九州大学学術情報リポジトリ Kyushu University Institutional Repository

ヒートポンプを熱源機器とする床蓄熱システムに関 する研究

南, 在成 九州大学大学院総合理工学研究科熱エネルギーシステム工学専攻

龍, 有二 九州大学大学院総合理工学研究科熱エネルギーシステム工学専攻

渡辺, 俊行 九州大学大学院総合理工学研究科熱エネルギーシステム工学専攻

https://doi.org/10.15017/17231

出版情報:九州大学大学院総合理工学報告. 13(2), pp.197-204, 1991-09-01. 九州大学大学院総合理工 学研究科 バージョン:

権利関係:

ヒート ポンプを 熱 源 機 器 とする 床蓄熱システムに関する研究

南 在 成*・龍 有 二**・渡 辺 俊 行** (平成3年5月31日 受理)

Study on Floor Thermal Storage System Combined with Heat Pump

Jae seong NAM, Yuji RYU and Toshiyuki WATANABE

Solar assisted air source (Sol-Air) heat pump system needs thermal storage devices, to cope with the unsteady performance caused by fluctuation of weather conditions. In this paper, we took note of a thermal capacity of a floor slab and proposed a simulation model of a floor cooling and heating system combined with a Sol-Air heat pump system. We simulated the thermal performance and the energy consumption of this system.

As the thickness of concrete slab increases, the energy consumption increases but thermal comfortability in the room is better. A 24 cm thick slab of concrete is required to keep the room comfortable even during the non-operation of the heat pump.

1. はじめに

建物の冷暖房において夜間電力を積極的に利用する ためには、ヒートポンプと蓄熱装置を効率よく組合せ たシステムの開発が重要である、最近注目されている 太陽・空気熱源ヒートポンプシステムを採用する場合 にも、冬季夜間の暖房と夏季昼間の冷房に対処するた めの蓄熱装置が必要である. 日周期程度の蓄熱であれ ば、床(天井)・壁などの建物軀体内にヒートポンプ からの温冷水あるいは温冷風を循環させ、輻射冷暖房 を行う軀体蓄熱システムも利用できよう. 以上のよう な観点から、本研究では太陽・空気熱源ヒートポンプ を熱源として床を蓄熱部位とする床冷暖房システムを 対象に、本システムの性能評価に関するシミュレーシ ョンモデルを提案する. さらに, 室内温熱環境を PMV (Predicted Mean Vote: +2, +1, 0, -1, -2はそれぞれ暖かい、やや暖かい、中立、やや涼しい、 涼しいという温冷感を表す)で制御した場合に、床ス ラブ仕様の違いが室内温熱環境,消費電力量などに及 ぼす影響を系統的・定量的に明らかにする.

[主な記号]

A	:面積	, m ²
	*熱エネルギー:	レステム工学専攻博士課程

**熱エネルギーシステム工学専攻

AF	:床面積	,	m ²
а	:日射吸収率		
b	:フィン厚さ	,	m
С	:比熱	,	$J/(kg \cdot K)$
f	:蒸発比		
G	:流量	,	kg/h
Η	:熱量	,	W
i	:エンタルピー	,	J/kg
Κ	:熱通過率	,	$W/(m^2 \cdot K)$
L	:水の蒸発潜熱	,	J/kg
l	:フィン長さ	,	m
LP	:冷媒管の長さ	,	m
LR	:入射長波放射量	,	W/m^2
Q	:熱量	,	W
SR	:入射短波放射量	,	W/m^2
Т	:絶対温度	,	K
W	:電力消費量	,	kW
X	:絶対湿度	,	kg/kg′
α	:熱伝達率	,	$W/(m^2 \cdot K)$
ε	:長波放射率		
θ	:温度	,	°C
$\Delta \theta$:対数平均温度差	,	К
ø	:フィン効率		
¢′	:フィン付面の総合	効	率
λ	:熱伝導率	, ۱	W∕(m • K)

— 198 —

•				
ρ	:比重量 , kg/m ³			
η	:効率			
σ	: Stefan-Boltzmann	,	5.67×10 ⁻⁸ W/(m ² ・K ⁴)定数	
[%	忝字]			
а	:空気	с	:対流,圧縮	
е	:蒸発	ex	:熱交換	
f	:フィン	fb	:フィン付根の裸管部分	
m	:凝縮,機械	0	:外気	
þ	:パイプ	r	:放射,冷媒	
s	:表面	sl	:スラブ	
sp	:ソルエアパネル	t	:総合	
v	:体積	w	:水	
100	:飽和			

2. 計算対象システムおよび計算モデル

- (1) 計算対象システム
- Fig.1 に計算対象システムを示す.熱源機器として

は太陽・空気熱源ヒートポンプを想定する. 冬季暖房 サイクルにおいて、集放熱パネルは蒸発器となり、太 陽熱と空気熱を集熱する. 夏季の冷房サイクルにおい て、集放熱パネルは凝縮器となり、空冷、蒸発冷却お よび大気放射冷却により放熱する.水熱交換器でつく られた温水(冬季)および冷水(夏季)は、蓄熱部位 を循環しながら冷暖房を行う.

