

# 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

Analysis of Thermal Performance on an Air - Type Solar Collector  
Using Carbon Fiber Sheet as Collecting Material

姜 希 猛<sup>\*1</sup>  
Xi-meng JIANG

金 山 公 夫<sup>\*2</sup>  
Kimio KANAYAMA

馬 場 弘<sup>\*2</sup>  
Hiromu BABA

遠 藤 登<sup>\*2</sup>  
Noboru ENDOH

## Abstract

In this paper, the analysis of thermal performance of an air-type solar collector using carbon fiber sheet as collecting material (air-type CF-sheet solar collector) is described. Based on the structure of the collector, a mathematical model was designated. Heat balance equations on the cover and absorber material were derived and the thermal efficiency of the CF-sheet solar collector was calculated. The operating parameters consists of the radiation intensity, rate of air flow, inlet temperature, ambient temperature and air flow along the collector surface. The efficiency becomes higher along with the higher ambient temperature, higher radiation intensity and higher rate of air flow, and decreases with high inlet temperature and air flow along the collector surface.

**Key words:** Solar Energy, Collector Efficiency, Air-Type CF-Sheet Collector, Analysis of Thermal Performance

## 1. まえがき

平板型集熱器に関して、その集熱性能を熱解析する手法には、相当外気温法と反復法がある<sup>1)</sup>。集熱板が1枚からなる水式集熱器または空気式集熱器において集熱部構造が明らかな場合は、熱損失係数  $U_L$  および集熱器係数  $F$  は計算で求められる<sup>2)</sup>。これにより、外気温度、日射量などの一定の条件のもとで相当外気温法を用いた集熱性能の解析により集熱量、集熱温度等が比較的容易に数値計算される。

しかし、著者らがこれまで研究の対象としてきた手製の炭素繊維シート（以降はCFシートという）空気式集熱器は、2枚のCFシートを集熱材として用い、空気を作動流体とする平板型集熱器である。図1に示すように、CFシート空気式集熱器内部は2枚のCFシートが斜めに交差するように5段に挿入されており、使用に際して集熱器自体は傾斜角度  $\theta$  で設置される。集熱器が日射を受けてCFシートの温度が上がり、C

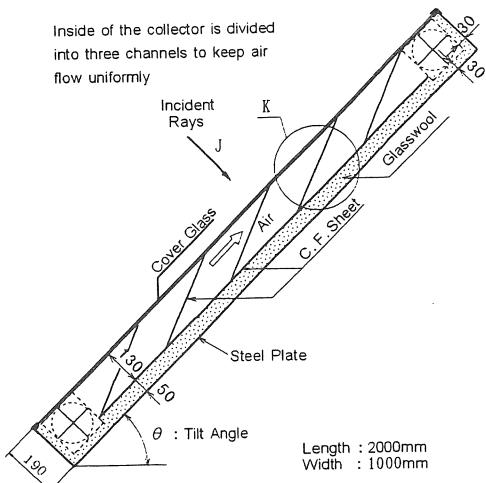


Fig.1 Structure and dimension of the air-type CF-sheet collector

\*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)

Student at Graduate Course, Kitami Institute of Technology

Dept. of Mech. Engng., Kitami Institute of Technology

Fシートの繊維すき間を空気が流動して集熱するが、その場合2枚のCFシートとの間に熱伝達が行われるため、伝熱現象が複雑になる。

そこで、本研究では、実物のCFシート空気式集熱器の構造を参考して単純な集熱モデルを設定した。このモデルを用いて集熱器の熱授受をマクロな伝熱現象として扱い、各部材の熱平衡式を立て反復法による繰り返し計算による熱解析を行い、本集熱器の集熱性能を数値解析により明らかにしようとするものである。

## 2. 主な記号および単位

- A : CFシート1段当たりの集熱面積 ( $= 0.32 \text{ m}^2$ )
- C<sub>c</sub> : 空気層の熱コンダクタンス  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
- C<sub>d</sub> : 底面の熱コンダクタンス  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
- D : 空気層の厚さ ( $= 0.13\text{m}$ )
- $E_\lambda(m)$  : 波長入におけるエアマス  $m$  の日射強度  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \mu\text{m})$
- $F_\lambda(T)$  : 波長入における温度  $T$  (K) の黒体ふく射強度  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \mu\text{m})$
- G : ガラス
- Gr : グラスホフ数
- J : 受熱面日射量  $\text{W}/\text{m}^2$
- k<sub>a</sub> : 空気の熱伝導率  $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$
- L : CFシート1段当たりの空気層の長さ ( $= 0.328\text{m}$ )
- m : エアマス
- Q : 集熱面積当たりの熱量  $\text{W}/\text{m}^2$
- S<sub>1</sub>, S<sub>2</sub> : CFシート1、CFシート2  
(シート1枚の大きさ  $0.35\text{m} \times 0.9\text{m}$ )
- T\*, T : 温度  $\text{K}, ^\circ\text{C}$
- t : 時間  $\text{s}$
- U<sub>L</sub> : 集熱器の熱損失係数  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
- v : 空気流速  $\text{m}/\text{s}$
- V : 空気流量  $\text{m}^3/\text{min}$
- $\alpha$  : 吸収率
- $\tau$  : 透過率
- $\tau^*_s$  : CFシートの入射光トラップ率 ( $= 0.9$ )
- $\varepsilon$  : ふく射率

