

공기식 집열창 시스템이 설치된 건물의 동적부하 해석

Time Dependent Thermal Load Analysis of the Building with an Airflow Window System

조 성 환*, 박 상 동**
S. H. Cho, S. D. Park

Key Words : airflow window system(공기식 집열창 시스템), time dependent thermal load (동적부하), maximum cooling and heating load(최대 냉난방 부하), venetian blind(베니치안 블라인드)

ABSTRACT

It has been known that the application of an airflow window system reduces the energy consumption compared with conventional double pane window in a building.

But how to analyze thermal load in a building with an airflow window system has not been well known, so two kinds of method(Mode 1 and Mode 2) to analyze time dependent thermal load of the building with an airflow window system are presented in this study.

The results of load analysis about the model building(total area : 4521 m², 3 floors) by Mode 2 show that the maximum cooling and heating load in a building with an airflow window system are decreased about 12-17% and about 19.5% than with double pane glass window, and yearly energy consumption with an airflow window system is saved about about 20% than with double pane glass window.

기 호 설 명

A	: 면적(m ²)	H_1	: 내장표면에서의 열전달율(KJ/h m ² °C)
C_p	: 공기의 비열(kJ/kg °C)	H_2	: 집열창에서 흡수되는 일사량의 분율(KJ/h m ² °C)
dy	: 집열창의 미소 높이(m)	h	: 열전달 계수(kJ/h m ² °C)
d_h	: 수력 직경	I_t	: 일사량(kJ/h m ²)
H	: 집열창의 전체 높이(m)	m	: 공기 유량(kg)
		Q	: 열량(kJ)

R_e : Reynolds 수
 S : 집열창 각 부위
 T : 온도(°C)
 U_1 : 내창 표면에서의 유효 열전달율(kJ/h m² °C)
 U_2 : 집열창 내부공간에서의 가상적 열전달율(kJ/h m² °C)
 V : 체적(m³)
 W : 절대 습도
 W/S : 슬래트의 간격에 대한 길이의 비

(상첨자)

• : 단위 시간에 대한 열량(kJ/h)

(하첨자)

a : 공기
 $conv$: 대류
 fi : 집열창 입구
 fx : 집열창 출구
 g : 유리창
 i : 실내
 inf : 침기
 int : 실내부의 기구
 k : 대류
 lat : 잠열
 m : 집열
 max : 최대
 min : 최소
 o : 외기
 $peop$: 인체
 s : 표면
 $sens$: 현열
 T : 투과율
 $total$: 대류와 복사의 합
 vap : 수증기
 $vent$: 환기
 w : 창문 전체
 z : 존내부
 zix : 초기 시간
 zF : 마지막 시간
 1,2,3,4 : 집열창 내부 각 요소

(그리스 문자)

ρ_a : 공기의 밀도
 ω : 방사율
 τ : 창문의 전체 투과율
 λ_a : 공기의 열전도 계수
 $\Delta\theta$: 실내의 온도차

1. 서 론

기존 건물에 대한 에너지 소비량이나 에너지 요구량을 예측하는 방법은 일반적으로 시간별 계산 여부에 따라서 정해진다. 건물에서 시간에 따른 에너지 소비량이나 에너지 요구량의 예측이 가능한 방법을 정해법이라고 부르며 그외에 간이법으로 분류한다.

현재 개발되어 널리 쓰이고 있는 건물에 대한 부하 해석용 프로그램들 중에서 정해법의 대표적인 프로그램은 TRNSYS(미국, 위스콘신 대학), DOE-2(미국, 에너지성), AIRCON(일본, NIT), HASP(일본, 공조 위생 공학회) 등이 있고, 간이법의 대표적인 프로그램은 CEC(일본, VDL-2067(서독), ASHRAE TC 4.7(미국, ASHRAE) 등이 있다. ⁽¹⁾⁻⁽²⁾

일반적으로 정해법은 입력 자료의 복잡성, 하드웨어의 대형화 및 사용의 어려움 때문에 주로 학문용으로 이용되는 것이 보통이며, 간이법은 정확도는 낮지만 계산절차가 간단하여 일반 건축 설계자들에게 주로 설계용으로 이용되고 있다. 그러나 현재 개발되어 있는 기존의 부하해석용 프로그램들은 창문에서의 열손실량을 고려할 때 일반적으로 기존의 열관류율 개념을 이용하고 있다. 따라서 기존의 프로그램들을 이용하여 공기식 집열창 시스템과 같이 특이한 형태의 창문이 설치된 건물에 대한 부하해석을 하는 것은 많은 오차를 수반할 수가 있다.

본 연구에서는 공기식 집열창 시스템이 설치된 건물에 대하여 동적 부하를 해석할 수 있는 방법을 개발하기 위하여, 공기식 집열창 시스템의 열적 특성을 고려할 수 있는 새로운 subrou-

tine을 개발한 후 기존의 TRNSYS 프로그램에 한 모듈로 구성하였다.

이와같이 수정된 TRNSYS 프로그램을 이용하여 공기식 집열창 시스템과 일반 이중창이 설치된 동일 규모의 건물에서 연간 최대 냉난방 부하 및 연간 에너지 소모량을 예측하여 공기식 집열창 시스템의 에너지 절약성을 규명한 후, 동 시스템의 열적인 특성을 분석하였다.

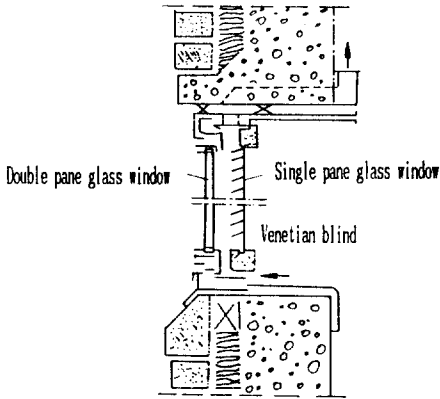


Fig.1 Schematic diagram of an airflow window system

2. 공기식 집열창 시스템의 개요

본 연구에서 채택된 공기식 집열창 시스템의 개략적인 형상은 Fig.1과 같다. 실내의 내창 하부에 설치되어 있는 공기 유입구를 통하여 집열창 내부로 유입된 실내공기는 실외측의 이중창과 실내측의 단창 사이에 있는 유동공간을 지나면서 태양열에 의하여 가열된 베니치안 블라인드와 열교환 작용에 의하여 태양열을 집열한 후, 냉방기에는 외부로 배기하고 난방기에는 HVAC 시스템의 예열원으로 활용하므로써 건물에 소요되는 에너지를 절약하는 시스템이다.

3. 동적 부하 계산

기존의 TRNSYS 프로그램에 의하여 건물의 동적 부하를 계산하는 방법에는 두 가지가 있다
(3). 첫번째 방법은 Energy/(Degree Day)법으로

서 이 방법은 건물 전체에 대한 UA(단일 콘닥턴스)를 사용한 후 태양열 취득, 조명, 인체발열 등을 포함하여 에너지 부하를 계산하지만 매 시물레이션 시간 간격마다 구조체에 대하여 한 가지 에너지 균형식이 적용되기 때문에 상당한 에러를 초래할 수 있다. 두번째 방법은 Zone Model법으로서 단일 존에 대하여 상세한 에너지 해석이 가능하다. 이 방법은 건물내, 외부에서의 단파장 및 장파장 복사열에 대한 영향이 모두 고려되기 때문에 태양열 취득이 상당한 건물의 부하해석에 이용될 수 있다.

