

Thermal Characteristic Analysis of Glazed Combination Passage Air Solar Collector

受光板両面通風式空気集熱器の熱特性解析

Yoshiyuki KAMIYA
神谷 是行¹⁾

Using air flow channel of rectangular cross section, which is one side heating and the opposite side cooling, the author reported experimental equations of heat transfer coefficient, based on the temperature difference between the heating plate and the inlet air, in previous paper. Using these equations, analytical method of thermal characteristics for glazed combination passage air solar collector was proposed in this paper and calculations were conducted. The calculated results considerably accorded with the experimental results, so that the accuracy of experimental equations obtained in previous paper was shown. Also, using existent experimental equations of heat transfer coefficient of pipe at inlet length, calculation of collector efficiency was conducted. It was found that the calculated results of collector efficiency were less approximately 20% than experimental results.

Keywords: Glazed Combination Passage Air Solar Collector, Collector Efficiency, Estimation, Experiment

キーワード：受光板両面通風式空気集熱器，集熱効率，予測，実験

1. はじめに

地球環境の保全とエネルギー資源枯渇ならびに原子力発電所の安全性の問題を背景に，自然エネルギーの利用が再び注目を集め，2009年以降の電力固定価格買い取り制度¹⁾等の充実によって，太陽光発電設備の施工実績は年々増加の一途をたどってきた。しかし，十分な知識を有しない施主と技術が伴わない業者との間でトラブルが多発し，安易な事業計画と業績の見込み違いによる倒産も増加するなどの問題も顕在化している。このような状況に対し，買い取り価格の段階的な引き下げや，優遇措置を含めた制度自体の見直しも計画される中，太陽光発電の事業環境は急速に悪化²⁾している。

一方，太陽エネルギーの熱利用は1980年代に大いに普及³⁾した。水集熱は集熱効率も高く，技術的にはほぼ確立⁴⁾しているものの，外観や凍結・漏えい等の問題を有するため，近年の新規施工実績はピーク時の1/20以下に減少している⁵⁾。これに対し，空気集熱は集熱効率は低いもの

の，建築デザインへの環境技術としての取り込み⁶⁾や太陽電池とのハイブリッド化⁷⁾の容易性などの面から，徐々にではあるが普及しつつある。

空気集熱器の最大の問題点は集熱効率が水集熱のそれに比べて低いことであり，それを高くできれば，太陽エネルギー利用の機運はさらに高まることが期待できる。これまでに著者は，空気式集熱器の集熱効率向上を目的として，密閉空気層へ通風することにより対流熱損失を大幅に低減できることを示し⁸⁾，集熱器を模擬した実験装置を作製して，平板に沿う流れの熱伝達を参考に，受光板から空気および透明板ならびに保温板への熱伝達の整理⁹⁾をおこなった。

本研究では，実際に通風式集熱器を製作して実験を行い，既報で得た熱伝達整理式と従来型経験式を用いた集熱効率の予測を行って，既報の整理式の妥当性を示すとともに，試作空気式集熱器の評価を行った。

記号

c : 比熱	[kJ/(kgK)]
G : 質量流量	[kg/s]
h : 熱伝達率	[W/(m ² K)]
I : 日射量	[W/m ²]
K : 熱通過率	[W/(m ² K)]
l : 流路高さ	[m]

*1 関東学院大学 理工学部 教授 (〒385-8501 横浜市金沢区六浦東 1-50-1)

e-mail: kamiya@kanto-gakuin.ac.jp

(原稿受付：2016年9月30日，受理日：2017年1月6日)

- q : 熱流束 [W/m²]
- T : 温度 [K]
- ΔT : 温度差 [K]
- v : 平均風速 [m/s]
- α : 吸収率 [-]
- ε : 放射率 [-]
- σ : 黒体放射係数 [W/(m²K⁴)]
- η : 集熱効率 [-]
- τ : 透過率 [-]

添え字

- a : 空気
- ab : 吸収
- B : 裏面保温材
- c : 対流成分
- e : 放出
- I : 日射
- in : 流入または入口
- m : 最大
- out : 流出または出口
- r : 放射成分
- R : 受光板
- T : 透明板
- S : 天空
- 0 : 周囲
- 1 : 上部流路
- 2 : 下部流路

