

高真空平板式太陽熱コレクターの構造と性能

Construction and Performance of High Vacuum Flat-plate Solar Collector

中内俊作 ^{*1}

Shunsaku NAKAUCHI

加藤武雄 ^{*2}

Takeo KATOU

Abstract

A high vacuum flat-plate solar collector has been developed. With a solar intensity of 500W/m², at an ambient temperature of 0 °C, the solar collector has the following performance Figures: it can output at 70 °C with an efficiency of 66%, at 100 °C with an efficiency of 58%, at 150 °C with an efficiency of 42%, and at 200 °C with an efficiency of 22%. To improve efficiency two methods were applied. One is to keep the pressure inside of the collector at less than 0.1 Pascal. By this method the heat conduction between absorber plate and casing is reduced to 0.1W/m² or less. The other one is to use shield plates on the gaps between absorber plate and casing to cut heat loss which is caused by secondary radiation escaping from the rear side of the absorber plate. By this method, efficiency increases about 20% compared to not using.

キーワード：太陽熱コレクター、高真空、平板、高効率、遮蔽板

Key Words: Solar-collector, High Vacuum, Flat-plate, High Efficiency, Shield plate

1. はじめに

本論で提唱する高真空平板式コレクターは、非真空式コレクターに比して周囲温度が低いとき、日射が弱いとき、高温度の出力が必要なときなどに特に際立って効率が良いので、年間の太陽熱の集熱量が非真空式に比して格段の差ができる大変経済性の良いものである。

本論はその構造、動作理論とそれを実証する実験及びその効用について述べた。

真空式太陽熱コレクターは、1990年代に実用化の研究が主にドイツで始められて、現在では商品化され、今世紀初頭にはかなりの市場が形成されている。このドイツの真空平板式太陽熱コレクターは、空気を排除して代わりにクリプトンという重い気体を入れて、50ヘクトPaという低い真空度であっても数Pa程度の高い真空度と同じ良好な熱絶縁性を得ている。このような低真空中で、平板式を選んでいる理由は、高真空中にするのはコストが高いし、平板式は真空ガラス管式より安く出来るという理由からである。真空コレクターの優れた作り方の一つと考えられる^{1) 2)}。

当社でも1991年から太陽熱コレクターの理論的研究を

始め、その結果をNEDOの委託を受けて財団法人エンジニアリング振興協会が開いた平成9年度の「太陽熱利用システムの技術開発調査研究」委員会添付資料2の開発提案10、11として発表した³⁾。

その後小型の真空炉と、種々のタイプの小型模型で、真空平板式コレクターの真空封止技術と効率向上策の研究を行ってきた。その結果、現在は筐体内を空気による熱伝導が自由分子流による熱伝導の形式になる、0.1Pa以下の真空度に保つた真空による断熱効果を利用した真空平板式が、最も経済効果が高く最善であるとの結論に達している。0.1Paでは熱伝導損失が0.1W/m²Kとなり、クリプトンを使ったドイツの製品より、熱損失はさらに10分の1以下になる。

ガラスと金属を分子間引力の働くような状態で接着することは決して楽な問題ではないが、高温の真空炉中で、24時間程度のベーキングを行い、かつ真空炉中でガラスと金属筐体との真空封止を行うときに、特別な考慮を払うことによって、長期に亘って0.1Pa以下の高真空中を、真空封止切りの方式によって保ったコレクターを得ることが出来る。

高真空平板式にすると、非真空式に比べて格段に効率が良くなるだけでなく、クリプトンを使ったドイツの真空平板式とくらべても、筐体内の残存空気による熱伝導が一桁以上減るので特に100°C以上の高温領域で更に効率が良く、

*1 会員 国際技術開発株式会社 役員
(〒167-0032 東京都杉並区天沼2丁目3-9)
e-mail: snakauchi@kgk.co.jp

*2 TCM メカニカルデザイン 所長
(原稿受付: 2004年11月10日)

また平板式であるために、高真空ガラス管式と比べても、厚さを1/5程度に薄く出来ることと、熱損失の原因の一つとなる熱媒の入出力端子の、単位面積当たりの数も1/5程度に減らせて、単位面積当たりの効率が良くなり且つ価格も安くできる。

利用分野としては、熱帯から寒帯、晴天から曇天までの広い気象条件下で、家庭用では冷房、暖房、給湯に、農業用としては50°C～150°C程度の出力分野で、農水産物の加熱、煮沸、乾燥、消毒等による加工から、工業用では冷凍、

