

実験用ソーラポンドによる冷暖房

Air-Conditioning by Model Solar Pond

川 瀬	薫*	埤 田	博 史*
Kaoru KAWASE		Hiroshi TAODA	
坂 見	宏*	早 川	浄*
Hiroshi SAKAMI		Kiyoshi HAYAKAWA	

Abstract

A model of solar pond was designed and constructed, and the experiments on heat storage and air-conditioning were carried out with a heat-pump. Transparent poly vinyl chloride panel was prepared in the model solar pond to separate the heat-storage layer from the heat-insulating layer. By such device the heat convection caused by the temperature difference between the heat-insulating layer and the heat-storage layer was suppressed successfully.

In air-conditioning experiments by extracting the heat from the model solar pond, the COP (coefficient of performance) of heat-pump was very large: 3.5-4.0 in cooling experiment and 3.2-3.6 in heating experiment. The heat income and outgo of heating-cooling experiment was calculated from amounts of insolation and radiation, heat conduction via wall and ceiling, and the generated heat from equipments.

The result was almost consistent with the performance of heat pump backed with the model solar pond.

Key Words : Solar pond, Transparent panel, Heat-storage, Air-conditioning, Coefficient of performance

1. はじめに

ソーラポンドは希薄な太陽エネルギーを長期間にわたって水に吸収させて蓄熱し、その熱を冷暖房などに利用するものである。U.Kalecsinsky¹⁾によって、湖底の塩分が湖水に溶けて形成された濃度勾配による対流抑制作用のために深さ1.3mの水温が70℃に保たれていることを見出したのが始まりである。その後、人工的に、A.Pinkusasら²⁾が、塩水濃度勾配によるソーラポンドを提案し、温度が上昇することを確認している。さらに、H.Tabor³⁾が動力源として用いるための議論を発表した。塩水ソーラポンドによる蓄熱原理については、既に多くの解説⁴⁾があり、1000㎡以下の小型ポンドでは実用としては熱損失が大き過ぎて、経済的な効果が期待できないことが知られている。

一方、ソーラポンドの特徴の一つは、一定温度の温水を大量に得ることができることで、蓄えられた温水を用いて冷暖房や発電などの実用的な利用が試みられている。ソーラポンドの熱を利用するには熱を抽出する必要があるが、この熱抽出の方法として熱交換器を蓄熱槽内部と外部に設置する方法がある。蓄熱槽内部と外部とでは蓄熱槽内の液体の流動に大きな違いがあり、

内部法では自然対流、外部法では強制対流が生ずる。また、この塩水濃度勾配法によるソーラポンドは自然のままでは時間の経過と共に拡散、均一化するため、濃度勾配を維持するには人工的に調整する必要があり、通常は下部から濃厚塩水を注入して上部から真水を流入する方法が行われている。本報では、実験用無塩型ソーラポンドに蓄熱する方法として、太陽光線に対して透過性であり、かつ耐熱性、耐候性の塩化ビニル板を水平に水槽内に設置することによって断熱槽水と蓄熱槽水の対流による混合を防止する方法を用いた。製作した実験用ソーラポンドは事実上ソーラポンドとしての機能を持っていない。従って、この研究はヒーターで人為的に加熱し、かりにソーラポンドとして蓄熱が行われたとしたときの、これとヒートポンプとの組合せによる暖冷房への有用性を調べるため、蓄熱と外部熱抽出法による冷暖房を行いヒートポンプによる熱移動、ヒートポンプの成績係数、及び熱収支について検討したものである。

*工業技術院名古屋工業技術試験所 主任研究官
Government Industrial Research Institute, Nagoya
Senior Researcher

