

SIMULAÇÃO DE SISTEMAS DE EXPANSÃO INDIRETA: ANÁLISE HIGROTÉRMICA DA SERPENTINA

Rogério Marcos Barbosa

Pontifícia universidade Católica do Paraná, Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia, Laboratório de Sistemas Térmicos (www.pucpr.br/LST), Rua Imaculada Conceição, 1155, 80215-901, Curitiba/PR, Brasil.
rogerio_mbarbosa@yahoo.com.br

Nathan Mendes

Pontifícia universidade Católica do Paraná, Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia, Laboratório de Sistemas Térmicos (www.pucpr.br/LST), Rua Imaculada Conceição, 1155, 80215-901, Curitiba/PR, Brasil.
nathan.mendes@pucpr.br

Resumo. *Condicionado de ar, Ventilação e Aquecimento (HVAC) são processos de climatização responsáveis por uma quantia considerável do consumo de energia, especialmente em edifícios comerciais. Normalmente, a simulação desses sistemas, em programas de simulação de energia em edificações, é feita usando correlações empíricas em regime permanente para a capacidade total de resfriamento, a capacidade sensível e a Razão de Eficiência de Energia (EER). Porém, a resposta dinâmica dos componentes do HVAC tem um impacto direto no consumo de energia e avaliação do conforto térmico de forma que uma precisão maior é necessária. Deste modo, um modelo dinâmico composto de 10 variáveis de estado é apresentado e os resultados são mostrados para uma simulação detalhada da serpentina de resfriamento e desumidificação, mostrando a importância de se considerar modelos de serpentinas parcialmente molhadas.*

Palavras chave: Fan coil, regime transiente, serpentina de resfriamento e desumidificação.

1. Introdução

A energia requerida ou consumo de combustível requerido em um sistema de climatização tem um impacto direto no custo de operação de uma edificação e um impacto indireto no meio-ambiente. A partir da década de 70, com a crise mundial de energia, muitas pesquisas foram iniciadas para reduzir o consumo de energia em edificações, com projetos direcionados ao gerenciamento de demanda de combustível (*DSM demand-side management*).

No Brasil, 48% da energia elétrica é atribuída a edificações residenciais, comerciais e industriais (Lamberts et al., 1998) e, nas edificações comerciais, a maior parte da energia consumida é devido principalmente aos sistemas de climatização, o que aponta para uma importante direção de tema de pesquisa.

Na literatura, vários autores direcionam suas pesquisas em comportamento de regime permanente para sistemas HVAC com aproximações empíricas, semi-empíricas e matemáticas. Pereira e Mendes (2003) apresentaram um modelo empírico para prever o desempenho térmico de dois condicionadores de ar de expansão direta. Lebrun (2001) realizou uma simulação de um sistema HVAC com a ajuda do EES (*Engineering Equation Solver*), contendo um conjunto de quatro resfriadores de líquido (*chiller*), quatro tanques de banco de gelo e cinco torres resfriamento. Knabe e Le (2001) realizaram uma simulação em edificações em conjunto com um sistema HVAC, especialmente um sistema *split*, considerando o comportamento térmico e a umidade do perímetro das paredes.

Esses trabalhos mencionados acima apresentam uma aproximação em regime permanente para analisar sistemas HVAC focados na otimização, por serem caros e grandes consumidores de energia.

Um sistema de climatização pode ser constituído de um número ilimitado de componentes: duto, caixa de mistura, ventilador, serpentina de aquecimento, serpentina de resfriamento, caldeira, bomba, tubo, *chiller* (resfriador de líquido), bomba de calor, difusor, abafador e diferentes tipos de junções divergentes/convergentes, etc. São necessários modelos matemáticos de todos estes componentes em diferentes níveis de detalhe para manter a gama de tarefas possíveis no projeto. A simulação de sistemas HVAC torna-se bastante complicada pelo fato de que o fluido de trabalho compreende duas fases, ar seco e vapor d'água. Portanto, normalmente, a simulação desses sistemas, em programas de simulação de energia em edificações, é feita usando correlações empíricas em regime permanente para a capacidade total de resfriamento, a capacidade sensível e a razão de eficiência energética (*Energy Efficiency Ratio EER*).

Porém, a resposta dinâmica dos componentes de um sistema HVAC tem um impacto direto no consumo de energia e na avaliação o conforto térmico de forma que uma precisão maior é necessária. Deste modo, um modelo dinâmico composto por 10 variáveis de estado é apresentado. A solução da derivada no tempo é analisada para esquemas implícitos e Crank-Nicolson. Resultados em termos do estado psicrométrico do ar na caixa de mistura e na serpentina de um sistema de *fan-coil* são apresentados.

2. Modelo Matemático

A Figura 1 mostra um esquema representativo de um fan-coil, o qual é composto por cinco componentes.

O componente 1 é uma caixa de mistura que tem a finalidade de fazer a mistura do ar de retorno que vem do ambiente condicionado, com o ar externo. O componente 2 é uma serpentina de resfriamento, na qual circula água gelada para resfriar o ar que chega da caixa de mistura. O componente 3 representa um umidificador, o qual faz a umidificação do ar quando existe a necessidade dependendo da umidade relativa desejada. O componente 4 é um dispositivo para aquecer o ar, o qual pode ser usado quando as cargas latentes forem altas ou para fazer um ajuste fino na temperatura da zona. O último (componente 5) é o ventilador responsável pelo insuflamento do ar dentro da zona.

Para escrever a formulação matemática dos componentes, algumas considerações devem ser feitas: i) uma densidade média do ar é assumida para de todos componentes, ii) a pressão do ar é considerada constante, iii) o ar é um gás perfeito.

