

# 공기 온습도가 공조용 가습 소자의 가습 성능에 미치는 영향에 대한 실험 연구

김내현  
인천대학교 기계공학과

## An Experimental Study on the Effect of Air Temperature and Humidity on Humidification Performance of the Humidifying Element Used for Air Conditioning

Nae-Hyun Kim

Division of Mechanical Engineering, Incheon National University

요 약 가습 소자를 이용한 증발식 가습은 건물이나 데이터 센터의 공조에 널리 사용되고 있다. 가습 소자의 성능은 가습 효율로 나타내는데 이 효율은 공기의 온습도나 물 온도에 무관하게 사용되고 있다. 본 연구에서는 데이터 센터와 건물 공조의 두 공기 조건에 대하여 셀룰로오스/PET, Glasdek의 두 소자를 사용하여 전방 풍속과 물 온도를 변화시키며 일련의 실험을 수행하였다. 실험 결과 측정된 가습 효율은 공기 조건과 물 온도에 따라 다르게 나타났다. 심지어 건물 조건에서는 소자의 입구부에서 감습이 나타나기도 하였는데 그 이유는 공급수 온도가 입구 공기의 노점온도보다 낮았기 때문이었다. 건물 조건에서는 공급수 온도와 공기의 노점 온도 차이가 증가할수록 가습 효율은 감소하였다. 이로부터 가습 효율 모델을 적절히 세우려면 길이 방향으로 수분 전달량이 변화하는 입구 영역에 대한 해석이 중요하다고 판단된다. 셀룰로오스/PET 소자에 대하여 성능 해석을 수행한 결과 Sherwood 수는 적절히 예측하였으나 마찰 손실은 과대 예측하였다. 이는 해석시 채널 형상을 단순한 삼각형으로 가정하고 소자 표면에 형성된 액막의 영향을 무시한 때문으로 판단된다.

**Abstract** Evaporative humidification using a humidifying element is widely used for humidification of a building or a data center. The performance of a humidifying element is commonly expressed as humidification efficiency, which is used independent of air temperature, humidity and water temperature. In this study, a series of tests were conducted at two air conditions (data center and commercial building) using two different humidifying elements (cellulose/PET and Glasdek) changing the frontal air velocity and water temperature. Results showed that the measured humidification efficiency was dependent on the air condition and water temperature. In fact, even dehumidification occurred at the inlet of the humidifying element at the air condition of commercial building. The reason was due to the inlet water temperature, which was lower than the dew point air temperature. As the difference between the inlet water and the dew point air temperature increased, the humidification efficiency decreased. This suggest that proper thermal model should account for the inlet region, where the amount of moisture transfer may be different from the other part of the humidification element. A simple analysis on the thermal performance of the cellulose/PET humidification element showed that the Sherwood number was adequately predicted, whereas the friction factor was overpredicted, probably due to the simplification of the channel geometry and the neglect of the water film on the element surface.

**Keywords :** Air Conditioning, Humidifying Element, Humidification, Humidity, Temperature

\*Corresponding Author : Nae-Hyun Kim(Incheon National Univ.)

Tel: +82-32-835-4541 email: knh0001@incheon.ac.kr

Received October 10, 2018

Revised December 3, 2018

Accepted February 1, 2019

Published February 28, 2019

### 1. 서론

건물 내 습도 조절을 위하여 공조기 내에 가습기가 설치된다. 공조기에 설치되는 가습기는 기화식, 분무식, 스팀식으로 구별된다. 이 중 기화식 가습기는 부하 변동에 대해 다소 느리게 반응하는 단점이 있으나 초기투자비 및 유지비가 저렴한 장점이 있다. 또한 오염물질을 제거하는 기능도 있어 클린룸과 같이 공기청정도가 필요한 건물에 많이 사용되고 있다[1].

기화식 가습기는 Fig. 1에 보여지듯이 가습소자와 상부의 유량 공급 노즐로 구성된다. 상부의 노즐에서 공급된 물은 가습소자를 적시고 공기는 소자 사이를 통과하며 가습이 이루어진다. 그간 가습소자로 검토된 재질은 유리섬유(Glasswool), 세라믹, PVC 스폰지, 와이어 메쉬와 같은 무기질재료와 크라프트 섬유, 아스펜 섬유, 코코넛 섬유와 같은 유기질 셀룰로오스 재료가 있다[2-5]. 이 중 공조용으로는 Munters사에서 상용화한 유리섬유로 만든 Glasdek[6]이 널리 사용되고 있다. Glasdek은 Fig. 2에 보여지듯이 절곡 채널이 교차 적층되어 있다. 최근 들어 Kim[7]은 새로운 형상의 가습 소자를 제시하였다. 신규 가습 소자는 셀룰로오스와 PET가 50%씩 배합된 재질로 제작되고 Fig. 1에 보여지듯이 가습 면적을 증가시키기 위하여 절곡 깊이를 Glasdek의 7 mm에서 5 mm로 감소시켰고 차압 손실을 줄이기 위하여 채널을 수평으로 하였다. 신규 소자는 Glasdek에 비하여 가습 효율이 44% 크고 압력 손실은 10% 작게 나타났다[7].

가습 소자의 수분전달에 대해서는 일부 연구가 수행되었다. Franco et al.[8]은 소자의 절곡각이 열전달 및 수분전달에 미치는 영향을 수치해석 및 실험을 통하여 검토하였다. Malli et al.[9]은 소자 길이가 증가할수록 수분 전달량 및 압력손실이 증가한다고 보고하였고 Barzegar et al.[2]은 절곡 깊이가 증가할수록 수분 전달량 및 압력손실이 증가한다고 보고하였다.

