

CO₂ 열펌프용 내부 열교환기의 냉방조건에서 열전달 및 압력 강하 특성에 대한 연구

김대훈, 이상재, 최준영*, 이재현**, 권영철****

한양대학교 대학원, *한국산업기술시험원, **한양대학교 기계공학부, ***선문대학교 기계공학부

Study on Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Internal Heat Exchanger for CO₂ Heat Pump under Cooling Condition

Dae-Hoon Kim, Sang-Jae Lee, Jun-Young Choi*, Jae-Heon Lee**, Young-Chul Kwon****

Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul, 133-791, Korea

**Korea Testing Laboratory, Seoul 152-848, Korea*

***Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul, 133-791, Korea*

****Department of Mechanical Engineering, Sunmoon University, Chungnam, 336-708, Korea*

(Received December 27, 2007; revision received July 2, 2008)

ABSTRACT: In order to study the heat transfer and pressure drop of an internal heat exchanger for CO₂ heat pump under cooling condition, the experiment and numerical analysis were performed. Four kinds of internal heat exchangers with a coaxial tube type and a micro-channel tube type were used. The experimental apparatus consisted of a test section, a power supply, a heater, a chiller, a mass flow meter, a pump and a measurement system. The section-by-section method and Hardy-Cross method were used for the numerical analysis. The effects of the internal heat exchanger refrigerant flow rate, the length of the internal heat exchanger, the operating condition of the gas-cooler, the evaporator and the type of the internal heat exchangers were investigated. With increasing of the flow rate, the heat transfer rate increased about 25%. The heat transfer rate of the micro-channel tube type was higher about 100% than that of the coaxial tube type. With increasing of the length of the internal heat exchanger, the heat transfer rate increased about 20~50%. The pressure drop of the low-side tube was larger compared with that of the high-side tube.

Key words: CO₂(이산화탄소), Heat pump(열펌프), Internal heat exchanger(IHX, 내부 열교환기), Cooling(냉방)

기 호 설 명

A : 면적 [m]

COP : 성적계수

c_p : 비열 [kJ/kgK]

f : 마찰계수

h : 대류 열전달계수 [W/m^2K]

L : 길이 [m]

k : 열전도율 [W/mK]

\dot{m} : 질량유량 [g/s]

G : 질량유속 [kg/m^2s]

P : 압력 [kPa]

Q : 열전달량 [W]

† Corresponding author

Tel.: +82-41-530-2396; fax: +82-41-530-2981

E-mail address: yckweon1@sunmoon.ac.kr

q	: 단위 질량당 열전달량 [W/kg]
r	: 관경 [m]
R	: 열저항 [m^2K/W]
Re	: Reynolds 수, $\frac{UL}{\nu}$
T	: 온도 [$^{\circ}C$]
v	: 비체적 [m^3/kg]
w	: 압축일 [W]
x	: 건도

그리스 문자

ε	: 효율 [W/W]
ρ	: 밀도 [kg/m^3]
μ	: 동점성계수 [kg/ms]

하첨자

1	: 내경
2	: 외경
cond	: 전도
conv	: 대류
h	: 고압
l	: 저압
IHX	: 내부 열교환기
in	: 입구
out	: 출구

1. 서 론

최근 기존냉매의 환경문제로 환경 친화적인 대체냉매에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. HFC 계열의 대체냉매는 지구온난화 문제를 가지고 있으며 2005년 2월 교토의정서 발효에 따라 환경 친화적인 냉매의 개발 및 이용과 관련된 연구가 중요시되고 있다. 이에 CO₂는 천연냉매이면서 독성과 인화성이 없을 뿐만 아니라 경제성에서도 장점이 크며 기존냉매에 비해 단위체적당 냉동능력이 크고 용융온도 범위에서 압력비가 작으므로 사이클 적용 시 보다 좋은 성능을 낼 수 있다.

Bivens et al.⁽¹⁾은 내부 열교환기를 적용하였을 경우와 적용하지 않은 경우를 비교하여, 내부 열교환기가 적용된 냉동시스템에서 약 6~7% 성능의 향상을, Boewe et al.⁽²⁾은 자동차용 CO₂ 공조 시스템에서 일반적인 시스템에 비해 내부 열교환기가 포함된 경우에 약 25%의 시스템 성능 향상을 확인하였다. Park et al.⁽³⁾은 단면분할법을 이용하여 CO₂ 시스템에 사용된 내부 열교환기 해

석에서 열전달량과 열전달효율이 기존 실험데이터와 비교하여 약 20% 이내에서 만족됨을 보였다. Cho et al.⁽⁴⁾은 내부 열교환기를 적용한 열펌프의 냉방성능에 관한 실험연구를 통해 내부 열교환기가 적용된 경우의 사이클 성능이 그렇지 않은 것보다 약 9% 정도 향상됨을 보고하였다.

