熱・電気複合ソーラシステムの設計

—実験設備のシミュレーション—

正 員 谷 辰 夫 (電総研) 正 員 沢 田 慎 治 (電総研)
 正 員 田 中 忠 良 (電総研) 正 員 津 田 泉 (電総研)

1. 緒 言

著者らは太陽エネルギー利用システムの一つとして熱・電気複合ソーラシステムを提案し、技術的、経済的観点から研究を進めている。熱・電気複合ソーラシステムとは、集熱した太陽エネルギーを負荷の要請に従って電力、工程熱あるいは冷暖房、給湯に利用する太陽エネルギーの多目的有効利用を図ったシステムである⁽¹⁾。

基礎研究の一環として熱・電気複合ソーラシステム実験設備を設計製作した。このシステムは非集光固定形、集光追尾形の集熱装置、低温、高温の蓄熱装置、蒸気タービン、フロンタービン発電機を備え、定格出力 15 kW の電力と 45 kW の工程熱 (200°C、飽和蒸気) を同時に供給できる。この実験設備は我が国の日射量などの環境条件を考慮して、三つの異なる運転モードを持っているなど幾つかの新しい概念が導入されている。既に、設備完成後 4 年間にわたり運転研究を続け各種データを取得した。これらのデータは主としてシステム特性として報告されている^{(2)~(4)}。

一方、熱・電気複合ソーラシステムの最適設計を行うためには、日射などの環境条件に対するシステム各部の温度、蓄熱量、年間エネルギー供給時間・量などの解析が必要である。本論文は熱・電気複合ソーラシステムの最適設計について検討したものである。すなわち、熱・電気複合ソーラシステムの上記システム特性を求めるシステムシミュレーションモデルを作成し、このモデルの妥当性を示した。また、著者らが開

発した熱・電気複合ソーラシステム実験設備にこのモデルを適用し、最適設計に関する一検討結果を論述したものである。

2. 熱・電気複合ソーラシステム実験設備

熱・電気複合ソーラシステム実験設備は表 1 に示すように、規定の日射強度でシステムが熱平衡状態にあるとき、定格出力の電力と工程熱を同時に供給することができる。図 1 はシステム構成図である。本設備の特徴は

(1) 熱エネルギーと電気エネルギーを同時に供給できる。

(2) 日射量の幅広い利用を考慮して異種集熱装置を組合せている。

(3) 蒸気タービン、フロンタービンの複合発電方式を採用している。

(4) 当日の日射強度と蓄熱器器内温度によって、三つの運転モードが選択できる。

などである。ここで、三つの運転モードとは表 2 に示

表 1 実験設備の仕様

Table 1. Specifications of experimental facility.

	仕 様
設 計 点	春秋分の南中時において集光追尾形集熱装置については、法線面直達日射強度が 0.5 kW/m ² 、非集光固定形集熱装置については傾斜面全日射強度が 0.65 kW/m ² を全体システムの設計基準とする。
集熱装置	集光追尾形 南北形 (3m 幅×6m 長) 12台 216 m ² 東西形 (3m 幅×36m 長) 2台 216 m ² 非集光固定形 逆平板形と真空ガラス管形 (1.53m 幅×8m 長) 16台 196.3 m ² 総集光面積 約 630 m ²
蓄熱装置	蓄熱方式 熱水による顕熱方式 蓄熱容量 定格出力の 1 時間分
出 力	電気 15 kW (蒸気タービン発電機 5 kW + フロンタービン発電機 10 kW) 熱 200°C 飽和蒸気 45 kW

Design of Solar Total Energy System—Simulation of Experimental Facility. By Tatsuo Tani, Member, Tadayoshi Tanaka, Member, Sinji Sawata, Member & Izumi Tsuda, Member (Energy Division, Electrotechnical Laboratory).

