열전달 및 압력강하 특성을 고려한 채널 내 핀-휜 구조물의 설계

신 지 영†, 손 영 석, 이 대 영*
동의대학교 기계공학과, *한국과학기술연구원

Design of a Pin-Fin Structure in a Channel Considering the Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics

Jee-Young Shin†, Young-Seok Son, Dae-Young Lee*
Department of Mechanical Engineering, Dong-Eui University, Busan 614-714, Korea
**Korea Institute of Science and Technology, Seoul 134-791, Korea*

(Received October 20, 2005; revision received March 24, 2006)

ABSTRACT: Rapid development of electronic technology requires small size, high density packaging and high power in the electronic devices, which results in more heat generation. Suitable heat dissipation is required to ensure the guaranteed performance and reliable operation of the current state-of-the-art electronic equipment. The aim of the present study is to find out the forced-convective thermal-hydraulic characteristics of a pin-fin heat exchanger as a candidate for cooling system of the electronic devices through the analysis and experiment. Various configuration of the pin-fin array is selected in order to find out the effect of spacing and diameter of the pin-fin on the heat transfer and pressure drop characteristics. Experimental results are compared with the analyses and correlations of several researchers. Finally, the design guide are provided for the required pressure drop and/or the heat transfer characteristics of the heat exchanger.

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

기 호 설 명

a : 단위체적당 표면적의 비 [1/m]
A_h : 접수면적 [m^2]
C_E : Ergun 계수
c_p : 비열 [J/kgK]
D_h : 수력 직경 [m]
D_p : 핀 직경 [m]
H : 채널 높이의 1/2 [m]
h_i : 틈새 열전달계수 [W/m^2K]
h_w : 벽면 열전달계수 [W/m^2K]
K : 투과율 [m^2]
$k_{f,eff}$: 유체의 유효열전도율 [W/mK]
$k_{s,eff}$: 고체의 유효열전도율 [W/mK]
Nu : Nusselt 수
P : 압력 [Pa]
q_w : 벽면으로부터의 열유속 [W/m^2]
S : 피치 [m]

† Corresponding author
Tel.: +82-51-890-1650; fax: +82-51-890-2232
E-mail address: jyshin@deu.ac.kr

T : 온도 [K]
u : 유속 [m/s]
V_f : 유체가 차지하는 체적 [m^3]
x : 길이방향 좌표 [m]
y : 높이방향 좌표 [m]

그리스 문자

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

하첨자

dis : 분산
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. 한계점보다 더 높은 온도에서 작동하는 전자시스템은 불안정하거나 오작동을 초래할 수 있으므로, 시스템의 온도를 허용한도 내로 유지하기 위한 효과적인 열제거 기술개발이 요구되고 있다.[1] 전자시스템의 접점온도가 85℃ 이상에서 10℃씩 증가할 때마다, 전자부품의 수명은 절반으로 감소하게 된다는 연구결과도 있다.[2] 특히, 단위면적당 열발생률이 급격히 증가하고 있기 때문에 전자기기의 안정적인 작동을 위해서는 제품의 허용한도 내로 온도를 유지하기 위한 고성능 냉각기술의 개발이 중요한 문제로 대두되고 있다. 전자시스템의 냉각에 대한 많은 연구가 진행되어 왔으며, 전도, 대류, 상변화 등 여러 가지 방식을 이용한 냉각방법이 연구되고 있다.[3-5] 예를 들어, 노트북 컴퓨터와 같이 국부적으로 높은 열밀도를 가지는 전자시스템의 냉각에는 휀(fan)을 이용한 냉각방식을 채택하고 있으나, 소음 및 냉각장치의 크기와 관련된 문제로 개선책이 요구되고 있다.

