

재생증발식 냉방기를 이용한 환기 냉방시스템의 성능해석

장 영 수, 이 대 영^{*†}

국민대학교 발효융합학과, *한국과학기술연구원 에너지메카닉스센터

Performance Simulation of a Ventilation System Adopting a Regenerative Evaporative Cooler

Y.-S. Chang, D.-Y. Lee^{*†}

Dept. Advanced Fermentation Fusion Science and Technology, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea
*Energy Mechanics Center, Korea Institute of Science and Technology, Seoul 136-791, Korea

(Received July 8, 2010; revision received September 29, 2010)

ABSTRACT: Cooling load reduction was analysed of a ventilation system adopting a regenerative evaporative cooler. The regenerative evaporative cooler is a kind of indirect evaporative cooler which cools the air down to its inlet dewpoint temperature in principle without change in the humidity ratio. The regenerative evaporative cooler was found able to cool the ventilation air to 18~21°C when the outdoor condition ranges 25~35°C and 0.01~0.02 kg/kg. When the outdoor humidity ratio is lower than 0.018 kg/kg, the regenerative evaporative cooler was found to provide cooling performance enough to compensate the ventilation load completely and to supply additional cooling as well. Energy simulation during the summer was carried out for a typical office building with the ventilation system using the regenerative evaporative cooler. The results showed that the seasonal cooling load can be reduced by about 40% by applying the regenerative evaporative cooler as a ventilation conditioner. The reduction was found to increase as the outdoor temperature increases and the outdoor humidity ratio decreases.

Key words: Ventilation system(환기시스템), Regenerative evaporative cooler(재생증발식 냉방기), Enthalpy exchanger(전열교환기), Ventilation conditioner(환기 냉방기)

기 호 설 명			
Q_L	: 총 냉방부하 [kW]	α	: 재생증발식 냉각기의 추기율
Q_b	: 환기부하 [kW]	ϵ_i	: 전열교환기 잠열유용도
T	: 온도 [°C]	ϵ_{REC}	: 재생증발식 냉방기 공칭 유용도
w	: 절대습도 [kg/kg]	ϵ_s	: 전열교환기 현열유용도
D	: 이슬점 온도 [°C]	그리스 문자	
h	: 엔탈피 [kJ/kg]		
\dot{m}	: 공기유량 [kg/s]		
Q	: 냉동용량 [kW]		
Q_{BL}	: 건물 냉방부하 [kW]		
Q_c	: 주냉방기 냉동용량 [kW]		

† Corresponding author
Tel.: +82-2-958-5674; fax: +82-2-958-5689
E-mail address: ldy@kist.re.kr

하첨자

- EE : 전열교환기
- i : 실내공기
- m : 재생증발식 냉방기 입구
- o : 외기
- r : 회수공기
- REC : 재생증발식 냉방기
- v : 환기, 예냉기 출구

1. 서 론

학교보건법과 다중이용시설 실내 공기질 관리법, 주택법 등 실내 온습도 및 청정도에 관한 규제가 강화됨에 따라 환기 요구량이 크게 증가하였다.⁽¹⁻²⁾ 환기 요구량의 증가는 환기부하 및 이에 따른 냉난방 에너지 소비의 증가를 야기한다. 적절한 환기를 통하여 실내 청정도를 향상시키고 쾌적한 실내 환경을 유지하면서도 환기에 따른 에너지 소비를 절감할 수 있는 환기 냉방 기술 개발 및 보급이 요구된다.

전열교환기는 실내 배기로부터 현열과 잠열을 회수하여 환기에 전달함으로써 환기부하를 감소시킨다. 환기부하 저감률은 전열교환기의 전열교환 유효도로 결정되는데, 일반적으로 잠열 유효도가 현열 유효도보다 상당히 낮기 때문에 환기부하 중 잠열이 차지하는 비중이 큰 경우, 즉 하절기에 저감률이 낮아지는 문제가 있다.^(3,4)

재생증발식 냉방기는 물이 증발함에 따른 증발잠열 흡수로 공기 온도가 낮아지는 현상을 이용한 냉방장치로, 냉동기를 필요로 하지 않으므로 송풍기의 전력입력만으로 냉방공급이 가능하다.⁽⁵⁻⁷⁾ 이 장치를 환기 냉방기로 적용하면, 환기부하를 처리할

수 있을 뿐만 아니라 주 공조기의 냉방부하를 줄일 수 있어, 전체 공조시스템의 에너지 효율을 크게 향상시킬 수 있을 것으로 기대된다.

