

원형이중관내의 난류유동의 열전달 특성에 관한 실험적 연구 An Experimental Study on Heat Transfer Characteristics with Turbulent Flow in a Cylindrical Annuli

장태현*, 이권수**

Tae-Hyun Chang*, Kwon-Soo Lee**

<Abstract>

An experimental study was performed to study heat transfer characteristics for turbulent flow in an axisymmetric annuli. The air flow temperature and the local Nusselt number in turbulent flow were measured or calculated for $Re=30,000, 40,000, 50,000, 60,000, 70,000$ and $80,000$. The local Nusselts number were compared to that obtained from Dittus-Boelter equation with turbulent flow. The results show that the flow enhances the heat transfer in the initial and exit portion of the test tube.

Key Words : *bulk temperature, Dittus-Boelter equation, multi-pitot tube, local Nusselts number*

Nomenclature

C_p : Specific Heat at Constant Pressure
 D : Hydraulic diameter, (d_o-d_i) [mm]
 d_o : The annulus concave diameter [mm]
 d_i : The annulus convex diameter [mm]
 f : Friction factor for fully-developed flow
 f_s : Friction factor for swirl flow
 k : Thermal Conductivity
 m : Mass
 Nu : Nusselt number —
 Nu_d : Nusselt number for fully developed flow
 Pr : Prandtl number
 Pv : Total pressure

R_o : Radius of the concave tube [mm]
 R_i : Radius of the convex tube [mm]
 Re : Reynolds number, $\frac{UD}{\nu}$
 T : Local air temperature
 Tb : Bulk Temperature
 Tr : Room air temperature
 X : Axial coordinates
 y : Radial position
 u : Averaged axial velocity [m/s]

Greek Symbols

ρ : Density
 ν : Kinetic viscosity

* 정회원, 경남대학교 기계자동화공학부 교수, 工博
 631-701 경남 마산시 합포구 월영동 449

** 진주전문대학 자동차계열 조교수
 660-759 경남 진주시 문산읍 상문리 산 270

* Prof. Division of Mechanical and Automation Eng.
 Kyungnam Univ., changtae@kyungnam.ac.kr

** Assistant Prof. Department of Automotive
 Jinju College, kslee@jinju-c.ac.kr

1. 서 론

이중관 내의 유동은 모터, 발전기, 사이클론 및 각종 열 교환기 내에서 발생하고있다. 이중관내의 유동에 대한 초기연구로는 1948년 Rothfus(1948)는 공기를 유체로하여 관 마찰계수와 속도분포를 구하고 이듬해에 난류강도와 Reynolds Stress 등을 구하였다.

Brighton등은 1964년 $Re=46,000 \sim 327,000$ 에서 Pitot tube와 열선풍속계를 이용하여 물에서 평균속도, 난류강도 및 Reynolds stress등을 구하였다.

Alan Quarmby(1967)는 반경비(r_o/r_i)가 2.88 ~ 9.37에서 물을 유체로하여 $Re=6000 \sim 9,000$ 에서 관 마찰계수와 속도분포를 피토 관과 열선 풍속계를 이용하여 측정하였다.

열전달에 관한 연구는 1963년 Kay등이 처음으로 시작한 것으로 보여진다.

Tuft(1982)등은 이중구형에서 물을 이용하여 $Re=41 \sim 465$ 에서 유한 차분법과 실험적인 방법으로 Nusselt수를 구하였고, Molki(1990)등은 내부관(convex tube)이 회전하는 상태에서 공기를 유체로하여 $Re=500 \sim 1,250$ 에서 나프타렌 승화기법을 이용하여 Nusselt수를 구하였다. 2000년대에 들어서 Garimella(1995) 등이 나선형의 홈이 있는 수평이중관에서 물을 유체로하여 $Re=310 \sim 1000$ 에서 관 마찰계수를 구하고 LMTD(log-mean temperature difference)기법을 이용하여 Nusselts 수를 구하였다.

관마찰계수가 난류유동에서 층류보다 10배정도 높게 나타나고 Nusselts는 4~20 배정도 크게 나타남을 발표한 바 있다.

Chigier(1964), Scott(1973), Milar(1979), Layton(1985), Reddy(1987) 등은 이중 관에서 선회유동의 속도분포와 압력손실을 측정하거나 수치해석방법으로 연구하였다.

이 분야의 국내의 연구로는 김경천과 안수환(1993, 1994, 1995, 1999)등은 사각형 거칠기가 있는 이중동심관 내에서 유동의 난류구조 및 열전달 특성을 $Pr=0.72$ 에서 연구하여 거칠기 요소들이 전체 효율적인 면에서 열전달률을 향상시킨다고 보고하였다.

이들 연구에서 보면 먼저 유체를 가열하는

방법이 명확하지 않다. 또한, 이중관내의 유체의 국소 온도분포와 외벽온도를 상세히 발포한 논문은 드물다. 또한, Nusselt수를 충분히 발달된 영역에서만 구했을 뿐 그 외의 영역에서는 연구자료가 드물다.

따라서 본 연구에서는 공기를 유체로 하여 수평 동심 이중관의 반경비 $Ro/Ri=3.0$ 에서 균일 열유속(uniform heat flux)을 주어 $Re=30,000 \sim 80,000$ 에서 유체의 국소온도 및 관벽온도를 측정하고 Nusselt수를 구하여 열전달 특성을 연구하고자 한다.

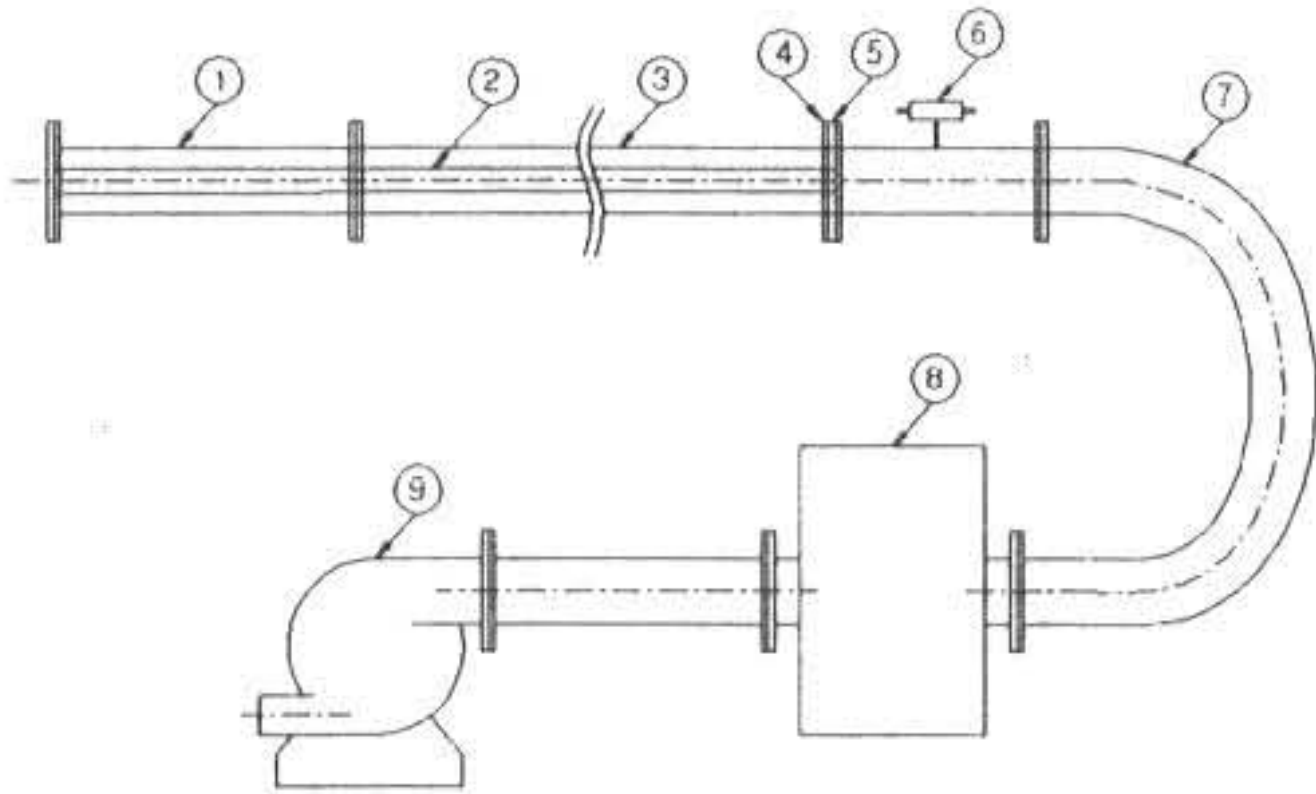
2. 실험장치

Fig.1 은 본 연구에 사용된 실험장치를 나타내고 있다. 테스트 튜브(concave tube)는 내경 150mm, 길이 3000mm의 동관으로 제작하였고, 내부튜브(convex tube)는 직경 50mm, 길이 5000mm의 스테인레스 튜브에 열전달을 막기 위하여 표면에 테프론을 입혀서 사용하였다. 테스트 튜브입구에는 충분히 발달된 영역을 얻기 위하여 직경150mm, 길이 1500mm의 가이드 관을 내부 관과 같이 설치하였다. Re수를 결정하기 위하여 테스트 튜브 끝 부분에 multi-pitot tube를 설치하였다. 실내 공기는 테스트 튜브 및 multi-pitot tube를 거쳐서 대형 팬모터(240v*10 H.P)에 연결하였다. 테스트 튜브는 내경 150mm, 길이 3000mm의 동관에 열선(heating coil)을 균일하게 감아서 균일 열유속을 만들고 온도를 측정할 부위에 K 형 열전대를 설치하여 외부를 단열제로 50mm이상 감아서 단열 후 관 벽 온도 및 내부 유체의 온도를 측정할 수 있도록 제작하였다.

