

Development of hybrid solar heat pump system for domestic hot water
- The variation of coefficient of performance due to heat source -

ハイブリッドソーラーヒートポンプシステムの開発 ～熱源の違いによる成績係数の向上～

Hironobu MATSUO

松尾 廣伸^{1,‡}

Jun NODA

野田 淳²

Tatsuro NAGASUE

永末 達郎²

Abstract

This study concerns the development of a low-temperature heat-collecting type PV/T hybrid solar collector (PV/T-HSC) with a vinyl tube installed on the back side of commercial PV, along with the development and prototyping of power generation / hot-water-supply system for residential use using a heat pump (HP) and a ground source (GS) in addition to a conventional solar system. This system has 4 operational modes; 1) Solar thermal storage using PV/T-HSC, 2) Heating water using HP with solar thermal of PV/T-HSC, 3) Heating water using HP with GS, and 4) Heat recovery of the GS, which means PV cooling with GS also. In this paper, a water heating experiment using HP with PV/T-HSC and well heat exchanger instead of GS was conducted. We found that, by using the PV/T-HSC heat source for the well heat source, the COP_{HP} increased from 2.5 to 4.4, and the COP_{SYS} increased from 2.1 to 3.0, respectively, at a heating water temperature of 60°C and flow rate of 1.0 L/min. This is mainly because average temperature of brine inflow to HP rose from 16°C to 41°C. In addition, an estimation formula of COP_{HP} was derived from experimental results and we show that it is better to utilize PV/T-HSC as a direct heat source for HP rather than the use of heat recovery.

Keywords: PV/T hybrid solar collector, Heat pump, Well water heat extraction, Thermal storage

キーワード: 電熱ハイブリッドソーラーコレクタ, ヒートポンプ, 井水採熱, 貯湯

1. はじめに

現在, 我が国では住宅への太陽光発電システム搭載件数が 100 万件を優に超え, 新築戸建住宅における太陽光発電システムの導入は高い割合になっている. 一方, 家庭におけるエネルギー消費内訳は, 暖房と給湯とで 51.3% を占めており¹⁾, 低温熱の供給が省エネルギー化を目指す上で優先的に取り組むべき課題である. そこで, 住宅において太陽エネルギーをさらに活用して電気だけでなく熱も回収し, 給湯や暖房に利用することができる電熱ハイブリッドソーラーコ

レクタ(以下, PV/T-HSC)が必要と考える. このような PV/T-HSC は以前から²⁾, また, 世界各地で研究がなされている³⁾. さらにヨーロッパでは普及が始まりつつある. これは, 既設の土壤採熱システムに土壤への熱供給源としての使い方(Solar Assisted Ground Source Heat Pump : SAGSHP)をしている事例が多い⁴⁾.

太陽電池パネル(以下, PV)の変換効率は主流であるシリコン結晶系 PV では 1°C 上昇につき標準状態比 0.4~0.5% 減⁵⁾となるため, PV+液式集熱の HSC の利用によって PV を冷却することで変換効率を向上させ, 熱としても取り出すことで太陽エネルギーを有効に利用することが出来る. しかし, 夏季において貯湯タンクに蓄熱するだけの場合は, 貯湯タンクの温度上昇とともにパネル温度も上昇し, 発電

*1 静岡大学工学部 助教 (〒432-8561 浜松市中区城北 3-5-1)

‡ e-mail: matsuo.hironobu@shizuoka.ac.jp

*2 静岡大学大学院 総合科学技術研究科工学専攻

(原稿受付: 2017 年 8 月 28 日, 受理日: 2017 年 12 月 11 日)

効率の低下により発電電力量の低下が生じる。また、集熱面積が広い場合には過大な熱余りが生じ、大幅な発電量の低下を招いたり、高温化による故障を生じる場合もある。

そこで筆者らは、PV 面積の全部もしくは一部を用いて低温集熱を行うことで、積極的に太陽エネルギーを活用しつつも、夏季の熱余りの防止および新たなエネルギー源活用に向け、従来の PV/T-HSC システムに加え、ヒートポンプ(以下、HP)および土壌熱源(以下、GS)を利用した住宅用の発電・給湯システムの研究開発を行っている⁹⁻¹¹⁾。言うなれば、Ground Source Assisted Solar Source Heat Pump (GSASSHP)である。本報では、これまでに発表してきたハイブリッドソーラーコレクタおよびハイブリッドソーラーヒートポンプシステムの構築に関して実験結果を精査して最新の結果にまとめ直し、主にシステムの構築と熱源の違いによる成績係数の違いについて述べる。

2. システムの概要と想定動作

2.1 システムの概要

本システムは PV/T-HSC, HP, GS, 貯湯タンク(以下, ST), パワーコンディショナー(PCS)等で構成されている。Fig. 1 にシステムの概略を示す。通常時の沸上動作は 2 通りを想定している。一つは、HP を補助的に用いる方法であり、PV/T-HSC で得た熱量は熱交換器を介してタンクにそのまま貯湯するものである。PV/T-HSC と ST の動作としては旧来のものと変わらないが、熱余りが生じる際に GS のヒートリカバリーが可能であり、その結果発電効率の向上と熱余りの抑制が見込まれる。給湯に対して貯湯熱量が不足している際には太陽熱もしくは土壌熱を熱源として HP で沸き上げるようにする。もう一つは、より積極的に HP を用いる方法であり、原則として HSC を熱源として用い HP によって集熱することで PV/T-HSC に冷却されたブラインを流し、発電効率を向上させると共に貯湯温度の適正化を計るものである。貯湯槽が満蓄となった場合もしくは必要熱量が確保された場合には、GS のヒートリカバリーを行い熱量のバランスを保つ。