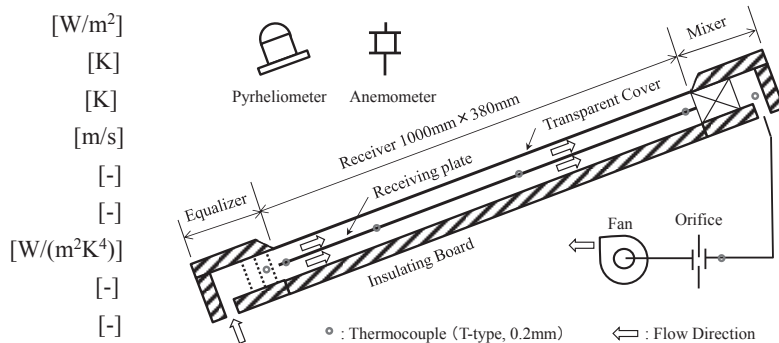


Fig. 1 Experimental apparatus

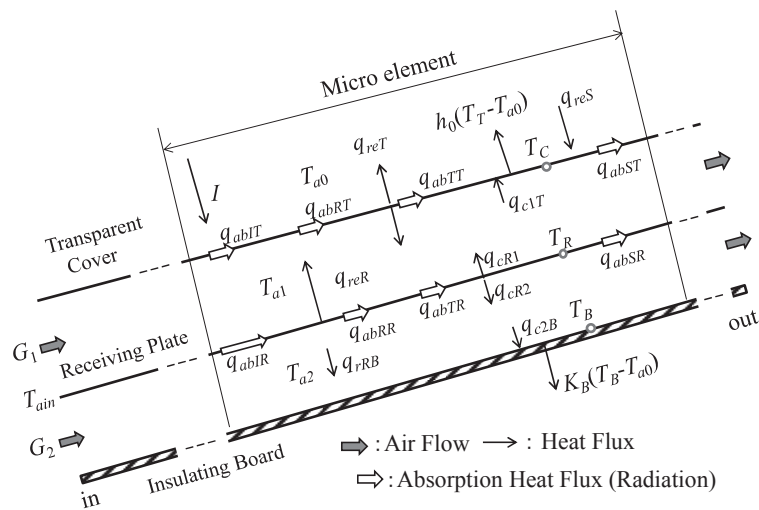


Fig. 2 Each heat flow in the micro element of the collector

2. 実験装置および実験方法

2.1 実験装置

図 1 に実験装置概要を示す。本空気式集熱器は、整流部、集熱部および混合部よりなる。厚さ 1mm、幅 400mm (受光部は 380mm)、長さ 1000mm のアルミ板の受光面側を黒色にペイントし、これを受光板とした。受光板の上下に透明板(厚さ 2mm のアクリル板)および厚さ 30mm の裏面保温材(上部アルミ箔貼付けポリエチレンフォーム)を設け、それぞれ高さ 20mm の流路を形成した。

整流部内部の高さは 40mm で、整流のためにパンチングプレート(φ3mm、ピッチ 4mm)を 5 段に並べた。集熱空気の温度を均一にするために、混合部内部にスタティックミキサを配置し、側面を厚さ 10mm、底部を厚さ 30mm の保温材で覆い熱損失を防止した。さらに、日射による影響を防ぐために、混合部および整流部の上面に厚さ 20mm の保温材を載せ、さらにその表面にアルミテープを貼り付けた。

集熱用の空気は整流部、集熱部および混合部を通過し、オリフィスで流量を測定された後、ファンで排出される。気象データの測定のために日射計と風向・風速計を設け、各部の温度を径 0.2mm の T 型熱電対で検出し、各データを 10 秒間隔でロガーに取り込んだ。

