

복사 난방 패널의 과도 열전달 해석

Unsteady Heat Transfer Analysis of Radiant Heating Panel

이 태 원*, 김 호 영**
T. W. Lee*, H. Y. Kim**

Key Words : Heating Panel(난방패널), Pipe pitch(매설간격), Diameter(온수관 직경), Depth(매설깊이), Unsteady heat transfer(과도열전달)

ABSTRACT

To analyze the unsteady heat transfer phenomena in radiant heating panel, a mathematical model was considered. Numerical analysis for solving the governing equations was conducted by using the finite difference method with boundary-fitted meshes.

Transient temperature distributions and thermal responses in heating panel were obtained for various design parameters such as pipe pitches, pipe diameters and pipe depths. Experimental results were also obtained to verify the results of calculation.

기호설명

A : 벽표면의 면적 (cm ²), 또는 온수관의 매설 깊이 (cm)	g : Jacobian
A_p : 패널의 표면적 (cm ²)	Gr : Grashof수
C : 비열 (J/kg · °C)	h : 대류 열전달계수 (J/hr · cm ² · °C)
D : 온수관의 직경 (cm)	H : 직사각형 밀폐공간의 높이 (cm)
D_e : 패널의 유효직경(Equivalent diameter : cm)	k : 열전도율 (J/hr · cm · °C)/
F_{ij} : 표면 j에 대한 표면 i의 형상계수 (Shape factor)	L : 직사각형 밀폐공간의 넓이 (cm ²), 또는 패널 각 층의 두께 (cm)
	N : 실내 표면의 수
	Nu : 패널 표면과 실내공기 사이의 Nusselt수
	P_p : 패널 표면의 주변길이 (cm)
	q_c : 대류열전달량 (J/hr · cm ²)

* 정희원, 한국건설기술연구원

** 정희원, 고려대학교 공과대학

- Q : 복사열전달량 (J/hr)
 t : 시간 (hr)
 T : 온도 ($^{\circ}\text{C}$)
 T_w : 온수관 표면의 온도 ($^{\circ}\text{C}$)
 T_p : 패널 표면 온도 ($^{\circ}\text{C}$)
 T_R : 실내공기의 평균온도 ($^{\circ}\text{C}$)
 x : 물리적 영역의 좌표
 y : 물리적 영역의 좌표
 W : 온수관의 매설간격 (cm)

그리스 문자

- ε : 복사율 (Emissivity)
 η : 계산영역의 좌표
 ξ : 계산영역의 좌표
 ρ : 반사율 (Reflectivity)
 σ : Stefan-Boltzmann 상수 ($\text{J/hr} \cdot \text{cm}^2 \cdot \text{K}^4$)

하 첨 자

- i : i 번째 층
 interface : 층과 층 사이의 경계면
 k : k 번째 벽표면
 o : 초기치

1. 서 론

복사 패널 난방 시스템(Radiant Panel Heating System)은 바닥이나 천정을 가열하여 실내공기 및 실내 표면의 온도를 상승시킴으로써 쾌적한 주거 환경을 얻는 난방방식으로, 주로 복사열 전달에 의하여 실내공기 및 벽면을 가열하기 때문에 실내 상하의 온도분포가 거의 균일하여 쾌적성의 면에서 우수한 난방방식이다. 특히 슬랩(Slab) 내에 매설된 온수관을 통하여 온수를 순환시킴으로써 바닥을 가열하는 온수 순환 바닥 난방 방식은 설치 및 운전비용이 저렴하고, 쾌적성의 면에서 우수하기 때문에 국내의 대부분의 주거용 건물에서는 난방을 위하여 이 방식을 채택하고 있다. 이와 같이 국내 주거용 건물 난방 시스템의 대부분을 차지하는 온수 순환 바닥 난방 시스템에서 에너지의 절약과 병행하

여 쾌적한 주거 환경의 조성을 위하여는 이 시스템의 패널에 대한 축열 및 전열 특성이 규명되어야 하며, 이를 토대로 하여 시스템의 최적설계가 이루어지고 효율적인 운전조건 등이 설정되어야 한다.

현재까지의 난방 패널에 대한 연구로서는 먼저 Van Gerpen 등⁽¹⁾이 슬랩내에 가열소자가 매설되어 있는 경우에 건물의 성능에 대한 비정상 열전달 해석을 수행하였고, Zhang 등⁽²⁾은 온수 천정 난방 방식에 대하여 공급 온수온도 및 공급유량의 변화에 따른 비정상 열응답을 실험적으로 연구하였으나, 이들은 국내에서 사용되고 있는 난방방식과는 차이가 있어 직접 적용하기는 어렵다. 또한 Hogan 등⁽³⁾은 온수 순환 난방 방식에서 패널 표면에서의 온도분포를 이론 및 실험적으로 연구하였고, Mey⁽⁴⁾은 균질의 슬랩에 온수관이 매설되어 있는 경우에 대하여 경계적분방정식을 해석함으로써 패널에서의 온도분포를 구하였는데, 이들은 정상상태로 가정하여 해석하였기 때문에 비정상 열전달 현상의 규명 및 동적 열응답 계산에의 사용은 곤란하다.

한편 Mitalas와 Stephenson⁽⁵⁾에 의하여 응답계수법이 발표된 이후에 건물의 열부하를 정확히 계산할 수 있는 거시적인 전산프로그램들이 개발되어 사용되고 있으나, 실제 건물에서의 난방시에 주 열원이 되는 서로 다른 여러 재료들로 구성되어 있는 슬랩의 설치 및 운전방법에 대한 정확한 해석에는 사용되기 어려운 실정이다.

난방 패널에 대한 국내의 연구로는 김⁽⁶⁾의 유한요소법을 이용한 하나의 파이프가 매설된 직사각형 구조체에서의 열전달 해석과, 대한주택공사 연구팀⁽⁷⁾에 의한 난방 패널 구조체의 열전달 현상의 이론적, 실험적인 연구 및 조⁽⁸⁾의 응답계수법에 의한 온수 온돌 난방시스템의 시뮬레이션 등을 들 수 있으나, 이 연구들은 정상상태의 해석에 그쳤거나 전체의 슬랩에 대하여 평균적인 값들을 적용해야 하는 실험식들을 사용하였다.

