

ソーラーシミュレータによる炭素繊維シート 空気式集熱器の性能測定

Measurement of the Performance on an Air - Type Solar Collector
Using Carbon Fiber - Sheet as Collecting Material under a Solar Simulator

姜 希 猛*¹
Xi-meng JIANG

金 山 公 夫*²
Kimio KANAYAMA

馬 場 弘*²
Hiromu BABA

遠 藤 登*²
Noboru ENDOH

Abstract

This paper describes an experimental study on the performance of an air - type solar collector using carbon fiber sheet as the collecting material (air - type CF - sheet solar collector) under a large - scale solar simulator. In the experiment, the intensity of radiation, the rate of air flow, inlet and exit temperatures of the collector were measured at constant room temperature. The collector efficiency was obtained from the measurements and compared with the calculations by an analytical method. The efficiency becomes higher along with the higher intensity of radiation and higher rate of air flow, and decreases with high inlet temperatures. The thermal performance of the air - type CF - sheet solar collector was made clear under the various conditions, and compared with the analytical and the other experimental results.

Key words: Solar energy, Collector efficiency, Air - type CF - sheet collector, Solar simulator

1. まえがき

著者ら^{(1)~(3)}は以前から図1に示されるような炭素繊維シート（以降CFシートという）を集熱材とする空気式集熱器を試作し、屋外で性能実験を繰り返し行ってきた。しかし、比熱の小さい空気を熱媒に用いるため、その性能は日射量、外気温度、風速などの変動による影響を強く受け、安定した性能評価を行うのが困難であった。そこで、本研究では実験室内においてソーラーシミュレータによる人工太陽光を用いて、安定した照射条件のもとで上記CFシート空気式集熱器の性能測定を行い、外気（室内空気）温度、熱媒空気の入口温度、流量および日射量などをパラメータとして測定結果を整理し、その性能を明確にすることができた。また、これらの測定結果は集熱器モデルを用いた解析結果^{(1)~(3)}および過去の実験結果^{(5)~(7)}と比較された。

*1会員，北見工業大学大学院

*2会員，北見工業大学工学部（〒090-8507 北見市公園町165）
（原稿受付 平成10年6月25日）

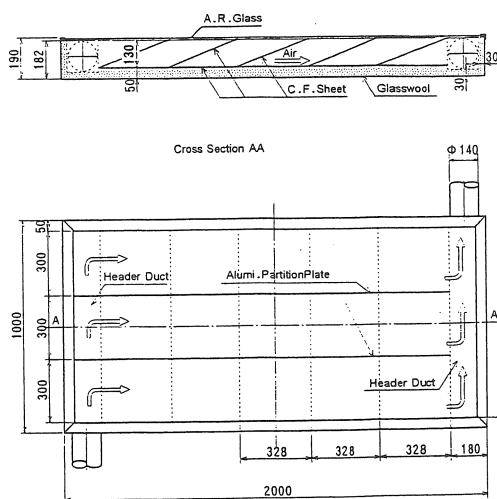


Fig.1 Structure of the collector (mm in unit)

Student at Graduate Course, Kitami Institute of Technology
Dept. of Mech. Engng., Kitami Institute of Technology

主な記号および単位

- A: 集熱器の有効集熱面積 m^2
 c: 空気の比熱 $\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$
 F': 集熱器係数
 J: 有効集熱面積当たりの日射強度 W/m^2
 Q_U : 有効集熱面積当たりの熱量 W/m^2
 T: 温度 $^\circ\text{C}$
 U_L : 熱損失係数 $\text{W/m}^2^\circ\text{C}$
 V: 空気流量 m^3/min
 w: 空気の密度 kg/m^3
 τ : ガラスの透過率
 τ^* : CFシートの光トラップ率
 α : CF素材の吸収率
 η : 集熱効率
 $\Delta T: (T_{\text{ex}} + T_{\text{in}}) / 2 - T_a = T_A - T_a \quad ^\circ\text{C}$

