

密閉形熱サイフォンを用いた平板形太陽熱集熱器の性能解析：第2報；温水タンク内水温、周囲温度、傾斜角および作動流体の影響と実験結果との比較

近藤，哲也

九州大学大学院総合理工学研究科エネルギー変換工学専攻

福田，研二

九州大学大学院総合理工学研究科エネルギー変換工学専攻

長谷川，修

九州大学大学院総合理工学研究科エネルギー変換工学専攻

<https://doi.org/10.15017/17611>

出版情報：九州大学大学院総合理工学報告．6 (2), pp.227-234, 1985-01-01. 九州大学大学院総合理工学研究科

バージョン：

権利関係：

密閉形熱サイフォンを用いた平板形太陽熱集熱器の性能解析

第2報；温水タンク内水温，周囲温度，傾斜角および作動流体の影響と実験結果との比較

近藤 哲也*・福田 研二*・長谷川 修*

(昭和59年9月29日 受理)

Theoretical Analysis of a Flat Plate Solar Collector Panel with a Closed Two-Phase Thermosyphon

2nd. Report; The Effect of Storage Tank Water Temperature, Ambient Temperature, Tilt Angle and Working Fluids and Comparison with The Experiment

Tetsuya KONDOH, Kenji FUKUDA
and Shu HASEGAWA

In the first report, heat transfer characteristics of a flat plate solar collector panel with a two-phase thermosyphon is analytically investigated.

In this second report, effects of storage tank water temperature, ambient temperature, tilt angle and working fluids on the collector efficiency are shown.

By increasing in storage tank water temperature and/or by decreasing in ambient temperature, the collector efficiency decreases. The minimum heat flux which gives an operating limit of the collector panel exists depending on these temperature. If the effect of the tilt angle on the coefficient of heat loss from the panel is ignored, the tilt angle hardly affects the collector efficiency. Water has the highest collector efficiency among the working fluids investigated.

By comparing the analytical results with the experiments, validity of this analysis is confirmed.

1. 緒 言

第1報¹⁾において、密閉形二相熱サイフォンを用いた平板形太陽熱集熱器に対して、一次元解析モデルを導入して集熱特性を評価する基礎式を導き、沸とう部性能、凝縮部性能および集熱板の熱損失係数が作動温度、集熱効率等に及ぼす影響について報告した。

本報では第1報¹⁾に引続き、温水タンク内水温、周囲温度、集熱器の傾斜角および作動流体の種類の影響について調べ、さらに本解析モデルの精度を確かめるために、室内で行った実験結果との比較検討を行った

ものである。

2. 性能解析の結果と考察

前報¹⁾と同様に、二相熱サイフォンを利用し、作動流体として R-113 を用いた平板形集熱器を考え、性能解析を行った。計算手法および計算の対象とした標準の集熱器の寸法と計算条件は、第1報¹⁾に示す値と同じであるので省略する。

2.1. 温水タンク内水温の影響

Fig. 1 に温水タンク内水温 T_w が、30°C から 80°C まで変化した場合の作動流体温度 T_f の計算結果を示す。 T_f はほぼ T_w に比例して上昇することがわかる。集熱板平均温度 T_{pm} 、凝縮部外面温度 T_{oc} も

* エネルギー変換工学専攻

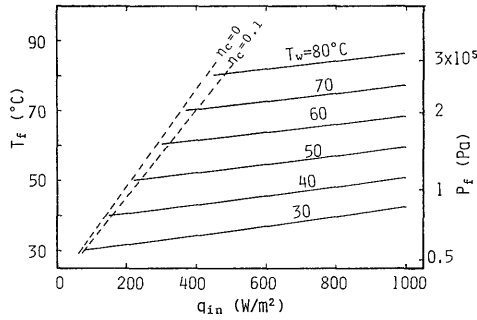


Fig. 1 Effect of the storage tank water temperature on the working fluid temperature and pressure ($T_a=20^\circ\text{C}$)

T_f と同じ傾向である。Fig. 1 には T_f に相当する R-113 の飽和蒸気圧 P_f も示すが、 $q_{in}=1000\text{ W/m}^2$ 、 $T_w=80^\circ\text{C}$ で約 $3.2\times 10^5\text{ Pa}$ なる作動圧力になることがわかる。

