

## 충돌 공기제트에서 국한 유로 내 발포 알루미늄 방열기의 열전달 수치해석

이상태\* · 김서영† · 이관수\*\*  
(2002년 1월 9일 접수, 2002년 4월 18일 심사완료)

### A Numerical Study on Heat Transfer from an Aluminum Foam Heat Sink by Impinging Air Jet in a Confined Channel

Sang Tae Lee, Seo Young Kim and Kwan Soo Lee

**Key Words:** Impinging Air Jet(충돌 공기제트), Local Thermal Non-Equilibrium Model(국소 열적 비평형 모델), Aluminum Foam Heat Sink(발포 알루미늄 방열기), Porous Media(다공성 물질)

#### Abstract

A numerical study has been carried out to investigate the flow and heat transfer from an aluminum foam heat sink in a confined channel. A uniform heat flux is given at the bottom of the aluminum foam heat sink, which is horizontally placed on the heated surface. The channel walls are assumed to be adiabatic. Cold air is supplied from the top opening of the channel and exhausted to the channel outlet. Comprehensive numerical solutions are acquired to the governing Navier-Stokes and energy equations, using the Brinkman-Forchheimer extended Darcy model and the local thermal non-equilibrium model for the region of porous media. Details of flow and thermal fields are examined over wide ranges of the principal parameters; i.e., the Reynolds number  $Re$ , the height of heat sink  $h/H$ , porosity  $\varepsilon$  and pore diameter ratio  $R_H$ .

#### 기호설명

$\alpha_{sf}$  : 단위체적 당 표면적 비 [ $m^2/m^3$ ]  
 $Bi$  : Biot 수,  $h_{sf}\alpha_{sf}H^2/k_{s,e}$   
 $c_p$  : 정압비열 [ $J/kg \cdot K$ ]  
 $C_E$  : Ergun 계수  
 $d_p$  : Pore 지름 [ $m$ ]  
 $Da$  : Darcy 수,  $K/H^2$   
 $h$  : 방열기 높이 [ $m$ ]  
 $h_{sf}$  : 틸새 열전달계수 [ $W/m^2 \cdot K$ ]

$\bar{h}_w$  : 평균 대류열전달계수 [ $W/m^2 \cdot K$ ]  
 $H$  : 채널 높이 [ $m$ ]  
 $k$  : 열전도계수 [ $W/m \cdot K$ ]  
 $k^*$  : 유효 열전도계수의 비,  $k_{f,e}/k_{s,e}$   
 $K$  : 투과율 [ $m^2$ ]  
 $l$  : 방열기의 반폭 [ $m$ ]  
 $L$  : 채널 길이 [ $m$ ]  
 $Nu_{sf}$  : 틸새 Nusselt 수,  $h_{sf}d_p/k_f$   
 $\bar{Nu}$  : 평균 Nusselt 수,  $\bar{h}_wH/k_{f,e}$   
 $p$  : 압력 [ $N/m^2$ ]  
 $P$  : 무차원 압력,  $\varepsilon p/\rho U_i^2$   
 $Pr$  : 프란틀(Prandtl) 수,  $\nu_f/\alpha_f$   
 $q''$  : 열유속 [ $W/m^2$ ]  
 $r$  : 노즐 반폭 [ $m$ ]  
 $Re$  : 레이놀즈(Reynolds) 수,  $U_iH/\nu_f$

\* 한양대학교 대학원 기계공학부  
 † 책임저자, 회원, 책임저자, KIST 열유동제어 연구센터  
 E-mail : seoykim@kist.re.kr  
 TEL : (02)958-5683 FAX : (02)958-5689  
 \*\* 회원, 한양대학교 기계공학부

$Re_p$	: Particle 레이놀즈 수, $u_p \epsilon d_p / \nu_f$
$R_v$	: 유효 동점성계수의 비, $\nu_e / \nu_f$
$R_{f,k}$	: 유체의 유효열전도계수의 비, $k_{f,e} / k_f$
$R_{s,k}$	: 고체의 유효열전도계수의 비, $k_{s,e} / k_s$
$R_H$	: 채널높이와 기공지름의 비, $d_p / H$
$T$	: 온도 [K]
$u, v$	: 속도 성분 [m/s]
$u_p$	: Pore 속도 [m/s]
$U_i$	: 입구 속도 [m/s]
$U, V$	: 무차원 속도 성분
$\vec{V}$	: 무차원 속도 벡터
$x, y$	: 직교좌표계 [m]
$X, Y$	: 무차원 직교좌표계

## 그리스문자

$\alpha_f$	: 열확산계수, $k_f / (\rho c_p)_f$ [ $m^2/s$ ]
$\Delta P$	: 압력강하, $\overline{P}_i - \overline{P}_o$
$\epsilon$	: 다공도(porosity)
$\nu$	: 동점성계수 [ $m^2/s$ ]
$\theta$	: 무차원 온도, $(T - T_i) / (q'' H / k_{s,e})$
$\rho$	: 질량밀도 [ $kg/m^3$ ]

## 첨 자

$s$	: 고체(solid)
$f$	: 유체(fluid)
$e$	: 유효(effective)
$i$	: 입구
$o$	: 출구
$w$	: 벽면

## 1. 서 론

최근 전자장비의 고집적화와 고성능화로 인해 국부적으로 열 발생량이 크게 증가하고 있다. 이러한 고발열 전자장비의 방열성능을 향상시키기 위해서는 강제대류에 의한 대류 열전달계수의 증가와 열전달 면적의 확장이 필수적이다.

최근 들어 열전달 면적의 확장에 의한 전자장비의 방열성능 향상의 일환으로 다공성 물질을 방열기로 이용하기 위한 연구들이 진행되고 있다. 백진욱 등<sup>(1)</sup>은 충돌 공기제트에서 다공성물질의 일종인 발포 알루미늄 방열기의 방열성능에 대해 실험적 연구를 수행하였고, Kim et al.<sup>(2)</sup>은

수치해석을 통해 발포 알루미늄 방열기의 열전달 특성에 관하여 연구하였다.

