

## 채널이 수막으로 완전히 덮여 있는 증발식 냉각기에서의 열 및 물질전달 해석

송찬호\* · 이대영† · 노승탁\*\*  
(2001년 3월 20일 접수, 2001년 10월 23일 심사완료)

### Analysis of Heat and Mass Transfer in an Evaporative Cooler with Fully Wetted Channel

Chan Ho Song, Dae-Young Lee and Sung Tack Ro

**Key Words :** Evaporative Cooler(증발식 냉각기), Porous Media(다공성 물질), Lewis Number(루이스 수), Wet Bulb Temperature(습구온도), Water Film(수막)

#### Abstract

A theoretical analysis on the heat and mass transfer in an evaporative cooler is presented in this work. The evaporative cooler is modeled as a channel filled with porous media the interstitial surface of which is covered by thin water film. Assuming that the Lewis number is unity and the water vapor saturation curve is linear, exact solutions to the energy and vapor concentration equations are obtained. Based on the exact solutions, the characteristics of the heat and mass transfer in the evaporative cooler are investigated. The comparison of the cooling performance between the evaporative cooler and the usual sensible heat exchanger is also carried out. Obviously, the evaporative heat exchanger shows better cooling performance than the sensible heat exchanger. This is due to the latent heat of water vaporization, which results in apparent increases both in the interstitial heat transfer coefficient and the specific heat of the air stream in the evaporative cooler.

기호설명
$a$ : 단위 체적 당 유체, 고체의 경계면적 [1/m]
$Bi$ : 식 (28)로 정의되는 Biot 수
$c_p$ : 공기의 비열 [J/kg dry air K]
$c_{wb}$ : 식 (8)로 정의되는 비열 [J/kg dry air K]
$g_{sat}$ : 포화 절대습도의 온도 기울기 [kg/kg dry air K]
$h_D$ : 물질전달계수 [kg dry air/m <sup>2</sup> s]
$h_i$ : 틈새열전달 계수 [W/m <sup>2</sup> K]
$h_w$ : 채널 벽면에서의 열전달 계수 [W/m <sup>2</sup> K]
$H$ : 채널 높이의 1/2 [m]
$i$ : 엔탈피 [J/kg dry air]

$i_{fs}$ : 증발 잠열 [J/kg dry air]
$k$ : 열전도율 [W/m K]
$Le$ : 루이스 수
$m$ : 질량 분율(mass concentration)
$Nu$ : Nusselt 수
$Q_L$ : 잠열(latent heat)
$Q_S$ : 현열(sensible heat)
$q$ : 열유속 [W/m <sup>2</sup> ]
$T$ : 온도 [K]
$x, y$ : 공간좌표
$v$ : 속도 [m/s]

#### 그리스문자

$\gamma$ : 물질확산계수 [kg dry air/m s]
$\eta$ : 무차원 y 좌표
$\theta$ : 식 (19)에서 정의된 무차원 온도

\* 회원, 서울대학교 대학원 기계항공공학부

† 책임저자, 회원, 한국과학기술연구원 열유동제어연구센터  
E-mail: ldy@kist.re.kr

Tel: 02-958-5674 Fax: 02-958-5689

\*\* 회원, 서울대학교 기계항공공학부

- $\kappa$  : 유체와 고체의 열전도율의 비
- $\lambda$  : 식 (32)에 정의된 파라미터
- $\rho$  : 밀도 [kg dry air/m<sup>3</sup>]
- $\omega$  : 절대습도 [kg/kg dry air]
- $\Omega$  : 무차원 습도
- $\zeta$  : 식 (11)에서 정의된 비열비

하첨자

- a* : 건공기, dry air
- db* : 건구, dry bulb
- E* : 증발식 냉각기, evaporative cooler
- eff* : 유효
- f* : 유체, fluid
- S* : 현열식 냉각기, sensible cooler
- s* : 고체, solid
- v* : 수증기, water vapor
- wall* : 벽
- wb* : 습구, wet bulb
- ( ) : 채널 단면에 대한 평균

1. 서론

물 증발에 의한 냉각효과를 열교환기에 적용하면 현열만을 이용하는 열교환기에 비하여 상대적으로 작은 온도차의 열전달이 가능하다. 물의 증발 잠열을 열전달에 이용한 예로는 냉각탑(cooling tower), 증발 응축기(evaporative condenser), 증발식 냉각기(evaporative cooler), 증발식 냉방기(evaporative air cooler) 등이 있다. 냉각탑이나 증발 응축기, 증발식 냉각기는 물의 증발잠열을 이용하여 직접 접촉 또는 간접 접촉으로 고온 유체를 냉각하는 기기로서 현열만을 이용하는 방식에 비하여 열전달 성능을 수배에서 수십배까지 향상시킬 수 있음이 보고되고 있다.<sup>(1-5)</sup> 증발식 냉각방법을 공기 냉각에 적용한 증발식 냉방기는 증기압축식

냉방시스템에 비하여 적은 에너지로 냉방공급이 가능하여, 에너지 절약적 일뿐만 아니라 환경 친화적이며, 넓은 공간을 냉방하는 데 유리하다.<sup>(6,7)</sup> 더욱이 제습장치를 이용하면 비교적 습한 지역에서도 냉방을 공급할 수 있다.<sup>(8)</sup>

한편, 증발식 열교환기에서는 온도차이에 의한 현열 열전달뿐만 아니라, 습도차이에 의한 물질전달과 이에 따른 잠열 열전달이 동시에 일어나므로, 현열 열교환기에 비하여 복잡한 과정을 통하여 열전달이 일어난다. Maclaine-Cross 와 Banks<sup>(9)</sup>는 평판사이의 증발 열전달을 일차원 접근방법으로 해석하였으며, 수증기 포화곡선의 선형적 근사 및 단위 루이스(Lewis) 수 가정을 통하여 간략화된 해석 모델을 제시하였다. Kettleborough 와 Hsieh<sup>(10)</sup>는 이와 유사한 해석방법을 이용하여 습구온도가 열교환기의 성능에 중요한 요소임을 제시하였다. Hsu 등<sup>(11)</sup>은 역시 일차원 해석을 통하여 증발식 냉각기의 최적설계에 대하여 연구하였으며, Chen 등<sup>(12)</sup>은 일차원 모델에 근거하여 원관형과 평판형 증발식 냉각기에 대한 성능해석 방법을 제시하였다. 최근에 Stoitchkov 와 Dimitrov<sup>(13)</sup>는 Maclaine-Cross 와 Banks<sup>(9)</sup>의 해석모델을 개선하여 직교류형 관형열교환기에서의 증발냉각 과정을 연구하였다. 상기한 연구들은 모두 일차원 모델에 근거한 것들로서, 열전달과 물질전달에 관련된 전달 계수들은 실험이나 또 다른 상세한 모델로부터의 해석 결과에 의존하여야 한다.

