

대향류 핀삽입형 재생증발식 냉방기의 냉방성능

문 현 기, 이 대 영[†]

한국과학기술연구원 에너지메카닉스 연구센터

Cooling Performance of a Counterflow Regenerative Evaporative Cooler with Finned Channels

Hyun-Ki Moon, Dae-Young Lee[†]

Energy Mechanics Research Center, Korea Institute of Science & Technology, Seoul 136-791, Korea

(Received March 12, 2008; revision received May 29, 2008)

ABSTRACT: A regenerative evaporative cooler has been fabricated and tested for the evaluation of cooling performance. The regenerative evaporative cooler is a kind of indirect evaporative cooler comprised of multiple pairs of dry and wet channels. The air flowing through the dry channels is cooled without any change in the humidity and at the outlet of the dry channel a part of air is redirected to the wet channel where the evaporative cooling takes place. The regenerative evaporative cooler fabricated in this study consists of the multiple pairs of finned channels in counterflow arrangement. The fins and heat transfer plates were made of aluminum and brazed for good thermal connection. Thin porous layer coating was applied to the internal surface of the wet channel to improve surface wettability. The regenerative evaporative cooler was placed in a climate chamber and tested at various operation condition. The cooling performance is found greatly influenced by the evaporation water flow rate. To improve the cooling performance, the evaporation water flow rate needs to be minimized as far as the even distribution of the evaporation water is secured. At the inlet condition of 32 °C and 50%RH, the outlet temperature was measured at 22 °C which is well below the inlet wet-bulb temperature of 23.7 °C.

Key words: Regenerative evaporative cooler(재생증발식 냉방기), Cooling effectiveness(냉방유효도), Performance test(성능시험), Evaporation water flow rate(증발수 유량)

기 호 설 명

A	: 열전달면적 [m^2]	i_{fg}	: 증발잠열 [kJ/kg]
c	: 정압비열 [$kJ/kg-^{\circ}C$]	L	: 냉방기 유동방향 길이 [m]
D	: 이슬점온도 [$^{\circ}C$]	m	: 무차원 증발수 유량
h	: 대류 열전달계수 [$W/m^2-^{\circ}C$]	\dot{m}	: 질량유량 [kg/s]
i	: 엔탈피 [kJ/kg]	N	: 전달단위수
		Q	: 열전달량 [kW]
		r	: 습채널 추기비율
		T	: 온도 [$^{\circ}C$]
		\dot{V}	: 체적유량 [$CMM, m^3/min$]
		w	: 절대습도 [kg/kg]

[†] Corresponding author

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

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

x : 건채널 유동방향 좌표 [m]

그리스 문자

ϵ : 유용도
 ϕ : 상대습도

상첨자

* : 무차원 길이

하첨자

d : 건채널
 e : 증발수
 in : 입구
 out : 출구
 s : 공급
 w : 습채널

1. 서론

재생증발식 냉방기는 일종의 간접 증발식 냉방기로 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 건채널을 통과한 공기의 일부를 물이 적셔져있는 습채널로 추기시켜 물 증발을 유도하여 건채널 공기를 냉각한다. 재생증발식 냉방기는 이론적으로 흡입공기를 이슬점 온도까지 냉각할 수 있으며, 냉방기 가동에 따른 실내 습도 증가 문제가 없다.

Pescod⁽¹⁾는 평판형 플라스틱 열교환기를 적용한 재생증발식 냉방기 설계를 제시하였으며, Maclaine-Cross and Banks⁽²⁾는 재생증발식 냉방기의 이론 해석방법을 제시하였다. Hsu et al.⁽³⁾은 재생증발식 냉방기의 최적 설계를 수행하였으며, Erens and Dreyer⁽⁴⁾는 직교류 평판형 증발식 냉방기에 대한 수정 모델을 제시하였고, Stoitchkow

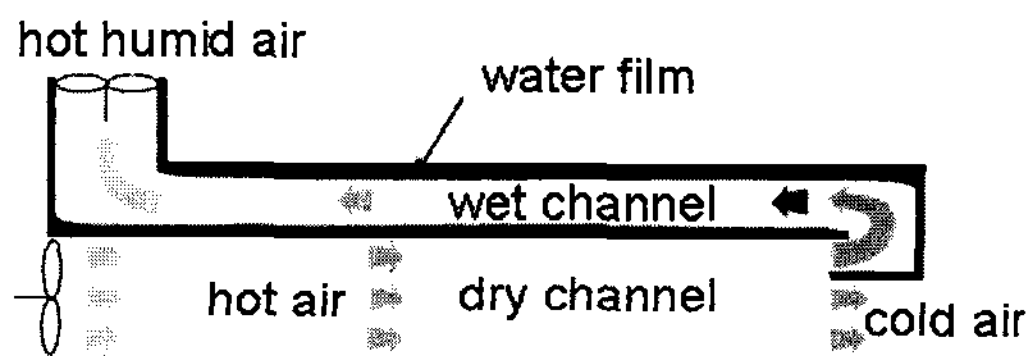


Fig. 1 Principle of regenerative evaporative cooling.

and Dimitrov⁽⁵⁾는 직교류 평판형 증발식 냉방기의 냉방성능을 연구하였다.

전술한 연구를 포함한 현재까지 재생증발식 냉방기에 대한 연구는 직교류 판형열교환기에 대한 연구가 대부분이다.⁽¹⁻⁵⁾ 이는 이미 상용화되어 있는 직교류 공기-공기 판형열교환기를 이용하여 용이하게 재생증발식 냉방기로 전환할 수 있기 때문이다. 그러나 이러한 구조로는 증발식 냉방기의 크기가 커지게 되는 단점이 있다. 재생증발식 냉방기의 실용화를 위해서는 냉각 성능뿐만 아니라, 외형 크기 또한 중요한 요인이 된다.

최근에 Choi et al.⁽⁶⁾은 대향류 핀삽입형 구조를 적용할 경우 재생증발식 냉방기의 크기를 직교류 판형열교환기 구조에 비하여 크게 줄일 수 있음을 보였다.

본 연구에서는 대향류 핀삽입형 재생증발식 냉방기를 제작하여 여러 가지 조건에서 냉방기의 성능을 시험한다. 또한 냉각과정을 수치해석하여 시험결과와 비교 분석한다.

