

히트펌프를 熱源器機로 하는 바닥 蓄熱시스템에 關한 研究

Study on Floor Thermal Storage System Combined with Heat Pump

남 재 성
J. S. Nam
수원전문대학 건축과



· 1960년생
· 에너지의 유효이용 및 건축 환경에 관심을 가지고 있다.

1. 서론

건물의 냉난방에 있어서 심야전력을 적극적으로 이용하기 위해 히트펌프와 축열장치를 효율 높게 조합한 시스템의 개발이 중요하다. 최근 주목받고 있는 태양·공기열원 히트펌프 시스템을 채용하 경우에도 동계야간의 난방과 하계주간의 냉방에 대처하기 위한 축열장치가 필요하다. 하루를 주기로 하는 정도의 축열이라면 바닥(천정), 벽 등의 건물 구체내에 히트펌프로 부터 냉운수 또는 냉운풍을 순환시켜 복사 냉난방을 행하는 구체축열 시스템도 이용될 것이다. 이상과 같은 관점에서 본 논문에서는 태양·공기열원 히트펌프를 열원으로 해서 바닥을 축열부위로 하는 바닥 냉난방 시스템을 대상으로 본 시스템의 성능평가에 관한 시뮬레이션모델을 제안한다. 또, 실내 열환경을 PMV(Predicted Mean Vote의 약자로 예상평균 온냉감신고이다: +2, +1, 0, -1, -2의 숫자는 각각 「따뜻하다」, 「약간 따뜻하다」, 「알맞다」, 「약간춥다」, 「춥다」를 나타낸다)로 제어할 경우에 바닥슬래브 구조의

차이가 실내 열환경 및 소비전력량에 미치는 영향을 계통적·정량적으로 밝힌다.

〈주요기호〉

A : 면적	, [m ²]
AF : 바닥면적	, [m ²]
a : 일사흡수율	
b : 핀두께	, [m]
c : 비열	, [J / (kg · K)]
f : 증발비	
G : 유량	, [kg / h]
H : 열량	, [W]
i : 엔탈피	, [J / kg]
K : 열통과율	, [W / (m ² · K)]
L : 물의 증발잠열	, [J / kg]
ℓ : 핀의 길이	, [m]
LP : 냉매관의 길이	, [m]
LR : 입사 장파방사량	, [W / m ²]
Q : 열량	, [W]
SR : 입사 단파방사량	, [W / m ²]
T : 절대온도	, [K]
W : 소비전력량	, [kW]

- X : 절대습도 , [kg/kg]
- a : 열전달률 , [W/(m² · K)]
- ε : 장파방사율
- θ : 온도 , [°C]
- Δθ : 대수평균온도차 , [K]
- φ : 편효율
- φ' : 편부착면의 종합효율
- λ : 열전도율 , [W/(m · K)]
- ρ : 비중량 , [kg/m³]
- η : 효율
- σ : Stefan-Boltzmann , 5.67 × 10⁻⁸W / (m² · K⁴)정수

- fb : 편부착면의 노출관부분
- i : 입구
- m : 응축, 기계
- o : 출구, 외기
- p : 파이프
- r : 방사, 냉매
- s : 표면
- sl : 슬래브
- sp : 태양 · 공기판넬
- t : 종합
- v : 체적
- w : 물
- 100 : 포화

<참자>

- a : 공기
- c : 대류, 압축
- e : 증발
- ex : 열교환
- f : 핀, 바닥표면

2. 계산대상 시스템 및 계산모델

2.1 계산대상 시스템

계산대상 시스템은 그림 1과 같다. 열원기 기로는 태양 · 공기열원 · 히트펌프를 가정한

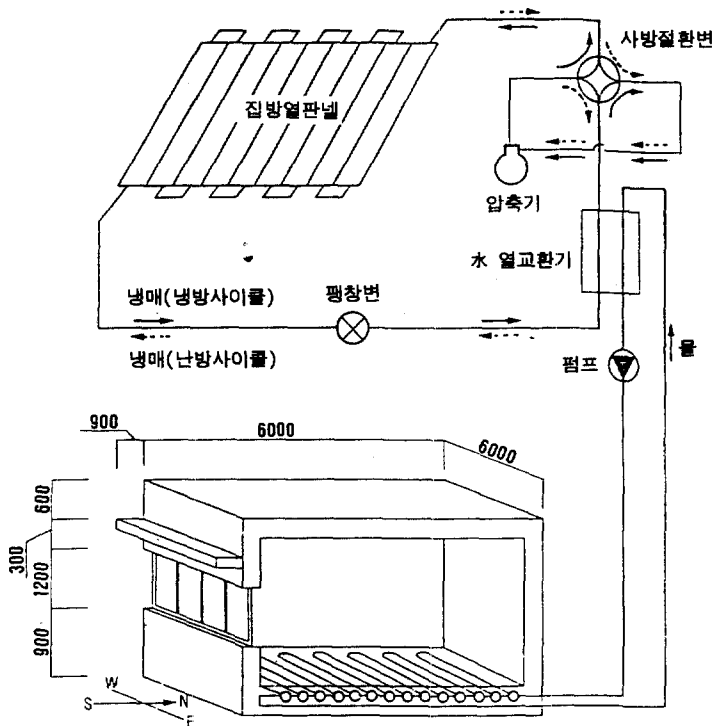


그림 1 계산대상 시스템 [단위 : mm]

다. 동계 난방사이클의 경우, 집방열 판넬은 증발기가 되어 태양열과 공기열을 집열한다. 하계 냉방사이클의 경우, 집방열 판넬은 응축기가 되어 호냉, 증발냉각 및 대기방사 냉각에 의해 방열한다. 열교환기(물-물)에서 만들어진 온수(동계) 및 냉수(하계)는 축열부위를 순환하면서 냉난방을 행한다.

