

## 원형 실린더 후류 영역의 국소 열전달 특성

장 병 훈<sup>†</sup>

시립인천전문대학 컴퓨터응용기계설계과  
(2004년 7월 30일 접수, 2005년 1월 13일 채택)

## Local Heat Transfer Characteristics in the Wake Region of a Circular Cylinder

Byong Hoon Chang<sup>†</sup>

Department of Computer Aided Mechanical Design, Incheon City College, Incheon 402-750, Korea  
(Received 30 July 2004, Accepted 13 January 2005)

### 요 약

본 논문에서는 실린더 후류 영역의 열전달 특성에 대한 실험결과를 보고하였다. 정체점( $\theta=0^\circ$ )으로부터 실린더 뒷면( $\theta=180^\circ$ )까지 국소 열전달을 측정하였으며, 축 방향에 대한 누셀트 수의 변화도 조사하였다. 덕트 중앙에 비하여 덕트 벽면근처의 후류영역 열전달계수는 58% 정도 높게 측정되었으며, 종횡비와 열전달 경계조건의 영향도 조사하였다.

**주제어:** 실린더, 교차유동, 후류영역, 열전달 경계조건

**Abstract** — This paper reports the experimental study of the heat transfer characteristics of the wake region behind a cylinder in cross flow. Local heat transfer coefficient was measured from the stagnation point ( $\theta=0^\circ$ ) to  $180^\circ$ , and the variation of Nu in the axial direction along the cylinder was also studied. The results show that the heat transfer rate at the rear ( $\theta=180^\circ$ ) near the duct wall can increase as much as 58% over the 2 dimensional value at the center of the duct. The heat transfer profiles in the wake region also show distinct effects of the aspect ratio and the heat transfer boundary condition.

**Key words:** Cylinder, Cross-flow, Wake region, Heat transfer boundary condition

### 1. 서 론

열, 식품 및 화학공업, 공기조화기, 전기 전도체 등에 관련되는 원형 실린더 주위의 유동 및 열전달 분포에 대해서는 많은 연구가 이루어졌다. 관군(banks of tubes)의 경우에도 첫 번째 열의 튜브주위의 유동 및 열전달은 한 개의 튜브의 경우와 비슷하며, 열교환기의 설계에는 하나의 실린더에 대하여 원주방향과 축 방향으로 열전달

분포의 자세한 정보가 요구된다. 실린더 주위의 열전달에 영향을 미치는 주요 변수들은 Reynolds 수와 Prandtl 수이나, 유동장의 난류강도(turbulence intensity), 채널 차단비(blockage ratio) 또한 많은 영향을 미칠 수 있다. Morgan<sup>[1]</sup>과 Zukauskas<sup>[2]</sup>는 유동장의 난류강도와 채널 차단비에 대하여 많은 연구자들의 결과를 조사하였다. 채널 차단비의 증가는 후류 영역의 유동형태를 변화시키고, 차단비가 0.6 이상인 경우에는 실린더 후면 보텍스 유동이 주기적에서 비주기적으로 바뀌었다<sup>[2]</sup>. 또한 항력계수가 증가되며,  $120^\circ$  부근에 열전달의 제2차 최소점도 관찰되었다<sup>[3]</sup>. Anagnostopoulos *et al.*<sup>[4]</sup>은 유한요소법을 사용하여 채널의 차단비가 0.05에서 0.25로 증가할 때 평균항력이 20% 정도 증가하는 것을 조사하였으나

<sup>†</sup>To whom correspondence should be addressed.  
Department of Computer Aided Mechanical Design,  
Incheon City College, Incheon 402-750, Korea  
Tel: 032-760-8693  
E-mail: bhchang@icc.ac.kr

