

Arrangement of Heat Transfer Coefficient for Design of Air Solar Collector
Ventilating Closed Air Layer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

Yoshiyuki KAMIYA

神谷 是行

Abstract

In design of air solar collector and estimation of its thermal characteristics, accurate heat transfer coefficients inside of the collector are necessary. In this paper the rectangular flow channel which consisted of heating and cooling plates facing each other was manufactured and temperatures of each point at flow channel and heat fluxes at cooling plate were measured. Then heat transfer coefficient at heating plate based on the temperature difference of heating plate and inlet air and also over-all heat transfer coefficient concerning heat flux at cooling plate have been defined. Relationship among channel height, flow conditions and heat flow directions affecting the heat transfer coefficients was investigated. Then non-dimensional experimental equations concerning heat transfer coefficient at heating and cooling plate were obtained.

Keywords : VCAL Air Solar Collector, Convective Heat Transfer, Thermal Inlet Length, Experimental Equation

キーワード : 密閉空気層通風式空気集熱器, 対流熱伝達, 温度助走区間, 実験式

1. はじめに

地球環境保全, 原子力発電の安全性の問題により, これまでになく本格的に太陽エネルギー利用の機運が高まりつつある。特に太陽光発電は, 固定買い取り制度¹⁾の充実により着実に導入が進んでいる。一方, これまで影を潜めていた熱利用に関しても, 再生可能エネルギーの1つとしてエネルギー基本計画²⁾に位置付けられ, 取り組むべき課題として, 技術の低コスト化と高効率化を進めることが求められている。特に低炭素化社会の実現に向けては, 給湯および暖房などの低温熱エネルギーを多量に消費する住宅において, その利用拡大に大きな期待が寄せられている。

1980年代初頭, 太陽熱集熱器は当時のエネルギー情勢とも相まって急速に普及³⁾し, 平板型集熱器の理論⁴⁾についてはほぼ確立されている。しかし, 凍結, 漏えいおよび外観的な問題を有しており, その後エネルギー事情の変化も影響して急激に設置件数が

減少し, 現在に至っている。これに対し, 空気集熱器は構造が簡単でこれらの点を克服でき, さらに太陽電池と組み合わせも比較的容易であることから, 屋根一体型集熱器⁵⁾として最近普及しつつある。しかし, 現場組み立てが一般的で, 水集熱器より集熱効率が低いことが問題とされ, これら空気集熱器を設置した建物のエネルギー消費に関する研究⁶⁾が報告されているが, 空気集熱器そのものを扱った研究は見当たらない。

著者は既報⁷⁾において, 透明板と受光板間に通風して対流熱損失を低減させることにより, 空気式集熱器の集熱効率を水集熱器レベルにまで向上させることが可能であることを示した。しかし, 空気式集熱器の設計ならびに性能予測には, 集熱器内部の表面熱伝達率が必要である。一般的な流動ならびに境界条件での熱伝達率に関する実験式はこれまで数多く報告⁸⁾されているが, 流路内熱伝達は管内熱伝達を基本として熱伝達率を求めることが一般的で, 多くは発達した流れが対象となり, 一部に助走区間に対する報告もあるが, その数は少ない。また, 空気式集熱器の場合, 流路内は層流のことが多く, 平行二平板間の熱伝達で, 多くは温度助走区間での熱伝達であり, しかも密閉空気層に通風する場合,

* 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: 2015年11月30日, 受理日: 2016年2月8日)

片側加熱・片側冷却（加熱面からの加熱と透明板からの冷却）であるため、これらの条件を満たす実験式は見当たらない。

本研究では、集熱器を模擬した実験装置の熱移動および温度測定から表面熱伝達率を求め、通風式集熱器内部の伝熱機構を明らかにするとともに、最適設計に適用可能な実験式を得ることを目的とする。

記号

A : 次数	[-]
B : 次数	[-]
C : 定数	[-]
h : 流路高さ	[m]
h' : 仮想流路高さ	[m]
Nu : ヌッセルト数	[-]

$$Nu = \alpha_c h / \lambda$$

Nu_x : 局所ヌッセルト数	[-]
-------------------	-----

$$Nu_x = \alpha_c x / \lambda$$

n : 次数	[-]
----------	-----

Q_H : ヒータ加熱量	[W]
----------------	-----

q : 熱流束	[W/m ²]
-----------	---------------------

Re : レイノルズ数	[-]
---------------	-----

$$Re = v h / \nu$$

Re_x : 局所レイノルズ数	[-]
-------------------	-----

$$Re_x = v x / \nu$$

S : ヒータ表面積	[m ²]
--------------	-------------------

T : 温度	[K]
----------	-----

v : 風速	[m/s]
----------	-------

x : 距離	[m]
----------	-----

α : 表面熱伝達率	[-]
-------------------	-----

δ : 温度境界層厚さ	[m]
--------------------	-----

ε : 放射率	[-]
---------------------	-----

σ : 黒体放射係数	[W/(m ² K ⁴)]
-------------------	--------------------------------------

