

## ■ 研究論文 ■

# 地下ヒートシンク冷房を利用した新しいヒートアイランド 対策の提案とその可能性の検討

## A Proposal of an Air-Conditioning System Using Underground Heat Exchanger as a Countermeasure for the Heat Island Problem and Its Evaluation

玄地 裕\*・霞 浩樹\*・猿田 弘行\*・顧 蔚新\*・小宮山 宏\*\*

Yutaka Genchi Hiroki Kasumi Hiroyuki Saruta Wei Xin Gu Hiroshi Komiyama

(原稿受付1996年12月4日, 受理日1997年4月15日)

### Abstract

Heat liberated from the heat pump of the air-conditioning system is one of the biggest causes of the heat island effect. For example in the Tokyo area at mid summer, the heat amounts to 40 % of the total energy consumption. This study first evaluated the capacity of the possible sinks of the heat liberated from the air-conditioning system, which is available in the big city areas. It was found that the underground is a promising candidate. A case study was carried out to evaluate the feasibility of the system from the technical point of view, which showed that the size of the heat exchanger was reasonable and the under of the heat exchanger was reasonable and the underground temperature increase was moderate. An underground heat exchanging system is a measure to be studied further for mitigating the heat island effect.

### 1. 緒言

近年, 都市には様々な社会問題が発生している。その中の一つに, 首都圏のような大都市で郊外に比べ暑い気温上昇が起こる都市ヒートアイランド問題がある。例えば, 東京でエネルギー消費密度の最も大きい日本橋周辺では, エネルギー消費密度の低い湾岸地域より4℃以上も気温が高いという測定結果がある<sup>20)</sup>。

ヒートアイランドの最大の問題点の一つは, 夏季に冷房負荷増大のため電力消費が加速的に増大する点である。冷房室外機からの排熱が増加し, 自動車等からの排熱なども加わってさらに気温が上昇するという悪循環が生じている。東京では, 1℃気温が上昇した場合に増える電力消費量(気温感応度)が年々増加している。気温感応度は平成6年度には約150万kWを越えており, そのための電力危機も懸念されている。

ヒートアイランド対策は, これまで主として, 個別技術の面から検討されてきた。すなわち, ヒートポン

プ冷房の効率向上, 自動車の燃費向上といった省エネルギー技術である。しかし, オイルショック以来の努力の結果, 省エネルギー効率は世界最高水準に到達している現状を考慮すると, 今後は, 都市全体の排熱を減らすマクロな観点からの省エネルギー対策が必要であると言えよう。

このような背景から, 本研究では都市全体で大気への排熱を減らすという観点に立ち, ヒートポンプ冷房を利用した排熱低減技術を提案し, ケーススタディーにより実現性の検討を行った。

### 2. ヒートポンプ冷房を利用した排熱低減対策

ヒートポンプ冷房は, 冷凍サイクルによって日射, 屋外との換気, OA機器, 人間といった熱源から生じる冷房負荷を電力 $W$ を使って屋外に汲み出すものである(図-1)。冷房負荷を $Q_{in}$ , 室外機から排出される熱を $Q_{out}$ , 運転に使われる仕事(電力消費量)を $W$ とすると, エネルギー保存則から,

$$Q_{out} = Q_{in} + W \quad (1)$$

が成り立つ。 $Q_{in}$ はもともと太陽光などで暖められた熱なので, 全体では電力消費分だけ余計に大気が暖め

\* 東京大学大学院工学系研究科化学システム工学専攻  
\*\* " " " " 教授

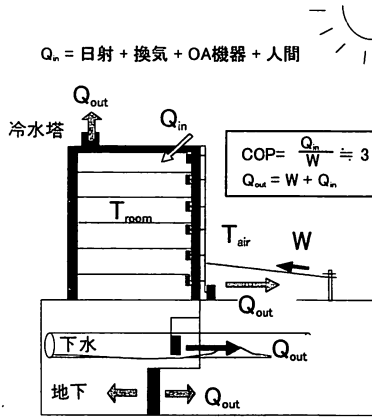


図-1 人工排熱削減対策

られることになる。ヒートポンプ冷房の効率は成績係数 (Coefficient of Performance, COP) によって評価される。COPは、式 (2) で定義され、くみ出す熱量とそれに使用した消費電力の比をあらわす。

$$COP = \frac{Q_{in}}{W} \quad (2)$$

一般のヒートポンプ冷房機では、COPは約3である<sup>9)</sup>。つまり、室外機は消費電力の4倍の熱を大気に排出している。ヒートアイランド効果の原因の一つは、冷房排熱が直接大気を暖めるためである。もし、冷房排熱を大気ではなく他の媒体に排出できれば、従来に比べて消費電力の4倍もの熱を大気から奪うことになり、排熱による気温上昇を抑えることが可能となる。

