

원형핀-원형관 열교환기에 대한 자연대류 열전달상관식

강희찬† · 장현순*

(원고접수일 : 2008년 6월 30일, 원고수정일 : 2008년 7월 21일, 심사완료일 : 2008년 7월 25일)

Natural Convection Correlation of Circular Finned Tube Heat Exchanger

Hie-Chan Kang† · Hyun-Soon Jang*

Abstract : An experimental study has been conducted on the natural convection heat transfer for the 7 kinds of circular finned tube heat exchangers. Empirical correlation was suggested at the range of $3,500 < Ra < 800,000$, $1.6 < Do/Di < 3.0$, $0.19 < Pf/Di < 0.34$. The 92% of experimental data agreed with the correlation within 10%.

Key words : Empirical correlation(상관관계식), Fin(핀), Heat exchanger(열교환기), Heat transfer(열전달), Natural convection(자연대류)

1. 서 론

산업기기, 발전소, 식품, 농축산 분야에서 원형핀-원형관 열교환기가 널리 사용되고 있다. 용접, 전조, 환관 등과 같은 생산기술의 발전으로 원형핀-원형관의 생산성이 향상되고 있다. 따라서 원형핀-원형관 열교환기는 면적밀도가 낮음에도 불구하고 지속적인 활용이 예상된다.

핀 밀도가 커지면 열교환기는 핀 표면적이 증가하여 방열 성능이 향상되지만, 반면에 핀 간격이 임계값 이상으로 증가하면 유동저항이 증가하여 열전달계수가 감소한다. 따라서 최적 핀 형상이 존재할 것으로 예상된다. 열교환기의 효율적인 설계 및 운용을 위하여 방열 성능에 대한 정량적 자료가 필요하다.

권순석 등⁽¹⁾⁻⁽⁴⁾은 원형관에 부착된 핀의 성능에

대하여 연구를 수행하였다. 수평관에 설치된 한 개의 길이방향 핀, 길이에 따른 성능 평가, 하향 설치된 핀 등 다수의 연구를 수행하였다. 이들은 최적 핀에 대하여 연구하였다. 박용진⁽⁵⁾도 수치계산을 이용하여 열원에 따른 최적 방열 성능을 도출하였다. 박현희⁽⁶⁾는 가열 실린더 주위의 자연대류 온도를 가시화하여 사용코드에 의한 계산결과의 타당성을 검토하였다.

Churchill과 Chu⁽⁷⁾, Morgan⁽⁸⁾, Lienhard⁽⁹⁾, Yovanovich⁽¹⁰⁾는 유체에 잠긴 물체의 자연대류에 대한 상관식을 제시하였다. 이들 상관식이 원형핀-원형관 열교환기에 적용 가능한지에 대한 검토가 필요하다. 강희찬 등⁽¹¹⁾은 원형핀-원형관 열교환기의 자연대류 열전달 성능에 대한 수치해석 결과를 소개하였다.

본 논문에서는 원형핀-원형관 열교환기 형상에

† 교신저자(군산대학교 기계자동차공학부, E-mail:hckang@kunsan.ac.kr, Tel: 063)469-4722)

* 군산대학교대학원 기계공학과

대하여 튜브의 직경 5종, 튜브 피치 3종의 형상에 대한 실험적 연구를 수행하였다. 원형튜브-원형관 열교환기의 자연대류 열전달 성능에 대한 정량적 자료 생산하고 실험상관식을 개발하는 것을 목표로 하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 열교환기 시료

Fig. 1은 본 연구에서 실험한 원형튜브-원형관 열교환기의 개략도이고 Table 1은 7종의 열교환기의 규격이다.

열교환기는 원형관에 다수의 원형튜브가 붙어 있는 형상이다. 열교환기 시료는 구리(C1100)로 제작하였다. 원형관의 외경(D_o)은 23.8mm 이고 원형튜브의 외경(D_i)은 각각 28.4, 38.1, 44.5, 57.2, 66.4mm 5종류이다. 원형관 외경에 대한 원형튜브 외경의 비 (D_o/D_i)는 각각 1.19, 1.60, 1.87, 2.40과 2.79이다. 원형관 외경에 대한 튜브 피치의 비(P_f/D_i)는 0.189, 0.252 및 0.336 세 가지이다. 튜브 두께는 1.5mm 이고 전체 원형관의 길이는 75mm이다.

