

CO₂ 이용 열펌프의 실외열교환기 성능에 관한 실험적 연구

장 영 수, 이 민 규, 안 영 산, 김 영 일[†]

한국과학기술연구원 열유동제어연구센터

An Experimental Study on the Performance of Outdoor Heat Exchanger for Heat Pump Using CO₂

Young Soo Chang, Min Kyu Lee, Young San Ahn, Youngil Kim[†]

Thermal/flow Control Research Center, Korea Institute of Science of Technology, Seoul 136-791, Korea

(Received August 25, 2004; revision received November 11, 2004)

ABSTRACT: The purpose of this study is to investigate the performance of outdoor heat exchanger for heat pump using carbon dioxide. Two types of fin and tube heat exchangers (2 rows for type A and 3 rows for B) are tested. Both heat exchangers have counter-cross flow and 1-circuit arrangement. Test results such as heat transfer rate, pressure drop characteristics and temperature distribution in the heat exchanger are shown with respect to mass flow rate of refrigerant and frontal air velocity. For cooling mode, the minimum temperature difference between air and refrigerant of type B is smaller than that of type A by 1°C, but the pressure loss of air side is much higher for type B by 29%. It is found that a large temperature gradient of carbon dioxide during gas cooling process promotes thermal conduction through tube wall and fins which results in degradation of heat transfer performance. For heating mode operation, type B heat exchanger shows higher heat transfer performance compared to type A. However, because pressure loss of refrigerant side of type B is much greater than that of type A, the refrigerant outlet pressure of type B becomes lower than that of type A.

Key words: Heat pump(열펌프), Carbon dioxide(이산화탄소), Outdoor heat exchanger(실외열교환기), 가스냉각(Gas cooling), 증발(Evaporation)

기 호 설 명

h : 엔탈피 [kJ/kg · K]
 \dot{m} : 질량 유량 [g/s]
 P : 압력 [MPa]
 ΔP : 압력 강하 [kPa, Pa]

Q : 열량 [kW]
 T : 온도 [°C]
 ΔT : 온도차 [°C]
 V : 속도 [m/s]

하첨자

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-958-5675; fax: +82-2-958-5689

E-mail address: yikim@kist.re.kr

a : 공기
 e : 증발기

- g : 가스쿨러
- i : 입구
- mt : 최소온도차
- o : 출구
- r : 이산화탄소 냉매

1. 서론

지금까지 냉동기의 냉매로 사용되어 온 CFC (chloro-fluoro-carbon)와 HCFC (hydro-chloro-fluoro-carbon) 냉매들이 오존층을 파괴한다고 알려진 이후, 그 생산 및 사용이 국제협약에 의해 규제되거나 규제될 예정이다. 이에 CFC와 HCFC 냉매를 대체하는 물질로 기존 냉매와 유사한 열역학적 특성을 가지며 오존층 파괴지수가 0인 HFC(hydro-fluoro-carbon)와 자연냉매 등이 주로 고려되고 있다. 이미 HFC와 자연냉매들이 냉동기에 적용되어 사용되고 있다.

인공화합물인 HFC 냉매는 비록 오존층 파괴지수(ODP, ozone depletion potential)의 값은 0이지만, 지구온난화에 영향을 미치는 주요 물질로서 온난화지수가 이산화탄소의 1000-3000배로 큰 값이므로, 환경문제에 있어서는 완전한 해결책이 아니라는 견해도 많으며, 1997년 일본 교토의 정서에 의해 지구온난화의 규제 및 방지를 위한 국제협약인 기후변화협약의 구체적 이행 방안으로 온실가스의 감축 목표치가 규정되었는데, HFC 물질도 규제 대상에 포함되었다.

이에 반하여 자연냉매는 자연에 존재하는 물질을 사용하므로 환경에 추가적으로 미치는 피해가 적다. 특히 이산화탄소는 자연냉매 중에서도 가연성과 독성이 없는 몇 안 되는 물질 중 하나이다. 그러나 이산화탄소는 임계압력이 74 bar이고, 임계온도가 31.1°C로 여름철 외기온도보다 낮다. Fig. 1에 나타난 P-h 선도와 같이, CO₂를 이용한 냉난방 시스템에서는 고온열원에서의 방열과정이 임계점 이상에서 일어나고, 저온열원에서의 증발과정은 임계점 이하에서 일어난다. 따라서 고압단에 일반적인 냉동시스템의 응축기 대신에 임계점 이상의 온도와 압력을 가지는 가스를 냉각하는 가스냉각기가 있는 초임계 사이클을 형성한다.⁽¹⁾ 고압단에서 온도구배가 큰 가스냉각을 이루게 되므로, 고압단의 압력과 냉각기 출구온도가 시스템의 효율에 큰 영향을 미치며, 고압단 압력

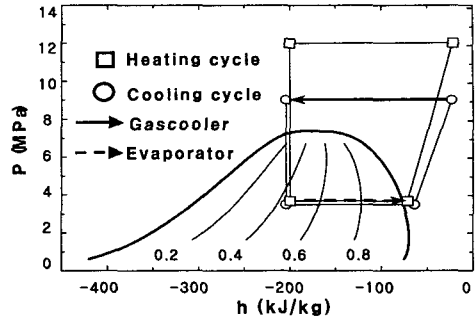


Fig. 1 P-h diagram of CO₂ cycle.

