

■ 技術報告 ■

ヒートポンプ式太陽熱集熱システムの性能

The Performance of the Solar Heat Pump System

信夫 善治*・吉川 正治**・里村 雅史***・松木 健次****

Yoshiharu Shinobu, Masaharu Yoshikawa, Masafumi Satomura, Kenji Matsuki

1. はじめに

過去2回の石油ショックを契機に国をあげて新エネルギー、省エネルギーに対する取組みが活発化してきた。この中で太陽熱利用機器に関する取組みもその一つであり、太陽熱温水器、強制循環ソーラーシステム等の実用化が進み、現在までの太陽熱利用機器の普及は、順調な伸びを示してきた。しかし、今後の普及を考えると経済性、利便性、施工性等改善すべき点がある。

従来のソーラーシステムの基本的な問題は、集熱能力が気象条件に大きく左右されることであり、日射の少ない場合には十分な集熱ができず、必ず補助熱源が必要であった。さらに、凍結防止対策や定期的なメンテナンス、大規模な設備工事を必要とし、これらの点が従来のソーラーシステムの低い太陽熱依存率および高いインシヤルコスト、メンテナンスコストの原因となっていた。また、施工時には架台が必要であり、建物の美観を損ねる場合が多かった。さらにガラスカバーを必要とし、積雪によるガラス等の破損が発生するため、この対策等も必要であった。

一方、空気熱源ヒートポンプは、ソーラーシステムと異なり、雨天、曇天時にも集熱が可能であり、能力は天候にあまり左右されない。しかし、一般に成績係数は高くなく特に外気温が低い場合には、熱交換器への着霜により除霜運転が必要で、能力、COPともに低下する。

これら二つの欠点を改善するため考え出されたのが本ヒートポンプ式太陽熱集熱システムである。このシステムは、ヒートポンプの蒸発器に太陽熱集熱器と

しての機能を持たせた、いわゆる直膨形ソーラーヒートポンプシステムである。原理的には太陽熱と大気熱の両方から集熱することが可能であり、また集熱器とヒートポンプの効率を大幅に改善する可能性を持っている。また集熱器は、従来のソーラーシステムのようなガラスやケーシングが不要で簡略化されるためのシステムの初期コストが低減できる可能性がある。

本報告では、一般家庭の給湯用としてのヒートポンプ式太陽熱集熱システムについてその概要と実験結果について述べる。

2. ヒートポンプ式太陽熱集熱システム

2.1 システムの動作原理^{1,2)}

ヒートポンプ式太陽熱利用集熱システムの基本システムを図-1に示す。本システムは、集熱器(蒸発器)、圧縮機、アキュムレータ、凝縮器(水加熱器)、レシーバータンク、膨張弁等のヒートポンプサイクル主要部品、および制御回路、水循環ポンプ、蓄熱槽等の2次側主要部品から構成される。以下、本システムの動作原理について、図-2に示すモリエル線図(冷媒のエンタルピー-圧力線図)により説明する。

ヒートポンプ内に封入された冷媒(フロンガス)は、まず集熱器において太陽熱および大気熱を吸収することにより蒸発する(①-②)。蒸発した冷媒は圧縮機により圧縮され、高温高圧のガスとなる(②-③)。この高温高圧のガスは凝縮器において2次側の循環水と熱交換して冷却され、凝縮して液体となる(③-④)。こ