2. 재생증발식 냉방기 제작

본 연구에서는 Fig. 2(a)에 나타낸 바와 같은 건채널과 습채널 한 쌍으로 이루어진 단위모듈을 제작하고 이를 적층하는 방법으로 Fig. 2(b)에 나타낸 것과 같은 재생증발식 냉방기를 제작하였다. 단위모듈은 습채널 내부에 부착된 핀, 습채널과 건채널 사이의 열전달판, 열전달판의 외벽면에 부착된 건채널 핀, 추기공기 안내채널로 구성된다. 핀과 열전달판의 재질은 알루미늄이며, 브레이징(brazing) 접합하였다.

본 연구에서 적용한 핀은 자동차 열교환기용 루버핀으로 핀 높이 9.8 mm, 핀 길이 100 mm, 핀 두께 0.15 mm이다. 이 핀을 유동방향으로 2개를 배치하여 채널길이를 200 mm로 하였으며, 핀 간격은 건채널과 습채널 동일하게 1.5 mm로 하였다. 건채널과 습채널 사이 열전달판의 두께는 0.3 mm이다. 단위모듈의 너비는 550 mm이며, 총 23개의 단위모듈을 적층하여 유동 전면적 550 × 700 mm, 안내채널 포함한 높이 350 mm로 재생증발식 냉방기를 제작하였다(Fig. 2(b)).

공기는 Fig. 2(b)의 하부로부터 건채널로 유입되어 냉각되며 상부로 토출된다. 냉각된 공기의 일부가 건채널 출구에서 습채널로 유입되어 건채

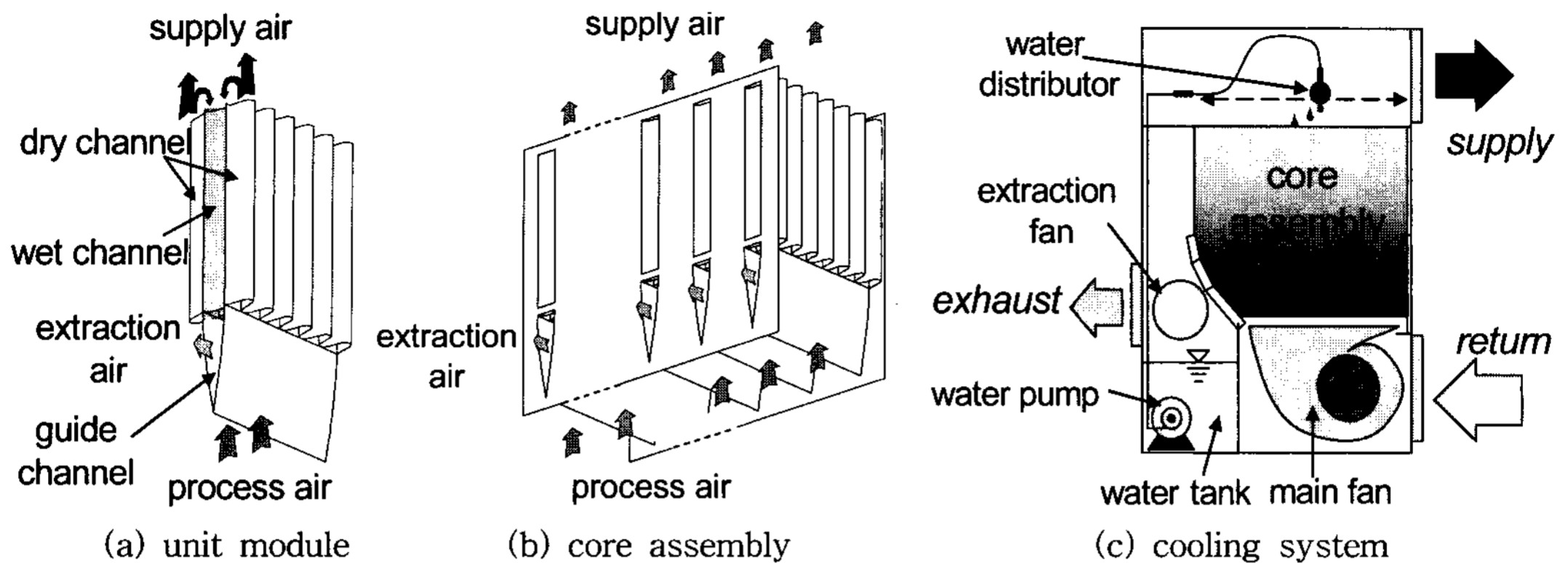


Fig. 2 Counterflow regenerative evaporative cooler with finned channels.

널 유동과 반대방향인 아랫방향으로 유동하며(Fig. 2(a)), 안내채널에 의하여 건채널 입구 유동과 분리되어 배출된다.

재생증발식 냉방기의 건채널 입구와 습채널 출구 부분에 각각 송풍기를 설치하여 Fig. 2(c)에 나타낸 바와 같은 재생증발식 냉방기기를 완성하였다. 증발수는 습채널 입구, 즉 상부로부터 공급하여 습채널 공기유동과 평행하게 습채널을 통과한 후 안내채널을 따라 물통에 모이도록 고안하였다. 증발수 분배기는 길이 700 mm, 내경 10 mm 직관에 직경 1 mm의 구멍을 습채널 사이 거리인 30 mm 간격으로 23개 가공하여 제작하였으며, 이 분배기를 Fig. 2(c)에 나타낸 바와 같이 550 mm 거리를 왕복운동시켜서 23개의 습채널에 균일한 양의 증발수가 공급될 수 있도록 하였다.

습채널 편표면에는 다공물질 표면처리를 적용하였다. Lee et al.⁽⁷⁾은 다공층의 모세관력에 의하여 습채널 편표면으로 증발수가 퍼져나가고, 다공층 내부에 증발수를 보유하게 되어, 다공물질 표면처리가 증발냉각 효과를 크게 향상시킬 수 있음을 보고한 바 있다.

3. 성능시험

3.1 시험장치 및 시험방법

제작된 재생증발식 냉방기기를 열환경 챔버내에 설치하여 여러 가지 온도, 습도, 유량 조건에서의 냉방성능을 시험하였다. 건채널 입구의 주 송풍기와 습채널 출구의 추기 송풍기의 회전수를 조절하여 주 유동 공기유량과 추기 공기유량을 제

어하였다.

다수의 T-type 열전대를 각부분에 설치하여 공기온도를 측정하였다. 공급측에 이슬점 온도센서를 설치하여 절대습도를 측정하였으며, 추기공기 출구에는 상대습도 센서를 설치하였다. 공급공기 유량은 후드미터(hood meter), 추기 공기유량은 터빈풍량계(turbine flowmeter)를 이용하여 측정하였다. 성능시험에 적용된 센서들의 종류와 측정 정확도를 Table 1에 정리하였다.

