

太陽熱利用システムにおける集光・ 受熱系の性能予測

Performance Prediction of Concentrator/Receiver Subsystem
for Solar Power System

土 屋 一 雄*¹
Kazuo TSUCHIYA

藤 井 石 根*¹
Iwane FUJII

Abstract

Overall performance of solar system with engine/generator is governed by efficiency of concentrator/receiver subsystem. In order to realize high performance system, higher solar radiation from concentrator to receiver and lower heat loss from receiver to environment are required. These suggest us that aperture diameter D_{ap} of the receiver should be selected at an optimum size, since the solar radiation and the heat loss depend on the value of D_{ap} . In the present study, an empirical formula is proposed to estimate natural convective heat loss from the aperture, as a function of the receiver angle varying with sun's elevation, which enables us to make optimum design of D_{ap} . The empirical formula is applied to predict efficiency of a subsystem which consists of central receiver and parabolic disk mirror of 13m diameter with slope error of 5.0 or 2.5 mrad. The predicted efficiency is increased with beam insolation and influenced strongly by both the receiver angle and slope error in the range of lower beam insolation.

Key Words: Concentrator/receiver subsystem, Natural convective heat loss, Optimum design of aperture diameter, Performance prediction

1. はじめに

太陽エネルギーを熱機関の熱源に利用して発電を行う太陽熱利用発電システムの効率、使用する熱機関や発電機の効率に加え、集光・受熱系の効率に依存する。すなわち集光・受熱系では、集光器により集められた太陽光を、受熱部となるレシーバにおいて極力損失の無いように熱エネルギーに変換した後、熱機関に有効に伝達する必要がある。この場合、集光器からの光の取り入れ口にあたるレシーバ・アパーチャ部の口径（以降 D_{ap} と略す）は、特に配慮が必要な部分と言える。それは D_{ap} の大小が、集光・受熱系の効率に対して、レシーバへの入射エネルギー量を増加させるプラスの効果と、アパーチャからの熱損失を増大させるマイナスの効果の両者に関与するからである。これは集光器の特性に見合ったエンジン熱入力を最大にする最適 D_{ap} の存在を示唆している。

従来、この種の計算は太陽仰角の変化を無視した形で行われてきた⁽¹⁾。しかし、太陽追尾が必要となるセントラルレシーバ型太陽熱利用システムでは、太陽の仰角と共に変化するレシーバの姿勢の影響を考慮した性能予測が必要となろう。

本研究では、集光器としてパラボラ反射鏡を用い、その焦点位置にレシーバを設置して受熱を行うセントラルレシーバ型集光・受熱系⁽²⁾⁽³⁾の効率や最適 D_{ap} について、レシーバの姿勢によるアパーチャからの自然対流熱損失の変化を考慮して検討を加えると共に、パラボラ反射鏡中心軸上の焦点付近に副鏡を置いて一度集光された太陽光を再反射させ、パラボラ反射鏡頂点位置に設置されたレシーバで受熱を行う対称方式のカセグレン型集光・受熱系⁽⁴⁾⁽⁵⁾の性能や、熱機関としてスターリングエンジンを想定した発電システムの効率等についても若干の検討を加えている。

ここでは、上記の集光・受熱系出力段に効率35%程度のエンジン・発電機系を組み合わせ、最終的な出力レベルとして25kWクラスの発電を狙った太陽熱利用システムを想定して性能予測を試みる。

* 原稿受付 平成4年9月24日

* 1 明治大学理工学部 (〒214 川崎市磯区三田 1-1-1)

