

密閉空気層への通風と受光板配置による空気式集熱器の対流熱損失低減

Reduction of Convective Heat Loss for Air Solar Collector by Ventilation of Closed Air Layer and Configuration of Collecting Plate

神谷 是行^{*}
Yoshiyuki KAMIYA

Abstract

Recently a solar photo-voltaic power generation system has been popular in use. However in case of thermal demand existing, a combination of PV and solar system increases utilization factor of solar energy in limited set up area. In this paper, in order to improve air solar collector efficiency by reducing convective heat loss, the method to flow air to the air layer between the collecting plate and the cover glass has been proposed. Experimental apparatus, or 4 types of mimic solar collector including conventional type and different heating plate distributions for proposed flow system, were manufactured. Measurements of convective heat loss and the temperatures of each point were conducted by changing air flow rates and the height of air flow channel. Experimental results show that convective heat loss for conventional type is much larger than those for proposed system. It is possible to make convective heat loss lower by distributing heating plate and maintaining the distance between cover glass and heating plates to some extent. Based on the experimental results, collector efficiency was estimated. Collector efficiency of proposed system is much higher than that of conventional air solar collector and influence of heating plate distribution is relatively small.

キーワード：空気式集熱器，集熱効率，対流熱損失，模擬集熱器

Key Words : Air Solar Collector, Collector Efficiency, Convective Heat Loss, Mimic Collector

1. はじめに

戦後，安価な原油をエネルギー源として我が国の経済は奇跡的な発展を遂げた。しかし，1972年のローマクラブの「成長の限界」とそれに続く2回のオイルショックにより脱石油依存の方針が打ち出され，官民を挙げて自然エネルギー利用技術の開発が行われた¹⁾。これにより，太陽エネルギー利用技術も少なからず省エネルギーに貢献してきたものの，国際情勢の変化による原油価格の下落によって経済発展優先路線へと回帰し，たちまちのうちに太陽エネルギー利用は下火となって本格的利用拡大には至っていない。

しかし，地球環境問題及び化石燃料の枯渇問題の解決が最優先課題となった今日，これまでとは異なる状況が期待できる。おりしも，CO₂排出量削減に後ろ向きであった米国もグリーンニューディール政策²⁾を打ち出すなど，低炭素社会の実現に向けて動き出している。また，先の東日本大震災による電力供給能力低下は，社会生活に大きな影響と不安を投げかけ³⁾，ますます再生可能エネルギーの利用

に注目が集まり，太陽エネルギーの発電利用ならびに熱利用の拡大に期待が寄せられている。

我が国の光発電利用は，固定価格買い取り制度の充実⁴⁾により急速に普及しつつあるが，その一方で太陽熱利用は影を潜めている。現状のPVは発電効率が低く，一定以上の発電量を得るためには大きな設置面積が必要となる。したがって，太陽エネルギーの利用率を高めるためには，熱需要が期待できる場合には，光発電と集熱を組み合わせることが望ましい。しかし，熱需要の季節的な変動を考慮すると，集熱面積を大きくすることは不利であり，小面積で必要な集熱が可能な集熱器が必要となる。

集熱は水集熱が一般的で，平板型集熱器の集熱理論については多くの報告⁵⁾があり，現在実用に供されている。集熱器の熱損失は，放射損失と対流損失が大半を占める。集熱器の放射熱損失は受熱面に選択吸収膜を塗布することにより低減できる。対流熱損失の低減には対流防止材を取り付ける等の方法が提案されたが，これによる熱伝導成分の増加と太陽光の反射・吸収等で受光量が減少するため，実用化には至っていない。しかし，一部に真空管式では対流熱損失を効果的に低減させている。

^{*} 関東学院大学理工学部（〒236-8501 横浜市金沢区六浦東1-50-1）

e-mail: kamiya@kanto-gakuin.ac.jp
(原稿受付：2014年9月22日)

空気集熱器は水集熱器より構造が簡単で、凍結および漏えい等の問題がないことから、屋根一体型集熱器⁶⁾として普及しつつある。しかし、現場組み立てが一般的で、受光面が露出しているものが多く、熱損失を低減させるための透明板付きのものも存在するが、水集熱器より集熱効率が劣る。現在では、主にこれら空気集熱器を設置した建物のエネルギー消費削減に関する研究^{7,8)}が多く、集熱器そのものを詳細に扱った研究は見当たらない。

