

半強制循環式平板型ソーラーコレクターによる 給湯・床暖房システムの集熱特性と寒冷地性能

PERFORMANCE OF A SEMI-FORCED CIRCULATING HOT-WATER AND
SPACE-HEATING SYSTEM OF FLAT PLATE SOLAR COLLECTOR IN COLD REGIONS

金山 公夫^{*1}
Kimio KANAYAMA

馬場 弘^{*2}
Hiromu BABA

遠藤 登^{*3}
Noboru ENDOH

Abstract

To utilize a natural circulation - type solar collector (solar heater) even in the winter in Hokkaido, a semi - forced circulation - type solar hot water and floor heating system has been developed by the authors taking antifreezing construction into the system. The thermal performance and operating condition of the system are tested, and based on the measurement results, the performance and the efficiency are discussed.

It is made clear that the semi - circulation system in which two types of the system of natural and forced circulation are combined could efficiently be used under the condition in the cold regions.

Key words : Solar collector, Hot water - floor heating system, Semi - forced circulation, Collecting performance in cold regions

1. まえがき

前報⁽¹⁾では、温暖地で使用されている自然循環式ソーラーコレクター（太陽温水器）の寒冷地における性能測定の結果を報告した。それによると、太陽温水器は外気温度が低くても日射さえ強ければ正常に作動し、寒冷地においても良い集熱性能を示した。ただし貯湯槽の保温性が不足して貯湯槽の熱損失がやや大きいことが分かった。

そして、冬期間は凍結防止のために夕方に集熱が終わったら手早く落水させなければならず、またその際配管中に水が残留したり停滞しないような対策が必要となることが明らかになった。しかも自然循環式集熱のみでは給湯はできるが、暖房に利用することは難しく、その場合小さなポンプでわずかな循環力を与えてやらなければならない。

そこで本研究では、平板型太陽温水器を用いて、凍

^{*1}北見工大機械システム工学科 教授

^{*2}北見工大機械システム工学科 助教授

^{*3}北見工大機械システム工学科 助手

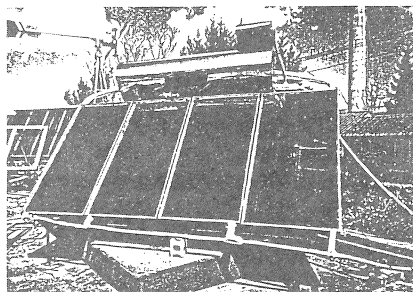


写真1 コレクターの外観

結防止の構造を取り入れた新しい床暖房システムを構成し、集熱・蓄熱・給湯は主として自然循環で、暖房は強制循環で行なう半強制循環式給湯・床暖房システムを開発し、その性能を実験的に明らかにした。

主な記号及び性能値

q_j : 日射量	W/m^2
q_c : コレクター集熱量	W/m^2
t_p, T_p : 集熱板温度	$^{\circ}C, K$
t_a, T_a : 外気温度	$^{\circ}C, K$
t_s, T_s : 室外貯湯槽温度	$^{\circ}C, K$
t_g, T_g : コレクターガラス温度	$^{\circ}C, K$

τ : 時間
 τ_g : コレクターガラスの透過率
 (厚さ $\delta = 3.2\text{mm}$ で 0.85)
 α_p : 集熱板の吸収率
 (= 0.94)
 A_c : 集熱面積
 (= 1.91m^2 / 枚)
 C_w : 水の比熱
 [= $4.186 \times 10^3 \text{ J} / (\text{kg} \cdot \text{K})$]
 V_w : 室外貯湯槽とシスタンの水量の和
 (= $252 + 8 = 260 \text{ L}$)
 ρ : 水の密度
 (= $1 \times 10^3 \text{ kg} / \text{m}^3$)
 q_{sL} : 室外貯湯槽の熱損失
 W
 q_{cL} : 室外配管の熱損失
 W
 q_{cU} : コレクターの熱損失
 W/m^2
 η_c : コレクターの集熱効率
 η_{sys} : システム集熱効率

