

# 地中熱を直接利用する躯体スラブ蓄熱放射冷房システムの性能評価検証

環境都市専攻 建築都市デザインコース 6143140013-7 鳥羽 大樹  
(指導教員 近本智行)

## 1. はじめに

地中熱の空調利用は一般的な外気を熱源とする空調よりも省エネルギー性が高く CO<sub>2</sub>排出削減に有効である<sup>1)</sup>。地中採熱温度は比較的安定しているが、空調の冷温水として利用するには十分な温度差を得る事が難しく、ヒートポンプ等を用いる事で高い効果が得られると報告されている<sup>2)</sup>。地中熱利用にあたっては採熱配管を地中に埋設する必要があるが、垂直埋設(ボアホール)等の施工などは高コストにもなることから、地中熱や太陽熱利用の空調システムは、必ずしも普及しているとは言えない。そこで本研究では、採熱した水を、ヒートポンプ等の熱源を介さずに、直接、躯体スラブ内に埋設した配管に通すことで熱利用を図る、地中熱を直接利用する躯体スラブ蓄熱放射冷暖房システムについて、実際の建物での実測によりシステムの性能評価を行う。

## 2. 研究概要

### 2.1 システム概要

本システムは、トリシアに導入されている。配管とポンプを用いて、地中熱を採熱し、熱源機を介さずに躯体スラブ内に埋設した配管(スラブ埋設放熱配管)を利用して直接室内に放熱を行う。夏期は、ボアホールと水平埋設管に水を循環させて冷熱を採熱し、放射冷房を行う(図1)。地中熱の採熱は、トリシアI、トリシアII共にボアホールと水平埋設採熱配管で採熱する(表1)。

### 2.2 研究手法

本研究は、大きく分けて2種類の検証を行った。昨年度は1日の室内環境に注目し、異なる運転状況における詳細な室内環境の検証を行った。本年度は検証対象を建物全体へと拡張し、一日単位ではなく7月から9月の冷房期間を通して検証を行った。

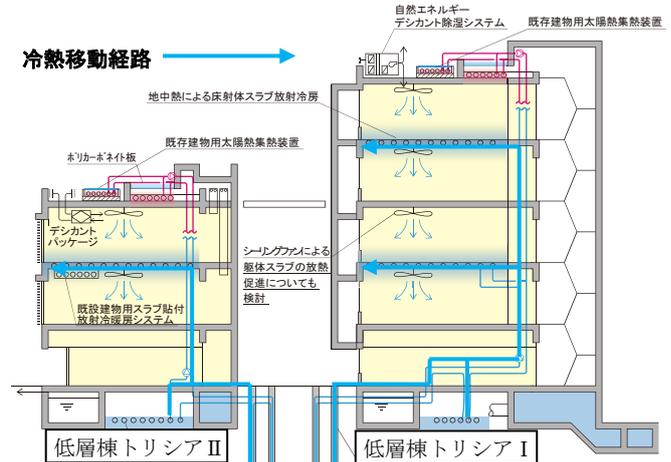


図1 システム概要

表1 採熱方法

		トリシア I	トリシア II
ボアホール	100m(本)	1	2(直列)
	35m(本)	4(並列),3(直列)	4(並列)
水平埋設配管	スリランキー250P(m)	590	1027
	スリランキー550P(m)	402	
	従来300P(m)	290	446



図2 室内環境実測対象室

## 3. 室内環境検証

### 3.1 実測概要

トリシアIIの2・3Fの研究室で2014年7/23~8/14の期間の9:00~17:00の時間帯で実測を行った(図2)。各室の床・天井・壁・ガラスの表面温度、スラブ内部温度、スラブ内送水温度・流量、室内中央グローブ温度、鉛直空気温度と空調機の吹出・吸込温湿度の計測を行った。実測時はFCUを26°Cに設定し、スラブ送水量を変化させて検証を行った。埋設配管(スラブコイル)は床面から82mm、天井面から52mm位置に3系統埋設されている(図3)。

