

발포금속을 삽입한 밀집형 열교환기의 최적 설계

이 대 영[†], 진 제 식, 강 병 하

한국과학기술연구원 열유동제어연구센터

Optimum Design of a Compact Heat Exchanger with Foam Metal Insertion

Dae-Young Lee[†], Jae Sik Jin, Byung Ha Kang

Thermal/Flow Control Research Center, Korea Institute of Science and Technology, Seoul 136-791, Korea

(Received November 20, 2000; revision received February 7, 2001)

ABSTRACT: The optimum design of a heat exchanger with porous media insertion is studied in this paper. It is considered that the aluminum foam metal is inserted in a flat plate channel and air flows through it. The influence of the microstructure of the foam metal on the pressure drop and heat transfer is investigated utilizing previous analytical results and existing correlation equations. Design parameters are identified as the unit-cell size and the ligament thickness of the porous medium, and their effects are examined. The results show that there exists optimum microstructure of the porous media maximizing heat transfer with a constant pressure drop. When the increase in the pressure drop is within a practically acceptable range, the increase in the heat transfer is dominated by the increase in the heat transfer area due to the porous medium insertion. Consequently, among the porous media with a constant pressure drop, the heat transfer is maximized with a microstructure with maximum specific surface area.

Key words: Porous media(다공물질), Heat exchanger(열교환기), Foam metal(발포금속), Porosity(다공도), Permeability(투과율)

기 호 설 명

a : 단위체적당 표면적의 비 [1/m]

Bi : Biot 수, $h_i a H^2 / k_{s,eff}$

C_E : Ergun 계수

c_p : 비열 [J/kgK]

d_m : 발포금속 뼈대의 굵기 [m]

d_p : 기공의 크기 [m]

H : 채널 폭의 1/2 [m]

h_i : 틈새열전달계수 [W/m^2K]

h_w : 채널 벽면에서의 열전달계수 [W/m^2K]

K : 투과율 [m^2]

$k_{f,eff}$: 유체의 유효열전도율 [W/mK]

$k_{s,eff}$: 고체의 유효열전도율 [W/mK]

ℓ : 발포금속 미소구조 단위 셀의 크기 [m]

Nu : Nusselt 수, $4h_w H / k_f$

P : 압력 [Pa]

q_w : 벽면으로부터의 열유속 [W/m^2]

r : 단위 셀 크기에 대한 뼈대 굵기의 비

T : 온도 [K]

T_w : 벽면의 온도 [K]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-958-5674; fax: +82-2-958-5689

E-mail address: ldy@kist.re.kr

- t : 발포금속 뼈대의 굵기 [m]
- u : 유속 [m/s]
- u_D : Darcian 속도 [m/s]
- u_p : 기공 내에서의 속도 [m/s]
- x : 채널의 길이 방향 좌표 [m]
- y : 채널의 수직 방향 좌표 [m]

그리스 문자

- δ : H 로 무차원화된 속도 경계층의 두께
- ϵ : 다공도
- χ : 유체와 고체의 유효열전도율 비, $\frac{k_{f,eff}}{k_{s,eff}}$
- μ : 점성계수 [Pa · s]
- ν : 동점성계수 [m²/s]
- ρ : 밀도 [kg/m³]

하첨자

- f : 유체
- s : 고체
- $\langle \rangle$: 채널 단면 평균, $\langle f \rangle = \int_0^1 f d\eta$

1. 서 론

다공성물질은 부피 대 표면적의 비가 매우 크고, 불규칙한 유로구성이 특징으로, 다공성물질을 열교환기 내 채널에 삽입할 경우, 열전달면적 확대와 유동교란에 의한 열전달계수 증가효과를 동시에 얻을 수 있어, 열전달 향상의 가능성이 매우 높다.^(1,2) 다공성물질 내에서의 열전달과정은 고체와 유체 사이 미소 틈새에서의 미시적인 열전달현상에 의하여 좌우되므로 다공성물질의 미소구조가 전체적인 특성에 큰 영향을 미치게 된다.

다공성물질에서의 열 및 물질전달에 관련한 실험적 연구는 적층구(packed bed)에 대한 것이 주류를 이루고 있으나, 다공성물질을 열교환기에 적용하기 위해서는 압력손실도 고려하여야 하므로 투과율(permeability)이 큰 다공성물질의 적용이 요구된다. Hamaguchi et al.⁽³⁾은 다공도가 0.94 정도인 발포금속(foam metal)과 적층금속망에 대

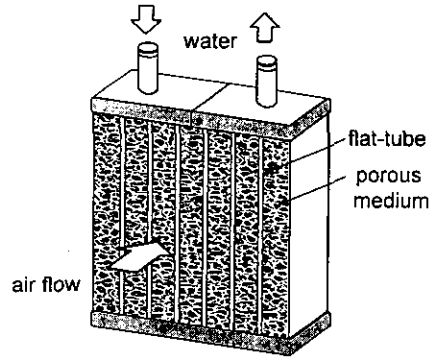


Fig. 1 Flat tube heat exchanger with porous medium insertion.

