

플라스틱 필름/종이 복합 재료의 직교류 간접증발소자

김 내 현*†

* 인천대학교 기계공학과

Cross Flow Indirect Evaporative Cooler Made of a Plastic Film/Paper Composite

Nae-Hyun Kim*†

* Dept. of Mechanical Engineering, Incheon Nat'l Univ.,

(Received August 15, 2016 ; Revised September 20, 2016 ; Accepted October 16, 2016)

Key Words: Indirect Evaporative Cooler(간접증발소자), Plastic Film(플라스틱 필름), Paper(종이), Performance Analysis(성능 해석), Cross Flow(직교류)

초록: 물의 증발에 따른 냉각 효과를 이용하는 증발냉각방식은 기존 증기 압축식 방식에 비하여 냉방에 소요되는 에너지를 현저히 감소시킬 수 있고 CFC 냉매를 사용하지 않아 친환경적이다. 본 연구에서는 습채널의 물 퍼짐성이 개선된 플라스틱/종이 재질로 크기 300 mm x 300 mm x 300 mm, 채널 핏치 5 mm x 5 mm, 5 mm x 7 mm, 7 mm x 7 mm의 직교류 간접증발소자를 제작하고 간접증발효율 및 압력 손실을 측정하였다. 간접증발효율은 채널 핏치가 가장 작은 5 mm x 5 mm 소자의 가장 크게 나타났다. 이는 작은 5 mm x 5 mm 소자의 전열 면적이 가장 크기 때문이다. 또한 간접증발소자 설치로 인해 절약되는 에너지도 5 mm x 5 mm 소자에서 가장 크게 나타났다. 한편 습채널의 압력 손실은 건채널의 값보다 크게 나타났다. 이론 해석 모델은 간접증발효율과 압력손실을 과소 예측하였다.

Abstract: Indirect evaporative cooling, which utilizes a cooling effect obtained by the evaporation of water, is energy-effective compared to the conventional vapor compression method. It is also eco-friendly, due to the non-usage of CFC refrigerant. In this study, three indirect evaporative cooler samples of the cross flow type(size: 300 mm x 300 mm x 300 mm, channel pitch: 5 mm x 5 mm, 5 mm x 7 mm, 7 mm x 7 mm) were made using plastic/paper composites. Tests were conducted to measure indirect evaporative efficiencies and pressure drops. Results showed that the efficiency was the highest for the 5 mm x 5 mm sample, owing to the largest surface area. The saved electrical energy was also the greatest for that sample. The pressure drop of the wet channel was larger than that of the dry channel as expected. A theoretical model was proposed, which underestimated both the indirect evaporation efficiency and the pressure drop.

- 기호설명 -

A : 전열면적
 b_d : 건채널 핀의 온도에서 포화공기-엔탈피 선도의 기울기
 b_r : 건채널 입출구 평균온도에서 포화공기-엔탈피 선도의 기울기
 b_t : 멤브레인 온도에서 포화공기-엔탈피 선도

의 기울기

b_w : 습채널 핀의 액막 온도에서 포화공기-엔탈피 선도의 기울기
 CMH : 시간당 풍량
 COP : 성적계수
 c_p : 비열
 D_h : 수력 직경
 f : 마찰계수
 h : 열전달계수
 k : 열전도도

† Corresponding Author, knh001@inu.ac.kr

K_c	: 축소계수
K_e	: 확대계수
L	: 길이
\dot{m}	: 질량 유량
NTU	: 전달단위수
Nu	: Nusselt 수
Q	: 전열량
Re	: Reynolds 수
T	: 온도
t	: 두께
U	: 총합열전달계수
V	: 유속
ΔE	: 절약된 전기에너지
ΔP	: 압력손실
ΔQ	: 절약된 열량
ε	: 유용도
η	: 핀효율
ν	: 점성계수
ρ	: 밀도
ξ	: 간접증발효율

하첨자

d	: 건채널, 건구
f	: 마찰계수
fin	: 핀
in	: 입구
out	: 출구
p	: 평판
sst	: 포화
w	: 습채널, 습구

1. 서 론

물의 증발에 따른 냉각 효과를 이용하는 증발냉각방식은 기존 증기 압축식 방식에 비하여 냉방에 소요되는 에너지를 현저히 감소시킬 수 있고, 여름철 첨두부하를 경감시키며 CFC 냉매를 사용하지 않아 친환경적이다.⁽¹⁻⁵⁾ 증발냉각방식은 직접냉각방식과 간접냉각방식으로 대별된다. 직접냉각방식은 물과 직접 접촉을 통하여 공기를 냉각시키는 방법으로 냉각 시 공기 중의 수분량도 증가한다. 간접냉각방식은 냉각 채널(건채널)과 물이 증발하는 채널(습채널)을 구분하여 냉각 시 수분량의 변화가 없다.^(6,7) 직접냉각방식은 고온이고 건조한 기후에 적합한 냉각 방식이고 우리나라와 같이 여름철이 고온 다습한 경우는 간접냉각방식이 적합하다.

