

CO₂ 급탕 열펌프의 성능 특성에 관한 실험적 연구

이 응 찬, 백 창 현, 강 훈*, 김 용 찬^{*†}, 조 흥 현**, 조 성 욱^{***}

고려대학교 기계공학과 대학원, ^{*}고려대학교 기계공학과, ^{**}조선대학교 기계공학과, ^{***}삼성전자 DA연구소

Experimental Study on the Performance of a CO₂ Heat Pump Water Heater

Eungchan Lee, Changhyun Baek, Hoon Kang^{*}, Yongchan Kim^{*†},
Honghyun Cho^{**}, Sungwook Cho^{***}

^{*}Graduate School of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-713, Korea

^{*}Division of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-713, Korea

^{**}Department of Mechanical Engineering, Chosun University, Kwangju 501-753, Korea

^{***}Samsung Electronics Co. Ltd. Maetan-3Dong, Yeongtong-Gu, Suwon, Gyeonggi-Do, 443-742 Korea

(Received April 15, 2009; revision received June 5, 2009)

ABSTRACT: The performance of a CO₂ heat pump water heater was measured with a variation of operating conditions such as refrigerant charge amount, outdoor temperature, compressor frequency, EEV opening, and water mass flow rate. The optimum refrigerant charge amount of the CO₂ system was 1800 g. At water mass flow rates of 75, 85, and 95 kg/h, the water heating temperatures were 74, 67, and 62 °C and COPs were 2.6, 2.8, and 3.0, respectively. Besides, the compressor frequency and water mass flow rate were adjusted to maintain the water heating temperature at 60 °C with the decrease of outdoor temperature. As the outdoor temperature decreased by 5 °C, the compressor frequency increased beyond 60 Hz and the water mass flow rate decreased by 16.7%.

Key words: CO₂ heat pump water heater(CO₂ 급탕 열펌프), Water heating temperature(급탕온도), Water mass flow rate(급수유량), Coefficient of Performance(COP, 성능계수)

1. 서 론

지구온난화와 오존층 파괴와 같은 환경문제가 대두됨에 따라 국제협약에 의하여 기존 냉매의 사용이 제한되면서 전 세계적으로 자연냉매의 연구가 활발히 진행되고 있다. 그 중에서 CO₂는 열역학적 물성치가 우수하고 기존 냉매에 비하여 오존층파괴지수(ODP)와 지구온난화지수(GWP)가 낮아 환경친화적 대체냉매로 사용하기에 적합하

다. 일본에서는 CO₂ 사이클의 가스쿨링 과정에서 나타나는 큰 온도구배를 이용하여 난방용 급탕 열펌프를 상용화하였다. CO₂ 열펌프의 성능을 향상시키기 위하여 Chen and Gu⁽¹⁾는 내부열교환기를 적용한 CO₂ 사이클에서 가스쿨러의 압력과 성능에 관한 수식을 개발하였다. 또한 Kobayashi⁽²⁾는 CO₂ 열펌프의 난방과 급탕 실험을 수행하기 위해 저온 외기조건에서 난방성능 향상을 위한 연구를 수행하였으며, Murahashi⁽³⁾는 CO₂ 급탕 열펌프에 이젝터를 적용해 압축기 소비전력을 줄여 난방성능을 향상시키기 위한 연구를 수행하였다. 국내에서는 Cho et al.^(4,5)은 CO₂ 열펌프의 냉방 성능을 향상시키기 위해 전자팽창밸브와 내부열

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-921-5946; fax: +82-2-921-5946

E-mail address: yongckim@korea.ac.kr

교환기를 장착하여 연구를 수행하였고, 또한 트윈 로터리 압축기를 적용한 가스인젝션 시스템을 제작하여 압축기 토출온도 제어와 난방성능 향상에 관한 연구를 수행하였다.

