



空気加熱式太陽熱集熱器と岩床式蓄熱槽を組合わせた採暖熱利用システムに関する基礎研究

メタデータ	言語: jpn 出版者: 北海道開発技術センター 公開日: 2012-08-31 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 岸浪, 紘機, 勇田, 敏男, 阿曾, 和子, 三品, 博達, 鎌田, 紀彦, 鈴木, 淳, 杉澤, 展史 メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/10258/1613

空気加熱式太陽熱集熱器と岩床式蓄熱槽を組合わせた採暖熱利用システムに関する基礎研究

その他（別言語等） のタイトル	Study on Thermal Performance of Solid Heat Storage System combined with Air Heating Type of Solar Collector
著者	岸浪 紘機, 勇田 敏男, 阿曾 和子, 三品 博達, 鎌田 紀彦, 鈴木 淳, 杉澤 展史
雑誌名	寒地技術論文・報告集
巻	19
ページ	23-30
発行年	2003
URL	http://hdl.handle.net/10258/1613

空気加熱式太陽熱集熱器と岩床式蓄熱槽を 組合わせた採暖熱利用システムに関する基 礎研究

岸 浪 紘 機 (室蘭工業大学機械システム工学科)
 勇 田 敏 男 (東京電機大学大学院)
 阿 曾 和 子 (株八洲)
 三 品 博 達 (室蘭工業大学機械システム工学科)
 鎌 田 紀 彦 (〃)
 鈴木 淳 (〃)
 杉 澤 展 史 (株中道機械)

Study on Thermal Performance of Solid Heat Storage System combined with Air Heating Type of Solar Collector

K. Kishinami (Muroran Institute of Technology, Dept. of
Mechanical Engineering)
 T. Yuta (Tokyo Denki University)
 K. Asou (Yasima L.T.D.)
 H. Mishina (Muroran Institute of Technology, Dept. of
Mechanical Engineering)
 N. Kamata (〃)
 J. Suzuki (〃)
 N. Sugisawa (Nakamichi L.T.D.)

1. 緒言

太陽熱エネルギーの有効熱利用において、エネルギー供給の不安定性は大きな問題である。この熱的利用においては高性能集熱器に加えて、不安定性の克服のため性能が良く低コストな蓄熱方法の研究開発が肝要である。本論文では、構造簡易で保守性に優れた空気加熱式太陽熱コレクタと水蒸気移動問題が回避される岩床式蓄熱槽に関する伝熱問題を取り上げ、蓄熱媒体をレンガ、集熱媒体を空気とした熱利用採暖システムについて検討した。ここでは、太陽熱集熱器の熱解析および蓄熱槽内部に適用される蓄熱方程式を用いた蓄熱・貯蔵・放熱過程の数値解析と模擬太陽光を用いた実験を行った。本論では、通常型に加えて改良型3形式の太陽熱集熱器について性能解析を行い、これらと組合わせた岩床式蓄熱槽の作動（蓄熱、熱貯蔵、放熱）および設定（入射強度、空気流量）条件で得られた実験と数値計算結果をもとに蓄熱槽の熱特性に及ぼす関係因子の影響を考察し、更に熱貯蔵時における著者らの新たな見解に基づく数値解析を実施し、その結果を検討した。そして、4形式の太陽光集熱器と岩床式蓄熱槽を組合わせた採暖熱利用システムの特性を明らかにした。

