

MODELAGEM DE UMA SERPENTINA DE RESFRIAMENTO DE ÁGUA GELADA E ANÁLISE DA
INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS DE CONTROLE SOBRE O DESEMPENHO TÉRMICO

Pedro Rafael Guaraldi da Silva – pedroguaraldi@gmail.com

Engenheiro Mecânico, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro

Felipe Portes Lanes – fplanes@aluno.puc-rio.br

Engenheiro Mecânico, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro

Matheus Fraga de Vasconcelos - matheus_vasconcelos@id.uff.br

Engenheiro Mecânico, Universidade Federal Fluminense

S2 - Equipamentos e Componentes de Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento

Resumo. *Este estudo propõe a modelagem de uma serpentina de resfriamento sob condições de desumidificação através da solução do conjunto de equações fundamentais de transferência de calor e de massa. O método de solução compreende a discretização das equações fundamentais utilizando a técnica de diferenças finitas. O modelo proposto foi validado através da comparação entre um conjunto de dados experimentais e seu respectivo conjunto simulado. O modelo proposto foi capaz de prever as principais variáveis de uma serpentina de água gelada dentro de uma faixa de aproximadamente -10% a 5% de erro. Adicionalmente, foi feito um estudo objetivando entender os impactos da variação da vazão de ar, água e temperatura de alimentação de água gelada sobre o desempenho térmico da unidade. Foi verificado um aumento linear da capacidade máxima de troca com o decréscimo da temperatura de alimentação. Já para o aumento das vazões de ar e de água, foi observado um comportamento logarítmico crescente. A interação entre estes parâmetros demonstra uma ampla faixa de operação. Por fim, é feita uma análise desta faixa de operação observando critérios mínimos de temperatura e umidade do ar de insuflamento.*

Palavras-chave: *Modelagem de serpentina, Desumidificação de ambientes, Trocadores de tubo aletado, Condicionadores de ar*

1. INTRODUÇÃO

Para os sistemas de ar condicionado/aquecimento central convencionais, o equipamento responsável por efetuar a transferência de calor entre o ar e a água gelada/quente é o Fancoil. Este equipamento normalmente contém filtros de ar, um ventilador de circulação, serpentinas de resfriamento e/ou serpentinas de aquecimento. As serpentinas de resfriamento recebem água gelada fornecida pelos Chillers e as serpentinas de aquecimento recebem água quente fornecida por geradores de calor, normalmente chamados de caldeiras.

Algumas unidades têm módulos de aquecimento elétrico para fornecer aquecimento ao espaço ou aumentar a razão de calor sensível no Fancoil. Eventualmente, também são instalados umidificadores (para aumentar a umidade do ar insuflado), embora o uso destes seja raro em locais de clima tipicamente úmido, como por exemplo o Rio de Janeiro. Os Fancoils fornecem uma mistura resfriada de ar externo e de ar recirculado para o espaço ocupado, sendo esta mistura de ar realizada normalmente pela modulação de dampers dentro de uma câmara de mistura.

Estas unidades são selecionadas e dimensionadas utilizando a carga térmica de pico, de modo a serem capazes de prover as condições internas adequadas mesmo nas condições mais severas que poderão ocorrer durante sua vida operacional. Entretanto, as condições de contorno utilizadas para a seleção somente irão ocorrer em raros momentos. Nos demais horários, utilização da capacidade térmica de seleção resultará em um ambiente interno com condições de temperatura e umidade muito mais baixas do que o necessário e o permitido.

Algumas estratégias são conhecidas para modular a capacidade do Fancoil. Pode-se citar a modulação da vazão de água gelada, através de válvulas de controle de fluxo, a modulação da vazão de ar, através de variador de frequência no motor elétrico do ventilador do Fancoil e a alteração do *setpoint* de água gelada no Chiller, controlando a temperatura de troca da água no Fancoil.

Dentre os possíveis ganhos com a modulação destas variáveis de controle, pode-se citar a economia de energia nos motores elétricos dos Fancoils pela redução da vazão de ar, no conjunto de bombeamento pela redução da vazão de água e no compressor do Chiller pela redução do trabalho de compressão em uma condição de *setpoint* de temperatura mais amena no evaporador. Adicionalmente, por controlar estas variáveis também há o ganho no conforto interno, pois a modulação correta permite o controle correto tanto da temperatura quanto da umidade para condições de cargas parciais.

2. MODELAGEM DA SERPENTINA DE RESFRIAMENTO

2.1 O fenômeno da desumidificação por resfriamento

Devido às condições climáticas predominantes no Brasil, o principal processo de condicionamento de ar para conforto térmico é o resfriamento com desumidificação.

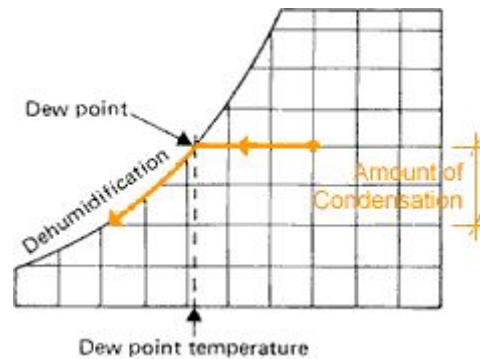


Figura 1. Representação do processo de desumidificação por resfriamento em uma carta psicrométrica (Fonte: Bean, 2012)

Na Fig. 1, é representado o processo de desumidificação por resfriamento. O processo se inicia com um ar de entrada não saturado, que ao passar por uma superfície mais fria, cede calor sensível (movimentos horizontais na carta psicrométrica), reduzindo sua temperatura. Na medida em que o calor sensível é retirado do ar, sua capacidade de reter vapor d'água é reduzida até um ponto limite, onde o ar fica saturado, isto é, que possui 100% de umidade relativa. Neste ponto, a temperatura do ar recebe o nome de Temperatura de Ponto de Orvalho (TPO), ponto onde começa a ocorrer condensação, em contrapartida com um ar não-saturado, no qual a temperatura recebe o nome de Temperatura de Bulbo Seco (TBS).

