

유동 경계층이 다공성물질내 대류 열전달에 미치는 영향

진재식* · 이대영** · 강병하*

(2000년 3월 24일 접수)

Effect of the Hydraulic Boundary Layer on the Convective Heat Transfer in Porous Media

Jae Seek Jin, Dae-Young Lee and Byung Ha Kang

Key Words: Porous Media(다공성물질), Hydraulic Boundary Layer(유동 경계층), Convective Heat Transfer(대류 열전달)

Abstract

Convective heat transfer in a channel filled with porous media has been analyzed in this paper. The two-equation model is applied for the heat transfer analysis with the velocity profile, considering both the inertia and viscous effects. Based on a theoretical solution, the effect of the velocity profile on the convective heat transfer is investigated in detail. The Nusselt number is obtained in terms of the relevant physical parameters, such as the Biot number for the internal heat exchange, the ratio of effective conductivities between the fluid and solid phases, and hydraulic boundary layer thickness. The results indicate that the influence of the velocity profile is characterized within two regimes according to the two parameters, the Biot number and the conductivity ratio between the phases. The decrease in the heat transfer due to the hydraulic boundary layer thickness is 15% at most within a practical range of the pertinent parameters.

기호설명

a : 단위체적 당 표면적의 비 (1/m)
 Bi : Biot 수, $\frac{h_f a H^2}{k_{s,eff}}$
 C_1, \dots, C_4 : 식 (23)의 상수
 C_E : Ergun 계수
 c_p : 비열 (J/kgK)
 Da : Darcy 수, $\frac{K}{\epsilon H^2}$
 H : 채널 폭의 1/2 (m)
 h_i : 틱새열전달계수 (W/m²K)
 h_w : 채널 벽면에서의 열전달계수 (W/m²K)

K : 투과율 (m²)
 $k_{f,eff}$: 유체의 유효열전도율 (W/mK)
 $k_{s,eff}$: 고체의 유효열전도율 (W/mK)
 Nu : Nusselt 수, $\frac{4h_w H}{k_{f,eff}}$
 Nu_{ufm} : 균일유속인 경우의 Nusselt 수
 Nu_1 : one-equation 모델의 Nusselt 수
 P : 압력 (Pa)
 q_w : 벽면으로부터의 열유속 (W/m²)
 Re_K : Reynold 수, $\frac{\rho C_E U_c K^{1/2}}{\mu}$
 T : 온도 (K)
 T_w : 벽면의 온도 (K)
 U : 유체의 속도 (m/s)
 U_c : 채널 중심에서의 유체의 속도 (m/s)

* 회원, 한국과학기술연구원 열유동체어연구센터

** 회원, 한국과학기술연구원 열유동체어연구센터

E-mail : ldy@kist.re.kr

TEL : (02)958-5674 FAX : (02)958-5689

- u : 무차원 속도, $\frac{U}{U_c}$
- \overline{u} : 무차원 속도, $\frac{u}{\langle u \rangle}$
- x : 채널의 길이 방향 좌표(m)
- y : 채널의 수직 방향 좌표(m)

그리스문자

- δ : H 로 부차원화된 속도 경계층의 두께
- ϵ : 다공도
- η : 무차원화된 채널의 수직 방향 좌표
- θ : 부차원 온도, $\frac{k_{s,eff}(T - T_w)/H}{q_w}$
- x : 유체와 고체의 유효열전도를 비, $\frac{k_{f,eff}}{k_{s,eff}}$
- λ : $\sqrt{B(1+x)/x}$ 로 정의된 변수
- μ : 유체의 점성계수 (Pa · s)
- ρ : 유체의 밀도 (kg/m³)

하첨자

- app : 속도분포 근사
- 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, 복잡한 유로를 구성하는 물질이다. 다공성물질을 열교환기에 응용할 경우 열전달 면적의 확대와 유동교란에 의한 열전달계수 증가의 효과를 동시에 얻을 수 있을 것으로 기대된다.^(1,2)

다공성물질 내에서의 열전달과정은 고체와 유체 사이 미소 틈새에서의 미시적인 열전달 현상에 의하여 좌우되므로 다공성물질의 미소구조가 전체적인 특성에 큰 영향을 미치게 된다. 그러나 다공성물질은 극히 이상적인 경우를 제외하고는 그 구조가 매우 불규칙하고 복잡하기 때문에, 주로 거시적이고 평균적인 관점에서의 연구가 주류를 이루고 있으며,⁽³⁻⁶⁾ 이 과정에서 어쩔 수 없는 상세정보의 손실로 인하여 실제 현상 규명에 어려움을 겪고 있다.

