

SIMULAÇÃO INTEGRADA DE CONDICIONADORES DE AR TIPO GABINETE E EDIFICAÇÕES

JORGE E. CORRÊA (*), CEZAR O. R. NEGRÃO (**), C. MELO (**)

(*) Universidade Federal do Pará / Centro Tecnológico / Depto. de Engenharia Mecânica

(**) Universidade Federal de Santa Catarina / Depto. de Engenharia Mecânica / NRVA

(**) Caixa Postal 476 - 88040-900 - Florianópolis - SC- Brasil

Resumo. Neste trabalho apresenta-se um modelo dinâmico para condicionadores de ar do tipo gabinete (*Self-Contained*), com condensação a ar, de forma a permitir a simulação simultânea dos processos de transferência de calor e massa que ocorrem no sistema formado por edificação, equipamentos e controles. O ambiente computacional *ESP-r* (*Environmental System Performance – research*) foi escolhido para implementação do modelo, pois permite a simulação dinâmica dos fluxos de massa e energia. As potencialidades do modelo são demonstradas sob condições operacionais comumente encontradas no Brasil.

Palavras-chave: climatização, ar condicionado, simulação dinâmica, edificações.

1. INTRODUÇÃO

A energia consumida em edificações geralmente usa eletricidade, combustível fóssil ou energia solar. Na edificação, essa energia é transformada através dos sub-sistemas de iluminação, condicionamento de ar, entre outros, o que causa perdas por degradação. A conservação de energia em edificações pode se dar através de duas maneiras distintas, porém não excludentes: a primeira, pela redução da quantidade utilizada; a segunda, pela redução das perdas durante o processo de conversão. Projetos bem elaborados dos sub-sistemas consumidores, diretrizes que disciplinem o uso da energia e treinamento de pessoal de gerenciamento e manutenção são algumas maneiras de racionalizar o consumo de energia em edificações. Ações com o intuito de especificar materiais e métodos para projeto e construção de edificações, e de estabelecer exigências mínimas de desempenho para cada sub-sistema e para toda a edificação devem ser implementadas e avaliadas. Em resposta a esse novo paradigma, enfocando a importância da conservação de energia em todas as suas formas, surgiram os programas de simulação energética em edificações, que prevêem, ainda na fase de projeto, o desempenho térmico da edificação integrada aos seus sub-sistemas.

A instalação de climatização é um dos sub-sistemas da edificação que mais consome energia. No Brasil, o uso de condicionadores de ar do tipo gabinete (*Self-Contained*), em aplicações residenciais e comerciais de pequeno e médio porte, é muito difundido. Este trabalho, apresenta um modelo semi-empírico que permite a simulação integrada com a edificação, através do código computacional *ESP-r* (Clarke, 1985).

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 o 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 Fig. (1), o nó **i** representa a serpentina do condicionador e o nó **j** qualquer outro equipamento. Os balanços de energia e massa de ar seco e vapor d'água em **i**, num instante de tempo qualquer, fornecem:

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

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

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

onde c_{pa} é o calor específico do ar seco, c_{pv} o calor específico do vapor d'água, $R_{i,j}$ 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 taxa total de remoção de calor na serpentina, M_i a massa da serpentina, \bar{c}_i o calor específico médio da serpentina, t o tempo e \dot{m}_c a vazão mássica de condensado.

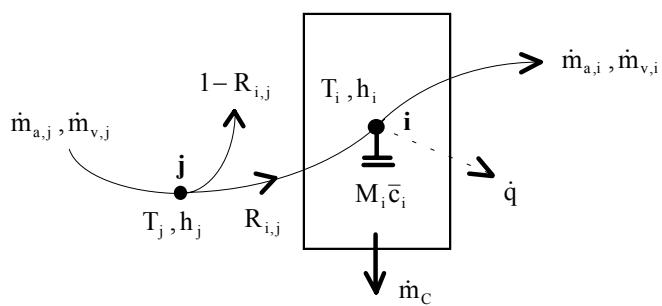


Figura 1. Esquema uninodal do modelo do condicionador de gabinete.

