



ANÁLISE DINÂMICA DO COMPORTAMENTO INTEGRADO DE EDIFICAÇÕES E SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO USANDO CONDICIONADOR DE GABINETE RESFRIADO A ÁGUA

Jorge E. Corrêa

Universidade Federal do Pará, Centro Tecnológico, Depto. de Engenharia Mecânica
Cx. Postal. 8612 – 66075-970 – Belém, PA, Brasil.
jecorrea@ufpa.br

Cláudio Melo

Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Depto. de Engenharia Mecânica
melo@nrva.ufsc.br

Cezar O. R. Negrão

negrao@energia.damec.cefetpr.br

***Resumo.** Neste trabalho apresenta-se um modelo semi-empírico de condicionador de gabinete resfriado a água, que inserido no programa ESP-r (Environmental System Performance – research version) permitirá a análise dinâmica do comportamento integrado de edificações e sistemas de climatização usando esse tipo de equipamento. Resultados de simulações em condições operacionais existentes no Brasil são obtidos e analisados.*

***Palavras chave:** Simulação, Climatização, Ar condicionado, Edificações, Energia.*

1. INTRODUÇÃO

Na edificação, o sistema climatização é um dos que mais consome energia. Isso motiva o desenvolvimento de programas computacionais para simular sua interação térmica com a edificação a fim de racionalizar esse consumo. A maioria desses programas surgiu em países de clima frio e os modelos de equipamentos disponíveis em suas bibliotecas estão direcionados à calefação. No Brasil, onde predomina clima tropical, os sistemas de climatização são usados prioritariamente em resfriamento e os condicionadores de gabinete resfriados a água são bastante comuns. Assim, apresenta-se um modelo semi-empírico desse equipamento, que inserido no programa computacional ESP-r (Clarke, 1985) permitirá simulações adequadas à realidade climática brasileira.

2. MODELO PROPOSTO

No ESP-r os equipamentos são representados por nós. Em cada nó são realizados balanços de massa e energia que originam um conjunto de equações que descrevem seu comportamento no espaço e no tempo. A discretização dessas equações pelo método dos volumes finitos estabelece um sistema matricial em termos de temperatura T e vazões mássicas de ar seco \dot{m}_a e vapor d'água \dot{m}_v . Na Figura (1), o nó i representa a serpentina do condicionador de gabinete e o nó j qualquer outro equipamento. Os balanços de energia, massa de ar seco e vapor d'água em i , num instante de tempo qualquer, fornecem:

$$R_{i,j}(\dot{m}_{a,j}c_{pa} + \dot{m}_{v,j}c_{pv})(T_j - T_i) + \dot{m}_c h_{lv,i}^s - \dot{q} = M_i \bar{c}_i \frac{\partial T_i}{\partial t} \quad (1)$$

com

$$\dot{m}_{a,i} - R_{i,j} \dot{m}_{a,j} = 0 \quad (2)$$

e

$$\dot{m}_{v,i} - R_{i,j} \dot{m}_{v,j} = - \dot{m}_c \quad (3)$$

onde c_{pa} é o calor específico do ar seco e c_{pv} do vapor d'água à pressão constante, $R_{i,j}$ a fração de ar oriunda de j que atinge i , $h_{lv,i}^s$ a entalpia de condensação do vapor d'água saturado à T_i , \dot{q} a remoção de calor na serpentina, M_i sua massa, \bar{c}_i seu calor específico médio, t o tempo e \dot{m}_c a vazão mássica de condensado.

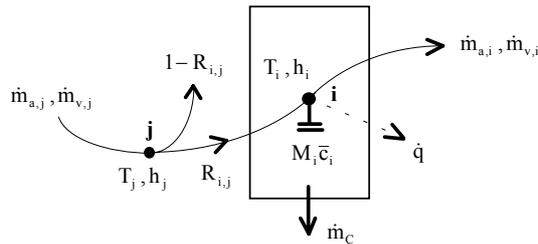


Figura 1. Esquema uninoal do modelo do condicionador de gabinete.