특히 미소체적 평균법에 의하여 다공성물질을 고체와 유체의 평균적인 특성을 가지는 균질 물질로 취급하는 one-equation 모델은 유동교란에 따른 유효열전도율 증가로 인한 열전달 향상 효과는 분석할 수 있는 반면, 고체와 유체 사이의 경계면 확대에 의한 효과는 보여 줄 수 없다. 이 one-equation 모델은 간결한 특징으로 인해 현재까지 다공성물질에서의 열전달 과정을 해석하기 위한 이론적, 수치적 연구에 가장 널리 적용되고 있는데, 고체와 유체 사이의 열적인 상호 영향을 고려할 수 없는 단점 때문에 다공성물질을 이용한 열교환기의 열전달 향상 연구에 적용하기에는 한계가 있다.

다공성물질에 의한 열전달면적 확대 효과를 이용하기 위해서는 유체와 고체 사이에 유한한 온도차가 있어야 하는 것이 필수적이므로, 이 경우의 열전달 해석을 위해서는 온도차를 고려할 수 있는 two-equation 모델의 적용이 필요하다.

최근에 Lee와 Vafai⁽⁷⁾는 two-equation 모델을 균일유속을 가지는 채널에 적용하여 다공성물질 내 열전달을 해석한 바 있으며, Kim과 Kim⁽⁸⁾은 microchannel 내 열전달을 two-equation 모델을 적용하여 해석하였다.

한편, 다공성물질을 열교환기에 효율적으로 적용하기 위해서는 다공성물질 삽입에 의한 압력 손실의 최소화가 고려되어야 하므로, 다공도와 투과율(permeability)이 큰 다공성물질의 이용이 요구된다. 이 경우 압력 손실에 미치는 관성효과가 커질 것을 예상할 수 있으며,⁽⁹⁾ 불투과성 벽면에 의한 유동지향이 유동장에 미치는 영향이 커지게 된다.^(4,5)

본 연구에서는 관성함과 벽면의 영향을 모두 고려한 속도분포를 two-equation 모델에 적용하여 다공성물질로 채워진 채널 내 대류 열전달을 이론적으로 해석하며, 유동경계층이 열전달에 미치는 영향을 분석한다.

2. 이론 해석

2.1 모델링

본 연구의 대상은 Fig. 1에 나타난 바와 같이 두 평판사이에 채워진 다공성물질에서의 강제대류 열전달이다. 속도분포가 충분히 발달된 경우의 운동량 방정식은 다음과 같다.⁽⁶⁾

$$\frac{\mu}{\epsilon} \frac{d^2 U}{dy^2} - \frac{\mu}{K} U - \rho \frac{C_E}{K^{1/2}} U^2 - \frac{dP}{dx} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{dU}{dy} = 0 \quad \text{at } y=0 \quad (2)$$

$$U = 0 \quad \text{at } y=H \quad (3)$$

다음의 무차원변수

$$u = \frac{U}{U_c}, \quad \eta = \frac{y}{H} \quad (4)$$

를 이용하여 운동량 방정식을 무차원화하면 아래와 같다.

$$\frac{d^2 u}{d\eta^2} - \frac{1}{Da} u - \frac{Re_K}{Da} u^2 - \frac{\epsilon H^2}{\mu U_c} \frac{dP}{dx} = 0 \quad (5)$$

$$\frac{du}{d\eta} = 0 \quad \text{at } \eta=0 \quad (6)$$

$$u = 0 \quad \text{at } \eta=1 \quad (7)$$

식 (4)에서 U_c 는 채널 중심에서의 속도이며, Da 와 Re_K 는 다음과 같다.

$$Da = \frac{K}{\epsilon H^2}, \quad Re_K = \frac{\rho C_E U_c K^{1/2}}{\mu} \quad (8)$$

평판 외벽에 균일 열유속이 주어지고, 채널내 유동 및 열전달이 충분히 발달된 경우, 채널 내 다공성물질의 유체와 고체 각각에 대한 에너지 방정식은 다음과 같다.⁽⁷⁾