2.2 実験方法

まず、受光部入口平均風速 v_{in} から風量を求め、オリフィス入口温度を仮定してオリフィス差圧を計算し、それに調節する。集熱によってオリフィス入口温度が上昇すると、再び測定空気温度からオリフィス差圧を計算し、それに調節し直す。この操作を繰り返し、各部の温度が変化しなくなったら定常状態とみなし、データを 10 分間採取する。なお、実験は集熱器を傾斜角 30°で太陽に向けて設置し、2015 年 12 月から 2016 年 1 月の日射が安定している時間帯で行った。

3. 計算方法

3.1 既報型の計算方法

3.1.1 各部の熱バランス 図 2 に集熱器を長手方向に分割した微小要素における熱流束を表す。透明板および受光板の白抜き矢印はそれぞれに吸収される放射熱流束を表す。例として、 q_{abIR} は日射のうち受光板に吸収される放射熱流束を、 q_{abRT} は受光板からの放射の内透明板に吸収される放射熱流束を表す。なお、これらは透明板での反射・吸収および受光板での反射を考慮しており、受光板に対して流路高さが低いことから、2 平板間の放射熱伝達として計算した。また、 q_{reT} は透明板からの、 q_{rRB} は受光板と保温板の間の放射熱流束を表し、 q_{cR1} は受光板か

ら上部流路への、 q_{c1T} は上部流路から透明板への対流熱流束を表す。同図の受光板、透明板および保温板の熱バランスは式(1)~(3)で、空気の熱バランスは式(4)、(5)で表される。

$$q_{abIR} + q_{abRR} + q_{abTR} + q_{abSR} = q_{cR1} + q_{cR2} + q_{reR} + q_{rRB} \quad (1)$$

$$q_{abIT} + q_{abRT} + q_{abTT} + q_{abST} + q_{c1T} = 2q_{reT} + h_0(T_T - T_{a0}) \quad (2)$$

$$q_{c2B} + q_{rRB} = K_B(T_B - T_{a0}) \quad (3)$$

$$cG_1 dT_{a1}/dx = q_{cR1} - q_{c1T} \quad (4)$$

$$cG_2 dT_{a2}/dx = q_{cR2} - q_{c2B} \quad (5)$$

式(1)~(3)の左辺は各部に流入する熱流束を表し、右辺は流出熱流束を表す。式(2)の右辺第2項は透明板から周囲空気への対流熱流束であり、表面熱伝達率 h_0 は風速の関数として表されるユルゲスの式¹⁰⁾を用いた。なお、式(3)の右辺は保温材を通過する熱流束である。

3.1.2 対流熱流束の表示 本研究では、既報で求めた熱伝達整理式を用いて解析（以降、既報型計算）を行うため、受光板からの対流熱流束を式(6)、(7)で表し^註、透明板および保温板への熱流束を式(8)、(9)で表す。また、受光板、透明板および天空からの放射熱流束は式(10)~(12)で表し、受光板・保温板間の放射熱流束は(13)で表す。本研究では既報型計算方法の妥当性を調べることを目的としているため、簡単化のために集熱器傾斜設置による天空率は考慮していない。

$$q_{cR1} = h_{R1}(T_R - T_{ain}) \quad (6)$$

$$q_{cR2} = h_{R2}(T_R - T_{ain}) \quad (7)$$

$$q_{c1T} = h_T(T_R - T_T) \quad (8)$$

$$q_{c2B} = h_B(T_R - T_B) \quad (9)$$

$$q_{reR} = \varepsilon_R \sigma T_R^4 \quad (10)$$

$$q_{reT} = \varepsilon_T \sigma T_T^4 \quad (11)$$

$$q_S = \sigma T_S^4 \quad (12)$$

$$q_{rRB} = \varepsilon_{RB} \sigma (T_R^4 - T_B^4) \quad (13)$$

3.1.3 計算手順 計算は、流路を流れ方向に20分割し、仮定した受光板温度 T_R に対して式(2)を満たす透明板温度 T_T を求め、さらに式(3)を満たす裏面保温板表面温度

Table 1 Radiation properties used in calculation

		Wave Length	
		Short	Long
Transparent Cover	Absorptivity	0.025	0.9
	Transmittance	0.925	0.05
	Refractivity	0.05	0.05
Absorption Plate	Absorptivity	0.92	0.92
Aluminium	Absorptivity	-	0.1