「主な記号」

A: 断面又は表面積	T: 温度
C: Nu 数の係数	α : レシーバの吸収率
D: 直径	β : 空気の体膨張係数
F_R : レシーバの形態係数	ε_R : レシーバの放射率
f: 焦点距離	η : 効率
h_c : 自然対流熱伝達率	θ_R : レシーバ傾き角
k_k : 断熱材の熱伝導率	θ_s : 太陽の仰角
I_b : 直達日射量	λ : 空気の熱伝導率
L: 厚さ又は深さ	ν : 空気の動粘性係数
Nu: ヌセル数 ($= h_c L_R / \lambda$)	ρ_s : 鏡面の反射率
Pr: 空気のプラント数	σ_B : ステファン・ボルツマン定数
r: アパーチャ開口比 ($= D_{ap} / D_R$)	σ_T : 反射光の広がり角
Q_i : アパーチャへの入力熱流	標準偏差
Q_s : レシーバからの損失熱流	ϕ : 鏡面中心軸からの角度
Ra: ライリー数 ($= Pr \cdot L_R^3 \times \beta g (T_R - T_a) / \nu^2$)	ϕ_r : リム角

<< 添字 >>

a: 外気	k: 断熱材
ap: アパーチャ	R: レシーバ又はレシーバ内壁
c: 集光器	RW: レシーバ外壁
COL: 集光・受熱系	SKY: 天空
CR: カルノー	SYS: システム全体

2. 集光・受熱系の基本仕様と計算条件

表1に集光・受熱系の基本仕様を示す。レシーバは図1のように内径 $D_R=450$ mm, 深さ $L_R=300$ mm の円筒型と仮定し, D_{ap} を 45~450 mm まで変化させて性能予測を行う。同レシーバの内壁部にはレシーバの後方部分に位置する熱機関の高温側熱交換器が設置され, ここで吸収された熱が動力に変換されることになる。この場合, 熱機関側への熱損失は無視した。

表2に本計算を行う上で考慮した集光系の誤差を示す。表中の誤差の値は, 各誤差原因に基づく太陽反射光の広がり角度 (mrad: milli-radians) の標準偏差として表現されており, σ_T は各誤差が独立であるとしたときの集光系全体の標準偏差を表す。

一般に太陽熱発電システムのイニシャルコストに占める集光器の割合の低減は, 同システムを普及させる上での大きな課題の一つと言われている。Pons⁽⁷⁾は, 熱機関としてスターリングエンジンを想定した場合, その割合は約 70% にも及ぶことを報告している。こ

こでは集光器コストの低減を狙ってスロープ誤差を 5 mrad に設定した Case 1 と, 効率を追求してスロープ誤差を 2.5 mrad に設定した Case 2 の二つの場合について検討を加えた。

表1 集光・受熱系の基本仕様

集光系 (回転放物面鏡)	受熱系 (円筒型レシーバ)
集光器直径 D_C 13 m	内壁温度 T_R 573~1173 K
焦点距離 f 7.8 m	形態係数 F_R 0.95
f/D_C 0.6	吸収率 α 0.96
リム角 ϕ_r 45 deg	放射率 ε_R 0.96 ($=\alpha$) ⁽⁶⁾
反射率 ρ_s 0.9	断熱材厚さ L_k 0.10 m

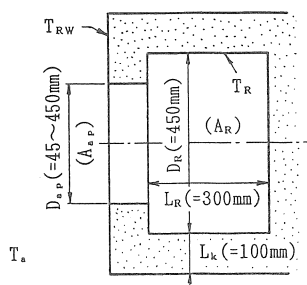


図1 レシーバのモデル

表2 考慮した集光系の誤差

誤差の種類	誤差の大きさ (mrad)	
	Case 1	Case 2
スロープ誤差	5.0 × 2	2.5 × 2
追尾誤差 (セッティング)	各2.0	各2.0
レシーバ取り付け誤差	2.0	2.0
鏡面の散乱誤差	0.5	0.5
太陽の大きさ	2.8	2.8
全体の誤差 σ_T	11.0	6.7

(mrad: milli-radians)

3. 集光・受熱系の性能予測法

集光・受熱系における効率の計算は, 太陽光に垂直な集光器受光面積 A_c に直達日射量 I_b を乗ずることから求まる太陽光入射フラックス $I_b \cdot A_c$ に対し, レシーバへの入力熱流 Q_i とそこからの熱損失 Q_s を算出することに帰着する。前者の Q_i は, σ_T の広がりを持つパラボラ鏡面からの太陽反射光の内, レシーバの