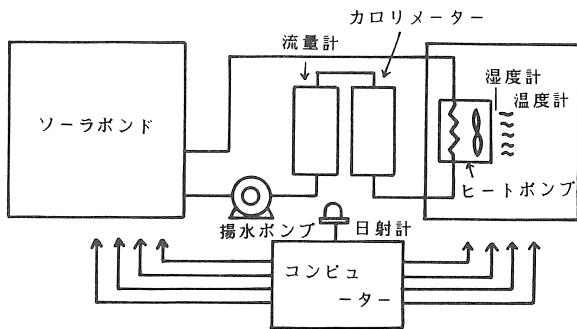


図1 実験用ソーラポンド配置図

2. 実験装置

本実験に用いた装置の概要及び実験用ソーラポンドを図1および写真1に示した。実験用ソーラポンドは断熱性能を重視して断熱材と一体成型した水槽で、横2m×縦1.5m×深さ1.5mのステンレス製で、ポンド上面にアクリル板（厚さ5mm）を張って外風による水面の動揺を防いだ。本実験では槽内に塩化ビニル板（厚さ1mm）を底床から1mのところに張り蓄熱槽と断熱槽を分離した。実験用ソーラポンドにはヒーター（5kW, 2本, 2.5kW, 2本）、及び取り入れ口と吐き出し口（内径2.5cm）を設置し、その位置関係を図2に示した。この実験用ソーラポンドは小型であるため夏期には太陽光の入射により緩やかに蓄熱できるが（図4参照）、冬期には事実上放熱が蓄熱を上まわる結果となる（図5参照）。従って冷暖房実験にはあらかじめ槽内に設置したヒーターにより所定温度まで蓄熱槽水を加熱しておき、これを水熱源方式のヒートポンプの熱源として閉回路で循環使用する方法でヒートポンプの運転を行った。また、冷暖房実験に使用した部屋は四方のコンクリートの厚さ、それぞれ15cmで、南壁面積7.05㎡、東壁7.15㎡、南面ガラス3.84㎡、東壁23.3㎡、西壁32.3㎡、北壁20.1㎡、北扉3.2㎡、床面積31.7㎡（約19畳）、および108.4㎡の容積の部屋で、本来他の目的に設計された部屋であるので長方形の室内にジグザク状にコンクリート壁が設置されたままである。その詳細を図3に示した。実験装置の概要及び仕様を表1に示した。温度測定に熱電対を用いて、測定箇所はポンド槽内に14箇所、即ちポンドの中心の底部から上に20cm間隔に6箇所及び取り入れ口、吐き出し口、内外壁に8箇所とした。室内温度の測定には床から高さ300cmの天井付近、150cm及び50cmの各4箇所とヒートポンプの空気吹き出し口、吸い込み口及び配管にそれぞれ熱電対を設置して行った。熱電対、

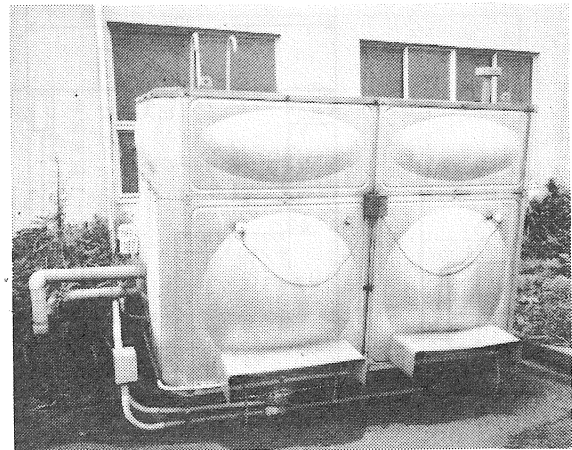


写真1 実験用ソーラポンド

表1 実験用ソーラポンドに用いた各種装置の仕様

実験用ソーラポンド	2 X 1.5 X 1.5m ステンレス製
断熱槽	1.14 m³
蓄熱槽	3.36 m³
ヒートポンプ	冷房能力 3550 Kcal/hr
	暖房能力 4150 Kcal/hr
型 式	WF-1101(C)
	日本ビーマックKK,
	水熱源方式
揚水ポンプ	ベローズ
	最大吐出量 21.6 l/min
	最大吐出圧力 1.5 Kg/cm²
	モーター 0.4 kW
	型 式 BPT-10 イワキKK
積算熱量計	最大指示熱量 1000 Gcal
	最小指示熱量 0.02 Mcal
	型 式 EHB-13 愛知時計電機KK
データ収録装置（トレンドロガー）	データ収録チャンネル 33 点
	型 式 TR-2723 タケダ理研KK
パーソナルコンピューター	型 式 FM-8 富士通信機KK
日射計	型 式 MS-41 英弘精機産業KK
湿度計	1) 毛髪湿度計
	型 式 NWR-9003E
	日本計量工業KK
	2) 温湿度センサー
	型 式 TH-1 神栄KK