의 제어가 필수적이다. 또한 이산화탄소는 열역학적 특성상 열교환 손실 및 팽창손실이 기존 냉매에 비하여 큰 것으로 알려져 있어 성능 향상을 위한 추가적인 노력이 필요하다. 열교환기는 전체 시스템 성능의 약 30%, 중량의 약 50%, 체적의 대부분을 차지하므로 효율적인 열교환기의 설계는 시스템의 성능을 높이면서 경량화, 소형화하는데 매우 중요하다.⁽²⁾

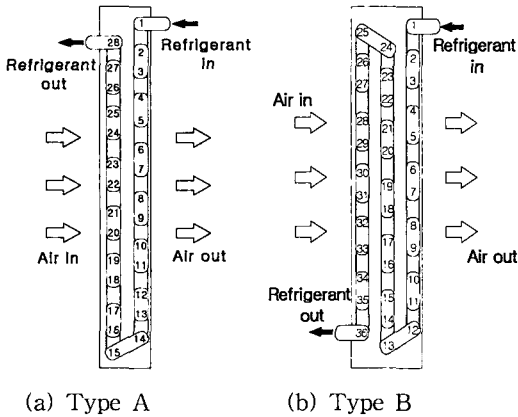
본 연구에서는 이산화탄소를 작동 냉매로 적용한 열펌프의 실외기의 냉방과 난방조건하에서 성능 실험을 수행하였다.

2. 실험

2.1 열교환기

이산화탄소는 자동차용 공조시스템을 대상으로 실험과 개발이 진행되어 왔으며, 작동압력이 높아 마이크로채널 열교환기를 이용한 연구가 많이 수행되었다. 그러나 기존의 마이크로채널 열교환기는 차량용 냉방기의 응축기에 적용된 방식으로, 증발기로 사용할 경우 응축수의 배수문제나 착상에 의한 시스템의 성능저하가 일반적인 핀-관 열교환기에 비해 큰 것으로 알려져 있다. 현재 마이크로채널 열교환기의 형상을 개선하여 이러한 문제를 해결하고자 하는 연구들이 진행되고 있다.⁽³⁾

본 연구의 실외열교환기도 냉방모드에서는 가스냉각기 역할을 수행하나, 난방모드에서는 증발기로서 응축수나 착상현상이 발생하므로 기존의 공기 열원 열펌프 시스템의 열교환기로 사용되는 핀-관형의 열교환기를 제작하여 성능 실험을 수행하였다.



(a) Type A (b) Type B
Fig. 2 Tube arrangement of heat exchangers.

Table 1 Specifications of heat exchangers

Type	A	B
Number of tube rows	2	3
Number of tubes in a row	14	12
Transverse tube pitch (mm)	19.5	19.5
Longitudinal tube pitch (mm)	11.5	11.5
Tube outside diameter (mm)	5	5
Tube thickness (mm)	0.5	0.5
Tube material	Cu	Cu
Heat exchanger length (mm)	700	650
Heat exchanger height (mm)	273	234
Total length (m)	78.4	93.6
Fin type	slit	slit

실험에서 사용된 핀-관 열교환기의 관 배열을 Fig. 2에 나타내었으며, Table 1에 열교환기의 사양을 나타내었다. 가스냉각의 경우 이산화탄소의 온도구배가 크므로, 공기 유동방향과 냉매 진행 방향이 반대인 대향류방식을 기본으로 2열과 3열 열교환기를 제작하였다. Fig. 2의 번호는 대향류 흐름일 경우 이산화탄소의 유동방향에 따른 관의 순서를 의미한다. 냉매온도분포를 측정하기 위해 냉매의 U-밴드 부분의 관 외벽에 T형 열전대를 납땜하여 부착하였다. 열교환기에 사용된 관은 동관으로 관과 핀, 확관 등 제작 가능성을 고려하여 외경 5 mm, 두께 0.5 mm를 선정하였다. 핀은 알루미늄 슬릿핀을 사용하였다.

