

# 플라스틱/종이 재질의 간접 증발 소자와 재생 증발 소자 성능 비교

김내현\*

<sup>1</sup>인천대학교 기계시스템공학부

## Performance Comparison between Indirect Evaporative Cooler and Regenerative Evaporative Cooler made of Plastic/Paper

Nae-Hyun Kim\*

<sup>1</sup>Division of Mechanical System Engineering, Incheon National University

**요약** 여름철이 무더운 대한민국에서는 냉방에 많은 전력을 소비한다. 이 경우 간접증발냉각을 동시에 적용하면 전기 사용을 줄일 수 있다. 본 연구에서는 물 퍼짐성을 개선한 플라스틱/종이 재질의 간접 및 재생증발소자에 대해 일련의 실험을 수행하였다.  $\epsilon$ -NTU 방식의 열 및 물질전달 해석 모델과 비교한 결과 모델의 예측치는 간접 및 재생증발소자의 간접증발효율, 냉각열량, 압력손실을 적절히 예측하였다. 모델 해석 결과 간접 및 재생증발소자 모두 건채널 입구온도와 상대습도가 증가하면 간접증발효율이 증가하였다. 또한 재생증발소자의 간접증발효율이 간접증발소자의 값보다 크게 나타났다.

**Abstract** The Korean summer is hot and humid, and air-conditioners consume considerable amounts of electricity. In such cases, the simultaneous use of indirect evaporative coolers may help reduce the sensible heat and save electricity. In this study, heat transfer and pressure drop characteristics of indirect or regenerative evaporative coolers made from plastic/paper are investigated. The results showed that heat and mass transfer model based on the  $\epsilon$ -NTU method predicted the indirect evaporation efficiencies, cooling capacities and pressure drops adequately. Both for indirect or regenerative evaporative cooler, the indirect evaporation efficiency increased with increasing dry channel inlet temperature or relative humidity. The indirect evaporation efficiency of the regenerative evaporative cooler was larger than that of the indirect evaporative cooler.

**Keywords** : Indirect evaporative cooler; Regenerative evaporative cooler, 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 침투부하를 경감시키며 CFC 냉매를 사용하지 않아 친환경적이다[1-5]. 증발냉각방식은 Fig. 1에 나타나 있듯이 직접증발냉각방식(DEC), 간접증발냉각방식(IEC) 그리고 재생증발냉각방식(REC)으로 대별된다. 직접증발냉각방식은 물과 직접 접촉을 통하여 공기를 냉각시키는 방법으로

냉각 시 공기 중의 수분량도 증가한다. 간접증발냉각방식과 재생증발냉각방식에서는 냉각 채널(건채널)과 물이 증발하는 채널(습채널)을 구분하여 냉각 시 수분량의 변화는 없다[6,7]. 재생증발냉각방식과 간접증발냉각방식은 차이점은 급기의 재순환 여부에 있다. 재생증발냉각방식에서는 급기 일부가 습채널로 재순환된다. 반면 간접증발냉각방식에서는 외기 또는 환기가 전량 습채널로 공급된다. 간접증발냉각방식의 이론적 최저 급기 온도는 환기의 습구온도이고 재생증발냉각방식의 이론적 최저 급기 온도는 외기의 이슬점 온도이다[6,7].

\*Corresponding Author : Nae-Hyun Kim (Incheon Nat'l Univ.)

Tel: +82-032-835-8420 email: knh0001@incheon.ac.kr

Received October 13, 2015

Revised November 24, 2015

Accepted January 5, 2016

Published January 31, 2016

Table 1. Previous investigations on IEC and REC

Investigators	Major contributions
Pescod [8]	Experiments on plastic IEC and REC
Maclaine Cross & Banks [9]	Analysis using heat-mean transfer analogy
Kettleborough & Hsieh [10]	Introduction of wettability parameter
Parker & Treybal [11]	Analysis using heat-mean transfer analogy and linear saturation enthalpy
Hasan & Siren [12]	Experiments on plain and finned tube IEC
Zalewski & Gryglaszewski [13]	Analysis using non-linear saturation enthalpy
Ren & Yang [14]	Refined model considering water temperature variation along wet channel
Hasan [15]	Analysis based on $\epsilon$ -NTU
Cui et al. [16]	Analysis based on LMTD
Riangvilaikul & Kumar [17]	Improved wettability using cotton sheet
Zhao et al. [18]	Improved wettability using ceramic coating

그간 수행된 간접 또는 재생증발냉각방식에 대한 대표적인 연구들을 Table 1에 수록하였다. Pescod [8]는 플라스틱 판형 열교환기를 사용한 간접 및 재생증발소자에 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]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  $\epsilon$ -NTU 방식의 해석 모델을 제시하였고 Cui et al. [16]은 대수평균온도차 (LMTD) 방식의 해석 모델을 제시하였다. 상기 문헌 조사로부터 간접 및 재생증발소자의 모델링에 대해서는 다수의 문헌이 존재하지만 실험 결과는

상당히 제한적임을 보여준다 [8,12]. 간접 및 재생증발소자의 경우 습채널의 물 적심성이 성능에 큰 영향을 미치고 이를 개선하기 위하여 습채널에 얇은 목화(cotton) 쉬트를 코팅하거나 [17] 세라믹을 코팅하는 [18] 방안이 검토되었다. 하지만 코팅은 내구성이 문제가 될 수 있다.

