

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

EVALUATION AND IMPROVEMENT OF PERFORMANCE OF SOLAR - HEAT PUMP PV SYSTEM

Part 1 : Heat - Providing Performance of Hybrid System by Heats of the Solar and
Underground Water Energies

趙 春江^{*1}
Chun Jiang ZHAO

金山 公夫^{*2}
Kimio KANAYAMA

馬場 弘^{*2}
Hiromu BABA

遠藤 登^{*2}
Noboru ENDOH

Abstract

Heat - providing performance of a solar system and a heat pump of the solar - heat pump PV system that was introduced into Renewable Energy Laboratory, Kitami Institute of Technology, as the heat source for space heating and hot water supply, was evaluated by the data measured. The thermal performance of the hybrid system except for PV system estimated beforehand, was verified to be almost reasonable. That is, even at the first step of the examination during 21st March and 20th April 1997, the collector efficiency, EFF_c of 0.369, the heat pump COP, COP_{HP} of 3.49, the system COP, COP_{SI} of 4.79 and the dependence on natural energy, D_{NE} of 0.791, were obtained. Therefore, it is reliable to be able to attain the values aimed at the goal hereafter.

Key words: Solar - heat pump PV system, Vacuumed - double glass tube collector, Space heating load, Collector efficiency, Coefficient of performance, Single - tank system

1. まえがき

北見工業大学自然エネルギー実験室に最新のソーラーヒートポンプPVシステムの導入が完了し、刷新されたシステムについて通年の運転計測を行い、平成10年度までの3年間で建物の熱的特性を含めて機器システムを個別におよび全体を総合的に研究開発を行うプロジェクトが進行中である。しかし、PVはまだシステムに結合されておらず、PVを除くソーラーヒートポンプシステムに関してまず熱利用の性能測定を行い、水熱源ヒートポンプとの結合運転における性能向上のための機器、システム、ライン等の改良、作動の制御および運転法の改善に関して実験研究を行う。

前報⁽¹⁾では自然エネルギー実験室1号棟および2号棟実験室の暖房負荷を気象量の実測データにもとづい

て算出し、ソーラーヒートポンプPVシステムの性能を建物熱特性との関連で検討した。本報告はソーラーヒートポンプPVシステムの導入初期の性能を実測によっ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の検討を行ったものである。

2. 主な記号および単位

Q_c : コレクター集熱量	MJ/h
Q_s : 集熱システムの集熱量	MJ/h
A_t : ガラス管の総投影面積 (= 20.75 m ²)	m ²
A_c : コレクター総枠面積 (= 30.24 m ²)	m ²
q_d : 傾斜面日射量 (60°)	MJ/(m ² ·h)
q_D : 傾斜面日射計 (60°) に入る垂直成分	MJ/(m ² ·h)
I_D : 法線面直達日射量	MJ/(m ² ·h)
h : 太陽高度	°
β : コレクターの設置角度 (= 60°)	°
A : 太陽方位角	°
a : コレクターの方位角	°

原稿受付 平成9年7月2日

*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 北見公園町165)

- α : 選択吸収膜の吸収率 (=0.93)
 τ : ガラスの透過率(厚さ=1.5mmで0.87)
 η_c : 集熱効率
 t_o : 外気温度 $^{\circ}\text{C}$
 t_w : 蓄熱槽の水温 $^{\circ}\text{C}$
 E_p : ヒートポンプの消費電力 MJ/h
 E_c : ヒートポンプのモーターの放熱量 MJ/h
 t_1 : ヒートポンプ1次側出入口平均温度 $^{\circ}\text{C}$
 t_2 : ヒートポンプ2次側出入口平均温度 $^{\circ}\text{C}$
 Δt_1 : ヒートポンプ1次側出入口温度差 $^{\circ}\text{C}$
 V_1 : ヒートポンプ1次側の流量 (=16L/h) L/h
 COP_{HP} : ヒートポンプ成績係数

