RAFAEL HENRIQUE AVANÇO

Simulação Numérica de Evaporadores utilizados em Aplicações Frigoríficas

Dissertação apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia de São Carlos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Térmica e Fluidos
Orientador: Prof. Dr. Luben Cabezas Gómez

São Carlos
2010

AUTORIZO A REPRODUÇÃO E DIVULGAÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento
da Informação do Serviço de Biblioteca – EESC/USP

A946s Avanço, Rafael Henrique
 Simulação numérica de evaporadores utilizados em
 aplicações frigoríficas / Rafael Henrique Avanço ;
 orientador Luben Cabezas Gómez. -- São Carlos, 2010.

 Dissertação (Mestrado-Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica e Área de Concentração em Térmica e
Fluidos) -- Escola de Engenharia de São Carlos da
Universidade de São Paulo, 2010.

 1. Evaporadores. 2. Simulação numérica. 3. Trocadores
de calor. 4. Performance. 5. EVSIM. I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato(a): Licenciado **RAFAEL HENRIQUE AVANÇO**.

Dissertação defendida e julgada em 20.09.2010 perante a Comissão Julgadora:

Prof. Dr. **LUBEN CABEZAS GÓMEZ** – (Orientador)
(Pontifícia Universidade Católica de Minas/PUC-MINAS)

Aprovado

Prof. Dr. **HELIO APARECIDO NAVARRO**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

Aprovado

Prof. Dr. **DELSON LUIZ MÓDOLO**
(Centro Universitário de Araraquara/UNIARA)

Aprovado

Prof. Associado **JONAS DE CARVALHO**
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica

Prof. Titular **GERALDO ROBERTO MARTINS DA COSTA**
Presidente da Comissão da Pós-Graduação da EESC

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos companheiros Luben, Hélio, Ronaldo e Lucas pela ajuda recebida durante o desenvolvimento do presente trabalho. Aos meus pais e minha família pelo apoio de sempre. Assim como à Capes pela bolsa concedida.

RESUMO

AVANÇO, R. H. **Simulação Numérica de Evaporadores utilizados em Aplicações Frigoríficas**. 2010. 149 f. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2010.

O presente trabalho trata do estudo do modelo computacional, EVSIM, que permite a simulação e caracterização da transferência de calor e massa entre o ar úmido externo e o refrigerante em evaporadores utilizados em sistemas frigoríficos e condicionadores de ar domésticos. O modelo é capaz de levar em conta a distribuição do refrigerante ao longo da serpentina mesmo em circuitos complexos. O desempenho do evaporador é calculado através de uma análise tubo a tubo. Os cálculos em cada tubo são baseados no cômputo da distribuição do ar, da vazão mássica do refrigerante e dos estados termodinâmicos determinados para cada tubo, assim como dos processos de transferência de calor e massa em cada tubo, respectivamente. A principal vantagem do modelo está na análise termodinâmica local, e na consideração dos mecanismos de transferência de calor e equações de estado para diferentes substâncias. Este trabalho acrescenta em relação ao código inicialmente desenvolvido, diferentes correlações de transferência de calor para escoamento bifásico. Os resultados de simulação obtidos são coerentes com resultados experimentais e de razoável confiabilidade.

Palavras-chave: Evaporador, Simulação numérica, Trocador de Calor, Performance, EVSIM.

ABSTRACT

AVANÇO, R. H. **Numerical Simulation of Evaporators used in Refrigeric Applications.** 2010. 149 f. M. Sc. Dissertation – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2010.

This work concerns about a study of the computational model, EVSIM, which allows simulating and characterizing the heat and mass transfer between the humid air and the refrigerant in evaporators used in frigorific and domestic air-conditioning systems. The model is able to consider the refrigerant distribution through the coil even in complex geometrical designs. The evaporator thermal performance is calculated through a tube-by-tube analysis. The computation in each tube is based on the air distribution calculation, refrigerant mass flow rate and the thermodynamic states determination for each tube, as well as on the computation of the heat and mass transfer processes, respectively. The main advantage in this model is the ability in performing local thermodynamic analysis, and in the consideration of heat transfer mechanisms and state equations for different substances. This work brings, in relation to the original code, an update on heat transfer correlations for simulating a two-phase flow heat transfer process. The results obtained are coherent with experimental data and show a reasonable accuracy.

Keywords: Evaporator, numerical simulation, heat exchanger, performance, EVSIM.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 -	Temperaturas ao longo do trocador, fluidos escoando em paralelo e contra-corrente.....	36
Figura 2 -	Esquema de um evaporador de placa única.....	48
Figura 3 -	Um exemplo de circuito de refrigerante.....	57
Figura 4 -	Método de aproximação de aletas retangulares em termos de aletas redondas de área igual.....	74
Figura 5 -	Definição das dimensões para cálculo da eficiência da aleta através do método de Schmidt.....	79
Figura 6 -	Geometria de uma aleta ondulada.....	86
Figura 7 -	Geometria da aleta tipo “louver”.....	88
Figura 8 -	Exemplo de gráfico de perfil de velocidade para $\alpha = 90^\circ$	100
Figura 9 -	Simulação e resultados experimentais da capacidade total.....	100
Figura 10 -	Comparação da capacidade latente referente a Tabela 1.....	101
Figura 11 -	Desenho do evaporador feito no EVAP-COND.....	103
Figura 12 -	Taxa de transferência de calor em função da velocidade do ar na entrada.....	106
Figura 13 -	Taxa de transferência de calor em função da temperatura de entrada do ar.....	107
Figura 14 -	Vazão mássica do refrigerante em função da temperatura de entrada do ar.....	108
Figura 15 -	Taxa de transferência de calor do evaporador em relação a umidade relativa do ar.....	109

Figura 16 - Desempenho do evaporador para diferentes correlações de transferência de calor usando o R-22.....	110
Figura 17 - Comparação das correlações Gungor-Winterton e Liu-Winterton para Refrigerante 12.....	111
Figura 18 - Comparação das capacidades de um mesmo evaporador utilizando os refrigerantes R-12 e R-22.....	112
Figura A1 - Exemplo de circuito com duas placas.....	141
Figura A2 - Especificações de uma placa com circuitos e suas dimensões.....	142
Figura A3 - Exemplo dos pontos de medição da velocidade do ar e o perfil de velocidade.....	143
Figura B1 - Lógica do programa principal do EVSIM.....	146
Figura B2 - Sequência lógica da sub-rotina que simula o evaporador, EVPHX2....	147

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 -	Comparação dos resultados da simulação com os resultados experimentais para diferentes ângulos entre as placas (AVANÇO et al., 2010).....	99
Tabela 2 -	Comparação da capacidade total entre dados experimentais e dados da simulação obtidos com o EVSIM e o EVAP-COND.....	104
Tabela 3 -	Comparação das capacidades térmicas de caráter sensível e latente dos refrigerantes R-12 e R-22.....	112
Tabela A1 -	Propriedades para o Refrigerante 12 no formato de entrada para o arquivo chamado DATAREF.....	131
Tabela A2 -	Propriedades para o Refrigerante 22 no formato de entrada para o arquivo chamado DATAREF.....	133
Tabela A3 -	Dados de entrada referentes às características físicas do evaporador.....	134
Tabela A4 -	Exemplo de um arquivo DTEV.txt para um evaporador de duas placas.....	138
Tabela A5 -	Exemplo de arquivo INPUT.....	140
Tabela A6 -	Exemplo de arquivo Dtev.txt usado nos resultados.....	140
Tabela B1 -	Funções e sub-rotinas usadas no EVSIM.....	144

LISTA DE SÍMBOLOS

A	área seccional transversal de escoamento	[m ²]
ANNUL	fração do comprimento do tubo cujo título de vapor está acima de 0,85	[-]
A _f	área da superfície da aleta	[m ²]
A _{p,i}	área interna do tubo	[m ²]
A _{p,m}	área média do tubo	[m ²]
$Bo = \frac{Q}{(G \cdot i_{fg})}$	número de vaporização	[-]
C _p	capacidade calorífica a temperatura constante	[kJ/kg]
D	diâmetro	[m]
d	diâmetro de distanciamento do teste de microdureza Vickers	[μm]
FPI	número de aletas por polegada	[-]
F _i	fração da vazão mássica escoando através por uma dada ramificação do circuito do refrigerante	[-]
F _j	fator de aumento de lança de aletas	[-]
f	fator de atrito	[-]
G	velocidade mássica	[kg.s ⁻¹ .m ⁻²]
$Gz = \frac{Re \cdot Pr \cdot D_H}{(N \cdot S_l)}$	número de Graetz	[-]
g	aceleração da gravidade	[m.s ⁻²]
g _c	1 (m.kg.N ⁻¹ .s ⁻²), constante dimensional	
h	condutância térmica	[Wm ⁻² K ⁻¹]
h _{c,o}	coeficiente de transferência de calor na superfície exterior	[Wm ⁻² K ⁻¹]
h _{D,o}	coeficiente de transferência de massa no lado do ar	[Wm ⁻² K ⁻¹]

h_i	coeficiente de transferência de calor interno ao tubo	$[Wm^{-2}K^{-1}]$
h_{tf}	condutância térmica no contato tubo-aleta	$[Wm^{-2}K^{-1}]$
l	interferência de expansão do tubo	$[-]$
i	entalpia	$[kJ/kg]$
i_{fg}	calor latente de vaporização	$[kJ/kg]$
J	0,1020 (kgf.m/J) , equivalente mecânico do calor	

$$j = \frac{h \cdot Pr^{\frac{2}{3}}}{G \cdot C_{p,a}} \quad \text{fator-j} \quad [-]$$

$$K_f = \frac{J \cdot i_{f,g} \cdot \Delta x}{L} \quad \text{número de ebulição de Pierre} \quad [-]$$

k	condutividade térmica	$[Wm^{-1}K^{-1}]$
L	comprimento	$[m]$
$Le = \frac{h_{c,o}}{h_{D,o} \cdot C_{p,a}}$	número de Levis	$[-]$

l_s	largura da aleta em forma de lança	$[m]$
$M = \left[\frac{2 \cdot h}{k_f \cdot t} \right]^{0,5}$	parâmetro de aleta, ou peso molecular	$[kg/mol]$

m	vazão mássica	$[kg/s]$
N	número de fileiras	$[-]$
n_s	número de tiras sobre determinada região de uma aleta	$[-]$
P	pressão	$[Pa]$
Q	taxa de transferência de calor, ou capacidade do trocador	$[W]$

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad \text{número de Prandtl} \quad [-]$$

R	raio equivalente da aleta	[m]
$Re = \frac{G \cdot D}{\mu}$	número de Reynolds	[-]
R _i	resistência ao escoamento oferecida por uma dada curva no circuito	[N.s.kg ⁻¹]
R'	taxa de condensação por unidade de largura de uma aleta	[m ⁻²]
r	0,5.D _o , raio externo do tubo	[m]
S _i	espaçamento entre os tubos na direção do fluxo de ar , (distância entre as fileiras)	[m]
S _p	modo de profundidade para uma aleta ondulada , ver Figura 6	[m]
S _s	comprimento de uma faixa de aleta em forma de lança	[m]
S _t	espaçamento dos tubos perpendicular ao escoamento do ar	[m]
s	espaçamento entre aletas adjacentes	[m]
T	temperatura	[K]
t	temperatura ou espessura da aleta	[K] ou [m]
U	coeficiente de transferência global	[Wm ⁻² K ⁻¹]
V	velocidade	[m.s ⁻¹]
v	volume específico	[m ⁻³]
w _a	taxa de umidade do ar	[-]
w _w	taxa de umidade do ar saturado	[-]
XDRY	fração de comprimento do tubo com título entre 0,85 – 1,00	[-]
x	título do refrigerante	[-]
x _p	espessura da parede do tubo	[m]
y	distância da parede ao primeiro tubo, ver Figura 5	[m]

δ	espessura média do filme de condensação	[m]
μ	viscosidade	[Pa.s]
ρ	densidade	[kg.m ⁻³]
ϕ	eficiência da aleta, $\phi_s = \frac{\text{área da faixa}}{\text{área total da aleta}}$	[-]

Subscritos:

a = ar

an = anular

ar = significado aritmético

c = baseado no mínimo de área do escoamento, ou circunferência da aleta, ou crítica

d = (dry air) ar seco

e = (exit) saída

f = (fin) aleta

H = hidráulico

i = tubo de entrada ou interno

L = latente

l = líquido

m = médio

max = máximo

o = lado externo

p = (pipe) tubo

r = refrigerante

sp = (single-phase) fase única

T = total

t = ponta da aleta

V = vapor saturado

w = (water) água

x, y, z = coordenadas

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	23
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	27
2.1 CLASSIFICAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR.....	28
2.1.1 TROCADORES TIPO CARCAÇA E TUBOS.....	29
2.1.2 TROCADORES DE PLACAS PLANAS.....	30
2.1.3 TROCADORES DE CALOR DE SUPERFÍCIE ESTENDIDA.....	31
2.2 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	32
2.3 MÉTODO DA MÉDIA LOGARÍTMICA DAS DIFERENÇAS DE TEMPERATURA.....	33
2.3.1 ESCOAMENTO DE FLUXO CRUZADO E MÚLTIPLOS PASSES.....	36
2.4 O MÉTODO DA EFETIVIDADE-NUT.....	37
2.5 EVAPORADORES.....	38
2.5.1 MODELO DE RICH.....	39
2.5.2 MODELOS DE OSKARSSON et al.....	40
2.5.3 MODELO DE BENFASI et al.....	42
2.5.4 MODELO DE VARDHAN E DHAR.....	43
2.5.5 OUTROS MODELOS.....	44
2.5.6 EVAP-COND.....	45
3. METODOLOGIA DE SIMULAÇÃO EMPREGADA.....	48
3.1 MÉTODO DE CÁLCULO TUBO POR TUBO DO EVSIM (DOMANSKI, 1989)....	52
3.2 CÁLCULO DA DISTRIBUIÇÃO DO AR NO EVSIM.....	53
3.3 DISTRIBUIÇÃO DO REFRIGERANTE.....	54
3.3.1 EVAPORADOR DE PLACA ÚNICA (DOMANSKI, 1989).....	54

3.3.2 EVAPORADOR DE DUAS PLACAS (DOMANSKI, 1989).....	58
3.4 MODELAGEM DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR, MASSA E QUANTIDADE DE MOVIMENTO.....	59
3.4.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM FLUXO CRUZADO PARA UM TUBO.....	59
3.4.2 REGIÃO BIFÁSICA DO REFRIGERANTE.....	61
3.4.3 PERDA DE CARGA DO REFRIGERANTE EM UM TUBO.....	64
3.4.3.1 PERDA DE CARGA PARA ESCOAMENTO MONOFÁSICO.....	64
3.4.3.1.1 TUBOS LISOS.....	64
3.4.3.1.2 TUBOS COM SUPERFÍCIES INTENSIFICADAS.....	65
3.4.3.2 PERDA DE CARGA PARA ESCOAMENTO BIFÁSICO COM EVAPORAÇÃO.....	65
3.4.3.2.1 TUBOS LISOS.....	65
3.4.4 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA TUBOS ALETADOS.....	67
3.4.4.1 TUBO SECO.....	67
3.4.4.2 TUBO ÚMIDO.....	68
3.4.4.3 EFICIÊNCIA DA ALETA.....	77
3.4.4.4 TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO FORÇADA NO LADO DO AR PARA UMA PLACA SECA COM TUBOS ALETADOS.....	80
3.4.4.4.1 ALETAS PLANAS.....	80
3.4.4.4.2 ALETAS ONDULADAS.....	82
3.4.4.4.3 ALETAS TIPO “LOUVER”.....	86
3.4.5 TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO FORÇADA DENTRO E FORA DO TUBO AQUECIDO.....	88
3.4.6 TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM ESCOAMENTO MONOFÁSICO.....	90

3.4.6.1 TUBOS LISOS.....	90
3.4.6.2 TUBOS COM SUPERFÍCIES AUMENTADAS.....	90
3.4.7 TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM ESCOAMENTO BIFÁSICO COM EVAPORAÇÃO.....	91
3.4.7.1 CORRELAÇÃO GUNGOR-WINTERTON.....	91
3.4.7.2 CORRELAÇÃO LIU-WINTERTON.....	93
3.4.7.3 TUBOS LISOS, ESCOAMENTO EM NÉVOA.....	94
3.4.7.4 TUBOS COM SUPERFÍCIES AUMENTADAS.....	95
3.4.7.5 CONDUTÂNCIA TÉRMICA NO CONTATO TUBO-ALETA.....	95
4. RESULTADOS DE SIMULAÇÃO.....	97
4.1 VERIFICAÇÃO DO MODELO. ANÁLISE DE RESULTADOS OBTIDOS PARA DIFERENTES ÂNGULOS ENTRE AS PLACAS.....	98
4.2 ANÁLISE DOS DADOS OBTIDOS PARA FLUXO PERPENDICULAR À PLACA.....	101
4.3 ANÁLISE PARAMÉTRICA DE RESULTADOS DE SIMULAÇÃO.....	104
5. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES DE TRABALHOS FUTUROS.....	113
REFERÊNCIAS.....	115
APÊNDICE A. GUIA DO USUÁRIO.....	126
A1. ENTRADA DE DADOS.....	126
A1.1 DADOS LIDOS A PARTIR DE ARQUIVOS.....	126
A1.2 DADOS LIDOS DO ARQUIVO INPUT.....	129
A2. DADOS DE SAÍDA.....	130
APÊNDICE B. LISTANDO OS SUBPROGRAMAS DO EVSIM.....	144
APÊNDICE C. EXEMPLO DE RESULTADO DO PROGRAMA EVSIM.....	148

1. INTRODUÇÃO

Um trocador de calor é um equipamento que tem a finalidade de transferir calor de um fluido a outro, encontrando-se esses a temperaturas diferentes. São utilizados tanto no meio doméstico, por exemplo, em geladeiras e condicionadores de ar, quanto em indústrias. São usados para o aquecimento e resfriamento de líquidos na indústria química, para manutenção da temperatura de máquinas e processos, para o processamento e armazenamento de alimentos, entre outros. A área de conforto térmico é outra que faz amplo uso de trocadores de calor. São utilizados em supermercados, restaurantes, meios de transporte (arrefecimento do motor), além do já citado uso doméstico e industrial.

Várias são as classificações dos trocadores de calor, podendo ser feita conforme a forma construtiva (carcaça, tubos ou placas), o arranjo dos escoamentos, ou de acordo com o grau de compacidade (BEJAN, 1996). São chamados compactos os trocadores de calor que possuem relação entre a área da troca térmica e o volume maior que $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Esses trocadores são indicados para o aquecimento e resfriamento de gases, encontrando aplicação em sistemas de refrigeração e de condicionamento de ar. Normalmente apresentam baixos custos de fabricação e manutenção, por esta razão são tão utilizados. Essa ampla utilização leva a necessidade de novos métodos e procedimentos de cálculo, capazes de estimar com precisão sua performance (BES, 1996).

São trocadores de calor de escoamento bifásico: caldeiras, evaporadores, condensadores. De um lado tem-se um fluido evaporando ou condensando-se enquanto do outro lado há um escoamento monofásico ou mesmo bifásico. Em torno

de 60% dos trocadores de calor utilizados na indústria são trocadores de calor de escoamento bifásico (KAKAÇ, 1991).

Os trocadores de calor das mais variadas classes têm em comum o fato de dependerem de energia para seu funcionamento. Devido a isso o uso de recursos energéticos de maneira mais eficiente, torna-se cada dia mais importante devido a necessidade de reduzir custos de geração de energia, bem com também reduzir impactos ao meio ambiente inerentes a todo processo de geração de energia em larga escala, o que conseqüentemente aumenta mais ainda os estudos a respeito da otimização do desempenho dos trocadores. Além de que equipamentos mais eficientes em tamanho reduzido implicarão em menor quantidade de material empregado, menos custos de fabricação e montagem.

Nesse sentido, muitos esforços de pesquisadores são despendidos para se otimizar o funcionamento do trocador de calor e diminuir os gastos. Especialmente para obtenção do frio o consumo energético de seus componentes é elevado, e exatamente em um deles, o evaporador, é que focamos o presente trabalho. O evaporador é responsável direto pela retirada do calor do ambiente que se pretende refrigerar. Sua característica intrínseca é a evaporação do refrigerante durante o processo de troca de calor.

Este trabalho tem a finalidade de analisar a viabilidade e precisão de métodos numéricos da literatura, em especial o EVSIM (DOMANSKI, 1989), juntamente com a aplicação de diferentes correlações empíricas para transferência de calor e perda de carga, na modelagem numérica de programas que predizem o desempenho térmico do evaporador.

Um evaporador apresenta uma grande variedade de formas construtivas, as

quais dependem de certos parâmetros geométricos. Portanto deve saber determinar com que intensidade cada parâmetro geométrico afeta seu desempenho térmico. Pode-se considerar como parâmetros geométricos as formas, espessuras e espaçamento das aletas; espaçamento transversal e longitudinal dos tubos, número de fileiras dos tubos, número de tubos em altura e suas formas (circulares ou chatos por exemplo).

Dentre outros parâmetros entrada do programa EVSIM para obtenção dos resultados estão: a temperatura do ar antes de passar pelos tubos do evaporador, umidade relativa do ar, número de placas, título do refrigerante ao passar pelo dispositivo de expansão, temperatura de saturação requerida na saída e superaquecimento do refrigerante requerido para a saída do último tubo.

Como resposta o programa EVSIM fornece a capacidade total do evaporador, capacidade latente, vazão mássica do refrigerante, pressão do refrigerante na saída e sua entalpia.

Programas de simulação são ferramentas muito úteis por conseguirem prever resultados razoavelmente precisos reduzindo tempo de ensaio e custos de construção e manutenção de equipamentos. Outro fator de grande relevância é o fato de se poder verificar quais parâmetros geométricos impactam mais no desempenho térmico dos trocadores de calor.

