

직교류 환-관 열교환기의 유동 및 열전달 특성

Flow and heat transfer characteristics of cross-flow fin-tube heat exchanger

윤 백

B. Youn

삼성전자(주) 공조기기사업부



- 1960년생
- 열전달을 전공하였으며 냉동사이클 및 열교환기에 관심을 가지고 있다.

1. 머리말

최근 몇 년 동안 가정용 에어컨에 대한 수요가 꾸준히 증가하여 왔으며 그에 따른 기술 개발 노력이 활발하게 이루어지고 있다. 기존 HCFC 냉매의 오존 파괴 효과로 인하여 HFC 냉매로 대체하기 위한 연구가 진행되고 있으며, 이러한 과정에서 대체냉매의 성능 및 효율 저하를 보상하기 위하여 다른 부분에 있어서의 고효율화가 필수적인 상황이다. 또한 전세계적으로 TEWI (total equivalent warming impact)의 개념을 도입하여 에어컨의 에너지 소비효율이 지구 온난화와 직결되어 있으며, 국내적으로는 에너지 이용 합리화법에 의거하여 가정용 에어컨에 대한 에너지 소비효율이 지구 온난화와 직결되어 있으며, 국내적으로는 에너지 이용 합리화법에 의거하여 가정용 에어컨에 대한 에너지 소비효율 등급제를 시행하는 등 효율 개선을 위한 외부적 요인이 더욱 증대되고 있다.

일반적으로 에어컨의 사이클을 구성하는 주요 부품으로는 압축기, 열교환기, 송풍기 등이 있으나, 이 중에 효율을 결정짓는 가장 중요한 요소는 압축기와 열교환기라고 할 수 있다. 일반적으로 가정용 에어컨에 가장 널리 이용되는 열교환

기는 환-관 열교환기라고 할 수 있으며, 국내에서는 관외경 기준으로 $\phi 7.0$ 및 $\phi 9.52$ 열교환기가 주로 이용되고 있다. $\phi 7.0$ 은 주로 중소용량 실내기에, $\phi 9.52$ 는 대용량 실내기 및 대부분의 실외기에 적용되고 있으며, 따라서 주로 중대용량을 선호하는 국내 시장 상황에서 $\phi 9.52$ 열교환기의 수요가 $\phi 7.0$ 에 대한 수요를 훨씬 앞지르고 있다. 이 글에서는 주로 $\phi 9.52$ 환-관 열교환기의 일반적인 유동 및 열전달 특성을 알아보고자 한다.

2. 환-관 열교환기

일반적인 환-관 열교환기의 구조를 그림 1에 나타내었다. 환-관 열교환기는 일반적으로 원형 동관(銅管)과 알루미늄 환(fin)으로 구성되어 있으며, 관 내부에는 냉매(R22)가 흐르고 관 외부에는 냉매의 유동 방향과 직각으로 공기가 환 사이를 통과하여 유동하게 되어 있다. 따라서 각각의 개별관을 기준으로 보면 직교류(cross-flow) 열교환기로 볼 수 있으나 열수가 2열 이상인 경우에는 순수한 직교류가 아니고 냉매 회로 구성에 따라 ϵ -Ntu 관계가 달라진다.

그림 2에 환과 관이 결합되어 있는 단면 형상

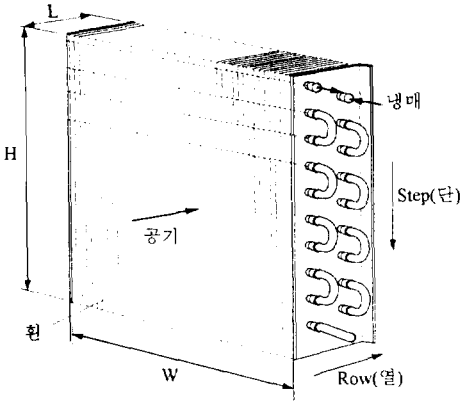


그림 1 환-관 열교환기의 구조

을 도시하였다. 그림 2와 같은 형태의 환-관 열교환기에서는 환칼라가 관 주위를 둘러싸고 있으며 기계적 확관을 통하여 관 외벽과 환칼라 사이를 밀착시킨다. 이와 같이 환칼라가 부착되어 있는 형태의 환-관 열교환기의 전열저항은 기본적으로 냉매측 및 공기측 대류열저항, 관벽 및 환칼라를 통한 전도열저항과 관벽과 환칼라 사이의 접촉열저항으로 구성되어 있으나, 동관 및 환의 열전도율이 높고 두께가 얇으므로 전도열저항은 전체 열저항의 1% 미만이므로 무시하는 것이 일반적이다. 따라서 이 글에서는 냉매측 및 공기측 유동 및 열전달 특성과 접촉열저항에 대하여 그 일반적인 특성과 경향 등을 논하고 전열 촉진에 관하여 알아보고자 한다.

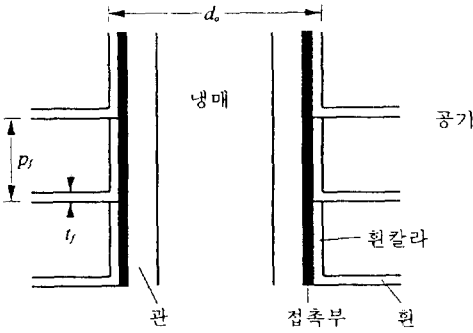


그림 2 환-관 결합부의 단면 형상

3. 환-관 열교환기의 유동 및 열전달 특성

3.1 냉매측

환-관 열교환기에 있어서 동관 내부의 열전달을 촉진시키기 위하여 내면에 나선형의 그루브(groove)를 형성시킨 미세환관(micro-fin tube)을 이용하는 것이 일반적이다. 그림 3에 일반적인 미세환관의 단면 형상과 주요 형상 변수를 도시하였다. 미세환관을 이용함으로써 전열면적을 증가시키고 유동의 난류화를 통한 열전달계수의 증가를 기대할 수 있다. 미세환관의 성능에

