

열교환기 형태에 따른 이산화탄소용 가스쿨러와 증발기의 성능비교

배경진, 조홍현*[†]

조선대학교 기계공학과 대학원, *조선대학교 기계공학과

The Performance Comparison of CO₂ Gascooler and Evaporator with Heat Exchanger Type

Kyungjin Bae, Honghyun Cho*[†]

Graduate School of Mechanical Engineering, Chosun University, Kwangju 501-759, Korea

*Department Mechanical Engineering, Chosun University, Kwangju 501-759, Korea

Abstract

The natural refrigerants have used into HVAC equipments because the CFCs and HFCs have some environmental problems like high ODP and GWP. The carbon dioxide has small effect on the environmental problem but also good thermodynamics properties. In this study, the simulation study on the performance and characteristics of a CO₂ gascooler and evaporator using a fin-tube and microchannel heat exchanger has been conducted.. Besides, the comparison of performance with operating condition was carried out in order to apply to the CO₂ heat pump system. As a result, the front sizes of a gascooler and evaporator using a microchannel were decreased by 63% and 58%, respectively, compared to those using a fin-tube. The performance of the fin-tube gascooler and evaporator were more responsive to the variation of operating conditions compared to that of microchannel. The pressure drop of a fin-tube heat exchanger was higher than that of a microchannel one.

Key words : Capacity(용량), Evaporator(증발기), Gascooler(가스쿨러), Pressure drop(압력강하)

기 호 설 명

A : 면적 [m²]

C : 열용량률

D : 직경 [m]

h : 열전달 계수 [W/m²·°C]

k : 열전도도 [W/m²·°C]

L : 길이 [m]

Q : 용량 [kW]

T : 온도 [°C]

U : 열관류율 [W/m²·°C]

그리스 문자

ε : 유용도

π : 원주율

η : 효율

[†] Corresponding author

Tel: +82-62-230-7050, Fax: +82-62-230-7055

E-mail: hhcho@chosun.ac.kr

접수일 : 2010년 11월 5일

심사일 : 2010년 11월 12일

채택일 : 2010년 11월 15일

1. 서론

산업발달과 쾌적한 삶에 대한 추구로 에너지 사용량이 급증하고 있으며 이는 에너지 자원의 고갈과 지구온난화, 오존층 파괴 등 생태계 파괴로 이어지고 있다. 이와 같은 상황에서 최근 정부와 기업은 지열과 같은 신재생에너지를 활용한 장치에 자연냉매를 적용하기 위해 노력하고 있으며 이를 적용한 공조기기의 고효율화에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다. 현재 공조기기의 작동유체에는 HFC계의 냉매가 사용되고 있으나 1997년 교토의정서에 따라 지구온난화를 방지하기 위하여 HFC계의 냉매의 사용은 점차 그 사용을 줄어 들고 이에 오존층파괴지수 및 지구온난화지수가 매우 낮은 자연냉매가 각광받고 있다. 이 중 이산화탄소 냉매는 비가연성이며 독성이 없고 연기가 용이하면서 저가인 특징을 가지고 있다. 또한 열역학적 물성치가 뛰어나고 작은 체적 열용량을 가지므로 시스템 소형화에 유리하다. 하지만 이산화탄소는 기존의 시스템에 비해 작동압력이 높고 다른 시스템과는 달리 초임계 사이클을 이루고 있으므로 핵심요소기기의 새로운 개발과 최적 설계를 통하여 시스템을 새롭게 최적화해야 한다. 특히 고압의 작동압력에서 운전되는 특성으로 인하여 아임계 응축기와 다른 사이클 특성을 가진 것으로 가스쿨러의 해석 및 특성에 대한 연구가 요구된다.

열펌프 시스템 구성 요소 중 열교환기는 전체 시스템 성능의 30%, 중량의 50%로 체적의 대부분을 차지하기 때문에 열교환기에 대한 체계적인 연구가 시스템의 성능향상 및 소형화를 가속시킬 수 있을 것이다. 일반적으로 사용되고 있는 핀-관 열교환기는 다른 열교환기보다 가격이 저렴하며, 제작이 용이하고 높은 성능을 가지고 있다. 반면, 마이크로채널 열교환기는 관이 공기의 유동에 방해가 되지 않아 상대적으로 낮은 동풍저항을 보여주며, 핀과 관의 거리가 일정하여 핀 효율이 높고 관과 핀이 브레이징에 의해 금속결합으로 접합됨으로써 접촉저항이 거의 없다는 장점이 있다. 이 두 형태의 열교환기는 이산화탄소를 적용한 시스템에 사용될 대표적인 열교환기로 인지되고 있다.

