

論文 Article

施設園芸用地中熱ヒートポンプシステムにおける 古井戸の活用とその性能特性

原稿受付 2012 年 3 月 30 日

ものつくり大学紀要 第 3 号 (2012) 23~30

平尾尚武

株式会社アグリクラスター 研究開発室
ものつくり大学 技能工芸学部 製造学科 客員准教授

Application of an Old Well to a Geothermal Heat Pump System for Protected Horticulture and its Performance Characteristics

Naotake HIRAO

Dept. of Research and Development, AGRICLUSTER Corporation

& Dept. of Manufacturing Technologists, Institute of Technologists

Abstract

AGRICLUSTER Corporation developed the efficient geothermal heat pump system that utilized the old well as an air-conditioning system for protected horticulture. This system aims at using an old well effectively. This system is a geothermal heat pump system that can realize reduction of an initial cost and the change of function of resources. This system keeps the temperature of well water constant by purging the water of a well, and has the feature of stabilizing heat source temperature. As a result, it becomes possible to maintain high heat exchange performance. In the heat exchange performance of this system, cooler performance is 200 W/m and heater performance is 120 W/m. The system COP are $SCOP=3.0$ and $COP=4.7$. The running costs of this system are about 1/2 compared with the conventional system.

Key Words : heat pump, geothermal, old well, air conditioning system, protected horticulture

1. はじめに

地中熱とは、地下数 m から 100m 程度までの地盤が持つ熱エネルギーのことである。深さ 5m を越える地中の温度は年間を通してほぼ一定であるため、夏季冷房時の放熱、冬季暖房時の採熱を効率よくおこなうことが可能となる。地中熱源を利用したヒートポンプシステム^{1), 2)}には大きく分けて二つの方式がある。その一つは、オープン型と呼ばれ、井戸（採熱井）で汲み上げた地下水をヒートポンプの熱源として利用した後、別の井戸（還元井）

へ還す方式である。もう一つは、クローズド型と呼ばれる方式で、地中に埋設した熱交換器内に熱交換媒体として水または不凍液（ブライン）を循環させることで土壌との熱交換をおこなう方式である。オープン型は、安定した熱交換性能を維持できる。また、熱交換した後の地下水を再び地中へ戻すため、地下水の汲み上げすぎによる地盤沈下等の問題に対応できる。しかし、還元井の目詰まりによって揚水と還水のバランスが取れなくなるため定期的なメンテナンスを必要とする。クローズド型は、基本的には地中熱交換器のメンテナ

ンスを必要としないが、土壌の熱伝導率や地下水流の有無によって熱交換性能が大きく異なる³⁾、⁴⁾ため、地中熱利用システムの導入前に熱伝導率等の土壌の物性値や地下帯水層における地下水流向・流速等の調査が欠かせない。地中熱ヒートポンプシステムの導入には100m規模のボーリングが必要となるが、1mあたり1万円とされる日本における掘削コスト⁵⁾は、地中熱利用が普及している欧米諸国⁶⁾と比較すると3倍以上も高価であり、普及の妨げとなっている。

施設園芸の現場では地下水による灌水が、水道コストの削減ばかりでなく生産物の品質向上に寄与するとされ、各農家は古くから、数10~100m規模の深井戸設備を保有している。しかし、それら深井戸の利用に際しては、設備の経年劣化による揚水量の減少や水質の悪化などを改善するために、大掛かりな修繕が必要であり、使用されなくなった井戸設備(古井戸)が多く存在している。このような古井戸も、井戸形状に適した熱交換器を設置するだけで、熱エネルギー源への機能転換が可能となる。㈱アグリクラスターでは、古井戸の有効利用に着目し、イニシャルコストの削減と資源の機能転換を実現する高効率地中熱ヒートポンプシステム(以下、本システム)の開発をおこなっている。本システムは、蘭栽培農家である埼玉県さいたま市の(有)黒白洋蘭園にて2011年4月末より運用が開始されており、実用化に向けた基礎データの収集、および制御システムの構築を目的として、現在稼動中である。

