

슬래브축열의 최적제어방책에 관한 연구

— 평가요소로 복사열의 고려 유무에 의한 차이 —

정재훈[†], 신영기^{*}

세종대학교 세종-록히드마틴 우주항공연구소, ^{*}세종대학교 기계공학과

A Study on the Optimal Control Strategy of Air-Conditioning System with Slab Thermal Storage

— The Difference by the Presence of Radiant Heat as a Criterion Factor —

Jae-Hoon Jung[†], Young-Gy Shin^{*}

Sejong-Lockheed Martin Aerospace Research Center, Sejong University, Seoul 143-747, Korea

^{*}Department of Mechanical Engineering, Sejong University, Seoul 143-747, Korea

(Received October 17, 2005; revision received February 6, 2006)

ABSTRACT: In this paper, optimal control strategy of the air-conditioning system with slab thermal storage was investigated based on the optimal control theory. An optimal heat output to the plenum chamber and the air-conditioned room was determined based on two kinds of criterion functions. The first one requires small deviation in room air temperature from a set-point value and low energy consumption. It is shown that the optimized control is to store heat through the whole storage time and to increase storage rate gradually with time. As the second case, a criterion that both a deviation of operative temperature from a set-point temperature and the energy consumption should be minimized was adopted. The room air temperature was a little high and the cooling load during storage time was reduced, compared with the results when a criterion function considering only the room air temperature is used.

Key words: Slab thermal storage(슬래브축열), Optimal control theory(최적제어이론), Radiant heat(복사열), Operative temperature(작용온도)

기 호 설 명

a : 온도전도율 [m^2/s]
 cp : 용적비열 [$J/m^3 \cdot K$]
 g : 단위계단함수 [-]
 h : 인체측 열전달률 [$W/m^2 \cdot K$]
 k : 열관류율 [$W/m^2 \cdot K$]

n : 환기회수 [1/s]
 q : 열량 [W]
 Q : 풍량 [m^3/s]
 S : 면적 [m^2]
 T : 전치행렬
 u : 제거(혹은, 공급)열량 [W]
 V : 용적 [m^3]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-3408-3897; fax: +82-2-3408-3895

E-mail address: jhjung@sejong.ac.kr

그리스 문자

α : 열전달률 [$W/m^2 \cdot K$]

- Δx : 차분 분할폭 [m]
 θ : 온도 [°C]
 λ : 열전도율 [W/m·K]

하첨자

- a : 공기
 c : 천정
 cs : 천정 표면
 cv : 대류
 f : 바닥
 fs : 바닥 표면
 g : 창
 gs : 창 표면
 in : 실내
 ip : 플레넘 내측
 ir : 집무실 내측
 mrt : 평균 복사온도
 o : 실외
 p : 플레넘
 ps : 플레넘 내 바닥슬래브 표면
 r : 집무실
 rd : 복사
 s : 설정
 sa : 취출공기
 sat : 상당외기온도
 sol : 일사
 w : 벽체
 ws : 벽체 표면

1. 서론

전력수요의 평준화를 목적으로 수축열, 빙축열을 도입한 공조시스템이 종래부터 사용되어 왔다. 이러한 공조방식은 축열조의 설치, 축열조로부터의 반송기기설치 등 초기비용이 증대된다는 문제점을 안고 있다. 반면, 슬래브축열 공조시스템은 건물의 구성요소 중 열용량이 큰 콘크리트 바닥 슬래브를 축열체로 사용하기 때문에 초기비용을 억제하며 부하의 평준화를 피할 수 있다. 또한, 심야전력이용에 따른 운영비의 절감, 바닥슬래브로부터의 복사열에 의한 열적 쾌적감의 증대, 피크부하삭감에 따른 전체 공조시스템의 용량절감 등의 효과가 기대된다.

슬래브축열 공조시스템에 관한 기존 연구로는, 슬래브축열 시스템 운전에 따른 시간별 슬래브온도, 실내공기의 수직온도분포 및 공조기 처리열량 등을 검토한 Shinkai et al.⁽¹⁾의 연구, 축열시간별 실내 수직공기 온도분포, PMV값 계산을 통해 열적 쾌적성에 대해 검토한 Lim et al.⁽²⁾의 연구, 슬래브축열 운전시간에 따른 콘크리트 슬래브의 축·방열 특성 및 축열성능에 대해 검토한 Jung and Shin⁽³⁾의 연구 등의 실험적 연구가 있다. 또한, 슬래브축열 시스템에 관한 해석적 연구로, 공조기부하 시뮬레이션을 통해 슬래브축열의 운전방법, 실내방열 및 건물의 열적사양 등이 슬래브축열 공조시스템의 성능에 미치는 영향을 검토한 Roh and Udagawa⁽⁴⁾의 연구 등이 있다.

이상과 같이 슬래브축열 시스템의 열적 성능 및 성능에 관한 실험적, 해석적 연구는 상당수 이루어졌으나, 슬래브축열의 최적제어에 관한 연구는 거의 없는 형편이다. 바닥 콘크리트 슬래브를 축열체로 사용하는 슬래브축열의 경우, 야간 축열시의 열손실을 고려하여 효율적으로 운전하지 않으면 오히려 에너지다소비 시스템으로 전락할 우려가 있다. 이러한 관점에서 선행연구⁽⁵⁾에서는 최적제어이론에 기초하여 공조시 설정온도로부터의 실온편차를 작게 유지하며 에너지소비량을 최소화하는 평가기준 하에 슬래브축열 공조시스템의 최적운전이란 어떠한 것인가를 검토하였다.

