

U형 직교 대향류 플라스틱/종이 재질 간접증발소자

김내현
인천대학교 기계공학과

U-type Cross-Counter Indirect Evaporative Cooler made of Plastic/Paper

Nea-Hyun Kim

Department of Mechanical Engineering, Incheon National University

요약 여름철이 무더운 대한민국에서는 냉방에 많은 전력을 소비한다. 이 경우 간접증발냉각을 동시에 적용하면 전기 사용을 줄일 수 있다. 본 연구에서는 플라스틱/종이 재질의 U형 직교대향류 간접증발소자를 개발하고 그 성능을 기존의 직교류 소자와 비교하였다. 시료의 크기는 500 mm x 500 mm x 1000 mm이었다. 직교대향류 소자의 간접증발효율은 직교류 소자의 간접증발효율보다 6~21% 크고 그 차이는 전방 풍속이 증가할수록 증가하였다. 이는 직교대향류 소자의 크기가 크고 (대향류의 2배) 직교 대향류의 유용도가 직교류의 유용도보다 크기 때문이다. 직교대향류 소자의 압력손실은 직교류 소자의 압력손실보다 2배 가량 컸다. 습채널의 압력손실도 건채널보다 51~66% 컸다. ϵ -NTU 방식의 해석 모델은 실험 데이터를 $\pm 10\%$ 이내에서 예측하였다. 직교대향류 소자를 사용하였을 때 절약되는 전기에너지는 직교류 소자의 값보다 크고 그 차이는 풍속이 증가할수록 증가하였다. 하지만 직교대향류 소자의 크기가 직교류 소자에 비하여 2배 크므로 원가의 상승과 분무수 사용량의 증가가 예상된다.

Abstract In Korea, the summer is hot and humid, and much electricity is consumed for air conditioning. Thus, the simultaneous usage of an indirect evaporative cooler and a common air conditioner could reduce the sensible heat and save electricity. This study developed a U-type cross-counter flow indirect evaporative cooler (IEC) made of plastic and paper. The efficiencies were compared with those of a cross-flow IEC. The specimen was 500 mm x 500 mm x 1000 mm. the results show that the indirect evaporation efficiencies of the cross-counter flow sample were 6-21% higher than those of the cross-flow sample. The pressure drops of the cross-counter sample were 51-66% higher. Thermal analysis based on the ϵ -NTU method predicted the experimental data within 10%. The electrical energy saved by the use of the cross-counter flow IEC was larger than that of the counter flow IEC, and the difference increases with the velocity. However, the the cross-counter IEC is two times larger than the cross-flow IEC, which may increase the material cost and water usage.

Keywords : Indirect evaporative cooler; Cross-counter; Performance; Paper; Plastic

1. 서론

물의 증발에 따른 냉각 효과를 이용하는 증발냉각방식은 기존 증기 압축식 에어컨에 비하여 냉방에 소요되는 에너지를 현저히 감소시킬 수 있고, 여름철 칩두부하

를 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 물

*Corresponding Author : Nea-Hyun Kim(Incheon National University)

Tel: +82-10-3315-8902 email: knh0001@incheon.ac.kr

Received August 8, 2016

Revised September 9, 2016

Accepted November 10, 2016

Published November 30, 2016

이 증발하는 채널(습채널)을 구분하여 냉각 시 수분량의 변화는 없다 [6,7]. 직접냉각방식은 고온이고 건조한 기 후에 적합한 냉각 방식이고 우리나라와 같이 여름철이 고온 다습한 경우는 간접냉각방식이 적합하다.

그간 수행된 간접냉각방식에 대한 대표적인 연구들은 다음과 같다. Pescod [8]는 플라스틱 판형 열교환기를 사용한 간접증발소자에 대한 실험을 수행하였고 Maclaine-Cross and 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. Kettleborough and Hsieh [10]은 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 실험결과를 과소예측한다고 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, Chen et al. [17]은 건채널 축의 수분 응축을 고려한 모델을 제시하였다. Tejero-Gonzalez et al. [18]은 polycarbonate 판넬로 핏치 4mm와 9mm의 간접증발소자를 제작하고 일련의 실험을 수행하였다. 간접증발소자의 경우 습채널의 물 적심성이 성능에 큰 영향을 미치고 이를 개선하기 위하여 습채널에 얇은 목화(cotton) 쉬트를 코팅하거나 [19] 세라믹을 코팅하는 [20] 방안이 검토되었다. 하지만 코팅은 내구성이 문제가 될 수 있다.