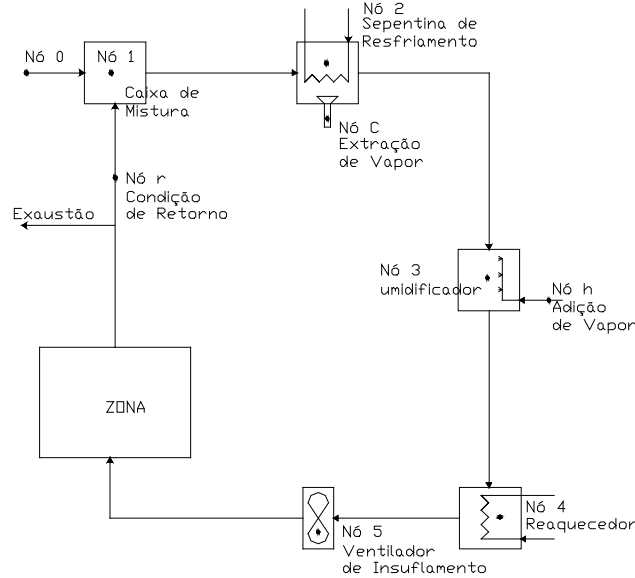


Figura 1. Representação esquemática de um fan-coil.

Neste trabalho é considerada uma formulação global para calcular a temperatura e umidade absoluta do ar para cada componente. Eqs. (1-5) descrevem as equações do balanço de energia, enquanto Eqs. (8-16) as equações da conservação de massa para o vapor d'água e o ar seco. Portanto, o sistema de equações é baseado em uma aproximação global para as equações de conservação aplicadas para cada volume de controle, similar ao que foi apresentado por Clarke (2001) para uma simulação em regime transiente no programa de simulação de edificações ESP (*Environmental System Performance*).

2.1. Equações de Conservação de Energia

Aplicando a equação de conservação de energia em regime transiente para cada componente, para um dado instante ξ , obtém-se:

Para o componente 1:

$$\dot{m}_0 h_0 + \dot{m}_r h_r - \dot{m}_1 h_1 + q_{e1} = \frac{d(\rho_1 V_1 h_1)}{dt} \Bigg|_{t=\xi} \quad (1)$$

Para o componente 2:

$$\dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_c h_c + q_{e2} - q_{x2} = \left. \frac{d(\bar{\rho}_2 V_2 h_2)}{dt} \right|_{t=\xi} \quad (2)$$

Para o componente 3:

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_h h_h - \dot{m}_3 h_3 + q_{e3} = \left. \frac{d(\bar{\rho}_3 V_3 h_3)}{dt} \right|_{t=\xi} \quad (3)$$

Para o componente 4:

$$\dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_4 h_4 + q_{e4} + q_{x4} = \left. \frac{d(\bar{\rho}_4 V_4 h_4)}{dt} \right|_{t=\xi} \quad (4)$$

Para o componente 5:

$$\dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5 + q_{e5} = \left. \frac{d(\bar{\rho}_5 V_5 h_5)}{dt} \right|_{t=\xi} \quad (5)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica da mistura ar/vapor ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$), h a entalpia específica da mistura ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$), q_{ei} a troca de calor com a vizinhança de cada componente (W), q_{x2} a transferência total de calor da serpentina de resfriamento (W), q_{x4} a transferência total de calor da serpentina de aquecimento (W), $\bar{\rho}_i$ a densidade do componente i ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$), V_i o volume total do componente i (m^3). Os sub-índices o e r indicam os estados do ar ambiente e de retorno respectivamente, c indica a extração de umidade no resfriador, e h indica a adição de umidade no umidificador.

A densidade do ar dentro de cada componente é calculada como:

$$\bar{\rho}_i = \frac{\sum_{j=1}^N (\rho_j V_j)}{\sum_{j=1}^N (V_j)} \quad (6)$$

onde N é o número de regiões distintas dentro de cada componente.

2.2. Equações de Conservação de Massa

De forma similar às equações de conservação de energia, as equações do balanço de massa em regime transiente são descritas abaixo:

Para o componente 1:

$$\dot{m}_{0(d)} + \dot{m}_{r(d)} - \dot{m}_{1(d)} = 0 \Big|_{t=\xi} \quad (7)$$

$$\dot{m}_{0(d)} w_o + \dot{m}_{r(d)} w_r - \dot{m}_{1(d)} w_1 = 0 \Big|_{t=\xi} \quad (8)$$

Para o componente 2:

$$\dot{m}_{1(d)} - \dot{m}_{2(d)} = 0 \Big|_{t=\xi} \quad (9)$$

$$\dot{m}_{1(d)} w_1 - \dot{m}_{2(d)} w_2 - \dot{m}_c = \frac{d(\rho_L V_c)}{dt} \Big|_{t=\xi} \quad (10)$$

Para o componente 3:

$$\dot{m}_{2(d)} - \dot{m}_{3(d)} = 0 \Big|_{t=\xi} \quad (11)$$

$$\dot{m}_{2(d)} w_2 - \dot{m}_{3(d)} w_3 + \dot{m}_h = \frac{d(\rho_L V_h)}{dt} \Big|_{t=\xi} \quad (12)$$

Para o componente 4:

$$\dot{m}_{3(d)} - \dot{m}_{4(d)} = 0 \Big|_{t=\xi} \quad (13)$$

$$\dot{m}_{3(d)} w_3 - \dot{m}_{4(d)} w_4 = 0 \Big|_{t=\xi} \quad (14)$$

Para o componente 5:

$$\dot{m}_{4(d)} - \dot{m}_{5(d)} = 0 \Big|_{t=\xi} \quad (15)$$

$$\dot{m}_{4(d)} w_4 - \dot{m}_{5(d)} w_5 = 0 \Big|_{t=\xi} \quad (16)$$

onde $\dot{m}_{i(d)}$ é a vazão em massa de ar seco (kg s^{-1}) associada ao componente i , w a umidade absoluta (kg kg^{-1}), ρ_L a densidade da água do resfriador ou umidificador (kg m^{-3}), V_c o volume desta água, V_h o volume de água residual do umidificador, \dot{m}_c a vazão de vapor extraído do resfriador (kg s^{-1}) e \dot{m}_h a vazão de vapor adicionado ao umidificador (kg s^{-1}).