2003年11月5, 6, 7日

COLD
REGION
TECHNOLOGY
CONFERENCE 2003

2. 実験装置および実験方法

Fig.1 は実験装置の概略図である。この装置は主にレフランプを用いた模擬太陽熱源と空気加熱式集熱器、固体蓄熱槽、熱

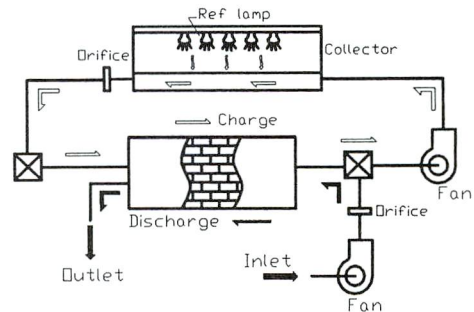


Fig.1 Out line of Experimental Apparatus

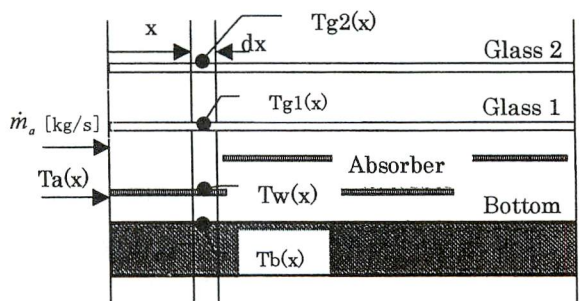


Fig.2 Analytical Model of Solar Collector

媒体空気を循環させる軸流ファン、流量計、蓄熱・放熱切り替えバルブから成る。システム全体における温度測定点は全 60 点である。各要素における熱挙動を明らかにするため、要所に熱電対を設置し温度測定した。時間配分は、北海道の冬季における 1 日の平均日照時間を考慮して、蓄熱過程を 6 時間、貯蔵（全システム停止）過程を 2 時間、放熱過程を 4.5 時間とした。数値計算においても同一の時間配分サイクルとした。実験は、作動条件がそれぞれ、空気 の 質 量 流 量 $\dot{m}_a = 0.020, 0.028, 0.035 [\text{kg/s}]$ 、入射熱流束（レフランプ） $q_{inc} = 300, 500, 700 [\text{W/m}^2]$ の条件での実験サイクル各段階において、システム各点の過渡温度をデータロガーで測定した。レンガブロックに蓄えられる熱エネルギーは各段階終始点での温度差として次式で表される。

$$Q_r = m_r C_r \int \Delta T dy \quad [\text{J}] \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 m_r はレンガ総質量 $[\text{kg}]$ 、 ΔT は初めと終了時のレンガ測定/解析温度差 $[\text{°C}]$ 、 y は蓄熱方向の温度測定位置 $[\text{m}]$ である。

3. 各要素の熱解析と数値解析

3.1 集熱器の熱流釣合い式

Fig.2 は本実験で使用している高性能空気加熱式太陽光集熱器の概要で、数値解析モデルである。上部からの入射熱流束が、2 枚のガラスを透過し 4 枚のオフセット配置された吸熱板に集熱され、先端効果による熱伝達促進により、そこを流れる空気が効果的に加熱される方式である。

集熱版 dx 要素上の加熱空気の熱流式：

$$T_{a(x+dx)} = T_{a(x)} + \frac{w_c * dx}{\dot{m}_a * C_{pa}} * \{ 2h_w(T_{w(x)} - T_{a(x)}) + hg(T_{g1(x)} - T_{a(x)}) + h_b(T_{b(x)} - T_{a(x)}) \}$$

ここで、 w_c は集熱器幅 $[\text{m}]$ 、 $\dot{m}_a$ は空気 の 質 量 流 量 $[\text{kg/s}]$ 、 C_{pa} は空気 の 定 圧 比 熱 $[\text{kJ/kg} \cdot \text{K}]$ 、 $h_w(x)$ は吸熱板の局所熱伝達率、 hg_{out} はガラスから周囲への、 hg はガラス 1-2 間の、 hg_{i1} はガラス 1 から空気への熱伝達率 $[\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$ である。

要素 Glass2 の熱流釣合い式：

$$q_{sol} * \alpha_{gs} + \{ (T_{g1(x)})^4 - (T_{g2(x)})^4 \} * \frac{\sigma}{2/\alpha_{gl} - 1} + hg(T_{g1(x)} - T_{g2(x)}) - \{ (T_{g2(x)})^4 - (T_u)^4 \} * \sigma * \alpha_{gl} - hg_{out}(T_{g2(x)} - T_u) = 0$$

ここで、ガラスの熱吸収率を α_{gs} (熱線)、 α_{gl} (太陽光) としている。同様に、Glass1、吸熱板および底面壁についての放射と熱伝達などによる熱流釣合い式は以下のようにになる。

Glass1 の熱流釣合い式：

$$q_{sol} * (1 - \alpha_{gs}) * \alpha_{gs} + \{ (T_{w(x)})^4 - (T_{g1(x)})^4 \} * \frac{\sigma}{1/\alpha_w + 1/\alpha_{gl} - 1} - \{ (T_{g1(x)})^4 - (T_{g2(x)})^4 \} * \frac{\sigma}{2/\alpha_{gl} - 1} + hg(T_{g1(x)} - T_{g2(x)}) - hg(T_{g2(x)} - T_{a(x)}) = 0$$

吸熱板の熱流釣り合い式：

$$q_{sol} * (1 - \alpha_{gs}) * (1 - \alpha_{gs}) * \alpha_w - \{ (T_{w(x)})^4 - (T_{g1(x)})^4 \} * \frac{\sigma}{1/\alpha_w + 1/\alpha_{gl} - 1} - \{ (T_{w(x)})^4 - (T_{b(x)})^4 \} * \frac{\sigma}{1/\alpha_w + 1/\alpha_b - 1} + 2h_w(T_{w(x)} - T_{a(x)}) = 0$$

底面壁の熱流釣合い式：

$$\{ (T_{w(x)})^4 - (T_{b(x)})^4 \} * \frac{\sigma}{1/\alpha_w + 1/\alpha_b - 1} - h_b(T_{b(x)} - T_{a(x)}) - k(T_{b(x)} - T_{amb}) = 0$$