Reynolds 수는 106으로 국한되었다. West와 Apelt<sup>15</sup>는 채널 차단비와 종횡비가 압력분포와 보텍스 주기에 미치는 영향을 조사하였다. Reynolds 수가  $6 \times 10^4$ 인 경우 채널 차단비가 6%에서 12%로 증가될 때 항력계수가 5% 정도 증가되었다. 일정한 차단비에서 종횡비의 변화<sup>16,10</sup>는 Strouhal 수에 영향을 주지 않았으나, 종횡비가 증가함에 따라 실린더의 항력계수는 감소하였고 채널 차단비의 감소와 같은 영향을 주었다. Reynolds 수 증가와 마찬가지로 유동장의 난류강도 또한 층류-난류 경계층 천이점과 난류 열 경계층의 형성에 영향을 주어 실린더 주위의 열전달에 많은 영향을 미친다<sup>21</sup>. Sanitjai와 Goldstein<sup>16</sup>은 나프탈린방법을 사용하고, 난류강도를 0.2%에서 23.7%까지 조절하여 물질 전달률에 대한 영향을 조사하였다. Reynolds 수가 30000 정도 일 때, 난류강도가 0.3%에서 3.9%로 증가되면 평균 Sherwood 수의 증가는 5%이나, 난류강도가 23.7%로 증가하였을 때 평균 Sherwood 수는 41% 증가하였다. 경계층 박리 후의 영역에는 난류강도가 6% 이상인 경우에만 물질전달에 대한 영향이 크게 나타났다. Quarmby와 Al-Fakhri<sup>17</sup>는 종횡비가 실린더의 평균 열전달에 미치는 영향을 조사하였으나, 실린더가 철사줄에 매달려 있고 덕트벽면과 실린더 끝부분 사이에 공간이 있는 다른 문제이다. Goldstein과 Kami<sup>18</sup>는 나프탈린 방법을 사용하여 실린더 주위의 물질전달 분포를 측 방향에 대하여 조사하였다. Goldstein과 Kami<sup>18</sup>의 실험은 벽면과 실린더 끝 부분 사이에 공간이 없어 실린더가 벽면에 부착된 경우와 같으며, 정체점으로부터 85°의 지점에서는 덕트벽면 근처의 국소 물질 전달률이 실린더 중앙에 비해 700% 높게 측정되었다. 실린더 후류영역의 국소 열전달 계수는 열경계 조건에서도 영향을 받는다. Baughn과 Sanier<sup>19</sup>은 Reynolds 수가 34000일 때 정체점에서 150°까지, Papell<sup>10</sup>은 여러 Reynolds 수에 대하여 정체점에서부터 100°까지의 열전달 분포를 실린더 표면의 경계조건이 일정한 열유속인 경우와, 일정한 온도인 경우에 대하여 조사하였다. Goldstein과 Kami<sup>18</sup>는 덕트 벽면의 영향을 조사하였으나 종횡비에 대한 조사는 없었으며, 일부 연구자는 서로 다른 열경계조건에서의 실린더 주위의 국소 열전달분포를 잘못 비교하는 경우도 볼 수 있다. 본 실험에서 채널 차단비는 8.6%, 난류강도는 0.5% 이하였으며, 벽면의 영향 외에 그 영향에 상반될 수 있는 덕트의 종횡비( $6 \leq AR \leq 12$ ), 그리고 열경계조건이 실린더 후류 영역의 열전달 분포에 미치는 영향을 조사하였다.

## 2. 실험장치

본 연구에서 사용된 풍동의 개략도는 Fig. 1에 나타

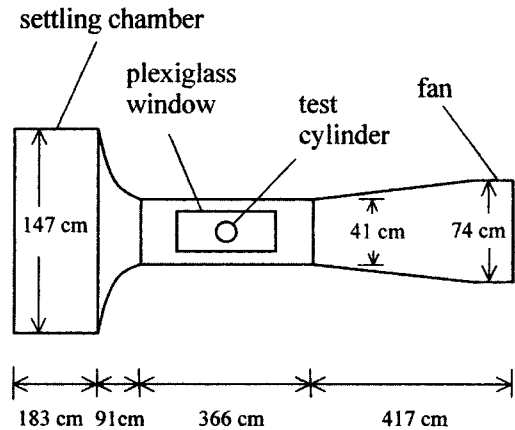


Fig. 1. Schematic diagram of wind tunnel (not scaled).

내었다. 입구와 실험구역의 치수는 각각  $152 \text{ cm} \times 159 \text{ cm}$ ,  $40.6 \text{ cm} \times 39.4 \text{ cm}$ 이며 단면 축소비는 15.1이다. 입구영역에는 스크린이 설치되어 균일한 속도분포가 유지되었고, Howden-Buffalo Fan의 속도는 Magnetek GPD 속도 제어기로 조절되었다. 실험구역의 길이는 3.66 m이며 풍동의 전체길이는 10.6 m이다. 풍동내의 유속은 피토판과 경사 마노미터판을 사용하여 측정하였다. 시험 실린더의 길이는 20 cm이고, 실린더 벽은 2.75 mm 두께의 구리이며, 외부 직경은 3.395 cm이다. 실린더 양끝에는 같은 크기의 절연 실린더가 연결되었고 실린더 내부 표면에는 75 W, 12 Ω의 Inconel/Kapton foil 히터가 부착되어 있다. 실린더 외부 표면 중앙에는 폭이 6.35 mm, 길이가 15.9 mm인 RDF microfoil 열유속 센서가 부착되어 있다. 열유속센서는  $2.54 \times 10^{-2} \text{ mm}$  두께의 3개의 Kapton층과, Kapton 중간층 양면에 부착되어 있는 thermopile로 구성되어 있으며, 열유속센서에서는 열유속과 비례하는 전압이 측정된다. 열전대는 실린더 표면에서  $6.35 \times 10^{-2} \text{ mm}$  아래에 있으므로 1차원 열전도해석에서 실린더의 실제 표면온도를 구하였다. 열유속센서에서 측정된 열유속과, 수정된 실린더 표면온도를 사용하여 다음과 같이 Nusselt 수를 계산하였다.