최근 CO₂의 물성 및 이용에 대한 기초연구와 이를 냉동공조 시스템에 적용시키는 연구가 활발히 진행되고 있지만 시스템 성능향상과 사이클 최적화를 위해 더 체계적인 연구가 필요하다. 특히, CO₂ 사이클 성능향상 방법으로 유력시되고 있는 내부 열교환기에 대한 연구는 아직 기초 단계로 내부 열교환기의 여러 설계변수에 대한 실험데이터 및 설계 자료가 대단히 부족하다.

따라서 본 연구에서는 CO₂를 냉매로 사용하는 내부 열교환기에 대해 Hardy-Cross⁽⁵⁾방법을 사용하여 유량, 열교환기 길이, 운전조건 등에 따른 열전달량 및 압력강하를 예측하였다. 그리고 실험을 통하여 내부 열교환기의 형태 및 변수에 따른 열전달량, 효율 그리고 압력강하 등을 구하였으며 이를 통하여 내부 열교환기 설계지표를 제시하고자 한다.

2. 내부 열교환기의 특성

CO₂ 열펌프는 초임계 사이클이므로 기존 냉매 사이클과 달리 작동압력이 높게 형성된다. 따라서 압축기 입·출구의 압력차가 크게 증가하여 압축기의 소비동력이 증가하므로 이런 작동조건에서 운전되는 열펌프는 낮은 성능을 갖게 된다. 냉동시스템에서 압축비가 작을 경우에는 사이클에서 필요한 가스 쿨러의 입구압력에 미치지 못하므로 최적의 사이클 구성에 어려우며, 그 결과 충분한 냉방능력의 확보가 어렵게 된다. 이는 Fig. 1과 같이 내부 열교환기(IHX)를 사용하게 되면 해결될 수 있다. Fig. 1은 기존 CO₂ 시스템(Fig. 1(a))에 내부 열교환기(Fig. 1(b))를 적용한 것으로써 가스 쿨러 출구의 고온·고압 증기냉매와 증발기 출구의 저온·저압의 증기냉매가 열교환하여 가스 쿨러의 온도를 낮출 수 있으며 또한 증발기 입구 건도가 낮아져 내부 열교환기를 적용하지 않은 사이클에 비하여 냉방능력이 향상되는 효과를 얻을 수 있다.

Fig. 2의 a-b-c-d는 기본 CO₂ 사이클을, A-A'

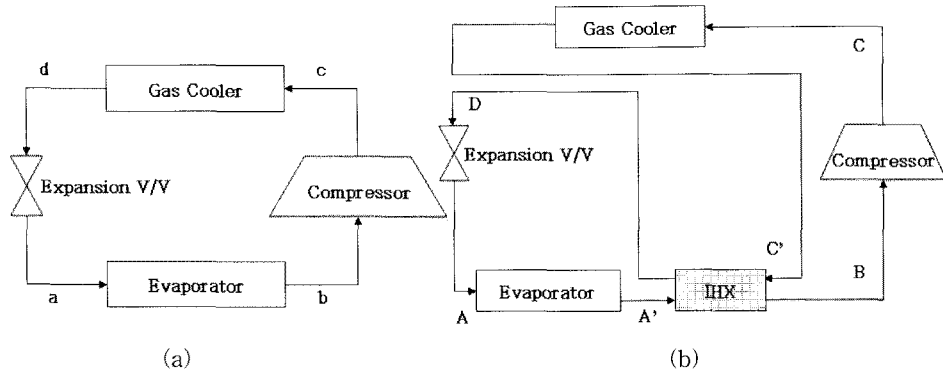


Fig. 1 Schematic diagram for CO₂ system used in the present study((a) without IHX, (b) with IHX).

-B-C-C'-D는 내부 열교환기를 적용한 CO₂ 사이클을 나타낸 것이다. 내부 열교환기로 인해 가스 쿨러 후단을 나온 냉매는 C'-D만큼 낮은 온도로써 팽창밸브로 유입되고, 증발기 출구를 나온 냉매는 A'-B만큼 과열되어 압축기로 유입된다. 그러므로 냉방능력은 기존 사이클에 비해 C'-D만큼 향상되고 압축기로 유입되는 냉매 온도는 높아져 체적효율이 감소하여 압축일도 증가하지만 시스템 토출압력은 감소하게 된다.