アパーチャ開口部,つまり前述の D_{ap} を通過してレシーバ内に熱の形で取り込まれるエネルギー量を表し,次式のように求められる⁽¹⁾.ただし Γ は,アパーチャ開口部 D_{ap} を通過する反射光の割合を示し, ϕ , r , σ_r の関数である.

$$Q_i = 8\pi \rho_s \alpha \cdot I_b \cdot f^2 \int_0^{\phi_r} \frac{\sin \phi}{(1 + \cos \phi)^2} \Gamma d\phi \quad (1)$$

他方,後者の熱損失 Q_s として,本研究ではアパーチャからの放射と自然対流による損失,及びレシーバ壁を通しての伝導による損失を考慮し,これらの和として次式によって Q_s を算出する.したがって無風状態での性能予測ということになる.なお,放射伝熱量の算出に際しては計算を簡単にするため,外気温度 T_a に対し天空温度を $T_{sky} = T_a - 6$ (K)⁽⁸⁾ と置くことでレシーバとパラボラ反射鏡面や地表等の間の放射伝熱を無視した簡易計算法⁽¹⁾を採用した.また, D_{ap} の大小によるレシーバ放射率の変化は無視し,レシーバ外壁温度は $T_{RW} = T_a + 40$ (K)と仮定した.

$$Q_s = hc \cdot A_R (T_R - T_a) + \sigma_B \cdot \epsilon_R \cdot F_R \cdot A_{ap} [T_R^4 - T_{sky}^4] + k_k \cdot A_k (T_R - T_{RW}) / L_k \quad (2)$$

前述したように,一般に集光型集熱器では,反射面の中心軸を太陽の光軸と常に一致させるような追尾が行われている.その結果,特にセントラルレシーバ型の集光・受熱系では,太陽の位置と共に変わるレシーバの姿勢,すなわち地表面からのレシーバの傾き角度 θ_R の影響によって,アパーチャからの自然対流熱損失量が変化する.図2は,この影響を種々のアパーチャ開口比 $r = D_{ap} / D_R$ について,実験的に明らかにしたものである⁽⁹⁾.ここで $\theta_R = 0$ deg は,アパーチャが天空に向かって開口していることを意味し,太陽の仰角 θ_s とレシーバの傾き角 θ_R との間には $\theta_R = \theta_s + 90$ (deg) の関係がある.本研究では,同図の結果に基づくレシーバの傾き角 θ_R とアパーチャ開口比 r に関する以下の実験式(3)によって式(2)内の hc を評価し, Q_s の計算を行った.ただし係数 C は,レシーバ傾き角 θ_R とアパーチャ開口比 r の関数として式(4)(5)のように多項式近似した.

$$Nu = C \{Ra\}^{1/3} \quad 2.2 \times 10^5 \leq Ra \leq 7.0 \times 10^5 \quad (3)$$

ここで $90 \text{ deg} \leq \theta_R \leq 180 \text{ deg}$ の場合

$$\left. \begin{aligned} C &= f(\theta_R, r) = \sum_{j=1}^3 a_j r^j \\ a_j &= \sum_{i=0}^3 b_{ji} (\theta_R / 100)^i \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

表3 実験式の係数 b_{ji} の値

j \ i	0	1	2	3
1	0.30313	-0.93415	0.77419	-0.19216
2	-1.5251	6.0564	-5.4315	1.4202
3	0.74416	-3.4624	3.3307	-0.90962

