

플레이트 형상이 재생증발 냉각기 성능에 미치는 영향 분석

최 봉 수, 홍 희 기*, 이 대 영**†

경희대학교 대학원, *경희대학교 기계산업시스템공학부, **한국과학기술연구원

Performance Analysis of Plate Form on the Regenerative Evaporative Cooler

Bong Su Choi, Hiki Hong*, Dae-Young Lee**†

ABSTRACT: Recently year, the law about ventilation in living room and school was applied rigidly, so the ventilating load became a great part of cooling load. For fixing up this problem, many equipments were designed and researched. Regenerative evaporative cooler(REC) was the one of the equipments for reducing ventilating load. Through cooling the inlet air temperature using some part of cooled air, REC's inlet air wet-bulb temperature was brought down under the temperature. And through this process, REC can make more cooled air than wet bulb temperature of the inlet air using evaporative cooling process. In this paper, we analyzed the effect of plate form to REC's effectiveness using Runge-Kutta method. From the study, if the plate form get similar to the flat plate, REC's height and H_i get short. So, flat plate has the advantage to miniaturization of REC. And changing the plate form has no advantage to air-cooled REC because pressure drop effect is bigger than heat transfer effect.

Key words: Regenerative evaporative cooler(재생증발 냉각기), Cross-flow type(직교류형), corrugated type(물결형), flat type(평판형)

기 호 설 명

T : 온도 [°C]
 T_{dew} : 이슬점 온도 [°C]
 k : 대류 열전달 계수 [W/m²K]
 h : 전도 열전달 계수 [W/mK]
 C_p : 정압 비열 [J/kgK]
 i_{fg} : 상변화 엔탈피 [kJ/kg]
 \dot{m} : 질량 유량 [kg/s]
 Γ : 단위길이 당 유량 [kg/s]
 V : 미소구간 냉각기 나뉠벽 질량 [kg]

A_c : 냉각기 단면적 [m²]
 H_{HX} : 냉각기 높이 [m]
 L_{HX} : 냉각기 길이 [m]
 W_{HX} : 냉각기 폭 [m]
 t : 시간 [s]
 H : 나뉠벽 두께를 고려한 채널 높이 [m]
 H_i : 실제 채널 높이 [m]
 P : 물결 주기 [m]
 NTU : 전달 단위수
 Nu : Nusselt number
 f : Darcy friction factor
 R_{mc} : 추기 비율
 R_{hc} : 긴채널과 증발수의 열용량비
 R_w : 벽체 열용량에 대한 항 [s⁻¹]

† Corresponding author

Tel.: +82-2-958-5674; fax: +82-2-958-5689

E-mail address: ldy@kist.re.kr

그리스 문자

- α : Nu 및 f 식에서의 상수항
- β : Nu 및 f 식에서의 지수항
- ε : 유용도
- ω : 절대 습도 [kg/kg dry air]
- ρ : 밀도 [kg/m^3]
- θ : 나뉠벽 사이 각도
- Ψ : 절대 습도에 대한 무차원계수

상첨자

- * : 무차원계수

하첨자

- h : 건채널
- c : 습채널
- a : 공기
- w : 나뉠벽
- i : 입구측
- o : 출구측
- l : 층류
- t : 난류

1. 서론

최근 주택법, 학교보건법 등의 환기 관련 법규가 강화되면서 여름철 냉방부하를 증가시키지 않고 환기 문제를 해결하기 위한 다양한 연구가 진행되고 있다. 재생증발 냉각 또한 환기부하 절감을 위한 연구 중 하나로 Fig. 1은 공기를 냉각하는 재생증발 냉각기의 개략도를 나타낸 것이다. 재생증발 냉각기는 실내 공기의 온도를 이슬점 온도까지 낮출 수 있으며 재생에 이용되는 공기량 만큼 실외 공기가 유입되기 때문에 환기 부하에 대한 문제없이 실내 환기가 가능하다.