하여 다공성물질의 미소구조가 틈새 열전달계수(interstitial heat transfer coefficient)와 압력손실에 미치는 영향을 실험하여 상관식을 구하였으며, Tanaka et al.⁽⁴⁾은 다공도가 0.65~0.96인 다공성물질을 왕복유동 조건에서 실험하여, 유사한 상관식을 제시하였다. Paek et al.⁽⁵⁾은 알루미늄 발포금속의 유효 열전도도와 투과율을 측정하였다.

최근에 Lee and Vafai⁽⁶⁾는 다공성물질로 채워진 채널 내 유속이 균일한 경우의 열전달을 해석한 바 있으며, Kim and Kim⁽⁷⁾은 microchannel을 다공성물질로 모델링하여 열전달을 해석하였다. 또한 Jin et al.⁽⁸⁾은 유동 경계층이 다공성물질에서의 대류 열전달에 미치는 영향을 고찰하였다.

본 연구에서는 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 평판 핀 열교환기에 통상적인 루버 핀(louvered fin) 대신에 발포금속을 삽입한 것을 고려하며, 제한된 압력손실 범위 내에서 열전달을 최대화할 수 있는 발포금속의 최적구조를 구한다. 이를 위하여 다공성물질에서의 유동 및 열전달에 대한 기존의 이론적 연구와 다공성물질에서의 틈새열전달계수, 단위부피당 표면적 등에 대한 상관식을 이용하여, 다공성물질의 미소구조가 거시적인 열전달에 미치는 영향을 규명한다. 또한 일정한 압력손실 하에서 열전달이 최대가 되는 다공성물질의 최적 미소구조가 존재함을 보인다.

2. 모델링

Fig. 1에 나타낸 평판관 사이 발포금속에서의 열전달을 Fig. 2와 같이 단순화하여 나타낼 수 있다. 평판 사이에 발포금속이 채워져 있는 경우,

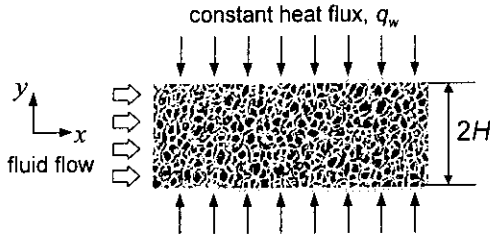


Fig. 2 A channel filled with porous media.

입구영역의 길이는 기공크기의 수배에 불과할 정도로 매우 짧다고 보고되고 있으며,⁽⁹⁾ 물성치가 온도에 관계없이 일정하다고 가정하면, 운동량 방정식과 에너지 방정식은 다음과 같다.⁽⁶⁻⁸⁾

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

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

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

경계조건은 다음과 같다.

$$\frac{du}{dy} = 0, \quad \frac{\partial T_f}{\partial y} = \frac{\partial T_s}{\partial y} = 0 \quad \text{at } y = 0 \quad (4)$$

$$u = 0, \quad T_f = T_s = T_w \quad \text{at } y = H \quad (5)$$

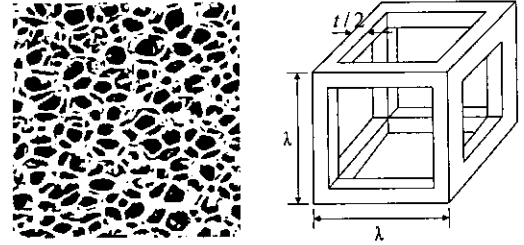
식(2)와 (3)에서 다공성물질의 열전달을 지배하는 주요 무차원변수는 다음과 같이 정의된다.⁽⁶⁾

$$Bi = \frac{h_i a H^2}{k_{s,eff}}, \quad x = \frac{k_{f,eff}}{k_{s,eff}} \quad (6)$$

다공성물질에서의 속도장과 온도장에 대한 해는 Lee and Vafai,⁽⁶⁾ Jin et al.⁽⁸⁾의 연구를 참조할 수 있으며, 이들은 K , C_E , Bi , x 등이 유동장 및 열전달에 미치는 영향을 상세히 고찰하였다.

3. 상관식

Lee and Vafai,⁽⁶⁾ Jin et al.⁽⁸⁾은 다공성물질을 규정하는 주요 변수인 K , C_E , ε , h_i , a , $k_{f,eff}$, $k_{s,eff}$ 등이 다공성물질에서의 압력손실 및 열전



(a) Foam metal

(b) Dul'nev's model

Fig. 3 Microstructure of foam metal.

