

水集熱式太陽熱暖房システムの簡易設計法に関する研究 第1報 簡易設計法の提案

Studies on Simplified Design Method for Water Based Solar Heating System Part.1 Proposal for Simplified Design Method

北野 博亮*¹
Hiroaki KITANO

相良 和伸*²
Kazunobu SAGARA

岩田 剛*³
Takeshi IWATA

Abstract

The purpose of this study is to develop a simplified design method for a water-based solar heating system with a temperature-stratified thermal energy storage tank. In this paper, several equations to determine a capacity of the thermal energy storage tank and collector area and a design method based on these equations are presented. The simple equations solved analytically are derived from results of solar heating system simulations. By using the equations, the necessary and sufficient tank capacity, solar collector area and other design parameters are determined. And as a result of system simulations under various design conditions, it was found that the simplified design method allows to design appropriate heating system under ordinary design conditions.

キーワード：太陽熱暖房，設計手法，温度成層型蓄熱槽

Key Words: Solar Heating, Design method, Temperature-stratified thermal energy storage tank

1. はじめに

一般に、太陽熱暖房システムは初期投資額を節約できたエネルギー費で短期に償却することは容易ではないことから、太陽熱暖房システムの最適設計は非常に重要であると言える。太陽熱暖房システムの設計手法¹⁾としては、太陽熱依存率等の期間性能をシミュレーションや f -chart法により求め、設計パラメータの最適な組み合わせを試行錯誤により求める方法が一般的である。しかし住宅設計に携わる小規模な設計事務所では対応が難しく、合理的で簡易な設計手法が必要であると考えられる。

シミュレーション手法によって太陽熱利用システムの集熱器面積と蓄熱槽容量の最適容量に関する検討^{2), 3)}が行われているが、設計手法の提案にまでは至っていない。

筆者ら⁴⁾⁵⁾⁶⁾は、砕石蓄熱槽を有する空気集熱式太陽熱暖房システムについて、代表的な一日に集熱した太陽熱でその日の暖房負荷を賄うことのできるシステムを設計の目安とした簡易設計法の検討を行ってきた。その結果、集熱風量に応じた最適な砕石蓄熱槽容量とそのときの一日の蓄熱量の関係を近似的に表す関係式を示し、これらの関係式を

用いた簡易設計法を提案した。また、この簡易設計法により設計されたシステムの暖房期全体の長期シミュレーションによって、本簡易設計法により決まる蓄熱槽容量と集熱器面積、集熱時および放熱時の風量の容量バランスがおおむね妥当であることを確認した。

本論文(第1報)では、温度成層型蓄熱槽を有する水集熱方式の太陽熱暖房システムを対象として、蓄熱槽容量に関する同様の検討結果を示し、その簡易設計手法を提案する。なお、第2報では暖房期全体の長期シミュレーションによる本簡易設計法の検証を行う予定である。

2. 対象システム

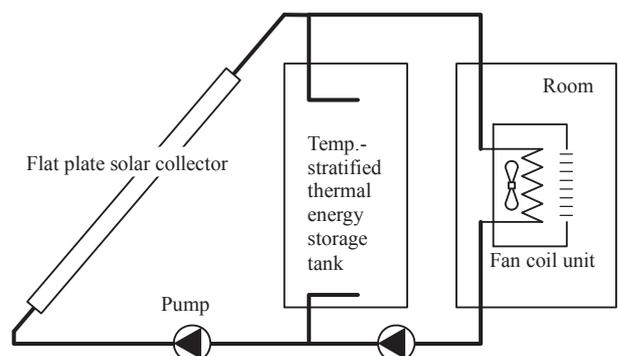


Fig. 1 Schematic diagram of solar heating system

図1 対象システムの概略図

*1 三重大学大学院工学研究科助教(〒514-8507 津市栗真町屋町1577) e-mail: kitano@arch.mie-u.ac.jp

*2 大阪大学大学院工学研究科教授

*3 三重大学大学院工学研究科技術専門員
(原稿受付：2012年8月27日)

Table 1 Calculation conditions
表1 計算条件

Location	Tokyo (lat. 35° N.)
Date	February 1
Weather	Fair weather
Atmospheric transmittance ⁵⁾	0.78
Solar constant ⁵⁾	1.37 kW/m ²
Ambient temperature	0 °C (constant)
Solar Collector	
Azimuth	0° (due south)
Tilt angle	45°
$F'K_{col}$ [W/m ² K]	5.16
$F'(\tau\alpha)_e$ [-]	0.80
Surface of absorber plate	Selective absorption membrane
Temperature-stratified thermal energy storage tank	
Water depth	2.0 m
Inlet / Outlet	Two horizontal circular pipes of 50mm diameter
Initial temperature	25 °C

対象としたシステムは、Fig. 1 に示した平板型集熱器、温度成層型蓄熱槽、ファンコイルユニット、室から構成される水集熱方式の太陽熱暖房システムであり、本研究では、集熱器面積、蓄熱槽容量、集熱流量、ファンコイルユニットの温水流量および風量を設計パラメータとみなし、これらの容量決定手法を提案する。

3. 蓄熱槽容量と蓄熱量の関係

3.1 数値シミュレーションのモデル

集熱・蓄熱特性の把握のため、集熱器のモデルと温度成層型蓄熱槽の槽内混合モデルを用いて数値計算を行った。このシミュレーションでは、集熱器以外の配管や蓄熱槽からの熱損失とポンプでの発熱や摩擦による熱取得は相殺されるものと仮定し、これらの影響は無視している。

(1) 集熱器 Hottel-Whillier の集熱器効率の一次の定義式^{1), 7)} (式(1)) と、集熱量と集熱面入射日射量の比で表される効率の式 (式(2)) を用いた。集熱用ポンプに変流量方式を想定しているため、集熱器の出口温度 $\theta_{col,v,o}$ が集熱器出口温度の制御目標値 (以下では集熱設定温度) $\theta_{col,v,set}$ に等しくなる集熱流量 $F_{c,v}$ を式(3)により求める。

$$\eta = F'(\tau\alpha)_e - F'K_{col} \frac{(\theta_{col,v,o} + \theta_{col,i})/2 - \theta_{amb}}{I_{col}} \quad (1)$$

$$\eta = \frac{q_{col}}{I_{col} A_{col}} = \frac{c_w \rho_w F_{c,v} (\theta_{col,v,o} - \theta_{col,i})}{I_{col} A_{col}} \quad (2)$$

$$F_{c,v} = \frac{F'(\tau\alpha)_e I_{col} - F'K_{col} \left(\frac{\theta_{col,v,set} + \theta_{col,i}}{2} - \theta_{amb} \right)}{c_w \rho_w (\theta_{col,v,set} - \theta_{col,i})} A_{col} \quad (3)$$

