

真空管型集熱器を用いた給湯システムの シミュレーション

Simulation of a Hot Water Supply System with an Evacuated Tubular Collector

李 小平 *1

Xiaoping LI

斎藤 輝幸 *3

Teruyuki Saito

奥宮 正哉 *2

Masaya OKUMIYA

吉永 美香 *4

Mika YOSHINAGA

Abstract

Simulations of a solar domestic water heating system were carried out using TRNSYS. In orders to apply the program model into a system including an evacuated tubular collector which was not provided in TRNSYS, a modification of the collector model was adopted. By comparing the predicted values with the measured values, the validity of the simulation program and the modification of the collector model were certified. And also, through the annual simulation using the standard weather data, the performance of this kind of domestic water heating system was discussed.

キーワード：真空管型集熱器、日射量、給湯システム、シミュレーション、TRNSYS

Key Words : Evacuated Tubular Collector, Radiation, Hot Water Supply System, Simulation, TRNSYS

1. はじめに

地球温暖化などの地球環境問題抑制は急務であり、さまざまな新エネルギーの導入の必要性が挙げられている。太陽エネルギーの活用はその1つであり、アクティブ利用の主なものに、太陽光発電と太陽熱利用がある。そのうち太陽光発電の導入はコストの問題がありながら急速に進んでおり、2010年には現状の10倍程度の導入は確実であると考えられている。しかしながら太陽熱利用は、例えば住宅の太陽熱給湯について言えば、家庭用エネルギー消費の35%程度を占める給湯用エネルギーの多くをまかなうことができ、これによってCO₂排出の低減に大いに貢献できる可能性があるにもかかわらず、第2次オイルショック直後には急激に太陽熱温水器の導入量が増えたものの、その後は競合する化石燃料の価格の安定もあって、現在の販売台数は1975年ごろとほぼ同数、またはそれを下回るものとなっている。特に1995年～1999年では販売台数は減少しており、この傾向が続くとすれば2010年の台数は1999年の半数程度になると予想される。

太陽熱給湯の普及の停滞は上述のように競合する燃料価格の安定もあるが、設置する地域の気象条件下でのさまざまな使用パターンに対して、ソーラー給湯システムの性能が十分に評価できず、ユーザーにその有効性が十分に認識されにくいということも大きな原因である。この評価が短期間、長期間を対象的に確に行われれば、現在の社会状況のもと居住者の地球環境に対する意識が変化してきている現在では、ソーラー給湯システムは十分に受け入れられるものとなっていくと考えられる。

この太陽熱利用の現状を背景に、本論文ではソーラー給湯システムの性能予測について述べるものである。

筆者らはWisconsin大学で開発されたソーラーシステムのシミュレーションプログラムであるTRNSYSを用いていくつかのシステムのシミュレーションを行ってきた^{1), 2), 3)}。そして本報においては真空管式集熱器を用いたソーラー給湯システムの性能評価をTRNSYSによって行った結果を報告する。

真空管型集熱器は、集熱効率が集熱温度にあまり影響されず高温でも効率よく集熱できるという利点を

*1 学生会員 名古屋大学大学院

*2 会員 名古屋大学理工科学総合研究センター助教授

*3 非会員 名古屋大学工学研究科助教授

*4 会員 名古屋市立大学芸術工学部助手

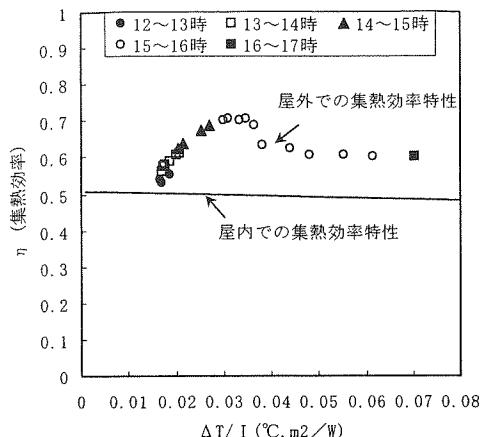
Graduate Student, Graduate School of Eng., Nagoya Univ.

Assoc. Prof., Center for Integrated Research

in Science and Engineering, Nagoya Univ., Dr. Eng.

Assoc. Prof., Dept. of Architecture, Nagoya Univ., Dr. Eng.

Research Associate, School of Design and Architecture, Nagoya City Univ.



但し、

η : 集熱効率 [-],
 $\Delta T = T_{ave} - T_a$: 集熱媒体の平均温度と外気温度の差 [°C],
 I : 集熱器面日射量 [W/m^2].

注: 本論文では、集熱器面は集熱器全体を対象とした場合の複数の真空管を含む平面(図6のxoy面)のことであり、各真空管の円筒状ガラス集熱面とは区別した呼称を用いる。

図1 真空管型集熱器の集熱効率の実験結果⁶⁾

持つ。住宅用給湯負荷のピークは夜間であり、日中日射のある時に集熱したものを利用するには集熱温度が高くする必要があり、この点で真空管型集熱器が有利である。真空管型集熱器に関する研究は、真空管の集熱理論と集熱特性の実験研究があるが^{4), 5)}、性能予測のためのパラメーターが多く、性能を表現する計算式が複雑で実用しにくい。また円筒形の集熱部にて集熱する真空管型集熱器の場合には、ソーラーシミュレーターを用いた日射が直上から当たる標準状態での屋内試験より得られる集熱特性をそのまま用いると、図1に示すように集熱効率を低く見積もることとなり、入射角度による受光日射量の補正が必要となるとともに、隣り合う真空管の干渉なども考慮しなければならない⁶⁾。

