

단열관을 위한 원통 환상공간 내에서의 복합 열전달

Conjugate Heat Transfer in Cylindrical Annulus for an Insulated Tube

강 병 희,* 양 성 환,** 권 순 석***

B. H. Kang, S. H. Yang, S. S. Kwon

Key words : Conjugate heat transfer (복합 열전달), Insulated tube (단열관), Gap width (환상공간 간격)

Abstract

The effect of the gap width on conjugate heat transfer in the cylindrical annulus for an insulated tube has been studied numerically by the finite difference method.

The parameters considered here are the Rayleigh number, Ra , the dimensionless insulated wall thickness, W/D_i and the dimensionless gap width, S/W .

As S/W increases, the mean wall temperature increases at the inside wall of annulus and decreases at the outside walls of annulus and the insulated tube at $S/W \leq 0.5$, and then slightly increases at $Ra=10^4$, $W/D_i=1.47$. The heat transfer rate decreases at $S/W \leq 0.5$ and then increases apparently as S/W increases at $Ra=10^4$, $W/D_i=1.47$.

Therefore, it is considered that $S/W \cong 0.5$ is the optimum gap width for the effect of insulation at $Ra=10^4$, $W/D_i=1.47$.

기 호 설 명

A	: 단면적	R	: 반경방향 거리
D	: 직경	r	: 무차원 반경방향 거리
g	: 중력 가속도	Ra	: Rayleigh수, $g\beta D^3 \cdot T/\nu\alpha$ (환상공간: $g\beta S^3(\overline{T}_{si} - \overline{T}_{so})/\nu\alpha$, 외부: $g\beta D_i^3$ $(\overline{T}_{ic} - \overline{T}_{o\infty})/\nu\alpha$)
h	: 대류 열전달계수	S	: 환상공간 간격
k	: 열 전도율	S1	: 내부단열재 두께
Nu	: Nusselt수, hD/k	S1	: 외부단열재 두께
Pr	: Prandtl수, ν/α	T	: 온도
Q	: 축방향 단위길이당 전체 열전달율	U	: 반경방향 속도
		u	: 무차원 반경방향 속도
		V	: 각방향 속도
		v	: 무차원 각방향 속도
		W	: 단열재 두께

* 동아대학교 대학원 기계공학과

** 마산전문대학 자동차과

*** 동아대학교 기계공학과

그리스 문자

α	: 열확산 계수
β	: 열팽창 계수
ν	: 동점성 계수
θ	: 각방향
\emptyset	: 무차원 온도
Ψ	: 유동함수
ψ	: 무차원 유동함수
Ω	: 와도
ω	: 무차원 와도

하첨자

ai	: 환상공간 내벽
ao	: 환상공간 외벽
c	: 전도관
fa	: 환상공간 내부 유체
fo	: 환상공간 외부 유체
i	: 전도관 외벽
ic	: 전도관 내벽
max	: 최대
o	: 단열관 외벽
s1	: 내부 단열재
s2	: 외부 단열재

상첨자

— : 평균

1. 서 론

단열재료는 보온·보냉재로서 열 절연료용으로 사용되는 대단히 열전도율이 작은 재료이다. 이들의 공통된 특징은 열전도율이 작은것을 이용하여 열을 차단하는것을 목적으로 만들어진 재료이다. 이들은 배관 등의 공업용과 냉·난방용 덕트(Duct)등의 건축설비용 보온·보냉을 위하여 에너지 절약용 단열재로서 넓은 범위에 걸쳐 응용되고 있다.

정상상태 자연대류에 관한 Reyleigh⁽¹⁾의 연구이래, 사각형 혹은 환상형을 가진-공간 내에서의 자

연 대류에 관한 연구는 형상의 단순성 및 중요성, 그리고 응용의 관점에서 매우 유용하기 때문에 많은 연구⁽²⁾가 진행되었다. Kuehn과 Goldstein⁽³⁾은 수평 환상공간 내의 자연대류에 대한 속도 및 온도 분포와 국소 열전달계수를 수치해석하고, Mach-Zehnder간섭계를 사용하여 온도분포와 국소 열전달계수를 실험적으로 구하였다. 1983년 Vasseur 등⁽⁴⁾은 다공질 매체(porous medium)가 환상공간 내에 채워져 있을 때 Rayleigh수와 반경비가 환상공간 내의 온도분포, 유체유동 그리고 열전달에 미치는 영향을 연구하였다. Bubnovich와 Kolesnikov⁽⁵⁾는 벽면이 내·외부에 존재하고 반경비가 2.0인 동심원 환상공간에서 Prandtl수가 0.7(공기), Grashof수가 10^4 인 경우 전도 및 대류 복합 열전달 현상을 연구하였다. 벽면두께, 유체 및 벽면의 열전도율비 및 열확산계수비 등이 평균 Nusselt수에 미치는 영향을 분석하였으며, Lee⁽⁶⁾는 관 내부에서 강제 대류 열전달이 일어나는 내부 수평 전도관과 외부 수평 원관 사이에 격판이 있는 환상공간에서 내부 전도관의 열전도율과 격판의 위치가 환상공간에서의 자연대류 열전달에 미치는 영향을 연구하였다. Madhusudana⁽⁷⁾는 상호 접촉한 두 물체 사이의 접촉압력에 대한 열전달 문제에 대하여 연구하였다.

