

2 **Análise do Volume de Controle**

2.1 **Introdução**

Neste capítulo apresentar-se-ão as definições do volume de controle elementar, as equações do balanço de massa e energia a ele associadas, a geometria e as áreas de troca de calor, do lado de refrigerante e do lado do ar. Mostrar-se-á, também, a circuitagem do trocador de calor, isto é, o caminho que segue o refrigerante no evaporador, o qual é de muita importância na solução do elemento.

2.2 **Considerações Gerais**

O processo de troca de calor entre o refrigerante e o ar ocorre de diferentes formas, conforme já mencionado anteriormente. O refrigerante ingressa no evaporador em um estado de mistura líquido - vapor dando início, neste ponto, ao processo de evaporação devido à troca de calor. Dependendo das condições de operação à entrada dos fluidos (refrigerante e ar), tais como pressão, entalpia e vazão mássica, e da geometria do evaporador, o refrigerante sai do evaporador no estado de vapor saturado ou como vapor superaquecido.

Outro fenômeno importante a ser estudado no evaporador automotivo é o processo de desumidificação do ar. O ar úmido é uma mistura de dois componentes: ar seco e vapor de água. Quando o ar úmido é resfriado abaixo do seu ponto de orvalho ocorre o processo de condensação do vapor de água presente no ar. A figura 2.1 mostra esquematicamente o processo de desumidificação em um diagrama psicrométrico.

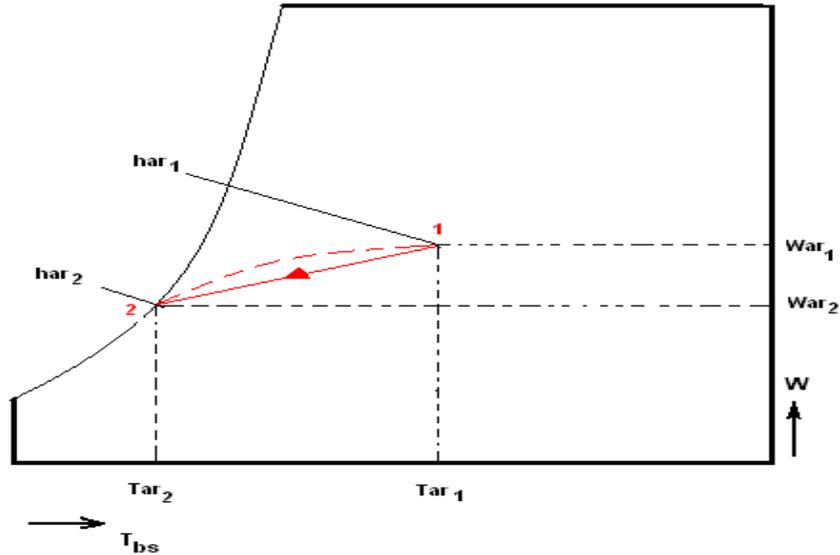


Figura 2.1 – Processo de resfriamento e desumidificação do ar (McQuiston e Parker, 1988; ASHRAE, 2005).

2.3 Tipos de Escoamentos

No modelo apresentado levou-se em conta a circuitagem, que é o caminho percorrido pelo refrigerante em sua passagem pelo evaporador. O trocador em estudo possui uma configuração um pouco complexa, já que existem duas possibilidades de ingresso do refrigerante no evaporador, em relação ao fluxo do ar. O evaporador é composto por um número determinado de tanques, os quais, por sua vez, são formados por um conjunto de placas, como pode se observar na figura 2.2