다공성 물질을 이용한 기존의 기초 연구들을 살펴보면, 대부분이 화학공정상의 적층구(packed bed)에 대한 연구임을 알 수 있으며, 압력강하와 열전달 특성에 대한 많은 연구결과가 발표되었다.<sup>(3-5)</sup> 그러나 압력손실의 최소화가 요구되는 방열기에 다공성 물질을 도입하기 위해서는 다공도가 크고 압력손실이 상대적으로 낮은 발포 알루미늄을 적용하는 것이 유리하다.<sup>(6)</sup>

지금까지 국부 열원의 방열에 발포 알루미늄을 이용한 연구는 발포 알루미늄의 복잡한 구조와 내부의 열전달 메커니즘에 대한 이해 부족으로 대부분 실험적 연구에 의존하고 있다.<sup>(7-9)</sup> 또한 수치해석에 있어서도 알루미늄 격자의 높은 열전도 계수로 인해 고체와 유체 사이에 국소열평형(local thermal equilibrium)이 성립하지 않으므로 기존의 단상 에너지 모델로 발포 알루미늄의 방열성능을 해석하기엔 무리가 따른다.<sup>(10)</sup> 따라서 본 연구에서는 먼저 기존 다공성물질 관련 연구들에서 제안된 틈새열전달계수(interstitial heat transfer coefficient)에 대하여 비교 정리하고, 국소 열적 비평형(local thermal non-equilibrium)모델<sup>(11)</sup>을 사용하여 채널에 유입되는 유량, 발포 알루미늄 방열기의 높이 변화, 다공도 및 기공지름비에 따라 방열기에서의 열전달 및 압력강하 특성을 고찰하였다.

## 2. 해석 모델

## 2.1 지배방정식 및 경계조건

Fig. 1(a)은 국소 열원이 채널의 중심하부에 위치하고 그 위에 발포 알루미늄 방열기가 부착된 수치해석 모델을 도시하고 있다. 차가운 냉각공기는 채널 상면에서 유입되어 방열기로 분사된 후 채널 후류로 방출된다. 내부 유동은 2차원 정상상태의 비압축성 유동이며, 물성치는 일정하다고 가정하였다. 채널 벽은 단열되었고, 채널의 높이는  $H$ , 길이는  $L$ 이며, 방열기의 높이는  $h$ , 폭은  $2l$ 이며, 입구 노즐 폭은  $2r$ 이다. 기하학적 변수는  $h/H=0.5$ ,  $L/H=80$ ,  $l/H=1$  및  $r/H=0.25$ 와 같다. 문제의 대칭성으로 인해 계산영역은 Fig. 1(b)과 같이 전체 영역의 반으로 하였다.

모델 해석을 위해 순수 유체장에서는 나비에스

톱스(Navier-Stokes) 방정식과 에너지 방정식을 사용하였고, 발포 알루미늄 방열기 내부영역에서는 브린크만-포쉬하이머 확장 다시(Brinkman - Forchheimer extended Darcy) 모델<sup>(2)</sup>과 이상에너지 방정식 (two energy equation) 모델을 사용하였다.<sup>(11)</sup> 무차원화한 방정식은 다음과 같다.

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \tag{1}$$

$$\begin{aligned} (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} = & -\nabla P + \frac{R_v}{Re} \nabla^2 \vec{V} \\ & - \zeta \left\{ \frac{\epsilon}{Re \cdot Da} + \frac{\epsilon C_E}{\sqrt{Da}} |\vec{V}| \right\} \vec{V} \end{aligned} \tag{2}$$

$$\begin{aligned} \vec{V} \cdot \nabla \theta_f = & \frac{\zeta(R_{f,k}-1)+1}{Re \cdot Pr} \nabla^2 \theta_f \\ & + \zeta \frac{Bi}{k^* Re \cdot Pr} \{\theta_s - \theta_f\} \end{aligned} \tag{3}$$

$$0 = \zeta [\nabla^2 \theta_s - Bi \cdot \{\theta_s - \theta_f\}] \tag{4}$$

여기서,  $\epsilon$  는 다공도로서 단위부피 당 유체공간의 비로 정의되며,  $\zeta$  는 순수 유체장에서는 0이고, 방열기 내에서는 1로 정의한다. 따라서 위의 방정식을 이용하여 순수 유체영역과 방열기영역을 동시에 해석할 수 있다. 지배방정식의 무차원화에는 다음의 무차원 변수들이 도입되었다.

$$\begin{aligned} X &\equiv \frac{x}{H}, \quad Y \equiv \frac{y}{H}, \quad U \equiv \frac{u}{U_i}, \quad V \equiv \frac{v}{U_i} \\ P &\equiv \frac{\epsilon \rho U_i^2}{\rho U_i^2}, \quad \Theta = \frac{T - T_i}{q'' H / k_{s,e}}, \quad Bi = \frac{h_s a_s H^2}{k_{s,e}} \\ Re &\equiv \frac{U_i H}{\nu_f}, \quad Re_p \equiv \frac{u_p \epsilon d_p}{\nu_f}, \quad Da \equiv \frac{K}{H^2} \\ Pr &\equiv \frac{\nu_f}{\alpha_f}, \quad k^* \equiv \frac{k_{f,e}}{k_{s,e}}, \quad R_v \equiv \frac{\nu_e}{\nu_f}, \quad R_H \equiv \frac{d_p}{H} \end{aligned} \tag{5}$$

여기서,  $Bi$ 는 Biot수로 다공성 물질 내 고체와 유체 사이의 내부 대류열저항에 대한 고체로의 전도열저항의 비를 나타낸다.  $k^*$ 는 고체와 유체사이의 유효 열전도계수 비를 나타내며, 본 연구에서는 Calmidi와 Mahajan<sup>(9)</sup>이 발포 알루미늄에 대하여 제시한 식을 적용하여 구하였다.