외국에서 제작된 열선(Pyrotenax Ltd)은 대개 전압이 240V이므로 별도의 전압조정기를 제작하여 실험을 수행하였다. 열 유속(heat flux)을 구하기 위하여 가한 전압과 전류를 계측할 수 있도록 제작하였다. 팬 모터의 회전수를 제어하여 공기의 유속과 Re수를 결정하였다. 유체에 가한 열량을 구하기 위하여 국부체적온도(local flow temperature)와 벽의 온도를 측정할 수 있도록 열전대를 설치하였다.

팬 모터의 흡입을 원활화하기 위하여 테스트

튜브 끝에 공기 챔버(air chamber)를 설치하였다. 공기 챔버의 내부에는 두 개의 L형 관을 설치하여 테스트튜브를 거쳐서 나온 공기가 직접 팬에 유입되는 것을 막았다.



①Guide Tube(150D×1500.0L) ②Convex Tube(50D×5,000L) ③Test Tube(150D×3,000L) ④Teflon flange(for Concave tube) ⑤Teflon flange(for convex tube) ⑥Multi pitot tube(TORBAR 301) ⑦Flexible hose ⑧ Air chamber (∅600×H1,000mm) ⑨Suction fan(220V,10HP)

Fig.1 Experimental apparatus

2.1 실험장치 및 실험방법

(1) 열전달 실험장치

열전달 실험장치는 가열용 열선(heating coil)을 균일하게 감아서 제작하였다.

테스트튜브는 외경 150.0mm, 전체길이 3,000mm의 동관을 사용하여, 외면에 24V×2.6kW의 열선을 12mm간격으로 균일하게 감았다. 테스트튜브의 입구와 출구는 테프론 플랜지를 사용하고, 온도를 측정하고자 하는 위치에 K-형 열전대를 동일원통위치에서 90도 간격으로 4개를 설치하여 모두16개소에 64개를 설치하였다. 또한 내부공기의 온도도 측정할 수 있도록 16개소에 열전대 삽입구를 설치하였다.

또한, 내부관(convex tube)의 열전달을 막기 위하여 관의 끝 부분을 단열하고 내부로의 유체유동을 차단시켰다.

(2) Multi-pitot tube 보정

Re수를 결정하기 위하여 테스트 튜브의 끝에 Multi-pitot tube(TORBAR 301)를 설치하였다. 실험을 수행하기 이전 먼저 Multi-pitot tube를 실험하고자하는 Re수에 대하여 광범위하게 보

정실험을 하였다. 보정실험은 별도의 테스트튜브에서 Multi-pitot tube와 새로운 피토투브를 300mm간격으로 설치하여 전동기의 속도를 0~3600rpm까지 변경하면서 각각의 피토투브에서 전압을 측정하여 평균속도를 계산하고 그 차이가 5%이내에 인지를 확인하였다.

Fig.2는 Multi-pitot tube에서 전압에 대한 Re수를 나타낸다.

그림에서 저속영역에서는 선도가 다소 가파른 형태를 보이지만 전압이 20 근처에서부터 선형적으로 변하고 있다. 이것은 모터회전수가 저속영역에서 팬을 통한 공기의 유동이 다소 불안정한 것으로 생각된다.

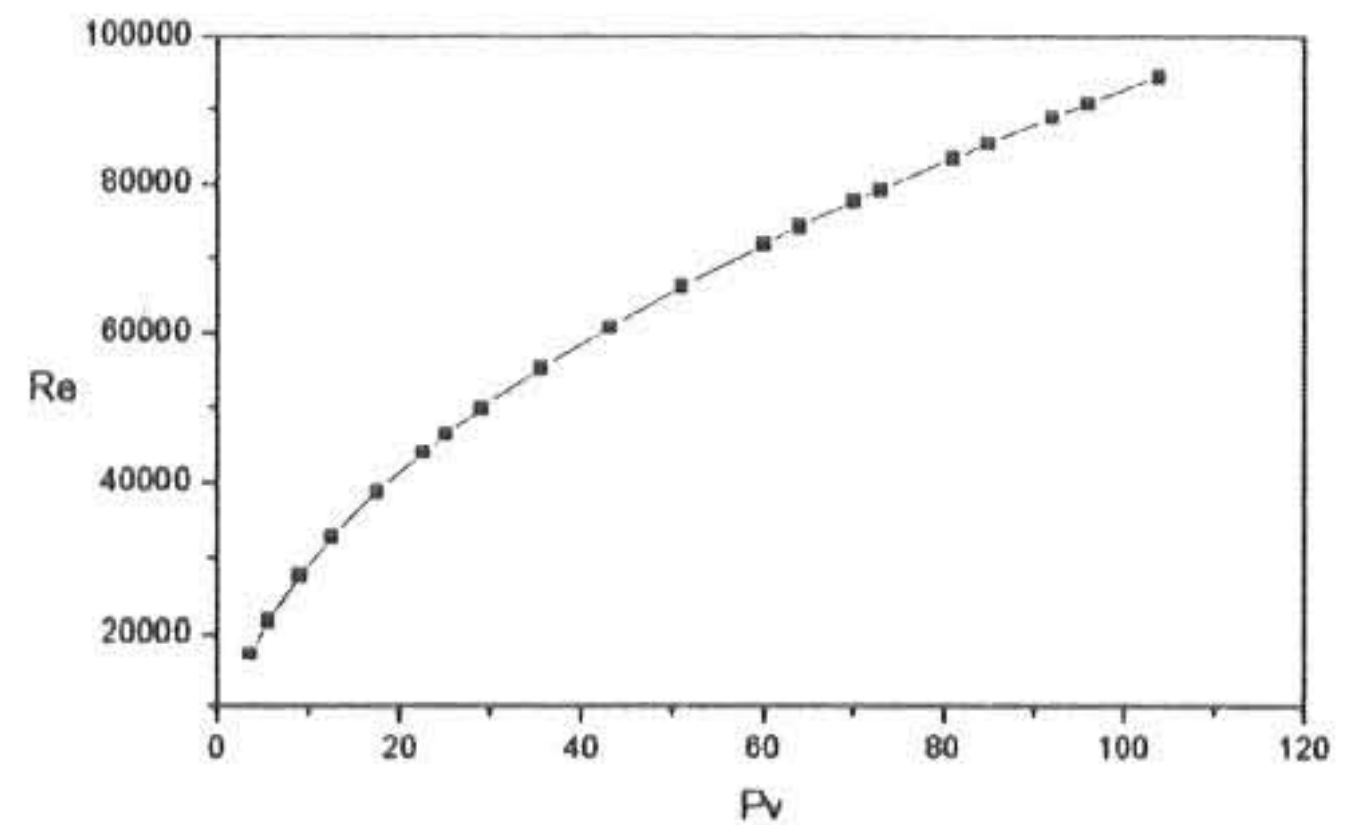


Fig. 2 The calibration curve for Torba

(3) 열전대 보정실험

본 실험에 사용된 열전대는 k형으로 직경은 0.5mm이다.

열전대의 기전력을 검정하기 위하여 비커에 물과 얼음을 혼합한 상태에서 시작하여 온도계와 온도기록계로 그 기전력을 물이 증발 할 때까지 측정하고, 선도를 작성하여 그 값이 선형적으로 변함을 확인하였다.

(4) 실험방법

Multi-pitot tube의 보정 곡선에서 실험하고자하는 공기의 평균속도에 대한 전압력을 찾은 후 터보 팬을 가동하고 실내공기를 흡입하는 모터의 rpm 조절기를 이용하여 정해진 압력까지 올린 후 정상상태에서 가열용 열선에 전력을 가하여 다시 열적 정상상태에 도달한 것을 확인한 후 관 벽 온도(wall temperature)와

내부 유체온도 및 테스트튜브의 단열재 표면 온도 그리고 실내공기의 온도를 열전대와 온도 기록계(Yokogawa, HR 2300)를 이용하여 측정하였다. 이 때 테스트튜브를 거쳐 나온 공기는 실 외부로 방출시켰다.

3. 실험결과 고찰

3.1 국소 유체온도(Local air temperature)

Fig.3~Fig.8은 테스트튜브 내부의 유체온도를 Re수 30,000~80,000에서 나타내고 있다. Re=30,000에서 테스트튜브의 내벽(Convex tube) 근처에서 T/Tr 의 온도분포는 1.3 정도이나 Re수가 증가하면서 그 범위가 점점 줄어들어서 Re=80,000에서는 0.3정도로 나타났다. 이것은 Re수가 클수록 내부 관 근처의 열전달은 가열 효과를 나타내지 못하고 있다. 또한, Re수가 증가 할 수록 관 입구에서부터 실온에 가까운 상태에서 서서히 증가하고 테스트튜브 끝에서는 온도의 차이가 좁음을 알 수 있었다.

Re=30,000에서 공기의 온도는 $X/D=0.5\sim 3$, $y/(R_o-R_i)=0.65$ 까지 일정한 값을 가지고 있다. 그러나 Re수가 증가하면서 이 범위는 증가하여 Re=80,000에서 $y/(R_o-R_i)=0.75$ 를 나타내고 있다.

