

가정용 로터식 가습 소자의 가습 성능 최적화

김내현
인천대학교 기계공학과

Optimization for the Humidification Performance of a Residential Rotor-Type Humidifying Element

Nae-Hyun Kim

Department of Mechanical Engineering, Incheon National University

요약 산업의 발달과 산업구조의 변화로 현대인들이 대부분의 시간을 실내 거주 공간 및 사무실에서 보내고 있음을 고려할 때 쾌적한 실내 공기 환경을 제공하는 것은 매우 중요하다. 실내의 습도제어를 위하여 가습기가 사용된다. 이 중 기화식 가습기는 구조가 간단하고 에너지 소모가 적은 장점이 있다. 가정용 기화식 가습에는 고정식과 로터식의 두 방식이 있다. 본 연구에서는 로터식 가습 소자에 대하여 회전수, 침수 깊이 등의 최적화를 수행하였다. 실험 범위는 유동 면적비 57 ~ 90%, 회전수 0.2 ~ 2.0 rpm, 전방 풍속 0.5 ~ 2.5 m/s이다. 가습량이 최대가 되는 유동 면적비는 70%로 나타났다. 한편 로터의 회전수가 가습량에 미치는 영향은 무시할 만하였다. 하지만 압력손실은 회전수에 따라 증가하였다. 또한 풍속이 증가할수록 가습량과 압력손실은 증가하였다. 본 소자의 경우 시간당 가습량은 0.08 ~ 0.31 kg/hr이다. 또한 실험 결과를 이론 모델의 예측치와 비교하였다.

Abstract A comfortable indoor environment is important considering that many hours are spent in residential or office space. A humidifier is used to control the indoor humidity. In particular, an element type humidifier has the advantage of a simple structure and low energy consumption. Two types of humidifiers - stationary or rotor - are commonly used for residential purposes. In this study, performance optimization was conducted for a rotor-type humidifying element used in a residential humidifier. The optimization included the rotation speed, water submersion depth, etc. The test range consisted of an open area to the air from 57 to 90%, rotation speed from 0.2 to 2.0 rpm, frontal air velocity from 0.5 to 2.5 m/s. The results showed that the optimal open area to air was 70%. On the other hand, the effects of the rotation speed on the moisture transfer rate was negligible. On the other hand, the pressure drop increased with increasing rotation speed. As the frontal air velocity increased, both the moisture transfer rate and pressure drop increased. The humidification capacity of the present element was 0.08 ~ 0.31 kg/hr. A comparison of the data with the theoretical results was made.

Keywords : Rotor, Humidifying element, Optimization, Residential, Performance test

1. 개요

산업의 발달과 산업 구조의 변화로 현대인들이 대부분의 시간을 실내 거주 공간 및 사무실에서 보내고 있음을 고려할 때 쾌적한 실내 공기 환경은 매우 중요하다. 실내 공기 환경을 결정하는 가장 주된 인자는 온도와 습

도이다. 예를 들어 겨울철의 경우 쾌적한 실내 온도 및 상대 습도 조건은 17°C~28°C, 40%~70%이다.[1]

가정에서의 습도 조절에는 소형 가습기가 널리 사용된다. 가습기에는 초음파식, 가열식, 기화식, 복합식 등이 있다. 그간 초음파식 가습 방법이 널리 사용되었지만 이 방법은 물속의 세균까지 공기 중으로 비산시키는 문

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

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

Received November 1, 2016

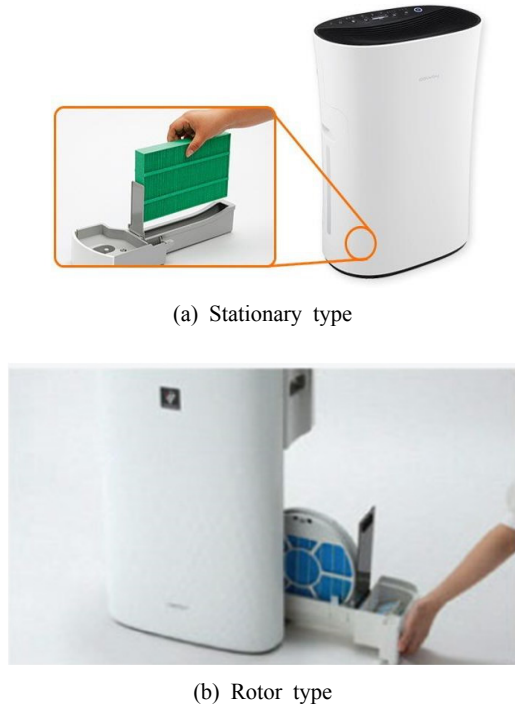
Revised (1st January 3, 2017, 2nd January 9, 2017)

