

원관 주위의 2차원 전도열전달과 국소 대류열전달

이 역 수†

(원고접수일 : 2004년 10월 15일, 심사완료일 : 2004년 11월 29일)

Two-dimensional Heat Conduction and Convective Heat Transfer around a Circular Tube in Cross Flow

Euk-Soo Lee†

Abstract : When a circular tube with uniform heat generation within the wall was placed in a cross flow, heat flows by conduction in the circumferential direction due to the asymmetric nature of the fluid flow around the perimeter of the circular tube. The circumferential heat flow affects the wall temperature distribution to such an extent that, in some cases, significantly different results may be obtained for geometrically similar surfaces. In the present investigation, the effect of circumferential wall heat conduction is investigated for forced convection around circular tube in cross flow of air and water. Two-dimensional temperature distribution $T_w(r, \theta)$ is calculated through the numerical analysis. The difference between one-dimensional and two-dimensional solutions is demonstrated on the graph of local heat transfer coefficients. It is observed that the effect of working fluid is very remarkable.

Key words : Local heat transfer coefficient (국소 열전달계수), Two-dimensional temperature distribution (2차원 온도분포), Circumferential wall heat conduction(원주방향열 전도)

1. 서 론

가열되는 원관 주위에 냉각의 역할을 수행하는 유체가 직교방향으로 유동할 경우에, 실험적·해석적 연구에서 고체의 표면 경계조건이 일정한 열 유속으로 가정하였다. 한 예로 Petrie와 Simpson⁽¹⁾은 0.05mm두께의 스테인리스 스틸

박판을 원형으로 감아서 전기적으로 저항 가열하여 직교유동 속에서 대류열전달 실험을 하였는데, 일정 열유속으로 가정하였다.

그러나 열교환기들에 사용하는 대부분의 원관들은 적당한 두께를 가지고 있기 때문에, 가열되는 원관 주위로 비대칭적으로 유체가 유동할 경우에는 원주방향으로 열전도의 영향을 받아서 표면은

† 책임저자(부경대학교 기계공학부), E-mail : esolee@pusan.ac.kr, Tel : 051)620-1617

도와 열유속이 일정하지 않다. Giedt⁽²⁾는 Lucite 재질의 원관에 나선형으로 감은 0.05mm의 니크롬피를 전기적으로 가열하여 넓은 범위에 걸쳐서 연구하였는데, 그는 국소 열전달계수의 평가에서 원주방향(θ)의 열전도의 영향을 1 차원으로 가정하고 해석하였다. 또한 물과 공기를 사용하여 실험적 연구를 한 Zukauskas와 Ziugzda⁽³⁾는 두께가 0.1mm~0.2mm 정도의 Constantan 포일을 저항 가열하여 국소 열전달을 연구하였는데, 원주방향의 열전도의 영향을 1 차원으로 가정하였다.

Lee와 Kakade^{(4),(5)}의 연구에서는 원관의 국소 대류 열전달계수에 영향을 미치는 원주방향의 열전도에 관한 문제를 원관을 전기저항으로 가열하여 실험적인 방법으로 연구하였다. 그러나 그들은 이전의 연구자들이 사용한 박판이나 얇은 두께의 원관이 아니라 직경에 비하여 두께가 상당히 두꺼운 원관을 실험모델로 하였음에도 불구하고 온도분포를 원주방향의 1 차원으로 가정하였다. Lee et al.⁽⁶⁾도 두께가 두꺼운 원관의 풀비등 연구에서 열전달 계수에 대한 원주방향의 열전도 평가에서 1 차원으로 가정하였다.

그러나 보다 정확한 정량적인 해를 구하기 위해서는 원관 표면의 열경계조건을 이용하여 원관 벽(wall)에 대하여 2 차원 열전도 방정식을 풀어야 한다. 이 열전도 방정식은 원관의 직경, 두께, 재질 그리고 작동유체의 물성치 등의 영향을 주로 받는데, 본 연구는 열교환기의 설계에서 원관의 국소과열 현상과 국소열전달을 이해하는데 도움이 될 것이다.

본 연구에서는 물(water)을 작동유체로 사용하여 전기적으로 저항 가열되는 원관을 대상으로 대류열전달 실험을 수행하였다. 그리고 원관의 표면에서 측정된 국소 표면온도들을 경계조건으로 사용하여, 원관의 고체부분에 대하여 2 차원 수치 해석으로 온도분포를 풀어서 1 차원 해석과 비교하였다. 또한 Lee와 Kakade가 공기를 작동유체로 사용하고 국소 열전달에 대하여 1 차원으로 해석한 것을 다시 2 차원으로 해석하여 서로 비교하였다.