谷 辰夫: 正員, 電子技術総合研究所 エネルギー部
 田中忠良: 正員, 電子技術総合研究所 エネルギー部
 沢田慎治: 正員, 電子技術総合研究所 エネルギー部
 津田 泉: 正員, 電子技術総合研究所 エネルギー部

———: 通常日射運転モード RFP: 非集光固定形集熱装置 (逆平板形) C : °C
 - - - - -: 低日射運転モード E-W: 集光追尾形集熱装置 (東西形) G : kg/h
 - · - · -: スタンバイ運転モード N-S: 集光追尾形集熱装置 (南北形)

図 1 実験設備の構成

Fig. 1. Configuration of experimental facility.

表 2 実験設備の運転条件

Table 2. Operating conditions of experimental facility.

項目	設計日射強度 (法線面直達日射強度: 0.5 kW/m ² 傾斜面全天日射強度: 0.65 kW/m ²)		蓄熱器内規定温度 (U): 210°C (T): 170°C		電気エネルギー		熱エネルギー	
	設計日射強度 以上	設計日射強度 以下	(U) > 160°C (T) > 120°C	(U) < 160°C (T) < 120°C	蒸気タービン (kW)	フロンタービン (kW)	工 程 熱 (kW)	暖冷房・給湯用
通常日射	○	—	○	—	5	10	45	○
低 日 射	—	○	—	—	—	5	—	○
スタンバイ	○	—	—	○	—	5	—	○
フ リ ー	通常日射, 低日射, スタンバイ各運転モードの組合せによる運転モード							

すように, 通常日射, 低日射, スタンバイの各運転モードである。運転開始時刻の午前 8 時 (太陽時) に日射強度が 1 日中表 1 の設計点の日射強度を上回ると予想されるときには, 通常日射, スタンバイの各運転モードが可能である。通常日射運転モードでは, 集熱部は図 1 の実線のルートで構成され, 200°C の工程熱用飽和蒸気, 165°C の蒸気タービン発電機を駆動する蒸気を発生することができる。

ただし, 当日の日射強度は設計点のそれを超えているが前日までの日射量が少なく, 蓄熱器 (U), (T) の器内温度が低下しているという日が実際にはかなり多い。スタンバイ運転モードはこのときの運転モードで, 両蓄熱器が規定温度 210°C, 170°C より 50°C 以上低いとき取られるモードである。同図の一点鎖線のルートがこのモードであり, 蓄熱器 (U), (T) への熱エネルギーの供給は通常日射運転モードと同様であ

る。ただ、高温ループの熱媒体は蒸気発生器(T)を出た後、熱水加熱器(2)を循環する。その結果、貯水タンクから送られた熱エネルギーと共に熱水タンク(W)に送られる。この熱水はフロンタービンを駆動し、更に空調、給湯用に使用される。

低日射運転モードは午前8時に日射強度が1日中表1の設計点の日射強度を下回るか、日射変動が激しいと予想される日の運転モードである。図1の破線で示すルートがこの運転モードであり、高温、低温の各グループとも120℃で集熱し、その熱エネルギーはフロンタービンの駆動と暖冷房、給湯用に使われる。

なお、通常日射運転モードでは表1の定格出力で作動するが、低日射、スタンバイの各運転モードでは熱エネルギーはフロンタービン発電機（このときの出力は5kW）の駆動と空調、給湯用に用いられる。また、模擬熱源は集熱装置の使用台数を低減させるためのもので、双方の集熱装置の出口温度に追従して熱エネルギーを供給する装置である。更に、この実験設備は電力と工程熱が同時に供給可能であるが、一方のエネルギーを優先して供給することもできる。例えば、通常日射モードで電気負荷優先モードとは、高温ループで集熱した熱エネルギーを図1の蒸気発生器(U)の側路管をバイパスさせて蒸気発生器(T)に与え、蒸気タービン、フロンタービン駆動に用いることをいう。本論文では、今回検討した電気負荷優先モードに限って論述している。

3. 数学モデルと計算手順

図2は数学モデルを作成するにあたって用いた通常日射運転モードのシステム構成図である。同図に従って数学モデルを記述する⁽⁵⁾。

(1) Q_1 : 日射量 システムの入力となる 1 時間

図 2 単純化されたシステム構成
(通常日射運転モード)

Fig. 2. Simplified system schematics (ordinary insolation operating mode).