(2) 集放熱パネルでの熱収支式

計算対象とした集放熱パネルの断面を Fig. 2 に示 す. フィン付き面からの伝熱算定に用いられるフィン 効率 øsp は、表面の熱伝達率がフィン全面で一様な場 合に1次元熱伝導方程式を解いて得られる係数である が、放射(短波放射,長波放射)および蒸発による伝 熱がある場合も以下のように 🖇 かを定義する. 薄い水 膜で覆われたパネル外表面の熱収支は蒸発熱伝達率 α,¹⁾を用いれば以下の式で与えられる.



Fig. 1 Model for calculation



Fig. 2 Section of the radiator/collector panel

 $CD = CV + NR - WE \qquad \cdots (1)$

ここで, CD は伝導, CV は対流, NR は放射, WE は 蒸発による熱流である.

$$\begin{aligned} CD &= \alpha_{\epsilon} \left(\theta_{o} - \theta_{s} \right) + a \cdot SR + \alpha_{\tau} \left(\theta_{o} - \theta_{s} \right) \\ &- \varepsilon \left(\sigma \cdot T_{o}^{4} - LR \right) + f \cdot \alpha_{\epsilon} \left(\theta_{o} - \theta_{s} \right) \\ &- f \cdot L \left(\alpha_{\epsilon} / C \right) \left(X_{o_{1} \ 100} - X_{o} \right) \\ &= \alpha_{t} \left(\theta_{o} - \theta_{s} \right) + a \cdot SR \\ &- \varepsilon \left(\sigma \cdot T_{o}^{4} - LR \right) \\ &- f \cdot L \left(\alpha_{\epsilon} / C \right) \left(X_{o_{1} \ 100} - X_{o} \right) \\ &= \alpha_{t} \left(\theta_{t} - \theta_{s} \right) & \cdots (2) \end{aligned}$$

となる. 総合熱伝達率 α_i と総合相当外気温度 θ_i は次 式で定義される.

$$\alpha_{t} = \alpha_{c} + \alpha_{r} + f\alpha_{e} \qquad \cdots (3)$$

$$\theta_{t} = \theta_{o} + \{a \cdot SR - \varepsilon \ (\sigma \cdot T_{o}^{4} - LR) - f \cdot L \ (\alpha_{c}/C) \ (X_{o, 100} - X_{o})\} / \alpha_{t} \qquad \cdots (4)$$

複数のフィンを持つ伝熱面において,表面からの水 分蒸発がある場合や日照・日影面が移動する場合も, フィン毎に,フィン両面の平均的な *a*, と *θ*, を求める ことによりフィン効率および放熱量 *Q* が求められる.

$$\phi_{sp, j} = \tanh \left(\sqrt{2 \alpha_{t, j} / \lambda b} \ell \right) / \sqrt{2 \alpha_{t, j} / \lambda b} \ell \dots (5)$$

$$Q = \sum_{j=1}^{k} \alpha_{t, j} \left(\theta_{b} - \theta_{t, j} \right) (A_{fb, j} + A_{f, j} \phi_{sp, j})$$

$$\dots (6)$$

なお,式(7)の左辺 Q は冷房サイクルの場合,次式 で与えられる.

$$Q = K^* \left(\theta_m - \theta_b \right) 2 \pi LP \qquad \cdots (7)$$

ただし,

$$1/K^* = 1/(\alpha_i r_i) + \{ log_e(r_o/r_i) \} / \lambda \qquad \cdots (8)$$

である.ここに、 θ_m は冷媒凝縮温度、 α_i は冷媒管 内の対流熱伝達率、 r_i 、 r_o は冷媒管内外面の半径であ る.