본 연구에서는 습채널의 물 퍼짐성을 개선한 플라스틱/종이 재질의 간접 및 재생증발소자에 대해 일련의 실험을 수행하였다. 실험결과를  $\epsilon$ -NTU 방식의 열 및 물질 전달 해석 모델의 예측치와 비교하고 모델을 적용하여 각 변수가 소자의 성능에 미치는 영향을 검토하였다.

## 2. 실험 장치 및 방법

Fig. 2에 본 연구에서 고려한 시료의 개략도가 나타나 있다. 간접 및 재생증발소자 모두 건채널은 100  $\mu\text{m}$  두께의 플라스틱 필름으로, 습채널은 180  $\mu\text{m}$  두께의 종이로 구성되어 있다. 또한 건채널과 습채널을 구분하는 멤브레인은 종이와 플라스틱의 2중 구조로 되어 있는데 종이의 두께 180  $\mu\text{m}$ , 플라스틱의 두께 30  $\mu\text{m}$ , 합하여 210 $\mu\text{m}$  이다. 모든 소자의 채널 핏치는 5.0 mm, 절곡 핏치는 9.0 mm 이고 시료의 크기는 300 mm  $\times$  300 mm 이다. 간접증발소자는 건채널과 습채널이 직교류 형태로 구성되어 있고 재생증발소자는 건채널과 습채널이 대향류 형태로 구성되어 있다. 재생증발소자에는 건채널과 습채널 사이에 채널 핏치 2.0 mm인 종이 소재의 물 공급 채널이 형성되어 있어 습채널의 하부까지 물을 균일하게 공급한다.

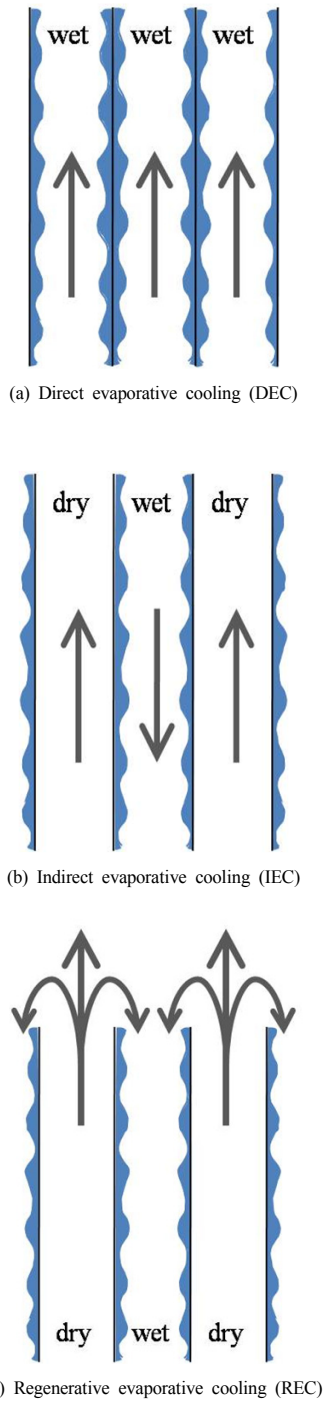


Fig. 1. Operating principle of DEC, IEC and REC

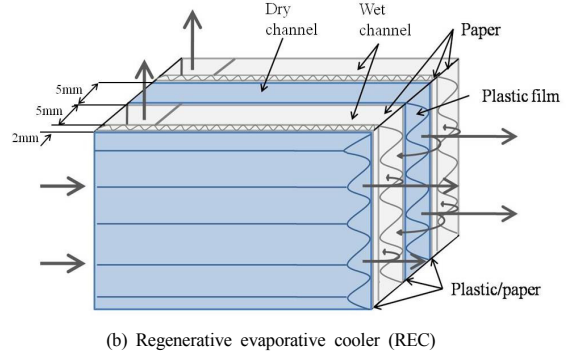
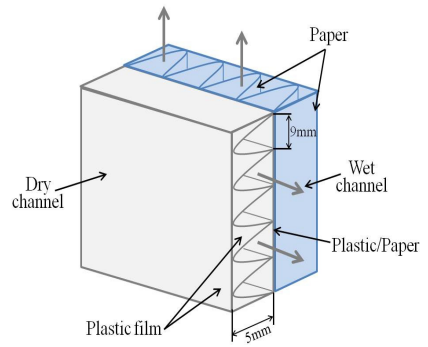


Fig. 2. Schematic drawing of IEC and REC

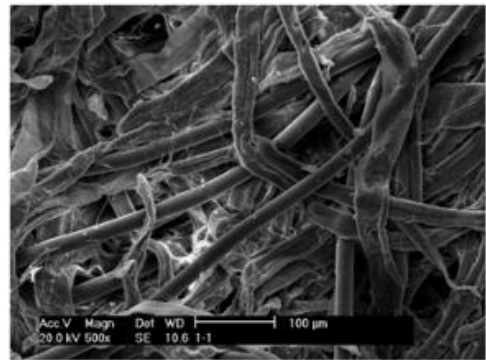


Fig. 3. SEM photo of the paper used in the present study

Fig. 3에 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 지지체역할을 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 [19]에 의거 종이의 흡수도를 측정된 결과 331%로 나타났다. 이는 자신의 무게의 3.31배에 달하는 물을 흡수할 수 있다는 의미이며 이로부터 종이의 흡수능력이 우수함을 알 수 있다.

