

종이와 플라스틱 필름의 이중 재질로 구성된 직교류형 간접증발소자의 성능에 대한 실험적 연구

An Experimental Study on the Performance of a Cross-Flow-Type, Indirect
Evaporative Cooler Made of Paper/Plastic Film

권미혜(Mi-Hye Kwon), 고민건(Min-Geon Go), 김내현(Nae-Hyun Kim)[†]

인천대학교 기계시스템공학부

Division of Mechanical System Engineering, Incheon National University, Incheon, 22012, Korea

(Received May 19, 2015; revision received August 3, 2015; Accepted: August 4, 2015)

Abstract In Korea, a typically hot and humid summer means that air-conditioners consume a large quantity of electricity; accordingly, the simultaneous usage of an indirect evaporative cooler may reduce the sensible-heat level and save the amount of electricity that is consumed. In this study, the heat-transfer and pressure-drop characteristics of an indirect evaporative cooler made of paper/plastic film were investigated under both dry and wet conditions; for the purpose of comparison, an indirect evaporative cooler made of plastic film was also tested. Our results show that the indirect evaporative efficiencies under a wet condition are greater than those under a dry condition, and the efficiencies of the paper/plastic sample (109% to 138%) are greater than those (67% to 89%) of the plastic sample; in addition, the wet-surface, indirect evaporative efficiencies of the paper/plastic sample are 32% to 36% greater than those of the plastic sample. Further, the wet-surface pressure drops of the paper/plastic sample are 13% to 23% larger than those of the plastic sample, and this might have been caused by the surface roughness of the samples. A rigorous heat-transfer analysis revealed that, for the plastic sample, 30% to 37% of the wet channels remained dry, whereas all of the channels were wet for the paper/plastic sample.

Key words Indirect Evaporative Cooler(간접증발소자), Paper(종이), Plastic(플라스틱), Performance(성능)

[†] Corresponding author, E-mail: knh0001@incheon.ac.kr

기호설명

A	: 전열면적 [m^2]
c_p	: 비열 [J/kgK]
D_h	: 수력직경 [m]
f	: 마찰계수
i	: 엔탈피 [J/kg]
k	: 열전도도 [W/mK]
\dot{m}	: 질량유량 [kg/s]
NTU	: 전달단위수
Pr	: Prandtl 수
Q	: 전열량 [W]
R	: 열용량유량비
Re	: Reynolds 수
T	: 온도 [$^{\circ}C$]
t	: 두께 [m]
U	: 열관류율 [W/m^2K]
V	: 풍속 [m/s]

그리스 문자

ΔP	: 압력손실 [Pa]
ϵ	: 유용도
ζ	: 간접증발효율
ρ	: 밀도 [kg/m^3]
σ	: 축소비

하첨자

c	: 저온측, 단면적
d	: 건채널
ent	: 입구
f	: 핀
h	: 고온측
i	: 내측
in	: 입구
m	: 혼합물
max	: 최대

- min* : 최소
- o* : 외측
- out* : 출구
- pp* : 플라스틱 필름
- pr* : 종이
- r* : 건채널
- w* : 습채널

1. 서 론

물의 증발에 따른 냉각 효과를 이용하는 증발냉각방식은 기존 증기 압축식 에어컨에 비하여 냉방에 소요되는 에너지를 현저히 감소시킬 수 있고, 여름철 첨두부하를 경감시키며 CFC 냉매를 사용하지 않아 친환경적이다.⁽¹⁻⁵⁾ 증발냉각방식은 직접냉각방식과 간접냉각방식으로 대별된다. Fig. 1에 나타나 있듯이 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 변화는 없다.^(6,7) 직접냉각방식은 고온이고 건조한 기후에 적합한 냉각 방식이고 우리나라와 같이 여름철이 고온 다습한 경우는 간접냉각방식이 적합하다.

그간 간접냉각방식에 대해서는 많은 연구가 수행되었다. Pescod⁽⁸⁾는 플라스틱 관형 열교환기를 사용한 간접증발소자에 대한 실험을 수행하였고 Maclaine-Cross and Banks⁽⁹⁾는 열과 물질 전달의 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. Kettleborough and Hsieh⁽¹⁰⁾ 적심 인자(wettability factor)를 정의하여 습채널의 불완전한 적심을 정량화하였다. 그들은 또한 습채널의 유동 방향으로 공급수의 온도 변화를 고려하여 해석 정밀도를 향상시켰다. Parker and Treybal⁽¹¹⁾은 열과 물질 전달의 상사성과 선형 포화 엔탈피를 가정한 해석 모델을 제시하였다. Hasan and Siren⁽¹²⁾은 간접증발 냉각기에 대한 실험을 수행하고 Parker and Treybal⁽¹¹⁾의 모델과 비교한 결과 물질전달계수에 대한 예측치가 실험 결과를 과소예측 한다고 보고하였다. Zalewski and Gryglaszewski⁽¹³⁾는 포화 공기 엔탈피의 비선형성과 습채널 내 수분 증발의 영향을 고려한 모델을 제시하였고 Ren and Yang⁽¹⁴⁾은 포화 공기 엔탈피의 비선형성, 습채널 내 수분 증발 및 유동 방향 물 온도의 변화를 고려한 보다 정교한 모델을 제시하였다. 최근 들어 Hasan⁽¹⁵⁾은 ϵ -NTU 방식의 해석 모델을 제시하였고 Cui et al.⁽¹⁶⁾은 대수평균온도차(LMTD) 방식의 해석 모델을 제시하였다. 상기 문헌 조사로부터 간접 증발 냉각 소자의 모델