최근들어 Kim [21]은 물 적심성을 개선된 직교류 형태의 종이/플라스틱 복합 재질 간접증발소자에 대해 일련의 실험을 수행하였다. 실험결과를 동일 크기의 플라스틱 소자와 비교한 결과 간접증발효율이 33%에서 36%

크게 나타났다. 본 연구에서는 Kim [21]의 연구를 확장하여 열교환기 형태를 직교대향류로 변경함으로써 효율을 개선하고자 하였다. 또한 기존 해석모델 [15]을 직교대향류에 확장하였다. 문헌 조사 결과 직교대향류 가습소자에 대한 연구는 수행된 바 없음을 확인하였다.

2. 실험 장치 및 방법

Fig. 1에 본 연구에서 고려한 U형 직교대향류 간접증발소자의 사진이 나타나 있다. 시료의 크기는 500 mm × 500 mm × 1000 mm 로 상부로부터 물과 공기가 유입되는 1단 (길이 500 mm)과 하부로부터 물과 공기가 유입되는 2단 (길이 500 mm)으로 구성된다. Fig. 2에는 간접증발소자의 채널 형상이 나타나 있다. 건채널은 100 μ m 두께의 플라스틱 필름으로, 습채널은 180 μ m 두께의 종이로 구성되어 있다. 또한 건채널과 습채널을 구분하는 멤브레인은 종이와 플라스틱의 2중 구조로 되어 있는데 종이의 두께 180 μ m, 플라스틱의 두께 30 μ m, 합하여 210 μ m 이다. 소자의 채널 핏치는 5.0 mm, 절곡 핏치는 9.0 mm이다. Fig. 3에 본 연구에 사용된 종이의 SEM 사진을 나타내었다. 이 사진은 20 μ 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. 물의 퍼짐성은 종이의 흡수도 (단위 무게당 물흡수량)로써 평가할 수 있다. KS M 896 [22]에 의거 종이의 흡수도를 측정된 결과 331%로 나타났다. 이는 자신의 무게의 3.31배에 달하는 물을 흡수할 수 있다는 의미이며 이로부터 종이의 흡수능력이 현저히 높음을 알 수 있다.

Fig. 4에 간접증발소자 성능 실험 장치와 시험부 및 분무 사진을 나타내었다. 실험 장치는 시험부와 두 개의 흡입식 풍동으로 구성되고 시험부는 풍동의 선단에 장착된다. 시험부 1단의 상부와 2단의 하부에는 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

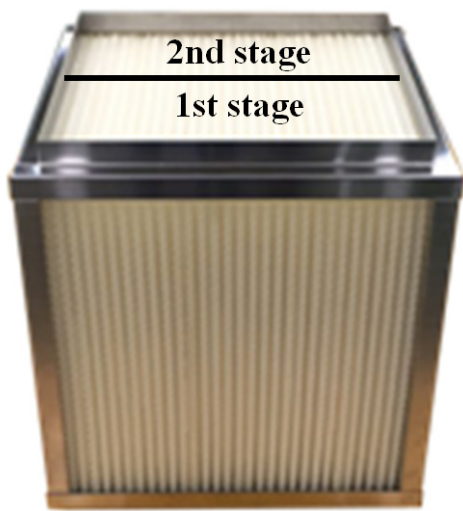


Fig. 1. Photo of the U-type indirect evaporative cooler.

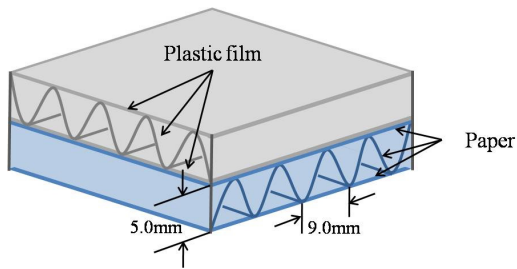


Fig. 2. Channel shape of the indirect evaporative cooler.