本システムは、古井戸とその揚水機能を活用する地中熱利用型水熱源ヒートポンプシステムであり、既設の井戸設備を活用することによるイニシャルコストの削減を可能としている。また、従来の水熱源地中熱利用ヒートポンプシステムがオープン型であるのに対し、本システムは、地中(井戸内)に熱交換器を設置するクローズド型でありながら、井水パージ機能により熱源温度の安定化を実現し、高い熱交換性能を維持することが可能であるという特徴を有する。このためオープン型地中熱利用システムのように還元井を必要とせず、メンテナンスの問題もクリアでき、クローズド型のように土壌の熱伝導率や地下水流れの有無が熱

交換性能に大きく影響を与えることもない。

本報では、本システム運用開始からこれまでに得られた、各季間における運転データとそこから明らかになった知見について報告する。

2. システム概要

図1に本システムの構成、表1および表2に主要機器諸元を示す。本システムは、(有)黒白洋蘭園のコショウラン栽培ハウス11・12号棟に設置されている。11号棟(250m²)と12号棟(450m²)に隔壁はなく、内部は繋がっており、出力18kWの空気熱源HPが2台、および本システム(出力14kW)1台の合計3台の空調設備にてハウス内の温度管理をおこなっている。

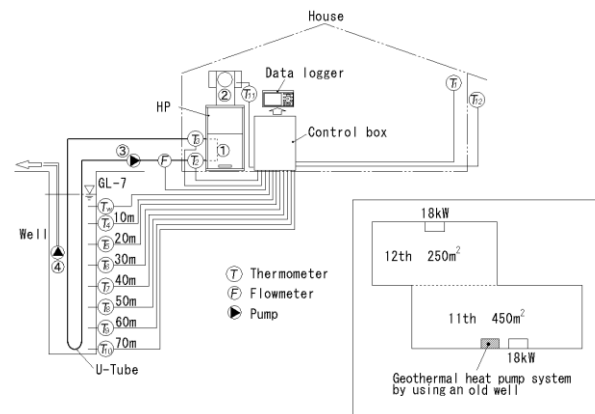


Fig.1 Schematic GHP system by using an old well

本システムはUチューブ、不凍液(ブライン)循環ポンプ、ヒートポンプ(HP)ユニット、送風ファン、制御盤によって構成される。井戸深さは約70m(自然水位:GL-7m)、これに管長140mのUチューブをダブルで配し、Uチューブ内を循環するブラインと地中との間で熱交換をおこなう。また、システムの運転状況は1min間隔でデータロガーに記録される。運転状況は、図1に示す各センサによりモニタリングされる。温度センサは、Uチューブ内の入口(T_2)・出口(T_3)、送風ダクト内(T_{11})、井戸内GL-10~-70mに10m毎($T_4 \sim T_{10}$)、およびパージポンプ制御用(T_W)、ハウス内(T_1)・外(T_{12})に配置され、流量センサにてブライン流

量を測定する。また、電力量計にてシステムの消費電力を計測する。各センサからの情報は制御盤へと集約され、設定に応じて、①コンプレッサ、②送風ファン、③ブライン循環ポンプ、および④パージポンプ（揚水ポンプ）を駆動する。

①～③の各機器は、ハウス内温度 T_i を基に冷房、暖房の各運転において、表3に示す設定温度に応じた自動制御により運転されるが、必要に応じて手動運転も可能である。井水温度 T_w が設定値に達すると、④パージポンプが作動し、井水が排出される。パージポンプは、井水温度 T_w が冷房運転時 40°C 以上、暖房運転時 10°C 以下になると作動する。排水時も井戸水位はほぼ一定 (GL-7m) に保たれることを確認している。これにより、高い熱交換性能を維持することが可能となる。また、排出された井水は栽培時の散水などに利用される。

Table 1 Specifications of apparatus

Apparatus	Rated power
①Compressor	5.5 kW
②Fan	1.1 kW
③Circulating pump	0.37 kW
④Purge pump	0.8 kW

Table 2 Specifications of heat exchanger

U-tube	Diameter	$\phi 25\text{mm}$
	Length	140m \times 2
	Materials	Polyethylene
Bore hole	Diameter	$\phi 150\text{mm}$
	Depth	70m (GL-7)

Table 3 Preset temperature

Time	Cooler		Heater	
	ON	OFF	ON	OFF
0:00~3:00	18°C	17°C	18°C	20°C
3:00~6:00	16°C	15°C	16°C	18°C
6:00~16:30	27°C	26°C	23°C	25°C
16:30~0:00	20°C	19°C	20°C	22°C