$$Z := \frac{-t + \sqrt{(t^2 + 2/\sqrt{3}(1-\epsilon)[2-t(1+4/\sqrt{3})])}}{2/3 * [2 - K(1+4/\sqrt{3})]} \tag{6}$$

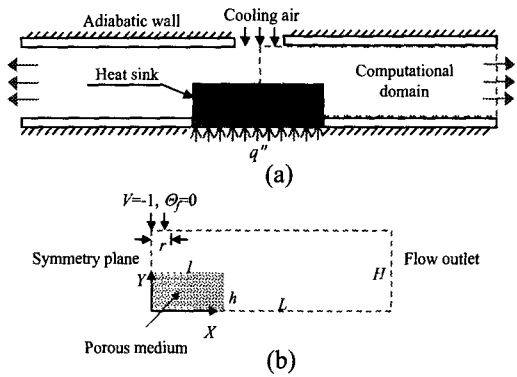


Fig. 1 Schematic configuration. (a) the physical problem, (b) the computational domain

$$R_{s,k} = \frac{k_{s,e}}{k_s} = \left[ 2/\sqrt{3} \left\{ \frac{t \cdot Z}{(1+Z)/3} + \frac{(1-t)}{2/3} + \frac{\sqrt{3}/2-Z}{4/3\sqrt{3}t \cdot Z} \right\} \right]^{-1} \tag{7}$$

$$R_{f,k} = \frac{k_{f,e}}{k_f} = \left[ 2/\sqrt{3} \left\{ \frac{t \cdot Z}{1-(1+Z)/3} + \frac{(1-t)Z}{1-2/3Z} + \frac{\sqrt{3}/2-Z}{1-4/(3\sqrt{3})t \cdot Z} \right\} \right]^{-1} \tag{8}$$

여기서,  $R_{s,k}$ 는 고체의 유효열전도계수의 비이고  $R_{f,k}$ 는 유체의 유효열전도계수의 비이며,  $t=0.09$ 이다.

발포 알루미늄 방열기의 열전달 항상 관점에서 방열기 밀면에서의 평균 Nusselt 수는 다음과 같이 정의된다.

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h_w} H}{k_{f,e}} = \frac{1}{k^* \Theta_w} \tag{9}$$

경계조건으로 채널 벽에서는 점착조건과 단열조건을 사용하였으며, 채널 중심에서는 대칭경계조건이 적용되었다. 또한 출구에서는 일반적으로 사용되는 노이만(Neumann) 경계조건을 사용하였다. 채널 중심의 상부 노즐입구 경계조건은 다음과 같다.

$$V = -1, \quad U = \theta_f = \theta_s = 0 \tag{10}$$

$$\text{at } Y=1 \text{ for } 0 < X < \frac{r}{H}$$

발포 알루미늄 방열기의 밑면에서 주어지는 등열 유속 경계조건은 Lee와 Vafai<sup>(10)</sup>에 의해 제안된 열평형식을 사용하였다.

$$-1 = k^* \frac{\partial \theta_f}{\partial Y} + \frac{\partial \theta_s}{\partial Y}, \quad \theta_f = \theta_s = \theta_w \quad (11)$$

at  $Y=0$  for  $0 < X < \frac{l}{H}$

발포 알루미늄은 다공도가 0.9 이상으로 매우 크므로 방열기 경계에서의 고체부분이 차지하는 열전달 면적은 방열기 내부의 틈새 열전달 면적에 비하여 매우 작다. 따라서 대부분의 열전달 과정은 방열기 내부에서 이루어지며, 방열기 경계에서의 열전달 과정은 무시할 수 있다. 따라서 방열기 경계에서 주어지는 고체온도에 대한 경계 조건은 단열 경계조건을 사용하였다.

$$\frac{\partial \theta_s}{\partial X} = 0, \quad \text{at } X = \frac{l}{H} \text{ for } 0 < Y < \frac{h}{H} \quad (12)$$

$$\frac{\partial \theta_s}{\partial Y} = 0, \quad \text{at } Y = \frac{h}{H} \text{ for } 0 < X < \frac{l}{H}$$

## 2.2 수치해법

위 지배방정식들을 풀기 위해 유한체적법에 기초한 Patankar의 SIMPLER algorithm<sup>(12)</sup>을 사용하였다. 식 (2)-(4)의 대류항은 비균일 격자계에 QUICK scheme<sup>(2)</sup>을 적용하였고, 확산항은 중앙차분법(central differencing)을 사용하였으며, 최종적으로 도출된 차분방정식을 풀기 위해 TDMA(tridiagonal matrix algorithm)<sup>(12)</sup>를 사용하였다.

$X$ - $Y$ 축에  $120 \times 80$ 개의 격자점을 사용하였으며,  $X$ 축은 입구경계( $r$ )와 방열기 경계면( $l$ )에 밀집하였고,  $Y$ 축은 방열기 경계면( $h$ )과 벽면에 밀집한 비 균일 격자계를 구성하였다.  $U$ ,  $V$ ,  $\theta$ 의 최대 상대오차는  $10^{-5}$ , 에너지 평형은  $10^{-3}$  이내로 수렴 판정하였다. 수치해석 결과의 타당성은 Kim et al.<sup>(2)</sup>의 평판열원에 대한 충돌 공기제트 수치해석에서 검증되었다.

## 3. 결과 및 고찰

이상에너지방정식 모델의 에너지방정식, 식 (3)과 식 (4)에 Biot 수의 관계식을 적용하기 위해

기존 연구들에서 제시한 틈새 열전달계수에 관한 상관식들을 정리하면 다음과 같다.

