

Effects of Energy Saving and the Reduction of Carbon Dioxide Emissions with a Hybrid-Heating System Using an Air-to-Air Heat Pump for Greenhouse Heating

メタデータ	言語: jpn 出版者: 公開日: 2019-03-22 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 川嶋, 浩樹, 高市, 益行, 馬場, 勝, 安井, 清登, 中野, 有加 メールアドレス: 所属:
URL	https://doi.org/10.24514/00001623

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

川嶋 浩樹・高市 益行・馬場 勝*・安井 清登**・中野 有加

(平成19年12月18日受理)

Effects of Energy Saving and the Reduction of Carbon Dioxide Emissions with a Hybrid-Heating System Using an Air-to-Air Heat Pump for Greenhouse Heating

Hiroki Kawashima, Masuyuki Takaichi, Masaru Baba*,
Kiyoto Yasui** and Yuka Nakano

I 緒 言

国際石油市場における原油価格は、2003年以降上がり続け、最近はやや下落したものの高値傾向が続いている(日本エネルギー経済研究所石油情報センター, 2007)。この原油高は、施設園芸農家の経営を直撃しており、暖房用燃料の削減が課題になっている。1970年代のオイルショックを機に、これまでも様々な省エネルギー技術が検討されてきた。しかし、省エネルギー効果が高いとされる設備は、ランニングコストの削減が可能であるものの、初期投資が過大になる傾向があるため導入されにくかったことや、オイルショック後の原油価格の安値安定により導入メリットが薄れたことなどにより、省エネルギー技術の普及面積は減少傾向にあった(板木, 2006; 島地, 2003)。今後も続く予想される原油高への対応や、京都議定書の発効を踏まえたCO₂排出量の削減のためには、エネルギー消費を削減するための中長期的な省エネルギーへの取り組みが必要である。

ヒートポンプは低温側から高温側に圧縮機と冷媒を用

いて熱をくみ上げる装置で、施設園芸においても暖房、夜間冷房、除湿が可能な省エネルギー型高機能環境制御装置として期待されている(馬場, 2006; 古在, 1984; Kozai, 1986; 岡野, 1999)。施設園芸用のヒートポンプは、成績係数(COP: 装置の運転に要するエネルギーに対する放出エネルギーの比)が高くなるように、地下水や蓄熱水槽などを熱源とする水熱源式ヒートポンプシステムが主に検討されてきた(古在, 1984; 瀬古, 1985)。しかし、これらは熱源配管や蓄熱設備等の設置費用が高額となる難点があった。一方、空気熱源式ヒートポンプは、COPが水熱源式より劣るものの、近年、一般建物用や家庭用の空調機(エアコン)として性能が格段に向上し低コスト化が進んできた。また熱源配管が不要で小型なため設置場所の制約が少ない利点があり、比較的安価で設置できる(Marsh and Singh, 1994; 岡野, 1999)。

暖房装置としてのヒートポンプの能力の選定について、厳冬期の最低外気温時の最大暖房負荷に対応できる高出力のヒートポンプを設置すると、初期投資が高額となる割には最大能力で運転する時間が非常に短くなる。そこで比較的能力の低いヒートポンプを用いる代わりに暖房

〒470-2351 愛知県知多郡武豊町南中根 40-1
高収益施設野菜研究チーム

* ネボン㈱

** 三菱重工空調システム㈱

負荷増大時には、温風暖房機等の補助暖房装置を併用する方法が提案され、ハイブリッド暖房方式と呼ばれている（馬場，2006；内藤，1984）。従来のハイブリッド暖房方式は、個別の制御装置でそれぞれの暖房機を制御し、運転コストの低いヒートポンプを優先して動作させるために、補助暖房の設定温度をヒートポンプより2~3℃低く設定することが一般的であった。そのため、暖房負荷が増大し補助暖房が必要な場合には、室内温度が目標設定温度より低く推移することになり、栽培管理上の問題となっていた。

そこで本研究では、新たに開発したハイブリッドコントローラにより、空気熱源式ヒートポンプと温風暖房機とのハイブリッド暖房方式の実証試験を行い、暖房運転特性を把握するとともに、ハウス暖房時の投入エネルギーおよびCO₂排出量の削減効果ならびに経済的な導入メリットを評価した。

II 材料および方法

1 実験施設と装置の概要

a 供試ハウス

野菜茶業研究所武豊野菜研究拠点内の高軒高鉄骨ハウス（南北棟，間口9m，奥行き24m，軒高4.0m，棟高5.6m，被覆資材：フッ素樹脂フィルム（エフクリン：旭硝子グリーンテック社）を使用した（図-1）。側面カーテン（固定張り）にはPO系フィルムを用い，地上から高さ3.9mには水平張可動式一層カーテン（白色PO系フィルム（SLS 50（誠和。社））を設置して保温した。ハウス内ではロックウール養液栽培によりトマトをハイワイヤー誘引方式（高さ3.3m）で栽培中であった。なお，トマトは2006年11月7日にロックウールスラブに定植され，2~5果房を収穫中であった。

b ヒートポンプおよび温風暖房機

使用した空気熱源式ヒートポンプ（三菱重工空調システム社，FDUXP1402HM改）は定格暖房能力16kW，室内設定温度範囲は10~30℃であり，汎用機をベースにして試験用に改造されたものである（表-1）。

使用した温風暖房機（ネポン社，KA-323，灯油焚き）は，出力37.2kWであり，温風暖房機単独運転試験時には標準装備されているコントローラで，ハイブリッド暖房運転試験時には下記の方法でハイブリッドコントローラにより制御した。