그간 수행된 간접냉각방식에 대한 대표적인 연구들은 다음과 같다. Pescod⁽⁸⁾는 플라스틱 관형 열교환기를 사용한 간접증발소자에 대한 실험을 수행하였고 Maclaine-Cross와 Banks⁽⁹⁾는 열과 물질전달의 상사성을 이용하여 간접증발소자에 대한 해석을 수행하였다. Pescod⁽⁸⁾의 소자에 대한 해석 결과 예측치가 실험치보다 현저히 높게 나타났는데 이는 실험 시 습채널이 골고루 적셔지지 않았기 때문이라고 설명하였다. Kettleborough와 Hsieh⁽¹⁰⁾는 적심 인자(wettability factor)를 정의하여 습채널의 불완전한 적심을 정량화하였다. 그들은 또한 습채널의 유동 방향으로 공급수의 온도 변화를 고려하여 해석 정밀도를 향상시켰다. Tejero-Gonzalez 등⁽¹¹⁾은 polycarbonate 판넬로 핏치 4 mm와 9 mm의 간접증발소자를 제작하고 일련의 실험을 수행하였다.

Parker와 Treybal⁽¹²⁾은 열과 물질 전달의 상사성과 선형 포화 엔탈피를 가정한 해석 모델을 제시하였다. Hasan과 Siren⁽¹³⁾은 간접증발 냉각기에 대한 실험을 수행하고 Parker와 Treybal⁽¹²⁾의 모델과 비교한 결과 물질전달계수에 대한 예측치가 실험 결과를 과소예측 한다고 보고하였다. Zalewski와 Gryglaszewski⁽¹⁴⁾는 포화 공기 엔탈피의 비선형성과 습채널 내 수분 증발의 영향을 고려한 모델을 제시하였고 Ren과 Yang⁽¹⁵⁾은 포화 공기 엔탈피의 비선형성, 습채널 내 수분 증발 및 유동 방향 물 온도의 변화를 고려한 보다 정교한 모델을 제시하였다. 최근 들어 Hasan⁽¹⁶⁾은 ε -NTU 방식의 해석 모델을 제시하였고 Cui 등⁽¹⁷⁾은 대수평균온도차(LMTD) 방식의 해석 모델을, Chen 등⁽¹⁸⁾은 건채널 측의 수분 응축을 고려한 모델을 제시하였다. 간접증발소자의 경우 습채널의 물 적심성이 성능에 큰 영향을 미치고 이를 개선하기 위하여 습채널에 얇은 목화(cotton) 슈트를 코팅하거나⁽¹⁹⁾ 세라믹을 코팅하는 방안이⁽²⁰⁾ 검토되었다. 하지만 코팅은 내구성이 문제가 될 수 있다.

상기 문헌 조사는 간접 증발 냉각 소자의 모델링에 대해서는 다수의 문헌이 존재하지만 실험 결과는 상당히 제한적임을 보여준다.^(8,11,19) 더구나 대부분의 연구는 건채널과 습채널 모두 플라스틱 필름으로 제작된 간접증발소자에 대해 수행되었다.^(8,11) 습채널에 플라스틱 필름이 사용될 경우 적심성에 문제가 있다. 본 연구에서는 습채널의 물 적심성을 개선하고자 습채널에는 종이 재질, 건채널에는 플라스틱 필름의 복합 재질로 구성된 채널 핏치가 다른 세 종류의 간접증발소자를 제작하고 이에 대해 일련의 실험을 수행하였다. 또한 비교를

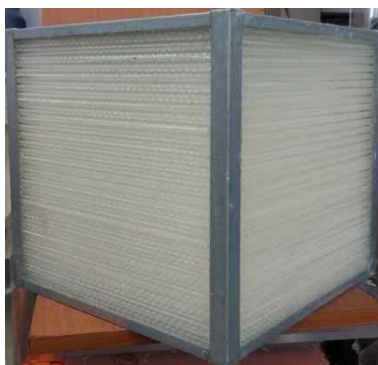
위하여 건채널과 습채널 모두 플라스틱 필름으로 제작된 간접증발소자에 대한 실험도 수행하였다.

2. 실험장치와 방법

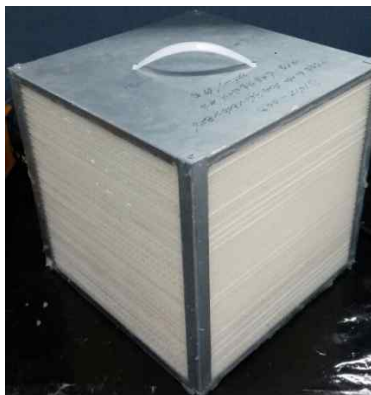
Fig. 1에 본 연구에서 고려한 직교류형 간접증발소자의 사진이 나타나 있고 Fig. 2에는 시료의 개략도가 나타나 있다. 플라스틱 간접증발소자는 건채널과 습채널이 모두 $40\ \mu\text{m}$ 두께의 플라스틱 필름으로 구성되어 있다. 플라스틱/종이 간접증발소자는 건채널은 $40\ \mu\text{m}$ 두께의 플라스틱 필름으로, 습채널은 $180\ \mu\text{m}$ 두께의 종이를 구성되어 있다. 또한 건채널과 습채널을 구분하는 멤브레인은 종이와 플라스틱 필름의 2중 구조로 되어 있는데 종이의 두께 $180\ \mu\text{m}$, 플라스틱의 두께 $40\ \mu\text{m}$, 합하여 $220\ \mu\text{m}$ 이다. 본 연구에서는 1종류의 플라스틱 간접증발소자와 3종류의 플라스틱/종이 간접증발소자를 시험하였다. 플라스틱 소자의 건채널과 습채널 핏치는 모두 $5\ \text{mm}$ 이고($5\ \text{mm} \times 5\ \text{mm}$), 플라스틱/종이 소자의 건채널과 습채널 핏치는 $5\ \text{mm} \times 5\ \text{mm}$, $5\ \text{mm} \times 7\ \text{mm}$, $7\ \text{mm} \times 7\ \text{mm}$ 의 세 종류이다. Fig. 2에 건채널과 습채널 핏치 $5\ \text{mm} \times 5\ \text{mm}$ 인 플라스

틱 소자와 플라스틱/종이 소자의 채널 형상을 나타내었다. 모든 시료의 크기는 $300\ \text{mm} \times 300\ \text{mm} \times 300\ \text{mm}$ 이다.