(1) Wakao et al.<sup>(3)</sup> for packed bed

$$Nu_{sf} = \frac{h_{sf} d_p}{k_f} = 2 + 1.1 Pr^{1/3} Re_p^{0.6} \quad (13)$$

(2) Achenbach<sup>(4)</sup> for packed bed

$$Nu_{sf} = [(1.18 Re_p^{0.58})^4 + (0.23 Re_h^{0.75})^4]^{1/4}$$

$$Re_h = Re_p / (1 - \epsilon) \quad (14)$$

(3) Dixon and Cresswell<sup>(5)</sup> for packed bed

$$N = \frac{0.255}{\epsilon} Pr^{1/3} Re_p^{2/3}$$

$$Nu_{sf} = \frac{10N}{Nk^* R_{s,k} / R_{f,k} + 10} \quad (15)$$

(4) Kuwahara et al.<sup>(13)</sup> for square rods

$$Nu_{sf} = \left[ 1 + \frac{4(1-\epsilon)}{\epsilon} \right] + \frac{1}{2} (1-\epsilon)^{1/2} Re_p^{0.6} Pr^{1/3}$$

for  $0.2 < \epsilon < 0.9$  (16)

(5) Kim et al.<sup>(7)</sup> for aluminum foam

$$Nu_{sf} = 15.256 R_H^{0.489} (Da H_h^2)^{0.451} Re_p^{0.511} Pr^{1/3}$$

for  $270 < Re < 2050$ ,  $0.89 < \epsilon < 0.96$  (17)

(6) Calmidi & Mahajan<sup>(9)</sup> for aluminum foam

$$Nu_{sf} = 1.451 Re_p^{0.5} Pr^{0.37} \quad (18)$$

(7) Tanaka et al.<sup>(14)</sup> for wire netting

$$Nu_{sf} = 0.33 \left\{ \frac{\epsilon}{1-\epsilon} \right\}^{0.67} Re_p^{0.67} \quad (19)$$

(8) Younis and Viskanta<sup>(15)</sup> for ceramic foam

$$Nu_{sf} = 0.819 [1 - 7.33(d_p/L)] Re_p^{0.36[1 + 15.5(d_p/L)]}$$

for  $5.1 < Re_p < 563$ ,  $0.005 < d_p/L < 0.136$  (20)

Biot 수와 단위 체적 당 표면적 비  $a_{sf}$ 는 다음과 같이 정의되며, 적층구(packed bed)에 관한 식 (13)~식 (15)에 대해서는 다음과 같다.<sup>(3)</sup>

$$a_{sf} = \frac{6(1-\epsilon)}{d_p} \quad (21)$$

$$Bi = Nu_{sf} \frac{6(1-\epsilon)k^*}{R_{f,k}R_H^2} \quad (22)$$

사각 막대(square rods)에 관한 식(16)에 대해서는 다음과 같다.<sup>(13)</sup>

$$a_{sf} = \frac{4(1-\epsilon)}{d_p} \quad (23)$$

$$Bi = Nu_{sf} \frac{4(1-\epsilon)k^*}{R_{f,k}R_H^2} \quad (24)$$

Kim et al.의 발포 알루미늄에 관한 식 (17)에 대해서는 다음과 같다.<sup>(7)</sup>

$$a_{sf} = \frac{1.066 - 29.275 \log \epsilon}{d_p} \quad (25)$$

$$Bi = Nu_{sf} \frac{(1.066 - 29.275 \log \epsilon)k^*}{R_{f,k}R_H^2} \quad (26)$$

Calmidi와 Mahajan<sup>(9)</sup>의 발포 알루미늄에 관한 식 (18)에 대해서는 다음과 같다.

$$a_{sf} = \frac{1.11\pi(1 - e^{-(1-\epsilon)/0.04})}{d_p} \quad (27)$$

$$Bi = Nu_{sf} \frac{1.11\pi(1 - e^{-(1-\epsilon)/0.04})k^*}{R_{f,k}R_H^2} \quad (28)$$

Fig. 2는 고체와 유체 사이에서의 틈새 Nusselt 수와 Biot 수에 대하여 위의 연구들에서 제시한 식들을 상호 비교한 것이다. 여기서, 무차원 변수들은 식 (6)~(8)과 앞에서 정의한 식들에 의해  $k^*=0.0052$ ,  $R_{s,k}=2.724 \times 10^{-2}$ ,  $R_{f,k}=0.908$ ,  $R_H=0.125$ ,  $Pr=0.71$ ,  $Da=5.9 \times 10^{-4}$ 로 일정하다고 가정하였으며, 다공도는 적층구에서 0.38, 사각막대에서 0.9, 발포 알루미늄과 적층 금속망 및 발포 세라믹의 경우에는 0.92로 일정하다고 가정하였다. 식 (17)에서  $H_n=2.22$ 로 정의되며, 식 (20)에서  $d_p/L=0.117$ 이라고 가정하였다. 여기서,  $Re_p$ 에서의  $d_p$ 는 적층구에서는 구의 지름이며, 사각막대

에서는 막대단면의 한변의 길이이고, 발포 알루미늄과 적층 금속망 및 발포 세라믹에서는 기공(pore)의 지름으로 모두 동일하다고 가정하였으며,  $u_p$ 는 기공 내에서의 속도이다.  $Bi$ 는 다공도가 높은 Kim et al.<sup>(7)</sup> 및 Kuwahara et al.<sup>(13)</sup>의 결과가 상대적으로 낮게 나타나고 있다. 본 연구에서는 Kim et al.<sup>(7)</sup>이 발포 알루미늄에 대하여 정리한 상관식 식 (17)과 식 (25, 26)을 사용하여 수치해석을 수행하였다. 또한 발포 알루미늄 방열기에  $C_E=0.1$ 과  $R_v=1$ 로 일정하다고 가정하였다.