하지만 국내에서 CO₂ 급탕 열펌프에 대한 연구가 매우 미흡한 실정이기 때문에 본 연구에서는 CO₂ 급탕 열펌프에 대한 실험을 통하여 급탕 열펌프에 대한 성능특성을 분석하고, 급탕 열펌프의 상용화를 위한 기초자료를 제공하고자 한다. CO₂ 급탕 열펌프에 대하여 시스템의 최적화 및 신뢰성 확보에 초점을 두어 외기온도, EEV 개도, 압축기 주파수, 급수유량 변화에 따른 난방성능 특성을 고찰하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 CO₂ 급탕 열펌프 시스템의 성능특성을 측정하기 위한 실험장치의 개략도를 나타낸다. CO₂ 급탕 열펌프를 실외측 열환경 챔버에 설치하여 급탕성능을 측정하였다. CO₂ 급탕 열펌프에 사용한 압축기는 로터리 타입으로 용량은 정격조건에서 6kW급으로 설계하였다. 실외 열교환기는 핀-튜브 형태로 핀 형상은 루버핀이며, 관의 외경은 7mm, 관 두께는 0.7mm로 고압에 견딜 수 있도록 제작하였다. 팽창장치는 전자식 팽창밸브(EEV)로서 Fugikoki의 제품을 사용하였다. EEV는 500스텝까지 개도의 조절이 가능하며, EEV에 포함된 오리피스 직경과 길이는 시스템 용량에

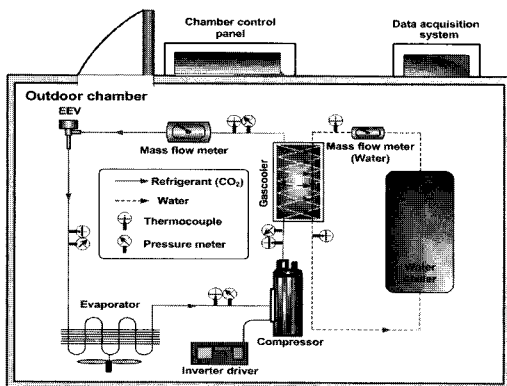


Fig. 1 Schematic diagram of the CO₂ heat pump water heater.

적합하도록 선정하였다. 급탕용 가스쿨러는 냉매와 물이 대향류로 흐를 수 있도록 이중관 열교환기를 적용하였으며, 이중관 열교환기의 급수관 내부에 세 개의 냉매관을 넣어서 열교환 면적을 증가시키도록 하였다.

시스템 각 주요 위치에 T-type 열전대와 압력계, 질량유량계를 설치하여 CO₂ 급탕 열펌프 성능분석에 필요한 데이터를 확보하였다. 온도, 압력, 소요동력 등의 측정변수와 난방용량 및 COP 등 계산변수에 대한 불확실도를 Table 1에 나타내었다.

2.2 실험방법 및 조건

먼저 CO₂ 급탕 열펌프 시스템에 대하여 난방 표준조건에서 압축기의 주파수를 정격인 58Hz로 고정하고, 냉매충전량을 200g씩 증가시켜가면서 성능계수가 최대가 되는 최적 냉매충전량을 결정하였다. 이 때 각 냉매충전량에서 최적 성능을 얻을 수 있도록 EEV 개도를 조절하였다. 최적 냉매충전량을 결정한 후에는 냉매충전량을 최적값으로 고정한 상태에서 운전변수의 변화에 따른 CO₂ 급탕 열펌프의 성능을 측정하였다. 이 때 운전변수는 EEV 개도, 압축기 주파수, 외기온도, 급수유량을 포함하고 있으며, 구체적인 운전조건은

Table 1 Experimental uncertainties

Parameters	Uncertainties
Temperature(T-type)	±0.2℃
Pressure	±0.2% of full scale
Mass flow rate	±0.2% of reading
Power input	±0.01% of full scale
Heating capacity	±3.71%
COP	±3.73%