Fig. 3에 본 연구에 사용된 종이의 SEM 사진을 나타내었다. 이 사진은 직경 $20\ \mu\text{m}$ 가량의 굵은 PET에 가느다란 셀룰로오스 섬유가 서로 얽혀 있음을 보여준다. 여기서 PET는 견고한 지지체 역할을 하여 절곡 형상을 유지하고 셀룰로오스는 물이 잘 적셔지도록 하는 역할을 한다. 물의 적심성은 종이의 흡수도(종이 단위 무게당 물 흡수량)로써 평가할 수 있다. KS M 896⁽²¹⁾에 의거 종이의 흡수도를 측정된 결과 331%로 나타났다. 이는 자신의 무게의 3.31배에 달하는 물을 흡수할 수 있다는 의미이며 이로부터 종이의 흡수 성능이 우수함을

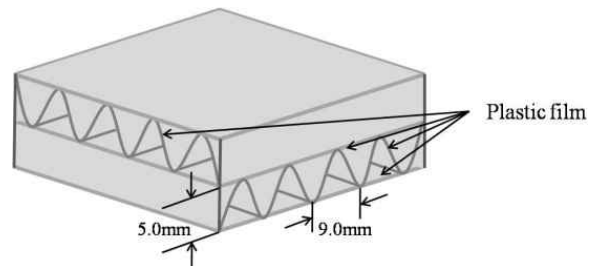


(a) Plastic film

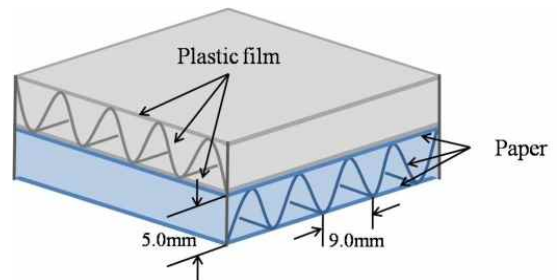


(b) Plastic/paper film

Fig. 1 Photos of the indirect evaporative cooler



(b) Plastic film ($5\ \text{mm} \times 5\ \text{mm}$)



(c) Plastic/paper film ($5\ \text{mm} \times 5\ \text{mm}$)

Fig. 2 Materials and channel shape of indirect evaporative cooler



Fig. 3 SEM photo of the paper used in the present indirect evaporative cooler

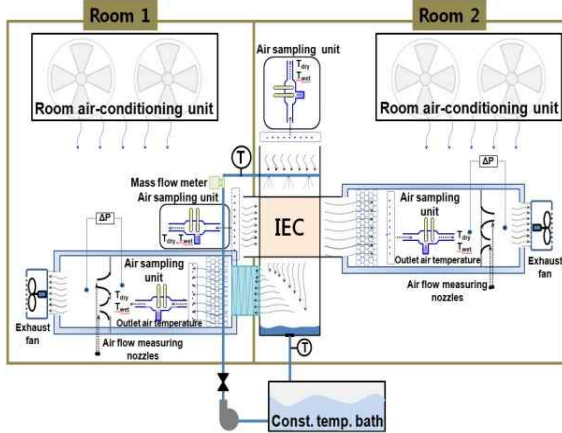


Fig. 4 Schematic drawing of the test apparatus

알 수 있다. 습채널에 사용된 종이의 내구성 및 흡수 성능의 경시 변화에 대해서는 현재 시험 중이다.

Fig. 4에 간접증발소자 성능 실험 장치를 나타내었다. 실험 장치는 시험부와 두 개의 흡입식 풍동으로 구성되고 시험부는 풍동의 선단에 장착된다. 시험부 상부에는 분무 노즐이 장착되어 간접증발소자의 습채널에 물을 공급한다. 간접증발소자에서 증발하고 남은 물은 시험부 하부에 모아진 후 펌프를 통하여 다시 시험부 상부로 순환된다. 순환수의 유량은 펌프 후단에 설치된 밸브를 사용하여 조절되었고 정밀도 $\pm 0.2\%$ 의 질량유량계(Micromotion, 0~200 kg/h)로 측정되었다. 순환수의 온도는 챔버 외부에 설치된 항온조에서 조절되었다. 시험부 입구 및 출구의 순환수 온도는 정밀도 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 인 Pt-100 Ω 센서를 사용하여 측정되었다.

