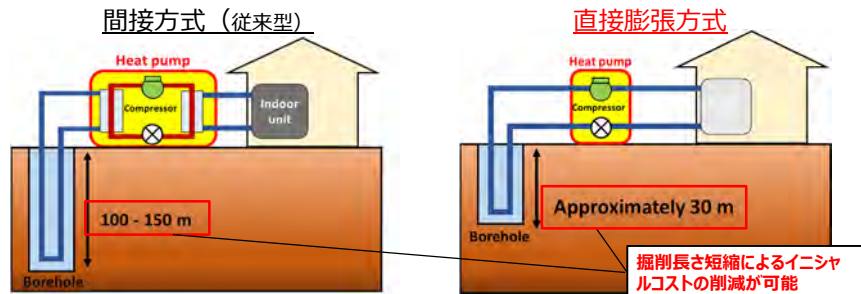
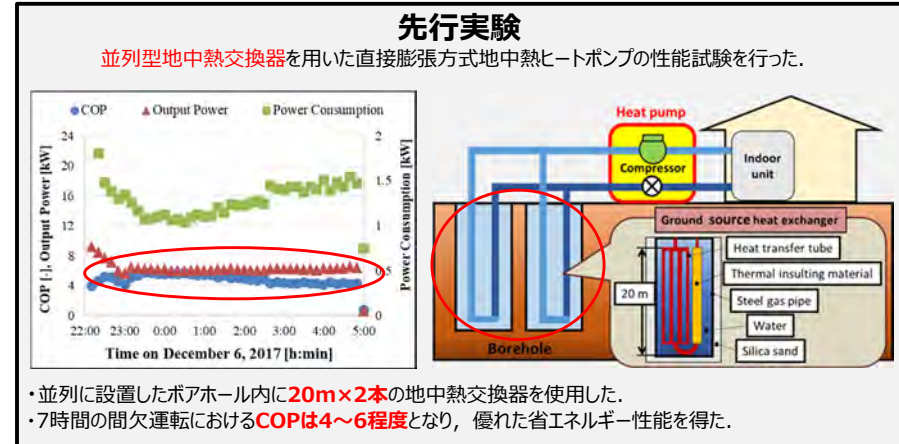


地中熱ヒートポンプ (Ground Source Heat Pump)
 現在, **再生可能エネルギー**の一つである**地中熱を利用したヒートポンプ**が注目されている。
----地中熱ヒートポンプ導入に向けた山梨県の取り組み----
 平成28年3月に策定された山梨エネルギービジョンには, クリーンエネルギーを活用した省エネルギーの取り組みとして**地中熱利用**が明記され, 2030年における**地中熱ヒートポンプの目標導入台数は900台**とされている。しかしながら, **高いインシャルコスト**が普及の妨げとなっている。

