

핀-핀을 삽입한 채널의 열전달 및 압력강하 특성 실험

신 지 영[†], 손 영 석, 김 상 민*, 이 대 영**

동의대학교 기계공학과, *동의대학교 대학원 기계공학과, **한국과학기술연구원

Experiments on the Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of a Channel with Pin-Fin Array

Jee-Young Shin[†], Young-Seok Son, Sang-Min Kim*, Dae-Young Lee**

Department of Mechanical Engineering, Dong-Eui University, Busan 614-714, Korea

*Graduate School, Dong-Eui University, Busan 614-714, Korea

**Korea Institute of Science and Technology, Seoul 134-791, Korea

(Received January 6, 2004; revision received April 28, 2004)

ABSTRACT: Rapid development of electronic technology requires small size, high density packaging and high power of electronic devices, which result in more heat generation by the electronic system. Present cooling technology may not be adequate for the thermal management in the current state-of-the-art electronic equipment. Forced convective heat transfer in a channel filled with pin-fin array is studied experimentally in this paper as an alternative cooling scheme for a high heat-dissipating equipment. Various configurations of the pin-fin array are selected in order to find out the effect of spacing and diameter of the pin-fin on the heat transfer and pressure drop characteristics. In the low porosity region, interfacial heat transfer and pressure drop seem to show different trend compared to the conventional heat transfer process.

Key words: Electronic device(전자장비), Cooling technology(냉각기술), Pin-fin array(핀-핀 배열), Porosity(다공도)

기 호 설 명

Bi : Biot 수

C_p : 비열 [J/kgK]

D : 핀 직경 [m]

D_h : 수력 직경 [m]

H : 채널 높이 [m]

h_w : 채널 벽면에서의 열전달계수 [W/m^2K]

\bar{h}_w : 평균 열전달계수 [W/m^2K]

$k_{f,eff}$: 유체의 유효열전도율 [W/mK]

$k_{s,eff}$: 고체의 유효열전도율 [W/mK]

\dot{m} : 질량유량 [kg/s]

Nu : Nusselt 수

\dot{Q} : 열전달률 [W]

q_w : 벽면으로부터의 열유속 [W/m^2]

S : 핀 피치 [m]

T : 온도 [K]

\bar{T}_f : 유체 평균 온도 [K]

V : 전면 평균 유속 [m/s]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-51-890-1650; fax: +82-51-890-2232

E-mail address: jyshin@deu.ac.kr

W : 채널 너비 [m]

그리스 문자

ϵ : 다공도

하첨자

- f : 유체
- i : 입구
- o : 출구
- s : 고체
- w : 벽면

1. 서 론

최근의 전자산업은 시스템의 소형화, 고밀도화 및 고속화 요구에 부응하여 비약적인 발전을 거듭하고 있으며, 이로 인해 전자시스템의 단위면적당 열발생률이 급격하게 증가하고 있다. 전자시스템의 접점온도가 85℃ 이상에서 10℃씩 증가할 때마다, 전자부품의 수명은 절반으로 감소하게 된다는 연구결과도 있다.⁽¹⁾ 한계점보다 더 높은 온도에서 작동하는 전자시스템은 불안정하거나 오작동을 초래할 수 있으므로, 시스템의 온도를 허용한도 내로 유지하기 위한 효과적인 열 제거 기술개발이 요구되고 있다.

현재까지 전자시스템의 냉각에 대한 많은 연구가 진행되어 왔으며, 전도, 대류, 상변화 등 여러 가지 방식을 이용한 냉각방법이 연구되고 있다.⁽²⁻⁴⁾

예를 들어, 노트북 컴퓨터와 같이 국부적으로 높은 열밀도를 가지는 전자시스템의 냉각에는 팬(fan)을 이용한 냉각방식을 채택하고 있으나, 소음 및 냉각장치의 크기와 관련된 문제로 개선책이 요구되고 있다.