本論文では、上記の補正方法について、実測値と計算値の比較により妥当性を検証した結果を報告するとともに、当該真空管型集熱器を用いたソーラー給湯システムの年間性能をシミュレーションを用いて検討した。

尚、本論文の3章の内容は通商産業省(現在:経済産業省)の委託により日本品質保証機構が行った“ソーラーシステム性能試験”的報告書に筆者らが担当して報告した内容を、通商産業省の許可を得て公表するものである。

2. システム概要

図2に示すように、本報で対象としたシステムは真空ガラス管形集熱器3枚($3.78m^2$)に熱交換器を内蔵した300Lの間接式貯湯槽を組み合わせたシステムで、集熱媒体に不凍液を用いている。集熱ポンプのコントロールは差温サーモ式で、高温側は集熱器の出口側ヘッダー部内熱媒温度を、低温側は貯湯タンク下部の壁面温度を測定し、それらの温度差で制御している。システムの仕様および実験時の設定条件を表1に示す。

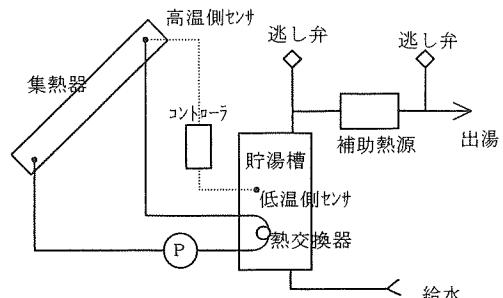


図2 システム概要図

表1 システムの仕様及び実験条件

実験場所	静岡県浜松市初生町 (財)日本品質保証機構 ソーラーテクノセンター内
実験期間	1997年12月20日～1998年1月12日
集熱器 仕様	面積： $1.26m^2 \times 3$ 枚 取り付け方位：真南 対地傾斜角： 35° 熱媒流量： $6.7L/min$
貯湯 タンク	容積： $0.3m^3$ 熱交換器付き
熱交換器	熱交換係数： $0.11kW/^\circ C$
出湯 パターン	朝5時と夜8時2回 出湯流量：1回目600L、2回目900L
熱媒	集熱熱媒：不凍液 蓄熱熱媒：水

3. 真空管型集熱器の性能計算方法およびその検証

3.1 真空管型集熱器の構造

真空管型集熱器の全体を図3に示す。この集熱器は、1枚の面積が $1871 \times 674mm^2$ であり、選択吸収膜を持った13本の真空二重ガラス管と集熱管に分岐した媒体をまとめるヘッダーとそれらを保持するフレームで構成される。

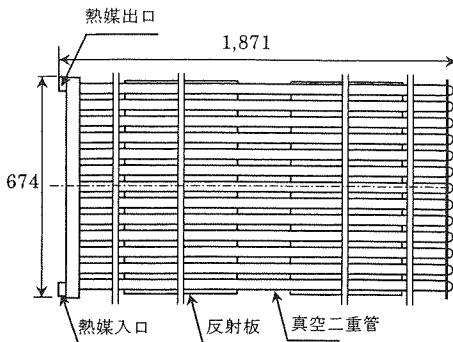
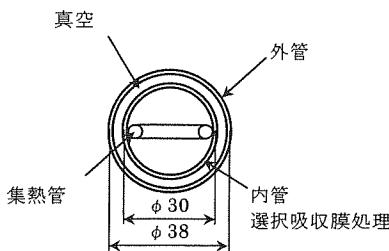
図3 集熱器全体図⁷⁾図4 真空管型集熱器の集熱ガラス管の構造⁷⁾

図4に真空ガラス管の構造を示す。真空ガラス管は二重構造で、集熱面は内側のガラス管表面であり、選択吸収膜処理がなされている。外管と内管の間に空間に 1.33×10^{-2} Pa の高真空が施され、内管の集熱面からの対流による熱損失が防止される。集熱面に集められた太陽熱は熱伝導により、図4に示したリ型の集熱管の中の熱媒（ここでは不凍液）に伝えられる。

3. 2 真空管型集熱器モデルの計算方法

(1) 効率曲線

JIS1425 を用いた屋内試験法による集熱器の集熱性能試験において、真空管型集熱器の集熱効率は平板形集熱器と同様に、式（1）で表すことができる。

$$\eta = \frac{Q_u}{AI_T} = a_0 - a_1 \frac{(T_{ave} - T_a)}{I_T} - a_2 \frac{(T_{ave} - T_a)^2}{I_T} \quad (1)$$

ただし：

η ：集熱器の効率 [-]、

a_0 、 a_1 、 a_2 ：集熱係数（実験結果より回帰分析で推定されたものであり、ここでは $a_0=0.716$ [-], $a_1=14.6$ [W/(m² °C)]、 $a_2=0.0312$ [W/(m² °C)])

Q_u ：集熱量 [W]、

A ：集熱器面の面積 [m²]、

I_T ：集熱器面全天日射量 [W/m²]、

T_{ave} ：平均集熱温度 [°C]、

T_a ：外気温 [°C]。

式(1)により集熱効率、集熱量を計算する。また、集熱量、熱媒流量と集熱器入口温度により集熱器出口温度を計算する。

式(1)における I_T は、集熱器面における全天日射量である。真空管型集熱器の場合は、集熱面が真空管の内側の円筒状ガラス管であるため、この円筒状集熱面による集熱量が集熱器面の日射 I_T による集熱量に一致しない。故に、集熱量を正しく予測するため、真空管の集熱面受光量の補正を行うべきである。以下に、その補正方法を示す。尚、ソーラーシミュレータのスペクトル（AM1.5 近似）と自然の太陽光のスペクトルは異なるが、それによる集熱量への影響は大きくなないため、ここで考慮しないことにした。