본 논문에서는 선행연구⁽⁵⁾에서의 평가함수에 복사열을 고려하여 공조시 작용온도의 설정온도로부터의 편차를 작게 유지하며 에너지소비량을 최소화하는 평가기준 하에 플레넘실과 집무실로의 최적제거열량을 결정하였다. 다음으로 작용온도 대신 실온을 실내온열환경 평가요소로 하였을 때와의 비교를 통해 평가요소로 복사열을 고려했을 경우의 특징을 살펴보았다. 또한, 저렴한 심야전력을 이용하여 축열했을 경우의 플레넘실, 집무실로의 최적제거열량에 대해서도 검토하였다.

2. 슬래브축열 문제의 정식화

2.1 실 모델과 공조시스템

변환댐퍼에 의해 운용되는 플레넘 내 공기순환식 슬래브축열 공조시스템을 모식적으로 Fig. 1에 나타낸다. 이 공조시스템에서는 주간에는 천정 내

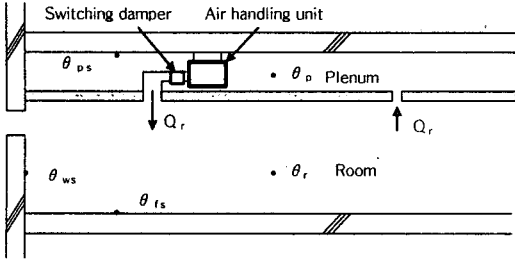


Fig. 1 Air-conditioning system with slab thermal storage.

플레넘실의 실내기로부터 냉·온풍이 집무실로 취출되며, 집무실로부터 되돌아온 공기는 플레넘실의 공기와 혼합되어 실내기로 흡입된다. 야간에는 변환댐퍼의 방향을 바꿔 바닥 콘크리트 슬래브로 냉·온풍을 취출시켜 축열한다.

2.2 기초방정식

슬래브축열 공조시스템을 도입한 오피스 빌딩의 벽체, 바닥슬래브, 집무실 공기, 플레넘실 공기에 대한 열평형식을 나타내면 다음과 같다. 단, 문제를 단순화하기 위해 계산대상실과 내주부 사이의 경계 및 플레넘실의 외벽은 완전단열상태인 것으로 가정한다.

벽체의 열평형식

$$c\rho_w \frac{\partial \theta_w}{\partial t} = \lambda_w \frac{\partial^2 \theta_w}{\partial x^2} \quad (1)$$

바닥슬래브의 열평형식

$$c\rho_f \frac{\partial \theta_f}{\partial t} = \lambda_f \frac{\partial^2 \theta_f}{\partial x^2} \quad (2)$$

집무실 공기의 열평형식

$$\begin{aligned} c\rho_a V_r \frac{d\theta_r}{dt} = & S_{rw} \alpha_{ir} (\theta_{ws} - \theta_r) \\ & + (S_g k_g + c\rho_a V_r n) (\theta_o - \theta_r) \\ & + S_f \alpha_{ir} (\theta_{fs} - \theta_r) \\ & + S_c k_c (\theta_p - \theta_r) + q_{sol} + q_{in} \\ & + c\rho_a Q_r (\theta_p - \theta_r) + g_r u \end{aligned} \quad (3)$$

플레넘실 공기의 열평형식

$$\begin{aligned} c\rho_a V_p \frac{d\theta_p}{dt} = & S_f \alpha_{ip} (\theta_{ps} - \theta_p) \\ & + S_c k_c (\theta_r - \theta_p) \\ & + c\rho_a Q_r (\theta_r - \theta_p) + g_p u \end{aligned} \quad (4)$$

2.3 운전방식 및 풍량

제거열량 u 를 제어변수로 한다. 집무실로의 송풍량 Q_r 및 플레넘실로의 송풍량 Q_p 는 상수로 가정한다. 최적제어문제의 해로서 얻어지는 최적 제거열량으로부터 플레넘실 공기와 취출공기의 온도차를 이하의 식으로 구한다. 각 운전모드에 따른 제거열량 u , 집무실로의 송풍량 Q_r , 열공급의 ON-OFF를 나타내는 단위계단함수 g_r, g_p 는 각각 다음과 같다.

축열시

$$\begin{aligned} u = c\rho_a Q_p (\theta_{sa} - \theta_p), \\ Q_r = 0, \quad g_r = 0, \quad g_p = 1 \end{aligned} \quad (5)$$

공조시

$$\begin{aligned} u = c\rho_a Q_r (\theta_{sa} - \theta_p), \\ Q_r = Q_{r0}, \quad g_r = 1, \quad g_p = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

시스템 정지시

$$u = 0, \quad Q_r = 0, \quad g_r = 0, \quad g_p = 0 \quad (7)$$

3. 최적제어문제로의 정식화

슬래브축열 공조시스템에 최적 레귤레이터 이론을 적용한다. 슬래브축열 공조시스템을 몇 개의 상태방정식으로 표현하고, 최적을 평가하기 위한 평가함수를 결정하여 슬래브축열 공조시스템을 최적제어문제에 정식화한다.