여름철 기후가 고온건조한 서유럽 및 중동 지역에서는 현재 재생증발 냉각기를 이용한 냉방 시스템에 대한 연구가 활발히 진행되고 있으며,⁽¹⁾ 특히 중동 지방의 경우 이미 상당부분 상용화 단계에 이르렀다. 우리나라를 포함하여 여름철 기후가 고온다습한 중국, 일본, 미국 남부⁽²⁾ 지역에서는 환기 부하 절감뿐만 아니라 제습제를 이용

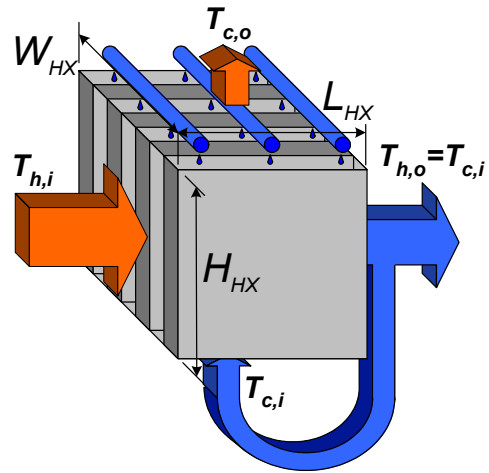


Fig. 1 Schematic diagram of regenerative evaporative cooler.

하여 잠열부하를 처리한 후 재생증발 냉각기를 통해 실내에 냉기를 공급하는 제습 증발냉각 시스템에 대한 연구도 활발히 진행 중이다.

본 연구에서는 재생증발 냉각기의 성능향상을 위해 수치해석 기법을 이용하여 재생증발 냉각기의 플레이트 형상이 재생증발 냉각기 성능에 미치는 영향을 분석하였다. 수치해석에는 Runge-Kutta법을 이용하였으며, 물결형(corrugated type) 플레이트에서의 채널 내 Nu 및 f 는 Stasiek et al⁽³⁾과 Focke⁽⁴⁾의 실험식을 토대로 정의하였다.

2. 해석 모델

2.1. 구조 및 이론

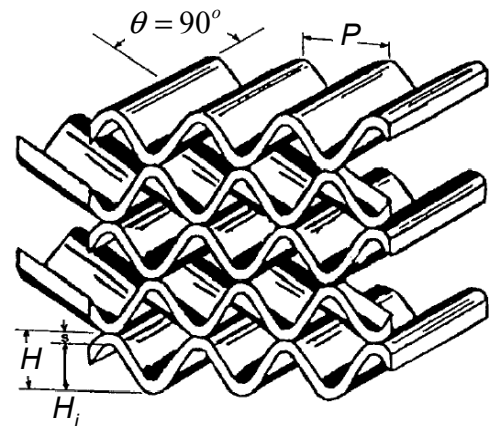


Fig. 2 corrugated plate REC elements.

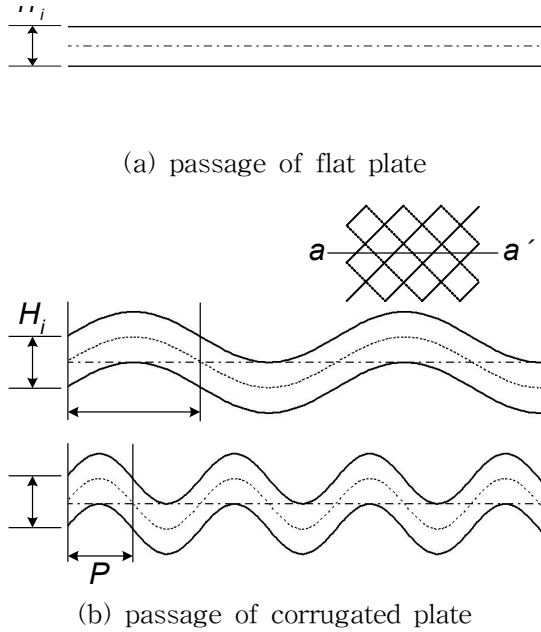


Fig. 3 Geometric of REC's channel.