東京都におけるエネルギー消費の内訳を表1に示す。人工熱の発生原因は自動車 (28.9%)、電力消費 (26.0%)、ばい煙発生施設 (21.7%) が3大要因 (年平均) である<sup>9)</sup>。23区内の年平均値は約40W/m<sup>2</sup>であるが、都内のエネルギー消費密度は分布、時間変化が大きいので、ビルの密集する日本橋では、夏季の昼には約900W/m<sup>2</sup>にも達する場合がある<sup>20)</sup>。8月の晴天日の最大日射量は約900W/m<sup>2</sup>なので、日本橋での人工熱排出量は最大日射量と同等かそれ以上である。上記の対策技術の効果は、都内全エネルギー消費に占める冷房消費電力の割合が約10%なので、都内の排熱を約40%削減することと同等である。

この対策は、特に冷房消費電力の多大な夏季に有効であることと、ヒートポンプの排熱媒体温度を気温よりも低く抑えることで、COPの増大による電力消費節減も可能となることを考慮すると、東京の電力危機解消の対策として非常に有効であると思われる。

表1 東京都のエネルギー消費内訳<sup>9)</sup> (1990)

項目	エネルギー消費 [J/year]	割合 [%]
自動車	2.51 × 10 <sup>17</sup>	28.9
電力	2.25 × 10 <sup>17</sup>	26.0
煤煙発生装置	1.88 × 10 <sup>17</sup>	21.7
燃料消費 (Domestic, office)	1.95 × 10 <sup>17</sup>	22.5
その他	7.82 × 10 <sup>15</sup>	0.9

この対策技術の実現には、冷房排熱を吸収可能な大気以外の媒体の存在が前提となる。本研究では東京23区をモデルとして、まず冷房排熱排出媒体の検討を行った。

### 3. 冷房排熱媒体の検討

#### 3.1 23区内における1日あたり全冷房排熱量

計算の仮定を以下に示す。

- 1日8時間、昼間のみ冷房を使用する。
- 昼間 (8時間) の電力使用量は常に最大電力
- 電力消費量の40% (一定) が夏季電力需要<sup>19)</sup>
- COP = 3
- 冷房使用期間は100日

都内一般オフィスビルの夏季時刻冷房エネルギー消費量は尾島ら<sup>19)</sup>により、電力需要は東京電力<sup>19)</sup>により報告されている。東京都23区における1日の冷房電力需要は約1.50 × 10<sup>14</sup>J/dayである。COP = 3なので1日あたりに排出される冷房排熱Q = 5.99 × 10<sup>14</sup>J/day、冷房期間100日の総排熱量Q<sub>100</sub> = 5.99 × 10<sup>16</sup>Jと見積もられた。

#### 3.2 冷房排熱処理

冷房排熱処理は顕熱を利用する処理と潜熱を利用する処理の2通りである。対策技術の利便性を考慮し、大気以外の排出場所を水と地下に限定した。水媒体としては、海 (東京湾)、下水、上水を取り上げ、上下水に対しては顕熱として排熱する場合と潜熱を利用する場合の検討を行った。地下については23区内の全面が利用可能であると仮定した。

##### 3.2.1 使用可能な媒体量

各々の媒体について、1日に使用可能な媒体量を計算した。

###### (1) 海

海水温度の定常的な上昇を抑えるために、潮流による顕熱輸送のみを考慮する。排熱は運転時間8時間で潮の干満により湾口を出入りする量とした。東京湾の

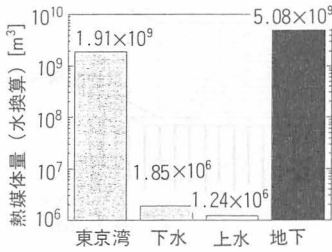


図-2 使用可能な熱媒体量（水換算した場合）

湾口幅10km, 湾口平均深度10m, 湾口での平均潮流速度0.663m/s<sup>21, 4)</sup>から, 使用可能な海水量は1.909 km<sup>3</sup>と見積もった。