3.1 최적 레귤레이터 이론⁽⁶⁾

주어진 시스템의 목표달성도를 평가했을 때, 이 평가가 최대가 되도록 시스템을 설계·운영하기

위한 시스템 최적화에 관하여 여러 학문 분야에서 다양하게 연구가 진행되어 왔다. 그리하여 고전적인 변분법(Calculus of Variation)으로부터 시작하여, 구소련의 수학자 Pontryagin의 최대원리(Maximum Principle)와 미국의 수학자 Bellman의 동적계획법(Dynamic Programming)으로 대표되는 최적제어이론, 그리고 오늘날 주목받고 있는 유전적 알고리즘(Genetic Algorithm), 인공생명(Artificial Life) 등을 비롯한 각종 다양한 최적화 알고리즘이 개발되기에 이르렀다.

본 논문에서는 반복계산에 의해 최적치에 근접해 가는 최적화 알고리즘이 아닌, 수학적 이론에 근거하여 단번에 최적치를 구하는 최적제어이론의 일종인 최적 레귤레이터 이론을 슬래브층열에 적용한다. 이를 위해 먼저 최적 레귤레이터 이론에 대해 간략히 소개한다.

시스템의 상태가 다음 식과 같이 표현될 경우,

$$\begin{aligned} \dot{X}(t) &= A(t)X(t) + B(t)u(t) \\ X(t_0) &= X_0 \end{aligned} \quad (8)$$

여기서, $X(t)$ 는 벽, 바닥, 집무실 공기 및 플레넘실 공기의 온도를 나타내는 M차원 벡터이며, $A(t)$, $B(t)$ 는 각각 M×M, M×R차원 행렬이다. $u(t)$ 는 제어열량을 나타내는 R차원 벡터이며, X_0 는 $X(t)$ 의 초기치이다. ‘·’는 시간미분을 나타낸다.

다음 식과 같은 평가함수를 최소로 하는 최적 제어 $u^o(t)$ 를 구하는 것을 목적으로 할 경우,

$$\begin{aligned} J(u) &= \int_{t_0}^{t_f} [\{X(t) - s(t)\}^T R_1(t) \{X(t) - s(t)\} \\ &\quad + u^T(t) R_2(t) u(t)] dt \end{aligned} \quad (9)$$

여기서, J 는 평가함수, t_0 , t_f 는 제어의 개시 및 종료시간, $s(t)$ 는 상태벡터 $X(t)$ 의 목표치, $R_1(t)$, $R_2(t)$ 는 각각의 비중, T 는 전치행렬을 나타낸다.

이때, 식(8), (9)의 최적제어해 $u^o(t)$ 는 다음 식으로 주어진다.

$$u^o(t) = -F(t)X(t) + d(t) \quad (10)$$

단, $F(t) = R_2^{-1}(t)B^T(t)P(t)$, $d(t) = R_2^{-1}(t)$

$\times B^T(t)q(t)$ 이며, M×M차원 행렬 $P(t)$, M차원 벡터 $q(t)$ 는 각각 다음의 Riccati 방정식의 해로써 주어진다.

$$\begin{aligned} -\dot{P}(t) &= A^T(t)P(t) \\ &\quad + P(t)A(t) + R_1(t) \\ &\quad - P(t)B(t)R_2^{-1}(t)B^T(t)P(t) \\ P(t_f) &= 0 \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} -\dot{q}(t) &= [A(t) \\ &\quad - B(t)R_2^{-1}(t)B^T(t)P(t)]^T q(t) \\ &\quad + R_1(t)s(t) \quad q(t_f) = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

단, $P(t)$, $q(t)$ 는 종단(終端)조건이 주어지므로 시간을 거슬러 올라가며 풀어야 한다.

3.2 차분화

벽체와 바닥슬래브의 온도에 대해서는 기초방정식을 차분화함으로써 상태량으로 표현한다. 이하, 문제를 단순화하기 위하여 벽체와 바닥은 콘크리트 단층으로 구성되어 있다고 하고, 벽체와 바닥을 각각 3개의 격자점으로 이산화한 경우를 나타낸다.

벽체의 차분식

$$\theta_{w1} = 2b_w \left[\theta_{w2} - \theta_{w1} + \frac{\alpha_o \Delta x}{\lambda_w} (\theta_{sat} - \theta_{w1}) \right] \quad (13)$$

$$\theta_{w2} = b_w (\theta_{w3} - 2\theta_{w2} + \theta_{w1}) \quad (14)$$

$$\theta_{w3} = 2b_w \left[\theta_{w2} - \theta_{w3} - \frac{\alpha_{ir} \Delta x}{\lambda_w} (\theta_{w3} - \theta_r) \right] \quad (15)$$

바닥슬래브의 차분식

$$\theta_{f1} = 2b_f \left[\theta_{f2} - \theta_{f1} + \frac{\alpha_{ib} \Delta x}{\lambda_f} (\theta_p - \theta_{f1}) \right] \quad (16)$$

$$\theta_{f2} = b_f (\theta_{f3} - 2\theta_{f2} + \theta_{f1}) \quad (17)$$

$$\theta_{f3} = 2b_f \left[\theta_{f2} - \theta_{f3} - \frac{\alpha_{if} \Delta x}{\lambda_f} (\theta_{f3} - \theta_r) \right] \quad (18)$$

여기서, $b_w = a_w / \Delta x^2$, $b_f = a_f / \Delta x^2$ 이다.

