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

THEORETICAL APPROACH TO OPTIMUM VOLUME OF ROCK BED
FOR AIR-BASED SOLAR HEATING SYSTEM

北野 博亮*, 相良 和伸**

Hiroaki KITANO and Kazunobu SAGARA

A theoretical approach to the optimum volume of rock bed and its charged thermal energy for an air-based solar heating system in charging mode is presented. The following results are obtained :

- (1) As a result of system simulations, the charged thermal energy increases generally along with the increasing of rock bed volume, and the charged thermal energy has an upper limit corresponding to air flow rate. The minimum volume of rock bed which can be charged until almost upper limit is regarded as the optimum volume.
- (2) The relationship between the optimum volume of rock bed and the air flow rate is approximately obtained as a solution of simultaneous equations for two models on the assumption of infinite flow rate or infinite rock bed volume, and this numerical solution is found to be linear approximately. It is found that the linear approximation model derived from these two models agrees well with the solution of simultaneous equations.

Keywords : solar energy, heating, thermal storage, rock bed, optimum volume
太陽エネルギー, 暖房, 蓄熱, 碎石蓄熱槽, 最適容量

1. はじめに

わが国の太平洋側地域では, 冬季の雲量は他の季節に比べ少なく, 例えば東京では平均5~6程度であり, 比較的日射量が多い¹⁾。一方で, 冬季に暖房・給湯用に利用されるエネルギーは, 住宅で消費されるエネルギーの約3分の2を占めることから, 太陽熱暖房には適当な環境にあるといえる。しかしながら, 冬季の暖房エネルギーを太陽熱で賄ったとしても, 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必ずしも容易ではない。このため, 太陽熱暖房システムの最適設計は非常に重要となるが, 住宅設計に携わる小規模な設計事務所では対応が難しいのが現状である。

太陽熱暖房システムの設計手法としては, シミュレーションによる方法やf-chart法等が提案されている²⁾。f-chart法は, 数多くのシミュレーションの結果を整理したもので, 設計パラメータであるコレクター面積, コレクターの種類, 蓄熱槽の容量, 熱媒の流量, 熱負荷等を設定すれば, 月毎の太陽熱依存率等が計算できるものである。f-chart法およびシミュレーションによる方法では, 詳細な検討が可能ではあるが, 設計パラメータの最適な組み合わせを得るためには, 多くの設計パラメータの組み合わせについて, 試行錯誤により検討する必要がある, 作業は煩雑である。

本研究では, 碎石蓄熱層を有する空気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な設計手法の開発を目的とし, 蓄熱過程を対象とした場合の風量と最適蓄熱槽容量の関係, およびそのときの蓄熱量について, 理論的検討を行った。

2. 対象システムと設定条件

対象としたシステムは, その概略を図1に示したような, 平板型コレクター, 碎石蓄熱槽, ファンから構成される空気集熱式太陽熱暖房システムの集熱システム部分である。基本的な設定条件を表1に示した。ここでは, 暖房期間全体の太陽熱依存率とコストのバランスから, 最も寒い時期の晴天日の日射量でその日の負荷が賄える程度のシステムがシステムの規模として適当であるという仮定に基づき, 気象条件として東京の真冬(2月1日)の晴天日を例として検討している。なお, コレクターの方位角を0°(真南), 外気温度は0°Cで終日一定と仮定した。コレクター面への日射量は, Bouguerの直達日射量の式とBerlageの天空日射量の式から計算される値を用いた³⁾。碎石蓄熱槽は, 熱媒空気の流れ方向が鉛直方向となるよ

図1 システムの概略図

* 三重大学工学部建築学科 助手・修士(工学)

** 三重大学工学部建築学科 教授・工博

Research Assoc., Dept. of Architecture, Faculty of Engineering, Mie University, M. Eng.
Prof., Dept. of Architecture, Faculty of Engineering, Mie University, Dr. Eng.

表1 設定条件

設置位置	東京(北緯 35.4° 東経 139.5°)
設定日	2月1日
天候	快晴
大気透過率 ⁹⁾	0.78 [-]
太陽定数 ⁹⁾	1.37 [kW/m ²]
外気温 ⁹⁾	0 [°C] (当日一定)
コレクター	
方位角	0° (真南向き)
傾斜角	45°
ファン	
制御方式	二位制御
蓄熱槽	
形状	1:1.2(除塵空気流れ方向)
碎石の容積比 ⁹⁾	1.92 [MJ/(m ³ ·K)]
空隙率	0.38 [m ³ /m ³]
初期温度	20 [°C]

表2 コレクターの特性と仕様

	コレクターA	コレクターB	コレクターC
FK_{col} [W/(m ² ·K)]	3.37	5.42	7.44
$F'(\tau\alpha)_e$ [-]	0.76	0.68	0.65
集熱板	銅板吸収面	黒色塗板	黒色塗板
集熱方式	表面集熱	表面集熱	表面集熱

うに設置し、形状は水平断面が正方形の直方体で、高さは水平断面の辺の二倍とした。蓄熱槽内初期温度は、20°C 同様としているが、これは暖房時に放熱が完了した時点で、槽内が暖房設定温度付近となっているとしているためである。

