

## 地中蓄熱型ソーラー温室に関する研究

STUDIES ON SOLAR GREENHOUSE USING  
AN UNDERGROUND HEAT STORAGE SYSTEM吉 岡 勉\*<sup>1</sup>  
Tsutomu YOSHIOKA古久保 克 巳\*<sup>1</sup>  
Katsumi FURUKUBO越 智 敏 明\*<sup>2</sup>  
Toshiaki OCHI多 賀 正 夫\*<sup>3</sup>  
Masao TAGA

## Abstract

The solar greenhouse with an underground heat exchange system was constructed at Kumano City. The excess heat in daytime is stored in the underground soil through the air ducts, and it is recovered for the heating of greenhouse at night. It was confirmed by the performance tests that even the period when outdoor temperature is less than 5°C, the room temperature can be kept above 10°C and if the solar insolation is small, the original soil heat which is stored in the past can be utilized for the heating.

The performances on the heat storage and recovery under the various conditions are discussed and the characteristics of this system are clarified. The results of simulation calculations based on the enthalpy balance approximately agreed with the experiments and the effect of factors on the performance are clarified.

**Key Words** : Solar Insolation, Greenhouse, Underground Heat Exchange, Heat Storage, Heat Recovery, Enthalpy of Humid Air.

## 1. 緒 言

農業用温室では冬期においても晴天時には温室内温度が上昇し過ぎるので、これを換気排出している。一方、夜間等の温度低下時には灯油などを用いた加熱装置で暖房している。この昼間発生した余剰熱を温室地中に埋設した熱交換用パイプに循環用ファンを用いて送気して、土壤中に蓄熱し、その土壤熱を加熱を必要とする夜間などに回収して暖房に利用する地中熱交換システム温室は山本ら<sup>(1)</sup>によって提案されて以来、多くの研究者によって実験的および理論的研究が行なわれている。<sup>(2)(3)(4)(5)</sup>しかしこのようなソーラー温室の性能は、その温室の構造、規模、設置場所の気象および地形条件、栽培する作物の種類などの多くの因子の影響を受け、特に地域特性が大きな影響をおよぼす。

本報告は三重県熊野地方における農業用ビニル・フ

ィルム製ソーラー温室にこの地中蓄熱システムを設置し1989年12月1日から1990年3月31日までの冬期間中に実施した性能試験の結果およびこれによって得られた若干の知見に関して述べる。

実験は作物の無い基本的条件下で、ビニル・フィルム (JIS K 6732 5種) を2枚張りにした温室で、循環用ファン (400W 470r.p.m 1臺) は24時間運転し、温室内外の空気の温度が土壤温度より高い時には蓄熱し、低い時には熱を回収する方法で行なわれた。

本研究においては従来の研究では十分調べられていなかった空気中および土壤中の水分のシステムの性能への影響が明らかにされた。また、土壤各部での蓄熱特性および、各月毎の時期的なシステム性能の特色が解明された。なお、土壤蓄熱システムの性能と気象条件および設計条件の関連性を調べるために循環空気の湿度変化および蓄熱土壤表面と温室内外空気との間の水分移動を考慮したエンタルピー収支に基づいてシミュレーション計算を行い、実験結果とも比較検討して、各影響因子と性能との関係を考察した。結論的には、熊野地方は気候温暖で、冬期においても地中温度は、かなり高い値を示すので、このシステムを利用すればよ

平成2年11月6日、原稿受付

- |                   |     |
|-------------------|-----|
| ※1 銚 熊野工業高等専門学校   | 助教授 |
| ※1 銚 熊野工業高等専門学校   | 助教授 |
| ※2 銚 大阪府立工業高等専門学校 | 助教授 |
| ※3 銚 近畿大学         | 教授  |

り効果的に太陽エネルギーを利用できることが実証された。

通風型の熱電対式(T-C-C)乾湿温度計で計測し、この値を用いて空気のエントルピーを計算した。熱電

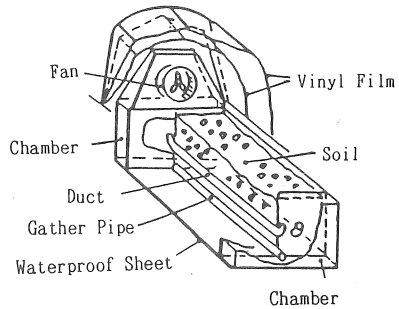
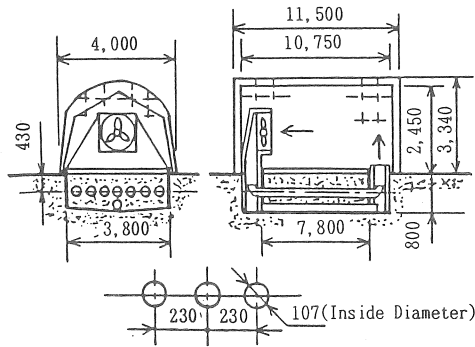


図1 実験に用いたソーラー温室の概要

2. 実験用温室の概要

2.1 設置場所

三重県熊野市有馬町2800  
熊野工業高等専門学校内  
(北緯33°52', 東経136°04')