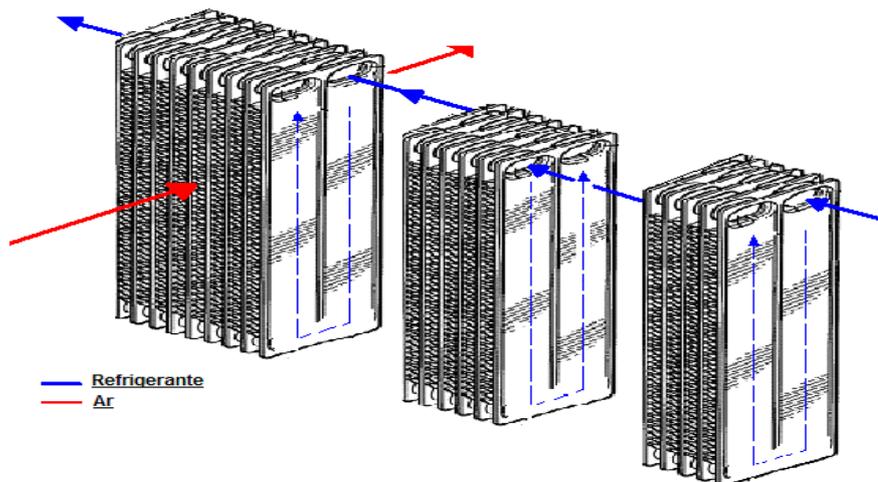


Figura 2.2 – Exemplo de configuração do evaporador tipo 5-6-9 (3 tanques com 5, 6 e 9 placas, respectivamente) e distribuição da entrada do refrigerante nos tanques.

Cada placa possui dois passos de subida e descida e existem duas possibilidades de ingresso do refrigerante no primeiro tanque do evaporador:

- Pelo lado anterior (mais próximo da entrada do ar): caso A, passo 1 - escoamento global de correntes paralelas.
- Pelo lado posterior: caso B, passo 2 – escoamento global contracorrente.

A figura 2.3 mostra as condições de escoamento do refrigerante, onde o refrigerante desce pelo passo 1 e volta a subir pelo passo 2 (caso A), e o caso B, onde o refrigerante desce pelo passo 2 e sobe pelo passo 1.

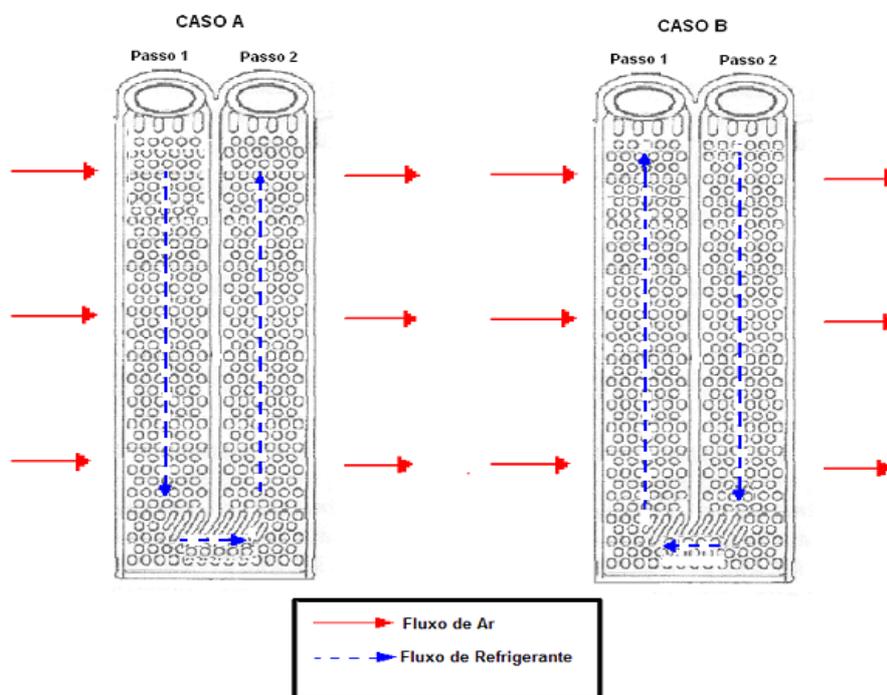


Figura 2.3 – Configuração da placa dos tanques e possibilidade do escoamento do refrigerante.

Como pode ser observado na figura 2.2, para cada saída do tanque inverte-se a distribuição do fluido refrigerante no tanque seguinte. Em um evaporador que possui 3 tanques e o ingresso do refrigerante no primeiro tanque é pelo passo 2, no tanque seguinte o ingresso do refrigerante mudará para o passo 1 e, no seguinte, mudará novamente, para o passo 2. O modelo de simulação apresentado neste trabalho foi desenvolvido de modo a poder lidar com evaporadores com um número ilimitado de tanques e placas e com qualquer caso de ingresso do refrigerante, caso A e B (isto é, como primeiro tanque com o refrigerante em escoamento global paralelo ou global

contracorrente) possibilitando a simulação de diferentes configurações (modelos) de evaporadores tipo placa.