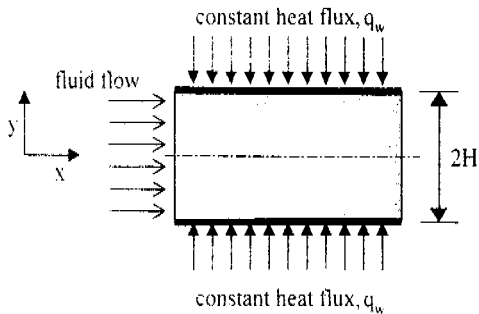


Fig. 1 A channel filled with porous media

$$k_{f,eff} \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} + h_i a (T_s - T_f) = \rho c_p U \frac{\partial T_f}{\partial x} \quad (9)$$

$$k_{s,eff} \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} - h_i a (T_s - T_f) = 0 \quad (10)$$

$$\frac{\partial T_f}{\partial y} = \frac{\partial T_s}{\partial y} = 0 \quad \text{at } y=0 \quad (11)$$

$$q_w = k_{f,eff} \frac{\partial T_f}{\partial y} + k_{s,eff} \frac{\partial T_s}{\partial y} \quad \text{at } y=H \quad (12)$$

$$T_f = T_s = T_w \quad \text{at } y=H \quad (13)$$

무차원 온도를 다음

$$\theta = \frac{k_{s,eff}(T - T_w)/H}{q_w} \quad (14)$$

과 같이 정의하고, 식 (4), (12), (14)를 이용하여 에너지방정식을 무차원화하면 다음과 같다.

$$x \frac{\partial^2 \theta_f}{\partial \eta^2} + Bi (\theta_s - \theta_f) = \bar{u} \quad (15)$$

$$\frac{\partial^2 \theta_s}{\partial \eta^2} - Bi (\theta_s - \theta_f) = 0 \quad (16)$$

$$\frac{\partial \theta_f}{\partial \eta} = \frac{\partial \theta_s}{\partial \eta} = 0 \quad \text{at } \eta=0 \quad (17)$$

$$\theta_f = \theta_s = 0 \quad \text{at } \eta=1 \quad (18)$$

위 식에서 \bar{u} 는 다음과 같다.

$$\bar{u} = u / \langle u \rangle \quad (19)$$

$\langle \rangle$ 는 채널 단면에 대한 평균값을 의미한다. Bi 와 x 는 각각 다음과 같다.

$$Bi = \frac{h_i a H^2}{k_{s,eff}}, \quad x = \frac{k_{f,eff}}{k_{s,eff}} \quad (20)$$

Bi 는 Biot 수로 고체의 전도 열전율(heat conductance)에 대한 고체와 유체 사이의 틈새 열전달과 관련한 열전율의 비를 나타내며, x 는 유

체와 고체의 전도 열전율의 비를 나타낸다. 벽면에서의 열전달계수는 다음과 같이 정의된다.

$$h_w = \frac{q_w}{T_w - \langle u T_f \rangle / \langle u \rangle} \quad (21)$$

Nusselt수는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{4h_w H}{k_{f,eff}} \quad (22) \\ &= \frac{4}{x(-\langle u \theta_f \rangle / \langle u \rangle)} \end{aligned}$$

2.2 속도분포 수식의 간략화

운동량 방정식 식 (5)~(7)에 대한 해석해는 다음과 같다.⁽⁶⁾

$$u = 1 - \frac{C_1 + C_2}{C_1} \operatorname{sech}^2 [C_4 (\eta + C_3)] \quad (23)$$

$$C_1 = \frac{2}{3} Da^{-1} Re_K,$$

$$C_2 = Da^{-1} + \frac{4}{3} Da^{-1} Re_K, \quad (24)$$

$$C_3 = -\frac{1}{C_4} \operatorname{sech}^{-1} \sqrt{\frac{C_1}{C_1 + C_2}} - 1,$$

$$C_4 = \frac{\sqrt{C_1 + C_2}}{2}$$

속도분포를 나타내는 식 (23)은 그 형태가 매우 복잡하기 때문에, 이를 식 (15)에 대입하여 온도

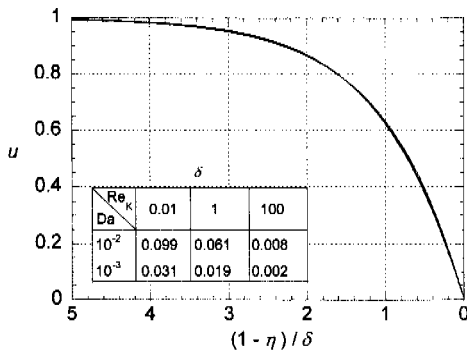


Fig. 2 Velocity distributions within boundary layer

장에 대한 엄밀해 풀 구하는 것이 거의 불가능하다. 한편 Vafai와 Kim⁽⁶⁾의 연구 결과를 참고할 때, 속도분포가 Da와 Re_K에 따라 크게 달라지기는 하지만, 경계층 내부의 속도분포는 매우 유사한 형태를 가지는 것을 알 수 있다. 이러한 사실에 근거하여, 식 (23)을 간략한 수식으로 근사할 수 있도록 다음과 같은 속도분포 근사식을 도입한다.