$$Nu = \frac{\Delta V_D}{(T_w - T_a)k} \quad (1)$$

위의 식에서 K는 열유속계의 보정계수이며  $0.408 \text{ } \mu\text{V}/(\text{Btu}/\text{ft}^2 \text{ hr})$ 의 값이 사용되었다.  $\Delta V$ 는 풍동의 팬과 히터가 가동되고 정상상태에 도달한 후 측정된 열유속센서의 전압과, 데이터처리시스템만 켜진 후 측정된 미량의 전압의 차이를 나타낸다. 주류온도는 T type 열전대로

측정되었고, Strawberry Tree Connection Mini-16 시스템이 실험 데이터 처리에 사용되었다. 시험 실린더는 원주방향과 축 방향으로 이동이 가능하여 덕트 벽면으로부터 어느 장소에서도 실린더 주위의 열전달 데이터를 측정할 수 있다. 종횡비의 영향을 조사하기 위해서는 날카로운 전연(leading edge)을 가진 플레이트가 풍동내부에 삽입되었다.

실험을 시작하기 전에는 데이터처리시스템만 켜진 상태에서 잔류 전압이 측정되었으며, 풍동의 팬이 가동된 후 실린더 표면과 주류온도의 차이가 10°C 정도 되도록 히터를 조절하였다. 정상상태가 도달된 후 데이터처리시스템의 출력이 기록되었고, 시험 실린더는 정체점으로부터 10° 간격으로 회전시켰으며, 층류경계층 박리 영역에서는 박리점을 정확히 조사하기 위해 2.5° 간격으로 데이터를 측정하였다. 유체성질 변화에 의한 영향을 일정하고 작게 하기 위하여 벽면과 주류온도의 차이는 모든 실험에서 10°C 정도로 유지하였으며, 실린더 표면의 경계조건은 등온이다. 본 실험에서 원주방향의 실린더 표면온도와 평균 표면온도의 최대 편차는  $(T_w - T_s)$ 의 1.2% 정도였으며, 주류온도와 주류 평균온도의 최대 편차는  $(T_w - T_s)$ 의 0.6%로 나타났다. 실험 Nusselt 수는 2초 간격으로 50초 이상 측정된 값의 평균 값이며, 25초 동안의 평균 Nusselt 수와 75초 동안의 평균 Nusselt 수의 차이는 1.5% 이내였다. 실린더 후류 영역에서 측정된 국소 Nusselt 수는 일반적으로 3% 이내로 반복될 수 있었다.

### 3. 결과 및 토론

덕트 중앙에서 측정된 실험 Nusselt 수를 정체점( $\theta=0^\circ$ )부터 후류 영역까지 여러 Reynolds 수에 대하여 Fig. 2에 나타내었다. 종횡비는 12이며, 각 위치에 대한 열전달의 분포는 모든 Reynolds 수에 대하여 비슷한 형태를 가지고 있다. 다른 연구자<sup>[11][12]</sup>에서도 볼 수 있듯이 Reynolds 수의 증가는 관성의 영향을 증가시키고 경계층의 박리점이 실린더 전면의 정체점 방향으로 이동하는 것을 볼 수 있다. Reynolds 수가 6300일 때는 층류경계층의 박리점이 93° 부근에서 일어나고, Reynolds 수가 50000일 때는 층류경계층의 박리점이 82° 부근으로 이동된 것을 볼 수 있다. 기존의 연구에 의하면 박리점의 최소 각도는  $Re=1.5 \times 10^5$ 에서, 74° 부근에 일어났으며, 임계유동까지 박리점은 다시 실린더 후면으로 이동하는 것으로 보고되었다.<sup>[13][14]</sup> Fig. 2에서 층류경계층의 박리점 후에 Nusselt 수 경사도의 변화는 박리점 뒤의 보텍스에 의해 초래된다고 사료된다. Kraabel *et al.*<sup>[15]</sup>에 의하면 층류 경계층의 박리점후에 작은 보텍스가 생성되며, 이 보텍스의 부착점 뒤에 실린더 후류 영역에는

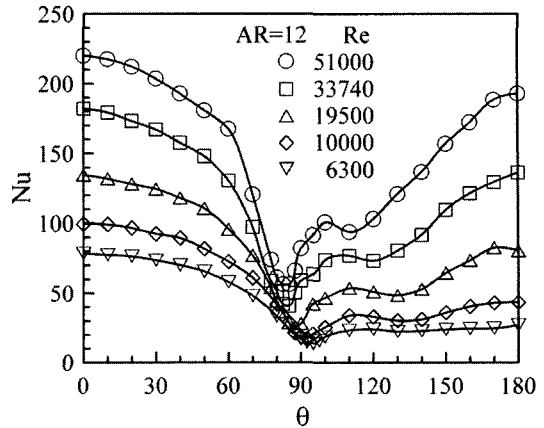


Fig. 2. Local Nusselt number variation around cylinder.