本研究では空気式集熱器を対象に、受光面と透明板との間の密閉空気層に通风し、これを集熱の一部とすることで対流熱損失を低減する方法を提案するとともに、集熱効率向上の可能性を検討することを目的とする。

記号

A : 面積	$[m^2]$
a : 要素面積	$[m^2]$
h : 流路高さ	$[m]$
I : 日射量	$[W/m^2]$
n : 分割数	$[-]$
Q : 熱流量	$[W]$
T : 温度	$[K]$
v : 流路内風速	$[m/s]$
x : 距離	$[m]$
α : 吸収率	$[-]$
ε : 放射率	$[-]$
η : 集熱効率	$[-]$
σ : 黒体放射係数	$[W/(m^2K^4)]$
τ : 透過率	$[-]$

添え字

h : 加熱板
c : 冷却板
i : 番号
r : 放射(実験時)
R : 放射(集熱器)
S : 天空

2. 実験装置および方法

2.1 実験装置

図1に3種類の実験装置概要を示し、図2にF型の流路入口側正面を示す。本装置は、空気式集熱器の受光部と透明板を加熱板と冷却板で模擬している。加熱板は、 $150mm \times 100mm$ (厚さ $1mm$) のラバーヒータに厚さ $0.2mm$ の銅板を密着させ、これを6枚用意してその配置を可変とした。冷却板は、厚さ $1mm$ 、長さ $900mm$ 、巾 $200mm$ のアルミ板で、長手方向に6分割した中心部に $50mm$ 角の穴を開け、そこに同形で同厚の熱流束計 (入口側:No.1 出口側:No.6) をはめ込み空気漏れがないように両者を密着させた。冷却板の上に搭載する冷却装置内に高さ $12mm$ 、幅 $100mm$ の流路を形成し、2つの通風ファンにより冷却面に沿って通風を行い、外気への放熱を模擬した。

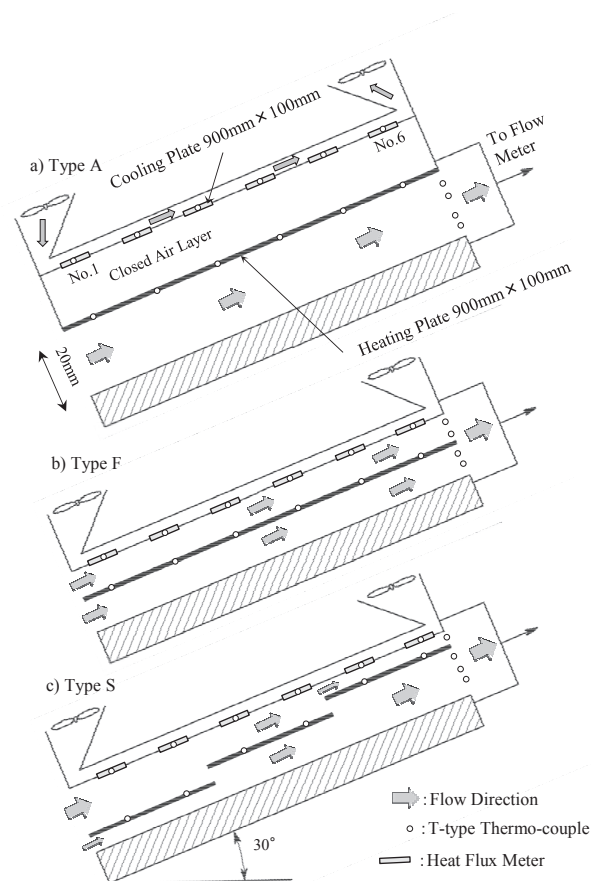


Fig. 1 Experimental apparatus

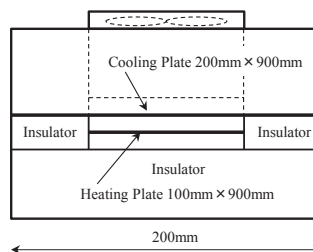


Fig. 2 Air inlet facade of type F

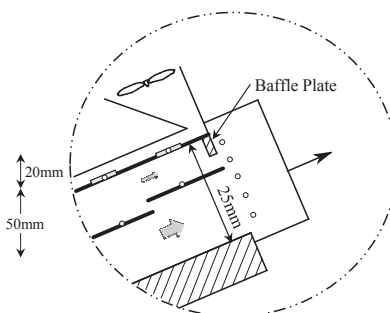


Fig. 3 Schematic diagram showing insertion of baffle plate for type SD with channel height of 25mm