집무실 공기와 플레넘실 공기의 열평형식은 다음과 같이 된다.

집무실 공기

$$\begin{aligned} \dot{\theta}_r = & \frac{1}{c\rho_a V_r} \{ S_{rw} \alpha_{ir} (\theta_{ws} - \theta_r) \\ & + (S_g k_g + c\rho_a V_r n) (\theta_o - \theta_r) \\ & + S_f \alpha_{ir} (\theta_{fs} - \theta_r) + S_c k_c (\theta_p - \theta_r) \\ & + q_{sol} + q_{in} + c\rho_a Q_r (\theta_p - \theta_r) + g_r u \} \end{aligned} \quad (19)$$

플레넘실 공기

$$\begin{aligned} \dot{\theta}_p = & \frac{1}{c\rho_a V_p} \{ S_f \alpha_{ip} (\theta_{ps} - \theta_p) \\ & + S_c k_c (\theta_r - \theta_p) \\ & + c\rho_a Q_r (\theta_r - \theta_p) + g_p u \} \end{aligned} \quad (20)$$

3.3 상태방정식

$$\begin{aligned} \mathbf{X}(t) = & [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7, x_8]^T \\ = & [\theta_{w1}, \theta_{w2}, \theta_{w3}, \theta_{f1}, \theta_{f2}, \theta_{f3}, \theta_r, \theta_p]^T \end{aligned} \quad (21)$$

위 식과 같이 벡터 $\mathbf{X}(t)$ 를 도입하여, 식(13)~(20)을 상태방정식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{X}}(t) = & \mathbf{A}(t)\mathbf{X}(t) + \mathbf{B}(t)\mathbf{u}(t) + \mathbf{q}_o(t) \\ & + \mathbf{q}_{sol}(t) + \mathbf{q}_{in}(t) \end{aligned} \quad (22)$$

$$\mathbf{X}(t_0) = \mathbf{X}_0$$

여기서, $\mathbf{A}(t)$ 는 8×8차원 행렬, $\mathbf{B}(t)$ 는 8차원 벡터이며, $\mathbf{q}_o(t)$, $\mathbf{q}_{sol}(t)$, $\mathbf{q}_{in}(t)$ 는 각각 외기온도, 일사량, 실내발열에 관한 8차원 벡터들이다.

3.4 평가함수

본 최적제어문제의 목적은 평가함수를 최소화 하는 최적제거열량을 결정하여 취출공기온도를 구하는 데 있다. 이 논문에서는 두 가지 평가함수에 대해 검토했다. 첫번째는 집무실 실온의 설정온도로부터의 편차 및 에너지소비량을 최소화하는 것이다. 따라서 평가함수 J_1 은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$J_1(u) = \int_{t_0}^{t_f} [r_1(t)(\theta_r - \theta_s)^2 + r_2(t)u(t)^2] dt \quad (23)$$

우변 적분 내의 제 1 항은 실온의 설정온도로부터의 편차의 제곱을, 제 2 항은 제거열량의 제곱을 의미한다. $r_1(t)$ 와 $r_2(t)$ 는 각 항의 비중을 나타내는 가중함수이다. 이 평가함수 $J_1(u)$ 가 최소가 되도록 우변 적분 내 제 2 항의 제거열량 $u(t)$ 를 결정함으로써 플레넘실과 집무실로의 최적제거열량이 구해진다.

두번째 평가함수는 우변 적분 내 제 1 항을 실온 대신 작용온도로 한 것이다. 즉, 집무실 작용온도의 설정온도로부터의 편차 및 에너지소비량을 최소화하는 것으로, 평가함수 J_2 는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$J_2(u) = \int_{t_0}^{t_f} \left[r_1(t) \left(\frac{\theta_r h_{cv} + \theta_{mrt} h_{rd}}{h_{cv} + h_{rd}} - \theta_s \right)^2 + r_2(t)u(t)^2 \right] dt \quad (24)$$

우변 적분 내의 제 1 항은 작용온도의 설정온도 θ_s 로부터의 편차를, 제 2항은 제거열량을 의미한다. 또한, 평균 복사온도 θ_{mrt} 로는 다음과 같은 간이식을 사용하였다.

$$\theta_{mrt} = \frac{\theta_{ws} S_{rw} + \theta_{fs} S_f + \theta_{gs} S_g + \theta_{cs} S_c}{S_{rw} + S_f + S_g + S_c} \quad (25)$$

4. 슬래브축열 공조시스템의 최적제어

제 3 장에서 기술한 방법을 실제건물에 적용한다. 먼저, 해당건물의 계산대상실에 대해 설명하고 계산조건을 제시한다. 다음에 실온만을 평가대상으로 했을 경우와 복사열도 함께 고려했을 경우의 슬래브축열에 있어서의 최적제거열량이 어떻게 달라지는가 해석하고 고찰한다.

4.1 계산대상실

계산대상건물은 일본 오사카에 위치한 오피스 건물이다. 계산대상건물의 기준층 평면도를 Fig. 2

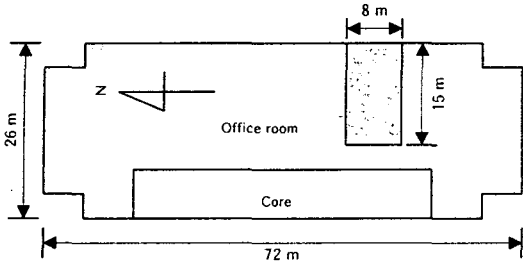


Fig. 2 Plan of typical floor in calculated building.

