

Dry Room내의 온·습도 분포 해석

이 관 수[†], 임 광 옥, 안 강 호, 정 영 식^{*}

한양대학교 기계공학부, ^{*}한양대학교 대학원

Analysis of Temperature and Humidity Distribution in a Dry Room

Kwan-Soo Lee[†], Kwang-Ok Lim, Kang-Ho Ahn, Young-Sick Jung^{*}

School of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

^{*}Graduate School, Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

(Received January 3, 2001; revision received March 23, 2001)

ABSTRACT: The temperature and humidity distributions in a dry room are studied numerically by using standard $k-\epsilon$ turbulence model. In order to evaluate effective heat and moisture ventilation characteristics inside the room, the heat removal capacity and moisture exhaust efficiency are introduced. An effective ventilation control is analyzed by evaluating quantitatively temperature and humidity distributions. It was found that the mean absolute humidity inside the room was almost constant with approximately 0.1905 g/kg air regardless of the models and the heat generation rates. This was believed that the moisture generation by workers was relatively small. 40% improvement of the critical decay time was achieved, through the modifications of design variables.

Key words: Dry room(저습 공조실), Moisture contamination(수분 오염), 3D numerical analysis (3차원 수치해석)

기 호 설 명

\bar{C} : 임의의 시간에서 실내 평균농도 [kg/m³]
 C_i : 초기 평균농도 [kg/m³]
 C_1, C_2, C_μ : standard $k-\epsilon$ 모델의 실험 상수
 D_h : 급기구의 수력학적 지름 [m]
 g : 중력 가속도 [m/s²]
 k : 난류 운동에너지 [m²/s²]
 L, H, W : 길이, 높이 및 폭 [m]

\dot{m} : 수분발생량 [kg/s]
 \dot{m}_s : 실내 총수분발생량 [kg/s]
 n : 수적
 P : 압력 [N/m²]
 \dot{q} : 발열부 단위체적당 발열량 [W/m²]
 Q : 라인당 발열량 [kW]
 Re : Reynolds 수, $D_h|w_{in}|/\nu$
 T : 온도 [°C]
 u, v, w : x, y 및 z 의 속도 성분 [m/s]
 v_{out}, w_{in} : 배기구 및 급기구 평균유속 [m/s]
 V : 유량 [m³/s]
 V_0 : dry room의 전체 체적 [m³]
 x, y, z : 길이, 폭 및 높이 방향 좌표
 X : 절대습도 [g/kg air]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-2290-0426; Fax: +82-2-2295-9021

E-mail address: ksleehy@hanyang.ac.kr

그리스 문자

α	: 열확산 계수 [m^2/s]
β	: 체적팽창계수 [$1/\text{K}$]
γ_m	: 기준냉각 성능비
ε	: 난류 소산에너지
η	: 수분배출효율
ν	: 층류 동점성계수 [m^2/s]
ν_t	: 난류 동점성계수 [m^2/s]
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon, \sigma_T, \sigma_X$: 난류 Prandtl/Schmidt 수
τ	: 시간 [s]
τ^*	: 무차원 환기시간, $\tau/(V_0/V)$
ϕ_m	: 냉각성능 [$1/\text{K}$]

하첨자

i, j	: 텐서 인덱스
m	: 전체 평균
in, out	: 급기구 및 배기구

1. 서 론

노트북 PC, 휴대폰 및 캠코더 등 이동형 전자 제품의 경량화, 소형화에 따른 전원으로 에너지 밀도가 높은 전지의 사용이 중요한 연구과제가 되고 있다. 현재 가장 많이 사용되고 있는 전해액을 이용한 리튬 이온전지(lithium ion battery)는 기존에 사용되었던 니켈 카드뮴전지 및 니켈 수소전지에 비해 무게 및 수명 측면에서 뛰어난 성능을 갖고 있다. 그러나 리튬 이온전지는 극도로 습도에 민감한 제품으로서 품질문제 및 폭발 위험성 등으로 인해 극도의 저습(절대습도 0.19 g/kg 이하)·항온(20℃)의 제조환경을 필요로 한다. 이러한 제조환경에 부합하는 생산공조실로 저습공기를 강제순환시켜 생산공정을 저습·항온 상태로 유지시키는 dry room이 최근 많이 사용되고 있다. dry room은 기존에 주로 사용되었던 불활성 가스실에 비해 생산성 측면에서 이점(利點)이 있으므로 이의 활용이 점차 증가하는 추세에 있지만, 일반 공조설비에 비해 초기 설비비 및 운전비용이 상승하는 문제점을 안고 있다. 또

한, 환기특성의 변화에 따라 상당한 성능차를 보이므로 실용화를 위해 적절한 사전연구가 요구된다.