시험부의 건채널과 습채널 출구는 흡입식 풍동에 연결되었다. 풍동 입구부에는 와이어 메쉬를 설치하여 균질한 유동이 공급될 수 있도록 하였다. 풍동 내부에는 시험부 출구 공기의 건습구 온도를 측정하기 위한 샘플링 유닛과 풍량을 측정하기 위한 노즐, 그리고 송풍기가 설치되어 있다. 풍량은 송풍기 모터에 연결된 인버터로 조절되었고 시험부 입구측 공기 온습도는 별도의 샘플링 유닛을 시험부 입구에 설치하여 측정하였다. 공기측 풍량은 ASHRAE 41.2⁽²²⁾에 규정된 노즐차압을 이용하여 산정하였고 시험부의 입출구 온습도는 ASHRAE 41.1⁽²³⁾에 규정된 샘플링 방법에 의해 측정하였다. 온습도 측정에는 고정밀 Pt-100 Ω 센서(정밀도 $\pm 0.1^\circ\text{C}$)를 사용하였다. 실험은 건채널과 습채널 입구 건습구 온도를 35/24 $^\circ\text{C}$, 24/17 $^\circ\text{C}$ 로 유지하고 전방 풍속을 2.0 m/s에서 4.0 m/s로 변화시키며 수행되었다. 이 온습도는 건물 공조시 하절기 설계

조건⁽²⁴⁾이다. 실험 중 분무수의 온도는 습채널의 습구 온도인 17 $^\circ\text{C}$, 분무량은 0.02 kg/s로 유지하였다. 선행 연구 결과 소자가 충분히 적셔지는 한 분무수의 온도와 분무량이 간접증발소자의 성능에 미치는 효과는 무시할 만 하였다.⁽²⁵⁾

간접증발소자의 효율은 하기 식으로 정의되는 간접증발효율⁽²⁶⁾로써 나타낸다.

$$\xi = \frac{T_{d,in} - T_{d,out}}{T_{d,in} - T_{w,w}} \quad (1)$$

여기서 $T_{d,in}$ 과 $T_{d,out}$ 은 건채널 입출구 온도 $T_{w,w}$ 은 습채널 습구 온도(K)이다. Klein과 McClintock⁽²⁷⁾의 제안에 따라 오차해석을 수행하였다. 건습구 온도 측정 오차 $\pm 0.1^\circ\text{C}$, 유량측정오차 $\pm 0.2\%$ of full scale, 압력손실 측정의 오차 ± 1.0 kPa을 고려하면 열전달계수의 최대 오차는 $\pm 3.7\%$, 간접증발효율의 최대오차는 $\pm 4.3\%$ 이고 압력손실의 최대 오차는 $\pm 4.5\%$ 이다.

3. 간접증발소자 성능해석

간접증발소자의 전열량(Q)은 $\varepsilon - NTU$ 방식으로 구할 수 있다.⁽¹⁶⁾ 여기서 Q 는 건채널측(Q_d)과 습채널측(Q_w)의 평균 전열량이다.

$$Q = \varepsilon C_{\min} (i_{d,in,sat} - i_{w,in}) \quad (2)$$

$$C_{\min} = \min(\dot{m}_d c_p / b_r, \dot{m}_w) \quad (3)$$

$$C_{\max} = \max(\dot{m}_d c_p / b_r, \dot{m}_w) \quad (4)$$

여기서 $i_{d,in,sat}$ 과 $i_{w,in}$ 은 건채널 입구온도에서의 포화 엔탈피와 습채널측 입구 엔탈피(kJ/kg), \dot{m}_d 는 건채널 유량(kg/s), c_p 는 습공기의 비열(kJ/kgK), b_r 은 건채널 입출구 평균 온도에서 포화공기-엔탈피 선도의 기울기(kJ/kgK), \dot{m}_w 는 습채널 유량(kg/s)이다. 본 연구의 비혼합-비혼합 대향류의 $\varepsilon - NTU$ 관계식은 다음과 같다.⁽²⁸⁾

$$\varepsilon = 1 - \exp[NTU^{-0.22} \{ \exp(-NTU^{0.78} R) - 1 \} / R] \quad (4)$$

$$R = C_{\min} / C_{\max} \quad (5)$$

$$UA = C_{\min} NTU \quad (6)$$

Fig. 2에 보여지듯이 각 채널의 물결형 지지체는 핀 역할을 하므로 이 경우 UA 는 다음과 같다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{b_d}{\eta_{o,d} h_{d,w} A} + \frac{t b_t}{k A_p} + \frac{b_w}{\eta_{o,w} h_{w,w} A} \quad (7)$$

$$h_{d,w} = \frac{h_d b_d}{c_p} \quad \text{or} \quad h_{w,w} = \frac{h_w b_w}{c_p} \quad (8)$$

$$\eta_{o,d} = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_d) \quad (9)$$

$$\eta_{o,w} = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_w) \quad (10)$$

$$\eta_d = \frac{\tanh(m_d L_f)}{m_d L_f} \quad (11)$$

$$\eta_w = \frac{\tanh(m_w L_f)}{m_w L_f} \quad (12)$$

$$m_d = \sqrt{\frac{2h_{d,w}}{kt}} \quad (13)$$

$$m_w = \sqrt{\frac{2h_{w,w}}{kt}} \quad (14)$$

여기서 A 는 전체 전열 면적(m^2), A_f 는 핀 면적(m^2), t 는 멤브레인의 두께(m), L_f 는 핀의 길이(m), h_d, h_w 은 건채널(플라스틱)과 습채널(종이)의 열전달계수($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$), k 는 열전도도(W/mK), b_w, b_d, b_t 는 습채널 핀의 평균 액막온도, 건채널 핀의 평균 온도, 멤브레인 온도에서 포화공기-엔탈피 선도의 기울기(kJ/kgK)이다.