$\eta$  : 集熱効率

$\theta$  : 集熱器の傾斜角度  $^\circ$

$\lambda$  : 波長  $\mu\text{m}$

$$\Delta T : (T_{in} + T_{ex})/2 - T_a = T_A - T_a \quad ^\circ\text{C}$$

添字

a : 外気

A : 空気平均

G : ガラス

S : シート

$\lambda$  : 波長

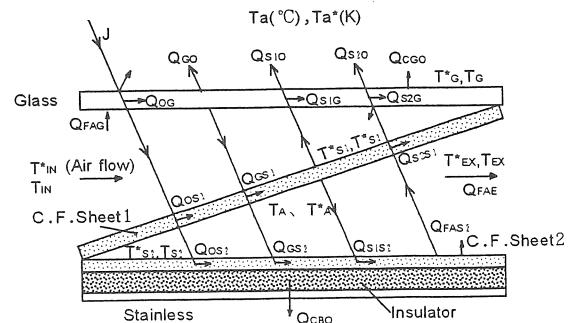


Fig. 2 Heat balance of the collector model  
(Extracted from K in Fig. 1)

## 3. 数値解析 (1)、(3) ~ (5)

### 3.1 解析モデルおよび基礎方程式

CFシート空気式集熱器の性能解析を行うために、図2に示す集熱器モデルを設定し、次の仮定のもとに解析を行う。

- 1) 定常熱伝達で平衡時の熱移動のみを対象とする。
- 2) 集熱器の部材は2枚のCFシートと1枚のガラスによって構成され、その間の多重反射成分は無視する。
- 3) 上下のヘッダ管部分の影響および側面からの熱損失は無視する。
- 4) 集熱器内の空気流は一様で、集熱器表面と裏面の環境温度は同じである。

解析モデルは図のように2枚のCFシートと1枚のガラスで構成され、これらの各部材について日射エネルギーの吸収、ふく射および対流による熱授受に関し

て平衡式(1)～(3)が立てられる。

シートS1において

$$(m_s C_s / A) \frac{dT_{s1}}{dt} = Q_{os1} - (Q_{s1G} - Q_{GS1}) - (Q_{s1S2} - Q_{s2S1}) - Q_{s1O} \\ - Q_{FAG} + Q_{FAS2} - Q_{FAB} = 0 \quad (1)$$

ガラスGにおいて

$$(m_G C_G / A) \frac{dT_G}{dt} = Q_{oG} - (Q_{GS1} - Q_{s1G}) - (Q_{GS2} - Q_{s2G}) - Q_{GO} \\ + Q_{FAG} - Q_{CGO} = 0 \quad (2)$$

シートS2において

$$(m_s C_s / A) \frac{dT_{s2}}{dt} = Q_{os2} - (Q_{s2S1} - Q_{s1S2}) - (Q_{s2G} - Q_{GS2}) - Q_{s2O} \\ - Q_{FAS2} - Q_{CBO} = 0 \quad (3)$$

ここで、 $m_s$ 、 $c_s$ はCFシートの質量、比熱および $m_G$ 、 $c_G$ はガラスの質量、比熱である。

式(1)～(3)における左辺の微分項は熱容量による各部材の熱量変化であり、平衡時には、これらは0とならなければならない。式(1)～(3)において、集熱量 $Q_{FAB}=D_1$ 、対流によるガラスの損失熱量 $Q_{FAG}=-D_2$ およびシートS2からの損失熱量 $Q_{FAS2}=D_3$ とおいて上式を書き換えると、式(4)～(6)となる。

$$D_1 = Q_{os1} - (Q_{s1G} - Q_{GS1}) - (Q_{s1S2} - Q_{s2S1}) \\ - Q_{s1O} + D_2 + D_3 \quad (4)$$

$$D_2 = Q_{oG} - (Q_{GS1} - Q_{s1G}) - (Q_{GS2} - Q_{s2G}) \\ - Q_{GO} - Q_{CGO} \quad (5)$$

$$D_3 = Q_{os2} - (Q_{s2S1} - Q_{s1S2}) - (Q_{s2G} - Q_{GS2}) \\ - Q_{s2O} - Q_{CBO} \quad (6)$$