한편, 열교환기 내에 다공성 물질을 삽입하여 열전달 성능향상을 위한 연구가 많이 이루어지고 있다. 다공성 물질은 부피 대 표면적 비가 매우 크고 유동이 아주 복잡하기 때문에 열전달이 증가하는 효과를 얻을 수 있다.⁽⁵⁻⁸⁾

핀-핀 구조물은 조밀하게 배치되었을 경우, 부피 대 표면적 비가 크고 유동양상이 복잡할 것이기 때문에 다공성 물질과 유사한 열전달 증가 효과를 얻을 것으로 판단할 수 있다. 그러므로 전자시스템의 냉각에서도 핀-핀 구조물을 이용하면 냉각성능을 향상시킬 수 있을 것이다. 본 연구는 이러한 관점에서 핀-핀 구조물이 삽입된 채널 벽면을 가열하고 공기를 채널 내에 공급하여 열전달 특성을 고찰하였다. 핀-핀 구조물의 형태변화, 즉 핀의 직경, 피치 등의 변화에 따른 열전달 및 압력강하 특성도 고찰하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

실험장치의 개략도를 Fig.1에 나타내었다. 주위공기(15~20℃)는 팬을 통해 덕트로 유입되면서 완전발달 영역을 거쳐 시험부를 통과하게 된다. 덕트를 통과한 유동은 열선유속계를 통과하여 실험장치 밖으로 유출된다.

유동에 수직한 시험부 단면적은 200 mm×10 mm(수력 직경 19.05 mm)로 폭과 높이의 비(W/H)

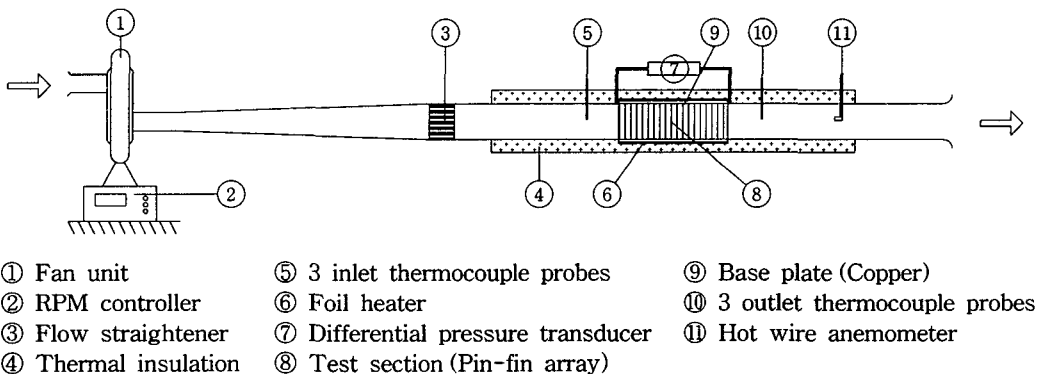


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus.

Table 1 Specification of the pin-fin arrangement

Dia. (D)	Pitch (S)
5 mm	8, 10, 14, 20, 28 mm
10 mm	14, 16, 20, 25, 28, 40, 60, 80 mm
20 mm	24, 28, 32, 38, 40, 56, 80, 100 mm
25 mm	28, 30, 32, 37, 40, 50, 70, 100 mm
30 mm	34, 36, 38, 46, 54, 60, 70, 90 mm

는 20이다. 시험부의 길이는 300 mm이며, 덕트 전체 길이는 1,000 mm이다. 시험부인 핀-핀 배열 앞부분에 길이 500 mm(수력 직경의 약 26배)인 덕트를 설치하여, 시험부로 들어오는 유동을 완전 발달된 유동으로 만들었다. 덕트의 외부는 단열재로 덮어 주위로의 열손실을 최소화하였다. 핀-핀 구조물은 Table 1에 나타낸 바와 같이 핀의 직경과 피치를 달리하여 설치하였으며, 모든 경우 종방향과 횡방향의 피치는 같도록 하였다. 핀-핀을 부착하기 위한 기판(base plate)은 300 mm × 200 mm인 구리판을 사용하였다. 핀은 직교형(in-line type)으로 배열하였다. Fig. 2에 핀-핀을 삽입한 채널의 개략적인 형상을 나타내었으며 이 부분이 시험부이다.

