深夜電力で駆動するヒートポンプを用いた蓄熱式床暖房[†]

山口宗宏・佐山惣吾

北海道工業技術研究所^{II}

米田弘和

(株)前川製作所^{III}

岩本欣也

北海道融雪研究所^{IV}

原田光博

住友化学工業(株)^V

渡辺 悟

ベークライト商事(株)^{VI}

深井一夫

横浜国立大学工学部^{VII}

夜間電力(11 PM-7 AM) 8時間で駆動するヒートポンプを熱源に用いる蓄熱式床暖房について実験を行った。用いた潜熱蓄熱材(PCM)は芒漿($\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$)のパッケージでその融解温度は 32°C 、凝固温度は 30°C 、蓄熱量は $43\text{ W} \cdot \text{h/kg}$ ($T=10^\circ\text{C}$)である。床暖房実験室は木造窓無し約 40 m^2 で、室内のステージ(1.2 mH)に温水パネル(5 mmT , プラスチック製, 26 m^2)を敷設し、その上面にPCMを重ねて敷設した(その全蓄熱量は 28.5 kW)。

ヒートポンプは8時間運転16時間休止のサイクリック操業であるので、24時間運転の場合と比べて3倍の採熱量を必要とする。このため採熱量が従来の約3倍を目標として垂直型ポンプ内蔵濡れ膜式地中採熱管を開発した。得られた床暖房実験から熱収支計算を行い、本システムの実用性について検討した。

緒 言

夜間の過剰電力の平準化を図るため、我が国において

は夜間電力料金制度が導入されている。その時間帯はおおむね11 PM-7 AMの8時間で、その金額は昼間の約1/3である。そこで夜間の8時間にヒートポンプを運転し、昼間の16時間のために蓄熱を行い温水床暖房を行うシステムが考えられる。適当な潜熱蓄熱材(PCM)として融解温度 32°C 、凝固温度 30°C の芒漿($\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$)がある(Saita *et al.*, 1986)。

実験に用いたヒートポンプは垂直型採熱管を有する直膨式地中採熱方式である(Ball *et al.*, 1980; Mei and Baxter, 1990)。このシステムでは採熱時8時間で24時

[†] 1994年12月28日受理

II 〒062 札幌市豊平区月寒東2条17丁目

III 〒302-01 茨城県相馬郡守谷町字大久保302

IV 〒005 札幌市南区石山2条3丁目

V 〒103 東京都中央区日本橋2丁目

VI 〒111 台東区浅草橋5-20-8 CSタワー11F

VII 〒240 横浜市保土ヶ谷区常盤台156

間分の採熱を行わなければならない。すなわち、床面積 100 m^2 の高断熱住宅を暖房する場合、採熱管 1 本当たり連続運転時の 3 倍の採熱を行う必要がある。それを可能にすることを目標として、垂直型ポンプ内蔵濡れ膜式地中採熱管 ($20 \text{ cm} \times 20 \text{ mL}$) を開発した (Sayama *et al.*, 1994)。

床暖房実験室に温水パネル (26 m^2) を敷設し、その上部に PCM (商品名スミターマル) を重ねて敷設した。そのシステムの概要の一部については既に報告した (Sayama *et al.*, 1994)。本報においてはヒートポンプから温水パネルへの供給水温は最高 37°C とした。1994 年 3 月本システムの運転を行い、その有効性と問題点を明らかにした。

1. ヒートポンプ

1-1 システム

本研究では 8 時間運転-16 時間休止のサイクリック運転を行うため、採熱量のできるだけ大きい採熱管を必要とする。そのためポンプを採熱管内に設置し、このポンプを使って採熱管に溜まった冷媒のポンプアップを行い、ノズルで管壁面に噴射させて管内面を液膜状に濡らし、地中から満遍なく採熱する構造の採熱管 (垂直型ポンプ内蔵濡れ膜式地中採熱管) を開発した。一般の直膨式やブライン循環方式と比較して冷媒保有量が少なく、比較的装置が簡単であり、また冷媒ポンプ動力をすべてヒートポンプの熱源として取り入れられるので効率が良くなる。Fig. 1 に本ヒートポンプシステムを示した。

