

太陽熱利用暖房システムにおける集熱器と蓄熱槽に関する研究

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

杉澤 展史 ((株)中道機械) 正 鈴木 淳 (室蘭工大)
井口 健太 ((株)北興化工機) 正 三品 博達 (室蘭工大)
建正 鎌田 紀彦 (室蘭工大) 正 岸浪 紘機 (室蘭工大)

abstract

The characteristics of thermal behavior of solid heat storage tank (Rock Bed) combined with air heating type of solar collector were investigated theoretically by applying the heat transfer model considering for rock-air convection heat transfer, thermal conduction as a void parameter, and heat loss to the environment, and experimentally by cylindrical rock-beds connecting with the ref-lamp simulation system of the solar collector. The solar collector characteristics is the most significant parameter for this system, so the heat absorbed efficiency η_c is based on the simultaneous solutions for the energy balancing equation between the wall and glass elements coupled with the energy equation of heated air in the collector channel. The storage energy equations were discretized by the control volume method and solved numerically by Guess-Seidel iteration full implicit technique by using the above derived collector performance η_c depending on the temperature difference in the rock and surroundings. The behaviors of storage performance have been discussed for various parameter under the condition of (1) the air flow rate per unit of face area, (2) solar incident intensity q_{inc} , and (3) storage and discharge air flow mode.

Key Words : Solar Collector Thermal Performance, Rock-beds Heat Storage System, Heat Charging, Heat Storing, Heat Discharging, Design and Operating Parameters

1. 緒言

太陽熱エネルギーの有効利用において、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不安定性の改善には、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。本研究では、空気加熱式太陽熱コレクタを熱源とす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、太陽熱コレクタの熱解析および蓄熱方程式を用いた蓄熱槽内部での、蓄熱・貯蔵・放熱過程の非定常数値解析と実験を行った。そこでは要素の過渡温度特性を予測するために、太陽熱コレクタ内の加熱空気および、空気流とレンガに関する蓄熱槽内の温度解析プログラムを構築した。これを用いて、様々に変化させたデザイン・オペレーティングパラメータを計算条件として、それぞれの条件で得られた数値計算結果をもとに、蓄熱槽内部の熱挙動に及ぼす関係因子の影響を考察し、その結果を検討した。また、得られた数値計算結果を、同一のパラメータのもとでの実験結果と比較検討し、数値計算結果のもつ現実性・妥当性を考察した。

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、軸流ファン、

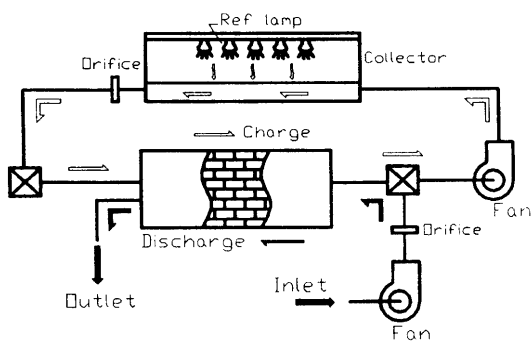


Fig.1 Out line of Experimental Apparatus

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各温度を計測した。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のサイクルとした。実験は、オペレーティングパラメータがそれぞれ、空気の質量流量 $\dot{m}_a = 0.020, 0.028, 0.035$ [kg/s]、入射熱流束(レフランプ) $q_{inc} = 300, 500, 700$ [W/m²]の条件での実験サイクル各段階において、システム各点における温度を測定するという方法で行った。レンガブロックに蓄えられる熱エネルギーは次式で表される。

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

ここで、 m_r はレンガ総質量[kg]、 ΔT はレンガ測定温度差[°C]、 y は蓄熱方向の温度測定位置[m]である。

3. 数値解析

Fig.2は本実験で使用している空気加熱式太陽熱コレクタの概要で、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、先端効果により、そこを流れる空気が効果的に加熱される方式である。

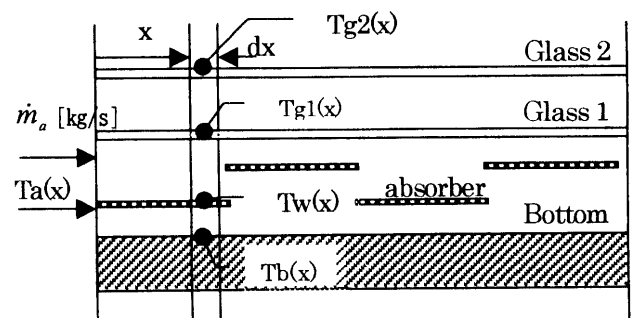


Fig.2 Analytical Model of Solar Collector

集熱版 x 位置 dx 要素上の加熱空気熱釣り合い式 :

$$T_{a(x+dx)} = T_{a(x)} + \frac{w_c * dx}{\dot{m}_a * C_{pa}} * \left\{ 2h_{w(x)}(T_{w(x)} - T_{a(x)}) + hg_{in}(T_{g1(x)} - T_{a(x)}) \dots (2) \right. \\ \left. + h_b(T_{b(x)} - T_{a(x)}) \right\}$$

