

〈論 文〉

2개의 수직핀이 부착된 내관으로부터 환상공간내의 자연대류 열전달

정태현* · 정한식** · 권순석***

(1990년 9월 27일 접수)

Natural Convection Heat Transfer in a Horizontal Annulus from an Inner Tube with Two Vertical Fins

Tae-Hyun Chung, Han-Shik Chung and Sun-Sok Kwon

Key Words : Concentric Annulus(동심환상공간), Dimensionless Fin Length(무차원 흰 길이)
Inner Tube(내관), Vertical Fins(수직핀)

Abstract

Natural convection heat transfer in a horizontal annulus from an inner tube with two vertical fins has been studied for the effects of dimensionless fin length and Rayleigh number. The maximum local Nusselt number of inner tube was obtained at $\theta=145^\circ$ and that of outer cylinder at $\theta=0^\circ$ for the case of $l_f=0.3$. Local Nusselt number distributions for the lower fins show higher values than that of the upper fins. The mean Nusselt number of inner tube was increased with the values of dimensionless fin length. The mean Nusselt number can be represented in an exponential function of Grashof number at various fin lengths. As compared with experimental and numerical results, isotherms and local Nusselt number show good agreement.

기호설명

D	: 직경
g	: 중력 가속도
Gr	: Grashof 수, $g\beta(T_b - T_o)D_{i0}^3/\nu^2$
h	: 열전달 계수, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$
K	: 열전도율, $W/(m \cdot ^\circ C)$
L	: 환상공간 간격, $R_o - R_{i0}$
l	: 무차원 길이 ($R - R_{i0})/L$
Nu	: 국소 누셀트 수
Nu^*	: 수정 국소 누셀트 수
Pr	: 프란틀 수

R : 반경방향 좌표

Ra : 레일레이 수

T : 온도

α : 열확산 계수

β : 열팽창 계수

ν : 동점성 계수

θ : 원주방향 좌표

첨자

b : 체적

F : 핀

f : 유체

io : 내관의 외부면

o : 원통의 내부면

w : 벽면

- : 평균

* 정회원, 동아대학교 대학원

** 정회원, 창원기능대학 열설비학과

*** 정회원, 동아대학교 공과대학 기계공학과

1. 서 론

자연대류 열전달은 가열과정으로부터 발생하는 밀도차에 의해 유체 유동이 발생하면서 유체와 인접경계 사이에 열교환이 일어나는 현상이다⁽¹⁾. Kuehn과 Goldstein⁽²⁾은 수평동심환상공간에서 자연대류를 수치해석으로 연구하였고 Mach-Zehnder 간섭계를 사용하여 실험적으로 증명하였다. Kwon 등^(3,4)은 수평전도관과 수평원통사이의 환상공간에 격판을 수직과 수평으로 부착시킨 경우 열전달 특성을 실험적으로 고찰하였다. Lee⁽⁵⁾는 수평격판과 수직격판이 부착된 수평환상공간에서 레일레이 수, 프란틀 수, 격판 열전도율 등을 변수로 하여 수치해석과 실험적 연구를 통하여 이들의 열전달 특성과 \bar{N}_u 와 Gr 의 관계식을 보고하였다.

본 연구는 2개의 수직핀을 부착한 내관과 외부원통 사이의 자연대류 열전달 특성을 실험을 통하여 연구하고 수치해석⁽⁶⁾ 결과와 비교하였다.

2. 실험장치 및 방법

전도관에 2개의 핀이 수직으로 부착된 실험장치의 기하학적 형상은 Fig. 1과 같다. 내관의 재질은 스테인리스강 ($K=16.3\text{W/m}^{\circ}\text{C}$), 외부원통의 재질은 열전도율이 큰 순동 ($K=386\text{W/m}^{\circ}\text{C}$)을 사용하였으며 표면조도는 $0.2\mu\text{m}$ 정도로 가공하였다. 핀은 내관과 동일한 스테인레스를 사용하였으며 원통내부표면에서 등온 및 정상상태를 얻기 위해서 냉각수 통로를 만들어 냉각수를 공급하였고, 가열기는 니크롬선을 균일하게 감아서 만들었다. 일정한 열원을 공급하기 위해서 전압조절기, 전압계 및 전류계를 사용하였다. 또한 열원과 전도관 사이에는 공간을 두어 체적평균온도를 측정하였다.