한편 가습 소자 작동 방식에는 순환식과 배출식의 두 가지 방식이 있다. 순환식은 Fig. 3에 나타나 있듯이 물이 연속으로 소자 내를 순환하는 방식이다. 순환식에서는 소자에서 증발된 물 만큼 외부에서 보충되어 물 탱크의 수위가 일정하게 유지된다. 순환식에서 물은 연속적으로 소자 내를 순환하므로 보충수의 온도와 관계없이 순환수의 온도는 입구 공기의 습구온도로 유지된다. Fig. 4에 가습기 입출구의 공기 상태 변화, 보충수의 온도 그리고 습구온도를 나타내었다.

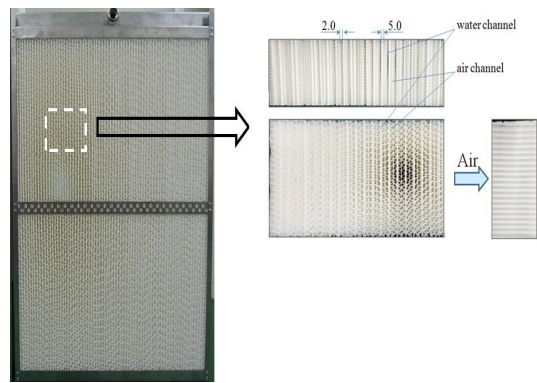


Fig. 1. A photo of a Cellulose/PET humidifying element

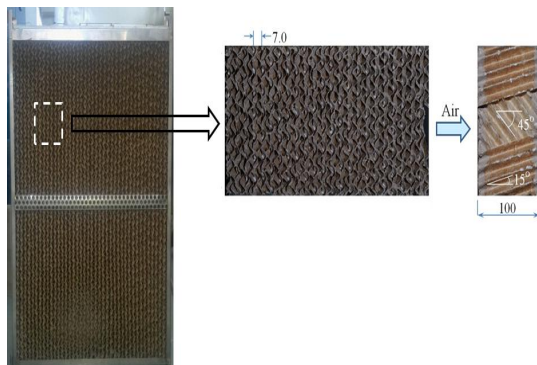


Fig. 2. A photo of a Glasdek humidifying element

가습 소자의 성능은 식 (1)로 정의되는 가습 효율로 나타낸다 [10]. ASHRAE 133 [10]에는 순환식을 적용한 가습 소자의 효율 측정 방법이 나타나 있다. 이 때 물의 입구 온도는 입구 공기의 습구온도가 된다 식 (1)에서  $\xi$  는 가습 효율,  $W_{in}$  은 입구 공기의 절대습도,  $W_{out}$  은 출구 공기의 절대 습도,  $W_{sat}$  은 입구 포화 습구 온도에서의 절대 습도이다.

$$\xi = \frac{W_{out} - W_{in}}{W_{sat} - W_{in}} \quad (1)$$

배출식에서는 소자에 공급된 물이 순환하지 않고 그대로 외부로 배출된다. 이 경우 공급되는 물의 온도는 계절에 따라 또는 설치 장소에 따라 달라지게 된다. 따라서 실제 작동 중 측정된 가습 효율도 ASHRAE 133에 의거하여 순환식으로 측정된 공칭 가습 효율과 다르게 된다. 현재 많은 경우 가습 소자가 순환식이 아닌 배출식으로 제작된다. 이는 배출식이 순환식에 비하여 구조가 단순

하고 가격이 저렴하기 때문이다. 하지만 이 경우 문제는 배출식 가습 소자 설계에 순환식에 의거한 공칭 가습 효율을 적용하고 있다는 사실이다. 따라서 본 연구에서는 가습 소자가 널리 사용되는 공기 조건 (일반 건물과 데이터 센터의 설계 공기 조건)에서 물 온도를 변화시키며 일련의 실험을 수행하고 그에 따른 가습 효율의 변화에 대하여 고찰하고자 한다. 본 연구의 결과는 배출식 가습 소자 설계의 문제점 해소에 도움이 될 것이다.

## 2. 가습 소자 시료

본 연구에서는 Kim[7]이 사용한 두 종류의 시료 (cellulose/PET 및 Glasdek)에 대하여 시험을 수행하였다. Cellulose/PET 시료는 Fig. 1에 나타나 있듯이 절곡 깊이가 5 mm인 수평 공기 채널이 절곡 깊이가 2 mm인 수직 물 채널과 직각되게 교차로 적층되어 있다. 여기서 물 채널은 공기 채널에 물을 끌고루 공급하여 주는 역할을 한다. 시료의 길이는 100mm이고 소자의 외각크기는 폭 620 mm, 높이 570 mm로 실험 장치가 허용하는 한 최대로 제작되었다. Fig. 5(a)에 원단의 SEM사진을 나타내었는데 20  $\mu\text{m}$ 가량의 굵은 PET에 가는 셀룰로오스 섬유가 서로 얽혀 있음을 보여준다. 여기서 PET는 견고한 지지체 역할을 하여 절곡된 형상을 유지하고 셀룰로오스는 물이 잘 퍼지도록 하는 역할을 한다. 원단의 두께는 180  $\mu\text{m}$ , 밀도는 429  $\text{kg}/\text{m}^3$ 이다. Fig. 2에는 Glasdek 시료가 나타나 있다. Glasdek 형상은 절곡 깊이가 7 mm인 채널이 공기측 유동방향과 15°, 물측 유동방향과 45° 각도로 번갈아 적층되어 있다. 시료의 길이는 100mm이고 소자의 외각크기는 cellulose/PET 소자와 동일하게 폭

