

가정용 소형 제습로터의 성능에 대한 실험적 연구

한기초¹, 김내현^{*}

¹인천대학교 기계시스템공학부

Experimental Investigation on the Performance of Small-Sized Dehumidification Rotor for Residential Use

Ji-Chao Han¹, Nae-Hyun Kim^{*}

¹Division of Mechanical System Engineering Incheon National University

요약 여름철이 고온 다습한 우리나라에서는 잠열부하가 크기 때문에 에어컨만을 사용하면 냉방에너지를 많이 사용하게 된다. 이 때에 제습기를 동시에 사용하면 냉방 중 큰 비중을 차지하는 잠열부하를 줄일 수 있어 실내 공기질도 개선하고 냉방에너지도 절약할 수 있다. 본 연구에서는 가정용 제습기에 사용되는 무기섬유 기질에 메탈 실리케이트가 함침된 소형 제습 로터에 대하여 항온항습실에서 로터 회전속도, 재생 공기온도, 실내 공기온도, 실내 상대습도, 제습부 전방풍속을 변화 시키며 제습 성능을 측정하였다. 제습 로터는 최적 회전수 (1.0rpm)가 존재하며 최적치를 초과하면 불완전 재생 등으로 제습량이 급격히 감소한다. 재생온도가 높아질수록 재생에는 유리하나 제습-재생과정의 열적 편차가 급격히 증가하여 제습량이 감소한다. 따라서 최적 재생온도가 존재하는데 본 연구의 경우는 100°C로 나타났다. 상대습도의 증가에 따라 제습량도 증가한다. 이는 제습제의 제습능력이 상대습도에 의존하는 때문이다. 실내 공기온도의 증가에 따라 제습량도 증가한다. 이는 제습측 온도가 높을 때 재생측 공기와의 열적 편차가 감소하여 제습부의 상당량이 제습에만 사용될 수 있기 때문이다. 전방 풍속의 증가에 따라 제습량도 증가한다. 이는 전방풍속의 증가에 따라 열 및 물질전달계수가 증가하기 때문이다.

Abstract In Korea, summer is hot and humid, and air-conditioners consume too much electricity due to large amount of latent heat. Simultaneous usage of dehumidifier may reduce the latent heat and save the electricity. In this study, dehumidification performance was measured in a constant temperature and humidity chamber for a small-sized dehumidification rotor made of inorganic fiber impregnated with metallic silicate. Variables were rotor speed, room temperature, regeneration temperature, room relative humidity and frontal velocity to the rotor. Results showed that there existed optimum rotor speed (1.0 rpm), and optimum regeneration temperature (100°C). Above the optimum rotor speed, incomplete regeneration is responsible for reduced dehumidification. Above the optimum regeneration temperature, increased temperature difference between regeneration and dehumidification process is responsible for reduced dehumidification. The amount of dehumidification also increases with the increase of relative humidity, dehumidification temperature and flow velocity into the rotor.

Key Words : Dehumidification rotor, dehumidification performance, Rotor speed, Regeneration temperature

1. 서론

산업기술의 발전과 생활수준의 향상에 따라 실내 공기질 개선을 위한 적절한 온도도 조절이 요구되고

있다. 그간 가정용을 비롯한 소규모 건물의 온도도 조절에는 전기식 에어컨이 주로 사용되어 왔다. 전기식 에어컨은 증발기 표면온도를 공기의 이슬점 이하로 유지하여 공기 중의 수증기를 응축시켜 냉각, 제습하는

^{*}Corresponding Author : Nae-Hyun Kim (Incheon National University)

Tel: +82-32-835-8420 email: knh0001@incheon.ac.kr

Received December 26, 2014

Revised February 4, 2015

Accepted April 9, 2015

Published April 30, 2015

방식이다. 하지만 여름철이 고온 다습한 우리나라에서는 잠열부하가 크기 때문에 에어컨만을 사용하면 냉방에너지를 많이 사용하게 된다. 이 때에 제습기를 동시에 사용하면 냉방 중 큰 비중을 차지하는 잠열부하를 줄일 수 있어 실내 공기질도 개선하고 냉방에너지도 절약할 수 있다 [1-4].

