

저온 조건에서 핀-관 열교환기의 공기측 열전달 및 압력손실

김내현
인천대학교 기계시스템공학부

Air-side Heat Transfer and Pressure Drop of a Fin-and-Tube Heat Exchanger Under Low Temperature Condition

Nae-Hyun Kim

Department of Mechanical Engineering Incheon National University

요약 최근 들어 가정용 공조기가 겨울철에 히트 펌프로도 사용된다. 이 때 실외기는 저온의 외기와 열전달을 하며 관 내의 냉매를 증발시킨다. 반면 여름철에 냉방기로 사용될 경우 실외기는 고온의 외기와 열전달을 통해 관 내의 냉매를 응축시킨다. 즉, 동일한 열교환기가 여름철에는 응축기로, 겨울철에는 증발기로 사용되고 외기 조건도 겨울철의 저온에서 여름철의 고온까지 넓은 범위에 놓이게 된다. 본 연구에서는 표준 설계 온도 조건에서 얻어진 j 와 f 인자가 저온 운전 시에도 무리없이 적용 가능한지를 실험을 통하여 확인하였다. 이를 위하여 2열 루버 핀-관 열교환기에 대하여 외기 온도를 변화시키며 일련의 실험을 수행하였다. 또한 관 내측의 브라인의 유량이 미치는 영향도 살펴보았다. 실험 결과 외기의 온도 변화가 j 와 f 인자에 미치는 영향은 무시할 만 하였다. 모든 j 와 f 인자는 각각 9%, 3% 내에서 일치하였다. 따라서 표준 조건에서 얻어진 j 와 f 인자를 저온 조건에 사용하여도 무리가 없다고 판단된다. 또한 관 내측 유량 변화가 j 와 f 인자에 미치는 영향이 미미한 것으로 미루어 관 내측 상관식의 적용이 적절하다고 판단된다.

Abstract Currently, residential air conditioners operate as a heat pump during winter. In this case, the outdoor heat exchanger acts as an evaporator obtaining heat from cold air. On the other hand, it acts as a condenser during summer transferring heat to hot air. The outdoor temperature changes significantly from high to low. Generally, the air-side j and f factors are obtained at a standard outdoor temperature. Therefore, the applicability of the j and f factors under different outdoor conditions needs to be checked. In this study, tests were conducted for a two-row louver finned heat exchanger changing the outdoor temperature to subzero. The effects of the tube-side brine flow rate were also checked. The results showed that air-side j and f factors were essentially constant and independent of the outdoor temperature, suggesting that an extension of j and f factors obtained under standard conditions to a low outdoor temperature is acceptable. All j and f factors agreed within 9% and 3%, respectively. Tests were also conducted by changing the coolant flow rate. Both the j and f factors did not change according to the flow rate, suggesting that the tube-side heat transfer correlation is acceptable.

Keywords : Air-side; Heat transfer; Heat exchanger; Low temperature; Pressure drop

1. 서론

핀-관 열교환기는 구조가 간단하고 제작이 용이하여 가정용 공조기의 증발기 또는 응축기로 널리 사용된다. 이 경우 관 내로는 냉매가 흐르고 관 외측의 핀 사이로

는 공기가 흐른다. 최근 들어 가정용 공조기가 겨울철에 히트 펌프로도 사용된다. 이 때 실외기는 저온의 외기와 열전달을 하며 관 내의 냉매를 증발시킨다. 반면 여름철에 냉방기로 사용될 경우 실외기는 고온의 외기와 열전달을 통해 관 내의 냉매를 응축시킨다. 즉, 동일한 열교환

*Corresponding Author : Nae-Hyun Kim (Incheon Nat'l Univ.)

Tel: +82-32-835-8420 email: knh0001@inu.ac.kr

Received January 2, 2017

Revised February 14, 2017

Accepted April 7, 2017

Published April 30, 2017

환기가 여름철에는 응축기로, 겨울철에는 증발기로 사용되고 외기 조건도 겨울철의 저온에서 여름철의 고온까지 넓은 범위에 놓이게 된다.

