

재냉기를 이용한 고성능 VI(Vapor Injection)사이클 열펌프의 냉방 성능특성에 관한 연구

이진국¹ · 최광환[†]

(Received June 12, 2015 ; Revised July 15, 2015 ; Accepted July 21, 2015)

Cooling Performance Characteristics of High-Performance Heat Pump with VI Cycle Using Re-Cooler

Jin-Kook Lee¹ · Kwang-Hwan Choi[†]

요약: 본 연구에서는 공랭식 VI(Vapour-Injection) 사이클을 적용한 R410A용 고성능 하절기 냉방 열펌프의 성능 특성을 실험적으로 규명하였다. 실험에 사용한 장치는 VI 압축기, 응축기, 유분리기, 판형열교환기, 에코노마이저(economizer), 증발기, 그리고 재냉기(re-cooler)로 구성하였다. 냉방 성능 실험 조건은 다음과 같이 3가지 사이클로 VI 사이클을 적용하고 증발기 출구 냉매와 VI사이클 흡입 냉매가 재냉기에서 서로 열교환 하지 않는 사이클(사이클 A)과 열교환을 하는 사이클(사이클 B), 그리고 VI 사이클도 적용하지 않고 증발기 출구 냉매와 VI 사이클 흡입 냉매와의 열교환도 없는 사이클(사이클 C)로 구분하였다. 분석 결과, 냉방 성능은 증발기 출구 냉매와 VI사이클 흡입 냉매가 서로 열교환하는 VI사이클(사이클 B)이 가장 높았으며 VI사이클을 적용하지 않은 사이클 C가 가장 낮음을 알 수 있었으며, 사이클B의 냉방성능계수(COP_c)가 평균 3.5로 사이클A보다 8.6%, 사이클C보다 33% 높은 값을 나타내었다.

주제어: VI 압축 사이클, 히트펌프 시스템, 고성능 히트펌프, 냉방 성능계수

Abstract: In this study, we experimentally investigate the performance characteristics of a high-performance summer-cooling heat pump for an R410A by applying an air-cooled-type vapor-injection (VI) cycle. The devices used for the experiment consist of a VI compressor, condenser, oil separator, plate-type heat-exchanger, economizer, evaporator, and re-cooler. The experimental conditions employed for the cooling performance were divided into three cycles. First, in Cycle A, we apply a VI cycle and with no heat exchange between the evaporator outlet refrigerant and the VI cycle suction refrigerant in the re-cooler. For Cycle B, there is heat exchange, and for Cycle C, there is neither a VI cycle nor heat exchange between the evaporator outlet refrigerant and the VI cycle suction refrigerant. From the analysis results, we observe that the performance was highest in the VI cycle with heat exchange between the evaporator outlet refrigerant and the VI cycle suction refrigerant (Cycle B), while it was lowest in Cycle C without application of the VI cycle. Moreover, the cooling coefficient of Performance (COP_c) averaged 3.5 in Cycle B, which was 8.6% higher than the corresponding value in Cycle A, and 33% higher than that in Cycle C.

Keywords: Vapor-injectopm compression cycle, Heat pump system, High performance heat pump, Cooling coefficient of performance

1. 서론

열펌프 기술은 에너지 절약 및 지구 환경보호를 위한 강력한 수단의 하나로 그 적용이 해마다 증가 하고 있다. 특히 최근 많은 나라에서 재생 에너지 회수기로서 열펌프를 적용하고 있으나[1] 기계상의 문제와 더불어 성능상의 문제도 대두되고 있다. 이와 관련하여 재래식 열펌프에서는 하절기 압축기 토출가스의 고온상승을 방지하기 위하여

injection 방식을 적용하는 것이 보편적이다. 이 방식은 수액기 출구 액관 일부를 압축기 흡입 실린더 헤드 부분 혹은 기액분리기(accumulator) 입구에 오리피스로 감압분사 시켜 압축기 토출온도를 낮추는 방법이다[2][3]. 이 방법은 토출가스 온도가 지나치게 상승할 경우에 기계적 손상은 방지할 수 있으나 성능향상에는 별로 도움되지 않는다. 근년에 하절기 냉방 열펌프의 성능향상을 위해 시도하는 사이클은 VI사이클이다. VI사이클은 VI압축기 특성으로 인하여 응축

[†] Corresponding Author (ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-3439-201X>): Department of Refrigeration and Air conditioning Engineering, Pukyong National University, Yongdang-dong, Nam-gu, Busan, 608-739, Korea, E-mail: choikh@pknu.ac.kr, Tel: 051-629-6179

