

温室の冷房負荷に関する研究

(1) 夏期夜間の負荷特性

古在豊樹・権 在永・林 真紀夫・渡部一郎

(千葉大学園芸学部園芸環境工学研究室)

Cooling Load of a Greenhouse

(1) Characteristics of Cooling Load in Summer Nighttime

Toyoki KOZAI, Zaiyong QUAN, Makio HAYASHI and Ichiro WATANABE

(Faculty of Horticulture, Chiba University, Matsudo, Chiba 271)

1. はじめに

温室の環境制御技術の向上に伴い、室温の制御に関しても、冬期の暖房以外に夏期の冷房が重要視されている。温室の夏期冷房は、イチゴの花芽分化促進による早期収量増加やラン類の株充実と花芽分化促進による早期出荷などに寄与しており、野菜と花きの施設栽培に広く実用効果が期待されている(板木, 1984)。

一方、近年、施設栽培における省エネルギー暖房装置として利用されてきたヒートポンプは、本来の暖房だけでなく、冷房と除湿にも利用が可能であることから、従来経済的に不向きであった温室の夏期夜間冷房にもこれを利用することに関心がもたれている(古在, 1984)。

温室の冷房を考える時、冷房装置の容量を決定するためには、まず冷房負荷算定の必要が生ずる。冷房負荷に関する研究としては、岩切ら(1970)の冷房デグリアワーに関する報告、林ら(1983)のヒートポンプによる夏期夜間冷房実験報告などがあるが、暖房負荷の研究に比べると、冷房負荷の研究は極めて少ないと言える。温室冷房への要望が高まるなかで、冷房負荷の算定法や基準的係数値を確立することは急務と言えよう。

そこで、本報告ではヒートポンプによる冷房実験結果として、まず負荷の小さい夜間負荷について、隙間換気伝熱負荷を中心に検討した。本実験によれば冷房負荷の最大値は夕刻の冷房開始直後に現れることがあるが、その詳細算定には非定常伝熱の解析が必要であり、また、地中伝熱負荷、熱貫流負荷などの負荷全般にわたる検討が必要であるが、それらの詳細については続報で述べることとし、本報告では、主に、夜間の定常状態における

冷房負荷各項に関する測定結果の概要および隙間換気伝熱負荷解析結果について述べる。

2. 材料および方法

2.1 温室および冷房システム

供試温室およびヒートポンプ冷房システムをFig. 1に示す。なお、本実験では、林ら(1983)が用いたものと同じヒートポンプシステムを使用したもので、詳細についてはそれを参照されたい。

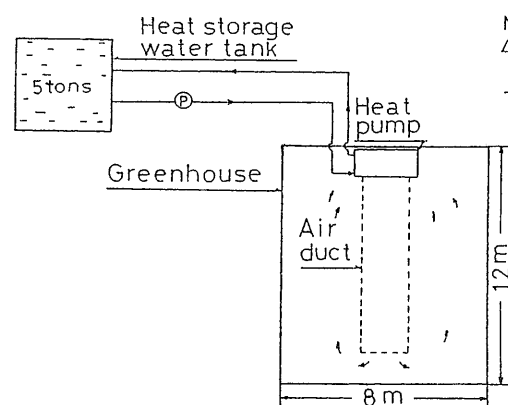


Fig. 1 The greenhouse and the heat pump cooling system used for the experiment.

供試温室は、床面積 96 m²、保温比 0.48 の硬質ポリエステルフィルム被覆南北単棟温室である。天井部分の二層可動カーテンとしては、上層にアルミ粉混入ポリエチレンフィルム、下層に透明ポリエチレンフィルム(以下では農ポリと略す)を用いた。側壁の固定一層張りカーテンとしては、透明ポリエチレンフィルムを用いた。実験時、室内は無栽植とし、床面には、上層に透明ポリエチレンフィルム、下層に複層酢酸ビニルフィルムの二層

マルチを気密に敷いて、室内の蒸発散を抑えた。温室の北妻面の内側にヒートポンプを設置し、送風ダクトを通して冷風を吹き出した。ヒートポンプの蒸発器側は室内空気と熱交換させ、凝縮器側は室外に設置してある冷却水槽水を循環させて冷却した。冷房運転により水槽水温が上昇するので、昼間にヒートポンプを逆運転して水槽の水温を下げておくようにした。

2.3 実験方法

1984年7月中旬から9月上旬の間に、温室の二層カーテン開、上層カーテン閉、下層カーテン閉および二層カーテン閉の四つの場合について、ヒートポンプを連続運転し、冷房負荷の推定に必要な諸項目の測定を行った。

温室の乾湿球温度(中央、高さ1.5m)、屋外の乾湿球温度、冷却水槽水の10点平均温度、室内マルチフィルム表面温度および床面深さ0~5cmの10点平均地温を銅-コンスタンタン熱電対を用いて測定した。床面における地表熱流量は、床面深さ0~5cmの土壤熱量変化量と床面下5cmに埋設した熱流板測定値から、組合せ法(岡田, 1983)によって求めた。土壤の容積比熱は実験の前後に三相分布法により求めた。また、高さ1.5mの屋外風速は3杯型光電風速計で、屋外地面上の純放射量は通風型純放射計でそれぞれ測定した。ヒートポンプの蒸発器において凝結した水を集め、一時間毎にばね秤で計量し、また、ヒートポンプおよび全システムの消費電力量は積算電力計で測定した。

2.3 解析方法

2.3.1 各負荷の算定

夜間、日射量がゼロの時の冷房温室の熱収支は次式のようになる(林ら, 1983)。

$$Q_c = Q_v + Q_t + Q_s + Q_{air} + Q_{st} \quad (1)$$

ここで、 Q_c : 温室の床面積当りの冷房負荷(単位はkcal/m²/hr)、 Q_v : 隙間換気伝熱量、 Q_t : 貫流熱量、 Q_s : 地表熱流量、 Q_{air} : 温室内空気の熱量変化量、 Q_{st} : 温室内構造物や作物などの熱量変化量である。