2. 실험장치와 실험모델

2.1 수동실험과 실험모델

Fig. 1의 수동(water tunnel) 열전달 실험장치는 내경 3 인치의 스텐레스 강관과 연결구들로 순환루프 시스템을 이루며, 원심펌프(15hp)로 유체를 순환시킨다. 작동유체는 주 순환라인의 유량계측장치, 예열장치와 시험부를 통과하여 응축기와 기체 제거장치를 통과하여 펌프로 돌아오게 된다. 응축을 위한 열교환기는 셀-튜브형 단일 관로, 대향류형이다. 어큐물레이터의 압력은 2100kPa 까지 사용될 수 있고, 18kW 용량의 히터가 부착되어 있어서 온도를 조절할 수 있다. 3개 (3/4", 2", 3")의 벤추리 관들이 차등 압력변환기와 U자형의 수은 마노미터와 연결되어 시험부 입구의 속도를 측정할 수 있다. 시험부 내부 단면의 크기는

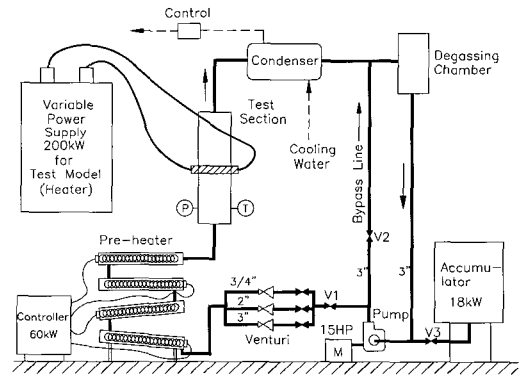


Fig. 1 Schematic diagram of water tunnel

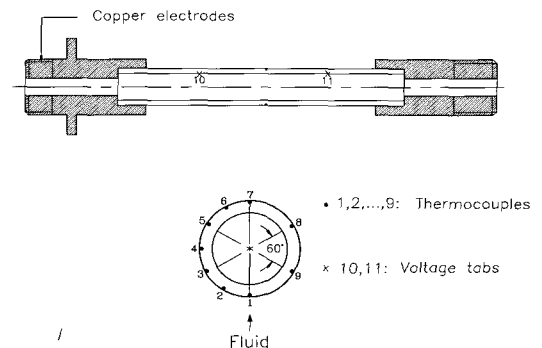


Fig. 2 Details of test model

178mm×76mm이고, 길이는 760mm이다. Lexan 재질의 투명한 2개의 창을 설치하여 실험모델의 가시적 관찰이 가능하도록 하였다. 시험부 입구에는 난류강도를 감소시키고 일정한 속도분포가 유지되도록 위해서 허니콤과 직선배인이 설치되어 있다. 실험모델을 직접 전기 저항 가열하여 열량을 공급하기 위해 200kW까지 전원공급이 가능한 직류 전원 공급장치를 사용하였다.

실험은 먼저 미네랄 필터를 통과한 정류된 작동유체속의 기체를 제거하기 위하여 어큐물레이터 내의 상부가스의 압력을 약 1 기압 정도로 유지하면서 예열장치와 응축 열교환기를 이용하여 비등과 응축을 동시에 하는 작업을 반복하면 작동유체에 녹아있던 기체가 기체 제거장치에 모이게 되고 진공펌프를 연결하여 제거한다. 약 5 시간 정도 이 작업을 반복한다. 작동유체의 속도는 주 순환라인 밸브(V1)와 바이패스 밸브(V2)의 개도를 조절함으로써 맞추고, 예열장치의 열량공급과 응축 열교환기의 냉각수 유량 그리고 어큐물레이터 상부의 공기압력을 조절해서 작동유체의 온도와 압력을 조절한다. 유체의 속도, 온도 그리고 압력을 맞춘 후, 실험모델의 공급 열량을 설정하고, 정상 상태에서 강제대류 열전달 실험을 반복 수행하여 재현성을 확인한다. Reynolds 수를 공기실험과 같은 조건으로 맞추어서 실험을 수행하였다. 실험모델의 국소 온도들, 유체의 온도 그리고 전압·전류는 데이터 로그(Digistrip 4splus, Kayo)로 측정하였다.

