

기화식 가습기에서 가습모듈 형상에 따른 가습효율의 수치해석 연구

Numerical Study on the Humidification Efficiency of Humidifying Module Shapes of the Evaporative Humidifier

김현경(H. K. Kim)¹, 엄태인(T. I. Ohm)^{1*}, 문승현(S. H. Moon)², 윤형기(H. K. Yoon)²,
 방기영(K. Y. Bang)³

¹한밭대학교 환경공학과¹, 한국에너지기술연구원², 에이에이치테크³

¹Department of Environmental Engineering, Hanbat National University, Daejeon 305-719, Republic of Korea

²Korea Institute of Energy Research, Daejeon 305-343, Republic of Korea

³AHTech, Seoul 152-050, Republic of Korea

(Received September 11, 2013; revision received November 6, 2013; Accepted: November 15, 2013)

Abstract Adequate relative humidity is needed in the common living space, for human health, and industrial space, for maintenance and efficiency. Evaporative humidifier systems generally have slow response tendencies of air loads, but relatively low initial investment and maintenance costs. Humidification efficiency in the evaporative humidifier is dependent mostly on the shapes and arrays of humidifying modules. So, we tried to apply the computational fluid dynamics to the evaporative humidifier systems, and studied the humidification efficiency of evaporative humidifiers, through the outlet air conditions..

Key words Evaporative humidifier(기화식 가습기), Eulerian wall films(오일러리안 격막), Relative humidity (상대습도), Phase change(상변화), Humidifying modules(가습모듈), Water film(수막), Computational fluid dynamics(전산유체역학)

* Corresponding author, E-mail: tiohml@hanbat.ac.kr

기호설명

D : mass diffusivity [m^2/s]
 \vec{g} : gravitational acceleration [m/s^2]
 h : film height [m]
 M : molecular weight [kg]
 m : mass [kg]
 P : pressure [Pa]
 q : heat flux [W/m^2]
 T : temperature [K]
 t : time [s]
 \vec{V} : velocity vector [m/s]
 y : mass fraction

τ : shear stress [Pa]

하첨자

con : condensation
 f : film
 i : water vapor
 l : liquid
 $phase$: phase change
 s : surface
 sat : saturation
 vap : vaporization
 w : wall

그리스 문자

δ : cell-center to wall distance
 ν : kinematic viscosity [cP]
 ρ : density [kg/m^3]
 σ : surface tension [kg/m]

1. 서 론

실내의 공기환경을 결정하는 가장 주된 인자는 온도와 습도이다. 지금까지 온도에 관련한 냉·난방에 대해서는 많은 연구가 이루어졌고, 설비 또한 다양하여

제어가 잘 이루어지고 있는 반면 습도의 제어는 상대적으로 취약한 편이다. 예를 들어, 외기가 저온 건조한 겨울철의 경우 실내에서 쾌적 조건은 온도 17~28℃, 상대습도 40~70%인데, 온도 조건은 대체로 충족시키나 습도는 이를 만족시키기가 쉽지 않다. 건조한 상태에서는 재실자의 호흡기 질환, 피부 질환뿐만 아니라 인플루엔자의 생존율이 급증하여 이와 관련된 질병의 발생률도 급증하게 된다. 또한 전산실, 반도체, 제약, 농산물 보존 설비 등 다양한 산업현장에서 습도는 반드시 세밀하게 제어되어야 할 요인 중의 하나이다.^(1,2)

일반적으로 공조용 가습기 방식에는 크게 스팀식, 분무식, 기화식이 이용되고 있다. 이 중 기화식 가습기는 부하에 따른 반응이 다소 느린 경향이 있으나 스팀 설비가 필요 없어 상대적으로 초기투자비용과 유지비가 저렴하고 에너지 사용 측면에서도 유리하다. 게다가 가습에 사용되는 섬유상의 소재가 오염물질을 제거하는 필터와 같은 기능도 가져, 클린룸과 같이 공기청정도가 필요한 건물에 많이 적용되고 있다.⁽³⁾

기화식 가습기에서는 주로 상부에서 하부로 물을 공급하여, 설치된 얇은 가습모듈을 적셔, 이 모듈을 흐르는 주변 공기와 열전달, 물질 전달을 통하여 가습이 이루어지는 시스템으로 구성되어 있다. 따라서 가습모듈의 재질, 형태, 배열 방법은 출구 공기의 온도, 습도 뿐만 아니라 압력손실의 변수가 된다. 결과적으로 판의 형상과 배열이 가습효율과 경제성을 좌우하는 중요한 인자라고 할 수 있다.