이때 단일 존의 구성요소에는 벽, 창문, 지붕, 문 및 바닥 등이 포함될 수 있으며 존의 실내 및 경계조건에 대한 열전달 식들을 매트릭스 형식으로 구성한 후 각 시간 간격마다 매트릭스 형식으로 조합된 열전달 식들을 계산하게 된다.

Zone Model법에서 여러 개의 존을 가지는 건물에 대한 부하 계산을 할 경우에는 단일 존에 대한 계산 방법을 여러번 사용하므로써 계산이 가능하다.

부하 계산시 단일 존에 대한 구성요소를 나타내기 위하여 벽체, 천정, 바닥, 창문 및 문에 대한 입력 변수들을 명시하여야 하는데, 천정이나 벽면 및 바닥에 대한 입력 변수들은 ASH-RAE의 Transfer Function Method를 이용한다.⁽⁴⁾ 이때 단일 존에 대한 냉난방 부하를 계산하는 방법에는 에너지 제어 방법과 온도 제어 방법의 두 가지가 있다. 에너지 제어 방법은 존의 실내 온도가 난방 설정 온도 T_{min} 과 냉방 설정 온도 T_{max} 범위내에 있다면 부하는 계산되지 않는다. 그러나 존의 실내온도가 T_{max} 보다 상승되거나 T_{min} 보다 떨어진다면 설정온도 범위내로 존의 실내온도를 유지하기 위하여 에너지가 필요한데, 이것이 열열부하가 된다.

한편 실내 습도는 최대 습도 한계치 W_{max} 와 최소 습도 한계치 W_{min} 사이에서 변화하도록 허용된다. 만일 계산된 실내 습도가 이러한 한계 범위를 벗어난다면, W_{max} 와 W_{min} 사이에 있도록 하는데 필요한 에너지가 잠열 부하이다.

온도 제어 방법에서는 실내 온도와 실내 습도는 외기조건과 냉난방 기기들에 의존한다. 환기나 실내에서 발생하는 열, 즉 인체 및 기기

발열 등에 의하여 실내에 열이 공급되거나 제거될 수 있다.

여기서 두 방법의 중요한 차이점은 에너지 제어방법의 경우, 주 열원 공급열량을 제외한 보조 열원에 의한 공급열량은 단순히 부족한 열량을 충당하기 위한 양이며, 에너지 제어의 관점에서 열연부하와 잠열부하를 각각 계산하게 된다는 점이다. 그러나 실제 계산시 보조열원이 부족한 열량을 정확하게 공급한다는 것이 현실적으로 어려운데, 이것이 에너지 제어방법의 단점이다. 한편 온도 제어방법에서는 에너지 방정식에 미리 보조열원에 의한 공급열량을 포함시켜서 현실적인 방법으로 전체 계산을 수행하게 된다. 그러나 이러한 이론적인 방법이 실제 장치에 적용될 경우 기기들에 대한 정확한 제어장치가 필요하다는 것이 이 방법의 단점이다.

본 연구에서는 단일 존에 대한 냉난방 부하를 계산하기 위하여 Zone Model법에 의한 에너지 제어 방법을 이용하였다.

Zone Model법에서 단일 존 내부에서의 모든 요소들에 대한 열전달식들을 풀기 위해서 각각의 열전달식들을 다음과 같은 행렬 방정식 형태로 만든다.

$$[Z_{i,j}] \cdot (T_{s,i}) = (X_i) \dots\dots\dots (1)$$

여기서 $T_{s,i}$ 는 실 내부 i 요소의 내부 표면온도, X_i 는 $T_{s,i}$ 에 영향을 미치는 시간에 따른 입력값, $Z_{i,j}$ 는 구성요소 i, j 사이의 열전달에 관계되는 계수를 나타낸다.

식 (1)의 양쪽에 $(T_{s,i})$ 에 대한 역행렬 $[Z_{i,j}]^{-1}$ 를 곱하면 $(T_{s,i})$ 에 대한 식은 다음과 같다.

$$(T_{s,i}) = [Z_{i,j}]^{-1} \cdot (X_i) \dots\dots\dots (2)$$

위와 같은 방법에 의하여 단일 존 내부의 각 요소들(외벽, 내벽, 지붕, 천장, 바닥, 문 등)에 대한 열전달 식들은 ASHRAE에서 제안한 TFM방법을 이용하여 식 (2)의 형태로 만들어서 풀면 각 요소들의 온도가 계산된다.

이와 같이 계산된 단일 존 내부의 각 부위 온도를 이용하여 존 내부 공간에 대한 에너지 평형식을 단일 열용량계로 가정하여 나타내면 아래와 같다.

$$Cap \frac{Z_{ZF} - T_{Z1}}{\Delta t} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{vent} + \dot{Q}_{infl} + 0.3 \times \dot{Q}_{peop} + \dot{Q}_{int} + \dot{Q}_Z \dots\dots\dots (3)$$

여기서 T_{Z1} 및 T_{ZF} 는 계산구간에 대한 초기 및 마지막 시간의 실내온도를 나타낸다.

위의 식에서 존 내부의 각 벽면과 내부의 대류 열전달량(\dot{Q}_{conv}), 환기 및 침기에 의한 실내에서의 열취득량(\dot{Q}_{vent} , \dot{Q}_{inf})을 계산하는 방법은 아래와 같다.

$$\dot{Q}_{conv} = \sum_{j=1}^N h_{c,j} \cdot A_j \cdot (T_{s,j} - T_z) \dots\dots\dots (4)$$

$$\dot{Q}_{vent} = m_{vent} \cdot C_p \cdot (T_{vent} - T_z) \dots\dots\dots (5)$$

$$\dot{Q}_{int} = m_{inf} \cdot C_p \cdot (T_a - T_z) \dots\dots\dots (6)$$

여기서 $h_{c,j}$ 및 $T_{s,j}$ 는 j 번째 벽면의 표면 열전달 계수 및 표면온도를 나타낸다.

이때 환기되는 공기량은 초기값으로 주어지고 침기되는 공기량은 다음과 같이 결정된다.

$$\dot{Q}_{infl} = \rho_a V_a [K_1 + K_2 (T_a - T_z) + K_3 W] \dots\dots\dots (7)$$

여기서 K_1, K_2, K_3 는 실험값으로 ASHRAE에 각 구조물에 대하여 전형적인 값으로 주어져 있다.

이때 에너지 제어 방법의 관점에서 존의 내부 온도를 최대 설정온도 T_{max} 와 최소 설정 온도 T_{min} 범위내로 유지하기 위하여 요구되는 현열부하는 아래와 같다.

$$\dot{Q}_{sens} = \dot{Q}_z + \dot{Q}_a + \dot{Q}_{int} + 0.3 \times \dot{Q}_{peop} + \sum h_{c,i} A_i (T_{s,i} - T_z) - C_p \frac{T_{ZF} - T_{Z1}}{\Delta t} \dots\dots\dots (8)$$

한편 임의의 순간에 대하여 존 내부에서의

절대 습도에 대한 평형식은 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\rho_a v_a \frac{dW_2}{dt} = m_{in}(W_a - W_2) + m_v(W_{vent} - W_2) + W_i \dots\dots\dots (9)$$

여기서 W_i 는 실내에서의 증기 발생율을 나타낸다.