Accepted March 10, 2017

Published March 31, 2017

제가 있다.[2] 기화식은 구조가 간단하고 에너지 소모가 적어 가정용 가습기에 널리 사용되고 있다. 하지만 다른 가습 방법에 비해 가습량이 적고 쉰 소음이 발생하는 단점은 있다.[3]

가정용 기화식 가습기에는 고정식과 로터식의 두 방식이 있다. Fig. 1에 각 방식의 가정용 가습기 사진을 수록하였다. 두 방식 모두 가습기 하부의 물통에서 가습소자로 물이 공급된다. 고정식의 경우 소자 하부를 적신 물은 소자의 모세관력에 의하여 상부로 공급되고, 소자를 통과하는 공기에 수분을 공급한다. 이 경우 모세관력의 한계로 인하여 소자의 높이는 대체로 100 mm 이내로 제한되고 따라서 가습량 0.1 kg/hr 정도의 소량이다. 반면 로터식의 경우는 로터의 회전에 의하여 연속적으로 소자를 적실 수 있으므로 용량의 증가가 가능하다.



(a) Stationary type

(b) Rotor type

Fig. 1. Photo of residential humidifiers with humidifying element

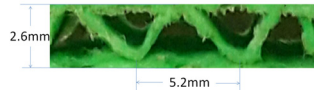
로터식 가습기의 경우 가습 성능에 영향을 미치는 인자로는 풍량, 소자의 침수 깊이, 로터 회전수 등이 있다. 하지만 이에 대한 체계적인 연구는 수행된 바 없다. 반면 유사한 분야인 제습 로터에 대해서는 로터의 회전수, 풍속, 실내 온도 등이 제습 성능에 미치는 영향에 대하여

다수의 연구가 존재한다.[4-6] 본 연구에서는 국내 S사의 가습기에 사용되는 로터식 가습 소자를 사용하여 회전수, 침수 깊이 등의 최적화를 수행하였다. 또한 실험 데이터를 이론적 해석 결과와도 비교하였다.

Fig. 2(a)에 본 연구에서 사용된 가습 소자의 사진을 나타내었다. 이 가습소자는 일본 제품으로 레이온 90%와 폴리에스터 10%의 합성 섬유 부직포로부터 제조되었다. 소자의 직경은 224 mm이고 폭은 21mm이다. Fig. 2(b)에는 소자의 채널 형상이 나타나 있다. 채널의 형상은 확대 사진으로부터 구하였는데 높이 2.6 mm, 핏치 5.2 mm, 수력직경 2.1 mm의 삼각형이다. Fig. 2(c)에는 부직포의 사진도 나타나 있다. 직경 2 mm 구멍이 4 mm x 5 mm 핏치로 가공되어 있음을 보여준다.



(a) Rotor type humidifying element



(b) Channel shape of the new element



(c) Sheet material

Fig. 2. Photos of the rotor type humidifying element

2. 실험장치와 방법

Fig. 3에 가습 성능 실험장치를 나타내었다. 실험장치는 시험부와 흡입식 풍동으로 구성된다. Fig. 4에 시험부

개략도와 사진을 나타내었다. 시험부는 아크릴 덕트로 제작되고 중앙에 소자를 장착하였다. 소자는 시험부 상부의 가변속 모터 벨트로 회전되었다. 시험부 하부에는 물통이 장착되어 소자의 하부가 항상 물에 적셔지도록 하였다. 실험 중 가습이 되면 물통의 물은 감소하게 되는데 항온조로부터 일정온도의 (입구 공기의 습구온도인 10.9°C) 보충수를 공급하여 수위를 일정하게 유지하였다. 또한 침수 깊이가 소자의 가습 성능에 미치는 영향을 살펴보기 위하여 물통의 높이를 변화시킬 수 있도록 구성하였다. 한편 로터는 시험부 내에서 회전하므로 시험부와 로터 사이에서 누설이 발생할 수 있다. 이를 방지하기 위하여 회전부와 고정부 사이에 외풍차단용 폼을 삽입하고 단단히 조여 누설을 최소화하였다.

