

関東地方の地中熱利用

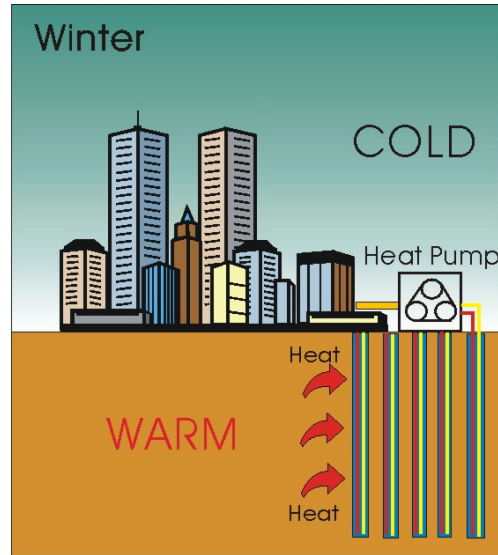
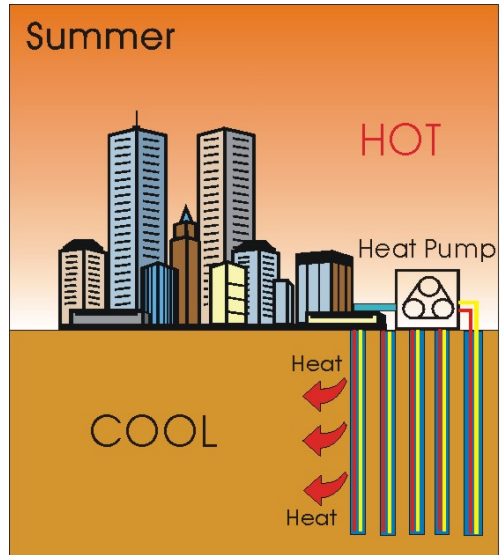
大岡龍三

東京大学生産技術研究所

発表の構成

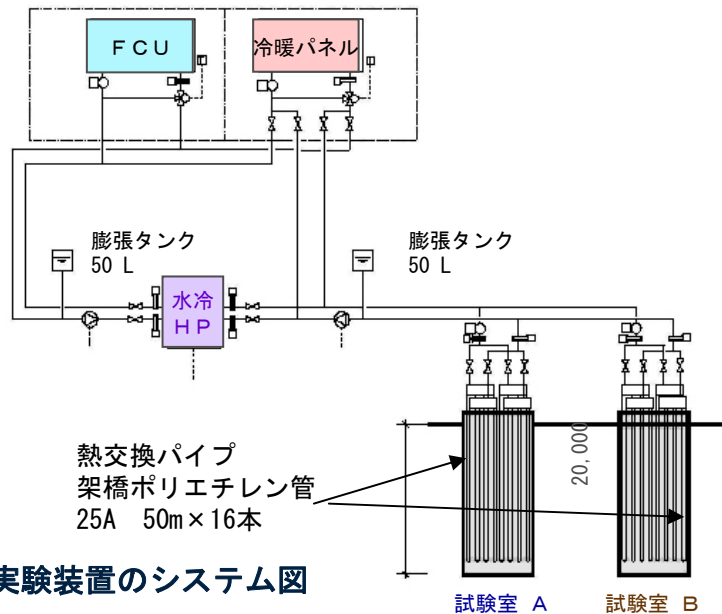
- 基礎杭利用空調システムのフェーズブルスタディ(NEDO研究開発とその後)
- 関東地方における地中熱利用に関する課題
- 地下水利用ヒートポンプシステム

平成15年～17年NEDOエネルギー合理化技術開発： 東京大学+大成建設+ゼネラルヒートポンプ工業の共同研究



地中熱空調システムの利点

- ①熱源温度が冬季に高温、夏季に低温となるため、ヒートポンプの成績係数が向上し、省エネルギーとなる。
- ②利用するヒートポンプは水冷式であり、通常の空冷式に比べて熱交換器を小さくできるので、この部分でもヒートポンプの成績係数を向上させることが可能である。
- ③放熱用室外機が不要で稼働時間の騒音が小さい。
- ④冷房時の排熱を大気に放出しないことより、ヒートアイランド現象の緩和効果が期待できる。



実験施設および杭上部配管状況



地中熱交換パイプ設置状況

場所打ち杭 1500φ (20m)
熱交換パイプ8対×2セット

実施工時のコスト検討

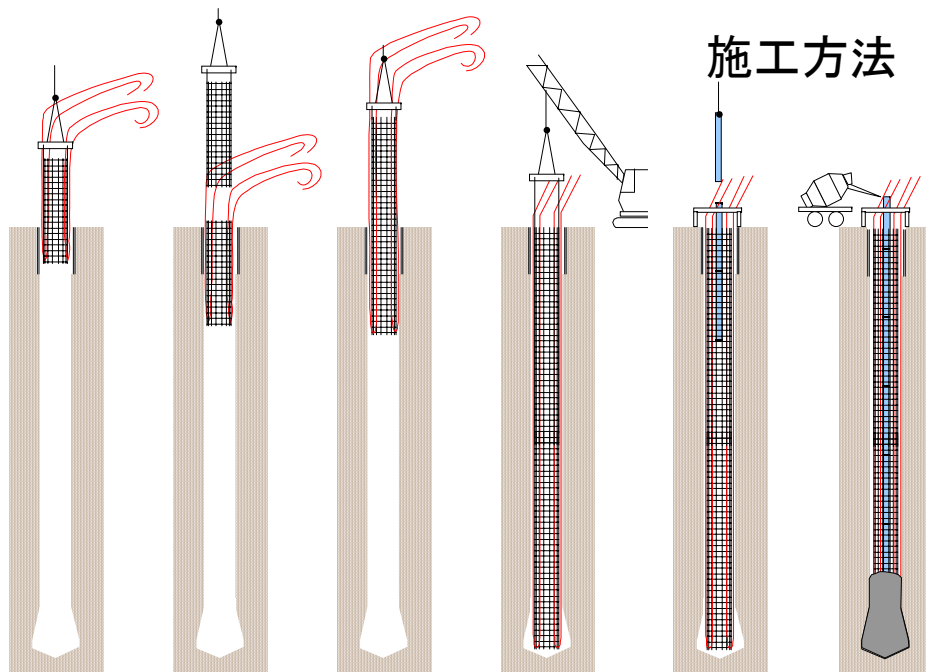
熱交換杭のインシヤルコスト・施工状況の把握を目的



実施工を行い、問題点・現時点でのコストを算出

東京大学(柏)総合研究棟

場所打ち杭: $\phi 1.5\text{m} \times 18\text{m}$ 高密度ポリエチレン管(Uチューブ8対)

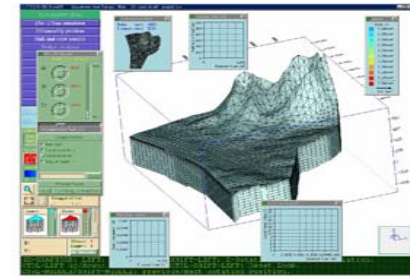


地中熱移動数値シミュレーション手法の開発

ベースとして3次元地下水流動・熱移動シミュレーションコード(FEFLOW)を利用

<FEFLOW>

- ・ドイツWASY社の地下熱・水分移動、土壌内物質移動解析コード
- ・土壌汚染や地下水流動解析等の分野では広く用いられている。



- ・土粒子、液水、気体各層それぞれに対して次の熱・物質移動の保存則で構成されている。

1. 質量保存法則

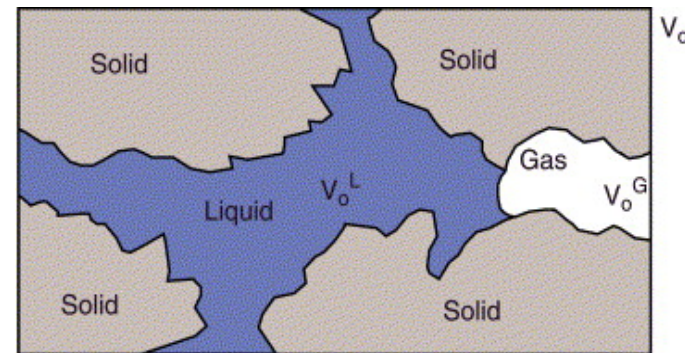
$$\frac{\partial}{\partial t} (\varepsilon_\alpha \rho^\alpha) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\varepsilon_\alpha \rho^\alpha v_i^\alpha) = \varepsilon_\alpha \rho^\alpha Q_\rho^\alpha$$

2. 運動量保存法則

$$v_i^\alpha + \frac{k_{ij}^\alpha}{\varepsilon_\alpha \mu^\alpha} \left(\frac{\partial p^\alpha}{\partial x_j} - \rho^\alpha g_j \right) = 0$$

3. エネルギー保存法則

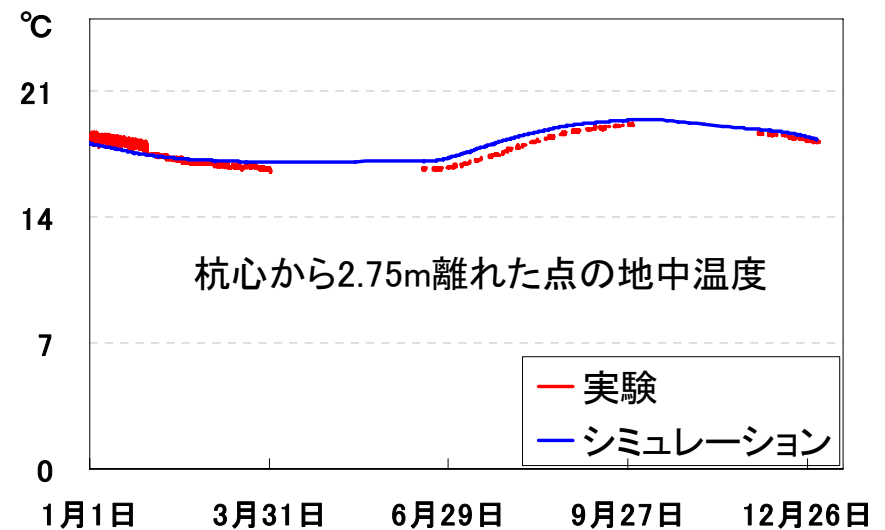
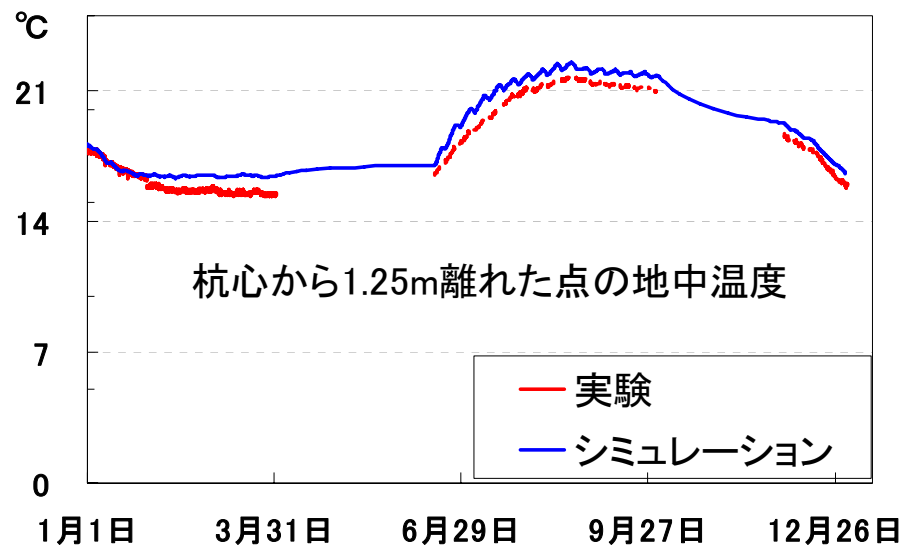
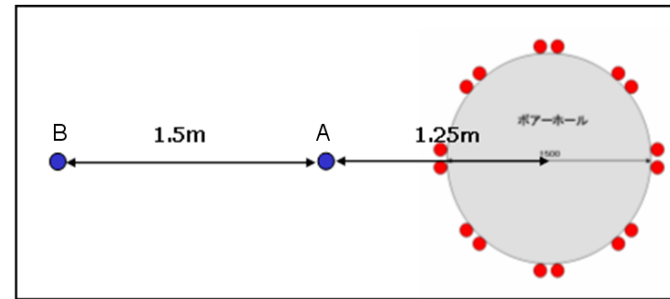
$$\frac{\partial}{\partial t} (\varepsilon_\alpha \rho^\alpha E^\alpha) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\varepsilon_\alpha \rho^\alpha v_i^\alpha E^\alpha) + \frac{\partial}{\partial x_i} (j_{iT}^\alpha) = \varepsilon_\alpha \rho^\alpha Q_T^\alpha$$