1-2 圧縮機

圧縮機はレシプロタイプで電動機の出力が 1.5 kW のものを採用した。使用した冷媒は R 22 である。

1-3 採熱管

採熱管は外径 216 mm で、長さは約 20 m である。材質は圧力配管用炭素鋼鋼管 (STPG 38)、厚さ 8.2 mm を使用している。採熱管は長さ約 5 m のパイプを溶接し全長を 20 m とした。冷媒液噴射ノズルは、冷媒ポンプ液出口配管 (内管) 最上部の同一円周上に直径 1 mm の穴を 8 個設けた。内管の外径は 21.7 mm であり、約 5 m の長さのものをフリンジで結合しポンプを含めた全長を約 20 m としている。材質は圧力配管用炭素鋼鋼管 (STPG 38)、厚さ 3.7 mm を使用している。

1-4 COP

本文における COP とはヒートポンプの COP であり、放熱量と所要仕事量の値熱当量の比と定義した。

1-5 温ブライン

ヒートポンプのコンデンサのブライン出口温度は 37°C で取り出されるように、またコンデンサへの戻り

Fig. 1 Direct expansion ground-source heat pump system

Fig. 2 Sketch of heat pump water line

のブライン温度は 35.5°C になるように制御されている。その水系統を Fig. 2 に示す。図中の①の戻り水温が低いとき、②方向の温水パネル (冷却装置) に温水が流れ難くなるよう、3 方弁③の開度は最大となる。一方①の温度が高いとき②の開度は小さくなり、③方向の温水パネルに温水が流れ易くなる。

2. 蓄熱型床暖房のモデル

一般住宅向けの本システムの設計モデルを考えてみる。

- (1) 総床面積: 100 m^2 (2 階建て)
- (2) $U=0.76 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ の高断熱住宅
- (3) 暖房負荷: $\Delta T=23^\circ\text{C}$ とし (後述), $Q=1.785 \text{ kW}$ (1 日に必要なエネルギーは $42 \text{ kW} \cdot \text{h}$)
- (4) 夜間 8 時間のヒートポンプ放熱量: $42 \text{ kW} \cdot \text{h} / 8 \text{ h} = 5.25 \text{ kW}$
- (5) 昼間 16 時間のための蓄熱量: $1.785 \text{ kW} \times 16 \text{ h} = 28.56 \text{ kW} \cdot \text{h}$
- (6) 土中管の目標採熱量: $150 \text{ W}/\text{m} \times 20 \text{ m} = 3 \text{ kW}$
- (7) 1.5 kW の圧縮機を用い、COP 3 が達成されたとしたときの放熱量: $3 + 1.5 \text{ kW} = 4.5 \text{ kW}$
- (8) PCM への蓄熱効率は約 50% (後述)
- (9) 熱の不足分は補助暖房に頼る

3. 床暖房実験室

3.1 構造

本実験室は可搬性のユニット (2.5 m × 5.4 m × 2.5 m) を積み上げたもので、窓は無く、床面積は約 40 m² (5.0 m × 7.7 m) である。壁構造は外壁カラー鉄板、内壁 5 mm 木質材、断熱材 50 mm グラスウールで、全厚は約 80 mm である。また、天井及び床面の断熱材は 50 mm グラスウールである。実験室内にプラスチック製温水パネル (2401 mm × 600 mm × 5 mm) を 18 枚敷設した。温水パネルの敷設面積は約 26 m² である。なお 2 階建て一般家屋の 1 階天井と 2 階床面の中間に温水パネルを敷設することを想定し、実験室の天井高さ 2.4 m の中間 1.2 m に中間ステージを設け、その上に温水パネルを敷設した。なおステージの断熱は行わなかった。