装置底部 (長さ $900mm$ 、幅 $200mm$ 、高さ $50mm$) と両側壁 (長さ $900mm$ 、幅 $50mm$ 、高さ $20mm$) はポリエチレンフォーム製で、これらと前述の冷却板によって幅 $100mm$ 流路を形成し、そこに加熱板を配置した。

図1a)のA型は従来方式を模しており、冷却板と加熱板の間に厚さ $20mm$ の密閉空気層を設け、その下の高さ $20mm$ の流路に通风し、加熱板の片側から加熱している。同図b)のF型は部分加熱方式であり、流路高さ $20mm$ で流路の底部から $10mm$ の高さには加熱板をフラットに配置し、その両側から加熱する。同図c)のS型は分散加熱方式であり、高さ $20mm$ の流路内に2枚一組で3組の加熱板を段差 $5mm$ で階段状に配置し、F型と同様両側から加熱するとともに、加熱後の空気を加熱板の下部に導く。SD型はS型

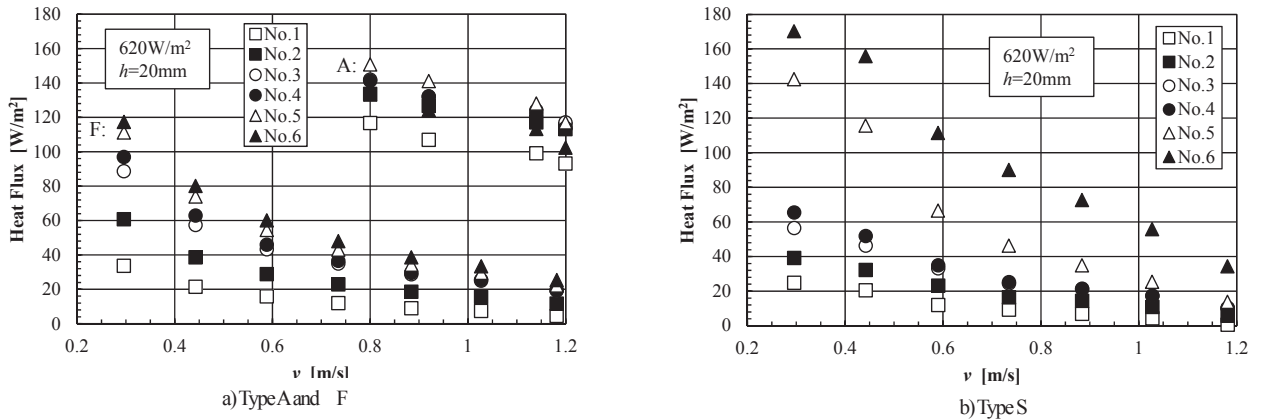


Fig. 4 Relationship between heat flux at cooling plate and flow velocity

の分散加熱度合いを高めたもので、6枚の加熱板を段差3mmで階段状に配置し、流路内に設置した。

流路への通風は、装置出口側を容器で覆い、積算流量計を通してファンで排出することにより行った。さらに、放射成分をカットするために、流路内各面および加熱板表面にはアルミ箔を貼り付けた。

温度測定には径0.2mmのT型熱電対を用い、各加熱板表面並びに各部の空気温度を測定した。冷却板温度は熱流束計内臓のT型熱電対で代表した。

2.2 実験方法

装置内冷却面通風速度を約1.2m/sで冷却ファンを運手し、ヒータの供給電圧一定で流路内送風量を変化させ、定常状態に達した後の各部の温度、冷却面熱流束を測定した。なお、本実験では傾斜面での集熱を想定しているため、装置全体を30°傾けて行った。

流路高さの影響を調べるために、流路高さを5mm高とした実験も行った。また、流路高さ25mmのSD型について、加熱板付近の流れの影響を調べるために、図3のようにバップル板を取り付けその高さを変化させた。

3. 実験結果

3.1 通風方式による影響

(1) 冷却面の熱流束と流路内風速の関係 流路高さ20mm、ヒータ加熱密度620W/m²での流路内風速 v と冷却板熱流束の関係を図4に示す。いずれの場合も流路内風速の増加により冷却板熱流束は減少する。これは、加熱密度が一定であることから風量が増加するにつれて流路内空気温度が低下するためである。ただし、加熱板温度の上限を80℃としたため、A型の流路内風速は0.8m/s以上で実験を行った。

