

〈論 文〉

2차원 축열벽형 태양열시스템의 열성능해석 및 최적화

이원근* · 유성연** · 정명균*

(1992년 12월 26일 접수)

Thermal Performance Analysis and Optimization of Two-dimensional Trombe Wall Solar System

Won Geun Lee, Seong Yeon Yoo and Myung Kyoon Chung

Key Words: Trombe Wall Solar System(축열벽형 태양열시스템), Turbulent Natural Convection(난류자연대류), Conduction-Convection Conjugated Heat Transfer(전도-대류 복합열전달), Volume-Averaged Temperature(체적평균온도), Utilization Factor(활용률), Optimizing Parameters(최적화변수)

Abstract

A Study on the trombe wall system, a kind of passive solar systems, has been performed numerically. The system is treated as a two-dimensional steady turbulent natural convection including constant heat source per unit area. The numerical code, "PHOENICS," was employed to analyze this conduction-convection conjugated heat transfer. The general mode of the flow field was examined, and the exchange of mass between two recirculating flows is found to be the major mechanism of the heat transfer. It is shown that the performance is affected by the changes in the geometrical factors-the thickness of the wall, the width between the window and the wall, and size of the vents. Further analysis has been performed to show the optimal geometry with regard to the last two factors.

기 호 설 명

α	: 열확산계수	G	: 부력에 의한 난류운동에너지의 생성률
a_{nb}	: 제어체적 부근의 차분변수	Γ_{φ}	: 변수 φ 의 확산계수
a_p	: 제어체적 중심의 차분변수	g_i	: 중력가속도 벡터 $(0, -g, 0)$
β	: 열팽창계수	φ	: 값을 구하려는 물리량
C_{μ}, C_1, C_2	: 모델 상수	κ	: von Karman 상수
C_p	: 정압비열	k	: 난류에너지 $(= \overline{u_i u_i} / 2)$
D	: 통기구 크기	k_c	: 열전도계수
δ	: 벽면으로부터의 거리	L	: 축열벽 두께
δ_{ij}	: Kronecker's delta	ν	: 동점성계수
ϵ	: 난류운동에너지 점성소산율	ν_t	: 난류운동량확산계수
		P	: 평균압력
		P	: 전단류에 의한 난류에너지 생성률
		q	: 열유속 (heat flux)

*정회원, 한국과학기술원 기계공학과

**정회원, 충남대학교 기계설계공학과

Ra_L	: 벽 간격에 기초한 Rayleigh 수 ($\rho = g\beta(T_M T_L)L^3/\alpha\nu$)
ρ	: 평균 밀도
$\sigma_h, \sigma_\epsilon$: k, ϵ 의 Prandtl 수
T	: 평균온도
T_o	: Boussinesq 근사를 위한 기준온도
T_w	: 외기온도
τ_w	: 벽면 마찰력 ($=\mu(\partial U_i/\partial x_k)_w$)
U	: 총합 열전달계수
U_i	: 속도 벡터
u_τ	: 마찰속도 ($=(\tau_w/\rho)^{1/2}$)
u, v	: x, y 방향의 속도
$\frac{u_i u_i}{u_i \beta}$: Reynolds 응력
$\frac{u_i \beta}{u_i \beta}$: 난류 열유속
W	: 축열벽과 유리창 사이의 간격
y^+	: 마찰 거리 ($=y u_\tau/\nu$)
W^o, D^o	: 대략적인 최적값
W^*, D^*	: 최종적인 최적값

1. 서 론

건물에 사용되는 태양열시스템은 태양열을 흡수하는 집열부(collector element)와 흡수된 열을 저장하는 축열부(storage element) 및 열을 사용하는 이용부(usage element)로 구성되어 있다. 이들 구성부 사이의 열이동에 있어서 강제순환방식에 의한 것이 설비형(active type)이고 자연순환방식을 적용한 것이 자연형(passive type)이다. 설비형 태양열시스템은 초기 투자비가 많이 들고, 유지 및 보수가 어렵고, 기존 난방방식에 비해서 경제성이 떨어지기 때문에 보급에 한계가 있다. 이에 반하여 자연형 태양열시스템은 설치가 간편하고, 경제적 타당성이 있으며, 관리, 유지비가 거의 들지 않고 신축건물은 물론 기존건물에도 다각도로 적용할 수 있다. 자연형 태양열시스템에는 직접획득형(direct gain), 간접획득형(indirect gain) 및 분리획득형(isolated gain)이 있다. 본 연구에서는 주택에 주로 사용되는 간접획득형 중 축열벽형(Trombe wall system)을 연구대상으로 삼았다. 이 시스템은 외부에 단열유리창을 설치하고 실내와 유리 사이에 축열효과가 큰 벽을 설치하여, 벽을 통한 전

도열전달과 벽에 설치된 통기구를 통한 자연대류 열전달을 이용하여 열교환을 얻는 장치이다.

자연형 태양열시스템에 적용될 수 있는 연구를 크게 분류하면 자연대류 유동에서 난류모델 등의 지배방정식의 구성에 대한 연구와, 특정한 태양열 시스템을 설정하여 경계조건의 영향을 고찰한 연구가 있다. Gray⁽¹⁾ 등은 자연대류해석에서 흔히 쓰이는 Boussinesq 근사의 타당성을 검토하였다. Gray 등에 의하면 수평벽 사이에서의 자연대류에서, 공기의 경우 온도차가 28.6°C 이상이면 다른 물성치의 변화가 크고 압력에 의한 영향을 받으므로 Rayleigh 수에 무관하게 Boussinesq 근사는 타당하지 않다고 하였다. Campo⁽²⁾ 등은 수직벽 사이의 자연대류 열전달의 전산해석에서 기체복사를 고려할 경우 열전달량에 최대 70%까지 차이가 날 수 있다고 주장하였다. Davidson⁽³⁾은 대수응력모델(algebraic stress model)과 벽면경계 난류모델(near wall turbulence model)을 이용한 수정된 $k-\epsilon$ 모델을 적용하여 온도 차이가 있는 수직벽 사이의 유동, 온도 및 난류장에 대한 해석을 하였다. 이 해석에서는 여러 물성치의 값을 온도와 압력의 함수로 설정하여 Boussinesq 근사의 문제점을 고려하였으며, QUICK, CELS 등의 기법을 사용하여 정확성과 수렴성을 향상시켰다. 그 결과는 유동구조의 이방성을 보여주고 있고 특히 난류운동에너지를 상당히 잘 예측해 내고 있다. 그러나 난류모델 개발에서 수렴성을 고려하여 임의성이 있는 근사를 하였으며, 열유속 예측결과는 실험값과 다소 차이가 있다.