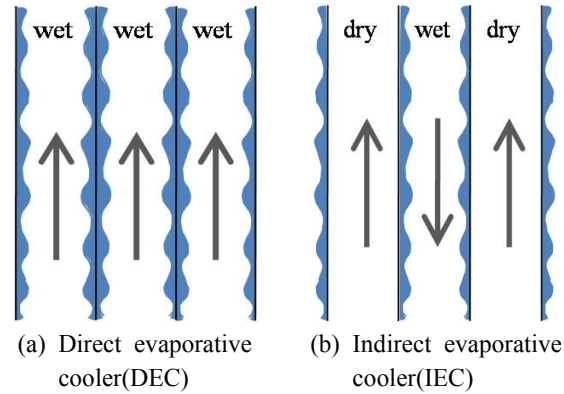


Fig 1. Schematic drawing of the direct evaporative cooler(DEC) and the indirect evaporative cooler(IEC).

링에 대해서는 다수의 문헌이 존재하지만 실험 결과는 상당히 제한적임을 보여준다.^(8, 12) 간접증발소자의 경우 습채널의 물 적심성이 성능에 큰 영향을 미치고 이를 개선하기 위하여 습채널에 얇은 목화(cotton) 슈트를 코팅하거나⁽¹⁷⁾ 세라믹을 코팅하는⁽¹⁸⁾ 방안이 검토되었다. 하지만 코팅은 내구성이 문제가 될 수 있다.

본 연구에서는 견고한 플라스틱 필름과 물 퍼짐성이 좋은 종이 재질로 각각 건채널과 습채널이 구성된 직교류형 이중 재질 간접증발소자에 대해 일련의 실험을 수행하였다. 우선 건표면 열전달 실험을 통하여 건채널 열전달계수를 도출한 후 물을 분무하며 습표면 열전달 실험을 수행하여 습채널 열전달계수를 도출하였다. 비교를 위하여 건채널과 습채널이 모두 플라스틱 필름으로 구성된 간접증발소자에 대한 실험도 수행하였다.

2. 실험장치 및 방법

Fig. 2에 직교류형 간접증발소자의 사진이 나타나 있고 Fig. 3에는 본 연구에서 고려한 2종류 시료의 개략도가 나타나 있다. 플라스틱 간접증발소자는 건채널과 습채널이 모두 플라스틱 필름으로 구성되어 있다. 반면 이중 재질 간접증발소자는 건채널은 플라스틱 필름으로, 습채널은 종이로 구성되어 있다. 또한 건채널과 습채널을 구분하는 멤브레인은 종이와 플라스틱 필름의 2중 구조로 되어 있다. 이중 재질 간접증발소자와 플라스틱 간접증발 소자 모두 채널 핏치는 5.0 mm, 절곡 핏치는 9.0 mm, 크기는 300 mm×300 mm×300 mm이다. 시료의 채널 핏치와 절곡 핏치는 소자의 전열성능과 압력손실 그리고 절곡 금형의 형상을 고려하여 선정되었다. 채널 핏치가 전열성능 및 압력손실에 미치는 영향은 본 논문의 후반부에 기술되어 있다. 플라스틱 필름의 두께는 40 μm 이고 종이의 두께는 180 μm 이다.

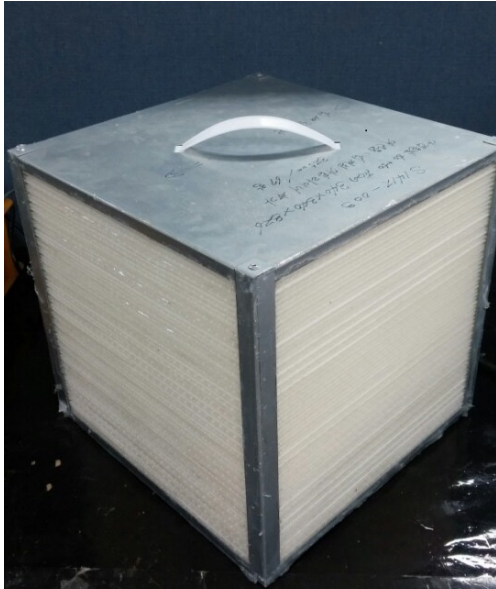


Fig 2. Photo of the indirect evaporative cooler.

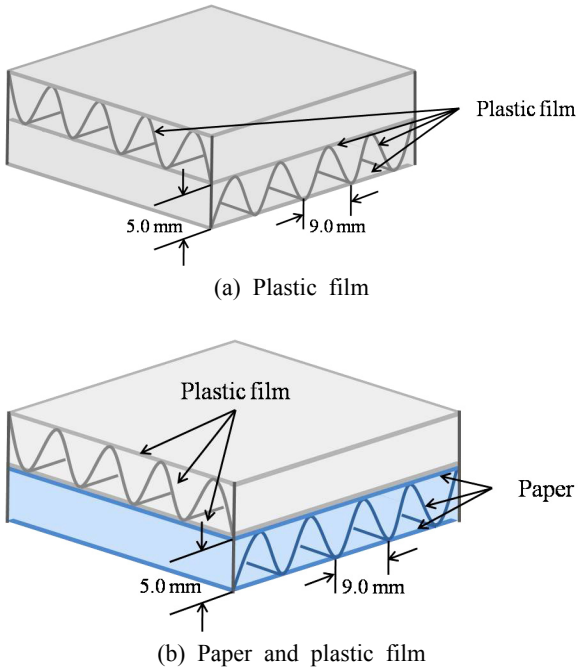


Fig 3. Schematic drawing of the indirect evaporative cooler.