ここで、 w_c はコレクタ幅[m], \dot{m}_a は空気質量流量[kg/s], C_{pa} は空気の定圧比熱[kJ/kg・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_{in} はガラス1から空気への熱伝達率[W/m²・K]である。

要素 Glass2 の熱流釣合式 :

$$q_{sol} * \alpha_{gs} + \left\{ T_{g1(x)}^4 - (T_{g2(x)})^4 \right\} * \frac{\sigma}{2/\alpha_{gL} - 1} + hg(T_{g1(x)} - T_{g2(x)}) \dots (3) \\ - \left\{ T_{g2(x)}^4 - (T_u)^4 \right\} * \sigma * \alpha_{gL} - hg_{out}(T_{g2(x)} - T_u) = 0$$

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式は以下ようになる。

Glass1 の熱流釣合式 :

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

吸熱板の熱流釣合式 :

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

底面壁の熱流釣合式 :

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

ここで、 k は底面壁全体の熱通過率で、断熱材の厚さを L_{ins} [m], 熱伝導率を λ_{ins} [W/mK] とすると、

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

太陽光集熱器の数値計算概要

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、その値と周囲温度 T_u から x+dx 位置における各要素壁面温度を算定して、この手順を繰り返すことにより、コレクタ全体の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と入射量から集熱器の集熱効率 η_c 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構成要素分の熱釣合式が与えられる。

蓄熱層の蓄熱方程式

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 dy 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熱収支を考えることにより、以下の非定常エネルギー方程式を得る。

空気に関して ;

$$\frac{\partial T_a}{\partial \tau} = -\frac{G_a}{\rho_a} \frac{\partial T_a}{\partial y} - \frac{4U_i}{D_i \rho_a C_{pa} \phi} (T_a - T_w) - \frac{h_v}{\rho_a C_{pa} \phi} (T_a - T_r) \dots (4)$$

岩床 (レンガ) に関して ;

$$\frac{\partial T_r}{\partial \tau} = \frac{h_v}{\rho_r C_r (1 - \phi)} (T_a - T_r) + \frac{K_r}{\rho_r C_r (1 - \phi)} \frac{\partial^2 T_r}{\partial y^2} \dots (5)$$

ここで、 T_a は空気温度[°C], T_r は岩石温度[°C], T_w は周囲温度[°C], τ [sec] は時間, h_v は体積熱伝達係数[W/m³K], D_i は蓄熱槽内径[m], ρ_a および ρ_r は空気およびレンガの密度[kg/m³], ϕ は岩