Fig. 4에 간접증발소자 성능 실험 장치를 나타내었다. 실험 장치는 시험부와 두 개의 챔버에 설치된 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 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 [20]에 된 노즐차압을 이용하여 산정하였고 시험부의 입출구 온습도는 ASHRAE 41.1 [21]에 규정된 샘플링 방법에 의해 측정하였다. 온습도 측정에는 고정밀 Pt-100 $\Omega$  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 2.0 m/s에서 4.0 m/s로 변화시키며 수행되었다. 이 온습도는 건물 공조시 하절기 설계조건 [22]이다. 실험 중 분무수의 온도는 습채널의 습구온도인  $17^\circ\text{C}$ , 분무량은 0.02 kg/s로 유지하였다. 선행 연구 결과 분무수의 온도와 분무량이 간접증발소자의 성능에 미치는 효과는 무시할 만 하였다. 실험은 건채널과 습채널의 풍량을 동일하게 유지하며 수행되었다. 시료 차압은 Fig. 4와 5에 나타나 있듯이 건채널과 습채널에 대하여 각각 측정되었다.

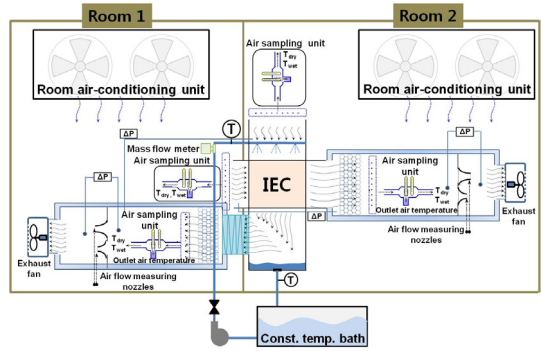


Fig. 4. Schematic drawing of the IEC test apparatus

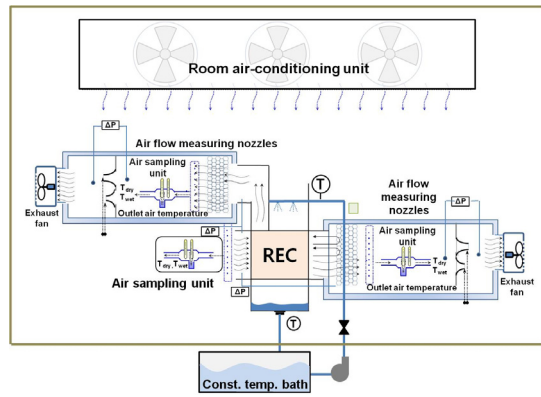


Fig. 5. Schematic drawing of the REC test apparatus

Fig. 5에 재생증발소자 실험장치를 나타내었다. 실험 장치는 하나의 챔버에 설치된 두 개의 흡입식 풍동으로 구성되고 시험부는 풍동의 선단에 장착된다. 나머지 온습도 계측 및 유량 측정은 전술한 간접증발소자의 경우와 동일하다. 실험은 건채널 입구 건습구 온도를  $35^\circ\text{C}/24^\circ\text{C}$ 로 유지하고 전방 풍속을 2.0 m/s에서 4.0 m/s, 재순환비를 0.1에서 0.5로 변화시키며 수행되었다. 실험 중 분무수의 온도와 유량은 간접증발소자와 같이  $17^\circ\text{C}$ , 0.02 kg/s로 유지하였다. 간접 및 재생증발소자의 효율은 관례적으로 하기 식으로 정의되는 간접증발효율  $\xi$ 로써 나타낸다[23].

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

여기서  $T_{d,in}$ ,  $T_{d,out}$ 은 건채널 입출구에서 건구 온도,

$T_{w,in}$ 은 습채널 입구에서 습구온도이다. 또한 간접 및 재생증발소자의 성능은 냉각열량으로써도 표현된다.

$$Q = \dot{m}_{ds} c_{pd} (T_{d,in} - T_{d,out}) \quad (2)$$

여기서  $\dot{m}_{ds}$ 는 공급유량(kg/s)이다. Klein and McClintock [24]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  $\pm 1.0$  kPa을 고려하면 열전달계수의 최대 오차는  $\pm 3.7\%$ , 간접증발효율의 최대 오차는  $\pm 4.3\%$ 이고 압력손실의 최대 오차는  $\pm 4.5\%$ 이다.

