

放射冷却冷房システムに関する研究

Proposal of Efficient Utilization of Sky Radiation Energy for Space Cooling

齋 藤 武 雄^{*1}

Takeo S. SAITO

丸 島 敬^{*2}

Satoshi MARUSHIMA

Abstract

In this paper, the sky radiation cooling system was proposed for space cooling for various facilities including residences and buildings. The daytime waste heat from air conditioners is stored in a latent heat thermal energy storage (LHTES) tank in which the spherical PCM (phase change material) capsules are packed. The stored heat will be utilized for domestic hot water supply (or hot water bath, shower, etc.) in the evening. Then, the excess stored energy will be further cooled during midnight to early morning hours by utilizing sky radiator installed on the roof of the building. The PCM in the capsule is solidified in this cooling process. The tank can be again utilized as a heat sink for rejecting heat from the condenser of the heat pump. This paper reports the fundamental performance of the proposed system.

Key Words: Sky Radiation Cooling, Phase Change Material, Latent Heat Thermal Energy Storage, Numerical Simulation

1. 緒言

衆知の如く、二酸化炭素 (CO_2) などによる地球温暖化や酸性雨などの地球規模の環境問題が顕在化しており、我が国は、本年12月に気候変動条約の第3回締結国会議 (COP3) を主催するなど政府レベルでも、エネルギー政策上の取り組みが求められている。

一方、都市環境の問題に目を転じると、都市で暖・冷房などの集中的なエネルギー消費に伴う気温の上昇、すなわち都市温暖化 (Urban warming or Heat island) が顕著に表れており、このまま推移すれば2030年頃の東京の夏の夕刻6時の都心部の気温は40°Cを優に超えると予測されている^{(1), (2)}。また、自動車などからの窒素酸化物 (NO_x) や硫黄酸化物 (SO_x) などの汚染物質による大気汚染は一向に改善されておらず都市の快適性からも早急な対応策が待たれる。

このような背景のもと、21世紀の都市環境を考えるとエネルギー利用を含む都市計画の上で、次のような点が重要となる。

まず、第1点は都市大気への熱も汚染物質も放出しないシステムの構築である。たとえば、従来の空調システムは、個々の居住空間に対して暖房・冷房・調湿などをを行うことができるが、空調機それ自体から出る熱や燃焼ガスは、結果的には都市大気中に放出されることになる。

第2点は、エネルギーの利用効率を大幅に高める技術の導入である。たとえば、エネルギー貯蔵サブシステムやスーパーヒートポンプの導入、さらには自然エネルギーの利用などを複合化することによりシステムの成績係数 (COP) を大幅に向上させるというものである。

本研究では、このような高効率・環境適合型エネルギー利用システムの一例として、放射冷却を利用した1日サイクルの冷房システムを提案する。

雲がなく相対湿度が低ければ、波長が8~13 μm の範囲の大気の窓において大気放射強度が小さく、宇宙空間への放射冷却が期待できるこ

* 原稿受付平成9年4月2日

*' 会員、東北大大学院(〒980-77 仙台青葉区荒巻字青葉)

*" 会員、(株)東芝(〒105-01 東京都港区芝浦1-1-1(東芝ビルディング)

とは以前からよく知られているカミ^{(3), (4)}、我が国では、とくに夏は高温多湿のため、その利用はなされていなかった。

本研究では、夜間（とくに早朝）の気温より少し高い融点を有する相変化物質（Phase Change Material:PCM）を封入した潜熱カプセルを充填したエネルギー貯蔵サブシステムを導入し、屋内の排熱を夜間の放射冷却により放熱する事により高成績係数のヒートポンプ／潜熱エネルギー貯蔵放射冷却システムを提案し、放射冷却過程における実験および数値シミュレーションを行い、本システムの性能を明らかにした。また、日本の主な都市の気象条件1に基づいた数値シミュレーションを行い、本システムの実現可能性を示し、システムの最適設計を行った。

2. 放射冷却利用冷房システム

提案するシステムは、たとえば図1のように住宅の北向きの屋根に設置したスカイラジエタ（Sky radiator）、PCMを封入したカプセルを充填した潜熱蓄熱タンクとヒートポンプ等から構成される。

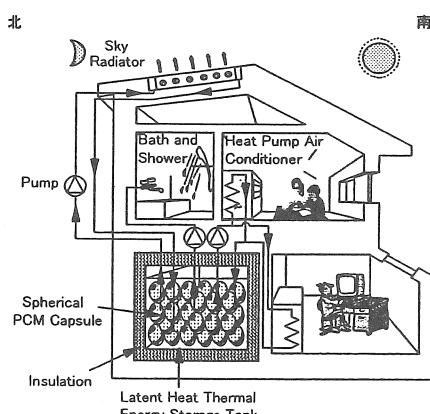


図1 放射冷却冷房システムのモデル図

夏期の稼働モードは、日中、ヒートポンプエアコンにより冷房を行い、その冷房排熱を潜熱蓄熱タンクへと貯め（排熱蓄熱過程）、夕刻にその蓄えられた熱を風呂・シャワー・給湯に用

