

핀-휀을 삽입한 채널의 길이에 따른 열전달 특성 변화

손 영 석[†], 신 지 영, 이 상 록^{*}
동의대학교 기계공학과, ^{*}동의대학교 대학원 기계공학과

Heat Transfer Characteristics depending on the Length of a Channel with Pin-Fin Array

Young-Seok Son[†], Jee-Young Shin, Sang-Rog Lee^{*}

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

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

(Received December 26, 2006; revision received April 16, 2007)

ABSTRACT: The power consumption and heat generation in a chip increase as the components are miniaturized and the computing speed becomes faster. Therefore, suitable heat dissipation has become one of the primary limiting factors to ensure the guaranteed performance and reliable operation of the electronic devices. A pin-fin array which may be considered as a porous medium could be used as an alternative cooling system of the electronic equipment. The aim of the present study is to investigate the forced-convective heat transfer characteristics of pin-fin heat exchangers. Convective heat transfer through the pin-fin array is analyzed experimentally based on porous medium approach. The influence of the structure of the pin-fin array including the pin-fin spacing, the pin diameter and plate length on heat transfer characteristic is investigated and compared with the previous analytical results and existing correlation equations. Nowadays, electronic and mechanical devices become smaller and smaller. In this sense, the main purpose of this study is to decide the optimum pin-fin arrangement to get similar heat transfer performance when the length of the existing cooling system is reduced as a half.

Key words: Heat transfer characteristics(열전달 특성), Pin-fin array(핀-휀 배열), Length of a channel(채널 길이), Porous medium(다공성매질)

기 호 설 명

A : 열전달면적 [m^2]

a : 단위체적당 표면적의 비 [$1/m$]

C_E : Ergun 계수

c_p : 정압비열 [J/kgK]

D : 핀 직경 [m]

D_h : 수력직경 [m]

H : 채널 또는 핀의 높이 [m]

h : 벽면열전달계수 [W/m^2K]

h_i : 틈새열전달계수 [W/m^2K]

K : 투과율 [m^2]

k : 열전도율 [W/mK]

$k_{f,eff}$: 유체의 유효열전도율 [W/mK]

$k_{s,eff}$: 고체의 유효열전도율 [W/mK]

N : 핀의 개수

[†] Corresponding author

Tel.: +82-51-890-1648; fax: +82-51-890-2232

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

Nu	: Nusselt 수
P	: 압력 [Pa]
Pe	: Peclet 수
q_w	: 벽면으로부터의 열유속 [W/m^2]
Re	: Reynolds 수
S	: 피치 [m]
T	: 온도 [K]
u	: 유속 [m/s]
x	: 길이방향 좌표 [m]
y	: 높이방향 좌표 [m]

그리스 문자

ε	: 다공도
μ	: 점성계수 [$Pa \cdot s$]
ν	: 동점성계수 [m^2/s]
ρ	: 밀도 [kg/m^3]

하첨자

<i>cal</i>	: 계산
<i>dis</i>	: 분산
<i>exp</i>	: 실험
<i>f</i>	: 유체
<i>i</i>	: 입구
<i>o</i>	: 출구
<i>s</i>	: 고체

1. 서 론

최근 들어 열교환기분야에서도 갈수록 심화되는 사용공간의 제약으로 인해 단위부피당 전열면적을 극대화시킨 고밀도, 고효율 열교환기가 관심을 끌고 있다. 또한 설계기술이 발달함에 따라 최적설계로 압력손실을 낮추고 열전달 성능을 극대화시킨 경제적이고 효율적인 최적의 열교환기 설계에 노력을 기울이고 있는 실정이다. 열전달을 촉진시키는 장치로서 열교환기와 냉각 또는 방열장치 등이 있으며, 이러한 장치에서 전열면적의 확대에 의한 열전달을 촉진시킬 목적으로 널리 이용되고 있는 것이 핀(fin)이다.

보통 관 내부에 핀을 부착하면 그렇지 않은 경우에 비하여 증가된 열전달 면적과 추가적으로 형성된 열경계층으로 인하여 열전달이 향상된다.

핀의 존재는 필연적으로 3차원유동을 발생시켜 마찰계수의 증가를 초래한다. 이러한 관 내부의 마찰계수의 증가는 팬(fan)동력의 증가를 가져오며 이는 더 많은 에너지 사용을 의미한다. 따라서 고효율의 열교환기는 열전달율을 증가시키고 동시에 마찰에 의한 손실을 최소화 할 수 있어야 한다.