A型の冷却面熱流束は他と比べて大きく、従来型は対流熱損失が非常に大きいことがわかる。A、F、S型ともに、下流ほど熱流束が大きい傾向にあるが、A型のNo.6の熱流束がやや小さい。S型とF型の冷却面熱流束は、No.1～4でS型が小さく、No.5と6では逆にS型が大きい。

(2) 流路内空気温度分布 A、F、S型の加熱板下流側空

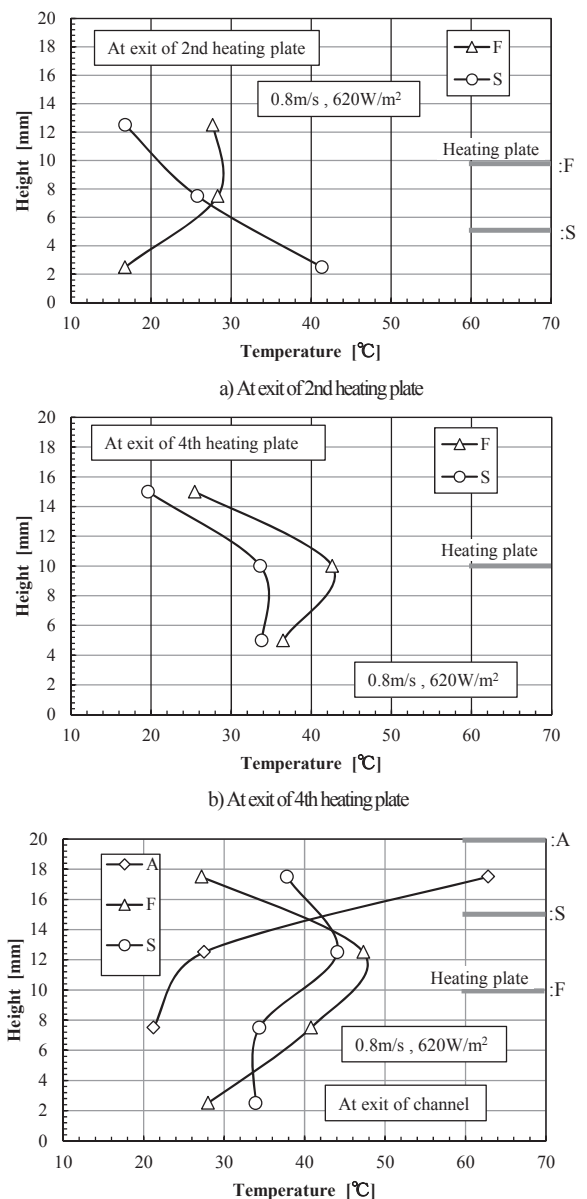


Fig. 5 Temperature distribution of air

気温度分布を図5示す。いずれも空気入口温度は15℃である。ただし、流路内での熱電対高さの正確な測定が困難であるため、その位置については約±0.5mmの幅を有している。また、A型については出口側の温度分布のみを示した。

なお、図中には測定位置上流側の各加熱板位置を示した。

同図 a) の加熱板 2 枚目下流側では、F 型は加熱板付近の温度が高く、下部側の温度が低い。また、S 型は加熱板下部の温度が最も高く、上部側の温度は低い。両者は逆の温度分布を示している。

同図 b) の加熱板 4 枚目下流側では、F 型は同図 a) に比べて全体的に空気温度が高く、加熱板付近のそれが最も高い。S 型の加熱板上部空気温度は同図 a) とあまり変わらず、加熱板下部の温度は加熱板位置の温度とほぼ等しい。

同図 c) の流路出口側では、A 型は加熱板近傍の温度が非常に高く、流路下部の温度は 20°C 程度でほとんど加熱されておらず、 40°C 以上の温度差を有する。F 型は加熱板に対して上下がほぼ対称で、A 型に次いで約 20°C の温度差を有している。S 型は加熱板近傍の温度がやや高いが、流路下部の温度も比較的高く、その差は 10°C 以内で最も温度分布が小さいことから、流路内が全体的に加熱されている。

3.2 流路高さおよび加熱板配置の影響

(1) 流路高さの影響 図 6 に各加熱板配置に対して流路高さが 20mm と 25mm の場合の冷却板熱流束の変化を示す。なお、熱流束計位置は No.1 が入り口側、No.6 が出口側を示す。流路高さ 20mm の場合、No.4 までは F 型の熱流束が最も高く、次いで S 型が低いが、SD 型はさらに低い。No.5、6 では F 型と S 型が逆転し、No.6 では SD 型が最も高い。