즉, 압축일 증가량이 냉방용량의 증가량보다 작게 되므로 내부 열교환기를 가진 시스템의 COP_{IHX}는 식(1)과 같이 기존 사이클의 COP보다 크게 나타나게 된다.

$$COP_{IHX} = \frac{q + \Delta q}{w + \Delta w} \approx \frac{q}{w} \left(1 + \frac{\Delta q}{q} - \frac{\Delta w}{w}\right) \quad (1)$$

$$= COP \left(1 + \frac{\Delta q}{q} - \frac{\Delta w}{w}\right) > COP$$

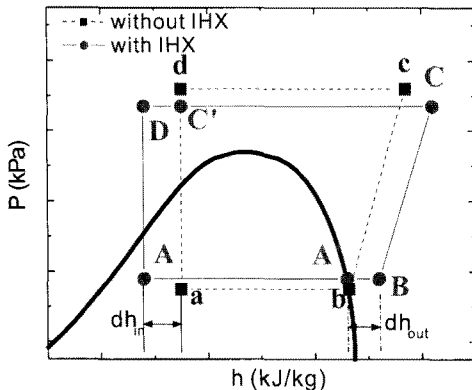


Fig. 2 CO₂ P-h diagram with/without IHX.

3. 실험 장치 및 방법

3.1 내부 열교환기

Fig. 3은 본 연구에 사용된 내부 열교환기의 개략도로, Coaxial형과 MCT(micro-channel tube) 형으로 나눌 수 있다. Coaxial 형은 외경 3.18 mm의 8개 관이 외경 9.52 mm 관 외부에 위치한 D-1과 외경 3.18 mm의 8개 관이 외경 19.05 mm 관의 내부에 위치한 D-2형태이다. Fig. 3의 D-1에서 고온 유체는 내경이 큰 동심관을, 저온 유체는 내경이 작은 동심관들을 흐르고, D-2에서 고온 유체는 내경이 작은 동심관들을, 저온 유체는 내경이 큰 동심관을 대향류방식으로 흐른다. 그리고 MCT형은 마이크로 채널을 2단과 3단으로 브레이징(brazing)하였다. D-3는 크기가 다른 두개의

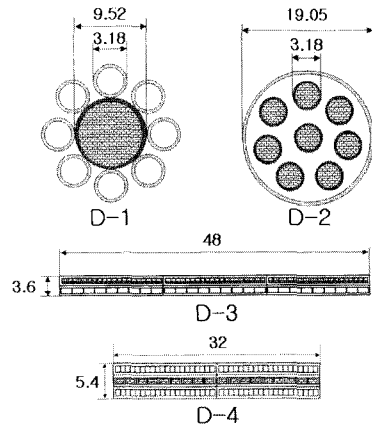


Fig. 3 Schematic diagram of IHXs used in the present study[unit : mm].

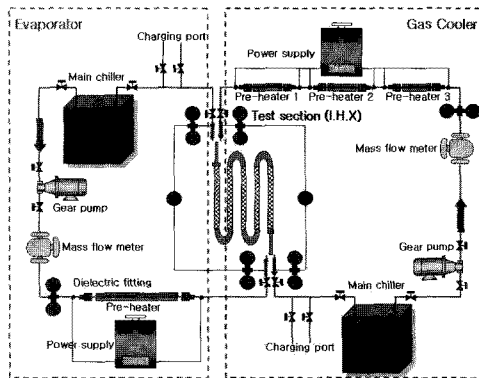


Fig. 4 Schematic diagrams of experimental apparatus.

채널(1.8×1.0 mm, 0.7×1.0 mm)이 결합되어 있는 형태이며, D-4는 작은 채널(0.7×1.0 mm) 두 개 사이에 큰 채널(1.8×1.0 mm)이 끼워져 있는 형태이다. 큰 채널에는 고온의 유체가 작은 채널로는 저온의 유체가 흐른다. Table 1은 본 연구에 사용된 내부 열교환기 사양이다.

내부 열교환기의 성능실험을 위한 장치의 개략도를 Fig. 4에 나타내었다. 내부 열교환기는 가스 쿨러 후단과 증발기 후단의 냉매가 서로 열교환하는 방식이므로 각각 2개의 회로로 제작하였고, 시험부, 마그네틱 기어펌프, 항온수조, 질량유량계, 가열부, 전력공급부, 센서 등으로 구성되어 있다. 내부 열교환기의 열전달량과 특성을 계산하기 위하여 RTD센서와 T형 열전대를 설치하였고, 실험 전 표준온도계로 보정하였다. 또한, CO₂의 압력강하 측정을 위해 시험부 전후단에 압력계와 차

Table 1 Classifications of IHX

Specifications	D-1	D-2	D-3	D-4
high-side tube A(m ²)	0.0044	0.0029	0.000042	0.000032
low-side tube A(m ²)	0.0029	0.0185	0.000049	0.000056
Number of the high-side tube	1	8	60	18
Number of the low-side tube	8	1	27	80
Length	0.5~2.0 m			
Material	copper		aluminum	

압계를 설치하였으며, 시험부는 40 mm 발포고무(Rubber foam)로 단열하였다.