핀-관 열교환기의 경우는 공기 측 형상이 복잡하여 열 전달계수에 대한 이론 해석은 어렵고 실험을 통하여 열 전달계수를 산정한다. 이 경우 관 내측 유체로는 물을 사용하는데 이는 물의 물성치가 잘 알려져 있고 또한 시험부 입출구 온도 변화에 따른 물성치 변화가 크지 않아 데이터 리덕션시 평균 온도에서의 물성치를 사용하여도 크게 무리가 없기 때문이다. 물론 점성계수가 작고 열전도도가 커서 전열 성능이 뛰어난 것도 다른 이유이다. 하지만 0°C이하의 저온에는 물을 사용할 수 없고 보통 에틸렌글리콜 수용액을 사용한다.

실험 결과로부터 열전달 해석을 통하여 열전달계수를 도출하는데 이 과정을 데이터 리덕션이라 한다.^[1,2] 데이터 리덕션을 통하여 구해진 열전달 계수는 j 인자로 무차원화 되고 (압력손실은 f 인자로 무차원화 된다) 동시에 풍속은 Reynolds 수로 무차원화 된다. 무차원화의 장점은 한 번의 실험을 통하여 얻어진 데이터를 다른 조건에도 적용할 수 있다는 데에 있다.

실외기의 경우 설계 외기 온도에서 실험을 하여 얻어진 j 와 f 인자를 사용하여 열 설계를 한다. 설계 외기 온도는 건구온도 35°C, 습구온도 24°C이다.[3] 하지만 실제 공조기 작동시 외기 온도는 수시로 변하고 특히 히트 펌프로 작동시 0°C이하로 까지 감소한다. 따라서 온도 변화시 j 와 f 인자의 적용 타당성에 대한 검토가 필요하다. 아래에 j , f 인자와 열전달계수 (h_o) 와 압력손실 (ΔP)의 관계를 나타내었다.^[1,2]

$$j = \frac{h_o}{\rho_a V_{\max} c_{pa}} \text{Pr}_a^{2/3} \quad (1)$$

$$f = \frac{A_c}{A_o} \frac{\rho_m}{\rho_{in}} \left[\frac{2\Delta P \rho_{in}}{(\rho_m V_{\max})^2} - (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1 \right) \right] \quad (2)$$

$$\text{Re}_{D_c} = \frac{\rho_a V_{\max} D_c}{\mu_a} \quad (3)$$

여기서 ρ_a 와 μ_a 는 공기의 밀도 (kg/m^3)와 점성계수 (Pa·s)로 입출구의 평균값을 사용한다. 또한 c_{pa} 는 공기

의 비열 (J/kgK), Pr_a 는 공기의 Prandtl수, V_{\max} 는 열교환기 내 최대 유속 (m/s)으로 유량을 최소 유동단면적 A_c (m^2)으로 나누어 구한다. 한편 ρ_{in} , ρ_m , ρ_{out} 은 입구, 입출구 평균, 출구에서의 밀도 (kg/m^3), σ 는 축소비이다. 상기 식들은 공기 온도의 변화가 공기 물성치의 변화를 통하여 j 와 f 인자에 반영되고 있음을 보여준다. 이 논거는 f 인자의 경우는 이론의 여지가 없다. 왜냐하면 유체 유동의 경우 유속과 압력 손실의 관계는 Reynolds 수와 f 인자만으로 무차원화 되기 때문이다.^[4] 하지만 열전달의 경우 Nusselt 수 (또는 j 인자)는 Reynolds 수 외에도 Prandtl 수에 관련된다.^[4] 따라서 범용 열전달 상관식을 얻기 위해서는 Reynolds 수와 Prandtl 수를 변화시키며 실험을 수행하여야 한다. 공랭식 열교환기의 경우 이는 풍속과 외기 온도를 변화시키며 실험을 하여 Reynolds 수와 Prandtl 수의 상관 관계를 구하여야 한다는 의미이다. 일반적으로 강제 대류 열전달에서 많은 경우 Prandtl 수의 지수로 2/3가 적합한 것으로 알려져 있다.^[4] 또한 이러한 암묵적인 가정은 Eq. (1)의 j 인자에 대한 정의에도 포함되어 있다. 하지만 이 부분에 대해서는 확인이 필요하다.