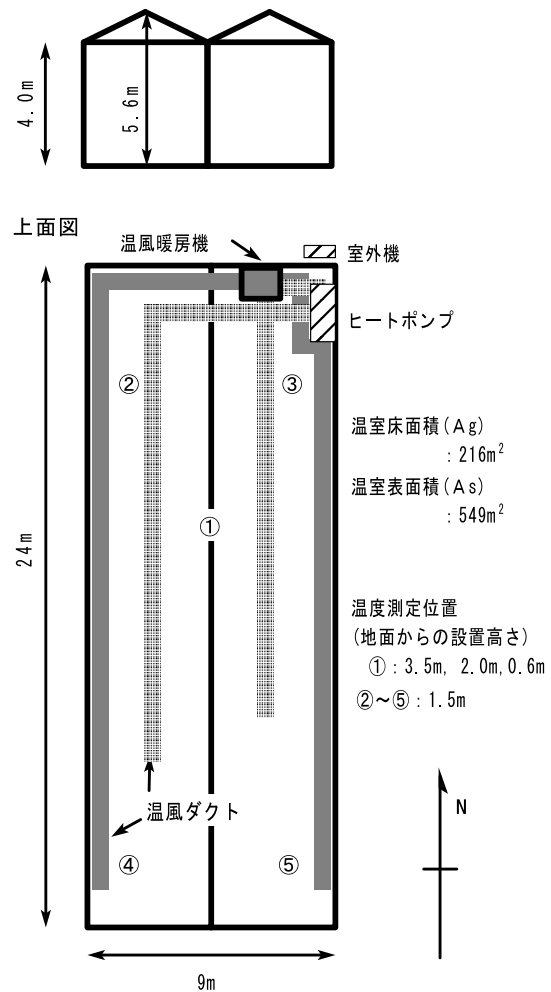


図-1 ハウス内の機材配置と温度測定位置の概略図
温室内では養液栽培でトマトを栽培。

c ハイブリッド暖房運転の制御方法

新たに開発したハイブリッドコントローラにより，以下のように室内温度に応じて，ヒートポンプ単独運転モードとハイブリッド運転モードとを自動で切り替えながらヒートポンプと温風暖房機を制御した。暖房開始時には，ヒートポンプ単独運転モードであり，室内温度が設定温度を1.0℃下回るとヒートポンプを単独で稼働させ，1.0℃上回るとヒートポンプを停止させる動作を繰り返す。暖房負荷が大きくなり，室内温度が維持されている間はヒートポンプ単独運転モードが継続される。しかし，外気温の低下とともに暖房負荷が増大し，室内温度が設定温度を2.0℃下回ると，ハイブリッド運転モードに切り替えられ，ヒートポンプと温風暖房機のハイブリッド運転が開始される。ハイブリッド運転モード移行後は，室内温度が設定温度を0.4℃下回ると温風暖房機を稼働させ，0.4℃上回ると停止させる動作を繰り返す。ハイブ

リッド運転モードでは、ハイブリッド運転移行時にヒートポンプの停止温度が設定温度+2.0°Cに修正されるため、ヒートポンプは事実上連続稼働となる。その後、外気温の上昇に伴い暖房負荷が減少し、設定温度+2.0°Cに達すると温風暖房機を停止させるとともに、再びヒートポンプ単独運転モードに戻る。

2 環境データの測定と解析方法

a 測定方法

上述の高軒高ハウスにおいて、ヒートポンプと温風暖房機を設置し、試運転後の2007年3月6日から14日と22日から29日にハイブリッド暖房運転試験を実施した。また、3月14日から22日には、比較のため温風暖房機単独運転試験を実施した。設定温度はいずれの場合とも16°Cとした。ハウス外の1カ所には温湿度計（ティアンドデイ社，RTR-53）を、ハウス内の4カ所には温度計（ティアンドデイ社，RT-21S）をそれぞれ地面から高さ1.5mの位置に設置した。またハウス内の中央付近には、地面から高さ3.5m，2.0m，0.6mの位置に温湿度計（ティアンドデイ社，RTR-53）を設置した（図-1）。それぞれ測定された温度または温湿度を5分間隔で記録した。ヒートポンプには交流電力モニタ（富士電機システムズ社，PPMCFBR2-M）を設置し、消費電力と消費電力量を5分間隔で記録した。温風暖房機の燃料導入管には燃料計（日東精工社，RE10LE）を設置し、パルスロガー（ティアンドデイ社，RVR-52）により5分間隔で燃料消費量を記録した。

b 実測による発生熱量と投入エネルギーの解析

ヒートポンプによる発生熱量 Q_{hp} (Wh) は、当日の暖房運転開始から翌日の暖房運転終了まで（以下、暖房時間帯という）のヒートポンプの動作時間 t_{hp} (h) における消費電力量 E_{hp} (Wh) の実測値と平均COPとの積として計算した。ヒートポンプのCOPは、設定温度と外気の湿球温度WB (°C) によって変化する機器の特性値であり、メーカーが提供する特性表により求められる。ここでは、設定温度を暖房時間帯の平均室内温度とし、WBを試験期間中の暖房時間帯における外気の平均湿度(64%)と暖房時間帯の平均外気温から空気線図（井上，1982）により求め、特性表から求めたCOPを平均COPとした。1日の暖房時間帯に必要な発生熱量を Q (Wh) とすると、ハイブリッド暖房運転時の発生熱量は、

$$Q = Q_{hp} + Q_a \quad (1)$$

である（表-2）。ここで、 Q_a は温風暖房機による発生

表-1 ヒートポンプおよび温風暖房機の仕様概要

項目	ヒートポンプ	温風暖房機
型式	FDUXP1402HM改	KA-323
暖房能力 (kW)	14.0 (6.3~16.0) ^b	37.2
消費電力 (kW)	4.45/4.52 ^{a,b}	0.29/0.375 ^a
発生熱量 (kWh/L)	-	8.45 ^c
燃料消費量 (L/h)	-	4.4
風量 (m ³ /min)	41/48 ^a	55/60 ^a