(2) 下水, 上水

23区内昼間8時間の下水処理量<sup>21)</sup>は1.85 × 10<sup>6</sup> m<sup>3</sup>である。同じ時間の上水利用量は一日の使用量から比例配分させて計算すると1.24 × 10<sup>6</sup> m<sup>3</sup>なので下水の2/3の量である。

(3) 土

東京都23区全面の厚さ10mの土の層が使用できると仮定した。使用できる土の量は23区面積が617km<sup>2</sup>なので6.17 × 10<sup>9</sup> m<sup>3</sup>である。水と土の熱容量の比1.23からこの土の量は5.08 × 10<sup>9</sup> m<sup>3</sup>の水に相当する。使用可能な排熱媒体量を水量に換算したものを図-2に示す。東京湾, 土と比較して上下水の容量は1/1000程度である。

3.2.2 顕熱輸送による媒体温度上昇量

1日あたりの排熱量Qを与えたときの媒体温度上昇量を計算した。ただし, 土については, 冷房期間100日の総排熱量Q<sub>100</sub>を与えたときの温度上昇を計算した。

(1) 海

冷房排熱を上で求めた東京湾の潮流に排出した場合の試算を行った。1日の冷房排熱Qが全て顕熱として海水温を上昇させると仮定すると, 海水の温度上昇ΔTは0.075°Cであった。潮流はヒートシンクとして十分な容量があった。

(2) 上下水

冷房排熱を, 昼間8時間に23区内で処理される下水に移したときの水温上昇を見積もった。1日の冷房排熱Qが, 全て顕熱として下水温度の上昇に使われるとすると, 下水は77.5°C, 上水は115.6°C水温が上昇すると見積もられた。夏季の下水温度は24°C<sup>22)</sup>であるため, 下水でも温度は100°Cを越えることになる。また, 現在の冷房器の最高冷媒温度の設計値は40°Cであり, 冷媒温度の上昇は成績係数の低下をもたらす。これら

表2 計算に使用した水, 土の物性値<sup>8)</sup>

物性値	密度 ρ [kg/m <sup>3</sup> ]	熱容量 C <sub>p</sub> [J/(kg・K)]	蒸発熱 h <sub>v</sub> [kJ/kg]	熱拡散係数 α [m <sup>2</sup> /s]
水	1000	4180	2450	
土	1230	2800		0.90 × 10 <sup>-6</sup>

ことから, 上下水の顕熱輸送に対する容量は全く足りなかった。

(3) 土

冷房期間100日の総排熱量Q<sub>100</sub>を与えたときの温度上昇2.8°Cである。今回の計算では利用できる土の厚さを地下3階程度の10mと仮定したが, 100m以上の深度利用も可能であるため<sup>12)</sup> 地下は十分容量があると判断した。土に移された熱の地上への放熱時間が短かければ空気に排熱したのと変わらず, ヒートアイランド対策技術とはなり得ない。土中温度の日変化の浸透深さは地表から約0.4mであることが知られている<sup>7)</sup>。熱拡散距離は時間の0.5乗に比例する<sup>6)</sup>ので, 土に移された熱が100日間に拡散する距離は約4mとなる。したがって, 地表から4m以深に排熱を行えば冷房排熱が夏の間地上に出てくることはなく, 排熱媒体として利用可能である。なお, 計算で用いた水, 土(関東ローム)の物性値は表2に示した。

