

히트펌프 건조기용 PF 증발기의 능력과 제습량 실험 연구

Experimental Study on the Heat Transfer Capacity and Dehumidification Performance of a Parallel Flow Evaporator for a Heat Pump Dryer

권영철(Young Chul Kwon)¹, 김기영(Ki Young Kim)¹, 이석현(Seok Hyun Lee)¹,
권정태(Jeong Tae Kwon)^{2*}

¹선문대학교 기계공학과, ²호서대학교 기계공학부

¹Department of Mechanical Engineering, Sunmoon University, Chung Nam 336-708, Republic of Korea

²School of Mechanical Engineering, Hoseo University, Chung Nam 336-795, Republic of Korea

(Received March 14, 2013; revision received July 9, 2013)

Abstract In the present study, the performances of a fin-tube evaporator and three PF evaporators for a heat pump dryer were experimentally investigated. Among the tested evaporators, the PF3 type evaporator showed the highest values of heat transfer capacity and dehumidification performance, while the fin-tube evaporator had the lowest values. PF3 showed better performance compared to PF1 and PF2, due to the large pin pitch, which leads to more draining for dehumidified water. Also, the 45° inclined PF evaporator presented better performance than that of the 90° inclined PF evaporator, owing to its easier draining characteristics. The effect of air velocity was revealed to be quite large. When the air velocity increased by 20%, the heat transfer capacity and dehumidification performance increased 43%/11%, 48%/13% and 54%/23% for PF1, PF2 and PF3, respectively.

Key words Dryer(건조기), Evaporator(증발기), Parallel flow(평행류), Dehumidification(제습), Heat pump(히트펌프)

* Corresponding author, E-mail: jtkwon@hoseo.edu

1. 서 론

최근 생활수준의 향상으로 공조기의 에너지 소비량이 꾸준히 증가하고 있다. 히트펌프는 저온의 열원에서 열을 흡수하여 고온의 열을 생산하는 기기로 적은 구동에너지를 이용하여 보다 많은 에너지를 열의 형태로 공급하는 에너지 절약형 열공급 기기이다. 일반 건조기는 주로 히터를 사용하는 열풍방법을 적용하므로 에너지 소비가 매우 크며, 건조기 중에 열풍을 열원으로 사용하는 건조기는 90% 이상이며, 건조기의 효율이 30~50%로 막대한 열에너지가 배기열로 손실되고 있다. 생성된 열풍의 70% 정도가 배기열로 손실되므로 배기열 형태로 손실되는 열에너지를 회수하여 열풍 생성에 다시 활용을 한다면 에너지 절감 및 건조기의 고효율화가 가능하다. 기존 건조기는 핀-관 열교환기를 사용하고 있으나, 본 연구에서는 히트펌프 건조기에 적합한 증발기용 PF(Parallel Flow) 열교환기를 개발하고자 한다. PF 열교환기는 평행한 다열 평판관 사이에 고밀도의 핀이 부착된 형태로 되어 있다. 유동방향이 열교환기의 핀에 수직으로 유입되므로, 평판관면을

지나는 유동은 고전적인 평판유동과 유사한 유동형태를 이루어 평판관의 후부에서 와류에 의해 발행되는 압력손실을 상당히 감소시킬 수 있다.

Son et al.⁽¹⁾은 PF 열교환기를 가정용 냉장고에 적용하여 열교환기의 성능평가와 최적설계 기술을 확보하고 실 운전조건에서의 열교환기의 열전달량과 압력강하를 조사하였다. Oh et al.⁽²⁾은 PF 열교환기의 응축수 배출 성능과 설계인자의 관계를 고찰하기 위해 튜브 방향, 친수 코팅, 루버 간격 그리고 튜브 표면의 홈 가공의 영향을 고찰하였다. Bae and Han⁽³⁾은 PF 열교환기의 가정용 에어컨디셔너 적용 가능성에 대해 검토하여, 동일한 용량의 핀-관 열교환기에 비해 PF 열교환기의 체적을 40% 축소하는 것이 가능하고 이때 적정 냉매량은 22% 감소하였다. Kim et al.⁽⁴⁾은 창문형 에어컨디셔너를 대상으로 기존 핀-관 열교환기에 비해 PF 열교환기의 체적이 50% 정도 감소하여도 동등수준의 성능을 나타내며 적정 냉매량도 35% 감소함을 보고하였다. Lee et al.⁽⁵⁾은 히트펌프 건조기용 PF 열교환기에 대한 실험연구를 통해 풍속이 20% 증가하면 PF 열교환기의 능력과 제습량이 핀-관 열교환기에 비해 40%와

20% 정도 높게 나타났다.