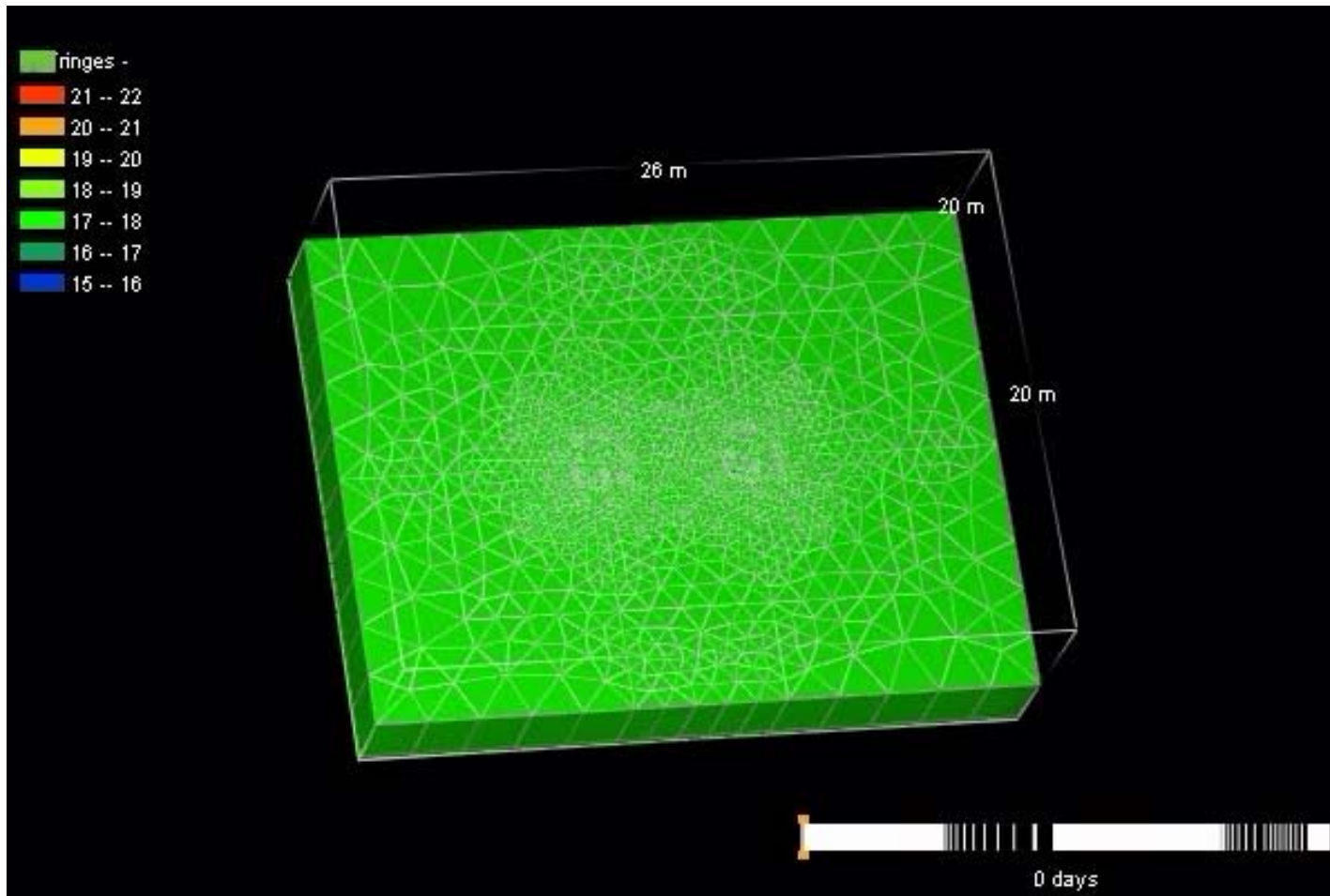
α : 液水や気水、土壌固体粒子などの各相, ε : 各 α 相の体積比率 ($0 \leq \varepsilon \leq 1$), ρ^α : α 相の密度 [kg/m^3], μ^α : α 相の粘性係数 [kg/ms], k_{ij}^α : 浸透テンソル (permeability tensor) [m^2], v_i^α : 速度ベクトル [m/s], Q_ρ^α : 質量発生項, Q_T^α : エネルギー発生項, J_{iT}^α : 熱フラックス

地中熱移動数値シミュレーション手法の開発 精度検証解析(実験との比較検証)-解析結果

実験と解析結果の地中温度変化の比較(深さ10m)



アニメーション



高効率水冷式ヒートポンプの開発

- 地中熱対応水冷式ヒートポンプの高効率化開発を行い、目標COP5.5を越えるCOP6.1/5.8(冷水12→7°C,冷却水25→30°C)、従来機比150%COPを達成し、製品化を行い、出荷も開始した。(R407C冷媒)
- ヒートポンプ設計や仕様書作成のための性能計算プログラムを開発した。
- 次世代R410A冷媒対応試作機を開発しCOP6.0(※60Hz)を達成した。



図 60HP高効率水冷式
ヒートポンプチラー
ゼネラルヒートポンプ

基礎杭利用空調システム のフィージブルスタディ

基礎杭利用地中熱空調システムの適用と 他空調システムの比較

中規模事務所ビル
(東京)へ適用した場合

- 地中熱利用を含む
全体システム計画
- 運転期間や時間
による違い

フイージビリティスタディに
よる地中熱空調システムと
他の空調システムとの比較

ライフサイクル評価

建物モデルの設定

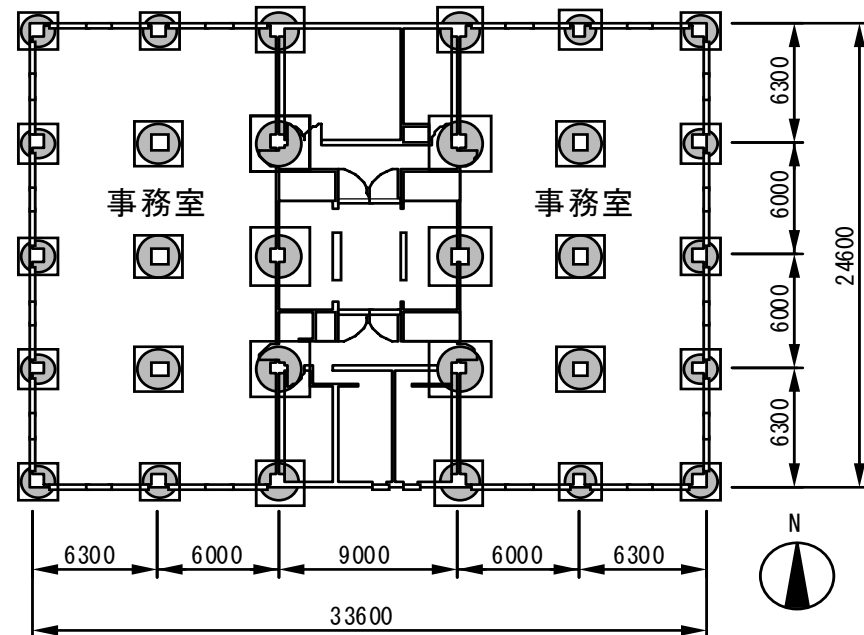
建物用度	事務所ビル
延床面積	6,600m ²
空調面積	4,840m ²
階数	地上8階
建設地	東京都
設計ピーク(冷房)	534 Mcal/h
設計ピーク(暖房)	348 Mcal/h

基礎杭	場所打ちコンクリート杭
杭径	1,500mm
長さ	20m
本数	30本
熱交換用配管	8対
配管内径	0.0273m
配管外径	0.0334m
配管熱伝導率	0.41W/mK
流量	24.35 L/min・本
管内流速	0.08668 m/s

深さ [m]	層厚 [m]	柱状	土質名	間隙比	間隙率	熱容量 [10 ⁶ J/m ³ K]	熱伝導率 [W/mK]	透水係数 [10 ⁻⁴ m/s]
1	5.00	■	ローム	4.00	0.80	1.5 (0.57)	0.1	0.1
2								
3								
4								
5								
6	2.00	■	粘土	0.67	0.40	2.7 (4.2)	1.3	1.3
7								
8	3.00	■	シルト	0.54	0.35	3.0 (0.57)	2.1	2.1
9								
10								
11	1.00	■	微細砂	0.54	0.35	3.0 (0.57)	2.1	2.1
12								
13								
14								
15								
16								
17								
18								
19								
20	1.00							

▼地下水位

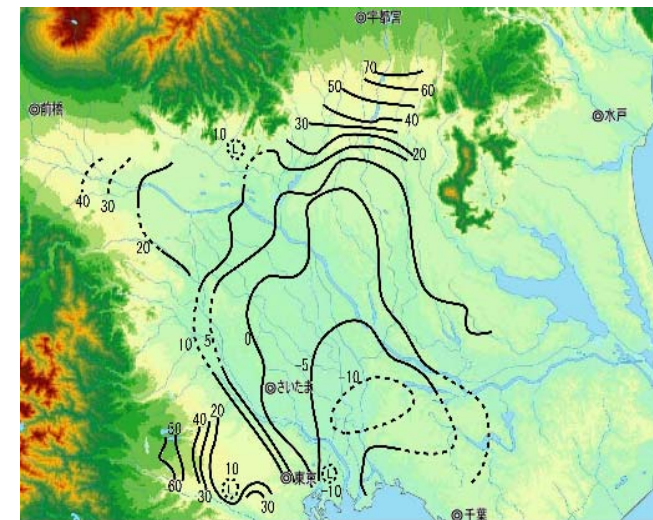
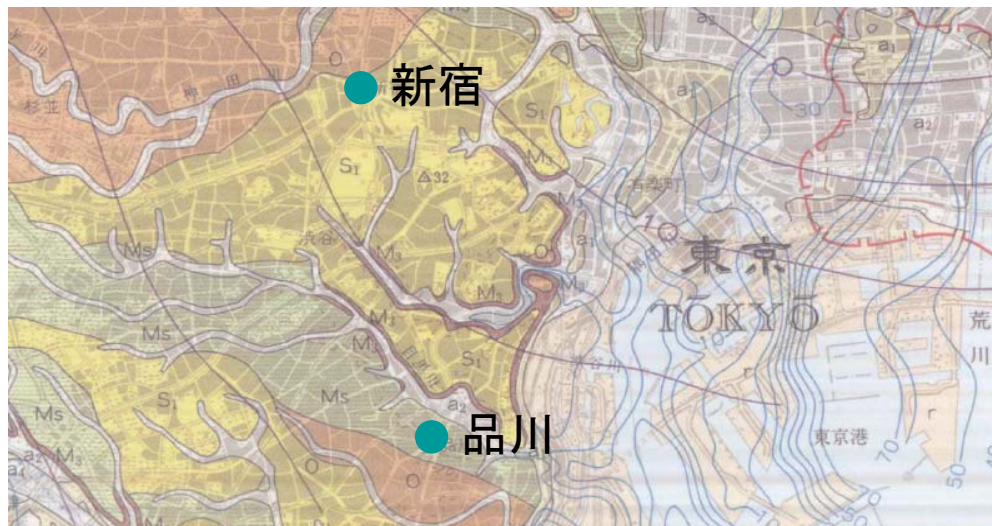
初期水位 [m]	水位差 [m]	水位勾配	地下水流速 [m/日]
-12	0.0369	0.00205	0.0372



建物モデルの設定

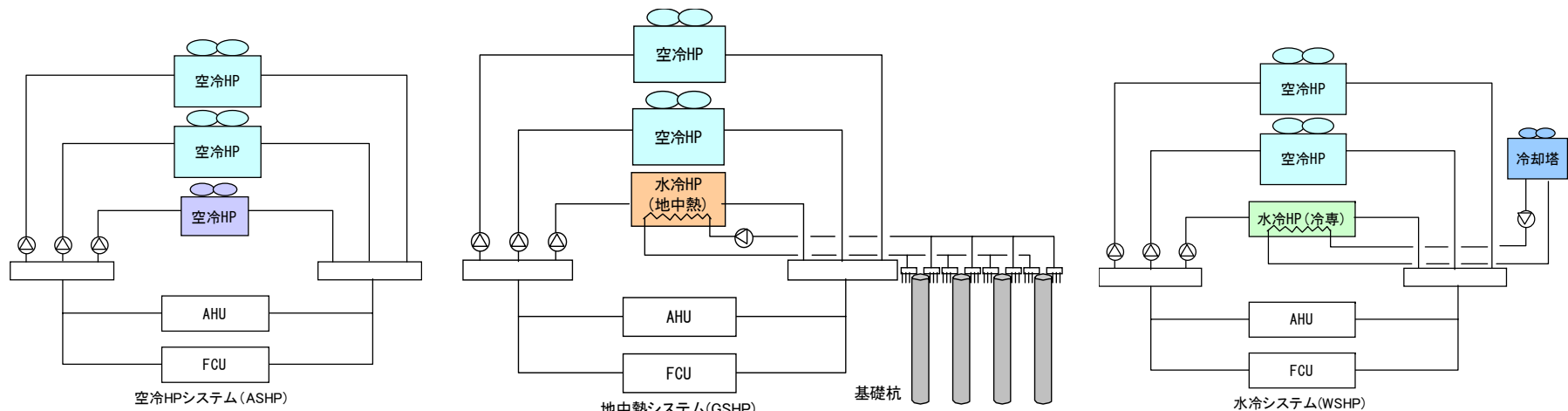


- 千葉実験場周辺
(東京湾岸低地, 下総台地)
→礫・砂・凝灰質泥および腐植質泥
 - 東京都内
(東京低地・武蔵野台地)
→砂および礫
- 地質性状: ほぼ同じ



