

CO₂용 2단압축 1단팽창 냉동 사이클의 성능 분석 Performance Analysis of a Carbon Dioxide(R744) Two-Stage Compression and One-Stage Expansion Refrigeration Cycle

노건상 · 손창효

G. S. Roh and C. H. Son

(접수일 : 2007년 8월 28일, 수정일 : 2009년 10월 19일, 채택확정 : 2009년 11월 9일)

Key Words : CO₂(이산화탄소), Two-Stage Compression(2단 압축), Transcritical Cycle(초임계 사이클), Vapor Compression System(증기 압축시스템)

Abstract : In this paper, cycle performance analysis of R744(CO₂) two-stage compression and one-stage expansion 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 superheating degree, compressor efficiency, gas cooling pressure, mass flowrate ratio, outlet temperature of gas cooler and evaporating temperature in the carbon dioxide two-stage refrigeration cycle. The main results were summarized as follows : The cooling capacity of two-stage compression and one-stage expansion refrigeration system increases with the increasing superheating degree, compressor efficiency and gas cooling pressure, but decreases with the increasing mass flowrate ratio and evaporating temperature. The compression work of two-stage compression and one-stage expansion refrigeration system increases with the increasing superheating degree, outlet temperature of gas cooler, gas cooling pressure and evaporating temperature, but decreases with the increasing compressor efficiency and mass flowrate ratio. The COP of two-stage compression and one-stage expansion refrigeration system increases with the increasing compressor efficiency, but decreases with the increasing superheating degree, gas cooling pressure, mass flowrate ratio and evaporating temperature. Therefore, superheating degree, compressor efficiency, gas cooling pressure, mass flowrate ratio, outlet temperature of gas cooler and evaporating temperature of R744(CO₂) two-stage compression and one-stage expansion refrigeration system have an effect on the cooling capacity, compressor work and COP of this system.

Nomenclature

- COP : Coefficient of performance
- h : Enthalpy, [kJ/kg]
- m : Mass flowrate, [kg/s]
- P : Pressure, [kPa]
- Q : Heat capacity, [kW]
- s : Entropy, [kJ/kgK]
- T : Temperature, [°C]
- V : Velocity, [m/s]
- W : Compressor work, [kW]

x : Quality

Greek symbols

- Δ : Difference
- η : Efficiency

Subscripts

- c : compression
- e : evaporator
- F : refrigeration space
- H : high stage
- M : middle

손창효(책임저자) : 부경대학교 냉동공조공학과
E-mail : sonch@pknu.ac.kr, Tel : 051-629-7570
노건상 : 동명대학교 냉동공조공학과

L : low stage
 m : mechanical
 o : condensing medium
 suh : superheater

1. 서 론

-20~-40℃의 저온까지 낮추고 유지하기 위해서는 2단 압축 사이클이나 2개의 독립된 사이클을 이용하는 이원 냉동사이클이 필요하다¹⁻³⁾. 이원 냉동사이클의 경우는 -50℃보다 낮은 저온을 얻기 위해서 일반적으로 많이 사용하기 때문에 -20~-40℃의 저온을 얻는데 사용하는 것은 에너지 효율적인 측면에서 좋지 못하다. 따라서, -20~-40℃의 저온을 얻기 위해 Fig. 1에 나타낸 것처럼 2대의 압축기와 중간냉각기(intercooler)를 사용하여 저단압축기 토출가스온도(점 2, T₂)를 건포화증기 상태(점 3)까지 냉각시켜 고단압축기 토출가스온도(점 4, T₄)를 감소시키고, 주(main)팽창밸브로 유입되는 냉매액(점 7)을 과냉각시켜 냉동능력을 증대시키는 2단압축 1단팽창 냉동사이클을 이용한다.