단열관은 전도관 외부에 단열재를 씌워 사용하는것이 보통이나, 단열효과를 높이기 위하여 단열재의 내부에 환상공간을 고려할 수 있다.

본 연구에서는 일정한 두께의 단열재에서 단열효과를 개선하기 위하여 단열재 내부에 공기층인 환상공간을 만들어서 이 환상공간 간격이 단열효과에 미치는 영향을 고찰하였다. 전도관의 대표적인 직경인 $D_i=17\text{mm}$ 에서의 단열재의 두께 $W=25(\text{mm})$ 및 $D_i=20\text{mm}$ 에서의 단열재의 두께 $W=30(\text{mm})$ 의 두 경우에 대하여 Rayleigh수 및 환상공간 간격을 변수로하여 수치해석 하였다.

2. 수치해석

본 연구에서는 2차원 단열관의 단면을 전도관, 내부 단열재, 환상공간, 외부 단열재의 4개층으로 Fig.1과 같이 구성된 것으로 생각하였다. 이 단열관은 열전달을 감소시키기 위하여 단열재 사이에

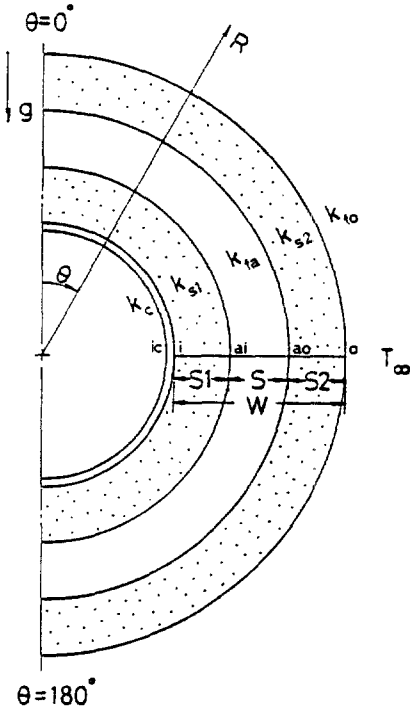


Fig.1 Schematic diagram of the geometry investigated.

공기를 가진 환상공간을 만들었고 단열재의 두께 및 환상공간의 간격이 단열효과에 미치는 영향을 고찰하였다.

전도관 내벽의 온도는 일정한 것으로 하였으며, 전도관과 내·외 단열재 사이에서는 전도에 의하여, 환상공간과 외부영역에서는 자연대류에 의하여 열전달이 일어난다고 가정하였다.

2차원 단열관 사이의 환상공간 및 외부영역에 대한 유체의 유동은 정상, 층류인 것으로 가정하고 유체의 물리적 성질은 온도변화에 의한 밀도변화를 제외하고 일정한 것으로 하였으며 점성소산 및 복사에 의한 열전달은 무시하였다.

전도관과 내·외 단열재에 대한 전도방정식 및 유체에 대한 유동함수와 와도를 도입한 무차원 지배방정식은 다음과 같다.

$$\nabla^2 \Phi_n = 0 \quad (1)$$

$$\nabla^2 \psi = -\omega \quad (2)$$

$$\nabla^2 \omega = \frac{1}{Pr} \left(u \frac{\partial \omega}{\partial r} + \frac{v}{r} \frac{\partial \omega}{\partial \theta} \right) + Ra \left(\sin \theta \frac{\partial \Phi}{\partial r} + \frac{\cos \theta}{r} \frac{\partial \Phi}{\partial \theta} \right) \quad (3)$$

$$\nabla^2 \Phi = u \frac{\partial \Phi}{\partial r} + \frac{v}{r} \frac{\partial \Phi}{\partial \theta} \quad (4)$$

여기서 n은 전도관 및 내·외 단열재 내부를 나타내며, $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2}$, $u = \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial \theta}$, $v = -\frac{\partial \psi}{\partial r}$ 이다.

무차원 변수들은 다음과 같이 정의한다.

$$\Phi = (T - T_\infty) / (T_c - T_\infty), \quad r = R/D_o, \quad u = UD_o/\alpha,$$

$$v = VD_o/\alpha, \quad \psi = \Psi/\alpha, \quad \omega = \Omega D_o/\alpha$$

경계조건은 다음과 같다.

