

극세관 헬리컬 코일형 열교환기에 관한 연구

김주원* · 김정훈** · 김종수†

(2001년 1월 16일 접수, 2001년 8월 29일 심사완료)

A Study on the Helically Coiled Heat Exchanger of Small Diameter Tubes

Ju Won Kim, Jeung Hoon Kim and Jong Soo Kim

Key Words: Heat Exchanger(열교환기), Helically Coil(헬리컬 코일), Heat Transfer Coefficient(열전달률), Pressure Drop(압력 손실), Small Diameter Tube(극세관)

Abstract

In order to develop the compact and flexible heat exchangers, we made the helically coiled heat exchangers. They can be manufactured with small diameter copper tubes without the need for fins; inner diameter=1.0 mm, straight tube length=1.5 m. The experiments were carried out with the following conditions; evaporation pressure=0.6 MPa, air velocity=0.7~1.7 m/s, and working fluid=R-22. Pressure drop and heat transfer coefficient of heat exchangers were experimented according to the air velocity. The results of heat transfer coefficient show a 35% beneficial increase for these heat exchangers over the other lowered fin-tube heat exchangers. A cooling capacity of about 3 kW was obtained with an air velocity of 1.5 m/s. The distribution header has also been designed for efficient distribution of refrigerant flow.

기호설명

A : 전열면적 [m^2]
 c_p : 정압비열 [$J/kg \cdot K$]
 D_h : 수력직경 [m]
 f : 마찰인자
G : 유량 [kg/h]
 h : 열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]
 j : Colburn j factor

L : 길이 [m]
P : 압력 [kPa]
Pr : Prandtl 수
Q : 열전달률 [W]
R : 열저항 [$m^2 \cdot K/W$]
Re : Reynolds 수
T : 온도 [K]
 v : 유속 [m/s]
U : 총괄열전달계수 [$W/m^2 \cdot K$]

* 부경대학교 대학원 기계공학부
** 부경대학교 해양산업개발연구소
† 책임저자, 회원, 부경대학교 기계공학부
E-mail : jskim@pknu.ac.kr
TEL : (051)620-6442 FAX : (051)611-6368

그리스문자
 ν : 동점성 계수 [m^2/s]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]
 φ : 직경 [m^2]

하첨자

- a : 공기
- c : 단면
- i : 입구
- m : 평균
- min : 최소
- o : 출구
- r : 냉매
- w : 벽면

1. 서 론

오늘날 공조기기의 공급 및 수요는 다양화되고 있으며 최근 몇 년 동안 가정용 에어컨에 대한 수요는 지속적으로 증가하고 있다. 현재까지 소형 공조시스템의 열교환기는 주로 흰-튜브형이 사용되고 있으며 에너지 절약을 위하여 열교환기의 고성능화가 필수적인 상황이다. 열교환기를 고성능화하기 위해서는 관 외표면에 설치되는 흰 형상을 고안하거나, 전열관 내면에 가공된 그루브(groove) 형상의 최적화 및 관의 세관화에 따라 성능을 향상시켜 왔다. 최근에는 세관화에 따라 관경 5 mm 흰-튜브 열교환기가 개발되어 적용되고 있다. 관경이 극세관화 될수록 증발관내 냉매의 유동양식이 대부분 환상류로 형성되어 열전달 성능이 향상되고 열교환기의 고효율화, 콤팩트화를 통한 에너지 절약 및 스페이스의 제약을 극복하고자 전열관의 세관화가 추진되고 있다.^(1,2) 그러나 관경 4 mm이하 전열관을 사용할 경우 흰 가공, 생산성 문제 및 냉매 유량분배의 어려움이 있기 때문에 아직 실용화되지 못하고 있다. 극세관화에 따라 냉매의 유량분배와 적절한 냉매측 압력손실을 유지하기 위해서 나런분지 설계가 요구되고 있다. 자동차 에어컨에서는 나런분지구조를 가진 증발기가 주류를 이루고 있으며 소형 공조시스템용 열교환기로서 나런분지관을 이용함으로써 압력손실과 구조비용을 보다 절감할 수 있을 것으로 기대되고 있다.^(3~5)

기존 흰-튜브 열교환기에서 흰을 삭제하고 세관화하는 한 방안으로서 콤팩트한 구조와 높은 열전달률의 특성을 지닌 헬리컬 코일관을 살펴볼

수 있다. 헬리컬 코일관에 대한 해석^(6~9)은 보일러, 원자로와 같은 큰 구경의 대형 열교환기에 대한 것이 대부분이며 세관에 대한 연구⁽¹⁰⁾는 충분하지 못한 실정이다.

