

ANÁLISE TÉRMICA E ECONÔMICA DE TROCADORES DE CALOR AR/ÁGUA EM GABINETES PARA ACONDICIONAMENTO DE EQUIPAMENTOS ELETRÔNICOS SOB CONDIÇÕES AMBIENTAIS VARIADAS

J. V. C. Vargas – jvargas@demec.ufpr.br

M. C. Campos – mccampos@demec.ufpr.br

M. R. Errera – errera@demec.ufpr.br

Universidade Federal do Paraná, Departamento de Engenharia Mecânica
Cx. P. 19011 – 81531-990 – Curitiba, PR, Brasil

Resumo. Neste trabalho, um estudo experimental comparativo entre dois sistemas de trocadores de calor, ar/ar e ar/água é conduzido. Os sistemas foram instalados em um gabinete experimental de referência que condiciona vários elementos internos geradores de calor. A finalidade dos trocadores de calor é a retirada de calor do ambiente interno do gabinete, de modo que os equipamentos eletrônicos nele instalados possam operar abaixo de um nível máximo de temperatura pré-especificado. O estudo consiste na apresentação de um novo sistema de trocadores de calor ar/água, um estudo comparativo entre os resultados experimentais obtidos com o sistema proposto e com um sistema convencional ar/ar, e uma análise do consumo mensal de energia e água do equipamento testado. Em geral, o gabinete de referência operando com o novo sistema apresentou uma temperatura média interna de estabilização sempre significativamente inferior a temperatura média do mesmo gabinete operando com o sistema tradicional ar/ar. Outro aspecto positivo é que, diferentemente do sistema ar/ar, o novo sistema ar/água independe das condições ambientais externas, uma vez que sua performance depende somente da temperatura da água de abastecimento local.

Palavras-chave: Medições de temperatura, condutância térmica

1. INTRODUÇÃO

No campo de Transferência de Calor, o estudo de técnicas de resfriamento de equipamentos eletrônicos está consolidado atualmente, como um problema fundamental e um ramo bastante ativo de pesquisa nos últimos anos (Peterson e Ortega, 1990; Bar-Cohen e Kraus, 1990). A necessidade de redução de tamanho em pacotes eletrônicos caracteriza o ineditismo, o que motiva a pesquisa, uma vez que o aumento da transferência de calor deve ser alcançado sob uma condição de restrição de volume. O objetivo é a montagem da máxima quantidade de circuitos possível (i.e., máxima geração de calor) em um dado espaço, onde os eletrônicos estão circundados por um fluido (refrigerante), tal que a

máxima temperatura atingida por um certo ponto no espaço (ponto quente) não exceda um nível admissível. Consequentemente, o projeto de um pacote eletrônico bom e confiável (e.g., mínimo tamanho e baixo custo) é bastante desafiador.

O aumento de transferência de calor sob uma restrição de volume oferece uma oportunidade de otimização, i.e., pode ser possível variar a disposição dos componentes tal que a taxa total de geração de calor possa ser aumentada. Esta oportunidade foi investigada em estudos fundamentais anteriores de técnicas de resfriamento eletrônico. O mais simples destes resultados fundamentais se refere ao espaçamento ótimo entre dois componentes adjacentes, como parte de um grande número de componentes montados em um espaço fixo. Bar-Cohen e Rosehow (1984) investigaram o resfriamento por convecção natural de placas lisas verticais, reportando o espaçamento ótimo entre elas. O mesmo problema foi também analisado por Bejan (1984), Kim et al. (1991) e Anand et al. (1992). O espaçamento ótimo entre cilindros horizontais circulares em convecção natural foi reportado por Bejan et al. (1995). A literatura técnica apresenta resultados também para o espaçamento ótimo entre placas lisas paralelas (Bejan e Sciubba, 1992; Mereu et al., 1993; Bejan e Morega, 1994; Morega et al., 1995), placas com fontes de calor protuberantes (Morega e Bejan, 1994), cilindros circulares ou pinos montados em um espaço fixo (Stanescu et al., 1996; Bejan, 1995) e placas alternadas (Fowler et al., 1997). Estes trabalhos demonstram, portanto, que muito tem sido estudado quanto a otimização geométrica dos componentes no interior do pacote eletrônico. No entanto, estudos da utilização de recursos auxiliares para a retirada de calor do ambiente controlado não são abundantes na literatura, apesar de se constituírem em prática industrial comum na atualidade. Um exemplo destes recursos é a utilização de materiais em mudança de fase para o gerenciamento térmico de pacotes eletrônicos (O'Connor e Weber, 1997), onde é feita a retirada do calor do pacote eletrônico por meio do processo de mudança de fase sólido-líquido por um material especial que tenha sua temperatura de fusão próxima da temperatura de operação desejada para o ambiente controlado, observando que as aplicações devem ser restritas a casos onde o pacote eletrônico esteja submetido a um ambiente externo de comportamento cíclico (ganho e perda de energia), que permita a resolidificação do material durante a fase de perda de energia (e.g., satélites em órbita terrestre). O recurso mais comum, no entanto, é a utilização de trocadores de calor ar/ar acoplados ao pacote eletrônico (NILKO, 1999). No volume interno do trocador de calor é montada uma matriz metálica onde ocorre efetivamente a troca de calor, entre as correntes de ar interna e externa, sem que haja mistura entre as duas, garantindo a não contaminação do ar interno.