본 연구에서는 플레이트 형상이 재생증발 냉각기의 성능에 미치는 영향을 분석하기 파악하기 위해 평판형(flat type)과 물결형(corrugated type) 플레이트를 대상으로 분석을 수행하였다. 물결형 플레이트 재생증발 냉각기의 경우 Fig. 2에 나타낸 것과 같이 판과 판 사이의 각도 θ 는 90° 로 하였다. Fig. 3은 각각 평판형 플레이트와 물결형 플레이트 재생증발 냉각기의 채널형상을 나타낸 것으로 평판형 플레이트의 경우 각각의 판은 접촉하지 않는 반면, 물결형 플레이트는 각각의 플레이트가 접촉하여 물결 사이로 형성된 유로를 통해 작동유체가 통과함을 알 수 있다. 물결형 플레이트의 경우 유로가 복잡하기 때문에 난류 촉진 등으로 인한 높은 열전달 효과를 기대할 수 있는 반면, 마찰계수의 증가로 압력 강하

가 커지는 문제가 생길 수 있다.

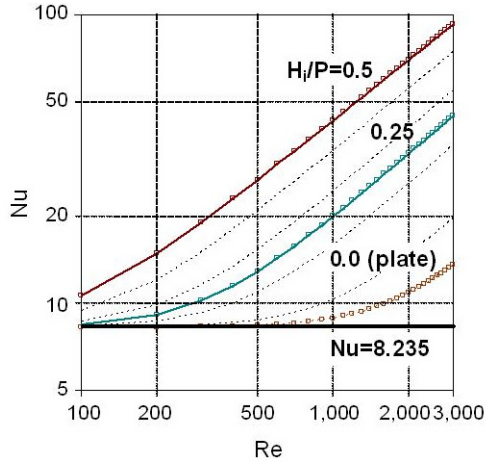
평판형 플레이트의 경우 채널 내 열전달 및 유동 특성이 이미 상당부분 정립이 되어있는데 반해, 물결형 플레이트는 아직도 많은 연구가 진행중이며 해석 결과에 대해서도 제약 조건이 많다. 본 연구에서는 물결형 플레이트에서의 채널 내 열전달과 유동 특성에 대한 관계식으로 Stasiek et al⁽³⁾의 Nu 및 f 실험식($H_i/P=0.25$)을 이용하였다. 이때 Stasiek et al의 경우 플레이트판 사이 각도에 대한 Nu 및 f 의 실험식은 규명한 반면, 물결형 플레이트의 물결 형상이 변하는 경우에 대한 연구는 상당부분 미흡하여 본 연구에서와 같이 물결형상이 해석변수로 작용하는 경우에는 실험식을 그대로 적용하기에는 다소 무리가 따른다. 이런 이유로 본 연구에서는 Stasiek et al의 실험식 형태를 기본으로 Focke⁽⁴⁾의 Nu 및 f 실험식($H_i/P=0.50$)을 이용하여 $Nu(H_i/P)$ 및 $f(H_i/P)$ 를 Table 1에서의 식과 같이 정의하였다. 여기서, 물결 높이와 물결 진폭의 비율인 H_i/P 를 해석변수로 선정하였는데, 이는 평판($H_i/P=0$)을 기준으로 물결의 발달에 따른 냉각기 성능 변화를 해석하기 위함이다. 이때, Pr 및 θ 는 상수항으로 하였으며, 적용범위는 $Re < 2,800$, 0.0 (평판) $< H_i/P < 0.5$ 이다. 이때, 천이영역에서의 Nu 및 f 는 Metwally et al⁽⁵⁾의 연구와 비교하여 Table 1에 Nu 및 f 계산식의 형태로 나타내었다. Fig. 4는 Table 1의 식을 이용하여 Re 에 따른 Nu 과 f 를 나타낸 것이다.