¹ Department of Refrigeration and Air conditioning Engineering, Pukyong National University, E-mail: ljk0702@kora.com, Tel: 031-396-1660

This is an Open Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>), which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

기 출구 냉매가 과냉각되는 사이클이므로 플래쉬가스 발생을 방지할 뿐만 아니라 압축기 토출가스의 온도를 낮추어 주게 된다[4][5]. 그리고 열대지역에서와 같이 압축효율과 냉매 유량이 감소하는 열펌프의 특성을 보완해주는 기술로 최근에 주로 이용되고 있다[6][7]. VI사이클을 구성하는데 있어서는 단순히 VI장치가 있는 압축기만을 구비하여서 구현되는 것이 아니라 인젝션 상태를 어떻게 제어하느냐에 따라 성능에 상당한 차이를 나타낼 수 있다[8]. 하절기 외 기온도 이상상승에 따라 압축기 효율이 감소하고 토출냉매 가스가 상승함에 따라 냉방용량과 냉방성능계수가 감소하는 열펌프의 취약점을 VI사이클 기술이 적절하게 보완해 줄 수 있다는 것이 밝혀졌다.

하지만 이상의 연구는 중저온 냉매 열교환기를 사용하지 않은 경우이며 통상의 VI열펌프 사이클에서 중저온 냉매 열교환기를 사용할 경우 성능에 영향을 미칠 수가 있는 것을 예상할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 VI사이클에서의 증발기 출구의 저온 냉매와 이코노마이저 출구인 중온냉매를 재냉기(re-cooler)에서 열교환시켰을 때 나타나는 VI 사이클 열펌프의 성능특성을 실험적으로 분석하고 재냉기 사용 유무에 따른 시스템 성능을 확인해보는데에 목적을 두었다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 실험에 사용된 실제모습과 장치도는 Figure 1 과 2 이며, 시스템 사양은 Table 1 과 같다. 실험에 사용한 장치는 그림에서 VI압축기, 응축기, 에코노마이저, 열교환기, 증발기 재냉기 등으로 구성되어 있다. 팽창밸브, 배관 및 기타 제어장치를 추가하여 시스템을 제어할 수 있게 하였다. 그림에서와 같이 냉방운전인 VI 열펌프시스템에서 수액기 출구에서 나온 일부 냉매를 적정 제어량으로 팽창(Figure 2 냉매G2, 14) 시킨후, 에코노마이저(9번)를 통해 흡열되어 중압의 과열증기 상태(Figure 3 h7)로 압축기에 분사(injection) 된다. 즉, 냉매의 흐름은 압축기, 유분리기, 실외응축기, 에코노마이저, 팽창밸브, 사용측 증발기, 재냉기, 기액분리기 등을 거쳐 다시 압축기로 흡입된다. 이 과정 중에 관형열교환기인 실내 증발기에서 열원인 냉수를 얻도록 하였다.



Figure 1: Experimental apparatus measurement and data collection

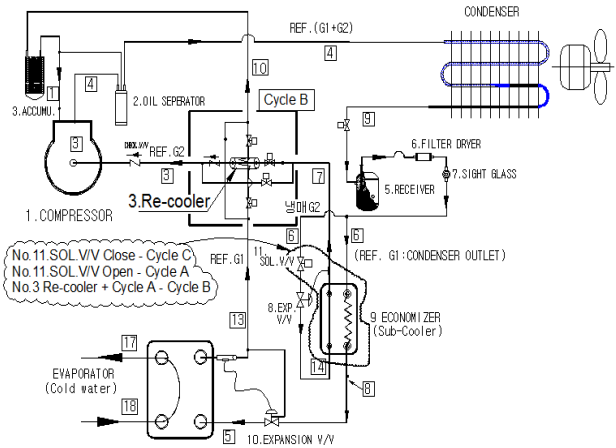


Figure 2: Cooling schematic of VI Compression refrigeration cycle

Table 1: Specification of experimental apparatus

Cooling capacity	W	10,584	
Power(Compressor)	V	3Ø 330V	
Power(Pump)	V	1Ø 220V	
Outdoor Temperature	°C	28 °C	
Flux rate(water)	l/min	58.8	
Water Tube Size	mm	25	
Cooling water Tank Volume	Size	Ø 600 × 1200H,280l	
Ref.Control		Expansion V/V	
HEX TYPE	Water	InDoor	Plate HEX
	Air	OutDoor	Fin&tube
Compressor	TYPE	Scroll	3.5HP (VI)
	Suc.size	mm	Ø22.22
	Dis.size	mm	Ø12.7
	Economizer		Plate HEX
Fan	TYPE	FAN	110 W 6P
	Power	V	1Ø 220V
	Airflow	CMM	45 CMM × 2EA
Refrigerant	Type		R-410A
	Charge	kg	6

