

컴퓨터 CPU 냉각용 라디에이터의 열성능에 관한 연구

차 동 안[†], 권 오 경, 최 미 진, 윤 재 호

한국생산기술연구원 열유체시스템팀

A Study on the Thermal Performance of Radiator for Computer CPU Cooling

Dong-An Cha[†], Oh-Kyung Kwon, Mi-Jin Choi, Jae-Ho Yun

ABSTRACT: The performance of louver-finned flat-tube radiators for computer CPU liquid cooling were experimentally investigated. In this study, 5 samples of louver-finned flat-tube radiators with different width size (19mm, 24mm), tube hole (1, 9) and pass number (1, 2, 5) were tested in a wind tunnel. The experiments were conducted under the different air velocity ranging from 1 to 5 m/s. The water flow rate through a pass was 1.7 LPM. Inlet temperatures of air and water were 20°C and 30°C respectively. The results showed that the best performance in the 24mm sample considering pressure drop and heat transfer coefficient.

Key words: Computer CPU(컴퓨터 CPU), Flat-tube(평판형관), Liquid cooling(액체냉각), Louver-fin(루버 힌), Radiator(방열기)

기 호 설 명

그 리 스 문 자

A_i : 물 측 표면적 [mm²]
 A_o : 공기 측 표면적 [mm²]
 c_p : 정압비열 [J/kg · °C]
 F_D : 유동방향의 힌 길이 [mm]
 F_P : 힌 피치 [mm]
 H : 힌 높이 [mm]
 h_i : 물 측 열전달계수 [W/m²°C]
 h_o : 공기 측 열전달계수 [W/m²°C]
 P : 압력 [Pa]
 Re : Reynolds 수
 ΔT_{lm} : 대수평균온도차 [°C]
 UA : 총괄열전달계수 [W/°C]

η : 힌 효율

하 첨 자

e : 루버 끝단
 i : 물 측
 o : 공기 측
 $s1$: 루버가 없는 힌
 $s2$: 방향전환 루버

1. 서 론

컴퓨터의 소형화, 고밀도화 추세는 부품별 소비전력의 밀도를 높이고 이에 따른 급격한 발열량의 증가를 초래하기 때문에 효율적인 냉각방법의 개발이 요구된다.⁽¹⁾ 컴퓨터 내부에서 발생된 열이 주위의 냉각유체로 적절히 방출되지 못하면

[†] Corresponding author

Tel.: +82-41-589-8342; fax: +82-41-589-8330

E-mail address: cdongan@kitech.re.kr

기기 내부의 온도상승을 유발해 컴퓨터 부품의 원활한 작동과 성능이 유지될 수 없기 때문이다. 실제로 전자칩의 작동온도가 설계온도보다 약 10°C 높아지면 칩의 수명이 50% 이상 감소한다는 보고도 있다.⁽¹⁾ 특히, 단위면적당 발열량이 급격히 증가하고 있기 때문에 컴퓨터의 안정적인 작동을 위해서는 제품의 허용온도를 유지하기 위한 고성능 냉각기술의 개발이 시급하다고 할 수 있다.

컴퓨터 CPU 냉각방식에는 크게 공기를 이용한 방식과 액체를 이용하는 방식 그리고 더 나아가 소형 냉동기를 이용하는 방식으로 연구⁽²⁻⁴⁾가 진행되고 있으며, 점차 상용화 단계에까지 이르고 있다.

컴퓨터의 보급 수량이 늘어나고 높은 성능이 요구됨에 따라 PC 내부 발열량도 급격히 증가하고 있으며, 초기의 공기를 이용하는 방식에서 냉각능력이 뛰어난 액체 냉각방식으로 점차 변화하고 있다.

액체냉각 방식은 워터블록, 방열기, 펌프(Pump), 배관으로 구성되며 소형 펌프를 이용하여 물이나 다른 성분의 유체를 순환시키고 발열부에서 워터블록으로 제거한 열을 방열기를 통하

여 상대적으로 온도가 낮은 본체 외부의 공기와 열교환으로 유체의 온도를 낮게 만들어 줌으로서 발열부를 낮은 온도로 유지하는 방식이다. 액체냉각 방식에서는 발열부의 워터블록도 중요한 부분이지만 효율적으로 유체와 외부의 공기를 열교환 시킬 수 있는 방열기도 중요한 요소이다.