이산화탄소용 열교환기에 관한 기존의 연구들을 살펴보면 우선 Pettersen et al.^[1]은 이산화탄소의 열전달 및 열역학적 특징을 고려한 에어컨 시스템에서 밀집형 열교환기를 개발하였으며, Yin et al.^[2] 등은 가스쿨러에서 열역학적 과정을 분석하는 방법과 가스쿨러 성능에서 열물성 특성 변화의 영향에 대한 해석적 모델을 개발하였다. Beaver et al.^[3]은 이산화탄소를 적용한 마이크로채널 열교환기를 사용하는 열펌프 시스템의 성능 실험을 수행하였으며, Kim^[4]은 핀-관 열교환기의 성능에 관한 실험을 수행하였다. 하지만 기존의 이산화탄소 시스템의 열교환기에 관한 연구는 이산화탄소를 적용한 열교환기를 최적화하기에 아직 미흡하고 시스템 성능향상과 구성요소에 따라 최적화가 다양하게 이루어져야 함으로 이에 대한 체계적인 연구도 필요하다.

따라서 본 연구에서는 공조기기에 널리 사용되고 있는 핀-관과 마이크로채널 형태의 열교환기를 각각 이산화탄소용 가스쿨러와 증발기에 적용하고 EES 프로그램을 이용하여 성능에 관한 해석적 연구를 수행하였다. 또한 여러 가지 운전조건 변화에 따라 각각의 형태에서 열교환기의 성능특성을 비교 및 고찰하였다. 이는 운전조건에 맞는 이산화탄소용 고효율 열교환기 개발에 필요한 기본적인 데이터를 제공할 것이라고 기대된다.

2. 열교환기 모델링

본 연구에서는 핀-관 열교환기와 마이크로채널 열교환기를 이산화탄소용 가스쿨러와 증발기로 모델링하였다. 핀-관 열교환기는 이산화탄소 냉매의 고압의 작동압력에 견디기 위해 관의 직경은 4 mm, 관의 두께 0.5 mm로 동관을 사용하였으며, 핀은 알루미늄 재질의 오프셋 스트립(off-set strip)핀을 사용하였다. 마이크로채널 열교환기는 직경이 0.79 mm, 포트는 11개로 루버핀을 이용하였으며, 이때 관과 핀의 재질은 모두 알루미늄을 사용하였다. 두 형태의 열교환기 모두 관의 수는 80개로 냉매를 4개의 분지관을 이용하여 냉매를 분배하였다. 본 연구에서 설계된 핀-관 열교환기와 마이크로채널 열교환기의 형태는 Fig. 1과 같으며 Table 1과 Table 2에 각각의 열교환

기에 대한 자세한 사상을 보여주고 있다.

또한 본 연구에서는 이산화탄소용 가스쿨러의 성능을 정확하게 해석하기 위하여 열교환기 전체가 아닌 관 하나하나를 해석단위로 하는 Domanski[5]의 tube-by-tube 기법을 발전시킨 Lee et al.[6]의 방법을 사용하였는데 이는 각 파이프를 여러 개의 소구간으로 나누어 연산하는 section-by-section 방법으로 일반적으로 열교환

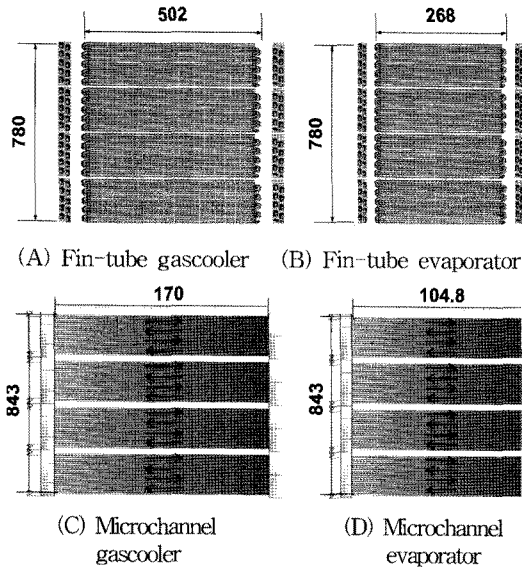


Fig. 1 Schematic of four kinds of heat exchanger.