3.2 실험 방법

Table 2는 내부 열교환기 운전조건을 나타낸다. 실험조건을 조절하기 위하여 항온수조에서 CO₂를 충분히 과냉 시킨 후 기어펌프를 통해 유량을 맞추고 시험부 전단부에서 직접 가열하는 방식으로 입구측 조건을 조절하여 실험을 수행하였다. 증발기와 가스 쿨러의 입구측 온도가 ±0.2 °C, 압력 조건이 ±0.5 kPa 이내로 안정화되면 약 5분간 데이터를 계속하였다.

실험을 통해 획득한 데이터를 REFPROP 6.01을 이용해 물성치를 획득하고, 식(2) 및 식(3)을 사용하여 열교환량과 효율을 계산하였다.

$$Q_l = \dot{m}c_p\Delta T = \dot{m}(h_{l,out} - h_{l,in}) \quad (2)$$

$$\epsilon = \frac{Q_l}{Q_{max}} = \frac{T_{l,out} - T_{l,in}}{T_{h,in} - T_{l,in}} \quad (3)$$

4. 수치해석

4.1 열전달방정식

내부 열교환기에서 각 유체사이의 열전달은 내관에서 외관으로 이루어지며, 이 때의 열전달 메커니즘은 열저항을 이용하여 표현할 수 있다. 열전달은 관에 의한 전도열전달과 유체흐름에 의한 대류열전달로 식(4)와 같이 정의된다.

열전달 계산을 위해 저압에서는 식(5)의 Dittus-Boelter 상관식⁽⁶⁾을, 고압에서는 식(6)의 Gnieli-

Table 2 Operating conditions

Parameters	Specifications
\dot{m} (g/s)	40, 50, 60, 70, 80
$T_{h,in}$ (°C)	35, 36, 37, 38, 39
$T_{l,in}$ (°C)	7
(quality x at 0 °C)	0.85~1.00
(superheated at 0 °C)	3, 5, 7
$P_{h,in}$ (kPa)	9,000
$P_{l,in}$ (kPa)	3,485
Arrangement	counter flow

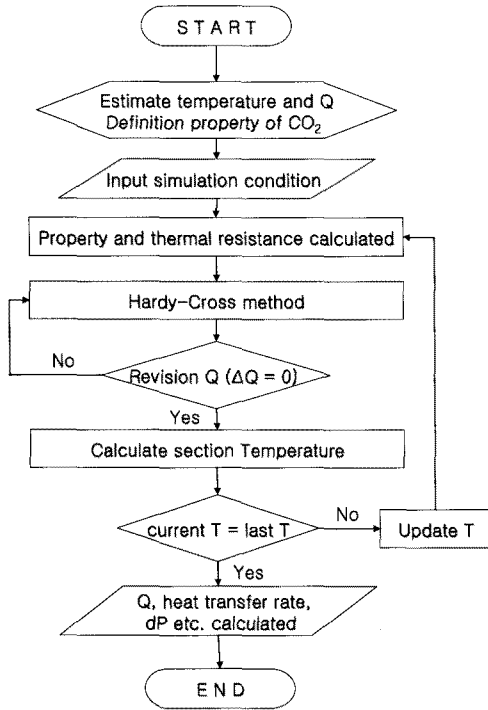


Fig. 5 Flow chart for numerical analysis.

nski 상관식⁽⁷⁾을 각각 사용하였다.

$$Q = \dot{m}c_p \Delta T = \frac{\Delta T}{R_{cond} + R_{conv}} \quad (4)$$

$$R_{cond} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi kL}, \quad R_{conv} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o}$$

$$Nu = 0.023(Re^{0.8} Pr^n) \quad (5)$$

$$Nu = \frac{\frac{f}{8}(Re - 1000)Pr}{1.07 + 12.7\sqrt{\frac{f}{8}}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (6)$$

여기서, $f = 0.184Re^{-0.2}$

4.2 관내 압력강하

관내 압력강하는 마찰에 의한 강하와 운동량 변화에 의한 강하를 고려하여 식(7)과 같이 표현할 수 있다. f 는 마찰계수로 저압에서는 식(8)의 Blasius⁽⁸⁾식을 고압에서는 식(9)의 Petrov-Popov⁽⁹⁾식을 각각 사용하였다.