前者は、タンク内が中温水となることが予想され、その状態からの沸き上げは HP 効率の低下が見込まれるものの、HP の稼働時間が少ないため消費電力が少なく済む。後者はタンク内に温度成層をつくり適切な貯湯温度管理ができるとともに温熱・冷熱の両面利用が可能であり、HP システム効率の向上が見込まれるものの、HP の稼働時間が長く消費電力が多くなることが見込まれる。これらはシステムの効率の問題だけに留まらず、昨今問題となりつつある PV 電力の逆潮流(宅内消費)とも関係することとなる。

2.2 想定動作パターン

想定する動作を Table 1 に示す。P は搬送用のポンプを示している。No. 1-1 および 1-2 はヒートポンプ未利用の場合であり、旧来からの太陽熱直接貯湯、熱余り時に GS の加温と PV/T-HSC の冷却も行う貯湯である。No.2-1 および 2-2 は

HP を活用して PV/T-HSC を冷却すると共に貯湯槽に貯湯を行うもので、熱余り時の GS の加温動作も含む。これが本システムのメイン動作である。No.3 は集熱量が不足した際に GS から採熱するものである。No.4 はヨーロッパでの運用方法と同じ GS のヒートリカバリーを行うと共に PV の冷却を行うモードである。本地域ではほとんど関係ないが融雪や凍結防止を行うためのモードでもある。

3. 構成要素および計測機器

3.1 PV システム及び計測概要

6 枚の PV/T-HSC を含む PV18 枚を Fig. 2 のように配置した。PV は一般住宅でも大型のものが増えてきていることから、大き目のもの(1652×994 mm)を採用した。設置方位は南向きとし、傾斜角は 20 度とした。現状は陸屋根で PV の裏面は屋根を模した構造となっておらず、吹きさらしである。PV は 6 枚の直列とし、3 系統をパワーコンディショナー(PCS: シャープ製 JH-M403)の入力端子に接続し系統連系した。本 PCS は各チャンネルに DC-DC コンバータが設置され、最大電力点追従制御(MPPT)がなされている。これら

Table 1 Assumed action mode and brine routing
表 1 想定動作パターン

No.	Mode	Brine routing
1-1	Direct SS heating	P → HSC → ST → P
1-2	heating	P → GS → HSC → ST → P
2-1	SS heating with HP	P → HSC → HP → P
2-2	with HP	P → GS → HSC → HP → P
3	GS heating with HP	P → GS → HP → P
4	Heat recovery Snow melting	P → GS → HSC → P

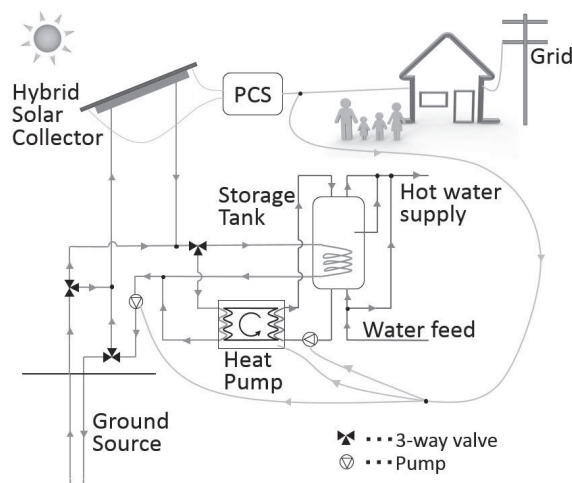


Fig. 1 System overview

図 1 システムの概要

のパネルのうち HSC 化する 6 枚の設置位置は、中列および東列の下段とした。PV の 1 系統での定格電力は計 14 70 W、全体では約 4.4 kW となり、一般住宅程度の規模となる。PV の直流電流はシャント抵抗を介して電圧に変換して、電圧は分圧して計測し、上段の 6 枚および西列の 6 枚の PV のみの系統も同様に計測した。また、PCS からの交流出力も電力計を用いて計測した。さらに日射計および風向風速計を設置し、外気温の計測を行い、気象条件による発電量・集熱量の影響を測定できるようにした。後述の各所の温度と合わせ、これらをデータロガー（グラフテック製 GL820）に 5 秒間隔で記録した。

3.2 電熱ハイブリッドソーラーコレクタ (PV/T-HSC)

HSC は既設 PV への集熱器の後付設置を想定しており、PV（シャープ製 ND-245FB、定格出力 245 W）の裏面に筆者らが作製した VC（ビニル）チューブ集熱器（Fig. 3）を取り付けたものである¹⁰。集熱器は集熱効率の向上のために様々な工夫を行ってきた⁹が、PC（ポリカーボネイト）フィルムを用いた集熱器は熱応力と耐圧の関係から困難であったため、内径 10 mm、厚さ 1 mm の市販の VC チューブ 100 m を用い、それを蝸輪状に巻いて固定した。VC チューブ内をブラインが流れ、PV 裏面のバックシートと VC チューブが接することで熱回収を図った。VC チューブは PC 板に載せて、その板を PV の架台やフレームに渡した角パイプで押さえた。ポリカーボネイト板には複数の調整用ボルトが取り付けられており、集熱器を取りつけた後からボルトを締めることで集熱器を更に PV へと密着させることが可能である。集熱回路は流路抵抗を減少させるために HSC6 枚を並列接続とし、非接触電磁流量計を用いて等流量になるように調整した。パネル温度および各所のブラインの温度は T 型熱電対（class 1）を用いて計測した。

