

# 액-가스 열교환기를 이용한 R170(에탄)용 냉동시스템의 성능 특성 Performance Characteristics of Refrigerant R170(Ethane) Refrigeration System Using Liquid-gas Heat Exchanger

구학근 \*†

Hak-Keun Ku \*†

(Received 04 August 2016, Revision received 09 September 2016, Accepted 19 September 2016)

**Abstract:** This paper considers the influence of internal heat exchangers to the efficiency of a refrigerating system using R170. These liquid-gas heat exchangers(internal or suction-line heat exchangers) can, in some cases, yield improved system performance while in other cases they degrade system performance. A steady state mathematical model is used to analysis the performance characteristics of refrigeration system with internal heat exchanger. The influence of operating conditions, such as the mass flowrate of R170, inner diameter tube and length of internal heat exchanger, to optimal dimensions of the heat exchanger is also analyzed in the paper. The main results were summarized as follows : the mass flowrate of R170, inner diameter tube and length of internal heat exchanger, and effectiveness have an effect on the cooling capacity, compressor work and RCI(Relative Capacity Index) of this system. Exception for the effect of inner diameter, the RCI of R170 with respect to refrigerant mass flowrate, the length and effectiveness of internal heat exchanger is about 2.1~3.3% higher than that of R13 at the same experimental conditions. With a thorough grasp of these effect, it is necessary to design the R170 compression refrigeration cycle using internal heat exchanger.

**Key Words :** Effectiveness, Liquid-gas Heat Exchanger, Performance, Refrigeration System, Relative Capacity Index

## - 기호 설명 -

A : 전열면적 [ $m^2$ ]

COP : 성능계수

$c_p$  : 정압비열 [ $kJ/kg K$ ]

d : 직경 [ $m$ ]

D : 셸직경 [ $m$ ]

h : 엔탈피 [ $kJ/kg$ ]

k : 열전도도 [ $kW/m K$ ]

L : 내부 열교환기 길이 [ $m$ ]

m : 질량유량 [ $kg/s$ ]

Nu : 누셀수

P : 압력 [ $Pa$ ]

Pr : 프란틀수

Re : 레이놀즈수

Q : 전열량 [ $kW$ ]

\*† 구학근(교신저자) : 동명대학교 냉동공조공학과

E-mail : hgkur@tu.ac.kr, Tel : 051-629-1681

\*† Hak-Keun Ku(corresponding author) : Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering, TongMyong University.

E-mail : hgkur@tu.ac.kr, Tel : 051-629-1681

- T : 온도 [°C]
- U : 총괄열전달계수 [kW/m<sup>2</sup> K]
- W : 압축일량 [kW]

**그리스 문자**

- Δ : 변화량
- α : 대류열전달계수 [kW/m<sup>2</sup> K]
- η : 효율
- ε : 유용도

**하첨자**

- c : 압축
- e : 증발기
- g : 냉매증기
- gc : 응축기
- IHX : 내부 열교환기
- i : 내경
- in : 입구
- l : 냉매액
- m : 기계, 평균
- o : 외경
- out : 출구
- re : 냉매
- sub : 과냉각도
- suh : 과열도
- total : 전체

**1. 서 론**

최근 들어 유럽 등의 일부 선진국에서는 프레온계 냉매의 대체냉매인 자연냉매를 냉동공조장치에 적용하기 위한 연구가 활발히 진행 중에 있다.<sup>1-5)</sup> 특히 자연냉매용 냉동공조장치의 성능을 향상시키기 위해 액-가스 열교환기(또는 내부 열교환기, 이하 내부 열교환기라 칭함)를 채용하고 있으며 이에 대한 연구도 진행 중에 있다. 내부 열교환기는 Fig. 1에서 알 수 있듯이, 증발기 출구의 저온 냉매가스와 응축기 출구의 고온 냉매액을 서로 대향

류로 열교환시키는 장치이다. Fig. 2에서 내부 열교환기를 적용하지 않은 경우의 냉동사이클은 5'-7'-7-2'-3-5'으로 운전되는 반면, 내부 열교환기를 채용한 경우의 냉동사이클은 5-5'-7-1-2-3-4-5로 작동하게 된다. 따라서 내부 열교환기를 채용할 경우 냉동장치의 증발기 냉동능력을 향상시키고, 압축기의 액압축을 방지하며, 팽창밸브 통과시 플래쉬 가스(Flash gas)의 발생을 줄일 수 있는 장점이 있다.

