体積受熱型ソーラコレクタの集熱特性に及ぼす 透過性仕切膜の枚数および設置位置の影響[†]

西村 誠・坂東芳行・曾田裕行
林 雅人・南谷充利

岐阜大学工学部 応用化学科^{††}

体積受熱型ソーラコレクタの集熱特性に及ぼす透過性仕切膜の枚数および設置位置の影響について、理論的ならびに実験的に検討した。種々の枚数の仕切膜を設置した非流通式コレクタを用い、コレクタ内の温度分布および集熱効率の経時変化を測定した。また、層内自然対流を考慮に入れて理論解析を行い、その結果と実験結果とを比較検討した。

その結果、本実験範囲において、本理論解析の妥当性が確かめられるとともに、以下のことがわかった。自然対流発生の限界条件に相当する枚数までは、枚数の増加につれて自然対流抑制の効果が大きくなり、コレクタの集熱効率が高くなる。自然対流発生の限界厚さは、作動流体の粘性が高いほど、また入射熱量が小さいほど、大きくなる。1枚の仕切膜にて分割する場合には、集熱効率に対する最適な設置位置が存在し、この最適な設置位置は上側の流体層厚さが自然対流発生の限界厚さになる位置である。

緒 言

著者らは^{1-3,5)}、半透過性作動流体に太陽エネルギーを直接体積集熱させる方式の体積受熱型ソーラコレクタを提案し、その集熱特性について検討してきた。

非流通式コレクタを用いた屋外実験の結果¹⁾より、体積受熱型コレクタの集熱効率は作動流体層の光学的厚さが小さいほど高くなることが認められた。しかし、光学的厚さの小さい体積受熱型コレクタにおいては、作動流体層内に発生する自然対流により温度が均一化される傾向にあり、この層内自然対流を抑制できれば、集熱効率が改善されることが推察された。流通式コレクタにおいても、低流量・高温集熱の場合には同様なことが予想された。そこで、流通式での自然対流の抑制策として、透過性仕切板にて流体層をマルチレイヤ化²⁾およびマルチパス化³⁾することを考え、いずれにおいても抑制効果が現れることを認めた。これらの検討においては、流通式の構造面を考慮して数mm厚さの仕切板(ガラス、ポリカーボネイト)を用いた。しかし、仕切板の設置によるコレクタ熱容量の増大は、作動流体への集熱に対しては不利な面を生じた。最近、西村ら⁶⁾は水平平行平板間に薄板を等間隔で挿入した場合の自然対流について実験的に検討し、薄板の枚数の増加に伴う伝熱量の減少割合を

明らかにしている。このような結果から、非流通式の場合には、熱容量低減のために仕切板に代えて仕切膜を用いることが自然対流の抑制、ひいては集熱効率の改善に有効であると思われる。

本研究では、厚さがきわめて薄くその熱容量が無視できる透過性仕切膜により非流通式体積受熱型コレクタの作動流体層を水平分割することを考え、その場合の集熱特性に及ぼす仕切膜の枚数、設置位置および作動流体の粘性の影響について理論的ならびに実験的に検討した。

1. 理論解析

Fig. 1 に示すように、透過板、透過性作動流体、不透明保温層から成る体積受熱型コレクタに、全入射輻射熱流束 I_0 の輻射線が垂直入射している場合を考える。流体層は入射光に対して透明な n 枚の仕切膜により、分割されている。仕切膜はきわめて薄く、熱容量、熱抵抗が無視できるとする。さらに、諸物性値は一定、熱流束は1次元であるとする、輻射-伝導系熱収支式は次のようになる。

{ 透過板 }

$$c_P \rho_P \frac{\partial T_P(x, \theta)}{\partial \theta} = k_P \frac{\partial^2 T_P(x, \theta)}{\partial x^2} - \frac{\partial q_{rp}(x)}{\partial x} \quad (1)$$