가습모듈의 형상과 배열간격에 따른 가습효율을 계산하기 위해서는 모듈 사이를 흐르는 공기유동과 함께 물이 공급되어 가습모듈 표면에 형성되는 수막과 가습모듈 사이를 흐르는 공기 유동의 경계에서 발생하는 물질전달, 열전달 계산이 필수적이다. 이러한 얇은 막에서의 현상을 연구한 논문은 다수가 있으나, 이는 대부분 연료전지나 내연기관을 대상으로 한 것이고, 이를 직접적으로 기화식 가습기에 적용한 예는 거의 발견할 수 없었다.^(4~8)

본 논문은 상용프로그램 Fluent 14.5버전의 Eulerian Wall Films(EWF) 모델을 사용하였는데, 이 모델은 벽면위에 형성되는 액체 박막의 생성과 유동을 예측하기 위한 모델이다.

2. 수치해석 방법

기화식 가습 시스템에서의 유동은 물이 공급되는 모듈 사이를 가습이 발생할 수 있는 비교적 느린 속도로 공기를 통과시켜야하기 때문에 기본적인 유동은 층류이다.

격자는 정렬 격자계를 사용하였고, 모듈이 평면인 경우는 육면체 격자를, 곡면인 경우는 사면체 격자를 사용

하였고, 격자 개수는 대략 20만개 정도로 하였다.

EWF 모델은 일반적인 검사체적에 기초한 지배방정식으로 유입공기의 유동을 계산하고, 모듈 표면에 형성되는 수막은 모듈 경계의 표면에 sub-grid를 두어 별도로 계산한 후, 공기의 유동 계산에 경계조건으로 사용되는 형식으로 연계되어져 있다. EWF 모델에서 수막에 적용되는 지배방정식은 아래와 같다.⁽⁹⁾

① 질량

$$\frac{\partial h}{\partial t} + \nabla_s \cdot [h \vec{V}_l] = \frac{\dot{m}_s}{\rho_l} \quad (1)$$

여기서 ∇_s : surface gradient operator

\vec{V}_l : mean film velocity

\dot{m}_s : mass source per unit wall area due to phase change

② 운동량

$$\frac{\partial h \vec{V}_l}{\partial t} + \nabla_s \cdot (h \vec{V}_l \vec{V}_l) = - \frac{h \nabla_s P_L}{\rho_l} + (\vec{g}_\tau)h + \frac{3}{2\rho_l} \vec{\tau} f_s - \frac{3v_l}{h} \vec{V} \quad (2)$$

여기서 $P_L = P_{gas} + P_h + P_\sigma$

$P_h = -\rho h (\vec{n} \cdot \vec{g})$

$P_\sigma = -\sigma \nabla_s \cdot (\nabla_s h)$

③ 에너지

$$\begin{aligned} & \frac{\partial (h T_f)}{\partial t} + \nabla_s \cdot (\vec{V}_l h T_f) \\ &= \frac{1}{\rho C_p} \left\{ k_f \left[\frac{T_s - T_f}{h/2} - \frac{T_f - T_w}{h/2} \right] + \dot{m}_{vap} L(T_s) \right\} \\ &= \frac{1}{\rho C_p} \left\{ 2k_f \left[\frac{T_s + T_w}{h} - \frac{2T_f}{h} \right] + \dot{m}_{vap} L(T_s) \right\} \quad (3) \end{aligned}$$

여기서 \dot{m}_{vap} : mass vaporization or condensation rate

L : latent heat associated with the phase change

④ 상변화(phase change)

$$\dot{m}_{phase} = \frac{(\rho D / \delta)}{\rho D / \delta + C_{phase}} C_{phase} (y_{sat} - y_i) \quad (4)$$

여기서 \dot{m}_{phase} : rate of phase change [kg/m²·s]

