太陽熱冷暖房システムに関する実験的研究*

(第2報, 年間性能評価および太陽集熱器の特性)

縄 田 豊**

Experimental Investigation of Solar Cooling and Heating Systems (2nd Report, Evaluation of Yearly Performance and Characteristics of Solar Collectors)

by Yutaka NAWATA

A solar cooling and heating system is in operation at the Co-Operative Research Center in the Yatsushiro National College of Technology and the facility's performance has been monitored continuously since it began operation in July 1981. This paper shows the experimental results of solar heating and the evaluation of yearly performance of the solar cooling and heating system following my previous paper mentioned the results of solar cooling. Further, by analyzing the operation results of cooling and heating the incident angle and the wind speed modifiers for flat-plate solar collectors were determined, and by using the results a simulation study was undertaken to find out the most optimum collector flow rate in the solar heating.

Key Words: Thermal Engineering Equipment, Solar Energy, Solar Heating, Solar Cooling, Solar Collector

1. ま え が き

各地でさまざまなソーラハウスが建設され, その運転結果についてもいくつか報告されているが⁽¹⁾, 長期にわたるエネルギー収支についての報告は少なく, 果してそのシステムが有効であるかどうかとなると疑問である. そこで本研究では現状での中規模太陽熱冷暖房システムのエネルギー評価を行うことと, 太陽熱利用システムの評価方法を確立することを目的として, 前報⁽²⁾において八代工業高等専門学校研究棟に設置された太陽熱冷暖房設備のシステム概要と昭和56, 57年の夏期冷房運転の結果を報告したが, 本報では冬期暖房運転の結果を報告すると同時に, 夏期冷房運転の結果と併せた年間のシステム性能の評価を行った. また夏期および冬期の実験結果より太陽集熱器の集熱効率におよぼす日射の集熱器への入射角および風速の影響を明らかにし, それらを考慮した集熱量の予測式を導いた. さらに暖房時のシミュレーションを行うことにより集熱器循環水量と温水流量による化石エネルギー換算システム成績係数の変化を明らかにした.

2. 実 験 結 果

2・1 暖房期間のエネルギー収支 太陽熱暖房は冷房システムにおける熱媒系と冷水系を冷凍機内のバルブを切換えて直結させて行う. 冷房は四つのポンプで運転されるが, 暖房は集熱ポンプと温水ポンプの二つで運転される. 太陽熱暖房システムの各点の温度, 流量等53点の測定を1minごとに行い, その値をマイクロコンピュータを用いて自動的にカセット磁気テープに記録している. そのデータより各種の熱量を計算し, 暖房期間全体にわたって積算した. 集計期間は昭和57年1月9日から2月22日(うち5日欠測)の40dと昭和58年1月9日から2月17日の40dである. その結果を図1に示す. 補助ボイラは57年2月に5d用いたが, 昭和58年は使用しなかった. 太陽集熱器の期間集熱効率, つまり集計期間の全日射量に対して集熱器で得られた熱量の比は昭和57年が16%, 58年が15.6%であり冷房時の値19%と比べて低い値である. また集熱器の瞬間集熱効率は夏期で平均31%, 冬期で27%であり, やはり冬のほうが低い. この原因は暖房時より冷房時のほうが負荷が大きいため集熱器を冷房時に合わせて10°の傾斜角で設置しているためで, 冬期では集熱器に対する日射の入射角が集熱器の法線

* 昭和60年3月31日 第62期通常総会講演会において講演, 原稿受付 昭和59年11月1日.