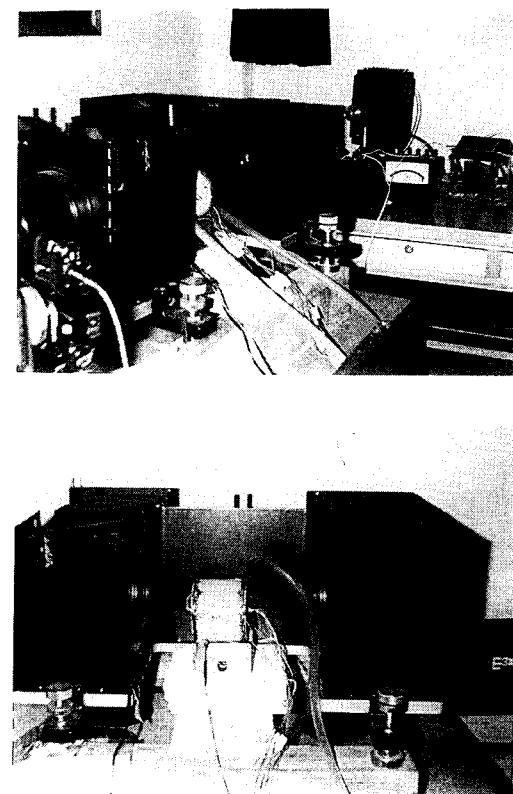


Fig. 2 Photograph of Interferometer and test part.

류계를 사용하였다. 또한 열원과 전도관 사이에는 공간을 두어 체적평균온도를 측정하였다. 환상공간내의 등온선을 얻기 위하여 Mach-Zehnder 간섭계를 사용하였으며 광원은 He-Ne 레이저이다. 환상공간에서 발생하는 간섭무늬는 간섭계의 유효직경이 작기 때문에 대칭축을 중심으로 반반을 촬영하였다. Fig. 2는 간섭계와 시험부분을 간섭계에 위치시켜 놓은 실험장치의 사진이다.

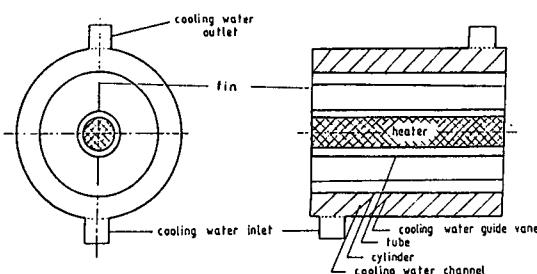


Fig. 1 Cross section of the experimental horizontal annulus

3. 실험해석

환상공간 내의 내관에 2개의 축방향 핀이 부착되어 열전달이 되는 경우 등온선의 간섭무늬사진은 공구현미경을 사용하여 벽면로부터의 거리, 프린지 폭 등을 측정하여 벽면에서의 온도구배를 계산하여 국소 누셀트 수를 구하였다.

국소 누셀트 수를 계산하기 위하여 특성길이를 내관외부표면직경, D_{io} 로 취하였고 하침자 α_o , α_s , β_s 및 β_o 는 내관외부표면, 원통, 유체, 핀 및 체

적을 나타낸다. ΔT 는 벽면에서 가장 가까이에 있는 2개의 프린지 사이의 온도차이고, b 는 이들 프린지 사이의 간격이다.

$$Nu = \frac{hD}{K_f} = -\frac{D}{T_b - T_o} \left[\frac{dT}{dR} \right] \quad (1.a)$$

$$\left[\frac{dT}{dR} \right] = \left[\frac{\Delta T}{\Delta R} \right] = \frac{\Delta T}{b} \quad (1.b)$$

내관외부표면에서 국소 누셀트 수는

$$Nu_{io} = -\frac{D_{io}}{T_b - T_o} \left[\frac{\Delta T}{b} \right] \quad (2)$$

수평원통에서 국소 누셀트 수는

$$Nu_o = \frac{h_o \cdot D_{io}}{K_f} = \frac{D_{io}}{T_b - T_o} \left[\frac{\Delta T}{b} \right] \quad (3)$$

핀에서 국소 누셀트 수는

$$Nu_F = \frac{h_F \cdot D_{io}}{K_f} = -\frac{D_{io}}{T_F - T_o} \left[\frac{\Delta T}{b} \right] \quad (4a)$$