No modelo proposto, o ar deixa o condicionador saturado na temperatura T_i . As capacidades de resfriamento sensível e latente são obtidas por:

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

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

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 taxa de remoção de calor na Equação (1) é avaliada por um algoritmo independente que representa o desempenho do condicionador de ar. Maiores detalhes sobre modelos de equipamentos adequados ao ESP-r podem ser obtidos em Aasem (1993).

O desempenho dinâmico de um condicionador de gabinete, pode ser representado por um sistema linear de uma só constante de tempo, associada à sua massa. Para calcular a capacidade de resfriamento total há diversos modelos de condicionadores de ar, de natureza estacionária (Brandemuehl et al., 1993; Cecchini, 1991; Hittle, 1982; Jones, 1975). Entretanto, a maioria exige uma grande quantidade de dados de entrada, o que praticamente impede o seu uso por profissionais não envolvidos diretamente no seu desenvolvimento. O modelo semi-empírico apresentado por Brandemuehl (1993) usa dados de entrada obtidos diretamente de catálogos de fabricantes, e será utilizado como ponto de partida para estimar o desempenho do equipamento. Nesse modelo, a capacidade de resfriamento \dot{q} é normalizada em relação ao seu valor nominal \dot{q}_{nom} , dando origem às curvas de correção em função da temperatura de bulbo seco do ar externo (T_e) e da temperatura de bulbo úmido na entrada da serpentina de resfriamento (T_m). Os valores nominais são obtidos

através de testes realizados pelos fabricantes em condições padronizadas pelo *Air-Conditioning and Refrigeration Institute* (ARI, 1979). Normalmente, a vazão de ar através deste tipo de equipamento é constante, porém nem sempre igual a nominal. Quando há diferença torna-se necessário aplicar um fator de correção.

A Equação (6) representa a forma das curvas de correção, cujos coeficientes foram obtidos a partir de dados de catálogo de dois fabricantes nacionais, para capacidades correspondentes aos condicionadores de gabinete resfriados a ar de 5, 7, 10, 12, 15 e 20 TR.

$$\dot{q}/\dot{q}_{\text{nom}} = A_1 + A_2 T_e + A_3 T_e^2 + (A_4 + A_5 T_e + A_6 T_e^2) T_m + (A_7 + A_8 T_e + A_9 T_e^2) T_m^2 \quad (6)$$

A Figura (2) compara as previsões da Equação (6) com os valores de catálogos, evidenciando a existência de uma faixa máxima de erro relativo de $\pm 2\%$.

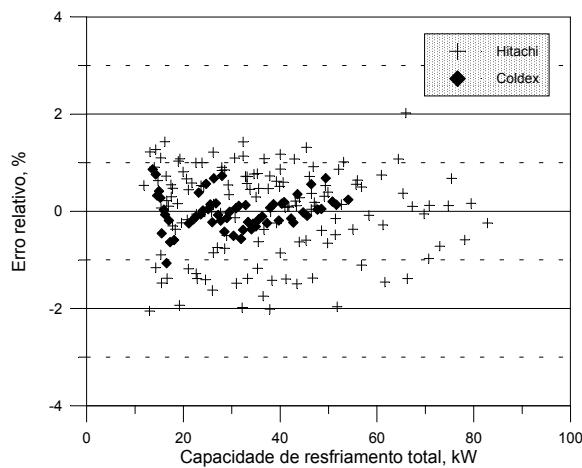


Figura 2. Desempenho da Equação (6) comparado aos valores de catálogo.