Fig. 4에 본 연구에 사용된 종이의 SEM 사진을 나타내었다. 이 사진은 $20\ \mu\text{m}$ 가량의 굵은 PET에 가느다란 셀룰로오스 섬유가 서로 얽혀 있음을 보여준다. 여기서 PET는 견고한 지지체 역할을 하여 절곡된 형상을 유지하고 셀룰로오스는 물이 잘 퍼지도록 하는 역할을 한다.

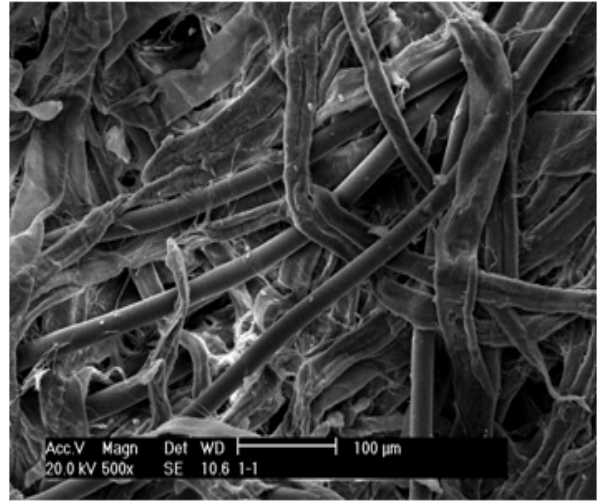


Fig 4. SEM photo of the paper used in the present indirect evaporative cooler.

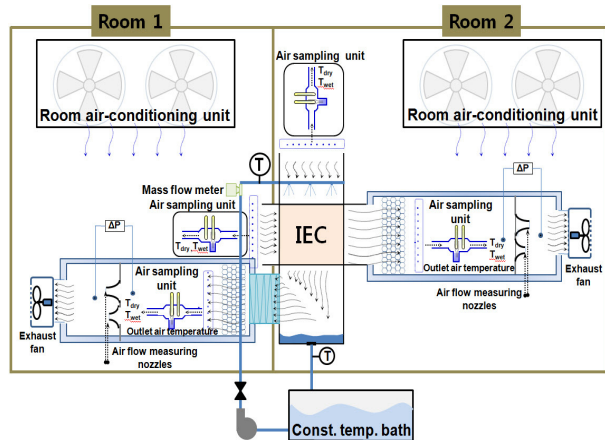


Fig 5. Schematic drawing of the test apparatus.

Fig. 5에 간접증발소자 성능 실험 장치를 나타내었다. 실험 장치는 시험부와 두 개의 흡입식 풍동으로 구성된다. 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(Micro-motion, 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 열전대를 사용하여 측정되었다. 시험부 견체널과 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 조절하였고 시험부 입구측 공기 온습도는 별도의 샘플링 유닛을 시험부 입구에 설치하여 측정하였다. 공기측 풍량은 ASHRAE 41.2⁽¹⁹⁾에 된 노즐차압을 이용하여 산정하였고 시험부의 입출구 온습도는 ASHRAE 41.1⁽²⁰⁾에 규정된 샘플링 방법에 의해 측정하였다. 온습도 측정에는 고정밀 Pt-100 Ω 센서(정밀도 ±0.1℃)를 사용하였다.

실험은 건채널과 습채널 입구 건습구 온도를 35℃/24℃, 24℃/17℃로 유지하고 전방 풍속을 2.0 m/s에서 4.0 m/s로 변화시키며 수행되었다. 이 온습도는 건물 공조시 하절기 설계조건⁽²¹⁾이다. 우선 물을 공급하지 않고 건표면 실험을 수행하여 플라스틱 건채널의 열전달 계수 $h_{pp,d}$ 를 구하였다. 그 절차는 다음과 같다. 전체 전열량(Q)은 고온측(Q_h)과 저온측(Q_c)의 평균 전열량이다. 실험 시 고온측과 저온측 전열량은 5% 내에서 일치하였다.

$$Q = (Q_h + Q_c)/2 \quad (1)$$

$$Q_h = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (2)$$

$$Q_c = \dot{m}_c c_{pc} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (3)$$

전열량(Q)으로부터 유용도(ϵ)를 구하고(식(7)) 비혼합-비혼합 직교류의 $\epsilon - NTU$ 관계식(식(8))을 사용하여 UA 를 구한다(식(9)).

$$C_{\min} = \min(\dot{m}_h c_{ph}, \dot{m}_c c_{pc}) \quad (4)$$

$$C_{\max} = \max(\dot{m}_h c_{ph}, \dot{m}_c c_{pc}) \quad (5)$$

$$R = C_{\min}/C_{\max} \quad (6)$$

$$\epsilon = Q/C_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (7)$$

$$\epsilon = 1 - \exp\{NTU^{0.22} [\exp(-NTU^{0.78} R) - 1]/R\} \quad (8)$$

$$UA = C_{\min} NTU \quad (9)$$

UA 로부터 플라스틱 건채널의 열전달계수($h_{pp,d}$)를 구한다(식(10)). 플라스틱 시료의 경우 고온측과 저온측 채널 형상이 동일하고 실험시 고온측과 저온측의 유량을 동일하게 유지하였으므로 양 채널의 열전달계수는 같다($h_{pp,h} = h_{pp,c} = h_{pp,d}$). 여기서 고온(35℃)과 저온(24℃)의 온도차에 따른 밀도, 점성계수, 열전도도 등 물성치 변화는 3% 미만이므로 물성치 변화가 열전달계수에 미치는 영향은 무시할 만하다. 플라스틱 건채널의 열전달계수($h_{pp,d}$)는 식(10)으로부터 식(14)까지를 반복 계산하여 구한다.