한편, Tsay<sup>(14)</sup>는 수막으로 덮인 평판으로부터의 열 및 물질전달 과정을 이차원 모델을 이용하여 해석하여, 평판으로부터의 열전달 계수와 물질전달계수를 구하였으며, 현열보다는 잠열에 의한 열전달이 주요한 역할을 함을 보였다. Yan<sup>(15,16)</sup>은 난류혼합대류에 의한 액막의 증발냉각 과정을 이차원 모델로 해석하고 액체의 공급온도 및 유량의 영향을 연구하였다.

증발식 열교환기에서의 이차원 해석은 열 및

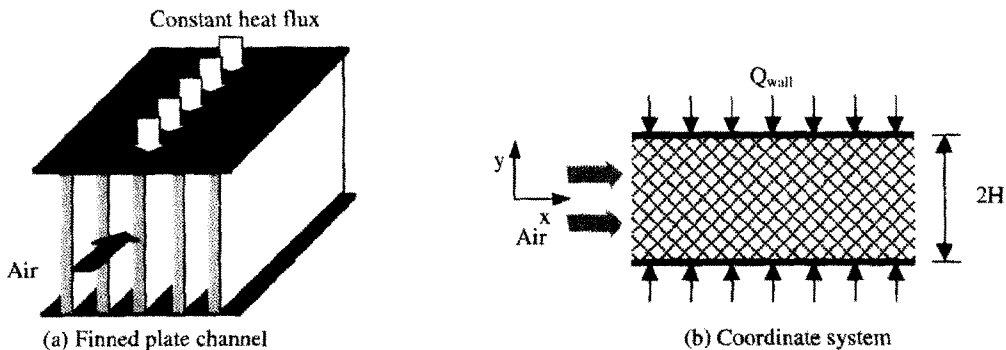


Fig. 1 Schematic diagram of the evaporative cooler

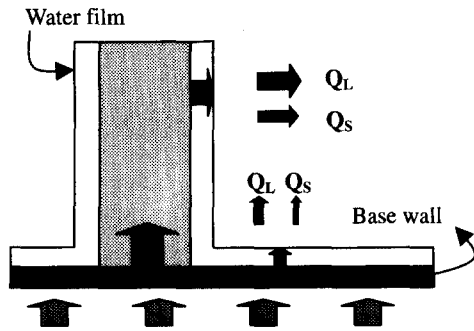


Fig. 2 Heat transfer process in the channel

물질전달에 관한 보다 정확한 정보를 제공할 수 있다. 그러나, 해석과정의 어려움으로 인하여 이러한 이차원 해석은 평판과 같은 단순한 구조에 제한되어 왔다. 일반적으로 실제 열교환기에서는 열 전달 향상을 위하여 핀들이 설치되어 있어서 그 형상이 복잡하고, 따라서 이와 같은 복잡한 형상에 있어서 열 및 물질전달을 해석하고 그 성능을 평가하기 위하여 적절한 이차원 모델이 요구된다.

본 연구에서는 Fig. 1에 나타낸 것과 같은 평판 핀 열교환기의 공기 채널이 얇은 수막으로 완전히 덮여 있는 경우의 열 및 물질전달 과정을 해석한다. 다공성 물질에서의 열전달 해석 방법<sup>(17,18)</sup>을 이용하여 핀으로 채워진 채널에서의 열 및 물질전달에 대한 이차원 모델을 제시하며, 이에 대한 해석해를 구한다. 해석해를 바탕으로 핀의 열전도도와 핀과 공기 사이의 대류 열전달 계수가 평판으로부터의 총괄 열전달 계수에 미치는 영향을 분석하며, 증발에 의하여 열전달이 향상되는 원리를 규명한다.

2. 모델링 및 지배방정식

해석대상의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 평판 사이에 핀들이 설치되어 있고, 그 표면을 얇은 수막(water film)이 덮고 있다. 채널의 폭은 2H 이고, 평판 외벽으로는 균일 열유속  $q_{wall}$  이 주어지며, 채널을 통과하는 공기로 열전달과 물질전달이 동시에 일어난다.

Fig. 1에 나타낸 핀과 평판 주위에서 일어나는 열 및 물질전달 과정을 Fig. 2에 도식적으로 나타내었다. 채널 벽에 핀이 부착되어 있고, 그 주위를 얇은 수막이 덮고 있다. 채널 벽으로부터 공급되는 열은 크게 두 가지 경로를 통하여 공기로 전달된다. 하나는 핀으로 전달되어 핀을 둘러싼 수막을 거쳐 공기로 전달되는 과정이고, 다른 하나는 채널 벽을 둘러싸고 있는 수막을 통하여 직접

공기로 전달되는 과정이다. 핀으로부터 또는 채널 벽으로부터 수막을 거쳐 공기로 전달되는 열은 수막과 공기사이의 현열과 증발에 의한 잠열의 두 가지 형태로 전달된다.

수막의 두께가 핀의 두께보다 충분히 얇을 경우, 수막에서의 열저항을 무시할 수 있으며, 이 경우 수막의 온도는 접촉하고 있는 핀의 온도와 같다. 이외에 본 연구에서 사용된 기본적인 가정은 다음과 같다.

- 채널 내 유동 및 열전달이 완전히 발달되어 있다.
- 물성치는 온도에 관계없이 일정하다.
- 자연대류 및 복사 열전달은 무시한다.
- 증발량은 공기유량에 비하여 충분히 작다.
- 증발된 양만큼의 물은 국부적으로 동일한 온도로 공급된다.

한편, Fig. 2에 나타낸 채널 단면에서의 열전달 과정은 핀과 유체부분을 분리하여 국부적으로 적분평균하고, 둘 사이의 미소 전달과정을 고려하는 다공성 물질에 대한 접근방법을 이용하여 매우 정확하게 해석할 수 있음이 알려져 있다.<sup>(17)</sup> 이러한 접근 방법을 이 문제에 적용하면 다음과 같은 에너지 평형식을 도출할 수 있다.