Table 1 Dimensions and the circular-fin tube heat exchanger used in the present work (unit in mm)

Case	D_o	P_f	D_i	t	Symbol
D12P19	28.4	4.5	23.8	1.5	◆
D16P19	38.1	4.5			●
D19P19	44.5	4.5			▲
D24P19	57.2	4.5			■
D28P19	66.4	4.5			+
D19P25	44.5	6.0			△
D16P34	38.1	8.0			○
Bare tube ¹⁾	-	-	25.4	-	⊕
D30P20 ¹⁾	76.2	5.08	25.4	0.5	×

1) Conditions of the numerical simulation

열교환기는 원형관 내부에 카트리리지히터를 설치하여 가열하였다. 히터는 직경이 15.8mm, 유효길이 75mm이다. 원형관 벽의 온도측정을 위하여 직경 1.0mm 길이 40mm의 구멍을 원주방향으로 90° 간격으로 4개 열전대를 설치하였다. 본 연구에서 사용한 열전대는 직경 1mm 길이 60mm의 스테인리스 관에 봉입된 비접촉식이다.

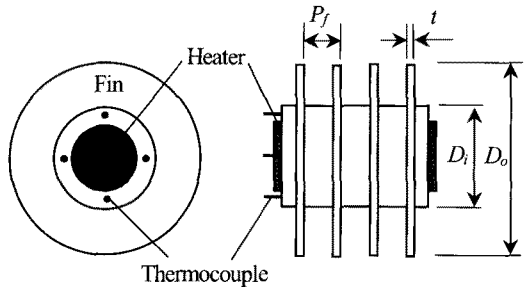


Fig. 1 Circular finned-tube heat exchanger studied in the present work

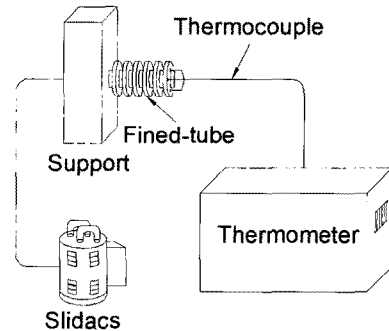


Fig. 2 Schematic diagram of experimental setup in the present study

2.2 실험장치

원형튜브-원형관 열교환기의 성능을 평가하기 위한 자연대류 실험장치는 Fig. 2와 같고 원형튜브-원형관 열교환기, 전원부, 온도측정부로 구성된다.

실험을 위해 원형튜브-원형관 중심부에 카트리리지히터를 삽입하고 슬라이닥스(slidacs)로 전열량을 조절하였다. 원형관에 원주방향으로 4개의 K형 열전대를 삽입하여 벽온도를 측정하였다. 원형관 표면과 측정위치의 거리는 1.5mm로 측정위치에 의한 온

도 측정 오차는 0.01°C 이내로 계산되었다. 공기의 온도는 주실현부에서 500mm 떨어진 지점에서 측정하였다. 온도 측정 오차는 0.2°C 이내이다.

원형핀-원형관 시료에 온도계를 장착하고 계측기를 동작시킨 후 카트리지히터(저항 218Ω)에 인가전압을 점차 증가시켰다. 시료의 벽온도는 슬라이더로 인가전압을 10V, 20V, 30V, 40V, 50V의 5단계로 증가하여 조절하였다. 정상상태 판정은 원형핀-원형관의 온도가 0.2°C 이내로 온도의 변화 없이 120분 이상 지속되는 조건으로 하였다. 각 경우 측정은 4회 이상 반복하고 평균값을 구하였다.