空調システムの設定

- 熱源機器を台数分割して設置(中央熱源方式)
- 地中熱HP容量: 採放熱予測モデルによる計算結果より杭総本数と杭長を乗じた熱量
- 空冷HP容量: ピーク負荷から地中熱HP容量を差し引いた残りの負荷を2台で分担



空冷HPシステム
ASHP

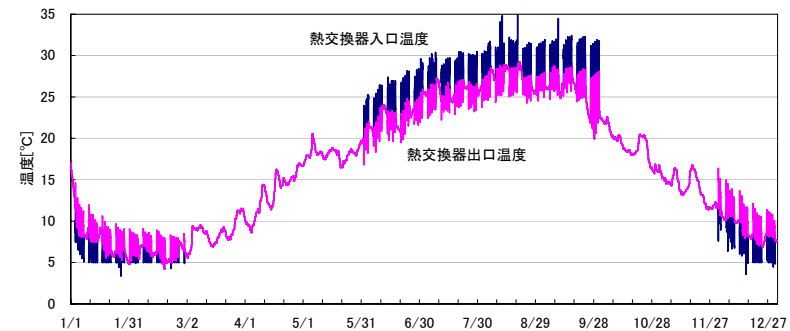
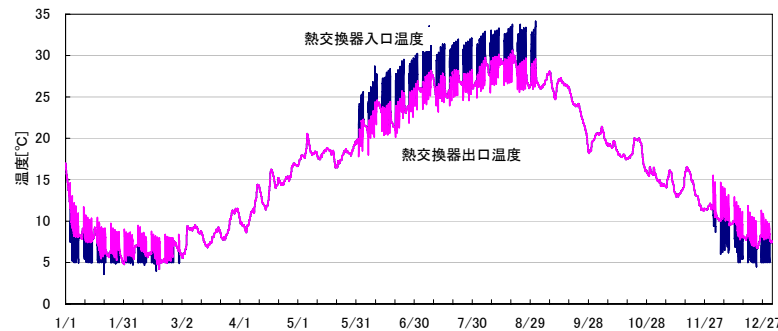
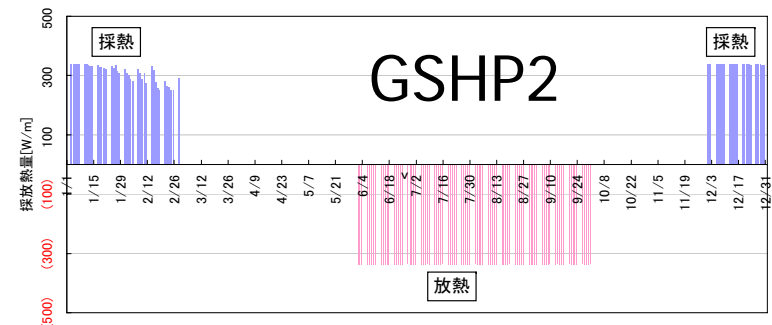
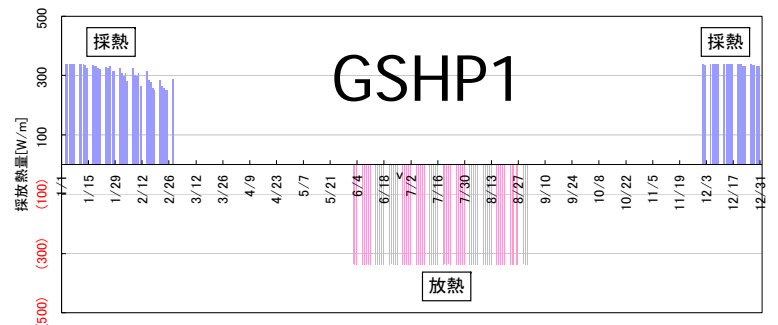
地中熱システム
GSHP1,2(運転方法の違い)

水冷システム
WSHP

採熱量予測モデルによる計算

CASE	GSHP1	GSHP2
運転設定	12~2月(暖房), 6~8月(冷房)	12~2月(暖房), 6~9月(冷房)
運転時間	9~18時(9h) 月~金	暖房時: 9~18時(9h) 月~金 冷房時: 10~17時(7h) 月~金
HP地中熱交換器側 運転温度差	4°C	
HP地中熱交換器側 出口温度設定	暖房時5°C以上で運転 冷房時35°C以下で運転	
地中初期温度	17°C	

- 採熱量予測モデルによる数値シミュレーションを実施
- 地中熱交換器側温度差: 4°C
- 年間平均採放熱量: GSHP1, 2とも 310W/m



各システムの機器設定

冷房					暖房				
ピーク	Mcal/h	534			ピーク	Mcal/h	348		
	kW	619				kW	404		
	RT	177				RT	115		
		空冷HPシステム	地中熱システム	水冷システム			空冷HPシステム	地中熱システム	水冷システム
放熱量	W/m本	-	310	-	採熱量	W/m本	-	310	-
杭長さ	m	-	20	-	杭長さ	m	-	20	-
本数	本	-	30	-	本数	本	-	30	-
放熱量	kW	-	186.0	-	放熱量	kW	-	186.0	-
熱源1	機器	空冷120HP			熱源1	機器	空冷120HP		
	Mcal/h	248.4	248.4	248.4		Mcal/h	220.1	220.1	220.1
	kW	288.2	288.2	288.2		kW	255.3	255.3	255.3
	RT	82	82	82		RT	73	73	73
	比率	38.1%	38.9%	38.9%		比率	36.8%	36.9%	50.0%
熱源2	機器	空冷120HP			熱源2	機器	空冷120HP		
	Mcal/h	248.4	248.4	248.4		Mcal/h	220.1	220.1	220.1
	kW	288.2	288.2	288.2		kW	255.3	255.3	255.3
	RT	82	82	82		RT	73	73	73
	比率	38.1%	38.9%	38.9%		比率	36.8%	36.9%	50.0%
熱源3	機器	空冷75HP	水冷60HP	水冷60HP	熱源3	機器	空冷75HP	水冷60HP	
	Mcal/h	155.3	141.4	141.4		Mcal/h	157.2	156.6	
	kW	180.1	164.0	164.0		kW	182.4	181.7	
	RT	51	47	47		RT	52	52	
	比率	23.8%	22.2%	22.2%		比率	26.3%	26.2%	
出力合計	Mcal/h	652.2	638.3	638.3	出力合計	Mcal/h	597.4	596.8	440.2
	kW	756.5	740.4	740.4		kW	693.0	692.3	510.6
	RT	216	211	211		RT	198	197	146

エネルギーシミュレーション概要

建物データ入力

- ・所在地, 建物用途, 床面積
- ・計算年カレンダー設定



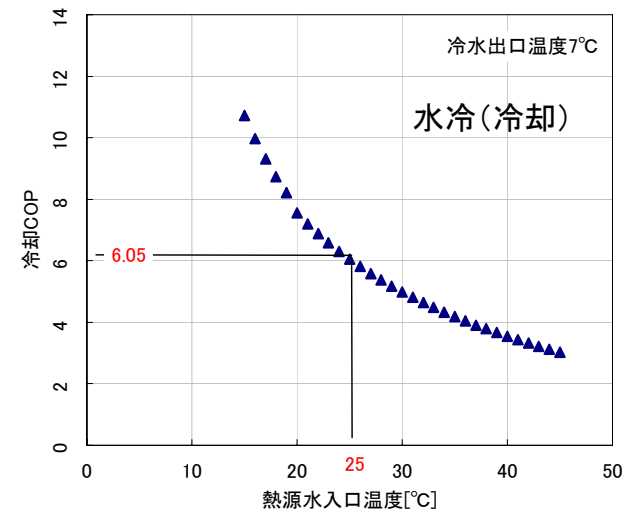
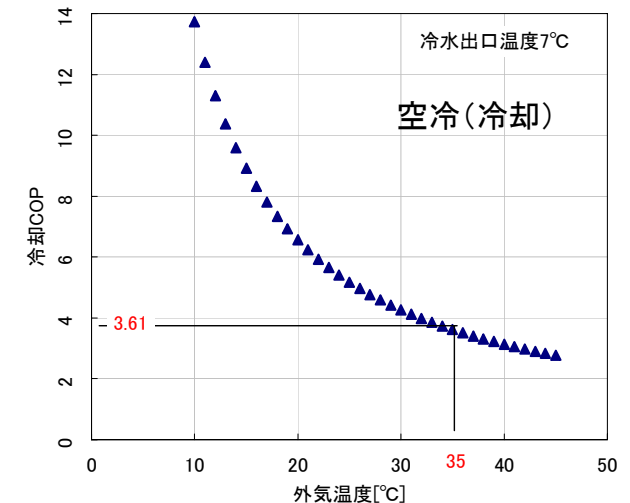
年間毎時負荷計算(冷房・暖房)

- ・年間負荷原単位(空気調和・衛生工学会負荷ライブラリーデータ^{文4)})から、各月の負荷比率・時刻パターン(冷房期・暖房期・中間期別、平日・土曜・休日の時刻負荷比率)により各月の時刻負荷データ^{文5)}を計算

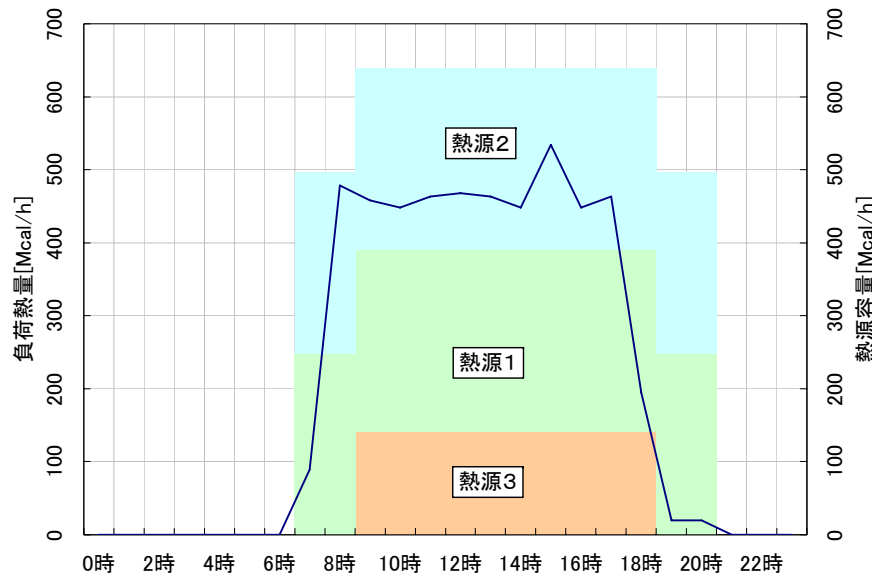


システム計算(熱源機器の設定に従い年間8760時間の運転計算)

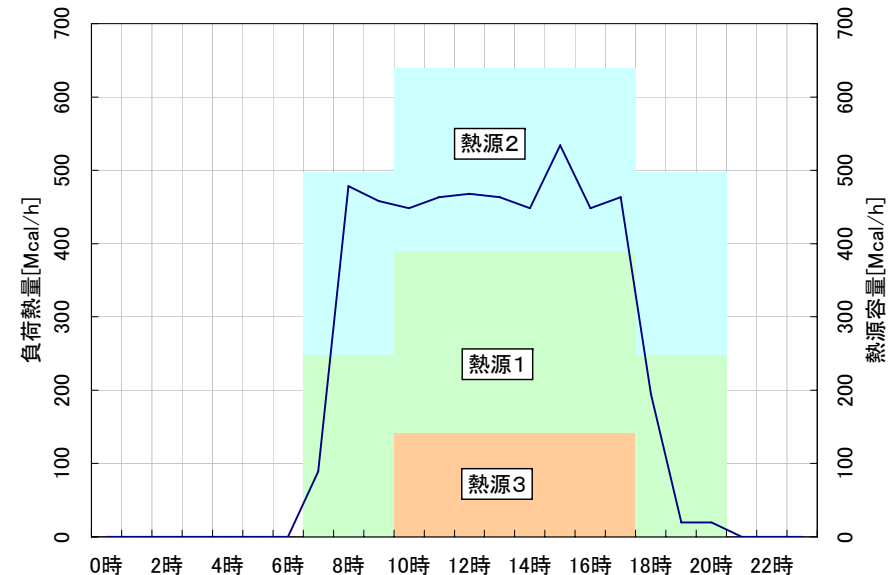
- ①時刻負荷に対し設定運転順位に機器を運転
 - ・冷凍機: 運転可能な全機種で均等負荷率運転
- ②機器エネルギー消費量
 - ・機器特性データにより、該当負荷率時の部分負荷効率を算出
 - 空冷式: 毎時の外気温度により機器特性データの部分負荷効率テーブルによりCOPを算出
 - 水冷式: 毎時外気温度・湿球温度データにより冷却塔の出口水温を算出し、機器特性データの部分負荷効率テーブルによりCOPを算出
 - 地中熱: FEFLOWで計算を行った地中熱交換器出口水温より、機器特性データの部分負荷効率テーブルによりCOPを算出
 - ・エネルギー消費量 = 処理負荷 / (定格COP × 部分負荷効率)
- ③補機動力
 - ・各機器ごとにポンプ動力・冷却塔動力・補給水量・オーバーフロー水量を計算