いる（給湯過程）、そして、深夜から朝方にかけて、深夜電力によりポンプを稼働し、熱媒体をスカイラジエタへ循環させ、放射冷却現象を利用することにより、潜熱蓄熱タンク内の余った熱を宇宙空間へ棄てることにより、PCMカプセルを凝固させ（放射冷却過程）、これを翌日のヒートポンプエアコンの冷熱源として冷房を行うシステムである。

このシステムを用いることにより、

- (1) 都市温暖化の原因である冷房排熱を大気中に放出するのではなく、放射冷却現象を利用することにより宇宙空間へと棄てることができるので、都市温暖化を緩和することができる。
- (2) 未利用エネルギーである冷房排熱を給湯・風呂等に用いるので、省エネルギー化に貢献できる。
- (3) 蓄冷を行うので深夜電力が利用でき、標準化に貢献する。等の利点が挙げられる。

3. 放射冷却過程の基礎実験

次に、夜間放射冷却過程の基礎実験を行い、基本性能を明らかにする。

3. 1 実験装置

実験は、本学の実験設備を用いて行った。実験棟内に潜熱蓄熱タンクを、北側の屋上にスカイラジエタを設置し、樹脂パイプにより配管した。図2に実験装置の概略を、表1に主な仕様を、それぞれ示す。

実験は冬期に行ったために夜間の外気温より約5℃高い融点を持つPCMであるNaSO₄・10H₂O

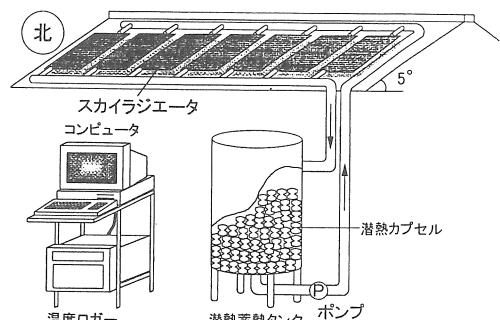


図2 実験装置の概略

表1 実験装置の主な仕様

TANK	inner size	$\phi 610 \times 1200$ mm
	water level	1050 mm
	volume	306.9 l
SKY RADIATOR	area	1.89 m ²
	number	7
	material	aluminium
	surface	black paint
DOUBLE BALL CAPSULE	material	polypropylene
	thickness	1.4mm
	number	618
	volume	240 mL
PCM	volumetric ratio	0.483
	material	$\text{NaSO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$
	total volume	124 l
WORKING FLUID	material	ethylene glycol
	weight ratio	30 wt%

表2 PCM($\text{NaSO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$)の物性値

融点 (°C)	潜熱 (kJ/kg)	熱伝導率 (W/m · K)		密度 (kg/m ³)		比熱 (kJ/kg · K)	
		(s)	(l)	(s)	(l)	(s)	(l)
8	111.46	0.93	0.76	1440	1500	1.7	2.9

(s):solid, (l):liquid

を用いた。その物性値を表2に示す。

スカイラジエータは黒体面として、0.9~0.98と高い放射率を持つ市販の全天候性のラッカースプレー（つや消し黒）をスプレーしたものを使用し、循環ポンプは、マグネット駆動ポンプを用いた。

潜熱蓄熱タンクとしては、市販のステンレス製開放型蓄熱槽（内径610mm、高さ1295mm）を用いた。その外側は50mmのグラスウール断熱材で覆われている。熱媒体はエチレングリコール水溶液を使用した。カプセルについては、材質がポリプロピレンで形状がダブルボール型の（市販品）を採用した。概略図および寸法を図3に示す。

なお、実験ではすべてダブルボール型を使用したが、計算ではこれと同体積の球カプセルとしてある。

実験は、雲の影響を受けないよう暗れた夜間にに行った。なお、ポンプ流量は9.5 l/minである。

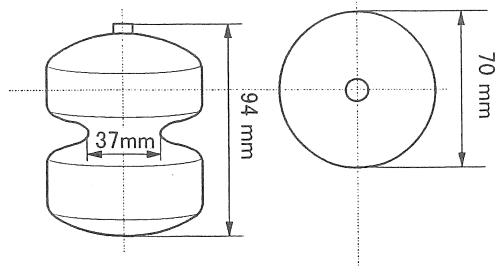


図3 カプセルの計上と寸法

3. 2 実験結果

図4に気象条件、タンク内温度（中心部）、タンク内温度（内壁部）、スカイラジエータの表面温度と、流入出温度および冷却量などを示す。

図4より、タンク内温度（中心部）は、18:00~19:00では傾きが急であり、融点よりも2~3°C低い温度で緩やかに推移する。この温度一定規間（19:00~22:00）を過ぎると、位置による温度のバラツキが小さくなり、また傾きが急になる。これは、初期の段階ではカプセル内のPCMは、まだ凝固せず、顯熱しか発生せず、タンク内温度が急激に下がるが、カプセル内のPCMが凝固し始め潜熱が発生し始めると、タンク内の温度降下が緩慢になり温度一定期間を形成する。そして、タンクの底の方から凝固し終えたPCMの量が増すとともに発生する潜熱量が減少し、再び、温度の傾きが急になる。