Fig. 2에 나타나 있듯이 채널 형상은 꼭지각이 85° 인 이등변 삼각형에 가깝다. 또한 전방 풍속 $2.0\sim 4.0 \text{ m/s}$ 에서 채널 내 Reynolds 수는 $1,000$ 에서 $2,200$ 사이로 층류 영역에 속한다. 유동이 완전히 발달한 층류 유동에서 꼭지각 85° 인 이등변 삼각형의 Nusselt 수는 등온조건인 경우 2.37 이고 등열유속 조건인 경우 3.02 이다.⁽²⁹⁾ Johnson⁽³⁰⁾은 직교류 열교환기의 경우 등열유속 조건을 사용할 것을 제안한 바 있다. 본 연구의 이등변 삼각형 채널의 경우 완전 발달 유동의 마찰계수는 $f = 52.8 / \text{Re}$ 이다.⁽²⁹⁾ 소자의 압력 손실 ΔP 는 다음 식에서 구한다.

$$\Delta P = \frac{\rho V^2}{2} \left(K_c + 4f \frac{L}{D_h} + K_e \right) \quad (15)$$

여기서 ρ 는 공기의 밀도(kg/m^3), V 는 채널내 유속(m/s), L 은 채널의 길이(m), K_c 와 K_e 는 축

소 및 확대계수로 Kays와 London⁽³¹⁾이 제시한 바 있다.

4. 실험 결과 및 고찰

Fig. 5에 실험 시 건채널측과 습채널측 전열량을 비교하였다. 두 값은 5% 내에서 일치함을 보인다. Fig. 6에 $5 \text{ mm} \times 5 \text{ mm}$ (건채널 핏치 \times 습채널 핏치) 플라스틱 소자와 플라스틱/종이 소자의 간접증발 효율을 나타내었다. 동일 체적 및 형상에서 플라스틱/종이 소자의 효율이 $32\sim 34\%$ 큼을 보여준다. Fig. 6에는 3절의 성능해석 예측값도 나타나 있다. 플라스틱/종이 소자의 경우 낮은 풍속(2 m/s)에서는 실험 데이터를 잘 예측하나 풍속이 높아지면 최대 19% 과소 예측함을 보인다. 전술한 바와 같이 채널 내 Reynolds 수는 $1,000$ 에서 $2,200$ 사이이다. 일반적으로 액막 유동의 경우는 $\text{Re} \approx 30$ 에서 교란이 시작되고 $\text{Re} \approx 1,000$ 이 되면 난류로 천이가 시작되어 $\text{Re} \approx 1,800$ 이 되면 완전 난류 유동이 되는 것으로 알려져 있다.⁽²⁸⁾ 따라서 채널 내 풍속이 높아질수록 액막이 난류 유동으로 천이됨에 따라

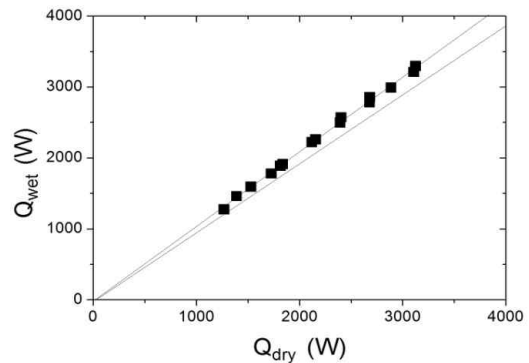


Fig. 5 Comparison of heat transfer rates between dry and wet channel

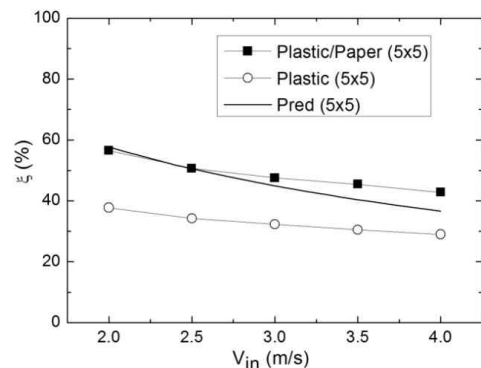


Fig. 6 Indirect evaporation efficiencies of the plastic film/paper and plastic samples

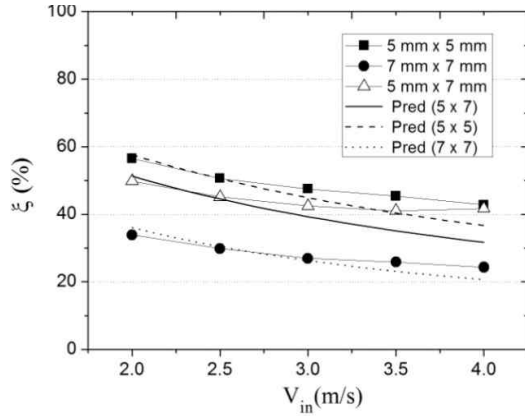


Fig. 7 Indirect evaporation efficiencies of the plastic film/paper samples compared with predictions

열 및 수분 전달이 촉진되는 것으로 판단된다. 한편 플라스틱 소자의 경우 간접증발효율이 예측값보다 현저히 낮는데 이는 분무수가 플라스틱 표면을 충분히 적시지 못하기 때문으로 판단된다. Fig. 6은 또한 풍속의 증가에 따른 간접증발효율의 감소율이 플라스틱/종이 소자보다 플라스틱 소자에서 적게 나타남을 보인다. 이는 플라스틱/종이 소자의 경우는 풍속에 관계없이 모두 젖어 있는 반면(적심율 = 1.0) 플라스틱 소자의 경우는 적심율이 풍속이 증가할수록 개선되기 때문으로 판단된다.

