

루버형 환을 가진 환관형 열교환기의 착상현상 연구 Study on the Frosting Phenomenon of the Fin and Tube Heat Exchanger with a Louvered Fin

김정국*, 桑原憲**, 小山繁***, 박병덕****
Jung-Kuk Kim*, Ken Kuwahara**, Shigeru Koyama***, Byung-Duck Park****

<Abstract>

The present study investigated the pressure drop and the total frost mass of the louvered fin type heat exchanger, which is widely used at the air-conditioning system. The pressure drop due to the frosting phenomenon and the total frost mass were investigated by changing the wet bulb temperature condition of the inlet air. Hence the brine of 55wt% was used as a cooling solution instead of a common refrigerant. The temperature difference between the brine and the tube outside wall at the outlet of heat exchanger was 10°C, at maximum, higher than that at the inlet of heat exchanger. As the wet bulb temperatures were increased, the pressure drop was linearly increased due to the increment of frost mass. And the increment of heat exchange rate was smaller than that of inlet air enthalpy due to the increment of frost mass. The pressure drop of air side was rapidly increased due to the progress of frosting phenomena. The run time that the pressure drop occurred rapidly was decreased by the growth of frost.

Keywords : Frost, Heat exchanger, Louvered fin and tube, Pressure drop, Heat transfer rate

1. 서 론

전 세계적으로 지구온난화가 진행되어 그 심각성이 커져가고 있다. 1997년 유엔기후변화협약 당사국 3차 회의에서는 각국이 의무적으로 이산화탄소 방출을 규제하는 가이드라인을 정하고 교토의정서를 채택하여 지구온난화방지를 위하여 노력하였으나 지구온난화의 정도는 점점 심해지고 있다. 최근에는 인도네시아의 발리에서 13차 총회가 개최되어 교토의정서가 만료되는 2012년 이후의 기후변화에 대한 대

응체제와 선진국의 온실가스 감축 추가의무 설정에 대해 논의한 바 있다. 이와 같은 지구온난화의 영향으로 우리나라의 평균기온도 매년 상승하고 있다^{1,2)}. 우리나라는 전통적으로 온돌난방과 보일러 및 난로에 의한 난방이 주류를 이루었다. 하지만 최근 온난화의 영향으로 우리나라에서도 히트펌프의 사용이 가능하게 되었고 사무실의 경우 난방을 히트펌프에 의해 실시하고 있는 곳이 증가하고 있다. 이러한 사회적인 변화로 히트펌프형 시스템에어컨(패키지형 에어컨)의 생산이 증가하고 있다^{2,3)}.

* 정회원, Kyushyu대학 총합이공학대학원, 학술연구원, 工博
** 정회원, Kyushyu대학 총합이공학대학원, 조교, 工博
*** 정회원, Kyushyu대학 총합이공학대학원, 교수, 工博
**** 정회원, 교신저자, 경북대학교, 자동차공학과 교수, 工博,
E-mail : bdpark@knu.ac.kr,

* Scientific Researcher, Kyushu University, Ph. D
** Assistant Professor, Kyushu University, Ph. D.
*** Corresponding Author, Professor, Kyushu University, Ph. D.
**** Professor, Dept. of Automotive Engineering,
Kyungpook National University, Ph. D.

세계적으로도 에너지효율 증대에 의한 지구 온난화 방지를 위한 대책의 일환으로 공조기의 히트펌프화가 진행되고 있다. 공조기의 히트펌프화에 따라 난방운전시 증발기의 착상현상에 관한 문제는 히트펌프의 성능향상을 위해서 그 중요성이 더해지고 있다. 하지만 강제대류상의 열교환기에서 착상현상에 관한 연구는 공기측의 온도, 습도, 풍속, 압력에 더하여 냉각면측의 표면온도, 면형상, 치수, 자세, 표면조도, 흡수성, 착상시간 등 다양한 변수들로 인하여 실험적인 연구에 어려움이 많다⁴⁾.