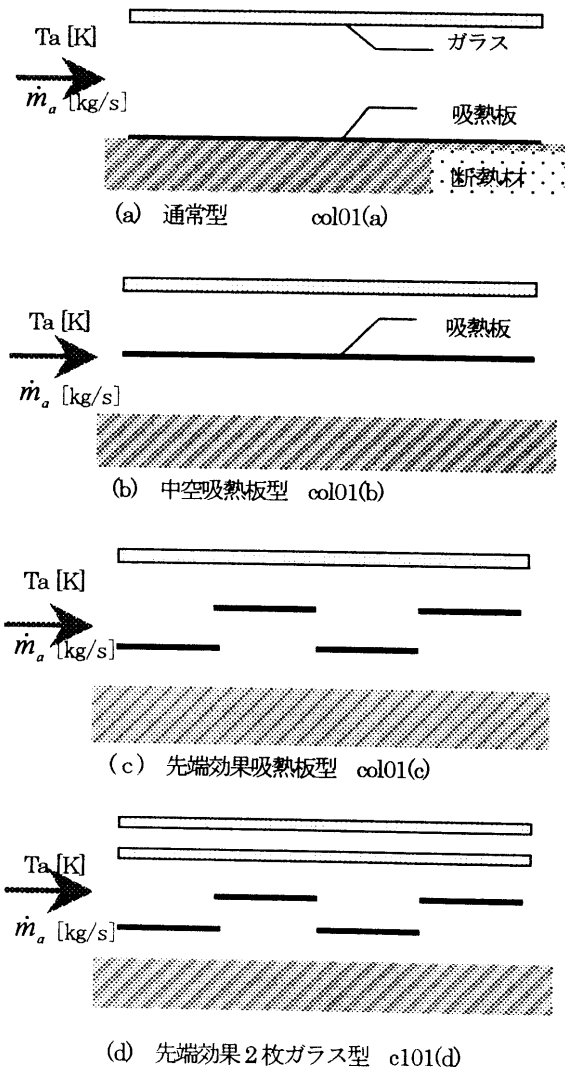


Fig.3 Outline of Employed Air Heated Solar Collector

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/sm²], U_i は蓄熱槽全壁面熱通過係数[W/m²K]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

意位置上の空気および岩床の非定常温度分布挙動を解析した。

4. 結果および考察

4-1. 太陽熱コレクタの性能評価

コレクタの性能評価は、上述4種の集熱器の性能を入射強度、周囲と入口温度、加熱空気量などを作動因子として式(2)と関連する式(3)以下を用いて数値解析した。その結果を、Hottel-Whillier-Blissの関係としてFig.4-1に示す。計算条件は $q_{inc}=300[W/m^2]$ $\dot{m}_a=0.020[kg/s]$ である。これより、コレクタ入口空気と周囲温度差が低い場合、又は熱流束が大きい場合には効率に差はないが、その温度差が高い場合は、その差は顕著になり、オフセット吸熱板2枚ガラス方式(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.4-2,4-3に示すが、若干の相違が認められるが傾向は略同一である。

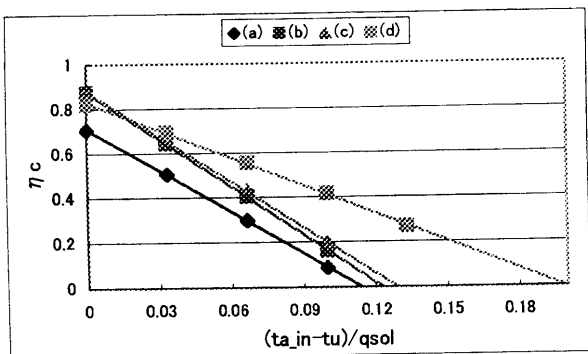


Fig.4-1 ($q_{inc}=300[W/m^2]$ $\dot{m}_a=0.020[kg/s]$)

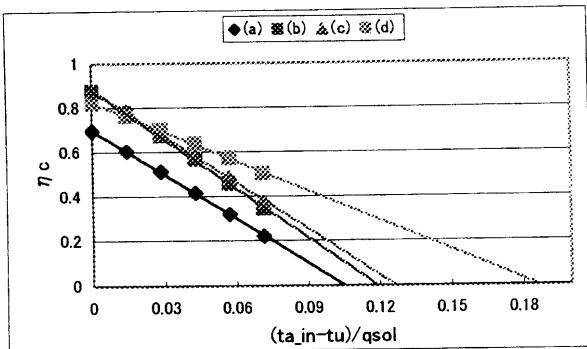


Fig.4-2 ($q_{inc}=700[W/m^2]$ $\dot{m}_a=0.020[kg/s]$)

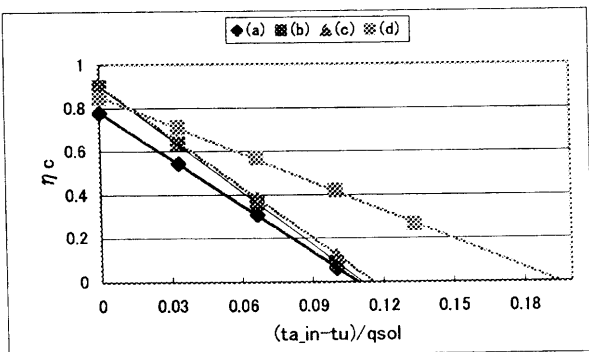


Fig.4-3 ($q_{inc}=300[W/m^2]$ $\dot{m}_a=0.035[kg/s]$)

Fig.4-1, -2, -3 Absorbed Heat Efficiency of Solar Collector

4-2. 実験結果の検討・考察

$\dot{m}_a=0.020[kg/s]$, $q_{inc}=300[W/m^2]$ における空気およびレンガ温度履歴の実験結果をFig.5(a),(b)に示す。ここで、Tst inは蓄熱槽入口温度、Tst outは蓄熱槽出口温度、Tambは周囲温度、Tcol inはコレクタ入口温度、Tcol outはコレクタ出口温度である。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。