[†] 1989年12月5日受理；化学工学会第53年会(仙台, 1988年4月)にて発表

^{††} 〒501-11 岐阜市柳戸1-1

$$c_F \rho_F \frac{\partial T_F(x, \theta)}{\partial \theta} = k_F \frac{\partial^2 T_F(x, \theta)}{\partial x^2} - \frac{\partial q_{rF}(x)}{\partial x} \quad (2)$$
$$c_I \rho_I \frac{\partial T_I(x, \theta)}{\partial \theta} = k_I \frac{\partial^2 T_I(x, \theta)}{\partial x^2} \quad (3)$$
$$\left. \begin{aligned} \theta &= 0, \quad 0 \leq x \leq d_3; \\ T_F(x, \theta) &= T_F(x, \theta) = T_I(x, \theta) = T_0 \\ &\quad (\text{初期温度一定}) \\ \theta &> 0, \quad x = 0; \\ h_c(T_A - T_F(x, \theta)) + \phi \sigma(T_A^4 - T_F^4(x, \theta)) \\ &= -k_F(\partial T_F(x, \theta) / \partial x) \\ \theta &> 0, \quad x = d_1; -k_F(\partial T_F(x, \theta) / \partial x) \\ &= -k_F(\partial T_F(x, \theta) / \partial x) \\ \theta &> 0, \quad x = d_2; -k_F(\partial T_F(x, \theta) / \partial x) \\ &\quad + q_{r,F}(x) = -k_I(\partial T_I(x, \theta) / \partial x) \\ \theta &> 0, \quad x = d_3; -k_I(\partial T_I(x, \theta) / \partial x) = 0 \\ &\quad (\text{保温層底背面斷熱}) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$
$$\left. \begin{aligned} 0 &\leq x \leq d_1; \\ q_{rP}(x) &= \int_0^\infty (1-r_{P\lambda}) I_{0\lambda} \exp(-\alpha_{P\lambda} x) d\lambda \\ d_1 &\leq x \leq d_2; \\ q_{rF}(x) &= \int_0^\infty (1-r_{P\lambda}) I_{0\lambda} \exp(-\alpha_{P\lambda} d_1) \\ &\quad \times \exp\{-\alpha_{F\lambda}(x-d_1)\} d\lambda \end{aligned} \right\} (5)$$

り扱いができるという仮定の下に、水平平行平板間の自然対流伝熱相関式からヌッセルト数 Nu を算出し、流体の熱伝導度 k_F と Nu の積を流体の見かけ熱伝導度に用いた。しかし、この近似的手法では、後に示す実験結果に見られるような上下面近傍の温度勾配の大きい領域（境界層に相当）を表現することができない。そこで本報では、新たな近似的な取り扱いとして、固体壁（透過板、保温層）や仕切膜にて挟まれた水平な流体層（代表長さ l ）において、上下面の近くに熱伝導度 k_F をもつ厚さ δ の領域があり、残りの中心部に見かけ上熱伝導度が非常に大きい（ k_F の m 倍）厚さ $(l-2\delta)$ の領域があると考えた。このとき、伝熱相関式から求められる Nu を用いて、 δ は次式で表される。

なお、伝熱相関式には Buchberg ら⁴⁾の式を用いた。
また、係数 m については後述する。

基礎式を有限要素マトリックス法⁸⁾にて数値的に解き、温度分布の経時変化を求めた。また、加熱開始後の時間 θ における温度分布より、時間 θ における透過板、作動流体、保温層の集熱効率 η_P , η_F , η_I および全集熱効率 η_T を計算した。

$$\left. \begin{aligned} \eta_P &= \int_0^{d_1} \frac{c_P \rho_P (T_P(x, \theta) - T_0) dx}{I_0 \theta} \\ \eta_F &= \int_{d_1}^{d_2} \frac{c_F \rho_F (T_F(x, \theta) - T_0) dx}{I_0 \theta} \\ \eta_I &= \int_{d_2}^{d_3} \frac{c_I \rho_I (T_I(x, \theta) - T_0) dx}{I_0 \theta} \\ \eta_T &= \eta_P + \eta_F + \eta_I \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

実験装置の概略を Fig. 2 に示す。輻射熱源には比較的短波長域にスペクトル分布を持つ 500 W のハロゲンランプを 3 個用い、透過板表面にて強度分布が均一になるように配置した。ランプの $1.4\text{ }\mu\text{m}$ 以上のエネルギーをカットするために、フィルタ (5 mm 青色ガラス-10 mm 水-5 mm 無色ガラス)⁵⁾ をランプとコレクタの間に備えた。なお、透過板表面での全入射輻熱流束 I_0 は日射計にて測定し、 $580\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ とした。