본 연구에서는 외기온도와 습도 변화에 따른 전열교환기와 재생증발식 냉방기의 냉방성능을 비교 분석하였다. 사무소 용도의 표준건물모델에 환기 냉방기로 전열교환기와 재생증발식 냉방기를 적용한 경우에 대하여 하절기 동안의 냉방에너지 시뮬레이션을 실시하였으며, 냉방부하 저감효과를 비교하였다.

2. 환기시스템 모델링

외기 엔탈피가 실내공기보다 높을 경우, 환기를 위해 외기를 실내로 도입하면, 외기와 실내공기의 엔탈피차만큼 외기도입에 의한 환기부하가 다음과 같이 발생한다.

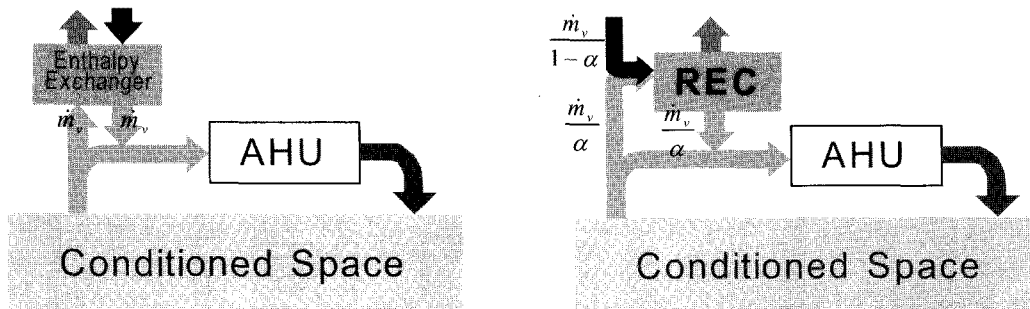
$$Q_v = \dot{m}_v(h_o - h_i) \tag{1}$$

본 연구에서는 Fig. 1과 같이 전열교환기와 재생증발식 냉방기를 적용한 환기시스템에 대한 성능시뮬레이션을 수행하였다. 아래에서 시뮬레이션에 필요한 각 기기의 성능 모델링에 대하여 기술하였다.

전열교환기의 경우, 실내 배기와 외부 급기 사이에서 현열과 잠열전달이 동시에 일어나므로, 전열교환기의 급기 상태를 나타내기 위해서는 현열과 잠열 전달량을 나타내는 두개의 성능지수가 필요하다.

$$\epsilon_s = \frac{T_o - T_v}{T_o - T_i} \tag{2}$$

$$\epsilon_i = \frac{w_o - w_v}{w_o - w_i} \tag{3}$$



(a) Ventilation with an energy recovery unit (b) Ventilation with a regenerative evaporative cooler
Fig. 1 Ventilation system.

여기서 T_v , w_v 는 각각 전열교환기를 통과한 급기의 온도와 절대습도를 나타낸다. ϵ_o 와 ϵ_i 는 각각 전열교환기의 현열유용도와 잠열유용도이며 0.8과 0.4로 가정하였다.^(3,4) 전열교환기에서 현열 및 잠열교환으로 외기공기를 예냉하는 열량은 아래와 같다.

$$Q_{EE} = \dot{m}_v (h_o - h_v) \quad (4)$$

재생증발식 냉방기(Regenerative Evaporative Cooler, REC)는 건채널과 습채널이 쌍을 이루는 구조로 되어있으며, 공급공기는 건채널로 공급되어 냉각되어 주 공조장치로 공급된다. 건채널을 통과한 공기의 일부는 습채널을 통과하여 외부로 배기된다. 습채널에는 물을 공급하여, 물의 증발냉각효과로 습채널 통과 공기를 냉각하며, 상대적으로 온도가 높은 건채널로부터 열을 흡수한다. 결과적으로 건채널을 통과하는 공기는 습도 증가 없이 최대 이슬점온도까지 냉각될 수 있다.⁽⁵⁻⁷⁾