蓄熱過程では、Tst inの上昇に伴い各位置のレンガ温度も上昇していく。ある時刻でのTst inとTst out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損失に費やされている。

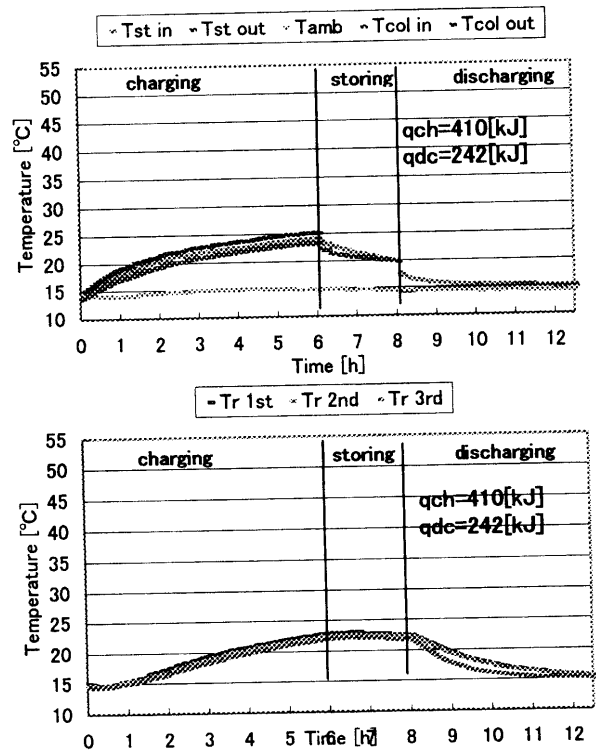


Fig.5 Transient Air and Brick Temperature Distribution ($q_{inc}=300[W/m^2]$ $\dot{m}_a=0.020[kg/s]$)

貯蔵過程では、槽内に空気流はなくレンガ温度はほぼ一定に保たれているが、空気温度(Tst in, Tst out)は時間と共に低下している。この過程では空気流は無くとも岩床との温度差による内部対流が考えられ、熱散逸を助長していることが予測される。また、放熱過程では2時間不足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.6に示す。Fig.5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、計算ではコレクタ流入空気の熱慣性を考慮してないため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。全体を通しての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.7に $q_{inc}=500[W/m^2]$, $\dot{m}_a=0.020[kg/s]$ における数値計算結果を示す。入射熱流束が増大すると、集熱器の効率が向上し、輸送さ

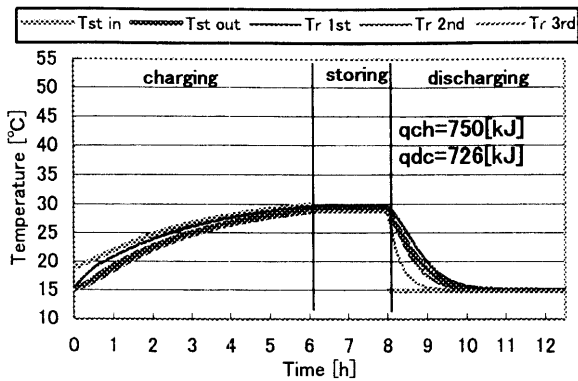


Fig.6 Transient Temperature Distribution
($q_{inc}=300[W/m^2]$ $\dot{m}_a=0.020[kg/s]$)

れる熱エネルギー量が増加するため空気温度の上昇割合が大きくなり、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、実験値ではこれほど顕著な差は見られない。

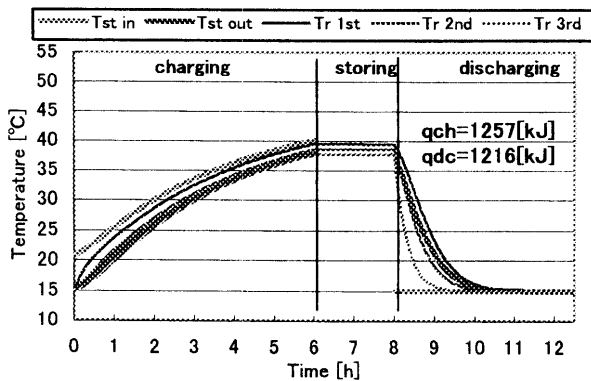


Fig.7 Transient Temperature Distribution
($q_{inc}=500[W/m^2]$ $\dot{m}_a=0.020[kg/s]$)