A mudança de conceito no gerenciamento de redes de telecomunicações, e.g. telefonia ou TV a cabo, de um pequeno número de grandes unidades com pessoal técnico e administrativo, para um grande número de unidades pequenas sem a necessidade de pessoal, é hoje uma tendência mundial. As unidades pequenas e sem pessoal são gabinetes contendo somente equipamentos eletrônicos, estrategicamente distribuídas na área a ser servida pela rede. Os gabinetes trabalham independentemente e estão sujeitos às condições climáticas da área, portanto eles devem proteger os equipamentos contra todas as adversidades e, mais do que isso, proporcionar as condições de temperatura e de umidade relativa requeridas pelos eletrônicos alojados em seu interior, para operação adequada. O equipamento eletrônico dentro dos gabinetes é muito diversificado em forma, consistência e composição, e.g., fios, baterias, transmissores, etc.

Neste estudo, foi concebida e estudada experimentalmente, a viabilidade de utilização de um sistema de trocadores de calor ar/água para a retirada de calor de um gabinete de referência que acondiciona vários elementos internos geradores de calor. O gabinete utilizado é o mesmo gabinete onde foram testados anteriormente, trocadores de calor de alumínio ar/ar (NILKO, 1999), de forma que os resultados com o equipamento ora proposto puderam ser comparados com os resultados dos trocadores de calor ar/ar, sob as mesmas condições de operação. Inicialmente desenvolve-se: i) a concepção do equipamento proposto, dividido em módulos (ventilador-trocador de calor), o que permite o uso individual ou em associação em série e/ou paralelo; ii) uma análise térmica e econômica para determinação da energia retirada pelo equipamento, consumo de água e energia elétrica para acionamento de ventiladores. A seguir, apresenta-se: i) descrição da montagem dos equipamentos no interior do gabinete de referência; ii) resultados experimentais obtidos; iii) comparação de resultados entre os trocadores de calor ar/água e os trocadores de calor ar/ar, e iv) análise de consumo mensal de energia elétrica e água do equipamento testado.

2. CONCEPÇÃO E ANÁLISE TÉRMICA E ECONÔMICA

A Figura 1 (esquerda) mostra um aspecto frontal do gabinete referência construído no Laboratório de Máquinas Hidráulicas da UFPR, com o equipamento proposto montado em seu interior. O gabinete é o mesmo que também foi utilizado para os testes dos trocadores de calor ar/ar (NILKO, 1999). As dimensões internas do gabinete de referência são 1,03 m x 0,35 m x 2,11 m.

Um esquema interno do gabinete referência é visto na Fig. 1 (direita), mostrando os dois trocadores de calor ar/água e os dois ventiladores para a circulação do ar interno. Desta maneira, observa-se a concepção modular do projeto. Cada módulo consiste em um conjunto ventilador-trocador de calor, que pode ser associado em série e/ou em paralelo, de acordo com o desejo do projetista. Esta concepção visa permitir a montagem do equipamento em qualquer gabinete, de acordo com o tamanho, forma e necessidade de retirada de energia. Um módulo é caracterizado por um ventilador e um trocador de calor, conforme mostra a Fig. 1 (direita).