고성능 냉각방식이라는 말에는 기존 방식에 비해 많은 열량을 제거할 수 있다는 것 외에도 냉각장치의 소형화라는 개념도 내포되어 있다. 즉, 냉각성능을 향상시키기 위해서 열전달면적을 증가시키는 방법으로는 한계가 있기 때문에 열전달계수를 향상시키는 것도 같이 고려해야 한다는 의미이다. 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.[6-9]

핀-휜(pin-fin) 구조물은 조밀하게 배치되었을 경우, 부피 대 표면적 비가 크고 유동양상이 복잡하기 때문에 다공성 물질과 유사한 열전달 증가효과를 얻을 것으로 판단할 수 있다. 반면에, 핀-휜 구조물은 구조가 복잡하여 내부의 유동 및 열전달현상을 해석하기가 매우 힘들기 때문에 신뢰도 높은 수치해석 결과를 기대하기가 힘들고, 실험에 의한 결과를 이론적으로 보완할 수 있는 자료도 매우 부족한 실정이다. 이러한 측면에서 핀-휜 구조물을 다공성 매질로 모사하여 해석하려는 시도가 이루어지고 있다.[10-12]

본 연구는 핀-휜을 이용한 전자부품의 냉각특성을 모사하기 위해 일정 열유속이 공급되는 채널에 핀-휜 구조물을 삽입한 형태를 대상으로 설정하였다. 이러한 채널의 유동 및 열전달해석을 위해 핀-휜 구조물을 다공성 매질로 모사하였으며, 핀의 직경, 피치 등 구조물의 형태를 변화시켜서 이에 따른 냉각특성을 해석하여, 다공성 물질 해석방법을 핀-휜을 이용한 냉각방식의 해석에 적용할 수 있는지를 검토하고, 핀-휜의 배열변화가 열전달에 미치는 영향을 고찰하였다. 또한, 핀-휜 구조물이 삽입된 채널 벽면을 가열하고 공기를 채널 내에 공급하여 열전달 및 압력강하특성을 실험을 통해 고찰하였다. 핀-휜 구조물의 형태 변화, 즉 핀의 직경, 피치 등의 변화에 따른 열전달 및 압력강하 특성에 대한 실험결과를 해석과 비교하여 해석과정의 타당성을 검토하였다. 마지막으로 핀-휜을 사용하는 열교환기에 대한 해석결과를 분석하여 핀-휜을 삽입한 열교환기의 설계지침을 제시하였다.

2. 해석 및 실험

2.1 해 석

Fig. 1에 본 연구 대상의 개략도를 나타내었다. 평판 사이에 원형 핀-휜을 삽입한 형태이며, 벽면에서 균일한 열유속이 공급되는 경우의 강제대류 열전달특성에 대하여 고찰하였다. 핀-휜 구조물을 다공성 매질로 모델링하고, 입구영역의 길이는 매우 짧고 물성치는 온도에 관계없이 일정하다고 가정하면, 운동량방정식과 에너지방정식은 다음과 같다.[7]

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

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

$$k_{s,eff}\frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2}-h_i a(T_s-T_f)=0 \quad (3)$$

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

$$k_{s,eff}=(1-\varepsilon)k_s \quad (4)$$

$$k_{f,eff}=\varepsilon k_f+k_{f,dis} \quad (5)$$

$$\frac{k_{f,dis}}{k_f}=0.022\frac{\mathrm{Pe}_D^{1.7}}{(1-\varepsilon)^{1/4}} \quad \text{for } \mathrm{Pe}_D<10 \quad (6a)$$

$$\frac{k_{f,dis}}{k_f}=0.052(1-\varepsilon)^{1/2}\mathrm{Pe}_D \quad \text{for } \mathrm{Pe}_D>10 \quad (6b)$$

$$\mathrm{Pe}_D=\mathrm{Pe}(1-\varepsilon)^{1/2} \quad (6c)$$

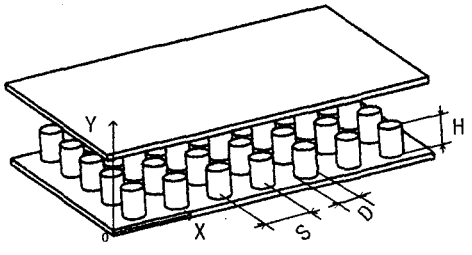


Fig. 1 Sketch of the model.

