

施設園芸用ハウスの換気抑制を目的とした冷房における 空気熱源ヒートポンプ、家庭用ヒートポンプおよび 蓄熱槽利用型ヒートポンプの運転特性比較

岩崎 泰永・鈴木 真実・梅田 大樹・松尾 誠治*・安 東赫・高市 益行

(平成 26 年 10 月 12 日受理)

Comparison of Three Heat Pumps for Greenhouse Cooling to Reduce Ventilation

Yasunaga Iwasaki, Mami Suzuki, Hiroki Umeda, Seiji Matsuo,
Dong-Hyuk Ahn and Masuyuki Takaichi

I 緒 言

施設を利用した野菜や花きの生産において、重油価格の高騰によって暖房コストの上昇が生じている。ヒートポンプは設置コストが大きいものの、エネルギー消費量の削減効果が高いため、生産現場で導入が進みつつある。多くの場合、重油燃焼式の温風暖房機をヒートポンプと併用するハイブリッド暖房方式(川嶋ら, 2008)が用いられている。その大部分はオフィスや工場などで利用されている業務用の空気熱源ヒートポンプをそのままか、または一部改造した機種が導入されているが、最近になって COP (Coefficient of Performance 成績係数) の高い家庭用エアコンのハウス暖房への利用が提案されている(大山ら, 2008; Tong ら, 2010)。

一方、野菜や花きの施設栽培では収量や収益を高めることを目的として栽培環境を積極的に制御する技術が注目されつつある。特にハウス内の CO₂ 濃度を人為的に高めて収量を増加させる CO₂ 施用については生産者の関心が高い。CO₂ 施用と湿度または飽差の制御を組み合わせることによって CO₂ 施用の効果を高めたり(岩崎ら, 2011)、換気条件下でも外気と同程度となるように CO₂ 施用を行う技術(古在ら, 2008)が報告され、生産

現場でも使われるようになってきている。さらに、できるだけ換気を抑制して、CO₂ 濃度や湿度を高め維持することが可能な時間帯を延長する試みも行われつつあり、たとえば河崎ら(2013)は遮熱フィルムの利用によって換気開始時刻を遅らせる可能性を検討している。安場ら(2011)および川嶋ら(2011)は日中ヒートポンプを冷房運転することによって、換気を抑制する技術について報告している。

ヒートポンプは一次側(通常熱源側)から二次側(通常利用側)に熱を移動させる装置である。冬季の部屋の暖房のように、低温外気を熱源にして温度勾配に逆らう方向で室内に熱を移動させることが可能である。施設栽培の一般的な期間である秋~初夏は、外気温が比較的低く、ハウス内部の気温が高い。このような条件下で換気の抑制を目的として冷房を行う場合には、温度勾配に沿った方向でハウス内部から屋外に熱を移動させることになるため、エネルギー消費量は少なく、COP が高くなると推測されるが、この場合の運転特性や COP を調べた報告は少ない。また、家庭用エアコンを用いて、換気抑制を目的とした冷房を行う場合の運転特性を調べた報告は見当たらない。

そこで、本実験では、ハウス内に業務用ヒートポンプと家庭用エアコンを設置し、春期に換気抑制を目的とし

た冷房運転を行い、それらの運転特性を比較することを目的とした。また、著者らはこれまで水熱源ヒートポンプと蓄熱水槽を組み合わせ、日中冷房運転によってハウス内から除去した熱を水に蓄え、夜間暖房に利用する蓄熱槽利用型ヒートポンプシステムの開発を行ってきた(Iwasakiら, 2013)。そこで、本実験では、このシステムの冷房運転特性の評価も同時に行った。

本研究は、農林水産省「新たな農林水産政策を推進する実用技術開発事業」(CO₂長期・長時間施用を核とした環境制御技術を開発し東海の園芸産地を活性化する)および戦略的創造研究推進事業「持続可能な水利用を実現する革新的な技術とシステム」により実施した。本研究の実施にご協力いただいた、研究支援センターの河野真人氏、初山敏夫氏、河野真寛氏に深く感謝いたします。

II 材料及び方法

1 実験設備

実験は野菜茶業研究所武豊野菜研究拠点(愛知県知多郡武豊町)の敷地内に設置された同じ形状の隣接した3棟の単棟パイプハウス(間口4.5m, 奥行7.0m, 棟高2.7m, 南北方向に建設)を用いて行った。各ハウスとハウスの間隔は4.5mとした。東端のハウス(G_{home})には家庭用エアコンを設置し、中央のハウス(G_{air})には業務用の空気熱源ヒートポンプを設置した。また、西端のハウス(G_{gw})には蓄熱槽利用型ヒートポンプシステムを設置した。各ハウスは農業用ポリオレフィン系特殊フィルム(ダイアスター, 厚さ0.15mm, 三菱樹脂アグリドリーム製)を屋根面, 妻面および側面に展帳した。いずれのハウスにおいても、設置したヒートポンプの冷

房暖房能力に比べてハウスの規模が小さいので、ヒートポンプが頻繁に断続運転を繰り返すことをさけることを目的として、暖房負荷および冷房負荷を大きくするために保温用の内張カーテンは取りはずした。ハウス内の気温が35°C以上に上昇すると巻き上げ式の側窓が自動的に開くように設定したが実験期間中にハウス内気温が35°C以上となって側窓が開くことは一度もなかった。

G_{home} は家庭用エアコン(RAS-AC40B2W, 定格消費電力1.45kW, 日立製)をハウス北側妻面に2台設置した。設定温度は、日中(6~18時)は冷房運転で18°C, 夜間(18~翌6時)は暖房運転で16°Cとした。 G_{air} にはインバータ制御の業務用エアコン(HPFC-5H, 定格消費電力3.75kW, 菱名工業製)を設置した。設定温度は G_{home} と同じとした。 G_{gw} は水槽と水熱源ヒートポンプ(EC030-3H2C, 定格消費電力3.0kW, FHP Manufacturing製)を組み合わせ冷暖房システムを構成した(図-1)。ハウス中央部, 高さ1.5mに気温制御用の白金測温抵抗体(RD-10M, シマデン製)を通風筒にに入れて設置した。ハウス内部北側端に断熱材で成形された蓄熱水槽(横1.1m×縦1.4m×高さ0.8m)を設置した。水槽内の水を水中ポンプ(WUP3-325-0.15S, 定格消費電力0.15kW, 川本ポンプ製)でヒートポンプ内部に導入した。日中(6~18時)はハウス内気温が18°C以上となると冷房運転を開始し, 16°C以下となった時点で停止した。夜間(18~翌6時)は16°C以下となると, 暖房運転を開始し, 18°C以上となった時点で停止した。ヒートポンプの排水口には三方弁を取り付け, 水温が設定値以内の場合は蓄熱水槽につながった配管経路に切り替え水槽とヒートポンプ間で水を循環させた。設定値を超えた場合にはハウス外部に排出する配