2.2 構造

図1に実験に用いたソーラー温室の概要を示す。温室は農業用塩化ビニル・フィルム (JIS K 6732 5種) を2重に張ったビニル・ハウスである。

建坪は46m<sup>2</sup>でファン設置場所、ダクトの入口、出口の面積を除いた有効受熱床面積は29.64m<sup>2</sup>である。温室の内容積はフィルム1枚(外側)のときは124.7m<sup>3</sup>、フィルム2枚(内側)の場合は82.3m<sup>3</sup>である。地中に埋設するダクトは硬質塩化ビニル管 (JIS K 6741:VU100=径107, 径114)で、その14本を図1に示すように水平1列に配管している。伝熱面積は36.71m<sup>2</sup>である。蓄熱土壌部は図示のように平均深さ0.775m、長さ7.8m、幅3.8mの部分を防水膜で囲み、地下水、雨水などの侵入を防いでいるので、水分の移動は受熱床面からのみとなる。その最下部には床面への散水に際して蓄熱土壌部の含水量が飽和状態になったとき排水できるように集水管が設置されている。温室設置場所の土質はシルト質土であるが集水管付近には集水管の目詰まりを防ぐための砂利が入れられている。循環用ファンには400Wの農業用温室換気ファン1台が用いられた。ダクトでの風量は41.9m<sup>3</sup>/minである。

3. 計測方法

温室内外およびダクト入口、出口での温度、湿度は

対式(T-C-C)乾湿温度計は比較試験法により検定し、JIS 0.75級の許容差にあることを確認した。なお、湿度は随時アスマン通風乾湿球温度計を用いて検証された。蓄熱土壌部の温度分布は温室センターライン上でダクト入口から1, 6, 8mの各位置において地表面から深さ、250mm, 330mm, 430mm, 530mm, 610mmの位置で計測された。

蓄熱土壌部の含水量を管理するために各月始め毎に受熱床面に2m<sup>3</sup>の水を散水し、その含水量は、1日1回12時に、受熱床面の中央部地中深さ300mmの位置で採取したサンプリングをJIS A 1203に基づいて計測した。

土壌部の含水量の計測精度は種々の要因により影響されるが今回の計測においては同一位置での採取は少なくとも1週間以上の間隔を置き少しづつ位置を移動しつつ、土壌構成をこわさないように留意した。

ダクトへの循環風量はダクト出口において熱線風速計によって断面内の風速分布を測定し、その積分値として算出された。なお、風速に関しても定期的にピラム風速計により各ダクトの風速を計測し熱線風速計により計測したものと比較検証している。