자연형 태양열시스템의 열성능을 2차원 유동해석을 통하여 분석한 경우는 많지 않다. 축열벽과 실내의 형상을 설정하여 유동구조를 해석한 연구로는 Ormiston⁽⁴⁾ 등의 연구가 있다. Ormiston 등은 축열벽을 중심으로 80×20의 곡선형 직교좌표계(curvilinear orthogonal coordinate system) O-type 격자를 구성하여 온도경계조건의 변화에 따라 유동구조가 두 가지의 다른 형태를 갖는 것을 보였다. 외기온도가 너무 낮아서 집열판에서 얻은 열량이 전부 손실되는 조건과, 외기온도가 적당하고 실내온도가 낮은 조건에서의 두 가지 대표적인 유동구조를 보이고 실제 유동은 이 두가지 경향의 조합이라고 설명하였다. 이 해석의 결과는 개념적으로는 타당하나, 발열벽을 균일온도로 가정하고 실내에 균일온도 유체층을 가정하는 등 온도경계조건에 문제

가 있고 O-type 격자의 특성상 실내유동, 특히 유동현상이 복잡한 구석에서의 유동이 제대로 계산되지 않는 결점이 있다. 또한 층류해석을 하였으므로 운동량 및 열경계층이 지나치게 얇아서 정량적인 오차가 대단히 크다.

태양열시스템의 해석에 있어서 물리적으로 타당한 경계조건을 설정하기는 쉽지 않으나, 최대한 실제의 조건과 유사한 경계조건을 적용해야 한다. 이러한 단점을 보완하기 위해서 본 연구에서는 자연형 태양열시스템의 열성능에 영향을 미치는 인자를 열유동 전산해석을 통해 규명하고 모델을 설정하여 활용률을 최대화 하는 형상을 제시하고자 한다.

2. 난류 열성능 해석 및 최적화

2.1 계산 모형의 설정

자연형 태양열시스템의 하나인 축열벽시스템은 축열벽과 외측 유리창, 최소한 두 개 이상의 통기구로 구성되어 있다. 실제 통기구의 위치와 크기를 고려하면 유동구조는 3차원적이거나, 통기구가 폭방향으로 충분히 길고 그 위치가 상하벽에 거의 접해 있으며 수직한 내벽에서 어느 정도 떨어져 있다고 가정하면 2차원적으로 해석할 수 있다. 2차원적으로 이상화된 시스템의 형상은 Fig. 1과 같다. 수직 벽면 사이에 온도차가 있는 자연대류 열전달의 경우, 벽면 사이의 간격이 커짐에 따라 Rayleigh수가 커지고, 유동이 점차 난류의 성향을 가지게 된다. 또한 벽의 높이가 너무 커도 유동이 가속되어 난류로 천이된다. 한편, 축열벽 좌측과 실내 왼쪽 벽 사이의 난방공간의 거리가 커지면 새로운 자연대류가 생기게 되므로 좌측 실내에도 충분한 격자를 배치하여 내부유동의 영향을 고려해야 한다. 축열벽 내부의 온도분포는 순수하게 열전도에 의해 지배되므로 내부의 물성치를 바꾸어 주어야 한다. 실제로는 복사열전달에 의한 열손실이 크고 유동구조 및 온도분포에도 차이가 생길 것이나, 여기서는 그 영향은 배제되었다. 따라서 이 시스템은 2차원 난류유동이며, 내부에 열전도체가 있는 대류-전도 복합열전달 현상으로 정의된다. 2차원 층류해석에 의하면 통기구의 위치는 벽에서 건물 높이의 0.2% 정도 떨어진 것이 효율적이거나, (6) 격자배치 면에서 계산량을 20% 정도 증가시킬 것으로 예상되므로 통기구 위치는 상하부 벽과 접하는 것으로 설정하였다. 본 해석에서는 Fig. 1에 나타낸 것과 같이,

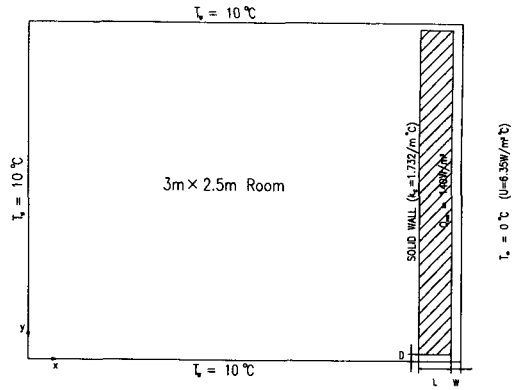


Fig. 1 Schematic diagram of the Trombe wall system

좌측에 3m×2.5m 크기의 방을 설정하고 설계 변수를 축열벽 두께(L), 벽 간격(W), 통기구 크기(D)로 놓았다. 벽면 내부는 속도 및 난류성분이 0 이고 열전도율 k_c 를 갖도록 하였다. 태양열 입사는 발열벽면에 평균적인 태양열 입사율인 140 W/m^2 의 열생성이 있는 것으로 보았다. 대기와 접하는 벽에는 단열복층유리(double-plated insulation glass)의 전도율과 외기와의 자연대류열전달계수를 고려하여 총합열전달계수(overall heat transfer coefficient; U)를 구한 후 대류경계조건으로 처리하고, 그 외의 벽은 10°C 의 균일온도 벽으로 보았다. 축열벽 두께(L), 벽 간격(W), 통기구 크기(D) 등은 2차원 층류해석 결과(6)와 현재 사용중인 시스템의 크기를 고려하여 표준값을 정하고 변화시켰을 때의 영향을 검토하였다.

2.2 지배방정식과 경계조건

Navier-Stokes eqn에 Boussinesq 근사를 적용한 연속방정식, 운동량 방정식 및 에너지 방정식은 다음과 같다.

연속 방정식

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_k} = 0$$

운동량 방정식

$$U_k \frac{\partial U_i}{\partial x_k} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\nu \frac{\partial U_i}{\partial x_k} - u_i u_k \right) - \beta g_i (T - T_a)$$

에너지 방정식

$$U_k \frac{\partial T}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\alpha \frac{\partial T}{\partial x_k} - u_k \theta \right)$$

여기서 레이놀즈 응력을 구배 확산이론과 등방성 가정으로부터

$$\overline{u_i u_j} = -\nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \delta_{ij} k$$

와 같이 구하면, 난류 방정식은 다음과 같다.

$$U_k \frac{\partial k}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_k} \right] + P + G - \epsilon$$

$$P = -\overline{u_i u_j} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}$$

$$= \nu_t \left\{ 2 \left(\frac{\partial U_k}{\partial x_k} \right)^2 + \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)^2 \right\}$$

$$G = -g_i \beta \overline{u_i \theta}$$

$$U_k \frac{\partial \epsilon}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_k} \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_1(P + G) - C_2\epsilon)$$

한편, 2차원 난류에 대해서는 난류 확산항에서 크기가 작은 항을 무시하고 난류확산계수 ν_t 를 도입하여

$$\nu \frac{\partial U_i}{\partial x_k} - \overline{u_i u_k} = (\nu + \nu_t) \frac{\partial u_i}{\partial x_k}$$