수동에서 사용한 실험모델(Fig.2 참조)은 외경이 15mm 인 금속 원관을 사용하였으며, 직접 전기저항 가열이 가능한 스테인레스 스틸 재질을 사용하여 2개의 실험모델을 제작하였다. 온도측정을 위해서 모델들의 중심에서 좌측 반은 30°간격으로, 대칭성을 확인하기 위하여 우측 반은 60°간격으로 T-type의 열전대 9개를 원관 표면에 원주방향으로 부착하였다. 열전대와 모델의 표면이 접하는 부분에는 물 속에서 직접 표면온도 측정이 가능하고 직류 전원공급기에 의한 전기적 간섭 현상을 방지하기 위하여 열전도도가 높은 에폭시로 절연을 하였다. 단열제로서는 석면을 사용하여 내

부 벽면에서 단열조건을 만들었다. 전기가열식 실험모델에서 공급된 전압을 측정하기 위하여 원관의 중심으로부터 좌측 30mm, 우측 30mm, 즉 60mm의 간격으로 전압측정을 위한 단자로 2개의 선을 원관 내부 벽면에 점용접으로 부착하였다.

Table 1 Size of heating test models(Re=15,700)

No.	Material	D mm	b mm	\bar{r}/b	k_f/k_w	K^*	Remark
1	Monel	25.8	3.5	3.19	0.0012	0.0038	Air
2	Sus 304	25.3	3.3	3.33	0.0019	0.0062	
3	Inconel	25.8	2.35	4.99	0.0018	0.0087	
4	Sus 304	25.4	1.25	9.66	0.0019	0.0180	
5	Sus 304	25.4	0.85	14.44	0.0019	0.0269	
6	Sus 304	15.0	1.0	7.00	0.0494	0.3460	Water
7	Sus 304	15.0	0.8	8.88	0.0494	0.4325	

본 연구에서는 공기를 사용하며 원관을 저항가열하여 1 차원으로 해석한 5 개의 실험모델과 물을 사용한 2 개의 실험모델에 대하여 2 차원으로 해석하여 1 차원 해석결과와 비교하였다. 실제로 공기를 이용한 실험모델들은 직경이 약 25.4mm 부근이고 두께가 약 0.85mm ~ 3.5mm 정도의 모델들로서 상용 열교환기 등에 직접 사용하는 원관들이다. 따라서 이전의 연구자들이 사용한 약 0.05mm~0.2mm 정도의 두께를 가진 원형의 실험모델들과는 상당한 차이를 보이고 있다. 본 연구에서 이용한 실험모델 7 개를 표 1 에 요약하여 기록하였다.

3. 원관의 열전도 방정식

원관의 고체내부에서 균일 열에너지(\dot{q})가 발생할 경우, 고체재료에서 2 차원 온도분포에 대한 정상상태 에너지 보존모델을 생각하여 보자. Fig. 3 에서 단위길이 기준으로 외경이 r_o 이고 두께가 b 인 이상적인 실험모델의 검사체적인 빗금 친 부분에 대해서 열전달률을 고려한다. 여기서 복사 열전달률은 매우 작으므로 무시하고 에너지 보존법칙을 적용하면 아래와 같다.

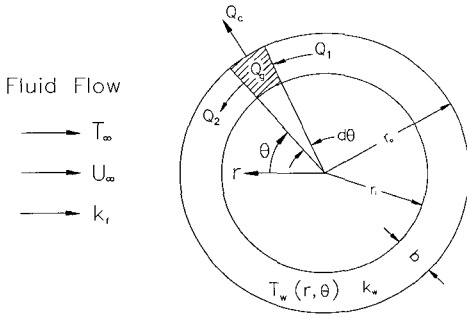


Fig. 3 Idealized test model

$$Q_1 + Q_g = Q_c + Q_2 \quad (1)$$

열전도 방정식인 미분방정식을 적분한 형태로 표시하면 2 차원 정상상태 에너지 보존방정식은 아래와 같이 표시할 수 있다.

$$\frac{d}{d\theta} \int_{r_i}^{r_o} \frac{k_w}{r} \frac{\partial T_w(r, \theta)}{\partial \theta} dr - r_o q_c''(\theta) + \frac{r_o^2 - r_i^2}{2} \dot{q} = 0 \quad (2)$$

3.1 1 차원 해석

대부분의 원관 주위의 국소 열전달에 대한 실험적 연구는 원주방향의 열전도에 의한 영향을 최소화하기 위해서 두께가 매우 얇은 박판이나 리본 혹은 얇은 원관을 사용하여 실험이 수행되었으며⁽¹⁾⁻⁽³⁾, 또한 원주방향의 온도분포를 1 차원으로 가정하고 해석하였다. 원관의 두께가 얇고 반경방향의 온도변화가 원주방향의 온도변화에 비해서 무시할 수 있다면, 식 (2)를 원주방향의 1 차원 방정식의 형태인 아래의 식 (3)으로 표시할 수 있다.

$$\frac{k_w b}{r^2} \frac{d^2 T_w}{d\theta^2} - q_c''(\theta) + \dot{q} b = 0 \quad (3)$$