2.2. 해석 모델 분석

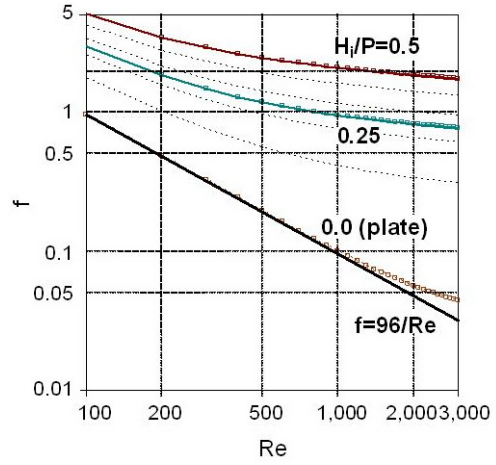
본 연구에서 냉방기의 폭(W_{HX})은 1.5 m로 설정하였다. 냉방기의 재질은 폴리프로필렌 ($k=0.12$ W/mK)으로 설정하였으며, 건채널을 통과한 공

Table 1 Functions of α and β for f and Nu

		$Nu_l = 8.235^{(6)}$
$Nu = \frac{(Nu_l^3 + Nu_t^3)^{1/3}}$	$Nu_t = \alpha_{Nu}(H_i/P) \times Re^{\beta_{Nu}(H_i/P)}$	$\alpha_{Nu}(H_i/P) = 0.0205 + 1.153(H_i/P)^{1.184}$ $\beta_{Nu}(H_i/P) = (0.8 - 0.2(H_i/P))$
	$f_l = \alpha_{f,l}(H_i/P) + \frac{\alpha_{2f,l}(H_i/P)}{Re}$	$\alpha_{f,l}(H_i/P) = 2.42(H_i/P)$ $\beta_{f,l}(H_i/P) = (96 + 542(H_i/P))$
$f = \frac{(f_l^3 + f_t^3)^{1/3}}$	$f_t = \alpha_{f,t}(H_i/P) \times Re^{\beta_{f,t}(H_i/P)}$	$\alpha_{f,t}(H_i/P) = 0.184 + 14.910(H_i/P)^{1.3985}$ $\alpha_{2f,t}(H_i/P) = -(0.2 - 0.046(H_i/P))$



(a) Nusselt number



(b) friction factor

Fig. 4 Nu and f using functions of $Nu(H_i/P)$ and $f(H_i/P)$.

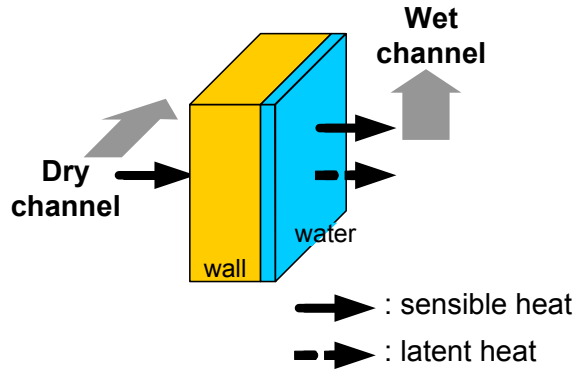


Fig. 5 Energy balance on the unitary cell of REC.

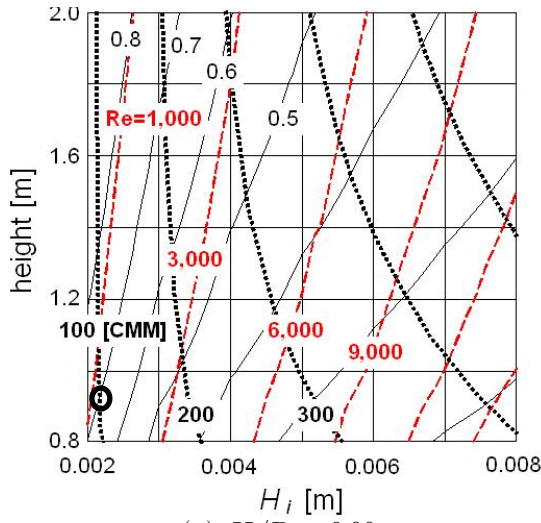
기 중 30%가 습채널로 추기($R_{mc}=0.3$)되는 것으로 설정하였다. 해석시 냉각기의 허용 압력강하는 100 Pa로 하여, 냉각기 길이(L_{HX})는 주어진 냉각