Fig. 2 に集熱効率 η_c の計算結果を示す。 T_w が高くなるほど η_c は低下し、入射熱流束 q_{in} の減少に伴うその低下率も大きくなる。図中の点線は $T_f < T_w$ となり収束計算が打ち切られた範囲で、 η_c の曲線を滑らかに外挿してある。これより、与えられた T_w に対応して、集熱器の運転限界を与える最小入射熱流束を求めることができる。Fig. 2 より、 $\eta_c=0, 0.1$ となる q_{in} を求め、これらの値を Fig. 1 に書き入れると破線のようになる。 $\eta_c \rightarrow 0$ では、 $T_{pm} \doteq T_f \doteq T_w$ となり、入射熱量のほとんど全てが集熱板からの熱損失となって、システムは平衡状態に達する。この最小入射熱流束よりさらに q_{in} が小さくなれば、 T_{pm} がさらに低下するため、 $T_{pm} < T_f < T_w$ となり、熱は温水タンク内の水から集熱板へ逃げ η_c は負となる。しかし、実際には熱サイフォン管の thermal diode 特性により、この熱損失はかなり低い量におさえられると考えられる。あるいは逆に、ある与えられた入射熱流束、たとえば $q_{in}=400\text{ W/m}^2$ に対する温水タンク内水温の到達温度は、Fig. 1 において $q_{in}=400\text{ W/m}^2$ の線と $\eta_c=0$ の曲線の交点より、約 77°C であることがわかる。

集熱器の設計にあたっては、 η_c が高いことだけでなく、この最小入射熱流束が小さいことが重要である。

ただし、温水タンクからの熱損失、カバーガラスによる太陽からの放射エネルギーの反射と吸収および部材の熱容量を考慮すると、実際の集熱器のシステム効

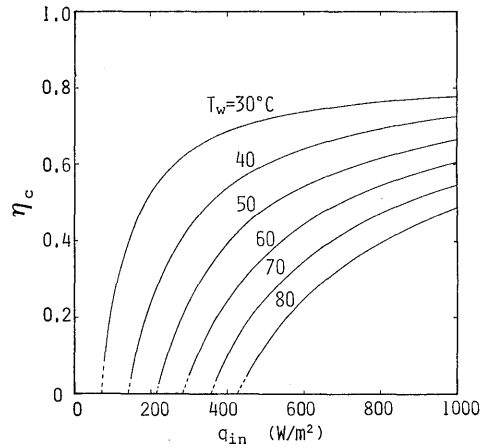


Fig. 2 Effect of the storage tank water temperature on the collector efficiency ($T_a=20^\circ\text{C}$)

率 η_s は Fig. 2 の値よりさらに低下し、最小入射熱流束もさらに大きな値になるであろうことは注意する必要がある。また、本解析では定常状態を仮定しており、日照時間は考慮していないので、Fig. 1, 2 に示す T_w まで実際に水温が上昇するかどうかは別問題である。

Fig. 1 の P_f における運転限界は、熱サイフォン管内の作動流体の初期の封入圧力を設定する場合に重要である。たとえば本計算条件の場合、 $q_{in}=100\text{ W/m}^2$ でシステムが作動するには、初期の封入圧力は $6\times 10^4\text{ Pa}$ 以下でなければならない。

2.2. 周囲温度の影響

Fig. 3 に周囲の温度 T_a が -5°C から 35°C まで変化した場合の T_f および T_{pm} の計算結果を示す。 T_f, T_{pm} 共に T_a の上昇とともにほぼ同じ割合で上昇することがわかる。 T_{oc} も同様な傾向である。計算結果より、 $q_{in}=1000\text{ W/m}^2$ において、 T_a が 40°C 上昇したとしても T_f は約 4°C 、 T_{pm} は約 6°C 程度しか上昇しないことがわかる。

Fig. 4 に T_a が変化した場合の η_c の計算結果を示す。 T_a が低くなるに従って η_c も低下し、 q_{in} が小さいほどその影響は大きい。また、周囲温度とタンク内水温が等しい場合は、 q_{in} が約 80 W/m^2 の時でさえ η_c は約 0.8 なる高い値を示すことがわかる。

図中の点線の部分は Fig. 2 の場合と同様である。これより T_w の場合と同様に、 T_a に対する集熱器の運転限界を与える最小入射熱流束を求めることができ