2.2 실험장치

Fig. 3에 실험 공기조건을 구현하고, 열교환기의 성능을 측정하는 장치의 개략도를 나타내었

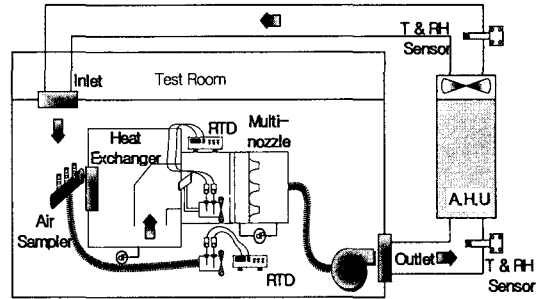


Fig. 3 Heat exchanger performance test apparatus.

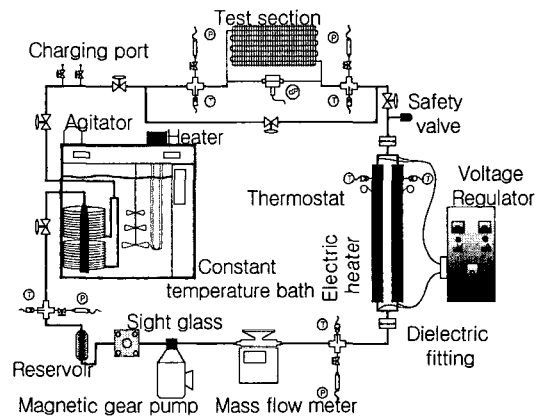


Fig. 4 CO₂ circulation loop.

다. 열교환기 성능 측정 장치는 공기의 온도와 습도가 제어되는 열환경챔버 안에 위치한다. 측정 장치의 입구에 열교환기 샘플이 설치되고, 샘플의 후단에는 온습도 측정을 위한 공기 혼합부가 있다. 후류에 풍량 측정을 위한 멀티노즐과 공기순환용 팬이 설치되어 있다.

난방모드일 경우 실외 열교환기에서 수분이 응축되거나, 착상되어 열교환기에서 현열부하와 함께 잠열부하도 발생하므로, 열교환기 입·출구에서 온도와 습도를 정밀하게 측정하여야 한다. 본 연구에서는 공기의 건구온도 및 습구온도 측정을 위하여 정밀 백금저항 온도계(Pt-100 Ω , RTD)를 사용하여 측정하였다.

이산화탄소의 실험조건을 구현하기 위한 순환 장치의 개략도를 Fig. 4에 나타내었다. 실험장치는 냉매펌프, 질량유량계, 예열기, 열교환기 샘플, 냉각부로 구성된다. 전체적인 사이클은 1/2, 5/8 인치 SUS-316 관을 사용하여 구성하였다.

Table 2 Test condition

	Inlet condition	Cooling mode	Heating mode
Air	Temperature (°C)	35	7
	Relative humidity (%)	40	86.5
	Velocity (m/s)	1.5/2.0/2.5	1.0/1.5/2.0
CO ₂	Temperature (°C)	93.1	-
	Pressure (MPa)	9.0	-
	Inlet enthalpy (kJ/kg)	-	Enthalpy value at 12 MPa, 43°C
	Mass flow rate (g/s)	13/17.7/22.4	10.1/12.1/14.1
	Superheat (°C)	-	5±1

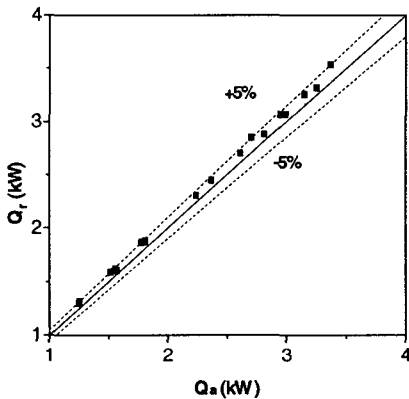


Fig. 5 Comparison of measured heat transfer rate between air and refrigerant side.

펌프는 마그네틱 기어 타입의 구동방식으로 마이크로 펌프사의 5000 series를 사용하였으며, 유량계는 Micromotion사의 내압성 276 bar의 고압용 질량유량계를 사용하였다.

실험장치 배관과 열교환기 입구와 출구에서 이산화탄소의 온도는 T형의 열전대를 배관 내에 직접 삽입하여 측정하였으며, 압력은 열교환기의 입구에서 절대압력을 측정하고, 차압계를 설치하여 냉매의 압력손실을 측정하였다.

2.3 실험 방법 및 조건

순환 시스템의 압력은 이산화탄소의 충전량과 항온조의 온도를 조절함으로써 결정되어진다. 또한 예열기를 사용하여 이산화탄소의 열교환기 입구 온도를 제어할 수 있다. 데이터의 취득은 열환경 챔버의 조건이 일정하게 유지된 후 이산화탄소의 조건을 조절하여 일정하게 유지되면 30분

간의 데이터를 받아서 이를 평균하였다.