Air stream

$$k_{f,eff} \frac{\partial^2 T_{f,db}}{\partial y^2} + \gamma_{eff} \frac{\partial^2 \omega_f}{\partial y^2} i_{fg} + h_c a (T_s - T_{f,db}) + h_D a (\omega_s - \omega_f) i_{fg} = \rho v_x \frac{\partial i_f}{\partial x} \tag{1}$$

Fin and water film

$$k_{s,eff} \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} - h_c a (T_s - T_{f,db}) - h_D a (\omega_s - \omega_f) i_{fg} = 0 \tag{2}$$

하첨자  $f, s$  는 각각 유체, 고체를 의미하고,  $db$  는 건구(dry bulb),  $eff$  는 단위 검사 체적에서의 유효값을 나타낸다.  $a$  는 단위 검사 체적 당 접촉면적을 의미하고,  $h_D$  는 물질전달계수를 나타낸다.  $\omega_s$  는 핀과 같은 온도로 핀을 덮고 있는 수막과 공기의 접촉면에서의 포화절대습도를 의미한다. 식 (1)은 공기에 대한 에너지 식을 나타낸 것으로 좌변은 현열 전도항과 수증기의 확산항 및 핀으로부터 공기로의 열전달과 수증기의 증발에 의한 열전달항을 의미한다. 식 (2)는 고체, 즉 핀에 대한 에너지 식으로 핀을 통한 현열 전도항이 핀과 공기사이의 현열 및 수증기 잠열에 의한 열전달항과 평형을 이루는 것으로 나타내어 진다.

한편 열전달과 물질전달의 상대적인 비는 루이스 수(Lewis number)로 나타내어 진다. 일반적으로

기체 혼합물의 루이스 수는 1 에 가까우며, 특히 공기 수증기 혼합물의 경우 루이스 수를 1 로 가정하여 열 및 물질전달 과정을 정확하게 해석할 수 있음이 알려져 있다.<sup>(10,11,19,20)</sup> 열전달계수 및 물질전달계수의 비와 루이스 수의 관계로부터 단위 루이스 수의 가정을 이용하여 두 계수 사이의 관계를 다음과 같이 나타낼 수 있다.<sup>(19)</sup>

$$Le_{eff} = \frac{k_{f,eff}}{c_p \gamma_{eff}} = 1, \frac{h_i}{h_D c_p} = Le_{eff}^{2/3} = 1 \quad (3)$$

일반적으로 습공기의 엔탈피는 현열과 잠열의 형태로 나눌 수 있으며 습공기 중 수증기의 현열은 잠열에 비하여 그 크기가 매우 작으므로 이를 무시하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.<sup>(19)</sup>

$$i_f = c_p T_{f,db} + \omega_f i_{fg} \quad (4)$$

식 (4)의 엔탈피 관계를 이용하여 앞의 에너지 식을 엔탈피 식으로 결합할 수 있다.

$$\frac{k_{f,eff}}{c_p} \frac{\partial^2 i_f}{\partial y^2} + \frac{h_i a}{c_p} (i_s - i_f) = \rho v_x \frac{\partial i_f}{\partial x} \quad (5)$$

$$k_{s,eff} \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} - \frac{h_i a}{c_p} (i_s - i_f) = 0 \quad (6)$$

위 식에서  $i_s$  는 핀을 덮고 있는 수막과 공기의 접촉면의 온도에 대한 포화상태의 공기 엔탈피를 의미한다.

다음과 같이 엔탈피를 습구온도의 일차식으로 가정한다. 이와 같은 가정은 포화증기압이 온도에 선형적으로 비례한다는 것을 의미한다.<sup>(9)</sup>

$$i_f = c_{wb} T_{wb} + const \quad (7)$$

여기서  $c_{wb}$  는 엔탈피를 습구온도로 나타내었을 때의 공기의 비열로서, 다음과 같이 정의된다.

$$c_{wb} = c_p + g_{sat} i_{fg} \quad (8)$$

위 식에서  $g_{sat}$  는 습공기 선도에서 포화라인의 기울기를 의미한다. 일반적으로  $g_{sat}$  는 온도에 따라 달라지지만, 본 연구에서는 작동 온도 범위에서의 평균값으로 일정한 값을 가지는 것으로 가정하였다. Maclaine-Cross 와 Banks<sup>(9)</sup>는 위에 나타난 가정을 냉각탑의 성능 해석에 적용하여, 실제 엔탈피의 변화를 고려한 해석과 비교하였으며, 온도범위

가 10~40°C 일 때, 최대 오차가 1.5% 이내임을 보였다.

식 (7)을 이용하여 앞의 지배방정식을 다음과 같이 습구온도의 식으로 나타낼 수 있다.

$$k_{f,eff} \zeta \frac{\partial^2 T_{f,wb}}{\partial y^2} + h_i a \zeta (T_s - T_{f,wb}) = \rho v_x c_{wb} \frac{\partial T_{f,wb}}{\partial x} \quad (9)$$

$$k_{s,eff} \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} - h_i a \zeta (T_s - T_{f,wb}) = 0 \quad (10)$$

위식에서  $\zeta$  는 비열비로서 다음과 같이 정의된다.

$$\zeta = \frac{c_{wb}}{c_p} \quad (11)$$

본 해석 대상에서 수증기의 질량 보존식은 다음 식과 같이 공기가 회박기체라는 가정을 통하여 절대습도의 식으로 표현할 수 있다.<sup>(20)</sup>

$$\frac{k_{f,eff}}{c_p} \frac{\partial^2 \omega_f}{\partial y^2} + h_D a (\omega_s - \omega_f) = \rho v_x \frac{\partial \omega_f}{\partial x} \quad (12)$$

공기의 에너지 식에서 수증기의 잠열항을 제외하면(식 (5) - 식 (12) ×  $i_{fg}$ ) 공기의 건구온도에 관련된 식을 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$k_{f,eff} \frac{\partial^2 T_{f,db}}{\partial y^2} + h_i a (T_s - T_{f,db}) = \rho v_x c_p \frac{\partial T_{f,db}}{\partial x} \quad (13)$$

경계조건은 다음과 같다.

$$T_s|_{y=H} = T_{f,wb}|_{y=H} = T_{f,db}|_{y=H} = T_{wall}, \omega_f|_{y=H} = \omega_{wall} \quad (14)$$

$$\frac{\partial T_s}{\partial y}|_{y=0} = \frac{\partial T_{f,wb}}{\partial y}|_{y=0} = \frac{\partial T_{f,db}}{\partial y}|_{y=0} = \frac{\partial \omega_f}{\partial y}|_{y=0} = 0 \quad (15)$$

