

일중 피복온실의 관류열전달계수 산정

황영운 · 이종원 · 이현우*

경북대학교 농업토목공학과

Estimation of Overall Heat Transfer Coefficient for Single Layer Covering in Greenhouse

Young-Yun Hwang, Jong-Won Lee, and Hyun-Woo Lee*

Department of Agricultural Eng., Kyungpook National Univ., Daegu 702-701, Korea

Abstract. This study was conducted to suggest a model to calculate the overall heat transfer coefficient of single layer covering for various greenhouse conditions. There was a strong correlation between cover surface temperature and inside air temperature of greenhouse. The equations to calculate the convective and radiative heat transfer coefficients proposed by Kittas were best fitted for calculation of the overall heat transfer coefficient. Because the coefficient of linear regression between the calculated and measured cover surface temperature was founded to 0.98, the slope of the straight line is 1.009 and the intercept is 0.001, the calculation model of overall heat transfer coefficient proposed by this study is acceptable. The convective heat transfer between the inner cover surface and the inside air was greater than the radiative heat transfer, and the difference increased as the wind speed rose. The convective heat transfer between the outer cover surface and the outside air was less than the radiative heat transfer for the low wind speed, but greater than for the high wind speed. The outer cover convective heat flux increased proportion to the inner cover convective heat flux linearly. The overall heat transfer coefficient increased but the cover surface temperature decreased as the wind speed increased, and the regression function was founded to be logarithmic and power function, respectively.

Additional key words : convective heat transfer coefficient, covering surface temperature, nocturnal radiation, radiative heat transfer coefficient

서 론

우리나라에서 2011년 현재 채소를 재배하는 49,537ha의 원예시설 중에서 단동온실이 43,444ha로 87.7%이고 연동온실이 6,093ha로 12.3%를 차지하고 있다. 단동온실은 보온을 위해 다중피복(34.0%), 보온덮개(26.1%), 수막시설(12.2%), 다겹커튼(9.0%) 등을 사용하고 있으며, 연동온실은 부직포커튼(44.9%), 다겹커튼(30.9%), 알루미늄커튼(7.9%)을 사용하고 있다. 이와 같이 대부분의 온실들이 열손실을 줄이기 위한 보온시설을 갖추고 있는 실정이며, 난방을 하는 시설면적도 13,771ha로 전체면적의 28% 정도를 차지하고 있다(MIFAFF, 2011). 시설원에 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 등, 2011).

난방비를 평가하기 위해서는 우선 난방에 소요되는 경비가 정확히 계산 되어야 하며 이를 위해서는 난방설비의 적정 용량을 결정하기 위한 최대난방부하와 재배기간 동안의 난방소요열량을 산정하기 위한 기간난방부하의 정확한 계산이 필요하다(Bailey와 Chalabi, 1994; Baille 등, 2006). 이러한 난방부하의 요인이 되는 온실의 열손실량은 피복재를 통한 관류열손실량, 온실 표면의 틈새를 통한 환기전열손실량 및 실내공기와 토양과의 열교환에 의한 지중전열손실량의 합으로 계산되지만 이 중 관류열손실량은 전체 열손실량의 60~100% 정도로 대부분을 차지하고 있기 때문에 난방부하량을 산정하는데 가장 중요한 요소이다(Japan Protected Horticulture Association, 1994; Lee 등, 2011).

관류열손실량은 일반적으로 관류열전달계수와 온실 내 외부 온도차의 곱으로 구해지고, 관류열전달계수는 외부

*Corresponding author: whlee@knu.ac.kr

Received April 30, 2013; Revised May 14, 2013;

Accepted May 15, 2013

기온, 풍속 및 천공상태 등의 기상조건, 피복재의 표면 상태, 피복재 내외부 표면의 대류열전달 방식, 장파복사 열교환량, 틈새환기량, 피복면적, 온실형태, 온실바닥면적, 보온커튼의 유무 등에 따라 달라지며, 이 값은 열전도계수, 피복재 내외부의 대류열전달계수 및 장파복사열전달 계수의 향으로 구성된다(Papadakis 등, 2000). 이와 같이 관류열전달계수는 다양한 온실조건 및 환경조건에 따라 달라지기 때문에 동일한 종류의 피복재에 대해서도 연구자에 따라 다른 값을 제시하고 있는 실정이다(Abdel-Ghany와 Kozai, 2006; Papadakis 등, 2000; Seginer 등, 1988; Nijjskens 등, 1984; Japan protected horticulture association, 1994; Minagawa and Tachibana, 1982; ASABE, 2008). 다양한 모든 온실조건 및 환경조건들에 대하여 피복재의 보온성능을 구명하는 것은 실험적인 방법을 통해서만 한계가 있으며, 다양한 조건에서도 보온성능을 쉽게 분석할 수 있는 이론적인 산정방법을 통해서 가능할 것이다.

따라서 본 연구의 목적은 일중피복온실의 피복재에 대하여 우리나라 환경에 적합한 관류열전달계수를 산정하는 방법을 찾아내고 검증하여 다양한 온실조건 및 환경조건에서 관류열전달계수를 산정할 수 있는 모델을 제시하는 것이다.