λ : 熱伝導率	[W/mK]
------------------	--------

ν : 動粘性係数	[m ² /s]
---------------	---------------------

添え字

b : ヒータ裏面

c : 冷却板

h : 加熱板

0 : 周囲

2. 実験装置および方法

2.1 実験装置

図1に密閉空気層通風式空気集熱器の概要を示す。本集熱器は既報で提案したように、通常の透明板と受光板の密閉空気層に通風を行い、これを集熱の一部とすることで対流熱損失を低減するとともに伝熱面積を増加させることを

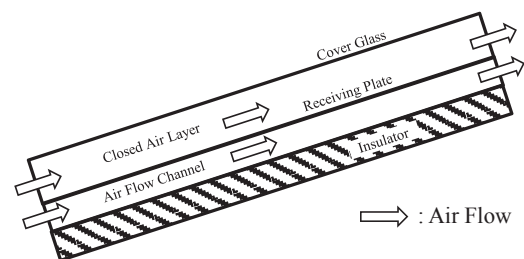


Fig. 1 Schematic Diagram of Air Solar Collector Ventilating Closed Air Layer

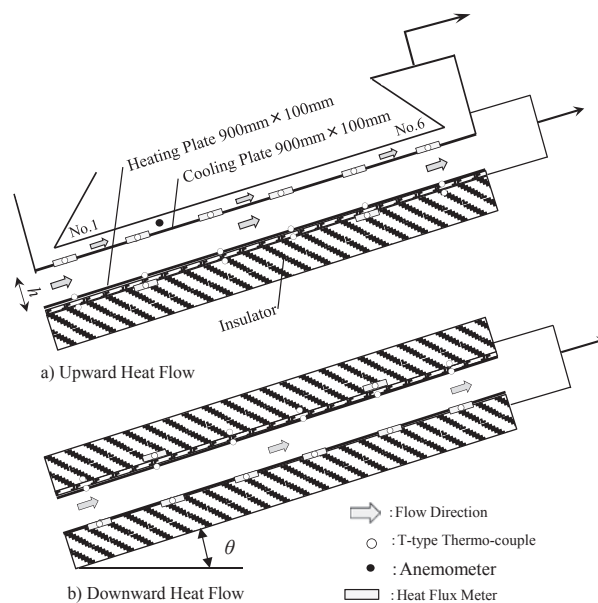


Fig. 2 Experimental apparatus

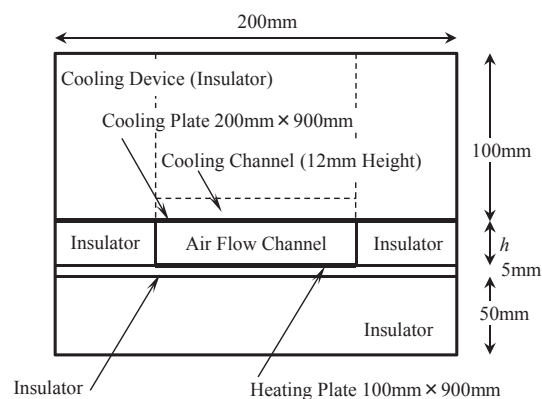


Fig. 3 Air inlet facade of experimental apparatus (Upward Heat Flow)

目論んでいる。図1の集熱器を模擬した実験装置概要を図2に示す。本装置は受光板の上下流路を模擬している。本研究での熱伝達率は、矩形流路内の対向面での冷却を伴う片側加熱による流体への熱移動である。

同図a)は、受光板に相当する加熱板から通風空気への熱移動および透明板に相当する冷却板への熱移動（以降上向き熱流と記す）を模擬している。図3に上向き熱流の場合の空気入口側外観を示す。受光板に相当する加熱板は、厚さ1mm、150mm×100mmのラバーヒータを6枚並べて900mm×100mmの加熱板とし、それを厚さ5mm、長さ900mm幅200mmの断熱材（ポリ

スレインフォーム)の片側中央に取り付けた。加熱板からの下向き熱損失を測定するために、その反対側の2か所に熱流束計を取り付け、さらにこれを厚さ50mmの断熱材の上に配置した。加熱板を取り付けた断熱材と同形で厚さ1mmのアルミ板を透明板に相当する冷却板とし、その長手方向に6分割した中心部分に50mm角の穴を開け、同形の熱流束計(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。長さ900mm、幅50mmで厚さ3mmと5mmの断熱材を重ねて高さを調節し、加熱板を取り付けた断熱材の上に加熱板を挟んで設置し、その上に冷却板を載せて幅100mm、長さ900mm高さ可変の流路を形成した。さらに、この冷却板の上に通風冷却装置(外形:幅200mm、高さ100mm、長さ900mm)を搭載し、高さ12mm、幅100mmの冷却流路を形成して、冷却面に沿って通風を行い、透明板から周囲空気への放熱を模擬した。

図2b)は、図2a)の実験装置から通風冷却装置を取り除き、装置の上下を逆にして厚さ50mm、幅200mm、長さ900mmの断熱材の上に配置し、これにより受光板裏面から空気および保温面への熱移動(以降下向き熱流)を模擬した。