断熱材の厚さを $L_{ins} [\text{m}]$ 、 $\lambda_{ins} [\text{W/mK}]$ を熱伝導率とすると、 k は底面壁全体の熱通過率で、次式で与えられる。

$$k = \frac{1}{1/h_b + 1/hg_{out} + L_{ins}/\lambda_{ins}}$$

太陽光集熱器の数値計算概要

Fig.2 に示す x 位置 dx 上の既存のガラス、集熱壁面、底面壁温度から $x+dx$ 位置における加熱空気温度を式(2)により算定し、 $x+dx$ 位置上の加熱空気温度と周囲温度 T_u から同位置上における上述の各要素熱流釣合い式より壁面温度を算定する。この手順を dx 毎に繰り返すことにより、コレクタ全体の各面要素温度と加熱空気温度が求められ、入口、出口の加熱空気温度差が判明する。図 3 には本論で用意した通常型とその改良型集熱器の 4 タイプを示すが、一枚ガラス、通常型の場合も上述と

略同様の熱流釣合式が与えられ、略同様の数値解析を実施した。

3.2 蓄熱層の蓄熱方程式

Fig.4 に本実験の蓄熱槽の概要を示す。左入口部には 4mm の蜂巣型整流版を設置して均一流としてある。蓄熱槽の蓄熱方程式は、蓄熱槽内部の岩床において、蓄熱方向を y 座標として厚さ δy の体積要素内の空気および岩石について、隙間率 ϕ を考慮し、岩石と空気間の対流熱交換を考慮した

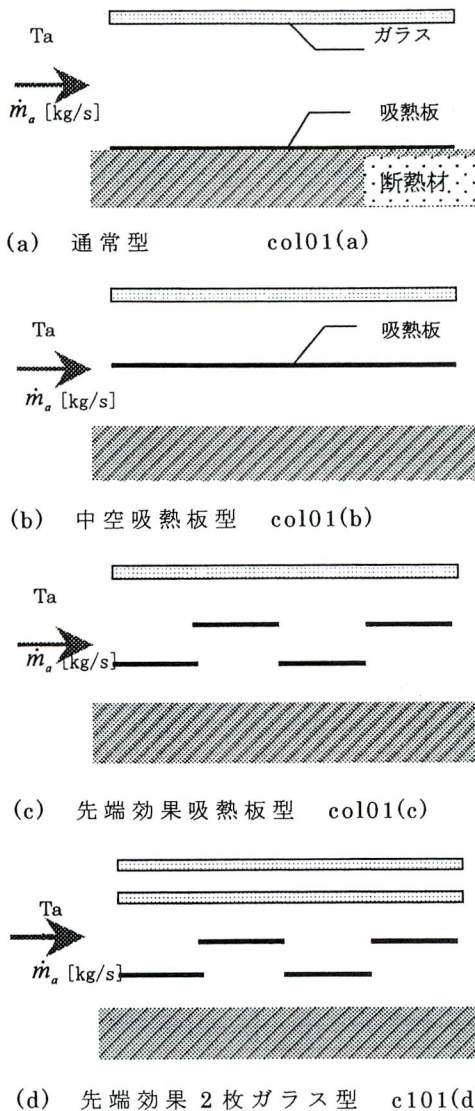


Fig. 3 Outline of Employed Air Heated Solar Collector

熱収支を考えることにより、以下の非定常蓄熱エネルギー方程式を得る。

空気媒体と岩床に関して；

$$\frac{\partial T_a}{\partial \tau} = -\frac{G_a}{\rho_a} \frac{\partial T_a}{\partial y} - \frac{4U_i}{A_i \rho_a C_{Pa} \phi} (T_a - T_\infty) - \frac{h_v}{\rho_a C_{Pa} \phi} (T_a - T_r) \quad \dots (2)$$

$$\frac{\partial T_r}{\partial \tau} = \frac{h_v}{\rho_r C_r (1-\phi)} (T_a - T_r) + \frac{K_r}{\rho_r C_r (1-\phi)} \frac{\partial^2 T_r}{\partial y^2} \quad \dots (3)$$

ここで、 T_a は空気温度 [°C]、 T_r は岩石温度 [°C]、 T_∞ は周囲温度 [°C]、 τ [sec] は時間、 h_v は体積熱伝達係数 [W/m^2K]、 A_i は蓄熱槽外周 [m]、 ρ_a および ρ_r は空気およびレンガの密度 [kg/m^3]、 ϕ は岩床の空隙率、 C_{Pa} および C_r は空気およびレンガの比熱 [J/kgK]、 G_a は単位面積あたりの空気質量流量 [kg/sm^2]、 U_i は蓄熱槽全壁面熱通過係数 [W/m^2K] である。この 2 式を離散化し、関与するパラメータの設定下、蓄熱・熱貯蔵・放熱過程における蓄熱槽内部任意位置上の空気および岩床の非定常温度分布挙動を数値解析した。