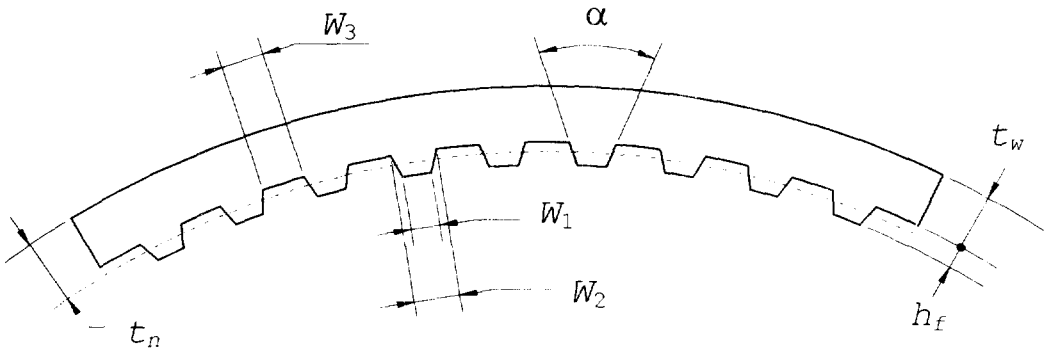


그림 3 미세환관의 단면 형상

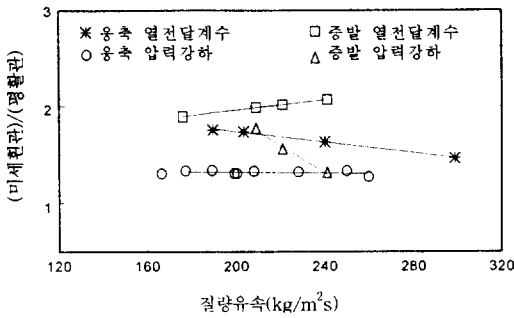


그림 4 평활관 대비 미세핀관의 열전달계수 및 압력강하 특성⁽¹⁾
($h_f = 0.12\text{mm}$, $n = 60$, $\beta = 25^\circ$)

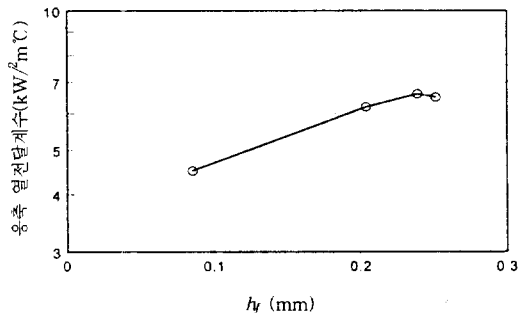


그림 5 미세핀⁽²⁾의 높이와 응축 열전달계수의 관계($n = 60$, $\beta = 18^\circ$)

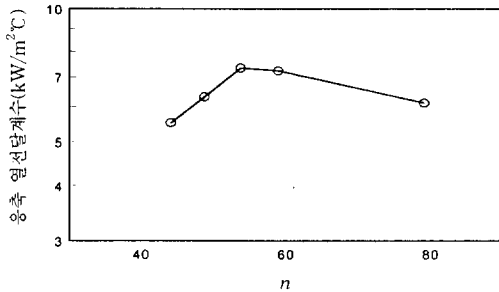


그림 6 미세핀 개수와 응축 열전달계수의 관계⁽²⁾
($h_f = 0.25\text{mm}$, $\beta = 30^\circ$)

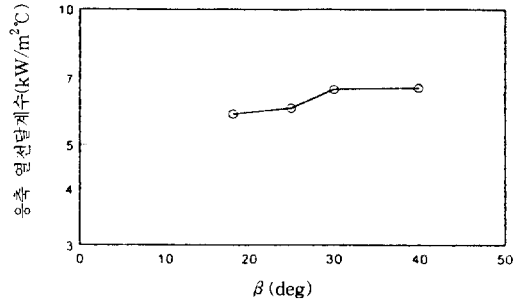


그림 7 나선각과 응축 열전달계수의 관계⁽³⁾
($h_f = 0.21\text{mm}$, $n = 60$)

영향을 미치는 주요 인자는 핀 높이(h_f), 핀 개수 (n), 나선각(β) 등이며, $\phi 9.52$ 관의 경우에 핀 높이는 0.12~0.25mm 범위의 미세핀이 주로 쓰인다. 핀 개수는 주로 50~65개, 나선각은 15~30° 정도의 범위가 많이 쓰인다.

그림 4에 응축기 및 증발기에 있어서 평활관 대비 미세핀관의 열전달 및 압력강하 특성에 대한 이상찬 등⁽¹⁾의 실험 결과를 나타내었다. 미세핀관이 평활관에 비하여 응축 열전달계수는 약 50~80% 증가하며 응축 압력강하는 약 25~35% 정도 증가하는 것으로 나타났다. 증발 열전달계수는 약 100% 증가하며 증발 압력강하는 약 20~80% 증가하는 것으로 나타났다. 물론 이러한 특성은 미세핀관의 상세 사양 및 각종 실험 조건에 따라 달라지겠지만 본 실험 결과는 하나의 전형적인 예를 나타낸다.

Yasuda 등⁽²⁾은 미세핀의 주요 형상 변수들이

응축 열전달에 미치는 영향을 실험을 통하여 고찰하였다. 그림 5에 핀 높이(h_f)에 따른 응축 열전달계수의 변화를 나타내었으며, 핀 높이가 높을수록 열전달계수가 증가하다가 핀 높이 약 0.25mm 부근에서 증가세가 둔화되는 것을 알 수 있다. Ito와 Kimura⁽³⁾와 Hozumi 등⁽⁴⁾에 의하면 증발 열전달계수도 유사한 경향을 나타내는 것으로 알려져 있다. 그림 6은 Yasuda 등의 실험 결과로서 핀 개수가 응축 열전달에 미치는 영향을 나타내었으며, 약 55~60개에서 열전달계수가 최대가 되는 것을 알 수 있다. Ito와 Kimura의 실험 결과에 의하면 증발기에서도 핀 개수의 증가에 따라 어느 정도 열전달계수가 증가하다가 다시 감소하는 유사한 경향이 나타났다. 그림 7에는 나선각이 응축 열전달에 미치는 영향을 나타내었으며, 민감하게 변하지는 않으나 나선각의 증가에 따라서 응축 열전달계수가 약간 증가하는 것을 알 수

있다. 그러나 증발기에서는 $\beta=7\sim 15^\circ$ 부근에서 최대 열전달계수를 나타내는 것으로 알려져 있다.⁽⁴⁾ Ito와 Kimura는 미세회관에 있어서 압력강하는 흰 높이 약 0.2mm 정도까지는 평활관과 거의 유사한 수준으로 흰 개수 및 나선각의 영향을 거의 받지 않는다고 보고하였다.