本研究では熱流束計によって冷却面熱流束を測定し、それから対流成分を分離して整理する方法をとった。この時、放射成分が大きいと対流熱成分を計算する際の誤差が大きくなるため、測定時点で放射成分を小さくして、補正の際の影響がなるべく少なくなるよう、加熱板および冷却板を含む流路内各面にアルミ箔を貼り付けた。流路を通過した空気は、流量計通過後ファンによって排出される。また、冷却流路内を通過する空気は、流路内に取り付けた熱線速計により風速を測定された後、ファンで排出される。

2.2 実験方法

実験条件は、装置傾斜角を 15° とし、流路高さ h を5~28mm、流路内風速 v を0.3~1m/sで変化させ、図2a)の上向き熱流の実験では周囲風速 v_0 に相当する冷却流路内風速を1.2~5m/sで変化させた。なお、装置の傾斜角度を 45° まで変化させて実験を行ったが、角度による影響は少ないことを確かめている。ヒータは印加電圧一定(日射強度を考慮して加熱密度は 256W/m^2)としたが、加熱面温度が 80°C を超える条件では、加熱密度をやや下げて実験を行った。また、各部の温度測定には径0.2mmのT型熱電対を用いた。実験は、定常状態に達した後の各部の温度と熱流束を検出してロガーに取り込み、1分間の平均値を用いてデータ整理を行った。

3. 実験結果

3.1 加熱面熱伝達率の整理

本研究では流路内の流れを対象としているが、温度境界層は加熱面に沿って発達するため、平板に沿う流れの熱伝達に近いと考えられる。平板に沿う流れでは、温度境界層内の熱伝達を式(1)で定義し、局所ヌッセルト数 Nu_x を局所レイノルズ数 Re_x の関数として表す。本研究での加熱面熱流束 q_h は、ヒータ熱流束 Q_H/S からヒータ裏面熱流束 q_b と放射成分を差し引いた式(2)に

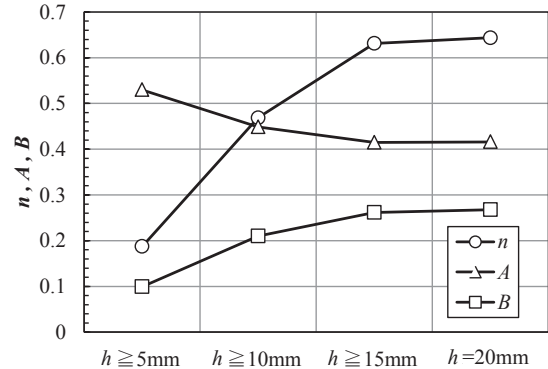


Fig. 4 n , A and B for range of h

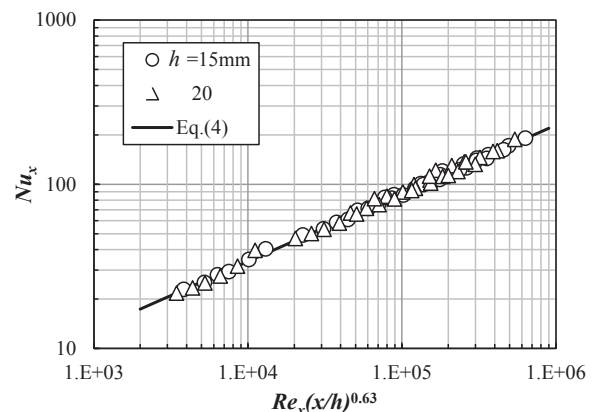


Fig. 5 Nu_x vs. $Re_x(x/h)^{0.63}$ for downward heat flow

より算出した。なお、放射成分は平行二平板間の熱放射(アルミ箔の $\varepsilon=0.03$)とした。

$$q_h = \alpha_h (T_h - T_0) \quad (1)$$

$$q_h = Q_H/S - q_b - \sigma(T_h^4 - T_c^4)\varepsilon/(2 - \varepsilon) \quad (2)$$

3.1.1 下向き熱流(冷却面保温)の場合 下向き熱流は、上向き熱流と異なり浮力の影響がないため、加熱面に対向する保温面の影響が小さいと考えられる。しかし、 x の増加により加熱面からの温度境界層が発達し、それが流路全体に及ぶと、それ以降は空気温度の上昇が大きくなり、それに伴って加熱板温度も上昇すると考えられる。このことを式(1)で考えると、加熱面熱流束が一定に近い場合、 T_h が増加すると α_h は減少することになり、実験式でこの現象を表現することが必要になる。

本研究は流路内の片側加熱による熱伝達であることから、 Nu_x を式(3)の形で近似するために、 $Re_x(x/h)^n$ の次数 $n(B/A)$ を仮定し、近似式との偏差が最小となるような n を決定した。

$$Nu_x = C \cdot Re_x^A (x/h)^B \quad (3)$$

図4に h の範囲($h=5, 10, 15, 20\text{mm}$)に対する n , A , B の変化を示す。 h の範囲によって A , B および n は変化するが、 $h \geq 15\text{mm}$ および $h=20\text{mm}$ ではほぼ一定の値を示す。 h の範囲が広いほど n および A は小さく、 B は大きくなることから、 $h=5\text{mm}$ は明らかに $h \geq 15\text{mm}$ の場合とは伝熱機構が異なると推察できる。