2.3. Modelo da Serpentina de Resfriamento

Na Eq. 2, os termos q_{x2} , \dot{m}_c e h_c devem ser resolvidos de forma independente através de um modelo da serpentina de resfriamento.

A modelagem da serpentina de resfriamento e desumidificação (Fig.2) foi realizada utilizando o modelo CCDET desenvolvido baseado no ASHRAE HVAC 2 Toolkit (Brandemuel, 1993). A serpentina é modelada como um trocador de calor em contra corrente apropriado para sistemas de condicionamento de ar com no mínimo quatro fileiras.

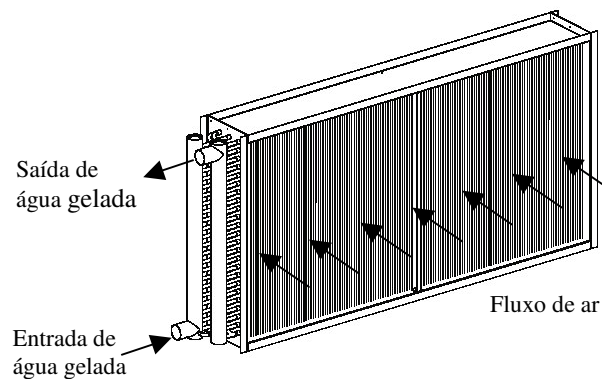


Figura 2. Representação de uma serpentina de resfriamento de um sistema de condicionamento de ar.

Este modelo leva em consideração a condensação na superfície externa da serpentina. Existem três condições possíveis para a serpentina: toda molhada, parcialmente molhada, ou toda seca. A sub-rotina determina qual dessas condições se aplica, e trata cada caso separadamente.

A descrição matemática deste modelo está descrita em detalhes em Elmahdy et al. (1977).

O modelo funciona da seguinte forma: inicialmente a superfície de entrada da serpentina do lado do ar é assumida estar molhada. Baseado nesta suposição calcula-se a temperatura de saída do ar e da água e a temperatura da superfície do lado do ar na entrada e na saída. Se a temperatura da superfície na entrada é menor do que a temperatura de orvalho do ar na entrada, a serpentina está de fato toda molhada. Se a temperatura da superfície na saída do ar é maior do que a temperatura de orvalho do ar na entrada, a superfície da serpentina está toda seca. Se nenhuma destas condições é encontrada, a superfície está parcialmente molhada. Neste caso, um processo iterativo é usado para encontrar a posição na direção do escoamento do ar na qual a temperatura da superfície é igual a temperatura de orvalho. Esta posição é a fronteira entre as seções seca e molhada da serpentina.

Este modelo exige dados geométricos da serpentina, como o diâmetro interno e externo do tubo, área de aleta, espessura da aleta, etc. A Tabela 1 apresenta os parâmetros geométricos necessários da serpentina de resfriamento modelada.

O modelo fornece como dados de saída, a temperatura da água, a temperatura do ar e a umidade absoluta na saída da serpentina, a taxa de transferência de calor total, a taxa de transferência de calor sensível e a fração de área da superfície molhada.

Tabela 1 - Especificações da serpentina simulada.

Área da face (m ²)	2,235
Área da superfície de aleta (m ²)	166,8651
Área da superfície interna do tubo (m ²)	11,3091
Área da superfície externa do tubo (m ²)	11,6623
Área de escoamento mínimo (m ²)	1,1845
Número de aleta por metro (1/m)	288,714
Número de tubos por fileira (-)	22
Número de fileira (-)	4
Número de circuitos (-)	11
Diâmetro externo do tubo (m)	0,016357
Diâmetro interno do tubo (m)	0,015341
Espessura da aleta (m)	0,0001905
Espaçamento entre fileira (m)	0,0254
Espaçamento entre tubos (m)	0,0381
Condutividade térmica da aleta (w/mK)	228,30
Condutividade térmica do tubo (w/mK)	385,70

3. Discretização

A discretização das equações diferenciais de conservação descritas na seção 2 é apresentada abaixo. Estas equações foram integradas usando um fator de ponderação f , variando de 0 a 1. Quando f é igual a zero, o método é explícito e quando é igual a 1 o método é implícito (Patankar, 1980). Neste trabalho, as equações discretizadas são escritas em termos de f , de qualquer modo, elas são resolvidas para esquemas completamente implícitos e Crank-Nicolson ($f=0.5$).

Por motivo de clareza e devido à limitação de espaço, apenas as equações do componente 1 são mostradas.

Para o componente 1:

$$\left(\frac{\bar{\rho}_1(t + \Delta t)V_1(t + \Delta t)}{\Delta t} + f \dot{m}_1(t + \Delta t) \right) h_1(t + \Delta t) =$$

$$\left(\frac{\bar{\rho}_1(t)V_1(t)}{\Delta t} - (1-f)\dot{m}_1(t) \right) h_1(t) + f [\dot{m}_o(t + \Delta t)h_o(t + \Delta t) + \dot{m}_r(t + \Delta t)h_r(t + \Delta t) + q_e(t + \Delta t)]$$

$$+ (1-f)[\dot{m}_o(t)h_o(t) + \dot{m}_r(t)h_r(t) + q_e(t)]$$

A Figura 3 mostra a matriz para o conjunto de equações governantes que modelam o sistema ilustrado na Fig. 1. Então, a equação discretizada para o componente 1, torna-se:

$$a_{11}h_1(t + \Delta t) = b_{11}h_1(t) + c_1 \quad (17)$$

	A	$h_i(t + \Delta t)$	=	B	X	$h_i(t)$	+	C
$j =$	1 2 3 4 5							
$i = 1$	$\begin{bmatrix} x & & & & \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} x \\ x \\ x \\ x \\ x \end{bmatrix}$		$\begin{bmatrix} x & & & & \\ x & x & & & \\ & x & x & & \\ & & x & x & \\ & & & x & x \end{bmatrix}$		$\begin{bmatrix} x \\ x \\ x \\ x \\ x \end{bmatrix}$		$\begin{bmatrix} x \\ x \\ x \\ x \\ x \end{bmatrix}$
$i = 2$	$\begin{bmatrix} x & x & & & \end{bmatrix}$							
$i = 3$	$\begin{bmatrix} & x & x & & \end{bmatrix}$							
$i = 4$	$\begin{bmatrix} & & x & x & \end{bmatrix}$							
$i = 5$	$\begin{bmatrix} & & & x & x \end{bmatrix}$							
		↓						
		entrada a ₅₅ removida para c ₅ na falta de uma matriz zona						