(3) 蒸気圧縮サイクル

ヒートポンプ各部の冷媒の状態は **Fig. 3** に示すように理想的な蒸気圧縮サイクルとして取り扱う. つまり, p-i線図の③における過冷却および①における過熱は無視し, 圧縮機では断熱圧縮を,凝縮器,蒸発器では等圧変化を仮定する. ①,②,③,④の各点におけるエンタルピーを i_1 , i_2 , i_3 , i_4 とし,冷媒循環量を G,とすると,蒸発熱量 Q_1 ,および凝縮熱量 Q_2 は次式のように凝縮温度 θ_m と蒸発温度 θ_e の関数で表される.

$$Q_1 = G_r \ (i_1 - i_4) = G_r \cdot \psi_1 \ (\theta_m, \theta_e) \qquad \cdots (9)$$
$$Q_2 = G_r \ (i_2 - i_3) = G_r \cdot \psi_2 \ (\theta_m, \theta_e) \qquad \cdots (10)$$



なお、冷媒飽和温度とエンタルピー、エントロピー の関係については、冷媒熱物性値表に基づく熱物性プ ログラムパッケージ²⁾を利用して求めた.

(4) 水熱交換器における熱交換式

冷房サイクルの場合,水熱交換器の入口,出口水温 を θ_{w1} , θ_{w2} とすれば対数平均温度差 Δ θ および交換 熱量 Q_{ex} は,

$$\Delta \ \theta = (\theta_{w1} - \theta_{w2}) / \log_{e} \frac{\theta_{e} - \theta_{w1}}{\theta_{e} - \theta_{w2}} \qquad \cdots (11)$$

$$Q_{ex} = A_{ex} K_{ex} \Delta \theta$$

= $C_w G_w (\theta_{w1} - \theta_{w2}) \qquad \cdots (12)$

ここで, A_{ex} は水熱交換器水側表面積, K_{ex} は外面基 準熱通過率, C_w は水の比熱, G_w は水流量である. 式(11)を式(12)に代入し整理すれば, 次式となる.

$$Q_{ex} = (1 - \beta) \quad C_w G_w \quad (\theta_{w1} - \theta_e) \qquad \cdots (13)$$

ただし,

$$\frac{\theta_{e} - \theta_{w1}}{\theta_{e} - \theta_{w2}} = exp \frac{A_{ex} K_{ex}}{C_{w} G_{w}} = \beta^{-1} \qquad \cdots (14)$$

(5) 床スラブの伝熱式

Fig.4 に床スラブの計算モデルを示す. 冷温水パイ プを埋設した蓄熱部位の表面および内部温度は1次元 後退差分式により計算する. 冷温水パネル埋設面で一 様な冷却があれば,次式が成り立つ.

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \frac{1}{C \rho \Delta X} \left\{ \frac{\lambda_{sl}}{\Delta X} \left(\theta_{k-1} - 2 \theta_k + \theta_{k+1} \right) - H_{sl} / AE \right\} \qquad \cdots (15)$$



水循環パイプ埋設面にコンクリート製のフィン(厚み はパイプの外径に等しく,長さはピッチ幅の半分)が あるものと想定すれば,フィン効率を用いてパイプ表 面温度とパイプ埋設面のコンクリート平均温度の関係 は次式となる³.

$$\theta_{p} = \theta_{k} \frac{H_{p} / AF}{2 \lambda_{sl} / \Delta X} - (1 / \phi_{sl} - 1) \qquad \cdots (16)$$

ここに、 ϕ_{sl} は仮想フィン付面の総合効率である. ま

た,式(13)と同様にして

$$H_{p} = (1 - \beta) C_{w}G_{w} (\theta_{p} - \theta_{w2}) \cdots (17)$$

式 (17), 式 (18) より

$$H_{p} / AF = C_{w}G_{w} \mathcal{I} \quad (\theta_{k} - \theta_{w2}) \qquad \cdots (18)$$

ただし,

$$\eta = \frac{(1-\beta)}{1+\{(1-\beta) C_w G_w / AF\} (\Delta X/2 \lambda_{sl}) (1/\phi_{sl} - 1)} \dots (19)$$

(6) 壁体表面熱収支式および室内空気熱収支式

床スラブを除く壁体表面の熱収支式および室内空気 の熱収支式の数値解法は逐次状態遷移の概念に基づ く⁴. 室内表面間の短波,長波域の多重反射・吸収は Gebhart の吸収係数を用いて処理する.その際,各計 算ステップごとの各表面間の形態係数および日照・日 影面の形状,面積は各壁体表面をメッシュに細分割 (本報では 0.3m×0.3m)し,その中心点より太陽が 窓面を通して庇に遮られずに望めるか否かにより算定 する.