(2) 真空管型集熱器受光量の補正

真空管型集熱器の有効日射量に関する既往の研究としてビーグレイ (Beekley) ら、山東らの研究^{4), 5)} がある。これらにおいても真空管型集熱器における有効日射量を、直達光成分と反射光成分、拡散光成分の和として表し、各成分の計算方法も詳細に示されているが、これらは平面の集熱板を真空ガラス管に封じた形式を対象としたものであり、本論文で検討する集熱面が円筒面である真空管型集熱器とは異なる。

本研究は、性能試験により作成される集熱効率曲線は集熱器面全天日射量を基準とした推定されたものであるため、集熱量の計算は既成の効率曲線と集熱器面日射量を利用して、日射角度による生じる誤差に対して適切な修正を行って、二重ガラス管構造の真空管型集熱器の集熱量の計算するモデルを作成した。

① 直達日射の計算

日射角度による生じる誤差は方向性がある成分、主に直達日射によって引き起こされたものと考えられるため、真空管集熱面の直達日射に対する受光量の入射角度の変化による影響を分析しなければならない。また真空管型集熱器では、隣接する管の相互遮蔽がない時は、図5に示すように管全体で (nd_0 で) 受ける直達日射を利用する事ができる。一方入射角が大きくなり相互遮蔽が起こる場合は重なる部分を除いた L_s で受ける直達日射を利用する事になる。以下に受光量計算の詳細を示す。

本論文では、図6に示すような集熱器面に設置した座標系 (x , y , z) を設定する。集熱器面を xoy 面とし、 z 軸を集熱面の法線、 x 軸を真空管の軸線に、そ

② 直達日射以外の取り扱い

集熱器面に当たる直達日射量を I_{tbI} ($= I_{tb} \times \cos \theta$) とすると、集熱面全天日射量 I_t より、 I_{tbI} を差し引いたものが、傾斜面の散乱成分 I_{td} 及び地面からの反射成分 I_{tr} の合計値と考えることができる。

$$I_{td} + I_{tr} = I_t - I_{tbI} \quad (12)$$

ここで、真空管の受光量は

$$I_{ts} = I_{td} + I_{tr} + I_{tb} = I_t - I_{tbI} + I_{tb} \quad (13)$$

3.3 集熱器単体の評価

集熱器モデルの妥当性を検証するために、実測データを用いて、集熱器単体のシミュレーション計算を行った。具体的には、集熱器入口温度として実測値を与え、シミュレーションにより集熱器出口温度を計算した。まず、式(2)、(3)～(8)によって角度 B を計算して、式(9)で計算した B_0 と比較することによって遮蔽が発生するかどうかを判断し、遮蔽が発生しない場合、式(2)、(3)、(6)と(7)によっての集熱面に当たる直達日射量を計算して、遮蔽が発生する場合、式(7)と式(11)を用いて集熱面に当たる直達日射量を計算する。また、式(12)から日射の散乱と反射成分を計算して、式(13)によって真空管の受光量を計算する。

式(1)の集熱係数 a_0 、 a_1 、 a_2 は平均集熱温度 T_{ave} に対応するものであるため、集熱器入口温度 T_{in} に対応するように式(14)によって補正する。

$$\dot{a}_i = a_i \cdot \left(\frac{G_{test} C_{pc}}{G_{test} C_{pc} + a_i / 2} \right) \quad i = 0, 1, 2 \quad (14)$$

そして、集熱量を式(15)によって計算する。

$$Q_u = \left(a_0 - a_1 \cdot \frac{(T_{in} - T_a)}{I_T} - a_2 \cdot \frac{(T_{in} - T_a)^2}{I_T} \right) \cdot A \cdot I_T \quad (15)$$

また、集熱器出口温度を式(16)によって計算する。

$$T_{out} = \frac{Q_u}{m_f \cdot c_{pc}} + T_{in} \quad (16)$$

ただし、

G_{test} : テスト試験時の実測流量 [kg/s]

C_{pc} : 集熱媒体の比熱 [kJ/kg · °C]

T_{in} : 集熱器入口温度 [°C]

T_{out} : 集熱器出口温度 [°C]

m_f : 集熱媒体の流量 [kg/s]

式(13)で求めた I_{ts} を式(15)の I_r に代入して、真空管型集熱器の集熱量を計算し、また式(16)を使用して集熱器の出口温度を計算する。

また、式(2)～式(13)の補正方法を使用せず、

計測した集熱器面目射量をそのまま式(15)の I_r に代入する計算も行った。

受光量の補正を行った場合と行わない場合の出口温度の計算誤差を図9に示す。集熱器出口温度の計算誤差 ϵ_{Tout} は式(17)によって定義される。

$$\epsilon_{Tout} = (T_{cout} - T_{mout}) / T_{mout} \times 100\% \quad (17)$$

但し、

T_{cout} : 集熱器出口温度の計算値 [°C]

T_{mout} : 集熱器出口温度の実測値 [°C]