(HEX : Heat Exchanger), (Dis.:Discharge)

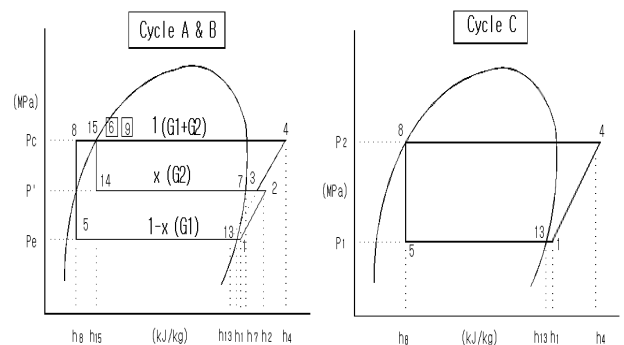


Figure 3: P-h diagram of cooling VI compression refrigeration

2.2 실험방법 및 조건

측정은 응축기의 응축온도(t_c)에 영향을 미치는 외기 온도가 일정한 상태에서 하였으며, Table 2와 같이 VI 사이클

을 적용하고 증발기 출구 냉매(Figure 2,G1: ⑬->⑩)와 VI사이클 흡입 냉매(G2 : ⑦->③)가 서로 열교환 하지 않는 사이클(사이클 A)과 열교환을 하는 사이클(사이클 B), 그리고 VI 사이클도 적용하지 않고 증발기 출구 냉매와 VI 사이클 흡입 냉매와의 열교환도 없는 사이클(사이클 C) 세가지 경우로 나누어 수행하였다.

Table 2: Experimental methods and classification

Heat exchanger \ VI use or No use	Use of VI system (Two stage compression)		No use of VI system (One stage compression)
	HEX No use (CLOSE) Cycle A	HEX use (OPEN) Cycle B	HEX No use (CLOSE) Cycle C
Use or No use			

(HEX.: Re-cooler Heat exchanger)

시험부의 온도와 압력 측정은 시스템이 열적 평형상태에 도달했을 때, 응축기 입·출구 냉매 온도, 증발기 측의 냉수 온도를 측정하여 저수조 내부 냉수 온도가 원하는 온도에 도달 하였을 때까지의 데이터 값을 사용하였다. 실험의 기준이 되는 저수조 용량은 Table 1에 같이 나타나있으며, 저수조의 수온이 24℃에서 7℃까지 저하하는 시간을 기준으로 증발 능력(Q_{ec}), 압축 일량(A_{wc}) 및 냉방성능계수(COP_C) 등을 분석하였다.

2.3 데이터 해석 방법

본 연구에서는 시스템 해석을 위해 압력 게이지를 이용해 압축기 흡입, 토출 압력을 측정하고, 각각의 기기 입·출구 포인트마다 온도를 측정하였으며, 이러한 측정결과를 이용해 냉매 R410A 모리엘 선도에서 나타내지는 엔탈피 차이로 냉동효과(q_e), 냉방성능계수(COP_C)를 비교 분석하고자 하였다. 또한 실질적으로는 압축기 입력 전류와 냉수 유량, 입·출구 온도를 측정하여, 증발기 냉수능력(Q_{ec}) 그리고 냉방 성능계수(COP_C)를 계산하여 기존시스템과 비교 연구를 하였다.

먼저, P-h선도(Figure 3)를 참조하여 아래와 같이 VI압축 사이클(VI Compression Refrigeration Cycle) 냉방성능계수(COP_C) 계산식을 도출하였고, 이때 냉동효과는 다음과 같다.

$$q_e = (1 - x) (h_{13} - h_5) = \frac{(h_7 - h_6) (h_{13} - h_5)}{(h_7 - h_8)} \quad (1)$$

위의 계산에 필요한 건도(quality, x)는 장치의 열평형에서 p-h선도를 사용하여 아래와 같이 나타내어질 수 있다.

$$xh_{14} + (1-x)h_6 = xh_7 + (1-x)h_8 \quad (2)$$

$$x = \frac{(h_6 - h_8)}{(h_7 - h_8)}, 1 - x = \frac{(h_7 - h_6)}{(h_7 - h_8)} \quad (3)$$

응축열량(q_c)은 Figure 3의 p-h 선도로부터 다음과 같이 정의될 수 있다.