a: 50/60Hzの性能。

b: 室内乾球温度20°C，外気乾球温度7°C，湿球温度6°C条件下。

c: 燃料1L当たりの発生熱量。

熱量 (Wh) であり、

$$Q_a = V_o \times H \quad (2)$$

である（表-2）。ここで、 V_o は暖房時間帯の燃料消費量 (L)， H は温風暖房機の燃料1L当たりの発生熱量 (Wh/L) である（表-1）。

ヒートポンプの導入メリットである省エネルギー効果を解析するため、温風暖房機単独でまかなったと仮定した場合に対するハイブリッド暖房運転した場合の投入エネルギーの削減率を求めた。ハイブリッド暖房運転時の投入エネルギー I_b (Wh) は、

$$I_b = E_{hp} + Q'_a + E_a \quad (3)$$

である。ここで、 E_{hp} はヒートポンプの消費電力量 (Wh)， Q'_a (Wh) は V_o と灯油1L当たりの低位発熱量 9.47×10³ Wh/L（環境省，2002）との積， E_a は温風暖房機の消費電力量 (Wh) であり、実測値を用いて算出した。一方、温風暖房機単独でまかなった場合（式(1)で $Q_{hp} = 0$ の場合であるから $Q = Q_a$ となる）の投入エネルギー I_a (Wh) は、式(3)で $E_{hp} = 0$ であるから、

$$I_a = Q'_a + E_a \quad (4)$$

である。 I_a と I_b から、ハイブリッド暖房運転時の投入エネルギーの削減率を $(I_a - I_b) / I_a$ として計算した。

c 供試ハウスの暖房負荷係数

温風暖房機単独運転試験で得た実測値から以下のように暖房負荷係数 k ($W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$) を算出した。 k は暖房負荷が内外温度差に比例すると仮定した時の比例係数であるから（岡田，1997），1日の暖房時間帯に必要な温風暖房機による発生熱量 Q_a (Wh) は、

$$Q_a = k \times A_s \times DH \quad (5)$$

で表される。ここで、 A_s はハウスの表面積 (m²)， DH は暖房デグリーアワー (°C・h) であり、暖房時間帯の内外温度差 (°C) を1日の暖房時間帯の動作時間 (h) で積算した値である。ここでは動作時間と平均内外温度差（全ての室内測定点の平均値と外気温との差，°C）と

表-2 夜間暖房中の運転時間、発生熱量、燃料消費量および消費電力量の測定結果

測定日	ヒートポンプ (HP)			温風暖房機 (AH)				暖房デグリー			
	動作時間 (h) t_{hp}	消費電力量 (kWh) E_{hp}	発生熱量 ^a (kWh) Q_{hp}	動作時間 ^b (h) t_a	燃料消費 量 (L) V_o	発生熱量 (kWh) Q_a	発生熱量 (kWh) Q	平均外気 温 ^c (°C) T_{out}	平均室温 ^c (°C) T_{in}	アワー ^d (°C・h) DH	内外温度 差 $\Delta T =$ $T_{in} - T_{out}$
3/14~15	—	—	—	14.7	39.77	336.1	336.1	4.3	15.6	166.1	11.3
3/15~16	—	—	—	16.2	35.60	300.8	300.8	5.5	15.7	165.2	10.2
3/16~17	—	—	—	13.7	31.17	263.4	263.4	5.1	15.7	145.2	10.6
3/17~18	—	—	—	13.6	42.93	362.8	362.8	3.0	15.6	171.4	12.6
3/18~19	—	—	—	13.4	38.68	326.8	326.8	3.5	15.5	160.8	12.0
3/19~20	—	—	—	13.4	35.98	304.0	304.0	3.9	15.7	158.1	11.8
3/20~21	—	—	—	13.2	36.25	306.3	306.3	3.2	15.5	162.4	12.3
3/21~22	—	—	—	11.8	24.24	204.8	204.8	4.9	15.6	126.3	10.7
合計	0.0	0.0	0.0	110.0	284.6	2405.0	2405.0	—	—	1255.5	—
平均	—	—	—	—	—	—	—	4.2	15.6	—	11.4
3/6~7	14.4	55.5	194.9	14.2	22.01	186.0	380.9	2.4	16.0	195.8	13.6
3/7~8	13.8	53.1	190.1	9.1	16.61	140.4	330.5	2.9	15.6	175.3	12.7
3/8~9	14.2	55.6	196.3	13.4	20.15	170.3	366.6	2.7	15.8	186.0	13.1
3/9~10	13.3	54.4	199.1	7.9	9.93	83.9	283.0	5.0	15.6	141.0	10.6
3/10~11	14.1	40.7	151.0	1.6	1.79	15.1	166.1	7.6	15.8	115.6	8.2
3/11~12	14.0	52.9	191.0	11.4	17.68	149.4	340.4	3.5	15.5	168.0	12.0
3/12~13	15.7	62.2	224.5	13.7	19.52	164.9	389.4	3.7	15.7	188.4	12.0
合計	99.5	374.4	1346.9	71.3	107.7	910.0	2256.9	—	—	1170.1	—
平均	—	—	—	—	—	—	—	4.0	15.7	—	11.7
3/22~23	11.1	41.4	154.8	1.0	1.42	12.0	166.8	7.9	15.3	82.1	7.4
3/23~24	10.0	35.6	133.1	0.0	0.00	0.0	133.1	8.1	15.6	75.0	7.5
3/24~25	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3/25~26	11.9	47.7	181.3	1.1	1.08	9.1	190.4	9.5	15.5	71.4	6.0
3/26~27	10.7	39.2	147.4	0.0	0.00	0.0	147.4	8.4	15.7	78.1	7.3
3/27~28	11.5	35.9	135.7	0.0	0.00	0.0	135.7	9.2	15.7	74.8	6.5
3/28~29	9.8	34.7	130.5	0.0	0.00	0.0	130.5	8.3	15.5	70.6	7.2
合計	65.0	234.5	882.8	2.1	2.5	21.1	903.9	—	—	452.0	—
平均	—	—	—	—	—	—	—	8.6	15.6	—	7.0

a: $E_{hp} \times COP$. COP はメーカーが提供する性能表から求めた平均 COP.

b: 温風暖房機の動作開始からその翌日の動作終了までの時間であり燃焼時間ではない.

c: 暖房時間帯の平均値.

d: $DH = (T_{in} - T_{out}) \times (t_{hp} \text{ または } t_a \text{ のうち大きい方})$.

