

[논문] 한국태양에너지학회 논문집
Journal of the Korean Solar Energy Society
Vol. 26, No. 4, 2006

Wilson plot기법을 이용한 2중관식 대향류 열교환기의 단상 열전달에 관한 연구

엄기찬*

*인하공업전문대학 기계설계과(ohmkc@inhatc.ac.kr)

A study on the single-phase heat transfer in a counter-flow double-pipe heat exchanger by Wilson plot technique

Ohm, Ki-Chan*

*Dept. of Machine Design , Inha Technical College(ohmkc@inhatc.ac.kr)

Abstract

An experimental study of a counterflow heat exchanger was performed. The heat exchanger had an effective heat transfer length of 1000mm and was operated in a counterflow arrangement with hot water($30\pm 0.5^\circ\text{C}$, $Re_i = 3500 \sim 20000$) in the inner tube(copper tube, $d_o = 9.52\text{mm}$) and cold water($15\pm 0.5^\circ\text{C}$, $Re_{DH} = 10700 \sim 39000$) in the annulus(copper tube, $D_o = 19.05\text{mm}$). Overall heat transfer coefficients were calculated and heat transfer coefficients in the inner tube and the annulus were determined using Wilson plots. The inner Nusselt number was compared with that of Gnielinski's correlation and they agreed within $\pm 10\%$ error. The trends were typical for a fluid-to-fluid heat exchanger with the overall heat transfer coefficient increasing with both inner and annulus flow rates. In the range of this experiment, Nusselt numbers for the inner tube flow were almost identical with those of the annulus flow at the same Reynolds number.

Keywords : 열교환기(Heat exchanger), 대향류(Counterflow), 열전달(Heat transfer).

접수일자: 2006년 11월 3일, 심사완료일자: 2006년 12월 11일

기 호 설 명

- A : 단면적(m^2)
- c_p : 정압비열(kJ/kgK)
- d : 관 직경(m)
- D_H : 수력직경($= D_i - d_o$)(m)
- D_i : 환상유로의 내경(m)
- h : 열전달계수(W/m^2K)
- k : 열전도율(W/mK)
- L : 시험부의 길이(m)
- \dot{m} : 질량유량(kg/s)
- Q : 열전달량(W)
- T : 온도($^{\circ}C$)
- ΔT_{LM} : 대수평균온도차($^{\circ}C$)
- u : 유속(m/s)
- U : 총괄 열전달계수(W/m^2K)
- Nu : Nusselt수= hd/k
- Pr : Prandtl수
- Re : Reynolds수= ud/ν
- ν : 동점성계수(m^2/s)

첨자

- i : 내측
- o : 외측
- 1 : 입구
- 2 : 출구
- w : 관 벽

1. 서 론

2중 원관 열교환기를 이용하여 고온 유체로부터 저온 유체로 열전달을 증진시키는 연구는 에너지 효율을 증대시키는 것과 직결되므로 지속적으로 연구가 진행되고 있다. 그 양측 유체는 단상인 경우와 2상인 경우가 있으며, 각 경우에 열전달의 증진은 유동의 방향변화, 관의 인공적 거칠기(휨, 리브, 주름 등)를 부착하는 방법 등이 이용되고 있다^{1~6)}. 이러한 관내

의 열전달계수를 측정하는 하나의 방법으로서 Wilson plot방법^{7~9)}이 이용되고 있다^{1~5, 10~13)}.

열교환기에서 한쪽 유체로부터 다른 쪽 유체로의 총괄 열전달계수는 측정할 수 있지만 각 유체의 열전달계수를 동시에 구하기는 어려우며 Wilson plot의 기법은 그것을 해결하는 방법이다. 즉 열교환기의 양측 유체에 대하여 각각의 열전달계수를 구하는 것이며, 저자는 2중관 대향류의 내측(온수)과 외측(냉수) 유체의 열전달계수를 Wilson plot에 의해 구한 결과를 보고한 바 있다¹⁴⁾. 즉 총괄 열전달계수 U_o 를 실험에 의해 구하고, 내측관내 열전달계수는 $Re = 2300 \sim 20000$ 에서 관내 단상유동의 열전달 관계식으로 정확도가 높다고 알려져 있는 Gnielinski[16]의 식 (1)로 가정하여 Wilson plot에 의해 외측 환상유로 유동의 열전달계수를 구하고, $Re \geq 10000$ 에서 적용할 수 있는 Dittus-Boelter식¹⁵⁾ (2)와 비교하였다. 또 위와 같이 외측 환상유로의 열전달계수를 이용하여 역으로 내측관의 열전달계수를 구하였으며, 내측관의 열전달계수로 가정한 Gnielinski의 식과 비교하여 그 가정에 대한 검증을 시도하였다. 그러나 위와 같이 가정하여 Wilson plot에 의해 구한 외측 환상유로의 열전달 관계식은 Dittus-Boelter의 식보다 29.84~42.75% 낮은 값으로 나타났으며, 내측관의 검증을 위해 구한 관계식은 Gnielinski의 식보다 4.6~17.9% 높은 값으로 나타났다. 따라서 내측에 열전달 촉진을 위한 관을 채용하여 그 관내유동의 열전달계수를 구하고자 하는 경우, 외측 환상유로의 열전달이 가장 잘 일치하는 것으로 밝혀진¹²⁾ Dittus-Boelter의 식과 너무 많은 차이를 보이고 있다¹⁴⁾.

$$Nu_i = \frac{(f/8)(Re_i - 1000)Pr_i}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr_i^{2/3} - 1)} \quad (1)$$

여기서 f 는 마찰인자(friction factor)로서 $f = (0.79 \ln Re_i - 1.64)^{-2}$ 이다.