착상에 관한 연구는 O'Neal 등⁵⁾이 기존의 연구를 정리하여 실제 히트펌프의 증발기에 적용 가능한 조건에서의 착상에 관한 연구의 중요성을 강조한 바 있다. Yan 등^{6,7)}은 평판형 환을 비롯한 여러 형태의 환관형 열교환기의 환 피치, 열수, 냉매온도, 공기유량, 습도의 변화에 의해 착상된 열교환기의 열전달특성과 압력변화특성을 실험적으로 관찰하였다. 또한 Wang 등⁸⁾은 평판환의 확대모델을 통하여 공기의 상대습도, 공기의 속도, 환의 간격에 따른 착상두께와 열전달특성을 관찰하였다. Xia 등⁹⁾은 루버형 환을 가진 편평관 마이크로채널형 열교환기에서 착상, 제상, 재착상에 의한 열수력학적 특성을 실험적으로 관찰하였다.

본 연구에서는 루버환을 가진 환관형 열교환기에서 습구온도의 변화에 따른 전열량과 압력변화의 특성을 측정하였다.

2. 실험장치

Fig. 1에 실험장치의 개략적인 형태를 나타낸다. 실험장치는 실험부(열교환기)에 일정온도의 습공기가 공급 가능하도록 공기온도를 유지하기 위한 항온항습실과 열교환기에 일정온도의 냉각수(브라인)가 공급 가능하도록 브라인온도를 유지하기 위한 항온조로 구성하였다. 항온항습실은 냉동기, 가열기, 가습기, 송풍기로 구성된다. 항온항습실내 일정온도의 습공기는 송풍기에 의해 일정유량으로 열교환기에 공급되고 항온조 내 브라인은 입구 혼합실을 거쳐 열교환기 및 출구 혼합실을 순환하도록 공급된다. 본 연구에 적용된 열교환기의 사양은 Table 1과 같으며, Fig. 2는 열교환기의 전체 형태 및 브라인의 입구와 출구 방향을 나타낸다.

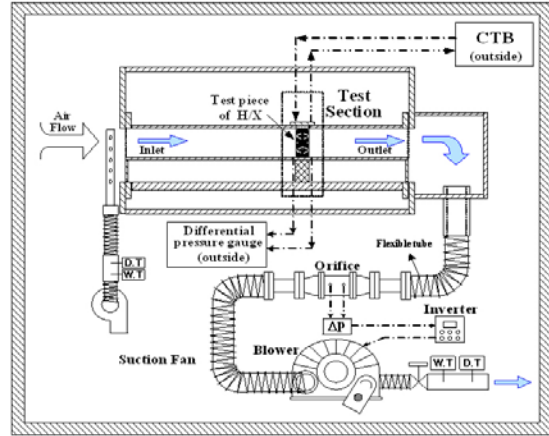


Fig. 1. Schematic of the experimental apparatus.

Table 1. Specification of the heat exchanger

Fin size[W×H×L] [mm]	18×42×100
Fin thickness [mm]	0.1
Fin pitch [mm]	15
Louver number	10
Fin number	59
Tube column number	2

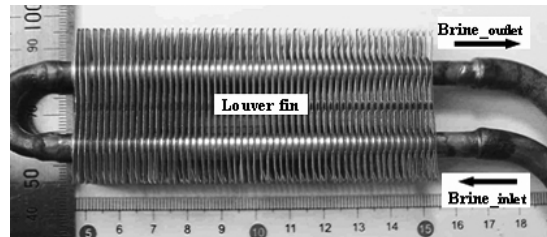


Fig. 2. Test piece of the louvered fin and tube heat exchanger.

3. 실험방법

열교환기에 공급된 공기의 유량은 열교환기의 토출 쪽에 오리피스를 설치하여 측정하였고 오리피스는 Yamada제작소사의 오리피스(모델 LFM-6, 측정범위 25-384 l/min, 측정오차 ±0.5%)를 사용하였다. 입구공기의 상태는 T형시스열전대(구경 0.5 mm)와 Vaisala사의 건습구온도계(모델 HMT337, 측정오차 ±0.2%RH)를 사용하여 건습구온도와 상대습도를 측정하였다. 또한 열교환기를 통과한 공기의 압력강하 측정을 위하여 열교환기의 전후부에 탭을 설치하였고 열교환기를 통과한 공기의 압력강하는 Toyo컨트롤사의 차압계(모델 TC-3300D, 측정범위 0-300 mmAq)를 사용하여 측정하였다.