Table 2 Test conditions

Parameters	Value
Outdoor temperature (DB/WB, ℃)	-13/-14, -8/-9, -3/-4, 2/1, 7/6
EEV opening(%)	20, 30, 40, 50, 60, 70
Compressor frequency (Hz)	60, 65, 70
Water mass flow rate (kg/h)	45, 55, 65, 75, 85, 95

Table 2에 나타내었다. 특히, 급수온도를 최소한 60 °C 이상으로 유지하도록 급수유량을 변화시키며 실험을 수행하였다. CO₂ 급탕 열펌프의 급탕용량은 물 측에서 측정된 열량을 사용하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 CO₂ 급탕 열펌프 시스템의 최적 충전량

CO₂ 급탕 열펌프 시스템을 최적화하기 위하여 냉매충전량 변화에 따른 급탕성능 특성을 고찰하였다. 냉매충전량 변화에 따른 실험을 수행하기 위하여 단일유닛 시험조건인 ASHRAE Standard 116의 난방모드⁽⁶⁾에 근거하여 실외 건구온도와 습구온도를 설정하였고, 압축기 주파수는 58 Hz로 고정하였다. 가스쿨러에 2차유체로 흐르는 물의 입구온도는 일본 냉동공조협회에서 지정한 CO₂ 급탕기 시험조건에 근거하여 9 °C로 설정하였으며, 급수유량은 급탕 시 온도가 60 °C 이상이 되도록 각각 75, 85, 및 95 kg/h로 변화시켜가며 실험을 수행하였다.

Fig. 2는 난방 표준조건에서 냉매충전량에 따른 급탕용량과 COP의 변화를 보여주고 있다. EEV 개도 40%에서 냉매충전량이 증가할수록 냉매유량이 증가하여 가스쿨러 내 열전달량이 커져서 급탕용량은 향상되는 경향을 보인다. 그러나 냉매충전량 1800 g 이후부터 압축기 소비전력의 증가가 난방용량의 증가보다 크므로 COP는 냉매충전량 1800 g을 기점으로 하여 감소하게 된다. 따라서 시스템의 최적 냉매충전량을 1800 g으로 선정하였다. 급수유량 75, 85, 및 95 kg/h일 때 급탕온도는 각각 74, 67, 및 62 °C로 나타났고 COP는 각각 2.6, 2.8, 및 3.0으로 나타났다.

Fig. 3은 냉매충전량에 따른 압축기 토출압력, 증발기 출구에서의 과열도, 그리고 COP의 변화를 나타내고 있다. 냉매충전량이 증가할수록 과열도는 감소하는 경향을 나타내었으며 급수 유량의 영향은 거의 없는 것으로 판단되었다. 압축기 토출압력은 냉매충전량이 증가함에 따라 지속적으로 증가하였으며 급수유량을 늘려감에 따라 감소하였다. 최적 COP가 형성되는 냉매충전량 1800 g 부근에서는 증발기 출구 과열도가 급수유량이 75, 85, 및 95 kg/h일 때 각각 6.2, 6.4, 및 6.6 °C로 나타났다.

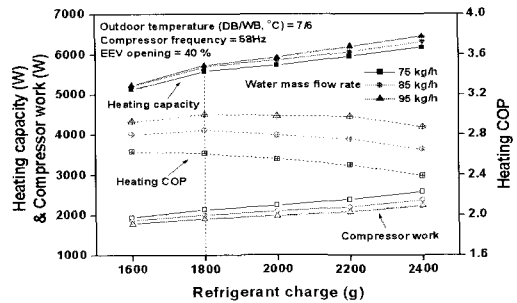


Fig. 2 Variations of heating capacity, work, and COP with refrigerant charge.