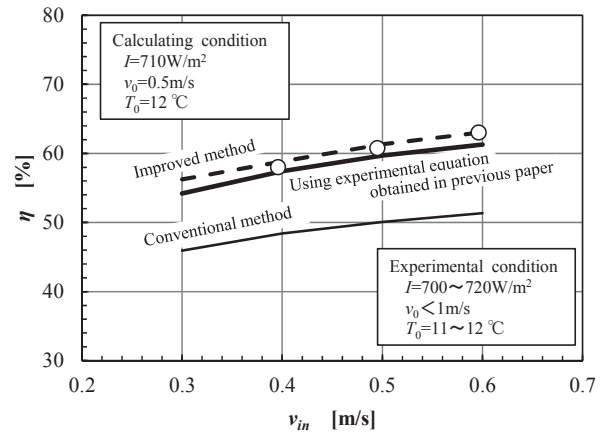


Fig. 3 Relation between η and v_{in}

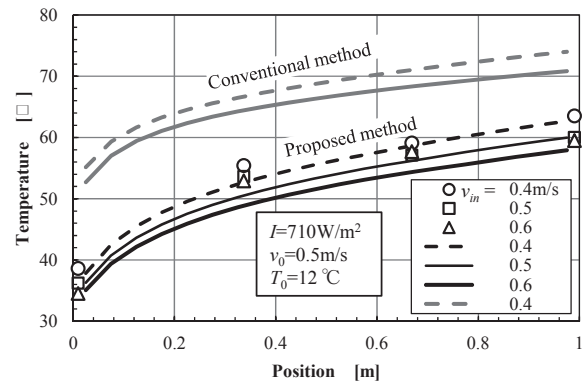


Fig. 4 Temperature distributions of the receiving plate

T_B を計算して、仮定した T_R および求めた T_T , T_B が式(1)を満たす場合の T_R を決定した。なお、各流路の空気温度は式(4)、(5)から計算し、出入り口温度差から集熱量を求め、集熱効率 η を計算した。表1に計算に用いた放射物性値を示す。また、天空温度 T_S は周囲温度-5Kとした。

3.2 従来型の計算方法

通常、対流による表面熱流束は流体混合平均温度と固体表面温度の差と熱伝達率の積で表す。本研究での計算方法と比較するために、式(6)~(9)に代わって従来型の熱流束表示による解析（以降、従来型計算）も行った。なお、式(14)は受光板表面熱流束を表すが、流路内の熱伝達であるため、従来型の熱伝達率 h は、流路相当直径の円管における助走区間での層流熱伝達率実験式¹¹⁾（熱流束一定）を用い、分配流量に応じて各面での熱流束を計算した。

$$q_{cR} = h (T_R - T_a) \quad (14)$$

4. 実験結果と計算結果

4.1 集熱効率

集熱効率 η の実験結果と計算結果を図 3 に示す。いずれの結果も η は入口平均風速 v_{in} の増加に対して増加する傾向にある。従来型計算結果では、 η は実験結果に比べて 20%程度小さい値を示す。既報型計算結果の η は、実験結果に比べてやや小さく計算されるものの、予測値としては十分な精度を有しているものと考えられる。

4.2 受光板温度分布

受光板温度分布の実験結果と計算結果を図 4 に示す。受光板温度分布は下流に向かって上昇し、 v_{in} の増加によって低下する傾向を示す。

従来型の計算結果でも同様の傾向を示すものの、実験結果に比べて 10℃以上高く計算され、特に入り口側では約 20℃高く計算されている。これに対して既報型の計算では、温度分布は実験値に比べて 0.33m 付近でやや温度が低いもののおおむね一致し、かなり高い精度での計算が可能である。

5. 考察

図 3 および図 4 より、集熱効率 η ならびに受光板温度は、従来型計算結果に比べて既報型の計算結果が実験結果に近いことが示された。受光板温度が高くなる原因は、式(1)の受光板の熱バランスより、空気への流出熱流束が小さく計算されるためと考えられる。