본 연구에서는 소형 공조시스템에 적용할 수 있는 수직 나런분지관형 극세관 헬리컬 코일형 열교환기(증발기)를 제작하여 공기측과 냉매측의 압력손실 및 열전달률 특성을 파악하였다. 또한 각 지관의 열부하에 대하여 냉매가 균등하게 분배될 수 있도록 3가지 형태의 나런분지헤더를 고안하였다. 각 분지관으로의 유량분배특성을 열화상 장치를 이용하여 조사함으로써, 나런분지관에 있어서의 균등한 유량분배 현상을 규명하고, 고성능의 극세관 헬리컬 코일형 열교환기 개발을 위한 설계 기초자료를 제시하고자 하였다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 헬리컬 코일형 열교환기

극세관 헬리컬 코일형 열교환기의 지관형상은 관을 원형으로 여러 번 감은 스프링 형태이며, 외경 2.2 mm, 내경 1 mm, 지관길이는 직관길이를 기준으로 1,500 mm인 동 보세관을 사용하였다. 지관의 세부 상세도를 Fig. 1, 열교환기 형상을 Fig. 2에 나타내었다. 냉매는 열교환기 하부에 설치된 분배헤더를 통하여 유입되어 헬리컬 코일형 지관을 통과하면서 증발되며 상부 분배헤더를 통하여 유출되고 공기는 열교환기 전면으로 유입되어 후면으로 취출된다. 3가지 형태로 제작된 A, B, C형 열교환기의 제원은 Table 1과 같다. A형 열교환기의 지관 배열은 4열 25개 지관이고 분배헤더(높이 20 mm)에 삽입되는 지관의 깊이가 10 mm이다. B형은 3열 25개 지관이며 분배헤더 높이를 12 mm로 줄이고 열에 따라 삽입 깊이를 8, 6, 4 mm로 달리하였다. 특히 C형 열교환기

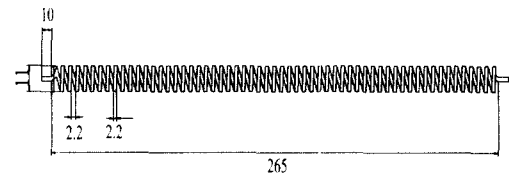


Fig. 1 Schematic diagram of a branch tube

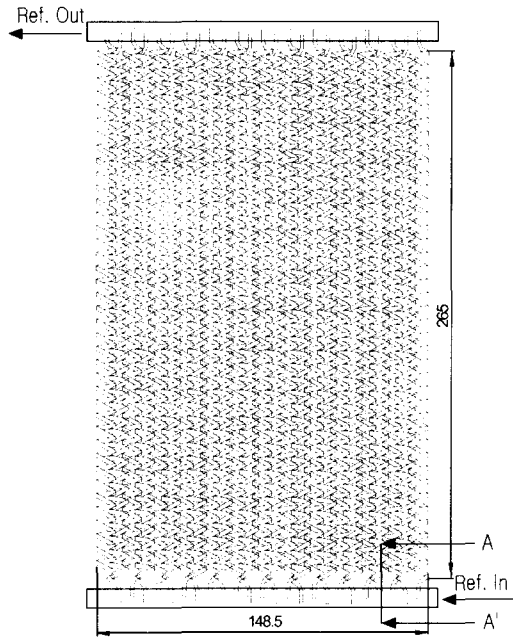


Fig. 2 Schematic diagram of the helically coiled tube heat exchanger

는 B형과 같은 구조이나 분배헤더 입구부의 유량 분배를 균일하게 유도하기 위하여 분배헤더 냉매측 입구부(n part)의 지관 5개 부분을 각각 2 mm 씩 더 깊이 삽입된 구조로서 n부 지관의 삽입깊이를 각각 10, 8, 6 mm로 하였다. Fig. 2의 열교환기에서 분배헤더와 지관의 삽입깊이를 나타내는 절단부(Section A-A')를 Fig. 3, 분배헤더 형상을 Fig. 4에 나타내었다. 열교환기의 지관 간격은 모두 5.5 mm이고, 열간 간격은 11 mm이다. 열교환기의 수력직경(D_h)은 공기가 유동하는 최소 자유유동면적(A_{min} , minimum free flow area)을 기준으로 식(1)과 같이 정의된다.

$$D_h = \frac{4 A_{min} L}{A} \quad (1)$$

여기서, A는 공기측의 전체 전열면적, L은 열교환기의 유동방향 길이이며, 공기가 유동하는 통로를 기준으로 열교환기의 수력직경을 계산한 결과 A형은 1.033 mm, B, C형은 1.317 mm이다.