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (2)$$

따라서 본 연구에서는 총괄 열전달계수를 실험에 의해 구한 후 외측 환상유로의 유동에 대한 열전달을 Dittus-Boelter의 식으로 가정하여 적용하며 Wilson plot에 의해 내측 관 유동의 열전달계수를 구하고 Gnielinski의 식과 비교한다. 또 그 결과를 이용하여 역으로 외측 환상유로의 열전달계수를 구해 Dittus-Boelter의 식과 비교함으로써 외측 환상유로의 열전달을 Dittus-Boelter의 상관 식으로 가정한 것에 대한 검증을 하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

실험장치와 실험방법은 문헌[14]에서 상세하게 기술하였지만 실험장치의 개략도와 열전대의 설치도를 나타내어 간략히 설명한다.

그림 1은 실험장치의 개략도이며, 내측 관을 흐르는 온수는 $30 \pm 0.5^\circ\text{C}$, 외측관의 환상유로를 흐르는 냉수는 $15 \pm 0.5^\circ\text{C}$ 로 조정하였다. 내측 관 및 외측관은 모두 동관(copper tube)으로서 내측관은 외경 9.52mm, 두께 0.76mm, 외측관은 외경 19.05mm, 두께 1.07mm의 평활관이며 시험부의 길이는 1000mm이다. 내측 관을 흐르는 온수유량은 $20 \sim 110\text{g/s}$ ($Re_i = 3500 \sim 20000$)이며, 외측 환상유로를 흐르는 냉수유량은 $15 \sim 54.8\text{l/min}$ ($Re_{DH} = 10700 \sim 39000$)로서 대향류이다.

그림 2는 시험부와 열전대의 설치 위치를 나타내며 온수입구(A-A단면)와 출구(B-B단면) 단면상에는 4개의 열전대를 설치하고 평균온도를 취하여 각 단면의 대표온도로 하였다. 또 냉수입구(D-D 단면)와 출구(C-C단면)의 단면상에는 열전대를 각각 1개 및 4개를 각각 설치하여 역시 평균한 온도를 각 단면의 대표온도로 하였다[14]. 유체의 물성치는 각 유체의 입구와 출구의 평균온도에 대한 값을 사용하였다.

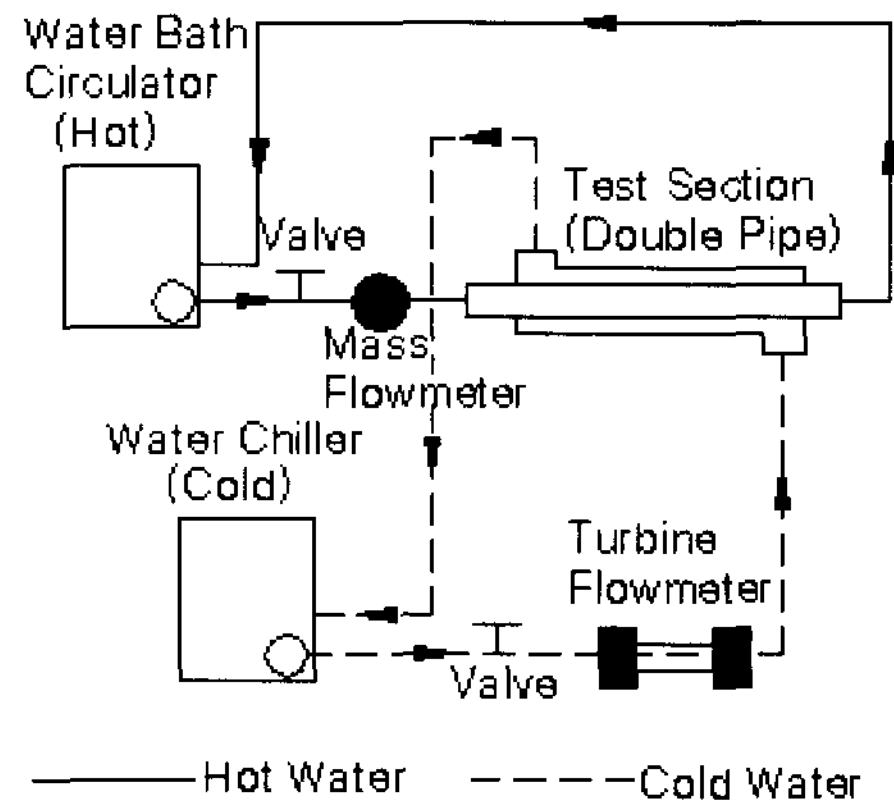
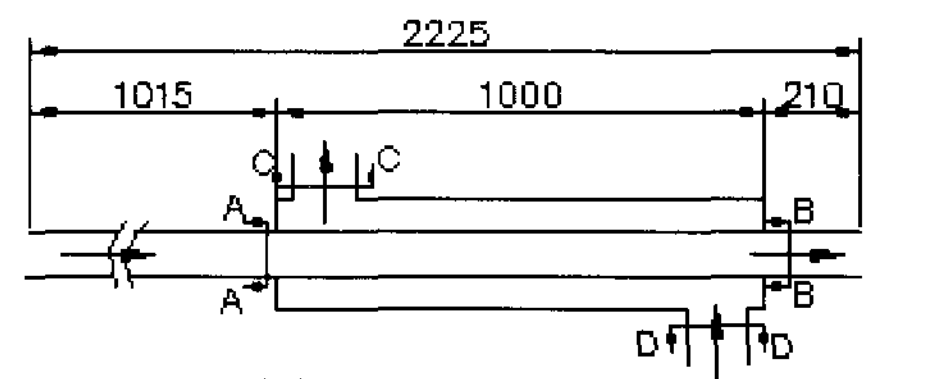
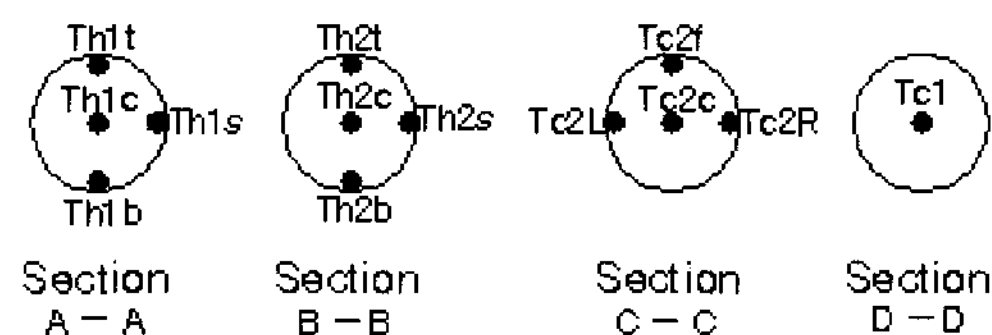