$$u_{app} = 1 - \frac{\cosh(\eta/\delta)}{\cosh(1/\delta)} \quad (25)$$

식 (25)는 운동량 방정식에서 관성항을 무시할 수 있는 경우의 해석해와 동일한 형태이며,⁽⁶⁾ 이때 δ는 물리적으로 경계층 두께를 의미한다. 본 연구에서는 식 (25)를 이용하여 일반적인 경우의 속도분포를 근사적으로 나타내기 위하여, δ를 해석해 식 (23)과 근사식 식 (25)의 차이가 최소가 되도록 Da와 Re_K의 함수형태로 구한다. 식 (23)과 식 (25)를 채널단면에 대하여 각각 적분 평균하여 평균속도 <u>와 <u_{app}>를 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \langle u \rangle &= 1 - \frac{C_1 + C_2}{C_1 C_4} \quad (26) \\ &\quad \times [\tanh(C_4(1 + C_3)) - \tanh(C_4 C_3)] \end{aligned}$$

$$\langle u_{app} \rangle = 1 - \delta \tanh(1/\delta) \quad (27)$$

식 (26)과 식 (27)의 차이가 최소가 되는 δ를 구하기 위하여 최소 오차 자승법을 적용하고, δ ≪ 1이라고 가정하면, δ는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{C_1 + C_2}{C_1 C_4} \quad (28) \\ &\quad \times [\tanh(C_4(1 + C_3)) - \tanh(C_4 C_3)] \end{aligned}$$

식 (28)과 식 (26)을 비교할 때, δ는 경계층에 의한 배제두께(displacement thickness)를 나타낼 수 있다.

식 (23), (25), (28)을 이용하여, 해석해와 근사식에 의한 경계층 내부의 속도분포를 Fig. 2에 나타내었다. Fig. 2는 Da=10², 10³과 Re_K=0.01, 1,

100인 경우 해석해 식 (23)에 의한 속도분포 6가지와 근사식 식 (25)에 의한 속도분포가 중첩된 그림이다. 각각의 Da와 Re_K 에 대하여 식 (28)로 경계층 두께 δ 를 구하고, 이를 Fig. 2에 포함된 표에 나타내었으며, 이 경계층 두께로 벽면으로부터의 거리 η 를 표준화하여 해석해에 의한 속도분포를 나타내었다. Fig. 2로부터 벽면으로부터의 거리를 δ 로 표준화할 경우, 여러가지 Da와 Re_K 값에 대한 속도분포와 근사식에 의한 속도분포가 거의 구분할 수 없을 정도로 잘 일치하는 것을 알 수 있다. Fig. 2에 나타낸 Da와 Re_K 의 범위에서 해석해와 근사식에 의한 속도의 차이는 최대 1.7 %이며, 이 차이는 Re_K 가 작아짐에 따라 점차 감소한다.

속도분포의 차이가 열전달에 미치는 영향을 고찰하기 위하여, 이미 엄밀해가 알려져 있는 one-equation 모델에 속도분포의 근사식 식 (25)를 대입하여 온도분포를 구한 후, Nusselt 수를 구하여 엄밀해에 의한 결과와 비교한다. One-equation 모델은 고체와 유체 사이의 열전달이 충분히 커서 고체와 유체 사이의 온도차를 무시할 수 있을 경우의 에너지 방정식으로 식 (15)-(18)에 $\theta_f = \theta_s = \theta$ 의 조건을 대입하여 구할 수 있다.

One-equation 모델에 속도분포의 해석해 식 (23)을 적용하여 구한 온도분포의 엄밀해와 Nusselt 수는 Vafai와 Kim⁽⁶⁾의 연구를 참조할 수 있다. 한편 속도분포의 근사식을 적용하여 온도분포를 구하고 이를 식 (22)에 대입하여 Nusselt 수를 구하면 다음과 같다.