한편, 소형화, 고효율화, 경량화 그리고 저가격화에 부응하기 위하여 고성능 열교환기 개발이 진행되고 있다. 열교환기의 성능향상을 위해서는 핀에 의한 공기층의 표면적 확장과 열전달계수 향상이 필수적이므로 채널 내에 핀-핀(pin-fin)을 삽입하는 방식의 열교환기가 널리 이용되고 있다. 핀-핀을 이용한 열교환기가 가지는 가장 큰 특징은 상용크기의 열교환기에 비하여 단위체적당 매우 큰 전열면적을 갖는다는 것이다. 같은 용량의 상용 열교환기에 비하여 작은 체적으로, 또한 작은 무게로 제작이 가능하여 경제적인 열교환기를 제공할 수 있다.

열교환기 성능향상을 위해서는 공기층 열전달 성능을 향상시키는 것도 중요하며, 이에 관한 연구도 주로 핀-핀 주위의 유체와 열전달을 촉진시키는 방향으로 진행되어 왔다. 공기층 열전달계수에 영향을 미치는 핀-핀의 형상, 평판의 크기, 핀의 개수, 핀의 간격 등 형상인자에 대한 연구가 오랫동안 진행되었다.⁽¹⁻⁴⁾

그러나 핀-핀 구조물은 구조가 복잡하여 내부의 유동 및 열전달 현상을 해석하기가 매우 힘들기 때문에 신뢰도가 높은 수치해석 결과를 기대하기가 힘든 형편이고, 실험에 의한 결과를 이론적으로 보완할 수 있는 자료도 매우 부족한 실정이다. 이러한 측면에서 핀-핀 구조물을 다공성매질(porous medium)로 모사하여 해석하려는 시도가 이루어지고 있다.⁽⁵⁻⁷⁾

다공성매질은 체적 대 표면적의 비가 매우 크고 불규칙한 유로 구성이 특징이며, 다공성매질 내 유체유동은 미세한 다공구조를 지나면서 복잡한 3차원 형태를 갖게 된다. 다공성매질을 열교환기 내에 삽입할 경우 열전달 면적 확대와 유동교란에 의한 열전달계수 증가효과를 동시에 얻을 수 있다.

본 연구에서는 핀-핀을 이용한 전자부품의 냉각특성을 모사하기 위해 일정 열유속이 공급되는 채널에서 핀-핀 구조물을 삽입한 형태를 연구대

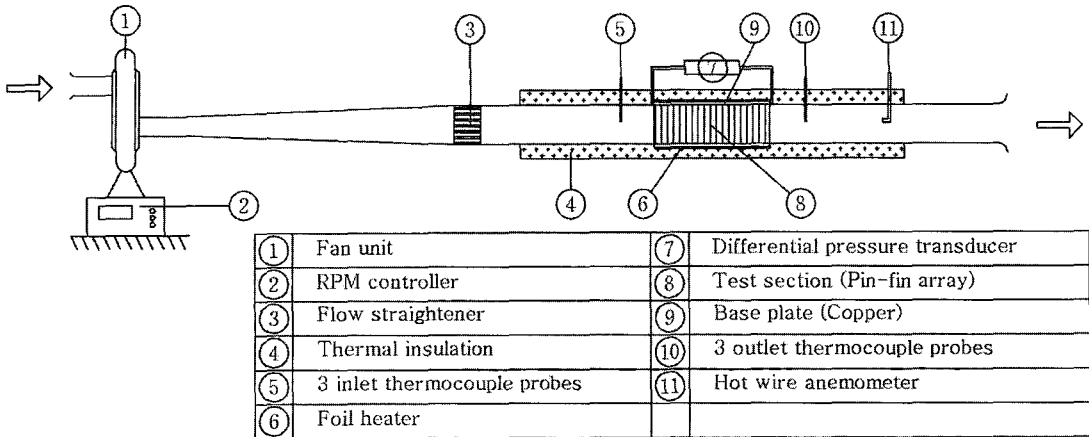


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus.

상으로 설정하였다. 핀-핀 열교환기의 평판 길이에 따른 열전달특성을 고찰하기 위해 핀-핀 열교환기 평판의 길이를 1/2로 줄이고, 핀 간격과 열수가 열전달에 미치는 영향에 대해 연구하고자 한다. 이를 위해 시험부를 기존 평판과 길이를 1/2로 줄인 평판(작은 평판) 2가지로 하여, 기존 평판의 열전달 효과와 길이를 1/2로 줄였을 때 같은 열전달 효과를 얻기 위한 실험을 수행하였다.