Q_c は、冷却水槽の蓄熱変化量からヒートポンプの消費電力量および水槽と外気との熱交換量を差し引いて求めた。

Q_v は次式(林ら, 1983)により求めた。

$$Q_v = \frac{W_v(i_{ou} - i_{in})}{x_{ou} - x_{in}} \quad (2)$$

ここで、 W_v : 温室床面積当りの換気による水蒸気交換量(kg/m²/hr)、 i : 空気のエンタルピ(kcal/kg')、 x : 空気の絶対湿度(kg/kg')である。添字 in と ou は、それぞれ温室の内と外を表す。本実験については、室内は無栽植で床面蒸発も抑えたので、蒸発散量は0とみな

し得る。したがって、 W_v は、ヒートポンプ蒸発器での凝結水量と温室内空気の水蒸気変化量の差として求められる。

Q_s は前述の組合せ法(岡田, 1983)で求めた。 Q_{air} と Q_{st} は室内気温定常状態においては0とし、 Q_t は(1)式の残差として求めた。

2.3.2 隙間換気伝熱量の予測

冷房装置の設計には、隙間換気負荷の中の潜熱と顕熱を分けて求める必要があり、以下、それらを予測する方法を示す。

温室の隙間換気量を表す指標の一つである換気率は、従来、単位床面積、単位時間当りの換気量と定義されてきた(古在, 1980)。この換気率は熱収支解析には有用であるが、形態に相違がある温室の換気量を予測する場合には不都合が生じる(Okada and Takakura, 1973)。そこで、ここでは、単位壁面積、単位時間当りの隙間換気量は、隙間換気率 V_g (m³/m²/hr)という(Okada and Takakura, 1973)定義に従う。 V_g をこのように定義すると、隙間換気伝熱量 Q_v に関して次式が得られる。

$$Q_v = \frac{V_g}{v} \times \frac{i_{ou} - i_{in}}{\beta} \quad (3)$$

ここで、 v : 温室内外空気の平均比容積(m³/kg')、 β : 保温比である。

次に、(3)式の温室内外エンタルピ差 $\Delta i (=i_{ou} - i_{in})$, kcal/kg')に関係式、

$$\begin{aligned} \Delta i &= \Delta i_s + \Delta i_l \\ &= (C_p + C_v \times \Delta x) \Delta \theta + l \times \Delta x \end{aligned}$$

を代入すると、

$$\begin{aligned} Q_v &= \frac{V_g}{v \times \beta} (\Delta i_s + \Delta i_l) \\ &= \frac{V_g}{v \times \beta} [(C_p + C_v \times \Delta x) \Delta \theta + l \times \Delta x] \quad (4) \end{aligned}$$

となる。ここで、 C_p : 乾き空気の比熱(0.24 kcal/kg/K)、 C_v : 水蒸気の比熱(0.44 kcal/kg/K)、 Δx : 内外絶対湿度差(kg/kg')、 $\Delta \theta$: 内外気温差(K)、 l : 水蒸気の気化潜熱(597.3 kcal/kg)である。この式は隙間換気時の顕熱伝熱量と潜熱伝熱量を含んでいるので、この二項を分けて、次の各式が得られる。

$$Q_v = Q_{v,s} + Q_{v,l} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} Q_{v,s} &= \frac{V_g}{v \times \beta} \Delta i_s \\ &= \frac{V_g}{v \times \beta} (C_p + C_v \times \Delta x) \times \Delta \theta \quad (6) \end{aligned}$$

$$Q_{v,l} = \frac{V_g}{v \times \beta} \Delta i_l = \frac{V_g}{v \times \beta} l \times \Delta x \quad (7)$$

ここで $Q_{v,s}$ と $Q_{v,l}$ は、それぞれ隙間換気伝熱量の中の

顕熱および潜熱である。(3),(6)および(7)式において、 Δi , $\Delta \theta$ および Δx はそれぞれ冷房設計時に定めることができるので、 V_g を推定することができれば Q_v , $Q_{v,s}$ および $Q_{v,l}$ を予測することができる。

Okada and Takakura (1973) は、暖房時における隙間換気率 V_g を屋外風速と温室内外気温差の関数として、次式で表している。

$$V_g = a \times U + b \times (\theta_{in} - \theta_{ou})^{\frac{1}{2}} \quad (8)$$

ここで、 U は屋外風速(m/s)で、 a と b は経験定数である。上式において、右辺の第一項は風力換気に関するもので、第二項は重力換気に関するものである。 V_g に及ぼす U と $(\theta_{ou} - \theta_{in})$ の影響に関しては、冷房時でも同じであると考えられるので、本報でも V_g の予測には(8)式を用いた。ただし、(8)式の $\theta_{in} - \theta_{ou}$ は $\theta_{ou} - \theta_{in}$ に置換えた。