열교환기에 공급된 브라인의 유량은 Oval사

의 유량계(모델 LGV45A-30, 측정범위 0-300 l/h, 측정오차 $\pm 0.1\%$)를 사용하여 측정하였다. 열교환기의 입구와 출구에는 브라인의 온도측정을 위하여 혼합실을 설치하였고 브라인의 온도는 T형 시스열전대(구경 0.5 mm)를 이용하여 측정하였다.

공기온도 및 브라인온도 측정을 위한 시스열전대와 관표면온도 측정을 위한 소선열전대(직경 0.05 mm)는 Chino사의 표준백금측온저항체(모델 R800-2)를 사용하여 보정(측정오차 $\pm 0.1^\circ\text{C}$) 하였다.

각 계측기에서 측정된 측정값은 Yokogawa사의 데이터획득장치(MX100-E-IF)를 사용하여 데이터를 저장하였다.

열교환기에 부착되는 착상량은 실험전후 열교환기의 중량차를 측정하여 계산하였다. 중량의 측정은 Mettler Toledo사의 전자저울(모델 PR1203, 측정단위 0.001 g)을 사용하였다.

냉각유체인 브라인은 Tokyo fine chemical사의 오로라(에틸렌글리콜 55 wt%) 브라인을 사용하였다.

실험은 항온항습실이 소정의 건구온도와 습구온도가 되도록 조정하고 실험조건을 유속이 되도록 송풍기 팬의 회전수를 조정하여 열교환기에 공기를 공급한 후, 공급공기의 건구온도와 습구온도가 실험조건의 온도에 도달 후 브라인을 공급하여 착상현상을 관찰하였다.

열교환기의 착상 현상에 영향을 미치는 요소는 앞에서 설명한 것과 같이 여러 가지가 있다. 본 실험에서는 브라인온도와 풍속이 일정할 때 공급 공기온도의 변화에 따른 열교환기의 압력강하와 착상량을 측정하여 열교환기의 성능을 평가하였다.

실험조건은 열교환기가 실제 사용되고 있는 조건과 유사하게 브라인의 유입온도는 -15°C (유량 32 l/min)로, 풍속은 1.3 m/sec(유량 0.33 m³/min)로 일정하게 하였다. 실험시간은 기존 수행연구(2)에서 관찰된 결과를 참고로 하여 열교환기 표면에 부착되는 서리에 의해 공기측 유로가 완전히 봉쇄되기 전까지 실험을 수행하기 위하여 30분간으로 고정하였다.

4. 온도분포

4.1 공기측 온도변화

Fig. 3, 4, 5는 각 온도조건에서 착상운전 시간에 따른 흡입공기와 토출공기의 온도분포를 나타낸다. 기호 ●, ▲는 흡입공기의 건구온도와 습구온도를 나타내고 기호 ■, ▼는 브라인의 입출구온도를 나타낸다. Fig. 3, 4, 5에서 흡입공기의 건구온도는 2°C 로 일정하고 습구온도는 0.5, 1.0, 1.5°C 이다. 흡입공기의 온도조건은 실험조건과 잘 일치하며 일정한 온도를 유지하고 있으나 Fig. 5에서 습구온도는 운전시간 15분후부터 약간 상승하고 있다. 이는 습도가 높은 공기에 의하여 열교환기에 착상현상이 발생하여 열교환기를 통과하는 공기의 흐름이 원활하지 않기 때문이다. Fig. 3, 4, 5에서 브라인 입구측 온도는 유입공기의 온도와 상관 관계없이 거의 일정하며(약 -15°C), 출구측 온도는 열교환량에 따라 미소하게 변화되지만, 10분 이후의 입구와 출구의 온도차는 운전 종료까지 거의 일정하게 유지된다.

