

# 「再生可能エネルギー熱利用技術開発／地中熱利用 トータルシステムの高効率化技術開発及び規格化／ 地下水循環型地中採熱システムの研究開発」

(株)守谷商会 中村 三昭

再委託先

サンポット(株)

(株)コクカコーポレーション

八千代エンジニアリング(株)

2019年10月17日

問い合わせ先

株式会社 守谷商会

E-mail: mitsu@moriya-s.co.jp

TEL: 026-223-8192

# 事業概要

## 1. 期間

開始:2014年7月24日

終了:2019年2月28日

## 2. 最終目標

「本研究開発の最終目標は、GL-3m以浅に埋設した水平式地中採放熱装置に、地下水の有する熱エネルギーを供給することで高効率の熱交換を実現させ、100kW級ボアホールシステム全体の初期導入コストに対し20%削減、並びに運用コストの5%削減を図る事である。」

## 3. 成果・進捗概要

### 2014～2019年度成果

- ①熱交換槽内の熱移動の特性を理論的に検証。
- ②熱交換槽のプレキャスト化を含む構成材料を最適化し、熱交換槽の施工方法を確立。
- ③井戸ポンプ運転制御による地下水供給システムを構築。
- ④1次側循環液を真水とするため暖房運転時におけるシステムの凍結防止制御法を確立。
- ⑤ポーラスコンクリート内に設置された採放熱管は散水した地下水との接液状況が悪く、効率の良い熱交換が困難である事を確認。第1回実証プラントの改修を実施。
- ⑥底面に難透水層を設置した熱交換槽では滞水による熱枯れが発生し、効率の良い熱交換が困難である事を確認。

## 3.成果・進捗概要

### 2018年度成果

- ⑦第2回実証プラントの改修を実施。
- ⑧散水・透水条件を全槽同一とし、採放熱管の種類による熱交換性能を検証。その結果、各採放熱管の熱交換量に関し目標を達成。
- ⑨熱枯れの発生しない地下水散水(供給)量が算定可能となった。
- ⑩各熱交換性能データをもとに地下水循環型地中採放熱システムのイニシャルコスト、及びランニングコストを試算。その結果、100kW級ボアホールに対する各削減率は目標を達成。
- ⑪浸透性材料を含む基礎地盤は長期浸透性能が確保でき、これに伴い熱交換効率も維持できる事を確認。また、当システムは埋戻しによる嫌気性環境下での地下水散水であるため、地下水中の鉄分と酸素との接触による発錆が非常に少ない装置である事を確認。

# 事業実施体制

NEDO

(株)守谷商会

研究実施場所:

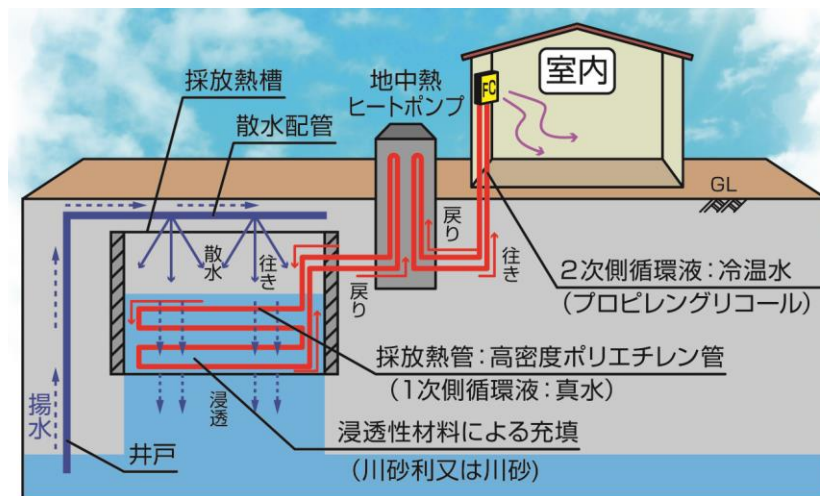
- ・品質技術本部技術研究室
- ・実証プラント

研究開発項目:

- ・各熱交換槽における採熱性能の向上を検証
- ・地下水散水量と井戸ポンプ運転時間の最適化を検証
- ・各採熱槽の耐久性検証試験

推進委員会  
信州大学

藤縄克之特任教授を委員長として計3名



再委託

地下水循環型地中採放熱システム概要

サンポット(株)

研究実施場所:

- ・営業推進部営業開発課
- ・実証プラント

研究開発項目:

- ・熱交換槽の実施設計
- ・地下水供給制御システムの開発
- ・凍結防止制御システムの開発

(株)コクカコーポレーション

研究実施場所:

- ・テクニカル事業部技術開発課
- ・実証プラント

研究開発項目:

- ・ポーラスコンクリート配合設計
- ・採放熱装置のプレキャスト化に関する開発

八千代エンジニアリング(株)

研究実施場所:

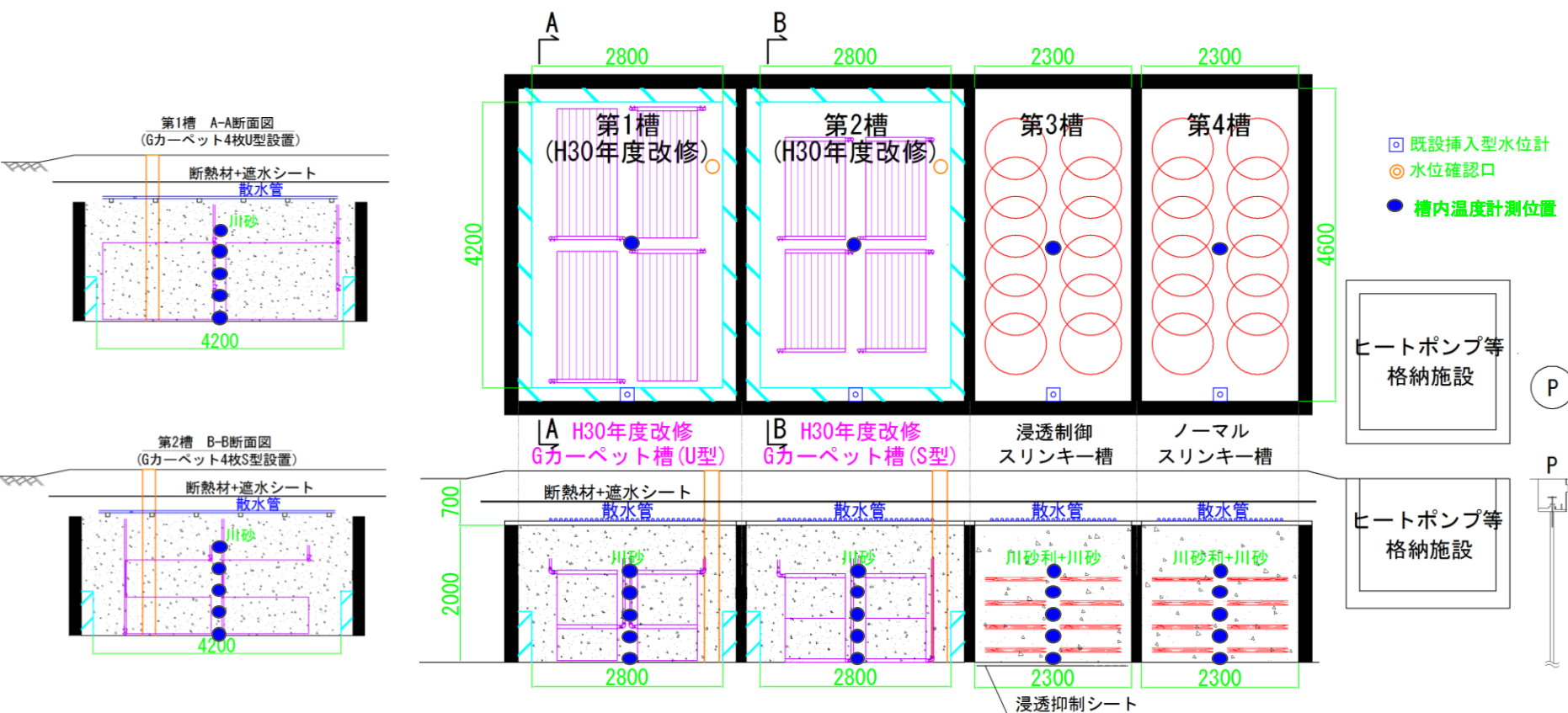
- ・技術開発部企画開発課

研究開発項目:

- ・地中熱交換槽の地下水流動に伴う熱伝導(移動)解析

# 2018年度研究成果

## 1. 第2回実証プラントの改修: 第1、2槽(難透水層撤去)後 熱交換槽構造図



・第1、2槽浸透面積: 11.8m<sup>2</sup>

・第3、4槽浸透面積: 10.6m<sup>2</sup>

第1、2槽: Gカーペット4枚設置  
槽当り熱交換可能表面積: 50m<sup>2</sup>程度

第3、4槽: 各槽PE管150m設置  
槽当り熱交換可能表面積: 13m<sup>2</sup>程度

2. 日中12時間冷房運転における放熱量等の検証

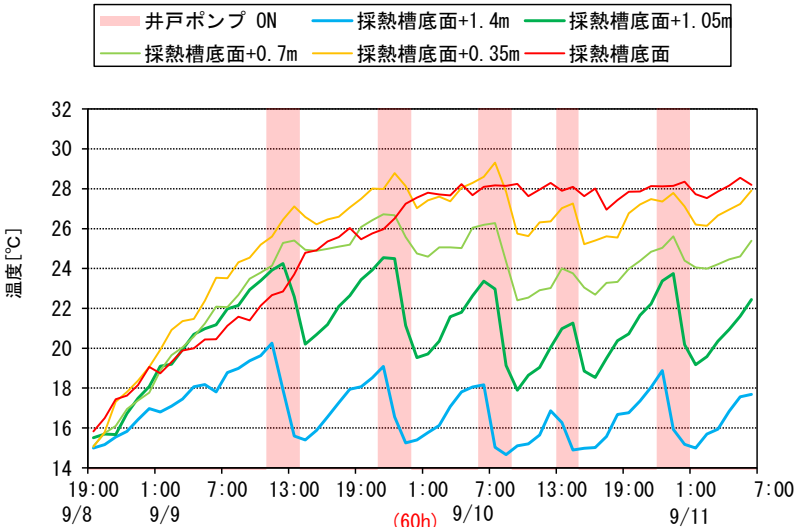
運転条件

井戸P 運 転 状 況	間欠 散 水	稼働槽	対象槽散水量	摘要
		第1+2槽 (Gカーペット)	1槽当り 90 (mm/h)	1槽当り: 17.7(ℓ/min)、 m <sup>2</sup> 当り: 1.5(ℓ/min)
		第3+4槽 (スリンキー)		1槽当り: 15.9(ℓ/min)、 m <sup>2</sup> 当り: 1.5(ℓ/min)
設定温度		2次側往き循環液 (HP出口)	7℃	
		ファンコイル (FC)	24℃ (冷房)	
		既設エアコン	---	
一次側循環液 (真水)流量		第1、2槽	1槽当り 24(ℓ/min)	6ℓ/min × 4回路
		第3、4槽		24ℓ/min × 1回路