핀-핀과 기판은 열전도율이 우수한 구리($k=401$ W/mK)를 사용하였다. 기판의 두께는 3 mm이며, 그 외부 면에 박막 가열판(foil heater)을 설치하여 가열하였다. 또, 핀과 기판 사이, 기판과 박막 가열판 사이의 접촉저항을 최소화하기 위하여 구리성분 접착제를 사용하였다.

기판의 온도분포를 측정하기 위해 각 열에 50 mm 간격으로 3개씩, 길이 방향 60 mm 간격으로 4개소에서, 총 12개의 열전대를 가열판과 기판 사이에 삽입하여 온도를 측정하였고, 덕트의 입구와 출구에 각각 3개의 열전대를 삽입해서 유체

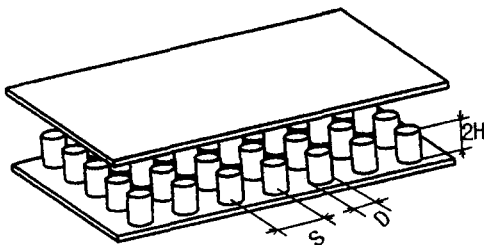


Fig. 2 Sketch of a channel with pin-fin.

의 온도를 측정하였다. 이 온도로부터 유체의 혼합 평균 온도(bulk temperature)를 결정하였다. 온도측정에 사용한 열전대는 직경 36-게이지(0.127 mm)인 T-형(구리-콘스탄탄)이다. 각 열의 기판 온도와 유체의 혼합 평균 온도 차이로써 열전달 계수를 구하였고, 유체의 입출구 온도차와 유량, 박막 가열판에 가해진 전력량을 계산하여 투입 열량을 검증하였다. 시험부 전·후의 압력손실을 측정하기 위해 시험부 전·후 각각 10 mm 지점에 압력탭을 설치하여 차압을 측정하였다.

덕트 내를 통과하는 공기의 유속을 측정하기 위해 열선유속계를 사용하였으며, 전면 평균 유속이 3 m/s와 5 m/s인 경우를 고려하였다. 평균 유속을 시험부에서 직접 측정하는 것은 채널의 두께(10 mm)와 열선유속계의 설치를 생각할 때 어려움이 있기 때문에 덕트 후반부에서 측정하였다. 덕트 후반부를 시험부보다 넓게 만들어서 측정 후 면적비를 곱하여 시험부의 속도를 결정하였다. 가열판으로 공급되는 교류전력은 전력계로 측정하였다.

열전대, 차압계, 속도계 신호, 즉 온도, 압력강하량, 유속은 데이터 획득장치(Agilent 34970A)에 연결하였으며, 데이터 획득장치로부터 GPIB 카드를 이용하여 컴퓨터로 데이터를 전송하였다. LABVIEW를 이용해서 데이터 획득장치를 원격 조정하였고 컴퓨터에 자료를 저장, 분석하였다.

채널을 지나는 유체로의 열전달률은 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\dot{Q} = \dot{m}C_{p,f}(T_{f,o} - T_{f,i}) \quad (1)$$

이 열전달률은 박막 가열판에서의 발생열량으로도 구할 수 있으며 이론적으로 식(1)과 동일해야 한다. 실험결과, 가열판에 공급된 에너지가 식(1)의 유체의 입출구 온도차를 이용하여 계산한 열전달률에 비해 최대 5%(평균 3%) 높게 나타났다. 따라서, 단열재를 통하여 손실된 열량을 평균 3%로 판단하였다.

전력계의 오차는 $\pm 2\%$, 열전대의 오차는 벽면 온도 0.65°C , 유체의 혼합 평균 온도 0.46°C 이다. 전력계의 오차, 열전대의 오차, 데이터 획득장치의 오차를 고려하면 열전달계수의 실험오차는 벽면온도와 유체온도의 차이가 20°C 일 경우 $\pm 4.8\%$ 로 판단할 수 있다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 열전달

핀-핀을 삽입한 채널을 다공성 물질로 고려하면, 다공도(ϵ)를 다음과 같이 정의할 수 있다.⁽⁶⁾

$$\epsilon = 1 - \frac{\pi D^2/4}{S^2} \quad (2)$$

다공도는 식(2)에서 알 수 있는 바와 같이 피치(S)에 대한 핀 직경(D)의 비로 표현된다. 핀 직경이 같을 경우 피치가 증가할수록 다공도가 커지고, 피치가 같을 경우 핀 직경이 증가할수록 다공도가 감소, 즉 조밀해진다는 것을 쉽게 알 수 있다.