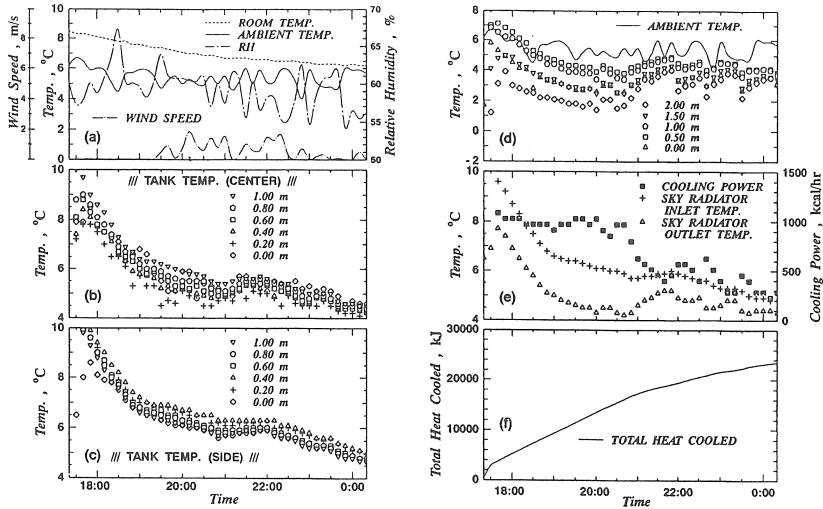
これは、タンク内温度（内壁部）にもいえることである。タンク内温度において中心部よりも内壁部の方が全体的に温度が高くなっている。これは、外気への熱損失というよりも、内壁部の温度変化が中心部に比べて変動が少ないことからもわかるように、タンク流入口がタンク底部の中心に付いているために、タンク内の中心部から冷却され、それから内壁部へと冷却されているからであると考えられる。

4. 数値解析

4. 1 解析方法

図5にスカイラジエータの解析モデルを示す。解析にあたり以下の仮定を導入する。

- (1) スカイラジエータの厚さは薄く熱伝導率の高い金属でできているため厚さ方向の熱抵抗は無視できる。
- (2) スカイラジエータの側面は完全に断熱さ



(a) 室温, 外気温, 相対湿度および風速
 (b) タンク内温度 (中心部)
 (c) タンク内温度 (内壁部)
 (d) スカイラジエーター表面温度 (計測点はスカイラジエーター表面の中央で, 下端を0.0mとした)
 (e) 冷却量およびスカイラジエーター入口, 出口温度
 (f) 積算冷却量

図4 実験結果

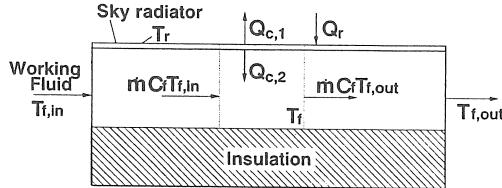


図5 スカイラジエーターの解析モデル

れている。

- (3) スカイラジエーターの光学特性は変化せず一定であり、波長と天頂角にのみ支配され、方位角に依存しない。

以上のような仮定に基づくとエネルギーバランス式は次のようにになる。

スカイラジエーター :

$$Q_r - Q_{c,1} - Q_{c,2} = \frac{1}{A_r} \left(\rho_r V_r c_r \frac{dT_r}{dt} \right) \quad (1)$$

熱媒体 :

$$\dot{m}c_f(T_{f,in} - T_{f,out}) - A_r Q_{c,2} = \rho_f V_f c_f \frac{dT_f}{dt} \quad (2)$$

また、熱流束 Q は、それぞれ放射熱流束 Q_r 、大気とスカイラジエーター表面の対流熱流束 $Q_{c,1}$ 、スカイラジエーター表面と熱媒体の対流熱流束 $ZQ_{c,2}$ で、以下のように表される。

$$Q_r = Z_2 - Z_1 \quad (3)$$

$$Q_{c,1} = h_{a,r}(T_a - T_r) \quad (4)$$

$$Q_{c,2} = h_{f,r}(T_f - T_r) \quad (5)$$

放射熱流束 Z_1 および Z_2 は、それぞれスカイラジエーターが吸収した大気からふく射およびスカイラジエーターから放出したふく射であり、次のように求められる。

$$Z_1 = 2\pi \int_0^\infty \int_0^{\frac{\pi}{2}} R_{sky}(\lambda, \theta) \alpha_r \cos \theta \sin \theta d\theta d\lambda \quad (6)$$

$$Z_2 = 2\pi \int_0^\infty \int_0^{\frac{\pi}{2}} I_{b,r}(\lambda) \varepsilon_r \cos \theta \sin \theta d\theta d\lambda \quad (7)$$