본 연구에서는 온수관이 매설되어 있고 서로 다른 재질을 갖는 여러 층들로 구성되어 있는 패널에 대하여 이론적인 모델을 설정한 후, 이에

대한 비정상 열전달 현상을 해석한다. 결과로써 각각의 기하학적 중요변수들, 즉 온수관의 매설간격, 온수관의 직경 및 온수관의 매설깊이 등을 중요 설계조건들로 하여 이들의 변화가 슬랩 단면 각 위치에서의 비정상 온도분포와 열용답, 패널 표면에서의 전열현상 및 가열특성에 미치는 영향을 분석하고, 이를 실험을 통하여 검증함으로써, 건물에서의 동적열부하 계산을 위한 기초자료는 물론, 최적인 패널 난방 시스템의 설계 및 운전조건의 결정에 사용할 수 있는 자료를 제공하고자 한다.

2. 모델 및 해석방법

본 연구에서 설정한 모델은 Fig. 1에 도시한 바와 같이 패널의 양쪽 표면이 모두 실내공기에 접하고 패널의 내부에 파이프 군이 매설되어 있으며 서로 다른 재질의 여러 층들로 구성된다. 이때 온수관의 형태는 원형이고 각 층들은 판(Plate)의 형태이므로 수치 격자 생성 방법(Numerical grid generation method)^(9,10)을 사용하여 좌표를 변환한 후 이에 대한 해석을 수행한다.

2.1 지배방정식

위 모델에서의 과도 열전달 특성을 해석하기 위한 지배방정식은 다음과 같은 2차원 비정상 열전도 방정식이다.

$$\rho_i C_i \frac{\partial T}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k_i \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_i \frac{\partial T}{\partial y} \right) \dots \dots \dots (1)$$

이때 ρ_i , C_i 및 k_i 는 각 층의 구성 재료가 다르므로 인한 i 층의 재료에 대한 밀도, 비열 및 열전도율을 각각 나타낸다.

2.2 초기조건 및 경계조건

위의 지배방정식을 풀기 위한 초기조건 및 경계조건은 다음과 같다.

패널에서의 초기 온도분포는 임의로 주어진다. 즉, $t=0$ 일때

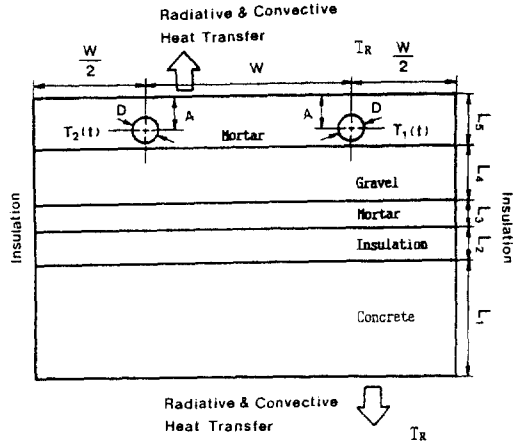


Fig. 1 Schematics of heating panel model and boundary conditions

$$T(x, y, 0) = T_0(x, y) \dots \dots \dots (2)$$

경계조건은 다음과 같으며 Fig. 1에 도시하였다.

재료가 서로 다른 층과 층 사이의 계면조건은 다음과 같이 온도 및 열유속이 연속이라는 조건이 사용된다.

$$(T_i)_{interface} = (T_j)_{interface}$$

$$\left(k_i \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{interface} = \left(k_j \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{interface} \dots \dots \dots (3)$$

고체 평면으로부터 주위 유체로의 단위면적당 대류에 의한 열전달은 다음과 같이 표시된다.

$$q_c = h(T_p - T_R) \dots \dots \dots (4)$$

T_p 는 패널의 표면온도, T_R 는 실내공기의 평균온도이며, 대류 열전달계수 h 는 다음 식으로부터 구한다⁽¹¹⁾.

$$H/L = 1/3 \text{ 일때 ;}$$

$$Nu = 0.04 Gr^{0.352}$$

$$H/L = 1/5 \text{ 일때 ;}$$

$$Nu = 0.0035 Gr^{0.7}$$

1/2 < H/L < 1 일때 ;

$$Nu = 0.89 Gr^{0.2} (H/L)^{0.45}$$

또한 ASHRAE⁽¹²⁾는 패널에서의 자연 대류 열 전달에 있어 천정과 바닥에 패널이 있을 때 각각 다음과 같은 실험식의 사용을 추천하였다.

난방 패널이 바닥에 있을때 ;

$$q_c = \frac{0.39(T_p - T_R)^{1.31}}{D_e^{0.08}} \dots\dots\dots (5)$$

난방 패널이 천정에 있을때 ;

$$q_c = \frac{0.041(T_p - T_R)^{1.25}}{D_e^{0.25}} \dots\dots\dots (6)$$

여기서

$$D_e = 4 \times A_p / P_p$$

패널 표면에서의 복사 열전달량의 계산을 위하여는 다음과 같은 Enclosure analysis method⁽¹³⁾를 사용한다. 즉 N개의 표면으로 구성된 폐공간(Enclosure)에서 k 면에 의한 복사열전달량은

$$Q_k = A_k \epsilon_k \sigma T_k^4 - \sum_{j=1}^N A_j \epsilon_j \sigma T_j^4 G_{jk} \dots\dots\dots (7)$$

이때

$$G_{jk} = F_{jk} \epsilon_k + \sum_{i=1}^N F_{ji} \rho_i G_{ik}$$

이다.

보일러가 작동중인 기간에는 온수관 표면이 일정한 온도를 유지하고 있는 것으로 가정하였고,

$$T = T_w = \text{constant} \dots\dots\dots (8)$$

온수의 공급이 중단된 이후에는 온수관으로부터 패널로의 공급열량은 없는 것으로 가정한다. 즉 온수관의 표면에서

$$\frac{\partial T}{\partial r} = 0 \dots\dots\dots (9)$$

여기서 r 은 온수관의 반경방향 좌표이다.

2.3 좌표변환

불규칙한 경계면을 갖는 물리적 영역(Physical domain)의 좌표를 정방형으로 구성되는 계산영역(Calculation domain)의 좌표로 변환하기 위하여 다음의 Laplace방정식에 주어진 모델에 대한 경계조건을 적용하여 푼다⁽⁹⁾.

방정식 :

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \xi}{\partial y^2} &= 0 \\ \frac{\partial^2 \eta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \eta}{\partial y^2} &= 0 \end{aligned} \dots\dots\dots (10)$$

이때 x 와 y 는 직교좌표계에서의 좌표들이고 ξ 와 η 는 각각 변환된 좌표들이다. 계산영역에서의 임의의 위치를 물리적인 영역에 나타내기 위하여는 식 (10)을 다음과 같이 역변환한다⁽¹⁰⁾.