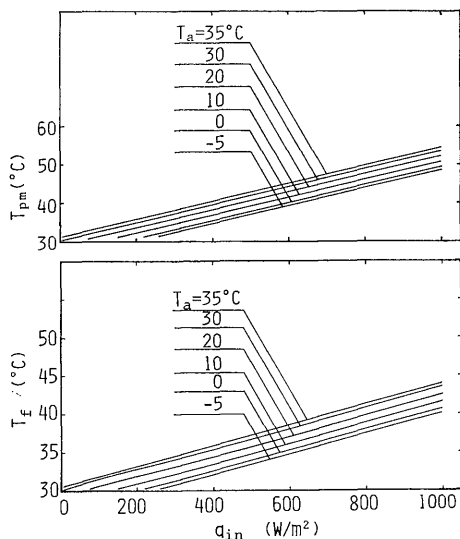


Fig. 3 Effect of the ambient temperature on the temperature distributions ($T_w=30^\circ\text{C}$)

る。この最小入射熱流束以下の熱流束ではシステムは作動せず、たとえば $T_a=0^\circ\text{C}$ では $q_{in} \doteq 210 \text{ W/m}^2$ 以下である。換言すれば、 $T_a=0^\circ\text{C}$ 、 $q_{in}=210 \text{ W/m}^2$ では、 $T_w=30^\circ\text{C}$ までしか温水タンク内水温は上昇しない。 q_{in} がこの最小入射熱流束よりさらに小さくなれば、 T_w の場合と同様な理由により η_c は負になる。

次に $T_a=35^\circ\text{C}$ ($T_a > T_w$ の場合に相当) の場合は、Fig. 4 に示すように、 q_{in} が小さくなるにつれて η_c は高くなり、ついには1を越えてしまうことがある。この現象は $T_a > T_w$ であるため、ある条件下では q_{in} のみならず、周囲の空気の熱量をも集熱板で吸収していることを意味している⁴⁾。Fig. 3 に示すように、 q_{in} が小さくなるにつれて T_{pm} も低下するため、集熱板からの熱損失は減少し、従って η_c は大きくなり、ついに $T_{pm}=35^\circ\text{C}$ で熱損失は0となり $\eta_c=1$ となる。更に q_{in} が小さくなると、 $T_{pm} < T_a$ となるため熱損失は負となり、周囲の空気の熱量をも吸収し、 $\eta_c > 1$ となると考えられる。(事実、Fig. 3 で $T_{pm}=35^\circ\text{C}$ を与える q_{in} は 160 W/m^2 であり、Fig. 4 の η_c は $q_{in}=160 \text{ W/m}^2$ で1となっている。)

以上より、密閉形二相熱サイフォンを用いた平板形太陽熱集熱器の熱伝達機構は、(1)作動流体の潜熱によ

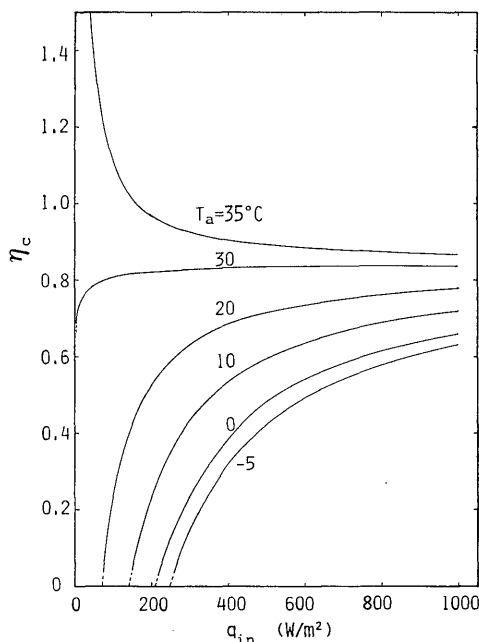


Fig. 4 Effect of the ambient temperature on the collector efficiency ($T_w=30^\circ\text{C}$)

る通常の熱伝達が行われ、 $0 < \eta_c < 1$ になる場合、(2)太陽放射のみならず、周囲の空気の熱量をも吸収し、 $\eta_c > 1$ になる場合、(3)熱サイフォン管自身の熱伝導により、温水タンク内の水から集熱板を経て周囲へ熱が逃げ、 $\eta_c < 0$ になる場合の3つの状態がありうる事がわかる。実際の現象は、太陽からの放射量の変動に従い上記の(1)、(3)の現象の繰り返しが最も多く、(2)の現象はごく限られた気象条件ならびに温水タンク内水温の場合に生じるものと考えられる。

2.3. 集熱器の傾斜角の影響

第1報¹⁾の基礎式において、集熱器の水平面からの傾斜角 φ が含まれている量は、凝縮熱伝達係数 α_{ic} と自然対流熱伝達係数 α_{oc} であり、 φ の増加に対して α_{ic} は増加し、 α_{oc} は減少するというそれぞれ相反する影響を与える。