1039

Fig. 2 Experimental apparatus

はガラス管を取り付けた。受熱面となる保温層の上表面には黒色耐熱塗料を塗布した。温度測定には $100\ \mu\text{m}$ の CA 熱電対を用い、コレクタ内では中心に測温点が位置するように横張りした。また、1次元性を確認するために、側壁から 15 mm の位置にも数本備えた。これらの熱電対は側壁のゴム板に垂直に切り込みを入れ挟み込んで接着固定した。コレクタの側面はガラス繊維にて断熱し、入射面を除くコレクタの周囲をアルミニウム箔にて輻射断熱した。保温層底背面を断熱するために、保温層の下に 5 mm の空隙を設け、その下にヒータを備えた。

作動流体には、熱源に対して半透過性であり、本測定温度レベルでは沸騰が起こらないシリコンオイル((株)トーレシリコン製, SH-200)を用いた。粘性による影響を検討するために、 25°C での動粘度 ν^* が 2×10^{-5} および $1 \times 10^{-4}\ \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ の2種類を用いた。以下、それぞれをシリコンオイル 20 およびシリコンオイル 100 と呼ぶ。

仕切膜には、厚さ $12\ \mu\text{m}$ の透明テフロンフィルムを用い、枚数および設置位置を種々に組み合わせた。仕切膜は側壁の環状ゴム板の貼り付け時に同時に重ね合わせて貼り付けた。

実験は以下のように行った。作動流体層の温度が均一で、雰囲気温度が一定になったのちランプを点灯し、測定を開始する。なお、測定中、保温層上面と保温層下面の温度が同一になるようにヒータへの入力を調節した。この温度調節により、実質的には厚さ 11 mm の保温層の底背面が断熱条件になる。

3. 結果および考察

3.1 計算に用いた諸物性値

ポリカーボネイト、シリコンオイルの単色吸収係数、 $\alpha_{p\lambda}$, $\alpha_{F\lambda}$ は自記分光光度計にて測定した値を用いた。

Table 1 Thermal properties

	Silicone Oil		Polycarbonate
	20 cSt.	100 cSt.	
c [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]	1580	1580	1260
ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]	950	960	1200
k [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]	0.14	0.15	0.20

シリコンオイル 20 と 100 の $\alpha_{p\lambda}$ はほぼ同じ値であった。テフロンフィルムの単色吸収係数も同様に測定し、ポリカーボネイトと同程度の値を得たが、厚さがきわめて薄いので、そこでの吸収は無視できるとした(前述の理論解析の仮定)。ポリカーボネイトの単色反射率 $r_{p\lambda}$ は波長に依存しないとして 0.05 とし、総括吸収率 ϕ は透過板(ポリカーボネイト)の射出率で近似し 0.95 とした。Eq. (5) の q_r は前報¹⁾と同様にマルチバンドモデルにて算出した(波長範囲 $0.3 \sim 1.4\ \mu\text{m}$)。シリコンオイル、ポリカーボネイトの熱物性値には Table 1 に示した値を用いた。なお、動粘度については温度依存性を考慮した。Eq. (6) 中の m については、 m が非常に大きいと仮定していることから、少なくとも $m = \infty$ のときの δ の 90% 以上となる δ を与えるような m を選択することを考えた。Eq. (6) からわかるように、ヌッセルト数 Nu (レイリー数 Ra) が大きくなると m が大きくなる(m が大きいほど、時間刻みを小さくする必要があり、計算時間が長くなる)。そこで、本実験系の中で Nu が最大となる系、つまり仕切膜のないシリコンオイル 20 の系について、 $m = 20, 50, 100$ として計算したところ $m = 50$ と $m = 100$ の結果はほぼ同じであった(定常状態近くで、 $Ra \approx 2 \times 10^5$, $Nu \approx 5$ となり、 $m = 50$ と $m = 100$ の δ はそれぞれ $m = \infty$ の δ の約 92% , 96% となった)。このことより、 $m = 50$ を選択し、他の自然対流の発生している系の計算もこの値を使った。

