

운전조건 변화에 따른 루버핀 열교환기 성능변화에 관한 실험적 연구

김 정 국, 小山 繁, 桑原 憲, 김 동 휘, 박 병 덕[†]

큐슈대학교 총합이공학부, ^{*}경북대학교 자동차공학과

An Experimental Study on the Performance of the Louver Fin Type Heat Exchanger by the Change of the Driving Condition

Jungkuk Kim, Shigeru Koyama, Ken Kuwahara, Dong-Hwi Kim, Byung-Duck Park^{†*}

Interdisciplinary Graduate School of Engineering Sciences, Kyushu University, Kasuga, 816-5385, Japan

^{*}Department of Automotive Engineering, Kyungpook National University, Sangju, 742-711, Korea

ABSTRACT: The present study was investigated the effect of the driving condition on the performance of a louver fin and tube type heat exchanger under frosting condition. Heat transfer rate and pressure drop by frost were experimentally investigated. Effects of the wet blub temperature and the shape of a fin on heat transfer performances has been also investigated. The key parameters were fin type(louver and corrugate fin) and the wet blub temperature of air (0.5, 1.0, 1.5 °C). The heat transfer performance of the louver fin and tube type heat exchanger was higher by 0.89% than the corrugate fin type. As the wet blub temperature of air were increased, the heat transfer rate, pressure drop and mass of frost of three test models(Type A, B, C) were increased. Especially, the maximum heat transfer rate and maximum pressure drop were shown for the louver fin and tube type heat exchanger. As a experimental result, the enhancement factor(EF) of louver fin and tube type heat exchanger was 0.2~0.4 due to the high pressure drop.

Key words: Frosting condition (착상 조건), Heat transfer rate(열전달률), Pressure drop(압력강하), Wet blub temperature (습구 온도), Enhancement Factor(향상 계수)

기 호 설 명

C_p : 정압 비열 [kJ/kg · K]
 EF : Enhancement Factor
 h : 엔탈피 [kJ/kg]
 \dot{m} : 질량 유량 [kg/s]
 ΔP : 압력강하 [Pa]

\dot{Q} : 열전달률 [W]
 $\Delta \dot{Q}$: 열전달률 변화율 [W]
 T : 온도 [K]
 ΔT : 온도차 [K]
 \dot{U} : 체적 유량 [m³/s]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-54-530-1335 ; fax: +82-54-530-1407

E-mail address: bdpark@knu.ac.kr

그리스 문자

ρ : 밀도 [kg/m³]

하첨자

a	: 유입공기
b	: 브라인
Co	: Corrugate fin
f	: 서리층
in, out	: 입/출구
Lo	: Louver fin

1. 서론

전통적 온돌난방과 보일러, 석유난로 등에 의한 난방이 주류를 이루는 과거와는 달리 주거 환경의 개선과 국제적 문제로 거론되는 지구온난화 영향으로 국내에서도 사무 공간 등에 대한 히트펌프의 사용이 증가되고 있으며,⁽¹⁾ 이러한 사회적 변화로 히트펌프형 시스템에어컨(패키지 에어컨)의 생산도 함께 증가되고 있다⁽²⁾⁽³⁾.

세계적으로도 에너지효율 증대에 의한 지구온난화 방지를 위한 대책으로 히트펌프와 관련 연구가 진행되고 있지만, 공조기의 난방운전시 외부저온 조건에서의 증발기 착상현상에 의한 성능저하가 주요 문제로 대두되었으며, 이를 개선한 히트펌프 성능향상에 관한 다양한 연구가 국내/외에서 진행되고 있다.⁽⁴⁾ 하지만 강제대류상의 열교환기에서 착상현상에 관한 연구는 공기측의 온도, 습도, 풍속, 압력과 더불어 냉각원의 표면온도, 형상, 치수, 자세, 표면조도, 흡착성 및 착상시간 등 다양한 변수들로 인하여 실험적인 연구에 어려움이 많다⁽⁵⁾.

