

AUTORIZO A REPRODUÇÃO E DIVULGAÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE
TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO,
PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento
da Informação do Serviço de Biblioteca – EESC/USP

F866a Freitas, Juliano Ormeneze de
Análise do processo de refrigeração de uma central de
processamento de dados utilizando microcanais / Juliano
Ormeneze de Freitas; orientador Gherhardt Ribastski. --
São Carlos, 2010.

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em
Engenharia Mecatrônica) -- Escola de Engenharia de São
Carlos da Universidade de São Paulo, 2010.

1. Refrigeração. 2. Transferência de calor.
I. Título.

FOLHA DE AVALIAÇÃO

Candidato(s): Juliano Ormenezes de Freitas

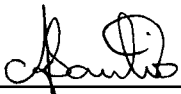
Título: Análise e comparação dos processos de refrigeração de uma central de processamento de dados utilizando concionadores de ar e microcanais

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Escola de Engenharia de São Carlos da
Universidade de São Paulo
Curso de Engenharia Mecatrônica

BANCA EXAMINADORA

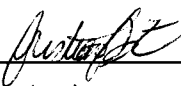
Prof. Dr. Antonio Moreira dos Santos

Nota atribuída: 6,0 (seis)


(assinatura)

Doutorando Cristiano Bigonha Tibiriçá

Nota atribuída: 6,0 (seis)


(assinatura)

Prof. (orientador) Gherhardt Ribatski

Nota atribuída: 6,0 (seis)


(assinatura)

Média: SEIS (6,0)

Resultado: APROVADO

Data: 17/11/2010

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

TRABALHO DE CONCLUSÃO DO CURSO DE
ENGENHARIA MECATRÔNICA

ANÁLISE DO PROCESSO DE REFRIGERAÇÃO DE UMA
CENTRAL DE PROCESSAMENTO DE DADOS UTILIZANDO
MICROCANAIS

Aluno: JULIANO ORMENEZE DE FREITAS – 5653492

Orientador: GHERHARDT RIBATSKI

ÍNDICE

1 – Resumo.....	2
2 – Lista de Símbolos.....	3
3 – Introdução.....	5
4 – Objetivos.....	7
5 – Métodos de resolução.....	8
6 – Resultados.....	13
7 – Conclusões.....	22
8 – Bibliografia.....	24

1 – RESUMO: Análise do processo de refrigeração de uma central de processamento de dados utilizando microcanais

Este trabalho de conclusão de curso tem por objetivo propor e analisar um novo processo de refrigeração para uma central de processamento de dados. Foi feita uma análise do processo de refrigeração por dissipadores de calor baseados em microcanais que seria utilizado juntamente com os condicionadores de ar

Para a análise do processo de refrigeração da central de processamento de dados por microcanais, foram utilizados dados reais de uma central de processamento de dados presente na Escola de Engenharia de São Carlos, da USP. A central utilizada foi a Seção Técnica de Informática (STI) e foram obtidos dados como dimensões da central, dissipação de calor dos racks de processamento, os quais permitiram a comparação dos gastos de instalação, eficiência do processo de troca de calor citado.

O método utilizado foi o balanço de energia através da primeira lei da termodinâmica e concluiu-se que o novo processo atenderia às expectativas, além de ser totalmente viável.

2 – LISTA DE SÍMBOLOS

Q = taxa de transferência de calor;

W = trabalho de eixo presente no volume de controle;

$\dot{m}_a$ = vazão mássica da água;

u = energia interna do volume de controle;

ρ = densidade do fluido em questão;

V = velocidade do fluido;

g = aceleração gravitacional do local;

z = altura do fluido;

h = entalpia do fluido na região analisada;

T_s = temperatura de entrada do fluido;

T_e = temperatura de saída do fluido;

μ = viscosidade dinâmica da água;

D_h = diâmetro hidráulico do tubo;

A_f = área da seção transversal molhada;

P_m perímetro molhado;

A_{tub} = área da tubulação;

V_{fluxo} = velocidade do fluxo no tubo;

L = comprimento do tubo;

k_i = coeficiente de perda localizada na região i ;

H_{man} = vazão manométrica;

H_g = altura geométrica da tubulação;

η_b = rendimento da bomba;

η_m = rendimento do motor;

P_{motor} = potência do motor;

P_{bomba} = potência da bomba;

$E_{\text{elétrica_anual}}$ = energia elétrica gasta anualmente em kwh;

$t_{\text{funcionamento_no_ano}}$ = tempo de funcionamento no ano;

G_{anual} = gasto anual em reais.

3 – INTRODUÇÃO

A evolução dos microprocessadores e o crescimento da necessidade de equipamentos cada vez mais eficientes têm sido notados cada vez mais claramente nos últimos anos. É evidente na sociedade atual a necessidade de computadores com capacidades de processamento superiores.