冷蔵、海水からの蒸留による造水、その他の加熱加工に至る広い分野での利用が挙げられる。

ガラスが破損したときには非真空式より破片が広く飛散するが、半強化ガラスを使っているので破片の切断面が滑らかになり、人を傷つけることは殆ど無い。しかし尚安全度を高めるために、ガラスに飛散防止用のフィルムを貼り付ける。また破損の際のエネルギー変動を減らすために、筐体は出来るだけ薄くする。

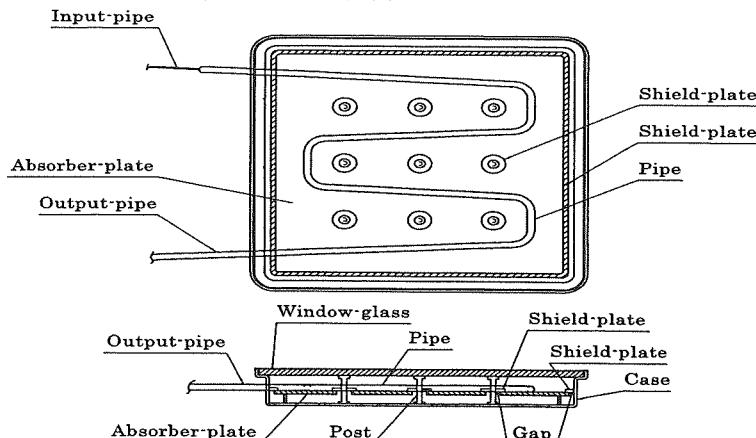


Fig. 1 Structure of the Collector

2. 構造

本コレクターの概略構造を図. 1に示す。

図. 1に示したように、本コレクターは厚さが3cm程度の浅い偏平な金属筐体内に、平板状の集熱板を内蔵し、これを透明なガラスで覆い、内部を0.1Pa以下の真空にしたものである。ガラスは多数の柱で支えられている。

柱は、試作品では長さ30mm、直径4mm、であったが、量産品では長さ20mm、直径3mmくらいが良いと思う。両端には直径10mm程度の鍔を付ける。

6mmのガラスと、1.5mmのステンレスを使った2m²のコレクターの場合、重量は約60kg位である。

図. 1は4角形をしているが、形状はこれに限られているわけではなく、試作品は円盤状で行った。ガラスと筐体にかかる応力から言えば円盤が最も理想的である。面積効率からいえば4角形が合理的である。

本方式では、熱媒はコレクターの上部にある細い管から集熱管に送り込まれそこで蒸発して蒸気となり、集熱板の収集した太陽熱は、熱媒の気化熱の形式によって外部に送り出されている。低温での熱媒の気化を容易にするために、集熱管内の空気は取り去ってある。

集熱板は太陽熱で膨張するので、空焚きによる高熱で膨張したときでも集熱板が筐体と柱に触れないように、筐体及び柱との間に数mmの間隙が設けられている。ただし、中心の柱一本と周辺の柱一本では集熱板が中心からず

れないためと、回転しないために柱と集熱板とが接触して、集熱板の移動を抑制している。集熱板の中心の穴は丸穴であるが、周辺に行くに従って放射状の楕円形になっている。そして集熱板の穴は、上記の2本の柱以外は、熱伝導による損失を防ぐために、集熱板が太陽熱で膨張収縮しても、集熱板が柱と接触しないような形状になっている。

上記のように集熱板と柱の間、及び筐体と集熱板の間には隙間が設けられているが、この隙間を通して、集熱板の裏側から放射された2次放射の赤外線が表側に回り込んで窓ガラスに吸収されて損失となるのを防ぐために、遮蔽板が設けてある。集熱板裏面の放射率にもよるが、この遮蔽板がないと効率が数10%低下する。

この隙間からの放射は空洞放射⁽⁴⁾と言われる現象と似た現象で、隙間の放射率は高くなってしまっており、小さな隙間でも多くの放射線を通すので、損失が増える。特に集熱板背面の放射率が高い場合はこの損失は無視できない。この遮蔽板は簡単な構造であるが、コレクターの効率向上のために重要な役目をしている。

本方式のコレクターの価格は、機構が非真空平板式と殆ど同じで、背面の熱絶縁物を必要としない点は、真空式のほうが有利であるが、ガラスの支持方法が複雑になり、真空封止が必要であるから結局非真空式の2～3割高位であろう。しかし真空ガラス管式よりは安くなる。