Fig. 5 には φ が変化した場合の T_f および T_{oc} の計算結果を示す。 φ の増加に従って、 T_f は低くなり T_{oc} は高くなっており、 q_{in} が大きいほど φ の影響が大きい。 T_{pm} は T_f と同じ傾向である。

Fig. 6 に η_c の計算結果を示す。 q_{in} が大きい範囲で φ の増加に従って η_c はわずかに上昇するが、 $\varphi =$

注) 第1報¹⁾の式(18)より理論的には $q_{in} \rightarrow 0$ で $\eta_c \rightarrow \infty$ となる。

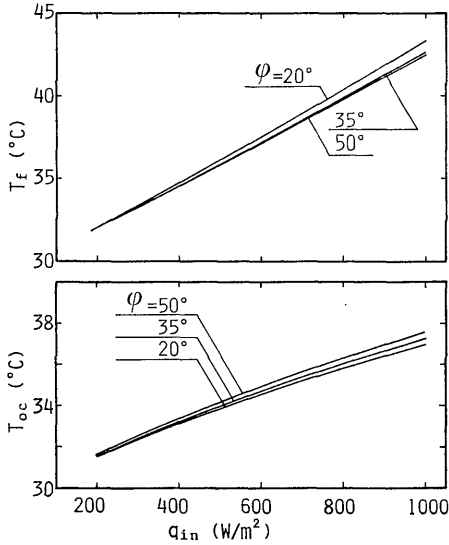


Fig. 5 Effect of the tilt angle on the temperature distributions ($T_w=30^\circ\text{C}$, $T_a=20^\circ\text{C}$)

35°, 50° ではほとんど差はない。

ここで注意すべき点は、 ϕ の熱損失係数 K_{up} に対する影響が考慮されていないことである。傾斜した矩形容器内自然対流熱伝達による熱損失は、稲葉—金山²⁾によると、 ϕ が大きくなるに従い小さくなる。さらに、カバーガラスからの自由対流または強制対流による熱損失に対しても ϕ は影響を与えられられるが、本研究では考慮されていない。

2.4. 作動流体の影響

R-113 の他に、水、メタノール、R-11、R-114 の 4 種類の作動流体を追加して性能計算を行い、作動流体の影響を調べた。

Fig. 7 に各々の作動流体に対する沸とう熱伝達係数 α_{ib} および凝縮熱伝達係数 α_{ic} の計算結果を示す。 α_{ib} は水、メタノール、R-113、R-11、R-114 の順に小さくなり、 α_{ic} は上記の順位において R-11 と R-113 が入れ替っている。これらの熱伝達係数の値は作動流体の物性値により異なるが、水とフロン系冷媒では約 1 桁の違いがあり、メタノールがその中間の値である。 α_{oc} は本質的には作動流体の種類の影響を受けないが、作動温度が異なるために多少の影響を受け、水、メタノール、R-11、R-113、R-114 の順に小さくなる。しかしその値は R-113 の場合とほとんど変わらなかった。

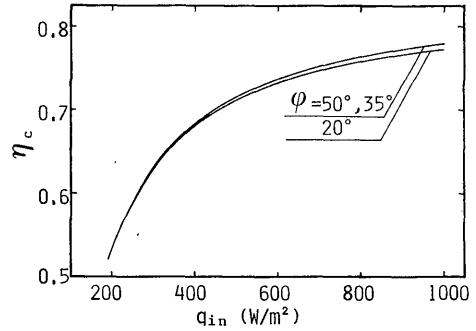


Fig. 6 Effect of the tilt angle on the collector efficiency ($T_w=30^\circ\text{C}$, $T_a=20^\circ\text{C}$)

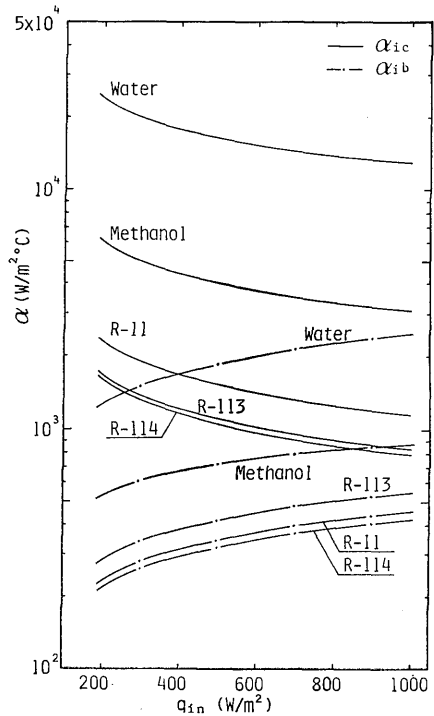


Fig. 7 Effect of the working fluids on the heat transfer coefficients ($T_w=30^\circ\text{C}$, $T_a=20^\circ\text{C}$)