3. シミュレーションによる蓄熱槽容積と蓄熱量の関係

3.1 シミュレーションのモデル

集熱・蓄熱特性の把握のため、コレクターのモデルと碎石蓄熱槽の伝熱モデルを用いて数値計算を行った。なお、コレクター以外での熱損失とファン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。

[コレクター]

平板形コレクターの集熱効率の式として、太陽熱暖房システムのシミュレーションに一般に用いられている Hottel・Whillier の一次の定義式⁹⁾を用いた。この式は、集熱板での受熱量から熱損失量を差し引いた正味の集熱量と日射量の比として次式で定義される。

$$\eta = F'(\tau\alpha)_e - F'K_{col} \frac{(\theta_{col,in} + \theta_{col,out})0.5 - \theta_{amb}}{I} \quad (1)$$

シミュレーションに用いた三種のコレクターの特性係数およびその仕様を表2に示した。これらの特性係数は、田中等⁹⁾の実験結果の図から読み取った値である。なお、これらの特性係数は、コレクターの面積が2.03m²、風量が約120m³/hで測定されたものであるが、ここでは、風量、長波長放射および日射のコレクター面への入射角度の影響はなく定数と仮定している。一般に、式(1)中の $F'(\tau\alpha)_e$ は風量の影響を受け、コレクターの性能試験時と異なる風量を使用する場合には、補正する必要がある。しかし、風量の影響を考慮したモデルと本論文で用いたモデルとの比較では、その影響は比較的小さく⁹⁾、簡易な設計手法の開発を目的としている本研究では、 F' の風量依存性は無視できると仮定している。また、コレクター自体の熱容量の影響も考慮していないが、日射量に急激な変化のない晴天の条件下では、コレクターの熱容量が集熱量へ与える影響は無視できる程度である⁹⁾。

また、コレクターの集熱効率はコレクターの出入口空気温度差を用いて、集熱量と日射量の比から次式のようにも表現できる。

$$\eta = \frac{C_{air}\rho_{air}F_a(\theta_{col,out} - \theta_{col,in})}{I A_{col}} \quad (2)$$

式(1)と(2)から、コレクターの出入口空気温度 ($\theta_{col,out}$) を得るコレクターのモデル式は、次式となる。

$$\theta_{col,out} = \frac{\left(\frac{C_{air}\rho_{air}F_a}{F'K_{col}A_{col}} - 0.5 \right) \theta_{col,in} + \frac{F'(\tau\alpha)_e}{F'K_{col}} I + \theta_{amb}}{\frac{C_{air}\rho_{air}F_a}{F'K_{col}A_{col}} + 0.5} \quad (3)$$

[碎石蓄熱槽]

碎石蓄熱槽の伝熱モデルは、Schumann⁹⁾によって提案されたモデルを用いた。Schumann モデルは以下の仮定に基づいている。

- (1) 蓄熱材として小径の碎石を想定しているので、蓄熱材内部の温度は一様である。
- (2) 槽内空気は一次元流れであり、流速分布は断面全体にわたって一様である。
- (3) 槽内空気の流れ方向の熱移動は空気の移流によるものだけを考慮し、熱伝導、放射等による熱移動は無視する。
- (4) 蓄熱層からの熱損失はない。

さらに、Schumann モデルの蓄熱槽内空気の熱収支式に関して、空気の熱容量は碎石に比べ十分小さいのでこれを無視できるとすると、蓄熱槽内空気および碎石の熱収支式は、式(4)、式(5)となる⁹⁾。

$$C_{air}\rho_{air}F_a \frac{\partial \theta_{st,air}}{\partial x} = h_v A_{st} (\theta_{st,s} - \theta_{st,air}) \quad (4)$$

$$C_{st,s}\rho_{st,s}A_{st}(1-f) \frac{\partial \theta_{st,s}}{\partial t} = h_v A_{st} (\theta_{st,air} - \theta_{st,s}) \quad (5)$$

ここで、体積熱伝達率 h_v は、次式の値を用いた¹⁰⁾。

$$h_v = 700 \left(\frac{F_a \rho_{air}}{A_{st} d_e} \right)^{0.76} \quad (6)$$

一日の蓄熱量 (Q_s) の計算にあたって、まず、式(4)、(5)を有限差分法を用いて、集熱開始時から計算を始め、集熱終了時の蓄熱槽内の空気と碎石の温度分布を求めた。ここでは、碎石蓄熱槽を空気の流れ方向に20分割、時間ステップを1.0secとし、碎石蓄熱槽の空気の流入側境界条件である入口空気温度は日射量とコレクターへの入口空気温度 ($\theta_{col,in}$) (=碎石蓄熱槽の出口空気温度) 等から式(3)を用いて計算している。なお、集熱条件としては、コレクターの入口空気温度 ($\theta_{col,in}$) よりも出口空気温度 ($\theta_{col,out}$) が高くなるときに集熱するものとした。つまり、

$$\theta_{col,in} < \theta_{col,out} \quad (7)$$

となるときである。式(7)の条件式は、式(3)を用いて日射量に関して表すと、

$$I > \frac{F'K_{col}(\theta_{col,in} - \theta_{amb})}{F'(\tau\alpha)_e} \quad (8)$$