여기서 2 차원 열전도방정식이 1 차원 열전도 방정식이 되기 위한 가정은 아래와 같다.

$$\frac{r_o^2 - r_i^2}{2r_o} \approx b$$

$$\frac{1}{r_o} \frac{d}{d\theta} \int_{r_i}^{r_o} \frac{k_w}{r} \frac{\partial T_w(r, \theta)}{\partial \theta} dr$$

$$\approx \frac{k_w b}{r^2} \frac{d^2 T_w(\theta)}{d\theta^2} \quad (4)$$

2 가지 가정 모두 원관의 두께가 반경에 비하여 얇음을 요구한다. 즉 $b \ll r_o$ 인 경우이다. 원관의 두께가 얇을 경우에는 반경방향의 열저항은 무시할 수 있고, 원주방향(θ)의 1 차원 온도분포 $T_w(\theta)$ 로 가정할 수 있음을 나타낸다. 또한 식 (4)는 원주방향의 열전도가 국소 열전달에 미치는 영향을 이론적으로 연구한 Baughn⁽⁷⁾의 경우와 동일하며, 저항 가열방식을 사용하여 국소 열전달을 연구한 Lee and Kakade⁽⁴⁾ 그리고 Morcos and Bergles⁽⁸⁾ 등이 사용했던 식과 거의 유사하다.

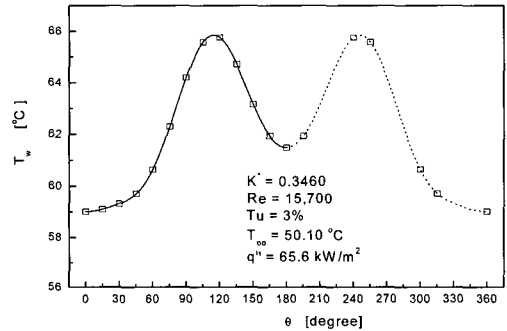


Fig. 4 A typical surface temperature distribution

평균열전달 계수의 정의식과 공급한 전체열량은 원관의 바깥표면에서 유체로 전달된 열량과 같다는 에너지 보존식 [$\dot{q} b = \overline{q_c''}(r_o/\bar{r})$]을 이용하고 식 (3)에서 온도 T_w 대신에 아래의 무차원 온도 T^+ 를 정의하면, 다음과 같은 무차원 열전도 방정식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{d^2 T^+}{d\theta^2} - \frac{1}{2} K^* \overline{Nu} \left[\frac{q_c''(\theta)}{q_c''} \frac{r_o}{r} - 1 \right] = 0 \quad (5)$$

$$T^+ = \frac{T_w - T_\infty}{T_w - T_\infty}, \quad K^* = \frac{k_f \bar{r}}{k_w b}$$

무차원 열전도 방정식 (5)는 둘째 항의 계수항에 해당하는 $1/2 K^* \overline{Nu}$ 값과 원관 표면에서 국소 대류 열전달율의 분포가 무차원 온도분포 T^+ 를

결정함을 의미한다. 여기서 무차원 열전도계수 K^* 는 원주방향과 반경방향의 열저항의 비로서, 원주방향의 열전도가 반경방향의 대류열전달에 미치는 영향을 나타낸다. 또한 2 차원 온도분포에 대한 해석에서 K^* 는 열전도 계수의 비 k_f/k_w 와 형상계수 \bar{r}/b 로 분리하여 각각의 무차원 계수로서도 해석할 수 있다. 여기서 국소 온도분포와 대류 열전달을 $q_c''(\theta)$ 는 K^* 값의 영향을 받는 함수임을 알 수 있다. 일반적으로 $T_w(\theta)$ 를 알면 국소 대류 열전달을 $q_c''(\theta)$ 를 알 수 있다. 식(3)에서 1 차원 국소 대류 열유속 $q_c''(\theta)$ 는 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$q_c''(\theta) = \frac{k_w b}{r^2} \frac{d^2 T_w}{d\theta^2} + \dot{q} b \quad (6)$$

여기서 오른쪽의 첫 번째 항은 원주방향의 순(net) 열전도량을 나타내는데, $d^2 T_w / d\theta^2$ 의 값은 Fig. 4와 같이 원주방향의 온도분포에 대한 측정값들을 5차 스플라인 보간법(5-order spline curve)을 사용하여 추정하였다. 국소 온도분포 $T_w(\theta)$ 와 국소 대류 열유속 $q_c''(\theta)$ 를 알면, 식(7)과 같이 복사 열전달율을 무시하고 국소 대류 열전달계수는 아래와 같이 평가된다.