3. 計算手順および計算条件

計算手順

Fig.5に計算プログラムのフロー(冷房サイクル) を示す.本プログラムでは、まず、建物の形状・壁体 構成,集放熱パネルの仕様・形状,水熱交換器仕様, および床冷暖房仕様を入力し、建物や機器の基本的な 熱特性値を算定する.次に、気象データを入力する. 時間単位ループに入って,まず,ヒートポンプ非運転 時の自然室温、床スラブ内部の温度、壁体内外表面温 度, PMV を算定する. ヒートポンプ運転時の PMV 設定値は,冬季昼間運転,夏季夜間運転とも0とし, この値が満足されるようにヒートポンプ~床冷暖房運 転が行われる(床スラブ加熱量・冷却量が決まる). ただし、ヒートポンプの能力の上限値を冬季暖房時 8382W, 夏季冷房時 6279W, 下限値を 2510W と決め ており、この能力の範囲でのみ床冷暖房が行われるも のとする. すなわち, 暖房能力・冷房能力の上限値よ り負荷が大きい場合は PMV が0とならず、下限値よ り負荷が小さい場合は運転を停止する.加熱量・冷却 量が決まれば、床スラブ出入口水温および冷媒蒸発温 度 θ_{e} (暖房サイクルの場合冷媒凝縮温度 θ_{m})が算定



Fig. 5 Flow chart of simulation (cooling cycle)

できる. さらに,式(6),(7),(9),(10) よりフィ ン付根温度 θ_{s} , θ_{m} (暖房サイクルの場合 θ_{e}),冷媒 流量 G,を求める. なお,ヒートポンプの電力消費量 は、シミュレーションで求めた冷媒サイクルにおける 理論圧縮仕事に体積効率 η_{e} を乗じ、断熱圧縮効率 η_{e} と機械効率 η_{m} で除した値である.

(2) 計算条件

1) 対象とした建物は床面積 36m², 天井高 3m の RC 造で単室の家屋である. 南面には窓と庇があり (Fig. 1 参照), ガラスは 3mm の単層透明ガラスで, ブラインド, カーテン等の日照調整部材がないものと 仮定した. また, コンクリート壁(厚み 100mm)の 外側には 25mm の断熱材を施している. 壁体内外表 面の日射吸収率は0.6,長波放射率は0.95を与えた.

2) 集放熱パネルはアルミ製で,形状は 上型,面 積は 8m²とする.フィンの長さは 3枚(水平フィン 2枚,垂直フィン1枚)とも 7cm である.集放熱パ ネル表面の日射吸収率は0.9,長波放射率は0.95を与 えた.夏季にはパネルに散水するが,この場合の蒸発 比は水平フィンで1,垂直フィンで0.5とする.集放 熱パネル冷媒管内の対流熱伝達率は 2558W/m²K とし, フィン表面の対流熱伝達率は外界風速の関数として与 えた⁵⁾.

3) 水熱交換器は二重管式熱交換器と想定し、コイル長さ4.085m、水側の熱伝達率8220W/m²K、冷媒側の熱伝導率924W/m²K、循環水量20ℓ/minとした.

4) 床スラブに埋設した温冷水パイプは銅製であり, 内径 20mm とする. また, 配管ピッチは 25cm とした.

5)外界気象データとしては空気調和・衛生工学会 編の福岡標準データを用いる.今回の一連のシミュ レーションは冬季1月1日より,夏季は7月15日より データを入力して計算を行った.計算時間間隔は20分 である.

6)熱伝導による壁体・屋根の表面熱流の状態量に 対して予め30日間の繰返し計算を行っている。床スラ ブの内部温度の初期値は冬季20℃,夏季は26℃を与えた。

7) ヒートポンプ運転は冬季昼間運転(8:00~ 18:00)と夏季夜間運転(23:00~7:00)を想定した.

8) PMV の条件としては,室内の気流速度は 0.15m/s,着衣抵抗値は冬季1.0clo,夏季0.4clo,人 体代謝量は1.1Met,相対湿度は冬季40%,夏季60% を与えた.

4. シミュレーション結果

(1) 冬季昼間運転・夏季夜間運転の計算例

床スラブ厚 12cm,水循環パイプの埋設深さ 6cm と した場合(後述の CASE4)の計算結果を Fig. 6 に示 す.冬季の出力対象期間は1月17日,18日である.両 日とも晴天であり,水平面全天日射量はピーク時で 450W/m² 程度である、1月17日の午前8時頃の PMV は負であり,ヒートボンブ運転が始まる.PMV の設 定値が満足される午後12時頃,ヒートポンプ運転は停 止する.このとき,冷媒凝縮温度は約70℃に達する. ヒートポンプ運転停止後も、床スラブからの放熱と窓



からの透過日射により, PMV は0を上回る. 午後4 時頃から PMV が低下するため, 再びヒートボンブ運 転が始まる. ヒートボンプを運転しない夜間は, PMV は徐々に低下し, 1月18日午前7時の PMV 最 低値は-1に近づく.