従来型の計算では、式(14)の熱伝達率に助走区間のそれ (Nu は 8~6 程度に変化) を用いたが、発達した流れのそれ ($Nu=4.8$) を用いた場合、受光板温度はさらに高くなり、 η はさらに悪化する。それに対し、既報型の計算結果ではかなりの精度で予測できている。以下でその理由と問題点について考察し、既報型計算方法を改良する。

5.1 既報型と従来型の比較

5.1.1 透明板、保温板温度と空気温度の関係 図 5 に既報型計算結果の T_T , T_B , T_{a1} および T_{a2} の分布の一例を示す。本計算範囲では T_T は T_{a1} より常に高く、 T_B も位置が 0.75m 付近までは T_{a2} より高いが、その後逆転する。また、保温板への熱流束も流路高さが高いため、式(9)の $h_B=0$ として保温面は断熱状態で計算されている。

既報の、集熱器を模擬したヒータ加熱の実験装置では、流路内面をアルミ箔で覆って放射成分が無視できる条件で実験を行った。したがって、透明板に相当する冷却板温度は空気温度より低くなり、常に冷却板への熱流が存在したため、式(8), (9)による整理を行った。しかし、本集熱器では透明板の長波長吸収率が高いため、 $T_T > T_{a1}$ となっている。これは、温度の低い空気から温度の高い透明板へ対流熱流束が発生していることになり、計算方法

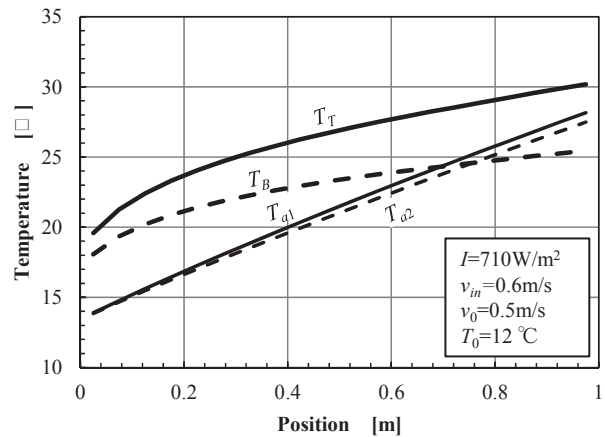


Fig. 5 Temperature distributions calculated in the collector (using experimental equation in previous paper)

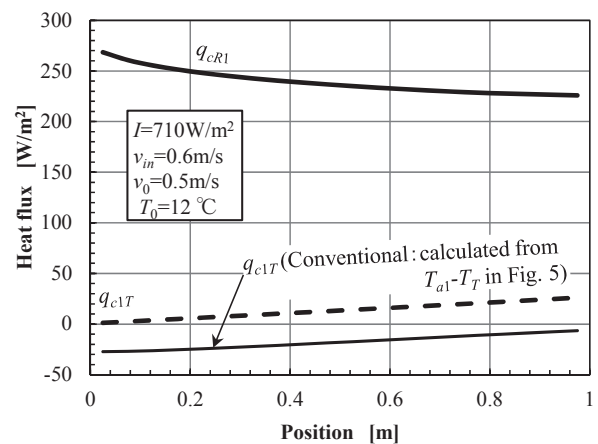


Fig. 6 Distributions of heat flux at the upper channel

に不合理が生じている。

5.1.2 q_{c1T} と q_{cR1} 図 5 の条件での q_{cR1} と q_{c1T} を図 6 に示す。 q_{c1T} は q_{cR1} に比べて非常に小さいがともに正の値を示している。これは、既報型計算では q_{c1T} を式(8)より T_R と T_T の差から求めているため、空気側から透明板への熱流として計算される。そこで、図 5 の温度分布より、 T_{a1} と T_T の差から q_{c1T} を計算し、従来型として同図に併記した。従来型の q_{c1T} は全域にわたって負の値を示し、透明板から流路空気への熱流が存在することを示している。しかし、既報型の q_{c1T} との差はおおよそ 30W/m² で両者の増加割合はほぼ同じである。