図9は、比較し易いように、日射量が典型的な代表日(12月21日)の結果のみを載せた。図より、受光量を補正しない場合、集熱器出口温度の計算結果は、朝の集熱開始時(8:10頃)から10:00頃までと、午後13:20頃から集熱終了の16:00までの間に、実測より低くなっている。これは先述した屋外実験の効率が屋内実験のそれを上回ることと一致する。受光量を補正することによって、集熱開始から終了までの時間帶において集熱器出口温度の計算誤差をかなり減らすことができる。図10は、集熱器受光量を補正しない場合と補正した場合の集熱量日積算値の計算値を、実測値と比較した誤差を示したものである。ここで、図中の集熱量日積算値の計算値は実測値を式(18)、式(19)によって算出したものであり、計算値の相対誤差は式(20)により算出した。

$$Q_c = \sum_{t_{start}}^{t_{end}} ((T_{cout} - T_{min}) \times L_m \times C) \quad (18)$$

$$Q_m = \sum_{t_{start}}^{t_{end}} ((T_{mout} - T_{min}) \times L_m \times C) \quad (19)$$

$$\epsilon_Q = (Q_c - Q_m) / Q_m \times 100\% \quad (20)$$

但し、

Q_c : 集熱量日積算値の計算値 [kJ/day]

Q_m : 集熱量日積算値の実測値 [kJ/day]

t_{start} : 集熱開始時

t_{end} : 集熱終了時

T_{min} : 集熱器入口温度の実測値 [°C]

L_m : 集熱流量の実測値 [kg/s]

C : 集熱媒体の比熱 [kJ/kg · °C]

ϵ : 集熱量の計算誤差 [%]

図10より、受光量の補正を行った場合は、受光量の補正を行わない場合より、集熱量の計算値誤差は大幅に減少した。実験期間における集熱器の出口温度の計算誤差は平均2%であり、何れの日にもほぼ±10%以内に収まっている。

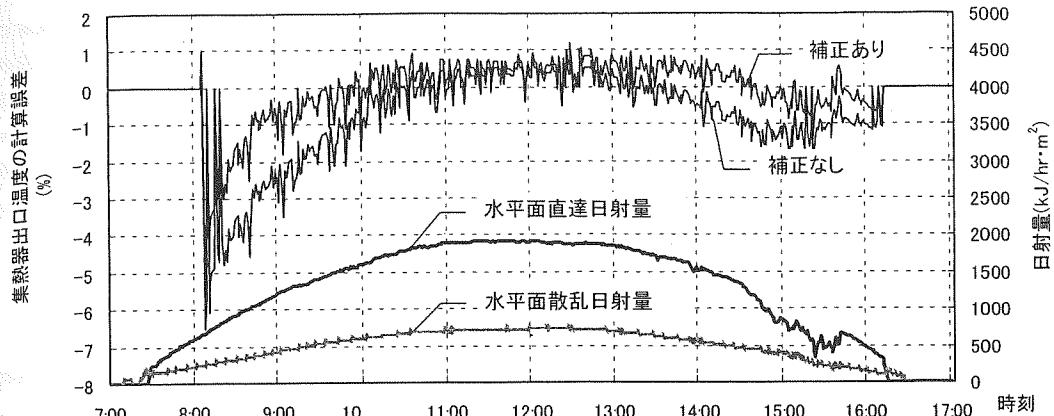


図9 集熱器出口温度の計算誤差(12月21日)

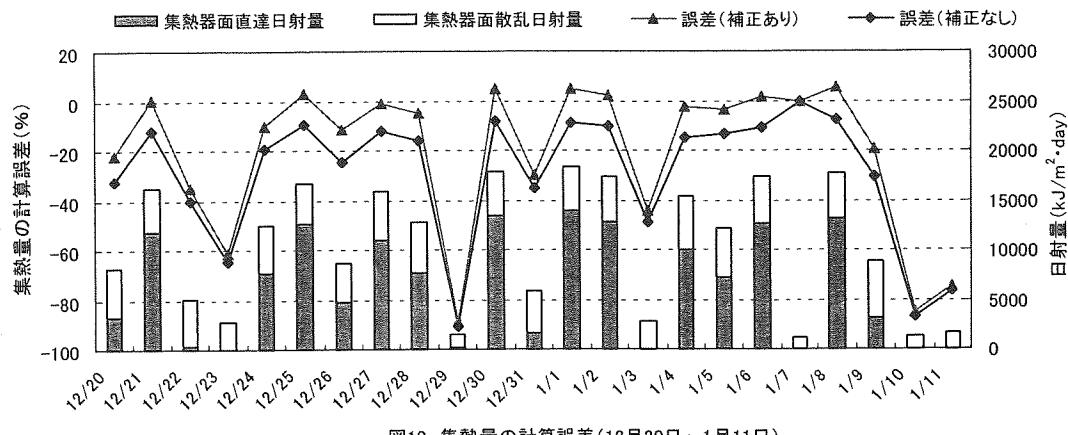


図10 集熱量の計算誤差(12月20日～1月11日)

集熱量日積算値の計算誤差は当日の日射量には大きな関連が見られるため、図11によって分析した。図11において、縦軸は日積算集熱量の計算値の実測値に対する相対誤差であり、横軸は集熱器設置面に当たる日射量の日積算値である。

図11より、日射の強い日は日積算値集熱量の計算誤差が小さく、日射の弱い日は計算誤差が大きいという傾向が見られる。その原因は以下のように考えられる。集熱効率曲線は直達、散乱日射の区別をせずにまとめたものであるが、真空管型集熱器は、日射の直達と散乱の比率は集熱効率に影響する。即ち散乱日射の比率が大きい場合は、屋内実験で得られた式(1)は実測より低い効率を、直達日射の比率の多い場合は、高い効率を示す傾向がある。本報の計算では、日射が16000kJ/(m²·day)を超える日に、直達日射の比率は72%以上になり、集熱量は実測値より大きく予測される。また、集熱量の誤差は、集熱器面全天日射量が5000kJ/(m²·day)以上の場合、受光量を補正しない場