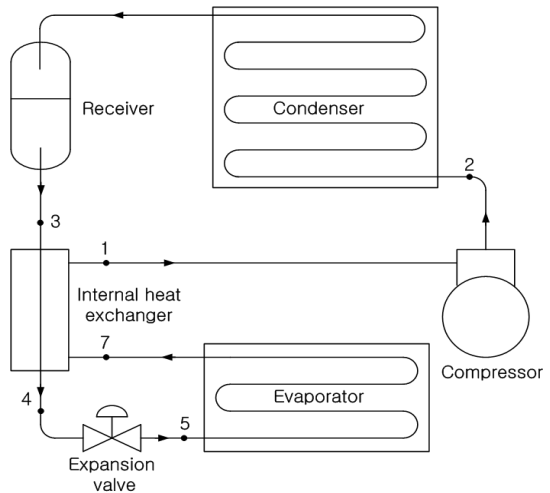


Fig. 1 Schematic diagram of R170 refrigeration system with internal heat exchanger

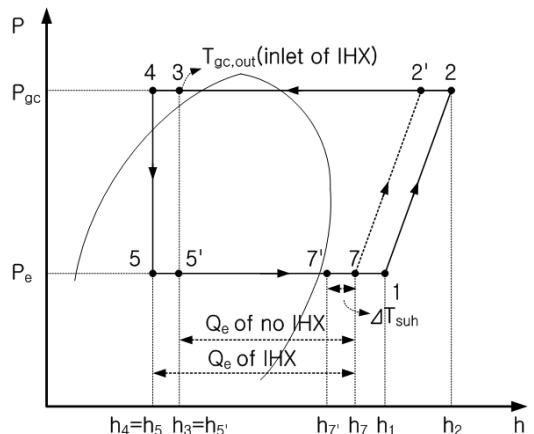


Fig. 2 Vapor compression refrigeration cycle of R170 with internal heat exchanger on P-h property plots

내부 열교환기 성능에 관한 종래 연구를 살펴

보면 우선, Stoecker와 Walukas<sup>6)</sup>는 프레온계 혼합 냉매를 사용하여 내부 열교환기의 성능 특성을 분석하였으며, McLinden<sup>7)</sup>은 내부 열교환기를 사용하는 시스템의 성능은 냉매의 비열이 증가할수록 향상된다고 하였다. 그리고 Domanski와 Didon<sup>8)</sup>은 9가지의 대체냉매를 사용하여 내부 열교환기의 성능을 규명하였고, Domanski<sup>9)</sup>는 29가지 냉매를 사용하여 내부 열교환기의 성능에 미치는 영향과 Kruse<sup>10)</sup>는 2차냉매로서 CO<sub>2</sub>를 사용하여 간접 냉동시스템과 직접 냉동시스템의 에너지 소비에 대해서 비교한 결과 약 40% 줄일 수 있다고 밝혔다. 손<sup>11)</sup> 등은 냉동용 냉매를 2단압축 냉동시스템에 내부 열교환기를 부착하여 성능 특성을 분석하였고, 윤과 손<sup>12)</sup> 등은 2차냉매로서 CO<sub>2</sub>를 간접 냉동시스템의 열전달과 펌프 소비동력에 대해서 살펴보았다. 이상의 종래 연구들로부터 알 수 있듯이, 대부분 프레온계 냉매를 사용하였거나 내부 열교환기의 내관 직경이 일정한 것과 비교적 온도 범위가 높은 냉매온도에서의 냉동시스템의 성능 특성을 파악한 것이 대부분이다. 즉 최근에 활발히 연구되고 있는 저온냉매 R13의 대체냉매인 R170(에탄)에 대한 내부 열교환기의 내관 직관 구경과 길이의 변화에 따른 냉동시스템의 성능 특성에 관한 연구는 전무한 실정이다.