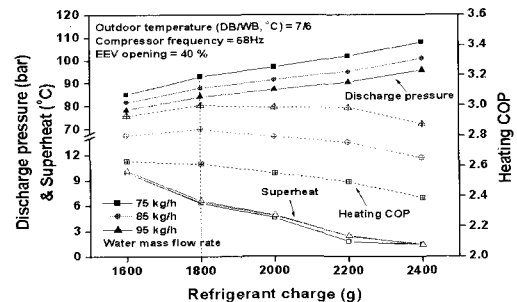


Fig. 3 Variations of discharge pressure, superheat, and COP with refrigerant charge.

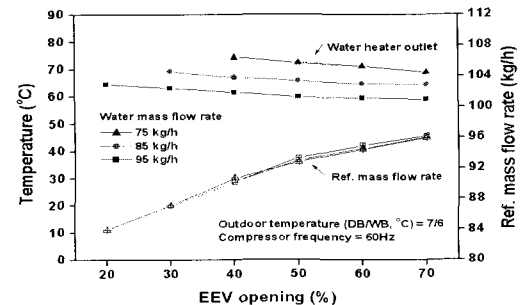


Fig. 4 Variations of water heating temperature and ref. mass flow rate with EEV opening.

3.2 CO₂ 급탕 열펌프 시스템의 성능특성

최적 냉매충전량 1800 g에서 EEV 개도, 외기온도, 압축기 주파수, 급수유량을 변화시켜 가면서 CO₂ 급탕 열펌프 시스템의 성능특성을 측정하고, 운전조건에 따른 시스템의 최적제어 알고리즘을 제시하고자 한다.

Fig. 4는 EEV 개도에 따른 냉매유량과 급탕 온도의 변화를 나타내고 있다. EEV 개도가 증가함에 따라 오리피스에서의 팽창저항이 감소하여 냉매유량이 늘어나는 경향을 보인다. 냉매유량이 증가함에 따라 압축기 입구에서 과열도가 감소하게 되고, 압축기 토출온도의 감소로 인하여 냉매와 급수의 열전달량이 줄어들게 되어 급탕온도 또한 감소하게 된다. 동일 EEV 개도에서 급수유량이 증가함에 따라 온도구배는 줄어들어 급탕온도는 감소하게 된다.

Fig. 5는 EEV 개도에 따른 압축기의 토출압력 및 압축비, 그리고 과열도의 변화를 나타내고 있다. EEV 개도가 증가할수록 팽창저항의 감소로 인하여 냉매유량은 증가하고, 증발기 출구에서의 과열도는 감소하게 되어 압축기 토출온도의 감소로 인해 토출압력은 감소하게 된다. 그 결과 EEV 개도가 증가할수록 토출압력과 흡입압력의 비인 압축비는 감소하는 경향을 보인다.

Fig. 6은 EEV 개도에 따른 급탕용량 및 압축기 소비전력, 그리고 COP 변화를 나타내고 있다. EEV 개도의 증가에 따른 냉매유량의 증가에 비해 압축기 토출온도의 감소가 크기 때문에 열전달량이 줄어들어 급탕용량은 감소하는 경향을 보인다. 또한 EEV 개도가 증가함에 따라 압축비와 압축기 입구에서 과열도가 감소하여 압축기 소비전력은 줄어들게 된다. 그러나 난방용량, 압축기 소비전력의 변화율이 거의 일정하기 때문에 COP의 변화는 3% 정도로 실험오차 범위 내의 값을 가지므로 COP 변화는 매우 적다. CO₂ 급탕 열펌프 시스템의 신뢰성 확보를 위하여 급탕온도 60 °C 이상, 압축기 토출온도 100 °C, 압력 100 bar 이하가 되도록 EEV 개도를 조절한 결과 급수유량 75, 85, 및 95 kg/h인 경우에 최적 EEV 개도는 각각 40, 30, 및 30%인 것으로 나타났다. 최적화된 EEV 개도에서 급수유량 증가에 따른 성능특성을 고찰해보면, 급수유량이 증가함에 따라 가스쿨러에서 냉매와 급수와의 열전달량이 증가하여 급탕용량은 상승하고 압축비의 감소로 압축기 소비전력은 감소하는 경향을 보인다. 급수유량을 75 kg/h에서 10 kg/h씩 증가시킬 때 급탕용량은 각각 4.6 및 9.2% 증가하고, 압축기 소비전력은 각각 3.9 및 6.2% 감소하여 COP는 각각 9.0 및 16.2% 향상되는 결과가 나타났다.