Fig. 1의 모델을 기준으로 다공도를 이론적으로 구할 수 있으며, 다음 식으로 표현할 수 있다. D_p는 핀의 직경, H는 채널 높이의 1/2이며, 피치(S)는 핀의 중심 사이의 거리로 정의하였으며, 횡방향과 종방향 피치가 같은 바둑판배열(in-line arrangement)을 가정하였다.

$$\varepsilon=1-\frac{\pi D_p^2/4}{S^2} \quad (7)$$

열전달계수는 다음 식과 같이 계산할 수 있다.

$$h_w=\frac{q_w}{T_w-\langle uT_f\rangle/\langle u\rangle} \quad (8)$$

위 식에서 기호 < >는 채널 단면 평균을 뜻한다. 운동량방정식과 에너지방정식, 실험 또는 수치해석에서 주어지는 각종 상관식으로부터 다공성 매질에서의 속도장과 온도장에 대한 해를 구할 수 있다.[7,10] 식(8)에 속도장과 온도장에 대한 해를 대입하면 열전달계수를 계산할 수 있으며 Nusselt 수는 식(9)와 같이 정의하였다.

$$\mathrm{Nu}=\frac{h_w D_h}{k_{f,eff}} \quad (9)$$

여기서, $D_h(=4V_f/A_h)$는 수력직경을 의미한다.

2.2 실 험

실험장치의 개략도를 Fig. 2에 나타내었다.[11] 주위공기(15~20℃)는 휀을 통해 덕트로 유입되면서 입구 영역을 거쳐 완전발달된 유동이 되어 시험부를 통과하여 실험장치 밖으로 방출된다. Fig. 1에 나타낸 핀-휜을 삽입한 채널이 시험부이며, 유동에 수직한 시험부 단면적은 200×10 mm(수력직경 19.05 mm)로 폭과 높이의 비($W/2H$)는 20이다. 시험부의 길이는 300 mm이며, 덕트 전체 길이는 1,000 mm이다. 핀-휜 구조물은 핀의 직경을 5, 10, 20, 25, 30 mm로 정하고 피치를 달리하여 다공도를 변화시킬 수 있도록 설치하였으며, 모든 경우 종방향과 횡방향의 피치는 같도록 하였다. 핀-휜을 부착하기 위한 기판(base plate)은 300×200 mm인 두께 3 mm의 구리판을 사용하였으며, 그 외부 면에 박막 가열판(foil heater)을 설치하

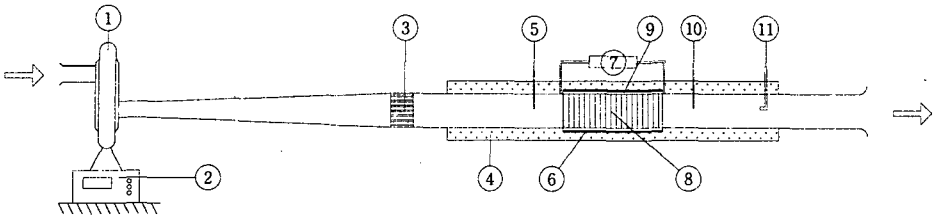


Fig. 2 Schematic diagram of the experimental apparatus.

여 가열하였다. 또, 휜과 기판 사이, 기판과 박막 가열판 사이의 접촉저항을 최소화하기 위하여 구리성분 접착제를 사용하였다.

기판의 온도, 유체의 온도, 유량, 압력강하, 박막 가열판에 가해진 전력량을 열전대, 열선유속계, 차압계, 전력계를 사용하여 측정하였으며, 계측장치에서 발생한 신호는 데이터 획득장치(Agilent 34970A)에 연결되었고, 데이터 획득장치로부터 GPIB 카드를 이용하여 컴퓨터로 데이터를 전송하였다. LABVIEW를 이용해서 데이터 획득장치를 원격조정하고 컴퓨터에 자료를 저장, 분석하였다.

전력계의 오차는 ±2%, 열전대의 오차는 벽면온도 0.65℃, 유체의 혼합 평균 온도 0.46℃이다. 전력계의 오차, 열전대의 오차, 데이터 획득장치의 오차를 고려하면 열전달계수의 실험오차는 벽면온도와 유체온도의 차이가 20℃일 경우 ±4.8%로 판단할 수 있다. 실험방법에 대한 자세한 내용은 Shin et al.[11]의 논문에 기술되어 있다.

채널 벽면에서의 열전달계수(h_w)는 다음과 같이 정의하였다.

$$h_w = \frac{q_w}{\overline{T_w} - \overline{T_f}} \tag{10}$$

$$\overline{T_f} = \frac{T_{f,i} + T_{f,o}}{2} \tag{11}$$

여기서, q_w는 벽면에 공급되는 단위면적당 열전달률이고, $\overline{T_f}$는 유체의 입구온도와 출구온도의 평균 온도이다.