第 1 報¹⁾の結果より、 α_{ib} が大きくなると T_f は高くなり、逆に α_{ic} が大きくなると T_f は低くなり、相反する影響を T_f に与える。Fig. 8 に各々の作動流体に対する T_f の計算結果を示すが、これによると T_f は R-114、R-113、R-11、メタノール、水の順に低くなっている。 T_{pm} は T_f と同じ順位で低くなるが、 T_{oc} は T_f と逆の順位で低くなり、水の場合が最も高

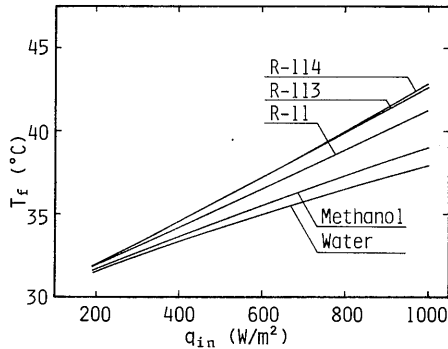


Fig. 8 Effect of the working fluids on the working fluid temperature ($T_w=30^\circ\text{C}$ $T_a=20^\circ\text{C}$)

くなる。

Fig. 9 には, Fig. 8 の各々の作動流体の T_f に相当する飽和蒸気圧 P_f を, タンク内水温がそれぞれ 30°C および 60°C の場合について示している. 図より P_f は R-114, R-11, R-113, メタノール, 水の順に低くなるのがわかる. 水の場合, $T_w=30^\circ\text{C}$ で $P_f=5\times 10^3$ Pa 程度まで管内の圧力を下げる必要があり, 長期間の使用に対して耐漏洩性が確保されなければならない. 逆に R-114 の場合は, $T_w=30^\circ\text{C}$ で $P_f=3\times 10^5$ Pa 程度まで圧力を上げる必要があり, $T_w=60^\circ\text{C}$ の場合は $P_f=7\times 10^5$ Pa に達する. また, R-113 はほぼ大気圧に近い状態 ($6\times 10^4\sim 2\times 10^5$ Pa) での運転が可能である.

Fig. 10 に作動流体の η_c への影響を示す. η_c は水, メタノール, R-11, R-113, R-114 の順に低くなるが, q_{in} が小さな範囲では R-11 と R-113 はほとんど同じ値である. η_c のこの順位は T_f および T_{pm} が低い (つまり, 周囲への熱損失が少ない) 順位と同じである. 上述のように, 調査した作動流体の内でも水が最も高い効率を与えることがわかる.

3. 実験結果との比較

第1報¹⁾で導入した解析モデルの予測精度を確かめるために, 実験結果との比較を行った. これらの実験データは集熱板の裏面に取り付けられた電気ヒーターにより加熱を行う室内実験により得られたものであり, 実験装置および方法は文献³⁾に詳しいので本報では省略する. 実験に用いた熱サイフォン管の寸法は, 凝縮部内径が $d_{ic}=0.0361$ m, 外径が $d_{oc}=0.0381$ m に変更された以外は全て第1報¹⁾の Table 1 の値と同じ

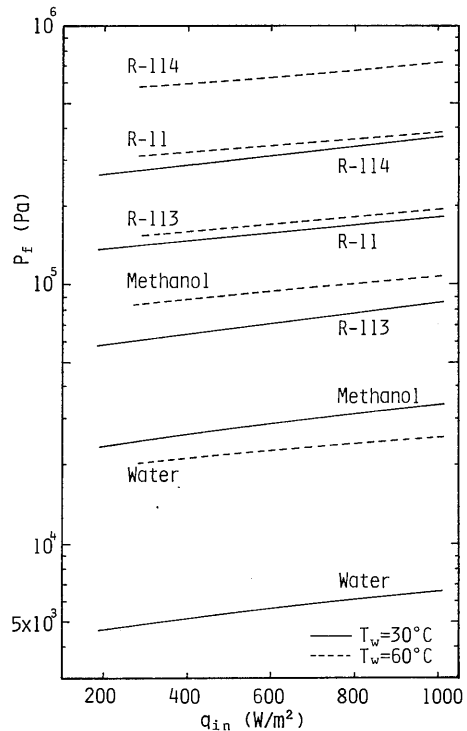


Fig. 9 Effect of the working fluids on the working pressure ($T_a=20^\circ\text{C}$)