3. 結 果

3.1 冷房時室内温湿度の経時変化

二層カーテン開の状態下でヒートポンプ連続運転で冷房した場合の夜間温室室内温湿度の経時変化例を Fig. 2 に示す。

温室内の気温および絶対湿度は、冷房開始後1時間程

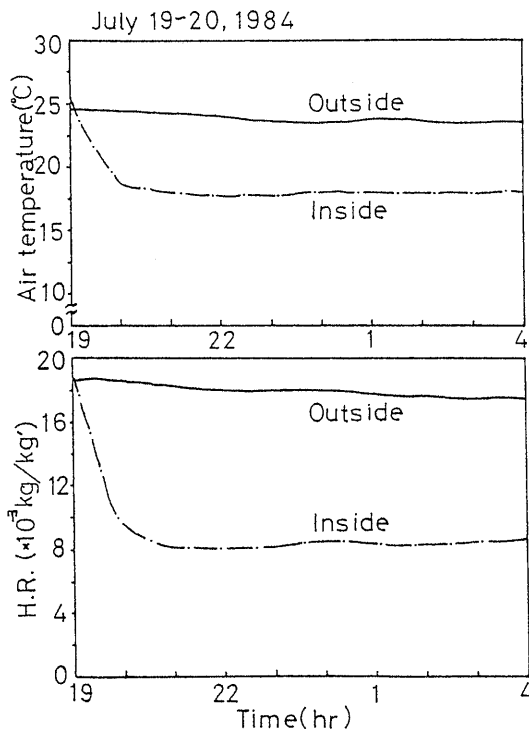


Fig. 2 Nocturnal changes in air temperature and humidity ratio inside and outside the greenhouse, when the two thermal screens were open and the heat pump was continuously operated.

度で、ほぼ定常状態に達し、その後もその状態で経過した。この傾向は他の測定日においても認められた。温室内外の絶対湿度に差が生じたのはヒートポンプが常時除湿を行っていたためで、この日の室内相対湿度も70～80%と低く経過した。

3.2 冷房負荷の経時変化

冷房開始後、内外気温差が一定になった後の冷房負荷 Q_c の経時変化の2例を Fig. 3 に示した。

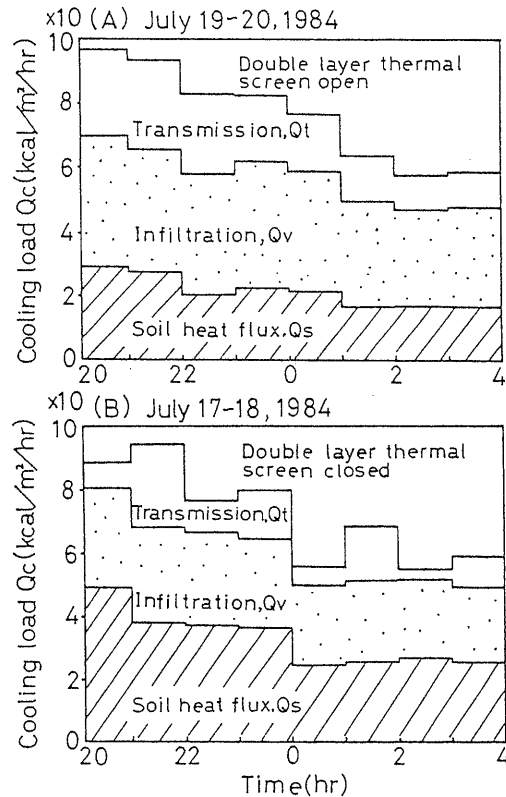


Fig. 3 Nocturnal changes in cooling load (Q_c) and its components (overall heat transmission Q_t , heat transfer due to air infiltration Q_v and soil heat flux Q_s) after air temperature difference between inside and outside became constant.

図中の(A)はFig. 2と同日の、二層カーテン開の場合で、(B)は7月17～18日の二層カーテン閉の場合である。内外気温差は、終夜、(A)は6Kぐらいで、(B)は10Kぐらいであった。両日の冷房負荷は、(A)で平均77 kcal/m²/hr、(B)で平均71 kcal/m²/hrであった。負荷の内訳をみると、地表熱流量 Q_s は(A)が(B)の0.65倍であり、熱貫流量 Q_t と隙間換気伝熱量 Q_v に関しては、(A)が(B)のそれぞれ、1.7倍と1.4倍であった。また、両日も、時刻の経過と共に冷房負荷が次第に小さくなっていった。

3.3 冷房負荷の経日変化

各冷房実験日について、温室内外気温差が一定の時（およそ20～5時）における冷房負荷の平均値 $Q_{\bar{c}}$ とその内訳を求め、Fig. 4 に表した。

図中の横軸は各実験日、縦軸は負荷の一時間当たり平均値である。各実験日の内外設定気温差やカーテンの開閉などに相違があるので、負荷の絶対値は実験日によって異なる。全実験日について、冷房負荷に占める地表熱流量 $Q_{\bar{s}}$ 、隙間換気伝熱量 $Q_{\bar{v}}$ および熱貫流量 $Q_{\bar{t}}$ の割合はそれぞれ38%、42%および20%であった。

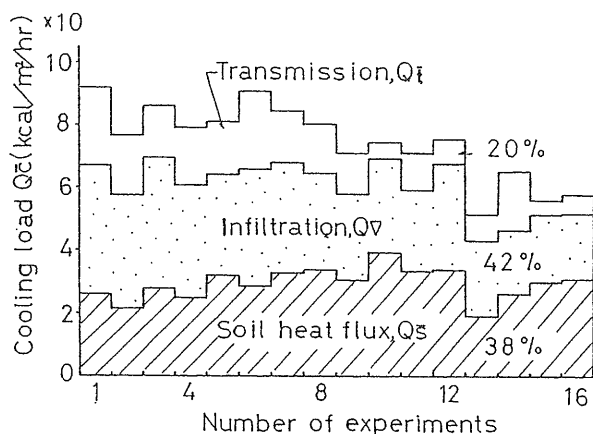


Fig. 4 Averaged hourly cooling load ($Q_{\bar{c}}$) of each experiment, and the percentages of the soil heat flux ($Q_{\bar{s}}$), the heat transfer due to air infiltration ($Q_{\bar{v}}$) and the overall heat transmission ($Q_{\bar{t}}$) to the cooling load ($Q_{\bar{c}}$).