3. 결 과

Fig. 3에 실험결과를 유사한 구조물에서의 본 연구의 해석결과 및 타 연구자의 결과와 비교하여 나타내었다. x-축은 본 연구의 실험데이터를 이용하여 식(8)로 계산한 Nusselt 수이며, y-축에 나타낸 Nu_{cal}은 본 연구에서 설정한 실험조건을 각 연구자가 제시한 상관식과 본 연구의 해석과정에 대입하여 계산한 열전달계수를 뜻한다.[10-14] 각 계산값과 실험값, 해석값에 오차가 존재하기는 하지만 실험조건 및 기하학적 형상이 타 연구자가 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. 타 연구자의 결과는 Nusselt 수를 다소 크게 예측하고 있는 반면에, 본 연구의 해석결과 (d)는 열적분산을 고려하지 않은 계산값이며, Nusselt 수를 약간 작게 예측하고 있지만 오차의 범위가 타 연구자의 결과에 비해 상당히 작음을 알 수 있다.

Fig. 4에 핀의 직경을 10 mm로 일정하게 유지하고 피치를 바꾸어서 다공도를 변화시킨 경우의 Nusselt 수에 대한 실험, 해석, 타 연구자의 상관식에 의한 계산결과를 나타내었다. 예를 들어 핀의 직경을 10 mm로 일정하게 유지하고 피치를 바꾸게 되면 다공도가 변화하게 되는데, 다공도가 낮아지면 Nu_{exp}는 증가하는 것을 볼 수 있다. 이는 유체의 유동공간이 줄어들면서 열전달을 촉진하기 때문이며, 이는 열적분산을 고려하지 않은 경우(current study A)와 매우 유사하다.

열적분산을 고려한 해석결과(current study B)

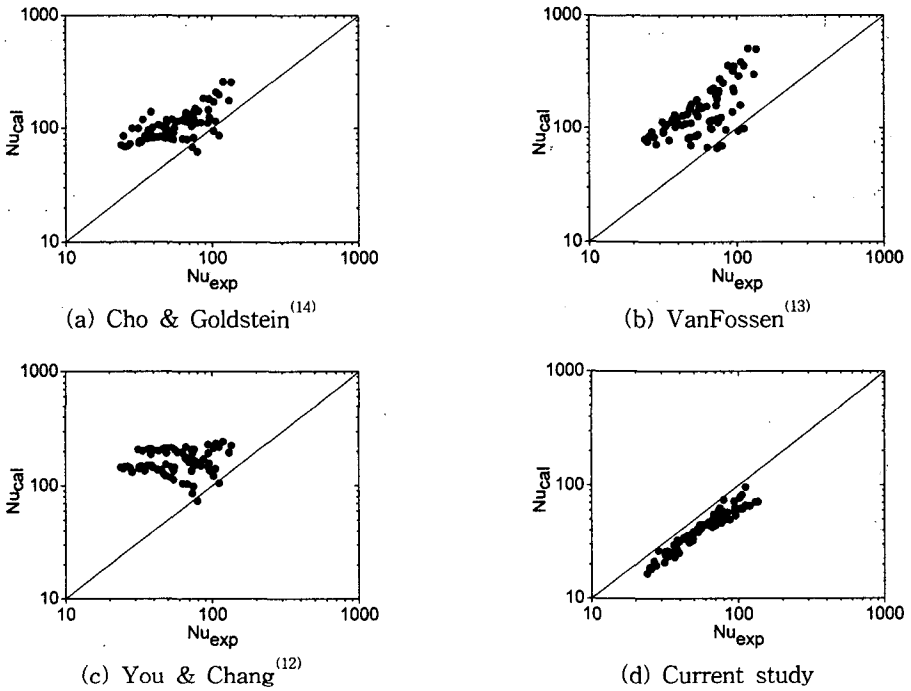


Fig. 3 Comparison of the Nu_{exp} and Nu_{cal}.

