

과부하 및 착·제상 조건에서 히트펌프 칠러의 난방성능에 관한 실험 연구

김 정 석, 권 영 철^{*†}, 전 종 균^{*}, 박 삼 진^{*}, 한 화 태^{**}
선문대학교 대학원, ^{*}선문대학교 기계공학과, ^{**}국민대학교 기계시스템공학부,

Experimental Study on Heating Performance of Heat Pump Chiller under Overload, Frost and Defrost Conditions

Jung Seok Kim, Young Chul Kwon^{*†}, Chong Keun Chun^{*}, Sam Jin Park^{*}, Hwa Taik Han^{**}
Graduate School, Department of Mechanical Engineering, Sunmoon University, Cheonan, 336-708, Korea
^{*}Department of Mechanical Engineering, Sunmoon University, Cheonan, 336-708, Korea
^{**}School of Mechanical Engineering, Kookmin University, Seoul, 136-702, Korea

(Received November 30, 2010; revision received May 19, 2011)

ABSTRACT: In the present study, the performance characteristics of the heat pump chiller under heating conditions were experimentally investigated. Capacity, input power and COP under overload, frost and defrost conditions were obtained. The experimental data for the heat pump chiller were measured using the air-enthalpy calorimeter and the constant temperature water bath. At overload condition, the heating capacity and COP increase about 25.7% and 19.1%, respectively. The variations of the evaporator, the compressor outlet and the condenser temperature were obtained under frost and defrost conditions. The frost and defrost period of the heat exchanger decreases about 36.0~56.1%.

Key words: Chiller(칠러), COP(성능계수), Defrost(제상), Frost(착상), Heat pump(히트펌프), Overload(과부하)

1. 서 론

공조 수요의 확대와 함께 고효율과 고성능화를 추구하는 공조기기 시장에서 히트펌프는 효율성 높은 공조기로 주목받고 있다.⁽¹⁻³⁾ 또한 공기 열원을 사용하여 기름 및 가스 등을 직접 연소하지 않아 이산화탄소 배출량을 감축하여 친환경적이다. 그러나 외기 온도가 저온으로 갈수록 효율이 급격히 감소하고 실외 열교환기에 발생하는 서리로 효율감소와

서리를 제거하기 위한 에너지소비 증가는 해결해야 할 문제로 지적되고 있다.⁽⁴⁾

실외 열교환기로 사용된 핀-관 열교환기는 핀 외부로 흐르는 공기로부터 열을 흡수한 관내의 냉매가 증발하게 된다. 이때 관 외벽의 온도가 노점온도 이하로 내려간 공기에 존재하는 수분은 서리의 형태로 관과 핀 표면에 쌓이게 된다. 이러한 서리는 증발기에서 능력을 감소시키는 주된 원인으로 작용한다.

O'Neal and Tree⁽⁵⁾는 공기측 핀과 핀 사이와 같은 미세 유로에서의 습공기의 층류유동의 착상에 관한 연구의 필요성을 언급하고 있으며, Stoecker⁽⁶⁾는 열교환기능력 감소의 원인으로 착상에 의한 공

† Corresponding author
Tel.: +82-41-530-2396; fax: +82-41-530-2986
E-mail address: yckweon1@sunmoon.ac.kr

기측 압력강하로 공기유량의 감소가 가장 중요한 인자라고 제안하였다. Aoki et al.⁽⁷⁾은 착상이 진행될 수록 서리층에 의한 열저항의 증가로 열전달계수는 감소하며, 또한 공기유속 증가에 의한 열전달계수의 증가는 무착상 시에 비해 착상 시에는 현저히 둔화된다고 보고하였다. Reindl and Jekel⁽⁸⁾는 서리의 성장에 따라 증발기 성능이 감소하며, 서리의 형성에 미치는 요인들을 제시하였다. Yoon et al.⁽⁹⁾은 히트펌프 착상실험 조건에서 서리두께와 서리밀도에 대한 무착원 실험상관식을 다양한 착상인자를 고려하여 유도하였다. Kim et al.⁽¹⁰⁾은 히트펌프의 착상에 의한 핀-관형 열교환기의 성능변화에 대해 보고하였다