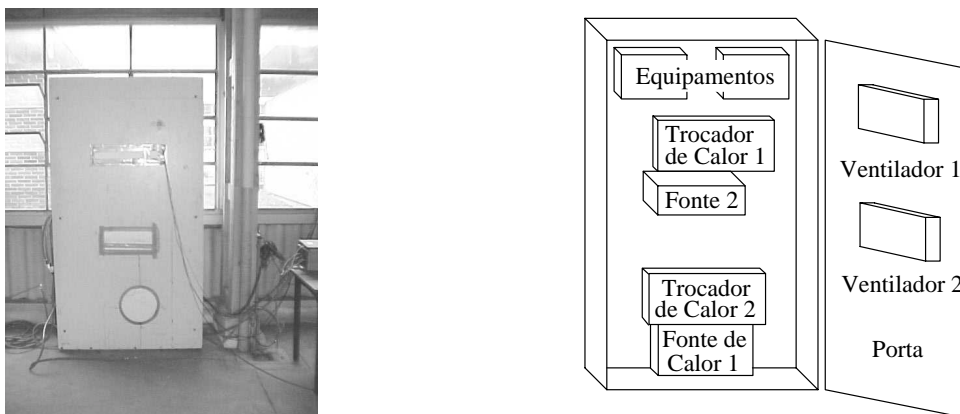


Figura 1 - Aspecto frontal do gabinete de referência com o novo sistema ar/água (esquerda) e Esquema interno do gabinete de referência com o sistema ar/água (direita).

O princípio de funcionamento do equipamento proposto consiste na circulação de água a baixa temperatura, proveniente de um reservatório frio, através do interior dos tubos de um trocador de calor de tubos aletados, o que proporciona um aumento da área de troca de calor. O ventilador provoca a circulação forçada do ar interno através das aletas e lado externo dos tubos do trocador de calor. O efeito resultante é o resfriamento da corrente de ar interno.

A análise está subdividida em uma parte termodinâmica, consistindo na avaliação do desempenho termodinâmico do trocador de calor e uma parte econômica, consistindo na determinação dos custos mensais de operação do equipamento, no que se refere a consumo de energia elétrica e de água de resfriamento.

A análise termodinâmica se inicia com a determinação do fluxo de calor retirado pelo trocador de calor. O fluxo de calor retirado por cada módulo é determinado pela primeira lei da Termodinâmica:

$$\dot{Q}_{\text{ret}} = \dot{m}_{\text{ag}} \times c_{\text{p,ag}} \times (T_s - T_e) \quad (1)$$

onde: \dot{Q}_{ret} - fluxo de calor retirado [W]

\dot{m}_{ag} - vazão mássica de água [kg/s]

$c_{\text{p,ag}}$ - calor específico da água a pressão constante [J/(kg.K)]

T_s - temperatura da água na saída do trocador de calor [K]

T_e - temperatura da água na entrada do trocador de calor [K]

A seguir, pode-se determinar a condutância térmica do trocador de calor ar/água [W/K], a partir do fluxo de calor retirado, através de

$$UA = \frac{\dot{Q}_{\text{ret}}}{\bar{T}_{\text{ar}} - T_{\infty}} \quad (2)$$

onde: UA – condutância térmica do trocador de calor [W/K]

\bar{T}_{ar} - temperatura média do ar no interior do gabinete [K]

T_{∞} - temperatura do ar ambiente externo ao gabinete [K]

Desta maneira, pode-se especificar o trocador de calor ar/água, em termos de sua condutância térmica [W/K], de maneira análoga aos trocadores de calor ar/ar (NILKO, 1999).

A análise econômica se inicia com a determinação do custo total de consumo de energia elétrica pelos ventiladores, C_{EI} (reais), num determinado intervalo de tempo, t (horas), a partir do custo do kWh de energia elétrica, C_{kWh} [reais/kWh], na região de utilização:

$$C_{\text{EI}} = C_{\text{kWh}} \times t \times \dot{Q}_{\text{vent}} \times 10^{-3} \quad (3)$$

onde: \dot{Q}_{vent} - potência consumida pelo ventilador [W]