여기에서 사용된 핀 국소 누셀트 수, Nu_F^* 를 다음과 같이 정의하여 사용하면

$$\begin{aligned} Nu_F^* &= \frac{h_F \cdot D_{io}}{K_f} \left[\frac{T_F - T_o}{T_b - T_o} \right] \\ &= -\frac{D_{io}}{T_b - T_o} \left[\frac{\Delta T}{b} \right] \end{aligned} \quad (4b)$$

평균 내관 및 평균 원통 누셀트 수는 다음과 같다.

$$\overline{Nu}_{io} = \frac{1}{\pi} \int_0^\pi Nu_{io} d\theta \quad (5a)$$

$$\overline{Nu}_o = \frac{1}{\pi} \int_0^\pi Nu_o d\theta \quad (5b)$$

레일레이 수는 다음과 같다.

$$Ra_{io} = Gr \cdot Pr = \frac{g \beta D_{io}^3 (T_b - T_o)}{\nu \alpha} \quad (6)$$

4. 실험결과 및 고찰

실험조건은 $Pr=0.7$, $D_o/D_{io}=2.6$, $K_w/K_f=625$ 에서 레일레이 수 $Ra_{io}=2.4 \times 10^4 \sim 2.94 \times 10^4$, 그리고 무차원핀 길이 $l_F=0.0 \sim 1.0$ 을 변수로 하였다. Fig. 3은 $Ra_{io}=2.41 \times 10^4$ 에서 환상공간의 간격길이를 기준으로 한 무차원핀길이, $l_F=0.0$, 0.3, 0.6, 1.0인 간접사진이다. 핀의 길이가 증가함에 따라 환상공간의 하부에서 등온선이 점차 아래방향으로 이동하였고 상부에서는 등온선의 굴곡이 현저하게 변화되었다.

이는 핀의 길이가 증가되면 핀을 통한 열전달이 크게 증가되기 때문이다. 특히 $l_F \geq 0.6$ 에서는 하부 핀으로부터 발생된 가열유체와 상부핀의 대류가 증가되어 plume의 변형이 현저하게 나타났다.

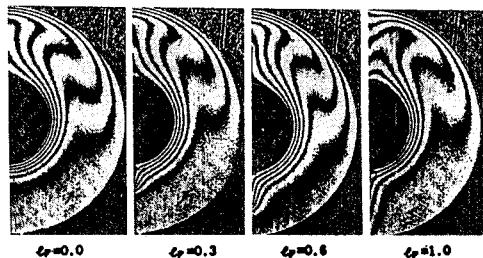


Fig. 3 Isotherms for various dimensionless fin lengths at $Ra_{io}=2.41 \times 10^4$, $D_o/D_{io}=2.6$, $K_w/K_f=625$

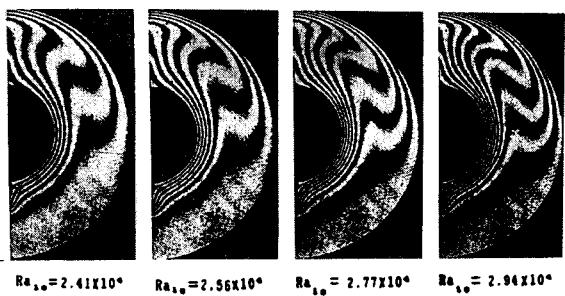


Fig. 4 Isotherms for various Rayleigh number at $D_o/D_{io}=2.6$, $K_w/K_f=625$, $l_F=0.3$

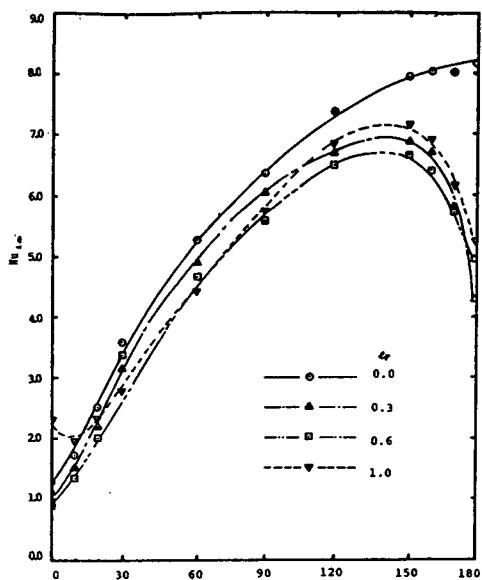


Fig. 5 Local Nusselt number of inner tube versus angle at $Ra_{io}=2.41 \times 10^4$, $D_o/D_{io}=2.6$, $K_w/K_f=625$

Fig. 4는 레일레이 수가 증가됨에 따른 간섭사진이다. 레일레이 수가 증가하게 되면 내관과 외부원통 및 핀에서의 프린지 수가 증가한다. 즉 이들 표면에서 자연대류의 증가함을 보여준다.