O escoamento do fluxo de ar é cruzado em relação à direção do fluxo local do refrigerante. O espaço entre as placas, onde circula o ar, é preenchido com aletas do tipo louver (ou persianas), as quais aumentam a área de transferência de calor e a turbulência do escoamento. No caso A, o refrigerante circula pelo passo 1 da placa resfriando o ar, numa primeira etapa. Em seguida, sai do passo 1 e vai para o passo 2, recebendo um fluxo de ar já resfriado, reduzindo, ainda mais, a temperatura do mesmo (Gursaran, 2000).

2.4 Definição do Volume de Controle

Para a análise local do trocador de calor precisou-se estabelecer um volume de controle que mantivesse todas as características geométricas do evaporador. Escolheu-se, então como volume, uma placa por onde escoo o refrigerante, incluindo os passos 1 e 2. Este volume de controle foi, então, dividido em volumes de controle elementares os quais formam a base da simulação, proporcionando resultados locais mais precisos. Pode-se comprovar que, acima de 15 elementos do passo no evaporador, evita-se uma variação significativa dos resultados com o número de elementos.

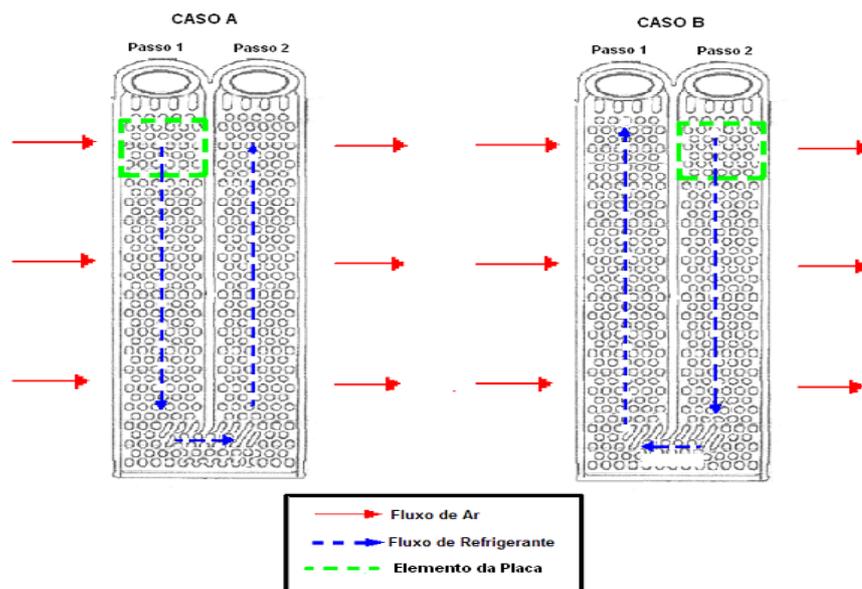


Figura 2.4 – Volume de controle (placa) e volume de controle elementar.

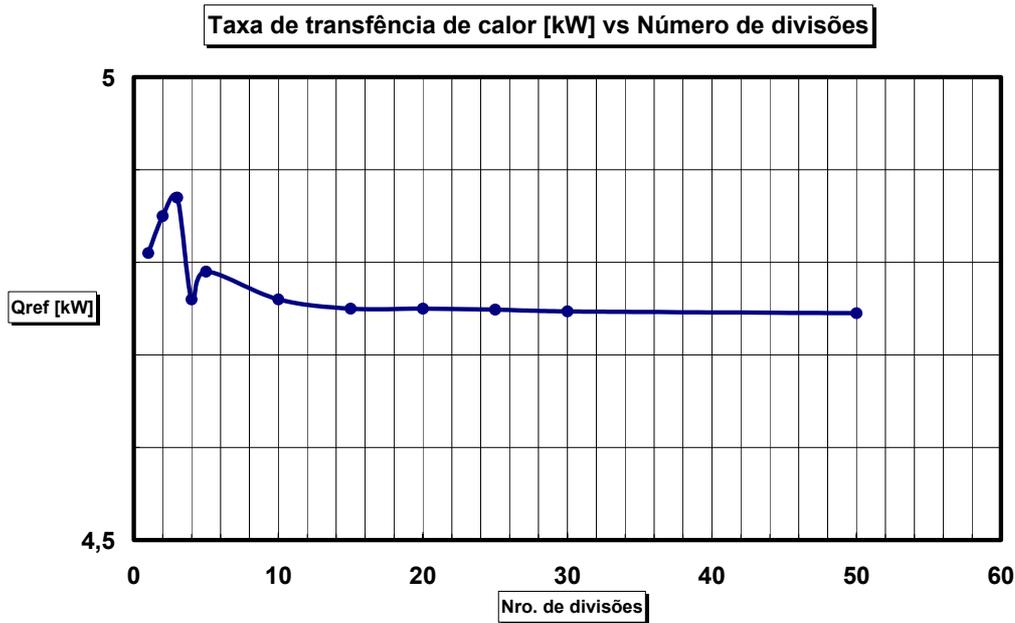


Figura 2.5 – Número de divisões no passo do evaporador.