熱源運転方法



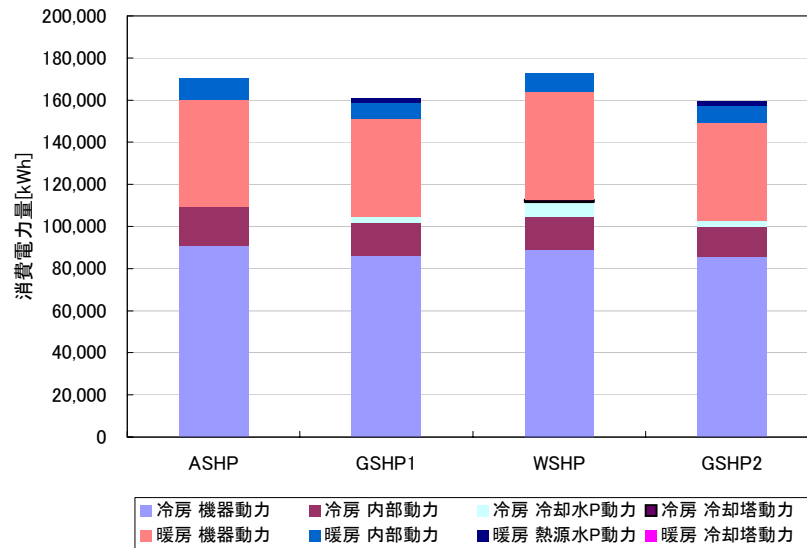
ASHP, GSHP1, WSHP



GSHP2

- 各システム熱源3(地中熱)をベース運転。熱源1・2(空気熱源)の順で運転(6~8月)
- GSHP1: 6~8月・9~18時とGSHP2: 6~9月・10~17時
- 9月および中間期(3~5, 10~11月)は熱源1, 2の順で運転
- 各システム熱源3をベース運転。熱源1の順で運転(12~2月)
- WSHP: 熱源3が冷房専用機のため、熱源1で運転

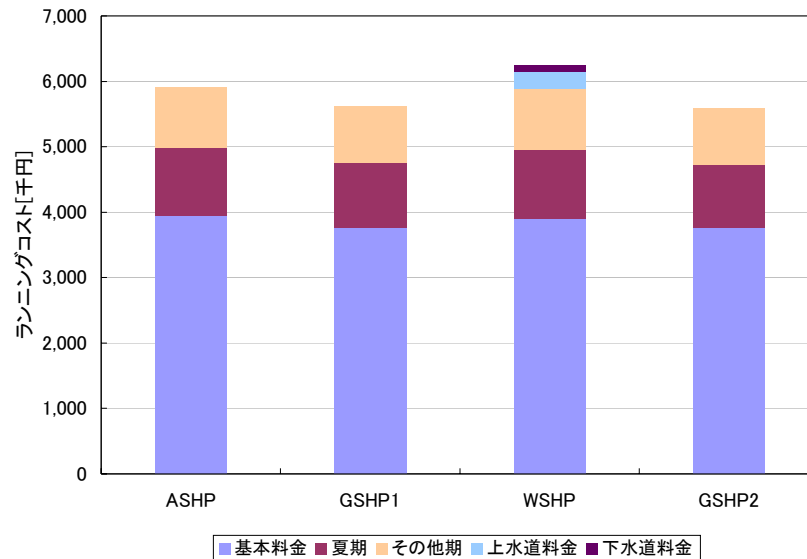
エネルギー消費量計算結果



			ASHP	GSHP1	WSHP	GSHP2
冷房	機器動力	kWh	90,820	86,211	88,773	85,355
	内部動力	kWh	18,326	15,686	15,686	14,701
	冷却水P動力	kWh	0	2,442	7,260	2,605
	冷却塔動力	kWh	0	0	990	0
暖房	機器動力	kWh	51,159	46,876	51,102	46,818
	内部動力	kWh	10,218	7,584	8,806	7,584
	熱源水P動力	kWh	0	2,098	0	2,098
	冷却塔動力	kWh	0	0	0	0
合計			170,523	160,897	172,618	159,160
削減比				94%	101%	93%

- ASHPを100%した場合: GSHP1 94%, GSHP2 93%
→ GSHP2: 6~7%エネルギー削減
- WSHP: 冷房時の機器動力はASHP少ない。冷却水ポンプ・冷却塔動力が増えるため、ASHPよりもエネルギー消費量が増える

ランニングコスト



業務用6kV契約		ASHP	GSHP1	WSHP	GSHP2
基本料金	1,560 円/kW・月	3,949	3,763	3,903	3,763
夏期	12.02 円/kWh	1,030	991	1,051	970
その他期	10.93 円/kWh	927	858	931	857
上水道料金	415.00 円/m ³	-	-	256	-
下水道料金	345.00 円/m ³	-	-	107	-
合計		5,907	5,612	6,248	5,591
削減比			95%	106%	95%

- GSHP1 : 5%(295千円)のコスト削減
- GSHP2 : 削減比としてはGSHP1とほぼ同じく5%
→ コストは316千円年間で削減
- WSHP : 冷却塔補給水の上水道料金 + オーバーフローによる下水道料金が加算。6%コスト増加

COP, S.COP比較

COP	ASHP	GSHP1	WSHP	GSHP2	SCOP	ASHP	GSHP1	WSHP	GSHP2
冷房	4.69	5.86	5.14	6.04	冷房	3.99	4.17	3.86	4.24
凝縮器入口[°C]	27.2	25.7	29.2	24.9	暖房	3.06	3.33	3.14	3.33
暖房	3.60	4.29	-	4.30	年間	3.65	3.87	3.61	3.92
蒸発器入口[°C]	8.7	9.2	-	9.2					

*1 湿球温度:21.4°C 冷却塔入口温度設定35°C(JIS規格)

*2 ASHP定格COP:冷却3.61(冷水:7°C, 外気:35°C) 加熱3.48(温水:45°C, 外気:7°C)

*3 GSHP定格COP:冷却6.05(冷水:7°C, 熱源水:25°C) 加熱4.53(温水:45°C, 熱源水:12°C)

*4 WSHP定格COP:冷却4.99(冷水:7°C, 熱源水:30°C)

熱源機器単体COP

- GSHP1:冷房5.86, 暖房4.29 → 高効率運転
- GSHP2:冷房6.04, 暖房4.30 → GSHP1よりも効率的な運転

S.COP

- GSHP2:3.92 → 4システム中最も高い

単純投資回収年数

空調方式	諸元	ASHP	GSHP1		GSHP2	WSHP
			旧施工法	新施工法	運転日変更	
ASHP	kW	180.1	-	-	-	-
GSHP	kW	-	164	164	164	164
ランニングコスト	システム全体	5,907	5,612	5,612	5,591	6,248
差額	通常システムと地中熱	-	295	295	316	-342
空冷HP(冷温水仕様)	9,900 千円 見積価格 40%	9,900	-	-	-	-
水冷HP(冷温水仕様)	6,960 千円 見積価格 40%	-	6,960	6,960	6,960	-
水冷HP(冷水仕様)	6,960 千円 見積価格 40%	-	-	-	-	6,960
同上設置工事*	216 千円 / 150 kW	259	236	236	236	236
熱源水ポンプ*	589.8 l/min 3.7 kW 18mmAq	-	270	270	270	-
同上設置工事*		-	30.1	30.1	30.1	-
熱源水ポンプ*	471.2 l/min 11.0 kW 32 mmAq	-	-	-	-	460
同上設置工事*		-	-	-	-	48.4
熱源水配管	3,130 円/4m 50A SGP ねじ接合		196	196	196	59
支持材	熱源水配管費の60%		117	117	117	35
同上設置工事*	3,470 円/m 50A SGP ねじ接合	-	868	868	868	260
冷却塔*		-	-	-	-	448
同上設置工事*		-	-	-	-	33.3
杭工事費(旧施工法)	¥14,564 20 m 30 本	-	8,738	-	-	-
杭工事費(新施工法)	¥6,153 20 m 30 本	-	-	3,692	3,692	-
純工事費計		10,159	17,415	12,369	12,369	8,540
一般管理費	15%	1,524	2,612	1,855	1,855	1,281
請負金額		11,683	20,027	14,224	14,224	9,821
差額	ASHPとの差	-	8,344	2,541	2,541	-1,862
回収年数		-	28.3	8.6	8.0	-

LCCO₂

【地中熱システム 6~8月冷房 9~18時】

機器名称	諸元	製品重量	更新周期 (年)	更新回数 (回)	行部門名称	CO ₂ 排出量 (kg-CO ₂ /☆)	☆印 単位	CO ₂ 排出量 (kg-CO ₂)
冷凍機	164 kW	1600 kg	20	2	冷凍機・温湿調整装置	5.660	kg	27,168
熱源水ポンプ	589 L/min	117 kg	20	2	ポンプ及び圧縮機	4.541	kg	1,594
地中熱交換用配管(20A)	4800 m	0.43 kg/m	60	0	塩化ビニル樹脂	1.728	kg	3,567
冷却水配管(50A)	250 m	5.31 kg/m	20	2	普通鋼鋼管	1.391	kg	5,540
消費電力量	160,897 kWh/年				事業用電力	0.564	kWh	5,444,739
合計								5,482,608
						91,377 kg-CO ₂ /年		6.1%

【地中熱システム 6~9月冷房 10~17時】

機器名称	諸元	製品重量	更新周期 (年)	更新回数 (回)	行部門名称	CO ₂ 排出量 (kg-CO ₂ /☆)	☆印 単位	CO ₂ 排出量 (kg-CO ₂)
冷凍機	164 kW	1600 kg	20	2	冷凍機・温湿調整装置	5.660	kg	27,168
熱源水ポンプ	589 L/min	117 kg	20	2	ポンプ及び圧縮機	4.541	kg	1,594
地中熱交換用配管(20A)	4800 m	0.43 kg/m	60	0	塩化ビニル樹脂	1.728	kg	3,567
冷却水配管(50A)	250 m	5.31 kg/m	20	2	普通鋼鋼管	1.391	kg	5,540
消費電力量	159,160 kWh/年				事業用電力	0.564	kWh	5,385,973
合計								5,423,841
						90,397 kg-CO ₂ /年		7.1%

【空冷システム】

機器名称	諸元	製品重量	更新周期 (年)	更新回数 (回)	行部門名称	CO ₂ 排出量 (kg-CO ₂ /☆)	☆印 単位	CO ₂ 排出量 (kg-CO ₂)
冷凍機	180 kW	4000 kg	20	2	冷凍機・温湿調整装置	5.660	kg	67,920
消費電力量	170,523 kWh/年				事業用電力	0.564	kWh	5,770,500
合計								5,838,420
						97,307 kg-CO ₂ /年		0.0%

【水冷システム】

機器名称	諸元	製品重量	更新周期 (年)	更新回数 (回)	行部門名称	CO ₂ 排出量 (kg-CO ₂ /☆)	☆印 単位	CO ₂ 排出量 (kg-CO ₂)
冷凍機	164 kW	1600 kg	20	2	冷凍機・温湿調整装置	5.660	kg	27,168
熱源水ポンプ	471 L/min	223 kg	20	2	ポンプ及び圧縮機	4.541	kg	6,416
冷却塔	1.5 kW	158 kg	20	2	冷凍機・温湿調整装置	5.660	kg	25
冷却水配管(50A)	75 m	5.31 kg/m	20	2	普通鋼鋼管	1.391	kg	1,662
消費電力量	172,618 kWh/年				事業用電力	0.564	kWh	5,841,386
上水道量	618 m ³ /年				上水道・簡易水道	0.992	m ³	36,769
下水道量	309 m ³ /年				下水道	3.061	m ³	56,729
合計								5,970,156
						99,503 kg-CO ₂ /年		-2.3%

まとめ

- 地中熱システムと他熱源システムとのフーズブルスタディを行い、ライフサイクルなどを評価。
- ASHPを100%した場合、運転期間を長くしたGSHP2は93%と7%のエネルギー削減効果。
- 地中熱システムの運転は、運転期間を長く、1日の運転時間を短く、外気温度が高い時間帯に運転することが望ましい。
- GSHP2で熱交換杭を配管接続工法にした場合、単純投資回収年数は8.0年となり、開発目標の10年以内を達成した。
- GSHP2のLCCO₂は7%の削減。地球環境保全の立場からも有効なシステムであることを確認

今後の展開



- 熱交換器形状の検討を行った事務所ビル(前川製作所新本社)での適用が決定
- 2007年1月から地中熱交換器の施工を実施(杭径2m × 杭長37m × 本数20本)
- 施工から竣工後の運転状況のフォローなど実施予定

関東地方における地中熱利用の課題

地中熱利用に関する理(誤)解

- 地中熱利用は高コストである。
- 地中熱利用は寒冷地対応技術である。
- 地中熱利用は省エネルギー技術である。
- 地中熱利用はヒートアイランド対策に最適である。
- 地中熱利用は地球環境を救う。
- 地中熱利用は人気がない(ある)。

地中熱利用は高コスト(か?)