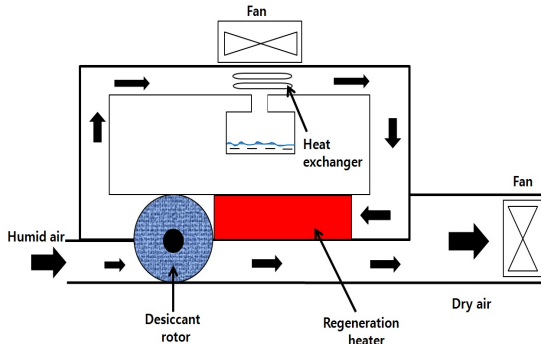


Fig. 1. Schematic diagram of the residential dehumidifier

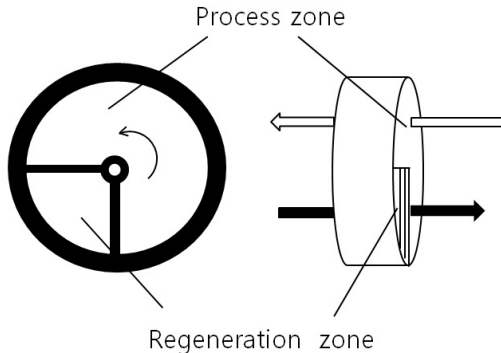


Fig. 2. Figures of the desiccant rotor

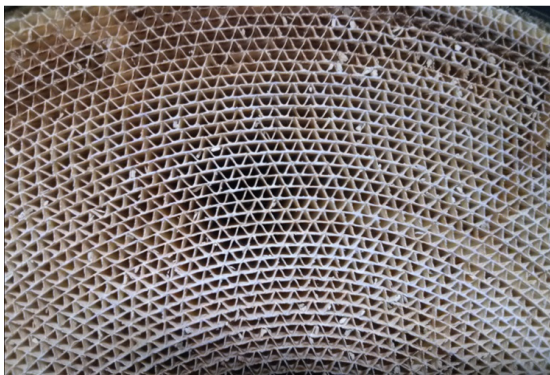


Fig. 3. Corrugated air flow channel of the desiccant rotor

Fig. 1에 제습로터를 사용한 가정용 제습기의 개략도를 나타내었다. Fig. 2에는 제습로터의 개략도를, Fig. 3에는 제습로터의 사진을 나타내었다. 제습로터는 골판지 형태의 단면형상을 가지고 있다. Fig. 2에 나타나 있듯이 제습로터는 재생부와 제습부로 구별되는데 일반적으로 로터 면적의 75%가 제습부로 25%가 재생부로 구성된다. 로터는 완만한 속도 (대략 1 rpm)로 회전하며 제습 및 재생을 반복한다. Fig. 1은 제습기의 개략도를 보여준다. 다습한 실내공기는 로터의 제습부를 지나며 건조한 공기로 되어 실내로 공급된다. 로터의 재생부 전단에는 히터가 장착되어 로터에 고온의 건조한 공기를 공급한다. 이 공기는 로터를 재생시킨 후 다습한 상태가 되는데 다습한 공기 중의 수증기는 열교환부에서 실내의 공기에 의하여 응축된 후 다시 건조한 상태로 히터로 공급된다. Fig. 1에 나타나 있듯이 재생공기는 로터, 열교환부, 히터로 이루어지는 폐회로 내를 순환하게 된다.