となる。一日の蓄熱量 (Q_s) は、集熱終了時の蓄熱槽内温度から、次式で求める。

$$Q_s = C_{st,s}\rho_{st,s}(1-f) \int_{V_{st}} (\theta_{st,s}|_{t=t_{end}} - \theta_0) dV \quad (9)$$

ただし、蓄熱槽内空気の熱容量は、碎石に比べ十分小さいので無視できるとしている。

3.2 計算結果と最適蓄熱槽容量

図2は、コレクター単位面積あたりの一日の蓄熱量の計算結果であり、コレクター単位面積あたりの蓄熱槽容量との関係を、コレクター単位面積あたりの風量をパラメータとして表したものである。(以下では、単に蓄熱量、蓄熱槽容量、風量と呼ぶ。)なお、この図はコレクター面積が 10m^2 の場合の結果であるが、コレクター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。それぞれのコレクターの一日の蓄熱量は、蓄熱槽容量の増大にしたがって、風量に関わらず同じ曲線に沿って増大し、ある蓄熱量に達すると、それ以上蓄熱槽容量が増しても蓄熱量は増えず、それぞれの風量に応じた一定値となる。一般的に、蓄熱槽容量が大きくなるほど槽出口空気温度(=コレクター入口空気温度($\theta_{col,in}$))は上昇し難くなるため、集熱効率が高くなり蓄熱量が大きくなるが、槽出口空気温度は槽内初期温度(θ_0)以下にはならないので、ある蓄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、風量が増大するにしたがってコレクター出口空気温度が上昇し難くなるために、集熱効率が高くなり、この限界蓄熱量は増大することになる。

図3は、コレクターBの場合で、風量が $40(\text{m}^3/\text{h})/\text{m}^2$ 、蓄熱槽容量が $0.2, 0.4$ および $0.8\text{m}^3/\text{m}^2$ のときの槽内碎石温度分布の推移を示したものである。なお、図3①, ②, ③は、それぞれ、図2における①, ②, ③の条件に対応している。蓄熱槽容量が $0.8\text{m}^3/\text{m}^2$ では、蓄熱槽の下部に蓄熱に利用されない部分が残るのが分かる。

これらの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。もちろん、本来の最適蓄熱槽容量は、放熱モードを含めたエネルギー効率やコスト等を考慮したものではないが、本研究での最適蓄熱槽容量以上に大きくしても蓄熱量が増大しないことから、蓄熱槽容量の上限を規定していると考えられることもできる。なお、本研究のコレクターモデルでは、コレクターでの熱損失に放射の影響を無視していること、そして風量のコレクターの特性係数に与える影響を考慮していないことから、極端に蓄熱槽容量が小さく集熱温度が高温になる条件や風量が性能試験時の風量に比較して極端に小さい場合は、本シミュレーション結果の蓄熱量を実際には蓄熱できないことに注意が必要である。

4. 極限モデルの連立解による風量と最適蓄熱槽容量の関係

図2に示した各風量での蓄熱槽容量と蓄熱量の関係を表す特性曲線は、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。つまり、蓄熱槽容量の増加に伴って風量に関わらず同じ曲線上にそ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。本研究では、これら二つの状態を以下のように極限状態を想定してモデル化し、これらの二式の連立解として風量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った。これらの極限モデルは、実際には存在し得ない条件のモデルであるが、これらのモデルは、ここでいう最適蓄熱槽容量の近似値を理論的に求めるためのモデルとして導出されたものである。

4.1 極限モデル

蓄熱槽容量と蓄熱量の関係が風量に関係しない部分に対しては、無限風量を想定して蓄熱槽容量と蓄熱量の関係をモデル化した。一方、蓄熱槽容量に関わらず蓄熱量が各風量で一定値となる部分に

図2 シミュレーションによるコレクター単位面積あたりの蓄熱槽容量と蓄熱量の関係

図3 蓄熱槽内の碎石温度分布の推移の例
(コレクターB, $F_a/A_{col}=40(\text{m}^3/\text{h})/\text{m}^2$ の場合)

しては、無限蓄熱槽容量を想定して風量と限界蓄熱量との関係をモデル化した。ここでは、それぞれのモデルを無限風量モデル、無限蓄熱槽容量モデル、またはこれらをまとめて極限モデルと呼ぶこととする。

(1) 無限風量モデル

蓄熱量が風量に関係しない部分の蓄熱量と蓄熱槽容量の関係式は、無限風量を想定し、次のように仮定して導出した。

[無限風量モデルの仮定]

- ① 槽内の空気温度と碎石温度、コレクター内の空気温度は等しい。
- ② コレクターで集熱された熱はすべて蓄熱される。
- ③ 蓄熱量の計算に際して、空気熱容量は無視する。

風量が相対的に大きい場合には、コレクター出入口での熱媒空気の温度差は小さく、碎石蓄熱槽内の温度分布がほぼ一様となると考えられることから、無限風量モデルでは、仮定①のように、槽内の空気温度、碎石温度およびコレクター内の空気温度は等しいと仮定し、風量無限大の条件下での蓄熱槽容量と蓄熱量の関係をモデル化している。