Fig. 7은 외기온도에 따른 압축기 흡입, 토출압력, 압축비 및 냉매유량의 변화를 나타내고 있다.

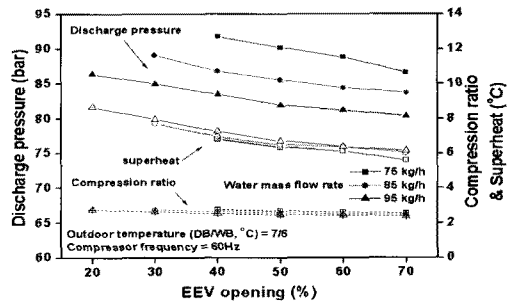


Fig. 5 Variations of discharge pressure, compression ratio, and superheat with EEV opening.

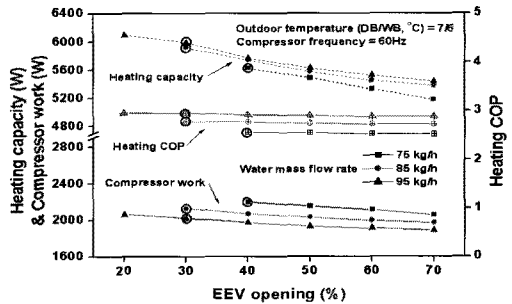


Fig. 6 Variations of heating capacity, work, and COP with EEV opening.

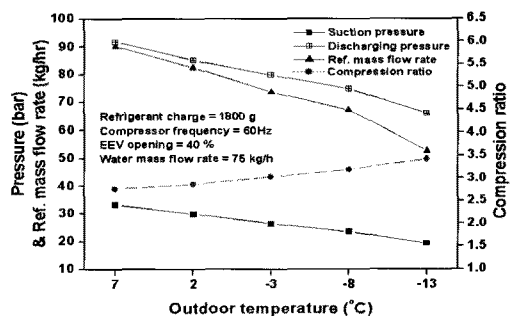


Fig. 7 Variations of pressure, ref. mass flow rate, and compression ratio with outdoor temperature.

증발기는 외기온도의 직접적인 영향을 받으므로 외기온도가 감소함에 따라 압축기 흡입압력의 감소가 토출압력의 감소보다 크기 때문에 압축비는 증가하는 경향을 보인다. 압축비는 외기온도 7 °C를 기준으로 5 °C 감소할 때마다 각각 3.4, 9.4, 15.2, 및 23.5% 증가하였다. 또한 일반적으로 압축비의

증가는 압축 시 로터와 베인 사이로 고압에서 저압으로 누설되는 냉매의 양이 증가하게 되므로 결과적으로 냉매유량의 감소를 야기한다. 냉매유량은 외기온도 7℃를 기준으로 5℃감소할 때마다 각각 8.5, 18.4, 25.6, 및 41.6% 감소하였다.

일반적으로, 증기 압축식 열펌프에서는 부하곡선과 성능곡선이 상반되는 경향이 나타난다. 외기온도가 감소할수록 열펌프에 가해지는 급탕부하는 증가하는데 반해 성능은 감소하게 된다. 이러한 특성이 Fig. 8에 잘 나타나 있다. 외기온도를 7℃에서 5℃씩 감소할 때마다 난방용량은 각각 8.2, 17.5, 26.0 및 43.3% 감소하였고, 압축기 소요동력은 각각 5.6, 10.1, 14.5 및 23.5% 감소하였다. 이에 따라 COP는 각각 2.7, 8.2, 13.4 및 5.9% 감소하는 경향을 보인다.