日射量は温室外では温室最高の高さと同じ位置で、温室内では1.5mの高さにおいて、水平面全天日射量が計測された。

また、参考のために温室から2m離れた露地において深さ300mm, 800mmの位置での地中温度が計測された。

4. 実験結果

4.1 全期間中の測定値

図2は実測した日別の測定値を示す。蓄熱量(○,

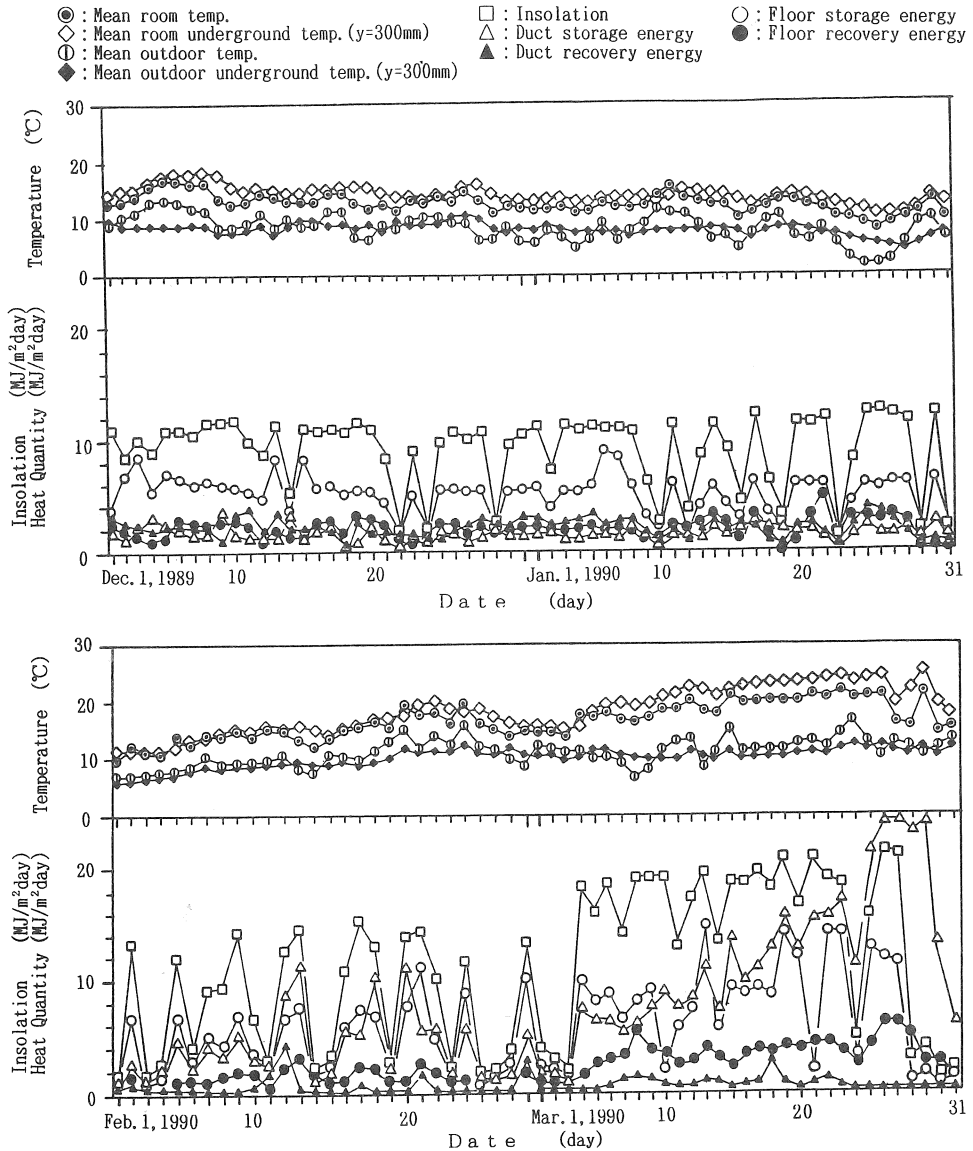


図2 実験全期間の日射量、熱収支および各部温度の経日変化

△)および回収熱量(●, ▲)は受熱床面からとダクト伝熱面とに分けてそれぞれ次式で算出された1日単位伝熱面での値である。

受熱床面からの蓄熱量, 回収熱量

$$q_s = (\epsilon \cdot Q_{in} + Q_{sk} + Q_{sr}) / A_s$$

ダクトからの蓄熱量, 回収熱量

$$q_d = \{U \cdot \rho (h_{d,out} - h_{d,in})\} / A_d$$

各式の記号は5・1節の理論計算式に示すが、ここで  $A_s$  は受熱床面積,  $A_d$  はダクト伝熱面積である。温度に関しては、いずれも各1日間の平均温度である。地中

温度は温室内では受熱床面中央でも露地でも、いずれも深さ  $y = 300$  mmの温度を表わす。温室空気温度の平均温度(◎)は外気温度の極端に低い1月下旬における3日間を除いては、全期間中  $10^\circ\text{C}$  以上に保たれ、特別な暖房装置を設けなくても、本システムで十分な暖房効果が得られることが示された。また、図示のように温室地下温度(◇)は特別の数日を除いては、ほぼ室温(◎)より高く、特に3月にはかなりの高温となっている。これは余熱の蓄熱の他に熊野地方のような気候温暖な地方では長期間にわたって蓄えら

れた本来の地熱も、このシステムによって有効に利用できることを示すものである。図示のように温室外の露地の地中温度(◆)でさえ外気温度(○)より高い日がかなりあり、まして上部をビニル・ハウスでカバーされた温室床下の地中温度はさらに高温に保たれるのでこのような地方では余剰熱の蓄熱の他に本来の地熱も有効に利用できるのである。

床面からの蓄熱(○)とダクトからの蓄熱(△)は当然日射量(□)に比例しているが、図に現われている特性として、12月、1月の蓄熱は床面が主となっているのに対して2月から3月にかけては次第にダクトからの蓄熱が多くなっていることがわかる。これは3月のように外気温度が上がると室温も上昇してくると熱回収の必要も少なくなり、また循環空気が高温なため下層土壌部への伝熱が向上するからである。つぎに回収熱量に関してはダクトでの回収熱量(▲)の多いのは12月、1月で3月にはダクトからのものが床面からの回収熱量(●)よりも少ない、したがって、これらの現象から判断するとダクトより上部の上層蓄熱土壌部は日単位の蓄熱、熱回収に寄与し、下層蓄熱土壌部は長期的蓄熱に大きく寄与することがわかる。

#### 4・2 水分の影響

実験では12月1日、1月31日および2月28日に受熱床面に2m<sup>3</sup>の水を散水し、土壌中および空気中の水分がこのシステムの性能におよぼす影響を調べた。蓄熱土壌部には防水膜を設けてあるから土壌中を移動して外部との水分の出入りは無いのであるが、蒸発露結した水分が除去されることによって土壌含水比はそれぞれの期間中、図3の各曲線が示すように初期の22~24%から次第に減少し、約3週間後12~15%となり、その後はほぼ一定値となる。空気中の水分はダクトでの熱交換に際して蓄熱時には凝縮熱を放出するが、熱回収時には蒸発熱を消費する。したがって露結水を除去することは、露結水によるダクト面の熱伝達率の低下、および蒸発潜熱による熱消費の防止に有用である。また、土壌中の含水比が多いと土壌の熱伝達率が大きくなることもこのシステムの性能に影響をおよぼすものと考えられる。図4は受熱床面に散水した後1ヶ月経過した土壌水分量の少ない1月の第1週目の状況を示し、図5は散水直後の土壌水分量の多い3月の第1週目の諸状態を示す。また、表1はそれぞれの期間中における晴天日の日射量、蓄熱量、回収熱量、最高室温、地温および

$$\text{蓄熱効率} = (\text{蓄熱量}) / (\text{全日射量})$$

$$\text{熱回収効率} = (\text{回収熱量}) / (\text{蓄熱量})$$

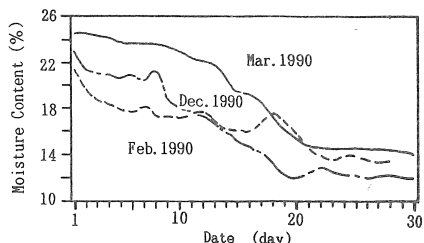


図3 土壌含水比の経日変化

の平均値を示す。図4の1月のデータと比べ図5の3月のデータは外気温、日射が高く気象条件が異なるので、直接これらと比較することはできないが、蓄熱効率は表1に示すように水分の多い3月の方が1月よりも約8.8%大である。床面およびダクトから土壌への伝熱量は温室内気温と土中温度との温度差に比例するはずであるが、この期間中の温室最高値の平均値と地温の平均値との温度差は表1にも示されているように両者共に約6℃で同一である。しかるに蓄熱効率に8.8%の差を生じるのは土中水分の多い3月の方が土壌中での熱伝導率が大きくなることおよび蒸発損失が減少することなどが理由であると考えられる。すなわち土壌中の水分の多い方が蓄熱性能が良いという結論を得る。熱回収効率は1月の方が約37.7%も大となっているが、これは前節でも述べたように1月の気温が低いためである。