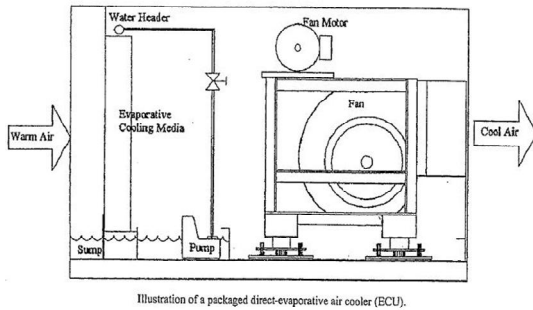


Fig. 3. Humidification test apparatus shown in ASHRAE 133 [10]

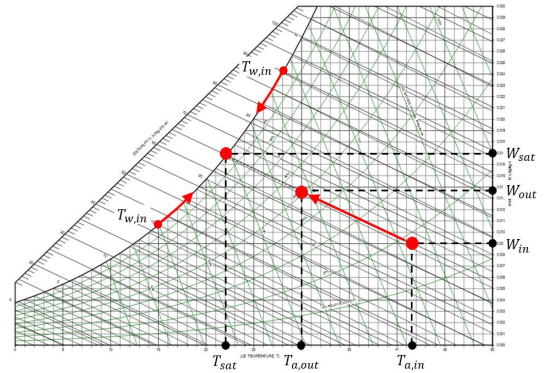


Fig. 4. Schematic diagram showing the air and water property change during humidification

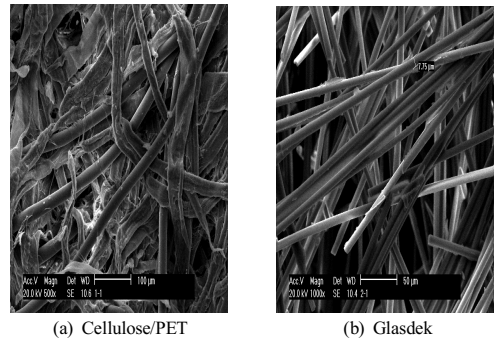


Fig. 5. SEM photos of the raw material

620 mm, 높이 570 mm이다. Fig. 5(b)에 Glasdek의 SEM사진을 나타내었다. Glasdek 시료는 직경 5~7  $\mu\text{m}$ 인 유리섬유가 촘촘히 얽힌 모양을 보여준다. Glasdek 소재의 두께는 400  $\mu\text{m}$ 이고 밀도는 553  $\text{kg}/\text{m}^3$ 이다.

## 3. 실험 장치 및 방법

실험장치는 Kim[7]의 논문에 상세히 나타나 있으므로 여기서는 간략히 서술하였다. 실험장치의 개략도가 Fig. 6에 나타나 있다. 실험장치는 크게 흡입식 풍동, 수순환 회로, 자료획득장치 등으로 구성되고 항온항습 챔버 내에 설치된다. 가습소자는 흡입식 풍동의 입구에 설치된다. 시료의 입출구 온습도는 ASHRAE 규격 41.1에 따라 측정하였다[11]. 시료의 상부로 항온조로부터 일정 온도와 유량의 물이 공급된다. 물의 온도는 정밀도  $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 의 정밀 RTD(Pt-100센서)로써 측정하였고, 유량은 정밀도  $\pm 0.2\%$ 의 질량유량계로 측정하였다. 공기측

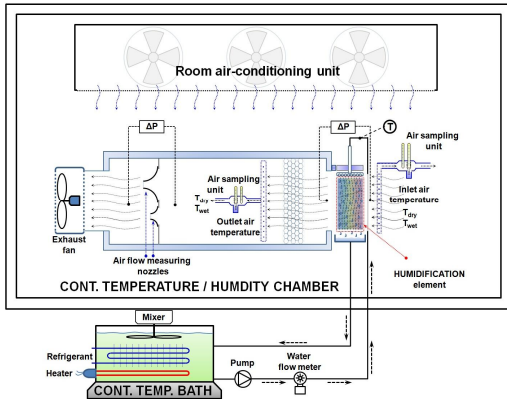


Fig. 6. Experimental apparatus

풍량은 흡입식 풍동 후방에 장착된 노즐을 사용하여 측정하였고 (ASHRAE 규격41.2[12]) 시료의 압력손실은 정밀도 ±0.5 Pa의 차압 트랜스듀서로 측정하였다. 시험은 건물 공조 (35°C DBT, 21°C WBT)와 데이터 센터 (25°C DBT, 15°C WBT) 조건에서 시료 전방풍속을 1.0 m/s에서 4.5 m/s 사이에서 변화시키며 수행하였다. ASHRAE 규격 41.5[13]에 따라 실험오차 해석을 수행하였는데 마찰계수의 오차는 ±5.4%, 물질전달계수 (또는 Sherwood 수)의 오차는 ±12.2%로 나타났다. 실험오차는 전방풍속이 증가할수록 감소하였다.

실험 자료는 다음과 같이 정리된다. 가습소자를 통과한 공기 중의 수분 증가량은 다음과 같다. 여기서  $\dot{m}_w$ 는 수분 전달량 (kg/s),  $\dot{m}_a$ 는 공기 유량 (kg/s)이다.

