

MERCOFRIO 2000 – CONGRESSO DE AR CONDICIONADO, REFRIGERAÇÃO, AQUECIMENTO E VENTILAÇÃO DO MERCOSUL

ANÁLISE COMPARATIVA DAS TAXAS TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO DO TIPO VOLUME DE AR CONSTANTE (CAV) E VOLUME DE AR VARIÁVEL (VAV) MULTIZONA OPERANDO EM CLIMA QUENTE E ÚMIDO

César A. G. Santos – gsantos@ufpa.br

Jorge E. Corrêa – jecorrea@amazon.com.br

Universidade Federal do Pará, Centro Tecnológico, Depto. de Engenharia Mecânica

Cx. P. 8612 – 66075-970 – Belém, PA, Brasil.

***Resumo.** Neste trabalho é feita uma análise comparativa entre os sistemas de climatização com volume de ar constante (CAV) e volume de ar variável (VAV) multizonas, usados para prover o conforto térmico em edificações. O programa computacional HVAC2KIT foi utilizado na simulação. Resultados de taxas de transferência de calor sensível e latente na serpentina de resfriamento e desumidificação, potência do ventilador de insuflamento, taxas de transferência de calor nas serpentinas aquecimento terminal foram obtidos e analisados para condições climáticas da cidade de Belém do Pará (1° 27' Lat. Sul, 48° 48' Long. Oeste), que apresenta clima tipicamente quente e úmido durante todo o ano.*

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

1. INTRODUÇÃO

Desde a última crise mundial do petróleo na década de 80, o aumento de preço da energia deixou claro para os fabricantes a necessidade de produzir equipamentos mais econômicos, caso desejassem manter e ampliar o mercado consumidor. O consumo de energia, que já era um fator importante na tomada de decisão sobre investimentos em ar condicionado, tornou-se então crítico, quer para edifícios novos ou na revitalização de sistemas já instalados (Peixoto *et al.*, 1990). Segundo Andrade (1994), a economia de energia em sistemas de ar condicionado para conforto pode ser obtida pela redução das cargas térmicas no ambiente condicionado, instalação de equipamentos mais sensíveis às condições do ar externo e cargas térmicas, e uso de fontes alternativas de energia (solar, eólica, etc) como auxiliares. Assim, o presente artigo compara o desempenho dos sistemas multizonas CAV (*Constant Air Volume*) e VAV (*Variable Air Volume*), visando identificar tendências do potencial de economia de energia que é possível obter pelo uso de cada um deles.

2. SISTEMAS MULTIZONA

O sistema CAV (*Constant Air Volume*) multizona é mostrado na Fig. 1. Para reduzir a carga na serpentina de resfriamento e desumidificação (SRD) uma porcentagem grande da vazão de ar insuflado é recirculado e misturado com ar externo de ventilação. O ventilador mantém a vazão de ar constante. O sensor do termostato S, na saída do ventilador, mantém a temperatura do ar em torno de 13 °C; geralmente é suficiente para atender as exigências de

temperatura de todas as zonas em sistemas para conforto. Antes de ser insuflado o ar passa por uma serpentina de aquecimento (SA), que é acionada pelo termostato da zona térmica correspondente, para controlar a temperatura de insuflamento do ar caso a carga térmica atinja um valor parcial muito baixo, impedindo que a temperatura desejada naquela zona térmica seja mantida. Este sistema é extremamente sensível às variações das condições do ar externo e da carga térmica, proporcionando um excelente controle da temperatura em cada zona térmica.