$$h = \frac{q_c''(\theta)}{T_w(\theta) - T_\infty} \quad (7)$$

3.2 2 차원 해석

원관 내부(wall)의 온도(T)가 2차원(r, θ) 분포를 가질 경우에 정상상태의 에너지(전도)방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial^2 T_w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_w}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_w}{\partial \theta^2} + \frac{\dot{q}}{k_w} = 0 \quad (8)$$

2 차원 열전도 방정식 식(8)은 원관의 바깥 표면과 안쪽 표면에서 온도와 열유속에 관한 경계조건이 주어지고 공급열량(\dot{q})이 정해지면, 원관 내부의 모든 2 차원 온도분포를 전도방정식의 수치

해석으로 알 수 있음을 뜻한다. 식(8)을 풀기 위해서 원관의 바깥표면($r=r_o$)에서의 경계조건으로 실험에서 직접 측정된 표면온도들과 스플라인 보간법으로 추정된 국소 표면온도 $T_w(\theta)$ 를 사용하였다.

$$T(r_o, \theta) = T_w(\theta) \quad (0 \leq \theta \leq 2\pi) \quad (9)$$

원관의 내부표면($r=r_i$)에서 경계조건은 직접 저항가열일 경우로서 단열조건을 사용하였다.

$$-k_w \frac{\partial T(r_i, \theta)}{\partial r} = 0 \quad (0 \leq \theta \leq 2\pi) \quad (10)$$

원주(θ)방향의 경계조건으로는 원관 임의의 단면의 접촉 부분, 예를 들면 $\theta=0$ 와 $\theta=2\pi$ ($r_i \leq r \leq r_o$), 예서는 실질적으로 동일 지점이기 때문에 두 지점의 온도와 온도의 변화율(즉, 열전달율)이 같다는 연속상태의 경계 조건을 사용하였다. 2 차원 정상상태의 에너지(전도) 방정식은 유한체적법을 적용하였으며, 계산에 적용할 격자수는 형상계수 \bar{r}/b 의 값에 따라 차이가 있다. 한 예로 $\bar{r}/b = 8.88$ 의 경우에 격자수는 $r \times \theta$ 방향으로 50×1971 을 사용하였다. 이산화방정식은 선순법(line-by-line method)을 사용한 수치해석 방법을 이용하여 원관 단면의 온도분포를 구할 수 있다.

2 차원 국소 대류 열유속은 질량과 체적을 포함하지 않는 원관의 외부표면($r=r_o$)에서 검사표면(control surface)에 대하여 에너지 보존법칙을 적용하면 구할 수 있다. 여기에서 복사 열전달량은 무시하고 원관의 표면에서 국소 열전달계수와 국소 Nusselt 수는 아래와 같이 평가된다.

$$h(\theta) = \frac{-k_w \frac{\partial T_w(r_o, \theta)}{\partial r}}{T_w(\theta) - T_\infty} \quad (11)$$

$$Nu(\theta) = \frac{h D_o}{k_f} \quad (12)$$

4. 결과 및 고찰

Table 1을 살펴보면, 본 연구에서 실험한 모델 (원관) 6 과 7은 작동유체를 물을 사용하므로 대류열전달이 증가하여 무차원 계수 K^* 값이 Lee와 Kakade가 실험한 모델들 보다 상대적으로 큼을 알 수 있다. 따라서 본 연구에서는 Lee와 Kakade의 실험모델들을 포함해서 매우 넓은 영역의 K^* 값에 대하여 2 차원 해석을 시도하고 1 차원 해석과 비교하였다.

4.1 무차원 국소 표면온도

Reynolds 수가 15,700 일 경우에, 실험에서 측정된 원주방향의 무차원 국소 표면온도 T^+ 를 Fig. 5에서 보여준다. 여기서 무차원 계수 K^* 값의 영향을 분명히 알 수 있는데, K^* 값이 클수록 원주방향에 따른 무차원 국소 표면온도의 변화가 커짐을 알 수 있다. 특히 본 연구에서는 작동유체의 영향이 두드러진다. 이것은 작동유체가 물($K^* = 0.3460, 0.4325$)일 경우는 대류 열전달량이 공기($K^* = 0.0038 \sim 0.0180$)보다 약 80배 정도 커지므로 원주방향의 전도열전달이 국소 표면온도 분포에 미치는 영향은 매우 작기 때문이다.