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a (W_{out} - W_{in}) \quad (2)$$

가습소자 표면으로부터 공기로 전달된 수분량은 다음과 같다. 여기서  $h_D$ 는 물질전달계수 (kg/m<sup>2</sup>s),  $A$ 는 전열면적 (m<sup>2</sup>),  $\Delta W_{lm}$ 은 대수평균습도차이다.

$$\dot{m}_w = h_D A \Delta W_{lm} \quad (3)$$

$$\Delta W_{lm} = \frac{W_{out} - W_{in}}{\ln \left( \frac{W_{sat} - W_{in}}{W_{sat} - W_{out}} \right)} \quad (4)$$

여기서 상기 식 (4)는 소자 표면 온도가 동일한 경우에만 성립된다는 것을 유의할 필요가 있다. 물질 전달계수  $h_D$ 는 아래와 같이 Sherwood 수 (Sh)로 무차원화 된다.

$$Sh = \frac{h_D D_h}{\rho_a k_D} \quad (5)$$

여기서  $D_h$ 는 수력직경 (m),  $\rho_a$ 는 공기의 비열 (kg/m<sup>3</sup>),  $k_D$ 는 확산계수로 공기와 수증기 혼합물의 경우 0.256 cm<sup>2</sup>/s이다[14]. 마찰계수  $f$ 는 다음 식으로 구한다.

$$f = \frac{A_c}{A} \left[ \frac{2\Delta P}{\rho_m V_{max}^2} - (1 + \sigma)^2 \left( \frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1 \right) \right] \quad (6)$$

여기서  $\Delta P$ 는 차압 손실 (Pa),  $\rho_{in}$ 는 입구 공기의 밀도 (kg/m<sup>3</sup>),  $\rho_{out}$ 는 출구 공기의 밀도 (kg/m<sup>3</sup>),  $\rho_m$ 은 입출구 평균 밀도 (kg/m<sup>3</sup>),  $A_c$ 는 가습소자 중심부에서의 유동단면적(m<sup>2</sup>),  $\sigma$ 는 축소계수로 유동단면적을 전방면적으로 나누어 구한다.

#### 4. 수분 전달 해석

Cellulose/PET의 가습소자의 경우 채널 형상이 단순하여 이론해석이 가능하다. 채널 형상은 이등변 삼각형에 가깝고 채널 표면의 절대습도는 공기의 습구온도에 해당하는 포화 절대습도이다. 이는 열과 물질 전달 상사를 적용하면 등은 조건에 해당한다. 본 가습소자와 같이 채널 길이가 짧은 경우는 입구 영역 해석이 중요하다. Shah and London[15]에 따르면 삼각 채널의 유체역학적 입구 영역( $L_{ent}$ )의 길이는 다음 식에서 구할 수 있다.

$$L_{ent} = Re D_h (0.05577 - 5.6695 \times 10^{-4} \alpha + 5.6807 \times 10^{-6} \alpha^2 - 1.1744 \times 10^{-8} \alpha^3) \quad (7)$$

여기서  $Re$ 는 Reynolds 수,  $\alpha$ 는 이등변 삼각형의 꼭지각 (deg)이다. 물질전달 입구 영역의 길이는 유체역학적 입구 영역의 길이에 Schmidt 수 (Sc)를 곱하여 구한다. 채널 전체의 Sherwood 수는 입구영역의 값( $Sh_{ent}$ )과 완전 발달 영역의 값( $Sh_{fd}$ )을 평균하여 구한다[15].

$$Sh = [Sh_{ent} L_{ent} + Sh_{fd} (L - L_{ent})] / L \quad (8)$$

$$Sh_{ent} = 23.868 + 29.274 \ln(x^+) + 15.740 \ln(x^+)^2 + 4.015 \ln(x^+)^3 + 0.5054 \ln(x^+)^4 + 0.02457 \ln(x^+)^5 \quad (9)$$

$$Sh_{fd} = 1.9925 + 0.01725\alpha - 1.6799 \times 10^{-4}\alpha^2 + 2.0742 \times 10^{-7}\alpha^3 \quad (10)$$

여기서  $x^+$ 는 무차원 입구 길이(= $D_h Re Sc/L$ )이다. 삼각형 채널에서의 마찰 계수( $f$ )는 아래 식으로 부터 구한다 [15]. 여기서  $f_{ent}$ 는 입구 영역의 마찰계수이고  $f_{fd}$ 는 완전 발달 영역의 마찰계수이다.

$$f = 4[f_{ent}L_{ent} + f_{fd}(L - L_{ent})]/L \quad (11)$$

$$f_{ent}Re = 24.406 + 16.681\ln(x^+) + 10.526\ln(x^+)^2 + 3.3017\ln(x^+)^3 + 0.4869\ln(x^+)^4 + 0.02844\ln(x^+)^5 \quad (12)$$

$$f_{fd}Re = 12.427 + 0.03382\alpha - 3.6290 \times 10^{-4}\alpha^2 + 8.5682 \times 10^{-7}\alpha^3 \quad (13)$$

### 5. 결과 및 고찰

Glasdek과 cellulose/PET 소자의 흡습 성능은 Kim[16]에 의하여 검토되었다. 그는 아크릴 통에 노란 염색물을 2 cm 높이로 채우고 15 cm 높이의 소자를 담가 물을 흡수하는 정도를 시간에 따라 측정하였다(Fig. 7 참조). 이 그림은 두 소자 모두에서 흡습성이 우수함을 보여준다. 소자 말단까지 물을 흡수하는데 Glasdek 소자의 경우 33분, cellulose/PET 소자의 경우는 22분으로 나타났다. 환편 소자의 젖음성은 육안으로 판단하였는데 두 시료 모두에서 충분히 젖은 상태로 실험이 수행되었다.

