

슬래브축열의 최적제어방책에 관한 연구

— 평가함수의 선택이 결과에 미치는 영향 —

정재훈[†], 신영기^{*}

연세대학교 건축과학기술연구소, ^{*}세종대학교 기계공학과

A Study on the Optimal Control Strategy of Air-Conditioning System with Slab Thermal Storage — Results Influenced by the Choice of a Criterion Function —

Jae-Hoon Jung[†], Young-Gy Shin^{*}

Advanced Building Science and Technology Research Center, Yonsei University, Seoul 120-749, Korea

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

(Received July 7, 2006; revision received September 26, 2006)

ABSTRACT: An optimal control of an air-conditioning system with slab thermal storage is investigated by making use of the Maximum Principle. An optimal heat input to a plenum chamber and an air-conditioned room is determined by minimizing a criterion function which is given as integral sum of two terms. The first term is the square of the deviation in the room air temperature from the set-point value, and the second is the absolute value of the heat input. The result indicates that it tries to keep a room air temperature in set-point value by heating as much as possible at the time of a setup of a room air temperature or just before that, in order to avoid a heat loss arising at the time of the non-air conditioning. The result is compared with that of the case when the square of the heat input is used as a criterion.

Key words: Slab thermal storage(슬래브축열), Optimal control(최적제어), Maximum principle(최대원리), Criterion function(평가함수)

기 호 설 명

c_p : 용적비열 [$J/m^3 \cdot K$]
 g : 열공급을 나타내는 단위계단함수 [-]
 K : 열관류율 [$W/m^2 \cdot K$]
 l : 두께 [m]
 n : 환기횟수 [1/s]

Q : 취출풍량 [m^3/s]
 S : 면적 [m^2]
 u : 공급열량 [W]
 V : 용적 [m^3]

그리스 문자

α : 열전달률 [$W/m^2 \cdot K$]
 θ : 온도 [$^{\circ}C$]
 λ : 열전도율 [$W/m \cdot K$]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-393-4066; fax: +82-2-393-4066

E-mail address: jhjungjp@yonsei.ac.kr

하점자

- a : 공기
- c : 천정
- f : 바닥
- fp : 바닥슬래브 플레넘층 표면
- fr : 바닥슬래브 실내층 표면
- ip : 플레넘 내측
- ir : 집무실 내측
- o : 실외
- p : 플레넘
- r : 집무실
- sa : 취출공기
- w : 벽체

1. 서론

열용량이 비교적 큰 바닥슬래브를 축열체로 하는 슬래브축열은 하절기 및 동절기의 최고부하사감, 심야전력이용에 유효하다.⁽¹⁻⁴⁾ 슬래브축열 공조시스템은 바닥슬래브를 축열체로 하기 때문에 초기비용을 절감할 수 있으며, 복사열에 의한 열적 쾌적감도 기대할 수 있다.

축열은 운전에 따른 에너지소비 및 열손실로 인해 에너지절약방책이라고 할 수는 없으나, 발전소건설을 비롯한 에너지생산 및 공급시스템을 포함한 광범위한 관점에서 볼 때, 피크 시프트에 의한 간접적인 의미에서의 에너지절약기술이라고 할 수 있다. 단, 축열효율은 외기로의 열손실, 따라서 축열시간, 축열운전의 시간대, 축열량의 시간변화 등에 의해 크게 변화하기 때문에, 효과적으로 축열하기 위해서는 열손실과 비용을 고려하여 적절하게 운전할 필요가 있다.

이러한 배경 가운데 선행연구^(5,6)에서는 슬래브축열의 최적제어에 대하여 설정실온으로부터의 실온편차의 2승과 제거열량의 2승의 합을 최소로 하는 평가기준 하에, 최적제어이론의 일종인 최적레귤레이터이론⁽⁷⁾에 근거하여 검토하였다. 이 방법은 고전적인 최적제어이론에 기초하여 해석이 비교적 용이하다는 장점이 있으나, 소비에너지 그 자체가 아닌 소비에너지의 2승인 경우에만 적용할 수 있다는 한계가 있다. 그러나 소비에너지나 비용의 산정이라는 시점에서 볼 때, 공급(혹은 제거)열량은 2승이 아닌 절대치(1승)로 평가할 필요가 있다.

이러한 관점에서 본 논문에서는 공급열량을 절대치로 선정하였을 때의 최적공급열량을 결정하는 것을 목적으로 한다. 이를 위해 평가함수에 있어서의 공급열량이 2승이 아닌 1승(절대치)인 경우에도 적용할 수 있는 최적제어이론인 최대원리⁽⁸⁾에 기초하여 문제를 정식화한다. 이와 더불어 열원기기 및 공조기의 용량은 최적제어운전에 있어서 중요한 설계요인이므로 공급열량에 상·하한을 설정했을 경우를 검토대상으로 한다. 이와 같이 하여 얻어진 결과를 선행연구⁽⁵⁾에서와 같이 공급열량을 2승으로 선정했을 경우와 비교하여, 공급열량 그 자체(절대치)로 평가했을 때의 최적운전의 특징을 파악한다.