와 같이 나타내고, 난류에너지 생성항 중에서 크기가 적은 부력생성항(G)을 무시하고 정리하면 다음과 같은 식이 얻어진다.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[(\nu + \nu_t) \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[(\nu + \nu_t) \frac{\partial u}{\partial y} \right]$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[(\nu + \nu_t) \frac{\partial v}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[(\nu + \nu_t) \frac{\partial v}{\partial y} \right] + g\beta(T - T_a)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{\nu}{\sigma} + \frac{\nu_t}{\sigma_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\frac{\nu}{\sigma} + \frac{\nu_t}{\sigma_t} \right) \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\dot{q}}{\rho C_p}$$

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$$

$$u \frac{\partial k}{\partial x} + v \frac{\partial k}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right] + P - \epsilon$$

$$P = \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right\}$$

$$u \frac{\partial \epsilon}{\partial x} + v \frac{\partial \epsilon}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x} \right]$$

$$+ \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial y} \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_1 P - C_2 \epsilon)$$

$$C_\mu = 0.09, C_1 = 1.44, C_2 = 1.92,$$

$$\sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3$$

경계조건에는 벽면, 고체 내부에서의 조건이 포함되며, 벽면에서는

$$u = v = 0$$

$$q/\text{Area} = 140 \text{ W/m}^2 \quad (\text{발열벽})$$

$$T_w = 10^\circ\text{C} \quad (\text{상·하, 좌측벽})$$

$$q/\text{Area} = U(T_o - T_w) \quad (\text{유리벽})$$

이고, 난류량의 경계조건은 벽에서 가장 가까운 격자에서 벽함수의 개념을 도입하여 다음과 같이 표시한다.

$$k = \frac{u_\tau^2}{\sqrt{C_\mu}}, \quad \epsilon = \frac{u_\tau^3}{\kappa \delta}, \quad u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$$

여기서, κ 는 von Karman constant (=0.435)이고, δ 는 벽면으로부터의 거리이다. 축열벽 내부의 조건은 다음과 같다.

$$u = v = k = \epsilon = 0, \quad k_c = k_{cw}$$

축열체는 콘크리트로 가정하여 다음과 같은 물성치를 사용하였다.

$$\rho = 2.4 \times 10^3 \text{ kg/cm}^3$$

$$C_p = 0.84 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

$$k_c = 1.732 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

외벽의 경계조건을 자연대류 난류경계층이론을 적용하여 해석적으로 구하면,⁽⁶⁾ 다음과 같은 식이 얻어진다.

$$h = 0.02979 k Pr^{1/5} \left\{ \frac{[g\beta(T_w - T_o) Pr / \nu^2]^{2/5}}{(1 + 0.494 Pr^{2/3})^{2/5}} \right\} x^{1/5}$$

공기의 물성치를 대입하고 적분하면, 높이 2.5m인 벽의 평균 대류열전달계수는

$$\bar{h} = 1.036 (T_w - T_o)^{2/5}$$

로서, $T_w - T_o = 10^\circ\text{C}$ 정도라면 $h = 2.6 \text{ W/m}^2\text{C}$ 정도이다. 그러나 실제의 경우 바람의 영향 등을 고려하면 열전달계수는 상당히 커진다. 따라서 평균적인 열전달계수는 실제 건물에서 측정된 평균값을 적용한다. 집열창면 유리면의 물성치는 12mm 단열유리의 전도율과 벽면 외부의 대류열전달계수의 조합으로부터 다음과 같이 구해진다.

평균 전도율 $k_c=0.104 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
 대류열전달계수 $h=23.25 \text{ W/m}^2\text{C}$
 총합열전달계수 $U=6.35 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

2.3 수치해석 도구

본 연구에서는 상용 유동해석 프로그램인 PHOENICS를 사용하였다. PHOENICS는 유동, 열전달, 상변화 및 화학반응이 관련된 현상의 수치해석을 위해 개발된 프로그램으로, 열교환기, 공기역학적 설계, 오염물질 전파 등 환경문제, 난류 대기경계층, 연소현상 등에 응용된다. PHOENICS는 전처리장치(pre-processor)인 SATTELITE와 주 프로그램인 EARTH, 후처리장치(post-processor)인 PHOTON으로 구성되어 있다.⁽⁷⁾ PHOENICS는 완전내연기법(fully implicit scheme)을 사용한 유한체적법(finite volume method) code로서, 속도 등 벡터량과 압력, 온도 등 스칼라량의 결정 위치가 서로 다른 교차격자계(staggered grid)를 사용한다. PHOENICS의 교차격자계는 첫번째와 마지막 격자에 반체적(half control-volume)을 쓰

지 않고 경계조건은 경계면 제어체적에 생성항을 추가하는 방법으로 처리한다.⁽⁸⁾ 압력보정은 SIMPLEST(SIMPLE-Shor Tened) 방법을 사용하는데, 이 방법은 유한차분 방정식에서 대류항을 계수항(coefficient term : a_p, a_{nb} 등)으로 처리하지 않고 생성항(source term : S_p)으로 처리하여, 수렴을 가속시키고 격자간격 감소에 따르는 수렴성의 저하를 어느 정도 막아 주는 장점이 있다.⁽⁹⁾ 본 계산에서는 Hybrid scheme으로 대류항을 처리하였으며, 유한체적 경계면에서의 차분계수들은 조화평균으로 결정되었다. PHOENICS에서 사용되는 차분방정식은 아래와 같은 일반형을 갖는다.

$$\varphi_P = \frac{a_E + \varphi_E + a_W + \varphi_W + a_N \varphi_N + a_S \varphi_S + a_H \varphi_H + a_L \varphi_L + a_T \varphi_T + S}{a_E + a_W + a_N + a_S + a_H + a_L + a_T + a_P}$$

$$S = S_P \varphi_P + S_C$$

여기서 생성항을 조절하여 경계면 값을 설정한다. 자연대류 해석에서 설정되는 변수, 확산계수, 생성항 및 경계조건을 이루는 생성항을 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Diffusion source and wall boundary source terms in the geueal governing equations

φ	Γ_φ	S_φ	S_{bc}
u	$\nu + \nu_t$		$(0-u) \times \rho \delta \Gamma_\varphi \times (\text{area})$; set $u_w=0$ $10^{10} \times (0-u)$; set $u=0$ inside the wall
v	$\nu + \nu_t$	$g\beta(T - T_a)$	$(0-v) \times \rho \delta \Gamma_\varphi \times (\text{area})$; set $v_w=0$ $10^{10} \times (0-v)$; set $v=0$ inside the wall
k	$\nu + \nu_t / \sigma_k$	$P - \epsilon$	$(k_w - k) \times \rho \delta \Gamma_\varphi \times (\text{area})$; set $k=k_w$ $10^{10} \times (0-k)$; set $k=0$ inside the wall
ϵ	$\nu + \nu_t / \sigma_\epsilon$	$(C_1 P - C_2 \epsilon) \epsilon / k$	$(\epsilon_w - \epsilon) \times \rho \delta \Gamma_\varphi \times (\text{area})$; set $\epsilon=\epsilon_w$ $10^{10} \times (0-\epsilon)$; set $\epsilon=0$ inside the wall
T	$\alpha + \nu_t / \sigma_t$		$10^{-10} \times (10^{10} \times q / \rho C_p - T)$; set uniform heat flux $(10-T) \times \rho \delta \Gamma_\varphi \times (\text{area})$; set $T_w=10$ $U / \rho C_p \times (0-T)$; set convection $B.C$