As revisões bibliográficas de antigos ou recentes modelos de trocadores de calor e evaporadores estão presentes no Capítulo 2. Dentre os modelos observa-se diferentes métodos para tratar a serpentina, dividindo-se basicamente em duas formas: análise por regiões (ou zonas) e por volumes finitos. O EVSIM está inserido no método de divisão por zonas, onde cada zona corresponde a um tubo.

A metodologia utilizada na simulação está descrita no Capítulo 3. Nesta seção está referenciada os métodos empregados para cálculo da transferência de calor de ambos os lados e da utilização das propriedades termodinâmicas locais do refrigerante.

A única modificação presente no atual trabalho em relação ao código original EVSIM (DOMANSKI, 1989) está na correlação de transferência de calor no lado do refrigerante para a faixa de regime anular. O código presente em Domanski (1989) utiliza a correlação de Gungor e Winterton (1986) para esse regime de escoamento, mas para a execução do programa foi implementado também a correlação presente em Liu e Winterton (1991). A comparação dos resultados provenientes das duas correlações foi feita no Capítulo 4 e representado na Tabela 2 onde inclui inclusive valores provenientes do programa EVAP-COND sendo comparados com resultados experimentais presentes em Chwalowski; Didion e Domanski (1989).

Ainda no Capítulo 4, após a validação do método, é feita uma análise paramétrica da capacidade do evaporador em relação a variáveis como fluxo volumétrico do ar ou temperatura do ar na entrada do trocador de calor.

As instruções detalhadas de como operar o programa EVSIM estão descritas no Apêndice. Nessa seção há inclusive exemplos de arquivos utilizados como banco de dados de entrada, como também seu respectivo arquivo de saída. Presente também nessa seção estão fluxogramas representando a lógica do programa.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Diversos métodos têm sido aplicados em projetos e análises de trocadores de calor. Kays e London (1998) listaram vários argumentos a favor do método ε -NUT, em comparação ao método ΔT_{ML} . Um dos argumentos mais importantes é que o método ε -NUT apresenta solução mais direta para o cálculo do desempenho do trocador de calor, enquanto o ΔT_{ML} requer sucessivas iterações. Como regra geral, pode-se adotar o método ε -NUT para projeto e avaliação de trocadores de calor (KAYS; LONDON, 1998; WANG; WEBB; CHI, 2000). Pode ser melhorada através de duas formas: do aumento dos coeficientes de transferência de calor, e melhor grau de coordenação de campos de temperatura do trocador (GUO; WEI e CHENG, 2004).

Uma análise abrangente dos métodos de determinação da relação entre a efetividade, ε , e o número de unidades de transferência, NUT, para trocadores de calor operando entre dois fluidos, possuindo arranjos de escoamentos simples e complexos, foi realizada por Sekulic, Shah e Pignotti (1999), onde os métodos foram classificados em: métodos analíticos, para a obtenção da solução exata; métodos aproximados, ajustes de curvas e dados experimentais; métodos numéricos; formalismo matricial; e outros métodos baseados em propriedades relacionadas à configuração e arranjo dos trocadores de calor, como por exemplo o uso da simetria do fluxo reverso. Porém conforme os próprios autores, novas formulações para o ε -NUT não presentes na literatura podem surgir devido a presença de trocadores mais compactos ou condições específicas de operação.

Alguns métodos para o desenvolvimento das relações ε -NUT para trocadores

de calor com arranjos complexos foram discutidos por Pignotti e Shah (1992). Dentre elas estão: as leis de Domingos (1969), regras para cadeias de trocadores, e regras para trocadores onde um dos fluidos está totalmente misturado. Através dos procedimentos Pignotti e Shah (1992) desenvolveram relações ϵ -NUT para dezoito novos tipos de trocadores. Shah e Pignotti (1993) analisaram arranjos complexos de escoamento, relacionando-os a arranjos simples, que possuem relações exatas ou aproximadas disponíveis. Obteve-se então relações para a efetividade para sete diferentes arranjos do escoamento, que podem ser construídos a partir de um banco com seis fileiras de tubo.

Estudos realizados por Taborek (1983), Baclic (1990), e Stevens; Fernandez e Woolf (1957), mostram a avaliação das relações de efetividade para trocadores com múltiplos passes, com arranjos de fluxo cruzados em paralelo ou em contra-corrente. Recentemente, Chen; Conklin e Baxter (1998) usaram o procedimento proposto por Stevens; Fernandez e Woolf (1957), para a determinar a efetividade de um trocador com 4 fileiras de tubos, com fluxos cruzados em contra-corrente.

Apesar das explanações a respeito de trocadores de calor analisando os métodos ϵ -NUT e ΔT_{ML} o presente trabalho no entanto tem como intenção analisar modelos para previsão do desempenho de evaporadores sendo que o desenvolvimento teórico a respeito deles, mais especificamente, será feito a partir do Capítulo 3.

2.1 CLASSIFICAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR

Diversas são as maneiras de classificarmos os trocadores de calor, entre elas

estão: a forma construtiva, o arranjo dos escoamentos, ou o grau de compacidade do equipamento (BEJAN, 1996).

Dentre os arranjos de escoamento, podemos observar três configurações básicas: os de corrente paralelas (ou concorrentes), de correntes opostas (contrárias), e de correntes cruzadas. Dificilmente será utilizado uma configuração básica em um trocador, usualmente é aplicado uma combinação entre elas. Cada um dos fluidos pode atravessar o trocador em um ou mais passes, podendo fazê-lo na forma de escoamento misturado ou não-misturado.

Quanto a aplicação, os trocadores podem ser divididos em classes: classe R para aqueles designados a trabalhos severos como na indústria petrolífera; classe C para o uso geral na indústria e comércio, moderadamente solicitados; classe B para os usados em processos químicos (TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURES ASSOCIATION – TEMA, 1999).

Quanto à forma construtiva, os mais comuns são os de tubos concêntricos, os de casco e tubos, os de placas e os de tubo aletados, esses últimos são especialmente indicados para o aquecimento e resfriamento de gases.

2.1.1 TROCADORES TIPO CARCAÇA E TUBOS

São também conhecidos como casco e tubos, esses trocadores são amplamente utilizados na indústria. Podem ser projetados para um vasto leque de pressões e temperaturas de operação, desde o alto vácuo até pressões acima de 100 MPa, e desde aplicações em criogenia até temperaturas por volta de 1100 °C (SHAH; SEKULIC, 1998). Podem ser utilizados em condições de operação

especiais, que apresentam vibração, alto teor de impurezas, fluidos com alta viscosidade, erosão, corrosão, toxidade e radioatividade.

Por outro lado são em geral trocadores com baixa relação entre a superfície de troca térmica e volume, com valores entre 50 e 100 m²/m³. Entretanto possuem a desvantagem de serem equipamentos grandes e pesados, com alto custo de fabricação e instalação.

2.1.2 TROCADORES DE PLACAS PLANAS

São constituídos por finas placas, pressionadas entre dois cabeçotes e parafusadas entre si, suspensas em um pedestal. As placas podem ser lisas ou corrugadas, com diferentes padrões. A vedação entre os dois fluidos deve ser perfeita e a vedação para o meio externo pode ser feita por gaxetas, solda ou brasagem.

Para esta categoria a razão entre a área de troca térmica e o volume fica entre 120 e 660 m²/m³. Os materiais mais utilizados são o aço inoxidável (AISI 304 ou 316) e o titânio, sendo o aço o responsável por sua aceitação na indústria alimentícia.

A alteração das condições de operação e aumento da capacidade de um trocador já em funcionamento pode ser realizada através da alteração ou adição de placas, podendo ser modificados o arranjo dos escoamentos, o tipo de placas e a área de troca térmica. Outra vantagem é a facilidade de manutenção e limpeza, soltando-se os parafusos entre os cabeçotes pode-se expor toda a superfície de

troca de calor.

Normalmente a pressão e temperatura de trabalho são baixas, assim como o diferencial de pressão e temperatura entre os fluidos. Os limites atuais estão entre 2,5 MPa e 260 °C.

2.1.3 TROCADORES DE CALOR DE SUPERFÍCIE ESTENDIDA

Os trocadores de calor de superfície estendida subdividem-se em dois tipos: os de placa aletadas e os de tubos aletados. Os últimos são, em geral, aletados externamente, mas podem também possuir superfícies estendidas na parte interna.

Esses trocadores representam uma melhor opção quando ao menos um dos fluidos envolvidos é um gás, ou apresenta baixo coeficiente de transferência de calor por convecção. Os fluidos necessitam possuir poucas impurezas e não ser corrosivos, devido aos pequenos diâmetros dos escoamentos, e a dificuldade de limpeza das superfícies. Outro fator muito importante para este tipo de trocador é a potência de bombeamento de um ou ambos os fluidos.

Tratam-se de trocadores mais leves, compactos e baratos que os de carcaça e tubos. Apresentam comumente a relação de área de troca e volume entre 500 e 1000 m²/m³, podendo eventualmente chegar a 6000 m²/m³. A pressão presente pode chegar até 20 MPa e temperaturas de 850 °C, porém ainda não é possível a ocorrência de temperaturas e pressão tão altas simultaneamente.

Quanto a classificação por compactidade do trocador de calor, são classificados compactos os trocadores de calor com relação da área de transferência de calor e volume maior do que 700 m²/m³.

2.2 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A taxa de transferência de calor entre dois fluidos, a temperaturas T_q e T_f , em contato através de uma superfície de área A é expressa através da seguinte equação:

$$q = U \cdot A \cdot (T_q - T_f) \quad (1)$$

Sendo U o coeficiente global de transferência de calor. Esse coeficiente se define em termos da resistência térmica total à transferência de calor entre os dois fluidos. As aletas, por aumentarem a área superficial diminuem a resistência a transferência convectiva de calor, influenciando assim no coeficiente global de transferência de calor.

O coeficiente global de transferência de calor deve levar em consideração as resistências: de condução térmica através da parede do tubo, de transferência de calor por convecção através dos fluidos, bem como as resistências de contato entre diferentes materiais especialmente no caso de haver incrustações na parede do tubo. A resistência à transferência de calor é obtida através da área e do coeficiente global de transferência de calor (INCROPERA; DEWITT, 2002) :

$$R_{tot} = \frac{1}{(U \cdot A)} = \frac{1}{(U_i \cdot A_i)} = \frac{1}{(U_o \cdot A_o)} = \frac{1}{(\eta_o \cdot h \cdot A)_i} + \frac{R_{f,i}}{(\eta_o \cdot A)_i} + R_w + \frac{R_{f,o}}{(\eta_o \cdot A)_o} + \frac{1}{(\eta_o \cdot h \cdot A)_o} \quad (2)$$

$R_{t,i}$ e $R_{t,o}$ são os fatores de incrustação nas superfícies interna e externa, devido a deposição de impurezas ou a reações entre o fluido e o material da parede. R_w é a resistência térmica da parede à condução.

A efetividade da superfície, η_o , está relacionada com a área total A , a área aletada A_a e a eficiência da aleta η_a pela equação:

$$\eta_o = 1 - \left(\frac{A_a}{A} \right) \cdot (1 - \eta_a) \quad (3)$$

Usualmente o termo referente à resistência térmica da parede possui valor muito menor que os demais, podendo ser desconsiderado. Ocorre também o fato de um dos coeficientes de convecção ser muito maior que o outro, e nesse caso diz-se que esse escoamento com coeficiente maior é o dominante na determinação do coeficiente global. Portanto para essa situação é comum utilizar-se aletas, ou superfícies intensificadoras, no lado do fluido que apresenta menor coeficiente de transferência de calor por convecção.

2.3 MÉTODO DA MÉDIA LOGARÍTMICA DAS DIFERENÇAS DE TEMPERATURA

Este método baseia-se em relacionar a taxa de transferência de calor, o produto entre o coeficiente global de transferência de calor e a área de troca, UA , e um valor médio adequado das diferenças de temperatura entre os fluidos. Um balanço de energia para todo o trocador leva as seguintes equações:

$$q = C_q \cdot (T_{q,e} - T_{q,s}) = \dot{m}_q \cdot c_{p,q} \cdot (T_{q,e} - T_{q,s}) \quad (4)$$

$$q = C_f \cdot (T_{f,s} - T_{f,e}) = \dot{m}_f \cdot c_{p,f} \cdot (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (5)$$

Essas equações são válidas independentemente do arranjo dos escoamentos através do trocador de calor, sendo funções apenas das temperaturas de entrada e saída, e das taxas de capacidades térmicas dos fluidos.

Em um trocador de calor de correntes paralelas, o balanço de energia em um elemento diferencial da área do trocador, dA , resulta em:

$$dq = -C_q \cdot dT_q \quad (6)$$

$$dq = C_f \cdot dT_f \quad (7)$$

A partir do coeficiente global de transferência de calor podemos escrever da seguinte forma a taxa de transferência de calor através da área infinitesimal:

$$dq = U \cdot (T_q - T_f) \cdot dA \quad (8)$$

Com o diferencial de $T_q - T_f$ e utilizando as equações (6) e (7) obtemos:

$$d(T_q - T_f) = dT_q - dT_f = -dq \cdot \left(\frac{1}{C_q} + \frac{1}{C_f} \right) \quad (9)$$

Substituindo dq de (8) em (9), e integrando ambos os lados da equação:

$$\int_{\Delta T_2}^{\Delta T_1} d \frac{(T_q - T_f)}{T_q - T_f} = -U \cdot \left(\frac{1}{C_q} + \frac{1}{C_f} \right) \cdot \int_0^A dA \quad (10)$$

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = -U \cdot A \left(\frac{1}{C_q} + \frac{1}{C_f} \right) \quad (11)$$

E a partir de C_q e C_f das equações (4) e (5), temos:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ML} \quad (12)$$

Onde:

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (13)$$

Para um trocador de calor com fluidos escoando em contra-corrente, valem também as equações (12) e (13), apenas considerando que para cada situação:

Correntes paralelas

$$\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,e}$$

$$\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,s}$$

Contra-corrente

$$\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,s}$$

$$\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,e}$$

Figura 1. Temperaturas ao longo do trocador, fluidos escoando em paralelo e contra-corrente

2.3.1 ESCOAMENTOS DE FLUXO CRUZADO E MÚLTIPLOS PASSES

Para casos de trocadores de calor com fluxo cruzado e múltiplos passes, o valor de ΔT_{ML} deve ser corrigido através da multiplicação por um fator de correção F :

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ML} \cdot F \quad (14)$$

Na equação (14) ΔT_{ML} deve ser calculado como se o trocador fosse de correntes contrárias. As curvas utilizadas para a obtenção de F são conhecidas como cartas de Bowman, e podem ser encontradas em TEMA (1999).

2.4 O MÉTODO DA EFETIVIDADE-NUT

É simples e útil a análise dos trocadores de calor através da média logarítmica das diferenças de temperatura se forem conhecidas as temperaturas de entrada dos fluidos e as de saída forem especificadas ou poderem ser determinadas através das equações (4) e (5) pelo balanço de energia. Entretanto ter apenas as temperaturas de entrada leva a um processo iterativo trabalhoso, sendo possivelmente mais vantajoso utilizar para esses casos o método da efetividade-NUT.

A efetividade de um trocador de calor é a razão entre a taxa de transferência de calor real e a taxa de transferência de calor máxima possível e é dada por:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} = \frac{C_q \cdot (T_{q,e} - T_{q,s})}{C_{\min} \cdot (T_{q,e} - T_{f,e})} = \frac{C_f \cdot (T_{f,s} - T_{f,e})}{C_{\min} \cdot (T_{q,e} - T_{f,e})} \quad (15)$$

Sendo número de unidades de transferência:

$$NUT = \frac{U \cdot A}{C_{\min}} \quad (16)$$

E a relação entre as capacidades térmicas:

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (17)$$

Considerando que $C_{\min}$ e $C_{\max}$ são, respectivamente, a menor e a maior dentre

as capacidades térmicas dos fluidos envolvidos.

A taxa de transferência de calor máxima, $Q_{\max}$, seria alcançada em um trocador operando em contra-corrente, com área infinita. A temperatura de saída do fluido de menor capacidade térmica seria igual a temperatura de entrada do outro fluido.

O número de unidades de transferência é um parâmetro adimensional, equação (16), fornece uma medida de um suposto “tamanho” do trocador de calor. Para um determinado arranjo e relação entre capacidades térmicas, C^* , pequenos valores de NUT fornecem efetividades baixas para o trocador. Com o aumento de NUT, a efetividade, ε , tende assintoticamente a um valor máximo. Porém para alguns arranjos possíveis para trocadores a efetividade volta a decrescer conforme NUT tende ao infinito.

Conforme Kays e London (1998), a efetividade pode ser expressa como uma função de NUT e C^* :

$$\varepsilon = \Phi(\text{arranjo}, NUT, C^*) \quad (18)$$

2.5 EVAPORADORES

A partir da literatura foram levantados modelos de simulação numérica de serpentinas resfriadoras e evaporadores. Dentre os modelos observa-se diversas características operacionais, são consideradas e analisadas as seguintes condições: serpentinas com superfície seca, úmida ou parcialmente úmida. São usados também diferentes métodos para tratar a serpentina, dividindo-se basicamente em duas

formas: análise por regiões (ou zonas) e por volumes finitos.

Os modelos que tratam a serpentina por zonas são menos rigorosos por analisarem as diferenças em regiões maiores, cada zona corresponderia a um trocador de calor em separado.

Os modelos baseados em volumes finitos são mais rigorosos por apresentarem uma análise de propriedades em regiões menores, tratando cada parte da serpentina como um trocador de calor em si.

A primeira vista os modelos baseados em diferenças finitas podem parecer uma melhor escolha, mas isso ainda é relativo. Os modelos baseados em regiões são mais simples de serem feitos além do que são mais fáceis e rápidos para serem processados. No caso dos modelos de volumes finitos passa a ser necessário o uso de computadores mais rápidos para reduzir-se o tempo gasto. Entretanto, modelos baseados em volumes finitos resultam em uma resposta mais precisa, além de dar a possibilidade de se conhecer o comportamento e o que ocorre em cada ponto do trocador de calor.

São apresentados a seguir os métodos numéricos mais conhecidos para serpentinas, sendo que dentre será observado tanto a aplicação dos volumes finitos quanto da divisão por zonas.

2.5.1 MODELO DE RICH

O modelo de RICH (1976) utiliza como método a divisão por zonas. Através dele podem ser realizados testes de simulação ou projetos de serpentinas. No presente modelo, a serpentina é dividida em apenas duas regiões, determinadas

como região de evaporação e a região de superaquecimento. Em ambas, foi assumida a condição de superfície completamente úmida, sob a justificativa de que a maioria dos evaporadores de ar condicionado funcionam sob esta condição.

Devido ao fato de ocorrer simultaneamente transferência de calor e massa, fica difícil o uso apenas da diferença de temperatura para prever a capacidade do trocador de calor, portanto torna-se necessário o uso da entalpia nas entradas e saídas das zonas da serpentina. Rich, então, dividiu a serpentina em duas regiões: uma envolvendo transferência de calor entre o ar e a superfície metálica, onde há ainda o filme de líquido, e a outra região envolvendo transferência de calor por condução e convecção, entre o tubo, as aletas e o refrigerante. Portanto foi possível prever a capacidade do trocador de calor a partir das diferenças de potencial de temperatura entre a superfície da serpentina e o refrigerante.

A capacidade da serpentina como um todo é obtida através da soma das capacidades das regiões de evaporação e superaquecimento, porém, como a região de superaquecimento coincide com a região de entrada do ar, cabe considerá-la como um arranjo em contra corrente.

Conforme o autor, esse modelo apesar de pouco rigoroso justamente por considerar propriedades e coeficientes médios de transferência de calor para apenas duas regiões, é bem versátil e apresenta resultados razoavelmente satisfatórios para projetos de evaporadores de ar condicionados comerciais.

2.5.2 MODELOS DE OSKARSSON et al.

Oskarsson et al. (1990-a,b), desenvolveram modelos de simulação numérica

de serpentinas resfriadoras para condições de superfícies seca, úmida e com deposição de neve. Os modelos foram chamados de: modelos de volumes finitos, modelo de três regiões e modelo paramétrico. O modelo de volumes finitos consiste em dividir a serpentina em vários elementos fixados geometricamente, sendo feito desta forma para estudar o comportamento local da transferência de calor, assim como também para considerar a perda de carga tanto para o ar quanto o refrigerante. O modelo denominado de três regiões, divide a serpentina em três regiões, sendo cada uma dependente do estado do refrigerante. As três regiões são a região de evaporação, de superaquecimento e de transição, sendo essa última considerada entre os títulos de 0,75 e 1,00. E o terceiro corresponde ao modelo paramétrico, considerado adequado para bombas de calor, determina a capacidade da serpentina através do método ε -NUT.

Nos modelos chamados volumes finitos e três regiões, considera-se cada fileira de tubos como um único circuito de refrigerante. Várias fileiras são tratadas como se fossem uma única fileira, ou seja, como se fosse uma serpentina de uma única fileira. Para o cálculo da capacidade final multiplica-se então o resultado de uma única fileira pelo número de fileiras realmente presentes no evaporador.

No cálculo do coeficiente de transferência de calor do lado do ar é utilizado a princípio uma correlação para superfície seca, independente das condições reais da superfície do evaporador com relação a umidade. Tal hipótese foi assumida por Oskarsson et al. (1990-a) com o argumento de que para as condições de superfície úmida ou com neve o coeficiente de transferência de calor é maior do que em superfícies secas.