달에 미치는 영향을 고찰하였다. 이 주요 변수들은 다공성물질의 미소구조와 다공성물질을 구성하는 구성요소의 물성치들과 관련이 있다. 따라서 이들 사이의 상관식을 적용하면, 다공성물질의 미소구조와 구성요소의 물성치들이 압력손실 및 열전달에 미치는 영향을 고찰할 수 있으며, 다공성물질을 열교환기에 삽입한 경우의 압력손실과 열전달 향상을 설계조건에 맞도록 다공성물질의 미소구조와 물성치를 결정할 수 있다.

본 연구에서는 다공성물질 삽입에 의한 압력손실 증가가 너무 커지지 않도록 하기 위하여, 다공도가 큰 발포금속을 열교환기에 적용하는 것을 고려한다. 한편 Fig. 3(a)와 같이 발포금속의 미소구조는 매우 복잡하고 각각의 셀 크기와 형태도 불균일하다. 이런 복잡한 형태의 셀 구조를 해석적으로 접근하기 위해서 Fig. 3(b)와 같이 단위 셀의 구조를 정육면체로 가정한 Dul'nev 모델⁽¹⁰⁾을 적용한다. 이 모델에서 다공성물질은 평균적인 단위 셀의 길이인 ℓ 과 단위 셀 길이에 대한 평균 뼈대 굵기(t)의 비인 r ($r = t/\ell$)에 의하여 규정된다. 본 연구에서는 이 두 가지 변수와 K , C_E , ε , h_i , a , $k_{f,eff}$, $k_{s,eff}$ 등 사이의 상관식을 적용하여, 궁극적으로 다공성물질의 미소구조가 압력손실 및 열전달에 미치는 영향을 고찰한다.

Dul'nev 모델을 이용하면 다공도와 단위 부피당 표면적을 이론적으로 구할 수 있으며, 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\varepsilon = 1 - 3r^2 + 2r^3 \quad (7)$$

$$a = 12r(1-r)/\ell \quad (8)$$

발포금속의 미소구조와 압력손실 및 틸새열전달과의 상관관계에 대한 자료는 Vafai and Tien,⁽¹¹⁾

Hamaguchi et al.,⁽³⁾ Younis and Viskanta,⁽¹²⁾ Paek et al.⁽⁵⁾ 등 몇몇 연구자들에 의하여 보고되고 있으나, 적층구에 관련한 자료에 비하면 매우 부족한 상황이다. 이들의 연구는 모두 각각 제한된 종류의 발포금속에 대한 것으로, 발포금속의 단위 셀 크기, 다공도 등이 크게 변화하는 경우에 대한 상관관계를 얻기에는 제한이 있다.

본 연구에서는 다공도 0.916~0.953, 평균 기공 크기 0.17~0.60 mm 사이의 4가지 발포금속에서의 압력손실과 열전달에 대하여 연구한 Hamaguchi et al.⁽³⁾이 제안한 실험식을 넓은 범위의 다공도에 대하여 적용할 수 있도록 수정하여 사용한다. Hamaguchi et al.⁽³⁾의 실험식은 다음과 같다.

$$-\frac{dP}{dx} = 19.28 \frac{\mu_f u_D}{d_p^2} + 0.332 \frac{\rho_f u_D^2}{d_p} \quad (9)$$

$$h_i = 0.19 \frac{k_f}{d_m} \left(\frac{u_D d_m}{\nu_f} \right)^{0.8} \quad (10)$$

위 식에서 d_p 와 d_m 은 각각 기공(pore)과 고체 뼈대의 특성길이를 의미하며, Dul'nev의 모델을 적용할 경우 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$d_p = (1-r)\ell, \quad d_m = t = r\ell \quad (11)$$

속도 경계층의 영향이 무시할만큼 작다고 가정할 경우, 식(1)을

$$-\frac{dP}{dx} = \frac{\mu_f}{K} u_D + \rho_f \frac{C_E}{K^{1/2}} u_D^2 \quad (12)$$

와 같이 나타낼 수 있으며, 이를 식(9)와 비교하면, 미소구조와 K , C_E 와의 상관식을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$K = d_p^2/19.28 \quad (13)$$

$$C_E = 0.0756 \quad (14)$$

일반적으로는 투과율이 커질 경우 속도경계층의 영향을 무시할 수 없으며, 이에 대하여는 다음 절에서 논의한다. Ergun 계수는 다공성물질의 중

류에 따라 달라지는 것으로 알려져 있으나, 식(14)에 나타낸 값은 유사한 발포금속에 대하여 연구한 Vafai and Tien,⁽¹¹⁾ Paek et al.⁽⁵⁾ 등이 구한 값 0.057, 0.105과 비슷한 범위에 드는 것을 알 수 있다. 한편 동일한 종류의 발포금속에서는 다공도와 단위 셀의 크기에 관계없이 Ergun 계수가 거의 일정한 값을 유지하는 것으로 보고되고 있다.⁽⁵⁾