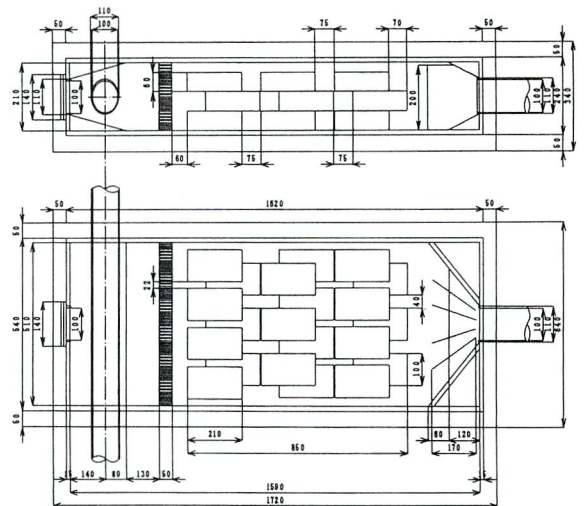


Fig. 4 Rock Bed Experimental Model

4. 結果および考察

4.1 太陽熱コレクタの性能評価

Hottel-Whillier-Bliss の関係

集熱器の集熱効率は次式で与えられる。

$$\eta = (m a C_p \Delta T) / (A_c q_{ins}) \quad \dots (4)$$

集熱器熱除去係数 F_R は、(集熱器の受け

取る熱量)/(集熱器内部に入射した熱量－外部への放熱量)と定義される。

$$F_R = (m_a C_p \Delta T) / (A_c (q_{ins} \alpha \tau - U_L (T_{ain} - T_s))) \quad \dots(5)$$

$$\eta = F_R q_{ins} \alpha \tau - F_R U_L (T_{ain} - T_s) / q_{ins} = A - B * X \quad \dots(6)$$

ここで、 F_R 、 U_L は集熱器固有の数値とさ

れ、ガラス一枚の場合は、 $A = F_R \alpha \tau$ 、 $B = F_R U_L$ 、 $X = (T_{ain} - T_s) / q_{ins}$ となる。 A 、 B は定数であり、太陽入射量 q_{ins} と外気との温度差 $(T_{ain} - T_s)$ に関わらず、統一因子 X で集熱効率 η は型式毎に一般化される。

集熱器の吸熱性能は、上述4種の型式に関する熱流式を用いて入射強度、周囲と入口温度、加熱空気量などを作動因子として数値計算した。その結果を、式(6)の関係として Fig.5-1 に示す。計算条件は $q_{inc} = 300 [W/m^2]$ $\dot{m}_a = 0.020 [kg/s]$ で、集熱器入口温度を変えた場合である。これより、 $(T_{ain} - T_s)$ 温度差が低い場合、又は入射熱流束 $q_{sol} = q_{ins}$ が大きい場合、型式による効率差はないが、その温度差が高くなればその差は顕著になり、オフセット吸熱板2枚ガラス型式(d)が最も高性能である。また、 q_{inc} および $\dot{m}_a$ 因子を変えた場合の結果を Fig.5-2, 5-3 に示すが、僅かの相違が認められるが傾向は略同一である。

4.2 実験結果の検討・考察

Fig. 6 (a),(b)は $\dot{m}_a = 0.020 [kg/s]$ 、 $q_{inc} = 300 [W/m^2]$ における空気およびレンガ

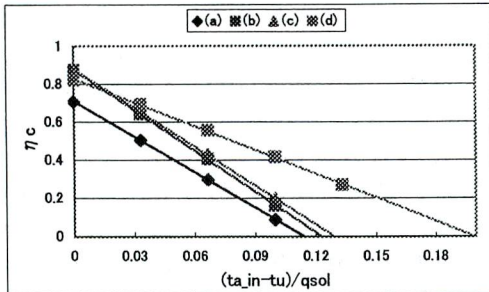


Fig.5-1 ($q_{inc} = 300 [W/m^2]$
 $\dot{m}_a = 0.020 [kg/s]$)

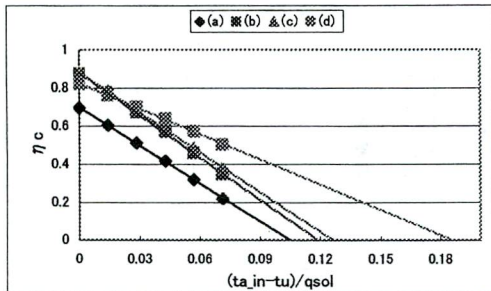


Fig.5-2 ($q_{inc} = 700 [W/m^2]$
 $\dot{m}_a = 0.020 [kg/s]$)

