

ソーラーヒートポンプPVシステムの 性能の評価と向上

その2：シングルタンクシステムとダブルタンクシステムの得失

Evaluation and Improvement of Performance of Solar - Heat Pump PV System

Part 2 : The Merit and Demerit between Single - Tank System and Double - Tank System

趙 春江^{*1}
Chur Jiang ZHAO

金山 公夫^{*2}
Kimio KANAYAMA

馬場 弘^{*2}
Hiromu BABA

遠藤 登^{*2}
Noboru ENDOH

Abstract

A new type of solar - heat pump system including PV system in which a solar system and a heat pump were combined with a single storage tank in parallel each other was installed in Renewable Energy Laboratory (REL), Kitami Institute of Technology, and the performance has been investigated in detail. Comparing with the results of the double tank - series system on which the experiments were done in the REL fifteen years ago, the single tank - parallel system performed roughly better than the above double tank system. Consequently, judging from the performance factors such as system coefficient of performance (system COP), COPs, and dependence fraction on renewable energy, F_{NE} , the performance of the single tank - parallel system evidently exceeded that of the double tank - series system. The performance factors of the single tank - parallel system were greater than those of the double tank - series system as following: Only the collecting efficiency of the double tank - series system was greater than that of the single tank - parallel system, but on the other two essential factors; namely, the ratio of system COP of the single tank to the double tank, COP_{S1}/COP_{S2} , was 1.03 - 1.51, and the difference of the F_{NE} of the former from that of the latter became large by 0.8 - 7.8 points.

Key words: Solar System, Heat Pump, Single Tank System, Double Tank System, Collector Efficiency, Coefficient of Performance, Dependence Fraction on Renewable Energy

1. まえがき

太陽エネルギーおよび大気、地下水等の環境エネルギーを暖房、給湯に利用する場合、ソーラーシステム、ヒートポンプおよびそれらを組合わせたソーラーヒートポンプシステム等を用いて行われるのが普通である。それら機器システムの熱特性については以前にアメリカ、カナダにおいて種々研究され^{(1)~(5)}論議をされたところである。それらのシミュレーション結果によるとソーラーシステムおよびヒートポンプの単独システムより、両者を組合わせたソーラーヒートポンプシス

テムの方が性能が良く、さらに両者を直列に組合わせたシリーズソーラーヒートポンプシステムより並列に組合わせたパラレルソーラーヒートポンプシステムの方が自然エネルギー依存率やシステム成績係数で評価して性能が優れていることが分かった^{(6)・(7)}。

シリーズソーラーヒートポンプシステムではソーラーシステムの集熱タンクをヒートポンプの低熱源に用い、安定した暖房給湯熱源を得るためもう一個の蓄熱タンクを用意しこれを高熱源とするダブルタンク方式とするのがよいが、設備の簡素化のため蓄熱タンクを省略して直接建物の暖房に供給する場合もある。これ

*1 会員、北見工業大学大学院

*2 会員、北見工業大学工学部(〒090-8507 北見市公園町165)
(原稿受付 平成10年4月16日)

Graduate Course of Engng., Kitami Institute of Technology
Dept. of Mech. Engng., Kitami Institute of Technology

に対してパラレルソーラーヒートポンプシステムでは蓄熱タンク一個のみとし、これにソーラーシステムとヒートポンプを並列に接続し、その両者を互いに独立に作動させて蓄熱タンク温度を一定範囲に維持し、安定な暖房給湯熱源を得ることができる。

北見工業大学自然エネルギー実験室に最初に導入されたソーラーヒートポンプシステムの旧設備における実験結果によれば、集熱タンクと蓄熱タンクの間にヒートポンプを直列に挿入したシリーズシステムと、これら2個のタンクを合体して1個（容積は2倍）とし、これにソーラーシステムとヒートポンプを並列に接続したパラレルシステムとについてシステム成績係数および自然エネルギー依存率から評価して、前者より後者の方が性能がよいことが概略明らかになった。

今回、同上自然エネルギー実験室に新しく導入されたソーラーヒートポンプPVシステムはソーラーシステム、ヒートポンプおよび太陽光発電システム(PV)からなるハイブリッドシステムで、ソーラーシステムとヒートポンプはこれまでの研究結果にもとづいて互いに並列に接続したシングルタンクシステム(以下Sシステムと略す)を採用している。前報⁽⁸⁾ではこのソーラーヒートポンプPVシステムの導入初期の性能について、その熱供給能力と効率および自然エネルギー依存率等から検討を行った。