3. 夏季運転

3.1 冷房運転の一例

図2に夏季冷房運転の代表的な例として、8/11のハウス内気温度 T_i 、送風ダクト内気温度 T_{i1} 、外気温度 T_{i2} 、井戸水温度 T_w の測定結果を示す。8/11は、外気温度が日中 40°C 以上の猛暑日、夜間も 30°C 近い温度を記録している。

0:00~6:00 までの間、外気温度 T_{i2} は 30°C 近くあるが、ハウス内温度 T_i は表3の設定値 (16°C) に維持されていることがわかる。特に、明け方 (3:00~6:00) はハウス内温度を 15°C 程度まで下げる必要があるが、システムが断続的に稼動することでハウス内温度を設定温度に維持する。日の出とともに外気温度は急激に上昇する。それに伴いハウス内温度も上昇するため、午前中には 30°C 以上になる。夏季日中、ハウス内温度は 30°C 程度に保つ必要があるため、7:00 過ぎよりシステムが稼動を始め、ハウス内温度を設定値に維持する。システムは、外気温度が下がり始める 14:00 頃まではほぼフルパワーでの運転が続く。10:00 以降はパージポンプも連続作動を続けている。8/11は日没後も外気温度が 30°C 以上あり、 30°C を下回るのは 22:00 以降であった。16:30~0:00 の間はハウス内温度を 20°C 程度に保つ必要があるため、日没後もシステムは稼動を続けている。18:00~20:00 の間にはパージポンプが断続的に作動し、井水温度を一定に保っている。以上の動作により、ハウス内温度はコショウランの栽培に最適な温度に保たれている。

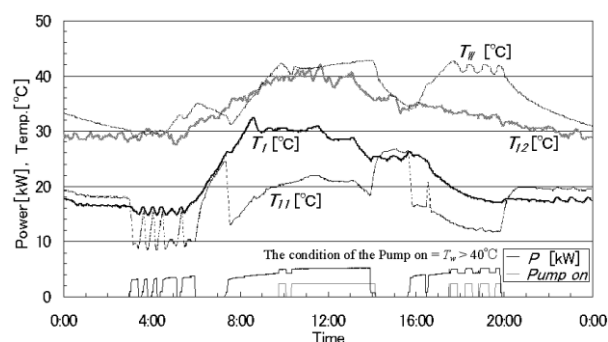


Fig.2 Example of summer operation (8/11)

3.2 冷房 COP および消費電力量

図3に2011年6/1から9/30までの本システム運転における消費電力量とCOP(Coefficient of performance)を示す。上段縦軸は冷房運転時COP($SCOP_c$, COP_c)の日平均値を、下段縦軸は日毎の積算電力量と最高気温を表す。

6/4~6/5, 7/2~7/5の記録が抜けているのはシステム調整のためである。

各COPの算出については式(1), (2)を用いた⁷⁾。 $SCOP_c$ は電力量計にて計測された本システムの全消費電力量 P を基準にしたシステムCOP, COP_c はコンプレッサ消費電力量を基準とした冷房COPを表す。なお, COP_c 時の消費電力は, P から表1の②送風ファンと③循環ポンプの消費電力量を差し引くことで算出した。

$$SCOP_c = (Q - P) / P \quad (1)$$

$$COP_c = \{Q - (P - P_f - P_{ci})\} / (P - P_f - P_{ci}) \quad (2)$$

Q : 交換熱量 [W]

P : システム全消費電力量 [W]

P_f : 送風ファン消費電力量 [=1100W]

P_{ci} : 循環ポンプ消費電力量 [=370W]

なお, 交換熱量 Q は, 2次側(ハウス内)での正確な計測は困難であるため, 1次側(熱源側)での地中への放熱量を測定することとし, Uチューブ内ブラインの比熱 c [J/(kg·K)], 流量 L [m³/s], 密度 ρ [kg/m³], および出入口温度差 ΔT ($=T_3 - T_2$)より次式にて算出した。

$$Q = c \rho L \Delta T \quad (3)$$

日積算電力量は最高気温に対応した変化をしている。9月より本システムの運転条件を変更(高負荷運転)したため, 消費電力量が100kWhを超える日が増加する。高負荷運転の詳細については, 次節にて述べる。