** 正員, 八代工業高等専門学校 (〒866 八代市平山新町2627).

に対して小さい時でも約 40° であり、集熱効率が低下するためであると思われる。蓄熱槽からの熱損失 Q_l のうち、蓄熱槽壁からの放熱による損失 Q_{l1} は蓄熱槽の4か所に取付けた熱流計より計算し、ポンプ始動時における損失 Q_{l2} は $Q_3 - Q_4 - Q_{l1}$ より求めている。集熱器で得られた集熱量のうち有効に暖房に使われる熱量は、昭和58年について見ると53%であり、残り47%は損失となる。損失のうち最も大きいのが蓄熱槽壁から大気へ逃げる損失 Q_{l1} であり、全損失のうち39%を占める。次に大きいのはポンプ始動時における損失 Q_{l2} で全損失のうち25%を占めている。冷房時における同損失の割合は15.5%であり、暖房時におけるほうが大きくなる。これは冷房時は熱媒系が蓄熱槽から冷凍機までの短い配管なのに対して、暖房時は温水系が蓄熱槽からファンコイルまでの長い配管で、ポンプ始動時における損失が大きくなることに起因している。図1をもとに前報で定義したシステム成績係数 ϵ と化石エネルギー換算システム成績係数 ϵ_s を計算すると、昭和57年は $\epsilon = 4.26$ 、 $\epsilon_s = 1.65$ 、昭和58年は $\epsilon = 6.49$ 、 $\epsilon_s = 2.27$ となる。暖房期の ϵ_s は冷房期より昭和56年度で3.5倍、57年度で2.5倍大きく暖房のみを目的とすれば太陽熱暖房は従来の設備と比較して十分省エネルギーとなりえると思われる。

2.2 年間性能評価 太陽熱冷暖房システムの全体的な評価は設備にかかったエネルギーや設備の耐用年数などを考慮しなければならないが、本報では前報において次式で定義したシステム成績係数 ϵ と化石エ

ネルギー換算システム成績係数 ϵ_s で評価することにし、設備については考慮しない。

$$\epsilon = \text{冷暖房負荷} / (E + Q_B) \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\epsilon_s = \text{冷暖房負荷} / (E_t + Q_t) \quad \dots\dots\dots (2)$$

この ϵ 、 ϵ_s の値が大きいほど少ない消費エネルギーで大きな冷暖房負荷をまかなうことができるが、短い冷暖房時間で大きな冷暖房負荷をまかなえば、消費電力が少なく、 ϵ 、 ϵ_s は大きくなることからわかるように、システムの評価は ϵ 、 ϵ_s と冷暖房時間とを併せて考慮せねばならない。式(1)、(2)において冷暖房負荷は、暖房時は図1のファンコイル加熱量 $Q_5 + Q_B$ をとり、冷房時は前報における図2の冷凍出力 Q_6 をとる。E および Q_B は図1の記号の説明と同じであり、また E_t は化石エネルギー換算消費電力エネルギー、 Q_t は化石エネルギー換算補助ボイラ消費熱量で、本システムの場合は $E/E_t = 0.35$ 、 $Q_B/Q_t = 0.483$ として計算した⁽²⁾。表1に本研究棟の太陽熱冷暖房システムの2yにわたる運転実績と ϵ 、 ϵ_s の計算結果を示す。補助ボイラを使用した昭和56年度では年間の ϵ_s は0.65と小さく、補助ボイラを使用しなかった昭和57年度においては約2倍の1.3になった。この値が従来の冷暖房設備と比較してどの程度かという判断は難しいが現状ではそれほど大きな値ではないと思われる。

2.3 太陽集熱器の特性 設計段階や、またシミュレーションなどを行う場合、気象条件と集熱器入口流体温度から集熱量を計算する方法が必要となり、そのためには太陽集熱器の特性を知る必要がある。本シ

図1 暖房運転期間エネルギー収支

システムの太陽集熱器は1枚約2m²の1枚ガラスの平板形集熱器を40枚、真南、傾斜角10°で取付けている。有効集熱面積は76.4m²である。この集熱器に関して測定したデータは