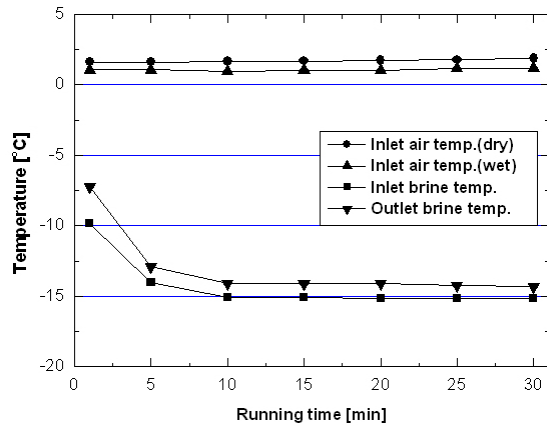


Fig. 3. Temperature distribution of the air(2/0.5°C).

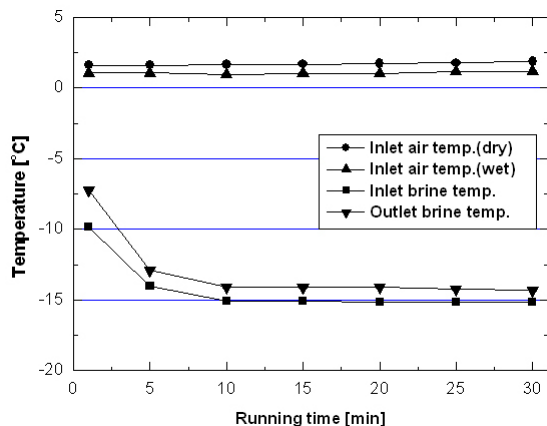


Fig. 4. Temperature distribution of the air(2/1.0°C).

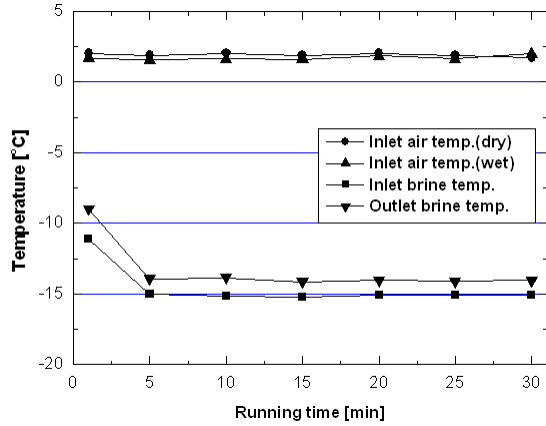


Fig. 5. Temperature distribution of the air(2/1.5°C).

4-2. 열교환기 입구와 출구측 온도변화

본 연구에서는 열교환기를 통한 열전달량을 예측하기 위하여 유입공기의 온도변화 및 열교환기 입구와 출구측의 브라인 온도변화를 계측하였다. 또한 열교환기 입구와 출구측 관표면온도를 측정함으로써 열교환기 전열관 전체의 온도분포를 선형적으로 가정하여 열전달량을 예측하고자 하였다.

Fig. 6은 유입 브라인온도가 일정한 조건(-15°C)하에서 팬 구동 여부에 따른 열교환기 입구와 출구측의 브라인과 관표면의 온도차 변화를 나타낸다. 열교환기 출구측의 경우 팬 구동시(Fan ON)는 열교환기 표면에서 강제대류에 의한 열전달 향상으로 관표면온도가 상승하고, 관벽을 통한 전도열전달이 함께 발생되므로 출구측 브라인과 관표면의 온도차는 10°C 정도로 급격하게 증가된다. 또한 팬 정지 시(Fan OFF)는 공기측 강제유동 요인이 소멸되므로 열교환기 표면은 자연대류에 의한 열전달만이 이루어지며, 출구측 브라인과 관표면 온도차는 2.1°C 정도로 크게 감소하게 된다.