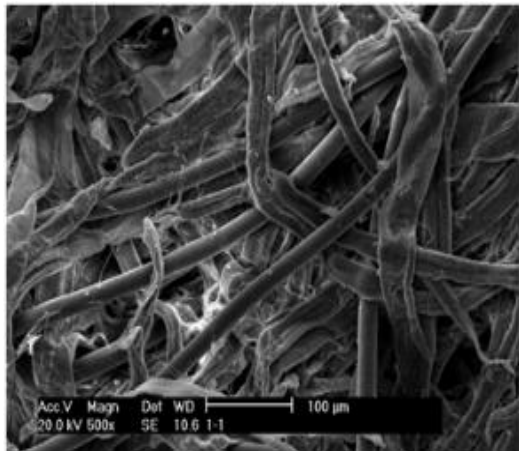
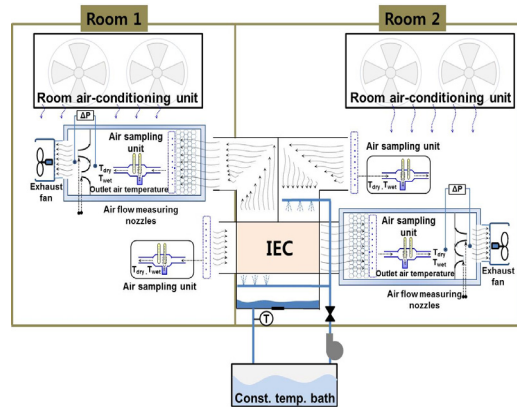
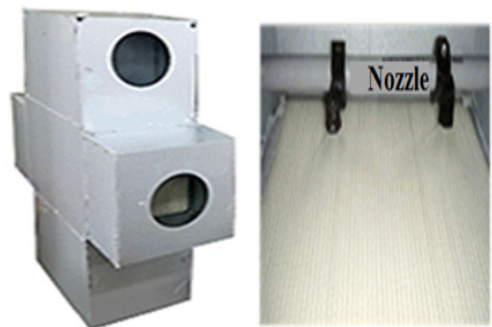


Fig. 3. SEM photo of the paper used in the present indirect evaporative cooler.



(a) Test facility



(b) Test section

(c) Spray nozzle

Fig. 4. Schematic drawing of the test facility and photos of the test section and the spray nozzle.

항온조에서 조절되었다. 시험부 입구 및 출구의 순환수 온도는 정밀도 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 인 열전대를 사용하여 측정되었다.

시험부 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 조절하였고 시험부 입구측 공기 온습도는 별도의 샘플링 유닛을 시험부 입구에 설치하여 측정하였다. 공기측 풍량은 ASHRAE 41.2 [23]에 된 노즐차압을 이용하여 산정하였고 시험부의 입출구 온습도는 ASHRAE 41.1 [24]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 $35^{\circ}\text{C}/24^{\circ}\text{C}$, $24^{\circ}\text{C}/17^{\circ}\text{C}$ 로 유지하고 전방 풍속을 변화시키며

수행되었다. 이 온습도는 건물 공조시 하절기 설계조건 [25]이다. 실험 중 분무수의 온도는 습채널의 습구온도인 17°C, 분무량은 0.02 kg/s로 유지하였다. 선행 연구 결과 분무수의 온도와 분무량이 간접증발소자의 성능에 미치는 효과는 무시할 만 하였다 [21]. 간접증발소자의 효율은 관례적으로 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. 본 연구에서는 1단과 2단으로 구성된 U형 직교대향류 소자 외에도 비교를 위하여 1단 만으로 구성된 크기 500 mm x 500 mm x 500 mm의 직교류 소자에 대한 실험도 수행하였다.

Klein and McClintock [27]의 제안에 따라 오차해석을 수행하였다. 건습구 온도 측정 오차 $\pm 0.1^\circ\text{C}$, 유량측정 오차 $\pm 0.2\%$ of full scale, 압력손실 측정의 오차 ± 1.0 kPa을 고려하면 간접증발효율의 최대오차는 $\pm 4.3\%$ 이고 압력손실의 최대 오차는 $\pm 4.5\%$ 이다.

2. 간접증발소자 성능해석

간접증발소자의 전열량 (Q)은 ϵ -NTU 방식으로 구할 수 있다 [15]. 건채널측 (Q_d)과 습채널측 (Q_w)의 평균 전열량이다. 실험 시 건채널측과 습채널측 전열량은 5% 내에서 일치하였다.