재생증발식 냉방기의 냉각 성능은 공급 공기중 습채널로의 추기율에 영향을 받는다. 습채널로의 추기율이 커지면 냉각 유용도는 커지지만 공급유량은 감소하므로, 냉각용량을 최대로 하는 최적의 추기율이 존재하며, 대략 0.3근처인 것으로 알려져 있다.^(6,7) 즉 재생증발식 냉방기로 공급되는 공기의 30%가 외기로 배기되고, 70%만이 주 공조기로 공급된다. Fig. 1(b)에 나타난 바와 같이, 재생증발식 냉방기로 유입되는 공기는 외기와 실내 회수공기의 혼합공기이며 배출되는 공기 또한 혼합공기이므로, 건물의 환기 요구량을 확보하기 위해 재생증발식 냉방기로 유입되는 외기량 \dot{m}_o 과 실내 회수공기량 \dot{m}_r 은 아래와 같아야 한다.

$$\dot{m}_o = \frac{\dot{m}_v}{1 - \alpha} \quad (5)$$

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{m}_v}{\alpha} \quad (6)$$

여기서 α 는 재생증발식 냉방기의 추기율로 0.3을 적용한다. 재생증발식 냉방기를 통과하는 총유량은 다음과 같다.

$$\dot{m}_{REC} = \dot{m}_o + \dot{m}_r = \frac{\dot{m}_v}{1 - \alpha} + \frac{\dot{m}_v}{\alpha} = \frac{\dot{m}_v}{\alpha(1 - \alpha)} \quad (7)$$

추기율 α 가 0.3인 경우, 재생증발식 냉방기 통과

총유량은 환기유량 \dot{m}_v 의 대략 5배 정도가 된다. 이는 재생증발식 냉방기를 환기 냉방기로 적용하는 경우, 재생증발식 냉방기의 용량은 풍량기준으로 전열교환기 대비 5배 정도가 되어야 함을 의미한다.

재생증발식 냉방기의 유용도는 이상적으로 얻을 수 있는 최대 온도차에 대한 실제 온도차로 다음과 같이 정의한다.

$$\epsilon_{rec} = \frac{T_m - T_v}{T_m - D_m} \quad (8)$$

여기서 T_m , D_m 은 재생증발식 냉방기의 입구 공기온도와 이슬점온도이다. 재생증발식 냉방기의 유용도는 유입공기의 온습도에 따라 달라진다. 실내 회수공기와 실외공기가 혼합되어 재생증발식 냉방기로 유입되므로, 외기조건에 따라 재생증발식 냉방기 유입공기의 온습도 조건이 변화하며, 이에 따른 재생증발식 냉방기의 냉각성능변화를 반영하여야 한다. 본 연구에서는 Choi et al.⁽⁶⁾의 선행 연구 결과를 이용하여, 추기율이 0.3이고, 유입공기 조건 32°C, 50%RH에서 유용도가 0.75인 재생증발식 냉방기를 가정하여, 온습도 조건 변화에 따른 성능변화를 반영하였다.

재생증발식 냉방기를 환기 냉방기로 적용할 경우, 냉각용량은 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$Q_{REC} = Q_v + \frac{\dot{m}_v}{\alpha} (h_i - h_v) \quad (9)$$

3. 환기시스템 성능해석 비교

대한설비공학회에서 제공한 서울의 기상자료를 이용하여, 6월부터 9월까지 냉방기 가동시간의 외기온도와 습도를 Fig. 2에 나타내었다. 최고온도는 35°C, 최대 절대습도는 0.02 kg/kg 정도이다. 그림에 주요 도시의 냉방기간 중 평균 외기조건을 나타내었다. 서울의 경우 평균 외기온도는 25.3°C, 평균 절대습도는 0.0134 kg/kg이며, 북경은 서울과 비슷한 외기조건을 가지고, 오사카의 경우 평균 외기온도와 습도가 높은 고온다습한 기후를 가짐을 알 수 있다.

실내공기 조건을 26°C, 상대 습도 50%(절대 습도 0.0105 kg/kg)로 가정할 때, 그림의 점선은 실내 공기조건에 등엔탈피선이며, 점선의 오른쪽은 외기공

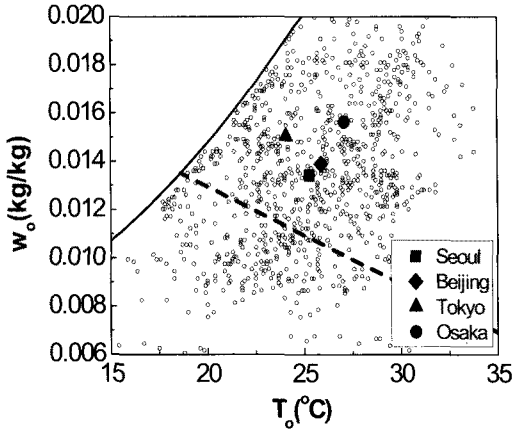


Fig. 2 Weather data in Seoul from June to September.