図5に $h=15, 20\text{mm}$ の Nu_x と $Re_x(x/h)^{0.63}$ の関係を示す。なお、 x/h の次数は最小二乗法により決定した。両者はかなり高い相関関係にあり、 $h \geq 15\text{mm}$ では、 h によらず式(3)の次数がほぼ一定であることから h の影響を受けない領域で、 Nu_x は式(4)で近似できる。

$$Nu_x = 0.741 \cdot Re_x^{0.42} (x/h)^{0.26} \quad (4)$$

これに対し、 $h=5\text{mm}$ は影響を受ける領域と考えられ、 $h=10\text{mm}$ はその中間にあると推察できる。本研究の流路長さは 900mm で、 $h=5\text{mm}$ では流路高さが低いため、入口付近を除いてほぼ流路全体が温度境界層で占められると考えられるため、その状況を表すために Nu_x を Re_x と x および h の関数として整理した。なお、 x および h の次数については、近似式との偏差の二乗平均が最小となるよう、山登り法を適用した。その結果を図6に示す。同図は $h=5\text{mm}$ の場合のみであるため若干データ数が少ないが、図5と同様高い相関性を示すことから、 Nu_x は式(5)で表される。同式は h の累乗成分を有するが、これにより h の影響を表している。

$$Nu_x = 1.41 \cdot Re_x^{0.47} (x/h)^{0.128} h^{0.172} \quad (5)$$

3.1.2 上向き熱流の場合 周囲風速 $v_0=3\text{m/s}$ の時の上向き熱流について、図4と同様に Nu_x を $Re_x(x/h)^{0.63}$ の関数として整理した場合の、 h と x をパラメータとした結果を図7に示す。なお、この条件で $T_0=24.3^\circ\text{C}$ 、 $v=0.3\text{m/s}$ 、 $h=10\text{mm}$ の時、冷却板の入口側温度は 25.9°C 、出口側温度は 32°C であった。また、同図には式(4)の関係も併記した。 Nu_x は $Re_x(x/h)^{0.63}$ が大きいほどバラツキが大きく、 h および x が大きい方が Nu_x は式(4)のそれより大きい傾向を示す。これは、浮力の影響により加熱面からの熱移動が促進され、温度境界層も厚くなって、加熱面温度が低下するためと考えられる。また $h=5\text{mm}$ では、 Nu_x は式(4)のそれよりやや小さく、 h および x によって Nu_x は変化する。しかし、 v_0 による違いは小さいことを確認している。

そこで、図5と同様の方法で、 Nu_x を Re_x と x および h の関数とし、全ての v_0 に対して図8のように整理し、式(6)を得た。同式は式(5)同様 h の累乗成分を有するが、これにより h の影響を表しており、図8は図7よりかなり高い相関性を有している。

$$Nu_x = 9.0 \cdot Re_x^{0.28} (x/h)^{0.42} h^{0.39} \quad (6)$$

3.2 冷却面熱伝達率の整理

保温面を含めた冷却面への熱移動は、流動空気を介しての熱移動であるため、温度差を加熱面温度と冷却面温度の差として、冷却面の熱流束を式(7)で定義し、 α_c と流れおよび形状との関係を調べた。なお、冷却面の熱流束 q_c は、加熱面と同様の放射補正を行った。

$$q_c = \alpha_c (T_h - T_c) \quad (7)$$

3.2.1 上向き熱流の場合 代表長さを流路高さとした冷却面 Nu を、流路内の Re と、高さとの関係を表す h/x の関数と

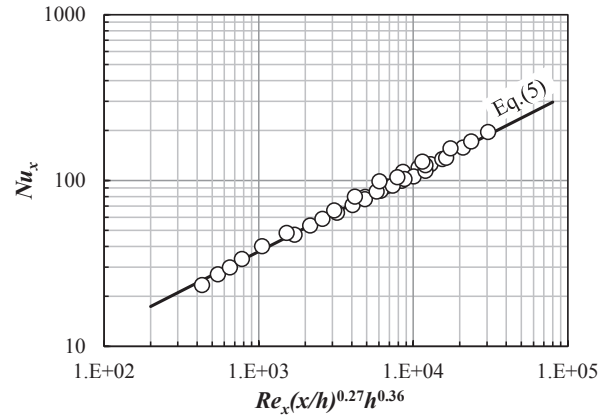
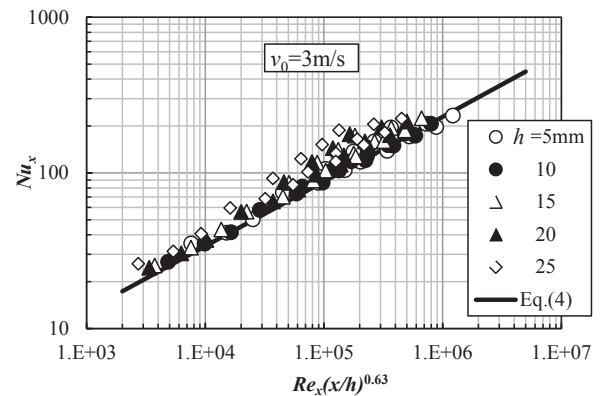
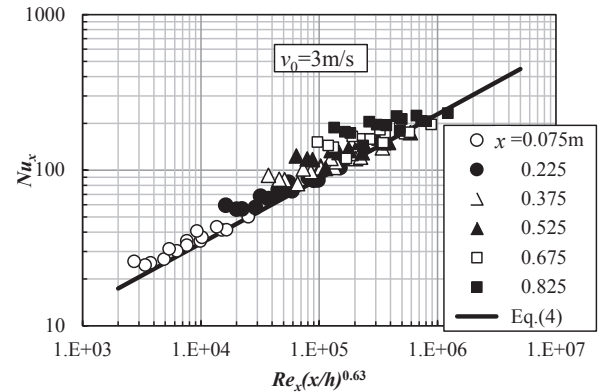