No modelo proposto, o ar deixa o condicionador no estado de saturação à T_i , sendo esta a temperatura do nó que representa a serpentina de resfriamento. As capacidades sensível e latente são obtidas por:

$$\dot{q}_{sen} = \dot{m}_{a,i} (c_{pa} + W_j c_{pv})(T_j - T_i) \quad (4)$$

e

$$\dot{q}_{lat} = \dot{m}_{a,i} h_{lv,i}^s (W_j - W_i^s) \quad (5)$$

onde W_j é a umidade absoluta do ar em j e W_i^s a do ar saturado em i à T_i .

A remoção de calor na Eq. (1) é avaliada por um algoritmo independente representando o desempenho do condicionador. Mais detalhes de modelos de equipamentos adequados ao ESP-r podem ser obtidos em Aasem (1993).

3. MODELO DE CONDICIONADOR DE GABINETE RESFRIADO A ÁGUA

O esquema do condicionador de gabinete resfriado a água é mostrado na Fig. (2). Os componentes do ciclo de refrigeração são: compressor alternativo hermético, condensador resfriado a água, válvula de expansão termostática e serpentina de resfriamento e desumidificação. Um ventilador centrífugo movimenta o ar pela serpentina. Uma bomba movimenta a água de condensação que é resfriada na torre de arrefecimento. Um modelo de cada componente será obtido e depois de integrados, conforme a Fig. (2), representará o condicionador.

3.1. Modelo Semi-empírico de Compressor Alternativo Hermético.

É baseado no modelo proposto em Popovic e Shapiro (1995). As capacidades de resfriamento e consumos de energia obtidos em catálogos de fabricantes são usados para ajustar seus parâmetros internos: coeficiente de volume nocivo, perda de carga efetiva nas válvulas e superaquecimento

dentro da carcaça hermética. A Figura (3) mostra o compressor incorporado ao ciclo de refrigeração sobre o diagrama pressão–entalpia. As expansões nas válvulas são isentálpicas, a condensação e a evaporação ocorrem à pressão constante e a compressão é politrópica. A capacidade de resfriamento total e a potência elétrica de compressão são obtidas por:

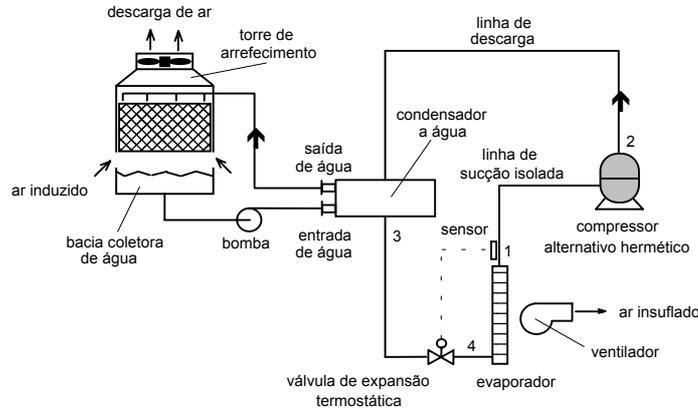


Figura 2. Esquema do condicionador de gabinete resfriado a água com torre de arrefecimento.

$$\dot{q} = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (6)$$

e

$$\dot{W}_{\text{elet}} = \gamma_1 + \gamma_2 \dot{W} + \gamma_3 \dot{W}^2 \quad (7)$$

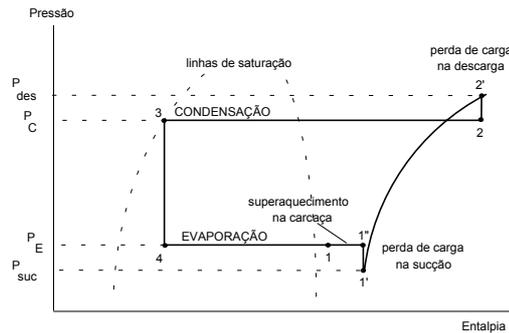


Figura 3. Modelo de compressor alternativo hermético incorporado ao ciclo de refrigeração.