(2) 温度成層型蓄熱槽 温度成層型蓄熱槽の槽内温度分布の計算には、流入温度および流量が変動する条件にも適用できる槽内混合モデル⁸⁾を用いた。このモデルでは鉛直方向の移流と拡散による熱移動、および流入条件に応じた流入水と槽内水の混合を考慮している。このモデルを用いて蓄熱槽内の鉛直温度分布を求め、集熱器入口温度および

ファンコイルの温水入口温度となる蓄熱槽からの取水温度を求めた。

一日の蓄熱量(Q_c)は、集熱終了時の蓄熱槽内温度から、次式を用いて計算した。

$$Q_c = c_w \rho_w A_{st} \int_0^{H_w} (\theta_{st,s}|_{t=t_e} - \theta_o) dx \quad (4)$$

(3) 加熱コイル ファンコイルユニット内の加熱コイルのモデルとして、TRNSYS⁹⁾で使用されているモデルを用いることとした。温水出入口温度、空気出入口温度、温水流量と風量および交換熱量等の関係は式(5)から式(7)で表される。

$$\theta_{hvw,o} = \theta_{hvw,i} - \varepsilon \frac{c_{min}}{c_w \rho_w F_{hvw}} (\theta_{hvw,i} - \theta_{hwa,i}) \quad (5)$$

$$q_{ex} = \varepsilon c_{min} (\theta_{hvw,i} - \theta_{hwa,i}) \quad (6)$$

$$\varepsilon = \begin{cases} \frac{1 - \exp\left\{-\frac{UA_{hex}}{c_{min}} \left(1 - \frac{c_{min}}{c_{max}}\right)\right\}}{1 - \frac{c_{min}}{c_{max}} \exp\left\{-\frac{UA_{hex}}{c_{min}} \left(1 - \frac{c_{min}}{c_{max}}\right)\right\}} & (c_{min} \neq c_{max}) \\ \frac{UA_{hex}}{UA_{hex} + c_{min}} & (c_{min} = c_{max}) \end{cases} \quad (7)$$

ここで、 c_{min} と c_{max} はそれぞれ $c_a \rho_a F_{hwa}$ と $c_w \rho_w F_{hvw}$ のうち小さい方と大きい方の値である。

3.2 計算条件および計算方法

Table 1 に計算条件を示した。ここでは、気象条件として東京の2月1日の晴天日を例として検討している。集熱器の方位角を0° (真南)、傾斜角を45° とし、集熱時の外気温度は0 °C 一定とした。集熱器面への日射量は、Bouguer の直達日射量の式と Berlage の天空日射量の式による計算値を用いた⁷⁾。温度成層型蓄熱槽の水深は2 m とし、上部および下部の流入出口はそれぞれ2口の直径50 mmの円管とし、蓄熱槽の水面と槽底に接しているものとした。蓄熱槽内初期温度は、25 °C 一様としているが、これは、ファンコイルユニットからの還り温度を25 °C (室温+5 °C) と想定しているためである。

本論文で対象としている太陽熱暖房システムでは、定温度・変流量集熱を想定しているが、流量の制御範囲を次のように限定した。集熱用ポンプの最大流量は、集熱器入口温度が蓄熱槽初期温度に等しく、集熱器面への日射量が最大値となる条件の下で集熱温度が集熱設定温度となる流量であるとして、式(8)で定まる値とした。また、制御下限値はこの最大流量の30%とした。

$$F_{c,v,max} = \frac{F'(\tau\alpha)_e I_{col}|_{max} - F'K_{col} \left(\frac{\theta_{col,v,set} + \theta_o}{2} - \theta_{amb} \right)}{c_w \rho_w (\theta_{col,v,set} - \theta_o)} A_{col} \quad (8)$$

式(3)で求めた集熱流量が制御範囲外の場合には、式(3)の集熱流量を集熱流量の上限値または下限値として集熱器出口温度について整理した式(9)により集熱温度を求めた。

$$\theta_{col,v,o} = \left(c_w \rho_w \frac{F_{c,v,lim}}{A_{col}} + \frac{F'K}{2} \right) \left\{ \left(c_w \rho_w \frac{F_{c,v,lim}}{A_{col}} - \frac{F'K}{2} \right) \theta_{col,i} + F'(\tau\alpha)_e I_{col} + \theta_{amb} F'K \right\} \quad (9)$$

ここに $F_{c,v,lim}$ は集熱流量の上限値または下限値である。

集熱運転の条件は、集熱器入口温度が集熱設定温度よりも低く、式(9)で集熱流量($F_{c,v,lim}$)を0としたときに集熱器の出口温度が集熱設定温度($\theta_{col,v,set}$)よりも高くなる時とした。すなわち、集熱器面への日射量が式(10)を満たし、集熱器入口温度が集熱設定温度よりも低いときに集熱運転を行うこととした。

$$I_{col} > \frac{F'K_{col} \left(\frac{\theta_{col,v,set} + \theta_{col,in}}{2} - \theta_{amb} \right)}{F'(\tau\alpha)_e} \quad (10)$$

3.3 蓄熱槽容量と蓄熱量の関係

Fig. 2 は集熱器単位面積あたりの一日の蓄熱量の計算結果であり、集熱器単位面積あたりの蓄熱槽容量との関係を集熱設定温度毎に示している。この図は集熱器面積が 20 m^2 の場合の結果であるが、集熱器面積が異なる場合であってもほぼ同様の結果が得られる。一般に、蓄熱槽容量が大きくなるほど槽出口温度(=集熱器入口温度)が上昇し難くなるため、平均集熱効率が高くなり蓄熱量が増大するが、槽出口温度は槽内初期温度以下にはならないので、集熱器への入口温度が常に槽内初期温度である場合の積算集熱量以上には増大しない。この蓄熱量を以下では限界蓄熱量と呼ぶ。また、集熱温度が低いほど蓄熱密度は低くなるが、集熱効率が高くなるため、この限界蓄熱量は増大することになる。