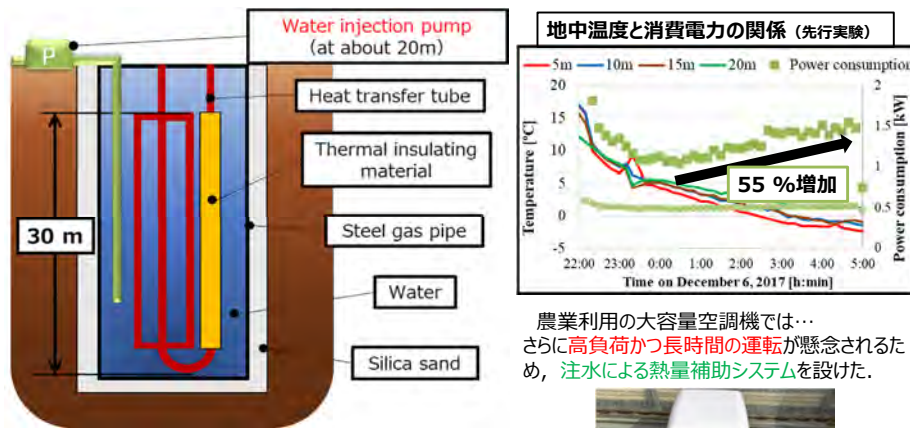


✓ 本研究では, **直接膨張方式地中熱ヒートポンプの利活用を検討し, 普及拡大に貢献する。**



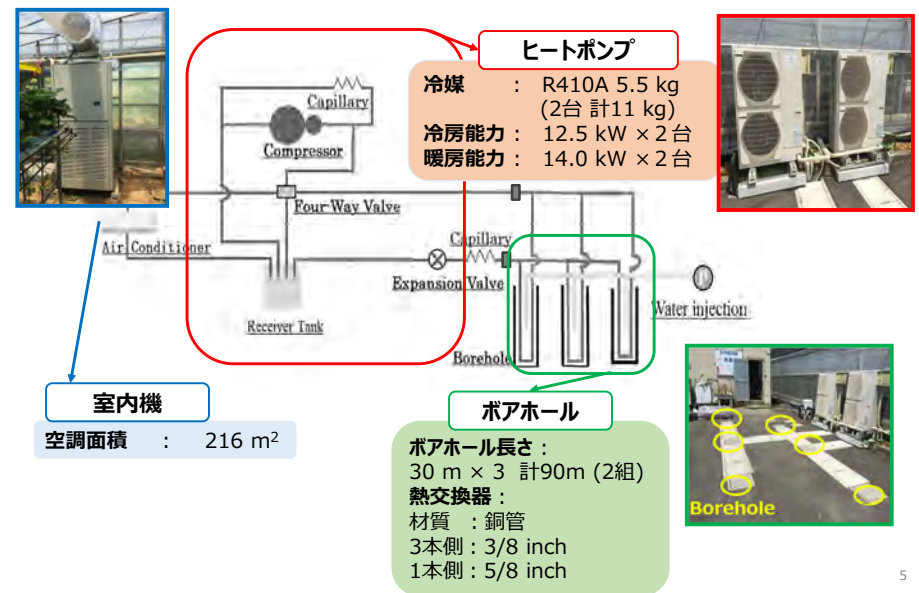
研究目的
 農業用ビニールハウスに**直接膨張式地中熱ヒートポンプ (熱交換器: 30m×3本)**を導入し, 長期間にわたる実証試験を行うことで, **省エネ性能と一次エネルギー削減効果**を検討する。

地中熱交換器



- ✓ 冷房運転時の冷媒循環方向 3本側 → 1本側
- ✓ 暖房運転時の冷媒循環方向 1本側 → 3本側

実験装置



実験条件

実験条件

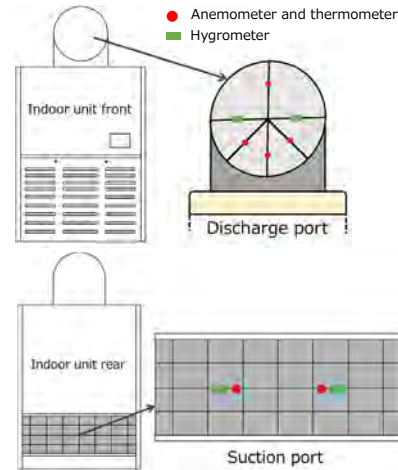
	冷房運転	暖房運転
冷媒	R410A : 5.5 kg	
空調面積	216 m ²	
実施期間	2018年夏季 計43日間	2018年冬季 計70日間
能力	12.5 kW	14.0 kW

評価方法

$$COP = \frac{\Delta h \times \rho \times A \times v}{W}$$

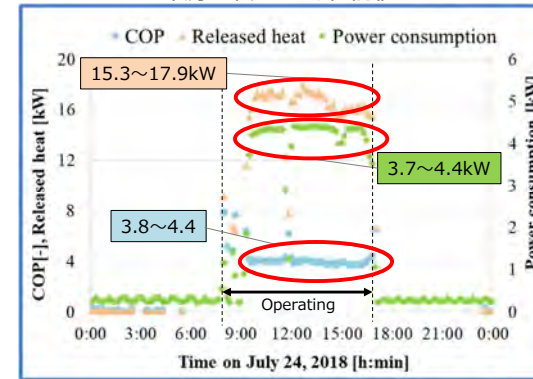
Δh : 室内機出口・入口のエンタルピー差 [kJ/kg]
 ρ : 空気密度 [kg/m³]
 A : 空調機出口外口面積 [m²]
 v : 風速 [m/s]
 W : 消費電力 [kW]

熱量計測



性能評価 (冷房運転)