空気から透明板および保温板への対流熱移動量が本実験条件とはやや異なる既報型計算でも、 η および T_R の分布が実験値に比較的近い。これは、空気から透明板および保温面への対流熱伝達成分 (q_{c1T} , q_{c2B}) が、受光板から空気へのそれ (q_{cR1} , q_{cR2}) よりかなり小さいためであり、 q_{c1T} および q_{c2B} の計算方法が結果にあまり影響せず、 q_{cR1} および q_{cR2} の計算方法が支配的となると考えられる。このことは、式(6), (7)の熱伝達率に関する既報の実験式の妥当性と重要性を示すものである。

5.2 計算方法の改良

以上のような既報型の計算方法の不合理的を修正するために、透明板および保温板への熱流を式(14)の様に混合平均空気温度との差による熱流束で置き換え(以降、改良型計算)、解析を行った。その結果を図3に併記した。

改良型計算の η は既報型計算のそれより若干大きくなり、さらに実験結果に近づいている。また、受光板温度分布は既報型計算結果に比べて若干低くなる傾向を示したが、ほとんど同様であった。

5.3 熱損失割合について

図7に改良型と従来型計算結果の、各部の熱損失割合を示す。熱損失を透明板側と裏面保温板側に分け、さらに透明板側は対流成分と放射成分に分けて示した。なお、透明板側の放射熱損失は、透明板からとそれを通過する放射を含めているが、日射の反射成分は除いている。改良型では、透明板対流損失成分と放射損失成分はほぼ同等で、13~15%を示している。従来型と改良型で、流路内透明板表面熱流束の計算方法は同様であるが、従来型の透明板対流損失成分は放射損失成分より大きく、放射成分も改良型のそれより大きい。これは、従来型計算方法では受光板温度が高く計算されているために透明板温度も高くなり、透明板からの熱損失が増加したためである。

なお、保温板裏面からの熱損失は2%以下と非常に小さく、改良型と従来型の差はほとんどない。

5.4 受光板両面通風式空気集熱器の評価

5.4.1 集熱効率 ここでは、水集熱器と本空気集熱器の集熱効率を比較する。水集熱器では一般的に、受光板平均温度と周囲空気との温度差を ΔT とし、 η を $\Delta T/I$ の関数で表す。水集熱器は、熱媒温度と受光板温度が近いため、受光板平均温度は、熱媒の出入口温度の平均で表せる。今、本実験条件と同じ温度条件での水集熱器を考えると、入り口温度は周囲温度に近い($T_{in}=T_{a0}$)ため、 ΔT は熱媒出口温度 T_{out} と周囲温度 T_{a0} の差の1/2として表せる。

図8に、一般的な水集熱器の $\eta^{12)}$ と $(T_{aout}-T_{a0})/(2I)$ の関係を示す。同図には本集熱器の η も併記した。水集熱器同様、本空気集熱器の η も $(T_{aout}-T_{a0})/(2I)$ の増加によって減少する。水集熱器と本空気集熱器を同じ温度条件で比較すると、本集熱器の η は水集熱器のその約78%で、性能的にやや劣る。

5.4.2 集熱効率改善要因 図9に受光板最高温度と空気出口温度の差 $T_{Rm}-T_{aout}$ と入口平均風速 v_{in} の関係を示す。実験値と計算値は近い値を示すが、実験値は条件が若干異なるため、ここでは計算結果で比較する。

v_{in} を大きくすると $T_{Rm}-T_{aout}$ は増加するが、その変化量は小さくなる。 v_{in} を小さくすると T_R は高くなり、日射の多くが透明板からのあるいはそれを通しての放射・対流熱損失となって流路空気への伝熱量は小さくなるため、 $T_{Rm}-T_{aout}$ はゼロに近づく。逆に v_{in} を大きくすると T_R は低下して損失は減少する。このとき、熱伝達率は v_{in} によってやや増加するものの伝熱面積は同じであるため、集熱