즉, 평판에서 작은 평판으로 길이를 줄였을 때 같은 열전달 효과를 얻을 수 있는 핀의 피치 변화를 실험을 통해서 알아보았다. 이를 위해 채널 내에 핀-핀을 삽입하고 채널벽면에 일정한 열유속을 공급하여 핀의 직경, 피치, 열전달 면적 등의 변화에 따른 열전달 특성을 고찰하여, 핀-핀 구조물을 전자장비의 냉각에 사용하였을 때 구조물의 직경과 피치 그리고 평판 길이에 따른 열전달 특성을 분석하고자 한다.

2. 실험 및 해석

2.1 실험

실험장치의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 주위 공기(15~20℃)는 팬을 통해 덕트로 유입되면서 입구영역을 거쳐 완전발달된 유동이 되어 시험부를 통과하여 실험장치 밖으로 배출된다. 시험부의 외부 벽면은 두께 25mm의 단열재를 덮어 주위로의 열손실을 최소화하였으며, 유동에 수직한 시험부 단면적은 200×10mm(수력직경 19.05mm)

로 폭과 높이의 비(W/H)는 20이다. 시험부의 길이는 평판 길이에 따른 열전달 특성을 관찰하기 위해 300mm와 150mm 2가지로 하였으며, 덕트 전체길이는 1000mm이다. 시험부인 핀-핀 배열 앞부분에 길이 500mm(수력직경의 약 26배)인 덕트를 설치하여, 시험부로 들어오는 유동을 완전 발달된 유동으로 만들었다. 본 실험에서의 작동 조건은 전면유속이 3m/s이며, 이는 $Re_{D_h} \approx 3600$ 에 해당하는 난류유동이다.

핀-핀 구조물은 Table 1에 나타낸 바와 같이 핀의 직경을 6, 10, 15, 20mm로 정하고 피치를 달리하여 다공도를 변화시킬 수 있도록 설치하였

Table 1 Pin-fin nominal geometries

(a) Plate (L = 300 mm)

Diameter (D)	Pitch (S)	Number of pins (N)
6mm	30, 40, 50, 60, 70 mm	65, 35, 15, 15, 15 ea
10mm	40, 50, 60, 70, 80 mm	35, 15, 15, 15, 9 ea
15mm	40, 50, 60, 70 mm	35, 15, 15, 15 ea
20mm	60, 70, 80 mm	15, 15, 9 ea

(b) Half-plate (L = 150 mm)

Diameter (D)	Pitch (S)	Number of pins (N)
6mm	15, 20, 25, 30, 35 mm	117, 63, 35, 35, 25 ea
10mm	20, 25, 30, 35, 40 mm	63, 35, 35, 25, 15 ea
15mm	20, 25, 30, 35 mm	36, 35, 35, 15 ea
20mm	30, 35, 40 mm	35, 15, 15 ea

으며, 모든 경우 종방향과 횡방향의 피치가 같은 직교배열을 사용하였다.

구리재질로 만든 핀-휀을 부착하기 위한 기판(base plate)은 300×200 mm와 150×200 mm인 두께 3mm의 구리판을 사용하였으며, 그 외부 면에 박막 가열판(foil heater)을 설치하여 가열하였다. 또, 휀과 기판 사이, 기판과 박막 가열판 사이의 접촉저항을 최소화하기 위하여 구리성분 접착제를 사용하였다.

기판의 온도분포를 측정하기 위해 평판, 작은 평판의 각 열에 횡방향 50mm 간격으로 3개씩, 유동의 진행방향으로 평판은 60mm, 작은 평판은 30mm 간격으로 4개소에서, 총 12개의 열전대를 가열판과 기판 사이에 삽입하여 채널 벽면온도를 측정하였다. 또 채널내의 온도를 측정하기 위해서 채널내의 유동의 진행방향으로 입구측에 3개, 출구측에 6개, 총 9개의 열전대를 채널의 입구와 출구에 각각 횡방향으로 삽입해서 유체의 입·출구온도를 계측하였으며, 이 온도로부터 유체의 혼합평균온도(bulk temperature)를 결정하였다. 온도 계측에 사용한 열전대는 36-게이지(직경 0.127 mm)인 T-형(구리-콘스탄탄) 열전대이다.