- (1) 集熱器入口流体温度: t_{in} °C
- (2) 集熱器出口流体温度: t_{out} °C
- (3) 集熱器循環水量: W_s m³/h
- (4) 集熱面日射量: I W/m²
- (5) 気温: t_a °C
- (6) 平均風速: V m/s
- (7) 測定時刻: 年, 月, 日, 時, 分

である。(1), (2)は温度検定を行ったアルメル・クロメルシース熱電対より, (3)はタービン流量計より, (4)は集熱器と同じ傾斜角で設置した全天日射計より, (5)は抵抗温度計より, (6)は集熱器から約7m上方に設置されたプロペラ式風速計より求めた。入射角 θ は集熱面の法線と日射のなす角度で測定時刻とその日の均時差, 日赤緯より計算で求めることができる。また集熱量 Q_s [kW] は次式より求めた。

$$Q_s = W_s \rho c (t_{out} - t_{in}) / 3600 \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで c は水の比熱 [kJ/(kg・K)], ρ は水の密度 [kg/m³] で, これらは集熱器入口温度での値をとった。また t_{out} と t_{in} は同時刻のデータではなく t_{in} は t_{out} より2min前のデータで計算する。これは集熱器入口から出口まで流体が通過するためには本実験の流量範囲では約2minかかるためである。このようにして得られた1minごとの集熱量が連続して15minプラスの時その平均値をもって一つのデータとした。ただし集熱を開始してから15minのデータと温度の変動が1minで1°C以上ある時は除いた。これは定常状態からあまり離れたデータを除くためである。また日射量, 気温, 風速などは, t_{out} の測定時刻より1min前の値を用いている。これは t_{out} と日射量などの気象条件との相関をとると気象条件を1min前にとった

ときが最も相関が大きくなり, またそうしたほうがその後のデータのちらばりが最も小さいためである。これは外的条件の変化が流体の温度変化としてあらわれるまでに約1minかかるためと思われる。このようにして得られたデータの総数658点についての最大, 最小および夏, 冬におけるそれらの平均値を表2に示す。集熱器循環水量はバルブ開度一定にしているが, 流体温度が高くなると小さくなる傾向がある。また日射の入射角は夏, 冬で平均で20°以上の違いがあり, 風速は八代地区では夏のほうが冬より約1m/sほど大きいことがわかった。

一般に定常状態における太陽集熱器の瞬間集熱効率 η は次式で表せる。

$$\eta = Q_s / FI = a - b(t_m - t_a) / I \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここで F は集熱器有効面積 [m²], $t_m = (t_{out} + t_{in}) / 2$ で, a は集熱器透過ガラスの透過率と吸収板吸収率に依存する係数, b は集熱流体から外気までの熱通過係数で単位はW/(m²・K)である。 a, b を定数と考え, 得られたデータを式(4)に適用し最小二乗近似により a, b を求めたところ夏のデータでは $a=0.714$, $b=5.46$ となり, 冬のデータでは $a=0.682$, $b=5.24$ であった。この夏と冬における a, b の値の違いは気象条件の差に起因する。つまり a は日射の集熱器への入射角に依存し⁽³⁾⁽⁴⁾, b は集熱器に当たる風速に依存する⁽⁵⁾。 a は近似的に集熱器ガラスの透過率と集熱器の吸収板吸収率の積で表せるが, それらの日射入射角に対する変化は吸収率はほぼ一定で透過率は入射角 θ が0.9rad付近から急激に減少する曲線となる。 a の入射角に対する依存性は横軸に $(1/\cos\theta - 1)$ をとると直線で近似できることが示されているので⁽³⁾, a は次式で表すことができる。

$$a = \tau [a'_0 + a'_1(1/\cos\theta - 1)] \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$= a_0 + a_1(1/\cos\theta - 1) \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで τ は吸収板吸収率を表す。また b は集熱器外側熱伝達係数を α , 集熱流体から集熱器外側までの熱通過係数を k とすると