는 실험값에 비해 아주 크게 나타나며, 열적분산을 고려하지 않은 해석결과(current study A)는 실험값에 비해 약간 작게 나타난다. 이는 본 연구의 해석에 사용한 열적분산을 고려한 유체의 열전도율 $k_{f,dis}$이 과도하게 크게 예측되어, 결과적으로 다공성 매질 내에서의 틈새 열전달계수를 과도하게 크게 계산하고 있기 때문으로 판단된다. 본 연구와 유사한 많은 연구자료가 뒷받침되

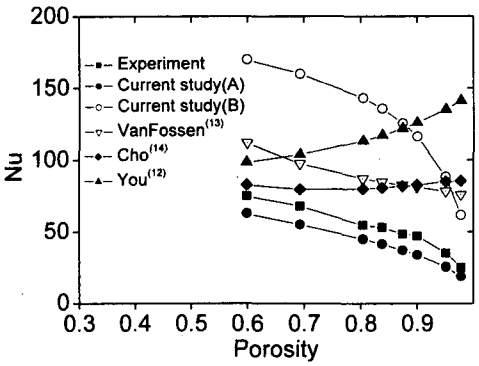
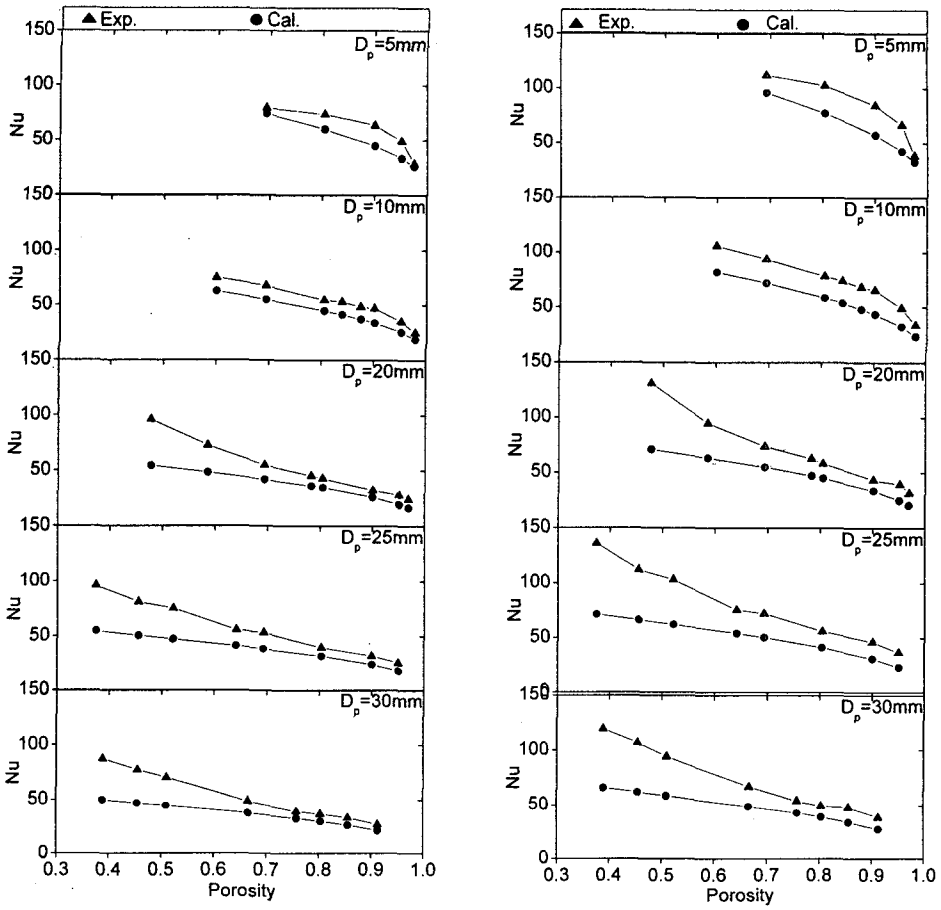


Fig. 4 Comparison of the Nusselt number with porosity.

어 분산효과 및 틈새 열전달계수에 대한 보다 정확한 자료를 사용하게 되면 실험자료와 분산효과를 고려한 해석결과와의 차이가 많이 줄어들 것으로 생각된다. 현재 단계에서는 열적분산을 고려하지 않은 해석결과와 실험결과를 비교하여 핀-휜 열교환기의 설계에 필요한 열전달 및 압력강하의 변화경향을 고찰하고자 한다.