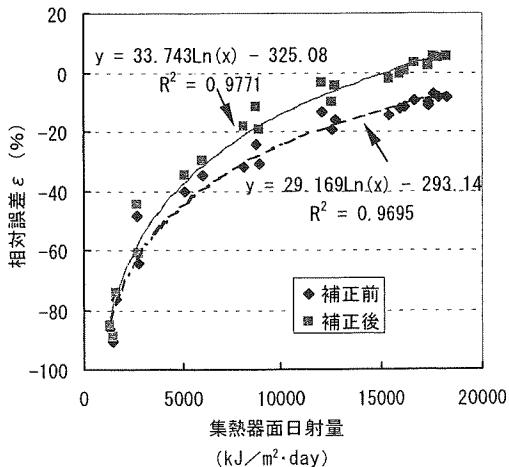


図11 集熱量の計算値の誤差と日射量の関係

合より、補正を行った方が10%程度少なくなっている23日間の合計値の誤差は、補正を行わない場合には

-16.3%であり、補正を行った場合には-4.9%であった。

4. システムのシミュレーション

太陽熱を利用した住宅の給湯システムについては、貯湯槽の温度特性、給湯負荷の削減率についての実測、シミュレーション計算が行われている^{8), 9)}。また、宇田川らによってシミュレーション研究が行われております^{10), 11)}、様々な住宅形式、システム方式による給湯特性、給湯負荷の削減率を検討している。しかしながら、これらのシミュレーションにおいては真空管式集熱器は対象としておらず、また真空管式集熱器の計算モデルが太陽熱給湯システムの性能評価に与える影響の検討も行っていない。そこで本章では、図2に示したシステムに対して、真空管式集熱器の計算モデルを検証した上、TRNSYSを用いて年間シミュレーションを行い、年間真空管システムの太陽熱利用状況、月別太陽熱依存率、そして真空管式集熱器の計算モデルの精度の影響を把握する。また、システムの太陽熱依存率が日射量と外気温度の関係を解明することを目的にした。

4.1 シミュレーション概要

本研究はTRNSYSにはソーラーシステムの構成機器のサブルーチンが用意されており、これをユーザーが連結し、さらに機器モデル（サブルーチン）のパラメーターを入力する形でデータを作成する。本報で用いたサブルーチンを表2に示す。

表2 サブルーチンモデル

機器モデル					
TYPE1	TYPE31	TYPE74	TYPE3	TYPE2	TYPE6
集熱器(補正あり)	配管	貯湯槽	ポンプ	シントローラ	補助熱源
ユーティリティモデル					
TYPE9	TYPE16	TYPE24	TYPE65	TYPE2	
データリータ	日射量計算器	積算器	オンライン作図	フロッタ	

対象地域は東京とし、気象データにはHASPの標準気象データを用いた。HASPは、空気調和・衛生工学会で開発された動的空調負荷計算プログラムであり、日本各地の1時間ごとの気象データを用意している。HASP気象データは平均的な気象条件を持つ年を月別に選び出しそれらを繋ぎあわせて作られたものであり、その中には外気温度、湿度、風速、水平面全天日射量、法線面直達日射量、太陽高度角があるが、本計算ではこ

のうちの外気温度、水平面全天日射量、法線面直達日射量のデータを利用した。また太陽高度角と方位角はTYPE16で計算した。TYPE16による太陽高度角の計算値はHASPの標準気象データの値と一致している。シミュレーションの時間ステップは4秒であり、HASP気象データは1時間毎であるために直線補間を行い利用した。

4.2 構成機器の計算モデル

(1) 集熱器モデル

集熱器モデルは3章に示したものを使用する。集熱面積は3.78m²で、集熱器の設置条件は表1に示したものと同じである。また、真空管型集熱器の受光量の補正を行っている。

(2) 貯湯槽モデル

貯湯槽は熱交換器を槽最下部に内蔵したものである。不凍液は熱交換器の中を流れ、蓄熱媒体は水である。不凍液と水の熱交換係数は実験によって推定されるものである。槽内は温度成層特性を持つと仮定し、各層の温度と壁面の熱損失係数によって槽の熱損失を計算する。

貯湯槽には厚さ0.01mの断熱材を敷設し、槽壁の貫流熱損失係数は2.77W/(m²·°C)とした。貯湯槽の容量は0.3m³とした。

(3) 配管モデル

配管における流体の流動は一次元流と考えられる。流体と外気の温度差、配管の熱損失係数によって熱損失を計算する。

配管の熱損失係数は0.38W/(m°C)である。集熱器出口から貯湯槽入口までの配管長さは12.5mであり、貯湯槽出口から集熱器までの配管長さは10mである。

(4) 集熱ポンプモデル

集熱ポンプはON-OFF制御であり、ONの時はポンプの流量は定格流量、消費電力は定格消費電力である。また、OFFの時はポンプの流量、消費電力は0である。ポンプの発熱による流体の温度上昇は無視している。

(5) コントローラモデル

実際の運転において集熱ポンプの差温サーモ式コントローラは、高温側は集熱器の出口側ヘッダー部内熱媒温度を、低温側は貯湯タンク下部の壁面温度を測定し、それらの温度差で制御しているが、計算ではタンクの壁面温度の計算は困難であるため、集熱器の出

口温度と貯湯槽の出口温度によってコントローラが作動するモデルを作成し、図 12 のように温度差が 2°C 以上になると ON、0°C 以下になると OFF になるように制御するものとした。このモデルによって計算した集熱ポンプの作動は、実際の運転状況と良く一致している。