#### 4・3 1日の経時変化

図6は1日の各土壌部の温度および蓄熱、熱回収状態を経時的に吟味するため含水量の少ない1月5日と含水量の多い3月5日の1日間の蓄熱土壌部の温度変化および受熱床面とダクトでの蓄熱量、回収熱量を示す。両者とも晴天日であるので、昼間の日照時に蓄熱が行なわれ、地温が上昇するのであるが、図のように、この範囲ではダクト位置の深さの地温(実線)が最も大きく変化する。また、各位置の温度はそれぞれ、かなりの時間遅れを伴って上昇、降下している。両者の差異として現われている特色は、1月のデータではダクトより下層土壌部の温度が上層土壌部の温度より高く、3月のデータではその逆となっていることである。これは12月、1月の寒期に下層土壌部の長期的に蓄熱されている本来の地熱が有効に作用することを意味している。なお、この場合ダクトでの蓄熱効率は3月8日が34.0%で1月5日の13.6%に比べて数倍大であるが、これは3月が土壌含水比の多い日のデータのためである。また、ダクトの熱回収効率は1月5

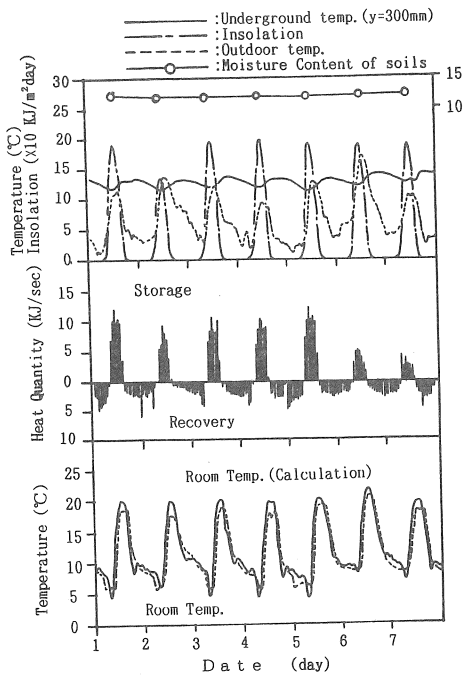


図4 1990年1月1日～7日間の計測,理論計算値

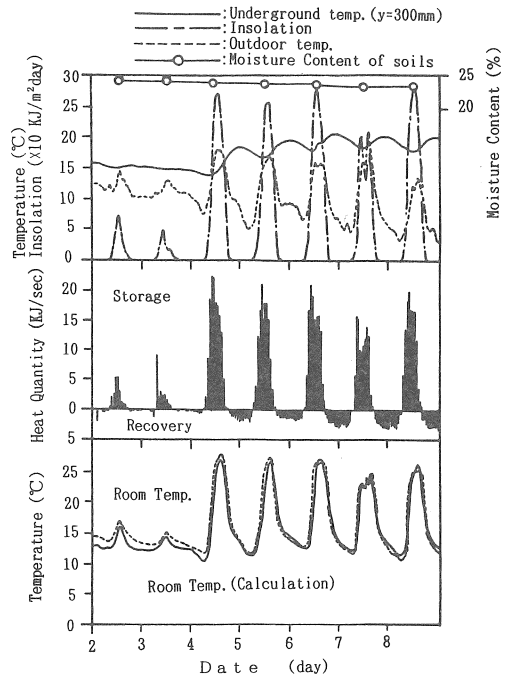


図5 1990年3月2日～8日間の計測,理論計算値

表1 1990年1月と2月の第1週目晴天日における平均日射量, 効率など

	平均日射量 MJ/m <sup>2</sup> day	(受熱面+ダクト)での平均蓄熱量 MJ/m <sup>2</sup> day	室内最高温度 °C	(受熱面+ダクト)での平均熱回収量 MJ/m <sup>2</sup> day	地中300mm平均温度 °C	蓄熱効率 %	熱回収効率 %
含水比 12~14%の 1月のData	10.46	7.73	19.1	4.75	12.8	74.28	62.59
含水比 22~24%の 月のData	17.25	14.47	27.7	4.20	18.3	83.02	24.85

日が 183.8%で3月8日の28.8%の約6倍にもなり、100%をはるかに超えた値となるが、これは下層土壌部の長期蓄熱効果が寒冷期に発揮されることを意味している。

4・4 时期的蓄熱特性の差異

このシステムのような太陽エネルギー利用装置の性能は不確定な自然の気象条件に支配され、また、その条件に対する応答性が遅く、数日前の気象条件も性能に影響する。したがって1時間あるいは1日間単位のような短期間でのデータによってその性能であると表現するのは不適當であり、各月毎に分けてその性能を調べる方が妥当な場合がある。特に、ダクトにおける熱収支は長期蓄熱に対し有効に、特徴的に作用しているのでここでは各月毎に分けてその熱収支の特色を示