O sistema VAV (*Variable Air Volume*) multizona apresenta um esquema bastante semelhante ao CAV, como pode ser visto na Fig. 2. A diferença marcante é que o termostato de cada zona térmica controla não só uma serpentina de aquecimento como um registro de controle de vazão de ar em cada zona. A vazão de ar no ventilador é reduzida de acordo com a carga parcial. Entretanto, a vazão mínima de ar insuflado deve satisfazer às exigências de renovação de ar em cada zona térmica. Por isso, ao atingir essa vazão mínima, sem que a

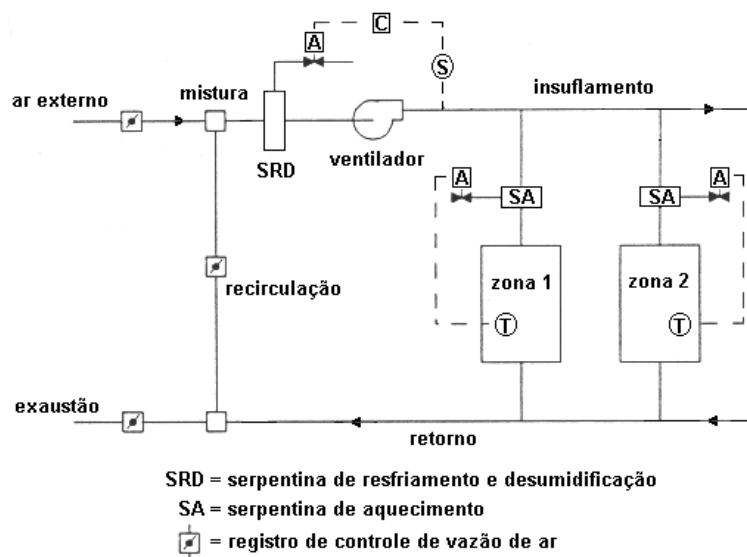


Figura 1 – Esquema do sistema de vazão de ar constante (CAV) multizona.

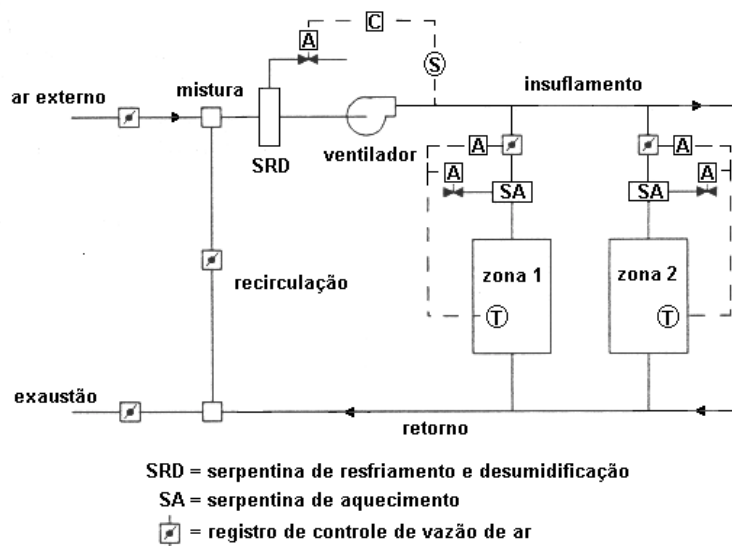


Figura 2 – Esquema do sistema de vazão de ar variável (VAV) multizona.

temperatura desejada na zona térmica seja mantida, o termostato aciona a serpentina de aquecimento para controlar a temperatura de insuflamento.

3. METODOLOGIA

Para a realizar a análise foi utilizado o programa computacional *HVAC2KIT* (Brandemuehl *et al.*, 1993) que realiza simulações de equipamentos e sistemas de condicionamento de ar em regime permanente. Os sistemas em questão serão simulados hora-a-hora, entre 8:00 e 18:00 horas de um dia de projeto. Na zona 1, a temperatura é mantida a 25 °C (*setpoint*) e na zona 2 a 22 °C (*setpoint*); em ambas, a umidade relativa é mantida em 60%. Para que a comparação seja válida, as condições de projeto e as cargas térmicas sensível e latente em cada zona térmica devem ser idênticas em cada hora de simulação. As cargas térmicas latentes em cada zona são constantes e iguais a 7,5 kW na zona 1 e 5 kW na zona 2. A Tabela 1 apresenta os dados usados nas simulações dos sistemas CAV e VAV, em cada hora de um dia de projeto em Belém do Pará.