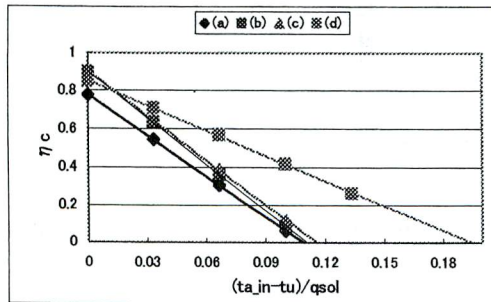


Fig.5-3 ($q_{inc} = 300 [W/m^2]$
 $\dot{m}_a = 0.035 [kg/s]$)

Fig.5-1、-2、-3 Absorbed Heat Efficiency of Solar Collector

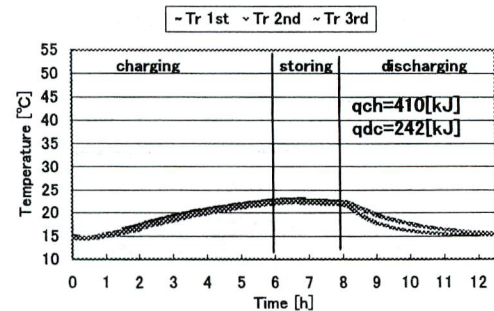
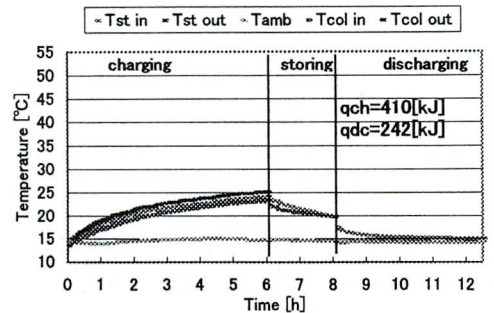


Fig.6 Transient Air and Brick Temperature Distribution
($q_{inc} = 300 [W/m^2]$ $\dot{m}_a = 0.020 [kg/s]$)

温度履歴の実験結果を示す。ここで、 T_{stin} 、 T_{stout} は集熱媒体空気の蓄熱槽入口温度、 T_{stout} は蓄熱槽出口温度、 T_{amb} は周囲温度、 $T_{ain}=T_{colin}$ 、 T_{colout} は集熱器入口、出口温度である。槽内においてレンガブロックは3列に並んでおり、1列目のレンガ温度から順に Tr_{1st} 、 Tr_{2nd} 、 Tr_{3rd} と示している。 $T_{stin}=T_{colout}$ 、 $T_{stout}=T_{colin}$ が理想であるが、塩比導管からの熱損失のため q_{ins} が増加するほど差が認められる。

蓄熱過程では、 T_{ain} の上昇に伴い各位置のレンガ温度 (Tr) も上昇し吸熱が進む。ある時刻で T_{stin} と T_{stout} の温度差分の熱エネルギーが岩床レンガへの蓄熱および外部への散逸に対応している。貯蔵過程では、槽内に熱媒体空気流はなく ($\dot{m}_a=0.0[kg/s]$)、レンガ温度はほぼ一定に保たれているが、槽内空気の温度 (T_{colin} 、 T_{colout}) は時間と共に低下している。この過程で空気流は無くとも岩床との温度差による内部自然対流が考えられ、熱散逸を助長している。また、放熱過程では2時間足らずでほぼ全ての熱エネルギーが取り出されている。

4.3 数値計算による検討・考察

前述と同条件における数値計算結果を Fig.7 に示す。Fig.6 の実験結果と比較すると、蓄熱過程において空気およびレンガの温度上昇に違いが見られる。実験では装置の熱容量の関係から徐々に温度が上昇するが、計算では集熱器の熱慣性を考慮してない結果、すぐに高い温度となる。また、実験においては配管からの損失などがあ

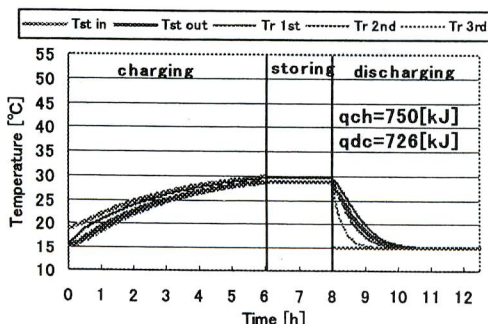


Fig.7 Transient Temperature Distribution
($q_{bc}=300[W/m^2]$ $\dot{m}_a=0.020[kg/s]$)

るが、計算では考慮していないため、全体の温度レベルに差異が生じている。全体的な温度分布の傾向はほぼ一致している。

4.3.1 入射熱流束の影響

Fig.8 に $q_{bc}=500[W/m^2]$ 、 $\dot{m}_a=0.020[kg/s]$ における数値計算結果を示す。入射熱流束が増大すると、Fig.5 に示す如く集熱器の