Table 1 Dimension of helically coiled heat exchangers

	Type A	Type B	Type C
Straight length (mm)	1500	1500	1500
Branch tubes (row × branches)	4 × 25	3 × 25	3 × 25
Pitch of column (mm)	5.5	5.5	5.5
Pitch of row (mm)	11	11	11
Inserted depth (mm)	10	8, 6, 4	(8, 6, 4)+2
Distribution header size(mm)	154 × 55 × 20	154 × 44 × 12	154 × 44 × 12
Hydraulic diameter(mm)	1.0332	1.317	1.317

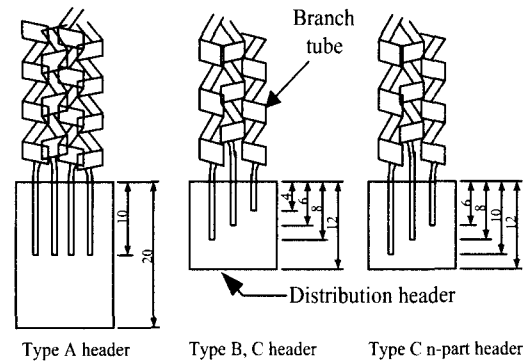


Fig. 3 Comparison of the inserted depth of the branch tubes in the distribution headers (Section A-A' of Fig. 2)