따라서 본 연구에서는 내부 열교환기를 적용한 R170과 R13용 냉동공조장치에서 내부 열교환기의 용량에 영향을 미치는 냉매유량, 관경, 관길이, 유속 등을 변화시켰을 경우 냉동장치의 성능에 어떠한 영향을 미치는가에 대해 이론적으로 분석하고, 유사한 열역학적 특성을 가진 사용금지된 저온냉매 R13의 대체냉매로서 적용가능성에 대해 성능특성을 비교·검토하였으며, 이를 통해 내부 열교환기를 적용한 R170용 냉동장치의 최적설계를 위한 기초자료를 제공하고자 한다.

## 2. 성능 분석

본 논문에서 사용되는 R170 냉매의 열역학적 물성치와 성능 분석은 EES(Engineering Equation Solver)<sup>13)</sup> 소프트웨어를 이용하여 계산하였다. 내

부 열교환기를 가진 R170용 1단압축 1단팽창 증기압축식 냉동시스템의 성능 분석을 위해 다음과 같이 가정하였다.

- 압축기내 냉매는 단열압축과정이고, 기계효율과 압축효율은 0.8이다.
- 열교환기(증발기, 응축기, 내부 열교환기)내의 냉매압력 강하와 열손실은 무시한다.
- 팽창밸브 밸브내의 열출입은 무시한다.
- 사이클내 배관의 압력강하와 열손실은 무시한다.
- 팽창밸브내 냉매는 단열팽창인 등엔탈피과정이다.
- 운동에너지와 위치에너지의 변화는 없는 것으로 가정 한다.
- 내부 열교환기내 냉매가스(증발기 출구)와 냉매액(응축기 출구)의 냉매순환량은 동일하다.

Fig. 1은 본 연구에서 적용한 내부 열교환기를 가진 R170용 1단압축 1단팽창 증기압축식 냉동시스템의 상세도를 나타낸 것이고, 이의 분석에 필요한 식들은 아래와 같다. 우선, 내부 열교환기내에서 증발기 출구의 냉매가스와 응축기 출구의 냉매액이 서로 열교환하는 전열량은 다음과 같다.

$$Q_g = m_{re} \cdot c_p \cdot (T_{g,out} - T_{g,in}) \quad (1)$$

$$Q_l = m_{re} \cdot c_p \cdot (T_{l,in} - T_{l,out}) \quad (2)$$

$$Q_t = U \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (3)$$

위의 식 (3)에서 A는 내부 열교환기의 전열면적( $=\pi \cdot d_m \cdot L_{IHx}$ )이고,  $\Delta T_{LMTD}$ 는 대수평균온도차이며, U는 총괄열전달계수로 액관과 가스관의 오염계수를 무시하면 아래와 같이 식 (4)로 나타낼 수 있다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\alpha_l A_l} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi k L_{IHx}} + \frac{1}{\alpha_g A_o} \quad (4)$$

증발기 출구의 저온가스와 응축기 출구의 고온 냉매액의 열전달계수를 예측하는 식으로는 R170의 열전달에 비교적 잘 일치하는 상관식인

Dittus-Boelter<sup>14)</sup> 식을 이용하여 구한다.

$$Nu_l = 0.023 \cdot Re_l^{0.8} \cdot Pr_l^{0.3} \quad (5)$$

$$Nu_g = 0.023 \cdot Re_g^{0.8} \cdot Pr_g^{0.4} \quad (6)$$

Table 1 Performance analysis ranges of R170 refrigeration system with internal heat exchanger

