

원형 실린더 주위의 공기로 국소 대류 열전달에 대한 열전도의 영향

The effect of wall heat conduction on local convection heat transfer from a cylinder in cross flow of air

이 승 홍*, 이 역 수**
S. H. Lee, E. S. Lee

Key words : Conjugation parameter K^* (무차원 계수 K^*), Local convective heat transfer(국소 대류 열전달), Circumferential wall heat conduction(원주 방향의 열전도)

Abstract

This paper considers the influence of circumferential wall heat conduction for the case of forced convection around a circular cylinder in cross flow of air. Keeping uniform heat generation from the inner surface of the cylinder in radial direction, heat is transferred by wall conduction in the circumferential direction due to the asymmetric nature of the temperature distribution of the cylinder and by convection around the perimeter of the cylinder. The wall conduction depends on conductivity of the cylinder and size of the cylinder radius and thickness and affects the local convective heat transfer rate significantly for geometrically similar surfaces and flow conditions. A non-dimensional conjugation parameter K^* ($=k_f R/k_w b$) has been used to characterize the effect of the circumferential wall heat conduction. The small values of conjugation parameter K^* are found to be associated with large effect of wall conduction on the local convective heat transfer rate.

기 호 설 명

<p>A : 열전달 면적, m^2</p> <p>b : 원형 실린더의 두께, m</p> <p>D : 원형 실린더의 외경, m</p> <p>h : 국소 열전달 계수, W/m^2K</p> <p>L : 원형 실린더의 시험구간의 길이, m</p>	<p>q'' : 국소 열유속, W/m^2</p> <p>Q : 열전달률, W</p> <p>R : 원형 실린더의 반경, m</p> <p>k : 열전도 계수, W/m^2K</p> <p>t : 온도, $^{\circ}C$</p> <p>η : 무차원 온도, $(t_w - t_{\infty})/(\sqrt{t_w - t_{\infty}})$</p> <p>U : 유속, m/s</p> <p>K^* : 복합 무차원 계수, $k_f R/k_w b$</p> <p>Nu : 국소 누셀트수</p> <p>Re : 레이놀즈 수</p>
--	--

* 정회원, 부산대학교 기계공학부

** 부산대학교 기계기술연구소

Tu : 난류강도

상첨자

- : 평균

하첨자

conv : 대류

f : 유체

in : 원형 실린더의 내부 표면

st : 전방 정체점

w : (고체)벽면

∞ : 자유유동

1. 서 론

원형실린더는 많은 공학적인 응용분야에서 가장 일반적인 형상이고, 전기저항 가열, 복사가열, 핵에너지에 의한 가열등, 일정 열유속 조건에서 원형 실린더 주위의 대류 열전달에 대해서는 많은 연구가 있었다. Zukauskas와 Ziugzda⁽¹⁾는 이들에 대한 실험과 해석적인 연구들에 사용하였던 방법들을 재검토하고 많은 중요한 결과들을 요약하였다. 여기에서 유동특성, 실린더의 형상, 표면조도, 폐쇄비 그리고 난류강도 등에 대한 많은 다른 영향들이 포함된다. 그러나 원형 실린더의 원주(θ)방향으로의 전도 열전달량이 벽면 온도분포나 국소 대류 열전달 계수에 영향을 미치는 문제에 대해서는 거의 언급이 없거나 무시할만 하다고 가정하고 있다. 그 대표적인 예로서 Giedt⁽²⁾는 공기를 이용한 높은 레이놀즈 수 70,800~219,000 범위에서 원형 실린더의 표면에 약 0.05mm의 얇은 니크롬띠를 나선형으로 감고 전기적으로 가열하여 원형 실린더 주위의 위치(θ)에 따라 표면온도와 공기온도를 측정함으로써 국소 대류 열전달 계수(h_{θ})를 계산하였는데, 그의 실험 범위 내에서 원주방향의 전도 열전달 효과는 거의 무시할만 하다고 결론지었다.

그러나 Barnett⁽³⁾는 사각형의 돌출 표면들을 가진 원관에 대한 수치 해석적인 연구에서, 원관의 두께, 열전도계수 그리고 열량공급 방법(직접 열발

생 방법과 간접 열 공급 방법)이 국소 표면온도 분포에 영향을 미침을 보여 주었다. Sigel과 Savino⁽⁴⁾는 사각채널내에 층류 내부유동을 가지는 강제대류에 대한 해석적인 연구에서 열전도 계수의 비(k_f/k_w)와 채널의 두께와 짧은 쪽 반경의 비(w/a)에 따른 무차원 계수 $K(=wk_w/ak_f)$ 를 정의 하여, 계수 K 값이 국소 표면 온도에 영향을 미침을 보였다. Morcos와 Bergles⁽⁵⁾는 혼합대류 영역에서 수평원관의 내부로 유체가 유동할 경우에 원관을 직접 가열하는 방법과 간접 가열하는 방법을 사용하여 열전달 실험을 하였는데, 그들은 원주방향과 반경방향의 열저항의 비로 표현되는 무차원 계수 $P_w(=hd_f^2/k_w t)$ 가 대류열전달에 영향을 줌을 보여주었다. Baughan⁽⁶⁾은 원관의 내부유동에서 원관의 재질과 경계조건들의 함수인 원주방향의 열전도수 N_c 가 원관 내부의 대류 열전달에 영향을 보여주었다.