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2} \quad (7)$$

$$f = 0.184Re^{-0.2} \quad (8)$$

$$f = f_{0w} \frac{p_w}{p_b} \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^s \quad (9)$$

여기서, $f_{0w} = (1.82 \log Re_w - 1.64)^{-2}$

$$s = 0.023 \left(\frac{|q|}{G} \right)^{0.42}$$

4.3 수치해석 방법

열교환기의 해석을 위해 열교환기를 여러 개의 국소 해석구간으로 나눈 다음 각 해석구간에서 열전달율과 압력강하를 적분하는 방법인 단면분할법(section-by-section method)⁽¹⁰⁾을 사용하여 단면을 유체의 유동방향으로 500 구획으로 계산하였으며 전체 열전달량은 각 구간에서 계산된 열전달량을 이용하여 적분하였다. 각 미소영역의 열전달량은 열전달 관계식과 여러 개의 루프(loop)를 가진 미소체적에 유용한 방법인 Hardy-Cross법을 이용하여 계산하였다. 이 방법은 각각의 노드(node)로 유입되는 유량과 열전달률을 가정하여 계산을 반복하는 반복근사법으로 Fig. 5에 그 방법에 대한 수치해석 Flow chart를 나타내었다.

5. 결과 및 고찰

5.1 유량 변화에 의한 영향

Fig. 6(a)와 Fig. 6(b)는 유량 변화에 따른 동심관(D-1, D-2)과 마이크로 채널(D-3, D-4)에서의 열전달량 및 압력강하를 실험값과 수치값으로 각각 나타낸 것이다. Fig. 6(a)의 열전달량은 유량이 40 g/s에서 10 g/s씩 증가함에 따라 약 25% 정도 선형적으로 증가하였으며, 동심관에 비해 마이크로 채널의 열전달량이 약 2배 정도 높게 나타났다. 수치값은 실험값에 비해 동심관에서는 약 7~11%, 마이크로 채널에서는 약 14~22% 정도 저하하였다. 이는 적용된 Hardy-Cross 방법의 열전달 상관식이 기존 냉매에 근거한 식으로 CO₂ 냉매의 특성을 정확히 반영하고 있지 못하기 때문이며, 또한 관의 형상에 따른 효과로는 동심관보다 마이크로 채널에서 오차가 더 크게 나타난 것

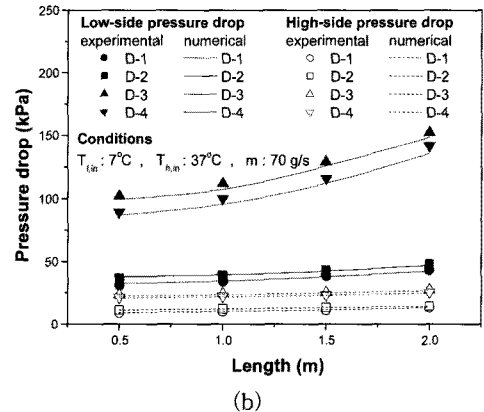
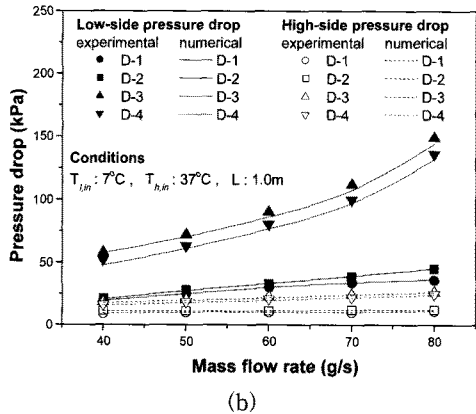
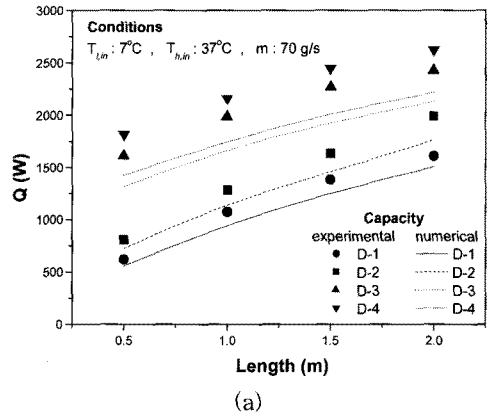
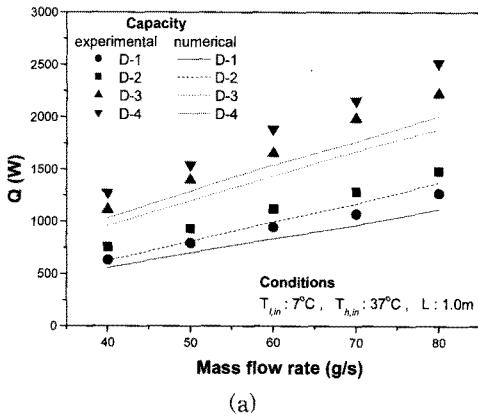


Fig. 6 Variation of heat transfer rate(a) and pressure drop(b) with refrigerant flow rate.