あたりの日射量を Q_1 (kW/m²) とする。集光追尾形集熱装置への日射量を $Q_{1,h}$, 非集光固定形の集熱装置への日射量を $Q_{1,l}$ とすると, これらは次式で表すことができる。なお, 以下本論文では添字 h は高温ループ, l は低温ループの系統を表すものとする。

$$\left. \begin{aligned} Q_{1,h} &= I_d \\ Q_{1,l} &= I_d \cos \delta \cos t + I_g(1 + \cos L)/2 \end{aligned} \right\} \dots (1)$$

ここで、 I_d ：1時間あたりの法線面直達日射量 (kW/m^2)、 I_o ：1時間あたりの水平面天空日射量 (kW/m^2)、 δ ：赤緯 (度)、 t ：時角 (度)、 L ：集熱装置設置地点の緯度 (度)

(2) Q_2 : 集熱量 高温, 低温両ループにつながる蒸気発生器(U), 熱水加熱器(I)に供給される1時間あたりの熱量を $Q_2(\text{kW})$ とする。この値は集熱装置で集められた集熱量から熱輸送部熱損失量を差し引いた熱量を示している。高温ループはとい形放物面鏡による集光追尾形集熱装置(南北形と東西形)から成っており, 低温ループは逆平板形を主体にした非集光固定形集熱装置である。各ループの Q_2 を $Q_{2,h}$, $Q_{2,l}$ とすると, これらの間に次式の関係がある。

$$\begin{aligned} Q_{2,h} &= k_h \text{NC}_{\text{NS}} \text{AC}_{\text{NS}} \{a_h(Q_{1,h} \cos \delta) + b_h\} \\ &\quad + k_h \text{NC}_{\text{EW}} \text{AC}_{\text{EW}} \{a_h(Q_{1,h} Q_{2\text{EW}}) + b_h\} \\ Q_{2,i} &= k_i \text{NC}_{\text{RFF}} \text{AC}_{\text{RFF}}(a_i Q_{1,i} + b_i) \\ Q_{2\text{EW}} &= \cos(L - \beta) \cos \delta \cos t + \sin(L - \beta) \sin \delta \\ \beta &= \tan^{-1} \frac{\sin L \cos \delta \cos t - \cos L \sin \delta}{\cos L \cos \delta \cos t + \sin L \sin \delta} \end{aligned} \quad (2)$$

ここで、 k_h, k_l : 模擬熱源の併設による係数、 a_h, b_h : 高温ループの集熱部と熱輸送部の特性を表す定数、 a_l, b_l : 低温ループの集熱部と熱輸送部の特性を表す定数、AC: 各集熱装置の集光面積 (m^2)、NC: 各集熱装置の台数

また、(2)式の添字は集熱装置の種別を意味し、NSは設置地点の緯度に固定した南北形のとい形放物面鏡である。EWは東西形のとい形放物面鏡、RFPは逆平板形を主体にした非集光固定形集熱装置である。

(3) Q_3 : 蓄熱器への供給量 蓄熱器、熱水タンクに供給される1時間あたりの熱量を Q_3 (kW) とする。蓄熱器 (U), (T), 熱水タンク (W) に供給される熱量をそれぞれ $Q_{3,u}$, $Q_{3,t}$, $Q_{3,w}$ とすると、これらの値は次式で表される。添字 u , t は蒸気発生器と蓄熱器 (U), (T) に関することを意味する。

$$\left. \begin{aligned} Q_{3,hu} &= k_{hu} Q_{2,h}(1 + DT_u) \\ Q_{3,ht} &= k_{ht} Q_{2,h}(1 + DT_t) \\ Q_{3,i} &= k_i Q_{2,i} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 k_{hu} 、 k_{ht} ：高温ループの蒸気発生器(U)、(T)の熱交換係数、 k_e ：低温ループの熱水加熱器(I)の熱交換係数、 DT_u 、 DT_t ：熱水タンク(W)から蒸気発生器(U)、(T)へ供給される熱量の割合