集熱管と集熱板との位置関係は、集熱板の中で最も集熱管から離れた場所でも、多くとも10cm以内出来れば5

~7 cm位になるように集熱管を配置する。このようにすると、集熱板の集めた熱エネルギーを集熱管に集めるためのエネルギー損失は、5%以下位に抑えられる。

3. 高真空平板式コレクターの性能を示す理論式

コレクターの収集する熱量は、到来した太陽熱から損失を差し引いたものである。損失は熱伝導による損失と放射による損失とに分けられる。

熱伝導による損失は筐体内の空気による熱伝導によるものと、集熱板を支える柱等の支持体の熱伝導によるものとに、分けられる。

先ず筐体内の空気による熱損失について考察する。

本コレクターは、集熱板と窓ガラス、及び集熱板と筐体底面間の間隔が小さく作られており、気圧も低いから、筐体内の空気による熱伝導は、静止空気による熱伝導と考えてよい。静止空気による熱伝導量は空気の平均自由行程Lによって変わる。

その平均自由行程Lは次の(1)式で示される。

$$L = \frac{3.11 \times 10^{-24} T_0}{PD^2} \quad [m] \quad (1)$$

(1)式の、気体の温度を示すT₀は、平行な2平面の温度をそれぞれT₁、T₂として、次式で定義される。

$$\frac{2}{\sqrt{T_1} + \sqrt{T_2}} = \frac{1}{\sqrt{T_0}}$$

平均自由行程： L [m]

空気の平均温度： T₀ [K]

空気の圧力： P [Pa]

空気の分子直径： D [m]

(1)式の自由行程Lと空気層の厚さdによって決まるd/Lの値によって2つの平行する平面間の単位面積あたりの伝熱量qを表す式は次の(a)、(b)、(c)の三つの場合に分類される。

(a) d/L > 10のとき

$$q_1 = \frac{h}{d}(T_1 - T_2) \quad [W/m^2] \quad (2)$$

空気の熱伝導率： h [W/mK]

空気層の厚さ： d [m]

比熱比： γ [1.4]

空気の密度： ρ [kg/m³]

算術平均速度： v_{av} [m/s]

平均自由行程： L [m]

定積比熱： C_v [J/kgK]

$$h = \frac{9\gamma - 5}{4} (0.5\rho - v_{av}L) C_v \quad [W/mK] \quad (3)$$

(b) 10 > d/L > 0.1 のとき

$$q_2 = \frac{h}{d + 2g}(T_1 - T_2) \quad [W/m^2] \quad (4)$$

$$g = \frac{2\epsilon}{\gamma + 1} L \quad [m] \quad (5)$$

$$\epsilon = \frac{9\gamma - 5}{4} \quad (6)$$

(c) d/L < 0.1 のとき

$$q_3 = \frac{\alpha(\gamma+1)}{2(\gamma-1)} \sqrt{\frac{R}{2\pi M T_0}} P(T_1 - T_2) \quad [W/m^2] \quad (7)$$

ここで、

$$\Lambda = \frac{1}{2} \frac{(\gamma+1)}{\gamma-1} \sqrt{\frac{R}{2\pi M T_0}} \quad (8)$$

(8)式は自由分子熱伝導率と呼ばれている。⁽⁵⁾

ガス定数： R [J/kgK] (R=287.03)

分子量： M [-] (M=28.97)

(7)の稀薄気体の場合の式にある順応係数αは、大部分の壁面について、ほぼ0.87から0.97位の間にあるとされている⁽⁶⁾。この参考文献の10.1表には本研究に使用した非研磨金属板のαの値が記載されていないので、次に示す表1の計算値ではαの値を1として計算してある。従って実際の損失は計算値より、5~15%少ない。

なおαの値は、上面と下面の順応係数をそれぞれα₁、α₂としたとき次式で示される⁽⁷⁾

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} - 1$$

上述の三つのケースの内、真空式コレクターに使われるような低い気圧に適用される(b)と(c)の場合を使って、それぞれの気圧と2平面間の距離における熱コンダクタンスC (= q/(T₁-T₂)を計算して図.2に示す。

理論式(4)から(7)への変わり目で、計算値の数値に飛躍的に変化するところがあり、図.2では屈曲点ができる。自然界ではそのようなことはないと考えられるので、その点での計算値は修正して、屈曲点がない滑らかな線にした。

空気による伝熱ではなく、集熱板を固定する支持物を通して筐体に逃げる伝熱量について考えると、その量は支持物の構造材質等によって決まる。その量は次節の実験と計算によって確かめる。