Fig. 7에는 채널 핏치가 다른 세 종류의 플라스틱/종이 소자의 간접증발효율을 나타내었다. 5 mm x 5 mm 소자의 효율이 가장 우수하고 7 mm x 7 mm 소자의 효율이 가장 낮게 나타났다. 5 mm x 7 mm 소자의 효율은 7 mm x 7 mm 소자의 효율보다 57~67% 크고 5 mm x 5 mm 소자의 효율보다는 4~16% 작다. Fig. 7에는 이론 해석의 예측값도 나타나 있는데 낮은 풍속에서는 데이터를 잘 예측하나 풍속이 높아질수록 최대 6~68% 과소 예측함을 보인다. 실험값과 예측값의 차이는 7 mm x 7 mm 소자에서 작고 5 mm x 5 mm, 5 mm x 7 mm 소자에서 상대적으로 크게 나타났다. 즉, 채널 핏치가 작아질수록 실험값과 예측값의 차이가 증가하는 것처럼 보이는데 현재로서는 데이터가 너무 제한적이기 때문에 결론을 내리기는 무리가 있다고 판단된다.

Fig. 8에 세 종류 소자의 건채널 압력손실을 나타내었다. 압력손실은 5 mm x 7 mm 소자가 가장 크고 5 mm x 5 mm, 7 mm x 7 mm 소자 순으로 나타났다. 5 mm x 5 mm, 7 mm x 7 mm 소자의 경우 건채널과 습채널의 유동 단면적이 동일한 반면 5 mm

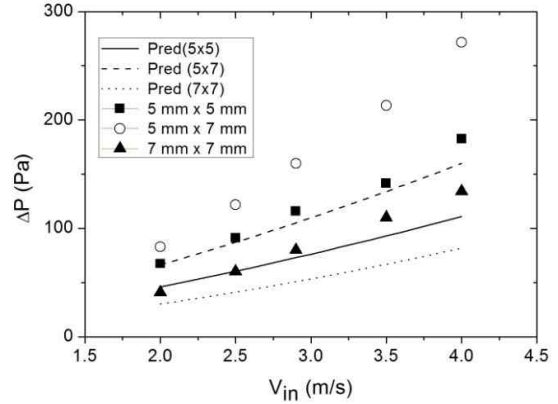


Fig. 8 Dry channel pressure drops of the plastic film/paper samples compared with predictions

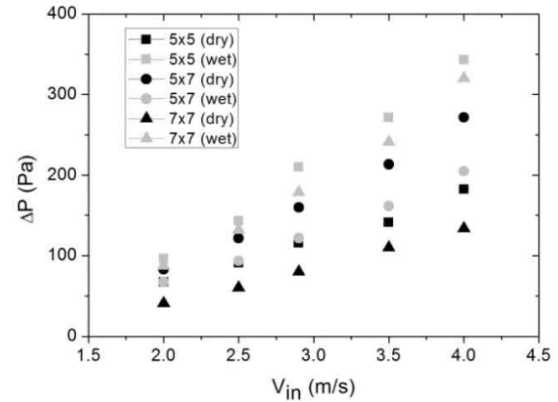


Fig. 9 Dry and wet channel pressure drops of the plastic film/paper samples

x 7 mm 소자의 건채널(5 mm) 유동 단면적은 습채널(7 mm) 유동 단면적의 1.4배이다. 따라서 동일 풍량(또는 동일 전방 풍속)에서 5 mm x 7 mm 소자의 채널 내 풍속이 5 mm x 5 mm 소자의 값보다 20% 크고 따라서 압력 손실이 크게 나타났다. 또한 7 mm x 7 mm 소자의 경우는 수력 직경이 5 mm x 5 mm 소자의 값보다 크므로 압력 손실이 작게 나타났다. Fig. 8에는 식 (15)를 사용하여 계산된 압력 손실도 나타나 있는데 실험자료를 26~71% 과소 예측한다. 실제 제품의 건채널에는 소자 제조 시 습채널과의 교차 적층에 따른 미세한 반복 절곡 패턴이 형성되는데 이 패턴이 부가적인 압력 손실을 유발한 것으로 판단된다.

Fig. 9에 습채널의 압력 손실을 건채널의 값과 같이 나타내었다. 습채널과 건채널에 동일 풍속이 형성되는 5 mm x 5 mm, 7 mm x 7 mm 소자의 경우 습채널의 압력 손실이 건채널의 값보다 43~138% 크고 그 차이는 풍속이 증가할수록 커짐을 보인다.

이는 습채널에 형성되는 액막에 의한 추가적인 압력 손실 때문으로 판단된다. 5 mm x 7 mm 소자의 경우는 건채널의 압력 손실이 습채널의 값보다 크다. 이는 건채널의 풍속 증가(습채널의 1.4배)로 인해 유발되는 압력 손실의 증가가 액막에 의한 추가적인 압력 손실보다 크기 때문이다. Fig. 7과 8로부터 3절의 이론 모델은 상당한 개선이 필요한 것으로 판단된다. 개선 내용으로는 종이 재료 습표면 채널에서의 액막 형상 가시화, 채널 내 열 및 물질 전달 모델링을 비롯하여 실제 제품 형상(예를 들면 채널 내 반복 질곡 패턴)에 대한 고려 등이 포함될 것이다. 이에 대해서는 추후 연구를 수행할 예정이다.