에 나타낸다. 계산대상실(회색 부분)은 기준층의 내부에 위치하고 있으며 동쪽 면을 제외하고는 인접실과 접하고 있다. 계산대상실의 면적은 8 m×15 m이며, 천정 높이는 2.6 m, 플레넘실 높이는 1.1 m, 창 높이는 1.3 m이다.

4.2 계산조건

벽체와 바닥슬래브, 집무실, 플레넘실의 조건을 Table 1에 나타낸다.

운전스케줄로는 심야전력이 적용되는 22:00~08:00까지를 축열운전, 08:00~18:00까지를 공조운전, 18:00~22:00까지를 시스템 정지로 하였다. 인체측 대류열전달률 h_{cv} 와 복사열전달률 h_{rd} 에 대해서는 $h_{cv} = h_{rd}$ 인 경우를 상정했다. 외기측, 실내측 및 플레넘측 종합열전달률 $\alpha_o, \alpha_{ir}, \alpha_{ip}$ 에 대해서는 참고문헌 (7)을 참조하였다. 평가함수에 있어서의 실온(또는 작용온도)에 대한 가중함수 $r_1(t)$ 에 대해서는 Fig. 3에 나타낸 것처럼 실온 설정시(08:00~18:00)의 비중을 크게 했다. 여기서 g_1' 는 비공조시의 실온의 비중이다. g_1' 와 g_1 과의 상대적 비율을 변화시킴으로써 비공조시의

Table 1 The values used in calculation

| | Symbols | Units | Values |
|---|---------------|---------------------|-----------------------|
| Volumetric specific heat of the air | $c\rho_a$ | J/m ³ ·K | 1298.0 |
| Volumetric specific heat of the wall | $c\rho_w$ | J/m ³ ·K | 1.934×10 ⁶ |
| Volumetric specific heat of the slab | $c\rho_f$ | J/m ³ ·K | 1.423×10 ⁶ |
| Room volume | V_r | m ³ | 2.6×8×15 |
| Plenum volume | V_p | m ³ | 1.1×8×15 |
| Thermal conductivity of the wall | λ_w | W/m·K | 1.51 |
| Thermal conductivity of the slab | λ_f | W/m·K | 1.51 |
| Mesh increment | Δx | m | 0.09 |
| Over-all heat transfer coefficient through the outer air layer | α_o | W/m ² ·K | 23.2 |
| Over-all Heat transfer coefficient through the room air layer | α_{ir} | W/m ² ·K | 9.3 |
| Over-all heat transfer coefficient through the plenum air layer | α_{ip} | W/m ² ·K | 15.1 |
| Air change rate | n | 1/s | 1.0/3600 |
| Wall area | S_{rw} | m ² | 10.6 |
| Window area | S_g | m ² | 10.2 |
| Ceiling area | S_c | m ² | 120 |
| Floor area | S_f | m ² | 120 |
| Overall heat transfer coefficient of the window | k_g | W/m ² ·K | 6.1 |
| Overall heat transfer coefficient of the ceiling | k_c | W/m ² ·K | 3.3 |



Fig. 3 Weight functions $r_1(t), r_2(t)$.

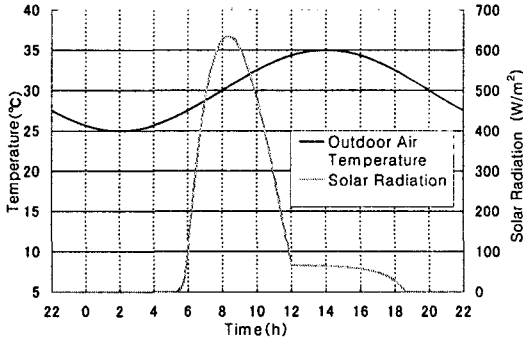


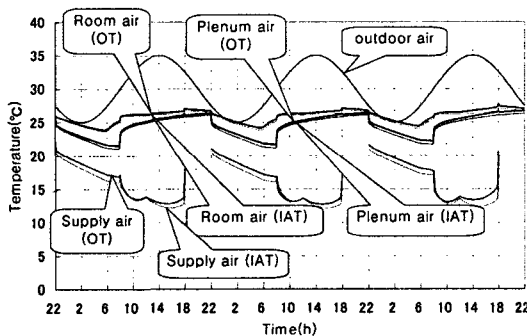
Fig. 4 Outdoor air temperature and solar radiation.

실온도 어느 정도의 비중을 갖고 평가하기 위해 도입한 것이다. 단, 이하의 계산에서는 $g_1' = 0.0$ 인 경우를 취급하였다. 제거열량의 가중함수 $r_2(t)$ 에 대해서는 하루 종일 일정한 경우($g_2' = g_2$)와 심야전력요금을 고려해 축열시(22:00~08:00) 주간의 1/3로 한 경우($g_2' = g_2/3.0$)를 비교 검토했다. 또한 설정온도 θ_s 는 26°C, 축열시 풍량 Q_p 는 0.56 [m³/s], 공조시 풍량 Q_r 은 0.28 [m³/s]로 하였다.