Fig. 3 には、集熱設定温度が $50 \text{ }^\circ\text{C}$ の場合について、集熱器の出入口温度および集熱流量と蓄熱槽内温度分布を示している。この図から、集熱器単位面積あたりの蓄熱槽容量が $0.08 \text{ m}^3/\text{m}^2$ の場合は、集熱器入口温度(蓄熱槽下部出口温度)の上昇が早く、日射量が十分に大きいかもかわらず集熱が早く終了することから、蓄熱槽容量不足であると言える。また蓄熱槽容量が $0.20 \text{ m}^3/\text{m}^2$ の場合には、蓄熱槽下部の温度が初期温度にほぼ等しく、蓄熱槽が過大であることが分かる。一方、蓄熱槽容量が $0.12 \text{ m}^3/\text{m}^2$ の場合には、一日の蓄熱量は Fig. 2 から上述の限界蓄熱量にほぼ等しく、また Fig. 3 の右図から蓄熱槽全体の温度が集熱温度でほぼ一様であることから、この蓄熱槽容量は限界蓄熱量を蓄熱するのに必要十分であると言える。

シミュレーション結果から、本論文では、限界蓄熱量をほぼ蓄熱できる最小の蓄熱槽容量を容量効率の観点から見た最適蓄熱槽容量と定義する。

4. 簡易設計法

4.1 最適蓄熱槽容量

Fig. 2 に示した蓄熱槽容量と蓄熱量の関係を表す特性曲

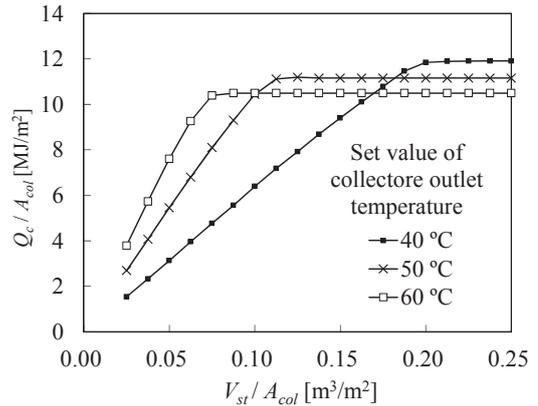


Fig. 2 Stored heat per unit collector area in the day
図2 集熱器単位面積あたりの一日の蓄熱量

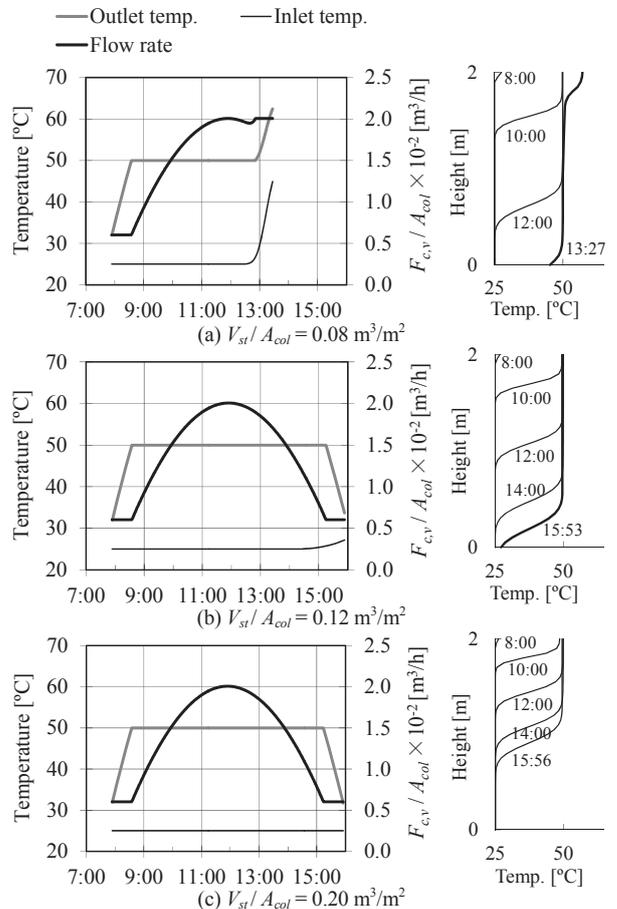


Fig. 3 Variation in collector inlet and outlet temperatures and flow rate and temperature distribution in the thermal storage tank

図3 集熱器出入口温度と流量と蓄熱槽内温度分布

線は、最適蓄熱槽容量付近を境に二つの部分に分けることができる。蓄熱槽容量の増加に伴って蓄熱量が増大する部分と蓄熱槽容量に関わらず蓄熱量が一定の値となる部分である。ここでは、最適蓄熱槽容量を近似的に求めるため、以下に示す蓄熱量についての二つの関係式を導出した。両式の導出にあたって、集熱流量に制限は無く、集熱している間は集熱器出口温度が集熱設定温度に等しいと仮定した。これら二つのモデル式の連立解として集熱設定温度と最適

蓄熱槽容量の関係とそのときの蓄熱量を得るための理論的な検討を行う。

(1) 槽容量が最適蓄熱槽容量よりも十分に大きい場合の蓄熱量 蓄熱槽容量が最適蓄熱槽容量よりも十分に大きい場合には、集熱時は集熱器入口温度が常に槽内初期温度に等しいと仮定でき、集熱器面への日射量が式(11)を満たす間 ($t_s \sim t_{ve}$) は集熱できる。このとき一日の蓄熱量は集熱量に等しく、式(12)で表すことができる。式(12)の集熱流量 $F_{c,v}$ に式(3)を代入した式(13)は、集熱器の特性と集熱設定温度に応じた限界蓄熱量を近似的に表す式である。

$$I_{col} > \frac{F'K \left(\frac{\theta_{col,v,set} + \theta_0}{2} - \theta_{amb} \right)}{F'(\tau\alpha)_e} \quad (11)$$

$$Q_c = c_w \rho_w (\theta_{col,v,set} - \theta_0) \int_{t_s}^{t_{ve}} F_{c,v} dt \quad (12)$$

$$\frac{Q_c}{A_{col}} = F'(\tau\alpha)_e \int_{t_s}^{t_{ve}} I_{col} dt - F'K \left(\frac{\theta_{col,v,set} + \theta_{col,i}}{2} - \theta_{amb} \right) (t_{ve} - t_s) \quad (13)$$