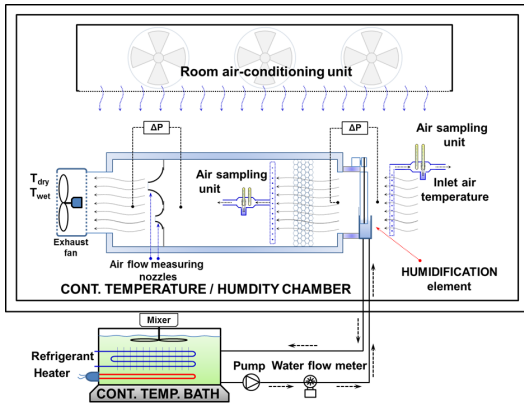


Fig. 3. Experimental apparatus

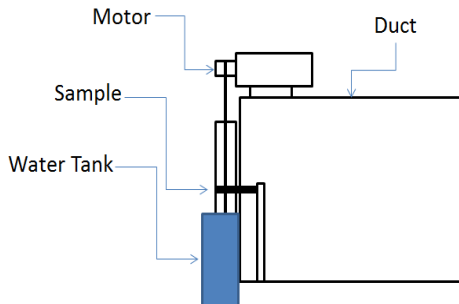


Fig. 4. Schematic drawing of the test section

시험부 출구는 흡입식 풍동과 연결되었다. 풍동 입구에는 와이어 메쉬를 설치하여 균질한 유동이 공급될 수 있도록 하였다. 풍동 내부에는 시험부 출구 공기의 건습

구 온도를 측정하기 위한 샘플링 유닛과 풍량을 측정하기 위한 노즐, 그리고 팬이 설치되어 있다. 풍량은 팬 모터에 연결된 인버터로 조절하였고 시험부 입구측 공기 온습도는 별도의 샘플링 유닛을 시험부 입구에 설치하여 측정하였다.[7] 물의 온도는 정밀도 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 의 정밀 RTD($P_t-100\Omega$ 센서)로써 측정하였다. 공기측 풍량은 흡입식 풍동 후방에 장착된 노즐을 사용하여 측정하였고 [8] 시료의 압력손실은 정밀도 ± 0.5 Pa의 차압 트랜스듀서로 측정하였다. Table 1에 챔버의 온습도와 순환수의 시험 조건이 나타나 있다.[9] 실험은 시료 전방풍속, 로터 회전수, 소자의 침수 깊이를 변화시키며 수행하였다. ASHRAE 규격 41.5 [10]에 따라 실험오차 해석을 수행하였고 그 결과가 Table 2에 나타나있다. 마찰계수의 오차는 주로 차압계(± 0.5 Pa)에 의한 것이었고, 물질전달 계수의 오차는 주로 습구온도 측정오차($\pm 0.1^\circ\text{C}$)에 기인하였다. 실험오차는 전방풍속이 증가할수록 감소하였다.

Table 1. Test condition (KARSE B 0050)

Air		Water
Dry bulb (°C)	Wet bulb (°C)	Inlet temp. (°C)
20	10.9	10.9

Table 2. Experimental errors

Parameter	Max. Uncertainties
Temperature	$\pm 0.1^\circ\text{C}$
Differential pressure	$\pm 0.5\text{Pa}$
V	$\pm 2.0\%$
f	$\pm 5.4\%$
Sh	$\pm 12.2\%$

실험 자료는 다음과 같이 정리되었다. 가습소자를 통과한 공기 중의 수분량 \dot{m}_w (kg/s)은 다음과 같다.