ただし、

$$R_{sky}(\lambda, \theta) = \varepsilon_{sky}(\lambda, \theta) I_{b,a}(\lambda) \quad (8)$$

$$I_{b,r}(\lambda) = \frac{1}{\pi} \left[\frac{C_1}{\lambda^5 \left(\exp \left(\frac{C_2}{\lambda T_r} \right) - 1 \right)} \right] \quad (9)$$

$$\alpha_r = \alpha_r(\lambda, \theta), \quad \varepsilon_r = \varepsilon_r(\lambda, \theta). \quad (10)$$

で、 $R_{sky}(\lambda, \theta)$ 、 $I_{b,r}(\lambda)$ はそれぞれ天空放射強度、スカイラジエーター表面温度 T_r での黒体放射強度（プランク関数）であり、定数 C_1 、 C_2 は次のように与えられる。

$$C_1 = 3.7403 \times 10^{-16} \text{ W/m}^2,$$

$$C_2 = 0.0143879 \text{ mK.}$$

$\varepsilon_{sky}(\lambda, \theta)$ は大気放射率で、大気温度、相対湿度および雲量から求める。

数値シミュレーションは、スカイラジエーター

では、式(1)および(2)のエネルギーバランス式より時間ステップごとにそれぞれの温度変化量を計算し、スカイラジエータの流出温度を求め、その温度を潜熱蓄熱タンクへの流入温度として、タンク内の温度分布を計算しタンク流出温度を求める。そして、その温度をスカイラジエータへの流入温度として計算を繰り返していく。

4. 2 実験値と数値シミュレーション結果との比較

次に、実験値と数値シミュレーション結果との比較を行う。

シミュレーションは気象条件として外気温、相対湿度、風速を10分ごとに入力することにより行った。カプセルは球としPCMの内容量は実際に用いたダブルボールと等しくなるように内径を0.0726mとし、カプセルの個数も等しくした。

図6は、タンク内中心部の温度分布の実験値と数値シミュレーション結果との比較を示している。19:00～22:00の期間においては、計算値は実験値を上回る。これは、今回の計算値との比較の対象とした値は、タンク中心部温度であり、タンク内壁部温度はこれよりも高く、実際のタンク全体における平均温度は、中心部温度よりも高いと考えられ、また、タンクへの流入温度がタンク内の温度に比べて比較的差がある場合、タンク内の内壁部温度と中心部温度との間に差ができるなど、タンク内に温度分布のバラツキが起こることによる。このことは、タンクへの流入温度が比較的低く、タンク内における温度のバラツキが小さい22:00以降では、良

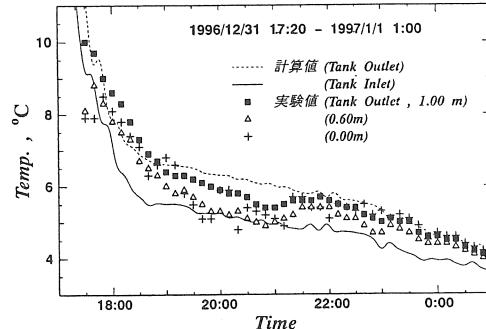


図6 実験値と計算値の比較（タンク内環温度）

好な一致を示していることからもいえる。

全体的に両者の傾向はほぼ一致しており、本解析の妥当性を示している。

5. 放射冷却システムの基本性能解析

次に、放射冷却冷房システムの夜間放射冷却過程について、外気温、相対湿度といった気象条件を変えた場合のシミュレーションを行い、基本性能の解析を行う。

本解析に用いた蓄熱タンクおよびスカイラジエータなどの仕様は前節の実験と同じとし、カプセルは球で材質がポリプロピレン、PCMは融点が36°CのNaHPO₄・12H₂Oを採用し、熱媒体はエチレングリコール水溶液(30wt%)とした。PCMの物性値を表3に示す。

基本的な計算条件は、外気温が25°C、相対湿

表3 PCM(NaHPO₄・12H₂O)の物性値

融点 (°C)	潜熱 (kJ/kg)	熱伝導率 (W/m・K)		密度 (kg/m ³)		比熱 (kJ/kg・K)	
		(s)	(l)	(s)	(l)	(s)	(l)
36	263	1.59	1.00	1500	1450	1.63	1.93

(s):solid, (l):liquid

度が70%、雲量が0、流量が9.5 l/min、初期温度をPCMの融点である36°Cとして、解析を行った。図7は、パラメータとして相対湿度を70、80および90%と変えたときのタンク流出温度、カプセル内のPCMの凝固率(Solidification fraction)、スカイラジエータの放射冷却量、外気への熱伝達量および積算冷却量の時間変化を示す。

