휜-관 열교환기의 열별 열전달 계수 측정

신 태 룡† · 이 응 렬* · 김 내 현**

Heat Transfer Coefficients of Individual Rows for Fin-and-Tube Heat Exchangers

T.-R. Shin†, E.-R. Lee*, and N.-H. Kim**

Key Words : Heat Exchanger(열교환기), Heat Transfer Coefficient(열전달계수), Row-by-Row(열별), Fin(휜), Wave(웨이브)

Abstract

The row-by-row heat transfer characteristics of fin-and-tube heat exchangers having wavy fins were experimentally investigated. Three samples having different rows (one, two and three) were tested. Results show that the heat transfer coefficient is strongly dependent on the tube row. The heat transfer coefficient of the first row is larger than those of second or third rows. However, the difference decreases as the Reynolds number increases. The heat transfer coefficients of the second and the third row are approximately the same, probably due to increased mixing of bulk flow by wavy channels. Although samples have different tube row, the heat transfer coefficients of same row are approximately the same.

기호설명

A : 열전달 면적 [m^2]
A_c : 최소 유동 면적 [m^2]
A_t : 관벽중심기준 전열면적 [m^2]
c_p : 비열 [$J\,kg^{-1}K^{-1}$]
D_c : 휜 칼라를 포함하는 관외경 [m]
D_r : 휜 기저부까지의 관내경 [m]
G : 질량유속 [$kg\,m^{-2}s^{-1}$]
h : 열전달 계수 [$W\,m^{-2}\,K^{-1}$]
j : Colburn j 인자 $\dfrac{h_o}{\rho_a V_{\max} c_{pa}} \mathrm{Pr}_a^{2/3}$
k_t : 열전도도 [$W\,m^{-1}\,K^{-1}$]
N : 열수
NTU : 전달단위수
$\mathrm{Nu_w}$: 관내측 Nusselt 수, $\dfrac{h_i D_r}{k_w}$
Pr : Prandtl 수
r_c : 휜 칼라를 포함하는 관 반경 [m]
R_{eq} : 등가반경 [m]
$\mathrm{Re_w}$: 관내측 Reynolds 수, $\dfrac{D_r G}{\mu}$
$\mathrm{Re_D}$: D_c 기준 Reynolds 수, $\dfrac{\rho_a V_{\max} D_c}{\mu_a}$
T : 온도 [K]
t_f : 휜 두께 [m]
U : 총합 열전달계수 [$W\,m^{-2}K^{-1}$]
V_{max} : 최대풍속 [$m\,s^{-1}$]

† 인천대학교 기계공학과 대학원
E-mail : trshin@incheon.ac.kr
TEL : (032)770-8420 FAX : (032)770-8410
* 인천대학교 기계공학과 대학원
** 인천대학교 기계공학과 교수

그리스 문자

η : 휜효율

η_o : 표면효율

ρ : 밀도 [kg m^{-3}]

μ : 동점성계수 [kg m^{-1} s^{-1}]

하첨자

a : 공기

i : 관내측

in : 입구

f : 휜

m : 평균

o : 공기측

out : 출구

t : 관벽

w : 물

1. 서 론

휜-관 열교환기는 공기와 냉매사이의 열교환에 널리 사용되고 이 경우 대부분의 열저항은 공기측에 있게된다. 따라서 공기측 열전달 계수의 산정은 매우 중요하다. 휜-관 열교환기의 열전달 계수는 열에 따라 크게 달라지는데 낮은 풍속에서는 1 열의 열전달 계수가 가장 높고 후열로 갈수록 열전달 계수가 낮으며, 풍속이 높아지면 그 차이가 줄어 들어 근접하거나 역전된다.[1-3]

휜-관 열교환기의 열전달 메카니즘으로는 휜에서의 경계층 효과와 튜브에 의한 혼합효과를 생각할 수 있다. 낮은 풍속에서는 경계층 효과가 지배적이어서 열수가 적을수록 열전달 계수가 커지나 풍속이 높아지면 튜브에 의한 혼합효과가 지배적이 되어 뒷 열에서 열전달 계수가 증가하게 된다.