(1) $0 < r < r_c$.

$$\theta = 0, \pi : v = \psi = \omega = \frac{\partial \Phi}{\partial \theta} = 0$$

(2) $0 < \theta < \pi$

$$r = r_{ai}, r_{ao} \text{ 및 } r_o$$

$$u = v = \psi = 0, \quad \frac{k_n}{k_c} \frac{\partial \Phi_n}{\partial r} = \frac{\partial \Phi}{\partial r}, \quad \omega = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2}$$

(3) $r = r_o$

a) 외부경계에서 유체가 유입하는 부분

$$v = \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} = \Phi = 0, \quad \omega = -\frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \psi}{\partial \theta^2}$$

b) 외부경계에서 유체가 유출하는 부분

$$v = \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} = \frac{\partial \Phi}{\partial r} = 0, \quad \omega = -\frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \psi}{\partial \theta^2}$$

수치해석을 위하여 (1)~(4)의 편미분방정식에 유한차분법을 적용하였으며, 수렴속도와 계산의 안정성을 위하여 중심차분법, hybrid법을 사용하였고, 격자수는 반경방향으로 전도관에서는 10개, 내

·외부 단열재에서는 15개, 환상공간 내부에서는 17개이며 각방향으로는 35개를 취하였으며 전체 격자수는 $86 \times 35 = 3,010$ 이고, 이때 수렴기준은 다음과 같다.

$$\left| \frac{f^m - f^{m-1}}{f^m} \right| \leq 10^{-3}$$

여기서 f 는 유동함수 또는 온도를 나타내며, m 은 반복횟수를 나타낸다. 계산하여 얻어진 결과로부터 Nusselt수는 다음과 같이 구하였다.

(1) 국소 Nusselt 수

$$Nu_{ai} = \frac{h_{ai} \cdot D_i}{k_{fa}} = - \frac{\partial \Phi}{\partial r} \frac{1}{\Phi_{ai} - \Phi_{ao}} \quad r = r_{ai}$$

$$Nu_{ao} = \frac{h_{ao} \cdot D_i}{k_{fa}} = - \frac{\partial \Phi}{\partial r} \frac{1}{\Phi_{ai} - \Phi_{ao}} \quad r = r_{ao}$$

$$Nu_o = \frac{h_o \cdot D_i}{k_{fo}} = - \frac{\partial \Phi}{\partial r} \frac{1}{\Phi_o} \quad r = r_o$$

(2) 평균 Nusselt 수

$$\overline{Nu}_{ai} = \frac{1}{A_{ai}} \int Nu_{ai} \, dA_{ai}$$

$$\overline{Nu}_{ao} = \frac{1}{A_{ao}} \int Nu_{ao} \, dA_{ao}$$

$$\overline{Nu}_o = \frac{1}{A_o} \int Nu_o \, dA_o$$

축 방향의 단위 길이당 전체 열전달률 Q 는 다음과 같다.

$$(1) Q_{ai} = \overline{Nu}_{ai} \cdot k_{fa} \cdot \pi \cdot R_{ai} \cdot (\overline{T}_{ai} - \overline{T}_{ao})$$

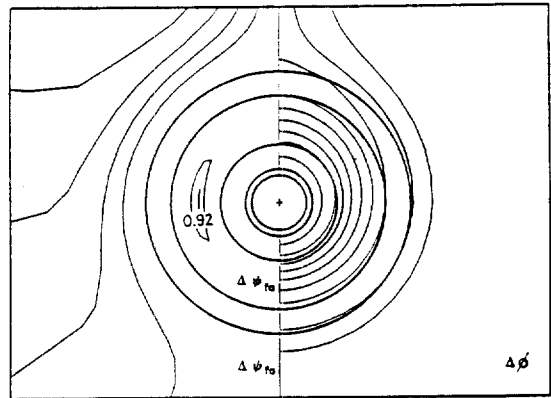
$$(2) Q_{ao} = \overline{Nu}_{ao} \cdot k_{fa} \cdot \pi \cdot R_{ao} \cdot (\overline{T}_{ao} - \overline{T}_{ai})$$

$$(3) Q_o = \overline{Nu}_o \cdot k_{fo} \cdot \pi \cdot R_o \cdot (\overline{T}_o - T_\infty)$$

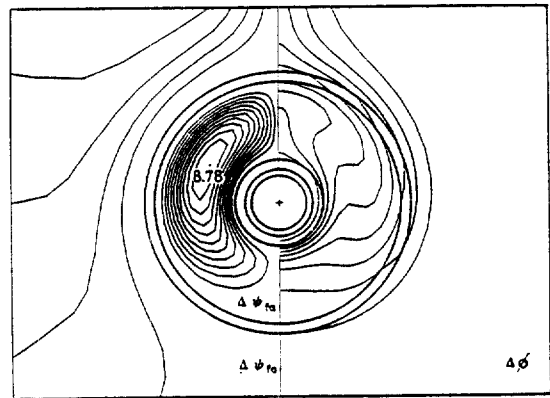
3. 결과 및 고찰

본 연구는 환상공간 내부 및 외부유체가 공기인 경우 전도관은 탄소강관($k=52W/m^\circ C$), 단열재로서는 유리면($k=0.059W/m^\circ C$)에 대하여 $7.5 \times 10^3 \leq Ra \leq 2 \times 10^4$, $Pr=0.71$ 에서 $W/D_i=1.47$ 및 1.52, $0 \leq S/W \leq 0.8$ 에서 수치해석하고 단열관에서의 환상공간 간격이 단열효과에 미치는 영향을 고찰하였다.