3.2 熱損失

実験室の熱損失係数は次のような方法で測定した。測定期間は 93/2/6 ~ 20 の 15 日間で、実験室内に電気ストーブにより 1.2 kW の熱を供給し、外気温度と室内温度との関係を測定した。その結果を Fig. 3 に示す。

この結果外気温は最高 4℃、最低 -10℃ で平均は約 -3℃ になるのに対し、室内温度は最高 15℃、最低 10℃ で平均は約 12.5℃ であった。外気温度と室内温度は相関をもって変化し、その温度差は 15.5℃ である。これをもとに熱損失係数 U を求めると、実験室床面積 40 m² として、

$$U = \frac{1200W}{40m^2 \cdot 15.5K} \\ = 1.94W/(m^2 \cdot K)$$

したがって実験室の暖房負荷 Q は平均外気温 -3℃、室内温度 20℃、温度差 (ΔT) 23℃ として、

$$Q = 1.785KW$$

4. 断続採熱試験

ヒートポンプの運転を行い、8 時間運転-16 時間休止の最大放熱量を測定した。この結果を Fig. 4 に示した。なお、運転開始時の地中温度は別の実験終了後であり低い温度で安定している。運転日数は 2 月中の 4 日間とした。

この結果によると、放熱量は目標の 4.5 kW に達しない約 2.5 kW であった。Fig. 4 に地下 10 m の採熱管外壁の地温の変化と放熱量をあわせて示したが、これによるとシミュレーション値では最低地温が約 -12℃ になるのに対し (Yamaguchi *et al.*, 1994), 実測値では約 -10℃ にしか下がっていない。これは予想よりも地中

Fig. 3 Outdoor and indoor temperature changes under indoor heating by 1.2 kW electric heater

Fig. 4 Evaporation temperature and heat ejection of heat pump with 1.5 kW compressor in 8 hrs ON-16 hrs OFF cyclic operation

の伝熱抵抗が大きかったためで、その結果として地中からの採熱量が少なかったものと考えられる。また、他の原因は地中採熱管の採熱能力の限界のためと思われる。

ヒートポンプの放熱量は 2.5 kW であるから 8 時間運転で 20 kW・h、すなわち 24 時間平均 0.83 kW の熱が利用できる。この熱量では前述した床暖房実験室の暖房負荷 1.785 kW に満たない。そのため蓄熱式床暖房の実験は外気温が高くなる 4 月に行うことにした。平均外気温を 7℃ とすると ($\Delta T = 13^\circ C$), 実験室の暖房負荷は 1.0 kW である。

5. 蓄熱材

深夜電力 (23:00 - 07:00) を 8 時間利用する蓄熱式温水暖房を考える。潜熱蓄熱材 (PCM) として芒漿 ($Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$) のパッケージを用いる。

PCM の性能は、融解温度: 32℃, 凝固温度: 30℃, 蓄熱量: 43 W・h/kg ($\Delta T = 10^\circ C$) である。4 月に運転を行うとして ($\Delta T = 13^\circ C$), PCM の枚数は次の通りである。暖房負荷 × 16 h で蓄熱量: 16 kW・h, 蓄熱パネ

Fig. 5 Temperature profiles of floor heating operation

ル $300 \text{ W} \times 600 \text{ L} \times 25 \text{ T}$, $197.7 \text{ W} \cdot \text{h/枚}$ ($197.7 \text{ W} \cdot \text{h} / 0.18 \text{ m}^2 = 1.098 \text{ kW} \cdot \text{h/m}^2$) を用いると、その必要枚数は 81 枚、敷設面積は 14.6 m^2 が必要である。

暖房負荷が温度差 23°C の場合の 1.785 kW とすると、同様な計算で PCM は 26.0 m^2 ($1.785 \text{ kW} \times 16 \text{ h} / 1.098 \text{ kW} \cdot \text{h/m}^2$) 必要である。今回の実験室は、この値と施工上の理由から PCM の敷設面積は 26 m^2 (PCM 144 枚) とした。