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

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

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

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 U형 직교대향류의 ϵ -NTU 해석은 Stevens

et al. [28]에 의해 수행되었고 그 결과가 그래프 형태로 제시되었다. 건채널과 습채널의 유량이 동일한 경우 ϵ -NTU 곡선을 다항식으로 피팅하면 다음 식이 얻어진다.

$$\frac{\epsilon}{\epsilon_{CF}} = a + bNTU + cNTU^2 + \dots + kNTU^{10} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} a &= 9.9938E-1, & b &= 7.70775E-4 \\ c &= -4.30029E-2, & d &= 4.32056E-2 \\ e &= -2.68573E-2, & f &= 1.13616E-2 \\ g &= -3.22623E-3, & h &= 5.97101E-4 \\ i &= -6.86237E-5, & j &= 4.43043E-6 \\ k &= -1.22531E-7 \end{aligned}$$

$$\epsilon_{CF} = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (6)$$

비혼합-비혼합 직교류의 ϵ -NTU 관계식은 다음과 같다.

$$\epsilon = \frac{1}{\frac{2}{1 - e^{-NTU}} - \frac{1}{NTU}} \quad (7)$$

NTU는 하기 식에서 구한다.

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (8)$$

여기서 각 채널의 물결형 지지체는 핀 역할을 하므로 UA는 다음과 같다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{b_d}{\eta_{o,d} h_{d,w} A} + \frac{tb_t}{kA} + \frac{b_w}{\eta_{o,w} h_{w,w} A} \quad (9)$$

$$h_{d,w} = \frac{h_d b_d}{c_{pm}} \quad \text{or} \quad h_{w,w} = \frac{h_w b_w}{c_{pm}} \quad (10)$$

$$\eta_{o,d} = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_d) \quad (11)$$

$$\eta_{o,w} = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_w) \quad (12)$$

$$\eta_d = \frac{\tanh(m_d L_f)}{m_d L} \quad (13)$$

$$\eta_w = \frac{\tanh(m_w L_f)}{m_w L} \quad (14)$$

$$m_d = \sqrt{\frac{2h_{d,w}}{kt}} \quad (15)$$

$$m_w = \sqrt{\frac{2h_{w,w}}{kt}} \quad (16)$$

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 (W/m^2K), 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.

본 연구의 건채널과 습채널의 Nusselt 수 ($Nu_d = h_d D_h / k$, $Nu_w = h_w D_h / k$)는 Kim [21]이 그래프 형태로 제시한 바 있다. 그들의 데이터를 Reynolds 수로 피팅하면 다음과 같다.

$$Nu_d = 4.519 - 2.508E-3 Re + 1.719E-6 Re^2 - 1.500E-10 Re^3 \quad (17)$$

$$Nu_w = 5.423 - 3.544E-3 Re + 1.690E-6 Re^2 + 1.407E-10 Re^3 \quad (18)$$

건채널과 습채널 마찰계수 f_d , f_w 는 다음 식으로 피팅되었다 [21].

$$f_d = 0.20 + 3.65E-7 Re \ln(Re) - 2.46E-3 \ln^2(Re) \quad (19)$$

$$f_w = 0.27 + 6.29E-7 Re \ln(Re) - 3.36E-3 \ln^2(Re) \quad (20)$$

소자의 압력 손실 ΔP 는 다음 식에서 구한다.

$$\Delta P = \frac{\rho V^2}{2} (K_c + 4f \frac{L}{D_h} + K_e) \quad (21)$$

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 축소 및 확대 손실계수로 Kays and London [29]이 제시한 바 있다.

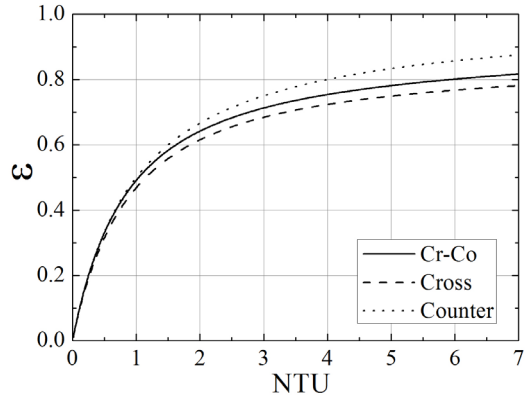


Fig. 5. ϵ -NTU curves for cross-counter, cross and counter flow configurations.