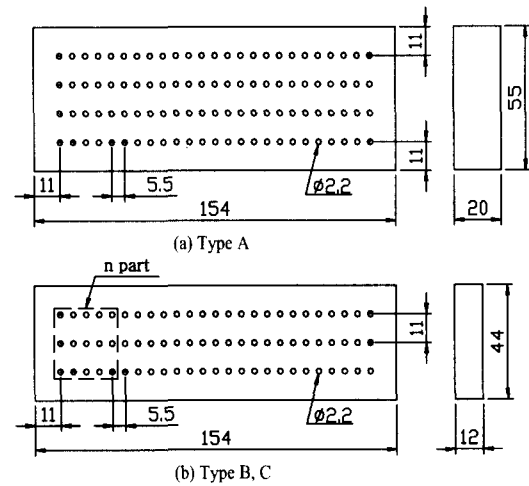


Fig. 4 Schematic diagram of the distribution headers

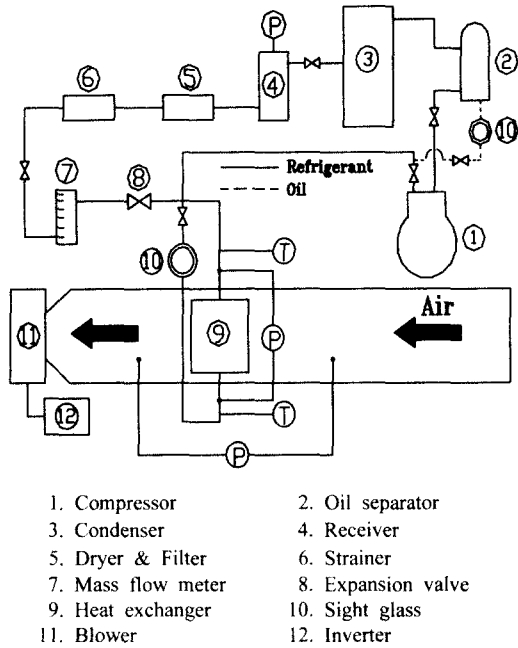


Fig. 5 Schematic diagram of the experimental apparatus

2.2 실험 장치

본 실험에 사용된 헬리컬 코일형 열교환기의 압력강하 및 열전달특성을 측정하기 위한 실험장치의 개략도를 Fig. 5에 나타내었다. 실험장치는 크게 냉매회로(refrigerant loop)와 풍동장치(wind-tunnel setup)로 구성된다. 냉매회로는 간단한 기본 냉동 사이클로 구성되어 있으며, 냉매는 압축기(1)에서 고온, 고압의 과열증기로 압축된 후, 유분리기(2)를 거치면서 냉동기유는 분리되어 압축기로 회수되고, 순수냉매가스는 응축기(3)에서 냉각수에 의해 응축된다. 과냉각 상태의 냉매액은 수액기(4)에 저장된 후 드라이어&필터(5) 및 스트레이너(6)를 거쳐, 질량유량계(7)를 통해 냉매 순환량이 측정되고, 팽창밸브(8)를 거쳐 증발압력까지 등엔탈피 팽창된 후, 극세관 헬리컬 코일형 열교환기(9)에서 증발되어 압축기로 재순환된다. 냉매회로 주요부와 열교환기 입출구 및 지관표면에 $\varnothing 0.25 \text{ mm}$ T형 열전대를 부착하였으며 압력측정을 위하여 디지털 차압계(Druck사, DPI-260)를 설치하였다.

풍동장치는 송풍기(11)와 인버터(12)(Goldstar사,

Table 2 Test conditions

Working fluid	R-22
Air velocity (m/s)	0.7~1.7
Inlet air temperature (°C)	25~28
Evaporation temperature (°C)	5
Superheat (°C)	6~8
Evaporation pressure (MPa)	0.6

SV37GS-2) 및 사각덕트로 구성되어 있다. 공기는 사각덕트 입구에 설치된 허니컴을 통과하면서 일정하게 흐르며, 열교환기는 풍동내부에 단열 밀폐시켰고, 풍동내부의 공기 온도를 측정하기 위하여 열교환기 전후 5 cm 부근 각 4지점에 $\varnothing 0.25 \text{ mm}$ 인 T형 열전대와 공기측 압력강하를 측정하기 위하여 열교환기 전후에 디지털 차압계(Druck사, DPI-101)를 설치하였다. 풍속은 인버터(12)에 의한 회전수와 탬퍼로 조절하여 일정하게 유지되도록 하였다.

2.3 실험 방법

실험조건은 Table 2와 같이 증발온도 5°C (증발압력=0.6 MPa), 공기측 입구풍속 0.7 ~ 1.7 m/s로 변화시켜가면서 측정하였으며, 입구공기 온도는 $25\sim 28^\circ\text{C}$ 가 유지되도록 하였다. 냉매는 R-22를 사용하였다.

열교환기 입·출구온도, 압축기 입·출구온도, 팽창밸브 직전 온도 및 지관표면의 온도와 냉매측 압력강하를 측정하였으며, 사각덕트 내에 설치된 열교환기 전후의 공기온도와 압력강하 등을 측정하여 데이터 로그(Yokogawa사, DR-230)의 단자에 연결하여, RS-232C 통신에 의해 컴퓨터로 데이터값을 받아들이도록 하였다. 열교환기의 전면 5 cm 부근에서 풍속계(Kanomax사, 모델명 6511)를 이용하여 입구측 풍속을 측정하였다. 냉매순환량은 질량유량계(Oval사, D012S-SS-200)를 이용하여 측정하였으며, 본 실험에 사용된 열전대는 항온조에서 표준온도계를 이용하여 보정하여 사용하였으며 편차는 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 였다. 냉매 유량, 증발압력, 증발온도 및 공기측 풍속이 일정하게 유지되는 정상상태를 유지한 후 데이터를 측정하여, 그 평균값을 분석 및 정리에 사용하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 성능 계산식

극세관 헬리컬 코일형 열교환기 실험에서 풍동 내부의 입구측에서 공급되는 풍량의 변화에 대한 공기측 Re 수는 식 (2)로 계산하였으며, 측정된 압력손실 값을 이용하여 Fanning의 마찰인자 (friction factor)를 식 (3)으로 계산하였다.

$$Re = \frac{v_c D_h}{\nu} \quad (2)$$

$$f = \frac{(\Delta P / \Delta L) D_h}{\rho v_c^2 / 2} \quad (3)$$

열전달 결과는 Colburn의 j -factor와 공기측 Re 수로 정리하였다. 공기측 열전달계수는 식 (4), Colburn의 j -factor는 식 (5)로 계산하였다.

$$h_a = \frac{Q}{A \cdot (T_{a,i} - T_w)} \quad (4)$$

$$j = \frac{h_a}{Gc_p} Pr^{\frac{2}{3}} \quad (5)$$

Kline과 McClintock⁽¹¹⁾의 방법에 따라 공기측 열전달계수에 대한 불확실성 해석(uncertainty analysis)을 수행하였으며, 오차는 7.1~14.4%로서 1 m/s 이하의 저풍속 영역으로 갈수록 증대되었다. 또한 냉매측 압력손실에 대한 오차는 약 6.4%를 나타내었다.