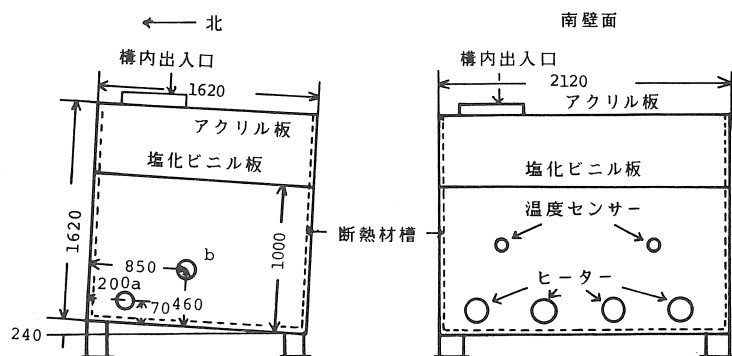


図2 実験用ソーラポンドの概要

a 取り入れ口 b 吹き出し口
断熱材：発砲ポリエチレン（厚さ60mm）

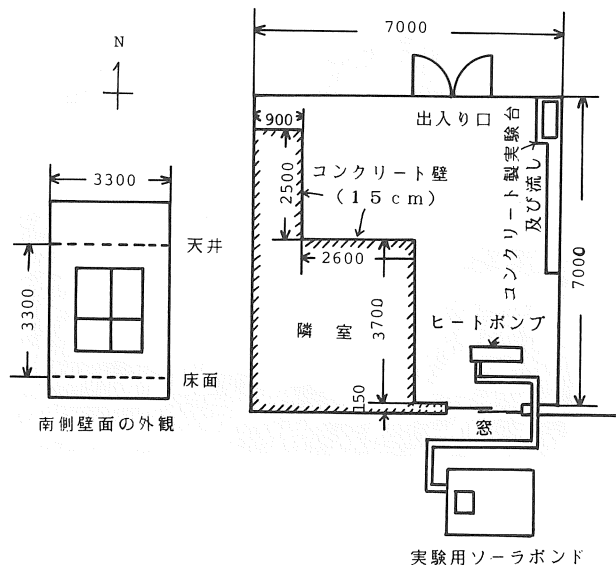


図3 冷暖房実験室の概要

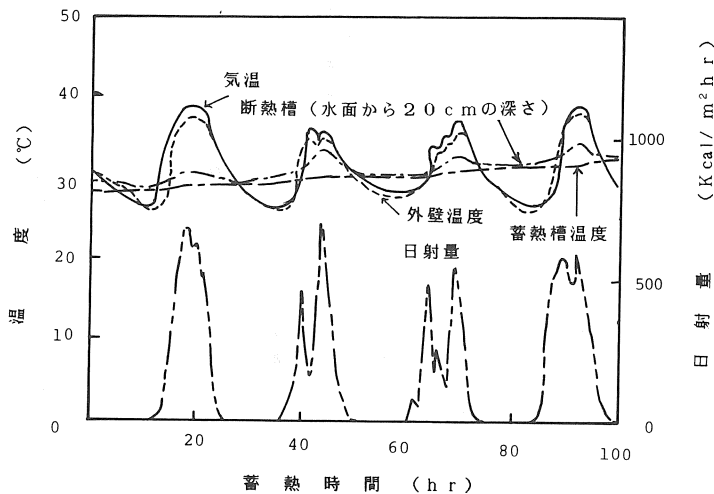


図4 夏期における気温、外壁温度、蓄熱槽温度（底から20cm）及び日射量と蓄熱時間の関係（1985年7月22日開始）

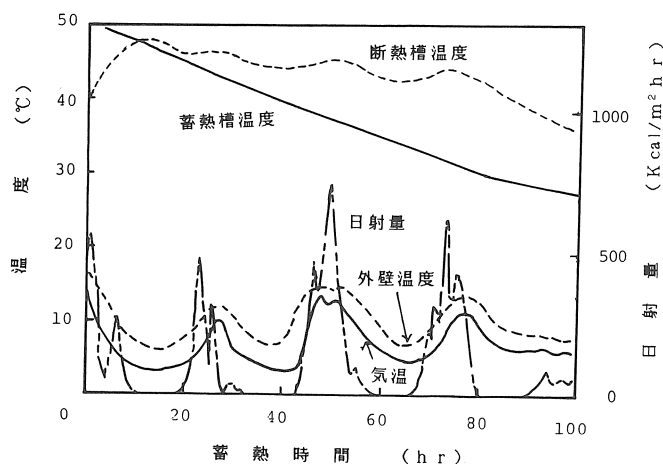


図5 冬季における気温、外壁温度、蓄熱槽温度（底から20cm）及び日射量と蓄熱時間の関係（1985年10月15日開始）

日射計及び湿度計の出力はトレンドロガーに収録したのち、GB-IB をへてパーソナルコンピュータに導き、所定時間毎に記録した。

3. 実験結果

3.1 蓄熱実験

図4に夏期（1985年7月22日より）における蓄熱時の気温、ポンド外壁温度（槽の北側面、2m×1.5mの中心）、ポンド蓄熱槽の水温及び日射量を示した。図はポンドに注水後、水温が30℃になった時点からの温度変化等をプロットしたものであるが気温は外壁の温度よりいずれも高めに推移し、ポンドの水温は積算日射量とともに上昇しており、ゆるやかに蓄熱されている。

ポンドは夏期の南中時の直射日光がほぼ垂直に入射するように南に向けてやや傾けて設置してあるが、蓄熱槽内に入射を期待できる時間は南中時を中心とした8時間ほどと考えられる。図4に見られるような平均1.2℃/dayの温度上昇から、日射エネルギーの利用効率（蓄熱量の増加/積算日射量）はおおよそ0.3と見積ることができる。図5に冬季（1985年10月15日より）における蓄熱時の気温、ポンド外壁温度（槽の北側面、2m×1.5mの中心）、ポンド蓄熱槽内の底から20cmの水温および日射量を示した。この場合はあらかじめヒーターにより蓄熱槽の水温を50℃に上昇してからの温度の推移等をプロットしてあり気温は外壁温度より平均して約2℃低めに推移している。また日射があるにも関わらず気温との差が大きいので蓄熱槽の水温は約80時間まではほぼ直線的に低下するがそれ以降は水温の低下速度が減少している。一方断熱槽の温度上昇は約13℃に達している。冬季には蓄熱槽への直射日光の入射はほとんど期待できないが、断熱槽へ入射した直射日光の寄与が幾分かはあるものと考えられる。

3.2 冷房実験

実験用ソーラポンドにおける冷房時の取り入れ口と吐き出し口の温度変化を図6に示した。図から明らかなように蓄熱槽の初期温度は22.3℃であるが冷房開始と同時に取り入れ口と吐き出し口の温度が急速に上昇し、それ以降ほぼ3～5℃の温度差を保ちながら時間