한편 식(13)은 투과율이 기공의 크기에만 의존하는 것을 나타내지만, 실제로는 기공의 크기가 일정할 경우에도 다공도가 변화할 경우 투과율이 변화한다. 이는 기공의 크기가 일정할 때, 기공의 개수가 증가할수록 투과율이 커지는 것을 상상함으로써 쉽게 이해할 수 있다. 그럼에도 불구하고 Hamaguchi et al.⁽³⁾의 상관식이 식(13)과 같은 결과를 나타내게 된 것은, 그들이 실험한 발포금속들의 다공도 범위가 매우 좁아서 다공도의 영향을 관찰하지 못하였던 것으로 사료된다. 식(9)에서 우변 첫번째 항은 미소구조의 표면에서의 유동마찰에 의한 압력손실을 의미하므로, 이 압력손실은 다공성물질의 전면 평균속도(u_D)보다는 기공에서의 속도($u_p = u_D/\epsilon$)와 더욱 밀접한 관련이 있다. 본 연구에서는 이를 고려하여 식(9)의 첫번째 항에 포함된 속도를 다음과 같이 수정하였다.

$$u_D \Rightarrow \epsilon^* \frac{u_D}{\epsilon} \quad (15)$$

여기서, ϵ^* 는 Hamaguchi et al.⁽³⁾이 실험한 다공성물질의 다공도를 나타낸다. ϵ^* 에 이들이 실험한 다공성물질의 다공도 평균인 0.9398을 대입하면 투과율을 다음과 같이 수정하여 나타낼 수 있다.

$$K = \epsilon d_p^2/18.12 \quad (16)$$

특세열전달계수의 상관식도 마찬가지로 수정하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$h_i = 0.1808 \frac{k_f}{d_m} \left(\frac{u_D d_m}{\epsilon \nu_f} \right)^{0.8} \quad (17)$$

다공성물질의 유체와 고체부분 각각의 유효열 전도를 $k_{f,eff}$, $k_{s,eff}$ 에 대한 실험식은 거의 알려진 바 없으나, 다음의 관계식이 많이 적용되고 있다.

$$k_{f,eff} = \epsilon k_f, \quad k_{s,eff} = (1 - \epsilon)k_s \quad (18)$$

다공성물질은 알루미늄($k_s=204$ W/mK)으로 구성되었으며, 그 사이로 300 K의 공기가 유동하는 것을 고려하였다. 채널의 폭은 0.01 m, 즉 $H=5$ mm로 하였으며, 전면 평균풍속(u_D)이 1 m/s와 5 m/s인 경우를 고려하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 압력손실

진술한 상관식들과 Jin et al.⁽⁸⁾의 해석해를 이용하여 평균풍속이 1 m/s일 때, 발포금속의 단위 셀 크기가 0.1~10 mm, 평균 뼈대 굵기 비가 0.1~0.9 사이에서 변화하는 경우에 대하여 다공도, 투과율, 경계층 두께, 압력손실의 변화를 Fig. 4~7에 나타내었다.

Fig. 4는 다공도가 평균 뼈대 굵기 비 r 만의 함수임을 나타내며, 이는 식(7)로부터도 확인할 수 있다. Fig. 5로부터 투과율은 단위 셀의 크기가

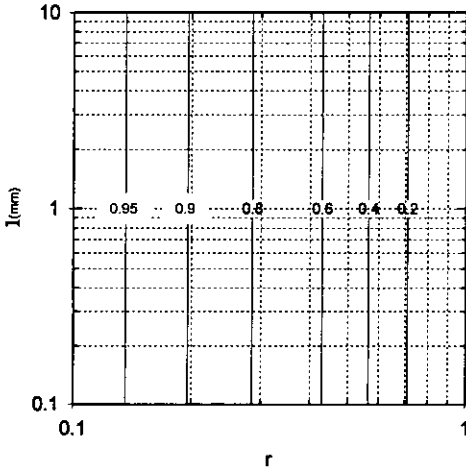


Fig. 4 Contours of the porosity.

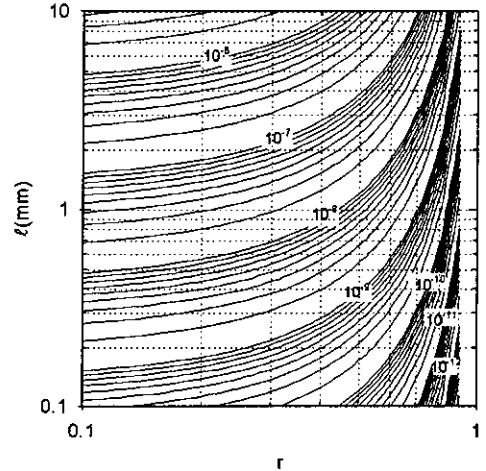


Fig. 5 Contours of the permeability (m^2).