3. APLICAÇÃO E RESULTADOS

Para demonstrar as potencialidades do modelo proposto montou-se uma associação de equipamentos, controles e edificação, típica dos meses de verão (ver Figura (3)). A zona térmica possui um volume total de 450 m^3 . As paredes verticais são de tijolo comum com rebocos nas duas faces. O piso, de concreto comum, é assentado sobre o solo. A laje do forro é de concreto leve, com isolamento térmico na face superior. Existem cinco janelas de vidro comum, com dimensões $4,00 \times 1,20 \text{ m}$. A porta é do tipo vai-e-vem com duas folhas. O prédio comercial funciona diariamente das 8 às 18 horas. A taxa de infiltração de ar externo é $90 \text{ m}^3/\text{h}$ (ASHRAE, 1993). Da energia dissipada pela iluminação fluorescente, com potência de 10 W/m^2 de área útil de piso, 60 % é parcela radiante e 40 % convectiva. Cada ocupante libera 95 W de calor sensível, sendo 20 % por radiação e 80 % por convecção, além de 45 W de calor latente.

A rede de equipamentos é composta por um condicionador de gabinete de 5 TR resfriado a ar com dutos de insuflação e retorno. A ventilação corresponde a 25 % do ar insuflado. O sistema de controle, do tipo *on-off*, atua durante todo o tempo de ocupação da edificação. O sensor (S) avalia a temperatura do ar no interior da zona e o controlador (C) liga e desliga o condicionador. Admite-se que não existe atraso nos sinais de realimentação do sistema de controles, ou seja, o sensor e o controlador fornecem respostas instantâneas.

A simulação foi realizada para o dia 3 de Janeiro, utilizando um arquivo climático de verão para a cidade de Florianópolis-SC (latitude, 27° Sul; longitude, 48° Oeste). Como dados de entrada são fornecidos a massa (15 kg) e o calor específico (800 J/kg.K) da serpentina de resfriamento, a condutância global UA ($3,5 \text{ W/K}$), um parâmetro para selecionar o condicionador (5 TR) e a vazão de ar ($0,95 \text{ m}^3/\text{s}$). Como parâmetros internos do modelo são especificadas a capacidade de

resfriamento total nominal (W) e a vazão de ar nominal (m^3/s), ambos para a potência considerada. Os dados de saída incluem as capacidades de resfriamento total, sensível e latente (W), o fator de calor sensível e o fluxo mássico de condensado (kg/s). No processo de integração numérica das equações foram empregados incrementos de tempo de 60s para a edificação e de 4s para os equipamentos.

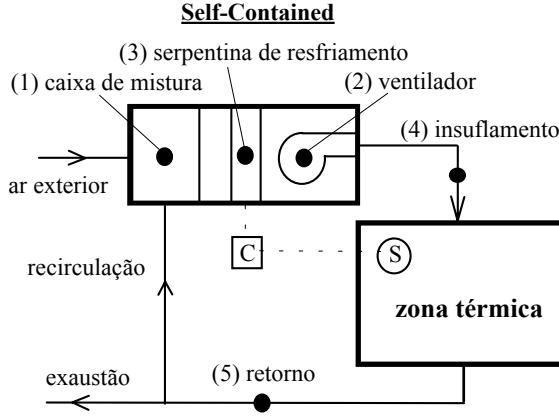


Figura 3. Esquema usado para a simulação.

A Figura (4) mostra as variações da taxa de remoção de calor sensível e da temperatura do ar no interior da zona, no período compreendido entre 7 e 19 horas. Às 8 horas o sistema de controle entra em operação. Desse momento em diante, quando a temperatura da zona térmica atinge $26^\circ C$ o condicionador liga, e, quando atinge $24^\circ C$, desliga. Os ciclos *on-off* persistem enquanto a capacidade do equipamento for suficiente para suprir a demanda de carga. Após 13 horas, a temperatura não alcança mais os $24^\circ C$ e o condicionador permanece continuamente ligado até as 18 horas, momento em que o sistema de controle interrompe a sua operação. No período em que o condicionador esteve continuamente ligado, a taxa de remoção de calor sensível atingiu um valor máximo de 12.483 W (3,5 TR) próximo de 17:30 horas.