$$\frac{2}{\eta_o h_{pp,d} A_o} = \frac{1}{UA} - \frac{t}{kA} \quad (10)$$

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta) \quad (11)$$

$$\eta = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (12)$$

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

이중 재질 시료의 경우는 플라스틱 건채널(고온측)과 종이 건채널(저온측)의 형상(필름 두께, 표면 거칠기 등)이 상이하므로 양 채널의 열전달계수는 다르다. 종이 건채널의 열전달계수 $h_{pr,d}$ 는 측정된 UA 와 플라스틱 건채널의 열전달계수 $h_{pp,d}$ 로부터 아래 식으로 구한다.

$$\frac{1}{\eta_o h_{pp,d} A_o} = \frac{1}{UA} - \frac{t}{kA} - \frac{1}{\eta_i h_{pp,d} A_i} \quad (14)$$

다음 물을 분무하며 실험을 수행하였다. 습채널 열전달 해석에 관해서는 Threlkeld⁽²²⁾에 상세히 나타나 있다. 이 경우도 전체 전열량(Q)은 건채널측(Q_d)과 습채널측(Q_w)의 평균 전열량이다. 실험 시 건채널측과 습채널측 전열량은 5% 내에서 일치하였다.

$$Q = (Q_d + Q_w)/2 \quad (15)$$

$$Q_d = \dot{m}_d c_{pd} (T_{d,in} - T_{d,out}) \quad (16)$$

$$Q_w = \dot{m}_w (i_{w,out} - i_{w,in}) \quad (17)$$

건채널과 마찬가지로 비혼합-비혼합 직교류의 $\epsilon - NTU$ 관계식을 사용하여 UA 를 구한다.

$$C_{\min} = \min(\dot{m}_d c_{pd}/b_r, \dot{m}_w) \quad (18)$$

$$C_{\max} = \max(\dot{m}_d c_{pd}/b_r, \dot{m}_w) \quad (19)$$

$$R = C_{\min}/C_{\max} \quad (20)$$

$$\epsilon = Q/C_{\min} (i_{d,in} - i_{w,in}) \quad (21)$$

$$\epsilon = 1 - \exp\{NTU^{0.22} [\exp(-NTU^{0.78} R) - 1]/R\} \quad (22)$$

$$UA = C_{\min} NTU \quad (23)$$

UA 로부터 습채널 열전달계수 h_w (플라스틱 시료의 경우 $h_{pp,w}$, 이중 재질 시료의 경우 $h_{pr,w}$)를 식(24)로부터 식(32)까지를 반복 계산하여 구한다.

$$h_w = \frac{h_{ow} c_{pm}}{b_{w,o}} \quad (24)$$

$$\frac{b_{w,o}}{\eta_{o,o} h_{ow} A_o} = \frac{1}{UA} - \frac{tb_t}{kA} - \frac{b_{w,i}}{\eta_{o,i} h_{iw} A_i} \quad (25)$$

$$h_{iw} = \frac{h_{pp,d} b_{w,i}}{c_{pm}} \quad (26)$$

$$\eta_{o,o} = 1 - \frac{A_f}{A_o}(1 - \eta_{wo}) \quad (27)$$

$$\eta_{o,i} = 1 - \frac{A_f}{A_o}(1 - \eta_{wi}) \quad (28)$$

$$\eta_{wo} = \frac{\tanh(m_o L)}{m_o L} \quad (29)$$

$$\eta_{wi} = \frac{\tanh(m_i L)}{m_i L} \quad (30)$$

$$m_o = \sqrt{\frac{2h_w}{kt}} \quad (31)$$

$$m_i = \sqrt{\frac{2h_{pp,d}}{kt}} \quad (32)$$

여기서 $b_{w,o}, b_{w,i}, b_t$ 는 습채널 핀의 액막온도, 건채널 핀의 온도, 멤브레인 온도에서 포화공기-엔탈피 선도의 기울기이다.

경우에 따라 습채널은 일부만이 물로 적셔질 수 있다. 이 경우 습채널은 물로 적셔진 부분(습표면, A_w)과 물로 적셔지지 않은 부분(건표면, A_d)으로 구분된다. 따라서 총 전열량(Q)은 건표면에서의 전열량(Q_d)과 습표면에서의 전열량(Q_w)의 합($Q = Q_d + Q_w$)이다. 건표면에서의 전열량(Q_d)은 식(1)~식(14)로부터 구한다. 이때 전열면적은 A 대신 A_d 를 사용한다. 습표면에서의 전열량(Q_w)은 식(15)~식(32)로부터 구한다. 이렇게 계산된 Q_d 와 Q_w 가 $Q = Q_d + Q_w$ 를 만족하도록 건표면(A_d)과 습표면의 면적(A_w)을 구한다($A = A_d + A_w$). 마찰계수 f 는 측정된 압력손실 ΔP 로부터 아래 식으로 구해진다.