Table 1 Specifications of the fin-tube heat exchanger

Item	Specification
Tube diameter	4 mm
Tube tickness	0.5 mm
Row number	2
Tube number	80
Line pitch	19.5 mm
Row pitch	11.5 mm
Fin shape	Slit
Fin pitch	1.2 mm
Fin thickness	0.11 mm
Number of slit	7
Slit height	0.8 mm
Slit width	1 mm

Table 2 Specifications of the microchannel heat exchanger

Item	Specification
Tube port diameter	0.79 mm
Tube depth	16.55 mm
Tube length	200.06 mm
Fin pitch	1.65 mm
Fin height	8.89 mm
Fin depth	16.55 mm
Fin thickness	0.1 mm
Louver pitch	1.8 mm
Louver height	7.16 mm
Louver angle	23°

기 해석에 주로 이용된다. 본 연구에서는 ϵ -NTU method를 이용하여 각각의 검사체적에서의 열전달량을 계산하였으며 이를 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$Q = \epsilon Q_{\max} = \epsilon C_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (1)$$

유효도(ϵ)는 열교환기 형태가 직교류 비혼합 유체임에 따라 다음과 같은 식을 사용하였다.

$$\epsilon = 1 - \exp\left\{-\frac{NTU^{0.22}}{C} [\exp(-C \cdot NTU^{0.78}) - 1]\right\} \quad (2)$$

열교환기에서 열저항은 크게 대류열저항, 전도열저항, 접촉열저항으로 나눌 수 있으며 본 연구에서도 위와 같은 3개의 열저항을 고려하여 시뮬레이션 하였다. 이때 적용된 총괄열전도는 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{\eta_{s,a} h_a A_o} \quad (3)$$

여기서, 열전달 및 압력강하, 공기측 j-factor는 가스쿨러와 증발기에서 각각의 형태에 맞는 CO₂ 열교환기에 따라 검증된 상관식들을 사용하였으며, 이를 Table 3에 나타내었다.

각각의 열교환기에서 가스쿨러와 증발기에서 운전조건 변화에 따른 성능을 비교 및 분석하기 위하여 가스쿨러의 경우 냉매의 입구온도는 100°C,

Table 3 Heat transfer and pressure drop correlation

Item	Type	Refrigerant heat transfer	Refrigerant pressure drop	Air j-factor
Gas-cooler	Fin-tube	Gnielinski [7]	Churchill[8]	Wang[9]
	Microchannel	Gnielinski	Churchill	
Evaporator	Fin-tube	Yoon et al. [10]	Yoon et al.	Wang
	Microchannel	Yun[11]	Lee and Lee [12]	Kim and Bullard[13]

입구압력은 10 MPa, 공기의 유속은 2.0 m/s, 냉매의 질량유량은 66 g/s, 실외의 건구온도 35°C, 습구온도 24°C를 운전기준조건으로 설정하였으며 이때 가스쿨러 출구의 냉매온도를 38°C가 되도록 설계하였다. 이후 공기의 유속, 냉매의 입구온도, 그리고 실외온도를 변화시켜 가면서 성능을 예측하여 분석하였다. 증발기의 경우 입구에서 조건을 설정하기 위하여 팽창장치 입구온도 38°C, 입구압력 10 MPa에서 등엔탈피 과정으로 팽창한다고 가정 한 후 증발기 냉매의 입구압력을 3500 kPa을 기준으로 온도와 건도를 계산하였으며, 공기의 유속은 1.0 m/s, 실내의 건구온도 27°C, 습구온도 19.5°C, 냉매의 질량유량 66 g/s를 운전기준조건으로 설정하여 증발기 과열도가 10°C가 되도록 설계하였다. 이때 공기의 유속, 냉매의 입구조건, 그리고 실내온도를 변화시켜 가면서 성능을 비교 및 분석하였다. 이 때 실외와 실내 습구온도는 건

Table 4 Simulation conditions

Item	Gascooler	Evaporator
Air inlet velocity (m/s)	1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0	0.5, 0.75, 1.0, 1.25, 1.5
Air inlet temperature (oC)	30, 32.5, 35, 37.5, 40	21, 24, 27, 30
Air inlet relative humidity (%)	40	50
Refrigerant inlet temperature (oC)	80, 90, 100, 110, 120	-10, -5, 0, 5, 10
Refrigerant inlet pressure (MPa)	10	2.5, 3.0, 3.5, 4.0, 4.5
Refrigerant mass flow rate (g/s)	66	

구온도를 기준으로 상대습도를 각각 40%, 50%로 일정하게 선정하였다. 본 연구에서 선정된 열교환기의 해석조건을 Table 4에 나타내었다.