3.2 열전달 성능

일반적으로 열교환기의 설계 및 해석에 있어서 총괄열전달계수를 결정하는 것은 매우 중요하며 식 (6)으로 나타낼 수 있고 공기측, 냉매측 열전달계수 및 열저항 등을 계산 후 열교환기의 전열 면적을 선정한다.

$$\frac{1}{UA} = \left(\frac{1}{h_a A_a} + R_w + \frac{1}{h_r A_r} \right) \quad (6)$$

원-튜브형 열교환기에서는 원의 공기측 열저항의 비중이 가장 크며 원 형상을 고안하여 공기측 열전달계수를 향상시킴으로써 효과적인 열교환기를 설계할 수 있다. 극세관 헬리컬 코일형 열교환기는 원을 생략하여 원의 열저항 및 튜브와 원 칼라 사이의 접촉에 의한 열저항을 무시할 수 있다.

열교환기 입구의 풍속 변화에 대한 공기측 열전달계수를 원-튜브형 열교환기의 무우버원, 웨이브원, 슬릿원 등⁽¹²⁾과 비교하여 Fig. 6에 나타내었다. 헬리컬 A형 열교환기의 경우 무우버원의 열전달계수보다 35%높게 나타났다. 헬리컬형 열교환기의 열전달계수가 다른 원 종류의 열전달계수보다 높은 것은 헬리컬코일에 의하여 공기측에 와류가 발생되어 열전달이 촉진되고 나선관 내의

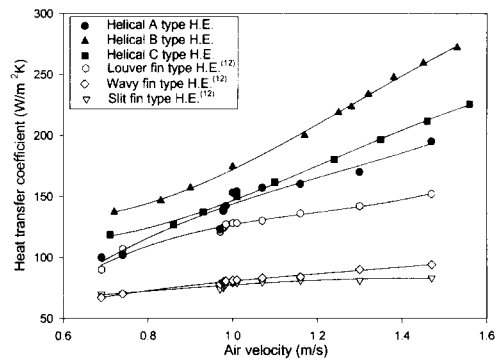


Fig. 6 Comparison of heat transfer coefficients(h_a) between helically coiled heat exchangers and others