제습로터는 무기질 섬유 기질에 제습제를 함침시켜 제작되는데 제습제로는 실리카겔, 제올라이트, 메탈실리케이트 등이 널리 사용된다. 제습로터의 성능에 영향을 미치는 요인으로는 제습제의 흡착등온곡선, 비열, 밀도 등 물성에 관련된 것, 제습로터의 다공도, 유로 형상, 유로 길이, 지름 등 형상에 관련된 것, 공기유량과 온습도, 로터 회전속도등 운전 조건에 관련된 것 등 상당히 많은 인자가 영향을 미친다. 더욱이 제습제 흡착특성의 비선형성으로 인하여, 상기한 수많은 인자의 영향을 분석하거나 제습 및 재생과정의 근본 현상을 이해하는 것은 매우 어렵다. 현재까지의 연구로는 주로 주어진 설계조건에 대한 제습로터 회전속도의 최적값 도출 [5-9], 또는 주어진 운전조건에 대하여 제습제 흡착등온곡선, 비열, 제습로터 형상 등이 성능에 미치는 영향에 대한 수치해석 [5,7,8,10,11]에 집중되어 왔다. 하지만 수치해석의 특성상 여러가지 인자들의 영향을 포괄적으로 분석하는 데에는 한계가 있고 분석 결과를 비교할 성능시험 데이터도 많이 부족한 실정이다. 특히 가정용 제습로터와 같이 소형 로터의 경우 실험 데이터가 전무한 실정이다. 본 연구에서는 다공도 85% 직경 240 mm, 폭 20 mm 인 무기질 섬유 기질에 메탈실리케이트가 함침된 제습로터에 대하여 공기온도, 상대습도, 전방풍속, 재생온도, 로터 회전속도를 변화시키며 제습 성능을 측정하였다. 본

실험 결과는 최적값 도출 뿐만 아니라 수치해석을 검증할 자료로도 활용될 수 있을 것이다.

2. 실험장치

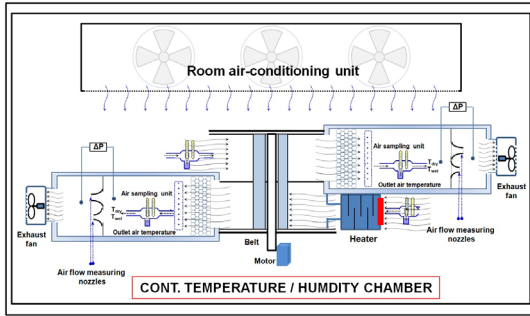


Fig. 4. Schematic drawing of the test apparatus

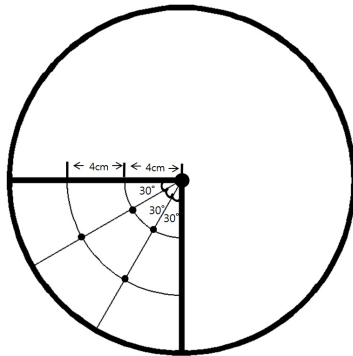


Fig. 5. Thermocouple locations for regeneration temperature measurement.

Fig. 4에 제습로터 성능 실험장치를 나타내었다. 실험장치는 시험부와 두 개의 흡입식 풍동으로 구성된다. 시험부는 아크릴 덕트로 제작되고 로터가 중앙에 장착된다. 시험부 내측에는 아크릴 로터의 재생부와 제습부를 구분지어 유로를 형성하고 재생부 전단에는 히터부를 설치하였다. 히터부는 길이 30 cm, 폭 20 cm, 높이 20 cm로 스테인레스 스틸을 절곡하여 제작하였는데 선단에는 2 kW 용량의 PTC 히터를 장착하고 내부에는 배플을 장착하여 히터에 의해 가열된 공기가 잘 섞이도록 하였다. 시험부의 외측에는 가변속 모터가 설치되어 벨트로 로터를 회전시켰다. 재생부와 제습부 출구는 흡입식 풍동과 연결시켰다. 풍동 입구에는 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 팬이 설치되어 있다. 풍량은 팬 모터에 연결된 인버터로 조절하였고 시험부 입구측 공기 온습도는 별도의 샘플링 유닛을 시험부 입구에 설치하여 측정하였다. 공기측 풍량은 ASHRAE 41.2 [12]에 규정된 노즐차압을 이용하여 측정하였고 시험부의 입출구 온습도는 ASHRAE 41.1 [13]에 규정된 샘플링 방법에 의해 측정하였다. 온습도 측정에는 고정밀 Pt-100Ω 센서 (정밀도 ±0.01℃)를 사용하였다. 재생온도는 Fig. 5에 나타나 있듯이 로터의 재생부 전면에 4개의 열전대를 (정밀도 ±0.1℃) 설치하여 측정하였다. 시험 중 열전대 간의 온도는 ±2℃ 이내에서 일치하였다. 로터는 시험부 내에서 회전하므로 시험부와 로터 사이에서 누설이 발생할 수 밖에 없다. 또한 로터가 제습부에서 재생부로 회전할 때 (또는 재생부에서 제습부로 회전할 때) 다공성 매질에 기인한 누설이 있을 수 밖에 없다. 이를 방지하기 위한 방안으로 회전부와 고정부 사이에 외풍차단용 폼을 삽입하고 단단히 조여 누설을 최소화하였다. 누기율의 오차 % $_{leak}$ 는 다음 식으로 구할 수 있다.