Sunden⁽⁷⁾은 레이놀즈 수가 5~40 정도의 낮은 경우에, 일정한 온도를 가지고 중심에서 가열되는 원형실린더를 대상으로 하여 수치 해석적 방법으로 연구하여, 실린더(고체) 물질과 유체의 열전도 계수의 비(k/k_f)가 실린더 내부나 주위로의 열전달에 크게 영향을 미침을 밝혔다. Lee와 Kakade⁽⁸⁾의 실험적 연구에서도 원관을 직접 전기저항으로 가열하여 국소 대류 열전달에 영향을 미치는 원주방향의 열전달에 관한 문제를 실린더의 두께(b), 반경(R) 그리고 유체와 원관의 열전도계수의 비(k_f/k)에 따른 무차원 계수 ($K^*=k_f R/kb$)로 평가하였다. 그들은 K^* 의 값에 따라 국소 대류 열전달 계수의 분포가 다를 수 있다고 보고하였다. 그러나 원관을 이용한 대부분의 열교환기들은 원관에서 열이 직접 발생되지 않고, 원관의 벽면을 통하여 전도와 원관 표면에서 대류열전달이 복합적으로(conjugated) 일어난다.

본 연구에서는 원형 실린더의 내부(R_{in})에 간접 가열방식으로 일정 열유속(uniform heat flux)를 공급할 경우에, 원형 실린더 주위에서 공기가 수직방향(cross flow)으로 유동할 경우의 강제대류 열전달 실험을 수행함으로써, 원주방향의 전도 열전달이 국소 대류 열전달에 미치는 영향을 연구해 보고자 한다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험모델과 실험방법

본 연구에서 사용한 풍동은 개회로 노즐형 흡입식으로 실험구간이 투명한 아크릴로 되어 있으며, 단면적의 크기가 400×400mm이고 길이가 1,000mm이다. 풍동내의 공기유속은 송풍기 뒤에 설치된 나비형태(butterfly type)의 유량조절 밸브의 개도와 교류전동기의 주파수 변환기를 사용하여 조절할 수 있다. 실험구간 속도장은 Calibrator에 의해서 보정된 I-Probe를 통하여 CTA형의 열선 유속계와 Data-6000 범용 파형분석기 그리고 GPIB 카드가 내장된 PC로 실험구간의 단면을 51지점으로 나누어 측정하였으며, 난류강도는 실험구간의 스크린 수와 사이즈 그리고 속도에 의해서 변화될 수 있으나 3% 이내이다. 속도는 피토티 튜브와 마이크로 마노미터로 측정되었다.

대류 열전달 실험모델은 동일한 직경에 두께와 재질이 다른 4개의 원형 실린더가 사용된다(Table 1 참조). 각각의 실험모델들은 내부에 위치한 스테

인레스 스틸장 박판(0.03mm)을 직접 전기 저항체로 가열하여 내부에 일정한 열유속을 공급한다. 그리고 모든 직경이 38.1mm로 풍동의 실험구간에서 일정한 폐쇄비(blockage=0.095)를 유지함으로써 원형실린더 주위의 유동조건이 동일하게 유지된다.

온도 측정을 위해서 실험모델들의 중심에서 위쪽 반은 30° 간격으로, 대칭성을 확인하기 위하여

Table 1 Size of heating test cylinders

No.	Material	O.D. (mm)	b (mm)	K*
1	Brass (70Cu, 30Zn)	38.1	1	0.0045
2	Stainless Steel 304	38.1	1.5	0.0236
3	Stainless Steel 304	38.1	1.0	0.0354
4	Stainless Steel 304	38.1 </td <td>0.7</td> <td>0.0506</td>	0.7	0.0506