onde h_4 é a entalpia do refrigerante na entrada da serpentina e h_1 na saída. Os coeficientes da Eq. (7) são determinados de acordo com o compressor usado no condicionador de gabinete. A potência de compressão é igual a taxa de trabalho termodinâmico politrópico (Moran e Shapiro, 1992), obtido por:

$$\dot{W} = \dot{m}_r \frac{n}{n-1} P_{\text{suc}} v_{\text{suc}} \left[\left(\frac{P_{\text{des}}}{P_{\text{suc}}} \right)^{\frac{n}{n-1}} - 1 \right] \quad (8)$$

A vazão mássica de refrigerante usada nas Equações (6) e (8) é obtida por:

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{V}_d}{v_{\text{suc}}} \left[1 + C_{\text{vn}} - C_{\text{vn}} \left(\frac{P_{\text{des}}}{P_{\text{suc}}} \right)^{1/n} \right] \quad (9)$$

O expoente politrópico é obtido por $n = 1,2094 - (0,2931/r) + (0,7802/r^2)$ onde r é a relação entre a pressão de descarga P_{des} e a de sucção P_{suc} (Gosling, 1980). O volume deslocado \dot{V}_d depende da

geometria e da r.p.m. do compressor. O coeficiente de volume nocivo C_{vn} é uma informação sigilosa do fabricante. A pressão de descarga é a soma da pressão de condensação com a perda de carga efetiva na válvula de descarga; a de sucção obtém-se subtraindo a perda na válvula de sucção da pressão de evaporação (vide Fig. (3)). O volume específico do refrigerante na sucção v_{suc} corresponde ao estado 1' na Fig. (3).

3.2. Modelo de Condensador Resfriado a Água

O modelo de condensador é baseado no método ε -NTU (efetividade-número de unidades de transferência de calor). A temperatura de condensação é obtida por:

$$T_c = T_{we} + \left(\dot{q}_c / \varepsilon_c \dot{m}_w c_{pw} \right) \quad (10)$$

onde T_{we} é a temperatura de entrada da água no condensador, \dot{q}_c o calor cedido, ε_c sua efetividade, \dot{m}_w a vazão mássica de água e c_{pw} o calor específico da água à pressão constante. A temperatura da água na entrada do condensador é determinada em função do desempenho da torre de arrefecimento. A efetividade do condensador ε_c é obtida por:

$$\varepsilon_c = 1 - \exp \left[- \left(UA_c / \dot{m}_w c_{pw} \right) \right] \quad (11)$$

onde UA_c é sua condutância global de transferência de calor. Considerando o processo de compressão adiabático, o calor cedido é obtido por:

$$\dot{q}_c = \dot{q} + \dot{w} + \dot{m}_r (h_{1r} - h_1) \quad (12)$$

3.3. Modelo da Torre de Arrefecimento

A função da torre é resfriar a água vinda do condensador. A água quente é aspergida no topo da torre e escoar por gravidade sobre o enchimento. Sob condições termodinâmicas propícias o contato direto em contracorrente entre o ar e água provoca o arrefecimento da água. O enchimento aumenta a área e o tempo de contato entre os fluidos a fim de aumentar a taxa de transferência de calor, buscando um compromisso entre o ganho na transferência de calor, a elevação da perda de carga do fluxo de ar e o aumento do custo do próprio enchimento. A complexidade do escoamento sobre o enchimento inviabiliza a obtenção dos coeficientes de transferência de calor (ou de massa) e da área de contato ar-água. Desse modo, o desempenho da torre é avaliado experimentalmente.

Nessa avaliação, o desempenho da torre é quantificado pela relação adimensional $[KaV/\dot{m}_w]$ onde: K é o coeficiente de transferência de massa na interface ar-água com base na vazão mássica de ar seco, a é a área da interface ar-água por unidade de volume de enchimento e V é o volume ocupado pelo enchimento. Diversas correlações foram propostas para o coeficiente de desempenho da torre (Ashrae,1996; Webb,1984; Bernier,1995). Aqui, será utilizada a apresentada por Bernier (1995):

$$[KaV/\dot{m}_w] = \alpha [\dot{m}_w/\dot{m}_a]^\beta \quad (13)$$

onde \dot{m}_a é a vazão mássica de ar na torre e os valores de α e β devem ser determinados a partir de dados experimentais ou de catálogos.