Refrigerant	R170(Ethane)
$T_{gc}$ , [°C]	25, 30
$T_e$ , [°C]	-5, 0
$\Delta T_{suh}$ , [°C]	5
$\Delta T_{sub}$ , [°C]	5
$m_{re}$ , [kg/s]	0.01 ~ 0.05
$\eta_c$ , [l]	0.8
$\eta_m$ , [l]	0.8

Table 2 Specifications of internal heat exchanger

Refrigerant	R170(Ethane)
$L_{IHX}$ , [m]	1 ~ 3
$d_i(d_o)$ , [mm]	4.57(6.35), 7.74(9.52), 10.92(12.7)
$D_i$ , [mm]	15, 22.44, 30

내부 열교환기를 가진 냉동시스템의 냉동능력과 압축일량은 식 (7)과 식 (8)로 계산한다.

$$Q_e = m_{re} \cdot (h_7 - h_5) \quad (7)$$

$$W = \frac{m_{re} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_c \cdot \eta_m} \quad (8)$$

내부 열교환기를 가진 R170용 증기압축식 냉동시스템의 성능계수(COP)는 식 (7)과 식 (8)로부터 다음과 같이 계산한다.

$$COP = Q_e / W \quad (9)$$

상대냉동능력지수(Relative Capacity Index, 이하

RCI)는 냉동능력에 대한 내부 열교환기의 효과를 정량적으로 나타내기 위한 것으로 그 식은 다음과 같다.

$$RCI = \left( \frac{Q_{e,IHX} - Q_{e,no,IHX}}{Q_{e,no,IHX}} \right) \times 100\% \quad (10)$$

식 (10)에서  $Q_{e,IHX}$ 는 내부 열교환기를 부착한 경우의 냉동능력이고,  $Q_{e,no,IHX}$ 는 내부 열교환기를 부착하지 않은 경우의 냉동능력이다.

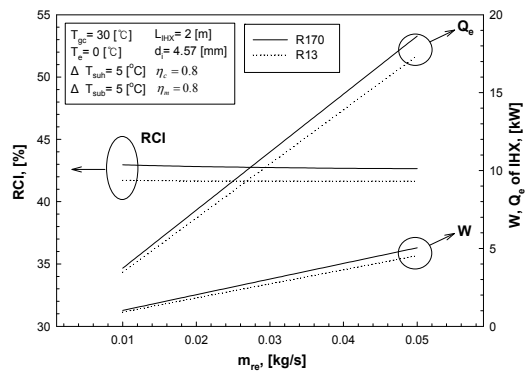


Fig. 3 RCI, W,  $Q_e$  of IHX with respect to variation of mass flowrate

액관과 가스관내를 흐르는 냉매의 실제가능 열전달량과최대가능 열전달량의 비율을 나타내는 내부 열교환기의 유용도(Effectiveness)는 다음 식 (11)과 같이 정의된다.

$$\epsilon = \left( \frac{T_{g,out} - T_{g,in}}{T_{l,in} - T_{g,in}} \right) \quad (11)$$

위에서 언급한 내부 열교환기의 유용도는 열교환기의 표면적(전열면적)과 밀접한 관계가 있다. 즉 내부 열교환기의 유용도가 0이라는 것은 내부 열교환기가 없는 경우(내부 열교환기 없는 시스템)를 말하며, 유용도가 1이라는 것은 전열면적이 무한한 내부 열교환기를 가지고 있는 경우(시스템)를 의미한다.

