



MODELO DE SIMULAÇÃO DE DESEMPENHO TÉRMICO DE EDIFICAÇÕES CONDICIONADAS COM MICROASPERSÃO D'ÁGUA

Antonio César S. Baptista da Silva (1), José A. Bellini da Cunha Neto (2), Roberto Lamberts (3)

(1) Universidade Federal de Pelotas /FAUrb/DTC - Brasil: acsbs@ufpel.edu.br

(2) Universidade Federal de Santa Catarina / CTC / EMC / LMPT - Brasil: bellini@lmpt.ufsc.br

(3) Universidade Federal de Santa Catarina / CTC / ECV / LabEEE - Brasil: lamberts@ecv.ufsc.br

RESUMO

Este artigo apresenta o desempenho da simulação computacional de resfriamento evaporativo de edifícios condicionados com microaspersão d'água, englobando as escalas das gotas, do spray e do edifício. O desempenho do modelo na simulação da evaporação e do comportamento do edifício foi avaliado através de uma série de testes paramétricos. As explorações paramétricas demonstraram que o modelo é suficientemente consistente e reage de maneira, qualitativamente, correta à variação dos parâmetros de entrada.

ABSTRACT

This paper presents the performance of computer simulation for evaporative cooling of buildings by water spray vaporization, bring together the scales of the droplet, spray and building. The capability of the model to predict evaporation and building behavior was examined in a series of parametric tests. The parametric explorations have served to demonstrate that the model is sufficiently consistent and react qualitatively well to variations of input parameters.

1. INTRODUÇÃO

O resfriamento evaporativo do ar é uma técnica atraente em eficiência energética para produzir ambientes internos confortáveis. A eficiência e o baixo custo dos sistemas de resfriamento evaporativo de sprays de água os torna uma boa alternativa na redução do consumo de energia. Apesar disso, programas de simulação de desempenho térmico de edifícios não incorporam modelos de resfriamento evaporativo direto por sprays, devido à dificuldade em estabelecer um prognóstico preciso da evaporação do spray frente aos complexos fenômenos físicos envolvidos.

Neste trabalho desenvolveu-se um estudo que aborda o resfriamento evaporativo por microaspersão d'água, através de um modelo unidimensional de vaporização de spray que pode ser facilmente utilizado na simulação de desempenho térmico de edificações.

Usando um modelo de partículas discretas com fluxos separados e resolvendo um sistema de equações diferenciais ordinárias não-lineares, foi possível obter, ao final da pluma, a vazão, temperatura e umidade do ar tratado pelo spray. Estes dados de saída foram acoplados a um modelo simplificado de simulação de edifício. Uma descrição mais detalhada do modelo de spray pode ser encontrada em Silva et al. (2003), Silva (2004) e Silva et al. (2004). No primeiro o número de Lewis da fase gasosa foi assumido como unitário (Faeth, 1977). Nos demais, como no presente caso, o número de Lewis não foi assumido como unitário, aumentando a precisão do modelo (Faeth, 1983). Uma extensa quantidade de testes paramétricos foi utilizada para avaliar cada uma das variáveis do spray: (1) velocidade inicial do ar dentro do spray; (2) velocidade inicial das gotas; (3) raio inicial das gotas; (4) ângulo do spray; (5) temperatura inicial das gotas; (6) temperatura inicial do ar no interior do spray; (7) conteúdo de umidade inicial do ar no interior do spray; (8) vazão de líquido; (9) temperatura do ar induzido; (10) umidade relativa do ar induzido.

A partir destes testes foi possível verificar que o modelo matemático do spray (comportamento dinâmico e transferência de calor e massa) é suficientemente consistente. Estes resultados foram parcialmente apresentados em Silva et al. (2003) e Silva et al. (2004a) e deverão mais amplamente abordados em outra publicação.

Este modelo matemático do spray foi acoplado a um modelo simplificado de simulação de desempenho térmico de edifícios, cujos resultados são analisados por um conjunto de testes paramétricos e apresentados neste trabalho.

2. MODELO MATEMÁTICO DO SPRAY

A solução matemática de sprays envolve a solução das equações de conservação de momento, massa e energia, de cada uma das fases.

Para a modelagem do spray foi adotado o modelo de partículas discretas em fluxo separado, no qual o modelo é dividido em amostras discretas de gotas, cujo movimento e transporte são acompanhados ao longo do campo de fluxo, usando formulação Lagrangiana, enquanto o ar é tratado através de formulação Euleriana (Faeth, 1983). O efeito das gotas na fase gasosa é levado em conta através da apropriada introdução de termos fonte nas equações de movimento da fase gasosa.

A partir de Ghosh e Hunt (1994), seguem as equações que definem a solução numérica do comportamento dinâmico do spray:

- Lei de indução, assumindo formalmente que $c \ll 1$

$$\frac{d}{dz} \pi l_a^2 V_a = 2\pi\beta V_a l_a \quad [\text{Eq. 01}]$$

$$\frac{d}{dz} \pi l_a^2 V_a = \frac{d}{dz} \pi l^2 V_a \quad \text{para } c > 0.194 \quad [\text{Eq. 02}]$$

onde o coeficiente de indução β é 0.11 e c é a tangente do semi-ângulo do spray.

- Fração de volume

$$\alpha = \frac{Q_l}{V_l \pi l^2} \quad [\text{Eq. 03}]$$

$$\text{onde } l = cz \quad [\text{Eq. 04}]$$

- Força sobre as gotas

$$\frac{F_z}{\rho_a} = -\frac{3}{8a} C_D (V_l - V_a)^2 \alpha \quad [\text{Eq. 05}]$$

onde a é o raio da gota, ρ_a é a massa específica do ar e C_D é o coeficiente de arrasto.

- Taxa de variação do momento médio das gotas

$$V_l \frac{dV_l}{dz} = \left(\frac{F_z}{\rho_a} \right) \left(\frac{\rho_a}{\rho_l} \right) \alpha^{-1} \quad [\text{Eq. 06}]$$

onde ρ_l é a massa específica da água.