### 3. 열 및 물질전달 해석

습표면의 열 및 물질전달 해석은 핀-관 열교환기의 경우 Mirth et al. [25], Pirompugd et al. [26] 그리고 Kim et al. [27]에 기술되어 있다. 본 연구에서는 그들의 연구를 증발소자에 확장하였다. 비혼합-비혼합 직교류 (간접 증발소자)와 비혼합-비혼합 대향류 (재생증발소자)의 경우 적합한  $\epsilon - NTU$  관계식은 다음과 같다.

$$\epsilon = 1 - \exp\{NTU^{0.22} [\exp(-NTU^{0.78} R) - 1] / R\} \quad (3)$$

(unmixed-unmixed cross flow)

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-R)]}{1 - \exp[-NTU(1-R)]R} \quad (4)$$

(unmixed-unmixed counter flow)

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

$$C_{\min} = \min(\dot{m}_d c_{pd} / b_{f,d}, \dot{m}_w) \quad (6)$$

$$C_{\max} = \max(\dot{m}_d c_{pd} / b_{f,d}, \dot{m}_w) \quad (7)$$

$$Q = \epsilon C_{\min} (i_{d,in} - i_{w,in}) \quad (8)$$

$$b_{f,d} = \frac{\Delta i_{s,f}}{\Delta T_{s,f}})_d \quad (9)$$

여기서  $\dot{m}_d$ ,  $\dot{m}_w$ 는 건채널과 습채널 유량 (kg/s),  $c_{pd}$ 는 건공기 비열 (kJ/kgK),  $b_{f,d}$ 은 건채널 평균 핀 온도에서 포화공기-엔탈피 선도의 기울기 (kJ/kgK),  $i_{d,in}$ ,  $i_{w,in}$ 은 건채널 과 습채널에서 입구 엔탈피 (kJ/kg)이다.  $NTU$ 와  $UA$ 는 아래 식에서 구한다.

$$NTU = UA / C_{\min} \quad (10)$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{b_{f,w}}{\eta_o h_o A_o} + \frac{tb_t}{kA_t} + \frac{b_{f,d}}{\eta_i h_i A_i} \quad (11)$$

$$h_o = \frac{h_w c_{pm}}{b_{f,w}} \quad \text{and} \quad h_i = \frac{h_d c_{pm}}{b_{f,w}} \quad (12)$$

여기서  $h_w$ 는 습채널 열전달계수(kW/m<sup>2</sup>K),  $h_d$ 는 건채널 열전달계수(kW/m<sup>2</sup>K),  $b_{f,w}$ 는 습채널 평균 핀 온도에서 포화공기-엔탈피 선도의 기울기 (kJ/kgK),  $b_t$ 는 튜브 벽면 온도에서 포화공기-엔탈피 선도의 기울기 (kJ/kgK)로 아래 식에서 구해진다.

$$b_{f,w} = \frac{\Delta i_{s,f}}{\Delta T_{s,f}})_w \quad (13)$$

$$b_t = \frac{i_{s,to} - i_{s,ti}}{T_{to} - T_{ti}} \quad (14)$$

식 (10)에 사용되는 표면 효율  $\eta_o$ ,  $\eta_i$ 는 아래 식에서 구해진다.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta_w) \quad (15)$$

$$\eta_i = 1 - \frac{A_f}{A_i} (1 - \eta_d) \quad (16)$$

건채널과 습채널의 핀 효율  $\eta_d$ 와  $\eta_w$ 는 다음 식에서 구한다[28].

$$\eta_d = \frac{\tanh(m_d L)}{m_d L} \quad (17)$$

$$m_d = \sqrt{\frac{2h_i}{k_f t_f}} \quad (18)$$

$$\eta_w = \frac{\tanh(m_w L)}{m_w L} \quad (19)$$

$$m_w = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f t_f}} \quad (20)$$

Fig. 2에 보여지듯이 시료의 채널 형상은 삼각형으로 가정할 수 있다. 본 시료의 수력직경은 4.0 mm이고 전방 풍속 3.0 m/s에서 채널 내 유동은 Reynolds 수 1,530으로 층류이다. 삼각형 채널 내 층류 유동시 열전달계수에 대해서는 Shah and London[29]에 상세히 나타나 있다. 층류 유동의 경우 열전달계수는 채널 형상과 경계조건에 따라 현저히 달라진다. 본 연구의 판형 열교환기의 경우 축 방향으로는 균일 열유속 조건(H1)이 선호된다[30]. 둘레 방향으로는 벽면 온도가 연속하여 변하게 된다 (절곡 형상이 핀 역할을 하므로). 핀 온도 분포를 구하려면 복잡한 수치해석이 요구되므로 본 연구에서는 해석의 편의상 아래의 접근식을 도입하였다.

$$Nu_{fd} = Nu_{H,ad} + \eta_f(Nu_{H,T} - Nu_{H,ad}) \quad (21)$$

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (22)$$

여기서  $Nu_{fd}$ 는 삼각형 채널의 완전 발달 Nusselt 수이고  $Nu_{H,ad}$ 는 단열 이등변과 등온 아랫변으로 구성된 삼각형 채널의 Nusselt 수 그리고  $Nu_{H,T}$ 는 둘레가 등온인 삼각형 채널의 Nusselt 수이다. 상기 식 (21)은 핀 효율이 0인 경우  $Nu_{H,ad}$ 로 수렴하고 핀 효율이 1인 경우  $Nu_{H,T}$ 로 수렴한다.  $Nu_{H,ad}$ 와  $Nu_{H,T}$ 에 대한 Shah and London[27]의 데이터를 피팅하면 아래와 같다.

$$Nu_{H,ad} = 0.68223 + 0.04917\alpha - 4.61073 \times 10^{-4}\alpha^2 + 1.26689 \times 10^{-6}\alpha^3 \quad (23)$$

$$Nu_{H,T} = 2.20643 + 0.03373\alpha - 3.72772 \times 10^{-4}\alpha^2 + 1.03723 \times 10^{-6}\alpha^3 \quad (24)$$

여기서  $\alpha$ 는 삼각 채널의 꼭지각(deg)이다.