冷房運転時システムCOPの値は6/1~9/30までの期間平均値で $SCOP_c = 2.4$, $COP_c = 4.5$ (6/1~8/31の期間平均は, $SCOP_c = 2.5$, $COP_c = 4.7$)となる。土壌を熱源とする通常の地中熱ヒートポンプシ

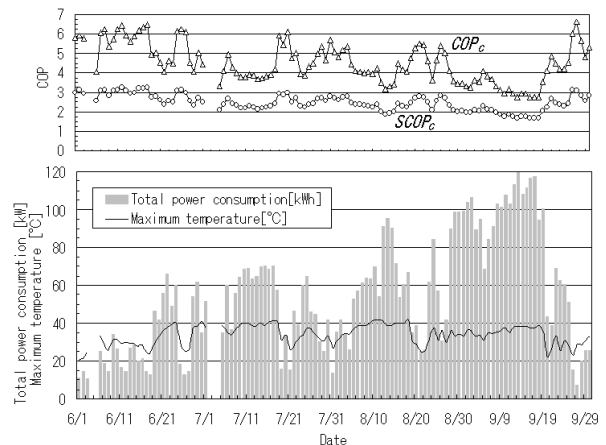


Fig.3 Summer operation results

テムでは, 地中への放熱によって, 地中熱交換器付近の土壌温度が上昇するためブラインとの温度差が小さくなり交換熱量が減少する。本システムは井水温度を一定に保てるため安定した交換熱量を維持することが可能である。

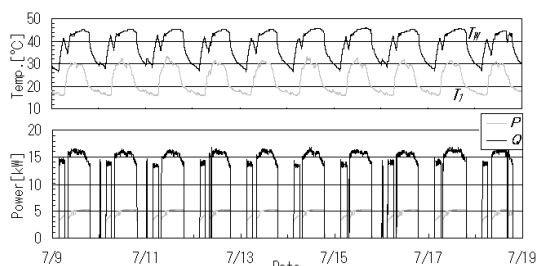
3.3 通常運転と高負荷運転の比較

8月28日より, 栽培ハウスの空調をおこなう3台のヒートポンプシステムのうち, 空気熱源ヒートポンプシステム2台の稼働比率を下げ, 本システムをメインとする運転に切替えた。これにより, 本システムの運転負荷が増大している。ここで, 日積算電力量100kWh以上の連続運転が続いた高負荷運転時のデータ(9/8~18)と, 通常運転時のデータを比較する。通常運転時のデータとしては, 最高気温35°C以上が続いた7/9~19の10日間を対象とした。図4に, 通常運転時と高負荷運転時における, ハウス内温度(T_i), 井水温度(T_w), 地中への放熱量 Q および消費電力量 P の関係を示す。

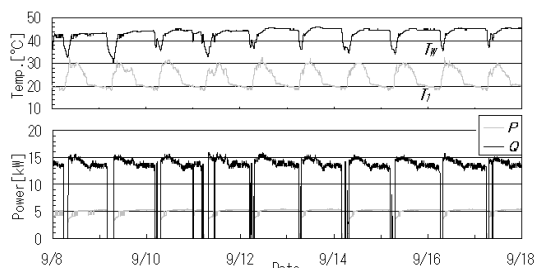
通常運転時の1日の運転停止時間は19:00~翌日3:00までの8時間程度である。この間, パージポンプも停止するため, 井水温度は自然回復をしている状態である。高負荷運転時は, 1日のうちで運転が停止するのは外気温度が最も下がる5:30~7:30の2時間程度である。通常運転時の井水温度 T_w は30°C以下まで回復しているが, 高負荷運転時は35°C程度までしか回復していない。通常運転時と高負荷運転時を比較すると, 井水最低温度は10°C程度の差がある。高負荷運転時は井水温度が十分に回復しないまま運転が再開することに

なる。放熱量 Q の平均値は、通常運転時で 14.5kW、高負荷運転時では 14.1kWh で、0.4kW 程度の熱交換性能低下が見られるがハウス温度 T_i は設定値に保たれており、要求性能は十分に満たしている。本システムは、高負荷運転が続いた場合でも、井水温度 T_w は 45°C 程度、日中のハウス温度 T_i は 20°C 程度に保たれ、安定した熱交換性能を維持できると言える。