이러한 착상에 관한 연구로 O'Neal and Tree⁽⁶⁾는 기존의 연구를 정리해 실제 히트펌프 증발기에 적용 가능한 조건에서의 착상에 관한 연구의 중요성을 강조하였으며, 최근 Yan et al⁽⁷⁾은 평판형 환과 여러 형태의 환관형 열교환기의 환 피치, 열수, 냉매온도, 공기유량, 습도의 변화에 의한 착상된 열교환기의 열전달 및 압력변화특성을 실험적으로 관찰한 바 있다. Xia et al⁽⁸⁾은 루버형 환을 가진 편평관 마이크로채널형 열교환기에서 착상, 제상, 재착상에 의한 열수력학적인 특성을 실험적으로 관찰하고, 실험에 근거한 서리층 두께 예측식을 제시하였다.

하지만, 기존 연구에서 열교환기 표면 착상 분포, 착상량 변화 등의 연구는 미흡하며, 주요 변수

인 유입 공기 유속변화와 착상량에 관한 연구에서도 Kondepudi et al⁽⁹⁾은 공기 유속 증가에 따라 착상량 증가도 함께 증가되는 결과를 제시하였으나, Yan et al⁽⁷⁾은 공기유속이 감소할수록 착상량이 증가되는 서로 상반된 결과를 제시하였다.

이러한 기존 연구의 결과들을 참고로, 본 연구에서는 외부 공기 온도의 운전조건이 루버형 열교환기의 성능 및 착상량 변화에 미치는 영향을 검토하기 위해 유입 온도 -15°C , 55wt%의 브라인을 냉각체로 하여, 공기측 온도(2.0/0.5, 2.0/1.0, 2.0/1.5 $^{\circ}\text{C}$)에 따른 루버형 열교환기의 압력강하 및 열전달률 변화를 측정하고, 착상에 의한 성능 변화 특성을 고찰하였다.

2. 실험장치 및 결과처리

2.1 실험장치 및 방법

Fig. 1는 실험장치의 개략도로서 일정온도의 습공기 공급을 유지하기 위한 항온항습실과 일정온도의 냉각수(브라인)을 공급하기 위한 항온조로 구성하였다. 항온항습실내 일정온도의 습공기는 송풍기에 의해 일정유량으로 공급되며, 브라인은 입구 혼합실, 열교환기, 출구 혼합실을 차례로 순환하게 된다.

본 연구의 열교환기 시료는 루버형 개발모델(Type A, B)와 일본에서 사용되는 Corrugate fin 모델(Type C)로 각 시료의 사양은 Table 1과 같다. 열교환기 시험부는 열교환기 시료, 착상현상 및 과정을 촬영하기 위한 web-camera, 브라인 입/출구온도 측정 및 정상혼합을 위한 혼합기로 구성되었으며, 착상량 측정 및 교체가 용이하도록 각 시료는 분리형으로 제작되었다.

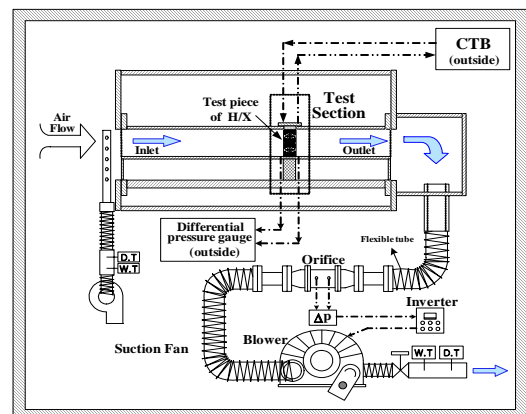


Fig. 1 Schematic of the experimental apparatus.