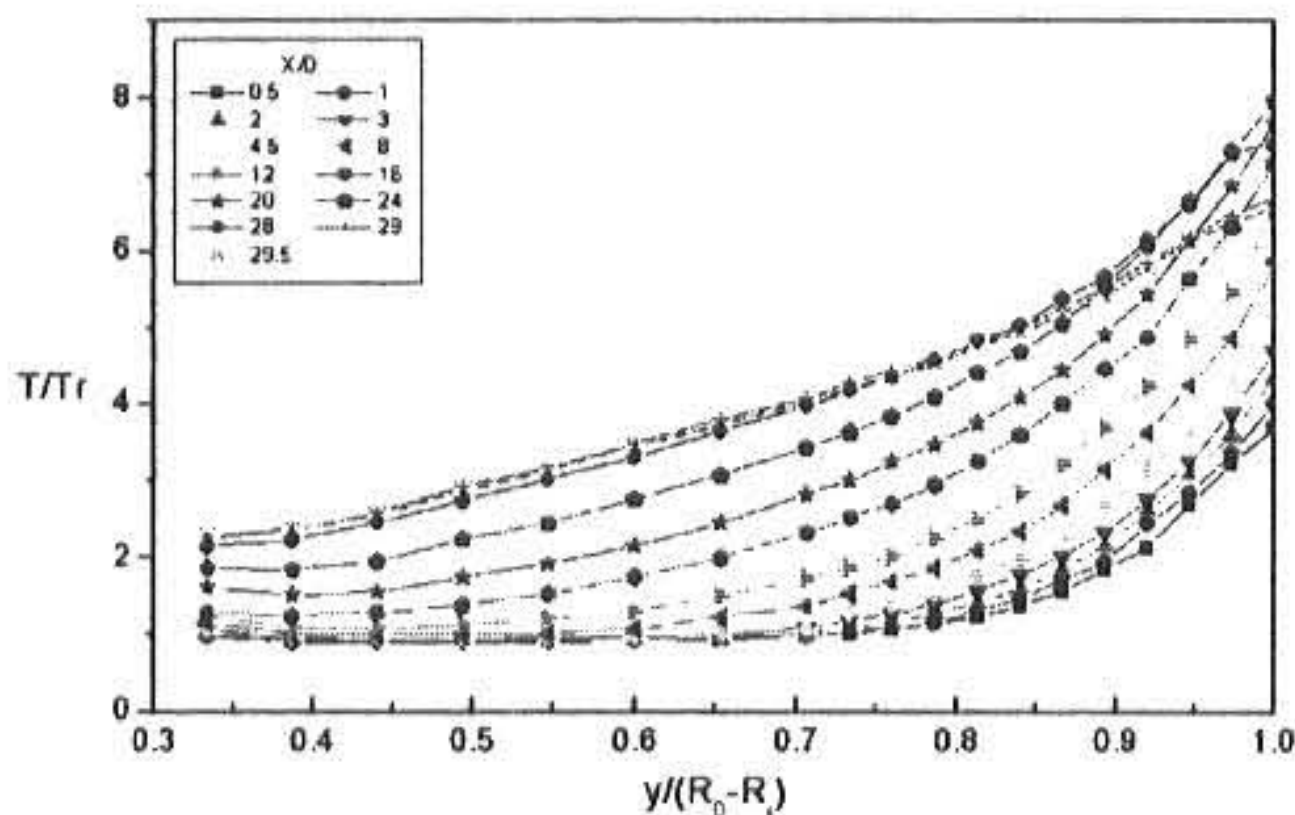


Fig.3 Distributions of temperature profile across the test tube for Re=30,000

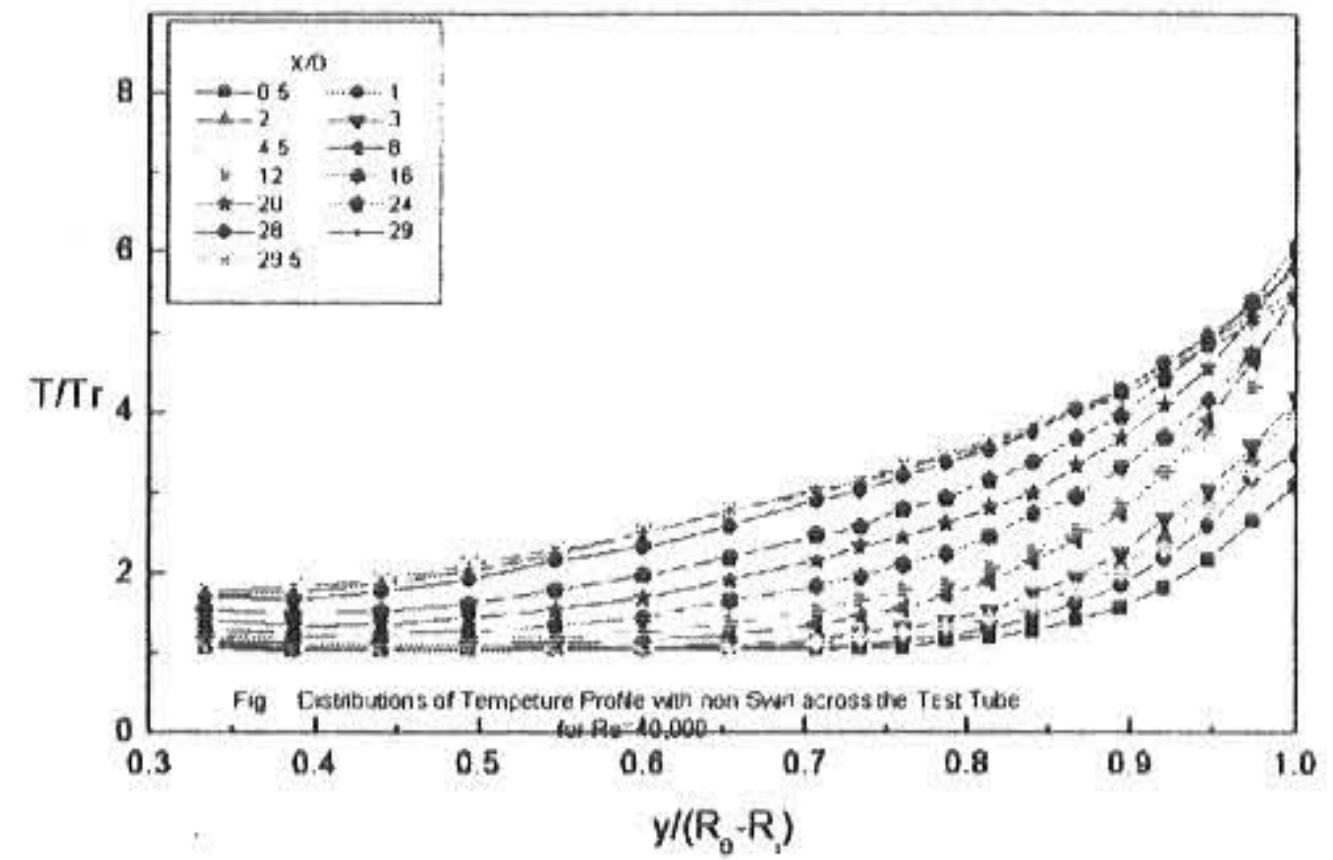


Fig.4 Distributions of temperature profile across the test tube for Re=40,000

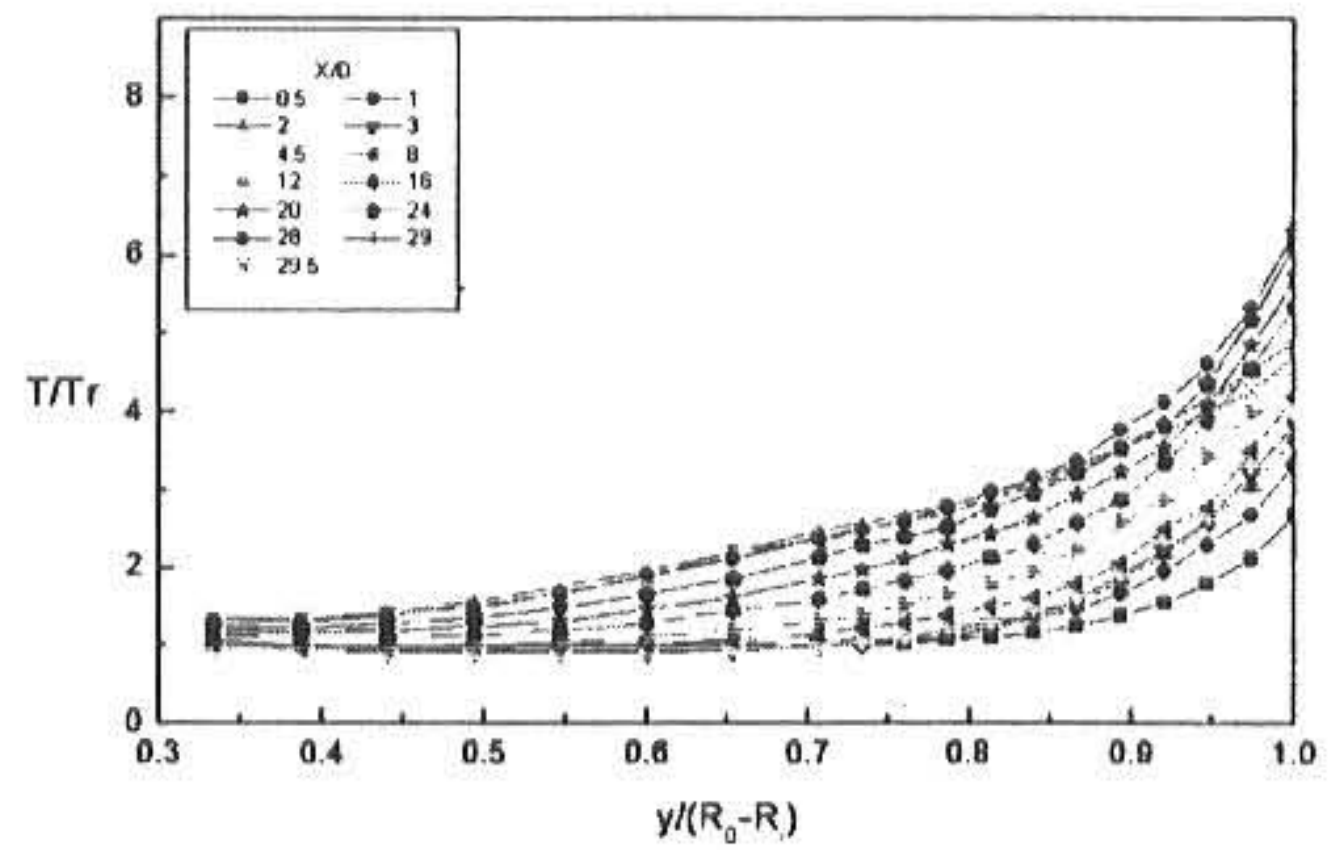


Fig.5 Distributions of temperature profile across the test tube for Re=50,000

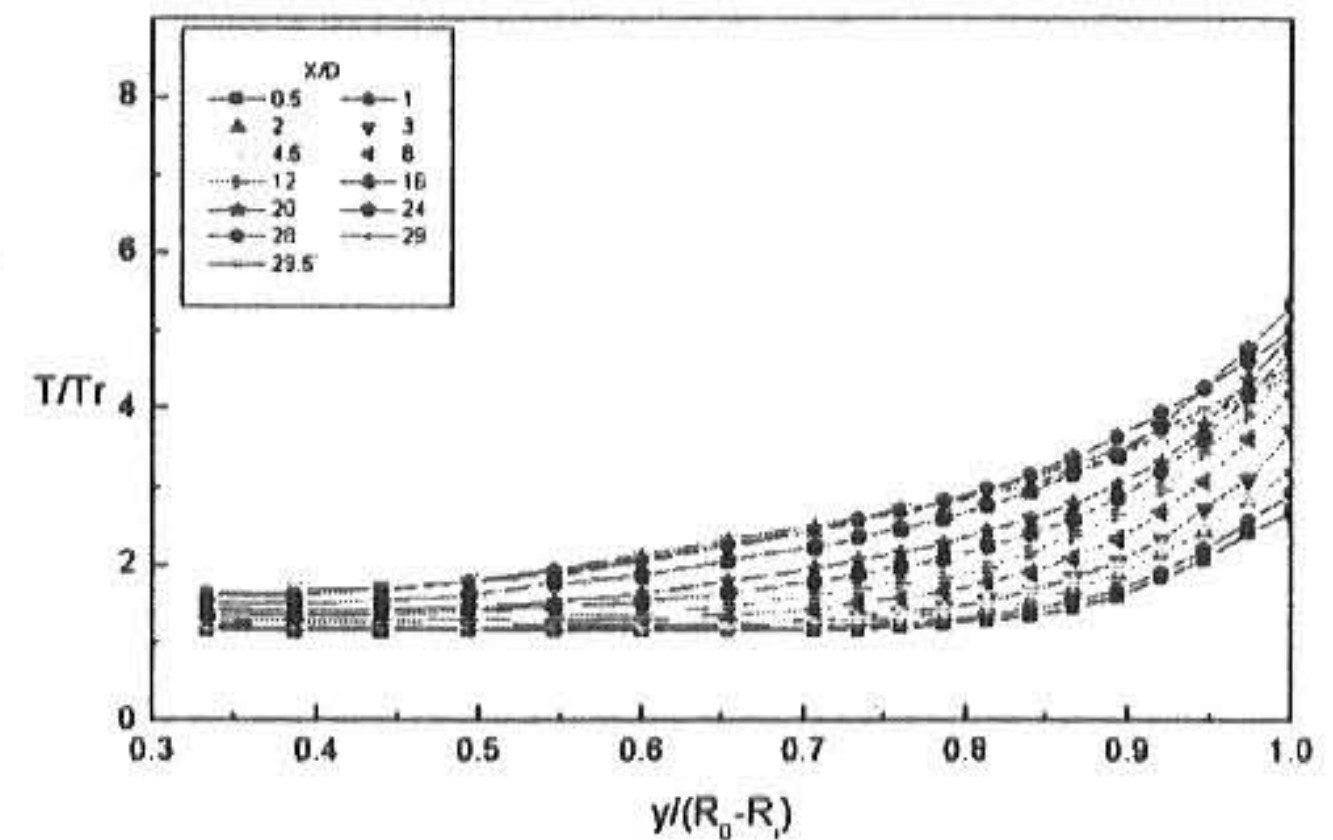


Fig.6 Distributions of temperature profile across the test tube for Re=60,000

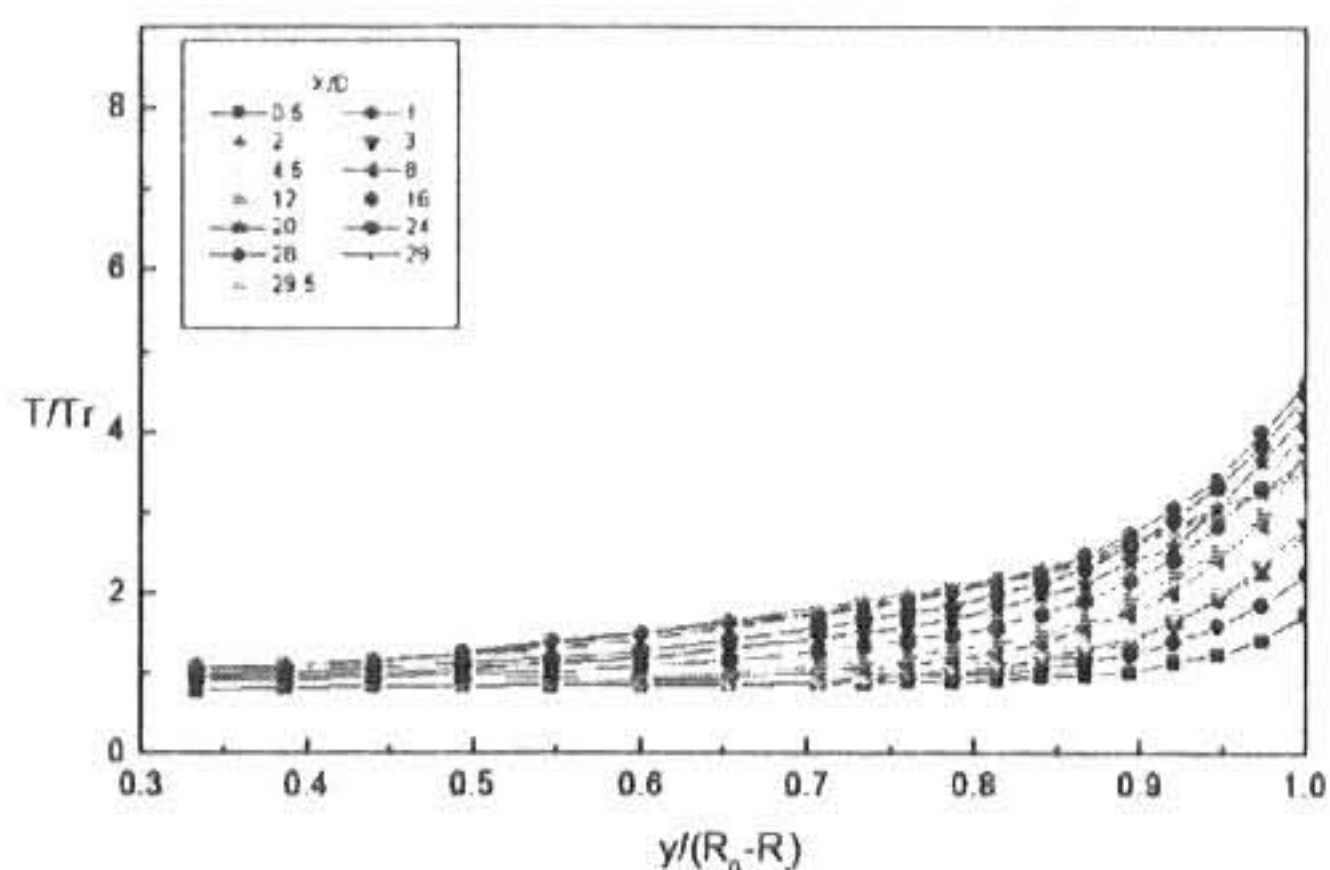


Fig.7 Distributions of temperature Profile across the test tube for Re=70,000

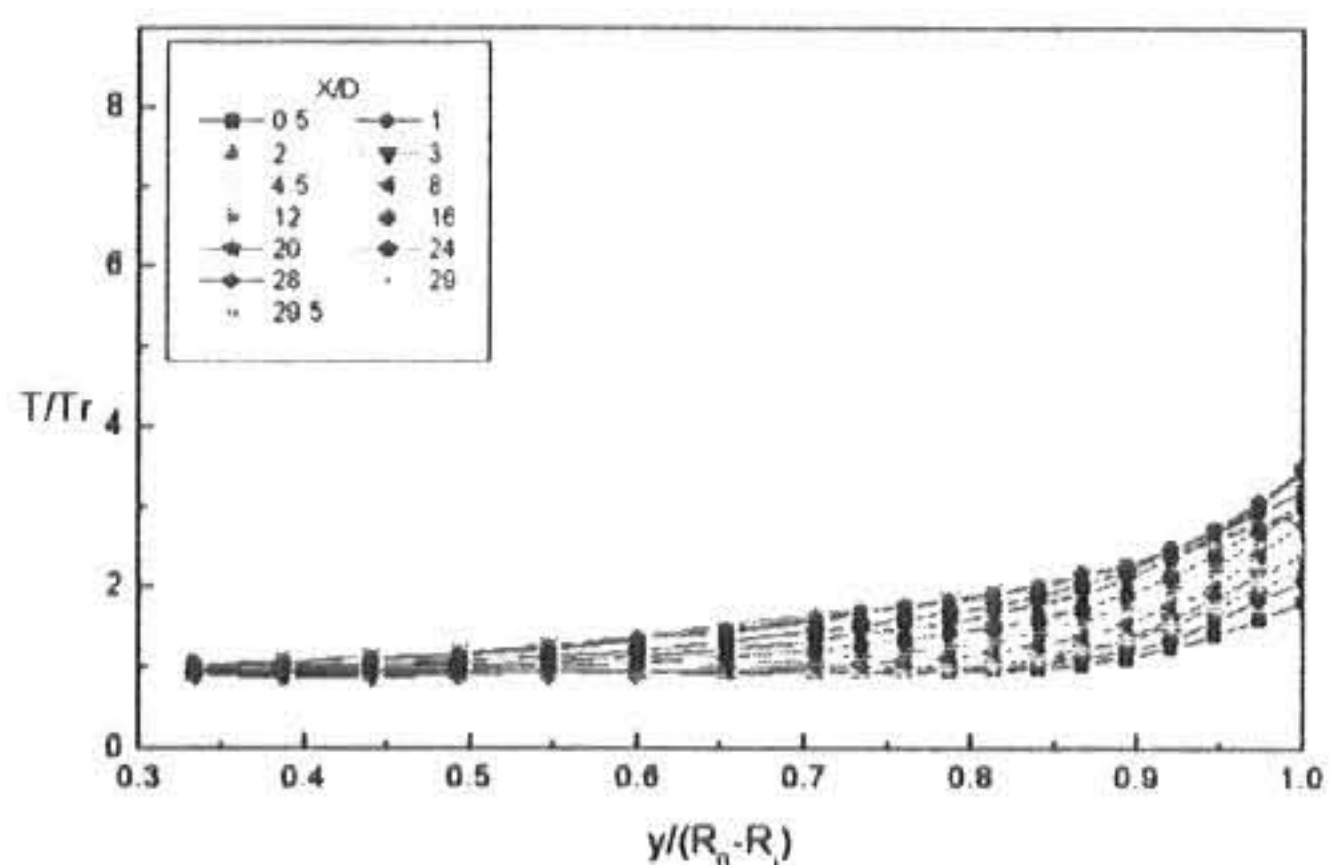


Fig.8 Distributions of temperature profile across the test tube for Re=80,000

관벽 근처에서 온도분포는 아주 급하게 증가하였고 Re수가 감소할수록 크게 나타났다. 반면 Re수가 증가할수록 그 온도범위는 좁았다. 그것은 Re수의 증가에 따른 관 벽에서의 보다 많은 에너지이동에 기인된 것으로 생각된다. 그러나 관 끝 부근(X/D=29~29.5)에서는 유체의 온도가 떨어지고 있는 현상을 나타내었다. 이것은 관 끝 효과에 관계된 것으로 생각된다.