이때 에너지 제어방법의 경우, 존 내부의 습도가 주어진 범위내에 존재하도록 하는데 요구되는 에너지가 잠열부하가 된다. 만약 존 내부 습도가 주어진 범위내에 있으면 잠열부하는 0이 되고 그렇지 않으면 잠열부하는 다음식으로 표시된다.

$$Q_{lat} = \Delta h_{vap} [m_{in}(W_a - W_2) + m_v(W_{vent} - W_2) + W_i] \dots\dots\dots (10)$$

여기서 Δh_{vap} 는 수분의 증발열을 나타낸다.

4. 공기식 집열창 시스템

공기식 집열창 시스템과 같이 특이한 형태의 창문이 설치된 건물의 부하해석은 일반 창문에 대한 기존의 열관류율 개념을 이용할 수가 없다. 따라서 공기식 집열창 시스템이 설치된 건물의 부하계산시에는 집열창 내창 표면에서 실내로 전달되는 열전달량, 집열창 내부에서 집열되거나 외부로 손실되는 열량을 별도로 부하 계산시에 고려하여야 한다. 이를 위하여 본 연구에서는 두 가지 방법을 검토하였다.

4.1 수치결과 이용방법 (Mode 1)

Mode 1은 공기식 집열창 시스템을 1차원적 구조로 가정하고서 시간별 외기 조건에 따른 동 시스템 내부의 열평형 방정식을 수치적 방법으로 해석한 후, 이의 결과를 실내 부하 계산시 필요로 하는 입력값으로 이용하는 방법이다.

공기식 집열창 시스템 내부에서의 열전달현

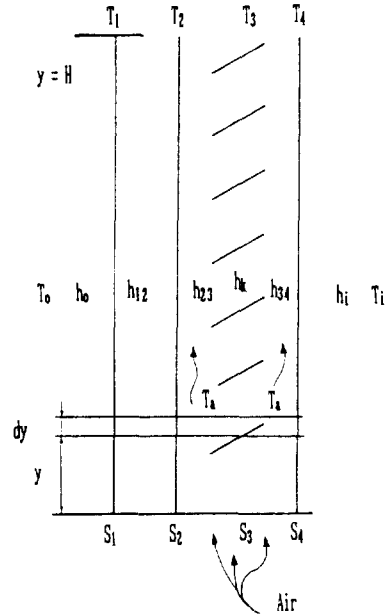


Fig.2 Schematic diagram for heat transfer analysis of an airflow window system.

상을 1차원적으로 해석하기 위하여 채택된 동 시스템의 개략적인 구조는 Fig.2와 같다.

Fig.2에서 보면 집열창 시스템의 전체 높이는 H(m)이며, 실외 및 실내 온도는 T_o , T_i 로 일정하게 유지된다.

태양열이 집열창으로 입사될 때에 집열창 각 부위에 흡수된 열량(Q_1 , Q_2 , Q_3 , Q_4)들은 T_i 의 온도를 가지는 실내공기가 동 시스템 내부를 통과하게 되면 열교환 작용에 의하여 집열창 각 부위의 온도를 T_1 , T_2 , T_3 , T_4 및 T_a 로 유지하게 된다.

이때 집열창 시스템의 외창 표면에 입사된 태양 일사량은 집열창에서 반사되어 외부로 손실되기도 하고 실내로 투과되기도 하며 동 시스템의 각 부위에 흡수되기도 하는데 본 연구에서는 이러한 태양열의 분율을 Net Radiation Method를 이용하여 구하였다.⁽⁵⁾

Fig.2에 나타난 집열창 시스템 각 부위에서 미소면적 dy 를 채택한 후 열평형 방정식을 쓰면 아래와 같다.

$$h_o(T_1 - T_o) + h_{12}(T_1 - T_2)dy = Q_1 dy \dots (11)$$

$$h_{12}(T_2 - T_1) + h_{23}(T_2 - T_3)dy + h_{24}(T_2 - T_4)dy + h_k(T_2 - T_a)dy = \dot{Q}_2 dy \dots\dots\dots (12)$$

$$h_{23}(T_3 - T_2)dy + h_{34}(T_3 - T_4)dy + 2 \cdot h_k \cdot (W/S)(T_3 - T_a)dy = \dot{Q}_3 dy \dots\dots\dots (13)$$

$$h_i(T_4 - T_i)dy + h_{34}(T_4 - T_3)dy + 2 \cdot h_k(T_4 - T_a)dy = \dot{Q}_4 dy \dots\dots\dots (14)$$

$$h_k(T_2 - T_a)dy + 2 \cdot (W/S) \cdot h_k(T_3 - T_a)dy + h_k(T_4 - T_a)dy = m \cdot C_p \cdot dT_a \dots\dots\dots (15)$$

위의 식에서 m 는 집열창으로 유입되는 공기 유량 [kg/s]를 나타낸다.

이때 첨자 1 및 2는 실외 이중창, 첨자 3은 베니치안 블라인드, 첨자 4는 실내의 단창, 첨자 a 는 집열창 시스템 내부를 흐르는 공기를 나타낸다.

또한 위의 식에서 사용된 대류 열전달 계수 h_k 는 Fanger에 의하여 제안된 실험식을 이용하였다.⁽⁶⁾

$$h_k = 2.42 \lambda_a/d_k R_e^{0.35} [W/m^2\text{ }^\circ\text{C}] \dots\dots\dots (16)$$

또한 복사 열전달계수 h_{ij} 는 다음과 같은 식을 이용하였다.

$$h_{ij} = \frac{5.7 \times (T_i^2 + T_j^2) (T_i + T_j) \times 10^{-8}}{1/\epsilon_i + 1/\epsilon_j} [W/m^2\text{ }^\circ\text{C}] \dots\dots\dots (17)$$

여기서 i, j 는 집열창의 각 부위를 나타내며 실내, 외 창표면에서의 열전달 계수 h_i, h_o 는 Locmanhekin이 제안한 실험식들을 이용하였다.⁽⁷⁾

$$h_o = 9.7 V^{0.605} [W/m^2\text{ }^\circ\text{C}], V > 2.0 \text{ m/s} \\ = 12.7 [W/m^2\text{ }^\circ\text{C}], V < 2.0 \text{ m/s} \\ h_i = 1.42 (\Delta\theta/Z)^{1/4} [W/m^2\text{ }^\circ\text{C}] \dots\dots\dots (18)$$

여기서 V 는 외기의 풍속[m/s], Z 는 각 위치의 높이[m], $\Delta\theta$ 는 높이에 따른 실내의 온도차 [°C]를 나타낸다.

본 연구에서 기본 방정식들(식(11)~식(15))의 수치해석시 Gauss Siedel Method을 이용하였다.⁽⁹⁾ 이때 공기식 집열창 시스템의 전체 높이는 20개의 미소한 구역으로 나누어서 계산을 수행하는데 전(front) 구역에서 해가 수렴되면 수렴된 값을 다음(next) 구역의 초기값으로 이용하여 다음(next) 구역을 수렴시켰다.