す。図7は横軸の蓄熱効率と縦軸の熱回収効率と熱利用率との相関関係を示す。ここで熱利用率とは回収熱量の全日射量に対する比であり、ダクトの有効性を示す値である。図示のように12月、1月における蓄熱効率はほぼ20%以下であるが、熱回収効率は大きな値をとりこの値が100%を越す日、すなわち長期蓄熱された土壌熱を利用する日が多く現われる、熱利用率もかなり高いのがこの月の特徴である。これに対して3月は蓄熱効率は40~60%程度でかなり大きいが、熱回収効率、熱利用率は30%以下で、ダクトの熱量回収に対しては有効性が低いことを表わしている。2月は3月に近い特性であるが、熱回収効率は3月より良い値を示す。このことは表2に示す月別の次式で定義される累積熱回収効率と成績係数の値にも現われている。すなわち、12月、1月は地中熱が充分利用され、3月

は温室温度が上昇しもつばら長期蓄熱が行なわれ回収熱量は少なくなっている。

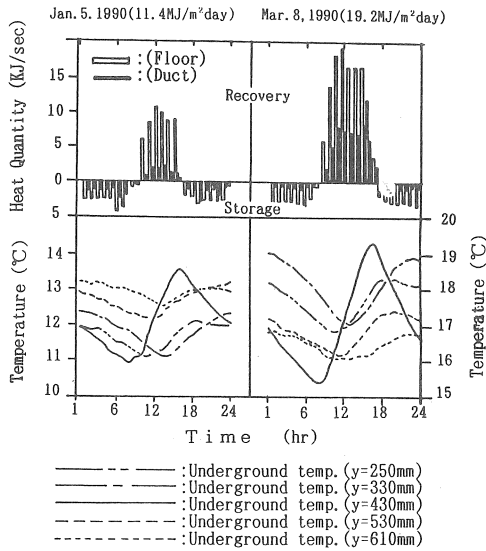


図6 1月と3月の晴天日1日間の経時変化

表2 ダクトにおける月別累積熱回収効率と成績係数

	累積熱回収効率	成績係数
1989年 12月	130.1%	1.91
1990年 1月	125.1%	1.63
2月	12.9%	0.47
3月	4.6%	0.47

$$\text{累計熱回収効率} = \frac{\text{累計回収熱量}}{\text{累計蓄熱量}}$$

$$\text{累積成績係数} = \frac{\text{累計回収熱量}}{\text{供給電力}}$$

5. シミュレーション理論計算式

本システムの温室の性能と気象条件、温室構造、運転条件などの諸条件との関係を明らかにするため以下に述べる、シミュレーション・モデル計算をおこなった。気象条件、熱負荷などは実測値、実験値を使用した。他は従来の資料<sup>(1)(2)(3)(4)(5)</sup>を参考にした。

5.1 温室熱収支の理論計算式

図7は温室におけるエネルギー・バランスを示す。温室に到達する全日射量(Q)は図示のように分配されるものとする。

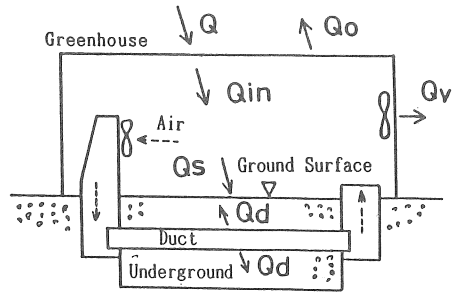


図7 温室におけるエネルギー・バランス

- $Q_{in}$  = 温室への単位時間当り入射太陽エネルギー
- $Q_o$  = 温室からの単位時間当り放熱量
- $Q_v$  = 換気による単位時間当り損失熱量
- $Q_s$  = 温室から受熱床面への単位時間当りの伝熱量
- $Q_d$  = 地中ダクトから土中へ単位時間当りの伝熱量

熱収支の基本式は

$$m_a \cdot h_{r2} + m_{st} \cdot C_{st} \cdot t_{r2} = (Q_{in} - Q_o - Q_s - Q_d - Q_v) \cdot \Delta \tau + m_a \cdot h_{r1} + m_{st} \cdot C_{st} \cdot t_{r1}$$

これらの基本式を用い、初期条件を与えた後、逐次計算で刻み時間 $\Delta \tau$ 毎に温度 $t_{r2}$ を求める。

ここで

- $\Delta \tau$  = 経過時間 = 1分間隔で計算
  - $m_a \cdot h_{r1}$  = 温室全空気の現在持つエンタルピー
  - $m_{st} \cdot C_{st} \cdot t_{r1}$  = 温室構造物が現在持つ熱量
  - $m_a \cdot h_{r2}$  =  $\Delta \tau$ 時間後の温室全空気のエンタルピー
  - $m_{st} \cdot C_{st} \cdot t_{r2}$  =  $\Delta \tau$ 時間後温室構造物が持つ熱量
- 空気エンタルピー計算に必要な絶対湿度は
- $$X_{r2} = X_{r1} + (1/m_a) \cdot (-W_s - W_d - W_v) \cdot \Delta \tau$$
- $X_{r1}$  = 温室空気の現在の絶対湿度
  - $X_{r2}$  =  $\Delta \tau$ 時間後の温室空気の絶対湿度
  - $W_s$  = 床面での水蒸気の単位時間当りの凝縮水量
  - $W_d$  = ダクトでの水蒸気の単位時間当りの凝縮水量
  - $W_v$  = 換気による流失水分
  - $m_a$  = 温室内乾き空気質量