次に二つの面の間における放射について述べる。

図2 圧力P対サーマルコンダクタンスC

面1(面積A₁、温度T₁、放射率ε₁)から面2(面積A₂、温度T₂、放射率ε₂)への放射量Q₁は、面1から面2への

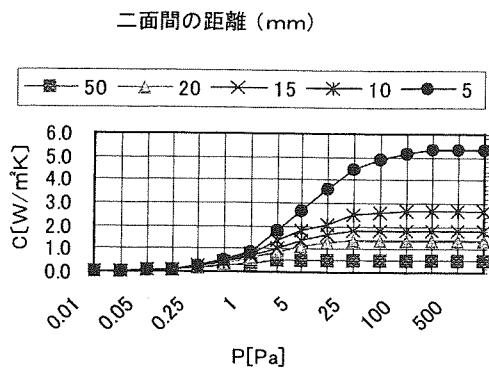


Fig. 2 Theoretical Value of Pressure P vs. Thermal Conductance C

形態係数を F_{12} として、(9)式で示される⁽⁸⁾。

$$Q_1 = \sigma (T_1^4 - T_2^4) A_1 F_{12} C_0 / B \quad [W/m^2] \quad (9)$$

σ : (ステマン・ボルツマンの定数) = $5.67 * 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$

$$C_0 = 1 + 1/(F_{12}/(1-F_{12}) + F_{12}/(A_2/A_1 - F_{12}))$$

$$B = 1 + F_{12} \cdot C \cdot (A_1/A_2 \cdot (1 - \varepsilon_2) / \varepsilon_2 + (1 - \varepsilon_1) / \varepsilon_1)$$

本コレクターでは、集熱板とガラス窓及び集熱板と筐体底面とで出来る空間を、両空間の間に於ける遮蔽板で上下を完全に分離しており、かつ $A_1 \approx A_2$ になるように構成されているので、 F_{12} 、 A_1/A_2 も共にほぼ 1 となるから、集熱板からの放射を表す式は、次式に簡略化される。

(10) 式は無限平行平板の放射伝熱を表す式に他ならない。

$$W_1 = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad [W/m^2] \quad (10)$$

放射損失として (10) 式を採用し、筐体内の稀薄空気による損失と柱等の支持物による損失の合計損失を示す係数を、 C [$\text{W/m}^2\text{K}$] とすると、放射損失と伝熱損失との合計損失値 W_L は次の (11) 式で示される。

$$W_L = \sigma (T_1^4 - T_2^4) / (1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1) + C (T_1 - T_2) \quad [W/m^2] \quad (11)$$

(11) 式の第1項は放射損失、第2項は伝熱損失を表している。

出力は入力から、損失を差引いたものであるから、出力 W_O は入力を W_1 、窓ガラスの反射吸収、集熱板の反射等の損失を考慮した入力効率を μ として (12) 式で出力は入力から、損失を差引いたものであるから、出力 W_O は入力を W_1 、窓ガラスの反射吸収、集熱板の反射等の損失を考慮した入力効率を μ として (12) 式で示される。

$$W_O = \mu W_1 - W_L \quad [W/m^2] \quad (12)$$

太陽に面する窓ガラスの温度は太陽光を吸収してつまり、更に選択吸収膜からの2次放射の赤外線によって

も暖められるが、2次放射率の小さい優れた選択吸収膜を使用すると、選択吸収膜からガラスに放射される2次放射の赤外線の量は少ないので、ガラスの温度はあまり気温と掛け離れたものにはならない。筐体底面も殆ど気温と同じ温度になっているので(11)式ではガラスと底面の温度は同じとして計算しても実用上は十分である。

4. 実験による理論式の評価

今まで導いた諸理論式(7)～(12)式の正当性を確かめる実験を、直径80 cm、厚さ3 cmの円盤状の構造を持つコレクターを用いて行った。図3にそのコレクターの写真を示す。

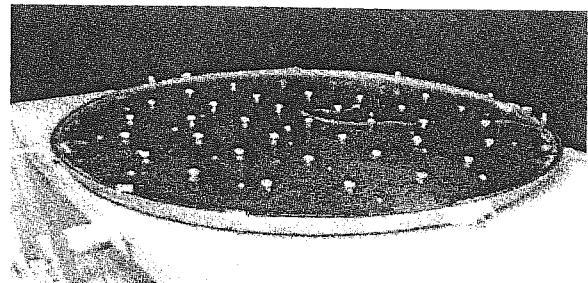


Fig. 3 Photograph of the Collector

理論式の正当性を検証する為に次のような方法を探った。

このコレクターに人工太陽から一定の入力を与え、その大きさを日射計を用いて実測しその値を実験値とし、コレクター内部の気圧を数種類に変更して、その時の集熱板の温度を、飽和温度法を用いて測定し、得られた実験値に(7)～(12)の理論式を適用して理論的に算出したコレクターの入力値を理論値として、上記の実験値との一致の度合いから理論の確からしさを検証すると言う方法を探った。

図3の試作品はベーキングを行っていないので、吸収ガスが多く、あまり高い真空度は得られなかったが、気体の状態がすべり流れから、自由分子流に移る中間の遷移領域での熱伝導量が計測できた。