Fig.2는 $Ra=10^4$, $Pr=0.71$, $W/D_i=1.47$ 인 경우 무차원 환상공간 간격, S/W 의 변화에 따른 등온선과 유선을 나타낸다. 환상공간 내에서의 유선은 $S/W=0.5$ 인 경우의 $(\psi_{ai})_{max}=0.92$ 보다 S/W



(a) $S/W=0.5$



(b) $S/W=0.8$

Fig.2 Streamlines and isotherms for various gap widths at $Ra=10^4$, $Pr=0.71$, $W/D_i=1.47$. ($\Delta\psi_{ia}=0.8$, $\Delta\psi_{io}=5.0$, $\Delta\phi=0.1$)

=0.8일때의 $(\psi_{ai})_{max}=8.78$ 이 약 9.5배 큰 값을 가지며, 환상공간 내에서의 등온선은 $S/W=0.5$ 인 경우에 전도열전달의 등온선과 유사하여 거의 전도에 의하여 열전달이 일어남을 알 수 있으며, $S/W=0.8$ 인 경우가 $S/W=0.5$ 인 경우보다 변화가 크게 나타났다. 이는 환상공간 영역이 확대됨으로 인해 대류유동이 활발하기 때문이며 환상공간 간격비가 유체유동에 영향을 미치며 단열관 외벽에서의 온도에도 영향을 줄을 의미한다.

Fig.3은 $Ra=10^4$, $Pr=0.71$, $W/D_i=1.47$ 인 경우 무차원 환상공간 간격, S/W 의 변화에 따른 환상공간내에서의 반경방향 거리 $(r-r_{ai})/(S/D_i)$ 에 대한 무차원 온도분포를 나타내고 있다. $S/W=0.5$ 에서는 환상공간 영역이 작음으로 인해 거의 전도에 의한 열전달이 일어나 직선적으로 감소함을 알 수 있으며, $S/W=0.8$ 에서는 환상공간의 영역이 커짐으로 인해 대류열전달 현상이 활발하여 환상공간 내·외벽에서의 온도 변화가 큼을 알 수 있다.

Fig.4는 $Ra=10^4$, $Pr=0.71$, $W/D_i=1.47$ 인 경우 무차원 환상공간 간격, S/W 의 변화에 따른 환상공간내에서의 반경방향 거리 $(r-r_{ai})/(S/D_i)$ 에

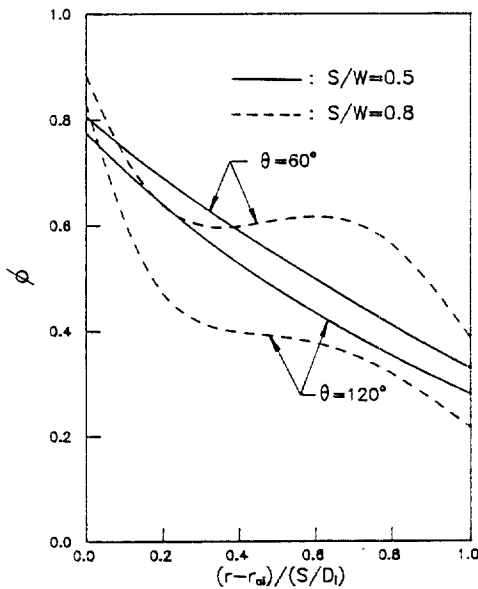


Fig.3 Dimensionless temperature distributions of gap region for various gap widths at $Ra=10^4$, $Pr=0.71$, $W/D_i=1.47$.

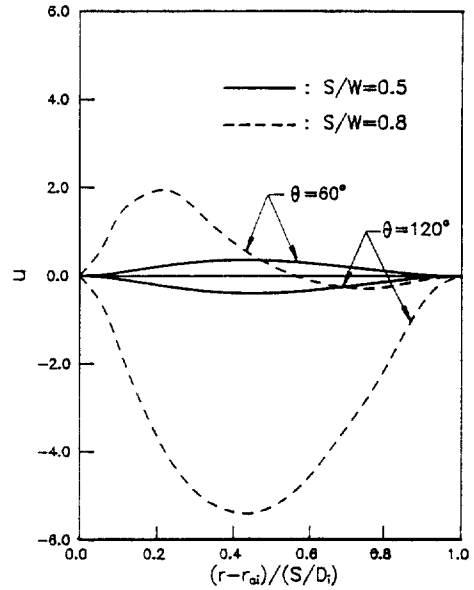


Fig.4 Dimensionless radial velocity distributions of gap region for various gap widths at $Ra=10^4$, $Pr=0.71$, $W/D_i=1.47$.