- Taxa de variação do momento no fluxo do jato de ar

$$\frac{d}{dz} (\pi l_a^2 V_a^2) = - \left(\frac{F_z}{\rho_a} \right) \pi l^2 \quad [\text{Eq. 07}]$$

No ponto onde ocorre o rompimento do filme líquido, a velocidade de entrada das gotas é igual à velocidade do líquido e a largura do jato (l_a) de ar é aproximadamente igual à largura do *spray* (l_0) em $z=z_0$. Desta forma,

$$V_a = V_{a_0}; \quad V_l = V_{l_0} \quad \text{e} \quad l_a = l_0 \quad [\text{Eq. 08}]$$

Através do modelo de partículas discretas é possível analisar a transferência de calor e massa entre uma gota e o ar que a circunda. Considera-se que as condições do ambiente são conhecidas e constantes durante cada intervalo de tempo do processo quase-estático e que as equações são corrigidas para incluir o efeito de movimentação relativa entre a gota e o ar, conforme sugerem FAETH (1977), FAETH (1983) e SIRIGNANO (1999).

- Taxa de variação do raio da gota

$$\frac{da}{dz} = -\frac{\dot{m}}{4\pi a^2 \rho_l V_l} \quad [\text{Eq. 09}]$$

onde \dot{m} é a taxa de transferência de massa da gota para o ar, corrigida para $Re \neq 0$ (Faeth, 1983),

$$\dot{m} = \left\{ 1 + \frac{0.278 Re^{1/2} Sc^{1/3}}{\left[1 + \frac{1.232}{Re Sc^{1/3}} \right]^{1/2}} \right\} \dot{m}_{Re=0} \quad [\text{Eq. 10}]$$

para o ar em condições normais de temperatura e pressão, número de Schmidt ($Sc = \nu_a/D_{AB}$). A taxa de transferência de massa da gota para o ar para $Re = 0$ ($\dot{m}_{Re=0}$) é definida, por Faeth (1983), como

$$\frac{\dot{m}_{Re=0}}{4\pi a \rho_a D_{AB}} = \ln \left[\frac{1 + W_s}{1 + W_a} \right] \quad [\text{Eq. 11}]$$

onde D_{AB} é a difusividade de massa e W_s é o conteúdo de umidade de saturação (na superfície da gota).

- Taxa de variação da temperatura da gota

$$\frac{dT_l}{dz} = \frac{3}{\rho_l c_{p_l} V_l} \left(\frac{\dot{q}}{a} - \frac{\dot{m} H_l}{4\pi a^3} \right) \quad [\text{Eq. 12}]$$

onde c_{p_l} é o calor específico da água, H_l é o calor latente de vaporização e \dot{q} é o fluxo de calor por unidade de área entre a superfície da gota e o ar, corrigido para $Re \neq 0$ [Faeth, 1983].

Entretanto, a Equação (12) pode ser reescrita de modo que o estado de bulbo úmido possa ser interpretado como segue [Faeth, 1977]

$$\frac{dT_l}{dz} = \frac{3}{4} \frac{\dot{m} H_l}{\pi a^3 \rho_l c_{p_l} V_l} \left[\frac{B_T}{B_Y} Le^{2/3} - 1 \right] \quad [\text{Eq. 13}]$$

onde

$$B_T = \frac{c_{p_a} (T_a - T_l)}{H_l} \quad [\text{Eq. 14}]$$

e

$$B_Y = \frac{W_s - W_a}{1 + W_a} \quad [\text{Eq. 15}]$$

Seguindo-se ao *modelo de partículas discretas em fluxos separados*, passa-se a analisar a conservação da massa e da energia nos volumes de controle. Na escala do *spray* a fração de volume (α) é utilizada como ponderação das variáveis calculadas no modelo de partículas discretas.

O volume de controle ($d\forall$) é definido pela equação:

$$d\forall = \pi l^2 dz \quad [\text{Eq. 16}]$$

Considerando a evaporação das gotas, a vazão de líquido, Q_l , será variável em função de z , embora o número de gotas permaneça constante até a completa evaporação das mesmas. A variação da vazão de líquido (Q_l), então, equivale ao somatório do fluxo de massa de cada uma das gotas do volume de controle e é descrita pela expressão:

$$\frac{1}{Q_i} \frac{dQ_i}{dz} = -\frac{3}{4} \frac{\dot{m}}{\pi \alpha^3 \rho_l V_l} \quad [\text{Eq. 17}]$$

Assim, no modelo unidimensional, todas as variáveis estão em função apenas de z e as equações de balanço podem ser escritas como segue:

- Conservação de massa de vapor

$$\frac{d}{dz} [\rho_a V_a \pi l^2 W_a (1 - \alpha)] - \pi \rho_l W_i \frac{d}{dz} [l^2 V_a] - \frac{3}{4} \frac{\dot{m} Q_i}{\pi \alpha^3 V_l} = 0 \quad [\text{Eq. 18}]$$

onde W_a é o conteúdo de umidade do ar dentro do volume de controle e W_i é o conteúdo de umidade do ar induzido.

- Conservação de energia

$$\frac{d}{dz} [\rho_a V_a \pi l^2 h_a (1 - \alpha)] - \pi \rho_l h_i \frac{d}{dz} [l^2 V_a] + \rho_l c_{p_l} \frac{d}{dz} (T_l Q_l) = 0 \quad [\text{Eq. 19}]$$

onde h_i e h_a são respectivamente, a entalpia do ar induzido e a entalpia do ar dentro do volume de controle.

Através deste sistema de equações [(1) – (19)] tornou-se possível verificar a vazão, temperatura e umidade do ar tratado, no final da pluma de spray. Este dado de saída foi utilizado para simular o desempenho térmico de edificações.

3. ACOMPLANDO O MODELO DE SPRAY AO MODELO DE EDIFÍCIO

Os dados para integração com o edifício são obtidos da massa de ar, quando da evaporação completa das gotas. As propriedades físicas da massa de ar, resultante do contato com as gotas, constituem o termo de conexão entre o spray e o edifício. A Figura 1, representa a iteração entre o spray e o ambiente, onde os dados de saída do modelo de spray constituem os dados de entrada no modelo do edifício e o ar ambiente é um parâmetro variável ao longo do tempo para o modelo do spray.