表1 太陽熱冷暖房システムの2y運転実績

Cooling and heating period	1981.7.30 -1982.2.22	1982.7.26 -1983.2.17
Number of days system analyzed	79	81
Cooling and heating load (MJ)	7233	5869
Cooling and heating time (min.)	21187	19890
Energy from auxiliary boiler (MJ)	3203	0
Commercial electric power consumed (MJ)	1599	1564
System COP	1.52	3.75
System COP based on fossil energy	0.653	1.314

表2 集熱器に関するデータの最大, 最小, 平均値
(データ総数658点)

夏 (1982.7.25~9.6) 324点, 冬 (1983.1.9~2.17) 334点

		Maximum	Minimum	Mean values	
				Summer	Winter
Q_s	kW	31.7	2.71	18.5	12.7
t_{in}	°C	98.7	39.3	86.8	57.6
t_{out}	°C	102.3	41.8	90.8	60.3
t_a	°C	34.1	2.8	30.5	9.6
I	W/m ²	986	406	783	622
W_s	m ³ /h	4.38	3.51	4.04	4.15
θ	rad	1.070	0.054	0.408	0.794
V	m/s	7.04	0	2.82	1.82

$$1/b = 1/\alpha + 1/k \dots\dots\dots (7)$$

で表せる。 α は α_r を等価輻射熱伝達係数, α_c を対流熱伝達係数とすると $\alpha = \alpha_r + \alpha_c$ となる。集熱面風速を V' とすると風速があまり大きくないときは α_c は風速 V' の一次式で表せるので⁽⁵⁾ b は V' が増加すると徐々に増大し, V' が無限大で k に漸近する曲線である。しかし, 本実験において測定した風速は集熱面での風速でなく, 集熱面より約 7 m 上方で測定した平均風速である。また一般に設計する段階ではその場所の気象データより平均風速しかわからないので, ここで b を次式のように近似する。

$$b = b_0 + b_1 V \dots\dots\dots (8)$$

式(6), (8)を式(4)に代入すると

$$\eta = a_0 + a_1(1/\cos\theta - 1) - (b_0 + b_1 V)J \dots\dots (9)$$

$$J = (t_m - t_a)/I$$

この式(9)に最小二乗法を適用し, 658 点のデータより係数 a_0, a_1, b_0, b_1 を求めたところ, $a_0 = 0.682, a_1 = -0.090, b_0 = 4.44, b_1 = 0.161$ となった。 $r = 0.9$ とすると, 式(5)より $a'_0 = 0.758, a'_1 = -0.1$ となる。

次に式(4), (8)より

図 2 日射の入射角の影響

図 3 風速の影響

$$a = \eta + (b_0 + b_1 V)J \dots\dots\dots (10)$$

この式で求めた a の値を縦軸に, $(1/\cos\theta - 1)$ を横軸に示したのが図 2 である。図 2 の変化はガラスの透過特性の入射角に対する依存性の傾向とだいたい一致している。次に式(4), (6)より

$$b = [a_0 + a_1(1/\cos\theta - 1) - \eta]/J \dots\dots\dots (11)$$

この式より求めた b を風速に対してプロットしたのが図 3 である。風速が 7 m/s 以下では b は風速に対して直線でだいたい近似できることがわかる。図 3 中の破線は $\alpha_r = 5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}), k = 7.6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}), \alpha_c = 5.7 + 3.8 V', V' = 0.3 V$ として式(7)より計算した b を示している。

集熱効率がわかっている場合は気象条件と集熱器入口流体温度が与えられれば集熱量を予測できる。前報における集熱量の計算式は集熱器流体出入口温度差が小さいとして導いたものであるが, 流量が小さく温度上昇が大きい場合は流体温度上昇を考慮して予測集熱量 Q_c は次式より求めることができる⁽⁶⁾。

$$Q_c = W_s \rho c (t_f - t_{in}) (1 - e^{-bF/(W_s \rho c)}) \dots\dots\dots (12)$$

$$t_f = t_a + aI/b$$

a, b を式(6), (8)より求めて集熱量を上式より計算した結果と, 集熱量の測定値 Q_s の比較を図 4 に示す。この図 4 より式(12)は十分な精度でもって集熱量を予測できることがわかる。

