

내부 열교환기를 이용한 R744용 초임계 냉동사이클의 성능 분석

손창효† · 오후규*

(원고접수일 : 2009년 2월 18일, 원고수정일 : 2009년 4월 14일, 심사완료일 : 2009년 4월 14일)

Performance Analysis of R744 (Carbon Dioxide) Transcritical Refrigeration System Using Internal Heat Exchanger

Chang-Hyo Son† and Hoo-Kyu Oh*

Abstract : This paper considers the influence of internal heat exchangers to the efficiency of a refrigerating system. These internal heat exchangers(liquid-suction 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 gas cooler pressure and evaporation temperatures, superheat in the evaporator and temperature of gas cooler outlet, to optimal dimensions of the heat exchanger is also analyzed in the paper. The main results were summarized as follows : the mass flowrate of R744, 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. With a thorough grasp of these effect, it is necessary to design the R744 compression refrigeration cycle using internal heat exchanger.

Key words : R744(이산화탄소), Transcritical refrigeration system(초임계 냉동시스템), Internal heat exchanger(내부 열교환기)

기 호	coefficient [kW/m ² K]
A : Heat transfer area [m ²]	k : Heat conductivity [kW/mK]
c _p : Specific heat [kJ/kgK]	L : Length of internal heat exchanger [m]
COP: Coefficient of performance	m : Mass flux [kg/s]
d : Diameter [m]	Nu : Nusselt Number [-]
h : Enthalpy [kJ/kg], heat transfer	Pr : Prandtl Number [-]

† 교신저자(부경대학교 기계공학부, E-mail:sonch@pknu.ac.kr, Tel: 051-629-6175)

* 부경대학교 기계공학부 냉동공조공학과

- Re : Reynolds Number [-]
- P : Pressure [Pa]
- Q : Heat capacity [kW]
- T : Temperature [°C]
- U : Overall heat transfer coefficient [kW/m²K]
- W : Compressor work [kW]

그리스 문자

- Δ : Variation
- η : Efficiency
- ε : Effectiveness

아래첨자

- c : Compression
- e : Evaporator
- g : Vapor
- gc : Gas cooler
- IHX : Internal heat exchanger
- i : Inner
- in : Inlet
- l : Liquid
- m : Mechanical, Average
- o : Outer
- out : Outlet
- re : Refrigerant
- suh : Superheating
- total: Total

1. 서 론

최근들어 프레온계 냉매의 대체냉매인 R744(CO₂)를 냉동공조장치에 적용하고 있으며, 이와 관련된 연구가 활발히 진행 중에 있다.^[1~3] 특히, R744 냉매는 임계온도가 31.1°C로 낮기 때문에 여름철 외기온도가 상승할 경우 냉동장치의 응축기가 초임계 상태로 운전되며, 성적계수(COP)가 감소하게 된다. 그리고 R744용 냉동공조장치의 성적계수가 프레온계 냉매의 성적계수보

다 낮다는 의견이 지배적이다.^[4~5] 따라서 R744용 냉동장치의 효율을 향상시킬 필요가 있으며, 이를 위해 내부 열교환기(또는 액-가스 열교환기, 이하 내부 열교환기)를 채용해서 사용하는 경우가 많다. 내부 열교환기는 Fig. 1에서 알 수 있듯이, 증발기 출구의 저온 냉매가스와 응축기(R744의 경우 가스 냉각기) 출구의 고온 냉매액을 서로 대향류로 열교환시킨다. Fig. 2에서 내부 열교환기를 적용하지 않을 경우 냉동사이클은 ③-⑧-⑥-⑦-⑨-③으로 운전되는 반면, 내부 열교환기를 채용할 경우 냉동사이클은 ①-②-③-④-⑤-⑥-⑦-①로 작동하게 된다. 따라서 내부 열교환기를 채용할 경우 냉동장치의 증발기 냉동능력을 향상시키고, 압축기의 액압축을 방지하며, 팽창밸브 통과시 플래쉬(Flash gas)의 발생을 방지할 수 있다.