Uma vez que o ar atinge a condição de saturação, qualquer calor adicional a ser retirado será acompanhado por uma redução na umidade do ar (movimentos verticais na carta), resultando na retirada do calor latente do vapor d'água dissolvido. A proporção de calor sensível e calor latente a ser retirado é definida a cada temperatura de ar saturado e pode ser obtida a partir da inclinação da curva do ar saturado da carta psicrométrica.

Esta proporção de calor sensível e calor latente possui limites recomendáveis para a manutenção do conforto térmico em ambientes internos. Condições como estas são especificadas em diferentes fontes e agências normativas, como a ANVISA no Brasil, que determina que para as condições internas durante o verão, a temperatura deverá variar de 23 °C a 26 °C e a umidade relativa deverá variar de 40% a 65%. Já para o inverno, a temperatura deverá variar de 20 °C a 22 °C e a umidade relativa deverá variar de 35% a 65% (excluídos casos específicos como: ambientes de arte e áreas de acesso que diferem destas faixas de recomendação).

2.2 Equações Fundamentais de Transferência de Calor e Massa

No presente estudo foi desenvolvido um modelo para o cálculo acoplado das equações fundamentais de transferência de massa e energia presentes na literatura, com o intuito de representar o processo de resfriamento do ar considerando ambos os fenômenos combinados. Dentre as abordagens encontradas no estado da técnica, pode-se citar desde modelos básicos como um modelo ϵ -NTU, proposto por Mansour (2016) e um modelo LMTD, descrito por ASHRAE (1983) e ARI (1991). Dentre os modelos mais avançados, que incorporam os fenômenos de transferência de massa, pode-se citar modelos LMED, proposto por Xia et al (2009), Elmahdy e Mitalas (1977) e Threlkeld (1962). Uma extensa revisão bibliográfica sobre os principais modelos já elaborados é feita por Kastl (2012).

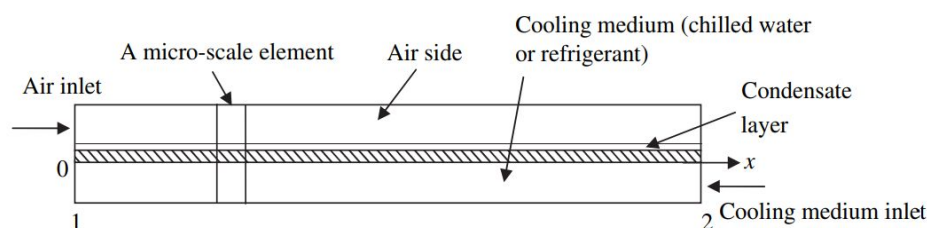


Figura 2. Esquemático da serpentina de resfriamento de ar em contra-fluxo (Fonte: Xia et al, 2009)

Adicionalmente, em Xia et al (2009) é apresentado o conjunto de equações diferenciais fundamentais para os fenômenos combinados aplicável a um elemento infinitesimal de serpentina, ilustrado na Fig. 1. Este conjunto de equações é exposto abaixo:

$$dq_s = h_a \cdot (T_a - T_{sur}) \cdot \eta_o \cdot dA_a \quad (1)$$

$$dq_l = h_a / (C_{pa} Le^{2/3}) \cdot h_{fg} \cdot (w_a - w_{sur}) \cdot \eta_{o,m} \cdot dA_a \quad (2)$$

$$dq_s = -\dot{m}_a \cdot C_{pa} \cdot dT_a \quad (3)$$

$$dq_l = -\dot{m}_a \cdot h_{fg} \cdot dw_a \quad (4)$$

$$dq = h_c \cdot (T_{sur} - T_c) \cdot dA_c \quad (5)$$

$$dq = -\dot{m}_c \cdot C_{pc} \cdot dT_c \quad (6)$$

$$dq = dq_s + dq_l \quad (7)$$

A Eq. 1 descreve o fenômeno de transferência sensível de calor por convecção no lado do ar, representado pelo índice a . Nesta equação, nota-se o coeficiente de transferência de calor por convecção h_a , a temperatura do ar T_a , a temperatura da superfície de interface ar-água T_{sur} , a eficiência de transferência de calor da área de troca η_o , englobando a eficiência das aletas e o elemento infinitesimal de área dA_a .

A Eq. 2 descreve o fenômeno de transferência latente de massa por convecção no lado do ar. Nesta equação, nota-se o acoplamento entre os fenômenos de transferência de calor e de massa, realizado através do Número de Lewis Le , o calor latente de vaporização da água h_{fg} , a umidade absoluta do ar w_a , a umidade absoluta da superfície de interface ar-água w_{sur} , a eficiência de transferência de massa da área de troca $\eta_{o,m}$, englobando a eficiência das aletas e o elemento infinitesimal de área dA_a .