2.4 暖房時の最適流量 集熱量に対する流量の影響は式(12)を流量に対してプロットすればわかるように流量がある程度大きくなると流量を増やしてもわずしか集熱量は増えなくなる, ということは集熱ポンプの容量があまり大きすぎると無駄になり, 最適のポンプ容量があると思われる。そこで集熱ポンプにインバータを接続し, 集熱ポンプの流量と消費電力の関

図 4 集熱量の計算値と測定値の比較

係を調べてみた。インバータはマイクロコンピュータに接続され、マイクロコンピュータから送る電圧信号によって集熱ポンプが制御できるようになっている。そこで集熱器循環水量を徐々に増加させた場合と減少させた場合の実験を行った。その結果を図5に示す。図5においては横軸は流体のもっている単位時間あたりの運動エネルギー E_k W をとっている。こうするとポンプの消費電力 E_s W と E_k の間にはほぼ直線関係がなりたつことがわかる。 E_k と W_s の間には次の関係がある。

$$E_k = \dot{m} v^2 / 2 = 4.45 \times 10^{-5} \rho W_s^3 \quad (13)$$

ここで $\dot{m}$ は質量流量 [kg/s], v は流速 [m/s] で流路断面は配管 (直径 25 mm) で値をとった。図5より

$$E_s = 180 + 93.4 E_k \quad (14)$$

式(12)を式(14)で除して集熱ポンプの単位消費電力あたりの集熱量を、 W_s に対して示したのが図6である。図6において流量以外の値は表2の夏と冬の平均値を用いている。曲線は流量が $1.3 \text{ m}^3/\text{h}$ 付近で最大値を取り、この流量が集熱という点からは最も経済的な流量となることがわかる。ただ冷暖房負荷がないのにいくらかたくさん集熱しても無駄になることから考えてもわかるように、暖房や冷房システム全体で考えた場合の最適流量かどうかという点は別の観点から検討する必要があると思われる。そこで暖房システムでの集熱ポンプと温水ポンプの流量を変化させた場合のシミュレーションを行い、化石エネルギー換算システム成績係数 ϵ_s が最大となる流量が存在するかどうかを調べてみた。

蓄熱槽を出入りする熱量のバランスより次式が導かれる。

$$\beta G_T c dt/d\tau + Q_l + Q_4 = Q_3 \quad (15)$$

ここに G_T は蓄熱槽保有水質量, t は蓄熱槽内水温, τ は時間, β は蓄熱槽の完全混合体積率で、集熱ポンプと温水ポンプの両方が稼動している場合、実測値との

図5 集熱ポンプの特性

比較より $\beta = 0.9$ とし、それ以外の場合は $\beta = 1$ とした。 Q_l については前報における冷房時の計算方法と同じであるが Q_3 は式(12)より求めた Q_2 から配管損失を引いて求めた。 $Q_4 = (Q_4/Q_5) Q_5$ で Q_4/Q_5 は図1の結果より 1.116 とし、 Q_5 は

$$Q_5 = W_h \rho C (t_{H \text{ in}} - t_{H \text{ out}}) \quad (16)$$

$$Q_5 = kA (t_{fm} - t_R) \quad (17)$$

の2式より

$$Q_5 = W_h \rho C (1-x) (t_{H \text{ in}} - t_R) \quad (18)$$

で表せる。ここで、 W_h は温水系流量 (m^3/s), $t_{H \text{ in}}$ はファンコイルユニット入口流体温度, $t_{H \text{ out}}$ はファンコイルユニット出口流体温度, t_R は室内温度, t_{fm} はファンコイルユニット出入口平均流体温度で $t_{fm} = (t_{H \text{ in}} + t_{H \text{ out}})/2$ である。また kA はファンコイルユニットの熱通過係数と伝熱面積の積であり、これはファンの強さによって異なってくる。そこで実際の実験結果より式(16), (17)を用いて kA の値を求めたのが図7である。図7では横軸にファンの消費電力をとっている。これより kA はファン電力を与えると計算できる。また