일반적으로 흰칼라와 관 외벽 사이의 접촉열저항을 최소화하기 위하여 기계적인 확관을 이용하여 밀착시킨다. 이 경우에 보통 미세회관의 정점을 기준으로 한 관의 최소내경보다 약 4~7% 가량 큰 확관볼을 이용함으로써 관 내면의 미세회관이 변형되며 따라서 열전달 및 유동특성도 달라진다. 그림 8에 확관 전후의 응축 및 증발 열전달계수를 비교하여 나타내었으며, 응축 및 증발의 경우에 공히 확관 후의 열전달계수가 약 10~20% 정도 감소하는 것으로 나타났다.⁽⁵⁾ 확관 전후의 압력강하는 거의 동등 수준으로 나타났다.⁽⁵⁾

과거에는 대부분의 공조기용 동관이 인발 가공을 통하여 생산됨으로써 일정한 방향의 나선형 그루브를 형성하는 방법이 이용되었다. 그러나 최근에는 용접관이 등장함으로써 열전달 촉진을 위하여 W자 및 cross-hatching 형태의 다양한 내면 형상이 개발되고 있다. W자형 미세회관은 그림 9와 같이 관 내면에 W자형 그루브를 형성시킨 것이며, Ebisu 등⁽⁶⁾은 W자형 미세회관에서의 R407C의 응축 및 증발 열전달과 압력강하 실험 결과를 발표하였으며 그 결과를 그림 10에 나타내었다. 일반 나선형 미세회관에

비하여 응축 열전달계수는 100~170%, 응축 압력강하는 20~30% 증가하며, 증발 열전달계수는 20~85%, 증발 압력강하는 25~65% 정도 증가하는 것으로 나타났다.

Cross-hatching 미세회관은 관 내면에 그물무늬 형태의 미세회를 형성시킨 것으로서 그 형태가 매우 다양하고 복잡하다. 몇 가지 cross-hatching 미세회관에 대하여 실험을 행한 결과 기존의 나선형 미세회관에 비하여 열전달계수가 크게 증가하지는 않는 것으로 나타났으며, 응축기보다는 증발기에 적용하는 것이 상대적으로 약간 유리한 것으로 나타났다.

일반적으로 공조기에서 압축기의 윤활유가 냉매와 함께 토출되어 시스템 내를 순환하므로 냉매에 오일이 혼합되어 있을 경우의 열전달 문제는 중요한 연구 대상이 되어왔다. 평활관에 있어서 오일의 영향도에 대해서 많은 연구가 이루어져 왔으나 그 결과가 상반되는 경우가 많아 뚜렷한 경향성을 파악하기 어렵다. Schlager 등⁽⁷⁾

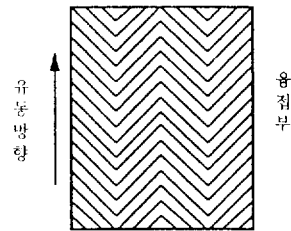


그림 9 W자형 미세회관을 펼친 그림

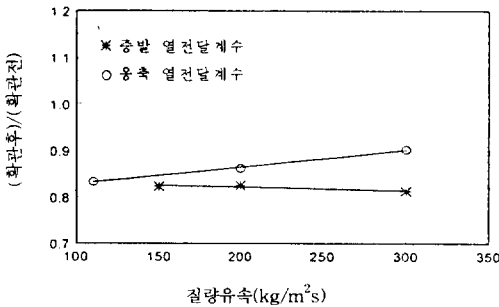


그림 8 미세회관 확관 전후의 열전달계수 비교⁽⁵⁾
($h_f=0.2\text{mm}$, $n=60$, $\beta=18^\circ$)

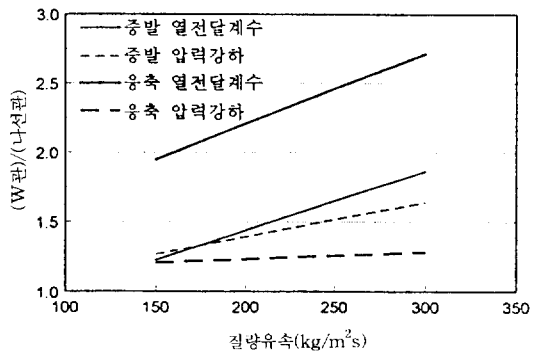


그림 10 나선형과 W자형 미세회관의 열전달계수 및 압력강하 비교⁽⁶⁾

은 매우 많은 양의 참고문헌을 검토한 후 평할 관에 대하여 다음과 같은 결론을 내렸다: (1) 오일의 영향도는 냉매와 오일의 상용성(miscibility)이 매우 중요한 변수이며, 상용성이 좋은 경우에는 오일의 혼합비에 따라 증발 열전달계수가 향상되는 경우도 있고 감소하는 경우도 있다. 상용성이 나쁜 경우에는 증발 열전달계수가 감소한다. (2) 응축 열전달계수는 오일에 의하여 저해된다. (3) 응축 및 증발 압력강하는 오일에 의하여 증가한다.

미세회관 내에서 오일이 열전달 및 압력강하에 미치는 영향에 대해서는 Schlager 등⁽⁸⁾이 $\phi 9.52$ 관에서 서로 상용성이 있는 R22와 미네랄오일에 대하여 실험을 행하였다. 증발 열전달계수는 오일농도 1.5~2%에서 최대 10%까지 증가하였으며, 증발 압력강하는 대체적으로 오일 농도의 증가에 따라 증가하는 경향을 나타내었다. 오일 농도 5%에서 증발 압력강하는 최대 45%까지 증가하였다. 응축 열전달계수는 오일 농도의 증가에 따라 증가하며 오일 농도 5%에서 최대 40%까지 증가하였다.