외기온도는 다음 식에 의해 정해지는 것으로 하였다.

$$\theta_o = 30 + 5 \cos [2\pi/24(t - 14)] \quad (26)$$

일사량은 동측 연직면으로의 직달일사량과 천공 복사량을 합한 전천일사량을 사용하였다. 외기온도와 일사량을 Fig. 4에 나타낸다. 내부발열은 참고문헌 (1)을 참조하여 집무시(08:00~18:00)에 4,000 W 발생하는 것으로 하였다.



(a) Room and plenum air temperature

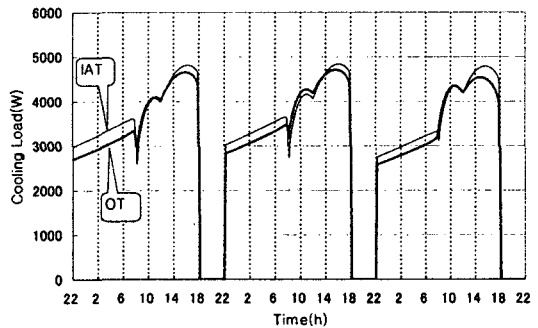
4.3 계산결과 및 고찰

4.3.1 제거열량을 에너지소비량으로 평가한 경우

먼저 평가함수에 있어서의 비중을 $g_1 = 10.0$, $g_1' = 0.0$, $g_2 = g_2' = 1.0 \times 10^{-6}$ 으로 하여 야간과 주간의 제거열량의 비중이 같을 경우, 즉 제거열량을 에너지소비량으로 평가했을 경우를 검토하였다. 벽체, 바닥슬래브, 집무실 공기온도 및 플레넘실 공기온도의 초기치를 26°C로 하여 $J_1(u)$ 를 평가함수로 했을 경우와 $J_2(u)$ 를 평가함수로 했을 경우의 3일간의 최적제어해를 구했다. 이때의 집무실 및 플레넘실 공기온도, 공조기 취출공기온도를 Fig. 5의 (a)에, 제거열량을 (b)에 나타낸다(그림에서 IAT는 실온, OT는 작용온도로 평가한 경우를 나타냄).

Fig. 5(a)의 집무실 공기온도를 보면, 외기온도와 일사량의 상승에 따라 오전 6시경부터 집무실 공기온도는 상승한다. 그러나 공조시에는 집무실 공기온도(또는 작용온도)의 설정온도로부터의 편차에 대한 비중 g_1 의 값이 크기 때문에 설정온도인 26°C에 가깝다. 공조운전이 종료되는 18:00에 가까워짐에 따라 취출공기온도는 서서히 상승하며, 둘째날의 경우 18:00 직전에 17°C 정도까지 올라간다. 이로 인해 집무실 공기온도는 27°C까지 상승하나, 그 후 외기온도의 저하에 따라 서서히 내려가며 22:00부터는 축열운전에 의해 하강한다.

열환경 평가기준으로 복사열을 고려했을 때의 집무실 공기온도는 그렇지 않았을 때의 공기온도보다 전반적으로 높은 것을 알 수 있다. 특히, 공조시의 경우, 복사열을 고려했을 때의 실온은 그



(b) Cooling load

Fig. 5 Room air temperature and cooling load in the case of evaluation by energy consumption.

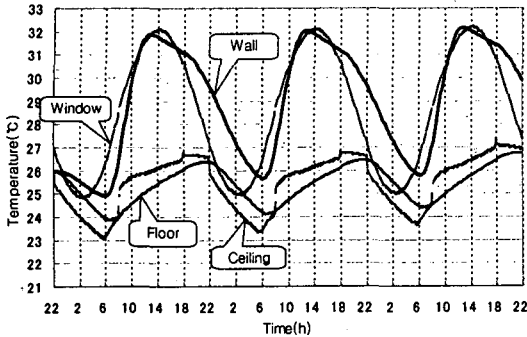


Fig. 6 Surface temperatures of wall, window, ceiling and floor in the case of evaluation by energy consumption.

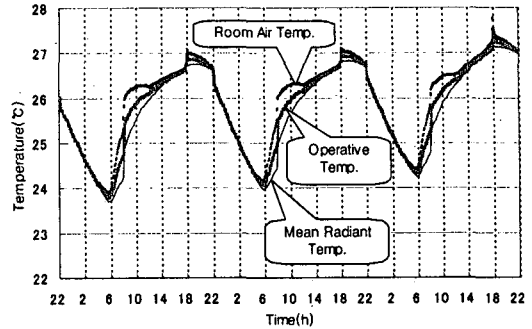


Fig. 7 Mean radiant temperature and operative temperature in the case of evaluation by energy consumption.

렇지 않았을 때의 실온에 비해 약 0.2~0.4°C 높은 값으로 나타나 있다. 이는 바닥슬래브로부터의 냉복사에 의한 영향 때문이다. 즉, 바닥으로부터 방출되는 냉복사열로 인해 실온은 약 0.2~0.4°C 높게 유지되어도 되는 셈이다.

