



NH₃-CO₂를 사용하는 이원 냉동 시스템의 성능 분석

*손창효

†부경대학교 기계공학부

(2009년 8월 25일 접수, 2009년 1월 25일 수정, 2010년 1월 25일 채택)

Performance Analysis of an Ammonia(R717) and Carbon Dioxide(R744) Two-Stage Cascade Refrigeration System

*Chang Hyo Son

†Dept. of Mechanical Engineering, Pukyong National University, Busan 608-739, Korea

(Received 25. August. 2009, Revised 25. January. 2009, Accepted 25. January. 2010)

요 약

본 논문은 암모니아-이산화탄소용 이원 냉동시스템의 작동변수에 대한 최적의 설계자료를 제공하고자 이원 냉동시스템의 사이클 성능을 분석하였다. 작동변수로는 암모니아용 고온사이클과 이산화탄소용 저온사이클내의 과냉각도와 과열도, 압축기효율, 응축과 증발온도이다. 이에 대한 주요결과를 요약하면 다음과 같다. 이원 냉동사이클의 과냉도가 증가할수록 COP는 증가하는 반면 과열도가 증가할수록 COP는 감소하는 것을 알 수 있다. 이원 냉동사이클의 응축온도가 증가할수록 이원 냉동사이클의 COP는 증가하는 반면 증발온도가 증가할수록 COP가 감소함을 알 수 있다. 또한, 이원 냉동사이클의 압축효율이 증가할수록 COP가 증가한다. 따라서, 과열도, 과냉각도, 압축효율, 증발온도, 응축온도 등의 인자들이 R717과 R744용 이원 냉동사이클의 COP에 영향을 미친다.

Abstract - In this paper, cycle performance analysis of NH₃-CO₂(R717-R744) two-stage cascade refrigeration system is presented to offer the basic design data for the operating parameters of the system. The operating parameters considered in this study include sub-cooling and superheating degree, compressor efficiency, and condensing and evaporating temperature in the ammonia(R717) high temperature cycle and the carbon dioxide low temperature cycle. The main results were summarized as follows : The COP of two-stage cascade refrigeration system increases with the increasing subcooling degree, but decreases with the increasing superheating degree. The COP of two-stage cascade refrigeration system decreases with the increasing condensing temperature, but increases with the increasing evaporating temperature. And the COP of two-stage cascade refrigeration system increases with increasing the compressor efficiency. Therefore, superheating and subcooling degree, compressor efficiency, and evaporating and condensing temperature of NH₃-CO₂(R717-R744) two-stage cascade refrigeration system have an effect on the COP of this system.

Key words : R717, R744, Two-stage cascade refrigeration system, vapor compression system, COP

1. 서 론

냉동창고나 슈퍼마켓의 저온저장 식품인 어류나 육류를 보관하기 위한 온도는 일반적으로 -30~

-50℃로, 이 저온까지 온도를 낮추고 유지하기 위해서는 저온용 냉동시스템이 필요하다[1~2]. 일반적으로 저온용 냉동장치에는 2단 또는 3단의 다단 압축 사이클이나 2개의 사이클을 이용한 이원 냉동 사이클이 있다[3]. 그러나 단일 냉매를 사용하는 다단 왕복동식 증기 압축 냉동장치로 저온을 얻는데

*주저자:sonch@pknu.ac.kr

한계가 있다. 즉, 상당히 낮은 증발온도를 얻으려면 압축비가 너무 커지고 압축효율과 성능계수 등이 저하된다. 그러므로 이런 경우 $-30 \sim -50^{\circ}\text{C}$ 의 저온을 얻기 위해서 R23, R170, R1150과 같은 비교적 고압냉매를 사용하는 저온사이클(Low temperature cycle)과 R22, R134a와 같은 저압냉매를 사용하는 고온사이클(High temperature cycle)이 캐스케이드 열교환기(Cascade heat exchanger)를 통해 열교환하는 이원 냉동 사이클을 이용한다. 지금까지 이원 냉동사이클의 고온부와 저온부에 사용되어 왔던 프레온계 냉매는 지구온난화와 오존층 파괴로 인해 사용이 제한되어 있기 때문에, 이에 대한 대체 냉매로 ethanol, R717(암모니아), R1270(프로필렌), R290(프로판), R744(이산화탄소)와 같은 자연냉매(Natural refrigerant)들이 거론되고 있다. 즉, 고온사이클내에는 ethanol, R717, R1270, R290 등이, 저온사이클내에는 R744 등이 고려되고 있다[4].