$T_{wall}$  은 채널 벽면의 온도로서, 해의 일부로 구하여야 하는 온도이므로 채널 벽에서의 경계조건을 완성하기 위해서는 식이 하나 더 필요하다. 벽 경계에서의 에너지 평형으로부터 다음 식을 얻을 수 있다.

$$q_{wall} \quad (16)$$

$$= k_{s,eff} \frac{\partial T_s}{\partial y}|_{y=H} + k_{f,eff} \frac{\partial T_{f,db}}{\partial y}|_{y=H} + \gamma_{eff} \frac{\partial \omega_f}{\partial y}|_{y=H} \cdot i_{fg}$$

위의 식은 Fig. 2 에 나타난 바와 같이 채널 벽으로부터 공급된 열이 핀으로 전도되는 부분과 벽면을 덮고 있는 수막을 통과하여 공기로 현열 및 잠열의 형태로 전달되는 부분으로 나뉘어짐을 의미한다. 벽 경계에서 수막을 통과하여 유체측으로 전달되는 항은  $Le_{eff} = 1$  인 경우 습구온도의 항으로 나타낼 수 있으며, 결국 벽에서의 경계조건은 다음과 같다.

$$q_{wall} = k_{s,eff} \left. \frac{\partial T_s}{\partial y} \right|_{y=H} + k_{f,eff} \zeta \left. \frac{\partial T_{f,wb}}{\partial y} \right|_{y=H} \quad (17)$$

한편, 식 (4)와 식 (7)로부터 습구온도와 건구온도 및 수증기의 절대습도 사이의 관계는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$c_p T_{f,db} + i_{fg} \omega_f = c_{wb} T_{f,wb} + const \quad (18)$$

### 3. 무차원화 및 해석해

#### 3.1 무차원화

지배방정식을 무차원화하기 위하여 다음과 같은 무차원 변수를 도입한다.

$$\theta = \frac{k_{s,eff}(T - T_{wall})/H}{q_{wall}}, \quad \Omega = \frac{k_{s,eff}(\omega - \omega_{wall})i_{fg}/(Hc_p)}{q_{wall}}, \quad \eta = \frac{y}{H} \quad (19)$$

식 (9)와 (10)을 더하여 단면에 대하여 적분하고 유동 및 열전달이 완전히 발달되어 있다는 가정과 경계조건 (15), (17)을 적용하면 다음과 같은 에너지 평형식을 얻을 수 있다.

$$\rho c_{wb} \left\langle v_x \frac{\partial T_{f,wb}}{\partial x} \right\rangle = \rho \langle v_x \rangle c_{wb} \frac{\partial T_{f,wb}}{\partial x} = \frac{q_{wall}}{H} \quad (20)$$

위 식에서  $\langle \rangle$  은 채널 단면 평균을 의미한다. 식 (20)은 열적으로 완전 발달된 경우 습구온도가 유동방향으로 일정한 기울기를 가짐을 의미하며, 식 (9), (10), (14)로부터 핀온도 및 벽온도도 유동방향으로 동일한 온도 기울기를 가지게 됨을 알 수 있다. 핀온도 분포와 식 (13)에 의하여 구하여지는 공기의 건구온도 역시 유동방향으로 핀온도와 동일한 기울기를 가지게 된다. 따라서, 채널 내

유동 및 열전달이 완전히 발달된 경우, 공기의 습구온도 및 건구온도와 핀온도, 벽온도는 모두 식 (20)으로 나타내어지는 동일한 기울기를 가지게 되며 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial T_{f,wb}}{\partial x} = \frac{\partial T_{f,db}}{\partial x} = \frac{\partial T_s}{\partial x} = \frac{\partial T_{wall}}{\partial x} = \frac{q_{wall}}{\rho \langle v_x \rangle H c_{wb}} \quad (21)$$

한편, 실용적인 경우 핀의 피치는 핀의 길이보다 상당히 짧으며, 이 경우 유동 경계층은 채널 벽근처 좁은 부분에 국한되어, 대부분의 영역에서는 균일한 유속을 가지는 것이 알려져 있다.<sup>(17)</sup> 본 연구에서는 이를 고려하여 유속이 채널 내에서 균일한 분포를 가지는 것으로 가정한다. 식 (20)과 균일유동 가정 및 식 (19)의 무차원 변수를 이용하여 지배방정식을 다음과 같이 무차원화 할 수 있다.

$$\kappa \zeta \frac{\partial^2 \theta_{f,wb}}{\partial \eta^2} + Bi \zeta (\theta_s - \theta_{f,wb}) = 1 \quad (22)$$

$$\frac{\partial^2 \theta_s}{\partial \eta^2} - Bi \zeta (\theta_s - \theta_{f,wb}) = 0 \quad (23)$$

$$\kappa \frac{\partial^2 \theta_{f,db}}{\partial \eta^2} + Bi (\theta_s - \theta_{f,db}) = \frac{1}{\zeta} \quad (24)$$

$$\kappa \frac{\partial^2 \Omega_f}{\partial \eta^2} + Bi (\Omega_s - \Omega_f) = 1 - \frac{1}{\zeta} \quad (25)$$

$$\theta_s|_{\eta=1} = \theta_{f,wb}|_{\eta=1} = \theta_{f,db}|_{\eta=1} = 0, \quad \Omega_f|_{\eta=1} = 0 \quad (26)$$

$$\theta'_s|_{\eta=0} = \theta'_{f,wb}|_{\eta=0} = \theta'_{f,db}|_{\eta=0} = \Omega'_f|_{\eta=0} = 0 \quad (27)$$

무차원 파라미터  $Bi$ ,  $\kappa$  는 다음과 같다.

$$Bi = \frac{h_s a H^2}{k_{s,eff}}, \quad \kappa = \frac{k_{f,eff}}{k_{s,eff}} \quad (28)$$

$Bi$  는 고체의 유효열전도율(effective heat conductivity)에 대한 고체와 유체사이의 틈새 열전달과 관련된 열전달율의 비를 나타내는 Biot 수이고,  $\kappa$  는 유체와 고체의 유효열전도율의 비에 관련된 무차원수이다.