A Eq. 3 descreve a quantidade total de calor sensível trocado pelo ar. Nesta equação têm-se o fluxo mássico de ar \dot{m}_a , o calor específico do ar a pressão constante C_{pa} e o diferencial de temperatura entre o ar do elemento seguinte e do elemento atual dT_a . A Eq. 4 descreve a quantidade total de calor latente trocado pelo ar. Nesta equação, têm-se o fluxo mássico de ar \dot{m}_a , o calor latente de vaporização da água h_{fg} e o diferencial de umidade absoluta entre o ar do elemento seguinte e do elemento atual dw_a .

A Eq. 5 descreve o fenômeno de transferência sensível de calor por convecção no lado da água, representado pelo índice c . Nesta equação, nota-se o coeficiente de transferência de calor por convecção h_c , a temperatura da água T_c , a temperatura da superfície de interface ar-água T_{sur} e o elemento infinitesimal de área dA_c .

A Eq. 6 descreve a quantidade total de calor sensível trocado pela água. Nesta equação têm-se o fluxo mássico de água \dot{m}_c , o calor específico da água a pressão constante C_{pc} e o diferencial de temperatura entre a água do elemento seguinte e do elemento atual dT_c .

Por fim, na Eq. 7, têm-se que o calor total trocado entre os fluidos q é a soma do calor sensível q_s e do calor latente q_l . Para efeitos de simplificação, a resistência à transferência de calor por condução entre o ar e a água foi desprezada, uma vez que os principais materiais da serpentina, o cobre e o alumínio, são excelentes condutores térmicos.

Observando o conjunto de equações apresentado, existem 8 incógnitas que variam com a temperatura e com o espaço, porém as equações fundamentais são apenas 7. Uma equação que complementa este modelo e possibilita a solução é a razão entre o calor sensível e o calor total, comumente referida como “Sensible Heat Ratio” ou SHR, definida pelo processo psicrométrico de resfriamento do ar. Tal abordagem é descrita por Wang et al (2005), onde é utilizada uma razão constante para cada elemento discretizado. A equação é reproduzida abaixo:

$$SHR = q_s/q = C_{pa} \cdot dT_a / (h_{fg} \cdot dw_a + C_{pa} \cdot dT_a) \quad (8)$$

Considerando um processo de resfriamento teórico, têm-se que para o ar não saturado, esta razão é 1, significando que só há troca de calor sensível. Para um ar saturado, onde ocorre troca sensível e latente, esta razão é definida pela inclinação da curva de saturação.

No presente estudo, a temperatura do ar utilizada para esta avaliação é a temperatura média do ar passando pela serpentina. Na prática, o ar segue uma distribuição de temperatura que depende do perfil de velocidade e de troca de calor do escoamento, sendo que o ar que escoo mais próximo à superfície da aleta estará mais gelado e portanto estará

sujeito a condensação antes de a temperatura média do ar atingir a temperatura de ponto de orvalho, o que efetivamente causa desumidificação sem a saturação completa do ar e resulta em um comportamento mais assintótico com a temperatura de ponto de orvalho.

2.3 Correlações utilizadas

Para resolver o sistema de equações, existe uma série de correlações, fórmulas e definições a serem aplicadas de forma a se obter as constantes que influenciam na transferência de calor e massa. Na Tab. 1, é exposto um resumo desta série.

Tabela 1. Lista de correlações utilizadas na modelagem

Símbolo	Significado	Correlação	Referência
j	Correlação para o número de Colburn em trocadores de tubo e aleta plana para o escoamento externo	$j = 19,36.Re_{D_o}^{j1} \cdot (F_p/D_o)^{1,352} \cdot (P_i/P_t)^{0,6795} \cdot N^{-1,291}$ $j1 = 0,3745 - 1,554 \cdot (F_p/D_c)^{0,24} \cdot (P_i/P_t)^{0,12} \cdot N^{-0,19}$	Wang, Lin, Lee (2000)
η_o	Equação de Hong-Webb para eficiência de aletas	$\eta_o = \tanh(m \cdot r_i \cdot \phi) \cdot \cos(0,1 \cdot m \cdot r_i \cdot \phi) / (m \cdot r_i \cdot \phi)$	Hong e Webb (1996)
Le	Correlação para o número de Lewis para o acoplamento entre a transferência de calor e massa	$Le^{2/3} = 2,282 \cdot N^{0,2393} \cdot (S_f/D_o)^{(0,0239 \cdot N + 0,4332)} \cdot (A_a/A_{a,t})^{(0,0239 \cdot N + 0,4332)} \cdot Re_{D_o}^{(-0,01833 \cdot N - 0,1094 \cdot S_f/D_o - 0,0026 \cdot P_i/D_o - 0,03012 \cdot P_i/D_o + 0,0418)}$	Pirompugd et al (2007, apud Xia et al, 2009)
Nu_D	Correlação de Dittus-Boelter para escoamento interno	$Nu_D = 0,0243 \cdot Re_D^{4/5} \cdot Pr^{0,4}$	Incropera et al (2011)

2.4 Método de discretização por diferenças finitas

Zhou e Braun (2004) descrevem uma técnica de solução numérica para resolver o sistema de equações diferenciais da serpentina de resfriamento a água gelada. Nesta técnica, é recomendada a discretização espacial da serpentina para que se possa avaliar em cada intervalo discretizado se há condensação na superfície da serpentina. Esta comparação se dá entre a temperatura da superfície do trocador e a temperatura do ar sendo resfriado. Se a temperatura da superfície estiver abaixo da temperatura do ponto de orvalho do ar e este ar estiver no ponto de saturação, ocorrerá condensação.