공기측 실험 조건은 KS C 9306⁽⁴⁾에서 실외측 공랭식 열교환기의 표준조건을 따라 실험을 실시하였다. 전면 풍속은 냉방모드일 경우 2 m/s를 기준 풍속으로 1.5 m/s와 2.5 m/s에 대하여, 난방모드일 경우 1.5 m/s를 기준 풍속으로 1.0 m/s와 2.0 m/s에 대하여 풍속의 변화에 따른 열교환기의 성능의 변화를 살펴보았다.

이산화탄소의 기준 실험조건은 냉방모드일 경우 열교환기 입구온도는 93.1°C, 압력은 9 MPa이며 유량은 17.7 g/s이다. 난방모드인 경우 증발기 입구 엔탈피와 과열도를 실험의 제한조건으로 설정하였다. 증발기 입구엔탈피는 응축기의 출구조건인 엔탈피와 동일하게 유지하였고 이 때, 응축기의 출구 조건은 압력이 12 MPa이며, 온도는 43°C이다. 과열도는 $5 \pm 1^\circ\text{C}$ 범위에서 설정하였다. 이산화탄소의 유량은 14.1 g/s 이며 풍속의 변화와 마찬가지로 이산화탄소의 유량의 변화에 대한 실험을 실시하였으며, Table 2에 실험 조건을 정리하여 나타내었다. 실험에서 냉매와 공기의 흐름방향은 냉방 및 난방 모두 대향류의 형태를 가지도록 하였으며, 이산화탄소의 물성 계산은 Refprop v. 6.01⁽⁵⁾을 이용하였다.

3. 실험 결과

3.1 에너지 평형 및 불확실성 해석

실험데이터의 신뢰성을 확인하기 위하여 냉매측 전열량과 공기측 전열량을 비교하여 Fig. 5에 나타내었다. 증축의 냉매측 열전달량이 횡축의 공기측 열전달량보다 약간 높게 측정되었으나, $\pm 5\%$ 이내에서 비교적 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

본 실험에 있어서 열전달량의 불확실성 해석은 Kline and McClintock⁽⁶⁾이 제시한 방법으로 공기측과 냉매측을 구분하여 수행한 결과 공기측이 3.76%, 냉매측이 2.01%로 각각 예측되었다.

3.2 냉방모드일 경우 성능

Fig. 6에 냉매의 유량 변화에 대한 냉각열량의 변화를 나타내었다. 기준조건보다 약 $\pm 25\%$ 의 유량변화를 주었으며, 그림에서 보는 바와 같이 A

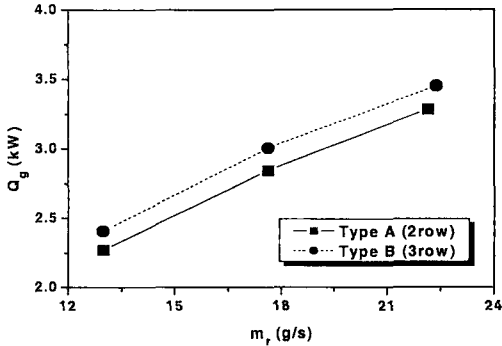


Fig. 6 Gas cooling capacity with mass flow rate of CO₂.

형 열교환기의 경우 유량이 25% 작은 경우 가스 냉각 열량은 20.1% 감소하였으며, 25% 유량 증가 시에는 15.5% 가스냉각 열량이 증가하였다. 열교환 면적이 큰 B형 열교환기가 A형 열교환기에 비하여 동일한 질량유량에서 4.3% 큰 냉각용량을 보였다.

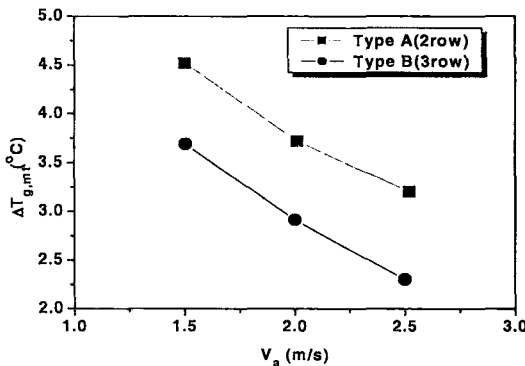
가스냉각의 경우 냉매의 입구 온도와 압력이 고정된 상태에서 실험을 수행하므로, 가스냉각용량은 냉매의 출구온도에 의해 결정된다. 즉 시스템의 성능을 향상시키기 위해서는 냉매 출구에서의 냉매와 공기의 온도차를 줄여주는 것이 중요하다. 전체 실험 범위에서 2 내지 5°C 정도의 값을 가지며, 입구 공기 속도가 큰 경우, 공기측 열전달계수의 증가로 최소온도차가 작아지며, 냉매 유량이 증가할 경우 냉각용량의 증가로 인해 최소온도차는 증가하는 경향을 보인다. B형 열교환기의 최소온도차가 A형에 비해 1°C 정도 낮아

우수한 성능을 보였으며(Fig. 7), 이는 전열량으로는 약 4% 정도 증가를 의미하며, 앞서의 냉각 열량의 실험 결과와도 일치함을 알 수 있다.