本報告はこのハイブリッドシステムに関してシステム機器の各部および建物を含めた全体の測定値をもとに集熱効率、システム成績係数および自然エネルギー依存率等の性能値を算出し、それがソーラーシステムとヒートポンプが並列に接続された同じ条件のダブルタンクシステム(以下Dシステムと略す)の性能と比較して、その得失を具体的にかつ詳細に検討したものである。ただし、上記のハイブリッドシステムのうち、太陽光発電(PV)システムに関してはここでは触れない。

2. 主な記号および単位

Q_s : システムの得る熱量	MJ/d
Q_L : 暖房負荷	MJ/d
Q_w : 地下水熱量	MJ/d
Q_c : コレクターの集熱量	MJ/d
Q_{HP} : ヒートポンプの放熱量(=COP _{HP} ・E _{HP})	MJ/d
T_w, t_w : 集(蓄)熱タンクの水温	K, °C
T_o, t_o : 外気温度	K, °C
T_p, t_p : ヒートポンプ1次側出入口平均温度	K, °C
T_s, t_s : ヒートポンプ2次側出入口平均温度	K, °C

A_c : コレクター総枠面積(=30.24m ²)	m ²
q_j : 傾斜面日射量(=60°)	MJ/(m ² ・h)
h : 太陽高度	°
E_{HP} : ヒートポンプの消費電力	MJ/d
E_c : 集熱ポンプの消費電力	MJ/d
E_{PS} : H.P.1次、2次側循環ポンプの消費電力	MJ/d
e_{HP} : ヒートポンプの電力消費割合	MJ/h
τ_{HP} : ヒートポンプの作動時間	h/d
τ_c : 集熱ポンプの作動時間	h/d
η_c : コレクター集熱効率	
COP _{HP} : ヒートポンプ成績係数	
COP _s : システム成績係数	
F_{NE} : 自然エネルギー依存率	
添字: 1=Sシステム, 2=Dシステム	

3. システムおよび制御

自然エネルギー実験室に新しく導入されたソーラーヒートポンプPVシステムのシステムフローを図1に

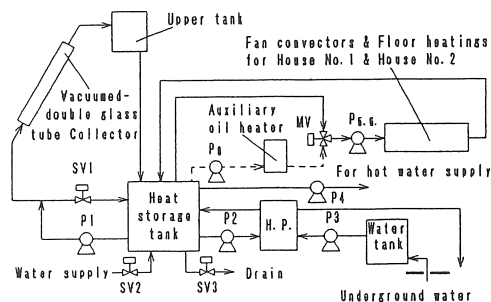


Fig.1 Schematic diagram of single-tank system

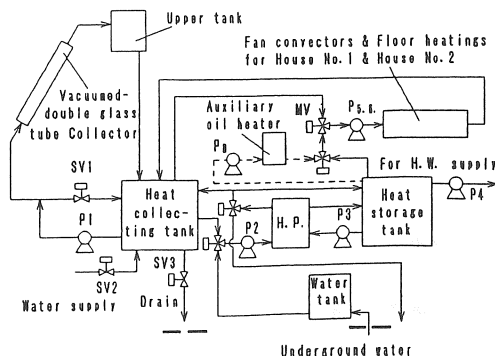


Fig.2 Schematic diagram of double-tank system

示す。ただし、この図においてPVシステムは今回考察の対象としないので省略する。集熱と蓄熱を兼ねた蓄熱タンクが1個で、これにソーラーシステムとヒートポンプが並列に接続されたいわゆるSシステムである。集熱には横置き式水集熱真空二重ガラス管コレクター(30.24m²)を用い、ヒートポンプはロータリーコンプレッサー式プレート熱交換器型(21~23MJ/h)で、地下水を熱源とする水熱源式である。ほかに厳冬期の供給不足のために小型の灯油ヒーターを備えてある。負荷は同実験室1号棟1階の計測室、2階の研究室および2号棟の3室である。制御の概要はソーラーシステムは蓄熱タンク温度 t_{ST} 、コレクター出口温度 t_{out} およびコレクター入口温度 t_{in} の間に $t_{out}-t_{ST}>2^{\circ}\text{C}$ で集熱ポンプ P_1 がON、 $t_{out}-t_{in}<1^{\circ}\text{C}$ で P_1 がOFFとなる。ヒートポンプは $t_{ST}=43\pm 2^{\circ}\text{C}$ でON、OFFを繰返し、 $t_{ST}<40^{\circ}\text{C}$ で灯油ヒーターがONとなる。各室は室温が $20\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ で循環ポンプ P_s 、 P_s がON、OFFして床暖房およびファンコンによる温風暖房が行われる。