$$f = \frac{A_c \rho_m}{A_o \rho_{in}} \left[\frac{2\Delta P \rho_{in}}{\rho_m V_{max}} - (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1 \right) \right] \quad (33)$$

식 (33)에 입구 축소계수와 출구 확대계수는 포함되지 않았다. Wang et al.⁽²³⁾에 따르면 확대 및 축소계수가 마찰계수에 미치는 영향은 1% 이내로 알려져 있다. 한편 간접증발소자의 효율은 관례적으로 하기 식으로 정의되는 간접증발효율⁽²⁴⁾로써 나타낸다.

$$\zeta = \frac{T_{d,in} - T_{d,out}}{T_{d,in} - T_{w,in}} \quad (34)$$

Klein and McClintock⁽²⁵⁾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 ± 0.1 kPa을 고려하면 열전달계수의 최대 오차는 $\pm 3.7\%$, 간접증발효율의 최대오차는 $\pm 4.3\%$ 이고 압력손실의 최대 오차는 $\pm 4.5\%$ 이다.

3. 결과 및 고찰

Fig. 6에 플라스틱 시료와 이중 재질 시료의 건채널 실험을 통하여 식(10)과 식(14)로부터 구해진 플라스틱과 종이 건채널의 열전달계수($h_{pp,d}$ 와 $h_{pr,d}$)를 전방 풍속(V_{in})의 함수로 나타내었다. 이 그림은 종이 건채널의 열전달계수가 21%에서 48% 큼을 보여준다. 두 채널의 유동 단면적이 거의 같고(종이의 두께가 다소 두꺼우므로 종이 채널의 유동단면적이 3% 작다) 두 재질의 열전도도가 거의 같음(종이의 열전도도 0.13 W/mK와 플라스틱의 열전도도 0.14 W/mK)을 고려하면 열전달계수의 차이는 표면 거칠기의 차이에 따른 것으로 판단된다. 이는 추후에 논의될 압력손실 자료로 부터도 확인할 수 있다. Fig. 7에 동일 실험 자료를 Reynolds 수와 Nusselt 수로 나타내었다. 이 때 공기의 물성치는 고온측 입구온도(35°C)와 저온측 입구온도(24°C)의 평

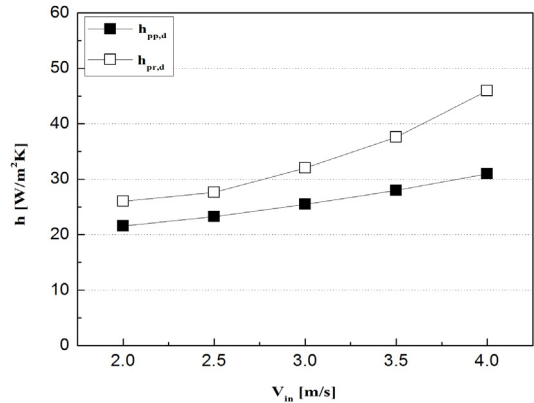


Fig. 6. Heat transfer coefficients of the dry channel made of plastic or paper.

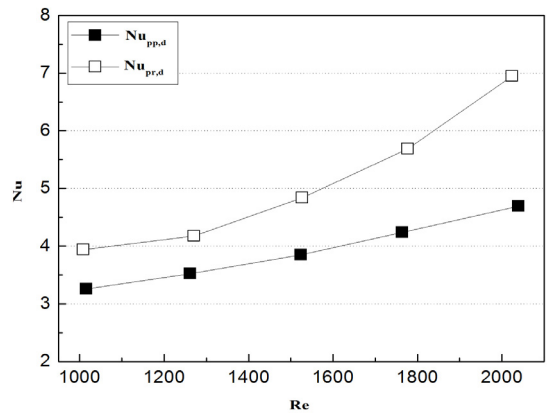


Fig. 7. Nusselt numbers of the dry channel made of plastic or paper.

균 온도인 29.5°C에서 구하였다. 본 연구에 사용된 간접증발 소자의 채널 형상은 Fig. 3에 나타나 있듯이 꼭지각이 85°인 이등변 삼각형이다. 유동이 완전히 발달한 층류유동에서 꼭지각 85°인 이등변 삼각형의 Nusselt 수는 등온조건인 경우 2.37이고 등열유속 조건인 경우 3.02이다.⁽²⁶⁾ 하지만 본 연구의 경계조건은 등온도 아니고 등열유속도 아니다. Fig. 7은 본 연구의 Reynolds 수가 1,000에서 2,200사이로 층류 영역에 속함을 보여준다. 또한 Reynolds 수가 증가할수록 Nusselt 수가 증가함을 보여주는데 이는 Reynolds 수가 증가할수록 열전달계수가 상대적으로 높은 입구영역의 길이가 증가하기 때문으로 판단된다. 본 연구의 이등변 삼각형 채널의 열적 입구 영역의 길이는 이론을 통하여 수치해석적으로 구해진 관계식⁽²⁶⁾ $[L_{ent} = 0.0415 D_h Re Pr]$ 으로부터 구할 수 있는데 전방풍속 2.0 m/s인 경우 0.11 m이고 4.0 m/s인 경우 0.23 m이다. 시료의 길이가 0.3 m임을 고려하면 전체 길이의 37%에서 77%가 입구 영역에 속함을 알 수 있다.