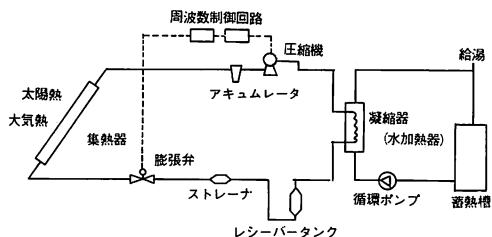


図-1 ヒートポンプ式太陽熱集熱システム

* シャープ(株)技術本部エネルギー変換研究所第3研究部係長
〒639-21 奈良県北葛城郡新庄町蛸282の1

** シャープ(株)技術本部エネルギー変換研究所第3研究部係長
*** " " 副主任
**** " " 部長

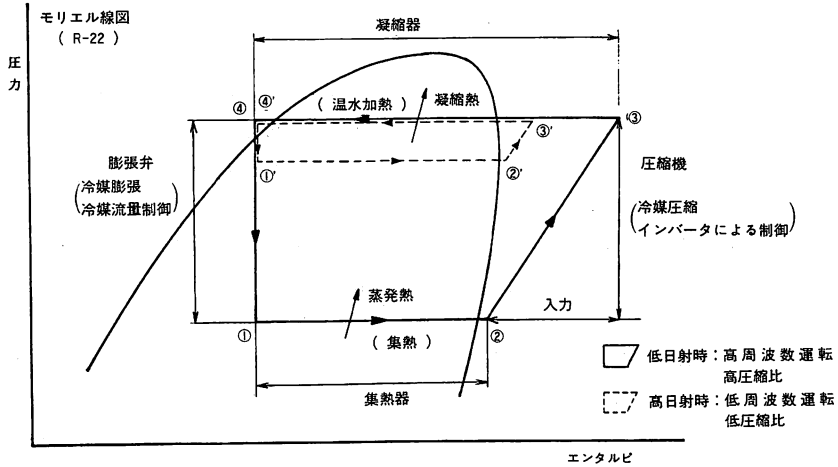


図-2 システムの動作原理

のとき冷媒により加熱された温水は蓄熱槽へ戻り、給湯に使用される。凝縮器で液体となった冷媒は膨張弁で絞り作用を受けて気液2相の状態となり(④-①)、再び集熱器へ戻りサイクルを完結する。

本システムは膨張弁の絞り作用を制御することにより、広範囲に変化する気象条件に対応した高効率な運転を可能としている。太陽熱が十分得られない曇天や雨天のときには、膨張弁の絞り作用を大きくし集熱器における冷媒蒸発温度を外気温より低くすることにより、主に大気熱より集熱を行う。また太陽熱が十分利用できる晴天時には、膨張弁の絞り作用を可能な限り小さくし冷媒蒸発温度を高くして、主に太陽熱より集熱を行う。この場合に冷媒圧縮比が小さくなり圧縮機での仕事が減少するため、システムの消費電力は大幅に低下し、高効率(高 COP) 運転が可能となる。

2.2 システムの概要^{3, 4)}

本システムの主な仕様を表1に示す。

今回開発した集熱器は、初期コストの低減と美観の向上を図るため建物との一体感を持たせた屋根一体形としている。これはガラスカバーや断熱材のない集熱器であり、アルミの押し出し成型により作られている。集熱器の断面形状を図-3に、またその主な仕様を表2に示す。図-3に示す形状の集熱器を15枚組み合わせることにより3㎡の単位集熱器としている。冷媒流路1パス当り単位集熱器2台を並列に接続し、1台の集熱器を構成している。また、この集熱器は外気からの集熱能力を向上させるため拡大した表面(補助フィン)を設けている。

圧縮器は、周波数制御による容量可変形のロータリ

表1 システムの仕様

項目	仕様
集熱器	
面積	6.0 ㎡
蓄熱槽	
容量	470 l
圧縮機	
定格出力	750 W
形式	ロータリー式
凝縮器	
方式	二重管式
材質	銅
膨張弁	ステッピングモータ駆動

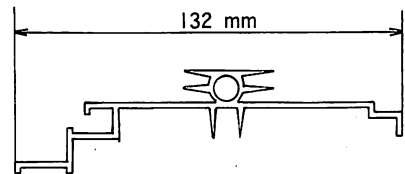


図-3 集熱器断面

表2 集熱器の仕様

項目	仕様
材質	アルミニウム
厚さ	1.8 mm
全表面積	18.2 ㎡
表面積	6.0 ㎡

ー圧縮機を用いており、周波数の自動制御は、凝縮器における水加熱能力が設定した値となるよう行なわれる。すなわち、凝縮器を流れる水の流量は一定としているので、凝縮器の水側の出入口に設けた2つのサー

ミスタによる差温がある設定値となるよう圧縮機の能力を制御する。

膨張弁は、ステッピングモータで駆動される電動式のもので、蒸発器の出入口に設けられた2つのサーミスタにより蒸発器での冷媒過熱度が設定値によるよう制御される。この膨張弁は、従来の温度式膨張弁が非常に限られた冷媒流量制御範囲しか持たないのに対し、広い範囲の冷媒流量に対してリニアな特性を有している。