No presente trabalho, foi aplicada a discretização espacial utilizando método das diferenças finitas. Adicionalmente, o estudo foi feito para um trocador de calor de fluxo cruzado. Utilizando o método das diferenças finitas para este tipo de problema, a solução é calculada a partir de um contorno conhecido. No caso do fluxo cruzado, as condições de contorno são aplicadas em lados opostos da malha, impossibilitando a simples resolução por métodos de marcha explícitos. Em vista disto, foi utilizado um método iterativo (*shooting method*) para calcular sucessivamente a temperatura da água gelada de saída e iterar até atingir o valor esperado entre a temperatura de alimentação conhecida e a simulada dentro de um erro estipulado de até 0,01%.

2.5 Validação do modelo

A validação do modelo foi feita através da comparação de parâmetros de saída (temperatura e umidade relativa) simulados com parâmetros experimentais obtidos de Elmahdy e Mitalas (1977). Adicionalmente, os parâmetros de entrada e as condições geométricas das serpentinas de teste são expostos. A base experimental consiste de testes feitos em uma serpentina de 4 filas e de 8 filas, operando cada uma em 12 condições diferentes, totalizando 24 pontos de teste. Os testes de 1 a 12 foram executados na serpentina de 4 filas e os dados de 13 a 24 foram executados na serpentina de 8 filas.

Tabela 2. Dados Geométricos de entrada.

Símbolo	Significado	Valor (pol.)
F_t	Espessura da aleta	0,0065"
f_{pi}	Aletas por polegada	11,8

Símbolo	Significado	Valor (pol.)
S_t	Distância no sentido da altura entre os tubos aletados	1,5"
P_l	Distância longitudinal entre os tubos aletados	1,29"
D_i	Diâmetro interno dos tubos aletados	0,575"
D_o	Diâmetro externo dos tubos aletados	0,625"
A	Comprimento da serpentina	24"
B	Altura da serpentina	24"
S	Profundidade da serpentina (4 filas/8 filas)	5,5"/11,5"

Na Tab. 2, são expostos os principais parâmetros geométricos utilizados no estudo de Elmahdy e Mitalas (1977) e que servirão de base para todas as análises do presente estudo.

Tabela 3. Dados de entrada dos fluidos para os testes na serpentina

No. do Teste	Vazão de Água (m³/h)	Vazão de Ar (m³/h)	TBS (°C)	TBU (°C)	TAG (°C)
1	8,57	2.120	35,6	19,4	8,4
2	4,78	1.203	27,3	16,1	8,4
3	8,69	3.276	25,3	15,7	8,4
4	8,87	4.112	21,9	14,2	8,4
5	4,64	2.494	35,5	25,5	8,5
6	4,73	3.697	29,9	23,1	8,4
7	4,68	4.533	24,8	20,6	8,4
8	4,72	5.559	31,2	23,9	8,4
9	4,76	5.824	36,1	26,5	8,4
10	4,46	5.002	23,3	19,7	8,4
11	4,73	4.098	30,4	23,6	8,5
12	4,54	3.969	24,1	20,5	8,4
13	8,14	2.107	25,3	15,9	8,3
14	8,01	3.228	25,1	15,7	8,3
15	7,09	4.200	28,0	16,5	8,2
16	7,00	2.589	34,2	18,9	8,2
17	8,31	1.699	36,5	24,4	8,5
18	7,04	1.944	33,9	15,2	8,2
19	7,11	3.194	25,9	20,8	8,2
20	8,10	1.937	30,3	21,7	8,4
21	8,30	3.024	37,2	23,0	8,4
22	8,18	4.010	29,1	20,0	8,7
23	8,04	4.587	21,2	16,8	8,4
24	8,15	5.566	29,3	20,1	8,5

Na Tab. 3 são exibidos os dados de entrada de cada teste feito na serpentina, incluindo as vazões de ar e de água, as temperaturas de bulbo seco (TBS) e de bulbo úmido (TBU) do ar de entrada, além da temperatura de alimentação de água gelada (TAG). Aplicados estes dados no modelo descrito, são avaliados os seguintes parâmetros de desempenho: a variação da temperatura do ar, a variação da temperatura de água gelada, o calor total trocado e o calor sensível trocado.

Tabela 4. Comparação entre os resultados experimentais e analíticos

No. do Teste	ΔTBS (°C)			ΔTAG (°C)			Q_{total} (kW)			Q_{sens} (kW)		
	Expt.	Anal.	Erro	Expt.	Anal.	Erro	Expt.	Anal.	Erro	Expt.	Anal.	Erro
1	22,6	19,5	-13,7%	1,6	1,8	12,5%	15,5	18,2	17,4%	15,5	13,9	-10,3%
2	16,9	14,8	-12,4%	1,2	1,5	25,0%	6,8	8,1	19,1%	6,8	6,0	-11,8%
3	12,3	10,8	-12,2%	1,3	1,4	7,7%	13,5	13,8	2,2%	13,5	11,9	-11,9%
4	9,1	8,1	-11,0%	1,2	1,2	0,0%	12,6	11,9	-5,6%	12,6	11,2	-11,1%
5	17,2	15,0	-12,8%	4,3	4,3	0,0%	23,1	23,0	0,4%	14,1	12,6	-10,6%
6	11,3	10,0	-11,5%	4,1	3,9	-4,9%	22,6	21,6	-4,4%	13,9	12,5	-10,1%
7	7,3	6,8	-6,8%	3,7	3,3	-10,8%	20,0	18,1	-9,5%	11,1	10,3	-7,2%