Table 1 Specification of the heat exchanger

	Type A	Type B	Type C
Type	Louver	Louver	Corrugate
Size [W×H×L][mm]	18×42×100	18.25×42×100	18.25×42×100
Fin pitch[mm]	1.62	1.68	1.36
Louver No.	10	12	-
Fin No.	59	57	69

Table 2 Experimental conditions & parameters

	Condition & Parameter	Range
Coolant (Brine 55wt%)	Temperature [°C]	-15.0
	Flow rate [m³/h]	0.038 ~ 0.04
Air	DB / WB [°C] (Relative humidity(%))	2.0 / 0.5 (75.9) 2.0 / 1.0 (83.8) 2.0 / 1.5 (91.8)
	Flow velocity [m/s]	1.3

공기의 유량은 열교환기의 토출 쪽에 설치된 오리피스(25~384 L/min, ± 0.5 %)로 측정/조절하였다. 입구공기는 T형 시스열전대(± 0.1 °C)와 습도계(± 0.2 % RH)를 사용하여 건습구온도 및 상대습도를 측정하였다. 열교환기의 전/후 하단에 압력탭(\varnothing 0.5 mm)을 설치하고, 차압계(0~300 mmAq, ± 0.5 %)를 이용해 압력강하를 측정하였다.

브라인의 유량은 체적 유량계(0~0.3 m³/h, ± 0.1 %)로 측정하였으며, 각 계측기의 측정값은 데이터획득장치(Yokogawa Co.)로 저장하였다.

열교환기의 착상량은 전자저울(측정단위 0.001 g)을 사용해, 실험전/후 열교환기 시료 중량을 측정해 계산하였다.

각 실험 조건 및 주요 변수는 Table 2와 같으며, 기존 수행연구⁽¹⁰⁾의 관찰 결과를 참고하여 운전시간은 30분으로 고정하였다.

2.2 실험결과의 처리

유입공기 측 압력손실은 열교환기 시료 전/후에서 측정된 압력 차로 계산되며, 식(1)과 같다.

$$\Delta P_a = P_{a,in} - P_{a,out} \quad (1)$$

공기측 열전달률(\dot{Q}_a)은 유입공기와 브라인의 열전달에 의한 현열(\dot{Q}_t)과 물질전달인 착상에 의한 잠열(\dot{Q}_p)을 동시에 고려해야 하므로, 식(2)와 같이 나타낼 수 있으며, 열교환을 통한 냉각체인 브라인과 유입공기의 총열전달률(\dot{Q}_t)은 식(3)과 같이 열교환기 입/출구 온도차를 이용한 브라인의 현열

량으로 나타낼 수 있다.

$$\dot{Q}_a = \dot{Q}_t + \dot{Q}_p = \rho_a \dot{V}_a (h_{a,in} - h_{a,out}) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_t = \dot{m}_b C_{p,b} (T_{b,in} - T_{b,out}) \quad (3)$$

Moffat⁽¹¹⁾가 제시한 식에 따르면 브라인의 총열전달률(\dot{Q}_t)의 오차해석은 식(4)과 같으며, 총열전달률(\dot{Q}_t)의 오차는 $\pm 3.2 \sim \pm 5.6$ % 범위였다.

$$\frac{\delta \dot{Q}_t}{\dot{Q}_t} = \sqrt{\left(\frac{\delta \dot{m}_b}{\dot{m}_b}\right)^2 + \left(\frac{\delta C_{p,b}}{C_{p,b}}\right)^2 + \left(\frac{\delta T_{b,in}}{\Delta T}\right)^2 + \left(\frac{\delta T_{b,out}}{\Delta T}\right)^2} \quad (4)$$

열교환기 성능에 영향을 미치는 중요한 인자인 공기측 압력 강하(ΔP_a)와 냉매측 열전달률을 고려한 Enhancement Factor(EF)는 열교환기에 주로 적용되는 성능평가 방법으로, 본 연구에서는 식(5)와 같이 Corrugate fin에 대한 Louver fin 열교환기의 압력 강하와 열전달률 변화율($\Delta \dot{Q}_t$)의 비로 나타내었다.

$$EF = \frac{[\Delta \dot{Q}_{t,Lo} / \Delta \dot{Q}_{t,Co}]}{[\Delta P_{a,Lo} / \Delta P_{a,Co}]} \quad (5)$$

3. 실험결과 및 고찰

3.1 흰 형상에 따른 열전달 및 압력강하 특성

JIS 난방 저온 능력 운전 조건인 건/습구온도 2.0/1.0°C 조건을 기준으로 각 흰 형상별 열전달 특성 및 압력강하 분포는 Fig. 2, 3와 같으며, 브라인 입/출구 온도가 안정화됨에 따라 열전달율이 일정하게 유지되는 운전 시작 10분 이후를 정상 상태로 판단하였다.