본 연구는 기존 핀-관 증발기 대신 알루미늄 PF 증발기를 히트펌프 건조기에 적용하기 위한 증발기 단품에 대한 실험연구로 PF 증발기의 적용 가능성을 실험적으로 확인하고자 수행되었다. 이를 위해 PF 증발기의 능력과 제습량을 핀-관 증발기의 능력과 제습량과 비교하였다. 본 연구로부터 얻어진 실험데이터는 히트펌프 건조기 PF 증발기의 설계자료로 활용될 것이다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구에서 증발기(핀-관, PF)의 공기측 능력 및 제습량을 측정하기 위하여 공기엔탈피식 칼로리미터인 항온항습챔버를 사용하였으며, 열교환기 능력계산을 위

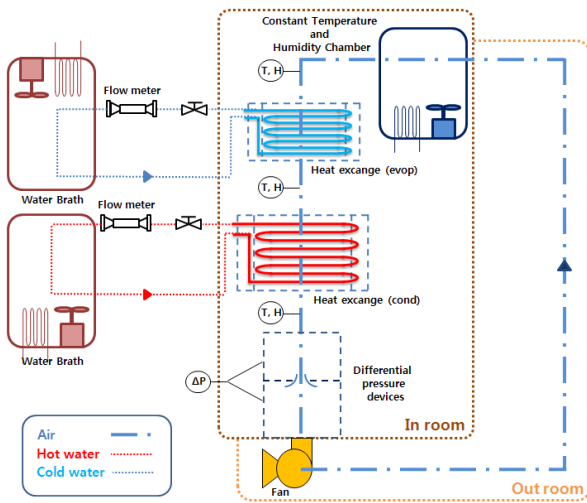


Fig. 1 Schematic diagram of heat pump dryer.

Table 1 Specifications of evaporators

unit [mm]	Fin-Tube	Parallel Flow		
	F-T	PF1	PF2	PF3
Fin pitch	2.1	1.5	1.8	2.2
Length	230	260	260	260
Height	100	94.8	94.8	94.8
Width	108.3	80.4	80.4	80.4
Tube gap	20	34.3	34.3	34.3
Column	5	8		
Row	4	4		
Fin type	slit	louver		

하여 KS C 9306에서 규정한 시험방법을 준용하였다⁶⁾. 히트펌프 건조기용 PF 증발기 성능실험에 사용된 항온항습 챔버는 Fig. 1과 같이 항온가습장치, 노즐부, 열교환기부, 제어부, 항온수조 등으로 구성되어 있다. 유량과 온도는 계측된 값을 컨트롤러를 이용하여 증발기 입구의 온도와 습도조건을 맞추어 주는 형태로 구성하였다. PF 증발기의 물측 유량은 항온수조 출구에 밸브를 달아 조절하는 방법으로 사용하였으며 공기측의 흐름은 외부공기의 유입 후 항온가습장치 → 증발기 → 응축기 → 차압장치 → 팬을 통하여 밖으로 나오는 형태로 구성하였다. 증발기 입구측 풍량을 제어하기 위하여 인버터 방식의 팬을 설치하였다.

2.2 실험방법

건조기용 PF 증발기의 입구측 온습도 조건을 설정하여 증발기를 통과하는 공기의 온습도 변화 및 풍량을 측정하여 PF 증발기의 성능을 비교하였다. 본 실험에서는 항온수조를 이용하여 물의 유량, 입출구 온도를 직접 측정하여 실험을 수행하였다.