열전달계수, Nusselt수 및 Rayleigh수는 다음 식으로 계산하였다.

$$Q = h(A_b + A_f \eta_f)(T_w - T_f) \quad (1)$$

$$Q = \Delta V^2 / R \quad (2)$$

$$Nu = hD_i / k \quad (3)$$

$$Ra = g\beta(T_w - T_f)D_i^3 / \alpha\nu \quad (4)$$

여기서 Q , A_b , A_f , η_f , T_w , T_f , ΔV , R 은 각각 전열량, 기저부의 면적, 핀의 면적, 벽온도, 공기온도, 전압차 및 전기저항이다. 위 식에서 k , β , α , ν 는 각각 공기의 열전도율, 체적열팽창계수, 열확산율과 동점성계수이고 g 는 중력가속도이다. 본 실험에서 복사 열전달의 효과를 줄이기 위하여 벽온도는 80°C 이내로 하였다. 중간조건인 온도차가 40°C 때의 열전달계수의 측정오차는 약 7% 수준이다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 실험결과

Fig. 3은 원형관 벽과 공기의 온도차($T_w - T_f$)에 따른 열전달계수를 비교하였다. 열전달계수는 핀 피치가 증가함에 따라 증가하는 경향을 보였다. 열전달계수는 원형핀 외경이 증가할수록 감소

하는 경향을 보였다. 열전달계수는 원형핀보다 원형관 기저부에서 크다. 따라서 핀 피치가 증가하고 원형핀 외경이 감소할수록 전체면적에 대한 기저부의 면적의 비율이 증가하므로 열전달계수가 증가한다.