3.2.3 蒸発潜熱による処理

蒸発潜熱として冷房排熱を処理した場合の必要水量を計算した。水の蒸発熱が2.45 × 10<sup>6</sup> kJ/m<sup>3</sup>なので蒸発させなければならない水量は

$$V = \frac{Q}{phv} = 2.44 \times 10^5 \text{ m}^3 / \text{day} \quad (3)$$

である。

排熱は冷水塔を使用するものとした。典型的な冷房機用冷水塔の場合, 排熱の70%が潜熱, 30%が顕熱として排熱される<sup>2)</sup>。この条件で蒸発させる水量を計算すると1.71 × 10<sup>5</sup> m<sup>3</sup>/dayとなった。冷水塔では現在一般的である上水を使用するとして23区内1日の上水使用量3.71 × 10<sup>6</sup> m<sup>3</sup><sup>21)</sup>から, 8時間あたりの使用量に比例配分して蒸発させる水の割合を計算すると, 1日の使用量の14%を毎日蒸発させなければならなかった。これは下水に換算すると9%にあたる量である。

3.3 排出媒体計算結果

顕熱としての排熱を想定した場合の排出媒体の温度上昇量を図-3に示す。排出可能な媒体は海と地下であった。冷水塔で処理した場合の必要水量を図-4に示す。結果から上水量の確保が現状では困難であるため, 中

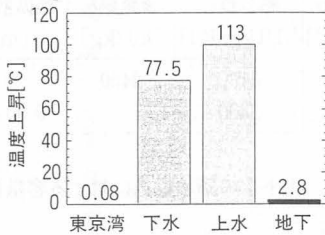


図-3 冷房排熱処理した場合の熱媒体温上昇量

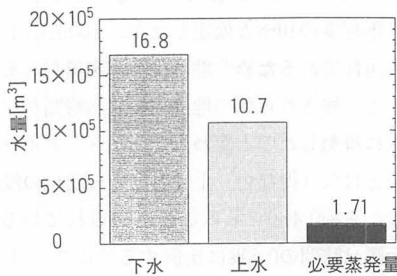


図-4 冷房排熱を処理するために蒸発させなければならない水量の割合

水道の整備がなされた場合のみ実現可能性があった。しかしながら、湿度の上昇は不快指数の増大を通じて冷房需要の増大をもたらす可能性がある。気温降下効果と不快指数増大効果の定量的な比較検討が必要である。気温上昇、体感温度の上昇がなく都市全体の排熱減少が可能なヒートシンクは、現状では海と地下の顕熱利用であると考えられた。

#### 4. 地下冷房排熱排出システムケーススタディー

一般に地下は、空気に比べて熱拡散が遅く、熱容量が大きい。また、海と異なり流れによる熱の移動を無視できるので地中に熱をとどめることが可能である。そのため排熱の深さと構造を最適化することにより、夏の排熱を冬に暖房源として利用できる可能性がある。冬の暖房源として土中の熱を利用するシステムはすでに、北欧、スイス、アメリカなどで実用化されている<sup>12, 23)</sup>。日本でも、資源環境研<sup>22)</sup>や北海道電力と北海道大学のグループ<sup>14)</sup>によって実証実験とシミュレーションによる検討が行われている。しかし、夏季と冬季の連続使用による省エネルギー冷暖房システムは北欧等では冷房の必要がほとんどないことから使用されていないのが現状である。

本研究では排出媒体として地下を取り上げ、実際の

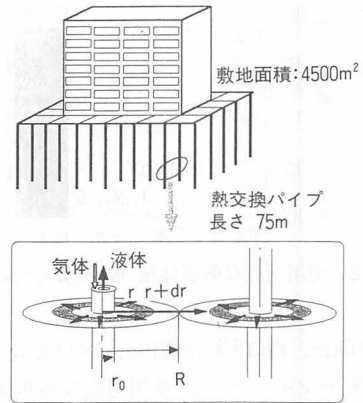


図-5 地下熱交換器システム概念図

分散した冷房システムへの適用が可能であるか検討した。具体的には、一つのビルに対するケーススタディーを行い、フィジビリティの検討を行った。フィジビリティの検討は、熱交換機を含めた地中排熱設備の規模、通常システムと比べたエネルギー消費量、簡単な建設コストの見積もりによって行った。