相対湿度による違いは、相対湿度が増すとタンク流出温度が全体的に高くなり、カプセル内のPCMの凝固完了時間も10%ごとに約15分ずつ長くなる。これは、相対湿度が増すと水蒸気量も増して、そのため式(8)における大気放射率 ε_{SKY} 、煙が大きくなることにより、大気放射強度が増して、結果として、放射冷却能の図7(d)が示すように放射冷却量が減少するためである。図8はBerdahl and Martin⁽¹⁷⁾により求められた天頂方向の大気放射の波長分布を示しており、水蒸気量の増加に伴い大気の窓領域

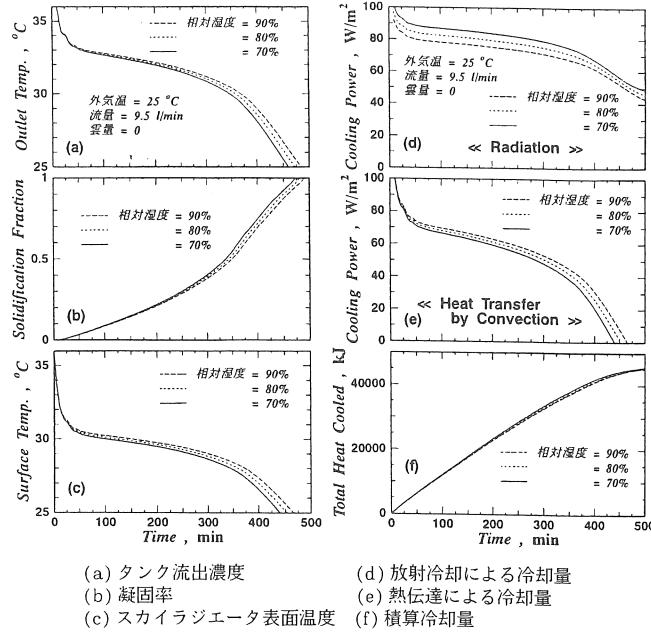


図7 相対湿度による性能変化

における大気放射強度が大きくなる。外気温25°Cとした本解析においては相対湿度が10%増すと、放射冷却量は約6%程減少している。また、外気への熱伝達量は、スカイラジエータの表面温度とほとんど同じ傾向を示しており、表面温度が外気温である25°Cより低くなると、熱伝達による冷却量もマイナスとなってしまい逆に熱を吸収する。相対湿度が増すと放射冷却量が抑えられ、スカイラジエータの表面温度が高く保たれるために熱伝達による冷却量も大きくなる。その結果として、全体の冷却量としては、ほとんど変わらない。

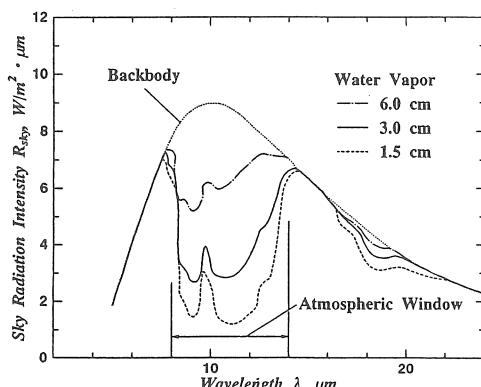


図8 大気放射強度の波長分布と大気中の水蒸気量の関係

図9には、パラメータとして外気温を25, 30および35°Cと変えたときの結果を示す。

外気温が上がると全体の冷却は大幅に鈍り、外気温が30°C以上においては、480分以内にタンク内のPCMすべてを凝固できない。これは、放射冷却能を示す図9(d)を見てもわかるように、外気温が上がると、相対湿度は同じであっても絶対湿度は増加し、その結果として水蒸気量が増すために放射冷却量が減少している。また、それ以上に、外気への熱伝達による冷却量の外気温の上昇にともなう減少率の方が大きく、外気温が5°C上昇すると約50%の減少率を示している。

そのため、外気温による本システムへの影響は、外気温の変化に伴い放射冷却量および熱伝達量の両方へと影響を及ぼすために最も顕著である。

6. 各都市におけるシステムの最適設計

日本は南北に長いため、各地の気候や風土は様々に変わる。本節では、九州、関西、関東および東北地方の代表的な4都市として、「福岡」、「大阪」、「東京」、「仙台」を選び、各都市の冷房負荷を算出し、その負荷を賄うことのでき