실험데이터는 공기온도 및 유속, 물입구 온도와 유량이 정상상태에 도달한 후, 온도변동이 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ 이내로 안정되면 공기의 풍량 및 입출구 건습구온도, 물의 유량 및 입출구 온도를 측정하였다. 공기측과 물측의 열평형(heat balance)은 $\pm 5\%$ 이내의 실험값을 획득하였다.

Table 1은 실험에 사용된 소형 핀-관 증발기와 3종의 PF 증발기 사양을 보여준다. Fig. 2는 히트펌프 건조기용 증발기 실험에 사용된 PF1 증발기의 외관과 설계도면을 보여준다. Table 2는 PF 열교환기의 증발 실험조건이다. 증발기의 경사각도가 열전달 능력에 미치는 영향을 조사하고자 수직(유입공기 방향과 핀 방향이 90°)으로 설치된 증발기를 공기유동 방향으로 45° 기울여서 증발기의 성능을 측정하였다.

히트펌프 건조기용 PF 증발기의 핀피치에 대한 성능을 조사하기 위하여 기존 핀-관 증발기의 성능과 비교하였으며, 이를 위해 소형 PF 증발기 3종과 실험장치를 제작하여 핀-관과 PF형 증발기의 열교환량과 제습량을 실험하였다.

Table 2 Test conditions for PF evaporators

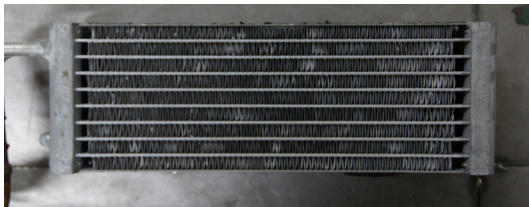
(*: reference condition)

Air-side		Water-side	
Temperature($^{\circ}\text{C}$)	60	Inlet temperature($^{\circ}\text{C}$)	5
Relative humidity (%)	70	$\Delta T(^{\circ}\text{C}) = T_{\text{outlet}} - T_{\text{inlet}}$	$5^*, 10$
Velocity (m/s)	$0.5^*, 0.6$	Flow rate(kg/s)	variable

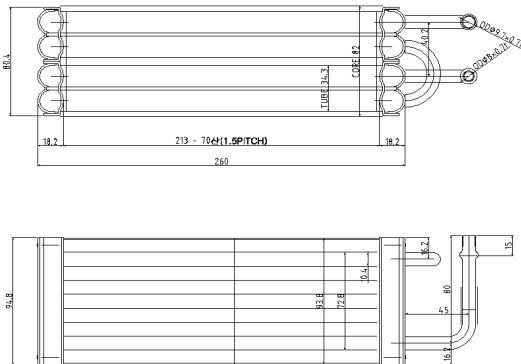
3. 실험결과 및 고찰

Fig. 3과 Fig. 4는 증발기의 경사각이 90°인 경우의 열전달량과 제습량을 나타낸다. 증발기의 열전달량과 제습량은 핀-관에서 1,655 W와 3,553 g, PF1에서 1,766 W와 3,663 g, PF2에서 2,221 W와 3,770 g, PF3에서 2,491 W와 3,980 g이었다. 핀-관 증발기를 기준으로 PF 증발기와 열전달량과 제습량을 각각 비교하면, PF1은 3%와 3% 증가, PF2는 34%와 6% 증가, PF3은 51%와 12% 증가하였다. PF 증발기의 핀피치가 클수록 열전달량과 제습량이 증가하는 것을 나타낸다. 증발기의 경우 핀표면의 온도가 입구공기의 이슬점 온도이하가 되면 공기의 수분이 응축되어 핀표면에 얇은 액막을 형성하여 습표면 상태가 된다. 핀피치가 작을수록 핀표면에 생성된 응축수의 배출이 용이하지 않아, 열전달량이 줄어든다. PF 증발기는 미세채널로 이루어진 평판관으로 핀-관 증발기에 비해 단위면적당 열전달성능 우수하므로 PF 타입은 핀-관 타입보다 열전달량이 높다.