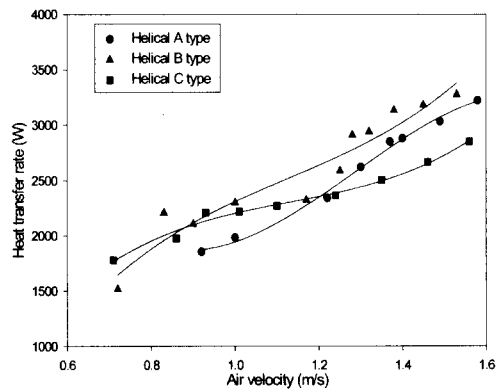


Fig. 7 Comparison of heat transfer rates of helically coiled heat exchangers

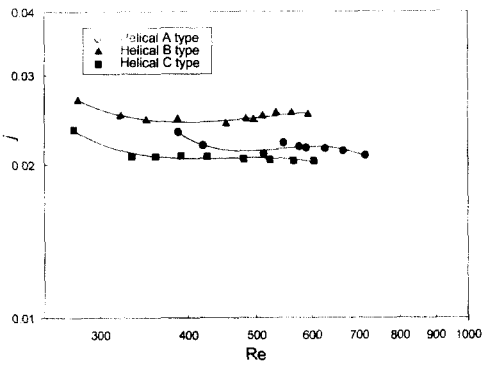


Fig. 8 Reynolds number vs. j-factor

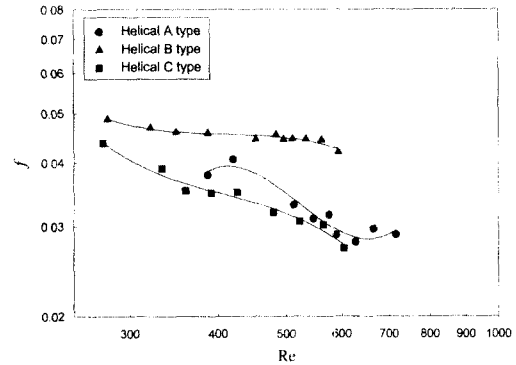


Fig. 10 Reynolds number vs. fraction-factor

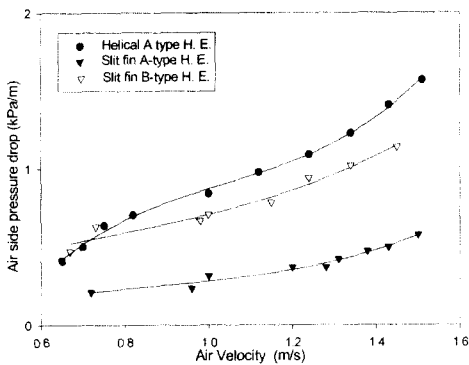


Fig. 9 Comparison of air side pressure drops with air velocity

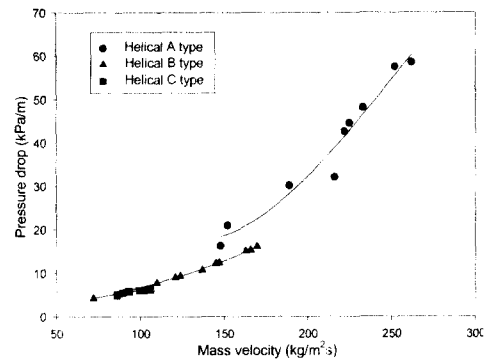


Fig. 11 Comparison of refrigerant side pressure drops with mass velocity of R-22

2차 유동에 의해 냉매측 증발열전달도 증가하였기 때문이다.⁽¹⁰⁾ 특히 헬리컬 B형 열교환기의 경우, A형 열교환기보다 20~40%정도 열전달계수가 높게 나타났다. 열교환기 B형이 A형 보다 높게 나타난 것은 지관의 분배헤더 삽입깊이를 조절하여 공기측 열부하에 적합하도록 각지관으로의 균등한 유량분배를 실현하였기 때문이다.

Fig. 7은 공기의 풍속에 대한 열전달량을 나타낸 것이다. 물에어컨의 풍속범위내에서 A, B, C형의 전열면적비를 동일하게 했을 경우, 풍속 약 1.5 m/s에서 3 kW의 성능을 나타내었으며, 유량분배를 균일하게 유도한 B형 열교환기의 공기측 및 냉매측 열전달계수 증가로 A형 열교환기 보다 우수한 성능을 나타내었다.

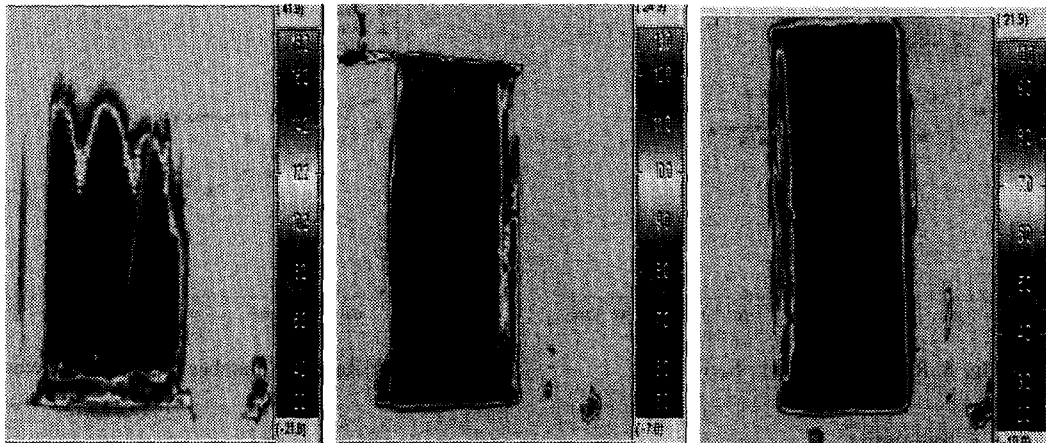
Fig. 8은 식 (5)로 계산한 Re 수에 대한 j-factor 실험결과를 나타낸 그림이다. 공기측 열전달계수가 우수한 B형 열교환기가 A, C형 열교환기보다

높게 나타남을 알 수 있으며, Re 수가 증가함에 따라 j-factor는 다소 감소하는 경향을 나타내었다.