Assim, entre a solução do *spray* e a avaliação do comportamento do edifício existe um processo de mistura de massas de ar em diferentes condições de temperatura e umidade. As massas de ar interno, de ar externo e de ar tratado pelos aspersores interagem ao longo do tempo com as fontes de calor sensível e latente do edifício. Esquemáticamente pode-se representar as condições das massas envolvidas através da Figura 2.

O intervalo de tempo, Δt , representa o tempo ligado e/ou desligado do *spray*, calculado conforme os padrões de controle estabelecidos pelo usuário do sistema e os valores de temperatura e umidade obtidos no interior do ambiente, tal como ocorre na realidade. O usuário pode predefinir o valor de histerese e as condições ambientais de temperatura e umidade.

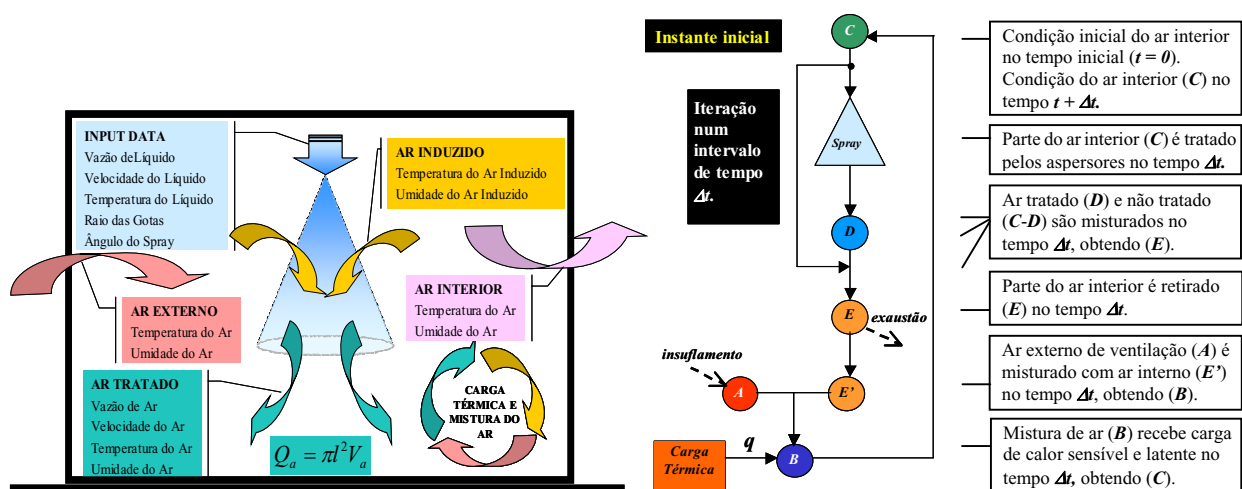


Figura 1 – Diagrama esquemático do acoplamento dos modelos

Figura 2 - Fluxograma esquemático do resfriamento evaporativo

A massa de ar tratado no tempo em que o *spray* (ou conjunto de *sprays*) esteve ligado (ON) é, então, misturado com o ar da sala e o ar de ventilação. Os ganhos de calor sensível e latente são computados e atualizados no tempo de *spray* ligado (ON) e/ou desligado (OFF).

A implementação dos modelos foi realizada em ambiente do *Fortran Power Station 4.0* e buscou, de forma simplificada, abordar todas as variáveis intervenientes no desempenho de uma edificação condicionada com microaspersores d'água.

O programa é composto por quatro (4) módulos:

- ❑ Programa Principal
- ❑ Sub-rotina do Ambiente
- ❑ Sub-rotina do Controlador
- ❑ Sub-rotina do Spray

O Programa Principal gerencia a entrada e saída de dados e aciona as sub-rotinas do Controlador e do Ambiente.

A sub-rotina do Controlador determina o tempo (ON/OFF) do sistema de microaspersão, em função dos parâmetros determinados pelo usuário.

A sub-rotina Ambiente calcula a temperatura e umidade do ambiente interno, resultante dos ganhos de calor devido à carga térmica e à mistura de massas de ar tratadas pelos microaspersores e de ventilação. Esta sub-rotina aciona a sub-rotina do *Spray* quando as condições de temperatura e umidade do ambiente apontam para o acionamento do sistema de microaspersão.

A sub-rotina *Spray* encerra as formulações referentes ao processo de escoamento e evaporação das gotas e as condições do ar contido no *spray*.

4. RESULTADOS

Na simulação do desempenho do edifício utilizou-se as características de *sprays* normalmente adotados para resfriamento evaporativo de ambientes. Estas características estão resumidas abaixo:

- Pressão de atomização: 5.500 a 6.900 kPa
- Velocidade inicial das gotas: 83,2 m/s
- Aspersor com diâmetro de 0,2 mm
- Semi-ângulo de 30°
- Diâmetro médio das gotas (SMD) de 11 µm
- Vazão de líquido: $1,567 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ (5,64 l/h)

Na Tabela 1 são listadas resumidamente as características gerais do *caso base* da edificação.

Tabela 1 – Características gerais do caso base

Condições de Projeto	Área: 200 m ² Pé-direito: 7 m Taxa de renovação de ar: 10 trocas/h Carga de calor sensível: 48 kW Carga de calor latente: 6 kW Número de aspersores: 20
Condições Ambientais	Altitude: 0 m (nível do mar) Temperatura externa: 35°C Umidade relativa externa: 18%
Condições de Controle	Temperatura máxima interna (T_{max}): 28°C Temperatura mínima interna (T_{min}): 22°C Umidade relativa máxima interna (UR_{max}): 80% Umidade relativa mínima interna (UR_{min}): 50% Maior tempo ligado (ON_{max}): 60 s Menor tempo ligado (ON_{min}): 30 s Maior tempo desligado (OFF_{max}): 60 s Menor tempo desligado (OFF_{min}): 30 s

Um conjunto de testes paramétricos foi utilizado para avaliar cada uma das variáveis do resfriamento evaporativo por microaspersão: (1) número de aspersores (NA); (2) taxa de renovação do ar (n); (3) altitude ($Alt.$); (4) temperatura externa (T_e); (5) umidade relativa externa (UR_e); (6) padrão de

acionamento (ON_{max} , ON_{min} , OFF_{max} , OFF_{min}); (7) carga de calor sensível (q_s); (8) carga de calor latente (q_l). Alguns destes resultados serão mostrados para ilustrar o modelo. As Figuras 3 a 5 mostram os resultados do caso base.