3.4 隙間換気率

(8)式を、内外気温差の符号を逆にして冷房時に適用させ、7月上旬～8月中旬の間のカーテン開時の実験データより、風速の範囲0～1.5 m/sと、内外気温差の範囲2～10 Kの、延べ17組を選んで(8)式に代入し、経験定数 a 、 b を最小二乗法により算出した。その結果、次

のような経験式を得た。

$$V_g = 0.59U + 0.60(\theta_{ou} - \theta_{in})^{\frac{1}{2}} \quad (9)$$

V_g の重相関係数は0.71であった。

3.5 隙間換気伝熱量

一重被覆時の冷房温室の隙間換気伝熱量およびその中の顕熱と潜熱部分の測定結果を、一時間毎に求めた一夜の値の平均値として、Table 1 に示した。

Table 1 より、隙間換気伝熱量の多少は、温室内外設定気温差によって、20～45 kcal/m²/hr/Kの間で変動したが、その中の潜熱の割合の変動は少なく、潜熱の割合は、大体75%前後であった。

次に、室内カーテンが隙間換気伝熱に及ぼす影響をみるため、全測定日の隙間換気伝熱係数 h_v (kcal/m²/hr/K) を、カーテン開、一層カーテン閉および二層カーテン閉の各場合ごとに Table 2 に示した。なお、 h_v は、

Table 1 The amount of the heat transfer due to air infiltration (Q_v), and its components (sensible heat $Q_{v,s}$ and latent heat $Q_{v,l}$).

Date	$\Delta\theta$ K	Q_v kcal/m ² /hr/K	$Q_{v,s}$ kcal/m ² /hr/K	$Q_{v,l}$ kcal/m ² /hr/K	$Q_{v,l}/Q_v \times 100$ %
July					
14～15	8.4	41.0	9.0	32.0	78
19～20	5.7	35.8	7.5	28.3	79
20～21	3.0	23.6	3.3	20.3	86
25～26	4.2	21.3	4.6	16.7	78
Aug.					
18～19	8.4	41.4	12.4	29.0	70
19～20	7.8	35.7	9.7	26.0	73
Average	6.3	33.1	7.8	25.4	77

Note: 1) Experiments were carried out in a semirigid polyester film house with two thermal screens open.
2) The results are hourly averaged values after air temperature difference between inside and outside became constant.
3) Outside wind speed was almost constant during the experiments. The speed was around 1 m/s.

Table 2 Coefficients of the heat transfer due to air infiltration (h_v), under three different thermal screen conditions.

Date	h_v^* kcal/m ² /hr/K	Date	h_v^{**} kcal/m ² /hr/K	Date	h_v^{***} kcal/m ² /hr/K
July 14～15	2.43	July 16～17	1.74	July 17～18	1.37
19～20	3.12	23～24	1.44	22～23	1.89
20～21	3.91	28～29	1.84	27～28	1.43
25～26	2.52	Sep. 1～2	1.97	Aug. 31～1	1.63
Aug. 18～19	2.45			1～2	1.89
19～20	2.28			2～3	1.58
Average	2.79	Average	1.75	Average	1.63

*) The two thermal screens open.

**) One thermal screen closed and one open.

***) The two thermal screens closed.

式(2)の Q_v を用いて、 $Q_v \times \beta / (\theta_{ou} - \theta_{in})$ として求めた。

Table 2中の h_v の値もTable 1と同様、一時間毎に求めた測定値の一夜の平均値である。カーテン開時の h_v の値は2~4 kcal/m²/hr/Kで、平均値2.8を示し、一層カーテンを張ることによって平均値1.8に、二層カーテンでは平均値1.6と小さくなった。

3.6 地表熱流量

ヒートポンプを連続運転した場合の、地表5 cm深さの、土壌の温度、地表面温度、室内気温と地表熱流量および屋外地表面上純放射量の経時変化例をFig. 5に示す。

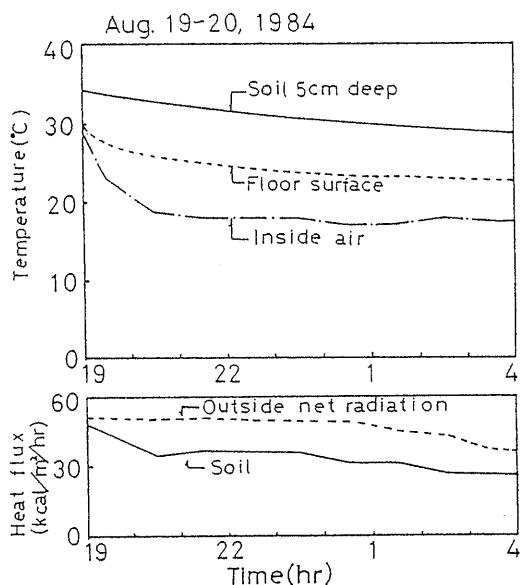


Fig. 5 Nocturnal changes in the temperatures of the greenhouse soil at 5cm deep, the soil surface, and the inside air, together with the soil heat flux and outside net radiation.

Fig. 5によると、深さ5 cmの室内土壌温度と室内気温に10 Kを超す温度差が生じ、地表熱流量は30 kcal/m²/hr前後であった。

3.7 熱貫流率

温室の二層カーテン開、下層カーテン(農ポリフィルム, 0.05 mm)閉, 上層カーテン(アルミ粉混入ポリエチレンフィルム 0.05 mm)閉および二層カーテン閉の各場合の熱貫流率 h_t (kcal/m²/hr/K)の測定結果を、一日の平均値としてTable 3に示した。 h_t は、式(1)の残差として求まる Q_t を用いて、 $Q_t \times \beta / (\theta_{ou} - \theta_{in})$ として求めた。なお、各場合について二回の反復を行っている。

反復実験について h_t の値のふれが大きい、定性的な傾向として、カーテン開の場合 h_t が大きく、カーテ

Table 3 Effects of the thermal screens on heat transmission coefficient (h_t , kcal/m²/hr/K).