본 연구에서는 현재 자동차용 방열기로 사용되는 라디에이터의 크기를 90×90 mm, 19mm, 24 mm, 1 Hole, 9 Hole로 컴퓨터 CPU 액체냉각용으로 동일하게 축소 제작하였으며, 샘플(Sample)의 유로를 각각 1, 2, 5 Pass로 형상화하여 풍속과 유량을 변화 시켰을 때 열성능을 비교 고찰하여 컴퓨터 CPU 액체냉각방식의 설계 자료로 활용하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 실험에서는 흡입형 풍동(Wind tunnel) 실험장치를 구성하여 사용하였으며 Fig. 1은 본 실험의 대상인 컴퓨터 CPU 액체냉각용 라디에이터의 실험장치 개략도를 나타낸 것이다.

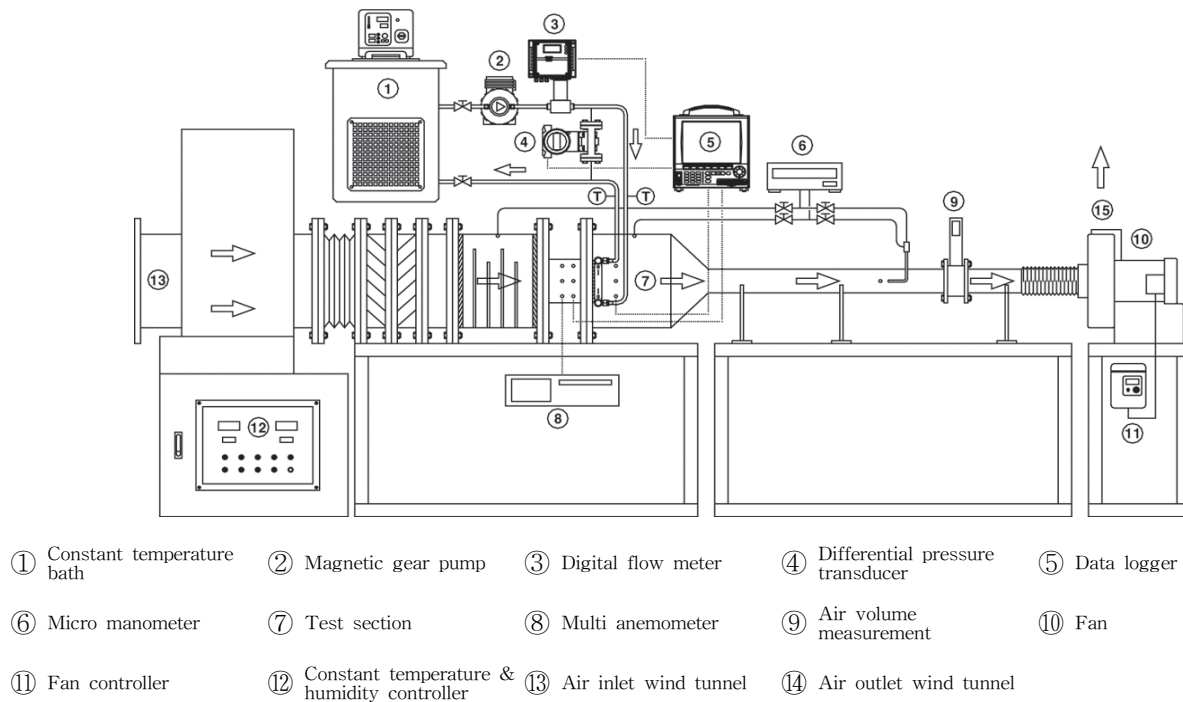
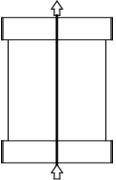
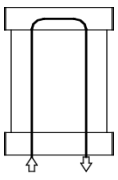
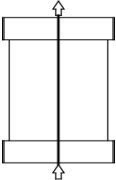
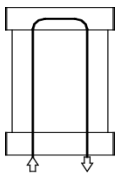



Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus.