최근들어 휜-관 열교환기 설계에 미소체적법이 널리 사용되고 있다.[4] 미소체적법은 열교환기를 미소구간으로 나누고 각 구간에서 열교환기 해석을 수행하는 방법으로 관순법(tube-by-tube)이 대표적인 방법이다. 이 방법은 국소해석을 통하여 열교환기를 보다 정밀하게 설계할 수 있는 장점이 있다. 미소 체적법의 장점을 극대화 하기 위해서는 공기측 열전달 계수도 열별로 계산되어야 한다. 하지만 현재는 열별 열전달 계수의 부재로 평균 열전달 계수가 사용되고 있다.[4]

열별 열전달 계수에 대한 연구는 매우 드물다. 최초의 열별 열전달 계수는 Rich[1]에 의해 보고되었다. Rich 는 4 열 평판휜 열교환기의 열별 열전달 계수를 측정하였는데 $Re_D \simeq 6{,}000$ 에서 열별 열전달 계수의 역전 현상이 나타남을 보고하였다. 김현영등[5]은 2 열 슬릿휜 열교환기를 실험하였는데 낮은 풍속에서 1 열의 열전달 계수는 2 열보다 크나 풍속이 증가할수록 그 차이가 줄어든다고 보고하였다. 권영철등[6]도 2 열 슬릿휜과 루버휜 열교환기에 대하여 유사한 경향을 보고하고 있다. 상기 문헌조사는 열별 열전달 계수에 대한 연구가 매우 제한적이고 특히 3 열 이상의 고성능 휜에 대한 연구는 수행된바 없음을 보여준다.

본 연구에서는 1 열, 2 열, 3 열 열교환기의 열별 열전달 계수 측정을 통하여 각 열별 전열 특성을 고찰하였다. 열교환기의 휜으로는 웨이브 휜이 사용되었다.

2. 실험장치 및 시험절차

Fig. 1 에 웨이브휜의 형상이 나타나 있고 Fig. 2 에는 열교환기 물측 회로도가 나타나 있다. 본 연구에서는 열별 열전달 계수를 구하기 위하여 각 열별로 별도의 물측 유로를 갖도록 하였고 니들 밸브를 설치하여 각 열로 흐르는 유량을 독립적으로 조절할 수 있도록 하였다. 각 유로에는 질량 유량계 및 RTD 센서를 설치하여 유량과 온도를 측정하였다.

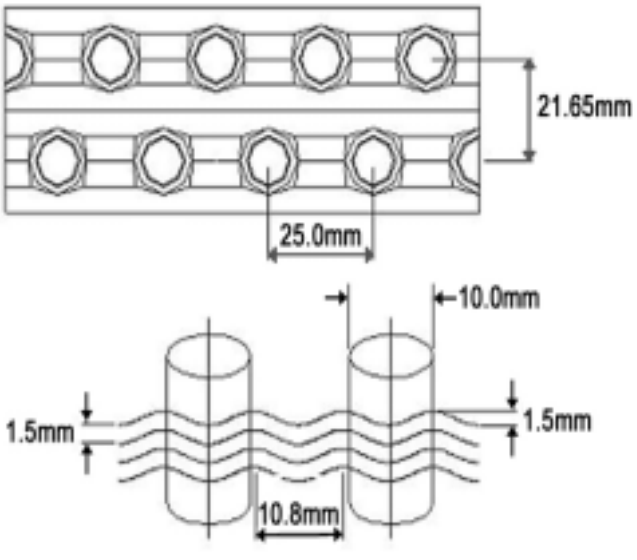


Fig. 1 Schematic drawing of the wave fin-and-tube heat exchanger.

