

## Research Report

## 온실 난방부하 산정방법의 검증 및 틈새환기와 지중전열의 영향 분석

신현호, 남상운\*

충남대학교 지역환경토목학과

### Validation of Load Calculation Method for Greenhouse Heating Design and Analysis of the Influence of Infiltration Loss and Ground Heat Exchange

Hyun-Ho Shin and Sang-Woon Nam\*

Department of Agricultural and Rural Engineering, Chungnam National University, Daejeon 305-764, Korea

**Abstract:** To investigate a method for calculation of the heating load for environmental designs of horticultural facilities, measurements of total heating load, infiltration rate, and floor heat flux in a large-scale plastic greenhouse were analyzed comparatively with the calculation results. Effects of ground heat exchange and infiltration loss on the greenhouse heating load were examined. The ranges of the indoor and outdoor temperatures were  $13.3 \pm 1.2^\circ\text{C}$  and  $-9.4 \sim +7.2^\circ\text{C}$  respectively during the experimental period. It was confirmed that the outdoor temperatures were valid in the range of the design temperatures for the greenhouse heating design in Korea. Average infiltration rate of the experimental greenhouse measured by a gas tracer method was  $0.245 \text{ h}^{-1}$ . Applying a constant ventilation heat transfer coefficient to the covering area of the greenhouse was found to have a methodological problem in the case of various sizes of greenhouses. Thus, it was considered that the method of using the volume and the infiltration rate of greenhouses was reasonable for the infiltration loss. Floor heat flux measured in the center of the greenhouse tended to increase toward negative slightly according to the differences between indoor and outdoor temperature. By contrast, floor heat flux measured at the side of the greenhouse tended to increase greatly into plus according to the temperature differences. Based on the measured results, a new calculation method for ground heat exchange was developed by adopting the concept of heat loss through the perimeter of greenhouses. The developed method coincided closely with the experimental result. Average transmission heat loss was shown to be directly proportional to the differences between indoor and outdoor temperature, but the average overall heat transfer coefficient tended to decrease. Thus, in calculating the transmission heat loss, the overall heat transfer coefficient must be selected based on design conditions. The overall heat transfer coefficient of the experimental greenhouse averaged  $2.73 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{C}^{-1}$ , which represents a 60% heat savings rate compared with plastic greenhouses with a single covering. The total heating load included, transmission heat loss of 84.7~95.4%, infiltration loss of 4.4~9.5%, and ground heat exchange of -0.2~+6.3%. The transmission heat loss accounted for larger proportions in groups with low differences between indoor and outdoor temperature, whereas infiltration heat loss played the larger role in groups with high temperature differences. Ground heat exchange could either heighten or lessen the heating load, depending on the difference between indoor and outdoor temperature. Therefore, the selection of a reference temperature difference is important. Since infiltration loss takes on greater importance than ground heat exchange, measures for lessening the infiltration loss are required to conserve energy.

**Additional key words:** design standard, energy saving, floor heat flux, infiltration rate, transmission heat loss

\*Corresponding author: [swnam@cnu.ac.kr](mailto:swnam@cnu.ac.kr)

※ Received 23 January 2015; Revised 8 April 2015; Accepted 22 May 2015. 본 연구는 농림축산식품부 첨단생산기술개발사업에 의해 이루어진 것임.

## 서 언

우리나라의 채소재배 온실면적은 2013년 현재 51,058ha로 이 중에서 단동온실이 88.2%이고, 연동온실이 11.8%의 비율을 차지하고 있다. 단동온실에는 보온을 위해 다중피복(33.8%), 보온덮개(24.6%), 수막시설(12.7%) 및 다겹보온커튼(11.0%) 등이 사용되고 있으며, 연동온실에는 부직포커튼(41.0%), 다겹보온커튼(33.2%) 및 알루미늄스크린(6.4%) 등이 사용되고 있다. 이와 같이 대부분의 온실들이 열손실을 줄이기 위한 보온시설을 갖추고 있으며, 난방을 하는 시설면적도 30.4%를 차지하고 있다(MAFRA, 2014). 우리나라는 시설원예 생산비 중 난방비가 차지하는 비중이 30~40% 내외로 매우 높고 난방유류를 전량 수입에 의존하고 있어 채소류 수출의 국제 경쟁력 면에서도 크게 불리한 입장이기 때문에 난방비를 절감할 수 있는 방안들이 절실히 요구되고 있다(Lee et al., 2011).

시설재배에 있어서 환경설비의 용량 부족은 혹한기 또는 혹서기에 작물의 생육에 치명적인 영향을 미칠 수 있다. 또한 설비용량의 과대설계는 설치비 면에서 비경제적일 뿐만 아니라 에너지의 효율적 이용 측면에서도 불리하므로 적정 설비용량의 결정은 매우 중요하다(Nam et al., 2014). 적정 설비용량을 결정하기 위해서는 먼저 정확한 난방부하의 산정이 필요하다. 난방부하는 일반적으로 관류열부하, 환기전열부하, 지중전열부하 등으로 구성되어 있다. 관류열부하는 온실의 피복면을 관류하는 열손실로서 대류, 전도, 복사 등 3가지 열전달 형식이 모두 관련된다. 따라서 온실 피복재의 단열성과 보온성에 의해서 크게 좌우되며, 특히 피복재의 복사전열 특성이 중요한 역할을 한다(Takakura, 1993). 환기전열부하는 피복면의 틈새를 통한 누기 열손실과 환기구를 통한 자연환기 및 강제환기 열손실로 구분된다. 누기는 피복재의 종류, 시공상태, 유지관리 상태에 따라 다르나 일반적으로 난방의 측면에서는 불필요한 열손실이다. 환기는 주간과 과잉열의 제거나 습도조절 또는 작물의 가스장애 등을 극복하기 위한 것으로서 열손실이 의도적이거나 불가피한 경우가 대부분이다(Albright, 1990). 지중전열부하는 온실내의 지중에 저장된 열이 온실의 기온상태나 일사상태에 따라 증감되는 현상으로서(Kim et al., 1997), 야간의 지중전열부하는 주간과 토양에서의 축열 정도나 난방 설정 실내온도 등에 따라 다르지만 대체로 -20~+20%정도이다(JGHA, 2007).

온실의 환경설계에서 난방부하를 구하는 방법은 국가별

로 차이를 보이고 있다. 관류열부하는 미국이나 일본, 우리나라 모두 동일하다. 환기전열부하는 일본에서는 환기전열계수와 온실의 피복면적을 이용하여 계산하고, 미국은 틈새 환기율과 온실의 체적을 이용하여 구한다. 지중전열부하는 일본의 경우 실내외 기온차에 따른 경험치를 이용하여 구하는 반면 미국은 지중전열부하를 고려하지 않고 있다. 우리나라는 고시된 설계기준이 없지만 농어촌연구원의 환경설계 기준(안)에 따라 일본의 난방부하 산정방법과 거의 동일한 방법을 사용하고 있다(ASABE, 2008; JGHA, 2007; Nam, 2013).