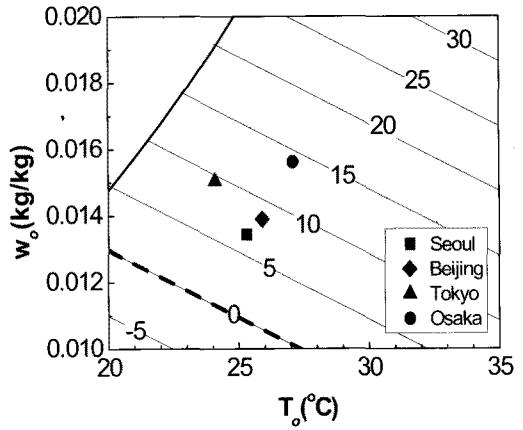


Fig. 3 Contour plot of ventilation load per ventilation rate(kJ/kg).

기의 엔탈피가 실내보다 높은 영역이며, 외기의 엔탈피가 실내공기의 엔탈피보다 낮은 점선 왼쪽 영역에서는 환기에 의해 냉방부하를 오히려 감소시킬 수 있다.

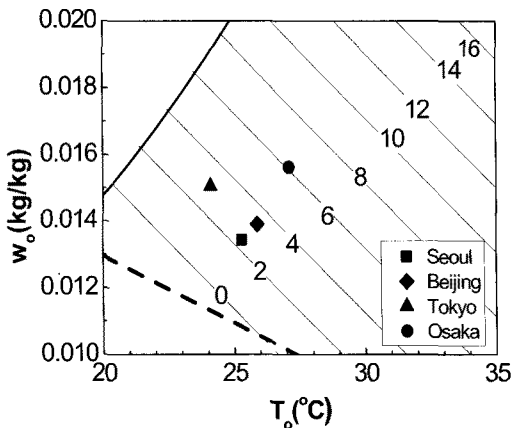
Fig. 3에 외기온도와 습도변화에 따른 단위 환기 유량당 환기부하를 나타내었다. 외기 온도의 상승에 따라 현열부하가 증가하고, 절대습도의 상승에 따라 잠열부하가 증가한다.

전열교환기에서 회수되는 열량과, 환기부하 대비 회수열량의 비를 외기온도와 습도 변화에 따라 계산하여 Fig. 4에 나타내었다. 외기 온도와 습도 증가에 따라 실내공기와 외기의 엔탈피차가 커지면, 환기부하의 증가에 비례하여 열회수량도 증가한다. 그

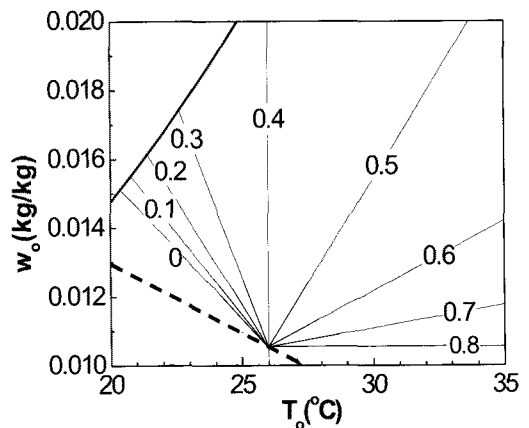
림의 점선은 실내공기와 동일한 엔탈피선이다.

외기 온도가 실내 온도와 동일하게 26°C인 경우, 현열전달은 없고, 잠열전달에 의한 열회수가 일어난다. 따라서 유용도는 잠열유용도와 동일한 0.4의 값을 가진다. 외기 온도가 실내 온도보다 작은 경우에는 현열전달에 의해 환기 급기 온도가 증가하므로 유용도는 잠열유용도보다 작은 값을 가지며, 온도가 낮을수록 유용도는 감소한다.

재생증발식 냉방기를 환기장치로 적용할 경우, 외기온도와 습도에 따른 재생증발식 냉방기의 출구 온도를 Fig. 5(a)에 나타내었다. 외기온도에 비해 상당히 낮은 18~21°C의 공기가 토출되므로, 상당한 환기 냉방효과를 얻을 수 있음을 알 수 있다.