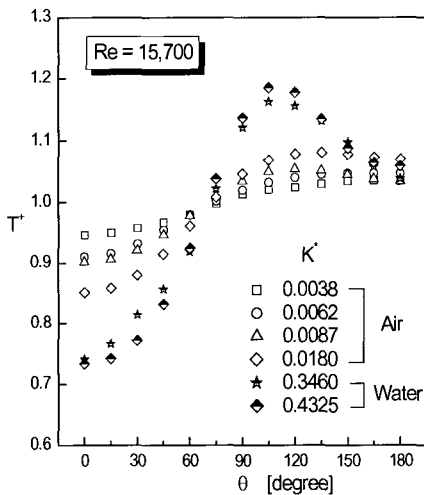
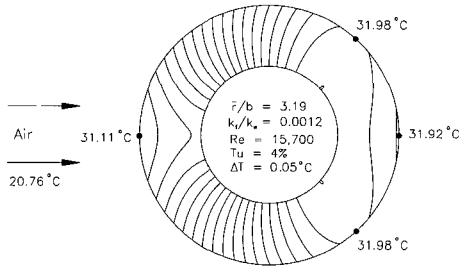


Fig. 5 Non-dimensional circumference surface temperature distribution

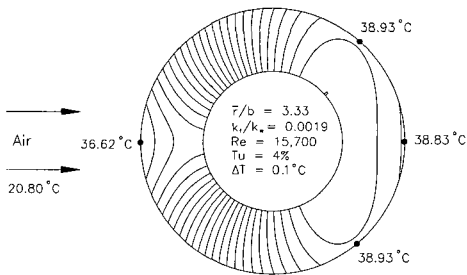
4.2 2 차원 온도분포

작동유체가 공기와 물일 경우, 수치해석으로 2 차원 온도분포 $T_w(r, \theta)$ 를 계산한 결과 중에 대표적으로 4가지를 Fig. 6(a)~(d)에 도시하였다. 각각의 그림들은 실제의 형상보다 r 방향으로 조금 확대하여 그렸고, 공기로 생각할 경우에 등온선의 간격은 Fig. 6(a)의 경우가 0.05°C 이고, Fig. 6 (b),(c)의 경우가 0.1°C 이다. 형상계수가 작은 Fig. 6 (a),(b)의 경우에 등온선의 분포를 보면, 원주방향과 반경방향의 2 차원 온도분포 $T_w(r, \theta)$ 를 보여주며, 열전도계수의 비 k_f/k_w 가 상대적으로 큰 Fig.6 (b)의 경우가 원주방향의 온도구배가 증가하였으며, 등온선 간격도 조밀함을 알 수 있는데, 이것은 원주방향으로 열전도량이 상대적으로 작기 때문이다. 그리고 등온선의 분포에서 전도 열전달량은 최대온도 부근인 130° 부근에서 전방 정체점(반시계방향)과 후방 정체점(시계방향)으로 흐름을 알 수 있다. Fig. 6 (c)의 경우에는 형상계수가 상대적으로 증가하면서 국소온도의 분포는 전체적으로 원주방향으로의 1 차원 온도분포 $T_w(\theta)$ 에 가까워진다. 그러나 전방 정체점 부근, 최대온도 부근 ($\theta = 130^\circ$) 및 후방 정체점 부근에서는 반경방향으로 1 차원적인 온도분포 $T_w(r)$ 이 지배적임을 볼 수 있다. 또한 모델 3과 5의 온도분포도 모델 4와 거의 유사한 경향을 보인다.

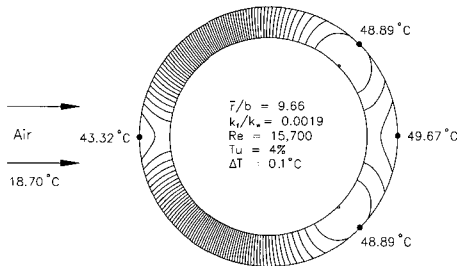
Fig. 6 (d) 는 K^* 값이 큰 물(water)이 작동유체인 경우로서 모델 7에 대한 온도분포이다. 최소온도는 전방정체점 부근이고 최대온도는 박리점 부근이며 등온선의 간격은 0.2°C 정도이다. 작동유체가 공기인 경우보다 원주방향의 온도구배와 반경방향의 온도구배가 모두 증가하였고, 등온선의 간격도 조밀하며 반경방향의 온도구배가 지배적인 2 차원 온도분포를 보여준다. 이는 물로 냉각될 경우에는 공기로 냉각될 경우보다 반경방향의 대류열전달이 상대적으로 매우 증가하기 때문이다. 그리고 본 연구의 범위에서 모델 6의 경우도 2 차원 온도분포는 모델 7의 경우와 거의 유사하다.