冷房運転における性能値

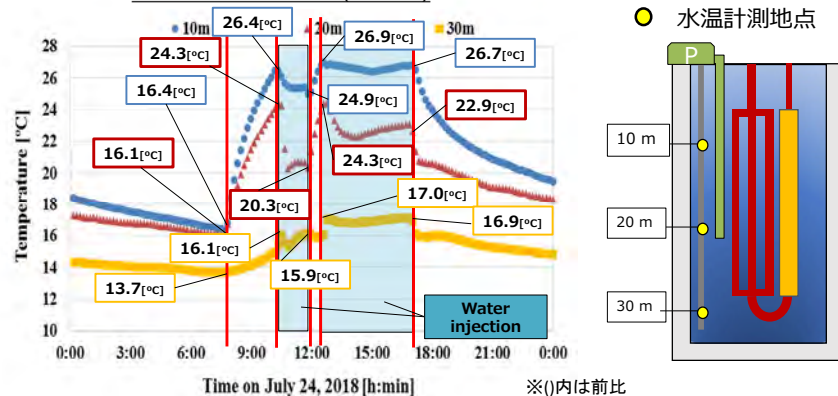


	平均値
取得熱量 [kW] ✓ 空気熱HP 定格出力: 12.5kW	16.1 (負荷率: 129%)
消費電力 [kW]	4.1
COP [-] ✓ 空気熱HP 定格効率: 3.2	4.0

- ✓ 出力や消費電力に大きな変化はなく、運転時間を通してCOPは安定していた。
 ⇒ 運転中は常時十分な放熱を行うことができ、地中との熱交換量に不足はなかった。
- ✓ 定格出力12.5kWに対し、負荷率129%(平均出力値16.1kW)の高負荷運転であった。
 改造前の空気熱ヒートポンプの定格効率と比較しても、高効率である。
 ⇒ 過負荷な環境でも高出力かつ高効率な運転が可能である。

ボアホール内温度 (冷房運転)

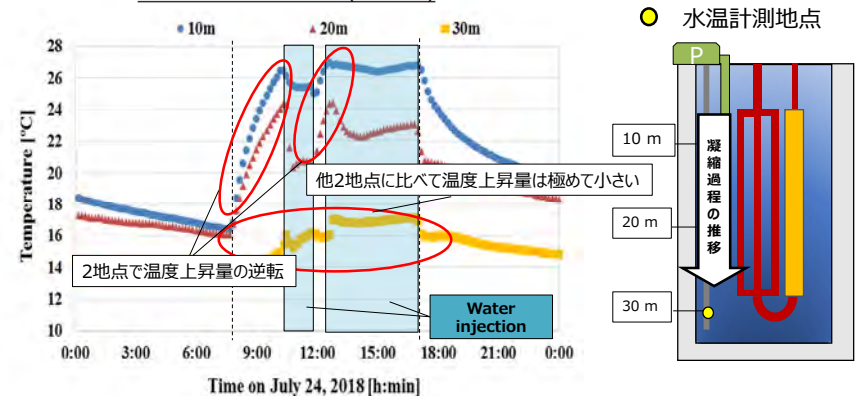
ボアホール内温度変化 (冷房運転)



	運転開始時	1回目注水開始時	1回目注水終了時	2回目注水開始時	運転終了時
水温10m[°C]	16.4	26.4(+10.0)	24.9(-1.5)	26.9(+2.0)	26.7(-0.2)
水温20m[°C]	16.1	24.3(+8.2)	20.3(-4.0)	24.3(+4.0)	22.9(-1.4)
水温30m[°C]	13.7	16.1(+2.4)	15.9(-0.2)	17.0(+1.1)	16.9(-0.1)

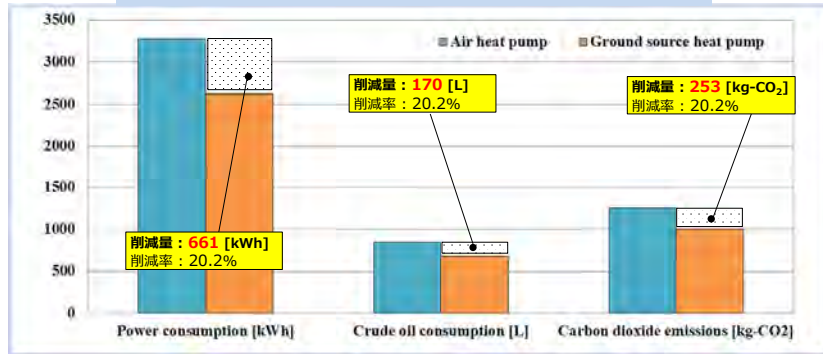
ボアホール内温度 (冷房運転)

ボアホール内温度変化 (冷房運転)