충분한 시간이 지나 정상상태에 도달한 후, 기판의 온도, 유체의 온도, 유량, 박막 가열판에 가해진 전력량을 열전대, 열선유속계, 차압계, 전력계를 사용하여 측정하였다. 계측장치에서 발생한 신호는 데이터획득장치(Agilent 34970A)에 연결되었고, 데이터획득장치로부터 GPIB 카드를 이용하여 컴퓨터로 데이터를 전송하였다. LABVIEW를 이용해서 데이터획득장치를 원격조정하고 컴퓨터에 자료를 저장, 분석하였다.

채널 벽면에서의 열전달계수(h)는 다음과 같이 정의하였다.

$$h = q_w / (\overline{T_w} - \overline{T_f}) \quad (1)$$

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

여기서, q_w 는 벽면에 공급되는 단위면적 당 열전달율이고, $\overline{T_f}$ 는 유체의 입구온도와 출구온도의 평균온도이다.

전력계로 계측한 가열판에 공급된 에너지는 유체의 입·출구 온도차를 이용하여 계산한 열전달량에 비해 평균 3% 높게 나타났으며, 이로부터

단열재를 통하여 손실된 열손실을 평균 3%로 판단하였다. 실험을 수행하기 전에 박막 가열판에 일정한 전원을 공급하였을 때 기판에 균일한 열유속이 공급되는가를 확인하기 위한 예비실험을 수행한 결과, 기판 각 부분에서 측정된 최대 온도차는 0.2°C 이내의 범위로 나타났다.

본 실험에서의 실험오차를 확인해 보면, 전력계의 오차는 2%, 열전대의 고정점오차는 1°C이고, 반복측정에 의한 랜덤오차는 최대 0.3°C이고, 데이터획득장치의 온도 변환오차는 0.05°C이다. 전력계의 오차, 열전대의 오차, 데이터획득장치의 오차를 고려하여 열전달계수의 실험오차를 구하면 벽면온도와 유체온도의 차이가 30°C일 경우 3.9%이고, 40°C일 경우 3.2%로 판단할 수 있다. 실험방법에 대한 자세한 내용은 Shin et al.⁽⁷⁾의 논문에서 기술되어 있다.

2.2 해석

Fig. 2에 본 연구대상의 개략도를 나타내었다. 평판 사이에 원형 핀-휀을 삽입한 형태이며, 벽면에서 균일한 열유속이 공급되는 경우의 강제대류 열전달 특성에 대하여 고찰하였다. 핀-휀 구조물을 다공성매질로 모델링하고, 입구영역의 길이는 매우 짧고 물성치는 온도에 관계없이 일정하다고 가정하면, 운동량방정식과 에너지방정식은 다음과 같다.⁽⁸⁾

$$\frac{\mu_f}{K}u + \rho_f \frac{C_E}{K^{1/2}}u^2 - \frac{\mu_f}{\epsilon} \frac{d^2u}{dy^2} + \frac{dP}{dx} = 0 \quad (3)$$

$$k_{f,eff} \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} + h_i a (T_s - T_f) = \rho_f c_{p,f} u \frac{\partial T_f}{\partial x} \quad (4)$$

$$k_{s,eff} \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} - h_i a (T_s - T_f) = 0 \quad (5)$$

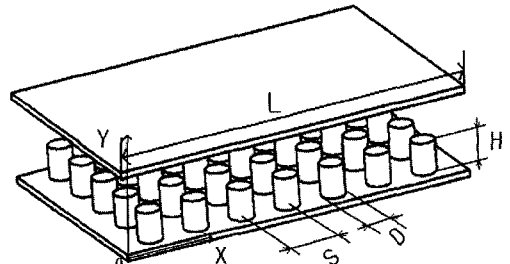


Fig. 2 Sketch of a channel with pin-fin array.