添字

- a: 外気
 A: 平均
 eff: 有効
 ex: 出口
 in: 入口
 L: 損失または全体
 p: 定圧
 P: 集熱材
 U: 取得

2. 実験装置および方法

実験装置を構成する主要部の概略を図2に示す。大型ソーラーシミュレータのプロジェクトは20個のクセノンランプ ($8\text{kW} \times 20$) を有し、床土から約5mの高さに設置され水平に対して傾斜角度が0度～90度の間に可変である。実験において、集熱器はエアマス AM1.5 の傾斜角度 (約 42°) で固定され、これと平行に向き合ったシミュレータから人工光が照射される。点灯すると同時に、ランプを冷却するためプロジェクトにブローで通風される。排出された暖かい空気は調節ダンパーにより部分的あるいは全部を回収して部屋を暖めることがで

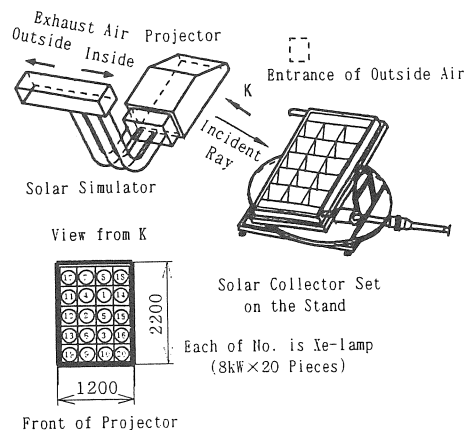


Fig. 2 Solar simulator and collector

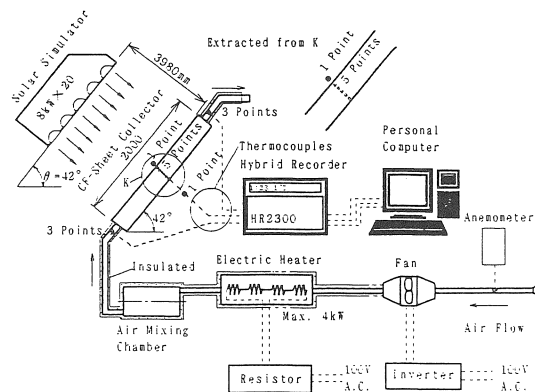


Fig. 3 Schematics of experimental apparatus

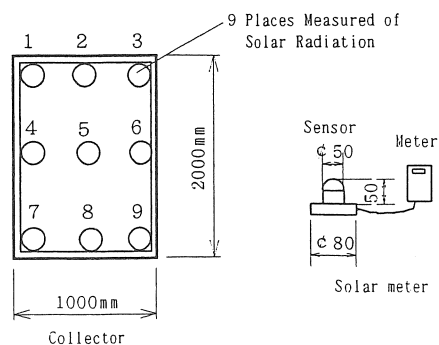


Fig. 4 Measurement of radiation incident upon the collector surface

きる。部屋の対角側の壁に外気を取り入れる開口があり、ダンパーの調節により冷たい空気を部屋に導入して冷房することができる。これにより、室内空気温度を実験の期間中、一定に温度に保つことができる。今回の実験は冬期の12月に行ったため、普段の室内温度が8度から13度の間である。ランプの連続照射により集熱器から排出された熱量を利用して、室内空気温度をそれぞれ $T_a=13.5^{\circ}\text{C}$ 、 18.5°C 、 23°C に設定して測定を行った。 $T_a=23^{\circ}\text{C}$ の場合は、部屋を暖めるのに多くの熱量を要し、そのために大きな日射強度で、少ない空気流量の実験のみに限って行った。

実験装置全体のシステムを図3に模式図で示す。本装置は大きく分けて集熱器本体、集熱器性能測定システムおよび大型ソーラーシミュレータからなる。前二者は架台に取り付けられたCFシート空気式集熱器と熱媒空気の導入部および各種計測機器システムからなる。架台は方位および傾斜角を任意に設定し、集熱器を所定の状態に設置できる。集熱器入口部には斜流ダクトファンと電気ヒータおよび空気混合チャンバがダクトでつながれ、空気導入部を構成する。