$$\%_{leak} = \frac{\dot{m}_{w,r} - \dot{m}_{w,d}}{\dot{m}_{w,d}} \quad (1)$$

$$\dot{m}_{w,d} = \dot{m}_d (x_{d,in} - x_{d,out}) \quad (2)$$

$$\dot{m}_{w,r} = \dot{m}_r (x_{r,out} - x_{r,in}) \quad (3)$$

여기서 $\dot{m}_{w,d}$ 는 제습측 수분량 (kg/s), $\dot{m}_{w,r}$ 는 재생측 수분량 (kg/s), \dot{m}_d 는 제습측 건공기 유량 (kg/s), \dot{m}_r 는 재생측 건공기 유량 (kg/s), $x_{d,in}$ 은 제습측 입구 절대습도, $x_{d,out}$ 은 제습측 출구 절대습도, $x_{r,in}$ 은 재생측 입구 절대습도, $x_{r,out}$ 은 재생측 출구 절대습도이다. Klein 과 McClintock [14]의 제안에 따라 오차해석을 수행하였다.

$$\frac{w_{w,d}}{m_{w,d}} = \sqrt{\left(\frac{w_{m_d}}{m_d}\right)^2 + \left(\frac{w_{x_{d,in}}}{(x_{d,in} - x_{d,out})}\right)^2 + \left(\frac{w_{x_{d,out}}}{(x_{d,in} - x_{d,out})}\right)^2} \quad (4)$$

여기서 $w_{m_{d,w}}$, w_{m_d} , $w_{m_d} w_{x_{d,in}}$, $w_{x_{d,out}}$ 은 각 측정인자 $\dot{m}_{w,d}$, \dot{m}_d , $x_{d,in}$, $x_{d,out}$ 의 오차이다. 식 (4)에 건습구 온도 측정 오차 $\pm 0.01^\circ\text{C}$, 유량측정오차 $\pm 0.1\%$ of full scale, 누기율의 오차 $-13.8\% \sim +13.4\%$ 를 고려하면 수분량 $\dot{m}_{w,d}$ (또는 $\dot{m}_{w,r}$)의 오차는 $-17.0\% \sim +16.8\%$ 이다.

3. 결과 및 고찰

전술한 바와 같이 로터 회전속도, 재생 공기온도, 실내 공기온도, 실내 상대습도, 제습부 및 재생부 전방풍속을 변화시키며 제습 성능을 측정하였다. Table 1에 시험 범위가 나타나 있다. 표준시험 조건을 로터 1.0 rpm, 재생부 공기온도 100°C , 실내 상대습도 70%, 실내 공기온도 27°C , 제습부 전방풍속 1.0 m/s, 재생부 전방풍속 0.5 m/s로 설정하고 각 인자를 변화시키며 실험을 수행하였다.

Table 1. Measurement range of parameters

	Units	Nominal case	Range
Process air			
Temperature	$^\circ\text{C}$	27	24-34
Relative humidity	%	70	40-70
Face velocity	m/s	1	1.0-2.5
Regenerating air			
Temperature	$^\circ\text{C}$	100	40-130
Relative humidity	%	3	-
Rotor rpm	rpm	1	0.2-2.0
Face velocity	m/s	0.5	-