기류 및 습도분포에 관한 기존연구로 Kiranoudis et al.⁽¹⁾은 산업용 일괄식 건조로(batch dryer)에서 기류 및 습도 분포의 조사를 통해 건조로 내부의 균일 유동 및 건조로 형상의 중요성을 강조하였다. Theologos et al.⁽²⁾은 유동층 건조로에서 2상유동을 포함한 열 및 수분확산에 대한 수학적 모델을 연구하였다. Lee et al.⁽³⁾은 dry room내 환기특성의 분석을 통해 개선된 모델을 제안하였다. 그러나 이상의 연구결과들은 실제 설계명세를 고려한 정량적인 평가에는 미흡하였다.

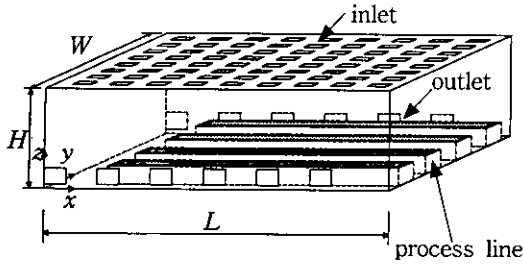
본 연구에서는 3차원 대공간에서 공정용 설비로 인한 발열 및 유동장애물 효과와 작업자에 의한 수분발생을 고려하여 기류 및 온·습도 분포를 정량적으로 분석하여 열 및 수분의 효율적인 환기제어에 대해 조사한다.

2. 이론해석

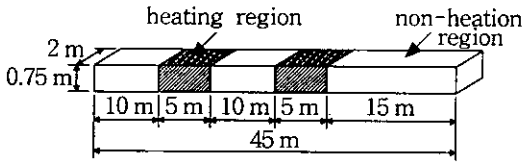
2.1 해석모델

해석모델은 Fig. 1(a) 및 Table 1에서처럼 대공간의 생산공조실로 천장에 설치된 다수의 다공판(punching plate)을 통해 저습·항온의 공기가 유입되고, 양 측벽에 설치된 12개의 강제순환용 배기구로 배기되고 있다. 또한, 컨베이어로 구성된 박스형태의 공정용 설비가 길이방향으로 배치되어 있다. Fig. 1(b)와 같이 4개의 생산라인으로 구성되어 총 1,600 kW의 에너지를 사용하고, 실내로 확산되는 열량은 총에너지의 2.5~5% 정도로 예상된다. 따라서 본 논문에서 고려한 발열량은 인체 발열량을 포함하여 40 kW 혹은 80 kW로 전체 발열부에서 균일한 발열특성을 갖는 것으로 가정한다.

Dry room내 수분은 작업자들에 의해 발생되고 대부분의 작업자는 발열부를 중심으로 배치된다. 따라서 수분발생은 수치적 해석의 편의를 위해 인체모형을 생략하고 발열부를 중심으로 균일하게 수분이 발생하는 것으로 가정한다. 총수분발생량은 생산공조실내 인체 수분발생량을 참고⁽⁴⁾로 작업자 총인원을 고려하여 실내 총수분발생량(\dot{m}_s)을 산출한다. 일반 생산공장에서 작업시 일



(a) Dry room



(b) Process line

Fig. 1 Schematic diagram of a dry room.

Table 1 Design specifications of a dry room

Contents	Unit	Dimension
Geometry ($L \times H \times W$)	m	51.5 × 27.63 × 2.4
Inlet (1.29 × 1.25 m)	EA	72
Outlet (2.5 × 0.81 m)	EA	12
Air flow rate	m ³ /min	1,760
Ventilation rate	No./min	0.5
Workers	persons	30
Heat generation quantity	kW	40, 80

인당 수분발생량은 0.056 g/s로 작업자 총인원 30 명을 고려한 실내 총수분발생량은 1.68 g/s이다. 또한, 실제 제품이 위치되는 생산설비 상면부, 즉 바닥으로부터 높이가 0.8 m인 수평면을 기준면 (reference plane)으로 선정하여 환기특성을 분석 한다.