식 (19)의 무차원 변수를 이용하여 온도와 습도의 관계식 (18)을 무차원화 하면 다음과 같은 관계식을 얻을 수 있다.

$$\theta_{f,db} + \Omega_f = \zeta \theta_{f,wb} \quad (29)$$

3.2 해석해

습구온도와 수막(핀)온도의 지배방정식 (22), (23) 및 경계조건은 다공성 물질에서의 현열 열전달에 대한 것과 매우 유사하다. 현열 열전달과 관련한 해석결과를 참고하여<sup>(18)</sup> 식 (22), (23)과 경계조건 (26), (27)에 대한 해석해를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\theta_{f,wb} = \frac{1}{1+\kappa\zeta} \left[ \frac{1}{2}(\eta^2 - 1) - \frac{1}{Bi\zeta(1+\kappa\zeta)} \left\{ 1 - \frac{\cosh(\lambda\eta)}{\cosh(\lambda)} \right\} \right] \quad (30)$$

$$\theta_f = \frac{1}{1+\kappa\zeta} \left[ \frac{1}{2}(\eta^2 - 1) + \frac{\kappa}{Bi(1+\kappa\zeta)} \left\{ 1 - \frac{\cosh(\lambda\eta)}{\cosh(\lambda)} \right\} \right] \quad (31)$$

$$\lambda = \sqrt{Bi(1+\kappa\zeta)/\kappa} \quad (32)$$

한편, 식 (24)에 제시된 건구온도식에 대한 지배방정식의 양변에  $\zeta$ 를 곱하면 습구온도의 식 (22)와 동일하게 되며, 경계조건도 동일한 것을 알 수 있다. 따라서 다음식과 같이 건구온도에 대한 해는 습구온도의 해와 같아지게 된다.

$$\theta_{f,db} = \theta_{f,wb} \quad (33)$$

이는 습구온도와 건구온도가 동일한 분포를 가지는 것을 의미하며, 이로부터 열전달이 완전히 발달되었을 때 채널 내 공기는 모든 위치에서 포화상태가 됨을 알 수 있다.

습도 분포는 식 (25)를 풀어서 구할 수도 있지만 건구온도와 습구온도의 해를 식 (29)에 대입하면 다음과 같이 쉽게 얻을 수 있다.

$$\Omega_f = (\zeta - 1)\theta_{f,wb} \quad (34)$$

4. 결과

4.1 온도 분포

증발식 냉각기의 채널 내 공기 및 핀의 온도분포를 Fig. 3에 나타내었으며, 비교를 위하여 현열 냉각기에서의 온도분포<sup>(18)</sup>도 함께 나타내었다. 그림에 나타난 기호의 하첨자 E와 S는 각각 증발식과 현열식을 의미한다. 증발식에 대한 온도분포는  $\zeta=3$ 인 경우의 결과로서, 이 값은 상온에서의 값에 해당한다. 증발식에서 건구온도와 습구온도의 분포가 동일하므로, 이들을 구분하기 위한 첨

자를 생략하였다.

$Bi$ 와  $\kappa$ 의 크기에 따라 정도의 차이는 있으나 증발식 냉각기의 경우 현열 냉각기에 비하여 채널 벽과 공기 사이의 온도차가 작은 것을 알 수 있다.  $\kappa$ 가 1보다 작은 경우를 나타낸 Fig. 3(a)와 (b)의 경우, 핀의 온도분포는 증발식과 현열식에 관계없이 거의 동일한 것을 알 수 있다.  $\kappa$ 가 작은 것은 공기의 열전도율이 핀의 열전도율에 비하여 작은 것을 의미하며, 이 경우 채널 벽에서 공급되는 열은 대부분 핀으로 전도된 후 핀 표면을 통하여 공기로 전달된다. 따라서, 증발식이나 현열식에 관계없이 핀으로 전도되는 열량은 동일하므로 핀의 온도분포도 거의 동일하게 된다.

핀의 유효 열전도율이 일정한 경우,  $Bi$ 는 핀과 공기 사이의 열전달 계수의 크기를 나타낸다. 이 경우, 핀과 공기의 온도 차이는  $Bi$ 의 크기에 따라 결정되며,  $Bi$ 가 증가할수록 Fig. 3(a)와 (b)의 비교에서 알 수 있듯이, 핀과 공기 사이의 온도 차이가 감소한다.

한편, 증발식의 경우 현열식에 비하여 핀과 공기 사이의 온도차이가 작은 것을 알 수 있는데, 이는 증발식의 경우 공기로의 열전달이 현열과 잠열에 의한 두 가지 경로로 이루어지기 때문이다. 즉, 증발식의 경우 벽으로부터 공급된 열이 더욱 효과적으로 공기측으로 전달된다.

Fig. 3(c)와 (d)는  $\kappa$ 가 1보다 큰 경우의 온도 분포를 나타낸다.  $\kappa$ 가 큰 경우 공기의 열전도율이 핀의 열전도율보다 크므로, 채널 벽에서 공급되는 열은 대부분 공기쪽으로 직접 전달되며, 공기의 온도 분포는 마치 핀이 없는 경우와 같아진다.  $\kappa$ 가 1보다 큰 경우에도 증발식의 경우가 현열식의 경우보다 채널 벽과 공기 사이의 온도 차이가 작은 것을 알 수 있으며, 이는 증발식이 현열식보다 열전달에 효과적임을 의미한다.

한편 식 (21)로부터 완전발달영역에서 건구온도, 습구온도, 핀온도의 유동 방향으로의 분포는 동일한 기울기를 가지는 선형분포이며, 온도 기울기는  $c_{wb}$ 에 반비례하는 것을 알 수 있다. 현열 냉각기에서의 온도 기울기가 공기의 비열  $c_p$ 에 반비례하는 것과 비교할 때, 증발식 냉각기에서의 유동 방향 온도 기울기가 현열 냉각기에 비하여  $1/\zeta$ 가 됨을 알 수 있다. 즉 비열비  $\zeta$ 가 증가할수록 증발식 냉각기에서의 유동방향 온도 기울기는 현열식에서보다 작아지게 된다. 이는 물 증발에 따른 증발잠열 흡수로 마치 유동방향으로의 열용량이 비열비만큼 증가한 것과 같은 효과를 나타내기 때문이다.