$$q_c = h_4 - h_9 \quad (4)$$

압축일량(A_{wc})은 p-h 선도를 사용하여 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} A_{wc} &= q_c - q_e \\ &= (h_4 - h_9) - \frac{(h_7 - h_6) (h_{13} - h_5)}{(h_7 - h_8)} \\ &= \frac{(h_4 - h_9)(h_7 - h_8) - (h_7 - h_6)(h_{13} - h_5)}{(h_7 - h_8)} \end{aligned} \quad (5)$$

냉방 성능계수(COP_C)는 식 (1)과 (5)로부터 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} COP_C &= \frac{q_e}{A_{wc}} \\ &= \frac{(h_7 - h_6) (h_{13} - h_5)}{(h_4 - h_9)(h_7 - h_8) - (h_7 - h_6)(h_{13} - h_5)} \end{aligned} \quad (6)$$

실험으로부터 실제 냉방성능계수(COP_C)는 실내 측 냉수 유량과 입·출구 온도 데이터로부터 아래 식을 사용하여 계산하였다.

$$COP_C = \frac{\rho_w Q_w c_w (T_{w,i} - T_{w,o})}{P_{A_{wc}} \times 3600} \quad (7)$$

여기서 $P_{A_{wc}}$ 는 열펌프의 소비전력(kW)으로 다음과 같다.

$$P_{A_{wc}} = \sqrt{3} V_e A_e \cos\theta \quad (8)$$

이때, V_e 는 전압(3∅/380V), A_e 는 전류, 그리고 $\cos\theta$ 는 역률을 나타낸다.

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 재냉기와 VI압축 사용 유무에 따른 냉방성능 특성

3.1.1 재냉기 차단과 VI압축 사용할 경우 냉방성능 특성:Cycle(A)

Figure 4는 VI 사이클 압축기 입·출구(Figure 2에서 ⑬,⑭), 예코노마이저 입·출구 (Figure 2에서 ⑭ ->⑦, ⑥ -> ⑧)와 증발기 입구(⑨)에서의 시간에 따른 냉매 온도 변화를 나타내었다. Figure 4에서와 같이 압축기 출구온도는 압축기 시

동 후 4분만에 정상온도에 도달하였음을 알 수 있고, 에코노마이저에서의 VI 흡입측 입·출구(Figure 2에서 ⑭ → ⑦) 냉매온도와 증발기 입구측 에코노마이저 입·출구(Figure 2에서 ⑥ → ⑧)냉매도 4분만에 정상온도에 도달함을 알 수 있었다. 이것은 에코노마이저에서의 열교환이 원활하게 이루어지고 있음을 나타낸다.

Figure 5는 저수조 내부 수온을 24℃로 고정된 후 7℃까지 냉각되는 온도를 나타낸 것이다. 측정 결과 29분정도의 시간이 걸렸으며, 냉수 입·출구 온도차는 2.87℃차이를 내면서 일정하게 저하하였다. 반면 냉매의 경우 증발기 입구측은 일정하게 저압 저온 상태를 유지하고 있으나, 출구측은 냉수온도 상태변화와 비례해서 저하하였다. 이러한 차이는 증발기내에서의 냉매 잠열교환이 끝나고 증발기 출구에서 현열교환이 진행되면서 나타난 현상으로 볼 수 있다.

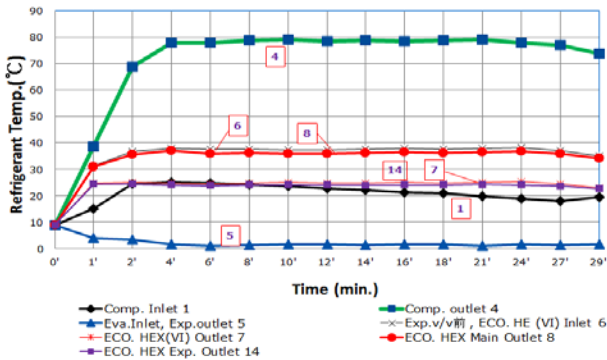


Figure 4: Change of refrigerant temperature by time

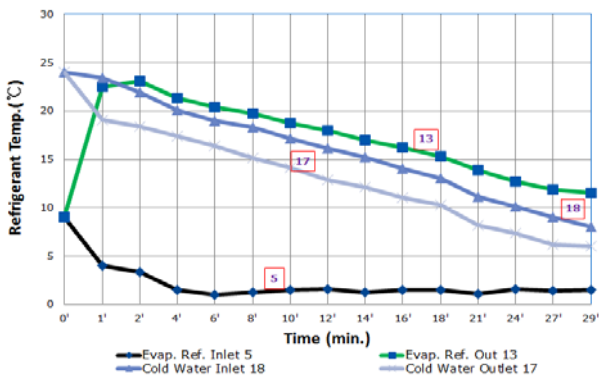


Figure 5: Change of evaporator refrigerant & cold water inlet-outlet temperature by time

Figure 6은 응축기 입구(Figure 2에서 ④)와 응축기 출구(Figure 2에서 ⑨)온도를 나타낸 것으로, VI사이클 압축기가동 4분 후에 응축온도는 39℃로 일정하게 운전되고 있는 것을 알 수 있다.