히트펌프의 운전특성과 착·제상에 관한 연구는 많이 수행되었다. 그러나 히트펌프 칠러의 운전특성에 관한 연구는 많지 않다. 따라서 본 연구에서는 히트펌프 칠러의 과부하 및 착·제상 운전조건에서 난방성능을 실험적으로 조사하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구는 히트펌프 칠러의 성능 및 신뢰성 실험을 위하여 칼로리미터와 항온수조를 사용하였다. 칼로리미터는 공기엔탈피(Psychrometric)방식이며 성능측정을 위하여 KS B 6275⁽¹¹⁾에서 규정한 시험방법을 적용하여 실험하였다. 모든 실험은 건·습구 설정온도가 안정적으로 유지(DB ±0.3°C, WB ±0.2°C) 되는 동안 측정되며, 데이터는 PC에 저장된 후 출력된다.

Fig. 1은 본 연구에 사용된 칼로리미터의 개략도이다. 칼로리미터는 크게 공기측정장치(Sampling unit), 풍량측정장치(Code tester), 데이터 획득장치(Data acquisition system), 전력공급장치(Power supply), 냉각탑(Cooling tower) 등으로 구성되어 있다. 본 연구에 사용된 칼로리미터의 사양은 난방능력 21 kW이며, 건구온도는 -15~50°C, 습도는 30~90%까지 PID 방식에 의하여 자동으로 제어된다. 항온수조는 KS B 6275에 명시된 열량을 측정하기 위하여 물을 사용하는 실험장치로서, 항온수조의 난방능력은 17.4 kW이다. 항온수조의 물온도를 측정하기 위해 ±0.1°C의 정밀도를 가지는 RTD를 사용하였다. 유량은 최대 60 l/min까지 ±0.5%의 정밀도로 계측한다. 계측기를 통해 측정되는 신호는 GPIB 보드(32-bit, 1.5 MB/s)

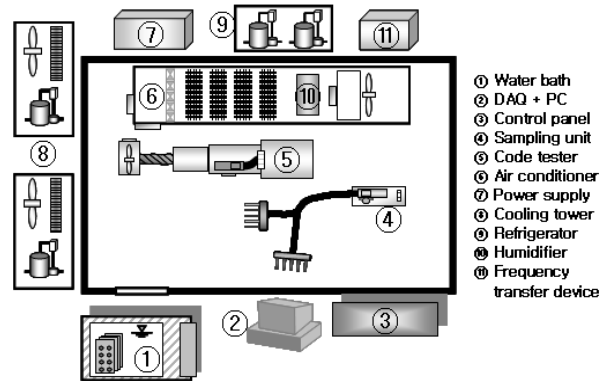


Fig. 1 Schematic of the psychrometric calorimeter.

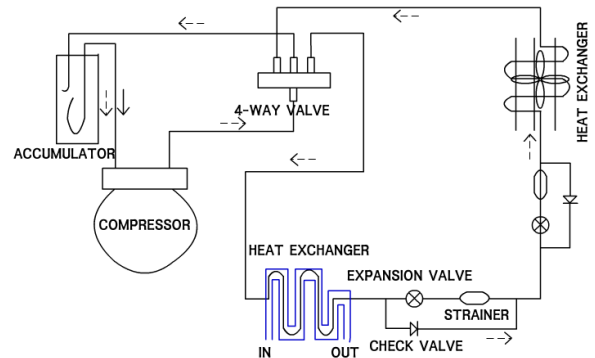


Fig. 2 Schematic diagram of heat-pump chiller.

를 거쳐 PC에 입력되어 내장된 프로그램으로 계산된다.

Fig. 2는 히트펌프 칠러의 개통도이며, Table 1은 실험에 사용된 히트펌프 칠러의 사양을 보여준다.