4-3-2. 質量流量の影響

Fig.8 に $q_{inc}=500[W/m^2]$, $\dot{m}_a=0.035[kg/s]$ 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、加熱空気の輸送量が増加するが加熱空気が岩床レンガに熱エネルギーを与える時間が短くなるため、全体の温度レベルは若干低下する。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. 太陽光熱源の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.9 に太陽入射熱流束 $300[W/m^2]$ 、質量流量 $0.020[kg/s]$ における計算結果を示す。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、コレクター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、コレクタ効率に差が生じ、蓄熱量にも影響が出てくる。Fig.6 と比較すると、太陽光熱源の方がコレクタ効率が良いために、高温蓄熱域で高性能を示している。しかし、放熱過程における挙動は変わらず、放熱効率(qdc/qch)は80%以上を保持している。また、一枚ガラス集熱器(c)とした場合の計算結果をFig.10に示すが、Fig.9の2枚ガラス(d)構造の方が高温域で高性能を示している。

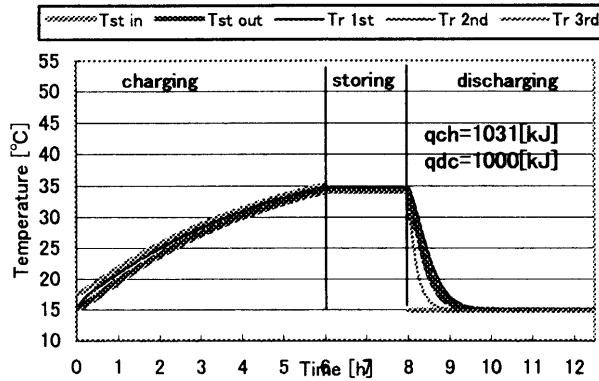


Fig.8 Transient Temperature Distribution
($q_{inc}=500[W/m^2]$ $\dot{m}_a=0.035[kg/s]$)

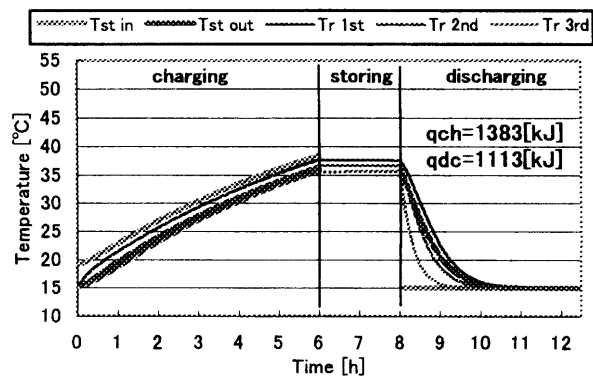


Fig.9 Transient Temperature Distribution for Solar Ray by Double Covered Glass ($q_{inc}=300[W/m^2]$ $\dot{m}_a=0.020[kg/s]$)

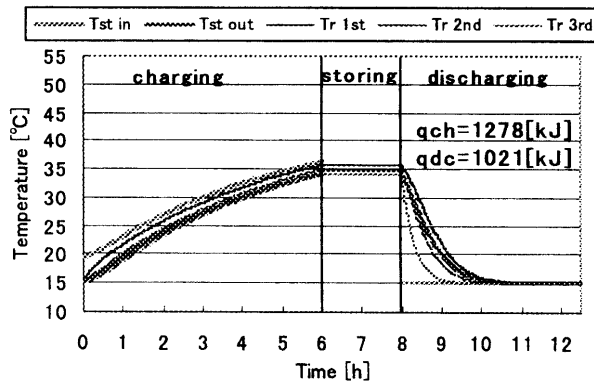


Fig.10 Transient Temperature Distribution for Solar Ray by Single Covered Glass ($q_{inc}=300[W/m^2]$ $\dot{m}_a=0.020[kg/s]$)

5. 結言

1. 本研究において、コレクタ内の要素間の熱釣合式を組立て、数値解析によりその挙動を明らかにし、吸熱性能は Hottel-Whillier-Bliss の関係で統一されることが明らかにされた。
2. 実験と数値解析の結果より、太陽熱コレクタの性能が本蓄熱採暖システムの最重要因子であり、今後実大システムへの解析プログラムの適用により本採暖システムの有効性と流量制御などを含めた最適な適用法を検討する必要がある。

参考文献 1. 久米・岸浪・鈴木・鎌田・河原、“空気加熱式太陽光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講演 pp.355-358、2000。