그림 1. 실험장치의 개략도



(a) Test section



(b) Position of Thermocouple

그림 2. 열전대의 설치도

3. Wilson plot의 적용

Wilson plot방법의 적용에 대해서도 문헌[14]에 기술하였다. 본 논문에서는 서론에서 언급한 바와 같이 총괄 열전달계수 U_o 를 실험에 의해 구하며, 외측 환상유로의 열전달을 Dittus-Boelter의 식 (2)로 가정하여 내측관의 열전달계수를 Wilson plot에 의해 구하였으며, 그 결과를 이용하여 외측 환상유로의 열전달계수를 후술하는 식 (5)로부터 구하여 Dittus-Boelter의 식 (2)와 비교함으로써 그 가정에 대한 검증을 하였다. Dricker 등[12]은 2중 원관 열교환기의 실험($Re_{DH} = 4000 \sim 30000$,

$D_i/d_o \leq 2.5$ 범위)에서 외측 환상유로의 열전달 실험결과가 Dittus-Boelter의 식과 가장 잘 일치함을 보고하였으며, 따라서 본 실험의 조건($D_i/d_o = 1.776$)도 그 범위 내이므로 외측 환상유로의 열전달은 Dittus-Boelter의 식으로 가정하는 것이다. 그리고 관내 단상유동의 열전달은 $Re = 2300 \sim 20000$ 에서 정확도($\pm 10\%$)가 우수한 것으로 알려져 있는 Gnielinski¹⁶⁾의 식 (1)과 비교하였다.

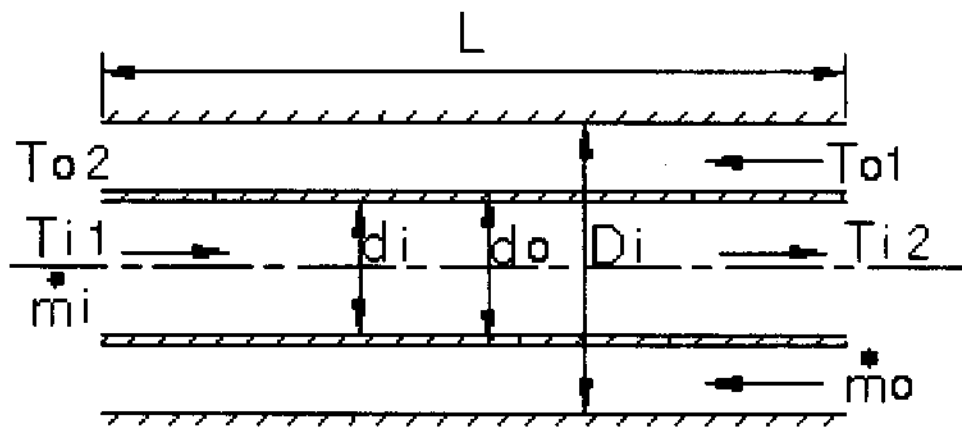


그림 3. 2중관 대향류 모델

그림 3은 2중관 대향류 열교환기의 단면도이며, 총괄 열전달계수 U_o 는 다음 식에 의해 실험적으로 구한다.