10초 간격으로 측정되는 모든 측정값은 데이터 로거 Agilent 34970A를 통하여 PC에 전달되며, Labview 프로그램을 이용하여 데이터 수집 및 분석 프로그램을 구성하였다. 10분 동안의 온도 변화가 0.1 °C 이내, 상대습도 변화가 1% 미만인 경우를 정상상태로 판단하였으며, 정상상태 도달 후 10분 동안의 측정값을 평균하여 각 위치에서의 온도, 습도, 압력을 구하였다.

재생증발식 냉방기의 유용도는 다음의 식과 같이 흡입공기의 건구온도와 이슬점 온도의 차이에 대한 흡입공기 온도와 공급공기 온도의 차이의 비로써 정의되며, 이론적으로 최대한 냉각될 수 있는 온도차에 대한 실제 온도차의 비를 의미한다.

Table 1 Accuracy of the sensors

Sensor	Range	Accuracy
pressure manometer	0~100 Pa	±2 Pa
thermocouple	0~100 °C	±0.2 °C
relative humidity	10~100 %	±1.0%RH
dew-point meter	0~50 °C	±0.2 °C
turbine flowmeter	0~10 CMM	±1%FS
hood meter	1.3~60 CMM	±3%rdg

$$\epsilon = \frac{T_{d,\epsilon} - T_{d,out}}{T_{d,\epsilon} - D_{d,\epsilon}} \quad (1)$$

3.2 시험결과의 신뢰도

측정의 정확도를 확인하기 위하여, 다음의 식과 같이 건채널과 습채널의 열전달량을 구하여 비교하였다. Fig. 3은 본 연구에서 실시한 모든 경우에 대하여 열전달량을 비교한 것이며, 대부분의 경우에서 ±10% 이내, 평균 ±6% 정도로 에너지 평형이 만족됨을 알 수 있다.

$$Q_d = \dot{m}_d(i_{d,\epsilon} - i_{d,out}) \quad (2)$$

$$Q_w = \dot{m}_w(i_{w,out} - i_{w,in}) \quad (3)$$

유용도 측정오차는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\frac{\Delta\epsilon}{\epsilon} = \sqrt{\sum_{y_i} \left(\frac{1}{\epsilon} \frac{\partial\epsilon}{\partial y_i} \Delta y_i \right)^2} \quad (4)$$

$y_i = T_{d,\epsilon}, T_{d,out}, D_{d,\epsilon}$

y_i 는 유용도 정의 식(1)에 포함된 측정값들로, $T_{d,\epsilon}, T_{d,out}, D_{d,\epsilon}$ 이며, Δy_i 는 각각의 측정오차이다. 시험범위에서 유용도 측정 오차는 평균 3%, 최대 5%인 것으로 분석되었다.

4. 수치해석

재생증발식 냉각기에서의 유동을 Fig. 4에 도식

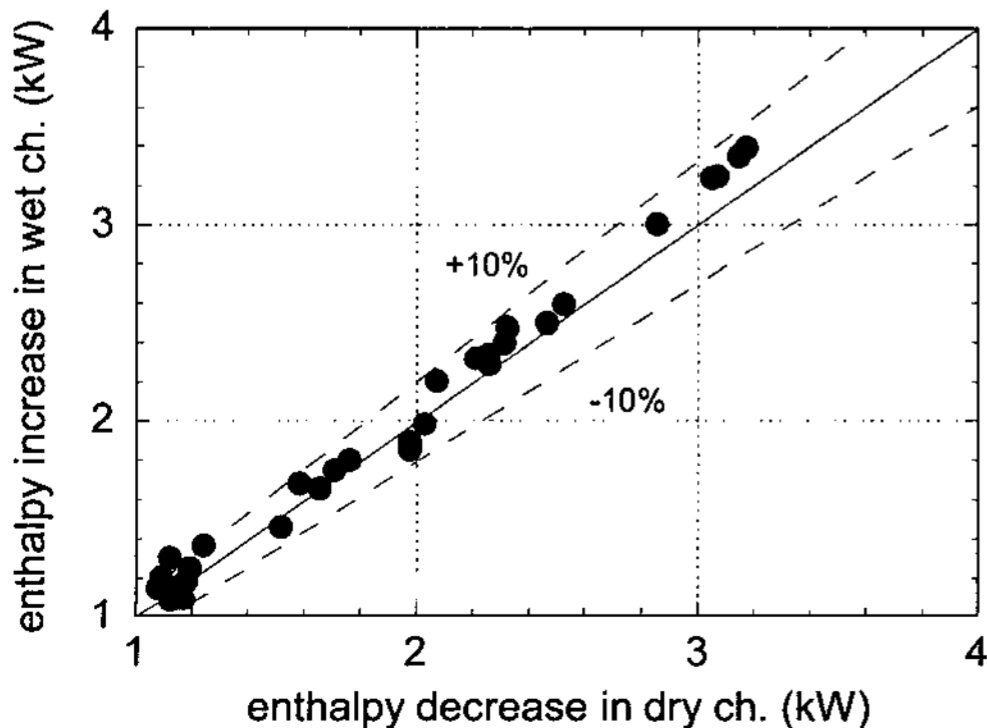


Fig. 3 Energy balance.