한편, 다공도가 낮아지는데도 불구하고 열전달계수가 감소하거나 별로 변화하지 않는 것으로 예측하는 연구결과도 있다. 이는 열전달계수를 Reynolds 수만의 함수로 정의하는 기존의 방법이 핀-휜 열교환기의 핀-휜 배열, 휜 직경 등에 따라 변화하는 열전달 현상을 효과적으로 반영하지 못하기 때문이다. 따라서, 본 연구에서 채택한 방법인 핀-휜 형태의 열교환기를 다공성 물질로 모사하여 휜과 휜 사이, 유체와 고체 사이에서 발생하는 열유동 현상을 예측하여 열전달계수를 계산하는 방법이 적합하다고 판단된다.

Fig. 5는 각각 공기의 전면유속을 3 m/s, 5 m/s로 하였을 때의 Nusselt 수를 나타낸 것으로, Nusselt 수는 유속이 빨라지면 증가하는 것을 확인할 수 있다. 핀 직경이 일정할 때 피치가 작아



a) u=3 m/s (b) u=5 m/s

Fig. 5 Comparison of the Nusselt number (experiment and analysis w/o dispersion effect).

지면, 다공도가 감소, 즉 핀의 배열이 조밀해져서 핀 사이 유동공간이 작아지기 때문에 핀 사이에서의 유동속도가 증가하여 열전달이 활발하게 일어나는 것을 알 수 있다. 실험결과를 보면 핀 배열이 아주 조밀한 경우, 다공도가 0.5 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. 다공도가 매우 낮은 영역에서는 해석결과와의 차이도 커지고 있는 것을 알 수 있다. 유체의 유동공간이 협소한 지역에서는 다공성 물질에 의한 유동교란 효과 외에도 열적분산에 의해 열전달 향상효과가 있는 것으로 판단되나, 열적분산이 열전달 향상에 기여하는 부분에 대한 정량적인 분

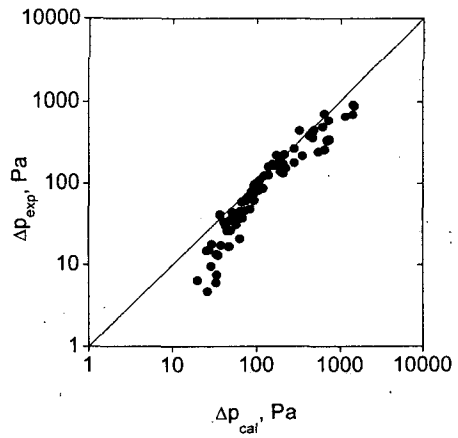


Fig. 6 Comparison of the pressure drop (experiment and calculation).

석은 좀더 많은 실험자료 및 연구결과가 있어야 가능할 것으로 판단된다.

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 휜 동력이 증가하게 되기 때문에 열전달 증가에 의한 이득은 감소한다. Fig. 6에 유속을 3 m/s, 5 m/s로 하였을 때 시험부 전후의 압력강하량을 실험값과 계산값을 비교하여 나타내었는데, 실험값과 해석값이 비교적 잘 일치하나, 해석결과가 실험값에 비해 압력강하를 조금 크게 예측하는 것을 알 수 있다.

핀 직경 25 mm, 유속 5 m/s인 경우의 실험결과를 Nusselt 수와 압력강하의 변화를 중첩시켜 Fig. 7에 나타내었다. 핀 배열이 조밀해지는 경우 압력강하량이 급격히 증가하는데 이는 핀 배열이 조밀해짐에 따라 유체의 유동공간은 선형적으로 감소하지만 어떠한 한계점에 도달하면 압력강하는 급격하게 증가한다는 것을 뜻한다. 이는 열전달계수의 증가와 압력강하의 증가를 항상 같이 고려해야 한다는 것을 뜻한다. 그림에서 확인할 수 있듯이 핀 배열이 조밀해질수록 열전달계수가 증가하고 있지만 다공도 0.5 근처 영역에서 압력강하량이 급격히 증가하고 있다.