Fig. 2에서 기존 모델(Type C)과 Type B는 거의 동일한 열전달 성능을 나타내는데 반해 Type A는 다른 두 모델에 비해 최대 18.1 W

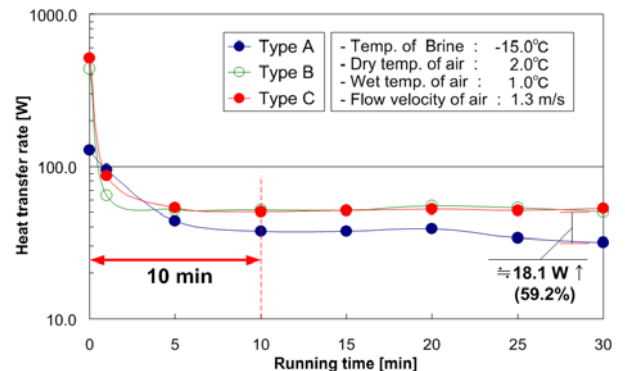


Fig. 2 Heat transfer rate by the fin shape.

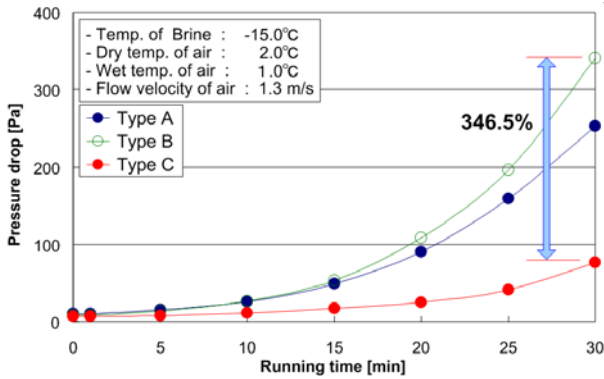


Fig. 3 Pressure drop by the fin shape.

(59.2 %)성능이 낮게 나타났다. 이는 동일한 온도 및 공기 유속 조건에서 흰 형상과 전열면적 차에 의한 열전달 특성으로 사료된다. Table 1와 같이 동일 크기에서 Type A, B, C의 흰 수는 각각 59, 57, 69개로 Type C가 다른 두 모델에 비해 흰 수가 많으며, 단순 열전달 면적(가로×세로×양면)을 계산해도 15 %이상 크므로 corrugate fin임에도 열전달율이 크게 나타난 것으로 사료된다.

이에 반해 Type A, B는 흰 수는 적지만, 루버 흰을 적용함으로써 흰 내측의 공기 난류 유동 활성화를 통해 열전달 성능이 향상되고, Type B는 루버수는 많지만 전체 흰 수가 가장 적어 열전달 면적이 작음에도 Type C보다 다소 높은 열전달 특성을 나타냈다. 하지만, 같은 루버 흰 형태이나 루버수가 작은 Type A는 다른 모델에 비해 열전달 성능이 현저히 낮게 나타났으며, 루버에 의한 공기 유동 활성화가 전열면적 부족에 의한 전열 성능 저하를 보완하지 못한 것으로 판단된다.

Fig. 3의 압력강하 변화에서 Type B는 다른 두 모델에 비해 압력강하가 급격하게 증가하였으며, 압력강하가 가장 낮은 Type C에 비해 최대 264.5 Pa(346.5 %)이상 크게 나타났다. 이는 Type B의 경우, 루버수가 많으므로 열교환시 루버에 의한 공기 유동 활성화와 유동 저항 증가에 따라 다른 모델에 비해 착상이 급속히 발생되고, 이로 인한 공기 유로 폐쇄 현상이 발생되어 압력강하가 급격하게 증가된 것으로 판단된다.