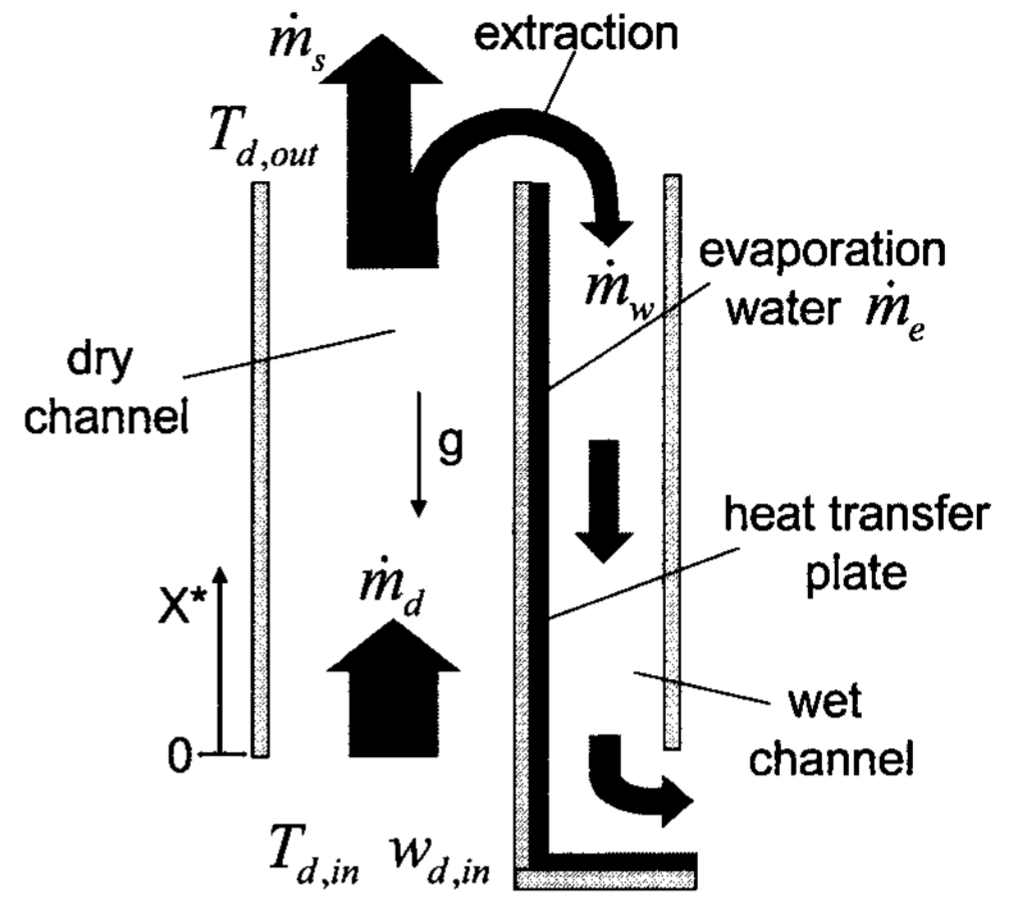


Fig. 4 Schematic of the air and the evaporation water flows.

적으로 나타내었다. 재생증발식 냉방기의 냉각과정을 이론적으로 해석하기 위하여 다음과 같은 가정을 도입한다.

- (1) 채널 내의 흐름은 유동 및 열적으로 완전 발달되어 있다.
- (2) 물성치는 온도에 관계없이 일정하다.
- (3) Lewis 수는 1이다.
- (4) 건채널과 습채널 사이 열전달판과 수막을 가로지르는 열저항은 무시한다.

위에 정리한 가정을 적용하여 재생증발식 냉각기의 열물질전달과정을 표현하면 다음과 같다.^(6,8)

$$\frac{dT_d}{dx^*} = N_d(T_e - T_d) \quad (5)$$

$$\frac{di_w}{dx^*} = N_w \{ c_a(T_w - T_e) + i_{fg}(w_w - w_e) \} \quad (6)$$

$$\frac{dw_w}{dx^*} = N_w(w_w - w_e) \quad (7)$$

$$N_d(T_d - T_e) + rN_w \left\{ (T_w - T_e) + \frac{i_{fg}}{c_a}(w_w - w_e) \right\} = - \frac{c_e \dot{m}_{e,\epsilon}}{c_a \dot{m}_d} \frac{d(mT_e)}{dx^*} \quad (8)$$

$$\frac{\dot{m}_{e,\epsilon}}{\dot{m}_d} \frac{dm}{dx^*} = rN_w(w_e - w_w) \quad (9)$$

위 식들에서 무차원수의 정의는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 N_d &= \frac{h_d A_d}{c_a \dot{m}_d}, \quad N_w = \frac{h_w A_w}{c_a \dot{m}_w}, \\
 r &= \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_d}, \quad m = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_{e,in}}, \\
 x^* &= x/L
 \end{aligned} \quad (10)$$

위의 식에서 N 은 전달단위수(Ntu)이고, r 은 건채널 유량 중 습채널로 추가되는 추가비율, m 은 증발에 따른 증발수 유량의 감소를 나타내는 무차원수이다. 하첨자 d, w, e 는 각각 건채널, 습채널, 증발수를 의미한다. w_e 는 증발수 표면에서의 포화습도이다. 경계조건은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 T_d|_{x^*=0} &= T_{d,\infty} \\
 T_w|_{x^*=1} &= T_d|_{x^*=1}, \quad w_w|_{x^*=1} = w_{d,\infty}, \\
 m|_{x^*=1} &= 1, \quad T_e|_{x^*=0} = T_e|_{x^*=1}
 \end{aligned} \quad (11)$$

건채널을 통과한 공기의 일부가 습채널로 흡입되므로, 건채널 출구와 습채널 입구의 온습도 조건은 동일하며, Fig. 2(c)에 나타낸 바와 같이 증발수가 재순환하는 것을 고려하여 습채널의 입구와 출구에서 증발수 온도가 같다는 조건을 적용하였다.

건채널과 습채널의 기하학적 구조와 유량조건이 주어지면, N_d 와 N_w 이 구하여지며, 건채널 입구 온도와 절대습도를 입구조건으로 하여 식(5)~(9)를 수치적분하면 재생증발식 냉각기의 냉각성능을 이론적으로 분석할 수 있다.

5. 냉방성능 분석

5.1 증발수 유량 영향

Choo et al.⁽⁸⁾은 간접증발식 냉각기에서 증발수 유량이 냉각기의 성능에 큰 영향을 미침을 보고하였다. 재생증발식 냉방기에서도 증발수 유량이 유사한 영향을 미칠 것으로 예상되며, 예비실험과 수치해석을 통하여 증발수 유량이 냉방성능에 미치는 영향을 분석하였다.