No. do Teste	ΔTBS (°C)			ΔTAG (°C)			Q_{total} (kW)			Q_{sens} (kW)				
	Expt.	Anal.	Erro	Expt.	Anal.	Erro	Expt.	Anal.	Erro	Expt.	Anal.	Erro		
8	10,2	9,0	-11,8%	5,0	4,5	-10,0%	27,4	24,8	-9,5%	18,8	16,9	-10,1%		
9	12,9	11,0	-14,7%	6,1	5,4	-11,5%	33,5	29,6	-11,6%	24,7	21,5	-13,0%		
10	6,1	5,8	-4,9%	3,6	3,2	-11,1%	18,4	16,7	-9,2%	10,3	9,7	-5,8%		
11	11	9,8	-10,9%	4,4	4,1	-6,8%	24,1	22,8	-5,4%	15,0	13,5	-10,0%		
12	7,3	6,7	-8,2%	3,5	3,3	-5,7%	18,5	17,2	-7,0%	9,8	9,0	-8,2%		
13	15,7	14,2	-9,6%	1,2	1,3	8,3%	11,6	15,1	30,2%	11,6	10,1	-12,9%		
14	15,3	13,3	-13,1%	1,8	1,7	-5,6%	16,6	20,5	23,5%	16,6	14,4	-13,3%		
15	16,5	14,7	-10,9%	2,9	2,6	-10,3%	24,3	28,0	15,2%	24,3	20,8	-14,4%		
16	23,8	21,0	-11,8%	2,7	2,6	-3,7%	21,7	26,6	22,6%	21,7	18,3	-15,7%		
17	26,2	23,8	-9,2%	2,6	2,4	-7,7%	24,7	26,7	8,1%	14,7	13,6	-7,5%		
18	22,8	20,9	-8,3%	3,7	3,1	-16,2%	30,0	29,9	-0,3%	14,9	13,7	-8,1%		
19	13,5	13,1	-3,0%	3,6	2,9	-19,4%	29,4	29,2	-0,7%	15,3	14,1	-7,8%		
20	20,2	18,3	-9,4%	2,3	2,1	-8,7%	22,0	23,0	4,5%	12,9	11,9	-7,8%		
21	25,0	22,4	-10,4%	3,5	3,2	-8,6%	33,8	39,3	16,3%	24,3	22,8	-6,2%		
22	16,4	15,0	-8,5%	3,3	2,8	-15,2%	31,2	34,4	10,3%	22,0	20,2	-8,2%		
23	9,4	8,9	-5,3%	2,5	2,1	-16,0%	23,4	24,7	5,6%	14,7	13,8	-6,1%		
24	15,3	14,1	-7,8%	3,9	3,4	-12,8%	37,4	43,2	15,5%	28,2	26,3	-6,7%		
Erro Médio ΔTBS			-9,9%	Erro Médio ΔTAG			-5,5%	Erro Médio Q_{total}			5,3%	Erro Médio Q_{sens}		-9,8%
R² ΔTBS			99,4%	R² ΔTAG			97,3%	R² Q_{total}			89,9%	R² Q_{sens}		98,8%

Considerando os resultados expostos na Tab. 4 pode-se observar que o modelo foi capaz de prever o comportamento da serpentina dentro de uma faixa de erro médio entre -9,9% e 5,3% para os parâmetros de estudo, compreendendo a maior parte das avaliações em +-15% de erro. Adicionalmente, o indicador R², calculado entre as séries experimentais e analíticas para cada uma das variáveis analisadas se manteve entre 89,9% e 99,4%, indicando uma forte correlação obtida entre os dados experimentais e analíticos. Para melhor visualização, a comparação entre a capacidade total experimental e calculada é exibida graficamente na Fig. 3.

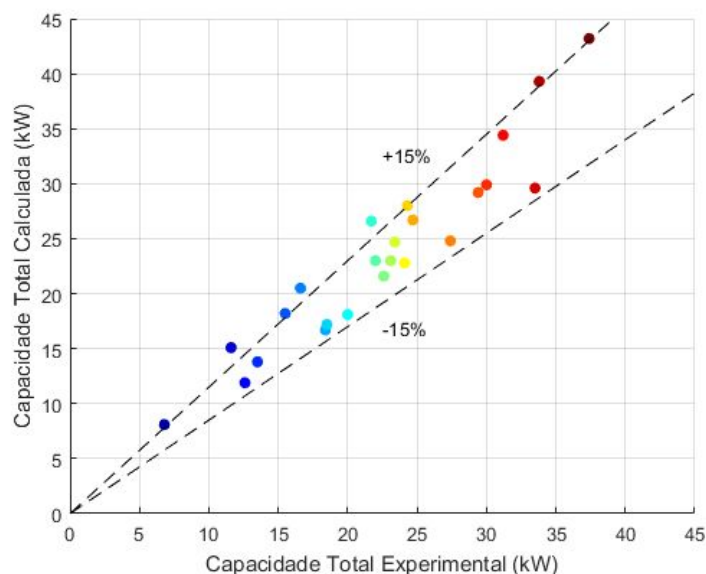


Figura 3. Resultados comparativos para a capacidade total experimental e calculada