가습소자의 성능을 최대로 발휘하기 위해서는 소자가 충분히 젖는 것이 중요하다. 동시에 필요 이상의 물은 낭비되므로 소자를 충분히 적실 수 있는 최소 수량을 공급할 필요가 있다. 물은 소자 상부 5 cm 위치에 설치된 외경 16.0 mm의 PVC 원관 헤더로부터 공급되었다. 균일한 물 공급을 위하여 헤더에는 직경 2.0 mm 구멍이 6 cm 간격으로 가공되었는데 물은 헤더의 중앙 위치에 수직 방향으로 유입되었다. 아울러 소자 상부에는 부직포를 설치하여 물이 소자에 고르게 퍼지도록 하였다. 물이 유출되는 구멍의 크기와 간격은 실험을 통하여 구하였다. Fig. 8에 본 연구에 사용된 직경 2.0 mm 구멍이 6 cm 간격으로 가공된 헤더에서 공급 유량에 따른 유량 분포를 나타내었다. 물은 헤더의 중앙(4번과 5번 구멍 사이)으로 공급되었고 각 구멍에서의 유량은 구멍 아래

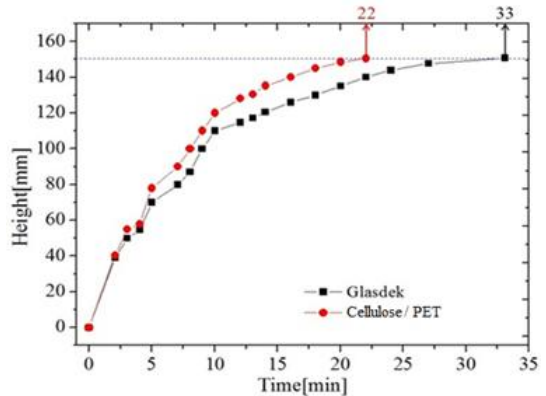
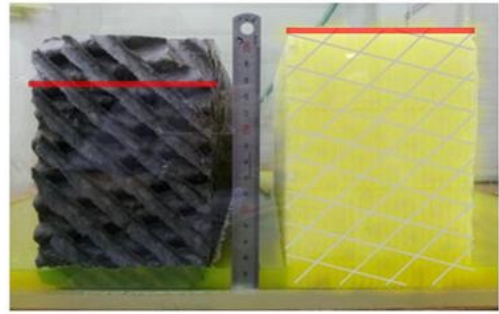


Fig. 7. A photo and a graph showing the absorption performance of humidifying elements[16]

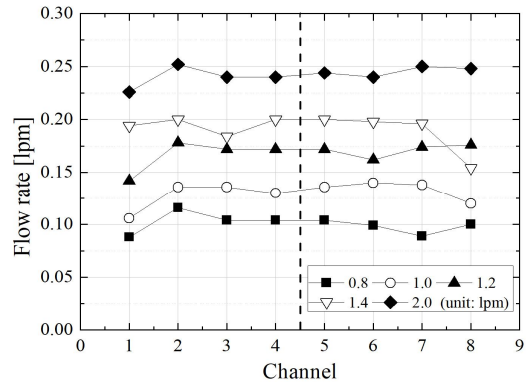


Fig. 8. Flow distribution at the header pipe

에 메스 실린더를 놓고 1분 동안 누적 계측하였다. 공급 유량은 0.8 lpm (liter per minute)에서 2.0 lpm 사이에서 변화되었는데 Fig. 8은 모든 유량에서 유량 분포가 최외각의 두 구멍(1번과 8번)을 제외하고는 균일함을 보여준다. 최외각 구멍에서는 유량이 다른 구멍에 비하여 대체로 감소하였는데 이는 헤더 말단의 벽면에 의한 영향으로 판단된다.

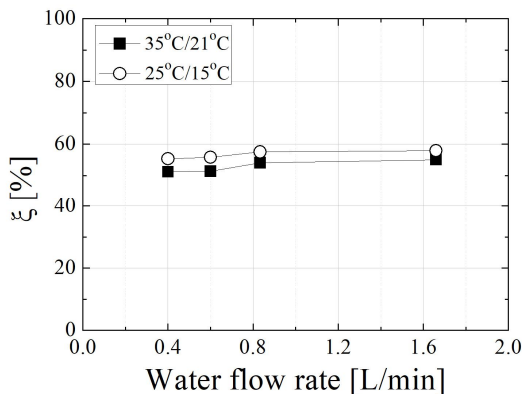
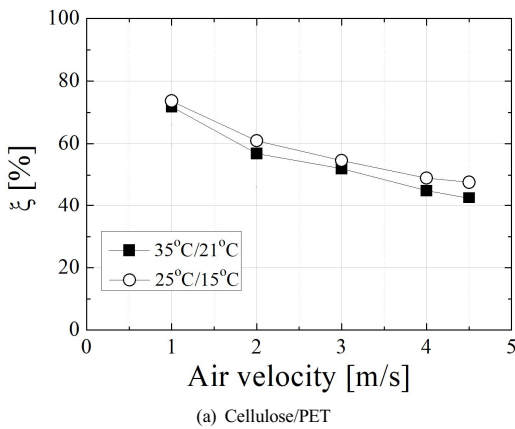
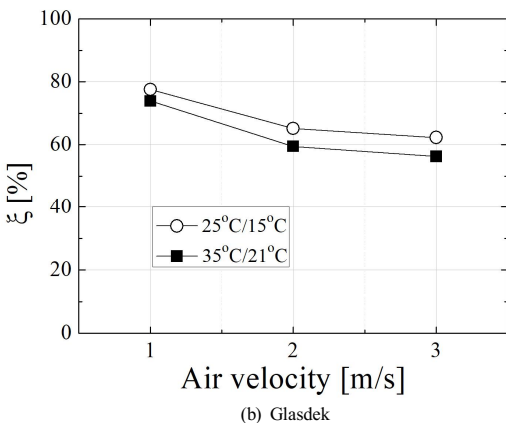