(4) Q_4 ：蓄熱量 1時間あたりの蓄熱量を Q_4 (kW) とし、蓄熱器(U)、(T)、熱水タンク(W)の蓄熱量をそれぞれ $Q_{4,hu}$ 、 $Q_{4,ht}$ 、 $Q_{4,i}$ とする。これらの熱バランスは次式となる。

$$\left. \begin{aligned} Q_{4,hu} &= Q_{4,hu(old)} + Q_{3,hu} - Q_6 \\ &\quad - U_u S_u (T_u - T_a) \\ Q_{4,ht} &= Q_{4,ht(old)} + Q_{3,ht} - Q_E \\ &\quad - U_t S_t (T_t - T_a) \\ Q_{4,i} &= Q_{4,i(old)} + Q_{3,i} - (Q_{3,hu} \\ &\quad + Q_{3,ht}) + k_{hu} Q_{2,h} + k_{ht} Q_{2,h} \\ &\quad - U_w S_w (T_w - T_a) \end{aligned} \right\} \dots (4)$$

ここで、 Q_6 ：1時間あたりの工程熱の供給量(kW)、 Q_E ：1時間あたりの両タービンの駆動に必要な熱量(kW)、 U 、 S ：蓄熱器(U)、(T)、熱水タンク(W)の全熱損失係数(kW/m²・℃)と表面積(m²)、 T ：蓄熱器(U)、(T)、熱水タンク(W)の器内温度(℃)、 T_a ：外気温度(℃)、添字(old)はその時刻より1時間前の熱量を、 u 、 t 、 w はそれぞれ蓄熱器(U)、(T)、熱水タンク(W)

一方、器内温度 T の算出は蓄熱器、熱水タンクのエネルギーバランス式より求めることができる⁽⁶⁾。蓄熱器(U)の器内温度 T_u は

$$m C_p V_u \frac{dT_u}{dt} = Q_{4,hu} - Q_6 - U_u S_u (T_u - T_a) \dots (5)$$

(5)式を展開して

$$T_u = T_{(old)} + \frac{1}{V_u m C_p} [Q_{4,hu} - Q_6 - U_u S_u (T_{(old)} - T_a)] \dots (6)$$

ここで、 m ：蓄積媒体の密度(kg/m³)、 C_p ：蓄熱媒体の比熱(kWh/kg・℃)、 V_u ：蓄熱器(U)の体積(m³)、 $T_{(old)}$ ：この時刻より1時間前の T_u の温度(℃)

となる。

(5) Q_5 ：タービン発電機への熱量 タービン発電機への1時間あたりの熱量を Q_5 (kW) とし、蒸気タービン発電機、フロンタービン発電機の駆動に必要な熱量を $Q_{5,s}$ 、 $Q_{5,f}$ とするとこれらは次式となる。

$$Q_{5,s} = \frac{PR_s}{\eta_s}, \quad Q_{5,f} = \frac{PR_f}{\eta_f} \dots (7)$$

また

$$Q_{s,out} = Q_{s,s}(1 - \eta_s) \dots (8)$$

とすれば、両タービン発電機を同時に駆動するに必要な1時間あたりの Q_E は次式で求められる。すなわち、 $Q_{5,s}$ に必要な熱量が $Q_{s,out}$ を下回るシステム構成では

$$Q_E = Q_{5,s} \dots (9)$$

$Q_{5,f}$ が $Q_{s,out}$ を上回るシステム構成であれば

$$\begin{aligned} Q_E &= Q_{5,s} + Q_{5,f} - Q_{s,out} \\ &= Q_{5,f} + \eta_s Q_{5,s} \dots (10) \end{aligned}$$