ρ : density of the gas mixture

C_{phase} : phase change constant

y_i : cell-center mass fraction of water vapor
 P : absolute pressure of the gas mixture
 y_{sat} : saturation cell-center mass fraction of the water vapor

$$y_{sat} = \frac{P_{sat}(T)}{P} \frac{M_i}{M} \quad (5)$$

P_{sat} : saturation water vapor pressure of T

$$\log_{10} P_{sat} = 2.1794 + 0.02953(T - 273.17) - 9.1837 \times 10^{-5}(T - 273.17)^2 + 1.4454 \times 10^{-7}(T - 273.17)^3 \quad (6)^{(10)}$$

출구에서의 상대습도는 계산된 온도에 해당하는 포화수증기압에 대한 비율로 나타낸다.⁽¹¹⁾

$$RH(\%) = P/P_s \times 100 \quad (7)$$

3. 모델 검증

기화식 가습기에 대한 유동해석을 EWF 모델을 적용하는데 있어, 앞에서 언급한 바와 같이, 구체적인 적용 사례를 찾지 못해 이에 대한 검증과정이 필요하였다. 이에 대한 검증방법으로는 간단한 형상의 가습모듈 사이를 흐르는 입구 공기 조건을 변화시킨 후 출구 공기의 상태를 통해 가습량을 계산하여 물리적으로 타당한 경향성을 나타내는지 검토하였다.

검토 변수로는 유입공기의 속도, 상대 습도, 온도와 가습모듈에 공급되는 물의 온도다. 이때 모듈의 형상은 가로, 세로 각각 1 m 인 정사각형으로 10 mm 떨어진 가습모듈 사이로 유입 공기가 흐르도록 하였다. 검토 시 표준조건으로는 유입공기는 30°C, RH 50%, 2 m/s 로, 가습모듈에서는 20°C 물이 0.1 kg/m²·sec 속도 공급된다. 0.1 kg/m²·sec 이상에서는 물 공급량에 상관없이, 모듈 표면에 대략 0.3 mm 두께의 수막이 형성되는데 이것은 모듈에서 물 공급량 자체는 가습량에 거의 영