以上の式から $X_{r1}, X_{r2}, t_{r1}, Q_{in}, Q_o, Q_s, Q_d, Q_v, W_s, W_d, W_v$ を知ることにより $t_{r2}, h_{r2}$ を計算する。

$Q_{in}$  = 全日射を温室内外で測定し実測値を用いた  
 $Q_o = K_o \cdot (t_r - t_o)$

$K_o$  = 暖房熱負荷

$t_r$  = 温室内温度

$t_o$  = 外気温度

$Q_v = \varepsilon \cdot Q_{in} + Q_{sk} + Q_{sr}$

$\varepsilon$  = 受熱床面の日射吸収率

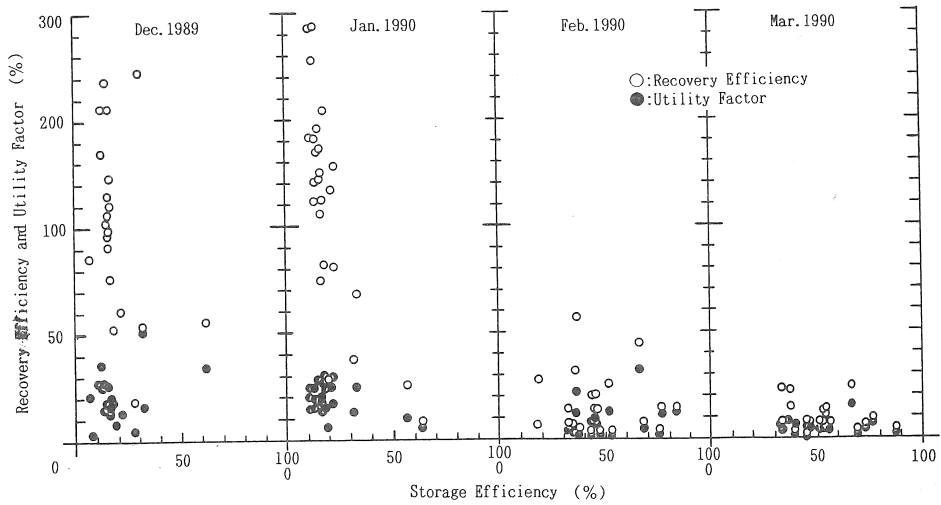


図8 月別の蓄熱効率と熱回収効率，熱利用率の相関関係

$Q_{s,k}$  = 顕熱熱移動量

$$= \sum \alpha_{s,k} \cdot (t_r - \theta_{i,n}) \cdot \Delta A \cdot \Delta \tau$$

$\alpha_{s,k}$  = 受熱床面の顕熱熱伝達率

$$= 5.82 \quad \text{W/m}^2\text{K}$$

$\theta_{i,n}$  = 受熱床面をダクト流れ方向に分割したとき  $i$  番目の地表面の温度

$Q_{s,r}$  = 潜熱熱移動量

$$= \sum \gamma \cdot D \cdot \alpha_w \cdot (t_r - \theta_{i,n}) \cdot \Delta A \cdot \Delta \tau$$

$\gamma$  = 蒸発潜熱  $\text{kJ/kg}$

$D$  = 飽和水蒸気圧力-温度関係曲線の傾斜  $\text{mmHg}/^\circ\text{C}$

$\alpha_w$  = 水蒸気物質移動係数  $\text{kg/m}^2\text{hrmmHg}$

$$\gamma \cdot D \cdot \alpha = 4.65 \quad \text{W/m}^2\text{K}$$

### 5.2 ダクトにおける熱収支

$$Q_d = (U \cdot \rho) \cdot (h_{d,out} - h_{d,in}) \cdot \Delta \tau - m_w \cdot C_w \cdot t_w \cdot \Delta \tau$$

$U$  = 全空気流量 = 13.74  $\text{m}^3/\text{min}$

$\rho$  = 温室内部の乾き空気の密度  $\text{kg}/\text{m}^3$

$h_{d,out}$  = ダクト出口の空気エンタルピー  $\text{kJ/kg}$

$h_{d,in}$  = ダクト入口の空気エンタルピー  $\text{kJ/kg}$

$m_w$  = ダクト内での単位時間当りの凝縮水量  $\text{kg/hr}$

$C_w$  = 凝縮水の比熱  $\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$

$t_w$  = 凝縮水の平均温度  $^\circ\text{C}$

ダクトは実験では内径107mmの硬質塩化ビニル管 14本であるが，計算上では伝熱量が等しければ温度分布に対する配管ピッチの影響は小さいと考えられるので<sup>(3)</sup>ここでは近似的に配管群を断面積の等しい平板状(33.13×3,800 ㎜×㎜)として計算した。

ダクトを空気流れ方向に刻み幅  $\Delta x$  で分割し，ダクト内空気のエンタルピーは  $\Delta \tau$  時間内では一定と考えるとダクト出口の空気エンタルピー ( $h_{d,out}$ ) は

$$h_{i+1} = h_i - \left\{ (\Delta x \cdot B) / (U \cdot \sigma) \right\} \cdot \{ \alpha_{d,u} \cdot (t_{air,i} - \theta_{i,u}) + \alpha_{d,l} \cdot (t_{air,i} - \theta_{i,l}) \}$$