역변환 방정식 :

$$\begin{aligned} \alpha \frac{\partial^2 x}{\partial \xi^2} + 2\beta \frac{\partial x}{\partial \xi} \frac{\partial x}{\partial \eta} + \gamma \frac{\partial^2 x}{\partial \eta^2} &= 0 \\ \alpha \frac{\partial^2 y}{\partial \xi^2} + 2\beta \frac{\partial y}{\partial \xi} \frac{\partial y}{\partial \eta} + \gamma \frac{\partial^2 y}{\partial \eta^2} &= 0 \end{aligned} \dots\dots\dots (11)$$

여기서

$$\alpha = \left(\frac{\partial x}{\partial \eta} \right)^2 + \left(\frac{\partial y}{\partial \eta} \right)^2$$

$$\beta = \frac{\partial x}{\partial \xi} \frac{\partial x}{\partial \eta} + \frac{\partial y}{\partial \xi} \frac{\partial y}{\partial \eta}$$

$$\gamma = \left(\frac{\partial x}{\partial \xi} \right)^2 + \left(\frac{\partial y}{\partial \xi} \right)^2$$

이다.

위의 방법에 의하여 물리적 영역에서의 지배방정식 (1)을 계산영역에 대한 식으로 변환하면 다음과 같다.

$$g \rho_i C_i = \frac{\partial T}{\partial \xi}$$

$$\begin{aligned}
 &= \alpha \frac{\partial}{\partial \xi} \left(k_i \frac{\partial T}{\partial \xi} \right) - \beta \frac{\partial}{\partial \xi} \left(k_i \frac{\partial T}{\partial \eta} \right) \\
 &- \beta \frac{\partial}{\partial \xi} \left(k_i \frac{\partial T}{\partial \xi} \right) + \gamma \frac{\partial}{\partial \eta} \left(k_i \frac{\partial T}{\partial \eta} \right) \\
 &\dots\dots\dots (12)
 \end{aligned}$$

2.4 수치해석

식 (10)과 (11)을 이용하여 모델의 형상에 맞도록 좌표변환한 후, 변환된 좌표에 대한 지배방정식 (12)를 초기조건 (2) 및 경계조건 (3) - (9)를 사용하여 수치해석한다. 이때 수치해석 방법으로는 유한차분법을 사용하였다.

Table 1에는 계산시 사용한 모델의 기하학적 형상을 표시하였고, Table 2에는 각 층에 대한

재질의 물성치를 나타내었다. 또 복사열전달량의 계산시에 필요한 각 벽면에 대한 값들 및 형상계수들을 Table 3 및 Table 4에 각각 나타내었다. 이외의 운전조건들 즉, 온수관 표면온도, 실내 및 외기의 온도, 가열 시작 및 종료시의 패널 평균온도들은 Table 5에 보인 바와 같다.

Table 1 Geometric measurements (cm)

W	16.0, 18.0, 20.0, 22.0, 24.0
D	1.2, 1.5, 1.8
A	2.5, 3.0, 3.5
L1	12.0 (Concrete)
L2	3.0 (Insulation)
L3	2.0 (Mortar)
L4	6.0 (Gravel)
L5	4.0, 4.5, 5.0 (Mortar)

Table 2 Properties of each materials

	conductivity (J/hr · cm · °C)	density (kg/cm ³)	specific heat (J/kg · °C)
Concrete	62.2800	0.002300	653.00
Insulation	1.0386	0.000024	1214.00
Mortar	50.2308	0.002020	1130.22
Gravel	22.1832	0.001850	837.20

Table 3 Constants and values for radiation heat transfer of each surfaces in the room

	floor	ceiling	south wall	east wall	north wall	west wall	window	door
emissivity	0.70	0.72	0.72	0.72	0.72	0.72	0.74	0.70
reflectivity	0.25	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.05	0.26
area (m ²)	5.28	5.28	4.62	5.04	3.54	3.42	1.08	1.62
surface temp.(°C)	28.00	26.00	25.00	25.00	25.00	25.00	10.00	25.00

Table 4 Shape factors for each surfaces

	floor	ceiling	south wall	east wall	north wall	west wall	window	door
floor	0.000	0.224	0.185	0.203	0.120	0.147	0.065	0.056
ceiling	0.224	0.000	0.185	0.203	0.158	0.135	0.027	0.067
south wall	0.212	0.212	0.000	0.202	0.129	0.172	0.043	0.030
east wall	0.212	0.212	0.185	0.000	0.146	0.139	0.039	0.066
north wall	0.179	0.236	0.168	0.208	0.000	0.092	0.000	0.117
west wall	0.227	0.209	0.233	0.205	0.095	0.000	0.032	0.000
window	0.320	0.132	0.184	0.182	0.000	0.102	0.000	0.080
door	0.182	0.219	0.085	0.205	0.255	0.000	0.054	0.000

Table 5 Other operating conditions

Temperature of the pipe surface	($^{\circ}\text{C}$)	50.0, 49.0
Indoor air temperature	($^{\circ}\text{C}$)	28.0
Outdoor temperature	($^{\circ}\text{C}$)	10.0
Averaged panel surface temperature	($^{\circ}\text{C}$)	
for start of heating		30.0
for stop of heating		32.0

2.5 실험

복사 패널 난방 시스템의 시간에 따른 각 위치에서의 열용량과 패널 내부에서의 온도분포를 실제로 측정하고 이를 이론해석 결과와 비교하기 위하여 이론모델과 같은 패널에 대하여 실험을 수행하였다.

공급되는 온수 및 패널 각 위치의 온도는 등-콘스탄탄 열전대(T-type)에 의하여 온수관 표면, 패널 표면 및 패널 각 층의 경계면 등 기하학적으로 중요한 곳에서 측정하였고, 이 열전대는 컴퓨터에 연결된 A/D변환기의 등온 기준점점에 연결된다. 또한 공급온수의 유량도 측정하였다.

3. 결과 및 고찰

복사 난방 패널의 과도 열전달 특성을 규명하기 위하여 이론적인 모델을 설정하여 수치해석을 수행하였고, 이를 실험에 의하여 검증하였다. 계산시에는 Table 5에 나타낸 바와 같이 가열을 시작한 후 패널 표면의 평균온도가 32°C 이상이 되면 가열을 중지하고, 패널 표면의 온도가 30°C 이하로 되면 다시 가열을 시작하는 것으로 하였다. 각종의 중요변수, 즉 패널 내의 온수관 매설간격, 온수관 직경 및 온수관 매설깊이 등 설계변수들의 변화에 따른 해석결과들을 요약하면 다음과 같다.