Fig. 5는 각도 θ 에 대한 내관의 국소 누셀트 수

분포를 나타낸다. 환상 공간상부가 $\theta=0^\circ$, 하부가 $\theta=180^\circ$ 가 되고, θ 가 증가함에 따라 국소 누셀트 수는 $l_f=0.0$ 을 제외하고는 증가하다가 $\theta=145^\circ$ 에서 최대값을 갖고 감소하며 핀이 부착되지 않은 경우에는 최대값이 $\theta=180^\circ$ 에서 나타났다. 또한 $l_f=$

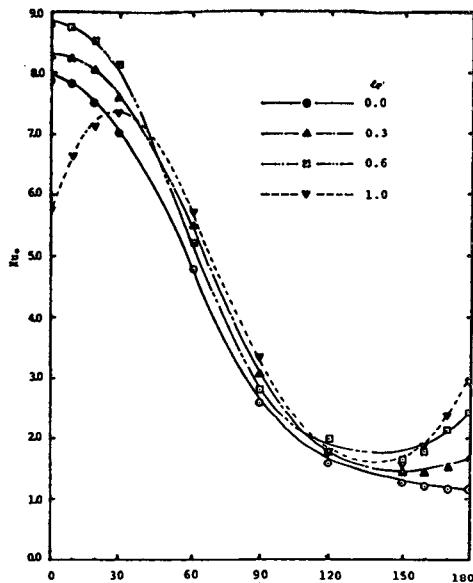


Fig. 6 Local Nusselt number of outer cylinder versus angle at $Ra_{io}=2.41 \times 10^4$, $D_o/D_{io}=2.6$, $K_w/K_f=625$

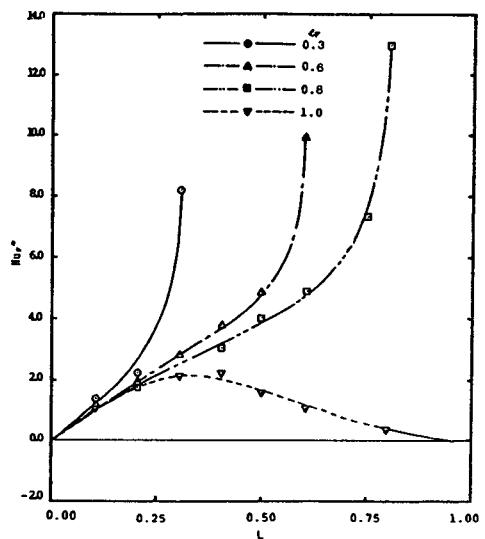


Fig. 8 Local Nusselt number of a lower fin versus dimensionless length at $Ra_{io}=2.41 \times 10^4$, $D_o/D_{io}=2.6$, $K_w/K_f=625$

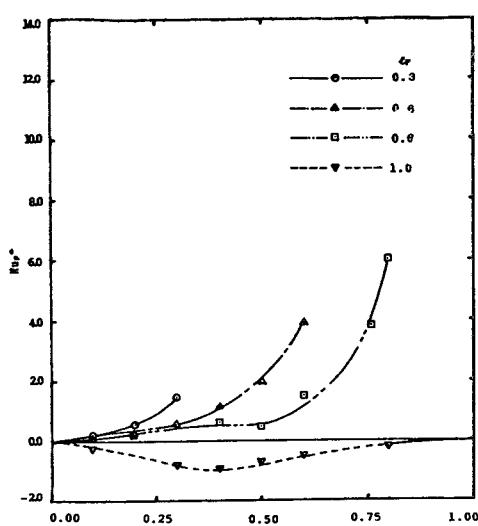


Fig. 7 Local Nusselt number of an upper fin versus dimensionless length at $Ra_{io}=2.41 \times 10^4$, $D_o/D_{io}=2.6$, $K_w/K_f=625$