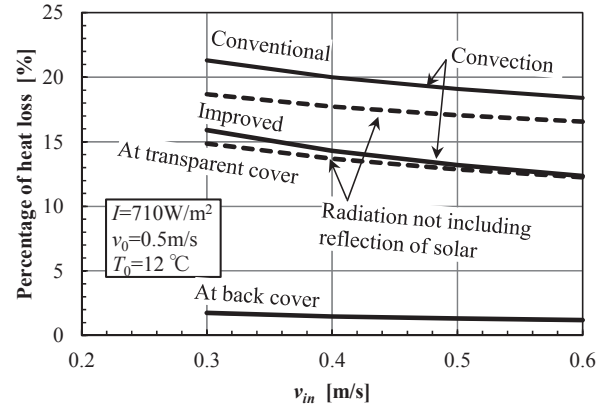


Fig. 7 Relation between percentage of heat loss and v_{in}

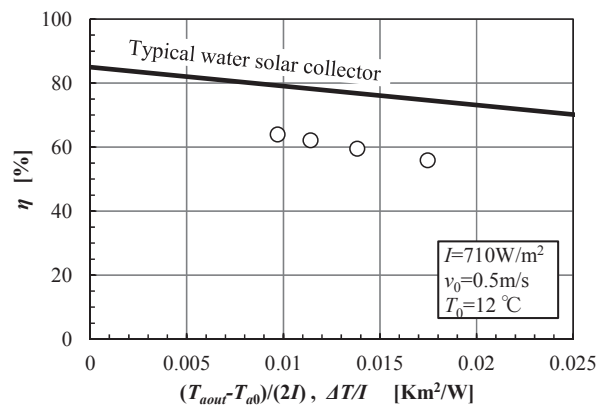


Fig. 8 Relation between collector efficiency and $(T_{aout}-T_{a0})/(2I)$

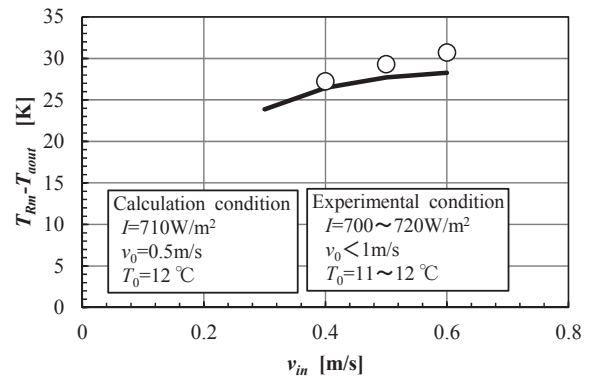


Fig. 9 Relation between $(T_{Rm}-T_{aout})$ and v_{in}

量は増加するが、 $T_{Rm}-T_{aout}$ も増加する。

v_{in} を大きくすることにより η は高くなるが、出口温度 T_{aout} は T_{Rm} の低下以上に低下し、熱エネルギーの質的低下をもたらす。したがって、 T_{aout} の低下を抑えるためには、 $T_{Rm}-T_{aout}$ を小さくする必要があり、そのためには伝熱面積を増加させることが必要になる。

6. 結論

本研究では、集熱効率を高くできる受光板両面通風式空気集熱器の性能予測方法を示し、計算結果と実験結果を比較した。本研究で得られた結論は以下の様にまとめ

られる。

- (1) 既報の実験式を用いた計算方法と従来型の計算結果を比較し、前者の集熱効率計算結果は実験結果に近く、従来型のそれは約 20%程度小さく計算される。
- (2) 受光板から空気への熱伝達の違いが計算結果に大きく影響し、既報型の計算方法が従来型のそれに比べて有効であることを示した。
- (3) 既報型計算方法は、流路空気から透明板および保温板への熱伝達は小さいものの、合理的な熱移動を表現できない問題点を有する。
- (4) 既報型の問題点を改善した改良型計算方法を示し、十分な精度で受光板両面通風式空気集熱器の熱特性を予測できることを示した。

注

既報⁹⁾では、平板に沿う流れの熱伝達の整理法を基に、受光板から空気への熱伝達を式(6)、(7)で表現し、同式の熱伝達率を無次元化して、局所ヌッセルト数 Nu_x を局所レイノルズ数 Re_x および距離と流路高さの比である x/l の関数として整理した。