2.5 Análise do Elemento

Para a análise do elemento de controle são consideradas as seguintes hipóteses:

- O trocador de calor opera em regime permanente.
- Cada volume de controle elementar é tratado como um trocador de calor independente.
- A resistência térmica da parede do tubo é desprezada, devido ao fato de as paredes da placa serem suficientemente finas e possuírem elevada condutividade térmica.
- Na análise da superfície do elemento no lado do ar, esta é considerada ou completamente seca ou completamente molhada.
- Os coeficientes convectivos de transferência de calor do lado do ar e do refrigerante são uniformemente distribuídos no volume de controle elementar.
- A distribuição da vazão mássica de ar é uniforme para cada elemento do evaporador.
- Tanto do lado do refrigerante quanto do ar, as propriedades térmicas de ambos fluidos estão baseados nos valores médios entre a entrada e a saída do volume de controle.
- O trocador opera limpo em ambos os lados, isto é, sem deposição.

A análise de cada elemento baseia-se nos balanços de energia e de massa equações de troca de calor. As condições de entrada e de saída dos fluidos (refrigerante e ar) são apresentadas na figura 2.5.

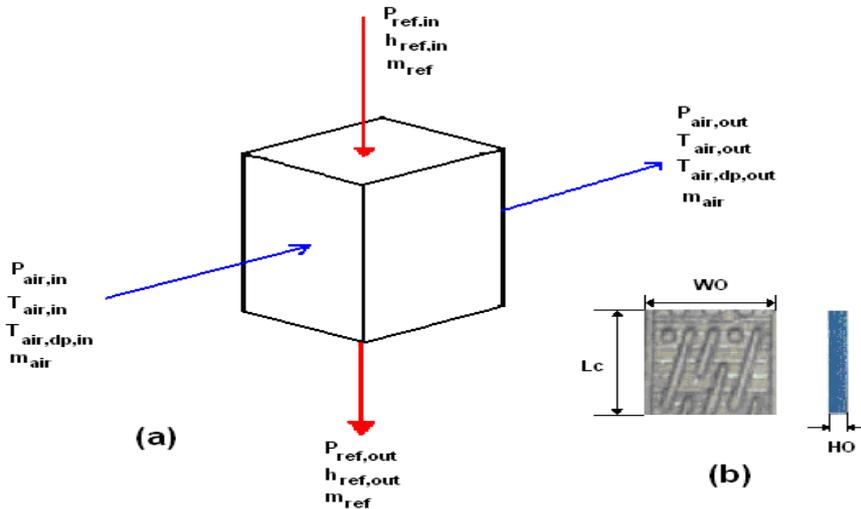


Figura 2.6 – Condições de entrada e saída do refrigerante e do ar no elemento de controle. Esquema real do elemento de controle.

Conforme já discutido anteriormente, do lado do ar, duas circunstâncias diferentes foram consideradas para o modelo matemático do elemento de transferência de calor: superfície seca e molhada. No lado do refrigerante, foram consideradas a região bifásica e de superaquecimento. Estas circunstâncias distintas refletem-se em modelos matemáticos diferentes.

2.5.1

Balanco de Energia para Condições de Superfície Seca do lado do Ar

Para os elementos, na situação de superfície seca, as equações de balanço de energia e transferência de massa são as seguintes:

Balanco de energia no lado refrigerante:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ref} (h_{ref,out} - h_{ref,in}) \quad (2.1)$$

Balanco de energia no lado do ar:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{air} (h_{air,in} - h_{air,out}) \quad (2.2)$$

Taxa de transferência de calor (método de efetividade-NTU, Parise, 2004):

$$\dot{Q} = \varepsilon_{evap} \dot{m}_{air} c_{p,air} (T_{ar,in} - T_{ref,in}) \quad (2.3)$$