- ボーリング費用: 8000~12000円/m
- 費用回収年 30~50年(ボアホール方式)
7~20年(基礎杭方式)

数値だけを見れば、高コストであることは明らか

低コストになる可能性はないか?

ボーリングコスト試算

(100mのボーリングを行ったときの費用)

機器稼働件数/年	10	20	40	40	40	40
必要日数/本	4	4	4	2	2	2
必要人数/本	2	2	2	2	1	1
ボーリング数/サイト	1	1	1	1	1	10
消耗品費	10万円	10万円	10万円	10万円	10万円	10万円
小計	100万円 (10000円)	70万円 (7000円)	55万円 (5500円)	43万円 (4300円)	34万円 (3400円)	32万円 (3200円)
合計	115万円 (11500円)	80.5万円 (8050円)	63.3万円 (6330円)	49.5万円 (4950円)	39.1万円 (3910円)	36.8万円 (3680円)

()内は1m当たりの数値。機器の初期コストは5000万円を想定

地中熱利用は高コスト(か?)

- 仕事が増えればコストは下がる。
- 掘削速度が上がればコストは下がる。
- 省力化が進めばコストは下がる。

日本においてもヨーロッパ並みのコストは実現可能(かも)

課題

- 仕事を増やすこと！
- どんな地層でも掘り進む高速マシンの開発
- オートメーションによる省力化

地中熱利用は寒冷地対応技術か？

- 実は寒冷地でもうかうかしてられない。



寒冷地向け高効率ビル用マルチエアコン
ダイキン工業『ホッとエコビルマル』

$COP = 3.28$ (外気温 -10°C)

限界暖房COP

カルノーサイクルを仮定

地方	熱源	熱源温度	室内側温度	COP
北海道	空気熱源	-10°C	45°C	5.79
	地中熱源	5°C	45°C	7.95
関東	空気熱源	5°C	45°C	7.95
	地中熱源	10°C	45°C	9.09

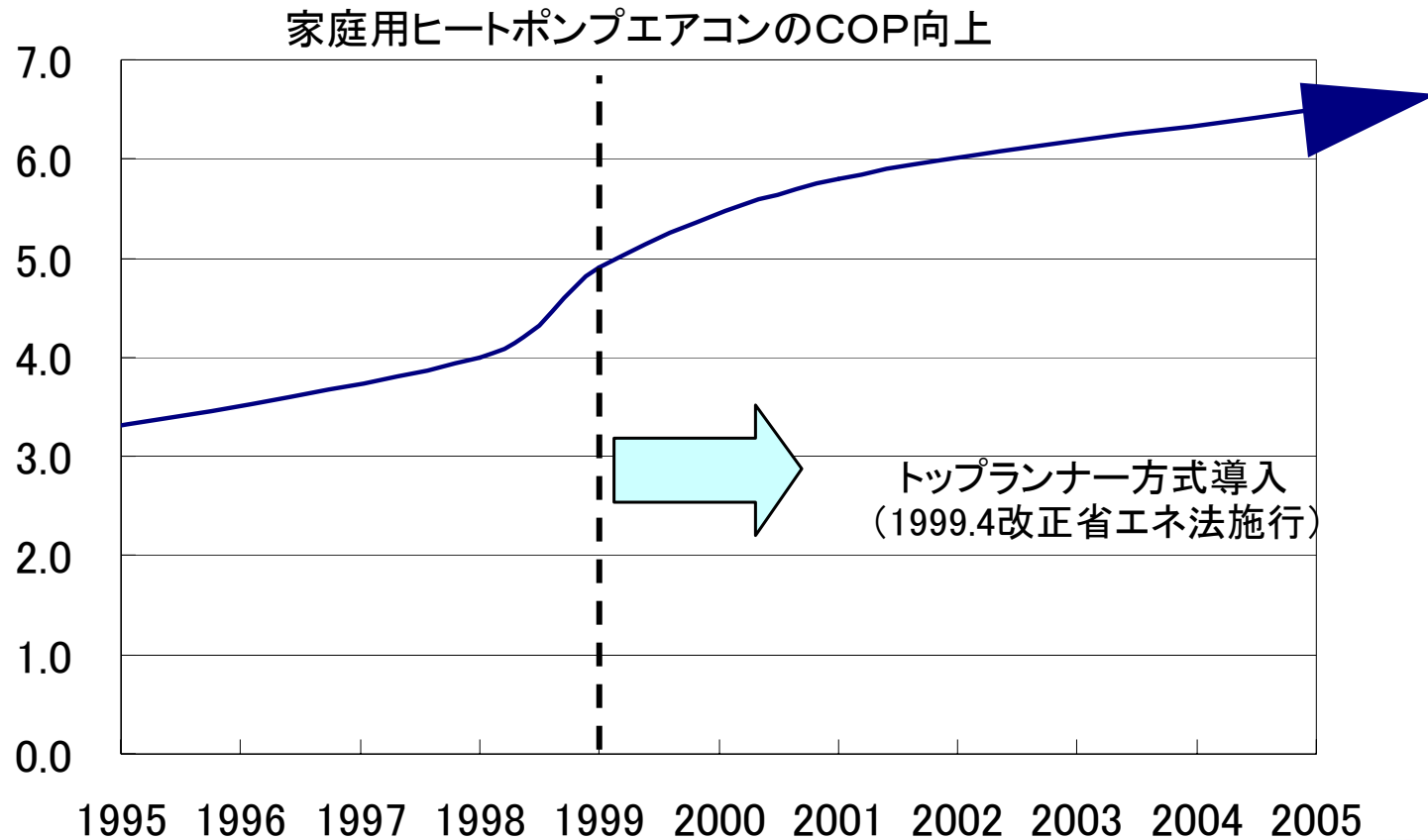
北海道で地中熱HPが達成すべき暖房COPの目標

$$3.28 \times 7.95 / 5.79 = 4.5 \text{ 以上!}$$

関東で地中熱HPが達成すべき暖房COPの目標

$$3.28 \times 9.09 / 5.79 = 5.2 \text{ 以上!}$$

家庭用エアコンのCOP向上 (ヒートポンプ蓄熱センター提供)



COP(エネルギー消費効率) = 冷房能力または暖房能力 / 消費電力量
<グラフ中のデータは冷暖平均値(カタログより)>

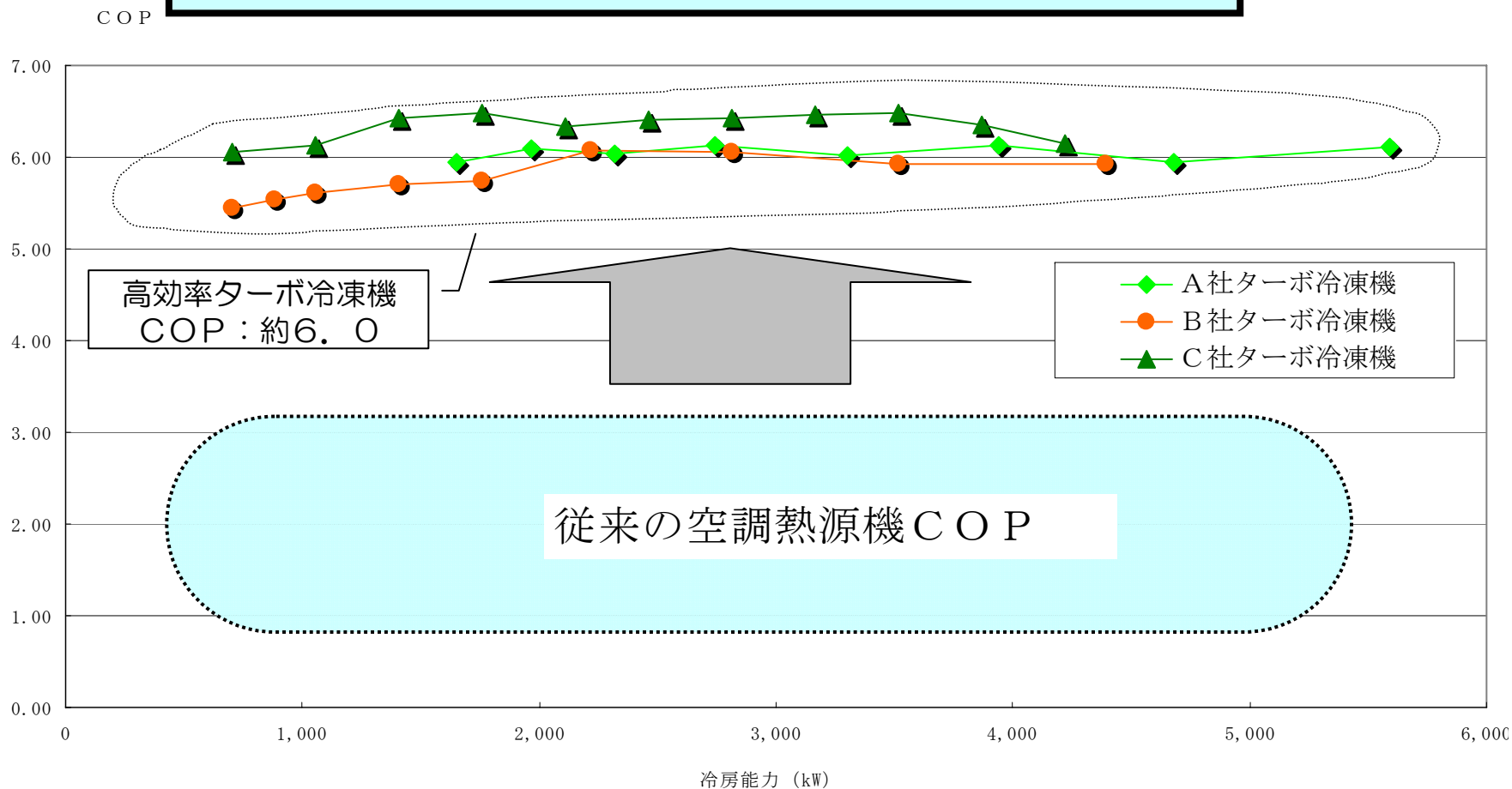


家庭用はトップランナー方式導入により今後益々の効率向上が期待される

ターボ冷凍機のCOP向上

(ヒートポンプ蓄熱センター提供)

ターボ冷凍機のCOPは6以上が主流に



業務用でもヒートポンプを採用したターボ冷凍機が高効率化

限界冷房COP

カルノーサイクルを仮定

地方	熱源	熱源温度	室内側温度	COP
北海道	空気熱源	25°C	7°C	16.55
	地中熱源	15°C	7°C	36.00
関東	空気熱源	30°C	7°C	13.17
	地中熱源	25°C	7°C	16.55

もし関東で空気熱源HP(ターボ冷凍機)がCOP=7.0を達成しているのなら

関東で地中熱HPが達成すべき暖房COPの目標

$$7.0 \times 16.55 / 13.17 = 8.8 \text{ 以上!}$$

課題

- 関東地方において地中熱のもつ温度差エネルギーを有効に利用し、空気熱源システムに対しアドバンテージを保つためには
- 暖房COP=**5.2**以上、冷房COP=**8.8**以上の高効率ヒートポンプシステムの開発が必要

地下水利用ヒートポンプシステム

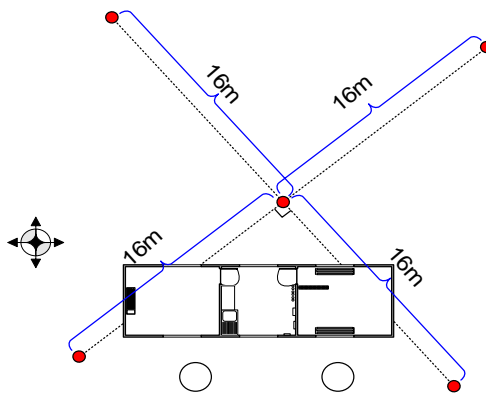
地下水利用ヒートポンプシステムのメリット

地中熱結合方式に比べて少ない井戸数で大きな採熱が可能であり初期コストを下げる事が可能である。

システム概要

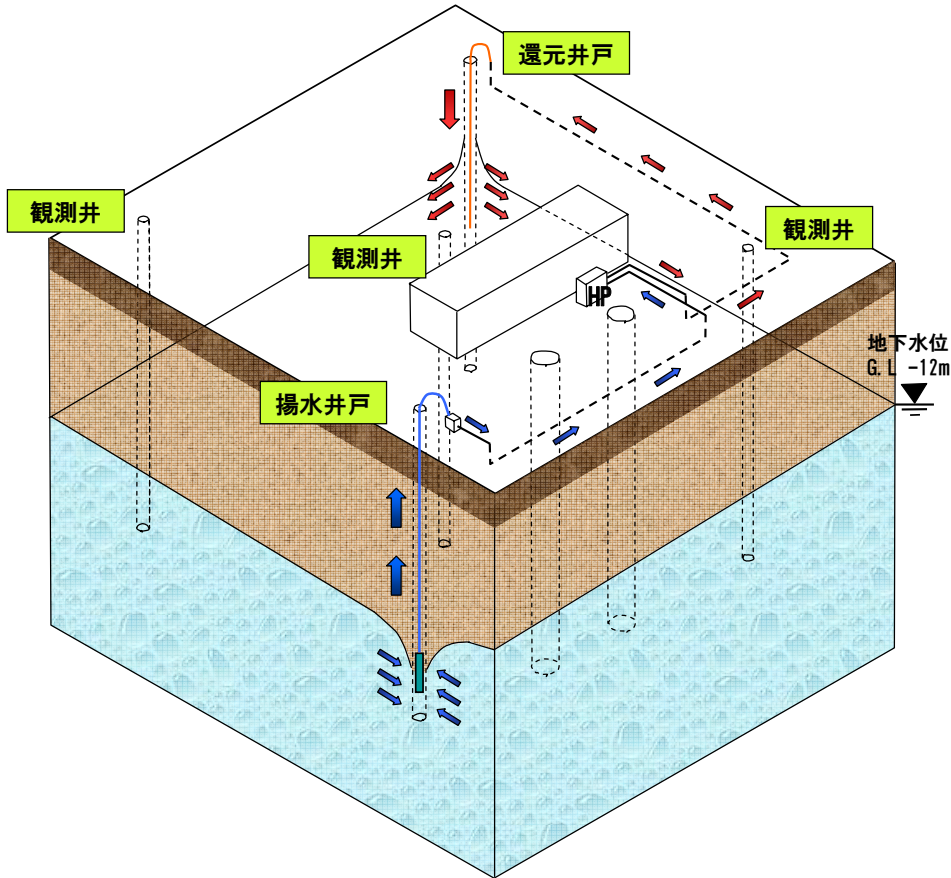
システムの構築

- ・場所: 東京大学生産技術研究所千葉実験所
(千葉県千葉市稲毛所在)
- ・既存の地中熱利用システムを利用
- ・2006年8月に地下水直接利用のシステムを構築