(2) 槽容量が最適蓄熱槽容量よりも十分に小さい場合の蓄熱量 一方、蓄熱槽容量が最適蓄熱槽容量よりも十分小さい場合は、Fig. 3(a)に示したように、蓄熱槽下部の水温が集熱終了前に上昇して、集熱器入口温度が上昇し、集熱器出口温度を集熱設定温度に制御するために集熱流量が増大する。理論的には、集熱器入口温度が集熱設定温度に等しくなるときに集熱流量は無限大の値となり、集熱終了時に蓄熱槽内が一様に集熱設定温度になると考えられる。このときの蓄熱量は蓄熱槽の熱容量と蓄熱開始時と終了時の温度差から次式で求められる。

$$Q_c = c_w \rho_w (\theta_{col,v,set} - \theta_0) V_{st} \quad (14)$$

Fig. 4 には、シミュレーションによる蓄熱槽容量と一日の蓄熱量の関係および式(13)と式(14)の計算結果を示した。蓄熱槽容量が最適蓄熱槽容量よりも大きい条件では、シミュレーション結果の蓄熱量が式(13)の値よりも若干大きい。式(13)と式(14)の交点として、それぞれの集熱温度での限界蓄熱量と容量効率の点で最適な蓄熱槽容量を近似的に得られることが分かる。

(3) 最適蓄熱槽容量の近似式 さらに、式(13)と式(14)の交点として近似的に得られる最適蓄熱槽容量は、両式から一日の蓄熱量 Q_c を消去して、蓄熱槽容量 V_{st} を最適蓄熱槽容量 V_{opt} とした次式で表される。

$$V_{opt} = \int_{t_{start}}^{t_{end}} F_{c,v} dt \quad (15)$$

この式では、最適蓄熱槽容量は集熱時の積算流入水量に等しい槽容量であることを表している。

集熱器の特性や集熱設定温度、外気温度等の設計条件と集熱器単位面積あたりの容量効率の点で最適な蓄熱槽容量の関係は、式(15)の集熱流量 $F_{c,v}$ に式(3)を代入した式(16)

で表すことができる。

$$V_{opt} = \frac{Q_c}{c_w \rho_w (\theta_{col,v,set} - \theta_0)} \quad (16)$$

Fig. 5 には最適蓄熱槽容量の式(16)による近似解とそのときの一日の蓄熱量を示している。

4.2 簡易設計手法

容量効率の点で最適な蓄熱槽容量と一日の蓄熱量を近似的に求めることのできる関係式を用いた、太陽熱暖房システムの簡易設計手法を提案する。

ここでは、一日の蓄熱量を暖房時にすべて放熱できると仮定した場合の集熱器面積、蓄熱槽容量、集熱流量および放熱時の温水流量と風量の算定法を示す。以下ではこの一日の蓄熱量を蓄熱容量と呼ぶこととする。なお、太陽熱暖房システムの主要な設計パラメータである集熱設定温度は、その値が低いほど集熱効率が高くなり集熱器面積を低減できるが、一方で蓄熱密度は低くなるため蓄熱槽容量が増大し、ファンやポンプ動力が増大することになる。したがって、本研究では集熱設定温度は設計者が建物側の制約や経済的な観点から決定するものとし、設計条件として与えられるものとする。

(1) 集熱器面積 式(13)中の一日の蓄熱量 Q_c を蓄熱容量

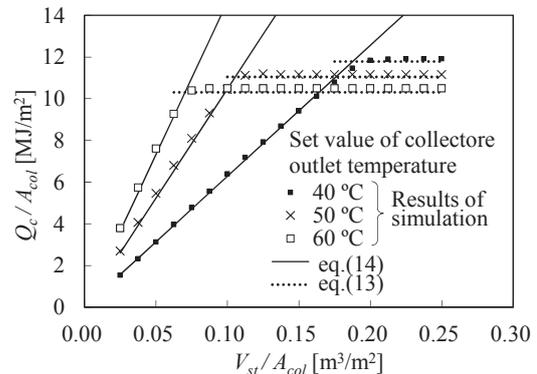


Fig. 4 Comparison results among Eq. (13), Eq. (14) and numerical simulation

図4 シミュレーションによる蓄熱槽容量と一日の蓄熱量の関係および式(13)と式(14)

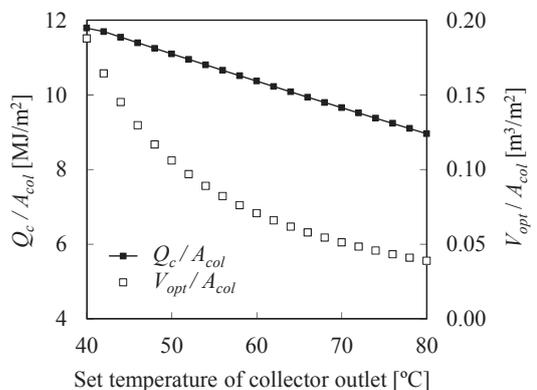


Fig. 5 Optimum volume of thermal energy storage tank calculated by Eq. 16 and heat storage quantity in the day