본 연구의 목적은 설계 외기 온도 조건에서 얻어진 j 와 f 인자가 넓은 온도 범위에 적용 가능한지를 확인하는데 있다. 또는 공랭식 응축기에서 j 인자의 Prandtl 수 지수 2/3가 적절함을 확인하고자 한다. 이를 위하여 외기 온도를 변화시키며 일련의 실험을 수행하였다. 관 내측의 유체로는 40% 에틸렌글리콜 수용액 (브라인)을 사용하였다.

2. 실험 장치 및 방법

Fig. 1에 본 연구에 사용된 2열 열교환기의 상세 제원을 나타내었다. 시료의 높이와 폭은 모든 시료에서 234 mm와 400 mm이고 세로 방향 튜브 피치(P)는 21.0 mm, 가로 방향 튜브 피치(P)는 18.2 mm, 튜브 직경(D_c)은 7.3 mm, 핀 핏치 (P)는 1.7 mm, 핀 두께(t_f)는 0.11 mm이다. 핀의 중심부에는 루버각(θ)이 22.2°, 폭(L_p)이 0.92mm인 루버가 10개 가공되어 있고 루버가 가공된 부분은 절곡각 10.8°인 웨이브 형태로 2차 가공되어 있다. 핀 선단부와 말단부에는 폭(w_s) 1.3 mm, 높이(h_s) 1.2 mm, 길이 5.8 mm인 슬릿이 4개 가공되어 있고 슬릿의

사이에는 폭 1.3 mm, 높이 1.2 mm, 길이 4.2 mm인 직육면체 와류 발생기가 가공되어 있다. 전체 핀 면적 중 루버가 차지하는 비율은 36.9%, 슬릿이 차지하는 비율은 9.1%, 와류 발생기가 차지하는 비율은 3.3%로 전체 핀 면적 중 49.3%의 면적 (A_p/A_f)이 전열 촉진 가공이 되어 있다. 시료에 사용된 튜브는 마이크로 핀 관으로 높이 0.12 mm, 선회각 25°인 마이크로 핀 60개가 관 내측에 가공되어 있다. 튜브측 회로는 직교대향류로 구성되어 있다.

실험장치의 개략도가 Fig. 2에 나타나 있다. 실험장치는 크게 흡입식 풍동, 수순환 회로, 자료 획득장치로 구성되고 항온항습 챔버 내에 설치된다. 시료는 흡입식 풍동의 입구에 설치되고 시료 후방에는 배플이 설치되어 배출공기를 혼합시켜 준다. 시료의 입출구 온습도는 ASHRAE 규격 41.1에 따라 측정하였다.^[5] 시료의 내측으로는 물 (또는 브라인)이 순환하는데 항온조로부터 일정한 온도와 유량을 공급받았다. 물 (또는 브라인)의 온도는 정밀도 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 의 정밀 RTD(P-100 Ω 센서)로써 측정하였고, 유량은 정밀도 ± 0.0015 L/s의 질량 유량계로 측정하였다. 공기측 풍량은 흡입식 풍동 후방에 장착된 노즐을 사용하여 측정하였고^[6] 시료의 압력손실은 정밀도 ± 1.0 Pa의 차압 트랜스듀서로 측정하였다.

Table 1에 외기 건구 및 습구 온도 그리고 물 (또는 브라인)의 온도 및 유량 범위를 나타내었다. 실험은 전방 풍속 0.75 m/s에서 2.0 m/s 사이에서 변화시키며 수행되었는데 공기측과 물 (또는 브라인)측 열평형은 $\pm 3\%$ 내에서 일치하였다. ASHRAE 규격 41.5^[7]에 따라 실험 오차 해석을 수행하였고 그 결과를 Table 2에 나타내었다. 마찰인자의 오차는 주로 차압계 (± 1.0 Pa)에 의한 것이고 열전달계수의 오차는 주로 관 내측 상관식의 오차 ($\pm 10\%$)에 기인하였다. 실험 오차는 Reynolds수가 감소할수록 증가하였다.