Fig. 6 Nu_x vs. $Re_x(x/h)^{0.27}h^{0.36}$ for downward heat flow



a) Parameter h



b) Parameter x

Fig. 7 Nu_x vs. $Re_x(x/h)^{0.63}$ for upward heat flow

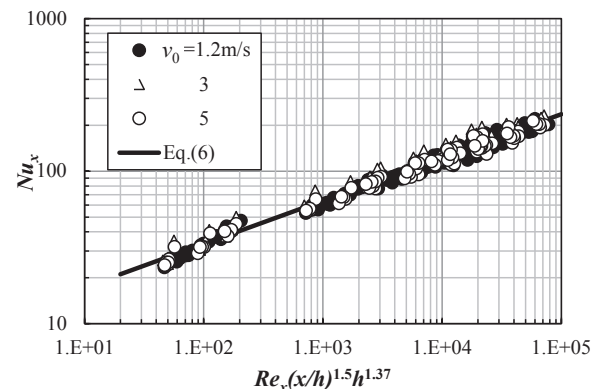


Fig. 8 Nu_x vs. $Re_x(x/h)^{1.5}h^{1.37}$ for upward heat flow

して整理した。周囲風速 $w=3\text{m/s}$ の時の Nu と $Re(h/x)^{0.7}$ を図9に示す。なお h/x の次数については、全ての w に対して、後述の理由から $h \leq 10\text{mm}$ かつ $Nu < 0.7$ のデータについて、前述と同様に最小二乗法により求めた。

同図は図4～6に比べてバラつきは大きい。 $h=5\text{mm}$ の $Re(h/x)^{0.7} < 5$ では $Nu=1$ を示す。しかし、 $Re(h/x)^{0.7}$ が増加すると Nu は小さくなり、式(7)の α_c は非常に小さくなることを示している。 $h > 10\text{mm}$ では $h \leq 10\text{mm}$ と同様、 Nu は $Re(h/x)^{0.7}$ の増加に対して減少するが、 h が高いほど $h \leq 10\text{mm}$ の関係から離れる傾向を示す。なお、他の w の場合も同様の傾向を示した。

3.2.2 下向き熱流の場合 下向き熱流の保温面での Nu を図9に併記した。熱流束が非常に小さいため、多くは $h=5\text{mm}$ のデータである。下向き熱流の Nu は上向き熱流のそれより小さく、 $Re(h/x)^{0.7}$ の増加により、上向き熱流より急激に減少する傾向を示し、 Nu は式(8)で表される。

$$Nu = 0.578 - 0.203 \ln \{ Re(x/h)^{0.7} \} \quad (8)$$

4. 考察

4.1 加熱面熱伝達率について

図10に温度境界層厚さと流路高さの関係を表す模式図を示す。

4.1.1 下向き熱流について 式(4)は下向き熱流で保温面の影響がない場合の実験式であり、式(5)はある場合のそれである。下向き熱流では、図10a)のように、 h が低いと加熱面からの温度境界層が流路全体を満たすまでの距離 x は短くなり、それ以降はそれ以前より空気温度および加熱板温度の上昇が大きくなる。しかし、 h が高ければ x が大きくても h の影響を受けなくなる。本研究では q_h が一定であることから、式(1)の α_h はこの点以降の小さくなり、式(5)は式(4)より小さくなる。

両式の Nu_x と $Re_x(x/h)^{0.63}$ の関係を図11に示す。 $h=5\text{mm}$ の場合、式(5)の Nu_x は式(4)のそれより小さく、 h の影響がある領域であることを示している。 $h=10\text{mm}$ では、式(4)の Nu_x と式(5)のそれとが $Re_x(x/h)^{0.63} = 2 \times 10^4$ 付近で交差し、その付近 (x によって異なるが、この場合 $x=0.2 \sim 0.3\text{m}$ 程度) から h の影響が現れると考えられる。さらに、 $h=15\text{mm}$ では、おおむね式(5)の Nu_x が式(4)のそれより大きく、 h の影響がない領域であることを表している。