고체와 유체의 유효열전도율은 각각 다음과 같이 정의하였으며, 횡방향의 열적분산(thermal dispersion) 효과에 대한 유체의 열전도율 $k_{f,dis}$ 는 Kuwahara and Nakayama⁽⁹⁾가 수치해석을 통해 제시한 식을 사용하였다.

$$k_{s,eff} = (1 - \epsilon)k_s \tag{6}$$

$$k_{f,eff} = \epsilon k_f + k_{f,dis} \tag{7}$$

$$\frac{k_{f,dis}}{k_f} = 0.022 \frac{Pe_D^{1.7}}{(1 - \epsilon)^{1/4}} \quad \text{for } Pe_D < 10 \tag{8a}$$

$$\frac{k_{f,dis}}{k_f} = 0.052(1 - \epsilon)^{1/2} Pe_D \quad \text{for } Pe_D > 10 \tag{8b}$$

$$\text{여기서, } Pe_D = Pe(1 - \epsilon)^{1/2} \tag{8c}$$

Fig. 2의 모델을 기준으로 다공도와 단위체적당 표면적을 이론적으로 구할 수 있으며, 다음 식으로 표현할 수 있다.

$$\epsilon = 1 - \frac{\pi D^2/4}{S^2} \tag{9}$$

$$a = \frac{\pi D}{S^2} \tag{10}$$

벽면열전달계수는 다음 식과 같이 정의하였다.

$$h = \frac{q_w}{T_w - \langle uT_f \rangle / \langle u \rangle} \tag{11}$$

위 식에서 기호 $\langle \rangle$ 는 채널 단면 평균을 뜻한다. 운동량방정식과 에너지방정식, 실험 또는 수치해석에서 주어지는 각종 상관식으로부터 다공성매질에서의 속도장과 온도장에 대한 해를 구할 수 있다.^(8,10) 수치해석 알고리즘에 대한 자세한 내용은 Shin et al.⁽¹⁰⁾의 논문에 기술되어 있다. 식(11)에 속도장과 온도장에 대한 해를 대입하면 열전달계수를 계산할 수 있으며 Nusselt 수는 다음과 같이 정의하였다.

$$Nu = \frac{hH}{k_f} \tag{12}$$

3. 결과 및 고찰

본 연구에서 수행한 실험결과의 타당성을 검증하기 위해 Fig. 3에 평판과 작은 평판에 대한 실험결과를 본 연구의 해석결과 및 유사한 구조물

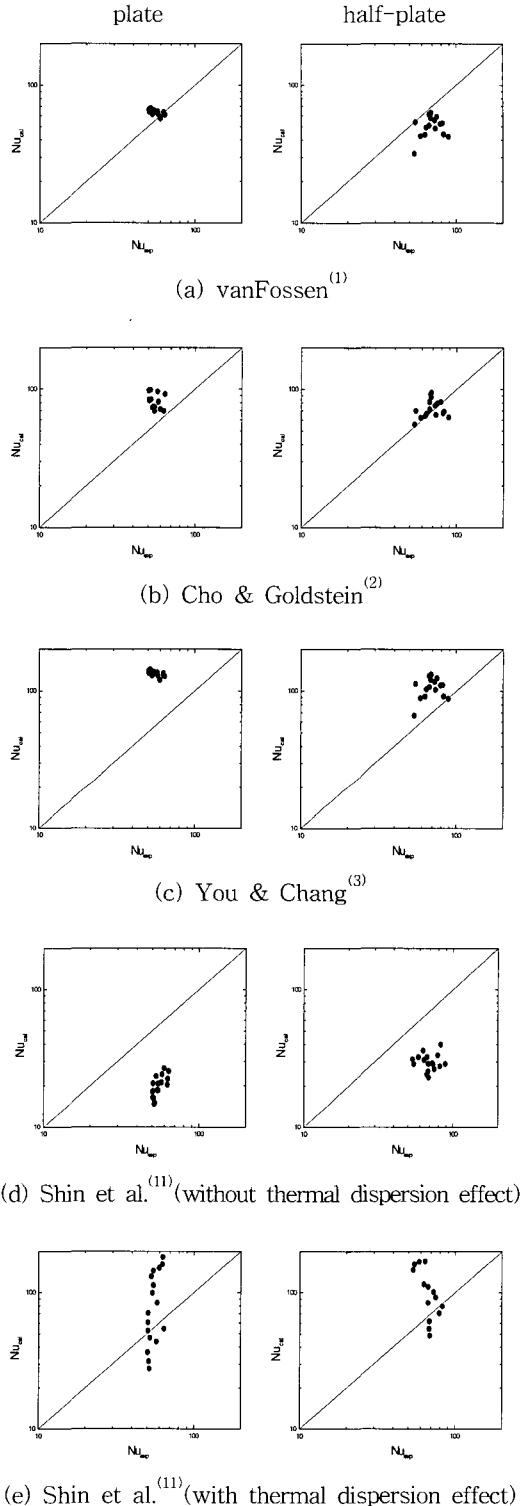


Fig. 3 Comparison of the Nu_{exp} and Nu_{cal} .