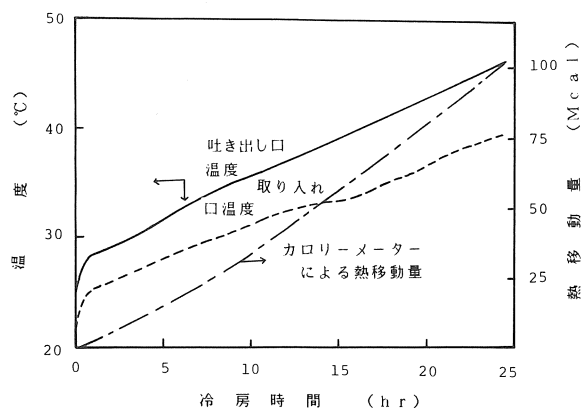


図6 冷房実験におけるポンドの取り入れ口と吹き出し口の水温と冷房時間の関係

の経過とともに槽内の温度は上昇している。この温度差と流出量から算出したポンドの熱量は後述するように3000~4000 kcal/hrで時間とともにほぼ直線的に増加している。

冷房時におけるソーラポンドの蓄熱槽温度(底から20cm)及び断熱槽温度(底から120cm)、ヒートポンプの空気吹き出し口の温度の時間経過を図7に示した。同じ時刻における蓄熱槽の水温は直線的に増加しているが、同じ時刻における槽内に設置した塩化ビニル板を隔てた断熱槽の温度には、日射及び外気温による影響がみられる。またヒートポンプの吹き出し口からは冷房開始直後から6~8℃に冷却された風(720m³/hr)が吹き出し、室内の温度は急速に低下している。しかし、ヒートポンプの可動温度範囲の上限温度が45℃であるため、蓄熱槽の温度上昇にともなって冷房能力の低下がみられる。同じ時刻における冷房時の外気温と室温の関係を図8に示した。室内の温度は冷房開始直後から外気温と関係なくほぼ一定の温度に保たれている。また、相対湿度は室温の低下と共に減少し、その後室温が一定になると共に一定した(相対湿度; 43%)。

3.3 暖房実験

図9に暖房実験における蓄熱槽温度(底から20cm)、断熱槽温度(底から120cm)及び日射量変化を示した。図から明らかなようにポンド内の初期温度は断熱槽では50℃に達しているが日射量の減少とともに低下している。また日射量が増加するにつれて再び水温が上昇している。

このように蓄熱槽の水温の低下にも関わらず断熱槽では水温の上昇、下降が見られ、蓄熱槽温度への影響は少ないので隔壁とともに一応断熱の役目を果たしていると思われる。

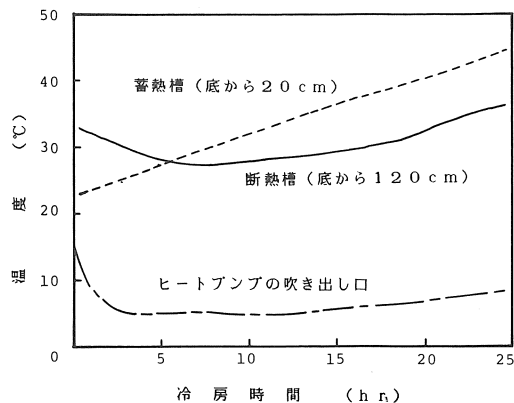


図7 冷房実験におけるポンド内の水温及びヒートポンプの吹き出し口温度の関係

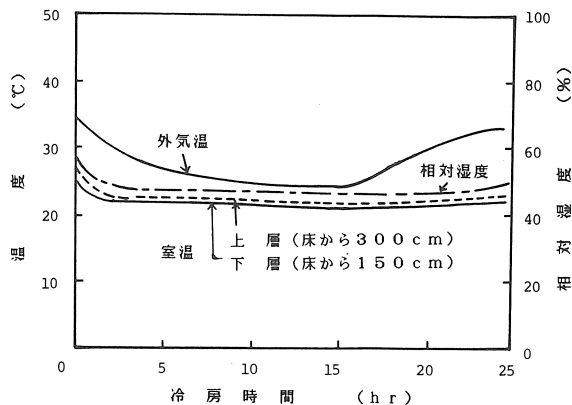


図8 冷房実験における室温、外気温及び相対湿度と冷房時間の関係

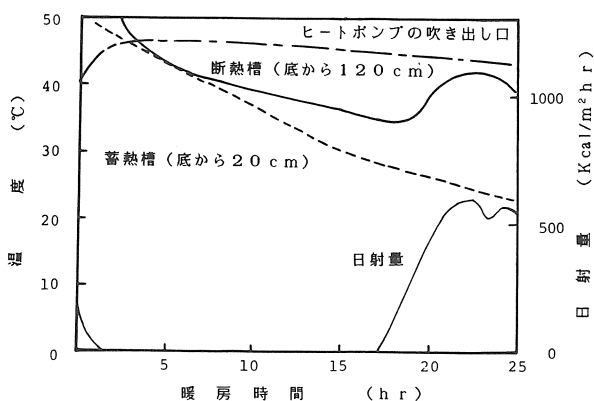


図9 暖房実験における蓄熱槽及び断熱槽の水温及びヒートポンプの吹き出し口と暖房時間の関係

図10にヒートポンプの設定温度を25℃にしたときの暖房稼動時における床上150cm及び300cmの室温の時間変化を示した。室温はほぼ1℃の差で室内全体がよく制御されている。また、外気温が大きく変化しても室温には全く影響が見られなかった。