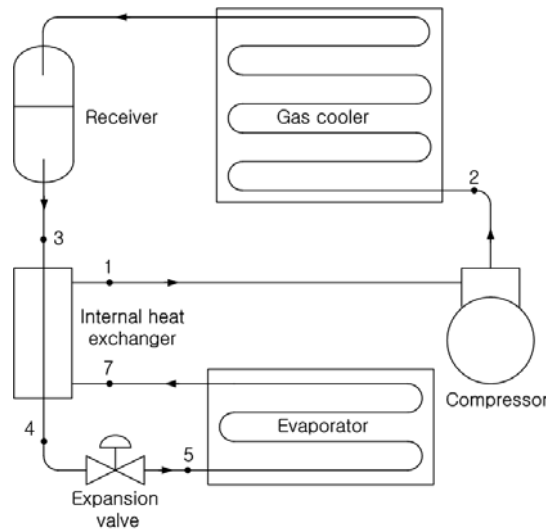


Fig. 1 Schematic diagram of R744 refrigeration system with internal heat exchanger.

내부 열교환기 성능에 관한 중래 연구를 살펴보면 우선, Stoecker와 Walukas^[6]는 프레온계 혼합냉매를 사용하여 내부 열교환기의 성능 특성을 분석하였으며, McLinden^[7]은 내부 열교환기를 사용하는 시스템의 성능은 냉매의 비열이 증가할수록 향상된다고 하였다. 그리고 Domanski와 Didon^[8]은 9가지의 대체냉매를 사용하여 액-가스 열교환기의 성능을 규명하였고, Domanski^[9]는

29가지 냉매를 사용하여 액-가스 열교환기의 성능에 미치는 영향에 대해서 살펴보았다. 이상의 종래 연구들로부터 알 수 있듯이, 대부분 프레온계 냉매를 사용하여 내부 열교환기의 성능특성을 파악한 것이 대부분이다. 즉, 최근에 활발히 연구되고 있는 R744에 대한 내부 열교환기의 성능 특성에 관한 연구는 극히 부족한 실정이다.

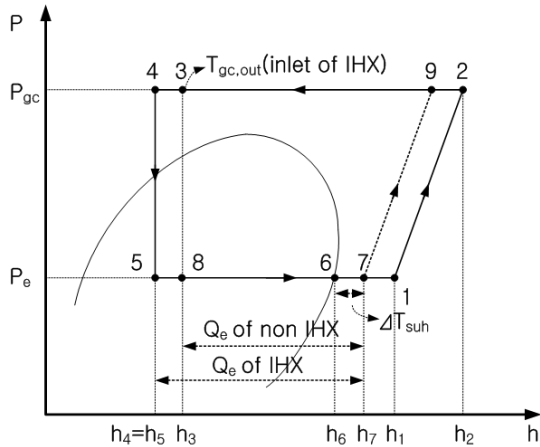


Fig. 2 R744 vapor compression refrigeration cycle with internal heat exchanger on P-h property plots.

따라서, 본 연구에서는 내부 열교환기를 적용한 R744용 냉동공조장치에서 내부 열교환기의 크기(용량)에 영향을 미치는 관경, 관길이, 냉매유량, 유용도를 변화시켰을 경우 냉동장치의 성능에 어떠한 영향을 미치는가에 대해 이론적으로 파악 및 분석하고, 이를 통해 내부 열교환기를 적용한 R744용 냉동장치의 최적 설계를 위한 기초자료를 제공하고자 한다.

2. 성능 분석

본 논문에서 사용되는 R744 냉매의 열역학적 물성과 성능 분석은 EES(Engineering Equation Solver)⁽¹⁰⁾ 소프트웨어를 이용하여 계산하였다. 내부 열교환기를 가진 R744용 1단 압축 1단 팽창 증기압축식 냉동시스템의 성능 분석을 위해 다음과 같이 가정하였다.