2.2 집방열 판넬에서의 열수지식

계산대상으로 한 집방열 판넬의 단면은 그림 2와 같다. 핀 부착면에서의 전열산정에 사용된 핀효율 ϕ_p 은 표면의 열전달률이 핀 전체 면에서 일정한 경우, 1차원 열전도방정식을 풀어 얻어지는 계수이며, 방사(단파방사, 장파방사) 및 증발에 의한 전열이 있는 경우도 다음과 같이 ϕ_p 를 정의한다. 얇은 수막으로 형성된 판넬의 바깥표면의 열수지는 증발 열전달률 $\alpha_e^{(1)}$ 을 사용하면 다음의 식으로 주어진다.

$$CD = CV + NR - WE \quad (1)$$

여기서 CD는 전도, CV는 대류, NR은 방사, WE는 증발에 의한 열류이다.

$$\begin{aligned} CD &= \alpha_c(\theta_o - \theta_s) + a \cdot SR + \alpha_r(\theta_o - \theta_s) \\ &\quad - \epsilon(\sigma \cdot T_o^4 - LR) + f \cdot \alpha_c(\theta_o - \theta_s) \\ &\quad - f \cdot L(\alpha_c/C)(X_{o,100} - X_o) \\ &= \alpha_t(\theta_o - \theta_s) + a \cdot SR \\ &\quad - \epsilon(\sigma \cdot T_o^4 - LR) \\ &\quad - f \cdot L(\alpha_c/C)(X_{o,100} - X_o) \\ &= \alpha_t(\theta_t - \theta_s) \end{aligned} \quad (2)$$

종합열전달률 α_t 와 종합상당의기온도 θ_t 는 다음식으로 정의된다.

$$\alpha_t = \alpha_c + \alpha_r + f \alpha_c \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \theta_t &= \theta_o + \{a \cdot SR - \epsilon(\sigma \cdot T_o^4 - LR) \\ &\quad - f \cdot L(\alpha_c/C)(X_{o,100} - X_o)\} / \alpha_t \end{aligned} \quad (4)$$

복수의 핀을 가진 전열면의 경우에도 표면으로부터 수분증발이 있는 경우나 일조·일영면이 이동하는 경우도 핀마다 핀양면의 평균적인 α_t 와 θ_t 를 구함으로써 핀효율 및 방열량 Q가 구해진다.

$$\phi_{sp,j} = \tanh(\sqrt{2\alpha_{t,j}/\lambda b} \ell) / \sqrt{2\alpha_{t,j}/\lambda b} \ell \quad (5)$$

$$Q = \sum_{j=1}^k \alpha_{t,j}(\theta_b - \theta_{t,j})(A_{fb,j} + A_{f,j}\phi_{sp,j}) \quad (6)$$

또, 식(6)의 좌변 Q는 냉방사이클의 경우 다음식이 주어진다.

$$Q = K^*(\theta_m - \theta_b)2\pi LP \quad (7)$$

$$\text{단, } 1/K^* = 1/(\alpha_r r_i) + \{\log_e(r_o/r_i)\}/\lambda \quad (8)$$

여기서 θ_m 은 냉매응축온도 α_r 는 냉매관내의 대류열전달률, r_i , r_o 는 냉매관 내의 면의 반경이다.

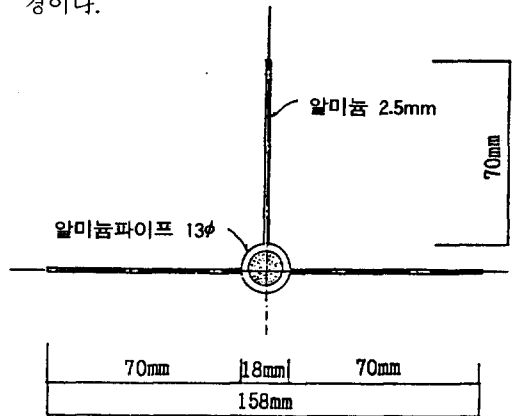


그림 2 집방열판넬의 단면도

2.3 증기압축 사이클

히트펌프 각부의 냉매의 상태는 그림 3과 같이 이상적인 증기압축 사이클로 취급한다. 즉 p-i선도의 ③에서의 과냉각 및 ①에서의 과열은 무시하고 압축기에서는 단열압축이라고 가정한다. 또 응축기, 증발기에서는 등압변화를 가정한다. ①, ②, ③, ④ 각점에서의 엔탈피를 i_1, i_2, i_3, i_4 라고 하고 냉매 순환량을 G, 라고 하면 증발열량 Q_1 및 응축열량 Q_2 는 다음식과 같이 응축온도 θ_m 와 증발온도 θ_e 의 관수로 표시된다.

$$Q_1 = G_r(i_1 - i_4) = G_r \cdot \psi_1(\theta_m, \theta_e) \quad (9)$$

$$Q_2 = G_r(i_2 - i_3) = G_r \cdot \psi_2(\theta_m, \theta_e) \quad (10)$$

또, 냉매 포화온도와 엔탈피, 엔트로피의 관계에 있어서는 냉매 열물성값표에 기초한 열

물성 프로그램 패키지²⁾를 이용해서 구했다.