3.3 공기 및 냉매측 압력강하

열교환기에 있어서 열전달 성능과 함께 중요하게 다루고 있는 것이 압력손실이다. 이는 시스템의 소음성능과 매우 밀접한 관계를 가지기 때문에 열교환기 개발시 압력손실을 최소화함으로써 시스템의 저소음화를 추구하는 것이 바람직하다.

Fig. 9는 풍속변화에 따른 공기측의 단위 길이 당 압력강하를 나타낸 것이다. 삼각형 배열 2열관의 슬릿핀(A type : 관경 9.52 mm, 원피치 1.4 mm, 원두께 0.11 mm, 유로길이 38.5 mm, B type : 관경 7 mm, 원피치 1.11 mm, 원두께 0.11 mm, 유로길이 25.5 mm)에 대한 건코일 상태의 압력강하를 측정하여 비교하였다. 습코일 상태인 헬리컬 코일 A형 열교환기는 슬릿핀(B type)의 압력



(a) Helical A type

(b) Helical B type

(c) Helical C type

Fig. 12 Thermal graphic of a helically coiled heat exchanger

강하보다 20% 정도 높게 나타났다. 또한 공기측 압력손실은 식 (3)을 이용하여 Re 수에 대한 마찰인자(friction factor)로 Fig. 10에 나타내었다. B형 열교환기의 마찰인자는 A, C형 열교환기 보다 높게 나타났다.

내경 1 mm 지관에서 냉매의 질량속도에 따른 압력강하를 Fig. 11에 나타내었다. B, C형 열교환기(3열 25개 지관)는 A형 열교환기(4열 25개 지관)에 비하여 1열이 삭제되고 분배헤더가 축소되어 사이클 안정시 냉매순환량이 감소되었으며, A형 열교환기에서는 분배헤더로 유입되는 기액이 상류의 급속한 확대에 의한 분배헤더에서의 압력손실이 크게 작용하였다.

3.4 냉매의 유량분배 특성

헬리컬 코일형 열교환기는 냉매 흐름과 공기 흐름이 비혼합 직교류이며 공기 입구측 냉매유로에서는 열유속이 높고, 출구에서는 낮기 때문에 냉매 입구측에서 각 분지관에 대하여 일정한 냉매유량을 흘려주어도 이상적인 상태인 균일한 출구 건도를 얻기란 힘들다. 따라서, 실제 증발기에서 냉매의 유량분배를 부하에 맞게 설계하는 것이 매우 중요하다.

Fig. 12는 실제 헬리컬형 열교환기가 정상적으로 작동하고 있을 때의 공기 입구측 전면에서 열화상장치(Thermal Tracer, TH1101)로 온도분포를

촬영한 것이다. 냉매출구 과열도를 5°C로 제어했을 때, A형 열교환기의 경우, 냉매는 각 분지관으로 거의 균일하게 분배되는 것을 알 수 있으나 전면부(제1열)에서 과열이 일어나는 것을 볼 수 있었다. 지관의 삽입깊이를 달리한 B, C형 열교환기의 경우, A형 열교환기에 비하여 균일한 유량분배가 유도되고 있지만, B형 열교환기는 냉매의 분배헤더 입구측 지관부에서 다소의 불균일한 유량분배를 볼 수 있다. 다관분지형태인 극세관 헬리컬 코일형 열교환기에서 공기측 열부하에 맞는 균일한 유량분배를 유도하기 위해서는 분배헤더의 높이를 줄여서 상·하에 설치하고, 공기측 열부하가 높은 분지관으로 유량이 많이 흐를 수 있고 분배헤더로 유입되는 기체냉매(flash gas)의 영향을 줄일 수 있도록 지관의 삽입깊이를 깊게 하는 것이 바람직하다. 이와 같이 열화상장치를 이용한 열교환기의 유량분배를 살펴봄으로써 공기측 열부하에 적합한 유량분배를 실현하기 위한 분배헤더 구조와 지관배열 및 분배헤더에 삽입되는 지관깊이 등에 대한 설계조건을 확보하였다.