Com relação ao refrigerante, entretanto, os autores trabalham com três

correlações, sendo uma para cada região. Na região de evaporação emprega-se a correlação de Pierre (1956), útil para situações em que a saída do refrigerante é inferior a um. Na região de superaquecimento utiliza-se a correlação proposta por Hiller (1976) apud Oskarsson et al. (1990-a). E para o coeficiente de transferência de calor na região intermediária, entre os títulos 0,75 e 1,00, é feita interpolação dos coeficientes das outras duas zonas.

2.5.3 MODELO DE BENFASI et al.

O modelo de Bensafil et al. (1997) consiste em discretizar os trocadores de calor para uma placa plana. Esse trabalho se encarrega de tratar casos variados como evaporadores, condensadores e trocadores de calor de escoamento monofásico do refrigerante, estando o ambiente externo em condições secas ou úmidas. A discretização espacial do tubo é feita nas três dimensões. Isso leva a um tratamento matricial de parâmetros como vazão e temperaturas do ar e do refrigerante. Em cada elemento são realizados balanços de energia considerando as propriedades locais e os coeficientes de transferência de calor. Para a situação em que a umidade do ambiente levar a formação de orvalho sobre a superfície da serpentina será utilizado o método de transferência de calor baseado na variação de entalpia do refrigerante, conforme foi feito em Threlkeld (1970). Esse método leva a resultados consideravelmente bons, tomando como base a comparação com dados experimentais.

2.5.4 MODELO DE VARDHAN E DHAR

O modelo numérico de Vardhan e Dhar (1998) prediz o desempenho de serpentinas de ar condicionado sendo a superfície do trocador de calor seca ou úmida. O modelo é igualmente apto a lidar com inúmeras configurações de circuito sendo utilizado fluido refrigerante ou água gelada.

O trocador é discretizado ao longo dos circuitos em pequenos elementos onde cada elemento é analisado como um trocador de calor. As condições de saída de um elemento são as condições de entrada do próximo. Balanços de energia são realizados em cada elemento de forma a se obter as condições de saída do ar.

Para cada um desses elementos é encontrada sua respectiva temperatura superficial do tubo. Desta forma pode-se chegar a temperatura de cada parte da serpentina e, considerando se essa temperatura está acima ou abaixo da temperatura de orvalho do ar, determinar se a superfície da serpentina se encontra seca ou úmida. Para não cair em um problema de diferença de entalpia no caso de superfícies úmidas, os autores dividiram a serpentina em duas regiões, uma considerando transferência de calor e massa entre o ar e a superfície, e outra considerando somente a transferência de calor entre a superfície e o fluido refrigerante. Dessa forma pode-se determinar o desempenho do trocador de calor através das diferenças de temperatura entre a superfície do tubo e o refrigerante.

O modelo foi desenvolvido primeiramente considerando o escoamento monofásico da água gelada, porém adaptável a evaporadores e condensadores, através simplesmente da aplicação de correlações adequadas para transferência de calor e perda de carga para o padrão de escoamento e mudança de fase presente

no trocador de calor.

2.5.5 OUTROS MODELOS

Tratando mais brevemente a respeito de outros modelos, pode-se falar do de Elmahdy e Mitalas (1977). Esse modelo é capaz de trabalhar com superfície totalmente seca, totalmente úmida ou apenas parcialmente úmida. O refrigerante presente é necessariamente água gelada.

Hill e Jeter (1991) criaram um modelo de simulação do desempenho de serpentinas baseado no método de análise por volumes finitos. O método consiste em dividir a serpentina em pedaços iguais na direção do fluxo do ar e também dividir em pedaços iguais na direção de escoamento do fluido. O modelo considera uma situação de desumidificação do ar.

Em Fisher e Rice (1981) foi feito um modelo apto a prever o desempenho térmico de uma bomba de calor operando em regime permanente em situação de aquecimento ou resfriamento. Esse modelo considera que o trocador de calor é composto de circuitos paralelos e consequentemente utiliza correlações de efetividade versus NUT.

Domanski e Didion (1983) apresentaram um modelo de evaporador contido em um modelo de bomba de calor, baseado em uma aproximação tubo a tubo (método de zonas). A transferência de calor neste modelo é obtida por cada tubo independentemente baseado na temperatura do refrigerante no tubo e a média da temperatura do ar para todos os tubos de uma determinada fileira. Ao contrário do modelo presente em Domanski (1989), o modelo de Domanski e Didion (1983)

apresenta uma sequência de cálculo dos tubos contrária ao fluxo do refrigerante.

O modelo para evaporadores, do tipo presente em condicionadores de ar domésticos, o EVSIM desenvolvido por Domanski (1989), é um programa com rápida convergência capaz de prever a capacidade térmica do trocador de calor em resultados razoavelmente precisos obtidos através de uma rápida execução do programa. Baseado também em um método tubo a tubo, o desempenho térmico de cada tubo é analisado separadamente a partir de parâmetros de entrada e saída do refrigerante e do ar. A análise mais detalhada dos métodos presentes no EVSIM estão representados no Capítulo 3.

O programa EVAP-COND v2.3 (2008) foi utilizado também na obtenção dos resultados presentes no Capítulo 4. Esse programa pode ser chamado de uma evolução do EVSIM. Utilizando o mesmo esquema tubo a tubo e parâmetros de entrada semelhante, o EVAP-COND traz de melhor em relação ao EVSIM uma interface que facilita a montagem do circuito, o que seria muito trabalhoso no EVSIM e com grandes riscos de erros. Além do fato de o EVAP-COND permitir a utilização de inúmeros refrigerantes incluindo misturas zeotrópicas enquanto o EVSIM permite apenas o uso do R-12 e do R-22.

2.5.6 EVAP-COND

O EVAP-COND é reportado e descrito em Domanski (1999), Domanski (1991) e Domanski e Didion (1984). Utiliza correlações mais atuais para transferência de calor tanto do lado do ar quanto do lado do refrigerante, assim como para a perda de carga. A correlação de transferência de calor, para evaporação, do lado do ar

para aletas planas é: Wang; Chi e Chang (2000); para aletas onduladas: Wang; Jang e Chiou (1999); e para aletas do tipo “louver”: Wang et al. (1999).

As correlações para transferência de calor, para evaporação, do lado do refrigerante para tubo liso e fase única é a correlação de McAdams presente em ASHRAE (2001). Para o escoamento bifásico do refrigerante em regime anular (título até 0,8) o EVAP-COND permite selecionar entre duas correlações: Jung e Didion (1989) e Thome (2005).

No caso de tubos com superfícies intensificadoras internas aplica-se uma multiplicação de 1,9 com o coeficiente de transferência de calor para tubos lisos. Obtendo-se assim o coeficiente para esse tipo de superfície conforme foi sugerido por Schlager; Pate e Bergles (1989).

Na condensação, o coeficiente de transferência de calor, para tubos lisos, pode-se escolher entre Travis; Rosenow e Baron (1973), Shah (1979) e Hajal; Thome e Cavallini (2003a,b). Caso as superfícies internas do tubo sejam superfícies intensificadoras utiliza-se a mesma multiplicação por 1,9 proposto por Schlager; Pate e Bergles (1989).

A perda de carga em fase única e tubos internamente lisos é calculada pela relação de Blasius (1912); e para duas fases e tubos lisos Müller-Steinhagen e Heck (1986).

A perda de carga nos cotovelos, fase única ou escoamento bifásico, em tubos lisos usa-se Chisholm (1983) e Idelchik (1986). Nos tubos com superfícies internas acrescidas a perda de carga é calculada através de uma correção através de um diâmetro hidráulico um pouco menor.

Uma análise recente do programa EVSIM foi feito em Byun; Lee e Choi

(2007). Utilizando basicamente as mesmas correlações do EVSIM original tanto para transferência de calor e perda de carga, o diferencial feito nesse trabalho foi a adequação a outros refrigerantes feito através do NIST RefProp Ver. 6.01, além do acréscimo de uma correlação de transferência de calor para aletas do tipo “slit” proveniente de Wang; Tao e Chang (1999).

3. METODOLOGIA DE SIMULAÇÃO EMPREGADA

O modelo computacional abordado nesta dissertação simula um evaporador tipicamente empregado em sistemas de condicionamento de ar residenciais. O esquema deste tipo de trocador de calor é apresentado na Figura 2. O refrigerante escoa pelo interior dos tubos que formam diversos circuitos, enquanto o ar escoa ao redor desses tubos aletados. Durante a sua passagem o ar evapora o refrigerante, e se resfria. Quando a temperatura do ar é menor que a temperatura de orvalho, vapor de água se condensa sobre a superfície aletada do trocador de calor.

Figura 2. Esquema de um evaporador de uma única placa

Durante o escoamento através do trocador de calor a temperatura do ar decresce gradualmente enquanto a temperatura do refrigerante se mantém

aproximadamente constante durante a evaporação. Assim que o refrigerante se evapora por completo, sua temperatura cresce e a diferença entre a temperatura do refrigerante e do ar diminui. Sistemas de ar-condicionados são projetados para operar com um pequeno superaquecimento do fluido refrigerante na saída do evaporador. A capacidade do evaporador pode ser significativamente reduzida se na saída do refrigerante estiver presente uma mistura de vapor muito superaquecido com a fase líquida ainda presente partindo dos diferentes circuitos da serpentina (CHWALOWSKI; DIDION; DOMANSKI, 1989).

Certas características do projeto impactam sobre o desempenho térmico de um evaporador. Aletas planas, onduladas, e do tipo “louver” podem ser usadas no lado do ar. Tubos com a superfície lisa pelo lado interno são mais comuns, mas o incremento das superfícies também é possível. Diferentes materiais podem ser usados; aletas são construídas normalmente de alumínio enquanto tubos podem ser fabricados a partir de alumínio ou cobre. Outros fatores importantes do projeto são o arranjo e características dos tubos: diâmetro, número de fileiras do trocador, forma e espessura das aletas, circuitação projetada e a configuração da serpentina. Os últimos dois fatores podem provocar a má distribuição do ar e do refrigerante (DOMANSKI, 1989)

A técnica de fabricação pode também impactar no desempenho térmico do trocador de calor. Por exemplo, a resistência de contato entre um tubo e uma aleta pode depender da qualidade dos instrumentos; um tratamento sobre a superfície externa pode resultar melhor drenagem e condensação (DOMANSKI, 1989).

A descrição acima mostra que uma modelagem detalhada sobre o evaporador precisa levar em conta diversos fatores. A complexidade de todos os processos

envolvendo troca de calor entre o ar e o refrigerante requer simplificação das hipóteses durante a formulação do modelo. No entanto, um modelo mais fundamentalmente justificado e detalhado tem maior chance de prever o resultado do equipamento modelado.

Uma forma simples de determinar a capacidade do trocador é utilizar os catálogos fornecidos pelos fabricantes, ou obter correlações através do ajuste de dados do catálogo. Dados referentes à capacidade podem ser esboçados em diagramas para determinadas características da configuração como o modelo do tubo, diâmetro do tubo, materiais de que são constituídos tubo e aleta, forma, espaçamento e espessura das aletas. A conveniência e a rapidez de usar catálogos para evaporadores têm como consequência algumas desvantagens; a solução só pode ser obtida para circuitos mais elementares, e a aplicação em condições diferentes do catálogo são duvidosas (DOMANSKI, 1989).

Modelos computacionais que predizem o desempenho de trocadores, através de relações envolvendo princípios de transferência de calor, são mais versáteis. Entre os modelos que são de domínio público, o modelo de evaporador presente no programa para bombas de calor (FISHER; RICE, 1981) foi desenvolvido para as situações mais generalizadas possíveis. Esse modelo envolve situações de compressão de vapor, bem como também bombas de calor ar para ar tanto para situações de aquecimento quanto arrefecimento. O modelo utiliza correlações de efetividade vs. NUT e baseia-se na suposição de que o trocador de calor é constituído de circuitos paralelos de refrigerante.

Outro modelo de evaporador, incluído no modelo de bomba de calor (DOMANSKI; DIDION, 1983), é baseado em uma abordagem tubo por tubo. A

transferência de calor neste modelo é calculada em cada tubo independentemente baseando-se na temperatura do refrigerante no tubo e na média da temperatura do ar para todos os tubos de uma dada fileira. A escolha dos tubos para avaliação de desempenho é contrária ao sentido do fluxo do refrigerante, ou seja, ela parte da saída do refrigerante e segue em direção à entrada. Este esquema “contrário” resulta em uma convergência mais rápida da simulação do ciclo de compressão do vapor, porém com a consequência da imposição irreal das mesmas propriedades na saída de cada circuito. A distribuição do refrigerante no modelo é estimada baseada no arranjo do circuito e se mantém inalterada durante toda a simulação. O modelo assume uma distribuição uniforme do ar e determina a mesma vazão mássica para cada tubo.

O modelo estudado e abordado, no presente trabalho, EVSIM, é também baseado em um cálculo tubo por tubo, mas possui diversos avanços. Ele pode simular o desempenho de uma serpentina de evaporador com distribuição não uniforme do ar (em uma dimensão, ver Figura A3 presente no Apêndice A) que escoar transversalmente através dos tubos. A distribuição do refrigerante é simulada baseada na perda de carga de cada circuito. Neste caso se utiliza um esquema de iteração “para frente”, a partir da pressão na entrada de um tubo se calcula sua pressão na saída do tubo conforme a correlação de Pierre (1964), a qual permite uma modelagem mais realística. O superaquecimento do refrigerante em diferentes saídas dos circuitos pode ser diferente dependendo do calor recebido e da vazão mássica em cada circuito.

3.1 MÉTODO DE CÁLCULO TUBO POR TUBO DO EVSIM (DOMANSKI, 1989)

O EVSIM, é baseado em uma aproximação tubo por tubo. A avaliação do desempenho de um único tubo aletado é a base do modelo e o desempenho de cada tubo é analisado um por vez. Cada tubo é associado a parâmetros específicos do refrigerante e de sua vazão mássica, e à vazão mássica do ar, temperatura e umidade na entrada.

Uma parte importante do modelo é a lógica (os fluxogramas presentes nas Figuras B1 e B2 contidos no Apêndice B mostram a lógica do programa EVSIM) que determina a ordem certa de cálculo de cada tubo, controla o inventário de parâmetros do ar e do refrigerante para cada tubo, e controla o esquema de convergência.

A simulação começa no tubo de entrada de um determinado circuito e prossegue até chegar à saída do tubo. Se houver divisões, o modelo primeiro calcula uma das ramificações do circuito e quando chega a saída do mesmo, retorna ao ponto de divisão para terminar os cálculos referentes às demais ramificações. Assim que os cálculos para o circuito são terminados, os circuitos restantes são calculados começando com os tubos de entrada.

A escolha do esquema de cálculo dos tubos assegura que as propriedades do refrigerante são sempre conhecidas na entrada de cada tubo, propriedades essas que são iguais às propriedades de saída do tubo anterior. No início da simulação a temperatura e a umidade do ar são conhecidas apenas para os tubos na primeira fileira, sendo estimadas para as demais fileiras. Essas estimativas são atualizadas com novos valores calculados.

3.2 CÁLCULO DA DISTRIBUIÇÃO DO AR NO EVSIM (DOMANSKI, 1989)

O modelo suporta distribuições não uniformes do ar entre os tubos da serpentina. Assume-se, entretanto, que cada tubo tem uma distribuição uniforme de ar ao longo do seu comprimento. Os dados da distribuição de ar devem ser provenientes de valores da distribuição da velocidade do ar na face frontal da serpentina, em forma de pontos discretos presentes no centro do plano (face frontal), perpendicular aos tubos da serpentina. Isso implica que para o presente modelo a velocidade do ar apenas muda com a altura da serpentina, sendo a mesma no comprimento dos tubos, conforme representado na Figura A3 do Apêndice A. A partir desses dados, o modelo calcula uma distribuição de velocidades para toda face da serpentina e determina a vazão mássica de ar associada a cada tubo da primeira fileira.

A vazão mássica de ar associada aos tubos das demais fileiras é calculada baseada na vazão mássica sobre os tubos da fileira anterior. Assume-se que a direção geral do ar através do trocador é perpendicular em relação à face do mesmo e o ar se divide igualmente por cada tubo (CHWALOWSKI; DIDION; DOMANSKI, 1989). Portanto um dado tubo é exposto a uma corrente de ar que é composta de 50% da corrente de ar dos dois tubos mais próximos na fileira anterior.

A temperatura do ar e sua umidade para cada tubo após a primeira fileira são calculadas levando em consideração a mistura que compõe o ar através de equações psicométricas padronizadas. Se a mistura do processo resulta em ar saturado, a quantidade de vapor condensando é calculado e assume-se que é coletado pelas aletas e drenado.

O processo de mistura é calculado a partir da sub-rotina MIXAIR (DOMANSKI, 1989), e a distribuição do ar é determinada pela sub-rotina DISTR2 (DOMANSKI, 1989).

3.3 DISTRIBUIÇÃO DO REFRIGERANTE

A distribuição do refrigerante na serpentina é governada pela perda de carga. No código em questão, considerações diferentes são feitas para evaporador de placa única e evaporador de placa dupla.

3.3.1 EVAPORADOR DE PLACA ÚNICA (DOMANSKI, 1989)

O EVSIM pode simular um evaporador de uma placa empregando um dispositivo de expansão. Nesse tipos de trocadores de calor, a pressão do refrigerante em cada tubo de entrada é a mesma. A vazão mássica do refrigerante em cada circuito se autoajusta, de forma que a pressão em cada tubo de saída também seja a mesma.

No início da simulação o modelo estima a distribuição do refrigerante baseado na distribuição do circuito. Assume-se haver uma resistência uniforme ao escoamento em cada tubo. Essa hipótese é grosseira, pois a perda de pressão vai depender da vazão mássica do refrigerante e da taxa de transferência de calor. No decorrer da simulação, uma vez que a perda de pressão é calculada em cada tubo, a distribuição do refrigerante é atualizada usando os dados das perdas de pressão.

A Figura 3 apresenta um exemplo de circuito do refrigerante em um plano.

Cada linha vertical representa um tubo. Os números na Figura 3 marcam a localização de cada tubo como o explicado no Apêndice A.

A distribuição do refrigerante em uma serpentina é determinada por uma análise sequencial de cada ponto de divisão e das ramificações associadas. O algoritmo para avaliação da distribuição do refrigerante é derivado considerando que a queda de pressão para um escoamento evaporando, pode ser simplificada representado pela seguinte equação, segundo a correlação de Pierre (1964):

$$\Delta P \propto f \cdot G^2 \quad (19)$$

onde: ΔP = perda de carga

f = fator de atrito

G = velocidade mássica

Considerando que o fator de atrito na correlação de Pierre é função do número de Reynolds elevado a -0,25, rearranjando a equação (19) se obtém a seguinte relação para cada ramificação do circuito:

$$R_i \cdot G_i^{1,75} = \Delta P_i \quad (20)$$

onde: R_i = resistência ao escoamento oferecido por uma determinada ramificação que sai do ponto de divisão (essa resistência leva em conta os efeitos da geometria do tubo, densidade do fluido e a viscosidade.)

G_i = velocidade mássica do refrigerante através de uma dada ramificação.

ΔP_i = perda de carga de uma dada ramificação do circuito.

A equação (20) permite calcular a resistência ao escoamento para cada ramificação usando a perda de carga do refrigerante, ΔP_i , e a velocidade mássica, G_i , calculados no laço iterativo anterior. Uma vez que as resistências ao escoamento, R_i , são conhecidas, a equação (20) permite estimar a razão das vazões mássicas em quaisquer das duas ramificações, considerando que a perda de pressão através de todas as ramificações ligadas a um mesmo ponto de divisão é a mesma.

Desde que a soma da vazão mássica do refrigerante através das ramificações seja igual a velocidade mássica no ponto de divisão, se cumpre a seguinte equação:

$$F_1 + F_2 + \dots + F_n = \sum_{i=1}^n F_i \quad (21)$$

onde: F_i = fração da vazão mássica do refrigerante no ponto de divisão que parte para uma dada ramificação

n = número de ramificações que partem do ponto de divisão

A Equação (21) e as razões das vazões mássicas geradas pela equação (20) constituem um sistema de “ n ” equações e “ n ” incógnitas. Esse sistema pode ser resolvido para encontrar a fração da vazão mássica do refrigerante num ponto de divisão escoando através da i -enésima de “ n ” ramificações:

$$F_i = \frac{1}{\sum_{j=1}^n (R_i/R_j)^{0,571}} \quad (22)$$

A equação acima é usada para atualizar a distribuição do refrigerante. Como resultado das atualizações das distribuições, o modelo itera a pressão do refrigerante para uma variação de 0,05 Psi nas diferentes saídas dos circuitos.

Figura 3. Um exemplo de circuito de refrigerante.

Cada linha vertical representa um tubo. O número próximo ao tubo representa a localização do tubo conforme o que foi explicado no Apêndice A.

3.3.2 EVAPORADOR DE DUAS PLACAS (DOMANSKI, 1989)

O modelo pode simular dois tipos de evaporadores de duas placas:

1. equipados apenas com um único dispositivo de expansão para ambas as placas;
2. equipados com dois dispositivos de expansão, um para cada placa.

Esses dois casos necessitam de diferentes cálculos para simular a distribuição do refrigerante. No primeiro caso, como feito para apenas uma placa, a distribuição do refrigerante é determinada pela perda de carga nos circuitos. A distribuição do refrigerante neste caso é determinada pelo EVSIM como se fosse uma placa apenas.

No segundo caso, no qual cada serpentina é alimentada por um dispositivo de expansão, a distribuição do refrigerante é determinada em dois estágios. Primeiramente, o ponto de divisão do refrigerante entre as duas placas é determinado somente pela relativa restritividade das válvulas de expansão usadas. Isso é devido ao fato de que os dispositivos de expansão usados nas aplicações de condicionamento de ar comumente mostram fraca dependência com a pressão no evaporador.