습채널 실험의 경우 습채널에 물이 균일하게 공급되는 것이 중요하다. 본 연구에서는 실제 상황을 모사하기 위하여 시험부 상부에 분무 노즐을 설치하였다. 분무 노즐로부터 분사되는 물은 원추형으로 퍼져나가고 시료의 형상은 직육면체이므로 분무 노즐의 높이가 너무 낮으면 적셔지지 않는 부분이 존재하고 너무 높으면 시료 외곽에 필요 없는 물이 공급된다. 따라서 Fig. 8에 나타나 있듯이 분무수가 시료를 내접하는 경우와 외접하는 경우에 대하여 실험을 수행하고 결과를 비교하였다. 이 때 전방풍속은 3.0 m/s이고 물 공급온도는 17°C, 공급유량은 0.02 kg/s이었다. 실험결과 간접증발효율이 각각 31.1%, 30.5%로 오차범위 내에 있었다. 따라서 향후 모든 실험은 분무수가 시료를 내접하도록 노즐을 위치시키고 수행하였다. 또한 분무수의 공급온도는 입구 공기의 습구온도(17°C)로, 공급유량은 0.02 kg/s로 유지하였다.

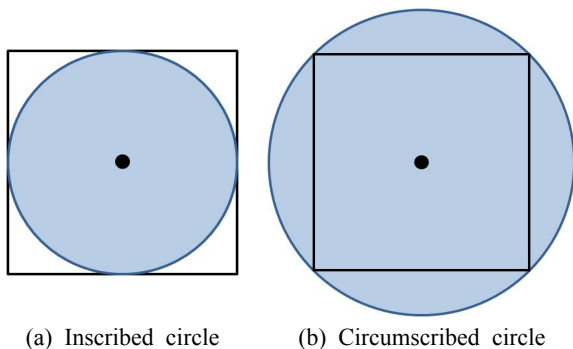


Fig. 8. Effect of nozzle height for the inscribed and circumscribed circle.

Fig. 9에 식(24)와 식(25)로부터 구해진 습채널의 열전달계수($h_{pp,w}$ 와 $h_{pr,w}$)를 나타내었다. 이 때 습채널의 전체 면적이 물로 젖어 있다고($A_w/A = 1.0$) 가정하였다. 종이 습채널의 열전달계수는 종이 건채널의 열전달계수보다 7%에서 25% 크게 나타났다. 하지만 플라스틱 습채널의 열전달계수는 플라스틱 건채널의 열전달계수보다 69%에서 71% 낮게 나타났다. 일반적으로 습채널 열전달계수는 건채널 열전달계수보다 크게 나타난다.⁽²⁷⁻²⁹⁾ 그 이유는 습채널의 경우 전열 표면에 액막이 존재하고 액막이 유동 혼합을 촉진시켜 열전달계수를 증가시키기 때문이다. 이는 추후 논의될 압력손실 데이터로 부터도 확인할 수 있다. 종이 습채널의 열전달계수는 종이 건채널의 값보다 7%에서 25% 크게 나타났고 이는 상기에 논의된 일반적인 경향과 일치한다. 따라서 종이 습채널의 경우는 100% 습표면으로 판단할 수 있다. 하지만 플라스틱 채널의 경우는 습채널의 열전달계수가 건채널보다 현저히 작게 나타났다. 그 이유로는 습채

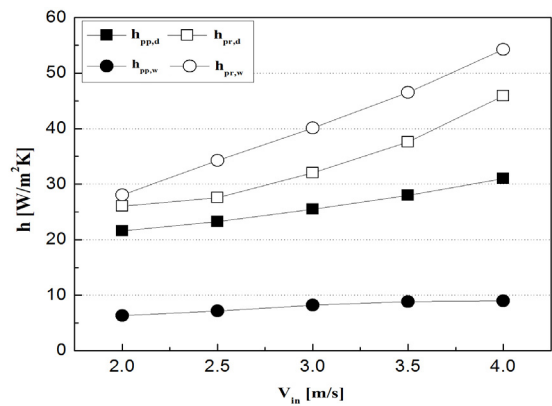


Fig. 9. Heat transfer coefficients of the dry or wet channel made of plastic or paper.

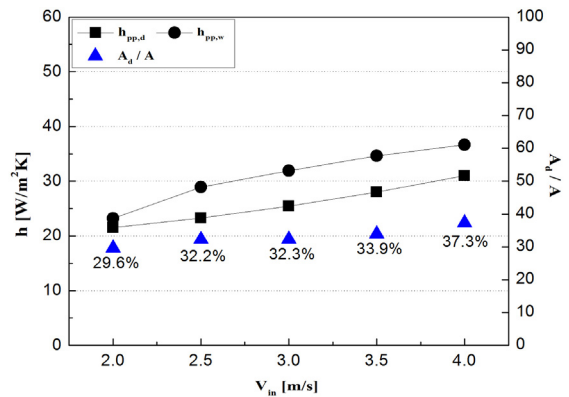


Fig. 10. Heat transfer coefficients and dry area ratios of the plastic sample.

널중에 상당 부분이 건표면 상태로 있기 때문인데 상기에 논의한 바와 같이 $Q = Q_d + Q_w$ 를 만족시키는 건표면 (A_d)과 습표면의 면적(A_w)을 구해보면 전체 면적 중 건표면 비율(A_d/A)이 30%에서 37%로 나타났다(Fig. 10 참조). 이 때 플라스틱 채널의 습표면 열전달계수 ($h_{pr,w}$)는 종이 채널의 습표면과 건표면의 열전달계수의 비($h_{pp,w}/h_{pp,d}$)를 플라스틱 건채널의 열전달계수($h_{pr,d}$)에 적용하여 구하였다.