これに対して比較の対象とするDシステムは、図2に示すようにソーラーシステムとヒートポンプが直列に接続された同実験室の旧システムの最初の形式である。Dシステムの作動モード⁽⁶⁾は次の3通りである。

- (1) 晴天が続いてコレクターによる十分な集熱が行われ、集熱タンクの温度が 45°C 以上になると、ヒートポンプがOFFとなり、温水が集熱タンクから負荷に直接供給され、いわゆるソーラーシステム・モードとなる。
- (2) 日射と暖房負荷のバランスのよい時で、太陽熱は一度集熱タンクに集められ、ヒートポンプで蓄熱タンクに移された後、 $40^{\circ}\text{C}\sim 45^{\circ}\text{C}$ の温水として負荷に供給され、 45°C でヒートポンプがOFFとなる、いわゆるシリーズ・ソーラーヒートポンプ・モードとなる。
- (3) 曇天が続いてコレクターの集熱が少なく、集熱タンクの温度が 10°C 以下のときで、ヒートポンプ熱源は給水タンクに切替えられ、地下水熱によって蓄熱タンク温度は維持され、いわゆるヒートポンプ・モードとなる。

以上3つの作動モードのうちほとんどの暖房期間において(2)のシリーズ・ソーラーヒートポンプ・モード、すなわちDシステムで暖房が行われるので、このモードを想定し、制御パラメータが同じ条件のもとで、上述のSシステムと性能比較を行う。比較は①コレクター集熱効率(η_c)、②システム成績係数(COP_s)および③自然エネルギー依存率(F_{NE})等の性能値ファクターを用いて行う。性能比較のためのSシステムおよびDシ

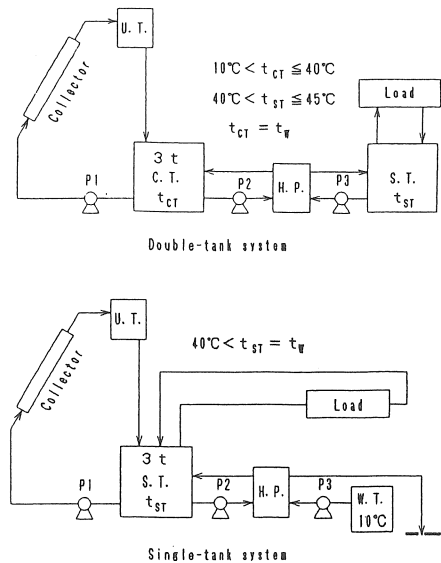


Fig.3 Schematics of single-tank system and double-tank system

システムの基本的なシステムフローを図3に示す。

4. 各性能値の比較および検討

4.1 コレクター集熱効率

真空二重ガラス管コレクターの時間当たりの集熱効率 η_c は、これまでの実験⁽⁵⁾により、

$$\eta_c = 0.555 / \cos(h - 30) - [3.75(t_w - t_o) + 1.26 \times 10^{-6} \{(11q_j + T_w)^4 - T_o^4\}] \times 10^{-3} / q_j$$

で得られる。いま図3の上図に示すDシステムでは、ヒートポンプは集熱タンクの温水を熱源として蓄熱槽の温水を加熱し、集熱タンクから蓄熱タンクへ熱移動が行われるので集熱タンクの温度 $t_{CT}(=t_w)$ は低下して $10^{\circ}\text{C} < t_{CT} \leq 40^{\circ}\text{C}$ となる。それに対して図3の下図のSシステムでは蓄熱タンク t_{ST} は常に 40°C より高く、 $40^{\circ}\text{C} < t_{ST}(=t_w)$ である。したがって上式で示されるDシステムの集熱効率 η_{c2} はSシステムの集熱効率 η_{c1} に比べて増大することがわかる。