2.2 지배방정식

급기구의 유속과 수력반지름을 각각 특성속도와 특성길이로 Reynolds 수가 10⁴ 정도 이상이므로 완전 발달된 난류유동이 예상되며 이론적 모델링을 위해 다음과 같은 가정을 한다.

(1) 실내 유동은 정상상태 3차원 난류 혼합대류 유동이며 수분발생이 유동장 및 온도장을 변화시키지는 않는다.

(2) 유동장의 밀도변화는 Boussinesq 가정을 사용하며, 이외의 실내 공기의 물성치는 일정하다.

(3) 수분의 부력효과 및 벽면에서의 흡착은 무시한다.

기류 및 온·습도 분포를 해석하기 위해 standard $k-\epsilon$ 난류모델을 도입하였고, 유동장과 온도장은 정상상태로, 수분발생의 거동은 비정상 해석으로 지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial(u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{P}{\rho} + \frac{2}{3} k \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu_t \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right] + g_i \beta (T - T_{in}) \tag{2}$$

$$\frac{\partial(k u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \nu_t S - \epsilon - g_j \beta \frac{\nu_t}{\sigma_T} \frac{\partial T}{\partial x_j} \tag{3}$$

$$\frac{\partial(\epsilon u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + \left(C_1 \nu_t S - C_2 \epsilon - C_3 g_j \beta \frac{\nu_t}{\sigma_T} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \frac{\epsilon}{k} \tag{4}$$

$$\frac{\partial(T u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(\alpha + \frac{\nu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right\} + \dot{q} \tag{5}$$

$$\frac{\partial X}{\partial t} + \frac{\partial(X u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(D + \frac{\nu_t}{\sigma_X} \right) \frac{\partial X}{\partial x_j} \right\} + \dot{m} \tag{6}$$

여기서, $\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$, $S = \left\{ \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right\} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\epsilon = 1.3$, $\sigma_T = 0.9$, $\sigma_X = 1.0$, $C_\mu = 0.99$, $C_1 = 1.44$, $C_2 = 1.92$, $C_3 = 0.7$ 이다.

2.3 경계조건

지배방정식의 수치해석에 적용되는 각종 경계조건을 Table 2에 요약한다. 급·배기구에서 유속은 일정하고, 난류 운동에너지 및 운동에너지 소산은 Kiranoudis et al.⁽¹⁾의 연구에서 사용된 조건을 이용한다. 벽면에서는 no-slip 경계조건과 Neumann 경계조건이 사용된다.

Table 2 Boundary conditions

Inlet	$w_{in} = -0.25 \text{ m/s}, k = 0.005 w^2$ $\epsilon = C_\mu k^{1.5} / (0.5 D_h), X = 0.19 \text{ g/kg air}$
Outlet	$v_{out} = \pm 1.2 \text{ m/s}, \frac{\partial k}{\partial n} = 0^*$, $\frac{\partial \epsilon}{\partial n} = 0, \frac{\partial X}{\partial n} = 0$
Wall	$u, v, w = 0 \text{ m/s}, \frac{\partial k}{\partial n} = 0, \frac{\partial X}{\partial n} = 0$

2.4 수치해석 및 검증

본 연구에서는 유동 및 수분확산에 대한 수치 해석을 위하여 지배방정식을 유한체적법을 이용하여 이산화하였고, 대류항과 압력항을 계산하기 위해 SIMPLER 알고리즘⁽⁵⁾을 사용하였다. 격자의 존성의 조사를 위해 비균일한 79×29×19, 106×34×21, 그리고 121×41×23의 격자계를 이용하여 해석한 결과, 환기효율지수⁽³⁾의 변화가 2% 이내였다. 따라서 계산시간 및 수치적 정확성을 고려하여 106×34×21개의 엇갈린 제어체적을 이용하였다. 수렴판정조건으로 연속된 반복계산에서 속도 및 수분농도의 상대오차가 10⁻⁵보다 작은 경우 수렴된 것으로 판정하였다.