O incremento da velocidade de processamento tem encontrado como principal barreira a dissipação do calor gerado. A tecnologia do resfriamento através de microcanais tem sido pesquisada como alternativa para dissipar estas elevadas taxas de calor, por exemplo, no Laboratório de Refrigeração da Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos.

Dissipadores de calor constituídos de microcanais podem ser utilizados para elevadas pressões, possuem uma grande área de contato por quantidade de fluido e apresentam coeficientes de transferência de calor por convecção, h , superiores aos demais processos de convecção.

Atualmente, o sistema mais utilizado nas centrais de processamento de dados é através de condicionamento e insuflamento de ar, pois apresenta simples instalação e manutenção. Entretanto, deve-se fazer uma comparação mais detalhada entre o processo usualmente utilizado e um sistema de microcanais, pois bons resultados têm sido obtidos em dissipadores que utilizam estas técnicas.

Além disso, a refrigeração de microprocessadores utilizando líquido reduz as resistências térmicas relacionadas à transferência de calor por condução e convecção,

aumentando a eficiência da refrigeração das centrais de processamento de dados, eliminando a necessidade de grandes *chillers*. Centrais de processamento de dados que utilizam jatos de água, por exemplo, reduzem os custos de energia efetiva pela metade se comparadas com as centrais que utilizam condicionadores de ar. [1].

Reduzir a resistência térmica é um grande passo para aumentar a eficiência da refrigeração. Tipicamente, trocadores com microcanais fornecem resistências térmicas da ordem de $0,1\text{W/K}$, a uma perda de carga inferior a $0,4\text{ bar}$ e à vazão de $2,5\text{ L/min}$ por chip (área de 3cm^2). Daí o grande interesse nos processos de refrigeração baseados em microcanais [2].

4 – OBJETIVOS

Os principais objetivos deste trabalho são:

- Analisar a possibilidade de trocar o sistema de refrigeração do STI por um sistema constituído de microcanais;
- Analisar a eficiência das trocas de calor que ocorrem em um processo de refrigeração com dissipadores de calor constituídos de microcanais com fluidos monofásicos;
- Verificar a viabilidade de instalação de tal processo;

5 – MÉTODOS DE RESOLUÇÃO

Dadas as características da central de processamento de dados juntamente com as de seus racks de processamento, foi possível dimensionar o dissipador de calor de microcanais.

Inicialmente, foi obtida a potência máxima dissipada por cada microprocessador utilizado dentro da sala da central. Tal valor foi encontrado no *datasheet* do microprocessador de modelo E8600, da *Intel*. Desta maneira, encontrou-se também a temperatura máxima permitida para a operação do microprocessador sem que ele seja danificado.

A análise energética foi feita através da aplicação da primeira lei da termodinâmica, ou seja, realizando-se o balanço de energias no processo de troca de calor entre os microcanais e o microprocessador, adotando como volume de controle, o volume de fluido contido em um microcanal, ou seja, o volume que envolve um microcanal.

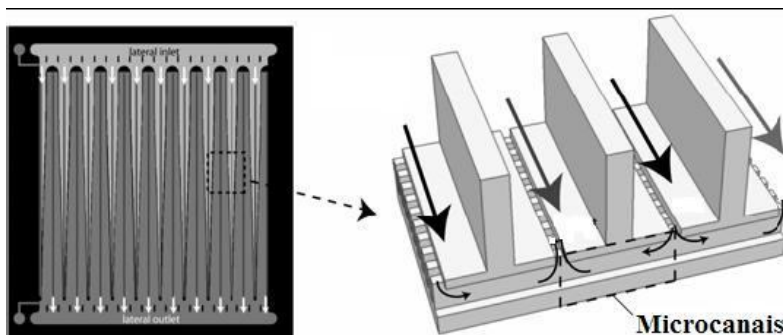


Fig.1 – Esquema amplificado do dissipador de calor por microcanais

A geometria do dissipador constituído de microcanais tem como uma de suas principais características, o número de microcanais utilizados, fato que depende da taxa de calor a ser dissipada e da área de contato do microprocessador. A partir destes dois parâmetros, escolheu-se um número N de microcanais, levando em conta a equivalência dos sistemas térmicos com os elétricos quanto às resistências. Seriam, portanto, resistências em paralelo. Cada microcanal seria responsável por dissipar o calor gerado em cada parte igualmente dividida do microprocessador, ou seja, a taxa de transferência de calor para um microcanal seria $q_{microprocessador}/N$.