本システムに用いた凝縮器は、銅製二重管式熱交換器である。水は、蓄熱槽下部から循環ポンプにより凝縮器へ送られ蓄熱槽へ戻される。なお、実験システムではヒートポンプサイクルを定常状態に保つため、一定温度の水を凝縮器に送る恒温水供給装置も備えている。

3. 実験装置および方法⁵⁾

3.1 ソーラーシミュレータおよび環境試験室

本システムは、気象条件に大きく影響されるため、屋外での試験では動作状態が大きく変化し、安定条件下でのデータを得ることは難しい。そのため安定した気象条件を人工的に作り出す必要があり、今回は空調

表3 ソーラーシミュレータ、環境試験室の仕様

項目	仕様
ソーラーシミュレータ	
照射面積	6.0 m ² (2m×3m)
最大照射強度	1.0 kW/m ²
傾斜角度	0~60°
照射スペクトル	エアマス 2
環境試験室	
寸法	W 7.8m×D 8.8m×H 3.7m
温度	-25~+45°C
湿度	20~80 %RH
風速	0.5~10.0m/s

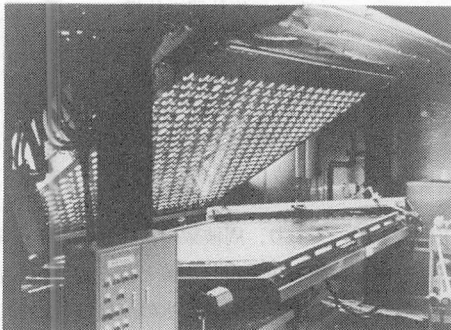


図-4 室内での実験状況

条件を制御できる環境試験室内にソーラーシミュレータを設置し、その中でシステムの性能試験を行った。その仕様を表3に、様子を図-4に示す。

3.2. 実験方法

システムの性能を評価するために、①瞬時性能試験および②気象パターンによる連続性能試験を行った。①の試験では、凝縮器に恒温水供給装置による一定の温度・流量の水を供給し、室内の気象条件を一定に保ってシステムが定常状態になったときのデータを記録する。②の試験では、凝縮器に蓄熱槽内の水を循環させ、気象条件は大阪の HASP データを用い模擬することにより、システムの実使用状態に近い形の試験とした。