3. 시뮬레이션 결과 및 고찰

3.1 가스쿨러 해석 및 고찰

일정한 작동조건에서 열교환기 형태에 따른 가스쿨러의 성능특성을 분석하기 위해 설계된 핀-관 및 마이크로채널 가스쿨러의 전면 크기는 각각 502×780 mm², 170×843 mm²으로 비슷한 용량을 가질 때 기준운전조건에서 마이크로채널 가스쿨러가 핀-관 가스쿨러에 비하여 약 63% 작게 설계될 수 있음을 확인할 수 있었다. Fig. 2는 열교환기 전면 공기속도에 따른 핀-관과 마이크로채널 이산화탄소용 가스쿨러의 용량 및 압력강하량을 비교하여 보여주고 있다. 열교환기 전면의 공기의 속도가 빨라지면 열교환기를 통과하는 공기의 풍량이 증가하여 단위 시간당 냉매와 열교환량이 증가된다. 또한 열교환기 풍속이 빨라짐에 따라 공기 유동이 난류를 형성함으로써 단위 면적당 열교환 계수가 커지고 이에 열교환기의 용량은 증가한다. 본 연구에서도 이와 동일하게 공기속도가 증가할수록 가스쿨러 용량은 증가하는 경향을 보여준다. 하지만 풍속의 증가에 따른 가스쿨러 용량의 증가정도는 풍속이 증가함에 따라 약간 감소하는 경향을 가진다. 이는 일정한 크기에서 냉매가 최대로 열교환 할 수 있는 작동온도의 한계인 공기측 입구온도와 유사하게 감소되고 이에 공기와 냉매의 온도차가 작아져 열교환 효과가 줄어들기 때문이다. 즉 입구공기의 속도가 높아짐에 열교환기의 유용성이 감소하여 열교환량의 증가정도는 감소한다. 본 연구에서 가스쿨러 전면 공기속도가 2 m/s이하일 때 핀-관 가스쿨러가 마이크로채널 가스쿨러에 비해 용량의 감소정도가 약 56% 정도 더 큰 것을 확인할 수 있다. 이는 마이크로채널 가스쿨러가 핀-관 가스쿨러에 비해 핀효율이 뛰어나며 접촉저항이 거의 없어 낮은 공기 속도에서도 뛰어난 성능을 보이기 때문이다. 또한 공기와 냉매의 접촉 면적이 상대적으로 넓어 열교환 효과가 증가되기 때문이다. 공

기속도가 1 m/s일 때 핀-관과 마이크로채널 가스쿨러의 용량은 각각 11.2 kW, 12.1 kW로 마이크로채널 가스쿨러의 용량이 약 8.8% 크게 나타났다. 관내의 압력강하는 공기속도가 2 m/s일 때 마이크로채널 가스쿨러는 11 kPa인 반면 핀-관 가스쿨러는 88 kPa로 마이크로채널 가스쿨러에 비해 핀-관 가스쿨러의 압력강하가 8배 더 큰 것으로 확인되었다. 이는 단일 관에서의 질량유속이 마이크로채널 가스쿨러가 핀-관 가스쿨러 보다 더 작으며 열교환하는 단일관의 길이가 핀-관 가스쿨러의 경우 332 mm 더 길기 때문이다. Fig. 3은 냉매의 입구온도 변화에 따른 각 형태의 가스쿨러에서 용량 및 압력강하량을 비교하여 보여주고 있다. 열교환기 입구의 냉매온도가 증가함에 따라 냉매와 공기의 온도차가 커짐으로 두 형태의 가스쿨러 모두에서 용량은 선형적으로 증가하는 것으로 나타났다. 냉매의 입구온도가 증가함에 따라 두 형태의 가스쿨러 용량은 거의 비슷하게 나타났으며, 본 연구에서 냉매의 입구온도가 80°C에서 120°C로 증가함에 따라 두 형태의 가스쿨러 용량은 모두 약 34% 정도로 유사하게 증가하였다. 냉매의 입구온도 증가에 따라 압력강하역시 열전달량과 같이 증가하는 경향을 나타냈지만 그 증가 정도는 미미한 것으로 확인되었다. 이는 일반적으로 압력강하에 영향을 미치는 요인중에 열교환기 입구에서 냉매의 밀도가 있으나 이산화탄소의 경우 주어진 조건에서 압력강하에 미치는 물성치의 변화가 매우 작기 때문이다.