3.3 ヒートポンプシステム (HP)

本実験にはオーム電機(株)が試作した廃熱回収用の 3 馬力ヒートポンプシステムを用いた。それを Fig. 4 に示す。ヒートポンプシステムは、コンプレッサ・熱交換器・膨張弁を内蔵するヒートポンプユニットと、ブラインおよび水の循環と流路変更を担うポンプユニットからなる。ヒートポンプにはオールインワンプレージングプレート式熱交換器および R134a 冷媒を用いており、沸き上げ温度を 40～70℃の範囲で外部から設定可能である。沸き上げ温度制御は膨張弁を規定値まで閉めた後にコンプレッサの回転数のみを PI 制御により調整している。ポンプユニットは、ブラインを HSC・井水熱交換器に送り出す定格出力 150 W のポンプと、温水をヒートポンプユニットに送り出す DC ポンプを搭載し、流量調整のためにインバータを搭載している。それぞれに流量計も内蔵しており、流量は自動で一定値にすることが可能である。現在、電源は制御安定性から、PV の直流出力ではなく、単相 200 V に接続しているが、将来的には変換ロスを減らすために PCS の昇圧直流接続部から

の直流給電も検討している。

3.4 井水熱交換器 (GS)

GS として既設の揚水井戸（深度 150 m、炭素鋼管ケーシング 250φ 121 m）を利用し、揚水管に沿わせて U 字状の熱交換器を設置した。その概要を Fig. 5 に示す。管材には、三層管（積水化学工業製スーパーエスロメタックス）を用いた。学内利用中の井戸であるため、配管は万が一にも液漏れ等が起こらないように継ぎ手を使用することなく一本の管を曲げて用い、配管径は曲げ半径の関係から 16A とした。垂直長さは揚水ポンプ上端までとし、地表面から 55m とした。設置には揚水管を一旦すべて引き上げ、管材の伸縮性を考慮して内径 20φ長さ 200mm の鞘管に通して揚水



Fig. 2 PV panel layout

図2 PV パネルの配置

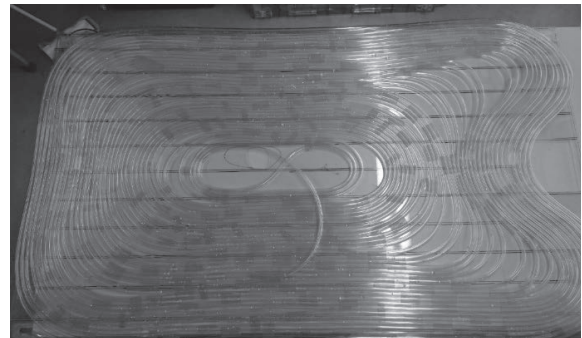


Fig. 3 Thermal collector consists of vinyl chloride tube

図3 ビニルチューブ集熱器

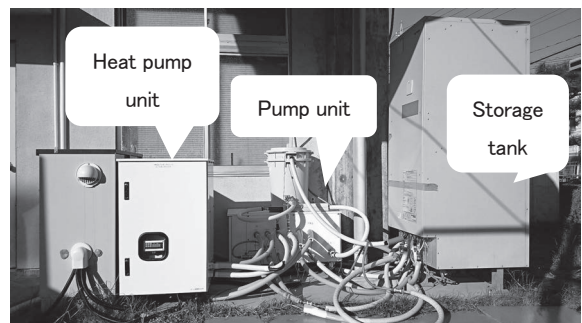


Fig. 4 Heat pump system.

図4 ヒートポンプ

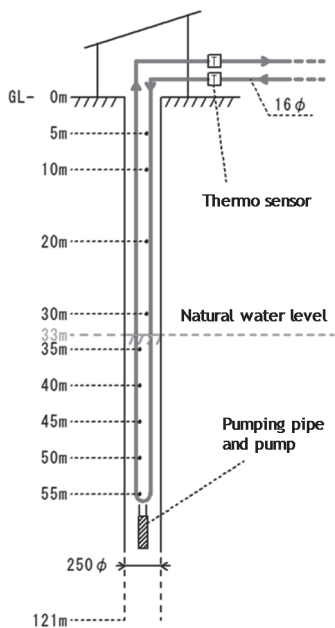


Fig. 5 Outline of well heat exchanger
図5 井水採熱管設置概要

管フランジに固定した。なお、行き管は保護のため5m、戻り管は保護と断熱のため地面から30mまで鞘管を通した。地下水位は深度33m付近にあり、往復で約44mにわたり地下水と接する。深さ5、10、20、30、35、40、45、50、55mの計9ヶ所にT型熱電対(class 1)を採熱管から3~5cm離して設置した。30mまでは行き管に、35mからは戻り管に沿わせた。ブラインの循環温度を計測するために採熱管中入口および出口にも熱電対を設置した。ブラインは、毒性の低いプロピレングリコール溶液とし、安全性の向上と温度低下による粘性増加を抑制するために10%濃度とした。

3.5 貯湯タンク (ST)

太陽熱集熱は太陽が出ている日中に集熱を行うが、給湯需要は夕方以降がほとんどである。そのため、運用にはある程度の容量、保温能力を持った貯湯タンクが欠かせない。本研究では矢崎総業製の貯湯タンク(SHT-A42A:容量420L)を転用した(Fig. 4)。ヒートポンプによる貯湯に加え、タンク内の下部に設置された熱交換器によってタンク内を温めることもできる。タンク温度は、タンク外壁に設置されたサーミスタを用いてタンク上部より30、65、110、175、420、305、370L地点で測定し、温度分布を確認することができる。これに電磁弁と簡易コントローラを付加し、給湯負荷を修正M1モード相当(「平日(大)」を参考に4人家族を想定(40°C-450L/日))¹²⁾で、貯湯タンクから規定時間毎に流量制御出湯できるようにした。