図5 最適蓄熱槽容量の式(16)による近似解とそのときの一日の蓄熱量

Q_s に置き換え、蓄熱槽内初期温度 θ_0 を加熱コイルの温水出口温度 $\theta_{hww,o,dc}$ に等しいとして置き換えて、集熱器面積 A_{col} について表すと式(17)となる。この式(17)を用いて集熱器面積 A_{col} を求める。集熱可能な時間 $t_{Ve} - t_s$ は集熱器面日射量が式(11)の蓄熱槽内初期温度 θ_0 を加熱コイルの温水出口温度 $\theta_{hww,o,dc}$ に置き換えた式(18)の不等式を満たす時間であり、集熱可能な時間の積算日射量は、その間の集熱器面日射量の積算値として求めることができる。

$$A_{col} = Q_s / \left\{ F'(\tau\alpha)_e \int_{t_s}^{t_{Ve}} I_{col} dt - \left(\frac{\theta_{col,v,set} + \theta_{hww,o,dc}}{2} - \theta_{amb} \right) F'K(t_e - t_s) \right\} \quad (17)$$

$$I_{col} > \frac{F'K \left(\frac{\theta_{col,v,set} + \theta_{hww,o,dc}}{2} - \theta_{amb} \right)}{F'(\tau\alpha)_e} \quad (18)$$

(2) 集熱流量の制御上限値 集熱流量の制御上限値 $F_{c,v,max}$ は、集熱器入口温度が加熱コイル温水出口温度（初期槽内温度）に等しく、設計条件とした日の集熱器面日射量が最大値 $I_{col,max}$ であるときに、集熱器出口温度が集熱設定温度に等しくなる流量とした式(19)により求めることとした。

$$F_{c,v,max} = \frac{1}{c_w \rho_w (\theta_{col,v,set} - \theta_{hww,o,dc})} \times \left\{ F'(\tau\alpha)_e I_{col,max} A_{col} - F'K \left(\frac{\theta_{col,v,set} + \theta_{hww,o,dc}}{2} - \theta_{amb} \right) A_{col} \right\} \quad (19)$$

(3) 蓄熱槽容量 温度成層型蓄熱槽の容量は、式(16)の蓄熱槽内初期温度 θ_0 を加熱コイルの温水出口温度 $\theta_{hww,o,dc}$ に置き換えた式(20)により算出する。

$$V_{opt} = \frac{Q_s}{c_w \rho_w (\theta_{col,v,set} - \theta_{hww,o,dc})} \quad (20)$$

(4) 加熱コイル 本研究では、集熱設定温度と室温、暖房負荷の最大値を設計条件（Table 2）とし、加熱コイルの熱通過係数、温水流量および風量の制御上限値を設計することとし、温水配管の設計と配管やダクト等での圧力損失の計算は別途行われるものとした。

以上の条件から、加熱コイルを通過する風量の制御上限値は、コイル出入口空気温度の設計条件の下で暖房負荷の最大値を処理できる風量であるとして式(21)を用いて求める。同様に温水流量の制御上限値はコイル出入口水温から式(22)で求める。加熱コイルの熱交換効率 ε は、式(6)を熱交換効率について表した式(23)を用いて求め、式(7)を熱通過係数 UA_{hex} について表した式(24)により熱通過係数を求めることとした。

$$F_{hwa,v,max} = \frac{q_{h,max}}{c_a \rho_a (\theta_{hwa,o,dc} - \theta_{hwa,i})} \quad (21)$$

Table 2 Design conditions of heating coil

表2 加熱コイルの設計条件

Inlet water temperature $\theta_{hww,i,dc}$	Preset temperature of collector outlet $\theta_{col,set}$
outlet water temperature $\theta_{hww,o,dc}$	Control temperature of room + 5 °C
Inlet air temperature $\theta_{hwa,i}$	Control temperature of room
outlet air temperature $\theta_{hwa,o,dc}$	$\theta_{hww,i,dc} - 10$ °C
Exchanger heat duty q_{ex}	Maximum heating load $q_{h,max}$

Table 3 Calculation conditions

表3 計算条件

Thermal storage capacity (Q_s)	100, 200, 400 MJ
Heating load	Constant load for 6 hours = Q_s (J) / (6 hrs × 3600)
Control temperature of room	18, 20, 22 °C
Ambient temperature	0, 5, 10 °C
Water depth in storage tank	1, 2, 4 m
Initial dimensionless depth of mixed region R_{m0} (注)	0.1, 0.06, 0.018
Type of solar collector	Type A, Type B, Type C (Table 4)
Solar radiation on collector surface	Solar radiation of 1 and 0.7 times of the value under the condition of Table 1
Set temperature of collector outlet	40, 50, 60 °C

Table 4 Specifications of solar collectors

表4 集熱器の仕様

Type of solar collector	Type A	Type B	Type C
$F'K$ [W/(m ² K)]	3.98	5.16	6.56
$F'(\tau\alpha)_e$ [-]	0.82	0.80	0.85
Absorber plate coating	Selective absorption membrane	Selective absorption membrane	Black painting
Convective heat loss reduction	FEP film	-	-

$$F_{hww,v,max} = \frac{q_{h,max}}{c_w \rho_w (\theta_{hww,i,dc} - \theta_{hww,o,dc})} \quad (22)$$

$$\varepsilon = \frac{q_{h,max}}{c_{min} (\theta_{hww,i,dc} - \theta_{hwa,i})} \quad (23)$$

$$\left\{ \begin{aligned} UA_{hex} &= -\frac{c_{max} c_{min}}{c_{max} - c_{min}} \ln \left(\frac{1 - \varepsilon}{1 - \varepsilon \frac{c_{min}}{c_{max}}} \right) & (c_{min} \neq c_{max}) \\ UA_{hex} &= c_{min} \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} & (c_{min} = c_{max}) \end{aligned} \right. \quad (24)$$

5. 蓄熱容量の補正

蓄熱容量が日積算暖房負荷に等しいとして、前述の機器容量の算定法に従って設計したシステムでは、蓄熱槽内で流入水と槽内水の混合があるため、混合がない理想的な集熱・蓄熱を想定した場合の蓄熱量（蓄熱容量）を得ることはできないし、放熱時間帯のすべての負荷を処理して、槽内が加熱コイルの温水出口温度で一樣温度となることもないと考えられる。したがって、蓄熱容量が日積算暖房負荷

に等しいとして設計したシステムでは、想定している暖房負荷を全て賄うことができないと考えられる。そこで、設計条件とする暖房負荷を全て賄うことのできる太陽熱暖房システムを設計するために、システムの規模補正について検討する。