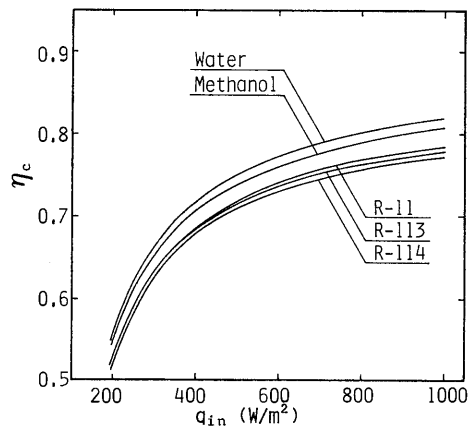


Fig. 10 Effect of the working fluids on the collector efficiency ($T_w=30^\circ\text{C}$, $T_a=20^\circ\text{C}$)

である. また, 実験における周囲温度は $T_a=20.5^\circ\text{C}$ に保たれている. さらに, 実験における作動流体の充てん率 ϕ (ϕ =作動流体の充てん量/沸とう部内容積) は, 特に断らない限り $\phi=0.6$ である.

3.1. 熱損失係数の決定と集熱効率

実験より得られる集熱効率 η'_c は、式 (1) で計算された値である。

$$\eta'_c = (Q_t + Q_{it}) / Q_{in} \quad (1)$$

ここに、 Q_{in} : 電気入力、 Q_t : 温水タンク内の水に伝えられた熱量、 Q_{it} : 温水タンクの熱損失である。実験そのものが非定常であるため、システムを構成する各部材の熱容量効果が η'_c には含まれている。そのため、 η'_c を $(T_{pm} - T_a) / q_{in}$ に対してプロットすると、Fig. 11 に示すように $(T_{pm} - T_a) / q_{in} = 0$ で $\eta'_c = 1$ にはならない。そこで、実験結果より各部材の温度上昇に費やされた熱量を式 (2) を用いて求めて、集熱効率を式 (3) により補正する必要がある。

$$Q_s = \sum c_s M_s (T_{s2} - T_{s1}) / \Delta t \quad (2)$$

$$\eta_c = (Q_t + Q_{it} + Q_s) / Q_{in} \quad (3)$$

ここに、 Q_s : システムの温度上昇に費やされた熱量、 c_s : 部材の比熱、 M_s : 部材の質量、 $T_{s2} - T_{s1}$: 部材の温度上昇、 Δt : T_{s1} から T_{s2} までの温度上昇に要した時間である。また \sum は各部材の熱容量効果の和を表す。熱容量効果を考慮する部材としては、(1) 集熱板、(2) 熱サイフォン管沸とう部、(3) 熱サイフォン管凝縮部、(4) 温水タンク、(5) 作動流体があり、たとえば $Q_{in} = 150 \text{ W}$ において、上記の各部材の温度上昇に費やされた熱量は順に、(1) 0.95 W、(2) 0.91 W、(3) 0.69 W、(4) 15.05 W、(5) 0.96 W であった。

式 (3) で補正した η_c をプロットすると Fig. 11 に示すようになる。ところで、本解析モデルでは η_c は第 1 報¹⁾ の式 (18) で与えられるので、Fig. 11 に示す η_c の実験データに最も良く一致するように集熱板からの熱損失係数 K_{up} を決めると、 $K_{up} = 6.7 \text{ W/m}^2\text{C}$ を得る。本章での計算結果は、全てこの K_{up} の値を用いて行ったものである。

3.2. 各部の温度

Fig. 12 に $Q_{in} = 150 \text{ W}$ ($q_{in} = 1250 \text{ W/m}^2$) の場合の集熱板の温度分布 T_p および T_{p0} の計算結果と実験結果の比較を示す。図より、 T_{p0} (Fig. 12 の管軸上の温度) の実験値は軸方向に多少減少している点を除き、良く計算結果と一致しているが、 T_p の計算結果は x が大きくなるにつれて実験結果より高くなり、最大 10°C 程度高くなっていることがわかる。