3.4. Modelo de Serpentina de Expansão Direta

Durante o funcionamento do condicionador a temperatura da superfície externa da serpentina em contato com o ar é muito próxima da temperatura de evaporação. Essa temperatura superficial, geralmente abaixo do ponto de orvalho do ar, deixa a superfície da serpentina molhada mesmo quando não está ocorrendo desumidificação. Neste caso, a temperatura de evaporação é calculada diretamente por uma relação funcional da forma:

$$T_E = f(h_{T_E}^s) \quad (14)$$

e

$$h_{T_E}^s = h_{E1} - (\dot{q}_E / \dot{m}_{a,E} \varepsilon_E) \quad (15)$$

onde $h_{T_E}^s$ é a entalpia do ar saturado na temperatura da serpentina, h_{E1} a entalpia do ar na sua entrada e $\dot{m}_{a,E}$ a vazão mássica de ar. A efetividade da serpentina molhada é obtida por:

$$\varepsilon_E = 1 - \exp(-UA_E / \dot{m}_{a,E} c_{pa}) \quad (16)$$

onde UA_E é sua condutância global de transferência de calor.

3.5. Modelo de Ventilador

Nos condicionadores de gabinete, o motor elétrico do ventilador está na corrente de ar insuflado e o aquece. Admitindo o ar como fluido incompressível o ganho de calor decorrente do ventilador é obtido por:

$$\dot{w}_f = (\dot{V}_a / \dot{V}_{a,nom})^3 \dot{w}_{f,nom} \quad (17)$$

onde \dot{V}_a e $\dot{V}_{a,nom}$ são as vazões de ar real e nominal e $\dot{w}_{f,nom}$ é a potência elétrica nominal. Os valores nominais são obtidos em catálogo. A vazão de ar real é fornecida pelo usuário.

4. SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO

O sistema de climatização com reaquecimento terminal atende uma edificação de cinco compartimentos, cujo esquema é mostrado na Fig. (5). No condicionador, todo o ar é resfriado para atender à carga térmica máxima da edificação. Em cargas parciais, o reaquecimento por meio de resistências elétricas é realizado individualmente em cada compartimento sob a ação do termostato correspondente. Esse arranjo proporciona um excelente controle das temperaturas sob condições variadas de carga térmica. O sistema de controle do condicionador é do tipo *on-off*: o sensor mede a temperatura do ar na descarga do condicionador e o controlador liga ou desliga o seu compressor. Em cada compartimento, um controlador (P – proporcional ou PI – proporcional-integral) atua no fluxo de calor das resistências de reaquecimento a fim de ajustar as temperaturas. Os compartimentos atendidos pelo sistema são: gerência, escritório, sala de computadores e recepção. O corredor é usado como retorno de ar. Todas as paredes são de tijolos comum com reboco em argamassa. O piso de concreto é assentado diretamente sobre o solo. A laje pré-moldada é termicamente isolada. As janelas usam vidro comum. Não há infiltração de ar nos períodos de funcionamento do equipamento. O ático é ventilado pelo ar externo à taxa de 2 trocas de ar por hora. A iluminação fluorescente dissipa 40 W/m² de área útil de piso (60 % radiante e 40 % convectivo). O número de ocupantes é estimado na razão de 7 m² de piso por ocupante, e realizam atividades moderadas onde cada um dissipa 95 W de calor sensível (20 % radiante e 80 % de convectivo) e 45 W de calor latente. O prédio funciona diariamente das 8 às 18 horas. A ventilação

é feita com 30 % de ar externo. As simulações foram realizadas para o dia 10 de janeiro usando um arquivo climático para Florianópolis – SC (27° latitude Sul e 48° longitude Oeste).

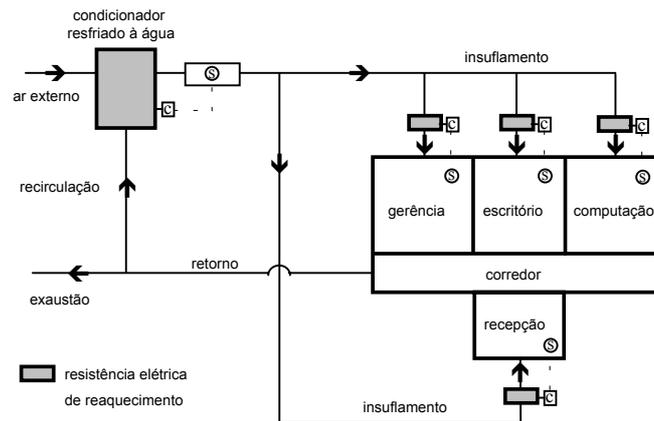


Figura 5. Sistema de climatização com vazão de ar constante e reaquecimento.