ここでは、4.2 で示した設計法により設計したシステムについて、蓄熱および放熱の繰返し運転のシミュレーションを行い、周期的定常状態における日積算放熱量を求め、蓄熱容量と日積算放熱量の関係を明らかにする。蓄熱容量に対する一日の積算放熱量の比は、暖房負荷をすべて処理できる太陽熱暖房システムの蓄熱容量と日積算暖房負荷の比を近似的に表すことになるので、この比を規模補正係数と呼ぶこととし、各種設計条件を説明変数とした回帰式によって規模補正係数を近似的に求めるための検討を行う。

5.1 計算条件

設定室温や外気温度、蓄熱槽の形状、集熱器の特性等の設計条件が、規模補正係数へ与える影響について検討を行う。ここでは、Table 3 に示した条件の全ての組み合わせについて蓄熱・放熱繰返し運転のシミュレーションを行い、ほぼ周期的定常状態となった一日間の計算結果から規模補正係数（蓄熱容量に対する日積算放熱量の比）を求めた。Table 3 中の性能の異なる3種類の集熱器¹⁰⁾についてはTable 4 にその仕様と効率特性を示した。ここでは、暖房負荷は一定値であるとし、日積算暖房負荷は蓄熱容量に等しいとしている。暖房負荷のパターンが日積算放熱量に与える影響は小さくはないが、暖房負荷が一定値である場合には、その他の負荷パターンに比べ規模補正係数は相対的に小さい値となる⁶⁾。したがって、ここでの検討結果を用いれば安全側の設計となると考え、暖房負荷が一定値である場合について検討する。

Table 5 には集熱側システムの機器容量を示した。

Fig. 6 には、規模補正係数 R_{vw} と集熱設定温度の関係を示している。この図から、規模補正係数はほぼ 1.0 に近い値であり、集熱設定温度が高いほど、規模補正係数の値は小さくなる傾向にあることが分かる。また、規模補正係数の値が定性的に低くなる条件は、(1) 集熱設定温度が高い、(2) 集熱器の熱損失係数が大きい、(3) 集熱器の日射吸収率が小さい、(4) 日射量が小さい、(5) 蓄熱槽の水深が浅い、(6) 蓄熱槽の R_{m0} の値^{注)}が大きい等である。

規模補正係数についての回帰式の関数形を式(25)と定めた。この式の3つの係数は修正パウエル法¹¹⁾を用いて同定し、 $p_{vw1}=0.988$ 、 $p_{vw2}=-5.01 \times 10^{-4}$ 、 $p_{vw3}=24.0$ を得た。

$$R_{vw} = p_{vw1} + p_{vw2} H_{st}^{-0.5} \frac{F'K(\theta_{col,v,set} - \theta_{amb})}{F'(\tau\alpha)_e I_{col,ave}} \times (\theta_{col,v,set} - \theta_{hvw,o,dc} + p_{vw3}) \left(\frac{1}{1-R_{m0}} \right)^2 \quad (25)$$

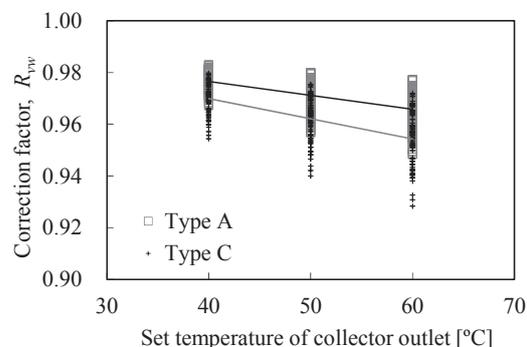
Fig. 7 には、式(25)による規模補正係数の近似解とシミュレーションによる精算解との関係を示している。この結果から、Table 3 に示した設計条件の範囲内では、式(25)によ

Table 5 Components capacity of solar heating system to be simulated

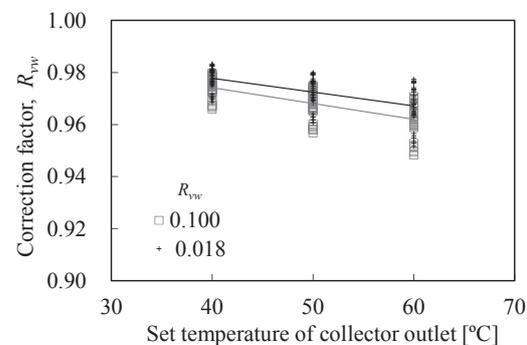
表5 システムの機器容量

	Set temperature of collector outlet [°C]		
	40	50	60
Solar collector area [m ²]	8.5	9.0	9.7
Volume of thermal energy storage tank [m ³]	1.59	0.96	0.68
Upper limit of solar collector flow rate [m ³ /h]	0.295	0.180	0.132
Heating coil			
Upper limit of hot water flow rate [m ³ /h]	0.265	0.159	0.114
Upper limit of air flow rate [m ³ /h]	1,382	691	461
Overall heat transfer coefficient [W/K]	642	642	642
Heating load [kW]	4.63		

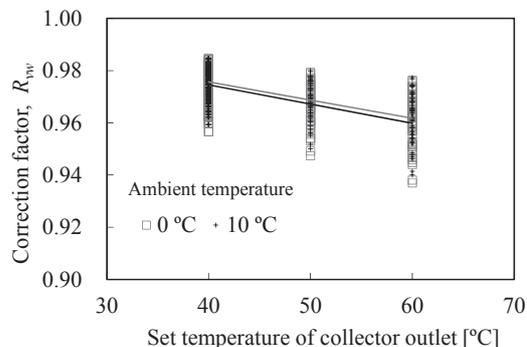
These values are under the condition of thermal storage capacity: 100MJ, ambient temperature: 0°C, control temperature of room: 20°C, solar radiation on collector surface: Table 1, type of solar collector: Type B



(a) Effect of solar collector characteristic (Heat storage capacity : 200MJ, Ambient temperature : 0 °C)



(b) Effect of initial dimensionless depth of mixed region, R_{m0} (Heat storage capacity : 200MJ, Solar collector : Type B)



(c) Effect of ambient temperature (Heat storage capacity : 200MJ, Solar collector : Type B)