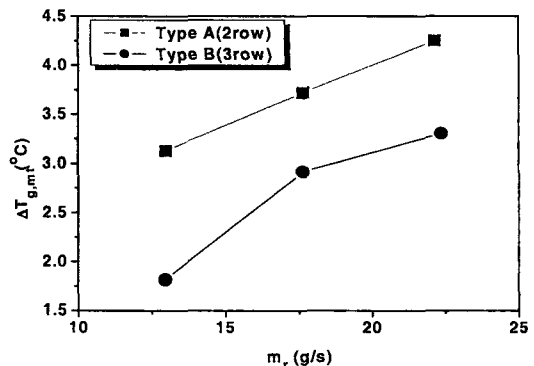
Fig. 8에 이산화탄소의 유량변화에 따른 열교환기 관 내의 압력강하와 공기 유속변화에 따른 공기측 압력강하를 나타내었다. 이산화탄소 유량이 증가할수록 압력강하가 급격히 증가하고 있는 것을 알 수 있으며, 압력강하의 증가량은 실험 범위에서 유량이 증가할수록 더 커지는 비선형적인 관계를 보이고 있다. B형 열교환기가 A형에 비하여 18.8% 큰 압력 강하를 보이는데, 이러한 경향은 공기측 압력강하에서도 나타났다. 공기측 전열면적의 증가로 인하여 향상된 열교환기 성능을 얻을 수 있지만, 이와 함께 압력손실이 증가하여 3열인 B형 열교환기가 2열인 A형 열교환기에 비해 29.3% 증가된 압력손실을 나타내었다.

각각의 열교환기에서 냉매의 온도분포를 Fig. 9에 나타내었다. B형 열교환기의 경우 공기와의 온도차가 가장 큰 3열에서 냉매의 온도변화가 가장 크게 나타나므로, 3열에서 대부분의 열전달(약 75%)이 일어남을 알 수 있다. 공기가 유입되면서 냉매의 온도가 가장 낮은 1열에서 공기 입구조건에 근접하는 냉매 온도를 얻을 수 있다. 그러나 2열에서는 열전달량이 작아 냉매의 온도변화가 미미함을 알 수 있다. 2열인 A형 열교환기에서도 공기와의 온도차가 가장 큰 2열에서 대부분의 열전달(약 87%)이 일어남을 알 수 있다.

이산화탄소의 가스 냉각과 같이 핀-관 열교환기에서 냉매의 온도구배가 큰 경우, 관벽과 핀을 통한 열전도로 인하여 열교환기의 성능이 저하되



(b) with inlet air velocity



(a) with mass flow rate of CO₂

Fig. 7 Minimum temperature difference of heat exchanger for cooling mode.

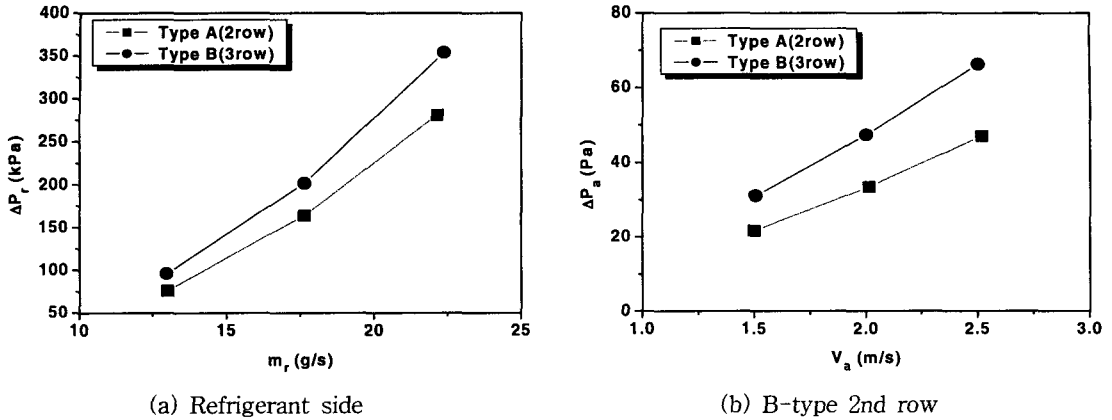


Fig. 8 Pressure drop of heat exchanger for cooling mode.