재료 및 방법

1. 관류열전달계수 산정

1) 관류열량

고체벽 양쪽의 기체나 액체의 온도가 다를 때, 고체벽을 통해서 고온측에서 저온측으로 열이 흐르는 현상을 열관류라 하고, 온실에서 피복재의 단위면적당 열관류에 의한 관류열량은 다음 식을 이용하여 계산한다.

$$Q_p = K(T_i - T_e) \quad (1)$$

여기서, Q_p 는 피복재를 통과하는 관류열량(W), K 는 온실피복재의 관류열전달계수($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$), T_i 는 온실내부온도(K), T_e 는 온실외부온도(K)이다.

2) 관류열전달계수

야간에 잠열교환을 무시하고 에너지 보존의 법칙을 사용하여 단위면적당 피복재를 통과하는 열량을 계산하면 다음과 같다(Kittas, 1994).

피복재 내부표면에서의 열전달량은 다음 식과 같다.

$$Q_p = h_{ri}(T_i - T_{pi}) + h_{ci}(T_i - T_{pi}) \quad (2)$$

여기서, h_{ri} 는 피복재 내부표면의 복사열전달계수($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$), h_{ci} 는 피복재 내부표면의 대류열전달계수(W

$m^{-2} \cdot K^{-1}$), T_{pi} 는 피복재의 내부표면온도(K)이다. 피복재를 통과하는 열량은 다음 식과 같다.

$$Q_p = \left(\frac{\lambda}{e}\right)(T_{pi} - T_{pe}) \quad (3)$$

여기서, λ 는 피복재의 열전도계수($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$), e 는 피복재의 두께(m), T_{pe} 는 피복재 외부표면온도(K)이다. 피복재 외부표면에서의 열전달량은 다음 식과 같다.

$$Q_p = h_{re}(T_{pe} - T_e) + h_{ce}(T_{pe} - T_e) \quad (4)$$

여기서, h_{re} 는 피복재 외부표면의 복사열전달계수($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$), h_{ce} 는 피복재 외부표면의 대류열전달계수($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$), T_e 는 외부온도(K)이다.

식(1)로부터 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{Q_p}{K} &= T_i - T_e = T_i - T_e + T_{pi} - T_{pi} + T_{pe} - T_{pe} \\ &= (T_i - T_{pi}) + (T_{pe} - T_e) + (T_{pi} - T_{pe}) \end{aligned} \quad (5)$$

식(2), (3), (4) 및 (5)로부터 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{(h_{ri} + h_{ci})} + \frac{1}{(h_{re} + h_{ce})} + \frac{1}{\frac{\lambda}{e}} \quad (6)$$

식(6)을 이용하여 관류열전달계수를 산정하였다.

식(1)과 (3)에서 피복재 내외부 표면의 온도차는 다음 식으로 산정할 수 있다.

$$T_{pi} - T_{pe} = K(T_i - T_e) \frac{e}{\lambda} \quad (7)$$

식(7)에 Table 1의 값을 대입하여 온실 내외부 온도차를 최대 308K로 가정하고 피복재 내외부표면의 온도차를 계산하면, 유리는 최대 0.74K, 플라스틱 필름은 최대 0.15K로 낮게 나타났기 때문에 피복재 내외부 표면의 온도차가 같다고 가정하고 관류열전달계수를 산정하였다. Papadakis 등(1992)도 플라스틱 피복재의 내외부 표면의 온도를 같다고 가정하고 열전달량을 산정하는 것이 합리적이라고 하였고, Baille 등(2006)의 실험결과에서도 무시할 수 있을 정도의 차이가 있음을 보여주고 있다.

Table 1. Properties of covering material (Kim, 2000; Hanan, 1998).

| Covering material | Thermal conductivity ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$) | Overall heat transfer coefficient ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$) | Thickness (mm) |
|-------------------|--|---|----------------|
| Glass | 1.0 | 6.3 | 4 |
| Plastic film | 0.13-0.42 | 6.8 | 0.1 |

3) 대류 및 복사열전달계수

피복재 내부 및 외부 표면에서의 대류열전달계수를 산정하는 식은 다음의 5가지 식을 비교하여 가장 적합한 식을 결정한 후 사용하였다.

첫째, Garzoli와 Blackwell(1981)이 제시한 식은 다음과 같다.

$$h_{ci} = 7.2 \tag{8}$$

$$h_{ce} = 7.2 + 3.8u \tag{9}$$

여기서, u 는 풍속($m \cdot s^{-1}$)이다.