2. 슬래브축열문제의 정식화

2.1 실 및 슬래브축열 시스템의 모델

참고문헌 (5)와 마찬가지로 Fig. 1과 같은 변환 덤퍼식 슬래브축열 공조시스템을 대상으로 한다. 주간에는 천정 내 유닛으로의 냉·온풍을 집무실에 취출하고, 야간에는 급기덕트의 변환덤퍼를 사용하여 플레넘의 슬래브에 냉·온풍을 분출시켜 바닥슬래브에 축열 및 축냉한다. 본 모델에서는 집무실과 플레넘을 각각 단실로 취급한다.

2.2 기초방정식

문제를 간이화하기 위해 집무실, 플레넘실의 공기를 각각 1격자점으로 표현한다. 외부와 집무실, 플레넘실과 집무실 사이의 열이동은 열관류(순시정상)로 간이화한다. 내주부축과의 경계, 플레넘의 외벽은 완전단열로 가정한다. 이상과 같은 간

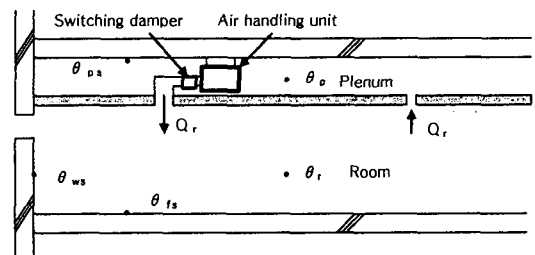


Fig. 1 Air-conditioning system with slab thermal storage.

이화를 거치면, 집무실공기, 플레넘공기, 바닥슬래브에 있어서의 열수지식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

(1) 집무실 공기의 열수지식

$$c\rho_a V_r \frac{d\theta_r}{dt} = (S_w K_w + c\rho_a V_r n)(\theta_o - \theta_r) + S_f \alpha_{ir}(\theta_{fr} - \theta_r) + (S_c K_c + c\rho_a Q_r)(\theta_p - \theta_r) + g_r u \quad (1)$$

(2) 플레넘실 공기의 열수지식

$$c\rho_a V_p \frac{d\theta_p}{dt} = S_f \alpha_{ip}(\theta_{fp} - \theta_p) + (S_c K_c + c\rho_a Q_r)(\theta_r - \theta_p) + g_p u \quad (2)$$

(3) 바닥슬래브의 열수지식

$$c\rho_f \frac{\partial \theta_f}{\partial t} = \lambda_f \frac{\partial^2 \theta_f}{\partial x^2} \quad (3)$$

2.3 운전방식 및 풍량

운전은 축열운전과 공조운전으로 이루어지는 것으로 한다. 공조기의 공급열량 u 를 제어량으로 채택한다. 이는 다음 식(4), (5)로부터 알 수 있듯이 공조기 취출공기온도 θ_{sa} 를 제어하는 것에 해당한다. 공조기의 집무실로의 취출풍량 Q_r 과 축열시 플레넘으로의 취출풍량 Q_p 를 각각 일정한 값으로 하여, 최적제어문제의 해로 최적공급열량을 구한다. 그 결과를 식(4), (5)에 사용함으로써 취출공기온도를 구할 수 있다. 각 운전시의 공급열량 u , 집무실로의 취출풍량 Q_r , 집무실과 플레넘으로의 열공급의 ON-OFF를 나타내는 단위계 단함수 g_r , g_p 는 다음과 같이 된다.

(1) 축열시 : $Q_r = 0$, $g_r = 0$, $g_p = 1$

$$u = c\rho_a Q_p(\theta_{sa} - \theta_p) \quad (4)$$

(2) 공조시 : $Q_r = Q_{r0}$, $g_r = 1$, $g_p = 0$

$$u = c\rho_a Q_r(\theta_{sa} - \theta_p) \quad (5)$$

3. 최적제어문제로의 정식화

제1장에서 서술한 바와 같이 평가함수로 2승규범을 사용하는 경우에 한하여 선행연구^(5,6)에서 사용한 최적레귤레이터론을 사용할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 평가함수의 공급열량이 절대치(1승)인 경우에도 적용 가능한 폰트라긴의 최대원리⁽⁸⁾를 슬래브축열에 적용한다. 이를 위해 먼저 최대원리에 대해 기술하고, 다음으로 최적을 평가하는 기준을 제시한다. 또한 대상시스템을 상태방정식으로 표현한다. 마지막으로 해밀토니안함수를 작성함으로써 본 문제를 최적제어문제로 정식화한다.