6. 床暖房運転試験

Fig. 5 にヒートポンプを立ち上げてから PCM に蓄熱終了まで 24 時間、ヒートポンプ休止から 37 時間の室温、パネル温度、気温を観測した結果を示した。なおコンデンサにおける 2 方弁及び 3 方弁による温度制御は出口温度 37.0°C 、戻り温度 33.5°C としている。

温水パネル温度が最高 37°C まで上昇するのに約 24 時間要したが、この理由は (1) 温水パネル下部の断熱がなされていない、(2) ヒートポンプの容量が小さいためと考えられる。

温水パネルへの水温が最高 (約 37°C) に達しヒートポンプを停止すると温水パネルの温度は一時急激に低下し、その後 PCM の凝固温度 (約 30°C) を保つ。ヒートポンプ停止から約 9 時間後からパネル温度は再び徐々に低下する。ヒートポンプ停止から 16 時間後の室温は約 22°C である。この時点で再びヒートポンプの運転が行われ PCM への蓄熱がなされる。今後、8 時間で

Fig. 6 Heat flow diagram of floor heating by hot water

PCM の融解 (蓄熱) が完了することができるようヒートポンプの改良を行う必要がある。

7. 床暖房の熱収支

コンデンサの熱出力はその出口-戻り温度差 3.5°C と、ブラインの比熱 0.9 およびその平均流量 555 l/h から 2.035 kW 。これを床パネル面積 26 m^2 で割ると 78.3 W/m^2 。この熱量で PCM の蓄熱 ($1.098 \text{ kW} \cdot \text{h/m}^2$) に必要な時間は約 14 時間となる。実際には今回の実験では暖房負荷が小さい時期 ($\Delta T = 13^\circ\text{C}$) を選んだため $16 \text{ kW} \cdot \text{h}$ の蓄熱でよいから、それに要する時間は約 8 時間となる。しかしながら温水パネルに供給された熱量が全て蓄熱材の融解のために用いられる訳ではないので、蓄熱に要する時間はさらに長くなる。

深井らは PCM 蓄熱式床暖房シミュレーションに関する研究で熱フローブロックダイアグラムを提示している (Fukai and Goto, 1986)。それにしたがって本実験の熱フローを計算し、そのダイアグラムを Fig. 6 に示した。この計算は次の手順で行ったものである。

QH : 温水による供給熱量, 78.3 W/m^2

QL : ステージ下への熱損失の割合 (Fukai and Goto, 1986), $0.3 [-]$

QR2 : 直接室内に放熱する割合 (Fukai and Goto, 1986), $0.1 [-]$

QS : PCM への蓄熱量, $QH (1.0 - QL - QR2)$

QR1 : PCM に一度蓄熱された後に室内に流出する熱量, PCM と室内の温度差 (ΔT) $\times$ 熱貫流率 ($5.8 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$) (Fukai and Goto, 1986), ΔT は Fig. 5 よりおおよそ 2.0°C とした

QPCM: PCM の純蓄熱量, $QS - QR1$

なおこの熱収支の値は実測値が少なく深井ら (Fukai

and Goto, 1986) の経験に基づく推算値を用いて得られたものである。これによると $QPCM/QH = 0.42$, すなわち供給熱量の 42% しか蓄熱に有効に使われていないという結果が得られた。

結 言

本研究では当所で開発した垂直型ポンプ内蔵濡れ膜式採熱管を備えた地中採熱ヒートポンプを用いて床暖房実験を行った。本ヒートポンプは地中採熱の試験用に製作されたため床暖房実験装置との適合性に問題点があり、所期の目的であるサイクリック連続運転には適合しなかった。