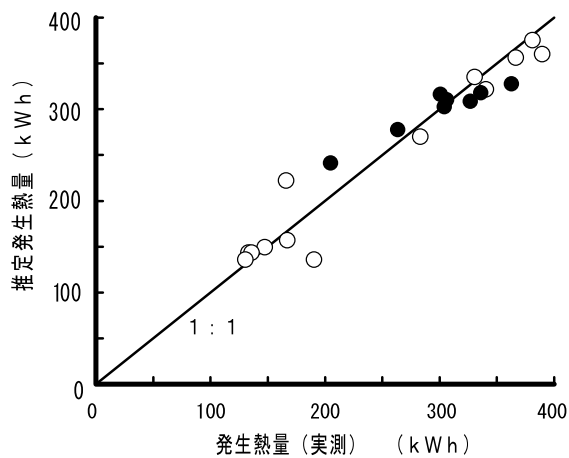


図-2 発生熱量の実測値と暖房負荷係数 (k) から推定した発生熱量との関係

●: 温風暖房機単独運転 (3/14-22)

○: ハイブリッド運転 (3/6-13, 3/22-29)

直線は実測と推定値が同一 (1:1) の場合を示す.

の積とした。また、 Q_a を一定期間積算した発生熱量 ΣQ_a (Wh) は、

$$\Sigma Q_a = k \times A_s \times \Sigma DH \quad (6)$$

である。ここで、 ΣDH は毎日の暖房デグリーアワーを積算した値 (°C・h) である。式 (6) を k について解くと、

$$k = \Sigma Q_a / (A_s \times \Sigma DH) \quad (7)$$

である。実測値から計算した DH と Q_a をそれぞれ積算して ΣDH と ΣQ_a を計算し、式 (7) に代入して k を算出した。

得られた k を用いて式 (5) により推定した値と実測値から得た発生熱量とを比較したところ、ハイブリッド暖房運転時についても温風暖房機単独運転時と同様の直線的な高い相関関係が認められた (図-2)。そこで以下の試算と解析にこの値 ($k=3.49$) を用いることとした。

d 省エネルギー効果、運転経費ならびにCO₂排出量の試算

国内のアメダス観測点から暖房負荷が大きく異なる3点（名古屋、盛岡、宮崎）を抽出した。実測による解析で供試したハウスと同サイズで、暖房負荷係数が同一のハウスが対象地点に設置されたと仮定し、10月1日から4月30日の期間において必要な発生熱量 ΣQ (Wh)を計算した。日中は日射やカーテン開閉の影響で条件設定が複雑になるため（林ら，1986；施設園芸研究部会，1983），条件が安定する17：00～8：00を暖房時間帯とし、設定温度を16℃とした。

ヒートポンプによる発生熱量は、消費電力(W)とCOPとの積を時間で積算して得られる。なお、消費電力はCOPと同様に機器の特性表により求められる。WBは気象観測の対象ではないため、ここでは露点温度を用いることとした。対象とした3地点における1時間毎の露点温度を「気象データベース・地上観測 Ver. 1.20」(ウェザートーイ社)から抽出し、5年間(2001年から2005年)の平均値を小数点以下四捨五入した値をWBとして用いた。1時間毎の発生熱量と消費電力量をそれぞれ積算して期間中のヒートポンプによる発生熱量 ΣQ_{hp} (Wh)と消費電力量 TE_{hp} (Wh)を計算した。なお、名古屋と宮崎では60Hz帯、盛岡では50Hz帯とした。次に、温風暖房機による発生熱量 ΣQ_a (Wh)を求めると、ハイブリッド暖房運転時には、 ΣQ_a (Wh)と ΣQ_{hp} との和が期間中の発生熱量 ΣQ (Wh)であるから、

$$\Sigma Q_a = \Sigma Q - \Sigma Q_{hp} \quad (8)$$

である。さらに、 ΣV_o を期間中の燃料消費量(L)とすると、 ΣQ_a は ΣV_o とHとの積であるから、 ΣQ_a をHで除すと ΣV_o が、また ΣV_o と単価から燃料費 M_o (円)が算出される。温風暖房機の運転経費 R_a (円)は、 M_o と電気料金合計 M_{ea} (円)の和である。なお、 M_{ea} の計算には中部電力の低圧季節別時間帯別電力の電力量料金と基本料金を用い、基本料金は12ヶ月分を計上した。一方、ハイブリッド暖房運転による運転経費 R_b (円)は、 M_{ea} と同様に計算したヒートポンプによる電気料金合計 M_{ehp} (円)と温風暖房機の R_a との和である。

CO₂排出量の試算では、温風暖房機による灯油燃焼時のCO₂排出量(kg/L)は環境省(2002)の国内採用値を、電力消費によるCO₂排出量(kg/Wh)は中部電力(2006)によるCO₂排出原単位を用いた(表-3)。

III 結 果

1 ヒートポンプと温風暖房機の動作状況

供試ハウスにおける暖房運転の例を図-3に示す。温風暖房機単独運転の場合(3月17～18日)、室内温度は設定温度の16℃付近で維持された。ハイブリッド暖房運転の場合(3月9～10日と3月10～11日)、室内温度が設定温度の16℃以下に低下すると、まずヒートポンプ単独運転モードでヒートポンプが稼働を始めた。さらに暖房負荷が大きくなり、室内温度が約14℃まで低下すると、ハイブリッド運転モードに切り替わり、設定通りに動作した。3月9～10日のように、外気温の低下が緩やかで、室内温度が16℃から14℃に低下するまでに時間を要する条件では、室内温度が16℃を下回る時間が長くなった。ヒートポンプは、除霜が必要になると暖房を中止して除霜運転を行うため、消費電力は除霜運転