큰 주기적인 제 2차 보텍스가 형성된다. Fig. 2에서 110°~130° 부근에 Nusselt 수의 제 2차 최소점은 제 2차 보텍스의 시작점과 같다고 사료된다. 실린더 뒷면 180° 부근에서 Nusselt 수의 최대점은 실린더 후류 영역의 제 2차 보텍스가 부착되는 정체점으로 사료된다. Reynolds 수가 증가함에 따라 실린더 뒷면 보텍스의 재순환속도가 증가하여 뒷면의 Nusselt 수가 앞면의 정체점 Nusselt 수와 비슷해짐을 알 수 있다.

Fig. 3에서는 Reynolds 수는 33740으로 같으나, 종횡비(AR)가 다른 경우를 비교하였다. 본 실험결과에서  $\theta=180^\circ$ 의 Nusselt 수는 AR=6인 경우가 AR=12보다 45% 정도 높게 나타났다. AR=12인 경우, Murray와 Fitzpatrick<sup>[11]</sup>의 결과(BL=12%, TU=0.3%)는 본 실험결과와 잘 일치됨을 보여준다. 본 실험결과는 30°에서 Nusselt 수가

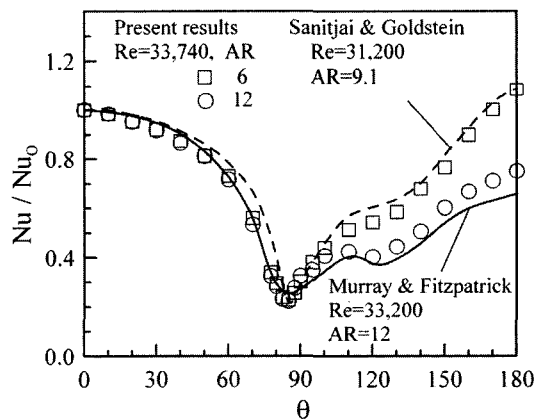


Fig. 3. Comparison of Nusselt number variation for AR=6 & 12.

정체점 값의 92%이며, Frossling<sup>[6]</sup>의 이론값인 94%나 Murray와 Fitzpatrick<sup>[11]</sup>의 95% 보다 다소 낮게 측정되었다. 나프탈린 방법을 사용한 Sanitjai와 Goldstein<sup>[6]</sup>의 실험(BL=11%, TU=0.2%)결과는 실린더 전면에서 본 실험결과나 Murray와 Fitzpatrick<sup>[11]</sup>의 결과보다 다소 높지만 뒷면의 분포는 AR=6인 본 실험결과와 잘 일치됨을 보여준다. AR=9.1인 Sanitjai와 Goldstein<sup>[6]</sup>의 덕트 내부에 설치된 실린더의 길이는 457 mm로 덕트의 폭과 같으나, 나프탈린 층이 입혀진 부분은 254 mm이고, 한쪽 벽면으로 부착되었다. 실험 데이터가 나프탈린 실린더의 어느 부분에서 측정되었는지는 언급되어있지 않다.

AR=8.5인 경우에 덕트 중앙과, 벽면으로부터 1/4 L 거리에서 측정된 열전달 분포를 AR=6의 경우에 측정된 덕트 중앙의 분포와 Fig. 4에 비교하였다. AR=6인 경우, 덕트 중앙에서 측정된 결과와 AR=8.5인 경우에 덕트 중앙의 결과는 실린더 후류영역에 다소 차이가 있으며, 180°에서는 AR=6의 결과가 AR=8.5보다 16% 정도 높게 나타났다. 또한 AR=8.5인 경우, 덕트 벽면으로부터 1/4 L 거리에서 측정된 후류 영역의 Nusselt 수 분포는 AR=6인 경우에 중앙에서 측정된 결과와 비슷함을 볼 수 있다. Sanitjai와 Goldstein<sup>[6]</sup> 실험의 중형비는 9.1이지만, 데이터가 나프탈린 실린더 중앙에서 측정되었으면 벽면으로부터 1/4 L 정도의 거리이므로, Fig. 4와 같이 중형비가 더 작은 경우에서 덕트 중앙의 결과와 비슷할 수 있다고 사료된다. 또한 Sanitjai와 Goldstein<sup>[6]</sup> 실험에서 나프탈린 승화로 인한 최대 국소 깊이는 0.13 mm로 보고되었지만, 이러한 불규칙적인 표면은 특히 박리 유동의 결과에 다소 영향을 미칠 수 있을 것으로 사료된다.

Fig. 5는 Re=33740, AR=12인 경우, 여러 각도에

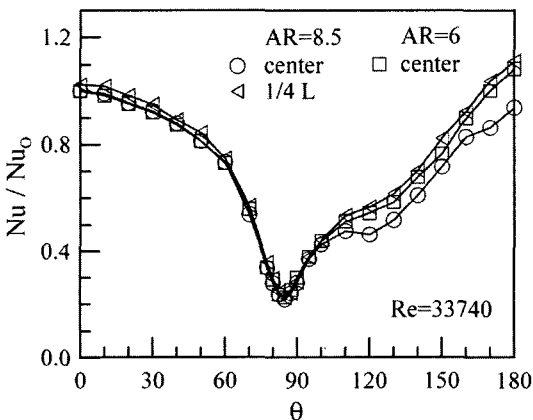


Fig. 4. Comparison of Nusselt number variation measured at the center and 1/4 L from the wall.