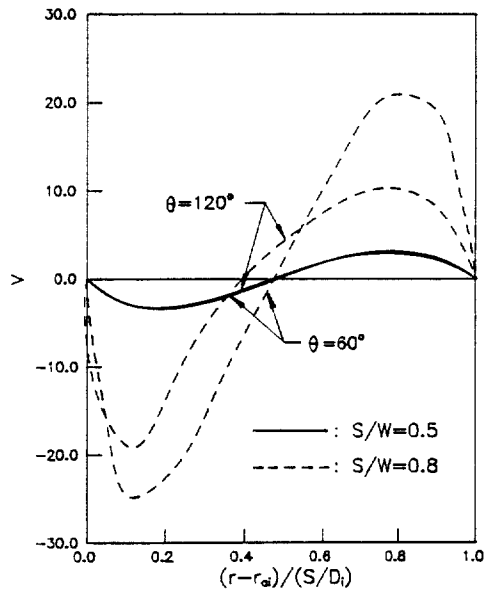


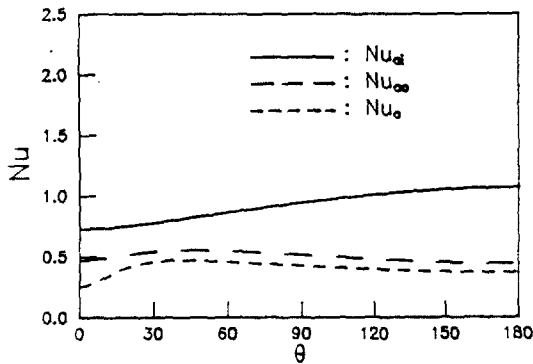
Fig.5 Dimensionless angular velocity distributions of gap region for various gap widths at $Ra=10^4$, $Pr=0.71$, $W/D_i=1.47$.

대한 유체의 반경방향 속도분포를 나타내고 있다. $S/W=0.5$ 인 경우 반경방향 속도는 거의 없으며 $S/W=0.8$ 인 경우 환상공간 내부의 유체유동이 활발하여 속도구배가 크며, $S/W=0.8$, $\theta=120^\circ$ 인 경우는 $(r-r_w)/(S/D_i) \cong 0.4$ 에서 최대속도를 나타내었다.

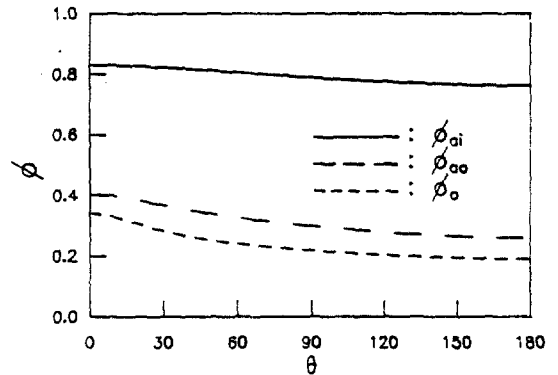
Fig.5는 $Ra=10^4$, $Pr=0.71$, $W/D_i=1.47$ 인 경우 무차원 환상공간 간격, S/W 의 변화에 따른 환상공간내에서의 반경방향 거리 $(r-r_w)/(S/D_i)$ 에 대한 유체의 각방향 속도분포를 나타내고 있다. $S/W=0.8$, $\theta=120^\circ$ 인 경우 $(r-r_w)/(S/D_i) \cong 0.1$ 및 0.8 에서 최대속도를 나타내며, S/W 가 커짐에 따라 환상공간내의 대류의 영향이 커지기 때문에 속도구배가 급격히 변화하며 S/W 에 관계없이 환

상공간 내벽을 따라 유체가 상승하여 외벽을 따라 하강함을 알 수 있다.

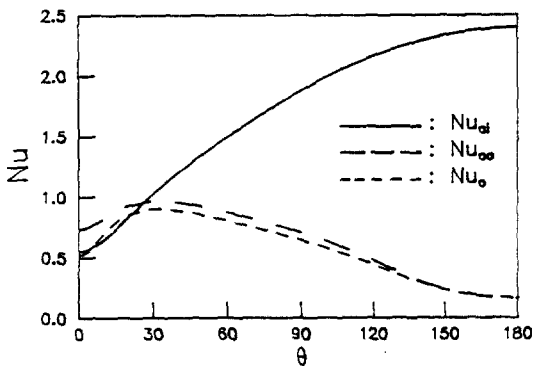
Fig.6은 $Ra=10^4$, $Pr=0.71$, $W/D_i=1.47$ 인 경우 무차원 환상공간 간격, $S/W=0.5$ 및 0.8 에 있어서 각변위에 대한 국소Nusselt수의 분포를 나타내고 있다. 환상공간 내벽에서의 국소Nusselt수는 $S/W=0.5$ 인 경우에는 관 하단부로 갈수록 서서히 증가함을 나타내어 환상공간으로 인한 대류열전달 현상이 비교적 적게 일어남을 알 수 있고, $S/W=0.8$ 인 경우에는 관 하단부로 갈수록 국소Nusselt수는 현저한 증가를 나타내고 있다. 이는 S/W 의 증가로 인해 상대적으로 내부 및 외부단열재의 두께가 얇아지므로 전도에 의해 전달된 열이 환상공간 내에서의 대류열전달 현상을 촉진시키기 때문이