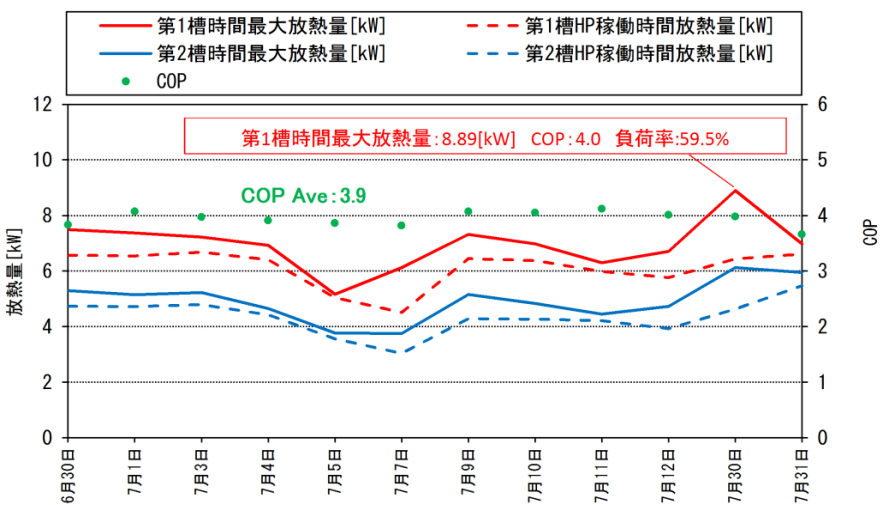
間欠散水条件

井戸ポンプ制御条件		
井戸 ポンプ	メイン一次側還り温度 (HP入口)	
	7月	8月
ON	30℃以上	33℃以上
OFF	28℃以下	32℃以下

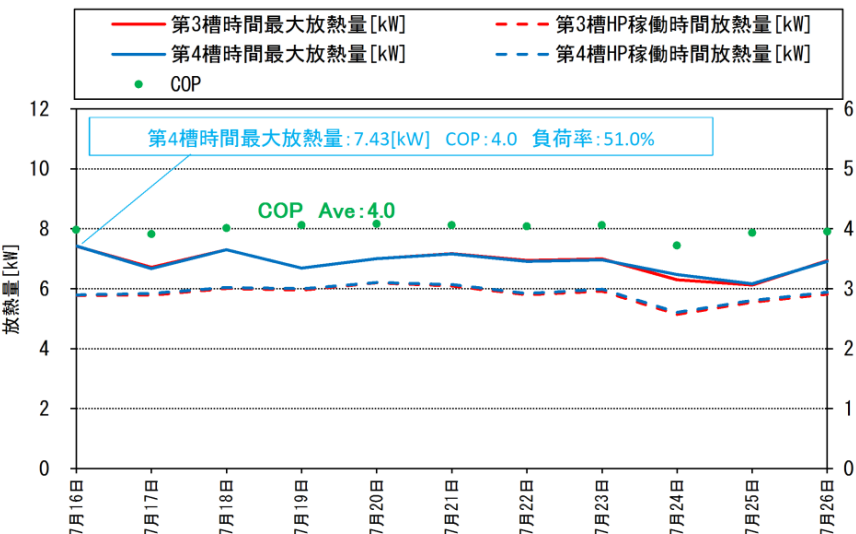
# 2-1. 日中12時間冷房運転におけるGカーペットとスリンキーの放熱量等検証結果



冷房運転における熱交換槽内温度分布



冷房時最大放熱状況（Gカーペット：第1+2槽運転）



冷房時最大放熱状況（スリンキー：第3+4槽運転）

- ・ 冷房運転により採放熱管内の熱媒温度が上昇し一定値以上になると散水が開始。その効果で熱媒温度と槽内温度が一時的に低下。熱媒温度が所定の温度以下になると散水が停止する仕組み。
- ・ 槽内の温度分布は採放熱管からの放熱と、地下水の強制循環（重力排水）により成層状をなし、槽上部と底部の温度差 $\Delta T=13\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。
- ・ Gカーペットの時間最大放熱量は、1槽当り4枚の合計で8.89 kW。1枚当り**2,223 W/枚**。
- ・ スリンキー管の時間最大放熱量は、1槽L=150m当り7.43 kW。単位長さ当り**50 W/m**。

2-2. 日中12時間冷房運転における放熱性能によるイニシャルコストの試算

冷房運転時放熱性能によるイニシャルコストの試算結果

運転条件	熱交換パイプ	最大放熱量(kW)	単位当たり最大放熱量	COP	2次側出力100kW級システム全体 イニシャルコスト:直接工事費(千円)			
					地下水循環型	ボアホール:住宅用仕様		削減率(%)
日中12時間 冷房運転	第1槽 Gカーペット (第1+2槽運転)	8.89	2,223 w/回路	4.0	57,765 (30,152)	102,331 (74,718)	熱交換量40w/m HPカタログCOP:3.2	43.6 (59.6)
	第4槽 スリンキー (第3+4槽運転)	7.43	50 w/m	4.0	58,362 (30,749)			43.0 (58.8)

\* 目標採放熱量：Gカーペット1500 w/枚，PEスリンキー管50 w/m    目標削減率:20%以上  
\* ( )内数値は，1次側構築費のみのイニシャルコスト試算結果

- ・ 上記放熱性能等をもとにイニシャルコストを試算し、従来技術である垂直式ボアホール方式（2次側出力100kW級システム全体）に対する削減率を求めた。
- ・ その結果、イニシャルコストに関しては目標削減率：20 %に対し**40 %**程度の削減率となり目標を達成した。なお、各イニシャルコスト算出根拠を次スライド以降に示す。



2-2. 日中12時間冷房運転における放熱性能によるイニシャルコストの試算

HP100kW級 ボアホール構築概算額の算出

①HP(2次側)出力100kW級に必要なボアホール延長の算出

設計COP=	3.2	(一次側還り平均30℃、二次側往き平均7℃のカタログ値)		$100 \times (\text{COP}+1/\text{COP}) = 131.25$	
単位熱交換量 =	40	w/m			
HP(2次側)出力	100kW	級に必要な1次側熱交換量=	131.25kW	となる。単位熱交換量 =	40W/m なので、必要なボアホール延長 = 3281m
よって、HP(2次側)出力100kW級に必要なボアホール延長は		75m ×	44本 =	3300m	(≥3281m) とし、この延長でイニシャルコストを試算する。