加熱板配置はそのまま、流路高さを 5mm 高くした場合、流路高さ 20mm の場合のような熱流束の逆転は見られず、熱流束は F 型、S 型、SD 型の順に小さくなり、No.6 においても冷却板と加熱板の間隔が最も小さい SD 型の熱流束が最も小さい。

図 7 に SD 型の流路高さの違いによる出口温度分布を示す。風速をほぼ同じとしているため、加熱板 5 枚目までの温度分布はほぼ同じであるが、流路高さが高い方が 6 枚目付近の温度が高く、冷却板に近づく急激に空気温度は低下する。

(2) 加熱板温度分布 図 8 に流路高さ 25mm の場合の加熱板温度分布を示す。F 型は下流側ほど加熱板温度は高くなり、3 者の中で入り口側が最も低く、出口側が最も高い。S 型は加熱板が 2 枚 1 組であるため、その下流側温度が高く上流側は低い傾向にあり、F 型より温度上昇は少ない。これに対して SD 型は温度変化が最も小さく、加熱板温度は下流に向かってわずかに上昇している。加熱板平均温度は、F 型が最も高く、SD 型が最も低いが、その差はあまり大きくない。なお、流路高さによる加熱板温度分布への影響は小さい結果を得た。

(3) 出口閉鎖の影響 図 7 では、流路高さが高くなると冷却板付近を流れる空気は加熱されないため、出口空気温度分布は大きくなった。そこで、図 3 のように SD 型の流路出口にバッフル板を取り付け、冷却板と加熱板の間を全閉とした場合の出口空気温度分布の変化を図 9 に示す。バッフル板により、高さ 22mm の空気温度は上昇するが、各加