ダクト入口から取り込まれた室内空気はインバータ制御されたファンにより流量調節され、さらに、電気加熱装置により温度調節され、所定の流量、温度の熱媒空気として集熱器に流入する。

集熱器はプロジェクターの20灯のクセノンランプのうち所要の強度に合わせて数個を点灯して照射され、図4に示すように集熱器表面上の9点でソーラメータを用いて強度を測定し、その平均値を入射日射強度とした。その際、日射強度の分布は±10%程度のバラツキがあった。

電気ヒータは1kW×4本からなり、熱媒空気温度はスライダックで 15°C ～ 120°C の広い範囲で調節可能である。風速測定は熱線風速計を用いて、ダクト入口とファン間の温度変化のない直線箇所で行った。またダクトは厚さ0.5mmのステンレス板で直径128mmの円筒形とし、入口部は室内空気の取り込みの抵抗が少なくなめらかにできるようにラップ状に加工してある。電気ヒータ後のチャンバを含むダクト全体は断熱材で保温し、熱媒空気の温度を安定に保った。

温度の測定にはCC-熱電対を用い、集熱器の入口、出口において3点ずつ、中心部において5点、内部隅角の2カ

所2点ずつ熱媒空気の温度を測定し、ほかに集熱器表面と室内空気温度を測定している。

3. 集熱効率の計算

集熱効率 η は集熱器により得られた集熱量 Q_U を日射強度 J で割った値で、式(1)で示される。

$$\eta = Q_U / J \quad (1)$$

ここで、集熱器の集熱量 Q_U は次の式(2)に示すように、集熱器に吸収された熱量と集熱器からの放熱量 Q_L との差である。

$$Q_U = J \cdot (\tau \alpha)_{\text{eff}} - Q_L \quad (2)$$

ここで、 $(\tau \alpha)_{\text{eff}}$ は $\tau \alpha$ の有効値である。

放熱量 Q_L は

$$Q_L = U_L \cdot (T_P - T_a) \quad (3)$$

従って、集熱効率は式(2)および式(3)を式(1)に代入して式(4)のように誘導される。

$$\eta = (\tau \alpha)_{\text{eff}} - U_L (T_P - T_a) / J \quad (4)$$

実際は集熱材の平均温度 T_P の測定が困難であるため、 T_P の代わりに熱媒空気の入口温度と出口温度の平均値 T_A を用いると、式(5)は次のように書き改められる⁽⁴⁾。

$$\eta = F' \{ (\tau \alpha)_{\text{eff}} - U_L (T_A - T_a) \} / J \quad (5)$$

ここでは、 F' 、 U_L はそれぞれ集熱器係数および全熱損失係数である。

図1より集熱器は1枚ガラスおよび2枚CFシートの構造のため、 $(\tau \alpha)_{\text{eff}}$ の計算式は、次のようになる。

$$(\tau \alpha)_{\text{eff}} = \tau \tau^* \alpha + \tau (1 - \tau^*) \tau^* \alpha \quad (6)$$

右辺1項めは1枚目のシート、2項めは2枚目のシートの値である。

実測によりガラス透過率 $\tau=0.87$ 、CF素材の吸収率 $\alpha=0.95$ 、CFシートの光トラップ率 $\tau^*=0.9$ であるため、式(6)により、 $(\tau \alpha)_{\text{eff}}=0.818$ となる。

一定の日射強度のもとでの実験においても、集熱器の本体および各部材に熱容量があるため、熱平衡に達するまで十分な加熱時間を要する。入口温度を変化させて次の新しい熱平衡になるまでさらに十分な時間をかける。本実験において入口温度は高い値から低い値へ逐次低下させて行った。日射強度が大きく、空気流量が小さい場合、プロジェクターを点

灯してから最初の熱平衡になるまで1時間半ほどかかる。その後、入口温度を低下させると、20分ほどで次の熱平衡状態になる。

一方、熱媒空気の入口、出口温度、空気流量、日射強度、外気温度などの測定を行って各測定値ごとに集熱効率が式(7)で計算される。

$$\eta = c_p \cdot w_p \cdot V \cdot (T_{ex} - T_{in}) / (A \cdot 0.06J) \quad (7)$$