本システム夏季運転結果より得られた熱交換井単位長さあたりの放熱量平均値は約 200[W/m] である。本システムは、50[W/m] が一般的⁸⁾とされる通常の地中熱源ヒートポンプの熱交換井と比較すると、約 4 倍の熱交換性能を有する。



(a) Normal operations



(b) High-intensity operations

Fig.4 Comparison of the cooler performance

3.4 空気熱源 HP システムとの比較

表 4(a)に、本システムの 2011 年夏季冷房運転 (6~9 月) における各月のランニングコストを示す。各月のランニングコスト C [yen/kWh] は、電力使用量 P_b 、請求単価 C_{uni} および冷房能力 Q_c から式(4)にて算出した。

$$C = P_b \cdot C_{uni} / Q_c \quad (4)$$

本システムの夏季運転におけるランニングコス

トは平均 6.28 [円/kWh] であった。同ハウスにおける空気熱源ヒートポンプの冷房コストは平均 13.1 [円/kWh] であるため、本システムは、通常の空気熱源空調システムと比較して冷房運転時ランニングコストを約半分に抑えることが可能である。表 4(b)に本システムと空気熱源ヒートポンプシステムの冷房運転時のシステム COP ($SCOP$) 比較結果を示す。 $SCOP$ は外気温度 T_{12} が 35°C 未満と 35°C 以上でそれぞれ比較した。空気熱源ヒートポンプシステムでは $T_{12} \geq 35^\circ\text{C}$ となる猛暑日のような天候時においては、 $SCOP$ の低下が著しい。 $T_{12} \geq 35^\circ\text{C}$ の本システムと空気熱源ヒートポンプシステムの $SCOP$ を比較すると、本システムは空気熱源ヒートポンプシステムに対して約 1.5 倍の値が得られ、猛暑日のような天候時、特に有利な冷房運転がおこなえると言える。

Table 4 Running cost and COP (Jun-Sep 2011)

(a) Running cost of the GHP system by using an old well				
	P_b	Q_c	C_{uni}	C
	[kWh]	[kWh]	[yen/kWh]	[yen/kWh]
Jun	1065.1	3088.8	18.19	6.27
July	1894.0	4659.2	15.57	6.33
Aug	2073.7	5059.8	16.48	6.75
Sep	2374.8	6744.4	16.33	5.75
Average	1851.9	4888.1	16.64	6.28

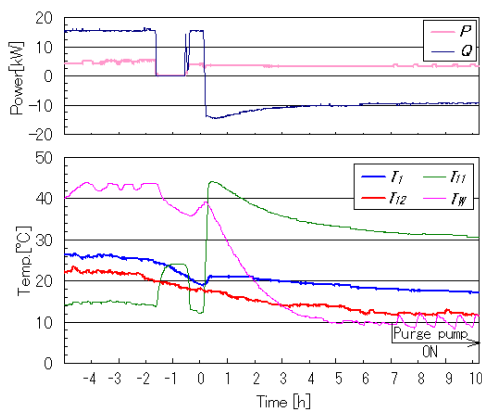
(b) Comparison of $SCOP$		
	GHP system by using an old well	Air-source HP system
$T_{12} < 35$	2.5	2.3
$T_{12} \geq 35$	2.2	1.5

4. 秋季運転

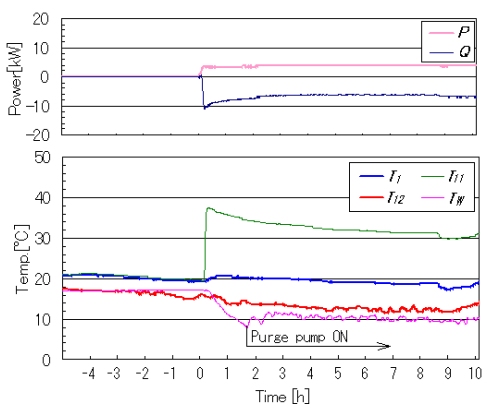
4.1 冷・暖房運転と蓄熱・採熱効果

秋季運転においては主に、昼間は冷房運転、夜間は暖房運転にて、ハウス内温度管理をおこなうが、冷房運転によって地中へ蓄えた熱を暖房運転時に利用できるため、低消費電力・高効率熱交換が可能である。図 5(a)に、本システムにおいて観測された冷・暖房運転の一例を示す。比較のため、