Segundo, a vazão mássica, já determinada para cada placa, ajusta-se em circuitos individuais baseados em sua relativa restritividade. Deve ser notado que, a

não ser para o caso de um único dispositivo de expansão para o qual a pressão do refrigerante em todos os tubos de entrada e saída são iguais, no código para dois dispositivos de expansão a pressão de saída é a mesma para cada placa enquanto as pressões de entrada de cada uma podem ser diferentes (isso vai resultar um diferente perfil de temperatura interferindo na taxa de transferência de calor). Como o modelo fornece uma determinada pressão de saída, considerando a pressão de entrada desconhecida, um processo de iteração é usado para a serpentina com dois dispositivos de expansão.

3.4 MODELAGEM DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR, MASSA E QUANTIDADE DE MOVIMENTO

3.4.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM FLUXO CRUZADO PARA UM TUBO

Quando se considera um tubo único e separado de um trocador de calor ar-refrigerante, o problema da transferência de calor reduz-se a apenas um problema de um trocador de calor de fluxo cruzado. Para este tipo de trocadores se podem derivar expressões fechadas a partir da teoria de trocadores de fluxo cruzado. Considerando a equação de Peclet:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (23)$$

onde: A = área da superfície de transferência de calor

U = coeficiente global de transferência de calor

ΔT_m = variação logarítmica de temperatura entre os fluidos do trocador de calor

Q = taxa de transferência de calor

No caso de arranjos de fluxo cruzado puros, uma das duas seguintes diferenças média logarítmicas pode ser aplicada para calcular ΔT_m (THRELKELD, 1970):

$$\Delta T_m = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2}} \quad (24)$$

e

$$\Delta T_m = \frac{\frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2}}{\ln \frac{\frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2} + \ln \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_1}}{\frac{t_2 - t_1}{T_2 - t_1}}} \quad (25)$$

A relação (24) se aplica quando a temperatura de um dos fluidos não muda (a temperatura desse fluido é denotada por T). Quando as temperaturas de ambos os fluidos mudam se utiliza a relação (25). Em ambas as equações:

T = temperatura de um fluido

t = temperatura do outro fluido

ΔT_m = diferença média logarítmica de temperatura (sub-escritos 1 e 2 referem-se à entrada e à saída do tubo, respectivamente).

A variação de entalpia do fluido é calculada considerando o balanço de energia segundo as seguintes equações:

$$Q = m \cdot (i_2 - i_1) \quad (26)$$

ou

$$Q = m \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (27)$$

As equações (23) a (27) são as equações fundamentais que são empregadas no modelo para calcular a taxa de transferência de calor entre o ar e o refrigerante, mesmo quando está presente a mudança de fase do refrigerante, ou quando o refrigerante está superaquecido. No caso da mudança de fase é preciso identificar padrões de escoamento no interior dos tubos e associá-los a fração de comprimento dos tubos em que está presente. Para o cálculo da perda de carga do refrigerante, o modelo adota diferentes correlações na região bifásica e na região de superaquecimento. O cálculo da transferência de calor considera duas correlações diferentes na região bifásica, assumindo escoamento anular (título até 0,85), e escoamento em névoa para títulos entre 0,85 – 1,00. As correlações utilizadas são apresentadas a seguir.

3.4.2 REGIÃO BIFÁSICA DO REFRIGERANTE

Para o escoamento anular se assume que (DOMANSKI, 1989):

$$Q = m_a \cdot c_{p,a} \cdot (t_i - T_i) \cdot \left(1 - \exp\left(\frac{-U \cdot A_o}{m_a \cdot c_{p,a}}\right)\right) \quad (28)$$

Se a taxa de transferência de calor calculada, Q , resulta em um título de vapor para o refrigerante maior do que 0,85, a taxa de transferência de calor regime de escoamento anular é:

$$Q = m_r \cdot (i_{r,85} - i_{r,i}) \quad (29)$$

A fração do comprimento do tubo com título até 0,85, anular, será calculada pela seguinte equação:

$$ANULAR = \frac{m_r \cdot (i_{r,85} - i_{r,i})}{m_a \cdot c_{p,a} \cdot (t_i - T_i) \cdot \left(1 - \exp\left(-\frac{U \cdot A_o}{m_a \cdot c_{p,a}}\right)\right)} \quad (30)$$

Para escoamento em névoa, considerando o fluxo de ar, a taxa de transferência de calor é:

$$Q = m_a \cdot c_{p,a} \cdot (1 - ANULAR) \cdot (t_i - T_i) \cdot \left(1 - \exp\left(-\frac{U \cdot A_o}{m_a \cdot c_{p,a}}\right)\right) \quad (31)$$

Se a taxa de transferência de calor calculada pela equação acima resulta em uma entalpia do refrigerante maior que do vapor saturado, $i_{r,v}$, a taxa de transferência de calor na região de escoamento em névoa considerando a vazão do refrigerante é:

$$Q = m_r \cdot (i_{r,v} - i_{r,i}) \quad (32)$$

A fração do tubo com escoamento em névoa, X_{DRY} , pode ser calculada pela seguinte equação:

$$XDRY = \frac{m_r \cdot (i_{r,v} - i_{r,i})}{m_a \cdot c_{p,a} \cdot (1 - ANULAR) \cdot (t_i - T_i) \cdot \left(1 - \exp\left(-\frac{U \cdot A_o}{m_a \cdot c_{p,a}}\right)\right)} \quad (33)$$

Escoamento monofásico (vapor superaquecido):

$$Q = m_r \cdot c_{p,r} \cdot (t_i - T_i) \cdot \left(1 - \exp\left(-\frac{(1 - ANULAR - XDRY) \cdot m_a \cdot c_{p,a}}{m_r \cdot c_{p,r}} \cdot \left(1 - \exp\left(-\frac{U \cdot A_o}{m_a \cdot c_{p,a}}\right)\right)\right)\right) \quad (34)$$

Da equação (28) até (34) a seguinte nomenclatura é usada:

A_o = área exterior total do tubo molhada pelo ar

$c_{p,a}$ = calor específico do ar a pressão constante

$c_{p,r}$ = calor específico do refrigerante a pressão constante

$i_{r,i}$ = entalpia do refrigerante na entrada do tubo

$i_{r,v}$ = entalpia do vapor saturado do refrigerante

$i_{r,85}$ = entalpia do refrigerante no escoamento de título igual a 0,85

m_a = vazão mássica do ar no tubo

m_r = vazão mássica do refrigerante no tubo

t_i = temperatura do ar que cruza o tubo

T_i = temperatura de entrada do refrigerante

ANULAR = fração do comprimento do tubo com escoamento de título até 0,85

XDRY = fração do comprimento do tubo com escoamento de título entre 0,85

e 1,00

U = coeficiente global de transferência de calor do tubo

3.4.3 PERDA DE CARGA DO REFRIGERANTE EM UM TUBO

A perda de carga total para fluxo em um tubo ocorre devido ao atrito, variação da quantidade de movimento e gravidade. A perda de carga por gravidade não é considerada pelo EVSIM.

Consequentemente, a perda de carga para superfícies acrescidas é calculada aplicando correlações para tubos lisos e predeterminando fatores de correção.

3.4.3.1 PERDA DE CARGA PARA ESCOAMENTO MONOFÁSICO

3.4.3.1.1 TUBOS LISOS

A perda de carga por atrito pode ser calculada pela equação de Fanning com o fator de atrito de Fanning tal como foi feito nas equações (35) e (36):

$$\frac{dP}{dL} = \frac{2 \cdot f \cdot G^2}{D_i \cdot \rho} \quad (35)$$

$$f = 0,046 \cdot Re^{-0,2} \quad (36)$$

A perda de carga devido a variação de quantidade de movimento pode ser calculada pela equação abaixo:

$$\frac{dP}{dL} = -G^2 \cdot \frac{dv}{dL} \quad (37)$$

Nas relações anteriores, P representa a pressão, L a coordenada ao longo do eixo do tubo, G a velocidade mássica do refrigerante, D_i o diâmetro interno do tubo, v o volume específico do refrigerante, Re o número de Reynolds e f o fator de atrito de Fanning.

3.4.3.1.2 TUBOS COM SUPERFÍCIES INTENSIFICADAS

A perda de carga por atrito é calculada pelas Eqs.(35) e (36) aplicando um fator multiplicador igual a 1,5. Esse fator multiplicador aumenta em 50 % o valor obtido pelo EVSIM para o respectivo coeficiente interno de transferência de calor.

3.4.3.2 PERDA DE CARGA PARA ESCOAMENTO BIFÁSICO COM EVAPORAÇÃO

3.4.3.2.1 TUBOS LISOS

A perda de carga por atrito calculada para escoamento bifásico com evaporação pode ser calculada através da correlação proposta por Pierre (1964), baseada em seus experimentos com refrigerantes R-12 e R-22. A correlação de Pierre combina os efeitos da quantidade de movimento e do atrito em uma única equação:

$$\Delta P = \left(f \cdot \frac{L}{D_i} + \frac{\Delta x}{x} \right) \cdot G^2 \cdot v_m \quad (38)$$

Na Equação (38) f refere-se ao fator de atrito calculado pela equação (39), x ao título médio, Δx à variação do título, $v_m = v_L + x_m \cdot (v_V - v_L)$, sendo v_m o volume específico médio, v_L o volume específico da fase líquida, v_V o volume específico da fase gasosa e x_m o título médio de vapor.

$$f = 0,0185 \cdot \left[\frac{K_f}{Re} \right]^{0,25} \quad (39)$$

Sendo:

$$K_f = \frac{J \cdot i_{fg} \cdot \Delta x \cdot g_c}{L \cdot g} \quad (40)$$

$$Re = \frac{G \cdot D_i}{\mu_L} \quad (41)$$

Na Equação (40) J é um fator de conversão, $J = 0,10213$ (kgf.m/J), g é a constante de aceleração gravitacional, $g = 9,8$ (m/s²), e $g_c = 9,8$ (m.kg/(kgf.s²), constante adimensional.

A fórmula para o fator de atrito contém o número de Reynolds e o termo, K_f , apontado por Pierre (1964) como um número de vaporização, fazendo o fator de atrito ser sensível a taxa de geração de vapor na interface líquido-vapor. A correlação de Pierre foi verificada em Anderson; Rich e Geary (1966), obtendo melhor concordância global com dados experimentais para perda de carga dos refrigerantes R-12 e R-22 do que usando outra correlação mais popular de Martinelli

e Nelson (1948). Correlações mais modernas serão implementadas em futuras versões do programa.

3.4.4 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA TUBOS ALETADOS

3.4.4.1 TUBO SECO

O coeficiente global de transferência de calor, U , para um tubo seco aletado pode ser obtido a partir de resistências individuais entre o refrigerante e o ar, Threlkeld (1970), Domanski (1989):

$$U = \left[\frac{A_o}{A_{p,i} \cdot h_i} + \frac{A_o \cdot x_p}{A_{p,m} \cdot k_p} + \frac{A_o}{A_{p,o} \cdot h_{tf}} + \frac{1}{h_{c,o} \cdot \left(1 - \frac{A_f}{A_o} \cdot (1 - \phi)\right)} \right]^{-1} \quad (42)$$

onde: A_f = área da superfície da aleta

A_o = área exterior total exposta ao ar

$A_{p,i}$ = área interior do tubo

$A_{p,m}$ = área média da superfície do tubo

$A_{p,o}$ = área externa da superfície do tubo

$h_{c,o}$ = coeficiente de transferência de calor convectivo sobre a superfície exterior

h_i = coeficiente de transferência de calor no lado interno do tubo

h_{tf} = condutância térmica no contato entre tubo e aleta

k_p = condutividade térmica do material do tubo

x_p = espessura da parede do tubo

$$\phi = \frac{T_{f,m} - T_a}{T_{f,b} - T_a}, \text{ eficiência da aleta}$$

T_a = temperatura do ar

$T_{f,b}$ = temperatura da base da aleta

$T_{f,m}$ = temperatura média da aleta

O primeiro e o quarto termo da equação (42) refere-se às resistências convectivas de transferência de calor internas e externas, respectivamente. O segundo termo representa a resistência condutiva de transferência de calor através da parede. O terceiro termo trata da resistência de contato entre a superfície externa do tubo e a base da aleta.

3.4.4.2 TUBO ÚMIDO

A análise do tubo úmido é aplicado ao evaporador quando a temperatura de sua superfície está abaixo da temperatura de orvalho do ar. Como resultado, a umidade é removida do ar através da condensação de vapor de água na superfície externa do evaporador. Se a temperatura do evaporador estiver acima da temperatura de gelo (variação presente no EVSIM) o fluido condensando escoará pelas aletas sob influência da gravidade.

A taxa de transferência de calor entre a corrente de ar e a superfície de água é descrita pela equação abaixo:

$$dQ = [h_{c,o} \cdot (T_a - T_w) + h_{D,o} \cdot (w_a - w_w) \cdot i_{fg,w}] \cdot dA_o \quad (43)$$

O primeiro termo trata da transferência de calor sensível e o segundo trata da transferência do calor latente. Para a pressão atmosférica o número de Lewis corresponde a:

$$Le = \frac{h_{c,o}}{h_{D,o} \cdot c_{p,a}} \quad (44)$$

tem valor próximo a 1, Threlkeld (1970) e outros. Considerando que a eficiência da aleta aproxima-se da taxa de diferença de umidade no conteúdo:

$$\phi = \frac{w_a - w_{f,m}}{w_a - w_w} \quad (45)$$

A equação (43), então, assume a seguinte forma para o tubo com aletas planas:

$$dQ = h_{c,o} \cdot \left(1 + \frac{i_{fg,w} \cdot (w_a - w_w)}{c_{p,a} \cdot (T_a - T_w)}\right) \cdot \left(1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \phi)\right) \cdot (T_a - T_w) \cdot dA_o \quad (46)$$

Símbolos usados nas equações (43) a (46) significam:

A_f = área da superfície da aleta

A_o = área externa total

$c_{p,a}$ = calor específico do ar

$h_{c,o}$ = coeficiente convectivo no lado do ar (convecção forçada)

$h_{D,o}$ = coeficiente de transferência de massa do lado do ar

$i_{fg,w}$ = calor latente de condensação para água

T_a = temperatura do ar

T_w = temperatura da água líquida na base da aleta

Q = taxa de transferência de calor

w_a = taxa de umidade do ar

w_w = taxa de umidade do ar saturado a temperatura T_w

A condução de calor unidimensional através do filme condensado pode ser expressado pela equação:

$$dQ = h_w \cdot \Delta T_w \cdot dA_o \quad (47)$$

Onde o coeficiente de transferência de calor para o filme condensado é dado pela Equação (48):

$$h_w = \frac{k_w}{\delta} \quad (48)$$

k_w = condutividade térmica da água

ΔT_w = diferença de temperatura através do filme de água condensada

δ = espessura do filme condensado

Usando as equações (43) e (47) e referindo-se a equação (42), a relação que

segue para o coeficiente global de transferência de calor para um tubo úmido aletado pode ser obtida:

$$U = \left[\frac{A_o}{A_{p,i} \cdot h_i} + \frac{A_o \cdot x_p}{A_{p,m} \cdot k_p} + \frac{1}{h_L} + \frac{A_o}{A_{p,o} \cdot h_{tf}} + \frac{1}{h_{c,o} \cdot \left(1 + \frac{i_{fg,w} \cdot (w_a - w_w)}{c_{p,a} \cdot (T_a - T_w)}\right) \cdot \left(1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \phi)\right)} \right]^{-1} \quad (49)$$

Onde os símbolos usados são definidos conforme as equações (42) e (45).

O presente modelo leva em consideração o impacto da condensação de vapor para a transferência de calor pelos seguintes motivos (DOMANSKI, 1989):

- a . A camada do líquido condensado oferece resistência adicional à transferência de calor (termo 3 da equação (49)),
- b. Do lado do ar a resistência à transferência de calor decai devido devido ao efeito de condensação.
- c. O coeficiente de transferência de calor do lado do ar, $h_{c,o}$, cresce se for sentida a geometria da superfície externa e o número de Reynolds da corrente de ar.
- d. A eficiência da aleta cai conforme h cresce.

A Equação (49) requer que se leve em consideração a espessura da camada do líquido condensado. A seguinte análise permite encontrar o valor da espessura média de um filme condensado sobre uma aleta, horizontal ou vertical. Obviamente, em aplicações reais, o líquido condensado não é uniformemente distribuído pela superfície da aleta, e a espessura do fluido condensado varia mesmo em aletas horizontais. As variações locais da espessura do filme líquido são muito maiores

para aletas onduladas e em forma de tiras. Na falta de melhores métodos analíticos, uma espessura média para a camada de água será calculada e usada pelo EVSIM nos cálculos de transferência de calor (DOMANSKI, 1989).

Em ordem para encontrar a espessura da camada de água, se considera a equação de transferência de massa:

$$m_{a,d} \cdot dw_a = -h_{D,o} \cdot (w_a - w_w) \cdot dA_o \quad (50)$$

Para o número de Lewis igual a 1, a equação (50) assume a seguinte forma:

$$m_{a,d} \cdot dw_a = -\frac{h_{c,o}}{c_{p,a}} \cdot (w_a - w_w) \cdot dA_o \quad (51)$$

A mudança na taxa de umidade do ar pode ser calculada pela integração da equação (51), resultando em:

$$w_{a,o} = w_{a,i} - (w_{a,i} - w_w) \cdot \left(1 - \exp \frac{-h_{c,o} \cdot A_o}{c_{p,a} \cdot m_{a,d}}\right) \quad (52)$$

A condensação da umidade pode algumas vezes ocorrer apenas em uma parte da superfície externa associada ao tubo. Isso pode acontecer por exemplo em um tubo no qual o refrigerante está superaquecido, tendo a temperatura de entrada e saída, abaixo e acima da temperatura de orvalho do ar, respectivamente. Outro caso possível é quando a temperatura do refrigerante está pouco abaixo da temperatura de orvalho do ar. Deste modo a condensação vai ocorrer na superfície

do tubo e na parte da área aletada que estiver abaixo da temperatura de orvalho do ar e a superfície da aleta que estiver acima da temperatura de orvalho do ar não vai provocar condensação (DOMANSKI, 1989).

Um rigoroso modelo de condensação na parte de fora da superfície exige que se identifique as áreas da superfície que estão acima e abaixo da temperatura de orvalho. Cumprir esta tarefa é extremamente difícil, a consequência de tantas variáveis afetando o perfil de temperatura da superfície é desconhecida. Nota-se também que as consequências dos balanços dos padrões de escoamento e da temperatura dos tubos na vizinhança da aleta em seu perfil de temperatura é também muito complexo. Devido a estas razões essa parte da simulação é desenvolvida considerando algumas poucas hipóteses simplificadoras.

A remoção da umidade da corrente de ar é calculada separadamente para um tubo e suas aletas. Elas são associadas a um determinado tubo e são consideradas como circulares e de área igual, tal como é mostrado na Figura 4. Um perfil de temperatura linear da superfície de um tubo entre a entrada e a saída é tomado como hipótese, e as partes do tubo com e sem condensação serão determinadas dessa forma. Do mesmo modo um perfil de temperatura linear é considerado para uma aleta.

A temperatura média para uma superfície da aleta, $T_{f,m}$, pode ser expressa pela equação:

$$T_{f,m} = \frac{1}{A_f} \cdot \int T \cdot dA_f \quad (53)$$

Aplicando um perfil de temperatura linear sobre a aleta e integrando obtêm-se:

$$T_{f,m} = T_o + \frac{(T_t - T_o) \cdot \left(\frac{D_t^3}{3} - \frac{D_t^2 \cdot D_o}{2} + \frac{D_o^3}{6} \right)}{(4 \cdot A_f (D_t - D_o))} \quad (54)$$

Figura 4. Método de aproximação para aletas retangulares em termos de aletas redondas de área igual (DOMANSKI, 1989).

Onde: D_o = diâmetro externo do tubo

D_t = diâmetro total da aleta (ver Figura 4)

T_o = temperatura do tubo em D_o

T_t = temperatura da ponta da aleta em D_t

Desde que a temperatura média possa também ser usada para a eficiência da aleta resulta:

$$T_{f,m} = T_a - \phi \cdot (T_a - T_o) \quad (55)$$

Agora a temperatura da ponta da aleta, T_t , e o diâmetro da aleta com a condensação ocorrendo, D_c , podem ser determinados. Considerando que a taxa de umidade do ar saturado varia linearmente com a temperatura, a taxa de umidade do ar saturado corresponde a temperatura média da superfície da aleta à temperatura abaixo da temperatura de orvalho que pode ser calculada pela seguinte equação:

$$w_w = w_o + \frac{(w_c - w_o) \cdot \left(\frac{D_c^3}{3} + \frac{D_c^2 \cdot D_o}{2} + \frac{D_o^3}{6} \right)}{4 \cdot A_{f,c} \cdot (D_c - D_o)} \quad (56)$$

Deve ser notado que o EVSIM aproxima aletas retangulares para aletas circulares apenas para podermos calcular a remoção da umidade. O escoamento do fluido condensado nas aletas e a transferência de calor são calculados de modo a reconhecer o esquema de tubos aletados.