Tabela 1. Dados de entrada de simulação em cada hora do dia de projeto.

Hora do dia	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
T_{AE} (°C)	24,1	25,4	26,9	28,6	30,2	31,4	32,2	32,5	32,2	31,5	30,4
W_{AE} (g _v /kg _a)	15,6	16,4	17,0	18,7	20,7	21,7	22,7	22,7	22,7	21,7	20,7
CS 1 (kW)	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
CS 2 (kW)	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
CS1 e CS 2 = carga térmica sensível na zonas 1 e 2;											
T_{AE} , W_{AE} = temperatura de bulbo seco e umidade absoluta do ar externo.											

Do mesmo modo que existem razões de conforto térmico que implicam numa determinada condição de insuflamento, as exigências de qualidade do ar interior determinam que a quantidade de ar insuflado contenha certa porcentagem ar externo. Para o sistema CAV, em situações de operação sob cargas parciais, se $T_{AE} > setpoint$ tem-se 20% de ar externo e 80% recirculado; se $T_{AE} < setpoint$ a vazão de ar insuflado é 100% de ar externo. No sistema VAV, uma vazão mínima de ar insuflado é especificada para não comprometer a ventilação das zonas e, acima dessa vazão, tem-se 20 % de ar externo.

4. RESULTADOS

A Figura 3 mostra as taxas de extração de calor sensível na serpentina de resfriamento e desumidificação entre 8:00 e 18:00 horas, para os sistemas CAV e VAV. Em ambos há um aumento desses valores ao longo do dia, porém, em cada hora considerada os valores correspondentes ao CAV são sempre maiores. Observa-se que no início do dia a diferença é de 30 kW, e ao longo do dia esta diferença vai diminuindo e atinge 3,9 kW às 18 horas. Além disso, observa-se que no sistema CAV existe uma dependência significativa da taxa de extração de calor sensível na serpentina com relação à temperatura de bulbo seco do ar externo; ambos atingem um máximo por volta das 15:00 horas. No sistema VAV, essa dependência não ocorre, pois mesmo com a temperatura de bulbo seco do ar externo diminuindo a taxa de extração continua crescendo.

A Figura 4 mostra a extração de calor latente na serpentina de resfriamento e desumidificação. Aqui, tal como acontece com o calor sensível, os valores crescem ao longo do dia e os correspondentes ao CAV são sempre maiores. No início do dia a diferença é de 18

kW e no final cai para 3 kW. Entretanto, tanto no sistema CAV como no VAV existe uma forte dependência das taxas de extração de calor latente com a umidade absoluta do ar externo.

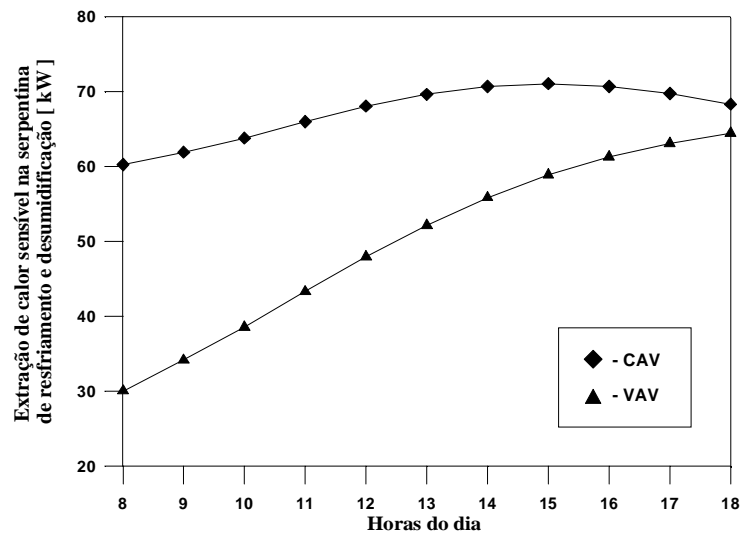


Figura 3 – Taxa de extração de calor sensível na serpentina de resfriamento e desumidificação.