Fig. 2부터 Fig. 6까지는 현재 주거용 건축물에서 가장 널리 사용되고 있는 표준의 패널(매설간격: 20cm, 직경: 1.5cm, 매설깊이: 3.0cm)에 대하여 패널에서의 과도 열전달 현상을 도시한 것이다.

Fig. 2는 표준 패널에 대하여 시간에 따른 패널 단면에서의 등온선 분포를 가열 개시점으로부터 도시한 것이다. 표준 모델의 온수관 표면온도는 50°C 로 가정하였다. 각 시간에 있어서 온수관 부근에서는 온도가 높고 구배도 크나, 온수관으로부터 멀어질수록 온도는 낮아지고 구배도 작아진다. 또한 시간이 경과함에 따라 온수관으로부터 패널로의 열전달에 의하여 패널 내부의 온도가 높아지고 따라서 등온선도 점점 온수관으로부터 바깥쪽으로 퍼져나감을 볼 수 있다. 가열 초기에는 시간의 경과에 따른 패널 내부의 온도 분포 변화가 크지만 시간이 경과할수록 정상상태에 가까워짐에 따라 그 변화폭은 작아져 가열 말기에는 크게 변화하지 않음을 볼 수 있다.

Fig. 3은 온수를 공급하는 기간, 즉 가열기간 동안의 시간에 따른 패널 표면에서의 온도분포 변화를 도시한 것으로, 시간의 경과에 따라 온수관 주위의 패널 표면이 주로 가열되며 점차로 온도증가의 폭이 감소함을 볼 수 있다.

Fig. 4는 온수의 공급이 중단된 이후, 즉 비가열기간 동안의 시간에 따른 패널 표면의 온도 분포로서, 시간의 경과에 따라 온수관 위의 패널 표면 온도는 현저히 하강하는 반면, 온수관 사이 공간의 패널 표면 온도는 상승됨을 볼 수 있다. 이상의 결과들로부터 가열기간은 온수관 주위의 패널 부분이 급격히 가열되는 국부온도 상승과정으로, 비가열기간은 온수관 사이의 공간이 가열되는 패널 온도분포의 균일화 과정으로 특징지어질 수 있다.

Fig. 5 및 Fig. 6은 각각 가열기간 및 비가열기간 동안에 패널 표면에서의 시간에 따른 대류열전

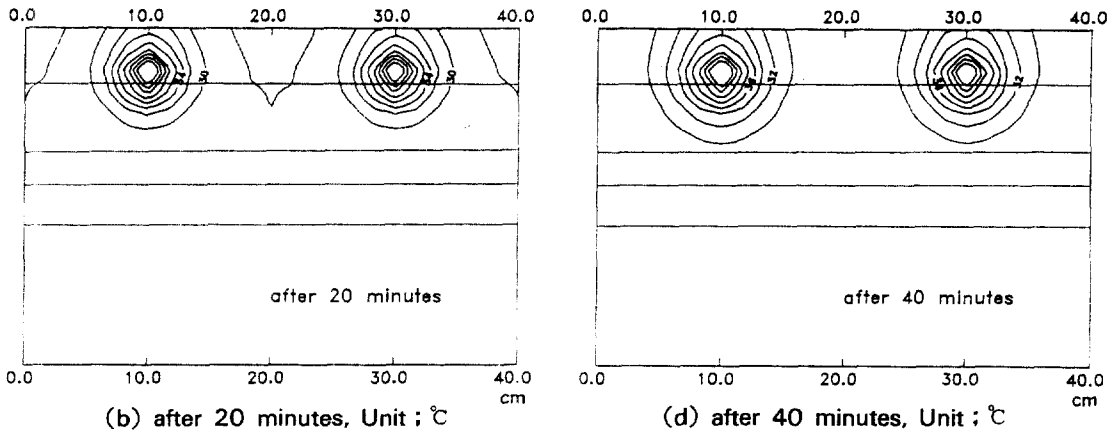
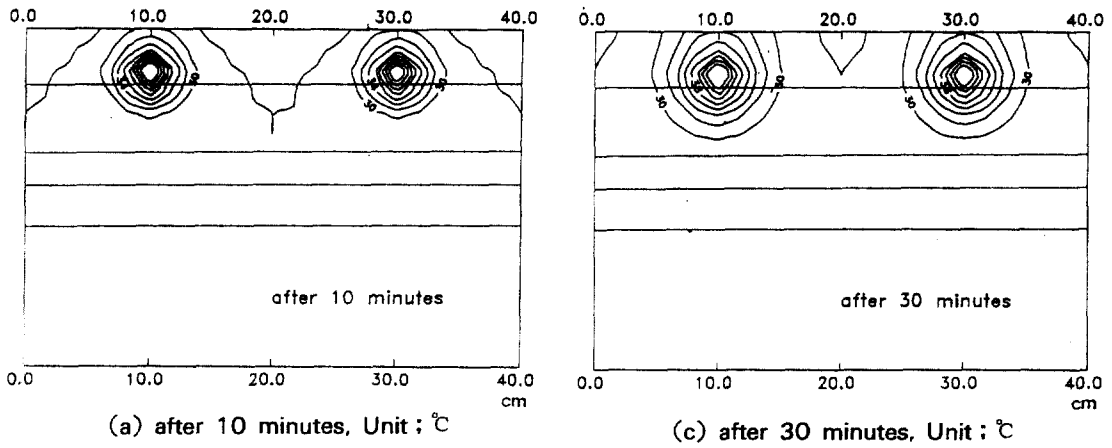


Fig. 2 Temperature distributions in panel at every 10 minutes during the heating period

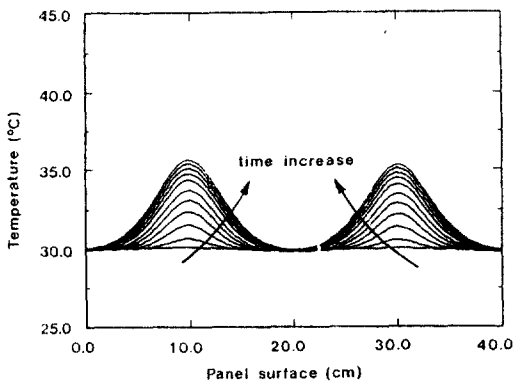


Fig. 3 Temperature variations with time on the panel surface during the heating period