Fig. 3은 Reynolds 수의 변화에 따른 유선의 분포를 보여준다. 여기서, 유선은 모두 등간격

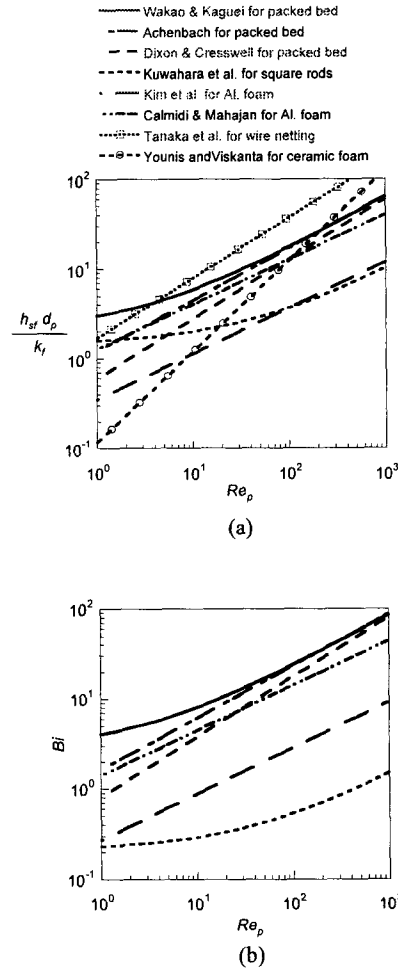


Fig. 2 The previous correlations of (a) Interstitial Nusselt numbers and (b) Biot numbers

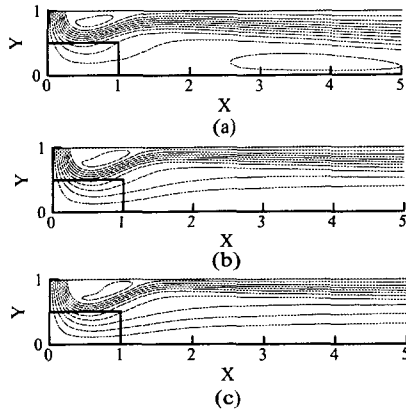


Fig. 3 Effect of Reynolds number on the streamlines. (a)  $Re=500$ , (b)  $Re=1000$ , (c)  $Re=1500$

이며, 다른 무차원 변수들은  $\varepsilon=0.92$ ,  $k^*=0.0052$ ,  $R_{fk}=0.908$ ,  $R_H=0.125$ ,  $h/H=0.5$  및  $Da=5.9 \times 10^{-4}$ 로 일정하다. 입구 주변 윗 벽면에 와류가 발생하고  $Re$ 가 증가함에 따라 와류도 커진다.  $Re=500$ 일 경우에는 방열기 후류에 또 다른 와류가 형성되는 것을 볼 수 있는데, 이는  $Re$ 가 낮을 경우에는 방열기 내부로 유입되는 유량이 작아 순수 고체 블록에서와 유사한 재부착 문제가 발생하기 때문이다. 하지만 이러한 현상은  $Re$ 가 커짐에 따라 발포 알루미늄 방열기 내부로 유입되는 유량이 증가하면서 사라진다.

Fig. 4은 Reynolds수의 변화에 따른 유체 온도를 보여주며, 등온선의 간격은  $\Delta\theta_f=0.32$ 로 일정하다.  $Re$ 가 작을 경우에는 방열기 내에서의 등온선이 상대적으로 조밀하며  $Re$ 가 증가함에 따라 방열기 내부의 온도구배는 감소한다. 이는  $Re$ 가 증가할수록 방열기 내부로 유입되는 유량이 증가하여 열전달이 활발하게 일어나기 때문이다.

Fig. 5는 발포 알루미늄 방열기 내부에서의  $Bi$  분포를 보여준다.  $Bi$ 는 식 (26)에 의해 결정되는데, 본 연구에서는 다른 변수들은 모두 일정한 값이라 가정하였으므로 유일한 변수는 방열기 내의 기공속도  $u_b$ 이다. Fig. 3에서 방열기 내 유선을 살펴보면 기공속도는 방열기의 좌측하단으로 갈수록 약해지며 방열기 중앙상단 부분에서 가장 강하므로  $Bi$ 도 방열기 좌측하단에서 작으

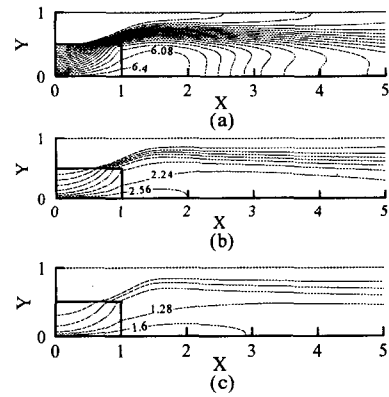


Fig. 4 Effect of Reynolds number on the isotherms. (a)  $Re=500$ , (b)  $Re=1000$ , (c)  $Re=1500$

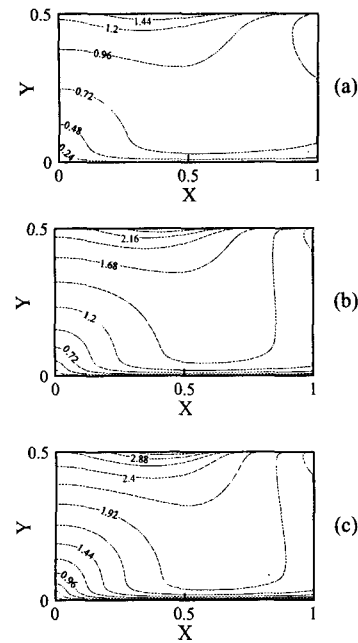
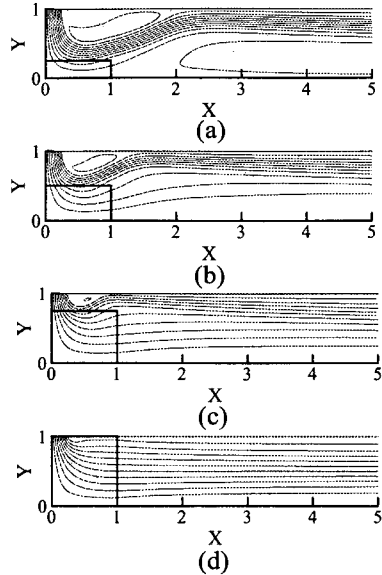


Fig. 5 Effect of Reynolds number on the Biot numbers. (a)  $Re=500$ , (b)  $Re=1000$ , (c)  $Re=1500$

며 중앙 상단에서는 상대적으로 큰 값을 가진다. 또한  $Re$ 가 증가함에 따라 방열기 내로 유입되는 유량이 많아지므로  $Bi$ 도 커지는 것을 알 수 있다.