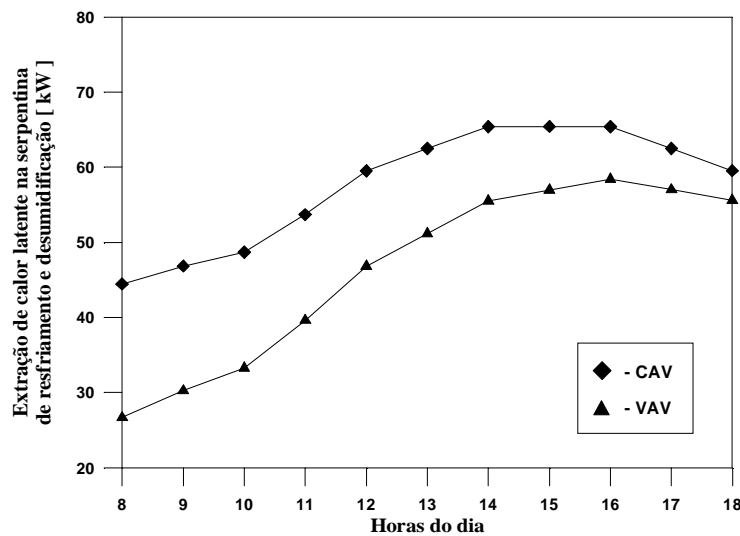


Figura 4 – Taxa de extração de calor latente na serpentina de resfriamento e desumidificação.

A Figura 5 mostra liberação de calor sensível nas serpentinas de aquecimento dos sistemas CAV e VAV. No sistema VAV, não há necessidade de aquecimento terminal em nenhuma condição de operação. No sistema CAV, a adição de calor diminui ao longo do dia, variando entre 20 kW às 8:00 horas até praticamente zero às 18:00 horas. Essa redução ocorre porque há um aumento gradativo das cargas sensíveis nas zonas térmicas, diminuindo assim o aquecimento artificial exigido. Essa adição de calor é indesejável, visto que provocará um aumento da taxa extração de calor sensível na serpentina de resfriamento e desumidificação e do consumo de energia nos aquecedores.

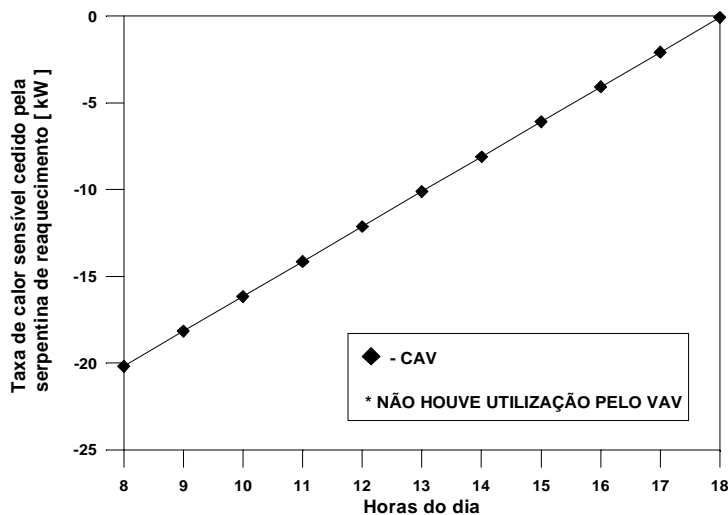


Figura 5 – Adição de calor sensível da serpentina de aquecimento.

A Figura 6 mostra a potência do ventilador de insuflamento. No sistema VAV, o aumento na potência do ventilador acompanha o aumento das cargas térmicas nas zonas em função do aumento gradual da vazão de ar insuflado. Por outro lado, como o sistema CAV opera com a vazão de ar constante praticamente não ocorrem alterações na potência do ventilador. Em cargas parciais baixas, como acontece, por exemplo, às 8:00 horas, a potência do ventilador no sistema CAV pode ser 4 vezes maior do que no VAV. Apesar do aumento de consumo observado no sistema VAV, este não atinge o mesmo consumo do CAV, mesmo em cargas parciais elevadas ou de pico.