Fig. 9는 압축기 주파수의 변화에 따른 급탕용량, 급탕온도, 그리고 COP의 변화를 나타낸 것이다. 압축기 주파수가 증가하면 단위 시간당 압축기의 냉매 토출량이 증가하기 때문에 가스쿨러 내 냉매와 급수의 열교환량이 증가하여 급탕용량은 증가하는 경향을 보인다. 또한 압축기 주파수가 증가함에 따라 압축기로 유입되는 냉매량이 증가하여 증발압력은 감소하게 되고 토출되는 냉매량 또한 증가하면서 토출압력은 증가하게 된다. 이에 따라 압축비가 상승하여 압축기 소비전력이 증가하게 되고, COP는 감소하는 경향을 보인다. 압축기 주파수가 증가함에 따라 냉매유량과 압축기 토출온도가 상승하면서 가스쿨러 내 냉매와 급수의 열전달량이 증가하여 급탕온도는 상승하는 경향을 보인다.

Fig. 10은 급수유량에 따른 압축기 토출온도, 급탕온도의 변화를 나타낸 것이다. 외기온도가 감소함에 따라 급탕용량은 감소하므로 60℃ 이상의 급탕수를 얻고 압축기 토출온도 100℃ 이하가 되도록 급탕 열펌프의 급수유량을 최적화시키는 것이 중요하다. 외기온도가 감소할수록 60℃ 이상의 급탕수와 압축기 토출온도 100℃ 이하를 형성하는 범위는 좁아진다. 외기온도 7℃에 대해서 압축기 토출온도 100℃ 이하, 급탕온도 60℃ 이상의 급수유량 범위는 75~95kg/h로 20kg/h이다. 외기온도가 5℃씩 감소할수록 급수유량의 범위는 각각 15, 13, 및 10kg/h로 감소한다. 특히, 외기온도 -13℃인 경우에 두 가지 조건을 만족하는 범위는 존재하지 않는다. 따라서 저온 영역

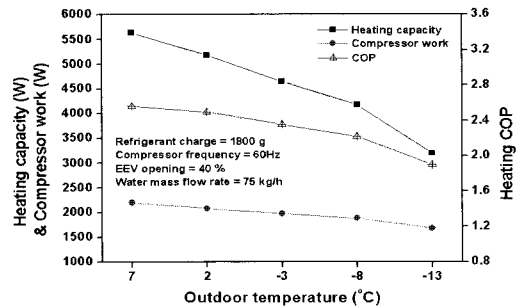


Fig. 8 Variations of heating capacity, work, and COP with outdoor temperature.

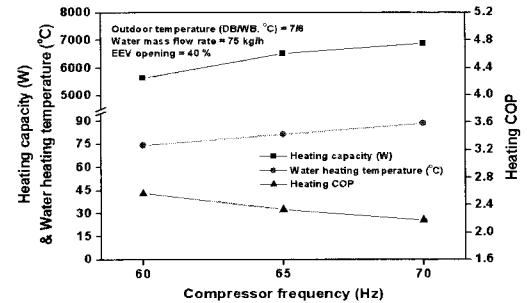


Fig. 9 Variations of heating capacity, water heating temperature, and COP with compressor frequency.

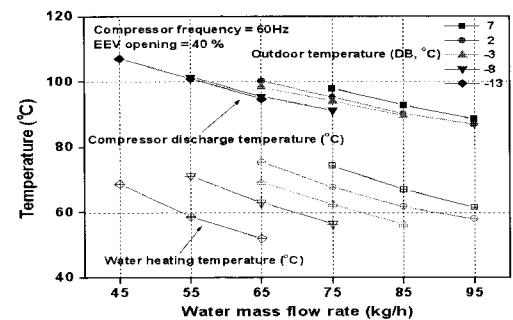


Fig. 10 Variations of temperature with water mass flow rate.