いま両システムの時間当たり集熱効率の差を $\Delta\eta_{2-1}$ とすると

$$\begin{aligned}
 \Delta\eta_{2-1} &= \eta_{c2} - \eta_{c1} \\
 &= [0.00375(t_{w1} - t_{w2}) + 1.26 \times 10^{-11} \{(11q_j + T_{w1})^4 - (11q_j + T_{w2})^4\}] / q_j
 \end{aligned}$$

となる。暖房負荷および凍結防止用負荷への熱供給、ヒートポンプによる熱移動、さらには曇天による集熱不足などにより、制御の限度すなわちSシステムの水

温 t_{w1} は40℃まで、Dシステムの水温 t_{w2} は10℃まで低下することがあるが、前者はヒートポンプにより回復し、43℃程度を維持する。冬の暖房期において日中、暖房およびヒートポンプを駆動させながら集熱する場合、タンク(容量3t)の水温上昇は普通20℃を超えることはない。いまこれを限界の20℃とすると、タンク水温上昇に対する1日の集熱時間中の両システムの集熱効率平均値の差 $\Delta\eta_m$ は

$$\begin{aligned}\Delta\eta_m &= \int_{43}^{63} \frac{\eta_{c2}}{63-43} dt_w - \int_{10}^{30} \frac{\eta_{c1}}{30-10} dt_w \\ &= \int_{43}^{63} \frac{\{3.75t_{w1} + 1.26 \times 10^{-8} (11q_j + T_{w1})^4\}}{1000(63-43)q_j} dt_w \\ &\quad - \int_{10}^{30} \frac{\{3.75t_{w2} + 1.26 \times 10^{-8} (11q_j + T_{w2})^4\}}{1000(30-10)q_j} dt_w \\ &\doteq [0.1238 + 1.26 \times 10^{-13} \{(11q_j + 336)^5 - (11q_j + 316)^5 - (11q_j + 303)^5 + (11q_j + 283)^5\}] / q_j \quad (1)\end{aligned}$$

となる。式(1)より $\Delta\eta_m$ は日射量 q_j の関数であり、その $\Delta\eta_m$ と q_j の関係を計算して図4に示す。図4において $\Delta\eta_m$ は日射量に対して常に正で、そのことはDシステムの1日当たり集熱効率はSシステムのそれより常に大きいことを意味する。 $\Delta\eta_m$ の平均値 $(\Delta\eta_m)_m$ は日射量変化に対して積分することにより得られる。日射量変化範囲を0.5~3MJ/(m²h)とすると、

$$\begin{aligned}(\Delta\eta_m)_m &\doteq \int_{0.5}^3 \frac{\{0.1238 + 0.00126(39.3 + 4.2q_j)\} / q_j}{3 - 0.5} dq_j \\ &= 0.1295 \doteq 0.13\end{aligned}$$

となり、百分率で約13ポイントであることがわかる。

4.2 システム成績係数

Dシステムではヒートポンプが集熱タンクから蓄熱タンクへ熱を移送する間に、ポンプ類の消費電力による発熱量以外には新しくエネルギーを作り出さない。したがってDシステムの得る熱量 Q_{s2} は

$$Q_{s2} = Q_{c2} + E_{HP2} + E_{c2} + E_{PS2} \quad (2)$$

となる。これに対してSシステムでは、Dシステムの熱量 Q_{s2} に相当する熱量を獲得するにはヒートポンプにより地下水から熱を汲み上げなければならない。すなわち、Sシステムの得る熱量 Q_{s1} は

$$\begin{aligned}Q_{s1} &= Q_{c1} + Q_{HP1} + E_{c1} + E_{PS1} \\ &\equiv Q_{s2} \quad (3)\end{aligned}$$

となる。Sシステム成績係数 COP_{S1} は

$$COP_{S1} = Q_{s1} / (E_{HP1} + E_{c1} + E_{PS1})$$

またDシステム成績係数 COP_{S2} は

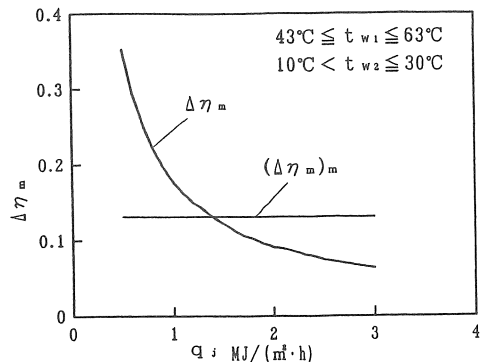


Fig. 4 Relation between q_j and $\Delta\eta_m$

$$COP_{S2} = Q_{s2} / (E_{HP2} + E_{c2} + E_{PS2})$$

となり、両システムの成績係数の比は

$$\begin{aligned}\frac{COP_{S1}}{COP_{S2}} &= \frac{\{Q_{s1} / (E_{HP1} + E_{c1} + E_{PS1})\}}{\{Q_{s2} / (E_{HP2} + E_{c2} + E_{PS2})\}} \\ &= \frac{E_{HP2} + E_{c2} + E_{PS2}}{E_{HP1} + E_{c1} + E_{PS1}} \quad (4)\end{aligned}$$