공조기에 간접증발소자를 설치함으로써 절약되는 전기에너지 ΔE 는 다음 식에서 구할 수 있다.

$$\Delta E = \frac{\Delta Q}{COP} - \frac{CMH \cdot \Delta P}{3600 \eta_{fan}} \quad (22)$$

$$\Delta Q = \frac{CMH}{3600} \rho c_p \xi (T_{d,in} - T_{w,w}) \quad (23)$$

여기서 ΔE 는 절약되는 전기 에너지(W), ΔQ 는 간접증발소자에 의해 회수되는 열 에너지(W), CMH 는 풍량(m^3/h), COP 는 냉동기의 성적계수, η_{fan} 은 송풍기의 효율이다. 여기서 공조기의 외기 냉각은 $COP = 4.0$ 인 냉동기에 의해서 수행되고 송풍기 효율은 0.6으로 가정하였다.⁽³²⁾ Fig. 10에 세 소자에 대해 ΔE 를 계산한 결과를 수록하였다. 이 그림은 5 mm x 5 mm 소자의 ΔE 가 가장 크고 5 mm x 7 mm 소자의 ΔE 가 가장 작음을 보여준다. 5 mm x 7 mm 소자의 경우는 Fig. 9에 보여지듯이 건채널에 과도한 압력손실이 유발되어 ΔE 가 가장 작게 나타났다. 또한 5 mm x 5 mm 소자와 7

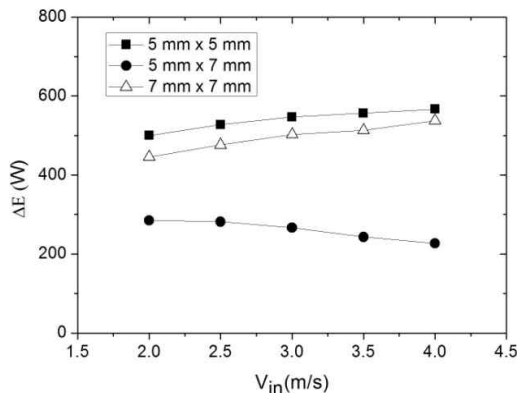


Fig. 10 Saved electrical energies of the plastic film/paper samples

mm x 7 mm 소자의 경우는 풍량이 증가할수록 ΔE 가 다소 증가하는 반면 5 mm x 7 mm 소자에서는 풍량이 증가할수록 ΔE 가 다소 감소함을 보인다. 5 mm x 7 mm 소자에서 풍속이 증가할수록 ΔE 가 감소하는 이유는 Fig. 8에 보여지듯이 풍속의 증가에 따른 압력손실이 다른 소자에 비하여 과다하기 때문이다.

5. 결론

본 연구에서는 습채널의 물 퍼짐성이 개선된 플라스틱/종이 재료로 크기 300 mm x 300 mm x 300 mm, 채널 핏치 5 mm x 5 mm, 5 mm x 7 mm, 7 mm x 7 mm의 간접증발소자를 제작하고 간접증발효율 및 압력 손실을 측정하였다. 주된 결론은 다음과 같다

(1) 세 소자 중 채널 핏치가 가장 작은 5 mm x 5 mm 소자의 간접증발효율이 가장 크게 나타났다. 이 소자의 효율은 7 mm x 7 mm 소자의 효율보다 71~73% 크고 5 mm x 7 mm 소자의 효율보다는 4~16% 크다. 이는 작은 5 mm x 5 mm 소자의 전열면적이 가장 크기 때문이다.

(2) 간접증발소자 설치로 인해 절약되는 에너지도 5 mm x 5 mm에서 가장 크게 나타났다. 한편 절약되는 에너지는 5 mm x 7 mm 소자에서 가장 작게 나타났는데 이는 건채널에 유발되는 과도한 압력 손실 때문이다.

(3) 5 mm x 5mm, 7 mm x 7 mm 소자의 경우 습채널의 압력 손실이 건채널의 값보다 43~138% 크게 나타났다. 이는 습채널에 형성되는 액막에 의한 추가적인 압력 손실 때문으로 판단된다.

(4) 이론 해석 모델은 간접증발효율과 압력손실을 과소 예측한다. 이는 소자 제조시 형성되는 채널 내 조도와 습채널의 액막에 의한 추가적인 전열 촉진과 압력 손실이 모델에 고려되어 있지 않기 때문이다.

참고문헌 (References)

- (1) Duan, Z., Zhan, C., Zhang, X., Mustafa, M. Zhao, X., Alimohammadisgvand, B. and Hasan, A., 2012, "Indirect Evaporative Cooling: Past, Present and Future Potentials," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, Vol. 16, pp. 6823~6850.
- (2) Jaber, S. and Ajib, S., 2011, "Evaporative Cooling as an Efficient System in Mediterranean Region," *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 31, pp. 2590~2596.
- (3) Caliskan, H., Dincer, I. and Hepbasil, A., 2012,