2.4 계산 조건

계산 격자는 x 방향으로 92~106개, y 방향으로 72~88개를 배치하였다. 유동조건이 좁은 영역에서 큰 변화를 보이고 전단층이 얇으므로, 외벽과 내부 축열벽 표면의 네 지점에 밀집시켜야 하나, PHOENICS의 격자배치로는 불가능하여 외부에서 격자를 구성하여 입력파일(EARDAT)을 수정하는 방법을 사용하였다. 격자는 확산항의 오차를 줄이기 위하여 간격비가 1.2 정도를 유지하도록 확장-압축되었으며,⁽⁹⁾ 모든 벽면에서 첫번째 격자는 2 mm에 위치하여 교차격자의 특성상 벽면에서 1 mm 떨어진 지점의 물리량을 알 수 있다. 해석결과 전단층 두께가 5~10 cm 정도이고 최대속도가 약 1 cm 정도 높이에서 생기므로 충분히 벽에 가까이 위치시켰다고 생각된다. 층류 유동과 달리 유동현상에 제한조건이 많아서 압력보정이 잘 수렴하지 않으므로, 전영역보정(whole-field pressure correction)⁽¹⁰⁾을 사용하여 수렴시켰다. 이 방식은 추가적인 기억장소를 필요로 하지만, 기존의 Code로 잘 수렴되지 않는 압력보정 문제를 상당히 해결할 수 있는 것으로 보인다. 수치적 완화율은 속도 및 난류량의 경우 비정상해석과 같이 포물화(parabolized form) 시켜서 시간간격 0.005~0.1초 정도로 하고, 온도의 경우 유동장을 안정시키면 비교적 안정되므로 선형완화방법(linear relaxation)으로 0.7(under-relaxation)~1.1(over-relaxation) 정도로 수렴경향에 따라 조절하였다. 수렴판정은 전영역잔류량의 총합(whole-field residual sum)이 온도의 경우 10^{-3} 이하가 되는 시점으로 보았는데, 온도가 가장 늦게 수렴하므로, 이때 질량유속(continuity) 및 유동장의 잔류량 합은 10^{-4} 이하, 난류량의 경우 10^{-5} 이하였다. 초기조건은 임의로 정하여 몇 가지 경우를 계산한 후 비슷한 형상에 대해 계산할 때는 전에 계산한 값을 새로운 형상에 맞게 선형보간한 값을 초기조건으로 이용하였다. 각각의 경우에 Cray2s 슈퍼컴퓨터를 이용하여 4000~8000초 정도의 계산이 필요하였다.

2.5 최적화 과정

다음과 같은 과정을 거쳐서 최적의 형상을 찾아낸다.

(a) 2차원 층류계산과 기존의 설계치들을 종합하여 기준 모델을 설정한다.

(b) 축열벽과 집열창 사이의 간격을 변화시키며

영향을 검토한다.

(c) 통기구 구멍의 크기를 변화시키며 영향을 검토한다.

(d) b의 예비계산에서 얻어진 대략적인 최적값 W^* , D^* 를 바탕으로, W^* 를 고정시키고 D 를 변화시키면서 최적의 D^* 를 찾는다.

(e) 위에서 구한 D^* 를 고정시키고, W 를 변화시키면서 최적의 W^* 를 찾는다.

(f) 위에서 구한 W^* , D^* 는 국부적인 최대치(local maximum)일 수 있으므로, 다시 W^* 를 이용하여 D 를 최적화한다. 즉, 위의 d , e 와 같은 과정을 두 개의 최적화변수 중 어느 하나도 값이 변하지 않을 때까지 반복한다.

3. 결과 및 고찰

3.1 정확도 검사(Code Verification)

난류모델은 PHOENICS에 내장된 표준 $k-\epsilon$ 모델을 사용하였는데, 벽함수를 사용하는 점과 부력에 의한 난류생성이 무시되는 단점이 있다. 벽함수는 난류경계층이 일반적인(universal profile or log profile) 형태이고 난류량이 평형을 이루는 영역(equilibrium layer)이 $y^+=50\sim 80$ 정도에 존재하는 경우에 타당한 것으로, 재순환 영역(recirculation region)이나 자연대류, 벽면제트 등에서는 다소 틀린 것으로 알려져 있다. PHOENICS에 적용된 난류모델에서는 y^+ 값을 판정하여 $y^+ < 11$ 이면 벽법칙(law of the wall)에 의한 경계조건을 적용하므로 어느 정도는 오차를 줄여주지만 자연대류 유동의 벽면 근처 유동이 일반적인 평판 주위의 경계층유동과 다르다는 문제는 해결하지 못한다. 한편, Davidson에 의하여 수직평판 사이의 자연대류에서는 부력에 의한 난류생성항은 전단류에 의한 생성의 약 5% 정도로 작은 양이다. 그러나 수평평판의 경우는 y 방향의 온도구배가 크므로 부력의 영향을 무시할 수 없다. 결국 상하벽면 근처(특히 위쪽 벽)의 난류량에는 오차가 포함될 수 있다. 본 연구에서 적용한 수치해석 도구의 정확성을 검사하기 위해 Davidson의 계산⁽³⁾을 재현해서 Fig. 2에 나타내었다. 비교대상은 높이 2.5 m, 간격 0.5 m, 온도차 34.2°C인 수직벽 사이의 자연대류 열전달로서, 높이 1.25 m에서의 물리량과 고온벽에서의 열유속 크기를 비교하였다. 난류모델에서 벽함수를 쓰는 경우, 벽면에서 가장 가까운 격자점의 위치에