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{air} (W_{out} - W_{in}) \quad (1)$$

여기서 \dot{m}_{air} 는 공기유량(kg/s), W_{in} 과 W_{out} 은 가습소자 전후의 절대 습도이다. 가습소자 표면으로부터 공기로 전달된 수분량은 다음과 같다.

$$\dot{m}_w = h_D A W_{LMTD} \quad (2)$$

$$W_{LMTD} = \frac{(W_{sat} - W_{in}) - (W_{sat} - W_{out})}{\ln \left(\frac{W_{sat} - W_{in}}{W_{sat} - W_{out}} \right)} \quad (3)$$

여기서 h_D 는 물질전달계수($\text{kg/m}^2\text{s}$)이고 A 는 가습소자의 표면적(m^2), W_{sat} 는 가습소자 표면온도에서의 포화 절대습도로 유입공기의 습구온도에서의 값과 동일하다. 물질 전달계수 h_D 는 아래와 같이 Sherwood 수 (Sh)로 무차원화 된다.

$$Sh = \frac{h_D D_h}{k} \quad (4)$$

$$Re = \frac{V_{max} D_h}{\nu} \quad (5)$$

여기서 D_h 는 수력직경(m), k 는 열전도도 (W/mK), Re 는 Reynolds수, V_{max} 는 가습소자 내부에서의 유속 (m/s), ν 는 동점성계수 (m^2/s)이다. 마찰계수 f 는 다음 식에서 구한다.

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

여기서 A_c 는 가습소자 중심부에서의 유동단면적 (m^2), A 는 시료의 표면적 (m^2), ρ_{in} , ρ_{out} , ρ_m 은 입구, 출구, 중심부에서의 공기밀도 (kg/m^3), σ 는 축소계수로 유동 단면적을 전방면적으로 나누어 구한다.

2. 이론 해석

본 연구의 가습소자 채널 형상은 이등변 삼각형에 가깝고 채널 표면의 절대습도는 공기의 습구온도에 해당하는 포화 절대습도이다. 이는 열과 물질 전달 상사를 적용하면 등은 조건에 해당한다. 본 연구의 가습소자와 같이 채널 길이가 짧은 경우는 입구 영역 해석이 중요하다. Shah and London [11]에 따르면 삼각 채널의 유체역학적 입구 영역의 길이 L_{ent} 는 다음 식에서 구할 수 있다.

$$L_{ent} = Re D_h (0.0558 - 5.67E-4\alpha + 5.68E-6\alpha^2 - 1.174E-8\alpha^3) \quad (7)$$

여기서 α 는 이등변 삼각형의 꼭지각(deg)이다. 열적 입구 영역의 길이는 유체역학적 입구 영역의 길이에 Prandtl 수를 곱하여 구한다. 채널 전체의 Nusselt 수는 입구영역

의 값(Nu_{ent})과 완전 발달 영역의 값(Nu_{fd})을 평균하여 구한다.[11]

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

$$Nu_{ent} = 4.526 + 0.157(x^+) - 5.897E-4(x^+)^2 + 1.285E-6(x^+)^3 \quad (9)$$

$$Nu_{fd} = 1.993 + 0.0173\alpha - 1.680E-4\alpha^2 + 2.074E-7\alpha^3 \quad (10)$$

여기서 $x^+ = D_h Re Pr / L$ 는 무차원 입구 길이이다. 열과 물질 전달 상사에 따르면 Nusselt 수는 Sherwood 수로 치환된다. 삼각형 채널에서의 마찰 계수 f 는 아래 식으로 부터 구한다.[11]

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

$$f_{ent} Re = 24.41 + 16.68 \ln(x^+) + 10.53 \ln(x^+)^2 + 3.032 \ln(x^+)^3 + 0.487 \ln(x^+)^4 \quad (12)$$

$$f_{fd} Re = 12.43 + 0.0338\alpha - 3.629E-4\alpha^2 + 8.568E-7\alpha^3 \quad (13)$$