### 3.2 スラブ内部温度及び床・天井表面温度

Case2 の内部温度は、運転開始後に約 0.5K 下がり、その後徐々に下がるが、流量がより小さい Case1 は Case2 程の温度低下はなかった (図 4)。床表面は FCU の吹出 airflow に伴い温度が乱れるが、平均すると Case0 に比べ Case2 は約 1.5~2.0K 冷却され、天井表面は 2.5~3.0K 冷却された (図 5)。全体的に床より天井表面の方が低下しており、これはスラブコイル埋設高さがスラブの中心ではなく、天井表面に近いためである。天井表面ではスラブコイル直下の天井表面温度は概ね同じであるが、床表面はスラブコイル位置②、①、③の順で床表面の温度が低い。これは、スラブコイル②はスラブコイル①、③に挟まれている為、冷熱が逃げにくい、①は外部との間にスラブコイルがなく、③は外部空間に近いためである。スラブコイル①と③は外部に冷熱を放散しやすく、②に比べ床温度が高くなると思われる。

### 3.3 スラブ内部への放熱量

冷水入口出口温度からスラブへの供給熱量を算出した (図 6)。Case1 は Case2、Case3 に比べて供給熱量が小さい。これは Case2 と Case3 の配管内流速と比較して Case1 の配管内流速が遅いからである。

