

# 사각덕트 내에서 원형 실린더 주위의 강제대류 열전달에 대한 실험과 수치계산에 관한 연구

윤영환, 김경환\*

창원대학교 기계공학과, \*창원대학교 시설과

## Study on the Experiment and Numerical Computation of Forced Convection Heat Transfer around Circular Cylinder in a Rectangular Duct

Young-Hwan Yoon, Kyung-Hwan Kim\*

Department of Mechanical Engineering, Changwon National University, Changwon 641-773, Korea

\*Division of Facilities Management, Changwon National University, Changwon 641-773, Korea

(Received March 17, 2004; revision received April 19, 2004)

**ABSTRACT:** This paper measures the forced convective heat transfer from heated cylinder to air flow in a rectangular duct at  $Re_D=2,337, 4,589, 6,621$  and  $7,944$  through experiments. And the heat transfer is computed by 3-D numerical computation in which various turbulent models are applied. It is shown through the comparison of experimental and computed data that numerical computation with standard  $k-\epsilon$  model predicts the experimental data most accurately. Furthermore, the correlation from the computed heat transfer is almost similar to that from the experiment when  $Re_D$  is greater than  $4,589$ . In addition, the correlation of McAdams is the closest to that from experimental data among various correlations from literature in the range of Reynolds number.

**Key words:** Forced convection heat transfer(강제대류 열전달), 3-D numerical computation(3차원 수치계산), Local Nusselt number(국소 누셀트 수), Average Nusselt number(평균 누셀트 수), Correlation(상관관계식)

### 기 호 설 명

$A$  : 열전달 면적 [ $m^2$ ]  
 $D$  : 원형 실린더 지름 [ $m$ ]  
 $H$  : 사각덕트 단면높이 [ $m$ ]  
 $I$  : 평균 난류강도 [%]  
 $k$  : 열전도계수 [ $W/m \cdot K$ ]

$k$  : 국소 난류 운동에너지 [ $m^2/s^2$ ]  
 $k_q$  : 차폐비,  $D/H$   
 $Nu_D$  : 국소 누셀트 수,  $h \cdot D/k_f$   
 $p$  : 평균 압력 [ $Pa$ ]  
 $Pr$  : Prandtl 수,  $\nu/\alpha$   
 $q_w(\theta, z)$  : 국소 대류 열유속 [ $W/m^2$ ]  
 $Q_w$  : 강제대류 열전달 [ $W$ ]  
 $Re_D$  : Reynolds 수,  $U \cdot D/\nu$   
 $T$  : 평균 온도 [ $K$ ]  
 $T_w$  : 원형 실린더 평균 표면온도 [ $K$ ]

† Corresponding author

Tel.: +82-55-279-7116; fax: +82-55-279-7119

E-mail address: c9837@changwon.ac.kr

- $T_{wi}$  : 원형 실린더 국소 표면온도 [K]
- $U_i$  :  $i$  방향 평균 유속 [m/s]
- $u_i'$  :  $i$  방향 난류성분 [m/s]

**그리스 문자**

- $\Delta$  : 차이
- $\epsilon$  : 국소 난류 소산에너지 [ $m^2/s^3$ ]
- $\mu_t$  : 난류 점성계수 [ $m^2/s$ ]
- $\nu$  : 동점성 계수 [ $m^2/s$ ]

**상첨자**

- : 평균 성분

**하첨자**

- $f$  : 공기
- $\infty$  : 자유유동

**1. 서 론**

과거에 비해 건물 사용자들은 건축물의 외형적인 아름다움 뿐만 아니라 건물 실내 환경에 쾌적함을 주는 기계설비, 전기설비 및 통신설비에 비중을 많이 두고 있으며, 지가의 상승으로 인한 사용공간의 제한성 때문에 건축물에 사용되는 냉난방 열원기기, 공기조화기, 난방용 열교환기 및 폐열회수기 등의 소형화와 고효율화를 하기 위해 많은 연구가 진행되고 있다. 그러므로 열교환기의 크기축소와 효율증대를 위해서는 전열봉 주위의 강제대류 열전달에 대한 연구가 선행되어야 한다.

열교환기 설계와 관련된 원형 배관 주위의 유동장에서 국소 대류 열전달(local convective heat transfer)에 관한 연구들을 살펴보면, Kang and Hong<sup>(1)</sup>의 실험과 계산은  $0.01 \leq Re_D \leq 50$ , Eckert and Drake<sup>(2)</sup>의 실험은  $23 \leq Re_D \leq 597$ , Choi and Lee<sup>(3)</sup>의 계산은  $10,000 \leq Re_D \leq 40,000$ , Lowery and Vachon<sup>(4)</sup>의 실험은  $109,000 \leq Re_D \leq 302,000$ , Giedt<sup>(5)</sup>의 실험은  $70,800 \leq Re_D \leq 219,000$ 에서 행하였다. 대부분 높은 레이놀즈 수(Reynolds num-

ber)나 낮은 레이놀즈 수에서 실험 또는 해석을 하였다. 실험에 사용된 원형 실린더의 재질은 스테인레스 스틸 또는 황동을 사용하였으며, 원형 실린더의 직경을 기준으로 한 레이놀즈 수가 2,000~8,000에서 행한 실험 또는 해석에 관한 연구는 드물다.