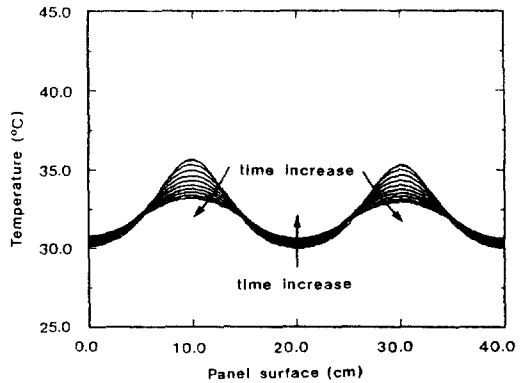


Fig. 4 Temperature variations with time on the panel surface during non-heating period

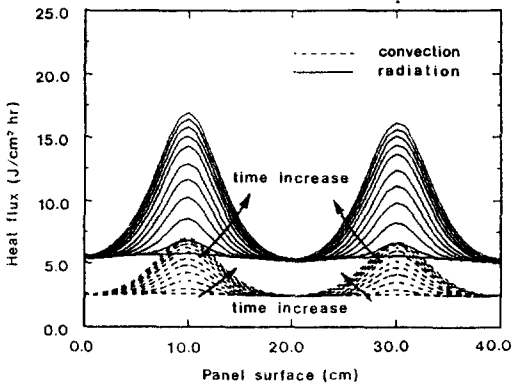


Fig. 5 Convective and radiative heat flux with time at panel surface during heating period

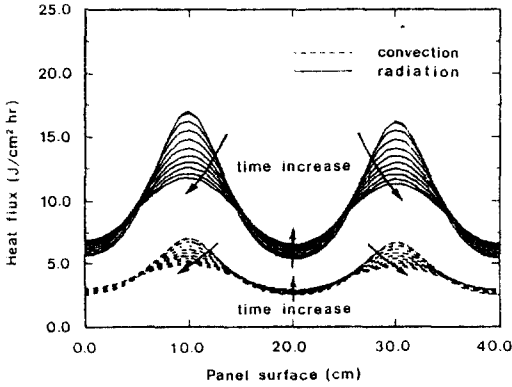


Fig. 6 Convective and radiative heat flux with time at panel surface during non-heating period

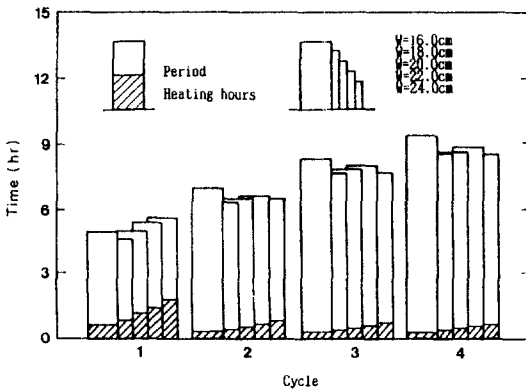


Fig. 7 Periods and heating hours with cycle for various pipe pitches

달과 복사열전달에 의한 열유속을 비교 도시한 것이다. 패널 표면에서의 대류열유속 및 복사열유속 모두 표면 온도분포와 같은 경향을 가지며, 복사열유속이 대류열유속보다 더 큰 값을 볼 수 있다.

Fig. 7부터 Fig. 10까지는 온수관의 직경이 1.5 cm, 온수관의 매설깊이가 3.0cm일때 온수관 매설간격의 변화가 난방 패널의 과도 열전달 현상에 미치는 영향을 도시한 것들이다.

Fig. 7은 간헐난방시 각 사이클에서의 가열시간 및 주기를 도시한 것이다. 이때 '사이클(Cycle)'은 한번의 연속된 가열 및 비가열기간의 합으로 정의되며, 한 사이클당의 소요시간을 '주기(Period)'로, 한 사이클 동안에 보일러의 운전시간을 '가열시간(Heating Hours)'으로 정의하였다. 난방시스템의 운전시 패널 표면의 평균온도가 설정온도 이하로 강하하면 가열을 시작하고, 평균온도가 설정온도 이상으로 상승하면 가열을 중단하도록 하였으므로 가열기간 및 비가열기간은 패널 표면의 평균온도 범위를 설정함으로써 결정된다. 각 사이클에서 온수관의 매설간격이 좁을수록 가열시간이 짧아지는데, 이는 온수관 사이의 공간이 적음으로 인하여 축열량이 적음에 기인한다. 또한 가열기간은 사이클이 진행되면서 각 온수관 매설간격에 대하여 감소하여 정상상태에 가까워짐을 볼 수 있다. 한편 초기의 사이클에서는 비가열기간이 온수관 매설간격에 따라 큰 차이가 없으나 온수관 매설간격이 증가함에 따라 가열기간이 길어져 주기가 길어짐을 볼 수 있다. 그러나 사이클수가 증가함에 따라 주기는 길어지며, 특히 온수관 매설간격이 좁은 경우의 주기의 증가폭이 더욱 커지고 온수관 매설간격이 넓은 경우의 주기는 상대적으로 그 증가폭이 작은데, 이는 가열기간이 주기에 미치는 영향은 적어지는 반면, 온수관의 매설간격이 좁을수록 가열할 공간이 적어 고르게 가열되기 때문에 고온 온도분포로써 평균온도를 상승시키고, 이를 비가열기간 동안에 방열하는데 요하는 시간이 길어지기 때문으로 분석된다.