Table 1은 본 연구에서 사용되는 냉동시스템의

성능 분석 범위를 나타낸 것으로, R170용 냉동사이클의 일반적인 운전조건이다. Table 2는 내부 열교환기에 대한 상세한 사양을 나타낸 것으로, 내관으로 응축기 출구에서 나온 고온의 냉매액이 흐르고 외관으로 증발기 출구에서 나온 저온의 냉매가스가 흐르는 이중관식 열교환기이다. Table 1의 분석 조건과 가정으로부터 EES 소프트웨어를 이용하여 열물성치 값을 계산하고 위의 수식들을 이용하여 내부 열교환기를 가진 R170용 냉동사이클의 냉동능력, 압축일량, 성능계수에 영향을 미치는 내부 열교환기의 길이, 관경, 유용도, 냉매유량 등의 인자들에 대해서 살펴보고자 하였다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 냉매유량의 영향

Fig. 3은 냉매유량( $m_{r,c}=0.01\sim0.05$  kg/s) 변화에 따른 내부 열교환기를 가진 냉매 R170과 R13으로 운전되는 1단압축 1단팽창 증기압축식 냉동사이클의 상대냉동능력지수(RCI)를 나타낸 것이다. Fig. 3에서 냉동능력( $Q_e$ )과 압축일량( $W$ )은 내부 열교환기를 부착한 경우에 대한 값을 나타낸 것이고, 내부 열교환기 외관으로 흐르는 냉매는 앞의 가정에서도 언급한 것처럼 증발압력과 동일하며, 내부 열교환기의 내관으로 냉매는 응축기 내 냉매압력과 동일하다.

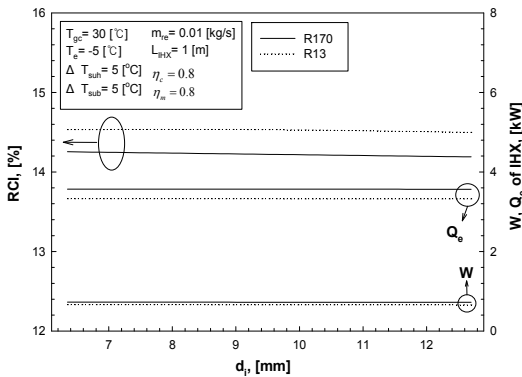


Fig. 4 RCI, W,  $Q_e$  of IHX with respect to variation of inner diameter tube of internal heat exchanger  
상대냉동능력지수(RCI), 냉동능력( $Q_e$ ), 압축일량

( $W$ )를 나타낸 Fig. 3에서 알 수 있는 것처럼, 냉매유량이 증가할수록 냉동능력과 압축일량은 증가하는데, 이는 식 (7)과 (8)에서와 같이 냉매유량이 증가할수록 냉동능력과 압축일량이 증가하기 때문이다. 또한 냉매유량이 증가할수록 RCI가 감소한다. 이는 냉매유량이 증가할수록  $Q_{e,IHX}$ 의 증가량보다  $Q_{e,no,IHX}$ 의 증가량이 많기 때문이다. Fig. 3에서 냉매별로 RCI에 대해서는 R170이 저온냉매 R13보다 약 2.3~3.1% 정도 높게 나타났다. 이는 내부 열교환기를 설치할 경우 R170이 R13에 비해 냉동능력 상승효과를 크게 얻을 수 있음을 의미한다.

#### 3.2 내관 직경의 영향

Fig. 4는 내관 직경( $d_i=4.57\sim12.7$  mm) 변화에 따른 R170과 R13으로 운전되는 증기압축식 냉동사이클의 RCI, 냉동능력, 압축일량을 나타낸 것이다.

Fig. 4에 나타난 것처럼, 액관의 직경이 증가할수록 냉동능력은 약간 감소하는 것으로 나타났다. 이는 액관 직경이 증가할수록 냉매질량 유속이 줄어들고, 이로 인해 액관과 가스관 내 입출구 온도차가 감소하여 액과 가스의 열전달량이 줄어들기 때문이다. 즉 내부 열교환기 출구(또는 증발기 입구) 엔탈피( $h_4=h_5$ )가 상승하여 냉동능력이 감소하게 된다. 또한 Fig. 4에서 액관의 내경이 증가할수록 압축일량은 약간 감소하는데, 이는 액관 직경이 증가할수록 압축기 입구의 엔탈피가 증가하기 때문이다. Fig. 4에서 알 수 있듯이, 액관의 직경이 증가할수록 RCI는 감소하는데 이는 위에서 언급한 것처럼 액관 직경이 증가할수록 내부 열교환기를 부착한 경우의 냉동능력( $Q_{e,IHX}$ )은 감소하지만, 내부 열교환기가 없는 경우의 냉동능력( $Q_{e,no,IHX}$ )은 거의 일정하기 때문이다.