국소 열전달계수(local heat transfer coefficient)는 전자 및 컴퓨터 패키지에서 칩의 과열을 막고 원자력 발전소의 연료봉 외부 크래딩(cladding)의 국소 과열로 인한 중대사고 등을 방지하기 위하여 설계시 고려되는 중요한 요소 중의 하나이다. 위와 같은 경우를 제외하고는 대부분 원주 방향으로 주어진 국소 열전달계수보다는 평균 열전달계수(average heat transfer coefficient)가 공학적으로 더 가치가 있다. 이런 평균 열전달계수에 대한 연구를 살펴보면, Hilpert<sup>(6)</sup>는 0.02~15 cm 지름의 원형 실린더에서 평균 열전달계수에 대한 실험을 하여 이에 대한 상관관계식(correlation)을 개발하였고, Zhukauskas and Ziugzda<sup>(7)</sup>는 이전의 연구자들이 구한 실험자료와 해석적인 방법들을 재검토하여 요약하였다. 그 외에도 Churchill and Bernstein,<sup>(8)</sup> Whitaker<sup>(9)</sup> 등이 열전달에 대한 상관관계식들을 개발하였다.

본 연구는 강제대류 열전달(forced convection heat transfer)이 일어나는 원형 실린더 주위의 유동장에서 실험으로 구한 평균 누셀트(average Nusselt number) 관계식과 3차원 수치해석으로 구한 관계식을 비교하여 본 실험의 범위에서 상관관계식의 정밀성과 적용성을 검토하고자 한다. 이때 3차원 수치계산(3-D numerical computation)의 입구경계조건, 원형 실린더 표면의 열경계조건 및 난류모델들을 변경할 때 어떤 차이가 발생하는지 알아보하고자 한다. 아울러 여러 연구자들이 만든 상관관계식들도 비교하였다.

원형 실린더 주위의 유동장을 수치해석하는 대부분의 연구자들은 문헌적으로 기술된 난류모델들의 특징들만 고려함으로써, 실제 적용된 난류모델이 다른 난류모델들과 얼마나 차이를 보이는지, 바람직하게 난류모델을 적용했는가에 대한 언급을 하지 않았다. 그러므로 본 연구는 난류모델들을 강제대류 열전달이 있는 원형 실린더 주위의 유동장에 적용하여, 문헌적으로만 기술된 난류모델들의 특징을 분석하려고 한다.

실험과 수치계산에 사용된 레이놀즈 수는 공기

조화기와 공기예열기 등의 열교환기에서 주로 사용되는 것으로 평균 유속과 원형 실린더 직경을 기준으로 한 2,337, 4,598, 6,621 및 7,944이다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

본 실험장치는 Fig. 1과 같이 PVC 덕트, 정류기(honeycomb), 디지털전력계(digital power meter), 데이터 로거(data logger), 수분무장치(humidifier), 원형 실린더(전열봉 내장), 전압변환기(transformer), 송풍기 및 인버터로 구성된다.

원형 실린더는 정류기로부터 110 cm 떨어진 하류에 위치하며, 원형 실린더로부터 덕트 출구까지의 길이는 80 cm이다. 원형 실린더는 지름이 4 cm, 길이는 20 cm이며, 원형 실린더 중심에는 직경이 1 cm이고, 최대출력이 45 W인 전열봉(heating rod)이 내장되어 있다. 원형 실린더 길이를 3

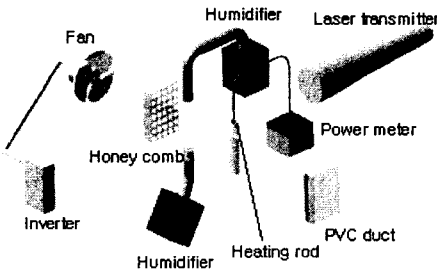


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

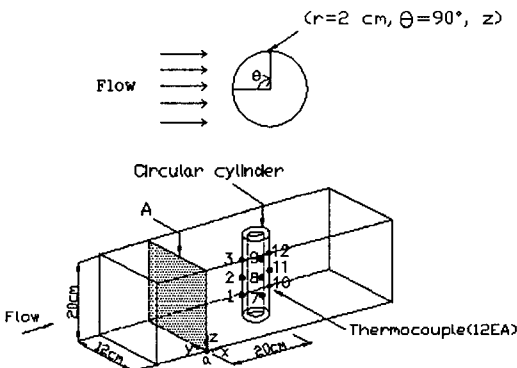


Fig. 2 Location of measurement cross sections in experimental apparatus.

등분하여 원주 방향으로 90°마다 12개의 T-type 열전대를 표면에 부착했으며, 원형 실린더는 열전도도가 168 W/m·°C인 알루미늄 합금을 사용했다. 그리고 원형 실린더 끝단의 열손실을 측정하기 위해 6개의 T-type 열전대를 설치하였으며, 사각덕트 입구온도와 출구온도를 알기 위해 2개의 T-type 열전대를 설치하였다.