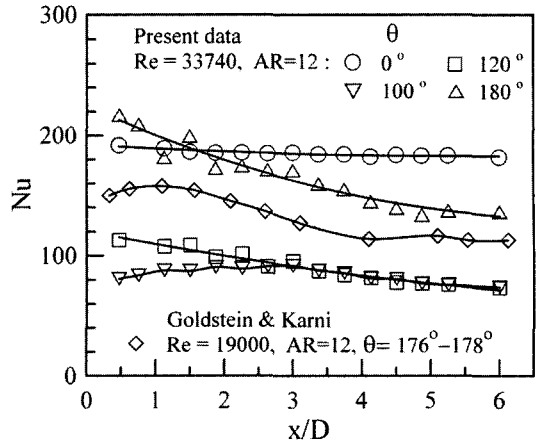


Fig. 5. Nusselt number profile in axial direction.

대하여 덕트 중앙(x/D=6)부터 벽면(x/D=0) 부근까지의 Nusselt 수의 분포를 나타낸다. 정체점(θ=0°)에서는 벽면 부근의 Nusselt 수가 덕트 중앙보다 5% 정도 높지만, 덕트 중앙부터 벽면부근까지 거의 일정한 분포를 보여준다. Goldstein과 Karni<sup>[8]</sup>의 결과에서는 θ=2°~4°인 경우, x/D≦0.7과 x/D≧0.12에서 Nusselt 수가 실린더 중앙의 값에 비하여 각각 9%와 5% 정도 증가하였다. Fig. 5의 본 실험 결과에서는 θ=0°인 경우, x/D≧0.5에서 Nusselt 수가 중앙의 값에 비하여 5% 정도 증가하였으므로 Goldstein과 Karni<sup>[8]</sup>의 결과와 비슷하게 나타났다. Goldstein과 Karni<sup>[8]</sup>의 결과에 의하면 0.02≦x/D≦0.1 영역의 Nusselt 수는 실린더 중앙의 Nusselt 수에 비하여 오히려 감소하였고, 벽과 많이 인접한 영역인 x/D≧0.01에서는 Nusselt 수가 90% 정도 증가하였다. 본 실험에서는 열유속센서 때문에 벽과 아주 인접한 영역에서는 측정이 불가능하여 이러한 결과는 확인할 수 없었다. Fig. 5에서 θ=180°인 경우, x/D=0.47의 Nusselt 수는 중앙에 비하여 58% 높게 나타난다. 이러한 현상은 Fig. 5에 표기된 Goldstein과 Karni<sup>[8]</sup>의 결과(BL=4.2%, TU=0.43%)에서도 볼 수 있다. θ=176°~178°에서 측정된 Goldstein과 Karni<sup>[8]</sup>의 Nusselt 수는 벽면 근처에서 다소 감소하나, 벽면 근처의 최대 Nusselt 수는 덕트 중앙보다 40% 정도 높으며 θ=180°에서 측정된 본 실험결과의 분포와 거의 비슷한 경향을 보여주고 있다. θ=100°인 경우, 본 실험의 최대 Nusselt 수는 x/D=3에서 측정되었으나, θ=120°에서의 측 방향 분포는 180°의 결과와 비슷한 경향을 보여준다.

실린더 뒷면의 열전달계수 분포에 대한 중형비의 영향은 Fig. 6에 나타내었다. θ=180°에서 AR=10.8의 Nusselt 수와 AR=6의 Nusselt 수는 AR=12의 결과보다 각각

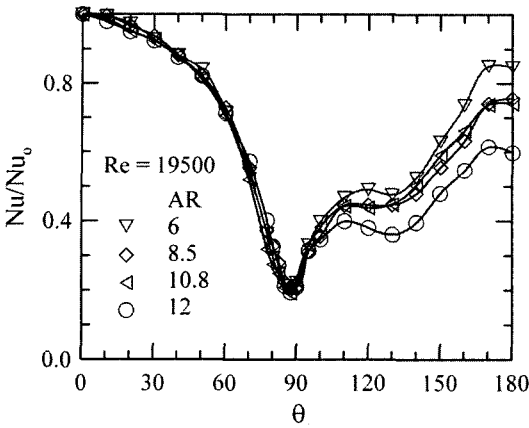


Fig. 6. Effect of aspect ratio on Nusselt number profile in rear of cylinder in cross flow.