システム要素の仕様は次の通りである。

熱媒 : 水
 コレクター : $1.91\text{m}^2 \times 4$ 枚 (水容量 $8\text{L} \times 4 = 32\text{L}$)
 シスタン : $8\text{L} \times 1$ 個
 室外貯湯槽 : $252\text{L} \times 1$ 個
 循環配管 : 約 20m (PT1/2)
 ポンプ : 定格消費電力 $45\text{W} \times 1$ 個
 室内貯湯槽 : $320\text{L} \times 1$ 個
 床暖房パネル : $0.4\text{m}^2 \times 4$ 枚
 制御装置 : 1式
 ほかに電磁仕切弁、電磁三方弁、逆止弁、水面計などからなる。

3. システム構成及び作動

2. システム概要

本システムは平板型コレクター、シスタン、室外貯湯槽、循環配管、ポンプ、室内貯湯槽、床暖房パネル、バルブ、水面計および制御装置などの要素を組み合わせで構成される。コレクターは架台に取付け北見工業大学自然エネルギー実験室の屋上に真南に向けて、50度の傾斜角で設置された。その状況を写真1に示す。

本システムの構成を図1に示す。その作動原理及び制御法は次の通りである：

朝、コレクターに日射が当り集熱面の温度が所定の温度 (30°C) に達するとバルブ #2 は閉じ、三方バルブ #3 はコレクター側に通じてポンプが回り、室内貯湯槽の水がコレクターを通して水面計のレベル L になるまで室外貯湯槽に汲み上げられる。その時水量が室外貯湯槽の水面計のレベル H まで達しなければ、#1

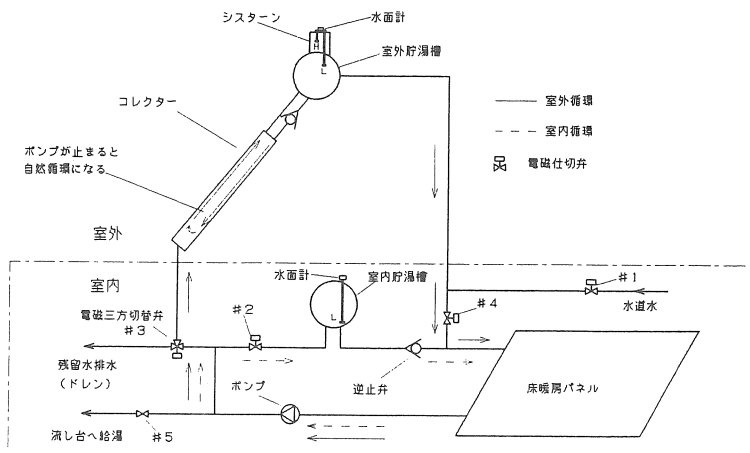


図1 システムの構成及び作動原理

が開いて不足分が水道水によって補給されレベルHに達すれば#1が閉じ、#4が開いて集熱準備が出来上がる。室内が暖房を要しないときは配管の凍結防止のため及び熱媒の循環を指令するコレクター出入口温度差を正確に検出するためにポンプが間欠運転する(実線矢印)。

日中、日射があってコレクターの水温が上昇するとコレクターと上部の室外貯湯槽との間で熱サイフォンを形成して自然循環により集熱を行ない、室外貯湯槽の水温は上昇する。室内が暖房を要するときはポンプが連続運転して実線矢印のように床暖房が行なわれる。

自然循環力が低下するとポンプの間欠循環による弱い強制循環が加わり、いわゆる半強制循環によって集熱と暖房を行なうことができる。夕方日射がなくなると#2が開き室外貯湯槽、コレクター及び室外配管中の温水は室内貯湯槽内に回収され、貯湯される。この熱源を用いて室内循環回路(破線矢印)により夜間の暖房が行なわれる。その際コレクターの集熱能力が床暖房パネルの放熱能力に優っていれば、室内貯湯槽に余熱が貯えられ暖房に供することができる。しかし、北海道のような寒冷地では夜間暖房の熱量としては不十分で、一般的には後述のように補助熱源を設けなければならない。