4. HP 基本動作試験方法および結果

4.1 試験および評価方法

GS 熱源もしくは HSC 熱源のいずれか一方を選択し、ブラインを一定流量で循環させ、設定温度と温水流量をとともに一定で沸き上げを行うことで HP の特性を評価した。これは Table 1 の 2-1 および 3 に相当する。実験条件は以下の Table 2 に示す 4 つのパラメータを設定した。これらのパラメータは、HP ユニットで設定し、自動で制御をさせた。熱源選択に関しては 3 つのバルブの開閉の組み合わせによって行った。給水温度は原則として水道水流入温度とした。

結果に用いる測定データは HP 動作が安定した後の定常状態の 20 分間平均値を利用した。各熱源からの採熱量 Q_c 、HP の供給熱量 Q_{out} については、式(1)、(2)のように各出入口温度、各循環流量と各比熱の積によって算出した。HP の性能評価については式(3)、(4)のように HP 成績係数(COP_{HP})、システム成績係数(COP_{sys})は供給熱量 P_{out} とそれぞれの消費電力の比をとったものである。ここでシステム全体の消費電力は HP の消費電力と水およびブライン循環ポンプの消費電力の和とした。

$$Q_{out} = m_w \cdot c_w \cdot (T_{w_out} - T_{w_in}) \quad (1)$$

$$Q_c = m_b \cdot c_b \cdot (T_{b_in} - T_{b_out}) \quad (2)$$

$$COP_{HP} = \frac{Q_{out}}{P_{HP}} \quad (3)$$

$$COP_{SYS} = \frac{Q_{out}}{P_{SYS}} \quad (4)$$

ここで、 m_w : 温水循環流量[kg/s]、 m_b : ブライン循環流量[kg/s]、 c_w : 水の比熱[kJ/(kgK)]、 c_b : ブラインの比熱[kJ/(kgK)]、 T_{w_out} : 沸き上げ温度(HP の温水出口温度)[°C]、 T_{w_in} : 給水温度(HP の温水入口温度)[°C]、 T_{b_in} : HP へのブライン流入温度[°C]、 T_{b_out} : HP からのブライン流出温度[°C]、 P_{HP} : HP の消費電力[W]、 P_{SYS} : HP と循環ポンプを含むシステム全体の消費電力[W]。ただし、 m_w および m_b は F_w : 温水流量[L/min]および F_b : ブライン流量[L/min]から算出。

4.2 井水熱源 HP 沸き上げ(GSHP)

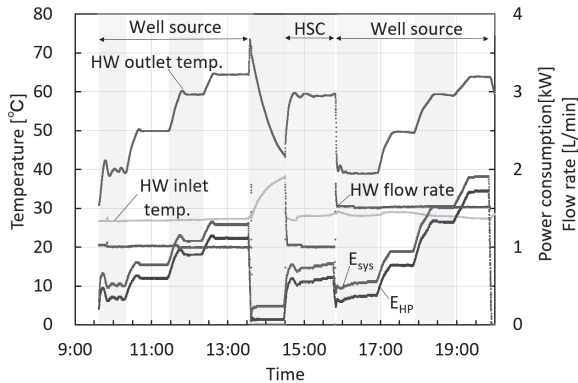
ブラインおよび温水の出入口温度および消費電力の経時変化の計測例を Fig. 6 に示す。同図は、2016.8.29 における実験結果であり、井水熱源でブライン流量 6L/min とし、沸き上げ温度を 40~65°C、温水流量を 1.0、1.5 L/min と変えた

Table 2 Experimental parameters

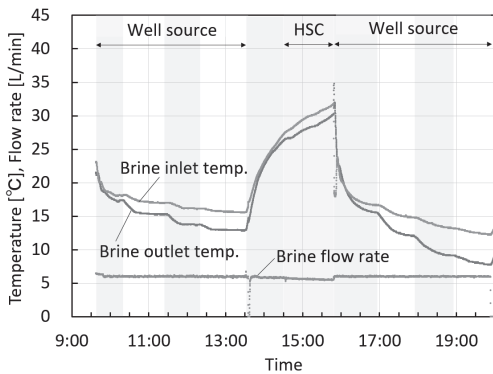
表2 実験条件

Source	HW temp. T_{out} [°C]	HW flow rate F_w [L/min]	Brine flow rate F_b [L/min]
PV/T-HSC (SS)	40	0.8	6.0
Well (GS)	~	~	~
	70	2.0	8.0

場合のものである。比較用に途中 HSC 熱源での 60℃沸き上げも行っている。図(a)に温水側の温度、流量および消費電力を、図(b)にブライン側の温度と流量を示した。同図から沸き上げ温度設定の変更に対して、計測された沸き上げ温度は 20 分程度掛けて上昇し若干オーバーシュートした後にほぼ設定温度に落ち着くことが分かる。また、HP 消費電力およびシステム消費電力は沸き上げ温度の上昇に伴い増加し、



(a) Hot water side



(b) Brine side

Fig. 6 An example of measured temperatures and power consumption of well source water heating

図 6 井水熱源沸き上げ時の計測結果例 (2016.8.29)