測定結果⁽³⁾により

$$E_{HP2} = e_{HP2} \tau_{HP2}$$

$$e_{HP2} = 3.09 + 0.05(t_s - t_F) + 0.0009(t_s - t_F)^2$$

上述の運転条件によってDシステムのヒートポンプの2次側温度 t_s は40℃ $\leq t_s \leq$ 45℃、その平均温度 t_{sm} を43℃、1次側温度 t_F は10℃ $< t_F \leq$ 30℃とすると、1次側温度の変化に対する e_{HP2} の平均値 e_{HP2m} は

$$\begin{aligned}e_{HP2m} &= \int_{10}^{30} \frac{\{3.09 + 0.05(43 - t_F) + 0.0009(43 - t_F)^2\}}{30 - 10} dt \\ &= 4.75 \text{ MJ/h}\end{aligned}$$

また測定結果より集熱ポンプの消費電力は

$$E_{c2} = E_{c1} = 1.2 \tau_c$$

両システムのヒートポンプ1次側および2次側循環ポンプの消費電力はそれぞれ

$$E_{PS2} = 0.8 \tau_{HP2}$$

$$E_{PS1} = 0.037 Q_{HP1}$$

を得た。これらの実験結果および式(3)と式(4)よりSシステムのヒートポンプの放熱量 Q_{HP1} は

$$\begin{aligned}Q_{HP1} &= Q_{c2} - Q_{c1} + E_{HP2} + E_{PS2} - E_{PS1} \\ &= \Delta Q_{c2-1} + 4.75 \tau_{HP2} + 0.8 \tau_{HP2} - 0.037 Q_{HP1}\end{aligned}$$

ゆえに

$$\begin{aligned}Q_{HP1} &= \{\sum (\Delta\eta_m q_j A_c) + 5.55 \tau_{HP2}\} / 1.037 \\ &= 0.964 \sum (\Delta\eta_m q_j A_c) + 5.35 \tau_{HP2}\end{aligned}$$

上述の運転条件によりSシステムのヒートポンプの1次側、2次側の平均水温をそれぞれ $t_F = 8^\circ\text{C}$ 、 $t_s = 43^\circ\text{C}$

℃とすると、 COP_{HP1} は

$$COP_{HP1} = 1 + 4.02 \{ 5422 - 2.2(t_s - t_F) - 0.78(t_s - t_P)^2 \} / \{ 3433 + 55.5(t_s - t_P) + (t_s - t_P)^2 \}$$

$$= 3.67$$

となる⁽⁸⁾。よって

$$E_{HP1} = Q_{HP1} / COP_{HP1}$$

$$= Q_{HP1} / 3.67$$

$$= 0.272 Q_{HP1}$$

以上の結果を式(4)に代入して

$$\frac{COP_{S1}}{COP_{S2}} = \frac{4.75\tau_{HP2} + 1.2\tau_c + 0.8\tau_{HP2}}{0.272Q_{HP1} + 1.2\tau_c + 0.037Q_{HP1}}$$

$$= \frac{5.55\tau_{HP2} + 1.2\tau_c}{0.298\Sigma(\Delta\eta_{mqj}Ac) + 1.65\tau_{HP2} + 1.2\tau_c} \quad (5)$$

を得た。

実際の運転状況より、ヒートポンプが頻繁に作動する期間はほぼ11月から3月までである。この期間中の各月の日射量(図5)および暖房負荷(図6)のもとで、コレクターが集熱中にDシステムのヒートポンプの運転時間 τ_{HP2} および集熱ポンプの回転時間 τ_c を求めて表1に示す。表1の値を用いて式(5)により算出された COP_{S1}/COP_{S2} の値の月毎の変化を図7に示す。