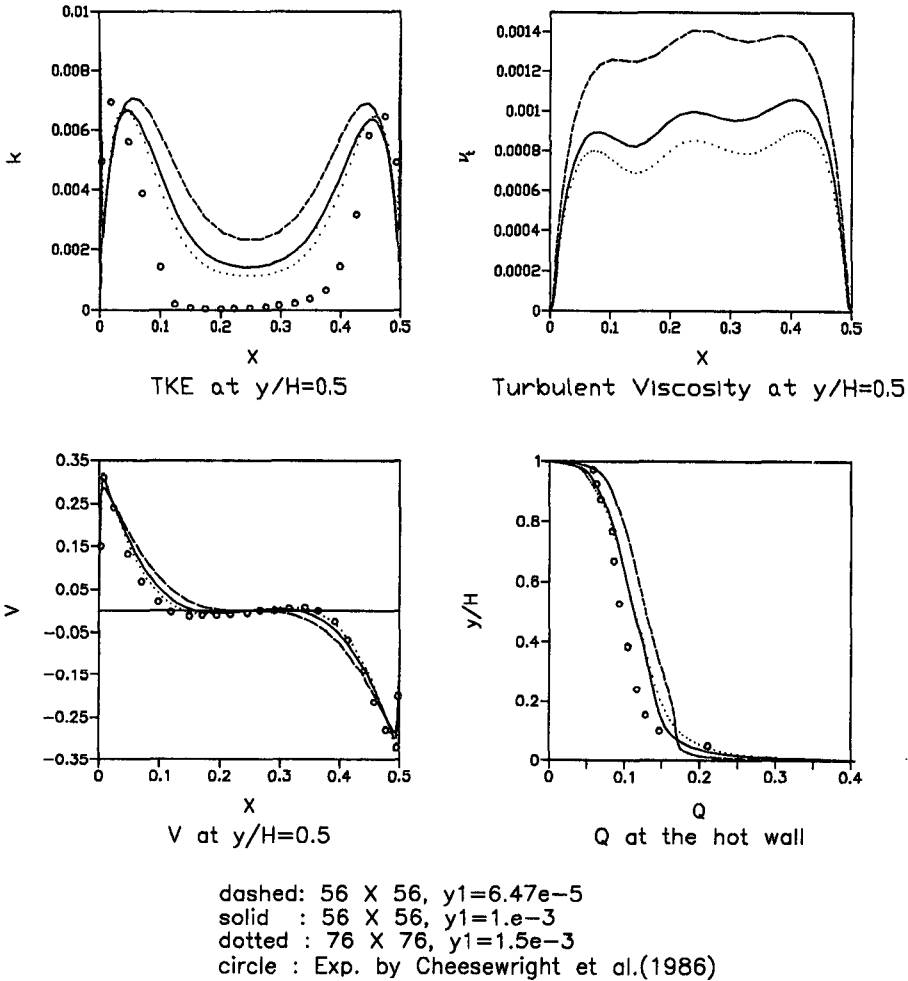


Fig. 2 Code verification : vertical natural convection

따라 난류운동에너지의 값에 변화가 생길 수 있으므로 56×56 개의 격자점을 hyperbolic tangent로 배치하여 첫번째 격자점을 5.47×10^{-5} m에 배치한 경우, 56×56 개의 격자점을 일정비율로 확장하여 첫번째 격자점을 1.0×10^{-3} m에 배치한 경우, 76×76 개의 격자점을 일정비율로 확장하여 첫번째 격자점을 1.5×10^{-3} m에 배치한 경우, 76×76 개의 격자점을 일정비율로 확장하여 첫번째 격자점을 1.5×10^{-3} m에 배치한 경우의 세가지 계산을 하였다. 난류운동에너지가 첫번째 격자점에서 비정상적으로 큰 값으로 나오는 점과 중심부로 지나치게 확산되는 현상이 나타났다. 그 결과 μ_t 가 커져서 속도장이 중심부로 다소 확산된 모양을 보인다. 이것은 전술한 벽함수의 문제점, 난류의 비등방성(anisotropic

turbulence)을 전혀 고려해주지 못한 점, 중심부의 격자간격이 지나치게 커서 수치적 확산이 생긴 점 등이 원인이다. 그러나 전체적인 경향을 비교할 때 유동장 및 온도장, 특히 열유속은 실험값과 큰 차이가 없었다. 따라서, 이 연구의 목적인 평균온도 및 활용률 등을 구하는데에는 문제가 없다. 다소 오차가 포함되겠지만 주 원인은 난류모델보다는 대류항, 확산항 등에서 격자배치에 의해 발생하는 수치적 오차라고 볼 수 있다.

3.2 유동 및 온도장

Fig. 3은 전체 영역의 속도장을 보여준다. 이것은 기준 형상으로 설정한 좌측방 넓이 3 m, 높이 2.5 m, $L=0.25$ m, $W=0.075$ m, $D=0.05$ m의 경