コレクターからの落水がほぼ完了した時、#3はドレン側に通じ残りの残留水を排出する。また#5を開き随時給湯を行なうことができる。

コレクターに逆止弁付き降水管が配管されており、自然循環回路を形成する。給湯などによる室外貯湯槽内の温水の減じた分は#1が開いて自動給水される。なお本システムは室内外の貯湯槽はいずれも開放型である。

4. 測定結果と検討

4.1 貯湯槽の熱損失

室内貯湯槽からの放熱量はそれが室内にあるため暖房に有効な熱量となるので、ここでは熱損失とは考えず、室外貯湯槽の熱損失のみを対象とする。前報⁽¹⁾によれば室外貯湯槽の温度 t_s の低下速度 $dt_s/d\tau$ は

$$dt_s/d\tau = -0.0098(t_s - t_a) \text{ } ^\circ\text{C}/\text{h} \quad (1)$$

を得た。したがって室外貯湯槽の熱損失 q_{sL} は

$$\begin{aligned} q_{sL} &= -C_w \cdot V_w \cdot \rho \cdot (dt_s/d\tau) \\ &= 0.0098 C_w \cdot V_w \cdot \rho \cdot (t_s - t_a) / 3600 \\ &= 2.96(t_s - t_a) \quad \text{W} \quad (2) \end{aligned}$$

となる。

4.2 配管の熱損失

配管からの熱損失も貯湯槽と同様に室外配管の熱損失のみを考える。一般に管内流の熱伝達率はRe数に比例して大きくなるが、流速の変化は小さいので配管の熱損失には温水流量の影響はないものとする。

室外配管はよく断熱されているが、長さ12mの室外配管からの熱損失 q_{LL} は実測により

$$\begin{aligned} q_{LL} &= 0.12 \times 12(t_w - t_a) \\ &= 1.44(t_w - t_a) \quad \text{W} \quad (3) \end{aligned}$$

ここで t_w : 配管内水温 $^\circ\text{C}$ を得た。

4.3 コレクターの熱損失

半強制循環の場合のコレクターからの熱損失 q_{cL} は自然循環の場合よりわずかに減少し

$$q_{cL} = 3.5(t_p - t_a) + 4.76 \times 10^{-8}(T_p^4 - T_g^4) \quad \text{W}/\text{m}^2 \quad (4)$$

ここで、コレクターガラス温度 T_g は

$$T_g = 0.8T_p + 0.2T_a \quad \text{K} \quad (5)$$

を得た。

熱損失が減少した原因は半強制循環の場合、流量は約 $800\text{cm}^3/(\text{min} \cdot \text{m}^2)$ で自然循環式の流量 $0 \sim 250\text{cm}^3/(\text{min} \cdot \text{m}^2)$ より大きく、熱媒の熱輸送量が大きくなる。その結果、集熱板内に溜まる熱量が少なくなり、同じ日射量と外気温度に対して t_p が自然循環の時より低下したためと考えられる。即ち自然循環の時⁽¹⁾、

$$t_p = (t_g - 0.32t_a) / 0.68 \quad ^\circ\text{C} \quad (6-1)$$

に対して、半強制循環の時は

$$t_p = (t_g - 0.2t_a) / 0.8 \quad ^\circ\text{C} \quad (6-2)$$

となり、一般に後者の t_p は前者より小さい。

4.4 コレクターの集熱効率

ソーラーシステムの性能を評価する時、集熱効率は重要な特性値である。半強制循環式においては自然循環式に比べてコレクター熱損失が減少するので、それだけ集熱効率は上昇する。すなわち集熱効率 η_c は

$$\begin{aligned} \eta_c &= q_c / q_j = (\tau_g \cdot \alpha_p \cdot q_j - q_{cL}) / q_j \\ &= \tau_g \cdot \alpha_p - q_{cL} / q_j \\ &= 0.85 \times 0.94 - [3.5(t_p - t_a) + 4.76 \\ &\quad \times 10^{-8}\{T_p^4 - (0.8T_p + 0.2T_a)^4\}] / q_j \\ &= 0.8 - [3.5(t_p - t_a) + 4.76 \\ &\quad \times 10^{-8}\{T_p^4 - (0.8T_p + 0.2T_a)^4\}] / q_j \quad (7) \end{aligned}$$

