}^{2}}{2 D_{h,ref}\,\rho_{lm}} \tag{3.30}$$

onde :

$$Ge_3 = 64710\left(\frac{p_{co}}{D_{h,ref}}\right)^{-0,527}\left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)^{-3,03} \tag{3.31}$$

$$Ge_4 = -1,314\left(\frac{p_{co}}{D_{h,ref}}\right)^{-0,62}\left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)^{-0,47} \tag{3.32}$$

Os coeficientes $Ge_3$ e $Ge_4$ se encontram definidos, conforme visto nas equações (3.31) e (3.32), em função do ângulo de inclinação do canal do fluido refrigerante. O fator de atrito e dado pela equação:

$$f_{TP} = Ge_3\ \mathrm{Re}_{eq}^{Ge_4} \tag{3.33}$$

### 3.3.2
### Correlação de Yan e Lin (1999)

Na componente do momentum, utilizou-se o conceito de fração de vapor (Void fraction) para escoamento em tubos verticais apresentado por Rouhami e Axelsson (1970).

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{mom} = G_{ref}^{\;2}\left(\left[\frac{\left(1-x_{ref}\right)}{\rho_l\left(1-\varepsilon\right)}+\frac{x_{ref}^{\;2}}{\rho_v\varepsilon}\right]_{out}-\left[\frac{\left(1-x_{ref}\right)}{\rho_l\left(1-\varepsilon\right)}+\frac{x_{ref}^{\;2}}{\rho_v\varepsilon}\right]_{in}\right) \tag{3.34}$$

onde:

$$\varepsilon=\frac{x_{ref}}{\rho_v}\left[\left[1+0,2\left(1-x_{ref}\right)\left(\frac{gD_{h,ref}\rho_l^{\;2}}{G_{ref}^{\;2}}\right)^{\frac{1}{4}}\right]\left(\frac{x_{ref}}{\rho_v}+\frac{1-x_{ref}}{\rho_l}\right)+\frac{1,18\left(1-x_{ref}\right)\left[g\sigma\left(\rho_l-\rho_v\right)\right]^{0,25}}{G_{ref}\rho_l^{0,5}}\right]^{-1} \tag{3.35}$$

Os autores utilizam o fator de Fanning para obter a queda de pressão pelo atrito $\left(\frac{dP}{dz}\right)_{fric}$:

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_{fric}=\frac{2f_{anning\,TP}L_cG_{ref}^{\;2}}{D_{h,ref}\,\rho_{lm}} \tag{3.36}$$

$$f_{anning,TP}=6,947\times10^5\,\frac{\mathrm{Re}_{eq}^{\;-1,109}}{\mathrm{Re}_{ref,l}} \qquad \mathrm{Re}_{eq}<6000 \tag{3.37}$$

$$f_{anning,TP}=31,21\,\mathrm{Re}_{eq}^{\;0,04557} \qquad \mathrm{Re}_{eq}\geq 6000 \tag{3.38}$$

## 3.4
## Coeficiente de Transferência de Calor do lado do Ar

Kim e Bullard (2001) desenvolverem uma correlação para o cálculo dos fatores de Colburn, $j$, e de atrito de Fanning, $f$, aplicados a sistemas de condicionamento de ar automotivos. Estas correlações foram adaptadas para levar em consideração as condições de superfície seca e molhada, no cálculo do coeficiente de transferência de calor lado do ar.

Os referidos fatores são obtidos em função da geometria das aletas (multilouver). Um estudo prévio foi desenvolvido por Chang e Wang. (1997), onde propõem uma correlação geral para o estudo dos fatores de Colburn e de atrito em função da geometria. Uma seqüência de testes com 91 pontos para aletas multilouver com diferentes geometrias, incluindo o ângulo de inclinação das persianas, permite a obtenção de resultados com um desvio padrão de 7,55%. A tabela 3.1 apresenta alguns dos pontos estudados, com a descrição geométrica correspondente.