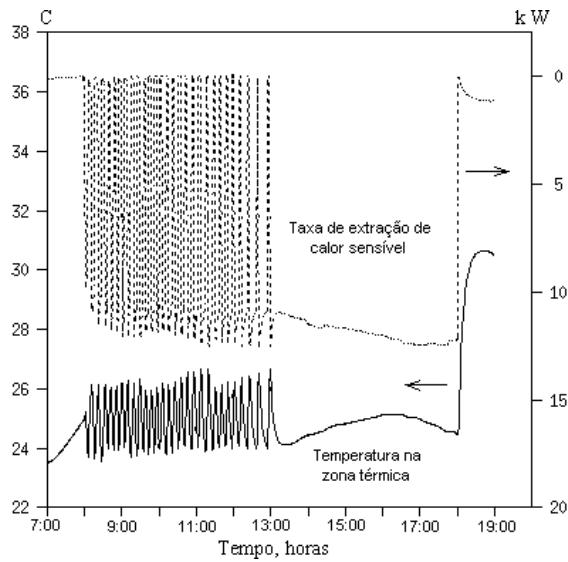


Figura 4. Taxa de remoção de calor sensível e temperatura do ar no interior da zona.

A Figura (5), mostra de forma ampliada, os resultados anteriores no período das 12 às 14 horas, onde ocorrem cerca de 5 ciclos *on-off*. Durante o ciclo *on-off*, a taxa de remoção de calor sensível atinge rapidamente seu valor máximo, poucos segundos depois que o condicionador é ligado. Daí

em diante, ocorre uma redução lenta na temperatura da zona, reduzindo sua diferença com relação à temperatura de insuflação, e, consequentemente, reduzindo a taxa de remoção de calor sensível. Se o condicionador é desligado (somente o compressor desliga, porém o ventilador de insuflação continua ligado), a temperatura de insuflação (temperatura do nó i ou do condicionador) tende a se igualar rapidamente à temperatura na caixa de mistura (ver Figuras (3) e (6)), determinada, em última análise, pela temperatura da zona térmica (70% de recirculação). Isto provoca redução no diferencial de temperatura entre a zona e a condição de insuflação, com reflexos sobre a taxa de remoção de calor sensível.

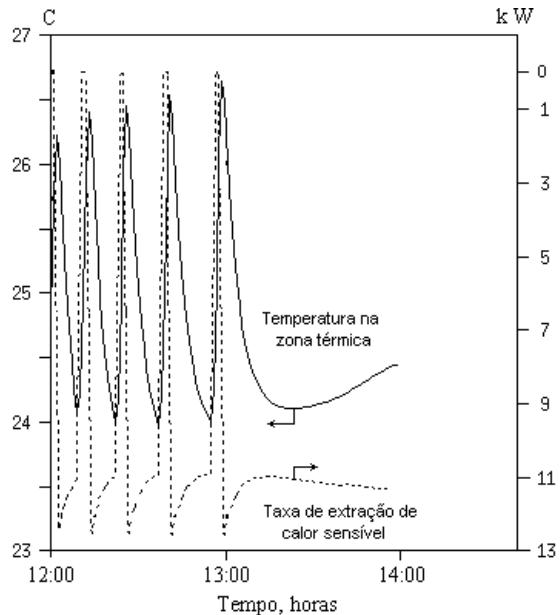


Figura 5. Taxa de remoção de calor sensível e temperatura do ar no interior da zona no período das 12 às 14 h.

A Figura (6) mostra a variação da temperatura do ar na caixa de mistura, na condição de insuflação e no interior da zona. Até às 8 horas, todas as temperaturas são praticamente iguais. Quando o condicionador é ligado, a temperatura na serpentina começa a baixar, causando uma redução das temperaturas de insuflação e do ar no interior da zona. De 8 às 13 horas ocorrem, em média, 6 ciclos *on-off* por hora. Porém, à medida que o tempo passa há uma redução na freqüência da ciclagem (vide também a Figura (5)), pois o condicionador deve se manter por mais tempo ligado para compensar o aumento na demanda de carga térmica. Próximo às 17:30 horas, a diferença entre as temperaturas de insuflação e da zona atinge um valor máximo, o que explica o ponto de máxima taxa de remoção de calor sensível, apresentado na Figura (4).