지금까지 2단압축 1단팽창 냉동사이클에 사용되어 왔던 프레온계 냉매는 지구온난화와 오존층 파괴로 인해 사용이 제한되어 있기 때문에, 이에 대한 대체 냉매로는 R717(암모니아), R1270(프로필렌), R290(프로판), R744(이산화탄소)와 같은 환경친화적 자연냉매(Natural refrigerant)들이 거론되고 있다⁴⁾ 이러한 자연냉매 중에 R717은 독성이 강하여 인체에 해롭고 R1270과 R290은 탄화수소계 냉매로서 폭발성이 강하기 때문에 위험하다. 그러나, R744는 독성과 폭발성이 없으며 단위체적당 냉동능력과 열전달 물성치가 대단히 우수하고, 1890년대부터 사용되어 왔기 때문에 지구환경에 미치는 악영향은 이미 검증되었다고 볼 수 있다.

R744는 임계압력이 7.38 MPa로 높고, 임계온도가 31.1 ℃로 무척 낮기 때문에 Fig. 2에서처럼 R744 냉동 시스템에서는 저온열원에서의 증발과정(8→1 과정)은 임계점 이하(아임계 저압)에서 일어나고, 고온열원에서 냉각과정(4→5 과정)은 임계점 이상(초임계 고압)에서 일어나는 초임계 사이클(supercritical cycle)이다. 이는 기존의 역 팽킨 사이클로 운전되는 증기압축기 냉동 시스템과는 다른 특징을 가지게 된다. 즉, 기존의 냉동 시스템에서 응축기의 운

전압력이 1~3 MPa 정도인데 반하여, R744 냉동용 가스냉각기(gas cooler)에서의 압력은 8~14 MPa 정도로 매우 높으며, 임계압력보다 높은 압력에서 운전되므로 기존 시스템의 응축기와는 달리 상변화 과정이 없고, 고압 단상 상태의 냉매가 가스냉각기를 지나는 동안 지속적으로 온도가 감소되면서 열방출이 일어나게 된다. 또한 온도가 감소하면서 임계점 근처를 지나게 되므로 전달 현상과 관련한 물성치들이 크게 변화하게 된다. 이와 같이 R744를 이용한 냉동 시스템은 프레온계 냉매를 사용하는 시스템과는 다소 차이가 있으므로 그 성능을 파악하는 것이 무엇보다 중요하다.

따라서, 본 연구에서는 R744 냉매를 적용한 2단 압축 1단팽창 냉동시스템의 성능에 미치는 인자들을 이론적으로 파악 및 분석하고, 이를 통해 R744용 2단압축 1단팽창 냉동시스템의 최적 설계를 위한 기초자료를 제공하고자 한다.

2. 성능 분석

본 논문에서 사용되는 R744 냉매의 열역학적 물성치와 성능 분석은 EES(Engineering Equation Solver)⁵⁾ 소프트웨어를 이용하여 계산하였다. 2단압축 1단팽창 냉동시스템의 성능 분석을 위해 다음과 같이 가정하였다.

- 저단과 고단 압축기내 냉매는 단열압축과정이고, 압축효율과 기계효율은 각각 0.8과 0.8이다.
- 사이클내 열교환기(증발기, 응축기, 중간냉각기)내의 냉매 압력강하와 열손실은 무시한다.
- 사이클내 배관의 압력강하와 열손실은 무시한다.
- 사이클의 팽창밸브내 냉매는 단열팽창인 등엔탈피과정이다.
- 운동에너지와 위치에너지의 변화는 없는 것으로 가정한다.

Fig. 1은 본 연구에서 적용하는 2단압축 1단팽창 냉동시스템의 상세도를 나타낸 것이고, 이의 분석에 필요한 식들은 Table 1에 정리하였다. 2단압축 1단팽창 냉동시스템의 전체 성능계수(COP)는 아래의 식(1)로 계산한다.

$$\begin{aligned}
 COP &= \frac{Q_e}{W_H + W_L} \\
 &= \frac{(h_1 - h_8)}{(h_2 - h_1) + \frac{(h_2 - h_7)}{(h_3 - h_6)}(h_4 - h_3)} \quad (1)
 \end{aligned}$$

Table 1 Balance equation for each component of R744 two-stage compression refrigeration system