Thermal screen	Two screens open	One scr. closed		Two screens closed
		Lower*	Upper**	
Heat transmission coefficient (h_t)	1.45***	0.67	0.80	0.65
	1.79***	0.33	1.60	0.37
Average	1.62	0.50	1.20	0.51

*) Polyethylene film (0.05mm thick)

**) Aluminium powder mixed polyethylene film (0.05mm thick)

***) Average of two measurements.

ンを張ることによって h_t が大幅に小さくなる。カーテンの材質としては、農ポリがアルミ粉混入ポリエチレンフィルムより熱貫流率低減により効果があった。

4. 考 察

4.1 冷房温室の温湿度環境および最大冷房負荷

全実験日の観測データからみると、夕方、冷房開始時の室内温湿度は、屋外のそれと同程度かやや高かった。冷房運転開始と共に、室内温湿度はFig. 2のように指数関数的に下降し始め、この例では約一時間を経過した後、ほぼ内外気温差が一定に達した。ヒートポンプを連続運転した9日間の測定結果からは、運転開始後一時間目で室内気温下降は7~11°C/hrで、二時間目で0.5~2.0°C/hrであった。

本実験では、ヒートポンプの蒸発器における結露現象によって、室内湿度を外気以下に保つことができた。冷水冷房の場合でも、冷水循環パイプ外面での結露による除湿機能はあるが、一般的に言って冷水温度と室内気温の差が小さいために除湿量が少ない。暖房時の室内高湿度が問題となっているなかで、冷房時はそのような現象は起らない。しかし逆に、室内飽差過大のため、作物の蒸散作用が過剰となる恐れがある。

連続冷房時、室内外気温差が一定になった時点定常状態と仮定すると、それに至る室内気温変化の曲線は次式で表すことができる。

$$\theta = \theta_d \times [e^{(-t/\tau)} - 1] \quad (10)$$

ここで、 θ ：冷房開始から時刻 t 時までの室内気温低下(K)、 θ_d ：冷房開始時の室内気温と定常時の室内気温の差(K)、 τ ：時定数(hr)である(深海, 1982)。

τ は温室形態や負荷項などに左右される係数で、 θ_d が一定の時、 τ の値が小さい程、室内気温の降下は早く、定常状態に達する時間も早まる。室内気温変動の微分方程式に、温室の壁面と床面における総括熱伝達が温室の内外気温差に比例し、また、室内空気中の水蒸気変化の

室内気温変化に与える影響を無視する、といった仮定を
すると、概略、冷房時の θ_d と τ は、次式で近似できる。

$$\theta_d = \frac{Q_a}{K_i \times A_s} - \theta_{o,i} \quad (11)$$

$$\tau = \frac{C_i}{K_i \times A_s} \quad (12)$$

ここで、 K_i ：温室の壁面と床面における総括熱伝達が
温室の内外気温差に比例すると仮定した場合の温室単位
床面積の熱伝達係数(kcal/m²/hr/K)、 A_s ：温室の床
面積(m²)、 Q_a ：ヒートポンプの冷房容量(kcal/hr、
数量的には温室の冷房負荷と同じ)、 $\theta_{o,i}$ ：冷房開始時
の温室内外気温差(K)、 C_i ：温室内の作物や骨材など
の温度変化が室内の気温の変化に追従すると仮定した場
合、これらの物質および室内空気の比熱にそれぞれの質
量を乗じた係数(kcal/K)である。式(11)から、 Q_a が
大きくなると θ_d は大きくなり、 K_i が大きくなると θ_d
は小さくなる。また、(12)式では、 C_i が小さい程、ま
た、 K_i が大きいか、 τ が小さくなることを示している。

(10)、(11)および(12)式から、温室の冷房負荷と、
ヒートポンプなど冷房装置の容量の関係を、温室の K_i
と C_i が一定とした時、次の三つの場合について、考察
することができる。

まず、ヒートポンプの冷房容量 Q_a が、冷房開始時と
定常時の室内気温の差 θ_d (内外設定気温差とほぼ同じ)
に必要な負荷より小さい場合である。この場合、同ヒー
トポンプの容量は過小であり、連続運転しても室内気温
を設定値まで下げることができない。次は、ヒートポン
プの冷房容量 Q_a が θ_d の維持のために必要な負荷に等し
い場合である。この場合 θ_d に達するには、 τ の約三倍
の時間が必要となり、ヒートポンプは連続運転となる。
もし、栽培者が室内温度を徐々に下げたい場合、つまり、
冷房開始以降設定室内気温に達するまでの時間が長くな
っても構わない場合には、この容量はもっとも経済的な
設備容量である。今回の実験においては、Fig. 2に示す
ように τ の三倍値は、約一時間である。このような冷房
では、ヒートポンプ冷却水の温度が一定であれば、外気
温の低下と共に室内気温も一夜に1~2℃低下するので、
実際は室内空気を、いわゆる、変温管理することになる。
最後は、ヒートポンプの容量 Q_a が θ_d の維持のために必
要な負荷より大きい場合である。この場合ヒートポンプ
の容量は、設定室内気温に達するまでの時間の長さによ
って決まる。なお、この場合、室内気温がほぼ設定気温
に達した後、ヒートポンプは断続運転となる。

上述の議論から、温室の最大冷房負荷は、二つに分け
て考えると便利である。一つは、静的な最大冷房負荷で
あり、非定常伝熱時間の長さをあまり考慮しないで、一

定室温の維持に主眼をおく場合である。この場合の最大
冷房負荷は、一般に、温室の伝熱が定常状態に達した直
後に現れる。もう一つは、動的な最大冷房負荷の概念で、
これは、冷房開始直後や変温管理時などの非定常状態の
長短によって決まる。一般的に言って、室内の急激な気
温変化を望まない時は、夜間冷房のためのヒートポンプ
の設備容量は、夏期夜間の最低外気温の絶対値が最大に
なる日における静的な最大冷房負荷より少し大きめに決
めればよいと思われる。