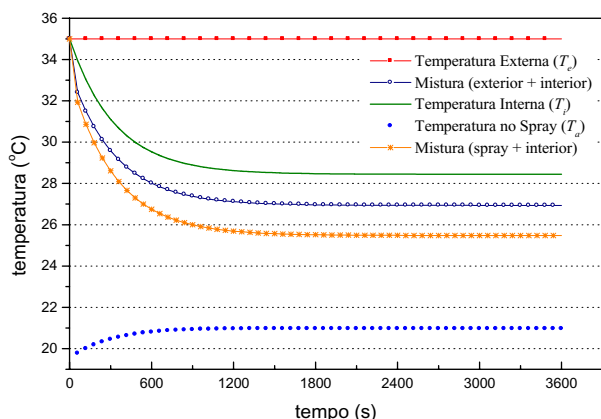


Figura 3 – Temperaturas do ar no caso base em cada etapa do processo de resfriamento.

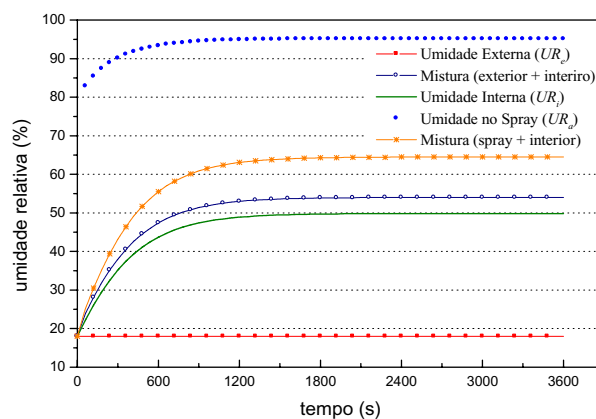


Figura 4 – Umidades relativas do ar no caso base em cada etapa do processo de resfriamento.

Como condição inicial, as condições internas de temperatura e umidade foram consideradas iguais às externas. Como num primeiro instante o sistema de microaspersão é considerado desligado, a mistura do ar do *spray* e o ar ambiente também apresenta as mesmas condições iniciais. Ou seja, todas as temperaturas do processo possuem os mesmos valores iniciais. A partir deste instante inicial cada uma das etapas do processo apresenta características distintas.

Na ordem do processo, tem-se o acionamento do sistema que trata uma parcela de ar interior e que mistura este ar tratado com o ar interior não tratado. Esta mistura de ar é por sua vez misturada ao ar exterior que ingressa no ambiente. Como última etapa, esta mistura recebe o calor sensível e latente da edificação, atualizando a temperatura interna (T_i).

Na Figura 4 as umidades relativas, de cada uma das etapas, apresentam comportamento inverso aos da temperatura. A Figura 5 apresenta a penetração do *spray* até a total evaporação das gotas em função das condições internas de temperatura e umidade. Pode-se notar que a penetração do *spray* cresce à medida que a temperatura diminui e a umidade aumenta, estabilizando em cerca de 1,29 m quando da estabilidade destas variáveis.

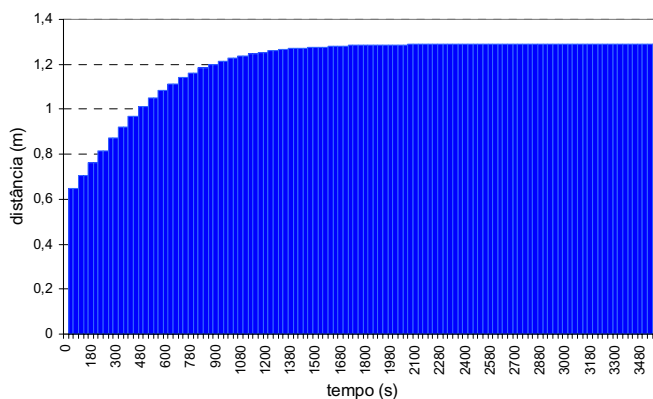


Figura 5 – Penetração do spray no caso base durante o tempo simulado.

A temperatura média no período ficou em 29,05°C com umidade relativa média em 46,88% e o sistema ficou ligado (ON) constantemente em todo o período simulado. Ou seja, neste caso especificamente o sistema de microaspersão não conseguiu atender ao padrão de conforto, cuja temperatura deveria estar entre 22 e 28°C e umidade entre 50 e 80%.

Utilizemos este caso para avaliar a interferência de outras variáveis. A lista de testes paramétricos é apresentada na Tabela 2.

Tabela 2 – Lista de testes paramétricos

VARIÁVEIS	CASO BASE	CASO 01	CASO 02	CASO 03	CASO 04	CASO 05	CASO 06	CASO 07	CASO 08
$Alt.$ (m)	0	0	0	1500	0	0	0	0	0
T_e (°C)	35	35	35	35	35	28	35	35	35
UR_e (%)	18	18	18	18	50	50	18	18	18
n (h ⁻¹)	10	10	6	10	10	10	6	10	10
NA (unid.)	20	25	20	20	20	20	20	20	20
q_s (kW)	48	48	48	48	48	48	48	24	24
q_l (kW)	6	6	6	6	6	6	6	6	12
ON_{max} (s)	60	60	60	60	60	60	120	60	60
ON_{min} (s)	30	30	30	30	30	30	60	30	30
OFF_{max} (s)	60	60	60	60	60	60	120	60	60
OFF_{min} (s)	30	30	30	30	30	30	60	30	30

No caso 01 o número de aspersores foi modificado. Os resultados comparativos são mostrados nas Figuras 6, 7 e 8.