ここで、 PR ：タービン発電機の容量(kW)、 η ：タービン・発電機効率、添字 s 、 f はそれぞれ蒸気タービン発電機、フロンタービン発電機

となる。

計算の流れを図3に示す。流れは計算に必要なデータ、1日あたりの気象データの入力、発電・熱供給シミュレーションの実行よりなる。また、発電・熱供給のためのシミュレーション概要を図4に示す。午前7時から8時までの日射量と蓄熱器器内温度を判定して通常日射、低日射、スタンバイの各運転モードから一つのモードについて発電の条件〔蓄熱器(T)から各モードの定格出力に必要な熱エネルギーを蒸気タービン、フロンタービンに対してそれぞれ165℃、90℃以上の温度で供給可能か否か〕と工程熱の条件〔蓄熱器(U)から定格出力に必要な熱エネルギーを200℃以上の温度で供給可能か否か〕が満たされれば電力と工程熱の供給が行われる⁽⁷⁾。なお、各運転モードについてどちらか一方を供給することも可能であり、電気負荷優先、熱負荷優先モードと名づけている。更に、熱

図3 フローチャート

Fig. 3. Flow chart.

図 4 運転状況シミュレーション

Fig. 4. Simulation of system operation.

水タンク (W) の器内温度が 95°C 以上であれば、 95°C になるまで暖冷房、給湯用の熱エネルギーを供給できる。

これらの計算は 1 時から 24 時まで 1 時間ごとの日射データなど気象データに基づいて繰返される。数学モデルの妥当性を検討する際の気象データは筑波第 2 研究センターにおける実測データであり、年間のシミュレーションでは HASP 標準気象データ (東京) を用いている。

4. 結果と考察

図 5 は昭和 57 年 8 月 31 日から 9 月 2 日までの連続する 3 日間の実験設備の各部特性である。実験設備は通常日射運転モードで、しかも電気負荷優先モードで運転されている。図 6 は図 5 に対応した計算結果であり、8 月 31 日午前 8 時の各部の値を初期値として計算してある。両図の発電時間帯はほぼ一致しており、通常日射運転モードについては、この数学モデルと計算手法を用いて解析することが妥当であると言える。ただ、図 5 では図 2 の蒸気発生器 (U) を通って蓄熱器 (U) に至るルートをカットして計算しているため、蓄熱器 (U) の器内温度の特性は図 6 のそれと若干の違いが生じている⁽⁸⁾。なお低日射、スタンバイ両運転モ

ードについても同様な結果が得られた⁽⁸⁾。

一方、この実験設備は表 2、図 1 に示したように、午前 8 時 (太陽時) の日射強度と蓄熱器器内温度の条件によって、1 日単位で通常日射運転、低日射、スタンバイ各運転モードで運転できる。フリー運転モードは上記の二条件に合せてこの三つの運転モードを組合せる運転モードである。

図 7、図 8 はフリー運転モードの実験結果と計算結果である。実験結果は昭和 58 年 4 月 26 日から 28 日までの連続した 3 日間の特性である。計算結果は実験結果に対応しており、両図の値はほぼ一致していることがわかる。

実験設備構成要素機器を表す入力データとしての各種集熱装置の集光面積、蓄熱器、熱水タンクの容積、蒸気タービン、フロンタービンの各発電機の発電効率

図 5 通常日射運転モードの実験結果例

Fig. 5. Example of experimental results in ordinary insolation operating mode.

図 6 通常日射運転モードの計算結果例

Fig. 6. Example of calculating results in ordinary insolation operating mode.

図 7 フリー運転モードの実験結果例

Fig. 7. Example of experimental results in free operating mode.

図 8 フリー運転モードの計算結果例

Fig. 8. Example of calculating results in free operating mode.

表 3 実験設備の計算結果

Table 3. Calculating results of experimental facility.

		通常日射運転モード	低日射運転モード		フリー運転モード	
タービン発電機 (kW)	蒸気	5	—	—	5(通)	5(通)
	フロン	10	5	10	10(通) 5(低, スタン)	10(通, 低, スタン)
発電時間 (時間/年)		420	1,195	885	1,104	863
発電量 (kWh/年)		6,300	5,975	8,850	7,620	9,530
暖冷房・給湯時間 (時間/年)		1,186	1,569	1,560	1,369	1,305