$$x = (2W_h \rho C - kA) / (2W_h \rho C + kA) \quad (19)$$

図6 集熱量とポンプ電力の比

図7 ファンコイルユニットの特性

図8 集熱器循環水量による ϵ_s の変化 図9 温水流量による ϵ_s の変化

である。以上の式で近似的に t_{Hin} が蓄熱槽内水温 t に等しいとすると、ファン電力と室内温度が与えられれば Q_4 が計算できる。以上の計算方法により実際に測定された日射量、気温、ファン電力、室内温度などを用いて計算した蓄熱槽温度と、測定された蓄熱槽温度を比較したところ 1 d の計算では $\pm 0.5^\circ\text{C}$ 以内の精度でよく合うことがわかった。この計算方法によって集熱ポンプと温水ポンプの流量が変化したときの ϵ_s を計算してみた。データとして与えたのは昭和 58 年の 40 d にわたる日射量の 1 min ごとの瞬間値と 10 min ごとの外気温であり、蓄熱槽温度が 45°C 以上で太陽熱による暖房、 40°C 以下になると補助ボイラ運転になるとし、また室内温度 T_R は 20°C で一定として計算した。計算は集熱ポンプ、温水ポンプ稼動時は 1 min 間隔、その他は 10 min 間隔で行った。ただし、温水ポンプの消費電力 E_h (W) と流量の関係は、インバータを用いた実験より求めた次式を使用した。

$$E_h = 103 + 345E_k \quad \dots\dots\dots (20)$$

またファン電力は 130 W、風速は 1.82 m/s で一定とし、冷房時間は日曜はなし、土曜は 9~12 h、他は 9~17 h として計算した。その結果を図 8, 9 に示す。図 8 より集熱器循環水量には ϵ_s を最大にする値が存在し、本システムではそれは約 $2 \text{ m}^3/\text{h}$ である。また図 9 より温水ポンプは本計算範囲では流量が小さいほど ϵ_s は大きくなることがわかった。

3. む す び

以上の結果を要約すると

(1) 現状の中規模太陽熱冷暖房システムの年間にわたる長期のエネルギー評価を行った結果、現状の太陽熱冷暖房システムは補助ボイラを用いるかぎりでは、真の意味のエネルギー節約にはあまりなっていないようである。これはポンプなどに電力をかなり無駄に消費しているためで、今後システムの ϵ_s を大きくするためには、いかにして消費電力の少ないシステムを作るにかかっている。

(2) 太陽集熱器の集熱効率におよぼす日射の入射角と風速の影響を定量的に明らかにし、その結果を用いると集熱量が精度よく予測できることを示した。

(3) 暖房時の集熱ポンプと温水ポンプの流量をインバータを用いて変化させる時のシミュレーションを行い、集熱器循環水量には ϵ_s を最大にする値が存在することを示した。

文 献

- (1) 例えば、小原・ほか 3 名、冷凍, 56-642 (昭 56), 42.
- (2) 縄田、機論, 50-451, B (昭 59), 852.
- (3) Thomas, W. C., ほか 3 名, *Trans. ASME, J. Solar Ene. Eng.*, 104-4 (1982), 349.
- (4) Cooper, P. I., ほか 1 名, 文献(3)の 317 ページ.
- (5) Kind, R. J., ほか 2 名, *Trans. ASME, J. Solar Ene. Eng.*, 105-1 (1983), 80.
- (6) 田中、太陽熱冷暖房システム (昭 52), 81, オーム社.