2.5 냉각성능 및 수분배출효율

Dry room내 환기목적은 저습·함온의 공기를 실내에 급기하여 실내에서 발생된 열과 수분을 신속히 배출시키는 데 있다. 따라서 본 연구에서는 이러한 환기성능의 평가를 위해 냉각성능 및 수분배출효율을 도입한다.

2.5.1 냉각성능

각 모델별 냉각성능을 평가하기 위하여 냉각성능을 도입한다. 냉각성능은 평균온도 (T_m)와 급기온도 (T_{in})와의 차이의 역수로 정의하며, 실내 잔존열량에 대한 발열량의 비로부터 유도된 것으로 그 온도차가 작을수록 냉각이 효율적으로 일어남을 의미한다.

$$\phi_m = \frac{1}{T_m - T_{in}} \quad (7)$$

아울러, 각 모델별 기준냉각 성능비 γ_m 을 아래의 식과 같이 산정함으로써 모델별 냉각성능의 우열을 정량적으로 평가할 수 있도록 하였다.

$$\gamma_m = \frac{\phi_{m,m}}{\phi_{m,b}} \quad (8)$$

여기서, $\phi_{m,b}$ 과 $\phi_{m,m}$ 은 기본모델과 수정모델의 기준 냉각성능을 각각 나타낸다.

2.5.2 수분배출효율

시간의 추이에 따른 초기 수분오염을 배출하는 데 소요되는 시간 및 기준 감소시간을 이용한 환기특성의 분석은 일반 생산공조실 설계시 주요 관심사항이다. 분석방법으로 초기 실내 전체에서 균일한 오염분포시 수분배출의 비정상 거동의 해석을 통해 가능하다. 수분배출특성의 평가를 위해 도입된 수분배출효율은 수분발생량에 대한 배출량과의 비로서 다음과 같이 표현된다.⁽⁶⁾

$$\eta = 1 - \frac{\bar{C}}{C_i} \quad (9)$$

3. 결과 및 고찰

3.1 기본모델 분석

Fig. 1의 형상에서 나타난 dry room을 기본모델(basic model)로 선정하여 유동 및 온·습도 분포에 대한 정량적인 분석을 수행한다. 또한 수치적 해석영역이 폭방향 중앙부를 중심으로 완전히 대칭이므로 한쪽 공간만을 해석영역으로 고려한다.

3.1.1 유동형태

실내 유동은 천장에 설치된 다수의 급기구들과 실내 공정용 설비의 발열에 인한 자연대류 및 유동장애물 효과로 매우 복잡한 유동형태를 갖는다. 또한, 급·배기구 위치의 편중배치로 인해 길이방향(-x방향)으로 편향되는 현상이 나타난다. 이러한 특성은 기본모델에서 발열이 고려되지 않은 경우의 속도 및 압력분포를 나타내는 Fig. 2에서 관찰할 수 있다. Fig. 2(a)에서 실내에 다수

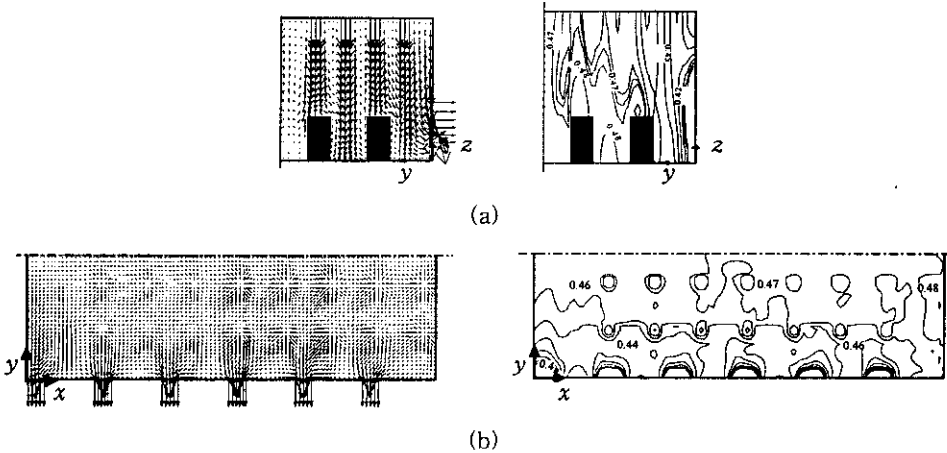


Fig. 2 The velocity vectors and pressure contours in the vertical and horizontal planes ($Q=0$ kW): (a) $y-z$ plane: $x=26.845$ m; (b) $x-y$ plane: $z=0.8$ m (pressure unit: N/m^2).