3.1 폰트라긴의 최대원리⁽⁸⁾

시스템의 상태가 다음과 같이 주어질 때,

$$\dot{x}_i(t) = f_i\{x(t), u(t), t\} \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (6)$$

여기서, $x(t)$ 는 벽, 바닥슬래브, 집무실 공기, 플레넘 공기 등의 온도를 나타내는 벡터이며, $u(t)$ 는 공급열량에 해당한다. 또한, t 는 시간, ‘ \cdot ’는 시간미분을 나타낸다.

이때 다음과 같은 평가함수를 최소로 하는 최적제어 $u^o(t)$ 를 구하는 것을 목적으로 한다.

$$J(u) = \int_{t_0}^{t_f} f_0\{x(t), u(t), t\} dt \quad (7)$$

여기서, J 는 평가함수, t_0 , t_f 는 제어개시 및 종료 시각을 나타낸다.

다음으로 해밀토니안함수라 불리는 스칼라함수를 다음 식과 같이 정의한다.

$$H(x, u, p) \equiv \sum_{i=0}^n p_i f_i = p_0 f_0 + p_1 f_1 + p_2 f_2 + \dots + p_n f_n \quad (8)$$

여기서, $p = (p_0, p_1, \dots, p_n)^T$ (T 는 전치행렬을 뜻함)는 다음의 미분방정식을 만족하는 보조변수이다.

$$p_i = -\frac{\partial H}{\partial x_i} \quad (i = 0, 1, \dots, n) \quad (9)$$

폰트라긴의 최대원리에 의하면, 최적제어문제의 해 u^o 는 임의의 u 에 대하여, 구간 $t_0 \leq t \leq t_f$ 의 임의의 시각 t 에 있어서, 다음의 부등식을 만족한다.

$$H\{x(t), u^o(t), p(t)\} \geq H\{x(t), u(t), p(t)\} \quad (10)$$

즉, H 는 u^o 에 있어서 최대가 된다.

최적해 u^o 를 식(6)과 식(9)의 u 에 대입하면, 다음의 최적화방정식을 얻을 수 있다.

$$\dot{x}_i = f_i(x, u) \Big|_{u=u^o} = \frac{\partial H}{\partial p_i} \Big|_{u=u^o} \quad (i = 0, 1, \dots, n) \quad (11)$$

$$\dot{p}_i = - \frac{\partial H}{\partial x_i} \Big|_{u=u^o} \quad (i = 0, 1, \dots, n) \quad (12)$$

방정식(11)에 있어서, 초기치가 주어지고 종단 상태 $x(t_f)$ 가 주어지지 않았을 때, 식(12)의 종단 시각 t_f 에 있어서의 경계조건은 다음과 같다.

$$p_0(t_f) = -1 \quad (13)$$

$$p_i(t_f) = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (14)$$

3.2 열수지식

이하에서는 문제를 간략화하기 위해 바닥슬래브는 콘크리트 단층벽으로 한다. 또한, 집무실과 플레넘 공기의 열용량을 무시하고, 바닥슬래브를 1개의 격자점으로 간이화한 경우를 생각한다. 이때 집무실과 플레넘 공기, 바닥슬래브의 열수지식은 다음과 같이 된다.

$$0 = (S_w K_w + c p_a V_r n)(\theta_o - \theta_r) + S_f \alpha_{ir}(\theta_f - \theta_r) + (S_c K_c + c p_a Q_r)(\theta_p - \theta_r) + g_r u \quad (15)$$

$$0 = S_f \alpha_{ip}(\theta_f - \theta_p) + (S_c K_c + c p_a Q_r)(\theta_r - \theta_p) + g_p u \quad (16)$$

$$c p_f l_f \dot{\theta}_f = \alpha_{ip}(\theta_p - \theta_f) + \alpha_{ir}(\theta_r - \theta_f) \quad (17)$$

여기서는 시스템의 특성을 검토하기 위해 단순화된 1격자점의 경우를 취급하였다. 단, 해밀토니안함수 H 는 상태변수 x , 제어변수 u , 보조변수 p 의 함수이며, x 와 p 는 2점 경계치문제의 해이므로

격자점의 수가 증가하면 H 를 최대로 하는 u 를 기계적으로 구하는 것은 일반적으로 곤란해진다.

3.3 평가함수

집무시의 실온편차와 공급열량의 합을 최소화하는 최적공급열량 $u^o(t)$ 를 구한다. 구체적으로는 다음 식에 나타내는 것처럼 실온편차의 2승과 공급열량의 합의 적분을 평가함수로 한다.

$$J_1(u) = \int_{t_0}^{t_f} [r_1(\theta_r - \theta_s)^2 + r_2 u] dt \quad (18)$$

이때, 공급열량 $u(t)$ 는 다음 식과 같은 조건에 의해 제약되는 것으로 한다.

$$u_{\min} \leq u \leq u_{\max} \quad (19)$$

여기서, $u_{\min} = 0$ 으로 한다.