Fig. 11에 전방속도에 따른 간접증발 효율을 나타내었다. 이 그림은 속도가 증가할수록 효율이 감소함을 보인다. 또한 건채널에서 이중 재질 시료의 효율은 플라스틱 시료의 효율보다 다소(5%~8%) 높음을 보여준다. 이는 종이 채널의 열전달계수가 플라스틱 채널의 열전달보다 크기 때문이다(Fig. 6 참조). 한편 플라스틱 시료의 습채널 효율은 건채널 효율보다 67%에서 89% 크고 이

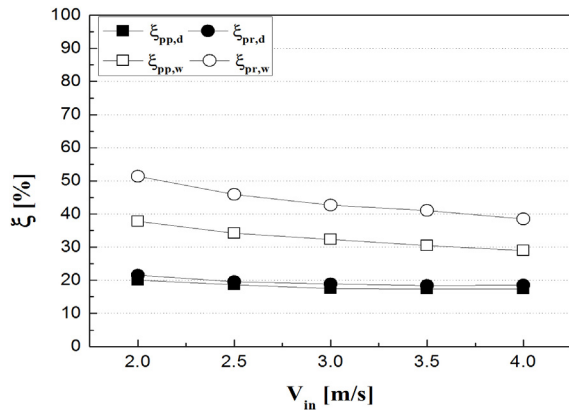


Fig 11. Indirect evaporation efficiency of the plastic or plastic/paper samples under dry or wet condition.

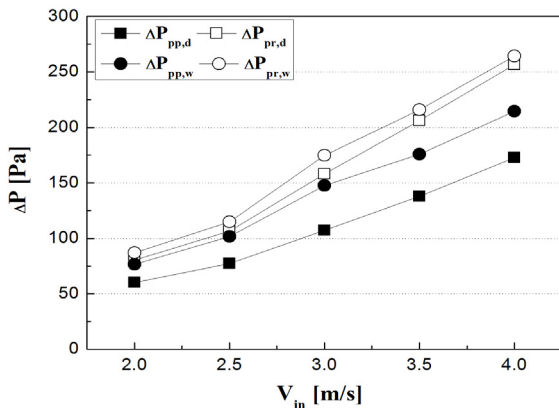


Fig 12. Pressure drop of the dry or wet channel made of plastic or paper.

종 재질 시료의 경우는 109%에서 138% 크게 나타났다. 또한 이중 재질 시료의 습채널 효율은 플라스틱 시료의 습채널 효율보다 32%에서 36% 크게 나타났다. 이중 재질 시료의 습채널 효율이 플라스틱 시료의 습채널 효율보다 큰 이유는 종이의 흡습성이 플라스틱보다 월등하기 때문이다.

Fig. 12에 측정된 채널의 압력손실을 나타내었다. 건채널의 경우 종이 재질의 압력손실은 플라스틱 재질의 압력손실보다 34%에서 50% 크게 나타났다. 이는 전술한 바와 같이 종이 재질의 표면이 플라스틱 재질에 비하여 거칠기 때문으로 판단된다. 습채널의 압력손실은 건채널보다 크고 그 차이는 플라스틱 재질에서는 현저한 반면(27%~34%) 종이 재질의 경우는 3%에서 10%로 미미하였다. 그 이유로 플라스틱 재질의 경우는 물을 흡습하지 않으므로 표면에 액막이 그대로 남아 있어

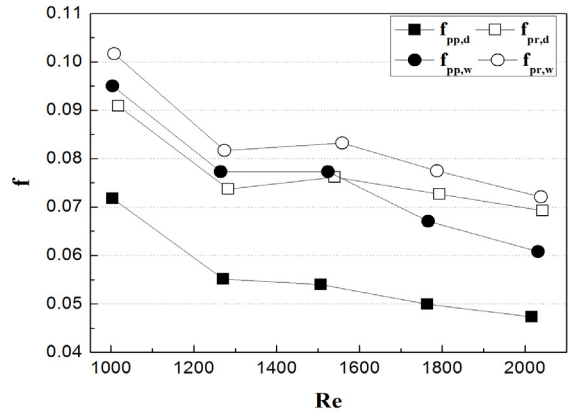


Fig 13. Friction factor of the dry or wet channel made of plastic or paper.

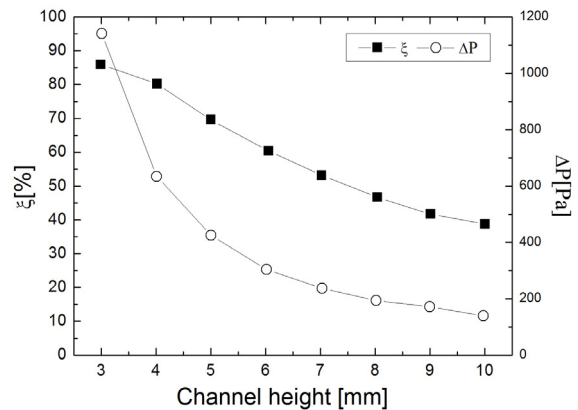


Fig 14 Effect of channel height on indirect evaporation efficiency and pressure drop.⁽³⁰⁾

압력손실이 증가한 반면 종이 재질의 경우는 물을 잘 흡습하여 표면 상태가 건채널과 그다지 다르지 않기 때문으로 판단된다. 습채널에서 종이 재질의 압력손실은 플라스틱 재질보다 13%에서 23% 크다. Fig. 13에 압력손실 실험자료를 식(33)에 대입하여 마찰계수를 구하였다. 본 연구의 이등변 삼각형 채널의 경우 완전 발달 유동의 마찰계수는 $f = 52.8/Re^{(26)}$ 이다. 이 식에 Reynolds 수를 대입해보면 Reynolds 수 1,000에서는 마찰계수가 0.052이고 Reynolds 수 2,200에서는 0.024이다. Fig. 13은 마찰계수가 완전 발달 값들보다는 큼을 보여 주는데 이는 전술한 바와 같이 채널의 상당 부분이 입구영역에 속해 있기 때문이다.