表 2 実測 case

case	case0	case1	case2	case3
流量[L/min]	0.0	1.5	5.0	6.0

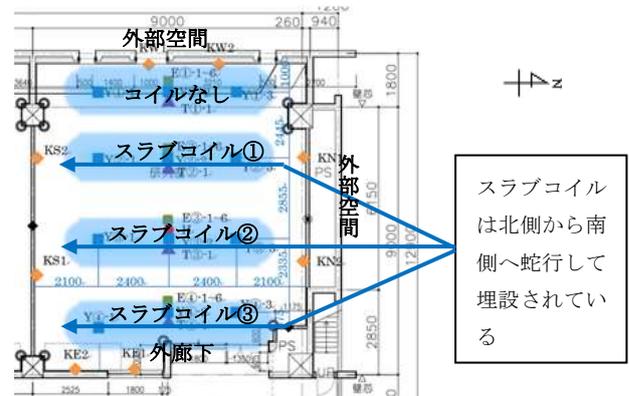


図 3 スラブコイル埋設位置

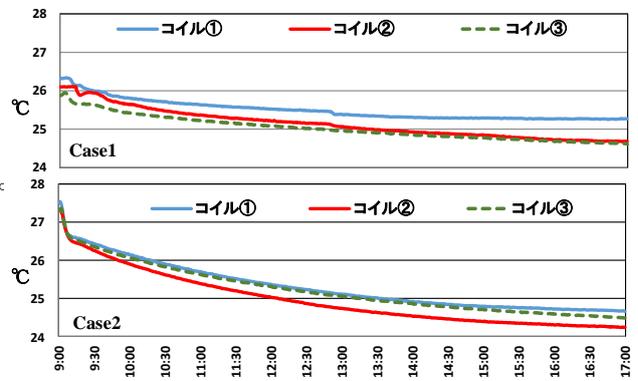


図 4 スラブ内部温度

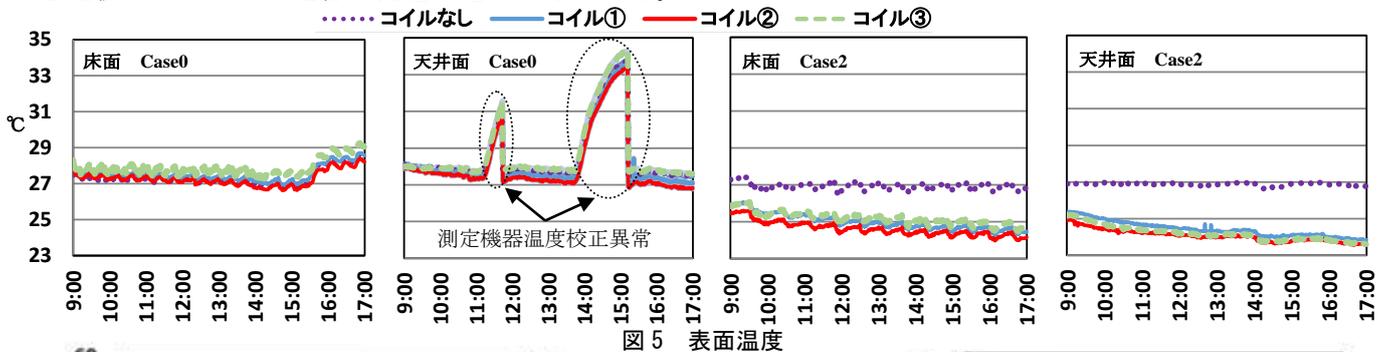


図 5 表面温度

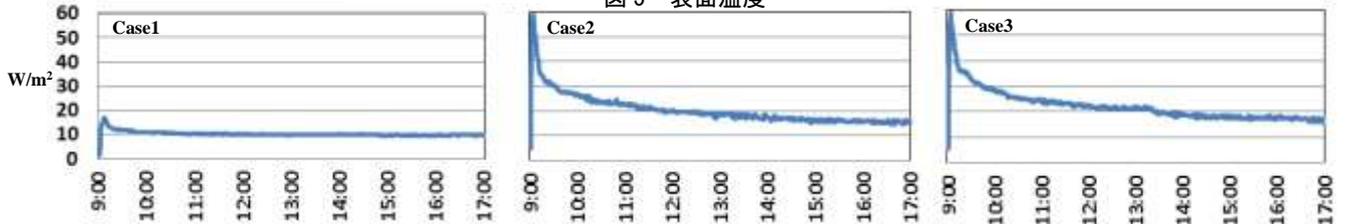


図 6 スラブへの放熱量

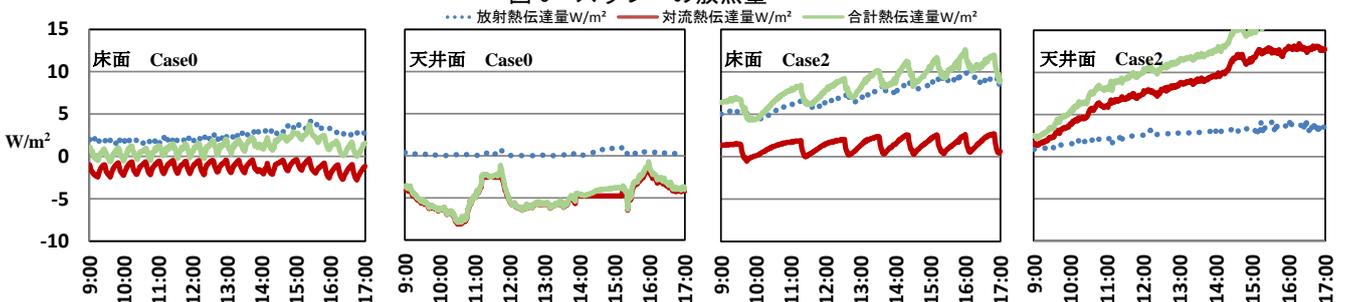


図 7 放射・対流熱交換量

特にこの流速差により Case1 は運転開始直後に流れる冷水での熱伝達が Case2、Case3 に比べて小さいため、スラブの冷熱供給力が弱い。

### 3.4 放射・対流熱伝達量

床・天井表面と室内各表面温度と空気温度から放射熱面からの放射・対流熱伝達量を算出した(図7)。Case2の床表面は放射熱伝達量が多く、冷気は床面付近に滞留するため対流熱伝達量は少ない。天井面は、放射率が低いため(亜鉛メッキ鋼板仕上げ)放射熱伝達量は小さいが、対流熱伝達量は冷却された空気が下降流を生じ多くなる。Case2では床・天井それぞれ40%と60%の割合でスラブに蓄熱された熱が室内に供給されている。Case0は床面では熱伝達量がほぼ無く、天井表面では吸熱している。これは天井付近の暖気により天井表面が加熱され、対流熱伝達量計算時の室内代表空気温度よりも温度が高いため、見かけ上、天井表面が冷却されるからである。