Fig. 8은 각각의 매설간격에 대하여 시간에

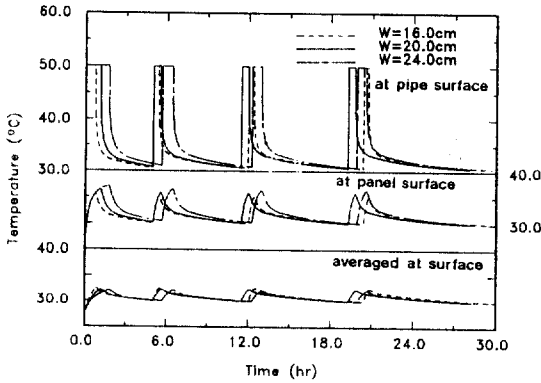


Fig. 8 Thermal responses for various pipe pitches

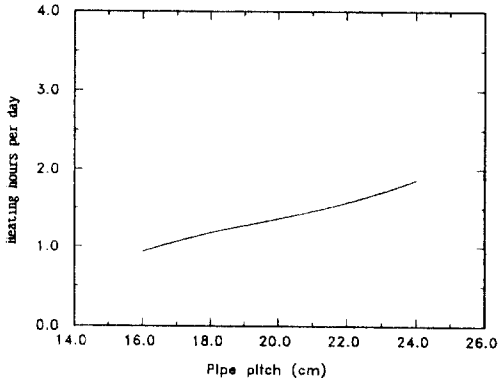


Fig. 9 Total heating hours per day with pipe pitches

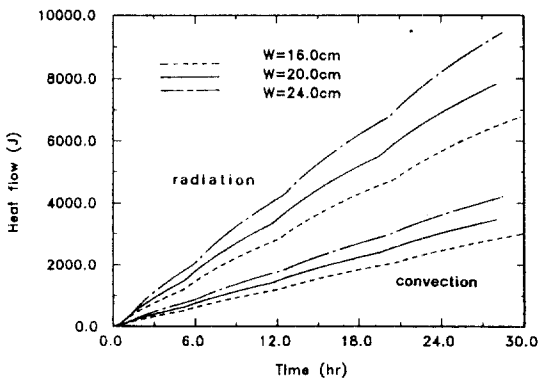


Fig. 10 Cumulative heat flow at panel surface with time for various pipe pitches

따른 온수관 표면, 온수관 직상부의 국부 표면 온도 및 패널 표면 평균온도의 변화를 도시한 것이다. 각 경우 모두 각 사이클에서 평균온도의 최고치는 비슷하지만 온수관의 매설간격이 넓을수록 하나의 온수관이 가열하는 패널의 면적이 증가하기 때문에 평균온도가 상승하는데 요하는 시간이 길어지고 국부온도는 크게 상승하게 된다. 이는 패널의 표면온도차를 커지게 하여 쾌적성을 떨어뜨리는 한 원인이 될 것으로 생각된다.

Fig. 9는 정상상태에 도달한 사이클에 대하여 환산한 1일 총 가열시간의 온수관 매설간격에 따른 변화를 도시한 것으로, 온수관의 매설간격이 증가함에 따라 한개의 온수관당 패널의 표면적이 넓어짐으로 인하여 1일 총 가열시간이 증가함을 볼 수 있다.

Fig. 10은 각각의 온수관 매설간격에 대하여 패널 표면에서의 누적된 복사 및 대류열전달량을 도시한 것으로, 복사 및 대류열전달량은 시간에 따라 선형적으로 증가하고, 온수관 매설간격이 넓을수록 대류 및 복사열전달량 모두 크게 증가함을 볼 수 있다. 또한 각 경우에 대류열전달량보다는 복사열전달량이 더 커서 전체 열전달 중에서 복사열전달량이 차지하는 비율은 온수관의 매설간격 및 시간의 변화에 따라 거의 변함이 없이 약 70% 정도이고, 대류열전달량이 차지하는 비율은 약 30% 정도임을 보여준다.

Fig. 11부터 Fig. 14까지는 온수관의 매설간격이 20.0cm, 온수관의 매설깊이가 3.0cm일때 매설된 온수관 직경의 변화가 난방 패널의 과도 열전달 현상에 미치는 영향을 도시한 것들이다.

Fig. 11은 각각의 온수관 직경에 대한 각 사이클에서의 가열시간 및 주기를 도시한 것으로, 온수관의 직경이 커질수록 온수관 표면의 전열면적이 넓어 같은 시간에 보다 많은 양의 열이 전달되어 패널 내부에 축적되기 때문에 사이클당 가열시간은 짧아지고, 온수관의 직경이 작은 경우가 가열시간이 길어 주기도 더 길어진다. 사이클 수가 증가함에 따라 각각의 온수관 직경에 있어서 가열시간은 감소하고 주기는 길어진다.

Fig. 12는 각각의 온수관 직경에 대하여 시간의 변화에 따른 온수관 표면, 온수관 직상부의 국부표면온도 및 표면의 평균온도를 도시한 것으로, 패널 표면의 평균온도는 온수관의 직경에 따라 거의 변화가 없으나, 국부표면온도는 온수관의 직경이 클수록 약간 높음을 보여준다.

Fig. 13은 온수관 직경의 변화에 따른 1일 총 가열시간을 도시한 것으로, 온수관의 직경이 커질수록 사이클당 가열시간의 감소로 인하여 1일 총 가열시간은 감소한다.

Fig. 14는 각각의 온수관 직경에 대하여 패널 표면에서의 누적된 대류열전달량과 복사열전달량의 시간당 변화율을 도시한 것으로 시간에 따라 누적된 복사 및 대류 열전달량은 선형적으로 증가하며, 온수관의 직경에 따른 누적된 전열량에는 큰 차이가 없고, 복사열전달량이 차지하는 비율도 온수관의 직경 및 시간의 경과에 따라 거의 변화가 없음을 볼 수 있다.

Fig. 15부터 Fig. 18까지는 온수관의 매설간격이 20.0cm, 온수관의 직경이 1.5cm일때 온수관 매설깊이의 변화에 따른 난방 패널의 과도 열전달 현상을 도시한 것이다.

각각의 온수관 매설깊이에 대한 각 사이클에서의 가열시간 및 주기를 도시한 Fig. 15에서는 온수관의 매설깊이가 증가함에 따라 가열시간은 그다지 크게 변하지 않으나, 비가열시간이 증가하므로 그에 따라 주기가 증가함을 볼 수 있다. 이는 온수관으로부터 패널 표면까지의 거리가 증가하면 축열량이 증가하기 때문으로 해석된다. 또 사이클 수가 증가할수록 가열시간은 짧아지고 주기는 길어진다.

Fig. 16은 각각의 온수관 매설깊이에 대한 온수관 표면, 온수관 직상부의 국부표면온도 및 평균표면온도를 시간의 변화에 따라 도시한 것으로 대류, 복사열전달 모두 각 경우에 있어 그리 큰 차이가 없고 시간에 따라 선형적으로 증가하며, 복사열전달량이 차지하는 비율도 온수관의 매설깊이 및 시간의 증가에 따라 거의 변화가 없음을 볼 수 있다.