이와 같은 방법으로 시간에 따른 실내의 온도조건 및 태양 일사량등의 변화에 대하여 집열창 시스템 내부의 열전달 현상을 수치 해석한 후, 시간별로 계산된 집열창 시스템의 각 부위 온도를 이용하여 실내로 투과된 일사량 Q_T 및 내창을 통한 열전달량 Q_m 및 내창을 통한 열전달량 Q_c 를 계산하게 된다.

이때

$$Q_T = I_T \cdot \tau \cdot A_w \dots\dots\dots (19)$$

$$Q_c = \int h_i(T_i - T_i)dA_w \dots\dots\dots (20)$$

$$Q_m = \int m \cdot C_p dT \text{이다} \dots\dots\dots (21)$$

일반적으로 이 방법은 집열창 시스템 내부의 열전달 현상을 정확하게 고려하는 것이 가능하지만 시뮬레이션 시간이 많이 소요되며 일반적인 건물의 부하 해석 프로그램에 적용하는 것은 기술적으로 어려움이 많다는 것이 단점이다.

4. 2 대륙열전달을 이용방법 (Mode 2)

Mode 2는 집열창 내창 표면 및 집열창 내부에서의 가상적 열전달율(U_1, U_2)과 집열창에 입사된 일사량의 흡수 및 투과율(H_1, H_2)을 실내의 온도차 및 일사량에 대한 가상적 상관관계로 나타낸후 이 값들을 이용하는 방법이다.

공기식 집열창 시스템은 일사량의 존재 유무에 따라서 열적인 특성이 크게 차이가 있으므로 위에서의 열전달율과 일사량 분율들을 일사량 존재 유무에 따라서 실내의 온도차 및 일사량에 대한 열평형식으로 나타내면 아래와 같다.⁽⁸⁾

- 일사량이 존재하지 않는 경우
- o 내창 표면에서의 유효 열전달율 [U_1]

$$U_1 = h_{total} \cdot (T_{wi} - T_i) / (T_o - T_i) \dots\dots\dots (22)$$

- o 집열창 시스템 내부공간에서의 가상적 열전달율 [U_2]

$$U_2 = m \cdot C_p \cdot (T_{\beta} - T_{\bar{\beta}}) / [(T_o - T_i) \cdot A_w] \dots\dots\dots (23)$$

여기서 U_1 및 U_2 가 크다는 것은 내창 표면 및 집열창 내부에서 열손실이 크다는 것을 의미한다.

- 일사량이 존재하는 경우
- o 내창표면에서의 열전달율 [H_1]

$$H_1 = h_{total} \cdot (T_{wi} - T_i) - U_1 \cdot (T_o - T_i) \cdot A_w / I_1 \cdot A_g \dots\dots\dots (24)$$

- o 집열창 시스템 내부공간에서 흡수되는 일사량의 분율 [H_2]

$$H_2 = [m \cdot C_p \cdot (T_{\beta} - T_{\bar{\beta}})] - U_2 \cdot A_w \cdot (T_o - T_i) / I_1 \cdot A_w \dots\dots\dots (25)$$

여기서 H_1 및 H_2 가 크다는 것은 집열창을 통한 열취득이 크다는 것을 의미한다.

이때 T_{wi} 는 내창 표면온도[$^{\circ}\text{C}$], T_i 는 실내온도[$^{\circ}\text{C}$], T_{β} 는 집열창 입구에서의 공기 온도[$^{\circ}\text{C}$], $T_{\bar{\beta}}$ 는 집열창 출구에서의 공기 온도[$^{\circ}\text{C}$]를 나타낸다. 또한 h_{total} 는 내창 표면에서의 복사 및 대류 열전달계수[$\text{W}/\text{m}^2\text{C}$]을 나타내며 A_w 는 집열창 전체의 넓이 [m^2], A_g 는 집열창에서 창틀을 제외한 유리창의 넓이 [m^2]을 나타낸다.

위에서 제시된 열전달계수 및 일사량의 분율 (U_1, U_2, H_1 , 및 H_2)들은 실험에 의하여 도출할 수도 있고 앞에서의 1차원 이론식에 의한 해석 결과로 부터 도출할 수도 있다.

앞에서 제시된 계수 및 분율들을 이용하여 공기식 집열창 시스템이 설치된 건물의 부하 해석시 필요로하는 실내로 투과된 일사량 Q_T , 내창 표면에서 전달되는 열량 Q_c , 및 집열창 내부에서 집열되거나 손실되는 열량 Q_m 을 계산하는 식은 아래와 같다.

$$Q_T = I_1 \cdot \tau \cdot A_g \dots\dots\dots (26)$$

$$Q_c = U_1 \cdot (T_o - T_i) \cdot A_w + H_1 \cdot I_1 \cdot A_g \dots\dots\dots (27)$$

$$Q_m = U_2 \cdot (T_o - T_i) \cdot A_w + H_2 \cdot I_1 \cdot A_g \dots\dots\dots (28)$$

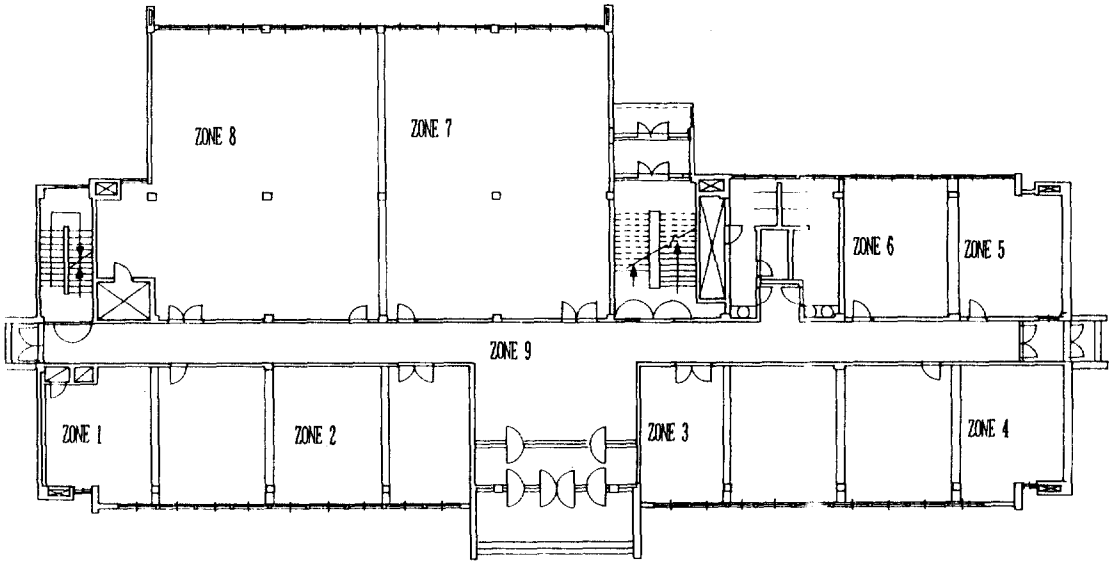
이 방법은 시뮬레이션 시간이 Mode 1 보다는 적게 소요되며 일반적인 건물 부하 해석 프로그램에 쉽게 적용할 수가 있다. 그러나 이 방법은 집열창 시스템 설계변수들의 변화에 따라서 열전달율과 일사량의 분율을 미리 확보해야 한다는 단점이 있다.