에서 압축기 토출온도를 제어할 수 있는 기술개발을 통해 저온 난방성능 향상에 관한 연구가 추후 수행되어야 할 것이라 판단된다. 급수유량에 따른 실험에서 최대 급탕온도는 외기온도 2℃, 압축기 주파수 60 Hz, 급수유량 65 kg/h, 압축기 토출온도는 100℃일 때 약 75℃로 나타났다.

4. 결 론

CO₂ 급탕 열펌프는 높은 압축기 토출온도와 초임계 과정에서 이루어지는 현열전달을 이용하여 다른 냉매를 이용한 급탕 열펌프보다 더 효과적으로 물을 고온으로 만들 수 있다는 장점이 있다. 따라서 본 연구에서는 CO₂ 급탕 열펌프의 성능 특성을 알아보기 위하여 실험을 통하여 이를 고찰하였다. 이를 위하여 우선 냉매충전량 변화에 따른 실험을 수행하여 최적점을 결정한 후, 외기온도, 압축기 주파수, EEV 개도, 급수유량 등의 운전변수 변화에 따른 실험을 진행하여 결과를 고찰하였다. 본 연구를 통하여 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 난방 표준조건에서 냉매충전량 변화 실험을 통해 최적 냉매충전량은 1800 g이며, 이 때 급수유량 75, 85, 및 95 kg/h에 대해서 급탕온도는 각각 74, 67, 및 62 °C, COP는 각각 2.6, 2.8, 및 3.0으로 나타났다.

(2) 난방 표준조건에서 EEV 개도에 따른 급탕 성능 변화를 고찰한 결과, 급수유량 75, 85, 및 95 kg/h에 대해서 최적 EEV 개도는 각각 40, 30, 및 30%이었으며, 급수유량이 10 kg/h 증가할수록 약 12.6% 증가하였다.

(3) 일정한 EEV 개도 40%와 급수유량 75 kg/h에 대해서 압축기 주파수가 5 Hz 증가할수록 COP는 약 7% 감소하였고, 난방용량은 약 10.7% 증가하였다.

(4) 외기온도가 감소할수록 급탕온도 60 °C 이상, 압축기 토출온도 100 °C 이하를 유지하기 위해 급수유량을 조절한 결과, 외기온도가 5 °C 감소할수록 급수유량의 범위는 약 16.7% 감소하였으며 외기온도가 -13 °C일 경우, 두 가지 조건을 만족하는 범위는 존재하지 않았다.

(5) 최대 급탕온도는 외기온도 2 °C, 압축기 주파

수 60 Hz, 급수유량 65 kg/h, 압축기 토출온도는 100 °C일 때 약 75 °C로 나타났다.

후 기

본 논문은 지식경제부 차세대 신기술 개발사업의 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Chen, Y. and Gu, J., 2005, The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 28, No. 8, pp. 1238-1249.
2. Kobayashi, M., 2008, CO₂ heat pump heating and water heater system for cold area, 9th Int. IEA Heat Pump Conference.
3. Murahashi, H., 2008, Development of Multi-Function CO₂ Heat Pump Water Heater, 9th Int. IEA Heat Pump Conference.
4. Cho, H., Ryu, C. and Kim, Y., 2007, Cooling performance of a variable speed CO₂ cycle with an electronic valve and internal heat exchanger, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 30, No. 4, pp. 664-671.
5. Cho, H., Baek, C., Park, C. and Kim, Y., 2009, Performance evaluation of a two-stage CO₂ cycle with gas injection in the cooling mode operation, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 32, No. 1, pp. 40-46.
6. ASHRAE, 1983, Methods of testing for seasonal efficiency of unitary air-conditioner and heat pumps, ASHRAE Standard 116.