Fig. 4에서 냉매별로 RCI에 대해서는 R13이 R170보다 약 2.2~3.3% 정도 높게 나타났다. 이는 내부 열교환기를 설치할 경우 R13이 R170보다 냉동능력 상승효과가 더 커짐을 의미한다.

#### 3.3 열교환기 길이의 영향

Fig. 5는 내부 열교환기 길이( $L_{IHx}=1\sim3$  m) 변화에 따른 R170과 R13으로 운전되는 증기압축식 냉

동사이클의 RCI, 냉동능력, 압축일량을 나타낸 것이다.

Fig. 5에서 알 수 있는 것처럼, 내부 열교환기 길이가 증가할수록 냉동능력은 약간 증가한다. 그 이유는 배관길이가 길어짐에 따라 액관과 가스관 내의 냉매 입출구 온도차가 증가하고 이로 인해 전열량이 증가하기 때문이다. 즉 내부 열교환기 출구(또는 증발기 입구) 엔탈피( $h_4=h_5$ )가 감소하여 냉동능력이 증가하게 된다. 또한, Fig. 5에서 내부 열교환기 길이가 증가할수록 압축기 입출구 엔탈피의 상승으로 인해 압축일량은 약간 상승하는 경향을 보였다.

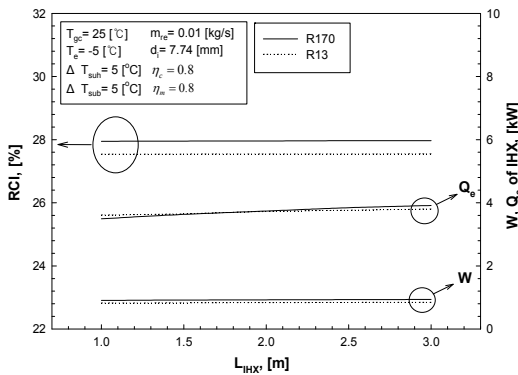


Fig. 5 RCI, W,  $Q_c$  of IHX with respect to variation of length of internal heat exchanger

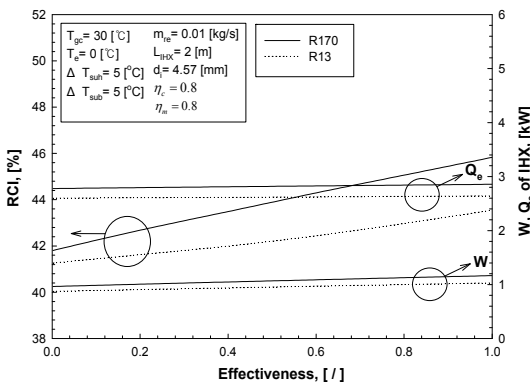


Fig. 6 RCI, W,  $Q_c$  of IHX with respect to variation of effectiveness of internal heat exchanger

Fig. 5에서 나타낸 것처럼, 내부 열교환기의 길이가 증가할수록 RCI는 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 앞에서 언급한 것처럼 길이가 증가할수록 내부 열교환기를 부착한 경우의 냉동능력 ( $Q_{e,IHX}$ )은 증가하는 반면, 내부 열교환기가 없는 경우의 냉동능력( $Q_{e,no,IHX}$ )은 거의 일정하기 때문이다. Fig. 5에서 냉매별로 RCI에 대해서는 R170이 R13보다 약 2.1~2.7% 정도 높게 나타났다. 이는 내부 열교환기를 설치할 경우 R170이 R13에 비해 냉동능력을 크게 얻을 수 있음을 의미한다.