Table 1 Experimental conditions

Parameter	Conditions
Air inlet temp. (°C)	20
Air velocity (m/s)	1, 2, 3, 4, 5
Water inlet temp. (°C)	30
Water flow rate (LPM)	0.7, 1.2, 1.7, 2.0
Sample (No.)	1, 2, 3, 4, 5

Table 2 Specifications of radiator

Sample No.1	Sample No.2	Sample No.3	Sample No.4	Sample No.5
Size : 90×90mm Width : 19mm Hole : 9		Size : 90×90mm Width : 24mm Hole : 1		
1 Pass	2 Pass	1 Pass	2 Pass	5 Pass
				

장치는 물 측의 경우 온도와 유량을 일정하게 유지하도록 항온조, 기어펌프, 디지털 유량계, 차압계 등을 설치하였으며, 공기 측은 일정 풍속을 유지 할 수 있도록 팬(Fan) inverter를 설치하고 Tunnel로 유입되는 온도는 항온 항습기를 이용하여 일정하게 제어 하였다. 그리고 다점 풍속계와 마이크로 마노미터로 유입 공기의 풍속과 시험부의 입·출구 공기의 차압을 측정하도록 하였고 각각 5개의 T-type 열전대를 설치하여 입·출구 공기의 온도를 측정하고 이 온도로 유체의 혼합평균 온도(Bulk temperature)를 결정하였다.

2.2 실험방법

Table 1의 조건과 같이 항온조에서 물의 온도를 일정하게 유지한 후 펌프를 가동시켜 유량을 조절한다. 그리고 풍동을 가동시켜 시험부에서 풍속을 측정하여 일정 풍속으로 유지하도록 한 후 항온 항습기를 가동시켜 Tunnel 입구공기의 온도를 20°C로 일정하게 조절한다. 유입되는 공기와 물의 온도가 일정해지면 열전대를 이용하여

입구와 출구의 온도를 측정하도록 하였다. Table 2는 실험에 사용된 방열기의 사양을 나타낸 것이며, 방열기의 열적성능을 비교하기 위해서 각 Sample을 교체하여 실험하였고 시험부의 온도변화가 ±5°C이내, 압력은 ±5 kPa이내의 범위에 있을 때 정상상태에 도달하였다고 판단하고 이때부터 데이터를 측정하여 데이터 레코더(MV200 30CH)와 RS-232C 케이블을 통해 PC로 전송하여 처리하였다.

2.3 실험결과 처리 방법

실험에서 물 측과 공기 측 평균 열교환량이 ±15%내의 오차범위 안에 포함되는 데이터를 유효 값으로 하였다. 샘플의 전열량은 관내 측과 공기 측의 평균값을 사용하였고 여기서 \dot{m}_o , \dot{m}_i 와 c_{po} , c_{pi} 는 공기와 물의 질량유량과 정압비열이다. T_o , T_i 는 공기와 물의 온도이다.

$$Q = (Q_o + Q_i)/2 \quad (1)$$

$$Q_o = \dot{m}c_{po}(T_{o2} - T_{o1}) \quad (2)$$

$$Q_i = \dot{m}c_{pi}(T_{i1} - T_{i2}) \quad (3)$$

Sample의 UA 값은 Unmixed-unmixed cross-flow에 대한 ε-NTU 관계식을 이용하였다.⁽⁵⁾

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{NTU^{0.22}}{C_r} \{\exp(-C_r NTU^{0.78}) - 1\}\right] \quad (4)$$

$$\varepsilon = Q/Q_{\max} \quad (5)$$

$$C_r = \frac{(\dot{m}c_p)_{\min}}{(\dot{m}c_p)_{\max}} \quad (6)$$

$$UA = (\dot{m}c_p)_{\min} NTU \quad (7)$$

공기 측 열전달계수 h_o 는 전체 열저항으로 부터 관 내측과 관벽의 열저항을 빼내어 식 (8)로 구하였다.

$$\frac{1}{\eta_o h_o A_o} = \frac{1}{UA} - \frac{1}{h_i A_i} - \frac{t}{k_t A_t} \quad (8)$$

여기서 A_t , A_i , k_t , η , t 는 튜브의 외측면적, 튜브의 내측면적, 튜브 열전도계수, 총괄표면효율, 튜브 벽 두께를 나타낸다. 하첨자 o 는 공기 측, i 는 물 측을 나타낸다.

전체 열 저항으로 부터 물 측과 관내 측 열 저항을 구하였다. 여기서 물 측의 불결저항을 무시하고 계산을 하였다. 식 (8)에서 UA 를 구하기 위하여 관내 측 열전달계수 h_i 는 Gnielinski⁽⁶⁾가 제안한 다음 식을 이용하였다.

$$h_i = \left(\frac{k_i}{D_{hi}} \right) \frac{(Re_{D_{hi}} - 1000) Pr_i (f_i/2)}{1.0 + 12.7 \sqrt{f_i/2} (Pr_i^{2/3} - 1)} \quad (9)$$

$$f_i = [1.58 \ln(Re_{D_{hi}} - 3.28)]^{-2} \quad (10)$$

여기서 f_i 는 관로 마찰계수이다.