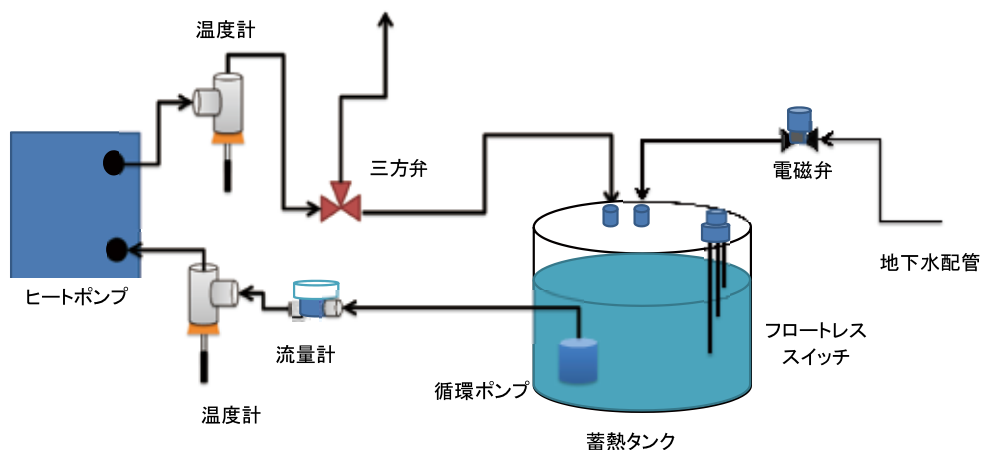


図-1 G_{gw} に設置した蓄熱槽利用型ヒートポンプシステムの模式図

管路に切り換え排水した。その際、水量の減少分は井戸水（水温約 12℃）を導入して補い、水槽内の水温を設定値付近に維持した。水温設定値は冷房時 35℃（上限）、暖房時 10℃（下限）とした。ヒートポンプ、水中ポンプ、バルブは制御用コンピュータ（KV-3000、キーエンス製）にて制御した。

いずれのハウス内においてもキュウリの栽培を行い、2014年1月10日から4月20日まで実験に供試した。

2 調査項目

温度の測定にはすべて白金測温抵抗体（RD-10M、シマデン製）を用い、データロガー（GL-800、グラフテック製）に接続して1min間隔で記録した。3つのハウスとも中央部、高さ1.5mに通風筒を設置し、気温を測定した。 G_{air} と G_{home} の間に1.5mの高さに日除けをとりつけた白金測温抵抗体を設置して外気温を測定した。 G_{gw} では、ヒートポンプ入り口と出口の配管内、および水槽内の水温を測定した。水の流量は流量計（VWK25RC、金門製作所製）を用いて計測した。ハウス中央通路部分の地表面から10および20cmの深さに白金測温抵抗体を埋設して地温を測定した。空気熱源ヒートポンプシステム、家庭用エアコンおよび水熱源ヒートポンプシステムの消費電力量は電力量計（Clamp On Power HiTESTER 3168、日置電気製）を用いて1min間隔で測定した。空気熱源ヒートポンプシステムと家庭用エアコンの消費電力量はコンプレッサーユニット（室外機、それぞれ $W_{\text{air_comp}}$ と $W_{\text{home_comp}}$ 、MJ）および送風ユニット（室内機、それぞれ $W_{\text{air_fan}}$ と $W_{\text{home_fan}}$ 、MJ）の消費電力量の和であり、水熱源ヒートポンプシステムの消費電力量はコンプレッサー（ $W_{\text{gw_comp}}$ 、MJ）と送風ファン（ $W_{\text{gw_fan}}$ 、MJ）、水中ポンプ（ $W_{\text{gw_pump}}$ 、MJ）の消費電力量の和である。

3 放熱係数、吸熱量およびCOPの計算方法

G_{gw} に設置した水熱源ヒートポンプシステムを暖房運転した場合の放熱量（ Q_{hgw} 、MJ）は次式で求められる。

$$Q_{\text{hgw}(n)} = \sum_{t=0}^n ((T_{\text{win}(t)} - T_{\text{wout}(t)}) \times V(t) \times C_p \times 10^{-3} + W_{\text{gw_comp}(t)}) \quad (1)$$

ここで、 T_{win} 、 T_{wout} はそれぞれヒートポンプ入り口および出口の水温（℃）、 V は水の流量（ $\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$ ）、 C_p は比熱（ $4.186 \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{°C}^{-1}$ ）、 t は測定開始からの経過時間（min）である。なお水1Lの質量は1kgとして計算した。

また、暖房に必要な熱量 Q_{hgw} は以下の式で示される。

$$Q_{\text{hgw}(n)} = H_{\text{gw}} \times A_{\text{sgw}} \times \sum_{t=0}^n (T_{\text{gw}(t)} - T_{\text{out}(t)}) \quad (2)$$

ここで、 T_{gw} 、 T_{out} はそれぞれ G_{gw} 内の気温および外気温を示す。 H_{gw} （ $\text{MJ} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{°C}^{-1}$ ）は、暖房に必要な熱量がハウス表面積と内外気温差に比例すると仮定した場合の係数（岡田、1997）で以下、放熱係数と呼ぶ。 A_{sgw} はハウス表面積（ m^2 ）である。式（2）を $A_{\text{sgw}} \cdot H_{\text{gw}}$ についてとくと、以下の式になる。

$$A_{\text{sgw}} \times H_{\text{gw}} = Q_{\text{hgw}(n)} / \sum_{t=0}^n (T_{\text{gw}(t)} - T_{\text{out}(t)}) \quad (3)$$

