

대체냉매 관내 열전달특성 시험을 위한 동심이중원관의 환상유로의 열전달계수

김만회[†]

경북대학교 기계공학부, 공학설계연구소

Heat Transfer Coefficients of Concentric Annuli for Testing Heat Transfer Characteristics of Alternative Refrigerants in Tubes

MAN-HOE KIM[†]

School of Mechanical Engineering & IEDT, Kyungpook National University, 80 Daehak-ro, Buk-gu, Daegu 41566, Korea

[†]Corresponding author :
manhoe.kim@knu.ac.kr

Received 18 December, 2020

Revised 8 January, 2021

Accepted 28 February, 2021

Abstract >> Accurate measurements of the heat transfer coefficients of concentric annular space for the test section is important to measure the tube-side heat transfer coefficients of working fluids. This paper presents the annular side heat transfer coefficients of concentric annuli with variation of tube diameter ratios using Wilson plot method. The test facility has a straight, horizontal test section with an active length of 3.0 m. Inner/outer diameters of test tubes are 7.0/7.5 and 8.0/8.56 mm, respectively. An outer diameter of annulus side is 16.0 mm. The test results show that convective heat transfer coefficients in annuli increase with annular diameter ratio. The correlations for convective heat transfer coefficients in annuli are also developed.

Key words : Alternative refrigerant(대체 냉매), Heat transfer(열전달), Annular space(환상공간), LMTD(대수평균온도차), Wilson plot(윌슨곡선)

1. 서론

현대는 기술의 고도화와 생활 수준의 향상으로 냉동공조 시스템을 포함한 에너지 시스템의 사용이 점차 증가하고 있으며, 이에 따른 에너지 수급과 환경 문제가 중요한 이슈로 부각되고 있다. 에너지 시스템 중 냉동공조 시스템의 환경 영향은 시스템의 작동물질과 운전 시 필요한 전력을 생산하는 데 발생하는

지구온난화효과가 문제되고 있다¹⁾. 따라서 지구온난화지수가 작은 대체냉매와 이산화탄소 등 친환경 자연냉매의 사용과 시스템의 에너지 효율을 증대시키는 것은 매우 중요하다. 이산화탄소 냉매는 임계온도와 압력이 각각 31°C, 7.4 MPa²⁾로 온도는 상대적으로 매우 낮고 압력은 높다. 이러한 특성을 반영한 시스템과 열교환기와 같은 구성 부품의 설계를 위해서는 운전조건에서의 관내 열전달계수를 정확하게 평

가하는 것이 중요하다. 대류열전달 계수를 측정하기 위해서는 주어진 열교환기의 기하학적 형상에 대해 운전조건에 따른 작동유체의 온도와 전열관의 벽면 온도를 측정해야 한다. 이로부터 뉴턴의 냉각법칙을 이용하여 대류열전달계수를 구할 수 있다. 그러나 열교환기의 전열관의 벽면 온도를 정확히 측정하는 것은 간단하지가 않다. 그 이유는 사용되는 관의 외경이 9.52 mm 이하의 소구경 전열관이 많이 사용되고 미세핀관의 경우 벽면의 두께가 매우 작으며³⁾, 전열관 벽면의 온도가 위치에 따라 변하고 온도 측정 센서에 의해 유동이 교란될 수 있기 때문이다. 따라서 벽면 온도를 직접 측정하지 않고 관내의 대류열전달계수를 평가하기 위해 대수평균온도차(log mean temperature difference, LMTD)를 이용하는 방법을 사용한다. 관내의 대류열전달계수의 평가는 주로 동심이중원관 실험장치를 구성하여 실험하게 되는데, LMTD 방법을 이용하기 위해서는 먼저 환상유로의 대류열전달 상관식의 수립이 필요하다⁴⁾. 즉, 관내의 대류열전달 계수는 총괄열전달계수를 LMTD를 이용하여 구하고 환상유로와 관벽의 전도 열저항값을 제외하여 계산한다. 따라서 환상공간의 대류열전달계수의 정확한 평가는 관내의 대류열전달계수 측정에 매우 중요하며, 주로 Wilson plot이나 modified Wilson plot 방법을 사용하여 구한다⁵⁻⁹⁾.