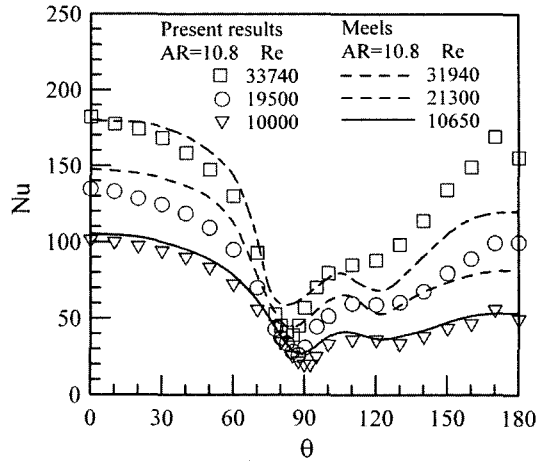


Fig. 8. Comparison of Nusselt number variation for AR=10.8.

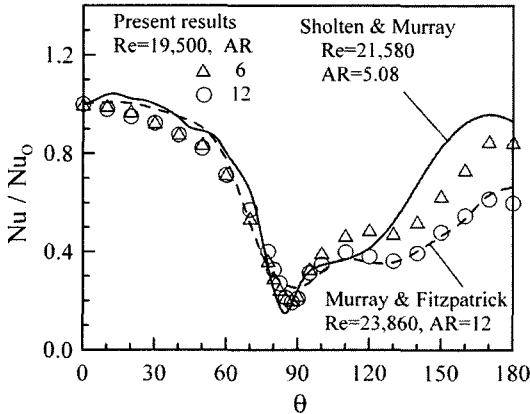


Fig. 7. Comparison of Nusselt number variation for Re=19500, and AR=6 & 12.

23%와 41% 정도 높게 나타났다. 본 실험 결과에서 AR=6, AR=8.5 또는 10.8, 그리고 AR=12는 실린더 뒷면에서 Nusselt 수 분포의 뚜렷한 차이를 볼 수 있으나, AR=8.5와 AR=10.8은 거의 같은 분포를 보여준다.

Reynolds 수가 20000 정도일 때 종횡비의 영향을 다른 연구자들의 결과와 Fig. 7에 비교하였다. AR=12의 본 실험결과는 Murray와 Fitzpatrick<sup>[11]</sup>의 결과와 후류 영역에서 잘 일치되나, AR=6의 결과는 Scholten과 Murray<sup>[12]</sup>의 AR=5.08의 결과와 다소 차이를 보여준다. Scholten과 Murray<sup>[12]</sup>의 실험에서 채널 차단비는 19.7% 이어서 Murray와 Fitzpatrick<sup>[11]</sup>의 12%보다 높지만 실린더 뒷면에 나타나는 Murray와 Fitzpatrick<sup>[11]</sup>의 데이터와 큰 차이점이 채널 차단비의 영향에 의한 것은 아닌 것으로 사료된다. Zukauskas<sup>[2]</sup>에 의하면 채널 차단비가 60% 이상

인 경우에 실린더 뒷면의 열전달계수의 특성이 변하는 것으로 보고되었고, Morgan<sup>[11]</sup>의 결론에 의하면 채널 차단비가 12%에서 19.7%로 증가할 경우, 평균 Nusselt 수는 3% 정도만 증가하여야 된다. Scholten과 Murray<sup>[12]</sup>의 난류강도는 0.5% 이어서 Murray와 Fitzpatrick<sup>[11]</sup>의 0.3%와 비슷하지만, 난류강도의 차이를 함께 고려하여도 평균 Nusselt 수는 5% 정도만 증가하게 된다. 그러나 Fig. 7에서 Scholten과 Murray<sup>[12]</sup>와 Murray와 Fitzpatrick<sup>[11]</sup>의 평균 Nusselt 수의 차이는 17% 정도이므로 Fig. 3과 같이 종횡비의 영향이 큰 것으로 사료된다.

Fig. 8에는 종횡비가 10.8인 Meels<sup>[17]</sup>의 실험 데이터 (BL=9.3%, TU=0.2%)를 여러 Reynolds 수에 대하여 본 실험결과와 비교하였다. Reynolds 수가 10000 정도인 경우에는 본 실험결과와 Meels<sup>[17]</sup>의 결과가 실린더 앞뒤 영역에서 거의 동일한 분포를 보여주고 있다. Re=19500의 본 실험결과는 Re=21300인 Meels<sup>[17]</sup>의 결과와 앞면에서 많은 차이가 있는 것으로 보이나, Reynolds 수의 차이에 의한 이론적 정체점의 Nusselt 수의 차이가 4.5%나 되므로, 본 실험이나 Meels<sup>[17]</sup>의 실험에 오류는 없다고 사료된다. Re=19500인 경우, 실린더 뒷면에서의 Nusselt 수 분포는 Meels<sup>[17]</sup>의 결과와 같은 경향을 가지고 있으나, 150°부터 본 실험결과가 더 높게 측정되었다. 이러한 현상은 Re=33700에서 더 크게 나타나며, Meels<sup>[17]</sup>의 일정 열유속(constant heat flux) 경계조건과 본 실험의 등온(constant temperature) 경계조건의 차이의 결과라고 사료된다.  $\theta=150^\circ$ 에서 본 실험의 Nusselt 수와 Meels<sup>[17]</sup> 결과의 차이는 21%나 되지만, Fig. 9의 Baughn과 Saniei<sup>[9]</sup>가 비교한 그들의 일정 열유속 경계조건의 결과와 Kraabel *et al.*<sup>[15]</sup>의 등온 경계조건과 차이