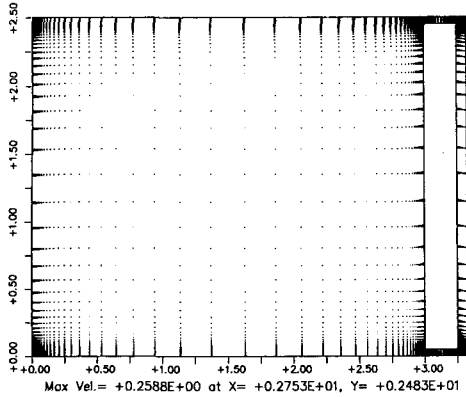


Fig. 3 Velocity field in a solar system

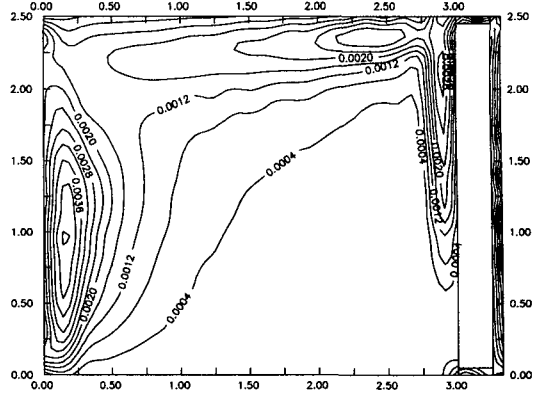


Fig. 5 Turbulent kinetic energy in a solar system

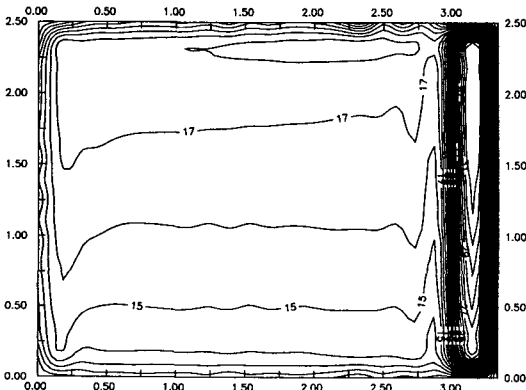


Fig. 4 Temperature field in a solar system

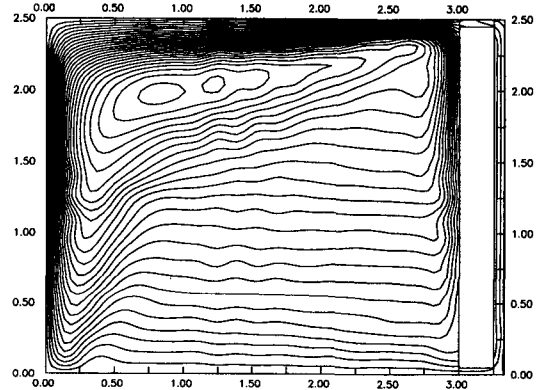


Fig. 6 Streamlines in a solar system

우이다. 형상이 크지만 최고속도가 비례해서 커지는 않는다. 이것은 열 발생이 그리 크지 않고, 발열벽과 유리면 사이는 점성으로 인한 운동량 손실이 크며, 발열벽 좌측과 방 사이에는 온도차가 크지 않기 때문이다. 발열벽과 유리면 사이에 순환류가 존재하며, 위쪽 통기구를 통해 나온 유동이 발열벽 좌측면에서 발생한 또하나의 순환류와 합쳐져서 방 전체를 순환한 후 아래쪽 통기구로 유입된다. 전체적인 유동장은 Fig. 4의 유선도를 통해 잘 알 수 있다. Fig. 5는 통기구 부근에서의 속도장을 확대하여 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 통기구 부근에서는 상당히 복잡한 유동이 생긴다. 통기구를 통과한 유동은 박리 및 재부착을 보이며, 위쪽 벽면은 유동의 충돌(impinging)에 의해 유선이 분리되며, 아래쪽 벽을 따라 내려온 유동은 통기구로부터 들어오는 유동과 만나서 와류를 형성한

다. 이런 현상은 통기구로부터의 유입을 방해하는 역할을 한다. 발열벽의 상하단에서는 Poiseuille 유동과 비슷한 모양을 갖지만, 유입속도가 불균일하므로 속도구배가 약간 왜곡되어 있다. 위쪽 통기구 좌측 모서리에서는 두 유동이 만나 유량을 증가시킨다. 이것은 Fig. 4의 유선이 이 부근에서 밀집되는 것을 설명해 준다.

Fig. 6과 Fig. 7에 나타낸 온도장은 유동구조와 관련이 있다. 축열벽 내부는 열전도율이 높으므로 온도차가 적고 발열벽 부근의 유체는 유속이 빠르므로 온도구배가 크다. 방의 상층부는 더운 유동에 의한 고온부가 형성되고 유동을 따라 냉각되어 방의 좌측 벽에서 아래로 향하는 유동을 만든다. 통기구 부근을 보면 고체벽과 공기 사이의 전도율 차이에 의한 온도구배를 알 수 있다. 열전도율이 다르므로, 최고온도는 발열면 약간 안쪽에서 형성된다.

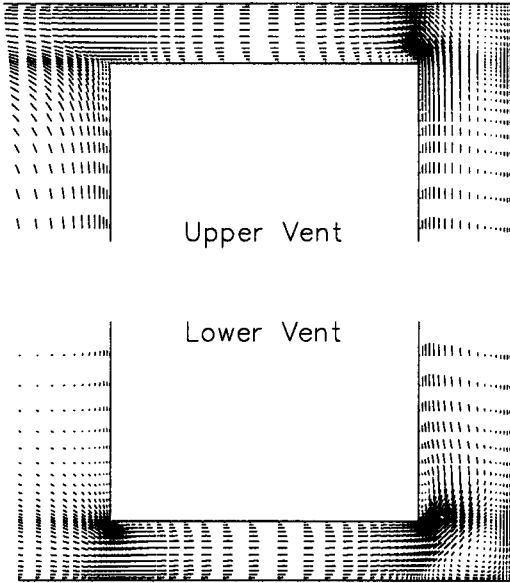


Fig. 7 Velocity vector near the vents

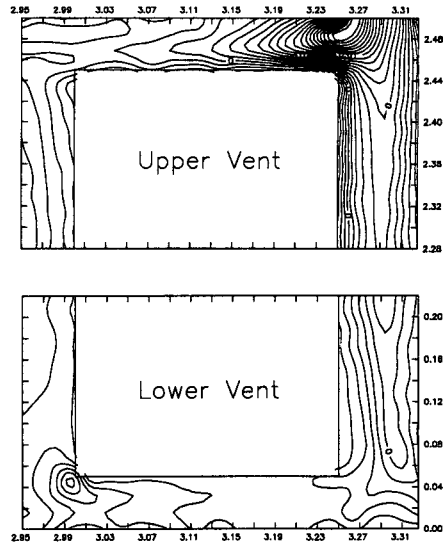


Fig. 9 Turbulent kinetic energy contour near the vents

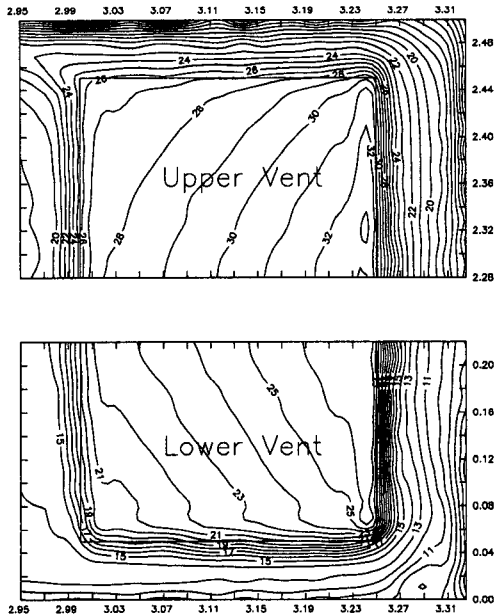


Fig. 8 Temperature contour near the vents

등온선이 벽면과 거의 평행한 것으로 보아 발열벽과 유리면 사이의 순환류는 그다지 강하지 않다. Fig. 5의 속도 벡터에서도 유동의 대부분이 순환되지 않고 유출되는 것을 알 수 있다.

Fig. 8과 Fig. 9는 난류운동에너지를 나타낸 것이

다. Fig. 4의 유선도에서 유선이 밀집된 부분이 난류량이 크게 나타나며, 전단류에 의한 난류 생성을 보여주고 있다. 또한 유동이 가속되는 부분, 두 유동이 만나는 부분 등에서 난류량이 커진다. 평균유속이 0.1 m/sec 정도인 것을 감안하면 $0.004 \text{ m}^2/\text{sec}^2$ 의 난류량은 상당히 큰 난류강도인데, 이것은 자연대류 유동의 전단층이 매우 얇기 때문이다. 통기구 근처에서 벽면에 충돌하거나 단면적이 감소되어 유동이 가속되는 부분에서는 난류량이 급격히 증가한다.