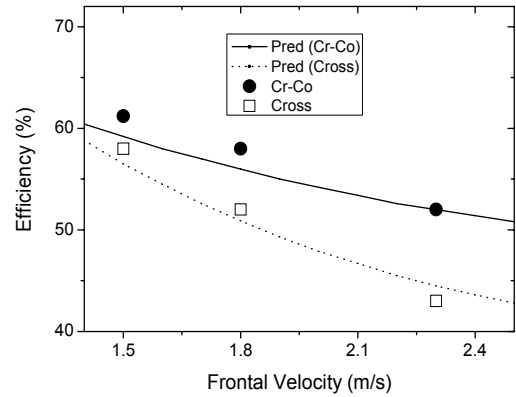


Fig. 5. Indirect evaporation efficiencies of the cross-counter and cross flow samples compared with predictions.

3. 결과 및 고찰

Fig. 5에 직교류와 U형 직교대향류의 ϵ -NTU 곡선을 나타내었다. 비교를 위하여 대향류의 ϵ -NTU 곡선도 삽입하였다. 이 그림은 U형 직교대향류의 ϵ -NTU 곡선이 직교류와 대향류 곡선의 중간에 위치함을 보여준다. 즉, 직교대향류의 유용도 (ϵ)는 직교류 보다는 크고 대향류 보다는 작다. 이는 직교대향류의 유동 특성이 직교류와 대향류를 혼합한 형태이기 때문으로 판단된다.

Fig. 6에 U형 직교대향류 소자와 직교류 소자의 간접 증발효율을 비교하였다. 실험은 전방 풍속 1.4, 1.8, 2.3 m/s에서 수행되었다. 실험 데이터는 직교대향류 소자의

간접증발효율이 대향류 소자의 간접증발효율보다 6~21% 크고 그 차이는 전방 풍속이 증가할수록 커짐을 보인다. 이는 Fig. 5로부터 알 수 있듯이 NTU가 작으면 ϵ 의 기울기가 커서 NTU의 차이에 의한 ϵ 의 변화가 큰 반면 NTU가 커지면 NTU의 차이에 의한 ϵ 의 변화가 감소하기 때문이다. 동일 전방 풍속에서 간접증발소자의 NTU는 직교류 소자 NTU의 2배 (전열면적이 2배이므로)이다. 또한 전방 풍속이 증가하면 NTU가 감소한다. Fig. 5에는 상기 해석에 의한 예측치도 나타나 있는데 $\pm 4\%$ 이내에서 데이터와 일치한다.

Fig. 7에 직교대향류 와 직교류 소자의 건채널 및 습채널 압력 손실 데이터를 예측치와 같이 나타내었다. 예측치는 데이터와 $\pm 10\%$ 이내에서 일치함을 보인다. 습채널의 압력손실은 건채널보다 51~66% 크다. 이는 습채널에 형성된 액막이 부가적인 압력 손실을 유발하기 때문으로 판단된다. 또한 직교대향류 소자의 압력손실이 대향류 소자의 압력손실보다 2배 가량 큰데 이는 직교대향류 소자 채널 길이가 대향류 소자 채널 길이의 2배이기 때문이다.

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

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

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

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. 공조기에서 외기의 냉각은 $COP = 4.0$ 인 냉동기에 의해서 수행되고 송풍기 효율은 0.6으로 가정하였다. [30] Fig. 8에 두 소자에 대해 ΔE 를 계산한 결과를 수록하였다. 직교대향류 소자의 ΔE 가 직교류 소자의 ΔE 보다 크고 그 차이는 풍속이 증가할수록 커짐을 보인다. 이는 Fig. 6에 나타나 있듯이 간접증발효율 (ξ)의 차이가 풍속에 따라 커지기 때문이다. 아주 낮은 풍속 (1.4 m/s)에서는 그래프가 역전되어 직교류 소자의 ΔE 가 직교대향류 소자의 ΔE 보다 크다. 이는 식 (22)에 보여지듯이 두 소자에서 차압손실의 차이가 회수열의 차이보다 크기 때문이다.

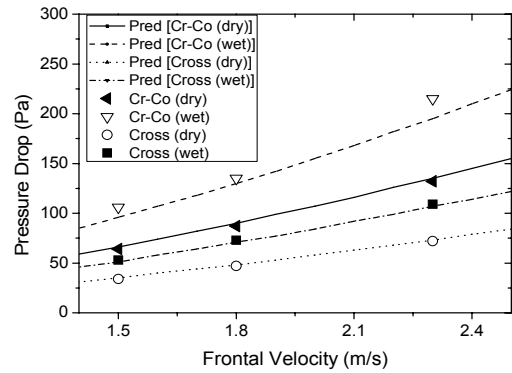


Fig. 7. Pressure drops of the cross-counter and cross flow samples compared with predictions.