채널 벽면에서의 열전달계수는 다음과 같이 정의하였다.

$$\overline{h_w} = \frac{q_w}{T_w - T_f} \quad (3)$$

$$\overline{T_f} = \frac{T_{f,i} + T_{f,o}}{2} \quad (4)$$

여기서, q_w 는 벽면에 공급되는 단위면적당 열전달률(W/m^2)이고, $\overline{T_f}$ 는 유체의 입구온도와 출구온도의 평균 온도이다.

Nusselt 수는 다음과 같이 정의하였다.

$$Nu = \frac{\overline{h_w} H}{k_f} \quad (5)$$

Fig. 3에 실험결과를 유사한 구조물에서의 타 연구자의 연구결과와 비교하여 나타내었다. x -축은 본 연구의 실험데이터를 이용하여 식(5)로 계산한 Nusselt 수이며, y -축에 나타낸 Nu_{cal} 은 동일한 조건에서 각 연구자가 제시한 실험 상관식으로 계산한 Nusselt 수를 뜻한다.⁽⁹⁻¹¹⁾ 비교에 사용한 구조물은 모두 채널에 핀-핀을 삽입한 형태이지만 채널의 기하학적 크기, 핀-핀의 직경 및 배열, 즉 다공도 등이 본 연구와 동일하지 않다. 실험조건 및 기하학적 형상이 다른 연구자와 동

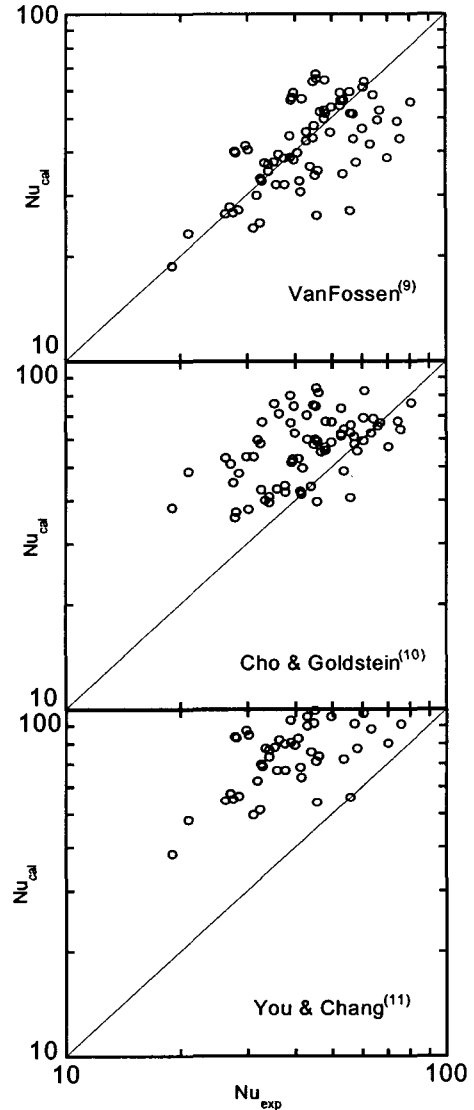


Fig. 3 Comparison of the Nusselt no.

일하지 않다는 점을 고려하면 비교적 잘 맞다고 판단할 수 있으며, 이를 통해 실험데이터의 신뢰성을 어느 정도 판단할 수 있다.

Fig. 4는 각각 공기의 전면유속을 3, 5 m/s로 했을 때 Nusselt 수를 나타낸 것으로, Nusselt 수는 유속이 빨라지면 증가한다. Figs. 4~7에서 기호는 실험 데이터를 표시한 것이고, 그림에 표시한 선은 이해를 돕기 위하여 각 데이터 세트를 곡선 맞춤(curve fitting)한 것이다.