4. 결론

본 연구에서 관 내경 1 mm의 헬리컬형 지관과 분배헤더 높이 및 지관의 분배헤더 삽입깊이를 달리한 3가지 형태의 극세관 헬리컬 코일형 열교

환기를 제작하여 압력강하 및 열전달계수 등의 실험을 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 전열관 외표면에 환을 사용하지 않고 헬리컬 코일형의 극세관만을 사용한 컴팩트하고 플렉시블한 새로운 형상의 열교환기를 제안하였다.

(2) 헬리컬 코일형 열교환기의 공기측 압력강하는 슬릿핀-튜브형 열교환기와 비교하여 20% 높게 나타났으며 냉매측 압력강하는 질량유속의 증가에 따라 비례적으로 증가하였다.

(3) 헬리컬 코일형 열교환기의 공기측 열전달계수는 루우버핀 튜브형 열교환기의 열전달계수보다 35% 높게 나타났으며, 유량분배를 균일하게 유도한 B형 열교환기가 A형 열교환기보다 20~40% 정도 열전달계수가 높게 나타났다.

(4) B형 헬리컬 코일형 열교환기의 경우, 풍속 1.5 m/s에서 3 kW 정도의 냉각열량을 얻을 수 있었다.

(5) 나런분지형 헬리컬 코일형 열교환기의 공기측 열부하에 적합한 유량분배를 실현하기 위해서는 분배헤더 높이를 줄이고 지관의 분배헤더 삽입깊이를 조절할 필요가 있다.

후 기

본 연구는 산업자원부 에너지절약기술개발사업(1997-E-ID01-P-53) 및 두뇌 한국 21 사업의 지원으로 수행된 연구 결과의 일부이며, 이에 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참고문헌

(1) 金鍾秀, 勝田正文, 1995, "CFC 대체냉매용 고성능 열교환기의 개발," 냉동·공조공학, Vol. 14, No. 5, pp.9~19.
 (2) 吳田昌俊, 小林利行, 三島嘉一郎, 西原英晃, 1997, "小口径円管内強制流動液單相流および沸

騰二相流の壓力損失と熱傳達," 日本機械學會論文集B編, 63卷, 615号, pp. 216~224.
 (3) Wilmarth, T. and Ishii, M., 1994, "Two-Phase Flow Regimes in Narrow Rectangular Vertical and Horizontal Channels," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 37, No. 12, pp. 1749~1758.
 (4) 江崎秀司, 深野徹, 1995, "水がな多分岐管への偏流に関する研究," 日本機械學會論文集(B編), 61卷, 589号, pp. 3130~3136.
 (5) 渡辺學, 1998, "高性能空調機のための細管多分岐蒸發器における氣液二相流の流量分配機構に関する研究," 早稻田大學博士學位論文.
 (6) Taylor G. I., 1929, "The Criterion for Turbulence in Curved Pipes," *Proc. Roy. Soc. London, A124*, pp. 234~249.
 (7) Dean W. R., 1927, "Note on the Motion of Fluid in a Curved Pipe," *Phil. Mag.*, Vol. 4, pp. 208~223.
 (8) Kazi, M., Mori, K., Oishi, M., Nakanishi, S. and Sawai, T., 1997, "Boiling Heat Transfer and Dryout Characteristics in Helically Coiled Tubes," *Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics 1997*, pp. 649~656.
 (9) Feng, Z. P., Guo, L. J., and Chen, X. J., 1997, "Forced Convection Boiling Heat Transfer in Helically Coiled Tubes with Various Helix Axial Angles," *Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics 1997*, pp. 593~599.
 (10) 김주원, 김정훈, 서석기, 김정훈, 김종수, 2000, "극세관 헬리컬 코일 증발관내 R-22의 열전달 및 압력손실 특성," 대한기계학회논문집 (B), 제24권 제5호, pp. 699~708.
 (11) Kline, S. J. and McClintock, F., 1953, "Describing Uncertainty in Single Sample Experiments," *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp.3~8.
 (12) 윤집열, 이육용, 이관수, 1996, "핀-관 열교환기에 사용되는 핀의 종류와 연구동향," 공기조화 냉동공학회지, Vol. 25, No. 2, pp. 137~150.