以上の式における各項の内容は次の通りである。

$Q_{os1}$ 、 $Q_{oG}$ および $Q_{os2}$ はそれぞれCFシートS1、ガラスGおよびCFシートS2における日射の吸収熱量である。

$Q_{s1G}$ 、 $Q_{s1O}$ および $Q_{s1S2}$ は温度 $T_{s1}$ のS1からそれぞれガラス、外部およびS2へのふく射熱量である。

$Q_{GO}$ 、 $Q_{GS1}$ および $Q_{GS2}$ は温度 $T_G$ のガラスから外部へ、S1およびS2へのふく射熱量である。

$Q_{s2S1}$ 、 $Q_{s2G}$ および $Q_{s2O}$ は温度 $T_{s2}$ のS2からそれぞれS1、ガラスおよび外部へのふく射熱量である。

$Q_{CGO}$ 、 $Q_{FAS2}$ (=D3)、 $Q_{FAG}$ (=-D2)および $Q_{CBO}$ はそれぞれガラスから外部へ、S2から内部空気へ、内部空気からガラスへおよびS2から外部への対流による放熱量である。

$Q_{FAB}$ (=D1)は集熱器中を流動する空気の単位面積の当たりに集熱量である。

以上の各式における各項の内容は次のとおりである。

(1) 日射エネルギーの吸収熱量

S1において

$$Q_{os1} = \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \tau_{G\lambda} \cdot \tau_s^* \cdot \alpha_s \cdot E_\lambda(m) \cdot d\lambda \quad (7)$$

Gにおいて

$$Q_{oG} = \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \alpha_G \cdot E_\lambda(m) \cdot d\lambda \quad (8)$$

S2において

$$Q_{os2} = \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \tau_{G\lambda} \cdot (1 - \tau_s^*) \cdot \tau_s^* \cdot \alpha_s \cdot E_\lambda(m) \cdot d\lambda \quad (9)$$

入射光のうちS2を通過した $(1 - \tau_s^*)$ の成分は裏側の断熱材に吸収されるが、これは空气中に戻らないと考える。

ここで、 $E_\lambda(m)$ はMoonの分光入射強度で図3に示す。エアマス $m=1$ における $E_\lambda(m)$ の値を用いて計算される。

(2) 温度 $T_{s1}$ のシートS1からのふく射熱量

S1からGにおいて

$$Q_{s1G} = \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \alpha_g \cdot \tau_s^* \cdot \epsilon_s \cdot F_\lambda(T_{s1}^*) \cdot d\lambda \quad (10)$$

S1から外部へ

$$Q_{s1O} = \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \tau_{G\lambda} \cdot \tau_s^* \cdot \epsilon_s \cdot [F_\lambda(T_{s1}^*) - F_\lambda(T_a^*)] \cdot d\lambda \quad (11)$$

S1からS2へ

$$Q_{S1S2} = \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \tau_s^{*2} \cdot \alpha_s \cdot \varepsilon_s \cdot F_\lambda(T_{S1}^*) \cdot d\lambda \quad (12)$$

(3) 温度  $T_G$  のガラス G からのふく射熱量

G から外部へ

$$Q_{G10} = \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \varepsilon_g \cdot [F_\lambda(T_g^*) - F_\lambda(T_a^*)] \cdot d\lambda \quad (13)$$

G から S 1 へ

$$Q_{GS1} = \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \tau_s^{*2} \cdot \alpha_s \cdot \varepsilon_g \cdot F_\lambda(T_g^*) \cdot d\lambda \quad (14)$$

G から S 2 へ

$$Q_{GS2} = \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \tau_s^{*2} \cdot (1 - \tau_s^*) \cdot \alpha_s \cdot \varepsilon_g \cdot F_\lambda(T_g^*) \cdot d\lambda \quad (15)$$

(4) 温度  $T_{S2}$  のシート S 2 からふく射熱量

S 2 から S 1 へ

$$Q_{S2S1} = \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \tau_s^{*2} \cdot \alpha_s \cdot \varepsilon_s \cdot F_\lambda(T_{S2}^*) \cdot d\lambda \quad (16)$$

S 2 から G へ

$$Q_{S2G} = \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \alpha_g \cdot (1 - \tau_s^*) \cdot \tau_s^* \cdot \varepsilon_s \cdot F_\lambda(T_{S2}^*) \cdot d\lambda \quad (17)$$

S 2 から外部へ

$$Q_{S20} = \int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \alpha_g \cdot (1 - \tau_s^*) \cdot \tau_{G\lambda} \cdot \tau_s^* \cdot \varepsilon_s \cdot [F_\lambda(T_{S2}^*) - F_\lambda(T_a^*)] \cdot d\lambda \quad (18)$$