Fig. 5와 6은 증발기의 경사각이 45°인 열전달량과 제습량을 나타낸다. 건조기의 성능은 건조 열전달 능력과 제습성능을 함께 고려해야한다. 증발기의 열전달량과 제습량은 PF1에서 1,766 W와 3,945 g, PF2에서 2,293 W와 4,079 g, PF3에서 2,556 W와 4,361 g이었다. 열교환기가 경사지게 되면 핀을 통과하는 공기흐름이 꺾이게 된다. 본 연구에서와 같이 공기흐름과 평행하



(a) Photograph of PF 1 evaporator.



(b) Drawing of PF 1 evaporator.

Fig. 2 PF type evaporator(PF 1, fin pitch 1.5 mm).

게 배치되었던 평판관이 45°로 경사지게 되면 평판관과 핀으로 구성된 열교환기 사이를 통과하는 공기유로를 평판관이 가로 막게 되어 공기흐름이 원활하지 못할 것이다.⁽⁷⁾ 경사각 90°와 45°의 실험데이터는 열전달량의 증가효과를 뚜렷이 보여주지 않지만, 경사각이 45°인 PF3의 경우에도 건조 열전달 성능은 PF 열교환기가 수직으로 설치된 경우와 비슷한 성능을 제시하였다. 그리고 경사각 90°를 기준으로 경사각 45°일 때 제습량은 PF1에서 7%, PF2에서 8%, PF3에서 9% 증가하였다. 평판관과 핀이 경사지게 되면 증발기 표면에 생성된 응축수가 중력의 영향으로 평판관과 핀 면을 따라서 흐르기 쉬울 것이다. 따라서 핀표면에 생기는 응축수는 증발기가 수직인 경우보다 경사진 경우에서 더 효과적으로 제거된다는 것을 확인하였다.

Fig. 7은 유입공기 속도 0.5 m/s, 물층 온도차 5°C와 10°C에 대한 증발기의 열전달량을 나타낸다. 물층 온도차 5°C와 10°C에서 열전달량은 PF1에서 1,707 W와

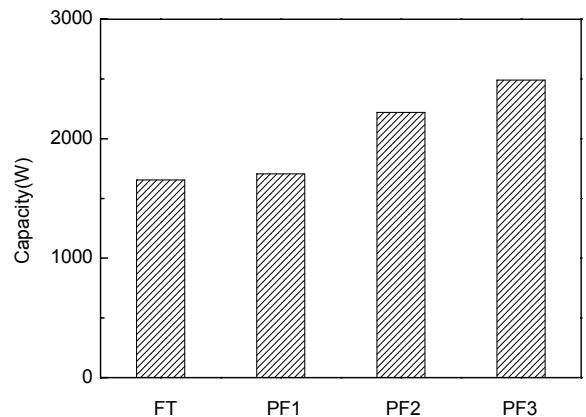


Fig. 3 Comparison of capacity between fin-tube type and PF type evaporator (inclined angle 90°).

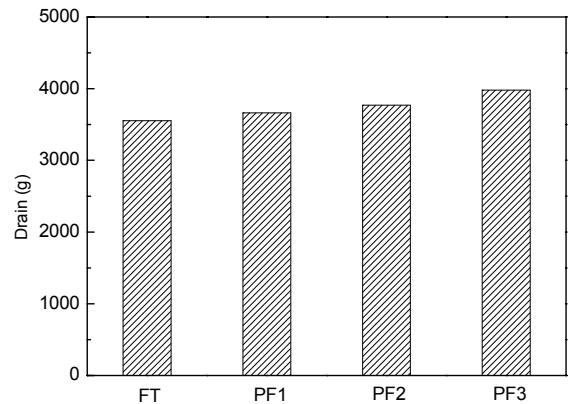


Fig. 4 Comparison of dehumidification amount between fin-tube type and PF type 90 evaporator (inclined angle 90°).