本実験では、日中のヒートポンプの冷房運転による吸熱量（ Q_{cgw} 、MJ）は以下の式で表されると仮定した。

$$Q_{\text{cgw}(n)} = C \times \sum_{t=0}^n (R_{\text{gw}(t)} \times A_{\text{fgw}} - A_{\text{sgw}} \times H_{\text{gw}} \times (T_{\text{gw}(t)} - T_{\text{out}(t)})) \quad (4)$$

日中のヒートポンプの冷房運転による吸熱量計算値（ $Q_{\text{cgw_cal}}$ 、MJ）は以下の式で表されるとした。

$$Q_{\text{cgw}(n)_cal} = \sum_{t=0}^n (R_{\text{gw}(t)} \times A_{\text{fgw}} - A_{\text{sgw}} \times H_{\text{gw}} \times (T_{\text{gw}(t)} - T_{\text{out}(t)})) \quad (4)''$$

ここで $R_{\text{gw}(t)}$ は G_{gw} 内に透過した日射量（ $\text{MJ} \cdot \text{m}^{-2}$ ）で、 A_{fgw} はハウス床面積（ m^2 ）である。また、吸熱量実測値（ $Q_{\text{cgw_mes}}$ 、MJ）は以下の式から求めた。

$$Q_{\text{cgw}(n)_mes} = \sum_{t=0}^n ((T_{\text{win}(t)} - T_{\text{wout}(t)}) \times V(t) \times C_p \times 10^{-3} - W_{\text{gw_comp}(t)}) \quad (4)'''$$

さらに、 $Q_{\text{cgw_cal}}$ と $Q_{\text{cgw_mes}}$ を以下の式に当てはめ、式（4）の係数 C を求めた。

$$C = Q_{\text{cgw}(n)_mes} / Q_{\text{cgw}(n)_cal} \quad (4)''''$$

水熱源ヒートポンプの冷房時COP（ COP_{cgw} ）は以下の式で示される。

$$\text{COP}_{\text{cgw}(n)} = Q_{\text{cgw}(n)} / \left(\sum_{t=0}^n (W_{\text{gw_comp}(t)} + W_{\text{gw_fan}(t)} + W_{\text{gw_pump}(t)}) \right) \quad (5)$$

一方、ハウス内など生産現場で実際に利用されている条件で、空気熱源ヒートポンプシステムのCOPを求める場合は、ヒートポンプ吸い込み口と吹き出し口のエンタルピーの差に送風ユニットの送風量を乗じて放熱量、吸熱量を求める（川嶋ら、2011）。この方法は吹き出し口の送風量と気温、湿度の正確な計測が必要であるが、吹き出し口の送風量と温度、湿度が場所によって不均一である（後藤ら、2013）ため、送風量の測定に誤差が生じやすい。古野ら（2012）は、地中熱源ヒートポンプと空気熱源ヒートポンプの運転特性を比較した実験において、空気熱源ヒートポンプの放熱量を別途求めた放熱係数と内外気温差から計算によって求めている。彼らはまず、隣接した同型同サイズのハウスに設置した地中熱

源ヒートポンプの放熱量と内外気温差の実測値からハウスの放熱係数を求め、次に、両ハウスの放熱係数が等しいと仮定して、空気熱源ヒートポンプの放熱量を内外気温差と放熱係数から計算によって求めた、地中熱源ヒートポンプの放熱量は一次側配管のヒートポンプ出入り口の循環水の温度差と流量およびコンプレッサ消費電力から容易に実測可能である。本実験においても、古野ら(2012)の報告を参考にして、実測が容易な水熱源ヒートポンプの放熱量と内外気温差から供試したハウスの放熱係数を求め、家庭用エアコンおよび業務用空気熱源ヒートポンプの放熱量、吸熱量をその放熱係数を用いて、計算によって求めた。 G_{air} 、 G_{home} 、 G_{gw} は同一敷地内に隣接して建設された同じ大きさ、同じ形状、被覆条件のハウスであるため、 G_{gw} の放熱係数 H_{gw} と G_{air} 、 G_{home} の放熱係数 H_{air} 、 H_{home} は同じとみなせる。これらの関係を用いると G_{air} および G_{home} における吸熱量 (Q_{cair} 、 Q_{chome} 、MJ) と COP (COP_{cair} 、 COP_{chome}) は、

$$Q_{cair(n)} = C \times \sum_{t=0}^n (R_{air(t)} \times A_{fair} - A_{sair} \times H_{air} \times (T_{air(t)} - T_{out(t)})) \quad (6)$$

$$Q_{chome(n)} = C \times \sum_{t=0}^n (R_{home(t)} \times A_{fhome} - A_{home} \times H_{home} \times (T_{home(t)} - T_{out(t)})) \quad (7)$$

$$COP_{cair(n)} = Q_{cair(n)} / \left(\sum_{t=0}^n (W_{air_comp(t)} + W_{air_fan(t)} + W_{air_pump(t)}) \right) \quad (8)$$

$$COP_{chome(n)} = Q_{chome(n)} / \left(\sum_{t=0}^n (W_{home_comp(t)} + W_{home_fan(t)} + W_{home_pump(t)}) \right) \quad (9)$$

と推定される。ここで R_{air} 、 R_{home} は G_{air} および G_{home} 内に透過した日射量 ($MJ \cdot m^{-2}$)、 A_{fair} 、 A_{fhome} は G_{air} および G_{home} の床面積、 T_{air} 、 T_{home} は G_{air} および G_{home} の気温 ($^{\circ}C$) を示す。