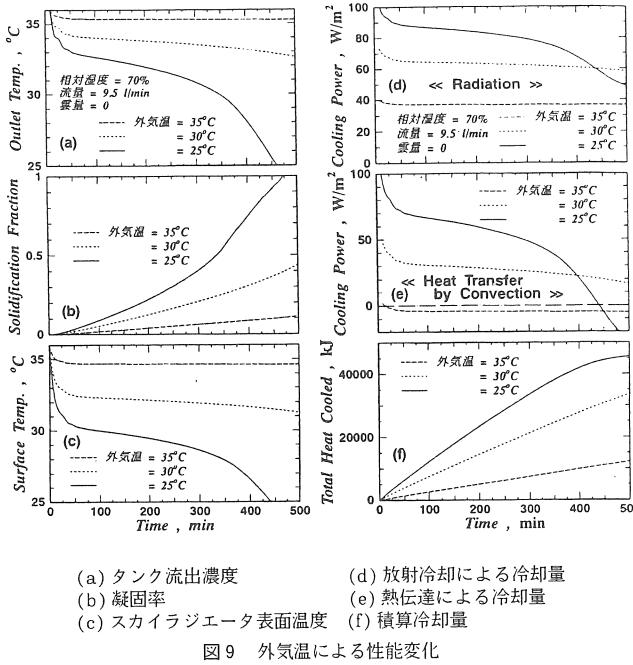


図9 外気温による性能変化

る放射冷却システムの最適設計を試みる。

システムの設計をするに当たり以下の仮定を導入した。

- (1) 対象となる部屋は広さ8畳(12.96m²)、南向きの居間(洋間)とする。
- (2) 冷房時間帯は家族の最も集まる11:00～13:00と17:00～21:00の6時間とする。
- (3) 部屋の温度は省エネルギー基準である25°Cに保つとする。
- (4) PCMに融点が36°CであるNa₂HPo₄·12H₂Oを用い、それを球カプセルに封入して、円筒形の潜熱蓄熱タンクへ充填する。
- (5) 給湯負荷は、PCMの融点である36°Cのお湯を150ℓ使用するものとし2400kcalとする。
- (6) 冷房負荷から給湯負荷を引いた熱量をPCMの潜熱のみで貯えるようにする。

6. 1 冷房負荷の算出

冷房負荷の算出には、1995年8月の3時間ごとの平均外気温を用いる⁽⁵⁾。各都市の8月の平均気温を表4⁽⁶⁾・⁽⁷⁾・⁽⁸⁾・⁽⁹⁾に示す。ただし、仙台においては、8月の平均外気温が他の3都市に比べて、2～3°C低いために冷房負荷もさほどかからぬため、8月中でも外気温の

表4 8月の平均外気温(°C)

Time	0-3	3-6	6-9	9-12	12-15	15-18	18-21	21-24
仙台	26.3	25.7	31.2	34.1	31.2	30.0	29.4	27.2
東京	27.0	26.9	30.2	32.7	32.4	30.0	28.5	27.5
大阪	28.1	27.6	30.6	32.7	33.5	31.7	29.6	28.7
福岡	27.3	26.5	29.7	32.0	31.6	30.2	28.9	28.0

表5 冷房負荷および必要熱量(kcal/日)

地域	仙台	東京	大阪	福岡
冷房負荷	11029	9862	12310	9825
必要熱量	8629	7462	9910	7425

(註) 仙台のデータは、外気温の比較的高い日のものである。

比較的高い目を選定した。

上述の外気温をもとに、冷房負荷、必要熱量を算出した結果を表5に示す。必要熱量とは、冷房負荷から給湯負荷を引いた値で、PCMの総潜熱量に相当する値である。

6. 2 最適仕様の決定

次に、表5の必要熱量を潜熱のみで貯えるPCMの量を封入することのできる球カプセルの個数の算出およびタンクサイズの選定を行う。

球カプセルは、内径をd_c=0.73m, 0.060mおよび0.046mの3種類を用いた。

各都市における、タンクサイズ、それぞれの

径のカプセルにおけるカプセル個数、総PCM量およびカプセノレの充填率を表6に示す。

6. 3 数値シミュレーション結果

- 最適設計の条件として、以下のものを挙げる。
- (1) 深夜電力の使用時間である8時間以内に潜熱蓄熱タンク内のPCMを総て凝固し終える。
 - (2) スカイラジエータの枚数をできる限り少なくする。
 - (3) 同じ蓄熱容量あたりでは、PCMカプセルの総コストは、その個数にほぼ比例するので、経済性を考えて、カプセル径の大きいものを使う。
 - (4) 熱媒体を循環させるポンプの電力を低く抑えるために、ポンプ流量はなるべく小さくする。

次に、各都市のそれぞれの仕様における放射冷却過程のシミュレーションを各都市の平均的な気象条件を示した日の外気温・相対湿度・雲量・風速に基づいて行い、潜熱蓄熱タンクからの流出温度、およびタンク内のPCMの凝固率を求めることにより、各都市における最適設計を行った。なお、シミュレーション開始時刻は21:00、初潮タンク内温度はPCMの融点である36°Cとした。

6. 3. 1 東京

東京での1995/8/10の20:00から8/11の6:00の気象条件を図10に、カプセル径をそれぞれ、0.073m、0.060mおよび0.046mとしたときのシミュレーション結果を図11に示した。

図11において、カプセルの内径が減少することにより、カプセルの表面積が大きくなり熱媒体とPCMとの間での熱交換を十分に行なうことができる。そのため高い温度において温度一定期問が生じ、スカイラジエータへの流入温度が高くなり、外気への熱伝達による冷却量が大きい。よって、全体の冷却性能も大幅に向上し、少ないスカイラジエータ枚数で凝固が完了する。