ここで、 A は枠を除いた集熱器有効面積で 1.72m^2 である。式(7)より得られた多くの測定点よりなる効率線図の近似式を式(5)と比較することにより、測定値における F' 、 U_L の見かけの係数値を得ることができる。一方、本計算においては多くの計算値によりなる効率線図の近似式を式(5)と比較により、同様に F' 、 U_L を得ることができる。

4. 実験結果および考察

C F シート空気式集熱器の集熱性能は、日射強度、熱媒空気の流量、入口温度、外気温度、外気風速などに影響される。そこでこれらの条件を種々に変えて実験を行い、その結果は、同じ条件のもとでの計算結果と比較して以下の図で示す。図において個々の計算値は前報^{(2)~(4)}の方法によって求め、その各点から得られた回帰式を式(5)の形で示し、計算で得られた集熱効率線図とした。

図5は室内温度 $T_a=18.5^\circ\text{C}$ 、日射強度が $J=920\text{W/m}^2$ 、空気流量がそれぞれ $V1=4.40\text{m}^3/\text{min}$ および $V2=1.42\text{m}^3/\text{min}$ のとき、集熱効率の測定結果(黒印)と計算結果(白印)を比較して示す。計算値は測定値と比較して傾向はよく一致するが、同じ横軸の値に対して測定値より0.05~0.1ポイントほど大きい。実験および計算による、2つの効率線図がほぼ直線であることが認められる。これにより室温が一定の場合、入口温度または流量の変化による熱損失係数 U_L 、集熱器係数 F' はほとんど変化しないことが分かる。

図6に空気流量が集熱効率へ与える影響を見るために、図5の結果を横軸に入口温度 T_{in} をとって示す。流量 $V1=4.40\text{m}^3/\text{min}$ および $V2=1.42\text{m}^3/\text{min}$ に対して熱媒の入口温度がそれぞれ $20^\circ\text{C} \sim 60^\circ\text{C}$ 、 $20^\circ\text{C} \sim 92^\circ\text{C}$ に変化する。グラフから、同じ入口温度に対して空気流量が大きい方が集熱効率が高くなり、一定の流量に対して集熱効率は

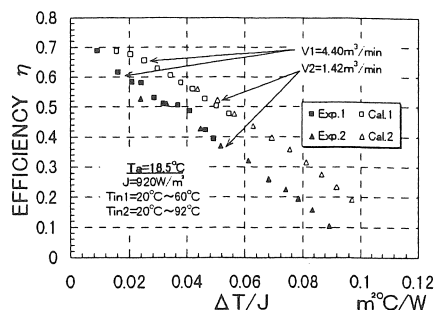


Fig.5 Experimental and analytical results of collector efficiency when varying inlet temperature with flow rate of the air as parameters

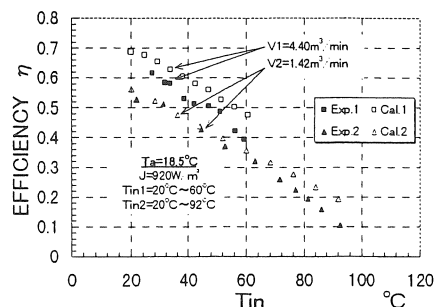


Fig.6 Relation between efficiency and inlet temperature in medium room temperature

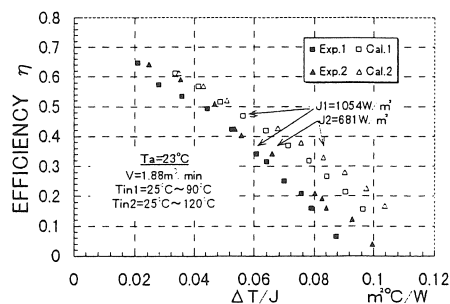


Fig.7 Experimental and analytical results of collector efficiency in warm room temperature