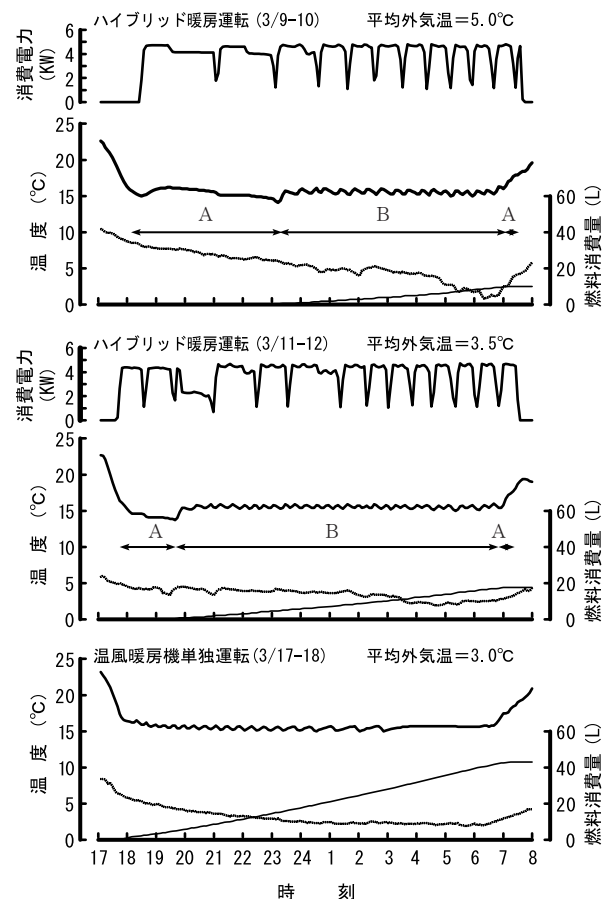


図-3 温風暖房機単独運転とハイブリッド暖房運転方式による温室内温度、外気温、燃料消費量ならびにヒートポンプの消費電力の推移

- ：温室内温度，……：外気温，—：燃料消費量(積算値)
- A：ヒートポンプ単独運転モード
- B：ハイブリッド暖房運転モード

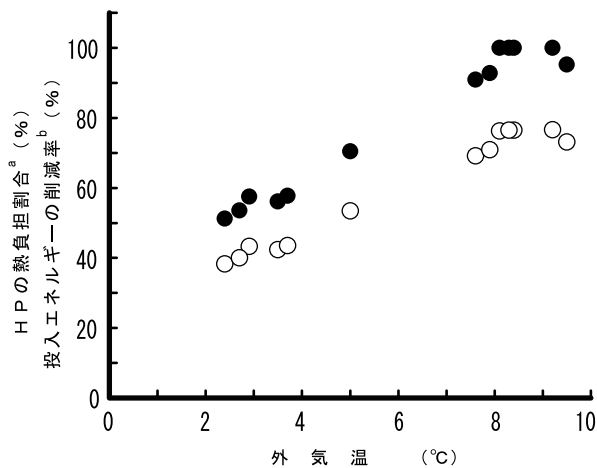


図-4 外気温とヒートポンプ (HP) 熱負担割合, 投入エネルギーの削減率との関係

- : ヒートポンプの熱負担割合
- : 投入エネルギーの削減率
- a: 1日の暖房時間帯の発生熱量に対するHPによる発生熱量の割合。
- b: 温風暖房機単独で運転した場合の投入エネルギー量 (l_a) に対するハイブリッド暖房運転時の投入エネルギー (l_b) との差 ($l_a - l_b$) の比率。

毎に一時的に低下を繰り返す, 最大出力時にはほぼ性能通りの出力で推移した (図-3)。

暖房時間帯の平均外気温とヒートポンプの熱負担割合 (Q_{hp}/Q) との関係を見ると, 平均外気温がおよそ 8°C 以上ではヒートポンプの熱負担割合はほぼ 100% になり, それ以下では外気温の低下に伴いヒートポンプの熱負担割合が低下した。また平均外気温の低下に伴い投入エネルギーの削減率も小さくなった (図-4)。

2 ハイブリッド暖房方式による省エネルギー効果と運転経費の試算

冬季の最低気温が異なる3地点でのハイブリッド暖房方式による省エネルギー効果の試算を表-3に示す。ヒートポンプの熱負担割合 ($\Sigma Q_{hp} / \Sigma Q$) は宮崎 > 名古屋 > 盛岡の順で大きかった。投入エネルギーは盛岡 > 名古屋 > 宮崎の順で大きかったが, 温風暖房機単独運転と比較した時のハイブリッド暖房運転による投入エネルギーの削減率は宮崎 > 名古屋 > 盛岡の順で大きく, それぞれ 58.6, 45.3 および 30.6% であった。しかし, 投入エネルギーの削減量は, 盛岡 > 名古屋 > 宮崎の順で大きく, それぞれ 29.6, 24.6 および 21.8 MWh であり寒地ほど大きかった。なお, 試算で得たヒートポンプ本体の暖房期間中の平均 COP は盛岡, 名古屋および宮崎でそれぞれ 3.53, 3.58 および 3.64 であった。一方, 燃料 (灯油)

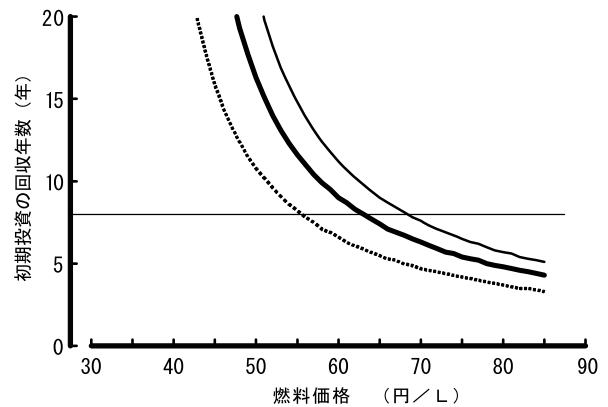


図-5 燃料価格とヒートポンプ初期投資の回収年数との関係

-: 盛岡, —: 名古屋, - - : 宮崎
- ハイブリッド暖房方式で 5 ps のヒートポンプの価格を 70 万円とし, 温風暖房機単独運転時の運転経費との差し引き価格でヒートポンプの価格を除いた値を回収年数とした。横線は耐用年数 (8 年) を示す。
- 温室内の設定温度は 16°C とした。