흡입공기가 32 ± 0.5 °C, 40 ± 1 %RH인 조건에서, 증발수 공급량의 변화에 따른 유용도의 변화를 측정하였으며, 이론해석 결과와 비교하여 Fig. 5에 나타내었다. 추가비율은 0.3, 공급공기 유량은 10 CMM,

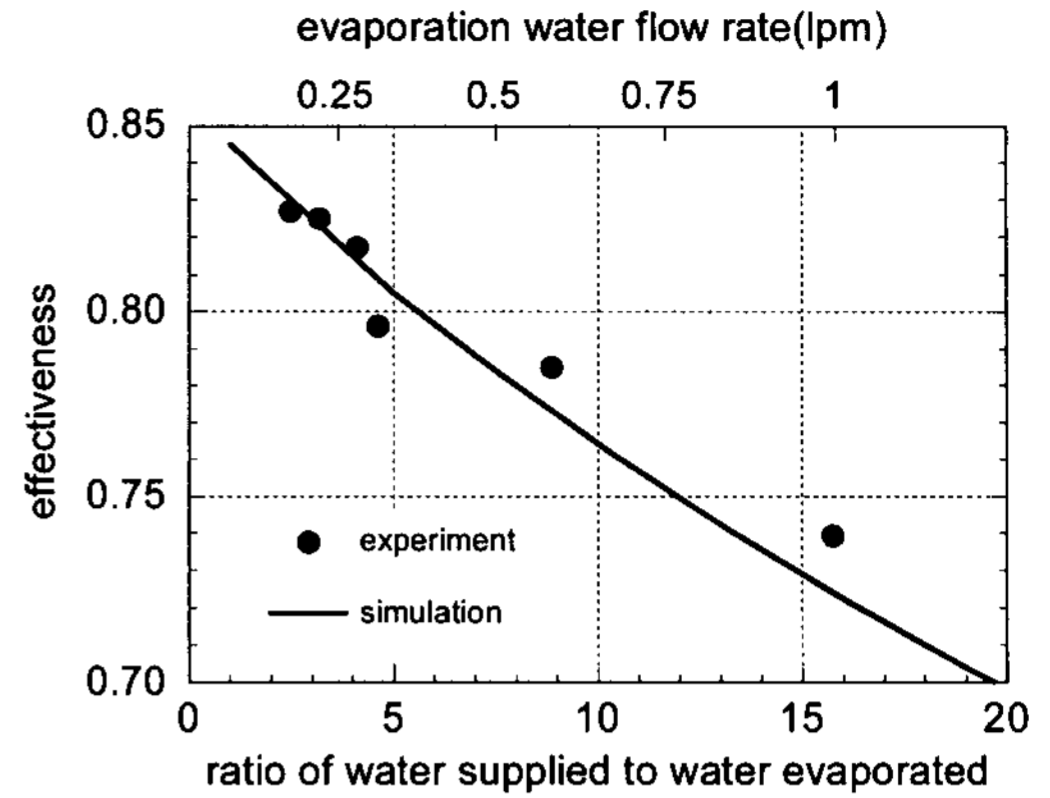


Fig. 5 Effect of evaporation water flow rate (32 °C, 40% RH, $r = 0.3$, $\dot{V}_s = 10$ CMM).

증발수 공급유량을 $0.15 \sim 1.0$ lpm 사이에서 변화시켰다. 증발수 공급량이 증가할수록 유용도가 급격히 감소하는 것을 알 수 있으며, 이는 이론해석 결과와도 잘 일치한다.

습채널 상부에서 공급된 증발수는 중력에 의하여 하부로 흘러내리며, 증발하지 않고 남은 증발수는 물탱크로 수집된 후, 다시 습채널 상부로 공급된다. 이에 따라 습채널 상부에서 공급되는 물의 온도는 습채널 하부에서의 물온도와 거의 같아지며, 전술한 실험 조건에서 대략 $28 \sim 29$ °C 정도의 온도가 된다. 한편 습채널 상부에서의 핀 온도는 건채널 상부의 온도와 거의 동일하게 20 °C 전후의 낮은 온도를 가지게 되는데, 상대적으로 고온인 증발수가 다량 유입되면, 핀 온도가 상승하게 되어, 건채널로부터 유출되는 공급공기의 온도를 상승시키게 되고 증발식 냉각기의 유용도를 감소시키는 요인으로 작용한다. 따라서 증발수 유량이 증가할수록 유용도가 감소하게 되며, 유용도 향상을 위해서는 증발수 유량을 최소한으로 유지하는 것이 필요하다. 이론적으로는 정확히 증발하는 만큼의 유량을 공급하는 것이 최상이나, 증발수 유량이 작아질 경우 습채널 모든 부분으로의 균일한 증발수 공급이 어려워지게 된다. 본 연구에서 적용한 물 분배 장치에서 균일한 증발수 공급이 가능한 최소 물유량은 Fig. 5에 나타낸 바와 같이 0.2 lpm 정도이며, 이보다 작은 유량에서는 증발수 공급의 불균일성이 증가하여 오히려 유용도가 감소하는 결과가 측정되었다. 이후 성능시험에서는 증발수의 균일공급이 안정적으로 유지될 수 있는 공급유량 0.25 lpm을 적용하였다.

5.2 추기비율 영향

건채널 유량이 일정할 때, 습채널로 추기하는 유량의 변화에 따른 냉방기의 성능변화를 Fig. 6에 나타내었다. 이 시험은 흡입공기 조건이 32±0.5 °C, 50±1.0%RH이고, 건채널 풍량이 8.2 CMM으로 일정한 조건에서 수행하였다. 냉방용량은 다음과 같이 구하였다.

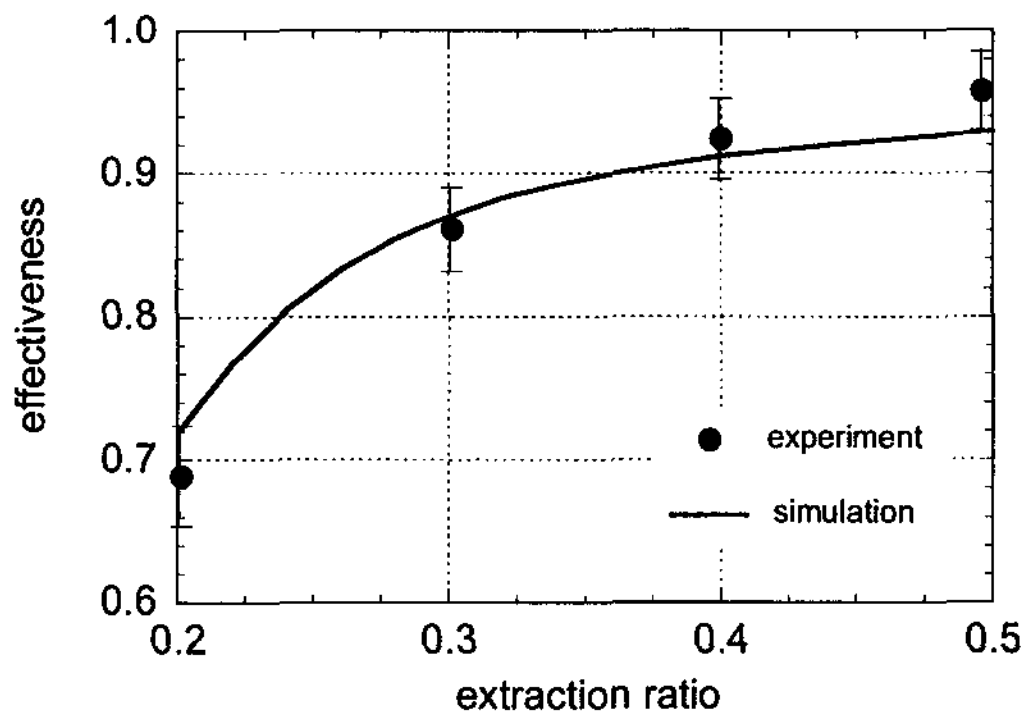
$$Q_c = \dot{m}_d(1-r)(i_{d,\in} - i_{d,out}) \quad (12)$$