4.2 冷房負荷の経時変化

ヒートポンプを連続運転した場合、温室内外気温差が
一定になった後、Fig. 3が示すように、冷房能力は、カー
テンの開閉を問わず、時刻の経過と共に、小さくなっ
ていった。その理由は、今回の実験では、ヒートポンプ
冷却水として水槽水を使用したので、水槽水温が時刻の
経過と共に、一夜に15℃から35℃程度まで上昇し、し
たがって、冷房能力が低下したためである。もし、ヒー
トポンプ凝縮器の冷却水に水温が一定な井戸水を供試し
た場合を想定すると、冷房能力は一定なはずである。そ
の場合、地表熱流量は、床土の温度の低下に伴い経時的
に減少するが、隙間換気伝熱量と熱貫流量は経時的に増
大する。

Fig. 3に示す、二層カーテン開(A)と閉(B)の場合の
冷房負荷より冷房効果を比べてみると、(A)では、平均
冷房負荷77 kcal/m²/hr、温室内外気温差6 Kで、(B)
では、平均冷房負荷71 kcal/m²/hr、温室内外気温差
10 Kであり、二層カーテンを張ることによって、4 Kぐ
らゐの気温差拡大が達成できた。なお、この例を含む、二
層カーテン開の4例と閉の2例についてみた結果、上層アル
ミフィルム、下層農ポリの二層カーテン閉の時、冷房
負荷軽減35%が達成できた。この数値は天候状態やカー
テンの材質により多少変動するであろうが、冷房の時も
暖房の時と同様、カーテンを張ることによって負荷を相
当な程度軽減させられることは明確である。

Fig. 3の負荷の内訳で、(A)の地表熱流量が(B)の
0.65倍であったことは、床面マルチの温度と室内気温と
の温度差が、(A)で平均3.5 K、(B)で平均6.0 Kである
ことによるもので、室内気温を下げる程、地表熱流量の
割合は大きくなることを意味する。Fig. 3において、隙
間換気伝熱量と熱貫流量が、カーテン閉の場合の方が開
の場合に比べ小さいのは、カーテンの冷房負荷軽減効果
によるものである。

4.3 冷房負荷の平均値および各負荷の割合

Fig. 4に示した、各日における冷房負荷の一時間当り
平均値とその内訳に関する実験結果は、定性的には、林
ら(1983)の報告と一致している。しかし、定量的にみ

ると、隙間換気伝熱量の割合が、林らの場合 50% 前後であったのが、Fig. 4 では 40% 前後となった点でやや相違している。その原因としては、林らの実験では、水収支法(林ら, 1983)によって隙間換気伝熱量を求める際、裸地状態の床面からの蒸発量をゼロと仮定したために、算定誤差が生じたことが考えられる。それに対して、今回の実験では、二層のマルチで床面を完全に覆ったので、算定誤差は小さくなったものと考えられる。

冷房時の負荷の構成としての特徴は、暖房時の熱貫流量の割合が 50% 以上(岡田, 1977)であるのに対し、冷房時は熱貫流量の割合は 20% 前後で、換気伝熱量と地表熱流量の割合が、共に、40% 前後となっていることである。その原因として、暖房の場合と対照してみると、熱貫流量に関しては、実測によれば、夏期の夜間、被覆面の外表面における純放射は、外向きの場合が殆どで、内向きの対流伝熱と方向を異にし、熱貫流減の方に働くため、また、換気伝熱量が多いのは、夏期屋外の高絶対湿度の環境下で、隙間換気伝熱量に占める潜熱伝熱の割合が、本実験では全平均 70% 前後と高い値を示していること、更に地表熱流量も、夏期室内の気温日較差が大きいため、地表面における熱の出入りが多くなること、などが考えられる。

なお、本実験では、室内無栽植であり、地表熱流量過大評価の恐れがあったので、筆者らは夏期夜間冷房を行っている商業温室において地表熱流量を測定してみた。その結果(未発表)、無栽植地の地表熱流量は商業温室より 10% ぐらい多く評価されていることが観測された。但し、同商業温室は、床土の水分が多く、床面にはむしろマルチがしてあり、昼間、室内は地下水による冷房を行っていた。

4.4 隙間換気率

隙間換気率に関する経験式(9)を、埼玉と静岡の二ヶ所の商業温室において、その適用可否を検定してみたところ(未発表)、温室の密閉度の高い静岡の温室の場合、(9)式は換気率を 20% 程度過大評価し、隙間の比較的多い埼玉の温室の場合は(9)式がそれを 15% 程度過小評価していた。(9)式の係数 a, b は温室に固有のものであり、隙間の多少によって異なるので、両温室の隙間の多少が V_g の値に影響したものと考えられる。普通の隙間程度であれば、(9)式は屋外風速 1.5 m/s 以下、内外気温差 10 K 以内の範囲では、適用できると思われる。

(9)式を、温室内外気温差を横軸にとって、プロットしたのが Fig. 6 である。

同図より、屋外風速 1 m/s の場合、温室内外気温差 3~15 K の時、 V_g は 1.5~3 m³/m²/hr である。また、気温差が 0~3 K の時、 V_g の急激な変化がみられる。夏

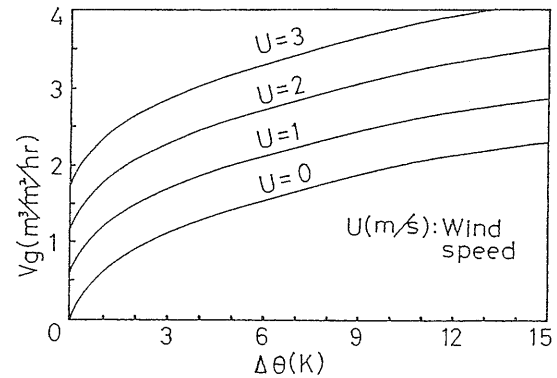


Fig. 6 Changes in the air infiltration rate depending on air temperature difference between inside and outside the greenhouse.