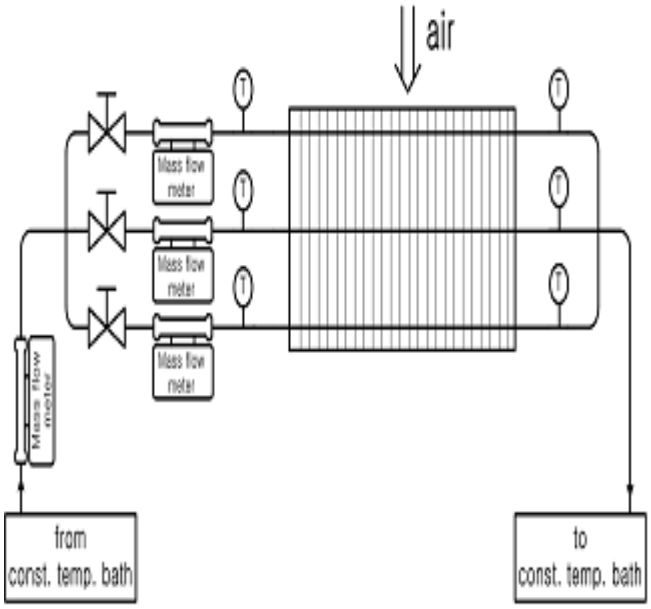


Fig. 2 Water-side flow circuit of the 3-row sample

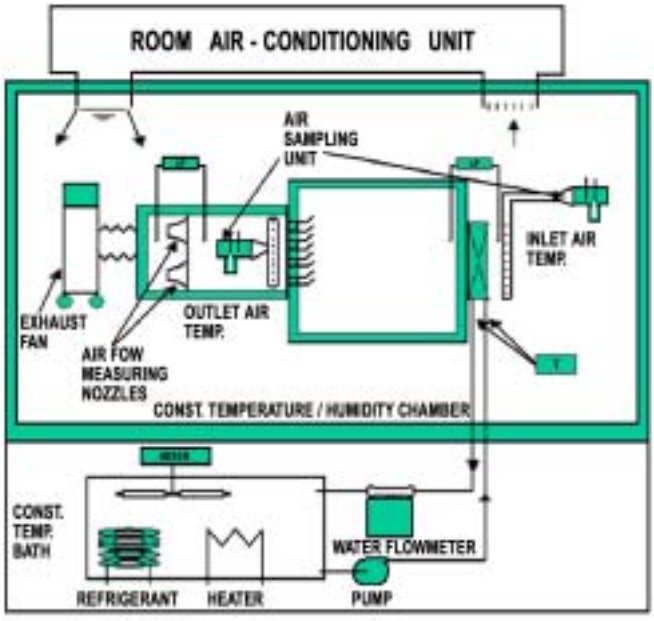


Fig. 3 Schematic drawing of the test setup

실험장치의 개략도가 Fig. 3 에 나타나 있다. 실험장치는 크게 흡입식 풍동, 수순환회로, 자료획득 장치 등으로 구성되고 항온 항습 챔버내에 설치되었다. 시료는 흡입식 풍동 입구에 설치되는데 시료의 입구측 온습도는 챔버의 온습도와 일치한다. 시료의 출구측에는 배플이 설치되어 출구공기를 혼합시켜준다. 시료의 입출구 온습도는 ASHRAE 규격 41.1 에 따라 측정하였다. 시료의 관 내측으로는 물이 순환하는데 항온조로부터 일정온도와 유량을 공급받았다. 물과 공기의 온도는 정밀도 ± 0.1℃의 정밀 RTD(P_t-100Ω 센서)로써 측정하였고 유량은 정밀도 ± 0.0015ℓ/s 의 질량유량계로 측정하였다. 공기측 풍량은 흡입식 풍동 후방에 장착된 노즐을 사용하여 측정하였고 [ASHRAE 규격 41.2] 시료의 압력 손실을 정밀도 ± 1Pa 의 차압트랜스듀서로 측정하였다.

시험중 챔버의 온습도는 21℃, 60%RH 로 유지되었고 순환수 공급 온도는 55℃로 유지되었다. 실험은 시료 전방풍속을 0.5 m/s 에서 3.5m/s 사이에서 변화시키며 수행되었는데 공기측과 물측 열평형은 ± 3%내에서 일치하였다.

실험 전반에 걸쳐 각 열의 유량은 각 열의 입구와 출구온도가 동일하도록 조절되었다.

이와같이 하면 열과 열사이의 휜을 통한 전도 열전달을 무시할 수 있어 각 열의 공기측 열전달 계수를 정확하게 평가할 수 있다. 김현영등[5], 권영철등[6]도 이와 같은 방법으로 2 열 열교환기의 열별 열전달 계수를 측정한 바 있다.