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

Fig. 1은 본 연구에서 적용하는 내부 열교환기를 가진 R744용 1단 압축 1단 팽창 증기압축식 냉동시스템의 상세도를 나타낸 것이고, 이의 분석에 필요한 식들은 아래와 같다. 우선, 내부 열교환기내에서 증발기 출구의 냉매가스와 가스냉각기 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, ΔT_{LMTD} 는 대수평균온도차이며, U는 총괄 열전달계수로 액관과 가스관의 오염계수를 무시하면 아래와 같이 열전달 계수만의 간단한 식이 된다.

Table 1 Performance analysis ranges of R744 refrigeration system with internal heat exchanger.

Refrigerant	R744(CO ₂)
P_{gc} , [°C]	8, 9, 10
T_e , [°C]	-5, 0, 5
ΔT_{suh} , [°C]	0, 5
$T_{gc,out}$, [°C]	30
m_{re} , [kg/s]	0.01~0.05
η_c , [∕]	0.8
η_m , [∕]	0.8

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_1 A_i} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi\kappa L_{IHX}} + \frac{1}{h_g A_o} \quad (4)$$

증발기 출구의 저온가스와 가스냉각기 출구의 고온냉매액의 열전달 상관식으로는 CO₂의 열전달계수를 비교적 잘 예측하는 상관식인 Dittus-Boelter 식을 이용하여 구한다.

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

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

내부 열교환기를 가진 냉동시스템의 냉동능력과 압축일량은 식 (7)과 (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 R744용 증기압축식 냉동시스템의 성적계수(COP)는 식 (7)과 (8)로부터 다음과 같이 계산한다.

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

Table 1은 본 연구에서 사용되는 냉동시스템의 성능 분석 범위를 나타낸 것으로 R744용 냉동사이클의 일반적인 운전조건이다. Table 2는 내부 열교환기에 대한 상세한 사양을 나타낸 것으로 내관으로 가스냉각기 출구에서 나온 고온의 냉매액이 흐르고 외관으로 증발기 출구에서 나온 저온의 냉매가스가 흐르는 이중관식 열교환기이다. Table 1의 분석조건과 가정으로부터 EES 소프트웨어를 이용하여 열물성값을 계산하고 위의 수식들을 이용하여 내부 열교환기를 가진 R744용 냉동사이클의 냉동능력, 압축일량, 성적계수에 영향을 미치는 환경, 내부 열교환기 길이와 유속도, 냉매 질량유량 등의 인자들에 대해서 살펴보고자 하였다.

Table 2 Specifications of internal heat exchanger.

Refrigerant	R744(CO ₂)
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

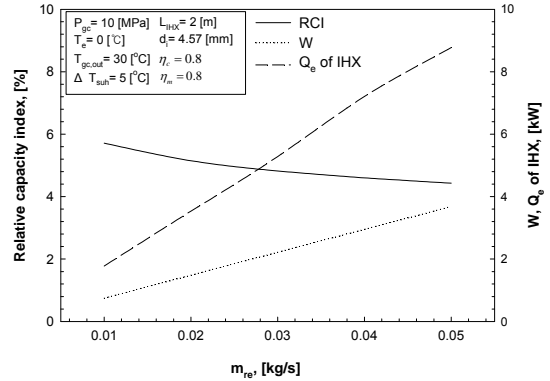


Fig. 3 RCI, W, Qe of IHX with respect to variation of mass flowrate.