期夜間冷房時の換気率は、Fig. 6 におよそ従うであろう。

4.5 隙間換気伝熱量

実験結果から、隙間換気伝熱量の負荷割合が最大であることが示されたので、換気伝熱量の算定精度は、全冷房負荷の算定精度に直接影響を与えらると思われる。

(3)式より隙間換気伝熱量 Q_v は、温室の内外エンタルピー差および温室の換気率によって決まることが示され、また、Table 2 からは、 Q_v はカーテンの開閉にも影響されることが示された。Table 1 の実験期間における夜間の屋外風速は 0.4~1.8 m/s であり、風速変化は小さかったので、同表の Q_v の値の差異は温室の内外気温差によるものと考えられる。温室の内外気温差と屋外風速が Q_v に及ぼす影響は、(3)式と(9)式により定量できる。本実験時の実測によれば、夏期冷房期は静穏な夜が多く、殆どの測定日において屋外風速 1 m/s 前後であった。そこで、夏期冷房時の Q_v に及ぼす影響は温室の屋外風速より内外気温差の方がより重要であると思われた。

また、Table 1 から、隙間換気伝熱量に占める潜熱の割合が、カーテン開の場合 70% 以上に及ぶことが示された。しかし、夏期の屋外絶対湿度の高い条件下で、隙間換気による潜熱の交換が相当な程度行われることは、冷風冷房時も冷水冷房時も同じで、(3)式のエンタルピー差は温室の内外絶対湿度差に大きく左右されるであろう。このことは、隙間換気伝熱量を、従来のように温室内外気温差の従属変数として考えて、隙間換気伝熱係数 h_v (kcal/m²/hr/K) を定めることは不完全であることを意味する。(3)式のエンタルピー差を独立変数とみた場合、 Q_v はその従属変数と考えることができる。その場合、エンタルピー差は、乾湿球の設計値より求めることができるので、換気率が定まれば、隙間換気伝熱量を算定できる。

Table 2 に示した隙間換気伝熱係数 h_v (kcal/m²/hr/

K)は、上述のように、隙間換気伝熱過程を表す上で不完全なパラメータである。そこで、暖房時のそれとの比較のために、見掛け上の係数として、カーテンが隙間換気伝熱量に及ぼす影響をみてみると、カーテン開の時は平均2.8であったのが、一層カーテン閉によって平均63%の1.8になり、二層カーテン閉の時は平均58%の1.6になった。これは、一層カーテン閉と二層カーテン閉が、隙間換気伝熱量減の効果には特に差異がないことを意味する。

4.6 地表熱流量

Fig. 4において、冷房負荷の他の項目の実験日による変化が大きいのに対し、地表熱流量は相対的に安定していた。地中蓄熱量の多少には昼間の透過日射量、室内気温、植被や土壌の熱的特性などがかわり、地中放熱量の多少には、室内と被覆面の温度、温室の形態、植被や土壌の伝熱性などがかわる。いま、放熱時を考え、植被と地表の蒸発散による潜熱伝熱を無視すると、地表面における熱伝達は、長波放射と対流伝熱によって行われる。この中の対流伝熱はFig. 5のような垂直温度分布と地表面の伝熱抵抗によって決まる。Fig. 5に示すような垂直的な温度差を床面における断熱によって小さくすることは、地表熱流量を小さくする方法である。

4.7 熱貫流率

Table 3に示すように、カーテンを張ることによって冷房時も熱貫流率を小さくすることができる。Table 3の結果で、アルミ粉混入ポリエチレンフィルムの一層カーテンでは熱貫流率はカーテン開の時の70%、農ポリではカーテン開の時の30%で、この二層カーテンの組合せでは農ポリ一層の時と明瞭な差異がなかった。冷房時被覆内面への水分凝結は通常生じないので、熱伝達は放射と対流により行われる。カーテンの材質は主として放射伝熱に関わると思われる。農ポリが長波放射透過率約85%、反射率約10%(岡田, 1983)であるのに対し、アルミ粉混入ポリエチレンフィルムは透過率0%、反射率30%である(岡田, 1983)。本実験時は、床面の表面温度が外被覆面温度より高いか同程度の時間が多かった。従って、この場合は地表面と外被覆面の長波放射交換を増大させた方が熱貫流率が小さくなる。農ポリの熱貫流率が小さくなったのはこのためである。

室内に作物が栽培されている場合は、床面および作物の放射層の温度が外被覆面の温度より数度低くなるであろう。この場合、カーテンの材質が熱貫流率に及ぼす影響は更に複雑になる。この時のカーテンの材質の評価法としては、外被覆面と室内各放射層との放射授受を目安とするべきであろう。冷房時の熱貫流率は、カーテン以外に、屋外風速、内外気温差、屋外雲量と昼間の日射量

などに影響されるが、これらに関する定量的な解析結果については続報で述べる。

5. 摘要

ヒートポンプによる温室の夏期夜間連続冷房を行い、温室の二層カーテン開、一層カーテン閉、二層カーテン閉の場合につき、冷房負荷の特性を調べた。

(1) 定常時における無栽植の温室の全冷房負荷に占める各負荷の割合は、全実験日の平均値として、隙間換気伝熱量42%、地表熱流量38%、熱貫流量20%であった。上記の負荷割合は、暖房時のそれと著しく異なる。

(2) 冷房時、温室の隙間換気率を推定する経験式を求め、屋外風速1m/sで、温室内外気温差3~15Kの時、隙間換気率は $1.5 \sim 3 \text{ m}^3/\text{m}^2/\text{hr}$ と推定された。