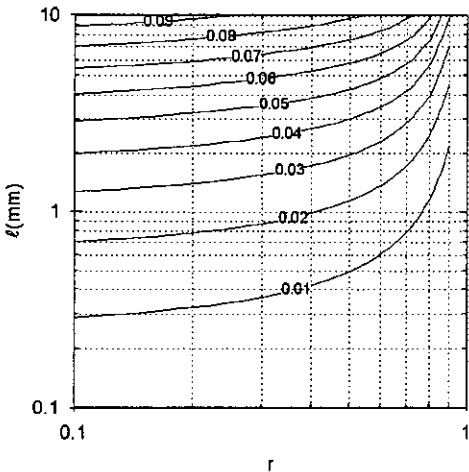


Fig. 6 Contours of δ ($u_D=1$ m/s).

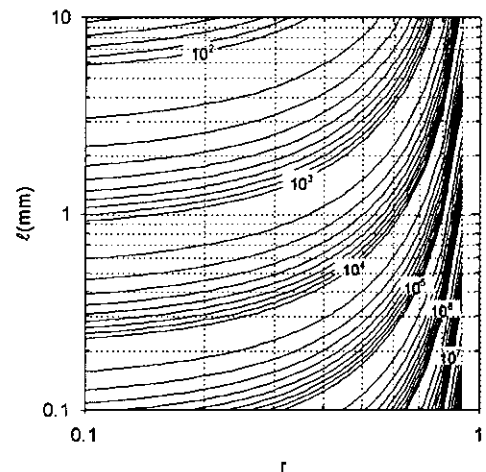


Fig. 7 Contours of $-dP/dx$ (Pa/m) ($u_D=1$ m/s).

커질수록, 평균 뼈대 굵기 비가 감소할수록 커지며, 평균 뼈대 굵기 비가 증가하면 다공도가 감소하여 투과율이 급격히 감소하는 것을 알 수 있다.

경계층 두께를 나타낸 Fig. 6으로부터, 그림에 나타낸 변수의 범위 내에서 경계층 두께는 최대 0.1, 즉 평판 사이 단면적 중 최대 10%가 경계층에 속하는 것을 알 수 있다.

Fig. 7은 압력손실의 등고선을 나타낸 것으로, 투과율과는 반대로 단위 셀의 크기가 커질수록, 평균 뼈대 굵기 비가 감소할수록 압력손실이 작아지는 것을 알 수 있다. 또한 압력손실의 등고선은 Fig. 5에 나타낸 투과율의 등고선과 그 모양이 거의 유사함을 알 수 있는데, 이는 압력손실이 투과율만에 의하여 결정됨을 의미한다.

한편 식(1)은 압력손실이 투과율뿐만이 아니라, Ergun 상수 C_E 와 다공도에도 관련이 있는 것을 나타낸다. 전술한 바와 같이 동일한 종류의 발포 금속에서 C_E 는 셀의 크기나 뼈대의 굵기 비에 관계없이 일정한 값을 가지는 반면, 다공도는 Fig. 4에서 보는 바와 같이 크게 변화한다. 따라서 압력손실이 투과율만에 의하여 결정된다는 사실은 식(1)에서 다공도가 포함된 항, 즉 유동경계층이 압력손실에 미치는 영향이 미미함을 의미한다.

4.2 열전달

다공성물질을 삼입한 열교환기의 열전달에 영향을 미치는 인자는 경계층 두께 δ , 고체 매질과 유체의 열전도도 비 x , 그리고 Biot 수인 Bi 이

다.^(6,8) Fig. 6으로부터 알 수 있는 바와 같이 계산범위 내에서 δ 가 작은 값을 가지므로, 열전달은 주로 x 와 Bi 에 의존하게 된다. 식(6)과 식(18)로부터 x 는 다공도만에 의하여 결정되는 것을 알 수 있으며, r 이 증가하여 다공도가 작아질수록 감소한다. Fig. 8에는 r 과 ℓ 에 따른 단위 체적당 표면적의 비를 나타내었다. 표면적 비는 단위 셀의 크기가 작아짐에 따라 커지며, 뼈대 굵기 비가 0.5일 경우 최대가 됨을 알 수 있다.

Fig. 9는 평균유속이 1 m/s인 경우의 틈새열전달계수의 등고선을 나타낸다. 틈새열전달계수는 r 이 작을 경우에는 거의 변화가 없다가 r 이 증가하여 다공도가 감소함에 따라 급격히 증가한

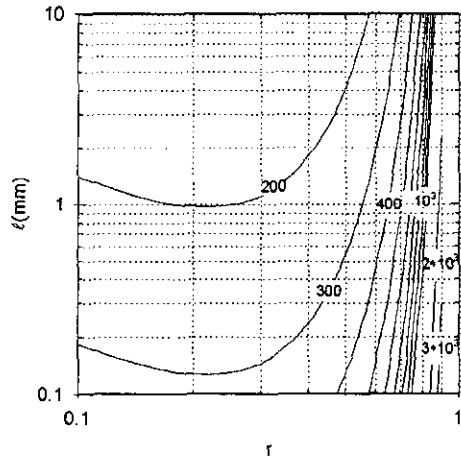


Fig. 9 Contours of h_i (W/m^2K) ($u_D=1$ m/s).