3 ANÁLISE DAS VARIÁVEIS DE CONTROLE SOBRE O DESEMPENHO TÉRMICO

Uma vez validado o modelo, a próxima etapa do presente estudo foi utilizar esta ferramenta simulacional aqui descrita para verificar a influência das variáveis controláveis do sistema, de modo a modular o desempenho térmico da serpentina. Utilizando as mesmas condições geométricas da serpentina de 8 filas utilizada na seção anterior, foram variadas as vazões de ar e de água gelada, além da temperatura de água gelada. Foram estabelecidas para estas variáveis as seguintes faixas, respectivamente, 1.000 a 5.500 m³/h (10 intervalos de 500 m³/h cada), 1 a 10 m³/h (10 intervalos de

1 m³/h cada) e de 4,0 °C a 8,5 °C (10 intervalos de 0,5 °C cada), originando uma base de dados contendo 1.000 pontos de estudo. A temperatura de bulbo seco do ar de entrada foi mantida fixa em 27,0 °C, com uma umidade relativa de 65%. A temperatura de alimentação de água gelada é referida somente como temperatura de alimentação.

Nesta seção, serão tratadas as principais conclusões resultantes da análise deste conjunto de dados de estudo.

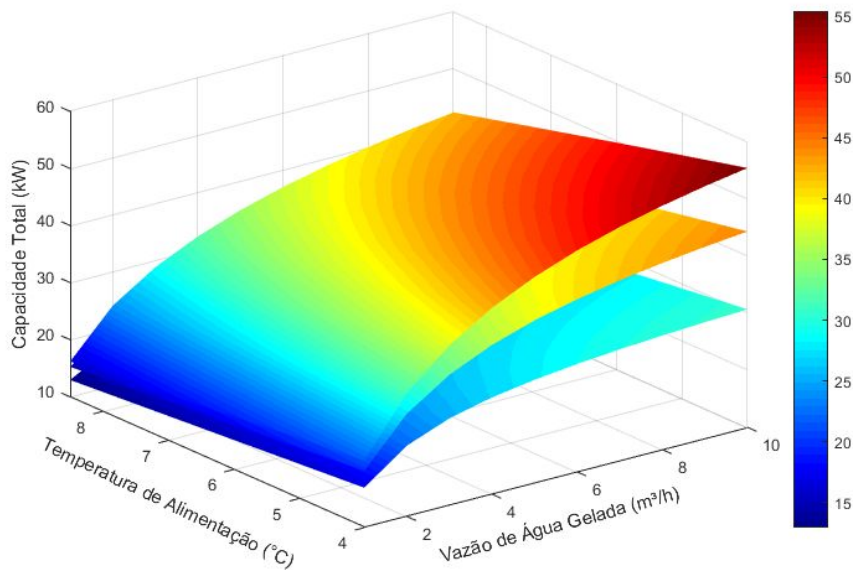


Figura 4. Capacidade Total (kW) em função de parâmetros de controle para vazões de ar de 2.500, 4.000 e 5.500 m³/h

A Fig. 4 ilustra a variação da capacidade de troca da serpentina em função dos parâmetros de controle, representada graficamente por 3 superfícies de nível, cada uma avaliada fixando as vazões de ar em 2.500, 4.000 e 5.500 m³/h, respectivamente da superfície inferior para a superior. Na coluna à direita da imagem, é exibida a capacidade em quilowatts e sua cor equivalente.

Adicionalmente, pelo mapa de cores apresentado conclui-se que uma mesma capacidade de troca pode ser atingida através de múltiplas combinações dos parâmetros de controle, onde a capacidade máxima de troca é atingida com o aumento da vazão de ar e de água e a diminuição da temperatura de alimentação de água gelada.

Na Fig. 5 e na Fig. 6 são apresentadas as vistas da superfície intermediária da Fig. 4 com a vazão de ar estabelecida em 4.000 m³/h. Pode-se observar a influência de cada parâmetro separadamente com estas vistas, com o intuito de se analisar cada parâmetro separadamente. Na Fig. 5 é evidenciado um comportamento linear do aumento da capacidade total de troca da serpentina com o decréscimo da temperatura de alimentação de água. Enquanto que na Fig. 6, é evidenciado um comportamento logarítmico do aumento da capacidade total de troca com o aumento da vazão de água gelada.

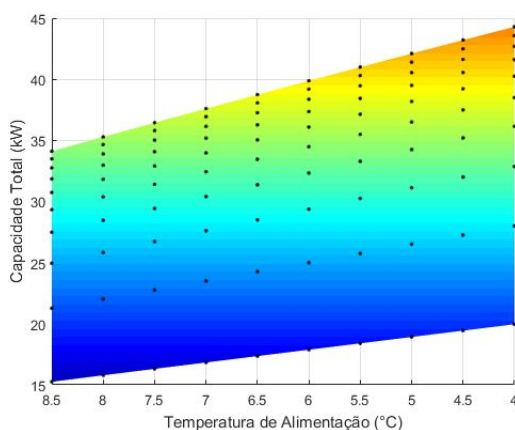


Fig. 5 Capacidade Total (kW) em função da TAG para vazão de ar fixa em 4.000 m³/h