Fig. 9. Humidification efficiencies as a function of water flow rate (frontal air velocity: 2.0 m/s)



(a) Cellulose/PET



(b) Glasdek

Fig. 10. Humidification efficiencies as a function of frontal velocity

Fig. 9에 cellulose/PET 소자에서 공급 수량 변화에 따른 가습 효율을 나타내었다. 이 때 전방 풍속은 2.0

m/s, 공급수의 온도는 10°C이었다. 건물 공조 (35°C DBT, 21°C WBT)와 데이터 센터 (25°C DBT, 15°C WBT) 조건 모두에서 0.8 lpm 이상이면 효율이 일정하게 나타남을 보여준다. 또한 육안으로도 0.8 lpm 이상에서는 가습소자가 충분히 젖는 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 10(a)에 cellulose/PET 소자에서 전방 풍속을 1.0 m/s에서 4.5 m/s로 변화시키며 측정한 가습 효율은 나타내었다. 가습 효율은 풍속이 증가할수록 감소하는 경향을 보이는데 이는 풍속이 증가할수록 공기와 소자가 접촉할 수 있는 시간이 감소하기 때문이다. 한편 가습 효율은 외기 조건에 따라 달라짐을 보인다. 데이터 센터 (25°C DBT, 15°C WBT) 조건에서 건물 공조 (35°C DBT, 21°C WBT) 조건보다 2.5%에서 12% 크게 나타났고 그 차이는 풍속이 커질수록 증가한다.

Fig. 10(b)에 동일한 조건에서 Glasdek 소자에 대해 실험한 결과를 나타내었다. Glasdek 소자의 경우 실험 장치의 한계로 인하여 전방 풍속을 1.0 m/s에서 3.0 m/s 사이에서 실험을 수행하였다. 데이터 센터 (25°C DBT, 15°C WBT) 조건에서 건물 공조 (35°C DBT, 21°C WBT) 조건보다 5.0%에서 11% 크게 나타났다. 본 연구의 데이터 센터 (25°C DBT, 15°C WBT) 조건을 살펴보면 입구 공기의 절대 습도는 0.00686 kg/kg<sub>air</sub>이고 10°C 물의 포화 절대 습도는 0.00762 kg/kg<sub>air</sub>이다. 따라서 입구 영역에서 물의 포화 절대 습도가 공기의 절대 습도보다 크므로 공기 방향으로 수분 전달(공기 가습)이 일어나게 된다. 건물 공조 (35°C DBT, 21°C WBT) 조건에서는 입구 공기의 절대 습도는 0.00936kg/kg<sub>air</sub>이다. 이 값은 10°C 물의 포화 절대 습도 0.00762 kg/kg<sub>air</sub>보다 크므로 입구 영역에서 공기에서 물로 수분 전달(공기 제습)이 일어난다. 따라서 데이터 센터(25°C DBT, 15°C WBT) 조건에서 건물 공조 (35°C DBT, 21°C WBT) 조건보다 가습 효율이 크게 나타났다. 현재 공칭 가습 효율은 순환식인 ASHRAE 133 [10]에 따라 측정된다. 순환식의 경우 물의 유입 온도는 유입 공기의 습구온도( $W_{sat}$ )와 같게 된다. 배출식에서는 유입된 물이 소자표면을 흐르면서 공기와의 열 및 수분교환으로 인하여 온도가 연속적으로 변하는데 소자가 충분히 크다면 종국에는 습구 온도에 이를 것이다 (Fig. 4 참조). 따라서 순환식 가습 효율과 배출식 가습효율에는 차이가 발생하게 된다. Fig. 11에는 두 소자의 차이를 나타내었다. 온도 조건에 따른 차이의 차이는 무시할 만 한 것으로 나타났다.