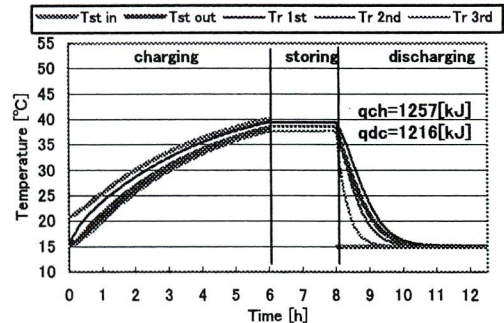


Fig.8 Transient Temperature Distribution
($q_{bc}=500[W/m^2]$ $\dot{m}_a=0.020[kg/s]$)

効率が向上し空気温度の上昇割合が大きくなり、蓄熱槽に送入される熱量が増加してレンガ温度も上昇する。それにより、蓄熱量も増加し、放熱過程で取り出される空気温度も上がって、採暖上良好な結果となる。しかし、本実験では配管からの熱損失のためこれほど顕著な差は認められない。

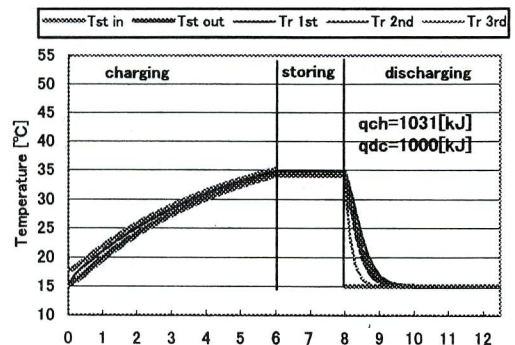


Fig.9 Transient Temperature Distribution
($q_{bc}=500[W/m^2]$ $\dot{m}_a=0.035[kg/s]$)

4.3.2 質量流量の影響

Fig.9 に $q_{bc}=500[W/m^2]$ 、 $\dot{m}_a=0.035[kg/s]$ における数値計算結果を示す。質量流量を

増大させると、蓄熱過程において Fig. 4-2 に示す如く集熱器の効率は殆んど変わらず流量が増加した分出口温度 $T_{col,out}$ が低下し、さらに輸送量が増加する分加熱空気が岩床レンガに与える対流熱伝達の時間が短くなる。Fig. 8 の質量流量の少ない場合に比べ、全体の温度レベルは低下して、そのため蓄熱量も低下する。放熱過程では、低い流量の方が温度はそれほど高くないにしても長い時間熱を取り出せている。

4.4 太陽光熱源とした場合における数値計算結果

前述までの結果はレフランプ熱源による計算値である。Fig. 10 に太陽入射熱流束 $300[W/m^2]$ 、質量流量 $0.020[kg/s]$ における太陽光熱源とした場合の計算結果を示す。模擬太陽光レフランプ ($\lambda_{max}=1.05 \sim 1.2 \mu m$) と太陽光 ($\lambda_{max}=0.499 \mu m$) では波長特性が異なるため、集熱器ガラス面の吸収率などに違いがある。これを考慮した解析によれば、集熱効率に差が生じ、蓄熱量にも影響が出てくる。Fig. 7 と比較すると、太陽光熱源の方が集熱効率が良いため、高温蓄熱域で $7^\circ C$ 以上の高蓄熱特性を示し、放熱熱量は 50% ほど増大する。しかし、その挙動は変わらず、放熱効率 (q_{dc} / q_{ch}) は共に 80% 以上を保持している。また、一枚ガラス集熱器 (c) と組合わせた場合

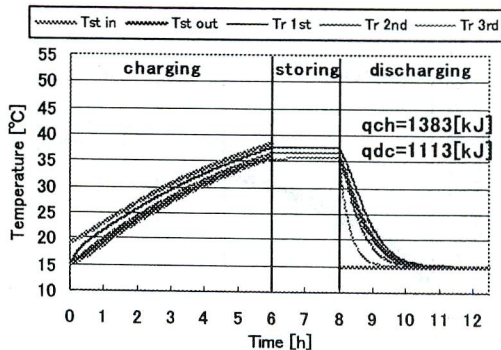


Fig. 10 Transient Temperature Distribution for Solar Ray by Double Covered Glass ($q_{inc}=300[W/m^2]$, $\dot{m}_a=0.020[kg/s]$)

の計算結果を Fig. 11 に示すが、Fig. 10 の 2 枚ガラス (d) 集熱器との組合せの方が高

温度域で高性能を示している。

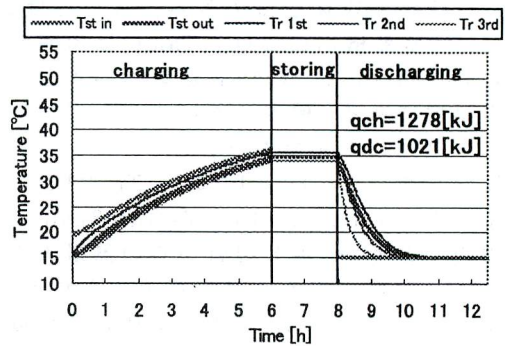


Fig. 11 Transient Temperature Distribution for Solar Ray by Single Covered Glass ($q_{inc}=300[W/m^2]$, $\dot{m}_a=0.020[kg/s]$)