3.2 仕切膜の枚数の影響

Fig. 3 に、シリコンオイル 20 について、仕切膜のない場合、1 枚、3 枚、4 枚の仕切膜を等間隔に設置した場合の透過板および流体層内の温度分布の経時変化を示す。図中の破線は仕切膜の設置位置を表す。なお、仕切膜のない場合には、比較のため、層内自然対流が起こらないとした計算結果も併記した。

いずれの場合においても、本実験における入射輻射線に対する透過板および作動流体の光学的厚さが小さいので、流体層底面への到達輻射エネルギーが多い(計算では I_0 の約 87% が底面に到達する)。このため、仕切膜のない場合は前報¹⁾と同様に、いずれの時間においても自然対流により流体層内の温度は均一化される。一方、1 枚、3 枚、4 枚の仕切膜を設置した場合の温度分布を比

Fig. 3 Effect of number of partitioning film on time change of temperature distribution

較すると、仕切膜の枚数が増えるにつれて、作動流体層内の温度勾配が大きくなり、同時に流体層底面の温度が高くなっている。これは、自然対流の代表長さ（仕切られた各層の厚さ）が小さくなるにつれて自然対流がより抑制されたためである。本実験系は保温層下面が断熱状態であることもあって、このような抑制効果が顕著に現れてたと思われる。また、4枚の場合の温度分布は、いずれの時間においても、自然対流が起こらないとした計算結果とはほぼ同じであり、このことより自然対流がほとんど抑制されていると言える。

なお、計算結果は実験結果の傾向の特徴をよく表しており、本理論解析の取り扱いとは妥当であると考えられる。

Fig. 4 に、シリコンオイル100 の場合の温度分布を示す。仕切膜のない場合および1枚設置したときの傾向はシリコンオイル20の場合と同様である。しかし、2枚あるいは3枚設置したときの分布は温度勾配が大きく、自然対流はほとんど起こっていない。これは、作動流体の動粘度が大きいと自然対流が起こりにくいので、より少ない枚数で自然対流が抑制されるためである。なお、計算結果においては、粘度が高くなるほど境界層が厚くなることが明確に示されている。また、仕切膜のない場合や1枚の場合でもシリコンオイル100では表面温度の上昇がシリコンオイル20より抑制され、表面からの放熱量が少ないので、全体の温度レベルは高くなる。

次に、仕切膜のない場合の集熱効率 η_{F0} および全集熱効率 η_{T0} に対する1枚、3枚、4枚の仕切膜を設置した場合の集熱効率 η_F および全集熱効率 η_T の比、 η_F/η_{F0} および η_T/η_{T0} を Fig. 5 に示す。なお、作動流体はシリコンオイル20である。

温度分布の結果から予想されるように、仕切膜の枚数が増加するにつれて、加熱初期を除き、作動流体集熱効率、全集熱効率の比ともに高くなる。また、集熱効率の

Fig. 4 Effect of number of partitioning film on time change of temperature distribution

Fig. 5 Effect of number of partitioning film on collection efficiency

比は時間経過とともに高くなる。これは、いずれの場合でも時間経過すなわち温度レベルの上昇に伴い集熱効率が低減するが、温度レベルが高くより放熱しやすいほど仕切膜による層内自然対流抑制が効果的となるためである。なお、シリコンオイル100においてもシリコンオイル20と同様な傾向が認められた。

Fig. 6 に、加熱開始後4時間における流体層の集熱効率の比を仕切膜の枚数に対してプロットした図を示す。いずれの集熱効率の比も、枚数が少ないときは、枚数の増加につれて増大する。しかし、シリコンオイル20では4～5枚、シリコンオイル100では2～3枚以降で一定となる。このことから以下のことが考えられる。仕切膜の枚数の増加に伴い自然対流の抑制効果が大きくなり、自然対流の発生しない条件に相当する枚数まで集熱効率が改善される。また、その枚数は作動流体の動粘度が大きいほど少ない。

定常状態において、自然対流が起こらないとした計算結果に基づき、自然対流発生の限界のレイリー数 Ra_c ($=1708^{41}$) から、限界仕切り厚さ l_c を計算してみた。Figs. 3, 4 の結果より、近似的に流体層内の温度分布を