熱交換井に蓄熱されていない状態から暖房運転を開始する場合の運転例を図5 (b) に示す。地中との交換熱量 Q は冷房運転時の値を正、暖房運転時の値を負としてある。暖房運転はハウス内気温 T_i を基に、表3の設定温度にて自動制御される。暖房運転時、パージポンプは井水温度 T_w が 10°C 以下になると作動する。(a)と(b)を比較すると、(a)は運転開始時、交換熱量 Q の立ち上がりが大きく、ダクト温度 T_{II} も高い。(a)の交換熱量 Q は暖房運転開始から3h程度で安定し10kW程度を維持している。(a)の交換熱量は(b)と比較すると20%程度大きく、高い交換熱量を長時間持続していることがわかる。また、(a)の場合、井水温度は冷房運転による放熱で高くなっているため、暖房運転時のパージポンプ作動温度 ($T_w=10^{\circ}\text{C}$) に達するまでの時間が長くなる。したがって、パージポンプ稼働を抑えられシステムの消費電力低減が可能となる。



(a)



(b)

Fig.5 Comparison of heat exchange performance

熱交換性能を一定時間の積算交換熱量 $q[\text{J}]$ とシステムの積算仕事量 $W[\text{J}]$ の比 ($=q/W$) で定義すると、暖房開始から10hの熱交換性能は、(a)が $3.02 (=373 \text{ MJ}/120 \text{ MJ})$ で、(b)が $1.75 (=240 \text{ MJ}/137 \text{ MJ})$ である。本システムにおける秋季運転の結果は、冷房運転と暖房運転の組み合わせを工夫することで、高効率な空調の実現が可能になることを示している。

4.2 システム COP

2011年における秋季の冷・暖房運転期間は、10月初旬～11月中旬の約一ヶ月半であった。図6に2011年秋季運転における日積算電力量と最高気温、最低気温、およびシステムCOPを示す。 $SCOP$ は本システムの全消費電力を基準としたCOP、 COP はコンプレッサとパージポンプの消費電力を基準としたCOPを表す。添え字 C は冷房、 H は暖房を意味する。秋季運転においては、空調をほとんど必要としない日がある一方、冷房運転で低下しすぎたハウス内温度を暖房で再度上昇する（または上昇しすぎたハウス内温度を低下させる）といった無駄な運転が観測され、COPのバラつきが大きい。年間システムCOPは、冷房運転時： $SCOP_C=2.8$ 、 $COP_C=5.5$ 、暖房運転時： $SCOP_H=3.6$ 、 $COP_H=5.6$ である。本システムの運転効率を向上させるためには、外気温や日照等の気象条件を予測し、冷房運転と暖房運転をバランスさせる等の対策が必要である。冷・暖房運転の制御に関しては今後、更なるデータ収集と解析を重ね、改善を図る必要がある。