추기비율이 증가할수록 유용도는 증가하지만, 공급공기 유량이 감소하여 냉방용량은 추기비율이 0.3 정도일 때 최대가 됨을 알 수 있다. 이후 모든 성능시험에서 추기비율을 0.3으로 고정하였다. Fig. 6에는 유용도 오차범위와 수치해석 결과도 함께 나

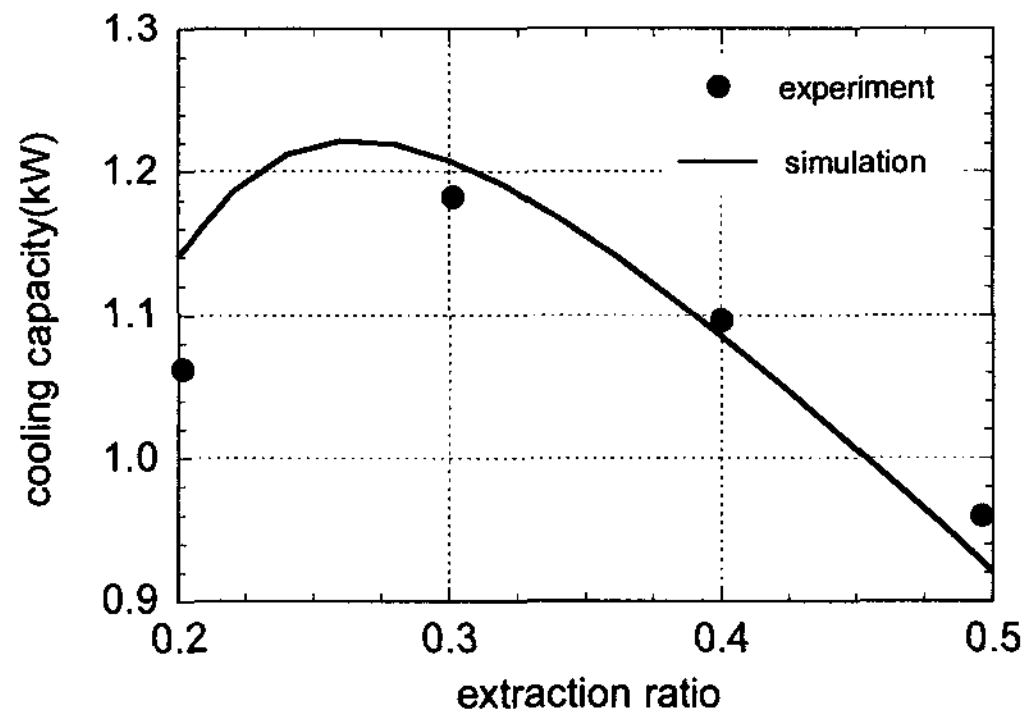
타내었다. 수치해석 결과가 오차범위내에서 시험결과와 잘 일치함을 알 수 있다.

5.3 흡입공기 온습도의 영향

흡입공기 온도가 32±0.5 °C일 때, 여러 가지 습도 조건에서 냉방성능을 시험하여 Fig. 7에 나타내었다. 추기비율은 0.3이며, 공급공기 유량은 10 CMM으로 일정하게 유지하였다. 공급온도를 나타낸 Fig. 7(a)로부터, 흡입공기의 상대습도가 50%인 경우 토출온도 측정값이 22 °C 정도로 증발냉각에 의하여 흡입온도로부터 10 °C 정도의 온도감소 효과를 얻을 수 있음을 알 수 있다. 이 온도는 흡입공기의 습구온도보다도 2 °C 정도 낮은 값으로, 직접증발식 냉방기로 얻을 수 있는 최저온도인 습구온도보다도 낮은 온도를 얻을 수 있음을 확인할 수