本研究の結果は次の通りである。

- (1) 地中採熱ヒートポンプを用い、芒漿を潜熱蓄熱材として使用して、夜間電力を用いる 8 時間運転を想定した床暖房実験を行った。
- (2) 予想よりも地中の伝熱抵抗が大きかったため、地中からの採熱量は少なかった。そのため、厳寒期における床暖房実験には適合しなかった。
- (3) 外気温の高くなる 4 月にヒートポンプ床暖房システムの運転を行い、冬期間を通しての連続運転に対する指針を得た。

Literature cited

- Ball, D. A., R. D. Fischer, S. G. Talbert, D. Hodgett and F. Auer: "State-of-the-art Survey of Existing Knowledge for the Design of Ground-Source Heat Pumps", *Energy Conservation*, **80**, 1-75 (1980)
- Fukai, K. and S. Goto: "Study on Usage of Phase Change Material in Indoor Thermal Environment", Preprint of Annual Meeting of Soc. Air Conditioning and Sanitary Eng. Japan, 317-320 (1986)
- Mei, V. C. and V. D. Baxter: "Design Guidelines for Direct Expansion Ground Coils", Electric Power Research Institute Final Report, 1-63 (1990)
- Saita, K., S. Fujioka and T. Kuwahara: "Heat Storage Type Floor Heating System", *Sumitomo Kagaku*, **1**, 48-55 (1985)
- Sayama, S., H. Takeuchi, M. Yamaguchi, H. Yoneda and K. Kasahara: "Heat Storage System for House Heating using Electricity in the Night", Extended Abstracts of 4th Int. Sym. on Cold Region Development, 80 (1994)
- Sayama, S., M. Yamaguchi, H. Yoneda, S. Grandum, P. A. Schiefloe, M. Sandbakk and P.-E. Frivik: "Actual Proof Test of Direct Expansion Ground Source Heat Pump", *J. Mech. Eng. Japan*, **60** (577 B), 222-227 (1994)
- Yamaguchi, M., S. Sayama, H. Yoneda, S. Grandum, P. A. Schiefloe, M. Sandbakk and P.-E. Frivik: "Computer Simulations of Heat Transfer in Soil for Ground-Source Heat Pumps", Report of Hokkaido National Industrial Research Inst., **61**, 1-14 (1994)

Heat Storage-Type Floor Heating System with Heat Pump Driven by Discount Electricity Supplied at Night

Munehiro Yamaguchi and Sogo Sayama

Hokkaido National Industrial Research Inst., Sapporo 062

Hirokazu Yoneda

MYCOM CO., LTD., Moriya 302-01

Kin-ya Iwamoto

Hokkaido Snow Melting Inst., Sapporo 005

Mitsuhiro Harada

Sumitomo Chemical Ind. CO., LTD., Tokyo 103

Satoru Watanabe

Bakelite Commercial CO., LTD., Tokyo 111

Kazuo Fukai

Dept. of Chem. Eng., Yokohama National Univ., Yokohama 240

Key Words: Floor Heating, Heat Storage, Heat Pump

Heat storage-type floor heating by hot water from a heat pump driven 8 hrs by night electricity was studied. The phase change material (PCM) used for heat storage was $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$ package. Properties of the PCM are; melting point 32°C , solidification point 30°C , heat storage $43.0 \text{ W} \cdot \text{h/kg}$ ($\Delta T = 10^\circ\text{C}$). The floor heating room was a 40 m^2 , and without window, $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$ package was used as a phase change material for heat storage. Hot water panels laid under PCM packages (26 m^2) were placed on a stage 1.2 m above the floor. The total heat storage was 28.5 kW. The heat pump was operated in an 8 hrs ON-16 hrs OFF cycle so that three times the heat extraction was needed as compared with continuous operation. For this reason, a wet film type vertical tube with a CFC flashing pump at the bottom was developed. From experimental results, the thermal balance of the system was calculated and the applicability for practical use was discussed.

~~~~~