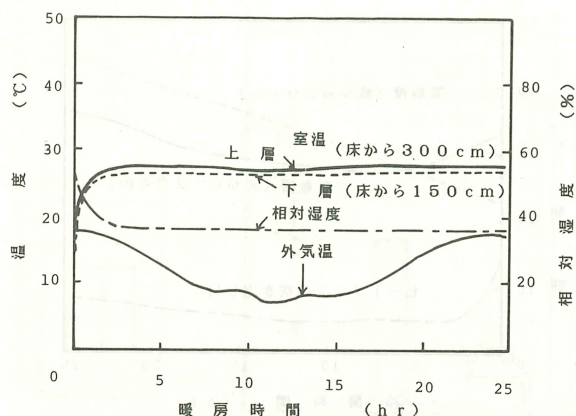


図10 暖房実験における室温と外気温及び相対湿度との関係

図11は蓄熱槽の水の取り入れ口及び吐き出し口の温度変化を示したものである。約20時間のところの変曲点は図9の日射量が急に増加した時間と一致し、蓄熱槽の温度が少し上昇したことを示している。

4. 考察

4.1 実験用ソーラポンドの熱収支

ソーラポンドに蓄熱した熱を利用し、冷房実験を行った結果を図8に示した。図から明らかなように、室温及び相対湿度は冷房初期に急激に低下している。この冷房初期においては日射、壁、天井、及び床からの熱輻射及び熱伝導の影響が比較的少ないので、比較的容易に室温を下げる事が可能と考えられる。

1. 1時間後の室内温度は、29.8℃から21.9℃に、相対湿度は73%から43%に減少した。一方図7にみられるようにヒートポンプの吹き出し口の温度は6℃に約10時間保たれ、その後温度がやや上昇している。ヒートポンプの送風能力は12m³/minで、吹き出し口の湿度は30.5%であることから冷却に要する熱量 Q_c を定常状態において計算すると

$$Q_c = V_h \cdot C_p (T_R - T_S) + V_h \cdot r (X_R - X_S)$$

で求めることができる。ここで V_h は単位時間当りの空気の重量 (kg/hr)、 C_p は空気の比熱 (0.24 kcal/kg・℃)、 T_R および T_S は冷房前後の室温、 r は水の蒸発潜熱 (597 kcal/kg)、 X_R および X_S は冷房前後の絶対湿度である。ヒートポンプによる冷房で奪われたエンタルピーは6180 kcal/hr と算出された。またヒートポンプによる暖房において図10から明らかなように暖房前と暖房後の温度が最初の1.4時間でそれぞれ17℃から27.5℃まで上昇している。また相対湿度は52.1

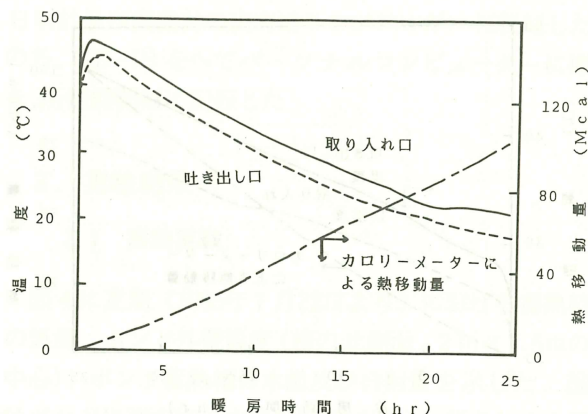


図11 暖房実験におけるポンドの取り入れ口と吐き出し口の水温と暖房時間の関係

%から35.2%に減少している。一方図9に見られるようにヒートポンプの吹き出し口の温度は46℃にはほぼ20時間保たれ、その後の温度はやや低下している。ヒートポンプの吹き出し口の相対湿度は21.0%であることから暖房に要したエンタルピーは