Fig. 7 Variation of heat transfer rate(a) and pressure drop(b) with IHX length.

으로 판단된다. Fig. 6(b)의 압력강하는 유량이 증가함에 따라 동심관에 비해 마이크로 채널에서 더 크게 나타났다. 유량이 40 g/s와 80 g/s일 때를 비교하면 고압관에서는 동심관과 마이크로 채널의 압력강하차가 크지 않지만, 저압관에서는 마이크로 채널이 동심관에 비해 2.6배에서 3.5배까지 높게 계속되었다. 이는 동심관에 비해 마이크로 채널관의 관경이 작기 때문이다. 또한, 저압측이 고압측에 비해 점성계수가 크고 비체적이 최소 3배 이상 크기 때문에 질량유량이 저/고압측에서 동일하므로 저압측 유속이 크게 증가하여 저압측이 고압측 압력강하에 비해 높게 나타났다. 압력강하의 수치와 실험값은 약 ±5% 이내로 만족하였다.

5.2 내부 열교환기 길이 변화에 의한 영향

Fig. 7(a)와 Fig. 7(b)는 내부 열교환기 길이 변

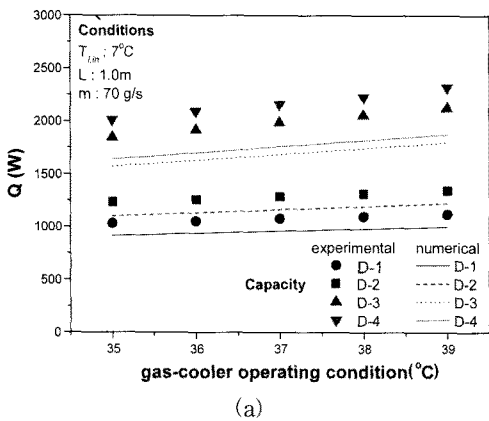
화에 따른 동심관과 마이크로 채널에서의 열전달량 및 압력강하를 나타낸 것이다. Fig. 7(a)의 열전달량은 시험부 길이가 증가함에 따라 증가하지만 기울기가 점점 작아지는 경향을 보여준다. 내부 열교환기의 길이가 0.5m에서 2.0m까지 0.5m씩 증가함에 따라 동심관의 열교환 증가율은 65%, 25%, 15%씩 증가하였고, 마이크로 채널의 열교환 증가율은 20%, 14%, 7%씩 증가하였다. 수치값이 실험값에 비해 동심관에서는 약 6~10% 정도, 마이크로 채널에서는 15~21% 정도 낮다. Fig. 7(b)의 압력강하는 내부 열교환기 길이가 0.5m와 2.0m를 비교했을 때 고압측은 동심관 및 마이크로 채널에서 약 5kPa 정도 증가하였으나 저압측은 동심관에서는 약 15kPa, 마이크로 채널에서는 약 55kPa 정도 증가하였다. 수치와 실험값은 약 ±4% 이내로 만족하였다. 실험결과로부터 내부 열교환기의 성능을 향상시키기 위해서는 열교환 길

이를 크게 해야 함을 알 수 있다. 그러나 열교환 길이가 커지면 압력강하가 증가하여 시스템에서 압축기로 유입되는 냉매의 압력이 낮아지고 이로 인해 압축일이 증가하므로 전체 시스템 효율은 오히려 감소될 수도 있다. 따라서, 내부 열교환기의 길이는 열전달량과 압력강하를 함께 고려하여 최적의 길이를 선정하여야 할 것이다.

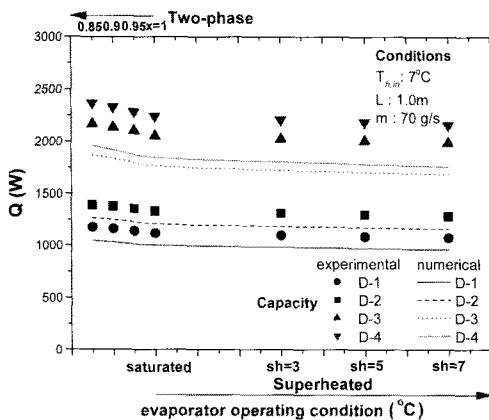
5.3 운전조건 변화에 의한 영향

Fig. 8(a)와 Fig. 8(b)는 내부 열교환기의 가스쿨러 출구조건 변화와 증발기 출구조건 변화에 따른 열전달량을 각각 나타낸 것이다. 내부 열교환기의 구조상 가스쿨러 출구는 고압측 입구조건으로