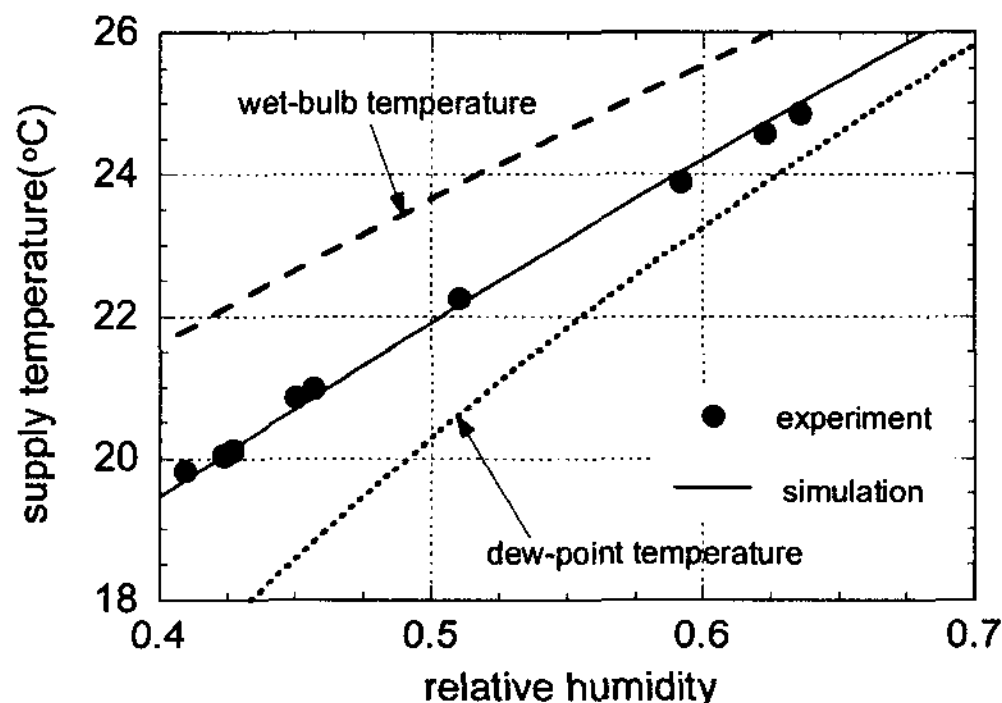


(a) effectiveness

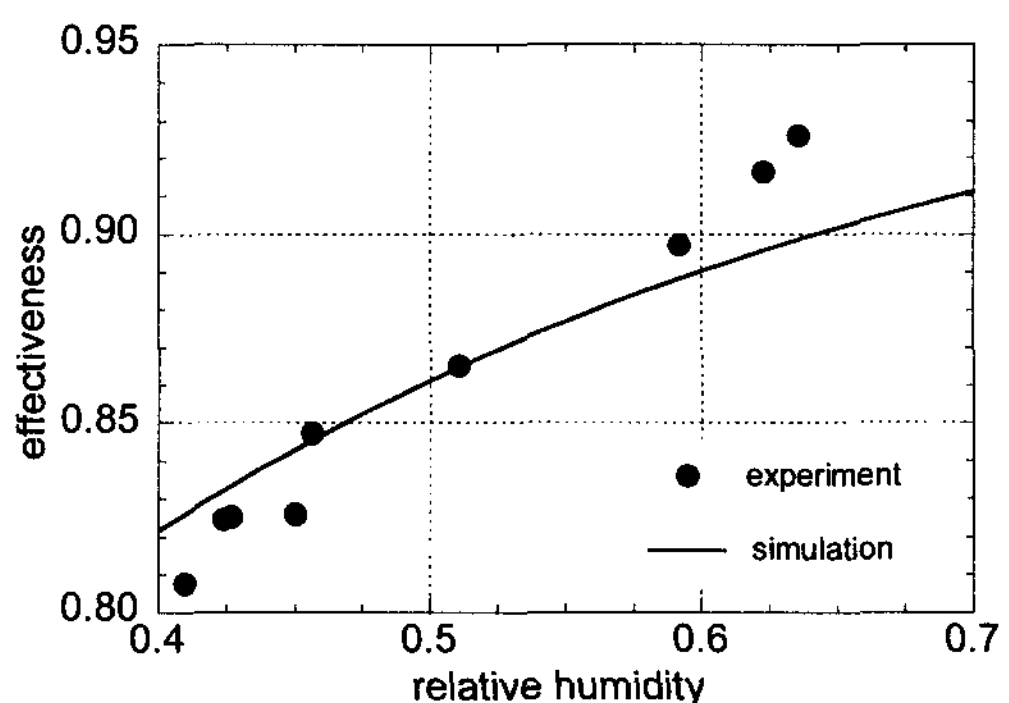


(b) cooling capacity

Fig. 6 Effect of extraction ratio(32 °C, 50%RH, $\dot{V}_d = 8.2$ CMM).



(a) supply temperature



(b) cooling effectiveness

Fig. 7 Effect of the inlet humidity($T_{in} = 32$ °C, $r = 0.3$, $\dot{V}_s = 10$ CMM).

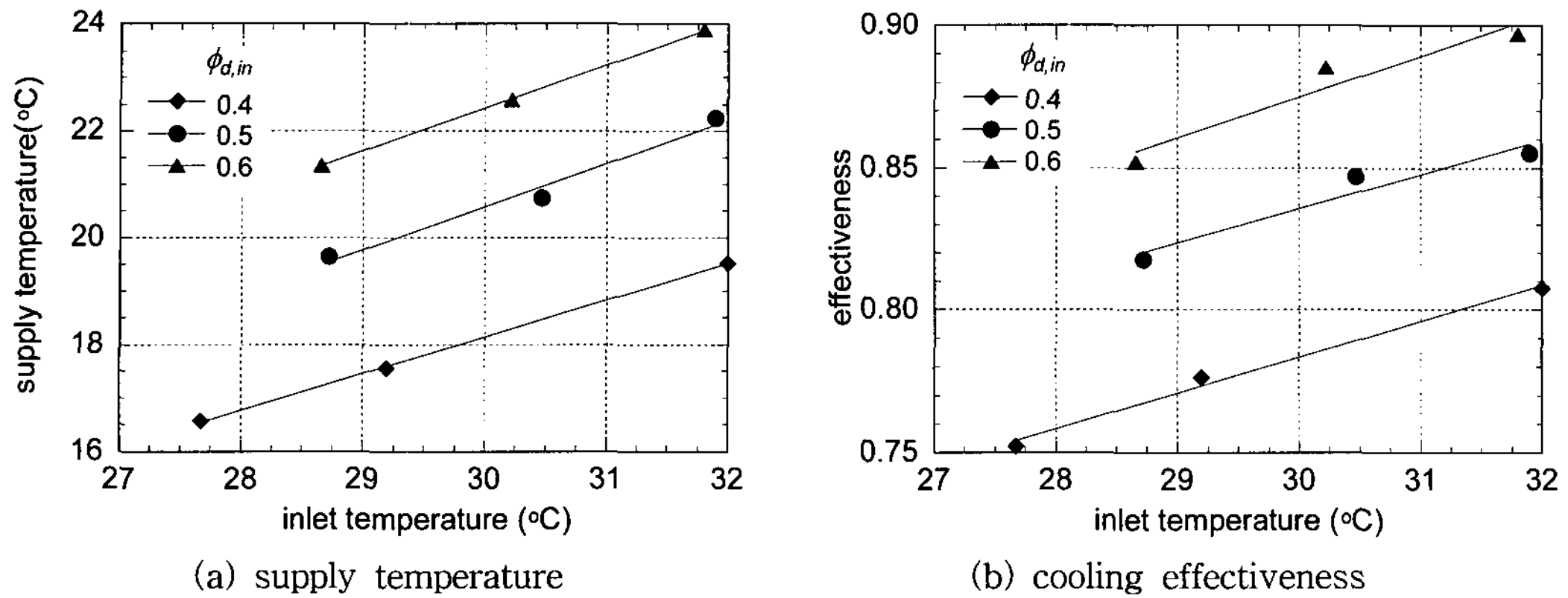


Fig. 8 Effect of the inlet temperature($r = 0.3, \dot{V}_s = 10$ CMM).