Fig. 6 Effect of number of partitioning film and kinematic viscosity of working fluid on collection efficiency

Fig. 7 Effect of incident total radiation and kinematic viscosity of working fluid on critical thickness of natural convection

直線とみなし、 l_c 間での温度 ΔT_c を $\Delta T_c = \{T_F(d_2) - T_F(d_1)\} l_c / (d_2 - d_1)$ とし、 $Ra_c = g \beta l_c^3 \Delta T_c / \nu$ より l_c を求めた (このとき、 l_c なる層が 1 層以上あり、 l_c より薄い層が 1 層あることになる)。その結果を Fig. 7 に示す。同一粘度の作動流体では入射熱量が小さいほど、また同一入射熱量では動粘度が大きいほど、 l_c は大きくなる。図中の破線は作動流体層厚さ 12mm を各枚数の仕切膜にて等分割した場合の各層の厚さを示しており、本実験における入射熱量でのシリコンオイル 20 およびシリコンオイル 100 の結果は最大集熱効率を得られる最小の枚数とほぼ一致する。なお、 $Ra_c = 1708$ は底面が一定温度面の場合についての値であるが、一定熱流束面の場合には $Ra_c = 1296^{7)}$ であり、その結果も併せて図に示した。一定熱流束とする方が、より本実験系に近いと思われるが、両者による l_c の差異は 10% 程度で、ここでの考察に対しては重要ではないと考えた。

Fig. 8 Effect of film position on time change of temperature distribution

Fig. 9 Effect of film position on collection efficiency

3.3 仕切膜の設置位置の影響

1 枚の仕切膜の設置位置を変えた場合について検討した。シリコンオイル 20 にて仕切膜の設置位置を透過板下面から 2mm, 3mm, 6mm および 9mm と変えた場合の流体層内の温度分布を Fig. 8 に示す。設置位置が 6mm の場合、仕切られた 2 つの流体層ともに自然対流による温度分布の均一化が認められる。一方、2mm, 3mm および 9mm の場合、2 つの流体層のうち、その厚さが厚い層では自然対流による温度分布の均一化が見られるが、薄い層ではほとんど自然対流が起きていない。次に、加熱開始後 2 時間および 4 時間の集熱効率の比を Fig. 9 に示す。なお、計算結果は 0.5mm 間隔で各設置位置について計算したものである。実験結果によると、さきの 4 つの設置位置においては、2mm と 3mm の集熱効率の比はほぼ同程度で、6mm, 9mm の順に小さくなっており、最大となる位置は 2mm および 3mm 付近に存在することがわかる。計算結果によれば 2.5mm あたりで集熱効率の比が最大となっている。

以上の結果について考察を加えてみる。本系において、流体層の上側の透過板 (2mm のポリカーボネイト板) と流体層の下側の保温層 (断熱面が中間面にあることよ

り 11mm のポリカーボネイト板)との伝熱抵抗を比較すると、前者は後者の 2/11 と小さく、さらに透過板の上面は外気への放熱状態にあり、保温層の下面は断熱状態にある。このような条件下では、流体層を仕切膜で 2 つの流体層に仕切る場合、上層の伝熱抵抗が大きいほど、平均的温度レベルと集熱効率は高くなる。温度分布の傾向を考慮すると、上層の伝熱抵抗は、自然対流発生の限界厚さのとき最大となり、この限界厚さに相当する位置(約 2.5mm)が最適な設置位置となる。

結 言

非流通式体積受熱型ソーラコレクタの集熱特性の改善策として、作動流体層を透過性仕切膜にて分割して自然対流を抑制することを考え、仕切膜の枚数および設置位置が集熱特性に及ぼす影響について理論的ならびに実験的に検討した。その結果、本実験範囲において、本理論解析の妥当性が確かめられるとともに、以下のことがわかった。