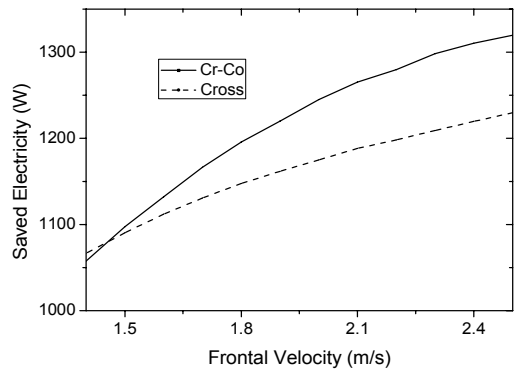


Fig. 8. Saved electricity of the cross-counter and cross flow samples.

4. 결론

본 연구에서는 U형 직교대향류 간접증발소자를 개발하고 그 성능을 기존의 대향류 소자와 비교하였다. 시료의 크기는 500 mm x 500 mm x 1000 mm이고 실험은 전방 풍속 1.4, 1.8, 2.3 m/s에서 수행되었다. 주된 결론은 다음과 같다.

- (1) 직교대향류 소자의 간접증발효율이 대향류 소자의 간접증발효율보다 6~21% 크고 그 차이는 전방 풍속이 증가할수록 커진다. 이는 직교대향류 소자의 크기가 크고 (대향류의 2배) 직교 대향류의 유용도가 대향류의 유용도보다 크기 때문이다.
- (2) 직교대향류 소자의 압력손실이 대향류 소자의 압력손실보다 2배 가량 크다. 또한 습채널의 압력손실은 건채널보다 51~66% 크다.

- (3) ϵ -NTU 방식의 해석 모델은 실험 데이터를 $\pm 10\%$ 이내에서 예측하였다.
- (4) 직교대향류 소자를 사용하였을 때 절약되는 전기 에너지는 직교류 소자의 값보다 크고 그 차이는 풍속이 증가할수록 증가한다. 하지만 낮은 풍속에서는 그 경향이 역전된다.
- (5) 직교대향류 소자의 크기가 2배 크므로 원가의 상승과 분무수 사용량의 증가가 예상된다.