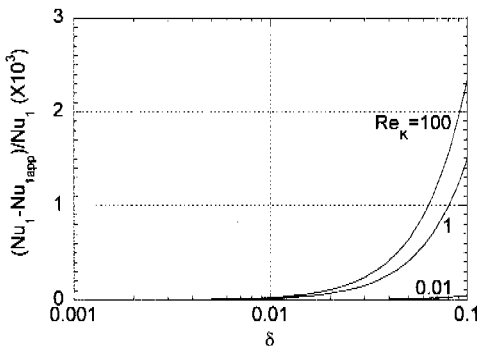


Fig. 3 Difference in the Nusselt numbers

$$Nu_{1app} = \frac{4(x+1)}{x} \frac{\langle u_{app} \rangle^2}{\Gamma} \tag{29}$$

여기서 Γ 는 다음과 같다.

$$\Gamma = \frac{1}{3} - 2\delta^2 + \frac{5}{2} \delta^3 \tanh\left(\frac{1}{\delta}\right) - \frac{1}{2} \delta^2 \operatorname{sech}^2\left(\frac{1}{\delta}\right) \tag{30}$$

엄밀해와 근사식의 Nusselt 수 비교를 Fig. 3에 나타내었다. Fig. 3에서 볼 수 있는 바와 같이 엄밀해와 근사식의 Nusselt 수 차이는 속도분포의 차이보다 더욱 작아서 최대 0.3 %이내인 것을 알 수 있으며, 이로부터 식 (25)의 근사식이 속도분포뿐만 아니라 열전달도 매우 정확하게 예측할 수 있음을 알 수 있다.

2.3 Two-equation 모델의 해석해

전술한 바와 같이 속도분포의 엄밀해는 그 수식의 형태가 매우 복잡하기 때문에 이를 two equation 모델에 적용하여 온도분포에 대한 엄밀해를 구하는 것은 거의 불가능하다. 한편 식 (25)에 나타낸 근사식의 함수형태는 관성항을 무시한 경우의 속도분포와 동일하며, 이 경우의 two-equation 모델에 대한 해석해는 이미 알려져 있다.⁽⁸⁾ 따라서 관성항이 포함된 일반적인 경우의 속도분포를 식 (25)로 근사하고, 이를 two-equation 모델에 적용하면, 일반적인 경우의 온도분포에 대한 해석해를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\theta_f = \frac{1}{\langle u_{app} \rangle (1+x)} \left[\frac{1}{2} (\eta^2 - 1) - \frac{1}{x} \left(\frac{1}{\lambda^2} + \frac{\delta^2}{1 - \lambda^2 \delta^2} \right) \left(1 - \frac{\cosh(\lambda \eta)}{\cosh(\lambda)} \right) + \delta^2 \left(1 + \frac{1}{x} \frac{1}{1 - \lambda^2 \delta^2} \right) \left(1 - \frac{\cosh(\eta/\delta)}{\cosh(1/\delta)} \right) \right] \tag{31}$$

$$\theta_s = \frac{1}{\langle u_{app} \rangle (1+x)} \left[\frac{1}{2} (\eta^2 - 1) + \left(\frac{1}{\lambda^2} + \frac{\delta^2}{1 - \lambda^2 \delta^2} \right) \left(1 - \frac{\cosh(\lambda \eta)}{\cosh(\lambda)} \right) \right]$$