본 연구에 사용된 2열 직교대향류 열교환기의 경우 $\epsilon - NTU$ 관계식^[8]은 다음과 같다.

$$\epsilon = \left[1 - \frac{1}{\frac{K}{2} + \left(1 - \frac{K}{2}\right) \exp\left(\frac{2K}{R}\right)} \right] \quad (4)$$

$$K = 1 - \exp(-NTU \cdot R/2) \quad (5)$$

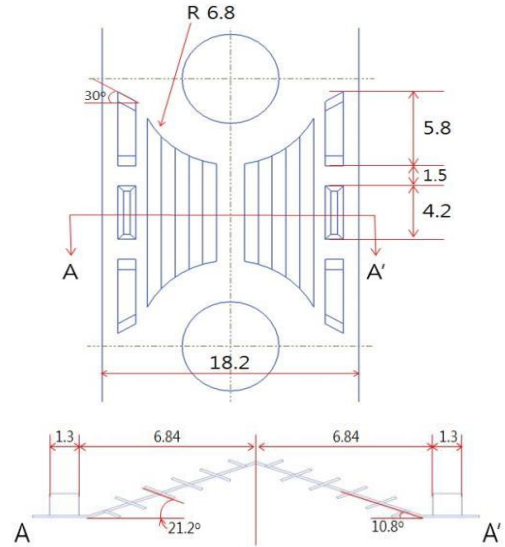
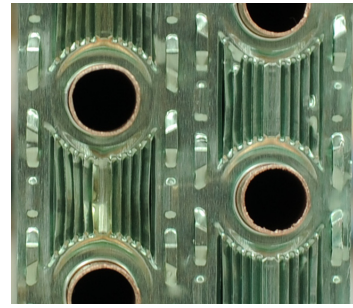


Fig. 1. Detailed drawing of the compound enhanced fin (unit: mm)

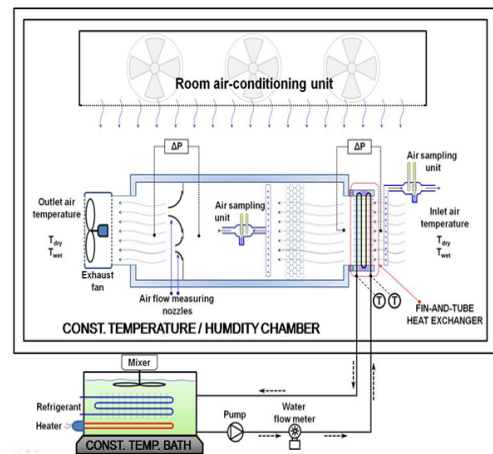


Fig. 2. Schematic drawing of the apparatus

열용량유량 비 R 는 다음과 같다.

$$R = (\dot{m}c_p)_{\min} / (\dot{m}c_p)_{\max} \quad (6)$$

$$UA = (\dot{m}c_p)_{\min} NTU \quad (7)$$

여기서 ϵ 은 유효도,^[4] U 는 열관류율 (W/m^2K), A 는 전열 면적(m^2), \dot{m} 은 유량 (kg/s), NTU 는 전달단위 수이다. UA 로부터 공기측 열전달계수 h_o 는 아래 식으로 구한다.

$$\frac{1}{\eta_o h_o A_o} = \frac{1}{UA} - \frac{1}{h_i A_i} - \frac{t}{kA_t} \quad (8)$$

여기서 t 는 관벽 두께 (m), A_i , A_t , A_o 는 각각 관 내측, 튜브, 관 외측 전열면적이다. 관 내측 열전달계수 h_i 는 본 연구의 마이크로 핀관 실험으로부터 얻어진 Park et al.^[9] 식을 사용하여 구한다.

$$Nu_w = 0.00172 Re_w^{1.12} Pr_w^{0.3} \quad 3,000 \leq Re_w \leq 21,000 \quad (9)$$

$$Nu_w = 0.0376 Re_w^{0.81} Pr_w^{0.3} \quad Re_w > 21,000 \quad (10)$$

여기서 Nu_w 는 관 내측 Nusselt수, Re_w 는 관 내측 Reynolds수 Pr_w 는 관 내측 Prandtl수이다. 식(8)의 η_o 는 표면효율로 아래 식으로 구한다.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o}(1 - \eta) \quad (11)$$

여기서 η 는 핀 효율이고 A_f 는 핀의 면적이다. 핀 효율은 Schmidt^[10]가 제안한 식을 사용하여 구한다.

$$\eta = \frac{\tanh(mr_c \phi)}{mr_c \phi} \quad (12)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f t_f}} \quad (13)$$

$$\phi = \left(\frac{R_{eq}}{r_c} - 1 \right) \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{R_{eq}}{r_c} \right) \right] \quad (14)$$