Figura 3. Matriz da equação do balanço de energia para o fan-coil, $Ah(t+\Delta t) = Bh(t) + C$.

onde o sub-índices dos coeficientes a e b referem-se a posição i da linha e j da coluna:

$$a_{11} = \left(\frac{\bar{\rho}_1(t + \Delta t)V_1(t + \Delta t)}{\Delta t} + f \dot{m}_1(t + \Delta t) \right) \quad b_{11} = \left(\frac{\bar{\rho}_1(t)V_1(t)}{\Delta t} - (1-f)\dot{m}_1(t) \right)$$

$$c_1 = f [\dot{m}_o(t + \Delta t)h_o(t + \Delta t) + \dot{m}_r(t + \Delta t)h_r(t + \Delta t) + q_e(t + \Delta t)] + (1-f) [\dot{m}_o(t)h_o(t) + \dot{m}_r(t)h_r(t) + q_e(t)]$$

Para os demais componentes as equações diferenciais governantes são discretizadas de forma similar, formado assim um sistema de equações lineares conforme mostrado pela Fig.3.

O próximo passo é resolver as equações do balanço de massa, o que dá para o componente 1 as seguintes equações:

Ar seco:

$$f \dot{m}_{1(d)}(t + \Delta t) = -(1-f)\dot{m}_{1(d)}(t) + f [\dot{m}_{o(d)}(t + \Delta t) + \dot{m}_{r(d)}(t + \Delta t)] + (1-f) [\dot{m}_{o(d)}(t) + \dot{m}_{r(d)}(t)]$$

Vapor d'água:

$$f [\dot{m}_{1(d)}(t + \Delta t) w_1(t + \Delta t)] = -(1-f) \dot{m}_{1(d)}(t) w_1(t) + f [\dot{m}_{o(d)}(t + \Delta t) w_o(t + \Delta t) + \dot{m}_{r(d)}(t + \Delta t) w_r(t + \Delta t)]$$

$$+ (1-f) \left[\dot{m}_{o(d)}(t) w_o(t) + \dot{m}_{r(d)}(t) w_r(t) \right]$$

de acordo com a Fig.4, as equações acima tornam-se

$$d_{11} \dot{m}_{1(d)}(t + \Delta t) = e_{11} \dot{m}_{1(d)}(t) + y_1$$

e

$$d_{22} [\dot{m}_{1(d)}(t + \Delta t) w_1(t + \Delta t)] = e_{22} [\dot{m}_{1(d)}(t) w_1(t)] + y_2$$

onde

$$d_{11} = f \quad e_{11} = -(1-f)$$

$$y_1 = f \left[\dot{m}_{o(d)}(t + \Delta t) + \dot{m}_{r(d)}(t + \Delta t) \right] + (1-f) \left[\dot{m}_{o(d)}(t) + \dot{m}_{r(d)}(t) \right]$$

$$d_{22} = f \qquad e_{22} = -(1-f)$$

$$y_2 = f \left[\dot{m}_{o(d)}(t + \Delta t) w_o(t + \Delta t) + \dot{m}_{r(d)}(t + \Delta t) w_r(t + \Delta t) \right] + (1-f) \left[\dot{m}_{o(d)}(t) w_o(t) + \dot{m}_{r(d)}(t) w_r(t) \right]$$

As equações discretizadas dos outros componentes permitem estabilizar o sistema de equações lineares mostrado na Fig.4.

Para resolver o sistema de equações linear representado pelas Fig.3 e 4, foi escrito um programa em C usando o método de Gauss Jordan (Carvalho et al., 1987).

$$\begin{matrix}
 j = & 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 & 7 & 8 & 9 & 10 \\
 i = & \begin{bmatrix} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \\ 6 \\ 7 \\ 8 \\ 9 \\ 10 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 1 & & & & & & & & & & \\ & 1 & & & & & & & & & \\ & & 1 & & & & & & & & \\ & & & 1 & & & & & & & \\ & & & & 1 & & & & & & \\ & & & & & 1 & & & & & \\ & & & & & & 1 & & & & \\ & & & & & & & 1 & & & \\ & & & & & & & & 1 & & \\ & & & & & & & & & 1 & \\ & & & & & & & & & & 1 \end{bmatrix} & \times & \begin{bmatrix} \dot{m}_{1(d)} \\ \dot{m}_{1(d)} w_1 \\ \dot{m}_{2(d)} \\ \dot{m}_{2(d)} w_2 \\ \dot{m}_{3(d)} \\ \dot{m}_{3(d)} w_3 \\ \dot{m}_{4(d)} \\ \dot{m}_{4(d)} w_4 \\ \dot{m}_{5(d)} \\ \dot{m}_{5(d)} w_5 \end{bmatrix} & = & \begin{matrix} E & \phi_i(t) & y \\ \begin{bmatrix} -1 & & & & & & & & & & \\ & -1 & & & & & & & & & \\ & & 1 & & & & & & & & \\ & & & -1 & & & & & & & \\ & & & & 1 & & & & & & \\ & & & & & -1 & & & & & \\ & & & & & & 1 & & & & \\ & & & & & & & -1 & & & \\ & & & & & & & & 1 & & \\ & & & & & & & & & -1 & \\ & & & & & & & & & & 1 \end{bmatrix} & \times & \begin{bmatrix} \dot{m}_{1(d)} \\ \dot{m}_{1(d)} w_1 \\ \dot{m}_{2(d)} \\ \dot{m}_{2(d)} w_2 \\ \dot{m}_{3(d)} \\ \dot{m}_{3(d)} w_3 \\ \dot{m}_{4(d)} \\ \dot{m}_{4(d)} w_4 \\ \dot{m}_{5(d)} \\ \dot{m}_{5(d)} w_5 \end{bmatrix} & + & \begin{bmatrix} X \\ X \\ 0 \\ X \\ 0 \\ X \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}
 \end{matrix}$$

Figure 4. Matriz equação do balanço de massa para o fan-coil, $D\phi(t+\Delta t) = E\phi(t) + y$.