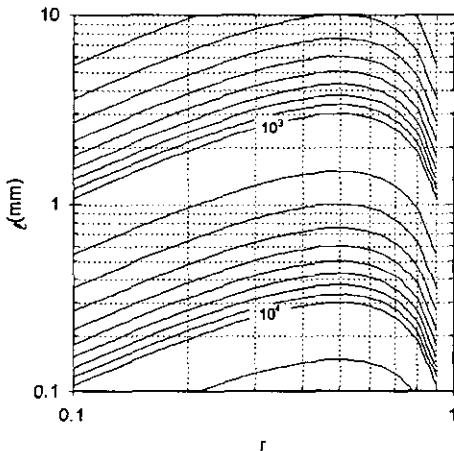


Fig. 8 Contours of the specific area (m^2/m^3).

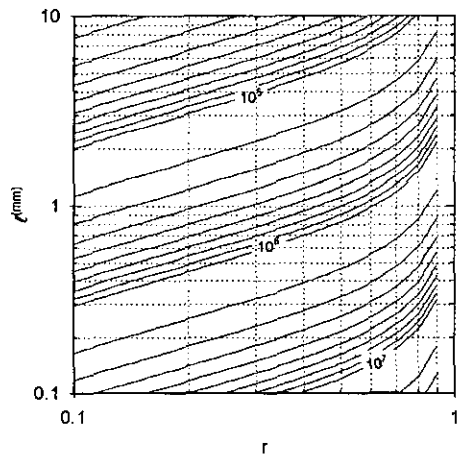
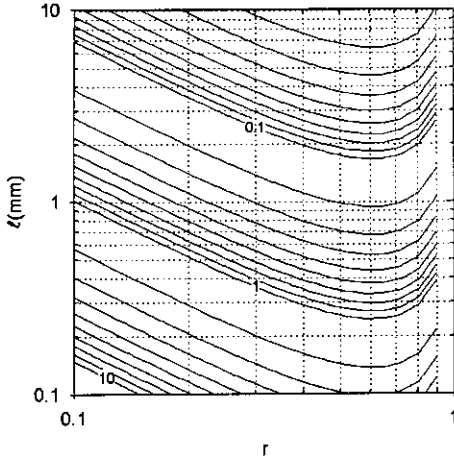


Fig. 10 Contours of $h_i a$ (W/m^3K) ($u_D=1$ m/s).

Fig. 11 Contours of Bi ($u_D=1$ m/s).

다. Fig. 10은 틈새열전달계수와 표면적 비의 곱을 나타낸 것으로 r 이 작을 때에는 주로 표면적 비에 의하여 $h_i a$ 가 결정되며, r 이 커질수록 h_i 에 의하여 지배된다. Fig. 11에는 Bi의 분포를 나타내었다. r 이 작을 경우에는 r 이 증가함에 따라 다공도의 감소로 인해 $k_{s,eff}$ 가 증가하므로 Bi가 감소하다가, r 이 0.6보다 커지게 되면 $h_i a$ 의 증가가 다공도 감소로 인한 $k_{s,eff}$ 의 증가보다 커져 Bi가 다시 증가하게 된다.

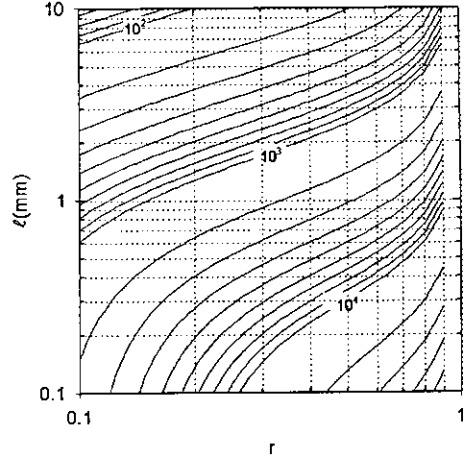
다공성물질을 열교환기에 적용한 경우의 Nusselt 수를

$$Nu = 4h_w H / k_f, \quad h_w = q_w / (T_w - \langle T_f \rangle) \quad (19)$$

와 같이 정의하여 Fig. 12에 나타내었다. Nusselt 수는 r 이 증가하고 l 이 감소할수록 증가하는 경향을 보인다. $Bi \ll 1$ 일 경우, Nusselt 수는 $\epsilon Bi / x$ 에 비례하는 것으로 알려져 있으며,⁽⁶⁾ 이를 간략히 하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} Nu &= \epsilon \frac{Bi}{x} = \epsilon \frac{h_i a H^2}{(1-\epsilon)k_s} \frac{(1-\epsilon)k_s}{\epsilon k_f} \\ &= \frac{h_i a H^2}{k_f} \end{aligned} \quad (20)$$

위 식으로부터 $Bi \ll 1$ 인 영역에서 거시적인 열전달계수는 틈새열전달계수와 단위표면적의 곱에 의

Fig. 12 Contours of Nu ($u_D=1$ m/s).