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{\Delta T_{LM}}{Q_m} \quad (3)$$

여기서 $A_o = \pi d_o L$, 열전달량 Q_m 은 내측관의 열전달량 $Q_i = \dot{m} c_{pi} (T_{i1} - T_{i2})$ 와 외측 환상유로의 열전달량 $Q_o = \dot{m} c_{po} (T_{o2} - T_{o1})$ 의 평균치이며, 이때 Q_i 와 Q_o 의 열평형은 $\pm 3\%$ 이내이다. 식 (3)의 대수평균 온도차 ΔT_{LM} 은 다음 식으로 표시된다.

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{i2} - T_{o1}) - (T_{i1} - T_{o2})}{\ln \frac{T_{i2} - T_{o1}}{T_{i1} - T_{o2}}} \quad (4)$$

식 (3)의 좌변(총괄 열 저항)은 내측 관 및 외측

환상유로의 열전달계수 h_i, h_o 와 관련하여 다음 식으로 표시할 수 있다.

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi k_w L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (5)$$

식 (5)에서 좌변은 식 (3)에 따라 실험적으로 구할 수 있으며, 우변의 제 2항(관 벽의 전도 열 저항)도 측정에 의해 계산이 가능하다. 따라서 우변 제 3항(외측 환상유로 유동의 열 저항)의 값을 알고 있다면 우변 제 1항의 값을 구할 수 있다. 본 연구에서는 전술한 바와 같이 우변 제 3항의 h_o 를 Dittus-Boelter의 식 (2) ($Nu = h_o D_H / k_o, Re = u_o D_H / \nu$ 로 적용)로 가정하여 적용하였으며, 따라서 우변 제 1항(내측 관 유동의 열 저항)에서 $A_i = \pi d_i L$ 이므로 내측 관 유동의 열전달계수 h_i 를 구할 수 있다.

4. 실험결과 및 고찰

식 (5)의 우변 제 3항인 $1/h_o A_o$ (식 (2)로부터 계산)를 횡축, $1/U_o A_o$ 를 종축에 취하고 내측관의 온수유량을 파라미터로 하여 Wilson plot를 하면 그림 4와 같이 각 유량별로 최적 직선으로 커브피팅(curve fitting)을 할 수 있다. 그와 같이 표시되는 직선의 방정식에서 종축의 절편은 식 (5)의 우변 제 1항과 2항(측정 가능)의 합이 되므로 내측 관 유동의 열전달계수 h_i 를 구할 수 있다.

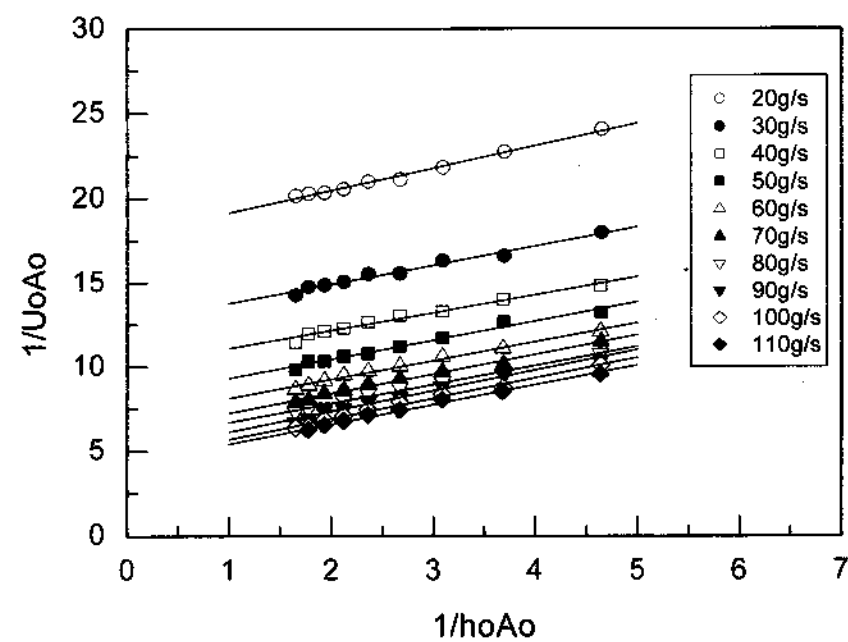


그림 4. 내측 관 유동의 열전달에 대한 Wilson plot

그 결과를 이용하여 내측관의 유량변화(Re_i)와 열전달($Nu_i/Pr_i^{0.3}$)의 관계를 정리하면 그림 5와 같이 표시되며, 따라서 내측관의 열전달 실험식은 식 (6)과 같이 표시할 수 있다.

$$Nu_i = 0.0167 Re_i^{0.848} Pr_i^{0.3} \quad (6)$$

이 실험식은 Gnielinski^[16]의 상관 식 (1)과 비교하면 $\pm 10\%$ 내에서 일치하고 있으며, 참고로 Dittus-Boelter식 (2)를 내측 관에 적용하여 비교하면 6.8~14.6%높게 나타나고 있다.