式(5)は、保温面の存在によって Nu_x が小さくなる現象を、 $h^{0.172}$ の項によって表現している。保温面の影響が現れる条件は式(4)と式(5)が等しい場合であり、この時の x を基準とすると、 h を小さくすれば $Re_x(x/h)^{0.63}$ は大きくなって保温面の影響がある状態となり、式(5)は式(4)より小さくなる。 $h=10\text{mm}$ のとき両式は交差することから、同じ x に対して h を大きくすると、保温面の影響がない領域に入るため、 $Re_x(x/h)^{0.63}$ は小さくなり、式(5)は式(4)より大きくなる。

したがって、同じ $Re_x(x/h)^{0.63}$ に対して、保温面の影響がない場合は、式(5) > 式(4)であり、影響がある場合は式(5) < 式(4)となり、式(4)と式(5)の大小関係によって保温面の影響を判断でき、図11を作

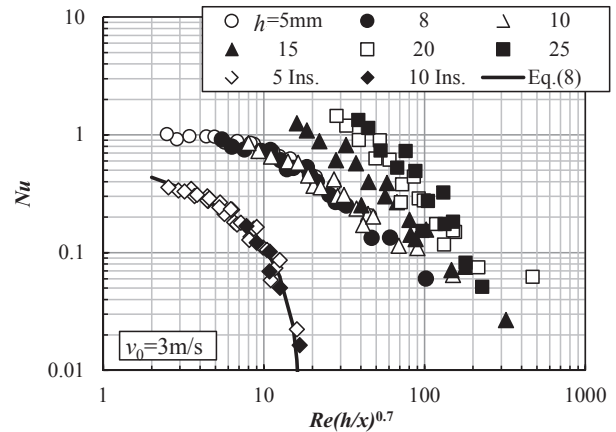


Fig. 9 Nu vs. $Re(h/x)^{0.7}$

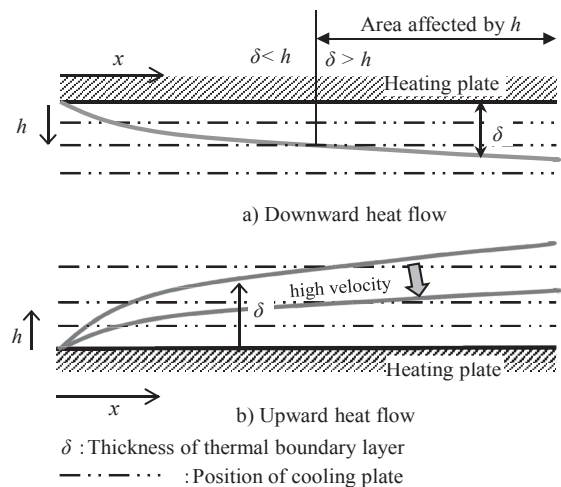


Fig. 10 Cooling plate and thermal boundary layer

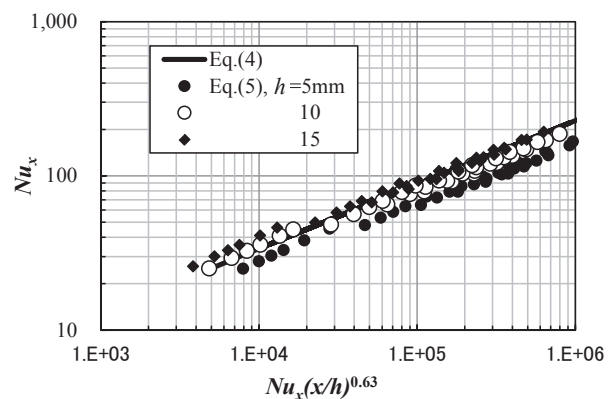


Fig. 11 Relation between Eq. (4) and Eq. (5)

成することにより外挿法ではあるが保温面の影響範囲を見出すことも可能である。

4.1.2 上向き熱流について 図7では、上向き熱流に対し、浮力および h の影響がない場合の式(4)を比較対象とした。本研究では加熱面熱流束を式(1)で表しているため、図7の Nu_x は同じ $Re_x(x/h)^{0.63}$ に対し h および x が大きいほど式(4)より大きくなる。これは、図10b)のように x が大きいほど温度境界層が厚く、かつ h が高い方が浮力により熱移動が促進され、加熱面温度が低下するためと考えられる。しかし x が小さい場合、温度境界層が薄いため、

h が高くても浮力の影響は少なくなり、図7a)のように Nu_k は式(3)に近くなる。 $h=5\text{mm}$ の場合、下向き熱流と同様の理由から x が大きいと加熱板温度 T_h が高くなって、 Nu_k は式(3)よりやや小さくなる。また、同図b)のように x が一定のとき、流路内風速 v が大きいと、温度境界層厚さは薄くなるため、 $Re_x(x/h)^{0.63}$ は増加して Nu_k は式(4)に近づく。 $h=10\text{mm}$ は、浮力による加熱面温度の低下と h が比較的小さいことによる加熱板温度の上昇が相殺され、 Nu_k は式(4)に近くなる。