본 논문의 목적은 지구온난화 지수가 작은 대체냉매와 초임계 이산화탄소 냉매의 관내 열전달특성을 평가하기 위해 구성된 동심이중원관의 시험부를 구비한 실험장치에 대한 환상공간에서의 대류열전달계수를 구하는 것이다. 동심이중원관의 환상공간의 대류열전달계수는 레이놀즈수와 Prandtl수 및 환상공간에 대한 직경비의 함수로 표시할 수 있는데¹⁰⁾, 본 연구에서는 환상공간의 대류열전달계수를 Wilson plot 방법을 이용하여 구한다.

2. 실험

2.1 실험장치

본 연구에서 사용된 실험장치의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 실험장치는 크게 냉매와 열전달 유체의 순환 루프로 구성되며, 시험부는 길이가 3 m인 동심이중원관으로 제작하였다. 본 연구의 목적이 환상유로의 열전달계수를 구하는 것이므로 냉매 루프에는 고온수를, 환상유로에는 저온수를 대향류로 흐르게 하였다. 시험부의 환상유로의 외경은 $D_2=16$ mm이며, 내관의 내경과 외경은 각각 $D_i/D_o=7.0/7.5$ mm와 $8.0/8.56$ mm인 2개의 전열관이 실험에 사용된다. 시험부의 내관과 환상유로의 냉온수의 입/출구 온도는 RTD 센서($PT100\Omega$)로 측정하고, 유량은 질량유량계를 사용하여 측정한다.

2.2 실험조건 및 방법

본 연구에서는 시험부의 환상공간에 대한 열전달 상관식을 정립하는 것이 주요 목적이므로, 내관과 환상공간에 물을 작동유체로 하여 시험을 수행한다. 환상유로의 물의 질량유량은 100-800 kg/h에 대해 100 kg/h씩 증가시키면서 실험을 수행한다. 또한 환상유로의 각 유량에 대해 관 내부의 유량은 100 kg/h에서 최대 600 kg/h까지 변화시키면서 데이터를 수집한다.

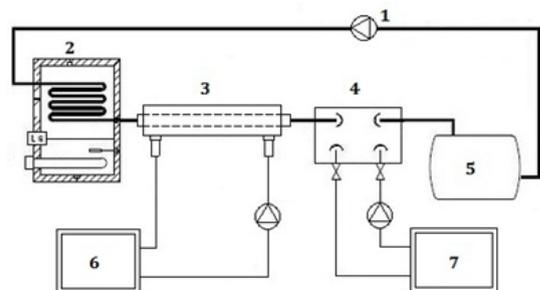


Fig. 1. Schematic diagram of experimental facility (1. Refrigerant pump, 2. Pre-heater, 3. Test section, 4. Plate heat exchanger, 5. Receiver tank, 6&7. Chillers)

2.3 실험자료 처리

본 연구에서는 Wilson plot 방법을 이용하여 환상유로의 열전달 계수를 구하여 냉매를 작동물질로 사용 시 열전달계수를 산정하는 데 사용하고자 한다. Fig. 2와 같이 대향류방식으로 열교환이 이루어지는 시험부에서의 열전달량과 총괄열전달계수(U_oA_o)는 다음 식으로 표현된다⁴⁾.