이와 같이 환기전열부하와 지중전열부하는 산정방법이나 적용여부가 제각각이고, 온실의 규모에 따라 각각의 방법에는 큰 차이가 있으므로 보다 정확히 국내에 적용할 수 있는 방법을 정립할 필요가 있다.

따라서 본 연구에서는 원예시설의 환경설계 중 난방부하 산정방법에 대한 검증을 위하여 대규모 플라스틱 온실에서 총난방부하와 틈새환기율, 지중전열량을 측정하고, 계산결과와 비교 분석하였으며 지중전열 및 틈새환기가 온실의 난방부하에 미치는 영향을 검토하였다.

## 재료 및 방법

### 실험온실과 환경계측

실험온실은 충남 부여군 규암면 합송리에 위치한 폭 8m, 길이 93m, 처마높이 5m, 지붕높이 7.4m인 16연동 플라스틱 온실로 피복재는 0.15mm PO필름이고, 알루미늄 스크린(차광 85%, 보온 40%) 2층과 산광스크린(차광 40%, 보온 20%)을 보온커튼으로 사용하고 있다. 재배 작물은 방울토마토(품종: 미니찰)로 수경재배를 하고 있으며, 2013년 9월 5일에 정식하였다. 난방방식은 300kW 전기 온수보일러 4대를 사용하고, 유량  $0.25\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ 의 순환펌프 4대를 사용하여 온수배관으로 열을 공급하며, 온수배관에는 총 80대의 팬코일유닛이 부착된 FCU(Fan Coil Unit system)형 온수난방 방식이다. 난방부하 실험은 2013년 12월 1일부터 2014년 3월 31일까지 수행하였다.

온실의 난방부하를 측정하기 위하여 온실로 유입되는 지점과 유출되는 지점의 배관 표면에 온도센서(HTR10, Hans System, Korea)를 부착하였으며, 틈새환기율을 측정하기 위하여 CO<sub>2</sub>센서(OPUS20, Dostmann, Germany)를 이용하였다. 또한, 지중전열부하를 구하기 위하여 지표면에 열류센서(MF-81, EKO, Japan)를 매설하고 지중 50cm 깊이에

지온센서(Thermocouple K-type, Komets, Korea)를 설치하였다. 온실의 실내외 환경을 계측하기 위하여 온습도 센서(MicroLogPro II, Fourtec, Israel), 일사센서(LP02, Hukesefflux, Netherlands), 풍속센서(EE75, E+E Elektronik, Austria)를 각각 설치하였다. 온실의 난방부하 실험에 사용한 온실의 규격 및 계측기의 배치는 Fig. 1과 같다.

**난방부하 분석방법**

온실의 총난방부하는 보일러에서 온실로 유입되는 배관의 입출구 온도(°C)와 유량으로부터 다음 식 (1)로 구하였다.

$$Q_{total} = M_w C_p (T_i - T_o) \tag{1}$$

여기서,  $Q_{total}$ 은 총난방부하(kW),  $M_w$ 는 온실에 공급된 온수의 질량 유량( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ),  $C_p$ 는 물의 비열( $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{°C}^{-1}$ ),  $T_i$ 와

$T_o$ 는 온수배관의 입구와 출구 온도(°C)이다.

온수의 질량 유량은 1분 간격으로 계측한 난방 가동여부와 온수 펌프의 유량으로 산정하였으며, 온수 배관의 입출구 온도(°C)는 온실로 유입되는 지점과 유출되는 지점의 배관에 온도센서를 부착하여 계측하였다.

환기전열부하는 가스트레이서법으로 틈새환기율을 실측하여 식 (2)로 구하였다.

$$q_v = \rho_i c_p N V \Delta t \tag{2}$$

여기서,  $q_v$ 는 환기전열부하(W),  $\rho_i$ 는 실내공기의 밀도( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ),  $c_p$ 는 실내공기의 비열( $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{°C}^{-1}$ ),  $N$ 은 틈새환기율( $\text{s}^{-1}$ ),  $V$ 는 온실의 체적( $\text{m}^3$ ),  $\Delta t$ 는  $t_i - t_o$ 로 실내외 기온차(°C)이다.