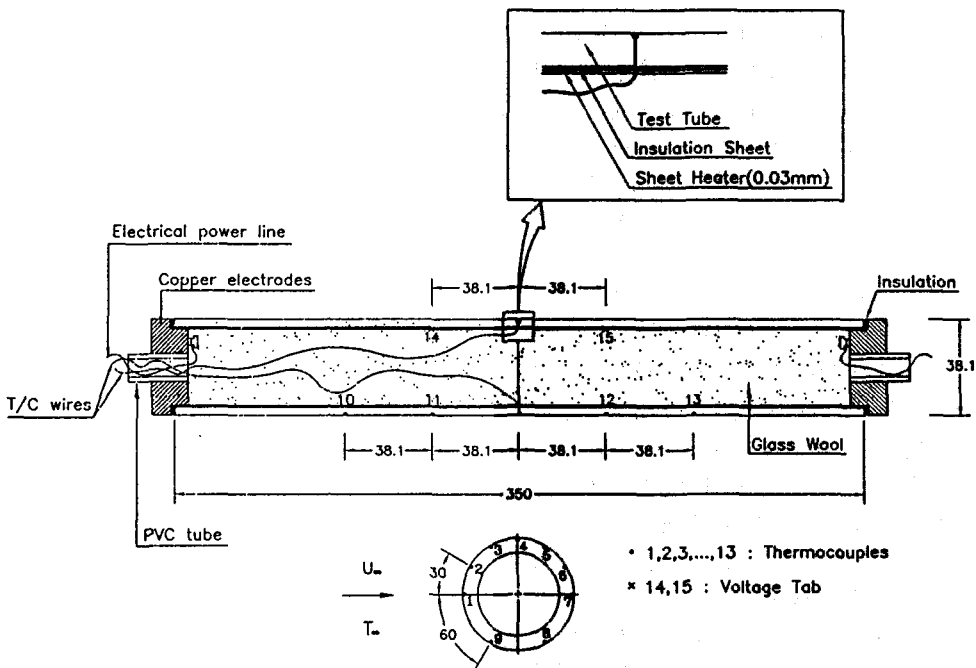


Fig.1 Details of test model and the detailed location of thermocouples

아래쪽 반은 60° 간격으로 T(copper-constantan, 36gage) 형태의 열전대 7개를 원형 실린더 중심부의 한 단면에서 표면에 원주방향으로 심고 중심에서 좌우로 각각 38.1mm와 76.2mm 위치에 4개의 열전대를 심어서 축 방향으로 열전도 손실을 평가하였다(Fig.1 참조). 축방향의 열전도에 의한 손실은 공급열량(≈1,300W/m²)의 2% 이내이고, 원주방향의 전도 열전달에 비하여 거의 무시할 만하였다. 공급열량의 측정은 원형 실린더의 중심에서 좌우 38.1mm씩, 즉 76.2mm의 간격에서 2개의 구리선을 사용하여 1.0×10⁻⁵ Volt까지 측정이 가능한 전압계(digital milli-voltmeter)와 전류계를 사용하여 실험모델에서 직접 측정한다. 실험은 유량조절 밸브와 주파수 변환기를 이용하여 공기의 속도를 맞춘 후, 실험모델의 공급열량을 일정하게 조정하여 정상상태에서 실험을 수행하고, 실린더의 축을 중심으로 모델을 15° 회전시켜서 다시 정상상태의 실험을 한다. 공기의 온도(T_∞)와 실험모델의 원주방향과 축 방향의 13개의 표면온도들은 32개의 지점을 동시에 0.01℃의 분해능으로 측정할 수 있는 온도 측정장치(Digistrip 4SPLUS, Kaye, 32 isolated status input)로서 측정하고 PC를 통해서 저장된다. 측정온도의 최대오차는 ±0.2℃ 정도이다.

모든 실험은 8,000~34,000의 레이놀즈 수 범위와 난류강도가 3% 이내에서 수행되었다. 동일한 레이놀즈 수의 실험에서 4개의 모델들은 같은 열량을 공급했으며 반복실험을 함으로서 실험의 재현성을 확인하였다.

2.2 1차원해석

1차원 정상상태 에너지 보존식을 Fig.2의 모델에 사용하여 보자. 그림에서 원형 실린더의 길이 방향으로는 단위 길이를 기준으로 생각하고, 반경이 R이고 두께가 b인 이상적인 실험모델에서, 빗금친 부분에 대해서 에너지 보존법칙을 적용하면 다음과 같다. Q₁(θ), Q₂(θ)는 고체(원형 실린더)의 벽면을 통하여 일어나는 전도 열전달율이다.

$$Q_1 + Q_{in} = Q_2 + Q_{conv} \quad (1)$$

b : Thickness of test tube wall[m]

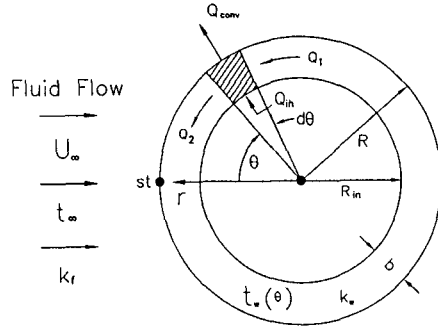


Fig.2 Idealized one-dimensional test model

- R : Outside radius[m]
- t_w(θ) : Wall temperature[℃]
- Q₁, Q₂ : Conduction heat transfer[W]
- Q_{conv} : Convection heat transfer[W]
- Q_{in} : Heat transfer from inside to control volume[W]

여기서 복사손실은 무시할 수 있다고 가정한다. 식 (1)을 1차원 미분방정식의 형태로 표시하면 전도 열전달은 Q₁, Q₂는 다음과 같이 표시할 수 있으므로 식 (2)를 얻을 수 있다.

$$\frac{d^2 t_w}{d\theta^2} - \frac{q''(\theta)R^2}{k_w b} + \frac{q''_{in}R(R-b)}{k_w b} = 0 \quad (2)$$