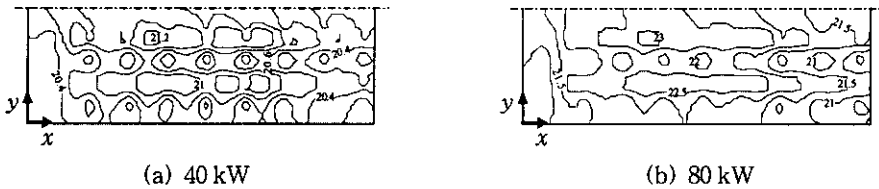


Fig. 3 Temperature distribution for the different heat generation rate at the reference plane (unit: $^{\circ}C$).

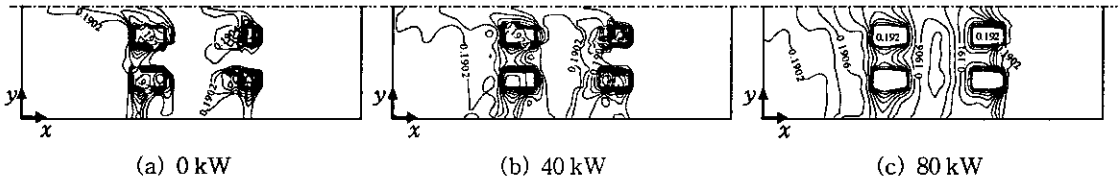


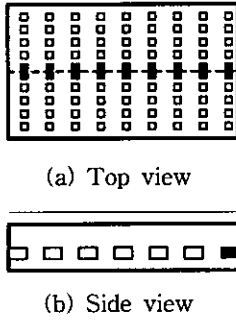
Fig. 4 The absolute humidity distribution for the different heat generation rate at the reference plane (unit: g/kg air).

의 재순환 유동이 천장에 설치된 다수의 급기구 들로 인해 발생되고, 급기구 유동이 공정용 설비 상면에 충돌하는 현상을 볼 수 있다. Fig. 2(b)에서는 유동이 전체적으로 길이방향으로 편향되는 현상을 보여준다.

3.1.2 발열량에 따른 온·습도 분포

Fig. 3은 발열량에 따른 실내온도 분포를 기준 면에서 나타낸 것이다. 유동 편향현상으로 우측에 위치한 발열부의 냉각이 조금 더 용이한 것으로 판단되나 발열량에 따라 방향성에 크게 영향을 받지 않고 실내 전영역으로 열전달이 일어난다.

Fig. 4는 발열량에 따른 실내 절대습도 분포를 기준면에서 나타낸 것이다. 절대습도 분포는 유동특성에서 나타난 편향현상으로 인해 전반적으로 좌측 벽면을 향해 편중된 습도 분포를 갖는다. 따라서 상대적으로 높은 압력이 형성되는 발열부 우측영역은 건조한 영역으로 유지된다. 이러한 편향된 절대습도 분포는 발열량이 증가할수록 더욱 뚜렷하게 나타나 Fig. 4(c)에서는 실내공간의 상당한 영역이 수분으로 오염되는 것을 확인할 수 있다. 이것은 발열량 증가에 따라 설비 벽면부에 상승기류가 형성되어 공정용 설비 상면부에서 급기구 유동의 충돌현상이 감소하기 때문



(a) Top view

(b) Side view

Fig. 5 Modification of design variables; addition of inlets, outlets (solid blocks) and partition (dashed line).