3. システム概要

図1に示すように集熱器は水集熱真空二重ガラス管コレクターを、4列6段に24枚(集熱面積30.24 m^2)を南向き60°傾斜面に設置し、集熱をして建物に熱供給を行う。コレクター裏側上部の小屋裏空間には上部タンクが設置されている。集熱・集光面に沿って全天日射計が取付けられており、コレクターおよび太陽電池に入射する傾斜面日射量の計測を行っている。図2に機械室に設置されている受水槽、蓄熱槽、ヒートポンプ、補助ボイラー、集中監視システム、エナージステーション、PVシステム実験装置、および計測室に設置されているトータルシステム計測装置をブロック図で示す。システムはこれまでは集熱タンクと蓄熱タンクが設置されたダブルタンクシステムであったが、今回の改良で集熱タンクを廃止し、集熱と蓄熱を兼ねて蓄熱タンクのみを設置するシングルタンクシステムにした。

ヒートポンプは受水槽に自動供給される井水を熱源とする地下水方式である。機械室以外の1、2号棟の各室には床暖房およびファンコンベクターが取付けられており、所定の室温(20 $^{\circ}\text{C}$)に維持される。

機器、システムの運転、制御、計測は集中監視システムおよびトータルシステム計測装置によって個別のおよび総合的に行われる。

導入されたソーラーヒートポンプPVシステムの概要を図3にシステムフローで示す。

4. システムの熱供給能力および効率

4.1 コレクターの集熱能力

本研究のソーラーシステムはシステムを構成する主要な要素の一つで、太陽エネルギーの集熱を効率よく

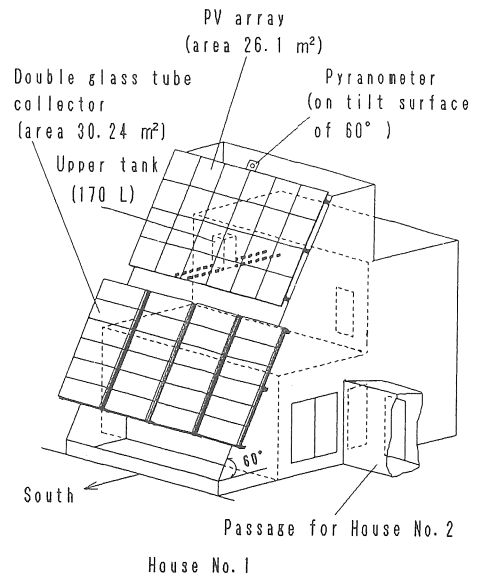


Fig.1 Bird's eye-view of House No.1 and the installation of solar collector and PV array

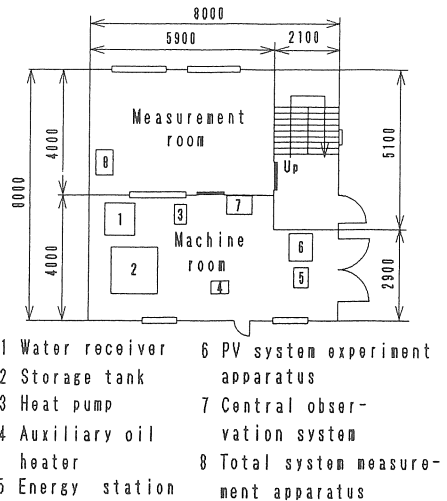


Fig.2 Plan of 1F of House No.1 and the arrangement of apparatuses

効果的に行うために、従来からある不凍液集熱真空二重ガラス管コレクターを改良した水集熱横置き式真空二重ガラス管コレクター^{(2)~(4)}を用いる。本コレクターは円筒形のガラス管を平面に平行に並べて構成されており、その集熱効率は外気温度 t_o 、ガラス管の水温 t_t および日射量 q_t のほか、太陽高度 h に関係す