$\alpha_{d,u}$  = ダクト上壁における熱伝達率  $\text{W/m}^2\text{K}$

$\alpha_{d,l}$  = ダクト下壁における熱伝達率  $\text{W/m}^2\text{K}$

$B$  = ダクトの幅  $\text{m}$

$t_{air,i}$  =  $i$  番目の空気温度  $^\circ\text{C}$

$\theta_{i,u}$  = ダクト上壁の温度  $^\circ\text{C}$

$\theta_{i,l}$  = ダクト下壁の温度  $^\circ\text{C}$

により算出される。

### 5.3 土壌蓄熱層の温度分布の計算

受熱床面，ダクトを通しての熱移動を求めるため土壌蓄熱層の温度分布を求める必要がある。温度分布は厳密には，土壌中での水分変化も考慮した物質移動と熱移動の両方を支配する方程式を連立して解くことによって求まる。しかし，ここでは簡化のために水分変化は考慮せずつぎの熱伝導の基礎式

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} = a \left( \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Z^2} \right)$$

から差分法により地中内部の温度分布を計算する。土壌部分をダクト空気流れ方向 ( $x$ ) に 12 分割 ( $\Delta x$ )，地中深さ方向 ( $y$ ) に上層蓄熱層および下層蓄熱層ともに 20 分割 ( $\Delta y$ ) に刻み，水平面方向 ( $z$ ) では一様な 2 次元温度分布と考え計算する，そのメッシュを図 9 に表わす。

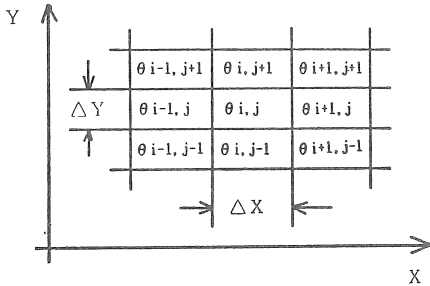


図9 土壤温度分布計算のためのメッシュ

いま、各メッシュの温度を図9のようにとり、メッシュ  $(i, j)$  の温度を  $\theta_{i,j}$  とし、 $\Delta\tau$  時間後の温度を  $\theta_{i,j_2}$  とすれば、

$$\theta_{i,j_2} = (\Delta\tau \cdot \lambda_s / \rho_s \cdot C_s) \cdot \{ (1/\Delta x^2) \cdot (\theta_{i+1,j} - 2\theta_{i,j} + \theta_{i-1,j}) + (1/\Delta y^2) \cdot (\theta_{i,j+1} - 2\theta_{i,j} + \theta_{i,j-1}) \} + \theta_{i,j_1}$$

なる基礎式が得られる。

- $\lambda_s$  = 土壤熱伝導率 W/m·K
- $\rho_s$  = 土壤密度 kg/m<sup>3</sup>
- $C_s$  = 土壤比熱 J/kg·K

そこで、注目したメッシュおよび上下、左右の温度が与えられれば  $\Delta\tau$  時間後の温度が算出できる。

で求まる。ここで受熱床面では、輻射伝熱を含む等価熱伝達率を用いる、

$$\alpha_1 = \alpha_s + (\epsilon \cdot Q_{in}) / (\theta_{i,j} - t_r)$$

$t_r$  = 室内空気温度 °C

$\alpha_s$  = 床面熱伝達率 W/m<sup>2</sup>·K

受熱床面への伝熱量は各メッシュごとに計算した伝熱量の総和である。

このようにしてダクト伝熱面を含むメッシュおよび上層、下層蓄熱土壤部の温度分布を求める。

これらの計算に用いた諸値を表3に示す。

表3 シミュレーション計算に用いた値 (1) (5) (6)

ダクト風量	m <sup>3</sup> /min	41.97
土壤熱伝導率	W/m·K	0.82
土壤質量	m <sup>3</sup> /Kg	2642.0
土壤比熱	KJ/Kg·K	1.68
構造物質量	Kg	629.78
構造物比熱	KJ/Kg·K	0.46
地表面直射日光吸収率		0.7
ダクト内面熱伝達率	W/m <sup>2</sup> ·K	35.0
凝縮を伴うダクト内面熱伝達率	W/m <sup>2</sup> ·K	175.0
受熱床面熱伝達率	W/m <sup>2</sup> ·K	5.8
受熱床面潜熱伝達率	W/m <sup>2</sup> ·K	4.65
暖房熱負荷	KJ	2090.0