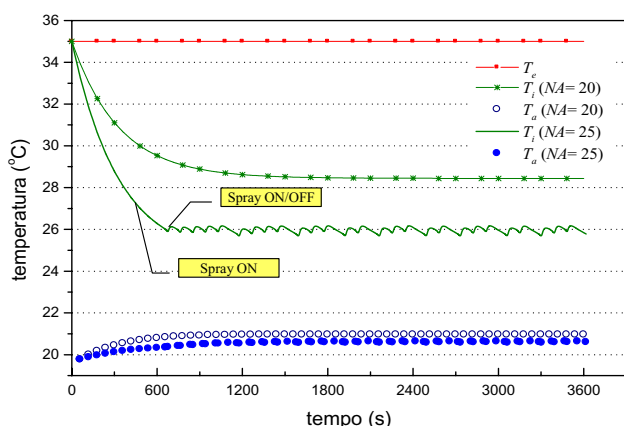


Figura 6 – Efeito do número de aspersores nas temperaturas.

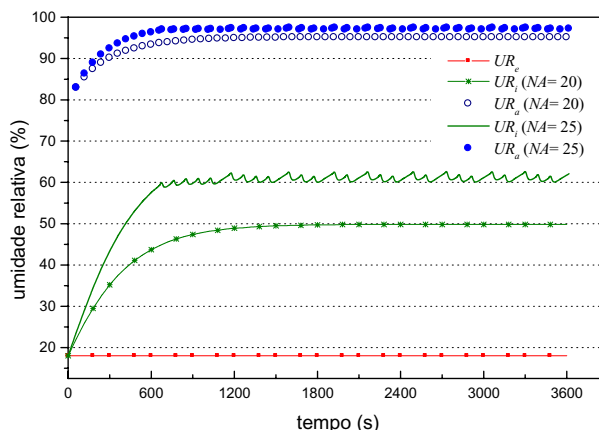


Figura 7 – Efeito do número de aspersores nas umidades.

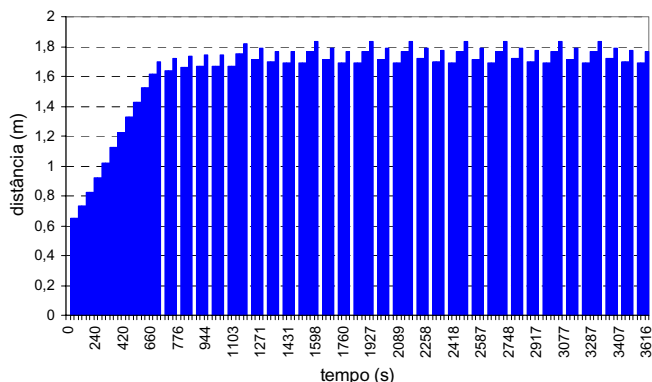


Figura 8 – Efeito do número de aspersores na penetração do spray.

A temperatura média no período ficou em 26,42°C com umidade relativa média em 58,45%. Após 688 segundos o sistema entrou em regime intermitente (ON/OFF). Em função da diminuição da temperatura e do aumento da umidade, a penetração do *spray* também aumentou ao longo do tempo de simulação, em relação ao *caso base*, como pode ser observado na Figura 8. Os espaços em branco na Figura 8, indicam o período em que o sistema esteve desligado.

No caso 02 a taxa de renovação do ar foi modificada.

Através das Figuras 9 e 10 pode-se observar que a diminuição do insuflamento de ar exterior favoreceu o desempenho do sistema sem que fosse necessária qualquer alteração no mesmo. A temperatura média no período ficou em 26,68°C com umidade relativa média em 66,17%.

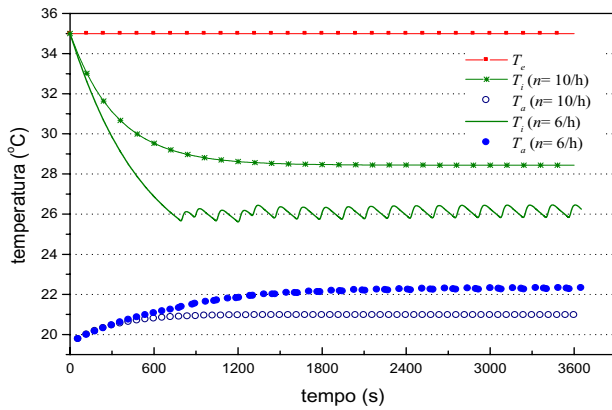


Figura 9 – Efeito do número de trocas de ar nas temperaturas.

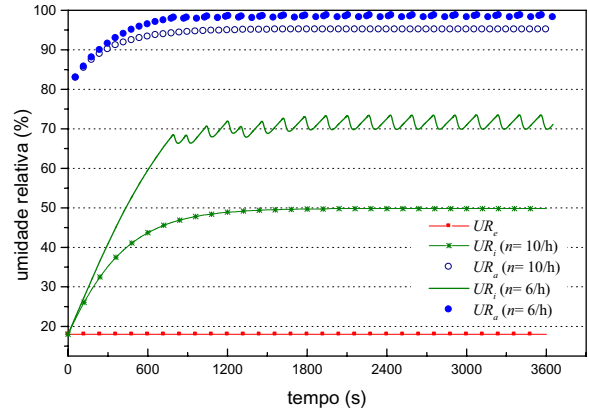


Figura 10 – Efeito do número de trocas de ar nas umidades.

O caso 03 testou o efeito da altitude no sistema de resfriamento evaporativo.