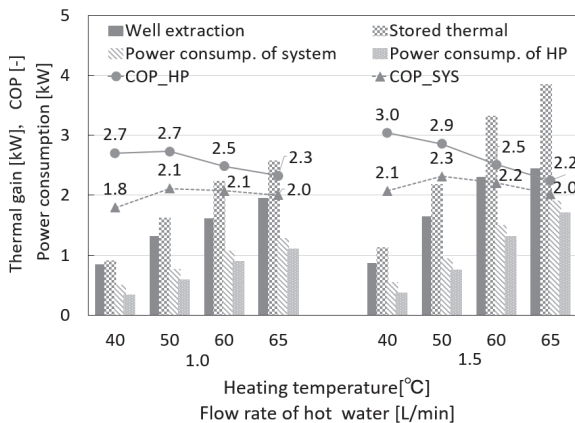


Fig. 7 Energy balance and COPs

図 7 井水熱源沸き上げ時のエネルギーバランスと COP

ブラインの出入口温度は共に低下する傾向にあることが読み取れる。ブラインの出入口の温度差は沸き上げ温度が高くなるほど大きくなることが分かる。また、途中の HSC 熱源の場合と同条件の井水熱源とを比べると消費電力が大幅に削減されていることが分かる。これは図(b)に見られるようにブラインの流入温度が大きく異なることが主因である。

測定データからそれぞれの条件において、比較的安定している後半 20 分間の集熱量、消費電力、COP 平均値を求めた。その結果を Fig. 7 に示す。集熱量は流量および沸き上げ温度に比例して増加しており、同様に消費電力も増加している。しかしながら、集熱量と消費電力との和は貯湯熱量を大きく上回っており、HP におけるエネルギー損失が大きい。これは、熱交換器の熱交換率が十分でないことに加えコンプレッサやインバータからの廃熱回収などがなされていないためだと考える。COP_{HP} は沸き上げ温度が増加するに伴い減少する傾向があり、40℃および 50℃沸き上げでは 1.5 L/min の方が高くなっている。このことから、沸き上げ温度に応じて最適な流量に制御するか、制御可能な場合には膨張弁の開度を調整することで効率の向上が可能であると考えられる。COP_{sys} はブラインポンプの消費電力がほぼ一定であるために、50℃においてピークを持つ形となっている。ポン

Table 3 Experimental results of GSHP

表 3 井水熱源 HP 沸き上げの結果

$T_{w,out}$ [°C]	$T_{w,in}$ [°C]	F_w [L/min]	$T_{b,in}$ [°C]	F_b [L/min]	COP _{HP}
38.9	28.1	1.5	16.9	6.0	3.06
39.4	8.5	1.0	12.5	7.0	3.57
39.5	8.4	1.5	10.2	7.0	3.67
39.6	8.6	2.0	8.1	7.0	3.53
39.6	26.6	1.0	18.3	6.0	2.64
49.2	10.1	1.0	10.6	7.4	3.08
49.6	28.9	1.5	15.1	6.0	2.86
49.7	17.1	1.0	12.5	7.5	2.85
49.9	26.8	1.0	16.9	6.0	2.73
49.9	18.9	2.0	9.6	7.3	2.89
50.3	18.5	1.5	11.0	7.4	2.99
50.6	8.5	1.5	6.8	7.2	2.74
51.0	8.6	1.5	7.1	7.2	2.74
54.9	10.3	1.4	7.8	7.0	2.58
59.2	27.0	1.0	16.0	6.0	2.49
59.3	28.0	1.5	13.6	6.0	2.51
59.5	9.5	1.0	9.9	7.3	2.65
61.1	9.8	1.2	8.8	7.0	2.35
63.2	9.6	0.8	11.5	7.0	2.50
63.6	10.1	1.0	10.3	7.0	2.42
63.8	27.4	1.5	12.6	6.0	2.24
64.4	27.3	1.0	15.7	6.0	2.33

ブの消費電力の占める割合は低温沸き上げ時には大きく、 COP_{SYS} の低下要因となっている。得られた実験結果のうち安定的なものを Table 3 に示す。得られた結果を沸き上げ温度の小さい順に並べた。同表から、 COP_{HP} は最大 3.7, 最小 2.2 であり、沸き上げ温度が低い方が COP_{HP} が高い傾向にあることが分かる。なお、井水温度は採熱しない場合約 17°C で通年一定であった。

4.3 PV/T-HSC 熱源 HP 沸き上げ (PV/T SSHP)

Fig. 8 に PV/T-HSC を熱源とした際の HP 沸き上げ実験の経時変化例を示す。夏季の快晴日にブライン流量を 7.0 L/min で固定し、温水流量を 2.0 もしくは 1.0 L/min とし、それぞれの流量の組み合わせにおいて沸き上げ温度を 50°C から 60°C に変化させた後、70°C としたものである。温水の沸き上げは、ほぼ設定値通りの値となっているが、50°C - 1.0 L/min と 70°C - 2.0 L/min の場合には安定していない。50°C - 1.0 L/min が安定していないのはコンプレッサの回転数制御を PI 制御で行っているために熱量を低減させる方向への応答速度が遅いためであり、70°C の方は流入水温が変動したためである。それ以外の変更箇所においては、熱量を少ない方から多い方へと変更しており、安定性に問題は生じていない。ブラインの温度は集熱量の変化に応じて大きく変化しており、60°C - 2.0 L/min 以上の条件では熱バランスが崩れ大きく低下し、温度差が広がっていることが分かる。また、消費電力は、井水採熱と比較して大幅に減少していることが分かる。日射量は実験期間において 650~1030 W/m²で安定的に推移しており、12 時に最大値となった。発電量は日射量と同様のカーブを描いており、12 時前後を除いて PV と HSC の発電電力量はほぼ同じであった。12 時前後に PV の方が HSC よりも若干大きくなっているが、これは同時刻に強い風が吹いたために裏面に障害物のない PV パネルが冷却され PV セルの温度が低下したためである。PV/T-HSC は蓄熱容量が大きく温度が高いまま推移したため、発電量の増加は少なかった。この結果は、本 PV/T-HSC では HP を用いても PV セルを十分に冷却できておらず、裏面へ放熱される分を集熱しているに過ぎないといえる。これは、沸き上げ必要熱量が少ない場合にはブラインの集熱量が少ないためにパネルが冷却されるに至らず、かつ、ビニルチューブであるため密着性が十分でなく熱伝導率が高くないためである。実際、日射量が少なく集熱量が多い場合にはパネルが冷却され発電量の向上が見られた⁸⁾。また、発電効率の向上は発電量の数%程度(本システムでは数十 W)であるのに対し、HP の消費電力の変化は 1kW を超えており、システム全体のエネルギーバランスを考える上では HP 消費電力の低減に重きを置くべきであることが分かる。