3. 본 론

3.1 질량유량의 영향

Fig. 3은 가스냉각기내 냉매의 냉각압력($P_{gc}=8$ MPa), 증발온도($T_e=0^\circ\text{C}$), 가스냉각기의 냉매 출구온도($T_{gc,out}=T_{l,i}=30^\circ\text{C}$), 과열도($\Delta T_{suh}=5^\circ\text{C}$), 내부 열교환기 길이($L_{IHX}=2\text{m}$), 내관 내경($d_i=4.57\text{mm}$), 기계효율($\eta_m=0.8$), 압축효율($\eta_c=0.8$)인 조건에서 냉매유량($m_{re}=0.01\sim 0.05$ kg/s) 변화에 따른 내부 열교환기를 가진 R744용 1단압축 1단팽창 증기압축식 냉동사이클의 상대 냉동능력지수(Relative capacity index, 이하 RCI), 냉동능력(Q_e), 압축일량(W)를 나타낸 것이다. Fig. 3에서 RCI는 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. 그리고, 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 흐르는 냉매는 가스냉각기내

냉매 압력과 동일하다.

Fig. 3에서 알 수 있는 것처럼, 냉매유량이 증가할수록 냉동능력과 압축일량은 증가하는데, 이는 식 (8)과 (9)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.

3.2 내관 직경의 영향

Fig. 4는 내부 열교환기의 내관 직경 변화에 따른 성능특성을 파악하기 위한 것으로, 가스냉각기 내 냉매압력($P_{gc}=8\text{MPa}$), 증발온도($T_e=-5^\circ\text{C}$), 가스냉각기 냉매출구온도($T_{gc,out}=20^\circ\text{C}$), 과열도($\Delta T_{suh}=5^\circ\text{C}$), 냉매유량($m_{re}=0.01\text{ kg/s}$), 내부 열교환기 길이($L_{IHx}=1\text{m}$), 기계효율($\eta_m=0.8$), 압축효율($\eta_c=0.8$)인 조건에서 내관 직경(d_i) 변화에 따른 R744용 증기압축식 냉동사이클의 RCI, 냉동능력, 압축일량을 나타낸 것이다.

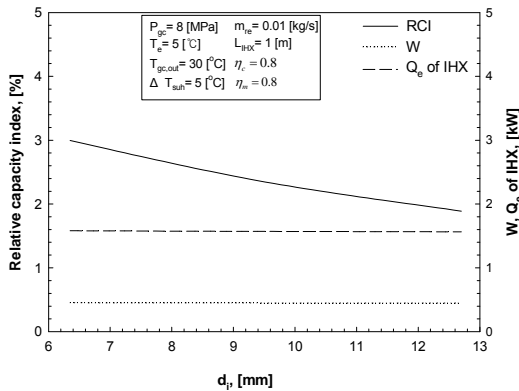


Fig. 4 RCI, W, Qe of IHX with respect to variation of inner diameter tube of internal heat exchanger.

Fig. 4에 나타낸 것처럼, 액관의 직경이 증가할수록 냉동능력은 거의 일정한 것처럼 보이나 실제로는 약간 감소한다. 이는 액관경이 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.

3.3 내부 열교환기 길이의 영향

Fig. 5는 가스냉각기내 냉매압력($P_{gc}=9\text{ MPa}$), 증발온도($T_e=5^\circ\text{C}$), 가스냉각기 출구온도($T_{gc,out}=30$), 과열도($\Delta T_{suh}=5^\circ\text{C}$), 냉매유량($m_{re}=0.01\text{ kg/s}$), 기계효율($\eta_m=0.8$), 압축효율($\eta_c=0.8$)인 조건에서 내부 열교환기 길이(L_{IHx}) 변화에 따른 R744용 증기압축식 냉동사이클의 RCI, 냉동능력, 압축일량을 나타낸 것이다.