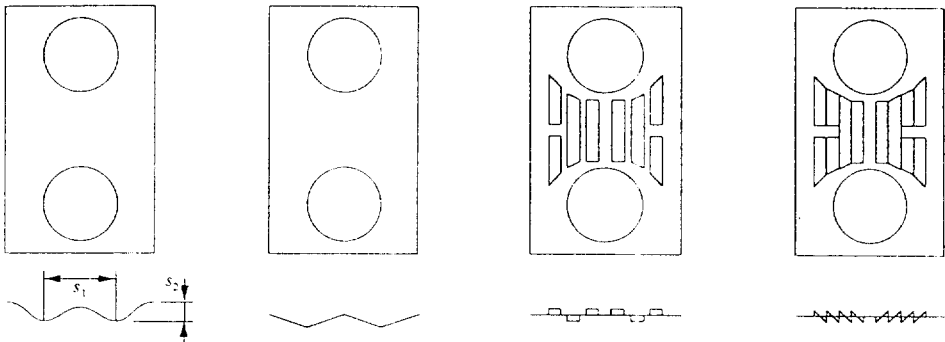
R22의 오존 파괴 효과로 인하여 이를 대체하기 위한 냉매로서 3중 혼합냉매인 R407C와 2중 혼합냉매인 R410A가 가장 유력한 후보로 이에 대한 많은 연구가 진행되어 왔다. 대체냉매에 대한 관내 열전달 실험 결과 R407C의 경우 응축 열전달계수는 약 10%, 증발 열전달계수는 약 15~20% 정도 감소하는 것으로 나타났다. 또한

R410A의 경우에는 응축 열전달계수는 동등 수준, 증발 열전달계수는 약 10~30% 정도 증가하는 것으로 나타났다.

이상 미세회관의 압력강하 및 열전달 특성을 살펴 보았으나 미세회관의 상세 사양에 따라 그 결과 및 경향이 달라질 수 있으며 이 글에서는 몇 가지 예에 대하여 주요 특징을 고찰하였다. 일반적으로 미세회관을 채용함으로써 약 2배 정도의 열전달계수 향상을 기대할 수 있으나 일반적인 환-관 열교환기에 있어서 전체 열저항에서 냉매측 열저항이 차지하는 비중이 10~30% 정도이므로 냉매측 열전달계수가 대폭 향상이 된다고 하더라도 전체 열교환기의 성능을 향상시키는 데에는 한계가 있다.

3.2 공기측

환-관 열교환기에서는 일반적으로 공기측 열저항의 비중이 50~80%로 가장 크며, 따라서 공기측 열전달계수를 향상시킴으로써 가장 효과적으로 열교환기 성능을 개선할 수 있다. 그림 11에 대표적인 열전달 촉진 환의 형상을 도시하였다. 그림 11(a)와 (b)에 나타난 웨이브 환은 공기 유로에 굴곡을 줌으로써 난류를 유발하여 열전달을 촉진한다. 이러한 웨이브 환에서는 골과 골 사이의 간격(s_1)과 정상에서 골까지의 깊이(s_2)가 열전달 및 압력강하를 결정짓는 중요한 변수이다. 그림 11(c)에 나타난 슬릿 환은 슬릿 선단부에 새로운 경계층을 형성시킴으로써 열전



(a) Sine wave fin (b) Herringbone wave fin (c) Slit fin (d) Louver fin

그림 11 각종 열전달 촉진 환의 형상

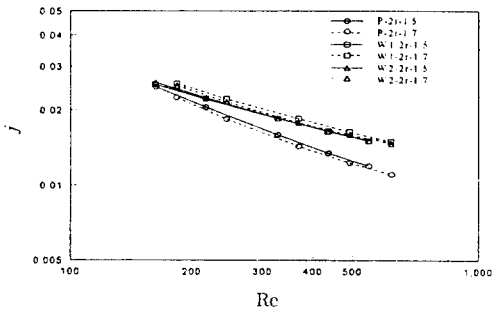


그림 12 평판 환과 웨이브 환의 j-factor 비교⁽⁹⁾

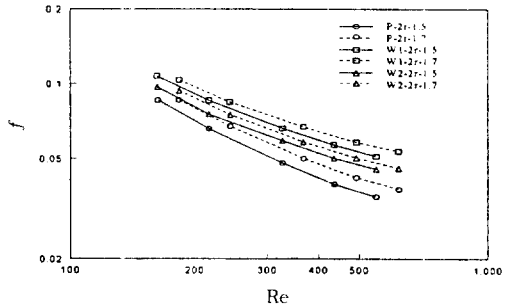


그림 13 평판 환과 웨이브 환의 마찰계수 비교⁽¹⁰⁾

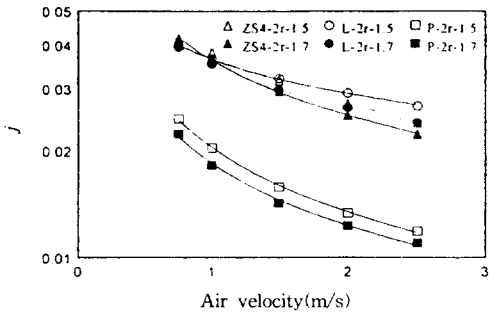


그림 14 평판 환, 슬릿 환, 루버 환의 j-factor 비교⁽¹³⁾

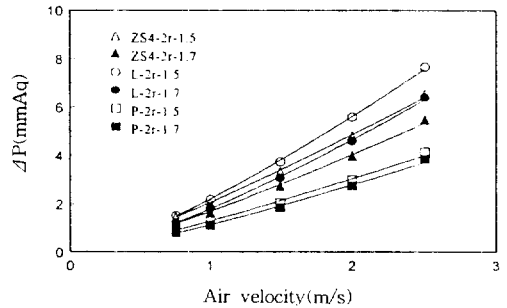


그림 15 평판 환, 슬릿 환, 루버 환의 압력 강하 비교⁽¹³⁾

달을 촉진하며, 슬릿의 크기, 개수, 높이 등이 중요한 변수이다. 그림 11(d)에 나타난 루버 환은 공기의 유동 방향을 급격히 변화시키고 경계층을 발달하게 함으로써 열전달을 향상시키며, 루버 각, 개수, 크기 등이 중요한 변수이다.