$$Q = U_oA_o LMTD \quad (1)$$

$$LMTD = \frac{(T_{i2} - T_{o1}) - (T_{i1} - T_{o2})}{\ln[(T_{i2} - T_{o1}) / (T_{i1} - T_{o2})]} \quad (2)$$

$$\frac{1}{U_oA_o} = \frac{1}{h_oA_o} + R_w + \frac{1}{h_iA_i} \quad (3)$$

여기서 Q 는 시험부에서의 열전달량으로 관내측과 환상유로의 열전달량의 산술평균이며, $LMTD$ 는 대수평균온도차이다. 식 (3)에서 첫째항과 셋째항은 각각 환상유로와 관내유로의 대류 열저항이고, R_w 는 관벽에서의 전도열저항이다. 실험방법에서 기술한 바와 같이 실험은 환상유로의 정해진 각 유량에 대해 관내 유량을 변화시키면서 수행하므로 식 (3)에서 $1/h_oA_o + R_w$ 항은 상수가 된다. 관내 난류유동에 대한 대류열전달 상관식은 잘 알려져 있으며¹⁰⁾, 관내 열저항은 관내 유속(V)의 함수로 다음과 같이 표현할 수 있다^{7,11)}.

$$\frac{1}{h_iA_i} = CV^{-0.8} \quad (4)$$

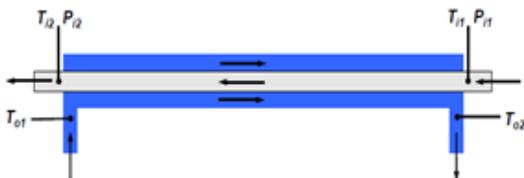


Fig. 2. Schematics of test section

여기서 C 는 상수이다. 환상유로의 일정 유량에 대해 관내의 유량을 변화시키면서 자료를 수집한다. Fig. 3과 같이 $1/U_oA_o$ 를 식 (3)의 함수로 나타내고 그래프의 절편으로부터 해당유량에 대한 환상공간의 열전달계수를 구할 수 있다. 전열관의 전도 열저항은 1차원 열전도 문제로 가정하여 구할 수 있다.

본 연구에서는 전열관이 구리이고 관 두께가 매우 작아서 전도 열저항은 무시하였다.

3. 결과 및 고찰

Fig. 4는 관 내경 $D_i=8$ mm 전열관을 시험부에 설치했을 경우에 대한 Wilson plot이다. 환상유로의 유량을 100 kg/h부터 100 kg/h씩 증가시키면서 800 kg/h까지의 자료를 수집한 결과이다. 그림에서 보는 바와 같이 전열부의 총 열저항($1/U_oA_o$)은 관내 유속(V)의

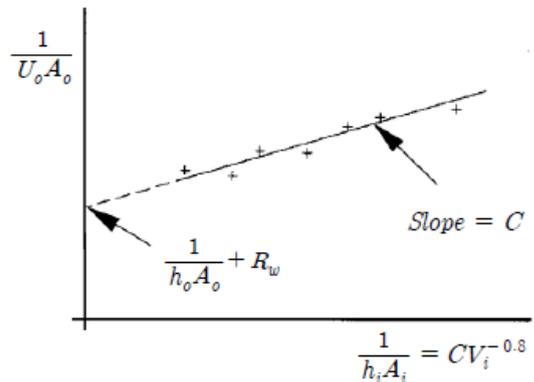


Fig. 3. Wilson plot

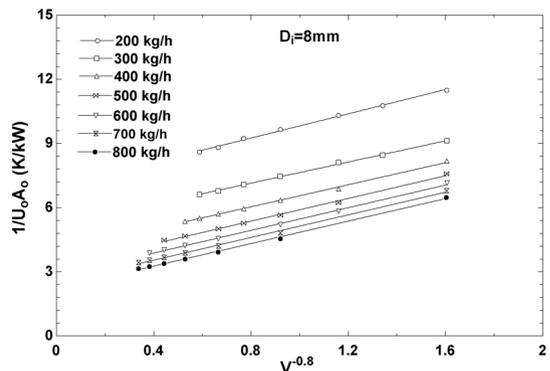


Fig. 4. Wilson plot for tube diameter of $D_i=8.0$ mm

함수로 잘 표현되고 있다. 총 열저항값은 동일 관내 유량에서 환상공간의 유량의 증가에 따라서 감소하는데, 이는 유량의 증가에 따라 환상유로의 열전달계수가 증가하기 때문이다.