②ボアホール構築単価の算出

構築単価算出にあたり、専門工事業者への1次側熱交換量は、	100kW	とした。
よって、単位熱交換量から算出される必要ボアホール延長は、	$100(\text{kW}) / 40(\text{w/m}) =$	2500 m 以上と設定。
ボアホールの構築単価を算出するため、下表の条件で専門工事業者に見積りを依頼。結果として単価は、		19,286 (円/m)となった。

見積り条件				専門工事業者	
1次側熱交換量	掘削深	本数	ボアホール延長 25AシングルUチューブ	見積り額(円)	単価(円/m)
100 kW	75m ×	34本 =	2550 m > 2500m	49,180,000	19,286

③必要なボアホール延長 = 3300m に対するボアホール構築費の算出

上記必要延長と単価から、	3300m	×	19,286	=	63,644,706 (直接工事費)
--------------	-------	---	--------	---	--------------------

2-2. 日中12時間冷房運転における放熱性能によるイニシャルコストの試算

HP100kW級地下水循環型スリンキー構築費の算出

①HP(2次側)出力100kW級に必要な熱交換槽の算出

冷房時実測COP= 4.0 100 × (COP+1/COP) = 125

実測最大単位採放熱量= 7.43kW / 150m = 50 w/m

冷房時HP(2次側)出力 100kW 級に必要な1次側放熱量= 125.00kW となる。単位採放熱量 = 50W/m なので、必要なUチューブ延長 = 2524m

Uチューブは1槽当り 150m 配置するので 2524m を設置するのに必要な槽数は 2524m / 150m= 16.8 槽となる。

②1槽当り実施構築費から算出される熱交換槽構築費

1槽当り:スリンキー150m(4積層)実施構築費

材料・配管	土工等	横引き・ 散水配管	合計 (円/1槽)			
300,000	670,000	620,000	1,590,000	必要な熱交換槽 =	16.8槽	の構築費
				16.8槽	×	1,590,000 = 26,749,664 (直接工事費)

HP100kW級イニシャルコスト比較(スリンキー)

	HP100kW級 直接工事費	
	ボアホール 住宅仕様 <sup>注)</sup>	地下水循環型 スリンキー
1次側構築	63,644,000	26,749,000
横引き配管等	11,074,000	
井戸設置 (制御装置含む)		4,000,000
ファンコイルユニット	6,086,000	
HPユニット周辺機器	21,527,000	
合計	102,331,000	58,362,000
削減率(%)	43.0	

注) ボアホール(住宅仕様)の横引き配管等、ファンコイルユニット、HP周辺機器に関する直接工事費は、住宅用(10kW)オールインパッケージの10倍を計上。

3. 日中15時間暖房運転における採熱量等の検証

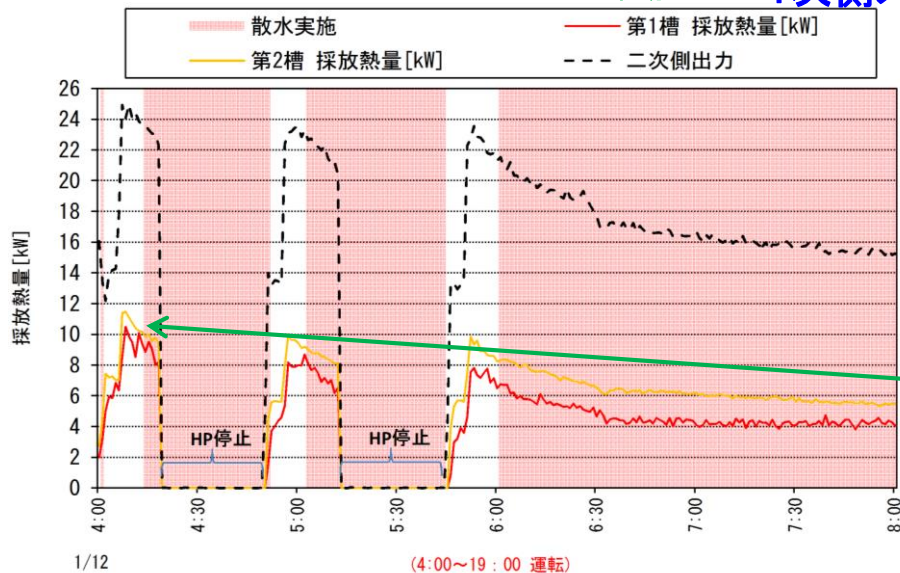
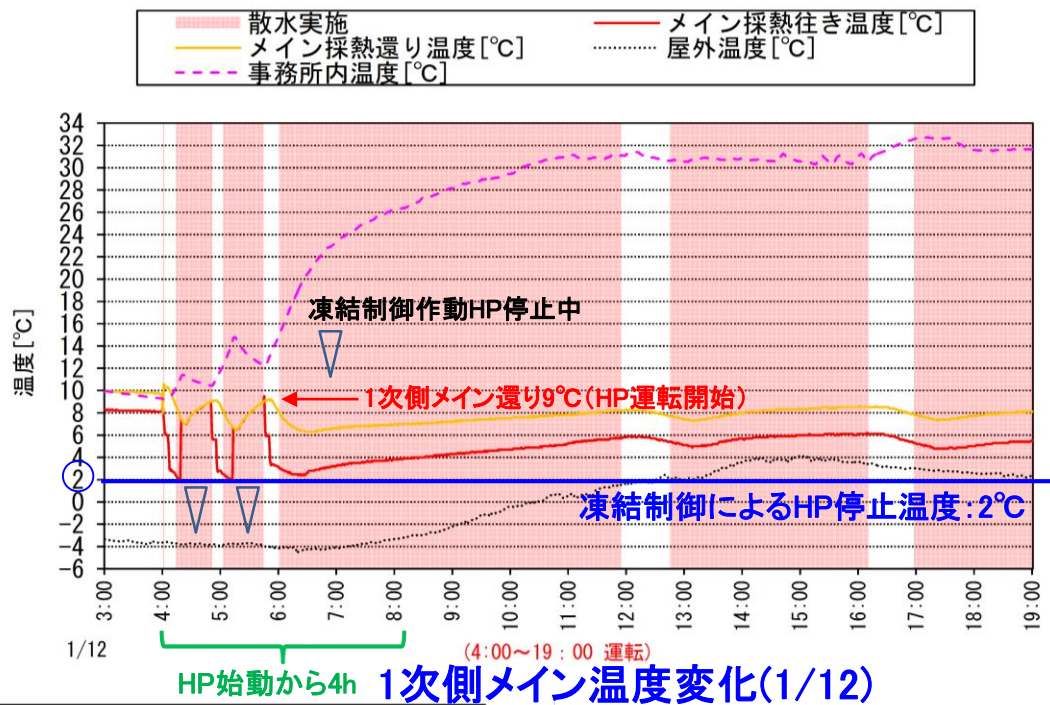
運転条件