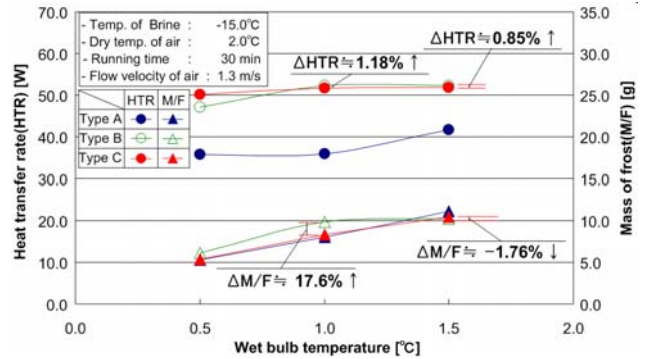


Fig. 4 Heat transfer rate and mass of frost with the wet bulb temperature.

이에 반해, Type C는 흰 수가 많고 흰 간격이 좁은 조건에서도 압력강하가 가장 낮게 나타났는데, 이는 corrugate fin을 적용함으로써 루버 흰에 비해 공기 유동 저항이 작고, 핀 사이 형상이 조밀하지 않아 착상 발생량이 작고 공기 유동 공간이 일정부분 확보된 데 따른 결과로 사료된다.

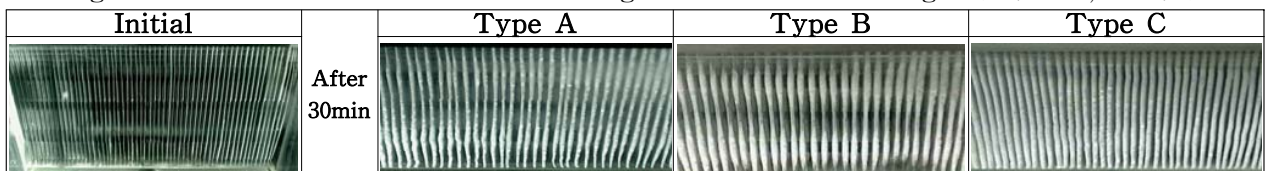
3.2 온도조건에 따른 열전달 및 착상량 특성

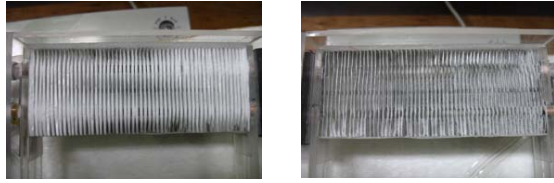
Fig. 4는 유입공기 온도조건에 대한 열전달 특성 및 운전 종료 후 총착상량을 나타낸다. 상기 기술한 바와 같이 세 모델 중 Type A의 경우, 상대적으로 작은 열전달 면적과 루버에 의한 착상현상 촉진, 이로 인한 급속한 공기 유로 폐쇄 등으로 가장 낮은 열전달율을 나타냈다.

건/습구 2.0/0.5 °C는 가장 낮은 상대습도 조건으로, Type A는 흰 표면에 부착되는 서리의 증가량이 크지 않아 공기 유로 폐쇄현상이 낮으며, 서리에 의한 열저항은 작지만, 전열면적의 부족으로 인해 Type B에 비해 열전달율이 낮게 나타난 것으로 판단된다. Type B는 Fig. 3과 같이 습구온도가 증가될수록 착상량이 증가되어 세 모델 중 착상량이 가장 크며, 서리에 의한 열저항도 증가되지만, 루버에 의한 공기 난류 유동 활성화로 열전달 특성이 높게 나타난 것으로 사료된다.

습구온도 1.5 °C 조건에서의 열전달율은 Type B가 Type C보다 약 0.85 %정도 다소 향상되었으나, 핀 표면 착상량은 오히려 1.76 %감소한 것으로 나타났다.

Fig. 5 Frost distribution in the entrance region of the heat exchanger (2.0/1.5°C, 1.3m/s).