コレクターでの集熱量(q_{col})は、仮定①と式(1)とから、

$$q_{col} = F'(\tau\alpha)_e A_{col} I - F'K_{col} A_{col} (\theta_{st,s} - \theta_{amb}) \quad (10)$$

となるので、蓄熱槽の熱収支式は、仮定②, ③および式(5), 式(10)か

ら次式となる。

$$c_{st,s}\rho_{st,s}(1-f)V_{st}\frac{d\theta_{st,s}}{dt} = F'(\tau\alpha)_e A_{col}I - F'K_{col}A_{col}(\theta_{st,s} - \theta_{amb}) \quad (11)$$

一方、一日の蓄熱量は、集熱開始時刻(t_{start})と集熱終了時刻(t_{Fend})での蓄熱槽内温度の変化量から、

$$Q_s = c_{st,s}\rho_{st,s}(1-f)V_{st}(\theta_{st,s}|_{t=t_{Fend}} - \theta_o) \quad (12)$$

で表される。式(11)の一階常微分方程式を、初期条件($\theta_{st,s} = \theta_o$)のもとで解いて、日射量に関する積分を残したまま式(12)に代入すると、コレクター単位面積あたりの蓄熱量(Q_s/A_{col})は、

$$\begin{aligned} \frac{Q_s}{A_{col}} &= F'(\tau\alpha)_e \exp[-a_s(t_{Fend} - t_{start})] \int_{t_{start}}^{t_{Fend}} I \exp[a_s t] dt \\ &+ c_{st,s}\rho_{st,s}(1-f) \frac{V_{st}}{A_{col}} \{1 - \exp[-a_s(t_{Fend} - t_{start})]\} \\ &\times (\theta_{amb} - \theta_o) \end{aligned} \quad (13)$$

と表すことができる。ここで a_s は、

$$a_s = \frac{F'K_{col}}{c_{st,s}\rho_{st,s}(1-f)} \frac{A_{col}}{V_{st}} \quad (14)$$

である。

(2) 無限蓄熱槽容量モデル

一方、風量とその限界蓄熱量の関係式は、蓄熱槽容量が無限大の場合を想定し、次のように仮定して導出した。

[無限蓄熱槽容量モデルの仮定]

- ① 無限蓄熱槽容量の場合には、槽内温度の上昇は槽入口部分に限られるため、槽出口温度は槽内初期温度と等しい。
- ② コレクターで集熱された熱はすべて蓄熱される。

一日の蓄熱量(Q_s)は、仮定①②から、コレクターでの集熱量を集熱開始時刻(t_{start})から終了時刻(t_{Fend})まで積分することで計算できる。

$$Q_s = c_{air}\rho_{air}F_a \int_{t_{start}}^{t_{Fend}} (\theta_{col,out} - \theta_o) dt \quad (15)$$

この式(15)にコレクターの入口空気温度を蓄熱槽内初期温度(θ_o)とした場合の式(3)を代入し、日射量の積分を残したまま積分を実行すると、コレクター単位面積あたりの蓄熱量(Q_s/A_{col})は、

図4 シミュレーションと二つの極限モデルによる蓄熱槽容量と蓄熱量の関係 (コレクターB)

$$\begin{aligned} \frac{Q_s}{A_{col}} &= \frac{\frac{F_a}{A_{col}}}{\frac{F_a}{A_{col}} + \frac{1}{2} \frac{F'K_{col}}{c_{air}\rho_{air}}} \left\{ F'(\tau\alpha)_e \int_{t_{start}}^{t_{Fend}} I dt \right. \\ &\left. - F'K_{col}(\theta_o - \theta_{amb})(t_{Fend} - t_{start}) \right\} \end{aligned} \quad (16)$$

となる。式(16)を用いることによって、風量が決まればそのときの限界蓄熱量を求めることができることになる。

4.2 極限モデルの解法

無限風量モデル(式(13))の集熱条件は、無限風量モデルの仮定①から、式(8)でコレクター入口空気温度を碎石温度とした集熱条件式で表されることになるので、集熱終了時刻(t_{Fend})を決定するためにはそのときの碎石温度を知る必要がある。よって、集熱終了時刻を前もって決定するのは困難であり、また、日射に関する積分にモデル式の変数である蓄熱槽容量(V_{st})を含むため、式(13)を直接解くのも困難である。そこで、無限風量モデルでは、式(11)に蓄熱槽容量(V_{st})を与え、計算時間間隔を60秒とし、それぞれの時刻に対応した日射量を与えて、数値計算により解いて条件を満たす最終の時刻の碎石温度を計算し、この碎石温度を式(12)に代入して蓄熱量を計算している。なお、無限風量モデルとして最終的に得られた式(13)は次節で線形近似モデルの導出のために用いている。