## 4. 建物全体での長期間の検証

### 4.1 長期実測概要

トリシア全体で2015年7/1~9/30の期間で実測を行った。ポンプ消費電力量、全部屋のスラブ内送水温度・流量、代表室スラブ内部温度の計測を行った。運転時間帯や流量を変化させた検証を行った(表3)。8/28以降はトリシアIIの流量を2.0L/min、9/13以降はトリシアIの流量を2.0L/minに変更した。

### 4.2 期間を通しての性能

外気温度に低下に伴い放熱量も低下した(図8)。トリシアIIの放熱量がトリシアIよりも大きいですが、これはトリシアIIの方が2°C程度平均送水温度が低いからである。平均送水温度が低い原因はトリシアIIの採熱距離の方が長いからと考えられる(表4)。トリシアIで流量を9/13以降絞ったにも関わらず放熱量が低下しなかったのは、流速の低下によって地中採熱側での往還温度差が大きくなり、スラブへの送水温度が低下したからである。平均送水温度は運転開始から1ヶ月で1°C程度上昇し、外気温度低下に伴い低下した。外気温度が低下したことによってスラブ内の除去すべき熱量が減少したからである。このように放熱量は外気温度に大きく影響されている。

### 4.3 継続運転

9/27~9/30の期間に継続運転を行った。放熱量は、

表3 運転方法

運転方法	時間帯	期間
通常運転	9:00~17:00	下記以外
前倒し運転	7:00~15:00	8/2~8/8
夜間運転	2:00~10:00	8/17~8/23
継続運転	24hr連続で運転	8/2~8/6、9/27~9/30

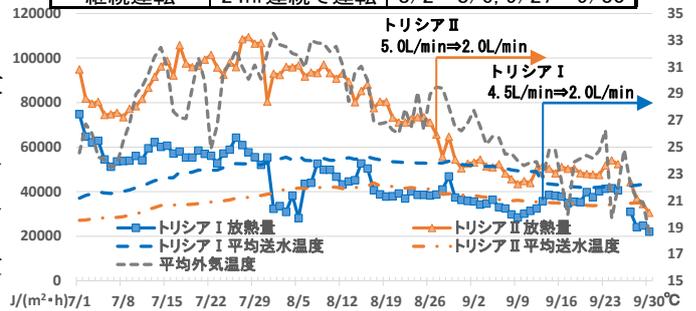


図8 単位時間面積放熱量

表4 採熱方式別採熱温度

建物	採熱方式	平均還り温度	採熱量	
トリシア I	ポアホール	100m	22.09°C	5443.66W
		35m×3並列	22.32°C	3606.11W
		35m×4並列	22.58°C	4766.34W
	スリンキー	590m(250P)	22.43°C	1448.72W
	従来	402m(550P)	22.81°C	1103.78W
トリシア II	ポアホール	100m×2直列	19.79°C	6734.20W
		35m×4並列	21.17°C	3007.53W
	スリンキー	1027m(250P)	20.63°C	1477.29W
	従来	446m(300P)	20.95°C	834.11W