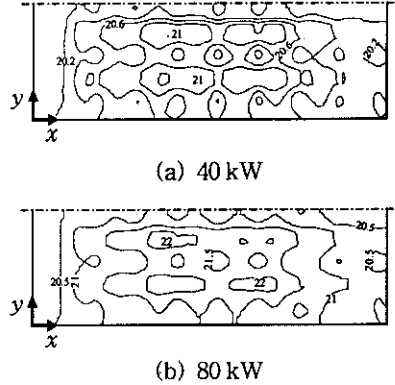
이다. 또한 대칭면 부근의 비급기 영역은 넓은 재순환 영역의 형성으로 인해 다른 영역에 비해 쉽게 수분으로 오염되는 현상을 볼 수 있다. 이러한 현상은 실내에서 발생된 수분이 가장 인접한 배기구를 향해 작은 오염영역을 가지며 신속하게 배출되는 것이 이상적이라고 판단할 때 바람직하지 못한 특성이다.

3.2 설계인자 변경효과

기본모델은 유동 편향현상에 따른 편향된 수분 확산 현상과 대칭면 부근의 재순환 영역의 형성으로 바람직하지 못한 환기특성을 갖는다. 따라서 환기특성의 개선을 위해 기본모델과 동일한 유량 하에서 설계인자 변경을 고려한다.

Fig. 5는 수정모델의 설계인자 변경내용을 나타낸 것이다. 기본모델에서 나타난 유동 편향현상과 재순환 영역의 개선을 위하여 폭방향 중앙부의 비급기 영역에 급기구를 추가하고, 배기구가 설치된 양 측벽의 끝단부에 배기구를 1개씩 설치하였다. 또한 실내에 길이 방향으로 분할벽을 설치하여 공간을 분리시켰다.

Fig. 6과 Fig. 7은 수정모델의 온도분포 및 절



(a) 40 kW

(b) 80 kW

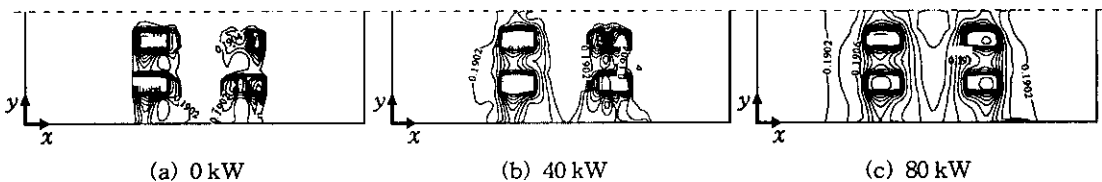
Fig. 6 Temperature distribution for the different heat generation rate at the reference plane (unit: °C).

대습도 분포를 나타낸 것으로 유동편향 현상 및 재순환 영역이 Fig. 3의 기본모델에 비해 감소하는 것을 알 수가 있다. Fig. 7에서 절대습도가 기본모델과 유사하게 분포하지만, 유동편향 현상의 감소로 오염영역의 크기측면에서 감소된 것을 확인할 수 있다. 또한, 발열량의 증가에 따라 오염 분포영역이 증가하는 특성을 볼 수 있다.

Fig. 8은 발열량에 따른 냉각성능의 비율을 나타낸 것이다. 발열량에 관계없이 수정모델이 우수한 냉각성능을 갖는다. 특히, Fig. 9는 각 발열량에서 냉각성능을 상대적인 비율을 나타낸 것으로 발열량이 클수록 냉각성능 비율이 증가한다.

3차원 공간상의 체적 평균을 나타낸 실내 평균 절대습도량은 모델 및 발열량에 관계없이 약 0.1905 g/kg air로 일정하게 나타난다. 이것은 작업자로 인한 수분발생량이 미소하므로 환기특성의 변화에 크게 영향을 받지 않기 때문이다.

Fig. 10은 발열량이 실제 공정과 가장 가까운 80 kW일 때 실내 수분발생량의 증가에 따른 평균 절대습도를 나타낸 것으로 수분발생량이 미소할 때는 모델에 관계없이 거의 동일한 평균 절대



(a) 0 kW

(b) 40 kW

(c) 80 kW

Fig. 7 The absolute humidity distribution for the different heat generation rate at the reference plane (unit: g/kg air).