(a) Front side (b) Back side

Fig. 6 Frost distribution of the heat exchanger (Type B, 2.0/1.5 °C, 1.3 m/s).

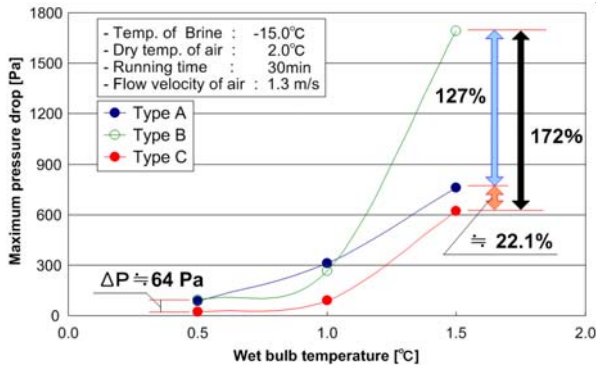


Fig. 7 Maximum pressure drop with the wet bulb temperature.

이는 Fig. 6의 전면부 착상 사진에서 일부분 확인할 수 있듯이 열교환기 후면부에는 착상이 크게 발생되지 않으므로 후면부 환표면에서 열교환이 일부분 발생되므로, 열전달율은 크게 감소하지 않고 소폭 증가되었고, 착상은 전면부에 집중됨으로 인해 총착상량은 오히려 다소 감소된 것으로 판단된다.

3.3 온도조건에 따른 압력강하 특성

Fig. 7는 각 온도조건에 따른 세 열교환기 모델에서의 최대 압력강하 정도를 나타낸다. 상기 열전달 특성에서도 기술한 바와 같이 루버형 적용으로 공기의 유동저항이 큰 Type A, B 모델에 비해 Type C의 경우, 전체 온도조건에서 최대 압력 강하가 가장 낮은 것으로 나타났다. 이에 반해 Type A, B는 루버에 의한 공기저항 증가와 루버에 의한 공기 난류 유동 활성화로 루버와 환전단면 등에 착상 발생이 용이하며, 착상량 증가에 의한 공기 유로 폐쇄가 급속히 진행되며, 습구온도가 증가될수록 착상량이 증가되어 압력강하도 크게 증가된 것으로 판단된다. 특히, Type B의 경우 루버수가 많으므로 공기측 유동 저항이 크고, 루버 부분에 서리 발생이 용이함으로서 다른 모델들에 비해 열교환기 시료 환 내측부에 넓고 빠르게 착상량이 증가된다. 따라서, 전면부

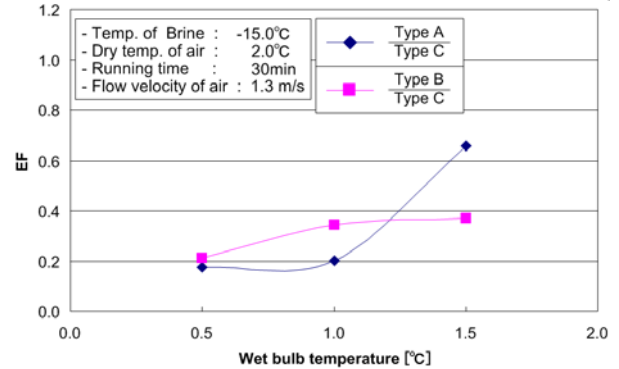


Fig. 8 Effect of the temperature on the EF.

공기 유로 폐쇄 현상으로 인해 Fig. 7와 같이 습구온도 1.5°C조건에서 Type A, C에 비해 각각 최대 933 Pa(127 %), 1070 Pa(172 %) 정도로 큰 압력강하가 발생되었다. 이는 Fig. 5의 각 모델의 착상 사진에서도 확인할 수 있는데, 착상에 의한 전면부 공기 유로 폐쇄는 공기의 일시 정체를 유도하므로 압력강하가 급격히 증가된 것으로 사료된다.