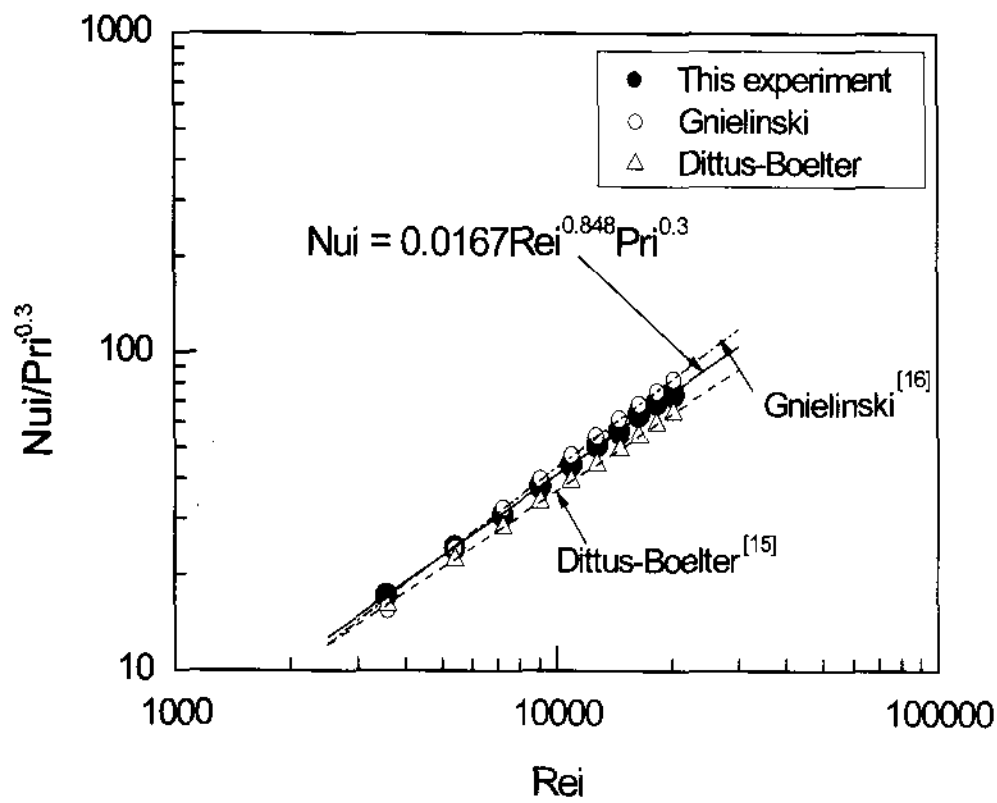


그림 5. 내측관 유동의 열전달

외측 환상유로의 열전달계수를 Dittus-Boelter 식으로 가정한 것을 검증하기 위해 위에서 얻어진 내측관의 열전달 실험식 (6)으로부터 역으로 식 (5)의 우변 제 1항을 계산하고 우변 제 3항의 h_o , 즉 외측 환상유로의 열전달계수를 구하여(식 (5)의 좌변으로부터 종축의 절편 값, 즉 식 (5)의 1항과 2항의 합을 빼면 $1/h_o A_o$ 이 되어 h_o 를 구함) 정리하면 그림 6과 같다. 그 결과는 식 (7)로 표시할 수 있다.