井戸P 間欠運転	稼働槽	槽当り散水量 (mm/h)	摘要
	第1+2槽運転 (Gカーペット)	90	17.7(ℓ/min/槽)、 1.5(ℓ/min/m <sup>2</sup> )
	第3+4槽運転(スリンキー)		15.9(ℓ/min/槽)、 1.5(ℓ/min/m <sup>2</sup> )
設定温度 (℃)	2次側往き循環液 (HP出口)	55	
	ファンコイル (FC)	32 (暖房)	
一次側循環 液(真水)流量	第1+2槽運転(ℓ/min)	槽当り: 24	6(ℓ/min) × 4回路
	第3+4槽運転(ℓ/min)		24(ℓ/min) × 1回路
地下水温度(℃)		14.5程度	
凍結制御: 1次側メイン往き温度 (HP出口)		2℃→HP停止	井戸ポンプ、および1次側循環ポンプは強制運転 (1次側メイン還り温度: 9℃以上でHP運転再開)

間欠散水条件

井戸ポンプ	1次側メイン 還り温度 (HP入口)
ON	8℃以下
OFF	9℃以上

# 3-1. 日中15時間暖房運転におけるGカーペットの採熱量等検証結果

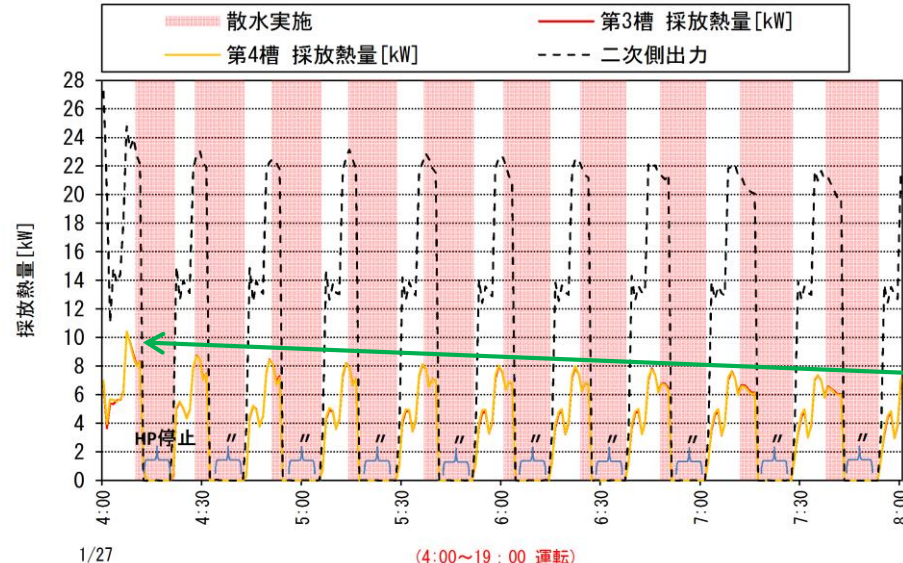
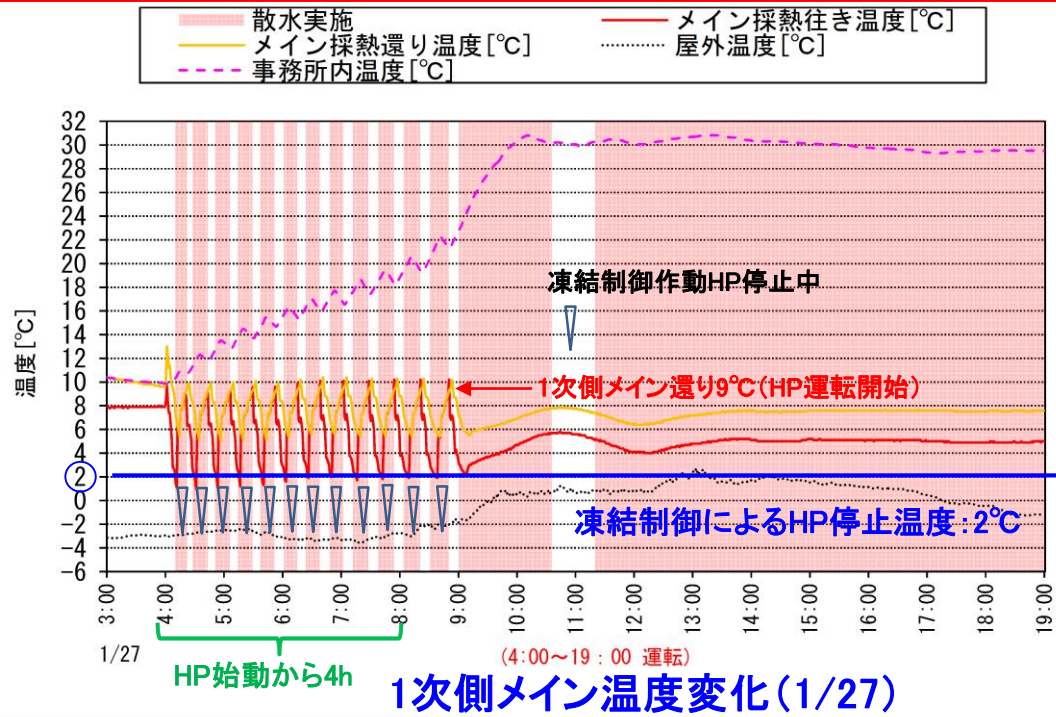