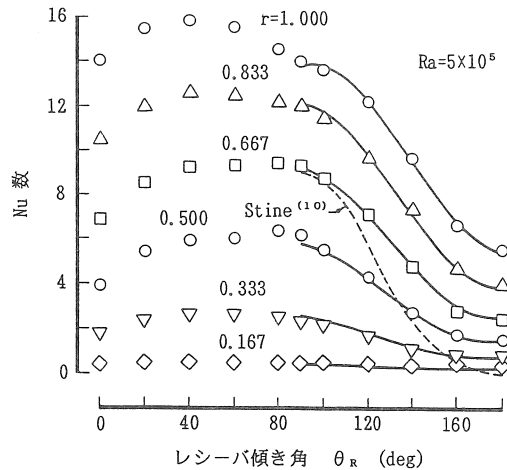


図2 レシーバ傾き角 θ_R とアパーチャ開口比 r がヌセルト数 Nu に及ぼす影響

他方 $\theta_R = 0$ deg では

$$C = r(0.016241 + 0.16426 r) \quad (5)$$

表3に,式(4)における多項式の係数 b_{ji} の値を示す.前掲図2内の実線は,同実験式による計算結果である.レシーバ傾き角 $\theta_R = 95 \sim 175$ deg (太陽仰角の変化範囲 $5 \sim 85$ deg に対応)の範囲で実験点をよく模擬していることが分かる.ここで空気の物性値には温度 $(T_R + T_a) / 2$ における値を用いた.

アパーチャからの自然対流熱損失の評価について,Stine⁽¹⁰⁾らは,開口比 $r = 0.69$ のレシーバ ($D_R = 660$ mm, $L_R = 580$ mm)を用いた $Ra = 8.5 \times 10^8 \sim 9.5 \times 10^8$ の範囲での実測から,Koenigらの結果⁽¹¹⁾を修正した次の実験式を提案している.ただし,この式は代表長さをそろえるために書き直してある.

$$Nu = C (\sqrt{2} L_R / D_R)^{0.25} \cdot P(\theta_R) \cdot r^{1.75} \cdot (Ra)^{0.25} \quad (6)$$

ここで $C = 0.78$ (Koenigらは $C = 0.52$)

$$P(\theta_R) = \cos^{3.2}(\theta_R - 90) \quad 90 \text{ deg} \leq \theta_R \leq 135 \text{ deg} \quad (7)$$

$$P(\theta_R) = \cos^2 \cdot 2(\theta_R - 90) \quad (8)$$

$$135 \text{ deg} \leq \theta_R \leq 180 \text{ deg}$$

$r=0.667$, $Ra=5 \times 10^5$ の条件で、上式により Nu を計算し、その結果を図2内に破線で示してある。本研究で提案する実験式(3)(4)による値と比較すると、 $\theta_R=90 \sim 100 \text{ deg}$ の範囲で両者はよく一致することが確認できる。しかし、 θ_R が 180 deg に近づくにしたがって両者の差は大きくなる傾向がある。これは式(8)から明らかなように、Stine や Koenig らの実験式では、 $\theta_R=180 \text{ deg}$ 、すなわち アパーチャが真下を向いた状態でのアパーチャからの自然対流熱損失をゼロと仮定していることに原因がある。この仮定には無理があるように思われる。というのは、アパーチャが真下を向いた状態においてもアパーチャ周辺に留まっている高温空気は周囲の低温空気に熱を与え、それは周囲流体の自然対流の原因となると考えられるからである。

一方、本実験式(3)~(5)から求まる熱伝達率 h_c はおよそ $4 \sim 11 \text{ W/m}^2\text{K}$ の範囲にあり、この値は Siebers ら⁽¹²⁾ が提案している $5 \sim 10 \text{ W/m}^2\text{K}$ にほぼ一致する。したがって式(3)~(5)は、比較的狭い Ra 数領域での実測から求められた実験式ではあるが、太陽仰角が効率に及ぼす影響を定性的に知るうえでは十分な精度を有すると考えられる。

本計算では、各部の効率を以下のように定義した。

$$\text{集光器効率: } \eta_c = Q_i / \{I_b \cdot A_c\} \quad (9)$$

$$\text{レシーバ効率: } \eta_R = 1 - Q_s / Q_i \quad (10)$$

$$\text{コレクタ効率: } \eta_{COL} = \eta_c \eta_R = \eta_c - Q_s / \{I_b \cdot A_c\} \quad (11)$$