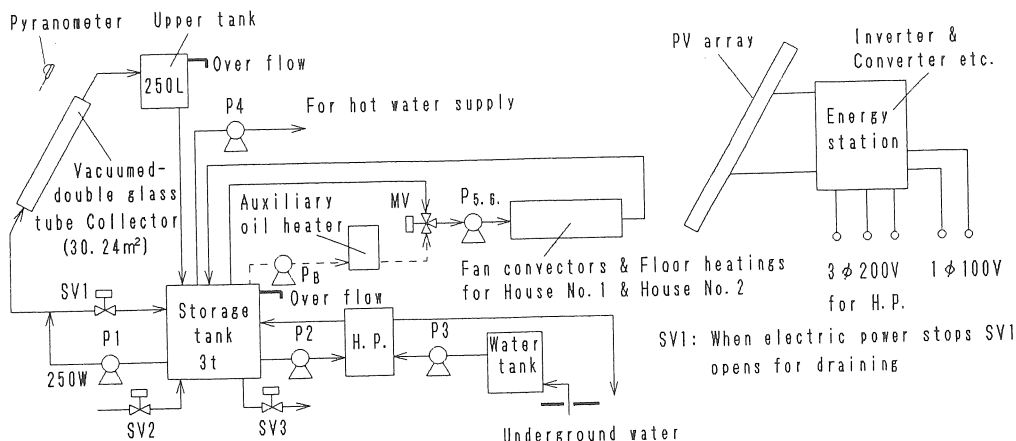


Fig.3 Schematic diagram of solar-heat pump PV system

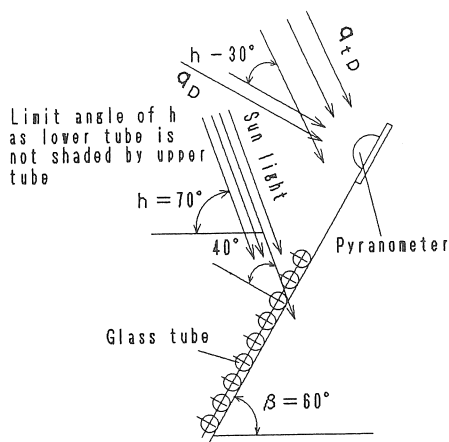


Fig.4 Relation between the measurement by pyranometer and solar radiation on glass tubes

る。日射の直達成分に注目するとその角度関係は図4に示す通りである。すなわち図4において日射計が固定されており、時角を一定とすると日射計により測定された q_d の垂直成分 q_{dv} は太陽高度により変わることに対して、ガラス管に当たる直達成分は上(下)の管の影で下(上)の管への入射が遮られない限り常に変わらない。すなわち日射計に入射する垂直成分 q_{dv} は
$$q_{dv} = I_D (\sinh \cdot \cos \beta + \cosh \cdot \sin \beta \cdot \cos(|A - \alpha|))$$
$$= I_D (\sinh \cdot \cos 60^\circ + \cosh \cdot \sin 60^\circ \cdot \cos(|A - \alpha|))$$
となる。それに対してガラス管に当たる直達成分 q_{dv} は

$$q_{tp} = I_D (\cos 60^\circ + \sin 60^\circ \cdot \cos(|A - a|))$$

となり、 $0 \leq \sinh < 1$ 、 $0 < \cosh \leq 1$ であるから両者を比較すると後者は前者を上回ることがわかる。これがガラス管に当たる日射量は測定される傾斜面日射量より大きくなる原因である。実験結果によりガラス管に当たった日射量 q_{tj} は

$$q_{tj} = q_j / \cos(h + \beta - 90^\circ)$$

となる。ただし、散乱成分による若干の誤差を含む。

ガラス管内の水温の測定は比較的難しいが、蓄熱タンクの水温と密接に関係があるので、蓄熱タンクの平均水温を用いて議論する。コレクターが横置きの場合、実験結果によりコレクターの集熱量 Q_c (MJ/h)は

$$\begin{aligned} Q_c &= A_t \cdot \alpha \cdot \tau \cdot \{ (q_j / \cos(h + \beta - 90^\circ)) - [2.95 \\ &\quad (t_w - t_o) \cdot A_c + 1.26 \times 10^{-8} \{ (11q_j + t_w + \\ &\quad 273.2)^4 - (t_o + 273.2)^4 \}] \times 10^{-3} A_c \\ &= 20.75 \times 0.93 \times 0.87 q_j / \cos(h + 60^\circ - 90^\circ) - \\ &\quad [2.95(t_w - t_o) + 1.26 \times 10^{-8} \{ (11q_j + t_w + \\ &\quad 273.2)^4 - (t_o + 273.2)^4 \}] \times 10^{-3} \times 30.24 \\ &= 16.79 q_j / \cos(h - 30^\circ) - 0.0892(t_w - t_o) - \\ &\quad 0.0381 \times 10^{-8} \{ (11q_j + t_w + 273.2)^4 - \\ &\quad (t_o + 273.2)^4 \} \end{aligned} \quad (1)$$