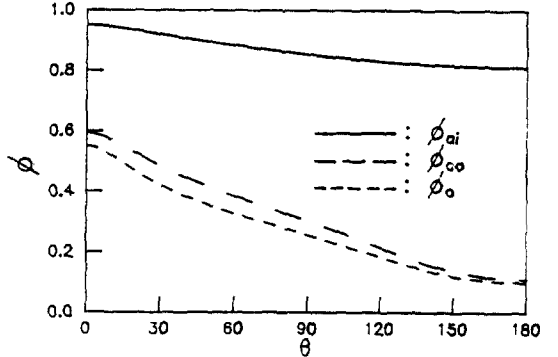
(a) $S/W=0.5$



(a) $S/W=0.5$



(b) $S/W=0.8$



(b) $S/W=0.8$

Fig.6 Local Nusselt number distributions for angular coordinate at $Ra=10^4$, $Pr=0.71$, $W/D_i=1.47$.

Fig.7 Dimensionless wall temperature distributions of angular coordinate at $Ra=10^4$, $Pr=0.71$, $W/D_i=1.47$.

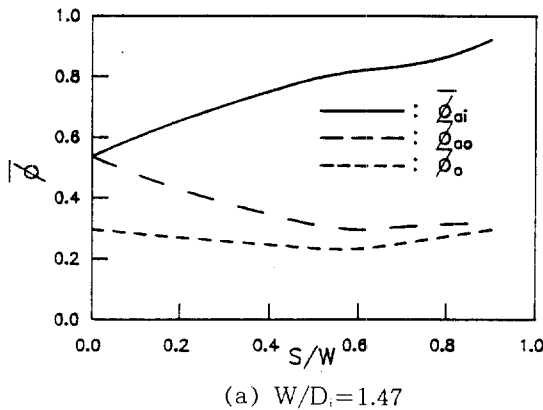
다. 단열관 외벽에서의 국소 Nusselt 수는 $S/W=0.5$ 인 경우에 $\theta \leq 30^\circ$ 에서는 외부의 plume의 영향으로 인해 다소 증가하나 이후는 거의 동일한 값을 가지며 따라서 환상공간으로 인한 대류열전달 현상이 거의 없고 전도에 의해 열전달이 일어남을 알 수 있고, $S/W=0.8$ 인 경우에는 환상공간 외벽을 따라 하강하는 더운 유체의 영향으로 $\theta \approx 30^\circ$ 에서 최대가 되나 이후 급격히 감소함을 나타낸다.

Fig.7은 $Ra=10^4$, $Pr=0.71$, $W/D_i=1.47$ 인 경우 무차원 환상공간 간격, $S/W=0.5$ 및 0.8 에 있어서 각변위에 대한 무차원 온도분포를 나타내고 있다. 전체적으로 관 상단부($\theta=0$)의 Plume영역에서는 더워진 유체의 상승으로 높은 값을 가지지만 관 하단부($\theta=180^\circ$)로 갈수록 대류열전달의 영향으로 낮은 값을 가진다. 환상공간 외벽 및 단열관

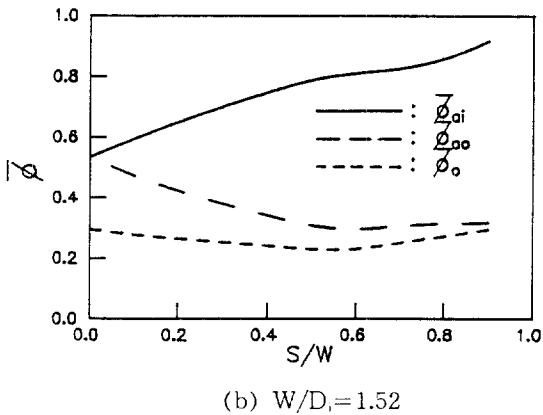
외벽에서의 온도분포는 Plume영역에서는 $S/W=0.8$ 인 경우가 $S/W=0.5$ 인 경우에 비하여 높은 값을 가지며, 관 하단부로 갈수록 $S/W=0.5$ 인 경우에는 서서히 감소하지만 $S/W=0.8$ 인 경우에는 감소하는 폭의 변화가 $S/W=0.5$ 인 경우에 비하여 크게 나타난다. 이는 S/W 가 증가함에 따라 환상공간 내의 대류열전달 현상이 촉진되기 때문이다.