둘째, McAdams가 제안한 식(Garzoli와 Blackwell, 1981)은 다음과 같다.

$$h_{ci} = 1.38(T_i - T_p)^{1/3} \tag{10}$$

$$h_{ce} = 5.62 + 2.8u \tag{11}$$

셋째, Papadakis 등(1992)이 제안한 식은 다음과 같다.

$$h_{ci} = 2.21(T_i - T_p)^{0.33} \quad 0.3 < T_i - T_p \leq 13.8^\circ C \tag{12}$$

$$h_{ce} = 0.95 + 6.76u^{0.49} \quad u \leq 6.3 m \cdot s^{-1} \tag{13}$$

넷째, Watmuff 등과 Tantau가 제안한 식(Nijskens 등, 1984)은 다음과 같다.

$$h_{ci} = 1.247(T_i - T_p)^{1/3} \tag{14}$$

$$h_{ce} = 2.8 + 3.0u \tag{15}$$

다섯째, Kittas(1986, 1994)가 제안한 식은 다음과 같다.

$$h_{ci} = 4.3(T_i - T_p)^{0.25} \tag{16}$$

$$h_{ce} = 1.22(T_p - T_e)^{0.25} + 3.12u^{0.8} \tag{17}$$

피복재 내부 및 외부표면에서의 복사열전달계수를 산정하는 식은 다음과 같다(Kittas, 1994).

$$h_{ri} = [- (1 - \tau_{IR})f_{ps}i\sigma T_p^4 - f_{pA}f_{ps}i\tau_{IR}\sigma T_A^4 + f_{ps}i\sigma T_i^4]/(T_i - T_p) \tag{18}$$

$$h_{re} = [(1 - \tau_{IR})\sigma T_p^4 + f_{pp}\tau_{IR}(1 - \tau_{IR})\sigma T_p^4 + f_{ps}i\tau_{IR}\sigma T_{si}^4 - f_{pA}\sigma T_A^4 - f_{pse}\sigma T_{se}^4 + f_{pA}f_{pp}\tau_{IR}^2\sigma T_A^4 + f_{pse}\tau_{IR}^2\sigma T_{se}^4]/(T_p - T_e) \tag{19}$$

여기서, τ_{IR} 는 피복재의 투과율, σ 는 스테판-볼츠만 상수($5.6697 \times 10^{-8} W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$), T_A 는 천공온도(K), T_{si} 는 온실내부 토양온도(K), T_{se} 는 온실외부 토양온도(K)이다.

상기 식에서 온실의 피복재 면적과 관련된 계수들은

다음과 같다.

$$f_{pA} = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{S_s}{S_p} \right), f_{psi} = \frac{S_s}{S_p}, \tag{20}$$

$$f_{pp} = 1 - f_{psi}, f_{pse} = 1 - f_{pA} \tag{20}$$

여기서, S_s 는 온실바닥 면적(m^2), S_p 는 온실 피복면적(m^2)이다.

천공온도는 다음 식과 같이 우리나라의 맑은 날에 잘 맞는 Swinbank식(Duffie와 Beckman, 1981)을 사용하여 산정하였다.

$$T_A = 0.0552T_e^{1.5} \tag{21}$$

4) 피복재 표면온도 산정

피복재의 내부표면온도와 외부표면온도가 같다고 가정하였으며, 피복재 온도산정은 식(1) 및 (4)로부터 다음 식과 같이 구하여 사용하였다.

$$T_p = T_{po} = T_e + \frac{K(T_i - T_e)}{h_{re} + h_{ce}} \tag{22}$$

모든 계산은 Microsoft Excel과 Visual Basic을 사용하여 수행하였다.

2. 검증실험 및 방법

검증실험에 사용한 온실은 Fig. 1과 같이 폭 3.7m, 측고 1.4m, 동고 2.25m, 길이 10m인 일중플라스틱피복 단동온실이며, 작물이 재배되지 않은 조건에서 실험이 수행되었다. Fig. 2와 같이 온실 내·외부에 온도센서(UE-TH100, 한국)를 각각 2점씩, 피복재 표면온도센서(UE-1503, 한국)를 각각 2점씩, 토양온도센서(UE-TH100, 한국)를 각각 2점씩을 설치하여 10분 간격으로 데이터로거



Fig. 1. Experimental greenhouse.

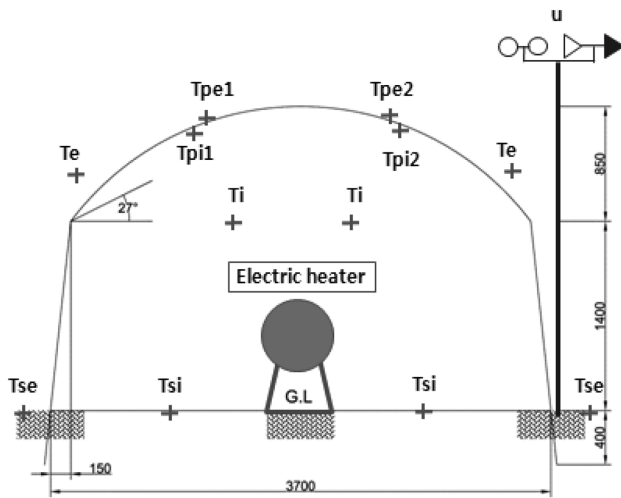


Fig. 2. Location of sensors in experimental greenhouse (mm).