2.2 실험결과 처리 방법

본 실험은 히트펌프 칠러 과부하 및 착·제상 시의 성능 특성을 알아보기 위해 표준조건에서 시스

Table 1 Specification of heat pump chiller and heat exchanger

| | | |
|------------------------|------------|-------------------------|
| Rated heating capacity | | 7.4 kW |
| Heat exchanger | Evaporator | Fin-tube FP : 1.6 mm |
| | Condenser | double pipe |
| Compressor | | Scroll R-22 |

Table 2 Test temperature conditions of heat pump chiller

| | | | |
|------------|------------------|------------------|---------|
| Water-side | Standard(°C) | 40(in) | 45(out) |
| | Overload(°C) | - | 50(out) |
| | Flow rate(l/min) | 16 | |
| Air-side | Standard(°C) | 7(DB), 6(WB) | |
| | Overload(°C) | 21(DB), 15.5(WB) | |
| | Defrost(°C) | 1.5(DB), 0.5(WB) | |

펌의 성능을 평가한 후에 Table 2에 기술된 실험조건(KS B 6275)으로 실험을 수행하였다. 칼로리미터 내부의 온도와 습도가 설정된 안정조건 범위에 도달한 후에 히트펌프 칠러를 운전하였다.

과부하 온도조건에서 사이클의 성능을 조사하고자 히트펌프의 가열능력이 최대가 되는 상태(정격 전압 220 V, 정격 주파수 60 Hz) 하에서 칼로리미터 내의 온도와 습도가 안정조건 상태에 도달한 후에 2시간 동안 운전하였으며, 착·제상 운전 시 데이터 샘플링 속도는 10 Hz이었다.

착·제상 운전 시의 성능평가는 최초의 착·제상 사이클을 종료한 후 3번의 반복운전을 수행하였다. 자동서리제거 성능은 서리 제거시간이 총 운전시간의 20%이내이어야 한다고 KS B 6275에 명시되어 있다. 그리고 이때 히트펌프 칠러의 상태를 정확히 측정하기 위해서 열전대를 이용하여 시간의 변화에 따라 압축기 후단, 증발기 표면온도, 응축기 표면온도 그리고 응축기 출구수온을 측정하였다. 증발기 표면온도가 -15°C가 되는 시점에서 제상운전을 시작하며, 제상운전 후 증발기 표면온도가 0°C에 도달하

면 정상운전을 시작하도록 설정하였다.

Fig. 3은 냉매량 변화에 따르는 난방능력(capacity)과 COP 변화를 나타낸다. 이 때 COP는 다음과 같이 계산하였다. 여기서, $Q_{heating}$ 은 난방능력을, W 는 소비전력(input power)을 나타낸다.

$$COP = \frac{Q_{heating}}{W} \quad (1)$$

실험으로부터 2,300 g을 적정 냉매량으로 선정하였다. 적정 냉매량은 히트펌프의 능력과 COP가 모두 최대인 점을 나타낸다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 과부하 조건 시 성능 평가

Fig. 4는 과부하 시험에서의 난방능력, 소비전력과 COP를 나타내며, 난방표준 조건의 실험값과 비교하였다. 표준조건과 과부하조건에서의 과열도는 각각 5.0°C와 4.5°C이었다. 그리고 과부하 조건의 난방능력과 소비전력은 표준조건의 난방능력과 소비전력보다 25.7%와 5.5% 증가하여 COP가 19.1% 향상되었다.

Fig. 5는 과부하 운전조건에서의 P-h 선도를 나타낸다. 과부하 시 P-h 선도 상의 난방능력 엔탈피 차이는 표준 운전조건보다 감소하였다. 엔탈피 차의 감소에도 불구하고 히트펌프 칠러의 시스템 전체 난방능력이 증가하였다. 이는 과부하 운전 시의 냉매 유량이 표준운전 시보다 14% 증가하였기 때문이다.

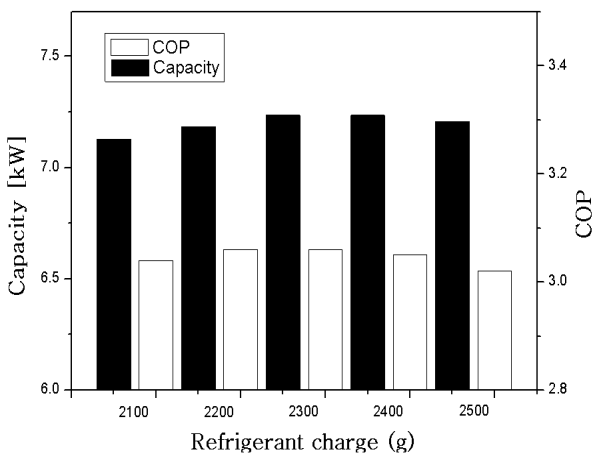


Fig. 3 Variation of heating capacity and COP with the refrigerant charge.