(通): 通常日射運転モード, (低): 低日射運転モード, (スタン): スタンバイ運転モード

η_s, η_f などは設計値を用いた。例えば, η_s, η_f の値はそれぞれ 0.048, 0.060 である。

一方, システム効率を左右する(2)式, (4)式の a_h, a_l, b_h, b_l, U などは実験データに基づいて決めた⁽²⁾⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾。集熱装置単位面積あたりのこれらの値は, $a_h=0.60, a_l=0.45, b_h=b_l=0.20$ であり, $U_u=U_l=U_w=0.005 \text{ kW/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ である。

表 3 は HASP 標準気象データ (東京) によって, 通常日射, 低日射, フリーの各運転モードで動作させた実験設備の年間発電時間, 発電量, 暖冷房, 給湯用熱エネルギー供給時間の計算結果である。運転研究では通常日射運転モード以外の運転モードの電力供給は, フロンタービン発電機による 5 kW に限られている。しかし計算では, フロンタービン発電機による 10 kW についても検討した。

通常日射運転モードとフリー運転モードによる年間発電時間を比較すると, フリー運転モードは通常日射運転モードに比べ 2.1~2.6 倍増加し, 420 時間から 863~1,104 時間になることがわかる。また, 年間発電量は 1.2~1.5 倍となる。このようにフリー運転モードは他の運転モードに比べ発電時間, 発電量とも大

きく有効な運転モードであることがわかる。中でも蒸発タービン発電機の出力 5 kW とフロンタービン発電機の出力 10 kW の組合せが有効である。

既に述べたように, この実験設備の単位面積あたりの $Q_{2,h}, Q_{2,l}$ は

$$\left. \begin{aligned} Q_{2,h} &= 0.60 Q_{1,h} - 0.20 \\ Q_{2,l} &= 0.45 Q_{1,l} - 0.20 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (11)$$

である。(11)式は集熱部と熱輸送部を含めた高温, 低温各ループ全体の特性を表す式であり, 右辺第 1 項は入力エネルギー, 第 2 項は熱損失に關係する項である。(11)式より集熱部の特性を分離する。集光追尾形集熱装置, 非集光固定形集熱装置の 1 時間・単位面積あたりの集熱量をそれぞれ $Q_{2,h(c)}, Q_{2,l(c)}$ (kW) とすると, これらの実験データに基づいて

$$\left. \begin{aligned} Q_{2,h(c)} &= 0.60 Q_{1,h} - 0.10 \\ Q_{2,l(c)} &= 0.45 Q_{1,l} - 0.10 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (12)$$

となる。

この実験設備の設計点である法線面直達日射度が 0.5 kW/m^2 , 傾斜面全天日射強度が 0.65 kW/m^2 のとき (11), (12)式を図示すると, 図 9 の斜線の特性となる。例えば, 高温ループの集光追尾形集熱装置の集熱

図 9 設計基準日射強度における高温、低温ループの効率

Fig. 9. Efficiencies of high temperature and low temperature loops under design standard level of solar radiation.

効率は 40%，熱輸送効率は 50% であり，高温ループ全体の効率は 20% となる。一方，低温ループの非集光固定形集熱装置の集熱効率，熱輸送効率は各々 29.6%，48% であり，低温ループ全体の効率は 14.2% であることがわかる。

著者らは低温，高温各ループの特性向上のための検討を加え，改善策を実行した⁽¹¹⁾。低温ループについては，集熱器を並列接続から直並列グループ接続に変更することにより，日平均のループ全体の効率を 61% 改善した⁽¹²⁾⁽¹³⁾。また，高温ループについては，すべての集熱装置を東西形に配置し配管ルート短縮すれば，熱輸送部の効率を 50% 程度改善できる⁽²⁾。更に集熱部については，反射鏡面の反射率，追尾精度，ガラス表面反射防止加工を施すことにより現状の効率を

10% 程度向上させることが可能である。一方，蓄熱器の断熱施工，支持架台の改善を図ることにより，熱損失の大幅な低減が見込めることもわかった。

以上のことより，高温，低温各ループの改善後の特性は (11)，(12) 式に従って，次のように (13)，(14) 式で表示できる。

$$\left. \begin{aligned} Q_{2,h} &= 0.63 Q_{1,h} - 0.15 \\ Q_{2,l} &= 0.48 Q_{1,l} - 0.15 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (13)$$

$$\left. \begin{aligned} Q_{2,h(c)} &= 0.63 Q_{1,h} - 0.10 \\ Q_{2,l(c)} &= 0.48 Q_{1,l} - 0.10 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (14)$$