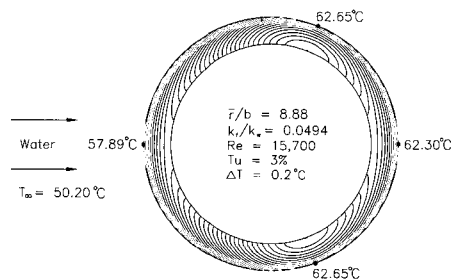
(a) Model No.1 ($K^* = 0.0038$)



(b) Model No.2 ($K^* = 0.0062$)



(c) Model No.4 ($K^* = 0.0180$)



(d) Model No.7 ($K^* = 0.4325$)

Fig. 6 Distribution of isothermal lines

4.3 국소 열전달 계수

Fig. 7(a)~(d)에서는 국소 Nusselt 수를 1차원과 2차원으로 해석하고 서로 비교하여 도시하였다.

전체적인 경향은 Nusselt 수에 대한 1차원 해석의 값들이 2차원 해석의 값들보다 크게 평가된다. 이것은 주로 식(4)의 첫 번째 가정에 따른 형상계수 \bar{r}/b 의 영향으로서, 형상계수가 작아짐에 따라 두 해들의 차이가 증가함을 알 수 있다. 각도 (θ)에 따른 국소적인 차이도 형상계수 \bar{r}/b 의 영향을 받고 있으며, 전·후방 정체점 부근에서 가장 크다. 그리고 Fig.7(a)와(b)를 비교하면 형상계수의 값은 비슷하므로 열전도계수의 비 k_f/k_w 가 영향을 줄을 알 수 있다. k_f/k_w 가 작아짐에 따라 원주방향의 열전도량이 증가하므로 식(4)의 두 번째 가정에서 원주방향의 전도 열전달량에 대한 1차원 해석과 2차원 해석의 차이가 증가하여 국소 Nusselt 수의 차이는 커진다. 그러므로 Fig. 7(a)의 경우에 형상계수의 영향만 받는다면, 최소 열전달이 일어나는 박리점 부근에서 1차원해석의 값이 클 것이지만, 열전도계수의 비 k_f/k_w 의 영향을 동시에 받아서 다른 모델들과는 달리 2차원 해석의 값보다 작아진다. Fig. 7(a)~(c)의 경우에, 국소 Nusselt 수에 대한 전체의 평균오차는 각각 28%, 21%, 5.3% 정도이다. 또한 국소오차는 전방 정체점 부근에서 가장 크고, 박리점 부근에서 가장 작다.

Fig.7(d)는 모델 7의 경우로서 대류열전달에 대한 원주방향의 열전도에 대한 영향은 거의 무시할 만하고, 열전도계수의 비 k_f/k_w 의 영향보다는 형상계수 \bar{r}/b 의 영향을 주로 받는다. 또한 평균 오차와 국소적인 오차는 큰 차이를 보이지 않으며, 평균오차는 모델 6이 7.3% 정도이고 모델 7의 경우는 5.6% 정도이다.

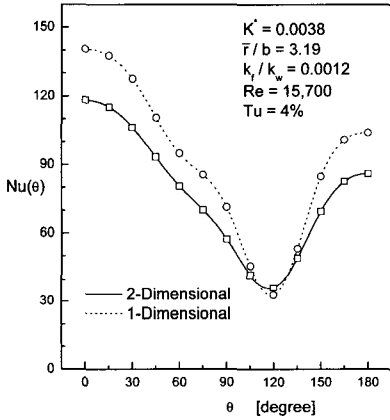
또한 Fig. 6과 Fig. 7을 비교해 보면, 박리점 부근인 최소 Nusselt 수 부근의 각도(θ)와 2차원 온도 분포에서의 최대온도의 각도가 반드시 일치하지 않음을 알 수 있다. 일반적으로 원관 표면의 열 경계조건이 균일 열유속인 경우에는 이 값들이

일치하지만, 대부분의 상용 원관들은 재질과 두께를 가지기 때문에 국소 대류열전달이 원주방향의 열전도량의 영향을 받아서 반드시 일치하지는 않는다. 그러나 작동유체가 물일 경우에는, 원주방향의 열전도의 영향이 거의 무시할 만 하기 때문에 최대 온도값과 최소 Nusselt 수의 값이 거의 일치하고 있다. 대부분의 열교환기등에 사용하는 상용 원관은 형상계수 \bar{r}/b 의 값들이 크지 않고, 특히 작동유체가 공기일 경우에는 열전도계수의 비 k_f/k_w 역시 작기 때문에 국소 열전달에 대한 실험적 연구에서 2 차원해석이 요구된다.