A taxa de remoção da umidade por unidade de área, R , pode ser calculada:

$$R = \frac{m_{a,d} \cdot (w_{a,i} - w_{a,e})}{A_o} \quad (57)$$

onde: $m_{a,d}$ = vazão mássica de ar seco

$w_{a,e}$ = taxa de umidade do ar na fileira do tubo de saída

$w_{a,i}$ = taxa de umidade do ar na fileira do tubo de entrada

Imaginando que não exista nenhum obstáculo para o ar sobre a camada de líquido, sua velocidade local é expressa solucionando-se as equações de Navier-Stokes para escoamento viscoso em um muro vertical:

$$V_z = \frac{\rho \cdot g}{\mu} \cdot (0,5 \cdot y^2 - y \cdot \delta) \quad (58)$$

onde: V_z = velocidade local do líquido

ρ = densidade do líquido

y = distância da parede

δ = espessura da camada de líquido

μ = viscosidade absoluta do líquido

Aplicando a equação da continuidade ao filme de líquido para uma unidade de comprimento:

$$m(z) = \rho \cdot \int_0^{\delta} V_z \cdot dy \quad (59)$$

Assumindo que a taxa de condensação sobre a aleta é uniforme, (isto é, $m(z)$ = $R' \cdot z/h$, onde: $m(z)$ = vazão mássica do conteúdo condensado na altura z , R' = taxa de condensação da água sobre uma aleta de altura h e uma unidade de comprimento, $z = 0$ no topo e $z=h$ no fundo da placa), a média da espessura da

camada de condensação pode ser obtida através da integração da espessura de camada local pela altura da aleta e dividindo a expressão obtida pela altura. A expressão resultante é:

$$\delta = 1,082 \cdot \left[\frac{\mu_w \cdot R'}{g \cdot \rho_w^2} \right]^{1/3} \quad (60)$$

onde: R' = taxa de condensação por unidade de largura de uma aleta

μ_w = viscosidade dinâmica da água

ρ_w = densidade da água

3.4.4.3 EFICIÊNCIA DA ALETA

A adição de aletas aos tubos pode melhorar significativamente a transferência de calor externa mas causando o decréscimo da diferença da temperatura média entre a superfície e a corrente de ar. A eficiência da aleta calculada, ϕ , é usada como a taxa de efetividade térmica de uma aleta.

A eficiência da aleta para uma aleta circular plana em um tubo circular foi discutida por Gardner (1945). Gardner resolveu a equação diferencial para a descrição da distribuição de temperatura e apresentou curvas de eficiência da aleta.

Para o caso de evaporadores residenciais, as aletas não são circulares, mas contínuas, placas retangulares atravessam todos os tubos na placa. A forma de uma aleta servindo um tubo particular depende da distância entre os tubos e o espaço transversal entre os tubos do sistema. O método proposto por Schmidt (1945-46) e

descrito em McQuiston (1982) leva em conta o regime de escoamento e é empregado no presente código.

A eficiência da aleta, ϕ , é calculada em termos do raio da base da aleta, r_0 , e mais dois parâmetros, M e θ :

$$M = \left[\frac{2 \cdot h}{k_f \cdot t} \right]^{0,5} \quad (61)$$

$$\theta = (R/r_0 - 1) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln(R/r_0)) \quad (62)$$

$$\phi = \frac{\tanh(M \cdot r_0 \cdot \theta)}{M \cdot r_0 \cdot \theta} \quad (63)$$

onde: $h = h_{c,o} \cdot \left[1 + \frac{i_{fg,w} \cdot (w_a - w_w)}{c_{p,a} \cdot (T_a - T_w)} \right]$, se $w_a > w_w$

$h = h_{c,o}$, para qualquer outro caso

R = raio equivalente da ponta

r_0 = raio externo do tubo

t = espessura da aleta

Figura 5. Definição das dimensões para cálculo da eficiência da aleta através do método de Schmidt.

Os cálculos da configuração do tubo resulta em uma aleta hexagonal como mostrado na Figura 5. As duas dimensões mostradas na figura podem ser definidas como trocáveis entre si. Elas devem ser definidas de forma a ter sempre Y maior ou igual a y. Conforme a nota presente na figura, a relação entre o raio equivalente da ponta da aleta e o raio da base da aleta é calculado pelas seguintes equações:

$$\psi = y/r_0 \quad (64)$$

$$\beta = Y/y \quad (65)$$

$$R/r = 1,27 \cdot \psi \cdot (\beta - 0,3)^{0,5} \quad (66)$$

Várias hipóteses estão ligadas ao cálculo da eficiência da aleta. Assume-se que a aleta seja fina e o coeficiente de transferência de calor do lado do ar seja constante em toda superfície da aleta. Todos aspectos práticos da operação não são levados em conta devido à inaptidão do modelo de perceber alguns elementos que impacto insignificante no resultado. Por exemplo, transferência de calor entre as aletas vizinhas não são levadas em conta. Semelhantemente, efeitos de descontinuidade do material da aleta (aletas tipo “louver”) são ignoradas para cálculo da eficiência no presente modelo computacional.

3.4.4.4 TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO FORÇADA NO LADO DO AR PARA UMA PLACA SECA COM TUBOS ALETADOS

O EVSIM trata da modelagem de evaporadores com aletas contínuas sobre arranjos de tubos circulares. Três seções consecutivas descrevem as correlações de transferência de calor do lado do ar aplicando três diferentes tipos de aletas. O cálculo do coeficiente de transferência de calor do lado do ar é comandado pela sub-rotina AIRHT3.

3.4.4.4.1 ALETAS PLANAS

A correlação de Gray e Webb (1986) foi escolhida para calcular o coeficiente de transferência de calor do lado do ar para o caso de aletas planas. Essa

correlação foi desenvolvida usando dados do laboratório de 16 trocadores de calor aplicando uma técnica de regressão múltipla. O erro da vazão mássica do refrigerante foi de 7,3%.

A correlação produz um valor médio para o fator-j para um trocador de calor com quatro ou mais fileiras de tubos (nenhuma mudança no fator-j após 4 fileiras é tratada). Teremos a seguinte equação:

$$j_4 = 0,14 \cdot \text{Re}^{-0,32} \cdot \left[\frac{S_t}{S_l} \right]^{-0,502} \cdot \left[\frac{s}{D_o} \right]^{0,0312} \quad (67)$$

onde: $j_4 = \frac{h_{c,o} \cdot \text{Pr}^{2/3}}{G_c \cdot c_{p,a}}$, fator-j para quatro ou mais fileiras (68)

$h_{c,o}$ = coeficiente de transferência de calor convectiva forçada para a superfície externa

Pr = número de Prandtl

G_c = velocidade mássica sobre uma mínima área de escoamento

$c_{p,a}$ = calor específico a pressão constante

$$\text{Re} = \frac{D_o \cdot G_o}{\mu} \quad , \text{ número de Reynolds}$$

D_o = diâmetro externo do tubo

μ = viscosidade dinâmica

S_t = espaço do tubo normal à vazão do fluido

S_l = espaçamento entre os tubos na direção da corrente de ar (distância entre as fileiras)

s = espaço entre aletas adjacentes

Para calcular um valor médio para o fator-j para trocadores de calor com menos de quatro fileiras, j_N (onde $N < 4$), Gray e Webb (1986) determinaram a seguinte equação:

$$j_N = j_4 \cdot 0,991 \cdot [2,24 \cdot Re^{-0,092} \cdot (N/4)^{-0,031}]^{0,607 \cdot (4-N)} \quad (69)$$

onde: j_4 = valor obtido pela equação (67)

Uma simulação tubo por tubo requer a disponibilidade do coeficiente de transferência de calor no lado do ar para um tubo de uma dada fileira. Assumindo que cada fileira tem o mesmo peso no coeficiente médio de transferência de calor no lado do ar da serpentina, o valor do coeficiente de transferência de calor para a fileira N, $j_{N,R}$, pode ser aproximado pela fórmula:

$$j_{N,R} = N \cdot j_N - (N-1) \cdot j_{N-1} \quad (70)$$

onde: j_N, j_{N-1} = fatores-j médios para trocadores de calor com N e N-1 fileiras, respectivamente, obtidas pelas equações (68) ou (69)

3.4.4.4.2 ALETAS ONDULADAS

Dados obtidos para aletas planas e onduladas foram publicadas por Beecher

e Fagan (1987).

Beecher e Fagan (1987) trataram do desempenho de aletas em termos do número de Nusselt baseado na diferença da temperatura média entre o ar e o refrigerante, Nu_{ar} . Correlações obtidas por Webb e Trauger repassadas através de comunicação privada e descritas em Domanski (1989) expressa o número de Nusselt através do número de Graetz, Gz , e parâmetros aritméticos adimensionais. Para aletas onduladas as correlações são:

para $Gz \leq 25$

$$Nu_{ar} = 0,5 \cdot Gz^{0,86} \cdot \left[\frac{S_t}{D_c} \right]^{0,11} \cdot \left[\frac{s}{D_c} \right]^{-0,09} \cdot \left[\frac{S_d}{S_l} \right]^{0,12} \cdot \left[\frac{2 \cdot S_p}{S_l} \right]^{-0,34} \quad (71)$$

para $Gz > 25$

$$Nu_{ar} = 0,83 \cdot Gz^{0,76} \cdot \left[\frac{S_t}{D_c} \right]^{0,13} \cdot \left[\frac{s}{D_c} \right]^{-0,16} \cdot \left[\frac{S_d}{S_l} \right]^{0,25} \cdot \left[\frac{2 \cdot S_p}{S_l} \right]^{-0,43} \quad (72)$$

Essas equações predizem 88% dos desses dados com um erro de até $\pm 5\%$, e 99% com um erro de até $\pm 10\%$. Correlações para aletas planas tem a seguinte forma:

para $Gz \leq 25$

$$Nu_{ar} = 0,4 \cdot Gz^{0,73} \cdot \left[\frac{s}{D_c} \right]^{-0,23} \cdot N^{0,23} \quad (73)$$

para $Gz > 25$

$$Nu_{ar} = 0,53 \cdot Gz^{0,62} \cdot \left[\frac{s}{D_c} \right]^{-0,23} \cdot N^{0,31} \quad (74)$$

Correlações para aletas planas predizem 98% dos dados (BEECHER; FAGAN, 1987) com um erro de até $\pm 5\%$.

Para converter Nu_{ar} para o número de Nusselt baseado na diferença logarítmica da temperatura média, Nu , a seguinte equação é usada em Beecher e Fagan (1987):

$$Nu = 0,25 \cdot Gz \cdot \ln \left[\frac{1 + 2 \cdot Nu_{ar} / Gz}{1 - 2 \cdot Nu_{ar} / Gz} \right] \quad (75)$$

Os símbolos usados nas equações (71) a (75) são definidos como:

$$Nu = \frac{h \cdot D_H}{k} \quad , \text{ número de Nusselt} \quad (76)$$

$$Gz = Re \cdot Pr \cdot \frac{D_H}{N \cdot S_1} \quad , \text{ número de Graetz} \quad (77)$$

$$D_H = \frac{2 \cdot s \cdot (1 - \beta)}{\gamma \cdot (1 - \beta) + 2 \cdot s \cdot \beta / D_c} \quad , \text{ diâmetro hidráulico} \quad (78)$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V_c \cdot D_H}{\mu} \quad , \text{ número de Reynolds} \quad (79)$$

$$\beta = \frac{\pi \cdot D_c}{4 \cdot S_t \cdot S_l} \quad (80)$$

$$\gamma = [1 + 4 \cdot (S_d / 2 \cdot S_p)^2]^{0,5} \quad (81)$$

$$V_c = \frac{V_{\max}}{(1 - \beta)} \quad (82)$$

onde: N = número de fileira de tubos

$V_{\max}$ = velocidade sobre uma mínima área de escoamento

S_d = profundidade da aleta, da ponta à base (ver Figura 6)

S_p = distância entre as aletas, ponta-à-ponta

s = espaço entre as aletas adjacentes

ρ = densidade

k = condutividade térmica

μ = viscosidade dinâmica

As variáveis que caracterizam o padrão ondulado de aletas foram determinados pela sub-rotina AIRHT3 da seguinte forma:

$$S_p = 0,5 \cdot S_l \quad (83)$$

$$S_d = s \quad (84)$$

$$D_c = D_o + 2 \cdot t, \text{ onde } t = \text{espessura da aleta} \quad (85)$$

Figura 6. Geometria de uma aleta ondulada

3.4.4.4.3 ALETAS TIPO “LOUVER”

São aletas formadas por um padrão de pequenas faixas fixadas em posições ondulares na base. Nakayama e Xu (1983) mostra uma correlação para a transferência de calor em tais aletas. Sua fórmula é um tipo de correlação para

aletas planas e um multiplicador que traz um ajuste para transferência de calor acrescida devido as faixas fixadas em posições ondulares.

Para obter uma base de simulação comum para diferentes superfícies de transferência de calor, o EVSIM usa esse multiplicador em conjunto com as equações usadas para aletas planas na seção 3.4.3.4.1.

O multiplicador para aleta tipo “louver” é função de parâmetros geométricos mostrados na figura na Figura 7. A correlação proposta tem a seguinte forma (NAKAYAMA; XU, 1983):

$$F_j = 1 + 1093 \cdot \left[\frac{t}{s} \right]^{1,24} \cdot \phi_s^{0,944} \cdot Re^{-0,58} + 1,097 \cdot \left[\frac{t}{s} \right]^{2,09} \cdot \phi_s^{2,26} \cdot Re^{0,88} \quad (86)$$

$$\text{onde: } \phi_s = \frac{\text{área da faixa}}{\text{área total da aleta}} = \frac{(2 \cdot n_s - 1) \cdot l_s \cdot S_s}{S_t \cdot S_l - 0,25 \cdot \pi \cdot D_o^2} \quad (87)$$

ϕ_s foi determinado como tendo valor 0,275 na sub-rotina AIRHT3. O domínio de aplicação de ϕ_s é de 0,2 – 0,35.

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{\max} \cdot D_H}{\mu} \quad , \text{ número de Reynolds} \quad (88)$$

D_H = diâmetro hidráulico de um mínimo de uma área de escoamento

n_s = número de faixas na área aumentada

l_s = largura de uma faixa

S_s = comprimento de uma faixa

t = espessura da aleta

s = espaço entre aletas adjacentes

$V_{\max}$ = velocidade na área mínima de escoamento

Figura 7. Geometria da aleta tipo "louver"

3.4.5 TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO FORÇADA DENTRO E FORA DO TUBO AQUECIDO

Tubos com a superfície interna lisa são predominantemente usadas em trocadores de calor residenciais, entretanto, tubos com superfície aumentada também são possíveis. Uma quantidade significativa de pesquisas têm sido feitas ao longo dos anos tratando da transferência de calor em superfícies lisas. Desde que

sabemos que estamos tratando de uma superfície lisa, dados de laboratórios de diferentes pesquisas podem ser cruzados para desenvolvermos a correlação necessária. Como resultado, certas correlações para o coeficiente de transferência de calor dentro de um tubo liso são possíveis. Ao contrário, para tubos com superfícies aumentadas não temos correlações generalizadas para transferência de calor. Consequentemente, enquanto o coeficiente interno de transferência de calor dos tubos é calculado pelo EVSIM através de uma correlação bem fundamentada, o coeficiente de transferência de calor para tubos de superfície acrescida é obtido através da multiplicação dos valores referentes à transferência de calor em tubos lisos por fatores de correção fixos. A discussão abaixo que envolve padrões de escoamento refere-se a tubos com superfície lisa, e não é necessariamente preciso se tratarmos de superfície aumentadas.

O refrigerante entra no evaporador através de um dispositivo de expansão com um título de vapor de aproximadamente 0,2 na forma de um regime de escoamento anular. O título cresce enquanto a camada de líquido do escoamento vai ficando cada vez mais fina. Com títulos maiores, conforme o que afirmam diversos pesquisadores, entre 0,65 e 0,95 temos o vapor do refrigerante com energia cinética suficiente para destruir gradualmente essa camada de líquido. Consequentemente, o escoamento anular se transforma em um escoamento em névoa, e em seguida teremos um escoamento monofásico de vapor superaquecido.

3.4.6 TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM ESCOAMENTO MONOFÁSICO

3.4.6.1 TUBOS LISOS

O coeficiente de transferência de calor para convecção forçada em escoamento monofásico, h_{sp} , para um tubo liso em aquecimento a equação de Dittus-Boelter é muito usada (INCROPERA et al., 2008):

$$h_{sp} = \frac{0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot k}{D_i} \quad (89)$$

onde: Re = número de Reynolds

Pr = número de Prandtl

k = condutividade térmica do vapor do refrigerante

D_i = diâmetro interno do tubo

3.4.6.2 TUBOS COM SUPERFÍCIES AUMENTADAS

O coeficiente de transferência de calor para superfícies internas acrescidas é calculada pelo EVSIM através da multiplicação de h_{sp} , obtida pela equação (89), por um fator de correção igual a 2,0. O valor do fator de correção escolhido é uma média de transferência de calor obtida por Khanpara; Pate e Bergles (1987) para tubos micro-aletados usando o R-22.

3.4.7 TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM ESCOAMENTO BIFÁSICO COM EVAPORAÇÃO

O escoamento do refrigerante com evaporação é subdividido no presente modelo em dois padrões de escoamento; são eles o escoamento anular e névoa. O título de 0,85 foi escolhido no modelo como ponto de divisão entre os dois padrões de escoamento.

3.4.7.1 CORRELAÇÃO GUNGOR-WINTERTON

Uma correlação de transferência de calor para tubos lisos e escoamento anular desenvolvida por Gungor e Winterton (1986) é usada no EVSIM para calcular o coeficiente de transferência de calor durante a evaporação em regime de escoamento anular em tubos interiormente lisos. Essa correlação foi desenvolvida com a ajuda de um banco de dados que inclui 4300 pontos de 28 autores usando 7 fluidos. A forma da correlação é coerente com a aproximação de Chen (1966) na qual reconhece dois distintos mecanismos para a transferência de calor; a ebulição nucleada e a convecção forçada. O coeficiente de transferência de calor durante a evaporação, h_{an} , é dada por uma média ponderada entre o coeficiente de uma fase, h_l , e do coeficiente para ebulição em piscina, h_{pool} , responsável na correlação pela contribuição da ebulição nucleada na transferência de calor:

$$h_{an} = E \cdot h_{sp} + S \cdot h_{pool} \quad (90)$$

$$h_{sp} = \frac{0,023 \cdot Re_L^{0,8} \cdot Pr_L^{0,4} \cdot k_L}{D_i} \quad (91)$$

$$h_{\text{pool}} = 55 \cdot P_r^{0,12} \cdot (-\log P_r)^{-0,55} \cdot M^{-0,5} \cdot q^{0,67} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (92)$$

$$E = 1 + 24000 \cdot Bo^{1,16} + 1,37 \cdot X^{-0,86} \quad (93)$$

$$S = (1 + 1,15 \cdot 10^{-6} \cdot E^2 \cdot Re_L^{1,17})^{-1} \quad (94)$$

No caso de um tubo horizontal e um número de Froude, Fr, menor que 0,05, E e S deve ser multiplicado por E_2 e S_2 , respectivamente:

$$E_2 = Fr^{(0,1-2 \cdot Fr)} \quad (95)$$

$$S_2 = Fr^{0,5} \quad (96)$$

Os símbolos usados nas equações (90) através (96) tem o seguinte significado:

$$Re_L = \frac{G \cdot (1-x) \cdot D_i}{\mu_1} \quad , \text{ número de Reynolds do líquido} \quad (97)$$

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_1^2 \cdot D_i \cdot g} \quad , \text{ número de Froude} \quad (98)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_L}{\mu_v} \right)^{0,1} \quad , \text{ parâmetro de Martinelli} \quad (99)$$

onde: D_i = diâmetro interno do tubo

G = velocidade mássica do refrigerante

M = massa molecular

P_r = pressão reduzida

Pr_L = número de Prandtl do líquido

q = fluxo de calor (W/m^2)

x = título do escoamento

μ_L = viscosidade dinâmica do líquido

ρ_L = densidade do líquido

$$Bo = \frac{q}{G \cdot i_{fg}}, \text{ número de vaporização}$$

3.4.7.2 CORRELAÇÃO LIU-WINTERTON

O código original do EVSIM presente em Domanski (1989) utiliza a correlação Gungor-Winterton para escoamento evaporativo em regime anular, porém no presente trabalho será analisado também a aplicação da correlação presente em Liu e Winterton (1991) para essa situação. A mudança da correlação Gungor-Winterton pela correlação Liu-Winterton pode ser feita mudando-se apenas as equações (90), (93) e (94).

A equação (90) referente ao coeficiente de transferência de calor para regime de escoamento anular deve ser substituída por:

$$h_{an}^2 = (E \cdot h_{sp})^2 + (S \cdot h_{pool})^2$$

A equação (93) que representa o termo E para a ter a forma:

$$E = \left[1 + x \cdot \text{Pr}_L \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_v} - 1 \right) \right]^{0,35}$$

E a equação (94) que representa o termo S para a ser escrita:

$$S = (1 + 0.055 \cdot E^{0,1} \cdot \text{Re}_L^{0,16})^{-1}$$

3.4.7.3 TUBOS LISOS, ESCOAMENTO EM NÉVOA

O coeficiente de transferência de calor para o escoamento em névoa, h_m (intervalo do título do escoamento igual a 0,85 – 1,00), é calculado no EVSIM através do título e usando também a equação (89) e (90):

$$h_m = (1,0 - x) \cdot h_{an} + (x - 0,85) \cdot h_{sp} \quad (100)$$

onde: x = título de vapor médio para escoamento em névoa em um tubo

h_{an} = coeficiente de transferência de calor obtido pela equação (90) para escoamento com título 0,85

h_{sp} = coeficiente de transferência de calor obtida pela equação (89) para escoamento de vapor saturado

3.4.7.4 TUBOS COM SUPERFÍCIES AUMENTADAS

O coeficiente de transferência de calor para a superfície interna aumentada é calculado através da aplicação de um multiplicador valendo 1,45 sobre o coeficiente de transferência de calor obtido para tubos interiormente lisos com as duas fases presentes no escoamento. O valor do multiplicador escolhido é uma média devido ao aumento (1,2 – 1,7) observado por Khanpara; Pate e Bergles (1987) para um tubo micro-aletado com R-22 presente no escoamento.