1,702 W, PF2에서 2,221 W와 1,959 W, PF3에서 2,491 W와 2,086 W이었다. Fig. 8은 유입공기 속도 0.5 m/s, 물측 온도차 5°C와 10°C에 대한 증발기의 제습량을 나타낸다. 물측 온도차 5°C와 10°C에서 제습량은 PF1에서 3,663 g과 3,374 g, PF2에서 3,770 g과 3,474 g, PF3에서 3,980 g과 3,657 g이었다.

물측 온도차 10°C를 기준으로 5°C에서의 증발기의 열전달량과 제습량은 PF1에서 1%와 8% 증가, PF2에서 13%와 9% 증가, PF3에서 19%와 제습량이 9% 증가하였다. 건조기가 잘 단열되어 외부로의 열손실이 없는 경우에 건조과정은 엔탈피의 변화가 없는 단열 과정으로 가정할 수 있고 건조공기는 습공기 선도에서 일정한 습도선을 따르게 된다. 증발기 표면과 핀표면의 온도가 건조기 입구공기의 이슬점 온도 이하가 되면 유입되는 고온다습 상태의 습공기에 포함된 수분이 증발기를 지나면서 응축되어 제습된다. 이 때 증발기 표면

과 핀표면의 온도가 낮을수록 유입공기에 포함된 수분 응축의 제습효과는 더 우수하다. 제습량은 증발기의 유입공기 상태와 출구공기 상태의 절대습도 차로 평가할 수 있다. 증발기의 물측 온도차가 5°C일 때 증발기 표면의 평균 노점온도는 물측 온도차가 10°C일 때 평균 노점온도보다 낮게 된다. 물측 온도차가 5°C와 10°C일 때 증발기 표면의 평균온도를 산술평균값으로 가정하여 절대습도를 평가하면 물측 온도차가 10°C일 때보다 물의 온도차가 5°C일 때보다 약 18% 정도 더 적게 평가되었다. 배출된 제습량이 많을수록 증발기의 증발 열량은 커진다. 따라서 물측 온도차가 5°C일 때 제습량과 열전달량이 더 우수함을 알 수 있다.

Fig. 9는 유입공기 속도 0.6 m/s, 물측 온도차 5°C와 10°C에 대한 증발기의 열전달량을 나타낸다. 물측 온도차 5°C와 10°C에서 열전달량은 PF1에서 2,368 W와 1,726 W, PF2에서 2,456 W와 2,103 W, PF3에서 2,552 W와 2,163 W

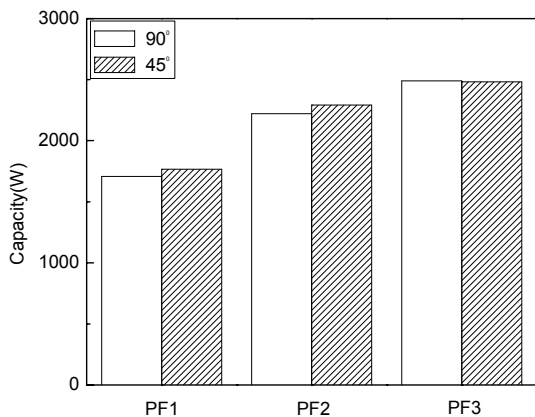


Fig. 5 Comparison of capacity between fin-tube type and PF type evaporator at inclined angle 45° and 90°.

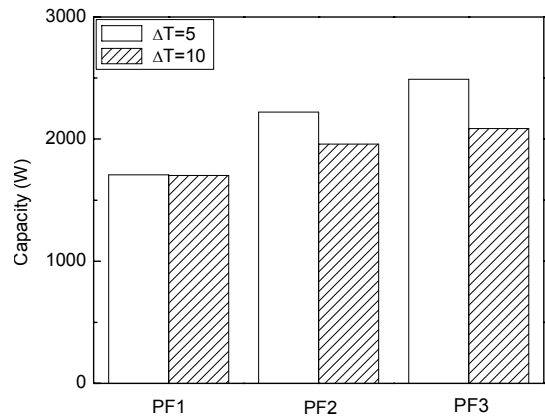


Fig. 7 Comparison of capacity on PF type heat exchanger at difference of inflow water temperature 5°C and 10°C(air velocity 0.5 m/s).