この実験では、108個の20Wの蛍光灯を用いて人工太陽光を作り、精密日射計で強度を測定した一定の強度の人工太陽光をコレクターに供給し、コレクター内部の気圧を、約40分～1時間程度一定に保って集熱板の飽和温度を測定した後に、気圧を変化させてその気圧での飽和温度を測定すると言う方法で、6種類の気圧での飽和温度を測定した。飽和温度法を採用した理由は、100W程度の小さい入力で選択吸収膜の放射率が分かっている場合には、集熱板が収集した熱を外部に熱媒を用いて出力して測定するよりこの方が測定精度で優っているからである。

Table 1 Saturation Temperature of Absorber Plate, Window Glass, Bottom Plate vs. Pressure change of Casing

Result of Experiment	Pressure Pa		10	5	2.5	1.0	0.5	0.27
	Saturation Temperature (°C)	Absorber Plate	84	90	98	107	115	122
		Window Glass	46	46.5	46.5	47	47	47.5
		Bottom Plate of Casing	41	41	41	40.5	40	39

その測定結果を表 1に示す。

飽和温度では、集熱板に入射した熱量と、集熱板から外部に流れ出た熱損失量とは同じになっている。

先ず、集熱板からの熱損失について検討する。

集熱板から放射で失われる熱量は比較的正確に測定できる。また残存空気による伝熱損失も第2図から求められる。分からるのは、柱等を伝わって逃げる熱伝導による熱損失である。この量は、信頼できる計算での算出も難しいし正確に測定することも難しい。

そこで我々は前述のように、先ず筐体の内部の圧力を、拡散ポンプの吸い出し能力を加減して調製して、筐体内の気圧を幾つかの値に変化させ、そのときの飽和温度を測定し、一方、伝熱損失については在り得る幾つかの値を採用し、これらの採用値と飽和温度の測定値との組み合わせから理論式(11)を用いて算出される出力の理論値を求めた。結果を表 2に示す。

人工太陽光の強度は精密日射計で測定したが、その強度分布は一定ではなく山形の分布をしており、平均で約270W/m²前後位であった。この強度に (12) 式の μ と集熱板の面積をかけたものが集熱板の入力の実験値になる。

室温は25~27°Cであった。

この試作品の μ は8mmの板ガラスを使っていて集熱板の反射係数も含んで約80%である。また、この日射計は気象台などで用いられているもので、日光の波長分布に対して校正されており、蛍光灯の波長では、例え昼光色の蛍光灯を用いても多少の誤差があると考えられ、上記の値はおよそのものである。

この測定法では、選択吸収膜からの熱伝導と2次放射による合計出力が、入力と同じになるまで、選択吸収膜の温度を上げているから、太陽熱を熱出力として出力する正常な使い方の場合より2次放射が強い。従って、窓ガラスの温度は、太陽熱を外部に取り出す場合と異なり、大きな上昇を示す。この理由から、前述したように、ガラスの温度と筐体の温度とを同じ温度 T_2 とみなすことは出来ず、集熱板の上部にあるガラスの温度を T_2 、集熱板の下部にある筐体の温度を T_3 として二つの温度における放射損失別々に算出して合計損失を出す方法を探った。

熱伝導損失は、残存空気によるものと支持体によるものとに分けられるが静止空気の熱コンダクタンスを C_1 、

集熱板の支持物の熱コンダクタンスを C_2 として (13) 式で示される。

$$W_{LC} = (2C_1 + C_2) \{ (T_1 - (T_2 + T_3) / 2) \} [W/m^2] \quad (13)$$

(11) 式を用いて出力を計算するには、集熱板からの放射による損失も計算されなければならない。

放射損失については次のようにして計算した。集熱板表面から放射で逃げる熱量は、表面の二次放射率がメーカーの発表している値では7%であり、集熱板からの2次放射を吸収するガラスの吸収率は0.95位であるから、表面からの損失は (11) 式によって比較的正確に計算できる。

集熱板の裏面からの放射損失については、集熱板の材料がアルミであってその放射率が酸化の程度で変化するので、はっきりと放射損失を特定できないが、推定で0.08から0.10位とし、ステンレス製の筐体の放射率も、0.08から0.12位と推定して、理論値を計算するときの放射率としては、集熱板裏面の放射率を0.09、筐体底面の放射率を0.1と仮定して、放射損失は、(11)式の σ の項を表裏別々に計算して合算し、熱伝導損失については (11) 式の C の項に (13) 式を用い、集熱板が0.5m²であることを考慮に入れて算出した。