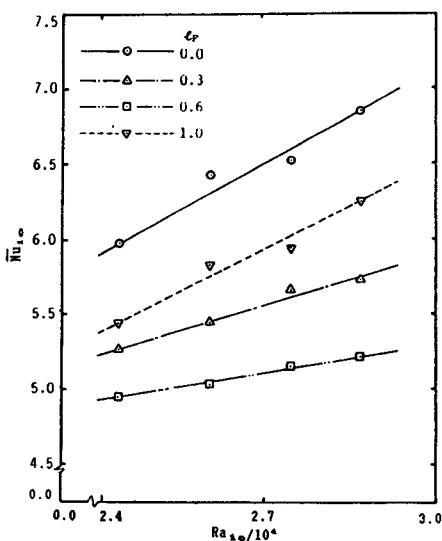


Fig. 9 Mean Nusselt number of inner tube versus Rayleigh number at $D_o/D_{io}=2.6$, $K_w/K_f=625$

1.0인 격판이 부착된 경우에는 $\theta=10^\circ$ 부근에서 최소값을 갖는다. 이들 현상은 환상공간 상부에서는 하부에서 가열된 유체로 인한 낮은 값을 나타내고 $\theta \geq 145^\circ$ 에서는 내관 하부에 부착된 핀으로부터의 전열로 인해 가열유체가 내관의 대류열전달을 억제하여 낮은 값을 나타낸다.

Fig. 6은 각도 θ 에 대한 외부원통의 국소 누셀트 수를 나타낸다. 국소 누셀트 수의 최대값은 $l_F \leq 0.6$ 에서는 $\theta=0^\circ$, $l_F=1.0$ 에서는 $\theta \approx 30^\circ$ 에서 나타났다. θ 가 증가함에 따라 국소 누셀트 수는 일반적으로 감소하다가 $l_F=0.0$ 을 제외하고 $\theta \approx 150^\circ$ 부근에서 증가한다. 이는 하부핀이 환상공간 하부에서 대류유동을 촉진시키기 때문이다.

Fig. 7은 상부핀의 반경방향 거리에 대한 국소핀 누셀트 수의 분포를 나타낸다. $l_F=1.0$ 은 전체가 음의 값을 나타내고, $l_F \leq 0.8$ 에서는 핀의 길이가 증가할수록 국소 누셀트 수는 증가하였고 핀의 선단부에서 현저히 증가하였다. $l_F=1.0$ 에서 음의 값을 나타내는 것은 핀이 격판의 역할을 하여 주위의 가열된 유체가 환상공간의 상부에 모여서 이 유체로부터 핀으로 열전달이 되기 때문이다.

Fig. 8은 하부핀의 반경방향 거리에 대한 국소핀 누셀트 수의 분포를 나타낸다. 국소 누셀트 수는 모두 양의 값을 나타내고 $l_F=1.0$ 의 경우에는 $L \approx 0.3$ 에서 최대값을 나타내었고, $l_F \leq 0.8$ 에서는 핀

중간까지는 미소하게 증가하다가 핀 선단에서는 급격하게 증가하였는데 이는 핀 저부에서는 내관의 열경계층에 영향을 받고, 핀 선단에서는 환상공간의 대류 유동에 크게 영향을 받기 때문이다.

Fig. 9는 레일레이 수에 대한 내관의 평균 누셀트 수의 분포를 나타낸다. 평균 누셀트 수의 분포는 $L_F=0.0, 1.0, 0.3$ 그리고 0.6 순으로 높은 값을 나타낸다. 이는 내관표면에서의 대류열전달은 핀으로부터 전열량이 적을수록 증가되고 있기 때문이다.

Fig. 10은 레일레이 수에 대한 외부원통의 평균 누셀트 수의 분포를 나타낸다. 평균 누셀트 수의 분포는 $L_F=0.6, 0.3, 0.0$ 그리고 1.0 순으로 높은 값을 나타낸다. 이는 내관과 핀으로부터 환상공간에 열전달량의 순으로 표시된 것이다.