간접 또는 재생증발소자와 같이 채널 길이가 상대적으로 짧은 경우 입구 영역이 중요하게 된다. 삼각 채널의 유체역학적 입구 영역 길이는 Shah and London[29]이 제시하고 있다.

$$L_{ent} = Re_{Dh} \times D_h \times (0.05577 - 5.66947 \times 10^{-4}\alpha + 5.68072 \times 10^{-6}\alpha^2 - 1.17436 \times 10^{-8}\alpha^3) \quad (25)$$

열적 입구 영역의 길이는 유체역학적 입구 영역의 길이에 Prandtl 수를 곱하여 구한다. 문헌 조사 결과 본 삼각형 채널의 경계조건에 적합한 입구영역의 Nusselt 수 상관식은 구할 수 없었다. 따라서 입구영역의 Nusselt 수가 완전 발달 영역의 Nusselt 수에 비례한다고 가정하고 본 채널의 Nusselt 수를 구하였다.

$$Nu_{ent} = Nu_{H,ent} \left( \frac{Nu_{fd}}{Nu_{H,fd}} \right) \quad (26)$$

$$Nu_{H,ent} = 4.52556 + 0.10569x^+ - 5.89713 \times 10^{-4}x^{+2} + 1.28526 \times 10^{-6}x^{+3} \quad (27)$$

여기서  $x^+$ 는 무차원 입구 길이 ( $=D_h Re_{Dh} Pr/L$ )이다. 채널 평균 열전달 계수는 입구 영역 값[Eq. (26)]과 완전 발달 영역 값[Eq. (21)]을 길이 평균하여 구한다.

채널 입출구 공기의 밀도 변화를 무시하면 채널 내 압력 손실은 다음과 같다.

$$\Delta P = \frac{\rho V_{max}^2}{2} [(K_c + 1 - \sigma^2) + 4f \frac{L}{D_h} - (1 - \sigma^2 - K_c)] \quad (28)$$

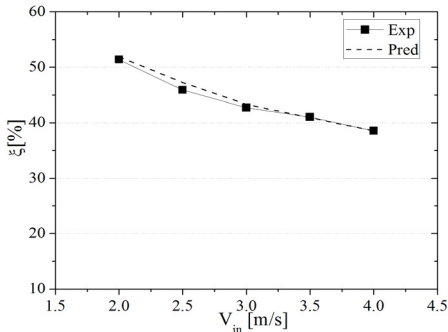
$$f = 4[f_{ent} L_{ent} + f_{fd}(L - L_{ent})]/L \quad (29)$$

여기서  $\sigma$ 는 축소비,  $K_c$ 와  $K_e$ 는 축소 및 확대 손실계수로 Kays and London[31]에 그 값들이 정리되어 있다. 또한  $f_{ent}$ 는 입구 영역의 마찰계수이고  $f_{fd}$ 는 완전 발달 영역의 마찰계수로 아래 식에서 구한다[29].

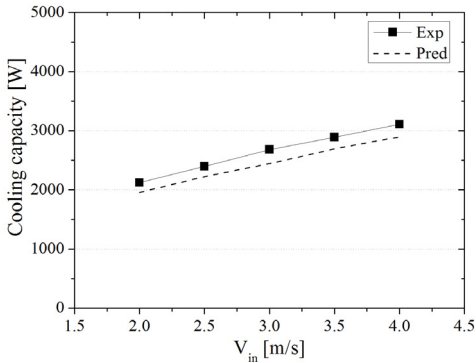
$$f_{ent} = 20.4/Re_{Dh} \quad (30)$$

$$f_{fd} Re_{Dh} = 12.13866 + 0.04429\alpha - 0.0485417 \times 10^{-2} \alpha^2 + 0.0130781 \times 10^{-4} \alpha^3 \quad (31)$$