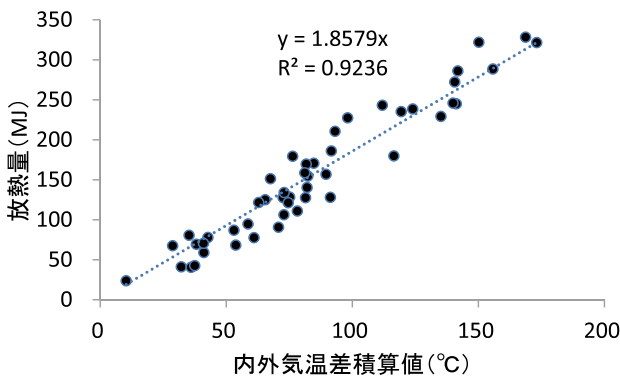


図-2 G_{gw} における内外気温差積算値と水熱源ヒートポンプからの放熱量の関係
2014年3月7日～4月28日の1日単位の積算値データを用いた。

III 結果

1 放熱係数の測定と吸熱量の計算

G_{gw} における、(夜間)内外気温差積算値 $\Sigma (T_{gw} - T_{out})$ と暖房時のヒートポンプからの放熱量 (積算値) の関係を図-2に示した。内外気温差積算値に対する放熱量の関係を、原点を通る直線と仮定して回帰したところ、高い相関関係が認められた (決定係数 $R^2 = 0.92$)。直線の傾きは式(2)における放熱係数と表面積の積 ($H_{gw} \cdot A_{gw}$) に相当する。 H_{air} および H_{home} は H_{gw} に等しく、本実験では $H_{gw} \cdot A_{gw} = H_{air} \cdot A_{air} = H_{home} \cdot A_{home} = 1.86 (MJ \cdot ^{\circ}C^{-1})$ となった。

次に、式(4)' と式(4)'' から Q_{cgw_cal} と Q_{cgw_mes} を求め、図-3にプロットし、原点を通る直線で回帰してその傾きとして式(4)の係数 C を求めたところ 0.674 となった。

そこで、本実験では G_{home} 、 G_{air} 、 G_{gw} の各ハウスにおけるヒートポンプによる吸熱量 (Q_{chome} 、 Q_{cair} 、 Q_{cgw} 、MJ) は式(4)、(6)、(7)に各係数を当てはめて計算で求めた。

2 気象条件と各ヒートポンプの運転特性

データの解析を行った2014年4月14～18日までの屋外気温と G_{gw} にて測定したハウス内日射量 R_{gw} 、地温の推移を図-4に示した。屋外気温は11～28 $^{\circ}C$ で推移し調査期間の平均値は20 $^{\circ}C$ 、最高値は28 $^{\circ}C$ となった。屋内日射量は調査期間の最大値 $2.50 MJ \cdot m^{-2} \cdot h^{-1}$ ($0.69 kW \cdot m^{-2}$)、調査期間の平均値は $1.28 MJ \cdot m^{-2} \cdot h^{-1}$ ($0.36 kW \cdot m^{-2}$) となった。地温は日中上昇、夜間下降を繰り返し、深さ10cmの部分では16.9～24.1 $^{\circ}C$ の範囲で、

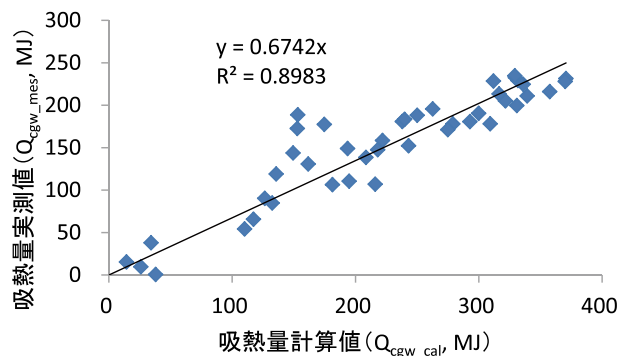


図-3 G_{gw} における吸量計算値と吸熱量実測値の関係
2014年3月7日～4月28日の期間における晴天日、1日単位のデータを用いた。

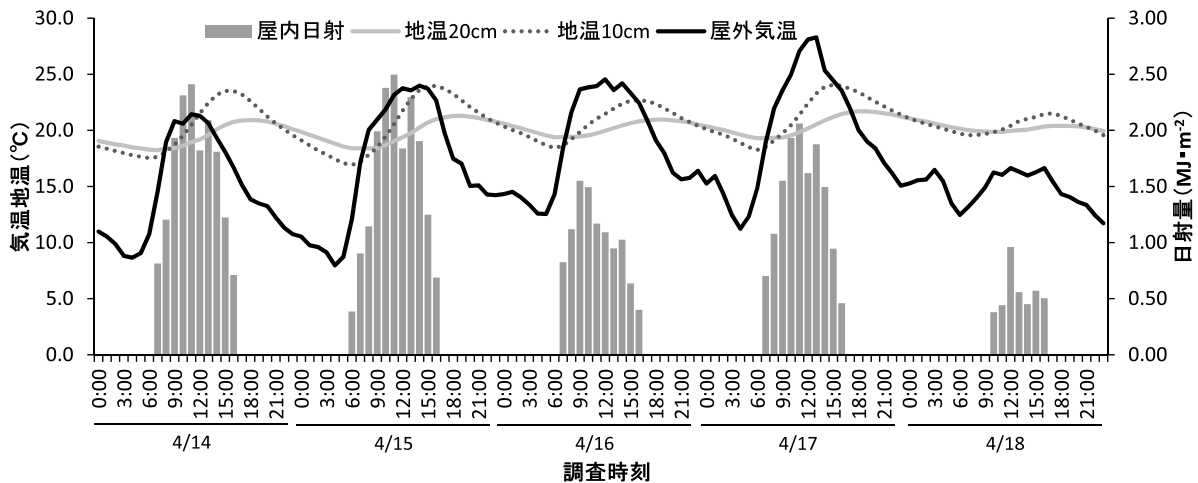


図-4 屋内日射量，屋内地温，屋外気温の推移
(屋内日射量は1分間間隔で測定し，1時間ごとの積算値として記載した)