이와 같은 현상은 Re 수의 증가에 관계없이 동일한 현상을 나타내었다.

3.2 벽면온도(Wall temperature)

Fig.9는 Re수에 따른 벽면온도를 나타낸다. 테스트튜브 입구에서는 벽면온도 분포가 가파르게 증가하나 X/D=12.5 이후부터 점차 완만하게 증가하는 현상을 나타내다 X/D=26이후부터

는 감소하는 현상을 나타내었다.

이 현상은 국소 유체온도가 X/D=29~29.5에서 감소하는 현상과 일치하는 것으로 테스트튜브의 관 끝 효과에 기인된 것으로 생각된다.

이 벽면 온도 분포는 Re수가 증가할수록 감소하였다. 이것은 Re수에 따른 평균속도의 증가로 벽면으로부터 보다 많은 에너지가 유체에 이동된 것으로 생각된다.

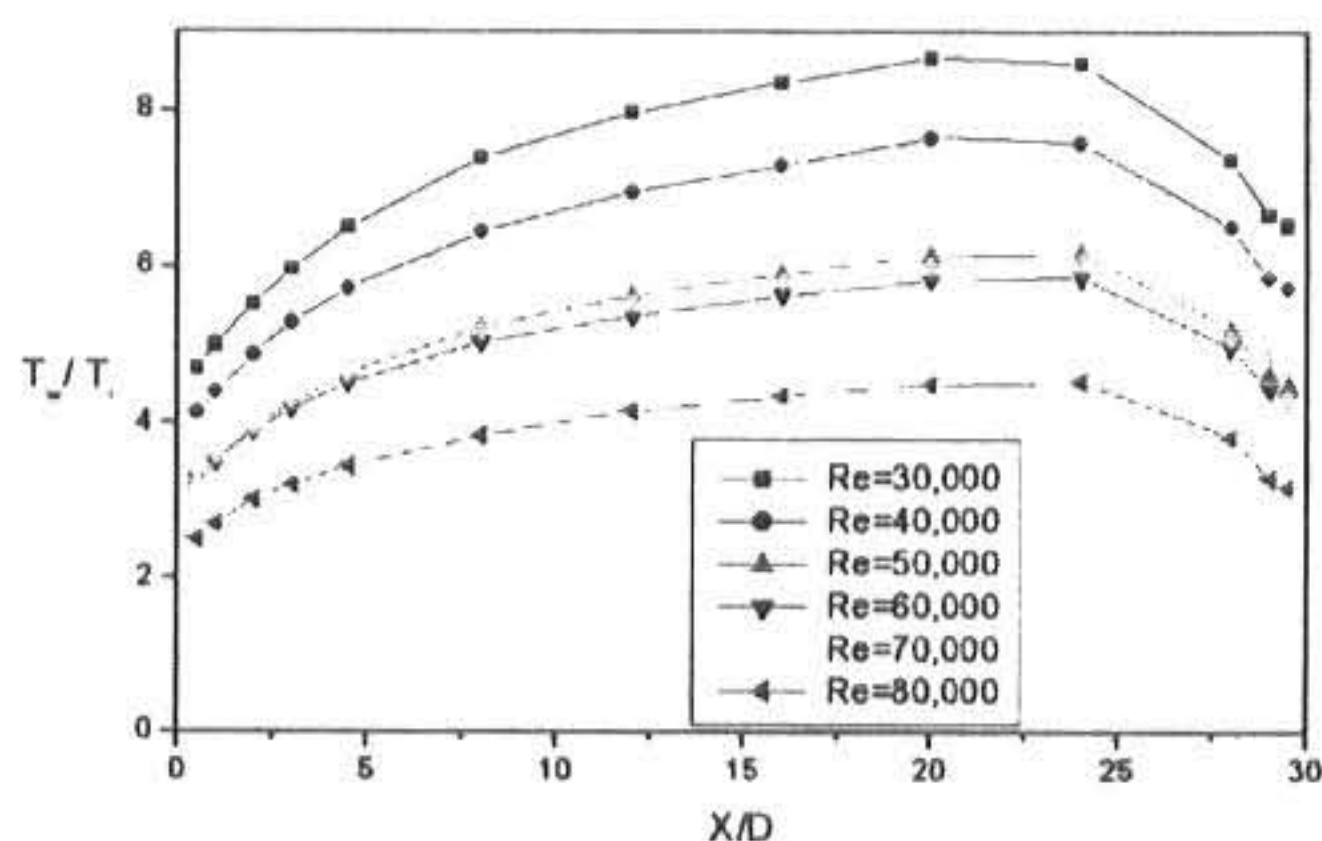


Fig.9 Comparison of T_w/T_r for Re=30,000, 40,000, 50,000, 60,000, 70,000 and 80,000

3.3 Nusselt 수

기본적인 체적온도(bulk temperature)는 식(1)에서 구할 수 있지만 테스트 튜브 내에서 동일위치에서 국소유체 온도와 축방향속도를 측정해야 구할 수 있으므로 식(2)를 이용하여 각 영역의 체적온도를 구하여 식(3, 4, 5)로부터 국소Nusselt 수를 계산하였다.

먼저 Fig. 3~Fig.8에서 측정한 국소 유체 온도로부터 체적온도(bulk temperature)를 구하여 유체의 정압비열 및 열전도계수를 얻어 Nusselt 수를 계산하였다.