5. 모델 건물의 설정

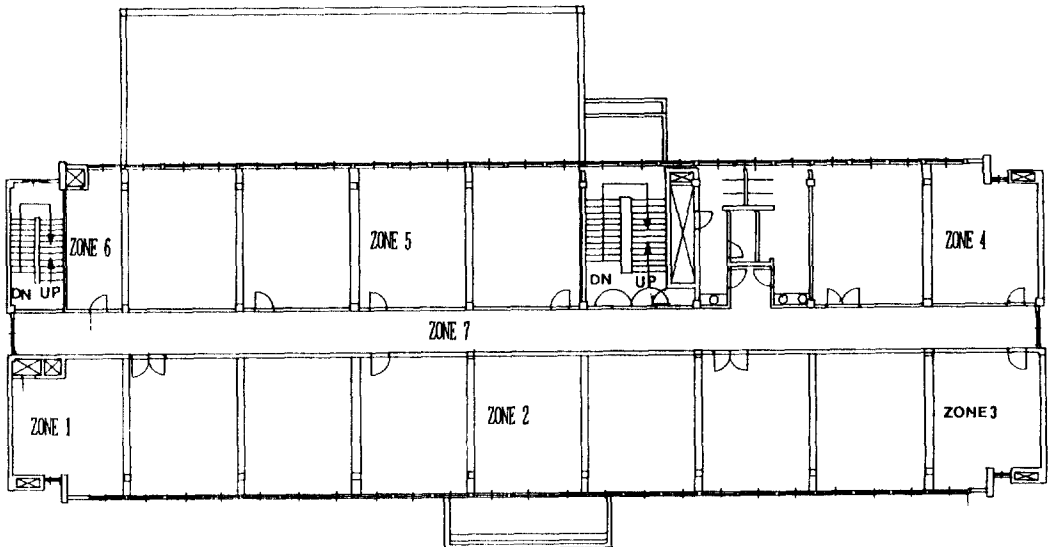
일반 이중창 및 공기식 집열창 시스템이 설치되어 있는 동일 규모의 건물에 대하여 최대 냉난방 부하 및 에너지 소요량을 산출, 비교하기 위하여 설정된 모델 건물은 아래와 같다.

모델 건물은 3층 규모의 연면적이 4521 m^2 인 남향의 장방형 일반 사무소 건물이다. 이때 각 층에 대하여 실내의 온도 조건이 다르게 나타날 수 있는 구역을 여러개의 존으로 나누었는데 1층은 총 9개로 나누었으며 2,3층은 총 7개로 나누어서 계산을 수행하였다.

Fig.3에 모델 건물의 1층 및 2,3층에 대한 단면도를 나타내었으며 Table 1에 모델 건물의 제원을 나타내었다.



(a) Section of 1st floor



(b) Section of 2nd, 3rd floor

Fig.3 Section of the model building

Table 1. Specification of the model building for load analysis

Floor	Area(m ²)	Floor height(m)	Ceiling height(m)
Pent house	174	—	—
3rd floor	934	3.7	2.5
2nd floor	934	3.7	2.5
1st floor	1,185	4.5	3.0
Basement	1,185	4.8	—
Total	4,521		

6. 결과 및 고찰

6.1 Model과 Mode2에 의한 계산결과 비교

공기식 집열창 시스템이 설치된 대상 건물을 채택한 후, 공기식 집열창 시스템의 열적인 특성을 고려할 수 있는 앞에서의 2가지 Mode를 사용하여 계산된 연간 전체 부하 결과를 비교하므로써 이들 두 Mode에 대한 신뢰성을 평가할 수 있다. 이를 위하여 채택된 대상건물은 천정 및 바닥의 면적이 30m²이며 높이가 3m인 장방형의 단층건물이다. 이때 집열창은 남향면과 동향면의 2곳에 설치되어 있는데 크기가 3×1m (폭×높이)이며 공기 유입구 간격은 0.02m이고 베니치안 블라인드의 색상은 검정색으로 되어 있다.

실내에는 2명의 사람이 상주해 있으며 실내의 환경을 쾌적하게 유지하기 위하여 환기되는 공기의 양은 75kg/h이다. 실내의 온도 및 상대습도의 초기값은 21℃, 50%로 하였으며 난방을 위한 최소 온도 및 습도의 설정조건은 21℃, 50%, 냉방을 위한 최대 온도 및 습도의 설정조건은 25℃, 60%로 하였다. 또한 기상자료는 서울의 것을 사용하였다.

부하계산시, Mode 2를 사용하는 경우에는 가상된 열전달율을 초기 입력값으로 설정하여 놓아야 한다. 그래서 이를 위하여 공기식 집열창 시스템에 대한 1차원적 이론해석 방법에 의한 열전달 해석결과를 식(21)~식(24)에 대입하여 미리 도출한 값을 이용하였다.

Table 2는 대상건물에서 공기식 집열창 시스템에 대한 Mode 1 및 Mode 2를 사용하여 연간 전체 부하를 계산 하였을때 소요된 전체 CPU 시간을 나타낸 것이다. 여기서 계산에 사용한 Computer는 AT급으로 CPU 속도는 20MH_z이다.

Table 2. CPU time for load analysis of model building by Mode 1 and Mode 2

	Calculation period	CPU time
Mode 1	1.1 - 12.31	912 min
Mode 2	1.1 - 12.31	25 min

Table 2에 보면 Mode 1을 사용한 경우에는 CPU시간이 192분이 소요되었으며 Mode 2를 사용한 경우에는 25분이 소요되었다. 그러므로 Mode 1을 사용할 경우가 Mode 2보다는 약 7.7 배의 계산시간이 더 소요된다는 것을 알 수 있다.

이것은 Mode 1을 사용할 경우, 매 시간별 외기 및 실내 조건에 대하여 집열창 내부에서의 열전달식들을 수렴시켜야 하기 때문이다. 즉 본 연구에서 채택된 대상건물이 1개의 실내공간을 가지는 단층건물이므로 대형건물에서 1개의 존이라고 할 수 있다. 그러므로 여러개의 존을 가지는 대형 건물에 대하여 부하계산을 할 경우에 Mode 2를 사용하게되면 Mode 1을 사용하는 것보다 계산시간을 상당히 단축시킬 수 있을 것이다.

Fig.4 및 Fig.5는 대상건물에서 Mode 1 및 Mode 2를 각각 사용하여 연간 전체 부하를 계산한 후 동계의 대표적인 달로서 1월달, 하계의 대표적인 달로서 8월달에 대한 계산 결과를 나타낸 것이다.