Component	Energy	Mass
Low stage compressor(1→2)	$W_L = m_L (h_2 - h_1) / \eta_{cl} \eta_{cl}$	$m_H = m_M + m_L,$ $m_M = m_L \left[\frac{(h_5 - h_7) + (h_2 - h_3)}{(h_3 - h_6)} \right],$ $m_H = m_L \left[\frac{(h_2 - h_7)}{(h_3 - h_6)} \right]$
(2→3)	-	
High stage compressor(3→4)	$W_H = m_H (h_4 - h_3) / \eta_{ch} \eta_{ch}$	
Gas cooler (4→5)	$Q_{gc} = m_H (h_4 - h_5)$	
Intercooler expansion valve(5→6)	$h_5 = h_6$	
(6→3)	$Q_m = m_M (h_3 - h_6)$	
(5→7)	-	
Main expansion valve(7→8)	$h_7 = h_8$	
Evaporator(8→1)	$Q_e = m_L (h_1 - h_2)$	

Table 2 Calculation of thermodynamic state points of R744 refrigeration system using EES

1	2	3	4
$P_1 = f(R744, T = T_e, x = 1)$	$P_2 = P_3$	$P_3 = P_m = \sqrt{P_1 \cdot P_4}$	$P_4 = P_5$
$T_1 = T_e + \Delta T_{suh}$	$T_2 = f(R744, h = h_2, P = P_2)$	$T_3 = f(R744, h = h_3, P = P_3)$	$T_4 = f(R744, h = h_4, P = P_4)$
$h_1 = f(R744, T = T_1, P = P_1)$	$h_{2*} = f(R744, P = P_2, s = s_1)$ $h_2 = (h_{2*} - h_1) / \eta_{cl} \eta_{mL} + h_1$	$h_3 = f(R744, P = P_3, x = 1)$	$h_{4*} = f(R744, P = P_4, s = s_3)$ $h_4 = (h_{4*} - h_3) / \eta_{ch} \eta_{mH} + h_3$
$s_1 = f(R744, T = T_1, P = P_1)$	$s_2 = f(R744, h = h_2, P = P_2)$	$s_3 = f(R744, h = h_3, P = P_3)$	$s_4 = f(R744, h = h_4, P = P_4)$
5	6	7	8
$P_5 = P_c$	$P_6 = P_3 = P_m$	$P_7 = P_5$	$P_8 = P_1$
$T_5 = T_{gc,out}$	$T_6 = f(R717, h = h_6, P = P_6)$	$T_7 = f(R717, h = h_7, P = P_7)$	$T_8 = T_e$
$h_5 = f(R717, T = T_5, P = P_5)$	$h_6 = h_5$	$h_7 = f(R717, m_H, m_L, P = P_7)$	$h_8 = h_7$
$s_5 = f(R744, h = h_5, P = P_5)$	$s_6 = f(R744, h = h_6, P = P_6)$	$s_7 = f(R717, h = h_7, P = P_7)$	$s_8 = f(R717, h = h_8, P = P_8)$

Table 3 Performance analysis ranges of R744 two-stage compression refrigeration system

Refrigerant	R744(CO ₂)
P_{gc} , [°C]	8 ~ 12
T_e , [°C]	-10 ~ 40
ΔT_{suh} , [°C]	0 ~ 20
$\eta_c = \eta_{cl} = \eta_{ch}$, [/]	0.7 ~ 0.9
$\eta_m = \eta_{mL} = \eta_{mH}$, [/]	0.8
m_L , [kg/s]	0.01
$T_{gc,out}$, [°C]	10 ~ 30

2단압축 1단팽창 냉동사이클의 각 상태점에서의 열물성치(엔탈피, 엔트로피, 압력, 온도 등) 계산은 Table 2에 나타내었고, Table 3에는 본 연구에서 사용되는 2단압축 1단팽창 냉동시스템의 성능 분석 범위를 나타내었다. Table 3에서 성능 분석범위는 2단압축 1단팽창 냉동시스템의 일반적인 운전조건이다. 2단압축 1단팽창 냉동사이클의 개략도와 상태점