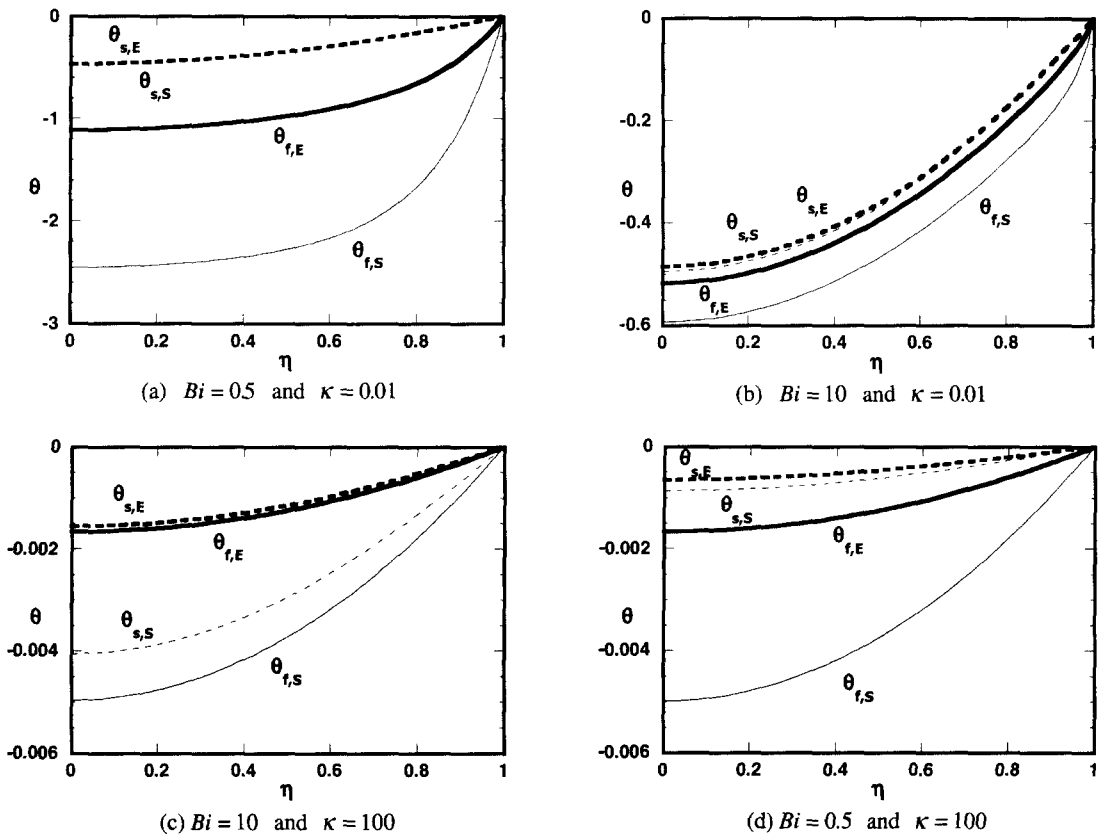


Fig. 3 Comparison of the temperature profiles ( $\zeta = 3$ )

4.2 Nusselt 수

증발식 냉각기에서의 열전달 계수와 Nusselt 수는 다음과 같이 정의된다.

$$h_w = \frac{q_{wall}}{T_w - \langle T_f \rangle} \quad (35)$$

$$Nu_E = \frac{h_w 4H}{k_{f,eff}} = \frac{4}{\kappa \langle -\theta_f \rangle} \quad (36)$$

위 식에서 채널 내 공기가 완전 발달된 경우 포화 상태이므로 습구 온도와 건구 온도가 동일한 해를 가진다. 해 (30)을 식 (36)에 대입하면 Nusselt 수를 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$Nu_E = 12 \frac{1 + \kappa \zeta}{\kappa} \frac{1}{1 + \frac{3}{Bi \zeta (1 + \kappa \zeta)} \left\{ 1 - \frac{1}{\lambda} \tanh(\lambda) \right\}} \quad (37)$$

앞에서 서술한 바와 같이 증발식 냉각기에서의 대류 열전달은 공기와 핀 사이의 열전도율의 비  $\kappa$ 와 공기와 핀 사이의 틈새 열전달의 크기를 나타내는  $Bi$ , 증발 잠열과 현열의 비에 관계되는 파라미터인  $\zeta$ 에 의하여 결정됨을 알 수 있다.

$\zeta = 3$ 인 경우 증발식 냉각기에서의 Nusselt 수를 Fig. 4에 나타내었다. 이것은 현열식 냉각기에서의 Nusselt 수를 나타낸 Lee 등<sup>(18)</sup>의 논문에서 제시된 것과 그 형태가 거의 유사하다.  $\kappa$ 와  $Bi$ 에 따라서 열전달 특성이 상이한 영역이 존재하며,  $\kappa$ 가 작고  $Bi$ 가 클 때의 Nusselt 수가 가장 큼을 알 수 있다.

증발식과 현열식 사이의 열전달 계수 비교를 위하여  $\zeta = 3$ 인 경우, 증발식 냉각기의 Nusselt 수와 현열식 냉각기에서의 Nusselt 수의 비를 Fig. 5에 나타내었다. 세로축을 Nusselt 수의 비에서 1을 뺀 값으로 나타내어 증발 냉각의 적용에 의한 열전달 향상 정도를 명확히 볼 수 있도록 하였다.  $\kappa$ 가 1보다 작고  $Bi$ 는 1보다 큰 영역에서는  $\kappa$ 가

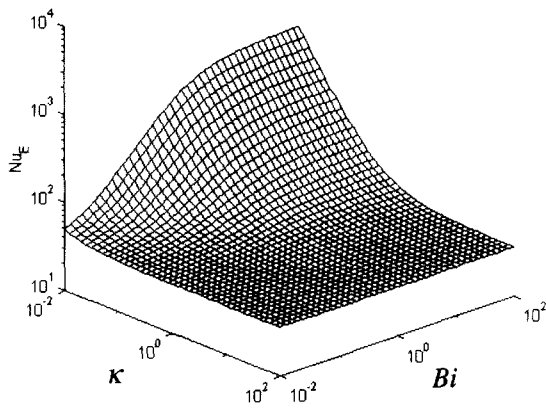


Fig. 4 Nusselt number of evaporative cooler ( $\zeta = 3$ )