3. 자료처리

일반적으로 열교환기의 전열량은 공기측과 물측의 평균값을 사용한다. 각 열 출구에서 공기의 온도는 직접 측정하기는 어려우므로 물측 전열량으로부터 아래와 같이 구하였다.

$$T_{air,n} = T_{air,n-1} + \frac{(\dot{m}c_p\Delta T)_{water,n}}{\dot{m}_a c_{p_a}} \times \frac{Q_{air}}{Q_{water}} \qquad (1)$$

여기서 Q_{air} 및 Q_{water} 는 열교환기 전체에서의 공기 및 물측 전열량이고 첨자 n 은 n 번째 열을 의미한다.

열별 열전달 계수 측정시 각 열의 회로구성은 직교류이므로 직교류의 ε-NTU 식을 사용하여 각 열의 UA 값을 구한다 공기측 열전달 계수는 UA 값으로부터 관내측 및 벽면저항을 빼내어 구한다.

$$\frac{1}{\eta_o h_o A_o} = \frac{1}{UA} - \frac{1}{h_i A_i} - \frac{1}{k_t A_t} \quad (2)$$

웨이브 휜 열교환기의 전열면적 A_o 로는 웨이브 형상이 고려된 실제 전열면적을 사용하였다. 웨이브 휜의 경우 평판 휜보다 전열면적이 4.5% 증가하였다. 웨이브 휜 시료에 사용된 미세휜관의 관내측 열전달계수로는 다음 식이 사용되었다.[7]

$$N_w = 0.00172\,\mathrm{Re}^{1.12}\,\mathrm{Pr}_w^{0.3} \quad 3{,}000 \le \mathrm{Re}_w \le 21{,}000 \quad (3)$$

$$N_w = 0.0376\,\mathrm{Re}^{0.81}\,\mathrm{Pr}_w^{0.3} \quad 21{,}000 \le \mathrm{Re}_w \le 45{,}000 \quad (4)$$

식(3)와 (4)의 Nusselt 수와 Reynolds 수에는 휜뿌리에서 측정된 미세휜관의 직경이 사용되었다. 공기측 열전달 계수의 측정 정밀도를 높이기 위해서는 전체 열저항 중 관내측이 차지하는 부분을 최소화할 필요가 있다. 본 실험중 관 내측 열저항은 10% 이내로 유지되었다.

표면효율 η_o 는 식(5)로부터 구한다.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o}(a - \eta) \quad (5)$$

휜효율은 Schmidt[8]식에서 구한다.

$$\eta = \frac{\tanh(m r_c \phi)}{m r_c \phi} \quad (6)$$

$$\sqrt{\frac{2h_o}{k_f t_f}} \quad (7)$$

$$\phi = \left(\frac{\mathrm{Re}_q}{r_c} - 1\right)\left[1 + 0.35\ln\left(\frac{\mathrm{Re}_q}{r_c}\right)\right] \quad (8)$$

$$\frac{\mathrm{Re}_q}{r_c} = 1.28\frac{P_t}{r_c}\left(\frac{\sqrt{(P_t/2)^2 + P_t^2}}{P_t} - 0.2\right)^{0.5} \quad (9)$$

열전달계수 h_o 는 식 (2)부터 (9)을 반복계산하여 구해진다. 관례적으로 열전달 계수 h_o 는 무차원화된 j 인자로 표현된다.

$$\mathrm{Re}_{Dc} = \frac{\rho_a V_{\max} D_c}{\mu_a} \quad (10)$$

$$j = \frac{h_o}{\rho_a V_{\max} c_{p_a}} \mathrm{Pr}_a^{2/3} \quad (11)$$

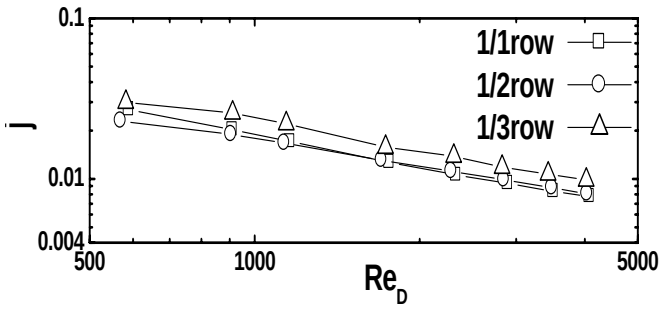
여기서 공기측 물성치는 입출구 평균값을 사용하였다.