図7よりヒートポンプの運転期間中に COP_{S1}/COP_{S2} は常に1より大きく、数値ではSシステムの方がDシステムよりシステム成績係数が1.03~1.51倍大きい。ただし、ヒートポンプが作動しない時は式(4)より両システムの成績係数は一致し、その比は1となることからわかる。

4.3 自然エネルギー依存率

ソーラーヒートポンプPVシステムにおいてPVを除くと、自然エネルギーは太陽熱と地下水熱である。ゆえにSシステムおよびDシステムの自然エネルギー依存率 F_{NE} はそれぞれ

$$F_{NE1} = (Q_{C1} + Q_{W1}) / Q_L$$

$$F_{NE2} = (Q_{C2} + Q_{W2}) / Q_L$$

となる。上述のようにDシステムではヒートポンプは集熱タンクから蓄熱タンクへ熱を移送するのみで、地下水熱量 $Q_{W2} = 0$ となる。いま両システムの暖房負荷を

Table 1 Running time of the heat pump of the D-system and collecting pump while collecting heat (h/d)

Month	Nov.	Dec.	Jan.	Feb.	Mar.
τ_{HP2} of H.P.	4	6	8	7	5
τ_c of C.P.	9	8	8	10	10

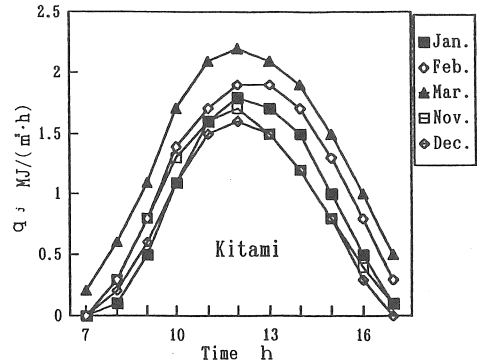


Fig.5 Hourly change of solar radiation on a tilt (60°) surface of the collector

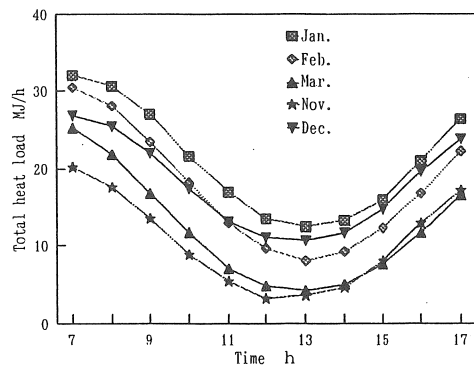


Fig.6 Hourly change of space heating load in each month

$Q_{L1} = Q_{L2} = Q_L$ とすると、両システムの自然エネルギー依存率の差 ΔF_{NE1-2} は

$$\Delta F_{NE1-2} = F_{NE1} - F_{NE2}$$

$$= (Q_{C1} + Q_{W1} - Q_{C2}) / Q_L$$

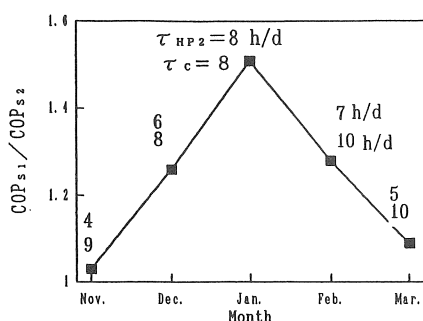
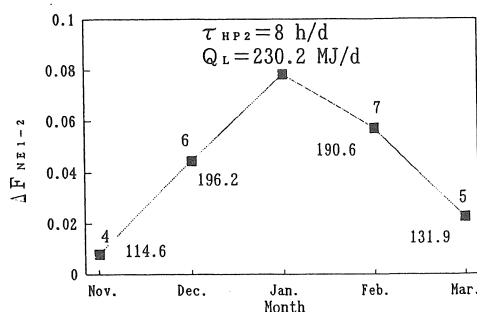
$$= (Q_{W1} - \Delta Q_{C2-1}) / Q_L$$

$$= \{ (COP_{HP1} - 1) E_{HP1} - \Sigma(\Delta\eta_{mqj}Ac) \} / Q_L$$

$$= \{ (3.67 - 1) \times 0.262 \{ \Sigma(\Delta\eta_{mqj}Ac) + 5.55\tau_{HP2} \} - \Sigma(\Delta\eta_{mqj}Ac) \} / Q_L$$

$$= \{ 3.885\tau_{HP2} - 0.3\Sigma(\Delta\eta_{mqj}Ac) \} / Q_L \quad (6)$$

を得る。図8は式(6)から算出された ΔF_{NE1-2} の月毎の変化を示す。図8において ΔF_{NE1-2} は常に正で、Sシステムの自然エネルギー依存率はDシステムのそれを上回っていることがわかる。その値は一日の集熱期間の暖房負荷 Q_L 、ヒートポンプ作動時間 τ_{HP2} により異なり0.8~7.8ポイントとなる。