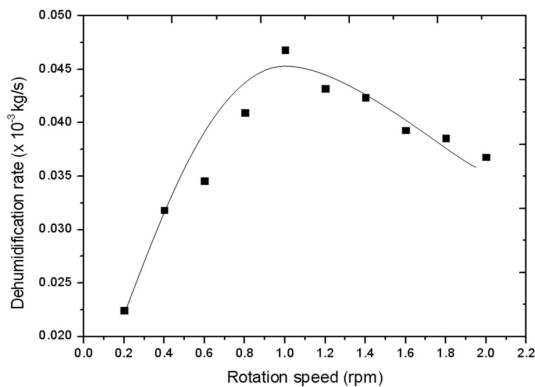


Fig. 6. Dehumidification rate at various rotor rotation speed

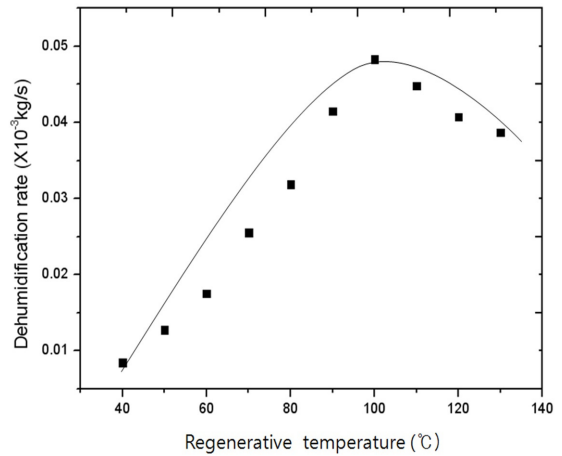


Fig. 7. Dehumidification rate at various regenerative temperature

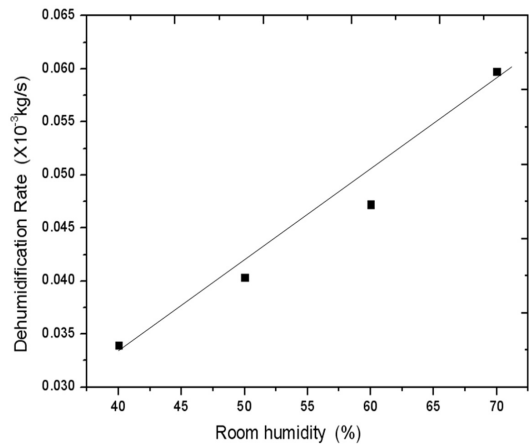


Fig. 8. Dehumidification rate at various room humidity

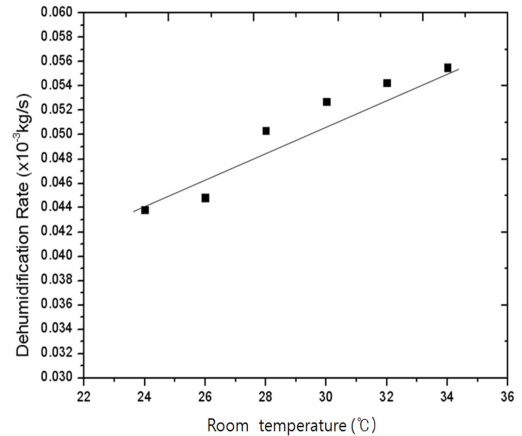


Fig. 9. Dehumidification rate at various room temperature

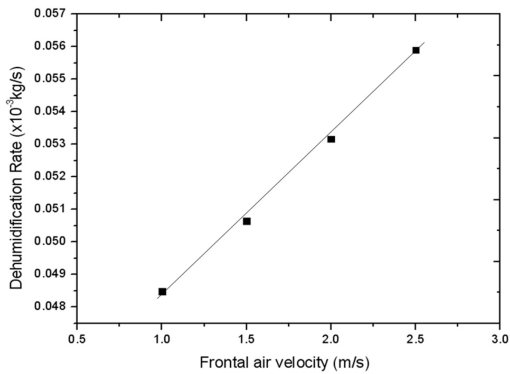


Fig. 10. Dehumidification rate at various air velocity

Fig. 6에 로터회전속도 변화에 따른 제습량을 나타내었다. 이 때 다른 인자는 표준조건 (재생부 공기온도 100°C, 실내 상대습도 70%, 실내 공기온도 27°C, 제습부 전방풍속 1.0 m/s, 재생부 전방풍속 0.5 m/s)으로 고정하였다.

Fig. 6은 1.0 rpm에서 최대제습량 4.63×10^5 kg/s를 얻을 수 있음을 보여준다. Kodama et al. [15] 과 Lee et al. [16]도 수치해석을 통하여 최적 회전속도가 존재함을 보고한 바 있다. 로터 회전속도가 최적값을 초과하면 제습-재생의 주기가 지나치게 단축되며 불완전 재생등으로 제습량이 줄어든다. 반대로 로터 회전속도가 최적값에 못미치면 제습-재생의 주기가 지나치게 길어져 필요이상으로 재생을 수행하게 되어 제습량이 줄어든다.