그림에서 보면 실내에 있는 사람이 2사람으로 고정되어 있고 환기 및 침기되는 공기의 양이 두 Mode에서 모두 같게 고려 되기 때문에 Q_{peop} , Q_{vent} , Q_{lat} 에 대한 결과는 두 Mode 모두에서 거의 일치되는 결과를 나타내고 있다. 그러나 태양 일사량 및 외기조건의 변화가 고려된 Q_{conv} , Q_{sens} 는 1월달에는 Mode 2에 의한 결과가 Mode 1에 의한 결과보다 약 10%정도 작은 값을 나타내고 있

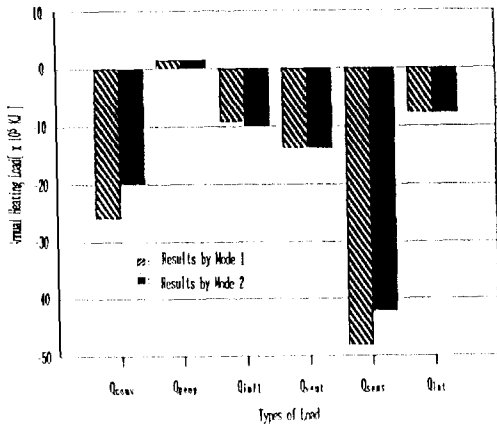


Fig.4 Results of load analysis during Jan.

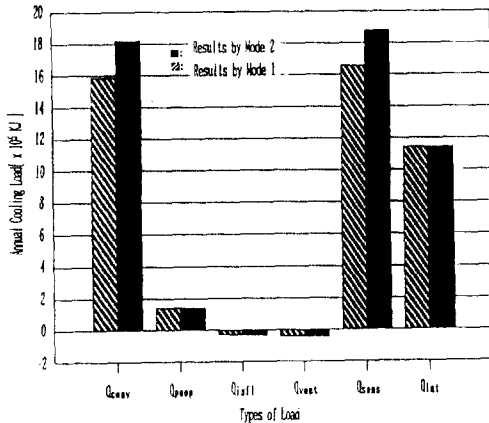


Fig.5 Results of load analysis during Aug.

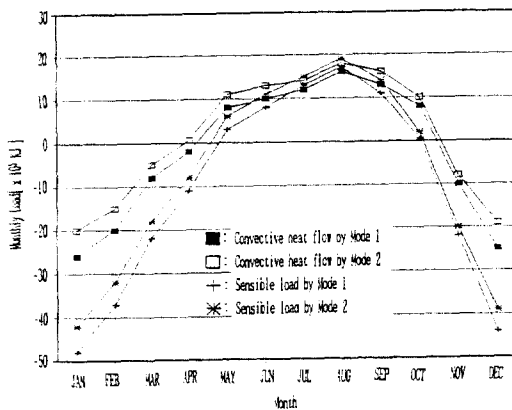


Fig.6 Results of monthly load by mode 1 and mode 2

으며 8월달에는 약 10%정도 큰 값을 나타내고 있다.

Fig. 7은 Mode 1 및 Mode 2를 사용하여 계산된 결과 중에서 월별 변화가 큰 Q_{sens} 및 Q_{conv} 를 비교하여 나타낸 것이다.

그림에서 보면 Q_{conv} 및 Q_{sens} 는 1월-4월 및 11월-12월, 즉 난방기간의 6개월간은 Mode 2에 의한 결과가 Mode 1에 의한 결과보다 약 10%가량 크게 나타나고 5월-10월, 즉 냉방기의 6개월간은 Mode 2에 의한 결과가 약 10%정도 적게 나타나서 연간 전체 결과는 두 Mode의 결과가 거의 일치하게 나타나고 있다.

이와같이 부하계산 결과가 냉난방 기간에 대하여 오차가 있는것은 Mode 2에 의한 방법을 이용할 경우가 Mode 1에 의한 방법을 이용할 경우보다도 동일 외기조건에 대하여 실내로 유입되는 열량이 많게 고려되기 때문인데 일반적으로 시뮬레이션 결과가 30%이내에 정밀도를 가지면 타당성이 인정됨을 볼때⁽²⁾ 본 연구의 Mode 1과 Mode 2방법은 공기식 집열장 시스템이 설치된 건물의 부하계산에 무리없이 사용될 수 있을 것이다.

Table 3. Input data of model building

		Thermal condition
Room temperature	Heating	21°C
	Cooling	26°C
Relative humidity	Heating	55%
	Cooling	35%
Infiltration	Office	0.2회/h
	Corridor, Lobby	2회/h
Occupants	Office	0.2인/m ²
	Corridor, Lobby	0.1인/m ²

6.2 최대 냉난방 부하 및 연간 에너지 소요량

연면적이 4521m²인 3층 규모의 대상 건물에 일반 이중창 및 공기식 집열장 시스템이 각각 설치되어 있을때 이들에 대한 최대 냉난방 부하량 및 연간 에너지 소요량을 비교하므로써

공기식 집열창 시스템의 열적인 특성과 에너지 절약성을 규명할 수가 있다.

본 연구에서는 건물의 부하계산에 창문에서 발생하는 열손실량을 고려하기 위하여 일반 이중창인 경우는 기존의 열관류율 값을 이용하였으며 공기식 집열창 시스템인 경우에는 Mode 2를 사용하였다. 이때 공기식 집열창의 경우 Mode 2를 이용하기 위하여 채택한 가상적 열전달을 및 일사량 분율들은 1차원 이론 해석 방법에 의하여 도출된 값들을 이용하였다.

최대 냉난방 부하량 및 연간 에너지 소모량을 계산하기 위하여 채택된 기상조건은 서울의 것을 사용하였으며 대상건물에 대한 입력조건은 Table 3과 같다.

Fig.7은 Table 4에 나타난 여러가지 형태의 일반 이중창 및 공기식 집열창 시스템이 각각 설치되어 있는 같은 규모의 대상 건물에서 냉난방기기 선정시에 필요로 하는 최대 냉난방 부하량을 나타낸 것이다. 이때 최대 냉난방 부하는 건물자체의 부하를 의미하기 때문에 실내의 쾌적환경을 위하여 필요로 하는 일정한 양의 신선외기가 실내로 유입되지 않는 경우이다. 그림에서 보면 최대 냉방부하는 $C-4 < C-3 < C-2 < C-1$ 순서로 나타나며 최대 난방 부하는 $C-3 = C-4 < C-2 = C-1$ 의 순으로 나타낸다.

따라서 일반 이중창인 경우에는 유리창이 채택된 경우(C-2)가 투명한 유리창인 경우(C-1)보다 최대냉방부하는 약 6% 정도 적게 나타나며 최대난방부하는 동일한 값을 나타내어 유리창의 색상변화가 최대난방부하에는 영향을 미치지 못함을 나타낸다. 그리고 공기식 집열창 시스템인 경우에는 베니치안 블라인드를 흰색으로 한 경우(C-4)가 검정색으로 한 경우(C-3)보다 최대냉방부하는 약간 적게 나타나지만 최대난방부하는 차이가 없게 나타난다. 이것은 최대 냉방부하가 요구되는 시간이 하절기의 주간인 경우이지만 최대 난방 부하가 요구되는 시간은 동절기의 야간인 경우이므로 최대 난방 부하의 계산시에는 일사량이 영향을 미치지 못하기 때문이라 사료된다.