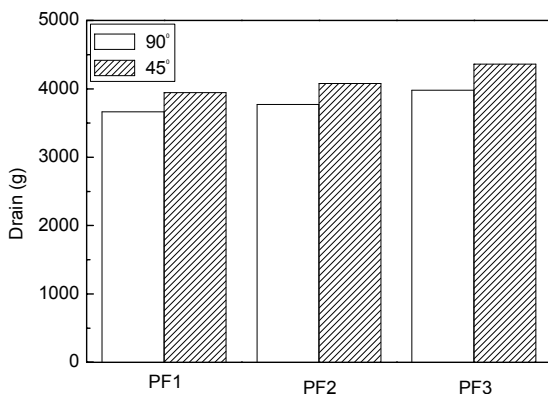


Fig. 6 Comparison of dehumidification amount between fin-tube type and PF type evaporator at inclined angle 45° and 90°.

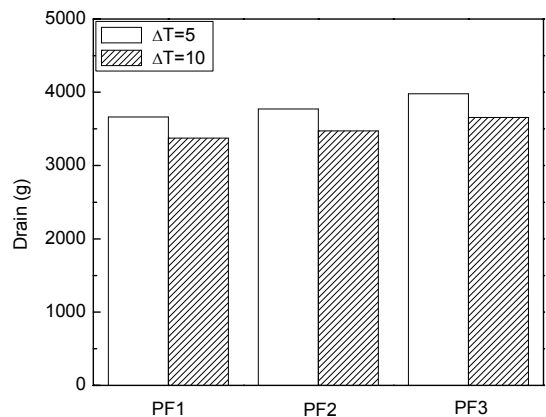


Fig. 8 Comparison of dehumidification amount on PF type heat exchanger at difference of inflow water temperature 5°C and 10°C(air velocity 0.5 m/s).

W이었다. Fig. 10은 유입공기 속도 0.6 m/s, 물측 온도차 5°C와 10°C에 대한 증발기의 제습량을 나타낸다. 물측 온도차 5°C와 10°C에서 제습량은 PF1에서 3,927 g과 3,443 g, PF2에서 4,005 g과 3,647 g, PF3에서 4,385 g과 3,740 g이었다.

물측 온도차 10°C를 기준으로 5°C에서 증발기의 열전달량과 제습량은 PF1에서 37%와 14% 증가, PF2에서 16%와 10% 증가, PF3에서 17%와 제습량이 17% 증가하였다. 유입공기 속도가 0.5 m/s에서 0.6 m/s로 증가할 때 PF 열교환기의 열전달 성능과 제습량은 핀-관 열교환기보다 높게 나타났다.

Fig. 7~Fig. 10으로부터 증발 PF 열교환기 입출구 온도차를 증가할 때 PF 열교환기의 열전달 성능은 열전달량과 제습량 모두 감소하였다. 동일 실험조건하에서 핀-관 열교환기의 열전달량과 제습량 변화보다는 PF 열교환기의 변화량이 더 뚜렷함이 확인되었다.

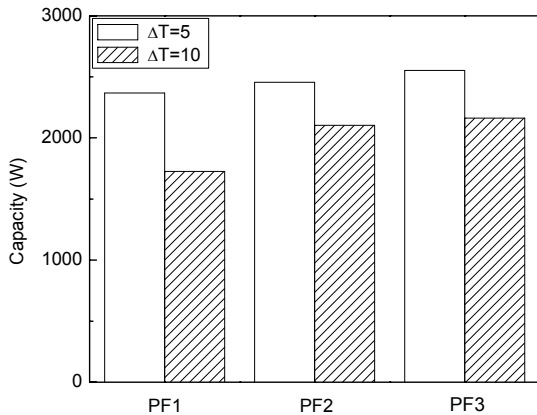


Fig. 9 Comparison of capacity on PF type heat exchanger at difference of inflow water temperature 5°C and 10°C(air velocity 0.6 m/s).