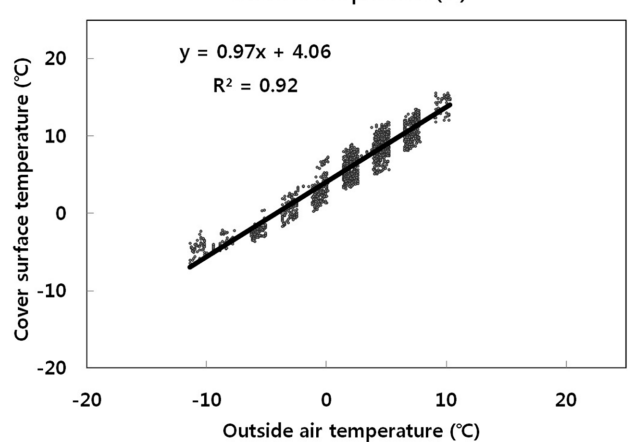
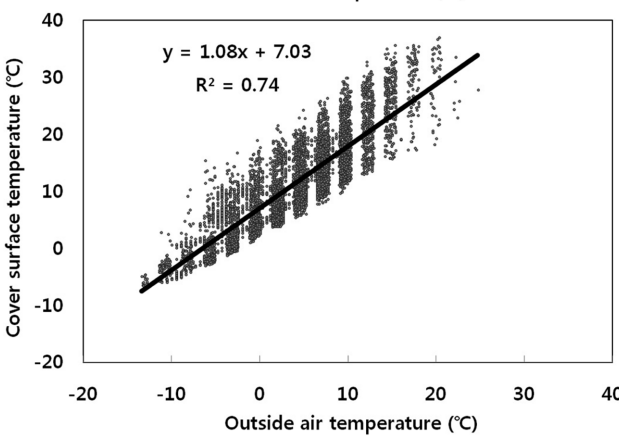
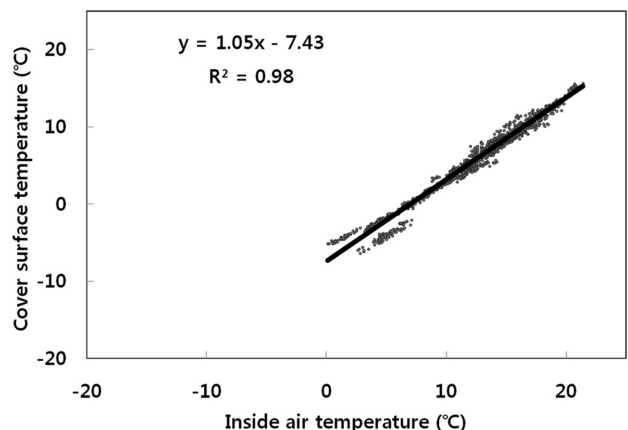
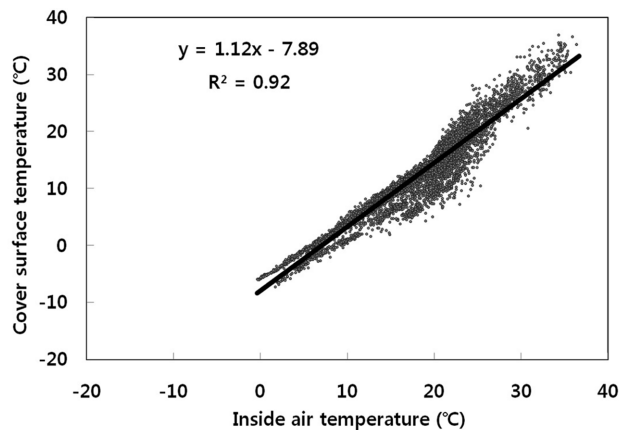
(ZF-10MX, 한국)를 사용하여 데이터를 기록하였다. 온실 내외부의 공기온도 및 토양온도는 각각 2점의 측정값을 평균하여 사용하였고 피복재 표면온도는 내외부 4

점의 값을 평균하여 사용하였다. 또한 온실 외부에 풍속계(CAMPBELL SCIENTIFIC, 미국)를 설치하여 10분 간격으로 풍속을 측정하였다. 온실 내에는 12kW급 송풍 기능이 있는 소형 전기온풍기(SJ-002, 한국)를 설치하여 난방을 하였고, 최대 풍량이 25m³·min⁻¹인 공기순환팬(ACF-250S, 한국) 2대를 설치하여 내부온도의 균일성을 확보하였다. 실험은 2012년 1월 31일부터 2012년 3월 31일까지 실시하였으며 분석은 맑은 날 야간(22시~5시)에 대하여 실시하였다. 야간의 외부온도는 -11.4~10.3°C 범위였고 온실내부의 온도는 0~21°C 범위에서 유지되었다. 야간의 천공온도는 4,500~50,000nm 측정범위의 야간복사계(IR02, 네덜란드)를 사용하여 10분 간격으로 측정하였다.

결과 및 고찰

1. 공기온도와 피복재 표면온도의 상관관계

Fig. 3은 온실내부 및 외부온도와 피복재 표면온도와 상관관계를 도시한 것으로 Fig. 3(a)는 주간 및 야간



(a) Day and night time temperature was used

(b) Only night time temperature was used

Fig. 3. Relationships between air temperature and cover surface temperature.