両式について，設計基準日射強度における各部の特性を図示すると図 9 の点で示す特性となる。例えば，高温ループについては集熱効率が 40% から 43% に，熱輸送効率が 50% から 76.7% に改善される。

これらのデータを基礎にして改善システム (1)，(2) を設定し解析した。改善 (1) は高温，低温各ループの特性が (13)，(14) 式に従い，しかも蓄熱器の全熱損失係数 U の値が 0.005 から 0.002 kW/m²・℃ に改善されたシステムである。

改善システム (2) は，(1) のシステムの特性に加えて，集熱量を増やしシステムの容量増加による発電効率の向上を図ったシステムである。すなわち，蒸気タービン，フロンタービン発電機の発電効率 η_s ， η_f をそれぞれ 0.048，0.06 から 0.12 に向上させている。表 4 は改善システム (1)，(2) の通常日射，低日射，フリーの各運転モードに対する年間の発電時間，発電量，暖冷房，給湯用熱エネルギー供給時間を示したものである。改善システム (1) での通常日射運転モードの年間発電時間，年間発電量，暖冷房，給湯用熱エネルギー供給時間は，それぞれ 940 時間，14,100 kWh，2,153 時間である。これらの値は表 3 の実験設備の特性に比べ，1.82～2.24 倍増加していることがわかる。

表 4 改善システム (1)，(2) の計算結果

Table 4. Calculating results of improvement systems (1)，(2).

		通常日射運転モード		低日射運転モード		フリー運転モード	
タービン発電機 (kW)	蒸 気	5		—		5(通)	5(通)
	フ ロ ン	10		5	10	10(通) 5(低, スタン)	10(通, 低, スタン)
発 電 時 間 (時間/年)	改善システム (1)	940		1,706	1,405	1,733	1,414
	改善システム (2)	1,280		1,934	1,716	2,026	1,807
発 電 量 (kWh/年)	改善システム (1)	14,100		8,530	14,052	14,143	16,881
	改善システム (2)	19,200		9,670	17,160	16,334	21,170
暖 冷 房・給 湯 用 熱エネルギー供給時間 (時間/年)	改善システム (1)	2,153		2,318	2,354	2,336	2,312
	改善システム (2)	2,160		2,324	2,362	2,347	2,330

(通)：通常日射運転モード

改善システム (1)：集熱，熱輸送効率の向上

(低)：低日射運転モード

改善システム (2)：集熱，熱輸送，発電効率の向上

(スタン)：スタンバイ運転モード

また、このシステムの通常日射運転モードとフリー運転モードの各値を比較すると、フリー運転モードが1.57～1.86 倍大きく、この運転モードが有効であることがわかる。なかでも、フロンタービン発電機の容量が通常日射、低日射、スタンバイの各運転モードとも定格出力 10 kW で駆動するほうが好ましいことを示している。

一方、改善システム(2)は、改善システム(1)に比べ年間の発電時間、発電量、暖冷房、給湯用熱エネルギー供給時間が1.15～1.36 倍増加する。なお、表3、表4の1時間あたりの暖冷房、給湯用熱エネルギー供給量の平均値は 103 kW である。

以上のことから、現状の実験設備の特性を改善することによって、システムの諸特性を大幅に向上させることが可能である。熱・電気複合ソーラシステムは、いわゆる発電専用の太陽熱発電プラントと異なり、生産工場周辺の未利用空間に設置することが期待される小容量分散形のシステムである。

5. 結 論

以上、熱・電気複合ソーラシステムのシステム特性を求めるシステムシミュレーションモデルを作成し、このモデルを適用して著者らが開発した実験設備の最適設計について検討した。電気負荷優先モードによる検討結果から明らかになった事項は次のとおりである。