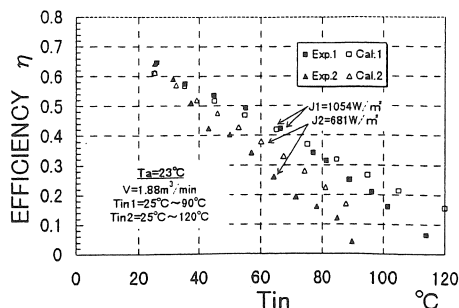


Fig.8 Relation between efficiency and inlet temperature in warm room temperature

入口が増大すると低下する。図5において図6との比較により入口温度が高くなると、 $\Delta T/J$ の値も大きくなり、集熱効率が低下することになる。

図7は、室内空気温度 $T_a=23^\circ\text{C}$ 、空気流量 $V=1.88\text{m}^3/\text{min}$ 、日射強度が $J_1=1054\text{W/m}^2$ および $J_2=681\text{W/m}^2$ のときの測定結果である。室内空気温度が高いため、入口温度の変化はそれぞれ $T_{in1}=25^\circ\text{C}\sim 120^\circ\text{C}$ 、 $T_{in2}=25^\circ\text{C}\sim 90^\circ\text{C}$ となる。ほかの室内空気温度の結果との比較により、室内温度が高い分だけ、効率線図の勾配が大きくなり、熱損失係数が増大したかに見えるが、 $\Delta T/J$ が減少するのでそれに相当する η はやや増大することになる。また、測定結果は、日射強度の変化により効率線図の傾斜が異なり、室内空気温度が高いと、とくに $\Delta T/J$ の大きいところで日射強度の影響を受ける。このことは計算結果からも予想される。

図8は図7の結果を横軸に入口温度を取って示したものである。グラフから、一定の日射強度、空気流量、外気温度に対して、入口温度の増加とともに集熱効率が低下することがわかる。また、同じ入口温度に対して日射強度が大きいと集熱効率も増大することが分かる。特に、入口温度が高いとき、日射強度による集熱効率の差が大きくなることが分かる。

図9は、室内空気温度 $T_a=13.5^\circ\text{C}$ 、空気流量 $V=4.32\text{m}^3/\text{min}$ 、入口温度 T_{in} が $15^\circ\text{C}\sim 60^\circ\text{C}$ に変化させた場合の集熱効率の測定値を示す。グラフから、 $J_1=1054\text{W/m}^2$ 、 $J_2=681\text{W/m}^2$ 、 $J_3=458\text{W/m}^2$ の3段階の日射強度のとき、各日射強度に対する効率線図の傾斜はやや異なる。計算結果より日射強度が高いほうが熱損失係数がわずかに大きくなる傾向にあるが、実験結果は日射強度の変化による熱損失係数はほとんど変化しない。

日射強度の変化による集熱効率の変化を見るために、図9の結果から図10に横軸に T_{in} をとり日射強度をパラメータにして示す。グラフから同じ入口温度に対して日射強度が大きい方が集熱効率が高くなる。とくに入口温度が増大すれば日射強度に対する集熱効率の差が大きくなることが分かる。また、日射強度が一定の場合、入口温度の増加とともに集熱効率は低下する。

図11は、室内温度 $T_a=13.5^\circ\text{C}$ 、日射強度 $J=681\text{W/m}^2$ で、 $V_1=4.32\text{m}^3/\text{min}$ 、 $V_2=3.51\text{m}^3/\text{min}$ 、 $V_3=1.80\text{m}^3/\text{min}$ の3段階の空気流量に対して、入口温度をそれぞれ $T_{in1}=15^\circ\text{C}\sim 59^\circ\text{C}$ 、 $T_{in2}=15^\circ\text{C}\sim 66^\circ\text{C}$ 、 $T_{in3}=15^\circ\text{C}\sim 85^\circ\text{C}$ に

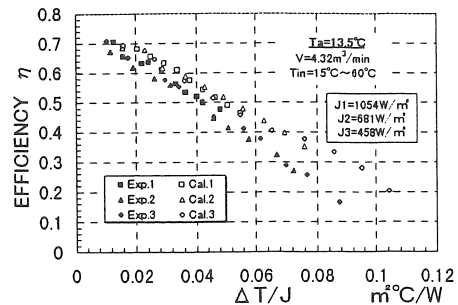


Fig.9. Experimental and analytical results of collector efficiency in cold room temperature