深さ 20cm の部分では 18.2 ～ 21.7°C の範囲で推移した。

図-5 には、 G_{home} 、 G_{air} 、 G_{gw} の各ハウスにおける日中 (6～18 時) の (a) ハウス内気温推移、(b) ヒートポンプによる吸熱量、(c) 消費電力量、(d) COP を示した。ハウス内気温は G_{home} では 19.2 ～ 33.4 で推移し、 G_{air} では 14.5 ～ 31.8°C の範囲で、 G_{gw} においては 17.3 ～ 33.0°C の範囲で推移し、 G_{air} で一時的に低い時がみられた。日中の平均気温は G_{home} 、 G_{air} 、 G_{gw} それぞれ、25.8°C、24.9°C、25.3°C となっており、いずれのハウスともほぼ同じであった。ヒートポンプの冷房開始温度はいずれのハウスとも 18°C に設定したが、日中の気温を設定温度以下に制御することはできなかった。本実験ではヒートポンプによる吸熱量は放熱係数、ハウス表面積、日射量および内外気温差を用いて、式 (4)、(6)、(7) を用いて計算によって求めた。ハウス内気温の推移がほぼ同じであったことから、吸熱量の推移もほぼ同じとなっており、最大で約 $1.40 \text{ MJ} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{h}^{-1}$ 、平均 $0.59 \text{ MJ} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{h}^{-1}$ となった。消費電力量は、調査期間の最大値で G_{home} 、 G_{air} 、 G_{gw} それぞれ、0.200、0.405、0.320 $\text{MJ} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{h}^{-1}$ となった。調査期間を通した消費電力量の平均値は G_{home} 、 G_{air} 、 G_{gw} それぞれ、0.083、0.211、0.187 $\text{MJ} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{h}^{-1}$ となっており、 G_{home} が小さかった。COP の最大値は G_{home} 、 G_{air} 、 G_{gw} それぞれ 8.51、5.22、4.35 となった。調査期間の平均値でみると G_{home} 、 G_{air} 、 G_{gw} それぞれ、6.06、2.46、2.47 となっており、 G_{home} において顕著に COP が高くなった。日射量が多く、気温が高かった 4 月 14、15、17 日は、 G_{gw} 、 G_{home} の消費電力量は日中ほぼ一定となっており、定常運転となっていたと推定される。 G_{air} についても同様な傾向がみられるもの

の、17 日は消費電力量が増加する傾向がみられた。

なお、同一のシステムを用いて、より低温期である 3 月 13～17 日に暖房時の COP を求めたところ、調査期間の最大値は G_{home} 、 G_{air} 、 G_{gw} それぞれ 5.74、4.77、5.58 となった。調査期間を通した平均値は G_{home} 、 G_{air} 、 G_{gw} それぞれ、4.13、2.85、3.46 となった。その期間の夜間 (18～翌 6 時) の外気温は調査期間の最高値で 11.6°C、最低値は 1.3°C、調査期間を通した平均値は 6.3°C であった。ハウス内気温は調査期間全体の夜間平均で G_{home} 、 G_{air} 、 G_{gw} の順に、18.6、15.6、16.8°C であった。

3 蓄熱槽利用型ヒートポンプシステムの運転特性

図-6 に G_{gw} に設置した蓄熱槽利用型ヒートポンプシステムの運転特性を示した。6 時から冷房運転が開始されると水槽内へ蓄熱が行われ、水温は急激に上昇した。前日夜間の暖房負荷が大きく、日中の冷房開始直前の水温が設定下限付近の約 10°C 付近となっていた場合 (4 月 14 日および 15 日) には冷房運転開始から 2 時間後の 10 時には上限水温となる 35°C 程度に達していた。また、前日の暖房負荷が小さく、暖房開始直前の水温が設定下限まで低下していない場合 (4 月 16 日および 17 日) には、さらに早い時間に上限水温に達した。18 時から暖房が開始されると、水温は低下した。時期的には暖房負荷が低い時期の実験であったため、冷房時と比べると低下の速度は緩やかであった。