として得られる。式(1)の右辺第1項はガラス管の集熱量を、第2項はコレクターのヘッダー部の熱損失を、および第3項はガラス管の再ふく射による熱損失を示す。式(1)から日射量が一定の場合、コレクターの集熱量は湯温および外気温度に相当影響され、特にヘッダー部に6~8%の損失があることが見られる。ソーラー集熱システムとしては配管および上部タンクの熱損失を考慮しなければならない。測定結果により

配管および上部タンクの熱損失係数は $0.0243\text{MJ}/(\text{°C}\cdot\text{h})$

である。よってシステムの集熱量 $Q_s(\text{MJ/h})$ は

$$\begin{aligned} Q_s &= Q_c - 0.0243(t_w - t_o) \\ &= 16.79q_j / \cos(h - 30^\circ) - 0.1135(t_w - t_o) - \\ &\quad 0.0381 \times 10^{-8} \{ (11q_j + t_w + 273.2)^4 - \\ &\quad (t_o + 273.2)^4 \} \end{aligned} \quad (2)$$

となる。ゆえに、システムの集熱効率 η_c は

$$\begin{aligned} \eta_c &= Q_s / (A_c \cdot q_j) \\ &= 0.555 / \cos(h - 30^\circ) - [3.75(t_w - t_o) + \\ &\quad 1.26 \times 10^{-8} \{ (11q_j + t_w + 273.2)^4 - \\ &\quad (t_o + 273.2)^4 \}] \times 10^{-3} / q_j \end{aligned} \quad (3)$$

となる。

北見工業大学自然エネルギー実験室屋上における水平面全天日射量および法線面直達日射量の過去17年間(1978~1994)の測定値⁽⁵⁾をもとに算出されたコレクター傾斜面日射量の時刻毎変化を図5に示す。また式(2)および式(3)より算出されたシステム集熱量の時刻毎変化およびシステム集熱効率の時刻毎変化をそれぞれ図6および図7に示す。

図6および図7から6月以外の各月の朝は外気温度が低いいためコレクターの集熱量が少なく、かつ集熱時刻が遅くなることが見られる。これによって集熱ポンプの起動時刻を遅くすることはシステムのCOPの向上に有利であることがわかった。事実いまのシステムはコレクター出口温度と蓄熱槽温度の差により集熱ポンプの発停を制御しており、すでにこの目的に合致している。

コレクター (30.24m^2) に入射する傾斜面日射量、集熱量および集熱効率を、それぞれ月代表日の値で表1に示す。この結果を実測値と比較すると、日射量の平均値は今年の測定値よりやや小さいが、システム集熱効率は測定値によく一致している。

4.2 ヒートポンプの性能

従来の工業用小型ヒートポンプはレシプロ式コンプレッサーによるチューブ熱交換器型であるが、今回これをロータリー式コンプレッサーによるプレート熱交換器型のものに改めた。これによって運転時の振動騒音が減少し、静寂な運転ができるだけでなく、成績係数の向上が期待できる。