자연냉매를 적용한 이원 냉동시스템에 대한 종래의 연구들을 살펴보면, 우선 Lee 등[5]은 저온사이클내 R744의 응축온도를 최적화하기 위해 R744(고온부)와 R717(저온부)의 이원 냉동사이클의 성능을 이론적으로 분석하였다. 또한, Bhattacharyya 등[6]은 고온사이클내 R744의 증발온도를 최적화하기 위해 R744(고온부)와 R290(저온부)을 적용한 이원 냉동사이클의 성능을 연구하였다. 그리고, Bansal-Jain[7]은 저온부에 R744 냉매를, 고온부에 ethanol, R717, R1270, R290, R404A 등의 냉매를 적용한 이원 냉동사이클에 대한 성능을 열역학적으로 분석하였다. 이러한 종래연구로부터 최근들어 이원 냉동장치의 저온부와 고온부에 R-744와 R717 냉매를 적용하는 사례가 증가되는 추세이다. 하지만, 지금까지 R717과 R744를 적용한 이원 냉동사이클에 대한 성능 분석에 대한 자료가 부족할 뿐만 아니라 정확한 이론이 확립되어 있지 않은 실정이다. 따라서, 본 연구에서는 고온부에는 R717 냉매를, 저온부에는 R744 냉매를 적용한 이원 냉동사이클의 성능에 미치는 인자들을 이론적으로 파악 및 분석하고, 이를 통해 자연냉매를 적용한 이원 냉동시스템의 최적 설계를 위한 기초자료를 제공하고자 한다.

II. 성능분석

본 논문에서 사용되는 냉매의 열역학적 물성치와 성능 분석은 EES(Engineering Equation Solver) 소프트웨어를 이용하여 계산하였다. 고온사이클에는 R717 냉매를, 저온사이클에는 R744 냉매를 적용

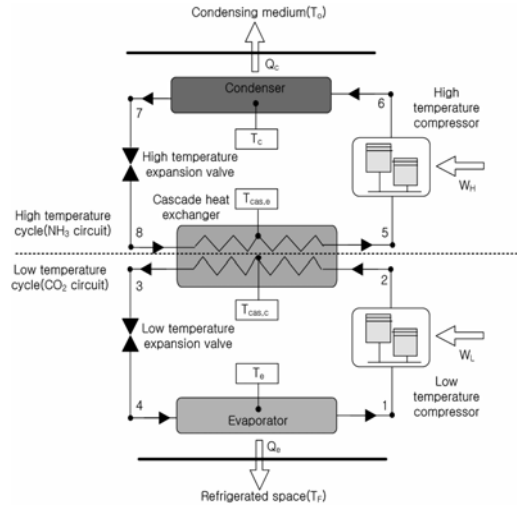


Fig. 1. Schematic diagram of a two-stage cascade system.

한 이원 냉동시스템의 성능 분석을 위해 다음과 같이 가정하였다.

- 저온과 고온사이클의 압축기내 냉매는 단열 압축과정이고, 압축효율과 기계효율은 각각 0.8과 1이다.
- 저온과 고온사이클내 열교환기(증발기, 응축기, 캐스케이드 열교환기)내의 냉매 압력강하와 열손실은 무시한다.
- 저온과 고온사이클내 배관의 압력강하와 열손실은 무시한다.
- 저온과 고온사이클의 팽창밸브내 냉매는 단열팽창인 등엔탈피과정이다.
- 운동에너지와 위치에너지의 변화는 없는 것으로 가정한다.