Equação de efetividade para fluxo bifásico no lado do refrigerante:

$$\varepsilon_{evap} = 1 - e^{-NTU} \quad (2.4)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (2.5)$$

$$C_{min} = \dot{m}_{air} c_{p,air} \quad (2.6)$$

Para a efetividade para o escoamento de refrigerante em fase monofásica (vapor superaquecido), considerou-se fluxo cruzado e os dois fluidos não se misturando em seus respectivos fluxos (Kays e London, 1984):

$$\varepsilon_{evap} = 1 - \exp\left[\frac{1}{C} \times NTU^{0.22} (\exp(-C \times NTU^{0.78}) - 1)\right] \quad (2.7)$$

$$C_{air} = \dot{m}_{air} c_{p,air} \quad (2.8)$$

$$C_{ref} = \dot{m}_{ref} c_{p,ref} \quad (2.9)$$

Condição quando os fluidos (ar e refrigerante) não se misturam:

$$\begin{cases} C_{ar} < C_{ref} : C_{min} = \dot{m}_{air} c_{p,air} \\ C_{ar} > C_{ref} : C_{min} = \dot{m}_{ref} c_{p,ref} \end{cases} \quad (2.10)$$

Com as hipóteses assumidas, o coeficiente global de transferência de calor (UA), é dado por:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\alpha_{ref} A_{T,ref} \eta_{ref}} + \frac{1}{\alpha_{ar} A_{T,air} \eta_{air}} \quad (2.11)$$

2.5.2

Balço de Energia para Condições de Superfície molhada do lado do Ar

Para os elementos na condição de superfície molhada, quando existe condensação da umidade do ar, as equações de balanço de energia e transferência de massa são as seguintes:

Balço de energia no lado do refrigerante:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ref} (h_{ref,out} - h_{ref,in}) \quad (2.12)$$

Balço de energia do lado do ar úmido:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{air} (h_{air,in} - h_{air,out}) - \dot{m}_w h_w \quad (2.13)$$

onde \dot{m}_w e h_w são a vazão mássica e entalpia do condensado respectivamente.

Balço de massa no lado do ar úmido (McQuiston and Parker, 1977):

$$\dot{m}_{air} W_{air_in} = \dot{m}_{air} W_{air_out} + \dot{m}_w \quad (2.14)$$

O coeficiente global de transferência de calor do elemento é calculado pelo método do potencial de entalpias (the enthalpy driving potencial). Neste caso, as aletas estão molhadas pelo condensado proveniente da mistura de ar úmido que atravessa o evaporador:

$$\frac{1}{UA} = \frac{C_{sat}}{\alpha_{ref} A_{T,ref} \eta_{o,ref}} + \frac{\overline{c_{pa}}}{\alpha_{air_wet} A_{T,air} \eta_{o,air}} \quad (2.15)$$

onde C_{sat} é a inclinação da curva de saturação do ar entre as temperaturas médias da parede da placa do trocador de calor e a temperatura do refrigerante, $h_{s,p}$ e $h_{s,r}$ são entalpias de saturação do ar úmido (entalpias referenciais), obtidas em função da temperatura de parede externa do elemento e da temperatura do refrigerante (Threlkeld, 1970).

$$C_{sat} = \frac{\Delta h}{\Delta T} = \frac{h_{s,p} - h_{s,r}}{T_{s,p} - T_{s,r}} \quad (2.16)$$

onde \bar{c}_{pa} é o calor específico do ar saturado em condições limites, ou seja, com umidade relativa de 100%, como proposto por Braun (2004).

$$\bar{c}_{pa} = c_{p,air}(\text{humid air}, P_{air,in}, T_{ref,in}, \varphi = 1) \quad (2.17)$$

Os processos de desumidificação envolvem transferência de calor sensível e latente, onde a transferência de calor sensível está associada à diminuição da temperatura de bulbo seco do ar, e a transferência de calor latente está associada à diminuição da umidade absoluta. Estas quantidades podem se expressas através das equações (2.18) a (2.20), como segue:

Taxa de transferência de calor sensível:

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_{air} (h_a - h_{air,out}) \quad (2.18)$$

Taxa de transferência de calor latente:

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_{air} (h_{air,in} - h_a) \quad (2.19)$$

Taxa de transferência total de calor:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_s + \dot{Q}_l \quad (2.20)$$