온도 모두를 사용하였을 때의 상관관계이고 Fig. 3(b)는 야간 온도만을 사용하였을 때의 상관관계이다. 주간 및 야간 온도를 모두 고려하였을 때보다 야간온도만을 고려하였을 경우가 상관성이 훨씬 더 높은 것으로 나타났다. 이는 주간에는 피복재 온도가 주위의 공기온도뿐만 아니라 일사의 영향을 많이 받기 때문인 것으로 판단된다. 주간 및 야간 측정온도를 모두 고려하였을 경우에 피복재의 표면온도가 온실의 외부온도보다는 내부온도와 상관성이 더 높은 것으로 나타났다. 야간온도만을 고려하였을 때에도 피복재의 표면온도는 온실의 내부온도와 상관성이 더 높은 것으로 나타나 피복재의 표면온도는 내부온도에 더 큰 영향을 받는 것으로 분석되었다. Baillie 등(2006)은 2월의 온실피복재 표면온도와 내부온도에 대해 $y = 1.00x + 7.37 (R^2 = 0.98)$ 의 회귀식을 제시하였고 3월에 대해서는 $y = 1.07x + 12.00 (R^2 = 0.95)$ 의 회귀식을 제시하면서 온실 내부온도와 피복재 표면온도는 높은 정의 선형 상관관계를 갖는다고 하였다. 본 연구의 결과가 상관성 분석에 사용된 온실내부의 온도범위가 다르기 때문에 절편의 크기가 -7.43으로 Baillie 등의 연구결과와 차이가 크지만 기울기가 1.05로서 거의 동일하게 나타나 변화경향이 잘 일치하는 것으로 분석되었다.

2. 대류 및 복사열전달계수 산정식에 따른 관류열전달계수 비교

Fig. 4는 맑은 날 야간에 PE필름온실 내외부의 온도차에 따른 관류열전달계수 변화를 도시한 것으로, 5가지 종류의 대류 및 복사열전달계수 산정식을 사용하였을 때 각각에 대한 관류열전달계수 변화를 나타낸 것이다. Minagawa와 Tachibana(1982)의 실험결과와 비교하기 위하여 실험시의 풍속 범위인 $0.1 \sim 1.9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 의 평균값인 $1.0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 의 풍속에 대한 관류열전달계수를 산정하여 비

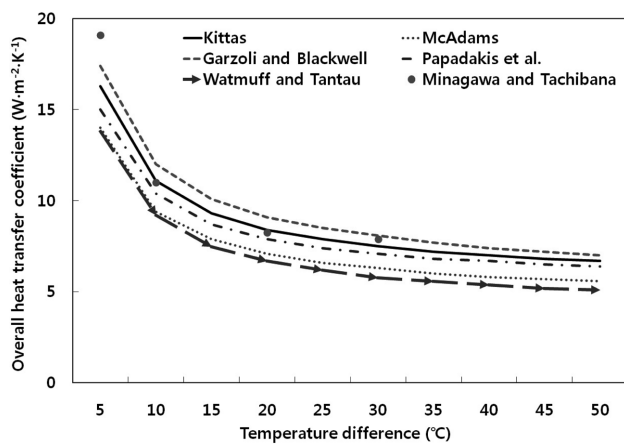


Fig. 4. Variation of overall heat transfer coefficient with inside-outside air temperature difference on the clear night.

교하였다. 비교분석 결과 Garzoli와 Blackwell 식이 가장 큰 값을 나타내었고 Watmuff와 Tantau 식이 가장 작은 값을 나타내었으며, 그 차이는 평균 $2.4 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ 이었다. 전체적으로 온실 내외부의 온도차이가 증가함에 따라 관류열전달계수는 감소하다가 일정한 값에 수렴하는 것으로 나타났으며, 이는 Minagawa와 Tachibana(1982) 및 Lee 등(2011)의 온실실험결과와 일치한다. Minagawa와 Tachibana의 실험값이 비록 제한된 풍속범위($0.1 \sim 1.9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$)에서 얻어진 결과이지만 5가지 대류 및 복사열전달계수 산정식 중 Kittas 식이 이들 실험값에 가장 근접한 것으로 나타났다.

3. 피복재 표면온도의 계산값과 실험값 비교

Fig. 5는 관류열전달계수 산정모델의 정확성과 신뢰성을 검토하기 위하여 Kittas(1986, 1994)의 대류 및 복사열전달계수 산정식을 사용하여 계산한 피복재 표면온도와 실험을 통해 측정된 피복재 표면온도의 상관성을 도시한 것이다. 피복재 표면온도의 측정값과 계산값에 대한 회귀식의 기울기가 1.009이고 절편이 0.001이며 결정계수가 0.98로 나타나 1:1라인에 밀집되어 있기 때문에 본 연구에서 제시된 산정모델이 신뢰성이 있음을 확인할 수 있었다.