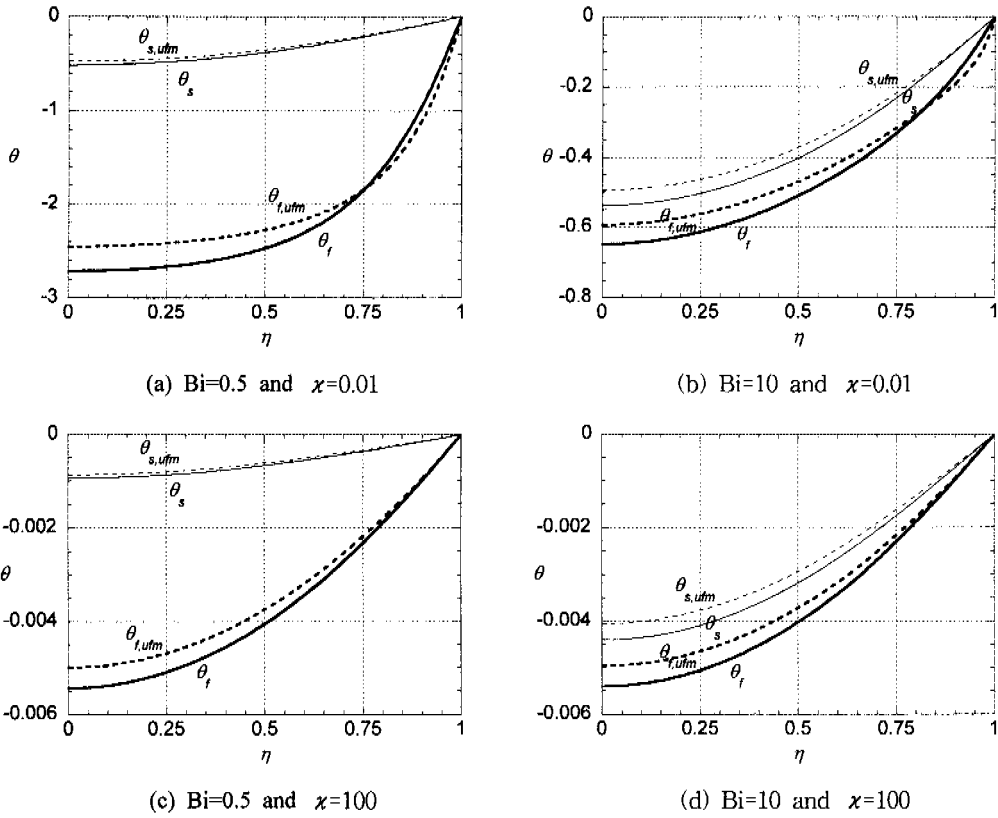


Fig. 4 Comparison of the temperature profiles ($\delta=0.1$)

$$+ \delta^2 \left(1 - \frac{1}{1 - \lambda^2 \delta^2} \right) \left(1 - \frac{\cosh(\eta/\delta)}{\cosh(1/\delta)} \right) \quad (32)$$

위 식에서 λ 는 다음과 같다.

$$\lambda = \sqrt{\frac{\text{Bi}(1+\chi)}{\chi}} \quad (33)$$

식 (32)로부터 유체의 혼합평균 온도는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\langle u\theta_f \rangle}{\langle u \rangle} = -\frac{1}{\langle u_{app} \rangle^2 (1+\chi)} \left[\frac{1}{3} - \delta^2 + \frac{\delta^3}{\lambda\chi(1-\delta^2\lambda^2)} \left(\frac{\delta^2}{1-\delta^2\lambda^2} + \frac{1}{\lambda^2} \right) \right] \quad (34)$$

$$\times \left\{ \frac{1}{\delta^3} (\lambda - \tanh(\lambda)) - \lambda^3 \left(\frac{1}{\delta} - \tanh\left(\frac{1}{\delta}\right) \right) \right\} - \frac{\delta^2}{2} \left\{ \left(1 + \frac{1}{\chi} \frac{1}{1-\delta^2\lambda^2} \right) \left(3 - \tanh^2\left(\frac{1}{\delta}\right) \right) - \delta \left(5 + \frac{3}{\chi} \frac{1}{1-\delta^2\lambda^2} \right) \tanh\left(\frac{1}{\delta}\right) \right\} \right]$$

식 (34)에서 $\delta \rightarrow 0$ 인 경우의 극한값은

$$\frac{\langle u\theta_f \rangle}{\langle u \rangle} \Big|_{\delta \rightarrow 0} = -\frac{1}{(1+\chi)} \times \left[\frac{1}{3} + \frac{1}{\text{Bi}(1+\chi)} \left\{ 1 - \frac{1}{\lambda} \tanh(\lambda) \right\} \right] \quad (35)$$

와 같이 구하여지며, 이 식은 균일유속 유동인 경우의 해⁽⁷⁾와 동일한 것을 확인할 수 있다. Nusselt 수는 식 (34)와 식 (22)를 이용하여 구할 수 있다.

3. 다공성물질 내 열전달에 대한 유동경계층의 영향

3.1 온도 분포

Fig. 4에 $\delta=0.1$ 인 경우, 식 (31)과 (32)로부터 구한 유체 및 고체의 온도분포를 몇 가지 Bi와 x 에 대하여 $\delta \rightarrow 0$ 인 경우, 즉 균일유속인 경우의 온도분포와 비교하여 나타내었다.

Fig. 4로부터 Bi와 x 에 따라 약간의 차이는 있으나, 유동경계층이 존재할 경우 채널 내 대부분의 영역에서 유체의 온도가 낮아지는 것을 볼 수 있다. 그 결과 벽온도와 유체의 혼합평균온도의 차이가 커지며, 이는 유동경계층에 의하여 벽면에서의 열전달계수가 작아지는 것을 의미한다.