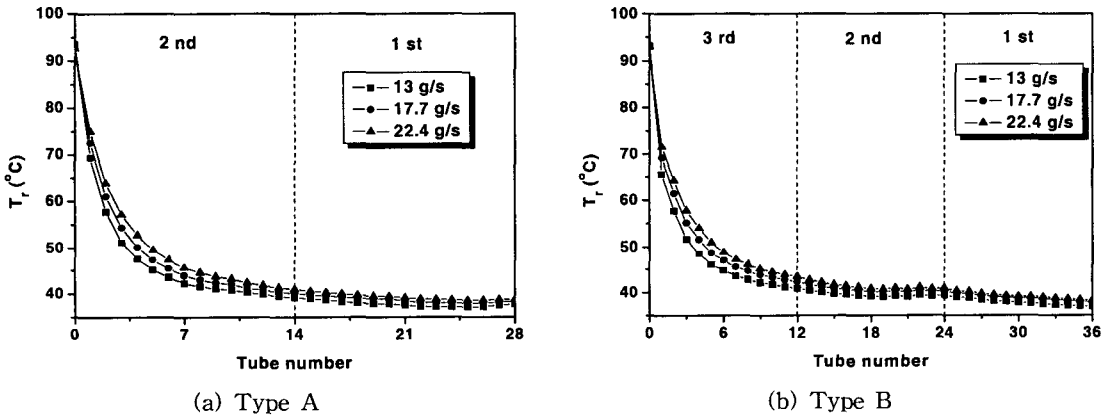


Fig. 9 Temperature distribution of CO₂ during gas cooling process.

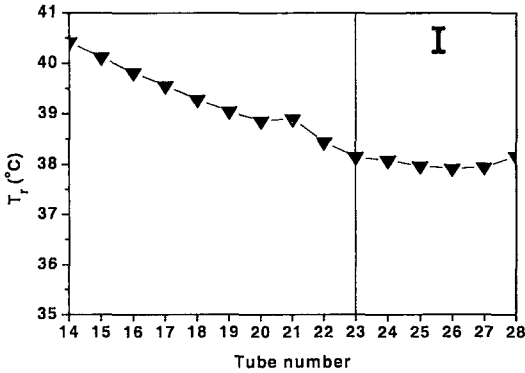
는 것으로 알려져 있다.⁽⁷⁻⁹⁾ Fig. 10에 열교환기에서 고온의 냉매 배관과 인접한 열의 냉매와 공기 온도의 분포를 나타내었다. 그림에서 (a)는 A형 열교환기 1열을, (b)는 B형 열교환기의 2열을 나타낸다.

냉매가 유입되어 공기와의 열전달이 이루어지면서 냉매 온도가 점점 감소하다가 I, II 영역에 이르러 냉매 온도 감소율이 작아지거나 오히려 냉매 온도가 증가하는 경향을 나타내고 있다. 이는 후열에서 높은 냉매의 온도가 전열에 영향을 줌으로서 발생하는 현상으로 판단된다. 그림에서 I 영역은 Fig. 2의 (a)에서 23-28번 관에 해당하며 냉매의 온도가 높은 1-7번 관과 수평방향으로 근접해 있으며, II 영역은 Fig. 2의 (b)에서 19-24

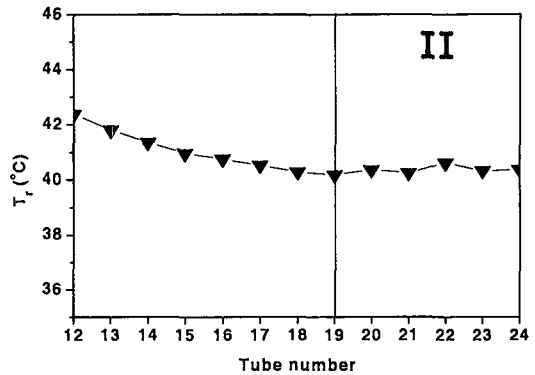
번 관에 해당하며 역시 냉매가 고온영역에 해당하는 1-7번 관과 근접해 있다. 이와 같은 구조에서 후열의 높은 냉매 온도가 관벽 및 핀을 통하여 전열에 전파되는 것으로 여겨진다. 따라서 이 산화탄소의 가스냉각기의 설계와 성능 시뮬레이션을 수행할 때에는 관벽과 핀에 의한 냉매간 전도열전달에 대한 해석이 필요하다.

3.3 난방모드일 경우 성능

실외열교환기가 난방조건으로 운전될 때는 증발기로서 역할을 한다. A형과 B형 열교환기의 증발시험시의 증발열량을 Fig. 11에 나타내었다. 난방모드에서는 가스냉각에 의한 전열량이 3 kW



(a) A-type 1st row



(b) B-type 2nd row

Fig. 10 Temperature distribution of air and refrigerant side.