第1+2槽運転 採熱量(1/12)

	性能	Gカーペット	
		第1槽	第2槽
HP (15時間稼働)	採熱量 (kW)	3.98	4.89
HP停止前 最大値 (4:20停止)	採熱量 (kW)	10.5	11.5
	回路当り (W/回路)	2,265	2,875



### 3-2. 日中15時間暖房運転におけるスリンキーの採熱量等検証結果



第3+4槽運転 採熱量(1/27)

	性能	スリンキー	
		第3槽	第4槽
HP (15時間稼働)	採熱量 (kW)	4.00	4.01
HP停止前 最大値 (4:15停止)	採熱量 (kW)	10.4	10.4
	m当り (W/m)	69	69

HP始動から4時間の採熱量変化(1/27 凍結制御:HP停止有)

3-3. 日中15時間**暖房**運転における採熱量等検証結果まとめ

冷暖房運転における採熱性能（スライド8の冷房運転時放熱性能併記）

運転条件	稼働熱交換槽	採放熱管	最大採放熱量 (kW)	単位当り最大採放熱量	COP
日中15時間 <b>暖房</b> 運転 (12～2月)	第1+2槽	第2槽 Gカーペット	11.48	2,875 w/枚	2.9
	第3+4槽	第4槽 スリンキー	10.42	69 w/m	3.0
日中12時間 <b>冷房</b> 運転 (7～8月) スライド8より	第1+2槽	第1槽 Gカーペット	8.89	2223 w/枚	4.0
	第3+4槽	第4槽 スリンキー	7.43	50 w/m	4.0

(目標採放熱量：Gカーペット1500 w/枚, PEスリンキー管50 w/m)

- ・ 共同研究におけるGカーペット, およびPEスリンキー管の目標単位採放熱量は、それぞれ従前技術の5倍：1500 w/枚と、10倍：50 w/mと設定した。したがって表より、各採放熱管の性能は目標を達成した。

4. 日中15時間全4槽**暖房**運転における採熱量等の検証

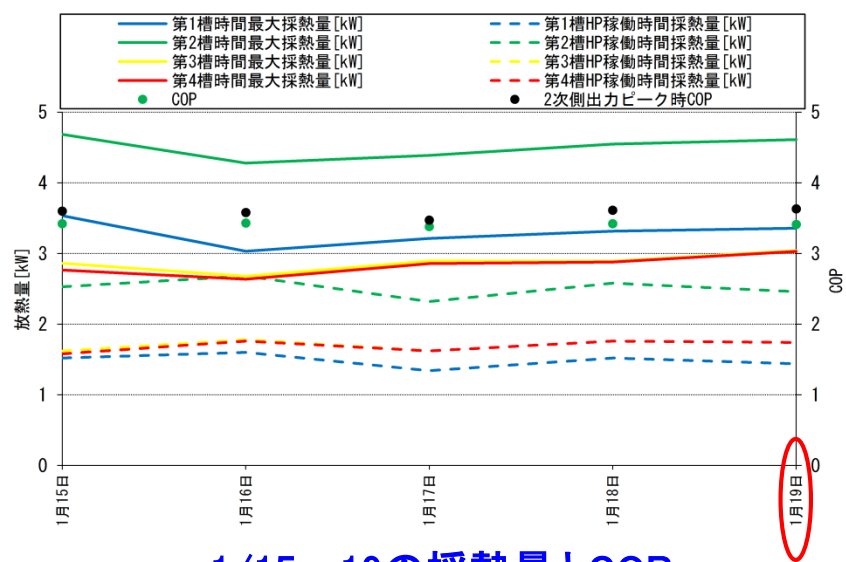
運転条件

井戸P 間欠運転	稼働槽	槽当り散水量 (mm/h)	摘要
	全槽運転	90	第1、2槽：17.7(ℓ/min/槽) 第3、4槽：15.9(ℓ/min/槽)      全槽：1.5(ℓ/min/m <sup>2</sup> )
設定温度(℃)	2次側往き循環液(HP出口)	50	
	ファンコイル(FC)	32(暖房)	
一次側循環液 (真水)流量	全槽運転(ℓ/min)	槽当り:20	第1、2槽：5(ℓ/min)×4回路 第3、4槽：20(ℓ/min)×1回路
地下水温度(℃)		14.5程度	
凍結制御 1次側メイン往き温度(HP出口)		2℃→HP停止	井戸ポンプ、および1次側循環ポンプは強制運転 (1次側メイン還り温度：9℃以上でHP運転再開)