A Figura (7) mostra a variação da umidade absoluta do ar na caixa de mistura, na condição de insuflação e no interior da zona. Até 8 horas, as umidades absolutas são praticamente iguais. Durante o período de operação, o condicionador reduz a umidade absoluta da zona de 15 g_v/kg_a para cerca de 10 g_v/kg_a. De 8 até 8:30, a desumidificação é mais acentuada, pois maior parte do vapor d'água contido inicialmente no volume de ar da zona térmica está sendo retirado, juntamente com as cargas latentes do ar externo e dos ocupantes. No resto do período de ciclagem, a umidade absoluta média na zona térmica continua diminuindo. Essa tendência ocorre porque a única variável controlada na zona térmica é a temperatura. De 14:30 as 16:30, a umidade absoluta se mantém praticamente constante, devida ao aumento da carga latente decorrente do ar externo.

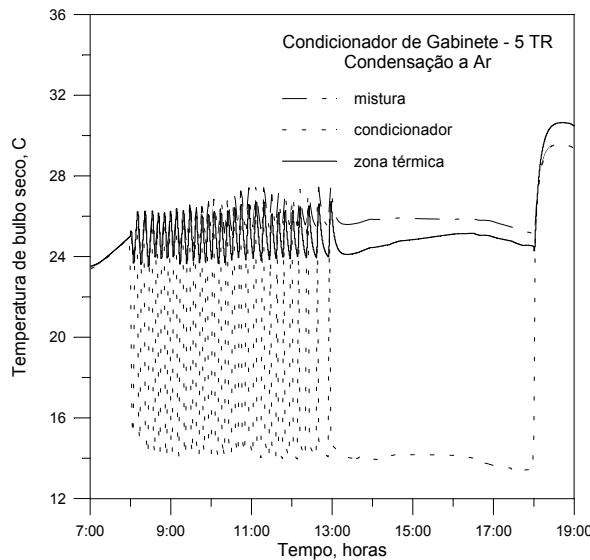


Figura 6. Temperatura do ar na caixa de mistura, na condição de insuflação e no interior da zona.

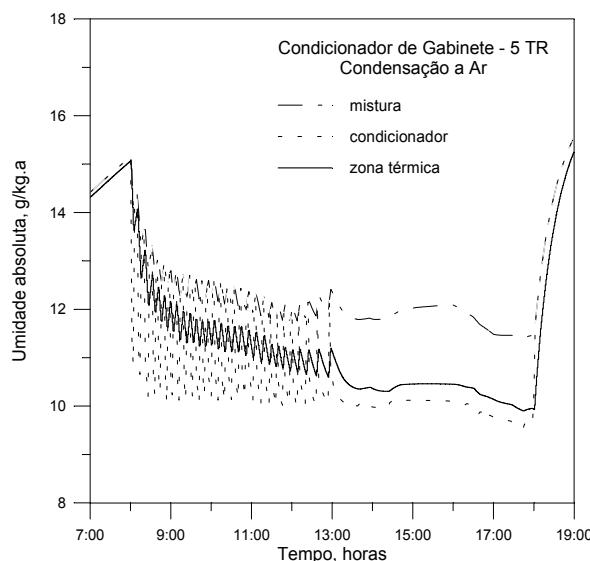


Figura 7 - Umidade absoluta do ar na caixa de mistura, na condição de insuflação
e no interior da zona

A Figura (8), mostra as capacidades de resfriamento total, sensível e latente do condicionador em dois ciclos *on-off* consecutivos. A condensação de vapor d'água do ar, em contato com a serpentina de resfriamento, inicia-se poucos segundos depois que o condicionador é ligado e cessa poucos segundos depois que este é desligado. Cada ciclo tem, em média, 9 a 10 minutos. Quando o condicionador é ligado a capacidade de resfriamento sensível aumenta gradualmente devido a inércia térmica da massa da serpentina (admite-se que o fluxo de refrigerante na serpentina ocorre instantaneamente com a ligação do compressor). Se a temperatura da superfície da serpentina se tornar inferior a temperatura de orvalho do ar na entrada do equipamento inicia-se um processo de desumidificação, o que dá origem a uma capacidade latente. Quando o condicionador é desligado a capacidade sensível diminui numa taxa menor que aquela associada ao início do período ligado, pois agora, como não existe fluxo de refrigerante, a temperatura da serpentina varia somente com a inércia térmica da sua própria massa em contato com o ar movimentado pelo ventilador de insuflação. As pequenas flutuações que podem ser observadas na Figura (8) são causadas por mudanças na temperatura de bulbo seco do ar externo que varia a cada 60s.