4.1.3 式(6)について 図8では、冷却板の影響があるとして上向き熱流の Nu_k を整理し、式(6)を導いた。同式は式(5)同様 h の累乗成分を有するが、これにより h の影響を表しており、その次数は式(5)のそれより大きく、これにより浮力の影響が表現されていると考えることができる。本実験は流路長さが900mmと短い、図8の相関性は非常に高いため、本研究の測定範囲外においても外挿法を適用すれば、集熱板長さがある程度長い場合にも適用できるものと推察できる。

4.2 冷却面熱伝達について

4.2.1 上向き熱流の仮想冷却板高さ 図12に冷却板の存在による温度分布の変化を表す模式図を示す。同図中a)は流路高さが高い場合で、冷却面は加熱面側から発達する温度境界層の外側に位置するため、基本的には冷却面熱流束は存在しない。同図中b)のように流路高さが低くなると、冷却面が温度境界層内に位置するため、冷却板近傍の温度分布が変化して冷却面熱流束が発生する。しかし、同図中c)のように流路高さがさらに低くなると、温度分布は加熱面から冷却面へ直線的に変化し、温度勾配が大きくなって熱伝導支配へと移行する。図9で $Re(h/x)^{0.7}$ が小さい時、 $h=5\text{mm}$ では $Nu=1$ を示し、全ての v_0 に対しても、 $Re(h/x)^{0.7} < 5$ では $Nu=1$ となり、この状況を表している。

$Re(h/x)^{0.7}$ の増加は、 x の減少と流速 v および h の増加を意味し、加熱面から発達する温度境界層厚さが h に対して相対的に薄くなるため、冷却面熱流束減少して式(7)の表面熱伝達率 α_c が小さくなり、 Nu も小さくなる。図9より、 $h \leq 10\text{mm}$ の Nu は $Re(h/x)^{0.7}$ の関数とみなすことができるが、 h が高くなると冷却面の存在による影響は小さくなり、冷却面熱流束も減少して α_c は小さくなる。この場合、図12中b)のように温度分布の変化は冷却板近傍に限られるが、代表長さに h を用いているため、 h が大きければ Nu も大きく、横軸の $Re(h/x)^{0.7}$ も大きくなって、 $h > 10\text{mm}$ の Nu は $h \leq 10\text{mm}$ のそれからずれると考えられる。そこで、 h が高い場合を h が低い場合の関係に一致させるために、同図d)のように実際より低い冷却板位置を仮想し、その高さ h' を代表長さとして以下で α_c を無次元整理した。

4.2.2 h' と実験式の導出 すべての外部風速 v_0 の $h \leq 10\text{mm}$ で、 $Nu < 0.7$ に対して図9と同様の整理を行った。その結果を図13に示す。周囲風速 v_0 によるバラツキはやや大きい、 Nu は式(9)で近似できる。本研究では、冷却面熱流束 q_c を式(7)で定義しているため、周囲風速 v_0 は Nu には影響しないと考えられる。

$$Nu = 11.2 \cdot Re^{-1.1} (x/h)^{-0.77} \quad (9)$$

さらに v_0 ごとに、 $h > 10\text{mm}$ の h に対して h' を仮定し、これを代表長さとして Nu と $Re(h/x)^{0.7}$ を計算し、それと式(9)との偏差が最小