A vazão de ar insuflado em cada zona é determinada em função da sua carga térmica. O termostato mantém o condicionador ligado. Os controladores de reaquecimento das zonas 1 (sala de computação) e 2 (escritório) são do tipo PI e controlam as temperaturas em 22 ± 1 °C e 25 ± 1 °C, respectivamente. Nas zonas 5 (gerência) e 7 (recepção) são do tipo P e controlam as temperaturas em 25 ± 1 °C. A potência de 5 TR foi selecionada com base na carga térmica total da edificação. A capacidade máxima de cada resistência de reaquecimento é de 1,5 kW. O passo-de-tempo de simulação é de 60s na edificação e 5s nos equipamentos.

5. ANÁLISE DE RESULTADOS

A Figura (6) mostra as temperaturas de bulbo seco do ar de 7:00 às 19:00 horas. O condicionador funciona de 8:00 às 18:00 horas. O controle da temperatura é mais eficiente nas zonas que usam controladores PI (ganho proporcional = 0,75 kW/°C e ganho integral = 0,063 kW/s °C) do que nas que usam controladores P (ganho proporcional = 0,75 kW/°C), pois a ação integral reduz o *offset* (erro entre valor medido e valor desejado). Após as 15:00 horas a temperatura na zona 1 afasta-se um pouco do *setpoint* (valor desejado) pois a capacidade de resfriamento não é suficiente para fazer frente ao aumento da carga térmica. Todos os controladores mantêm a temperatura dentro da faixa desejada. A escolha de um controlador P ou PI depende de quão preciso deve ser o controle da temperatura, aliada a uma avaliação de compromisso entre os custos inicial e operacional.

Nos controladores P e PI o ganho proporcional é função de características estáticas do controlador; já o ganho integral é função de características dinâmicas. A Figura (7) mostra instabilidades nas temperaturas das zonas 1 e 2 associadas aos controladores PI (ganho proporcional = 0,75 kW/°C e ganho integral = 0,075 kW/s °C) com ganhos inadequados. As instabilidades aumentam com o aumento da temperatura do ar na entrada do condicionador em função do aumento na temperatura do ar externo de ventilação. De modo geral, o ajuste do controlador PI inicia com a seleção de um ganho proporcional; depois, o ganho integral passa por um ajuste fino até que se consiga uma resposta estável do sistema de controles. Isto evidencia a potencialidade do modelo na verificação da estabilidade de sistemas de controles em climatização.

A Figura (8) mostra os perfis de temperatura logo que o condicionador é ligado. Observa-se claramente a diferença existente entre os modos de atuação dos controladores P e PI com relação à manutenção das temperaturas do ar nos *setpoint* de cada zona. Nos controladores P ocorre sempre um *offset*, ou seja, uma diferença entre o valor da variável controlada e o seu valor desejado. Na zona 1, ocorre uma pequena elevação da temperatura do ar além do limite da faixa de temperatura

estabelecida, pois quando o aquecimento se inicia a capacidade de resfriamento, por alguns minutos, não é suficiente para compensá-lo.

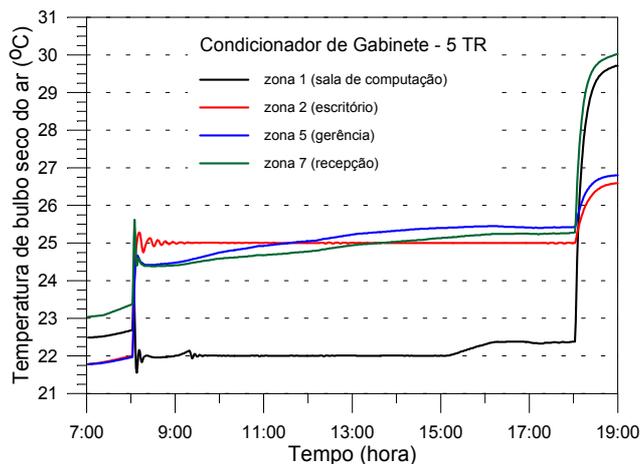


Figura 6. Temperatura de bulbo seco do ar em cada zona térmica atendida pelo sistema de climatização.