$$Q_w = V_h \cdot C_p (T_R - T_S) + V_h \cdot r (X_R - X_S)$$

で、6002 kcal であった。

4.2 ヒートポンプの成績係数

ヒートポンプを使用した冷房出力 Q_c 及び暖房出力 Q_h を次式を用いて算出した。

$$Q_c = (V_h / C_G) \cdot C_p \cdot (T_{in} - T_{out})$$

$$Q_h = (V_h / C_G) \cdot C_p \cdot (T_{out} - T_{in})$$

ここで、 V_h はヒートポンプの送風量 (m³/hr)、 C_G は比容積、 C_p は比熱、 T_{in} 及び T_{out} はヒートポンプの吸い込み口空気温度及び吹き出し口空気温度である。ヒートポンプの吸い込み、吹き出し空気温度と冷暖房出力及び冷暖房経過時間の関係を図12および図13に示した。冷房出力はソーラポンドの水温 (図7) が上昇するにつれて増加している。しかし暖房の場合の出力はソーラポンドの水温が低下するとともに減少している。この傾向はヒートポンプの特性 (図14) によるもので冷暖房の水温の上昇とともに出力は増加することが知られている。一定温度の市水を使用した場合についても示した。(図12, 図13) が、冷暖房出力は3000及び3200 kcal/hr であり、ソーラポンドに蓄熱し利用した場合に比較して著しく小さく、ソーラポンドを使用したことによって熱出力が大きく改善されている。また別に、冷暖房によるヒートポンプの成績係数 (COP) を、ヒートポンプの入口空気温度と入口水温から、公表された特性曲線 (図14) を用いて求めた冷暖

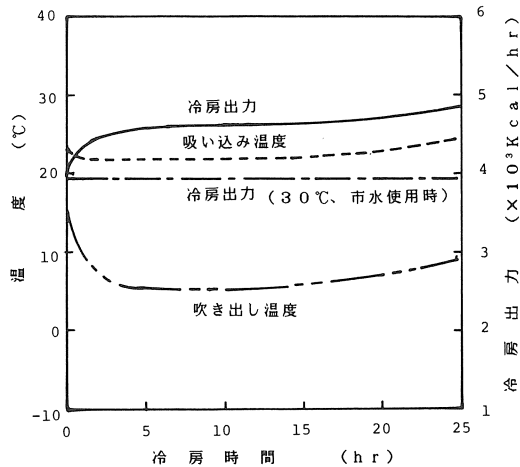


図12 ヒートポンプによる冷房出力

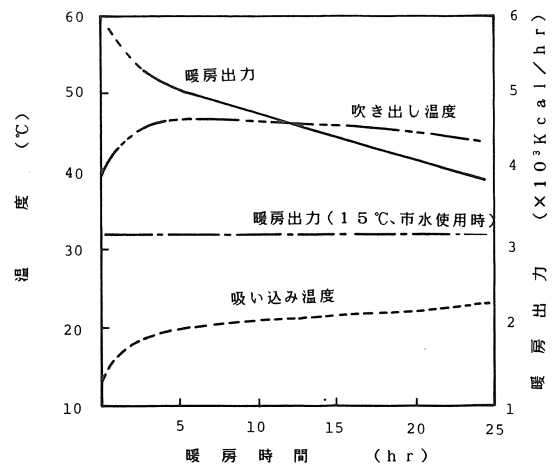


図13 ヒートポンプによる暖房出力

房出力と消費電力(熱換算)から算出した。

$$COP = Q_H / E, Q_C / E$$

図15に冷暖房の成績係数と冷暖房の経過時間を示した。冷房出力は1時間当り最高3750 kcal/hr, COPは4.01の値が得られた。1時間当りの冷房出力及びCOPは時間の経過とともに低下する傾向が見られた。これは気温の上昇にともなう室内温度の上昇が大きな原因であろう。一定温度の水を使用した場合には2912 kcal/hrで, COPは2.95であった。蓄熱したソーラポンドの水を用いた場合の方がCOPも改善されている。暖房出力は1時間当りで5250 kcal/hrでCOPは3.52に達している。暖房時間の経過とともに暖房出力及びCOPは低下した。これはソーラポンドの水温の低下とともにヒートポンプの出力が低下するのが原因である。また同じように一定温度の水を使用した暖房出力が3210 kcal/hrで, またCOPは2.25と低い値を示している。ソーラポンドで蓄熱した温水を利用することによって暖房出力も著しく改善されている。

4.3 室内の熱負荷

冷暖房の熱負荷は室内外から流入出する熱量によって影響されることを先記したが, それには室を構成する壁や天井及び床からの伝導熱あるいは輻射熱, 外気の流入出に伴う熱, 室内で発生する熱などが考えられる⁵⁾

上記熱負荷について詳細に検討すると, 南壁の熱伝導 q_w は

$$q_w = K \cdot t_e \cdot A$$

$$t_e = (t_{em} - t_r)$$

で表される。ここで K は熱貫流率 (kcal/m²・hr・°C) でコンクリート壁の厚さ及び太陽の天空方向によって定まり, 夏期における15cmの厚さで南壁の場合には通常3.6の値が用いられる。 t_e は相当温度差(°C)で相当外気温度から室温を差し引いた値であり, ここでは8°Cとした。 A は壁の面積(7.05 m²), t_{em} は相当外気温度(°C), t_r は室温である。特に南壁は日射に関