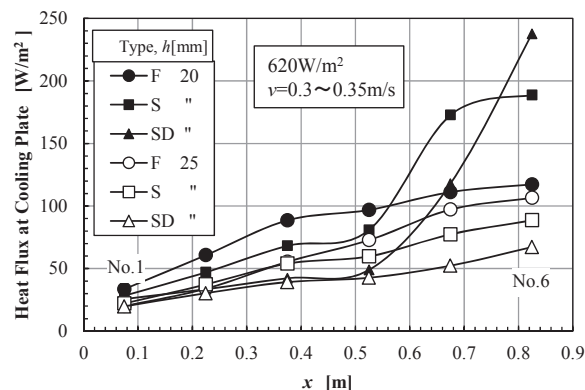


Fig. 6 Relationship between heat flux at cooling plate and x

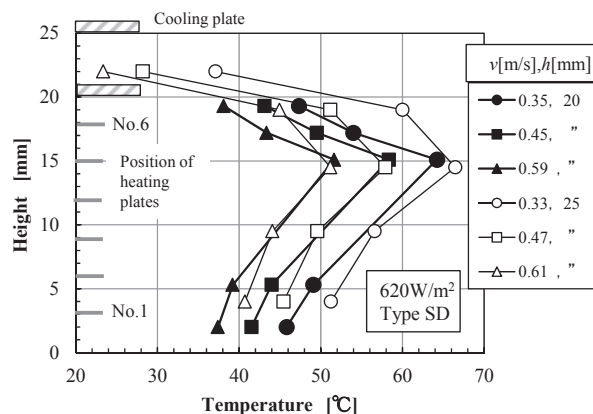


Fig. 7 Temperature distribution at exit

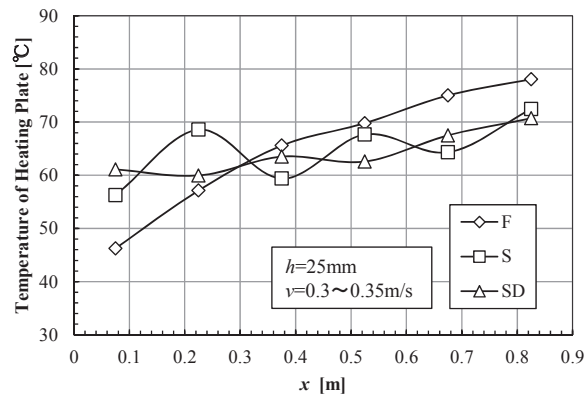


Fig. 8 Temperature distribution of heating plate

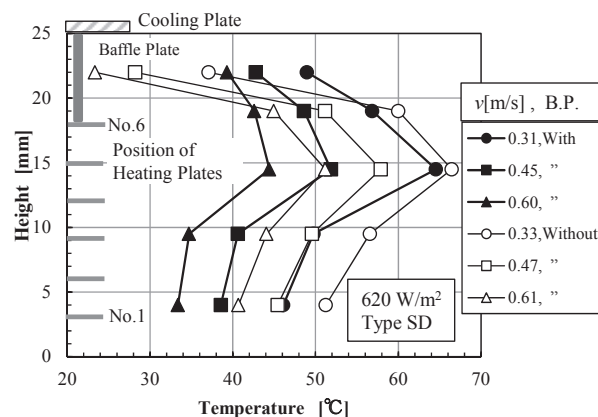


Fig. 9 Temperature distribution at exit for with and without baffle plate

熱板下部での流量が増加するため、高さ 20mm 以下の空気温度は低下する傾向にあり、全体的に出口空気の温度分布は小さくなる。

4. 考察

4.1 結果に対する考察

(1) 通風方式の違い A 型では、加熱面に密閉空気層を設け、加熱面が直接周囲空気と触れることを防止しているため、加熱面からの熱損失を低減できている。しかし、密閉空気層内で対流が発生し、これが熱損失の原因になると考えられる。F 型は、A 型の密閉空気層厚さおよび流路高さを 1/2 とし、密閉空気層を通風可能にしたものに相当する。また、F 型の伝熱面積は A 型のそれの倍であることから、加熱板温度も A 型に比べて低く、加熱板上部を流れる空気への移動熱量も集熱に貢献するため、図 4a) のように冷却面熱流束は小さくなる。

(2) 加熱板配置と流路高さの影響 S 型と F 型の違いは加熱板の配置にある。図 8 のように、F 型は流れが加熱板に沿うため、下流側ほど加熱板温度が上昇し、図 5c) のように出口空気温度分布が大きくなる。しかし、図 6 のように流路高さが低い場合、入り口側は F 型の冷却面熱流束が大きく、出口側は S 型のそれの大きいが、流路高さを 5mm 高くすることにより、S 型下流側の加熱板と冷却面の間隔は F 型のそれより小さいにも関わらず、S 型の冷却面熱流束の方が小さくなる。これは、図 7 のように流路高さが高くなったことによって S 型の加熱板上部付近の空気温度が F 型のそれより低くなるためと考えられる。

図 10 に、単位幅あたりの風量 vh と加熱量に対する熱損失割合の関係を示す。いずれの場合も熱損失割合は単位幅あたりの風量の増加とともに減少する。熱損失割合は流路高さ 20mm の S 型が最も大きく、流路高さ 25mm の SD 型が最も小さくなり、後者は前者の 1/2 程度になる。これに対し、F 型は流路高さの変化に対して熱損失割合の変化が最も小さい。前述のように、流路高さが高くなると冷却板付近には加熱されてない空気が流れるため、そこでの空気温度は大きく低下し、さらに SD 型のように加熱板温度を低くする加熱板配置が、流路高さの増加が冷却面熱流束を低下させる効果を高めていると考えられる。

(3) 出口閉鎖 図 9 では、加熱板と冷却板の間の流れの影響を調べるために、SD 型の流路出口側にバッフル板を設置して全閉とした。このバッフル板の閉鎖度合いによる冷却板平均熱流束と流路内風速 v との関係を図 11 に示す。全閉の場合、バッフル板なしの場合に比べて冷却板平均熱流束が増加し、半開および 1/4 開の場合は若干低下する傾向にある。全閉バッフル板の場合は、最下流の加熱板についてはその上部流路は密閉空気層に相当し、対流による熱移動により熱損失が増大することが推測できる。また、半開および 1/4 開では、加熱板側を開としているため、冷却板側の流れを抑制することで、加熱板付近の流れが増加する