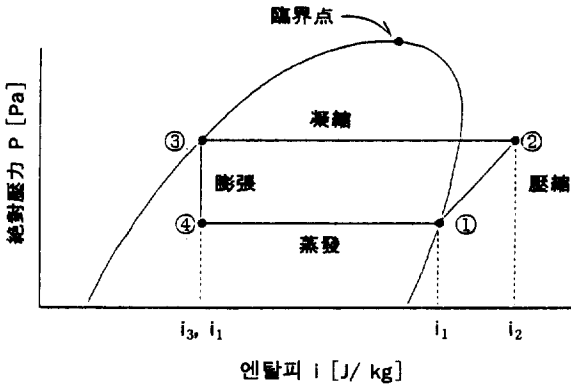


그림 3 p-i 선도

2.4 열교환기에서의 열교환식

냉방사이클의 경우, 열교환기의 입구, 출구 수온을 각각 $\theta_{w,i}$, $\theta_{w,o}$ 라고 하면 대수평균 온도차 $\Delta\theta$ 및 교환열량 Q_{ex} 은

$$\Delta\theta = (\theta_{w,i} - \theta_{w,o}) / \log_e \frac{\theta_e - \theta_{w,i}}{\theta_e - \theta_{w,o}} \quad (11)$$

$$Q_{ex} = A_{ex} K_{ex} \Delta\theta = C_w G_w (\theta_{w,i} - \theta_{w,o}) \quad (12)$$

여기서 A_{ex} 는 열교환기의 물쪽표면적, K_{ex} 는 외면기준 열통과율, C_w 는 물의 비열, G_w 는 물류량이다. 식(11)을 식(12)에 대입해서 정리하면 다음과 같이 된다.

$$Q_{ex} = (1 - \beta) C_w G_w (\theta_{w,i} - \theta_e) \quad (13)$$

단, $\frac{\theta_e - \theta_{w,i}}{\theta_e - \theta_{w,o}} = \exp \frac{A_{ex} K_{ex}}{C_w G_w} = \beta^{-1} \quad (14)$

2.5 바닥슬래브의 전열식

바닥슬래브의 계산모델은 그림 4와 같다. 냉온수 파이프를 매설한 축열부위의 표면 및 내부온도는 1차원 後退差分式에 의해 계산한다. 냉온수, 파이프의 매설면이 일률적인 냉각면이라고 가정하면 다음식이 성립된다.

$$\frac{\theta_{kn} - \theta_{k,n-1}}{\Delta t} = \frac{1}{CP\Delta X} \left\{ \frac{\lambda_{sl}}{\Delta X} (\theta_{k-1,n} - 2\theta_{k,n} + \theta_{k+1,n}) - H_{p,n} / AF \right\} \quad (15)$$

냉각열량 H_p 는 관표면평균온도 θ_p 와 바닥입구수온 $\theta_{w,i}$ 와의 관계로 다음식이 성립된다.

$$H_p = C_w G_w \epsilon_p (\theta_p - \theta_{w,i}) \quad (16)$$

$$\epsilon_p = 1 - \exp \left(- \frac{K_p AF}{C_w G_w} \right) \quad (17)$$

여기서 ϵ_p 는 열통과유효도이다.

물순환 파이프의 매설면에 콘크리트제의 편(두께는 파이프의 외경과 같고 길이는 피치폭의 반)이 있다고 가정하면 편효율을 사용하면 파이프 표면온도 θ_p 와 파이프 매설면의 콘크리트 평균온도 θ_k 의 관계는 다음식과 같다.³⁾

$$\theta_p = \theta_k - \frac{H_p / AF}{2\lambda_{sl} / \Delta X} (1 / \phi_{sl} - 1) \quad (18)$$

여기서 ϕ_{sl} 는 가상편 부착면의 종합효율이다. (18)식을 (16)식에 대입함으로 냉각열량은 θ_k 의 관수로 나타낼 수 있다.

$$H_p = C_w G_w \epsilon_f (\theta_k - \theta_{w,i}) \quad (19)$$

단, $\epsilon_f = \frac{\epsilon_p}{1 + (\epsilon_p C_w G_w / AF) (\Delta X / 2\lambda_{sl}) (1 / \phi_{sl} - 1)}$ (20)

여기서 λ_{sl} 은 슬래브를 구성하는 콘크리트의 열전도율이다.

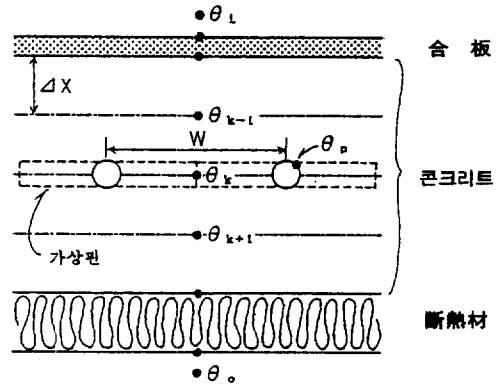


그림 4 바닥슬래브의 계산모델

2.6 벽체표면 열수지식 및 실내공기 열수지식

바닥슬래브를 제외한 벽체표면의 열수지식 및 실내공기의 열수지식의 수치해법은 逐次狀態遷移의 개념에 기초한다.⁴⁾ 실내표면간의 단파, 장파역의 다중반사흡수는 Gebhart의 흡수계수를 사용해서 처리한다. 그때에 각계산 스텝마다 각 표면간의 형태계수 및 일조일영면의 형상, 면적은 각벽체 표면을 메슈로 세

분할(본 논문에서는 0.3m×0.3m)해서 그 중심에서 태양이 창면을 통해 차양에 가려지는지의 여부로 산정한다.

3. 계산순서 및 계산조건

3.1 계산순서

계산 프로그램의 흐름도(냉방사이클의 경우)는 그림 5와 같다. 본 프로그램에서는 우선 건물의 형상, 벽체구성, 집방열 판넬의 규모, 형상, 열교환기의 규모 및 바닥 냉난방의 규모를 입력하고 건물이나 기기의 기본적인 열특성값을 산정한다. 다음은 기상데이터를 입력한다. 시간루프에 들어가서 우선 히트펌프 비운전시의 자연실온, 바닥슬래브 내부의 온도, 벽체 내외 표면온도, PMV를 산정한다. 히트펌프 운전시의 PMV설정값은 동계 주간 운전, 하계 야간운전 둘다 0으로 정해서 이 값이 만족되도록 히트펌프와 바닥 냉난방이 행해진다. 단, 히트펌프 능력의 상한값을 동계난방시 8382W, 하계냉방시 6279W, 하한값을 2510W로 정해서 이 능력 범위내에서만 바닥 냉난방이 행해지는 것으로 했다. 즉 난방능력, 냉방능력의 상한값 보다 부하가 큰 경우는 PMV가 0이 되지 않고 하한값 보다 작을 경우는 운전을 정지한다. 가열량, 냉각량이 정해지면 바닥슬래브의 출입구의 수온 및 냉매증발온도(난방사이클의 경우, 냉매응축온도 θ_m)를 산정한다.