전반적으로 공기식 집열창 시스템인 경우는 일반 이중창인 경우보다 최대냉방부하가 12.5-

17% 정도 적게 나타나며 최대 난방부하는 약 19.5% 정도 적게 나타나서 냉난방 장비 선정시 용량의 선정에 유리함을 나타내고 있다.

실제 건물의 경우 일반적으로 실내의 환경을 개선시키기 위하여 실내 거주자 1인당 약 20 CMH의 신선 외기를 실내로 유입시키고 있다. 이와 같은 일정한 양의 신선외기가 계속적으로 실내로 유입되는 경우에 건물에서의 동적 부하를 계산하게 되면 이것은 보일러, 냉동기 및 펌프 등의 효율이 포함되지 않은 상태의 에너지 소요량이라고 할 수 있다.

Table 4. Various types of an airflow window system and a double pane window

Type of window		Characteristic
C-1	Double pane window	Transparent glass($\tau=0.77$)
C-2		Colored glass($\tau=0.44$)
C-3	Airflow window system	Blind with black colour
C-4		Blind with white colour

Table 5. Various types of an airflow window system and a double pane window

Type of window		Characteristic
C-1	Double pane window	Transparent glass($\tau=0.77$)
C-2		Colored glass($\tau=0.44$)
C-3	Airflow window system/	No controlled air flow, Blind with black colour
C-4		Controlled air flow, Blind with black colour
C-5		No Controlled air flow, Blind with white colour
C-6		Controlled air flow, Blind with white colour
C-7		No Controlled air flow, Blind with black and white colour
C-8		Controlled air flow, Blind with black and white colour

Fig.8은 Table 5에 나타난 여러가지 형태의 일반 이중창 및 공기식 집열창 시스템이 각각

설치되어 있는 대상건물에서 공조 시간대(월-금(AM 8시-PM 5시), 토(AM 8시-PM 1시)에 냉방과 난방에 요구되는 총 에너지($Q_{sens} \times Q_{lat}$)와 이에 가장 큰 영향을 미치는 Q_{conv} (실내 각 벽면과 실내부와의 대류열전달량)을 나타낸 것이다.

공조시간대의 에너지 소요량을 계산할때 TRNSYS프로그램에는 원하는 시간대에만 열원기기를 작동할 수 있는 Subroutine이 없기 때문에 1년간 연속적으로 에너지 소요량을 계산한 후 공조 시간대의 에너지 소요량만을 합산한 값이다. 그래서 비공조 시간대에 저장된 축열부하의 효과를 고려하지 않아 실제적인 건물에서의 부하값과 상당한 차이가 있을 수 있다. 그러나 일반창과 집열창 시스템에 대한 에너지 소요량의 상대적인 비교에는 무리가 없을 것이다.

그림에서 보면 2가지 경우의 일반 이중창 및 6가지 경우의 공기식 집열창이 설치된 건물에 대한 연간 에너지 소요량을 나타낸 것인데 일반 이중창인 경우에는 채색된 이중창(투과율: 0.44) 및 투명한 이중창(투과율: 0.7)이 설치된 것으로 하였으며 공기식 집열창 시스템인 경우에는 공기의 유동이 제어되거나 제어되지 않는 경우에 대하여 베니치안 블라인드의 색상이 검정 및 흰색인 경우에 대한 것이다.

공기식 집열창 시스템의 경우에 공기의 유동이 제어된다는 것의 의미는 난방부하가 요구되는 동계에 일사량이 존재하지 않으면 실내공기가 집열창 시스템 내부를 통과하면서 열손실을 일으키게 된다. 그래서 이 때에는 공기식 집열창으로 통과되는 공기의 유동이 없게 한다. 또한 하계에는 집열창을 통과한 공기가 외기의 온도보다 높은 상태로 공조기로 들어가게 되면 냉방부하가 증가하게 된다. 그래서 이 때에는 집열창을 통과한 공기를 공조기로 들어가게 하지 않고 외부로 버린다는 것을 의미한다. 그리고 베니치안 블라인드의 색상이 변경된다는 것의 의미는 난방부하가 요구되는 동계에는 검정색을 사용하고 냉방부하가 요구되는 하계에는 흰색을 사용한다는 것을 의미한다.

그림에서 불매 실내를 구성하는 각 벽면(벽면, 천정 및 창문)의 표면과 실내부와의 대류 열전

달을 나타내는 Q_{conv} 이 C-1>C-3>C-2>C-4>C-7>C-8>C-5>C-6>의 순서를 나타내는데 이러한 차이는 창문을 통한 열전달량이 차이가 있기 때문에 나타나는 현상이라 사료된다. 이에 비하여 건물의 냉난방에 소요되는 전체 에너지는 C-1=C-3>C-2>C-5>C-7>C-6>C-4>C-8>의 순서를 나타내고 있다.

여기서 공기의 유동이 제어되지 않는 집열창 시스템이 설치된 건물은 C-3, C-5, 및 C-7의 경우로서 이들의 연간 에너지 소모량($Q_{sens} + Q_{lat}$)은 C-3이 8.7×10^6 (MJ)이고 C-5은 8.3×10^6 (MJ)이며 C-7은 7.9×10^6 (MJ)이다.

이때 일반 이중창이 설치된 건물은 C-1 및 C-2로서 연간 에너지 소모량이 C-1은 8.7×10^6 (MJ)이고 C-2은 8.4×10^6 (MJ)이다.

즉, 공기의 유동이 제어되지않는 공기식 집열창 시스템이 설치된 경우인(C-3, C-5 및 C-7)의 연간 에너지 소모량은 일반 이중창인 경우에 설치된 경우인(C-1, C-2)와 거의 같거나 최고 9%이내에서 적게 나타났다.

공기의 유동이 제어되는 집열창 시스템이 설치된 건물은 C-4, C-6 및 C-8의 경우인데 7.0×10^6 (MJ)로서 공기의 유동이 제어되지 않는 C-3, C-5 및 C-7의 경우 보다 전반적으로 낮은 에너지 소모량을 나타내어 공기식 집열창 시스템은 공기의 유동이 제어될때 열적 성능이 향상됨을 알 수 있다.

공기의 유동 뿐만 아니라 베니치안 블라인드의 색상도 집열창 시스템의 열적 성능에 크다란 영향을 미치게 되는데 공기의 유동이 제어되지 않을 때에는 블라인드의 색상이 흰색인 경우(C-5)가 검정색인 경우(C-3)보다 연간 에너지 소모량이 약 4.5% 더 적게 나타나며 공기의 유동이 제어 될때에는 베니치안 블라인드의 색상이 검정색인 경우(C-4)가 흰색인 경우(C-6)보다 연간에너지 소요량이 약 2.7%정도 더 적게 나타난다.