- “Exergoeconomic Enviroeconomic and Sustainability Analyses of a Novel Air Cooler,” *Energy Build.*, Vol. 55, pp. 747~756.
- (4) Costello, B. and Finn, D., 2007, “Thermal Effectiveness Characteristics of Low Approach Indirect Evaporative Cooling Systems in Buildings,” *Energy Build.*, Vol. 39, pp. 1235~1243.
- (5) Maheshwari, G. P., Al-Ragom, F. and Suri, R. K., 2001, “Energy Saving Potential of an Indirect Evaporative Cooler,” *Appl. Energy*, Vol. 69, pp. 69~76.
- (6) Santamouris, M. and Kolokotsa, D., 2013, “Passive Cooling Dissipation Techniques for Buildings and Other Structures: the State of the Art,” *Energy Build.*, Vol. 57, pp. 74~94.
- (7) Watt, J. D. and Brown, W. K., 1997, *Evaporative Air Conditioning Handbook*, 3rd ed., The Fairmont Press Inc.
- (8) Pescod, D., 1979, “A Heat Exchanger for Energy Saving in an Air Conditioning Plant,” *ASHRAE Trans.*, Vol. 85., Pt. 2, pp. 238~251.
- (9) Maclaine-Cross, I. L. and Banks, P. J., 1981, “A General Theory of Wet Surface Heat Exchangers and Its Application to Regenerative Cooling,” *J. Heat Transfer*, Vol. 103, pp. 578~585.
- (10) Kettleborough, C. F. and Hsieh, C. S., 1983, “The Thermal Performance of the Wet Surface Plastic Plate Heat Exchanger Used in an Indirect Evaporative Cooler,” *J. Heat Transfer*, Vol. 105, pp. 366~373.
- (11) Tejero-Gonzalez, A., Andres-Chicote, M., Velasco - Gomez, E. and Rey-Martinez, F. J., 2013, “Influence of Constructive Parameters on the Performance of Two Indirect Evaporative Cooler Prototypes,” *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 51, pp. 1017~1025.
- (12) Parker, R. O. and Treybal, R. E., 1962, “The Heat Mass Transfer Characteristics of Evaporative Coolers,” *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.* Vol. 57, No. 32, pp. 138~149.
- (13) Hasan, A. and Siren, K., 2003, “Performance Investigation of Plain and Finned Tube Evaporatively Cooled Heat Exchangers,” *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 23, No. 3, pp. 325~340.
- (14) Zalewski, W. and Gryglaszewski, P. A., 1977, “Mathematical Model of Heat and Mass Transfer Processes in Evaporative Coolers,” *Chem. Eng. Process*, Vol. 36, No. 4, pp. 271~280.
- (15) Ren, C. and Yang, H., 2006, “An Analytical Model for the Heat and Mass Transfer Processes in Indirect Evaporative Cooling with Parallel/Counter Flow Configurations,” *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 49, pp. 617~627.
- (16) Hasan, A., 2012, “Going Below the Wet-Bulb Temperature by Indirect Evaporative Cooling: Analysis Using a Modified ϵ -NTU Method,” *Appl. Energy*, Vol. 89, pp. 237~245.
- (17) Cui, X., Chua, K. J., Islam, M. R. and Yang, W. M., 2014, “Fundamental Formulation of a Modified LMTD Method to Study Indirect Evaporative Heat Exchangers,” *Energy Conservation Management*, Vol. 88, pp. 372~381.
- (18) Chen, Y., Yang, H. and Luo, Y., 2016, “Indirect Evaporative Cooler Considering Condensation from Primary Air; Model Development and Parameter Analysis,” *Build. Environ.*, Vol. 95, pp. 330~345.
- (19) Rianguilaikul, B. and Kumar, S., 2010, “An Experimental Study of a Novel Dew Point Evaporative Cooling System,” *Energy Build.*, Vol. 42, pp. 637~644.
- (20) Zhao, X., Liu, S. and Riffat, S. B., 2008, “Comparative Study of Heat and Mass Exchanging Materials for Indirect Evaporative Cooling Systems,” *Build. Environ.*, Vol. 43, No. 11, pp. 1902~1911.
- (21) KS M 896, 2013, Paper and Plate - Measurement of Water Absorption Rate in Water.
- (22) ASHRAE Standard 41.1, 1986, Standard Method for Temperature Measurement, ASHRAE.
- (23) ASHRAE Standard 41.2, Standard Method for Laboratory Air-Flow Measurement, ASHRAE.
- (24) KS C 9306, 2010, Air Conditioner, Korean Standard Association.
- (25) Kim, N.-H., 2016, “Heat and Moisture Transfer in a Counter Flow Regenerative Evaporative Cooler Made of Plastic Film/Paper Composite,” *J. Mech. Sci. Tech.*, Vol. 30, pp. 1449~1457.
- (26) ASHRAE Standard 143, 2007, Method of Test for Rating Indirect Evaporative Coolers, ASHRAE.
- (27) Klein, S. J. and McClintock, F. A., 1953, “The Description of Uncertainties in a Single Sample Experiments,” *Mech. Eng.* Vol. 75, pp. 3~9.
- (28) Mills, A. F., 1995, *Basic Heat and Mass Transfer*, Irwin Pub.
- (29) Shah, R. K. and London, A. L., 1978, *Laminar Flow Forced Convection in a Duct*, Academic Pub.
- (30) Johnson, J. E., 1997, *Heat and Mass Transfer Between Two Fluid Streams Separated by a Thin, Permeable Barrier*, Ph.D. Thesis, University of Minnesota, Department of Mechanical Eng.
- (31) Kays, W. M. and London, A. L., 1984, *Compact Heat Exchangers*, McGraw-Hill Pub..
- (32) Personal communication with Samhwa Ace Co., 2016.