하지만, 열교환기 입구측의 경우, 팬 구동시(Fan ON) 열교환면에서 관벽을 따라 입구측으로 전도열전달이 발생되지만, 입구측으로 계속 유입되는 -15°C의 브라인에 의해 열전달량이 모두 상쇄됨으로 관벽 자체의 열저항에 의한 온도차(약 1.5°C)만 존재한다. 따라서 Fig. 6과 같이 팬의 구동 여부에 관계없이 열교환기 입구측의 브라인과 관표면 온도차는 1.3~1.5°C 정도로 일정하게 유지된다. 이러한 현상은 모든 온도조건(2.0/0.5°C, 2.0/1.0°C, 2.0/1.5°C)에서 거의 유사한 경향을 나타낸다.

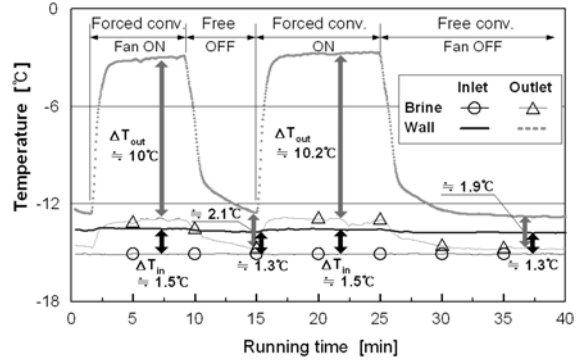


Fig. 6. Temperature difference between the brine and the tube outside wall.

Fig. 7, 8, 9는 각 온도조건에서 착상운전 시간에 따른 브라인의 입출구온도와 열교환기 입구와 출구의 관표면온도를 나타낸다.

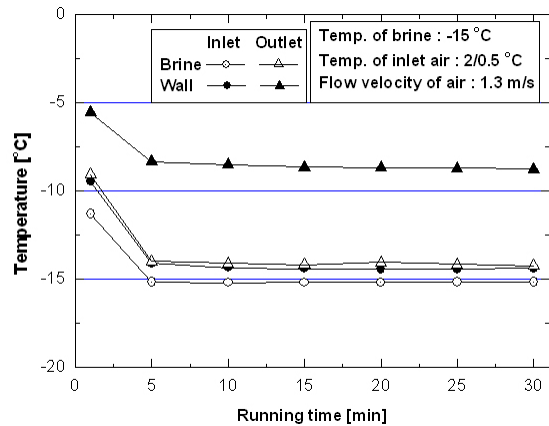


Fig. 7. Temperature distribution of the brine and the tube outside wall(2/0.5°C).

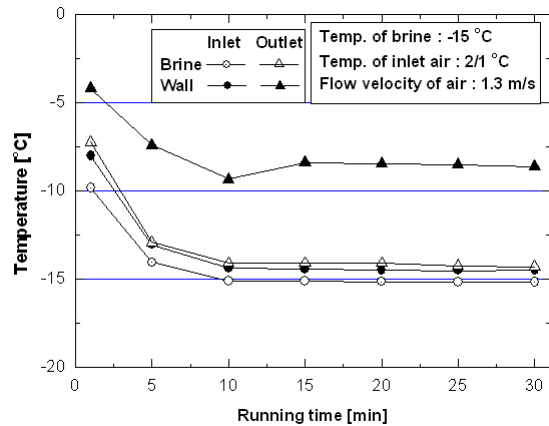


Fig. 8. Temperature distribution of the brine and the tube outside wall(2/1.0°C).

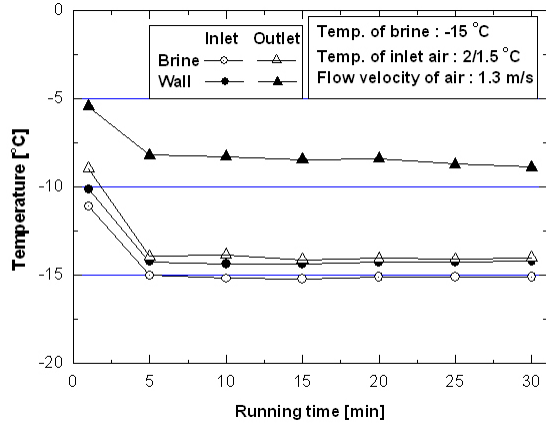


Fig. 9. Temperature distribution of the brine and the tube outside wall(2/1.5°C).