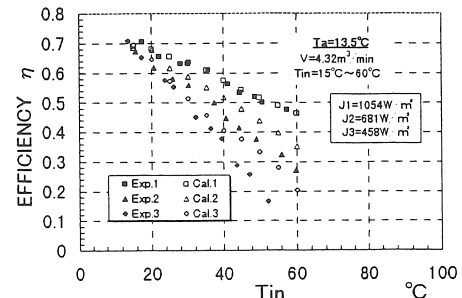


Fig.10 Relation between efficiency and inlet temperature in cold room temperature

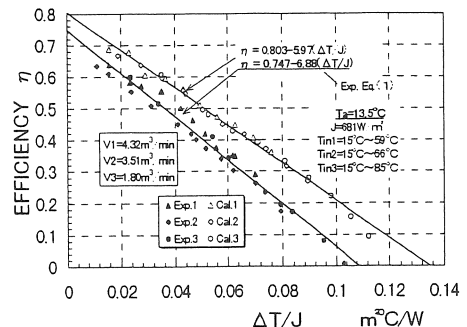


Fig.11 Experimental and analytical results of collector efficiency when varying the rate of air flow

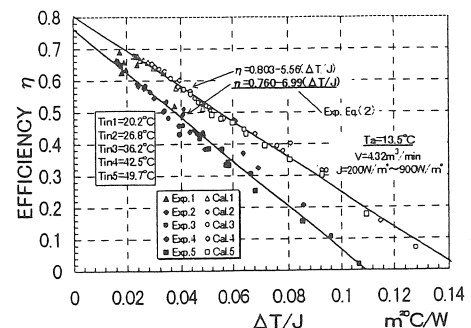


Fig.12 Experimental and analytical results of collector efficiency when varying the intensity of radiation

変化させて測定したときの効率線図である。グラフにおいて計算値および測定値に対して最小二乗法で求めた効率線図の近似式を示してある。これより、 $F'(\tau\alpha)_{\text{eff}} = 0.803$ 、 $F'U_L = 5.97$ 、 $(\tau\alpha)_{\text{eff}} = 0.818$ であり、式 (6) より $F' = 0.982$ 、 $U_L = 6.08$ となる。一方、図中実験式 (1) においては、 $F'(\tau\alpha)_{\text{eff}} = 0.747$ 、 $F'U_L = 6.88$ となるので、 $F' = 0.913$ 、 $U_L = 7.54$ を得る。

図 1 2 は $T_a = 13.5^\circ\text{C}$ 、 $V = 4.32\text{m}^3/\text{min}$ 、 $J = 200\text{W}/\text{m}^2 \sim 900\text{W}/\text{m}^2$ の条件において、入口温度を $T_{\text{in}} = 20.2^\circ\text{C}$ 、 26.8°C 、 36.2°C 、 42.5°C 、 49.7°C の 5 段階に変化させたときの実験結果である。この場合、計算値に対して、 $F'(\tau\alpha)_{\text{eff}} = 0.803$ 、 $F'U_L = 5.56$ となり、式 (6) により、 $F' = 0.982$ 、 $U_L = 5.66$ となる。図中実験式 (2) に対して、 $F'(\tau\alpha)_{\text{eff}} = 0.760$ 、 $F'U_L = 6.99$ となる。これにより、 $F' = 0.929$ 、 $U_L = 7.52$ となる。

図 1 1 の実験式 (1) と計算式および図 1 2 の実験式 (2) と計算式を平均すると、本研究で得られた実験式と計算式はそれぞれ次のようになる。

$$\text{計算式は、}\eta = 0.803 - 5.77 (\Delta T/J) \quad (8)$$

ただし、重相関係数 $R = 0.992$

$$\text{実験式は、}\eta = 0.754 - 6.94 (\Delta T/J) \quad (9)$$

ただし、重相関係数 $R = 0.987$

これにより、計算式における $F' = 0.978$ 、 $U_L = 5.90$ 、実験式における $F' = 0.918$ 、 $U_L = 7.56$ となる。