4. Resultados

Os resultados apresentados nesta seção foram obtidos através de simulações para um período de verão usando dois componentes do fan-coil: caixa de mistura e serpentina de resfriamento.

A Figura 5 mostra os dados psicrométricos de entrada. Foi considerada uma variação senoidal para a temperatura e umidade relativa tanto para o escoamento do ar externo e do ar de retorno.

A Tabela 2 apresenta os dados de entrada necessários para a simulação do sistema. As equações do balanço de massa e de energia foram integradas usando o esquema de Crank-Nicolson ($f=0.5$).

Tabela 1 – Dados de entrada do sistema.

Vazão mássica de ar externo (kg/s)	1,4435
Vazão mássica de ar de retorno (kg/s)	1,4435
Vazão mássica de água gelada (kg/s)	1,60
Temperatura de entrada da água gelada (°C)	6,50

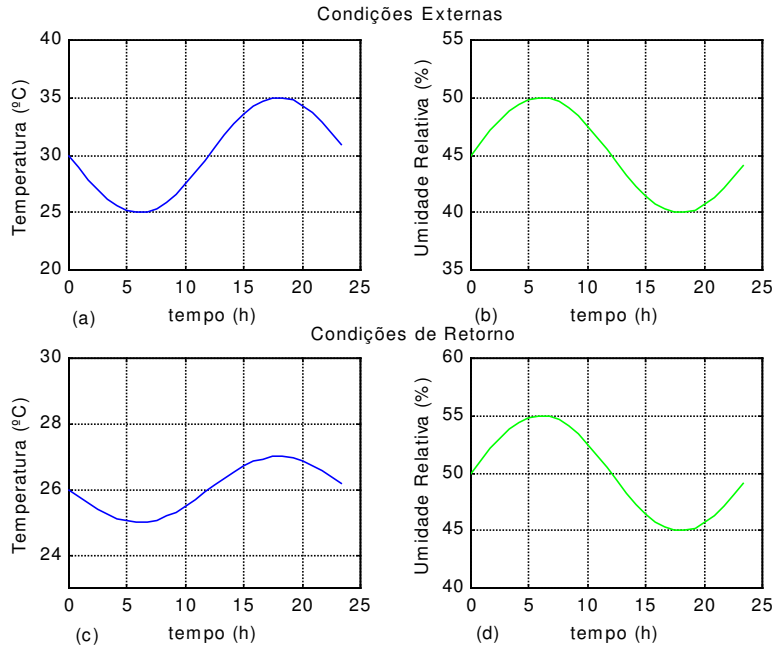


Figura 5. Variação da temperatura e umidade relativa no tempo do ar externo (a,b) e do ar de retorno (c,d).

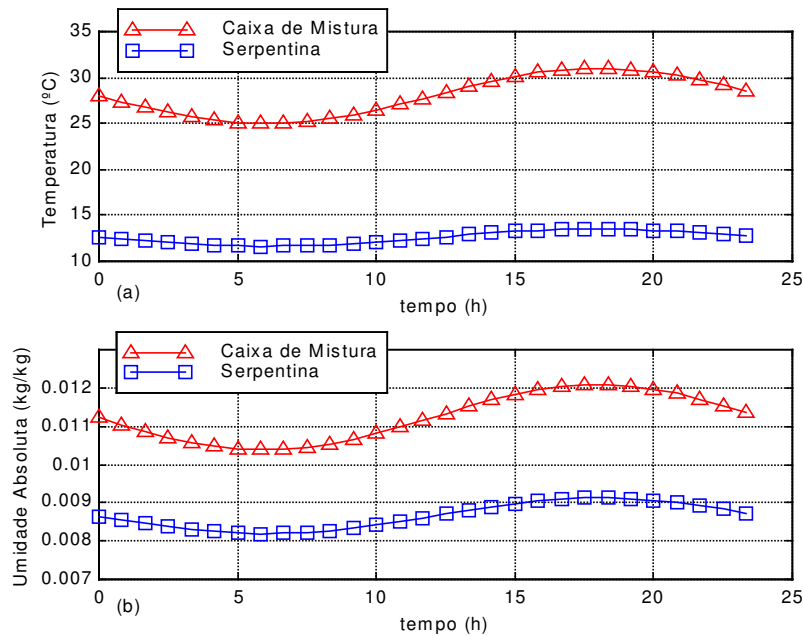


Figura 6. Variação da temperatura (a) e da umidade absoluta (b) no tempo em cada componente do fan-coil.

A Figura 6a apresenta a variação da temperatura nos componentes do fan-coil. A curva formada pelos pontos triangulares mostra a variação da temperatura dentro da caixa de mistura. Como se pode observar, esta variação está entre as temperaturas dos fluxos de ar externo e de retorno apresentados na Fig.5. A curva formada pelos pontos quadrados mostra a variação da temperatura do ar na saída da serpentina de resfriamento, a qual está bem abaixo da temperatura de entrada do sistema. Com relação aos demais componentes (umidificador, reaquecedor e ventilador), foi considerado que eles não estão influenciando as propriedades do ar.

A Figura 6b mostra a variação temporal da umidade absoluta do ar em cada componente do fan-coil (caixa de mistura e serpentina de resfriamento). Há uma variação da umidade absoluta quando o ar passa pela serpentina, isto ocorre devido ao calor latente que está sendo retirado do ar pela serpentina. Esta desumidificação do ar promove a formação de condensado.