東京の冷房負荷は最も低く、また、外気温は20:00には28°Cと高いが、時間とともに下がり、明け方近くには25°C以下になる。また、相対湿度も明け方に90%にはね上がるがそれまでは約75%付近を保つので、夜間における冷却量も高く、他の都市に比べて、必要なスカイラジエータの枚数は最も少なく、カプセル直径が最も大きい(0.073m)場合でも5枚という結果となった。

6. 3. 2 大阪

大阪での1995/8/7の20:00から8/8の6:00の気象条件を図12に、シミュレーション結果を図13に示す。

大阪における冷房負荷は最も高く、また、夜

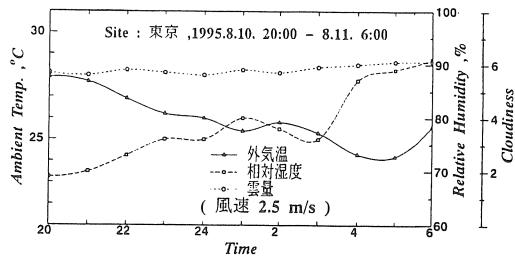
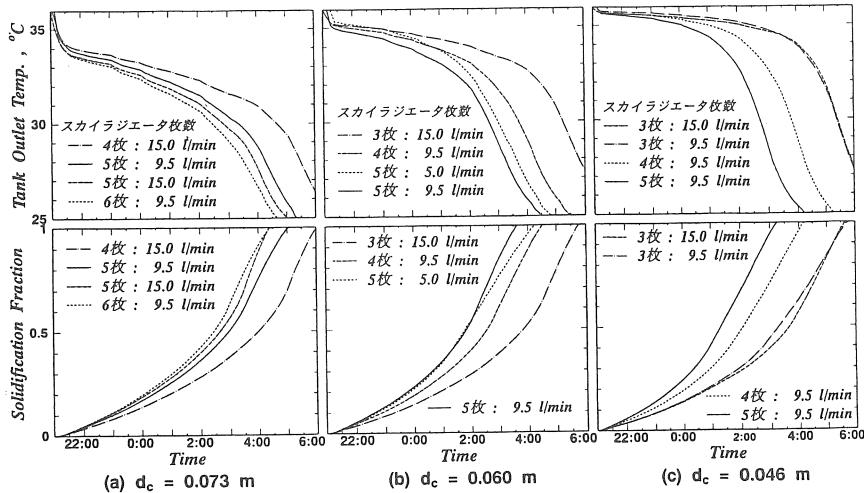


図10 気象条件（東京）

表6 タンク容量およびカプセル個数・充填率など

地域		仙台	東京	大阪	福岡
タンク容量(ℓ) (H=1.05m)		250.5	206.2	277.4	206.2
カ プ セ ル 内 径 な ど	$d_c=0.073m$ (200.4 m ℓ)	個数	476	420	546
		総PCM容量(ℓ)	95.4	84.2	109.4
		充填率	0.533	0.548	0.530
	$d_c=0.060m$ (113.1 m ℓ)	個数	850	731	969
		総PCM容量(ℓ)	96.1	82.7	109.6
		充填率	0.568	0.570	0.562
	$d_c=0.046m$ (51.0 m ℓ)	個数	1863	1610	2139
		総PCM容量(ℓ)	95.0	82.1	109.1
		充填率	0.560	0.564	0.558



(上図がタンク流出温度、下図が凝固率を表す)

図11 シミュレーション結果（東京）

間の外気温および相対湿度もかなり高いため、 $d_c = 0.073\text{m}$ においては、スカイラジエータの枚数を8枚とした場合でも、すべてのPCMは凝固し終えず、 $d_c = 0.060\text{m}$ においては8枚、 $d_c = 0.046\text{m}$ でも7枚以上と、ほかの都市と比べてもかなり多くの枚数が必要であり、流量も 9.5 l/min 以上が必要である。よって、大阪においては、さらに、カプセル内径を小さくとるなどの工夫を講じる必要がある。