하여 결정됨을 알 수 있다.

4.3 최적 설계

평균속도가 1 m/s와 5 m/s일 때의 압력손실과 Nu의 등고선을 겹쳐서 Fig. 13에 나타내었다. 실선이 압력손실의 분포이며, 점선은 Nu의 분포를 나타낸다. Fig. 13으로부터 압력손실과 Nu는 모두 r 이 증가하고, l 이 감소할 때 증가하지만 변화율에 차이가 있음을 알 수 있다. 더욱이 압력손실이 동일한 경우, r 이 점차 증가하면, Nu가 점점 증가하다가 다시 감소하게 됨을 알 수 있다. 이는 다공성물질을 이용한 열교환기 설계에서 최적의 r 과 l 값이 존재함을 의미한다. 동일한 압력손실에 대하여 Nu가 최대가 되는 r 과 l 값의 궤적을 Fig. 13에 굵은 선으로 나타내었다. 단위 셀의 크기 l 이 클 경우, 최적의 r 은 0.28 정도로 일정한 값을 가지다가 단위 셀의 크기가 작아질수록 r 의 최적값이 커지게 된다. 또한 단위 셀의 크기가 클 경우 r 의 최적값은 유속에도 의존하며, 유속이 클수록 커진다.

열교환기에서 공기측 압력손실은 대략적으로 10^4 Pa/m 이하이어야 하므로, Fig. 13에 나타낸 그림에서 압력손실이 10^4 Pa/m인 등고선보다 단위 셀의 크기를 크게 하는 것이 필요하다.

열교환기에 삽입된 다공성물질을 핀(fin)의 개념으로 생각하면, 단위 셀의 크기가 큰 경우에는 틈새열전달계수가 작아서 핀의 온도가 거의 핀

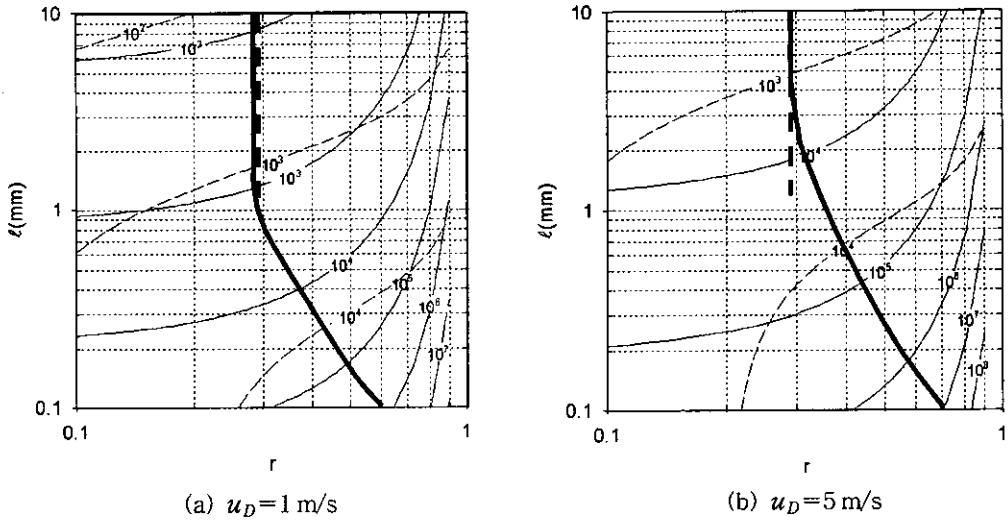


Fig. 13 Overlap of $(-dP/dx)$ and Nu contours (solid lines: $-dP/dx$ (Pa/m), broken lines: Nu).

밀면의 온도와 같으므로, 핀의 효율은 거의 100%로 유지되며, 열전달은 틈새열전달계수와 핀에 의한 열전달면적의 확대 정도에 지배된다. 이는 식(20)의 결과와도 일치한다. 한편 전술한 바와 같이 압력손실은 거의 투과율에만 의존하므로, 압력손실이 일정할 때, 열전달이 최대가 되는 최적의 r 과 l 값은 투과율이 일정할 때, $h_i a$ 가 최대가 되는 값과 유사함을 예상할 수 있다. 즉, 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\left. \frac{\partial h_i a}{\partial r} \right|_{K=\text{const}} = 0 \quad (21)$$

식(7), (8), (11), (16), (17)을 이용하여 식(21)의 해를 구하면, 최적의 r 값은 유속이나 l 에 관계없이 0.29로 일정한 것을 알 수 있으며, 이를 Fig. 13에 굵은 점선으로 나타내었다. 단위 셀의 크기가 큰 범위에서 굵은 실선과 점선과의 차이는 식(21)에서 무시한 경계층의 영향에 의한 것이다.