図10に以上の理論に基づいた1990年1月5日におけるシミュレーション計算値と実測値の温室温度、地中300mmの温度および受熱床面とダクトにおける熱

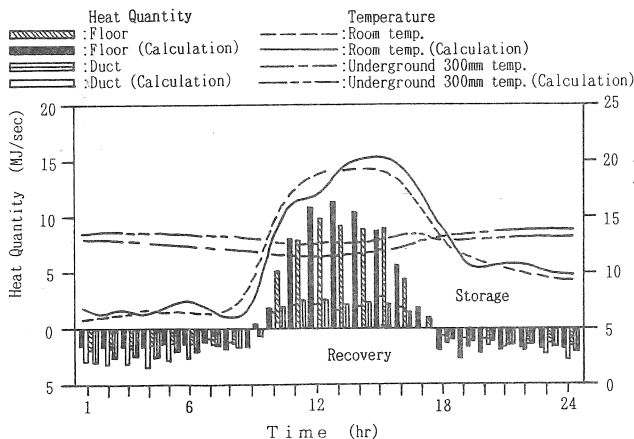


図10 1990年1月5日の実測値とシミュレーション値の比較

例えば、受熱床面を含むメッシュに関して、上下端面での熱伝達率をそれぞれ  $\alpha_1, \alpha_2$  とし両側面は断熱されているとすれば、

$$\theta_{i,j_2} = (\Delta\tau \cdot \lambda_s / \rho_s \cdot C_s) \cdot \{ (1/\Delta x^2) \cdot (\theta_{i+1,j} - 2\theta_{i,j} + \theta_{i-1,j}) + (1/\Delta y^2) \cdot (\theta_{i,j+1} + \theta_{i,j-1}) \} + (2\alpha_1 \cdot \Delta\tau \cdot \lambda_s / \rho_s \cdot C_s \cdot \Delta y) \cdot (t_r - \theta_{i,j}) + \theta_{i,j_1}$$

収支を比較したものを示す。シミュレーション計算値と実測値との差は温度において、この日は12時の温室温度以外は0.5°C以内にあり、熱収支においては8~9時、17~18時に蓄熱と熱回収の変換時がありこの時刻に若干大きな差が出る日もあるが蓄熱において5~8%、回収熱量で12~16%の差で計算値と実測値は一致する。したがって、この計算方法によって



任意の気象および設計条件に応じた水分移動をも考慮した解析が可能である。

### 6. 各因子と蓄熱効率の関係

図11は設計、運転条件などを検討した結果の一例を示したもので、上図は上層蓄熱土壌部の厚さの蓄熱効率に与える影響を示したものである。この実験で用いた厚さを1.0とし厚さ比(Thickness Ratio=(想定蓄熱土壌部厚さ)/(実験温室蓄熱土壌部厚さ))を0.5, 1.5, 2.0として計算を行なった。厚さを極端に薄くすると効率は下がるが1.0以上ではほぼ一定で、それ以上厚くしても効果のないことがわかる。また、日射量が多いと効率は高くなる。これは移動熱量が日射量が多いと多くなり、土壌深部への到達熱量が多く、土壌厚さを十分利用できることを示す。ダクト空気流量においても日射量に対して一定の関係があり、流量を増やしても効率には限界値が存在している。下図に示すように冬期の晴天日に多い10.0~14.0MJ/m<sup>2</sup>dayにおいて60m<sup>3</sup>/minあたりにその限界値がある。

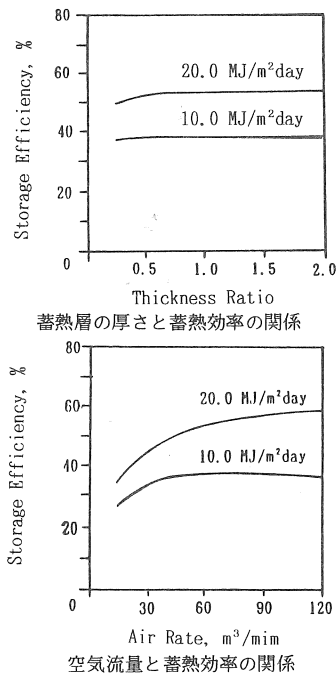


図11 理論計算による諸要因と蓄熱効率の関係

### 7. 結論

(1) 本システムを熊野地方で用いれば、冬期において

も他の暖房装置なしで温室内温度を10℃以上に保てる。

- (2) 12月, 1月の蓄熱は受熱床面からが主であるが3月にはダクトからの蓄熱が大となる。
- (3) 蓄熱土壌部の含水比が大きいと蓄熱, 特にダクトでの蓄熱性能が向上する。
- (4) 上層蓄熱土壌部は1日単位の熱収支の主体をなし下層蓄熱土壌部は長期蓄熱に有効に作用する。気候温暖な地方においては, 長期蓄熱された本来の土壌熱が利用できる。
- (5) ダクトからの回収熱量は12月, 1月に多く, 3月には減少する。
- (6) 空気中の湿分変化を考慮したエンタルピ収支による理論計算結果は実験値と良く一致する。したがってこれより, 蓄熱層厚さ, ダクトへの空気流量等の各パラメーターの温室性能におよぼす影響が解明される。

### 8. 謝辞

今回の実験を実施するにあたり多大のご支援を賜わった太陽工業株式会社および同社の多賀正氏, 並びに三重県農業技術センター紀南かんきつセンターおよび同センターの前 博視氏に感謝の意を表します。

### 9. 参考文献

- (1) 岡野, 山本 他,  
地中熱交換温室の熱的性質に関する非定常シミュレーションモデルの開発  
電力中央研究所報告 (1982-9)
- (2) 高倉, 他  
地中熱交換ハウス設計1.  
定常1次元モデルによる解析,  
農業気象 Vol.37, No.3 (1981)
- (3) 斉藤, 他  
三次元シミュレーションによる家庭用地中蓄熱温室の熱特性  
太陽エネルギー Vol.11, No.5 (1985)
- (4) 斉藤, 他  
地中蓄熱温室の一次元シミュレーション法と蓄熱特性の検討  
太陽エネルギー Vol.12, No.2 (1986)
- (5) Masao TAGA, Yoshihiro OMAE, and Toshiaki OCHI,  
Solar Greenhouse Heating Using an Underground Heat Exchange System,  
ENERGY DEVELOPMENTS IN JAPAN, Volume 5, (1982)
- (6) 土質工学会編, 土質工学ハンドブック, (1961)