Fig. 11은 Grashof수에 대한 여러가지 핀 길이에 대한 $\overline{Nu}_{io} \cdot Gr$ 분포를 나타낸다. Grashof수가 증가

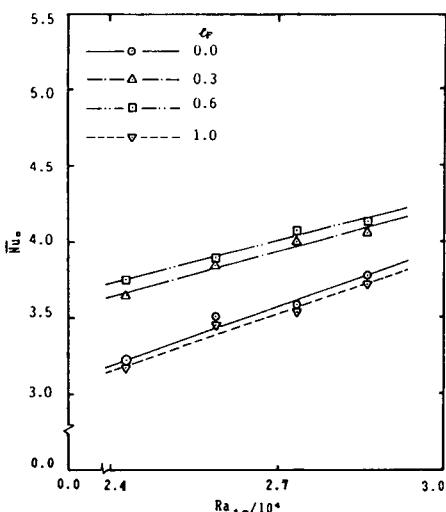


Fig. 10 Mean Nusselt number of outer cylinder versus Rayleigh number at $D_o/D_{io}=2.6$, $K_w/K_f=625$

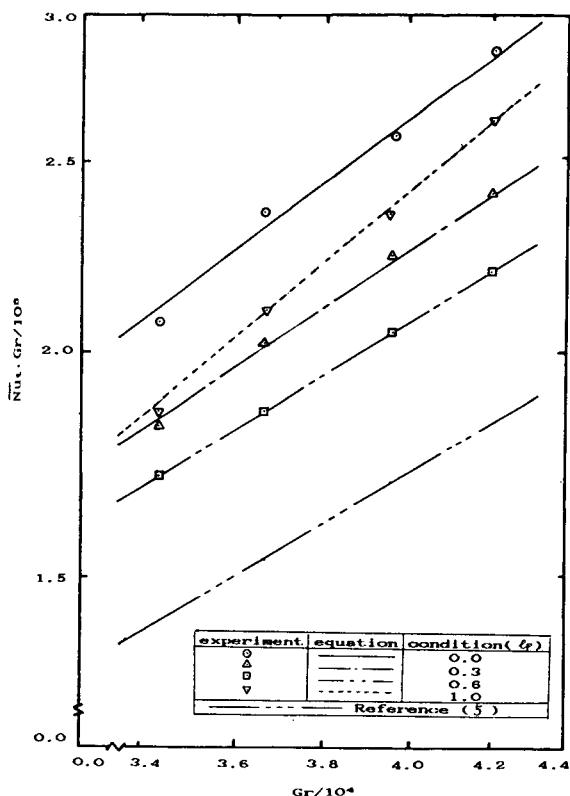


Fig. 11 Comparison of $\overline{Nu}_{io} \cdot Gr$ in experimental results and equations for Grashof number at $D_o/D_{io}=2.6$, $K_w/K_f=625$

Table 1 Comparison of $\overline{Nu}_{io} \cdot Gr$ in experimental results and equations for Grashof number at $D_o/D_{io}=2.6$, $K_w/K_f=625$

l_F	\overline{Nu}_{io}	Gr	$\overline{Nu}_{io} \cdot Gr$		Error (%)
			Experimental	Equation	
0.0	5.99	3.44×10^4	2.06×10^5	2.15×10^5	4.51
0.0	6.43	3.66×10^4	2.35×10^5	2.33×10^5	0.93
0.0	6.52	3.96×10^4	2.58×10^5	2.57×10^5	0.35
0.0	6.84	4.20×10^4	2.87×10^5	2.77×10^5	3.52
0.3	5.26	3.44×10^4	1.81×10^5	1.86×10^5	2.86
0.3	5.47	3.66×10^4	2.00×10^5	2.01×10^5	0.65
0.3	5.70	3.96×10^4	2.25×10^5	2.22×10^5	1.19
0.3	5.88	4.20×10^4	2.40×10^5	2.39×10^5	0.23
0.6	4.94	3.44×10^4	1.70×10^5	1.70×10^5	0.03
0.6	5.03	3.66×10^4	1.84×10^5	1.84×10^5	0.00
0.6	5.13	3.96×10^4	2.03×10^5	2.01×10^5	1.23
0.6	5.19	4.20×10^4	2.18×10^5	2.19×10^5	0.31
1.0	5.45	3.44×10^4	1.83×10^5	1.92×10^5	4.93
1.0	5.82	3.66×10^4	2.13×10^5	2.11×10^5	0.87
1.0	5.92	3.96×10^4	2.35×10^5	2.38×10^5	1.35
1.0	6.25	4.20×10^4	2.63×10^5	2.61×10^5	0.90

함에 따라 $\overline{Nu}_{io} \cdot Gr$ 의 분포도 일반적으로 증가하고 있으며 이들에 대한 방정식은 다음과 같이 지수함수로 나타낼 수 있다.