$$Nu_o = 0.0083 Re_{DH}^{0.886} Pr_o^{0.4} \quad (7)$$

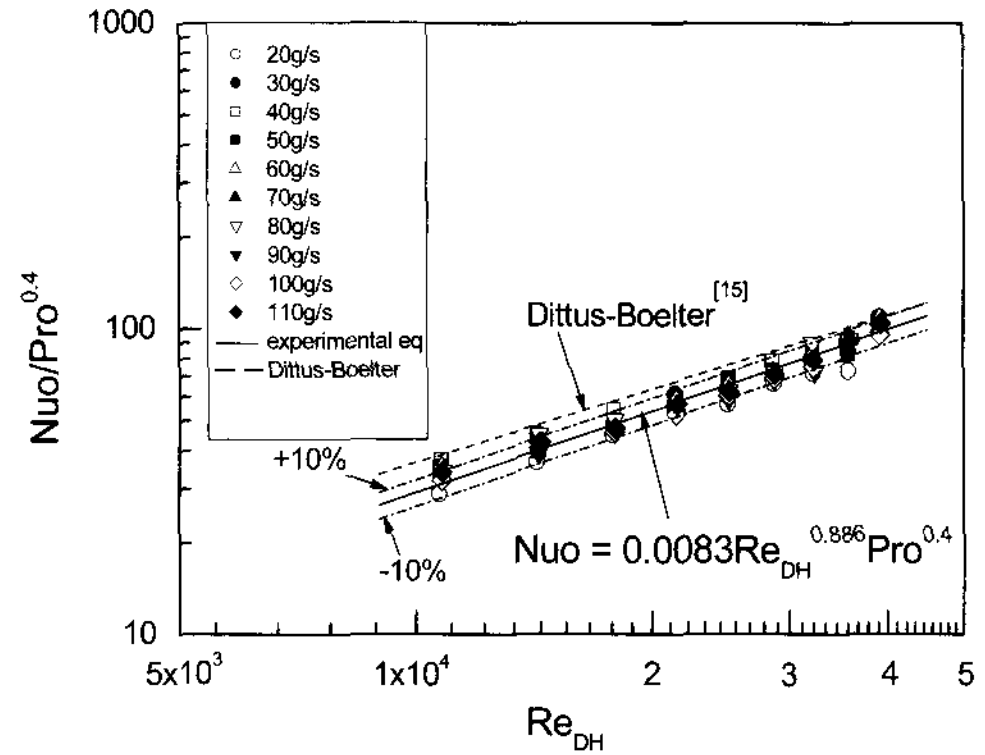


그림 6. 외측 환상유로 유동의 열전달

여기서 Nu_o 및 Re_{DH} 의 대표길이는 외측 환상유로의 수력직경(등가직경)으로 취하였다. 이 결과는 가정했던 Dittus-Boelter의 상관 식에 비하여 10.4~19.8%낮게 나타나고 있으며, 문헌^[14]의 결과 ($Nu_o = 0.07 Re_{DH}^{0.642} Pr_o^{0.4}$ 로서 Dittus-Boelter식에 비해 29.82~42.75%낮게 나타남)에 비하면 양호하게 접근한 결과이다. 따라서 2중관 대향류 열교환기에 열전달 향상을 위하여 열전달 촉진을 위한 여러 종류의 내측 관(미세 흰 관, 리브 관, 주름관 등)을 채용할 경우, 외측 환상유로의 열전달 상관 식으로서 Dittus-Boelter의 상관 식 (2)를 적용하여 Wilson plot를 이용하면 내측 관 유동의 열전달계수를 $\pm 10\%$ 내의 오차범위 내에서 구할 수 있을 것으로 생각된다.

그림 7은 2중관 대향류 열교환기의 내측 관 유동과 외측 환상유로의 유동에 대한 Nu 를 비교한 선도이다. 이 선도에서 Nu_i 및 Re_i 는 내측관의 Nusselt수 및 Reynolds수이며, Nu_o 및 Re_{DH} 는 대표길이를 환상유로의 수력직경 D_H 로 취한 외측관의 Nusselt수 및 Reynolds수를 의미한다. 이 선도에서 보듯이 동일한 Reynolds수에서 비교하였을 때 내측관과 외측관의 Nu 는 거의 유사한 값으로 나타났다.

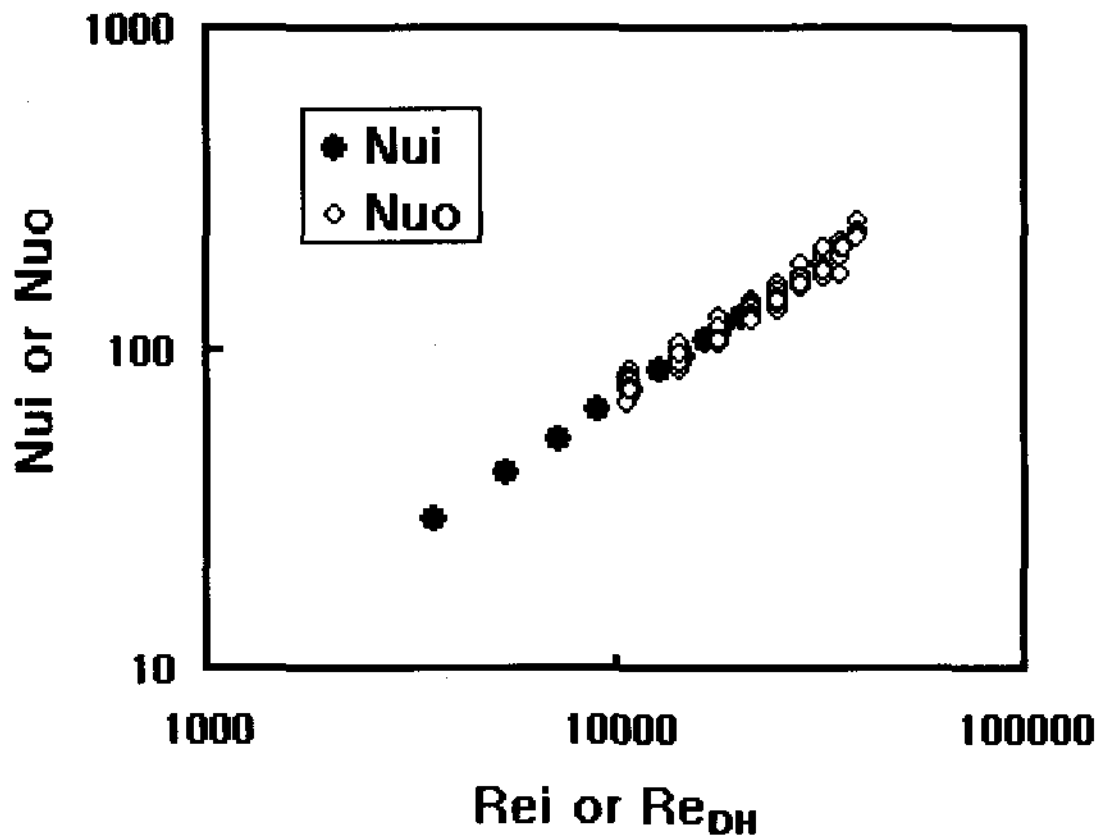


그림 7. 내측 관 유동과 외측 환상유로 유동의 열전달 비교

그림 8은 본 실험에서 얻은 총괄 열전달계수이며, 내측관의 온수유량(Re_i)이 증가할수록 총괄 열전달계수는 증가하며, 그 증가율은 외측 환상유로의 냉수(cold water)유량이 증가할수록 큼을 알 수 있다.