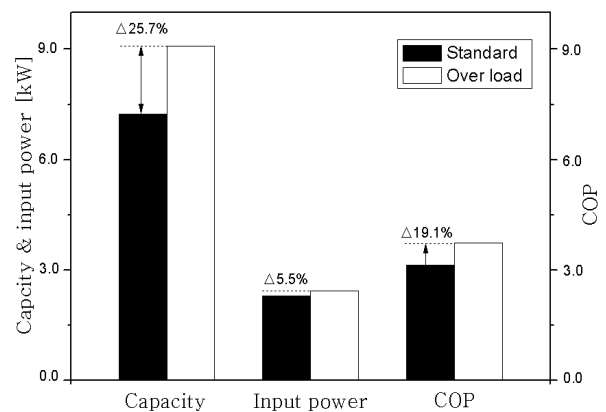


Fig. 4 Comparison of standard condition with over load condition for heating capacity, input power and COP.

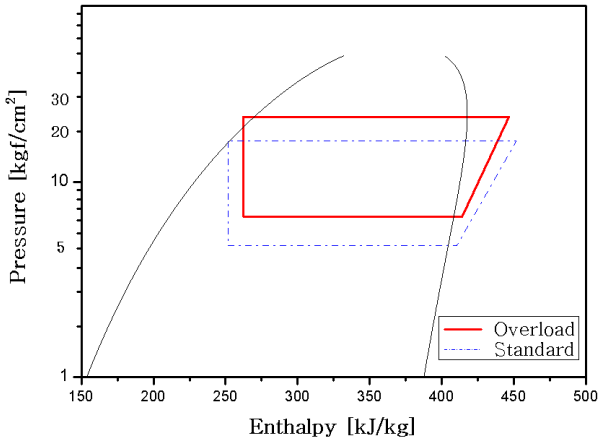


Fig. 5 Schematic diagram of P-h under overload condition.

또한 증가된 난방 능력에 비해 COP 증가량이 작게 나타난 것은 압축기 입구냉매온도 상승에 의한 소비전력 증가로 인해 COP 증가율이 감소한 것으로 판단된다.

3.2 착·제상 시 성능 평가

Fig. 6은 착·제상 운전 시의 시간변화에 따른 증발기 온도를 나타낸다. (a)는 최초의 착·제상 사이클을, (b)는 두 번째 사이클을, (c)는 세 번째 사이클을 그리고 (d)는 네 번째 사이클을 나타낸다. (a)는 착상이 진행되고 증발기 표면온도가 -15℃ 일 때까지 5,330초가 소요되었으며, 5,330초부터 제상운전을 시작하여 증발기 표면온도가 0℃ 될 때까지 640초가 소요되었다. (a)에서의 착·제상 총 운전 시간은 5,970초이었다. (b)에서는 3,820초가 소요되었으며, (c)에서는 3,550초, (d)에서는 3,230초가 소요되었다. (a)

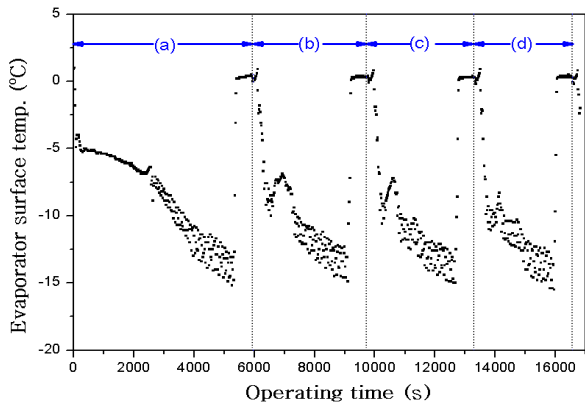


Fig. 6 Variation of evaporator temperature under frosting and defrosting conditions.