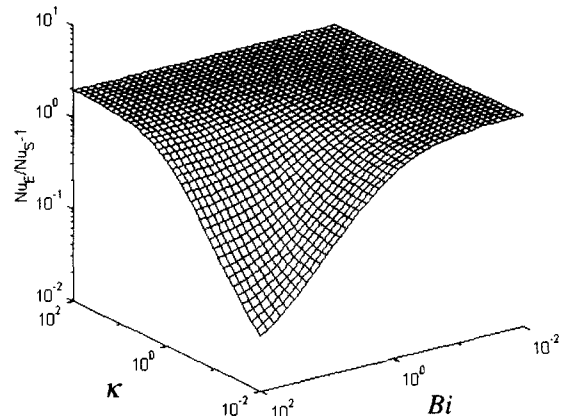


Fig. 5 Nusselt number ratio between sensible and evaporative cooler ( $\zeta = 3$ )

감소할수록,  $Bi$ 가 증가할수록 Nusselt 수의 비는 점차 감소하여 거의 1이 되며, 그 외의 영역에서는 3이 되는 것을 알 수 있다. 한편,  $\zeta$ 가 3 이외의 다른 값을 가지는 경우에 대하여 동일한 형태의 그림을 그려본 결과,  $\kappa$ 가 1보다 작고  $Bi$ 는 1보다 큰 영역에서 Nusselt 수의 비는 Fig. 5의 경우와 유사하게 거의 1이 되며, 그 외의 영역에서는  $\zeta$ 의 값을 가지게 됨을 알 수 있다.

$\kappa$ 와  $Bi$ 의 크기에 따라 증발식 냉각기에서의 Nusselt 수가  $\zeta$ 에 의존하는 정도가 다른 이유를 규명하기 위하여,  $\kappa$ 와  $Bi$ 가 극한값을 가지는 경우에 대하여 Nusselt 수의 근사값을 구한다. 먼저 식 (37)로 표현되는 Nusselt 수를 근사적으로 나타내기 위하여 다음의 관계식을 이용한다.

$$\frac{1}{\lambda} \tanh(\lambda) \approx \begin{cases} 1 - \lambda^2/3 & \text{as } \lambda \rightarrow 0 \\ 1/\lambda & \text{as } \lambda \rightarrow \infty \end{cases} \quad (38)$$

식 (38)을 식 (37)에 대입하면  $\lambda$ 의 크기에 따른 Nusselt 수의 근사값을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Nu_E \approx \begin{cases} 12\zeta & \text{as } \lambda \rightarrow 0 \\ 12 \frac{1}{\kappa} \frac{1 + \kappa\zeta}{1 + 3/\{Bi\zeta(1 + \kappa\zeta)\}} & \text{as } \lambda \rightarrow \infty \end{cases} \quad (39)$$

식 (32)에 나타난  $\lambda$ 의 정의를 이용하여  $\kappa$ 와  $Bi$ 의 크기에 따라 식 (39)를 더욱 간략히 하면 다음과 같다.

$$\kappa \gg 1 \text{ or } \kappa \gg Bi : Nu_E \approx 12\zeta \quad (40)$$

$$\kappa \ll 1 \text{ and } Bi \gg 1 : Nu_E \approx 12/\kappa \quad (41)$$

$$\kappa \ll Bi \text{ and } Bi \ll 1 : Nu_E \approx 4Bi\zeta/\kappa \quad (42)$$

위에 나타난 Nusselt 수의 각 영역에서의 근사값을 현열식 냉각기에서의 Nusselt 수<sup>(18)</sup>와 비교하면, 둘 사이의 비가  $\kappa \ll 1$ 이고  $Bi \gg 1$ 인 영역에서는 1이고 그 외의 영역에서는  $\zeta$ 가 됨을 명확히 알 수 있다.

$$\frac{Nu_E}{Nu_s} \approx \begin{cases} \zeta & \text{where } \kappa \gg 1 \text{ or } Bi \ll 1 \\ 1 & \text{where } \kappa \ll 1 \text{ and } Bi \gg 1 \end{cases} \quad (43)$$

$\kappa \ll 1$ 이고  $Bi \gg 1$ 인 영역에서는 핀의 열전도율이 공기의 열전도율보다 크며, 핀과 공기 사이의 열전달률(heat conductance)이 핀을 통한 전도 열전달률보다 크다. Fig. 3(b)에 나타난 온도분포가 이 경우에 해당하는데, 이 경우 대부분의 열이 핀으로 전달된 후 핀과 공기 사이의 대류 열전달을 통하여 공기로 전달되며, 핀과 공기 사이의 열전달률이 매우 커서 그림에서 보는 바와 같이 핀과 공기 사이의 온도차가 매우 작다. 이 때, 벽으로부터 공급되는 열이 공기로 전달되는 과정 중 가장 큰 열저항은 핀을 통한 전도 열저항으로 핀의 열전도도에 따라 벽으로부터의 총괄 열전달 계수 즉  $h_w$ 를 이용한 식 (36)으로 표현되는 Nusselt 수가 결정된다. 따라서, 이 경우 증발 열전달에 의한 핀과 공기 사이 대류 열전달의 향상은 Nusselt 수에 큰 영향을 미치지 않게 되고, 결과적으로 증발식과 현열식 냉각기 사이의 Nusselt 수 차이가 거의 없게 된다.



한편,  $\kappa \ll Bi$  이고  $Bi \ll 1$  인 영역에서는 핀과 공기 사이의 열전달률이,  $\kappa \gg 1$  또는  $\kappa \gg Bi$  인 영역에서는 벽으로부터 직접 공기로 전달되는 열전달률이 벽으로부터의 총괄 열전달률의 크기에 결정적인 영향을 미친다. 핀과 벽면이 수막으로 덮여있는 경우, 수막과 공기 사이에서는 온도차이에 의한 현열 열전달뿐만 아니라 습도차이에 의한 물의 증발과 이에 수반되는 잠열 열전달이 동시에 일어나므로, 이 영역에서 증발식 냉각기의 총괄 열전달 계수는 현열식 냉각기에서의 값보다 훨씬 크게 된다. 열전달 계수의 향상 정도는 현열 열전달에 대한 잠열 열전달의 비에 의하여 결정되며, 결국 Nusselt 수의 비는  $\zeta$  가 되게 된다.

실용적인 열교환기에서 핀의 열전도율이 공기의 열전도율보다 훨씬 크므로,  $\kappa$  는 일반적으로 1 보다 상당히 작은 값을 가진다. 또한 열교환기 내 유동에 의한 압력 손실이 실용적인 범위에 드는 일반적인 경우, 핀을 통한 전도 열전달률이 핀과 공기 사이의 대류 열전달률보다 크다. 실제로 실용적인 열교환기에서  $Bi$  와  $\kappa$  는  $10^{-1} \sim 10^{-3}$  의 작은 값을 가지며, 이 범위에서는 증발식을 도입함으로써, 총괄열전달률을 현열열교환기에 비하여  $\zeta$  배만큼 증가시킬 수 있다.