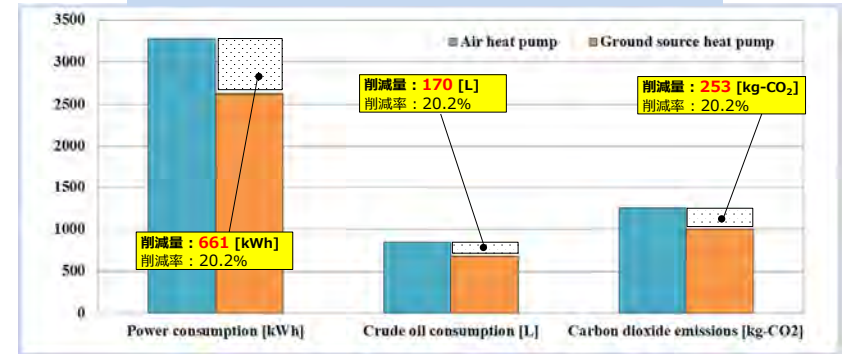
- ✓ 深層30m地点では凝縮過程は終了していると考えられるため、短時間の運転では、注水の有無に関わらず高効率な熱交換を維持できると考えられる。
- ✓ しかし、孔内温度の上昇により凝縮過程が浅層10mから中層20mの地点に推移していることが考えられるため、さらに長時間の運転では性能が低下する可能性もある。

年間一次エネルギー消費量及び二酸化炭素排出量(冷房運転)



	消費電力量[kWh]	原油消費量[L]	二酸化炭素排出量 [kg-CO ₂]
比較システム (空気熱ヒートポンプ)	3276	842	1252
直接膨張方式 地中熱ヒートポンプ	2615	672	999
削減量	661	170	253
削減率	20.2%	20.2%	20.2%

年間一次エネルギー消費量及び二酸化炭素排出量(冷房運転)

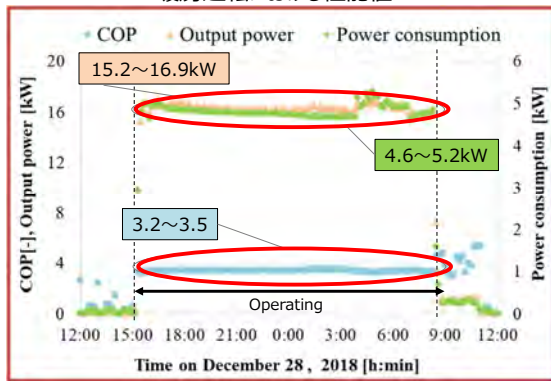


✓ 比較対象とした空気熱ヒートポンプに対し、一次エネルギー消費量及び二酸化炭素排出量の削減率は20.2%となった。

➡ 直接膨張方式地中熱ヒートポンプは長期冷房運転においても、環境負荷が少なく、省エネ性に優れたシステムといえる。

性能評価 (暖房運転)

暖房運転における性能値



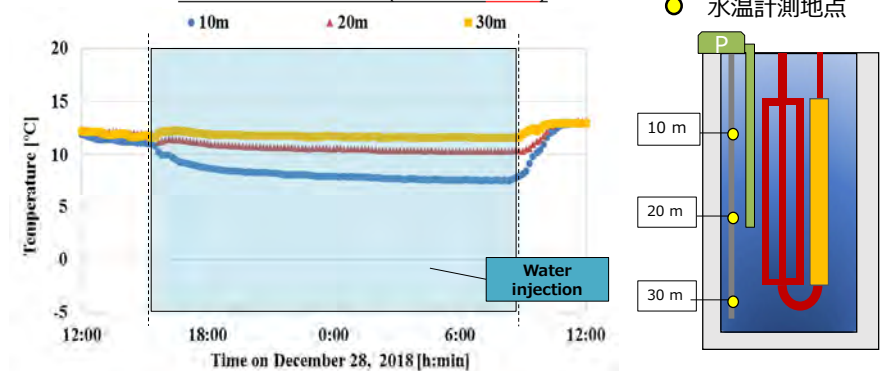
	平均値
取得熱量 [kW] ✓ 空気熱HP 定格出力:14.0kW	16.1 (負荷率:115%)
消費電力 [kW]	4.8
COP [-] ✓ 空気熱HP 定格効率:3.5	3.4

✓ 消費電力・出力ともに大きな変動はなく、運転時間を通してCOPは安定していた。

➡ 先行実験では、ボアホール内温度の低下により圧縮機の負荷が増大し、省エネ性能が低下した。
本実験は注水による熱量補助により、常に地中側で十分な採熱を行うことができたため、熱枯れによる圧縮機の負荷増大及び採熱量不足はなかったと考えられる。