一方、無限蓄熱槽容量モデル(式(16))については、無限蓄熱槽容量モデルの仮定①から、式(8)のコレクター入口空気温度($\theta_{col,in}$)を蓄熱槽初期温度(θ_o)に置き換えた次式の集熱条件式を用いて集熱開始・終了時刻を求め、計算に必要な積算日射量は60秒の計算タイムステップで台形法を用いて数値積分して求めている。

$$I > \frac{F'K_{col}(\theta_o - \theta_{amb})}{F'(\tau\alpha)_e} \quad (17)$$

これら二つの極限モデルの連立解については、無限蓄熱槽容量モデル(式(16))に風量を代入して蓄熱量を計算し、次に、無限風量モデル(式(11), (12))において、蓄熱量が式(16)の解と等しくなる蓄熱槽容量を、二分法により蓄熱量の差が0.01J/m²以下になるまで収束計算し、そのときの蓄熱槽容量を最適蓄熱槽容量として得ている。

4.3 極限モデルの連立解

図4に示した二つの極限モデルとシミュレーションによる蓄熱量と蓄熱槽容量の関係から、二つの極限モデルの交点として得られる蓄熱量は、シミュレーションで計算される実際の蓄熱量よりも若干多めとなるが、その差はわずかであり、風量に応じて決まる限界蓄熱量をほぼ蓄熱できる最適蓄熱槽容量を良く近似できていることが分かる。

極限モデルの連立解として得られる風量と最適蓄熱槽容量の関係を図5に示す。この図から、風量と最適蓄熱槽容量はほぼ線形関係であること、またコレクターの性能によって蓄熱量は大きく異なるものの最適蓄熱槽量の差は微小であることが分かる。

5. 線形近似モデル

極限モデルの連立解として得られる風量と最適蓄熱槽容量の関係がほぼ線形関係であることから、ここでは、無限風量モデルと無限蓄熱槽容量モデルから、図5に示した風量と最適蓄熱槽容量の関係の線形近似モデルを導出する。風量と最適蓄熱槽容量の関係式は、式(13), (16)から蓄熱量(Q_s/A_{col})を消去して、蓄熱槽容量(V_{st}/A_{col})を最適蓄熱槽容量(V_{opt}/A_{col})に置き換えると、最適蓄熱槽容量と

図5 二つの極限モデルの連立解による風量と最適蓄熱槽容量および蓄熱量の関係

風量 (F_a/A_{col}) を見かけ上、線形関係として次式で表わすことができる。

$$\frac{V_{opt}}{A_{col}} = P \frac{F_a}{A_{col}} \quad (18)$$

ここで、比例係数である P は、実際には定数ではなく V_{opt} , A_{col} , I , t_{start} , t_{Fend} , t_{Vend} 等の関数であり、次式のような複雑な式となっている。

$$P = \frac{2C_{air}\rho_{air}}{F'K_{col}D_{(V_{opt})}} \left\{ F'(\tau\alpha)_e \frac{V_{opt}}{A_{col}} \int_{t_{start}}^{t_{Vend}} Idt - F'K_{col} \frac{V_{opt}}{A_{col}} (\theta_o - \theta_{amb})(t_{Vend} - t_{start}) - D_{(V_{opt})} \frac{V_{opt}}{A_{col}} \right\} \quad (19)$$

ここで、式中の $D_{(V_{opt})}$ は、

$$D_{(V_{opt})} = F'(\tau\alpha)_e \int_{t_{start}}^{t_{Fend}} I \exp \left[\frac{F'K_{col}}{C_{st,s}\rho_{st,s}(1-f)} \frac{A_{col}}{V_{opt}} (t - t_{Fend}) \right] dt - C_{st,s}\rho_{st,s}(1-f) \frac{V_{opt}}{A_{col}} (\theta_o - \theta_{amb}) \times \left(1 - \exp \left[-\frac{F'K_{col}}{C_{st,s}\rho_{st,s}(1-f)} \frac{A_{col}}{V_{opt}} (t_{Fend} - t_{start}) \right] \right) \quad (20)$$

である。図5の極限モデルの計算結果から明らかなように、この P は最適蓄熱槽容量や風量等に関わらず、近似的には一定値としてよいと考えられる。そこで、指数項を級数展開して、微小項を無視すると共に、無限風量モデルの集熱終了時刻 (t_{Fend}) は無限蓄熱槽容量モデルの集熱終了時刻 (t_{Vend}) に等しいと仮定して、その時刻を t_{Iend} としたときの P の値を P_i とすると、 P_i は、

$$P_i = \frac{C_{air}\rho_{air}}{C_{st,s}\rho_{st,s}(1-f)} \times \frac{2F'(\tau\alpha)_e \int_{t_{start}}^{t_{Iend}} Idt - F'K_{col}(\theta_o - \theta_{amb})(t_{Iend} - t_{start})^2}{F'(\tau\alpha)_e \int_{t_{start}}^{t_{Iend}} Idt - F'K_{col}(\theta_o - \theta_{amb})(t_{Iend} - t_{start})} \quad (21)$$

のように、蓄熱槽容量、風量およびコレクター面積に関わらず、コレクターと碎石蓄熱槽の特性および日射量で決まる定数として近似化できる。ここで、集熱開始および終了時刻は、無限蓄熱槽容量モデルと同様に、式(17)から決定するものとする。