기 높이(H_{HX})에 대해 압력강하가 100 Pa이 되는 길이로 설정하였다. 여름철 공조 조건을 감안하여 외기 조건은 건구온도 32°C, 상대습도 50%로 설정하였다. 재생증발 냉각기 해석시 적용된 가정은 다음과 같다.⁽⁷⁾

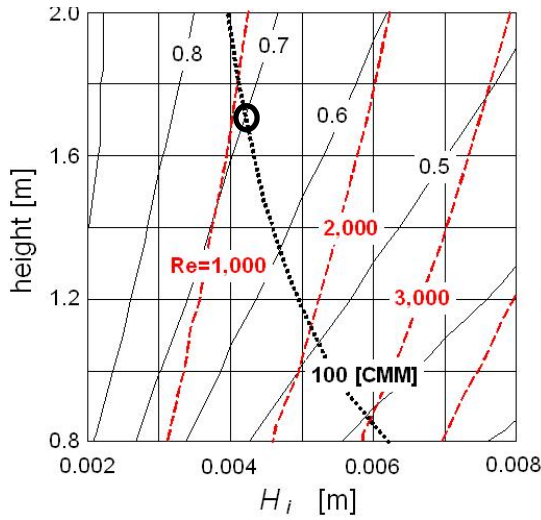
- (1) 채널 내 유동은 비정상 상태이며 나뉘벽 내부 열발생은 없다.
- (2) 건채널과 습채널의 채널 간격(H_i)은 같다.
- (3) 물성치는 온도에 관계없이 일정하다.
- (4) 증발수는 두께가 매우 얇아 증발수 두께에 의한 전도는 없다.
- (5) 증발수는 연속적이며 습채널 나뉘벽 면을 완전히 덮고 있다.

Table 2 Governing equations in the unitary cell of REC

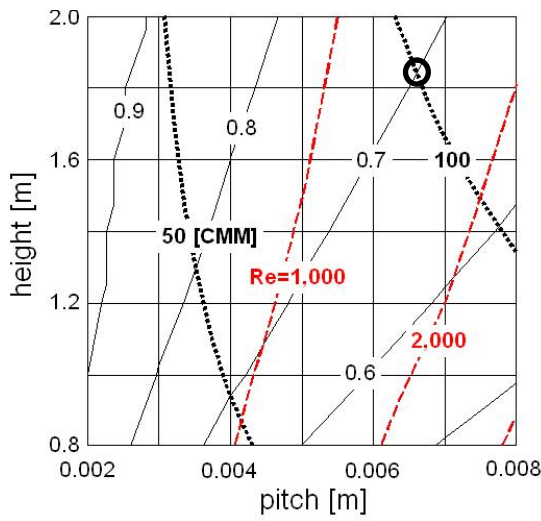
$\frac{\delta\theta_h}{\delta x^*} = NTU_h(\theta_h - \theta_w)$	(1)	
$\frac{\delta\theta_c}{\delta y^*} = NTU_c(\theta_w - \theta_c)$	(2)	
$\frac{\delta\Psi_c}{\delta y^*} = NTU_c(\Psi_w - \Psi_c)$	(3)	
$R_w \frac{\delta\theta_w}{\delta t} = NTU_h(\theta_h - \theta_w) + R_{mc} NTU_c \{(\theta_c - \theta_w) + (\Psi_c - \Psi_w)\}$	(4)	
$\theta = \frac{T - T_{dew,i}}{T_i - T_{dew,i}} \quad (5)$	$NTU_h = \frac{hA_c}{C_{p,a}\dot{m}_h} \quad (7)$	$R_w = \frac{C_{p,w}V}{C_{p,h}\dot{m}_h} \quad (10)$
$\Psi = \frac{i_{fg}(\omega - \omega_i)}{C_{p,a}(T_i - T_{dew,i})} \quad (6)$	$NTU_c = \frac{hA_c}{C_{p,a}\dot{m}_c} \quad (8)$	
	$R_{mc} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_h} \quad (9)$	



(a) $H_i/P = 0.00$



(b) $H_i/P = 0.10$



(c) $H_i/P = 0.20$

Fig. 6 Contours of effectiveness with H_{HX} and H_i .