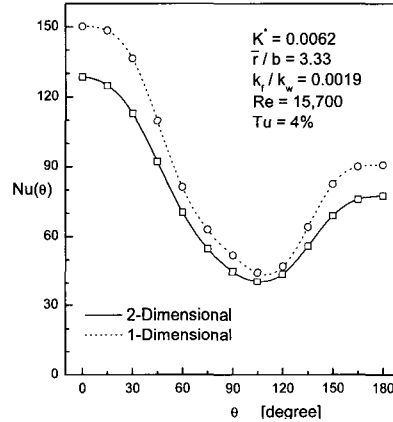
5. 결 론

유체가 원관에 직교하여 흐를 경우에, 균일한 열량이 발생하는 원관에 대하여, 원주방향의 전도 열전달이 국소 대류 열전달에 미치는 영향을 2 차원 수치 해석적인 연구로 해석하고, 1 차원 해석과 비교하였다.

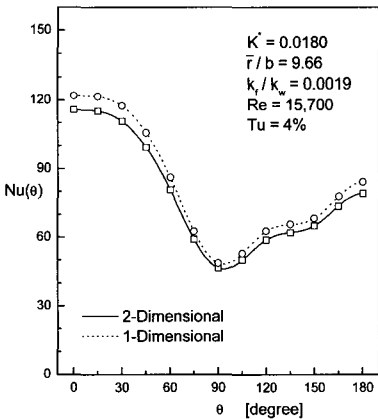
(1) 형상계수 \bar{r}/b 가 작을수록 원관 단면의 온도분포는 2 차원에 가까우며, 무차원 국소 표면온도 T^+ 는 무차원 계수 K^* 의 영향을 크게 받는다. 그리고 본 연구의 범위에서는 작동유체의 영향이



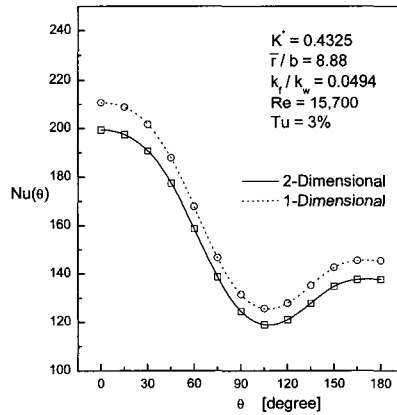
(a) Model No.1 ($K^* = 0.0038$)



(b) Model No.2 ($K^* = 0.0062$)



(c) Model No.4 ($K^* = 0.0180$)



(d) Model No.7 ($K^* = 0.4325$)

Fig. 7 Local heat transfer coefficients

뚜렷하다.

(2) 열전도계수의 비 k_f/k_w 와 형상계수 \bar{r}/b 의 값이 작아질수록 원주방향의 전도열전달의 영향을 더욱 크게 받으며, 원관 주위의 국소 Nusselt 수에 대한 1차원 해석과 2차원 해석의 차이가 더욱 커진다.

후 기

이 논문은 두뇌한국 21사업에 의하여 일부 지원되었음.

참고문헌

[1] A. M. Petrie and H. C. Simpson, "An experimental study of the sensitivity to free stream turbulence of heat transfer in wakes of cylinders in cross flow," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.15, pp. 1497-1513, 1972.

[2] W. H. Giedt, "Investigation of variation of point unit heat transfer coefficient around a cylinder normal to an air stream," *Trans. ASME*, Vol. 71, pp. 375-381, 1949.

[3] A. Zukauskas and J. ZiugZda, *Heat Transfer of a Cylinder in Cross-flow*, Hemisphere Publishing Corporation, 1985.

[4] Y. Lee, and S. G. Kakade, "Effect of peripheral wall conduction on heat transfer from a cylinder in cross flow," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 19, pp. 1031-1037, 1976.

[5] S. G. Kakade, *Effect of Peripheral Wall Conduction on Heat Transfer from a Cylinder in Cross Flow*, M.S. Thesis, University of Ottawa, 1972.

[6] Y. Lee, Y. Zeng and T. Shigechi, "Conjugated Heat Transfer of Nucleate Pool Boiling on a Horizontal Tube," *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 16, No. 3, pp. 421-428, 1990.

[7] J. W. Baughn, "Effect of circumferential wall heat conduction on boundary conditions for heat transfer in a circular tubes," *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, Vol. 100, pp. 537-539, 1978.

[8] S. M. Morcos and A. E. Bergles, "Experimental investigation of combined forced and free laminar convection in horizontal tubes," *ASME J. Heat Transfer*, pp. 212-219, 1975.

저 자 소 개



이억수 (李億守)

1964년 3월생. 1989년 부산대학교, 기계설계공학과 졸업. 1992년 동대학원, 졸업(석사). 1999년 동대학원 졸업(박사), 현재 부경대학교 기계공학부 계약교수.