5. 貯熱過程における解析上の検討と岩床式住宅基礎工法への適用

Fig. 6 の 2 時間の貯熱槽中の岩石と空気の実験温度挙動を見れば、岩石中の空気は流動してないにも関わらず $25^\circ C$ から $20^\circ C$ に低下、然るに岩石は僅かの低下しか認められない。隙間率 $\Phi=0.557$ の本実験において空気と岩床間に凡そ $4^\circ C$ の温度差が生じているが、貯熱中は蓄熱層の入口、出口を閉鎖しているので空気流は $\dot{m}_a=0 kg/s$ であるが、隙間空間中の空気は岩石との温度差により内部自然対流を起こして熱散逸を助長していることが予測される。

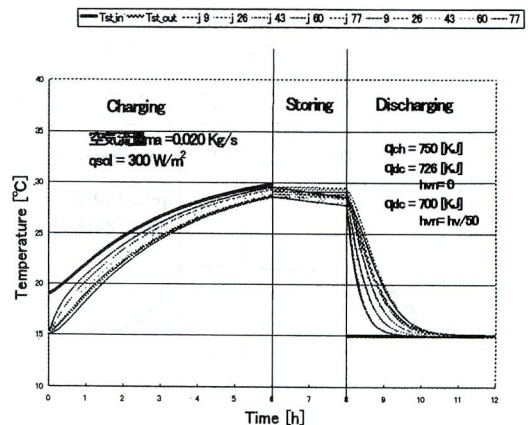


Fig. 12 Numerical Approach for Storing Process by Authors

岸浪、勇田らは隙間中の空気の内対流による体積熱伝達率 h_{vn} を適正に与え、 $\dot{m}_a=0$ の条件下蓄熱方程式(2)、(3)を解くことが、この蓄熱過程の温度挙動をより正確に掌握できると考え、数値解析を行った。

Fig.12 は本研究におけるレフランプ $300W/m^2$ の条件において、貯熱時 $\dot{m}_a=0$ 、 $h_v=0$ として岩石の非定常熱伝導のみを考慮した式(3)のみによる解析結果と、 $\dot{m}_a=0$ 、 $h_{vn}=h_v/50$ とした蓄熱方程式(2)、(3)の連立解による岩床の温度挙動を示す。図より、岩石隙間中の空気の内対流を考慮した結果は 2 時間後 $0.8^{\circ}C$ の温度降下を示し、Fig.6 の実験結果の傾向に近似する。ここで、放熱時の放熱量は熱伝導のみとした場合 $q_{dc}=726KJ$ 、内部対流を考慮した連立解析では $q_{dc}=700KJ$ に低減し、その差は内部対流による散逸量の増加となる。

建物の床下空間を岩石蓄熱槽とする見解

本解析の蓄熱層は $0.85 \times 0.51 \times 0.21(m)$ の小さなものに $50mm$ の外断熱を施したものであるが、建物の床下空間等の大規模なるものを蓄熱槽とすれば、断熱・蓄熱性は格段に向上する。基本的に代表長さを $L(m)$ として、体積(L^3)あたりの表面積(L^2)の比は $1/L$ となり、体積あたりの保有熱量と表面から散逸する熱流の比を表すものと考えられる。本実験条件の 20 倍から 50 倍大きな床下空間などを蓄熱槽に利用すれば、蓄熱量は 20^3 から 50^3 倍、そして保温性は本実験条件の 20~50 倍に達するものと考えて差し支えない。

この観点から、著者の一人阿曾⁽⁴⁾は Fig.13 に示すような建物の大規模コンクリートスラブ床下空間に岩石を敷き詰める SRC 基礎(蓄熱床工法)を提案・実施して冬季暖かい本州において住宅の快適性を提唱している。Fig.14 には年間の外気温と砂利層、地表面、地中の月間平均温度の実測結果を示す。そこでは充填採石の見かけの熱伝導率は $0.23W/mK$ と報告され⁽⁵⁾、地表面温度が夏季 $30^{\circ}C$ 冬季 $2^{\circ}C$ の本州において床下直下の採石層の温度は夏季 $25^{\circ}C$ 、冬季 $16^{\circ}C$ の冷暖房効果が認められ

ている。通常の岩石の熱伝導率は $\lambda=1.5 \sim 4W/mK$ であるが、ここでは空気隙間が強力な断熱層となり、しかも岩石自体が水に等価な蓄熱体となっている。今後、この特性を最大限利用した北海道に適合する岩床式床下蓄熱法を活用した快適な住まいの開発・普及が望まれている。