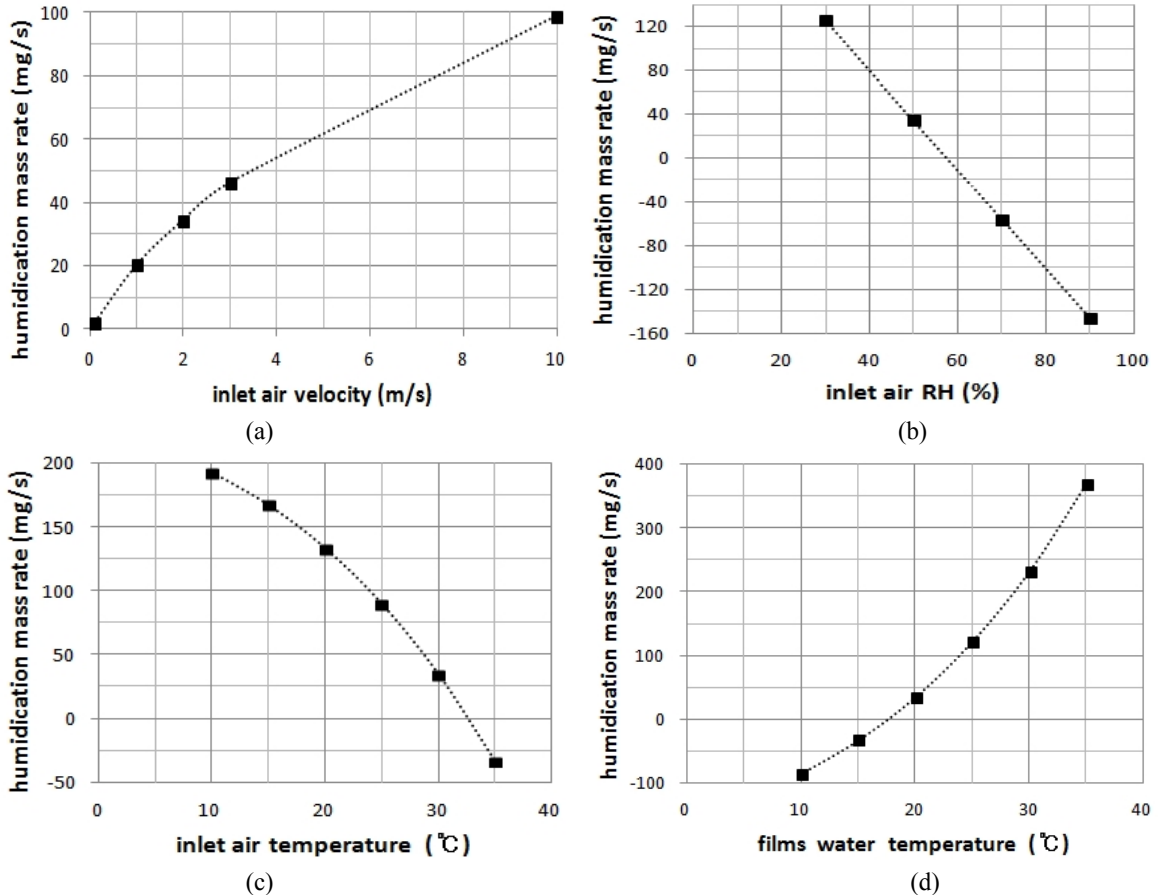


Fig. 1 Humidified mass rate variations; (a) inlet air velocity, (b) inlet RH, (c) inlet air temperature and (d) films water temperature (standard condition : 30°C, RH 50%, 2 m/s air, 20°C, 0.1 kg/m²·sec water).

향을 미치지 않고, 모듈을 적실 수 있는 적당량의 물을 공급하는 것이 비용이나 유지 측면에서 유익할 것으로 예측된다.

Fig. 1 (a)는 유입 공기의 속도를 변화시킨 결과인데, 유입공기 양이 증가할수록 가습량은 증가하고, 그 기울기가 점차 완만해진다. (b)는 유입공기의 상대습도가 낮을수록 가습량이 증가하며, 높아질 경우 공기 온도가 노점 이하로 낮아져 오히려 가습이 아닌 응결이 발생하는 것으로 보인다. (c)는 RH 50%의 유입공기가 공급되는 물의 온도보다 낮게 되면 모듈 사이를 흐르는 동안 공기 온도가 높아져 이에 해당하는 포화수증기압도 높아져 가습량이 증가하게 된다. 반면 물의 온도보다 높은 온도의 RH 50%의 공기가 공급되면 모듈 사이를 흐르는 동안 공기 온도가 낮아져 함유할 수 있는 수증기량도 감소하여 오히려 응결이 발생하기도 한다. (d)는 공급되는 물의 온도가 높을수록 가습량이 증가하는데, 이는 물의 온도가 공기 온도를 상승시켜 포화수증기량이 커지는 물리적인 현상을 잘 반영하고 있다.

검토 결과 EWF 모델이 모듈에 일정한 양의 물을 공급하여 수막을 형성시키고, 수막 사이를 통과하는 공기와의 물질전달, 열전달에 동반되는 복잡한 상변화 결과가 물리적으로 타당한 경향성을 보였다. 따라서 기화식 가습기에서 효율적인 가습모듈의 형상과 배열을 예측하는데 EWF 모델을 적용시키는데 무리가 없는 것으로 판단하였다.

4. 결과 및 고찰

기화식 가습기에서는 주로 공기와 수막의 접촉면적과 가습량이 비례한다고 할 수 있는데, 이 때 접촉면적 즉 가습모듈의 형상과 배열방법에 의해 같은 면적에서도 가습 효율과 시스템 용적이 달라질 수 있다. 결국 최소의 접촉면적과 용적으로 최대 가습효율을 도출하는 것이 본 연구의 궁극적인 목표이다.

우선 가습모듈의 형상을 다섯 가지로 고려하였는데 (Fig. 2), 이 형상들은 가습모듈의 면적이 같거나, 동일한 간격을 유지하는 배열로서 서로 비교대상이 되도록 설정하였다. 실제 형상은 이러한 모듈들이 연속되는 형상이나 계산상 편의를 위하여 하나의 채널만 선택하여 계산하였다. 이 형상에 대한 정확한 수치와 가습기 출구에서의 공기상태는 Table 1에 나타내었다.

(a), (b), (c) 형상의 가습모듈은 같은 면적, 같은 용적이지만 간격은 6.6 mm, 5~15 mm, 10 mm인데, 이 때 출구의 공기 상태로 보았을 때 (a) 형상이 가장 가습 효율이 우수하고, 이로서 모듈의 간격이 좁을수록 가습 효율이 향상됨을 알 수 있다.