(1) $l_F=0.0$ 인 경우

$$\overline{Nu}_{io}=0.414 Gr^{0.26} \quad (7)$$

(2) $l_F=0.3$ 인 경우

$$\overline{Nu}_{io}=0.358 Gr^{0.26} \quad (8)$$

(3) $l_F=0.6$ 인 경우

$$\overline{Nu}_{io}=0.327 Gr^{0.26} \quad (9)$$

(4) $l_F=1.0$ 인 경우

$$\overline{Nu}_{io}=0.022 Gr^{0.53} \quad (10)$$

식 (7), (8), (9) 그리고 식 (10)과 실험 결과를 비교하여 보면 Table 1과 같이 $l_F=0.0$ 인 경우는 최대 오차가 1.23%, 그리고 $l_F=1.0$ 인 경우는 최대 오차 4.93%으로 나타났다. $K_w/K_f=48^{(5)}$ 인 경우와 비교하여 보면 내관에서의 열전달 증대로 현저히 높은 값을 보이고 있다.

Fig. 12은 실험과 수치해석의 등온선을 상호 비교한 것이다.

$Ra_{io}=2.41 \times 10^4$, $K_w/K_f=625$, $l_F=0.3$ 조건의 실험과 수치해석 결과는 정성적으로 잘 일치하고

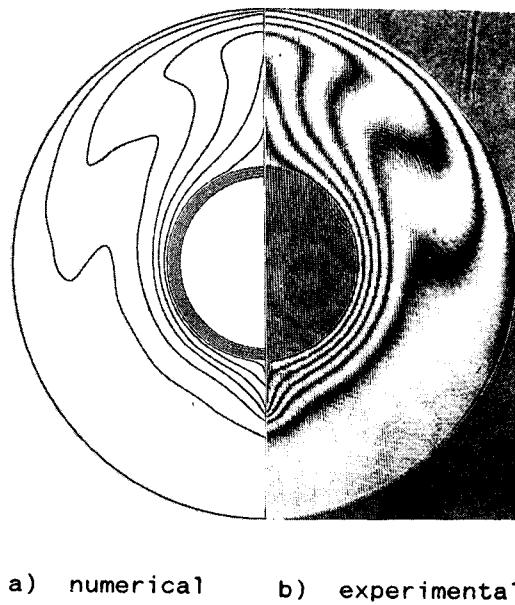


Fig. 12 Comparison of numerical and experimental isotherms (at $Ra_{io}=2.41 \times 10^4$, $Pr=0.7$, $K_w/K_f=625$) for $l_F=0.3$

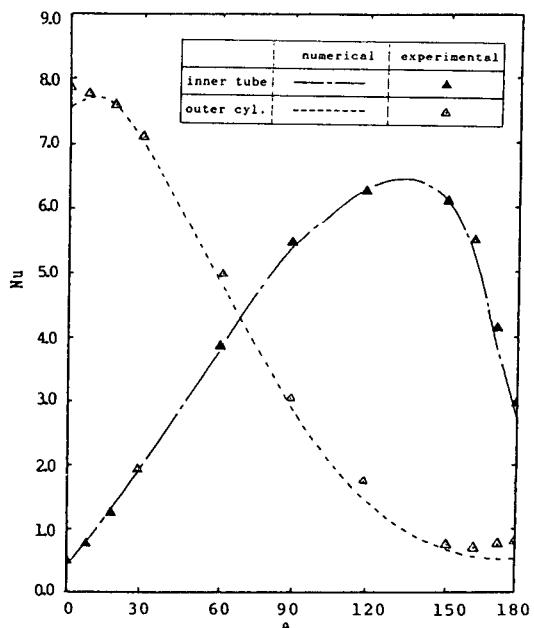


Fig. 13 Comparison of numerical and experimental local Nusselt number (at $Ra_{io}=2.41 \times 10^4$, $K_w/K_f=625$) for $l_F=0.3$

있다.