윤백 등^(9,10)은 골 깊이 1.5mm 및 2mm의 사인웨이브 환에 대한 실험을 행하여 평판 환과 비교하였으며 그림 12와 13에 j-factor 및 마찰계수(friction factor) 실험 결과를 각각 나타내었다. 그림에서 'P'와 'W'는 각각 평판 환과 웨이브 환을 나타내며, 'W1'은 골 깊이 2mm, 'W2'는 골 깊이 1.5mm를 나타낸다. 또한 '2r'은 2열을 나타내며, 마지막의 숫자는 환 간격(mm)을 의미한다. 평판 환에 비하여 웨이브 환의 j-factor는 동일 유속에서 2~35% 높으며, 마찰계수는 9~45% 정도 높게 나타났다. j-factor의 차이는 유속이 높을수록, 환 간격이 클수록 증가하며, 마찰계수의 차이는 유속이 높을수록,

환 간격이 작을수록 증가하였다. 골 깊이 1.5mm와 2mm의 결과를 비교하여 보면 전열량은 거의 동등수준으로 나타났으나 2mm인 경우에 압력강하가 평균 12% 정도 증가하는 것으로 나타나 골 깊이를 증가시키는 것은 바람직하지 않은 것으로 생각된다.

Mirth와 Ramadhyani⁽¹¹⁾도 $\phi 13.2$ 및 $\phi 16.4$ 사인웨이브 환에 대한 실험 결과를 발표하였으나 평판 환과 비교한 데이터를 제시하지 않았다. Kim 등⁽¹²⁾은 삼각웨이브(herringbone wave) 환에 대한 상관식을 제시하고 이를 Mirth와 Ramadhyani의 사인웨이브 환 실험 결과와 비교한 결과 사인웨이브 환 실험 결과가 동 상관식보다 열전달계수는 약 45%, 압력강하는 약 75% 낮게 나타났다.

윤백 등⁽¹³⁾은 슬릿 환과 루버 환에 대한 실험 결과를 발표하였으며, 그 결과를 평판 환과 비교하여 그림 14와 15에 나타내었다. 그림에서 'ZS4'

와 'L'은 각각 슬릿 환과 루버 환을 의미한다. 슬릿 환은 평판 환에 비하여 j-factor가 70~105%, 압력강하가 40~60% 정도 증가하는 것으로 나타났다. 슬릿 환 및 루버 환 공히 공기 유속이 높을수록 열전달 촉진 효과가 더욱 증가하는 것으로 나타났다.

일반적으로 열전달 촉진 환은 평판 환에 비하여 열전달계수를 증가시키는 효과와 더불어 압력강하도 동시에 증가시킨다. 따라서 열전달 촉진 환의 종합적인 성능 평가를 위해서는 열전달과 압력강하를 동시에 고려하여야 한다. 이를 위해서 Gebhart⁽¹⁴⁾는 마찰계수에 대한 열교환기 유용도(effectiveness)의 비를 다음과 같이 유용도 비(effectiveness ratio, *N*)로 정의하여 레이놀즈수에 대한 유용도비를 비교하였다.

$$N = \frac{Q/Q_{\max}}{\Delta P/(\rho u^2/2)} \quad (1)$$

위 식에서 *Q*는 실제 열교환기의 전열량을 나타내며 *Q*_{max}는 이상적인 열교환기의 최대전열량을 의미한다. 또한 Δ*P*는 공기측 압력강하를 나타내며, ρ 및 *u*는 각각 공기의 밀도 및 유속을 나타낸다. 위 식에서 알 수 있듯이 유속이 동일한 경우에 마찰계수는 압력강하에 비례하지만 열교환기 유용도는 열전달계수의 변화에 비하여 둔감하게 변화한다. 실제 대부분의 열전달 촉진 환에 있어서 열전달계수와 압력강하가 상대적으로 비슷하게 증가한다는 점을 고려할 때 위에 정의한 유용도비로써 평가한다면 거의 모든 열전달 촉진 환이 평판 환보다 열세한 것으로 나타나게 된다. 즉 예를 들어 열전달계수가 50% 증가한다고 하여도 전열량은 약 5% 내외로 증가하는 것이 보통이며, 이 경우에 압력강하가 50% 정도 증가한다면 유용도비는 오히려 일반 환보다 낮아지게 된다.

윤점열 등⁽¹⁵⁾은 다음과 같이 마찰계수의 1/3승에 대한 j-factor의 비로써 *JF* factor를 정의하여 동일 유속에 대한 *JF* factor를 비교하였다.

$$JF = \frac{j/j_R}{(f/f_R)^{1/3}} \quad (2)$$

위 식에서 하첨자 *R*은 비교의 기준이 되는 기준 환을 나타낸다. 위 식에서 *j*/*f*^{1/3}은 결국 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{j}{f^{1/3}} = \frac{\frac{hPr^{2/3}}{Gc_p}}{\left(\frac{\rho d_h \Delta P}{2G^2 L}\right)^{1/3}} = \frac{(2L)^{1/3} Pr^{2/3}}{(\rho d_h)^{1/3} c_p} \cdot \frac{h}{(G\Delta P)^{1/3}} \quad (3)$$

위 식에서 *c*_p, *Pr*, *G*, *h*는 각각 공기의 정압비열, 프란틀수, 질량유속 및 열전달계수를 나타내며, *L*과 *d*_h는 각각 열교환기 유동방향 길이 및 수력직경을 나타낸다. 따라서 다른 모든 변수들이 일정한 경우에 *JF* factor는 압력강하의 1/3승에 대한 열전달계수의 비를 나타낸다. 또한 식 (3)에서 (*G*Δ*P*)는 열교환기의 압력손실에 의한 송풍동력(fan power)과 비례 관계에 있는 변수이다. 따라서 *JF* factor는 송풍동력의 1/3승에 대한 열전달계수의 비라고 해석할 수도 있다.