의 소요시간에 비해 (b)는 36.0%, (c)는 45.6% 그리고 (d)는 56.1% 감소하였다. 사이클이 반복될수록 착·제상주기는 점점 더 감소하였다. 이는 착·제상운전 후에 열교환기 표면이 제상에 의한 응축수로 젖어 있기 때문이다. 따라서 서리층의 성장시간이 단축되어 반복 주기가 짧아지는 것으로 판단된다. 또한 최초의 사이클이 끝나고 3시간 동안 자동서리제거 실험에서 제상운전에 걸린 시간은 1,950초로 자동서리제거 총소요시간의 12.2%이었다. 이 결과는 KS B 6275에 명시된 히트펌프 칠러의 자동서리제거에 필요한 총 운전시간의 20% 이내를 만족하는 것으로 히트펌프 사이클 운전이 안정적임을 나타낸다.

Fig. 7은 착·제상 운전 시의 시간 변화에 따르는 압축기 토출온도를 나타낸다. 착상이 진행되어 증발기 표면온도의 감소로 압축기의 토출온도가 증가

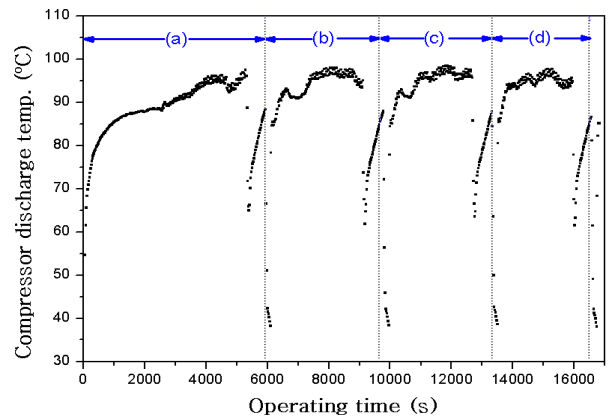


Fig. 7 Variation of compressor outlet temperature under frosting and defrosting conditions.

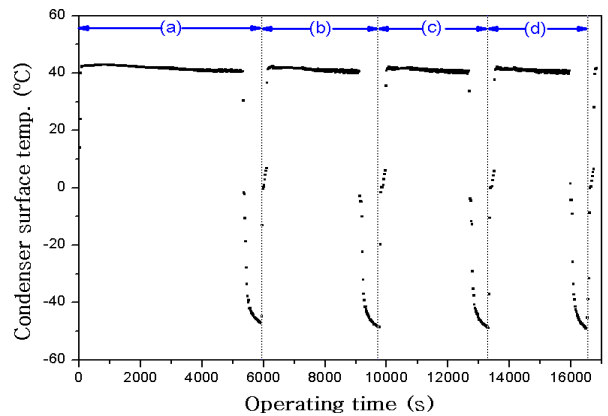


Fig. 8 Variation of condenser temperature under frosting and defrosting conditions.

하는 것을 확인할 수 있다. 증발기 표면온도가 -15°C 일 때 압축기 토출온도는 96.5°C 까지 증가하였다. 이는 증발기에 착상이 진행됨에 따라 증발능력이 감소하여 압축기로 들어가는 냉매량이 감소하여 압축기의 토출온도가 증가하는 것으로 판단된다.

Fig. 8은 착·제상 운전 시의 시간 변화에 따른 응축기 표면온도를 나타낸다. 응축기는 물과 열교환하여 착상이 진행되어도 일정하게 43°C 를 유지하며, 증발기의 표면온도가 -15°C 가 되는 시점에서 사방 밸브에 의해 역전 사이클로 냉매가 순환되어 제상이 끝나는 시점에서 -49°C 까지 표면온도가 낮아졌다. 그리고 제상과정 이후 정상운전 상태에서는 응축기 표면온도가 43°C 를 유지하였다.