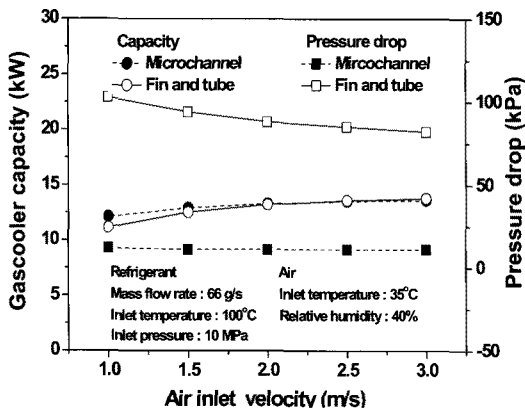


Fig 2 Comparisons of gascooler capacity and pressure drop with heat exchanger type according to air inlet velocity.

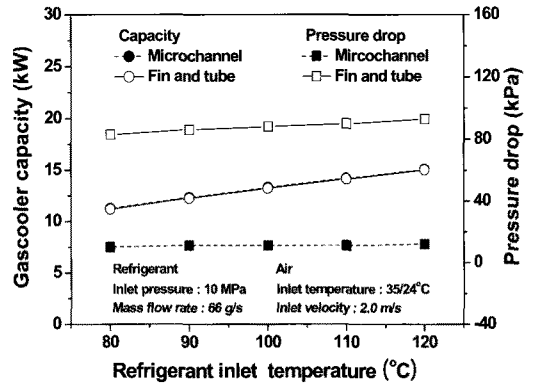


Fig. 3 Comparisons of gascooler capacity and pressure drop with heat exchanger type according to refrigerant inlet temperature.

이산화탄소용 가스쿨러의 경우 외기온도 변화에 따라 성능변화가 민감하기 때문에 외기온도 변화에 따른 시스템 성능변화를 고찰하는 것은 매우 중요하다. Fig. 4는 외기온도 변화에 따른 각 형태의 가스쿨러에서 용량 및 압력강하량 변화를 보여주고 있다. 외기온도가 증가할수록 가스쿨러 용량은 감소하며 감소 정도 또한 증가한다. 이는 외기온도가 증가하면 냉매와 열교환할 수 있는 최대 공기온도가 상승하면서 열교환기의 출구온도가 동시에 증가하기 때문이다. 실외온도가 증가함에 따라 핀-관과 마이크로채널 가스쿨러의 용량은 각각 24%, 23% 정도 감소하는 것으로 나타났다. 이는 핀-관 가스쿨러에 비해 마이크로채널 가스쿨러가 열교환기의 유용도가 더 크기 때

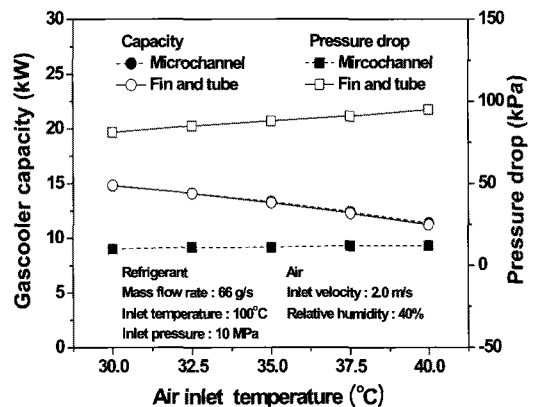


Fig. 4 Comparisons of gascooler capacity and pressure drop with heat exchanger type according to air inlet temperature.

문이다. 압력강하는 냉매의 실외온도가 증가함에 따라 증가하였지만 그 증가정도는 핀-관 및 마이크로채널 가스쿨러의 경우 각각 15 kPa, 2 kPa로 미미하게 나타났다. 또한 마이크로채널 가스쿨러에 비해 핀-관 가스쿨러의 압력강하가 전반적으로 큰 것으로 확인되었다. 앞에서 설명한 바와 같이 가스쿨러 입구의 냉매의 상태는 대부분 기상이기 때문에 공기의 온도가 올라가면 가스쿨러에서 냉매의 온도와 압력이 증가하여 압력강하가 상대적으로 증가하게 된다.