を得る。

式(7)の集熱効率と集熱板温度との関係を外気温度及び日射量をパラメータにとって図2に示す。これによると集熱効率は集熱板温度の上昇に従って減少し、外気温度が一定の場合、日射量が増大するに従って増大する。この傾向は自然循環の場合と同様である。

4.5 室内装置の放熱量

床暖房パネルの放熱量 q_F は

$$q_F = 6.7 \{ (t_i + t_o) / 2 - t_r \} \quad \text{W/枚} \quad (8)$$

ここで、 t_i : 床パネル入口温度 $^{\circ}\text{C}$

t_o : 床パネル出口温度 $^{\circ}\text{C}$

t_r : 室温 $^{\circ}\text{C}$

となる。

室内配管の長さを8mとすると、配管からの有効放熱量 q_L は

$$\begin{aligned} q_L &= 0.12 \times 8 (t_w - t_r) \\ &= 0.96 (t_w - t_r) \quad \text{W} \end{aligned} \quad (9)$$

を得た。

4.6 システム集熱効率

システム全体の集熱効率、すなわちシステム集熱効率 η_{sys} はコレクターの集熱効率から室外貯湯槽及び室外配管からの損失相当分を差し引いたものであるから

$$\begin{aligned} \eta_{sys} &= \eta_c - (q_{sL} + q_{LL}) / (4 A_c \cdot q_J) \\ &= 0.8 - [3.5(t_p - t_a) + 4.76 \times 10^{-8} \{ T_p^4 \\ &\quad - (0.8 T_p + 0.2 T_a)^4 \}] / q_J - \{ 2.96 (t_s \\ &\quad - t_a) + 1.44 (t_w - t_a) \} / (7.64 q_J) \\ &= 0.8 - [3.5(t_p - t_a) + 4.76 \times 10^{-8} \{ T_p^4 \\ &\quad - (0.8 T_p + 0.2 T_a)^4 \}] / q_J - \{ 0.387 (t_s \\ &\quad - t_a) + 0.188 (t_w - t_a) \} / q_J \quad (10) \end{aligned}$$

ここで t_s 、 t_w 及び t_p の差は小さいので、 $t_s = t_w = t_p$ とし、式(10)に代入して整理すると

$$\eta_{sys} = 0.8 - [4(t_p - t_a) + 4.76 \times 10^{-8} \{ T_p^4 - (0.8 T_p + 0.2 T_a)^4 \}] / q_J \quad (11)$$

となる。式(11)の関係を外気温度及び日射量をパラメータにとって示すと図3の通りである。 η_{sys} はコレクター集熱効率 η_c と相似であるが、室外部分の熱損失がある分、 η_c より小さくなる。

5. システム規模の概算

人体に最適な室温を18~20 $^{\circ}\text{C}$ 、また風呂の槽温度を38~40 $^{\circ}\text{C}$ として、北見地域の標準家族からなる一般住宅の暖房負荷を概算し、上記のシステムの規模の検討を行なう。

被暖房室は大きめの居室と台所とし、その面積25 m^2 に対する1日当り暖房負荷はおおよそ100MJ、1日当り給湯量は260Lとし、5 $^{\circ}\text{C}$ の水道水を40 $^{\circ}\text{C}$ まで加熱するとすると給湯負荷約38MJとなる。冬期間1日当たりの暖房給湯負荷 Q_L は