ヒートポンプ単体の性能試験を行って以下の結果が得られた。すなわち

ヒートポンプの動力 $E_p(\text{MJ/h})$ は

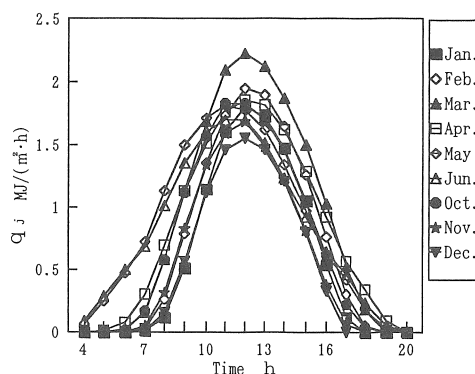


Fig.5 Hourly change of solar radiation on a tilt surface of the collector

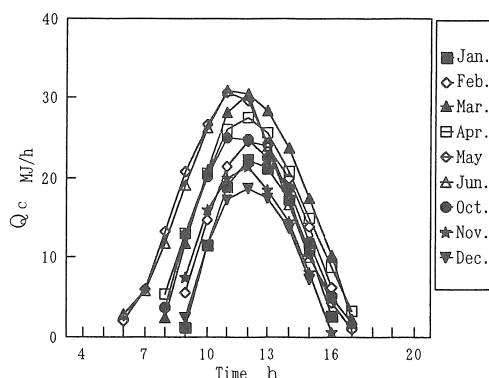


Fig.6 Hourly change of heat collected by the system

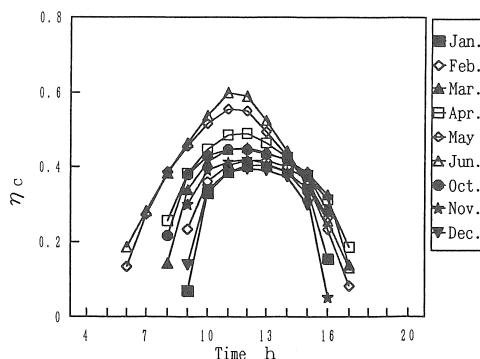


Fig.7 Hourly change of system efficiency

Table 1 Tilt surface solar radiation, collected heat and collector efficiency on 15th in each month

Month	Jan.	Feb.	Mar.	Apr.	May	Jun.	Oct.	Nov.	Dec.
Solar radiation (MJ/d)	305.2	364.0	456.8	422.9	442.2	422.6	368.5	296.2	261.9
Collected heat (MJ/d)	105.5	130.3	175.9	165.7	186.9	184.4	145.2	106.5	88.2
Collector efficiency	0.346	0.358	0.385	0.392	0.423	0.436	0.394	0.360	0.337

$$E_p = 3.09 + 0.05(t_2 - t_1) + 0.0009(t_2 - t_1)^2 \quad (4)$$

ヒートポンプ1次側出入口温度差 Δt_1 (°C)は

$$\Delta t_1 = 4.88 - 0.002(t_2 - t_1) - 0.0007(t_2 - t_1)^2 \quad (5)$$

ヒートポンプのCOP_{HP}は

$$\begin{aligned} \text{COP}_{\text{HP}} &= E_c / E_p + 4.187V \cdot \Delta t_1 / E_p \\ &= 1 + 4.02 \{ 5422 - 2.2(t_2 - t_1) - 0.78(t_2 - t_1)^2 \} \\ &\quad / \{ 3433 + 55.5(t_2 - t_1) + (t_2 - t_1)^2 \} \end{aligned} \quad (6)$$

試験結果をグラフにしてそれぞれ図8(a)、(b)および(c)に示す。図8(c)によると通常の使用状態($t_1 = 9^\circ\text{C}$ 、 $t_2 = 43^\circ\text{C}$)におけるヒートポンプ単体のCOP_{HP}は3.8程度である。

4.3 システム成績係数および自然エネルギー依存率

各月ごと1日当たりの暖房負荷の計算値を表2に示す。平成9年3月21日から同4月20日までの1ヶ月間の測定結果を表3に示す。この時点でソーラーヒートポンプシステムはまだPVアレイとのシステム的な結合はできていない。従って測定結果はソーラーヒートポンプシステムに関するものである。

表3よりこの間の日射量は合計が16,441MJ、1日当たり平均で530.4MJであり、ヒートポンプ動力は合計が2,855.9MJ、平均で92.1MJである。集熱ポンプ等機器類の動力は合計が613.5MJ、平均で19.8MJである。集熱量は合計が6,059MJ、平均で195.5MJ、ヒートポンプ熱量は合計が9,958MJ、平均で321.2MJである。