을 나타낸 Fig. 1과 운전조건을 나타낸 Table 3을 이용하여 P-h선도를 Fig. 2에 나타내 보았다. Fig. 2에서 중간냉각기내 R744 냉매의 중간압력(P_m)은 냉동시스템의 성능계수(COP)가 가장 높은 조건인 동일한 압축비, 즉 고단압축비(P_H/P_M)과 저단압축비(P_M/P_L)를 동일하게 해서 나온 값이다. 그리고, 저단, 중단, 고단 냉매유량(m_L , m_M , m_H)은 m_L 을 0.01 kg/s로 일정하게 유지시킨 상태에서 m_M 과 m_H 를 변화시켰다. R744용 2단압축 1단팽창 냉동사이클의 중간냉각이 완전한 조건인 즉, 3점의 상태를 건포화증기 상태인 것으로 하였다. Table 1의 분석 조건으로부터 Table 2~3의 수식과 열물성치값을 계산하고 이렇게 나온 결과값을 이용하여 2단압축 1단팽창 냉동사이클의 성능에 영향을 미치는 과열도, 압축효율, 증발온도, 가스냉각기 출구온도, 가스냉각압력, 유량비 등의 인자들에 대해서 살펴보고자 한다.

3. 결과 및 고찰

3.1 과열도의 영향

2단압축 1단팽창 냉동시스템에 대한 과열도 영향을 파악하기 위해 증발온도($T_e = -20^\circ\text{C}$), 가스냉각압력($P_{gc} = 10 \text{ MPa}$), 가스냉각기 출구온도($T_{gc,out} = 20^\circ\text{C}$), 냉매유량($m_{r,e} = 0.01 \text{ kg/s}$), 기계효율($\eta_m = 0.8$), 압축효율($\eta_c = 0.8$)인 조건에서 증발기 출구 과열도를 $0 \sim 20^\circ\text{C}$ 까지 부가 해 보았고, 그 결과는 Fig. 3에 나타내었다. Fig. 3에서 알 수 있듯이, 2단압축 1단팽창 냉동시스템의 과열도를 증가시켰을 경우 증발열량(Q_e)과 압축일량 (W)은 증발기 입출구 엔탈피차($h_1 - h_8$)와 압축기 입출구 엔탈피차($h_2 - h_1$)의 증가로 인해 약간 상승하는 경향을 보인다. 그리고 성능계수(COP)는 약간 감소하는데 이는 Q_e 의 증가 비율보다 W 의 증가비율이 커기 때문이다.

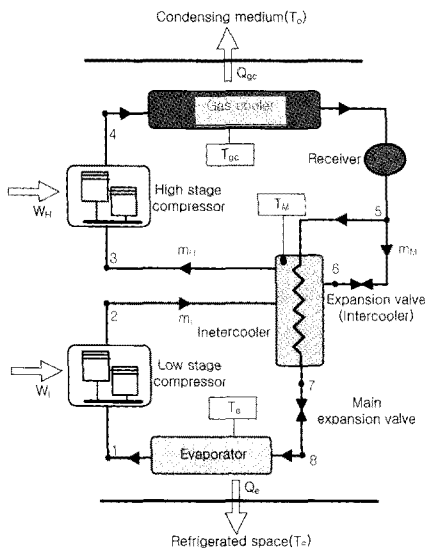


Fig. 1 Schematic diagram of a R744 two-stage compression refrigeration system.

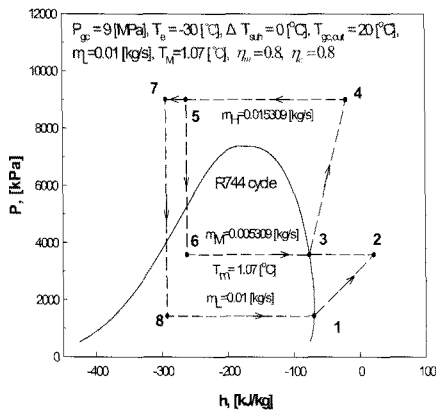


Fig. 2 2-stage compression and 1-stage expansion cycles using R744 on P-h property plots.