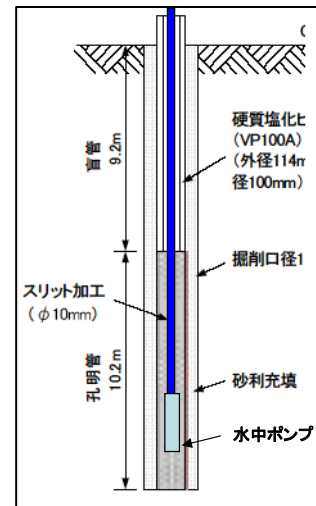
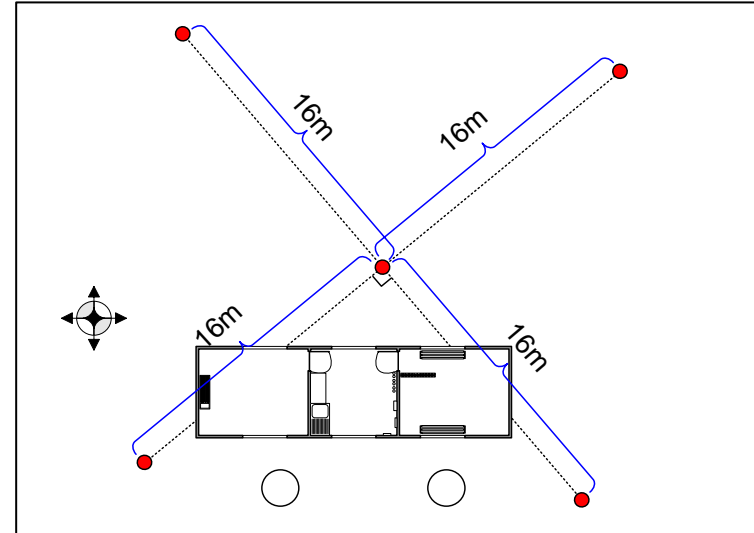
深さ [m]	層厚 [m]	柱状	土質名	色調	記事
1	1.7		ローム		
2	3.2		粘土質 ローム	茶褐色 淡赤褐色	灰白色φ 3cm程度 の軽石片 を含む
3					
4					
5	0.7		凝灰質粘土		
6	1.3		砂質粘土		
7	0.8		粘土質細砂		
8	12.67		微細砂	淡茶褐色	石英粒子 に富む細 粒砂
9					
10					
11					
12					
13					
14					
15					
16					
17					
18					
19					
20					

地下水利用システム実験



本実験装置の特徴

- ①地中熱利用・地下水利用の切り替え可能
- ②揚水(還元)井戸の位置変更可能



揚水井戸の断面図

測定項目

- ①採・放熱量の算出
 - ・揚水量
 - ・揚水・注水温度
 - ・HP出入口温度 (1、2次側)
- ②システムCOPの算出
 - ・水冷HPの消費電力
 - ・冷温水ポンプの消費電力
 - ・揚水ポンプの消費電力
- ③環境測定
 - ・地中温度測定
 - ・地下水の水位測定
 - ・気象条件測定

実験装置



実験所の外見



揚水井戸周辺



配管設置状況



水冷ヒートポンプ



測定機器



実験室内

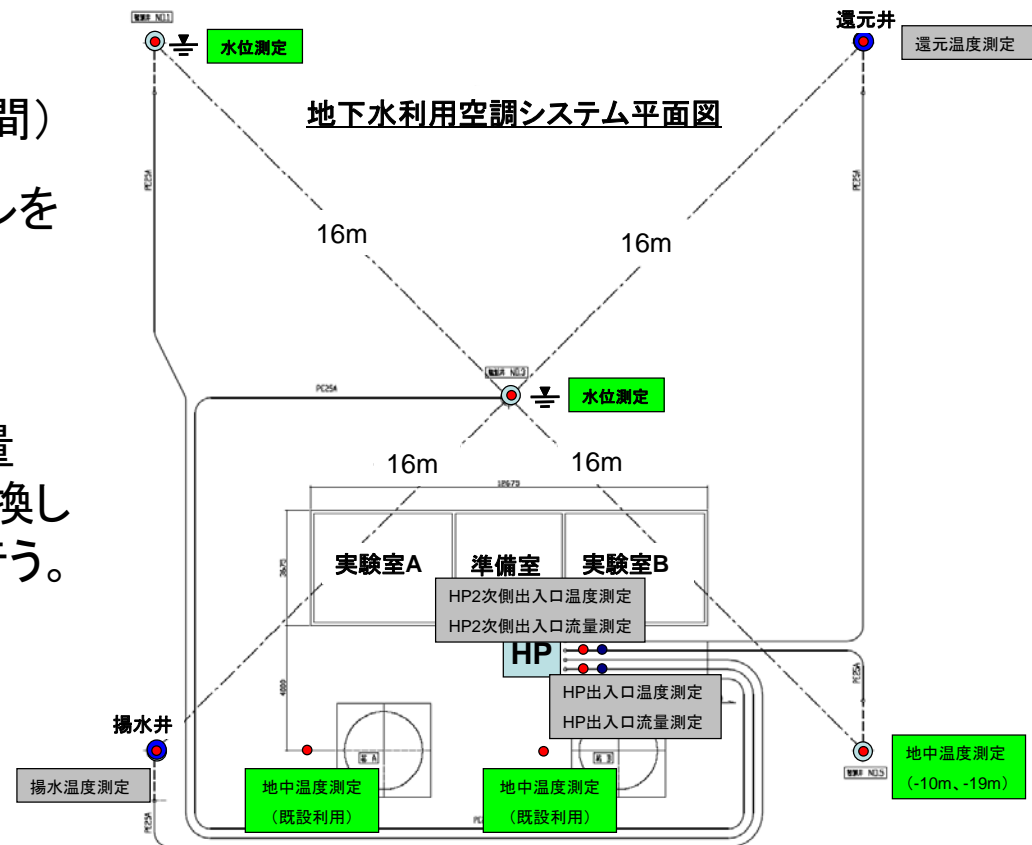
テスト実験

実験スケジュール

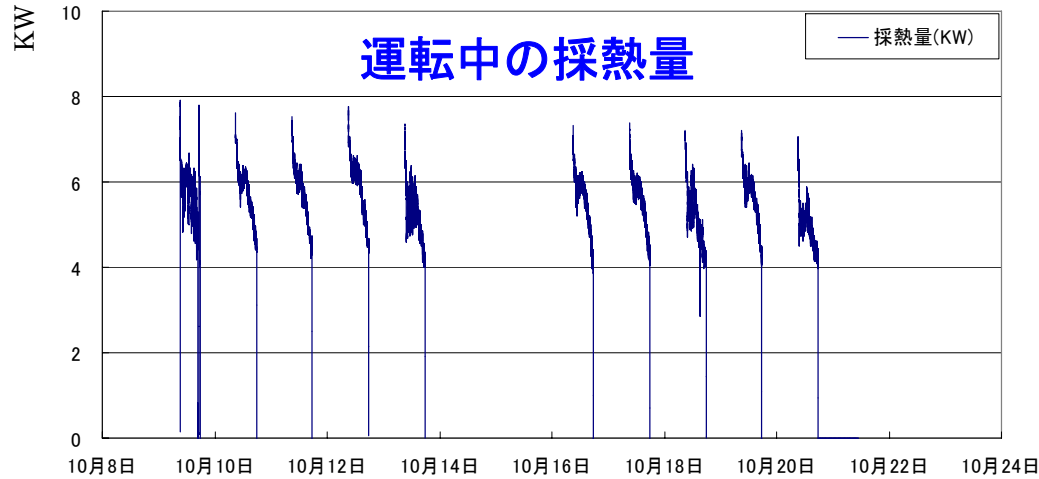
- ・実験期間: 10月9日～10月22日(2週間)
- ・運転スケジュール: 通常のオフィスビルを想定し月～金曜日、朝9時～午後6時

実験方法

- ①揚水井戸(No.4)から一定した揚水量(40 l/min)の地下水を汲み上げ、熱交換した後、還元井戸(No.2)に戻す運転を行う。
- ②模擬負荷はルームエアコン(加熱: 2.8kW)、電気毛布などを利用する。



実験結果

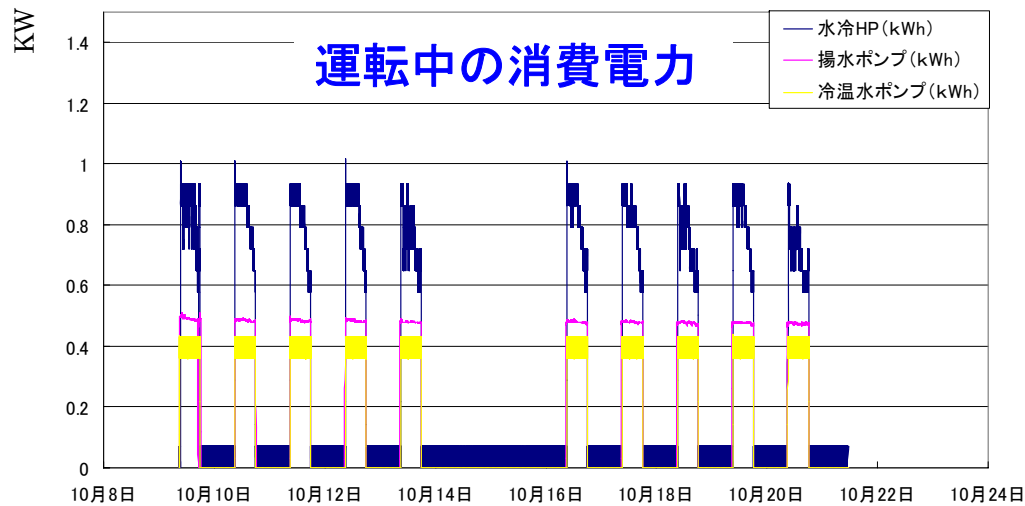


HPのCOP (採・放熱量 / HP消費電力)

$$\doteq 6.6$$

1次側COP (採・放熱量 / (HP消費+揚水ポンプ))

$$\doteq 4.2$$



システムCOP

$$\frac{\text{採・放熱量}}{\text{消費電力 (HP+揚水ポンプ+循環水ポンプ)}}$$

$$\doteq 3.2$$

揚水ポンプ消費電力がヒートポンプ消費電力の約半分を占めている。

数値解析モデル

FEFLOW

- ・ドイツWASY社の地下水・熱移動解析モデル
- ・地下水流動や土壌汚染の解析によく利用されている。

2. 運動量保存法則

1. 質量保存法則

$$\frac{\partial}{\partial t}(\varepsilon_\alpha \rho^\alpha) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\varepsilon_\alpha \rho^\alpha v_i^\alpha) = \varepsilon_\alpha \rho^\alpha Q_\rho^\alpha$$

$$v_i^\alpha + \frac{k_{ij}^\alpha}{\varepsilon_\alpha \mu^\alpha} \left(\frac{\partial p^\alpha}{\partial x_j} - \rho^\alpha g_j \right) = 0$$

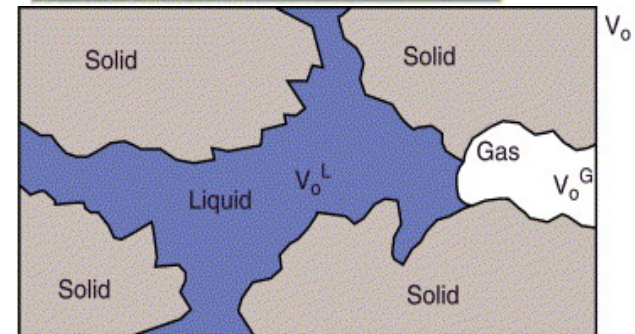
3. エネルギー保存法則

$$\frac{\partial}{\partial t}(\varepsilon_\alpha \rho^\alpha E^\alpha) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\varepsilon_\alpha \rho^\alpha v_i^\alpha E^\alpha) + \frac{\partial}{\partial x_i}(j_{iT}^\alpha) = \varepsilon_\alpha \rho^\alpha Q_T^\alpha$$