Figure 7은 시간에 따른 냉방성능계수(COP)를 나타낸 것으로, 그림에서 알 수 있는 바와 같이 냉방성능계수(COP)는 3.5에서 2.9로 변화하였으며, 평균 냉방성능계수

(COP)는 3.2를 나타내었다. 즉, 하절기 응축기 온도일정 조건일 때 저수조 내부 물 온도가 낮아짐에 따라 냉방 성능계수(COP)는 시간이 지날수록 감소하는 것을 확인할 수 있었으며, 이는 초기에 저수조 내부 물 온도가 높을 때에는 증발기에서 냉매가 과열 증기가 되어 압축기에 흡입되고 시간이 지날수록 저수조(Cooling water storage tank) 내부 물 온도가 저하되므로 과열 증기에서 건조포화증기로 변하며 압축기에 흡입되기 때문으로 판단된다.

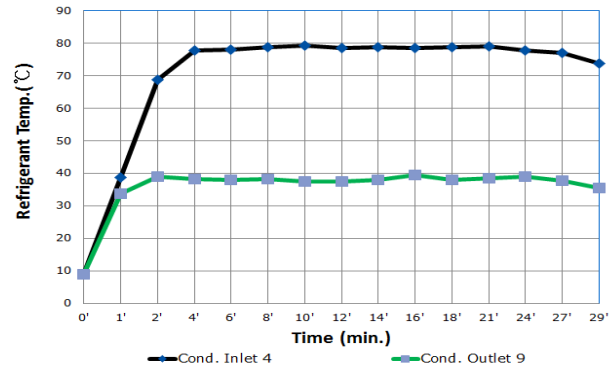


Figure 6: Change of condenser inlet-outlet refrigerant temperature by time

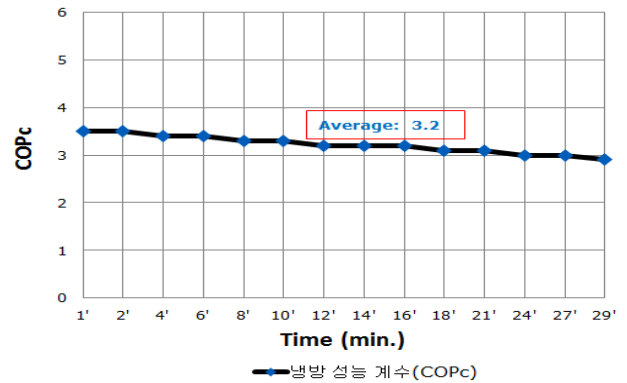


Figure 7: Change of cooling COPc by time

3.1.2 재냉기와 VI압축 사용할 경우 냉방성능 특성: Cycle(B)

Figure 8은 VI 사이클 압축기 입·출구(Figure 2에서 ①, ④), 에코노마이저 입·출구(Figure 2에서 ⑭ → ⑦, ⑥ → ⑧)와 증발기 입구(⑤)에서의 시간에 따른 냉매 온도 변화를 나타내었다. 압축기 토출온도는 압축기 시동 후 4분만에 정상온도에 도달하였음을 알 수 있으며, Cycle A 압축기 토출온도보다 다소 낮고 Cycle C 토출온도보다는 훨씬 낮은 온도에서 안정적으로 운전됨을 알 수 있다. 에코노마이저에서의 VI 흡입측 입·출구(Figure 2에서 ⑭ → ⑦) 냉매온도와 증발기 입구측 에코노마이저 입·출구(Figure 2에서 ⑥ → ⑧)냉매도 4분만에 정상온도에 도달하였고, 이것은 에코노마이저에서의 열교환이 원활하게 이루어지고 있음을 나타낸다.

Figure 9는 저수조(Cooling water storage tank, $\varnothing 600 \times 1200H$) 내부 물 온도 24°C 가 7°C 로 되는 시간 동안의 온도를 측정된 결과를 나타내었다. 해당 온도에 도달하는 데에는 약 27분정도의 시간이 걸렸으며, 냉수 입출구 온도차는 3.05°C 정도를 보이면서 일정하게 저하하는 모습을 보였다. 또한 증발기 입출구에서 입구 쪽은 일정하게 저압 저온 상태를 유지하고 있으나 출구는 냉수온도 변화와 같이 온도 저하를 나타내고 있다.