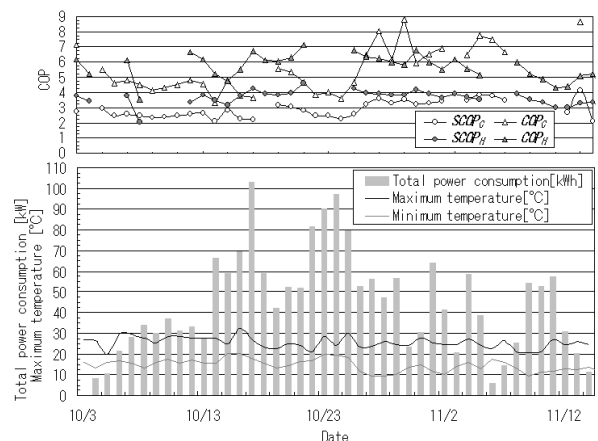


Fig.6 Autumn operation results

5. 冬季運転

5.1 暖房運転の一例

図7に冬季暖房運転の代表的な例として、特に暖房負荷の大きかった2/19の運転結果を示す。2/19は、0:00過ぎには外気温 T_{i2} が 0°C を下回り、明け方まで氷点下の状態が続いたが、交換熱量 Q は 8kW 以上を保っており、ハウス内温度 T_i は各時間帯とも、ほぼ表3の設定値に保たれている。暖房運転中、パージポンプは常時作動を続けているが井水温度 T_w は 5°C 以下にまで低下しており井水温度を設定値の 10°C に維持できていないことがわかる。これは井水の一部が凍結しているためである。日中は日照の影響でハウス内温度 T_i が上昇するため暖房運転は停止する。暖房運転停止後も T_w が設定値よりも低いためパージポンプは作動を続ける。 T_w はパージポンプが作動中に限り回復傾向を示すが、 T_w が設定値の 10°C に達するとパージポンプも停止してしまう。そのため、 T_w は 12°C 程度までしか回復していない。井水の凍結により、井戸への地下水流入も滞るため、井戸水位の低下も確認された。

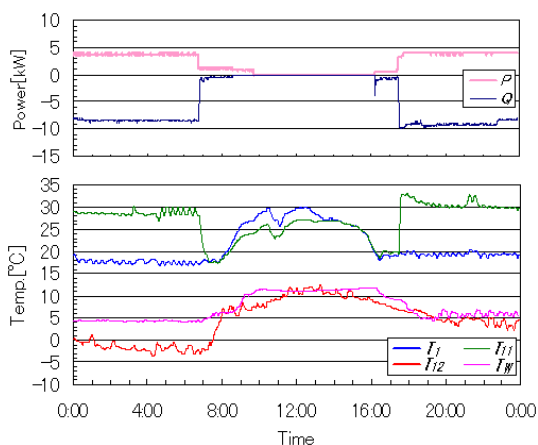


Fig.7 Example of winter operation (2/19)

5.2 暖房運転性能特性

連続暖房運転における熱源井からの採熱は、井水が凍結し井水温度および水位の回復を困難にする。井水および周辺土壌の凍結が地盤帯水層から井戸への浸水を妨げるためである。井水が完全に凍結するまでには至らないが、井戸水位はGL-10m

程度まで低下する。図8に30h連続して暖房運転をおこなった後の井水の温度変化を示す。昼間、日照によりハウス内の気温が上昇するため、本システムは暖房運転を停止する。本システム停止中に、凍結した井水が完全に水に戻ることはなく、運転が再開されている。井水の一部が凍結していても交換熱量 Q は 8kW 程度を維持している。暖房運転時のヒートポンプ出口におけるブライン温度は -5°C 程度であるため、井水の一部が凍結しても交換熱量は維持され、ハウス内温度を設定値に保つことは可能である。問題は日中、日照がなく気温が氷点下になるような気象条件が続く場合であるが、これまでのところ井水が完全に凍結する現象は確認されていない。

井水を凍結させないための対策として、パージポンプの揚水流量を上げることが挙げられる。本システムのパージポンプ流量は $10\sim 15\text{L}/\text{min}$ である。これは24h連続運転をおこなった場合でも、さいたま市条例が定める地下水の採水規制値⁹⁾の半分以下であるため、揚水量を増すことは可能である。揚水量と井水温度の関係、および消費電力量と熱交換性能の関係については今後、調査を進め明らかにする。

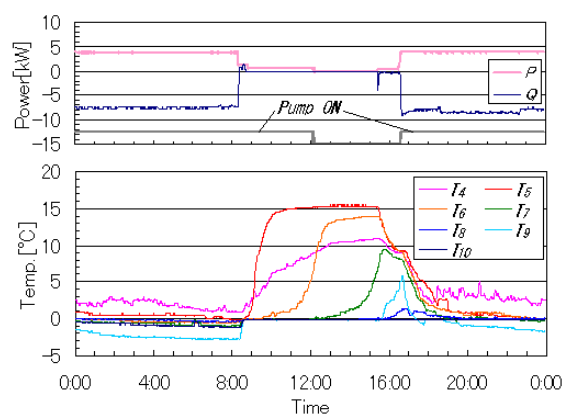


Fig.8 Temperature change of well water

5.3 暖房 COP, 採熱量および消費電力量

図9に本システムの冬季暖房運転におけるCOPおよび電力消費量、日平均採熱量を示す。1月末から2月初頭のデータのバラつき、2/7~2/17の記録抜けはデータロガー故障のためであるが、本