以上の式における  $\tau_{G\lambda}$  はガラスの分光透過率で図 3 に示される。CF 素材の吸収率  $\alpha_s=0.95$ 、CF シートのふく射率  $\varepsilon_s=0.85$ 、CF シート光トラップ率  $\tau_s^*=0.9$ 、 $\alpha_g=0.05$  および  $\varepsilon_g=0.88$  とおいて計算する。

温度  $T$  の物体からのふく射熱量は次の Planck の式 (19) により計算される。

$$F_\lambda(T^*) = C_1 / (\lambda^5 (e^{C_2/\lambda T^*} - 1)) \quad (19)$$

ここで、 $C_1 = 3.7417 \times 10^8 \text{ W} \cdot \mu\text{m}^4 / \text{m}^2$ 、 $C_2 = 1.4388 \times 10^4 \text{ } \mu\text{m} \cdot \text{K}$

## (5) 対流による放熱量

G から上側外部へ

$$Q_{CO} = \alpha_c \cdot (T_g - T_a) \quad (20)$$

$\alpha_c$  は表面の熱伝達率でユルゲスの式(平滑面)により外部平均風速を  $v$  とすると

$$\begin{aligned} \alpha_c &= 4.8 + 3.4v & (v \leq 5 \text{ m/s}) \\ \alpha_c &= 6.12 \times v^{0.78} & (v > 5 \text{ m/s}) \end{aligned} \quad (21)$$

熱媒空気から G へ

$$Q_{FAG} = CF1 \cdot C_c \cdot (T_a - T_g) \quad (22)$$

S 2 から熱媒空気へ

$$Q_{FAS2} = CF2 \cdot C_c \cdot (T_a - T_{S2}) \quad (23)$$

ここで、 $T_a$  は空気平均温度、また  $CF1$  および  $CF2$  は修正係数で、経験的に 0.5~1.5 の範囲の値を与えて計算する。

ここで、空気層の伝導+対流による熱コンダクタンス  $C_c$  は次の式により与える。

$$\begin{aligned} C_c &= 0.065Gr^{1/3}(L/D)^{-1/9}(k_a/D) \\ (Gr > 1.1 \times 10^7) \end{aligned} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} C_c &= C_{CH} \times (90 - \theta) / 90 + C_{CV} \times \theta / 90 \\ (Gr \leq 1.1 \times 10^7) \end{aligned} \quad (25)$$

ここで、 $C_{CH}$ 、 $C_{CV}$  はそれぞれ集熱器を水平および垂直に置く場合の  $C_c$  値である。すなわち、

$$\begin{aligned} C_{CH} &= 0.065Gr^{1/3}(L/D)^{-1/9}(k_a/D) \\ (4.0 \times 10^5 \leq Gr < 1.1 \times 10^7) \end{aligned} \quad (26)$$

$$\begin{aligned} C_{CH} &= 0.195Gr^{1/4}(k_a/D) \\ (1.0 \times 10^4 \leq Gr < 4.0 \times 10^5) \end{aligned} \quad (27)$$

$$\begin{aligned} C_{CV} &= 0.065Gr^{1/3}(L/D)^{-1/9}(k_a/D) \\ (Gr \geq 2.0 \times 10^5) \end{aligned} \quad (28)$$

$$\begin{aligned} C_{CV} &= 0.18Gr^{1/4}(L/D)^{-1/9}(k_a/D) \\ (1.0 \times 10^4 \leq Gr < 2.0 \times 10^5) \end{aligned} \quad (29)$$

$$\begin{aligned} C_{CV} &= 0.884 \\ (Gr < 1.0 \times 10^4) \end{aligned} \quad (30)$$

$Gr$  はグラフホフ数で次の式に示される。

$$Gr = g\beta D^3(T_a - T_g)u^2 \quad (31)$$

ここで、 $g$  : 重力加速度、 $\beta$  : 空気の膨張係数、 $u$  : 空気の動粘性係数。

S 2 から下側外部への損失熱量

$$Q_{CS0} = C_d \cdot (T_{S2} - T_a) \quad (32)$$

ここで、 $C_d$  は集熱器の下面への熱伝達率で式 (33)