3.4 환 형상 및 온도조건에 따른 성능 특성

Fig. 8 EF 측면에서 정상상태(운전시작 10분 후)시 공기 온도 및 유속 조건에 따른 열교환기 성능 변화를 나타낸다.

Fig. 8에서 습구온도가 증가함에 따라 기존 모델(Type C) 대비 Type A, B의 EF도 증가하는 것으로 나타났으나, 상기 기술한 루버형에 의한 유동 저항 및 착상량 증가에 따른 압력강하 급상승 등의 원인으로 0.2~0.4정도의 낮은 EF를 보였다. 2.0/1.5°C조건에서 최대 EF가 나타났으며, 특히 Type A의 경우 Fig. 7과 같이 2.0/1.5°C에서 압력강하는 크게 증가되지 않은 반면, Fig. 4와 같이 열전달률 변화율은 Type C에 비해 상대적으로 크게 증가함에 따라 EF가 크게 증가된 것으로 사료된다.

4. 결론

본 연구의 주요 결론은 다음과 같다.

- (1) 각 시료의 열전달률, 압력강하 및 착상량은 동일한 공기 온도 및 유량 조건시 Type B에서 최대로 나타났으며, 건/습구 온도조건 2.0/1.5 °C에서 세 모델 모두 최대 성능이 나타났다.

- (2) 루버형 모델(Type B)은 전열 면적이 가장 작지만, 루버에 의한 공기 유동 활성화로 기존 모델(Type C)에 비해 동일 온도조건(2.0/1.5℃)에서 열전달률은 0.89%증가하고, 착상량은 1.76%감소하는 것으로 나타났다.
- (3) 압력 강하는 기존모델(Type C)에 비해 루버형 모델(Type A, B)에서 크게 나타났으며, Type B는 Type C와 비교해 동일 온도 조건에서 최대 172%이상 급격히 증가되었다.
- (4) 공기 온도 변화에 따른 열전달률 변화에 비해 압력강하가 급격히 증가함으로 인해 Type C에 대한 Type A, B의 EF는 0.2~0.4 정도로 낮게 나타났다.

참고 문헌

1. Cho, K. N., Kim, J. K. and Kim, M. S., 2006, Internal and external air conditioning market, Journal of SAREK, Vol. 35, No. 2, pp. 20-30.
2. IIR(Korea) & Korea Gas Corporation, 2004, The status of cooling energy and police planning in KOREA, Report of Korea Gas Corporation(KOGAS)
3. Homepage of Korea Refrigeration and Air-conditioning industry association.
4. Shin, S. H., Im, Y. B., Hayase, G., Park, S. K., Kim, J. H. and Cho, K. N., 2006, An experimental study on the performance of evaporator with plate and slit fin under frosting condition, Proceedings of the SAREK 2006 Summer Annual Conference, pp.657-663.
5. Shimomura, N., 2006, Mechanism of frost formation and prediction of frost growth(in Japanese), Refrigeration, Vol. 81, No. 942, pp. 13-17.
6. 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.
7. Yan, W. M., Li, H. Y. and Tsay, Y. L., 2005, "Thermofluid characteristics of frosted finned-tube heat exchangers, Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 48, pp. 3073-3080.
8. Xia Y., Zhong Y., Hrnjak P. S. and Jacobi A. M., "Frost, defrost, and refrost and its impact on the air-side thermal hydraulic performance of louvered-fin, flat-tube heat exchangers", Int. J. of Refrigeration, Vol. 29, pp. 1066-1079, 2006.
9. Kondepui, S. N. and O'Neal, D. L., 1989, Effect of growth on the performance of louvered finned tube heat exchangers, Int. J. Refrigeration, Vol. 12, No. 3, pp. 151-158.
10. Park, B. D. and Kim, J. K., 2007, Research for Frosting on the Fin and Tube Type Heat Exchanger, Journal of Research Center for Energy and Environment of Kyungpook National University, Vol. 4, pp. 1-12.
11. Moffat, R. J., 1985, Using uncertainty analysis in the planning of an experiment, Trans. of the ASME : J. of Fluid Engineering, Vol. 107, pp. 173-182.