Fig. 13 には、 T_{pm} 、 T_{p0} 、 T_{oc} および T_f の計算結果と実験結果の比較を示す。これらの実験データは、

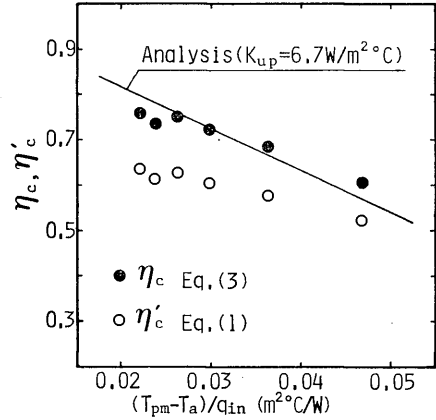


Fig. 11 Comparison of analytically obtained collector efficiency with experiment ($T_w = 30^\circ\text{C}$, $T_a = 20.5^\circ\text{C}$)

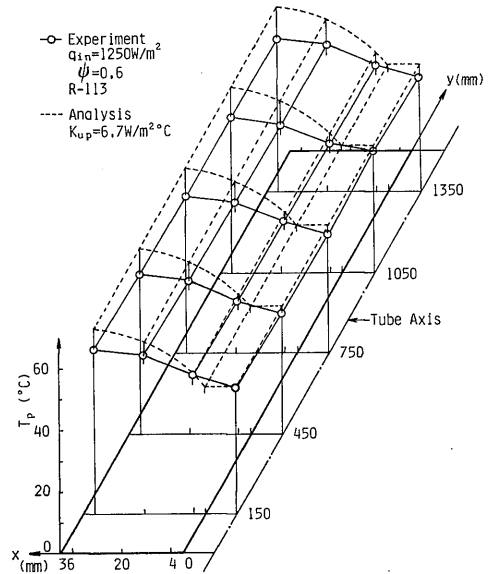


Fig. 12 Comparison of analytically obtained fin and tube wall temperature with experiment ($T_w = 30^\circ\text{C}$, $T_a = 20.5^\circ\text{C}$)

各々の温度に対する全測定点の算術平均である。 T_{pm} は $\psi = 0.6$ の場合には、 $q_{in} = 333 \text{ W/m}^2$ では良く一致しているが、 T_{pm} の傾きが計算と実験では異なっており、そのため q_{in} が大きくなるにつれて両者の差が大きくなり、 $q_{in} = 1250 \text{ W/m}^2$ で約 7°C ほど計算結果が高くなっている。しかし $\psi = 0.3$ の場合は、 $q_{in} = 833 \text{ W/m}^2$ 以上の範囲で多少異なるが、ほぼ計

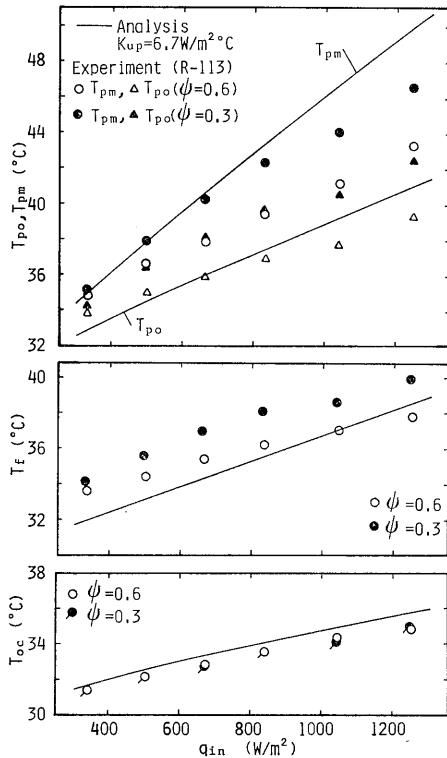


Fig. 13 Comparison of analytically obtained temperatures with experiment ($T_w = 30^\circ\text{C}$, $T_a = 20.5^\circ\text{C}$)

算と実験は一致している。 T_{po} および T_f は、 T_{pm} とは逆に $\psi = 0.6$ の場合に良く一致しているが、各々の傾きはむしろ $\psi = 0.3$ の場合に近い傾向にある。 T_{oc} は q_{in} が大きな範囲で差がある程度認められるが、 T_{oc} の値および傾き共に、 ψ にかかわらず計算と実験は良く一致している。

このように、 T_{pm} , T_{po} , T_f は共に ψ の影響を受けるが、これは管軸に沿って圧力分布が生じ、このため軸方向に飽和温度、管壁温度の分布が生じる。これが ψ の影響を受けるためである。解析は一点近似を用いているのでこのことを考慮できず、実験と解析の不一致もこのことに起因していると思われる。

3.3. 熱伝達係数

Fig. 14 に α_{ib} と α_{oc} の計算結果と実験結果の比較を示す。黒塗りの実験データは共にシステムの熱容量効果を式 (2) により求めて、補正した値である。しかし、 α_{ib} , α_{oc} 共に沸とう部、凝縮部を通過する正確な熱量が直接的には測定されていないため、高い