システムの特性は、下記の式で計算し評価した。加熱能力 Q_C は

$$Q_C = C_P \dot{m}_w (T_{w2} - T_{w1}) \quad (1)$$

ここで C_P は水の比熱、 \dot{m}_w は水の質量、 $(T_{w2} - T_{w1})$ は凝縮器水側出入口の温度差である。

直膨形集熱器による集熱量 Q_e は

$$Q_e = \dot{m}_g (h_{e2} - h_{e1}) \quad (2)$$

ここで \dot{m}_g は冷媒の質量流量、 $(h_{e2} - h_{e1})$ は集熱器出入口のエンタルピー差である。

集熱器の効率 η_c は(3)式で定義する。

$$\eta_c = \frac{Q_e}{\text{集熱器表面に入射する全日射量}} \quad (3)$$

ヒートポンプの COP は(4)式で定義する。

$$COP = \frac{Q_C}{\text{圧縮機への電気入力}} \quad (4)$$

4. 結果と考察

ヒートポンプ式太陽熱集熱システムにおいては、集熱器の集熱性能は、主に蒸発温度、外気温度、湿度、日射量および風速に依存する。

図-5は、集熱能力の蒸発温度に対する依存性を示す。

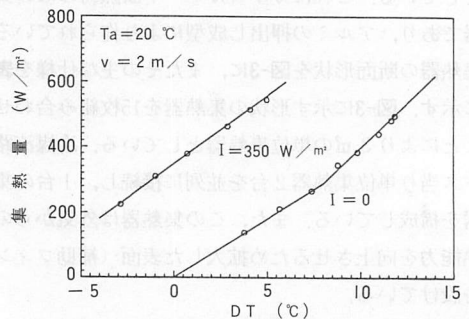


図-5 日射量と集熱能力

ここでDTは外気温度(T_a)と蒸発温度(T_e)との差($T_a - T_e$)である。I=0の曲線においてDT=9℃付近で折れ曲がっているのは、集熱器表面で結露が生じているためである。結露による物質移動が集熱器表面の伝熱を促進するため、露点を超えると熱伝達速度が増加し、集熱能力が向上する。また図-5より日射が全くない場合(I=0)でも、比較的大きなDTをとれば外気から十分な集熱を行うことが可能であることがわかる。たとえば、I=0でDT=12℃のときの集熱能力は、I=350 W/㎡でDT=3℃のときの能力とほぼ同じである。このことから、日射がない場合には全く働かない従来のソーラーシステムと比べて、本システムが優れていることがわかる。また、図-5のI=350 W/㎡の曲線を見ると、集熱器の集熱能力は、日射のない場合に比べて大幅に向上している。一般の空気熱源ヒートポンプシステムは、蒸発器の形状やファンの入力にもよるが、ほぼ図-5のI=0の曲線に近い集熱特性を持っているため、日射と外気の両方から集熱できる本システムは、空気熱源ヒートポンプシステムと比べても有利であることがわかる。

図-6は、集熱器の集熱能力におよぼす風速の影響を示したものである。今回は、集熱器表面に平行に風が吹くようにした。ガラスカバーやケーシングのない集熱器であるため、風は集熱器の集熱能力に対してプラスの効果を与えている。すなわち、風速による伝熱促進効果が図-6よりわかる。

図-7は、集熱器効率とDT/Iの関係を示したものである。ここでDT/Iは、DTと単位面積の集熱器表面に入射する日射量の比として定義されるパラメータである。図-7より集熱器効率は、DT/Iに対して直線的に増加し、1を超える効率にも達することがわかる。このような高効率な集熱器は、集熱器が日射のみならず外気からも集熱することによるものである。

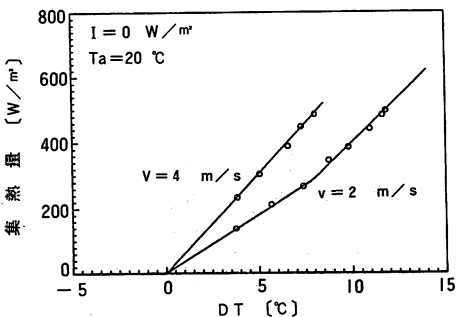


図-6 風速と集熱能力

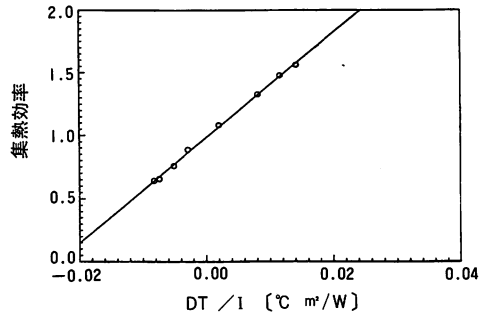


図-7 集熱効率

4.2 システムの性能

ヒートポンプシステムにおいては系内に充填する冷媒量の最適化が重要である。しかし理論的な決定は難しく再現性のよい実験が必要である。そこで冷媒封入量とCOPおよび過冷度度の関係を求め、これより冷媒封入量を3.0kgとした。

本システムでは、前述のように低日射や低外気温の場合でも大幅なCOPの低下がなく、十分な加熱能力が得られるよう制御する必要がある。図-8は、システ

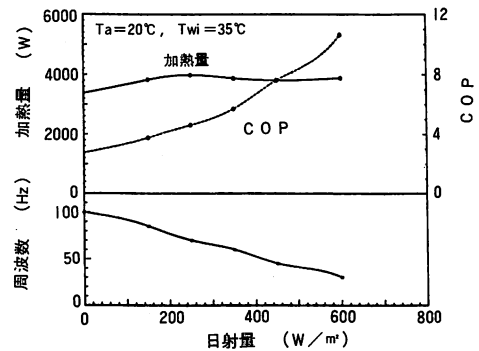


図-8 圧縮機容量制御の効果

ムの制御特性を示したものである。圧縮機の容量制御を行うことにより、日射量に関係なくほぼ一定の加熱能力(約3,500 W)が得られることを示している。日射量の増加にともない集熱器での冷媒過熱度が電動式膨張弁によって制御される一方、圧縮機の運転周波数が自動的に低下する。これにより圧縮機の電気入力が増加し、COPが増加することがわかる。このように、本システムに容量制御形の圧縮機を用い、加熱能力を一定とする制御方法は、高いCOPを得るための有効な手段であることがわかる。容量固定形の圧縮機の場合には日射量の増加により加熱能力も増加するため、入力容量制御形のように低下しない。このため容量固定形の圧縮機の場合にはより大きな入力が必要であ