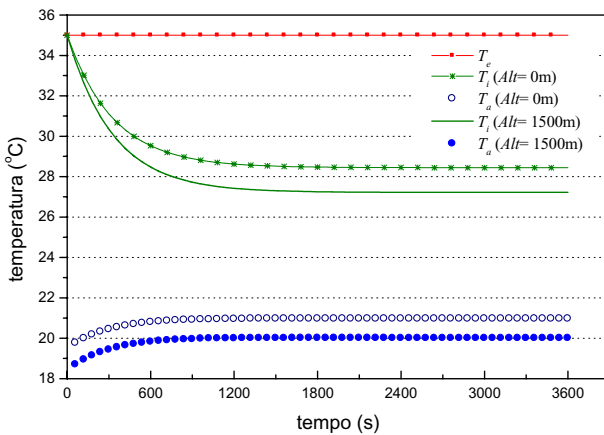


Figura 11 – Efeito da altitude nas temperaturas do ar.

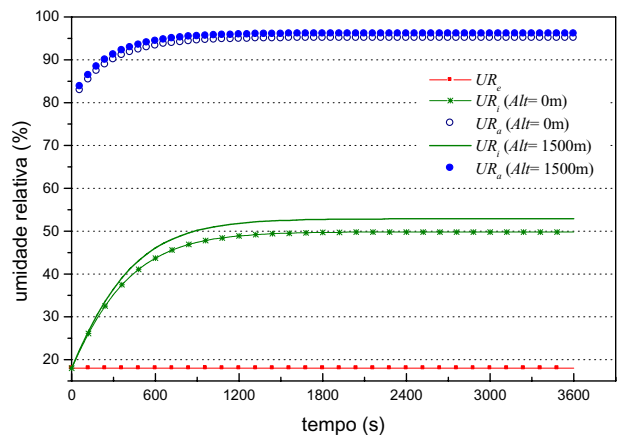


Figura 12 – Efeito da altitude nas umidades relativas do ar.

Através das Figuras 11 e 12 pode-se observar que a temperatura interna e do *spray* são menores enquanto as umidades relativas são maiores, quando o sistema é utilizado em altitudes maiores, porque, sob menor pressão atmosférica, há um incremento do fluxo de massa (\dot{m}), devido ao aumento de W_s e de D_{AB} e uma redução da densidade do ar (ρ_a).

Os casos 04 e 05 avaliam o sistema sob diferentes condições de temperatura e umidade externas.

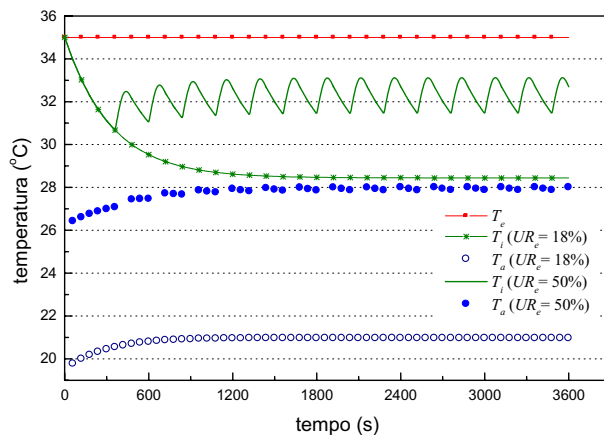


Figura 13 – Efeito das condições exteriores nas temperaturas ($T_e = 35^\circ\text{C}$; $UR_e = 50\%$).

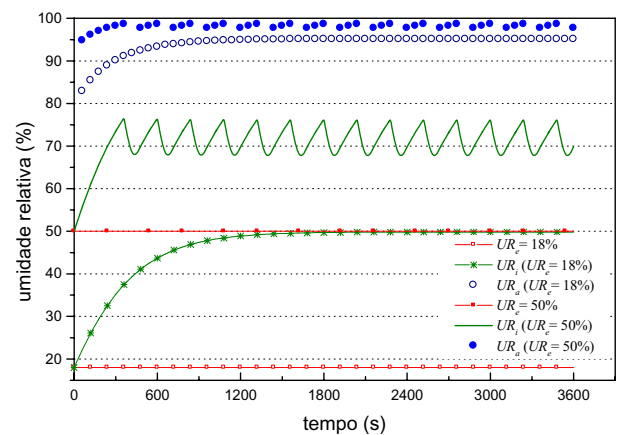


Figura 14 – Efeito das condições exteriores nas umidades ($T_e = 35^\circ\text{C}$; $UR_e = 50\%$).

Nas Figuras 13 e 14 pôde-se observar que, em função das condições externas e da carga térmica da edificação, o sistema de resfriamento evaporativo não conseguiu atender às exigências de conforto. A temperatura interna média ficou em torno de $32,2^\circ\text{C}$, limitada pela umidade interna [80% (-5% da histerese de umidade)].

No caso 05, o sistema simula uma situação em que as condições externas atendam às exigências de conforto, cabendo ao acionamento do sistema somente atender à carga térmica. As Figuras 15 e 16 demonstram que a temperatura e umidade relativa média foram de 26,64°C e 71%, respectivamente.

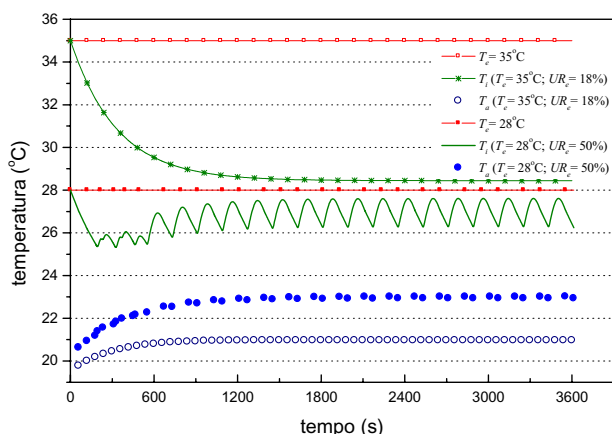


Figura 15 – Efeito das condições exteriores nas temperaturas ($T_e = 28^\circ\text{C}$; $UR_e = 50\%$).