(13)式から熱伝導損失を算出するには、 C_1 と C_2 を知らなければならないので、次のようにして算出する。この実験では気圧が測定されているから、筐体の残存空気の熱コンダクタンス C_1 は図. 2または(7)式から求められる。

C_2 の値は、柱と或いは筐体と、集熱板との接触面積等がはっきりとは分からぬから、その値を特定できない。

それでコレクターの構造から、 C_2 の有りそうな値を5種類設定して、その値のもとでの出力を、(12)式を用いて計算して実験値と照合する方法をとることにした。

理論上 C_2 の値は気圧に無関係である筈であるから、構造上推定された5組の支持物の熱コンダクタンス C_2 と、6個1組の気圧の組み合わせのもとで、集熱板の出力を (12) 式で計算して表2 に示す。

Table 2 Relationship of Theoretical Values Based on Values of C_2 vs. Experimental Values

C_1	1.655 (10Pa)	1.400 (5Pa)	1.107 (2.5Pa)	0.669 (1Pa)	0.412 (0.5Pa)	0.233 (0.25Pa)	Ave. Output W	Standard Deviation S_x
C_2	0.5	108.5	112.4	117.0	110.2	107.7	106.0	110.3
	0.6	112.6	117.0	122.5	116.5	114.9	113.8	116.2
	0.7	116.6	121.6	127.9	122.9	122.0	121.7	122.1
	0.8	120.7	126.2	133.3	129.2	129.2	129.6	128.0
	0.9	124.7	130.9	138.7	135.5	136.3	137.4	133.9

表2では残存空気の気圧を、0.25~10Paに変化させてその熱コンダクタンス C_1 を1.655~0.233(W/m²K)の間に変化させ、支持物の熱コンダクタンス C_2 を0.5~0.9(W/m²K)の間で変化させた時の、出力値(集熱板から外出した合計損失値)の計算値を示す。気圧に対応する熱コンダクタンスは、図.2を作る時の計算式において、2体間の距離dの値として実験装置に近い値の15mmを用いて求めた。

理論式(11)式と(12)式を使って計算されて得られた結果を表2に上げる。

これらの計算値の内、最も出力値の標準偏差の少ない結果を与える C_2 の値を最尤値とする統計的手法で C_2 の値を算出した。

そうすると、表2から C_2 は0.6W/m²K前後の値であり、出力が116W²前後であると推定するのが理論的な結論となる。

試作品は0.5m²であるから、これから人工太陽の強度は116*2=232W/m²であることになる。これは理論的に導かれた理論値である。

この理論的に導かれた出力値と上述の日射計により実際に測定された人工太陽の実測値との誤差は7%で、日射計、温度計その他の測定誤差等を考慮に入れれば、実験値と理論値の一一致度は先ず先ずと観て良いと思う。これから(11)(12)の理論式は、実測値とほぼ一致する数値を導けるもので、使用に耐えるものと結論して以下の計算を進める。

5. 高真空平板式コレクターと非真空式コレクターの性能の理論的比較

高真空平板式コレクターの理論的性能を、主に(11)(12)式を用いて算出する。

必要な物性値は以下のような考慮のもとに与えた。現在実用されている選択吸収膜の中で可視光線の吸収率が95%で、赤外領域での放射率 ϵ が6%と言う性能のものがある¹⁾。この性能の選択吸収膜を用い、選択吸収膜の放射率を6%、ガラスの放射率を95%、集熱板の背面と

筐体底面にはアルミの真空蒸着を施し、集熱板から下部への総合放射率を1.5%とし、熱伝導損失Cを、支持体の構造と、筐体内の気圧を適当に選び、支持体による損失と残存空気による損失の合計を0.5W/m²K以下、入力効率 μ を、ガラスによる太陽光の反射、吸収損失と選択吸収膜の反射による損失の合計20%を差し引いた80%、 T_2 を0°Cとして、入力別、出力温度別に1m²当たりの出入力を計算した結果を図.4に示す。比較のために図.5に非真空式のコレクターで、熱伝導損失Cを5W/m²Kとし、その他の諸元を真空式と同じにした場合の非真空式の性能を示す。