Fig.6 Relationship between correction factor and set temperature of collector outlet
図6 集熱設定温度と規模補正係数 R_{vw} の関係

り±0.7%以内の誤差で規模補正係数 R_{vw} を予測できることがわかる。

式(25)で表される規模補正係数を用いることで、太陽熱暖房システムの機器容量算定の際に用いる蓄熱容量 Q_s を式(26)により近似的に求めることができる。また、この補正は暖房負荷が $1/R_{vw}$ 倍になることに相当するので、加熱コイルでの設計条件下での交換熱量を $1/R_{vw}$ 倍の値に補正する必要があり、加熱コイルの風量と温水流量の制御上限値は、それぞれ式(21)と式(22)を $1/R_{vw}$ 倍した式(27)と式(28)から求めることになる。また、熱通過係数は式(25)から求めるが、式中の ε は、式(23)を $1/R_{vw}$ 倍とした式(29)により求めることになる。

$$Q_s = \frac{Q_h}{R_{vw}} \quad (26)$$

$$F_{hwa,v,max} = \frac{1}{R_{vw}} \frac{q_{h,max}}{c_a \rho_a (\theta_{hwa,o,dc} - \theta_{hwa,i})} \quad (27)$$

$$F_{hww,v,max} = \frac{1}{R_{vw}} \frac{q_{h,max}}{c_w \rho_w (\theta_{hww,i,dc} - \theta_{hww,o,dc})} \quad (28)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{R_{vw}} \frac{q_{h,max}}{c_{min} (\theta_{hww,i,dc} - \theta_{hwa,i})} \quad (29)$$

5.2 簡易設計法のまとめ

規模補正を考慮した簡易設計法を Table 6 にまとめる。本簡易設計法により、設計条件（暖房負荷、集熱器の特性、蓄熱槽の水深、集熱器面日射量、集熱設定温度、集熱時平均外気温度、加熱コイルの温水および空気の入出口温度）から、集熱器面積、蓄熱槽容量、集熱流量の制御上限値および加熱コイルの温水流量と風量の制御上限値および熱通過係数を求めることができる。

本簡易設計法の設計手順を以下に示す。

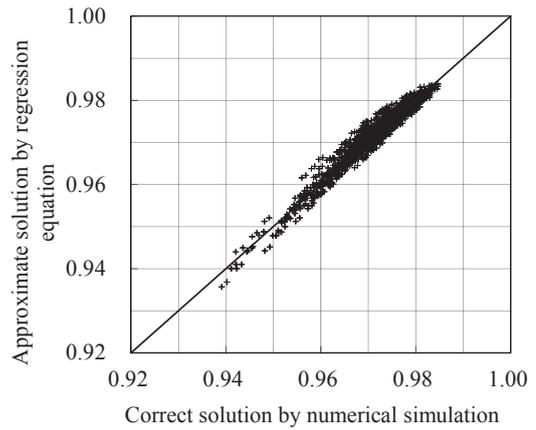


Fig.7 Correction factor, R_{vw}

図7 規模補正係数 R_{vw} の式(25)による近似解とシミュレーションによる精算解の比較

- ① 太陽熱暖房システムの規模補正係数を、加熱コイル温水出口温度の設定値、蓄熱槽水深、集熱器特性等から、式(25)を用いて求める。
- ② 集熱可能な時間を、集熱器の特性、任意の時刻の集熱器面日射量、集熱設定温度、集熱時の平均外気温度の設計条件から式(18)を用いて求め、③で集熱器面積を求めるときに必要なその間の積算日射量を求める。
- ③ 集熱器面積を、集熱可能な時間、規模補正係数、集熱時の集熱器面の積算日射量等の条件から、式(17)と式(26)により求める。
- ④ 蓄熱槽容量を、規模補正係数、加熱コイルの出口水温、集熱設定温度等の設計条件から式(20)と式(26)により求める。
- ⑤ 集熱流量の制御上限値は、集熱器面積、集熱器の特性、集熱器面日射量の最大値、集熱設定温度、集熱時平均

Table 6 Summary of simplified design method for solar heating system

表6 太陽熱暖房システムの簡易設計法（変流量水集熱方式）

		Heat transfer coefficient of heating coil, UA_{hex}							
Upper control limit of hot water flow rate of heating coil, $F_{hww,v,max}$								○	
Upper control limit of air flow rate of heating coil, $F_{hwa,v,max}$								○	
Upper control limit of flow rate of solar collector, $F_{c,v,max}$									
Volume of thermal energy storage tank, V_{opt}									
Solar collector area, A_{col}								○	
Design conditions	Duration of solar heat collection in the day, $t_{re}-t_s$							○	
	Correction factor, R_{vw}							○	
	Heating load							○	
	Depth of thermal energy storage tank	○							
	Characteristics of solar collector	○	○	○					
	Solar radiation on solar collector	○ ^{*4}	○ ^{*2}	○ ^{*3}				○ ^{*1}	
	Set temperature of collector outlet	○	○	○	○				
	Initial dimensionless depth of mixed region R_{m0}	○							
	Mean ambient temp. during heat collection	○	○	○					
	Inlet hot water temp. (=set temp. collector outlet)							○	
Outlet hot water temp. (=room temp. - 5)	○	○	○	○			○		
Inlet air temp. (=room temp.)							○		
Outlet air temp. (=inlet hot water temp. - 10)							○		
Equations used to calculate		(25)	(18)	(17) (26)	(20) (28)	(19)	(27)	(28)	(24) (26) (29)

○: needed design condition

Note *1: maximum value (W/m²), *2: instantaneous value (W/m²), *3: integrated value during heat collection (J), *4: mean during heat collection (W/m²)

外気温度等の設計条件から式(19)により求める。

- ⑥ 加熱コイルの風量および温水流量の制御上限値は、それぞれのコイル出入口温度と最大暖房負荷から、式(27)と式(28)により求め、加熱コイルの熱通過係数は、加熱コイルの流量と温水流量、規模補正係数、最大暖房負荷、加熱コイルの入口空気温度および温水入口温度から式(24)、式(26)および式(29)を用いて求めることができる。