(1) 熱・電気複合ソーラシステム実験設備をシミュレートする数学モデルと計算手法は妥当である。

(2) 連続する一年間の HASP 標準気象データ(東京)を用いて熱・電気複合ソーラシステム実験設備の諸特性を求めた。その結果、電気負荷優先で通常日射運転モードのときの年間の発電時間、発電量はそれぞれ 420 時間、6,300 kWh となった。一方、著者らが提案しているフリー運転モードによれば、上記の値はそれぞれ 2.1～2.6 倍、1.2～1.5 倍増大し、この運転モードは有効である。なお、この運転モードにおいて、フロンタービン発電機を定格出力 (10 kW) で駆動することが望ましい。

(3) 設計基準日射強度における実験設備の高温、低温各ループ全体の効率はいずれも 20%、14.2% であり、なかでも熱輸送効率はいずれも 50% 程度と低

い。

(4) 改善システム(1)は設計基準日射強度において、高温、低温ループ全体の効率をそれぞれ 65%、75% 改善し、蓄熱器の熱損失量を 60% 低減させたシステムである。このシステムについてもフリー運転モードが有効であり、現状の実験設備に比べ年間の発電時間、発電量、暖冷房、給湯用熱エネルギー供給時間は 1.64～1.77 倍増加する。

(5) 改善システム(2)はシステム(1)の特性に加えて、蒸気タービン・フロンタービン各発電機の発電効率を 0.12 に向上させたシステムである。改善システム(2)はシステム(1)に比べ、これらの諸量が更に 25～27% 増加する。

(6) これらの結果から、実験設備両ループの全体効率、蓄熱器の全熱損失係数、発電効率を改善すれば、実験設備の諸量が大幅に向上することがわかった。

終りに、本論文をまとめるにあたり種々討論いただいた当所エネルギー部太陽エネルギー研究室の方々に深謝する次第である。(昭和 61 年 6 月 17 日受付)

文 献

- (1) 谷:「新しい太陽熱発電—熱・電気複合ソーラシステム—」, 電総研彙報, 47, 12 (昭 58-7)
- (2) 田中, 他:「熱・電気複合ソーラシステムの開発(第1報 実験設備の構成と基礎特性)」, 電学論 B, 104, 33 (昭 59-8)
- (3) 田中, 他:「熱・電気複合ソーラシステムの開発(第2報 実験設備の電気負荷優先モードにおける運転特性)」, 同上 B, 104, 41 (昭 59-8)
- (4) 田中・津田・谷:「熱・電気複合ソーラシステムの開発(電気負荷優先モードにおける実験結果)」, 同上 B, 105, 17 (昭 60-6)
- (5) 谷, 他:「熱・電気複合ソーラシステムの解析」, 日本太陽エネルギー学会第 11 回研究発表会, 48, 189 (昭 60-12)
- (6) 谷:「熱・電気複合ソーラシステムに関する一考察」, 電学論 B, 103, 9 (昭 58-3)
- (7) 谷:「熱・電気複合ソーラシステムの最適容量の考察」, 電学論 B, 104, 9 (昭 59-1)
- (8) 谷, 他:「熱・電気複合ソーラシステムの特性」, 昭 61 電気学会全大, No. 1202
- (9) 田中, 他:「熱・電気複合ソーラシステムにおける蓄熱特性について」, 電気学会新・省エネルギー研資, ESC-82-3, 23 (昭 57-2)
- (10) 津田, 他:「熱・電気複合ソーラシステムにおける集熱系制御」, 日本太陽エネルギー学会第 8 回研究発表会, 46, 184 (昭 57-11)
- (11) 谷・池田・田中:「太陽熱利用システムにおけるエネルギー輸送の考察と提言」, 電総研彙報, 50, 1 (昭 61-1)
- (12) 田中, 他:「熱・電気ソーラシステムの開発(配管部改造によるシステム特性への影響)」, 電気学会論文誌投稿中
- (13) 津田, 他:「配管系の集熱特性に及ぼす影響」, 日本太陽エネルギー学会第 10 回研究発表会, 43, (昭 59-12)