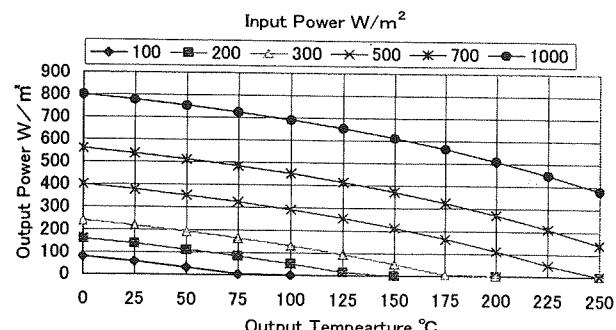


Fig. 4 Characteristic of the High-Vacuum Solar Collector

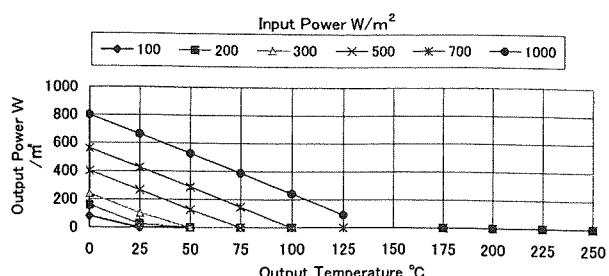


Fig. 5 Characteristic of the Non-Vacuum Solar Collector

図.4及び図.5は入力をパラメータとして、出力温度を決めた時の出力値を示す図である。

図.4、図.5で注意すべき点は、ここに示された出力温度は集熱板での温度を示している点である。

集熱板の温度と集熱管の出力温度とは一致しない。

集熱板に入った太陽熱エネルギーが集熱管に入るには、集熱板と集熱管との間に温度差が必要だからである。

この温度差は集熱板上の点と集熱管との距離と集熱板の熱伝導度と移動する熱エネルギー量に依存する。

集熱管の近くにある集熱板の温度は集熱管の温度とほぼ同じであるが、集熱管から遠ざかるに従って両者間の温度差は増大する。

今直線状の集熱管が熔接その他の方法で集熱板と密着しているとして、集熱板上で集熱管から集熱管に直角の方向に距離Lだけ離れた点と集熱管との温度差に付いて考えると、集熱板には単位面積あたり同じ大きさの太陽熱エネルギーが入力しているから、Lの増大に比例して集熱管と点しまでの入力エネルギーは増大する。換言すれば運ぶべきエネルギーが増大する。一方熱エネルギーの通路になる集熱板の熱抵抗もLの増大につれて増大する。このため熱エネルギーを運ぶ為に必要な温度差は、エネルギー量と熱抵抗の積に比例して増大する。Lの二乗に比例して、集熱管の出力温度が図4の示す温度より低下すると言っても良い。

集熱板上の集熱管の密度が下がる程、製作費は下がるが、出力温度も下がると言う欠点を生ずる。この温度降下は、集熱板の材質と厚みによっても変わるが、集熱板上の全ての点が、集熱管から、5~7cm程度以内になるように選ぶのが良さそうである。そうすると温度降下を容易に数°C以下位に出来る。

本方式のコレクターは、熱媒の気化熱で熱を送っている、換言すれば蒸気で熱を輸送している。このときの気化温度は、蓄熱槽内の温度(そこでの熱媒の温度)で決まる。この温度に対応してそこでの熱媒の蒸気圧が定まり、この蒸気圧に、熱媒の蒸気を輸送するための若干の圧力差を加えた蒸気圧を与える温度が、集熱管の出力温度である。

集熱管から蓄熱槽の熱交換機に入った蒸気は液化して蓄熱槽内の蓄熱材に熱を与え、それによって蓄熱槽の温度は上昇をするが、その上限は図.4 図.5 上で、特性曲線が出力ゼロのX軸と交わる点の示す温度である。真空式では図示のように相当高い温度まで飽和しない。

図.4、図.5で注目すべき点は、高真空式では、出力温度を上げても、或いは太陽エネルギー密度が低い場合でも、あまり効率が低下しないが、非真空式の温水器の場合は、その差が大変大きい点である。

例えば同じ性能の選択吸収膜を用いても入力が500W/m²のときは、周囲温度0°Cの場合、出力温度75°Cのときで、真空式は320Wの出力(64%の効率)を持っているが

、非真空式の出力はゼロである。出力温度50°Cでは前者は350Wの出力(70%の効率)を持っているが、後者の出力は125W(25%の効率)である。

真空式はエネルギー収集効率が良いという長所と共に、高温度の出力を得られるという長所があり、このため蓄熱槽の温度は高温度になるまで飽和しない。換言すれば、真空式は太陽熱強度の巾広い変動に対しても有効に集熱できると言ふことである。

蓄熱槽は飽和温度になるまで、熱エネルギーを蓄積できるが、蓄熱槽の温度がコレクターの飽和温度に達したら、その後はその蓄熱槽にいくら多くのコレクターを接続しても蓄熱槽の蓄積量は増えない。この理由で、飽和温度の低い非真空式コレクターはいくらコレクターの面積を増加させても、真空式の採れるような高い温度は採れない。