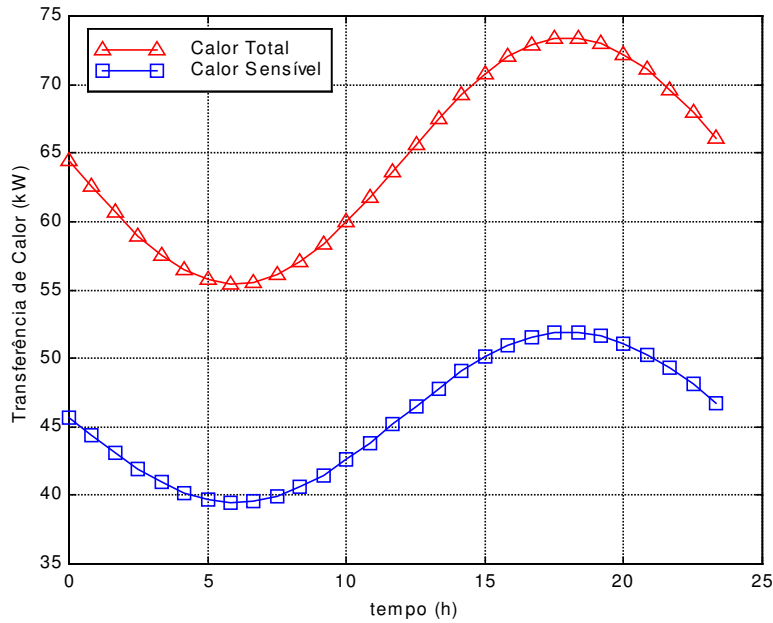


Figura 7. Variação da taxa de transferência de calor na serpentina de resfriamento.

A Figura 7 mostra a variação da taxa de transferência de calor que está sendo retirada pela serpentina de resfriamento. Nota-se que a parcela sensível é cerca de 70% da parcela total.

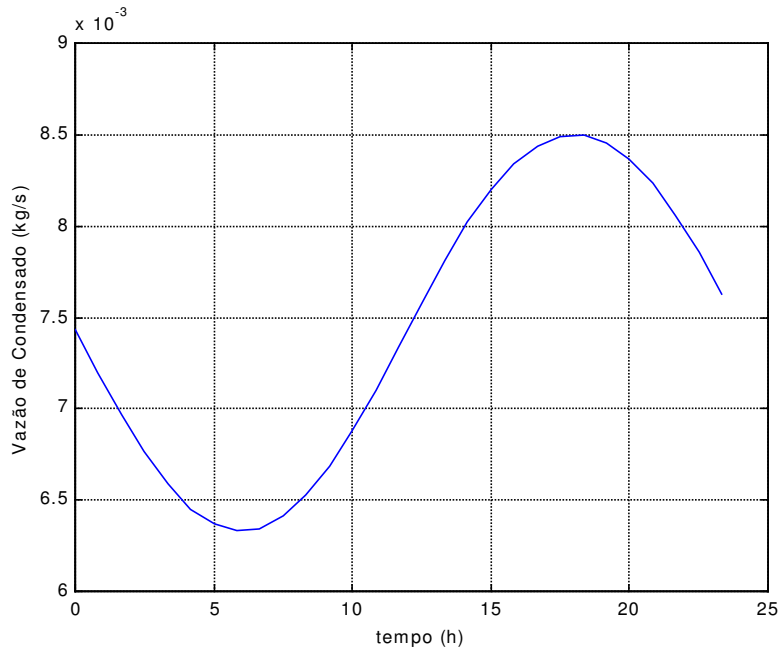


Figura 8. Variação da taxa de condensado na serpentina de resfriamento.

A Figura 8 apresenta a variação da taxa de condensado que está sendo retirada na serpentina de resfriamento. Pode-se observar que a taxa de condensado varia de acordo com a variação da umidade absoluta na caixa de mistura (Fig. 6b) - quando a umidade absoluta na entrada da serpentina diminui a taxa de condensado também diminui.

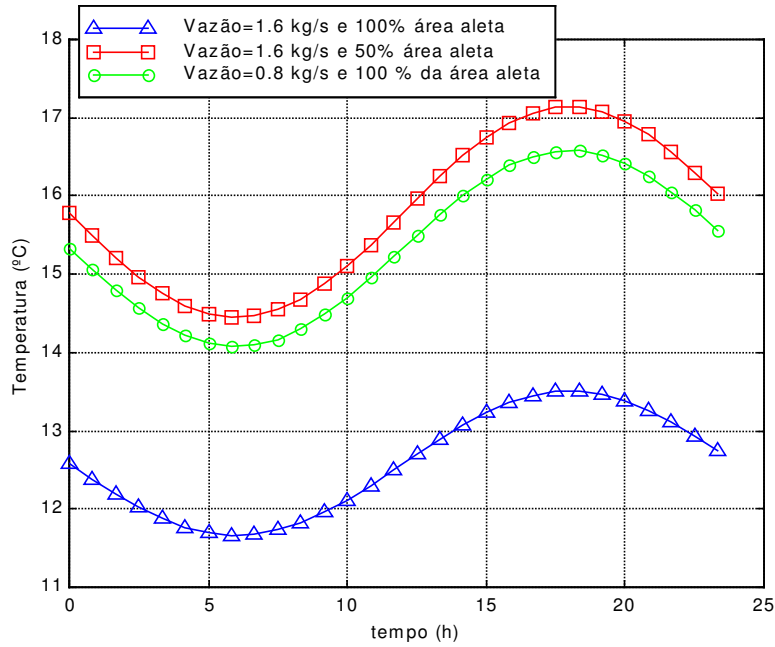


Figura 9. Comparação da temperatura na saída da serpentina para três diferentes configurações.

A Figura 9 mostra uma comparação da temperatura na saída da serpentina para três diferentes configurações onde foram alteradas a vazão de água gelada e área de aleta da serpentina. A curva formada pelos pontos triangulares mostra a variação da temperatura para a configuração nominal da serpentina. A análise deste gráfico mostra a influência da vazão de água gelada e da área de aleta na temperatura de saída do ar na serpentina, apresentando a sensibilidade do modelo a esses parâmetros.