기호 ●, ▲는 열교환기 입구와 출구의 브라인온도, 기호 ○, △는 열교환기 입구와 출구의 관표면온도를 나타낸다. 열교환기 출구의 관표면온도와 브라인온도의 차는 열교환기 입구의 관표면온도와 브라인의 온도차보다 크다. 이는 입구의 경우 혼합실을 통과한 브라인이 열교환기로 공급됨에 따라 관내부에서 온도경계층이 형성되지 않았기 때문에 관표면온도와 브라인의 온도차가 작다. 하지만 출구의 경우 관의 내부에 온도경계층이 형성되어 있고 열교환기에서 열교환된 열량이 관표면의 온도를 상승시키기 때문에 관표면온도와 브라인의 온도차는 커진다.

5. 열교환량 및 압력강하

Fig. 10은 각 온도조건에서 착상운전 시간에 따른 열교환기에서의 열교환량을 나타낸다. 열교환량은 열교환기 입출구의 브라인온도와 유량으로부터 계산하였다. 운전과 동시에 열교환량은 급격히 감소한 후 일정한 열교환량을 나타낸다. 열교환량이 급격하게 감소하는 것은 열교환기에 브라인이 흐르기 시작 함에 따라 순간적으로 열교환기 내의 브라인온도가 내려가고 이에 따라 브라인의 밀도가 증가하여 유량이 급격하게 감소하기 때문이다. 브라인의 온도가 일정하게 된 후에는 열교환량은 거의 일정한 값을 나타내고 점차적으로 적어진다. 이는 착상의 진행으로 열전달 계수가 감소하기 때문으로 사료된다.

Fig. 11은 각 온도조건에서 착상운전 시간에

따른 열교환기에서의 압력강하를 나타낸다. 운전시간에 따라 압력강하가 증가하는 것을 알 수 있다. 습구온도가 0.5°C(기호 ●)의 경우 거의 균일하게 압력강하가 일어나고 있으나 습구온도가 1.0°C(기호 ▲)의 경우는 20분경과 후, 습구온도가 1.5°C(기호 ■)의 경우는 10분경과 후 부터 압력강하가 급격하게 일어나는 것을 알 수가 있다. 이는 습구온도가 상승함에 따라 착상량이 급격하게 증가하는 시간이 짧아지는 것을 나타낸다.

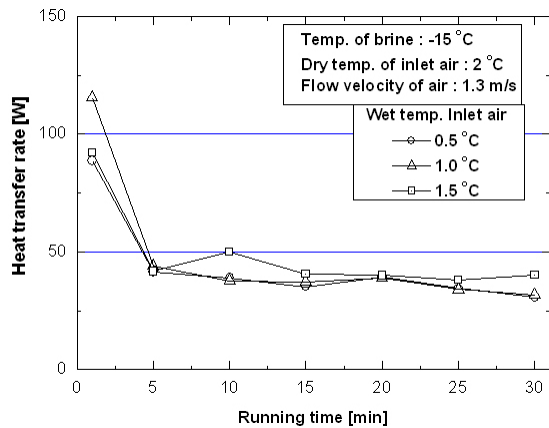


Fig. 10. Heat transfer rate with the running time.

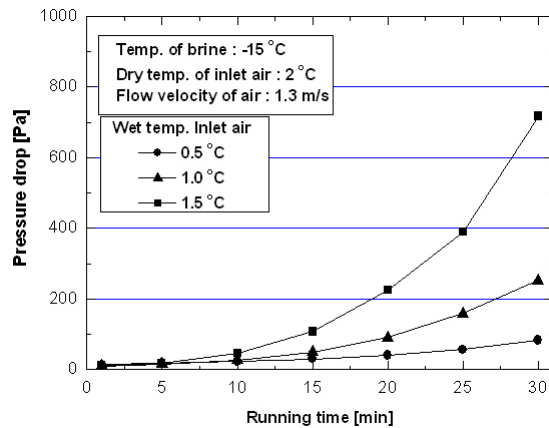


Fig. 11. Pressure drop with the running time.