핀 직경이 일정할 때 피치가 작아지면, 다공도

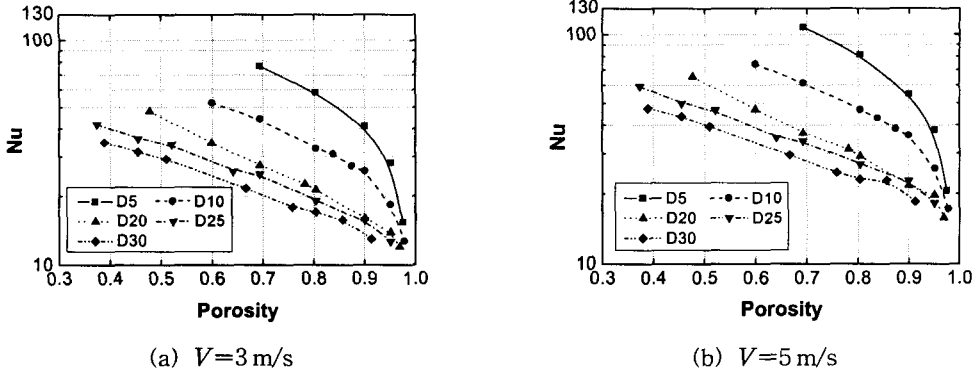


Fig. 4 Nusselt number for various porosities.

가 감소한다. 즉, 핀의 배열이 조밀해져서 핀 사이 유동공간이 작아진다. 따라서, 핀 사이에서의 유동속도가 증가하여 열전달이 활발하게 일어나는 것을 알 수 있다. 핀 배열이 아주 조밀한 경우, 다공도가 0.4 정도로 매우 낮은 영역에서 Nusselt 수의 증가 정도가 다소 커지는 것을 볼 수 있는데, 이는 유체의 유동공간이 매우 협소해짐에 따라 유동교란에 의한 열전달이 급격히 증가하고 있는 것으로 보인다.

또한, 핀 사이의 간격이 비교적 넓은 경우, 다공도가 같더라도 핀 직경이 작으면 열전달이 더 활발하게 일어나는 것을 볼 수 있다. 이는 핀 직경이 작을 경우 다공도는 같더라도 핀의 숫자가 상대적으로 많기 때문에, 핀 배열에 의한 유동교란이 더욱 활발해져 Nusselt 수가 증가한 것으로 보여진다.

Biot 수는 고체의 전도열전달에 대한 유체의 대류열전달의 비로 생각할 수 있으며, 다음과 같이 정의하였다.

$$Bi = \frac{\overline{h_w} H}{k_{s,eff}} \quad (6)$$

여기서, 핀-휀 배열의 유체와 고체부분의 유효열전도율($k_{f,eff}$, $k_{s,eff}$)은 다음의 관계식을 사용하였다.⁽⁸⁾

$$k_{f,eff} = \epsilon k_f, \quad k_{s,eff} = (1 - \epsilon) k_s \quad (7)$$

Fig.5는 각각 유속이 3m/s와 5m/s인 경우에 대해 Biot 수를 나타낸 것으로, 유속이 증가할수록 대류열전달계수의 증가로 인해 Biot 수가 다소 증가하는 것을 볼 수 있다.

핀 직경은 일정한 상태에서 피치가 감소하면, 핀 배열이 조밀해져서 다공도는 감소한다. 따라서, 고체의 유효열전도율은 증가하고 Biot 수는 감소하는 경향을 보인다. 즉, 핀 배열이 조밀해지기 때문에 유체에서의 열전달도 활발하게 일어나지