Figure 10는 외기온도 일정조건 에서 응축기입구(④)와 응축기 출구(⑨)온도를 나타내고 있으며 응축온도는 38°C 일정하게 운전되고 있는 것을 알 수 있다.

Figure 11은 실험과 같이 시간에 따른 냉방성능계수(COP)를 나타내고 있고, 냉방성능계수(COP)는 3.8에서 3.2로 변화했으며 평균 냉방성능계수(COP)는 3.5를 나타내었다. 또한 하절기 응축기 온도일정 조건 일때, Figure 9에서 저수조 내부 물 온도가 낮아짐에 따라 냉방 성능계수(COP)는 시간이 지날수록 완만하게 내려가고 있다. 이것은 초기에 높은 저수조 내부 물 온도가 증발기출구에서 과열 증기가 되어 압축기에 흡입되고 시간이 지날수록 저수조 내부 물온도 저하로 과열 흡입 냉매에서 건조포화증기 냉매 쪽으로 압축기에 흡입되는 것을 알 수 있다.

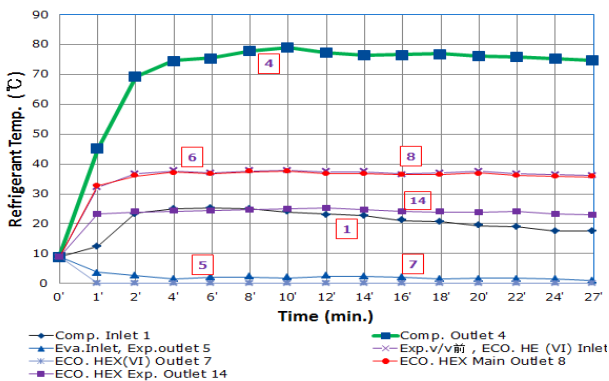


Figure 8: Change of refrigerant temperature by time

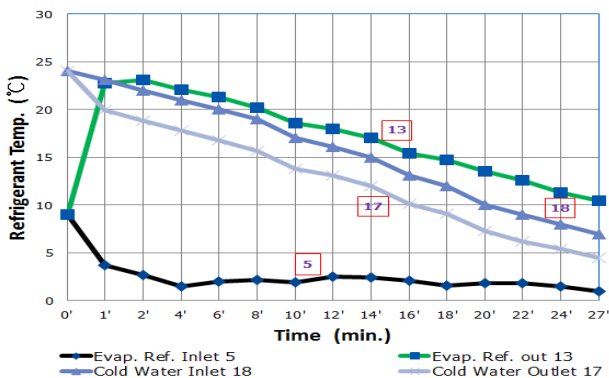


Figure 9: Change of evaporator refrigerant & cold water inlet-outlet temperature by time

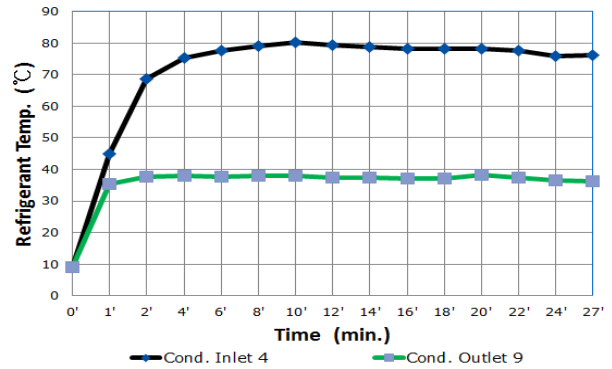


Figure 10: Change of condenser inlet-outlet refrigerant temperature by time

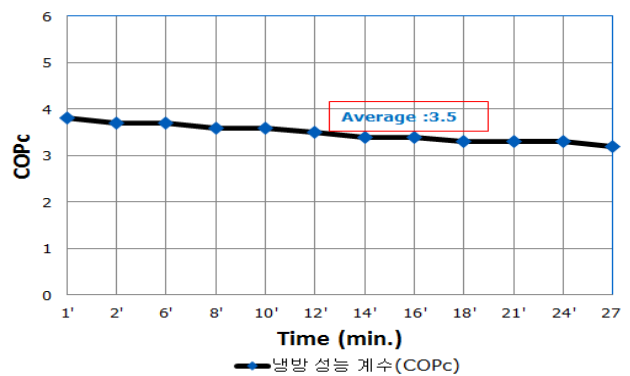


Figure 11: Change of cooling COPc by time

3.1.3 재냉기와 VI 압축을 사용하지 않은 경우 냉방 성능 특성: Cycle(C)