価格を 1L 当たり 65 円とした時の運転経費は, 最も小さい宮崎と最も大きい盛岡で, 温風暖房機単独運転の場合には約 2.5 倍, ハイブリッド暖房運転の場合には約 2.9 倍の差があった。温風暖房機単独運転と比較した時のハイブリッド暖房運転による運転経費の削減率は宮崎 > 名古屋 > 盛岡の順で大きく, それぞれ 29.1, 24.5 および 18.5% であった。しかし, 削減額は逆に盛岡 > 名古屋 > 宮崎の順で大きかった。

燃料価格とハイブリッド暖房方式による初期投資の回収期間との関係についてみると, 燃料 (灯油) 価格を 65 円/L, 5ps のヒートポンプの価格を 70 万円とすると, 初期投資の回収期間は盛岡, 名古屋および宮崎でそれぞれ 5.6, 7.6 および 8.8 年と試算された。平均気温が低い地点ほど回収期間は短かった。耐用年数を 8 年とした場合, 初期投資の回収が可能な燃料価格は, 盛岡, 名古屋および宮崎ではそれぞれ 55 円, 63 円および 68 円と試算された (図-5)。

3 ハイブリッド暖房方式による CO₂排出量の試算

CO₂ 排出量は, 暖房方法にかかわらず盛岡 > 名古屋 > 宮崎の順で大きかった。温風暖房機単独運転と比較した時のハイブリッド暖房運転による CO₂ 排出量の削減率は, 宮崎 > 名古屋 > 盛岡の順で大きく, それぞれ 45.1, 34.5 および 23.2% であった。しかし, 削減量は盛岡 >

表-3 暖房負荷の異なる地点における投入エネルギー、運転経費およびCO₂排出量の試算

予測地点と暖房方法	温風暖房機						ヒートポンプ					
	発熱量 ^a (MWh) ΣQ	燃料消費量 (L) ΣV _o	消費熱量 ^b (MWh) ΣQ' _a	燃料費 ^c (円) M _o	消費電力量 (MWh) ΣE _a	電気料金合計 ^{d,e} (円) M _{en}	CO ₂ 排出量 ^{f,g} (kg) C _a	発熱量 (MWh) ΣQ _{hp}	熱負担割合 (%) ΣQ _{hp} /ΣQ	消費電力量 ^c (MWh) ΣE _{hp}	電気料金合計 ^{d,e} (円) M _{ehp}	CO ₂ 排出量 ^{f,g} (kg) C _{hp}
盛岡												
温風暖房機単独	85.8	10,150	96.1	659,738	0.67	9,851	25,476	—	—	—	—	—
ハイブリッド運転	85.8	6,003	56.8	390,169	0.40	7,379	15,067	35.0	40.9	9.9	147,989	4,489
名古屋												
温風暖房機単独	48.0	5,686	53.8	369,569	0.48	9,297	14,271	—	—	—	—	—
ハイブリッド運転	48.0	2,258	21.4	146,777	0.19	6,655	5,668	29.0	60.3	8.1	132,761	3,681
宮崎												
温風暖房機単独	32.9	3,898	36.9	253,354	0.33	7,919	9,783	—	—	—	—	—
ハイブリッド運転	32.9	883	8.4	57,408	0.08	5,595	2,217	25.5	77.3	7.0	122,318	3,158

予測地点と暖房方法	投入エネルギー			運転経費			CO ₂ 排出量		
	合計 (MWh) ΣI _a , ΣI _b	削減量 (MWh) ΣI _a -ΣI _b	削減率 (%)	合計 (円) R _a , R _b	削減額 (円) R _a -R _b	削減率 (%)	合計 (kg) C _a , C _b	削減量 (kg) C _a -C _b	削減率 (%)
盛岡									
温風暖房機単独	96.8			669,590			25,476		
ハイブリッド運転	67.2	29.6	30.6	545,537	124,052	18.5	19,555	5,921	23.2
名古屋									
温風暖房機単独	54.3			378,866			14,271		
ハイブリッド運転	29.7	24.6	45.3	286,193	92,673	24.5	9,348	4,923	34.5
宮崎									
温風暖房機単独	37.2			261,273			9,783		
ハイブリッド運転	15.4	21.8	58.6	185,320	75,952	29.1	5,375	4,409	45.1

a：各地点における暖房熱量の試算には同じ形状の温室（Ag=216m²，As=549m²，k=3.49）を用い、設定温度は16℃とした（表-1参照）。

b：灯油の低位発熱量は環境省温室効果ガス排出量算定方法検討会による調査値（9.47kWh/L）を用い、ΣQ'_a=ΣV_o×9.47として灯油による消費熱量とした。

c：燃料は灯油とし、単価は65円/Lとした。

d：電力料金は中部電力の低圧季節別時間帯別電力料金の昼間料金と夜間料金の加重平均（9.05円/kWh）とした。

e：電力基本料金は中部電力の低圧季節別時間帯別電力料金（1092円/kWh、定格出力当たり）として、12ヶ月分を計上した。

f：灯油燃焼時のCO₂排出量は環境省温室効果ガス排出量算定方法検討会による国内採用値（2.51kg/L）を用いた。

g：中部電力のCO₂排出量原単位（0.453kg/kWh）を用いた。

名古屋>宮崎の順で大きかった（表-3）。

IV 考察

施設園芸におけるヒートポンプの導入効果について、岡（1985）は初期投資の削減と運転方式の改良を図る方策の必要性を強調し、林（1991）は当時の石油価格では初期投資とランニングコストの両面から、経済的効果がほとんど得られないとの見解を示した。そこで、過大な初期投資を抑えるために、ヒートポンプの導入規模を最大暖房負荷のおよそ半分以下に抑え、補助暖房機として温風暖房機を併用するハイブリッド暖房方式が提案されたが実用化には至っていなかった（内藤，1984；大原，1991）。