비교검토를 위해 선행연구⁽⁵⁾에서 사용했던 평가함수인 실온편차의 2승과 공급열량의 2승의 합의 적분의 경우에 대해서도 검토한다.

$$J_2(u) = \int_{t_0}^{t_f} [r_1(\theta_r - \theta_s)^2 + r_2 u^2] dt \quad (20)$$

이상의 평가함수의 적분 내의 제1항은 실온의 설정온도 θ_s 로부터의 편차의 2승을, 제2항은 각각 공급열량의 1승과 2승을 나타낸다. $r_1(t)$, $r_2(t)$ 는 각각의 가중을 나타낸다. 평가함수 $J_1(u)$, $J_2(u)$ 가 최소가 되도록 공급열량 $u(t)$ 를 결정하는 것이 본 문제의 목적이 된다.

3.4 상태방정식 표현

식(15), (16)으로부터 집무실온도 θ_r , 플레넘온도 θ_p 는,

$$\theta_r = a_r \theta_f + b_r u \quad (21)$$

$$\theta_p = a_p \theta_f + b_p u \quad (22)$$

가 된다. 여기서,

$$a_r = \frac{S_f \alpha_{ir} D + E S_f \alpha_{ip}}{CD - E^2} \quad (23)$$

$$b_r = \frac{Eg_p + g_r D}{CD - E^2} \quad (24)$$

$$a_p = \frac{S_f \alpha_{ip} + Ea_r}{D} \quad (25)$$

$$b_p = \frac{Eb_r + g_p}{D} \quad (26)$$

$$C = S_w K_w + c\rho_a V_r n + S_f \alpha_{ir} + S_c K_c + c\rho_a Q_r \quad (27)$$

$$D = S_f \alpha_{ip} + S_c K_c + c\rho_a Q_r \quad (28)$$

$$E = S_c K_c + c\rho_a Q_r \quad (29)$$

이상을 식(17)에 대입하면, 바닥슬래브온도 $x_1(t)$ ($=\theta_f$)에 관한 미분방정식이 얻어진다.

$$\dot{x}_1 = ax_1 + bu \quad (30)$$

여기서,

$$a = \frac{\alpha_{ip}(a_p - 1) + \alpha_{ir}(a_r - 1)}{c\rho_f l_f} \quad (31)$$

$$b = \frac{\alpha_{ip} b_p + \alpha_{ir} b_r}{c\rho_f l_f} \quad (32)$$

다음의 1차원 벡터 $x(t)$

$$x(t) = [x_1] = [\theta_f] \quad (33)$$

를 사용하여 식(30)을 상태방정식으로 표현하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= A(t)x(t) + B(t)u(t) \\ x(0) &= x_0 \end{aligned} \quad (34)$$

3.5 해밀토니안함수 작성

평가함수를 $J_1(u)$ 로 했을 때, 식(18), (21), (30)으로부터,

$$f_0 = r_1(a_r x_1 + b_r u - \theta_s)^2 + r_2 u \quad (35)$$

$$f_1 = ax_1 + bu \quad (36)$$

가 되어, 해밀토니안함수 H 는,

$$\begin{aligned} H = & -r_1(a_r^2 x_1^2 + 2a_r b_r x_1 u + b_r^2 u^2) \\ & - 2a_r x_1 \theta_s - 2b_r u \theta_s + \theta_s^2 \\ & - r_2 u + p_1(ax_1 + bu) \end{aligned} \quad (37)$$

가 된다. 이 함수가 최대가 되는 공급열량 $u^o(t)$ 를 구하는 것이 본 문제의 목적이 된다.

4. 최대원리에 의한 슬래브축열의 최적제어

제3장의 개념을 적용한 결과에 대해 서술한다. 우선 계산대상실과 계산조건에 대해 서술한 후, 평가함수를 $J_1(u)$ 로 했을 경우의 심야전력 이용 유무에 의한 최적운전결과를 고찰한다. 또한, 평가함수를 $J_2(u)$ 로 했을 경우와의 비교를 통해 평가함수의 선택이 결과에 미치는 영향에 대하여 검토한다.

4.1 계산대상실

계산대상건물은 참고문헌 (5), (6)과 동일한 사무조건물의 기준층이다. 계산대상실은 기준층의 내부에 위치하고 있으며, 동쪽 면을 제외하고는 인접실과 접하고 있다. 대상실의 남북과 동서의 길이는 각각 8m, 15m이며, 천장높이는 2.6m, 플레넘높이는 1.1m이다. Fig. 2에 계산대상실을 포함한 기준층 평면도를 나타낸다.

4.2 계산조건

벽체, 바닥슬래브, 집무실, 플레넘의 조건을 Table 1에 나타낸다.