4. 計算結果並びに考察

図3は集光系の誤差 Case1 と Case 2 における最適アパーチャ開口比 r を定めるために描いたものである。 r の増加と共に、アパーチャ開口部 D_{ap} を通過する反射光の割合 Γ が増すため、集光器効率 η_c は大きな値となる。しかしその反面、開口部からの熱損失が増加するためレシーバ効率 η_R は低下し、その結果両者の積で与えられるコレクタ効率 η_{COL} は、ある開口比の所で最大となる。また最適な r は、いずれの場合も直達日射量 I_b の低下と共に小さな値を取る。

このことは、日射の多い場合、アパーチャ開口径を増して反射光をなるべくたくさん取り入れ、逆に日射の少ない場合は、開口部径を小さくして損失を極力抑さえる必要のあることを示唆している。したがって、

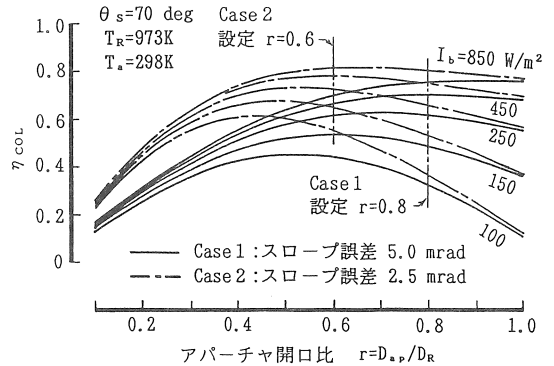


図3 アパーチャ開口比 r によるコレクタ効率 η_{COL} の変化

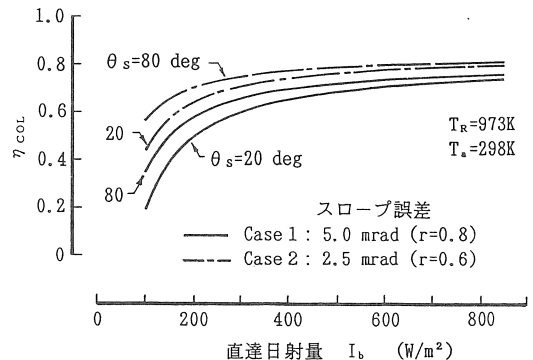


図4 直達日射量 I_b がコレクタ効率 η_{COL} に及ぼす影響

最適な r の値は、厳密には集光・受熱システムを設置する地域の年間を通しての日射条件を考慮して決定しなければならないが、i) 図3においてコレクタ効率 η_{COL} が最大となる領域に注目すると、 $I_b \geq 450 \text{ W/m}^2$ の条件では r の大小による η_{COL} の変化は小さく、ii) セントラルレシーバ型の集光・受熱系にスターリングエンジン・発電機を組み合わせた Laing⁽³⁾ らの太陽熱発電システムでは、快晴時 $I_b \approx 500 \text{ W/m}^2$ で始動、平均として $I_b = 350 \text{ W/m}^2$ 付近から発電可能という運転実績があること等から判断して、ここでは $I_b = 450 \text{ W/m}^2$ でコレクタ効率 η_{COL} が最大になる r を最適アパーチャ開口比とみなし、それらの値を Case1 の場合 $r=0.8$ 、Case 2 では $r=0.6$ にそれぞれ設定した。

このようにして定めた各 r に対し、直達日射量 I_b によるコレクタ効率 η_{COL} の変化を計算すると図4が得られる。 η_{COL} は I_b の増加と共に大きくなり、また η_{COL} に及ぼす太陽仰角 θ_s の影響は I_b の増加

と共に減少する。一方、スロープ誤差による η_{col} の差は、 I_b の小さい領域で顕著であるが、 I_b の増加と共に減少する傾向がある。直達日射量 $I_b=850 \text{ W/m}^2$ 、太陽仰角 $\theta_s=80 \text{ deg}$ において、Case 1 では $\eta_{col}=0.763$ 、Case 2 では $\eta_{col}=0.815$ が得られた。