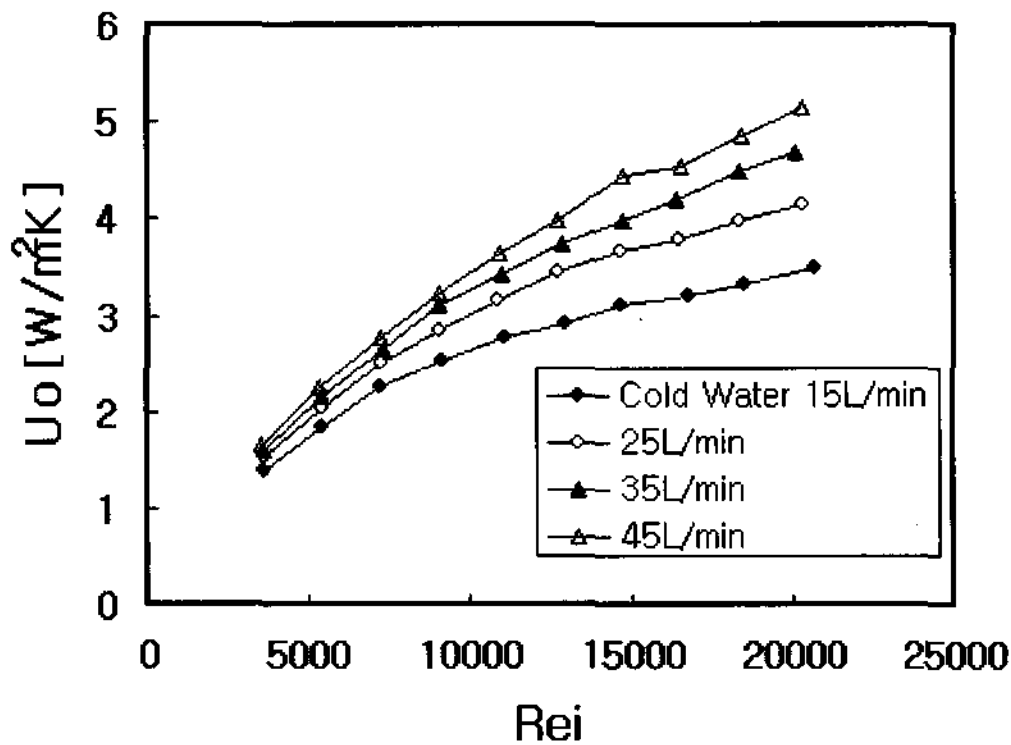


그림 8. 내측 관 유량과 총괄 열전달 계수

또한 그림 9와 같이 외측 환상유로의 냉수유량(Re_{DH})이 증가할수록 역시 총괄 열전달계수가 증가하고 있으며, 그 증가율은 내측관의 온수유량이 클수록 증가한다.

그림 8과 그림 9를 비교할 때 내측관 유량(Re_i)의 증가에 대한 총괄 열전달계수의 증가율은 외측관에 대한 유량(Re_{DH})증가의 경우보다 크게 나타났다.