さらに、コレクターの方位角を 0° (真南) に設定しているため、

赤緯の日変動を無視すると、コレクターへ入射する日射量と集熱時間は、真太陽時で $12:00$ を軸にして対称であることから、日射に関する二重積分は、

$$\iint_{t_{start}}^{t_{Iend}} Idt = \frac{t_{Iend} - t_{start}}{2} \int_{t_{start}}^{t_{Iend}} Idt \quad (22)$$

とできる。これを式(21)に代入すると、 P_i は簡単に、

$$P_i = \frac{C_{air}\rho_{air}(t_{Iend} - t_{start})}{C_{st,s}\rho_{st,s}(1-f)} \quad (23)$$

となり、最適蓄熱槽容量と風量の関係を式(24)のように単純な線形関係で表現できる (以下、線形近似モデル)。

$$\frac{V_{opt}}{A_{col}} = \frac{C_{air}\rho_{air}(t_{Iend} - t_{start})}{C_{st,s}\rho_{st,s}(1-f)} \frac{F_a}{A_{col}} \quad (24)$$

最終的に得られたこの関係式は、蓄熱時に蓄熱槽を通過する熱媒空気の総熱容量に槽内の熱容量が等しくなる蓄熱槽容量が最適蓄熱槽容量であることを表している。

図6に示した線形近似モデルの解と極限モデルの数値連立解から、線形近似モデルは風量と最適蓄熱槽容量の関係を精度良く近似できていることが分かる。

これらの結果 (式(16), 式(24)) は、日射量、負荷に見合った蓄熱量等が設計条件として与えられたときに、この蓄熱量を確保できる容量効率の観点から見た最適蓄熱槽容量、風量およびコレクター面積の関係を表している。設計条件として、日射量、外気温度、コレクターの特性等が与えられれば、式(17)から集熱時間が求まり、結果として式(16)に用いる積算日射量が求まる。次に、風量を設定すれば、蓄熱量が与えられているので、式(16)から必要コレクター面積が計算でき、式(24)から蓄熱槽容量を決定できる。例えば、表1に示した条件で、表2のコレクターBを用いた場合に、負荷に見合った蓄熱量を 100MJ とし、コレクター単位面積当たりの風量を $30(\text{m}^3/\text{h})/\text{m}^2$ とすると、コレクター面積は 11.4m^2 となり、最適蓄熱槽容量は 2.9m^3 となる。なお、日々の暖房負荷に見合ったコスト的にも最適な蓄熱量や日射量をどのような条件に設定するのが適当であるかは、今後、

図6 二つの極限モデルおよび線形近似モデルによる風量と最適蓄熱槽容量の関係と無限蓄熱槽容量モデルによるそのときの蓄熱量

表3 各パラメータが変化した場合の、式(16)から近似的に計算される蓄熱量およびその蓄熱量とシミュレーションにより計算される蓄熱量との誤差

		蓄熱量:式(16) [MJ/m ²] (誤差 %)		
風量/コレクター面積		20 [(m ³ /h)/m ²]	40 [(m ³ /h)/m ²]	80 [(m ³ /h)/m ²]
基準条件		7.95 (+3.57 %)	9.28 (+1.85 %)	10.11 (+0.89 %)
蓄熱槽形状	1:1:1(高さ)	7.95 (+4.86 %)	9.28 (+2.52 %)	10.12 (+1.22 %)
	1:1:10(高さ)	7.95 (+1.65 %)	9.28 (+0.85 %)	10.12 (+0.40 %)
コレクター面積	5.0 [m ²]	7.95 (+4.17 %)	9.28 (+2.17 %)	10.12 (+1.04 %)
	40.0 [m ²]	7.95 (+2.59 %)	9.28 (+1.34 %)	10.12 (+0.64 %)
外気温度	5 [°C]	8.55 (+3.50 %)	9.97 (+1.82 %)	10.87 (+0.87 %)
	10 [°C]	9.16 (+3.41 %)	10.68 (+1.77 %)	11.65 (+0.85 %)
コレクターの方位角	+10°	7.87 (+3.41 %)	9.18 (+1.76 %)	10.02 (+0.84 %)
	-10°	7.87 (+3.74 %)	9.18 (+1.96 %)	10.02 (+0.95 %)

図7 蓄熱量と蓄熱槽容量の関係への蓄熱槽形状の影響 (コレクター-B)

図8 蓄熱量と最適蓄熱槽容量の関係への外気温度の影響 (コレクター-B)

地域毎の気候を考慮し、長期間のシミュレーション等により検討する必要があると考えている。また、風量の設定については、システムのエネルギー性能に影響が大きいと考えられるファンでの消費電力を考慮して設定する必要がある。

6. 設定条件の影響

前節までは、表1に示した条件の下で、コレクター単位面積あたりの最適蓄熱槽容量と風量の関係およびそのときの蓄熱量が、比較的簡単な関係式(式(4)および式(16))で近似的に得られることを述べてきた。ここでは、表1の主要な設定条件が変化した場合の蓄熱量とその近似の程度に対する各種パラメータの影響を検討した。表3には、表1の設定条件を基準の条件とし、それぞれのパラメータのみを変えた場合について、蓄熱槽容量が式(4)から得られる最適蓄熱槽容量である場合における、式(16)から近似的に得られる蓄熱量およびこの蓄熱量とシミュレーションによって計算される蓄熱量との誤差を示している。ここでは、誤差を次式で定義した。

$$\text{誤差} = \frac{\text{蓄熱量(式(16))} - \text{蓄熱量(シミュレーション)}}{\text{蓄熱量(シミュレーション)}} \times 100 \quad [\%] \quad (25)$$