Fig. 14에 Kim⁽³⁰⁾이 직교류형 간접증발소자에 대한 모델링을 통하여 제시한 900 mm×900 mm×900 mm 소자에서 채널 높이가 간접증발효율 및 습채널 압력손실에 미치는 영향을 나타내었다. 이 그림은 채널 높이가 낮아질수록 간접증발 효율은 증가하나 압력손실도 현저히 증가함을 보인다.

4. 결 론

본 연구에서는 견고한 플라스틱 재질과 물 퍼짐성이 좋은 종이 재질로 각각 건채널과 습채널이 구성된 이중재질 간접증발소자에 대해 일련의 실험을 수행하였다. 우선 건표면 열전달 실험을 통하여 건채널 열전달계수를 도출한 후 물을 분무하며 습표면 열전달 실험을 수행하여 습채널 열전달계수를 도출하였다. 비교를 위하여 건채널과 습채널이 모두 플라스틱 재질로 구성된 간접증발소자에 대한 실험도 수행하였다. 주된 결론은 다음과 같다.

- (1) 종이 건채널의 열전달계수가 플라스틱 건채널보다 21%에서 48% 크다. 또한 종이 건채널의 압력손실은 플라스틱 채널의 압력손실보다 34%에서 50% 크다. 이는 종이의 표면 거칠기가 플라스틱보다 현저히 크기 때문이다.
- (2) 종이 습채널의 열전달계수는 종이 건채널의 열전달계수보다 7%에서 25% 크게 나타났다. 플라스틱 시료에 대한 습표면 해석 결과 습채널의 건표면의 면적비는 30%에서 37%로 나타났다.
- (3) 플라스틱 시료의 습채널 간접증발 효율은 건채널 효율보다 67%에서 89% 크다. 이중 재질 시료의 경우가 값은 109%에서 138%로 증가한다. 또한 이중 재질 시료의 습채널 효율은 플라스틱 시료의 습채널 효율보다 32%에서 36% 크게 나타났다. 이는 종이의 흡습성이 플라스틱보다 월등하기 때문이다.
- (4) 습채널 압력손실은 건채널보다 크게 나타났다. 그 차이는 플라스틱 재질에서는 현저한 반면(27%~34%) 종이 재질의 경우는 3%에서 10%로 미미하였다. 그

이유로 플라스틱 재질의 경우는 물을 흡습하지 않으므로 표면에 액적이 그대로 남아 있어 압력손실이 증가한 반면 종이 재질의 경우는 물을 흡습하여 표면 상태가 건채널과 그다지 다르지 않기 때문이다. 습채널에서 종이 재질의 압력손실은 플라스틱 재질보다 13%에서 23% 크다.

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, No. 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. 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.
12. 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.
 13. 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.
 14. 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.
 15. 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.
 16. 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.
 17. Riangvilaikul, B. and Kumar, S., 2010, An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system, *Energy Build.*, Vol. 42, pp. 637-644.
 18. 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.
 19. ASHRAE Standard 41.1, 1986, Standard Method for Temperature Measurement, ASHRAE.
 20. ASHRAE Standard 41.2, 1987, Standard Method for Laboratory Air-Flow Measurement, ASHRAE.
 21. KS-C-9306, 2010, Air Conditioner, Korean Standard Association.
 22. Threlkeld, J. L., 1970, *Thermal Environmental Engineering*, 2nd ed., Prentice Hall Pub.
 23. Wang, C.-C., Webb, R. L., and Chi, K.-Y., 2000, Data reduction for airside performance of fin-and-tube heat exchangers, *Exp. Thermal Fluid Science*, Vol. 21, pp. 218-226.
 24. ASHRAE Standard 143, 2007, Method of test for rating indirect evaporative coolers, ASHRAE.
 25. Klein S. J. and McClintock, F. A., 1953, The description of uncertainties in a single sample experiments, *Mech. Eng.* Vol. 75, pp. 3-9.
 26. Shah, R. K. and London, A. L., 1989, *Laminar Flow in Ducts*, Academic Press.
 27. Wang, C.-C., Hsieh, Y.-C. and Lin, Y.-T., 1997, Performance of plate finned tube heat exchangers under dehumidifying conditions, *J. Heat Transfer*, Vol. 119, pp. 109-117.
 28. Eckels, P. W. and Rabas, T. J., 1987, Dehumidification : on the correlation of wet and dry transport process in plate finned-tube heat exchangers, *J. Heat Transfer*, Vol. 109, pp. 575-582.
 29. Idem, S. A., Jacobi, A. M. and Goldschmidt, V. W., 1990, Heat transfer characterization of a finned-tube heat exchanger (with and without condensation), *Journal of Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 64-70.
 30. Kim, N.-H., 2015, Modeling of heat and moisture transfer in an indirect evaporative cooler made of plastic film/paper, submitted to *Int. J. Air-Cond. Refrig.*