これらの測定値を用いて集熱効率および成績係数を試算すると、コレクター集熱効率0.369、ヒートポンプ成績係数COP_{HP}3.49、およびシステム成績係数COP_{s1}4.79(集熱ポンプ、HP一次、二次循環ポンプ動力を含む)となり、PVシステムが結合されていない現状において予想された性能が得られていることがわかる。また集熱システムの制御法を改善することおよびコレクターのヘッダー部の保温性能を強化することに

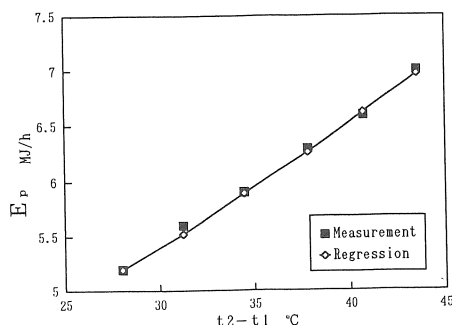
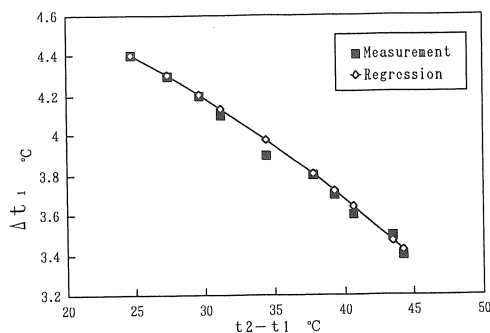
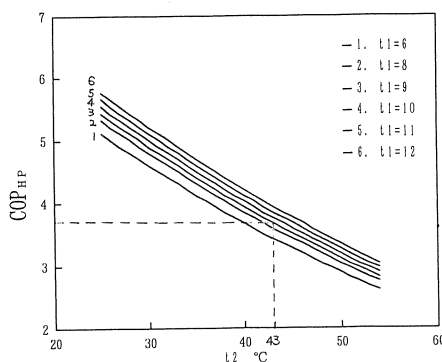
Fig.8(a) Relation between E_p and $(t_2 - t_1)$ Fig.8(b) Relation between Δt_1 and $(t_2 - t_1)$ Fig.8(c) Relation between COP_{HP} and t_2 taking t_1 as parameter

Table 2 Estimated values of heating load and freeze-proof load on 15th in each month

Month	Jan.	Feb.	Mar.	Apr.	May	Jun.	Oct.	Nov.	Dec.
Space heating load(MJ/d)	625.0	565.3	461.5	346.0	227.0	132.6	212.8	372.8	528.9
Freeze-proof load(MJ/d)	40	40	35	20	0	0	0	35	42.5

Table 3 Data measured and performance factors (1997.3.21~1997.4.20)

Solar radiation	Power of H.P.	Power of C.P.	P. of prim. & sec. pumps for H.P.	Absorbed heat by H.P.	Released heat by H.P.	Collected heat	Eff. of solar syst.	COP of H.P.	COP of solar syst.	COP of syst.
16441MJ	2855.9MJ	217.1MJ	396.4MJ	7102.1MJ	9958MJ	6059MJ	0.369	3.49	28.9	4.79
530.4MJ/d	92.13MJ/d	7.00MJ/d	12.79MJ/d	229.1MJ/d	321.2MJ/d	195.5MJ/d	0.369	3.49	28.9	4.79

よって、コレクター集熱効率を0.4以上に、システムCOP_{s1}を5以上に向上させることは容易であると思われる。

つぎに自然エネルギー依存率について考察すると、表3よりこの期間の1日当たり集熱量の平均値195.5MJ、ヒートポンプ汲み上げ熱量の平均値229.1MJで、これら太陽熱、地下水熱を合わせた自然エネルギーは424.6MJ/dとなる。一方、2月～4月中旬までの2.5ヶ月の灯油消費量から算出した灯油温水器熱量は135.8MJ/dとなるが、これは本実験室の暖房開始時の立上り負荷に相当するもので、これを無視すれば本実験室の暖房のための自然エネルギー依存率は0.791で80%を若干切ることになる。この場合、灯油消費量は2月～3月中旬までの寒冷期間のものが大部で、3月下旬以降の消費はほとんどないこと、およびこの期間は予備実験であったことなどを考慮すれば、80%以上の自然エネルギー依存率となることが予想できる。今後機器・システムまわりの配管施工の改良、断熱および制御法の改善等によりさらに依存率は向上し、目標値の85%以上を達成することは十分可能と考えられる。