틈새환기율은 가스트레이서법에 의하여 보온커튼을 모두 닫은 상태에서 CO<sub>2</sub> 가스를 온실에 주입하여 교반팬으로

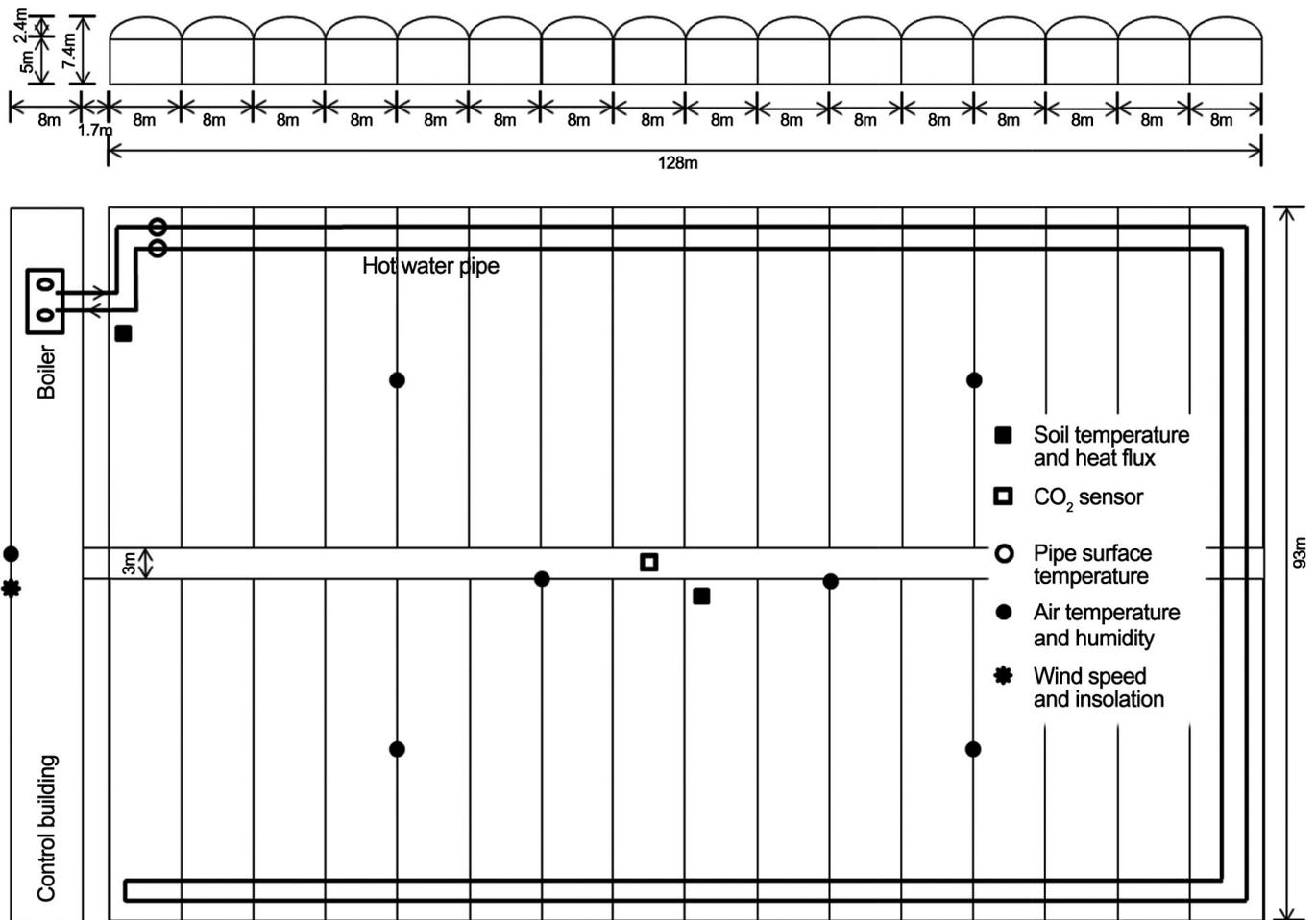


Fig. 1. Size of the experimental greenhouse and location of hot water pipes and sensors.

잘 섞어준 후 시간 경과에 따른 CO<sub>2</sub> 농도 감소를 측정하여 다음 식으로 구하였다(Babstista et al., 1999; Ham, 1993; Nederhoff et al., 1985; Watanabe, 1986).

$$N = \frac{2.303}{t_1 - t_2} \log \frac{C_2}{C_1} \quad (3)$$

$$C_1 = C_{in,t_1} - C_{out} \quad (4)$$

$$C_2 = C_{in,t_2} - C_{out} \quad (5)$$

여기서, N은 틈새환기율(h<sup>-1</sup>), C<sub>in,t<sub>1</sub></sub>과 C<sub>in,t<sub>2</sub></sub>는 시간 t<sub>1</sub>과 t<sub>2</sub>에서의 온실 내 CO<sub>2</sub> 농도(ppm), C<sub>out</sub>은 외부의 CO<sub>2</sub>농도(ppm)이다.

지중전열부하는 온실 중앙과 측면의 지표면에 열류센서를 설치하여 지중열류를 측정하고, 온실의 바닥면적을 곱하여 구하였으며, 식 (6)에 의한 방법과 비교하였다.

$$q_s = FL_p(\Delta t - \phi) \quad (6)$$

여기서, q<sub>s</sub>는 지중전열부하(W), F는 온실의 외주부 단위 길이당 열손실계수(W·m<sup>-1</sup>·°C<sup>-1</sup>), L<sub>p</sub>는 온실의 둘레길이(m), φ는 온실내부의 지중열 공급에 의한 부하저감 기준온도차(°C)로 지중열류의 방향이 바뀌는 시점의 실내외 기온차(°C)이다.

또한, 온실 측면과 중앙의 열류센서를 설치한 지점의 깊이 50cm에 지온 센서를 매설하여 지중온도를 측정하고 비교하였다.

관류열부하는 다음 식 (7)과 같이 구할 수 있다.

$$q_t = UA_c \Delta t \quad (7)$$

여기서, q<sub>t</sub>는 관류열부하(W), U는 피복재의 열관류율(W·m<sup>-2</sup>·°C<sup>-1</sup>), A<sub>c</sub>는 온실의 피복면적(m<sup>2</sup>), Δt는 실내외 기온차(°C)이다.

총난방부하는 관류열부하, 환기전열부하, 지중전열부하의 합으로 구성되어 있다. 실험실에서 온실의 피복재료별 열관류율을 실측한 사례는 많이 있으나(Diop et al., 2014; Hwang et al., 2013; Lee et al., 2011; Nijskens et al., 1984), 대형 온실에서 관류열 부하를 직접 실측하는 것은 불가능하다. 따라서 본 연구에서 관류열부하는 총난방부하에서 환기전열부하와 지중전열부하를 빼서 구하였다.

$$Q_{total} = q_t + q_v + q_s \quad (8)$$

$$q_t = Q_{total} - q_v - q_s \quad (9)$$

## 결과 및 고찰

### 총난방부하 분석

1분 간격으로 측정한 기상자료와 난방부하 실측 데이터를 1시간 단위로 평균을 구하여 분석에 사용하였다. 난방부하 분석을 위하여 보온커튼을 여닫는 시간을 기준으로 하여 주야간으로 구분하였으며, 보온커튼을 닫고 난방이 시작된 후 다음 날 보온커튼을 열 때까지의 데이터 중 안정적으로 측정된 데이터를 선별하여 분석하였다. 난방부하 분석에 사용된 데이터는 총 385세트와 실내외 기온차에 따라 14개 그룹으로 나누어 분석하였으며 그룹별 평균온도차는 Table 1과 같다.

실험기간 동안 실내기온은 평균 13.3 ± 1.2°C로 유지되었고, 실외기온은 -9.4 ~ +7.2°C의 범위를 보였다. 실내온도의 측정결과와 실제 실험 온실의 야간 난방 설정온도인 13 ~ 15°C와 거의 유사하였다. 실험기간이 평년에 비하여 따뜻한 편이라서 실내외 기온차가 최대 21°C까지밖에 없었다. 우리

**Table 1.** Data grouping, number of data sets, and average difference between indoor and outdoor temperature.

Δt (°C)	Sorting (Δt = t <sub>i</sub> - t <sub>o</sub> )	Number of sets	Temperature difference (°C)	
			Average	Standard deviation
8	Δt < 8.5	2	8.1	0.02
9	8.5 ≤ Δt < 9.5	10	9.0	0.24
10	9.5 ≤ Δt < 10.5	21	10.0	0.28
11	10.5 ≤ Δt < 11.5	34	11.0	0.26
12	11.5 ≤ Δt < 12.5	41	12.1	0.28
13	12.5 ≤ Δt < 13.5	50	12.9	0.27
14	13.5 ≤ Δt < 14.5	57	14.0	0.31
15	14.5 ≤ Δt < 15.5	37	15.0	0.27
16	15.5 ≤ Δt < 16.5	47	15.9	0.27
17	16.5 ≤ Δt < 17.5	25	16.9	0.26
18	17.5 ≤ Δt < 18.5	21	17.9	0.26
19	18.5 ≤ Δt < 19.5	19	19.0	0.34
20	19.5 ≤ Δt < 20.5	18	19.8	0.23
21	Δt ≥ 20.5	3	20.7	0.30
Total		385	14.3	2.84

나라의 난방설계 외기온(TAC 1%)을 보면 대관령이 -18.6°C로 가장 낮고, 제주가 0.0°C로 가장 높다(Nam et al., 2014). 온실의 난방 온도를 8~16°C로 설정한다면 가능한 실내외 기온차는 약 8~34.6°C이므로 본 실험 결과는 유효한 자료로 판단된다. 온실의 난방설계 기준에서는 실내외 기온차를 10~30°C의 범위로 설정하면 충분할 것으로 판단된다.