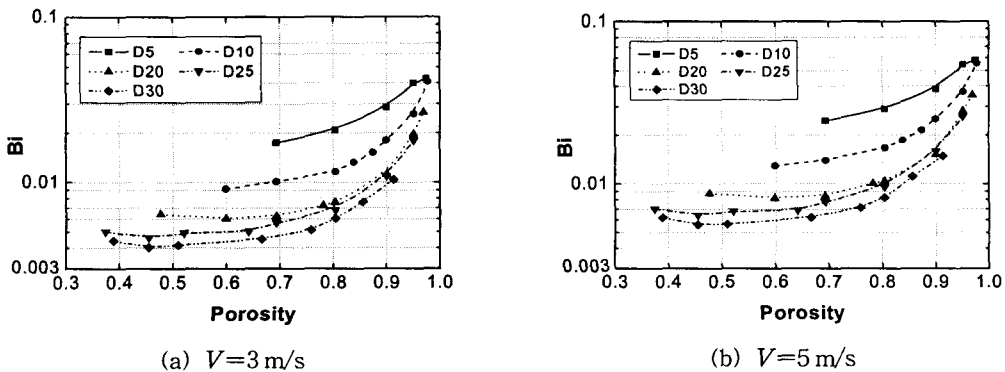


Fig. 5 Biot number for various porosities.

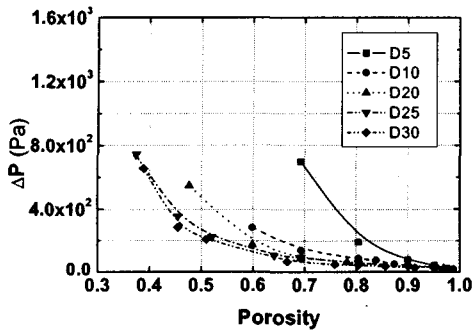
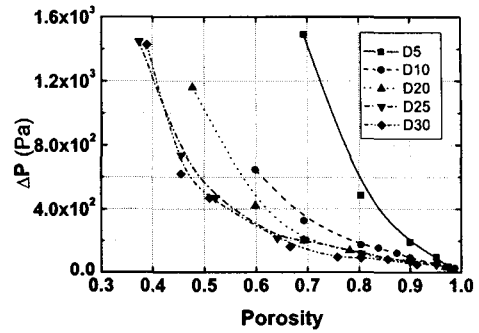
(a) $V=3$ m/s(b) $V=5$ m/s

Fig. 6 Pressure drop for various porosities.

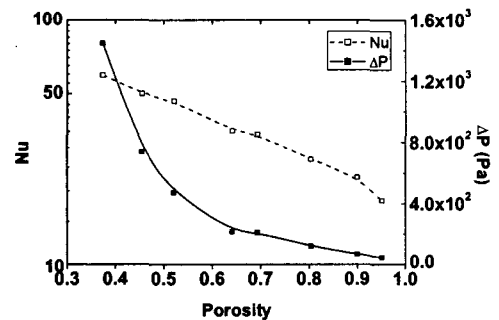
만, 고체의 유효열전도율의 증가가 더 크기 때문에 Biot 수는 감소하며, 핀을 통한 열전달이 지배적임을 알 수 있다.

핀이 아주 조밀하게 배열된 경우(다공도 0.4 이하) Biot 수는 다공도가 감소하는데도 다소 증가하는 경향을 보이는데, 이는 다공도가 매우 작을 경우 유체에서의 열전달이 매우 활발하게 일어나기 때문이다. 다시 말해, 핀 배열이 조밀한 영역에서 고체측 열전달에 의한 영향만을 고려하고 유체를 통한 열전달을 무시해서는 안 된다는 것을 간접적으로 보여주고 있다.

3.2 압력강하

채널 내에 핀을 설치할 경우 열전달을 증가시킬 수 있지만, 핀 배열은 유동을 방해함으로써 마찰항력과 형상항력이 증가하여 압력강하가 커지게 된다. 압력강하가 커지게 되면 당연히 공기의 유동에 필요한 펌 동력이 증가하게 되기 때문에 열전달 증가에 의한 이득은 감소한다.

Fig. 6는 각각 유속을 3 m/s, 5 m/s로 하였을 때 시험부 전후의 압력강하량을 나타낸 것으로, 유속이 증가할수록 압력강하량은 증가한다. 다공도가 약 0.5 이하인 영역에서는 핀 배열이 조밀해지는 경우 압력강하량이 급격히 증가하는 것을 볼 수 있다. 이는 핀 배열이 조밀해짐에 따라 유체의 유동공간은 선형적으로 감소하지만 어떠한 한계점에 도달하면 압력강하는 급격하게 증가한다는 것을 뜻한다. 또한 이것은 열전달계수의 증가와 압력강하의 증가를 항상 같이 고려해야 한다는 것을 뜻한다. 예를 들어 핀 직경 25 mm, 유

Fig. 7 Comparison of Nu and ΔP at $V=5$ m/s and $D=25$ mm.