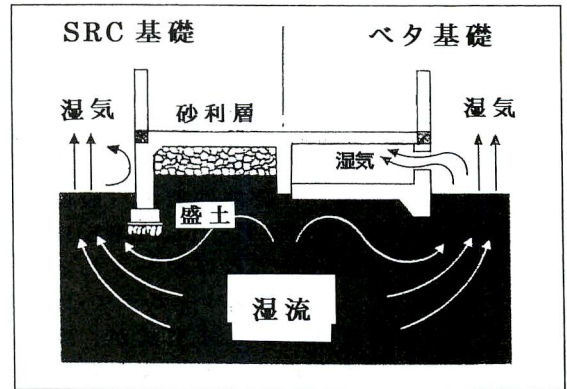


Fig.13 Outline of SRC and Conventional Concrete Slab

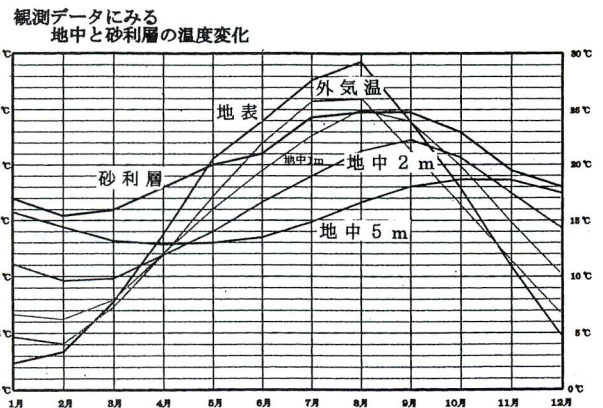


Fig.14 Monthly Mean Temperature of SRC Slab Elements and Atmosphere in Honsyu

6. 結言

民生部門に占める寒冷地の住宅暖房熱エネルギー消費は極めて大きなものがあり、太陽などの再生エネルギーによる快適な寒冷地の住環境の実現・普及は、将来的な化石エネルギーの逼迫において未来への大きな課題である。

本研究は、積雪寒冷地において近年注目されている太陽熱エネルギーの有効活用の一環として、構造簡易で保守性に優れた空気加熱式太陽熱集熱器と水蒸気移動の問題が回避される岩床式蓄熱槽を組み合わせた採暖熱利用システムに関する実験的、解析的な基礎研究を行ったものである。

以下、本研究により得られた結果を列記する。

1. 本研究において、集熱器内の要素間の熱釣合式を組立て、太陽入射強度 q_{inc} 、空気流量 $\dot{m}_a$ 、外気温度 t_o などをパラメータとした熱解析によりその挙動を明らかにし、吸熱性能の一般関係を与えた。その結果は Hottel-Whillier-Bliss の関係としてほぼ統一されることが判明した。2枚カバーガラス・オフセット配置吸熱板による型式が、寒冷地向けとして最適であり、高温蓄熱に適應すること、低温蓄熱では一枚カバーガラス吸熱板型式でも充分なる事が判明した。
2. 本研究の結果より蓄熱は出来るだけ熱媒体空気の循環量を極小にすることが、その温度差を大きくし対流伝熱時間の増加の観点から有効で、ファン入力最小化に繋がることになる。
3. 実験と数値解析の結果より、太陽熱コレクタの集熱効率が本蓄熱装置の最重要因子であることが判明し、本実験装置における太陽熱集熱器の改良と最適化、数値解析結果の確實性を高めるべき工夫（導管からの熱散逸の考慮）が今後の課題である。
4. 蓄熱層の岩石と空気流に関する非定常性を考慮した蓄熱エネルギーは、蓄熱各位置の岩石と空気流の非定常連立解を算定するものとして、蓄熱のみならず貯熱、放熱現象の予測に極めて有効である。特に、貯熱過程時において岩石と空気間に生成する温度差が内部対流を形成しているとする著者らの新たな解析法は貯熱時の温度予測に極めて有用であることが確かめられた。

参考文献

1. 久米・岸浪・鈴木・鎌田・河原、“空気加熱式太陽熱集熱器を熱源とする固体蓄熱槽に関する研究”、日本機械学会第10回環境工学総合シンポジウム 2000 講演論文集 (No.00-7)、p.355-358、2000。
2. 鈴木・岸浪・他7名、“空気加熱式太陽熱集熱器を熱源とする岩床式固体蓄熱層に関する研究”、第13回寒地環境工学合同シンポジウム講演論文集、p. 29-36、2001。
3. J. Pascal Coutier and E.A. Farber, "Two Applications of a Numerical Approach of Heat Transfer Process Within Rock Bed", Solar Energy, Vol.29 No.6, pp.451-462, 1982。
4. SRC 基礎「蓄熱床工法」、(株)八州。
5. 試験成績書“碎石の熱貫流抵抗試験”、(財)建材試験センター、H.10.7.14。