このように集熱効率の計算値は測定値より大きい値を示すが、この差は計算においてモデル側面への熱損失はないものとし、また、入射光は Moon のスペクトルを仮定しているが、ソーラーシミュレータの人工光はそれとは異なるなど仮定が実際と合わないことによるもので、その点の補正を行うことにより、両者は一致を得るものと思われる。

5. 既往の結果との比較

本研究における 1 枚ガラスの CF シート空気式集熱器の集熱性能は、実験式 (9) によって表されることが明らかになった。ここで、これを著者らが以前に行った 2 枚ガラス CF シート空気式集熱器⁽⁵⁾、非選択吸収面の水式集熱器⁽⁶⁾ (以上 Unit-type) 及び文献 (7) による空気式集熱器 (Built-in type) の性能と比較した。各集熱器モデルは図 1 3 に示される。

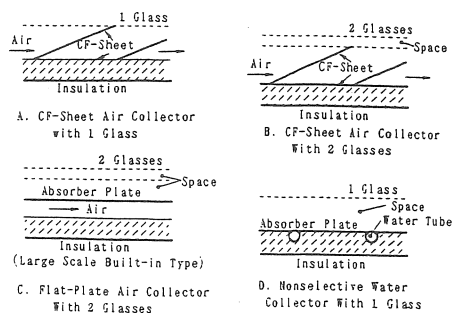


Fig.13 Models of 3 air collectors and 1 water collector

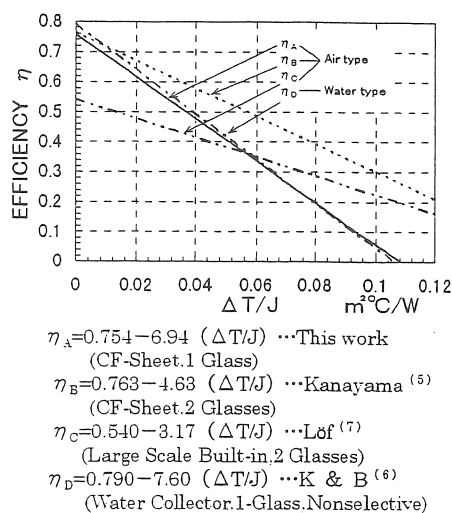


Fig.14 Comparison between collecting performances of 3 air collectors and 1 water collector

5. 1 2枚ガラスCFシート空気式集熱器⁽⁵⁾

2枚ガラスのCFシート空気式集熱器は、本研究で用いたCFシート空気式集熱器図の13Aの上にガラスをもう1枚覆せて2重ガラスとしたもので、その構造を図13Bに示す。3レンジの空気流量 ($V_1 = 0.5 \sim 1.2\text{m}^3/\text{min}$ 、 $V_2 = 1.7 \sim 2.6\text{m}^3/\text{min}$ 、 $V_3 = 2.9 \sim 3.7\text{m}^3/\text{min}$) に対して屋外における性能測定により3本の集熱効率式が得られ、これらの平均集熱効率として式 (10) が得られた。

$$\eta_B = 0.763 - 4.63 (\Delta T/J) \quad (10)$$

5. 2 ビルトイン空気式集熱器

Lof⁽⁷⁾ が行った建物と一体になったビルトイン空気

式集熱器は図 1 3 C に示す。集熱器面積は 31.2m^2 (入口幅 $8.55\text{m} \times$ 長さ 3.65m)、断面積 0.0085m^2 の 14 本の空気流路 ($59.6\text{cm} \times 1.43\text{cm}$) からなり、厚さ 3.2mm の 2 枚のカバーガラスで覆われている。2 枚のガラス間および内側ガラスと集熱版との間にそれぞれ 15.9mm および 31.8mm の空間を有するが、その集熱効率式は次の式で示される。