평가함수에 있어서의 실온에 대한 가중함수

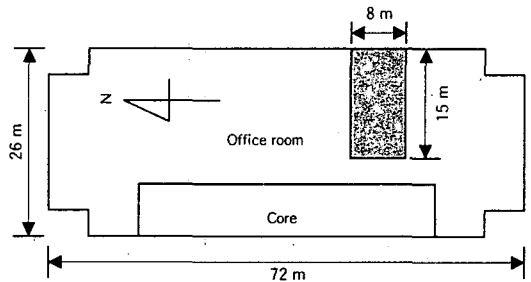


Fig. 2 Plan of typical floor in calculated building.

Table 1 The values used in calculation

	Symbols	Units	Values
Volumetric specific heat of the air	$c\rho_a$	$J/m^3 \cdot K$	1300.0
Volumetric specific heat of the slab	$c\rho_f$	$J/m^3 \cdot K$	1.42×10^6
Room volume	V_r	m^3	$2.6 \times 8 \times 15$
Over-all Heat transfer coefficient through the room air layer	α_{ir}	$W/m^2 \cdot K$	9.28
Over-all heat transfer coefficient through the plenum air layer	α_{ip}	$W/m^2 \cdot K$	15.08
Air change rate	n	1/s	1.0/3600
Wall area	S_w	m^2	20.8
Ceiling area	S_c	m^2	120
Floor area	S_f	m^2	120
Width of the wall	l_f	m	0.27
Overall heat transfer coefficient of the wall	K_w	$W/m^2 \cdot K$	4.57
Overall heat transfer coefficient of the ceiling	K_c	$W/m^2 \cdot K$	3.27

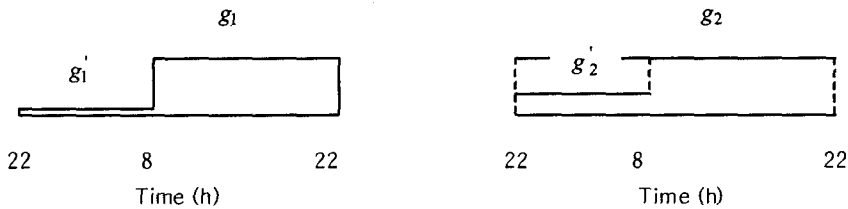


Fig. 3 Weight functions $r_1(t)$, $r_2(t)$.

$r_1(t)$ 에 대해서는 Fig. 3에 나타난 것처럼 실온설정시(08:00~22:00)에 있어서의 가중을 크게 했다.

공급열량의 가중함수 $r_2(t)$ 에 대해서는, 1일 내 일정한 경우와 축열시(22:00~08:00)에 저렴한 심야전력요금을 고려하여 주간의 1/3로 한 경우를 비교 검토했다. 또한 설정온도 θ_s 는 동절기의 난방시를 상정하여 23°C로 하였다. 본 연구에서 난방시를 상정한 이유는 문제를 간략화하여 최대원리에 의한 해석해를 도출해 내기 위해서이다. 내부발열 및 일사량은 생략하였고, 외기온은 평균치로 하루 종일 0°C의 일정한 값을 사용하였다. 한편, 공조기의 최대용량은 5,220 W, 축열시의 취출풍량은 2,000 [m^3/h], 공조시에는 1,000 [m^3/h]로 하였다. 5,220 W는 정상공조시 필요한 공급열량으로 선정되었다.

4.3 해석해의 유도

4.3.1 축열시

실온 비설정시에 있어 실온편차에 대한 가중

$r_1(t)=0$ 이므로 해밀토니안함수 H 는 다음과 같이 u 의 1차함수가 된다.

$$H = -r_2 u + p_1 (ax_1 + bu) \quad (38)$$

따라서 함수 H 를 최대로 하는 $u^o(t)$ 는 u 의 계수의 정부(正負)에 의해 결정된다. 즉, u 의 계수를

$$\sigma = \frac{\partial H}{\partial u} = -r_2 + p_1 b \quad (39)$$

라 하면,

$$u^o = u_{\min} \quad (\sigma < 0 \text{ 일 때}) \quad (40)$$

$$u^o = u_{\max} \quad (\sigma > 0 \text{ 일 때}) \quad (41)$$

그리고 $\sigma=0$ 일 경우는 식(39)로부터,

$$p_1 = \frac{r_2}{b} \quad (42)$$

가 되며, 식(11), (38)로부터,

$$\dot{x}_1 = ax_1 + bu = 0 \quad (43)$$

이므로,

$$u^o = -\frac{a}{b}x_1 \quad (44)$$

이 된다.