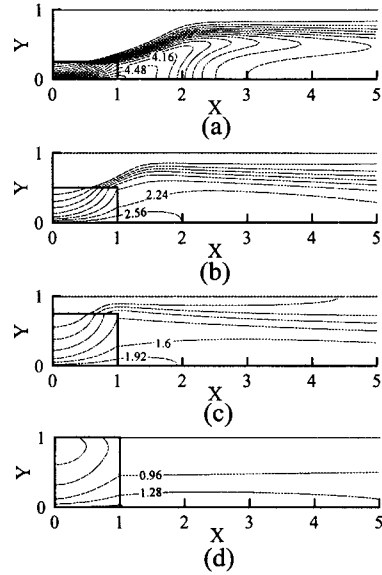


**Fig. 6** Effect of height of heat sink on the streamlines.  
(a)  $h/H=0.25$ , (b)  $h/H=0.5$ , (c)  $h/H=0.75$ , (d)  $h/H=1.0$

Fig. 6은 방열기 높이  $h/H$ 의 변화에 따른 유선분포를 보여준다. 여기서,  $Re=1000$ ,  $\epsilon=0.92$ ,  $k^*=0.0052$ ,  $R_{fk}=0.908$ ,  $R_H=0.125$  및  $Da=5.9 \times 10^{-4}$ 로 일정하다고 가정하였으며, 유선은 등간격이다. 방열기의 높이가 높아짐에 따라 입구 윗 벽면에서의 와류는 작아지는 것을 볼 수 있다. 이는  $h/H$ 가 커짐에 따라 방열기와 입구의 간격이 좁아져 방열기 내부로 유입되는 유량이 많아지기 때문이다.

Fig. 7은 방열기 높이  $h/H$ 에 따른 유체 온도장을 보여준다. 등온선은  $\Delta\theta_f=0.32$ 로 등간격이다. 방열기의 높이가 낮을 경우에는 방열기 내부의 등온선이 조밀하지만 높이가 높아짐에 따라 넓게 퍼지는 것을 볼 수 있다. 이는 높이가 높아질수록 방열기의 열전달 면적과 통과유량이 증가하여 열전달이 활발하게 일어나기 때문이다.

Fig. 8은 방열기 높이가 방열기 내부에서의  $Bi$  수에 미치는 영향을 보여준다. 그림에서 보듯이 방열기의 높이가 증가함에 따라 방열기 상단부근에서의  $Bi$ 가 증가하지만 좌측하단 즉 방열기 중심부에서는  $h/H$ 에 무관하게 거의 같은 값을



**Fig. 7** Effect of height of heat sink on the isotherms.  
(a)  $h/H=0.25$ , (b)  $h/H=0.5$ , (c)  $h/H=0.75$ , (d)  $h/H=1.0$

가진다. 이는 좌측하단에 정체점(stagnation point)이 존재하기 때문이다.

Fig. 9는 Reynolds 수의 변화가 방열기의 평균 Nusselt 수  $\overline{Nu}$ 에 미치는 영향을 보여주고 있다.  $Re$ 가 증가함에 따라  $\overline{Nu}$ 가 증가하며 그 증가폭은  $Re$ 가 증가함에 따라 둔화된다. 또한 높이에 따른  $\overline{Nu}$ 의 변화 경향은 비슷함을 알 수 있다.

Fig. 10은 방열기 높이  $h/H$ 의 변화에 따른 방열기에서의  $\overline{Nu}$ 의 변화를 나타내고 있다.  $h/H$ 가 증가함에 따라 기공지름이 큰  $R_H=0.125$ 일 경우에는  $\overline{Nu}$ 가 거의 선형적으로 증가하지만, 기공지름이 작은  $R_H=0.0325$ 인 경우에는 2차 함수적 상승을 보인다. 또한  $h/H < 0.9$ 에서는 기공지름비가 작은 방열기( $R_H=0.0325$ )가 큰 방열기( $R_H=0.125$ )보다 낮은  $\overline{Nu}$ 의 값을 보이나,  $h/H$ 가 0.9 이상으로 증가하면 기공지름비가 작은 방열기가 더 높은  $\overline{Nu}$  값을 나타낸다. 이는 기공지름 비가 작은 방열기가 상대적으로 열전달 면적과 압력강하가 커서, 방열기의 높이가 낮은 경우는 큰 압력강하에 의해 방열기 내부로 유입되는 유량이

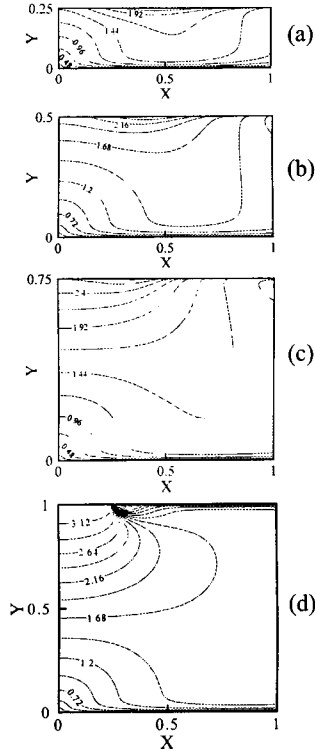


Fig. 8 Effect of height of heat sink on the Biot numbers. (a)  $h/H=0.25$ , (b)  $h/H=0.5$ , (c)  $h/H=0.75$ , (d)  $h/H=1.0$

상대적으로 작아 열전달이 감소한다. 그러나 방열기가 채널을 거의 채우는 경우( $h/H>0.9$ )는 유입유량이 방열기 내부를 대부분 통과하므로 넓은 열전달 면적에 의해 열전달이 증가하게 된다.