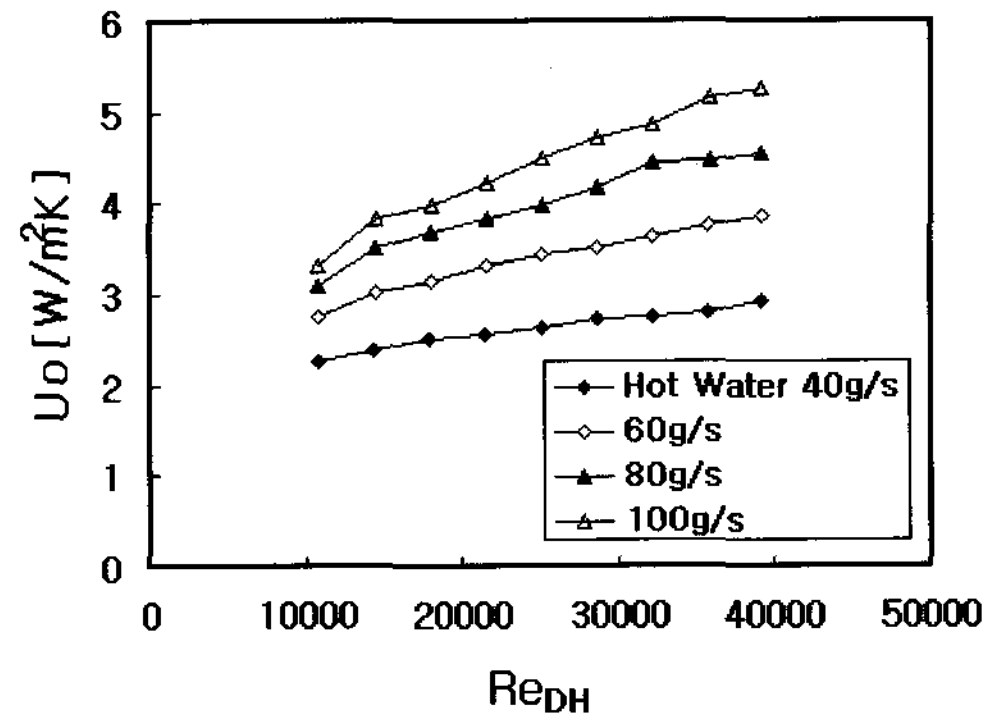


그림 9. 외측 환상유로의 유량과 총괄 열전달계수

5. 결론

본 연구는 2중관 단상 대향류 열교환기의 실험에서 내측 관과 외측 환상유로의 유동에 대한 열전달계수를 Wilson plot기법에 의하여 구하였다. 이 결과는 문헌[14]에서 수행한 실험결과를 재정리한 것으로서 기존의 상관식에 더 근접한 결과를 다음과 같이 제시하였다. 실험조건은 내측 관, 외측 관 모두 동관으로서 시험부 길이는 1000mm이다. 내측 관에는 온수($30 \pm 0.5^\circ\text{C}$, $Re_i = 3500 \sim 20000$), 외측 관에는 냉수($15 \pm 0.5^\circ\text{C}$, $Re_{DH} = 10700 \sim 39000$)를 유동시키는 단상 대향류로서 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 내측 관 유동의 열전달계수는 식 (6)과 같이 무차원식으로 정리하였으며, 이 결과는 Gnielinski의 식과 $\pm 10\%$ 내에서 일치하고 있다. 또 외측 환상유로 유동의 열전달계수는 식 (7)의 무차원식으로 표시하였으며, 그 결과는 Dittus-Boelter의 식에 비하여 10.4~19.8% 낮게 나타났다.
- 2) 내측관의 유량이 증가할수록, 또 외측 환상유로의 유량이 증가할수록 그 관로의 유동에 대한 열전달계수는 증가하며, 동일한 Reynolds 수 영역에서의 Nusselt수를 비교하면 내측 관 유동과 외측관 환상유로 유동의 경우 거의 유사하다.

3) 총괄 열전달계수는 내측관의 유량 또는 외측관의 유량이 증가할수록 증대하며, 그 증가율은 외측관보다 내측관의 유량의 증가에 대한 영향이 더 크게 나타났다.

후 기

본 연구는 2006년도 인하공업전문대학 교내연구비 지원에 의해 수행되었음.

참 고 문 헌

- Rennie.T.J. and Raghavan.V.G.S. 2005, Experimental studies of a double-pipe helical heat exchanger, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol.29, pp.919-924.
- Brognaux.L.J, Webb.R.L, Chamra.L.M. and Chung.B.Y. 1997, Single-phase heat transfer in micro-fin tubes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol.40, No.18, pp.4345-4357.
- Webb.R.L Narayanamurthy.R. and Thors.P. 2000, Heat transfer and friction characteristics of internal helical-rib roughness, *Trans. ASME, J. of Heat Transfer*, vol.122, pp.134-142.
- 권정태, 김무환, 1998, 마이크로핀 관내의 단상 유동 열전달계수, *공기조화·냉동공학 논문집*, 제10권, 제4호, pp.423-430.
- Wang.C.C. Chiou.C.B and Lu.D.C. 1996, Single-phase heat transfer and flow friction correlations for microfin tubes, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, vol.17, No.5, pp.500-508.
- Liu..X. and Jensen.M.K. 2001, Geometry effects on turbulent flow and heat transfer in internally finned tubes, *Trans.ASME, J. of Heat Transfer*, vol.123, pp.1035-1044.
- Wilson.E.E. 1915, A basis for rational design of heat transfer apparatus, *Trans.ASME*, vol.37, pp.47-70.
- Briggs.D.E and Young.E.H. 1969, Modified wilson plot techniques for obtaining heat transfer correlations for shell and tube heat exchangers, *Chemical Engineers Progress Symposium Series*, No.92, vol.65, pp.35-45.
- Shah.R.K. 1990, Assessment of modified wilson plot techniques for obtaining heat exchanger design data, 9th International Heat Transfer Conference, vol.5, pp.51-56.
- 한동혁, 이규정, 2002, 마이크로핀 관 내 단상 냉각유동 열전달 및 압력강하 특성에 관한 실험적 연구, *설비공학 논문집*, 제14권, 제3호, pp.231-239.
- 윤필현, 차인환, 김준호, 강용태, 정진희, 2003, Wilson plot를 이용한 만액식 증발기의 열전달계수 측정, *대한설비공학회 하계 학술발표대회 논문집*, pp.230-237.
- Dirker.J. and Meyer.J.P. 2005, Convective heat transfer coefficients in concentric annuli, *Heat Transfer Engineering*, vol.26, No.2, pp.38-44.
- Rose.J.W. 2004, Heat transfer coefficients, Wilson plots and accuracy of thermal measurements, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol.28, pp.77-86.
- 엄기찬, 2004, Wilson plot를 이용한 2중관 대향류의 단상 열전달계수 측정, *한국전문대학 교육연구학회 논문집* 제5권 제4호, pp.487-493.

15. Incropera.F.P. and DeWitt.D.P. 1985, Fundamentals of Heat and Mass Transfer(2nd ed.), pp.394. heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, International Chemical Engineering, vol.16, No.2, pp.359-368.
16. Gnielinski.V. 1976, New equations for