식 (8)에서의 표면효율(η)의 계산은 평판핀 형상에 대한 Shah⁽⁷⁾에 의해 제안된 식을 이용하였고 효율 관계식은 다음과 같다.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta) \quad (11)$$

$$\eta = \frac{\tanh(ml)}{ml} \quad (12)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f t} \left(1 + \frac{t}{F_D}\right)} \quad (13)$$

$$l = \frac{H}{2} - t \quad (14)$$

하첨자 f 는 핀을 나타내며 A_f , k_f , t , H 는 핀의 표면적, 핀의 열전달 계수, 핀 두께, 핀 높이를 나타낸다.

3. 실험결과 및 고찰

실험결과를 처리하기에 앞서 Fig. 2에서 나타낸 바와 같이 물 측과 공기 측의 열평형이 $\pm 15\%$

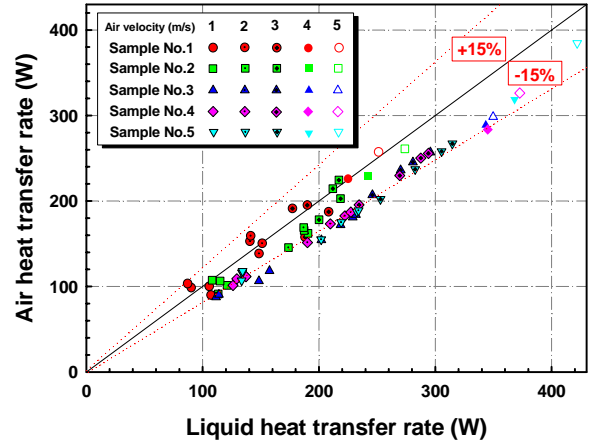


Fig. 2 Heat balance of air to water side.

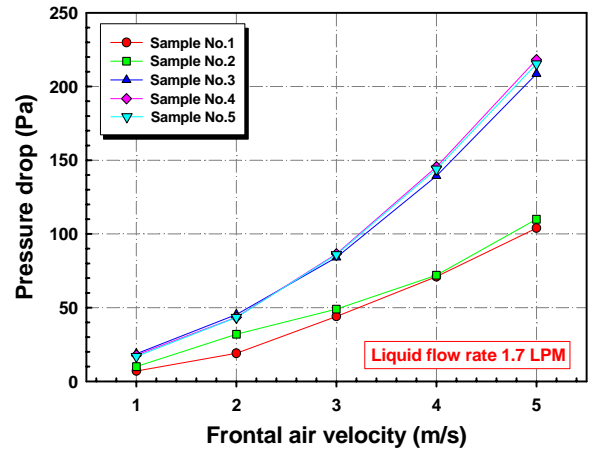


Fig. 3 Variation of air pressure drop with frontal air velocity.

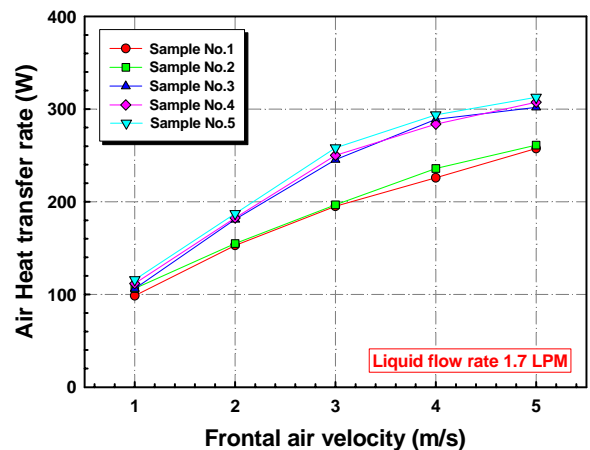


Fig. 4 Variation of air heat transfer rate with frontal air velocity.

에 위치하는 것을 확인하였으며, Pass 수가 늘어날수록 Q_i 가 Q_o 보다 큰 것을 볼 수 있다.

3.1 공기측 열성능 실험결과

Fig. 3 및 Fig. 4는 각각 공기 측의 압력강하와 전열량을 나타낸 것으로 동일한 Size의 Louver-fin, 튜브에서 풍속이 증가함에 따라 압력강하도 증가하며, 3 m/s 이상에서 부터 19mm와 24mm의 압력강하가 급격하게 차이가 나는 것을 볼 수 있다.