Fig. 11은 발포 알루미늄의 다공도 ( $\epsilon$ )가  $\overline{Nu}$ 에 미치는 영향을 보여준다. 여기서,  $Re=1000$  및  $R_H=0.0625$ 로 일정하고, 다른 무차원 변수들은 Table 1에 나타낸 바와 같다. Table 1은 Kim et al.의 실험적 측정값<sup>(7)</sup>과 앞에서 정의된 식 (6~8)과 식 (26)에 의해 계산된 값들이다. Table 1에서 다공도가 증가함에 따라 표면적 비  $a_{sf}$ 는 감소하고 유효열전도계수의 비  $k^*$ 는 증가한다. 그러나 발포 알루미늄 지주 형태의 특성상 다공도가 커짐에 따라 Darcy 수는 증가하여 다공도 0.94에서 최대값을 가지며 0.96에서는 다시 감소한다.<sup>(6)</sup> 열전달 면적의 감소와 유효열전도계수의 증가는 열전달 성능을 저하시키지만,  $Da$ 가 커질

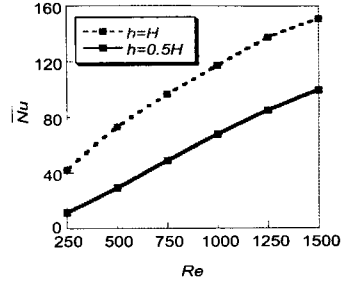


Fig. 9 Effect of Reynolds number on the space-averaged Nusselt number

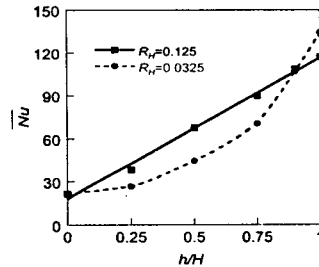


Fig. 10 Effect of height of heat sink on the space-averaged Nusselt number at  $Re=1000$

Table 1 Parameters for the numerical computations

$\epsilon$	$R_H$	$a_{sf}$ [ $m^{-1}$ ]	$Da \cdot 10^4$	$R_{f,k}$	$k^* \cdot 10^3$
0.89	0.0625	2038	2.24	0.87	3.77
0.94	0.0625	1482	3.25	0.93	6.79
0.96	0.0625	1268	2.90	0.95	9.68
0.92	0.0325	3271	1.79	0.91	5.19
0.92	0.0625	1701	2.67	0.91	5.19
0.92	0.125	851	5.90	0.91	5.19

수록 유동이 잘 통과하므로 열전달 성능은 반대로 향상된다. 방열기 높이가  $h/H=0.5$ 인 경우에  $\overline{Nu}$ 는  $\epsilon=0.89\sim0.94$ 에서 거의 일정한 값을 보이다가  $\epsilon=0.96$ 에서 감소한다. 이러한 현상은  $\epsilon=0.89\sim0.94$ 까지는  $a_{sf}$ 의 감소와  $k^*$ 의 증가에 따른 열전달의 감소와  $Da$ 의 증가에 따른 열전달의 증가효과가 서로 상쇄되기 때문이며,  $\epsilon=0.96$ 에서는  $Da$ 가 함께 감소하기 때문에 열전달 성능이 저



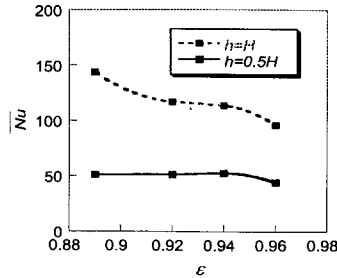


Fig. 11 Effect of porosity on the space-averaged Nusselt number at  $Re=1000$  and  $R_H=0.0625$

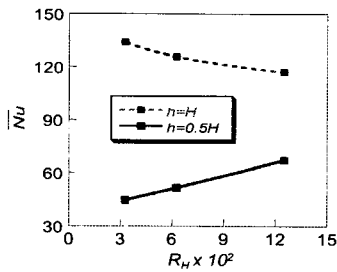


Fig. 12 Effect of pore diameter ratio on the space-averaged Nusselt number at  $Re=1000$  and  $\epsilon=0.92$

하된다. 방열기 높이가 채널 높이와 같은 경우 ( $h/H=1.0$ )에는  $\overline{Nu}$ 가 다공도가 낮은  $\epsilon=0.89$ 에서 최대값을 가지며,  $\epsilon=0.96$ 까지 단조적으로 감소한다. 이는  $h/H=1.0$ 일 경우에는  $Da$ 의 변화에 관계없이 방열기 내부로 유량이 모두 통과하므로  $a_{sf}$ 의 감소와  $k^*$ 의 증가에 의한 영향이 지배적으로 작용하여 열전달 성능이 저하되기 때문이다.

Fig. 12는 기공지름 비( $R_H$ )가  $\overline{Nu}$ 에 미치는 영향을 보여준다. 여기서,  $Re=1000$  및  $\epsilon=0.92$ 로 일정하고, 다른 무차원 변수들은 Table 1과 같다. 방열기 높이가  $h/H=0.5$ 인 경우에는  $R_H$ 가 커짐에 따라  $Da$ 가 상승하여  $\overline{Nu}$ 는 증가한다. 그러나  $h/H=1.0$ 인 경우에는 이와 반대로  $R_H$ 가 커짐에 따라  $\overline{Nu}$ 가 감소한다. 이는 Fig. 11에서와 마찬가지로  $h/H=1.0$ 일 경우에는  $Da$ 의 변화에 따른 영향보다는  $a_{sf}$ 의 감소에 따른 영향이 지배적이기 때문이다.