Fig. 1은 본 연구에서 적용하는 이원 냉동시스템의 상세도를 나타낸 것이고, 이의 분석에 필요한 식들은 Table 1에 정리하였다. 캐스케이드 열교환기내 R717과 R744의 전열량(Q_{cas})은 위의 가정에서 주위로의 열손실이 없다고 하였으므로 아래의 식(1)과 (2)로 나타낼 수 있다.

$$Q_{cas} = Q_{cas,c} = Q_{cas,e} \quad (1)$$

$$Q_{cas} = m_L (h_2 - h_3) = m_H (h_5 - h_8) \quad (2)$$

이원 냉동시스템의 전체 성능계수(COP)는 아래의 식(3)으로 계산한다.

Table 1. Balance equation for each component of R717 and R744 cascade refrigeration system.

Cycle	Component	Energy	Mass
High temperature refrigeration cycle (R717 circuit)	Evaporator(8→5)	$Q_{cas,e} = m_H (h_5 - h_8)$	$m_H = m_5 = m_6$ $= m_7 = m_8$
	Compressor(5→6)	$W_H = m_H (h_6 - h_5) / \eta_{cH} \eta_{cL}$	
	Condenser(6→7)	$Q_c = m_H (h_6 - h_7)$	
	Expansion valve(7→8)	$h_7 = h_8$	
Low temperature refrigeration cycle (R744 circuit)	Evaporator(4→1)	$Q_e = m_L (h_1 - h_4)$	$m_L = m_1 = m_2$ $= m_3 = m_4$
	Compressor(1→2)	$W_L = m_L (h_2 - h_1) / \eta_{cL} \eta_{cH}$	
	Condenser(2→3)	$Q_{cas,c} = m_L (h_2 - h_3)$	
	Expansion valve(3→4)	$h_3 = h_4$	

Table 2. Calculation of thermodynamic state points of R717 and R744 cascade system using EES.

Evaporator outlet	Compressor outlet	Condenser outlet	Expansion valve outlet
High temperature refrigeration cycle(R717 circuit)			
$P_5 = f(R717, T = T_{cas,e}, x = 1)$	$P_6 = f(R717, T = T_c, x = 1)$	$P_7 = P_6$	$P_8 = P_5$
$T_5 = T_{cas,e} + \Delta T_{suh,H}$	$T_6 = f(R717, P = P_6, h = h_6)$	$T_7 = T_c - \Delta T_{suc,H}$	$T_8 = T_{cas,e}$
$h_5 = f(R717, T = T_5, P = P_5)$	$h_6^* = f(R717, P = P_6, s = s_5)$ $h_6 = (h_6^* - h_5) / \eta_{cL} \eta_{mH} + h_5$	$h_7 = f(R717, P = P_7, T = T_7)$	$h_8 = h_7$
$s_5 = f(R717, T = T_5, P = P_5)$			
Low temperature refrigeration cycle(R744 circuit)			
$P_1 = f(R744, T = T_e, x = 1)$	$P_2 = f(R744, T = T_{cas,c}, x = 1)$	$P_3 = P_2$	$P_4 = P_1$
$T_1 = T_e + \Delta T_{suh,L}$	$T_2 = f(R744, P = P_2, h = h_2)$	$T_3 = T_{cas,c} - \Delta T_{suc,L}$	$T_4 = T_e$
$h_1 = f(R744, T = T_1, P = P_1)$	$h_2^* = f(R744, P = P_2, s = s_1)$ $h_2 = (h_2^* - h_1) / \eta_{cH} \eta_{mH} + h_1$	$h_3 = f(R744, P = P_3, T = T_3)$	$h_4 = h_3$
$s_1 = f(R744, T = T_1, P = P_1)$			

$$COP = Q_e / (W_H + W_L) = \frac{(h_5 - h_8)(h_1 - h_4)}{(h_6 - h_5)(h_2 - h_3) + (h_5 - h_8)(h_2 - h_1)} \quad (3)$$