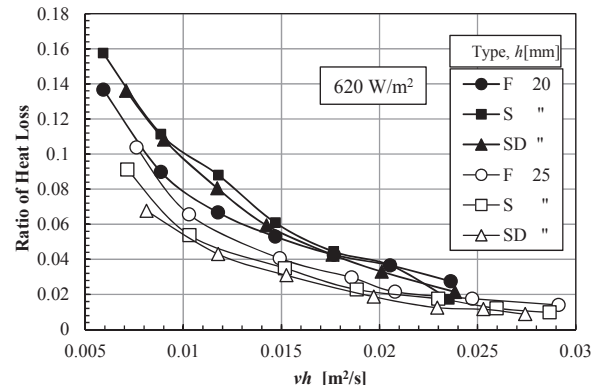


Fig. 10 Relationship between ratio of heat loss and vh

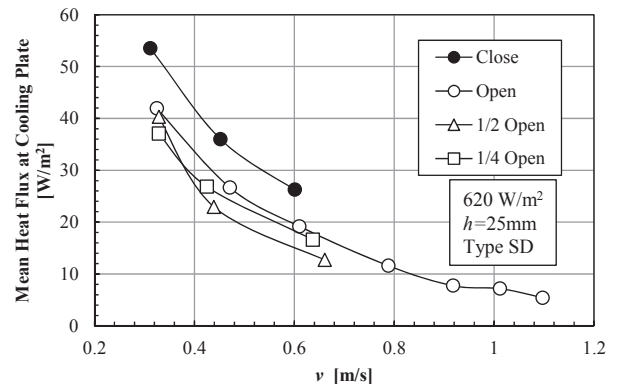


Fig. 11 Effect of insertion of baffle plate for mean heat flux

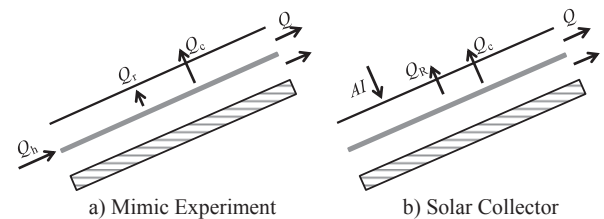


Fig. 12 Schematic diagram showing mimic experiment and solar collector
ため熱損失が低減すると考えられる。

4.2 集熱効率の予測

図 12 に本実験装置と実際の集熱器との熱移動の違いの模式図を示す。同図 a) の本実験装置は、ヒータによって加熱量 Q_h を与え、対流熱流量 Q_c および放射熱流量 Q_r を損失として Q を集熱している。ただし、流路内の空気に触れる部分はすべてアルミ箔を貼っているため、放射熱損失は非常に小さい。同図 b) の実際の集熱器は、日射 I を受けて対流熱流量 Q_c および放射熱流量 Q_r を熱損失とし、 Q を集熱している。そこで、日射を受け本実験装置と同じ温度状態で集熱している実際の集熱器を想定し、その時の日射量から集熱効率を求める。

実験装置の流路を長手方向に n 分割し、その中心位置での温度を用いることにより、加熱板から冷却板への放射熱流量は式(1)で表される。なお本装置では $n=6$ である。また、熱バランスは式(2)で表される。これに対し、集熱器の熱バランスは式(3)で表され、この時の放射熱流量を式(4)で表すると、式(2)、(3)より Q を消去して AI を求め、式(2)の Q をそれで割ることにより集熱効率は式(5)で表される。

$$Q_r = \varepsilon_r \sigma \sum_{i=1}^n a_i (T_{hi}^4 - T_{ci}^4) \quad \dots\dots(1)$$

$$Q_h = Q_c + Q_r + Q \quad \dots\dots(2)$$

$$\tau \propto A I = Q_c + Q_r + Q \quad \dots\dots(3)$$

$$Q_R = \varepsilon_R \sigma \sum_{i=1}^n a_i (T_{hi}^4 - T_S^4) \quad \dots\dots(4)$$

$$\eta = \frac{\alpha \tau (Q_h - Q_r - Q_c)}{Q_h - Q_r + Q_R} \quad \dots\dots(5)$$

4.3 集熱効率

受光面を黒色塗装した場合 ($\alpha=0.9$, $\varepsilon=0.9$) の集熱効率 η と $\Delta T/I$ の関係を図 13 に示す。なお、 $\tau=0.95$ とし、空気集熱器であるが ΔT は集熱温度と周囲温度との差の 1/2 とした。図中には本研究と比較するために、一般的な水集熱器の集熱効率 η も併記した。SD 型と F 型の差は小さく、SD 型がやや上回っている。両者とも最適設計を行っていないが、一般的な水集熱器の 75% 程度の集熱効率を示す。従来方式に相当する A 型の集熱効率はかなり低く、空気層への通風の効果が非常に大きい。さらに受光面の配置の影響は少ないことが解る。