上記の暖房負荷計算値と実際システムからの供給熱量を比較すると、集熱器とヒートポンプ熱量を合計した取得熱量は合計が16,017MJ、1日当たり平均で516.7MJとなる。この値は表2に示す3月～4月の暖房負荷および凍結防止負荷の合計値の平均値431.3MJ/dに比べて約1.2倍である。この理由は、この期間はまだシステムの定常運転はできず、調整、試運転時の測定値であり定常運転に比べて相当のロスを伴うこと、および建物は古くなり実際の暖房負荷は表2の値より大きいためと考えられる。

5. むすび

ソーラーヒートポンプP Vシステムの導入時における性能測定の結果、平成9年3月21日～4月20日の平

均値として次の値を得た。すなわち、コレクター集熱効率 $EFF_{c1}=0.369$ 、ヒートポンプ成績係数 $COP_{HP}=3.49$ 、システム成績係数 $COP_{s1}=4.79$ および自然エネルギー依存率 $D_{NE}=0.791$ となり、P Vアレイが結合されていない現状を考えると、これらの値はシステム導入初期としてはほぼ満足すべき値である。

機器システムについて個々に検討すると、真空二重ガラス管コレクターの集熱能力は予想された値より低い。その理由は本製品は試験的に作られたためヘッダー断熱部が簡単にできており、保温性能が劣るためである。実際に製品化する際は断熱部構造を吟味して製作すれば、集熱効率が3ポイント以上向上し得ることが予測される。

次に配管のむだを省き最短距離で配管することにより熱損失の減少になるだけでなく、流動抵抗の減少がもたらされ、システムの性能が向上することになる。

集熱ポンプおよびヒートポンプの1次側と2次側ポンプおよび暖房給湯回路の循環ポンプ等は設計基準に安全係数をかけた過大なものを使用しているが、これを適正化することにより電力消費は低減しシステムCOPの向上が見込まれる。

熱需要は冬に大きく夏に小さいので、ソーラーシステムおよびヒートポンプの稼働は冬が中心となる。これら2システムの駆動用電源をP V出力で賄うことによりシステムCOPおよび自然エネルギー依存率は大幅に改善される。

今後の課題はコレクター集熱システムの性能の飛躍的向上のためシステムフローを抜本的に改め、合わせて機器システムを簡略化することである。

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⁽⁶⁾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。

文 献

- (1) 趙春江、金山公夫、馬場弘、遠藤登、気象量実測値にもとづく自然エネルギー実験室の熱特性の評価, 太陽エネルギー, Vol.23, No.5, (1997), ~.
- (2) 金山公夫、趙春江、馬場弘、遠藤登、真空二重ガラス管を用いた半強制循環式集蓄熱・給湯・暖房システムの開発, その1エレメントタイプによる基礎実験, 太陽エネルギー, Vol.21, No.6, (1995), 26~31.
- (3) 金山公夫、馬場弘、遠藤登、趙春江、川上英樹、梅津将広、真空二重ガラス管を用いた半強制循環式集蓄熱・給湯・暖房システムの開発, その2ユニットタイプ及びプロトタイプによる予備実験, 太陽エネルギー, Vol.21, No.6, (1995), 32~37.
- (4) 金山公夫、馬場弘、遠藤登、趙春江、川上英樹、梅津将広、真空二重ガラス管を用いた半強制循環式集蓄熱・給湯・暖房システムの開発, その3ユーティリティタイプによる実用化実験, 太陽エネルギー, Vol.21, No.6, (1995), 38~44.
- (5) 馬場弘、金山公夫、日照時間と対比した月間日射特性の検討, 日本機械学会第5回環境工学総合シンポジウム'95講演論文集, (1995), 350~352.
- (6) 金山公夫, H8年度新エネルギー・産業技術総合開発機構独創の産業技術開発促進事業研究成果報告書(8H代-176-1), (1997), 1~42.