축류 송풍기로 공기가 송풍되며 모터는 인버터에 의해 회전수를 제어하여 풍량을 조절할 수 있다. 송풍된 공기는 수축부를 지나서 정류기를 통해 균일한 유동이 되고 난 후, 상하 2곳에 가습기에 의해 수분무 입자가 공급된다. 수분무를 포함한 공기는 Fig. 2의 A단면을 통과하며, 유속은 레이저유속계(laser doppler velocity meter)로 측정한다. 덕트의 양쪽 벽면들은 레이저 빔(beam)이 투과할 수 있도록 3 mm 유리판으로 제작되었다.

### 2.2 실험방법

레이놀즈 수의 변화에 따라 원형 실린더 표면 온도를 54°C 부근에서 일정하게 유지하기 위하여 전압변환기로 전력을 조절한다. 이렇게 하여 정상상태 정상유동에 도달하는 시간은 2시간 정도가 된다. 유동장이 정상상태 정상유동이 된 후에 사각덕트 입·출구온도, 원형 실린더 국소 표면 온도 등을 측정하여 데이터 로거로 기록하고 디지털전력계로 전열봉에 공급된 전력을 측정 기록한다. 그 다음에 입구 유속이 대류 열전달이 미치는 영향을 파악하기 위하여, Fig. 2와 같이 입구단면 A의 총 77개 지점에서 레이저 유속계로 유속을 측정한다.

## 3. 수치해석

### 3.1 지배방정식

지배방정식은 식(1)~(3)과 같으며, 3차원 정상상태, 비압축성 난류유동이고 모든 상태량은 일정하다.

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

$$U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \overline{u_i' u_j'} \right) \tag{2}$$

$$U_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha \frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{Tu_j'} \right) \quad (3)$$

위의 운동방정식 중  $\overline{u_i' u_j'}$  항을 정해 주기 위해 Boussinesq는 난류응력은 난류점성계수를 통하여 평균 변형을 속도와 관련이 있어야 한다고 주장하였다. 난류응력에 대하여 Boussinesq의 가정은 다음과 같다.

$$-\overline{u_i' u_j'} = \frac{\mu_t}{\rho} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} k \quad (4)$$

식(4)의  $\mu_t$ 는 난류점성계수이고, 난류에너지의 생성률과 소멸률이 거의 평형을 이룬다고 가정할 경우에  $\mu_t$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$\mu_t \propto \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

위 식에서  $k$ 와  $\varepsilon$ 은 각각 국소 난류 운동에너지(local turbulent kinetic energy)와 국소 난류 소산에너지(local turbulent dissipation energy)이고, 이들은 표준  $k-\varepsilon$ 모델, RNG  $k-\varepsilon$ 모델과 Chen  $k-\varepsilon$ 모델에 의해 각각 풀이하였다.

### 3.2 격자

유체는 공기이며 Fig. 3에서 abcd 단면으로 들어가서 efgh 단면으로 나오며, 그 이외의 표면들과 내부 원형 실린더 표면은 모두 벽면들이다. 이 모델의 입·출구 단면(12×20 cm)은 24×20개의

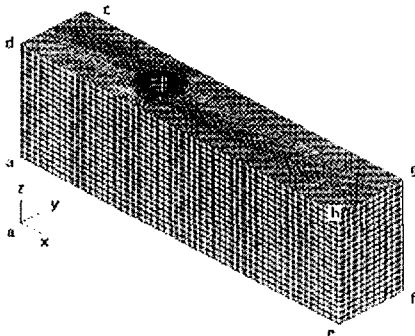


Fig. 3 Representation of cells in three dimensional computation.

셀(cell)을 사용하였고, 모델의 길이는 60 cm이고, 120개의 셀로 나누었다. 모델 내의 원형 실린더는 좌표계의 기준점 a로부터 20 cm 지점 중앙에 위치하고 있으며, 후류를 관찰하기 위해 원형 실린더로 인접할수록 격자 크기는 조밀해진다. 위의 원형 실린더를 가진 사각덕트 모델의 셀 수를 30,900, 51,600, 84,000으로 각각 계산한 수치결과들은 비슷하게 나왔다. 그리고 원형 실린더 하류의 미세 와류현상에 의한 수치오차를 검토하기 위하여, 셀 수가 84,000인 모델에서 원형 실린더 하류부분의 격자크기를 2.4 mm까지 세분화하였으나, 계산결과는 큰 차이가 없었다. 아울러 출구경계조건을 대기압 조건과 완전 발달된 유동조건으로 계산한 결과들도 비슷하게 나왔다. 이런 조사에 의하여 본 연구는 원형 실린더 하류의 재순환영역을 볼 수 있는 셀 수가 84,000개를 가진 격자를 선정하였고, 출구경계조건은 완전 발달된 유동조건을 적용하였다.

### 3.3 경계조건

본 논문은 3차원 정상상태, 난류 유동계산이므로 직교좌표  $x, y$  및  $z$ 축에 대한 평균 유속성분인  $U, V, W$ 와  $k, \varepsilon$  및  $T$ 의 6개 변수에 대한 경계조건이 필요하다.