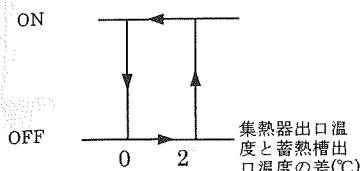


図 12 コントローラモデル

4.3 給湯パターン

給湯パターンは図 13¹²⁾ のように設定した。図 13 は住宅給湯パターンの実測データの例である。冬期は 12 ～ 3 月であり、中間期は 4、5、10、11 月、夏期は 6 ～ 9 月である。給湯負荷は 4 人家族を想定して 60°C の温水での平均使用量は 300L / (戸・日)¹²⁾ と設定した。給湯については、洗顔、入浴、炊事などの使用温度は 40°C 前後であり、使用量は住戸による影響が大きい。本論文では、計算を簡略にするため貯湯槽の日ごとの出湯流量を一定値、出湯温度は常に 60°C とし、使用時にお湯を市水と混ぜて使用温度に調整するものとした。タンクの出水が 60°C より低い場合、補助熱源によって 60°C まで加熱する。また、貯湯槽内の水温が 60°C を超えた場合、集熱ポンプを停止させる。

計算に用いた東京地区の月別の市水温水を、表 3¹²⁾ に示す。

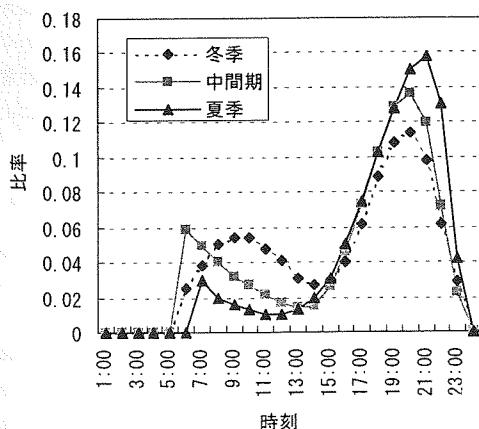


図 13 1 日給湯量を 100% とした時の各時刻別使用割合

表 3 月別市水温度

月	1	2	3	4	5	6
市水温度(°C)	5.5	5.9	8.9	13.5	18.2	20.6
月	7	8	9	10	11	12
市水温度(°C)	20.6	26.5	22.3	19.3	13.2	8.2

4.4 シミュレーションの結果

(1) 貯湯槽の出湯温度

貯湯槽の出湯温度を図 14 に示す。貯湯槽の出湯温度は当日の日射、外気温、および前日の槽内の水温に大きく影響され、給水温度から 60°C の間で変化している。図より、8 月は貯湯槽の水温は 60°C 以上になり、集熱ポンプを停止させる時がある。

(2) 熱量の利用状況

シミュレーションによって、1 年間における日積算集熱量、太陽熱利用量、補助熱源消費熱量及び給湯負荷を計算した。太陽熱利用量、補助熱源消費熱量と給湯負荷は以下の式で定義した。

$$Q_r = \sum_{0 \text{時}}^{23 \text{時}} ((t_{out} - t_{in}) \cdot L_t \cdot C_t) \quad (21)$$

$$Q_a = \sum_{0 \text{時}}^{23 \text{時}} ((60 - t_{out}) \cdot L_t \cdot C_t) \quad (22)$$

$$Q_k = \sum_{0 \text{時}}^{23 \text{時}} ((60 - t_{in}) \cdot L_t \cdot C_t) \quad (23)$$

ここに、 Q_r : 太陽熱利用量 [kJ]、 Q_a : 補助熱源消費熱量 [kJ]、 Q_k : 給湯負荷 [kJ]、 t_{out} : 貯湯槽の出湯温度 [°C]、 t_{in} : 貯湯槽の給水温度 [°C]、 L_t : 給水流量又は出湯流量 [kg/s]、 C_t : 蓄熱媒体の比熱 [kJ/(kg·°C)]

集熱量と太陽熱利用量を図 15 に示す。年間平均で集熱量の 82% が給湯に利用できる。残りの 18% は貯湯槽と集熱配管の熱損失分である。月別の集熱量、太陽熱利用量、補助熱源消費熱量を表 4 に示す。

表より、日射の一番多い月は 8 月で、貯湯槽の水温が 60°C を超え集熱ポンプを強制的に停止させることにより、集熱時間が短くなったにも関わらず、集熱量が最大であった。これにより 8 月の補助熱源の消費熱量は最も少ない。また、日射の最も少ない月は 11 月であり、集熱量も最低であったが、補助熱源消費熱量は給水温度の低い 12 月と 1 月に大きくなっている。5 月と 6 月では、6 月の方が外気温度と給水温度が高いが、5 月の日射量が多いため、補助熱源消費熱量が少ない。