2.5.3 Geometria do Elemento

No modelo de simulação do evaporador aqui proposto, levam-se em consideração as características geométricas da placa e da aleta, as quais são determinantes para o cálculo das áreas de troca de calor no lado do ar e do refrigerante. Na figura 2.6 tem-se a seção transversal do elemento, a qual está formada

por duas placas de alumínio, soldadas entre si pelo processo de brasagem (brazing). As protuberâncias das placas formam pequenos canais, que têm um ângulo de inclinação θ na direção do escoamento do fluido refrigerante, como é apresentado na figura 2.6

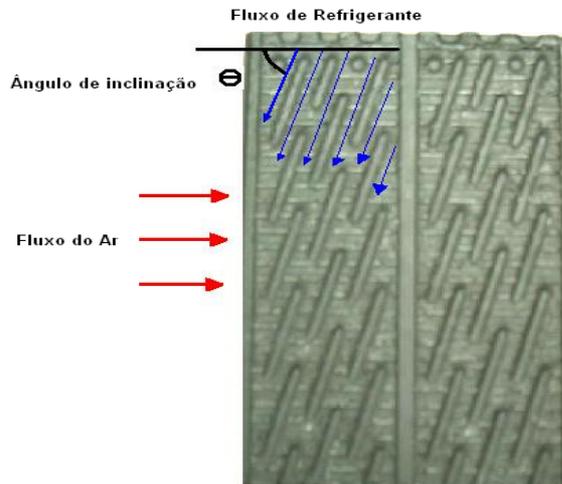


Figura 2.7 – Ângulo de inclinação na direção do fluido.

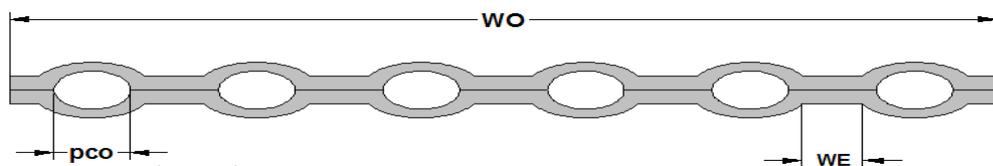
A geometria da seção transversal do lado do refrigerante é apresentada na figura 2.7, e representada mediante as equações (2.21) a (2.33):

Comprimento da aleta entre canais, denominados “web” (aleta entre canais):

$$w_E = \frac{[w_o - (pco \times N_C)]}{N_C} \quad (2.21)$$

Área da seção transversal:

$$A_{ST,ref} = 2 N_C b_c pco \quad (2.22)$$



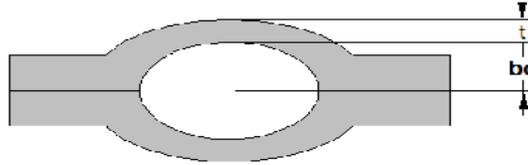


Figura 2.8 – Seção transversal do elemento e geometria de um canal.

Perímetro da seção transversal, onde Φ é a razão de longitude desenvolvida e a longitude projetada (fator geométrico que consiste de um segmento de um círculo com radio r , unido a outro segmento do círculo, através de uma reta):

$$P_{w,ref} = 2(b_c + (\Phi \times w_o)) \quad (2.23)$$

Diâmetro hidráulico do lado do refrigerante:

$$D_{h,ref} = \frac{4 A_{ST,ref}}{P_{w,ref}} \quad (2.24)$$

Área de transferência de calor direta, ou área não aletada, isto é, parede do canal de refrigerante através da qual o refrigerante troca calor diretamente com o ar:

$$A_{TD,ref} = P_{w,ref} L_C \quad (2.25)$$

A área de transferência de calor indireta, ou área aletada, são os “web” que atuam como aletas, transferindo calor do ar para o refrigerante:

$$A_{TI,ref} = 2(2 t L_C)(N_C - 1) \quad (2.26)$$

Área total de transferência de calor, isto é, a soma das áreas direta e indireta:

$$A_{T,ref} = A_{TD,ref} + A_{TI,ref} \eta_{WE} \quad (2.27)$$

Eficiência da aleta no, lado do refrigerante:

$$\eta_{WE} = \frac{\tanh(m L_{WE})}{m L_{WE}} \quad (2.28)$$

onde,

$$m L_{WE} = \left(\frac{\alpha_{ref} P_{WE}}{k_{WE} AST_{WE}} \right)^{\frac{1}{2}} L_{WE} \quad (2.29)$$