(a), (d), (e) 형상은 간격은 모두 동일한 6.6 mm이지만 (a)와 (d)는 가습모듈의 면적이 동일하지만 (d)는 용적이 작고, (e)는 중간에 모듈을 추가하여 모듈 면적이 더 넓다. 이 중에서 격자 형상의 (e)가 가장 높은 가습 효율을 나타내었다.

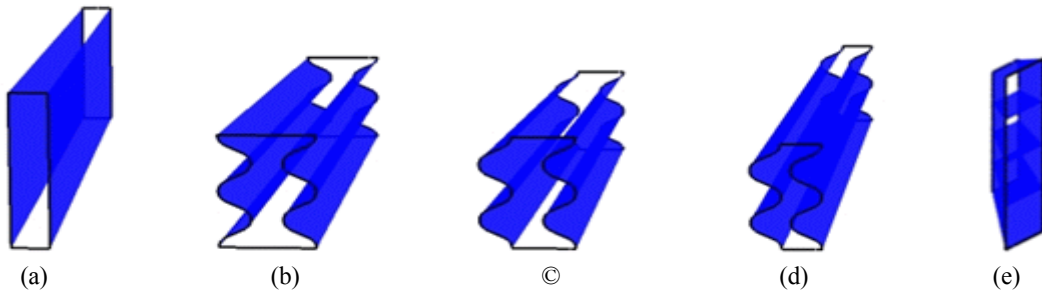
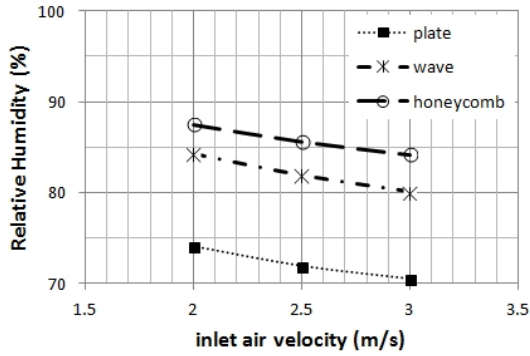


Fig. 2 Humidifying modules of evaporative humidifier (a) plate, (b) wave(symmetry), (c) wave(distance : 10 mm), (d) wave(distance : 6 mm) and (e) grid.

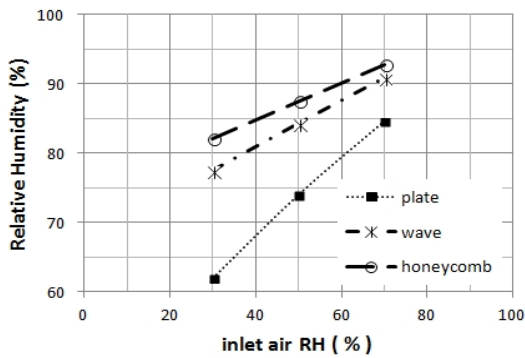
Table 1 Humidifying modules geometry and humidifier outlet air temperature and relative humidity (inlet air : 30°C, RH 50%, 2 m/s, film water : 20°C, 0.1 kg/m²·sec)

			(a)	(b)	(c)	(d)	(e)
Geometry	height(H)	mm	30.43	20	20	20	30.43
	depth(L)	mm	130	130	130	130	130
	distance(W)	mm	6.6	5~15	10	6.6	6.6
	films area(A)	mm ²	7912	7912	7912	7912	10486
	volume(V)	mm ³	25990	26000	26000	17160	22611
Outlet air	Temperature	°C	24.8	25.0	24.9	23.9	22.45
	RH	%	72.8	71.5	71.9	78.8	86.6

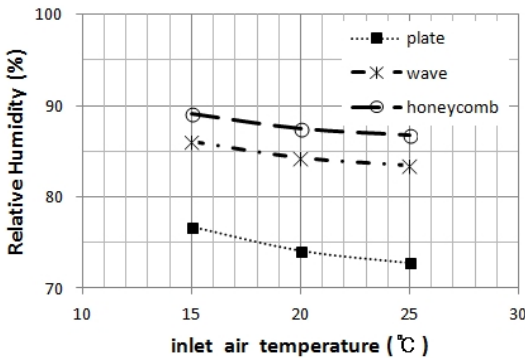
Fig. 3에서는 비교적 가습효율이 높게 나타난 (a), (d), (e) 형상을 가지고 유입공기의 속도 즉 유량, 상대습도, 온도를 변화시켜서 출구에서의 공기상태를 예측하여 보았다. 같은 조건의 공기가 유입될 때 모든 변수에 대해 출구에서의 상대습도는 평판일 때 가장 낮고 격자일 때 가장 높게 예측되었다. 이는 격자형인 경우 접촉하는 수막의 면적이 상대적으로 넓기 때문인 것으