で与えられる。

$$C_d = 1.0 / (1.5 + 1.0 / \alpha_c) \quad (33)$$

最終的に C F シート空気式集熱器による集熱量は  $Q_{FAB} \times 5A$  で、また集熱効率  $\eta$  は式 (34) により得られる。

$$\eta = Q_{FAB} / J \quad (34)$$

### 3.2 計算の手順

以上の解析による、式 (1)、(2) および (3) をもとにして集熱効率と各部温度を計算するフローチャートを図 4 に示す。先ず、外気温度と入口温度を一定にして、ガラス板 G の温度、シート S 2 の温度、集熱器の中の空気の温度を等しくおいて、シート S 1 の温度をガラス G の温度のプラス 5 度に設定し、それぞれ D1、D2 および D3 を計算する。式 (2) において、ガラス板 G が平衡なるまでそれぞれシート S 1 とガラス G の温度を増加あるいは減少させて計算する。また、式 (3) において、炭素繊維シート S 2 が平衡になるまで、シート S 1、シート S 2 の温度を増加あるいは減少させて計算する。式 (2) と式 (3) が成立するとき、すなわちガラス G とシート S 2 が同時に平衡になるとき、集熱器内空気温度がシート S 1 の温度より低ければ、集熱量を日射量で割って効率が求められる。このとき各部材の温度がそれぞれ得られる

### 4. 計算結果と考察

図 5 は外気温度  $T_a = -10^\circ\text{C}$ 、日射量が  $J=800 \text{ W/m}^2$ 、空気流量がそれぞれ  $V1=0.5 \text{ m}^3/\text{min}$ 、 $V2=1.0 \text{ m}^3/\text{min}$ 、 $V3=3.0 \text{ m}^3/\text{min}$ 、 $V4=5.0 \text{ m}^3/\text{min}$  の条件を設定した場合の集熱効率線図を示す。入口温度  $T_{in} = -10^\circ\text{C} \sim 89^\circ\text{C}$  の変化に対して流量が変わると集熱効率値の変化範囲が変わるが、空気量の変化に関係なく 4 つの効率線図はなめらかな上に凸の曲線となる。これにより、空気流量の変化により集熱器の熱損失係数  $U_L$  はほとんど変化しないことが分かる。

図 6 は外気温度  $T_a = -10^\circ\text{C}$ 、空気流量が  $V=3 \text{ m}^3/\text{min}$ 、日射量が  $J=200 \text{ W/m}^2$ 、 $400 \text{ W/m}^2$ 、 $600 \text{ W/m}^2$ 、 $800 \text{ W/m}^2$  の条件に対して、入口温度がそれぞれ  $T_{in} = -10^\circ\text{C} \sim 21.5^\circ\text{C}$ 、 $-10^\circ\text{C} \sim 48.5^\circ\text{C}$ 、 $-10^\circ\text{C} \sim 71.0^\circ\text{C}$ 、 $-10^\circ\text{C} \sim 89.0^\circ\text{C}$  の範囲について計算した効率線図である。こ

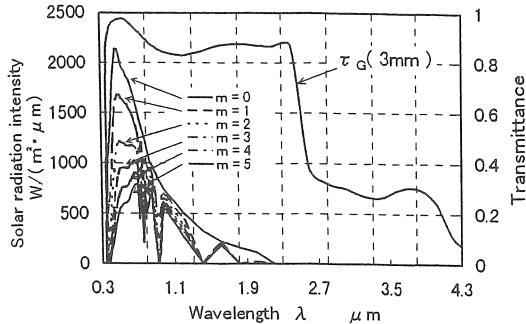


Fig.3 Moon's spectra of incident rays and transmittance of glass  $\tau_G$

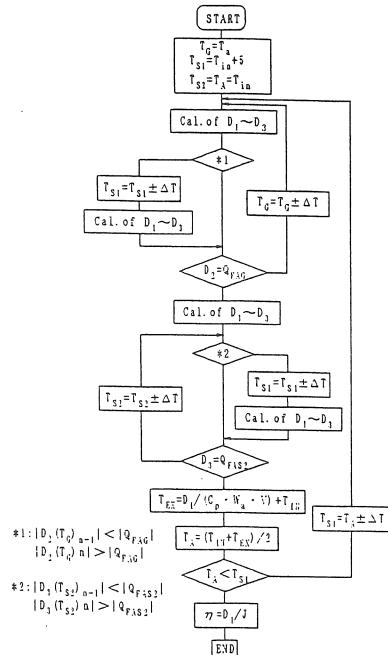


Fig.4 Flow chart of the calculation

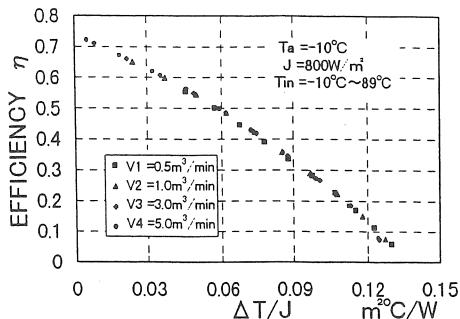


Fig.5 Collector efficiency when varying the rate of air flow

これらの条件において横軸の値 ( $\Delta T/J$ ) が 0.09 以下のところで、4つの効率線図はほぼ 1 つの直線となることが認められるが、0.09 以上になると日射量の増加とともに、効率線図が右下がりに低下する。つまり、日射量が大きくなると、入口温度の変化幅が大きくとれて、入口温度の増大にともなって熱損失係数  $U_L$  が増大する。これより集熱温度がある程度増大すると熱損失係数も増大することが分かる。