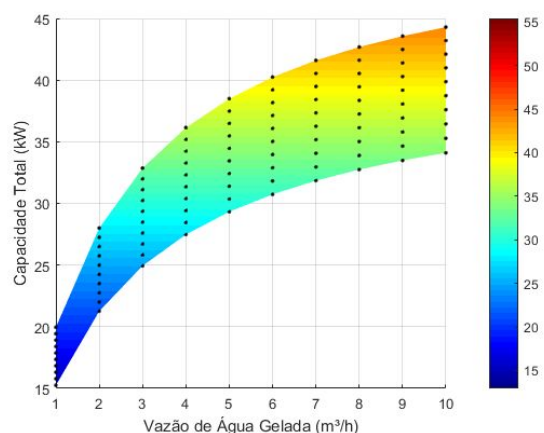


Fig. 6 Capacidade Total (kW) em função da vazão de água gelada para vazão de ar fixa em 4.000 m³/h

Tipicamente, busca-se um equilíbrio entre estes parâmetros de modo que se combata a carga térmica e ainda sim ocorra a desumidificação do ar. Para este efeito, a temperatura do ar de insuflamento possui um papel importante, uma vez que esta determina a razão entre calor sensível e latente retirado do ambiente. Na prática, cada ambiente terá sua necessidade específica de retirada de calor latente, e conseqüentemente sua própria temperatura de insuflamento ideal. Apesar disto, pode-se observar na literatura, nominalmente em ASHRAE (2015) a sugestão de um parâmetro “convencional”, que seria suficiente para desumidificar mesmo uma gama de ambientes distintos, observado como uma temperatura de insuflamento de 12,8 °C (55 °F).

Em vista disto, foi feita uma análise somente da superfície com a vazão de ar estabelecida em 4.000 m³/h, filtrada para o parâmetro de temperatura de insuflamento máxima de 12,8 °C para analisar a influência de se estabelecer este parâmetro de corte no envelope de operação do Fancoil. Na Fig. 7, pode ser observado um conjunto de combinações de temperatura e vazão de água gelada, as quais também definem uma razão de extração de calor sensível por calor total. Na Fig. 8, foi fixada uma razão mínima de remoção de calor latente, observando a recomendação citada em ASHRAE (2015). É então possível obter a faixa de operação da serpentina que irá respeitar esta condição. Dentro desta faixa, é possível modular a capacidade do Fancoil respeitando a necessidade de remoção de umidade.

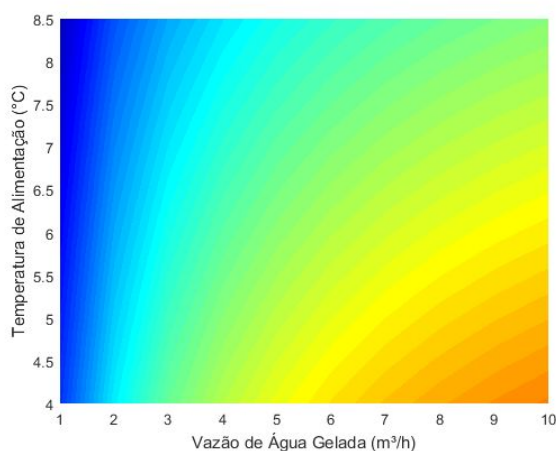


Fig. 7 Capacidade Total (kW) em função de parâmetros de controle para vazão de ar fixa em 4.000 m³/h

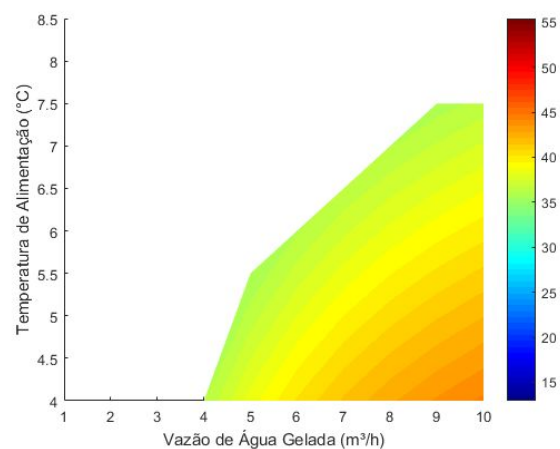


Fig. 8 Capacidade Total (kW) em função de parâmetros de controle para vazão de ar fixa em 4.000 m³/h e filtrada para a condição máxima de insuflamento

Comparando a Fig. 7 com a Fig. 8, uma grande redução no envelope de operação pode ser observada. Em vazões de água baixas, quando comparadas à vazões altas de ar, não há potencial de troca suficiente para o ar insuflado atingir a temperatura de 12,8 °C. O mesmo fenômeno ocorre em altas temperaturas de alimentação de água, reduzindo o potencial de troca. O conjunto de soluções que obedece ao critério de temperatura mínima de insuflamento é um ponto médio entre o balanço entre vazões e temperatura. Observa-se também que para uma mesma vazão fixa de ar em condições de desumidificação, a faixa de modulação da capacidade total de troca é reduzida. Isto implica em uma dependência grande da faixa de modulação da capacidade total não somente com a vazão de água, mas também com a vazão de ar. Isto significa que para vazões reduzidas de ar é possível obter capacidades menores, ainda respeitando a condição de desumidificação.

5 CONCLUSÃO E ETAPAS FUTURAS

O modelo computacional embasado nas equações fundamentais de transferência de calor e massa apresentados por Xia et al (2009), junto com uma relação sensível/latente de Wang et al (2005), calculados com a técnica das diferenças finitas proposta por Zhou e Braun (2004) foi apresentado neste artigo. Este modelo se aproximou dos dados experimentais de Elmahdy e Mitalas (1977) com erro médio de 5,3% comparando a capacidade total de troca, o que sugere validade das hipóteses consideradas na elaboração e aplicação do método, e sugere que o modelo é capaz de prever com razoável precisão o fenômeno descrito.