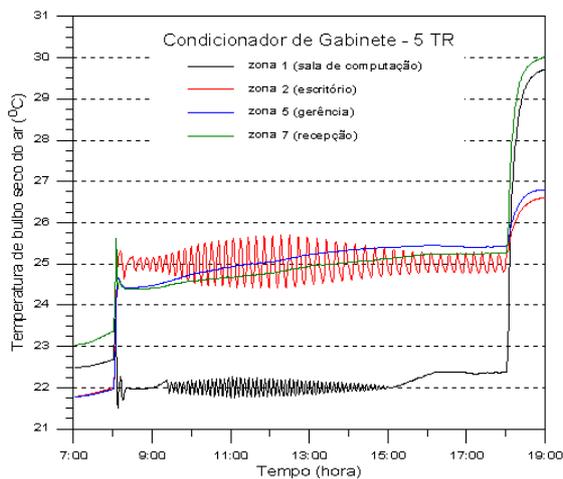


Figura 7. Temperaturas do ar nas zonas térmicas usando controladores PI com ganhos integrais inadequados.

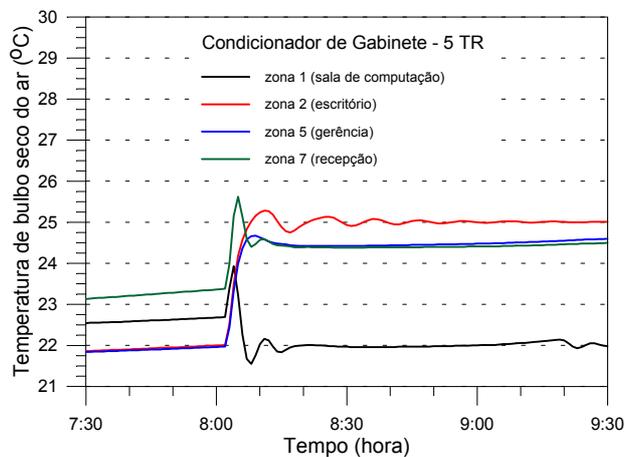


Figura 8. Temperaturas do ar nas zonas térmicas.

A Figura (9) mostra as taxas de extração de calor sensível nas zonas térmicas. Verifica-se que a maior taxa de extração ocorre na zona 1 e a menor na zona 7. Isto reflete o perfil de carga térmica existente em cada uma delas.

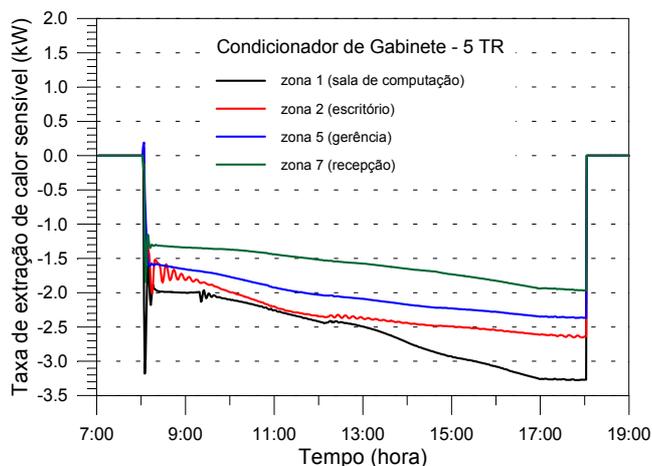


Figura 9. Taxas de extração de calor sensível nas zonas térmicas.

A Figura (10) mostra o calor liberado pelo aquecimento em cada zona térmica. No início do período de controle as capacidades máximas (1,5 kW) de aquecimento são utilizadas e depois vão diminuindo gradativamente. Após às 15:00 horas, a zona 1 não necessita mais de aquecimento. Os consumos de energia elétrica são: 5,73 kW-h na zona 1, 5,29 kW-h na zona 2, 6,78 kW-h na zona 5 e 8,29 kW-h na zona 7.