開発したハイブリッド暖房方式では、ヒートポンプの

熱源方式として水熱源式よりCOPは低いが安価である空気熱源式を採用した。空気熱源式は気温の低い地方では、除霜運転の頻度が高まることなどによりCOPが十分に発揮できないとされている（岡野，1999；佐々木，1989）。しかし、除霜運転の最適化などの改良が進み、空気熱源式ヒートポンプの性能は飛躍的に向上している。今回の実証試験に基づく試算では、ヒートポンプ本体の暖房期間中の平均COPは盛岡で3.53であり、1980年代における水熱源式ヒートポンプの実用水準の3.0~4.0とほぼ同等のCOPを得られることが示された（古在，1984；瀬古，1985；Marsh and Singh，1994）。

新たに開発したハイブリッドコントローラによるハイブリッド暖房運転時の制御状況を検討したところ、ヒートポンプ単独運転モードからハイブリッド運転モードへ切り替えるタイミングを設定温度より2℃下がった時点

としていたため、外気温の低下が緩やかで室内温度が設定温度から2℃下回るまでの時間が長い条件では、設定温度以下の状態が継続する場合があった。このように、運転モードが切り替わる際の温度設定や運転制御に改善の余地はあるものの、ほとんどの場合において本方式は室内温度の維持に有効に機能しており、従来の制御方式の欠点が改善されたといえる。今回の試験条件下では、外気温が8.4℃程度以上であればヒートポンプ単独運転でまかなえると推定されたが、実証試験においても外気温が約8℃以上でヒートポンプの熱負担率がほぼ100%で動作しており、消費電力の推移からみても、室外機の除霜が必要な場合を含めて、予想通りの性能が発揮されたことが確認できた。

投入エネルギーの削減率は、寒地よりヒートポンプの熱負担割合が高くなる暖地ほど大きかったが、削減量そのものは寒地の方が大きいと推定された。同様に暖地ほど燃料消費量の削減率が大きくなった。暖房負荷が大きい寒地では、ハイブリッド暖房方式による燃料消費量の削減率は暖地より小さいものの、燃料消費量そのものが暖地より多いためヒートポンプの熱負担割合が高い暖地より削減量は大きくなると推定された。さらに寒地では日中も暖房装置が稼働することを考えると削減額はさらに増えるものと予想される。このため寒地では、運転経費の削減額が大きくなり初期投資の回収期間は暖地より短くなると考えられる。このように、ハイブリッド暖房方式はヒートポンプの稼働率が高い暖地だけでなく、寒地でも導入効果があるものと考えられた。

以上で述べたように新しく開発した空気熱源式ヒートポンプと温風暖房機によるハイブリッド暖房方式により、初期投資の負担を抑制し、初期投資の回収期間を短縮できると考えられた。本研究では暖房時の省エネルギーや経済的効果について検討したが、ヒートポンプは冬季の暖房のみならず、夏季の除湿や夜間冷房等で周年利用が期待できる(古在, 1984; 小国, 1982, Gracia et al., 1998; Willits and Gurjer, 2004)。今後の利用法については検討が必要なものの、ヒートポンプを周年的に利用して生産性を向上できれば、初期投資の回収期間はさらに短縮される。

CO₂排出量はヒートポンプの熱負担割合を大きく設定できると削減効果が大きくなる。寒地では運転経費の場合と同様に、ヒートポンプの熱負担割合が低くなるため、CO₂排出量を削減率で見ると暖地より低くなるが、燃料消費量が多い寒地では排出量の削減量そのものは暖地より大きくなると推定された。ハイブリッド暖房方式の導

入によるCO₂排出量の削減量は寒地ほど大きく導入効果は高くなる。ハイブリッド暖房方式の導入は、施設園芸分野におけるCO₂排出量の削減に大きく貢献できると考えられた。

V 摘 要

空気熱源式ヒートポンプと温風暖房機を利用したハイブリッド暖房方式を開発し、その実証試験を行った。開発したシステムの運転特性を把握するとともに低温程度の異なる盛岡、名古屋および宮崎における暖房時の投入エネルギーとCO₂排出量の削減効果ならびに経済的な導入効果について検討した。空気熱源式ヒートポンプと温風暖房機を同時に制御するハイブリッドコントローラを開発した。ヒートポンプは設定温度±1.0℃で運転されるが、負荷が大きくなり設定温度から2.0℃低下すると温風暖房機とのハイブリッド運転モードで運転された。本システムによりハウス内はほぼ設定温度に維持された。供試したハウスとヒートポンプのシステムでは、外気温が約8℃以上ではヒートポンプの熱負担割合(Q_{hp}/Q)はほぼ100%であったが、8℃以下になり暖房負荷が大きくなるに従い熱負担割合は小さくなった。同様のヒートポンプシステムを低温程度の異なる地域に設置した場合の熱負担割合($\sum Q_{hp}/\sum Q$)を試算し、寒地である盛岡より暖地である宮崎の方が高くなることを示した。温風暖房機単独運転の場合と比較したハイブリッド暖房方式による投入エネルギーの削減率は30.6~58.6%であった。同様に、ハイブリッド暖房方式により燃料消費量が削減されるとともに運転経費が削減された。またCO₂排出量の削減効果が認められた。地域別の気象データにより計算したところ、投入エネルギー、運転経費およびCO₂排出量の削減率は宮崎>名古屋>盛岡の順で大きい、それぞれの削減量は盛岡>名古屋>宮崎の順に大きいと試算された。

引用文献

- 1) 馬場勝(2006):ヒートポンプやコー(トリ)ジェネレーション利用技術。フレッシュフードシステム2006秋号, 42-46.
- 2) Gracia, J. L., De la Plaza, L. M. Narvas, R. M. Benavente, and L. Luna (1998): Evaluation of the feasibility of alternative energy sources for greenhouse heating. *J. Agric. Engng Res.*, **69** 107-114.
- 3) 林真紀夫・古在豊樹・岡田益己(1986):園芸工学における最近の話題(10)暖冷房負荷の算定法(1)。農業および園芸, **61** (11), 1342-1348.