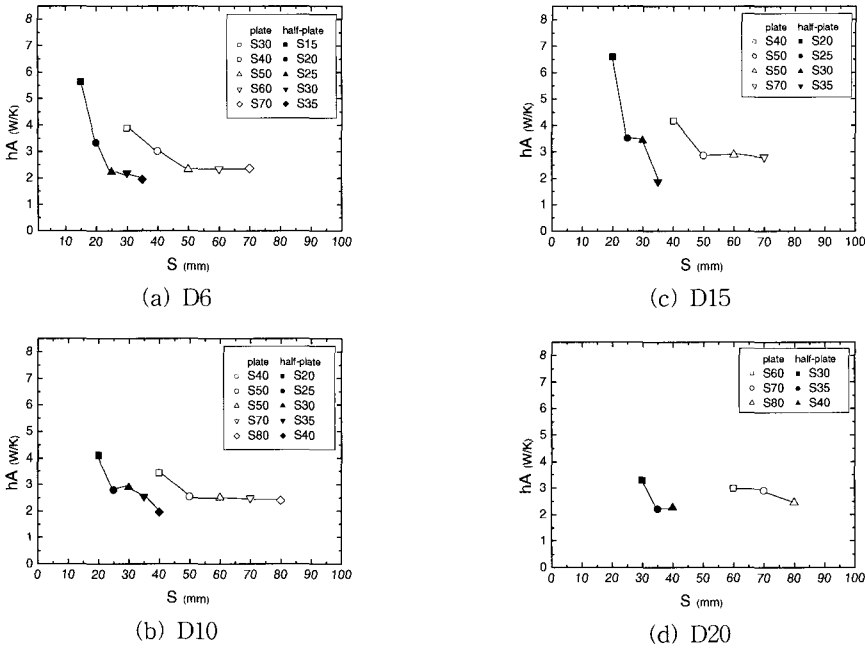


Fig. 4 Variation of the product of heat transfer coefficient and area with pitch (experiment).

에서의 타 연구자의 결과와 비교하여 나타내었다. x-축의 Nu_{exp} 는 본 연구의 실험데이터를 이용하여 식(12)로 계산한 Nusselt 수이며, y-축에 나타낸 Nu_{cal} 은 본 연구에서 설정한 실험조건을 각 연구자가 제시한 상관식과 본 연구의 해석과정에 대입하여 계산한 Nusselt 수를 뜻한다.^(1-3,11)

본 연구에서 수행한 실험값과 계산값, 해석값에 오차가 존재하기는 하지만 실험조건 및 기하학적 형상이 타 연구자가 다공성물질에 대해 상관식을 제시할 때의 조건과 동일하지 않은 점을 고려하면 비교적 잘 맞는다고 판단할 수 있으며, 이를 통해 실험데이터 및 본 연구의 해석결과의 신뢰성을 어느 정도 판단할 수 있다.

본 연구의 해석결과 (d)는 열적분산을 고려하지 않은 계산값이며, (e)는 열적분산을 고려한 계산값이다. 열적분산을 고려한 해석결과는 실험값에 비해 아주 크게 나타나며, 열적분산을 고려하지 않은 해석결과는 실험값에 비해 약간 작게 나타난다. 이는 본 연구의 해석에 사용한 열적분산을 고려한 유체의 열전도율 $k_{f,dis}$ 이 과도하게 크게 예측되어, 결과적으로 다공성매질 내에서의 틸드열전달계수를 과도하게 크게 계산하고 있기 때문으로 판단된다.

Fig. 4는 공기의 전면유속을 3 m/s로 하였을 때

평판의 길이변화와 이에 따른 피치변화에 따른 열전달계수와 면적의 곱을 나타낸 것이다. 즉, 평판에서 작은 평판으로 길이를 줄이고, 피치를 1/2로 줄였을 때 열전달계수와 면적의 곱을 지름별로 비교 분석하였다. 피치가 작은 영역에서 큰 영역으로 갈수록 열전달계수와 면적의 곱이 비슷해지는 경향이 나타난다. 예를 들어 D6일 때 피치가 $S = 30$ (평판), $S = 15$ (작은 평판)일 때는 작은 평판의 hA 가 큰 반면에, 피치가 $S = 60$ (평판), $S = 30$ (작은 평판)일 때는 hA 의 차이가 많이 나타나지 않는다. 즉, 피치가 큰 영역에서는 평판에서 작은 평판으로 줄이는 경우에는 피치를 1/2로 줄여야 비슷한 열전달 효과를 얻을 수 있다는 것을 알 수 있다. 반면에, 피치가 작은 영역에서는 평판의 길이를 1/2로 줄였을 때 같은 열전달 효과를 얻기 위해 피치를 1/2까지는 줄이지 않아도 된다는 것을 시사하고 있다. 피치가 작은 영역에서는 평판의 길이를 1/2로 줄였을 때 피치도 1/2 줄인다면 기대했던 것보다 더 큰 열전달 효과(hA)를 보일 것이다.