(3) 冷房の場合は、隙間換気伝熱量の中に占める潜熱の割合が大きく、本実験時はカーテン開の場合平均70%以上であったので、冷房時の隙間換気伝熱量は、暖房時のように温室内外気温差に比例するとして表すには、誤差が大きいと思われ、隙間換気伝熱量は温室内外エンタルピー差の従属変数として扱うべきだとした。また、一層カーテン閉の時、みかけ上の隙間換気伝熱係数は、カーテン開の場合の63%で、二層カーテン閉の時はカーテン開の場合の58%であることが観測された。

(4) カーテンの開閉による熱貫流率 h_t の変化を検討した。室内無栽植の条件下で、熱貫流率 h_t (kcal/m²/hr/K)は、カーテン開の場合1.62、一層カーテン閉カーテンの材質が農ポリの場合0.50、材質がアルミ粉混入ポリエチレンフィルムの場合1.20で、二層カーテン閉の場合、0.51の結果を得た。一層カーテン閉の時のフィルムの材質による熱貫流率の変化はフィルムの長波放射の透過率と反射率の相違によるものと考えられた。

(5) 冷房開始以降の温室の室内気温変化曲線を推定した。また、それに基づき、温室の最大冷房負荷は、静的最大冷房負荷と動的最大冷房負荷の両面から考慮すべきであるとした。

謝 辞：実験に当り貴重な御協力をいただいた洞田浩文、児玉友孝両氏および研究室諸氏に深く謝意を表す。なお、本研究は日本施設園芸協会新技術導入促進委員会ヒートポンプ分科会の活動の一環として実施されたものである。関係者の種々の援助に謝意を表す。

引用文献

- 深海登世司, 1982: 自動制御の基礎, 東京電機大学編, 電機大出版局, 37~44.
林 真紀夫・古在豊樹・渡部一郎, 1983: 温室におけるヒートポンプ利用(2)夏期夜間冷房, 農業気象, **39**,

- 181~189.
- 板木利隆, 1984: ヒートポンプによる夏期冷房の利用場面, 未発表.
- 岩切 敏・内嶋善兵衛, 1970: ハウス内気候の制御に関する基礎的研究(3) 最高気温とデグリアワー, 昭和45年農業気象学会講演要旨, 40.
- 古在豊樹, 1980: 換気, 温室設計の基礎と実際, 三原義秋編, 養賢堂, 145~159.
- 古在豊樹, 1984: 施設園芸におけるヒートポンプ利用の現状と将来, 冷凍, **59**, 872~882.
- 岡田益己, 1977: 温室の暖房負荷に関する研究(1) 温室の熱貫流に影響する要因と熱貫流率の算定, 昭和52年度農業気象学会講演要旨, 42.
- 岡田益己, 1983: 地中伝熱量の測定, 農業気象, **38**, 419~421.
- 岡田益己, 1983: 長波放射に関する物性値, 昭和58年度食糧品等流通対策推進事業実績報告書(施設園芸新技術導入促進事業), 日本施設園芸協会, 184~189.
- Okada, M. and Takakura, T., 1973: Guide and Data for Greenhouse Air Conditioning, *J. Agr. Met.*, **28**, 223~230.

Summary

Because in summer the outside air temperature in many Asian countries is too high to grow certain flowers and vegetables, these crops are often grown in a greenhouse which is cooled by cooling equipment. For example, the development and growth-rate of carnation, roses and melons can be improved by using both daytime and nighttime cooling.

In this paper cooling load of a single span greenhouse in summer nighttime is investigated. The experiments were made under the following three different thermal screen conditions:

- 1) two thermal screens open
- 2) one thermal screen closed
- 3) two thermal screens closed.

The greenhouse was cooled by a heat pump that was in operation continuously during the night, and no crop was present in the greenhouse. The results can be summarized as follows.

(1) Under the condition of a constant inside air temperature the cooling load of the greenhouse is due to

- 1) air infiltration Q_v 42%
- 2) soil heat flux Q_s 38%
- 3) overall heat transmission Q_T 20%.

(2) An empirical relation for estimating air infiltration rate of the cooled greenhouse V_g was proposed. In the relation, V_g is a function of the outside wind speed and the air temperature difference between inside and outside the greenhouse. With wind speed being 1m/s and the temperature difference ranging from 3 to 15K, the value of V_g ranged from 1.5 to 3.0m³/(m² hr).

(3) From measurements it appeared that 70% of the whole heat transfer due to air infiltration Q_v was caused by the transfer of latent heat. Because of this result Q_v was proposed to be described as being proportional to the enthalpy difference between inside and outside air instead of temperature difference. Q_v decreased to 63% with one thermal screen closed and 58% with two thermal screens closed.

(4) The effects of thermal screen on the heat transmission h_t [kcal/(m² hr K)] were:

- 1) thermal screen open : $h_t=1.62$
- 2) upper thermal screen closed : $h_t=1.20$
- 3) lower thermal screen closed : $h_t=0.51$
- 4) two thermal screens closed : $h_t=0.50$

The upper thermal screen was an aluminium powder mixed polyester film with a thickness of 0.05mm. The lower thermal screen was a polyethylene film of 0.05mm thick.

(5) The process of greenhouse cooling is considered to be a first order process of which the time constant is estimated by parameters of the greenhouse and the cooling system.

Based on this assumption it is proposed that two definitions of the maximum cooling load of

a greenhouse are possible, the one is static and the other is dynamic. The static conception is used in the case the heat pump or any cooling equipment needs continuous operation for keeping a setpoint air temperature. In this case the cooling load of greenhouse is equal to the capacity of the cooling equipment. The dynamic definition is used in the case the capacity of the cooling equipment is so high that no continuous operation is needed to maintain a setpoint air temperature.