또, 식(6), (7), (9), (10)에 의해 핀 부착온도(난방 사이클의 경우, θ_p), 냉매유량 G_r 을 구한다. 또한 히트펌프의 전력소비량은 다음 식에 의해 구한다.

$$W = (1/860)G_r(i_2 - i_1) / \eta_o \cdot \eta_c \cdot \eta_m \quad (21)$$

여기서 η_o 는 체적효율, η_c 는 단열압축효율, η_m 은 기계효율이다.

3.2. 계산조건

1) 대상으로한 건물은 바닥면적 36m², 천정높이 3m의 RC조의 단실가옥이다. 남면에는

창과 차양이 있다.(그림 1 참조) 유리는 3mm의 단층투명유리이고 브라인드, 카텐등의 일조조절 부재는 없다고 가정했다. 또, 콘크리트벽(두께100mm)의 바깥쪽은 25mm의 단열재를 사용했다. 벽체 내외표면의 일사흡수율은 0.6, 창과 방사율은 0.95로 했다.

2) 집방열 판넬은 알루미늄계로 형상은 L형이고, 면적은 8m²이다. 핀은 3개(수평핀 2개, 수직핀 1개)이고 길이는 전부 7cm이다. 집방열 판넬 표면의 일사 흡수율은 0.9, 창과 방사율은 0.95로 했다. 하계에는 판넬에 물을 뿌리고 이 경우 증발비는 수평핀은 1, 수직핀은 0.5로 했다. 집방열 판넬의 관내의 냉매 대류 열전달율은 2558W/(m²·K)로 했다. 핀표면의 대류 열전달율은 외계 풍속의 관수로 했다.⁵⁾

3) 열교환기는 이중관식 열교환기로 가정했다. 코일의 길이는 4.085m, 물쪽의 열전달율은 8220/W(m²·K), 냉매쪽의 열전달율은 924W/(m²·K), 물순환량은 20ℓ/min로 했다.

4) 바닥슬래브에 매설한 냉온수 파이프는銅이고, 내경은 20mm이다. 배관피치는 25cm이다.

5) 공기조화·위생공학회편의 후쿠오카 기상데이터를 사용한다. 계산시간 간격은 20분이다. 1시간마다 기상데이터를 직선보간했다. 이번의 시뮬레이션에서는 동계는 1월 1일부터, 하계는 7월 15일 부터 데타를 입력해서 계산했다.

6) 열전도에 의한 벽체, 지붕의 표면열류의 상태량에 대해선 미리 30일간의 반복계산을 했다. 바닥슬래브의 내부온도 초기값은 동계가 20℃, 하계가 26℃로 했다.

7) 히트펌프 운전은 동계 주간운전(8:00~18:00), 하계 야간운전(23:00~7:00)을 가정했다.

8) PMV의 조건으로는 실내의 기류속도는 0.15m/s, 의복 착의량은 동계는 1.0clo, 하계는 0.4clo, 인체 대사량은 1.1met, 상대습도는 동계는 40%, 하계는 60%로 했다.