Da primeira lei da termodinâmica aplicada ao dissipador de microcanal:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}_a [(u_s + \rho_s V_s + \frac{V_s^2}{2} + g_s z_s) - (u_e + \rho_e V_e + \frac{V_e^2}{2} + g_e z_e)] \quad (\text{eq.1})$$

Simplificando-se a eq.2 desprezando a energia potencial e a cinética, por serem mantidas constantes ao longo de um microcanal, e também a transferência de calor na direção axial, obtemos:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}_a [(u_s + p_s V_s) - (u_e + p_e V_e)] \quad (\text{eq.2})$$

E reescrevendo a eq.3, considerando $h=u+pV$:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}_a (h_s - h_e) \quad (\text{eq.3})$$

Da tabela a seguir (tab.1), foram obtidas entalpias da água na forma de líquido comprimido, ou seja, escoamento monofásico e a partir das temperaturas de entrada e saída do microcanal, seria possível encontrar cada uma das entalpias de entrada e saída, já que para a água o c_p (calor específico sensível) é praticamente constante.

Tab.1 – Tabela termodinâmica para a água na forma de líquido comprimido às pressões de 5Mpa e 10MPa

<i>T</i>	<i>P</i> = 5.00 MPa (263.99)				<i>P</i> = 10.00 MPa (311.06)			
	<i>v</i>	<i>u</i>	<i>h</i>	<i>s</i>	<i>v</i>	<i>u</i>	<i>h</i>	<i>s</i>
Sat.	.0012859	1147.78	1154.21	2.9201	.0014524	1393.00	1407.53	3.3595
0	.0009977	0.03	5.02	0.0001	.0009952	0.10	10.05	0.0003
20	.0009995	83.64	88.64	0.2955	.0009972	83.35	93.32	0.2945
40	.0010056	166.93	171.95	0.5705	.0010034	166.33	176.36	0.5685
60	.0010149	250.21	255.28	0.8284	.0010127	249.34	259.47	0.8258
80	.0010268	333.69	338.83	1.0719	.0010245	332.56	342.81	1.0687
100	.0010410	417.50	422.71	1.3030	.0010385	416.09	426.48	1.2992
120	.0010576	501.79	507.07	1.5232	.0010549	500.07	510.61	1.5188
140	.0010768	586.74	592.13	1.7342	.0010737	584.67	595.40	1.7291

Portanto, para o dimensionamento, foram escolhidas T_s e T_e , respectivamente temperaturas de entrada e saída dos microcanais, tais que a entrada pudesse ser feita sem um resfriamento prévio do fluido e a saída fosse tal que não fosse necessário um evaporador, evitando assim um grande consumo de energia elétrica.

Calculou-se então o número de Reynolds para descobrirmos a natureza do escoamento e em seguida o coeficiente de transferência de calor por convecção de cada microcanal h . Para isso, utilizou-se o diâmetro hidráulico de cada microcanal, já se escolhendo a altura da coluna de fluido desejada no canal e também a viscosidade dinâmica da água μ .

$$Re = \frac{4m_v}{\pi D \mu} \quad (\text{eq.4})$$

A partir dos microcanais esquematizados na fig.1, conclui-se que o diâmetro hidráulico a ser utilizado na eq.6 é:

$$D_h = 4 \frac{A_f}{P_m} \quad (\text{eq.5})$$

Para o dimensionamento do sistema de bombeamento, escolheu-se o tipo de bomba para o sistema, podendo ela ser dos três tipos a seguir:

- Bomba centrífuga: utilizada para trabalhar com vazões reduzidas e alturas elevadas;
- Bomba axial: utilizada para trabalhar com vazões elevadas e alturas reduzidas;
- Bombas diagonais: com vazões e fluxos médios.

Escolheu-se também a posição horizontal do eixo da bomba para o início do dimensionamento.

A vazão total de um dissipador foi obtida através da soma das vazões de cada microcanal, ou seja:

$$Q_{dissipador} = N.m_v \quad (\text{eq.6})$$

Para encontrar a vazão total necessária para alimentar toda a tubulação a ser criada na sala, considerou-se o número de *racks* e o número de microprocessadores presentes em cada *rack*.

$$Q_{total} = 2.Q_{dissipador}.N_{racks} \quad (\text{eq.7})$$

Encontrada a vazão total, escolheu-se uma velocidade de fluxo para estimar a área da tubulação necessária a partir desta área, realizou-se nova iteração, mas com diâmetros internos de mangueiras disponíveis no mercado.