O custo total de água consumida pelo trocador de calor, $C_{t,ag}$ (reais), é determinado a partir do volume total de água consumida num determinado intervalo de tempo, t (horas), e do preço do m^3 de água, C_{ag} (reais/ m^3), na região de utilização:

$$C_{t,ag} = \frac{\dot{m}_{ag}}{\rho_{ag}} \times t \times 3600 \times C_{ag} \quad (4)$$

onde: ρ_{ag} - densidade da água [kg/m^3]

O custo total em reais do consumo da instalação, em um determinado intervalo de tempo, t (por exemplo, mensal), C_{total} , é dado por

$$C_{total} = C_{El} + C_{t,ag} \quad (5)$$

3. EXPERIMENTOS E RESULTADOS

Para a avaliação do desempenho do equipamento proposto, foram concebidos três experimentos: a) apenas um conjunto ventilador/trocador de calor, com uma vazão de água $\dot{m}_{ag} = 0.08$ kg/s; b) apenas um conjunto ventilador/trocador de calor, com uma vazão de água $\dot{m}_{ag} = 0.07$ kg/s, e c) dois conjuntos ventilador/trocador de calor, com uma vazão de água $\dot{m}_{ag} = 0.08$ kg/s. A Figura 1 (direita) mostra a disposição dos trocadores de calor no interior do gabinete referência para o caso “c”. Para os casos “a” e “b”, foram montados apenas o ventilador e o trocador de calor na parte superior do gabinete. As dimensões do trocador de calor superior são 0,5 m x 0,33 m x 0,11 m com tubos de cobre de 0,01m de diâmetro, e do trocador de calor inferior são 0,5 m x 0,38 m x 0,08 m com tubos de cobre de 0,008 m de diâmetro.

A Fig. 2 (esquerda) mostra o detalhe da tubulação de alimentação de água para os trocadores de calor, a partir de uma torneira comum de parede. Esta tubulação é conectada a uma torneira de alimentação de água, conforme mostra a Fig. 2 (esquerda), onde é feita a fixação de um termistor para a medição de temperatura da água que sai da torneira.

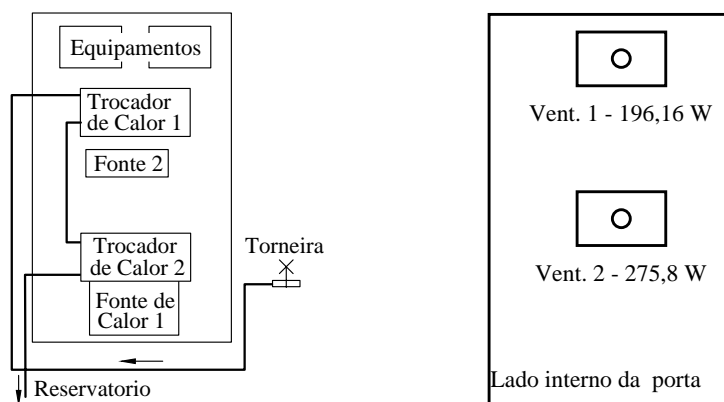


Figura 2 - Detalhe da tubulação de alimentação de água para os trocadores de calor (esquerda) e Posicionamento dos ventiladores de circulação do ar interno (direita).

Na Fig. 2 (esquerda) verifica-se o posicionamento do trocador de calor superior, imediatamente acima da segunda fonte de calor no interior do gabinete, com o trocador de calor inferior posicionado imediatamente a frente da primeira fonte de calor. A Fig. 2 (direita) mostra um aspecto da montagem dos ventiladores de circulação do ar interno na porta de fechamento do gabinete.

O sistema foi montado de forma que a água de resfriamento entrava no primeiro trocador de calor, sendo que a saída do primeiro trocador de calor foi conectada à entrada do segundo trocador de calor (associação em série). A água aquecida, ao sair do segundo trocador de calor foi lançada em um reservatório, não sendo reutilizada nos experimentos deste trabalho, uma vez que o objetivo principal foi o de verificar a viabilidade de utilização de água como fluido de trabalho no resfriamento de gabinetes. No entanto, no caso de implementação do sistema, considera-se mandatório a reutilização da água.

As medições de temperatura foram realizadas em tempo real por um sistema de aquisição de dados computacional. A duração dos experimentos foi a necessária para que em cada caso fosse atingido o regime permanente (temperaturas constantes) por pelo menos 1 hora. Nos experimentos realizados, a duração média total foi de 4 horas.