Fig. 7에는 재생측 공기온도에 따른 제습량의 변화를 나타내었다. 이 때 다른 인자는 표준조건 (재생부 회전속도 1.0 rpm, 실내 상대습도 70%, 실내 공기온도 27°C, 제습부 전방풍속 1.0 m/s, 재생부 전방풍속 0.5 m/s)으로 고정하였다. Fig. 7은 재생온도 100°C에서 최대제습량 4.63×10^5 kg/s를 얻을 수 있음을 보여준다. 재생공기의 온도가 높으면 상대습도가 낮아져 재생은 매우 유리해지나 제습-재생과정의 열적인 편차의 급격한 증가로 인한 제습과정 중 단순 가열 부분이 증가하여 제습량이 감소한다. 제습온도가 낮으면 상대습도가 높아져 재생에 불리하다. Fig. 8에는 실내 상대습도 변화에 따른 제습량의 변화를 나타내었다. 이 때 다른 인자는 표준조건 (재생부 회전속도 1.0 rpm, 재생부 공기온도 100°C, 실내 공기온도 27°C, 제습부 전방풍속 1.0 m/s, 재생부 전방풍속 0.5 m/s)으로 고정하였다. Fig. 8은 상대습도의 증가에 따라 제습량도 증가함을 보여준다. 이는 제습제의 제습능력이 상대습도에

의존하는 현상을 그대로 반영하는 것이다.

Fig. 9에는 실내 공기온도 변화에 따른 제습량의 변화를 나타내었다. 이 때 다른 인자는 표준조건 (재생부 회전속도 1.0 rpm, 재생부 공기온도 100°C, 실내 상대습도 70%, 제습부 전방풍속 1.0 m/s, 재생부 전방풍속 0.5 m/s)으로 고정하였다. Fig. 9는 실내 공기온도의 증가에 따라 제습량도 증가함을 보여준다. 이는 제습측 온도가 높을 때 재생측 공기와의 열적 편차가 감소하여 제습부의 상당량이 제습에만 사용될 수 있기 때문이다. Fig. 10에는 제습부로 유입되는 공기의 전방풍속 변화에 따른 제습량의 변화를 나타내었다. 이 때 다른 인자는 표준조건 (재생부 회전속도 1.0 rpm, 재생부 공기온도 100°C, 실내 상대습도 70%, 실내 공기온도 27°C, 제습부 전방풍속 0.5 m/s)으로 고정하였다. Fig. 10은 전방풍속의 증가에 따라 제습량도 증가함을 보여준다. 이는 전방풍속의 증가에 따라 유체역학적, 열적 입구영역이 늘어나고 이에 따라 열 및 물질전달계수가 증가하기 때문이다.

4. 결론

본 연구에서는 가정용 제습기에 사용되는 다공도 85% 직경 240 mm, 폭 20 mm 인 무기섬유 기질에 메탈실리케이트가 함침된 소형 제습로터에 대하여 로터 회전속도, 재생 공기온도, 실내 공기온도, 실내 상대습도, 제습부 전방풍속을 변화시키며 제습 성능을 측정하였다. 주된 내용은 다음과 같다.

- (1) 제습로터는 최적 회전수 (1.0 rpm)가 존재하며 최적치를 초과하면 불완전 재생등으로 제습량이 급격히 감소한다.
- (2) 재생온도가 높아질수록 재생에는 유리하나 제습-재생과정의 열적인 편차가 급격히 증가하여 제습량이 감소한다. 본 연구의 최적 재생온도는 100°C로 나타났다.
- (3) 상대습도의 증가에 따라 제습량도 증가한다. 이는 제습제의 제습능력이 상대습도에 의존하는 때문이다
- (4) 실내 공기온도의 증가에 따라 제습량도 증가한다. 이는 제습측 온도가 높을 때 재생측 공기와의 열적 편차가 감소하여 제습부의 상당량이 제습에만 사용될 수 있기 때문이다.