図 7 は外気温度による集熱効率線図を示す。日射量  $J=800W/m^2$ 、空気流量  $V=3m^3/min$  に設定して 3 つの外気温度  $T_a=-10^\circ C$ 、 $5^\circ C$ 、 $20^\circ C$  に対して入口温度を  $T_{in}=-10^\circ C \sim 89^\circ C$ 、 $-10^\circ C \sim 95^\circ C$ 、 $-10^\circ C \sim 110^\circ C$  の範囲に変化させる。グラフから、3 本の効率線図が傾斜が異なり、外気温度が高いと熱損失係数  $U_L$  が大きく、外気温度が低いと熱損失係数も小さくなる。

図 8 は外気温度  $T_a=-10^\circ C$ 、空気流量は  $3m^3/min$ 、入口温度  $T_{in}$  が  $10^\circ C \sim 91^\circ C$  に変化する場合で、集熱器表面に送風したときの効率の変化を示す。風速はそれぞれ  $v=0.5m/s$ 、 $3.0m/s$ 、 $5.5m/s$  に設定される。集熱器表面の送風により集熱器は冷却され、効率線図の勾配が急になる。これは集熱器表面からの熱損失が増加し、熱損失係数が増大したためで、これにより集熱効率が低下することになる。

図 9 は外気温度による集熱効率の変化を示す。集熱器の入口温度を  $20^\circ C$  の一定に設定し、空気流量が  $3m^3/min$  のときに、外気温度が  $10^\circ C \sim 19^\circ C$  に増加すると、集熱効率が増加することが分かる。3 つの曲線はそれぞれ日射量が  $200W/m^2$ 、 $500W/m^2$ 、 $800W/m^2$  の場合に相当する。グラフから、日射量が小さいときに、外気温度增加による効率の増加率は大きいが、日射量が大きいときに、外気温度の増加による効率の増加率は比較的小さい。

図 10 は流量をパラメータとして日射量と集熱効率の関係を示す。外気温度  $10^\circ C$ 、入口温度  $20^\circ C$  の条件下で日射量が  $200W/m^2$  から  $1100W/m^2$  に増加すると、集熱効率はいずれも増大する。4 つの曲線はそれぞれ空気流量  $V=0.5m^3/min$ 、 $1.0m^3/min$ 、 $3.0m^3/min$ 、 $5.0m^3/min$  の場合である。グラフより、同じ日射量に対して空気流量が大きいと集熱効率も大きい。また、