난방부하 실측 결과는 대체로 실내외 기온차에 비례하여 증가하는 것을 볼 수 있었으나 편차가 비교적 크게 나타났다. 이는 난방부하 실험에서 배관의 유량을 실측하지 않고 펌프 가동시간을 측정하여 유량을 환산하는 과정에서 발생한 오차로 판단된다. 따라서 본 연구에서는 실험오차를 감안하여 실내외 기온차 그룹별 평균을 구하여 분석하였으며, Fig. 2와 같이 실내외 기온차가 증가할수록 난방부하도 증가하는 경향을 나타내었다.

**환기전열부하 분석**

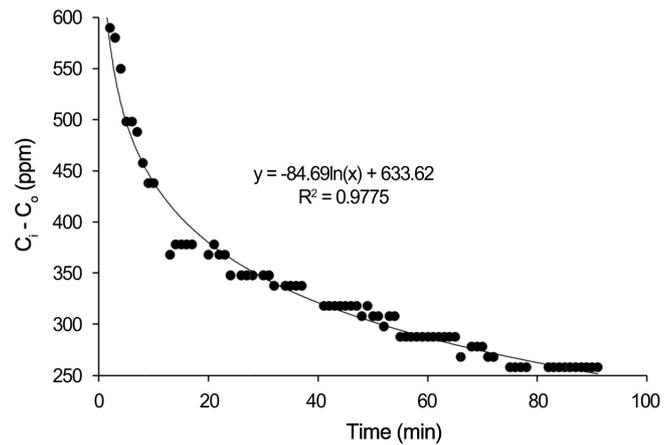
환기전열부하를 구하기 위하여 실험온실에서 가스트레이서법으로 틈새환기율을 실측하였다. 가스트레이서법이란 CO<sub>2</sub> 가스를 온실에 주입하여 시간 경과에 따른 CO<sub>2</sub> 농도 감소를 계측하여 틈새환기율을 구하는 방법이다. 작물이 있을 경우 광합성 작용으로 인하여 CO<sub>2</sub>농도에 외적인 요인으로 작용할 수 있어 토마토 철거 기간을 이용하여 총 5회에 걸쳐 실험을 실시하였다. Fig. 3은 가스트레이서법에 의한 틈새환기율 실험 예로서 탄산가스 주입 후 시간 경과에 따른 실내외 탄산가스 농도차를 보여주는 것이다.

식 (3)의 방법으로 틈새환기율을 구한 결과 Table 2와 같이 나타났다. 본 실험온실의 틈새환기율은 평균 0.245h<sup>-1</sup>이

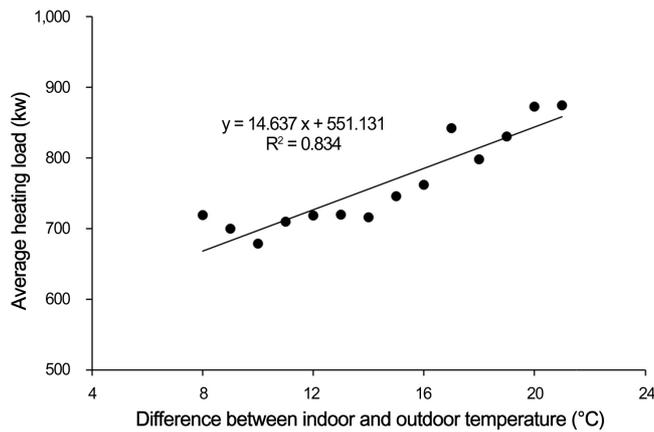
며, 0.117~0.392h<sup>-1</sup>의 범위로 나타났다. 미국 온실설계 기준(ASABE, 2008)에 의하면 2층 플라스틱 온실의 틈새환기율은 0.75~1.5h<sup>-1</sup>로 제시하고 있다. 본 실험온실은 플라스틱 온실에 3층커튼(알루미늄스크린 2층 및 산광스크린 1층)을 사용하므로 틈새환기율이 훨씬 작은 것을 알 수 있다. 일본의 온실설계기준(JGHA, 2007)에 의하면 3층 커튼을 사용한 온실의 단위피복면적당 환기전열계수는 0.05~0.15W·m<sup>-2</sup>·°C<sup>-1</sup>로 제시하고 있다. 이것과 비교하기 위하여 본 실험결과와 틈새환기율을 온실 피복면적 기준으로 환산하면 평균 0.22 W·m<sup>-2</sup>·°C<sup>-1</sup>(0.10~0.35W·m<sup>-2</sup>·°C<sup>-1</sup>)으로 나타났다. 0.10~0.15 W·m<sup>-2</sup>·°C<sup>-1</sup>범위에서는 일치하지만 대체로 일본의 기준보다는 상당히 큰 것으로 판단된다.

환기전열부하를 미국기준에서는 위의 식 (2)로 구하며, 일본기준은 다음 식 (10)으로 구한다.

$$q_v = h_v A_c \Delta t \tag{10}$$



**Fig. 3.** Representative experiments for infiltration rate measured by the tracer gas method.



**Fig. 2.** Average heating load of the experimental greenhouse according to the difference between indoor and outdoor temperature.

**Table 2.** Measured infiltration rates for the experimental greenhouse.

No.	Infiltration rate (h <sup>-1</sup> )	Average wind speed (m·s <sup>-1</sup> )	Difference between indoor and outdoor Temperature (°C)
1	0.335	0.5	10.3
2	0.198	1.9	4.1
3	0.392	1.0	15.2
4	0.184	2.4	15.3
5	0.117	0.4	12.5
Average	0.245	1.2	11.5

여기서,  $h_v$ 는 환기전열계수( $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$ ),  $A_c$ 는 피복면적( $m^2$ ),  $\Delta t$ 는 실내외 기온차( $^\circ C$ )이다. 식 (2)와 식 (10)을 같다고 보고,  $h_v$ 에 대해서 정리하면 식 (11)과 같다.

$$h_v = \rho_i c_p N \left( \frac{V}{A_c} \right) \quad (11)$$

온실의 체적과 피복면적의 비( $V/A_c$ )는 온실의 측고와 연동수에 따라 큰 차이를 보인다. 따라서,  $h_v$ 를 일정한 값으로 사용하는 일본의 기준은 문제가 있을 것으로 판단되며, 환기전열부하는 온실의 체적과 틈새환기율을 이용하는 방법이 합리적인 것으로 판단되었다.

총 5회에 걸쳐 실시한 틈새환기율 실측 결과의 평균값을 이용하여, 식 (2)를 이용하여 환기전열부하를 구하였다. Table 3은 실내외 기온차 그룹별 환기전열부하의 평균을 나타낸 것이며, 실내외 기온차가 커질수록 환기전열부하도 증가하는 경향을 확인할 수 있었다.