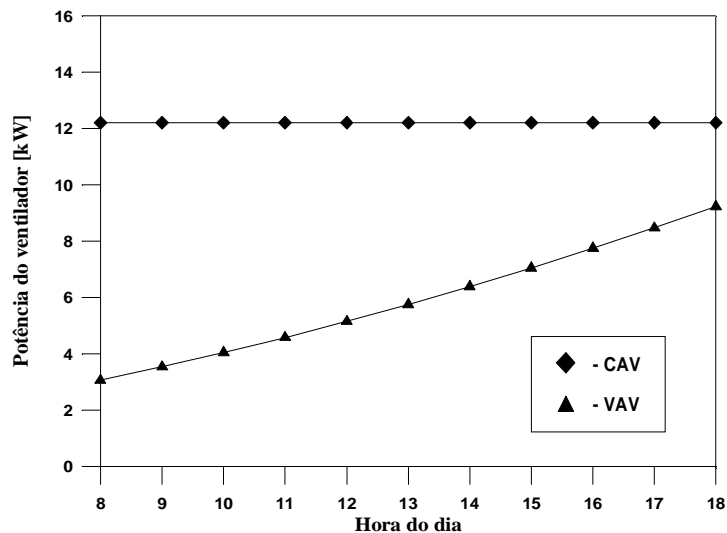


Figura 6 – Potência do ventilador de insuflamento.

5. CONCLUSÕES

Tanto na extração de calor sensível como na de calor latente, o sistema VAV ajusta-se melhor às variações de carga térmica e às mudanças nas condições de temperatura e umidade

absoluta do ar externo. Em consequência, o sistema VAV necessita de menor capacidade de resfriamento total do que o sistema CAV, em condições de operação semelhantes.

A possibilidade de variar a vazão de ar insuflado até um valor mínimo estabelecido, possibilitou que no sistema VAV não fosse acionada a serpentina de aquecimento, enquanto que no CAV a adição de calor artificial atingiu 20 kW nas menores cargas parciais. Esse mesmo fato é o responsável pela menor potência exigida para acionar o ventilador do sistema VAV, que apesar do aumento gradativo não se equipara à exigida pelo sistema CAV.

Essa combinação de fatores permite afirmar que o consumo de energia em sistemas VAV operando em climas quentes e úmidos é menor do que o CAV equivalente, e ainda, que nas condições operacionais consideradas o uso de serpentinas de aquecimento no sistema VAV causou um custo de aquisição desnecessário.

REFERÊNCIAS

- Andrade, J.A., Economia de Energia em Sistemas de Climatização com Arrefecimento Gratuito. III Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste - Belém – PA – Brasil, 1994.
- Ashrae, 1996, Handbook of HVAC Systems and Equipment, Atlanta-GA.
- 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.
- Peixoto, R.A. ; Paiva, M.A.; Chin, C.C.; Cespedes, J.F.P., Modelagem e Simulação Matemática de Sistemas Centrais de Ar Condicionado Visando a Análise e Previsão do Consumo de Energia. III Encontro Nacional de Ciências Térmicas, Itapema – SC – Brasil, 1990.
- Brandemuehl, M.J., Algorithms and Subroutines for Secondary HVAC System Energy Calculations. Edited by ASHRAE, Atlanta – USA, 1993.
- Dados Climatológicos da Cidade de Belém do Pará . INMET - Instituto Nacional de Meteorologia.
- Stoecker, W.; Jones, J.W. , Refrigeração e Ar Condicionado. Ed. McGraw Hill, São Paulo – Brasil, 1985.
- Schmitz, D., Wall, W. and Smith, D., 1992, 2–D Graphic System (Grapher version 1.06), Golden Software, Inc., Colorado.
- Stoecker, W. F., 1989, Design of Thermal Systems, New York, McGraw-Hill Co.