Fig. 8은 실험범위와 동일한 영역에서 계산을 수행하여 Nussel 수와 압력강하를 비교한 것이다. 피치를 일정하게 유지한 상태에서 핀의 직경을 크게 하면 유체의 유동공간이 좁아지고 다공도는

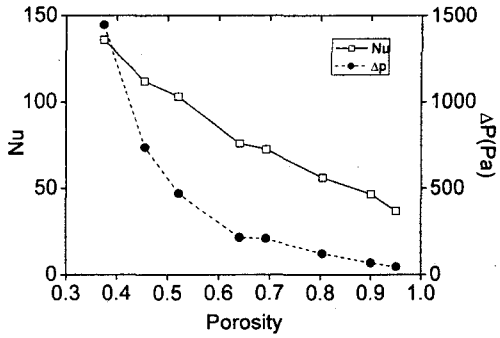
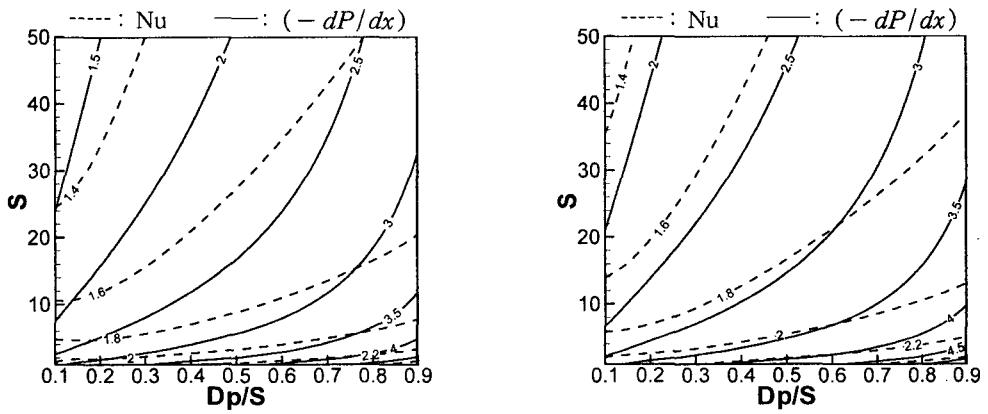


Fig. 7 Comparison of Nu and ΔP at $u=5$ m/s and $D_p=25$ mm.

감소한다. 이때 Nusselt 수는 증가하는데 핀의 직경이 큰 영역(다공도가 작은 영역)에서는 Nusselt 수의 등고선 간격이 넓어지므로 Nusselt 수의 증가폭이 작아지는 것을 알 수 있다. 이는 다공도에 따른 열전달의 향상효과가 점점 둔화된다는 것을 의미한다. 반면에 압력강하는 증가폭이 점점 커지는 것을 알 수 있다. 즉, 다공도에 따른 열전달의 향상효과가 점점 둔화되는 반면에 압력강하는 점점 커진다는 것을 의미한다. 따라서, 설계 엔지니어는 예를 들어 "열전달의 증가가 10% 이내 또는 압력강하의 증가가 20% 이상이 되면 더 이상 휜 배열을 조밀하게 해도 열교환기 성능향상에 도움이 없다"라는 설계기준을 가질 수 있다. 본 연구에서 수행한 해석과정을 통해 핀-휜 열교환기의 열전달 및 압력강하 특성을 도식화할 수 있으며, 앞서의 예와 같이 성능향상이 요구될



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

Fig. 8 Overlap of $(-dP/dx)$ and Nu contours (contour label: exponent of 10).

때 핀-휜의 직경 및 배열을 어느 방향으로 얼마만큼 변화시켜야 하며, 이때 열전달의 향상과 압력강하의 증가가 어느 정도인지를 예측할 수 있는 설계지침을 제시할 수 있을 것으로 판단된다.

피치가 10 mm 이하이고 D_p/S가 작은 경우 열전달계수의 변화가 크지 않은 것을 알 수 있으며, 이는 D_p/S가 작은 영역은 핀의 직경이 매우 얇기 때문에 휜으로서의 역할이 크지 않다는 것을 의미한다. 예를 들어 피치가 5 mm라면 핀 직경을 변화시킬 수 있는 범위가 이론적으로 0~5 mm이다. 이는 기하학적인 핀-휜 크기의 변화폭이 그다지 넓지 않다는 것을 의미하며, 따라서 열전달계수에 미치는 영향이 그다지 크지 않다. 반면에 압력강하에 미치는 영향은 비교적 크게 나타나기 때문에 이 영역에서 열전달을 향상시키기 위해 다공도를 줄이는 방법은 적합하지 않다. 휜의 직경이 어느 정도 커지면 휜에 의한 열전달 향상효과가 나타나기 시작하며 다공도가 작은 영역에서 열전달 향상폭이 커진다.