A Tabela 1 apresenta um resumo dos resultados obtidos em regime permanente para os experimentos com os trocadores de calor ar-água, calculando-se o calor retirado a partir das medições realizadas e da Eq. (1). Todos os experimentos foram conduzidos para uma potência gerada internamente de 1219,7 W , portanto, com uma potência total, \dot{Q}_{tot} , dissipada igual a potência do(s) ventilador(es) mais a potência gerada. A diferença entre a potência total dissipada, \dot{Q}_{tot} , e o calor retirado pelo(s) trocador(es) de calor é o calor perdido pelo isolamento das paredes do gabinete, \dot{Q}_{iso} .

A Tabela 2 apresenta um resumo dos resultados obtidos em regime permanente para o trocador de calor ar/ar (NILKO, 1999), de 90 W/K, operando no mesmo gabinete referência para o valor de potência gerada internamente de 1219,7 W , portanto, com uma potência total, \dot{Q}_{tot} , dissipada igual a potência de um ventilador mais a potência gerada.

Nas Tabelas 1 e 2, as colunas T_{si} , T_{ci} e T_{ii} representam as temperaturas internas medidas nas partes superior, central e inferior do gabinete referência, respectivamente. Em ambas as tabelas, a coluna \bar{T}_{ar} mostra a média aritmética dessas três temperaturas. Adota-se, portanto, neste trabalho, a temperatura média no interior do gabinete, \bar{T}_{ar} , como o parâmetro de comparação de desempenho entre os dois sistemas (ar/ar e ar/água) operando no mesmo gabinete, nas mesmas condições de geração interna de calor, i.e., um total de 1219,7 W nos três experimentos com o sistema ar/água.

A mesma geração de calor foi utilizada nos três experimentos com o trocador de calor ar/ar sendo que a temperatura de entrada do ar externo, T_{ee} , foi ajustada para 19,9 °C, 30,2 °C e 37,3 °C, nos casos 1, 2 e 3, respectivamente. A situação mais favorável no trocador de calor ar/ar é a da linha 1 da Tabela 2, onde a temperatura de entrada do ar externo, T_{ee} , foi de 19,9 °C. Desta maneira, escolheu-se esta situação de melhor desempenho do trocador de calor ar/ar de 90 W/K (NILKO, 1999), para comparação com o novo sistema ar/água.

A temperatura interna média, \bar{T}_{ar} , no gabinete operando com o trocador de calor ar/ar estabilizou em 47 °C , no caso 1. Nos três experimentos realizados com trocadores de calor ar/água, conforme descrito na Tabela 1, a temperatura interna média de estabilização foi de 37,7 °C, 38,9 °C e 30,4 °C, nos experimentos “a”, “b” e “c”, respectivamente. Nos

experimentos “a” e “b” utilizou-se apenas um conjunto ventilador-trocador de calor ar/água, sendo a vazão de água $\dot{m}_{ag} = 0,08 \text{ kg/s}$, no caso “a” e $\dot{m}_{ag} = 0,07 \text{ kg/s}$ no caso “b”. No experimento “c” foram utilizados dois conjuntos ventilador-trocador de calor ar/água, sendo a vazão de água $\dot{m}_{ag} = 0,08 \text{ kg/s}$. Os ganhos na temperatura média interior foram de 9,3 °C, 8,1 °C e 16,6 °C nos casos “a”, “b” e “c”, respectivamente, em relação ao gabinete operando com o trocador de calor ar/ar.

Tabela 1. Resultados dos trocadores de calor ar/água.

	T_{si}	T_{ci}	T_{ii}	\bar{T}_{ar}	$T_s - T_e$	$\bar{T}_{ar} - T_{\infty}$	\dot{m}_{ag}	\dot{Q}_{ret}	\dot{Q}_{vent}	\dot{Q}_{tot}	\dot{Q}_{iso}
	°C	°C	°C	°C	K	K	kg/s	W	W	W	W
a	35,1	35,9	41,9	37,7	3,9	14,1	0,08	1288,8	196,2	1415,9	127,1
b	36,2	37,2	43,4	38,9	4,2	14,3	0,07	1280,0	196,2	1415,9	135,9
c	28,9	30,3	31,9	30,4	4,6	11,9	0,08	1616,8	471,9	1691,9	75,1

Tabela 2. Resultados dos trocadores de calor ar/ar (1,06 m x 0,47 m x 0,1 m).