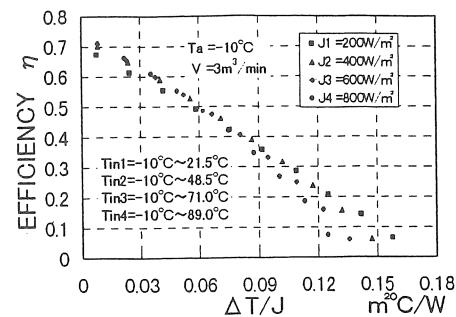


Fig.6 Collector efficiency when varying the radiation intensity

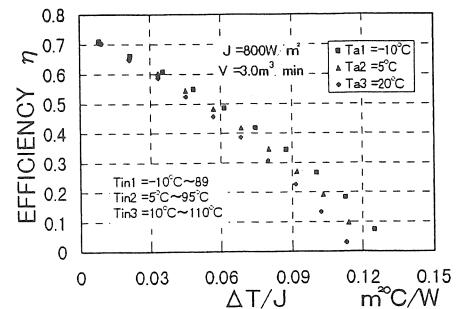


Fig.7 Collector efficiency when varying radiation intensity

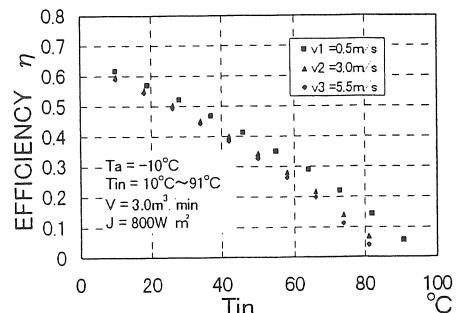


Fig.8 Collector efficiency with air flow along the collector surface

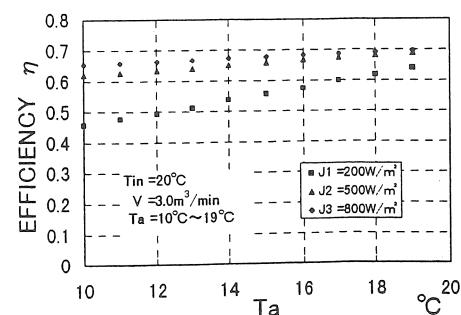


Fig.9 Collector efficiency vs. the ambient temperature

流量が大きい場合は、日射量の変化による集熱効率の変化が大きいことが分かる。特に、日射量が小さいとき、集熱効率の日射量に対する増加率が大きい。

図11は外気温度 $-10^{\circ}\text{C}$ 、空気流量が $3\text{m}^3/\text{min}$ のとき、4つの日射量 $200\text{W/m}^2$ 、 $400\text{W/m}^2$ 、 $600\text{W/m}^2$ 、 $800\text{W/m}^2$ に対して入口温度を $T_{in} = -10^{\circ}\text{C} \sim 21.5^{\circ}\text{C}$ 、 $-10^{\circ}\text{C} \sim 48.5^{\circ}\text{C}$ 、 $-10^{\circ}\text{C} \sim 71^{\circ}\text{C}$ 、 $-10^{\circ}\text{C} \sim 89^{\circ}\text{C}$ の4段階に変えたときの結果である。グラフから、一定の外気温度、流量および日射量に対して入口温度の増加とともに集熱効率が減少する。減少の割合は日射量が小さいほど大きい。これは、入口温度が増大すると集熱温度が上昇し、集熱温度と外気温度の差も大きくなつて外部への熱損失が増大し、集熱温度は上限の飽和温度に接近するためと思われる。また、同じ入口温度に対して日射量が大きいと集熱効率が当然大きくなる。

図12は空気流量による集熱効率の変化を示す。図から流量が増すと集熱効率も増大するが、 $0.5\text{m}^3/\text{min} \sim 2\text{m}^3/\text{min}$ の間で効率の変化割合が大きい。 $2\text{m}^3/\text{min}$ 以上では効率の変化割合が小さくなり、 $3\text{m}^3/\text{min}$ 以上では集熱効率は頭打ちになる。これは、空気流量が大きいほど集熱量が増すが、熱伝達による損失も増大することによる。

図13は空気流量 $V=0.5\text{m}^3/\text{min}$ 、 $1.0\text{m}^3/\text{min}$ 、 $3.0\text{m}^3/\text{min}$ 、 $5.0\text{m}^3/\text{min}$ に対して外気温度 $10^{\circ}\text{C}$ 、日射量 $800\text{W/m}^2$ に設定して入口温度による集熱効率の変化を示す。同じ入口温度に対して流量が大きければ集熱効率が大きくなる。入口温度の変化による集熱効率の変化は、流量が小さいと変化率が小さく、流量が大きいと変化率が大きくなる。入口温度の増大とともに集熱効率は一点収斂する。

図14は日射量 $800\text{W/m}^2$ 、空気流量 $V=3\text{m}^3/\text{min}$ に設定して3つの外気温度 $T_a = -10^{\circ}\text{C}$ 、 $5^{\circ}\text{C}$ 、 $20^{\circ}\text{C}$ に対して入口温度を $T_{in} = -10^{\circ}\text{C} \sim 89^{\circ}\text{C}$ 、 $5^{\circ}\text{C} \sim 95^{\circ}\text{C}$ 、 $20^{\circ}\text{C} \sim 110^{\circ}\text{C}$ に変化させた場合である。グラフから同じ入口温度に対して外気温度が低いと集熱効率が小さく、外気温度が高いと、集熱効率が大きい。また、外気温度が異なっても入口温度の変化による効率の変化率はほとんど変化しないことが分かる。

図15は外気温度それぞれ $T_a = -10^{\circ}\text{C}$ 、 $10^{\circ}\text{C}$ 、 $30^{\circ}\text{C}$