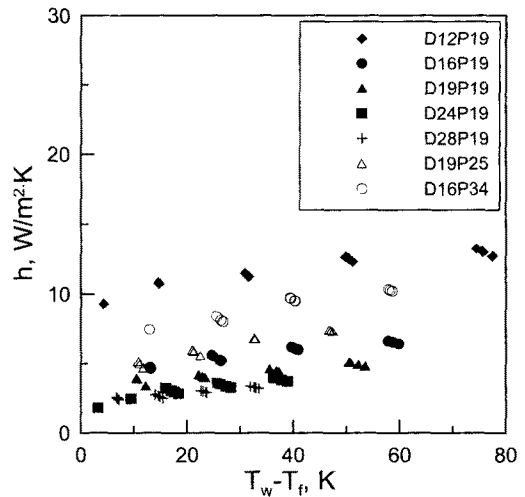


Fig. 3 Comparison of heat transfer coefficients for the present geometries

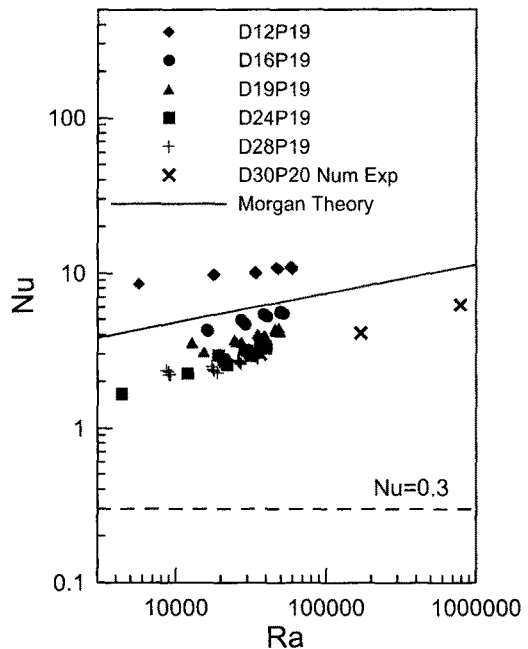


Fig. 4 Effect of fin diameter on the Nusselt number

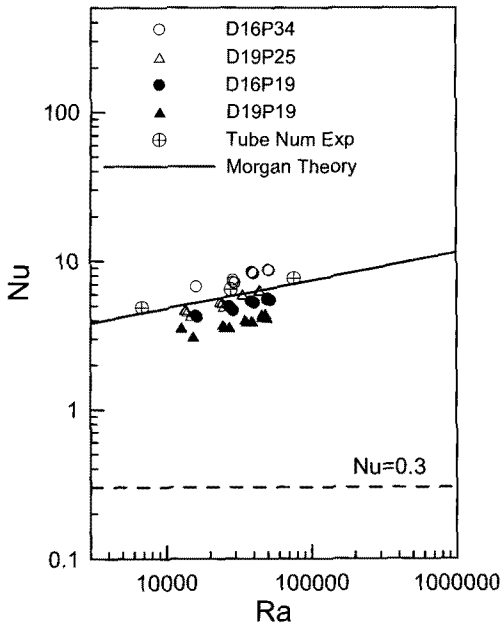


Fig. 5 Effect of fin pitch on the Nusselt number

Fig. 4는 흰 피치가 동일한 경우 원형관의 외경에 대하여 Nusselt수를 비교한 것이다. Nusselt수는 Rayleigh수의 1/4승에 근사적으로 비례하였다. 본 연구의 Rayleigh수의 범위가 3,500-80,000으로 층류영역에 해당된다. 원형관에 대한 Nusselt수는 원형관에 대한 Morgan의 이론식 보다 대체적으로 작았다. 원형관에 대한 최소 Nusselt수는 0.3 이며 자연대류가 활발해지면 Nusselt수는 이보다 크다. 원형관의 외경비(D_o/D_i)가 증가함에 따라 Nusselt수는 감소하는 경향을 보인다. 그림에서 강희찬 등⁽¹¹⁾의 수치계산 결과는 실험결과보다 낮다. 이는 수치계산 조건이 흰의 직경비가 3.0으로 크기 때문이다.

Fig. 5는 흰 피치가 Nusselt수에 미치는 효과를 비교한 것이다. 흰 피치가 증가할수록 열전달계수는 증가하는 경향을 보였다. 원형관에 대한 Morgan의 이론식과 강희찬 등⁽¹¹⁾의 수치계산 결과와 비교할 때 Rayleigh수에 대한 Nusselt수의 경향이 유사하다.

3.2 실험상관식

D12P19를 제외하고 본 연구에서 수행한 실험

6종과 수치계산 1종의 형상에 대한 실험상관식을 MINTAB⁽¹²⁾을 이용하여 구하였다. 상관식에 사용한 자료의 수는 94개이다. 실험상관식과 적용범위는 아래와 같다.

$$Nu = 0.3 + 2.75Ra^{0.25}(D_o/D_i)^{-1.09}(P_f/D_i)^{0.95} \quad (5)$$

$$3,500 < Ra < 800,000 \quad (6)$$

$$1.6 < D_o/D_i < 3.0$$

$$0.19 < P_f/D_i < 0.34$$

식 (5)의 첫 항 0.3은 대류가 없는 경우 원형관에 대한 전도극한 Nusselt수이다. 본 연구영역은 층류영역이므로 Nusselt수는 Rayleigh수의 1/4승에 비례한다. Nusselt수는 원형관의 직경 대비 원형관의 직경에 거의 반비례(-1.09 지수) 한다. Nusselt수는 원형관의 직경에 대한 흰 피치의 비에 거의 비례(0.95 지수) 한다. 본 상관식은 식(6)과 같이 Rayleigh수가 3,500-80,000에서 유효하다.

본 상관식의 타당성은 Fig. 6에 정리하였다. 본 연구의 상관식의 표준편차가 0.079이며 잔류항의 제공은 95.8%이다. 실험값의 92%가 상관식과 10% 이내로 만족하였다. 본 연구의 상관식은 단일

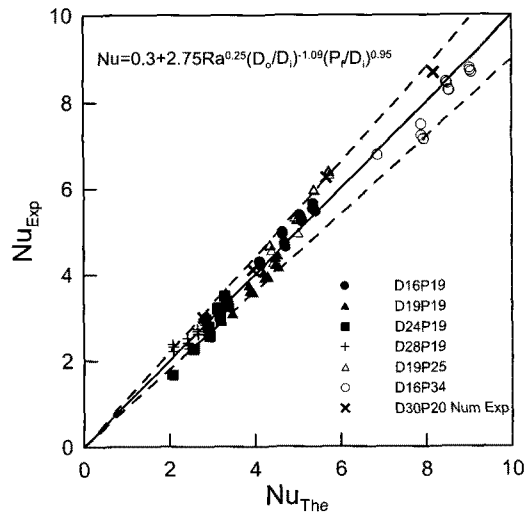


Fig. 6 Comparison of the present correlation with the experimental data for the natural convection of the circular fin-tube heat exchanger

원형환-원형환의 자연대류 열전달계수의 예측에 유효하며 실험범위를 초과할 경우 주의가 필요하다.