(1) 上向き熱流の h_{R1}

h_{R1} に関しては、浮力の影響を受けやすいため、流路高さ l [m] の項を加えて式(N1)の実験式を導いた。

$$Nu_x = 9.0 \cdot Re_x^{0.28} (x/l)^{0.42} l^{0.39} \quad (N1)$$

(2) 下向き熱流の h_{R2}

h_{R2} に関しては、下向き熱流では上向き熱流に比べて温度境界層厚さが薄くなるため、流路高さが h_{R2} に影響しにくくなる。そこで、流路高さが高い場合は l の影響を受けにくいため、 Nu_x を式(N2)で表わし、流路高さが低い場合は l の影響を考慮して式(N3)で表した。

$$Nu_x = 0.741 \cdot Re_x^{0.42} (x/l)^{0.26} \quad (N2)$$

$$Nu_x = 1.41 \cdot Re_x^{0.47} (x/l)^{0.128} l^{0.172} \quad (N3)$$

図 N1 に両式の Nu_x と距離 x の関係の一例を示す。両 Nu_x は x によって増加するが、途中で交差する。 x が小さいと温度境界層厚さは薄いため、 Nu_x は l の影響を受けない式(N2)で表される。逆に、 x が増加すると温度境界層は厚くなるため、しだいに l の影響を受けて h_{R2} は小さくなり、式(N2) > 式(N3)となる。そこで、本研究では式(N2)と(N3)の小さい方の値の Nu_x を用いて計算した。

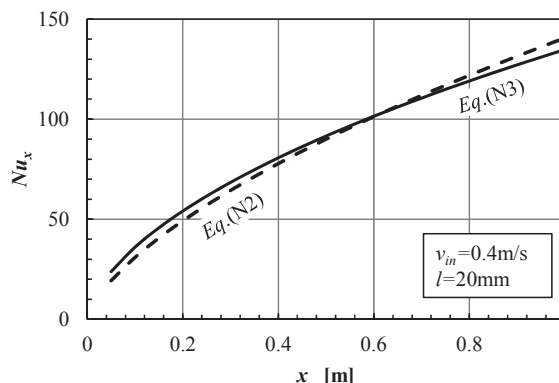


Fig. N1 Relation between Nu_x and x

参考文献

- 1) 環境政策研究所, 自然エネルギー白書 2013, 217(2013), 七つ森書館.
- 2) 産経新聞, 2016, 8/10(水)7時55分配信
<http://headline.yahoo.co.jp/h1?a=2016810-00000078-san-bus_all>
(参照年月日 2016年8月15日)
- 3) 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, 40(4), 93 (2014).
- 4) 日本太陽エネルギー学会, 新太陽エネルギー利用ハンドブック, 141-157(2000), 日本太陽エネルギー学会.
- 5) ソーラーシステム振興協会, ソーラーシステム設置実績, <<http://www.ssda.or.jp/energy/result.html>> (参照年月日 2016年9月5日)
- 6) 日本太陽エネルギー学会, 新太陽エネルギー利用ハンドブック, 793(2000), 日本太陽エネルギー学会.
- 7) 神谷是行, 空気層厚さ可変式熱-光発電ハイブリッドパネルに関する研究第2報, 太陽エネルギー, 35(5), 57-62 (2009).
- 8) 神谷是行, 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, 太陽エネルギー, 41(1), 41-46 (2015).
- 9) 神谷是行, 密閉空気層通風式空気集熱器設計のための表面熱伝達率の整理, 太陽エネルギー, 42(2), 39-45 (2016).
- 10) 空気調和・衛生工学会: 空気調和衛生工学便覧大 12 版Ⅲ, 37(1995), 空気調和・衛生工学会.
- 11) 日本機械学会, 伝熱工学資料 改訂第5版, 43 (2009), 丸善.
- 12) 空気調和・衛生工学会, 空気調和・衛生用語辞典第2版, 312(2006), オーム社.