윤백 등⁽⁹⁾은 다음과 같이 송풍동력을 정의하여 동일 송풍동력에 대한 열전달계수의 값을 비교하였다.

$$\text{Fan power} = uA\Delta p \quad (4)$$

위 식에서 *A*는 열교환기의 전면면적을 나타낸다. 그림 16에 윤백 등^(10,13)의 실험 결과를 나타내었으며, 가로축을 송풍동력, 세로축을 열전달계수로 하여 평판 환, 웨이브 환, 슬릿 환, 루

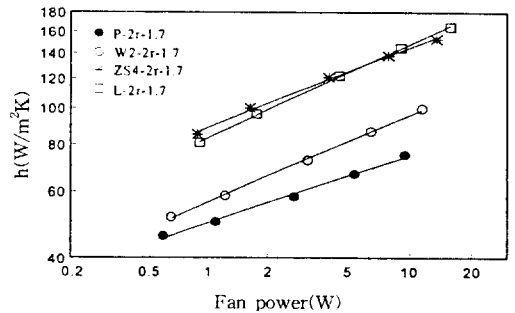


그림 16 여러 가지 환의 송풍동력에 대한 열전달계수 비교^(10,13)

버 흰의 성능을 비교하였다. 동일 송풍동력에서 웨이브흰의 열전달계수는 평판 흰에 비하여 15~25% 정도 높으며, 슬릿 및 루버 흰은 70~90% 정도 높은 것으로 나타나 평판 흰에 대한 열전달 촉진 흰의 상대적 우위를 확인할 수 있다.

이상 살펴본 바와 같이 열교환기의 열전달 촉진 효과와 압력 손실의 증대를 동시에 평가하기 위한 여러 가지 시도들이 있었으나 어떤 방법이 최선인가 하는 것은 단적으로 말하기 어려우며 열교환기의 실제 적용 환경에 따라서 달라질 수 있다. 예를 들어 전체 시스템의 압력 손실에 대한 열교환기 압력 손실의 비중이 매우 작다면 열교환기 만의 압력 손실은 중요한 변수로 작용하지 않을 수도 있다. 그러나 이외는 반대로 열교환기에서의 압력 손실이 전체 시스템 압력 손실의 대부분을 차지한다면 열교환기 압력 손실을 심각하게 고려하여야 할 것이다.

흰-관 열교환기에 있어서 열수가 열전달계수에 미치는 영향은 연구 논문의 주요 관심 사항이 되어왔다. 윤백 등^(9,10), Kim 등⁽¹²⁾, Saboya와 Sparrow⁽¹⁶⁾, Rich⁽¹⁷⁾, Seshimo와 Fujii⁽¹⁸⁾, 강희찬과 김무환⁽¹⁹⁾ 등은 공통적으로 저레이놀즈수역에서는 열수가 적을수록 공기측 열전달계수가 높으며, 레이놀즈수가 증가하면 그 차이가 줄어들어 근접하거나 오히려 경향이 역전된다고 보고하였다. 그림 17에 윤백 등⁽⁹⁾의 실험 결과를 나타내었으며 위에 언급한 경향을 잘 보여준다. 그림 17을 보면 열수의 영향이 역전되는 한계 레이놀즈수는 흰피치가 클수록 감소하는 경향을 볼 수 있으며, 이것은 Rich⁽¹⁷⁾가 보고한 내용과 일관된다.

저 레이놀즈수 영역에서 1열의 열전달계수가 가장 높은 이유는 공기 유입부의 흰 선단부에서 생기는 경계층의 효과로 알려져 있다. 그러나 후열로 갈수록 경계층의 두께가 점점 증가하므로 경계층 효과가 평균 열전달계수에 미치는 상대적인 효과는 열수가 커질수록 감소한다. 슬릿 흰은 이와 같은 경계층을 주기적으로 형성시켜 줌으로써 열전달을 촉진하는 효과를 가져오는 것으로 알려져 있다. 또한 고레이놀즈수 영역에서 후열의 열전달계수가 상대적으로 증가하는 이유는 관 주위에서 발

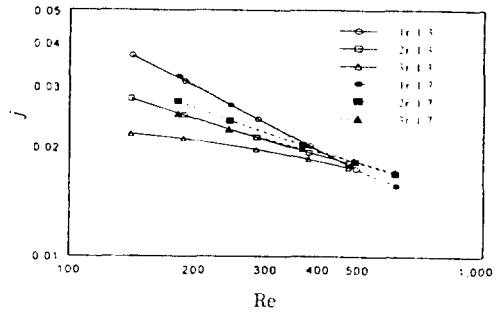


그림 17 열수에 따른 j-factor의 비교⁽⁹⁾
(웨이브 흰)

생하는 와류에 의한 것으로 생각된다. 레이놀즈수가 증가할수록 와류의 발생이 촉진되므로 결과적으로 후열의 열전달계수가 상대적으로 증가한다.

지금까지는 건표면 열전달 및 유동 특성에 대해서만 언급하였으나 습표면 특성도 매우 중요한 관심 사항 중의 하나이다. 흰-관 열교환기가 증발기로 이용될 경우에 열교환기 표면 온도가 보통 노점온도 이하로 유지되므로 공기 중의 수분이 표면에 응축된다. 이 경우에는 응축수에 의하여 흰표면에 막 혹은 물방울이 형성되어 공기 유동을 교란시키는 역할을 하며 또한 공기의 유동 면적이 감소하여 유속이 증가함으로써 열전달계수와 압력강하가 동시에 증가할 것으로 생각된다. 그러나 이에 관하여 발표된 열전달 실험 결과들은 일관된 경향을 나타내지는 않는다. 윤백 등⁽²⁰⁾은 습표면의 j-factor가 건표면에 비하여 약 20~50% 증가한다고 보고하였으나, 김내현 등⁽²¹⁾은 거의 동등수준으로 나타난다고 보고하였다.