IV 考 察

本実験では換気抑制を目的としてヒートポンプによ

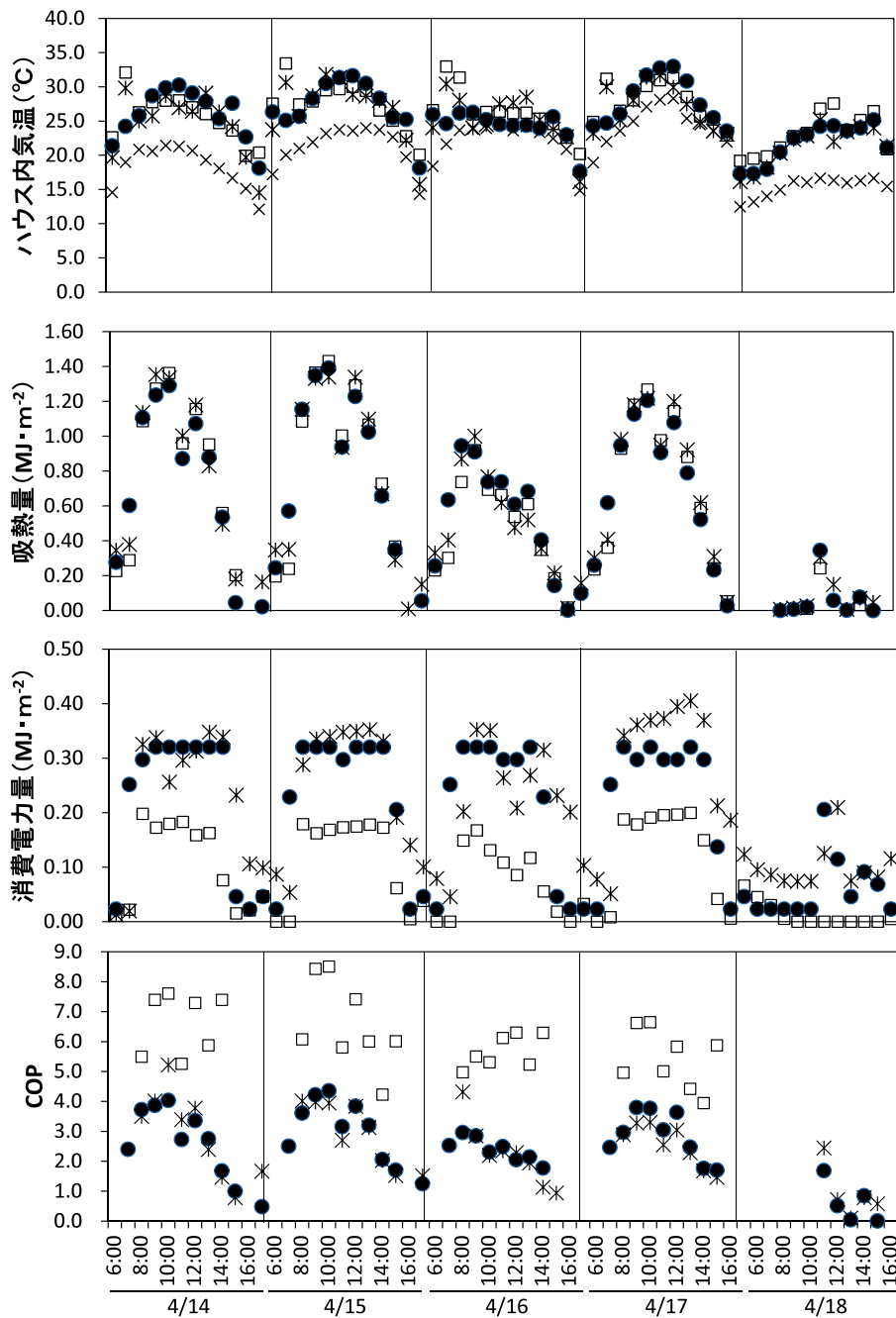


図-5 冷房時の気温とヒートポンプの運転特性

(a) 気温, (b) 吸熱量, (c) 消費電力量および (d) COP の推移

(吸熱量および消費電力量は1分間隔で測定し, 1時間単位の積算値をハウス床面積 1m^2 当たり量として表記した。

て冷房を行う場合に, 業務用ヒートポンプと家庭用エアコンの運転特性を比較した。また合わせて, 著者らが開発している蓄熱槽利用型ヒートポンプシステムの運転特性についても調べた。実験を行った2014年4月14~18日の気温は平均で 20°C , 最高 28°C で, 日射量は平均 $0.36\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}$, 最大 $0.69\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}$ であった実験の結果, 家庭用エアコンのCOPは平均で6.1, 最大で8.5

と業務用ヒートポンプの場合(平均2.5, 最大5.2)よりも高く, 換気抑制を目的とした日中の冷房運転において, エネルギー利用効率が高いことが示された。また, 蓄熱槽利用型水熱源ヒートポンプのCOPは業務用ヒートポンプと同等であり, 本実験の運転方法ではエネルギー利用効率の面で優位な点は見られなかった。

本実験ではヒートポンプの冷房運転によってハウス内

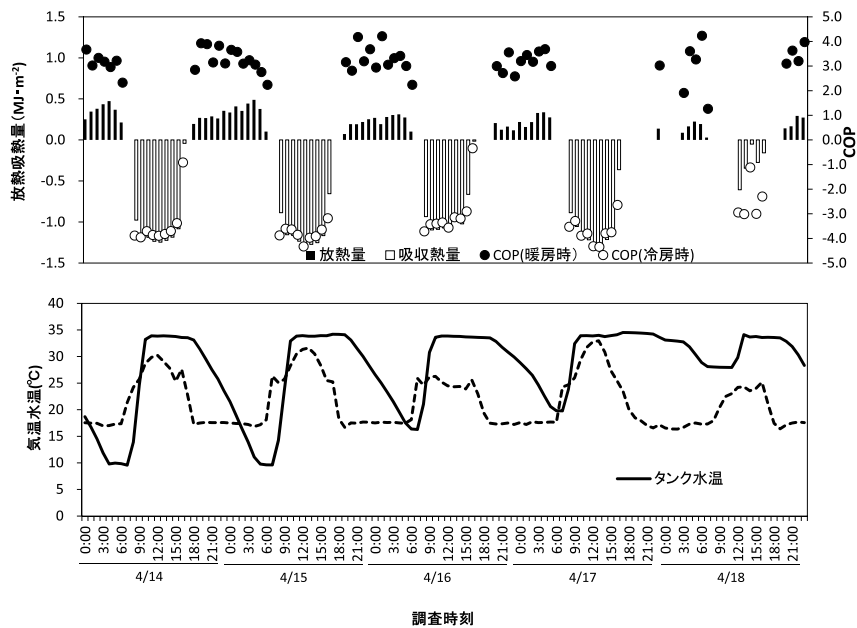


図-6 蓄熱槽利用水熱源ヒートポンプの運転特性.

(a) 放熱量, 吸熱量, COPの推移, (b) 水槽水温およびハウス内気温の推移.
 放熱量吸熱量は, 放熱をプラス(+), 吸熱をマイナス(-)として表記した.
 放熱量, 吸熱量は1分間隔で測定し, 1時間単位の積算値をハウス床面積1m²当たり量として表記した.

から取り除かれる熱量をハウス内透過日射量と内外気温差を用いて推定した。まず、水熱源ヒートポンプを暖房および冷房運転して、放熱量、吸熱量を実測した。式(2)によって放熱量から放熱係数を求めた。冷房運転時の熱収支を式(4)で表した。吸熱量の実測値は推定値に対して傾き0.67の原点を通る一次式で回帰された。実測値と推定値の熱量差33%は土壌との熱交換や、ハウス外部への反射・放射による熱損失を表していると思われる。この回帰式の決定係数は十分に高かった($R^2 = 0.90$)ことからこの式による吸熱量の推定は可能であると判断し、これらの式を用いて各ハウスにおけるヒートポンプの吸熱量を推定した。

大山ら(2008)は家庭用エアコンの熱的性能が近年極めて高性能かつ安価となっている事に着目し、園芸分野での利用を提案した。また、Tongら(2010)は暖房での利用において外気温が-5から6°C、ハウス内の設定温度16°Cの条件でCOPは平均4.0、最大5.8で、従来の報告と比べて極めて高い値となったことを報告している。本実験の結果、換気を抑制するための日中冷房においても、家庭用のエアコンのCOPは極めて高く、エネルギー利用効率が高いことが示された。ヒートポンプは一般に熱の勾配に逆らって熱を移動することに使われる。例えば家庭用のエアコンは、暖房時は低温の外気を