4. 自由水面の浸透流

$$-q_n = -\varepsilon v_i \cdot n_i = P_0 \cdot n_l + \varepsilon \frac{\partial B / \partial t}{\left| \frac{\partial x_l}{\partial x_i} \right|} \cdot n_l = \left(P_0 - \varepsilon_e \frac{\partial h}{\partial t} \right) n_l$$

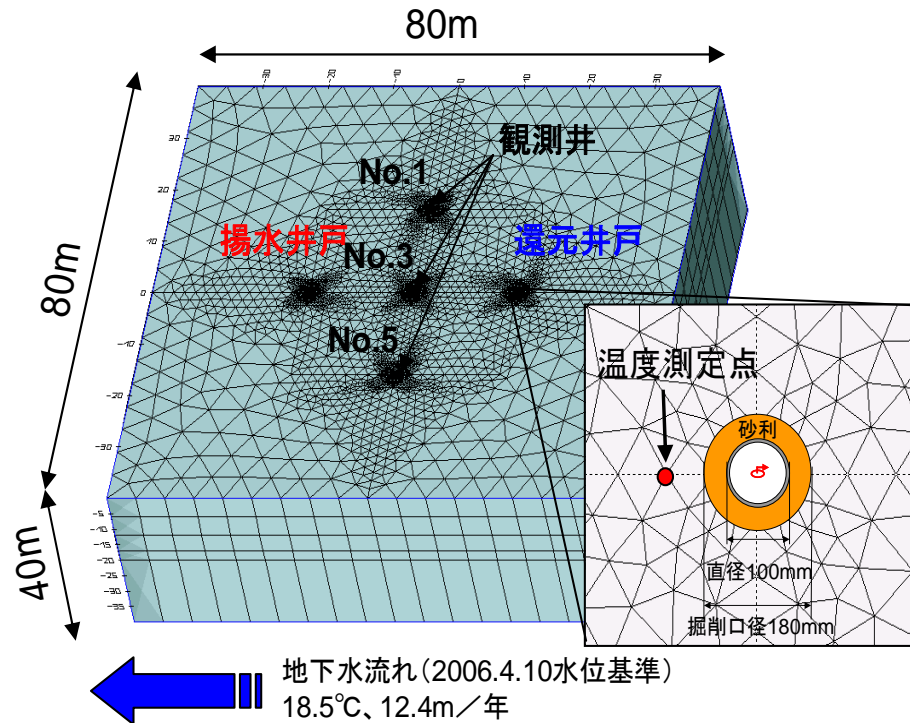
q_n : Darcyフラックス、 ε_e : 有効間隙率、 n_l : ユニットベクトル、 P_0 : 地下水浸透率、 x_l : 標高($h = x_l$)、 v_i : 速度ベクトル、 B : 帯水層厚さ



α : 液水や気水、土壌固体粒子などの各相、 ε : 各 α 相の体積比率 ($0 \leq \varepsilon \leq 1$)、 ρ^α : α 相の密度 [kg/m^3]、 μ^α : α 相の粘性係数 [kg/ms]、 v_i^α : α 相の速度ベクトル [m/s]、 k_{ij}^α : 浸透テンソル (permeability tensor) [m^2]、 Q_ρ^α : 質量発生項、 Q_T^α : エネルギー発生項、 J_{iT}^α : 熱フラックス

解析モデル

解析モデル

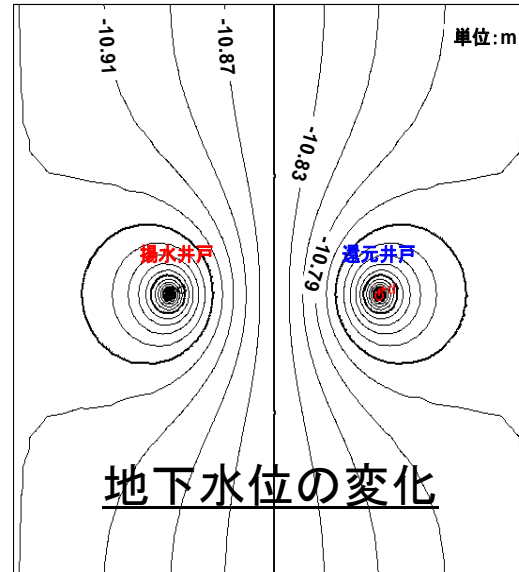
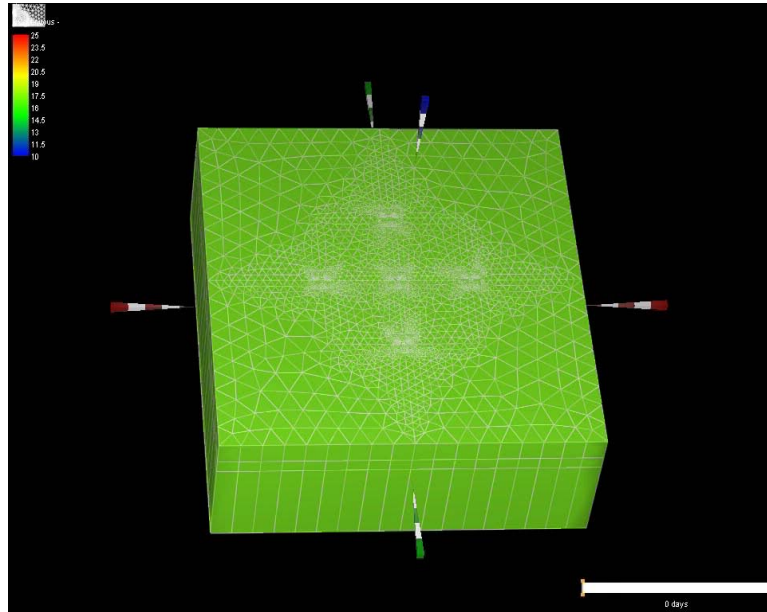


解析条件

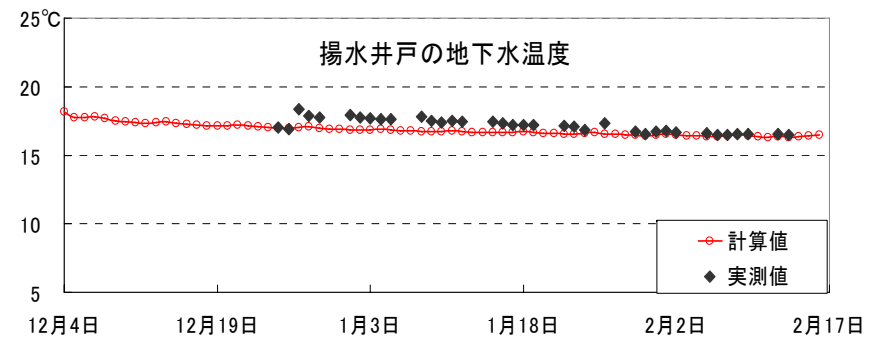
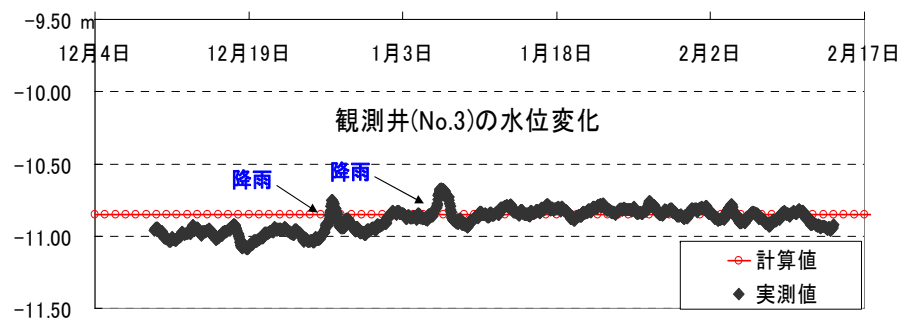
深さ(m)	6	12	40	砂利層
間隙率	0.8	0.4	0.35	0.3
透水係数(10^{-4} m/s)	0.1	1.3	2.1	100
固体部熱伝導率(W/mK)	1.7	2.4	2.7	2.7
固体部熱容量(10^6 J/m ³ K)	3.9	3.0	2.9	2.9

解析結果と実験の比較検証

解析結果



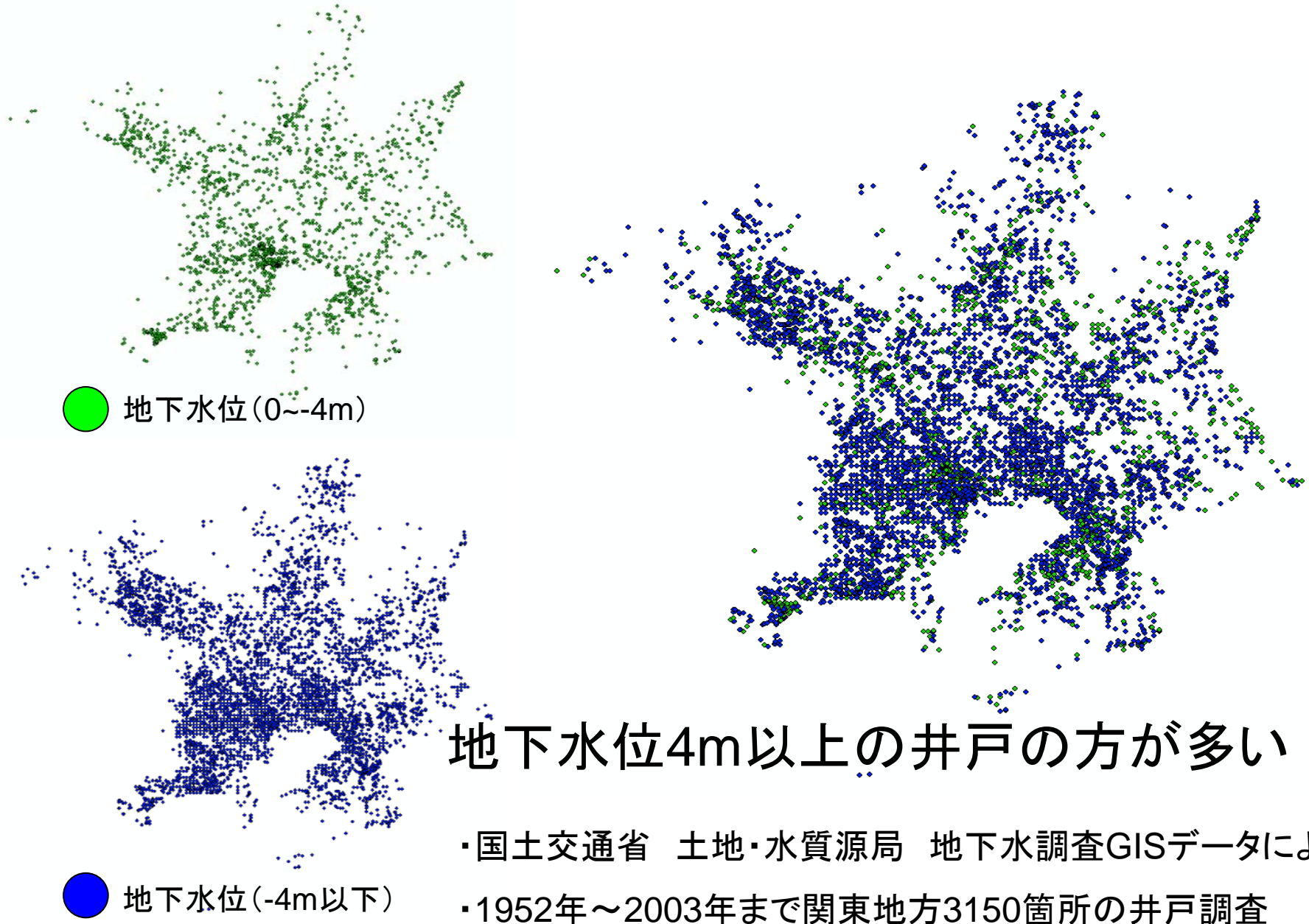
実験との比較検証



地下水利用ヒートポンプシステムの課題

- 揚水ポンプ消費電力がヒートポンプ消費電力の約半分を占めている。
- いくらヒートポンプの効率を良くしても、井戸深度が深い場合には揚水ポンプ動力のため省エネルギーにならない？
- 浅井戸のみに利用可能な技術？