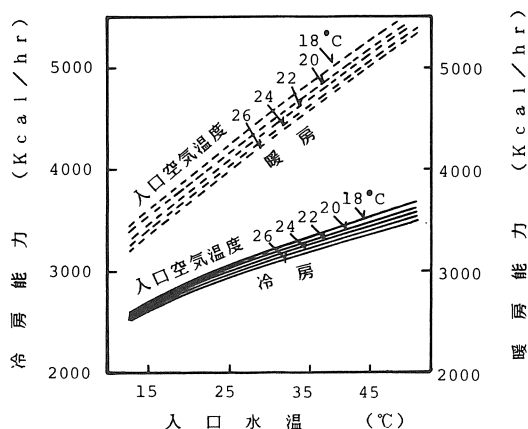


図14 ヒートポンプの冷暖房能力

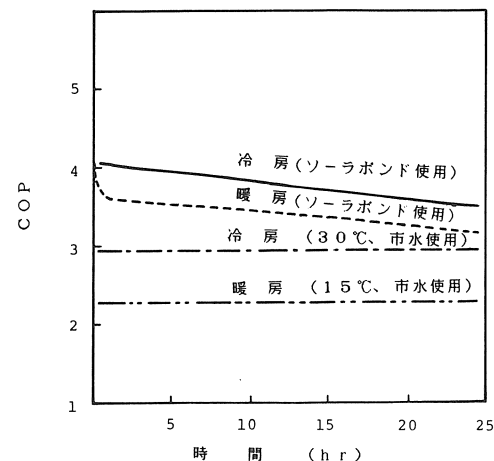


図15 冷暖房におけるヒートポンプの成績係数

係し、その熱伝導にはタイムラグが生じるが、大きく影響するものではなく、ここでは外気温度と室温の差の影響が著しい。また東、西、及び北壁は相当外気温度が隣接室及び廊下の温度であるので相当温度差はほぼ一定で4℃とした。天井及び床の熱伝導についても同様にして熱貫流率は3.6とし、相当温度差は4℃として計算した。南面のガラス窓からの q_q は次のように表される。

$$q_q = q_{GR} + q_{GT}$$

$$q_{GR} = I_{GR} \cdot A_g$$

$$q_{GT} = K_g \cdot (t_{em} - t_r) \cdot A_g$$

ここで、 q_{GR} は太陽の日射及び輻射による熱量 (kcal/hr), q_{GT} は内外温度差による熱量 (kcal/hr), I_{GR} はガラスを透過する輻射量 (kcal/m²・hr) で、日射量及び輻射量とガラスの透過率の積で表したもので、時刻12時における輻射量を186 (kcal/m²・hr)とした。 A_g は窓ガラスの面積 (3.8m²), K_g はガラスの熱貫流率 (5.5 kcal/m²・hr・℃) である。隙間風による取得熱量 q_i は

$$q_i = q_{IS} + q_{IF}$$

$$q_{IS} = C_{PS} \cdot G_l \cdot (t_{em} - t_r)$$

$$q_{IF} = G_l \cdot (X_R - X_S) \cdot r$$

で表される。ここで q_{IS} は隙間風による顕熱量 (kcal/hr), q_{IF} は隙間風による潜熱量 (kcal/hr), G_l は隙間風の量 (kg/hr) である。窓の周辺1m当りの侵入空気量 (m³/hr・m) は窓の種類や周囲の隙間及び屋外の風速によって異なるが、J.Strock⁶⁾によれば、鋼製で周囲の隙間1.6mm及び屋外風速2 m/secの時、4.4 m³/hr・mとしている。またドアの開閉による隙間風の侵入も考えられる。ドア (180cm平方) の開閉1回毎の侵入空気量を1 m³とし、隙間風量に加えた。室内の人体による発熱量 q_h は

$$q_h = q_{HS} + q_{HF}$$

$$q_{HS} = 50 \cdot n$$

$$q_{HF} = 42 \cdot n$$

で表され、 q_{HS} 及び q_{HF} は顕熱及び潜熱 (kcal/hr) で、 n は人数である。

室内器具からの発生熱量 q_e は、ヒートポンプの送風機及びコンプレッサー0.92kW、ソーラポンド揚水出力用ポンプ0.2kW、コンピューター類の0.4kWの和である。比較的外気温度及び熱伝導が平衡に保たれていると考えられる12時を選び熱収支を算出し、表2及び表3に示した。いずれも顕熱負荷が主であるが、熱負荷の値は冷暖房出力とおおよそながら矛盾のない結果と考えられる。

5. ま と め

小型の実験用ソーラポンドを製作し、蓄熱過程及びヒートポンプを用いた冷暖房の特性を検討した。得られた結果を以下に要約する。

(1) 本実験に用いたソーラポンドは夏期においては太陽光を吸収し、暫時蓄熱槽の温度が上昇する。しかし冬期においてはほぼ気温と同じであり、ヒータで加温した水を蓄熱槽に保持してもその温度は日照が有るにもかかわらず下降した。

(2) 蓄熱した温水を利用する場合には、塩化ビニル板により断熱槽と蓄熱槽の温度差が生ずるが、断熱性は良好で日照に関係なく蓄熱槽の温水を有効に取り出すことができた。