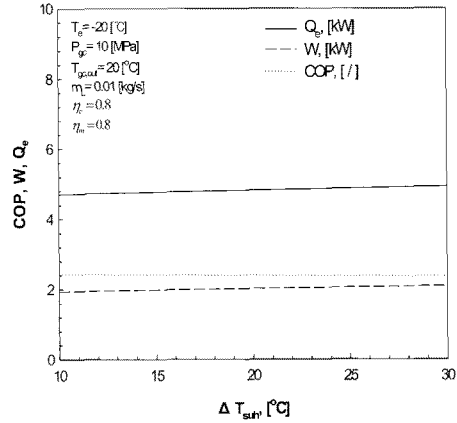


Fig. 3 Effect of superheating degree on R744 refrigeration system.

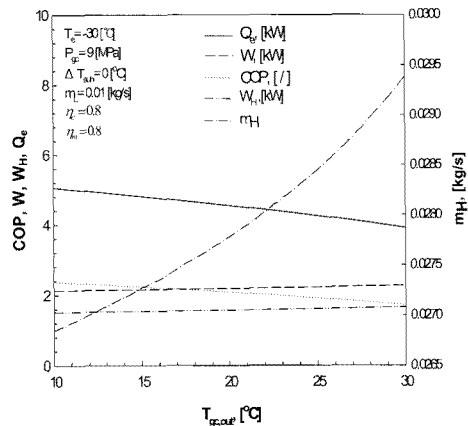


Fig. 4 Effect of outlet temperature of gas cooler on R744 refrigeration system.

3.2 가스냉각기 출구온도의 영향

2단압축 1단팽창 냉동시스템에 대한 가스냉각기 출구온도의 영향을 파악하기 위해서 증발온도($T_e = -30^\circ\text{C}$), 가스냉각압력($P_{gc} = 9 \text{ MPa}$), 과열도($\Delta T_{suh} = 0^\circ\text{C}$), 냉매유량($m_{r,e} = 0.01 \text{ kg/s}$), 기계효율($\eta_m = 0.8$), 압축효율($\eta_c = 0.8$)인 조건에서 가스냉각기 출구온도($T_{gc,out}$)를 $10 \sim 30^\circ\text{C}$ 까지 변화시켜가면서 Q_e , W , COP를 살펴봐왔다. Fig. 4에서 알 수 있듯이, 2단압축 1단팽창 냉동시스템의 가스냉각기 출구온도가 증가할수록 Q_e 는 감소하고 W 는 증가한다. Q_e 가 감소하는 이유는 과열도가 0°C 이기 때문에 증발기 출구 엔탈피는 일정한 반면 증발기 입구측의 엔탈피(h_8)가 증가하여 ($h_1 - h_8$)는 오히려 감소하기 때문이다. W 는 증발기로 유입되는 냉매순환량이 작아지기 때문에 고단축 냉매순환량(m_H)이 증가되고 이로 인해 고단축 압축일량(W_H)이 증가하기 때문이다. 따라서, Fig. 4에 나타난 것처럼 COP는 가스냉각기 냉매 출구온도가 증가하더라도 거의

일정하다.

3.3 압축효율의 영향

R744용 2단압축 1단팽창 냉동시스템의 압축기에 대한 압축효율의 영향을 파악하기 위해 증발온도 ($T_e = -40^\circ\text{C}$), 가스냉각압력($P_{gc} = 11 \text{ MPa}$), 과열도 ($\Delta T_{\text{sub}} = 0^\circ\text{C}$), 가스냉각기 출구온도($T_{gc, \text{out}} = 20^\circ\text{C}$), 냉매유량($m_{re} = 0.01 \text{ kg/s}$), 기계효율($\eta_m = 0.8$)의 일정한 조건에서 고단과 저단 압축기의 효율(η_{cl} , η_{ch})을 0.7~0.9로 동일하게 변화시켰다. 이에 대한 결과로서, Fig. 5에서 알 수 있듯이 Q_e 는 η_c 가 증가할수록 약간 상승하고, W 는 감소하며, COP는 증가한다. 우선, Q_e 가 증가하는 이유는 η_c 가 증가할수록 증발기 입구엔탈피(h_8)가 증가하기 때문이다. 그리고, W 는 m_H 의 감소로 인하여 W_H 가 감소하기 때문이다. 따라서, COP는 Q_e 의 증가비율보다 W 의 감소비율이 커기 때문에 증가한다.