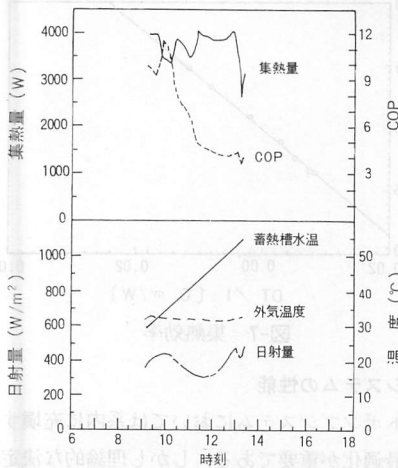


図-9 システム性能測定結果(加熱量一定の場合)

り、結果として小さな COP しか得られない。

図-9は、システムの連続性能試験の結果である。このときシステムは、大阪の夏の代表的な気象を模擬した条件下において実使用状態に近い形で実験している。図-9より、蓄熱槽水温が上昇するに従って COP が低下するが、これは、圧縮比が大きくなり圧縮機の仕事量が増加するためである。図中の COP の曲線に見られるピークは、日射により蒸発温度が上昇した結果である。また、瞬時値として COP=11 が得られており、日射量が高ければさらに高い COP が期待できる。

表 4 に夏期、中間期、冬期の試験結果を示す。この結果より、本システムでは 470 ℓ の蓄熱槽の水を年間を通じて補助熱源なしで約 55℃まで沸き上げることが可能であることがわかる。また性能としては年間平均 COP は約 3.6 である。

図-9の結果では集熱時間が 9:00～13:00 と 4 時間であり、また 1 日のうちで日射が最も強い時間に集熱が終了している。前述のように、日射が性能向上に大きく寄与しているにもかかわらず日射を十分に利用せずにシステムが停止する。この実験では、圧縮機の容

表 4 システム性能測定結果

	夏期	中間期	冬期
全日射量(MJ/㎡日)	11.5	11.1	10.9
平均温度(°C)	32.1	22.5	8.4
初期水温(°C)	29.0	22.5	7.5
到達水温(°C)	55.2	55.1	53.0
集熱量(MJ)	55.3	67.5	91.8
消費電力(MJ)	12.0	19.4	34.9
COP	4.61	3.48	2.63

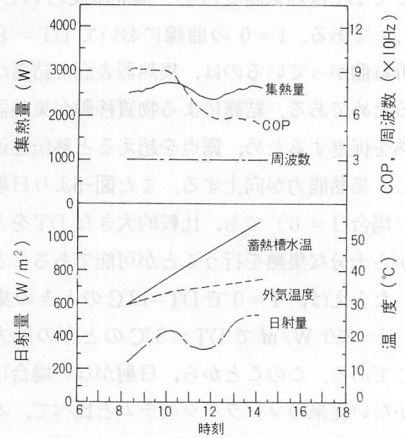


図-10 システム性能測定結果(加熱量可変の場合)

量を制御するための設定加熱能力を 3,500W としていた。この設定値は、冬期での必要加熱能力であり年間を通じ一定であった。そこで季節に応じ設定加熱能力を変更し、日射を十分利用した集熱ができるようにした。図-10 にその結果を示す。気象条件は、図-9 と同様大阪での夏の条件を模擬した。図-10 より、設定加熱能力を図-9 に比べ低くすることにより運転時間が延び、日射を有効に利用し 1 日の平均 COP も向上していることがわかる。中間期においても COP の向上が確認できた。この結果夏期の COP 6.2 中間期の COP 4.1 と向上し、年間平均 COP が 4.2 に向上した。このように設定加熱能力を年間を通じ一定にするのではなく、季節ごとの給湯負荷に応じ適切に設定することにより COP の向上が可能であることがわかる。