#### 지중전열부하 분석

지중전열부하는 온실의 중앙과 측면의 지표면에서 열류 센서를 이용하여 실측하였다. 동시에 열류 측정지점의 50cm 깊이에서 지온을 측정하였다. 실험온실 전체의 지중전열량은 중앙과 측면에서 계측한 값을 평균하여 사용하였다. Table 4는 실내외 기온차 그룹별 온실 중앙과 측면의 지온을 비교한 것이다. 중앙이 측면보다 상당히 높은 것으로 나타났으며 전체 평균은  $15.0^\circ C$ 로 나타났다. 또한 실내외 기온차가

**Table 3.** Average infiltration loss of the experimental greenhouse by  $\Delta t$  group.

$\Delta t$ ( $^\circ C$ )	Infiltration loss (kW)	
	Average	Standard deviation
8	32.0	0.1
9	35.6	1.0
10	39.6	1.2
11	43.6	1.1
12	47.9	1.2
13	51.4	1.1
14	55.6	1.3
15	59.6	1.1
16	63.5	1.1
17	67.6	1.0
18	71.4	1.1
19	75.9	1.4
20	79.4	1.0
21	82.9	1.3
Total	57.0	11.6

**Table 4.** Comparison of soil temperature in the center and side of the experimental greenhouse by  $\Delta t$  group.

$\Delta t$ ( $^\circ C$ )	Center ( $^\circ C$ )		Side ( $^\circ C$ )		Average ( $^\circ C$ )	
	Average	Standard deviation	Average	Standard deviation	Average	Standard deviation
8	18.4	0.05	15.3	0.02	16.8	0.03
9	17.8	0.52	14.1	1.26	16.0	0.89
10	17.6	0.86	13.7	1.36	15.7	1.11
11	17.3	1.23	13.5	1.71	15.4	1.47
12	17.4	1.00	13.5	1.52	15.5	1.26
13	17.5	0.99	13.6	1.57	15.6	1.28
14	17.0	1.21	12.9	1.71	14.9	1.46
15	16.8	0.87	12.3	0.90	14.6	0.89
16	16.9	0.68	12.5	0.78	14.7	0.73
17	16.9	0.37	12.3	0.43	14.6	0.40
18	16.8	0.95	12.3	0.98	14.6	0.97
19	16.6	1.15	11.8	1.32	14.2	1.24
20	15.8	1.06	11.0	1.34	13.4	1.20
21	15.4	0.44	10.6	1.05	13.0	0.74
Total	17.1	1.06	12.9	1.53	15.0	1.30

커짐에 따라 지온이 낮아짐을 알 수 있고, 중앙과 측면의 지온차이는 더 커지는 것으로 나타났다.

Fig. 4는 실내외 기온차에 따른 지중열류 계측 결과를 나타낸 것이고, Fig. 5는 실내기온과 지온의 차이에 따른 지중열류 계측 결과를 나타낸 것이다. 실내기온과 지온의 차이에 따라서는 일정한 경향을 찾아보기 어려웠고, 온실 내의 지온은 노지와 상당히 차이가 있으므로 지온을 설계기준 자료로 활용하는 것은 불가능한 것으로 판단된다.

일본의 온실설계기준(JGHA, 2007)에서는 실내외 기온차에 따른 지중열류의 경험값을 표로 제시하고 있으며 이것을 직선으로 표시하면 Fig. 4의 실선과 같다. 본 실측 결과와 비교하면 기울기는 측면의 실측값과 비슷하지만 값은 상당히 낮고, 평균치와 비교하면 중앙 값은 비슷하지만 기울기가 상당히 차이가 나는 것을 알 수 있다. 따라서 이 값을 사용할 경우 온실의 크기가 커지면 지중전열부하 값이 너무

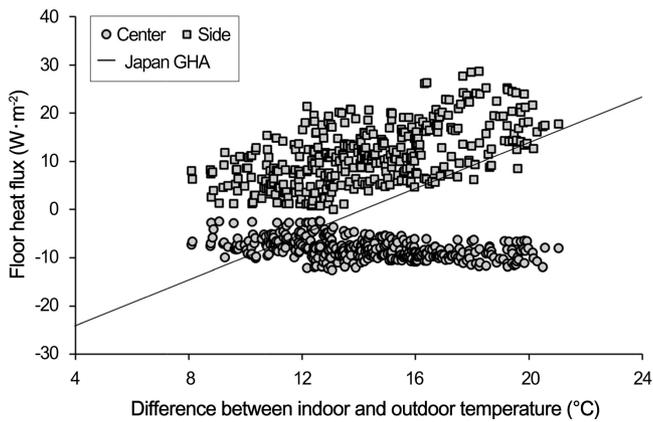


Fig. 4. Measured floor heat flux according to the difference between indoor and outdoor temperature.

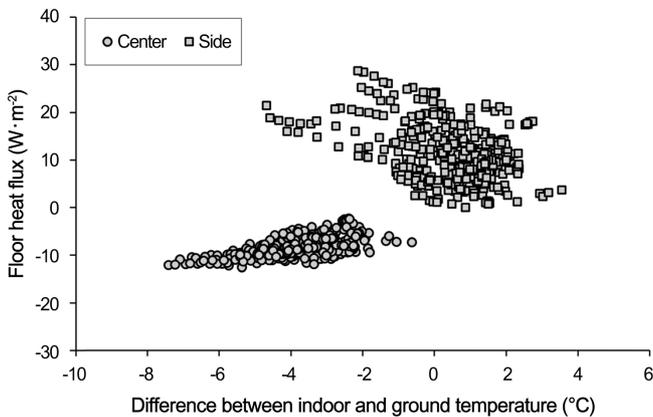


Fig. 5. Measured floor heat flux according to the difference between indoor and ground temperature.

크게 반영될 가능성이 높으므로 대규모 온실의 설계에 적용 가능한 새로운 설계기준의 정립이 필요한 것으로 판단된다.

Fig. 4에서 보면 온실의 중앙에서는 지온이 실내기온보다 높기 때문에 지중열류가 음(-)의 방향(부하저감)이고 측면에서는 대부분 지온이 실내기온보다 낮기 때문에 지중열류가 양(+)의 방향(부하증가)으로 나타나고 있다. 본 실험온실의 경우 128×93m의 대형온실로 낮 동안에 저장된 태양복사열로 온실중앙에서는 지온이 상당히 높게 나타나고 있기 때문에 판단된다.