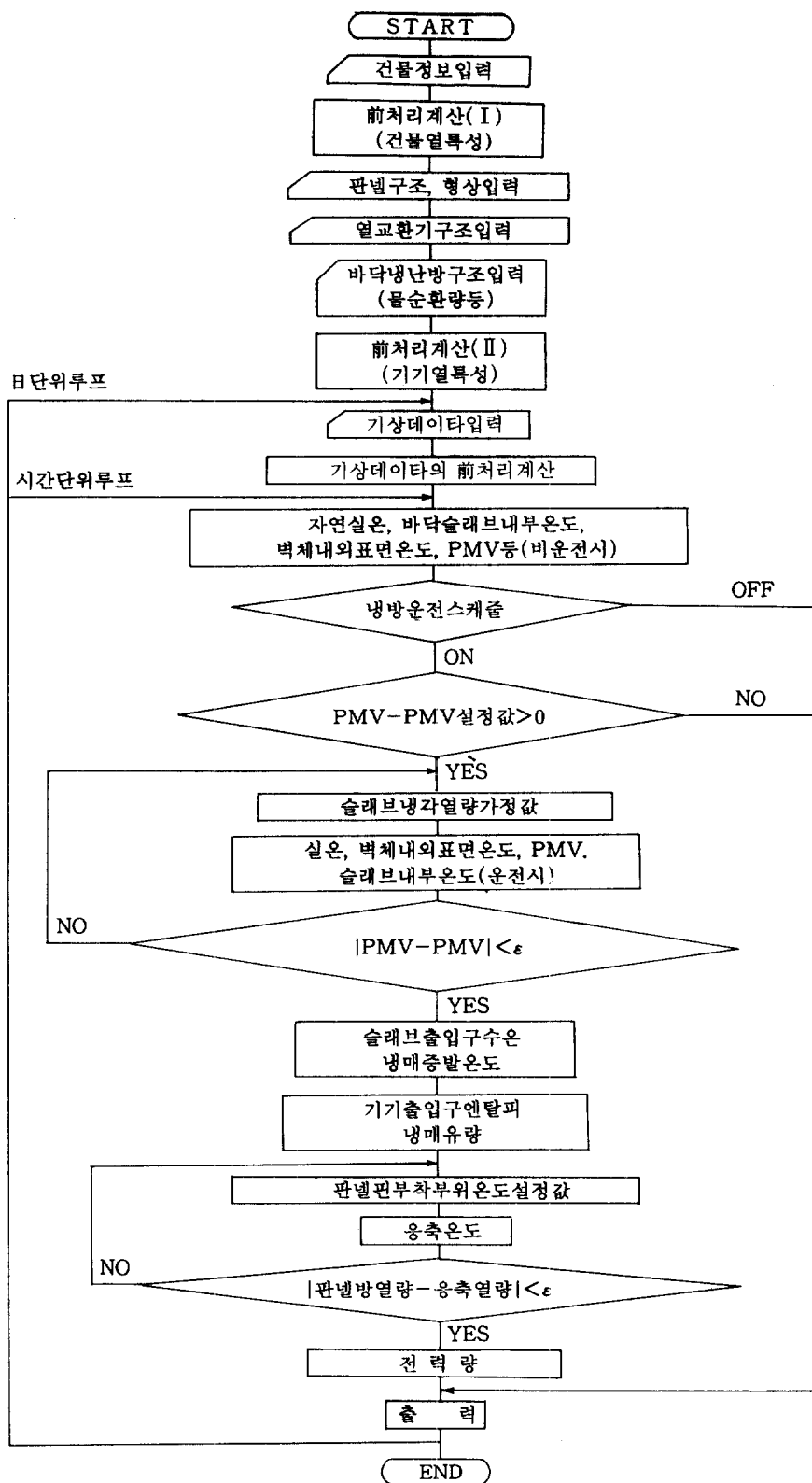


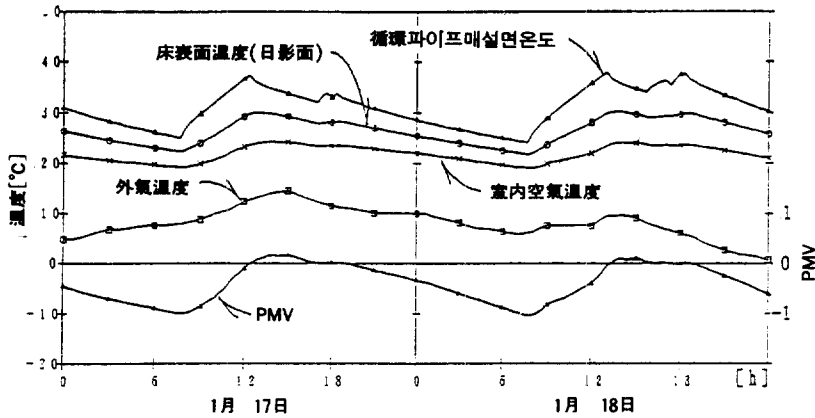
그림 5 바닥냉난방 시스템의 흐름도 (하계의 냉방 사이클의 경우)

4. 시뮬레이션 결과

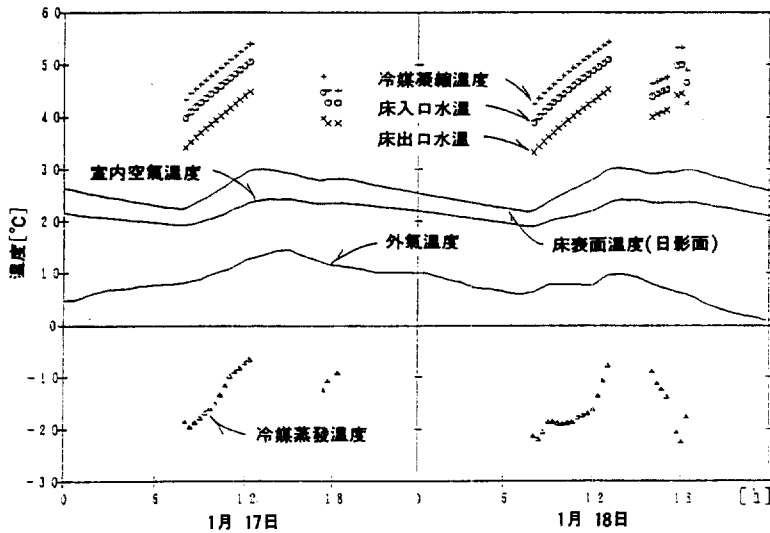
4.1 동계 주간운전 및 하계 야간운전의 계산에

바닥슬래브 두께 12cm, 물순환 파이프 매설깊이 6cm로한 경우 (後述의 CASE4)의 계산결과는 그림 6과 같다. 동계의 출력기간은 1월 17, 18일이다. 양일 모두 쾌청한 날씨로 水平面 全天 日射量은 최고 450W/m² 정도이다. 1월 17일의 오전 8시경의 PMV는 負로 히트펌프 운전이 시작된다. 운전개시 직후의

바닥입구 온도는 40℃로, 그후 조금씩 상승해서 50℃까지 달한다. 그때의 냉매 응축온도는 54℃이고, 냉매 증발온도는 -6℃이다. PMV의 설정값이 만족되는 오후 12시경 히트펌프 운전은 정지한다. 히트펌프 운전이 정지한 후에도 바닥슬래브에서의 放熱과 창에서의 투과 일사에 의해 PMV는 0을 상회한다. 오후 4시경 부터 PMV가 저하 하기 때문에 다시 히트펌프 운전이 시작된다. 히트펌프 운전을 하지 않는 야간에는 PMV가 조금씩 저하 해서 1월