R717과 R744의 이원 냉동사이클의 각 상태점에서의 열물성치(엔탈피, 엔트로피, 압력, 온도 등) 계산은 Table 2에 나타내었고, Table 3에는 본 연구에서 사용되는 이원 냉동시스템의 성능 분석 범위를 나타내었다. Table 3에서 성능 분석 범위는 R717과 R744용 이원 냉동사이클의 운전조건이다. Table 1의 분석조건으로부터 Table 2~3의 수식과 열물성치 값을 계산하고 이렇게 나온 결과값을 이용하여 R717과 R744용 이원 냉동사이클의 성능에 영향을 미치는 과열도, 과냉도, 압축효율, 증발온도, 응축 온도 등의 인자들에 대해서 살펴보고자 한다.

Table 3. Performance analysis range of R717-R744 cascade system.

Refrigerant	R717(High temperature), R744(Low temperature)
T_c , [°C]	10, 20, 30, 40, 50
T_e , [°C]	-30, -35, -40, -45, -50
$\Delta T_{suc} = \Delta T_{suc,L} = \Delta T_{suc,H}$, [°C]	0, 5, 10, 15, 20
$\Delta T_{suh} = \Delta T_{suh,L} = \Delta T_{suh,H}$, [°C]	0, 5, 10, 15, 20
$\eta_c = \eta_{cL} = \eta_{cH}$, [/]	0.7, 0.8, 0.9
$\eta_m = \eta_{mL} = \eta_{mH}$, [/]	1
$\Delta T_{cas} = T_{cas,c} - T_{cas,e}$, [°C]	5
$T_{cas,e}$, [°C]	0 ~ -30
$T_{cas,c}$, [°C]	5 ~ -25

III. 실험결과 및 고찰

3.1. 과열도의 영향

Fig. 2는 응축온도($T_c=40^\circ\text{C}$), 증발온도($T_e=-50^\circ\text{C}$), 캐스케이드 온도차($\Delta T_{\text{cas}} = T_{\text{cas,c}} - T_{\text{cas,e}} = 5^\circ\text{C}$), 과냉각도($\Delta T_{\text{suc}} = \Delta T_{\text{suc,L}} = \Delta T_{\text{suc,H}} = 5^\circ\text{C}$), 저온과 고온압축기의 압축효율($\eta_c = \eta_{\text{cL}} = \eta_{\text{cH}} = 0.8$)를 동일하게 유지한 상태에서 캐스케이드 증발온도(R717의 증발온도, $T_{\text{cas,e}}$)와 저온·고온사이클의 과열도(압축기 입구 온도-증발기 출구 온도, $\Delta T_{\text{suH}} = \Delta T_{\text{suH,L}} = \Delta T_{\text{suH,H}}$) 변화에 따라 R717과 R744를 적용하는 이원 냉동사이클의 성능계수(COP)를 나타낸 것이다.

Fig. 2에서 저온과 고온사이클의 과열도가 증가할수록 성능계수는 감소하는 것을 알 수 있다. 또한, Fig. 2에서 알 수 있듯이, 일정한 과열도에서 고온사이클의 증발온도($T_{\text{cas,e}}$)가 감소할수록 성능계수는 증가하다가 최대값을 가진 후 다시 감소하는 경향을 보인다. $\Delta T_{\text{suH}} = 0, 10, 20^\circ\text{C}$ 인 경우, $T_{\text{cas,e}}$ 가 -21.5°C , -21.35°C , -21.1°C 에서 최대 성능계수(COP_{MAX})는 각각 1.382, 1.346, 1.315이다. 이러한 결과에는 증발열량(Q_e), 고온과 저온사이클 압축일량(W_H, W_L) 등이 관여하기 때문이다. 우선, 증발열량(Q_e)은 $T_{\text{cas,e}}$ 가 감소함에 따라 일정한 비율로 계속해서 증가한다. 따라서, 고온과 저온사이클의 압축일량(W_H, W_L)에 의해 성능계수가 좌우된다. 즉, $T_{\text{cas,e}}$ 가 감소할수록 W_H 는 증가하는 반면 W_L 는 감소한다. $T_{\text{cas,e}}$ 가 $0 \sim -21^\circ\text{C}$ 까지의 범위에서 성능계수가 증가하는 이유는 W_L 의 감소비율에 비해 W_H 의 증가비율이 작기 때문이고,