References

- [1] Duan, Z., Zhan, C., Zhang, X., Mustafa, M. Zhao, X., Alimohammadisgvand, B. and Hasan, A., "Indirect evaporative cooling: past, present and future potentials," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, pp. 6823-6850, 2012.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2012.07.007>
- [2] Jaber, S. and Ajib, S., "Evaporative cooling as an efficient system in Mediterranean region," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, pp. 2590-2596, 2011.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.04.026>
- [3] Caliskan, H., Dincer, I. and Hepbasil, A., "Exergoeconomic enviroeconomic and sustainability analyses of a novel air cooler," *Energy Build.*, vol. 55, pp. 747-756, 2012.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.03.024>
- [4] Costello, B. and Finn, D., "Thermal effectiveness characteristics of low approach indirect evaporative cooling systems in buildings," *Energy Build.*, vol. 39, pp. 1235-1243, 2007.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2007.01.003>
- [5] Maheshwari, G. P., Al-Ragom, F. and Suri, R. K., "Energy saving potential of an indirect evaporative cooler," *Appl. Energy*, vol. 69, pp. 69-76, 2001.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0306-2619\(00\)00066-0](http://dx.doi.org/10.1016/S0306-2619(00)00066-0)
- [6] Santamouris, M. and Kolokotsa, D., "Passive cooling dissipation techniques for buildings and other structures: the state of the art," *Energy Build.*, vol. 57, pp. 74-94, 2013.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.11.002>
- [7] Watt, J. D. and Brown, W. K., *Evaporative Air Conditioning Handbook*, 3rd ed., The Fairmont Press Inc., 1997.
- [8] Pescod, D., "A heat exchanger for energy saving in an air conditioning plant," *ASHRAE Trans.*, vol. 85, Pt. 2, pp. 238-251, 1979.
- [9] Maclaine-Cross, I. L. and Banks, P. J., "A general theory of wet surface heat exchangers and its application to regenerative cooling," *J. Heat Transfer*, vol. 103, pp. 578-585, 1981.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1115/1.3244505>
- [10] Kettleborough, C. F. and Hsieh, C. S., "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, 1983.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1115/1.3245587>
- [11] Parker, R. O. and Treybal, R. E., "The heat mass transfer characteristics of evaporative coolers," *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser. Vol 57*, no. 32, pp. 138-149, 1962.
- [12] Hasan, A. and Siren, K., "Performance investigation of plain and finned tube evaporatively cooled heat exchangers," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 23, no. 3, pp. 325-340, 2003.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311\(02\)00194-1](http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311(02)00194-1)
- [13] Zalewski, W. and Gryglaszewski, P. A., "Mathematical model of heat and mass transfer processes in evaporative coolers," *Chem. Eng. Process*, vol. 36, no. 4, pp. 271-280, 1977.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0255-2701\(97\)00006-8](http://dx.doi.org/10.1016/S0255-2701(97)00006-8)
- [14] Ren, C. and Yang, H., "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, 2006.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.08.019>
- [15] Hasan, A., "Going below the wet-bulb temperature by indirect evaporative cooling: Analysis using a modified ϵ -NTU method," *Appl. Energy*, vol. 89, pp. 237-245, 2012.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.07.005>
- [16] Cui, X., Chua, K. J., Islam, M. R. and Yang, W. M., "Fundamental formulation of a modified LMTD method to study indirect evaporative heat exchangers," *Energy Conservation Management*, vol. 88, pp. 372-381, 2014.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2014.08.056>
- [17] Chen, Y., Yang, H. and Luo, Y., "Indirect evaporative cooler considering condensation from primary air; Model development and parameter analysis," *Build. Environ.*, vol. 95, pp. 330-345, 2016.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.buildenv.2015.09.030>
- [18] Tejero-Gonzalez, A., Andres-Chicote, M., Velasco-Gomez, E. and Rey-Martinez, F. J., "Influence of constructive parameters on the performance of two indirect evaporative cooler prototypes," *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 51, pp. 1017-1025, 2013.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.10.054>
- [19] Rianguvilaikul, B. and Kumar, S., "An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system," *Energy Build.*, vol. 42, pp. 637-644, 2010.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.07.020>
- [20] Zhao, X., Liu, S. and Riffat, S. B., "Comparative study of heat and mass exchanging materials for indirect evaporative cooling systems," *Build. Environ.*, vol. 43, no. 11, pp. 1902-1911, 2008.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.buildenv.2007.11.009>
- [21] Kim, N.-H., "Performance comparison between indirect evaporative coolers made of aluminum, plastic or plastic/paper," *J. Korea Academia-Industrial Cooperation Society*, vol. 16, no. 12, pp. 8165-8175, 2015.
DOI: <http://dx.doi.org/10.5762/KAIS.2015.16.12.8165>
- [22] KS M 896, Paper and Plate - Measurement of Water Absorption Rate in Water, 2013.
- [23] ASHRAE Standard 41.1, Standard Method for Temperature Measurement, ASHRAE, 1986.

- [24] ASHRAE Standard 41.2, Standard Method for Laboratory Air-Flow Measurement, ASHRAE, 1987.
- [25] KS C 9306, Air Conditioner, Korean Standard Association, 2010.
- [26] ASHRAE Standard 143, Method of Test for Rating Indirect Evaporative Coolers, ASHRAE, 2007.
- [27] Klein S. J. and McClintock, F. A., "The description of uncertainties in a single sample experiments," Mech. Eng. vol. 75, pp. 3-9, 1953.
- [28] Stevens, R. A., Fernandez, J. and Woolf, J. R., "Mean temperature difference in one, two and three-pass cross flow heat exchangers," Trans. ASME, vol. 79, pp. 287-297, 1957.
- [29] Kays, W. M. and London, A. L., Compact Heat Exchangers, McGraw-Hill Pub., 1984.
- [30] Personal communication with Samhwa Ace Co., 2016.

김 내 현(Nae-Hyun Kim)

[정회원]



- 1989년 12월 : Penn. State University Pennsylvania, PA, U.S.A (공학박사)
- 1994년 3월 ~ 현재 : 인천대학교 기계공학과 교수

<관심분야>

열전달, 공기조화 및 내용