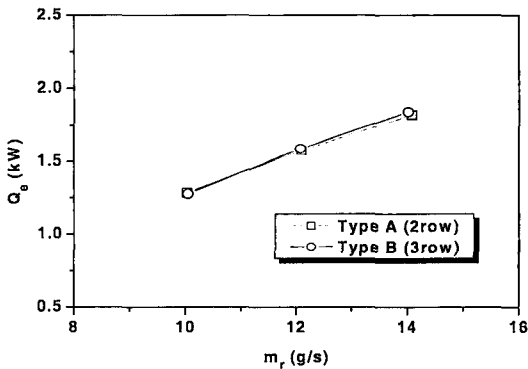


Fig. 11 Evaporating capacity with mass flow rate of CO₂.

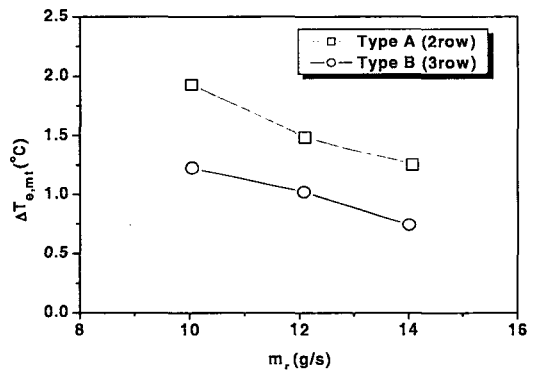


Fig. 12 Minimum temperature difference with mass flow rate of CO₂.

정도이나, 난방모드에서는 냉매 상태와 설계 유량이 다르므로, 약 1.8 kW의 전열량을 보인다. 즉 열교환기를 난방모드에서 가스냉각을 기준으로 설계하므로, 난방모드에서 증발기로 작동할 경우에는 냉매와 공기와의 온도차가 매우 작고 고효율의 특성을 보인다. 이는 열교환기에서 냉매와 공기의 최소온도차를 나타낸 Fig. 12에서도 확인할 수 있다.

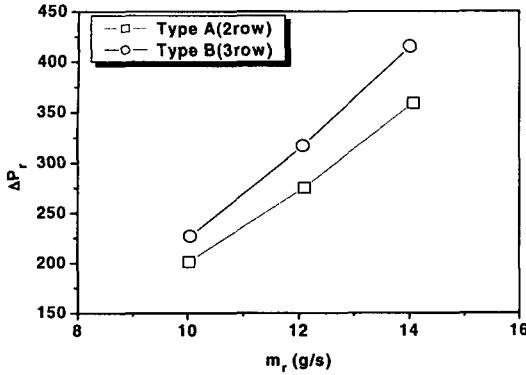
최소온도차가 1 내지 2°C 정도로 매우 작아 거의 핀치점에 접근한 상태이며, 냉매 유량이 증가할수록 최소온도차가 감소하였고, B형 열교환기가 A형 열교환기에 비해 약 0.5°C 작은 최소온도차를 보였다.

Fig. 13에 냉매의 질량 유량변화에 따른 열교환기 관 내의 압력강하와 공기 유속변화에 따른 공기측 압력강하를 나타내었다. 냉매측과 공기측

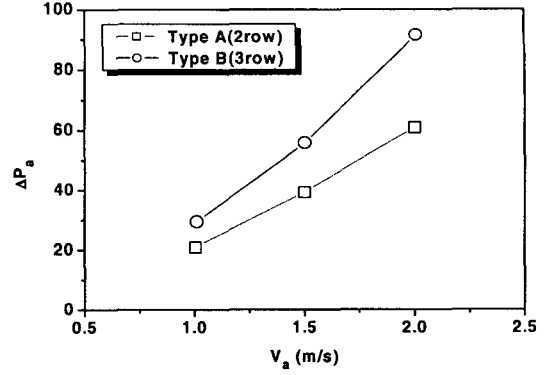
모두 가스냉각의 경우에 비해 압력손실이 증가하였으며, B형 열교환기의 공기측 압력손실이 A형에 비해 29% 커짐을 알 수 있다.

난방모드에서는 열교환기가 습표면을 형성하므로 난방모드인 건표면에 비해 더 큰 공기측 압력강하를 가진다. 동일한 유속 조건에서 B형 열교환기가 입구공기속도 1.5 m/s 일 때 습표면이 건표면 보다 79% 크게 나타났다.