Em seguida, calculou-se a perda de carga do sistema, h_f , através da aplicação da equação de Darcy:

$$h_f = \frac{L.V^2}{D.2.g} \quad (\text{eq.8})$$

As perdas localizadas foram calculadas por:

$$h_l = (\sum k_i) \frac{V^2}{2g} \quad (\text{eq.9})$$

Foi desenhada uma possível geometria para o sistema de refrigeração por microcanais, foi possível o cálculo da perda de carga e, conseqüentemente, da vazão manométrica:

$$H_{man} = H_g + h_f + h_l \quad (\text{eq.10})$$

Assumindo um rendimento da bomba considerada, encontrou-se em seguida a potência em cavalo-vapor da mesma pela expressão:

$$P_{bomba} = \frac{\rho \cdot Q_{total} \cdot H_{man}}{75\eta_b} \quad (\text{eq.11})$$

Para encontrar a potência do motor elétrico, utiliza-se:

$$P_{motor} = \frac{P_{bomba}}{\eta_m} \quad (\text{eq.12})$$

Como forma de segurança, seleciona-se um motor com potência superior à dimensionada, para que o mesmo não seja sobrecarregado. A partir da potência do motor escolhido, temos o gasto anual de energia elétrica em kW do equipamento:

$$E_{elétrica_anual} = 0,736 \cdot P_m \cdot t_{funcionamento_no_ano} \quad (\text{eq.13})$$

6 – RESULTADOS

Assumindo inicialmente uma temperatura ambiente de 30°C, temos a temperatura de entrada do fluido refrigerante igual ao 30°C. Escolheu-se como fluido refrigerante a água, a qual precisaria ser previamente destilada de modo que não houvesse risco de entupimento ao longo da tubulação, o que impediria a refrigeração dos microprocessadores.

Um destilador foi cotado em R\$490,00, sendo que ele permite a obtenção de 3,8 litros de água destilada para cada 4 litros. Possui uma alimentação de 110 V, uma temperatura de trabalho entre 15 e 40°C, não necessitando de refrigerador nem aquecedor, possui certificação CE. A potência elétrica consumida pelo aparelho é de 500 W. Entretanto, o componente não precisaria ser utilizado a todo instante, já que ele apenas realimentaria um reservatório de água destilada quando esta precisasse ser trocada. Um ciclo completo de destilação duraria 5 horas e, portanto, considerando um reservatório de 100 L, precisaríamos de pouco mais de 26 ciclos de destilação. Tal processo duraria 132 horas, ou menos de 6 dias.

Portanto, considerando o preço do kWh para o campus de São Carlos da Universidade de São Paulo [4]. O valor para o mês considerado, ou seja, Outubro/2010 é de R\$0,299/kWh. Portanto, considerando uma troca da água destilada mensal, teríamos um gasto de energia elétrica total de:

$$E_{elétrica_destilador} = (0,5kW).(6.24horas) = 73kWh / mês = 864kWh / ano$$

$$G_{destilador} = (864kWh / ano).0,299 = R\$258,34$$

Assim, o reservatório inicialmente escolhido foi de 100 litros de capacidade e deverá ser posicionado externamente à central de processamento de dados, para evitar um contato com a água ou com a evaporação da mesma, em uma região de grande quantidade de equipamentos eletrônicos.

Em seguida, dimensionou-se o dissipador. O calor específico sensível da água destilada é de $c_p=4,2 \text{ J/g}^\circ\text{C}$ e dissipação de cada microprocessador é de até 65 W, quando utilizado em sua capacidade máxima de processamento. Como medida de segurança, utilizou-se o valor mais crítico como base para o dimensionamento do sistema de refrigeração.

Partiu-se o microprocessador, assumindo cada um deles com largura igual a 0,5 mm. Além disso, cada parede dos microcanais foi escolhida para 2,05 mm, de modo que no dissipador de dimensões iguais a $37,5 \times 37,5 \text{ mm}^2$ fosse possível a utilização dos 10 microcanais. Temos, portanto, 10 regiões de troca de calor em cada microprocessador da central, sendo 2 microprocessadores utilizados em cada um dos 7 *racks* de processamento. Ou seja, são utilizados 14 deles.

A troca de calor a ser considerada foi $65/n$, com $n=10$, o que fornece uma troca em cada microcanal de 6,5 W.

A diferença de temperaturas escolhida foi tal que $T_e=T_{\text{ambiente}}=30^\circ\text{C}$ e $T_s=60^\circ\text{C} < T_{\text{queima_microprocessador}}=72^\circ\text{C}$. Portanto, $\Delta T=T_s-T_e=35^\circ\text{C}$. Da eq.4 e das entalpias de entrada e saída obtidas, por exemplo, a 5 MPa da tab.1, $h_{30^\circ\text{C}}=130,3\text{kJ/}^\circ\text{C}$ e $h_{60^\circ\text{C}}=255,28\text{kJ/}^\circ\text{C}$, obteve-se a vazão mássica em cada microcanal necessária:

$$m_v = 0,052 \text{ g / s}$$

O dissipador constituído de microcanais foi esquematizado na fig.6:

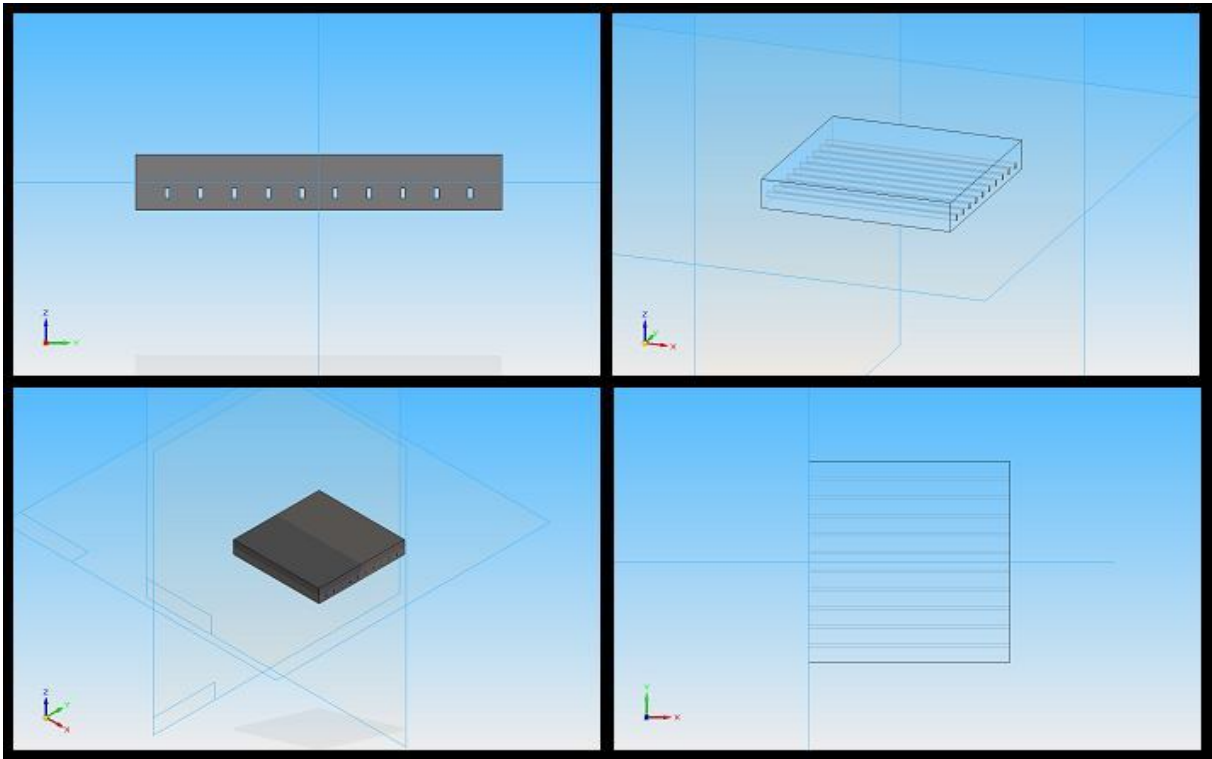


Fig.5 – Vista frontal, isométrica, dimétrica e superior do dissipador de microcanais

Após a definição do perfil dos dissipadores, foi necessário averiguar o melhor processo de fabricação para o componente em questão. Um componente nas dimensões citadas tem como principal limitação os canais, pois quando usinados geram várias rupturas e danos nas fresas e brocas utilizadas. Tal dificuldade tornaria este componente mais caro e, conseqüentemente, complicaria o projeto do sistema de refrigeração como um todo.

Optou-se então por um processo de eletroerosão, com base em uma pesquisa realizada na empresa Ferrosão JCR Indústria e Comércio Ltda. Para este componente, são necessários dois processos: a furação inicial do canal e a eletroerosão a fio. Como os canais são passantes, indica-se a utilização da eletroerosão a fio, mas a sua aplicação

depende de um canal previamente existente. Tal canal pode ter um diâmetro de no mínimo 0,1mm, valor inferior aos 0,5mm da largura de cada canal. Portanto, a aplicação da eletroerosão a fio em cada um dos 14 blocos de alumínio seria uma opção eficiente, pois a precisão do processo é da ordem de 0,0001mm. É importante ressaltar que a eletroerosão a fio realizada na empresa considerada mantém o material erodido submerso em água a uma temperatura controlada de 20°C. O processo de eletroerosão foi ilustrado a seguir, juntamente com alguns componentes obtidos pelo processo.