Table 1. Test conditions

DB/WB (°C/°C)	Water /Brine Temp. (°C)	Water/Brine	Water /Brine Flow Rate (kg/hr)
35/24	50	Water/Brine	160-690
27/14	17	Brine	690
17/7	7	Brine	690
7/-3	-3	Brine	690
-3/-13	-13	Brine	690

Table 2. Experimental uncertainties

Parameter	Max. Uncertainty
Temperature	±0.1°C
Differential pressure	±1.0Pa
Water flow rate	±2.0%
Re_{De}	±2.2%
j	±10.4%
f	±12.3%

$$R_{eq} = 0.635 P_t \left(\frac{P_l}{P_t} - 0.3 \right)^{0.5} \quad (2row) \quad (15)$$

여기서 k_f 는 핀의 열전도도 (W/mK), r_c 는 튜브의 반경 (m)이다. 풍속과 열전달계수, 압력손실은 Re_{De} 와 j , f 인자로 식 (1) ~ (3)과 같이 무차원화 된다.

3. 결과 및 고찰

본 연구의 목적은 설계 외기 조건에서 물을 사용한 실험 데이터가 넓은 외기 온도 범위에 적용 가능한 지를 확인하는데 있다. 설계 조건에서 물을 사용한 실험을 통하여 공기측 j 와 f 인자를 구할 경우 물의 유량을 우선 결정하여야 한다. Eq. (8)에 나타나 있듯이 공기측 열전달계수는 UA 에서 관 내측 열저항을 차감하여 구한다. 따라서 정확한 관 내측 열전달 상관식이 필요하다. 관 내측이 평활한 경우는 Dittus-Boelter^[11], Gnielinski^[12] 상관식들이 사용된다. 하지만 관 내측 형상이 복잡한 경우 (예를 들면 본 연구의 마이크로 핀관) 별도의 실험을 통하여 상관식을 구하게 된다.^[9] 일반적으로 관 내측 열전달 실험은 관 외측에 전기 히터를 설치하거나 또는 관 벽의 Joule 발열을 통하여 수행한다. 하지만 실제 열교환기 실험에서는 공기에 의해 가열 또는 냉각되므로 관 내측 열전달 실험과 열 경계조건이 동일하지 않다. 일반적으로 난류 영역에서는 열 경계조건이 열전달계수에 미치는 영향이 크지 않은 것으로 알려져 있으나 이 부분에 대해

서는 확인이 필요하다. 따라서 본 연구에서는 관 내측 물의 유량을 변화시키며 열교환기 실험을 수행하여 이들이 공기측 j 와 f 인자에 미치는 영향을 살펴봄으로써 상기 열경계조건 문제를 확인하고자 하였다. 또한 동일한 조건에서 브라인을 사용하여 반복 실험을 수행하여 관 내측 유체의 종류가 j 와 f 인자에 미치는 영향도 검토하였다.

Fig. 3에 물 (또는 브라인)의 온도를 50°C로 고정하고 유량을 160~690 kg/hr로 변화시키며 실험한 결과를 나타내었다. 이 때 공기의 건습구 온도는 설계 온도인 35°C/24°C로 유지되었다. Fig. 3은 유량 변화가 j 와 f 인자에 미치는 영향이 무시할 만함을 보여준다. 물과 브라인의 차이도 구분될 만 하지 않다. 모든 j 와 f 인자는 각각 8%, 3% 내에서 일치하였다. 실험 유량 범위에서 관 내측 Reynolds 수는 물의 경우 14,000에서 60,000사이로 브라인의 경우 2,700에서 11,000 사이에서 변화하였다. 즉, 물과 브라인의 유량 변화 (Reynolds 수와 Prandtl 수)가 공기측 j 와 f 인자에 영향을 미치지 않으므로 본 연구의 상관식 [식 (9)와 (10)]은 열교환기 실험에 적절하다고 결론을 내릴 수 있다.