	T_{si}	T_{ci}	T_{ii}	\bar{T}_{ar}	T_{ee}	$T_s - T_e$	\dot{m}_{ar}	\dot{Q}_{ret}	\dot{Q}_{vent}	\dot{Q}_{tot}	\dot{Q}_{iso}
	°C	°C	°C	°C	°C	K	kg/s	W	W	W	W
1	43,0	45,5	52,5	47,0	19,9	10,8	0,119	1294	78	1297,7	3,7
2	46,0	48,2	54,5	49,6	30,2	9,6	0,114	1098	78	1297,7	199,7
3	51,0	54,8	60,6	55,5	37,3	9,0	0,111	1000	78	1297,7	297,7

A condutância térmica dos trocadores de calor ar/água calculada a partir da equação (2) foi de 90 W/K e 135 W/K, para um e dois conjuntos ventilador/trocador de calor, respectivamente.

A Figura 3 mostra um sumário gráfico do experimento “c”, realizado com dois módulos ventilador-trocador de calor ar/água. A duração total do ensaio foi de 4 horas e 30 minutos, tendo o sistema estabilizado com cerca de 2 horas e trinta minutos de operação. Durante este intervalo a temperatura da água da torneira manteve-se praticamente constante em 18,1 °C.

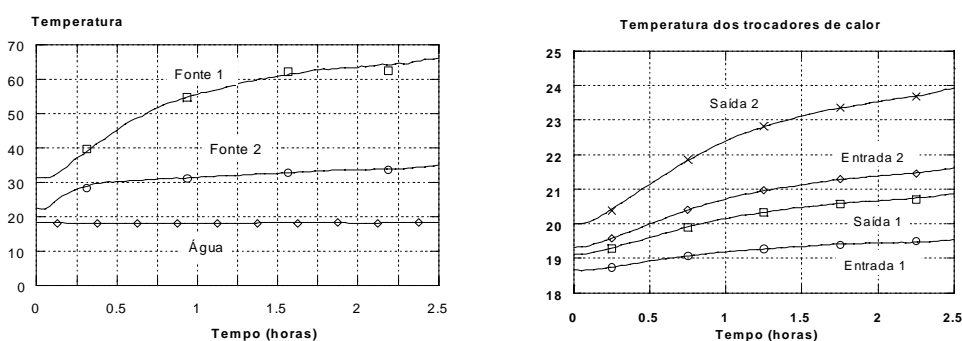


Figura 3 - Sumário gráfico do experimento “c”, realizado com dois conjuntos ventilador-trocador de calor ar/água.

As medições de temperatura foram realizadas utilizando termistores de alta precisão do tipo YSI 44004 (resistência de 2250 Ω @ 25 °C). Os termistores foram calibrados em

laboratório para a determinação do limite “bias”, a partir da medição de temperaturas conhecidas. O maior desvio padrão dessas medidas foi de 0,0005 °C, portanto, o limite bias foi imposto como $\pm 0,001$ °C, que está de acordo com o limite bias obtido para os mesmos termistores por Howle et al. (1992) e Dally et al. (1993). O limite de precisão foi computado como duas vezes o desvio padrão de três repetições dos experimentos. O maior valor foi de $\pm 2,1$ °C, tomado como incerteza máxima das medições. Esta análise valida as medições reportadas nas Tabelas 1 e 2.

A seguir, estima-se o consumo mensal total do novo sistema ar/água. Para tanto, selecionou-se o sistema do experimento “c”, que contém dois módulos ventilador-trocador de calor ar/água, portanto, com o maior consumo entre os casos testados. O consumo mensal (30 dias de operação contínua) de energia elétrica, calculado a partir da equação (3) e das tarifas da COPEL (Companhia Paranaense de Energia), a base de R\$ 0,14817 por kWh, foi de $C_{El} = R\$ 50,35$. O consumo mensal de água de resfriamento (30 dias de operação contínua), calculado a partir da equação (4) e das tarifas industriais da SANEPAR (Companhia de Saneamento do Paraná), cada 10 m³ a R\$ 16,19 + R\$ 1,80/m³ excedente a 10 m³, foi $C_{t,ag} = R\$ 371,44$.