Figure 12는 VI 사이클 압축기 입출구(Figure 2에서 ①, ④), 에코노마이저 입출구 (Figure 2에서 ⑭ → ⑦, ⑥ → ⑧)와 증발기 입구(⑤)에서의 시간에 따른 냉매 온도 변화를 나타낸 것이다. Figure 12에서와 같이 증발기 흡입(⑤), 압축기 토출(④)냉매온도가 불안정 상태에서 운전되고 있는 것을 알 수 있다. 또한 VI 흡입측(Figure 2에서 ⑭ → ⑦) 냉매가 차단되었기 때문에 증발기에 유입되는 에코노마이저 (Economizer) 출구(Figure 2에서 ⑥ → ⑧)냉매는 과냉각되지 않고 팽창되는 것으로 나타나고 있다.

Figure 13은 저수조(Cooling water storage tank, $\varnothing 600 \times 1200H$), 내부 물 온도 24°C 가 7°C 로 되는 과정의 온도를 측정된 결과로 42분의 시간이 걸렸으며, 냉수 입출구 온도차는 2°C 차이를 내면서 불일정하게 저하는 모습을 나타내었다. 증발기 입출구에서 입구쪽 저압은 4~6bar 상태로 불안정하게 저압 저온 상태를 유지하고 있으며, 출구는 냉수온도 상태 변화와 비례해서 온도 저하를 나타내고 있었다. 또한 운전 중 저압증발기 입구 측에 있는 팽창밸브 후단에 많은 착상이 발생하고 있으며, 후반 운전에서 압축기 운전 전류가 일정하지 않고 불안정한 상태로 작동되는 모습을 보였다.

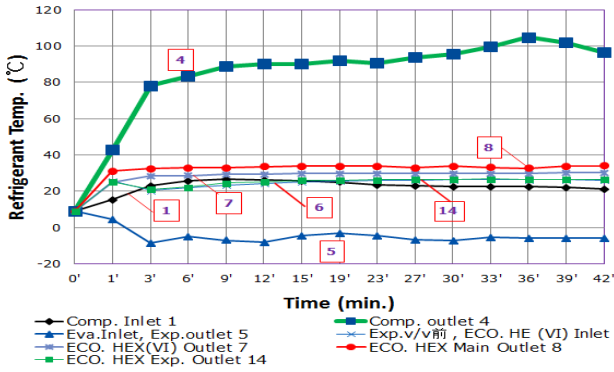


Figure 12: Change of refrigerant temperature by time

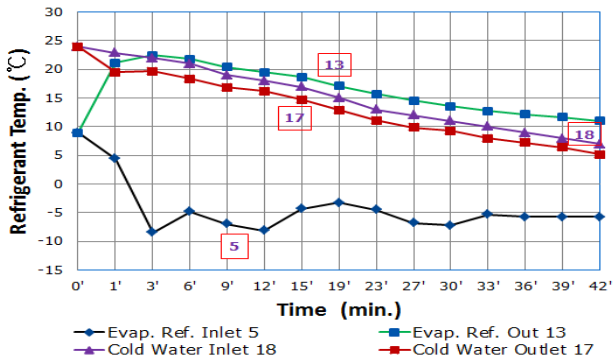


Figure 13: Change of evaporator refrigerant & cold water inlet-outlet temperature by time

Figure 14에는 외기온도 일정조건에서, 압축기 토출온도가 되는 응축기입구(㉔)의 온도가 나타나있으며, 에코노마이즈 차단과 제냉기 차단으로 88℃~101℃의 고온에서 운전되는 것을 알 수 있다. 그리고 응축기 출구(㉕)온도도 에코노마이즈 차단으로 원활하지 않은 냉매공급으로 응축온도는 33℃~34℃ 불일정하게 운전되고 있는 것을 알 수 있다.

Figure 15는 시간에 따른 냉방성능계수(COP)를 나타내고 있고, 냉방성능계수(COP)는 2.6에서 2.1로 변화했으며 평균 냉방성능계수(COP_c)는 2.35를 나타내었다.