Fig. 5는 시험부의 총 열저항값($1/U_oA_o$)을 Fig. 4의 수평축을 관내 열저항($1/h_iA_i$)의 함수로 나타낸 것이다. Fig. 6은 환상유로의 열전달계수($1/h_oA_o$)를 환상공간의 질량유량의 함수로 표시하였다. 따라서 전열관 내의 작동물질이 물이 아닌 냉매를 사용할 경우에도 식 (3)을 사용하여 관내 열전달계수를 결정할 수 있게 된다. 그림에서 알 수 있듯이 환상유로의 열전달계수는 환상공간의 직경비($a=D_2/D_o$)에 따라 달라지는 것을 관찰할 수 있는데, 이는 Dirker와 Meyer¹⁰⁾가 밝힌 바와 같이 환상유로의 직경비가 감소함에

따라서 열전달계수는 질량유량(레이놀즈수)에 대한 지수가 증가하는 것과 일치한다.

4. 결론

대체냉매의 관내 열전달특성을 평가하기 위한 실험장치를 구성하고 동심이중원관 형식의 시험부에 대한 환상유로의 열전달계수를 구하는 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 환상유로의 열전달 계수는 기존의 Wilson plot 방법으로 잘 예측할 수 있으며, 주어진 운전조건과 환상유로의 직경비에 대해서 상관식을 제시하였다.
- 2) 환상유로의 열전달계수는 환상유로의 직경비의 감소에 따라서 증가하며, 환상유로에서의 질량유량

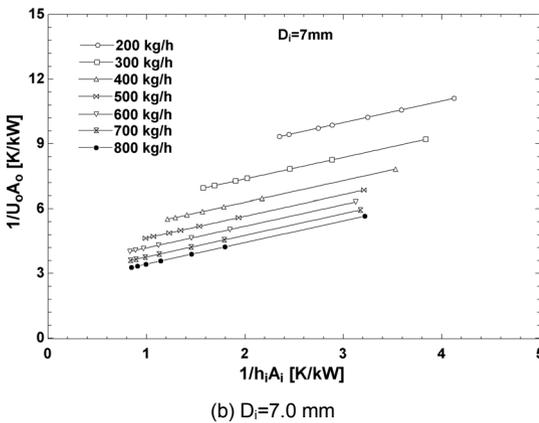
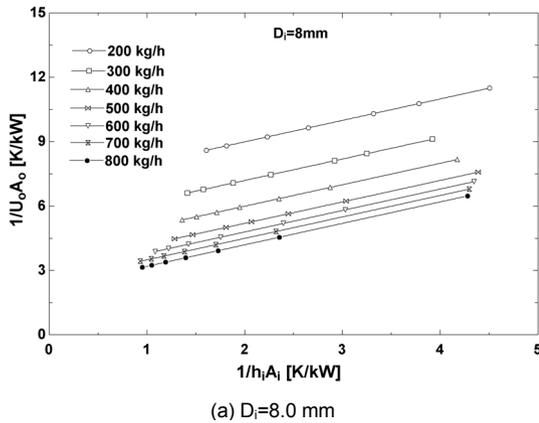