Fig. 6은 실내외 기온차 그룹별 평균 지중전열부하를 나타낸 것이다. 온실 중앙에서 측정한 지중열류는 실내외 기온차에 따라 음으로 약간 증가하는 경향을 보이고, 온실 측면에서 측정한 지중열류는 실내외 기온차에 따라 양으로 크게 증가하는 경향을 보이고 있다. 이들을 평균한 결과 지중전열부하는 실내외 기온차에 따른 증가율이 현저히 감소하지만 뚜렷한 직선적 경향을 보이며, 실내외 기온차가 10°C 이하에서는 음의 값을 보이는 것으로 분석되었다. 실제 지중전열부하는 난방 설정온도가 지온보다 높으면 증가하고, 반대로 지온보다 난방 설정온도가 낮으면 감소하게 된다. 낮 동안 온실내 토양에 저장된 태양복사열 때문에 난방 설정온도가 매우 높지 않으면 지중전열부하는 그다지 크지 않을 것으로 판단된다. 이와 같은 이유로 미국의 온실설계기준(ASABE, 2008)에서는 지중전열부하를 무시하고 있는 것으로 생각된다.

한편, 바닥 난방을 하지 않는 콘크리트 슬래브 바닥은 바닥이나 지중으로 보다는 대부분 외주부(perimeter)를 통하여 열손실이 발생한다(SAREK, 2011; Spitler, 2010). 건물의 난방부하 산정에서 지면에 접한 바닥의 열손실이나 축사의 바

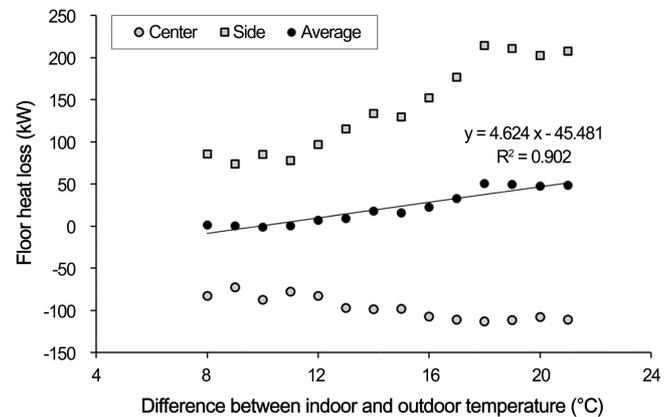


Fig. 6. Comparison of measured ground heat exchange by difference between indoor and outdoor temperature.

다를 통한 열손실은 다음 식 (12)를 이용하여 구한다.

$$Q_p = FL_p(t_i - t_o) \quad (12)$$

여기서,  $L_p$ 는 건물의 둘레길이(m),  $F$ 는 건물의 외주부 단위길이당 열손실계수( $W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ )로 실험적으로 결정되며 콘크리트 바닥의 축사에서는  $1.4 \sim 1.6 W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ 의 값을 사용한다(Albright, 1990).

온실은 일반 건물이나 축사에 비하여 규모가 크고, 낮 동안에 태양복사에너지가 입사되므로 바닥의 지온이 높아져서 밤 동안에 난방부하를 경감시키는 방향으로 작용하게 된다. 따라서 외주부를 통한 열손실을 이용하여 지중전열부하를 구하되, 온실 내부의 지중에서 공급되는 부하 감소분을 고려하여 지중전열부하를 구하는 공식을 유도하였다. 유도한 식은 다음 식 (13)과 같다.

$$q_s = FL_p(\Delta T - 10) \quad (13)$$

여기서, 10은 지중열류의 부호가 바뀌는  $\Delta T$ 이고, 이것을 부하저감 기준 온도차  $\phi$ 라 하면 지중전열부하는 재료 및 방법의 식 (6)과 같이 된다. 한편, 건물의 외주부 단위길이당 열손실계수  $F$ 는 실험온실의 측면에서 측정한 지중열류량에 바닥면적의 1/2을 적용하여 분석한 결과  $10.5 W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ 로 유도되었다.

이 방법으로 지중전열부하를 계산하고 온실 중앙 및 측면에서 측정한 지중열류의 평균과 비교한 결과 Fig. 7과 같이 잘 일치하는 것으로 나타났다. 다양한 온실에서의 실험을 통하여 외주부 단위길이당 열손실계수  $F$ 와 온실 내부의 지

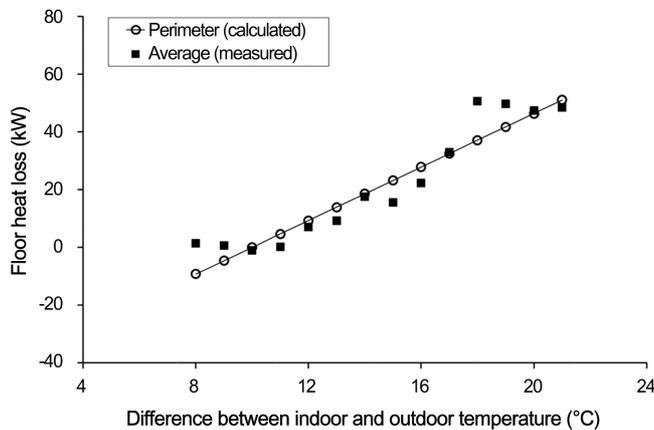


Fig. 7. Comparison of calculated and measured ground heat exchange by perimeter method.

중열 공급에 의한 부하저감 기준 온도차  $\phi$ 를 정립하면 이 방법으로 온실의 지중전열부하를 비교적 정확히 예측할 수 있을 것으로 판단된다.

지중열류의 부호가 바뀌는 기준 온도차는 일본에서 실험한 자료를 보면 무가온 온실에서  $22.5^\circ C$ (Ogura, 1982), 난방 온실에서는  $17.5^\circ C$ , 추운지방(고령지, 북해도, 동북지방 등)에서는  $15.0^\circ C$ 로 보고되었다(Okada, 1980). 본 연구에서는 실내외 기온차  $10^\circ C$ 를 기준으로 지중전열부하의 방향이 바뀌는 것으로 분석되어 차이가 큰 것으로 나타났다. 그 이유는 일본에서 실험한 온실은 대부분 0.3ha 미만의 소규모 온실이었고, 본 논문에서는 1.2ha의 대규모 온실이었기 때문으로 판단된다.

### 관류열부하 분석

관류열부하는 식 (9)와 같이, 총난방부하 실측값에서 환기전열부하와 지중전열부하를 빼면 된다. 본 연구에서 환기전열부하는 틈새환기율 실측치를 이용하여 계산하였고, 지중전열부하는 온실의 중앙과 측면의 지표면에서 실측한 지중열류를 이용하여 계산하였다.

실내외 기온차 그룹별 평균 관류열 부하는 Fig. 8과 같다. 총난방부하에 비하여는 직선성이 떨어지지만 대체로 실내외 기온차에 비례하는 경향을 보였다.