3. 결과 및 논의

전술한 바와 같이 본 연구의 목적은 로터식 가습소자의 최적 운전 조건을 찾는 것이다. 최적 운전 조건으로는 최적 침수 깊이 (또는 유동 면적)와 최적 회전수가 있다. Fig. 5 에 유동 면적비에 따른 가습량을 나타내었다. 유동 면적비는 소자의 전방 면적과 물통 속에 잠긴 면적을 제외한 공기 중에 노출된 면적의 비이다. 실험은 회전수를 2 rpm, 풍량을 84 CMH로 고정하고 유동 면적비를 변화시키며 수행하였다. 회전수와 풍량이 가습 효율에 미치는 영향에 대해서는 추후 논의할 것이다. 풍량을 고정하고 실험을 수행하였으므로 침수 깊이의 변화에 따라 유동 면적이 변하게 되고 따라서 풍속도 변하게 된다. 예를 들면 유동 면적비 57%에서 풍속은 1.0 m/s이고 90%에서는 0.66 m/s가 된다. Fig. 5는 유동 면적비 70%에서 가습량이 최대임을 보여준다. 이는 유동 면적비가 증가함에 따라 풍속이 감소하기 때문에 나타나는 현상으로 파악된다. 또한 침수 깊이가 작은 경우에는 소자가 중심부까지 충분히 젖지 않을 수 있는데 이 경우에도 가습량은 감소한다. 이에 대해서는 다음 절에 논의할 것이다.

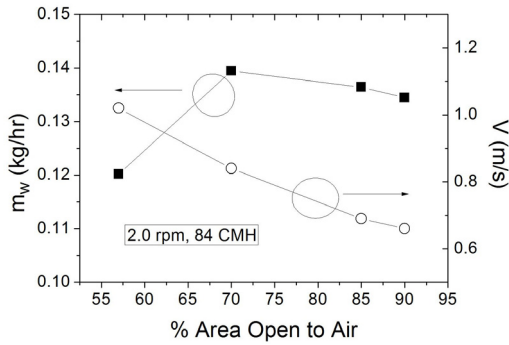


Fig. 5. Moisture transfer rates of the rotor element for different submersion depth

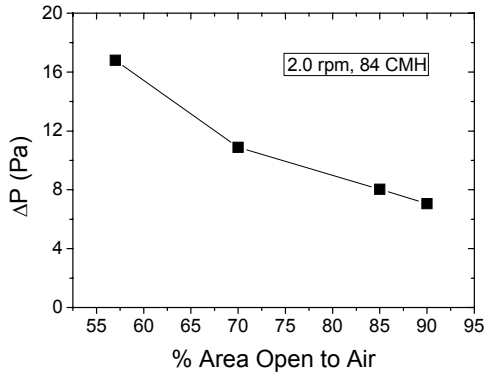


Fig. 6. Pressure drops across the rotor element for different submersion depth

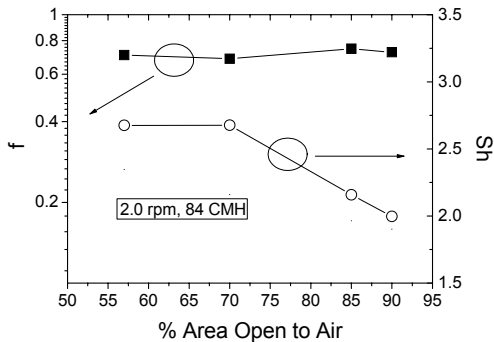


Fig. 7. Friction factors and Sherwood numbers of the rotor element for different submersion depth

Fig. 6에 유동 면적비에 따른 압력 손실을 나타내었다. 유동 면적비가 증가할수록 압력손실은 감소함을 보이는데 이는 Fig. 5에 나타나 있듯이 전방 풍속이 감소하기 때문이다. Fig. 7에는 Eq. (4)와 (6)으로부터 구해진 Sherwood 수와 마찰계수 f 를 나타내었다. 마찰계수는

유동면적비와 무관하게 일정하다. Sherwood 수는 유동 면적 57%와 70%인 경우는 일정하나 그 이상에서는 감소함을 보인다. 만일 소자의 표면이 완전히 젖어 있다면 Sherwood 수는 유동 면적비와 무관하게 일정하리라 예상된다. 유동 면적비 70% 이상에서 Sherwood 수가 감소하는 이유는 침수 깊이가 낮아 소자의 중심부가 충분히 적셔지지 않기 때문이고 이는 실험 중 육안으로도 확인할 수 있었다.