(1) 蓄熱槽形状

蓄熱槽形状に関しては、設定では槽高さが槽断面(正方形)の辺の2倍としていたが、ここでは、1倍、10倍の蓄熱槽について検討を行った。図7は、各形状の蓄熱槽の蓄熱槽容量と蓄熱量の関係に関するシミュレーションの結果および槽形状には影響されない極限モデルの結果を示している。この図から、蓄熱槽が熱媒空気の流れ

方向に長いものほど、槽内の伝熱特性が向上するため、結果的に極限モデルの連立解の精度が高くなることが分かるが、表3に示した結果からも、極端な槽形状でない限り、蓄熱槽形状の精度への影響は小さいと考えられる。

シミュレーションの結果としての蓄熱槽容量と蓄熱量の関係を、コレクター単位面積あたりについてこれまで図示してきたが、コレクター面積が異なる場合には、実際には若干異なる結果となる。これは、蓄熱槽形状を固定しているため、コレクター単位面積あたりの風量が同じであっても、コレクター面積が大きくなるほど蓄熱槽の単位断面積あたりの風量が大きくなり、碎石蓄熱槽の伝熱モデルで用いている体積熱伝達率(h_v)が大きくなるために、蓄熱槽内の伝熱特性が相対的に向上するためである。しかしこれも、表3に示した基準条件の場合の誤差との比較からは、蓄熱量の近似の程度へ与える影響は小さいといえる。

(2) 外気温度の影響

一般に、日本の比較的温暖な地域では、晴天日の外気温度は一日で10°C程度は変動するが、表1に示した基準条件では外気温度を0°Cで終日一定であるとしている。外気温度が0, 5および10°Cで終日一定であるときの蓄熱量と最適蓄熱槽容量の風量との関係を図8に示す。この図から、外気温度が異なる場合でも、最適蓄熱槽容量の変化は小さいといえる。しかし、蓄熱量については変化が比較的大きく、表3の結果でも、外気温度を0°Cとした基準条件の場合に比較して、外気温度が5°Cでは7.5%程度、10°Cでは15.2%程度増大しており、その差は決して小さいとはいえないが、簡易な設計法と

しては、比較的温暖な地域では 0°C 一定に設定しておけば安全側の設計になると考えられる。ただし、熱損失係数が大きく集熱性能が悪いコレクターを用いる場合は、設定する外気温度について、その日変動も含めて検討する必要があると考えられる。

(3) コレクターの方位角の影響

コレクターの方位角が 0° (真南) からずれた場合は、線形近似モデルを導出する際に用いた仮定 (式(22)) を満たさないことになる。しかし、方位角が $\pm 10^{\circ}$ 程度以内では、表 3 に示したように、方位角が $\pm 10^{\circ}$ の場合の蓄熱量の誤差と基準条件の場合の誤差との差は小さく、この程度のコレクターの方位角のずれの最適蓄熱槽容量への影響は無視できる程度である。また、蓄熱量に関しても、方位が真南である場合との差は -1.0% 程度であり、実際の方位角が -10° の場合に、コレクターの方位を真南に想定して蓄熱量を計算したとしても、表 3 には示されていないが、シミュレーションによる蓄熱量との誤差は、風量が $20(\text{m}^3/\text{h})/\text{m}^2$ の場合で 4.7% 程度であり、コレクターの方位角のずれの蓄熱量への影響も小さいといえる。

なお、無限蓄熱槽容量モデルから得られる蓄熱量は限界蓄熱量であるため、線形近似モデル (式(24)) で求めた最適蓄熱槽容量における実際の蓄熱量よりも若干大きめの蓄熱量となり、その誤差は風量等により異なるが、一般的な設計条件の範囲では、 $+7\%$ を超えることはないと考えられる。具体的な設計手順としては、この蓄熱量の誤差を考慮して、 10% 程度多めの蓄熱量を設定し、コレクター面積、風量が設定できれば、線形近似モデルおよび無限蓄熱槽容量モデルから、最適蓄熱槽容量を得ることができる。

7. まとめ

空気集熱式太陽熱暖房システムについて、蓄熱過程のみを対象とした場合の最適蓄熱槽容量について理論的な検討を行った。本研究をまとめると以下の通りである。

- ① コレクターのモデルと碎石蓄熱槽の伝熱モデルを用いたシミュレーションの結果から、ある風量での限界の蓄熱量をほぼ蓄熱できる最小の蓄熱槽容量が、その風量での最適蓄熱槽容量であるとした。
- ② この最適蓄熱槽容量と風量の関係とそのときの蓄熱量は、無限風量モデルと無限蓄熱槽容量モデルの連立解として近似的に得られる。
- ③ 無限風量モデルと無限蓄熱槽容量モデルの連立解として得られる最適蓄熱槽容量と風量の関係式が複雑であるにも関わらず、その関係はほぼ線形関係にあることから、風量と最適蓄熱槽容量の線形近似モデルを導いた。
- ④ 線形近似モデルと無限蓄熱槽容量モデルから、コレクター面積、風量が設定でき、式(17)から蓄熱開始・終了時刻およびその日の積算日射量が設定できれば、容易に風量と最適蓄熱槽容量の関係とそのときの蓄熱量を近似的に求めることができる。
- ⑤ 線形近似モデルと無限蓄熱槽容量モデルから得られる蓄熱量に関する各種パラメータの影響を検討し、蓄熱槽形状、外気温度、コレクターの方位角の蓄熱量や最適蓄熱槽容量に与える影響は比較的小さいことを明らかにした。