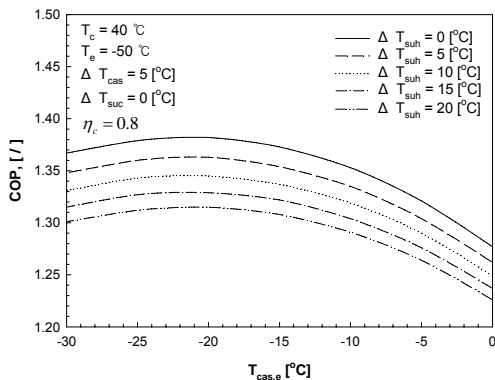


Fig. 2. System performance curve for R717-R744 with variation of R717 evaporating temperature and degree of superheating on R717 high temperature cycles.

$T_{\text{cas,e}}$ 가 $-21 \sim -30^\circ\text{C}$ 까지의 범위에서 성능계수가 감소하는 이유는 W_L 의 감소비율에 비해 W_H 의 증가비율이 커지기 때문이다.

3.2. 과냉도의 영향

Fig. 3은 응축온도($T_c=40^\circ\text{C}$), 증발온도($T_e=-50^\circ\text{C}$), 캐스케이드 온도차($\Delta T_{\text{cas}} = T_{\text{cas,c}} - T_{\text{cas,e}} = 5^\circ\text{C}$), 저온·고온사이클의 과열도(압축기 입구 온도-증발기 출구 온도, $\Delta T_{\text{suH}} = \Delta T_{\text{suH,L}} = \Delta T_{\text{suH,H}} = 0^\circ\text{C}$), 저온과 고온압축기의 압축효율($\eta_c = \eta_{\text{cL}} = \eta_{\text{cH}} = 0.8$)로 동일하게 유지한 상태에서 캐스케이드 증발온도(R717의 증발온도, $T_{\text{cas,e}}$)와 저온·고온사이클의 과냉각도(응축기 출구 온도-팽창밸브 입구 온도, $\Delta T_{\text{suc}} = \Delta T_{\text{suc,L}} = \Delta T_{\text{suc,H}}$) 변화에 따라 R717과 R744를 사용하는 이원 냉동사이클의 성능계수(COP)를 나타낸 것이다.

Fig. 3에서 ΔT_{suc} 가 증가할수록 COP가 증가함을 알 수 있다. 이는 ΔT_{suc} 가 증가할수록 W_H 와 W_L 는 거의 일정한 반면, Q_e 가 증가하기 때문이다. 또한, Fig. 3에서 ΔT_{suc} 가 일정한 경우, $T_{\text{cas,e}}$ 가 감소할수록 COP가 증가하다가 최대값을 가진 후 다시 감소하는 경향을 보인다. $\Delta T_{\text{suc}} = 0, 10, 20^\circ\text{C}$ 인 경우, $T_{\text{cas,e}}$ 가 -21.5°C , -18.4°C , -15.65°C 에서 최대 성능계수(COP_{MAX})는 각각 1.382, 1.477, 1.571이다. 이는 위의 과열도에서 언급한 이유와 동일하다.

3.3. 압축효율의 영향

Fig. 4는 응축온도($T_c=40^\circ\text{C}$), 증발온도($T_e=-50^\circ\text{C}$), 캐스케이드 온도차($\Delta T_{\text{cas}} = T_{\text{cas,c}} - T_{\text{cas,e}} = 5^\circ\text{C}$), 저온·고온사이클의 과냉각도(응축기 출구 온도-팽창

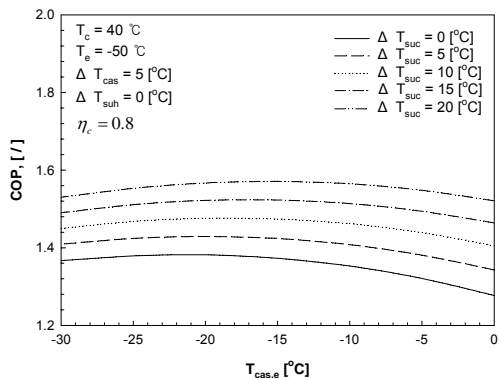


Fig. 3. System performance curve for R717-R744 with variation of R717 evaporating temperature and degree of subcooling on both cycles.