로, 증발기 출구는 저압측 입구조건으로 유입된다. Fig. 8(a)에서와 같이 고압측 입구온도가 1 °C 씩 증가함에 따라 열전달량은 동심관은 약 2%씩, 마이크로 채널은 약 3% 증가하였다. 이는 내부 열교환기의 고온과 저온의 온도차로 인하여 선형적으로 증가한 것이다. Fig. 8(b)의 저압측 입구조건은 3,485 kPa, 포화상태에서 과열도영역과 이상(건도)영역으로 구분하였다. 과열도가 2 °C 씩 감소함에 따라 내부 열교환기의 온도차가 상승하여 열전달량은 약 2%씩 선형적으로 증가한다. 또한 냉매의 이상(two-phase) 상태부터는 건도가 0.05 씩 감소함에 따라 열전달량은 약 4%씩, 효율은 약 6%씩 증가하였다. 이것은 저압측 입구온도는 일정하지만 건도가 감소함에 따라 잠열 엔탈피 영

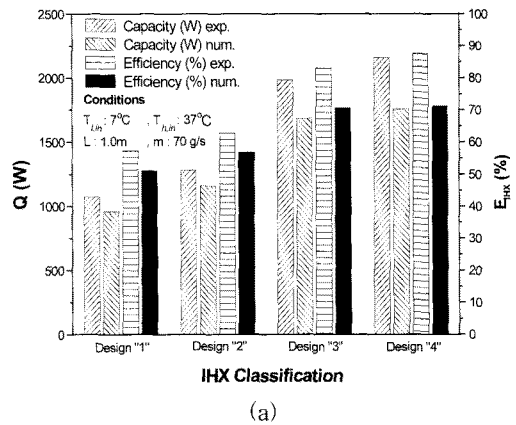


(a)

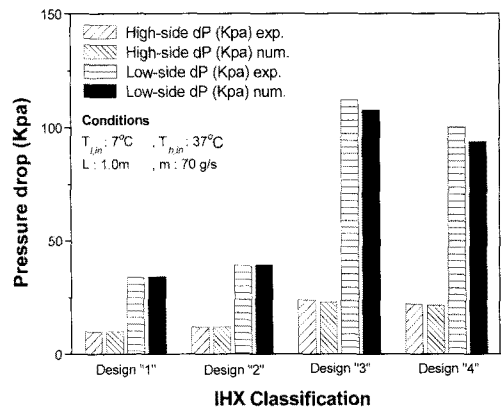


(b)

Fig. 8 Variation of heat transfer rate for gas-cooler operating condition (a) and evaporator operating condition (b).



(a)



(b)

Fig. 9 Comparisons of heat transfer rate, efficiency (a) and pressure drop (b) for IHXs.

역의 증가로 전체적인 내부 열교환기의 능력은 커지고 효율은 더욱 높아지기 때문이다.

5.4 열교환기 형태에 의한 영향

Fig. 9(a)와 Fig. 9(b)는 열교환기 형태에 따른 열전달량과 효율 그리고 압력강하를 각각 나타낸다. Fig. 9(a)로부터 동 재질의 동심관(D-1, D-2)에 비해 알루미늄 재질 마이크로 채널(D-3, D-4)의 열전달량이 최대 2.01배, 효율은 최대 1.53배 높다는 것을 알 수 있다. 그러나 수치결과는 실험결과에 비해 동심관에서는 약 8~10%, 마이크로 채널에서는 약 15~20% 낮게 나타났다. Fig. 9(b)로부터 마이크로 채널이 동심관에 비해 상대적으로 큰 압력강하를 나타냈으며, 특히 저압

에서는 약 2배 이상 높게 관찰되었다. 압력강하의 수치와 실험 결과오차는 약 $\pm 3\%$ 이내로 나타났다.

Fig. 10은 실험에서 획득한 열전달량과 압력강하를 수치해석값과 비교한 것이다. 실험결과에 비해 수치해석 결과의 열전달량이 동심관에서는 약 10%, 마이크로 채널에서는 약 20% 정도 낮다. 그러나 압력강하는 실험결과와 수치결과가 최대 $\pm 10\%$ 이내에서 만족하였다. 이는 본 연구에 적용된 열전달 상관식이 CO_2 의 특성을 정확히 반영하고 있지 못하며, 특히 마이크로 채널에서는 그 오차가 더욱 커지는 것으로 판단된다. 그러므로 CO_2 의 열전달 계산의 정확성을 위해 CO_2 의 특성과 관형상을 고려할 수 있는 열전달 상관식의 개발이 필요함을 알 수 있다.

6. 결 론

본 연구에서는 내부 열교환기의 형태, 길이, 유량, 운전조건 등에 따른 열전달 및 효율 그리고 압력강하를 조사하기 위하여 해석과 실험을 비교 수행하였으며 다음의 결론을 얻었다.