4. 풍속에 따른 열전달량 및 관류열전달계수 변화

풍속에 따른 온실피복재의 대류 및 복사열전달량, 관류열전달계수, 피복재온도의 변화를 분석하기 위하여 온실의 내부온도를 20°C , 외부온도를 -10°C , 피복재 투과율은 0.6, 온실 내부 및 외부의 토양온도는 내부 및 외부의 공기온도와 동일한 값으로 설정하고 풍속 $0 \sim 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 범위에 대하여 값들을 산정하였다.

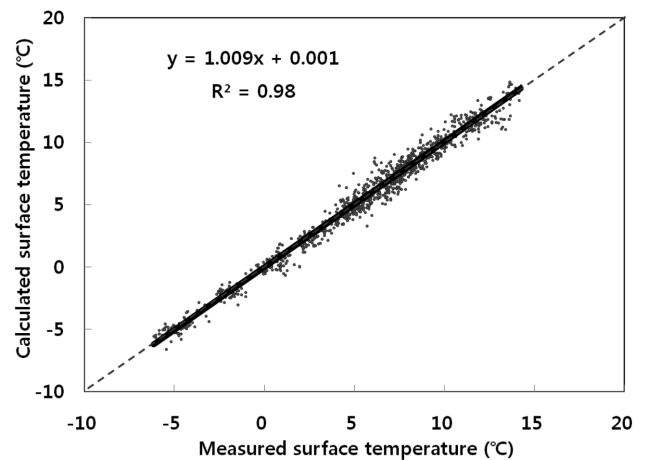


Fig. 5. Relationship between measured and calculated cover surface temperature.

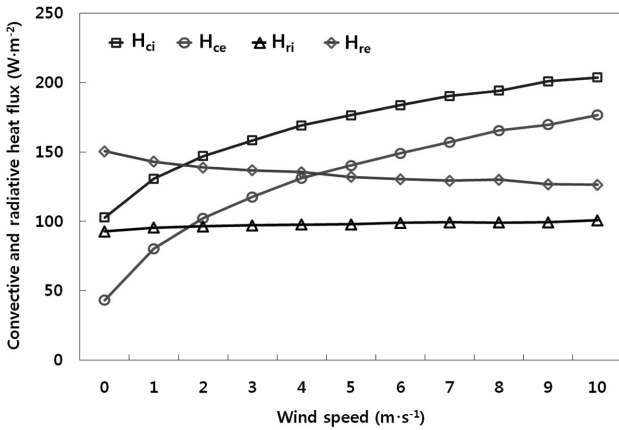


Fig. 6. Variation of convective and radiative heat flux by wind speed (H_{ci} : convective heat flux on the inner cover surface, H_{ce} : convective heat flux on the outer cover surface, H_{ri} : radiative heat flux on the inner cover surface, H_{re} : radiative heat flux on the outer cover surface).

Fig. 6은 풍속에 따른 피복재 내부 및 외부 표면에서의 대류 및 복사열전달량의 변화를 도시한 것이다. 온실 내부로부터 피복재의 내부표면으로 전달된 열이 외부표면을 통해 밖으로 빠져나가기 때문에 피복재를 중심으로 했을 때 내부표면으로 전달되는 열흐름과 외부표면에서 빠져나가는 열흐름의 방향이 반대이나 크기만을 비교하기 위해 절대값을 비교하였다. 분석결과 풍속이 증가함에 따라 대류열전달량은 증가하였고 복사열전달량은 큰 변화가 없음을 확인할 수 있었다. 온실내부로부터 피복재 내부표면으로 전달되는 열흐름량의 경우 모든 풍속구간에 대해 대류열전달량이 복사열전달량보다 더 컸으며 풍속이 증가할수록 그 차이가 증가하였다. 외부표면에서 손실되는 열흐름량의 경우 풍속이 낮을 때에는 대류열전달량에 비해 복사열전달량이 더 컸으나 풍속이 증가함에 따라

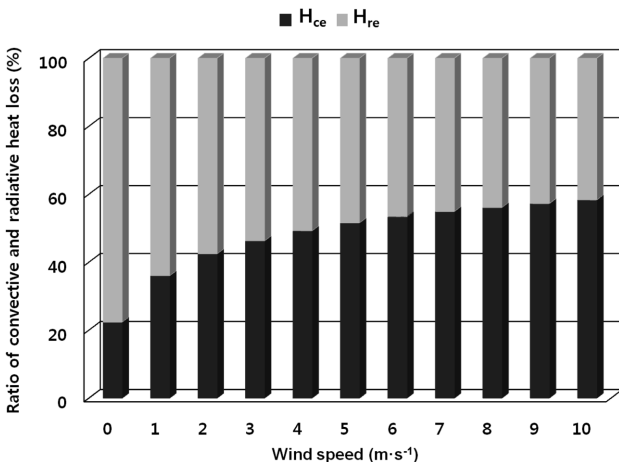


Fig. 7. Ratio of convective and radiative heat loss by wind speed.