自然対流発生の限界条件に相当する仕切膜の枚数までは、枚数の増加につれて自然対流抑制の度合いが大きくなる。自然対流発生の限界厚さは、作動流体の動粘度が大きいほど大きく、同一作動流体では入射熱量が小さいほど大きい。この限界厚さより、自然対流の発生しない最大の仕切り厚さが予測できる。1枚の仕切膜にて分割する場合、集熱効率に対する最適な設置位置が存在し、この位置は上側の流体層厚さを自然対流発生の限界厚さとする位置である。

Nomenclature

c	= specific heat	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
d_1	= thickness of transparent plate	[m]
d_2	= depth from upper surface of transparent plate to lower surface of fluid layer	[m]
d_3	= depth from upper surface of transparent plate to lower surface of insulating layer	[m]
h_c	= convective heat transfer coefficient	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]
I_0	= incident total radiation	[W·m ⁻²]
k	= thermal conductivity	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
l	= characteristic length	[m]
Nu	= Nusselt number	[-]

$q_r(x)$	= radiant heat flux	[W·m ⁻²]
Ra	= Rayleigh number	[-]
r	= reflectivity	[-]
T	= temperature	[K]
x	= distance from upper surface of transparent plate	[m]
α	= absorption coefficient	[m ⁻¹]
δ	= thickness of boundary layer	[m]
η	= collection efficiency	[-]
θ	= time	[s, h]
λ	= wavelength	[μm]
ν	= kinematic viscosity	[m ² ·s ⁻¹]
ν^*	= kinematic viscosity at 25°C	[m ² ·s ⁻¹]
ρ	= density	[kg·m ⁻³]
σ	= Stefan-Boltzmann constant	[W·m ⁻² ·K ⁻⁴]
ϕ	= overall interchange factor	[-]
<Subscripts>		
A	= ambient	
C	= critical	
F	= working fluid	
I	= insulating layer	
P	= transparent plate	
T	= total	
0	= initial	

Literature cited

- 1) Bando, Y., M. Nishimura, M. Kuraishi, T. Kasuga and M. Hasatani: *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **10**, 602 (1984)
- 2) Bando, Y., M. Nishimura, M. Kuraishi and T. Kasuga: *ibid.*, **12**, 701 (1986)
- 3) Bando, Y., M. Nishimura, M. Kuraishi and M. Masuda: *ibid.*, **13**, 459 (1987)
- 4) Buchberg, H., I. Catton and D.K. Edwards: *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, **98**, 182 (1976)
- 5) Nishimura, M., Y. Bando, M. Kuraishi and E.W. P. Hahne: *Kagaku Kogaku Ronbunshu*, **13**, 435 (1987)
- 6) Nishimura, T., F. Nagasawa and Y. Kawamura: *Int. J. Heat Mass Transfer*, **32**, 1641 (1989)
- 7) Sparrow, E.M., R.J. Goldstein, and V.K. Jonsson: *J. Fluid Mech.*, **18**, 513 (1964)
- 8) Sugiyama, S., M. Nishimura and H. Watanabe: *Int. J. Heat Mass Transfer*, **17**, 875 (1974)

Effect of Number and Setting Position of Transparent Partitioning Films on Collection Characteristics of "Volume Heat Trap" Solar Collector

Makoto Nishimura, Yoshiyuki Bando, Hiroyuki Sota,
Masahito Hayashi and Mitsutoshi Minatani

Dept. of Applied Chem., Gifu Univ., Gifu 501-11

Key Words : Heat Transfer, Solar Collector, Natural Convection, Temperature Distribution, Collection Efficiency

The effect of the number and setting position of the transparent partitioning films on the collection characteristics of the "Volume Heat Trap" solar collector was studied theoretically and experimentally.

For stagnant collectors with transparent partitioning films, the time changes of temperature distribution were measured in indoor experiments. Results calculated with consideration of the natural convection within the working fluid layer were compared with the experimental data.

It was found that this theoretical analysis was valid. With increasing number of partitioning films, up to the critical number (thickness) for the perfect suppression of natural convection, the degree of suppression of natural convection became larger and the collection efficiency increased. The critical thickness for the perfect suppression of natural convection increased with increasing viscosity of working fluid and with decreasing total incident radiation. When a single partitioning film was set, an optimum setting position for the collection efficiency existed and the thickness of the upper fluid layer was equivalent to the critical thickness for the perfect suppression of natural convection. ~~~~~