＜関東地方における地下水位の分布＞



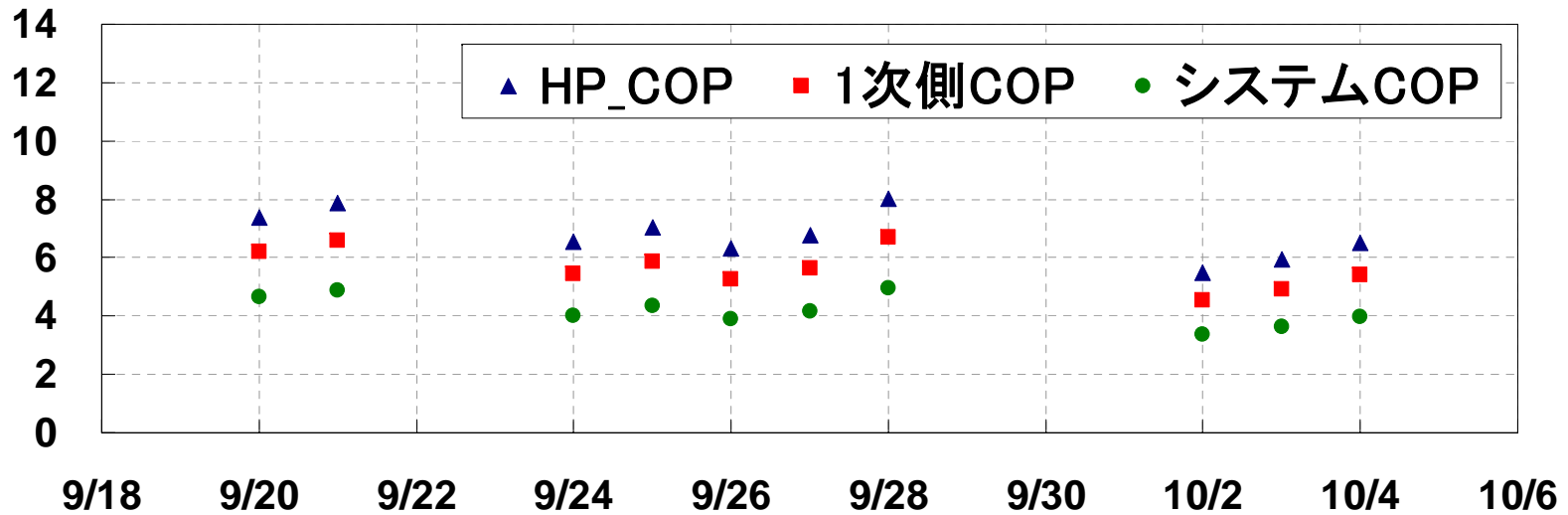
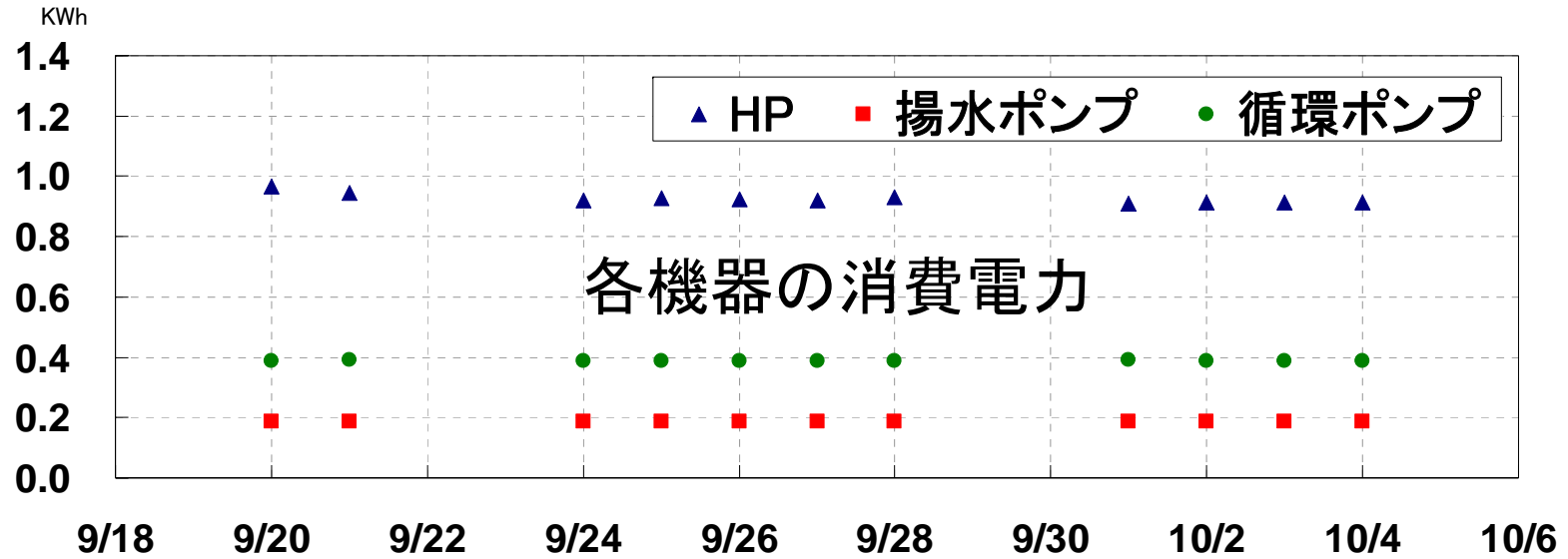
地下水位4m以上の井戸の方が多い！

- ・国土交通省 土地・水質源局 地下水調査GISデータによる。
- ・1952年～2003年まで関東地方3150箇所の井戸調査

揚水ポンプ消費エネルギー削減の試み

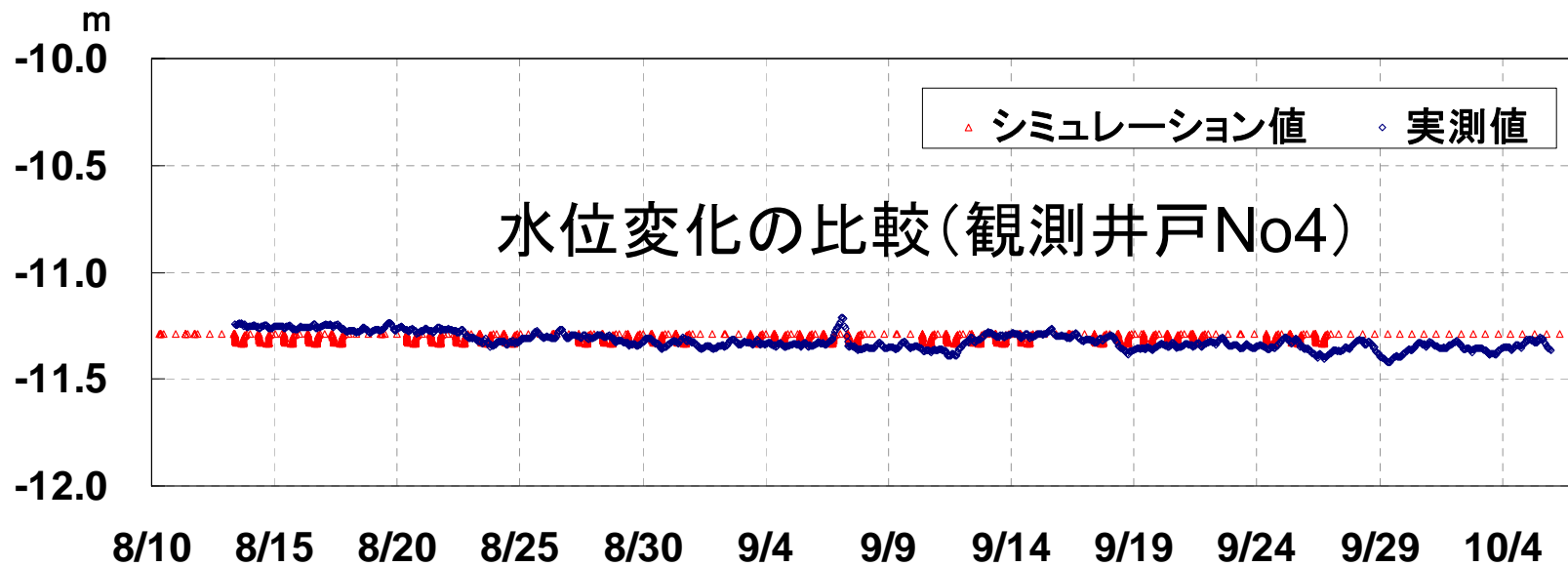
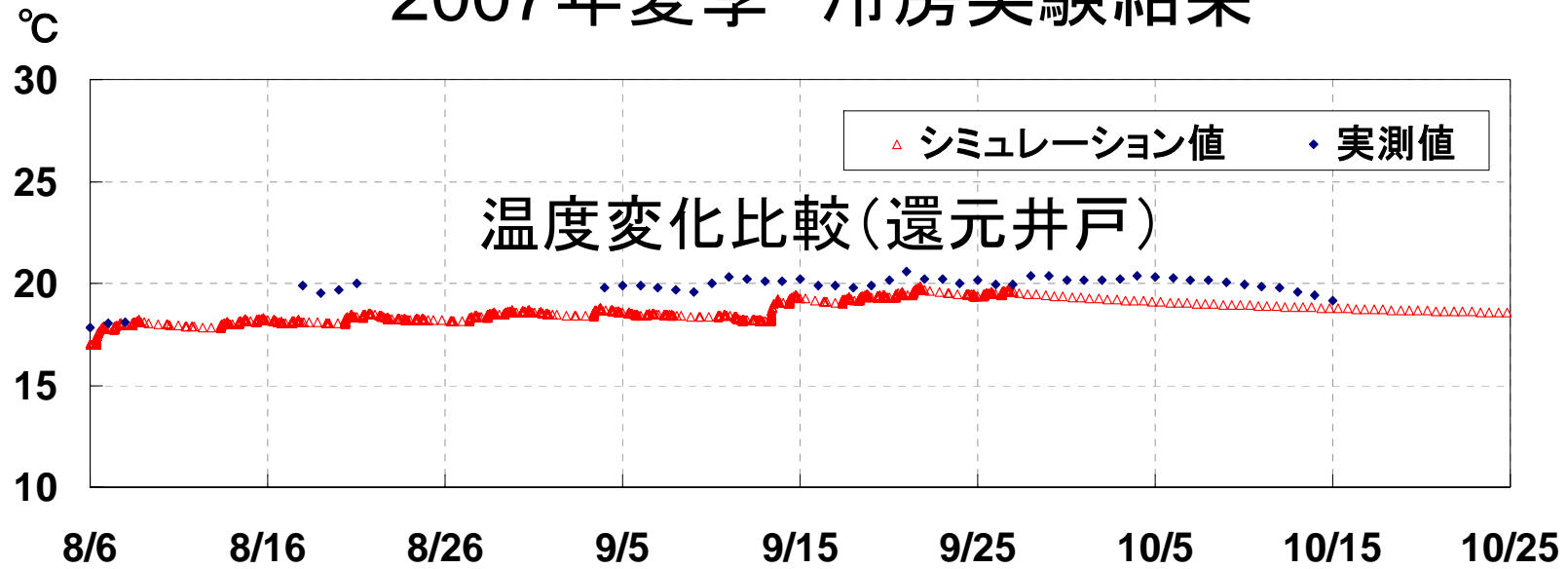
- 揚水ポンプの容量を小さく(600W→370W)し、更にインバータ制御を導入
- 揚水量を小さく(40l/min→29l/min)し温度差を大きく取る。
- 以上の条件で2007年夏季に再実験を行った。

2007年夏季 冷房実験結果



揚水ポンプの消費電力をHPの消費電力の1/5まで低下

2007年夏季 冷房実験結果



関東地方における地下水利用HP システム課題まとめ

- 深井戸でも採用できることが望ましい。
- 揚水動力を出来る限り削減すること。
- 中間期においては大気熱源を利用したほうが有利な場合がある。
- 井戸の目詰まりの防止策を講ずること。

今後の展開

平成19年度NEDOエネルギー合理化技術実用化研究

「地下水循環型空水冷ハイブリッドヒートポンプシステムの研究開発」

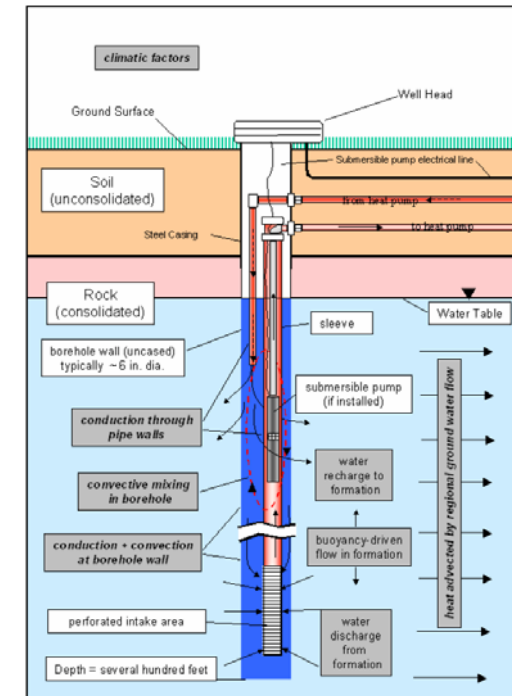
ゼネラルヒートポンプ，東邦地水，東京大学

大気熱源の利用

→ 空水冷ヒートポンプ

揚水ポンプ動力の削減

→ 単管井戸の採用



[\(http://www.hvac.okstate.edu/\)](http://www.hvac.okstate.edu/)