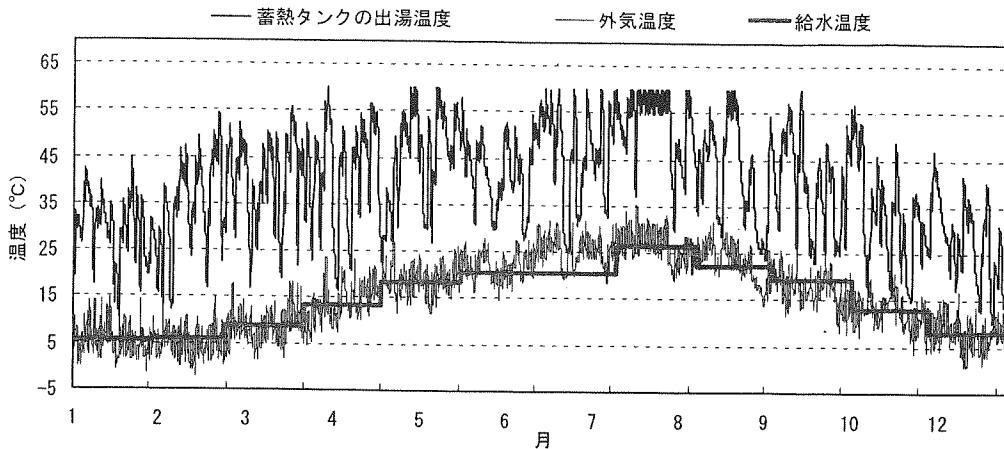


図14 蓄熱タンクの出湯温度と給水温度

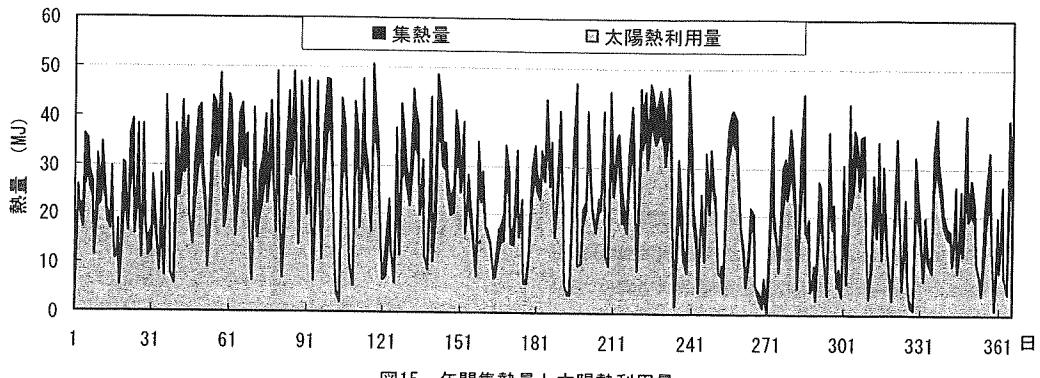


図15 年間集熱量と太陽熱利用量

表4 月別熱収支

月別	集熱量 (MJ)	太陽熟利用量 (MJ)	補助熱源消費熱量 (MJ)	給湯負荷 (MJ)	集熱器面日射 (MJ/m²)	平均外気温度 (°C)
1	728.7	602.1	1521.6	2055.2	378.8	5.5
2	764.4	608.5	1295.6	1904.6	401.8	5.1
3	940.3	749.6	1241.6	1995.0	497.5	8.6
4	812.0	661.7	1091.8	1759.3	435.1	13.9
5	890.5	713.2	915.7	1634.8	490.7	18.7
6	608.1	516.1	969.7	1488.8	349.7	21.9
7	782.0	697.2	838.1	1535.3	432.0	25.2
8	948.7	773.9	531.5	1312.8	521.0	26.5
9	606.9	509.2	912.6	1416.5	331.5	23.1
10	625.6	493.1	1089.1	1582.2	347.7	17.5
11	541.2	450.7	1314.1	1757.2	289.5	12.7
12	602.1	487.7	1530.8	2012.2	315.8	8.1

(3) システムの太陽熱依存率

システムの太陽熱依存率 ζ [%] は以下のように定義した。

$$\zeta = (Q_k - Q_s) / Q_k \times 100 \quad (24)$$

図 16 にシステム太陽熱依存率と集熱器面日射量、外気温度の関係を示す。図 16 より、太陽熱依存率は集熱器面日射量の増加とともに高くなるが、外気温度にも大きく影響される。外気温度が一定の範囲では、太陽熱依存率と集熱器面日射量の関係が直線近似される。外気温度が高いほど、近似直線の傾きが大きくなる。この太陽熱依存率と外気温度、集熱器面日射量の関係は、式 (25) のように表現され、式 (25) による R^2 数は 0.918 であり、高い相関性が示された。

$$\zeta = (0.048 + 0.0012 \times t_{amb}) \cdot I \quad (25)$$

ただし、

t_{amb} : 外気温度の平均値 (°C)

I : 集熱器面日射量の平均値 (kJ/hr · m²)

表 5 は月別の太陽熱依存率を示したものである。式 (25) の t_{amb} と I に月平均外気温と月平均集熱器面全天日射量を代入し、月別太陽熱依存率を予測した場合の R^2 値は 0.975 であり、月別の場合にも高い相関性を示した。

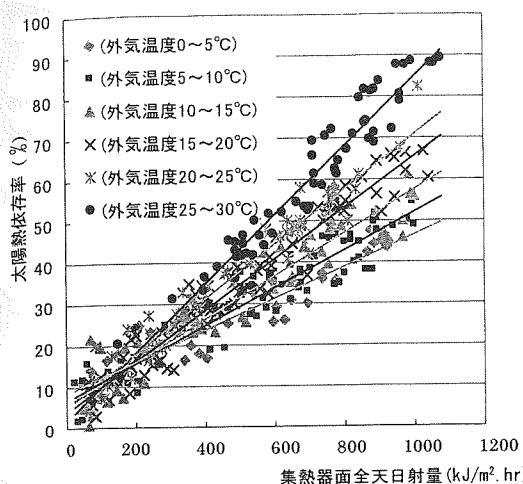


図 16 システムの太陽熱依存率

表 5 月別太陽熱依存率

月別	太陽熱依存率(%)	集熱面全日射の平均値(kJ/hr.m²)	平均外気温度(°C)	月別	太陽熱依存率(%)	集熱面全日射の平均値(kJ/hr.m²)	平均外気温度(°C)
1	25.96	509.14	5.5	7	45.41	580.65	25.2
2	31.98	597.92	5.1	8	59.51	700.27	26.5
3	37.76	668.68	8.6	9	35.57	460.42	23.1
4	37.94	604.31	13.9	10	31.17	467.34	17.5
5	43.99	659.54	18.7	11	25.22	402.08	12.7
6	34.87	485.69	21.9	12	23.92	424.46	8.1