이것으로 부터 불 때 베니치안 블라인드의 색상을 연중 한가지색으로 채택하는 것이 요구된다면 공기의 유동이 제어되지 않는 경우에는 흰색의 베니치안 블라인드를 사용하는 것이 열적으로 유리하며 공기의 유동이 제어되는 경우

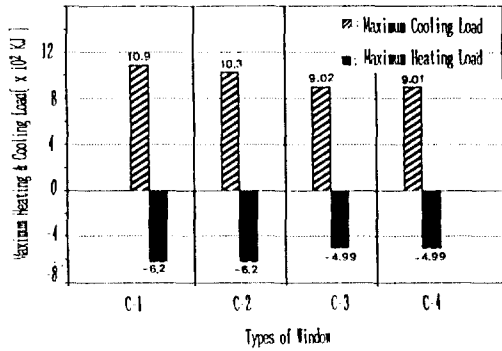


Fig.7 Maximum heating and cooling load of the model building

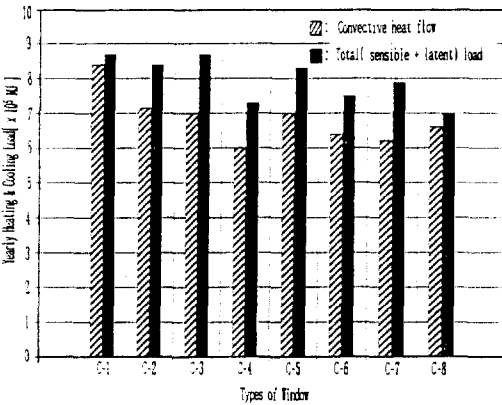


Fig.8 Results of yearly energy consumption for intermittent air conditioning

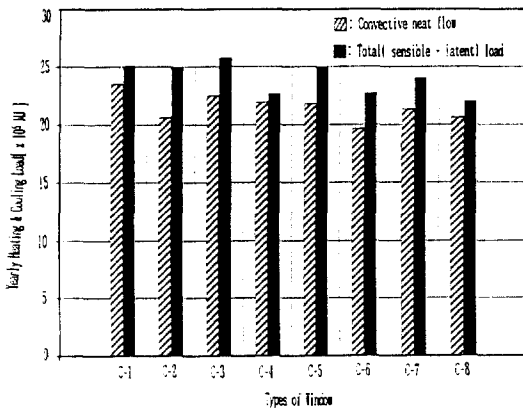


Fig.9 Results of yearly energy consumption

에는 검정색 베니치안 블라인드를 사용하는 것이 열적으로 유리하다는 것을 알 수 있다.

위의 여러가지 집열창 시스템의 경우(C-3, C-8)중에서 에너지 소모량이 가장 적은 것은 베니치안 블라인드의 색상을 하계에는 흰색으로 사용하고 동계에는 검정색으로 사용하면서 공기의 유동이 제어되는 C-8의 경우이다. 즉 베니치안 블라인드의 색상과 공기의 유동을 제어할 경우 공기식 집열창 시스템은 일반 이중창인 C-1(투과율 : 0.7) 및 C-2(투과율 : 0.44)보다 19.5% 및 16% 정도의 연간에너지 소모량이 적게 소요됨을 나타내었다.

Fig.9는 Fig.8에서와 같이 2가지 경우의 일반 이중창 및 6가지 경우의 공기식 집열창 시스템을 가진 건물에 대하여 일년간 연속적으로 냉난방 기기를 운전할 때에 냉난방에 소요되는 에너지 소모량($Q_{sens} + Q_{lat}$) 및 Q_{conv} 을 나타낸 것이다.

그림에서 볼때 여러가지 경우에 대한 이들의 상대적인 비율은 Fig.8과 거의 유사한 분포를 나타내고 있다. 그러나 일반 이중창이 설치된 건물에 대한 공기식 집열창 시스템이 설치된 건물에서의 에너지 소모량 및 Q_{conv} 의 상대적인 비율이 공조 시간대의 결과인 Fig.8에서 보다 약 2-3%정도 차로 적게 나타나서 비공조시간 즉, 야간에는 공기식 집열창 시스템을 운영할 경우 공조 시간대인 주간보다 집열창 시스템의 효율성이 떨어짐을 나타내었다.

7. 결론

공기식 집열창 시스템과 같이 특이한 형태의 창문이 설치된 건물의 부하해석은 일반적인 열관류율 개념을 이용하여 부하해석을 할 경우 집열창에서 집열되는 열적 효과를 고려할 수가 없기 때문에 많은 오차를 수반할 수가 있다. 따라서 공기식 집열창 시스템이 설치된 건물에 대한 동적부하 해석방법을 개발하고 동 시스템의 열적인 특성을 규명하고자, 공기식 집열창 시스템 내부의 열전달 현상을 기존의 부하해석 프로그램에 고려할 수 있는 두가지 방법(Mode 1 : 집열창 시스템내부의 열전달 현상을 1차원적으로 수치해석한후 이를 이용하는 방법, Mode

2: 집열창 시스템내부의 열전달율을 실내외 온도차 및 일사량에 대한 상관관계로 나타낸후 이를 이용하는 방법)을 제시하였다.

이들 두가지 방법의 신로성을 검토하고자 전체 체적이 90m³이면서 공기식 집열창 시스템이 설치된 단층건물을 채택한 후 월별 냉난방 부하를 계산한 결과 최고 10%까지 오차를 나타내었지만 연간 전체 에너지 소요량은 거의 일치하는 경향을 나타내어서 공기식 집열창 시스템이 설치된 건물에서의 부하해석에 위의 두가지 Mode를 이용할 수 있음을 나타내었다.

따라서 공기식 집열창 시스템의 열적 특성을 규명하고자 연면적이 3421m²인 3층 규모의 대상건물에 공기식 집열창 시스템 및 일반 이중창이 각각 설치되어 있다고 가정한 후 일반 이중창인 경우에는 기존의 열관류율 개념을 이용하고 공기식 집열창 시스템인 경우에는 Mode 2를 이용하여 최대 냉난방 부하 및 연간에너지 소요량을 계산한 결과 베니치안 브라인드의 색상이 계절에 따라서 변화되며 공기의 유동이 제어되는 공기식 집열창 시스템이 설치된 건물은 일반 이중창이 설치된 건물에서 보다 최대 냉방 부하는 12-17%, 최대 난방 부하는 19.5%, 연간 에너지 소요량은 약20% 정도 적게 나타났다.

참 고 문 헌

1. 김두천, 1988, "건물공조시스템의 간이해석용 프로그램 비교연구", 공기조화 냉동공학회 규격제정발표회, pp.23-75.
2. 송동철외, 1990, "건물에너지 해석 전산화에 관한 연구" 한국전력공사.
3. TRNSYS, 1983, "A Transient System Simulation Program", Solar Energy Lab. Rep., No.38, University of Wisconsin-Madison.
4. ASHRAE, 1977, Handbook of Fundamentals, Chapter 25.
5. Siegel, R. and Howell, J.R., 1981, Thermal Radiation Heat Transfer, McGraw Hill.
6. Fanger, P.O., 1964, Varmeovergang Mellen Rogog Vange, Storsten Ingenior, nr4, Kopenhavn.
7. Lockmanhekin, M., 1975, "Procedure for Determining Heating and Cooling Loads for Computerizing Energy Calculation, Algorithm for Building Heat Transfer Subroutines", ASHRAE, Newyork.
8. Brandle, K. and Boehm, R.F., 1981, "Evaluation of Airflow Window, Final Report", Lawrence Berkeley Laboratory.
9. Anderson, D.A., Tannehill, J.C. and Pletcher, R.H., 1984. Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer, McGraw Hill.
10. 박상동외, 1991, 공기식 집열창 시스템 개발 연구 (III), 한국동력자원연구소.