熱源として、外気より高温の室内に熱を移動し、冷房時は低温の屋内から高温の屋外に熱を移動する。このように熱の勾配に逆らって熱を移動する場合は、凝縮器側と蒸発器側の温度差が小さいほど、つまり熱勾配が緩いほどシステムのCOPは高くなる(林, 2009)。一方、野菜や花きの施設生産ではハウスの利用期間は秋から初夏までが中心である。この期間は、晴天時は外気温が比較的低温(5~25°C)、ハウス内の気温が比較的高い(20から30°C)特徴がある。このような条件における冷房運転は、熱を温度勾配に沿った方向に移動するので、凝縮器側、蒸発器側ともに周囲の空気との温度差が大きくなりやすく、COPは極めて高くなることが考えられる。実際に、本実験においても家庭用エアコンの冷房時COPは、暖房利用の場合のTongら(2010)の報告(COPは4.0、最大5.8)、著者らの実験結果(G_{home} に設置した家庭用エアコンの暖房時COPは平均4.1、最大5.7)と比べても高く、暖房と比べて少ないエネルギー消費量で熱を移動できることが示された。

園芸用施設で家庭用エアコンを用いて冷房を行った事例として大山ら(2008)の報告がある。閉鎖型苗生産システムの空調として家庭用エアコンを用い、冷房運転時の特性を調べた結果、COPは5.0から11.3(平均7.6)と報告しており、半閉鎖型苗生産システムの冷房システ

ムとして業務用のヒートポンプより家庭用エアコンが適していると結論している。この場合の施設は日射に対して不透明な断熱性の壁で覆われているため、おもな熱の発生源は照明となっており、日射が熱源の主体となるハウスでの冷房運転とは異なっているが、ハウスの場合と同様、温度勾配にならった方向で熱移動を行う点は共通している。大山ら(2008)の実験では外気温が低くなるほどCOPが増加するとしているが本実験では、外気温とCOPの関係は明確ではなく、一方で、内外気温差が大きくなるほどCOPは高くなる傾向があった。本実験に供試したヒートポンプの定格消費電力は G_{home} では2.9kW、 G_{air} では3.75kW、 G_{gw} では3.0kWと異なっていたが、最大出力は12kWでほぼ同じであった。これは床面積(m^2)あたりに換算すると0.4kWである。ハウス内に透過する日射量は平均で $0.3\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$ 、最大値は $0.69\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$ であり、ヒートポンプの冷房能力が不足して、晴天時の日中はハウス内の気温が設定温度より上昇した。そのことが内外気温差がCOPに影響する理由と考えられた。

実際の生産ハウスにおいて換気を抑制することを目的として冷房を行うためには設置コスト、ランニングコストの面から十分な能力のヒートポンプを導入することは難しいと思われる。ヒートポンプを暖房に利用する場合は重油燃焼式の温風暖房機を併用するハイブリッド方式が用いられており、その場合、 1000m^2 あたりに導入されるヒートポンプの能力は定格消費電力15~22.5kW(20~25馬力、バラなどで夜間冷房を行う場合)が目安とされている(野々下, 2009)。ヒートポンプを導入して換気を抑制する場合、 $\text{COP} = 3$ と仮定すると冷房能力は定格消費電力15kWの場合には床面積当たり $0.045\text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$ となる。この冷房能力では換気を抑制できるのは日の出からわずかな時間だけであると推測できる。ヒートポンプを利用して換気の抑制を行う場合には、ハイブリッド暖房方式の目安よりも能力の大きいヒートポンプを導入することが望ましい。換気抑制を目的とした冷房に用いるヒートポンプの適正能力は今後、収量とコストの増加などを考慮して、検討する必要がある。その際、家庭用エアコンは業務用ヒートポンプよりも安価でCOPが高いので、冷房能力を大きくするためには有力な選択肢となると考えられる。

著者らは、蓄熱水槽と水熱源ヒートポンプを組み合わせた蓄熱槽利用型ヒートポンプシステムの開発を行ってきた(Iwasakiら, 2013)。日中冷房を行うと同時にハウス内から取り除いた熱エネルギーを水槽内に蓄熱し、

夜間の暖房時に利用する方式である。水熱源ヒートポンプのCOPは熱源側の水温によって変化する。冷房時は水温が低い場合に、暖房時は水温が高い場合にCOPは高くなる。冷房によって蓄熱を行う場合には水槽内の水温上昇とともにCOPは低下する。水温の上昇を防ぐためには水槽の容積を大きくする必要があるが、その場合は設置コストが大きくなる。そこで、本実験では、生産現場での設置可能条件を想定して、水槽の容積を床面積当たりおよそ $40\text{ L}\cdot\text{m}^{-2}$ とした。COPの低下を防ぐため、冷房時(蓄熱時)の水温上限は 35°C 、暖房時(放熱時)の水温下限は 10°C として、上限または下限を超える場合にはヒートポンプ通過後の水を屋外に排水し、その減少分を井戸水(12°C)で補った。実験の結果、このシステムの冷房時のCOPは業務用エアコンと同程度であることがわかった。水槽に蓄熱される熱量は水温差(25°C)と水槽の容積(横 1.1 m ×縦 1.4 m ×水深 0.65 m)から 104.8 MJ (床面積当たり $3.33\text{ MJ}\cdot\text{m}^{-2}$)と計算され、冷房開始から1~2時間で水温が上限温度の 35°C となった。その後、水温の上昇を抑えるため、地下水を導入したが凝縮器側の温度は 35°C 付近に維持された。 G_{air} および G_{home} では外気温の平均は 20°C 付近であり、凝縮器側の温度も 20°C 程度となり、 G_{gw} よりも熱交換効率が高くなったと考えられた。奥島ら(2012)は、蓄熱水槽と水熱源ヒートポンプを組み合わせることによって、他の方式(空気熱源空気供給方式、水熱源空気供給方式)よりも能力の小さいヒートポンプで十分な性能を得ることが可能であることをシミュレーションで示している。この場合、ヒートポンプを24時間運転することによって、冷暖房を使わない時間帯に熱または冷熱を水槽に蓄えるので、ヒートポンプの能力を小さくすることができるとしている。本実験で用いた蓄熱槽利用型ヒートポンプシステムについても今後、蓄熱水槽の大きさや水槽の水温などの条件を様々変更した場合の冷房、暖房能力、消費電力、COPなどを本実験で得られたデータを用いて、シミュレーションし、最適な条件を検討したいと考えている。