ボアホール内温度 (暖房運転)

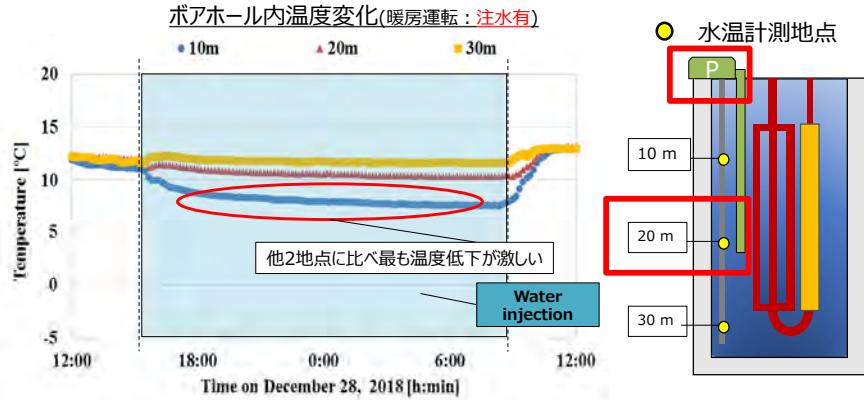
ボアホール内温度変化(暖房運転:注水有)



	運転開始時	運転終了時
水温10m[°C]	10.2	7.8 (-2.4)
水温20m[°C]	11.2	10.4 (-0.8)
水温30m[°C]	11.7	11.6 (-0.1)

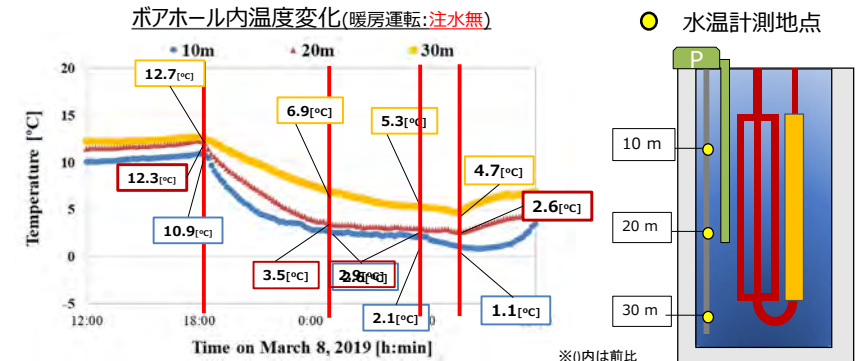
※()内は前比

ボアホール内温度 (暖房運転)



- ✓ 深層30m及び中層20m地点の温度低下が小さいことに対し、浅層10m地点の温度低下が最も激しい。運転時間を通して**10m地点で最も熱交換が行われていた**と考えられる。
- ✓ しかし、20m地点では注水した井戸水の温度の影響を受けやすいため、3本分岐側での蒸発過程の有無を特定することが難しい。

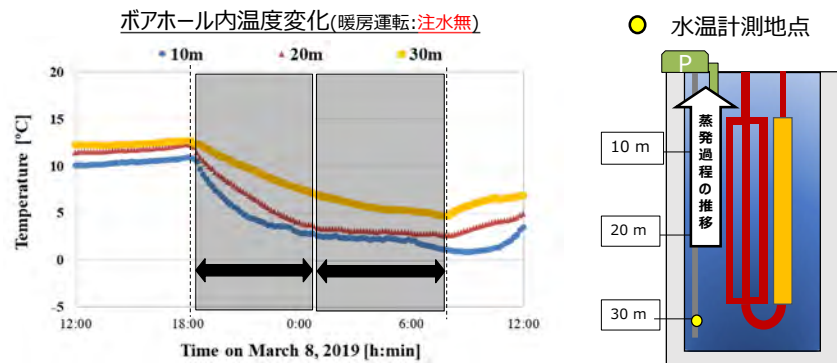
ボアホール内温度 (暖房運転)



	運転開始時	AM1:00(7時間後)	AM6:00(12時間後)	運転終了時
水温 10m[°C]	10.9	2.6 (-8.3)	2.1 (-0.5)	1.1 (-1.0)
水温 20m[°C]	12.3	3.5 (-8.8)	2.9 (-0.6)	2.6 (-0.3)
水温 30m[°C]	12.7	6.9 (-5.8)	5.3 (-1.6)	4.7 (-0.6)