Fig.9 に、測定データから求めた安定時の集熱量、消費電力および COP の平均値を示す。ただし、50°C - 1.0 L/min は安定しておらず、参考値とする。同図から、沸き上げ温度の変化に対して COP_{HP} の変化が大きく、流量の変化に対して COP_{SYS} の変化が大きいことがわかる。同条件の 60°C - 1.0

L/min で井水採熱の場合と比較すると COP_{HP} が 2.5 から 4.4, COP_{SYS} が 2.1 から 3.0 とそれぞれ 76%, 43% 向上している。これは熱源を井水から PV/T-HSC に変えたことにより、ブラインのヒートポンプへの流入平均温度が 16.0 度から 41.5 度に上昇し、HP の蒸発器温度が上昇したためである。この結果、コンプレッサの回転数が低下し、消費電力が低下したためである。また、同図から井水熱源と同様に温水流量およ

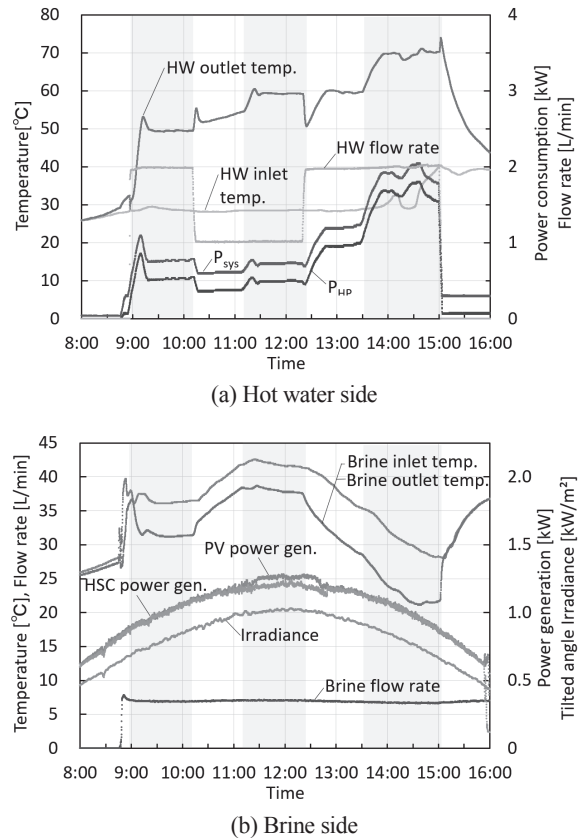


Fig. 8 An example of measured temperatures and power consumption of PV/T-HSC source water heating

図 8 HSC 熱源沸き上げ時の計測結果例 (2016.9.2)

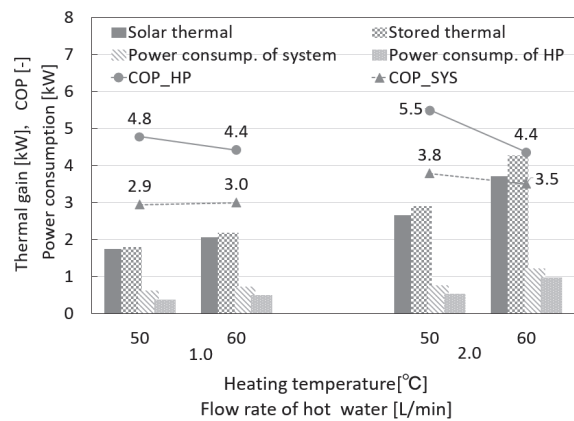


Fig. 9 Energy balance and COPs
図 9 HSC 熱源沸き上げ時のエネルギーバランスと COP

Table 4 Experimental results of SSHP
表 4 HSC 熱源 HP 沸き上げ実験結果

T_{w_out} [°C]	T_{w_in} [°C]	F_w [L/min]	T_{b_in} [°C]	F_b [L/min]	COP_{HP}
39.2	28.4	2.0	17.9	6.0	3.48
49.5	28.5	2.0	36.2	6.9	5.50
49.5	27.9	1.5	39.3	5.6	5.29
49.6	28.5	2.0	32.6	6.8	4.91
50.1	28.8	2.0	34.5	6.8	5.14
50.7	27.2	1.0	36.3	6.9	4.53
56.9	14.1	1.6	14.7	5.9	2.74
58.8	27.6	1.0	35.5	5.5	3.73
58.9	28.0	1.0	34.9	5.5	3.67
59.0	28.7	1.5	32.0	5.5	3.58
59.1	27.7	1.0	38.9	5.6	4.13
59.1	27.6	1.0	42.8	5.7	4.51
59.2	27.5	1.0	45.5	5.7	4.67
59.2	27.7	1.0	41.4	5.6	4.42
59.3	28.6	1.0	41.5	7.0	4.41
59.4	28.1	1.0	39.7	7.0	4.27
60.0	28.3	1.5	37.7	5.6	3.62
61.9	14.0	1.4	15.6	6.0	2.44
64.2	14.5	0.8	14.5	6.0	2.34
64.5	15.4	1.0	15.7	6.0	2.32
64.8	13.2	1.2	16.4	6.0	2.31