6. 3. 3 各都市の最適設計

最後に、以上の結果より、各都市における本

システムの最適設計値を表7に示す。

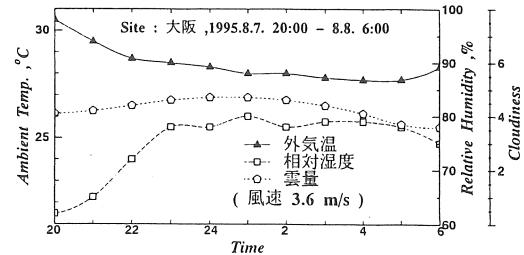
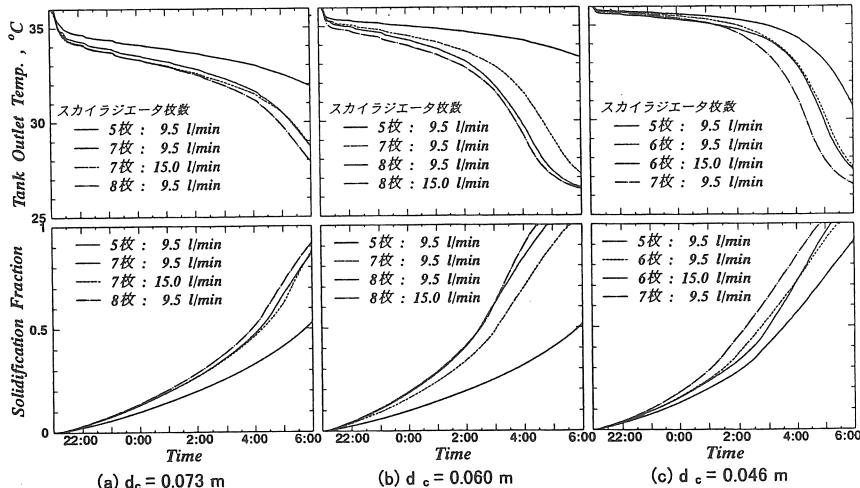


図12 気象条件（大阪）



(上図がタンク流出温度、下図が凝固率を表す)

図13 シミュレーション結果（大三）

表7 各都市の最適設計

	仙台	東京	大阪	福岡	
タンクサイズ (高さ:1.05m)	内径(m) 容量(ℓ)	0.54 250.5	0.50 206.2	0.58 277.4	0.50 206.2
球カプセル	内径(m) 個数	0.060 850	0.073 420	0.046 2139	0.060 731
スカイラジエータ枚数	5	5	7	5	
流量(ℓ/min)	9.5	9.5	9.5	9.5	

7. 結 言

放射冷却冷房システムに関する研究を行い、以下の知見を得た。

1. 都市大気中に排熱を放出しない高効率放射冷却冷房システムを提案した。
2. プロトタイプの実験を行い、数値シミュレーション結果との比較により、その妥当性を示した。
3. シミュレーションにより、関係するパラメータを変化させることによって、本システムの基本的な性能を明らかにした。
4. 各都市における、冷房負荷を算出し、それを賄うことのできるシステムを設計し、実際の気象条件のもと数値シミュレーションを行い、冷房負荷の多い西日本でも本システムが実現可能であることを示した。

記号表

A	表面積	ギリシャ文字
c	比熱	α : 吸収率、放射率
d_c	球カプセル内径	ϵ : 放射率
h	熱伝達率	θ : 天頂角
H	タンク高さ	λ : 波長
I_b	プランク関数	π : 円周率
m	流量	ϕ : タンク直径
P_{total}	本システムの実動力	ρ : 密度
Q	熱流束	添字
Q_r	放射による熱流束	a : 大気
Q_c	対流および熱伝達による熱流束	co : 冷房
T	温度	f : 熱媒体
t	時間	he : 給湯
V	体積	in : 入り口
Z	放射熱流束	out : 出口
		r : スカイラジエータ

参考文献

1. 斎藤武雄、「地球と都市の温暖化」(1992), 森北出版, 東京
2. 斎藤武雄・島田達哉, 「都市における都市

暖化の3次元シミュレーション」, 第29回伝熱シンポジウム講演論文集, pp. 192-193 (1992)

3. T.S.SAITOH and T.ONO, Utilization of Seasonal Sky Radiation Energy for Space Cooling, Solar Energy Eng., Trans. ASME, Vol. 106, pp. 403-408(1984)
4. B.Landro AND P.G.Mc Cormic, Effect of Surface Characteristics and Atmospheric Conditions on Radiative Heat Loss to a Clear Sky, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 1.23, pp. 613-620(1980)
5. 電気書院編集部, 「電気ヒートポンプ活用ガイドブック」(1985), 電気書院
6. 仙台管区気象台, 「地上気象観測毎時月表」(1995)
7. 東京管区気象台, 「地上気象観測毎時月表」(1995)
8. 大阪管区気象台, 「地上気象観測毎時月表」(1995)
9. 福岡管区気象台, 「地上気象観測毎時月表」(1995)
10. 仙台市・住宅・都市整備公団, 仙台特定再開発事務所, 「仙台長町地区地域冷暖房導入調査報告書」(1995)
11. 日本機械学会, 伝熱工学資料(1985), pp. 50-58, 丸善
12. 斎藤武雄, 数値伝熱学(1986), pp. 116-125, 養賢堂
13. 斎藤・広瀬, 日本機械学会論文集, pp. 1867-1873(1984)
14. 斎藤・篠宮・柳本, 日本太陽エネルギー学会・日本風力エネルギー協会合同研究発表会講演論文集, pp. 177-180(1993)
15. 仙台長町地区環境調和型エネルギーコミュニティ事業調査委員会報告(1996)
16. 山浦継明, 東北大学修士学位論文(1985)
17. M.Martin and P.Berdahl, Summery of Results From Spectral and Angular Sky Radiation Measurement Program, Solar Energy, vol. 33 No. 3/4, pp. 241-252(1984)