3.4.7.5 CONDUTÂNCIA TÉRMICA NO CONTATO TUBO-ALETA

A condutância térmica no contato tubo-aleta é calculada pela correlação obtida por Sheffield; Wood e Sauer (1989).

$$h_{tf} = \exp \left[6,902 + 2,889 \cdot \left[\frac{I \cdot FPI \cdot d}{D_o} \right]^{0,75} \cdot [t \cdot FPI]^{1,25} \right] \quad (101)$$

onde: h_{tf} = condutância térmica (Btu/h.pé².F)

I = interferência do tubo de expansão (pol)

FPI = número de aletas por polegada (1/pol)

d = diâmetro de distanciamento do teste de microdureza Vickers (no EVSIM “d” é fixado em 44,2 µm)

D_o = diâmetro externo do tubo (pol)

t = espessura da aleta (pol)

Essa correlação é restrita à tubos de cobre mecanicamente expandidos com aletas de alumínio. Outros limites de aplicabilidade que devem-se satisfazer são:

$$Do \leq 0,625 \text{ (pol)}$$

$$FPI \leq 18$$

$$0,003 \leq I \leq 0,0079 \text{ (pol)}$$

4. RESULTADOS DE SIMULAÇÃO

Neste capítulo são apresentados resultados de simulação obtidos com o programa EVSIM desenvolvido por Domanski (DOMANSKI, 1989) . Duas análises diferentes são apresentadas. Na seção 4.1 os resultados de simulação são comparados com resultados experimentais obtidos de Chwalowski; Didion e Domanski (1989). O objetivo dessa comparação é validar o código numérico empregado, pois embora se trate do EVSIM, o programa computacional utilizado neste trabalho foi digitado novamente com base no código apresentado em Domanski (1989). Os resultados obtidos na seção 4.1 consideram um determinado ângulo entre a serpentina ou a denominada placa (slab) e o duto condutor do escoamento de ar através do evaporador.

Na seção 4.2 se apresenta uma análise comparativa semelhante, porém considerando apenas o caso da serpentina perpendicular ao escoamento do ar pelo lado exterior da superfície de transferência de calor. Ainda nessa seção esses resultados se comparam com os obtidos pelo programa EVAP-COND (DOMANSKI, 2008) disponível na internet e também se apresentam resultados considerando duas correlações para cálculo do processo de evaporação convectiva no interior dos tubos. Finalmente, na seção 4.3 se apresentam comparações de diversos resultados de simulação considerando a variação de diferentes parâmetros tais como: velocidade de entrada do ar, temperatura de entrada do ar, umidade relativa do ar de entrada, e correlações de transferência de calor por evaporação convectiva. Essas análises foram desenvolvidas considerando dois fluidos refrigerantes, o R-12 e o R-22. A razão da escolha desses dois fluidos é a indisponibilidade de correlações para

o cálculo das propriedades termodinâmicas e de transporte para outros fluidos refrigerantes. Futuros trabalhos serão desenvolvidos nessa direção.

4.1. VERIFICAÇÃO DO MODELO. ANÁLISE DE RESULTADOS OBTIDOS PARA DIFERENTES ÂNGULOS ENTRE AS PLACAS

A validação do modelo se baseia na comparação da capacidade térmica da serpentina obtida pelo programa EVSIM com a capacidade obtida experimentalmente com diferentes distribuições de ar. Os dados utilizados para a verificação do modelo são os obtidos por Domanski (1989) em testes experimentais de um evaporador considerando até 16 pontos para perfis diferentes da velocidade do ar na entrada do trocador.

Os perfis de velocidade obtidos nos testes experimentais são usados como dados de entrada no programa EVSIM, assim como outras condições de operação reportadas em Chwalowski; Didion e Domanski (1989). As condições experimentais dos testes assim como os resultados obtidos a partir da simulação são mostrados na Tabela 1. Os perfis de velocidade são mostrados na Figura 8.

Segundo Domanski (1989) a Figura 8 demonstra que os perfis de velocidade do ar medidos diferem de um perfil parabólico assim como seria observado em um escoamento plenamente desenvolvido dentro de um tubo reto. Os autores acreditam que os perfis de temperatura “estranhos” são devido à configuração do duto, comprimento de entrada curto e à presença da serpentina no duto (ver figura A1). Vários perfis de velocidade diferentes foram obtidos quando se alterou o ângulo da serpentina com relação ao duto. Deve ser observado que os perfis de velocidade

para diferentes ângulos da serpentina com relação às paredes do duto não são resultado da posição da serpentina apenas, mas do efeito combinado da mudança da distância entre a superfície da serpentina e a entrada do duto e a curva dele após a serpentina.

Os resultados da capacidade total são mostrados na figura 9; e na figura 10 são representadas as capacidades latentes. As duas figuras mostram a variação da capacidade como função do ângulo da serpentina em relação ao duto. Os dados que geraram os gráficos das figuras 9 e 10 são provenientes da Tabela 1. As geometrias do evaporador e das aletas são as mesmas presentes na seção 4.2, as quais foram as mesmas utilizadas para gerar os dados representados na Tabela 2.

Tabela 1. Comparação dos resultados da simulação com os resultados experimentais para diferentes ângulos entre as placas (AVANÇO et al., 2010)

		Condições				Resultados									
Ângulo da serpentina	Ar			Refrigerante		Experimento (1)		Gungor et al. (1986)		Liu et al. (1991)		Desvio* Gungor et al. (1986)		Desvio* Liu et al. (1991)	
	T _{bulbo seco} (°C)	T _{bulbo úmido} (°C)	Vazão (m³/min)	T _{sat} (°C)	T _{sup} (°C)	Q _{total} (W)	Q _{latente} (W)	Q _{total} (W)	Q _{lat} (W)	Q _{total} (W)	Q _{lat} (W)	Q _{total} (%)	Q _{lat} (%)	Q _{total} (%)	Q _{lat} (%)
90	26,7	19,4	16	7,1	4,8	5412,3	1553,7	5325,7	1493,6	5199,8	1405	-1,6	-3,87	-3,93	-9,57
65	26,6	19,3	16	7,2	4,3	5202,6	1491,6	5267,6	1452,5	5163	1376,6	1,25	-2,62	-0,76	-7,71
45	26,7	19,3	16,1	7,1	5,8	4855,9	1398,2	5338,8	1490,4	5195,8	1403	9,94	6,6	7	0,34
25	26,3	19,2	15,8	7,2	3	4362,4	1211,9	5155,6	1389,2	5070,1	1327,7	18,18	14,63	16,22	9,56

$$\frac{\text{* resultado da simulação} - \text{resultado experimental}}{\text{resultado experimental}} \cdot 100$$

T_{BS} = temperatura do bulbo seco na entrada do ar

T_{BU} = temperatura do bulbo úmido na entrada do ar

T_{SAT} = temperatura de saturação do refrigerante na saída da serpentina

T_{SUP} = superaquecimento do refrigerante na saída da serpentina

Q_T = capacidade total

Q_L = capacidade latente

(1) Dados experimentais para perfil de velocidade referente a Tabela 1 presentes em Domanski (1989).

Figura 8. Exemplo de gráfico de perfil de velocidade para $\alpha = 90^\circ$ (DOMANSKI, 1989)

Figura 9. Simulação e resultados experimentais da capacidade total (AVANÇO et al., 2010)

α = ângulo da serpentina

posição = distância em relação a borda da placa tal como é mostrado através da coordenada X na Figura A3.

Figura 10. Comparação da capacidade latente referente a Tabela 1

4.2 ANÁLISE DOS DADOS OBTIDOS PARA FLUXO PERPENDICULAR À PLACA

Para a análise dos resultados obtidos através simulação do desempenho do evaporador com uma vazão de ar perpendicular ao duto externo, ou seja considerando a serpentina num ângulo de 90° em relação ao duto externo; não serão utilizados dados de perfis de velocidade do ar obtidos experimentalmente. Portanto neste caso se considera um perfil uniforme da velocidade de entrada do ar obtido através de dados experimentais referentes à vazão de ar total através da placa do evaporador, dados esses provenientes de Chwalowski; Didion e Domanski

(1989).

Na Tabela 2 uma comparação dos resultados experimentais apresentados em Chwalowski; Didion e Domanski (1989) para o caso de uma placa única com resultados de simulação obtidos com o EVSIM (DOMANSKI, 1989) e com o programa EVAP-COND (DOMANSKI, 2008). No caso do EVSIM foram consideradas duas correlações para o cálculo do processo de transferência de calor por evaporação convectiva, ambas para escoamento anular, a correlação de Gungor-Winterton presente em Gungor e Winterton, (1986), e a correlação de Liu e Winterton (1991).

No EVAP-COND a correlação de transferência de calor interno ao tubo para escoamento anular usada é Jung e Didion (1989). No lado externo o coeficiente de transferência de calor para aletas onduladas é descrito em Wang; Jang e Chiou (1999).

A perda de carga para fase única é calculada pelo EVSIM através do atrito Fanning e no EVAP-COND através de Blasius (1912).

Para perda de carga em escoamento bifásico no EVSIM foi utilizado apenas a correlação de Pierre (1964) enquanto que o EVAP-COND utiliza a correlação de Müller-Steinhagen e Heck (1986).

A geometria simulada e representada na Tabela 2 corresponde ao que está descrito na Figura 11, a qual inclusive é a mesma geometria utilizada para gerar a Tabela 1. Como pode ser visto são 3 fileiras com 16 tubos cada. O comprimento dos tubos é de 454 mm, diâmetro interno de 9,22 mm, diâmetro externo de 10,01 mm, distância entre os tubos na mesma fileira igual a 25,4 mm (TPCH da figura A2 no apêndice A), distância entre as fileiras (DPCH da figura A2) igual a 22,23 mm,

interior do tubo liso, condutividade térmica do tubo igual a $0,386001 \text{ kW}/(\text{m}^\circ\text{C})$, aletas onduladas espessura $0,2 \text{ mm}$ e distância entre as aletas 2 mm cuja condutividade térmica corresponde a $0,2216 \text{ kW}/(\text{m}^\circ\text{C})$. Para o EVAP-COND foi possível considerar um ventilador de potência térmica igual a 100 W , já no EVSIM isso não é possível.

Figura 11. Desenho do evaporador feito no EVAP-COND.

Tabela 2. Comparação da capacidade total entre dados experimentais e dados da simulação obtidos com o EVSIM e o EVAP-COND.

Temperatura do ar = $26,0 \pm 0,2$ °C. Umidade relativa do ar = 0,51. Superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador = $4,4 \pm 1,4$ °C. Refrigerante 22

Fluxo do ar (m³/min)	Tsat (°C)	Experimento (W) (2)	EVSIM Gungor-Winterton (W)	EVSIM Liu-Winterton (W)	EVAP-COND (W)	Discrepância ⁽¹⁾ EVSIM Gungor-Winterton (%)	Discrepância ⁽¹⁾ EVSIM Liu-Winterton (%)	Discrepância ⁽¹⁾ EVAP-COND (%)
32,18	$7,2 \pm 0,2$	7269	7618	7476	7910	4,8	2,85	8,82
22,84	$7,2 \pm 0,2$	6434	6358	6220	6700	-1,18	-3,33	4,13
21,28	$7,2 \pm 0,2$	6285	6117	5990	6450	-2,67	-4,69	2,63
15,96	$7,2 \pm 0,2$	5415	5006	4881	5410	-7,55	-9,86	-0,09
11,49	$7,2 \pm 0,2$	4421	4019	3912	4370	-9,09	-11,51	-1,15
27,99	$10,0 \pm 0,2$	5381	5673	5547	5840	5,43	3,08	8,53
14,83	$10,0 \pm 0,2$	3781	3747	3646	4020	-0,9	-3,57	6,32
13,95	$10,0 \pm 0,2$	3915	3596	3496	3850	-8,15	-10,7	-1,66
12,45	$10,0 \pm 0,2$	3449	3325	3228	3550	-3,6	-6,41	2,93
7,44	$10,0 \pm 0,2$	2410	2257	2172	2370	-6,35	-9,88	-1,66

⁽¹⁾Discrepância (%) = [(simulação - experimento) * 100] / experimento

(2) Resultados experimentais presentes em Chwalowski; Didion e Domanski (1989)

4.3 ANÁLISE PARAMÉTRICA DE RESULTADOS DE SIMULAÇÃO

Com base na validação do modelo EVSIM (seções 4.1 e 4.2) a seguir se apresentam resultados de simulação obtidos considerando a variação de diversos parâmetros físicos. Todas as comparações são desenvolvidas considerando dois fluidos refrigerantes, o R-12 e o R-22.

Em todas as comparações os seguintes parâmetros de entrada são constantes: o título do refrigerante na entrada do evaporador igual a 0,2; a temperatura de entrada do ar igual a 26,6°C; a umidade relativa do ar na entrada igual a 0,51; a temperatura de saturação do refrigerante na saída igual a 7,2°C; o

superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador igual a 5,6°C.

A geometria do evaporador e da aletas são as mesmas utilizadas na obtenção dos resultados presentes nas Tabelas 1 e 2.

O evaporador é formado por apenas uma placa e por tubos lisos internamente com aletas onduladas. Para o cálculo do processo de transferência de calor se consideram as correlações do lado externo para aletas onduladas aplicando a correlação de Webb e Trauger (1988) apud Domanski (1989) e de Gungor e Winterton (1991) pelo lado interno no caso de escoamento anular. No trecho de escoamento monofásico a perda de carga é calculada através do atrito Fanning, e no trecho de escoamento bifásico é calculada pelo EVSIM sempre através da relação de Pierre (1964).

Na Figura 12 se apresenta a variação do desempenho do evaporador em função da velocidade de entrada do ar. Como esperado, com o aumento da velocidade de entrada do ar aumenta a transferência de calor no evaporador, devido ao aumento do coeficiente externo de transferência de calor convectivo, entre outros fatores. Devido às diferenças nas propriedades termodinâmicas e as condições assumidas na simulação o R-22 mostra neste caso capacidades latentes maiores.

Figura 12. Taxa de transferência de calor em função da velocidade do ar na entrada.

A variação da capacidade térmica do evaporador em função da temperatura de entrada do ar é mostrada na Figura 13. Nesse caso se considerou uma velocidade de entrada do ar igual a 1,9 m/s, fornecendo uma vazão volumétrica de 21,0 m³/min. Devido ao aumento da temperatura média do ar pelo lado externo e a consideração das condições de entrada e saída assumidas, a capacidade do evaporador aumenta, pois o diferencial de entalpias assim como a diferença média de temperaturas entre os dois fluidos aumentam. Neste caso também deve acontecer um aumento da vazão mássica do refrigerante para atender à conservação de energia no evaporador. Observe-se que a área de transferência de calor é constante. Essa tendência está mostrada na Figura 14, onde se mostra a

variação da vazão mássica de refrigerante em função da temperatura do ar de entrada. Devido à diferença menor de entalpias entre os dois fluidos (refrigerante-ar) para o R-12 em relação ao R-22, a vazão mássica de R-12 é maior do que a do R-22, embora a capacidade do evaporador seja menor para esse refrigerante (R-12).

Figura 13. Taxa de transferência de calor em função da temperatura de entrada do ar

Figura 14. Vazão mássica do refrigerante em função da temperatura de entrada do ar

Na Figura 15 se mostra a variação da capacidade de refrigeração em função da umidade relativa do ar na entrada. São consideradas as mesmas condições iniciais de simulação do evaporador. A vazão volumétrica de ar é de $21 \text{ m}^3/\text{min}$. O aumento da taxa de transferência de calor com a umidade relativa do ar é algo esperado de se observar. Um aumento na umidade relativa do ar significa que haverá um aumento na transferência de calor latente pela condensação do vapor de água pelo lado externo da superfície de troca do evaporador.

Figura 15. Taxa de transferência de calor do evaporador em relação a umidade relativa do ar

No código original do EVSIM (DOMANSKI, 1989), se utiliza a correlação Gungor-Winterton para cálculo do coeficiente de transferência de calor por evaporação convectiva assumindo regime de escoamento anular. Porém utilizando a correlação de Liu-Winterton também foram obtidos bons resultados conforme mostrado na Tabela 2. Na Figura 16 se compara a capacidade do evaporador em função da velocidade de entrada do ar para cada uma dessas duas correlações usando o R-22. Como se observa nesta figura as diferenças na capacidade do evaporador são pequenas, pois a correlação de Liu e Winterton é uma extensão da correlação de Gungor e Winterton.

Figura 16. Desempenho do evaporador para diferentes correlações de transferência de calor usando o R-22.

E aplicando as correlações Gungor-Winterton e Liu-Winterton para o R-12 obtemos um gráfico semelhante ao que foi obtido para o R-22.

Figura 17. Comparação das correlações Gungor-Winterton e Liu-Winterton para Refrigerante 12.

Comparação dos calores sensíveis e latentes dos dois refrigerantes serão mostrados na Tabela 3 e na Figura 18. As mesmas geometrias, dimensões e parâmetros de entrada do refrigerante e ar que serão utilizados na próxima comparação são idênticos aos utilizados nas análises paramétricas anteriores.

Tabela 3. Comparação das capacidade térmicas de caráter sensível e latente dos refrigerantes R-12 e R-22

Velocidade do fluido	R-12		R-22	
	Capacidade sensível (W)	Capacidade Latente (W)	Capacidade sensível (W)	Capacidade latente (W)
0,8	2240	951	2319	1111
1,2	3128	1068	3247	1343
1,6	3910	1052	4151	1522
2	4626	915	4933	1567
2,4	5304	767	5646	1461

Figura 18. Comparação das capacidades de um mesmo evaporador utilizando os refrigerantes R-12 e R-22.

5. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Como pode-se ver através das Tabelas (1) e (2) o modelo EVSIM se mostrou razoavelmente preciso para diferentes parâmetros de entrada, dentre eles a temperatura de saturação do refrigerante, o superaquecimento dele na saída do evaporador, diferentes ângulos entre o fluxo do ar e o evaporador, além de considerar perfis de velocidade do ar variados. As duas correlações usadas para transferência de calor em regime de escoamento anular levam a resultados próximos entre si. A média dos valores absolutos das discrepâncias presentes na Tabela 2 para o EVSIM com Gungor-Winterton, EVSIM com Liu-Winterton e o EVAP-COND foram, respectivamente, 4,97%, 6,59% e 4,73%.

Deve-se observar que o EVSIM, apesar de utilizar correlações em geral mais antigas, obteve resultados quase tão precisos quanto do EVAP-COND. Segue-se, porém, a desvantagem de o EVAP-COND não ter seu código fonte divulgado, tal qual foi feito com o EVSIM em Domanski (1989).

Ao lado do EVAP-COND contam pontos a favor o fato de possuir uma interface que facilita sua utilização, ter a função de simular um condensador, além do evaporador, e contar com maior quantidades de possíveis refrigerantes utilizados.

Dentre as recomendações para trabalhos futuros seria implementar rotinas para cálculo de propriedades termodinâmicas e de transporte para outros fluidos refrigerantes, com o intuito de generalizar o código computacional existente.

Da mesma forma seria interessante obter resultados experimentais do desempenho de evaporadores em bancada dedicada para validação do modelo empregado e teste de diferentes correlações para avaliação dos processos de

transferência de calor e massa.

Deve-se tentar inserir novas correlações disponíveis na literatura especializada para cálculo do coeficiente de transferência de calor em situação de ebulição convectiva. Utilizar o mesmo procedimento para cômputo da queda de pressão em escoamento bifásico.

Convém tentar evoluir no sentido de um estudo detalhado de superfícies de intensificação da transferência de calor pelo lado do ar, através da implementação de correlações recentes para cálculo do processo de transferência de calor e massa no lado externo de evaporadores.

REFERÊNCIAS

ANDERSON, S. W.; RICH, D. G.; GEARY, D. F. (1966). Evaporation of Refrigerant 22 in a Horizontal 3/4-In. OD Tube, **ASHRAE Transactions**, Vol. 72, p. 28,.

ASHRAE (2001). **ASHRAE Handbook**, Fundamentals Volume, p. 3.14, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA.

AVANÇO, R.H.; CABEZAS-GÓMEZ; NAVARRO, H.A.; PERUSSI, R. (2010). Modelo numérico de desempenho de evaporadores com tubos aletados, In: VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, Campina Grande, Brasil. **Anais...** Campina Grande: Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Mecânicas, 2010.

BACLIC, B. S. (1990). ϵ -NTU analysis of complicated flow arrangements. In: SHAH, R. K.; KRAUS, A. D.; METZGER, D. (Ed.) **Compact Heat Exchangers** – a festschrift for AL. London: Hemisphere. p.31-90.

BEECHER, D. T.; FAGAN, T. J. (1987) Effects of Fin Pattern of the Air-Side Heat Transfer Coefficient in Plate Finned-Tube Heat Exchangers. **Ashrae Transactions**, Vol. 93, Parte 2, p. 1961.

BEJAN, A. (1996). **Transferência de Calor**. Tradução de Euryale de Jesus Zerbini; Ricardo S. E. Simões. São Paulo: Edgard Blucher. Cap.9, p.362-410.

BENSAFI, A.; BORG, S. e PARENT, D. (1997). CYRANO: A Computational Model for the Detailed Design of Plate-fin-and-tube Heat Exchangers using Pure and Mixed Refrigerants. **Int. J. Refrig.**, v. 20, No. 3, p. 218-228.

BES, T. (1996). Thermal Performance of co-directed cross-flow heat exchangers. **Heat and Mass Transfer**, Berlin, v.31, n.4, p.215-222.

BLASIUS, H. (1912). Das Aehenlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgangen (Analogous laws in frictional reactance), **Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure**.

BYUN, J.S.; LEE, J. E CHOI J.Y. (2007). Numerical analysis of evaporation performance in a finned-tube heat exchanger, **International Journal of Refrigeration**, v.30, pp. 812-820.

CHEN, J. C. (1966). A Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow, **Ind. Eng. Chem. Proc. Des. Dev.**, v. 5, p. 322-329.