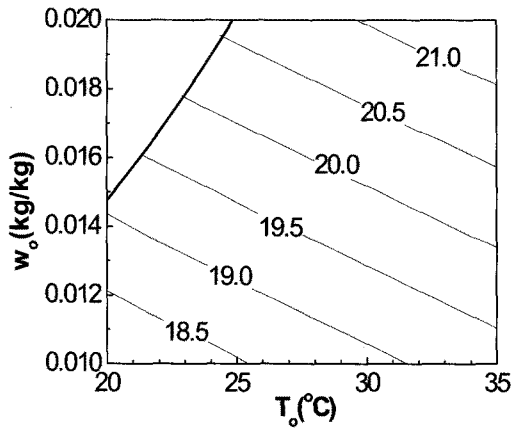


(a) Recovered energy per ventilation rate(kJ/kg)

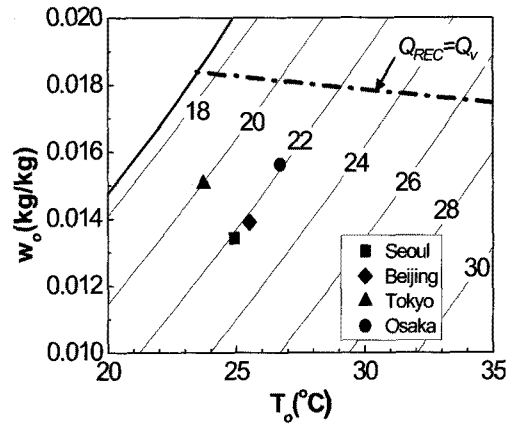


(b) Effectiveness

Fig. 4 Performance of enthalpy exchanger($\epsilon_s = 0.8$ and $\epsilon_i = 0.4$).



(a) Supply temperature(°C)



(b) Cooling capacity per ventilation rate(kJ/kg)

Fig. 5 Performance of regenerative evaporative cooler.

재생증발식 냉방기의 단위 환기유량당 냉각열량을 Fig. 5(b)에 나타내었다. 재생증발식 냉방기의 경우, 외기온도가 상승하면, 냉각열량이 증가하나, 습도가 증가하면 전열교환기와 다르게 냉각열량이 감소하는 경향을 보인다. 이는 물의 증발에 의해 냉각효과가 발생하는 재생증발식 냉방기의 특성으로, 외기 습도 증가로 재생증발식 냉방기 입구 공기의 습도가 증가하게 되면, 냉방기의 습채널에서 물의 증발량이 감소하여 냉각열량이 감소하기 때문이다. 그림의 일점쇄선은 냉각열량과 환기부하가 일치하는 선으로 점선 아래 영역에서는 냉각열량이 환기부하보다 커서 환기부하를 모두 처리하고도 추가적인 냉각 효과를 얻을 수 있다.

전열교환기의 회수열량에 대한 재생증발식 냉방기 냉각열량의 비를 Fig. 6에 나타내었다. 이 비율은 외기 온습도가 높은 경우 1.5정도로부터 외기 온습도가 낮아지면 10이상으로 커지며, 외기조건 전 영역에서 1이상임을 알 수 있다. 이는 재생증발식 냉방기의 냉방 성능이 전열교환기 대비 월등히 우수하며, 고습도 영역인 0.018 kg/kg 이상에서도 2배 정도의 성능 향상 효과를 얻을 수 있음을 의미한다.

4. 환기시스템 적용에 따른 냉방부하 저감 효과 분석

환기시스템을 건물에 적용할 경우의 하절기 에너지 성능을 시뮬레이션하였다. 적용 건물은 서울 소재 사무소 건물 현황조사 결과를 바탕으로 작성된 표준모델건물⁽⁸⁾이며, Table 1에 표준모델건물의 개요와 공조시스템 운전 조건을 정리하였다. 표준모델 건물의 기준층은 다섯 개의 열적 존(Zone)으로 나누어지며, 방위별로 외벽으로부터 5 m 깊이에 4개의 외주부 존과 내주부 존으로 나누어진다. 실내 발열 밀도는 35 W/m², 재실 및 실내 발열기기 스케줄은 평일 근무시간 오전 9시부터 오후 6시, 토요일은 오전 9시부터 오후 1시까지로 설정하였다. 재실밀도 0.2 명/m²와 1인당 20 CMH의 외기도입량을 적용하여, 대상 건물 전체로 환기 요구량은 900 CMM이다.