Fig. 5는 평판 길이에 따른 열전달 특성을 관찰하기 위해 Shin et al.⁽¹¹⁾의 모델에서 열적분산 효과를 고려하지 않고 각 지름(D6, D10, D15, D20)별로 해석한 결과중에서 D6에 대한 해석결과를 나타낸다. 기존평판의 피치 1을 기준으로 하고 작

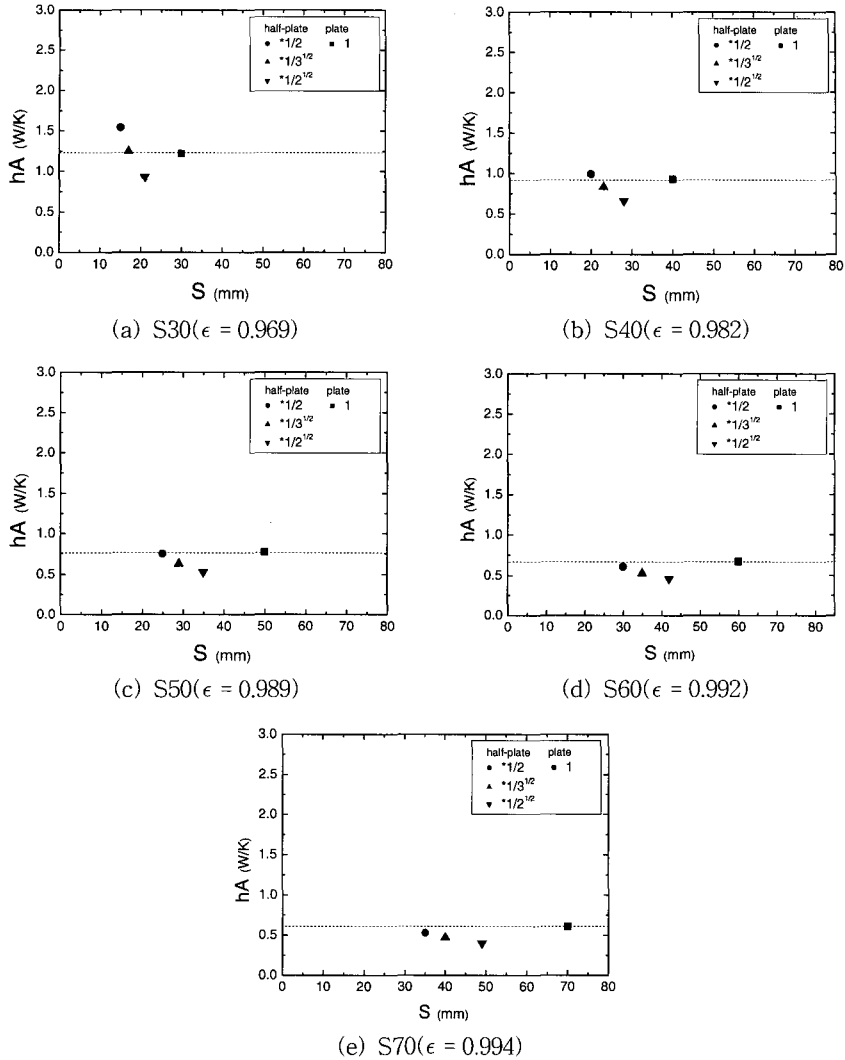


Fig. 5 Variation of the product of heat transfer coefficient and area with pitch (calculation).

은 평판으로 평판의 길이를 1/2로 줄였을 경우 피치를 $1/2 (= 0.5)$, $1/\sqrt{3} (\approx 0.58)$, $1/\sqrt{2} (\approx 0.71)$ 로 변화시키면서 그에 따른 hA 값을 나타내었다.