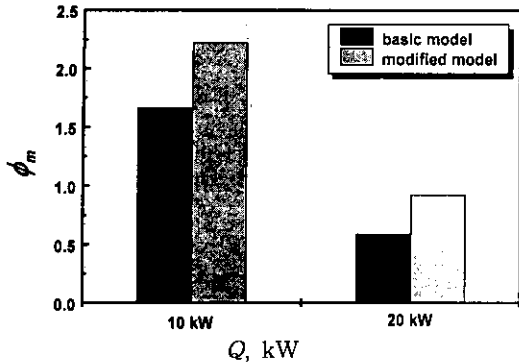


Fig. 8 The heat removal capacity with the heat generation rate.

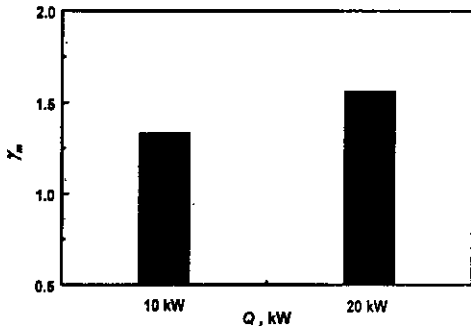


Fig. 9 The heat removal capacity ratio with the heat generation rate.

습도를 갖는다. 그러나 실내 평균 절대습도가 수분발생량의 증가에 따라 거의 선형적으로 증가하는 특성을 보인다. 또한, 수분발생량의 증가에 따라 수정모델이 더 좋은 수분환기특성을 나타낸다.

3.3 환기특성 분석

Dry room내 수분배출효율은 환기특성의 분석을 위해 유용한 평가지수이다. 따라서 본 연구에서는 수분배출효율을 이론적으로 예측이 가능한 모델들과의 비교를 통해 분석해 보도록 한다. 도입된 이론적 모델로는 플러그 유동(plug flow)과 완전혼합유동(fully mixed flow)이다.⁽⁶⁾ 플러그 유동은 급기구 유체가 실내유체와 전혀 혼합되지 않고 피스톤 운동과 같이 밀어낸다는 가정하에 성립된 가장 이상적인 특성을 가지는 모델로서 수분배출효율은 다음과 같이 표현된다.

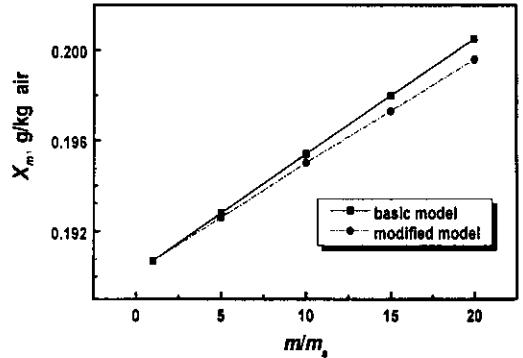


Fig. 10 The mean absolute humidity with the moisture generation rate (Q=80 kW).

$$\eta = \begin{cases} \tau^*, & 0 \leq \tau^* \leq 1 \\ 1, & \tau^* > 1 \end{cases} \quad (10)$$

여기서, τ^* 는 무차원 환기시간을 나타낸다. 완전혼합유동은 급기유체가 실내유체와 완전혼합된 후 배출된다는 가정하에서 성립된 모델로서 수분배출효율은 다음과 같이 지수적인 함수로 표현된다.

$$\eta = 1 - \exp(-\tau^*) \quad (11)$$

또한, 모델별 환기특성의 정량적인 비교 및 평가를 위해 수분배출효율이 90%일 때의 시간을 기준감소시간(critical decay time)으로 정의하도록 한다.

Fig. 11은 환기시간의 추이에 따른 모델별 수분배출효율을 나타낸 것이다. 여기서 수치적 모델들은 Q=80kW일 때 dry room 모델들의 수분배출효율을 식(9)에 의해 산출한 것이다. τ^* 가 1일 때까지 수치해석에 의한 기본 및 수정모델의 수분배출효율은 완전혼합유동보다 좋은 효율을 갖는다. 이는 초기 운전시 dry room내로 유입된 공기량만큼 실내의 공기를 배기구로 밀어내는 플러그 유동에 기인한 것이다. 그러나 시간이 경과함에 따라 dry room내로 유입된 공기는 실내공기와 혼합함으로써 완전혼합유동의 효율곡선에 근접하게 된다. 이때 수정모델은 τ^* 가 4일 때까지 완전혼합유동의 경우보다 좋은 효율을 나타내며, 시간이 경과함에 따라 완전혼합유동의 경우와 유사한 효율을 보인다. 반면 기본모델은 τ^* 가 1이