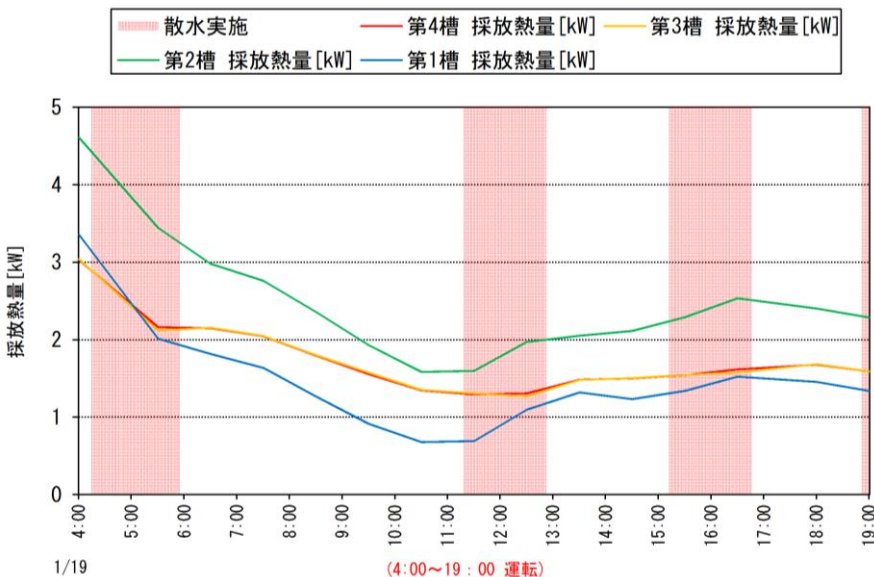
間欠散水条件

井戸ポンプ	1次側メイン 還り温度(HP入口)
ON	8℃以下
OFF	9℃以上

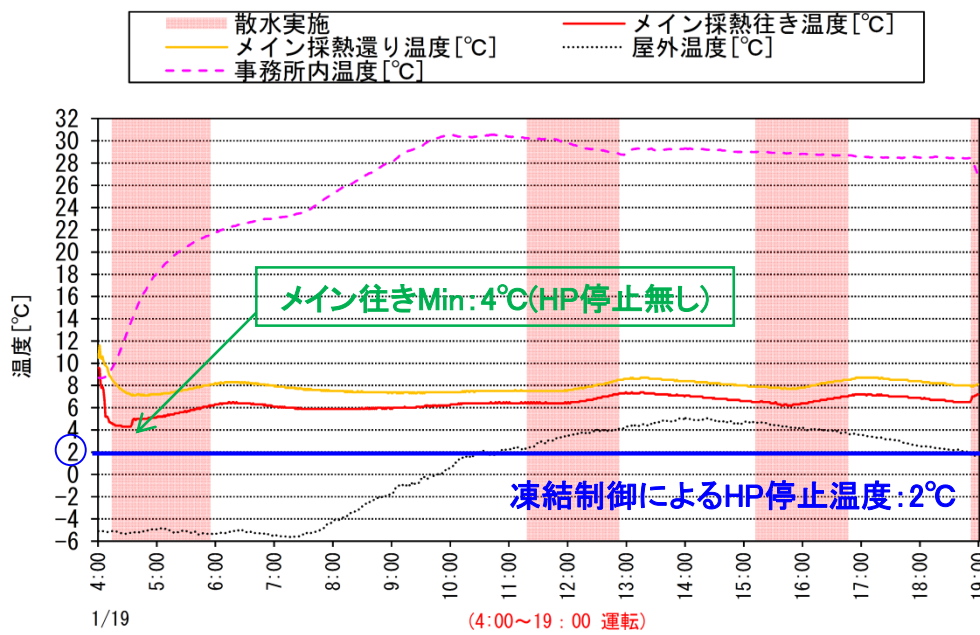
# 4-1. 日中15時間全4槽暖房運転における採熱量等検証結果



1/15~19の採熱量とCOP



採熱量変化(1/19)



1次側メイン温度変化(1/19)

検証結果一覧

冷温水行き温度(°C)		50 (1/19データ)			
槽No		第1槽	第2槽	第3槽	第4槽
採熱量(kW)		1.44	2.46	1.74	1.74
最大採熱量(kW)		3.36	4.61	3.04	3.03
単位当り 最大採熱量	(w/回路)	840	1153		
	(w/m)			20	20
15時間 槽当り平均 実散水量(ℓ/min)		5.6 [28%]	5.9 [29%]	5.3 [27%]	5.5 [28%]
2次側出力(kW)		11.21 (Max: 19.35)			
COP		3.4			

[%]数値は実散水量/1次側循環液量



4-2. 日中15時間全4槽暖房運転時の冷温水設定温度が採熱量等に及ぼす影響

冷温水設定温度50℃ と 55℃における全槽運転時熱交換性能、消費電力の比較

		全槽運転							
実施日		(1/15～19実施 1/19データ)				(12/31～1/6実施 1/1データ)			
冷温水行き温度(℃)		50				55			
槽No		第1槽	第2槽	第3槽	第4槽	第1槽	第2槽	第3槽	第4槽
採熱量(kW)		1.44	2.46	1.74	1.74	1.65	2.18	2.00	2.10
最大採熱量(kW)		3.36	4.61	3.04	3.03	3.61	4.30	3.39	3.44
単位当り 最大採熱量	(w/回路)	840	1153			903	1075		
	(w/m)			20	20			23	23
15時間 槽当り平均 実散水量(ℓ /min)		5.6 [28%]	5.9 [29%]	5.3 [27%]	5.5 [28%]	5.9 [29%]	6.9 [35%]	6.7 [34%]	7.7 [38%]
2次側出力(kW)		11.21 (Max:19.35)				13.04 (Max:20.97)			
COP		3.4				3.0			
消費電力 (kW)	井戸P	0.13				0.14			
	HP	3.29				4.39			
	2次P	0.56				0.56			
	1次P	1.27				1.27			
	FC	0.40				0.40			
	合計	5.65				6.76			

[%]数値は実散水量/1次側循環流量

- \* 冷温水設定温度55℃の実散水量は、50℃の場合より多い。
- \* 冷温水設定温度55℃のCOPは、HP消費電力が大きいため50℃の場合より0.4小さい。

↓冷温水設定温度: 50℃

●実散水量・HP消費電力が少なく、COPが大きい。

## 5.年間を通したランニングコストについて

\* 日中12時間冷房時各2槽運転の検証結果と、日中15時間暖房時全4槽運転の検証結果から年間を通したランニングコストの試算を行った。

\* 冷房時は各採放熱管の最大放熱量の検証を行うため、主に第1+2槽運転と第3+4槽運転を行った。したがって、冷房時ランニングコストの検討においても採放熱管毎の試算とした。一方、暖房運転では、HPが凍結制御により停止する可能性の低い全槽運転によるランニングコストの試算とした。