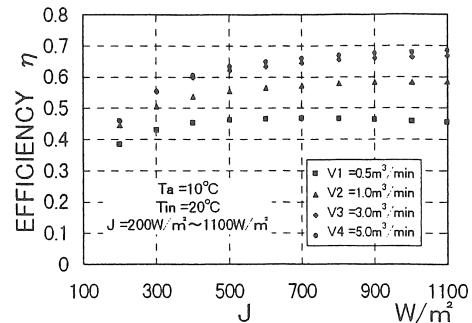


Fig.10 Collector efficiency vs. radiation intensity

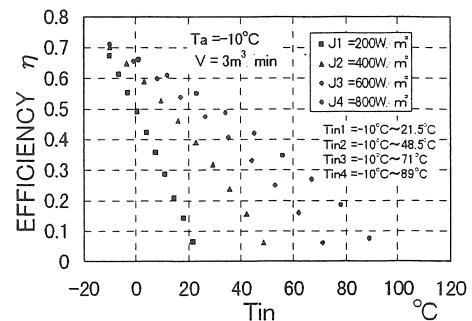


Fig.11 Collector efficiency vs. inlet air temperature

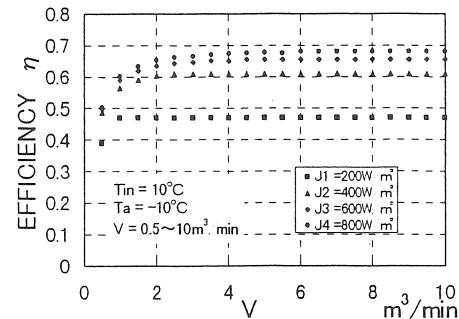


Fig.12 Collector efficiency vs. air flow rate

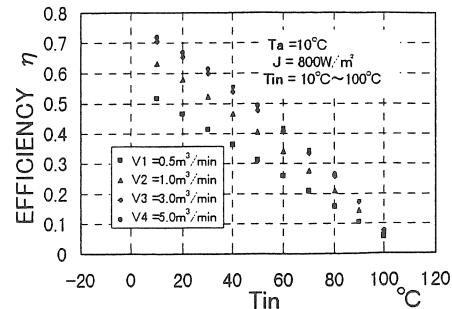


Fig.13 Collector efficiency vs. inlet temperature

と一定にして、日射量  $J=200W/m^2 \sim 1100W/m^2$ 、流量  $V=3m^3/min$  の条件のもとで計算させた効率線図である。すなわち十分な日射量幅を与え外気温度が一定の場合効率線図がほぼ直線となり、3つの外気温度に対してそれぞれ直線近似して図15の下に示すような3本の効率線式  $\eta_1 \sim \eta_3$  が得られた。これにより、広い範囲の外気温度に対するCFシート空気式集熱器の集熱性能が明らかになった。ただし、空気の入口温度は外気温度に等しいか、それ以上の温度とする。

## 5. むすび

- (1) 集熱効率は一定の日射量、空気流量および外気温度に対してそれ入口温度の増加とともに低下する。
- (2) 熱損失係数  $U_L$  は流量の変化によりほぼ一定であるが、日射量の増加とともに増大する。また、外気温度の増加とともに入口温度が増大するため、 $U_L$  は増大する。
- (3) 一定の入口温度に対して外気温度、日射量および空気流量が増加すると効率が増加する。
- (4) 以上の数値解析により種々の条件をまとめた効率線図の近似式が導かれ、集熱器の集熱性能は明らかになった。

## 参考文献

- (1) 田中俊六、太陽熱冷暖房システム、(1977)、45-101.
- (2) Duffie,J.D. and Beckman, W.A., Solar Engineering of Thermal Processes, John Wiley & Sons, New York, (1980), 237-239
- (3) 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22回日本伝熱シンポジウム講演論文集(1995-5)、280-282.
- (4) 金山公夫、馬場弘、遠藤登、姜希猛、炭素繊維シート空気式集熱器の理論解析と性能測定、日本機械学会北海道支部第36回講演論文集(1996-9)、203-204.

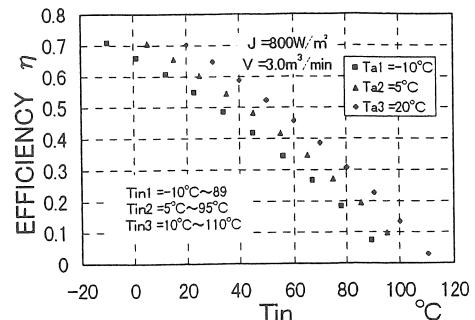


Fig.14 Collector efficiency vs. inlet temperature

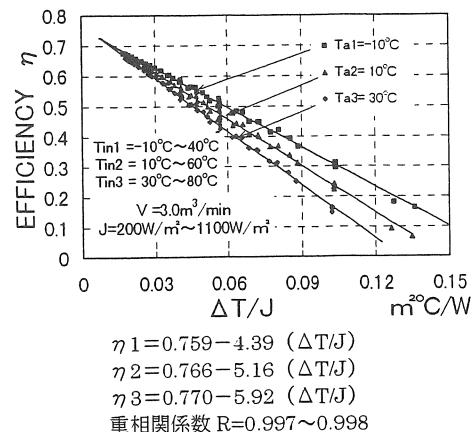


Fig.15 Efficiency diagram using ambient temperature as parameter under wide ranges of inlet temperature and radiation intensity

道支部第36回講演論文集(1996-9)、203-204.

- (5) 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34回日本伝熱シンポジウム講演論文集(1997-5)、143-144.
- (6) 姜希猛、金山公夫、馬場弘、遠藤登、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、第35回日本伝熱シンポジウム講演論文集(1998-5)、569-570.