건물부하 시뮬레이션은 건물부하 계산 프로그램인 TRNSYS⁽⁹⁾를 이용하였으며, 하절기인 6월에서 9월까지 4개월 동안 수행하였다. 서울지역의 경우,

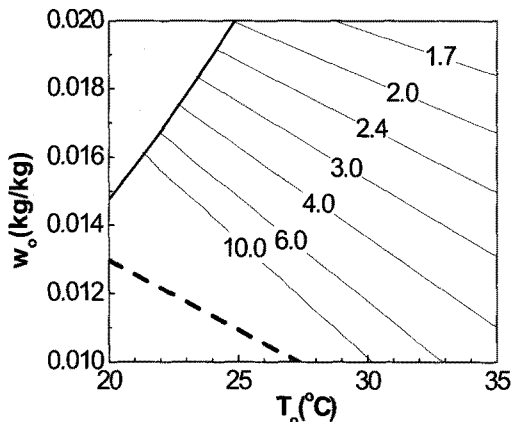


Fig. 6 Ratio of cooling capacity between REC and enthalpy exchanger.

Table 1 Simulation model building

Design parameter	Unit	Conditions
Typical floor area	m ²	30×30
Number of floors	-	15
Internal load density	W/m ²	35
Ceiling height	m	4
Window to wall ratio	-	0.4
AHU type	-	CAV AHU
Infiltration	1/h	1
Density of occupancy	1/m ²	0.2
Ventilation	CMH/person	20
AHU operation time	-	Weekday 08 : 00 ~ 18 : 00 Saturday 08 : 00 ~ 13 : 00

대한설비공학회에서 제공하는 기상 자료를 이용하였으며, 다른 도시의 경우, TRNSYS에서 제공하는 기상자료를 이용하였다.

건물의 총 냉방부하는 건물 내부부하 및 외부 열침입에 의한 열부하와 환기부하로 이루어진다. 별도의 환기 냉방기가 없는 경우, 냉방기에서 처리하여야 하는 냉방부하는 다음과 같다.

$$Q_L = Q_{BL} + Q_v \tag{10}$$

여기서 Q_{BL} 건물 내부부하 및 열침입에 의한 냉방부하이다.

전열교환기와 재생증발식 냉방기를 환기 냉방기로 적용하는 경우 건물 주 냉방기에서 처리하여야 하는 냉방부하는 다음과 같다.

$$Q_c = Q_L - Q_{EE \text{ or } REC} \tag{11}$$

전열교환기를 환기 냉방기로 적용하는 경우, 실외 온습도가 실내 온습도보다 낮을 때에는 실외 공기를 전열교환기를 바이패스하여 실내측으로 직접 공급하는 것이 에너지절약 측면에서 효과적이다. 이를 반영하여 실외 공기 엔탈피가 실내 공기 엔탈피보다 낮은 경우에는 외기공기를 전열교환기를 통과하지 않고 주 공조기로 바로 공급하는 것으로 시뮬레이션하였다.

환기 냉방기로 전열교환기와 재생증발식 냉방기를 채택한 경우, 서울 소재 사무소 건물의 냉방기간 중 일평균 냉방부하를 Fig. 7에 나타내었다. 환기

냉방기가 없는 경우가 냉방부하가 가장 크며, 전열교환기는 냉방부하를 소폭 절감하는 효과가 있다. 재생증발식 냉방기를 적용한 경우 냉방부하가 가장 작으며, 6월초와 9월말에는 재생증발식 냉방기만으로 냉방이 가능하여 냉방부하가 0이 되는 날도 있다.

동일한 표준모델건물에 대하여 북경, 동경, 오사카의 기상데이터를 적용하여 시뮬레이션을 수행하였으며, 서울의 결과와 비교 정리하여 Table 2에 나타내었다. Table 2에 나타난 외기 평균 온습도는 냉방 시간 동안의 값들만 평균한 것이다.

전열교환기를 적용한 환기시스템의 냉방부하는 환기 냉방기 없는 시스템 대비, 4개 도시 평균, 92%로 8% 정도의 냉방부하 감소효과가 있다. 반면 재생증발식 냉방기를 적용한 경우는 평균 41%의 냉방부하 저감효과가 있어서, 환기하지 않는 시스템에 비해서도 냉방부하가 크게 감소한다.