입구단면에서 2차원 레이저 유속계로  $U$ 와  $W$ 의 유속분포를 총 77개 지점들을 측정하여 경계조건으로 하였으며,  $V$  유속성분은 측정치 않았으나  $W$  유속성분이 거의 영에 가까우므로  $V$  유속성분은 영으로 가정했는데, 식으로 표시하면 다음과 같다.

$$U_{in} = U_{exp}, \quad V_{in} = 0, \quad W_{in} = W_{exp} \quad (6)$$

위 식에서 아래첨자 in은 입구단면이며, exp는 실험값을 뜻한다.

입구의 국소 난류 운동에너지  $k$ 는 다음 식으로 표시된다.

$$k = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \quad (7)$$

위 식(7)에서  $\overline{u'^2}$ 는 레이저 유속계에서 측정된  $\sqrt{\overline{u'^2}}$ 의 제곱을 취하였다.  $\sqrt{\overline{v'^2}}$  성분은 측정하

지 않았으나  $\sqrt{u'^2}$ 와  $\sqrt{w'^2}$ 는 측정결과 거의 같았다. 그러므로  $\sqrt{v'^2}$ 와  $\sqrt{w'^2}$ 도 같다고 가정하여 실험값을 적용한 경우, 입구 경계조건으로 식(8)와 같이  $k$ 를 구하였다.

$$k = \frac{1}{2}(\overline{u'^2} + 2 \cdot \overline{w'^2}) \quad (8)$$

그리고 입구에서 국소 난류 소산에너지  $\epsilon$ 은 식(8)의  $k$ 와 난류 혼합길이(mixing length)  $l$ 을 이용하여 다음 식과 같이 계산하였다.

$$\epsilon = C_\mu^{0.75} \times \frac{k^{1.5}}{l} \quad (9)$$

위 식에서 난류 혼합길이  $l$ 은 실험장치의 최소 유동폭의 10%인 0.012 m로 하였고, 난류상수  $C_\mu$ 는 표준  $k-\epsilon$  모델과 Chen  $k-\epsilon$  모델에서 0.09이고 RNG  $k-\epsilon$  모델은 0.085<sup>(10)</sup>이다. 그리고 T-type 열전대로 측정된 입구유체의 온도를 입구경계조건으로 하였다.

벽면에서 경계조건을 살펴보면, 사각덕트 벽면에서 유속 성분이 0인 조건(non-slip condition),  $\partial T/\partial x_i=0$ 인 단열조건과 벽함수조건(wall function condition)<sup>(11)</sup>을 각각 적용하였다. 그리고 원형 실린더 벽면에서 실험으로 측정된 표면온도들을 열경계조건으로 하고, 유속 성분이 0인 조건과 벽함수조건을 적용하였다.

마지막으로 출구경계조건은 주축 방향에 대하여 속도성분, 유체온도,  $k$  및  $\epsilon$  변화가 없는 완전 발달된 경계조건이며 다음과 같다.

$$\frac{\partial U_i}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial k}{\partial x} = \frac{\partial \epsilon}{\partial x} = 0 \quad (10)$$

### 3.4 수치계산

본 계산에 사용된 STAR-CD 상업용 프로그램은 유한체적법(Finite Volume Method)을 사용하고 있으며, 공기의 열역학적 상태량들은 사각덕트 내의 평균 온도에서 구했으며, 수치계산에서는 최대오차한계(residual tolerance)를 0.0001로 하였다.

## 4. 실험조건 및 결과 처리방법

사각덕트 입구의 평균 난류강도(average turbulence intensity,  $\bar{I}$ )는 평균 유속에 대한 변동 유속의 정도를 나타내며, 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\bar{I} = \frac{\sqrt{\frac{2}{3} \cdot \bar{k}}}{U} \quad (11)$$

여기서,  $\bar{k}$ 는 입구의 평균 난류 운동에너지를 말한다.

실험에서 얻은 자료로 평균 누셀트 수를 구하기 위해서는, 먼저 원형 실린더 표면의 평균 온도를 다음과 같이 정의하여야 한다.

$$T_w = \frac{\sum_{i=1}^n T_{wi}}{n} \quad (12)$$

$n$ 은 원형 실린더 표면의 국소온도  $T_{wi}$ 의 측정 개수이고, 본 실험에서는  $n=12$ 이다.

그리고 원형 실린더 주위의 평균 누셀트 수는 식(13)와 같이 정의할 수 있다.

$$\begin{aligned} \text{Nu}_D &= \frac{\int_A q_w(\theta, z) dA}{\int_A \Delta T_\infty dA} \cdot \left(\frac{D}{k_f}\right) \\ &\approx \frac{Q_w}{A(T_w - T_\infty)} \cdot \left(\frac{D}{k_f}\right) \end{aligned} \quad (13)$$

여기서  $q_w(\theta, z)$ 는 국소 대류 열유속(local convective heat flux)이며,  $Q_w$ 는 열손실을 고려한 강제대류 열전달(forced convection heat transfer)을 의미한다.