集光・受熱系の構築法として、これまで述べてきたセントラルレシーバ型の他に、副鏡を使用するカセグレン型がある。この方式は、セントラルレシーバ型に比べ、熱機関の設置やその出力の利用形態に自由度があり、かつエンジン・発電機系のメンテナンスも容易に行えるという利点を持っている。地上用のシステムとしては一色⁽⁴⁾らの研究が進められており、宇宙用では、例えば加藤⁽⁵⁾らの報告がある。

図5は、カセグレン型のコレクタ効率 η_{col} を2種のスロープ誤差について算出したものである。ただし計算に際し、副鏡の影響を反射率の低下と光路長さの増大、及び鏡面誤差の増加（副鏡のスロープ、取り付け、散乱の各誤差を考え、その値を主鏡の各値の1/2と仮定）として取り扱った。

直達日射量 $I_b=850 \text{ W/m}^2$ 、アパーチャ開口比 $r=1.0$ の条件で、スロープ誤差 5 mrad の場合 $\eta_{col}=0.475$ 、一方、 2.5 mrad では $\eta_{col}=0.627$ が得られ、スロープ誤差が η_{col} に大きな影響を及ぼしていることが分かる。また、この値はセントラルレシーバ型の効率に比べ約 $0.20 \sim 0.30$ 低い。これは主鏡と副鏡における2回にわたる反射と、レシーバまでの光路長さの増大及び、アパーチャ開口部が天空を向くことによる自然対流熱損失の増大の結果である。集光・受熱方式の選択に際し、十分に留意すべき事項と言える。

次に、セントラルレシーバ型集光・受熱系にエンジン・発電機系を組み合わせた全体システムの効率について若干の検討を試みる。ここでは熱機関としてスターリングエンジンを想定し、同エンジンの効率をカルノー効率 η_{CR} にカルノー係数 0.6 を乗じた値として評価する⁽¹³⁾。この時、エンジンの低温空間温度は外気温度に等しく、高温空間温度はレシーバ内壁温度よりも 60 K 低いと仮定する。また、発電機効率は 0.85 で一定とする。図6は、レシーバ内壁温度 T_R に対して各効率を試算した一例である。 T_R の増加と共にカルノー効率 η_{CR} は増加する反面、レシーバからの熱損失の増大によりコレクタ効率 η_{col} が低下するため、特に直達日射量の少ない条件でシステム効率 η_{sys} を最大にする最適 T_R が存在する。一方、直達日射量が増すと、スロープ誤差による η_{sys} の差は減少する傾向がある。