Fig. 13은 θ 에 대한 국소 누셀트 수 분포를 실험과 수치해석 결과를 비교하였다. 국소 누셀트 수는 원통의 상부와 하부에서 실험과 수치해석 결과가 다소 상이하게 나타났다. 이는 다른 조건, 사진에 나타난 프린지의 판독등에서 나타났고, 일반적으로 실험에 의한 오차는 불완전한 무한프린지 조정에서 발생하는 광학적인 오차등으로 볼 수 있고 수치해석에서도 여러 가지 가정과 제한이 있으므로 Fig. 11과 Fig. 12를 동시에 고려하여 볼 때 실험과 수치해석 결과는 잘 일치함을 보여준다.

5. 결 론

내관에 2개의 수직핀이 부착된 환상공간의 열전달 특성을 고찰한 결과는 다음과 같다.

(1) 무차원 핀의 길이가 증가함에 따라 등온선이 환상공간 하부쪽으로 이동하였고, $l_f \geq 0.6$ 에서는 하부핀으로부터 발생된 가열유체와 상부핀의 영향으로 대류의 증가가 현저하게 나타났다.

(2) 국소 누셀트 수는 θ 가 증가함에 따라 내관의 경우는 $l_f = 0.0$ 을 제외하고는 증가하다가 $\theta \approx 145^\circ$ 에서 최대값을 갖고, 원통의 경우는 $l_f \leq 0.6$ 에서는 $\theta = 0^\circ$, $l_f = 1.0$ 에서 $\theta \approx 30^\circ$ 부근에서 최대값이 나타났다.

(3) 국소핀 누셀트 수의 경향은 상부핀에서는 $l_f = 1.0$ 은 전체가 음의 값을 나타내고 $l_f \leq 0.8$ 에서는 핀의 길이가 증가할수록 증가하였고, 하부핀에서는 모두 양의 값을 나타내고 $l_f = 1.0$ 의 경우에는 $L \approx 0.3$ 에서 최대값을 나타내었다.

(4) 평균 누셀트 수는 Grashof수의 지수함수로 다음과 같이 나타낼 수 있었다.

$$l_f = 0.0 : \overline{Nu}_{io} = 0.414 Gr^{0.26}$$

$$l_f = 0.3 : \overline{Nu}_{io} = 0.358 Gr^{0.26}$$

$$l_f = 0.6 : \overline{Nu}_{io} = 0.327 Gr^{0.26}$$

$$l_f = 1.0 : \overline{Nu}_{io} = 0.022 Gr^{0.53}$$

(5) 등온선과 국소 누셀트 수에 대한 실험과 수치해석 결과는 비교적 잘 일치하였다.

참 고 문 헌

- (1) Holman, J.P., 1986, "Heat Transfer", McGraw-Hill Co., pp. 207~371.
- (2) Kuehn, T.H. and Goldstein, R.J., 1976, "An Experimental and Theoretical Study of Natural Convection in the Annulus between Horizontal Concentric cylinder", J. Fluid Mech., Vol. 74, pp. 695~719.
- (3) Chung, T.H., Kim, S.J., Lee, B.C. and Kwon, S.S., 1988, "An Experimental Study on Effects of spacers on natural Convection from a Horizontal Annulus", Solar Energy, Vol. 8, pp. 68~72.
- (4) Chung, T.H., Kim, S.J., Lee, B.C. and Kwon, S.S., 1988, "An Experimental Investigation of Natural Convection from a horizontal Annulus with Spacers", Research Report, I.K.R.D., Dong-A Univ., Vol. 12, No. 2, pp. 25~31.
- (5) Lee, B.C., 1989, "A Study of Natural Convection heat Transfer from a Horizontal Annulus with Spacers", Ph.D. Thesis, Dong-A University, pp. 40 ~48.
- (6) Chung, H.S., Lee, S.H., Kim, C.W. and Kwon, S.S., 1989, "Natural Convection heat Transfer from a Conducting Tube with Two Axial Fins to a Surrounding Cylinder", Korean J. of A.C.R.E., Vol. 1, No. 3, pp. 244~251.
- (7) Powe, R.E., Carly, C.T., and Carruth, S.L., 1971, "A Numerical Solution for Natural convection in Cylindrical Annuli", ASME, J. of Heat Transfer., Vol. 92, pp. 210~220.
- (8) Shilston, M.J. and Probert, S.D., 1978, "Effects of horizontal and Vertical Spacers on the Heat Transfer across a Horizontal Annulus, air-filled Cavity", Applied Energy(4), pp. 21~37.