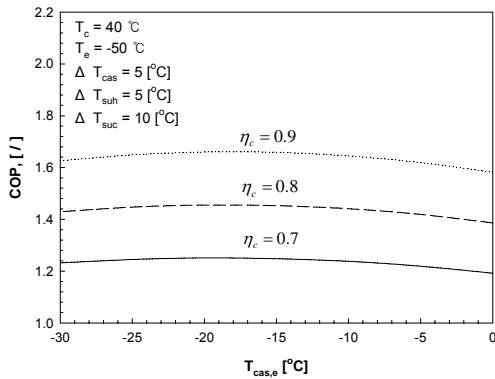


Fig. 4. System performance curve for R717-R744 with variation of R717 evaporating temperature and isentropic efficiency in the compressors of both cycles.

밸브 입구온도, $\Delta T_{suc} = \Delta T_{suc,L} = \Delta T_{suc,H} = 10^\circ\text{C}$), 저온·고온사이클의 과열도(압축기 입구온도-증발기 출구온도, $\Delta T_{suh} = \Delta T_{suh,L} = \Delta T_{suh,H} = 5^\circ\text{C}$)로 동일하게 유지한 상태에서 캐스케이드 증발온도(R717의 증발온도, $T_{cas,e}$)와 저온과 고온압축기의 압축효율($\eta_c = \eta_{cL} = \eta_{cH}$)변화에 따라 R717과 R744를 사용하는 이원 냉동사이클의 성능계수(COP)를 나타낸 것이다.

Fig. 4에서 η_c 가 증가할수록 이원 냉동사이클의 COP가 증가함을 알 수 있다. 이는 η_c 가 증가할수록 W_H 와 W_L 가 감소하기 때문이다. 또한, Fig. 4에서 η_c 가 일정한 경우, $T_{cas,e}$ 가 감소할수록 COP가 증가하다가 최대값을 가진 후 다시 감소하는 경향을 보인다. 그리고 $\eta_c = 0.7, 0.8, 0.9$ 인 경우, $T_{cas,e}$ 가 -18.9°C , -18.35°C , -17.95°C 에서 최대 성능계수(COP_{MAX})는 각각 1.251, 1.455, 1.661로 증가한다. 이와 같이 η_c 가 일정한 경우, $T_{cas,e}$ 가 감소할수록 COP가 증가하다가 감소하는 것은 위의 과열도와 과냉도에서 언급한 이유와 동일하다.

3.4. 응축온도의 영향

Fig. 5는 응축온도($T_c = 40^\circ\text{C}$), 증발온도($T_e = -50^\circ\text{C}$), 캐스케이드 온도차($\Delta T_{cas} = T_{cas,c} - T_{cas,e} = 5^\circ\text{C}$), 저온·고온사이클의 과냉각도(응축기 출구온도-팽창밸브 입구온도, $\Delta T_{suc} = \Delta T_{suc,L} = \Delta T_{suc,H} = 20^\circ\text{C}$), 저온·고온사이클의 과열도(압축기 입구온도-증발기 출구온도, $\Delta T_{suh} = \Delta T_{suh,L} = \Delta T_{suh,H} = 10^\circ\text{C}$)로 동일하게 유지한 상태에서 캐스케이드 증발온도(R717의 증발온도, $T_{cas,e}$)와 고온사이클의 응축온도(T_c)변