(a) 실내열환경



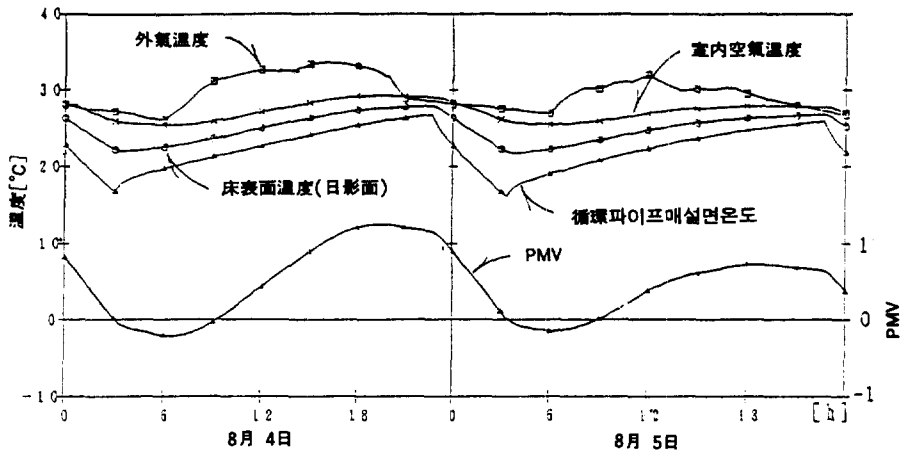
(b) 열원기기의 상태

그림 6 바닥난방 운전시의 계산결과

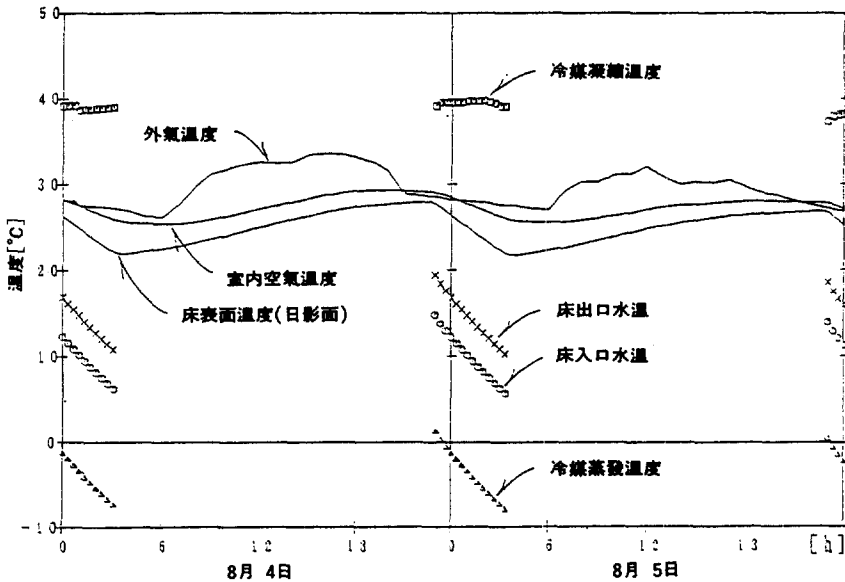
18일 오전 7시의 PMV는 최저 -1에 접근한다. 또, 실내 공기온도는 20~24℃, 바닥 표면온도는 22~30℃이고 그때의 PMV의 최저값은 -1, 최고값은 0.2이다.

하계의 계산 결과는 그림 7과 같다. 출력 대상기간은 8월 4일, 5일이다. 양일 모두 쾌청하고 4일의 최고 기온은 34℃, 수평면 전천 일사량의 최고는 양일 모두 1000W/m² 정도이다. 8월 4일 오후 11시의 PMV는 정이기 때문에 히트펌프 운전이 시작된다. 운전 개시와 함께

바닥슬래브 온도는 저하하며 실내 공기온도도 저하한다. 운전개시 직후의 바닥 입구온도는 15℃이고 그후도 조금씩 저하해서 5℃에 달한다. 냉매 증발 온도는 바닥슬래브 온도의 저하와 함께 점점 저하해서 운전정지 직전에는 -8℃에 달한다. 8월 5일 오전 4시경에는 PMV 설정값이 만족되어 히트펌프 운전이 정지한다. 운전 정지후 5~6시간 동안 PMV가 부값이 되는데도 있지만 하루중의 PMV는 최고 1.2에 달한다.



(a) 실내열환경



(b) 열원기기쪽의 상태

그림 7 바닥냉방 운전시의 계산결과

4.2 바닥슬래브의 구조가 PMV변동에 미치는 영향

그림 8과 같은 6종류의 바닥슬래브에 대해서 계산했다. 바닥슬래브 구조의 차이에 의한 PMV의 변화는 그림 9, 10과 같다. 동계·하계 모두 PMV의 변동폭은 콘크리트 슬래브가 얇을수록 크고, 두꺼울수록 작아진다. 같은 슬래브 두께라도 물순환 파이프의 매설 깊이가 깊어 질수록 PMV의 변동폭은 작아진다. 특히 가장 열용량이 큰 CASE6의 경우, 실내 열환경은 대단히 안정되어 동계의 PMV 최저값은 -0.5이고 하계의 PMV 최고값은 0.7이다.

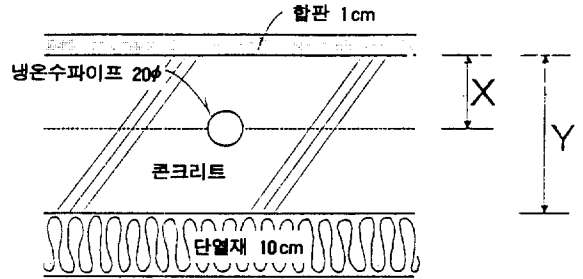


그림 8 계산대상으로한 바닥슬래브의 구조

	파이프매설깊이(X)	슬래브두께(Y)
CASE1	2cm	8cm
CASE2	4cm	8cm
CASE3	3cm	12cm
CASE4	6cm	12cm
CASE5	8cm	16cm
CASE6	20cm	24cm