び設定温度の増加に伴い集熱量および供給熱量が増加するが、井水熱源と比較して熱源からの取得熱量が大幅に増えていることがわかる。このことから、 COP_{HP} 、 COP_{SYS} 共に井水熱源と比較して大幅に改善されている。

PV/T-HSC を熱源とした結果のうち、安定した場合のものを Table 4 に示す。同表から、沸き上げ温度が高くなるに従い COP_{HP} が減少する傾向にあるものの、ブラインの温度も大きく影響していることが読み取れる。PV/T-HSC を熱源とした場合には、日射の変動があるため、測定には多くの時間を要した。また、ブライン搬送ポンプのトラブルによりブライン流量の上限は 7L/min にとどまった。

5. 検討及び考察

5.1 HP 特性解析

4.2 節及び 4.3 節に前述のような実験を複数回行い、得られた測定データを用いて HP の特性解析を行った。その際、経時変化の安定的なもののみを用い、先に示した 50°C - 1.0 L/min や 70°C - 2.0 L/min のように安定性の低いデータは省いた。対象とする結果は、Table 3 および Table 4 に示したものである。 COP_{HP} の推定式としては、蒸発器の温度の 1 次関数で表したものの⁽¹³⁾や熱源温度の 2 次関数で表したものの⁽¹⁴⁾

があるが、ここでは HP の運転パラメータである 5 変数から COP_{HP} を推定するものとした。パラメータとして採用した変数および範囲は、沸き上げ温度：39～65°C、給水温度：7～29°C、温水流量：0.8～2.0 L/min、ブライン HP 流入温度：7～46°C、ブライン流量：5.5～7.5 L/min である。推定式は測定データの重相関関係より求めた。重回帰分析には Excel を使い、目的変数に COP_{HP} を説明変数に前述の 5 変数を用いた。変数として用いた測定データは、各条件で HP の運転状態が安定化している区間の 20 分間平均値を用いた。求めた推定式を式(5)に示す。また、この式を用いて推定した COP_{HP} と実測した COP_{HP} との相関を Fig. 10 に示す。

$$COP_{HP} = -0.0325T_{w_out} - 0.0234T_{w_in} + 0.5835F_w + 0.0852T_{b_in} + 0.3112F_b + 1.003 \quad (5)$$

同図から、若干ずれている点はあるものの、決定変数が 0.94 であり、 COP_{HP} の実測値と推定値が高い相関を示していることがわかる。各変数に着目すると、温水流量がブライン流量に対して、ブライン流入温度が他の温度に対して大きく、 COP_{HP} に対する影響が大きい。なお、P 値に関しては全てのパラメータで 1%以内に収まっており、いずれの変数も有意性があるという結果となった。また、解析に採用した結果はいずれも HP が停止することなく動作し続けた場合のものを用いた。沸き上げ温度もしくは温水流量を高く設定したことにより、コンプレッサの最大回転数にあっても沸き上げ熱量が不足し、設定温度を出湯できなかった際の結果も含めた。これは HP ユニットとしては安定平衡な状態であるためである。実際の運用においては、コンプレッサの最大回転数に達した場合には、温水の流量を低減し規定温度を維持するように運転する必要がある。

5.2 熱源の違いと運用方法

前述のように、HSC 熱源を用いた方が井水熱源に対して大幅に COP が上昇し、消費電力が低下することが明らかとなった。一方で、ヨーロッパ諸国では SAGSHP として GS のヒートリカバリーに用いられていることが多い。前述の推定式

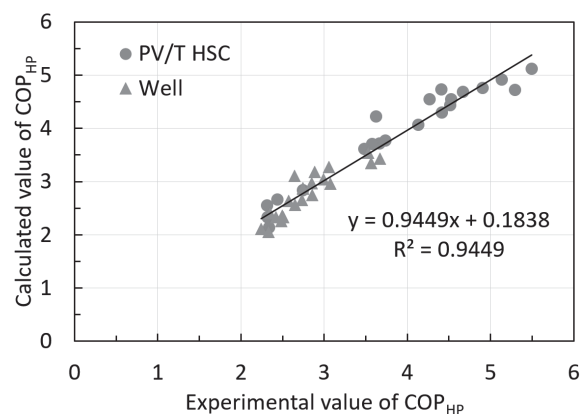


Fig. 10 Relationship between calculated and measured COP_{HP} .