$$Q_L = 100 + 38 = 138 \quad \text{MJ/d} \quad (12)$$

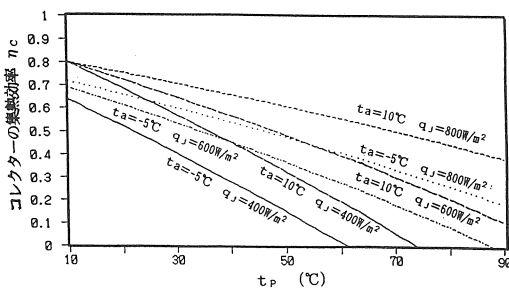


図2 コレクターの集熱効率に及ぼす各パラメータの影響

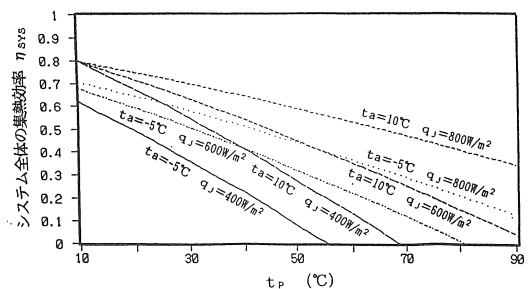


図3 システム全体の集熱効率に及ぼす各パラメータの影響

いま当地方の暖房日数は10月中旬から5月中旬までの212日間とする。本研究室における過去15年間の日射量測定結果によれば、年間日射量約6000MJ/m²、この暖房期間の日射量を年間日射量の46%、システム集熱効率を40%とすると1日当り集熱量Q_cは

$$Q_c = 6000 \times 0.46 \times 0.4 / 212 \\ = 5.2 \text{ MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{d}) \quad (13)$$

ゆえに上記の暖房・給湯負荷を賄うために必要なコレクター枚数Xは

$$X = 138 / (5.2 A_c) = 138 / (5.2 \times 1.91) \\ = 13.9 \approx 14 \text{ (枚)} \quad (14)$$

となる。これは床面積100~120m²程度の一般的個人住宅にとってやや過大と思われる。ここで得られた期間平均の概算値よりコレクター枚数を8~10枚程度に減じ、さらに日射の変動性を考慮に入れ、またシステムの立上がり等本システムの暖房ができない若干の時間帯等を補うため、小型の灯油温水器などの補助熱源を付加すべきであろう。

6. 凍結防止の施策

装置内の水の凍結は、主として配管内や装置の一部に水が停滞し氷点下の外気温度のもとで長時間静止状態で放置される時に発生する。ゆえにシステムに自動又は半自動の制御装置を組み込み、外気温度が氷点下になった時にポンプを一定時間おきに数分間間欠運転させ、配管内などの水を流動させることによりシステム稼働中の凍結を防止することができる。

もちろんシステム稼働の停止時や夜間においては室外装置内の水は全部落水させて室内装置に取り込むことが肝要である。また、水道水の給水は循環用配管を共用して行ない給水専用管を省略することも凍結要因を減らす点から重要と思われる。

上記の半強制循環式平板型集熱・給湯・床暖房システムは1994年1~2月の真冬の実験によって、システムは-22℃でも凍結することなく順調に作動し、その有効性が証明された。

7. むすび

以上述べた通り、平板型ソーラーコレクターを用いた半強制循環式給湯・床暖房システムを設計、開発し、半自動運転のもとで冬期間の実験を行ない、次のような結論を得た。

- (1) 半強制循環式コレクターの集熱効率は自然循環式の場合とほぼ同様か、それよりよい値を得た。
- (2) しかし冬期間は室外貯湯槽及び室外配管からの熱損失が大きく、その分システム集熱効率は低下する。故にこれらの熱損失を低減させるために室外の貯湯槽や配管類の保温性を高める必要があり、その際貯湯槽の容積は小さめにするといよい。
- (3) 冬期間のシステム内の凍結は、主として外部配管の水が停滞することが原因であり、システム稼働中は集熱・循環ポンプを一定時間間隔で作動させる間欠運転とすることにより凍結防止ができる見通しが得られた。

今後は自動制御装置を組み込み、全自動運転のもとでさらに冬期間の実験を行なって、本システムが北海道のような寒冷地においても通年使用に十分耐え得るものに仕上げたい。

謝辞： 本研究は当時本学研究生趙春江君の協力によって遂行され、供試機器類は㈱アズマよりご提供いただいたことを付記し、感謝します。

文献

- (1) 金山公夫・趙春江・馬場弘・遠藤登・東誠之、寒冷地における自然循環式ソーラーコレクターの実測による性能評価、日本太陽エネルギー学会・日本風力エネルギー協会合同研究発表会講演論文集、(1993)、p. 113~116.