- (5) 전방풍속의 증가에 따라 제습량도 증가한다. 이는 전방풍속의 증가에 따라 열 및 물질전달계수가 증가하기 때문이다.

References

[1] J. Wurm, D. Kosar and T. Clement, "Solid Desiccant Technology Review," Bulletin of IIR, No .2002-3, pp. 774-781, 2002.

[2] A. A. Pesaran, T. R. Penny and A. W. Czandena, "Desiccant Cooling: State-of-the-Art Assessment," NREL Report (NREL-TP254-4147), 1992.

[3] P. C. H. Yu and 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: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2006.03.019>

[4] J. L. Niu and L. Z. Zhang, "Effects of Wall Thickness on the Moisture and Heat Transfer in Desiccant Wheels for Air Dehumidification and Enthalpy Recovery," Int. Comm. Heat Mass Trans., Vol. 29, pp.255-268, 2002. DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0735-1933\(02\)00316-0](http://dx.doi.org/10.1016/S0735-1933(02)00316-0)

[5] D. Charoensupaya and W. M. Worek, "Parametric Study of an Open-Cycle Adiabatic Solid Desiccant Cooling System," Energy, Vol. 13, pp. 739-747, 1988. DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/0360-5442\(88\)90106-5](http://dx.doi.org/10.1016/0360-5442(88)90106-5)

[6] W. Zheng and W. M. Worek, "Numerical Simulation of Combined Heat and Mass Transfer Process in a Rotary Dehumidifier," Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 23, pp. 211-232, 1993. DOI: <http://dx.doi.org/10.1080/10407789308913669>

[7] Y. J. Dai, R. Z. Wang and H. F. Zhang, "Parametric Analysis to Improve Rotary Desiccant Dehumidification Using a Mathematical Model," Int. J. Thermal Sci., Vol. 40, pp. 404-408, 2001. DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S1290-0729\(01\)01224-8](http://dx.doi.org/10.1016/S1290-0729(01)01224-8)

[8] L. Z. Zhang and Niu, J. L., "Performance Comparisons of Desiccant Wheels for Air Dehumidification and Enthalpy Recovery," Applied Thermal Eng., Vol. 22, pp.1347-1367, 2002. DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311\(02\)00050-9](http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311(02)00050-9)

[9] X. J. Zhang, Y. J. Dai and R. Z. Wang, "A Simulation of Heat and Mass transfer in a Honeycombed Rotary Desiccant Dehumidifier," Applied Thermal Eng., Vol. 23, pp. 989-1003, 2003. DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311\(03\)00047-4](http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311(03)00047-4)

[10] R. K. Collier, and B. M. Cohen, "An Analytical Examination of Method for Improving the Performance

of Desiccant Cooling system," J. Solar Energy Eng., Vol. 113, pp. 157-163, 1991. DOI: <http://dx.doi.org/10.1115/1.2930487>

[11] W. Zheng, W. M. Worek and D. Novosel, "Performance Optimization of Rotary Dehumidifier, Trans. ASME, Vol. 117, pp. 40-44, 1995. DOI: <http://dx.doi.org/10.1115/1.2847724>

[12] ASHRAE Standard 41.2, Standard Method for Laboratory Air-Flow Measurement, ASHRAE, 1986.

[13] ASHRAE Standard 41.1, Standard Method for Temperature Measurement, ASHRAE, 1986.

[14] S. J. Klein and F. A. McClintock, "The Description of Uncertainties in a Single Sample Experiments," Mech. Eng. Vol. 75, pp. 3-9, 1953.

[15] A. Kodama, T. Hirayama, M. Goto, T. Hirose and R. E. Cristoph, "The Use of Psychrometric Charts for the Optimization of a Thermal Swing Desiccant Wheel," Applied Thermal Eng., pp. 1657-1674, 2001. DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311\(01\)00032-1](http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311(01)00032-1)

[16] D.-Y. Lee and G.-E. Song, "Theoretical Derivation of the Optimum Rotation Speed of a Desiccant Rotor," Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration, Vol. 21, No. 10, 2009.

한 기 초(Ji-Chao Han)

[준회원]



• 2015년 2월 : 인천대학교 기계공학과 대학원 (공학석사)

<관심분야>
열전달, 공기조화 및 내용

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