現状での実現可能性の検討が目的であるので、社会的コンセンサスが得られている技術の使用を基本とした。モデルビルとして東大工学部5号館を取り上げた。建物面積は約1500m<sup>2</sup>、建物周辺のヒートシンクとして利用可能な敷地面積は4500m<sup>2</sup>である(図-5)。ここで使用される冷房電力は160kW、排熱量は640kWである。冷房使用時間8時間、COP=3として冷房排熱 $Q$ は1日あたり $1.84 \times 10^{10}$ Jである。冷房稼働時の単位面積当たりの平均排熱量は、 $142 \text{ W/m}^2$ 、日平均では $47 \text{ W/m}^2$ である。これらの値は、都内の平均値約 $40 \text{ W/m}^2$ 、尾島らの報告<sup>15)</sup>による標準的な人工熱使用密度とほぼ同等であるため、ケーススタディーのモデルとして妥当であると考えた。

尚、本研究では、上記のケーススタディーのみを行ったが、冷房のCOPは約3で一定と仮定できることから、建物の熱負荷に比例配分させることで一般のビル排熱設備規模も推算可能である。

##### 4.1 土への排熱設備

地下熱交換機について次のように仮定した。

1. 熱交換器は円管、管内外の伝熱抵抗は無視
2. 凝縮伝熱なので管内は $40^\circ\text{C}$ 一定
3. 管軸方向の熱伝導は無視

仮定1に関しては、計算の結果地中伝導伝熱が支配的であることが明らかにされており、合理的であると判断した。実際の家庭用冷房機ではフロンの熱交換器

入口温度は75℃、出口温度は40℃である。仮定2は冷媒温度を実際より低く設定したことになるので、熱交換器の最大伝熱面積を見積もることに相当する。

(1) 土中の温度分布と熱交換器の深さ

基礎式は次の熱伝導方程式となる。(図-5)

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \left( \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \right) \quad (4)$$

初期の土中温度は15℃とした。熱交換器は縦穴を多数掘り地中に埋め込む。管径は通常の掘削規格値から10cmとした。温度分布は各熱交換器を中心に水平方向に対称になるので、計算は熱交換器表面 ( $r=r_0$ ) から半径Rまでおこない、Rの場所では断熱であるとした。夜間の冷房停止中は冷媒が流れないことから管表面でも断熱条件を用いた。計算は、Explicit法を用いて偏微分方程式を差分法し、温度分布を求めた。

初期条件 ( $t=0$ ):  $T=15^\circ\text{C}$  at  $r>r_0$  (5)

$T=40^\circ\text{C}$  at  $r=r_0$  (6)

境界条件1:  $\frac{\partial T}{\partial r} = 0$  at  $r=R$  (7)

境界条件2:  $T=40^\circ\text{C}$  at  $r=r_0$  (運転時) (8)

$\frac{\partial T}{\partial r} = 0$  at  $r=r_0$  (停止時) (9)

熱交換器一機当たりの最大半径Rを変えて計算を行った結果を図-6に示す。Rが5m以上であれば100日間冷房を行ってもRの位置での温度上昇は無視できる。R=3mでもRの位置での温度上昇は1℃程度であり、冷房排熱を吸収する余力が十分あることがわかる。R=3mのとき100日運転後の仮想境界膜厚さは図-6より $\delta=13.1\text{cm}$ である。単位時間当たりの電力消費量からヒートフラックス $Q=640\text{kW}$ である。必要な総伝熱面積ANを式(10)より求めると、 $3726\text{m}^2$ となった。

$$Q = qAN = \frac{k}{\delta} \Delta T \times 2\pi r_0 l \times N \quad (10)$$

熱交換管の総延長lNと敷地面積から本数を計算した。R=3mでは設置できるNは159基であった。したがっ

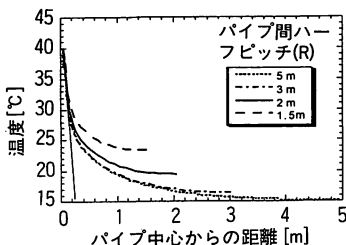


図-6 100日後の地下温度分布

て1本当たりの深さ $l=75\text{m}$ となる。スイスで実用化されている地中熱交換器の深さは150m<sup>12)</sup>であるので、この値は十分実現可能と考えられた。