## 5. 결론

본 연구에서는 평판 핀 냉각기의 공기 채널이 얇은 수막으로 완전히 덮여 있는 경우의 열 및 물질전달 과정을 해석하였다. 다공성 물질에서의 열전달 해석 방법을 이용하여 핀으로 채워진 채널에서의 열 및 물질전달에 대한 이차원 모델을 제시하였으며, 이에 대한 해석해를 구하였다. 해석해를 바탕으로 핀의 열전도도와 핀과 공기 사이의 대류 열전달 계수가 평판으로부터의 총괄 열전달 계수에 미치는 영향을 분석하였다.

채널이 수막으로 덮여있는 경우, 수막과 공기 사이에서는 온도차이에 의한 현열 열전달뿐만 아니라 습도차이에 의한 물의 증발과 이에 수반되는 잠열 열전달이 동시에 일어나므로, 이 경우의 총괄 열전달 계수는 현열 열전달만 일어나는 경우보다 향상된다. 총괄 열전달 계수가 향상되는 정도는 핀의 열전도율에 대한 공기 열전도율의 비  $\kappa$  와 핀의 전도 열전달률에 대한 핀과 공기 사이의 열전달률의 비  $Bi$  에 따라 달라지며 다음과 같이 요약된다.

$$\frac{Nu_E}{Nu_S} \approx \begin{cases} \zeta & \text{where } \kappa \gg 1 \text{ or } Bi \ll 1 \\ 1 & \text{where } \kappa \ll 1 \text{ and } Bi \gg 1 \end{cases}$$

일반적인 평판 핀 냉각기에서는 핀을 통한 전도 열전달률이 공기를 통한 전도 열전달률이나 핀과 공기 사이의 대류 열전달률에 비하여 상당히 크며, 이 경우 증발식 열전달에 의한 총괄 열전달 계수는 포화 습공기의 비열에 대한 공기의 비열비  $\zeta$  만큼 향상된다.

## 후기

이 논문은 2001년도 두뇌한국 21 사업과 중점국가연구개발사업에 의하여 지원되었음.

## 참고문헌

- (1) Yang, W.-J. and Clark, D. W., 1975, "Spray Cooling of Air-Cooled Compact Heat Exchangers," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 18, pp. 311~317.
- (2) Perez-Blanco, H. and Bird, W. A., 1984, "Study of Heat and Mass Transfer in a Vertical-Tube Evaporative Cooler", ASME, *J. Heat Transfer*, Vol. 106, pp. 210~215.
- (3) Graham, K. M., Ramadhyani, S., 1996, "Experimental and Theoretical Studies of Mist Jet Impingement Cooling," ASME, *J. Heat Transfer*, Vol. 118, pp. 343~349.
- (4) Chuntranuluck, S., Wells, C. M., and Cleland, A. C., 1998, "Prediction of Chilling Times of Foods in Situations Where Evaporative Cooling is Significant--Part 2. Experimental Testing," *Journal of Food Engineering*, Vol. 37, pp. 127~141.
- (5) Sweetland, M., Lienhard V, J. H., 2000, "Evaporative Cooling of Continuously Drawn Glass Fibers by Water Sprays," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 777~790.
- (6) Brown, W. K., 1996, "Application of Evaporative Cooling to Large HVAC Systems," *ASHRAE Transaction*, pp. 895~907, Part I
- (7) Watt, J. R. and Brown, W. K., 1997, *Evaporative Air Conditioning Handbook*, 3<sup>rd</sup> ed, Fairmont Press.
- (8) Dhar, P. L., Kaushik, S. C., Jain, S., Pahwa, D., Kumar, R., 1995, "Thermodynamic Analysis of Desiccant-Augmented Evaporative Cooling Cycles for Indian Conditions," *ASHRAE Transaction*, pp. 735~749, Part I.
- (9) Maclaine-cross, I. L. and Banks, P. J., 1981, "A General Theory of Wet Surface Heat Exchangers and its Application to Regenerative Evaporative Cooling," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 103, pp. 579~585.
- (10) Kettleborough, C. F. and Hsieh, C. S., 1983, "The Thermal Performance of the Wet Surface Plastic Plate Heat Exchanger Used as an Indirect Evaporative Cooler," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 105, pp.

- 366~373.
- (11) Hsu, S. T., Lavan, Z., and Worek, W. M., 1989, "Optimization of Wet-Surface Heat Exchangers," *Energy*, Vol. 14, No. 11, pp. 757~770.
- (12) Chen, P. L., Qin, H. M., Huang, Y. J., and Wu, H. F., 1991, "A Heat and Mass Transfer Model for Thermal and Hydraulic Calculations of Indirect Evaporative Cooler Performance," *ASHRAE Transaction*, pp. 852~865.
- (13) Stoitchkov, N. J. and Dimitrov, G. I., 1998, "Effectiveness of Crossflow Plate Heat Exchanger for Indirect Evaporative Cooling," *Int. J. Refrig.*, Vol. 21., No. 6, pp. 463~471.
- (14) Tsay, Y. L., 1994, "Analysis of Heat and Mass Transfer in a Countercurrent-flow Wet Surface Heat Exchanger," *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 15, No. 2, pp. 149~156.
- (15) Yan, W.-M., 1995, "Effect of Film Vaporization on Turbulent Mixed Convection Heat and Mass Transfer in a Vertical Channel," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 38, No. 4, pp. 713~722.
- (16) Yan, W.-M., 1998, "Evaporative Cooling of Liquid Film in Turbulent Mixed Convective Channel Flows," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41, pp. 3719~3729.
- (17) Kim, S. J., Kim, D., 1999, "Forced Convection in Microstructures for Electronic Equipment Cooling," *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 121, pp. 639~645.
- (18) Lee, D. -Y. and Vafai, K., 1999, "Analytical Characterization and Conceptual Assessment of Solid and Fluid Temperature Differentials in Porous Media," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 423~435.
- (19) ASHRAE 1997, *ASHRAE HANDBOOK 1997 FUNDAMENTALS*, Chap. 5,6.
- (20) Kays, W. M. and Crawford, M. E., 1993, *Convective Heat and Mass Transfer*, 3<sup>rd</sup> ed., Chap. 4, McGraw-Hill, Inc.