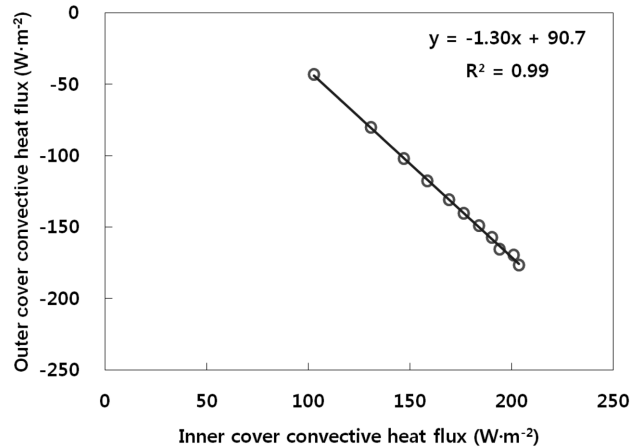


Fig. 8. Relationship between outer and inner cover convective heat flux.

그 차이는 점점 줄어들어 풍속이 높을 때에는 대류열전달량이 더 커지는 것으로 나타났다. Fig. 7은 풍속에 따른 피복재 외부 표면에서의 대류열손실량과 복사열손실량의 비율을 도시한 것이다. 풍속이 증가함에 따라 대류열손실량의 비율이 증가하는 것으로 나타났고, 풍속이 0m·s⁻¹일 때 대류열손실량이 전체열손실량의 20% 정도였고 5m·s⁻¹일 때 50% 정도였으며, 풍속이 더 증가함에 따라 50%를 초과하였다.

Fig. 8은 피복재 내부표면의 대류열전달량과 외부표면의 대류열전달량의 상관관계를 도시한 것이다. 피복재 외부표면의 대류열전달량은 내부표면의 대류열전달량에 직선적으로 비례하여 증가하는 것으로 나타났고 회귀식의 기울기는 -1.30이었다. Baile 등(2006)의 연구결과에서는 회귀식의 기울기가 -0.94로 나타나 피복재 외부표면으로부터의 열손실량이 내부표면으로의 열전달량과 비슷하였으나 본 연구에서는 35% 정도 더 큰 것으로 나타났으며, 이는 온실내외부 온도차, 풍속범위 등에 차이

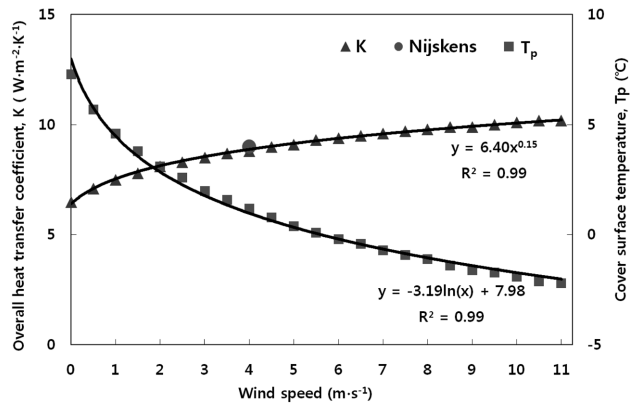


Fig. 9. Variation of overall heat transfer coefficient and cover surface temperature according to the wind speed.

가 있기 때문인 것으로 판단되며 앞으로 이에 대한 더 자세한 연구가 필요할 것으로 판단된다.

Fig. 9는 풍속에 따른 관류열전달계수와 피복재온도의 변화를 나타낸 것이다. 풍속이 증가함에 따라 관류열전달계수는 증가하고 피복재의 표면온도는 감소하는 것을 확인할 수 있었다. 변화추세를 보면 관류열전달계수는 거듭제곱함수와 그리고 표면온도는 로그함수와 잘 일치하였다. 관류열전달계수의 변화 경향은 Nijskens 등(1984)의 연구결과와 잘 일치하고 있으며 특히 풍속 $4m \cdot s^{-1}$ 에서의 관류열전달계수가 $8.8W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ 로 산정되어 Nijskens 등(1984)이 제시한 $9.0W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ 과 거의 일치하였다.

적 요

본 연구의 목적은 일중피복온실의 피복재에 대하여 우리나라 환경에 적합한 관류열전달계수를 산정하는 방법을 찾아내고 검증하여 다양한 온실조건 및 환경조건에서 관류열전달계수를 산정할 수 있는 모델을 제시하는 것이다. 온실내부 및 외부온도와 피복재 표면온도와의 상관관계를 분석한 결과 주간 및 야간 온도를 모두 고려하였을 때보다 야간온도만을 고려하였을 경우가 상관성이 훨씬 더 높은 것으로 나타났다. 피복재의 표면온도가 온실의 외부온도보다는 내부온도와 상관성이 더 높은 것으로 나타났다. 관류열전달계수를 산정하는데 사용된 5가지 종류의 대류 및 복사열전달계수 산정식을 비교한 결과 Kittas가 제안한 대류 및 복사열전달계수 산정식이 가장 적합한 것으로 나타났다. 피복재 표면온도의 측정값과 계산값의 상관성을 분석한 결과 직선의 기울기는 1.009이고 절편은 0.001이며 결정계수가 0.98로 나타나 본 연구에서 제시된 관류열전달계수 산정모델이 신뢰성이 있음을 확인할 수 있었다. 온실내부로부터 피복재 내부표면으로 전달되는 열흐름량의 경우 모든 풍속구간에 대해 대류열전달량이 복사열전달량보다 더 컸으며 풍속이 증가할수록 그 차이가 증가하였다. 외부표면에서 손실되는 열흐름량의 경우 풍속이 낮을 때에는 대류열전달량에 비해 복사열전달량이 더 컸으나 풍속이 증가함에 따라 그 차이는 점점 줄어들어 풍속이 높을 때에는 대류열전달량이 더 커지는 것으로 나타났다. 피복재 외부표면의 대류열전달량은 내부표면의 대류열전달량에 직선적으로 비례하여 증가하는 것으로 나타났다. 풍속이 증가함에 따라 관류열전달계수는 증가하고 피복재의 표면온도는 감소하는 것을 확인할 수 있었고, 변화추세를 보면 관류열전달계수는 거듭제곱함수와 그리고 표면온도는 로그함수와 잘 일치하였다.