식 (2)에서 t_w 대신에 무차원 온도 η를 정의하여 도입하면 다음과 같이 표현할 수 있을 것이다.

$$\frac{d^2 \eta}{d\theta^2} - \frac{K^*}{2} \overline{Nu} \left[\frac{q''(\theta)}{q''} - 1 \right] = 0 \quad (3)$$

$$\eta = \frac{t_w - t_{\infty}}{t_w - t_{\infty}}, \quad K^* = \frac{k_f R}{k_w b},$$

$$\overline{q''} = \overline{h}(t_w - t_{\infty}), \quad \overline{Nu} = \frac{\overline{h}D}{k_f}$$

미분 방정식 (3)은 둘째 항의 계수항에 해당하는 1/2 K* \overline{Nu} 값과 [] 내지 원관 표면에서 대류 열전달율의 분포가 무차원 온도 분포(η)를 결정함을 의미한다. 또한, 무차원 온도 분포(η)와 이 계수항의 값이 주어진 경우에는 원관의 표면에서 대류 열전달을 q''_{conv}(θ)을 식 (3)에 의하여

결정할 수 있다는 뜻이기도 하다. 무차원 계수 K^* 는 원주방향의 열전도의 효과를 나타내는 중요한 무차원 계수이다. 국소 온도분포는 무차원 계수 K^* 의 영향을 받는 함수임을 알 수 있다. 대류 열전달을 $q''_{conv}(\theta)$ 는 K^* 값의 영향을 받는 함수임을 뜻하고 있다. 극단적인 두가지 경우, 즉 $K^* = \infty$ 는 원형실린더 표면의 경계조건이 일정 열유속인 경우이고, $K^* = 0$ 인 경우는 원형 실린더 표면의 경계조건이 일정 표면온도인 경우가 될 수 있다. 일반적으로 식 (2)와 식 (3)에서 $\eta(\theta)$ 혹은 $T_w(\theta)$ 를 알면 국소 대류 열전달을 $q''_{conv}(\theta)$ 를 알 수 있다. 원주방향의 열전도를 고려한 국소 대류 열전달을 $q''_{conv}(\theta)$ 는 식 (2)를 다시 쓰면 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$q''_{conv}(\theta) = \frac{k_w b}{R^2} \frac{d^2 t_w}{d\theta^2} + q''_{in} \frac{(R-b)}{R} \quad (4)$$

여기서 $d^2 t_w / d\theta^2$ 의 값은 Fig.3과 같은 원주방향의 온도분포에 대한 측정실험 데이터들을 곡선(Smooth Curve)으로 추정될 수 있을 것이다. 이와 같이 측정된 실험 자료를 활용하여 $q''_{conv}(\theta)$ 값을 평가할 수 있을 것이다. 만일 식 (4)에서 우변의 첫항 혹은 원주방향의 열전도를 무시할 수 있을 경우는, q''_{in} 값이 일정할 경우에 식 (4)에서 우변 첫항을 무시하면 국소 대류열전달 q''_{conv} 는 일정하다고 가정할 수 있다.

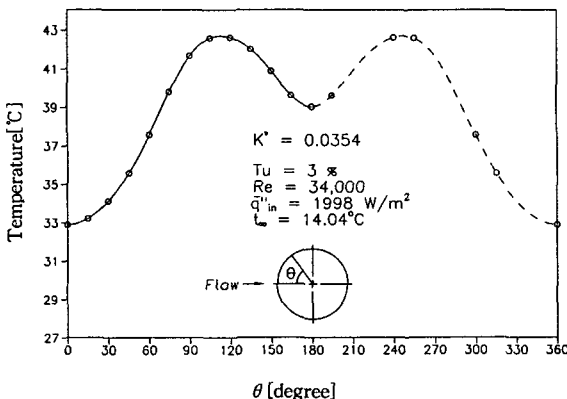


Fig.3 A typical circumferential temperature distribution

$$q''_{conv} = q''_{in} \frac{(R-b)}{R} = \text{Constant} \quad (5)$$

q''_{conv} 값이 일정할 경우 혹은 q''_{conv} 값을 알고 있을 경우에 국소 대류 열전달계수 $h(\theta)$ 는 $t_w(\theta)$ 온도분포를 알면 다음과 같이 평가할 수 있게 된다.

$$h = \frac{q''_{conv}(\theta)}{t_w(\theta) - t_\infty} \quad (6)$$

또한 국소 대류열전달 계수 (6)식으로부터 국소 Nusselt 수가 정의될 수 있다.

$$Nu = \frac{hD}{k_f} \quad (7)$$

3. 결과 및 분석

3.1 온도 분포와 대류 열전달

일반적으로 원형 실린더 외부의 대류 경계조건을 간단하게 (i) 등온 (constant temperature) 상태의 경계조건에서 열전달 혹은 (ii) 균일 열유속 (uniform heat flux) 경계조건에서 열전달 등으로 가정하였다. 그러나 실제 실험을 통하여 측정하면, 원형 실린더 주위의 실제 대류 열전달 현상은 등온 혹은 균일 열유속 경계조건이 일어나지 아니하