Fig. 8에는 회전수 (rpm) 변화에 따른 가습량과 압력 손실을 나타내었다. 이때 풍속은 1.0 m/s, 유동 면적비는 70%이었다. 가습량은 회전수와 무관한데 반하여 압력손실은 회전수의 증가와 더불어 증가함을 보인다. 소자가 회전하며 침수되어 물로 적셔진 후 공기 중에 노출될 때에는 채널 사이의 잉여의 물은 최소화 되는 것이 바람직하다. 회전수가 증가하면 원심력에 의하여 잉여의 물이 충분히 배수되지 못하고 채널 사이에 존재하는 것이 확인되었다. 이 잉여의 물이 압력 손실을 증가시키는 것으로 파악된다. 하지만 잉여의 물은 가습량에는 크게 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다. Fig. 9에는 Fig. 8의 가습량과 압력 손실을 Sherwood 수와 마찰계수로 환산한 데이터를 나타내었다. 두 그래프가 동일한 경향을 보임을 알 수 있다.

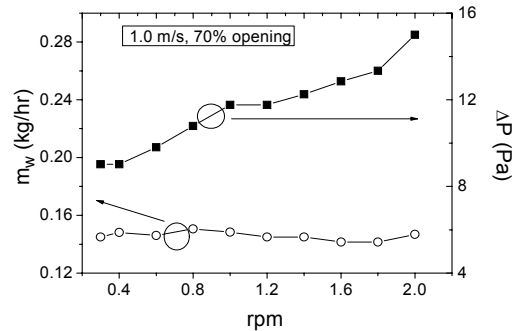


Fig. 8. Moisture transfer rates and pressure drops of the rotor element for different rpm

Fig. 10에는 회전수를 0.8 rpm, 유동 면적비를 70%로 고정하고 전방 풍속을 0.5 m/s에서 2.5 m/s까지 변화시키며 측정된 가습량과 압력 손실을 나타내었다. 가습량과 압력 손실 모두 전방 풍속이 증가함에 따라 커짐을 보인다. Fig. 11에는 상기 데이터를 Sherwood 수와 마찰계수로 무차원화한 결과를 나타내었다. 전방 풍속 (또는 Reynolds 수)이 증가함에 따라 마찰계수는 감소하고 Sherwood 수는 증가함을 보인다. Fig. 11에는 Eq. (8)과

(11)에 의한 예측치도 나타나 있다. 이론 모델은 마찰계수를 132% 과소 예측하고 Sherwood 수를 21% 과대 예측한다. 본 연구의 소자 표면은 Fig. 2에 나타나 있듯이 거칠고 표면에 작은 구멍들이 가공되어 있다. 이론 모델은 매끈한 삼각 채널을 가정하였기 때문에 실험 결과와 차이가 나는 것으로 판단된다.

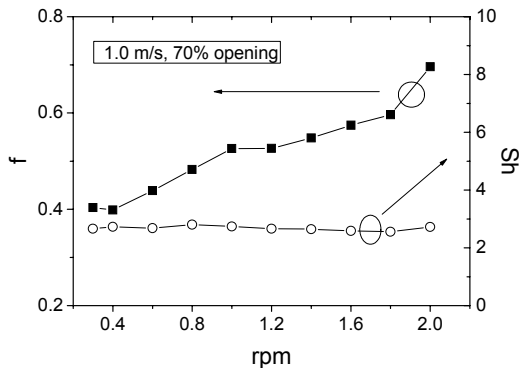


Fig. 9. Friction factors and Sherwood numbers of the rotor element for different rpm