(2) 通年運転

さらに、夏冬連続運転を行った場合について地中温度のシミュレーションを行った。シミュレーションの際には冷房使用期間を7, 8, 9月(100日)、暖房期間を12, 1, 2月(100日)、3, 4, 5月(105日)、及び10, 11月(60日)は冷暖房を使用しないと仮定した。冷暖房使用時間は1日8時間とし、それ以外の時間は装置を停止するとした。さらに、運転時間を1日15時間として最も負荷がかかる場合の計算も行った。夏季冷房は上の計算過程と同様とし、暖房運転はヒートポンプの逆操作とし、フロンの熱交換器内での蒸発温度を1.3℃とした以外、夏季冷房の仮定に準じた。一般オフィスの調査結果をもとに暖房負荷は460kW<sup>13)</sup>とした。R=3mとして冷暖房運転時間を8時間、15時間とした場合と、運転時間を8時間に固定し、Rを2m, 1.5mとした場合の計算結果を表3に、通年運転した場合の地中温度分布を図-7に示す。最も負荷の大きい15時間運転の場合でも必要深さは101mにとどまり、実用範囲内であった。また、R=1.5mの時には地中温度は冬には夏の排熱のために約24℃まで上昇するが、仮想境界膜厚さは15.4cmとフラックスを確保するには十分薄かった。したがって、この地中温度上昇を利用して、蒸発温度を1.3℃よりも高い温度に設定できるため、COP向上による省エネルギー化の可能性もある。ただし、長期に渡る運転に関しては、夏季排熱と冬季採熱をバランスさせて安定した運転を行うことが理想であるため、各ビルの冷房暖房負荷、地中温度、冷凍サイクルの最適化といった検討が必要である。

(3) 動力計算

本システムの消費動力は、冷媒の圧縮用と熱交換器からの冷媒のくみ出し用である。このうち冷媒圧縮動力は冷房負荷により決まるので土中排熱にしても変わ

表3 計算結果

運転/休止 [hr]	R [m]	仮想境界膜厚 [m]	必要伝熱面積 [m <sup>2</sup> ]	熱交換器本数 [-]	熱交換器深さ [m]
8/16	3	0.135	3726	159	75
15/9	3	0.183	5034	159	101
8/16	2	0.139	3953	358	35
8/16	1.5	0.154	4380	636	22

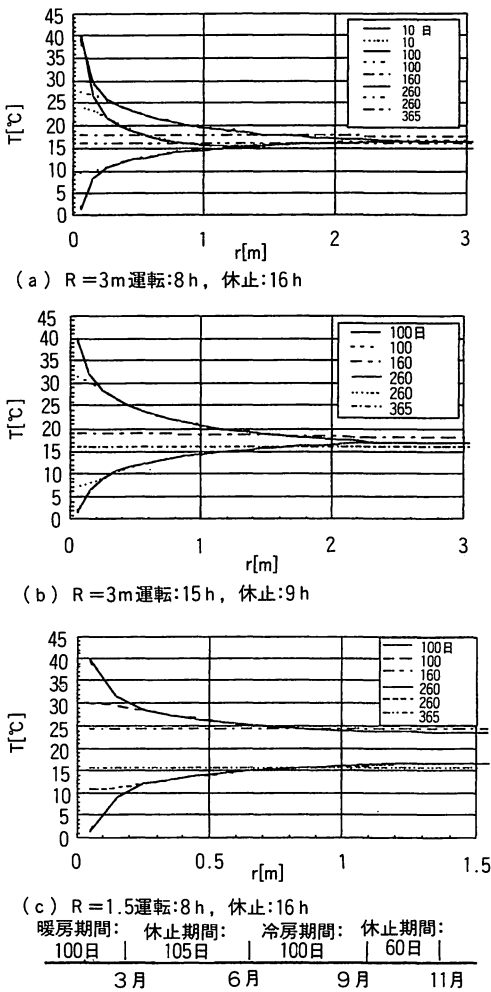


図-7 1年稼動後の地下温度分布

らない。従って、汲み上げ動力が土中排熱に伴う動力消費である。冷媒の解放する凝縮熱が冷房排熱と見なし得るから、管断面積を $S$ 、冷媒の流量 $V$ とすると、 $Q = h_p \rho A n V$  (11) である。フロン22では液体密度が $1191 \text{ kg/m}^3$ 、蒸発潜熱は $182.2 \text{ kJ/kg}$ なので、液体の戻る管径を $1 \text{ cm}$ とすると、流速 $V$ は $0.236 \text{ m/s}$ となる。ここで、 $n$ は単位時間に流れる冷媒のモル数であり、本システムでは $40.5 \text{ mol/s}$ である。