O custo mensal total para a operação da instalação, calculado a partir da equação (5) foi $C_{total} = R\$ 421,79$.

Para efeitos comparativos de custo, ao utilizar-se, por exemplo, um ar condicionado de 20000 Btu/h, na mesma instalação, o custo mensal total (30 dias de operação contínua) é de R\$ 625,80 para o consumo de energia elétrica, utilizando as tarifas da COPEL (Companhia Paranaense de Energia).

O custo mensal total de R\$ 421,79 do novo sistema ar/água, foi calculado para as condições mais adversas imagináveis, i.e., utilizando uma vazão de água, $\dot{m}_{ag} = 0,08$ kg/s, que corresponde a uma torneira totalmente aberta. Nestas condições, o gabinete dissipava 1219,7 W de calor gerado internamente, mais 417,96 W de potência de 2 ventiladores instalados internamente e ainda assim, a temperatura média interna em regime permanente foi de apenas 30,4 °C. Como não é necessário que a temperatura média interna seja tão baixa, para o perfeito funcionamento dos equipamentos eletrônicos, a vazão poderá certamente ser reduzida a menos da metade do valor utilizado, conseqüentemente reduzindo igualmente o custo mensal total para menos de R\$ 200,00. A vazão de água poderá ser ajustada em laboratório para um mínimo valor necessário para que a temperatura média interna permaneça num patamar aceitável. Outro aspecto a ser considerado é o dimensionamento apropriado dos ventiladores e trocadores de calor ar/água. Nestes experimentos, foram utilizados equipamentos disponíveis em laboratório, apenas para demonstrar a viabilidade de utilização do sistema ar/água. É importante ressaltar que dimensionando os ventiladores e trocadores de calor ar/água para a aplicação específica, o custo mensal total de operação do sistema ar/água seria grandemente reduzido.

Finalizando esta análise de custos, ressalta-se que não foi considerada nesta análise econômica, a possibilidade (concreta) de aproveitamento da água utilizada, ainda limpa, para consumo próprio, ou retorno para o sistema público de abastecimento de água. Caso o sistema ar/água vá ser implementado, considera-se mandatário que estes aspectos sejam considerados, o que reduziria os custos de operação a somente o consumo de energia elétrica dos ventiladores, na prática.

4. CONCLUSÕES

Neste trabalho, um novo sistema de retirada de calor de gabinetes para acondicionamento de equipamentos eletrônicos foi concebido, proposto e estudado experimentalmente como um melhoramento introduzido sobre um sistema comercial convencional. Os resultados dos testes experimentais foram comparados aos resultados dos testes experimentais de um trocador de calor de alumínio ar/ar de 90 W/K (NILKO, 1999), operando no mesmo gabinete de referência, em condições de teste idênticas.

As principais conclusões deste estudo são: i) a temperatura média interna do gabinete operando com o novo sistema ar/água foi sempre significativamente inferior à temperatura média interna do gabinete operando com o trocador de calor ar/ar, nos três experimentos realizados em laboratório; ii) uma análise econômica estimou os custos mensais totais da nova instalação, demonstrando a viabilidade de aplicação do novo sistema; iii) o novo sistema ar/água tem potencial para aplicação imediata em gabinetes para acondicionamento de equipamentos eletrônicos, tendo tido excelente desempenho nos testes realizados em laboratório, e iv) diferentemente do sistema ar/ar, o novo sistema ar/água independe das condições ambientais externas (por exemplo, ar externo a alta temperatura), uma vez que depende somente da temperatura da água de abastecimento no local, geralmente em torno de 20 °C (em Curitiba, 15 °C) em qualquer parte do país. O sistema pode, portanto, ser utilizado mesmo nas condições mais adversas de ar ambiente externo e insolação, esperando-se desempenho semelhante ao mostrado nos testes experimentais deste trabalho.