これが非真空式と真空式との決定的な差である。

また高温度の出力を採れる真空式は高温度の蒸気圧の高い蒸気を得られると言うことで、これは同じ体積の蒸気でより多くのエネルギーを運べると言う利便性につながる。

例えば50°C出力と110°C出力とを比較すると、50°Cの水蒸気は0.12気圧であるが、110°Cの水蒸気は1.4気圧であるから、同じ蒸气体積で後者は前者の約12倍のエネルギーを運べる。このことは熱媒による熱移送の場合、小さな熱移送設備で多くの熱を送れるので経済的に有利なことである。

この有利性は蒸留装置の熱源にこのコレクターを採用した時等に發揮される。

6. 効用

以上のことから、高真空平板式太陽熱コレクターの利点は、以下の6点にまとめられる。

(1) 40°C~200°C程度の広い温度領域で、家庭用から農業用、工業用まで広い利用分野に亘って、炭酸ガスを発生しない無公害のエネルギー源として多くの用途を持っている。例えば、一般家庭で15~20m²のコレクターを使用すれば、年間を通じて冷房、暖房、給湯等の殆どの熱需要をまかなえる。熱があまて棄てる場合もあるが、その時でも環境を汚染することはない。

工業用では、水道事業のように長期に亘って継続される事業に用いると、償却を終わった後は、燃料代が無料であり燃料配送の手間も必要ない、炭酸ガスを発生しない太陽熱利用方式が大変有用性を發揮する。このため真空式コレクターのように集熱効率が高く、熱移送が容易で、且つ錆や腐食に強く寿命の長い真空式太陽熱コレクターの使用が推奨される。

(2) 零度以下の寒冷地での高温集熱も可能にし、利用可能な地域を広げる。南極でも十分使用に耐える。

(3) 低温から高温迄の広い温度範囲に亘って効率の落ちないことを利用して高温蓄熱も可能にし、同じ大きさの蓄熱槽で太陽熱の蓄熱量を増加させ、曇天、夜間での熱需要に応じられる。

(4) 150°C程度の出力で高温蓄熱を行い、従来の非真空式では不可能であった、夏季の冷房を高効率で昼夜に亘って行うことを可能にする。これは夏の電力ピークの問題と大都市のヒートアイランド現象の緩和に役立つ。

(5) 朝夕とか曇天、雨天で入力が100W/m²前後、気温20°Cのときでも、50度の出力温度で50%程度の太陽熱収集ができる、通年の太陽熱収熱量は、従来の非真空式の少なくとも数倍に及ぶ。

(6) 筐体内が真空であるために、内部に錆等を発生せず、機器の寿命が長い。ヨーロッパの真空式コレクターの保証期間は30年であるが、同じ真空式の本コレクターも、適切な保守のもとで、30年は使えるであろう。

7. 結び

炭酸ガスによる環境汚染が問題となっている現在、炭酸ガスを発生せず、環境を全く汚染しない、効率の高い高真空式平板式太陽熱コレクターの開発は、大変有意義なことである。

サウジアラビアのような太陽エネルギーの多い所で本コレクターを海水の淡水化用の熱源に用いた場合は、経済性に優れ且つ環境汚染も発生しないので、大変優れた熱源となる。

温経済性の計算にはいろいろの方法があるので、簡単に結論できないが、寿命が長いので償却期間を長く採ることと燃料が不要で炭酸ガスを発生しないことを考慮に入れれば、他の燃料や、非真空式コレクターに較べて真空式は経済性が高いと言えるであろう。

単位面積当たりの、到来する太陽熱エネルギーが同じであるにも拘わらず、従来の非真空式コレクターに較べて、曇天時では、何倍かのエネルギーが得られ、外気温度が零下でも高温度の出力を得られる、経済性が高く無公害の真空平板式コレクターの開発は、社会に大きな恩恵をもたらすと考えている。本文書がこの分野の開発に多少とも役立てば幸いである。

参考文献

- (1) N. BENZ & T. BEIKIRCHER (1999) High Efficiency Evacuated Flat-plate Solar Collector for Process Steam Production.
Solar Energy Vol. 65, No. 2 pp. 111-118 (1999)
- (2) Thermo Solar High-Performance Evacuated Flat Plate Collector 400V
www.thermosolar.com
- (3) 中内俊作 「太陽熱利用システムの技術開発調査研究」委員会資料、(財)エンジニアリング振興協会、平成10年3月、P. 165
- (4) 甲藤好郎：伝熱概論：1990、第29版 p. 385
- (5) 堀越源一：真空技術：1994、第3版、p. 25
- (6) 甲藤好郎：伝熱概論：1990、第29版 p. 204
- (7) 同上 p. 219 (10. 33) 式
- (8) 同上 p. 383