한편, Fig. 5(b)의 최적제거열량을 보면, 축열개시시부터 제거열량은 서서히 증가한다. 건물이 동향이므로 일사에 의한 영향으로 제거열량은 11:00경에 일차적으로 피크에 달한다. 그후, 일사에 의한 영향은 점차 줄어드나 외기온도에 의한 영향이 증가하여, 오후 4:00경에 2차 피크에 도달한다. 이상의 수치계산결과를 볼 때, 주어진 축열시간(22:00~08:00)을 통틀어 축열을 하되 축열량을 점차 증가시켜 가는 것이 슬래브축열에 있어 최적제어인 것을 알 수 있다. 축열시 슬래브로부터 집무실로 일부의 열량이 누설되어, 창과 벽체를 통해 외부로 손실된다. 이러한 열손실을 없애기 위해서는 공조운전이 시작되기 직전에 필요한 축열량을 한꺼번에 축열해야 하는데, 이는 제한된 공조기 장치용량으로 인해 불가능하다. 따라서 필요한 축열량을 얻기 위해서는 미리 축열하는 수밖에 없고, 열손실을 최대한 줄이는 운전방법으로 공조개시시각에 가까운 시점에서는 가능한 한 축열량을 많게 공조개시시각에서 멀수록 축열량을 적게 하는 축열방법이 최적제어해가 된 것으로 사료된다. 즉, 축열량을 점차 증가시키는 이유는 축열시 발생하는 열손실을 줄이기 위한 것으로 생각된다.

축열시의 제거열량은 복사열을 고려할 경우 그렇지 않을 경우에 비해 약 200 W(둘째날 기준) 감소한다. 공조시의 집무실 공기온도가 복사열을

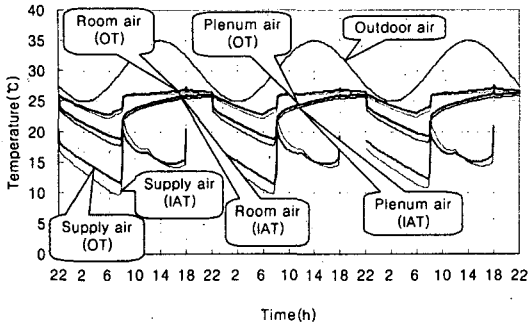
고려하지 않았을 경우에 비해 약 0.2~0.4°C 높으므로 그만큼 바닥슬래브에로의 축열량을 줄여도 되기 때문이다.

복사열을 고려했을 경우의 평균 복사온도 θ_{mrt} 를 구성하는 벽, 바닥, 창, 천정 각 부분의 표면온도의 시간변화를 Fig. 6에 나타낸다. 창의 표면온도는 외기온도의 영향을 급속히 받는 데 비해 벽체의 표면온도에는 시간지연효과가 보인다. 또한 열용량이 작은 천정의 표면온도는 열용량이 큰 바닥의 표면온도에 비해 주위의 영향을 잘 받아 주간에는 외기온도와 내부발열 등에 의해 쉽게 높아지고 야간에는 축열운전에 의해 급속히 낮아지는 것을 볼 수 있다.

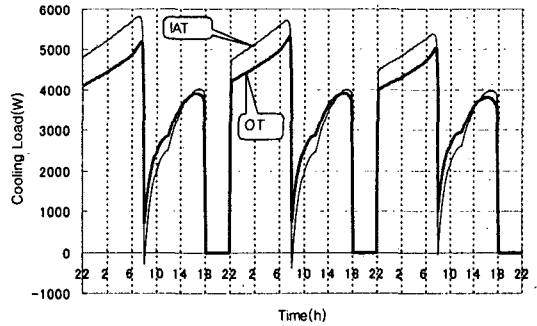
복사열을 고려했을 경우의 집무실 공기온도, 평균 복사온도 및 작용온도의 시간변화를 Fig. 7에 나타낸다. 야간 축열시에는 집무실 공기온도, 평균 복사온도, 작용온도에 있어 거의 차이가 나지 않으나, 오전 6시부터 12시에 걸쳐 일사와 외기온도의 영향으로 집무실 공기온도가 급속히 상승하여 평균 복사온도와 차가 생기는 것을 볼 수 있다. 한편, 공조시의 작용온도는 설정온도인 26°C에서 $\pm 0.5^\circ\text{C}$ 근방으로 유지되고 있다. 그러나 공조시의 작용온도의 설정온도로부터의 편차는 실온으로 평가했을 때의 설정온도로부터의 실온의 편차(+0.3°C 이내)보다 크다. 이는 작용온도를 제어하는 것이 실온을 제어하는 것보다 곤란하기 때문인 것으로 사료된다.

4.3.2 제거열량을 운전비용으로 평가한 경우

저렴한 심야전력요금을 고려하여 g_2' 를 g_2 의 1/3



(a) Room and plenum air temperature



(b) Cooling load

Fig. 8 Room air temperature and cooling load in the case of evaluation by running cost.

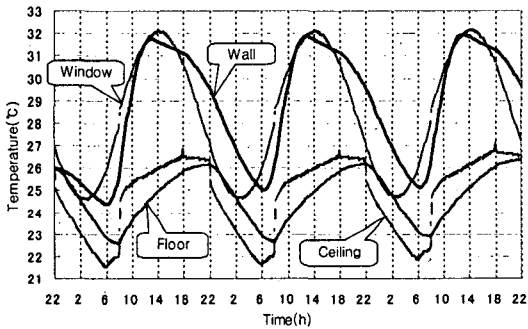


Fig. 9 Surface temperatures of wall, window, ceiling and floor in the case of evaluation by running cost.