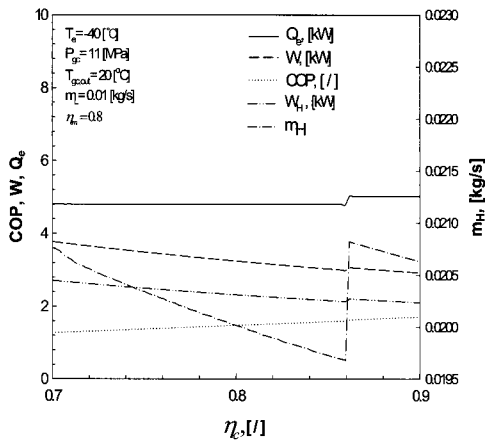


Fig. 5 System performance for R744 with variation of isentropic efficiency in high and low-stage compressor.

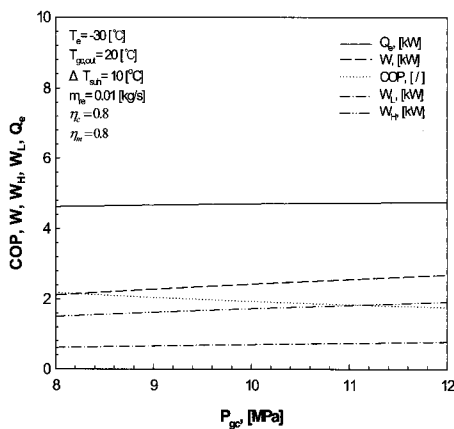


Fig. 6 System performance for R744 with variation of R744 gas cooling pressure in the gas cooler.

3.4 냉각압력의 영향

Fig. 6은 증발온도($T_e = -30^\circ\text{C}$), 가스냉각기 출구온도($T_{gc, \text{out}} = 10^\circ\text{C}$), 과열도($\Delta T_{\text{sub}} = 10^\circ\text{C}$), 기계효율($\eta_m = 0.8$), 압축효율($\eta_c = 0.8$)를 일정하게 유지한 상태에서 가스냉각압력(P_{gc}) 변화에 따른 R744용 2단압축 1단팽창 냉동사이클의 Q_e , W , COP를 나타낸 것이다. Fig. 6에서 P_{gc} 가 증가할수록 냉동사이클의 Q_e 와 W 는 증가하고, COP는 감소한다. Q_e 가 증가하는 이유는 P_{gc} 가 증가할수록 Q_{gc} 의 증가로 인해서 증발기 입구 엔탈피가 증가하기 때문이다. W 는 $P_H (= P_{gc}/P_m)$ 와 $P_L (= P_m/P_L)$ 가 증대하여 W_L 과 W_H 가 증가하기 때문이다.

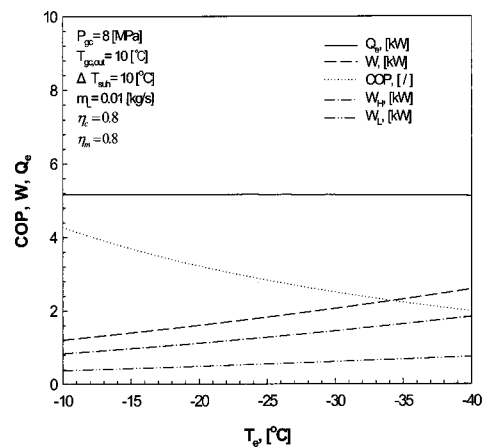


Fig. 7 System performance for R744 with variation of evaporating temperatures.

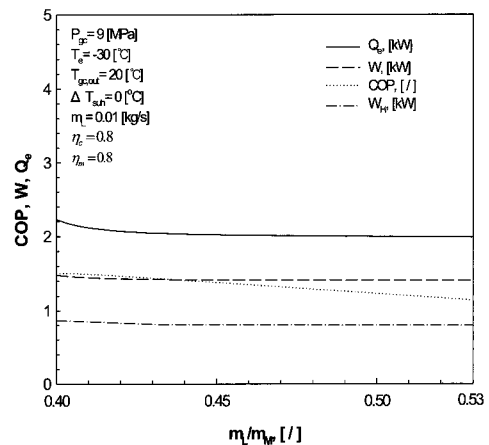


Fig. 8 System performance for R744 with variation of mass flowrate ratio.