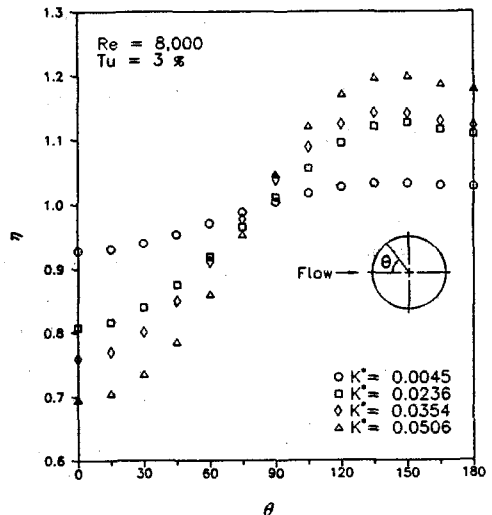


Fig.4 Non-dimensional circumferential wall temperature distribution

며, Fig.3과 비슷한 표면온도의 분포가 일반적인 예의 하나이다. 그림에서 보는 것처럼 원형 실린더의 상부와 하부의 표면온도의 분포가 거의 대칭임을 보여준다.

Fig.4는 무차원 온도 η 와 각도 θ 와의 관계를 보여주고 있다. 그림에서 무차원 계수 K^* 값의 효과를 분명히 보여주고 있는데, 본 연구범위에서 무차원 온도의 최소값은 항상 $\theta=0^\circ$ 이지만 최대값은 105° 와 150° 사이에서 원주방향의 열전도(혹은 K^* 값)의 영향을 크게 받는다. 무차원 계수 K^* 값이 작아질수록, 원주 방향의 전도량이 증가하여 무차원 온도 η 곡선의 변화가 완만해짐을 볼 수 있고, 무차원 계수 K^* 값이 커질수록 원주방향으로 열전도의 감소와 함께 무차원 온도 η 의 변화가 커짐을 볼 수 있다.

Fig.5는 원형 실린더 내부에서 공급열량 q''_{in} 은 일정 열유속을 유지하여 대류 열전달 측정실험을 수행한 후, Fig.3과 같이 측정된 실험 자료를 기초로 1차원 해석을 수행하고 식 (4)를 사용하여 평가·분석하면, 원형실린더 외부에서 유체로 전달되는 대류 열전달율 $q''_{conv}(\theta)$ 는 원형실린더 표면의 위치(θ)에 따라서 그림과 같이 불균일하게 분포함을 확인할 수 있다.

무차원 계수 K^* 값이 작을수록, 국소 대류 열전달율 $q''_{conv}(\theta)$ 의 위치(θ)에 따른 분포는 더욱

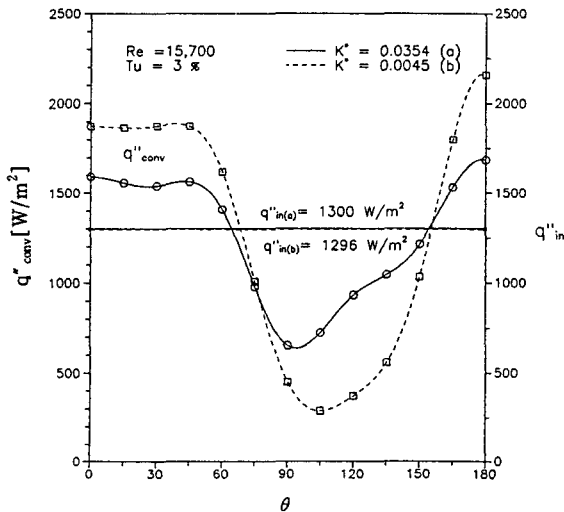


Fig.5 Local convective heat flux from surface

심하게 변화함을 알 수 있다. K^* 값의 영향은 대류 열전달율이 낮은 박리점 부근과 대류 열전달율이 높은 전방 정체점과 후방 정체점 근처에서 뚜렷하게 나타난다.