表2 冷房実験における熱負荷

項 目	貫流 (Kcal/m ² ・hr・℃)	温度差 (℃)	面 積 (m ²)	熱負荷 顕熱・潜熱 (Kcal/hr)
南壁	3.6	8	7.05	203
間仕切 (壁)	3.6	4	75.7	1090
天井	3.6	4	31.7	456
床	3.6	4	31.7	456
ガラス窓	輻射熱 (Kcal/m ² ・hr)	186	3.8	109
	5.5	8	3.8	167
隙間風	潜熱	相対湿度 (%)	隙間風量 (m ³ /hr)	
	外気 (29.8℃)	73	5.5	49
	室内 (21.9℃)	43		
	潜熱	温度差 (℃)		
		8	5.5	13
発生熱	人 (1名)	潜熱		50
		顕熱		42
	揚水ポンプ	0.4KW		
	ヒートポンプ	0.92KW		1479
	コンピューター	0.4KW		
合 計				4714

表3 暖房実験における熱負荷

項目	貫流 (Kcal/m ² ・hr・℃)	温度差 (℃)	面 積 (m ²)	熱負荷 顕熱・潜熱 (Kcal/hr)
南壁	3.6	15	7.05	381
間仕切	3.6	9	77.5	2453
天井	3.6	9	31.7	1027
床	3.6	9	31.7	1027
ガラス	輻射熱 (Kcal/m ² ・hr)	186	3.8	707
	5.5	18	3.8	376
隙間風	潜熱	相対湿度 (%)	隙間風 (m ³ /hr)	
	外気 (17℃)	52	5.5	5
	室内 (27.5℃)	5		
	顕熱	温度差 (℃)		
		17	5.5	27
発生熱	人 (1名)	潜熱		-50
		顕熱		-42
	揚水ポンプ	0.4KW		
	ヒートポンプ	0.92KW		-1479
	コンピューター	0.4KW		
合 計				4432

(3) ヒートポンプによる冷暖房により、このシステムを室内の空調に十分使用できることがわかった。COPは冷房時では3.5~4.0、暖房時では3.2~3.6でいずれも非常に大きく、ソーラポンドの蓄熱水を利用することにより優れた効果をあげることができた。

要 旨

実験用ソーラポンドを設計製作し、蓄熱実験及びヒートポンプによる冷暖房実験を行った。この実験用ソーラポンドの内部は、塩化ビニル板により断熱槽と蓄熱槽が分離されており、断熱槽と蓄熱槽の温度差から生ずる対流を防止することができた。実験用ソーラポンドからの熱抽出による冷暖房実験においては、ヒートポンプの成績係数 (COP) が冷房実験では3.5~4.0、暖房実験では3.2~3.6ときわめて大きな値が得られた。冷暖房実験から得られた負荷を日射量、壁、天井等からの伝導熱及び機器の発生熱量などから算出したところ、実験用ソーラポンドを熱源としたヒートポンプの冷暖房出力とはほぼ一致した結果を得た。

文 献

- 1) A.V.Kalecsinsky; Ueber die ungarischen warmen und heissen Kochsalzseen als natürliche Wärmeaccumulatoren, sowie über die Herstellung von warmen Salzseen und Wärmeaccumulatoren; Annalen der Physik; Vol. 7, (1902), pp. 503~506
- 2) A.Pinkusas; The performance of an experimental solar pond at the dead sea; The Neger Institute for Arid Zone Research; Beer Sheva Israel (1961)

- 3) H.Tabor; Solar ponds; Solar Energy; Vol. 3, No. 4, (1963), pp. 189~194
- 4) H.Weinberger; The physics of the solar pond; Solar Energy; Vol. 8, No. 1, (1964), pp. 45~56
J.R.Hirschman; Salt flats as solar-heat collectors for industrial purpose; Solar Energy; Vol. 13, No. 2, (1970), pp. 83~91
A.Rabl, and C.E.Nielsen; A feasibility Study of solar heating in Iran; Solar Energy; Vol. 7, No. 1, (1975), pp. 1~26
A.Rabl and C.E.Nielsen; Solar pond for space heating, Solar Energy; Vol. 17, No. 1, (1975), pp. 1~12
C.Nielsen, A.Rabl, J.Watson and P.Weiler; Flow system for maintenance of salt concentration gradient in solar ponds-test isothermal pond; Solar Energy; Vol. 19, No. 6, (1977), pp. 763~766
埤田博史, 小坂岑雄, 朝比奈正; 蓄熱の研究 (8) 潜熱蓄熱槽とヒートポンプの組合せによる冷暖房実験; 名工試報告; Vol. 33, No. 4, (1984), pp. 106~116
日本太陽エネルギー学会; 太陽エネルギー利用ハンドブック; (1985), pp. 321~380, pp. 949~959
金山公夫, 馬場弘, 福田武幸; 北見工業大学自然エネルギーシステムの性能 (1); 太陽エネルギー; Vol. 12, No. 5, (1986), pp. 13~20
竹内正紀, 木村照夫, 安川敬一; 温度別蓄熱槽に関する一試案 (1); 太陽エネルギー; Vol. 12, No. 3, (1986), pp. 36~42
- 5) H.V.A.C.; Guide (1950); 井上宇市; 空気調和ハンドブック (1956), pp. 45
- 6) J.Strock; Heating and Ventilating Data Book (1948), pp. 25

(昭和63年4月16日 原稿受理)