한편 Fig. 4에서 특이한 것은 유동경계층의 증가에 따른 벽면 근처 유체온도 변화 경향이 x 의 크기에 따라 다르다는 점이다. x 가 큰 경우, 즉 Fig. 4의 (c)와 (d)의 경우, 유동경계층 두께가 커짐에 따라 벽면근처의 유체 온도가 낮아지지만, (a)와 (b)의 경우는 그 반대이다. x 가 1보다 큰 경우, 고체보다 유체로의 유효열전도율이 크기 때문에, 벽면으로부터 전달된 열량은 주로 유체로 직접 전달되며, 이 경우의 열전달은 다공성물질이 없는 경우의 채널 내 강제대류 열전달과 유사하다. 이 때 벽면근처의 유속이 작으면, 이것이 열전달저항으로 작용하여 유체의 온도가 낮아지게 된다. 한편 x 가 1보다 작은 경우에는 벽면으로부터 유입되는 열량이 고체로 먼저 전달된 뒤, 고체와 유체 사이의 틈새 열전달에 의하여 궁극적으로 유체로 전달되게 된다. 이 때 유속이 느린 부분의 유체는 고체와 열교환할 수 있는 시간이 상대적으로 길기 때문에 온도가 상승하며, 유속이 빠른 부분은 그 반대로 온도가 낮아진다.

3.2 Nusselt 수

진술한 바와 같이 다공성물질내 대류열전달은 유체와 고체 사이의 틈새 열전달의 크기를 나타내는 Bi와 유체와 고체의 열전도율의 비 x , 유동경계층의 두께 δ 에 의하여 결정된다. 이 세 가지 인자가 열전달에 미치는 영향을 파악하기 위하여

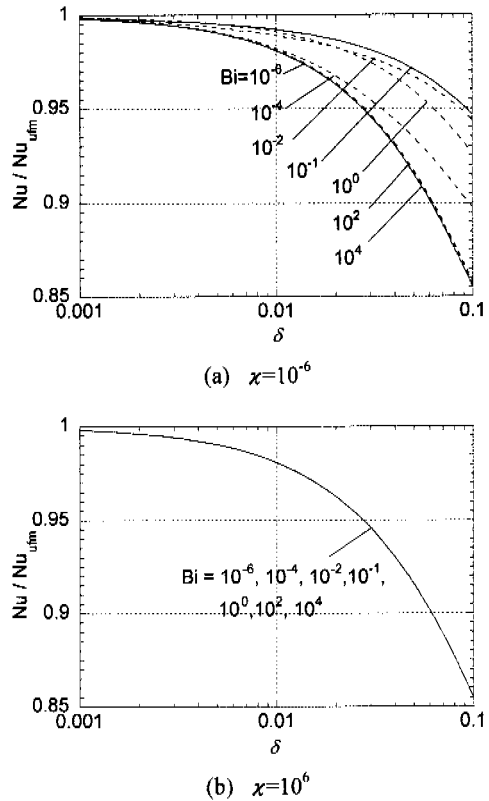


Fig. 5 Nu divided by Nu_{ufm}

여, x 가 10^{-6} 과 10^6 인 두 가지 경우에 대하여 Bi와 δ 에 대한 Nusselt 수의 변화를 Fig. 5에 나타내었다. 경계층 두께가 열전달에 미치는 영향을 명확히 하기 위하여, Nusselt 수를 경계층 두께가 0인 경우, 즉 균일유속인 경우의 Nusselt 수로 표준화하여 나타내었는데, 유동경계층 두께가 증가할수록 표준화된 Nusselt 수가 감소함을 알 수 있다. Fig. 5에서 x 가 10^{-6} 인 경우, Bi가 증가함에 따라 표준화된 Nusselt 수가 점차 증가하다가 Bi가 0.1보다 커지면 다시 감소함을 알 수 있으며, x 가 10^6 인 경우에는 Bi의 크기에 영향을 받지 않음을 알 수 있다.

Bi와 x 가 열전달에 미치는 영향을 더욱 명확히 하기 위하여 $\delta=0.1$ 인 경우에 대하여, 표준화된 Nusselt 수의 변화를 Fig. 6에 3차원으로 나타내었다. Fig. 6으로부터 Bi와 x 의 크기에 따라 두 가지 영역이 존재하는 것을 알 수 있으며, 표준화된 Nusselt 수는 두 가지 영역 사이의 좁은

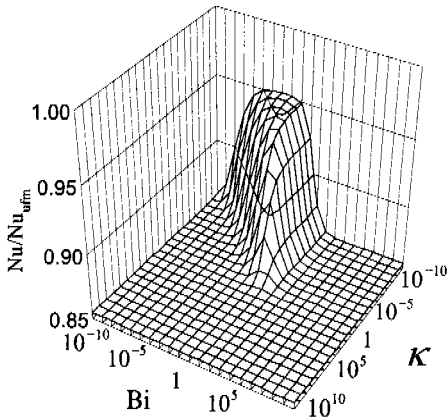


Fig. 6 Nusselt number reduction due to the hydraulic boundary layer ($\delta = 0.1$)