Tabela 3.1 – Dados geométricos para aletas Multilouver, (Chang and Wang, 1997).

| Variant | Sample source | Core type | Louver pitch (mm) | Louver length (mm) | Louver angle (deg) | Fin pitch (mm) | Tube depth (mm) | Fin depth (mm) | Fin length (mm) | Fin thickness (mm) | Tube pitch (mm) | Rows of tubes | $D_h$ (mm) | Data point |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 68 | A&C(6) | B | 1.4 | 8.5 | 25.5 | 2.15 | 16 | 20.8 | 9 | 0.05 | 11 | 1 | 3.47 | 9 |
| 69 | A&C(7) | B | 1.4 | 8.5 | 25.5 | 1.7 | 16 | 20.8 | 9 | 0.05 | 11 | 1 | 2.76 | 6 |
| 70 | A&C(8) | B | 0.81 | 8.5 | 29 | 2.11 | 32 | 41.6 | 9 | 0.05 | 11 | 2 | 3.38 | 6 |
| 71 | A&C(9) | B | 0.81 | 8.5 | 29 | 1.72 | 32 | 41.6 | 9 | 0.05 | 11 | 2 | 2.81 | 8 |
| 72 | A&C(10) | B | 0.81 | 8.5 | 29 | 3.33 | 32 | 41.6 | 9 | 0.05 | 11 | 2 | 5.02 | 6 |
| 73 | A&C(11) | B | 1.1 | 8.5 | 30 | 2.18 | 32 | 41.6 | 9 | 0.05 | 11 | 2 | 3.49 | 8 |
| 74 | A&C(12) | B | 0.81 | 8.5 | 20 | 2.16 | 32 | 41.6 | 9 | 0.05 | 11 | 2 | 3.45 | 7 |
| 75 | A&C(13) | B | 1.1 | 5.5 | 28 | 2.16 | 32 | 41.6 | 6 | 0.05 | 8 | 2 | 3.14 | 8 |
| 76 | A&C(14) | B | 1.1 | 11.5 | 22 | 2.17 | 32 | 41.6 | 12 | 0.05 | 14 | 2 | 3.66 | 6 |
| 77 | A&C(15) | B | 1.1 | 5.5 | 22 | 2.17 | 32 | 41.6 | 6 | 0.05 | 8 | 2 | 3.16 | 9 |
| 78 | W&J(1) | C | 1.397 | 16.255 | 30 | 2.117 | 25.4 | 25.4 | 18.923 | 0.1575 | 22.99 | 1 | 3.505 | 6 |
| 79 | W&J(2) | C | 1.397 | 16.255 | 30 | 1.693 | 25.4 | 25.4 | 18.923 | 0.1575 | 22.99 | 1 | 2.82 | 4 |
| 80 | W&J(3) | C | 1.397 | 16.255 | 30 | 1.411 | 25.4 | 25.4 | 18.923 | 0.1575 | 22.99 | 1 | 2.337 | 4 |
| 81 | W&J(4) | E | 1.65 | 7.0987 | 30 | 2.117 | 25.4 | 25.4 | 8.64 | 0.1575 | 22.99 | 1 | 3.073 | 6 |
| 82 | W&J(5) | E | 1.65 | 7.0987 | 30 | 1.693 | 25.4 | 25.4 | 8.64 | 0.1575 | 22.99 | 1 | 2.515 | 5 |
| 83 | W&J(6) | E | 1.65 | 7.0987 | 30 | 1.411 | 25.4 | 25.4 | 8.64 | 0.1575 | 22.99 | 1 | 2.134 | 6 |
| 84 | Rugh *et al.* | D | 0.85 | 2.13 | 25 | 0.51 | 15.6 | 15.6 | 2.84 | 0.0254 | 7.51 | 1 | 0.824 | 9 |
| 85 | S&S(1) | C | 1.4 | 10.2 | 22 | 1.5 | 57.4 | 57.4 | 12.5 | 0.06 | 14* | 1 | 2.609 | 12 |
| 86 | S&S(2) | C | 1.4 | 10.3 | 18.5 | 2.0 | 57.4 | 57.4 | 12.4 | 0.06 | 13.9* | 1 | 3.400 | 12 |
| 87 | S&S(3) | C | 1.3 | 10.0 | 24.5 | 2.0 | 37 | 37 | 12.4 | 0.06 | 13.9* | 1 | 3.426 | 12 |
| 88 | S&S(4) | C | 1.2 | 6.8 | 24 | 1.8 | 37 | 37 | 8.6 | 0.04 | 10.1* | 1 | 2.972 | 14 |
| 89 | S&S(5) | C | 1.1 | 6.8 | 25.5 | 1.8 | 50 | 50 | 9.6 | 0.06 | 11.1* | 1 | 2.984 | 11 |
| 90 | S&S(6) | C | 0.5 | 5.0 | 28.5 | 1.9 | 47.8 | 47.8 | 8 | 0.04 | 9.5* | 1 | 3.058 | 9 |
| 91 | Tanaka *et al.*(1) | C | 1.884 | 18.5 | 35 | 1.5 | 50 | 50 | 20 | 0.16 | $25^{+}$ | 1 | 3.928 | 6 |