空気流量 $V_1=14.82\text{m}^3/\text{min}$ において

$$\eta=0.58-3.50 (\Delta T/J) \quad (11)$$

空気流量 $V_1=26.27\text{m}^3/\text{min}$ において

$$\eta=0.50-3.30 (\Delta T/J) \quad (12)$$

式 (11) と式 (12) を平均して式 (13) が得られた。

$$\eta_c=0.54-3.40 (\Delta T/J) \quad (13)$$

5. 3 非選択吸収面水式集熱器⁽⁶⁾

1 枚ガラスの水式集熱器は、図 1 3 D 示すように一般的な平板型のもので吸収面は非選択性である。その集熱性能は実験により各水流量 G に対して次の集熱効率式が得られた。

水流量 $G_1=75\text{kg/h}$

$$\eta=0.78-7.72 (\Delta T/J) \quad (14)$$

$G_2=84\text{kg/h}$

$$\eta=0.84-7.64 (\Delta T/J) \quad (15)$$

$G_3=111\text{kg/h}$

$$\eta=0.75-7.58 (\Delta T/J) \quad (16)$$

$G_4=120\text{kg/h}$

$$\eta=0.79-7.46 (\Delta T/J) \quad (17)$$

式 (14) ~ (17) により平均集熱効率の式 (18) が得られた。

$$\eta_D=0.79-7.60 (\Delta T/J) \quad (18)$$

4 種類の集熱器の効率線図を比較して図 1 4 に示す。一般に空気式集熱器の集熱性能は水式のそれに比べて悪いとされている⁽⁷⁾。しかし、図より 2 枚ガラスの CF シート集熱器の集熱性能が一番良く、本研究の CF シート空気式集熱器の集熱性能は非選択吸収面の水式集熱器の集熱性能⁽⁶⁾ とほぼ同等であり、なお屋外の太陽光のもとでは集熱効率はこれより若干上昇するものと考えられる。

6. むすび

本研究では大型ソーラーシミュレータのもとで CF シ

ート空気式集熱器の性能測定を行い、また集熱器モデルの熱解析結果と比較して次の結論が得られた。

- 1) 熱媒空気の一定の入口温度に対して、日射強度および空気流量が増すと、集熱効率も増大する。この場合、入口温度の増大とともに集熱効率は低下するが、日射強度および流量が大きいほうがその割合は小さい。
- 2) 集熱効率線図の測定値と計算値を比較すると、後者は前者より少し大きい、その傾斜はほぼ一致し、解析方法は妥当なものと思われる。
- 3) 集熱効率線図において計算式の係数値は $F'=0.978$ 、 $U_L=5.90$ 、実験式の係数値は $F'=0.918$ 、 $U_L=7.56$ となる。計算における仮定を補正することにより実験値に近似するものと思われる。
- 4) CF シート空気式集熱器の集熱性能は良く、非選択性吸収面の水式集熱器の集熱性能と同等かそれ以上であることがわかった。

以上、種々の実験条件に対して集熱効率線図が得られ、CF シート空気式集熱器の性能が実験的に明らかになった。

文献

- (1) 金山公夫、馬場弘、炭素繊維シートを集熱材とする空気式集熱器の解析、第 2 回日本伝熱シンポジウム講演論文集 (1985)、280-282。
- (2) 姜希猛、馬場弘、金山公夫、遠藤登、炭素繊維シート空気式集熱器の性能解析および実験、第 3 回日本伝熱シンポジウム講演論文集 (1997)、143-144。
- (3) 姜希猛、金山公夫、馬場弘、遠藤登、炭素繊維シートを集熱材とする空気式集熱器に関する熱性能の解析、太陽エネルギー、24-6, 1998。
- (4) 日本太陽エネルギー学会編、太陽エネルギーの基礎と応用、(1978)、オーム社、p72。
- (5) K. Kanayama, Radiative Property of Absorbing Materials and its Collection Efficiency, Int. J. Solar Energy, 4, (1986), 353-368。
- (6) K. Kanayama and H. Baba, Analysis and Experiment of the Performance of a Flat-Plate Solar Collector Considering the Wavelength Dependence, Solar & Wind Technology, 6-1 (1989), 51-58。
- (7) G.O.G.Lof, L. E. Saw and P. L. Oonk, Comparison of Performance of Solar Collectors of the Air Heating and Water Heating Types, Proc. 1975 Int. Cong., Los Angeles, July (1975), 243-244。