- 4) 林真紀夫 (1991) : ヒートポンプ. 日本施設園芸協会編, 施設園芸における効率的エネルギー利用環境制御方式導入の手引き, 51-61, 日本施設園芸協会, 東京.
- 5) 井上宇市 (1982) : 空気調和ハンドブック, p.1-420, 丸善, 東京.
- 6) 板本利隆 (2006) : わが国の施設園芸における省エネルギー技術の変遷と展望. 野菜茶業研究所編, 平成18年度課題別研究会資料 施設野菜生産における省エネルギーおよび新エネルギー利用技術の現状と展望, 1-12.
- 7) 古在豊樹 (1984) : 施設園芸におけるヒートポンプ利用技術の現状と問題点. 施設と園芸, 46, 51-60.
- 8) Kozai, T. (1986): Thermal performance of an oil engine driven heat pump for greenhouse heating. *J. Agric. Engng Res.*, 35, 25-37.
- 9) Marsh, L.S. and S. Singh (1994): Economics of greenhouse heating with a mine air-assisted heat pump. *Trans. of the ASAE*, 37 (6), 1959-1963.
- 10) 内藤文男 (1984) : 省エネルギー対策技術の反省と今後の問題点. 施設と園芸, 47, 42-52.
- 11) 小国研作 (1982) : 温室用ヒートポンプに関する研究. 農業気象, 38 (4), 317-322.
- 12) 大原源二 (1991) : 地下水熱 (ヒートポンプ) + 石油焚き暖房方式. 日本施設園芸協会編, 施設園芸における効率的エネルギー利用環境制御方式導入の手引き, 162-171, 日本施設園芸協会, 東京.
- 13) 岡昌二 (1985) : 経営面からみた評価. 施設と園芸, 48, 130-135.
- 14) 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-, p.178-179, 日本農業気象学会, 東京.
- 15) 岡野利明 (1999) : 農業におけるヒートポンプと蓄熱利用の実際, p.1-220, 農業電化協会, 東京.
- 16) 佐々木皓二 (1989) : 空気-空気型ヒートポンプによる温室環境調節-温室暖房について-. 農業施設, 20 (1), 121-127.
- 17) 瀬古龍雄 (1985) : ヒートポンプ. 施設と園芸, 48, 98-107.
- 18) 島地英夫 (2003) : 複合環境制御と省エネルギー技術. 日本施設園芸協会編, 施設園芸ハンドブック (五訂), p.206-216, 日本施設園芸協会, 東京.
- 19) Willits, D. H. and Y. R. Gurjer (2004): Heat pumps for the heating and night-cooling of greenhouse crops: a simulation study. *Trans. of the ASAE*, 47 (2), 575-584.
- 20) 環境省温室効果ガス排出量算定方法検討会 (2002) : 平成14年度温室効果ガス排出量算定方法検討会エネルギー・工業プロセス分科会報告書 (燃料), p.1-123.
- 21) 日本エネルギー経済研究所石油情報センター (2007) : OIL NOW 2007 石油はいま, p.1-30.
- 22) 施設園芸研究部会 (1983) : 暖房デグリーアワーの算定法について-日本気象学会施設園芸研究部会からの提案-. 農業気象, 38 (4), 429-434.
- 23) 中部電力 (2006) : 中部電力 CSR 報告書 2006, p.1-76

Effects of Energy Saving and the Reduction of Carbon Dioxide Emissions with a Hybrid-Heating System Using an Air-to-Air Heat Pump for Greenhouse Heating

Hiroki Kawashima, Masuyuki Takaichi, Masaru Baba,
Kiyoto Yasui and Yuka Nakano

Summary

A hybrid-heating system using an air-to-air heat pump (HP) and an oil-fired hot air heater (AH) for greenhouse heating was developed. Operating characteristics of this system were tested in a plastic greenhouse. The effects of energy saving and the reduction of carbon dioxide by the new system were estimated at Morioka, Nagoya and Miyazaki, which had different heating loads. The hybrid-heating system was controlled by a newly developed controller for a HP and an AH. The HP was primarily operated at the set point between $\pm 1.0^{\circ}\text{C}$. After that, when the inside temperature decreased by 2.0°C from the set point, the hybrid operation mode was started using both the HP and the AH. Nighttime temperatures in the greenhouse were well maintained at about the set point with the hybrid-heating system. The heating load of the HP was almost 100% above the outside temperature which was about 8°C . When the heating load increased (when the outside temperature decreased below 8°C), the ratio of the energy supplied by the HP (Q_{hp}/Q) decreased. The ratio of the energy supplied by the HP ($\Sigma Q_{hp}/\Sigma Q$) was estimated to be larger in the order of Miyazaki > Nagoya > Morioka. The input energy saving with the hybrid-heating system was estimated to be from 30.6 to 58.6% compared with a conventional AH system. The hybrid-heating system could decrease the amount of oil consumption and the heating cost compared to a conventional AH system. The hybrid-heating system also decreased carbon dioxide emissions. The ratios of the reduction of the input energy, heating cost and carbon dioxide emissions of the hybrid-heating system to a conventional AH system were estimated to be larger in the order of Miyazaki > Nagoya > Morioka, but the amounts of the reduction of those were in the order of Morioka > Nagoya > Miyazaki.