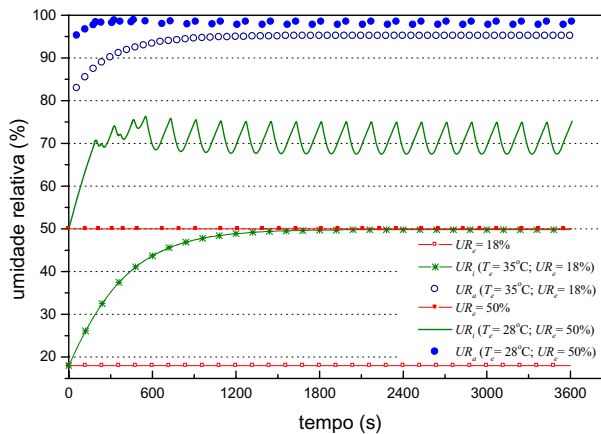


Figura 16 – Efeito das condições exteriores nas umidades ($T_e = 28^\circ\text{C}$; $UR_e = 50\%$).

O próprio controlador é uma variável que interfere no comportamento do sistema e está sujeita a ajustes pelo usuário do sistema. A utilização de longos tempos de acionamento do *spray* (ON_{max}) pode gerar condensação ou saturação do ambiente, principalmente se o controlador não permanece acionado constantemente e o sistema é acionado quando a temperatura do ambiente já está elevada. O mesmo problema ocorre quando o tempo desligado é muito grande (OFF_{max}), fazendo com que a temperatura do ambiente se eleve demasiadamente entre um acionamento e outro. No caso 06 são alterados os valores de tempo de acionamento do *spray* e comparados com o caso 02.

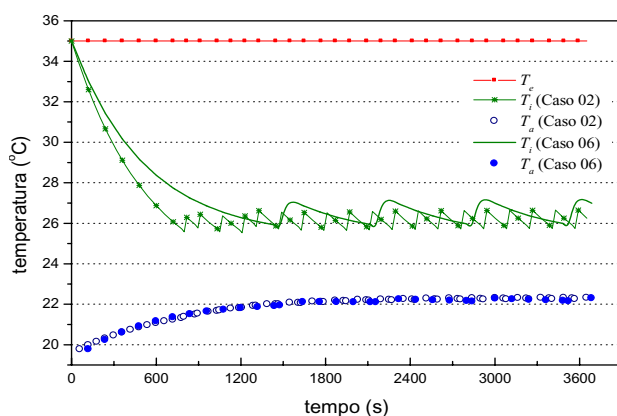


Figura 17 – Efeito do padrão de acionamento nas temperaturas.

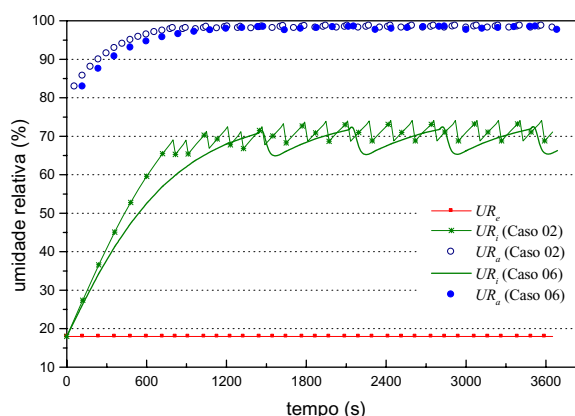


Figura 18 – Efeito do padrão de acionamento nas umidades.

Na verdade, os tempos de acionamento do *spray* (ON_{max} , ON_{min} , OFF_{max} e OFF_{min}) representam a resolução do modelo de acoplamento. Assim, quanto maior os tempos de *spray* ligado e desligado, menor o tempo computacional requerido, pois menos vezes o módulo do *spray* é acionado. No entanto, a atualização das demais variáveis da edificação, tais como ventilação e cargas térmicas, também se dará em tempo maior. A diferença no refinamento do tempo ocasiona diferenças a cada instante, mas que são pouco significativas nas condições médias do ambiente, que no caso simulado, por exemplo, ficou, respectivamente, em 2 e 5 pontos percentuais para as médias de temperatura e umidade relativa.

Enfim, os casos 07 e 08 avaliam o efeito das cargas térmicas da edificação, que têm efeito bastante óbvio sobre qualquer sistema de resfriamento, evaporativo ou não. Quando do acoplamento a um programa de simulação de desempenho térmico de edificações, as cargas térmicas calculadas por este atualizarão os valores que são utilizados no modelo de acoplamento.

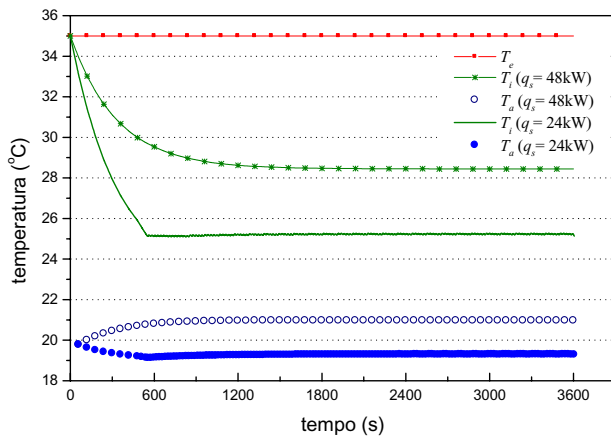


Figura 19 – Efeito da carga térmica sensível nas temperaturas.

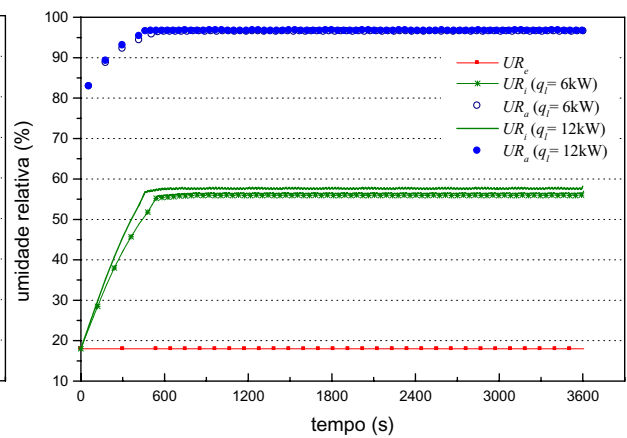


Figura 20 – Efeito da carga térmica latente nas umidades.