Fig. 12는 30분 운전후의 온도조건에 따른 압력강하를 나타낸다. 습구온도가 상승함에 따라 열교환기에서의 압력강하는 균일하게 증가하고 있다.

Fig. 13은 온도조건에 따른 총착상량을 나타낸다. 습구온도가 증가함에 따라 총착상량은 증

가한다. 이는 수분을 다량 함유한 흡입공기의 특성에 따른 결과로 Fig. 12의 압력강하 특성과 일치한다.

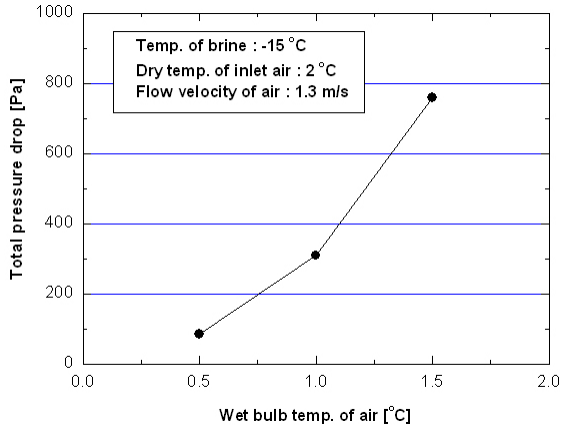


Fig. 12. Pressure drop with the wet bulb temperature.

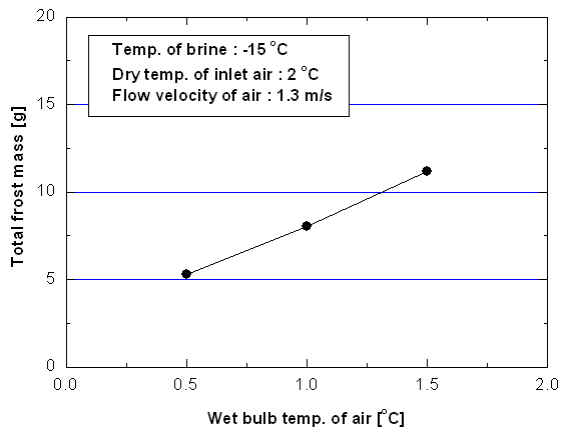


Fig. 13. Total frost mass with the wet bulb temperature.

Fig. 14는 온도조건에 따른 평균열전달율(기호 ●)과 입구공기의 엔탈피에 냉각수의 유량을 곱한 값(기호 ▲)을 나타낸다. 평균열전달율은 Fig. 10에서 열전달이 안정이 된 5분 후부터 30분까지의 값을 평균한 것으로 입구의 습구온도가 0.5°C와 1.0°C는 거의 동일하고 1.5°C의 경우 약간 증가한다. Fig. 14에서 입구공기의 습도가 상승함에 따라 흡입되는 공기의 엔탈피의 증가량에 비하여 평균열전달량의 증가량은 적은 것을 알 수가 있다. 이는 흡입공기의 습도증가에 따라 열교환기에 부착되는 서리의 양이

증가하여 열전달계수가 감소한 때문이다.

Fig. 15는 환표면에 착상된 상태를 나타낸다. 습구온도가 상승함에 따라 환 표면에 착상량이 증가하는 현상을 볼 수가 있다.