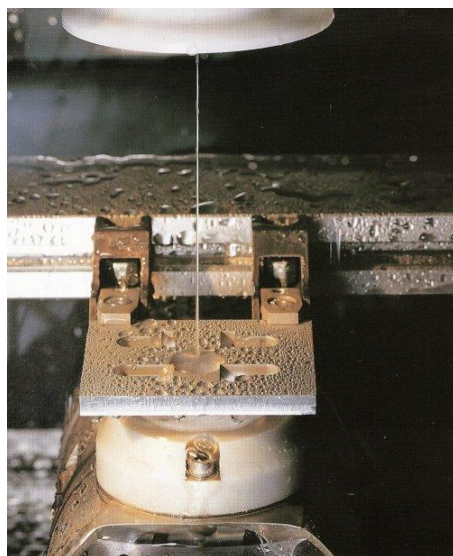


Fig.6 – Eletroerosão a fio em uma peça de alumínio

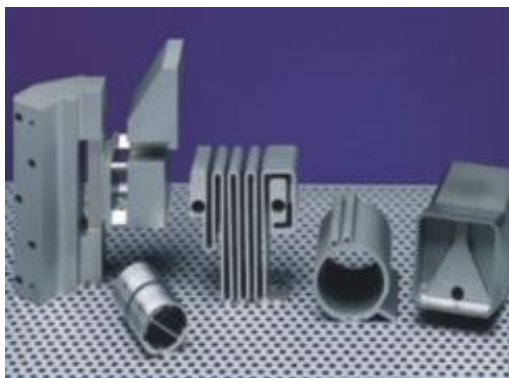


Fig.7 – Exemplos de peças com perfil obtidos através da eletroerosão a fio

Um orçamento inicial foi fornecido e cada componente teria um custo de R\$60,00. Sendo necessários 14 componentes, estimou-se uma compra de 20 unidades, para existência de uma reserva do componente, o que geraria um custo de R\$1200,00, valor que deve ser considerado apenas no momento da implantação do sistema de refrigeração.

Para o cálculo do diâmetro hidráulico de cada canal, utilizou-se a área A_f e o perímetro P_m :

$$A_f = (0,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}) \cdot (3 \cdot 10^{-3} \text{ m}) = 1,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$P_m = 0,5 + 3 + 0,5 + 3 = 7 \text{ mm} = 7 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$D_h = \frac{4 \cdot 1,5 \cdot 10^{-6}}{7 \cdot 10^{-3}} = 8,57 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

Portanto, o número de Reynolds foi:

$$Re = \frac{4 \cdot (0,052 \text{ g / s})}{\pi \cdot (8,57 \cdot 10^{-4} \text{ m}) \cdot (1,003 \cdot 10^{-3} \text{ N.s / m}) \cdot 10^3} = 77,03$$

Tal valor para o adimensional de Reynolds é bem inferior a 3000, o que permite afirmar que o escoamento em cada microcanal dimensionado seria laminar e o coeficiente de transferência de calor por convecção seria calculado por:

$$Nu = \frac{h_{convecção} \cdot D}{k} = 4,36 \rightarrow \frac{h_{convecção} \cdot (8,57 \cdot 10^{-4} \text{ m})}{(0,61 \text{ J / s.m.}^\circ\text{C})} = 4,36 \Leftrightarrow h_{convecção} = 3103,4 \text{ W / m}^2 \cdot \text{C}$$

Portanto, a utilização de microcanais com diâmetro hidráulico tão reduzido permite a obtenção de coeficientes de troca de calor por convecção extremamente altos, daí sua eficiência nos processos de refrigeração.

O tipo de bomba escolhido foi a centrífuga, pois deseja-se uma vazão reduzida porém com elevadas alturas, de modo que os microprocessadores que se encontram no nível mais alto dos *racks* possam ser alcançados.

A vazão de cada dissipador definida na eq.8 e a vazão total da eq.9 foram:

$$Q_{\text{dissipador}} = 10.(0,052 \text{ g / s}) = 0,52 \text{ g / s}$$

$$Q_{\text{total}} = 2.0,52.7 = 7,28 \text{ g / s}$$

Encontrou-se então a vazão volumétrica total a ser bombeada:

$$V = \frac{m_v}{\rho} = \frac{7,28 \text{ g / s}}{10^6 \text{ g / m}^3} = 7,28.10^{-6} \text{ m}^3 / \text{s}$$

Escolhendo inicialmente uma velocidade de saída do fluido bombeado igual a 0,5 m/s. A área interna da tubulação necessária e o consequente diâmetro interno foram:

$$A_{\text{int}} = \frac{7,28.10^{-6}}{0,5} = 1,456.10^{-5} \text{ m}^2$$

$$D^2 = \frac{4.(1,456.10^{-5} \text{ m}^2)}{\pi} \Leftrightarrow D = 4,306.10^{-3} \text{ m} = 4,306 \text{ mm}$$

Para simplificar a fabricação e não exigir uma operação extremamente precisa, foi escolhido um diâmetro superior ao dimensionado, ou seja, D=5 mm. A velocidade de escoamento logo após a saída da bomba será:

$$V = 7,28.10^{-6} . \left(\frac{\pi.(5.10^{-3})^2}{4} \right) = 0,371 \text{ m / s}$$