Área da seção transversal da aleta ,“web”:

$$AST_{WE} = we \times L_C \quad (2.30)$$

Perímetro da aleta:

$$P_{WE} = 2 (w_E + L_C) \quad (2.31)$$

Comprimento equivalente:

$$L_{WE} = \frac{we}{2} \quad (2.32)$$

Efetividade da superfície de troca no lado do refrigerante:

$$\eta_{ref} = 1 - \frac{A_{TI,ref}}{A_{T,ref}} (1 - \eta_{we}) \quad (2.33)$$

A geometria da seção transversal da aleta no lado do ar é apresentada nas figuras 2.9, 2.10 e 2.11, e representada mediante as equações (2.34) a (2.45):

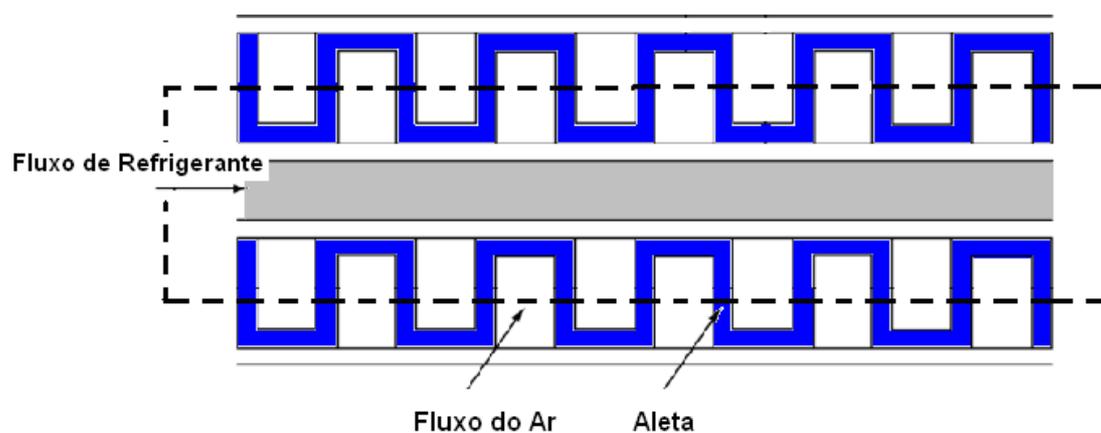


Figura 2.9 – Seção transversal da aleta e placa.

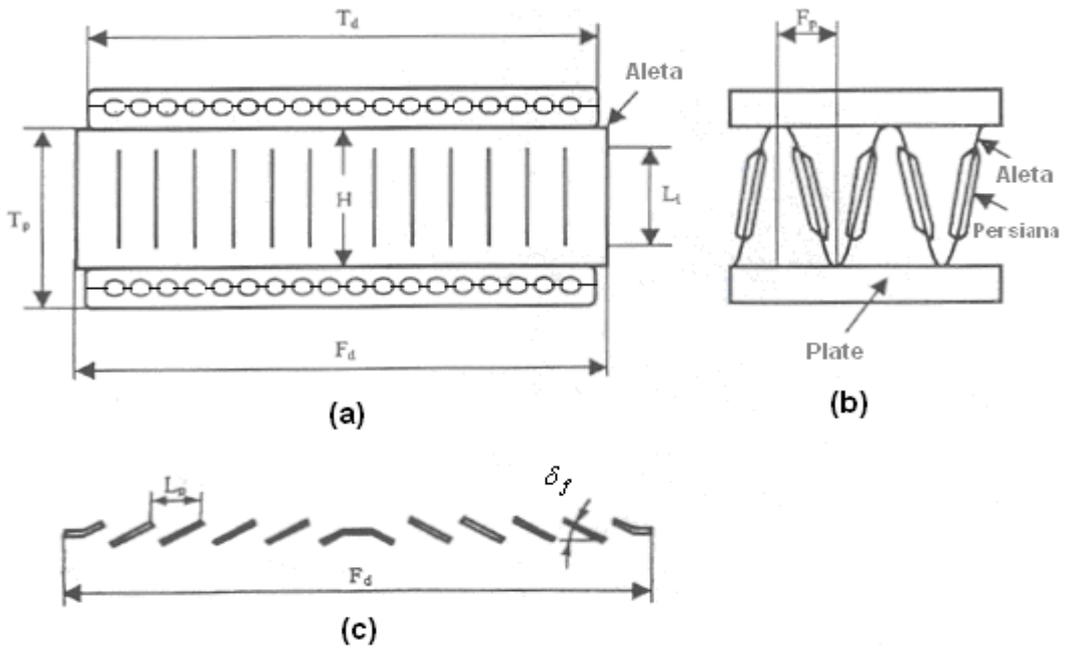


Figura 2.10 – Geometria das aletas tipo persiana (Multilouver), (a) Vista superior (b) Vista frontal (c) Vista lateral (W. Bullard, 2000).