Fig.8은 $Ra=10^4$, $Pr=0.71$ 인 경우 무차원 단열두께, $W/D_i=1.47$ 및 1.52 에 있어서 무차원 환상공간 간격, S/W 에 대한 무차원 평균 온도분포를 나타내고 있다. W/D_i 에 관계없이 환상공간 내벽에서는 S/W 가 증가하면 환상공간 내의 자연대류현상이 활발하여 무차원 평균온도가 높게 나타나며 환상공간 외벽 및 단열관 외벽에서는 $S/W \leq 0.5$ 까지 점차 감소하다 이후 다소 증가함을 나타낸다.

Fig.9는 $Pr=0.71$, $W/D_i=1.47$ 인 경우 여러가지 Rayleigh수에서 무차원 환상공간 간격, S/W



(a) $W/D_i=1.47$



(b) $W/D_i=1.52$

Fig.8 Mean wall temperature versus dimensionless gap width at $Ra=10^4$, $Pr=0.71$.

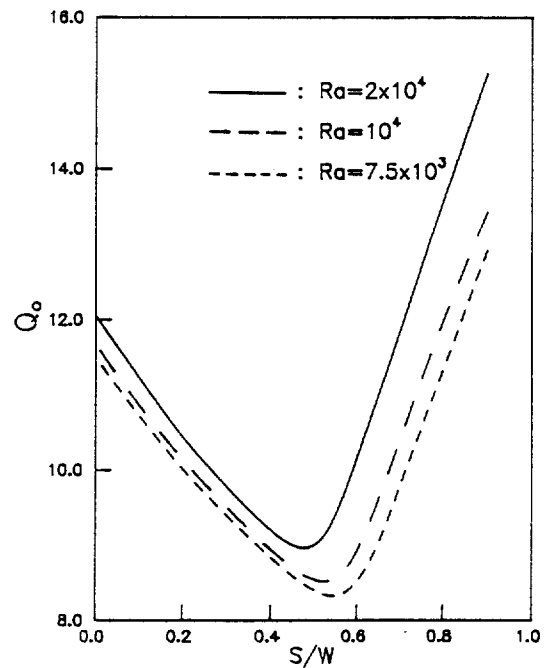


Fig.9 Heat transfer rate versus dimensionless gap width for various Rayleigh numbers of $Pr=0.71$, $W/D_i=1.47$.

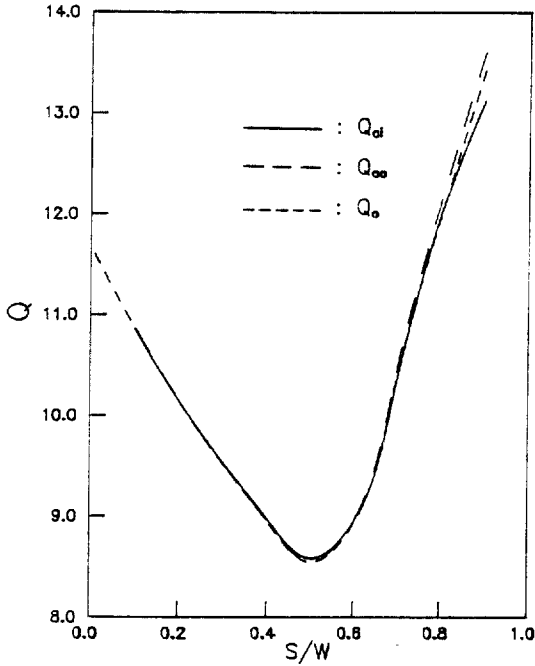


Fig.10 Heat transfer rate versus dimensionless gap width at $Ra=10^4$, $Pr=0.71$, $W/D_i=1.47$.

Table 1 Mean Nusselt number and heat transfer rate for various gap widths at $Ra=10^4$, $Pr=0.71$, $W/D_i=1.47$

S/W	\overline{Nu}_{oi}	\overline{Nu}_{oo}	\overline{Nu}_o	Q_{oi}	Q_{oo}	Q_o
0.8	1.63	0.59	0.54	11.33	11.44	11.33
0.7	1.26	0.52	0.46	9.75	9.84	9.78
0.6	1.00	0.48	0.40	8.55	8.54	8.52
0.5	0.91	0.49	0.40	8.44	8.41	8.40
0.4	0.88	0.54	0.42	8.87	8.85	8.84
0.3	0.87	0.60	0.44	9.41	9.40	9.39
0.2	0.86	0.68	0.47	10.03	10.03	10.01

에 대한 단열관 외벽에서의 열전달률을 나타내고 있다. $Ra=10^4$ 인 경우에서 열전달률은 S/W 가 증가하면 $S/W \cong 0.5$ 까지는 감소하다 $S/W > 0.5$ 에서는 급격히 증가하여 열전달률이 최소가 되는 무차원 환상공간 간격은 $S/W \cong 0.5$ 가 되고, Rayleigh

수가 감소함에 따라 열전달률이 최소가 되는 무차원 환상공간 간격은 점차 증가함을 알 수 있다. Rayleigh수가 증가하면 열전달률은 높은값을 가진다.