재생증발식 냉방기에 의한 냉방부하 저감량은 서울과 베이징에서 동일하며, 도쿄에서는 서울보다 약 10% 정도 작다. 이는 유입온도가 낮을수록, 습도가 높을수록 냉각열량이 작아지는 재생증발식 냉방기의 냉방 특성 때문이며, Fig. 5(b)에 나타난 외기 온습도에 따른 재생증발식 냉방기의 환기유량당 냉각열량의 변화와 일치하는 결과이다. 오사카의 경우 Table 3에서 재생증발식 냉방기에 의한 냉방부하 저감량이 서울에서보다 큰 것으로 분석되었는데, 이는 Fig. 5(b)에서 서울과 유사한 환기유량당 냉각열량을 보이는 것과 차이가 있다. 서울에서는 Fig. 7에 나타난 바와 같이 재생증발식 냉방기만으로 냉방이 가능한 시기가 있는데, 이 때에는 재생증발식

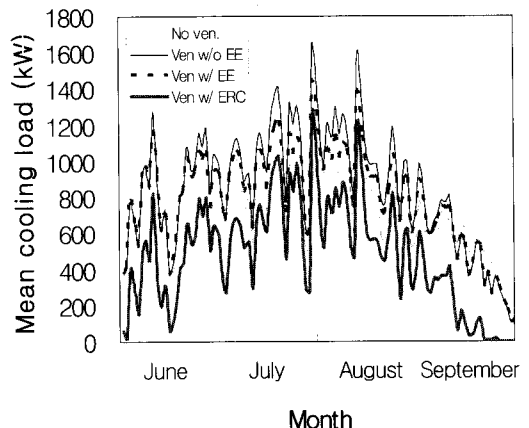


Fig. 7 Cooling loads of an office building in Seoul with various ventilation systems.

Table 2 Comparison of mean cooling load between various ventilation systems

		Seoul	Beijing	Tokyo	Osaka
Average outdoor temperature(°C)		25.3	25.9	24.1	27.1
Average outdoor humidity ratio(kg/kg)		0.0134	0.0139	0.0151	0.0156
Seasonal mean ventilation load(kW)		113	143	160	209
Seasonal mean cooling load(kW) (Cooling load ratio)	Ventilation w/o Energy recovery	853 (1.0)	939 (1.0)	841 (1.0)	1084 (1.0)
	No ventilation	740 (0.87)	796 (0.85)	681 (0.81)	875 (0.81)
	Ventilation w/Enthalpy exchanger	796 (0.93)	860 (0.92)	765 (0.91)	985 (0.91)
	Ventilation w/REC	481 (0.56)	567 (0.60)	511 (0.61)	651 (0.60)
Cooling load reduction by REC(kW)		372	372	330	433

냉방기가 공급할 수 있는 냉각열량이 건물의 냉방 부하보다 커서 재생증발식 냉방기의 냉각성능을 최대한 활용하지 않기 때문에, 이러한 시기가 길수록 하절기동안의 총 냉방부하 저감량이 작아지게 된다. 반면 오사카에서는 서울보다 고온 다습한 외기 조건으로 냉방부하가 커서, 재생증발식 냉방기만으로 냉방공급이 가능한 시기가 서울보다 짧기 때문에, 재생증발식 냉방기에 의한 하절기 동안의 총 저감량이 서울에서보다 큰 값을 나타내게 된다.

환기 냉방기에 의한 냉방부하 저감효과는 건물부하 대비 환기부하가 차지하는 비중과도 관계가 있다. 환기부하는 건물 용도와 관련 있으며, 특히 재실밀도에 직접적으로 영향을 받는다. 서울지역의 표준건물모델에 대하여 재실밀도 변화에 따른 하절기 평균 냉방부하 변화를 Fig. 8에 나타내었다. 재실밀도가 커지면 환기 요구량이 커지므로, 환기부하를 포함한 총 냉방부하는 재실밀도에 비례하게 증가한다. 전열교환기는 환기부하의 일부분을 회수하는 시스템이므로, 전열교환기를 적용하는 경우의 냉방부하는 건물부하(Q_{BL})보다는 크고, 환기부하를 포함한 총 냉방부하(Q_L)보다는 작게 된다.