汲み上げに使う動力はヘッドと圧力損失である。ヘッドに必要な動力 $W_2$ は式(12)で表される。

$$W_2 = n M g l = 2.6 \text{ kW} \quad (12)$$

圧損により使われる動力 $W_3$ は冷媒の戻り流速 $0.236 \text{ m/s}$ に対する $Re$ 数(=15764)と摩擦係数( $f=0.0791$

$Re^{-0.25}$ )から管の圧損 $\Delta P$ を計算して求めた。その結果、 $W_3$ はわずか $21 \text{ W}$ に過ぎなかった。 $W_2$ 、 $W_3$ は冷房消費電力 $160 \text{ kW}$ に比べて十分小さく、動力は全て圧縮にかかる仕事と考えられた。したがって、土への排熱に伴う、冷房機の効率低下は無視できた。

#### 4.2 計算結果

地中温度の上昇は最大で冷房期間終了後 $R=1.5 \text{ m}$ のとき、 $9^\circ \text{C}$ に達したが、排熱フラックスを確保するに十分な温度差を確保できた。これは、冷房排熱を冬季、温熱源として利用できる可能性を示している。地下への排熱は、個別のケーススタディーから運動動力は現在行われている空冷と同等であったことから、今後、必要排熱量、地中熱交換器間隔、深さを考慮して熱輸送時の温度差の小さいヒートポンプサイクルを設定することで、COP向上による省エネルギー冷暖房プロセスが期待できる。

ここで、土中熱交換器の建設費用の概算を行う。熱交換器をスチール管とすると、その重量は、管厚さ $3 \text{ mm}$ 、ガス側管径を $10 \text{ cm}$ 、液側管径を $1 \text{ cm}$ とし、密度 $7900 \text{ kg/m}^3$ を考慮すると、 $97.7 \text{ t}$ である。 $1 \text{ t}$ あたり単価を $6$ 万円とすると材料費は $586$ 万円となる。必要となる冷媒の量は、気体圧力を $16.3$ 気圧、熱交換器底部で全て液体となって戻ると仮定して、代替フロン( $\text{CHClF}_2$ )の値を用いて計算すると $5.52 \text{ t}$ である。単価は約 $800 \text{ 円/kg}$ なのでフロン材料費は $442$ 万円である。大規模な冷凍倉庫の場合、フロン使用量は数 $\text{t}$ のオーダーであることから、この値は現実的なものである。

掘削費用は地下 $4 \text{ m}$ までは断熱材を入れて熱交換を行わないと仮定し、掘削深さを $79 \text{ m}$ とすると、 $1 \text{ m}$ 当たりの掘削費用を $15000 \text{ 円}^{1)}$ として $1$ 本あたり $118.5$ 万円、総計 $159$ 本に対して $1.88$ 億円となる。この値は現在の冷房器設置費用と比較して $1$ けた近く高価である。しかし、例えば、米国における掘削費用は $1$  footあたり約 $5$ ドル<sup>17)</sup>である。 $1$ ドル $100$ 円として換算すれば $1 \text{ m}$ あたり約 $1600$ 円と日本よりコストは $1$ 桁小さいことになる。したがって、掘削費用が米国並になればコスト的にも実現性が生じる。既存ビルに適用するためには、ボーリングコストと共に土地の確保、運転操作条件などが解決すべき今後の課題である。

#### 5. 結言

ヒートアイランド現象対策として、都市全体の排熱を削減する立場から約 $40\%$ の排熱削減可能な地下ヒー

トシンク冷房を提案した。はじめに、東京23区から排出される冷房排熱処理が可能な大気以外の排熱媒体の検討を行った。排熱場所として、東京湾、上下水、地下の顕熱、冷却塔による潜熱輸送をとり上げ、それぞれの媒体温度上昇、必要水量を計算した。その結果、東京湾は0.08°C、上水は116°C、下水は78°C、土は2.8°C温度が上昇すると試算された。潜熱処理に必要な水量は1日あたり $1.71 \times 10^5 \text{ m}^3/\text{day}$ となり、1日の上水の14%にも相当する量であった。この結果から、顕熱処理に対して十分容量があるのは海と地下と判断した。また、潜熱処理の場合には必要な水量が膨大であることから、中水道の整備が不可欠であった。