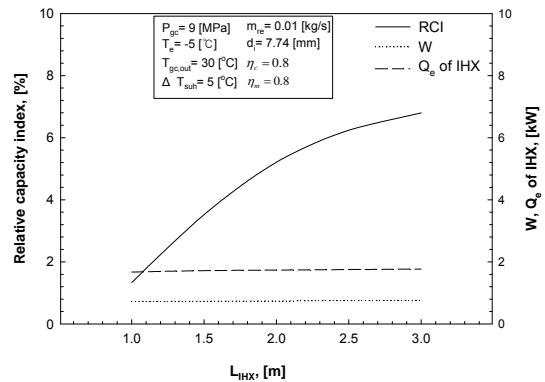


Fig. 5 RCI, W, Qe of IHX with respect to variation of Length of internal heat exchanger.

Fig. 5에서 알 수 있는 것처럼, 내부 열교환기 길이가 증가할수록 냉동능력은 약간 증가한다. 그 이유는 배관길이가 길어짐에 따라 액관과 가스관내의 냉매 입출구 온도차가 증가하고 이로 인해 전열량이 증가하기 때문이다. 즉, 내부 열교환기 출구(또는 증발기 입구) 엔탈피($h_4=h_5$)가 감소하여 냉

동능력이 증가하게 된다. 또한, Fig. 5에서 내부 열교환기 길이가 증가할수록 압축기 입출구 엔탈피의 상승으로 인해 압축일량은 약간 상승하는 경향을 보였다.

그리고 내부 열교환기 길이가 증가할수록 RCI는 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 위에서 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.

3.4 증발온도의 영향

가스냉각압력($P_{gc}=10$ MPa), 증발온도($T_e=0$ °C), 가스냉각기 출구온도($T_{gc,out}=30$ °C), 과열도($\Delta T_{suh}=5$ °C), 냉매유량($m_{re}=0.01$ kg/s), 내부 열교환기 길이($L_{IHx}=2$ m), 기계효율($\eta_m=0.8$), 압축효율($\eta_c=0.8$)인 조건에서 내부 열교환기의 유용도 변화에 따른 R744용 증기압축식 냉동사이클의 RCI, 냉동능력, 압축일량 변화를 살펴보았다. 여기에서 액관과 가스관내를 흐르는 냉매의 실제가능 열전달량과 최대가능 열전달량의 비율을 나타내는 내부 열교환기의 유용도(effectiveness)는 다음과 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.

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 30 °C와 5 °C로 일정하기 때문에 가스관 출구온도($T_{gc,out}$)가 증가하는 것을 의미하므로 액관 출구온도($T_{l,out}$)도 증가하는 것을 말한

다. 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 앞서서도 언급한 것처럼 유용도가 증가할수록 내부 열교환기를 가지는 경우의 냉동능력이 증가하기 때문이다.

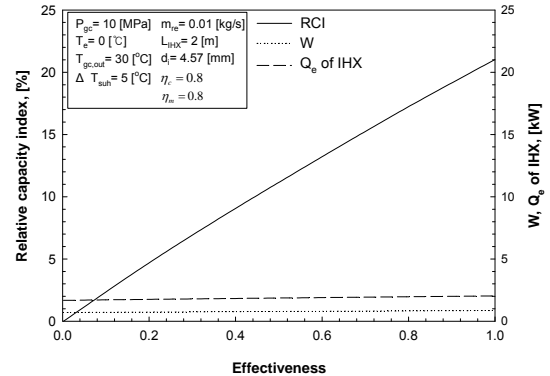


Fig. 5 RCI, W, Qe of IHX with respect to variation of effectiveness of internal heat exchanger.

5. 결 론

내부 열교환기를 부착한 R744용 1단압축 1단팽창 증기압축식 냉동장치에서 내부 열교환기의 냉매 질량유량, 내관 직경, 길이, 유용도의 변화에 냉동장치의 성능 특성을 파악하고자 하였으며, 이들 변화변화에 따른 냉동사이클의 RCI, 냉동능력, 압축일량에 미치는 영향을 Table 1의 운전조건에서 살펴보았다.

1. 내부 열교환기내의 냉매 질량유량 변화에 따른 RCI, 냉동능력, 압축일량의 특성을 살펴보면, 냉매유량이 증가할수록 RCI는 감소하는 반면, 냉동능력과 압축일량은 증가하였다.