$$T_b = \frac{\int_0^{r_0} \rho 2\pi dr u c_p T}{\int_0^{r_0} \rho 2\pi dr u c_p} \quad (1)$$

$$T_b = \frac{1}{A} \int_A T dA \quad (2)$$

$$dq = m C_p d T_b \quad (3)$$

$$h = \frac{m C_p d T_b}{2\pi r dx (T_w - T_b)_{mean}} \quad (4)$$

$$Nu = hD/k \quad (5)$$

이 식으로부터 계산된 Nusselt 수는 식 (6)에서 나타내는 Dittus & Boelter 식으로부터 구한 결과와 비교하였다.

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (6)$$

여기서 Pr은 Prandtl 수이다.

Fig.3~Fig.8은 은 Nusselt 수를 Re=30,000~Re=80,000에서 나타내고 있다.

여기서 Nu_d 는 Dittus & Boelter 식으로부터 구한 값이다.

Fig. 3에서 Nu/Nu_d 는 관의 입구에서 1.5정도이나 테스트튜브 출구에서는 2.05를 나타내고 있다. Nu/Nu_d 값은 테스트튜브입구에서는 1.5 정도에서 점차 낮아져 X/D=10 근처에서부터 열적으로 충분히 발달된 영역이 시작하여 X/D=22.25까지 계속하다 다시 증가하는 현상을 나타내었다. 이와 같은 현상은 Re수에 관계없이 유사한 현상을 나타내었다. 이와 같은 결과는 테스트튜브를 따라 공기가 유동하면서 가열되어 출구에서는 높은 값을 나타내고 있다. Nu/Nu_d 의 분포는 Re수가 증가하면서 점차 감소하여 Nu/Nu_d 가 1.5에 접근하고있는 것을 볼 수 있다.