## 5. 실험 및 계산결과

Fig. 4는 국소 누셀트 수를 3차원 수치계산결과와 이전의 연구자들이 행한 실험값과 비교한 그림이다. 높은 레이놀즈 수의 범위와 낮은 레이놀즈 수의 범위에서는 국소 누셀트 수에 대한 다수

- ◇  $Re_D=597$ (experiment by Eckert and Soehngen)
- $Re_D=2,337$ (standard  $k$ -epsilon model, Variable Inlet  $U$ , present)
- ⊕  $Re_D=2,337$ (RNG  $k$ -epsilon model, Variable Inlet  $U$ , present)
- △  $Re_D=7,944$ (standard  $k$ -epsilon model, Variable Inlet  $U$ , present)
- $Re_D=7,944$ (RNG  $k$ -epsilon model, Variable Inlet  $U$ , present)
- $Re_D=70,800$ (experiment by Giedt)
- ◆  $Re_D=101,300$ (experiment by Giedt)

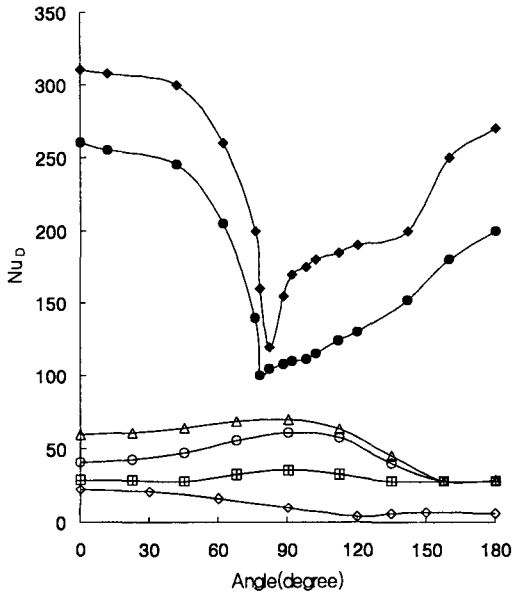


Fig. 4 Comparison of local Nusselt number,  $Nu_D$  between 3-D numerical computation and the experimental data of other researchers.

- ◆ Zhukauskas
- ◆ McAdams
- ◆ Churchill and Bernstein
- ▲ Hilpert
- Whitaker
- Experiment

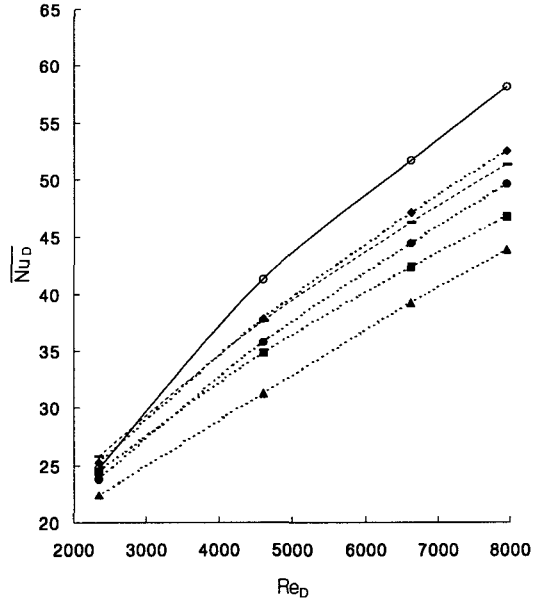


Fig. 5 Comparison of average Nusselt number,  $\overline{Nu}_D$  between experiment and correlation.

Table 1 Summary of correlations of heat transfer

Author	Correlations
Hilpert	$\overline{Nu}_D = C \cdot Re_D^m \cdot Pr_f^{1/3}$ ( $40 < Re_D < 4 \times 10^3$ , $C=0.683$ , $m=0.466$ ) $4 \times 10^3 < Re_D < 4 \times 10^4$ , $C=0.193$ , $m=0.618$ )
Zhukauskas	$\overline{Nu}_D = 0.26 \cdot Re_D^{0.6} \cdot Pr_f^{0.37} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0.25}$ ( $10^3 < Re_D < 2 \times 10^5$ )
Churchill and Bernstein	$\overline{Nu}_D = 0.3 + \frac{0.62 \cdot Re_D^{1/2} \cdot Pr_f^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr_f)^{2/3}]^{1/4}} \cdot \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282,000}\right)^{5/8}\right]^{4/5}$ $(10^2 < Re_D < 10^7, Pe = Re_D \cdot Pr_f > 0.2)$
Whitaker	$\overline{Nu}_D = (0.4 \cdot Re_D^{0.5} + 0.06 \cdot Re_D^{2/3}) \cdot Pr_f^{0.4} \cdot \left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^{0.25}$ $(40 < Re_D < 10^5, 0.67 < Pr_f < 300, 0.25 < \frac{\mu_f}{\mu_w} < 5.2)$
McAdams <sup>(12)</sup>	$\overline{Nu}_D = B \cdot Re_D^m$ ( $10^3 < Re_D < 5 \times 10^4$ , $B=0.24$ , $m=0.6$ )