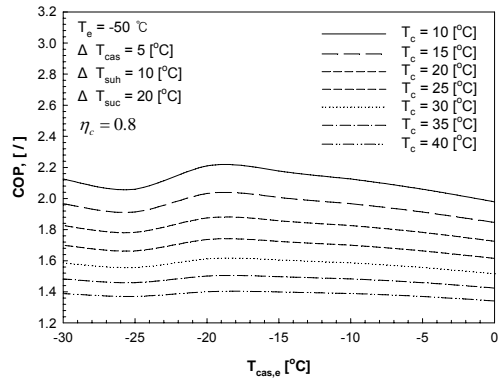


Fig. 5. System performance curve for R717-R744 with variation of R717 condensing and evaporating temperature on both cycles.

화에 따라 R717과 R744를 사용하는 이원 냉동사이클의 성능계수(COP)를 나타낸 것이다.

Fig. 5에서 T_c 가 감소할수록 이원 냉동사이클의 COP가 증가함을 알 수 있다. 이는 T_c 가 감소할수록 Q_e 와 W_L 이 거의 일정한 반면 W_H 가 감소하기 때문이다. 또한, Fig. 5에서 T_c 가 일정한 경우, $T_{cas,e}$ 가 감소할수록 COP가 증가하다가 최대값을 가진 후 다시 감소하고 증가하는 경향을 보인다. 그리고 $T_c = 10, 20, 30, 40^\circ\text{C}$ 인 경우, $T_{cas,e}$ 가 $-24.7, -21.5, -18.45, -15.55^\circ\text{C}$ 에서 최대 성능계수(COP_{MAX})는 각각 2.412, 2.038, 1.752, 1.525로 감소한다. 이와 같이 T_c 가 일정한 경우, $T_{cas,e}$ 의 감소에 따른 COP의 변화는 위에서 언급한 것처럼, Q_e 는 거의 일정한 비율로 증가하지만, W_H 는 증가하고 W_L 는 감소한다. 즉, $T_{cas,e}$ 의 감소에 따른 W_H 와 W_L 의 증가와 감소 비율이 변화기 때문이다.

3.5. 증발온도의 영향

Fig. 6은 응축온도($T_c = 40^\circ\text{C}$), 증발온도($T_e = -50^\circ\text{C}$), 캐스케이드 온도차($\Delta T_{cas} = T_{cas,c} - T_{cas,e} = 5^\circ\text{C}$), 저온·고온사이클의 과냉각도(응축기 출구온도-팽창밸브 입구온도, $\Delta T_{suc} = \Delta T_{suc,L} = \Delta T_{suc,H} = 20^\circ\text{C}$), 저온·고온사이클의 과열도(압축기 입구온도-증발기 출구온도, $\Delta T_{suh} = \Delta T_{suh,L} = \Delta T_{suh,H} = 10^\circ\text{C}$)의 동일한 실험조건에서 캐스케이드 증발온도(R717의 증발온도, $T_{cas,e}$)와 고온사이클의 증발온도(T_e)변화에 따라 R717과 R744용 이원 냉동사이클의 성능계수(COP)를 나타낸 것이다. Fig. 6에서 T_e 가 증가할수록 이원 냉동사이클의 COP가 증가함을 알 수

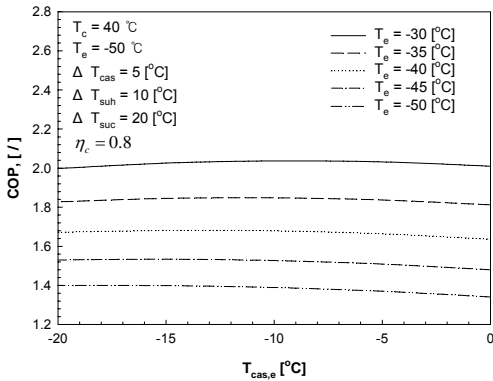


Fig. 6. System performance curve for R717-R744 with variation of R717 evaporating temperature and R744 evaporating temperature on both cycles.