축열시의 상태변수 $x_1(t)$ 의 해석해의 일부를 나타내면, $\sigma < 0$ 일 경우, $u^o = u_{\min} = 0$ 이며, 바닥슬래브온도의 시간변화를 나타내는 상태방정식(30)은,

$$\dot{x}_1 = ax_1, \quad x_1(0) = x_0 \quad (45)$$

가 된다. 이 식의 해는,

$$x_1(t) = x_0 e^{at} \quad (46)$$

로 주어진다.

4.3.2 공조시

실온설정시의 해밀토니안함수 H 는,

$$H = -r_1 b_r^2 u^2 u - (2r_1 a_r b_r x_1 - 2r_1 b_r \theta_s - bp_1 + r_2)u - (r_1 a_r^2 x_1^2 - 2r_1 a_r x_1 \theta_s + r_1 \theta_s^2 - ap_1 x_1) \quad (47)$$

와 같이 u 의 2차함수가 된다.

여기서, $\sigma = \partial H / \partial u = 0$ 으로 하는 u 의 값을 u^*

라 하면,

$$u^* = \frac{1}{2r_1 b_r^2} (-2r_1 a_r b_r x_1 + 2r_1 b_r \theta_s - r_2 + bp_1) \quad (48)$$

가 되고, 해밀토니안함수 H 를 최대로 하는 $u^o(t)$ 는, u 에 관한 2차곡선의 축이 어느 곳에 위치하는가에 따라 다음과 같이 u 의 최소치, u 의 최대치, 혹은 2차곡선에 극치를 부여하는 값이 된다.

$$u^o = u_{\min} \quad (u^* < u_{\min}) \quad (49)$$

$$u^o = u^* \quad (u_{\min} < u^* < u_{\max}) \quad (50)$$

$$u^o = u_{\max} \quad (u^* > u_{\max}) \quad (51)$$

4.4 계산예제

4.4.1 평가함수로 $J_1(u)$ 를 선택했을 경우

축열시 및 공조시의 전구간에 있어서, 공급열량 u 에 $0 \leq u \leq 5,220$ W의 제약조건을 설정했다. 평가함수에 있어서의 가중을 $g_1 = 10.0$, $g'_1 = 0.0$, $g_2 = g'_2 = 1.0 \times 10^{-6}$ 으로 하여 야간과 주간의 공급열량을 동일한 비중으로 잡았을 경우와, 심야전력이용시의 공급열량의 가중 $r_2(t)$ 를 주간의 1/3로 했을 경우를 검토하였다. 초기조건으로서는 바닥슬래브온도 23°C의 조건을 부여했다.

이때의 집무실공기온도와 공급열량을 Fig. 4에 나타낸다. 야간과 주간의 가중계수가 동일할 경우, 축열시간대에 들어서도 약 6시간 동안은 축열하지 않고, 외기로의 열손실에 의해 실온은 서서히 낮아진다. 오전 4시경부터 최대용량의 축열운전을 개시하며, 이로 인해 실온은 상승한다. 축열운전 개시시각은 최대축열운전에 의해 공조

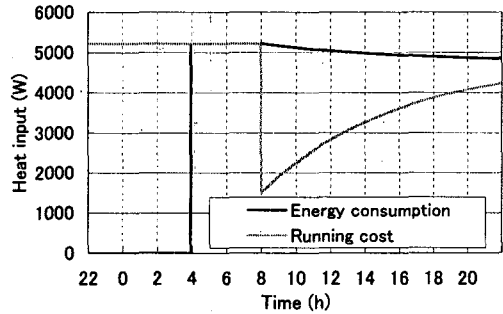
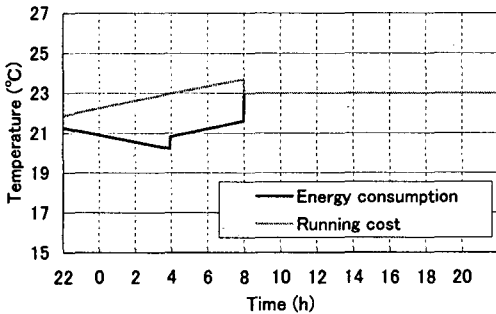


Fig. 4 Room air temperature and heat input as a function of J_1 .

운전 개시시각의 집무실공기온도가 설정온도에 근접하는 시각으로 정해져 있다. 공조시간대에 접어들기 직전의 집무실온도는 설정온도보다 1.4℃ 정도 낮으나, 공조시간대에 접어들어 약 6분 정도 집무실에 최대용량으로 온풍을 취출하여 집무실온도는 설정온도에 가까워진다. 공조시 실온의 설정온도로부터의 편차에 대한 가중 g_1 의 값을 크게 하고 있기 때문에 설정온도인 23℃에 가깝고, 공조운전을 종료하는 22:00에 가까워질수록 공급열량은 서서히 감소한다.