3.2 전도 열전달이 대류 열전달에 미치는 영향

대류 열전달에 미치는 전도 열전달의 영향을 알아보기 위하여, Fig.2에서 실험모델의 빗금친 단면

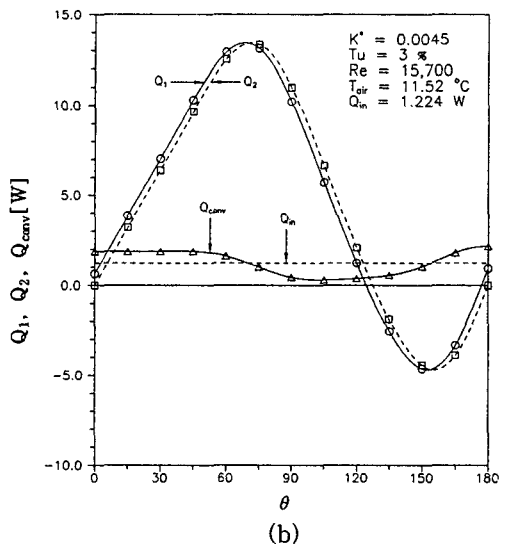
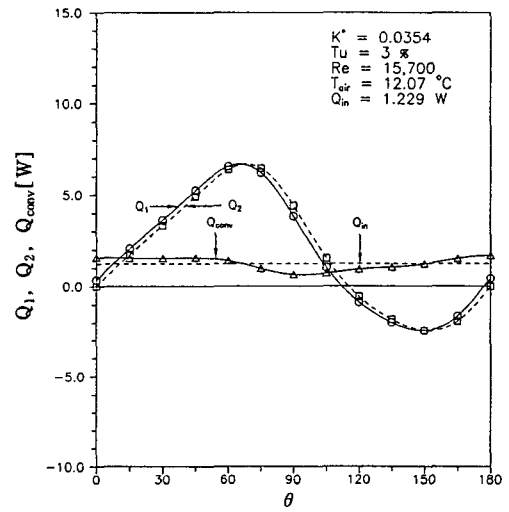


Fig.6 Local distribution of circumferential wall heat conduction vs. convection heat transfer rate for square control volume

이 정사각형에 가까운 검사체적을 고려하여 보자. 즉 $R\Delta\theta \approx b$ 가 되도록 $\Delta\theta$ 의 크기를 정한다. 검사체적의 내부에서 전달되는 Q_{in} 과 전도 열전달을 Q_1, Q_2 및 원형 실린더의 외부로 전달되는 대류 열전달을 Q_{conv} 값의 상대적인 크기를 Fig.6(a), (b)에서 보여준다. 전도 열전달을 Q_1, Q_2 값이 매우 큼을 확인할 수 있으며, 원주방향의 위치(θ)에 따라서 크게 변화하고, 전도열전달을 Q_1, Q_2 의 열전달 방향이 Fig.6(a)에서 θ 가 대략 115° 보다 작을 경우에는 전방정체점 쪽으로(반시계방향) 흐르고 대략 115° 보다 클 경우에는 후방정체점 쪽(시계방향)으로 열전달이 있음을 알 수 있다. 전도 열전달을 Q_1, Q_2 값의 크기가 대략 $0^\circ \sim 65^\circ$ 와 $150^\circ \sim 180^\circ$ 사이에서는 Q_1 값이 Q_2 값보다 상대적으로 큼을 알 수 있고, $65^\circ \sim 150^\circ$ 사이에서는 Q_2 값이 Q_1 값보다 큼을 알 수 있다. 즉 Q_1 값이 Q_2 값보다 상대적으로 큰 구간에서 국소 대류열전달을 Q_{conv} 값이 평균값 (Q_{in})보다 큼을 확인할 수 있다.

식 (1)에서 전도 열전달이 대류 열전달에 미치는 영향을 평가하기 위하여, 평균값(Q_{in})을 사용하여 다음과 같이 무차원 식 (8)을 정의하여 분석한 결과를 Fig.7에서 보여주고 있다.

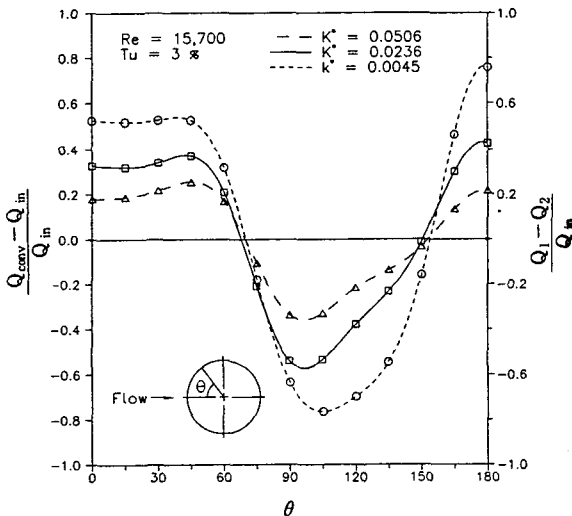


Fig.7 Effect of wall conduction on convection heat transfer

$$\frac{Q_{conv} - Q_{in}}{Q_{in}} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_{in}} \quad (8)$$

무차원 계수 K^* 값이 작을수록, 전도 열전달을 Q_1, Q_2 값의 위치(θ)별 분포에서 변화의 폭이 커지고(Fig.6 참조), K^* 값이 다른 경우에 대류 열전달을 Q_{conv} 에 미치는 열전도의 영향은 전·후방 정체점 부근과 최소 대류 열전달 영역에서 K^* 값에 따라서 서로 차이가 크게 나타남을 확인시켜 주고 있다.