(a)



(b)

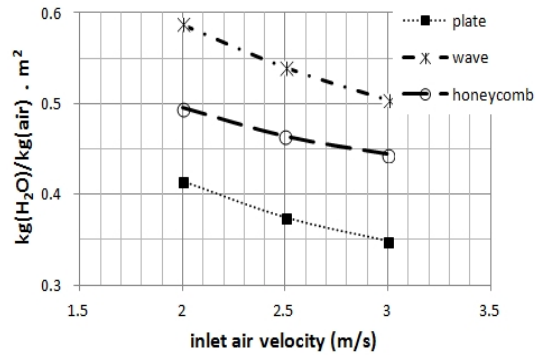


(c)

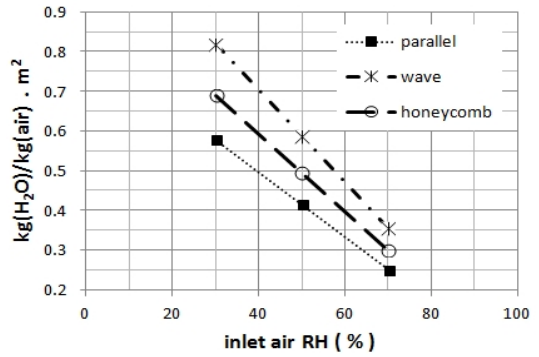
Fig. 3 Relative humidity(%) of outlet air; (a) inlet air velocity, (b) inlet air RH, (c) inlet air temperature (standard conditions : 20°C, RH 50%, 2 m/s air, 20°C water).

로 보인다.

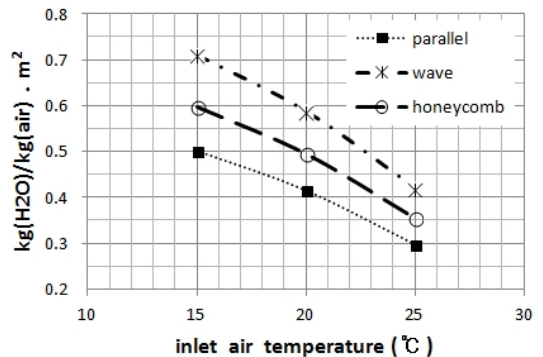
또한 Fig. 4에서는 가습모듈의 형상에 따른 효율을 비교하기 위해 공급되는 공기의 단위질량당, 모듈의 단위면적당 가습량을 계산하여 보았다. 비록 출구공기의 상대습도는 격자일 때 가장 높았으나, 가습모듈의 단위면적당, 공기의 단위질량당 기화되는 수분양은 물



(a)



(b)



(c)

Fig. 4 Evaporative water(kg) per air mass(kg) and film area(m²); (a) inlet air velocity, (b) inlet air RH, (c) inlet air temperature (standard conditions : 20°C, RH 50%, 2 m/s air, 20°C water).

결 형상일 때 많았다. 따라서 Fig. 4의 결과로 보아 평판을 기준으로 했을 때 격자 형상은 25%~15%, 물결 형상은 50%~30% 높게 나타났다. 가습효율은 유입되는 공기의 상태에 따라 변화하는데, 같은 조건의 공기가 같은 유량으로, 같은 면적을 통과한다면 모듈의 형태가 물결 형상일 때 가장 효율적인 유동을 형성하여 출구공기의 상대습도가 가장 높을 것으로 예측된다.