図 10 推定式と計測された COP_{HP} の関係

を用いると T_{b_out} に対する係数は 0.085 であり、温度係数はさほど大きくない。したがって、効率改善のためにはブライン流入温度が高いことが必要であり、熱容量の大きな土壤熱源のヒートリカバリーに用いて温度を下げるより、直接給湯熱源として運用することを優先し、熱余剰時にヒートリカバリーを行うことが望ましいといえる。また、発電効率の向上に関しても、PV/T-HSC の集熱効率が低い場合やパネルの面積が相対的に大きい場合にはその影響は小さく、ブライン循環ポンプの消費電力が上回ることも考えられる。その点からも貯湯・暖房熱源としての利用を優先すべきである。加えて、 COP_{HP} が高くない場合は、発電量の増減よりも HP の消費電力の増減の方が大きい場合、運転に際しては HP の消費電力低減を優先すべきである。

6. まとめと今後の展望

ビニルチューブを市販の PV の裏面に設置した低温集熱型の PV/T-HSC を作成し、従来のソーラーシステムに加え、ヒートポンプおよび土壤熱源を利用した住宅用の発電・給湯システムの開発・試作を行った。本システムは、PV/T-HSC を熱源とした直接貯湯、PV/T-HSC もしくは井水を熱源とした HP による沸き上げ、PV/T-HSC を熱源とした井水のヒートリカバリーが可能である。本論文では、井水および PV/T-HSC を熱源として HP による沸き上げ実験を行った。その結果、井水熱源に対して PV/T-HSC 熱源を用いることで、沸き上げ温度 60°C - 流量 1.0 L/min において COP_{HP} が 2.5 から 4.4、 COP_{SYS} が 2.1 から 3.0 と、それぞれ 76%、43% の向上がなされることを示した。これは熱源を井水から PVT-HSC に変えたことにより、ブラインのヒートポンプへの流入平均温度が 16.0 度から 41.5 度に上昇したためである。また、両熱源での実験結果から COP_{HP} の推定式を導出し、ブラインの流入温度が高温となるように運用すべきであることを示した。

本研究に用いたそれぞれの要素は未だ研究・開発途上であり、十分な性能を有しているとは言い難い。しかしながら、PV/T-HSC、ヒートポンプ、井水熱交換器等それぞれの性能を向上し、かつ、それを適正に組合せ制御することで住宅における消費エネルギーの大幅な削減と発電電力の自家消費の推進に役立つと考えており、今後とも着実に研究・開発に取り組みでいきたいと考える。

7. 謝辞

本研究の一部は、JSPS 科研費 26420883 の助成を受けたものです。オーム電機(株)には HP のご提供を、積水化学工業(株)には配管設置に関するご助言を賜りました。また、小松拓海氏、望月一樹氏、高久貴文氏には研究に協力いただきました。ここに謝意を記します。

8. 参考文献

- 1) 経済産業省資源エネルギー庁, エネルギー白書 2015 146-147 (2017)
- 2) e.g., E.C. Kern Jr., and M.C. Russel, Combined photovoltaic and thermal hybrid collector systems, Proceedings of the 13th ISES Photovoltaic Specialists (1978), 1153-1157, Washington.
- 3) e.g., A. Tiwari, Swapnil Dubey, G.S. Sandhu, M.S. Sodha, and S.I. Anwar, Exergy analysis of integrated photovoltaic thermal solar water heater under constant flow rate and constant collection temperature modes”, Applied Energy **86**, 2592-2597 (2009)
- 4) e.g., Vincent Helpin, Michaël Kummert, and Odile Cauret: Experimental and simulation study of hybrid ground source heat pump systems with unglazed solar collectors for French office buildings, Proceedings of Building Simulation 2011, 2957-2964, Sydney.
- 5) S. Krauter, R. Hanitsch and S. R. Wenham, Simulation of thermal and optical performance of PV modules, Renewable Energy, **5**(3), 1701-1703 (1994).
- 6) H. Matsuo and T. Ohi, Trial manufacture of the hybrid solar collector of mainly electricity and auxiliary thermal type and its evaluation in winter, JSES/JSWS Joint Conference (2012), 241-244, Kitakyushu.
- 7) H. Matsuo, T. Komatsu, K. Miyata, and T. Ogata, Heat extraction characteristics of a hybrid solar heat pump system from well water, JSES/JSWS Joint Conference (2015), 111-114, Miyazaki.
- 8) H. Matsuo, J. Noda, K. Mochizuki, and T. Nagasue, Construction of a photovoltaic-thermal hybrid solar heat pump system with the 1.5 kW electric power output, JSES/JSWS Joint Conference (2015), 177-180, Miyazaki.
- 9) J. Noda, H. Matsuo and T. Nagasue, Structure and improvement of resin film adhesion type photovoltaic-thermal hybrid solar collector, JSES/JSWS Joint Conference (2015), 181-184, Miyazaki.
- 10) J. Noda, H. Matsuo, T. Nagasue, and K. Mochizuki, Experiment of hybrid solar heat pump system using the thermal collector consists of vinyl chloride tube, JSES/JSWS Joint Conference (2016), 173-176, Matsuyama.
- 11) H. Matsuo, T. Takaku, T. Ogata, *et al.*, Improvement and evaluation of the heat pump for the hybrid solar heat pump system, JSES/JSWS Joint Conference (2016), 347-350, Matsuyama.
- 12) M. Mae, T. Miura, H. Habara, *et al.*, The hot water test mode “Modified M1” reflecting daily fluctuation, short-time usage and experimental analysis for the energy performance of the gas instantaneous boiler, J. Environ Eng. AIJ, **76**(659), 49-57 (2011).
- 13) M. Bakker, H. A. Zondag, M. J. Elswijk, K. J. Strootman, and M. J. M. Jong, Performance and costs of a roof-sized PV/thermal array combined with a ground coupled heat pump, Solar Energy, **78**, 331-339 (2005)
- 14) Yu Jin Nam, Xin Yang Gao, Sung Hoon Yoon and Kwang Ho Lee, Study on the Performance of a Ground Source Heat Pump System Assisted by Solar Thermal Storage, Energies, **8**, 13378-13394 (2015)