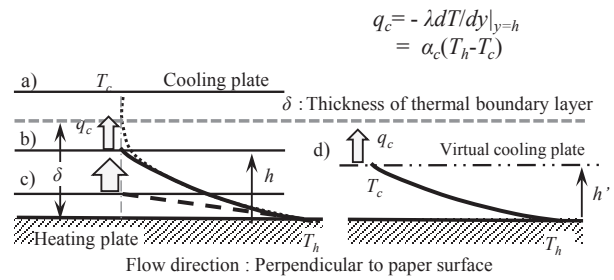


Fig. 12 Introduction of virtual cooling

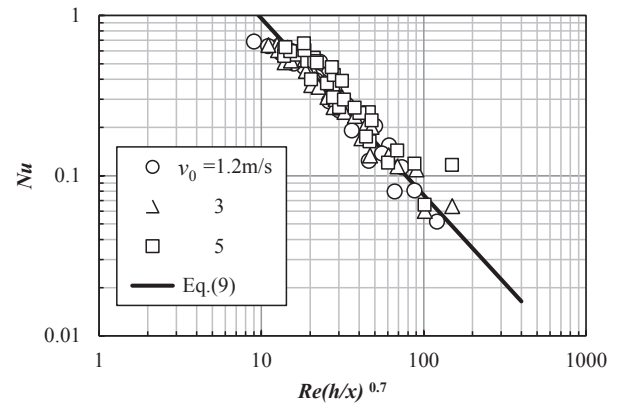


Fig. 13 Nu vs. $Re(h/x)^{0.7}$ for $Nu < 0.7$

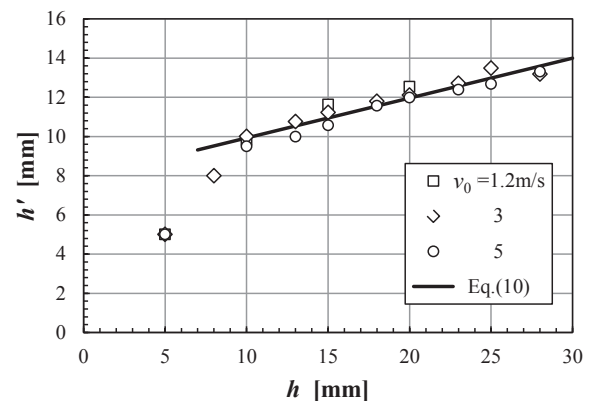


Fig. 14 h vs. h' for upward heat flow

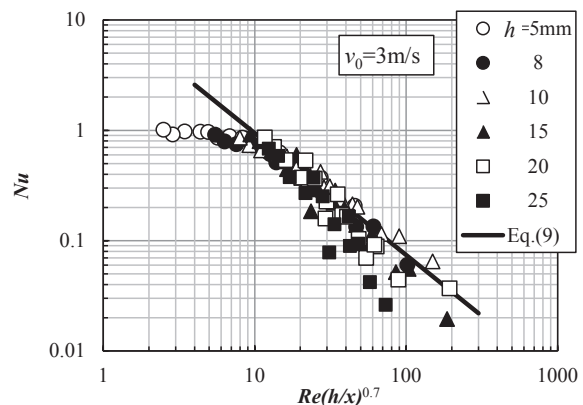


Fig. 15 Nu vs. $Re(h/x)^{0.7}$ using h' as characteristics length

となるような h' を決定した。図14に h と h' の関係を示す。 $h > 10\text{mm}$ では h' は式(10)で近似でき、ほとんど周囲風速 v_0 によらない。した

がって、 $h>10\text{mm}$ では式(10)の h' を h として、式(9)より Nu を計算することが可能である。

$$h' = 8.13 \times 10^{-3} + 0.187h \quad (10)$$

図9に対して、代表長さ h を用いた場合の Nu と $Re(x/h)^{0.7}$ の関係を図15に示す。加熱面側の図8と比べ、特に h が高い場合にバラつきは大きい。ここでは Nu は十分に小さいことから、 Nu は式(10)で表すことが可能と考えられる。

4.3 Nu_x および Nu の算出方法

以上で得られた実験式から、 Nu_x および Nu を算出する方法を表1に示す。式(1)で定義される加熱面表面熱伝達率については、式(4)～(6)で Nu_x を算出する。また、式(7)で定義される冷却面熱伝達率については、条件によって式(8)～(10)で Nu を算出し、 $Re(h/x)^{0.7}>5$ と $Nu \geq 0.7$ の範囲では Nu を1と0.7で補間して計算する。なお、本実験式の適用範囲は、 $0.3\text{m/s} \leq v \leq 1\text{m/s}$ 、 $5\text{mm} \leq h \leq 28\text{mm}$ 、 $x \leq 0.9\text{m}$ である。

5. 結論

密閉空気層通風式空気集熱器の受光面上下流路の熱伝達を模擬する実験装置を作成し、加熱面熱伝達率ならびに冷却面熱伝達率を測定する実験を行った。本研究で得られた結果は以下のようにまとめられる。

- (1) 平板に沿う流れの熱伝達を基に、加熱面熱伝達率を定義し、熱流の向き、流路高さならびに入口からの距離を考慮した加熱面熱伝達率に関する実験式を導いた。なお、傾斜角は 45° まで適用可能である。
- (2) 下向き熱流に関しては、本実験式を用いることにより、流路が加熱面からの温度境界層で満たされる距離を見積もることが可能である。

Table 1 Method to calculate Nu_x and Nu

Surface	Heat flow	Nu_x, Nu
Heating	Downward	Nu_x : Eq.(4)
	Upward	Nu_x : Eq.(5)
Based on Eq.(1)		Nu_x : Eq.(6) where heat transfer is influenced by h
Cooling	Downward	Nu : Eq.(8) at insulation surface
	Upward	h' : Eq.(10) as characteristic length where $h>10\text{mm}$
Based on Eq.(7)		$Nu=1$ where $Re(h/x)^{0.7} \leq 5$
		Nu : Eq.(9) in $Nu < 0.7$
		Interpolation of Nu between $Nu=1$ and $Nu=0.7$ where $Re(h/x)^{0.7} > 5$ and $Nu \geq 0.7$

- (3) 保温面を含めた冷却面熱伝達率を定義し、熱流の向き、流路高さを考慮した実験式を導いた。
- (4) 流路が高い場合の、流路高さによる冷却面熱流の変化を表すために仮想流路高さを導入し、これと流路高さとの関係を示した。

参考文献

- 1) 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
- 2) エネルギー基本計画, 経済産業省資源エネルギー庁 (2014)
- 3) 蒲谷昌生：太陽エネルギー産業の40年史 第4回, 日本太陽エネルギー学会, Vol.40, No.4(2014), 93
- 4) 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
- 5) OMソーラー株式会社ホームページ：http://omsolar.jp/
- 6) 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
- 7) 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, vol.41, No.1(2015), 41-46
- 8) 日本機械学会編：伝熱工学資料 改訂第5版, 丸善, (2009)