### 3.4 유용도의 영향

Fig. 6은 내부 열교환기의 유용도(0~1) 변화에 따른 R170과 R13으로 운전되는 증기압축식 냉동사이클의 RCI, 냉동능력, 압축일량 변화를 살펴본 것이다.

Fig. 6에서 알 수 있는 것처럼, 유용도가 증가할수록 냉동능력은 증가한다. 여기서 유용도가 증가한다는 것은 액관 입구온도( $T_{l,in}$ )와 가스관 입구온도( $T_{g,in}$ )가 각각 45°C와 5°C로 일정하기 때문에 가스관 출구온도( $T_{g,out}$ )가 증가하는 것을 의미하므로 액관 출구온도( $T_{l,out}$ )도 증가하는 것을 말한다. 따라서 유용도가 증가하면 액관 출구엔탈피( $h_4=h_5$ )가 감소하여 냉동능력은 증가하게 된다. 또한 압축일량은 거의 일정한 것으로 나타났다. Fig. 6에서 RCI는 유용도와 함께 증가하는 경향을 보인다. 이는 앞에서도 언급한 것처럼 유용도가 증가할수록 내부 열교환기를 가지는 경우의 냉동능력이 증가하기 때문이다. 또한 Fig. 6에서 R170의 RCI가 R13 보다 약 2.3~3.2% 정도 높음을 알 수 있는데 이는 내부 열교환기를 설치할 경우 R170이 R13에 비해 높은 냉동능력을 얻을 수 있음을 의미한다.

## 4. 결 론

내부 열교환기를 부착한 저온냉매 R170용 1단 압축 1단팽창 증기압축식 냉동장치에서 내부 열교환기의 내관 직경, 길이, 유용도, 냉매유량의 변화에 냉동장치의 성능 특성을 파악하고자 하였으며, 이들 변화에 따른 냉동사이클의 상대냉동능력

지수(RCI), 냉동능력, 압축일량에 미치는 영향과 저온냉매 R13과의 성능특성 비교를 Table 1의 운전조건에서 주요 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 내부 열교환기내의 냉매유량 변화에 따른 RCI, 냉동능력, 압축일량의 특성을 살펴보면, 냉매유량과 길이가 증가할수록 RCI, 냉동능력, 압축일량은 증가하였으며, 냉매별 RCI는 R170이 R13보다 2.3~3.1% 높은 냉동능력 상승효과를 얻을 수 있다.

2. 내부 열교환기의 내관 직경에 대한 영향을 살펴보면, 액관의 직경이 증가할수록 RCI는 감소하였고, 냉동능력과 압축일량은 약간 감소하였다. 냉매별로 RCI는 R13이 R170보다 2.2~3.3% 정도 높게 냉동능력 상승효과가 크게 나타내었다.

3. 내부 열교환기의 길이에 대해서는 내부 열교환기 길이가 증가할수록 냉동능력과 압축일량은 약간 증가하였고, 또한 RCI는 증가하는 것을 알 수 있었다. 냉매별로 RCI에 대해서는 R170이 R13보다 2.1~2.7% 정도 높게 냉동능력을 얻을 수 있었다.

4. 유용도가 증가할수록 냉동능력은 증가하였고, 압축일량은 거의 일정하며, RCI는 유용도와 함께 증가하는 경향을 보인다. 냉매별로 RCI에 대해서는 R170이 R13보다 2.3~3.2% 정도 높게 냉동능력을 얻을 수 있었다.