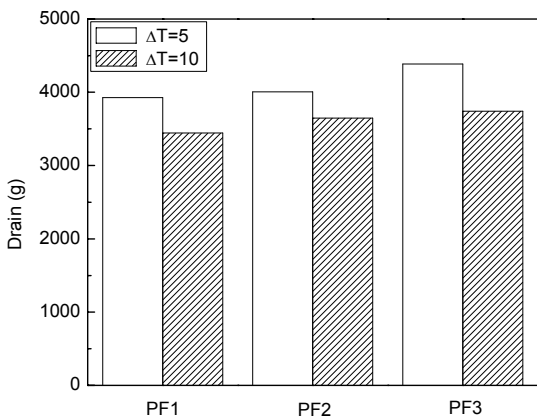


Fig. 10 Comparison of dehumidification amount on PF type heat exchanger at difference of inflow water temperature 5°C and 10°C(air velocity 0.6 m/s).

4. 결 론

히트펌프 건조기용 PF 증발기의 핀피치에 대한 성능을 조사하기 위하여 기존 핀-관 증발기 성능과 비교 연구하였다. 이를 위해 소형 PF 증발기 3종과 실험장치를 제작하여 핀-관과 PF형 증발기의 열교환량과 제습량을 실험하여 다음의 결론을 얻었다.

- (1) 핀-관 증발기를 기준으로 경사각 90°인 PF 증발기의 열전달량과 제습량을 비교하면, PF1은 3%와 3% 증가, PF2는 34%와 6% 증가, PF3은 51%와 12% 증가하여 본 실험연구의 3종 PF 증발기 중에서 핀피치가 큰 PF3의 열전달량과 제습량이 우수하였다.
- (2) PF 증발기가 45° 경사진 경우에, 열전달량은 경사각 90°와 비슷하였지만, 제습량은 PF1에서 7%, PF2에서 8%, PF3에서 9% 증가하였다. 핀 표면이 경사지게 되면 중력의 영향으로 응축수가 증발기 면을 따라서 흐르기 쉬우므로 제습량이 증가함을 알 수 있다.
- (3) 물측 온도차가 5°C일 때가 10°C일 때보다 배출된 제습량과 증발기의 열전달량이 더 높았다. 이는 증발기 표면과 핀표면의 온도가 낮을수록 증발기 표면의 평균 노점온도가 낮아 유입공기에 포함된 수분응축의 제습효과가 더 우수함을 알 수 있다. 또한 유입공기 속도가 증가하면, PF 증발기의 열전달 성능인 열교환량과 제습량이 더 효과적이었다.

후 기

본 논문은 대한설비공학회 2011 학술발표논문의 일부 내용을 인용함.

참고문헌

1. Son, Y. W., Lee, J. H., Kim, M. H., and Shin, D. S., 2008, Experimental performance of plate fin-tube condenser for the household refrigerator, Proceedings of the SAREK, pp. 94-99.
2. Oh, S. K., Ko, C. S., Jang, D. Y., Sa, Y. C., Oh, S. Y., and Chung, B. Y., 2003, An experimental study on the wet performance of flat tube heat exchanger, Proceedings of the SAREK 2003, Summer Annual Conference, pp. 263-267.
3. Bae, T. S. and Han, C. S., 1996, A feasibility steady on room air conditioner with parallel flow condenser,

- Proceedings of the SAREK, pp. 402-407.
4. Kim, M. H., Youn, B., and Bullard, C. W., 2001, Effect of inclination on the air-side performance of a brazed aluminum heat exchanger under dry and wet conditions, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer* Vol. 44, pp. 4613-4623.
 5. Lee, K. W., Lee, K. J., Kim, J. S., Kwon, Y. C., and Chang, K. S., 2011, Experimental study on performance of PF heat exchanger for heat pump dryer, *Proceedings of the SAREK*, pp. 1104-1106.
 6. Korean Standards Association, 2003, KS air-conditioner: KS C 9306.
 7. Kim, D. Y., Cho, J. P., Kim, N. H., Park, N. H., and Hwang, J. H., 2008, Air-side performance of aluminum heat exchangers at different inclination angle, *Proceedings of the SAREK*, pp. 181-188.