증발기의 성능은 냉매와 공기의 열전달계수 뿐만 아니라 냉매의 압력손실과도 관계있다. 냉매의 압력손실이 큰 경우 증발기 출구 측 압축기 입구의 냉매압력이 낮아지게 된다. 이는 압축기 입구에서 냉매의 비체적을 증가시켜 냉방용량을 감소시키고, 한편으로는 압축기의 압축비를 증가시켜, 압축기 소비동력을 증가시키는 요인이 된다. 따라서 증발기 공기 입구 조건이 동일하고, 증발기에



(a) Refrigerant side



(b) Air-side

Fig. 13 Pressure drop of heat exchanger at evaporator.

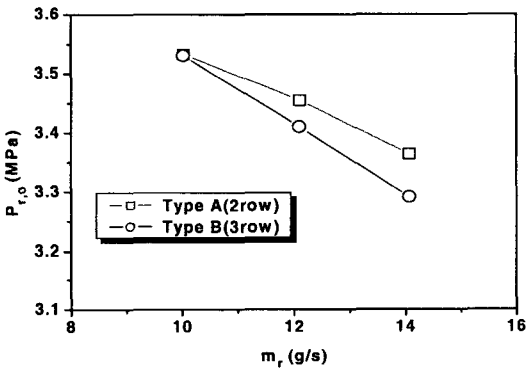


Fig. 14 Outlet pressure of refrigerant with mass flow rate of CO₂.

서 전열량이 비슷하다면 증발기 출구압력이 높을수록 사이클의 성능 측면에서 효율적이다.

Fig. 14는 냉매 질량유량 변화에 따른 증발기의 출구 압력을 나타낸 그림이다. 냉매 유량이 작은 경우 A형과 B형 열교환기의 냉매 출구압력이 비슷하였으나, 냉매유량이 증가하면, B형 열교환기의 우수한 열전달 성능에도 불구하고, 압력손실이 과도하여 A형 열교환기의 출구압력이 더 높았다. 따라서 A형 열교환기가 B형 열교환기에 비해 보다 효율적임을 알 수 있다.

4. 결론

본 연구에서 이산화탄소용 열펌프의 실외 열교환기로 핀-관형의 열교환기를 제작하여, 냉방과

난방 모드에서의 성능실험을 수행하였다.

냉방 모드의 경우 냉매의 유량과 공기의 풍속 변화에 대한 실험을 실시하였다. 3열인 B형 열교환기가 A형에 비해 최소온도차가 1°C 정도 작아 우수한 열전달특성을 보였으나, 공기측 압력손실이 A형에 비해 크게 증가하였다.

가스냉각시 냉매의 온도구배가 크기 때문에 고온의 냉매가 통과하는 관과 인접한 관 사이에 전도에 의한 열전달이 발생하며, 엄밀한 열교환기 설계와 성능 해석을 위해서는 이를 고려한 해석이 필요하다.

난방모드인 경우 냉방모드의 가스냉각에 비해 전열량이 작기 때문에 증발기로서 우수한 성능을 보인다. 전열면적이 큰 B형 열교환기가 A형에 비해 열전달 성능은 우수하지만, 냉매의 압력강하가 크기 때문에 냉매 질량유량이 큰 경우 오히려 열교환기의 출구압력이 낮아 시스템 성능을 저하시킬 수 있다.

참고문헌

1. Yin, J. M., Bullard, C. W., and Hmjak, P. S., 2000, Design strategies for R744 gas cooler, Preliminary Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, July 25-28, USA, pp. 315-322.
2. Pettersen, J., Hafner, A., and Skaugen, G., 1998, Development of compact heat exchangers for CO₂ air-conditioning systems, International

- Journal of Refrigeration, Vol. 21, pp. 180-193.
3. Oh, S. K., Ko, C. S., Jang, D. Y., Sa Y. C., Oh, S. Y., and Chung, B. Y., 2003, An experimental study on the wet performance of flat tube heat exchangers, SAREK winter meeting, pp. 262-267.
 4. KS C 9306, 1999, Air Conditioners, Korean Agency for Technology and Standards.
 5. McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W., and Peskin, A. P., 1998, NIST Thermodynamics Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Data Base(REFPROP), Version 6.01, NIST, Boulder.
 6. Kline, S. J. and McClintock, F., 1953, Describing uncertainty in single sample experiment, Mechanical Engineering, Vol. 75, pp. 3-8.
 7. Heun, M. K. and Crawford, R. R., 1994, Longitudinal fin conduction in multipass cross-counterflow finned-tube heat exchangers, ASHRAE transactions, Vol. 100, no. 1, pp. 382-389.
 8. Chiou, J. P., 1978, The effect of longitudinal heat conduction on crossflow heat exchanger, Transactions of the ASME, Vol. 100, pp. 346-351.
 9. Ricardo, R. M., Mihir S., Yang, K. T., and Rodney, L. M., 1997, Effect of tube-to-tube conduction on plate-fin and tube heat exchanger performance, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 40, No. 16, pp. 3909-3916.