3.2 증발기 해석 및 고찰

일정한 작동조건에서 열교환기 형태에 따른 증발기의 성능특성을 분석하기 위해 설계된 핀-관 및 마이크로채널 증발기의 전면 크기는 각각 $268 \times 780 \text{ mm}^2$, $104.8 \times 843 \text{ mm}^2$ 으로 증발기의 기준 운전조건에서 유사한 냉방용량을 가질 때 마이크로채널 증발기가 핀-관 증발기에 비하여 약 58% 작게 설계됨을 확인할 수 있었다. Fig. 5는 증발기 전면 입구 공기속도에 따라 각 형태의 증발기 용량과 압력강하량을 보여주고 있다. 증발기 전면 입구 공기속도가 증가함에 따라 냉방용량은 증가하고 압력강하량은 감소하는 경향을 보인다. 이는 공기의 속도가 증가함에 따라 단위시간당 공기의 풍량이 증가하여 냉매와 더 많은 열교환을 하기 때문이다. 공기속도가 증가함에 따라 마이크로

채널 증발기의 용량은 일정하게 증가하는 반면 핀-관 증발기는 공기속도가 낮을 때 마이크로채널 증발기에 비해 성능의 향상 정도가 상대적으로 크게 나타났다. 이는 열교환기 면적에 비하여 공기의 속도가 낮아 공기가 핀이나 관을 접촉하는 시간이 짧고 공기가 가진 열량을 냉매가 충분히 흡수하지 못하기 때문이다. 본 연구에서는 공기속도가 1 m/s일 때 마이크로채널 증발기는 약 8.3 kW, 핀-관 증발기는 약 8.9 kW로 핀-관 증발기가 더 큰 용량을 보였다. 이는 핀-관 증발기의 경우 마이크로채널 증발기에 비해 압력강하가 심함으로 인해 이상상태에서 압력강하에 의한 냉매 측 온도가 감소함으로 공기측과 온도차가 더 크게 나타나고 지속적으로 열교환을 수행하여 증발기의 용량이 증가하기 때문이다. 반면 공기의 속도가 1 m/s에서 2 m/s로 증가하는 경우 핀-관 및 마이크로채널 증발기의 압력강하량은 각각 94 kPa, 5 kPa 만큼 감소하여 핀-관 열교환기의 압력강하량의 감소 정도가 더 큰 것으로 나타났다. 이는 냉매의 조건에 따라 단일 관에 미치는 질량 유속의 차이가 마이크로채널 증발기에 비해 핀-관 증발기가 더 크기 때문인 것으로 사료된다. 증발기 입구상태에 따른 각 형태의 증발기 용량과 압력강하량을 비교하기 위해 팽창과정 등엔탈피 팽창과정으로 가정하고 팽창장치의 입구온도와 압력을 각각 38°C, 10 MPa로 가정하여 증발기 입구의 압력을 3500 kPa을 중심으로 500 kPa 씩 변화시켜 가면서 시뮬레이션을 수행하였다. 입구압력이 증가하면 입구온도도 동시에 증가하게 되고 이에 건도는 감소된다. Fig. 6은 증발기 입구압력에 따른 각 형태의 증발기 용량과 압력 강하량을 비교하여 보여주고 있다. 입구압력을 2500 kPa에서 4500 kPa로 변화시킴에 따라 핀-관증발기는 마이크로채널 열교환기에 비해 증발기 용량이 약 23% 더 크게 감소하는 것으로 나타났다. 반면 낮은 증발압력에서는 핀-관의 증발기 용량이 약 4% 정도 더 큰 것으로 확인되었다. 이는 앞에서 설명한 바와 같이 관의 길이가 증가됨에 따라 압력강하량이 증가하는데 그 원인이 있다. 압력강하량은 냉매의 입구압력에 따라 증가하지만 그 증가량은 적은 것으로 나타났다. 그러나 핀-관 증발기의 경우 냉매의 입구압력 4500 kPa에서 급

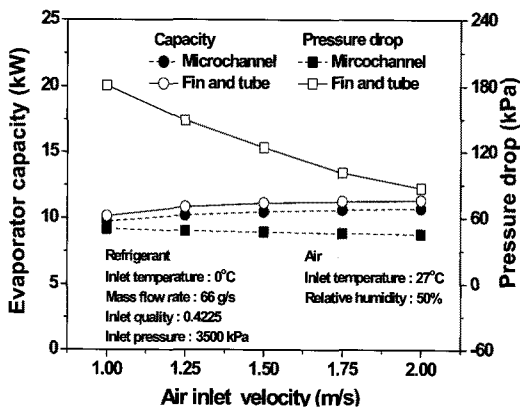


Fig. 5 Comparisons of evaporator capacity and pressure drop with heat exchanger type according to air inlet velocity.