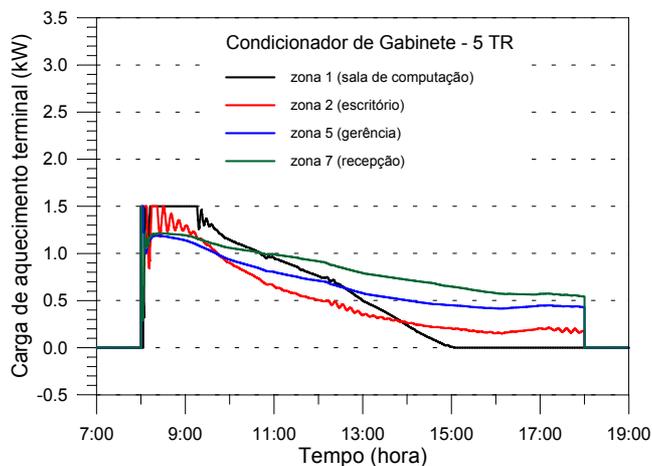


Figura 10. Carga de aquecimento usadas em cada zona.

A Figura (11) mostra a porcentagem prevista de insatisfeitos (PPD) em cada zona. Além da temperatura de bulbo seco, da umidade relativa do ar e da temperatura média radiante resultantes da simulação, esses valores foram calculados usando também os seguintes dados: 90 W/m² de taxa de atividade metabólica, 0,7 clo de resistência térmica da vestimenta e 0,15 m/s de velocidade relativa do ar. Nas zonas térmicas 1, 2 e 5, os valores do PPD são menores do que o máximo de 20%. Entretanto, na zona 7, a partir das 13:00 horas, o valor de PPD excede o máximo. Isto ocorre porque essa zona apresenta uma grande área envidraçada na face Norte, o que origina temperaturas radiantes médias elevadas, resultando em ambientes levemente quentes.

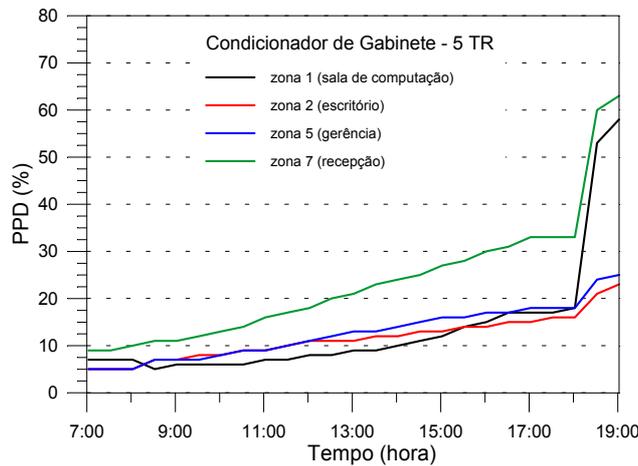


Figura 11. Porcentagem prevista de insatisfeitos nas zonas térmicas.

A Figura (12) mostra o consumo de energia elétrica no condicionador nas resistências de aquecimento e o total, no período das 8:00 às 18:00 horas. No condicionador o consumo mínimo de 5,25 kW-h ocorre às 9:00 horas e o máximo de 5,43 kW-h às 16:00 horas. Como o compressor do condicionador permanece ligado, não há influência do controle *on-off* sobre o seu consumo e as pequenas variações horárias observadas são decorrentes de mudanças nas condições do ar externo e do ar na entrada da serpentina. Nas resistências de aquecimento o máximo de 4,73 kW-h ocorre às 9:00 horas e o mínimo de 0,99 kW-h às 18:00 horas, ou seja, há uma redução à medida que a carga térmica do ambiente aumenta. O consumo do condicionador durante o período de controle foi cerca de 53,58 kW-h e das serpentinas de aquecimento de 23,35 kW-h. Isto corresponde, respectivamente, a 70 % e 30 % do consumo total de 76,93 kW-h.