REFERENCES

- Anand, N. K.; Kim, S. H. & Fletcher, L. S., 1992, The effect of plate spacing on free convection between heated parallel plates, *J. Heat Transfer*, vol. 114, pp. 515-518.
- Bar-Cohen, A. & Rohsenow, W. M., 1984, Thermally optimum spacing of vertical, natural convection cooled, parallel plates, *J. Heat Transfer*, vol. 106, pp.116-123.
- Bar-Cohen, A. & Kraus, A. D., 1990, *Advances in Thermal Modeling of Electronic Components and Systems*, ASME Press, New York, Vol. 2.
- Bejan, A., 1984, *Convection Heat Transfer*, Wiley, New York, p. 157, Problem 11.
- Bejan, A.; Fowler, A. J. & Stanescu, G., 1995, The optimal spacing between horizontal cylinders in a fixed volume cooled by natural convection, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 38, pp. 2047-2055.
- Bejan, A. & Sciubba, E., 1992, The optimal spacing of parallel plates cooled by forced convection, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, vol. 35, pp. 3259-3264.
- Bejan, A. & Morega, A. M., 1994, The optimal spacing of a stack of plates cooled by turbulent forced convection, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, vol. 37, pp. 1045-1048.
- Bejan, A., 1995, The optimal spacing for cylinders in crossflow forced convection, *Journal of Heat Transfer*, vol. 117, pp. 767-770.
- Dally, J. W., Riley, W. F. & McConnell, K. G., 1993, *Instrumentation for Engineering Measurements*, Wiley, New York, p. 425.
- Fowler, A. J., Ledezma, G. A. & Bejan, A., 1997, Optimal geometric arrangement of staggered plates in forced convection, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, vol. 40, No. 8, pp. 1795-1805.

- Howle, L., Georgiadis, J. & Behringer, R., 1992, Shadowgraphic visualization of natural convection in rectangular-grid porous layers, ASME HTD, vol. 206-1, pp. 17-24.
- Kim, S. H., Anand, N. K. & Fletcher, L. S., 1991, Free convection between series of vertical parallel plates with embedded line heat sources, J. Heat Transfer, vol. 113, pp. 108-115.
- Mereu, S., Sciubba, E. & Bejan, A., 1993, The optimal cooling of a stack of heat generating boards with fixed pressure drop, flowrate or pumping power, Int. J. of Heat and Mass Transfer, vol. 37, pp. 3677-3686.
- Morega, A. M., Bejan, A. & Lee, S. W., 1995, Free stream cooling of a stack of parallel plates, Int. J. of Heat and Mass Transfer, vol. 38, pp. 519-531.
- Morega, A. M. & Bejan, A., 1994, Optimal spacing of parallel boards with discrete heat sources cooled by laminar forced convection, Numerical Heat Transfer, A, vol. 25, pp. 373-392.
- NILKO Metalurgia Ltda, 1999, <http://www.nilko.com.br>.
- O'Connor, J. P. & Weber, R. M., 1997, Thermal management of electronic packages using solid-to-liquid phase change techniques, Proceedings of the Int. Systems Packaging Symposium, December 2-5, San Diego, CA, pp. 72-80.
- Peterson, G. P. & Ortega, A., 1990, Thermal control of electronic equipment and devices, Adv. Heat Transfer, Vol. 20, pp. 181-314.
- Stanescu, G., Fowler, A. J. and Bejan, A., 1996, The optimal spacing of cylinders in free-Stream cross-flow forced convection, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 39, pp. 311-317.

THERMAL AND ECONOMIC ANALYSIS OF AIR/WATER HEAT EXCHANGERS IN CABINETS FOR PACKING ELECTRONIC EQUIPMENT UNDER VARIABLE ENVIROMENTAL CONDITIONS

Abstract. *In this work, a comparative study is conducted experimentally, between two heat exchanger systems, air/air and air/water, mounted in a reference experimental cabinet that houses several internal elements that generate heat. The function of the heat exchangers is to extract heat from the cabinet internal ambient, such that the electronic equipment may operate below a pre-specified maximum temperature level. The study consists of introducing a novel system of air/water heat exchangers, a thermal and economic analysis, a comparison between the experimental results obtained with the proposed system and a conventional air/air system, and an analysis of the monthly consumption of energy and water of the tested equipment. In general, the reference cabinet operating with the new system showed a steady-state internal average temperature significantly lower than the same cabinet operating with the traditional air/air system. Another positive aspect is that, differently from the air/air system, the new air/water system is independent of the external environmental conditions, since the performance depends only on the local supplying water temperature.*

Keywords. *Temperature measurements, Thermal conductance*