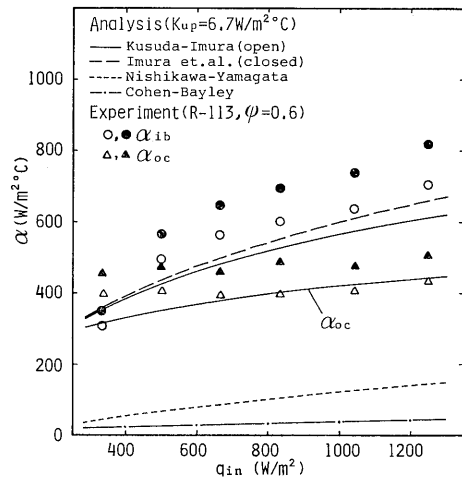


Fig. 14 Comparison of analytically obtained heat transfer coefficients with experiment ($T_w = 30^\circ\text{C}$, $T_a = 20.5^\circ\text{C}$)

精度はあまり期待できない。 α_{ib} の実験式としては、第1報¹⁾に示した3つの式の他に、井村ら⁴⁾の密閉形熱サイフオンの沸とう熱伝達の式を用いた計算も行った。

Fig. 14 にこれら4つの式の計算結果を示す。 α_{ib} は井村ら⁴⁾の密閉形熱サイフオンの沸とう熱伝達の式が最も良く実験結果と一致しているが、楠田一井村⁵⁾の開放形熱サイフオンの沸とう熱伝達の式を用いた場合でも、 η_c , T_{pm} , T_{po} , T_{oc} はほとんど変化しなかった。西川一山縣⁶⁾のプール飽和核沸とうの式およびCohen-Bayley⁷⁾の式は実験結果に対してかなり低い値しか与えず、本体系では適用できないことがわかる。 α_{oc} は、 α_{ib} に楠田一井村⁵⁾の開放形熱サイフオンの式を用いた場合のMcAdamsの式⁶⁾による計算結果を示すが、実験結果と比較的良く一致している。

4. 結 言

密閉形熱サイフオン管を伝熱管として用いた平板形太陽熱集熱器に対して、第1報¹⁾で導出した基礎式を用いて集熱特性の数値解析を行い、温水タンク内水温、周囲温度、集熱器の傾斜角および作動流体の影響について調べた。さらに、室内で行った実験結果との比較検討を行った結果、

(1) 温水タンク内水温 T_w の上昇にはほぼ比例して集熱器各部の温度は上昇し、それに伴い集熱効率 η_c は低下する。与えられた T_w に対応して、熱サイ

フォンの作動限界を与える最小入射熱流束が存在し、これ以下の入射熱流束では η_c は負となる。

(2) 周囲温度 T_a の変化に伴い、 η_c は $\eta_c < 0$, $0 < \eta_c < 1$, $\eta_c > 1$ の3つの場合がありうる。 T_w と同様に、与えられた T_a に対応して、熱サイフォンの作動限界を与える最小入射熱流束が存在する。

(3) 集熱器の傾斜角 φ の熱損失係数 K_{up} に対する影響を無視した場合、 φ の η_c に対する影響はほとんどない。

(4) 調査した作動流体（水、メタノール、R-11, R-113, R-114）のうちで、水が最も高い η_c を与える。

(5) 計算結果と実験結果は集熱板の平均温度 T_{pm} を除き、比較的良く一致することが確認された。

参 考 文 献

- 1) 近藤哲也, 福田研二, 長谷川修, 九州大学総合理工学研究科報告, 6-1 (昭和59年), p. 61.
- 2) 稲葉英男, 金山公夫, 日本機械学会論文集 (B編), 49-448 (昭和58-12), p. 2838.
- 3) Fukuda, K., Yamamoto, A., Kondo, T., Hasegawa, S., Fifth International Heat Pipe Conference (Pre-Prins I), (1984-5), p. 107.
- 4) 井村ら他4名, 日本機械学会論文集 (B編), 45-393 (昭和54-5), p. 712.
- 5) 楠田久男, 井村英昭, 日本機械学会論文集 (第2部), 39-319 (昭和48-3), p. 940.
- 6) 日本機械学会, 伝熱工学資料 (改訂第3版), (1975).
- 7) Cohen, H., Bayley, F., J. Proc. Inst. Mech. Engr., 169-20 (1955), p. 1063.