한편, 야간 축열시의 공급열량에 관한 가중계수를 주간 1/3로 하여 공급열량을 비용으로 평가한 경우, 전축열시간대에 있어서 저렴한 심야전력을 활용하여 최대용량으로 축열한다. 이 운전에 의해 공조운전을 개시하는 8시의 집무실온도는 설정온도를 상회하나, 공급열량을 1,500W 정도로 떨어뜨리므로 집무실온도는 설정온도인 23℃에 가까운 값이 된다. 그후 공조시의 공급열량은 서서히 증가한다.

4.4.2 평가함수를 $J_2(u)$ 로 했을 경우와의 비교

이상의 결과를 선행연구⁽⁵⁾의 2승규범 최적레귤레이터이론에 기초하여 평가함수의 공급열량을 2승으로 했을 경우와 비교 검토하였다.

(1) 공급열량을 에너지로 평가했을 경우

주간과 야간의 공급열량에 동일한 가중을 부여했을 경우의 집무실공기온도와 공급열량을 Fig. 5에 나타낸다. 공급열량을 1승으로 평가하였을 경우에는, 앞서 서술한 바와 같이 축열시간대에 들어서도 약 6시간 동안 축열하지 않다가 오전 4시경부터 최대용량으로 축열운전을 한다. 그에 비해

2승의 경우에는, 축열시간대에 들어서서부터 약 3,100 W로 축열운전을 개시한 후, 서서히 축열속도를 증가시켜 간다. 때문에 집무실온도는 1승의 경우에는 일단 하강한 후 상승하는데 비해 2승의 경우에는 처음부터 서서히 상승하는 결과가 되었다. 공급열량을 1승으로 평가할 경우의 최적축열운전은 축열시 발생하는 열손실을 줄이기 위하여 무축열 후 공조운전개시 전까지 약 4시간 동안 최대용량으로 축열하는 결과가 되었다. 반면, 2승에 의한 평가는 공급열량이 커질수록 평가함수의 값이 증가하므로 공급열량이 커지지 않도록 축열시간 전체에 걸쳐 축열하는 운전방식이 되었다. 단, 축열시 발생하는 열손실을 고려하여 축열량을 서서히 증가시키고 있다.

한편, 공조시에 있어서는, 2승 쪽이 1승보다 집무실 공기온도의 편차가 크고 공급열량이 적다. 이는 2승 쪽이 공급열량이 클 때 실온편차에 비해 공급열량에 보다 큰 가중을 두어 평가하기 때문에 생긴 결과이다.

(2) 공급열량을 비용으로 평가했을 경우

심야전력의 이용을 가정하여 공급열량의 가중 $r_2(t)$ 를 주간 1/3로 했을 때의 집무실 공기온도와 공급열량을 Fig. 6에 나타낸다. Fig. 4에서 본 바와 같이 공급열량을 1승으로 평가했을 경우, 전체 축열시간대에 있어서 최대용량으로 축열한다. 때문에 집무실 공기온도는 서서히 증가하여 공조시간직전에는 설정온도를 0.7℃ 정도 상회한다. 공조시의 공급열량은 약 1,500 W에서 서서히 상승한다.

한편, 2승의 경우에는 공조기의 최대용량을 상회하는 5,500 W로부터 서서히 축열량을 증가시켜

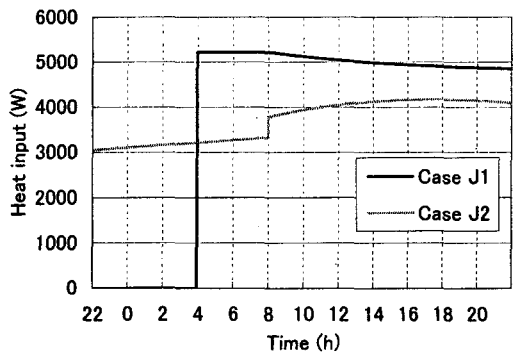
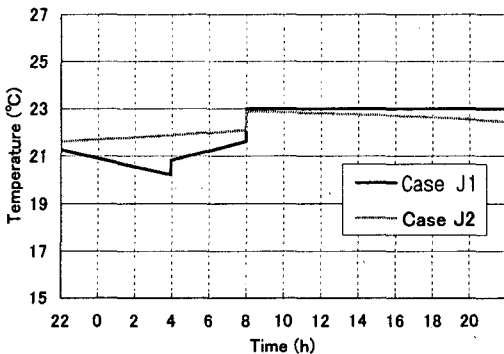


Fig. 5 Room air temperature and heat input (In the case of evaluation by energy consumption).