(6) 건채널을 통과한 공기는 완전혼합된 상태에서 추기되어 습채널로 유입된다.

Fig. 5는 건채널과 습채널 사이의 미소구간에 대한 에너지 전달 과정을 나타낸 것으로 미소구간 에너지 방정식은 Table 2와 같다.⁽⁸⁾ 식(1)-(2)는 각각 건채널과 습채널에서의 에너지 방정식이고 식(3)은 습채널에서의 수증기 보존식이다. 식(4)는 벽체 사이에서의 에너지 보존식이다. 식(5)-(6)은 각각 온도 및 습도 무차원계수를 나타낸 것이며 식(7)-(8)은 해석시 적용된 무차원 계수를, 식(9)는 비정상 상태식을 나타낸 것이다.

3. 해석 결과

Table 2의 식을 이용하여 Runge-Kutta법으로 재생증발 냉각기를 해석하였다. H_i/P 와 H_{HX} 를 해석 변수로 하였으며, 해석시 목표 풍량은 100 CMM, 목표 유용도는 0.7로 설정하였다. Fig. 6은 해석 변수에 대한 재생증발 냉각기의 유용도를 나타낸 것으로 H_i/P 가 커질수록, 유용도는 커지는 반면 풍량은 감소함을 확인할 수 있다. 이는 H_i/P 의 증가에 따른 열전달 효과의 증가폭보다 마찰계수의 증가폭이 더 크기 때문으로 마찰계수가 커짐에 따라 풍량도 감소하게 된다. 그렇기 때문에 목표 풍량을 만족시키기 위해서는 냉각기 높이를 높여야 하게 되고 결과적으로 냉각기의 부피도 커지게 된다. Fig. 7은 H_i/P 에 따른 목표 풍량 및 유용도를 만족하는 냉각기에서의 Nu 및 f 를 나타낸 것으로 H_i/P 가 0.0에서 0.2가 될 때 Nu는 2배 가량 증가한 반면, f 는 6배나 증가하였음을 확인할 수 있다.

Fig. 8은 H_i/P 의 변화에 따른 목표 풍량 및 유용도를 만족하는 냉각기의 설계치를 나타낸 것으로 H_i/P 가 증가함에 따라 냉각기 크기 및 H_i 가 증가함을 확인할 수 있어, 평판형 플레이트를 이용하는 것이 냉각기 소형화에 가장 효과적임을 알 수 있다. 냉각기 무게의 경우 H_i/P 가 0.1인 지점에서 최대값을 갖는데, 이는 0.1 이하인 지점에서는 H_i 의 증가보다 냉각기 전열면적의 증가폭이 커 무게가 증가한 반면, 0.1 이후에서는 경향이 반대로 작용하였기 때문이다.