격히 감소함을 볼 수 있는데 이는 냉매의 입구압력이 4500 kPa에서 핀-관 증발기의 과열구간이 존재하지 않기 때문에 단일 관에서 길이에 따른 이상 냉매의 압력강하량이 크게 감소하였기 때문이다.

Fig. 7은 실내온도에 따른 각각의 증발기에서 용량과 압력강하량을 비교하여 보여주고 있다. 실내온도가 증가함에 따라 공기측과 냉매측의 온도차가 커짐으로 인해 용량은 증가하는 경향을 보였으며, 이에 반하여 압력강하량은 감소하는 경향을 보였다. 실내온도가 감소하면 열교환기 앞부분에서는 공기와 냉매가 일정한 온도차를 유지함으로써 용량이 꾸준히 증가하지만 증발기에서 과열이 발생하기 시작하면 냉매의 온도가 급격히 증가하기 때문에 증발기 출구 부분에서의 냉매와 공기의 온도차가 감소한다. 이는 열교환기 후반부에서 각 관에서의 열교환기 유용도가 급격히 감소하게 되며 따라서 증발기 용량은 감소하게 된다. 본 연구에서 실내온도가 21°C에서 33°C로 증가될 때 핀-관 증발기와 마이크로채널 증발기의 용량은 각각 23%, 29% 증가하는 것으로 나타났다. 압력강하량은 실내온도가 증가함에 따라 마이크로채널 증발기는 약 3 kPa, 핀-관 증발기는 약 15 kPa 씩 감소하는 것을 확인하였다. 또한 실내온도가 21°C에서 마이크로채널 증발기의 압력강하량이 감소함을 볼 수 있는데 이는 증발기에서 공기와 작은 온도차로 인하여 증발기 출구부분에서 과열도가 존재하지 않음으로 압력강하량이 약간

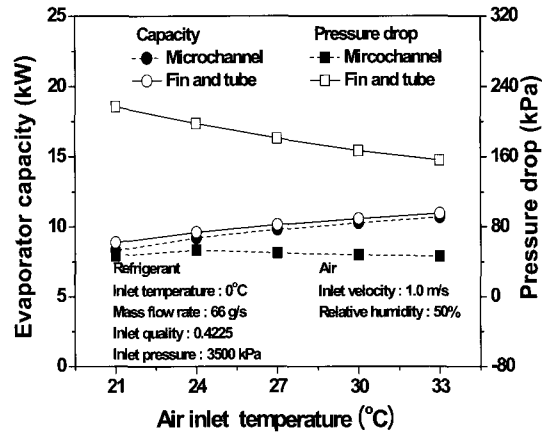


Fig. 7 Comparisons of evaporator capacity and pressure drop with heat exchanger type according to air inlet temperature.

감소하는 것으로 나타났다.

4. 결론

본 연구에서는 이산화탄소용 가스쿨러와 증발기를 핀-관과 마이크로채널 열교환기를 이용하여 모델링 하였으며, 운전조건 변화에 따라 각각의 성능 및 특성을 비교·분석하였다. 이를 통하여 얻은 결과는 다음과 같다.

- (1) 일정한 운전조건에서 두 형태의 열교환기 크기를 비교한 결과 핀-관 열교환기에 비해 마이크로채널 열교환기가 가스쿨러와 증발기 적용 시 약 63%, 58% 작게 설계될 수 있음을 확인하였다.
- (2) 가스쿨러 전면 공기속도가 2 m/s이하일 때 핀-관 가스쿨러가 마이크로채널 가스쿨러에 비해 용량이 약 58% 정도 크게 감소하고, 마이크로채널 가스쿨러에 비해 핀-관 가스쿨러의 압력강하가 8배 더 크게 나타났다. 냉매의 입구온도에 따라 두 형태의 가스쿨러의 성능특성은 유사한 것으로 확인되었으며 실외온도가 증가함에 따라 핀-관과 마이크로채널 가스쿨러의 용량은 각각 24%, 23% 정도 감소하는 것으로 확인되었다.
- (3) 공기속도가 1 m/s일 때 마이크로채널 증발기는 약 8.3 kW, 핀-관 증발기는 약 8.9