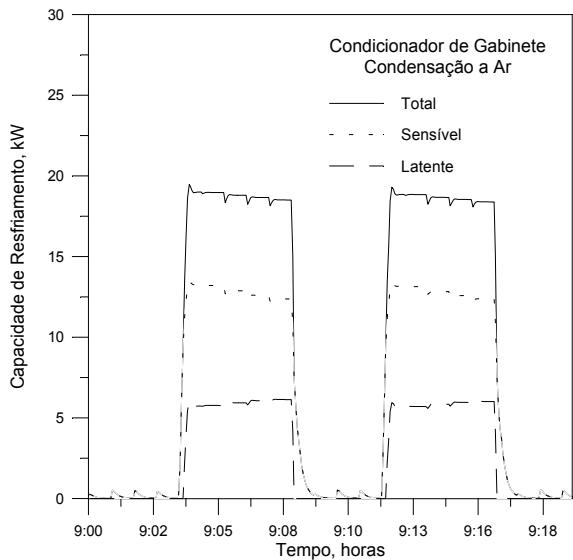


Figura 8 - Capacidades de resfriamento sensível, latente e total durante ciclos *on-off*

4. CONCLUSÕES

O modelo proposto representa razoavelmente bem o comportamento dinâmico de condicionadores de gabinete, com condensação ar, dos tipos considerados no presente trabalho. Deve ser ressaltado que seu comportamento dinâmico dependente apenas da inércia térmica da serpentina de resfriamento, não sendo considerados atrasos provocados por fontes de qualquer outra natureza. O modelo apresentado, quando implementado no programa ESP-r, permite simular simultaneamente o comportamento dinâmico do sistema formado pela edificação, equipamentos e controles. A utilização do modelo é simples pois exige dados de entrada retirados diretamente de catálogos de fabricantes. Outros condicionadores do mesmo tipo podem ser simulados, desde que os coeficientes da curva de correção sejam determinados adequadamente.

5. REFERÊNCIAS

- Aasem, E. O., "Practical simulation of buildings and air-conditioning systems in the transient domain", PhD Thesis, University of Strathclyde, Glasgow, 1993.
- ASHRAE, "Handbook of fundamentals", Atlanta-GA, 1993.
- ARI Standard 210-79, "Unitary air conditioning equipment", Air-Conditioning and Refrigeration Institute, 1979.
- Brandemuehl, M. J., Gabel, S., Andresen, I., "HVAC 2 Toolkit: Algorithms and subroutines for secondary HVAC system energy calculations", ASHRAE, 1993.
- Clarke, J.A., "Energy simulation in building design", Bristol, Adam Hilger Ltd, 1985.
- Cecchini, C., Marchal, D., "A simulation model of refrigerating and air-conditioning equipment based on experimental data", ASHRAE Transactions, 97(2), 1991.
- Hittle, D. C., "Algorithm for modelling a direct expansion air-cooled condensing unit", ASHRAE Transactions, 88(2), 1982.
- Jones, C. D., Crall, G. C., Sepsy, C. F., Jones, J. W., "Simulation and verification of a direct expansion refrigerant system", ASHRAE Transactions, 81(1), 1975.

Stoecker, W. F., "Design of thermal systems", New York, McGraw-Hill Co, 1989.

TITLE: INTEGRATED DYNAMIC ANALYSIS OF BUILDING AND AIR CONDITIONING UNITS

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

Keywords: Simulation, Air-Conditioning, Buildings, Energy.