(1) 유량이 40 g/s부터 10 g/s씩 증가할수록 열전달량은 약 25%씩 증가하였고 동심관에 비해 마이크로 채널에서의 열전달량이 약 2배 높게 관찰되었다. 또한, 압력강하는 마이크로 채널이 동심관에 비해 약 2배 높았고, 저압측이 고압측 압력강하에 비해 최대 5배 크게 관찰되었다.

(2) 고압측 온도조건이 상승할수록 저압측 온도조건이 저하할수록 열전달량은 2% 정도 향상되었다. 이상영역 상태에서는 건도가 감소할수록 열전달량과 효율은 약 5% 정도 향상되었다.

(3) 동 재질의 동심관에 비해 알루미늄 재질 마이크로 채널의 열전달량은 약 2배, 효율은 약 1.5배 높았고, 압력강하는 약 2배 높게 측정되었다. 수치해석과 실험값의 비교에서 열전달량은 최대 20% 낮게 나타났고 압력강하는 $\pm 10\%$ 이내에서 일치하였다.

후 기

본 논문은 산업자원부 차세대 신기술 개발사업의 지원에 의해 수행하였습니다. 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다.

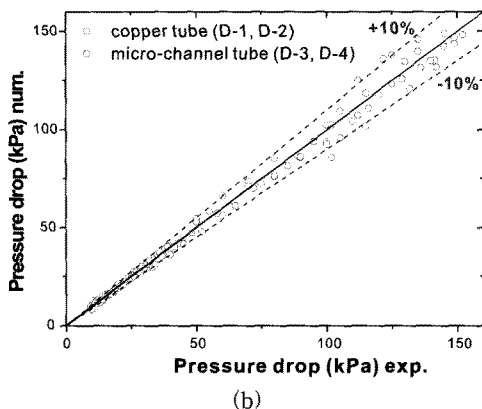
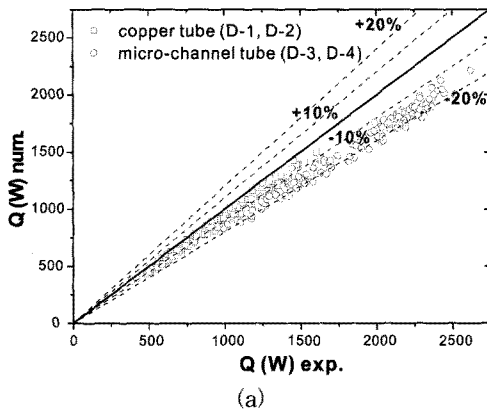


Fig. 10 Comparisons of heat transfer rate (a) and pressure drop (b) for experiment data and numerical calculation.

참고문헌

1. Bivens D. B., Allgood C. C., Shiflett M. B., Patron D. M., Chisolm T. C., Shely G. S., Yokozeki A., Wells W. D. and Geiger K. A., 1994, HCFC-22 alternative for air conditioners and heat pumps, ASHRAE Transactions, Vol. 100, No. 2, pp. 566-572.
2. Boewe D. E., Bullard C. W., Yin J. M. and Hrnjak P. S., 2001, Contribution of internal heat exchanger to transcritical R744 cycle performance, Int. J. Heating, Ventilating, Air-Conditioning and Refrigerating Research, Vol. 7, pp. 155-168.
3. Park B. K., Kim G. O. and Kim M. G., 2002, Thermal performance analysis of circular coil type IHX for transcritical CO₂ system, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 7, pp. 531-542.
4. Cho H. H., Ryu C. G. and Kim Y. C., 2005, Experimental study on the cooling performance of a variable speed CO₂ cycle with internal heat exchanger and electronic expansion valve, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 17, No. 3, pp. 209-216.
5. Jonas M. K. and Dake, 1983, Essentials of Engineering hydraulics, 2nd ed., Macmillan Press., pp. 87-94.
6. Dittus F. W. and Boelter L. M. K., 1930, Heat transfer automobile radiators of the turbular type, Publications in Engineering, Vol. 2, p. 443.
7. Gnielinski V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, Int. Chem. Eng., Vol. 16, pp. 359-368.
8. Incropera F. P. and Dewitt D. P., 1996, Fundamental of Heat and Mass Transfer, 4th ed., John Willy and Sons, p. 424.
9. Fang X., Bullard C. W. and Hrnjak. P. S., 2001, Heat transfer and pressure drop of gas cooler, ASHRAE transaction Part I, pp. 255-267.
10. Lee J. H., Bae S. W., Bang K. H. and Kim M. H., 2002, Experimental and numerical research on condenser performance for R22 and R407C refrigerants, International J. of Refrigeration, Vol. 25, pp. 372-382.