속 5 m/s인 경우 Nusselt 수와 압력손실의 변화를 중첩시켜 Fig. 7에 나타내었다. 그림에서 확인할 수 있듯이 핀 배열이 조밀해질수록 열전달계수가 증가하고 있지만 다공도 0.4 근처 영역에서 압력강하량이 급격히 증가하고 있다. 따라서, 핀을 매우 조밀하게 배치한다고 하면 펌 동력 소모량이 너무 큰 단점을 지니게 된다는 것을 확인할 수 있다. 이는 냉각시스템 설계자가 전자시스템의 운전특성, 비용 등을 모두 고려하여 설계하여야 함을 의미한다.

4. 결 론

본 연구에서는 전자시스템의 냉각에 활용하기 위해, 핀-핀 구조물이 삽입된 채널에서 핀 직경과 피치 등 배열에 따른 열전달 및 압력강하 특성에 대한 실험을 수행하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 채널 내 열전달은 유속이 증가할수록 커진다. 동일 핀 직경에서 핀 사이의 피치가 감소할수록, 동일 피치에서 핀 직경이 증가할수록 다공도가 감소하여 유체의 유동공간이 작아지므로 열전달이 증가한다.

(2) 흰 배열이 매우 조밀하면 유동교란에 의한 유체에서의 열전달 상승 효과가 지배적이기 때문에, 다공도가 감소해서 고체의 유효열전도율이 증가하는데도 불구하고 Biot 수는 증가한다. 그러나, 흰 배열이 매우 조밀한 지역을 제외하면 Biot 수는 전반적으로 유체 내의 열전달보다는 고체의 유효열전도율의 영향을 많이 받는다.

(3) 다공도 0.5 이하의 영역에서 다공도가 감소함에 따라 압력강하가 급격히 증가하는 것을 볼 수 있다. 이는 유체의 유동공간이 급격하게 감소함을 나타내고 있으며, 열전달 증가폭에 비해 압력강하의 증가폭이 매우 크다.

후 기

본 논문은 한국과학재단 지정 부경대학교 친환경 첨단 에너지기계 연구센터의 지원(과제번호: R12-2003-001-03005-0)에 의하여 연구되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- 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., Hannemann, R. and Bar-Cohen, A., 1996, High heat from a small package, *Mechanical Engineering*, Vol. 108, pp. 36-42.
- 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 sinks, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 1735-1748.
- Lee, D. Y. and Vafai, K., 1999, Analytical characterization and conceptual assessment of solid and fluid temperature differential in porous media, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 423-435.
- Jin, J. S., Lee, D. Y. and Kang, B. H., 2000, Effect of the hydraulic boundary layer on the convective heat transfer in porous media, *Transactions of The Korea Society of Mechanical Engineers*, Vol. 24, No. 8, pp. 1119-1127 (in Korean).
- Koh, J. C. Y. and Stevens, R. L., 1975, Enhancement of cooling effectiveness by porous materials in coolant passage, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 97, pp. 309-311.
- Shin, J. Y., Son, Y. S. and Lee, D. Y., 2003, Analysis on the cooling characteristics of a channel with pin-fin structure, *Transactions of the Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea*, Vol. 15, No. 8, pp. 667-673 (in Korean).
- VanFossen, G. J., 1982, Heat transfer coefficients for staggered arrays of short pin fins, *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 104, pp. 268-273.
- Cho, H. H. and Goldstein, R. J., 1997, Heat transfer and friction loss characteristics of shaped short pin-fin arrays, *Transactions of the Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea*, Vol. 9, No. 3, pp. 259-267 (in Korean).
- You, H. I. and Chang, C. H., 1997, Numerical prediction of heat transfer coefficient for a pin-fin channel flow, *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 119, pp. 840-843.