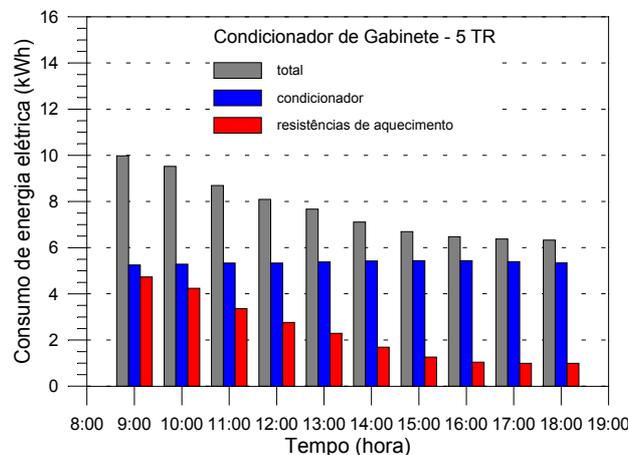


Figura 12. Consumo de energia elétrica no condicionador e nas resistências elétricas de aquecimento do sistema de climatização.

6. CONCLUSÕES

O modelo proposto representa adequadamente o comportamento dinâmico do condicionador de gabinete resfriado a água abordado neste trabalho. Ressalta-se que seu desempenho depende apenas da remoção de calor e da inércia térmica da serpentina de resfriamento. Este modelo, quando implementado no programa ESP-r, permite simular o comportamento dinâmico e integrado do sistema edificação, equipamentos e seus controles, além de estimar o consumo de energia no condicionador. A utilização do modelo é simples pois utiliza dados obtidos diretamente em catálogos de fabricantes.

7. REFERÊNCIAS

- Aasem, E. O., 1993, Practical simulation of buildings and air-conditioning systems in the transient domain, PhD Thesis, University of Strathclyde, Glasgow.
- Ashrae, 1996, Handbook of HVAC Systems and Equipment, Atlanta-GA.
- Bernier, M. A. . Cooling tower performance: theory and experiments. Ashrae Journal, April 1995. pg. 56-61.
- Brandemuehl, M. J. & Shauna, G. and Inger, A., 1993, HVAC 2 Toolkit: algorithms and subroutines for secondary HVAC system energy calculations, Georgia(USA), Ashrae.
- Corrêa, J. E., 1998, Análise dinâmica do comportamento integrado de edificações e sistemas de climatização, tese de doutorado, NRVA (Núcleo de pesquisa em refrigeração, ventilação e ar condicionado), Universidade Federal de Santa Catarina – SC, Brasil.
- Gosling, C. T., 1980, Applied air conditioning and refrigeration, London, Applied Science, 2ed.
- Moran, M. J. & Shapiro, H. N., 1992, Fundamentals of engineering thermodynamics, New York, John Wiley & Sons, 2ed.
- Popovic, P & Shapiro, H. N., 1995, A semi-empirical method for modeling a reciprocating compressor in refrigeration systems, Ashrae Transactions, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Parte 2, pp 367-362.
- Stoecker, W. F., 1989, Design of Thermal Systems, New York, McGraw-Hill Co.

DYNAMIC MODELING OF WATER-COOLED CONDENSERS FOR THE INTEGRATED SIMULATION OF EQUIPMENTS, BUILDINGS AND AIR CONDITIONING SYSTEMS

Jorge E. Corrêa

Universidade Federal do Pará, Centro Tecnológico, Depto. de Engenharia Mecânica
Cx. P. 8612 – 66075-970 – Belém, PA, Brasil.

jecorrea@ufpa.br

Cláudio Melo

Universidade Federal de Santa Catarina, Centro de Tecnologia, Depto. de Engenharia Mecânica
NRVA – Núcleo de pesquisa em

melo@nrva.ufsc.br

***Abstract.** This work is concerned with the dynamic modeling of self-contained air conditioning units. Units with water-cooled condenser is modeled. The ESP-r (Environmental System Performance - research) code, when coupled with this model, becomes capable of modeling the energy and fluid flow within combined building and plant systems, under typical operational brazilian conditions.*

***Keywords.** Simulation, Air-Conditioning, Self-Contained Units, Buildings, Energy.*