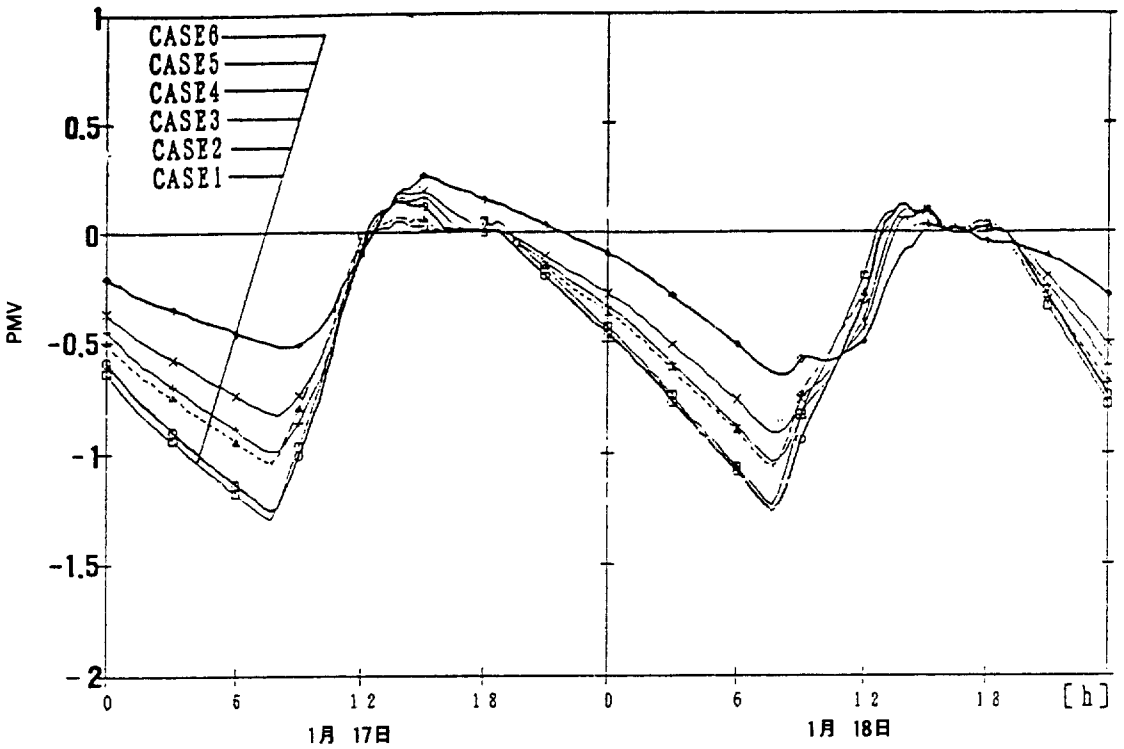


그림 9 바닥난방 운전시의 PMV의 변화

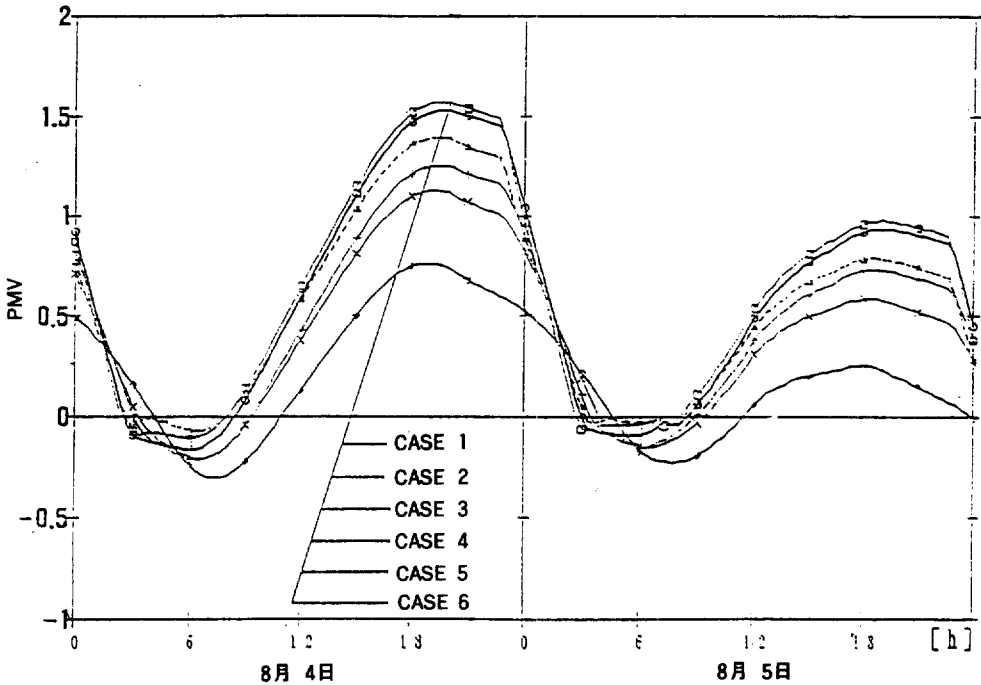
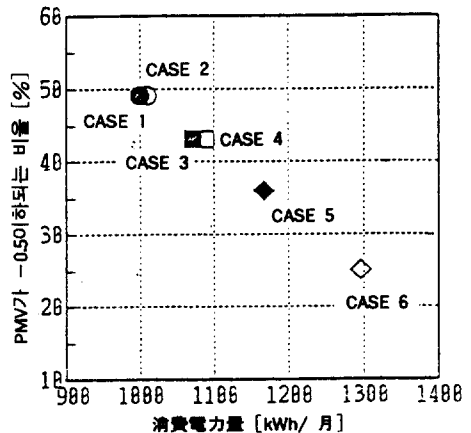