4.3. 実証試験

室内において模擬気象条件下でシステムの基本性能および制御性について検討し、実気象条件下での試験を実施した。システムは 3 ユニットから構成され、図-11 に示す集熱器ユニット、図-12 に示す蓄熱槽ユニットおよびサイクルユニットである。システム全体の制御

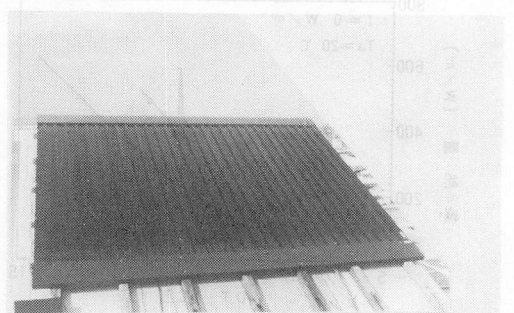


図-11 集熱器ユニット

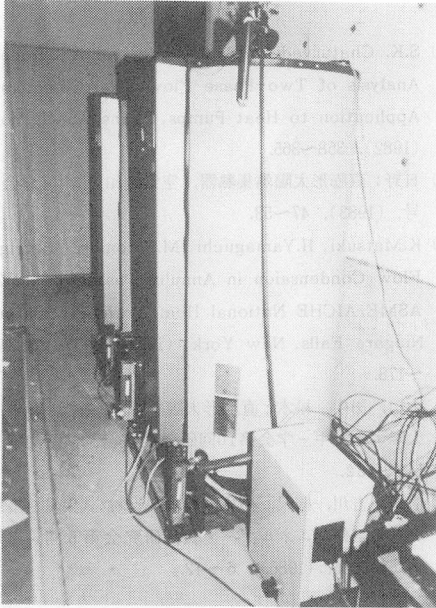


図-12 蓄熱槽とサイクルユニット

表5 実証試験結果(冬期の代表日)

	曇天日	晴天日
受熱面全天日射量(kcal/m ²)	2130	3730
平均外気温度 (°C)	2.8	8.3
給水温度 (°C)	8.5	7.9
沸上温度 (°C)	52.7	55.4
集熱量 (kcal)	20800	22300
消費電力量 (kWh)	11.4	8.3
COP	2.12	3.12

はマイクロプロセッサにより行う。55°Cに沸き上げた温水は、夜間に放水し運転開始時には市水温度となるようにし、フィールドテストを実施した。冬期における実験結果の一例を表5に示す。この結果より冬期の厳しい条件下においても十分な集熱量が得られることがわかる。すなわち、冬期においても補助熱源なしでは55°Cの給湯が可能であることがわかる。年間を通して本システムの性能を測定した結果を図-13に示す。ここでは月別の平均COPを示している。図-13より8月では月平均COPが8程度であり、1月の平均COPは2.2程度が得られている。このときの年間平均COPは3.7となり、室内のシステム性能の測定結果に近い値が得られた。

本研究は、住宅と一体化した集熱器をもつことを特長としたソーラーシステムの一つの開発の目標としており、住宅との一体性、住宅の美観について検討するため、図-14に示すようにモデルハウスに集熱器を設