3.3 국소 대류 열전달 계수의 비교

Fig.8은 고체 벽면의 원주방향의 열전도를 고려한 경우(식 4)와 열전도를 무시한 경우(식 5)의 국소 열전달 계수(식 6)를 비교하여 보여주고 있다. 원주방향의 열전도를 고려한 경우는, 국소 대류열전달에 전도열전달이 영향을 줌으로써 국소 열전달 계수의 변화가 크게됨을 알 수 있다. 원주방향으로 전도열전달을 고려하지 않을 경우와 비교하여 보면, 원주방향의 열전도가 커질수록(혹은 K^* 값이 작아질수록) 두 가지 경우(식 4, 식 5)의 차이는 커진다. 이것은 국소 열전달 계수의 평가에서는 원주방향의 열전도의 평가가 필수적임을 보여준다.

Fig.9는 Reynolds 수가 15,700의 경우에, 무차원 계수 K^* 값이 다를 경우에 국소와 평균 Nusselt 수의 변화를 보여주고 있다. 원형실린더 표면에 따른 국소 Nusselt 수의 변화가 원형실린더의 후반부에서 K^* 값이 작아짐(원주방향의 열전도가 증가함)에 따라 빠르게 증가함을 볼 수 있고 변화가 커짐을 알 수 있다. 그리고 이러한 경향은 Fig.10에서 레이놀즈 수가 34,000의 경우에서도 무차원 계수 K^* 에 민감함을 볼 수 있다. 이것은 원형실린더의 전면부(on the front)에서 열경계층의 성장의 차이와 경계층이 박리(separation)되고 난 후에 후반부(on the back)의 재순환 유동내의 온도의 차이에 기인한 것으로 보여진다. 평균 열전달 계수는 본 연구의 범위에서는 K^* 값이 커짐에 따라서 약간 증가하는 경향을 보여주고 있으나 그 차이는 10% 이내이다.

Fig.10은 레이놀즈 수 34,000에서 국소 열전달 계수를 이전의 연구자들과 비교한 그림이다. 이 분

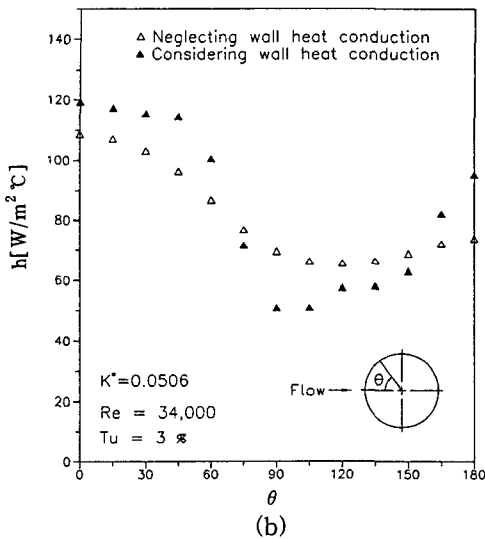
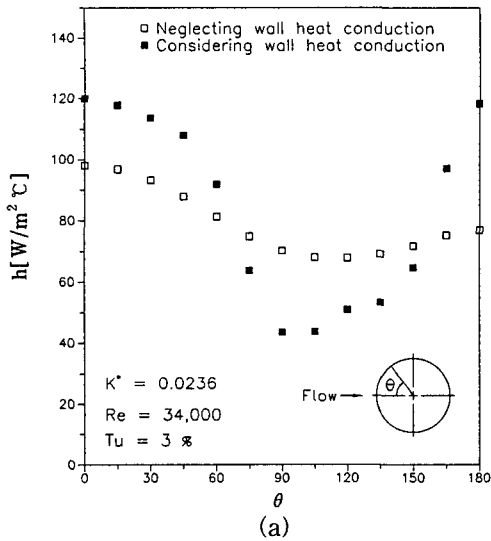


Fig.8 Local heat transfer coefficients

야에 있는 많은 연구자들이 무차원 계수 K^* 를 계산하는데 필요한 정보를 구체화하지 않았고, 원형 실린더 표면의 경계조건을 균일 열유속이나 등온 조건으로 가정을 하였으므로 본 연구와 많은 비교는 이루어지지 않았다. Kraabel 등⁽¹⁰⁾은 48.17mm의 직경에 두께가 5mm이고 재질이 구리인 실린더를 실험모델로 등온표면($K^*=0$)을 가지는 원형실린더의 국소 열전달 계수를 국소 열유속 센서를 이용하여 측정하였으며, 작은 난류강도($Tu=0.4$)에서 실