A utilização deste modelo para avaliar o comportamento de uma serpentina sujeita à uma demanda de carga térmica e temperatura de insuflamento permitiu identificar a influência dos parâmetros de controle convencionalmente utilizados no condicionamento de ambientes. Foi evidenciado uma relação linear da temperatura de água gelada com a capacidade de troca de calor, e uma relação logarítmica com a vazão de água gelada e de ar. Ou seja, quanto maior for o diferencial de temperatura entre os fluidos maior será o potencial de transferência de calor entre estes. Por outro lado,

quando a vazão de água gelada e de ar tendem a um valor muito grande, a temperatura na superfície do trocador tenderá a ser constante, estabelecendo um potencial máximo de troca que é proporcional ao diferencial logarítmico de temperatura entre estes fluidos.

Adicionalmente, foi observado que a modulação somente da variável de controle de vazão de água gelada pode implicar em uma remoção de umidade deficiente, devido ao aumento da temperatura de insuflamento com a diminuição da vazão de água gelada. Para se controlar a modulação da capacidade total ainda respeitando a necessidade de desumidificação de cada ambiente, faz-se necessário incluir o controle de mais uma variável, por exemplo, da vazão de ar ou da temperatura de alimentação de água gelada.

No presente modelo, para efeitos de simplificação a eficiência da aleta foi calculada de acordo com a equação de Hong-Webb, que em sua forma original não incorpora a alteração da eficiência conforme a aleta fica molhada com condensado. O coeficiente de transferência de calor foi calculado considerando a superfície molhada, desconsiderando o intervalo inicial no qual, não há formação de condensado. Adicionalmente, há a necessidade de se encontrar estudos unificados que abordem o acoplamento entre fenômenos de transferência de calor e de massa para serpentinas de 8 filas ou mais. Nota-se também poucos estudos que busquem uma correlação para o coeficiente de transferência de calor interno por convecção com números de Reynolds mais baixos, que podem ocorrer em serpentinas com o número elevado de circuitos. A implementação destas sugestões podem trazer mais precisão e confiabilidade ao modelo em questão.

6 REFERÊNCIAS

- ARI Standard 410-91. 1991, Forced- Heat Circulation Air-Cooling and Air-Heating Coils, ARI. Arlington. VA. USA
- ASHRAE Handbook. 1983. Equipment Volume. American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA.
- ASHRAE Handbook. 2015. HVAC Applications. Atlanta, GA: American Society of Heating Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Inc.
- Bean, R. 2012. The Psychrometric Processes: Dehumidification by cooling. Healthy Heating. Disponível em <<https://www.healthyheating.com/Page%2055/Humidty/chart/chart2.html>> Acessado em: 28/07/2018
- 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. 83.
- Hong, K.T. and Webb, R.L. 1996. Calculation of fin efficiency for wet and dry fins. HVAC&R Research, 2(1), 27-41.
- Incropera, F.P., D.P. DeWitt, T.L. Bergman and A.S. Lavine. 2011. *Fundamentals of heat and mass transfer*, 7th ed. John Wiley & Sons, New York.
- Kastl, B.K. 2012. Dehumidifying coil models for energy simulation and design (Doctoral dissertation, Oklahoma State University).
- Mansour, M.K. 2016. Practical effectiveness-NTU model for cooling and dehumidifying coil with non-unit Lewis Factor. Applied Thermal Engineering, 100, 1111-1118.
- Threlkeld, J.L. 1962. Thermal Environmental Engineering, 1st Ed. Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall.
- Wang, C.C., Lin, Y.T. and Lee, C. J. 2000. An airside correlation for plain fin-and-tube heat exchangers in wet conditions. International Journal of Heat and Mass Transfer, 43(10), 1869-1872.
- Wang, G., Liu, M., and Claridge, D.E. 2005. Decoupled Modeling of Chilled-Water Cooling Coils. Proceedings of the Fifth International Conference for Enhanced Building Operations, Pittsburgh, Pennsylvania, October 11-13.
- Xia, L., Chan, M.Y., Deng, S.M., and Xu, X.G. 2009. A modified logarithmic mean enthalpy difference (LMED) method for evaluating the total heat transfer rate of a wet cooling coil under both unit and non-unit Lewis Factors. International Journal of Thermal Sciences. 48 (11). 2159-2164.
- Zhou, X. and Braun, J. 2004. Transient Modeling of Chilled Water Cooling Coils. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 652.

MODELING OF A CHILLED WATER COOLING COIL AND ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF CONTROL PARAMETERS OVER THERMAL PERFORMANCE

Abstract. *This study proposes a model of a cooling coil under dehumidifying conditions, through the solution of the heat and mass transfer governing equations. The solution method comprises the discretization of the governing equations using finite difference technique. The proposed model has been validated through comparison of an experimental data set and their respective simulated data set. The proposed model was able to predict the main variables of a chilled water cooling coil, considering an error range of approximately -10% to 5%. In addition, an analysis was made seeking to understand the impacts of change in water and air flow and the water entering temperature on the coil thermal performance. It was verified a linear increase in the coil maximum capacity with the decrease of the water entering temperature. When water and air flow increased, it was observed a logarithmic increasing pattern. The interaction between these parameters shows a wide range of operation. Lastly, an analysis of the thermal performance range was made observing minimum required cooled air temperature and humidity.*

Key-words: *Cooling coil modeling, Room dehumidification, Fin and tube heat exchanger, Air handling units*