5. 결 론

기화식 가습기에서 최소 용적의 시스템으로 높은 가습 효율을 유지하기 위해서는 수막을 형성하는 가습모듈의 형태와 배열방법이 중요한 인자이다. 이를 미리 예측하고 변수 연구를 위하여 가습모듈 사이를 흐르는 공기 유동해석을 통해 가습기 출구에서의 공기 상태를 계산하여 보았다. 이때 층류의 공기유동과 수막 사이의 열전달, 물질전달과 이 과정에서 발생하는 상변화를 계산하는 것이 필요하다. 이 계산을 위해 EWF 모델을 유입 공기의 조건을 바꾸어가면서 간단한 가습모듈 형상에 적용시켜 계산한 결과, 기화식 가습 시스템의 적용에 무리가 없는 것으로 판단되었다.

20°C, RH 50% 공기를 2 m/s 속도로 가습모듈의 형상을 변화시키면서 계산한 결과, 모듈의 간격이 좁을수록 높은 가습효율을 나타냈다.

6 mm 동일한 간격을 가진 평판형, 물결형, 격자형 형상으로 유입공기의 조건을 변화시키면서 계산한 결과, 출구 공기의 상대습도는 격자형이 가장 높았고, 모듈의 단위면적당 유입공기의 단위 질량당 가습효율은 물결형일때 다소 높게 계산되었다.

본 계산 결과에서는 출구공기의 상대습도가 모두 70% 이상을 유지하고 있어 충분한 효율을 보이고 있으나, 실제 가습 효율은 다소 저하될 것으로 예상된다. 물이 가습모듈 표면에서 일정한 플럭스(flux)로 균일하게 공급되는 경계조건이고, 한 개의 채널만 선택해서 계산하였기 때문에 수막이 불균등하게 형성되는 점과, 공기 입구 전체에서 유속이 고르지 못한 점을 반영하지 못하기 때문이다.

본 논문의 계산 결과는 구체적인 값보다, 가습모듈의 형상에 따른 가습효율의 경향성을 찾는 데 의의를 두고자 하며, 상변화계수(C_{phase})와 같은 구체적이고 세밀한 사항들은 향후 구체적인 실험을 통하여 검증되어야 할 부분이다.

Reference

1. Park, S. T., Kim, J. C., Band, Y. S., Lee, T. J., and Wang J. Y., 2007, Evaporative humidifier(Evaporative air cooling humidifier), Proceeding of SAREK Summer Annual Conference(2007-6), SAREK, p. 148.
2. Wetmaster, Products List, Japan, pp. 4-6.
3. Sung, M. K., Kato Shinsuke, and Kim, M. S., 2011, Sterilization of evaporative humidifier in air handling unit for cleanroom using ultraviolet irradiation, Proceedings of the KIAEBS 2011 Autumn Annual Conference, KIAEBS, pp. 41-44.
4. Yu, S., Kim, H., Lee, Y., Lee, S., Choi, W., and Ahn, K., 2008, A model of membrane humidifier for the residential power generation fuel cell, Proceeding of the KSME 2008 Thermal and Fluid Engineering Divisions Spring Annual Meeting, KSME, pp. 93-96.
5. Lee, K.-B., 1992, Heat and mass transfer between hot waste gas and cold water in a direct contact heat exchanger, Transaction of KSME B, Vol. 16, No. 6, pp. 1171-1178.
6. Ko, G. H., Son, S. Y., Ro, K. C., and Ryou, H. S., 2009, Numerical study on the liquid film formation and heat transfer of the impinging sprays on the hot surface, Proceeding of KSME 2009 Autumn Annual Meeting(2009. 11), pp. 1772-1777.
7. Bae, H., Ahn, K. Y., Lee, Y. D., Kang, S. K., and Yu, S., 2011, Basic analysis of heat and mass transfer characteristics of tubular membrane humidifier for proton exchange membrane fuel cell, Transaction of KSME B, Vol. 35, No. 5, pp. 473-480.
8. Kim, H. J., Ro, K. C., Ryou, H. S., and Hur, N., 2008, Development of a general purpose thermo/fluid flow analysis program NUFLEX with wall impingement and heat transfer analysis model of liquid film, Journal of KSCFE, Vol. 13, No. 2, pp. 68-72.
9. ANSYS Inc., 2012, Theory Guide, pp. 589-602.
10. Springer, T. E., Zawodzinski, T. A., and Gottesfeld, S. 1991, Polymer Electrolyte Fuel Cell Model, J. Electrochemical Soc, Vol. 138, No. 8, pp. 2334-2341.
11. Kumar, A., 2008, Use of Air Side Economizer for Data Center Thermal Management, Georgia Institute of Technology, p. 46.