해석 결과, 공기를 냉각하는 재생증발 냉각기의 성능을 향상시키기 위해서는 가능한 평판형으

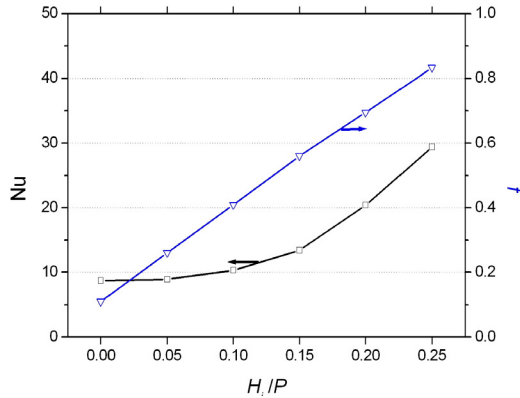
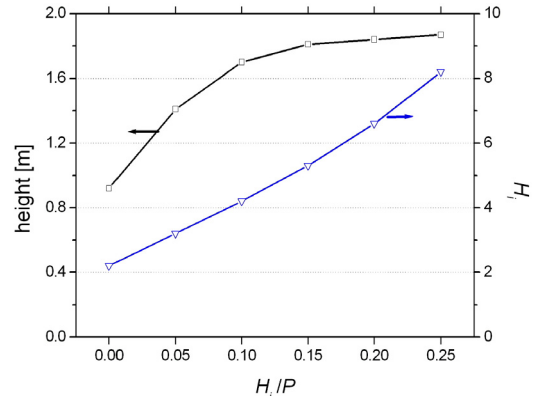


Fig. 7 Nu and f from H_i/P on $\epsilon=0.7$ & 100 CMM.

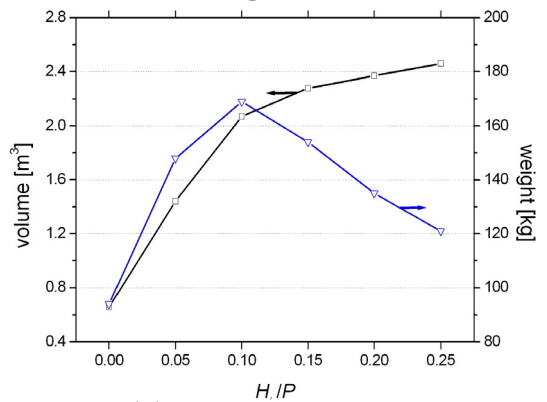
로 제작하는 것이 가장 유리함을 확인할 수 있었다. 또한 H_i 가 지나치게 작아 냉각기 내에서 증발수에 의한 관폐색이 우려될 때도 플레이트 형상을 바꾸기보다는 친수성 코팅 등의 다른 방법이 보다 효과적일 수 있음을 확인하였다. 또한 물결형 플레이트의 경우 공기와 같이 Pr이 작은 유체에서는 열전달 효과 상승폭이 작아 실효를 거둘 수 없음을 확인하였다.

참고문헌

1. Costelloe, B. and Finn, D., 2003, Indirect evaporative cooling potential in air-water systems in temperate climates, Energy and buildings, Vol. 35, pp. 573-591.
2. John, L. M. and Paul, M., 2003, Dual indirect cycle air conditioner uses heat concentrated desiccant and energy recovery in a polymer plate heat exchanger, Ecolibrium, Vol. 35, pp. 573-591.
3. Stasiek, J. and Collins, M. W., 1996, Investigation of flow and heat transfer in corrugated passages- I. Experimental results, International journal of heat and mass transfer, Vol. 39, No.1, pp. 149-164.
4. Focke, W. W., Zachariades, J. and Olivier, I., 1985, The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers, International journal of heat and transfer,



(a) height and H_i



(b) volume and weight

Fig. 8 REC design factors on $\epsilon=0.7$ & 100 CMM.

Vol. 28, No. 8, pp. 1469-1479.

5. Metwally, H. M. and Manglik, R. M., 2004, Enhanced heat transfer due to curvature-induced lateral vortices in laminar flows in sinusoidal corrugated-plate channels, International journal of heat and transfer, Vol. 47, pp. 2283-2292.
6. Mills, A. F., 1997, Basic Heat and Mass Transfer Korean Edition, Ban-do, 1997, pp. 242-248.
7. Maclaine-cross, I. L. and Banks, P. J., 1981, A general theory of wet surface heat exchangers and its application to regenerative evaporative cooling, Journal of heat transfer, Vol. 103, pp. 579-585.
8. Lee, D. Y., Choi, B. S. and Hong, H., 2004, Performance Analysis of a Cross-flow Type Regenerative Evaporative Cooler, Summer proceedings of SAREK, pp. 151-156.