表 6 受光量を補正した場合と補正しない場合の年間計算結果の比較

	集熱量(MJ)	太陽熱利用量(MJ)	補助熱源消費熱量(MJ)
受光量を補正しない	7911.1	6537.1	13982.0
受光量を補正した	8867.0	7272.1	13246.8
偏差	-10.8%	-10.1%	5.6%

(4) 受光量を補正しない場合との比較

受光量を補正しない場合と補正した場合における集熱量、太陽熱利用量、及び補助熱源消費熱量の比較を表 6 に示す。

表 6 より、受光量を補正しないと、年間の計算で、集熱量が 10.8%、太陽熱利用量が 10.1% 少なく予測され、それに伴ってこのシステムの補助熱源の消費熱量が 5.6% 大きく予測される。以上より真空管型集熱器の性能をシミュレーションする際に、受光量の補正是重要であることが分った。

5. 結論

以上、真空管型集熱器性能の計算方法を提案し、その有効性を検証した上で、真空管型集熱器を備えた住宅給湯システムの年間シミュレーションを行った。結論を以下に示す。

① 真空管型集熱器の受光量を補正することによって、効率曲線で表現した真空管型集熱器モデルの精度は約 11% 向上した。

② 昼間集熱時に貯湯槽の水温は給水温度より 15°C ~ 35°C 程度まで高くなるが、貯湯槽の水温が 60°C 以上になるのは 8 ヶ月のみであった。

③ この住宅給湯システムは、今回の計算条件下においては年間に集熱量の 82% が給湯に利用でき、給湯負荷の 35.4% が賄われる。

④ 太陽熱依存率は、日射量と外気温度に大きな相関関係があると考えられるので、これを式(25)の形で表現し、これは日別太陽熱依存率にも月別太陽熱依存率にも適用できることを確認した。

④ 受光量を補正したモデルと比べて受光量を補正しないモデルを用いた場合は、年間太陽熱利用量が 10% 少なく予測され、年間補助熱源の消費熱量は 5.6% 多く予測される。

6. おわりに

本報では、真空管型集熱器に対する受光量補正モデルを提案し、その精度を実測値との比較によって確認した。この手法により、平板型集熱器に利用される集熱効率式を用いても、十分に真空管型集熱器の性能を表現できることを示した。さらに住宅用給湯システムの年間シミュレーションを実施することによって、運転性能を把握し、提案した補正手法の効果を明らかにした。

謝辞：この研究の一部は、通商産業省生活産業局 住宅産業窓口事業課による、ソーラーシステム評価試験委託業務として賄われたものです。関係各位に謝辞を表します。

参考文献

- 李 小平、奥宮正哉：コンピュータシミュレーションを利用した太陽エネルギー利用システムの設計～その 2. 気象データの違いが太陽熱給湯システムの性能計算結果に及ぼす影響の予備検討”，日本空調和・衛生工学会学術梗概集”，1998.8
- 李 小平、奥宮正哉ほか：“TRNSYS を用いた真空管集熱式給湯システムのシミュレーション” 日本建築学会大会学術梗概集”，435-436、1998.9
- 吉永美香、奥宮正哉ほか：“ソーラーシステムの設計にお

- けるコンピュータシミュレーションの有効利用に関する研究
—TRNSYS のための非定常平板型集熱器モデルの開発 日本建築学会計画系論文集”、No. 532、2000. 6
- 4) D. C. Beekley & G. R. Mather, Jr. “ANALYSIS AND EXPERIMENTAL TESTS OF A HIGH-PERFORMANCE EVACUATED TUBULAR COLLECTOR,” DOE/NASA contractor report DOE/NASA CR-150874 Owens Illinois, Toledo, Ohio, 1975
- 5) 山東睦夫、太陽集熱器の性能に関する研究、1987
- 6) M. Oishi, T. Noguchi & M. Okumiya. “THE INVESTIGATION OF THE COMPARATIVE ESTIMATION METHOD FOR PERFORMANCE CHARACTERISTICS OF SOLAR DHW SYSTEMS BY COMBINATION WITH SIMULATION AND INDOOR TEST” PROCEEDINGS OF THE RENEWABLE AND ADVANCED ENERGY SYSTEM FOR THE 21ST CENTURY April 11-15 1999 RAES99-7716
- 7) シロキ工業 ハイテクソーラーシステム パンフレット
- 8) 浅野良晴、太田顕比古、田中俊六：太陽熱利用給湯システムにおける貯湯槽内の温度性状と補助熱源機の稼動制御に関する研究 日本建築学会計画系論文集 No. 512 1998. 10
- 9) 大石正広、野口哲男：平板型集熱器と熱交換器内装密閉型蓄熱槽を用いたソーラー給湯システムの集熱性能特性 太陽エネルギー Vol. 1.26, No. 3, 2000/5
- 10) 遠藤拓也、宇田川光弘：太陽エネルギー利用住宅の負荷平準化およびエネルギー削減効果のシミュレーションによる検討 太陽エネルギー Vol. 21, No. 6, 1995/11/30
- 11) 佐藤 誠、宇田川光弘：太陽熱住棟セントラル給湯システム性能のシミュレーションによる検討 太陽エネルギー Vol. 25, No. 4, 1999/7/31
- 12) ソーラーシステムの知識 下川健治ら P85, 1983