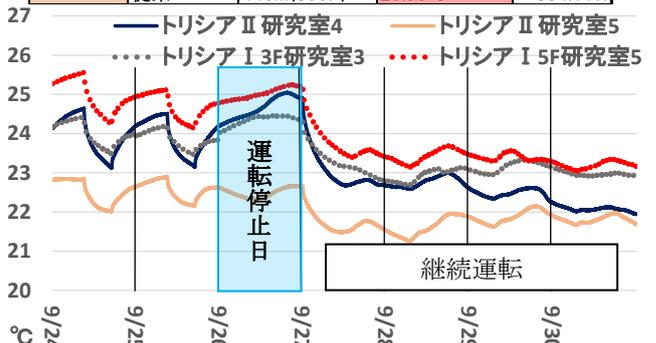


図9 継続運転時スラブ内部温度



図10 トリシア I・II COP

表5 流量変更前後の消費電力と放熱量

	変更前	変更後		変更前	変更後
トリシア II			トリシア I		
ポンプ消費電力	10kWh	1kWh	ポンプ消費電力	34kWh	4kWh
放熱量	207MJ	176MJ	放熱量	205MJ	226MJ

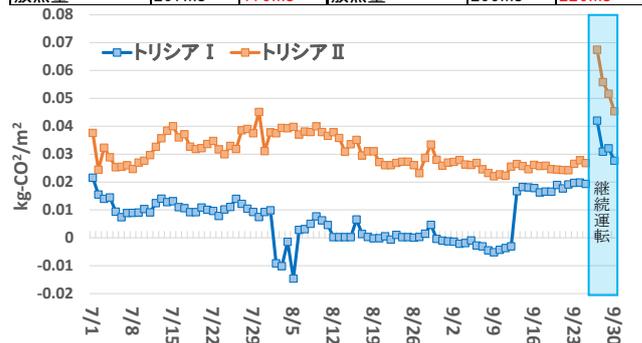


図11 CO2排出削減量

スラブへの蓄冷熱によりスラブ内部温度が低下し、送水温度との差が小さくなり減少している（図 8）。平均外気温度に近い通常運転の 9/24～9/25 と継続運転のスラブ内部平均温度を比較した(図 9)。通常運転時では 1.0～1.5℃程度冷却され停止直後から温度は上昇するが、継続運転では 2℃程度冷却された状態が維持できている。また停止に伴う温度上昇もない。

#### 4. 4COP と CO<sub>2</sub> 排出削減量

放熱量と送水ポンプ消費電力から COP（投入エネルギーあたりの処理熱量）を算出した（図 10）。流量を絞った 8/28 以降のトリシア II、9/13 以降のトリシア II の COP は大きく向上している。これはポンプの消費電力<sup>\*1</sup> が放熱量に比べ大幅に減少したからである（表 5）。96hr 継続運転期間での COP の低下は、スラブ内部温度の冷却に伴い送水温度差との温度差が小さくなり放熱量が小さくなったからである。スラブへの放熱量が FCU から供給された場合の CO<sub>2</sub> 排出量とポンプによる CO<sub>2</sub> 排出量を比較し、システムの CO<sub>2</sub> 排出削減量を算出した（図 10）。トリシア II では COP と CO<sub>2</sub> 排出削減量が対応していないが、これは元々消費電力量が小さかったため、流量を絞っても CO<sub>2</sub> 排出量の影響が少ないからである。7/1～9/30 期間の CO<sub>2</sub> 排出削減量はトリシア I で 0.698kg-CO<sub>2</sub>/m<sup>2</sup>、トリシア II で 2.881kg-CO<sub>2</sub>/m<sup>2</sup> だった。

#### 5. 採熱温度改善時の性能向上試算

##### 5.1 解析概要

採熱温度が現状より低い温度の場合を想定した解析を行った。一次元スラブモデルを用いて非定常熱伝導解析を行う。解析モデルでは、3 段階で解析を行った（図 12）。まず①埋設配管水平熱伝導から平均埋設配管高さ温度を求める。次に配管高さから②床・天井への熱伝導を求める。そして求めた各表面温度から③④放射・対流熱伝達量を求める（図 13）。

##### 5.2 解析

送水温度を実測値の 21.5℃と改善温度の 19.5℃として解析した結果、放熱量の向上が確認できた（図 14）。COP と CO<sub>2</sub> 排出削減量も向上した（表 6）。