3.3 설계변수의 영향

자연형 태양열시스템은 본질적으로 태양열입사, 실내온도, 외기온도 등이 시간에 따라 변하기 때문에 정상해(steady state solution)만으로 결과분석의 기준을 삼는 것은 무리가 있으나, 비정상해는 24시간을 주기로 변하는 태양열입사를 고려해야 하기 때문에 해석이 거의 불가능하다. 따라서 축열효과를 제외한 열전달률 등은 정상해의 결과로부터 유추할 수 있다고 가정한다. 성능판정의 지표로는 체적평균온도값(volume-averaged temperature)을 이용하였다. 이 값은 정상해로 얻어지는 실내온도의 평균값으로서, 태양열 입사량 중 실내로 유입되는 비율을 나타내는 태양열 활용률(solar utilization factor)과 거의 같은 경향을 보인다. 그 외에

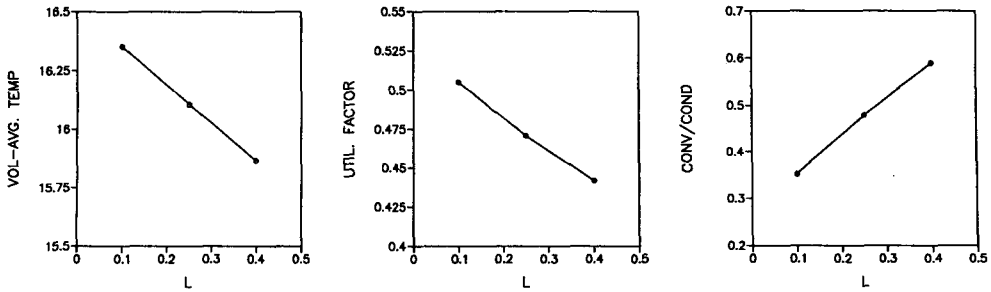


Fig. 10 Effect of the changes in the thickness of the Trombe wall

축열벽을 통한 전도열전달과 통기구를 통한 대류열 전달의 비율인 대류-전도열전달량비 등을 검토하기로 한다.

(1) 축열벽 두께가 변하는 경우

현재 사용중인 시스템의 벽 두께는 0.1m~0.4 m이다. 벽이 두터울수록 열전달이 어려워지는 반면, 일단 가열된 후에는 축열효과를 기대할 수 있다. 콘크리트의 ρC_p 가 공기의 1700배 정도이고 정상상태의 축열량은 벽 두께에 비례하지만, 실제의 태양열입사는 비정상상태이므로 이 해석으로 축열효과를 판정하기는 어렵다 벽이 두터우면 열저항이 벽 두께에 거의 선형적으로 비례하므로 Fig. 10에서 보이는 바와 같이 평균온도가 감소하고, 활용률이 감소하며, 통기구 통과시 유체가 가열되므로 대류열전달의 비율이 크다. 이 관계는 거의 선형적이므로 다음과 같은 관계식으로 표현될 수 있다.

$$\text{체적평균온도 (}^\circ\text{C)} = -1.6266 \times L(\text{m}) + 16.514$$

$$\text{활용률} = 0.7866 \times L(\text{m}) + 0.2764$$

$$\text{대류-전도비율} = -0.2101 \times L(\text{m}) + 0.5250$$

(2) 축열벽과 집열창 사이의 간격이 변하는 경우
 폭의 간격이 좁으면 내부의 순환류가 억제되는 대신 전도에 의한 열손실이 크고, 간격이 넓으면

전도에 의한 열손실은 두꺼워진 공기층에 의해서 줄어들지만 내부순환류가 강화되어 대류에 의한 열손실이 심하다. 폭이 작을 경우, 통기구를 통과하는 질량유속은 오히려 크다. 들어온 유동은 전체적으로 위로 상승하여 난방공간으로 들어가고 내부순환류는 상당히 억제되어 있다. 그러나 이 경우는 내부온도가 매우 낮으므로 열유속의 크기는 적다. 폭이 클 경우, 대부분의 유동은 집열부 내에서 순환되면서 유리벽면으로의 대류열전달이 커진다. 통기구를 통과하는 유량은 비교적 적다. 따라서 최적값이 존재한다. 총류해석결과($W/H=0.03$)⁽⁶⁾에 근거하여 기준을 정하고 상용 시스템의 범위인 0.05m~0.1m를 계산하여 집열창과 축열벽 사이 간격의 영향을 알아보았으며, 그 결과가 Fig. 11에 나타나 있다. 체적평균온도와 태양열 활용률은 $W=0.075$ m 경우가 가장 높다. 전체적으로 대류열전달의 비율이 높은 것으로 보아 집열부 내부순환류가 지나치게 강하지는 않은 것으로 생각되며 0.075m~0.1m에 최적값이 있을것으로 예측할 수 있다.

(3) 통기구 크기가 변하는 경우

Fig. 12는 통기구 크기가 열성능에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 통기구의 폭이 클수록 최대온도