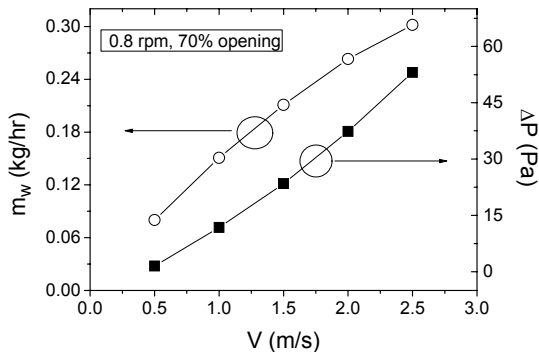


Fig. 10. Moisture transfer rates and pressure drops of the rotor element for different frontal velocity

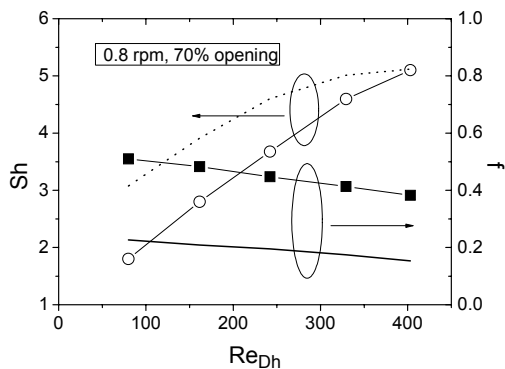


Fig. 11. Friction factors and Sherwood numbers of the rotor element compared with predictions

4. 결론

본 연구에서는 가정용 가습기에 사용되는 로터식 가습 소자에 대하여 회전수, 침수 깊이 등의 최적화를 수행하였다. 실험 범위는 유동면적비 57 ~ 90%, 회전수 0.2 ~ 2.0 rpm, 전방 풍속 0.5 ~ 2.5 m/s이다.

- (1) 가습량이 최대가 되는 유동 면적비는 70%로 나타났다. 이는 유동 면적비가 증가함에 따라 풍속이 감소하고 소자의 젖음성이 감소하기 때문이다.
- (2) 로터의 회전수가 가습량에 미치는 영향은 무시할 만하였다. 하지만 압력손실은 회전수에 따라 증가하였다.
- (3) 풍속이 증가할수록 가습량과 압력손실은 증가하였다. 본 소자의 경우 시간당 가습량은 0.08 ~ 0.31 kg/hr이다.
- (4) 이론 모델은 실험 결과를 적절히 예측하지 못하였는데 그 이유는 이론 모델과 본 연구의 소자 표면 형상 차이 때문으로 판단된다.

References

- [1] ASHRAE, Fundamentals, Ch. 8 Thermal Comfort, 1997.
- [2] I. H. Kim, K. Y. Kim, D. K. Kim, "Characteristics of bio-aerosol generation of household humidifiers by user practices", *Environ. Health*, vol. 38, pp. 503-509, 2012.
- [3] T. W. Kim, M. Kim, G. T. Kim, D. Y. Kim, B. Youn, D. K. Kim, Y. W. Han, "A theoretical study on the performance of humidification element," *Proc. Summer Annual Conf., SAREK*, pp. 163-166, 2015.
- [4] J. Wurm, D. Kosar, T. Clement, "Solid Desiccant Technology Review," *Bulletin of IIR*, No. 2002-3, pp. 774-781, 2002.
- [5] A. A. Pesaran, T. R. Penny, A. W. Czandena, "Desiccant Cooling: State-of-the-Art Assessment," *NREL Report (NREL-TP254-4147)*, 1992.
- [6] P. C. H. Yu, W. K. Chow, "A Discussion on Potentials of Saving Energy Use for Commercial Buildings in Hong Kong," *Energy*, vol. 32, pp. 83-94, 2007. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2006.03.019>
- [7] ASHRAE Standard 41.1, Standard method for temperature measurement, ASHRAE, 1986.
- [8] ASHRAE Standard 41.2, Standard method for laboratory air-flow measurement, ASHRAE, 1986.
- [9] KARSE B 0050:2010, Indoor Humidifier.
- [10] ASHRAE Standard 41.5, Standard measurement guide, engineering analysis of experimental data, ASHRAE, 1986.
- [11] R. K. Shah, A. L. London, *Laminar Flow in Ducts*, Academic Press, 1989.

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