Fig. 4에는 외기 온도 변화가 전열량 (Q), 압력손실 (ΔP), 열전달 계수 (h_o) 그리고 j 와 f 인자에 미치는 영향을 나타내었다. 이 때 브라인과 외기의 입구 온도차는 10°C로 유지하였고 건구와 습구 온도차도 10°C로 유지하였다. 브라인의 유량은 690 kg/hr이었다. 실험은 브라인 온도 -13°C, 외기 건습구 온도 -3°C까지 수행되었다. 그 이하의 외기 온도에서는 열교환기에 착상이 일어나 정상 상태 실험이 어려웠다. Fig. 4는 전열량이 공기의 건구온도 (T_{DB})가 내려갈수록 (또는 브라인 온도가 내려갈수록) 감소함을 보여준다. 브라인의 점성계수는 온도가 내려감에 따라 증가하는데 점성계수의 증가는 Reynolds 수의 감소를 의미하고 따라서 열전달계수가 (또는 전열량) 감소하게 된다.

Fig. 5에는 압력손실을 나타내었다. 압력 손실은 -3°C를 제외하고는 공기 온도가 내려가면 증가함을 보인다. 이는 공기 온도가 내려가면 밀도가 증가하므로 (27°C에서 -3°C로 변화하면 밀도가 11% 증가함) 압력 손실도 증가한 것으로 판단된다. 하지만 -3°C의 경우는 예상보다 낮게 나타났는데 이는 저온에서 풍량 측정의 오차가 증가하기 때문에 나타난 현상으로 판단된다. 본 연구에서 풍량은 노즐 차압으로부터 계산되는데 노즐의 특성 곡선이 저온까지 보정되지는 않았기 때문으로 판단된다.

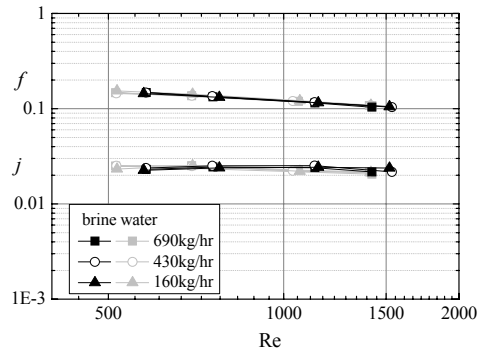


Fig. 3. j and f factors obtained changing the coolant flow rate

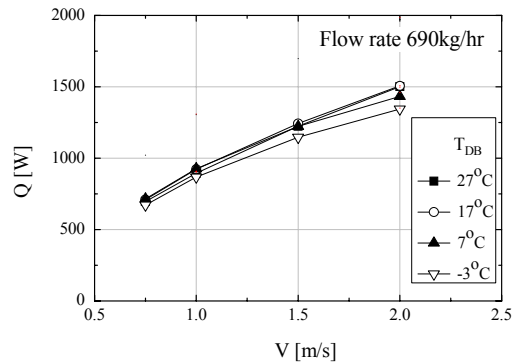


Fig. 4. Heat transfer rates obtained changing the outdoor temperature

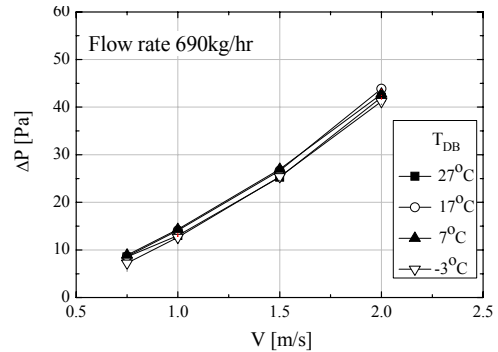


Fig. 5. Pressure drops obtained changing the outdoor temperature

Fig. 6은 공기 온도 변화가 j 와 f 인자에 미치는 영향이 무시할 만함을 보여준다. j 와 f 인자는 각각 9%, 3% 내에서 일치하였다. 즉, 설계 온도에서 구해진 j 와 f 인자가 다른 공기 온도에서도 적용 가능함을 알 수 있다. 또한 이로부터 식 (1)의 Prandtl 수의 지수 2/3가 무리가 없다고 판단된다. 하지만 본 공기 온도 범위 (-3°C ~ 27°C)에서

Prandtl 수의 변화가 0.737에서 0.729로 1% 정도이므로 Prandtl 수의 지수를 판단하기엔 다소 미흡한 면이 있다.