Table 5는 관류열부하와 실내외 기온차 및 온실의 피복재 면적을 이용하여 구한 열관류율을 정리한 것이다. 실내외 기온차가 클수록 평균 열관류율은 작아지는 경향을 보였으며 전체 평균 열관류율은  $2.73 W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$ 로 나타났다. 이는 Diop et al.(2014)의 hot box를 이용한 열관류율 측정 실험에

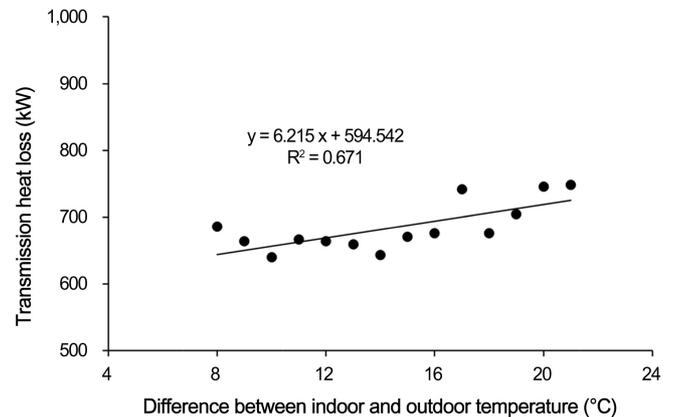


Fig. 8. Average transmission heat loss in the experimental greenhouse by difference between indoor and outdoor temperature.

**Table 5.** Average overall heat transfer coefficient (U) of the experimental greenhouse by  $\Delta t$  group.

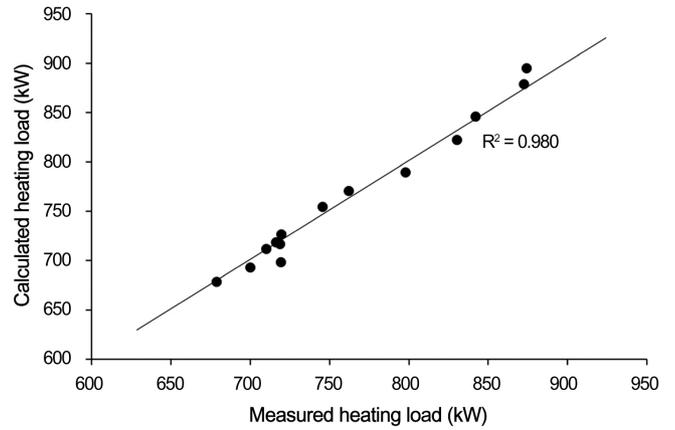
$\Delta t$ (°C)	U ( $W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$ )	
	Average	Standard deviation
8	4.73	0.14
9	4.12	0.70
10	3.58	0.79
11	3.38	0.78
12	3.08	0.73
13	2.85	0.58
14	2.58	0.48
15	2.51	0.54
16	2.38	0.52
17	2.46	0.54
18	2.12	0.29
19	2.08	0.43
20	2.11	0.32
21	2.03	0.34
Total	2.73	0.76

서, 실내외 기온차 20°C이하에서는 실내외 기온차에 따라 열관류율이 감소하는 경향을 보인다는 보고와 동일한 결과로 판단된다.

플라스틱 필름 온실의 열관류율  $6.75W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$ (JGHA, 2007)와 비교하면 60%의 열절감율을 보이는 것이다. 알루미늄 증착필름 + PE필름의 2층 커튼이 열절감율 55~65%인 것과 비교하면 본 실험온실은 3층 커튼을 쓰고 있으므로 일본의 설계기준에 비하여 다소 열절감율이 떨어지는 것으로 나타났다.

**난방부하 산정식의 검증**

실험온실의 난방부하를 계산하여 실측 난방부하와 비교하였다. Fig. 9는 난방부하 계산치와 실측치를 비교한 것으로 잘 일치하는 것으로 나타났다. Diop et al.(2014)이 온실용 피복재 및 보온재의 관류열전달계수를 측정한 실험결과도 열관류율이 실내외 기온차가 커짐에 따라 감소하고, 특히 실내외 기온차 20°C 이하에서 급격히 감소하는 경향을 보고하였다. 본 연구에서도 동일한 결과를 보이고 있으므로 온실의 난방부하를 구할 때 열관류율의 선택에 신중을 기할 필요가 있을 것으로 판단된다. 평균 열관류율을 사용하면 실내외 기온차가 클 경우 난방부하가 과대평가될 수 있고,



**Fig. 9.** Comparison of calculated and measured total heating load for the experimental greenhouse.

**Table 6.** Component ratio of total heating load for the experimental greenhouse by  $\Delta t$  group.

$\Delta t$ (°C)	Heat loss (%)			
	Transmission	Infiltration	Floor	Sum
8	95.4	4.4	0.2	100
9	94.8	5.1	0.1	100
10	94.3	5.7	-0.2	100
11	93.8	6.1	0.1	100
12	92.4	6.6	1.0	100
13	91.6	7.1	1.3	100
14	89.8	7.8	2.4	100
15	89.9	8.0	2.1	100
16	88.7	8.3	3.0	100
17	88.1	8.0	3.9	100
18	84.7	9.0	6.3	100
19	84.9	9.1	6.0	100
20	85.5	9.1	5.4	100
21	85.6	9.5	4.9	100
Total	89.9	7.6	2.5	100

반대로 실내외 기온차가 작을 경우에는 과소평가 되는 문제가 발생할 수 있다.

Table 6은 전체 난방부하 중에서 관류열부하, 환기전열부하 및 지중전열부하가 차지하는 비율을 정리한 것이다. 관류열부하가 84.7~95.4%, 환기전열부하가 4.4~9.5%, 지중전열부하가 -0.2~+6.3%를 차지하는 것으로 나타났다. 관류열부하는 실내외 기온차가 낮은 그룹에서 더 큰 비율을 차지하고, 환기전열부하는 실내외 기온차가 높은 그룹에서

더 큰 비율을 차지하는 것을 알 수 있었다. 지중전열부하의 경우 기온차가 낮은 그룹에서는 부하를 경감시키는 방향으로 작용하는 것으로 나타났다. 일본에서 실험한 사례를 보면 0.3ha 온실에서 지중전열부하는 전체난방부하의 10% 이내(Mihara et al., 1978)이고, 대형온실에서는 무시할 정도(Kozai et al., 1982)라고 하였으며, 본 실험온실(1.2ha)과 같은 대형온실에서는 대체로 지중전열부하가 크지 않은 것으로 판단된다.

전체적으로는 관류열부하가 89.9%, 환기전열부하가 7.6%, 지중전열부하가 2.5%로 나타났다. JGHA(2007)의 자료에 의하면 온실의 난방부하는 관류열부하 60~100%, 환기전열부하 0~20%, 지중전열부하 -20~+20% 정도로 구성되는 것과 일치하는 실험결과로 판단된다. 그러나 본 실험온실에 JGHA(2007) 기준을 그대로 적용할 경우 전체 난방부하 중에 지중전열부하가 차지하는 비율은 -28~+20%로 계산되었다. 일본의 기준은 규모가 작은 온실에서는 잘 일치하지만 온실의 규모가 커지면 지중전열부하가 과대하게 평가되므로 주의할 필요가 있으며, 본 연구에서 개발한 외주부를 통한 열손실 방식을 적용하면 온실의 규모에 관계없이 지중전열부하를 비교적 정확히 예측할 수 있을 것으로 판단된다.