열교환기 소형화 관점에서 평판에서 작은 평판으로 평판의 길이를 1/2로 줄이는 경우 핀의 배열이 조밀한 영역(예를 들어 D6일 때 S30, S40)에서는 피치를 $1/\sqrt{3} (\approx 0.58)$ 로, 그리고 핀의 배열이 성긴 영역(예를 들어 D6일 때 S50, S60, S70)에서는 피치를 $1/2 (= 0.5)$ 로 줄일 때 비슷한 열전달 효과를 얻을 수 있다.

다시 말해, 평판에서 작은 평판으로 평판의 길이를 1/2로 줄일 때, 다공도가 작은 경우 즉 핀 배

열이 조밀한 경우에는 핀의 피치를 $1/\sqrt{3} (\approx 0.58)$ 로 줄여야 하고, 다공도가 큰 경우 즉 핀 배열이 성긴 경우에는 핀의 피치를 $1/2 (= 0.5)$ 로 줄여야 같은 열전달 효과를 얻을 수 있다.

4. 결 론

핀-휀 구조물을 전자시스템의 냉각에 적용하기 위해, 본 연구에서는 핀-휀을 삽입한 채널에서 채널 길이 변화에 따른 열전달 특성을 실험과 해석을 통해 고찰하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 본 연구에서 수행한 핀-휀을 삽입한 채널

에 대한 실험과 해석결과는 타 연구자의 결과와 비교하여 비교적 잘 맞았으며, 이를 통해 실험데이터 및 해석결과의 신뢰성을 판단할 수 있었다.

(2) 실험결과로부터 평판에서 작은 평판으로 줄이는 경우 같은 열전달 효과를 얻기 위해서는, 피치가 작은 영역에서는 피치를 1/2까지 줄이지 않아도 되나 피치가 큰 영역에서는 피치를 1/2로 줄여야 비슷한 열전달 효과를 얻을 수 있다는 것을 알 수 있었다.

(3) 해석결과로부터 평판에서 작은 평판으로 평판의 길이를 1/2로 줄이는 경우 핀의 배열이 조밀한 영역에서는 피치를 $1/\sqrt{3}$ (≈ 0.58)로, 그리고 핀의 배열이 성긴 영역에서는 피치를 1/2($= 0.5$)로 줄일 때 비슷한 열전달 효과를 얻을 수 있다는 것을 알 수 있었다.

(4) 본 연구에서 수행한 실험과 계산에 의한 hA 값의 경향은 같으나 정량적인 값은 계산이 훨씬 적게 나온다. 이는 계산에서 열적분산 효과를 고려하지 않았기 때문인데 앞으로 열적분산 효과 등 해석모델에 대한 지속적인 개선이 필요하다.

후 기

이 논문은 2006년도 정부(교육인적자원부)의 재원으로 한국대학교육협의회 대학교수 국내교류 연구비 지원에 의한 것임.

참고문헌

1. VanFossen, G. J., 1982, Heat transfer coefficients for staggered arrays of short pin fins, ASME J. of Heat Transfer, Vol. 104, pp. 268-273.
2. 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.
3. 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.
4. Kim, S. J. and Kim, D., 1982, Forced convection in microstructures for electronic equipment cooling, ASME J. of Heat Transfer, Vol. 121, pp. 639-645.
5. Yoshihiro, K. and Hitoshi, M., 1996, Prediction algorithm of thermal resistance for impingement cooling of heat sinks for LSI packages with pin-fin arrays, Heat Transfer-Japanese Research, Vol. 25, No. 7, pp. 434-448.
6. Song, G. E. and Lee, D. Y., 2005, Optimum design variation depending on the heat exchange length, Transactions of the Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, Vol. 17, pp. 534-539.
7. Shin, J. Y., Son, Y. S., Kim, S. M. and Lee, D. Y., 2004, Experiments on the heat transfer and pressure drop characteristics of a channel with pin-fin array, Transactions of the Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, Vol. 16, No. 7, pp. 623-629.
8. 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.
9. Kuwahara, F. and Nakayama, A., 1999, Numerical determination of thermal dispersion coefficients using a periodic porous structure, ASME J. of Heat Transfer, Vol. 121, pp. 160-163.
10. 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.
11. Shin, J. Y., Son, Y. S. and Lee, D. Y., 2006, Design of a pin-fin structure in a channel considering the heat transfer and pressure drop characteristics, Transactions of the Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, Vol. 18, No. 6, pp. 459-467.