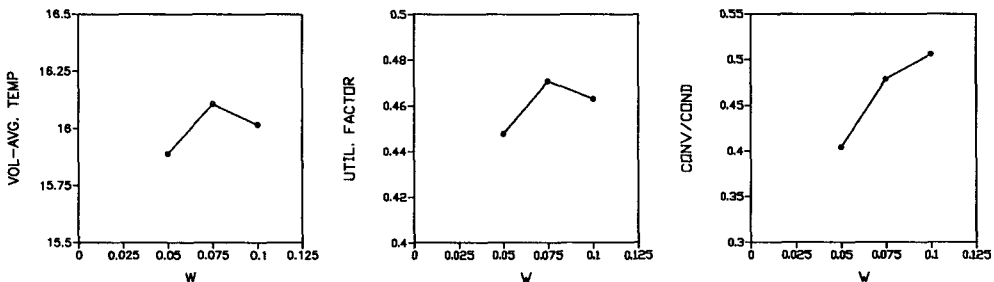


Fig. 11 Effect of the changes in the width between two walls

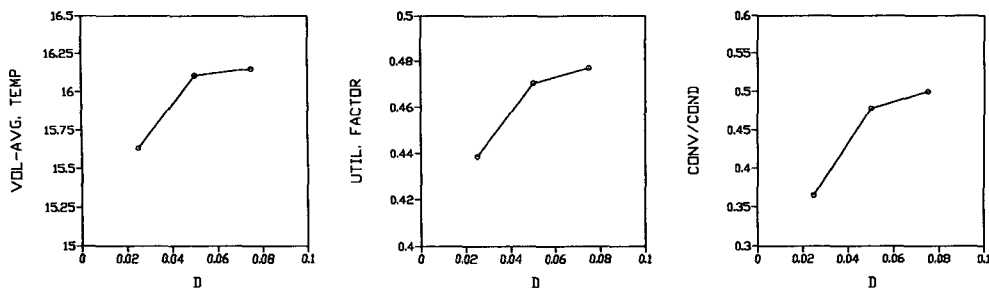


Fig. 12 Effect of the changes in the width of the vents

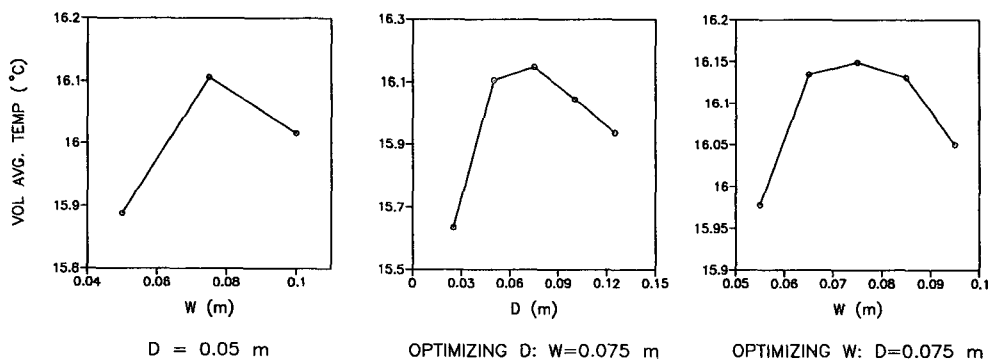


Fig. 13 Optimization of the design parameters

가 낮은 반면 질량유속이 크다. 따라서 열유속이 커진다. 그러나 어느 정도 이상이 되면 질량유속의 증가가 둔화되고 온도 감소의 영향을 더 많이 받는다. 결국 두가지 효과가 상호작용하여 체적평균온도를 최대화하는 크기가 존재한다. 활용률에 있어서는 별로 감소가 없으므로, 이러한 현상은 발열면적이 감소한 것이 주 원인이라고 볼 수 있다. 층류 해석에서는 $D=0.125$ ($D/H=0.05$)인 경우가 최적의 조건으로 결정되었다. 상용 시스템의 범위인 $0.025\text{ m} \sim 0.075\text{ m}$ 를 계산하여 통기구 크기의 영향을 보았다. 해석결과, 체적평균온도는 0.075 m 경우가 가장 높았다. 면적이 클수록 대류열전달이 강화되고 활용률도 높다. 면적변화와 여러가지 평가기준을 종합하여 볼 때, 상용 시스템의 통기구 면적은 다소 커져야 한다는 결론을 내릴 수 있다.

3.4 설계변수의 최적화

최적의 조건은 난방공간의 체적평균온도를 최대화하는 것으로 보았으며 그 결과가 Fig. 13에 나타나 있다. 입사된 태양열 중에서 전도 또는 대류에 의해서 실내로 유입되는 비율이 클 경우에 체적

평균온도가 높아진다. $D^*=0.05\text{ m}$ 로 고정하고 W 를 변화시켰을 때, $W^*=0.075\text{ m}$ 정도에서 체적평균온도가 최대가 되었다. $W^*=0.075\text{ m}$ 로 고정하고 D 를 0.025 m 간격으로 변화시키면서 계산을 수행한 결과 최적의 D^* 는 0.075 m 임을 보였다. $D^*=0.075\text{ m}$ 로 고정하고 W 를 0.01 m 간격으로 변화시키면서 해석하여 $W^*=0.075\text{ m}$ 임을 보였다. $W^*=W^*$ 이므로, W, D 는 동시에 최적화된 것이 되고, 더이상의 최적화 과정은 필요가 없다. 이상의 해석을 통하여 높이 2.5 m , 폭 3 m 의 방에 축열벽형 태양열시스템을 설치할 때 활용률을 최대화하는 형상은 벽면과 유리 사이의 간격이 0.075 m ($W/H=0.03$), 통기구 면적이 0.075 m ($2D/H=0.06$)임을 알 수 있다. 벽 간격은 상용 시스템에서 적용되는 크기의 중간에 최대값이 있지만 통기구 면적의 최적값은 상용 시스템의 범위 중 가장 큰 값에 해당된다.

4. 결 론

축열벽형 태양열시스템의 난류 열성능해석 및 최

적화를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 축열벽형 태양열시스템을 설치하는 경우, 실내공간과 집열부에 각각 순환류가 생기고, 그 일부가 상하부 통기구를 통해 교환되면서 대류열전달과 전도열전달이 복합된 형태를 보인다. 온도장은 유동구조와 밀접한 관련이 있으며, 난류강도는 다른 유동에 비해 상당히 강하다.

(2) 축열벽이 두꺼워지면 축열효과를 얻을 수 있는 반면에 활용률이나 평균온도는 낮아지며, 그 영향은 벽 두께에 거의 선형적으로 비례한다.

(3) 통기구 면적은 커질수록 유량을 증가시켜 활용률을 증가시키나, 지나치게 커지면 온도 저하에 의해 그 영향이 상쇄된다.

(4) 벽 간격이 지나치게 작으면 전도에 의한 열손실로 열전달량이 줄어들고, 지나치게 크면 내부 유동(순환류)에 의한 대류열손실과 유량 감소로 인해 활용률이 줄어든다.

(5) 벽면과 유리 사이의 간격이 $0.075 \text{ m} (W/H = 0.03)$ 인 경우에 활용률이 최대이며, 현재 사용중인 시스템 범위의 중간 정도에 해당된다.

(6) 통기구 면적이 $0.075 \text{ m} (2D/H = 0.06)$ 인 경우에 활용률이 최대이며, 현재 사용되는 시스템의 범위 중에서 다소 면적이 큰 통기구를 설치하는 것이 효과적인 것으로 밝혀졌다.

참고문헌

- (1) Gray and Giorgini, 1976, "The validity of the Boussinesq approximation for liquids and gases," *Int. J. Heat & Mass Transfer*, Vol. 19, pp. 545~551.
- (2) Campo, A. and Lacoa, U., 1988, "Influence of thermal radiation on natural convection inside vertical annular enclosures," *ASME Proceedings of the 1988 Natural Heat Transfer Conference*, pp. 219~225.
- (3) Davidson, L., 1990, "Second-order Corrections of the $k-\epsilon$ model to account for non-isotropic effects due to bouyancy," *Int. J. of Heat and mass transfer*, Vol. 33, No. 12, pp 2599~2608.
- (4) Ormiston, S.J., Raithby, G. D. and Hollands, K. G. T. 1986, "Numerical predictions of natural convection in a Trombe wall system," *Int. J. of Heat and mass transfer*, Vol. 29, No. 6, pp. 869~877.
- (5) 이원근, 유성연, 정명균, 1991, "자연형 태양열시스템의 열성능해석 및 최적화," 공기조화, 냉동공학회 동계학술발표회, pp. 5~10.
- (6) Burmeister, L. C., 1982, "Convective Heat Transfer," John Wiley & Sons.
- (7) Rosten, H. I. and Spalding, D. B., 1987, "The Phoenix Beginner's Guide," CHAM TR/100, CHAM Ltd.
- (8) Rosten, H. I. and Spalding, D. B., 1987, "The Phoenix Reference Manual," CHAM TR/200, CHAM Ltd.
- (9) Bradshaw, P., Cebeci, T. and Whitelaw, J. H. 1981, "Engineering Calculation Methods for Tubulent Flow," Academic Press.
- (10) Spalding, D. B., 1987, "Lecture Panels for Phoenix Instruction Courses," CHAM TR/121, CHAM Ltd.