O número de Reynolds obtido foi:

$$\text{Re} = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{10^3 . 0,371 . 5.10^{-3}}{10^{-3}} = 1855 < 3000$$

Logo, o escoamento é totalmente laminar e o fator de atrito a ser utilizado na equação de Darcy foi:

$$f = \frac{64}{\text{Re}} = \frac{64}{1855} = 0,0345$$

Da eq.10 encontrou-se a perda de carga h_f e para isso selecionou-se como material das tubulações o ferro fundido novo, que possui uma rugosidade absoluta $e=0,00025$. O comprimento da tubulação foi:

$$L = L_{\text{horizontal}} + 7.L_{\text{vertical}} = 5,3 + 7.1 = 12,3m$$

Portanto, a perda de carga distribuída é de:

$$h_f = 0,0345 \frac{12,3.0,371^2}{5.10^{-3}.2.9,81} = 0,595m$$

Para o cálculo da perda localizada, foi utilizado o coeficiente relativo aos 7 cotovelos ao longo da tubulação, ou seja, $k=1,2$:

$$h_f = 7.1,2. \frac{0,371^2}{2.9,81} = 0,059m$$

A vazão manométrica é, portanto:

$$H_{\text{man}} = 7 + 0,595 + 0,059 = 7,654m$$

Considerando um rendimento da bomba de $\eta_b=0,7$:

$$P_{\text{bomba}} = \frac{10^3.7,28.10^{-6}.7,654}{75.0,7} = 1,061.10^{-3} \text{ cv}$$

E a potência do motor, considerando novamente um rendimento $\eta_m = 0,7$:

$$P_{\text{motor}} = \frac{1,061.10^{-3}}{0,7} = 1,516.10^{-3} \text{ cv} = 1,116W$$

Foi cotada uma microbomba alemã, da marca EHEIM, no valor de 139,90€, ou seja, com uma taxa EuroXReal igual a 2,33, temos o preço igual a R\$325,97. Considerando taxas de produtos industrializados e importados, temos encargos de cerca de 40% e o preço final será de: R\$456,35. O ideal seria uma compra com reserva, portanto, o preço seria de R\$912,70. A fig.8 ilustra o equipamento escolhido:



Fig.8 – Microbomba do sistema de microcanais

Tal equipamento permite uma elevação de água de até 9m, superior à necessária para este sistema, possui alimentação de 220 V e existem distribuidores autorizados no Brasil, o que agilizaria o processo de compra.

O consumo anual de energia elétrica em kWh deste componente foi encontrado a partir de sua potência de 80 W:

$$E_{elétrica_bomba} = 80 \cdot 24 \cdot 365 = 700800Wh = 700,8kWh / ano$$

$$G_{bomba} = (700,8kWh) \cdot 0,299 = R\$209,54 / ano$$

A tubulação de 12,3m e 5 mm de diâmetro foi escolhida no material cobre (Cu) e o preço encontrado foi de R\$28,00/m. Sendo utilizados 12,3 metros, é necessário adquirir cerca de 30 metros, ou seja, R\$840,00. Para o isolamento destas tubulações,

foi escolhida a espuma elastomérica Isolatec, a qual custaria em média R\$70,00/m². Cada metro de cobre necessitaria de duas camadas de material isolante, de cerca de 5cm de largura, ou seja, cada metro quadrado de espuma poderia isolar 10 metros de tubo. Seriam necessários então cerca de 3 metros quadrados, por R\$210,00.

Logo, o gasto anual total do sistema de microcanais será dado pela soma entre o custo de fabricação dos dissipadores, da compra do destilador, das tubulações e dos materiais de isolamento e dos consumos de energia elétrica do destilador e do sistema de bombeamento.

$$G_{total_microcanais} = R\$4120,58/ano$$

O sistema final obtido foi esquematizado na fig. 9:

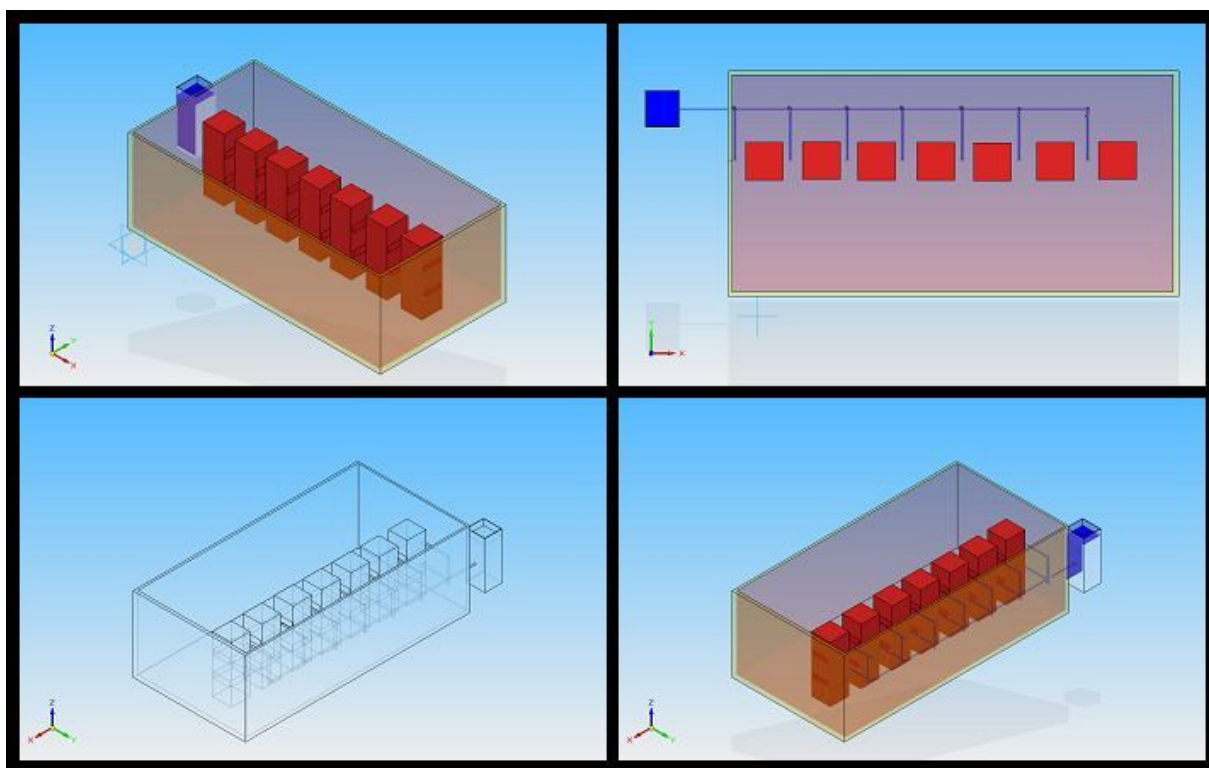


Fig.9 – Imagem ilustrativa do conjunto dissipador+ventilador

7 – CONCLUSÕES

A análise comparativa realizada entre os sistemas de refrigeração utilizando dissipadores de microcanais e aparelhos condicionadores de ar mostrou a viabilidade econômica da implantação do sistema alternativo, com base na redução do gasto de energia elétrica.

O gasto anual do sistema de microcanais foi de apenas 50,8% do valor total que é pago atualmente utilizando os três condicionadores de ar na central de processamento de dados somente com as cargas térmicas analisadas.

A principal vantagem do sistema de microcanais a ser destacada na análise realizada é que o valor final obtido não é totalmente dependente de uma variação no preço do kilowatt-hora, pois apenas 11,4% do gasto total são referentes ao consumo energético. O restante corresponde a materiais de consumo, sujeitos apenas à depreciação depois de adquiridos. Analisando numericamente, um acréscimo de 10% sobre taxas como o ICMS e o Pis/Cofins – responsáveis por cerca de 40% do preço de 1 kWh – significaria um gasto adicional no sistema de microcanais de R\$18,71, enquanto que no sistema de condicionamento de ar esse aumento seria de R\$314,90.

Entretanto, há uma desvantagem no sistema de microcanais modelado e ela está ligada à necessidade da existência de uma corrente de ar circulando internamente aos equipamentos eletrônicos, a qual é obtida através dos *coolers*. Portanto, manter um ou mais *coolers* mesmo utilizando o sistema de microcanais seria um ponto positivo, já que não apenas o microprocessador precisa dissipar calor, mas todos os equipamentos

eletrônicos sujeitos à passagem de corrente elétrica. Devido à sugestão deste trabalho de manter os *coolers*, seus consumos elétricos não foram incluídos na análise comparativa de gastos, pois estão presentes em ambos os lados.

Conclui-se, portanto, que a instalação de um sistema de refrigeração diretamente no microprocessador utilizando dissipadores com microcanais no Sistema Técnico de Informação da Universidade e São Paulo, seria uma maneira de reduzir intensamente os gastos com energia elétrica e até de simplificar o processo de manutenção dos equipamentos do sistema de refrigeração já existentes.

6 – BIBLIOGRAFIA

[1] Brunschwiler, T., Paredes, S., Escher, W., “Direct Waste Heat Utilization From Liquid-cooled Supercomputers”, Proceedings of the 14th International Heat Transfer Conference, 2010;

[2] Agostini, B., et al., “State-of-the-Art of High Heat Flux Cooling Technologies”, Heat Transf. Eng., Vol. 28, No. 4, 258-281, 2007;

[4] Site www.usp.br, setor “USP em números”.