습표면 열교환기 실험에 있어서 가장 큰 불확실성의 요소는 데이터 정리에 있다고 생각된다. 습표면 열교환기에서는 열전달과 물질전달이 동시에 일어나고 열교환기 표면온도에 의하여 두 가지 현상이 서로 연관되어 있으며, 표면 온도에 따라 국부적으로 응축이 일어나는 부분과 일어나지 않는 부분이 존재한다. 따라서 습표면 흰-관 열교환기의 해석에는 많은 가정과 단순화가 포함되어 있으며 이를 정확하게 해석하는 것은 현실적으로 거의 불가능하다. 그러므로 동일한 실험 결과를 놓고도 그 데이터 정리 방법에 따라

열전달계수는 상당한 차이를 나타낼 수 있다. 또한 습표면을 해석하는데 있어서 표면 온도가 매우 중요하고 표면 온도를 정확하게 계산하기 위해서는 접촉 열전달계수를 알아야 하지만 일반적으로 정확한 접촉 열전달계수를 모르고 무시하는 경우가 많다.

3.3 접촉 열전달계수

대부분의 환-관 열교환기에 대한 연구에서 관 외벽과 환칼라 사이의 접촉에 의한 열저항을 무시하거나 혹은 특별한 언급 없이 공기측 열저항에 포함시키는 경우가 많다. 또한 일반적인 접촉 열저항에 대한 정성적인 연구는 활발하게 이루어져 왔으나 환-관 열교환기에 있어서의 접촉 열저항에 대한 연구는 그리 많지 않다. Sawai 등⁽²²⁾과 Eckels⁽²³⁾는 기계적인 확관에 의하여 제작된 환-관 열교환기의 접촉 열저항에 대한 실험 결과를 발표하였다.

Sawai 등⁽²²⁾은 $\phi 9.5$ 동관과 알루미늄 환, 동관과 동환, 알루미늄 관과 알루미늄 환에 대하여 확관을 및 환 두께의 변화에 따른 접촉 열전달계수의 변화를 고찰하였다. 그들은 환 두께 0.15~0.25mm, 확관을 0.8~6.4%에 대하여 실험을 행하였으며, 운백 등⁽²⁴⁾은 이 결과를 커브피팅하여 다음의 실험식을 제안하였다.

$$\frac{h_c}{t} = 1.38 \times 10^{11} \Delta d + 1.62 \times 10^7 \quad (5)$$

위 식에서 h_c 와 t 는 각각 접촉 열전달계수($W/m^2 \cdot ^\circ C$)와 환 두께(m)를 나타내며, Δd 는 확관에 의한 관 외경의 변화량(m)을 나타낸다. 위 식에 $t=0.15mm$, $\Delta d=0.5$ 를 대입하면 접촉 열전달계수는 $12,780W/m^2 \cdot ^\circ C$ 가 되며, 이는 냉매측 열전달계수의 크기가 대략 $0(10^3 \sim 10^4)$ 정도임을 고려할 때 결코 무시할 수 없을 것으로 생각된다.

Eckels⁽²³⁾는 동관과 알루미늄 환에 대하여 관 외경, 환 두께 및 환 간격의 변화에 따른 접촉 열전달계수의 변화를 고찰하였다. 그들은 관 외경 6.73~13.25mm, 환 두께 0.14~0.25mm, 환 간격 2~6mm에 대하여 실험을 행하여 다음의 상관식을 제시하였다.

$$h_c = 2.56 \times 10^6 \left[\frac{t}{(p/t-1)^2 d} \right]^{0.6422} \quad (6)$$

위 식에서 p 와 d 는 각각 환 간격과 관 외경을 나타낸다. 위 식에 $d=9.52mm$, $p=2mm$, $t=0.15mm$ 를 대입하면 접촉 열전달계수는 $7,067W/m^2 \cdot ^\circ C$ 이 된다. 그는 접촉 열저항이 냉매측 및 전도 열저항을 제외한 나머지 열저항의 30%까지 될 수 있다고 언급하였다. 이상 두 연구 결과를 종합하여 볼 때 기계적으로 확관된 환-관 열교환기에서 접촉 열저항을 무시할 수 없을 것으로 생각된다.

3. 결 론

이 글에서는 지금까지 이루어진 연구들을 종합하여 직교류 환-관 열교환기의 열전달 및 유동 특성을 냉매측, 공기측 및 접촉부로 나누어 고찰하였다. 냉매측에서는 열전달 촉진 미세환관의 열전달계수 및 압력강하를 평활관과 비교하였으며, 확관 및 압축기 냉동유의 영향과 대체냉매의 열전달 및 유동 특성을 알아봤다. 미세환관은 그 사양에 따라 결과가 달라질 수 있지만 압력강하가 크게 증가하지 않으면서 대략 열전달계수가 2배 정도 되는 것으로 알려져 있으며, 확관에 의하여 열전달계수가 약 10~20% 정도 감소하는 것으로 나타났다. 압축기 오일이 증발 열전달에 미치는 영향은 일관된 경향을 찾기 어려우며, 응축기에 있어서는 열전달계수를 저하시키는 것으로 나타났다. 대체냉매에 있어서는 잘 알려진대로 R407C의 열전달계수는 R22보다 낮고, R410A는 R22와 동등 수준 내지 증가하는 것으로 나타났다.

공기측에 있어서는 각종 열전달 촉진 환의 열전달 촉진 효과를 평관 환과 비교하였으며, 열수가 열전달계수에 미치는 영향 및 습표면 열전달 특성에 관하여 논하였다. 동일 송풍동력에서 열전달계수를 비교한 결과 평관 환에 비하여 웨이브 환은 약간 우수하고 슬릿 환 및 루버 환은 매우 우수한 것으로 나타났다. 열수가 열전달계수에 미치는 영향은 여러 연구 결과에서 공통적

으로 저레이놀즈수역에서는 열수가 적을수록 열전달계수가 높으며, 레이놀즈수가 증가하면서 그 차이가 줄어들어 근접하거나 혹은 경향이 역전되는 것으로 나타났다. 습표면에서의 열전달계수의 경향은 여러 연구 결과에서 일관된 경향을 찾기 어려우며 이는 습표면 열교환기 해석 방법의 차이에서 오는 것이 아닌가 생각된다.