Fig. 9는 착·제상 운전 시의 시간 변화에 따른 출구수온의 변화를 나타낸다. 출구수온은 각 사이클 구간 내에서 시간이 흐를수록 낮아짐을 보여준다. 표준조건의 운전에서는 출구수온이 45°C 이다. 그러나 착상과정으로 출구수온은 약 41°C 까지 감소하였다. 착·제상 사이클 (a)와 달리 사이클이 반복될수록 출구수온의 온도변화 거동은 달라짐을 확인할 수 있었다. 최초의 착·제상 운전에서는 착상 시 생긴 서리의 제상과정에 의한 융해수가 증발기 표면에 젖어있는 상태로 유지된다. 이 때 반복되는 착상으로 융해수의 동결현상도 부가되어 최초의 착·제상 운전에서 보다 서리층의 성장이 더 빠르게 진행하게 된다. 제상운전 후 열교환기의 핀 사이에서 배출되지 못한 융해수는 열교환기의 성능을 저하시킨다. 따라서 착·제상 운전이 반복될수록 히트펌프 칠러의 출구수온은 감소하는 되는 것이다.

Fig. 10은 증발기 표면의 착상 과정을 보여준다.

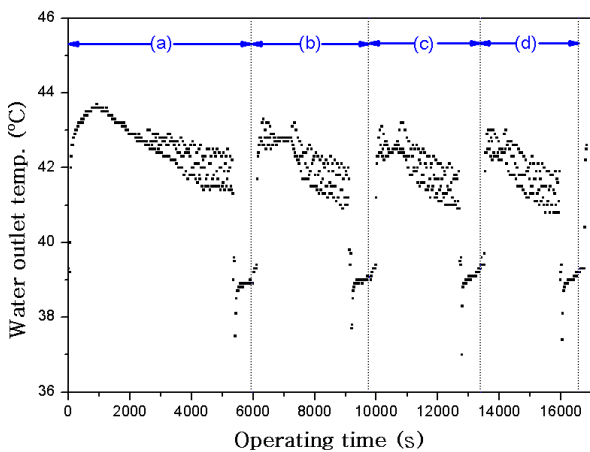
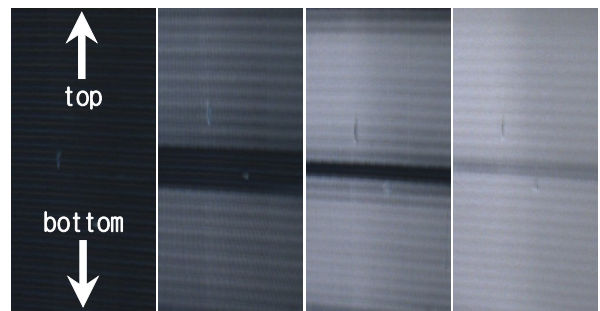


Fig. 9 Variation of outlet water temperature in frosting and defrosting conditions.

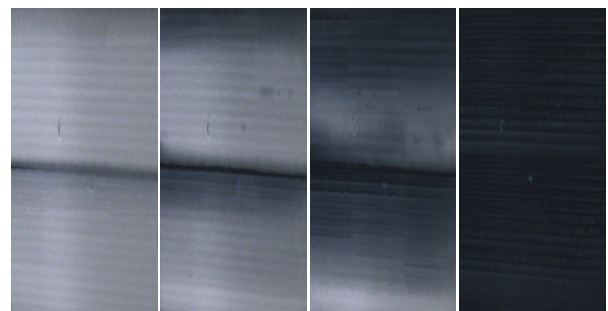
최초의 사이클 착상모습으로 일정시간을 선정하여 CCD 카메라(10배율, 60 F/S)를 사용하여 촬영하였다. 최초 착상은 약 1,860 초 쯤 관찰되기 시작하였고, 핀-핀 열교환기 핀이 위치한 부분에서부터 착상이 형성되기 시작해 열교환기의 전 표면으로 확대되었다. 그림에서 희게 나타난 부분은 열교환기 표면에 서리가 형성된 것을 보여준다. 시간이 지남에 따라 열교환기 표면에 생성된 서리층은 차츰 발달하였다. Fig. 10(d)의 사진을 보면 서리층이 증발기 표면에 두껍게 생성되어 있는 것을 확인할 수 있었지만, 서리의 형성 과정에 대한 정량적인 실험자료는 확보하지 못하였다. 두꺼운 서리층은 공기 유로를 차단하여 공기 유동저항을 증가시킨다. 이는 물측 입·출구 온도차를 줄어들게 하므로 칠러의 난방 능력과 COP는 감소하게 된다.