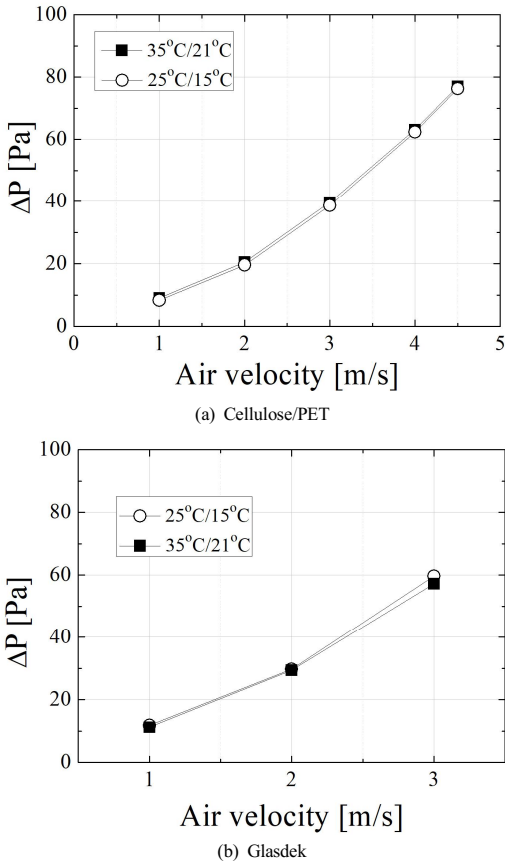


Fig. 11. Pressure drops as a function of frontal air velocity

상기 사항을 좀 더 확인하기 위하여 건물 공조 (35°C DBT, 21°C WBT) 조건에서 공급수 온도를 10°C, 15°C, 21°C 로 바꾸어 가며 가습 실험을 수행하고 그 결과를 Fig. 12에 나타내었다. 참고로 공급수 온도 21°C는 공기의 습구 온도와 동일한 온도이다. Fig. 12는 공급수 온도가 올라 갈수록 가습 효율이 증가함을 보여준다. Cellulose/PET 소자의 경우 전방 풍속 4.5 m/s에서 공급수 온도 21°C, 15°C의 가습 효율은 10°C의 값 보다 3.7%, 8.1% 크다. Glasdek 소자의 경우는 전방 풍속 3.0 m/s에서 공급수 온도 21°C, 15°C의 가습 효율은 10°C의 값 보다 10%, 18% 크다. 따라서 가습 소자의 성능을 적절히 예측하기 위해서는 액막 온도가 공급수 온도에서 습구 온도로 변화하는 입구 영역의 해석이 필수적임을 알 수 있다. 입구 영역의 해석에는 소자의 형상, 공기 건 습구 온도, 풍속, 물 유량 등을 고려한 미시 해석이 수행되어야 할 것이다.

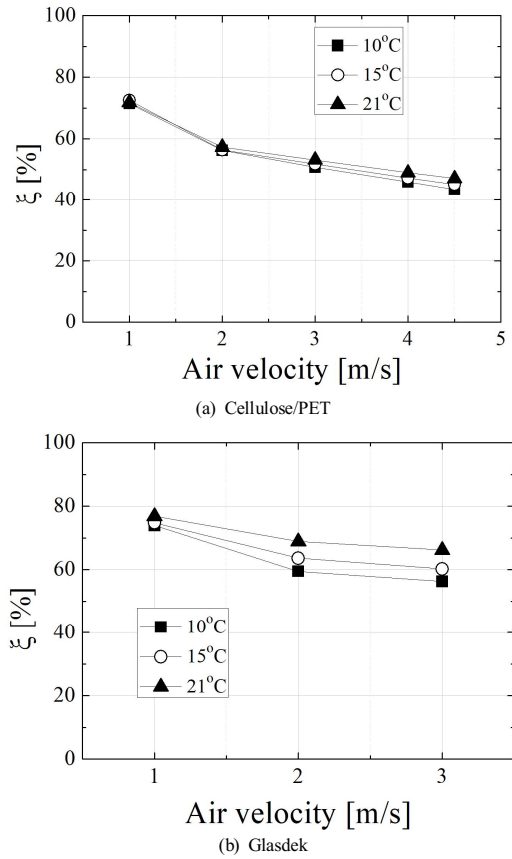


Fig. 12. Humidification efficiencies at different inlet water temperatures

Fig. 13에 cellulose/PET 소자에 대해 4절의 수분 전달 해석을 통하여 예측된 Sh수와 f를 실험치와 비교하였다. 여기서 실험치는 해석 절차와 동일한 조건인(전체 표면을 공기의 습구온도로 가정함) 건물 공조 (35°C DBT, 21°C WBT) 조건, 물 온도 21°C 데이터를 사용하였다. Fig. 13은 해석 결과가 실험 Sh수를 적절히 예측함(낮은 Re에서는 18% 과대 예측하고 높은 Re에서는 4% 과소 예측함)을 보여준다. 마찰계수의 경우 대체로 과대 예측함(낮은 Re에서는 26%, 높은 Re에서는 6% 과대 예측함)을 보여주는데 Re수가 증가할수록 오차는 줄어든다. 본 해석에서는 채널의 형상을 이등변 삼각형으로 가정하였는데 실제 채널은 둥근 꼭지각을 가지고 있다. 둥근 모서리는 마찰계수를 감소시킨다[15]. 또한 실제 표면에서는 액막이 존재한다. 액막의 존재는 마찰계수를 증가시킬 것으로 예상된다. 이러한 이유들로 예측치와 실험치의 차이가 나는 것으로 판단된다.

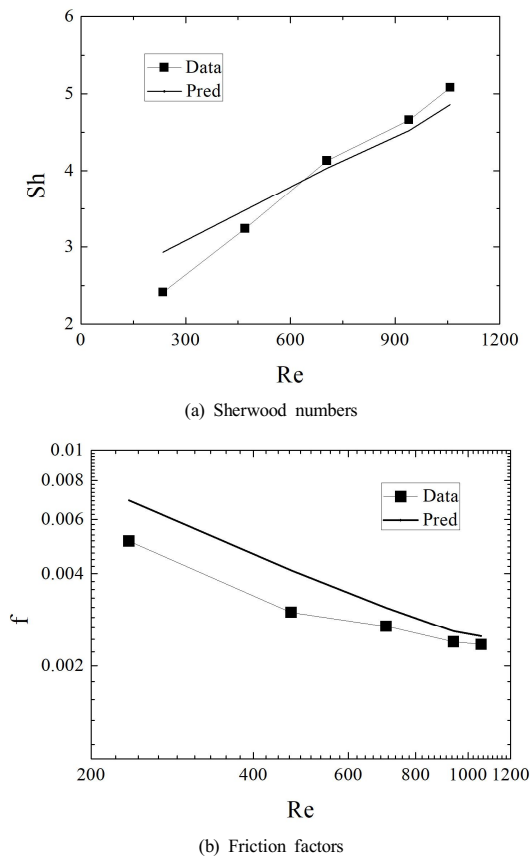


Fig. 13. Sherwood numbers (Cellulose/PET) and friction factors predicted by the model