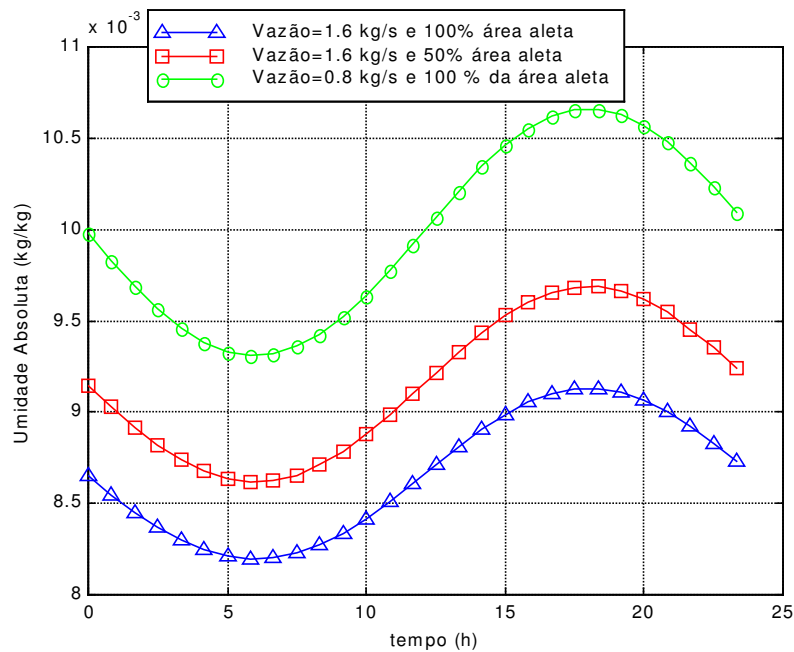


Figura 10. Comparação da umidade absoluta na saída da serpentina para três diferentes configurações.

A Figura 10 mostra a variação da umidade absoluta para três diferentes configurações. Foram alteradas a vazão de água gelada e a área de aleta da serpentina. Como esperado, pode-se observar que a desumidificação do ar ao passar pela serpentina de resfriamento sofre uma grande influência da vazão de água gelada.

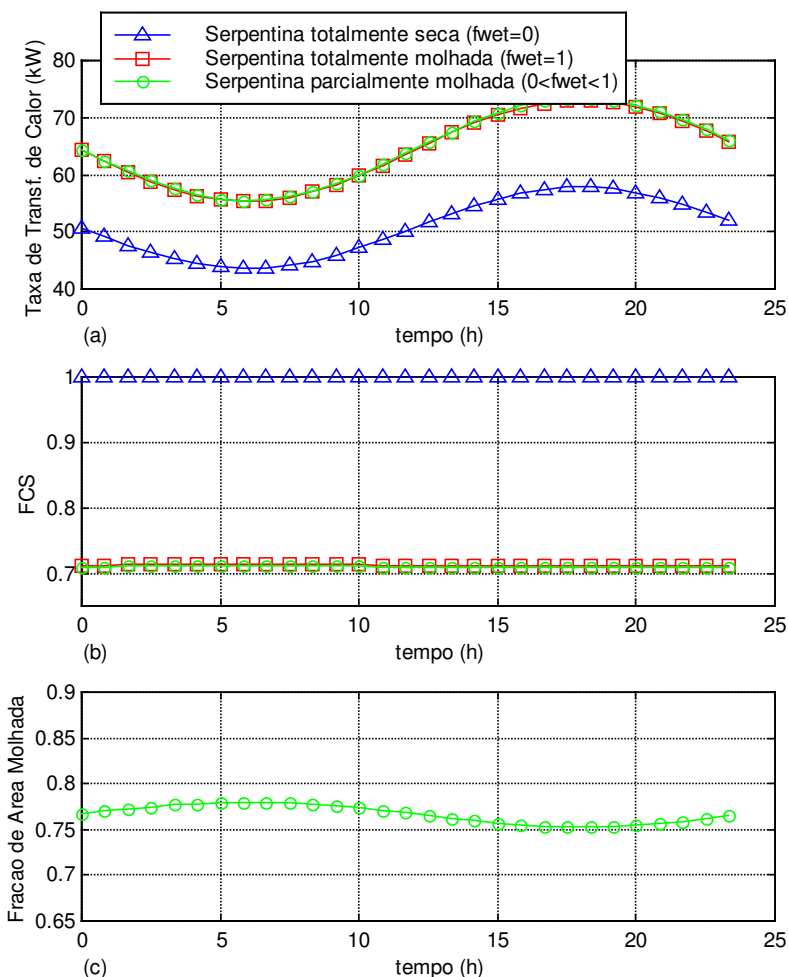


Figura 11. Efeito da influência de três diferentes modelos de serpentina no fluxo de calor e no fator de calor sensível da serpentina de resfriamento e desumidificação.

As Figuras 11a e 11b mostram a variação no tempo da taxa de transferência de calor do fator de calor sensível (FCS), levando em consideração três diferentes modelos da serpentina de resfriamento – totalmente seca ($fwet=0$), totalmente molhada ($fwet=1$) e parcialmente molhada ($0 < fwet < 1$), onde $fwet$ é a razão entre a área da serpentina molhada pela área total. A Figura 11c mostra a variação no tempo do fator $fwet$ (fração de área molhada) quando o modelo que considera a serpentina parcialmente molhada é utilizado. Analisando a variação da taxa de transferência de calor Fig. 11a, pode-se observar que as curvas dos modelos totalmente molhada e parcialmente molhada são praticamente coincidentes enquanto que para o modelo totalmente seca existe uma defasagem de aproximadamente 15 kW em relação ao modelo de serpentina parcialmente molhada. Para essas condições externas adotadas o modelo totalmente molhado teve um comportamento bem próximo ao do modelo da serpentina parcialmente molhada, mas se a variação das condições externas forem muito grande, fazendo com que a fração de área molhada tenha valores bem baixos, este modelo pode não ser adequado. Portanto, o melhor modelo de serpentina para a simulação deste tipo de sistema é o modelo que considera a serpentina parcialmente molhada.