以上のことをまとめると、換気を抑制するためにヒートポンプを利用して冷房を行う場合には、業務用ヒートポンプよりも家庭用エアコンの方がCOPが高いことが明らかとなった。家庭用エアコンはエネルギー利用効率が高く、設置コストが低いため、換気抑制用のヒートポンプとして適していると結論される。一方、蓄熱水槽と水熱源ヒートポンプを組み合わせた冷暖房システムは、本実験の運転条件ではCOPは業務用ヒートポンプと同

程度であり、運転条件（蓄熱水槽の水温）やシステム構成（蓄熱水槽の容積）の見直しが必要である。

V 摘 要

換気抑制を目的としたヒートポンプによる冷房において、業務用ヒートポンプと家庭用エアコンの運転特性を比較した。また合わせて、著者らが開発している蓄熱水槽利用水熱源ヒートポンプシステムの運転特性についても調べた。実験を行った期間の気温は期間平均 20°C、期間中の最高 28°C、日射量は期間平均 0.36kW・m⁻²、期間中の最大 0.7 kW・m⁻²であった。実験の結果、家庭用エアコンの COP は平均で 6.1、最大で 8.5 と業務用ヒートポンプのそれ（平均 2.5、最大 5.2）よりも高く、換気抑制を目的とした日中の冷房運転において、エネルギー利用効率が高いことが示された。また、蓄熱槽利用型水熱源ヒートポンプの COP は業務用ヒートポンプと同程度であり、本実験の運転方法ではエネルギー利用効率の面で優位な点は見られなかった。

引用文献

- 古野伸典・菅原 敬・高杉真司・桂木聖彦・奥島里美・佐瀬勘紀 (2012): 寒冷地域の施設園芸における地中熱源ヒートポンプシステムと空気熱源ヒートポンプシステムの暖房時運転特性の比較. 農業施設, 43, 131-137.
- 後藤文之・庄子和博・間野英行・花形将司 (2013): 温室における空気熱源式ヒートポンプ COP の連続測定. 農業施設, 44, 115-121.
- 林真紀夫 (2009): ヒートポンプのいろいろなシステム構成と暖房・冷房利用. 農耕と園芸, 64 (6), 19-24.
- 岩崎泰永・三浦慎一・大月裕介 (2011): トマトおよびイチゴ促成栽培における加湿制御が生育および収量に及ぼす影響. 園学研., 10 (別 2), 455.
- Iwasaki, Y., M. Aizawa, C. Yoshida and M. Takaichi (2013): Developing a new energy-saving, photosynthesis-promoting environmental control system for greenhouse production based on a heat pump with a heat storage system. *J. Agric. Meteorol.*, 69, 81-92.
- 河崎 靖・岩崎泰永・安 東赫・鈴木真実 (2013): トマト施設生産における CO₂ 長時間施用のための遮光・遮熱資材の選定. 園学研., 12 (別 1), 95.
- 川嶋浩樹・高市益行・安場健一郎 (2011): トマト栽培温室における空気熱源式ヒートポンプの冷房運転の動作特性とマルチによる夜間冷房負荷軽減効果. 野菜茶研研報., 10, 95-104.
- 川嶋浩樹・高市益行・馬場 勝・安井清登・中野有加 (2008): 空気熱源式ヒートポンプを利用したハイブリッド暖房方式による投入エネルギーおよび CO₂ 排出量の削減効果. 野菜茶研研報., 7, 27-36.
- 古在豊樹・大山克己 (2008): 園芸施設の周年利用推進のための環境制御と苗生産 (1). 農及園., 83, 286-291.
- 野々下知泰 (2009): 外気熱源ヒートポンプ利用の実際. 施設園芸におけるヒートポンプの有効利用—省エネと多面的な利用—, pp59-64. 農業電化協会, 東京
- 岡田益己 (1997): 暖房負荷, 新編農業気象学用語解説集編集委員会編, 新編農業気象学用語解説集 生物生産と環境の科学, pp178-179. 日本農業気象学会, 東京.
- 奥島里美・ディビット R. ミアーズ・佐瀬勘紀・高倉 直・森山英樹・古野伸典・石井雅久 (2012): 熱解析, 各地への適用, 奥島里美編, 施設園芸における水熱源式ヒートポンプの利活用. pp84-107, 佐藤印刷株式会社, 茨城.
- 大山克己・古在豊樹 (2008): 園芸用施設の暖房費および CO₂ 排出量削減 (1). 農及園., 83, 1157-1163.
- Tong, Y., T. Kozai, N. Nishioka and N. Ohyama (2010): Greenhouse heating using heat pumps with a high coefficient of performance (COP). *BIOSYSTEMS ENGINEERING*, 106, 405-411.
- 安場健一郎・鈴木克己・佐々木英和・東出忠桐・高市益行 (2011): トマト長期多段栽培における多収のための統合環境制御下での温室環境と収量の推移. 野菜茶研研報., 10, 85-93.

Comparison of Three Heat Pumps for Greenhouse Cooling to Reduce Ventilation

Yasunaga Iwasaki, Mami Suzuki, Hiroki Umeda, Seiji Matsuo,
Dong-Hyuk Ahn and Masuyuki Takaichi

Summary

We investigated the operating characteristics of three heat pumps for greenhouse cooling to reduce ventilation. The heat pumps were installed in three adjacent tunnel greenhouses (4.5 m wide, 7.0 m long, 2.7 m high) in Taketoyo-cho, Aichi prefecture. We tested an air-to-air heat pump designed for office or factory use (HP_{air} , 3.75 kW rated electric power consumption), another designed for home use (HP_{home} , 2.90 kW), and a water-to-air heat pump combined with a heat storage tank (HP_{water} , 3.0 kW). The average (24h) outside temperature during the experimental period (14 to 18 April 2014) was 20°C, and the highest was 28°C. The average hourly solar radiation (06:00 to 18:00) was 0.36 kW·m⁻², and the maximum was 0.7 kW·m⁻². HP_{home} had the highest coefficient of performance (COP), with an average hourly COP of 6.1 and a maximum of 8.5. HP_{air} had an average hourly COP of 2.5 and a maximum of 5.2. The COP of HP_{water} was almost the same as that of HP_{air} . The energy-use efficiency of HP_{home} was higher than that of HP_{air} in cooling. To improve the COP of HP_{water} , we need to optimize the balance between the size of the water tank and the set water temperature in the tank.