재생증발식 냉방기를 적용한 경우, 재실밀도 증가에 따라 환기량이 증가하면 재생증발식 냉방기의 냉각용량이 증가하여, 주 냉방기의 냉방부하가 크게 감소한다. 재실밀도가 0.2인 경우는 약 44%의

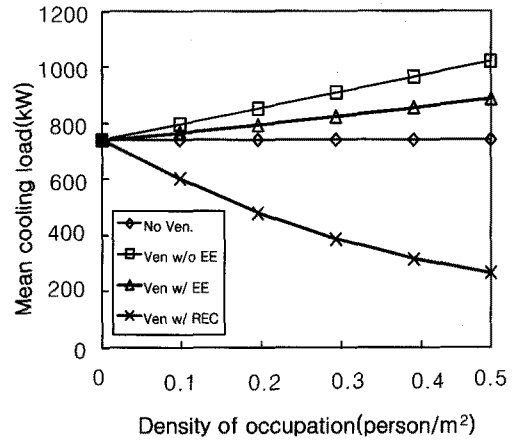


Fig. 8 Cooling load variations with respect to occupation density.

절감효과가 있으며, 0.4인 경우에는 그 효과가 67%에 이른다. 이는 재생증발식 냉방기의 적용이 환기 부하 처리에 더해 추가적인 냉방효과를 가져와서, 처리용량이 클수록 냉방부하 저감효과가 커지기 때문이다. 물론 처리용량이 커질수록 이에 비례하여 재생증발식 냉방기의 크기가 증대되어야 한다.

5. 결론

환기시스템에 전열교환기와 재생증발식 냉방기를 적용하였을 경우, 외기조건 변화에 따른 냉방성능 분석과 표준모델건물에 대한 냉방부하 시뮬레이션 실시하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 25~35°C, 0.01~0.02 kg/kg의 외기조건 범위에서 재생증발식 냉방기의 토출공기 온도는 18~21°C이다.

(2) 외기 절대습도 0.018 kg/kg 이하에서는 재생증발식 냉방기로 환기부하를 모두 처리하고도 추가적인 냉방효과를 얻을 수 있다.

(3) 전열교환기 대비 재생증발식 냉방기 냉각열량의 비는 외기 온습도가 높은 경우 1.5정도로부터 외기 온습도가 낮아지면 10이상으로 증가한다.

(4) 서울, 베이징, 도쿄, 오사카 등에서 재생증발식 냉방기의 적용으로 하절기 평균 40% 정도의 냉방부하 저감효과를 얻을 수 있다.

(5) 하절기 동안의 냉방부하 저감량을 외기 온습도의 평균값과 외기 온습도에 따른 재생증발식 냉방기의 환기유량당 냉각열량의 변화로부터 근사적

으로 추정할 수 있다.

후 기

본 연구는 2009년도 지식경제부 재원 한국에너지기술평가원의 지원(과제명 : 고효율 밀집형 액체 제습냉방 기술 개발)과 2010년도 국민대학교 신진교수연구지원금으로 수행한 연구 과제입니다.

참고문헌

1. Kim, H. S., You, Y. J. and Ahn, Y. S., 2008, Recent trends in development of enthalpy exchangers, Magazine of the SAREK, Vol. 37, No. 2, pp. 48-54.
2. Yoo, S.-Y., 2009, Enthalpy exchanger for ventilation energy recovery, Magazine of the SAREK, Vol. 38, No. 2, pp. 31-35.
3. Kim, N.-H., Cho, J.-P., Song G.-S., and Kim, D.-H., 2008, Performance of a plate-type enthalpy exchanger made of papers having different properties, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 20, No. 8, pp. 547-555.
4. Han, H. and Choo, Y.-B., 2008, A study on heat transfer characteristics and uncertainty of heat recovery ventilator for various outdoor temperature/humidity conditions, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 20, No. 9, pp. 608-613.
5. Maclaine-Cross, I. L. and Banks, P. J., 1983, A general theory of wet surface heat exchangers and its application to regenerative evaporative cooler, Journal of Heat Transfer, Vol. 103, pp. 579-585.
6. Choi, B. S., Hong, H. and Lee, D.-Y., 2008, Study of the counterflow regenerative evaporative cooler with finned channels, Vol. 20, No. 7, pp. 447-454.
7. Moon, H. K. and Lee, D.-Y., 2008, Cooling performance of a counterflow regenerative evaporative cooler with finned channels, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 20, No. 7, pp. 462-469.
8. Seok, H. T. and Kim, K. W., 2001, Thermal performance evaluation of design parameters and development of load prediction equations of office buildings, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 13, No. 9, pp. 914-921.
9. SEL(Solar Energy Lab.), Trnsys 16, University of Wisconsin-Madison, Madison, WI, U. S. A.