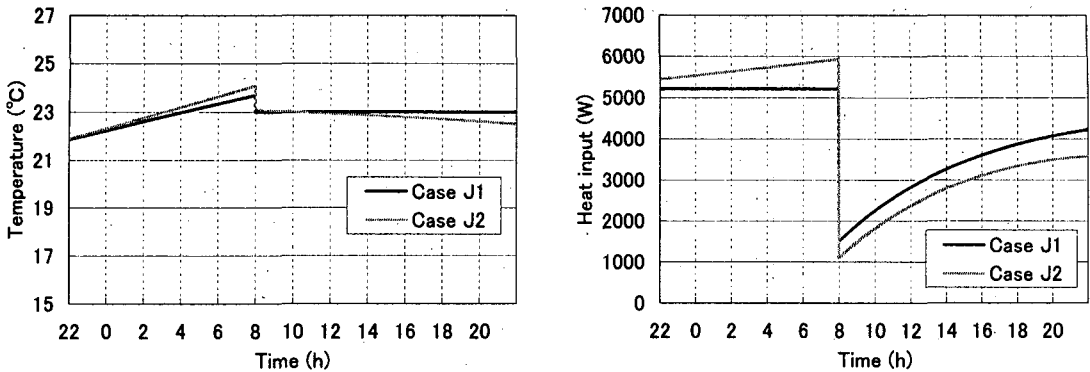


Fig. 6 Room air temperature and heat input (In the case of evaluation by running cost).

간다(2승의 경우에는 장치용량에 상하한이 설정되어 있지 않음). 저렴한 심야전력요금을 고려했을 경우, 공급열량의 1승에 의한 최적축열운전은 최대용량운전으로 야간의 공급열량항에 부과되는 가중에 의해 축열개시시각이 결정되며, 본 예제에 있어서의 축열개시시각은 축열시간대에 있어서 맨 처음시각으로 되어 있다. 한편, 공급열량의 2승에 의한 최적축열운전은, 운전개시시각이 변수가 되는 1승에 의한 운전법과는 달리, 전축열시간대에 있어서 공급열량을 서서히 증가시켜가는 운전이 된다. 또한, 축열량의 증가에 따라 열손실도 증가하므로 에너지로 평가했을 경우에 비해 공급열량의 구배가 급해진다. 2승에 의한 평가의 결과는 공급열량이 클 경우에 보다 큰 페널티를 부여하게 되므로 최대부하의 평가 및 심야전력의 이용을 고려할 경우에 유효할 것으로 사료된다.

이상과 같이, 평가함수에 있어 공급열량을 1승으로 할 경우, 축열개시시각을 결정하여 최대용량으로 축열하는 것이 최적인전방책이 된다. 반면, 공급열량의 2승을 평가기준으로 하면, 주어진 축열시간대 전체에 걸쳐 축열하되 공급열량을 서서히 증가시키며 축열하는 것이 최적인전방책임을 알 수 있다. 또한, 1승의 경우 축열개시시각을 결정하여 최대용량으로 축열하는 운전방식이 단순하다는 장점이 있는 반면, 복잡한 대규모시스템의 경우 최대원리에 의한 해석해의 도출이 곤란하다는 단점이 있다. 이에 비해 공급열량을 2승으로 할 경우, 시시각각으로 변화하는 축열량을 제어해야 한다는 운전상의 번잡함이 있으나, 최적레귤레이터이론에 의해 기계적으로 최적해를 도출할 수 있다는 장점이 있다.

5. 결론

본 논문에서는 슬래브축열에 있어서의 최적인전방법을 폰트라긴의 최대원리에 기초하여 검토하였다. 실온편차의 2승과 공급열량의 1승 혹은 2승과의 합의 적분을 최소화하는 평가기준을 설정하여 정식화하였다. 그 결과를 간이화한 전형적인 사무소빌딩의 난방에 적용하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 평가함수에 있어서의 공급열량을 1승으로 하고 공급열량에 상하한의 제약조건을 설정했을 경우의 플레넘과 집무실로의 최적 열공급방법을 결정하였다.
- (2) 공급열량을 1승으로 하였을 경우, 평가함수 내의 실온편차와 공급열량에 관계하는 가중함수의 비에 의해 축열개시시각이 결정되며, 축열 중에는 최대용량으로 축열한다.
- (3) 공급열량의 2승으로 최적을 평가하였을 경우에는, 축열시간대 전체에 걸쳐서 축열하되 시간의 흐름에 따라 서서히 축열량을 늘려가는 방식으로 축열한다.

참고문헌

1. 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.
2. 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.
3. 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.
 4. 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.
 5. 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.
 6. Jung, J. H. and Shin, Y. G., 2006, 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, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 18, No. 4, pp. 287-296.
 7. Kwakernaak, H. and Sivan, R., 1972, Linear optimal control systems, Wiley Interscience.
 8. Pontryagin, L. S., Boltyanskii, V. G., Gamkrelidze, R. V. and Mishchenko, E. F., 1986, L. S. Pontryagin selected works, Volume 4, The mathematical theory of optimal processes, Gordon and Breach Science Publishers.
 9. 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.