※()内は前比

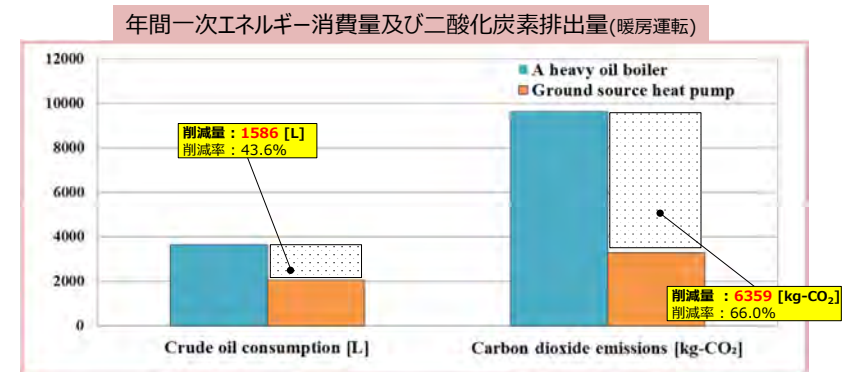
ボアホール内温度 (暖房運転)



- ✓ ボアホール内の水温変化から、運転開始から7時間程度は、中層20m及び浅層10m地点にかけて蒸発過程が行われていたと考えられる。
- ✓ 7時間以降は、10m及び20m地点の温度低下は極めて小さくなったため、蒸発過程が10mよりも浅層に上昇もしくは、地上までに冷媒が蒸発できない可能性も考えられる。

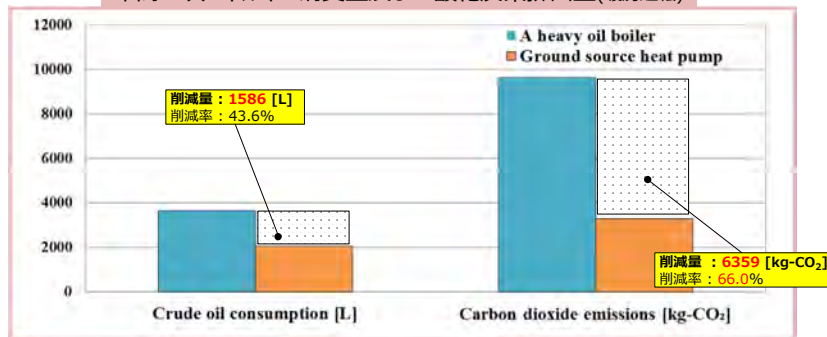
⇒ 注水の熱量補助が無い場合、冷媒が30m以内に冷媒が蒸発しきれない可能性がある。

一次エネルギー削減効果(暖房運転)



	原油消費量[L]	二酸化炭素排出量[kg-CO ₂]
比較システム (A重油ボイラー)	3635	9635
直接膨張方式 地中熱ヒートポンプ	2049	3276
削減量	1586	6359
削減率	43.6%	66.0%

年間一次エネルギー消費量及び二酸化炭素排出量(暖房運転)



✓ 比較対象としたA重油ボイラーに対し、一次エネルギー消費量の削減率は**43.6%**、二酸化炭素排出量の削減率は**66.0%**となった。

⇒ 従来から寒冷地で使用されている燃焼機器と比較し、直接膨張方式地中熱ヒートポンプは優れた省エネ性及び環境負荷緩和効果がある。

注水ポンプ

地中温度の大きな変化に対応し、採熱量を補うシステムとして採用

- 冷房運転 : 圧縮機吐出口の冷媒圧力が2.1MPaを超えると注水開始
- 暖房運転 : 圧縮機吸込口の冷媒圧力が0.72MPaを下回ると注水開始
- 排出する溢水は1℃の上昇で約1.26kWの熱量補助となり、定常状態時には全体出力の約4%に相当する。

$$SCOP = \frac{\text{出力値}}{\text{注水システム動力} + \text{ヒートポンプ動力}}$$

※表中の値は全試験期間中の平均値

	冷房	暖房
出力値 [kWh]/day	139.2	236.9
消費電力量 [kWh] /day	34.4 [kWh] /day	71.5 [kWh] /day
ポンプ動力 [kWh] /day	2.0 [kWh] /day	5.7 [kWh] /day
COP [-]	4.05	3.31
SCOP [-]	3.82	3.07
注水ポンプ動力による性能低下率 [%]	5.6%	7.3%

✓ 長時間の運転では、注水による熱量補助でシステム全体の省エネ性能は向上する。