접촉열저항에 있어서는 두 가지 연구 결과를 이용하여 접촉 열전달계수를 계산한 결과 접촉 열저항이 의외로 큰 것으로 생각되며, 실험 결과로부터 공기측 열전달계수를 계산함에 있어서 결코 무시할 수 없을 것으로 생각된다.

참 고 문 헌

1. 이상천, 정모, 배철호, 광경민, 서정복, 1994, "공기조화기용 열교환기의 열전달계수 및 압력강하 특성에 관한 연구", 산학과제 보고서, 영남대학교
2. Yasuda, K., Ohizumi, K., Hori, M., and Kawamata, O., 1990, "Development of condensing Thermo-fin-Hex-C tube", Hitachi Cable Review, No. 9, pp. 27~30.
3. Ito, M. and Kimura, H., 1979, "Boiling heat transfer and pressure drop in internal spiral-grooved tubes", Bulletin of the JSME, Vol. 22, No. 171, pp. 1251~1257.
4. 八月朔日浩(Hozumi), 伊藤靖彦(Ito), 篠原義廣(Shinohara), 1984, "最近の空調用傳熱管", 冷凍, Vol. 59, No. 683, pp. 50~62.
5. Hitachi Cable, Ltd., 1987, "Effect on performance of expanding the Thermofin-Ex and Thermofin-Hex Tube", Technical Data TD 14-958.
6. 蛭子毅(Ebisu), 藤野宏和(Fujino), 鳥越邦和(Torikoshi), 1997, "W字型内面溝付傳熱管を用いたR407C熱傳達特性", 第31回空氣調和 · 冷凍聯合講演會, 東京, pp. 85~88.
7. Schlager, L. M., Pate, M. B. and Bergles, A. E. 1987, "A survey of refrigerant heat transfer and pressure drop emphasizing oil effects and in-tube augmentation", ASHRAE Trans., Vol. 93, pp. 392~416.
8. Schlager, L. M., Pate, M. B. and Bergles, A. E. 1989, "Heat transfer and pressure drop performance of smooth and internally finned tubes with oil and refrigerant 22 mixtures", ASHRAE Trans. Vol 95, pp. 375~385.
9. 윤백, 길용현, 박현연, 유국철, 김영생, 1997, "φ10.07 웨이브 및 웨이브-슬릿 환-관 열교환기와 압력강하 및 열전달 특성에 관한 실험", 공기조화 냉동공학회 '97년도 하계학술발표 논문집, pp. 216~225.
10. 윤백, 길용현, 박현연, 김영생, 김창현, 1997, "φ10.07 웨이브 및 웨이브-슬릿 환-관 열교환기(골깊이 1.5mm)의 압력강하 및 열전달 특성에 관한 실험", 대한기계학회 '97년도 추계학술대회 논문집 B, pp. 152~159.
11. Mirth, D. R. and Ramadhyani, S., 1994, "Correlations for predicting the air-side Nusselt numbers and friction factors in chilled water cooling coils", Experimental Heat Transfer, Vol. 7, pp. 143~162.
12. Kim, N. H., Youn, J. H. and Webb, R. L., 1996, "Heat transfer and friction correlations for wavy plate fin-and-tube heat exchangers", ASME Proc. 31st National Heat Transfer Conf., Vol. 8, pp. 43~52.
13. 윤백, 김영생, 박환영, 박현연, 1997, "각종 φ10.07 열전달 촉진 환-관 열교환기의 압력강하 및 열전달에 관한 실험적 연구", 공기조화 냉동공학회 '97년도 동계학술발표 논문집, pp. 177~182.
14. Gebhart, B., 1961, "Flow and heat transfer characteristics of finned-tube exchangers", ASHRAE Trans., Vol 67,

- pp. 133~153.
15. 윤접열, 이관수, 김현영, 강희찬, 1997, "슬릿핀형 열교환기의 성능에 대한 설계인자의 영향", 공기조화 냉동공학 논문집, 제9권, 제2호, pp. 210~220.
 16. Saboya, F. E. M. and Sparrow, E. M., 1976, "Transfer characteristics of two-row plate fin and tube heat exchanger configurations", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol 19, pp. 41~49.
 17. 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, pp. 307~319.
 18. 瀬下裕(Seshimo), 藤井雅雄(Fujii), 1987, "低レイノルズ数域のプレートフィンチューブ熱交換機の性能(第2報, 複数列の場合)", 日本機械學會論文集(B編), Vol. 53, No. 486, pp. 587~592.
 19. 강희찬, 김무환, 1996, "공조기용 다열 평판핀의 공기측 열수력 특성", 공기조화 냉동공학회 창립25주년 기념 '96년도 하계학술 발표 논문집, pp. 315~321.
 20. 윤백, 유국철, 박현연, 김영생, 1996, "직교류 환-관 증발기의 해석 모형", 대한기계학회 '96년도 열 및 유체공학부문 학술강연·논문집, pp. 73~81.
 21. 김내현, 김정식, 조진표, 윤재호, 백종현, 이순구, 남승백, 권형진, 1997, "물결형 슬릿핀이 장착된 환-관 열교환기의 습표면 성능 실험", 공기조화 냉동공학 논문집, 제9권, 제2호, pp. 153~162.
 22. 澤井聰(Sawai), 林壽幸(Hayashi), 應武善郎(Ohtake), 武居俊孝(Takei), 1969, "冷却管密着度の影響", 冷凍, Vol. 44, No. 502, pp. 15~21.
 23. Eekels, P. W. 1977, "Contact conductance of mechanically expanded plate finned tube heat exchangers", ASME Paper No. 77-HT-24.
 24. 윤백, 김영생, 박현연, 1996, "직교류 환-관 열교환기의 성능 평가", 공기조화 냉동공학, 제25권, 제2호, pp. 151~160.