있다. 이는 T_c 가 증가할수록 Q_c 와 W_H 이 거의 일정한 반면 W_L 가 감소하기 때문이다. 또한, Fig. 6에서 T_c 가 일정한 경우, $T_{cas,e}$ 가 감소할수록 COP는 거의 일정한 것으로 보이나 실제로는 COP가 증가하다가 최대값을 가진 후 다시 감소하고 증가하는 경향을 보인다. 그리고 $T_c = -30, -40, -50^\circ\text{C}$ 인 경우, $T_{cas,e}$ 가 $-6.1, -10.8, -15.55^\circ\text{C}$ 에서 최대 성능계수(COP_{MAX})는 각각 2.216, 1.83, 1.525로 감소한다. 이는 위에서 언급한 과열도와 과냉도의 영향과 동일한 이유 때문이다.

V. 결론

-50°C 정도의 저온을 얻는데 사용되는 R717과 R744용 이원 냉동사이클의 성능에 영향을 미치는 과열도, 과냉각도, 압축효율, 증발온도, 응축온도 등의 인자들에 대해서 Table 3의 운전조건에서 살펴보았다.

1) 과열도가 증가할수록 이원 냉동사이클의 COP는 감소하는 반면 과냉도는 COP가 증가함을 알 수 있었다.

2) 응축온도가 증가할수록 이원 냉동사이클의 COP는 증가하지만, 증발온도는 COP가 감소함을 확인할 수 있었다. 그리고, 압축기 압축효율은 증가할수록 냉동사이클의 COP는 증가하였다.

3) 과열도, 과냉각도, 압축효율, 증발온도, 응축온도 등의 인자들이 R717과 R744용 이원 냉동사이클의 COP에 영향을 미치는 것을 확인할 수 있었고, 이들 각각의 인자들은 이원 냉동사이클의 성능을

최대로 하는 캐스케이드 증발온도가 존재함을 알 수 있었다.

사용기호

COP : 성능계수
 h : 엔탈피[kJ/kg]
 m : 질량유량[kg/s]
 P : 압력[Pa]
 Q : 전열량[kW]
 s : 엔트로피[kJ/kgK]
 T : 온도[°C]
 W : 압축일량[kW]

그리스 문자

Δ : 변화량
 η : 효율

아래첨자

c : 응축기, 압축
 cas : 캐스케이드 열교환기
 e : 증발기
 H : 고온사이클
 L : 저온사이클
 m : 기계
 MAX: 최대값

suc : 과냉각도
 suh : 과열도

참고문헌

- [1] Sawalha, S., 2005. Using CO₂ in supermarket refrigeration. *ASHRAE J.* **47** (8), 26 - 30, 2005.
- [2] Wilson, I. and Maier, D., Carbon dioxide for use as a refrigerant. In: *Refrigeration Science and Technology, Proceedings, IIR-IRHACE Conference, Innovative Equipment and Systems for Comfort and Food Preservation.* The University of Auckland, pp. 305 - 311, 2006.
- [3] Park, S. N. and Kim, M. S., Performance of auto-cascade refrigeration system using carbon dioxide and R134a, *Korea J. of Air-Conditioning and Re-*

- refrigeration Eng.*, **Vol. 11, No. 6**, pp. 880-890, 1999.
- [4] Chaichana, C., Aye, L., Charters, W. W. S., Natural working fluids for solar-boosted heat pumps. *Int. J. Refrigeration* **26**, 637 - 643, 2003.
- [5] Lee, T. S., Liu, C. H. and Chen, T. W., Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems. *Int. J. Refrigeration* **29**, 1100 - 1108, 2006.
- [6] Bhattacharyya, S., Mukhopadhyay, S., Kumar, A. and Khurana, R. K., Sarkar, J., Optimization of a CO₂ - C₃H₈ cascade system for refrigeration and heating. *Int. J. Refrigeration* **28**, 1284 - 1292, 2005.
- [7] Bansal, P. K. and Jain, S., Cascade systems: past, present, and future. *ASHRAE Trans.* **113 (1)**, 245 - 252, 2007.
- [8] EES: Engineering Equation Solver, *fChart Software Inc.*, 2006.