記号

A_{col} : コレクター集熱面積	$[\text{m}^2]$
A_{st} : 蓄熱槽の断面積	$[\text{m}^2]$
c_{air} : 空気比熱	$[\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$
$c_{st,s}$: 碎石 (蓄熱材) 比熱	$[\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$
d_e : 碎石の等価直径	$[\text{m}]$
f : 蓄熱槽の空隙率	$[-]$
F_a : システムを循環する風量	$[\text{m}^3/\text{s}]$
F' : 集熱器効率因子	$[-]$
h_v : 碎石と空気間の体積熱伝達率	$[\text{W}/(\text{m}^3\cdot\text{K})]$
I : コレクターに入射する日射量	$[\text{W}/\text{m}^2]$
K_{col} : コレクターの熱損失係数	$[\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})]$
t_{start} : 集熱開始時刻	$[\text{s}]$
t_{end} : シミュレーションの集熱終了時刻	$[\text{s}]$
t_{Fend} : 無限風量モデルの集熱終了時刻	$[\text{s}]$
t_{Vend} : 無限蓄熱槽容量モデルの集熱終了時刻	$[\text{s}]$
t_{lend} : 線形近似モデルの集熱終了時刻 ($=t_{Vend}$)	$[\text{s}]$
q_{col} : コレクターでの集熱量	$[\text{J}/\text{s}]$
Q_s : 蓄熱量	$[\text{J}]$
V_{opt} : 最適蓄熱槽容量	$[\text{m}^3]$
V_{st} : 蓄熱槽容量	$[\text{m}^3]$
η : コレクター効率	$[-]$
θ_{amb} : コレクター周囲温度 (外気温度)	$^{\circ}\text{C}$
$\theta_{col,in}$: コレクター入口空気温度	$^{\circ}\text{C}$
$\theta_{col,out}$: コレクター出口空気温度	$^{\circ}\text{C}$
θ_o : 蓄熱槽の初期温度	$^{\circ}\text{C}$
$\theta_{st,air}$: 蓄熱槽内空気温度	$^{\circ}\text{C}$
$\theta_{st,s}$: 蓄熱槽内碎石温度	$^{\circ}\text{C}$
ρ_{air} : 空気の密度	$[\text{kg}/\text{m}^3]$
$\rho_{st,s}$: 碎石 (蓄熱材) 密度	$[\text{kg}/\text{m}^3]$
$(\tau\alpha)_e$: コレクターの日射吸収率	$[-]$

注

集熱効率因子 F' は、 $F' = (\text{実際の集熱量}) / (\text{集熱板全面が集熱媒平均温度に等しい場合の集熱量})$ で定義される¹¹⁾。

参考文献

- 1) 住宅・建築省エネルギー機構, パッシブシステム住宅の設計, 丸善, pp.20, 1985
- 2) Duffie A.J. and Beckman W.A.: Solar engineering of thermal processes, John Wiley & Sons, pp.485-511, 1980
- 3) 東京天文台, 理化年表, 丸善, pp.110, 1988
- 4) 松尾 陽, 他17名, 日本太陽エネルギー学会, 太陽エネルギーハンドブック, 初版, pp.1~45, 178, 1985
- 5) 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
- 6) 桐山宗久, 北野博亮, 相良和伸: 空気集熱式太陽熱暖房システムにおけるコレクター性能の風量の影響, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集III, pp.1381~1384, 1999
- 7) 木村健太郎, 岩田 剛, 北野博亮, 相良和伸: 空気集熱式ソーラーコレクターの動的熱特性のモデル化に関する研究, 日本建築学会大会学術講演梗概集, D-3, pp.443~445, 1998
- 8) Schumann T.E.W.: Heat transfer: A Liquid flowing through a porous prism, J. Franklin Inst. 208, pp.405-416, 1929
- 9) Sagawa K. and Nakahara N.: Thermal Performance and Pressure Drop of Rock Beds with Large Storage Materials, Solar Energy, Vol. 47 No. 3, pp.157-163, 1991
- 10) Coutier J.P. and Farber E.A.: Tow Applications of a Numerical Approach of Heat Transfer Process within Rock Beds, Solar Energy, Vol. 29, pp.451-462, 1982
- 11) 谷下市松 他15名, 日本太陽エネルギー学会, 太陽エネルギーの基礎と応用, pp.76, 1978

(1999年5月17日原稿受理, 2000年1月28日採用決定)