의 연구가 있으나 본 연구범위인  $Re_D=2,337\sim 7,944$ 에서는 실험 또는 3차원 수치계산에 대한 연구는 드물다. 동 그림의 높은 레이놀즈 수 범위와 낮은 레이놀즈 수의 범위에서 대표적 연구인 Eckert and Drake<sup>(2)</sup>와 Giedt<sup>(5)</sup>의 실험결과 일부를 실었다. 범례에서  $Re_D=2,377$ (standard  $k-\epsilon$  model, Variable Inlet  $U$ , present),  $Re_D=2,377$ (RNG  $k-\epsilon$  model, Variable Inlet  $U$ , present),  $Re_D=7,944$ (standard  $k-\epsilon$  model, Variable Inlet  $U$ , present) 및  $Re_D=7,944$ (RNG  $k-\epsilon$  model, Variable Inlet  $U$ , present)는 실험으로 측정된 입구 유속분포와 원형 실린더의 표면온도를 표준  $k-\epsilon$  모델과 RNG  $k-\epsilon$  모델의 경계조건으로 하여 계산한 국소 누셀트 수( $z=10$  cm)를 각각 나타낸다. 여기서 Variable Inlet  $U$ 는 입구경계조건으로 실험으로 측정된 유속분포를 대입한 것이며, present는 본 연구의 수치계산을 의미한다. 동 그림에서 Giedt의 실험은  $Re_D=70,800$ 과  $101,300$ 이며, 공기통로의 차폐비( $k_q=D/H$ )가 0이므로  $\theta=80^\circ$  부근의 박리점에서 발생한다. 그러나 레이놀즈 수가 낮은  $Re_D=597$ 의 Eckert and Drake<sup>(2)</sup> 실험에서는  $\theta=80^\circ$  부근에서 박리점이 발생하지 않는다. Giedt와 Eckert and Drake 실험조건인 레이놀즈 수 사이에서 본 연구의 수치계산을 행하였으며, 계산결과들은 역시 박리점이 발생하지 않고 누셀트 수도 이들 값의 중간에 위치한다. 그리고 본 계산의  $Re_D=2,337$ 에서는 표준  $k-\epsilon$  모델과 RNG  $k-\epsilon$  모델의 계산들이 서로 거의 일치하나  $Re_D=7,944$ 에서는 양자가 다소 차이를 보이고 있다. 이런 영향으로 인하여 RNG  $k-\epsilon$  모델의 평균 누셀트 수가 낮게 계산될 것이다. 그러나 레이놀즈 수가 증가하더라도  $\theta=180^\circ$  근처의 후방 정체점에서 국소 누셀트 수는 비슷한 값을 나타낸다. 동 그림에서 레이놀즈 수가 증가함에 따라 국소 누셀트 수의 극대값과 극소값이 변경되는 것은 유속의 증가에 따른 원형 실린더 원주 방향으로 압력분포와 속도분포의 변화, 차폐비, 난류강도, 원형 실린더 재질 및 가열방법 등에 의한 것으로 추정된다.

Fig. 5는 레이놀즈 수의 변화에 따른 평균 누

셀트 수의 실험결과와 다른 문헌의 상관관계식 결과들을 비교한 그림이다. 동 그림의 범례에서 Hilpert,<sup>(6)</sup> Zhukauskas and Ziugzda,<sup>(7)</sup> Churchill and Bernstein,<sup>(8)</sup> Whitaker<sup>(9)</sup> 및 McAdams<sup>(12)</sup>의 상관관계식들은 Table 1에서 나타내었다. 동 그림에서 실험결과와 상관관계식 결과들의 상대오차 범위를 살펴보면, Zhukauskas and Ziugzda 상관관계식의 오차범위는 3.7~14.7%, Hilpert 상관관계식은 9.3~24.6%, McAdams 상관관계식은 2.0~9.7%, Whitaker 상관관계식은 4.4~11.7%, Churchill and Bernstein 상관관계식은 1.1~19.6%이다. 실험으로 구한 누셀트 수와 실험범위 내에서 상관관계식들로 계산한 누셀트 수에 대한 상대오차가 대략 20%대 미만이고, 주어진 실험조건에서 McAdams 상관관계식은 실험결과 범위 내에서 10% 미만의 오차를 보이므로 본 논문에서 언급한 상관관계식들 중 실험결과와의 추종성

- Standard  $k-\epsilon$  model(Avg. Inlet  $U$ )
- ◇--- Standard  $k-\epsilon$  model(qw = constant)
- Standard  $k-\epsilon$  model(Variable Inlet  $U$ )
- ◆--- Chen  $k-\epsilon$  model(Variable Inlet  $U$ )
- RNG  $k-\epsilon$  model(Variable Inlet  $U$ )
- Experiment

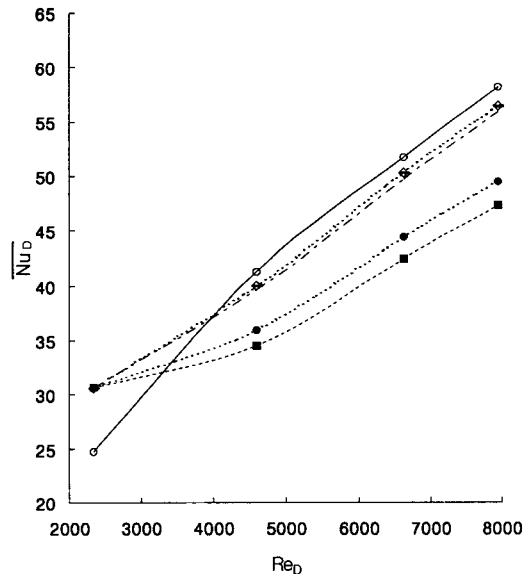


Fig. 6 Comparison of average Nusselt number,  $\overline{Nu}_D$  between experiment and 3-D numerical computation.