천이영역을 제외하면, 두 가지 영역에서 각기 일정한 값을 가지는 것을 알 수 있다. 이러한 사실은 Fig. 5가 나타내는 바와도 일치하며, δ 가 0.1 이외의 다른 값을 가지는 경우의 3차원 그림으로부터도 확인할 수 있다. Fig. 6으로부터 규준화된 Nusselt 수가 비교적 큰 값을 가지는 영역은 $x \ll Bi \ll 1$ 이며, 그 이외의 영역에서 규준화된 Nusselt 수는 상대적으로 작은 값을 갖는다.

Lee와 Vafai⁽⁷⁾는 다공성물질 내 열전달 특성이 Bi와 x 의 크기에 따라 구분되어, $x \ll Bi \ll 1$ 인 경우에는 고체와 유체 사이의 미시적인 대류열전달이 지배적인 역할을 하며, 그 이외의 경우에는 전도열전달이 지배적인 역할을 함을 보였다.

Lee와 Vafai⁽⁷⁾의 연구를 참고하여, 각 영역에서 지배적인 역할을 하는 인자만을 고려하여 에너지 방정식을 간략화하면 다음과 같다.

$$-Bi \theta_f \approx \bar{u} \quad \text{where } x \ll Bi \ll 1 \quad (36)$$

$$x \frac{\partial^2 \theta_f}{\partial \eta^2} \approx \bar{u} \quad \text{where } x \gg 1 \text{ or } x \gg Bi \quad (37)$$

$$\frac{\partial^2 \theta_f}{\partial \eta^2} \approx \bar{u} \quad \text{where } x \ll 1 \text{ and } Bi \gg 1 \quad (38)$$

위 식들로부터 $x \ll Bi \ll 1$ 인 영역에서 유체의 온도분포는 속도분포에 비례하며, 그 이외의 영역에서는 속도분포를 2번 적분한 형태에 비례함을 알 수 있다. 그 결과 이 두 영역에서 속도분포가

열전달에 영향을 미치는 정도가 다르게 되며, 결국 Nusselt 수가 서로 다른 값을 갖게 된다.

4. 결론

점성효과와 관성효과를 모두 고려한 속도분포를 two-equation 모델에 적용하여 다공성물질 내 대류열전달을 이론적으로 해석하였다.

속도분포에 대한 엄밀해가 너무 복잡하여, two-equation 모델에 적용하여 온도장에 대한 이론해를 구할 수 없으므로, 속도분포를 근사할 수 있는 간단한 형태의 수식을 개발하였으며, 유동 경계층 내부의 속도분포가 점성효과와 관성효과와 크기에 관계없이 매우 유사함을 보였다.

속도분포의 근사식을 two-equation 모델에 적용하여 온도장에 대한 이론해를 구하였으며, 유동 경계층이 다공성물질 내 대류 열전달에 미치는 영향을 분석하였다. 유동 경계층이 두꺼워질수록 열전달은 감소하는데, 감소하는 정도는 Bi와 x 의 크기에 따라 달라지며, 크게 두가지 영역으로 구분된다. $x \ll Bi \ll 1$ 인 영역에서의 유동경계층에 의한 열전달 감소정도가 그 이외에 영역에 비하여 상대적으로 작다.

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) Fu, W.-S., Huang, H.-C., and Liou, W.-Y., 1996, "Thermal Enhancement in Laminar Channel Flow with a Porous Block." *Int. J. Heat Mass*

Transfer, Vol. 39, pp.2165~2175.

- (4) 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.
- (5) Beckermann C. and Viskanta R., 1987, "Forced Convection Boundary Layer Flow and Heat Transfer Along a Flat Plate Embedded in a Porous Medium," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 30, pp.1547~1551.
- (6) Vafai, K. and Kim, S. J., 1989, "Forced Convection in a Channel Filled With a Porous Medium : An Exact Solution," *ASME J. Heat*

Transfer, Vol. 111, pp. 1103~1106.

- (7) 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.
- (8) Kim, S. J. and Kim, D., 1999, "Forced Convection in Microstructures for Electronic Equipment Cooling," *ASME J. Heat Transfer* Vol. 121, pp. 635~645.
- (9) Beavers, G. S. and Sparrow, E. M., 1969, "Non-Darcy Flow through Fibrous Media," *J. appl. Mech.*, Vol. 36, pp. 711~714.