Fig. 11은 제상과정의 증발기 표면사진이다. 제상 운전에서는 사방 밸브를 통해 역사이클을 가진다. 제상이 진행됨에 따라 각 단의 상부에서부터 서리가 사라짐을 알 수 있다. 이는 압축기에서 토출되는 고온의 냉매가 사방 밸브를 거쳐 증발기 상단으로 유입되기 때문이다.



(a) 2,000 s (b) 3,000 s (c) 4,000 s (d) 5,000 s

Fig. 10 Frost process of evaporator surface.



(a) 0 s (b) 200 s (c) 400 s (d) 600 s

Fig. 11 Defrost process of evaporator surface after frost.

4. 결 론

본 연구에서는 히트펌프 칠러의 과부하 및 착·제상운전 시의 난방성능을 조사하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 과부하 조건 실험에서 난방능력은 외기 온도 조건의 영향으로 증발압력이 높아져 표준조건보다 25.7% 증가하였다. 이 때 출구수온의 증가에 의한 응축압력의 증가로 소비전력이 다소 늘어나 COP는 19.1% 증가하였다.

2) 서리제거에서 제상운전에 걸린 시간은 착·제상 소요시간의 약 12.2%로 자동서리제거에 필요한 총 운전시간의 20% 이내로 안정적인 사이클 운영을 보여주었다.

3) 응축기는 착상과정에서 43°C를 유지하였고, 제상과정 이후의 정상운전 상태에서도 안정적인 온도를 유지하였다.

4) 연속적인 착·제상운전에서 열교환기의 착·제상 주기는 36.0~56.1% 까지 감소하였다. 착·제상 운전에서 출구수온 변화량은 증발기표면의 응축수의 영향으로 증발기 열전달률 감소로 표준조건 출수수온 변화량보다 74.1~85.8% 감소하였다.

후 기

본 연구는 국토해양부의 지원으로 수행하고 있는 “해양심층수의 에너지 이용기술 개발” 사업의 연구 결과 중 일부를 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참고문헌

- Kim, D. H., Jun, Y. H., Kwon, Y. C., Lee, Y. S., Moon, J. M., and Hong, J. T., 2003, Experimental study on performance evaluation of system A/C using PWM or inverter method (heating characteristics at low temperature conditions), Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 15, No. 7, pp. 551-556.
- Kwon, Y. C., Ko, K. W., Jin, E. S., Huh, S. H., Jun, Y. H., Lee, D. Y., and Park, I. K., 2004, Experimental study on cooling characteristics of multi-air conditioner using inverter scroll compressor, Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 16, No. 4, pp. 311-317.
- Kwon, Y. C., Park, S. J., Ko, K. W., Park, B. K., Kim, D. H., and Youn, B., 2006, Correlation on compressor discharge temperature of system A/C applying PWM scroll compressor in cooling mode, Journal of Energy Engineering, Vol. 15, No. 3, pp. 154-159.
- Jin, S. O., 2009, Boiler alternatives for CO₂ emission reduction heat pump technical trend and prospect, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, Vol. 38, No. 12, pp. 73-80.
- O'Neal, D. L. and Tree, D. R., 1985, A review of frost formation in simple geometries, ASHRAE Trans., Vol. 91, No. 2, pp. 267-281.
- Stoecker, W. F., 1957, How frost formation on coils affects refrigeration systems. Refrigerating Engineering, Vol. 2, pp. 44-45.
- Aoki, K, Hattori, M. and Itoh, T., 1986, A study of extended surface heat exchanger with frosting, Bulletin of JSME, Vol. 29, No. 251, pp. 1499-1505.
- Reindl, T. D. and Jekel T. B., 2009, Frost on air-cooling evaporators, ASHRAE Journal, Vol. 52, No. 2, pp. 27-33.
- Yoon, S. H., Cho, K. N. and Hayase, G., 2008, Experiment for frost formation on a simple fin-tube under heat pump condition, Proceedings of the SAREK, pp. 462-467.
- Kim, J. K., Shigeru, K., Ken K., Park, B. D., Kim, D. H., and Sa, Y. C., 2009, Experimental Study on the Performance change of the fin and tube type heat exchanger by the frosting, Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 21, No. 2, pp. 79-86.
- Korean Standards Association, Reciprocating water-chillers : KS B 6275, 2002.