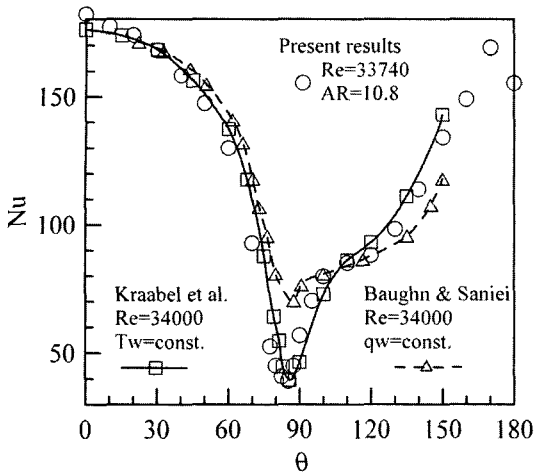


Fig. 9. Comparison of Nusselt number variation for different thermal boundary condition.

도 150°에서 21% 정도이다. Meels<sup>[17]</sup>의 결과에서 Re=31940인 경우, 박리점 부근의 최소 Nusselt 수는 59 정도이나, 본 실험의 최소 Nusselt 수는 37 정도이며, 일정 열유속 경계조건의 결과가 59% 정도 높게 나타난다. 이러한 현상은 Baughn과 Saniei<sup>[9]</sup>의 비교그림이나 Papell<sup>[10]</sup>의 결과에서도 볼 수 있으며, 박리점 부근에서 등은 경계조건의 Nusselt 수는 일정 열유속 경계조건의 최저 Nusselt 수보다 낮으나, 빠르게 증가하여 일정 열유속 경계조건보다 더 높아진다. Fig. 9는 Baughn과 Saniei<sup>[9]</sup>의 비교그림에 본 실험결과를 포함시켜 같이 비교한 그림이며, Baughn과 Saniei<sup>[9]</sup>의 일정 열유속 경계조건의 최소 Nusselt 수가 등은 경계조건보다 78% 정도 높은 것을 볼 수 있다. Papell<sup>[10]</sup>의 실험은 θ=100°까지만 비교되었고, Baughn과 Saniei<sup>[9]</sup>는 실험결과를 150°까지만 보고하였는데, Fig. 9에서는 등은경계조건의 Nusselt 수가 107° 정도부터는 일정 열유속 경계조건보다 높아지는 것을 볼 수 있다. Baughn과 Saniei<sup>[9]</sup>의 실험결과와 Kraabel *et al.*<sup>[13]</sup>의 등은 경계조건 결과가 θ=180°까지 비슷한 경향을 가진다고 가정하면, 등은 경계조건의 평균 Nusselt 수가 일정 열유속 경계조건보다 20% 정도 높게 계산된다. 이러한 결과는 기존의 결과<sup>[18][9]</sup>들과 상반되므로 더 자세한 조사가 필요하다고 사료된다. Baughn과 Saniei<sup>[9]</sup>의 실험조건은 AR=20, BL=0.08, TU<0.5% 이어서 채널 차단비와 난류강도는 본 실험과 비슷하다. 그러나 Baughn과 Saniei<sup>[9]</sup>의 데이터는 종횡비가 10.8인 본 실험의 결과와 비슷하며, 종횡비가 12인 Fig. 3의 Murray와 Fitzpatrick<sup>[1]</sup>의 결과와 본 실험의 결과보다 실린더 뒷면에서 더 높게 나타났다.

#### 4. 결 론

대부분의 교차유동 실린더 실험에서 열전달계수는 덕트 중앙에서만 측정되었다. 본 실험에서는 실린더 후류 영역의 열전달 계수가 벽면과 실린더 끝 부분에서의 3차원 박리 유동에 의하여 측 방향으로 많은 차이를 가지는 것을 볼 수 있었으며 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) Re=33740, AR=12인 경우, θ=180°에서 덕트 벽면 부근과 덕트 중앙에서 Nusselt 수의 차이는 58%나 되었으며, 이러한 경우에는 평균 Nusselt 수에도 차이가 있을 것으로 사료된다.

(2) Reynolds 수, 채널 차단비, 난류강도 등 다른 조건들이 동일한 경우에도 실린더 뒷면의 열전달 분포는 종횡비 또는 열전달 경계조건에 따라 달라질 수 있다.

(3) 6≤AR≤12의 범위에서는 종횡비가 감소할 때 덕트 중앙의 후류 영역 열전달 계수는 증가하였다. Re=33740인 경우와 Re=19500인 경우는 θ=180°에서 AR=6의 Nusselt 수가 AR=12 보다 각각 45%와 41% 높게 측정되었다.

(4) 교차유동 실린더의 열전달에서는 후류 영역에서 측 방향으로의 열전달 변화, 종횡비 그리고 열전달 경계조건의 영향에 대하여 연구가 더 필요하다고 사료된다.