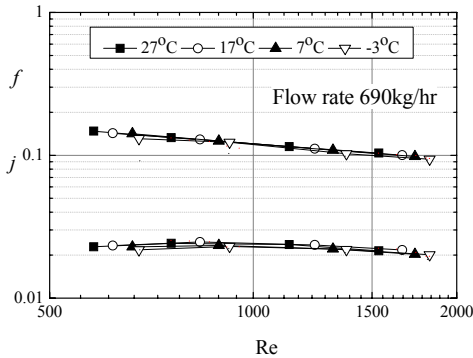


Fig. 6. j and f factors obtained changing the outdoor temperature

4. 결론

본 연구에서는 표준 설계 온도 조건에서 얻어진 j 와 f 인자가 저온 운전 시에도 무리 없이 적용 가능함을 실험을 통하여 확인하였다. 이를 위하여 2열 루버 핀-관 열교환기에 대하여 외기 온도를 변화시키며 일련의 실험을 수행하였다. 또한 관 내측의 브라인의 유량이 미치는 영향도 살펴보았다. 주된 결론은 다음과 같다.

- (1) 실험 결과 외기의 온도 변화가 j 와 f 인자에 미치는 영향은 무시할 만 하였다. 따라서 표준 조건에서 얻어진 j 와 f 인자를 저온 조건에 사용하여도 무리가 없다고 판단된다.
- (2) 관 내측 유량 변화가 j 와 f 인자에 미치는 영향이 미미한 것으로 미루어 별도의 실험을 통하여 얻어진 관 내측 상관식의 적용이 적절하다고 판단된다.
- (3) 상기 결과는 열교환기 표면의 형상 변화가 없을 때에만 적용 가능하다. 만일 수분 응축, 결로 등에 의하면 열교환기 표면 형상이 변화한다면 j 와 f 인자도 영향을 받을 것으로 예상된다.

References

[1] Wang, C.-C., Webb, R. L. and Chi, K.-Y., "Data reduction for air-side performance of fin-and-tube heat exchangers," *Exp. Thermal Fluid Sci.*, vol. 21, no. 4, pp.

218-226, 2000.

DOI: [https://doi.org/10.1016/S0894-1777\(00\)00005-4](https://doi.org/10.1016/S0894-1777(00)00005-4)

- [2] Kim, N.-H., Oh, W.-K., Cho, J.-P., Park, H.-Y., Youn, B., "Data reduction on the air-side heat transfer coefficients of heat exchangers under dehumidifying conditions," *Korean J. Air Conditioning Refrigeration*, vol. 15, no. 1, pp. 73-85, 2003.
- [3] Kim, N.-H., Personal communication with Samsung Electronics, 2016.
- [4] Mills, A. F., *Basic Heat and Mass Transfer*, Irwin Pub., 1995.
- [5] ASHRAE Standard 41.1, *Standard Method for Temperature Measurement*, ASHRAE, 1986.
- [6] ASHRAE Standard 41.2, *Standard Method for Laboratory Air-Flow Measurement*, ASHRAE, 1987.
- [7] ASHRAE Standard 41.5, *Standard Measurement Guide, Engineering Analysis of Experimental Data*, ASHRAE, 1975.
- [8] ESDU 98005, *Design and performance evaluation of heat exchangers: the effectiveness and NTU method*, Engineering and Sciences Data Unit 98005 with Amendment A, London ESDU International plc., pp. 122-129, 1998.
- [9] Park, B.-B., You, S.-M., Yoon, B., and Yoo, K.-C., "Experimental study of heat transfer and pressure drop characteristics for flow of water inside circular smooth and micro-fin tubes," *Korean J. Air Conditioning Refrigeration*, vol. 9, no. 4, pp. 454-461, 1997.
- [10] Schmidt, T. E., "Heat transfer calculations for extended surfaces," *J. of ASRE, Refrigeration Engineering*, vol. 4, pp. 351-357, 1949.
- [11] Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., "Heat transfer in automobile radiators of the tubular type," *University of California Publications on Engineering*, vol. 2, no. 13, pp. 443-461, 1930.
- [12] Gnielinski, V., "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow," *Int. Chem. Eng.*, vol. 16, pp. 359-368, 1976.

김 내 현(Nae-Hyun Kim)

[준회원]



- 1989년 12월 : Penn. State University Pennsylvania, PA, U.S.A (공학박사)
- 1994년 3월 ~ 현재 : 인천대학교 기계공학과 교수

<관심분야>

열전달, 공기조화 및 냉방