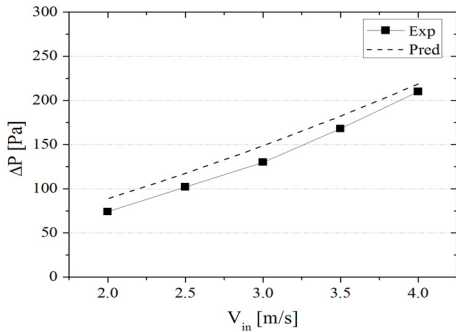
### 4. 결과 및 고찰



(a) Indirect evaporative efficiency

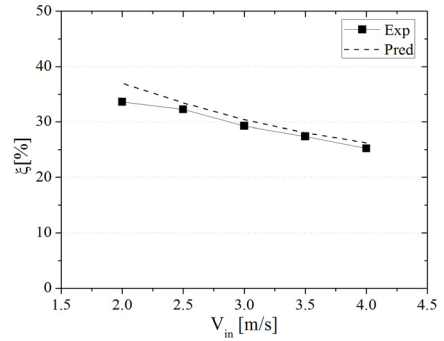


(b) Cooling capacity

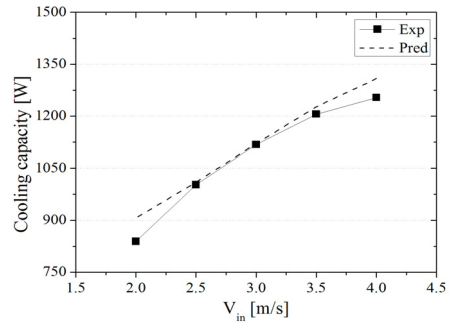


(c) Pressure drop

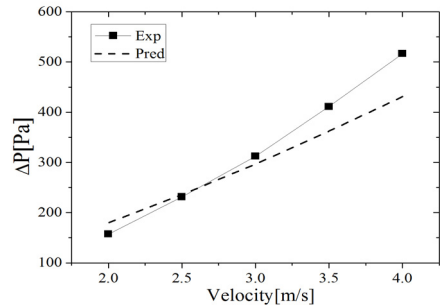
Fig. 6. Indirect evaporative efficiency, cooling capacity and pressure drop of IEC (effect of frontal velocity)



(a) Indirect evaporative efficiency



(b) Cooling capacity



(c) Pressure drop

Fig. 7. Indirect evaporative efficiency, cooling capacity and pressure drop of REC (effect of frontal velocity)

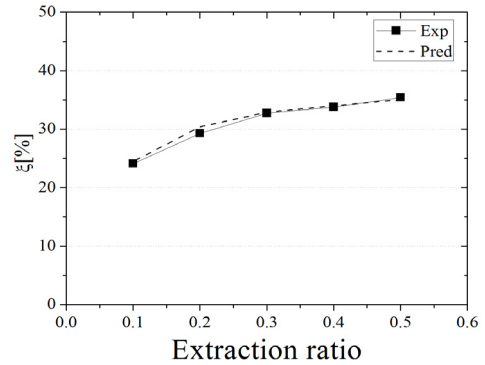
Fig. 6에 간접증발소자의 간접증발효율, 냉각열량, 습채널 압력손실에 대한 실험 데이터와 열 및 물질전달 모델에 의한 예측치를 나타내었다. 실험은 건채널과 습채널 입구 건습구 온도를 35°C/24°C, 24°C/17°C로 유지하고 전방 풍속을 2.0 m/s에서 4.0 m/s로 변화시키며 수행되었다. 풍속이 증가할수록 간접증발효율은 감소하고 냉각열량은 증가한다. 압력 손실은 풍속의 증가에 따라 증

가한다. 예측치는 간접증발효율을 6%이내에서 압력 손실을 27% 이내에서 예측한다. Fig. 7에 재생증발소자의 간접증발효율, 냉각열량, 습채널 압력손실에 대한 실험 데이터와 예측치를 나타내었다. 실험은 입구 건습구 온도를 35°C/24°C로 유지하고 전방 풍속을 2.0 m/s에서 4.0 m/s로 변화시키며 수행되었다. 이 때 재순환비(건채널 유량 중 습채널로 재순환되는 유량비)는 0.2로 유지하였다. 풍속이 증가할수록 간접증발효율은 감소하고 냉각열량은 증가한다. 압력 손실은 풍속의 증가에 따라 증가한다. Fig. 8에는 재순환비에 따른 간접증발효율과 냉각열량을 나타내었다. 간접증발효율은 재순환비가 증가함에 따라 증가하나 냉각열량은 재순환비 0.2에서 최대값을 보인다. 재순환비가 최적값을 넘어서면 공급유량이 감소가 간접증발효율의 증가보다 큰 영향을 미쳐 냉각열량이 감소하게 된다. 예측치는 간접증발효율을 8%이내에서 압력 손실을 12% 이내에서 예측한다.

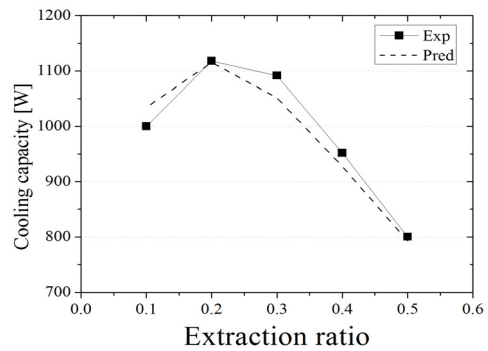
상기 모델을 이용하여 건채널 입구 공기 온도도가 간접증발소자와 재생증발소자의 성능(간접증발효율, 냉각열량 및 압력손실)에 미치는 영향을 검토하였다. 이 때 간접증발소자의 습채널 입구 건습도는 24°C/17°C로 유지되고 건채널과 습채널의 풍량은 재생증발소자의 경우와 동일하다고 가정하였다. 또한 재생증발소자의 경우는 재순환비를 0.2로 가정하였다. 시료의 크기는 두 소자 모두 300 mm x 300 mm x 300 mm로, 채널 핏치는 5.0 mm, 질곡 핏치는 9.0 mm로 가정하였다.