Fig.10은 $Ra=10^4$, $Pr=0.71$, $W/D_i=1.47$ 인 경우 무차원 환상공간 간격, S/W 의 변화에 대한 각 벽면에서의 열전달률을 나타내고 있다. 열전달률은 S/W 가 증가하면 $S/W \cong 0.5$ 까지는 감소하다 $S/W > 0.5$ 에서는 급격히 증가하였다. $S/W=0.8$ 인 경우의 열전달률은 환상공간이 없는 $S/W=0$ 인 경우보다 높은값을 가진다. 따라서 $S/W \cong 0.5$ 인 경우가 단열효과가 가장 좋은것으로 고려된다. 이는 전도관의 대표적인 직경 $D_i=17(\text{mm})$, 단열재의 두께 $W=25(\text{mm})$ 인 경우에 있어서 단열재 사이에 환상공간을 두었을 경우 환상공간의 간격이 12.5(mm)정도일때 단열효과를 가장 좋은 것임을 나타낸다.

본 수치해석의 타당성을 확인하기 위하여 환상공간의 내벽, 외벽 그리고 단열관 외벽에서 열전달률을 계산하여 열 평형을 검토하였다. 여러가지 무차원 환상공간 간격에 대하여 평균 Nusselt수와 열전달률을 Table 1에 나타내었다. 이 Table에서 열평형의 결과는 오차가 $S/W=0.8$ 에서 1.0%이고 그 외는 0.8%이하로 미소하여 본 수치계산의 타당성을 입증할 수 있었다.

4. 결 론

단열관을 위한 원통 환상공간 내에서의 열전달에 대하여 $7.5 \times 10^3 \leq Ra \leq 2 \times 10^4$, $Pr=0.71$, $W/D_i=1.47$ 및 1.52, $0 \leq S/W \leq 0.8$ 에서 환상공간이 단열효과에 미치는 영향을 수치해석한 결과는 다음과 같다.

1) $Ra=10^4$, $W/D_i=1.47$ 그리고 $S/W=0.8$ 인 경우 $\theta=120$ 에서 반경방향 속도는 $(r-r_o)/(S/D_i) \cong 0.4$ 에서, 각방향 속도는 $(r-r_o)/(S/D_i) \cong 0.1$ 및 0.8에서 최대속도를 나타낸다.

2) $Ra=10^4$, $W/D_i=1.47$ 인 경우 S/W 가 증가하면 국소Nusselt수는 환상공간 내벽에서는 $\theta=180^\circ$ 에서, 환상공간 외벽 및 단열관 외벽에서는 $\theta \cong 180^\circ$ 에서, 환상공간 외벽 및 단열관 외벽에서는 $\theta \cong 30^\circ$ 에서 최대가 된다.

3) $Ra=10^4$, $W/D_1=1.47$ 그리고 $S/W=0.8$ 인 경우 무차원 온도분포는 환상공간 내벽에서 관 하단부로 갈수록 서서히 감소하나 환상공간 외벽 및 단열관 외벽에서는 급격히 감소함을 나타낸다.

4) $Ra=10^4$, $W/D_1=1.47$ 인 경우 열전달률은 S/W 가 증가하면 $S/W \cong 0.5$ 일때까지는 감소하다가 $S/W > 0.5$ 에서 급격히 증가하여 $S/W \cong 0.5$ 인 경우가 단열효과가 가장 좋은 것으로 고려된다.

참 고 문 헌

1. Lord Rayleigh, 1961, "On Convection Currents in a Horizontal Layer When the Higher Temperature is on the Underside," *Phil. Mag.*, series 6, Vol. 32, pp. 529~546.
2. Ostrach, S., 1972, "Natural Convection in Enclosures," *Advances in Heat transfer*, Vol. 8, pp. 161~227.
3. Kuehn, T. H. and Goldstein, R. J., 1976, "An Experimental and Theoretical Study of Natural Convection in the Annulus between Horizontal Concentric Cylinders," *J. of Fluid Mech.* Vol. 74, part 4, pp. 695~719.
4. Vasseur, P., Nguyen, T. H., Robillard, L. and Tong Thi, V. H., 1984, "Natural convection between Horizontal Concentric Cylinders Filled with a Porous Layer with Internal Heat Generation," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 27, No. 3, pp. 337~349.
5. Bubnovich, V. I. & Kolesnikov, P. M., 1986, "Conjugate Transient Heat Transfer in Laminar Natural Convection in a Horizontal Cylindrical Annulus," *J. of Engineering Physics*, Vol.51, No. 4, pp. 1175~1181.
6. Lee, B. C., 1989, "A Study of Natural Convection Heat Transfer from a Horizontal Annulus with Spacers," "Ph. D. Thesis, Dong-A Univ.
7. Madhusudana, C. V., 1993, "Thermal Contact Conductance and Rectification at Low Joint Pressure," *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 20, pp. 123~132.