그림 10 바닥냉방 운전시의 PMV의 변화

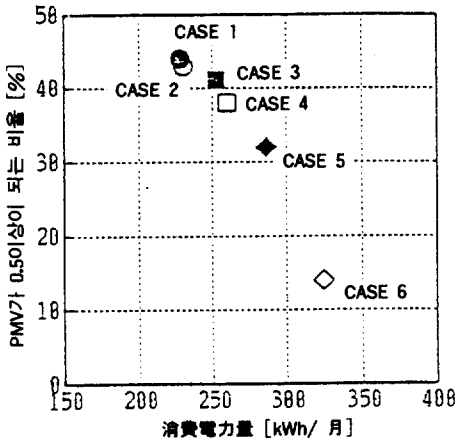
4.3 슬래브 구조의 차이가 실내 열환경 및 소비전력량에 미치는 영향

슬래브 구조의 차이에 의한 실내 열환경 및 소비전력량의 관계는 그림 11과 같다. 그림중의 숫자 1~6은 그림 8의 CASE1~6에 대응한다. 동계는 2월, 하계는 8월 한달간을 계산했다. 동계의 경우, 슬래브의 두께가 두꺼울수록 소비전력량은 증대 하지만 실내 열환경은 안정되는 경향이 있다. 물순환 파이프의 매설 깊이에 의한 영향은 미미하다. CASE6의 경우, PMV가 -0.5(불만족율 약 12%에 상당)를 밑도는 시간은 전체의 약 25%이며, 거의 양호한 환경을 얻을 수 있다. 하계의 경우도 같은 경향이지만 CASE6의 경우, 다른 구조보다 실내 열환경은 현저히 안정되어 있으며 PMV가 0.5를 상회하는 비율은 13% 정도이다. CASE1과 CASE6에 대한 PMV의 빈도 분포는 그림 12, 13과 같다. 슬래브가 얇고 파이프 매설깊이가 얕은 CASE1의 경우, PMV

가 0이 되는 비율이 높은 것은 히트펌프 운전시의 PMV 제어에 대한 應答이 빠르기 때문이다. 그러나 비운전시의 실내 열환경은 불안정하다. CASE6의 경우, PMV 제어에 대한 應答이 늦다. 특히 8월의 PMV가 0이 되는 비율은 작지만 대부분의 시간은 ± 0.5 안에 속한다.

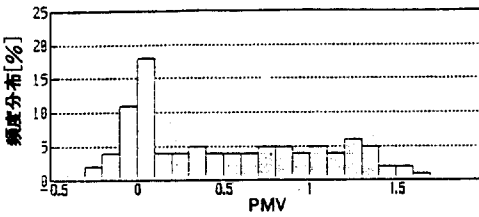


(a) 冬季 : 2月

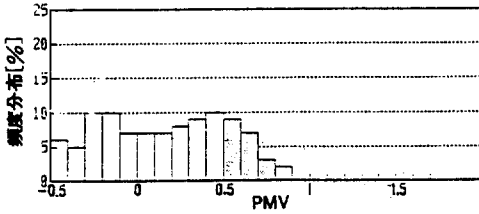


(b) 夏季: 8月

그림 11 PMV와 소비전력량의 관계

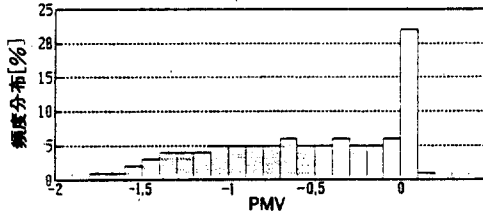


(a) CASE 1

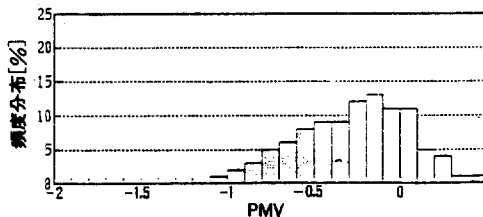


(b) CASE 6

그림 12 PMV의 빈도분포(동계)



(a) CASE 1



(2) CASE 6

그림 13 PMV의 빈도분포(하계)

5. 결론

태양·공기열원 히트펌프를 열원기기로 해서 바닥을 축열부위로 하는 바닥 냉난방 시스템의 시뮬레이션 모델을 제안했다. 또 실내 열환경을 PMV로 제어했을 경우에 축열부위 구조의 차이가 실내 열환경과 소비 전력량에 미치는 영향을 검토했다. 얻어진 결과는 다음과 같다.

1) 히트펌프와 축열부위 그리고 건물로 구성되는 복합 시스템을 대상으로한 본 시뮬레이션 모델을 열원 및 부하의 변동에 대응한 시스템 성능 평가가 가능하다.

2) 동계 및 하계 모두 슬래브가 두꺼울수록 소비전력은 증대 하지만 실내 열환경은 안정된다.

3) 슬래브 두께가 24cm, 파이프 매설 깊이가 20cm의 경우 동계·하계 모두 히트펌프의 비운전시의 경우에도 거의 양호한 실내 열환경을 얻을 수 있다.

참 고 문 헌

1. 尾崎明仁, “建築外表面からの水分蒸發を考慮した期間熱負荷簡易計算法”, 九州大學總合理工學研究科報告, 제10권, pp. 315~320, 1988.
2. 伊藤猛宏, PROPATH熱物性プログラムパッケージ, 九州大學大型計算機センター廣報, 제18권, p. 194, 1985.
3. 宇田川光弘, パソコンによる空氣調和計算法, オム社, p. 244, 1986.
4. 渡邊俊行, “放射傳熱をより嚴密に考慮した室温變動解析”, 日本建築學會大會學術講演梗概集, pp. 697~700, 1982.
5. 龍有二, “シミュレーションによる太陽空氣熱源ヒートポンプシステムの性能豫測”, 日本建築學會九州支部研究報告, 제31호, pp. 269~272, 1989.