추가 주제어 : 대류열전달계수, 복사열전달계수, 야간복사,

피복재 표면온도

사 사

이 논문은 2011학년도 경북대학교 전임교원 연구년 교수 연구비에 의하여 연구되었음.

Literature Cited

- Abdel-Ghany, A.M. and T. Kozai. 2006. On the determination of the overall heat transmission coefficient and soil heat flux for a cooled, naturally ventilated greenhouse: Analysis of radiation and convection heat transfer. *Energy Conversion and Management* 47:2612-2628.
- ASABE. 2008. Heating, ventilating and cooling greenhouses. ASABE Standards.
- Bailey, B.J. and Z.S. Chalabi. 1994. Improving the cost effectiveness of greenhouse climate control. *Computers and Electronics in Agriculture* 10:203-214.
- Baille, A., J.C. Lopez, S. Bonachela, M.M. Gonzalez-Real, J.I. Montero. 2006. Night energy balance in a heated low-cost plastic greenhouse. *Agricultural and Forest Meteorology* 137:107-118.
- Duffie JA, Beckman WA (1981) *Solar engineering of thermal processes*. Wiley Interscience Publication, New York, USA. p. 122-123.
- Garzoli, K.V. and J. Blackwell. 1981. An analysis of the nocturnal heat loss from a single skin plastic greenhouse. *J. Agric. Engng Res.* 26:203-214.
- Lee, H.W., S. Diop, and Y.S. Kim. 2011. Variation of the overall heat transfer coefficient of plastic greenhouse covering material. *Journal of Bio-Environment Control* 20(2):72-77 (in Korean).
- Hanan, J.J. 1998. *Greenhouses-Advanced technology for protected horticulture*. CRC Press, Boca Raton, FL, USA. p. 191.
- Japan Protected Horticulture Association. 1994. *Handbook of protected horticulture*. Japan Protected Horticulture Association. p. 170-173 (in Japanese).
- Kim, M.G., S.W. Nam, W.M. Suh, Y.C. Yoon, S.G. Lee, and H.W. Lee. 2000. *Agricultural structural engineering*. Hyangmunsa, Seoul, Korea. p. 87 (in Korean).
- Kimball, B.A. 1973. Simulation of the energy balance of a greenhouse. *J.Agr. Met.* 11: 243-260.
- Kittas, C. 1986. Greenhouse cover conductances. *Boundary-Layer Meteorol.* 36:213-225.
- Kittas, C. 1994. Overall heat transfer coefficient of a greenhouse cover. *Agricultural and Forest Meteorology* 69:205-221 (in French).
- Lee, H.W., S. Diop, and Y.S. Kim. 2011. Variation of the overall heat transfer coefficient of plastic greenhouse covering material. *Journal of Bio-Environment Control* 20(2):72-77

- (in Korean).
- Minagawa, H. and K. Tachibana. 1982. The overall heat transfer of greenhouses covered with PE and PVC single layer - The heat insulation efficiency of greenhouses and their covering materials (1). *J. Agr. Met.* 38(1):15-22 (in Japanese).
- Mistry of Food, Agriculture, Forestry, and Fisheries (MIFAFF). 2011. Status of vegetable production in South Korea (in Korean).
- Nijskens, J., J. Deltour, S. Coutisse, and A. Nissen. 1984. Heat transfer through covering materials of greenhouses. *Agricultural and Forest Meteorology* 33:193-214.
- Papadakis, G., D. Briassoulis, G.S. Mugnozza, G. Vox, P. Feuilleley, and J.A. Stoffers. 2000. Radiometric and thermal properties of, and testing methods for, greenhouse covering materials. *J. Agric. Engng Res.* 77(1):7-38.
- Papadakis, G., A. Frangoudakis, and S. Kyritsis. 1992. Mixed, forced and free convection heat transfer at the greenhouse cover. *J. Agric. Engng Res.* 51:191-205.
- Seginer, I., D. Kantz, U.M. Peiper, and N. Levav. 1988. Transfer coefficients of several polyethylene greenhouse covers. *J. Agric. Engng Res.* 39:19-37.
- Swinbank, W. 1963. Long-wave radiation from clear skies. *Quarterly Journal of Royal Meteorological Society* 89:339-348.