Fig. 9에 건채널 입구 건구온도의 변화가 두 소자의 간접증발효율과 냉각열량, 그리고 습채널의 압력손실에 미치는 영향을 나타내었다. 이 때 건채널의 상대습도는 50%로 일정하였다. 간접 및 재생증발소자 모두 건채널 입구온도가 증가하면 간접증발효율이 증가함을 보인다. 이는 건채널 입구온도가 증가할수록 건채널과 습채널의 온도차가 증가하고 따라서 간접증발효율이 증가하기 때문이다. 또한 재생증발소자의 간접증발효율이 간접증발소자의 값보다 큼을 보이는데 이는 간접증발소자가 직교류임에 비하여 재생증발소자는 대향류이기 때문이다. 한편 전열량은 간접증발소자에서 크게 나타난다. 이는 재생증발소자에서는 건채널 풍량 중 일부(전체에서 습채널로 재순환된 풍량을 뺀 풍량)만이 급기되는데 반하여 간접증발소자에서는 전체 풍량이 급기되기 때문이다. Fig. 9는 재생증발소자에서 압력손실이 크게 나타남을 보인다. 이는 Fig. 2에 보여지듯이 재생증발소자의 습채

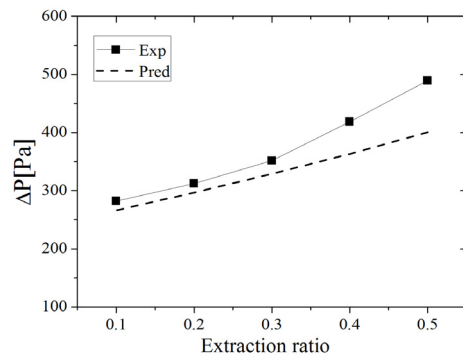
널 압력손실에는 건채널과 습채널의 압력손실이 모두 포함되어 있기 때문이다. Fig. 9는 또한 건채널 입구온도가 압력손실에 미치는 영향이 미미함을 보여준다.



(a) Indirect evaporative efficiency



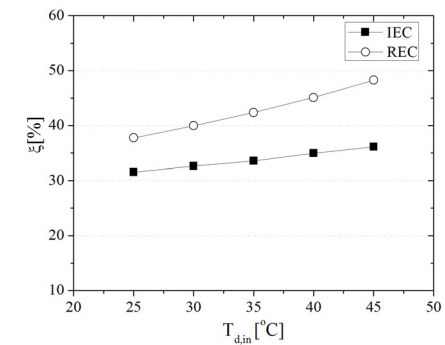
(b) Cooling capacity



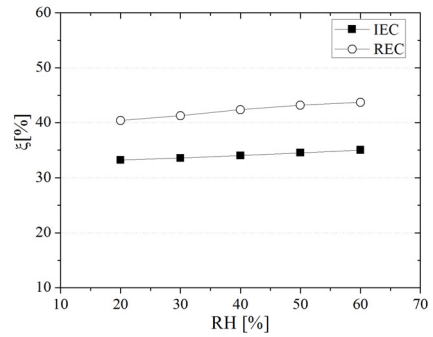
(c) Pressure drop

Fig. 8. Indirect evaporative efficiency, cooling capacity and pressure drop of REC (effect of extraction ratio)