Fig. 5. Wilson plot (a) $D_i=8.0$ mm, (b) $D_i=7.0$ mm

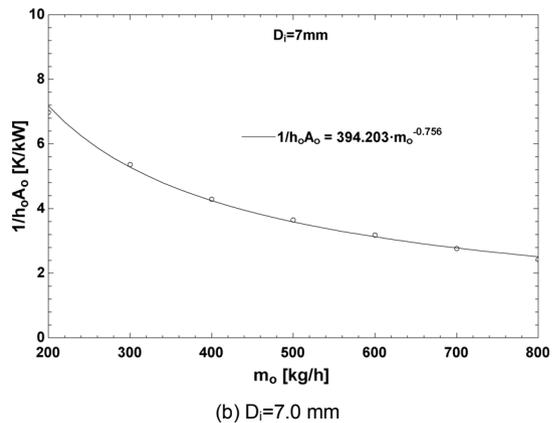
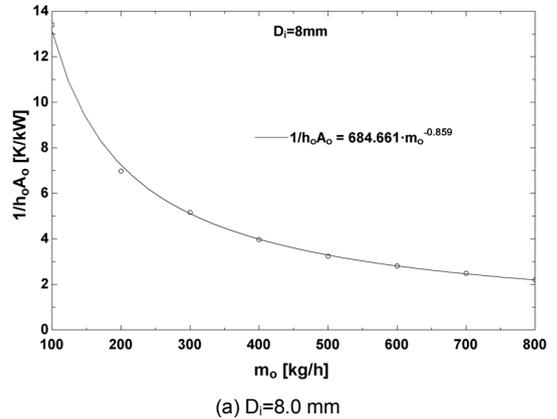


Fig. 6. Heat transfer coefficient for annular side vs. mass flow rate (a) $D_i=8$ mm, (b) $D_i=7$ mm

(레이놀즈수)의 지수형태의 함수로 표시할 수 있다.

후 기

이 논문은 2018학년도 경북대학교 연구년 교수 연구비에 의하여 연구되었으며, 실험장치와 자료를 제공한 3S Korea와 ElvalHalcor S.A.에 감사드린다.

References

1. M. H. Kim, J. Pettersen, and C. W. Bullard, "Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems", *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 30, No. 2, 2004, pp. 119-174, doi: <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2003.09.002>.
2. E. Lemmon, M. Mc Linden, M. Huber, and M. O. McLinden, "Reference fluid thermodynamic and transport properties: REFPROP version 10.0", NIST Standard Reference Database 23, 2018.
3. R. L. Webb and N. H. Kim, "Principles of enhanced heat transfer", 2nd ed, Taylor & Francis, UK, 2005, pp. 569-571, doi: <https://doi.org/10.1201/b12413>.
4. M. H. Kim and J. S. Shin, "Evaporating heat transfer of R22 and R410A in horizontal smooth and microfin tubes R22 et R410A", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, No. 6, 2005, pp. 940-948, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.01.016>.
5. E. E. Wilson, "A basis for rational design of heat transfer apparatus", *ASME Trans.* Vol. 37, 1915, pp. 47-82.
6. D. E. Briggs and E. H. Young, "Modified Wilson plot techniques for obtaining heat transfer correlations for shell and tube heat exchangers", *ASME Trans. J. of Heat Transfer*, Vol. 5, 1969, pp. 51-56.
7. J. Fernandez-Seara, F. J. UhiLa, J. Sieres, and A. Campo, "A general review of the Wilson plot method and its modifications to determine convection coefficients in heat exchange devices," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, No. 17-18, 2007, pp. 2745-2757, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.04.004>.
8. T. B. Styrylska and A. A. Lechowska, "Unified Wilson plot method for determining heat transfer correlations for heat exchangers", *J. Heat Transfer.* Vol. 125, No. 4, 2003, pp. 752-756, doi: <https://doi.org/10.1115/1.1576810>.
9. E. Rooyen, M. Christians, and J. R. Thome, "Modified Wilson plots for enhanced heat transfer experiments: current status and future perspectives", *Heat Transfer Engineering*, Vol. 33, No. 4-5, 2012, pp. 342-355, doi: <https://doi.org/10.1080/01457632.2012.611767>.
10. J. Dirker and J. P. Meyer, "Heat transfer coefficients in concentric annuli", *ASME Trans. J. of Heat Transfer*, Vol. 124, No. 6, 2002, pp. 1200-1203, doi: <http://dx.doi.org/10.1115/1.1517266>.
11. J. W. Rose, "Heat-transfer coefficients, Wilson plots and accuracy of thermal measurements", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 28, No. 2-3, 2004, pp. 77-86, doi: [https://doi.org/10.1016/S0894-1777\(03\)00025-6](https://doi.org/10.1016/S0894-1777(03)00025-6).