있다. 더욱이 직접증발식 냉방기에서는 습도가 증가하지만, 재생증발식에서는 공급공기의 습도변화가 없이 온도만 감소하므로, 실질적인 냉방효과를 얻을 수 있다. 비교를 위하여 수치해석결과도 함께 나타내었으며, 측정오차 범위 내에서 측정결과와 잘 일치함을 알 수 있다.

흡입공기의 습도가 일정할 때, 흡입온도의 변화에 따른 성능변화를 시험하여 Fig. 8에 나타내었다. 습도는 설정값 기준 $\pm 1\%RH$ 로 조절하였다. 시험한 모든 조건에서 공급공기의 온도가 $24^\circ C$ 이하로 측정되었으며, 흡입공기의 온도와 습도가 증가할수록 유용도가 증가하였다.

5.4 압력손실

건채널과 습채널에서의 압력손실 측정결과를 Fig. 9에 나타내었다. 건채널의 폭이 습채널의 2배이므로 동일유량에서는 건채널 압력손실이 습채널보

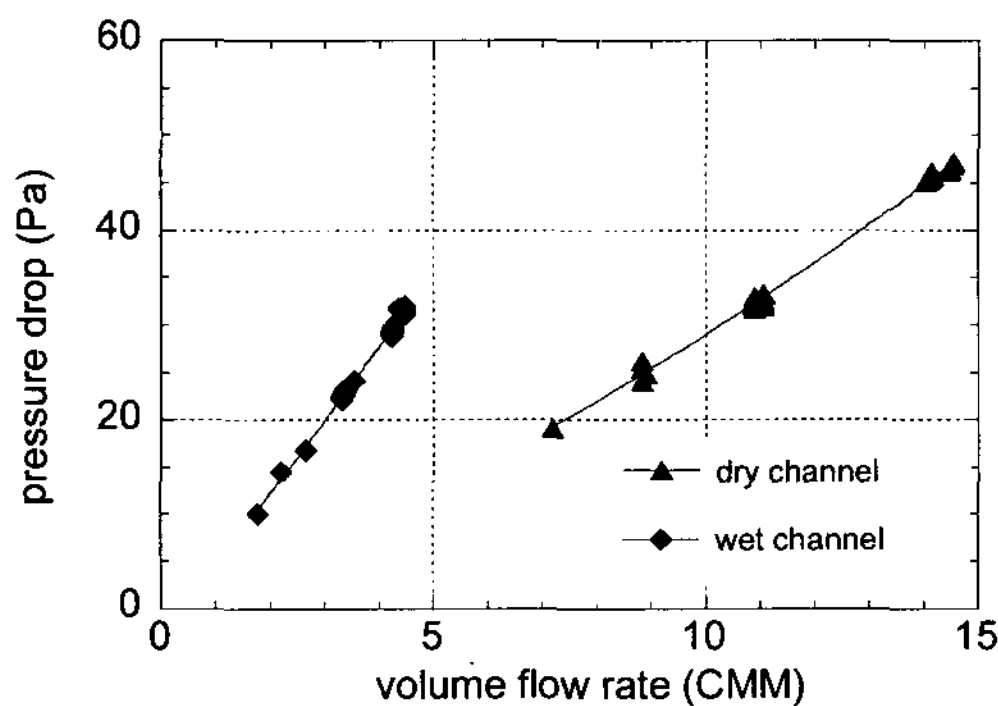


Fig. 9 Pressure drop in channels.

다 상당히 작다. 최적 운전조건, 즉 습채널 유량이 건채널 유량의 30%인 조건에서는 두채널의 압력손실이 거의 비슷하다.

습채널에서의 압력손실은 증발수를 공급하는 경우와 공급하지 않는 경우에서 거의 차이가 없었다. 이는 다공성 표면처리에 의하여 증발수가 채널 표면에 얇은 수막을 형성하였기 때문인 것으로 사료된다.

6. 결 론

본 연구에서는 대향류 편삽입형 재생증발식 냉방기를 제작하여 여러 가지 운전 조건에서 냉방 성능을 시험하였으며, 수치해석 결과와 비교하였다. 핀과 열전달판은 알루미늄으로 제작하여 브레이징(brazing) 접합하였으며, 습채널에는 젖음성 향상을 위하여 다공물질 표면처리를 적용하였다. 실험 및 수치해석을 통하여 다음과 같은 결과를 도출하였다.

- (1) 증발수 유량이 증가할수록 냉방성능이 크게 감소하므로, 습채널에 균일한 물분배가 가능한 한도 이내에서 증발수 유량을 최소화하는 것이 필요하다.
- (2) 습채널 추가비율이 0.3일 때 냉방용량이 최대가 된다.
- (3) 재생증발식 냉각에 의하여 흡입공기의 습구온도보다 낮은 온도를 얻을 수 있다. 흡입공기가 $32^\circ C, 50\%$ 조건(습구온도 $23.7^\circ C$)에서 토출온도 $22^\circ C$ 를 얻었다.
- (4) 습채널에서의 압력손실은 증발수를 공급하는

경우와 공급하지 않는 경우에 거의 차이가 없었다.

참고문헌

1. Pescod, D., 1979, A heat exchanger for energy saving in an air conditioning plant, *Trans. ASHRAE*, Vol. 85, pp. 238-251.
2. Maclaine-cross, I. L. and Banks, P. J., 1981, A general theory of wet surface heat exchangers and its application to regenerative evaporative cooling, *J. of Heat Transfer*, Vol. 103, pp. 579-585.
3. Hsu, S. T., Lavan, Z. and Worek, W., 1989, Optimization of wet-surface heat exchangers, *Energy*, Vol. 14, pp. 757-770.
4. Erens, P. J. and Dreyer, A. A., 1993, Modelling of indirect evaporative air coolers, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 17-26.
5. Stoitchkov, N. J. and Dimitrov, G. I., 1998, Effectiveness of crossflow plate heat exchanger for indirect evaporative cooling, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 21, pp. 463-471.
6. Choi, B. S., Hong, H., and Lee, D.-Y., 2008, Study on the counterflow regenerative evaporative cooler with finned channels, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 20, pp. 447-454.
7. Lee, D.-Y., Lee, J. W., and Kang, B. H., 2005, Experimental study on the hydrophilic porous film coating for evaporative cooling enhancement, *Int. Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, Vol. 13, pp. 99-106.
8. Choo, H.-S., Lee, K.-S., and Lee, D.-Y., 2006, Effects of evaporation water flow rate on the performance of an indirect evaporative cooler, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 18, pp. 714-721.