공기 측의 전열량은 내부에 물을 1.7 LPM으로 고정하였을 때 풍속이 1 m/s에서 99~106 W로 비슷한 경향을 나타내었고 풍속이 증가 할수록 전열량도 증가하며 샘플 5 (24mm, 5Pass)의 경우가 전열량이 가장 높은 경향을 나타내었다.

3.2 물측 열성능 실험결과

Fig. 5 및 Fig. 6은 각각 물 측의 압력강하와 전열량을 나타내었으며, 풍속을 2 m/s로 고정하고 유량을 변화시켰을 때 유량이 증가 할수록 압력강하도 증가하며, 샘플 4 (24mm, 2Pass)의 경우 압력강하가 높은 경향을 나타내었고, 19 mm의 샘플이 24mm의 샘플보다 압력강하가 작은 것을 볼 수 있다. 이는 헤더부분의 형상에 따른 것으로 판단되어진다.

물 측의 전열량의 경우 샘플 3과 5가 비슷한 경향으로 나타났으며, 샘플 1 (19mm, 1Pass)이 가장 낮은 경향을 보였다.

Fig. 7 및 Fig 8는 각각 샘플의 열전달계수와 총괄열전달계수를 나타낸 것으로 동일 조건 유량 1.7 LPM에서의 변화를 보면 샘플 1과 2는 비슷한 경향을 볼 수 있고, 24mm의 샘플이 높은 값을 나타내었다. 하지만 24mm 샘플의 경우 공기 측 압력강하가 크다는 것을 감안한다면 팬의 용량이 커져야 하는 단점이 있다. 컴퓨터 CPU 냉각에서 풍량과 유량은 팬 소음과 펌프의 성능에 밀접한 관계가 있으므로 압력강하 대비 열전달계수가 크게 차이가 나지 않는 19mm 샘플이 컴퓨터 CPU 액체냉각방식에 적절하다고 판단된다.

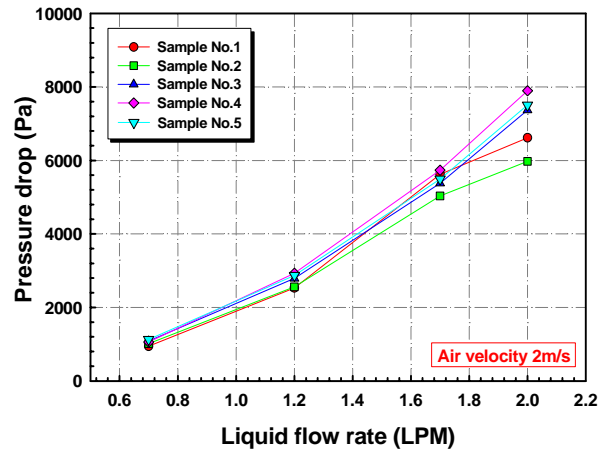


Fig. 5 Variation of liquid pressure drop with liquid flow rate.

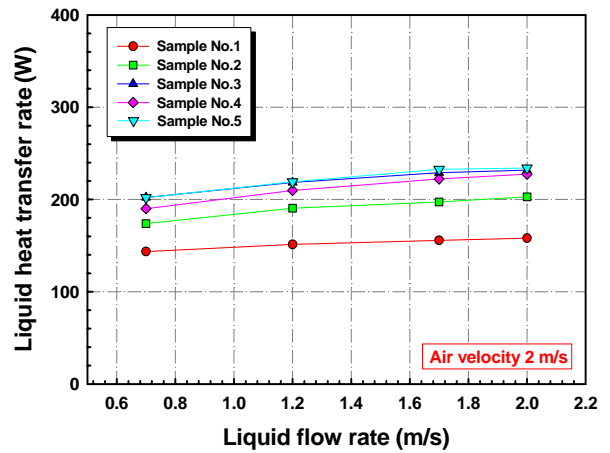


Fig. 6 Variation of liquid heat transfer rate with liquid flow rate

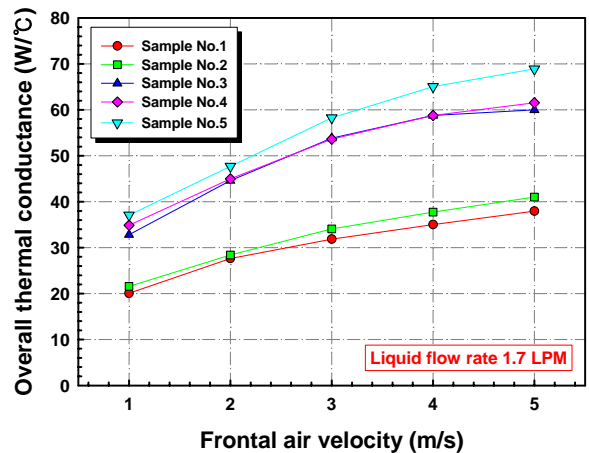


Fig. 7 Variation of overall thermal conductance with frontal air velocity.