No presente estudo e simulação utilizam-se as correlações de Kim e Bullard (2001), válidas para sistemas de ar acondicionado automotivo, considerando-se a descrição geométrica apresentada por Chang (1997). As equações (3.39) e (3.40), são empregadas no cálculo dos fatores de Colburn, $j$, e de atrito de Fanning, $f$, para condição seca, com um erro de $\pm 14.5\%$, para valores de número de Reynolds entre $100 \leq \mathrm{Re}_{lp} \leq 600$:

$$j = \mathrm{Re}_{lp}^{-0{,}487} \left(\frac{\phi}{90}\right)^{0{,}257} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0{,}13} \left(\frac{F_l}{L_p}\right)^{-0{,}29} \left(\frac{T_d}{L_p}\right)^{-0{,}235} \left(\frac{L_l}{L_p}\right)^{0{,}68} \left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0{,}279} \left(\frac{\delta_f}{L_p}\right)^{-0{,}05} \qquad (3.39)$$

$$f = \mathrm{Re}_{lp}^{-0,781}\left(\frac{\phi}{90}\right)^{0,444}\left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-1,682}\left(\frac{F_l}{L_p}\right)^{-1,22}\left(\frac{T_d}{L_p}\right)^{-0,818}\left(\frac{L_l}{L_p}\right)^{1,97} \quad (3.40)$$

Para o cálculo dos fatores de Colburn, $j$, e de atrito de Fanning, $f$, para condição molhada com um erro de $\pm 16.9\%$ e valores de número de Reynolds situadas em $80 \leq \mathrm{Re}_{lp} \leq 300$, utilizaram-se as equações (3.41) e (3.42).

$$j = \mathrm{Re}_{lp}^{-0,512}\left(\frac{\phi}{90}\right)^{0,25}\left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0,171}\left(\frac{F_l}{L_p}\right)^{-0,29}\left(\frac{T_d}{L_p}\right)^{-0,248}\left(\frac{L_l}{L_p}\right)^{0,68}\left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0,275}\left(\frac{\delta_f}{L_p}\right)^{-0,05} \quad (3.41)$$

$$f = \mathrm{Re}_{lp}^{-0,798}\left(\frac{\phi}{90}\right)^{0,395}\left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-2,635}\left(\frac{F_l}{L_p}\right)^{-1,22}\left(\frac{T_d}{L_p}\right)^{-0,823}\left(\frac{L_l}{L_p}\right)^{1,97} \quad (3.42)$$

onde $\mathrm{Re}_{lp}$ é o número de Reynolds, definido em função do passo de louver $L_p$:

$$Re_{lp} = \frac{V_c L_p}{v_o} \quad (3.43)$$

Têm-se, então, os coeficientes de transferência de calor do lado do ar, para as condições de superfície seca e molhada, equações (3.44) e (3.45), respectivamente:

Superfície seca:

$$\alpha_{air} = \frac{j\ \rho_m\ \dot{V}_{air}\ c_{p,air}}{\mathrm{Pr}_{air}^{2/3}} \quad (3.44)$$

Superfície molhada:

$$\alpha_{air,wet} = \frac{1}{\left(c_{p,air}\ \alpha_{air}\right) + \left(\frac{y_w}{k_w}\right)} \quad (3.45)$$

onde o termo $\left(\frac{y_w}{k_w}\right)$ é a espessura de filme de condensado, que é desprezada no presente trabalho por ser muito pequena.

## 3.5
## Queda de Pressão no lado do Ar

A correlação da queda de pressão do lado do ar é definida em função do fator de atrito. Este fator é calculado mediante a correlação de Kim e Bullard (2001).

$$f = \frac{G_{air}}{A\rho_{in}}\left[\frac{2\ \rho_{in}\ \Delta P}{G_{air}^{\ 2}} - (K_c + 1 - \sigma^2) - 2\left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1\right) + \left(1 - \sigma^2 - K_e\right)\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}}\right] \tag{3.46}$$