#### 6. まとめ

本研究では、室内環境の詳細な実測と、長期実測により地中熱を直接利用する躯体スラブ蓄熱放射冷房システムの性能評価を行った。結果として、シ

テム運用時のスラブ表面温度や放熱量を明らかにし、また外気温度・流量・送水温度がシステムの能力に与える影響を明らかにした。また解析を行うことでシステムの性能向上の可能性を確認した。

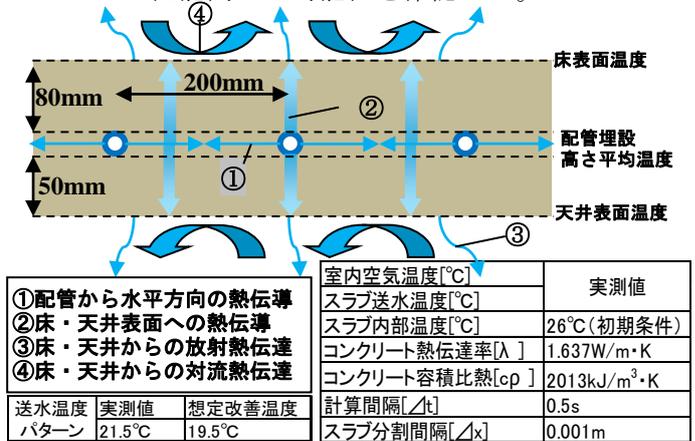


図 12 解析モデル

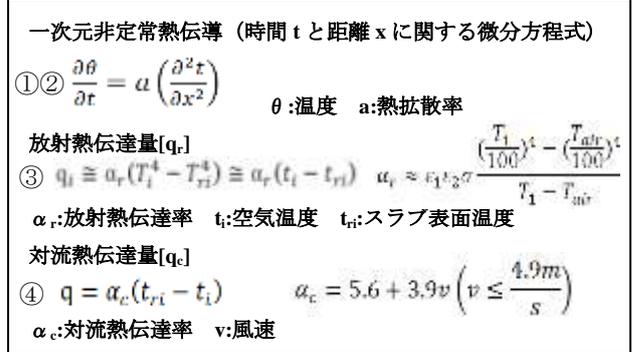


図 13 使用計算式

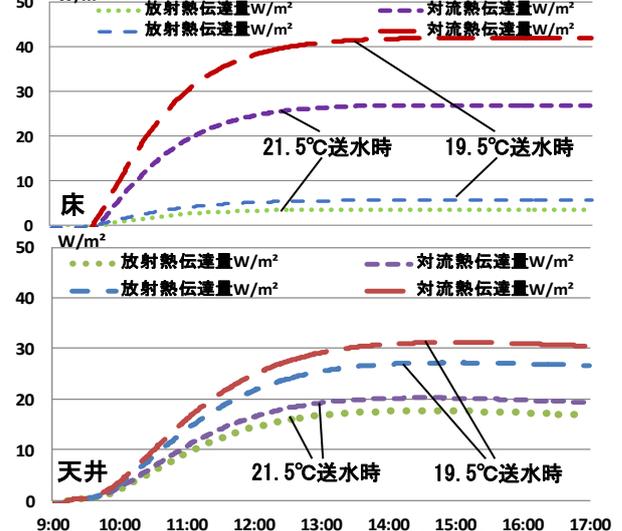


図 14 放射・対流熱伝達量解析結果

表 6 COP・CO<sub>2</sub> 排出削減量改善効果

通水温度	CO <sub>2</sub> 排出削減量[kg-CO <sub>2</sub> /m <sup>2</sup> ・日]	COP
21.5℃	0.092	16.3
19.5℃	0.148	25.3

\*1 ポンプの消費電力量は流量の約 3 乗に比例する

#### 参考文献

- 南ほか、地下水利用空調システムの冷暖房性能実験及び建物負荷モデルを用いたフィジビリティスタディ、日本建築学会環境系論文集、2011.9
- 小野ほか、地下水・地中熱利用放射冷暖房システムの研究（その 2）、日本建築学会大会学術講演梗概集、2011.8