이 가장 좋다고 할 수 있다. 기존의 상관관계식들이 실험결과와 차이가 나는 이유는 상관관계식의 적용범위로 대부분 레이놀즈 수나 프랜틀 수 (prandtl number)만 주어지고, 기타 강제대류 열전달에 중요한 요소인 난류강도나 차폐비 등에 대한 고려가 언급되지 않았기 때문이다. 현장에서 기존 상관식들을 엄밀하게 사용하기 위해서는 레이놀즈 수나 프랜틀 수의 영향 외에도, 강제대류 열전달에 부가적 영향을 끼치는 난류강도나 차폐비에 대한 가중치가 기존 상관관계식에서 고려되어야 할 것으로 사료된다.

Fig. 6은 레이놀즈 수의 변화에 따른 평균 누셀트 수의 실험결과와 3차원 수치계산 결과를 비교한 그림이다. 범례에서 Avg. Inlet  $U$ 는 실험으로 측정된 유속분포를 평균한 값을 입구경계조건으로 사용하고,  $q_w = \text{constant}$ 는 원형 실린더의 표면온도 대신에 봉에 공급된 열유속을 열경계조건으로 한다. 동 그림에서 실험결과와 수치모델들의 오차범위를 비교하면,  $Re_D = 2,337$ 에서 수치모델들과 실험결과의 상대오차는 23.9~24.1%로 비교적 오차가 크다. 그러나 앞에서 언급한  $Re_D = 2,337$ 에서 상관관계식으로 구한 평균 누셀트 수와 실험결과는 상대오차가 1.1~9.3%로 수치계산보다 적다.  $4,598 \leq Re_D \leq 7,944$ 에서는 표준  $k-\epsilon$  모델(Avg. Inlet  $U$ )은 3.8~4.0%, 표준  $k-\epsilon$  모델( $q_w = \text{constant}$ )은 2.6~3.2%, 표준  $k-\epsilon$  모델(Variable Inlet  $U$ )은 2.6~3.2%, Chen  $k-\epsilon$  모델(Variable Inlet  $U$ )은 13.0~15.0%, RNG  $k-\epsilon$  모델(Variable Inlet  $U$ )은 16.4~18.7%이다.

표준  $k-\epsilon$  모델(Avg. Inlet  $U$ ), 표준  $k-\epsilon$  모델( $q_w = \text{constant}$ ) 및 표준  $k-\epsilon$  모델(Variable Inlet  $U$ )에서 계산한 평균 누셀트 수들은 서로 일치한다고 볼 수 있으며, 동일한 난류모델에서 입구경계조건을 실험으로 측정된 유속분포나 평균 유속을 대입하더라도 비슷한 수치계산 결과가 나온다. Chen  $k-\epsilon$  모델(Variable Inlet  $U$ )과 RNG  $k-\epsilon$  모델(Variable Inlet  $U$ )이 다른 수치모델들에서 계산한 평균 누셀트 수보다 낮게 계산된 것은 국소 누셀트 수 분포의 영향이다. 그리고 문헌적으로 Chen  $k-\epsilon$  모델과 RNG  $k-\epsilon$  모델은 유동장이 급속하게 변하는 곳과 재순환영역에서 표준  $k-\epsilon$  모델보다 정확하다고 알려졌으나, 본

연구에서는 표준  $k-\epsilon$  모델이 더 정확하다.

Kim and Yoon<sup>(13)</sup> 연구에서는 원형 실린더 하류에서 후류의 영향으로 실험과 수치계산으로 구한 국소값인 유속분포는 차이가 나지만, 본 연구에서는 실험값과 표준  $k-\epsilon$  모델로 수치계산한 평균값인 누셀트 수는 비슷하다.

식(11)를 이용하여 입구의 평균 난류강도를 구하면, 레이놀즈 수가 2,337, 4,598, 6,621 및 7,944에서 평균 난류강도는 각각 7.2%, 7.3%, 7.1% 및 7.2%이다. 본 실험의 입구 평균 난류강도는 레이놀즈 수의 변화에는 무관하고 7% 범위를 가진다.

수치계산과 실험결과에 대한 자료를 확대 적용하기 위하여 차원해석을 사용하면, 평균 누셀트 수는  $\overline{Nu_D} = C_1 \cdot Re_D^m$ 로 표시할 수 있다.  $2,337 \leq Re_D \leq 7,944$  범위에서 실험자료로  $m, C_1$ 를 구하여 평균 누셀트 수에 대한 상관관계식을 유도하면 식(14)와 같이 된다.

$$\overline{Nu_D} = 0.11 \cdot Re_D^{0.7} \quad (14)$$

$Re_D = 2,337$ 에서 실험과 수치계산의 오차가 크므로, 이 레이놀즈 수를 제외한 범위에서 실험과 수치계산의 상관관계식들을 각각 유도해 보면,  $4,598 \leq Re_D \leq 7,944$  범위에서 실험자료로 평균 누셀트 수에 대한 상관관계식을 유도하면 다음과 같다.