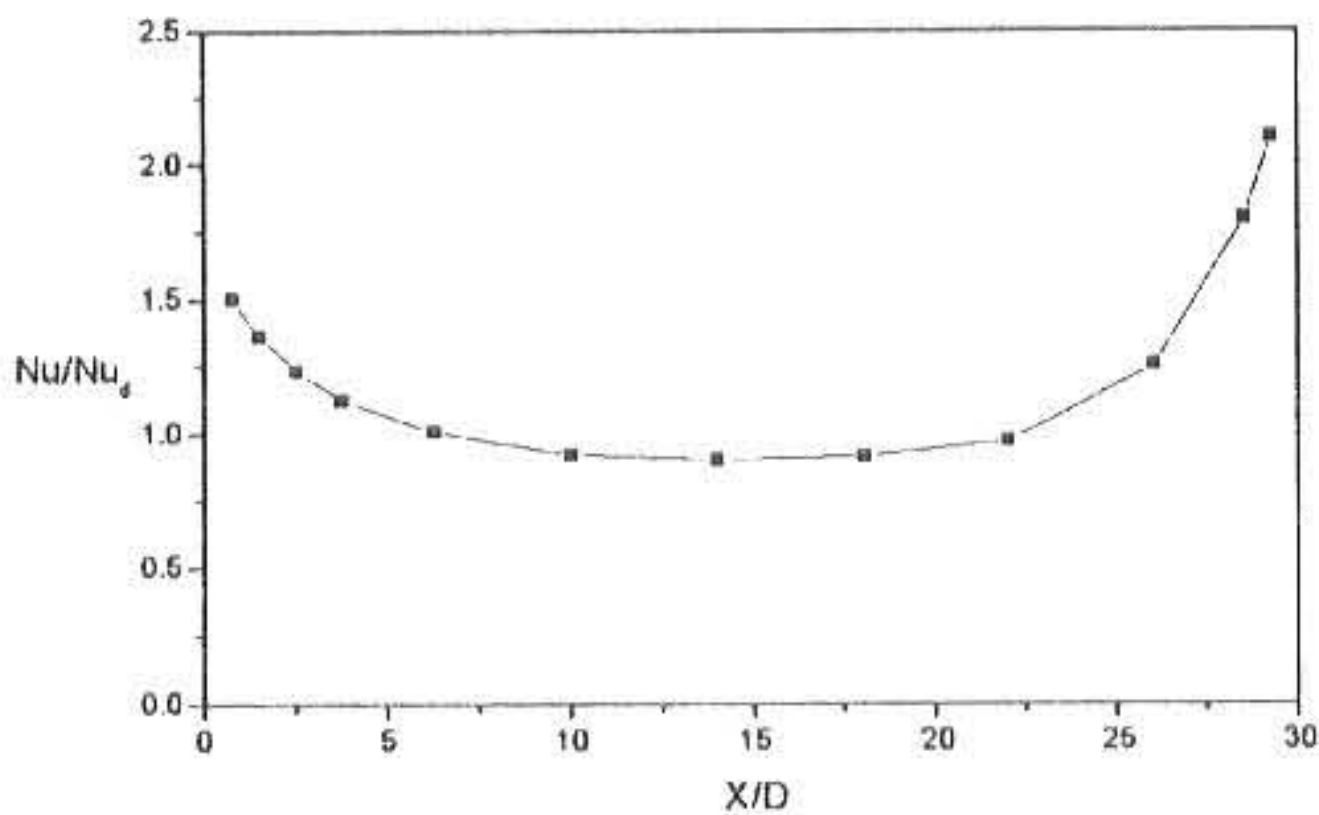


Fig.10 Distributions of Nusselts number along the test tube for Re=30,000

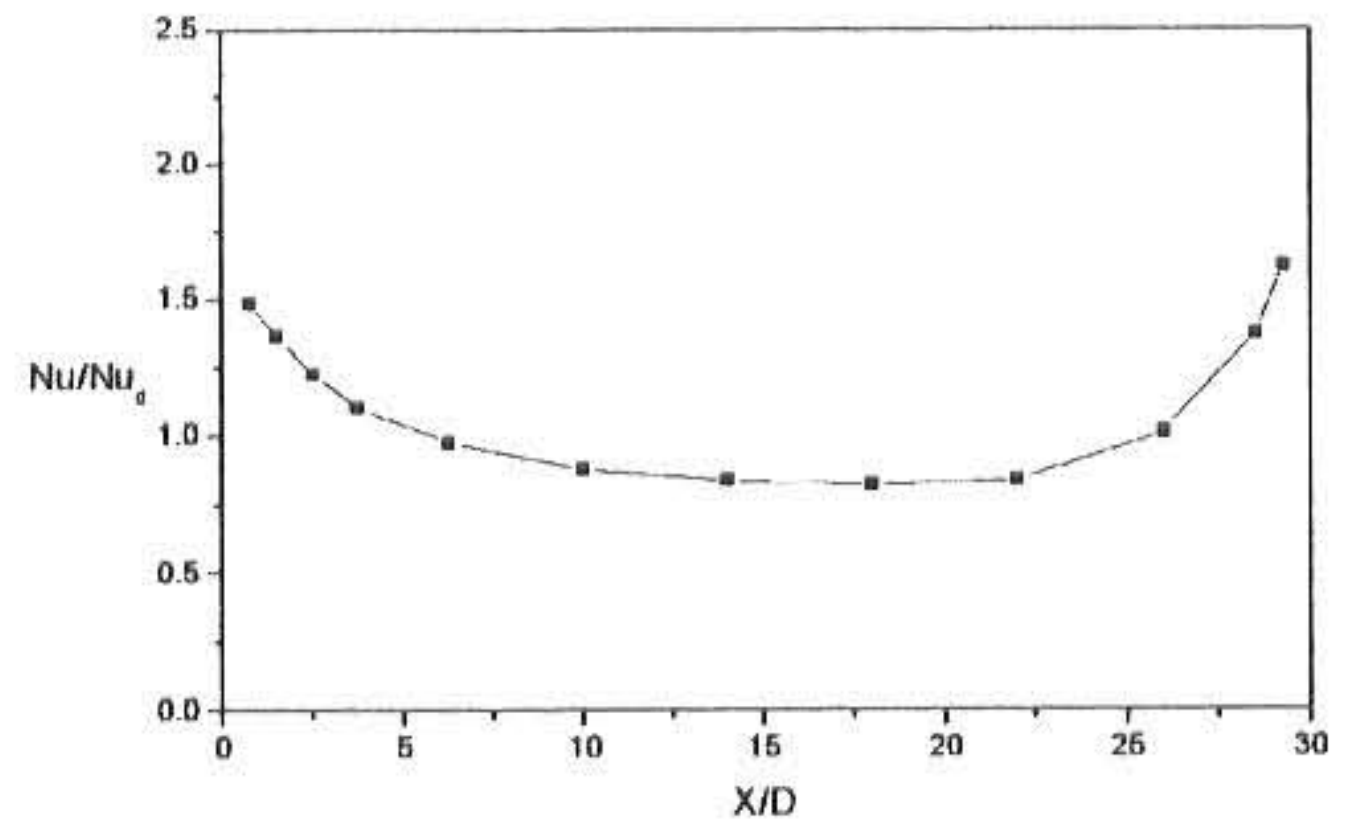


Fig.11 Distributions of Nusselts number along the test tube for Re=40,000

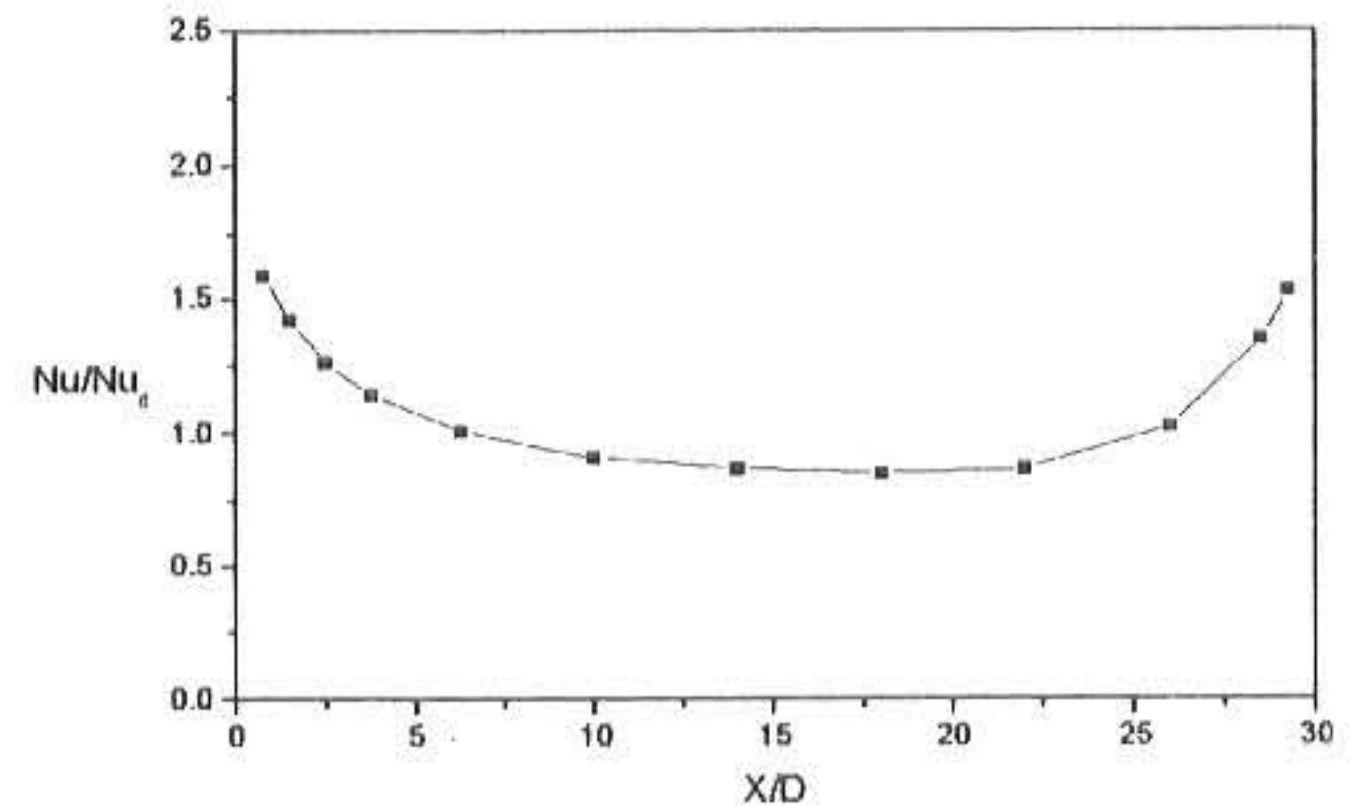


Fig.12 Distributions of Nusselts number along the test tube for Re=50,000

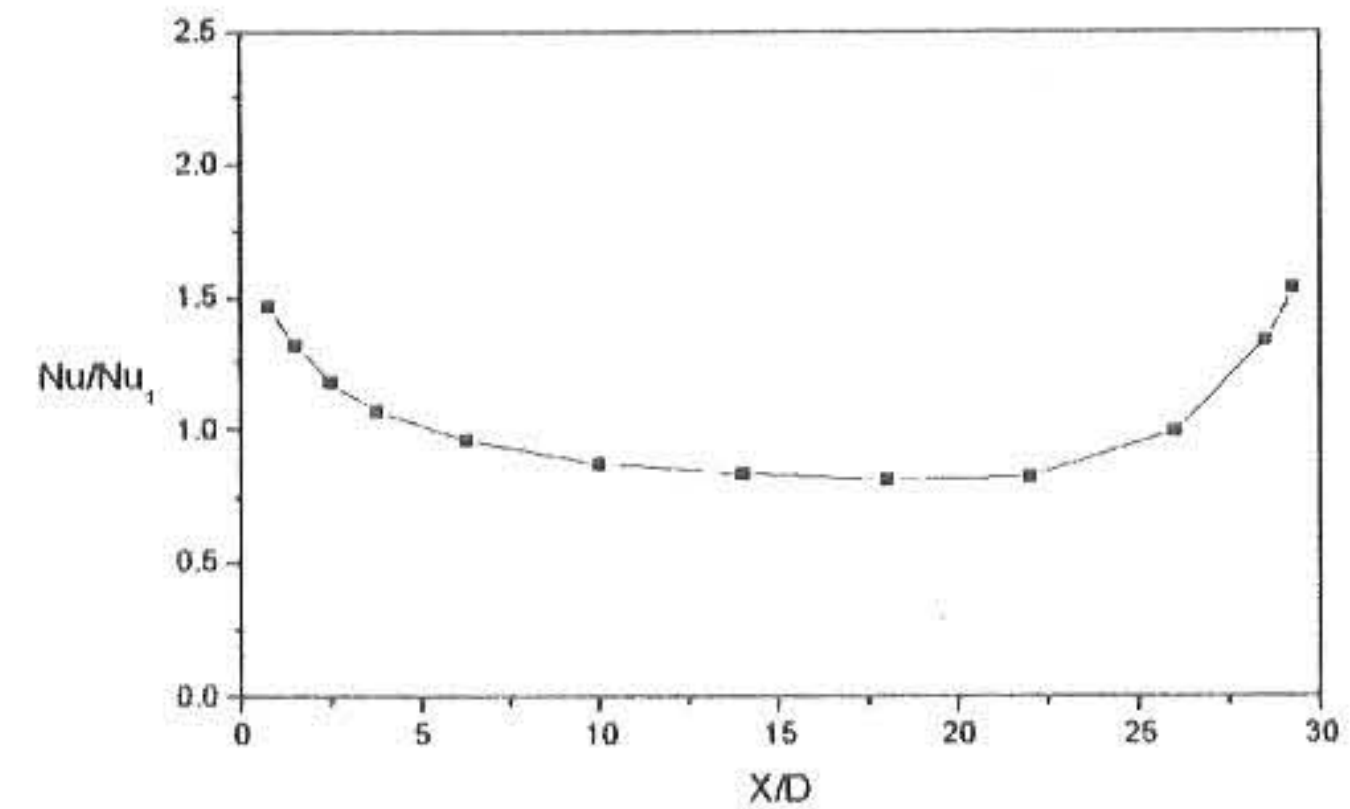