図 14 に各方式の日射量に対する放射損失と対流損失の割合を示す。従来型である A 型は、 $\Delta T/I$ が小さいにも関わらず 10% 程度の対流成分が存在するが、F 型、SD 型の対流成分は、 $\Delta T/I$ が増加するとその差は大きくなる傾向にあるが、5% 未満に抑えられている。放射成分については、A 型は加熱板温度が高くなるため、同程度の $\Delta T/I$ で SD 型および F 型の 1.5 倍程度になる。SD 型、F 型の放射成分の差は $\Delta T/I$ が小さい側で存在するが、大きい側ではほとんどなくなる。これより、SD 型は F 型に比べて $\Delta T/I$ が小さい側では放射成分の減少により、大きい側では対流成分の減少により、集熱効率がやや改善されることが考えられる。しかし、図 8 より受光板温度の差はあまり大きくなく、放射損失が対流損失に比べて大きいことから、さらに集熱効率を高くするためには、受光板温度を下げる必要がある。

5. 結論

本研究では空気式集熱器の集熱効率向上を目的に、模擬集熱実験装置を用いて、対流熱損失低減に関する実験を行った。本研究で得られた結論は以下のようにまとめられる。

- 1) 密閉空気層に通風し、これを含めて集熱することにより、従来方式と比べて集熱効率を高く維持できる。
- 2) 加熱板を分散配置し、加熱板と冷却板の間隔をある程度確保することにより、対流熱損失を低く抑えることができ

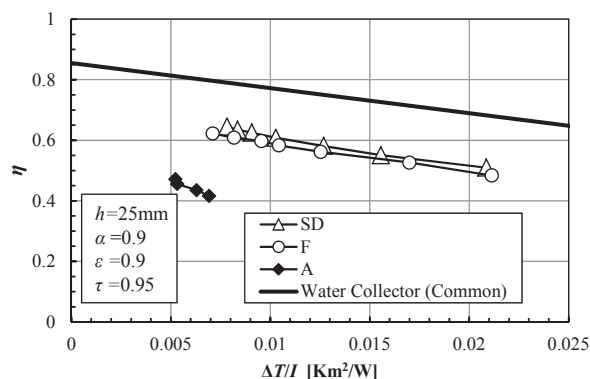


Fig. 13 Relationship between collector efficiency and $\Delta T/I$

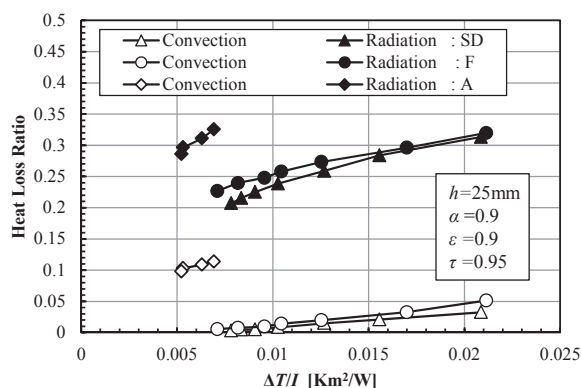


Fig. 14 Relationship between heat loss ratio and $\Delta T/I$

る。

- 3) 平板配置型加熱板においても対流熱損失を大幅に低減させることができるため、加熱板配置の集熱効率への影響は少なく、空気集熱でも水集熱の場合の 75% 程度の集熱効率が得られる。
- 4) 加熱板配置による加熱板温度への影響はあまり大きくないため、放射成分の低減にはあまり貢献しない。

参考文献

- 1) 蒲谷昌生: 太陽エネルギー産業の 40 年史第 4 回, 太陽エネルギー, 日本太陽エネルギー学会, Vol.40, No.4, (2004), 93
- 2) 環境ビジネスオンライン: <http://www.kankyobusiness.jp/column/003318.php>
- 3) 関西電力プレリリース: <http://www.kepcoco.jp/press/pdf/0519-lj-01.pdf>
- 4) 環境エネルギー政策研究所: 自然エネルギー白書 2013, 七つ森書館, 2013, 217
- 5) 新太陽エネルギー利用ハンドブック, 日本太陽エネルギー学会, 2000, 141-157
- 6) OMソーラー株式会社ホームページ: <http://omsolar.jp/>
- 7) 赤嶺他 4 名: 空気式ソーラーシステムの省エネルギー効果の評価に関する研究(第 2 報), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, (2010.9), 2067-2070
- 8) K. Hirayanagi et al.: Simulation model of building integrated collectors and PV modules, Proceedings of ISES SWC 2011(CD)(2011.9), 256-273
- 9) 空気調和・衛生工学会編: 空気調和・衛生用語辞典第 2 版, オーム社, (2006), 312