### ランニングコスト試算用実証運転データ

HP運転			冷房		暖房
			Gカーペット 2槽運転	スリンキー 2槽運転	全槽運転 (1/15～19)
冷温水行き温度(℃)			7	7	50
2次側出力最大(kW)			10.39	10.69	19.35
2次側出力最大時COP			4.4	3.8	3.6
期間 井戸P稼働時間	期間 HP稼働時間	(%)	52.3	46.6	36.9

(試算は冷房・暖房運転における2次側出力最大時のCOP、各消費電力等を使用する。)

### ランニングコスト試算結果

\*基本料金別

	暖房 採熱槽	冷房 放熱槽	年間総熱 生産量 (kWh)	年間消費 電力量 (kWh)	年間ランニン グコスト (円)	対ボアホー ル削減率(%)
地下水 循環型	全槽	第1+2槽	187,625	68,728	1,147,421	12.0
		第3+4槽		70,977	1,183,710	9.2
	ボアホール			78,176	1,303,252	- - -

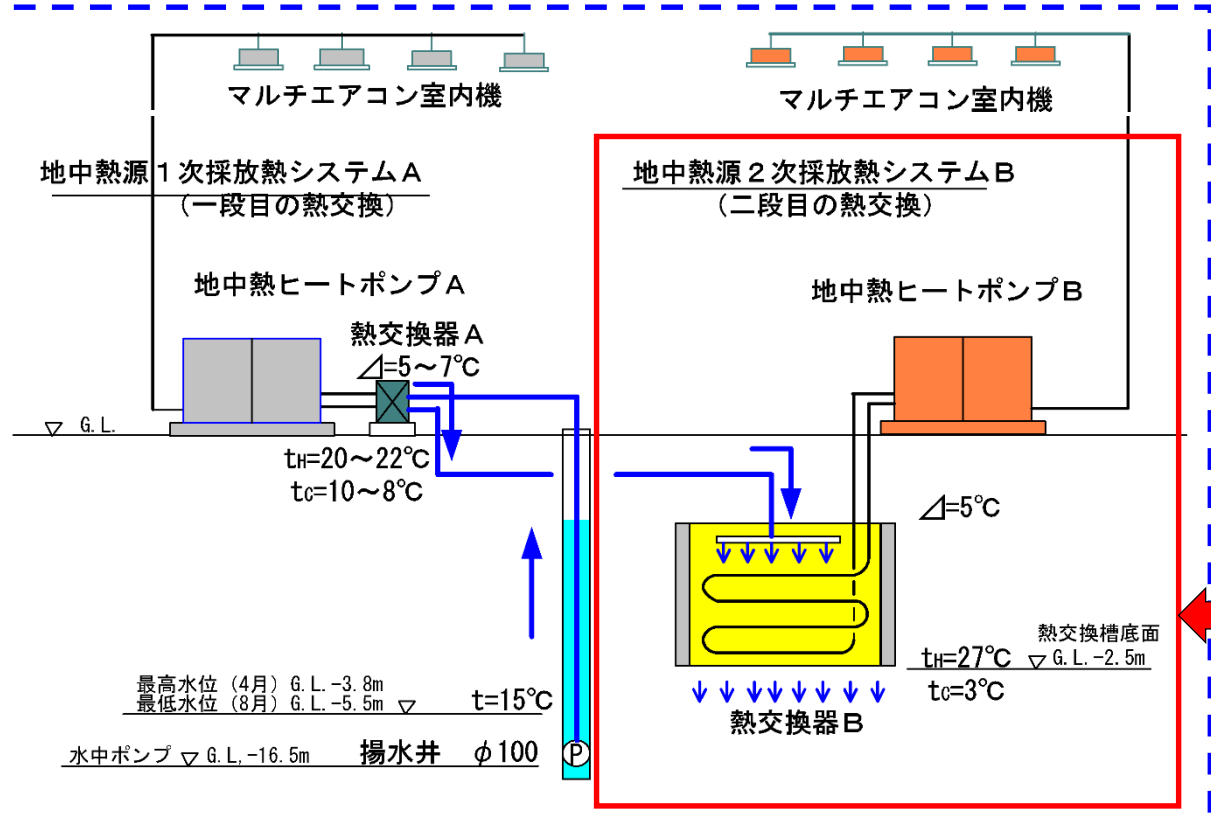


\* ランニングコストは目標削減率：5 %に対し10 %程度の削減率となり目標を達成した。

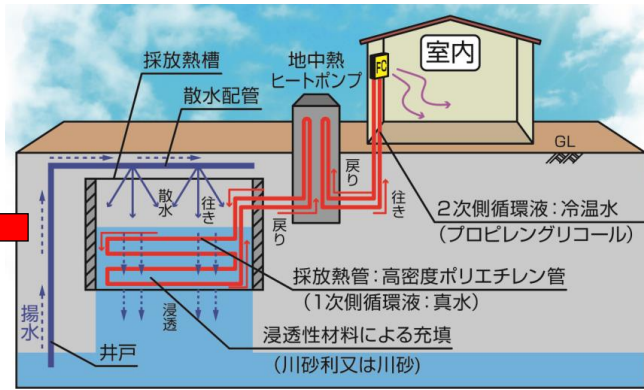
# 6. 今後の展開として

(地下水循環型地中採放熱システムの効果を発展的に拡大したCASCADEタイプの開発)

- ・「CASCADEタイプ」は地下水熱を2段階（2段の滝）で活用するもの。
- ・オープンループ方式で1段目の採放熱を行った地下水を、地中に涵養するために構築した地下水循環型地中採放熱システム（浸透槽）に散水。そこで地下水の余剰熱エネルギーを再度（2段階で）採放熱させるシステム。



・ CASCADE（カスケード）の原義は、連なった小さな滝のこと。転じて、数珠つなぎになったものを意味する言葉としても用いられる。



## 地下水循環型地中採放熱システム CASCADE 概要

- ・ 自社施設における空調対象面積250㎡に対し、56kWの冷暖房能力を有する地下水循環型地中採放熱システム CASCADEを建設。
- ・ 現在、商用実機としての製造プロセスの妥当性確認と、運転性能を検証中。