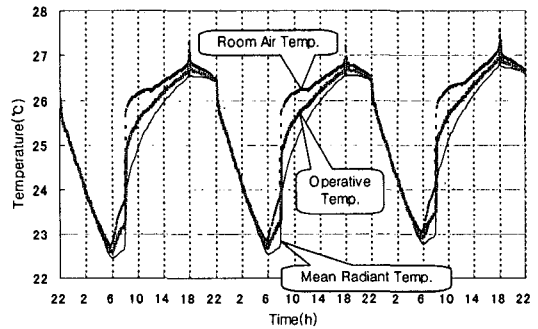


Fig. 10 Mean radiant temperature and operative temperature in the case of evaluation by running cost.

로 하여 복사열을 고려하였을 경우와 그렇지 않았을 경우의 수치계산을 실행하였다. 계산결과 얻어진 집무실 공기온도, 플레넘실 공기온도, 공조기 취출공기온도를 Fig. 8의 (a)에, 제거열량을 (b)에 나타낸다. 양자 모두 심야전력을 적극적으로 활용하여 축열하고 있음을 알 수 있다. 복사열을 고려했을 경우, 축열종료시의 플레넘실 공기온도는 18°C 정도까지 낮아졌다. 이로 인해 첫째 날 제거열량량의 비중이 1.0인 경우(Fig. 5(b) 참조) 4,700 W였던 주간피크부하(16:00경)를 3,900 W까지 저감시키고 있다. 또한, 복사열을 고려하였을 경우, 실은 만에 의한 평가에 비해 축열시 최적 제거열량이 약 500 W(둘째 날 기준) 감소하는 결과가 나타났다.

평균 복사온도를 구성하는 각 표면온도를 Fig. 9에, 집무실 공기온도, 평균 복사온도 및 작용온도의 시간변화를 Fig. 10에 나타냈다. 심야전력으로

급이 주간전력요금과 동일한 경우와 경향은 비슷하나, 저렴한 심야전력을 적극적으로 활용하여 축열한 결과, 축열운전 종료 후의 평균 복사온도가 1.5°C 정도 하강한 것을 볼 수 있다.

5. 결론

본 논문에서는 슬래브축열 공조시스템의 최적 운전방책을 최적제어이론에 기초하여 검토하였다. 공조시 설정온도로부터의 작용온도 편차와 에너지소비량(혹은, 운전비용)을 최소화하는 평가조건하에 정식화하였다. 이를 슬래브축열을 도입한 실제 사무실건물에 적용하여 플레넘실과 집무실로의 최적제거열량을 결정하였다. 그리고 실내 열환경 평가요소로 실내온도를 사용했을 경우의 최적제어해와 비교 검토하였다. 이상의 주요결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 평가조건으로 복사열을 고려했을 경우의 슬래브축열 공조시스템의 최적제거열량을 최적제어 이론에 기초하여 결정했다.

(2) 평가함수에 복사열을 도입한 결과, 슬래브 바닥으로부터의 냉복사로 인해 실온으로 평가했을 경우에 비해 공조시 집무실 공기온도가 약 0.2~0.4℃ 높게 유지되었다.

(3) 본 계산대상실에서 복사열을 고려하지 않고 실온만을 기준으로 슬래브축열을 운전할 경우, 1일에 약 2kWh의 축열에너지를 낭비할 위험이 있다.

(4) 주간에 비해 1/3 저렴한 심야전력을 활용할 경우에는, 복사열을 고려함으로써 그렇지 않을 경우에 비해 1일에 약 5kWh의 에너지를 절감할 수 있다.

후 기

이 논문의 일부는 2004년도 한국학술진흥재단의 지원으로 이루어졌습니다(KRF-2004-005-D00247).

참고문헌

- Shinkai, K.I., Kasuya, A. and Kato, M.H., 2000, Performance Evaluation of Floor Thermal Storage System, ASHRAE Transactions, Vol. 106, No. 1, pp. 311-316.
- Lim, J.H., Lee, S.H., Cha, Y.H., Chung, K.S. and Yee, J.J., 2003, A study on the indoor environment characteristics of air conditioning system with thermal storage capacity in slab-In the case of winter heating only, Proceedings of the SAREK 2003 Summer Annual Conference, pp. 1017-1022.
- Jung, J.H. and Shin, Y.G., 2005, An experimental study on thermal storage performance of an air conditioning system with slab thermal storage, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 17, No. 5, pp. 427-435.
- Roh, H.W. and Udagawa, M.H., 2001, Simulation study on the performance of a fabric heat storage system, Transactions of AIJ, No. 544, pp. 31-38.
- Jung, J.H., Hokoi, S.I. and Urabe, W., 1999, Fundamental study into optimized control for air-conditioning system with floor thermal storage based on optimal control theory, Transactions of AIJ, No. 520, pp. 33-39.
- Kwakernaak, H. and Sivan, R., 1972, Linear Optimal Control Systems, Wiley Interscience.
- Urabe, W., Hokoi, S.I., Shinmura, K.I., Shinkai, K.I. and Kasuya, A., 1997, Thermal behavior in air conditioning system utilizing building thermal storage-Proposing analysis model and comparing with experiment, Summaries of Technical Papers of Annual Meeting Architectural Institute of Japan, Environmental Engineering II, pp. 215-216.
- Jung, J.H., 2004, Fundamental study into optimized control for air-conditioning system with floor thermal storage, Ph.D. thesis, University of Kyoto, Kyoto, Japan.