Na Figura 19 observa-se que em 561 segundos a temperatura baixou cerca de 10°C, mantendo a temperatura média do período em 25,75°C. Os tempos ligado/desligado foram tão curtos que pouco se percebe a oscilação na temperatura interna. Isso indica que os tempos de acionamento poderiam ser revistos, para evitar que o sistema fique ligando e desligando em curto espaço de tempo.

No caso 08 foi modificada a carga de calor latente em relação ao caso 07. Apesar de dobrar o valor da carga de calor latente, não foi identificada mudança significativa no comportamento do *caso 08* em relação ao *caso 07*, conforme Figura 20. O principal motivo refere-se ao elevado número de trocas de ar quente e seco que provem do exterior.

5. CONCLUSÃO

Os casos simulados demonstram quão complexo é o funcionamento do sistema de resfriamento evaporativo por microaspersão d'água. Inúmeras combinações de variáveis e valores, que abrangem do tamanho das gotas ao tempo de acionamento do sistema, resultam igualmente em grandes possibilidades de adequação ou inadequação do sistema ao contexto do ambiente climático e do ambiente construído.

O conjunto de casos de simulação do comportamento do edifício não tem pretensão maior do que demonstrar como um programa de simulação de desempenho térmico de edificações poderia incorporar o modelo de *spray* para simular o sistema de resfriamento evaporativo por microaspersão. A exploração paramétrica serviu para demonstrar que o modelo é suficientemente consistente e que reage qualitativamente bem às imposições da simulação.

A obtenção do modelo de acoplamento possibilita:

- projetar o sistema de microaspersão para fins de resfriamento e/ou umidificação de ambientes internos;
- dimensionar o sistema de ventilação, de modo a se obter a combinação mais adequada para manter o conforto estimado, com o menor consumo de água e energia;
- determinar a viabilidade técnica de utilização ou não deste sistema, diante dos riscos de umedecer objetos próximos aos aspersores, frente à penetração do *spray*;
- mensurar o consumo de água e energia do sistema a partir do consumo de energia do módulo de pressão e da vazão de água de cada um dos aspersores, ponderados pelo tempo de acionamento;
- analisar a relação custo/benefício de utilização do sistema;
- avaliar cada uma das variáveis intervenientes no processo e na aplicabilidade dos sistemas de resfriamento evaporativo por microaspersão d'água e explorar o potencial e as possibilidades do sistema em aplicações específicas de resfriamento, umidificação e associação com sistemas de ventilação e condicionamento de ar, em diversos ambientes climáticos, tipos e usos de edificações;
- contribuir com um campo de pesquisa que até então estava restrito pela complexidade do fenômeno;

- possibilitar o desenvolvimento de controladores entálpicos para associação entre sistemas de microaspersão e sistemas de condicionadores de ar, em diferentes regiões climáticas brasileiras;
- possibilitar a reavaliação de zoneamentos bioclimáticos.

6. AGRADECIMENTOS

O desenvolvimento deste trabalho foi financiado pela CAPES – Ministério da Educação.

7. NOMENCLATURA

a	raio da gota (m)	q_l	carga de calor latente (kW)
Alt	altitude (m)	RH	umidade relativa (%)
b	coeficiente arbitrário	Sc	número de Schmidt
c	tangente do semi-ângulo do spray	T	temperatura (°C)
C_D	coeficiente de arrasto	V	velocidade (m/s)
c_p	calor específico (kJ/kg.K)	W	conteúdo de umidade (kg/kg)
D_{AB}	difusividade de massa (m ² /s)	z	distância vertical do aspersor (m)
F_z	força média por unidade de volume (N/m ³)	α	fração de volume
h	entalpia (kJ/kg)	β	coeficiente de indução
H_l	calor latente de vaporização (kJ/kg)	ρ	massa específica (kg/m ³)
l	raio do jato de spray (m)	ν	viscosidade cinemática (m ² /s)
l_a	raio do jato de ar (m)	Subscritos	
\dot{m}	fluxo de massa (kg/s)	a	ar dentro do volume de controle
n	taxa de renovação de ar (h ⁻¹)	e	condição externa
NA	número de aspersores	l	líquido
\dot{q}	fluxo de calor (kW/m ²)	i	ar induzido, condição interna
Q	vazão volumétrica (m ³ /s)	s	saturação, superfície da gota
q_s	carga de calor sensível (kW)	0	condição inicial

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASHRAE (1995). *Chapter 47, Evaporative Air Cooling*, ASHRAE Applications Handbook. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Inc. New York, NY.
- ASHRAE (1996). *Psychrometrics – Theory and Practice*, 1996, ASHRAE Research Project, 1995. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Inc. New York, NY.
- FAETH, G.M. (1977). Current status of droplet and liquid combustion. *Progress in Energy and Combustion Science*, No. 3, pp. 191 – 224.
- FAETH, G.M. (1983). Evaporation and combustion of sprays. *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 9, pp. 1-76.
- GHOSH, S., Hunt, J.C.R., (1994). Induced air velocity within droplets driven sprays. *Proc. R. Soc. Lond. A* 444, pp. 105-127.
- SILVA, ACSB, Cunha Neto JAB, Lamberts R. (2003). Spray Vaporization for Evaporative Cooling of Buildings. *In: EIGHTH INTERNATIONAL IBPSA CONFERENCE, 2003, Eindhoven. Proceedings of Eighth International IBPSA Conference.* pp. 1209-1216.
- SILVA, ACSB (2004). Simulação de Resfriamento Evaporativo por Microaspersão D'Água. 197p. Tese de Doutorado – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil, UFSC.
- SILVA, ACSB, Cunha Neto JAB, Lamberts R. (2004). Modelling Spray Vaporization for Evaporative Cooling of Buildings: *Building Service Engineering Research and Technology Volume 25, 4*; pp. 351-361
- SIRIGNANO, WA. (1999). *Fluid dynamics and transport of droplets and sprays*. Cambridge University Press, Cambridge, UK.