さらに、都内ビルの平均的エネルギー消費に近い東大工学部5号館をモデルにフィジビリティ検討のためケーススタディーを行った。冷房排熱を地中で処理する場合の運動動力、設備規模、設備費を算出し、空冷式冷暖房システムとの簡単な比較を行った。その結果、地下熱交換設備は建物敷地内で十分容量のあるものが建設可能であった。運動動力も空冷式と同等であった。さらに夏の地中温度が気温より低いことを利用したヒートポンプの操作条件を用いることによって、COP向上による省エネルギー化の可能性があった。

既存ビルに適用するためには、ボーリングコストと共に土地の確保、運転操作条件など解決すべき課題もあるが、ヒートアイランド対策と省エネルギーの観点から、地下ヒートシンク冷暖房システムは極めて有望な技術と考えられた。

#### 謝 辞

本研究の基礎資料収集にご協力いただきました田中直樹（三菱電機（株）中央研究所）、小林料、景山嘉宏、壹岐素巳（東京電力（株））、稲葉敦、盛田耕二、田子真（通産省工業技術院資源環境総合研究所）、伊藤政志（東京都環境科学研究所）、中田禮嘉（（株）大林組）、薄井正洋（三菱樹脂（株））、秋和博（東京下水道エネルギー（株））の各氏には心から感謝いたし

ます。

#### 参 考 文 献

- 1) 土木工事積算研究会編；建設省土木工事積算基準（1994）、財団法人経済調査会
- 2) Encyclopedia of Energy, McGraw-Hill（1983）
- 3) 井上宇市編；空気調和ハンドブック（1996）、丸善
- 4) 国立天文台編；理科年表（1995）、丸善
- 5) 小宮山宏監修；地球温暖化問題ハンドブック（1990）、IPC
- 6) 小宮山宏；速度論（1990）、朝倉書店
- 7) 近藤純正編著；水環境の気象学（1995）、151、朝倉書店
- 8) 久馬一剛ほか2名；土壌の事典（1993）、朝倉書店
- 9) 三上岳彦ほか3名；ヒートアイランドに関する調査報告書中間報告（1994）、財団法人計量計画研究所
- 10) 三上岳彦ほか3名；東京都環境科学研究所年報（1993）、19-24
- 11) 水野建樹；公害、27（1992）、1-12
- 12) 盛田耕二、田子真；地熱、31（1994）、41-57
- 13) Murakawa, S., Sekine, T., Narita, K. and Nishikawa, D. ; Energy and Buildings, 15/16, 993-1001（1990/91）
- 14) 長野克則、落藤澄、西岡純二；空気調和・衛生工学会論文集、56（1994）、25-34
- 15) 尾島俊夫研究室；建築の光熱水原単位（1995）、早稲田大学出版部
- 16) Pasquill, F. Smith, F. B. ; Atomspheric Diffusion（Third edition）（1983）、Ellis Horwood Ltd.
- 17) Rafferty, K. ; Geothermal Resources Council TRANS ACTIONS, Vol.18,（1994）、387-392
- 18) 地球環境工学ハンドブック編集委員会編；地球環境工学ハンドブック（1991）、オーム社
- 19) 東京電力編；平成6年度版 数表で見る東京電力（1995）
- 20) 東京都環境保全局；ヒートアイランドに関する調査報告書（1994）
- 21) 東京都環境科学研究所編；平成4年版数字で見る環境（1995）
- 22) 資源エネルギー庁編；平成7年度版新エネルギー便覧（1995）、財団法人通商産業調査会
- 23) Sullivan, W. N. ; Geothermal Resources Council Trans., 18,（1994）、393-397
- 24) 安岡正人代表；地球環境と都市・建築に関する総合的研究（1994）、平成5年度科学研究費補助金（総合研究(A)）研究成果報告書