## 초 록

원예시설의 환경설계 중 난방부하 산정방법에 대한 검증을 위하여, 대규모 플라스틱 온실에서 총난방부하와 틈새환기율, 지중전열량을 계측하여 계산결과와 비교 분석하였고, 지중전열 및 틈새환기가 온실의 난방부하에 미치는 영향을 검토하였다. 실험기간 동안 실내기온은  $13.3 \pm 1.2^{\circ}\text{C}$ , 실외기온은  $-9.4 \sim +7.2^{\circ}\text{C}$ 의 범위를 보였으며, 우리나라의 난방설계 외기온 범위에서 유효한 것으로 확인하였다. 가스트레이서법으로 측정된 틈새환기율은 평균  $0.245\text{h}^{-1}$ 로 나타났다. 온실의 피복면적에 일정한 환기전열계수값을 사용하는 방법은 온실의 규모에 따라서 문제가 있는 것으로 분석되었다. 따라서 환기전열부하는 온실의 체적과 틈새환기율을 이용하는 방법이 합리적인 것으로 판단된다. 온실 중앙에서 측정된 지중열류는 실내외 기온차에 따라 음으로 약간 증가하는 경향을 보이고, 온실 측면에서 측정된 지중열류는 실내외 기온차에 따라 양으로 크게 증가하는 경향을 보였다. 계측 결과를 바탕으로 온실의 외주부를 통한 열손실 개념을 도입한 새로운 지중전열부하 산정 방법을 개발하였으며, 검증결과 잘 일치하는 것으로 나타났다. 관류열부하는 대체로

실내외 기온차에 비례하는 것으로 나타났으나, 열관류율은 작아지는 경향을 보였다. 따라서 관류열부하 산정시 설계조건에 따라 열관류율의 선택에 주의를 기울여야 할 것으로 판단된다. 실험온실의 열관류율은 평균  $2.73\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$ 로 단일피복의 플라스틱 온실 대비 60%의 열절감율을 보이는 것으로 나타났다. 전체 난방부하 중에서 관류열부하가 84.7~95.4%, 환기전열부하가 4.4~9.5%, 지중전열부하가 -0.2~+6.3%를 차지하는 것으로 나타났다. 관류열부하는 실내외 기온차가 낮은 그룹에서 더 큰 비율을 차지하고, 환기전열부하는 실내외 기온차가 높은 그룹에서 더 큰 비율을 차지하는 것으로 나타났다. 지중전열부하의 경우 실내외 기온차가 낮은 그룹에서는 부하를 경감시키는 방향으로 작용하고, 실내외 기온차에 따라 부하를 증가시키거나 경감시키는 방향으로 작용하는 것으로 나타났으므로 이 기준 온도차의 선택이 중요한 것으로 판단된다. 지중전열부하에 비하여는 환기전열부하가 더 큰 비중을 차지하므로 에너지 절감을 위해서는 틈새환기율을 줄일 수 있는 대책이 필요한 것으로 판단된다.

**추가 주요어 :** 설계기준, 에너지절감, 지중열류, 틈새환기율, 관류열부하

## 인용문헌

- Albright, L.D. 1990. Environment control for animals and plants. American Society of Agricultural Engineers, Michigan, USA.
- American Society of Agricultural and Biological Engineers (ASABE). 2008. Standard: Heating, ventilating and cooling greenhouses. ANSI/ASAE EP406.4. ASABE, Michigan, USA.
- Baptista, F.J., B.J. Bailey, J.M. Randall, and J.F. Meneses. 1999. Greenhouse ventilation rate: Theory and measurement with tracer gas techniques. J. Agric. Eng. Res. 72:363-374.
- Diop, S., J.W. Lee, and H.W. Lee. 2014. Measurement and comparison of overall heat transfer coefficients for greenhouse covering materials with thermal screens. J. Korean Soc. Agric. Eng. 56(4):41-51.
- Ham, J.S. 1993. An evaluation on the accuracy of tracer-gas method in ventilation rate measurement. J. Archit. Inst. Korea. 9(12):71-79.
- Hwang, Y.Y., J.W. Lee, and H.W. Lee. 2013. Estimation of overall heat transfer coefficient for single layer covering in greenhouse. Protected Hortic. Plant Fac. 22:108-115.
- Japan Greenhouse Horticulture Association (JGHA). 2007. Handbook

- of protected horticulture 5<sup>th</sup> edition. JGHA, Tokyo, Japan.
- Kim, M.K., S.G. Lee, W.M. Seo, and J.E. Son. 1997. Design standards for greenhouse environment. Rural Development Corporation, Ansan, Korea.
- Kozai, T., T. Gunji, and I. Watanabe. 1982. Measurements and analyses of the daily heating load of a greenhouse. *J. Agric. Meteorol.* 38:279-285.
- Lee, H.W., S. Diop, and Y.S. Kim. 2011. Variation of the overall heat transfer coefficient of plastic greenhouse covering material. *J. Bio-Environ. Control* 20:72-77.
- Mihara, Y., Y. Naitou, and T. Takakura. 1978. Investigations on the heating load of a large plastic greenhouse. *J. Agric. Meteorol.* 33:189-193.
- Ministry of Agriculture, Food and Rural Affairs (MAFRA). 2014. Current status of greenhouses and products for vegetables in 2013. MAFRA, Sejong, Korea.
- Nam, S.W. 2013. Current status of greenhouse environmental design technique and comparison of standard weather data. *J. Korean Soc. Agric. Eng.* 55(4):28-36.
- Nam, S.W., H.H. Shin, and D.U. Seo. 2014. Comparative analysis of weather data for heating and cooling load calculation in greenhouse environmental design. *Protected Hort. Plant Fac.* 23:174-180.
- Nederhoff, E.M., J. Van De Vooren, and A.J. Udink Ten Cate. 1985. A practical tracer gas method to determine ventilation in greenhouses. *J. Agric. Eng. Res.* 31:309-319.
- Nijskens, J., J. Deltour, S. Coutisse, and A. Nisen. 1984. Heat transfer through covering materials of greenhouses. *Agric. For. Meteorol.* 33:193-214.
- Ogura, Y. 1982. Some results of actual observations of net radiation and soil heat transfer in unheated greenhouses. *J. Agric. Meteorol.* 37(4):303-308.
- Okada, M. 1980. Fundamentals and practices of greenhouse design: Ch.15 Heating. Yokendo Co. Ltd. Tokyo, Japan.
- Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea (SAREK). 2011. Handbook of facilities engineering. Vol. 2 Air-conditioning. SAREK, Seoul, Korea.
- Spitler, J.D. 2010. Load calculation applications manual. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. Atlanta, USA.
- Takakura, T. 1993. Climate under cover: Digital dynamic simulation in plant bio-engineering. Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, The Netherlands.
- Watanabe, I. 1986. Experimental methods for agricultural environment. Science House, Tokyo, Japan.