$$\overline{Nu_D} = 0.21 \cdot Re_D^{0.625} \quad (15)$$

그리고  $Re_D = 4,598$  이상에서 평균 누셀트 수에 대한 실험결과와 수치계산 결과는 4% 이하의 일정한 오차를 보인다. 이런 특성을 이용하여 입구경계조건으로 평균 유속을 표준  $k-\epsilon$  모델에 대입하고,  $Re_D = 15,000$ 까지 확장하여 수치계산한 결과로 상관관계식을 유도하면 다음과 같다.

$$\overline{Nu_D} = 0.13 \cdot Re_D^{0.677} \quad (16)$$

여기서,  $4,598 \leq Re_D \leq 15,000$ 이다.

식(16)은 위의 실험에 대한 상관관계식과 거의 같으며, McAdams<sup>(12)</sup> 식인  $\overline{Nu_D} = 0.24 \cdot Re_D^{0.6}$ 과 비슷하다.



식(14)~(16)는 유체가 공기이며, 차폐비가 0.2, 난류강도가 7% 범위인 실험장치에서 구한 상관관계식들이다. 그리고 위의 상관관계식들의 상태량들을 결정하는 기준 온도는 막온도(film temperature)이다.

## 5. 결 론

사각덕트 내에서 원형 실린더 주위의 강제대류 열전달에 대한 실험과 3차원 수치계산을 수행하여 상호 비교하였다. 또한 실험과 수치계산에서 구한 누셀트 수의 상관관계식을 다른 문헌의 상관관계식과 비교하였다.

(1) 수치계산의 입구경계조건으로 실험에서 구한 유속분포를 사용한 경우와 같은 유량의 균일한 유속분포를 사용한 경우의 열전달 계산결과는 거의 차이가 없었다.

(2) 레이놀즈 수가 증가함에 따라 표준  $k-\epsilon$  모델로 계산한 평균 누셀트 수가 실험값과 유사하게 거동하며 4% 이하의 일정한 상대오차를 보이나, Chen  $k-\epsilon$  모델과 RNG  $k-\epsilon$  모델의 계산결과는 실험값과 차이가 크다.

(3) Kim and Yoon<sup>(13)</sup> 연구에서는 실험과 수치계산으로 구한 국소값은 차이가 나지만, 본 연구에서 수치계산한 평균값은 신뢰성이 있다.

(4) 실험결과에 대한 상관관계식은  $\overline{Nu}_D = 0.11 \cdot Re_D^{0.7}$  과 레이놀즈 수가 4,598 이상에서  $\overline{Nu}_D = 0.21 \cdot Re_D^{0.625}$  이다. 그리고 레이놀즈 수가 4,598 이상에서 3차원 수치계산 결과에 대한 상관관계식은  $\overline{Nu}_D = 0.13 \cdot Re_D^{0.677}$  로서, 실험식과 거의 비슷하며, McAdams 식과도 비슷하다.

## 참고문헌

- Kang, S. H. and Hong, K. H., 1996, A numerical study on the laminar convective heat transfer around a circular cylinder in a uniform cross flow of liquid, Proceeding of the Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 8, No. 1, pp. 26-36.
- Eckert, E. R. G. and Drake, Jr. R. M., 1972, Analysis of heat and mass transfer, McGraw-Hill, Inc., pp. 405-407.
- Choi, Y. D. and Lee, G. H., 1988, Numerical analysis of flow and heat transfer in duct with repeated cylindrical blockages by non-orthogonal coordinate transformation, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 17, No. 4, pp. 473-488.
- Lowery, G. W. and Vachon, R. I., 1975, The effect of turbulence on heat transfer from heated cylinders, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 18, pp. 1229-1242.
- Giedt, W. H., 1949, Investigation of variation of point unit heat transfer coefficient around a cylinder normal to an air stream, Trans. AMSE, Vol. 71, pp. 375-385.
- Hilpert, R., 1933, Warmeabgabe von Geheizten Drahten und Rohren in Luftstrom, Forsch. Geb. Ing. 4, pp. 215-224.
- Zhukauskas, A. and Ziugzda, J., 1985, Heat transfer of a cylinder in cross-flow, Hemisphere Publishing Corporation.
- Churchill, S. W. and Bernstein, M., 1977, A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in crossflow, Transactions of the ASME, Vol. 99, pp. 300-306.
- Whitaker, S., 1972, Forced convection heat transfer calculations for flow in pipes, past plates, single cylinders, and for flow in packed beds and tube bundles, AIChE J., Vol. 18, pp. 361-371.
- STAR-CD, 1999, Tutorials, pp. 1-35, 36.
- Launder, B. E. and Spalding, D. B., 1974, The numerical computation of turbulent flows, Comput. Methods Appl. Mech. Eng., Vol. 3, pp. 269-289.
- McAdams, W. H., 1954, Heat transmission, McGraw-Hill, New York, pp. 252-262.
- Kim, K. H. and Yoon, Y. H., 2003, Study on measurement and numerical analysis for fluid flow past a circular cylinder in rectangular duct, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 15, No. 12, pp. 1095-1102.