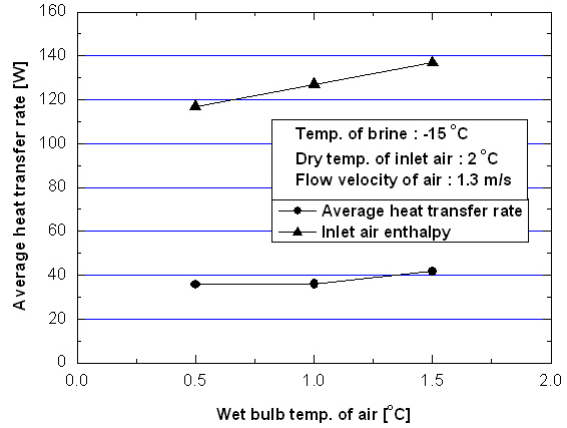


Fig. 14. Average heat transfer rate with the wet bulb temperature.

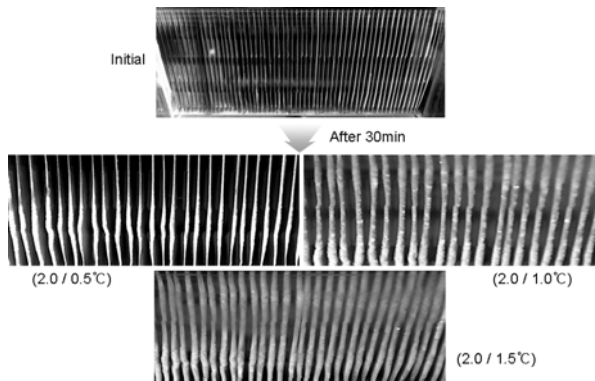


Fig. 15. Frosting phenomena on the louvered fin.

6. 결론 및 고찰

본 연구에서는 공조기기에서 널리 사용되고 있는 루버 환형 열교환기에 부착되는 서리량에 따른 압력강하와 착상량을 습구온도변화에 따라 관찰하였으며 주요 결론은 다음과 같다.

1. 열교환기 출구의 브라인온도와 관표면의 온도차는 열교환기 입구의 브라인온도와 관표면의 온도차보다 크다. 이는 출구의 경우 브라인에서 온도경계층이 형성되어있기 때문이다. 실제 공조기의 경우 열교환기가 증발기로 작용을 함으로 냉매가 증발함에 따라 이와 같은 현상

은 작아질 것으로 생각된다. 열교환기의 특성을 판단함에 있어서 냉매대신에 브라인을 사용하는 경우 고려하여야 할 사항이다.

2. 공기측의 압력강하는 착상이 진행됨에 따라 급격하게 증가하였고 압력강하가 급격하게 발생하는 운전시간은 습구온도가 상승함에 따라 감소한다.

3. 습구온도가 상승함에 따라 열교환기에 부착되는 착상량의 증가로 공기측의 압력강하는 거의 선형적으로 증가하였다.

4. 습구온도가 상승함에 따라 열교환기에 부착되는 착상량의 증가로 열교환량의 증가량은 열교환기에 흡입되는 공기의 엔탈피 증가량에 비하여 감소하였다.

참 고 문 헌

- 1) 기상청, 기상자료 홈페이지 : www.kma.go.kr
- 2) 박병덕, 김정국, *상주대학교 에너지환경연구소 논문집*, **4**, 1, (2007)

- 3) 한국공조냉동공업협회, 통계열람자료 홈페이지 : www.ref.or.kr
- 4) Shimomura, N., *Refrigeration*, **81**, **942**, 13, (2006)
- 5) O'Neal, D. L., Tree, D. R., *ASHRAE Trans.* **91**, **2**, 267, (1985)
- 6) Yan, W. M., Li, H. Y., Wu, Y. J., Lin, J. Y. and Chang, W. R., *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **46**, 871, (2003)
- 7) Yan, W. M., Li, H. Y. and Tsay, Y. L., *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, **48**, 3073, (2005)
- 8) Wang, C. C., Chang, Y. J., Fan, S. J. and Sheu, W. J., *Heat Transfer Engineering*, **25**, **8**, 35, (2004)
- 9) Xia, Y., Zhong, Y., Hrnjak, P. S. and Jacobi, A. M., *Int. J. of Refrigeration*, **29**, 1066, (2006)

(2008년 3월 17일 접수, 2008년 11월 21일 채택)