5. R170을 냉매로 사용하는 증기압축식 냉동사이클에서 내부 열교환기내의 냉매유량, 내관 직경, 길이, 유용도 등에 영향을 받는다는 것을 알 수 있었다. 그리고 냉매유량, 내관 직경, 길이, 유용도의 변화에 따른 R170과 저온냉매 R13의 RCI를 비교한 결과, 환경 변화를 제외하고는 R170이 R13보다 높게 나타남을 알 수 있었다. 이는 R13 냉매를 사용하는 냉동장치에 R170 냉매를 내부 열교환기에 설치할 경우 냉동능력의 상승효과가 더 크다는 것을 알 수 있었다.

따라서 이러한 영향들을 파악하고 내부 열교환기의 크기와 용량을 결정하여 설계할 필요가 있다.

## 후 기

이 논문은 2014학년도 동명대학교 교내학술비 지원에 의하여 연구되었음(2014A013).

## References

1. M. Y. Wen and C. Y. Ho, 2005, "Evaporation heat transfer and pressure drop characteristics of R-290(propane), R-600(butane), and a mixture of R-290/R-600 in the three-lines serpentine small-tube bank", Applied Thermal Engineering, Vol. 25, pp. 921-936.
2. R. N. Richardson and J. S. Butterworth, 1995, "The performance of propane/isobutane mixtures in a vapour compression refrigeration system", Int. J. Refrigeration, Vol. 18, No. 1, pp. 58-62.
3. J. H. Hwang, I. C. Baek, D. S. Jung, 2006, "Performance of HCFC22 alternatives R1270, R290, R1270/R290, R290/HFC152a, R1270/R290/RE170 refrigerants for air-conditioning and heat pump applications", SAREK, Vol. 18, No. 4, pp. 312-319.
4. H. K. Oh and C. H. Son, 2012, "Performance analysis of a R744 and R404A cascade refrigeration system with internal heat exchanger", Journal of the Korean for Power System Engineering, Vol. 16, No. 1, pp. 38-43.
5. H. K. Ku, 2009, "Performance Analysis of Refrigeration Cycle of Hydrocarbon Refrigerants using Suction-Line Heat Exchanger", Journal of the Korean-Academia Industrial Cooperation Society, Vol. 10, No. 9, pp. 2195-2201.
6. W. F. Stoecker and D. J. Walukas, 1981, "Conserving energy in domestic refrigerators through the use of refrigerant mixture", ASHRAE Transactions, Vol. 87, No. 1, pp. 279-281.
7. M. O. McLinden, 1990, "Optimum refrigerants for non-ideal cycles: an analysis employing corresponding states", In Proceedings ASHRAE-Purdue CFC and IIR-Purdue Refrigeration Conferences, W. Lafayette (IN), pp. 17-20.
8. D. A. Didion and P. A. Domanski, 1993, "Thermodynamic evaluation of R22 alternative

- refrigerants and refrigerant mixtures", ASHRAE Transactions, Vol. 99, No. 2, pp. 636-648.
9. P. A. Domanski, D. A. Didion and J. P. Doyle, 1994, "Evaluation of suction-line/liquid-line heat exchange in the refrigeration cycle", Rev. Int. Froid, Vol. 7, pp. 487-493.
  10. H. Kruse, 2000, "Refrigerant Use in Europe", ASHRAE J., Vol. 42, pp. 16-25.
  11. C. H. Son et al., 2015, "Performance Analysis of Two-stage Compression Refrigeration System with Internal Heat Exchanger Applied Various Refrigerants", Journal of the Korean for Power System Engineering, Vol. 19, No. 6, pp. 82-88.
  12. J. I. Yoon and C. H. Son et al., 2014, "Heat Transfer and Pump Consumption Power of Indirect Refrigeration System Using as a Secondary Refrigerants", Journal of the Korean for Power System Engineering, Vol. 18, No. 2, pp. 25-30.
  13. EES : Engineering Equation Solver, 2010, fChart Software Inc.
  14. F. W. Dittus and L. M. K. Boelter, 1930, University of California, Berkeley, Publications Engineering, Vol. 2, pp. 443-448.