#### 후 기

본 연구는 시립인천전문대 교내 연구비로 지원되었다. 귀중한 조언과 실험실을 제공해 주신 U.C.L.A. 기계 항공공학과 A.F. Mills 교수님, 데이터 획득장치에 도움을 준 Development Engineer Dale Cooper와 공동내부 플레이트 설치에 도움을 준 Lab. Technician Miguel Lozano에게 감사 드린다.

#### 기호설명

- AR : 종횡비, L/D
- BL : 채널 차단비, D/H
- L : 덕트의 폭
- D : 실린더 지름
- H : 덕트 높이
- k : 열전도율
- Nu : Nusselt 수
- Re : Reynolds 수, UD/ν
- TU : 난류 강도, √u<sup>2</sup>/U
- T<sub>w</sub> : 실린더 표면온도
- T<sub>s</sub> : 주류 온도
- U : 주류 속도

- $u'$  : 변동 속도  
 $V$  : 전압  
 $x$  : 벽면으로부터 실린더 축 방향의 거리

#### 그리스문자

- $v$  : 동점성계수  
 $K$  : 열유속계의 보정계수  
 $\theta$  : 원주방향 각도

#### 참고문헌

- Morgan, V.T. "The Overall Convective Heat Transfer from Smooth Circular Cylinders", *Advances in Heat Transfer*, 1972, 8, 116-133.
- Zukauskas, A. "Heat Transfer from Tubes in Crossflow", *Advances in Heat Transfer*, 1987, 18, 87-159.
- Akilba'yev, Z.S.; Isata'yev, S.I.; Krashtalev, P.A.; Masle'yeva, N.V. *Probl. Teplo-Prikl. Teplofiz*, 1966, 3, 180.
- Anagnostopoulos, P.; Iliadis, G.; Richardson, S. "Numerical Study of the Blockage Effects on Viscous Flow Past a Circular Cylinder", *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 1996, 22, 1061-1074.
- West, G.S.; Apelt, C.J. "The Effects of Tunnel Blockage and Aspect Ratio on the Mean Flow Past a Circular Cylinder with Reynolds Numbers between  $10^4$  and  $10^6$ ", *J. Fluid Mechanics*, 1982, 114, 361-377.
- Sanitjai, S.; Goldstein, R.J. "Effect of Free Stream Turbulence on Local Mass Transfer from a Circular Cylinder", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2001, 44, 2863-2875.
- Quarmby, A.; Al-Fakhri, A.A.M. "Effect of Finite Length on Forced Convection Heat Transfer from Cylinders", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1980, 23, 463-469.
- Goldstein, R.J.; Karni, J. "The Effect of a Wall Boundary Layer on Local Mass Transfer from a Cylinder in Crossflow", *J. Heat Transfer*, 1984, 106, 260-267.
- Baughn, J.W.; Saniei, N. "The Effect of the Thermal Boundary Condition on Heat Transfer from a Cylinder in Crossflow", *J. Heat Transfer*, 1991, 113, 1020-1023.
- Papell, S.S. "Influence of Thermal Boundary Conditions on Heat Transfer from a Cylinder in Crossflow", *NASA Technical Paper 1894*, 1981.
- Murray, D.B.; Fitzpatrick, J.A. "Local Heat Transfer Coefficients for Tube Array using a Micro-foil Heat Flow Sensor", *Proceedings of 2nd UK National Conference on Heat Transfer*, 1988, 2, 1635-1649.
- Scholten, J.W.; Murray, D.B. "Unsteady Heat Transfer and Velocity of a Cylinder in Cross Flow-I. Low Freestream Turbulence", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1998, 41(10), 1139-1148.
- Son, J.S.; Hanratty, T.J. "Velocity Gradients at the Wall for Flow Around a Cylinder at Reynolds Numbers from  $5 \times 10^3$  to  $10^6$ ", *J. Fluid Mechanics*, 1969, 35, 363.
- Achenbach, E. "Distribution of Local Pressure and Skin Friction Around a Circular Cylinder in Crossflow up to  $Re=5 \times 10^6$ ", *J. Fluid Mechanics*, 1968, 34, 625.
- Kraabel, J.S.; McKillop, A.A.; Baughn, J.W. "Heat Transfer to Air from a Yawed Cylinder", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1982, 25, 409-418.
- Schlichting, H. *Boundary Layer Theory*, McGraw-Hill, 7th ed., 1979, 304-305.
- van Meel, D.A. "A Method for the Determination of Local Convective Heat Transfer from a Cylinder Placed Normal to an Air Stream", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1962, 5, 715-722.
- Krall, K.M.; Eckert, E.R.G. "Local Heat Transfer Around a Cylinder at Low Reynolds Number", *J. Heat Transfer*, 1973, 95, 273-275.
- Boulos, M.I.; Pei, D.C.T. "Dynamics of Heat Transfer from Cylinders in a Turbulent Air Stream", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1974, 17, 767-783.