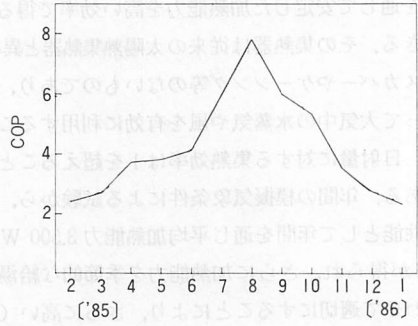


図-13 実証試験結果

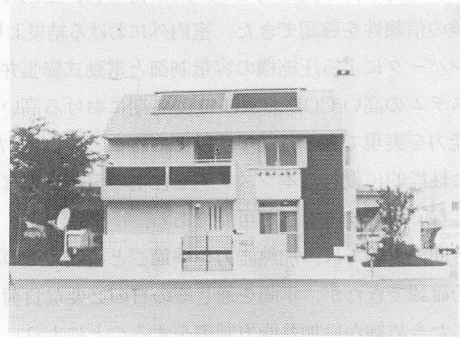


図-14 モデルハウス

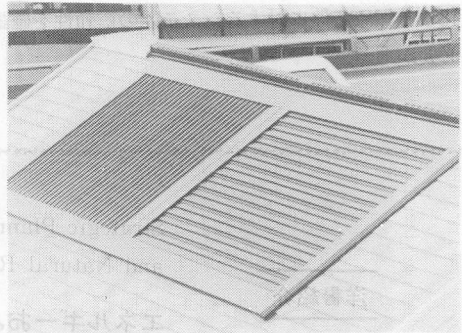


図-15 屋根一体形集熱器

置した。屋根一体形集熱器を図-15に示すように屋根の上部に取り付け、集熱器の裏面空気対流を促進し、伝熱性能を向上する目的で棟から空気が抜けるようにした。住宅の建材の一部として集熱器が機能できる部位として壁、ベランダにも屋根と同時に設置した。さらに、配管についても建物の空スペース例えば壁、天井、床下等を利用して収納した。このように建物と集熱器を一体化し、美観上優れていることを確認した。さらに性能、耐久性等について検討している。

5. むすび

今回開発したヒートポンプ式太陽熱集熱システムは、

年間を通して安定した加熱能力を高い効率で得ることができる。その集熱器は従来の太陽熱集熱器と異なり、ガラスカバーやケーシング等のないものであり、それによって大気中の水蒸気や風を有効に利用することができ、日射量に対する集熱効率を1を超えることが可能である。年間の模擬気象条件による試験から、システム性能として年間を通じ平均加熱能力3,500 Wのとき3.6が得られ、さらに加熱能力を季節的な給湯負荷に合わせて適切にすることにより、さらに高いCOPを得ることが確認できた。屋外において年間を通じ実証試験を行い、年間平均COP 3.7が得られ、室内での試験の信頼性を確認できた。室内外における結果より、インバータによる圧縮機の容量制御と電動式膨張弁はシステムの高いCOPおよび特に冬期における高い加熱能力を実現できる有効な手段であることがわかった。また性能的に優れた本システムを住宅の美観を損なうことなく設置することが可能である。

今回の実験では、加熱能力を季節ごとに変えその効果を確認できたが、年間を通じその日の必要な負荷に応じたきめ細かい加熱能力制御をすることにより、さらに高い効率が得られると期待される。今後は幅広く変化する気象条件に対するシステムの信頼性を確認する必要がある。

参考文献

- 1) S.K. Chaturvedi, Y.F. Ch'ang and A.S. Roberts, ; Analysis of Two-Phase Flow Solar Collectors with Application to Heat Pumps, Trans. ASME, Vol.104 (1982), 358~365.
- 2) 日野; 直膨形太陽熱集熱器, 空気調和・衛生工学会誌第1号, (1983), 47~53.
- 3) K.Matsuki, H.Yamaguchi, M.Satomura; Refrigerant Flow Condensation in Annulus Passage, The 22nd ASME/AICHE National Heat Transfer Conference, Niagara Falls, New York, (1984), HTD-Vol.34, 173~178.
- 4) 山口, 田中, 松木; 直膨形太陽熱集熱器の特性評価, 日本太陽エネルギー学会第10回研究発表会講演論文集, (1984), 149~152.
- 5) 信夫, 吉川, 柳沢, 松木; ヒートポンプ式太陽熱集熱システムの試作, エネルギー・資源研究会第5回研究発表会講演論文集, (1986), 6~12.

Strategic Planning in Energy and Natural Resources

洋書紹介

エネルギーおよび天然資源の戦略計画

モデル化法の適用により新しい環境計画アプローチの試みが本書の主要テーマで、前半はエネルギー市場のモデル化、後半はバツテルメモリアル研究所での事例研究、電力モデル、環境政策を扱った研究論文集。

1. 書 / 誌名: Strategic Planning in Energy and Natural Resources
: (Studies in Management Science and Systems, 15)
2. 著者 / 編者: B. Lev, J.A. Bloom, A.S. Gleit, F.H. Murphy, and C. Shomaker
3. 価 格: Dfl.200.00
4. 発 名: North-Holland, a division of Elsevier Science Publisher: Amsterdam
5. サ イ ズ: 16 × 23 cm

近くの洋書店にてお申込み下さい。