6. まとめ

水集熱式太陽熱暖房システムについて、合理的な最適設計のための簡易設計法について検討を行った。

最初に蓄熱のシミュレーションを行い、その結果から集熱設定温度に応じた限界の蓄熱量をほぼ蓄熱できる最小の蓄熱槽容量を最適蓄熱槽容量であると定義し、理論的検討からこの最適蓄熱槽容量を近似的に求める方法を示し、設計条件と暖房負荷に見合ったシステムの蓄熱容量から、集熱器面積と蓄熱槽容量を求めるための関係式を示した。

次に、この関係式を利用した簡易設計法を提案し、これにより決定した設計値を用いて、蓄熱・放熱の繰返し運転のシミュレーションを行い、本簡易設計法の適用範囲について検討を行った。その結果、設計条件を説明変数とした回帰式をシステムの蓄熱容量の補正式として使用することで、現実的な設計条件の範囲内では十分適切な設計ができることを確認した。

記号

A_{col}	: 集熱器集熱面積	[m ²]
A_{st}	: 蓄熱槽の断面積	[m ²]
c	: 比熱(定圧比熱)	[J/(kg K)]
$F_{c,v}$: 集熱流量	[m ³ /s]
$F_{c,v,lim}$: 集熱流量の制御下限値または上限値	[m ³ /s]
$F_{c,v,max}$: 集熱流量の上限値	[m ³ /s]
F_{hwa}	: 加熱コイルの風量	[m ³ /s]
F_{hvw}	: 加熱コイルの温水流量	[m ³ /s]
F'	: 集熱器効率因子	[-]
H_{st}	: 蓄熱槽の高さ	[m]
I_{col}	: 集熱器に入射する日射量	[W/m ²]
$I_{col,ave}$: 集熱器に入射する平均日射量	[W/m ²]
K_{col}	: 集熱器の熱損失係数	[W/(m ² K)]
t_s, t_e	: 集熱開始時刻, 終了時刻	[s]
q_{col}	: 集熱器での集熱量	[W]
q_{ex}	: 加熱コイルでの交換熱量	[W]
q_h	: 暖房負荷	[W]
Q_c	: 一日の蓄熱量	[J]
Q_s	: 蓄熱容量	[J]
Q_h	: 日積算暖房負荷	[J]
R_{sol}	: 日積算暖房負荷に占める太陽熱暖房システムからの積算放熱量の割合(充足率)	[-]
UA_{hex}	: 加熱コイルの熱通過係数	[W/K]
V_{opt}	: 最適蓄熱槽容量	[m ³]
V_{st}	: 蓄熱槽容量	[m ³]
ε	: 加熱コイルの熱通過有効度	[-]
η	: 集熱器効率	[-]
θ_{amb}	: 集熱器周囲温度(集熱時)(外気温度)	[°C]
$\theta_{col,in}$: 集熱器入口温度	[°C]
$\theta_{col,vsr}$: 集熱器出口設定温度	[°C]

$\theta_{col,vo}$: 集熱器出口温度	[°C]
$\theta_{hvw,o}$: 加熱コイルの出口温水温度	[°C]
$\theta_{hvw,i}$: 加熱コイルの入口温水温度	[°C]
$\theta_{hwa,i}$: 加熱コイルの入口空気温度	[°C]
$\theta_{hwa,o}$: 加熱コイルの出口空気温度	[°C]
θ_o	: 蓄熱槽の初期温度	[°C]
ρ	: 密度	[kg/m ³]
$(\tau\alpha)_e$: 集熱器の日射吸収率	[-]

添え字 a: 空気, w: 水

参考文献

- 1) Duffie A.J. and Beckman W.A : Solar engineering of thermal processes, John Wiley & Sons, pp.655-672, 2006
- 2) S.A. Kalogirou : Optimization of solar systems using artificial neural-networks and genetic algorithms, Applied Energy, 77(4), pp. 383-405, 2004
- 3) G.N. Kulkarni, S.B. Kedare, S. Bandyopadhyay : Determination of design space and optimization of solar water heating systems, Solar Energy, 81, pp. 958-968, 2007
- 4) 北野博亮, 相良和伸 : 空気集熱式太陽熱暖房システムの最適蓄熱槽容量に関する理論的検討, 日本建築学会計画系論文集, 第 532 号, pp.29-35, 2000.6
- 5) 北野博亮, 相良和伸 : 空気集熱式太陽熱暖房システムの簡易設計法に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, 第 582 号, pp.45-52, 2004.8
- 6) 北野博亮, 相良和伸 : シミュレーションによる空気集熱式太陽熱暖房システムの簡易設計法の検証, 太陽エネルギー学会誌, Vol.31, No.4, pp.37-47, 2005.7
- 7) 松尾陽, 他 17 名, 日本太陽エネルギー学会, 新太陽エネルギーハンドブック, 初版, pp.1~42, 141, 142, 2000
- 8) 北野博亮, 岩田剛, 相良和伸 : 温度成層型蓄熱槽の変動入力条件に対応した槽内混合モデルに関する研究, 空気調和・衛生工学会論文集, No.96, pp.31-40, 2005.1
- 9) TRNSYS The Transient System Simulation Program Reference manual, Vol.1, pp.(4.7.1-1)-(4.7.1-3), 1996
- 10) 田中俊六, 鈴木定彦, 黒木恵, 和気隆 : 屋根一体形太陽熱・大気放射冷却装置に関する研究 その 4 各種空気集熱器の実験, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.569~570, 1982
- 11) 嘉納秀明 : システムの最適理論と最適化, コロナ社, 1987

注

初期混合域無次元深さ⁸⁾は次の実験式により求まる値であり、入口アルキメデス数 Ar_{in} 、槽水深等に依存する。

$$R_{m0} = 0.8 Ar_{in}^{-0.5} d_0 / L$$

$$Ar_{in} = g d_0 \frac{\Delta\rho}{\rho_{w,st,0} u_{st,in}^2}$$

ここで、 Ar_{in} : 入口アルキメデス数, d_0 : 流入口径[m], L : 水深[m], g : 重力加速度[m/s²], $u_{st,in}$: 流入流速[m/s], $\Delta\rho$: 流入水と槽内水の密度差[kg/m³], $\rho_{w,st,0}$: 初期槽内水密度[kg/m³]である。