2. 내부 열교환기의 내관 직경에 대한 영향을 살펴보면, 액관의 직경이 증가할수록 냉동능력과 압축일량은 약간 감소하였고, RCI는 감소하였다.

3. 내부 열교환기의 길이에 대해서는 내부 열교환기 길이가 증가할수록 냉동능력과 압축일량은 약간 증가하였고, 또한 RCI는 증가하는 것을 알 수 있었다.

4. 유용도에 대해서는 유용도가 증가할수록 냉동 능력은 증가하였고, 압축일량은 거의 일정한 것으로 나타났다. 그리고, RCI는 유용도와 함께 증가하는 경향을 보인다.

5. 위의 결과로부터 R744를 냉매로 사용하는 증기압축식 냉동사이클은 내부 열교환기내의 냉매 질량유량, 내관 직경, 길이, 유용도 등에 영향을 받는다는 것을 알 수 있었고, 이러한 영향들을 파악하고 내부 열교환기의 크기와 용량을 결정하여 설계할 필요가 있다.

참고문헌

- [1] S. S. Pitla, D. M. Robinson, E. A. Groll and S. Ramadhyani, "Heat transfer from supercritical carbon dioxide in tube flow: A critical review", HVAC&R research, 4(4), pp. 281-301, 1998.
- [2] V. Vesovic, W. A. Wakeham, G. A. Olchowy, J. V. Sergers, J. T. R. Watson and J. Millat, "The transport properties of carbon dioxide", J. Phy. Chem. Ref. Data, 19(3), pp. 763-810, 1990.
- [3] S. H. Lee and J. R. Howell, "Turbulent developing convective heat transfer in a tube for fluids near the critical point", International Journal of Heat and Mass Transfer, 41(10), pp. 1205-1218, 1998.
- [4] Z. Yuan, M. Michael and D. Jafer, "Forced convection boiling heat transfer of CO₂ in horizontal tubes", Xth ASME/JSME Joint Thermal Engineering Conference, 1999.
- [5] G. Lorentzen and J. Pettersen, "A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning", Int. J. of Refrigeration, 16(1), pp. 4-12, 1993.
- [6] W. F. Stoecker and D. J. Walukas, "Conserving energy in domestic refrigerators through the use of refrigerant mixture". ASHRAE Transactions, 87(1), pp. 279-281, 1981.
- [7] M. O. McLinden, "Optimum refrigerants for non-ideal cycles: an analysis employing corresponding states". Proceedings ASHRAE-Purdue CFC and IIR-Purdue Refrigeration Conferences, W.Lafayette (IN), pp. 17-20, 1990.
- [8] P. A. Domanski and D. A. Didion, "Thermodynamic evaluation of R22 alternative refrigerants and refrigerant mixtures". ASHRAE Transactions, 99(2), pp. 636-648, 1993.
- [9] P. A. Domanski, D. A. Didion, J. P. Doyle, "Evaluation of suction-line/liquid-line heat exchange in the refrigeration cycle". Rev Int Froid, 7(7), pp. 487-93, 1994.
- [10] S. A. Klein and F. L. Alvarado, EES-engineering Equation solver. 4406 Fox Bluff Rd, Middleton(WI 53562): F-Chart Software, 1998.

저 자 소 개



손창호(孫昌孝)

1972년 11월생, 2004년 부경대학교 박사학위, 현재 부경대학교 기계공학부 누리계약교수, 고효율 고성능 이산화탄소 열교환기 및 시스템 개발.



오후규(吳厚圭)

1948년 12월생, 1975년 와세다대학 박사학위. 현재 부경대학교 냉동공조공학 전공 교수, 고효율 이산화탄소 및 프레온 냉동 시스템 및 열교환기 개발, 냉동냉장창고 설비설계.