4. 맺음말

본 연구에서 7종의 원형환-관 열교환기의 자연대류 열전달 성능에 대한 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 단일 원형환-원형관 열교환기에 대한 자연대류 열전달계수의 측정값을 제시하였다. 열전달계수는 원형관 벽과 공기의 온도차가 증가할수록, 환의 외경이 감소할수록, 환 피치가 증가할수록 증가하였다.

(2) 실험결과로부터 원형환-원형환 열교환기의 자연대류 열전달계수를 예측할 수 있는 실험상관식을 제시하였다. 상관식은 실험값의 92%를 10% 이내로 예측할 수 있었다.

(3) 자연대류 열전달계수에 대한 강희찬 등^[11]의 수치계산 결과는 실험상관식과 10% 이내에서 일치하였다.

향후 넓은 원형환-원형환의 형상에 대한 실험결과를 확보한다면 정교한 실험식을 제공할 수 있을 것으로 사료된다.

참 고 문 헌

[1] 권순석, 김선정, 홍남호, "동판 핀이 부착된 수평원통에서의 자연대류 열전달", 동아대학교 한국자원개발연구소 연구보고, 제 11권, 제 1호, pp. 11-17, 1987.

[2] S. S. Kwon, T. H. Kuehn and A. K. Topadi, "Conjugate Natural Convection Heat Transfer Convection Heat Transfer from a Short Vertical Longitudinal Fin Below a Heated Horizontal Cylinder", ASME 83-HT-100, pp. 1-8, 1983.

[3] S. S. Kwon, T. H. Kuehn and A. K. Topadi, "On Natural Convection from a Short Conducting Plate Fin Below

a Heated Horizontal Cylinder", ASME, Journal of Heat Transfer, Vol. 106, pp. 661-664, 1984.

[4] S. S. Kwon, T. H. Kuehn and A. K. Topadi, "Conjugate Natural Convection Heat Transfer Convection Heat Transfer from a Horizontal Cylinder with a Long Vertical Longitudinal Fin", Numerical Heat Transfer, Vol. 6, pp. 85-102, 1982.

[5] 박용진, 열원에 따른 최적 방열 환 형상에 관한 연구, 석사학위 논문, 연세대학교 대학원, 2000.

[6] 박현희, 가열된 수평 실린더 주위에서 자연대류의 가시화에 관한 연구, 석사학위 논문, 부산대학교 대학원, 2002.

[7] S. W. Churchill and H. H. S. Chu, "Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Vertical Plate", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 18, pp. 1323-1329, 1975.

[8] V. T. Morgan, "The Overall Convective Heat Transfer from Smooth Circular Cylinders", in T. F. Irvine and J. P. Hartnett eds., Advanced Heat Transfer, Vol. 16, Academic, New York, pp. 199-269, 1975.

[9] J. H. Lienhard, "On the Commonality of Equations for Natural Convection from Immersed Bodies", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 6, pp. 2121-2123, 1973.

[10] M. M. Yovanovich, "On the Effect of Shape, Aspect Ratio and Orientation upon Natural Convection from Isothermal Bodies of Complex Shape", ASME HTD-Vol. 82, pp. 121-129, 1987.

[11] 강희찬, 장현순, 홍차근, "원형환-원형관 열

- 교환기의 자연대류 열전달 성능, 학술논문집, 대한설비공학회”, pp. 1163-1167, 2007.
- [12] 이레테크 미니탭사업팀, 새 MINITAB 실무 완성, (주) 이레테크, 2005.

저 자 소 개



강희찬(姜熙瓚)

1962년생, 1992년 포항공과대학교 기계공학과 박사학위, 현재 군산대학교 기계자동차공학부 교수, 대류열전달, 열교환기 설계.



장현순(張鉉淳)

1963년생, 2003년 군산대학교 기계공학과 석사학위, 동 대학원 박사과정, 현재 전북인력개발원 에너지시스템학과 학과장, 열기기 및 냉동시스템 설계.