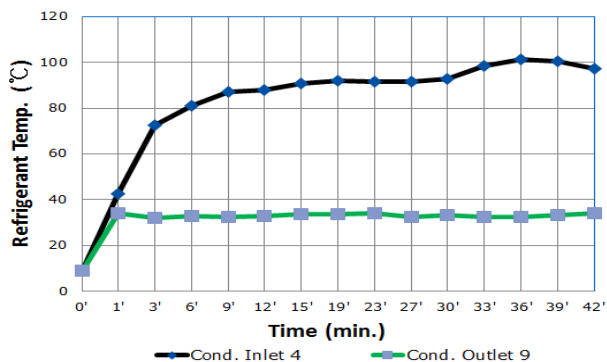


Figure 14: Change of condenser inlet-outlet refrigerant temperature by time

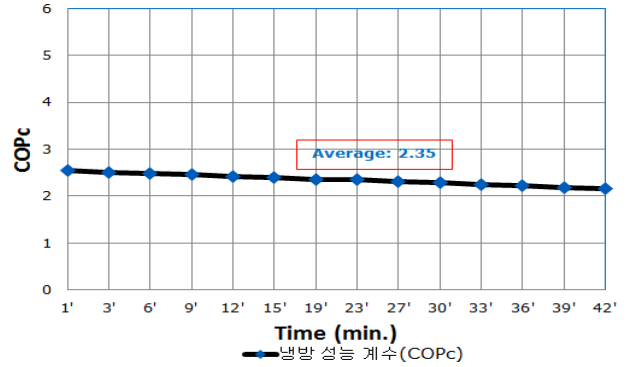


Figure 15: Change of Cooling COP_c by time

4. 결 론

본 연구에서 제안하는 제냉기가 있는 VI압축 열펌프 사이클 실험에서 저수조 내부 수온이 24℃에서 7℃로 냉각되는 시간을 기준으로, 냉매와 냉수온도 그리고 냉방성능계수(COP_c)를 분석한 결과는 다음과 같다.

- (1) 저수조의 냉각은 제냉기와 VI압축차단 Cycle(C)와 제냉기 차단 VI압축사용 Cycle(A) 경우보다 제냉기와 VI압축사용 Cycle(B) 경우가 가장 짧은 시간에 냉각되는 것을 알 수 있다.
- (2) 냉방성능계수 (COP_c)는 제냉기와 VI 압축사용 Cycle(B)의 평균 COP_c가 제냉기 차단 VI압축사용 Cycle(A) 평균 COP_c(3.2)보다 8.6% 높았고, 제냉기와 VI압축 차단 Cycle(C)의 평균 COP_c(2.35) 보다는 33% 이상 높게 됨을 알 수 있었다.
- (3) 제냉기와 VI압축차단 Cycle(C) 조건으로 실험하였을 경우, 저압증발기 입구측 팽창밸브 출구에 착상현상이 발생하였으며, 냉방시스템과 운전전류가 상당히 불안정한 상태로 운전됨을 알 수 있었다.
- (4) VI압축사이클을 사용하고 있는 압축기는 VI개폐에 따라 시스템에 상당히 영향을 미치는 것을 알 수 있었고, 하절기에도 VI밸브를 항상 개방해야 한다. 또한 시기와 양을 어떻게 제어하느냐에 따라 성능과 효율에 큰 차이가 있음을 알 수 있었으며, 향후 이에 관한 연구가 필요하다고 본다.

References

- [1] J. T. Park and K. C. Chang, "Present status and subjects of heating and cooling system using Seawater," Journal of Korea Society of Geothermal Energy Engineers, vol. 3, no. 1 pp. 38-50, 2007 (in Korean).
- [2] Editorial department, Handbook of refrigerating, Seoul, Korea: Sejin Book, 1990 (in Korean).
- [3] J. I. Yoon, J. D. Kim, S. K. Yoon, S. B. Kim, Y.

M. Yang, H. S. Jung, S. J. Kim, and W. N. Kim, Refrigerating engineering, Seoul, Korea: Munundang, 2000.

- [4] EMERSON Climate Technologies, http://www.emersonclimate.com/europe/ProductDocuments/CopelandLiterature/C060209_0311_1111_E_AGL_HPScroll_FULL_0.pdf, Accessed February 12, 2015.
- [5] EMERSON Climate Technologies, <http://www.whaleyservice.com/EquipmentManualsIntegration/Manuals/ALC0143.pdf>, Accessed March 02, 2015.
- [6] C. W. Roh and M. S. Kim, "Effect of intermediate pressure on the heating performance of a heat pump system using R410A vapor-injection technique," Proceedings of the Summer Annual Conference of The Society of Air-conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, pp. 137-140, 2011 (in Korean).
- [7] M. S. Kim, "A study on the performance enhancement of heat pump using injection of vapor refrigerant to accumulator," Journal of the Society of Air-conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, vol. 41, no. 12, p. 86, 2012 (in Korean).
- [8] H. J. Kwon, "Green energy solution using high efficiency VRF heat pump," Journal of the Society of Air-conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, vol. 39, no. 12, pp. 43-49, 2010 (in Korean).