최적설계 조건을 살펴보기 위하여 열교환기의 압력강하를 일정하게 유지하면서 핀의 직경과 피치를 변화시키면 다음과 같은 사실을 고찰할 수 있다. 피치가 매우 큰 영역에서부터 살펴보면 피치를 줄임과 동시에 핀의 직경도 줄여야 압력이 일정하게 유지되며, 이때 열전달계수는 증가하는 것을 알 수 있다. 즉, 냉각휜의 동력을 일정하게 유지한 상태에서 열전달을 향상시키려면 핀-휜의 직경과 피치를 어떻게 변화시켜야 하는지에 대한 지침을 제시할 수 있다. 또한, 압력강하량이 큰 경우 D_p/S가 약 0.5보다 작아지면 피치와 핀의 직경을 변화시켜도 열전달계수 등고선 상의 변화가 급격히 작아지는 것을 알 수 있다.

피치와 핀 직경이 작은 영역, 예를 들어, 피치가 5 mm라면 핀 직경을 변화시킬 수 있는 범위가 이론적으로 0~5 mm이므로 비교적 크기가 작은 부품을 냉각하기 위한 핀-휜 열교환기의 설계에 이용 가능하며, 상세 설계 이전에 부품 냉각에 필요한 열전달 특성 및 압력강하 특성을 예측할 수 있는 설계지침을 제시할 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 핀-휜 구조물이 삽입된 채널의 열전달 특성과 압력강하 특성을 해석과 실험을 통해 고찰하고 설계지침을 제시할 수 있는 가능성을 검토하여, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 다공성 매질에 대한 열전달 해석을 적용한 본 연구의 해석은 핀-휜을 삽입한 채널의 열전달 현상을 정성적, 정량적으로 잘 예측하였다. 동일 핀 직경에서 핀 사이의 피치가 감소할수록, 동일 피치에서 핀 직경이 증가할수록 다공도가 감소하여 유체의 유동공간이 작아지므로 열전달이 증가한다.

(2) 다공성 매질에 대한 유체유동 해석을 통한 압력강하에 대한 예측도 실험값과 유사하게 나타났다. 다공도가 감소하여 유체의 유동공간이 작아지면 압력강하가 증가하며, 특히 다공도가 낮은 영역에서 압력강하는 급격하게 증가한다.

(3) 본 연구를 통해 압력강하량을 일정하게, 즉 냉각휜의 동력을 일정하게 유지한 상태에서 열전달을 얼마만큼 향상시키려면, 피치를 줄임과 동시에 핀의 직경을 어느 정도 줄여야 한다는 설계지침을 제시할 수 있다. 압력강하량이 큰 경우 D_p/S가 약 0.5보다 작아지면 피치와 핀의 직경을 변화시켜도 열전달계수의 변화폭이 급격히 작아진다.

후 기

이 논문은 2004년 동의대학교 자체 학술연구조성비(과제번호 : 2004AA133)의 지원을 받아 작성되었음.

참고문헌

1. Oktay, S., Hannemann, R. and Bar-Cohen, A., 1996, High heat from a small package, Mechanical Engineering, Vol. 108, pp. 36-42.
2. Kraus, A. D. and Bar-Cohen, A., 1983, Thermal Analysis and Control of Electronic Equipment, McGraw Hill, New York.
3. Hanamann, R. J., 1981, Microelectronic device thermal resistance: A format for standardization, Heat Transfer in Electronic Equipment (ASME HTD-20), pp. 39-48.
4. 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.
5. Kim, S. J. and Kim, D., 1999, Forced convection in microstructures for electronic equipment cooling, ASME J. of Heat Transfer, Vol. 121, pp. 639-645.
6. 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.
7. 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).
8. Vafai, K. and Kim, S. J., 1989, Forced convection in a channel filled with a porous medium: An exact solution, ASME J. of Heat Transfer, Vol. 111, pp. 1103-1106.
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 (in Korean).
11. 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 (in Korean).
12. 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.
13. VanFossen, G. J., 1982, Heat transfer coefficients for staggered arrays of short pin fins, ASME J. of Heat Transfer, Vol. 104, pp. 268-273.
14. 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).