CHEN, T.D.; CONKLIN, J. C.; BAXTER, V. D. (1998). Comparison of analytical and experimental effectiveness of four-row plate-fin-tube heat exchangers with water, R-22 and R-410A. In: ASME WINTER ANNUAL MEETING, 1998, Anaheim. **Proceedings...** [S.1:s.n.].

CHISHOLM, D. (1983). Two-phase flow in pipelines and heat exchangers, **George Godwin**, London, p. 304.

CHWALOWSKI, M.; DIDION, D.A.; DOMANSKI, P.A. (1989). Verification of Evaporator Computer Models and Analysis of Performance of an Evaporator Coil, **Ashrae Transactions**, Vol. 95, Part 1.

DOMANSKI, P.A. (1989). EVSIM, An evaporator simulation model accounting for refrigerant and one dimensional air distribution, **NIST report**, NISTIR 89-4133.

DOMANSKI, P.A. (1991), Simulation of an Evaporator with Nonuniform One Dimensional Air Distribution. **ASHRAE Transactions**, Paper No. NY-91-13-1, Vol. 97, Part 1.

DOMANSKI, P.A. (1999). Finned-Tube Evaporator Model With a Visual Interface. 20th Int. Congress of Refrigeration, Sydney, Australia. **Proceedings...** International Institute of Refrigeration, Paris.

DOMANSKI, P.A., EVAP-COND v2.3, (2008). In: **NATIONAL INSTITUTE OF STANDARDS AND TECHNOLOGY**. Disponível em:

<http://www.nist.gov/bfrl/building_environment/evapcond_software.cfm>. Acessado em 27 jul. 2010.

DOMANSKI, P.; DIDION, D. (1983). Computer Modeling of the Vapor Compression Cycle With Constant Flow Area Expansion Device, **NBS Building Science Series 155**, Washington, DC.

DOMANSKI, P.A.; DIDION, D.A. (1984). Mathematical Model of an Air-to-Air Heat Pumps Equipped with a Capillary Tube," **International Journal of Refrigeration**, Vol. 7, No. 4, p. 249-255.

DOMINGOS, J. D. (1969). Analysis of complex assemblies of heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, London, v. 12, No. 5, p.537-548.

ELMAHDY, A.H. e MITALAS, G.P. (1977) A simple model for cooling and Dehumidifying Coils for use in Calculating Energy Requirements for Buildings. **Ashrae Transactions**, v. 83, pt. 2, pp. 103-117.

FISHER, S.K.; RICE, C.K. (1981). A Steady-State Computer Design Model for Air-to-Air Heat Pumps, **Oak Ridge National Laboratory**, ORNL/CON-80/R1, Oak Ridge.

GARDNER, K. A. (1945). Efficiency of Extended Surface, **ASME Transactions**, Vol. 67, p. 621.

GRAY, D. L., WEBB, R. L. (1986). Heat Transfer and Friction Correlations for Plate Finned-Tube Heat Exchangers Having Plain Fins. Eighth Int. Heat Transfer Conference, San Francisco. **Proceedings...**

GUNGOR, K. E.; WINTERTON, R. H. S. (1986). A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Vol. 29, No. 3, pp. 351-358.

GUO, Z. Y., WEI, S.; CHENG X. G. (2004). A Novel method to improve the performance of heat exchanger – temperature fields coordination of fluids. **Chinese Science Bulletin**, v.49, n.1, p.111-114.

HAJAL, J.E.; THOME, J.R.; CAVALLINI, A. (2003a). Condensation in horizontal tubes, part I: two-phase flow pattern map. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 46(18): 3349-3363.

HAJAL, J.E.; THOME, J.R.; CAVALLINI, A. (2003b). Condensation in horizontal tubes, part II: new heat transfer model based on flow regimes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 46(18): 3365-3387.

HILL, J.M. e JETER, S.M. (1991). A linear subgrid cooling and dehumidification Coil Model with emphasis on Mass Transfer. **Ashrae Transactions**, v. 97, pt. 2.

HILLER, C.C. (1976). Improving Heat Pump Performance Via Compressor Capacity Control-Analysis and Test. **Massachusetts Institute of Technology**. Cambridge.

IDELCHIK, I.E. (1986). **Handbook of hydraulic resistance**, 2nd edition, Hemisphere, New York, p. 640.

INCROPERA, F. P.; DeWITT, D. P. (2002). **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 5th ed. New York: John Wiley. Cap. 11, p. 639-694.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. (2008) **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**; Rio de Janeiro, ed. LTC, 6ª edição, pp. 323

JUNG, D.S., DIDION, D.A. (1989), Horizontal Flow Boiling Heat Transfer using Refrigerant Mixtures, ER-6364, **EPRI Project 8006-2**.

KAKAÇ, S. (1991). **Boilers, Evaporators and Condensers**, New York, John Wiley & Sons, Inc.

KAYS, W. M.; LONDON, A. L. (1998). **Compact Heat Exchangers**. 3rd ed. New York: McGraw Hill.

KHANPARA, J.C., PATE, M. B., E BERGLES, A. E. (1987). Local Evaporation Heat Transfer in a Smooth Tube and a Micro-fin Tube Using Refrigerants 22 and 113, In: Winter Annual Meeting of ASME, Boston, **Proceedings...**

LIU, Z.; WINTERTON, R. H. S. (1991). A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 34, n. 11, p.2759-2766.

MARTINELLI, R. C.; NELSON, D. B. (1948). Prediction of Pressure Drop During Forced Circulation Boiling of Water, **ASME Transactions**, Vol. 70, No. 6.

MCQUISTON, F. C.; PARKER, J. D. (1982). **Heating, Ventilating, and Air Conditioning**, J. Wiley & Sons.

MÜLLER-STEINHAGEN, H.; HECK K. (1986). A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes. **Chem Eng Process** **1986**; v. 20, p. 297-308.

NAKAYAMA, W.; XU, L. P. (1983). Enhanced Fins for Air-Cooled Heat Exchangers – Heat Transfer and Friction Factor Correlations, **Proceedings of ASME – JSME Thermal Engineering Joint Conference**, p. 495, March, ASME, New York,.

OSKARSON, S.P.; KRAKOW, K.L. E LIN, N. (1990-a). Evaporator Models for Operation with Dry, Wet and Frosted Finned Surfaces. Part I: Heat Transfer and Fluid Flow Theory. **Ashrae Transactions**, v. 96, pt. 1, p. 373-380.

OSKARSON, S.P.; KRAKOW, K.L. e LIN, N. (1990-b) Evaporator Models dor Operation with Dry, Wet and Frosted Finned Surfaces. Part II: Evaporator Models and Verification Theory. **Ashrae Transactions**, v. 96, pt.1, pp. 381-392.

PIERRE, B. (1956). Coefficient of Heat Transfer for Boiling Freon-12 Horizontal Tubes. **Heating and Air Treatment Engineer**, v. 19, pp. 302-310.

PIERRE, B. (1964). Flow Resistance with Boiling Refrigerants. **Ashrae Journal**, September 1964.

PIGNOTTI, A.; SHAH, R. K. (1992). Effectiveness-number of transfer units relationships for heat exchanger complex flow arrangements. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, London, v.35, n.5, p.1275-1291.

RICH, D.G. (1976). Computer-Aided Design of Direct-Expansion Evaporator Coils. **Ashrae Transactions**, v. 86, pt. 1, pp. 487-501.

SCHLAGER, L.M.; PATE, M.B.; BERGLES, A.E. (1989). Heat Transfer and Pressure Drop during Evaporation and Condensation of R22 in Horizontal Micro-fin Tubes. **Int. J. Refrig.**, v.12, n°1.

SCHMIDT, T. E. (1945-46). La Production Calorifique des Surfaces Munies D'ailettes, **Annexe Du Bulletin De L'Institut International Du Froid**, Annexe G-5.

SEKULIC, D. P.; SHAH, R. K.; PIGNOTTI, A. (1999). A Review of solution methods for determining effectiveness-NTU relationships for heat exchangers with complex flow arrangements. **Applied Mechanical Reviews**, Easton, v.52, n.3, p.97-117.

SHAH, M.M. (1979). A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 22, pp. 547-556.

SHAH, R. K.; PIGNOTTI, A. (1993). Thermal analysis of complex cross-flow heat exchangers in terms of standard configurations. **Journal of Heat Transfer**, New York, v.115, n.2, p.353-359.

SHAH, R. K.; SEKULIC, D.P. (1998). Heat Exchangers. In: ROHSENOW, W.M.; HARTNETT, J.P.; CHO, Y.I. (Ed.). **Handbook of Heat Transfer**. 3rd ed. New York: McGraw Hill, Cap. 17.

SHEFFIELD, J. W.; WOOD, R. A.; SAUER, JR., H. J. (1989). Experimental Investigation of Thermal Conductance of Finned Tube Contacts, **Experimental Thermal and Fluid Science**, 0894-1777.

STEVENS, R. A.; FERNANDEZ, J.; WOOLF, J. R. (1957). Mean-temperature difference in one, two, and three-pass crossflow heat exchangers. **Transactions of the ASME**, New York, v.79, p. 287-297.

TABOREK, J. (1983). Charts for mean temperature difference in industrial heat exchanger configuration. In: SCHLUNDER, E. U. (Ed.). **Heat Exchanger design handbook**. New York: Hemisphere. Cap. 1.5, p.1.5.1-1/1.5.3-13.

THOME, J.R. (2005). Update on advances in flow pattern based two phase heat transfer models. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 29, No. 3, p. 341-349.

THRELKELD, J. L. (1970). **Thermal Environmental Engineering**, Englewood Cliffs, N.J. Prentice-Hall, 2^a ed.

TRAVISS, D.P.; ROHSENOW, W.M.; BARON, A.B. (1973). Forced-convection condensation inside tubes – A heat transfer equation for condenser design”, **ASHRAE Transactions**, v. 79, No. 1, p. 157-165.

TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION (1999). **Standards of the tubular exchanger manufacturers association**. 8th ed. New York.

VARDHAN, A.; DHAR, P.L. (1998). A new procedure for performance Prediction of Air Conditioning Coils. **Int. J. Refrig.**, v. 21, No. 1, p. 77-83.

WANG, C.C.; CHI, K.Y.; E CHANG, C.J. (2000). Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: correlation, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 43, p. 2693-2700.

WANG, C.C.; JANG, J.Y.; E CHIOU, N. F. (1999), A Heat Transfer and Friction correlation for wavy fin-and-tube heat exchangers, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.42, p. 1919-1924.

WANG, C.C., LEE, C.J., CHANG, C.T., E LIN, S.P. (1999). Heat Transfer and friction correlation for wavy fin-and-tube heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 42, p. 1945-1956.

WANG, C.C.; TAO, W.H. E CHANG, C.J. (1999), An investigation of the air-side performance of the slit fin-and-tube heat exchangers, **International Journal of Refrigeration**, v. 22, p. 595-603.

WANG, C.C.; WEBB, R. L.; CHI, K. Y. (2000). Data reduction for air-side performance of fin-and-tube heat exchanger. **Experimental Thermal and Fluid Science**, New York, v. 21, n. 4, p. 218-226.

Apêndice A. Guia do usuário

O presente programa, EVSIM, prediz o desempenho de um dado evaporador a partir do comportamento do ar, do fluxo do refrigerante, e dos parâmetros do refrigerante na entrada e saída do trocador de calor. O modelo é baseado em uma aproximação do resultado tubo-a-tubo e conta com uma distribuição não uniforme do ar e refrigerante.

O programa é escrito em Fortran 77 e utiliza funções matemáticas padrões do Fortran. O programa é constituído de um modulo principal, e uma subrotina principal para o evaporador, EVPHX2, e 30 subprogramas. As habilidades do programa e as relações utilizadas para a mecânica dos fluidos, transferência de calor e cálculos de transferência de massa estão descritas no texto principal deste trabalho. As equações utilizadas para o ar úmido, água e rotinas das propriedades dos refrigerantes estão descritas em Domanski e Didion (1983).

Convém enfatizar-se também que a quantidade de algarismos significativos presentes nas grandezas físicas tanto como entrada ou saída do programa não reflete necessariamente uma precisão experimental, principalmente porque várias delas são provenientes de mudanças de unidades em que foram mantidos os valores exatos apenas para termos uma conformidade que facilitasse a árdua tarefa das várias alterações de unidades inglesas para Sistema Internacional e vice-versa.

A1. Entrada de dados

Os dados de entrada são lidos a partir de arquivos de entrada ou do terminal dependendo do tipo de dados.

A1.1 Dados lidos a partir de arquivos

Para rodar o programa, o usuário precisa estabelecer dois arquivos de entrada no sistema, DATAREF e DTEV.txt, para constantes do refrigerante e dados do evaporador, respectivamente.

Constantes do refrigerante: Constantes para cálculo das propriedades dos refrigerantes R-12 e R-22 são mostradas na tabela A1 e A2 respectivamente. As constantes dos refrigerantes selecionados têm de estar em um arquivo chamado DATAREF, do qual são lidas pela sub-rotina DATAIN.

Dados do arranjo que constitui o evaporador: Os dados do evaporador são lidos pela sub-rotina RDATA3 de um arquivo chamado DTEV.txt. As instruções para a constituição do código do evaporador presente em DTEV.txt é descrito na Tabela A3, onde inclui variáveis presente no código e sua explicação.

O EVSIM pode simular códigos para uma ou duas placas do evaporador. A forma de entrada mostrada na Tabela A3 corresponde a uma serpentina em uma placa apenas; um arquivo de entrada terá o conteúdo das linhas 3 a 25 para a primeira placa e das linhas 26 a 48 para a segunda placa. Um exemplo de arquivo do evaporador (DTEV.txt) para duas placas como na figura A1 é mostrado na Tabela A4.

Para duas placas o modelo pode contar com cada uma dessas placas alimentadas com seu dispositivo de expansão individual, ou ambas podem ser alimentadas pelo mesmo dispositivo de expansão. Essas características devem ser informadas na linha 2 do DTEV.txt. Na presente versão, o EVSIM é inapto para considerar uma placa alimentada por mais de um dispositivo de expansão.

O último dado, na linha 7, SFLOW, é o fator de escala do dispositivo de expansão. Esse fator de escala foi incluído dentro do arquivo de dados para permitir que o EVSIM calculasse a divisão do refrigerante entre as duas placas, caso dispositivos de expansão separados forem usados para cada placa. Para montagens do evaporador empregando apenas um único dispositivo de expansão (tanto uma placa quanto duas dividindo o dispositivo) o valor do SFLOW não será levado em conta pelo programa. Para evaporadores com dois dispositivos de expansão, a relação de SFLOW(1) com SFLOW(2) tem que ser igual a relação das vazões mássicas do refrigerante através dos dispositivos de expansão associados com suas respectivas placas. Na mais provável situação, os dois dispositivos de expansão são idênticos; em tal situação dois números reais idênticos satisfazem uma condição para o funcionamento do EVSIM.

A linha 3 contém as dimensões gerais de uma placa. Os símbolos usados são explicados graficamente na Figura A2. Observe que BSPACE denota a distância entre a borda da abertura do canal para o escoamento do ar ao centro do tubo #1. A numeração dos tubos deveria ser feita como mostrado na Figura A1 e Figura A2 para duas placas e uma placa, respectivamente. A numeração deveria começar dos tubos mais a esquerda na primeira fileira (de frente com a entrada do ar). Uma vez que o último tubo de uma dada fileira é um determinado número, um número consecutivo é dado para um tubo mais a esquerda na próxima fileira.

A linha 5 contém a informação referente ao tubo. ISUR é que identifica se as superfícies internas do tubo são lisas ou acrescidas. Apenas para uma superfície lisa é que temos a transferência de calor e a perda de carga com correlações bem estabelecidas.

Por causa da variedade de superfícies acrescidas e a falta de correlações confirmadas, a transferência de calor e a perda de carga para superfícies acrescidas são calculadas através da aplicação de fatores de correção sobre os cálculos que seriam obtidos para tubos lisos (refere-se a seção 4.4 e 4.6).

A linha 6 agrupa os dados nas aletas no lado do ar. A transferência de calor para aletas planas, onduladas, ou em forma de lança são calculadas separadamente, através de correlações. O modelo ondulado para aletas onduladas e a série de faixas para aletas em lança são determinadas pela sub-rotina AIRHT3 (ver seção 4.3).

Das linhas 8 até 20 descreve-se os circuitos por onde o refrigerante passa. A descrição dos circuitos depende da especificação, para todos tubos, de cada tubo de onde provém o refrigerante. Isso é feito ordenando numericamente a partir do tubo numerado como 1, na linha 8, com dez tubos por linha. Ver como exemplo o circuito mostrado na figura A1, desde que o primeiro campo da linha 8 é designado para o tubo #1, o tubo #2 poderia ser colocado neste lugar desde que o tubo #2 alimentasse o tubo #1. Se um dado tubo recebe refrigerante de múltiplas entradas, o valor de entrada deve ser zero. O EVSIM pode lidar com serpentinas de até 130 tubos por placa. O usuário deve entrar com 999 no campo de dados em que o tubo não existir.

Da linha 22 até a 25 é para a entrada da medição da velocidade do ar. Os

dados consistem em localizar a medição da velocidade do ar e sua posição. As medições devem ser tomadas no plano central, perpendicular aos tubos. Baseado nessas medições, o EVSIM monta um perfil de velocidade do ar no plano central e usa isso para calcular a vazão mássica do ar para tubos individuais. A figura A3 mostra como o EVSIM utiliza os dados da velocidade do ar. Um perfil de velocidade é criado por uma linha reta de interpolação entre pontos discretos. Observe que a velocidade do ar nas beiradas da placa é determinada igualmente a velocidade dos pontos mais a esquerda e dos pontos mais a direita ($VX(2,1)$ e $VX(2,6)$ na figura A3). O máximo de dados de entrada são 16 pontos. O mínimo é um ponto. O último resulta em um perfil de velocidade uniforme para toda a placa.

Deveria ser notado que os dados da velocidade do ar sozinhos não são usados como entrada para o fluxo volumétrico do ar através da serpentina. O perfil de velocidade do ar é integrado para obter um valor para o fluxo volumétrico, o qual é então comparado pelo programa com o CFMTOT para dividir velocidades locais, então o fluxo volumétrico e CFMTOT são iguais.

A1.2 Dados lidos do arquivo INPUT

Além do DTEV.txt e DATAREF, o EVSIM também necessita de um arquivo chamado INPUT. Para entrada das seguintes grandezas:

- parâmetros do ar: temperatura do bulbo seco
temperatura do bulbo úmido
- parâmetros do refrigerante: título na entrada do evaporador
temperatura de saturação na saída
superaquecimento na saída

Esse arquivo INPUT será solicitado durante a execução do programa e deverá ter o seguinte formato:

1. Programa pede: DATE:

Resposta: resposta alfanumérica de até 16 caracteres.

2. Programa pede: IPR = 0 Para resultados no dispositivo padrão
 IPR = 1 Para resultados no arquivo "RESULT.dat"
 IDIA = 0 Para ficar sem resultados detalhados adicionais
 IDIA = 1 Para receber resultados detalhados junto com os resultados principais.
 IDIA = 2 Para receber os resultados detalhados nos arquivos "DIAG" e "DIAGO"
 IPR, IDIA =

Resposta: Dois números inteiros separados por uma vírgula

3. Programa pede: TAIR = temperatura do bulbo seco, (°C)
 RH = umidade relativa do ar, (fração decimal)
 TAIR, RH =

Resposta: Dois números reais separados por uma vírgula

4. Programa pede: X1 = título de entrada do refrigerante, (fração decimal).
 TSAT2 = temperatura de saturação do refrigerante na saída da serpentina, (°C)
 TSUP2 = superaquecimento do refrigerante na saída da serpentina.
 X1, TSAT2, TSUP2 =

Resposta: três números reais separados por vírgulas

Um exemplo de um arquivo INPUT poderá ser visto na tabela A5, valores esses que serão usados no cálculo do exemplo de resultados mais adiante.

A2. Dados de saída

O EVSIM conclui o programa quando ele converge sobre a temperatura de saturação e superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador com os

seguintes parâmetros de convergência:

temperatura de saturação: $\pm 0,03\text{ }^{\circ}\text{C}$

superaquecimento: $\pm 1,2\text{ }^{\circ}\text{C}$

Uma vez que o modelo converge dentro de $1,2\text{ }^{\circ}\text{C}$, os resultados intermediários das últimas duas iterações são usadas para interpolar os resultados do desempenho para o valor do superaquecimento especificado nos dados de entrada.

Se o modelo não conseguir convergir, ele do mesmo modo realizará as interpolações e exibirá uma mensagem de alerta.

Alguns poucos resultados são exibidos como saída do programa EVSIM. O arquivo "RESULT.dat" irá listar algumas condições de entrada e dados provenientes da última iteração, bem como da interpolação dos dois últimos resultados. A partir da última iteração também obteremos informações do estado do refrigerante que sai pelos tubos de saída. Será listado o desempenho da serpentina para determinado superaquecimento pretendido na saída. Um exemplo do resultado será dado no Apêndice C.

Resultados mais detalhados (IDIA=2) contém os resultados intermediários para "loops" individuais (arquivo DIAG) e contém a indicação do número de "loops" de iteração necessários para a convergência de uma execução (IDIA0). A opção de uma saída detalhada pode ser usada se mais informações específicas a respeito do desempenho do evaporador é requerida. Essa saída pode ser reajustada conforme as necessidades de cada usuário.