夏季の計算結果を Fig. 7 に示す.出力対象期間は 8月4日,5日であり,両日とも晴天で,4日の最高 気温は34℃,5日の最高気温は32℃,水平面全天日射 量のピークは両日とも1000W/m²程度である.8月 4日23時の PMV は正であり,ヒートポンプ運転が始 る. 運転開始とともに床スラブ温度は低下し,室内空 気温度も低下する. 冷媒蒸発温度は,床スラブ温度の 低下に伴い次第に低下し,運転停止直前には-6℃に 達する. 8月5日の午前2時頃は PMV 設定値が満足 され,ヒートポンプ運転が停止する. 運転停止後の4 ~5時間は PMV が負の値となるが,日中の PMV は ピーク時で1.2に達する.

(2) 床スラブの違いが PMV の変動に及ぼす影響

Fig. 8 に示す6通りの床スラブ仕様について計算を 行った. 床スラブ仕様の違いによる PMV の経時変化











を Fig. 9, 10 に示す. 冬季・夏季とも PMV の変動幅 はコンクリートスラブが薄いほど大きく, 厚いほど小 さくなる. 同じ床スラブ厚さでも,水循環パイプの埋 設深さが深くなることにより, PMV の変動幅は若干 小さくなる. とくに,最も熱容量の大きい CASE6 に おいて,室内温熱環境は非常に安定しており,冬季の PMV 最低値は-0.5,夏季の PMV 最高値は0.7であ る.

(3) 床スラブ仕様の違いが室内温熱環境および消費電力量に及ぼす影響

床スラブ仕様の違いによる室内温熱環境および消費

電力量の関係を Fig. 11 に示す. 図中の数字1~6は Fig. 8 の CASE1~6に対応する. 冬季は2月, 夏季 は8月の1ヶ月を計算対象とした. 冬季の場合, 床ス ラブの厚さが増すほど消費電力量は増大するが, 室内 温熱環境は安定する傾向を示す. 水循環パイプの埋設 深さによる影響は僅かである. CASE6 の場合, PMV が-0.5 (不満足率で約12%に相当する) を下回る時 間は全体の約30%であり, ほぼ良好な環境が得られる.

夏季も同様の傾向を示すが、CASE6 の場合、他の 仕様より室内温熱環境が著しく安定しており、PMV が0.5を上回る割合は僅か7%である. CASE1 と CASE6 に対する PMV の頻度分布を **Fig. 12** に示す.



Fig. 11 Relationship between PMV and electric power consumption



床スラブが薄くパイプ埋設が浅い CASE1 の場合に PMV が0となる割合が大きいのは、ヒートポンプ運 転時の PMV 制御に対する応答が速いためである.し かし, 非運転時の室内熱環境は不安定である. CASE6 の場合は, PMV 制御に対する応答が鈍く, と くに8月の PMV が0となる割合は小さいものの, 大 部分の時間は0~±0.5に収まる.

5. む す び

太陽・空気熱源ヒートポンプを熱源機器として床を 蓄熱部位とする床冷暖房システムのシミュレーション モデルを提案し,室内温熱環境を PMV で制御した場 合に蓄熱部位の仕様の違いが室内温熱環境と消費電力 量に及ぼす影響を検討した.結果は以下の通りである. 1) ヒートポンプ~蓄熱部位~建物からなる複合シ

ステムを対象とした本シミュレーションモデルは熱源 および負荷の変動に対応したシステム性能評価が可能 である.

2) 冬季・夏季とも床スラブが厚いほど消費電力量 は増大するが、室内温熱環境は安定する、パイプ埋設 深さが室内温熱環境および消費電力量に及ぼす影響は 小さい。

3) 床スラブ厚が 24cm, パイプ埋設深さが 20cm の 場合,冬季・夏季とも,ヒートポンプ非運転時におい てほぼ良好な室内温熱環境が得られる.

参考文献

- 1)尾崎明仁,ほか:建築外表面からの水分蒸発を考慮した 期間熱負荷簡易計算法,九州大学総合理工学研究科報告, 10,315-320,(1988).
- 2) 伊藤猛宏, ほか: PROPATH 熱物性プログラムパッケージ,九州大学大型計算機センター広報, 18, 194, (1985).
- 3) 宇田川光弘:パソコンによる空気調和計算法,オーム社, (1986), p. 244.
- 渡辺俊行, ほか:放射伝熱をより厳密に考慮した室温変 動解析, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 697-700, (1982).
- 5) 龍 有二, ほか:シミュレーションによる太陽・空気熱 源ヒートボンプシステムの性能予測, 日本建築学会九州支 部研究報告, **31**, 269-272, (1989).