4. 실험결과 및 논의

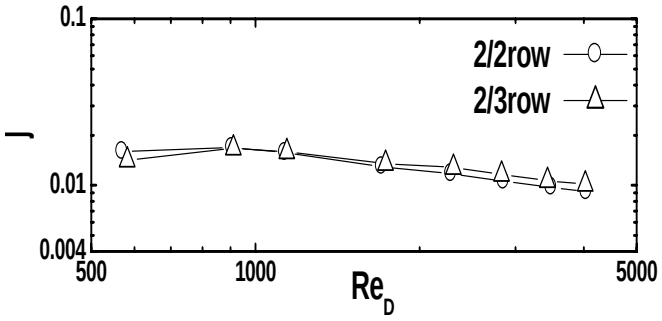
Fig. 4 에는 1 열, 2 열, 3 열 3 개의 시료에서 구해진 각 열의 열전달 계수가 나타나 있다. 이 그림은 각 열의 열전달 계수가 서로 잘 일치함을 보인다.

Fig. 5 에는 1 열, 2 열, 3 열 열교환기의 열별 열전달 수가 나타나 있다. 2 열 열교환기의 경우 낮은 Reynolds 수에서는 1 열의 열전달 계수가 크나 $\mathrm{Re}_D \simeq 1{,}700$ 을 지나면서 2 열의 열전달 계수가 다소 커짐을 보인다. 이러한 경향은 기존 연구자들도[1,5,6] 보고한 바 있다. 3 열 열교환기의 경우 1 열은 2, 3 열 보다 월등히 크나 2 열과 3 열의 차이는 미미함을 보인다.

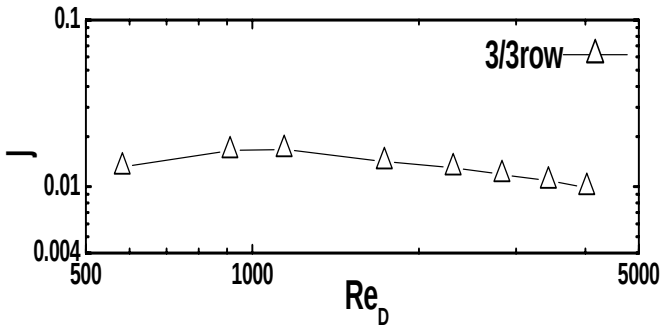
Rich[1]는 평판휜에 대한 실험에서 낮은 Reynolds 수에서는 열수가 증가할수록 열전달 계수가 감소함을 보였는데 본 연구는 2 열과 3 열의 차이가 그다지 크지 않음을 보인다. 이는 본 연구의 웨이브 형상이 유동혼합을 촉진하여 2 열과 3 열의 차이가 크지 않은 것으로 사료된다.