Fig.13 Distributions of Nusselts number along the test tube for Re=60,000

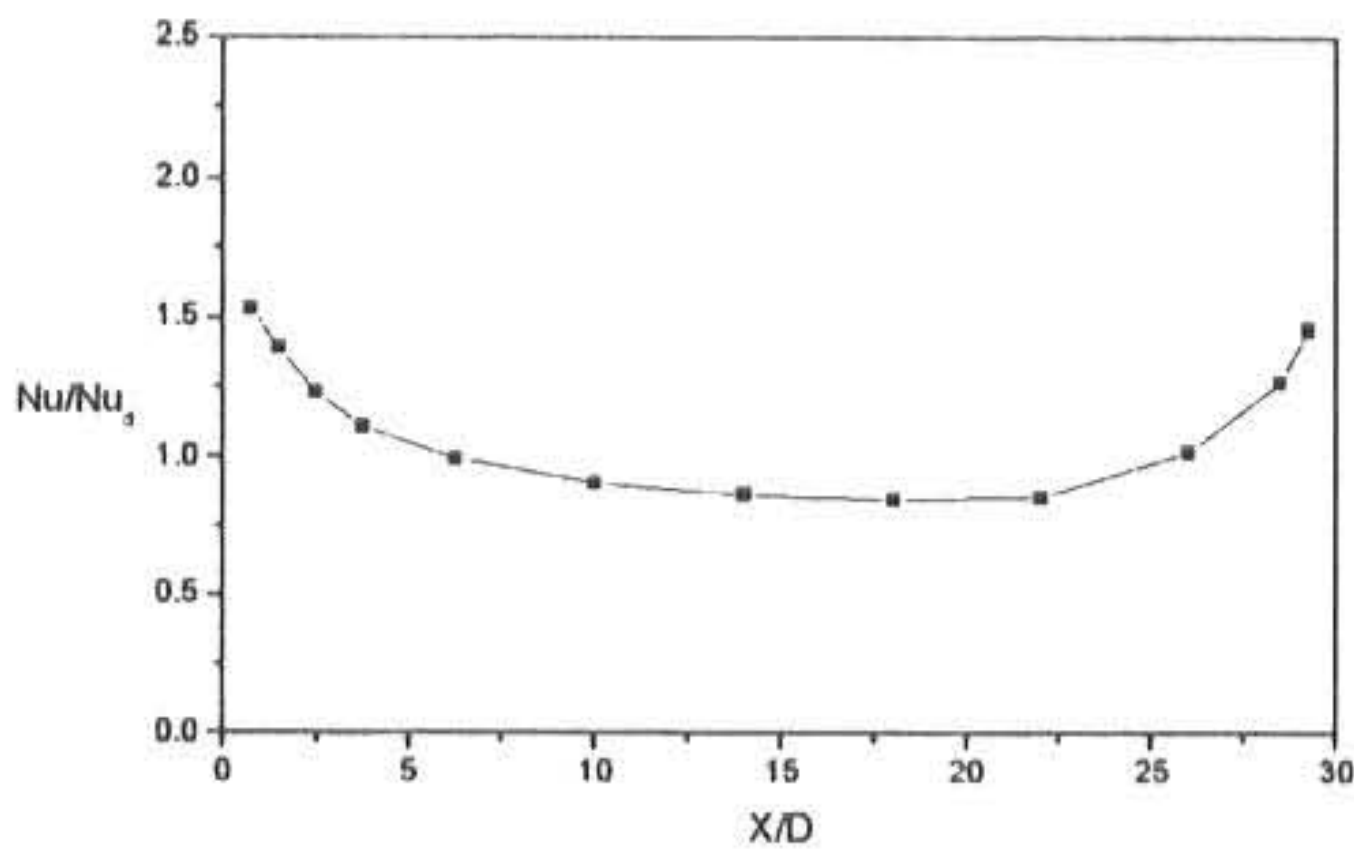


Fig.14 Distributions of Nusselts number along the test tube for Re=70,000

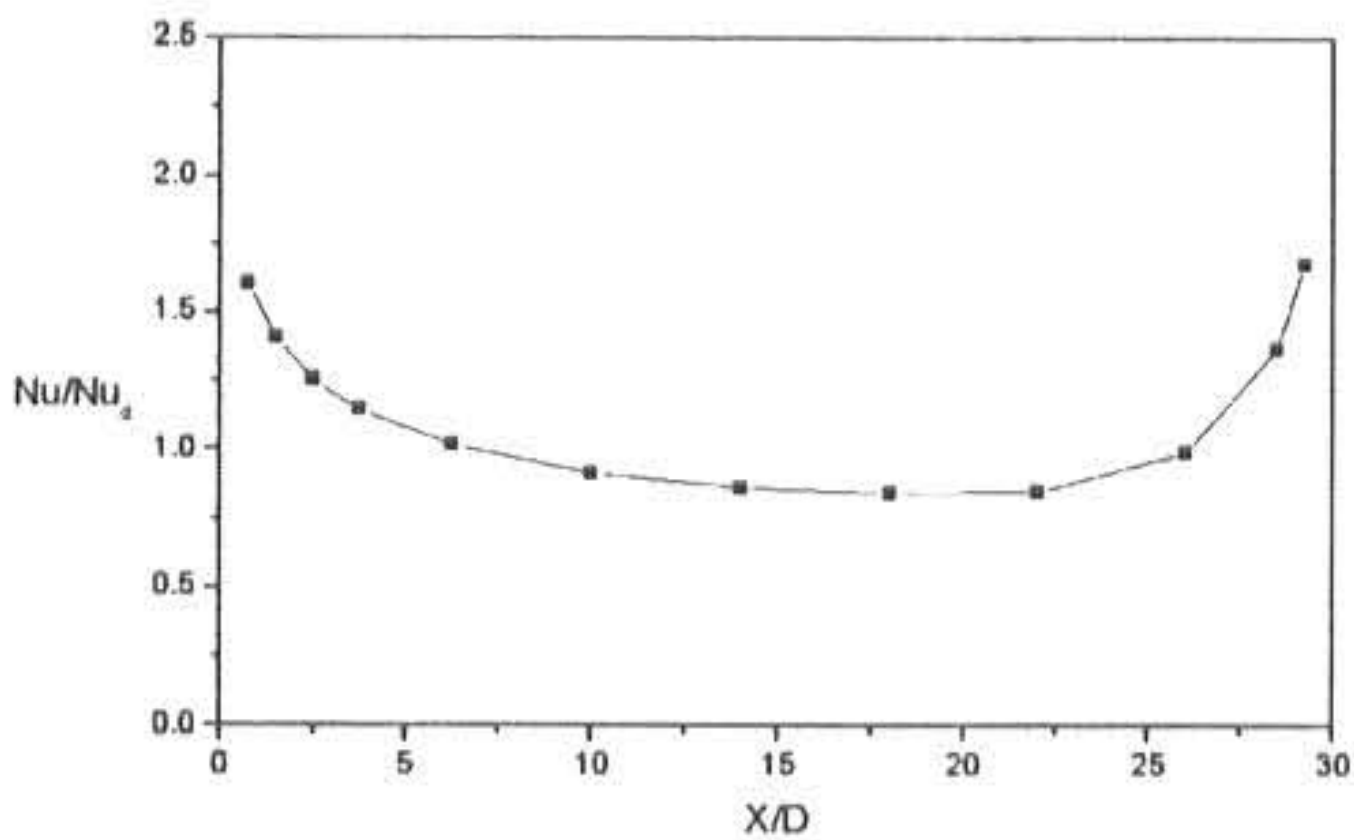


Fig.15 Distributions of Nusselts number along the test tube for Re=80,000

테스트튜브 입구에서는 입구영향을 나타내다 충분히 발달된 영역으로 들어가고 다시 출구에서는 출구영향이 크게 나타나고 있다.