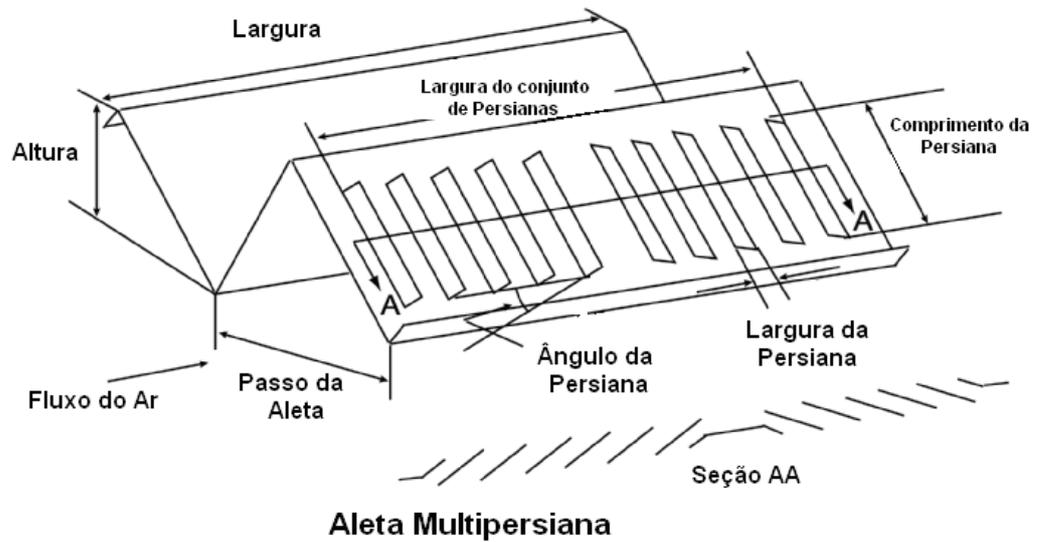


Figura 2.11 – Distribuição da aleta tipo Multipersiana (Multilouver)

Área frontal da aleta:

$$A_c = (H_o + H) L_c \tag{2.34}$$

Área obstruída pelas aletas:

$$A_{bar} = N_p (H t_{fin}) + (F_p - t_{fin}) t_{fin} \tag{2.35}$$

Área da seção transversal para o fluxo do ar:

$$A_{ST,air} = A_c - (A_{bar} + (H_o L_c)) \quad (2.36)$$

Perímetro da superfície em contato com o ar:

$$P_{war} = 2 \left\{ \left[(H - t_{fin}) \frac{L_c}{F_p} \right] + L_c - \frac{L_c}{F_p} t_{fin} \right\} \quad (2.37)$$

Diâmetro hidráulico do lado do ar:

$$D_{h,air} = \frac{4A_{ST,air}}{P_{war}} \quad (2.38)$$

Área de transferência de calor direta, (área não aletada):

$$A_{TD,air} = \left[2(w_o - H_o) \left(1 - \frac{t_{fin}}{F_p} \right) \right] L_c \quad (2.39)$$

Área de transferência de calor indireta, (área aletada):

$$A_{TI,air} = 2 w_o (H - t_{fin}) \frac{L_c}{F_p} \quad (2.40)$$

Área total de transferência de calor, do lado do ar:

$$A_{T,air} = A_{TD,air} + A_{TI,ar} \eta_{fin} \quad (2.41)$$

Eficiência da aleta no lado do ar:

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh(m L)}{m L} \quad (2.42)$$

onde:

$$m L = \left(\frac{2\alpha_{ar}}{k_{fin} t_{fin}} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{H}{2} - t_{fin} \right) \quad (2.43)$$

Efetividade de superfície de troca no lado do ar:

$$\eta_{air} = 1 - \frac{A_{TI,air}}{A_{T,ref}} (1 - \eta_{fin}) \quad (2.44)$$