Fig. 9로부터 $10^{-4} \text{ m} < l < 10^{-3} \text{ m}$, $r < 0.5$ 의 범위에서 h_i 는 크게 변화하지 않는 것을 알 수 있으므로, 이 범위에서의 열전달은 주로 다공성물질에 의한 열전달면적 확대 정도에 의존하게 되고, 식(21)을 다음과 같이 간략히 할 수 있다.

$$\left. \frac{\partial a}{\partial r} \right|_{K=\text{const}} = 0 \quad (22)$$

위식을 만족시키는 r 은 0.28이며, 식(21)을 만족시키는 r 의 값과 거의 유사하다. 이는 이 범위에서의 다공성물질의 최적 미소구조가 압력손실이 일정한 값을 가지면서 부피당 표면적을 최대로 하는 것임을 의미한다.

한편 단위 셀의 크기가 작아지면, $h_i a$ 가 커지므로 다공성물질의 고체부분과 유체부분의 열전달이 활발해져서, 고체부분의 온도가 유체온도와 근접하게 된다. 이는 핀의 효율이 점차 작아지는 것을 의미하며, 이 경우 열전달은 주로 핀의 효율에 의하여 지배된다. 따라서 이 범위에서 다공성물질의 최적 형상은 핀의 두께를 크게 하여 핀의 효율을 증가시키는 것이며, 결과적으로 최적의 r 값은 단위 셀의 크기가 큰 경우보다 점차 커지게 된다.

5. 결 론

다공성물질을 열교환기에 적용할 경우, 상당한 열전달 향상효과를 얻을 수 있을 것으로 기대되지만, 다공성물질에 의한 압력손실의 증가가 문제제되고 있다. 본 연구에서는 기존의 이론적 연구와 실험적 상관식들을 이용하여, 다공성물질의 미소구조가 다공성물질을 삽입한 열교환기의 압력손실과 열전달 향상에 미치는 영향을 고찰하였다. 발포금속을 폭 1cm의 채널 내에 삽입하고 공기를 통과시킬 경우, 경계층의 두께는 그 영향

을 무시할 수 있을 정도로 충분히 작으며, 그 결과 채널 내 압력손실은 투과율에만 의존하게 된다. 투과율은 단위 셀의 크기가 작아질수록, 금속 뼈대의 두께가 커질수록 작아지며, 압력손실은 이에 반비례하여 커진다. 열전달도 단위 셀의 크기가 작아질수록, 금속 뼈대의 두께가 커질수록 증가하지만, 압력손실의 변화와는 차이가 있다. 이에 따라 일정한 압력손실 하에서, 열전달이 최대가 되는 최적의 미소구조가 존재하게 된다. 다공성물질 삼입에 의한 압력손실의 증가가 실용적인 범위 내에 들 때, 다공성물질의 최적 미소구조는 다공성물질에 의한 열전달 면적 확대가 최대인 구조이다.

후 기

본 연구는 과학기술부의 특정연구개발사업 중 중점국가연구개발사업(기체설비요소기술개발)으로 지원되어 수행되었습니다.

참고문헌

1. 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.
2. Kuzay, T. M., Collins, J. T., Khounsary, A. M. and Morales, G., 1991, Enhanced heat transfer with metal-wool-filled tubes, *Proc. ASME/JSME Thermal Eng. Conf.*, pp. 145-151.
3. Hamaguchi, K., Takahashi, S. and Miyabe, H., 1983, Pressure drop and thermal performance of regenerator matrix, *Trans. JSME(B)*, Vol. 49, No. 445, pp. 1991-2000.
4. Tanaka, M., Yamashita, I. and Chisaka, F., 1990, Flow and heat transfer characteristics of the stirling engine regenerator in an oscillating flow, *JSME Int. J.*, Vol. 33, No. 2, pp. 283-289.
5. Paek, J. W., Kang, B. H., Kim, S. Y. and Hyun, J. M., 1999, Measurement of effective thermal conductivity and permeability on aluminum foam metal, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 11, No. 2, pp. 185-192.
6. Lee, D.-Y. and Vafai, K., 1999, Analytical characterization and conceptual assessment of solid and fluid temperature differentials in porous media, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 423-435.
7. Kim, S. J. and Kim, D. J., 1999, Forced convection in microstructures for electric equipment cooling, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 121, pp. 635-645.
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, *Trans. KSME*, Vol. 24, No. 8, pp. 1119-1127.
9. Vafai, K. and Tien, C. L., 1981, Boundary and inertia effects on flow and heat transfer in porous media, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 24, pp. 195-203.
10. Dul'nev, G. N., 1965, Heat transfer through solid dispersed systems, *J. Eng. Phys*, Vol. 9, pp. 275-279.
11. Vafai, K. and Tien, C. L., 1982, Boundary and inertia effects on convective mass transfer in porous media, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 25, pp. 1183-1190.
12. Younis, L. B. and Viskanta, R., 1993, Experimental determination of the volumetric heat transfer coefficient between stream of air and ceramic foam, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 1425-1434.