## 5. 결론

기화식 가습기 설계시 가습 효율은 공기 조건 및 물 온도와 관계없이 동일하게 적용된다. 본 연구에서는 일반 건물과 데이터 센터의 설계 온습도 조건에서 일련의 실험을 수행하고 상기 적용이 적절한지를 판단하였다. 실험에 사용된 소자는 cellulose/PET와 Glasdek 두 종류이다. 가습 소자는 길이 100mm, 폭 620 mm, 높이 570 mm로 실험 장치가 허용하는 한 최대 크기로 제작되었고 실험은 전방 풍속 1.0 m/s에서 4.5 m/s 사이에서 (Glasdek은 1.0 m/s에서 3.0 m/s에서) 수행되었다. 주된 결론은 다음과 같다.

- (1) 가습 효율은 공기 조건에 따라 차이가 났다. 데이터 센터 (25°C DBT, 15°C WBT) 조건에서 건물 공조 (35°C DBT, 21°C WBT) 조건보다 크게 나

타났는데 그 이유는 입구 영역에서 수분 전달 성능의 차이 때문이다. 심지어 건물 공조 조건에서는 입구 영역에서 제습이 일어난다.

- (2) 별도의 건물 공조 조건 실험을 통하여 공급수 온도가 공기의 습구온도에 근접할수록 가습 효율이 증가함을 확인하였다. 따라서 가습 소자의 성능을 적절히 예측하기 위해서는 입구 영역에 대한 해석 모델이 포함되어야 한다.
- (3) Cellulose/PET 소자의 경우 본 연구의 해석 모델은 Sh수는 적절히 예측하나 마찰계수는 과대 예측한다. 본 해석에서는 채널의 형상을 이등변 삼각형으로 가정하였는데 실제 형상과 차이가 나고 실험시 존재하는 액막 등이 예측치와 실험치의 차이를 유발한 것으로 판단된다.

## References

- [1] H. K. Kim, T. I. Ohm, H. K. Yoon and K. Y. Bang, "Numerical Study on the Humidification Efficiency on Humidifying Module Shapes of the Evaporative Humidifier," *Korea J. Air-Cond. Ref. Eng.*, Vol. 25, No.1, pp. 42-47, 2014.
- [2] M. Barzegar, M. Layeghi, G. Ebrahimi, Y. Hameh and M. Khorasani, "Experimental Evaluation of the Performance of Cellulosic Pad Made of Kraft and NSCC Corrugated Papers as Evaporative Media," *Energy Conversion and Management*, Vol. 54, pp. 24-29, 2012.
- [3] J. K. Jain and D. A. Hindoliya, "Experimental Performance of New Evaporative Cooling Pad Materials," *Sustainable Cities and Society*, Vol. 1, pp. 252-256, 2011.
- [4] C. M. Liao, S. Singh and T. S. Wang, "Characterizing the Performance of Alternative Evaporative Cooling Media in Thermal Environmental Control Application," *J. Envir. Sci. Health*, Vol. 33, No. 7, pp.1391-1417, 1998.
- [5] Liao, C. M. and Chiu, K. H., 2002, Wind tunnel modeling the system performance of alternative cooling pads in Taiwan region," *BUILD. Environ.* Vol. 37, No. 2, pp. 77-87.
- [6] <https://www.munters.com/ko/munters/products/coolers-humidifiers/glasdek/>
- [7] N.-H. Kim, "A Performance Analysis and Experiments on Plastic Film/Paper Humidifying Elements Consisting of Horizontal Air Channels and Vertical Water Channels," *KSME Trans.(B)*, Vol. 40, pp. 55-63, 2016.
- [8] A. Franco, D. L. Valera, A. Pena and A. M. Perez, "Aerodynamic Analysis and CFD Simulation of Several Cellulose Evaporative Cooling Pads Used in Mediterranean Greenhouses," *Computers and Electronics in Agriculture*, Vol. 76, pp. 218-230, 2011.



- [9] A. Malli, H. R. Seyf, M. Layeghi, S. Sharifian and H. Behravesht, "Investigating the Performance of Cellulosic Cooling Pads," *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, pp. 2598-2603, 2011.
- [10] ASHRAE Standard 133, Method of Testing Direct Evaporative Air Coolers, ASHRAE, 2001.
- [11] ASHRAE Standard 41.1, Standard Method for Temperature Measurement, ASHRAE, 1986.
- [12] ASHRAE Standard 41.2, Standard Method for Laboratory Air-Flow Measurement, ASHRAE, 1986.
- [13] ASHRAE Standard 41.5, Standard Measurement Guide, Engineering Analysis of Experimental Data, ASHRAE, 1986.
- [14] J. P. Holman, Heat Transfer, 10th Ed., McGraw-Hill Pub, 2010.
- [15] R. K. Shah and A. L. London, Laminar Flow Forced Convection in a Duct, Academic Pub., 1978
- [16] N.-H. Kim, "Performance of Humidifying Elements Made of Cellulose and PET Composite," *J. Korea Academia-Industrial Cooperation Society*, Vol. 16, No. 6, pp. 1658-1663, 2015.

---

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