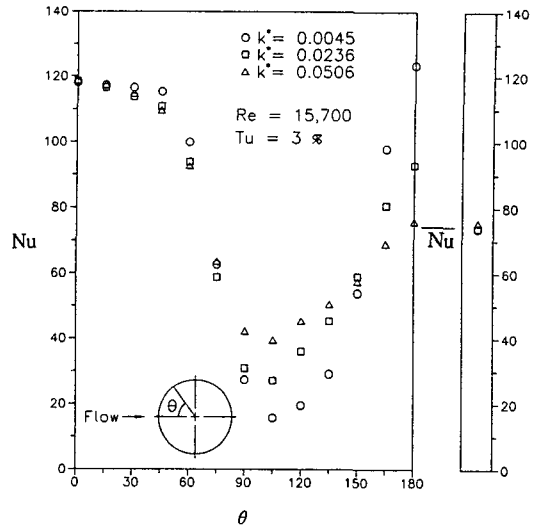


Fig.9 Local and average heat transfer coefficients

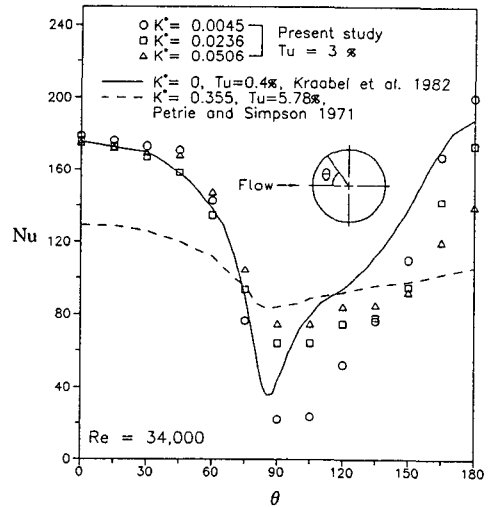


Fig.10 Local heat transfer coefficients

험하였다. 그리고 Petrie와 Simpson⁽¹¹⁾은 19.1mm 직경의 원형 실린더에 스테인레스 스틸 박판(0.05mm)을 감아서 저항 가열하는 방법으로 일정 열유속 조건으로 가정하여 국소 열전달 계수를 구하였으며, 난류강도는 5.78%이고 무차원 계수 K^* 는 355×10^{-3} 으로 평가되었다. 이들의 연구에서도 국소 열전달 계수(Nu)의 분포는 원형실린더의 직경, 난류강도 그리고 다른 요소들의 영향으로 조금 차이는 있으나 무차원 계수 K^* 값에 따라서 전체적으

로는 유사한 경향을 보여주고 있다.

4. 결 론

원형 실린더 주위에서 수직방향(cross flow)으로 공기가 유동할 경우에 강제대류 열전달 실험을 수행함으로써, 원주(θ)방향의 전도 열전달이 국소 대류 열전달에 미치는 영향을 연구하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 전도-대류 열전달이 동시에 일어날 경우에, 무차원 계수 K^* ($=k_f R/k_w b$) 값이 작을수록, 원형 실린더의 원주방향으로 전도 열전달율은 더욱 크게 증가되어 최대값과 최저값이 더욱 증폭되고 국소 표면온도 분포의 변화가 작아지며, 원형 실린더 주위의 국소 대류 열전달율과 국소 대류 열전달 계수는 더욱 크게 영향을 받고 있음을 발견하였다.

2) 원주방향의 열전달을 무시한 경우와 원주방향의 열전달을 고려한 경우를 비교하면, 국소 열전달 계수의 차이가 상당히 존재한다. 그리고 그 차이는 원주방향의 열전도가 증가(무차원 계수 K^* 값이 작아짐)할수록 커진다.

3) 원주방향의 전도 열전달이 증가하면(무차원 계수 K^* 값이 작아지면) 국소 열전달 계수의 변화는 커지고, 특히 후류 영역에서 뚜렷이 나타난다.

참 고 문 헌

1. Zukauskas, A. and ZiugZda, J., 1985, Heat Transfer of a Cylinder in Cross-flow, Hemisphere Publishing Corporation.
2. Giedt, W. H., 1949, "Investigation of variation of point unit heat transfer coefficient around a cylinder normal to an air stream", Trans. Am. Soc. Mech. Engrs Vol. 71, pp. 375~381.
3. Barnett, P. G., 1972, "The influence of wall thickness, thermal conductivity and method of heat input on the heat transfer performance of some ribbed surfaces", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 15, pp. 1159~1169.
4. Siegel, R. and Savino, J. M., 1965, "An analytical solution of the effects of peripheral wall conduction on laminar forced convection in rectangular channels", Trans. ASME, J. Heat Transfer, Vol 87, No. 1, pp. 59~66.
5. Morcos, S. M. and Bergles, A. E., 1975, "Experimental investigation of combined forced and free laminar convection in horizontal tubes", ASME J. of Heat Transfer, May, pp. 212~219.
6. Baughn, J. W., 1978, "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.
7. Sunden, B., 1980, "Conjugated heat transfer from circular cylinders in low Reynolds number flow", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol 23, pp. 1359~1367.
8. Lee, Y. and Kakade, S. G., 1976, "Effect of peripheral wall conduction on heat transfer from a cylinder in cross flow", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 19, pp. 1031~1037.
9. Reynolds, W. C., 1963, "Effect of wall heat conduction on convection in a circular tube with arbitrary circumferential heat input", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 6, p. 925.
10. Kraabel, J. S., McKillop, A. A. and Baughn, J. W., 1982, "Heat transfer to air from a yawed cylinder", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 25, pp. 409~418.
11. Petrie, A. M. and Simpson, H. C., 1972, "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.