3.5 증발온도의 영향

Fig. 7은 가스냉각압력($P_{gc} = 8 \text{ MPa}$), 가스냉각기 출구온도($T_{gc, \text{out}} = 10^\circ\text{C}$), 과열도($\Delta T_{\text{sub}} = 10^\circ\text{C}$), 저단

냉매순환량($m_L=0.01$ kg/s), 기계효율($\eta_m=0.8$), 압축 효율($\eta_c=0.8$) 등이 일정한 조건에서 증발온도(T_e) 변화에 따른 R744용 2단압축 1단팽창 냉동사이클의 Q_e , W , COP를 나타낸 것이다. Fig. 7에서 알 수 있듯이, T_e 가 감소할수록 Q_e 는 감소하고, W 는 증가한다. Q_e 는 증발기 입출구 엔탈피(h_1-h_8)가 감소하기 때문이고, W 는 W_H 와 W_L 이 증가하기 때문이다. 따라서, COP는 T_e 가 감소할수록 W 의 감소비율이 커기 때문에 감소한다.

3.6 냉매유량비의 영향

R744용 2단압축 1단팽창 냉동시스템의 저단과 고단의 냉매유량비에 대한 영향을 파악하기 위해 가스냉각압력($P_{gc}=9$ MPa), 증발온도($T_e=-30^\circ\text{C}$), 가스냉각기 출구온도($T_{gc,out}=20^\circ\text{C}$), 과열도($\Delta T_{sub}=0^\circ\text{C}$), 저단 냉매유량($m_L=0.01$ kg/s), 압축효율($\eta_c=0.8$), 기계효율($\eta_m=0.8$)의 일정한 조건에서 냉매유량비(m_L/m_M)를 0.4에서 0.53까지 변화시켰다. 이에 대한 결과로서, Fig. 8에서 알 수 있듯이 m_L/m_M 가 증가할수록 Q_e , W , COP모두 감소한다. 여기에서 m_L/m_M 가 증가한다는 것은 m_L 이 0.01 kg/s로 일정하므로 m_M 과 m_H 가 감소하는 것을 의미한다. 그러므로, W 는 m_H 의 감소로 인해서 W_H 가 감소하기 때문이고, Q_e 는 m_M 과 m_H 의 감소로 인해서 증발기 입출구 엔탈피차가 감소하기 때문이다. 따라서, COP는 Q_e 와 W 에 대한 위의 결과로부터 m_L/m_M 가 증가할수록 감소한다.

4. 결 론

$-20\sim-40^\circ\text{C}$ 정도의 저온을 얻는데 사용되는 R744용 2단압축 1단팽창 냉동사이클의 성능에 영향을 미치는 과열도, 가스냉각기 냉매 출구온도, 압축효율, 증발온도, 가스냉각압력 등의 인자들에 대해서 Table 3의 운전조건에서 살펴본 결과, 과열도, 가스냉각기 출구온도, 과냉각도, 압축효율, 증발온도, 가스냉각압력 등의 인자들이 R744용 2단압축 1단팽창 냉동사이클의 Q_e , W , COP에 영향을 미치는 것을 확인할 수 있었다.

참고 문헌

1. Sawalha, S., 2005, "Using CO₂ in supermarket

refrigeration". ASHRAE J. 47 (8), pp. 26~30.
 2. Wilson, I., Maier, D., 2006, "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.
 3. Park, S. N. and Kim, M. S., 1999, "Performance of autocascade refrigeration system using carbon dioxide and R134a", Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, No. 6, pp. 880~890.
 4. Chaichana, C., Aye, L., Charters, W.W.S., "Natural working fluids for solar-boosted heat pumps". Int. J. Refrigeration 26, 637~643.
 5. EES: Engineering Equation Solver, 2006. fChart Software Inc.