Tabela A1. Propriedades para o Refrigerante 12 no formato de entrada para o arquivo chamado DATAREF

REFRIGERANT 12

6.9330000D+02,5.9690000D+02,2.8700000D-02

4.5967000D+02,1.8505300D-01,2.7182818D+00

9.1835883D+01,-7.9131381D+03,-1.2471522D+01

1.0892245D-02,0.D0,0.D0

120.D0,312.D0
3.4840000D+01,1.8691368D+01,2.1983963D+01
5.3341175D+01,-3.1509939D0,1.D0
5.D-1,3.3333333D-01,2.D0
8.8734000D-02,6.5093890D-03,0.D0
-3.4097270D0,1.5943480D-03,-5.6762767D+01
6.0239450D-02,-1.8796180D-05,1.3113990D0
-5.4873700D-4,0.D0,0.D0
0.D0,3.4688340D-09,-2.5439070D-05
0.D0,0.D0,0.D0
0.D0,5.4750000D0
8.0945000D-03,3.3266200D-04,-2.4138960D-07
6.7236300D-11,0.D0,0.D0
3.9556551D+01,-1.6537940D-02
0.75800014D0,-0.44230204D-02,0.22659166D-04
-0.80936502D-07,0.48639626D-9,-0.38992915D-11
0.16672029D+01,-0.37690766D-01,0.48997637D-03
-0.32598077D-05,0.10701433D-07,-0.14068541D-10
0.0262D0,5.8D-05,0.D0
0.D0,0.D0,0.D0
-0.10065153D+01,0.37970707D-01,-0.53504633D-03
0.36446277D-05,-0.12031578D-07,0.15478212D-10
0.49000002D-01,-0.11950213D-03,0.36320252D-07
0.52080296D-09,-0.31689972D-11,-0.31688932D-13
0.33482605D0,-0.10634881D-01,0.14902322D-03
-0.10213785D-05,0.34027736D-08,-0.44299642D-11
0.0043D0,1.7D-5,0.D0
0.D0,0.D0,0.D0
-0.12814194D0,0.48691398D-02,-0.68452384D-04
0.46711199D-06,-0.15483721D-08,0.20037774D-11
0.21699998D0,0.14159610D-03,0.64704511D-06
0.55390004D-08,-0.13778530D-10,-0.17912061D-12

-0.15409625D01,0.64801723D-01,-0.91255037D-03
 0.62140834D-05,-0.20422284D-07,0.26255064D-10

Tabela A2. Propriedades para o Refrigerante 22 no formato de entrada para o
 arquivo chamado DATAREF

REFRIGERANT 22

6.6450000D+02,7.2191000D+02,3.0525000D-02
 4.5967000D+02,1.8505300D-01,2.7182818D+00
 6.7598246D+01,-8.8538843D+03,-7.8610310D+00
 5.0448235D-03,4.4574700D-01,6.8610000D+02
 140.D0,240.D0
 3.2760000D+01,5.4634409D+01,3.6748920D+01
 -2.2292560D+01,2.0473289D+01,3.3333333D-01
 6.6666667D-01,1.,1.3333333D+00
 1.2409800D-01,2.0000000D-03,0.D0
 -4.3535470D+00,2.4072520D-03,-4.4066868D+01
 -1.7464000D-02,7.6278900D-05,1.4837630D+00
 2.3101420D-03,-3.6057230D-06,0.D0
 -3.7240440D-05,5.3554650D-08,-1.8450510D-04
 1.3633870D+08,-1.6726120D+05,0.D0
 5.4820000D+02,4.2000000D+00
 2.8128360D-02,2.2554080D-04,-6.5096070D-08
 0.D0,0.D0,2.5734100D+02
 6.2400900D+01,-4.5333500D-02
 0.64600D+00,-0.29194D-02,0.12164D-04
 -0.74985D-07,0.83951D-09,-0.37512D-11
 0.69684D01,-0.24319D0,0.35924D-02
 -0.26187D-04,0.93884D-07,-0.13301D-09
 0.26600D-01,0.63804D-04,0.10761D-06
 -0.32061D-08,0.43463D-10,-0.13175D-12
 -0.66330D0,0.25757D-01,-0.37913D-03

0.27734D-05,-0.10053D-07,0.14474D-10
 0.63000D-01,-0.15820D-03,-0.12289D-06
 0.17453D-08,-0.52685D-11,-0.10857D-13
 -0.46705D0,0.19421D-01,-0.28507D-03
 0.20429D-05,-0.71963D-08,0.99460D-11
 0.48000D-02,0.19881D-04,0.24815D-08
 0.28518D-09,-0.62001D-11,0.31001D-13
 0.51539D00,-0.18601D-01,0.26762D-03
 -0.18936D-05,0.65891D-08,-0.90041D-11
 0.27100D+00,0.24054D-03,0.38936D-07
 0.23481D-07,-0.97345D-10,0.44953D-12
 0.49002D00,-0.83123D-02,0.13105D-03
 -0.96884D-06,0.36462D-08,-0.52089D-11

Tabela A3. Dados de entrada referentes às características físicas do evaporador

Os dados de entrada descritos abaixo são os dados utilizados para caracterizar apenas uma placa do evaporador, caso haja mais de uma placa será necessário fazer a caracterização por duas vezes.

Todos os dados de entrada que estão na mesma linha deverão estar separados por vírgulas.

Linha 1: COILID

COILID = texto alfanumérico caracterizando o evaporador, máximo de 70 caracteres

Linha 2: NSLABS, IEXP, CFMTOT

NSLABS = número de placas de trocadores de calor, valores possíveis 1 ou 2

IEXP = número de dispositivos de expansão no conjunto, valores possíveis:

1 se NSLABS = 1 e 1 ou 2 se NSLABS = 2

CFMTOT = vazão volumétrica total do ar através do evaporador

Linha 3: SLABID =

SLABID = texto alfanumérico caracterizando a placa, máximo de 70 caracteres

Linha 4: BSIDE(1), BSPACE(1), WIDTH(1) (ver figura A2)

BSIDE(1) = altura de serpentina (m)

BSPACE(1) = distância entre a borda da serpentina e a posição do tubo #1, (m)

WIDTH(1) = largura da serpentina, igual ao comprimento dos tubos que estão exposto no túnel de ar (m).

Linha 5: TPCH(1), DPCH(1), DI(1), DOU(1), TKM(1), ISUR(1) (ver figura A2)

TPCH(1) = distância entre os tubos em cada fileira (m)

DPCH(1) = distância entre as fileiras (m)

DI(1) = diâmetro interno do tubo (m)

DOU(1) = diâmetro externo do tubo (m)

TKM(1) = condutividade térmica do material do tubo (W/m.K)

ISUR(1) = 1 para tubos com superfícies internas lisas

2 para tubos com a superfície interna acrescida

Linha 6: FPCH(1), FTK(1), FMK(1), IFIN(1)

FPCH(1) = distância entre as aletas centro a centro (m)

FTK(1) = espessura da aleta (m)

FMK(1) = condutividade térmica do material da aleta (W/m.K)

IFIN(1) = 1 para aletas planas

2 para aletas onduladas

3 para aletas em forma de lança

Linha 7: NTUB(1,1), NTUB(1,2), NTUB(1,3), NTUB(1,4), NTUB(1,5), SFLOW(1)

NTUB(1,1) = número de tubos na primeira fileira (na entrada de ar)

NTUB(1,2) = número de tubos na segunda fileira

NTUB(1,3) = número de tubos na terceira fileira

NTUB(1,4) = número de tubos na quarta fileira

NTUB(1,5) = número de tubos na quinta fileira

SFLOW(1) = fator de escoamento do dispositivo de expansão

Linha 8: IFROM(1,i) = i=1,10

IFROM(1,1) = número do tubo que recebe refrigerante do tubo 1

IFROM(1,2) = número do tubo que recebe refrigerante do tubo 2

IFROM(1,3)

.

.

IFROM(1,9)

IFROM(1,10) = número do tubo que recebe refrigerante do tubo 10

Linha 9: IFROM(1,i), i=11,20

IFROM(1,11) = número do tubo que recebe refrigerante do tubo 11

IFROM(1,12) = número do tubo que recebe refrigerante do tubo 12

IFROM(1,13) = número do tubo que recebe refrigerante do tubo 13

IFROM(1,14)

.

.

IFROM(1,19)

IFROM(1,20) = número do tubo que recebe refrigerante do tubo 20

Linha 10: IFROM(1,i), i=21,30

Linha 11: IFROM(1,i), i=31,40

Linha 12: IFROM(1,i), i=41,50

Linha 13: IFROM(1,i), i=51,60

Linha 14: IFROM(1,i), i=61,70

Linha 15: IFROM(1,i), i=71,80

Linha 16: IFROM(1,i), i=81,90

Linha 17: IFROM(1,i), i=91,100

Linha 18: IFROM(1,i), i=101,110

Linha 19: IFROM(1,i), i=111,120

Linha 20: IFROM(1,i), i=121,130

Linha 21: NTEST(1)

NTEST(1) = número de pontos de medição da velocidade do ar,
possíveis valores: mínimo 2, máximo 16

Linha 22: X(1,N), N=1,8

X(1,1) = localização do primeiro ponto de medição da velocidade do ar
(distância entre a borda da placa mais próxima do tubo 1 e o lugar de medição da
velocidade do ar, ver figura A3). (m)

X(1,2) = localização do segundo ponto de medição da velocidade do ar (m)

X(1,3) = localização do terceiro ponto de medição da velocidade do ar, se
não for existente entrar com 0.0 , (m)

.

.

X(1,8) = localização do oitavo ponto de medição da velocidade do ar, se
não for existente entrar com 0.0, (m)

Linha 23: X(1,N), N=9,16

X(1,9) = localização do nono ponto de medição da velocidade do ar, se
não for existente entrar com 0.0, (m)

X(1,10)

.

.

X(1,16) = localização do décimo-sexto ponto de medição da velocidade do
ar, se não for existente entrar com 0.0, (m)

Linha 24: VX(1,N), N=1,8

VX(1,1) = velocidade do ar no primeiro ponto de medição, (m/s)

VX(1,2) = velocidade do ar no segundo ponto de medição, (m/s)

VX(1,3) = velocidade do ar no terceiro ponto de medição, se não for
existente entrar com 0.0, (m/s)

VX(1,4)

.

.

VX(1,8) = velocidade do ar no oitavo ponto de medição, se não for existente entrar com 0.0, (m/s)

Linha 25: VX(1,N), N=9,16

VX(1,9) = velocidade do ar no nono ponto de medição, (m/s)

VX(1,10)

.

.

VX(1,16) = velocidade do ar no décimo-sexto ponto de medição, se não for existente entrar com 0.0, (m/s)

A linha 25 completa a descrição da geometria para um evaporador de uma placa. Se tivermos um evaporador de duas placas, o arquivo DTEV.txt deverá ter 23 linhas adicionais para descrever a segunda placa. Nesse caso, das linhas 3 a 25 serão incumbidas de descrever a placa nº1, e de forma idêntica com relação às grandezas, das linhas 26 a 38 será descrita a placa nº2. A sub-rotina RDATA3, a qual é responsável pela leitura do arquivo DTEV.txt que descreve os parâmetros descritos acima, marcará o índice igual a 2 ao invés de 1 quando estiver lendo as linhas 26 a 48 (ou seja, lerá VX(2,16) no lugar de VX(1,16)) . A Tabela A4 traz um exemplo de arquivo DTEV.txt para um evaporador de duas placas.

Tabela A4. Exemplo de um arquivo DTEV.txt para um evaporador de duas placas

Abaixo segue o código do evaporador presente na Figura A1

DTEV DUAS PLACAS, TRÊS FILEIRAS, 16 TUBOS POR FILEIRA.

2,2,31.71504D0

DADOS PARA A PLACA # 1

0.633004926D0,0.032019704D0,0.704433479D0

0.039408867D0,0.034482758D0,0.014305418D0,0.015527093D0,402.99148891D0,

1

0.003109359D0,0.00031527D0,221.38588232D0,2

16,16,16,0,0,1.D0

2,3,19,5,6,22,23,7,8,25

10,27,12,30,14,15,33,17,18,4

37,21,39,0,9,11,28,45,13,31

32,48,34,35,36,20,38,41,40,24

42,25,26,43,44,29,46,47,999,999

999,999,999,999,999,999,999,999,999,999

999,999,999,999,999,999,999,999,999,999

999,999,999,999,999,999,999,999,999,999

999,999,999,999,999,999,999,999,999,999

999,999,999,999,999,999,999,999,999,999

999,999,999,999,999,999,999,999,999,999

999,999,999,999,999,999,999,999,999,999

999,999,999,999,999,999,999,999,999,999

6

0.039408867D0,0.157635468D0,0.275862069D0,0.39408867D0,0.480788177D0,0.

583251231D0,0.0D0,0.0D0

0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0

1.00584D0,1.46304D0,1.85928D0,1.3716D0,1.28016D0,1.34112D0,0.D0,0.D0

0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0

DADOS PARA A PLACA #2

0.633004926D0,0.032019704D0,0.704433479D0

0.039408867D0,0.034482758D0,0.014305418D0,0.015527093D0,402.99148891D0,

1

0.003109359D0,0.00031527D0,221.38588232D0,2

16,16,16,0,0,1.D0

2,3,19,5,6,22,23,7,8,25

10,27,12,30,14,15,33,17,18,4

37,21,39,0,9,11,28,45,13,31

32,48,34,35,36,20,38,41,40,24

140

42,25,26,43,44,29,46,47,999,999

999,999,999,999,999,999,999,999,999,999

999,999,999,999,999,999,999,999,999,999

999,999,999,999,999,999,999,999,999,999

999,999,999,999,999,999,999,999,999,999

999,999,999,999,999,999,999,999,999,999

999,999,999,999,999,999,999,999,999,999

999,999,999,999,999,999,999,999,999,999

999,999,999,999,999,999,999,999,999,999

6

0.039408867D0,0.157635468D0,0.275862069D0,0.39408867D0,0.480788177D0,0.

583251231D0,0.0D0,0.0D0

0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0

1.24968D0,1.49352D0,1.31064D0,0.88392D0,1.18872D0,1.00584D0,0.D0,0.D0

0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0

Tabela A5. Exemplo de arquivo INPUT

02/12/2009

1,2

26.667D0,0.51D0

0.20D0,7.222D0,5.556D0

Tabela A6. Exemplo de arquivo Dtev.txt usado nos resultados

DTEV I-SHAPE COIL, 3 DEPTH ROWS, 16 TUBES PER ROW.

1,1,7.44D0

DATA FOR SLAB # 1

0.408D0,0.021D0,0.454D0

0.025D0,0.022D0,0.009D0,0.01D0,402.99148891D0,1

0.002D0,0.0002D0,221.38588232D0,2

16,16,16,0,0,1.D0

2,3,19,5,6,22,23,7,8,25

10,27,12,30,14,15,33,17,18,4

37,21,39,0,9,11,28,45,13,31

32,48,34,35,36,20,38,41,40,24
 42,25,26,43,44,29,46,47,999,999
 999,999,999,999,999,999,999,999,999,999
 999,999,999,999,999,999,999,999,999,999
 999,999,999,999,999,999,999,999,999,999
 999,999,999,999,999,999,999,999,999,999
 999,999,999,999,999,999,999,999,999,999
 999,999,999,999,999,999,999,999,999,999
 999,999,999,999,999,999,999,999,999,999
 999,999,999,999,999,999,999,999,999,999
 6
 0.025D0,0.102D0,0.178D0,0.254D0,0.31D0,0.376D0,0.0D0,0.0D0
 0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0
 0.00D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0
 0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0

Figura A1. Exemplo de circuito com duas placas

Figura A2. Especificações de uma placa com circuitos e suas dimensões

Figura A3. Exemplo dos pontos de medição da velocidade do ar e o perfil de velocidade

Apêndice B. Listando os subprogramas do EVSIM

A lista de funções de sub-rotinas está presente na Tabela B1. As figuras B1 e B2 representam os fluxogramas do programa principal e da sub-rotina de simulação do evaporador, respectivamente.

Tabela B1. Funções e sub-rotinas usadas no EVSIM

Nome	Propósito
AIRPR	Calcular as propriedades do ar úmido
AIRHT3	Calcular o coeficiente de transferência de calor do lado do ar para aletas planas, onduladas e em forma de lança
BALFL1	Ajustar a distribuição do escoamento do refrigerante em um evaporador baseado na perda de carga em diferentes circuitos
CPCV	Calcular o calor específico a volume constante e a pressão constante, a relação entre os calores específicos, e a velocidade sônica do vapor do refrigerante a partir da temperatura e pressão
DATAIN	Ler o arquivo DATAREF com as constantes dos refrigerantes
DISTR2	Determinar a distribuição do ar para cada tubo da serpentina
DYNADP	Calcular a perda de carga dinâmica para o escoamento em um tubo
EVGUNG	Calcular a transferência de calor por convecção forçada evaporativa
EVDP2	Calcular a perda de carga friccional por evaporação em um tubo
EVPHX2	Simular o desempenho da serpentina do evaporador
FINCON	Calcular a condutância térmica para o contato aleta-aleta
FINEF2	Calcular a eficiência da aleta
FRACT	Calcular a distribuição do refrigerante em um ponto de divisão baseado na perda de carga
HYDDIA	Calcular o diâmetro hidráulico para o escoamento do ar através da placa
ITRPR2	Calcular as propriedades termodinâmicas do vapor do refrigerante para uma dada pressão e volume específico ou entalpia ou entropia
MIXAIR	Calcular as propriedades da corrente de ar resultante do processo de mistura de duas correntes de ar úmido

OVLWET	Calcular o coeficiente global de transferência de calor para um tubo aletado úmido
PHWET2	Calcular as propriedades termodinâmicas do refrigerante para uma dada pressão e entalpia
RDATA3	Ler o arquivo DTEV.txt com dados do evaporador e prepara esses dados para a sub-rotina EVPHX2
SATPP	Calcular a pressão de saturação do refrigerante a uma dada temperatura
SATPR	Calcular a viscosidade dinâmica do refrigerante e a condutividade térmica para líquido e vapor, e o calor específico do líquido no ponto de saturação
SATTT	Calcular a temperatura de saturação do refrigerante a uma dada pressão
SATVF	Calcular o volume específico do líquido saturado a uma dada temperatura
SPHDP	Calcular a perda de carga para o escoamento de uma única fase em um tubo liso
SPHDP1	Calcular a perda de carga para o escoamento de uma única fase para um tubo liso
SPHTC	Calcular o coeficiente de transferência de calor para convecção forçada em um escoamento de uma única fase em um tubo liso
TRACE3	Estimar a distribuição do refrigerante na serpentina de um evaporador baseado na configuração do circuito
VPSV	Calcular o volume específico do vapor a uma dada temperatura e pressão
VPVHS	Calcular as propriedades termodinâmicas do vapor a uma dada temperatura e pressão
WATPR	Calcular propriedades da água e gelo

Figura B1. Lógica do programa principal do EVSIM

Símbolos:

HT – entalpia do refrigerante obtida a partir da presente iteração

HT* - entalpia do refrigerante a partir da iteração anterior

HC – entalpia do refrigerante na saída da serpentina obtida na presente iteração

HC* - entalpia do refrigerante na saída da serpentina obtida a partir da iteração anterior

Figura B2. Sequência lógica da sub-rotina que simula o evaporador, EVPHX2

Apêndice C. Exemplo de resultado do programa EVSIM

Abaixo segue um exemplo de resultado dado pelo programa no arquivo “Result.dat”, onde o evaporador que foi simulado é correspondente a Figura A1, ou seja, ao arquivo “DTEV.txt” presente na Tabela A4 e o arquivo “INPUT” usado está presente na Tabela A5. O arquivo “DATAREF” utilizado neste caso corresponde ao Refrigerante 22 presente na Tabela A2.

```
*****
EVSIM (VER. 1.1): SIMULATION OF AN EVAPORATORCOIL
*****
30 de janeiro
COIL INFORMATION:
***DTEV*** A-SHAPE COIL, 3 DEPTH ROWS, 16 TUBES PER ROW.
  NUMBERS OF SLABS IN THE ASSEMBLY:    2
  NUMBER OF EXPANSION DEVICES:         2
  TOTAL M^3/MIN                        31.72
AIR CONDITION:
  AIR DRY BULB TEMPERATURE:            26.667 °C
  AIR RELATIVE HUMIDITY:               .51
REFRIGERANT 22
REFRIGERANT CONDITIONS:
  REFRIG. QUALITY AT INLET:            .20
  REFRIG. SAT. TEMPERATURE AT EXIT:    7.22 °C
  REFRIG. SUPERHEAT AT EXIT:          5.56 °C
*****

SIMULATION RESULTS

*****
*RESULTS FROM THE LAST ITERATION LOOP:

TOTAL CAPACITY:    12409.13 W
LATENT CAPACITY:   4048.39 W
REFRIGERANT MASS FLOW RATE: 276.20 kg/h
REFRIGERANT PARAMETERS AT THE COIL OUTLET:
  SATURATION TEMPERATURE:    7.2 °C
  SUPERHEAT:                 5.3 °C
  PRESSURE:                   625.19 kPa
  ENTHALPY:                   256.21 kJ/kg

INFORMATION ON REFRIGERANT LEAVING OUTLET TUBES

SLAB #   TUBE #   P       T       TSUP      X       RMS
(-)      (-)     (kPa)   (°C)   (°C)    (-)    (kg/h)
  1         1    625.19   10.5    3.3     1.000   70.31
  1        16    625.19   14.5    7.3     1.000   67.79
  2         1    625.19   10.5    3.3     1.000   70.31
  2        16    625.19   14.5    7.3     1.000   67.79

*****
```

*RESULTS FOR THE REQUESTED REFRIGERANT SUPERHEAT: 5.6 °C
(INTERPOLATED FROM RESULTS OF LAST TWO ITERATIONS)

TOTAL CAPACITY: 12374.83 W
LATENT CAPACITY: 4024.54 W
REFRIGERANT MASS FLOW RATE: 275.06 kg/h
REFRIGERANT PARAMETERS AT THE COIL OUTLET:
SATURATION TEMPERATURE: 7.2 °C
SUPERHEAT: 5.6 °C
PRESSURE: 625.23 kPa
ENTHALPY: 256.43 kJ/kg