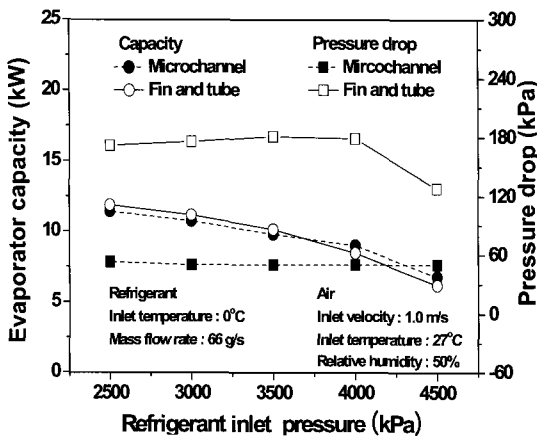


Fig. 6 Comparisons of evaporator capacity and pressure drop with heat exchanger type according to refrigerant inlet pressure.

kW로 핀-관 증발기가 약간 증가된 용량을 보였으며, 증발기 입구압력이 증가함에 따라 핀-관 증발기는 마이크로채널 열교환기에 비해 증발기 용량이 약 23% 더 크게 감소하는 것으로 확인되었다. 특히, 낮은 증발압력에서는 핀-관의 증발기 용량이 약 4% 정도 더 큰 것으로 나타났으며, 냉매의 입구압력이 높고 실내온도가 낮은 경우 마이크로채널 증발기의 경우 과열구간이 존재하지 않아 시스템 적용 시 압축기 손상을 방지하기 위한 제어가 필요함을 확인하였다.

후 기

본 논문은 2008년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 학술진흥재단의 지원(KRF-2008-313-D00112)을 받아 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- Pettersen, J., Hafner, A., Skaugen, G., 1998, Development of compact heat exchangers for CO₂ air-conditioning systems, *Int. J. of Refrigeration*, Vol. 21, pp. 180-193.
- Yin, J. M., Bullard, C. W., Hrnjak, P. S., 2001, R-744 gas cooler model development and validation, *Int. J. of Refrigeration*, Vol. 24, No. 7, pp. 692-701.
- Beaver, A. C., Yin, J. M., Bullard, C. W., and Hrnjak, P. S., 1999, An experimental investigation of transcritical carbon dioxide systems for residential air conditioning, *ACRC*, CR-18.
- Kim, Y., 2002, *Development of outdoor heat exchanger and components for cooling/heating system using CO₂*, 2nd Report, Ministry of Commerce, Industry and Energy, pp. 194-223.
- Domanski, P. A., 1989, EVSIM-An evaporator simulation model accounting for refrigerant and one dimensional air, *NIST*, IR-89-4133.
- J.H. Lee, S. W. Bae, K. H. Bang and M. H. Kim, 2002, Experimental and numerical reaserch on condenser performance for R22 and R407C refrigerants, *Int. J. of Refrigeration*, Vol. 27, pp. 372-3826.
- Gnielinski, V., 1976, New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Chem. Eng.*, Vol. 16, pp. 359-368.
- Churchill, S., 1997, Friction factor equation spans all fluid flow regimes, *Chem. Eng.*, Vol 7, pp. 91-92.
- Wang, C. C., 2001, Acomparative study of compact enhanced fin-and-tube heat exchangers, *Int. J. of heat and mass transfer*, Vol. 44, pp. 3565-3573.
- Yoon, S. H., Cho, E. S. and Kim, M. S., 2004, Characteristics of evaporative heat transfer and pressure drop of carbon dioxide and correlation development near the critical point, *Proceeding of the SAREK*, Vol. 16, No. 6, pp. 530-534.
- Yun, R., 2002, *Convective boiling of carbon dioxide in mini tubes and micro channels*, PH thesis, Korea University, Seoul, Korea.
- Lee, H. J., Lee, S. Y., 2001, An experimental study on pressure drop of boiling flow within horizontal rectangular channels with small heights, *Transactions of the KSME*, Vol. 25, No. 9, pp. 1219-1226.
- Kim, M. H., Bullard, C. W., 2001, Development of a microchannel evaporator model for a CO₂ air-conditioning system, *Energy*, Vol. 26, pp. 931-948.