Fig. 19부터 Fig. 21까지는 표준 모델에 대한 실험치와 계산치의 결과를 비교, 도시한 것으로,

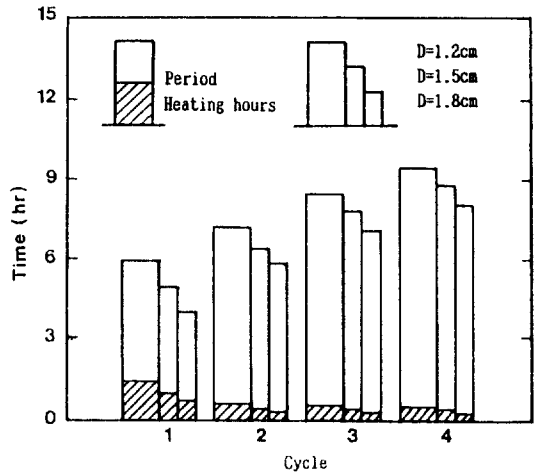


Fig. 11 Periods and heating hours with cycle for various pipe diameters

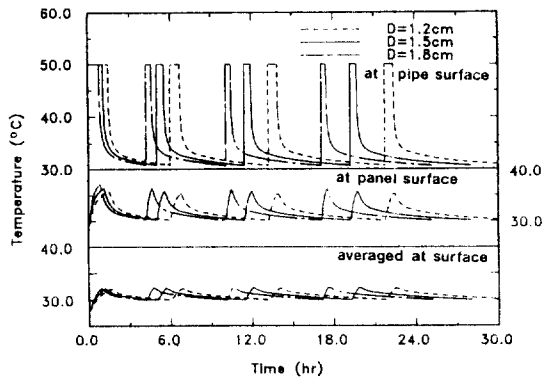


Fig. 12 Thermal responses for various pipe diameters

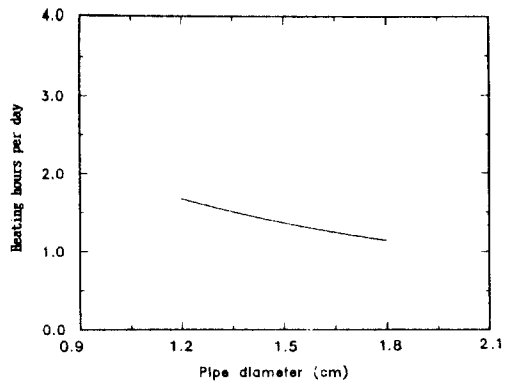


Fig. 13 Total heating hours per day with pipe diameters

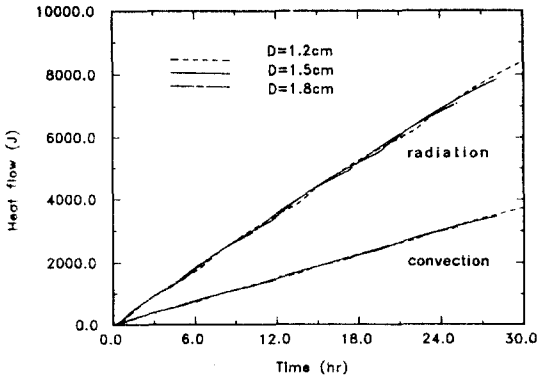


Fig. 14 Cumulative heat flow at panel surface with time for various pipe diameters

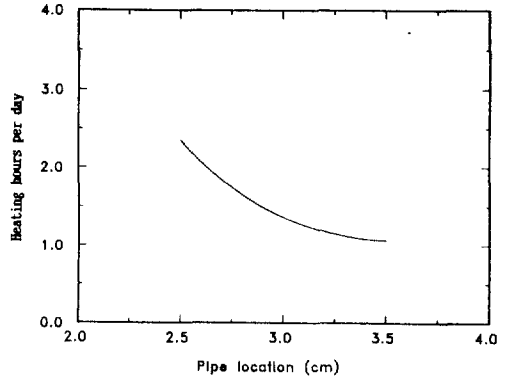


Fig. 17 Total heating hours per day with pipe depths

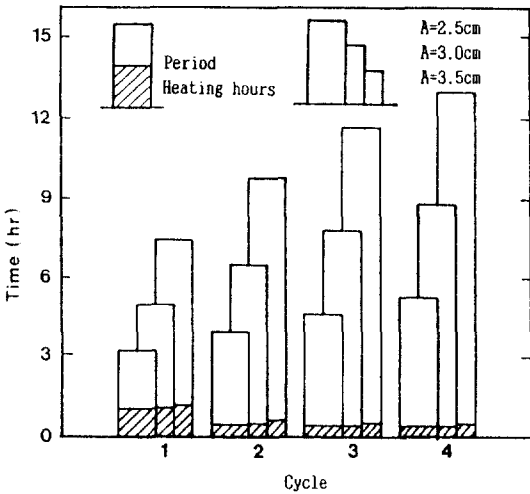


Fig. 15 Periods and heating hours with cycle for various pipe depths

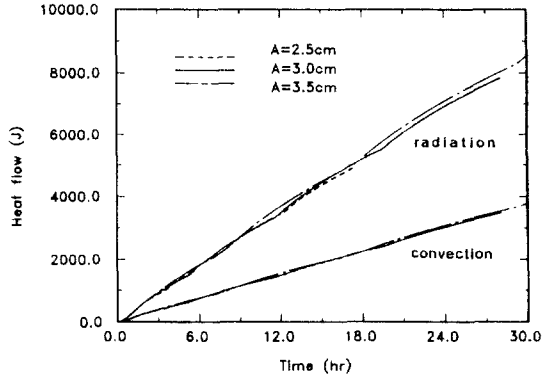


Fig. 18 Cumulative heat flow at panel surface with time for various pipe locations

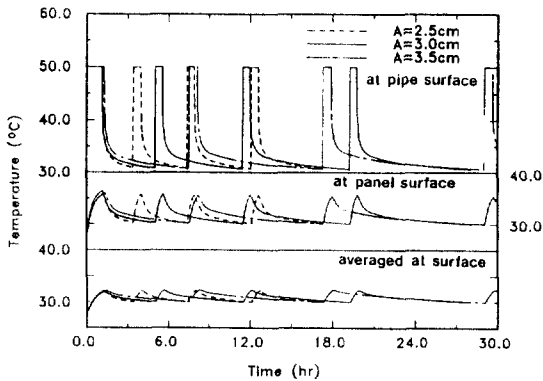


Fig. 16 Thermal responses for various pipe depths

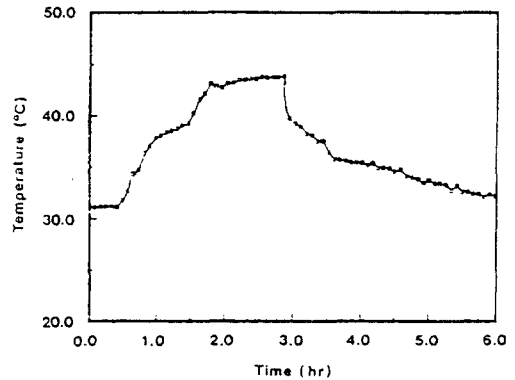


Fig. 19 Experimental result of temperature variation with time at pipe surface

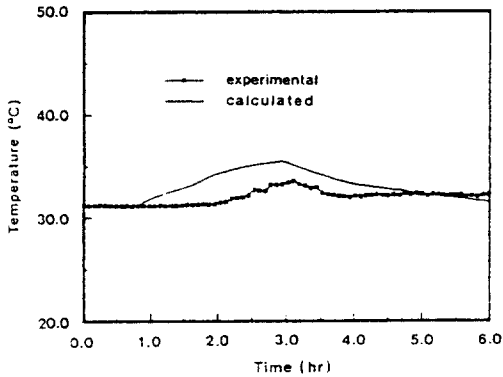


Fig. 20 Comparison of calculated result with experimental result at panel surface