システムの運転は継続され、ハウス内気温は適温に維持された。暖房運転における $SCOP_H$ は 3 以上を維持しており、年間平均値は 3.2 である。 COP_H の年間平均値は 4.7 である。通常の土壌熱源 HP システムの場合、年間末期に向けて徐々に採熱量が低下していく傾向があるが、本システムにおいては採熱量の低下は見られず、年間平均採熱量は 8.49kW でほぼ安定しており、熱交換井単位長さあたりの交換熱量は約 120[W/m] である。

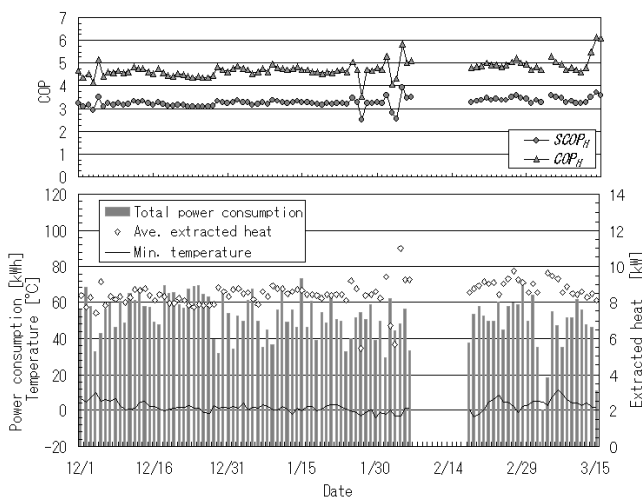


Fig.9 Winter operation results

6. おわりに

本システムの試験運用開始からまもなく 1 年が経過する。各季節運転の結果を見ると、栽培ハウス内を設定値に維持しているが、運転効率向上の余地は十分にある。以下に、本システムの運用試験から得られた結果をまとめる。

本システムにおける全消費電力基準のシステム COP は全年間： $SCOP=3.0$ である。

各季節システム COP は、夏季： $SCOP_C=2.4$ 、秋

季： $SCOP_C=2.8$ 、 $SCOP_H=3.6$ 、冬季： $SCOP_H=3.2$ である。

コンプレッサとパージポンプの消費電力量を基準とした年間システム COP は、夏季： $COP_C=4.5$ 、秋季： $COP_C=5.5$ 、 $COP_H=5.6$ 、冬季： $COP_H=4.7$ である。

本システムにおける熱交換井単位長さあたりの交換熱量は、冷房運転時 200[W/m]、暖房運転時 120[W/m] である。

今後、本システムの運転より得られたデータを基に、各季節運転および年間運転の最適化を図り、より効率的なシステムの運転を実現するとともに、実用化および普及を目指したい。

文 献

- 1) 長野克則：地下熱利用技術 2. 地下熱利用技術とは、地下水学会誌 53, 2 (2011) 83-90.
- 2) 内田洋平・桂木聖彦：地下熱利用技術 3. クローズド方式およびオープン方式の地下熱利用技術，地下水学会誌 53, 2 (2011) 207-218.
- 3) Burkhard Sanner et al: Current status of ground source heat pumps and underground thermal energy storage in Europe, Geothermics, 32, (2003), 579-588.
- 4) 落藤 澄, 長野 克則, 西岡 純二, 中村 真人: 垂直埋設管を用いた不凍液循環型ヒートポンプによる土壌採熱の実験と解析, 空気調和・衛生工学会論文集, 51, (1993), 103-111.
- 5) 新エネルギー・産業技術総合開発機構: 地中熱利用ヒートポンプシステムの特徴と課題, 地球システム 7, (2004).
- 6) Bo Nordell and Gorman Hellstrom: High Temperature Solar Heated Seasonal Storage System For Low Temperature Heating of Building, Solar Energy, 69, 6, (2000) 511-523.
- 7) 柴 芳郎: 地下熱利用技術 4. 地下熱ヒートポンプ, 地下水学会誌 53, 2 (2011) 219-227.
- 8) IEA HEAT Pump Center News Letter, 4, 4(1986).
- 9) 下水の採取規制, 埼玉県生活環境保全条例, 地下水の規制 (第 85~102 条) およびさいたま市生活環境の保全に関する条例.