Fig.7 Monthly change of COP_{s1}/COP_{s2}Fig.8 Monthly change of ΔF_{NE1-2}

5. むすび

自然エネルギー実験室に導入されたソーラーヒートポンプPVシステムに関して実測値および推定値を用い、日射と暖房負荷のバランスがよい場合について性能解析を行って以下の結論を得た。

- (1) DシステムではコレクターがSシステムより常に低いタンク水温のもとで集熱するので、その集熱効率はSシステムのそれより%表示で平均約13ポイント高い。
- (2) SシステムはDシステムより集熱量が少ないにもかかわらず、Dシステムはヒートポンプが新しくエネルギーを獲得しないのに対して、Sシステムは地下水熱を獲得するため、システム成績係数はDシステムより1.03~1.51倍大きい。
- (3) 同様な理由でSシステムの自然エネルギー依存率はDシステムのそれより%表示で0.8~7.8ポイント高い。自然エネルギー依存率の向上により購入エネルギー（電力、灯油）が減少し、ラ

ンニングコストは低減することになる。

- (4) 以上総合してソーラーシステムとヒートポンプを並列に接続したSシステムの方が、それらの直列接続のDシステムより性能が優れているといえる。

ソーラーヒートポンプシステムの性能評価に関して過去に行われたシミュレーション結果や当実験室旧システムでのオーバーオールな実験結果をもとに、新システムとしてはソーラーシステムとヒートポンプを並列に接続したSシステムを導入したが、本研究における詳細な検討によりその優位性が明らかになった。今後はPVシステムの結合をまっけて、太陽光エネルギーを取入れたハイブリッドシステムに関して、個々の機器、システムおよびトータルなシステムとしての性能、システムフローおよびラインの制御法等を含めて評価検討を行って、性能向上のための改良、改善を行う予定である。

謝辞：本研究は平成8年度のNEDO提案公募型プロジェクトの研究成果の一部である。ここに関係各位に謝意を表する次第である。

参考文献

- (1) Freeman, T.L., Mitchell, J.W. and Audit, T.E., Performance of Combined Solar-Heat Pump Systems, *Solar Energy*, 22-2(1979), 125.
- (2) Anderson, J.V., Mitchell, J.W. and Beckman, W.A., A Design Method for Parallel Solar-Heat Pump Systems, *Solar Energy*, 25-2(1980), 155.
- (3) Chandrasheka, M., Le, N.T., Sullivan, H.F. and Hollands, K.G.T., A Comparative Study of Solar Assisted Heat Pump Systems for Canadian Locations, *Solar Energy*, 28-3(1981), 217.
- (4) Svard, C.D., Mitchell, J.W. and Beckman, W.A., Design Procedure and Application of Solar-Assisted Series Heat Pump Systems, *Trans. ASME, J. Solar Energy Engng.*, 103-5(1981), 135.
- (5) Manton, B.B. and Mitchell, J.W., A Regional Comparison of Solar, Heat Pump, and Solar-Heat Pump Systems, *Trans. ASME, J. Solar Energy Engng.*, 104-8(1982), 158.
- (6) 金山公夫・馬場弘・山本政樹, 自然エネルギー実験室のシステム性能の測定および解析, 機論, 52-484, B(1986), 4046.
- (7) Kanayama, K., Baba, H. and Endoh, N., Evaluation of Performance and Improvement on a Solar-Heat Pump System - From Double-type to Single-type on the Storage Tank -, The 1995 ASME/JSME/JSES Inter. Solar Energy Conf., *Solar Energy* 1995, vol.1, 45.
- (8) 趙春江・金山公夫・馬場弘・遠藤登, ソーラーヒートポンプPVシステムの性能の評価と向上, その1: 太陽熱と地下水熱によるハイブリッドシステムの熱供給能力, 太陽エネルギー, 24-2(1998), 52.