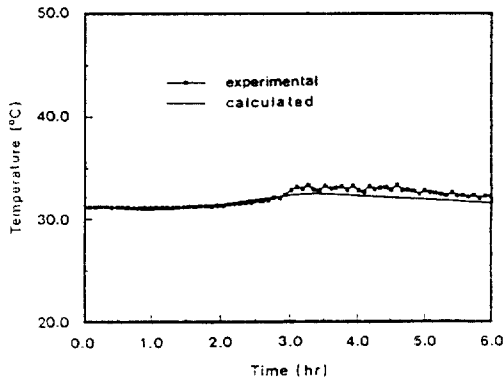


Fig. 21 Comparison of calculated result with experimental result on the insulation layer

이론해석 결과와 실험결과를 비교하기 위하여 시간의 경과에 따라 측정된 Fig. 19와 같은 온수관의 표면온도를 경계조건으로 하여 계산한 후, 패널 표면 및 내부에서의 온도를 비교하였다.

Fig. 20은 패널 표면 온도의 실험값과 이론값을 비교, 도시한 것으로 시간에 따른 온도 변화의 경향은 잘 일치하나, 이론치가 실험치보다 다소 높게 나타남을 볼 수 있다. 이는 계산을 위한 모델의 설정시에는 실내공기 및 비가열 표면들의 온도가 일정하다고 가정하였으나, 실제 실험시에는 외부로부터의 침입공기 등에 의하여 실내의 열적 환경이 영향을 받기 때문에 나타나는 차이로 해석된다.

Fig. 21은 외부로부터 침입공기의 영향이 없는 패널 내부의 한 점, 즉 단열재 윗면에서의 실험치 및 계산치를 비교, 도시한 것으로서, 계산치는 실험치와 잘 일치함을 볼 수 있다.

4. 결 론

복사 난방 패널의 과도 열전달 현상을 규명하기 위하여 온수관이 매설되어 있는 서로 다른 재질의 여러 층들로 구성된 난방 패널에 대한 이론해석 및 실험을 수행, 비교 검토한 결과들을 정리하면 다음과 같다.

- (1) 가열기간은 온수관 주위의 패널 부분이 급격히 가열되는 국부온도 상승과정으로, 비가열기간은 온수관 사이의 공간이 가열되어 패널의 온도가 균일해지는 온도 균일화 과정으로 특성지어진다.
- (2) 온수관의 매설간격이 좁을수록 사이클당 가열시간 및 1일 총 가열시간은 짧아지고 비가열시간은 길어진다. 또한 온수관의 매설간격이 넓을수록 패널 표면에서의 국부온도가 높아진다.
- (3) 온수관의 직경이 클수록 사이클당 가열시간 및 주기는 짧아진다. 따라서 온수관의 직경이 클수록 1일 총 가열시간은 짧아지나, 국부표면온도는 높아진다.
- (4) 온수관의 매설깊이에 따라 사이클당 가열시간은 큰 차이가 없는 반면, 주기는 매설깊이가 깊을수록 길어져 1일 총 가열시간은 짧아진다.
- (5) 전체의 전열량에 대한 복사열전달이 차지하는 비율은 패널의 구조만에 의해서는 큰 영향을 받지 않으며, 본 연구에서 모델로 한 패널의 경우에는 시간에 따라 큰 변화가 없이 약 70% 정도인 것으로 나타났다.

후 기

본 연구는 한국과학재단의 1987년도 목적기초연구비 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 대하여 감사의 뜻을 표합니다.

참 고 문 헌

1. Van Gerpen, J. H. and Shapiro, H. N., "Analysis of Slab-Heated Buildings", ASHRAE Transactions, No.2921, pp.473-487.
2. Zhang, Z. and Pate, M. B., "An Experimental Study of the Transient Response of a Radiant Panel Ceiling and Enclosure", ASHRAE Transactions, No.2980, pp.85-94.
3. Hogan, Jr., R. E. and Blackwell, B. F., 1986, "Comparison of Numerical Model with ASHRAE Design Procedure for Warm Water Concrete Floor Heating Panels", ASHRAE Transactions, SF-86-13, No.2, pp.589-602.
4. Mey, G. D., 1980, "Short communications-Temperature Distribution in floor Heating Systems", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.23, pp. 1289-1291.
5. Mitalas, G. P. and Stephenson, D. G., 1967, "Room Thermal Response Factors", ASHRAE Transactions, Vol.73, Part 1, pp.III. 2. 1-III. 2. 10.
6. 金徽東, 1982, "數值 Simulation에 의한 床暖房系의 슬랩內의 溫度分布", 高麗大學校 碩士學位論文.
7. 이정호 의, 1987, "바닥暖房 最適 設備 設計를 위한 電算 프로그램 開發研究", 大韓住宅公社 研究報告.
8. 趙相俊, 1981, "應答係數法에 의한 溫水 溫突 暖房 System의 Simulation", 高麗大學校 碩士學位論文.
9. Thompson, J. F., Warsi, Z. U. A. and Mastin, C. W., 1985, "Numerical Grid Generation", North Holland.
10. Thompson, J. F., Thamse, F. C. and Mastin, C. W., 1977, "TOMCAT-A Code for Numerical Generation of Boundary-Fitted Curvilinear Coordinate Systems on Fields Containing Any Number of Arbitrary Two-Dimensional Bodies", Journal of Computational Physics, Vol.24, pp.274-302.
11. 李台源, 1991, "輻射暖房패널의 非定常 熱傳達 및 性能 解釋에 관한 研究", 高麗大學校 博士學位論文, p.34.
12. ASHRAE, 1984, "Panel Heating and Cooling Systems", ASHRAE Handbook-1984 Systems, Chapter 8, pp.8. 1-8. 24.
13. Siegel, R. and Howell, J. R., 1981, "Thermal Radiation Heat Transfer", McGraw-Hill Book Company.