5. Conclusões

Neste artigo foi descrito um modelo matemático e um processo de discretização para simular um sistema de expansão indireta do tipo *fan-coil*, de grande importância para o cálculo do consumo de energia em edificação.

O modelo matemático do *fan-coil* foi descrito, como proposto por Clarke (2001), composto por uma caixa de mistura, uma serpentina de resfriamento, um umidificador, um reaquecedor e um ventilador de insuflamento. Neste modelo, uma simulação em regime transiente pode ser realizada de acordo com condições de contorno impostas. Para a serpentina de resfriamento foi utilizado o modelo CCDET baseado no *ASHRAE HVAC 2 Toolkit* (Brandemuel, 1993).

O sistema de equações diferenciais foi linearizado como função de um fator de ponderação f , o qual determina se o sistema será resolvido de forma explícita ($f=0$), implícita ($f=1$) ou pelo esquema de Crank-Nicolson ($f=0.5$). Observou-

se que para f maior que 0.5 a solução numérica converge e leva aos mesmos resultados para um passo de tempo de 600-s. O esquema explícito requer passos de tempo muito baixos a fim de proporcionar convergência numérica.

Notou-se que o modelo adotado para a serpentina integrou-se bem ao modelo global transiente para todos os componentes do sistema *fan-coil*, apresentando a sensibilidade desejada aos parâmetros termofísicos e geométricos.

Baseado nos resultados da simulação comparativa entre três modelos de serpentina, recomenda-se – sobretudo no Brasil onde a variação climática é grande - o uso de um modelo detalhado capaz de prever a fração de área molhada da serpentina de resfriamento e desumidificação de sistemas secundários de climatização de ambientes.

6. Referências

- ASHRAE, AC Systems and Equipment ASHRAE Handbook, 1992.
- Brandemuel, M. J., Gabel, S., and Andersen, I. 1993, A Toolkit for Secondary HVAC System Energy Calculation.: Published for ASHRAE by Joint Center for Energy Management, University of Colorado at Boulder.
- Clarke, J. A., 2001 Energy Simulation in Building Desing. 2ª Edição. Local: Editora, Butterworth Heinemann.
- Corrêa, Jorge Manuel, 1998, Análise Dinâmica do Comportamento Integrado de Edificações e sistemas de Climatização, Tese de doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis .
- Carvalho M. L. B., Barroso L. C., Barroso M. M. A., Filho F. F. C., Maia M. L., 1987, Cálculo Numérico (com aplicações), 2a Edição, Editora Harbra.
- Elmahdy, A.H., and Mitalas, G.P, 1977, "FORTRAN IV program to simulate cooling and dehumidifying finned-tube multi-row heat exchangers." Computer Program No. 43, Division of Building Research, National Research Council of Canada, Ottawa.
- Elmahdy, A.H., and Mitalas, G.P, 1977, "A simple model for cooling and dehumidifying coils for use in calculating energy requirements for buildings." ASHRAE Transactions Vol. 83, part 2, pp. 103-117.
- Jones W. P., Air conditioning Engineering, 1985.
- Knabe G. and Le H., 2001, Building Simulation by Application of a HVAC System Considering the Thermal and Moisture Behaviors of the Perimeter Walls. Seventh International Conference on Building Performance Simulation (IBPSA '01), V.1, n.1, p. 965-972, Rio de Janeiro, Brazil.
- Lamberts R., Thomé M., Lomardo L. and Mascarenhas A.C., Retrofit Demonstration in Brazilian Commercial and Public Buildings, ACEEE – Summer Study on Energy Efficiency in Buildings, 1998
- Lebrun J., 2001 Simulation of a HVAC System with the Help of an Engineering Equation Solver. Seventh International Conference on Building Performance Simulation (IBPSA '01), V.1, n.1, p.1119-1126, Rio de Janeiro, Brazil.
- Mendes N., Oliveira R.C.L.F. and Santos G.H., 2003, DOMUS 2.0: A Whole-Building Hygrothermal Simulation Program, Eighth International Conference on Building Performance Simulation (IBPSA '03, www.ibpsa.org), Eindhoven, The Netherlands.
- Pereira G.C.C. and Mendes N., 2003, Room Air Conditioners: Determination of Empirical Correlations For Predicting Building Energy Consumption, Eighth International Conference on Building Performance Simulation (IBPSA), Eindhoven - Netherlands.
- Shammas, C. Namir, 1995, C/C++ Mathematical Algorithms for Scientists and Engineers. Editora McGraw-Hill.

SIMULATION OF EXPANSION INDIRECT HVAC SYSTEMS: HIGROTHERMAL ANALYSIS OF A COOLING COIL

Rogério Marcos Barbosa

Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia, Laboratório de Sistemas Térmicos (www.pucpr.br/LST), Rua Imaculada Conceição, 1155, 80215-901, Curitiba/PR, Brasil.
rogerio_mbarbosa@yahoo.com.br

Nathan Mendes

Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia, Laboratório de Sistemas Térmicos (www.pucpr.br/LST), Rua Imaculada Conceição, 1155, 80215-901, Curitiba/PR, Brasil.
nathan.mendes@pucpr.br

Abstract

Heating, Ventilation and Air Conditioning (HVAC) systems are responsible for a considerable amount of energy consumption, especially in office buildings. Normally, simulation of those systems, in building energy simulation programs, is made by using empirical steady-state correlations for the total cooling capacity, the sensible capacity and the Energy Efficiency Ratio (EER). However, the dynamic response of HVAC components has a direct impact on the energy consumption and thermal comfort evaluation so that a higher accuracy is needed. In this way, a dynamic model composed of 10 state variables is presented and the results are shown for a detailed simulation of the cooling and dehumidifying coil, denoting the importance of considering partially wet coils.

Keywords: Fan-coil, non-steady simulation, cooling and dehumidifying coil.