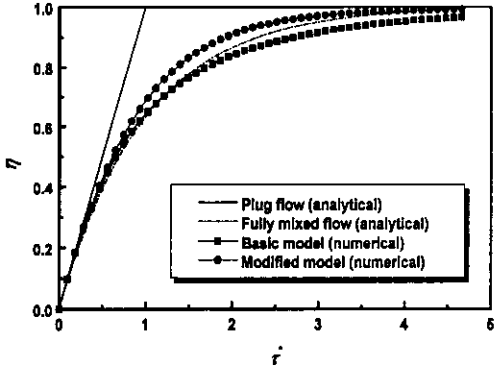


Fig. 11 Moisture exhaust efficiency as a function of time ($Q=80$ kW).

될 때까지는 완전혼합유동보다 좋은 효율을 보이나, 그 이후에는 완전 혼합모델보다 낮은 수분배출효율을 형성한다. 이는 기본모델의 경우 실내의 정체영역이나 재순환 영역이 많이 분포함으로써 수분이 이러한 영역 내에서 용이하게 배출되지 못하고 정체되어 있기 때문이다. 따라서 dry room의 최적화 지표로 기준감소시간을 플러그 유동에 최대한 근접하도록 설계하여야 한다.

모델에 따른 기준감소시간을 살펴보면, 기본모델은 유동편향현상 및 재순환 영역의 형성으로 가장 긴 기준감소시간이 요구된다. 그러나 수정모델은 완전혼합유동 및 기본모델에 비해 각각 35%, 40% 정도 개선된 기준감소시간을 나타내지만, 플러그 유동에 비해 상당히 긴 기준감소시간이 요구된다.

4. 결 론

본 연구는 저습·항온의 기류조건을 필요로 하는 리튬 이온전지 제조용 dry room내 온·습도 분포를 설계명세 및 평가지수의 고려하에 수치적으로 해석하였다. 공정용 설비로부터의 발열 및 작업자로 인한 수분발생을 고려하여 정량적인 온·습도 분포를 분석하고 모델별 환기특성의 비교를 통해 다음의 결과를 얻었다.

(1) 기본모델은 유동편향현상 및 재순환 영역의 형성으로 습도분포 측면에서 비이상적인 특성을 나타낸다. 그러나 수정모델은 오염영역의 크

기 측면에서 개선된 결과를 보이며, 발열량에 따라 냉각성능이 증가한다.

(2) 실내 평균 절대습도는 모델 및 발열량에 관계없이 거의 일정하다. 그러나, 수분 환기특성은 수분발생량이 커질수록 수정모델이 더 우수하다.

(3) 수정모델은 완전혼합유동 및 기본모델에 비해 기준감소시간 측면에서 각각 35%, 40% 정도 개선된 환기특성을 나타낸다.

후 기

이 연구는 한국과학기술원 지정 한양대학교 최적 설계 신기술 연구센터와 두뇌한국21 사업에 의하여 지원되었음.

참고문헌

1. Kiranoudis, C. T., Karathanos, V. T. and Markatos, N. C., 1999, Computational fluid dynamics of industrial batch dryers of fruits, *Drying Technology*, Vol. 17, No. 1-2, pp. 1-25.
2. Theologos, K. N., Maroulis, Z. B. and Markatos, N. C., 1997, Simulation of transport dynamics in fluidized-bed dryers, *Drying Technology*, Vol. 15, No. 5, pp. 1265-1291.
3. Lee, K. S., Lim, K. O., Ahn, K. H. and Jung, Y. S., 2001, Numerical analysis of moisture ventilation in a lithium ion battery manufacturing dry room, *Drying Technology*, Vol. 19, No. 3, pp. 455-470.
4. Harris, N. C., 1983, *Modern Air Conditioning Practice*, 3th ed., McGraw-Hill, New York.
5. Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York.
6. Lage, J. L., Bejan, A. and Anderson, R., 1991, Efficiency of transient contaminant removal from a slot ventilated enclosure, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 34, No. 10, pp. 2603-2615.