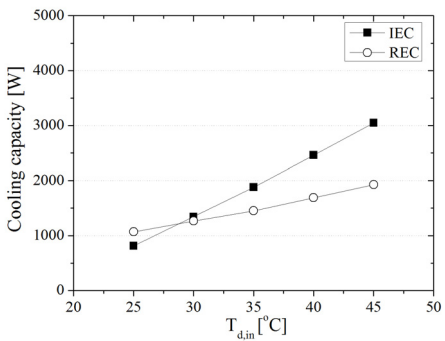




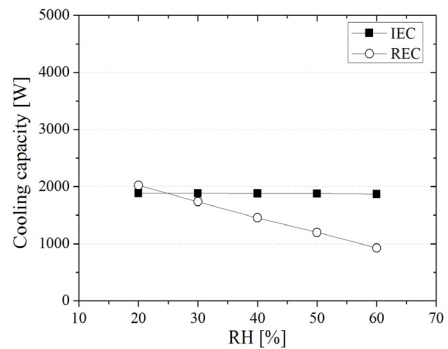
(a) Indirect evaporative efficiency



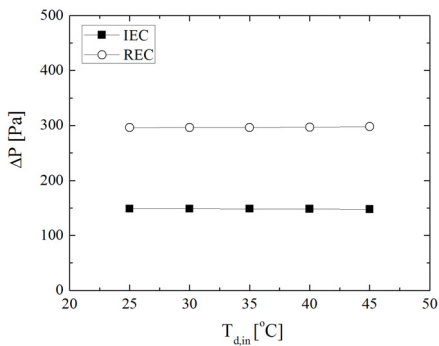
(a) Indirect evaporative efficiency



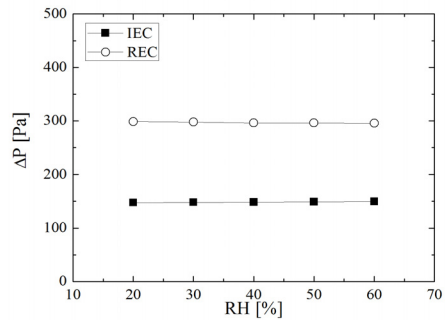
(b) Cooling capacity



(b) Cooling capacity



(c) Pressure drop



(c) Pressure drop

Fig. 9. Indirect evaporative efficiency, cooling capacity and pressure drop of IEC and REC (effect of dry channel inlet temperature)

Fig. 10에는 건채널 입구 상대습도의 변화가 두 소자의 간접증발효율과 냉각열량, 그리고 습채널의 압력손실에 미치는 영향을 나타내었다. 이 때 건채널의 온도는 35°C로 일정하였다. 간접 및 재생증발소자 모두 상대습도가 증가하면 간접증발효율이 증가함을 보인다 (간접증

Fig. 10. Indirect evaporative efficiency, cooling capacity and pressure drop of IEC and REC (effect of dry channel inlet humidity)

발소자에서는 그 차이가 미미하다). 이는 건채널 상대습도가 증가할수록 건채널과 습채널의 습도차가 증가하고 따라서 간접증발효율이 증가하기 때문이다. 또한 재생증발소자의 간접증발효율이 간접증발소자의 값보다 큼을 보이는데 이는 전술한 바와 같이 간접증발소자가 직교류 입에 비하여 재생증발소자는 대향류이기 때문이다. 한편

전열량은 간접증발소자에서 크게 나타나난다. Fig. 10도 Fig. 9와 같이 재생증발소자에서 압력손실이 크게 나타남을 보인다. 또한 건체닐 입구 상대습도가 압력손실에 미치는 영향은 미미함을 보여준다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 물 퍼짐성을 개선한 플라스틱/종이 재질의 간접 및 재생증발소자에 대해 일련의 실험을 수행하였다. 실험결과를  $\epsilon$ -NTU 방식의 열 및 물질전달 해석 모델의 예측치와 비교하고 모델을 사용하여 각 변수가 소자의 성능에 미치는 영향을 검토하였다. 주된 결론은 다음과 같다.

- (1)  $\epsilon$ -NTU 모델은 간접 및 재생증발소자의 간접증발 효율은 8%, 압력손실은 27% 내에서 예측한다.
- (2) 간접 및 재생증발소자 모두 건체닐 입구온도가 증가하면 간접증발효율이 증가한다.
- (3) 간접 및 재생증발소자 모두 건체닐 상대습도가 증가하면 간접증발효율이 증가한다.
- (4) 재생증발소자의 간접증발효율이 간접증발소자의 값보다 크다.

#### 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  $\epsilon$ -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] Riangvilaikul, 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>
- [18] 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>

- [19] KS M 896, Paper and plate - Measurement of water absorption rate in water, 2013.
- [20] ASHRAE Standard 41.1, Standard Method for Temperature Measurement, ASHRAE, 1986.
- [21] ASHRAE Standard 41.2, "Standard Method for Laboratory Air-Flow Measurement, ASHRAE, 1987.
- [22] KS C 9306, Air Conditioner, Korean Standard Association, 2010.
- [23] ASHRAE Standard 143, Method of test for rating indirect evaporative coolers, ASHRAE, 2007.
- [24] Klein S. J. and McClintock, F. A., "The description of uncertainties in a single sample experiments," Mech. Eng. Vol. 75, pp. 3-9, 1953.
- [25] Mirth, D. R. Ramadhyani, S. and Hittle, D. C., "Thermal performance of chilled water cooling coils at low water velocities," ASHRAE Trans., Vol. 99, Pt., 1, pp. 43-53, 1993.
- [26] Pirompugd, W., Wang, C. C. and Wongwises, S., "A review on reduction method for heat and mass transfer characteristics of fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 52, No. 9-10, pp. 2370-2378, 2009.  
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.10.019>
- [27] Kim, N.-H., Oh, W.-K., Cho, J.-P., Park, W.-Y. and Youn, B., "Data reduction on the airside heat transfer coefficients of heat exchangers under dehumidifying conditions," Korean J. Air-Cond. Refrig., Vol. 15, No. 1, pp. 73-85, 2003.
- [28] Holman, J. P., Heat Transfer, 8th ed., McGraw-Hill Pub., 2000.
- [29] Shah, R. K. and London, A. L., Laminar Flow in Ducts, Academic Press, 1989.
- [30] Johnson, J. E., Heat and mass transfer between two fluid streams separated by a thin permeable barrier, Ph.D Thesis, Univ. Minnesota, 1997.
- [31] Kays, W. M. and London, A. L., Compact Heat Exchangers, 3rd ed., Krieger Pub., 1984.

---

**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