Fig. 13에서는 기공지름 비  $R_H=0.125$ 와  $0.0325$ 에 대하여 방열기 높이  $h/H$ 에 따른 채널입구와

출구에서의 압력강하 특성( $\Delta P$ )을 보여준다.  $h/H$

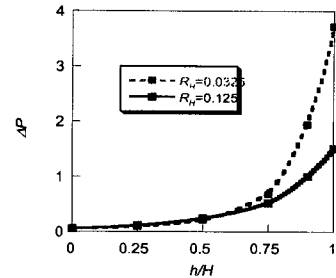


Fig. 13 Pressure drop for various height of heat sink at  $Re=1000$

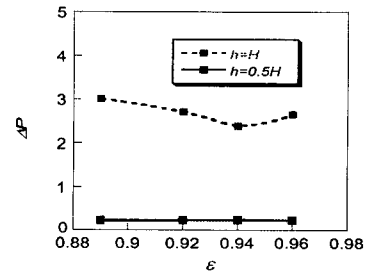


Fig. 14 Pressure drop for various porosity at  $Re=1000$

가 증가할수록  $\Delta P$ 는 급격한 상승을 보인다. 특히  $\Delta P$ 은  $h/H>0.75$ 일 때 기공지름 비가 작을수록 크게 나타났다.

Fig. 14는 다공도( $\epsilon$ )에 따른 압력강하 특성을 보여준다.  $h/H=0.5$ 인 경우에는  $\Delta P$ 가 다공도에 무관하게 거의 일정한 반면,  $h/H=1.0$ 인 경우에는  $\Delta P$ 가 다공도 0.94에서 가장 작음을 알 수 있다. 이는 Table 1에서 보듯이 발포 알루미늄의 구조상  $\epsilon=0.94$ 에서  $Da$ 가 가장 크기 때문이다. 따라서 발포 알루미늄 방열기의 압력강하 특성은 방열기의 높이에 큰 영향을 받으며, 방열기의 높이가 낮은 경우( $h/H<0.75$ )에는 발포 알루미늄의 다공도 및 기공지름의 영향이 매우 미약 하였다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 채널 내 국소 열원에서 발생하는 열을 제거하기 위하여 발포 알루미늄 방열기를 부착하였을 때 주요 무차원 변수들에 의한 발

포 알루미늄 방열기의 열전달 및 압력강하 특성에 대하여 고찰하였다.

$Re$ 가 증가하거나 방열기 높이( $h/H$ )가 증가하면 방열기 내부로 유입되는 유량이 증가하였다.  $Re$ 와  $h/H$ 의 증가는  $\overline{Nu}$ 를 단조적으로 상승시켰으며, 다공도 및 기공지름 비에 따른 영향은 방열기의 높이에 따라 큰 차이를 나타내었다.  $h/H=0.5$ 인 경우에는 다공도  $0.89 < \epsilon < 0.94$ 의 범위에서 비슷한  $\overline{Nu}$ 를 보였고,  $R_H$ 가 커질수록  $\overline{Nu}$ 는 증가하였다. 그러나  $h/H=1.0$ 인 경우에는 다공도  $\epsilon$ 가 작을수록  $\overline{Nu}$ 가 증가하였고,  $R_H$ 가 커질수록  $\overline{Nu}$ 는 감소하였다.

압력강하 측면에서는  $h/H$ 가 증가할수록  $\Delta P$ 가 급격히 상승하며, 특히  $h/H > 0.75$ 에서는 기공지름 비가 작을수록 압력강하가 크게 증가하였다. 또한  $h/H=0.5$ 인 경우에는 방열기를 통과하지 않는 우회유량이 커서  $\Delta P$ 는 다공도에 무관하게 거의 일정함을 알았다.

## 후 기

본 연구는 과학기술부가 지원하는 특정연구개발사업 중 중점국가연구개발사업(기계설비요소기술개발)으로 지원되어 수행하였습니다.

## 참고문헌

- (1) 백진욱, 김서영, 강병하, 2001, "충돌공기체트에서의 다공성 방열기의 열전달 특성," 설비공학 논문집, 제13권, 제2호, pp. 73~79.
- (2) Kim, S. Y., Koo, J. M. and Kuznetsov, A. V., 2001, "Effect of Anisotropy in Permeability and Effective Thermal Conductivity on Thermal Performance of an Aluminum Foam Heat Sink," *Num. Heat Transfer, Part A*, Vol. 40, pp. 21~36.
- (3) Wakao, N., Kagueli, S. and Funazkri, T., 1979, "Effect of Fluid Dispersion Coefficients on Particle-to-Fluid Heat Transfer Coefficients in Packed Beds," *Chem. Engng. Sci.*, Vol. 34, pp. 325~336.
- (4) Achenbach, E., 1995, "Heat and Flow Characteristics of Packed Beds," *Exp. Thermal and Fluid Sci.*, Vol. 10, pp. 17~27.
- (5) Dixon, A. G. and Cresswell, D. L., 1979, "Theoretical Prediction of Effective Heat Transfer Parameters in Packed Beds," *AIChE J.* Vol. 25, pp. 663~676.
- (6) Paek, J. W., Kang, B. H., Kim, S. Y. and Hyun, J. M., 2000, "Effective Thermal Conductivity and Permeability of Aluminum Foam Materials," *Int. J. thermophysics*, Vol. 21, pp. 453~464.
- (7) Kim, S. Y., Paek, J. W. and Kang, B. H., 2000, "Flow and Heat Transfer Correlations for Porous Fin in a Plate-Fin Heat Exchanger," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 122, pp. 572~578.
- (8) Kim, S. Y., Kang, B. H. and Kim, J. H., 2001, "Forced Convection From Aluminum Foam Materials in an Asymmetrically Heated Channel," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 1451~1454.
- (9) Calmidi, V. V. and Mahajan, R. L., 2000, "Forced Convection in High Porosity Metal Foams," *ASME J. heat transfer*, Vol. 122, pp. 557~565.
- (10) 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.
- (11) Kaviany, M., 1991, *Principles of Heat Transfer in Porous Media*, Springer, New York.
- (12) Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. McGraw-Hill, New York.
- (13) Kuwahara, F., Shirota, M. and Nakayama, A., 2001, "A Numerical Study of Interfacial Convective Heat Transfer Coefficient in Two-Energy Equation Model for Convection in Porous Media," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 1153~1159.
- (14) 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, pp. 283~289.
- (15) 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.