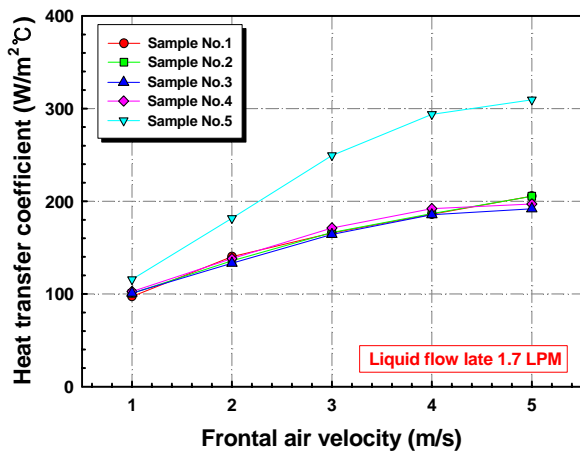


Fig. 8 Variation of heat transfer coefficient with frontal air velocity.

4. 결 론

현재 상용화되고 있는 컴퓨터 CPU 액체냉각용 라디에이터를 대상으로 19mm와 24mm 폭을 가지고 튜브의 Pass 수 변화에 따른 열성능을 실험적으로 파악한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 동일 Size 즉, 90×90에서 튜브의 Hole 수와 Pass 수, 폭이 19mm, 24mm로 변화할 때 유속이 증가할수록 열전달은 커지며, 압력강하도 증가하는 경향을 보였다. 이는 헤더부가 급격하게 감소하는 것을 나타내며, 열전달의 증가폭에 비해 압력강하의 증가 폭이 매우 크다.

(2) 현재 컴퓨터 CPU 냉각에 사용되는 2 Pass 라디에이터의 경우 결과 그래프에서와 같이 압력강하 대비 열전달계수를 비교하였을 때 펌프와 팬의 성능을 고려한 적절한 설계라고 판단되며, 유량 분배의 문제점이 해결된다면 성능이 한층 더 좋아질 것으로 판단된다.

(3) 유량 1.7 LPM, 풍속 2 m/s에서 압력강하 대비 열전달계수를 비교할 때 24mm 샘플의 라디에이터가 높은 성능을 나타내었다. 하지만 공기측의 압력강하를 감안한 Fin 폭 및 팬의 설계가 우선되어야 할 것으로 사료된다.

향후에는 크기 120×120mm, Tube 폭 19, 24mm, Tube hole 1, 9의 라디에이터의 연구를 진행할 예정이며, 펌프와 팬 최적선정을 통하여 액체냉각방식의 효율을 개선하고자한다.

후 기

본 연구는 국가과학기술위원회 산하 산업기술 연구회가 지원하는 협동연구사업인 “차세대 냉각시스템 기술개발”의 일환으로 수행되었으며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- Hanamann, R. J., 1981, Microelectronic device thermal resistance : A format for standardization, Heat Transfer in Electronic Equipment (ASME HTD-20), pp. 39-48.
- Oktay, S., Hanamann, R. J. and Bar-Cohen, A., 1996, High heat from a small package, Mechanical Engineering, Vol. 108, pp. 36-46.
- Kraus, A. D. and Bar-Cohen, A., 1983, Thermal Analysis and Control of Electronic Equipment, McGraw Hill, New York.
- Kim, S. J., Kim, D. and Lee, D. Y., 2000, On the local thermal equilibrium in microchannel heat sink, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 43, pp. 1735-1748.
- Incropera, F. P. and De Witt, D. P., 1990, Fundamentals of heat and mass transfer, Wiley and Sons, 3rd Ed.
- Gnielinski, V., 1976, New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, Int. Chem. Eng., Vol. 16, pp. 359-368.
- Shah, R. K., 1985, Compact heat exchangers in handbook of heat transfer applications, Rohsenow, W. M., Hartnett, J. P., Ganic, E. N. eds., pp. 181-200.