(a) 1row

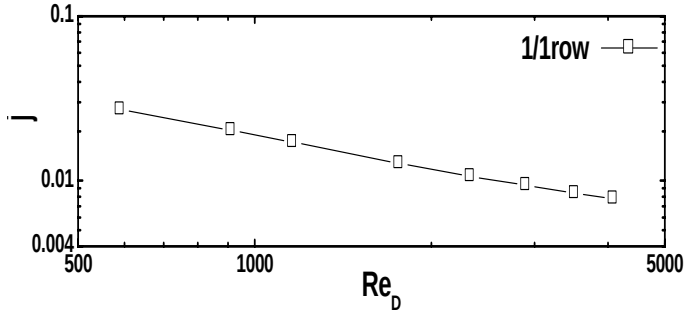


(b) 2row

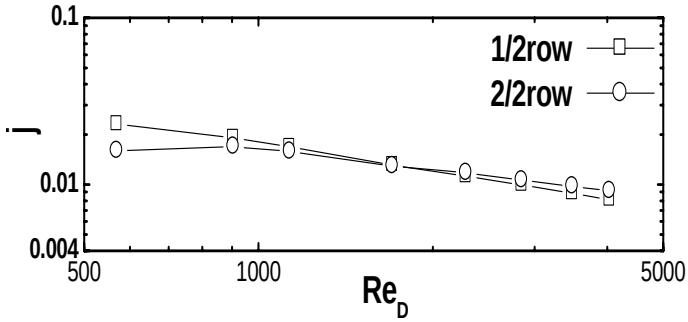


(c) 3row

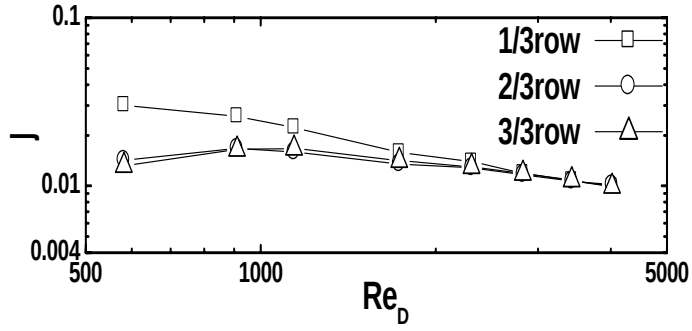
Fig. 4 Comparison j factor for wavy fin samples



(a) 1row



(b) 2row



(c) 3row

Fig. 5 Row-by-row j factors for wavy fin samples

5. 결 론

본 연구에서는 1 열, 2 열, 3 열, 3 개의 웨이브휜 열교환기의 열별 열전달 계수 측정을 통하여 휜-관 열교환기의 열별 전열 특성을 고찰하였다. 주된 결론은 다음과 같다.

1) 낮은 Reynolds 수에서는 1 열의 열전달 계수가 2, 3 열보다 크나 Reynolds 수가 증가할수록 그 차이는 줄어들고 역전되기도 한다.
2) 3 열 열교환기의 경우 2 열과 3 열의 차이는 크지 않음을 보인다. 이는 웨이브 형상이 유동혼합을 촉진하기 때문으로 사료된다.
3) 동일한 열의 열전달 계수는 시료의 열수와 관계없이 일정하다.

참고문헌

(1) Rich, D. G., 1975, The effect of the number of tube rows on heat transfer performance of smooth plate fin-and-tube heat exchangers, ASHRAE Trans., Vol. 81, Part 1, pp. 307-319.

(2) Youn, B., Kim, Y-S., Park, H-Y., and Kim, N-H., 2003, An experimental study on the heat transfer and friction characteristics of the finned tube heat exchangers having radial slit fins, J. Enhanced Heat Transfer, Vol. 10, No. 1, pp. 61-80.

(3) Kim, N-H., Youn, B., and Webb, R. L., 1999, Air-side heat transfer and friction correlations for plain fin-and-tube heat exchangers with staggered tube arrangements, J. Heat Transfer, Vol.121, pp. 662-667.

(4) Murphy, W. E., and Reedy, W., 2004, Simulation tools for vapor compression systems and component analysis, USNC/IIR Short Courseat the 2004 Purdue Conference, July 10-11, 2004.

(5) Kim, H. Y., Ha, S. C., Lee, W. Y., Kim, C. H., and Yun, J. Y., 1998, A experimental study on heat and mass transfer of the slit fin, SAREK '98 Proceedings on Summer Annual Conference, pp. 790-795.

(6) Kweon, Y. C., Jeong, J. H., Chang, K. S., Hong, K. S., and Jin, S. O., 2004, Heat transfer performance of individual rows in fin-tube heat exchangers, Korean J. of Air Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 16, No. 3, pp. 280-286.

(7) Park, B. B., You, S. M., Youn, B., and Yoo, K. C., 1997, 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, pp. 454-461.

(8) Schmidt. T. E., 1949, Heat transfer calculations for extended surfaces, J of ASRE, Refrigeration Engineering, pp. 351-357