以上述べてきたように、集光・受熱系及びこれにエ

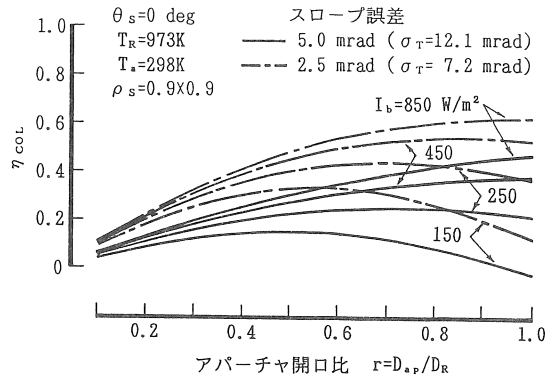


図5 カセグレン型集光・受熱系のコレクタ効率

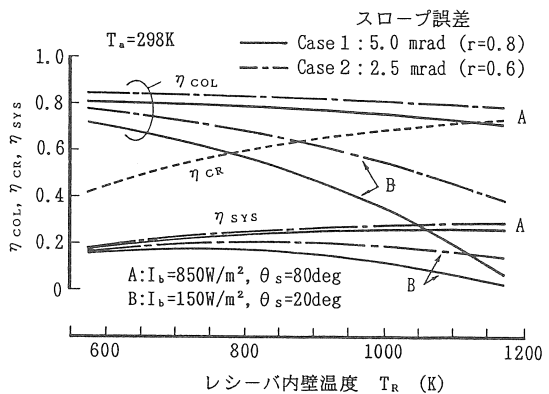


図6 レシーバ内壁温度 T_R がシステム効率 η_{sys} に及ぼす影響

ンジン・発電機系を組み合わせた全体システムの効率は、直達日射量や太陽仰角に強く依存する。したがって、同システムの高効率化達成のためには、集光・受熱系やエンジン・発電機系に関する検討はもちろんのこと、設置場所の気象条件を十分に考慮した全体システムとしての最適化が必要となろう。

5. まとめ

本研究では、パラボラ反射鏡を用いた太陽熱利用システムにおける集光・受熱系の性能について、レシーバの姿勢によるアパーチャからの自然対流熱損失の変化を考慮して検討を加えた。その結果、次のことが明らかになった。

(1)コレクタ効率 η_{col} は直達日射量 I_b に依存し、 I_b の減少と共に低下する。また、レシーバの姿勢が

η_{col} に及ぼす影響は、 I_0 の少ない領域で顕著に表れる。

(2)最適 アパーチャ開口比 r は鏡面のスロープ誤差によって変化し、同誤差が小さい場合、最適 r は小さな値となる。

(3)カセグレン型の効率には、スロープ誤差の影響が強く表れる。また、セントラルレシーバ型に比べコレクタ効率は 0.2~0.3 程度低く算出された。

(4)スターリングエンジンを想定した発電システムでは、直達日射量の少ない領域で、システム効率を最大にする最適なレシーバ内壁温度が存在する。

最後に、本研究の一部は日本機械学会 RC-95分科会（主査、日本大学：一色尚次教授）活動の一環として行われたものである。ここに関係各位に謝意を表す。

「参考文献」

- (1) W.B.Stine, et al., "Energy Fundamentals and Design", John Wiley & Sons, 1985.
- (2) G.C.Coleman, J.E.Raetz, "Field Performance of Dish/Stirling Solar Electric Systems", Proc. IECEC No. 869136, 1986.
- (3) D.Laing, O.Goebel, "Sodium Heat Pipe Receiver for A SPS V-160 Stirling Engine: Development, Laboratory and On-sun Test Results", Proc. IECEC, 1991.
- (4) N. Isshiki, H. Watanabe, K. Shishido, K. Watanabe, "Studies on Internally Heated Solar Stirling Engine (TNT-1 Solar Stirling System)", Proc. The 4th ICSE No. 040, 1988.
- (5) S. Kato, H. Oda, Y. Takeshita, Y. Sakai, et al., "Study of Parabolic Solar Concentrators", Space Power, Vol. 9, Nos 2/3, 1990.
- (6) E.J.Roschke, "Solar Dynamic Systems for Spacecraft Power Applications", AIAA-86-0382.
- (7) R.L.Pons, "A Solar-Stirling Small Power System", Proc. IECEC No. 799244, 1979.
- (8) G.W.Treadwell, "Design Consideration for Parabolic Cylindrical Solar Collectors", SAND76-0082, July, 1976.
- (9) 藤井, 土屋, 佐藤, "ソーラレシーバからの熱損失", 日本太陽エネルギー学会講演論文集, 1989.
- (10) W.B.Stine, C.G.McDonald, "Cavity Receiver Heat Loss Measurement", Proc. ASME Solar Division Conference, April, 1988.
- (11) A.A.Koenig, M.Marvin, "Convection Heat Loss Sensitivity in Open Cavity Solar Receivers", Final Report, DOE Contract No. EG77-C-04-3985, 1981.
- (12) D.L.Siebers, J.S.Kraabel, "Estimating Convective Energy Losses from Solar Receivers", SAND84-8717, April, 1984.
- (13) W.Beale, M.Labinov, A.Ohio, "Some Practical Considerations for Cost Minimization of Solar Stirling Engines", Proc. The 5th ICSE No. ICSE-91012, 1991.