이 값은 입구보다 큰 값을 나타내고 있다. 또한, 충분히 발달된 영역에서는 Dittus & Boelter 식의 값보다 적은 현상을 나타내고 있다. 이것은 내부 관에서 열 손실에 의한 것으로 생각된다.

Fig.16에서 Nu/Nu_d 를 Re=30,000~Re=80,000에서 나타내고 있다.

Nu/Nu_d 는 테스트튜브 입구와 출구에서 1.3~1.5배로 모두 강한 관 입구효과와 출구효과를 나타내고 있다. 또한, 충분히 발달된 영역에서는 Dittus & Boelter 식의 값보다 적은 현상을 나타내고 있다. 이것은 내부 관에서 열 손실에 의한 것으로 생각된다.

이와 같은 영향으로 Re수의 변화에 대한

Nu/Nu_d 는 Re=30,000을 제외하고는 거의 차이가 없이 나타나고 있다.

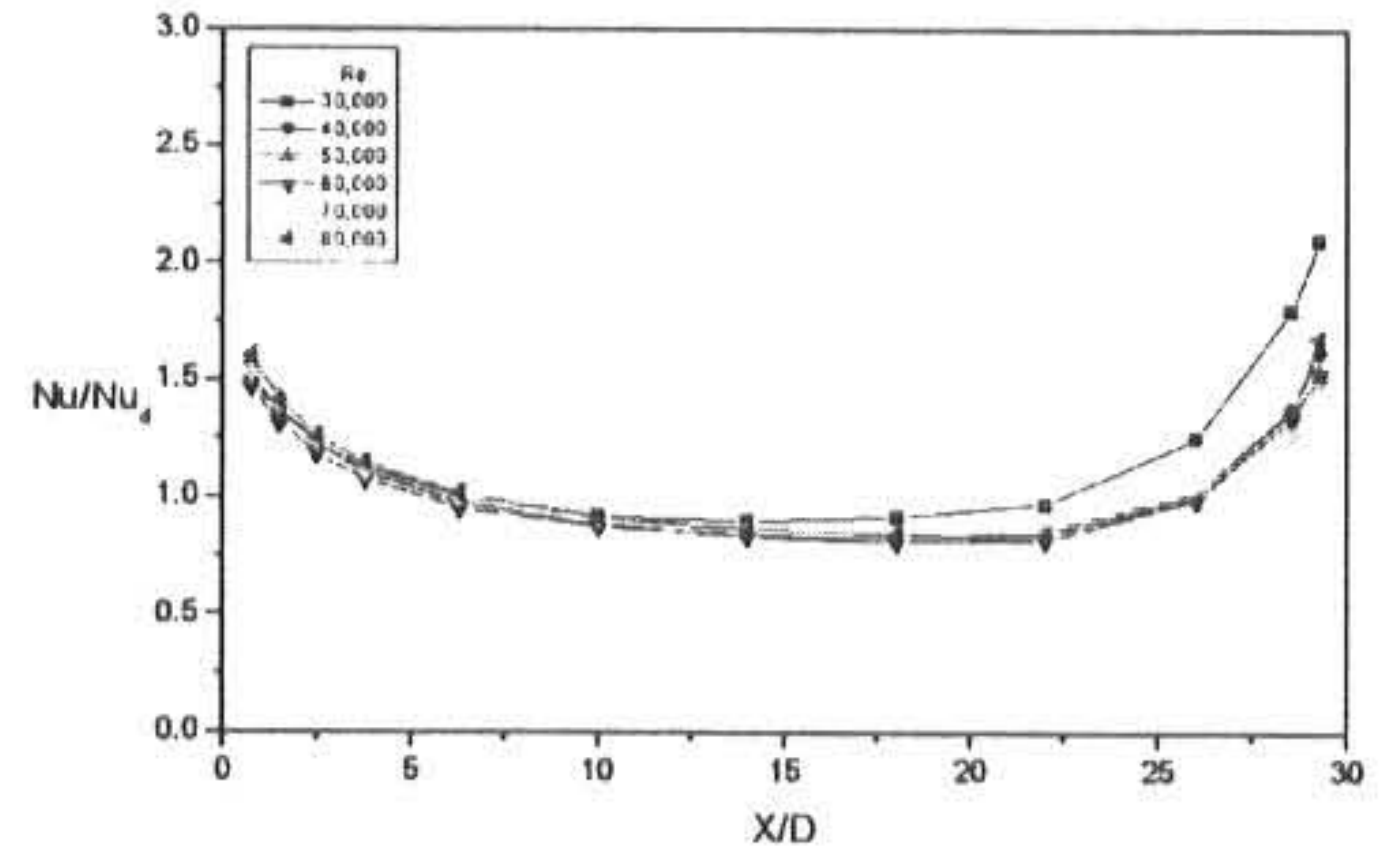


Fig.16 Comparison of Nusselts number for Re=30,000, 40,000, 50,000, 60,000, 70,000 and 80,000

4. 결론

(1) Re=30,000에서 공기의 온도는 $X/D=0.5 \sim 3$, $y/(Ro-Ri)=0.65$ 까지 일정한 값을 가지고 있다. 그러나 Re수가 증가하면서 이 범위는 증가하여 Re=80,000에서 $y/(Ro-Ri)=0.75$ 나타내고 있다.

(2) 관벽 온도는 $X/D=26$ 이후부터는 감소하는 현상을 나타내었다. 이 현상은 국소 유체온도가 $X/D=29 \sim 29.5$ 에서 감소하는 현상과 일치하는 것으로 테스트튜브의 관 끝 효과에 기인된 것으로 생각된다.

(3) Nu/Nu_d 는 테스트튜브 입구와 출구에서는 1.3~1.5 배정도의 강한 입구 및 출구의 영향이 크게 나타나고 있다. 또한, 충분히 발달된 영역에서는 Dittus & Boelter 식의 값보다 적은 현상을 나타내고 있다. 이것은 내부 관에서 열 손실에 의한 것으로 생각된다.

- 후 기 -

본 논문은 2000년도 경남대학교 교내 학술연구 조성비 지원에 의해 연구되었습니다.

참고문헌

- 1) R. R. Rothfus. : Velocity Distribution and Fluid Friction in Concentric Annuli, PhD thesis, Carnegie Institute of Technology, (1948)
- 2) J. A., Brighton and J. B., Jones. : Fully Developed Turbulent Flow in Annuli, J. of Basic Engineering, pp. 835-843, (1964)
- 3) Alan Quarmby. : An Experimental Study of Turbulent Flow Through Concentric Annuli, Int. J. Mech. Si, Vol.9, pp.205-221, (1967)
- 4) Kay, W. M. and Leung, E. Y. : Heat Transfer in Annular Passages: Hydrodynamically Developed Flow with Arbitrarily Prescribed Heat Flux, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.6, pp.537-557, (1963)
- 5) D.B. Tuft and H. Brandt. : Forced-Convection Heat Transfer in a Spherical Annulus Heat Exchange, J. of Heat Transfer, Vol. 104, pp.670-677, (1982)
- 6) M. Molki, K. N. Astill and E. Leal. : Convective Heat-mass Transfer in Temperature Region of a Concentric Annulus having a Rotating inner Cylinder, Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol. 11, No.2, (1990)
- 7) S. Garimella and R. N. Christensen. : Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Spirally Flute Annuli : Part II - Heat Transfer, J. of Heat, (1995)
- 8) Chigier A. N. and Beer J. M. : Velocity and Static-Pressure Distributions in Swirling Air Jets Issuing from Annular and Divergent Nozzle, ASME, J. of Basic Engineering, pp.788-796, (1964)
- 9) Scott C. J. and Rask D. R. : Turbulent Viscosities for Swirling Flow in A Stationary Annulus, ASME J. of Fluids Engineering, pp.557-566, (1973)
- 10) Milar D. A. : A Calculation of Laminar and Turbulent Swirling Flows in Cylindrical Annuli, ASME, Winter Annual Meeting New York Dec, pp.89-98, (1979)
- 11) Clayton B. R., and Morsi Y. S. M. : Determination of Principal Characteristics of Turbulent Swirling Flow Along Annuli, Int. J. Heat & Fluid Flow Vol.6, No.1, pp. 31-41, (1985)
- 12) Reddy P. M., Kind R. J. and Sjolander S. AA. : Computation of Turbulent Swirling Flow in an Annular Duct, Num. Method in Laminar and Turbulent Flow pp.470-481, (1987)
- 13) 안수환, 이윤표, 김경천 : 사각돌출형 거칠기가있는 이중동심관내의 난류유속과 열전달, 대한기계학회논문집 17권 제5호 pp.1294-1303, (1993)
- 14) 김경천, 안수환, 이병규 : 외벽에 거칠기가있는 이중동심관 유동의 난류구조, 대한기계학회논문집 18권 제9호 pp.2443-2453, (1994)
- 15) 김경천, 안수환, 정양범 : 난류 이중동심관 유동에 미치는 표면거칠기 효과, 대한기계학회 논문집 1.9권 제7호 pp.1749-1757, (1995)
- 16) 안수환 : 돌출형 거칠기가있는 동심환형관의 유동에 대한 마찰계수, 대한기계학회 논문집B권 제23호 제5호 pp.587-592, (1999)

(2002년 4월 18일 접수, 2002년 8월 20일 채택)