

地中熱ヒートポンプで温水をつくろう！

所属 山梨大学大学院医工農学総合教育学部
工学専攻機械工学コース 武田研究室
代表者氏名 丸茂 勇貴
藤上 健太 渡邊 征弥
志賀 倫哉

1.緒言

近年、再生可能エネルギーの一つである地中熱を利用した地中熱ヒートポンプが導入されている。世界各国の地中熱ヒートポンプ設備容量を Fig. 1 に示すが、日本でも東京スカイツリーや山梨県では甲府市庁舎等に導入されているものの、欧米に比べて設備容量は小さく、日本での知名度も低い。現在商用化されている地中熱ヒートポンプは、空気熱ヒートポンプ内の代替フロン等の冷媒の熱を一旦水や不凍液に与え、これを約 100m の深度まで掘削したボアホール内に収めたポリエチレンパイプに流して、地中から採熱あるいは地中に放熱するシステムである。年間を通してほぼ一定温度を維持する地中熱を利用することから、空気熱ヒートポンプに比べて省エネルギー性に優れたシステムとされているが、我が国では、ボアホール掘削に伴う初期投資コストが高いことなどの理由で補助金に頼っているのが現状である。

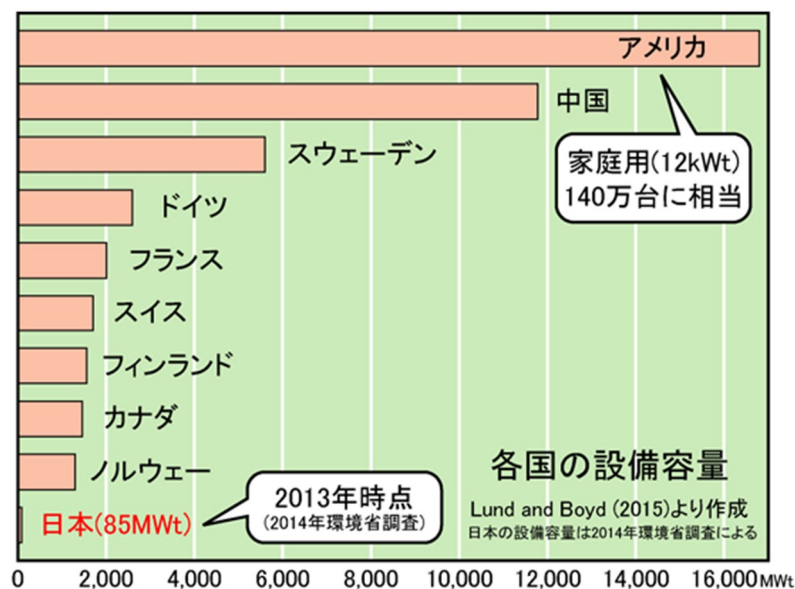


Fig. 1 各国の地中熱ヒートポンプ設備容量
(出典：地中熱利用促進会)

そこで、本実験では空気熱ヒートポンプを改造し、ボアホールを必要としない給湯専用の地中熱ヒートポンプを製作することが目標である。実験装置に用いた地中熱ヒートポンプは、市販の空気熱ヒートポンプ（エアコン）の室外機内に収められている冷媒／空気熱交換器を取り除き、銅管を溶接して地中熱交換器とし、さらにエアコンの室内機の代わりに冷媒／水熱交換器を取り付けて温水を作るものである。冷媒／水熱交換器の冷媒側には、垂直埋設型ボアホールを利用せず、銅管を地表から深さ 0.3m 程度の位置に水平に設置した地中熱交換器を製作した。さらに、貯湯タンクは市販のエコキュートなどに利用される 300L 以上のタンクは使用せず、約 80L 程度の容量のタンクを用いて給湯システムを製作した。

2. ヒートポンプの動作原理

ヒートポンプとは自然に存在する熱エネルギーを汲み上げ、移動させる装置である。家庭のエアコンや冷蔵庫は一般的にこの技術を用いて空気との間で熱のやりとりを行っている。Fig. 2 にヒートポンプの暖房運転時の原理を示す。ヒートポンプ内に低沸点の冷媒が熱移動媒体として循環しており、その冷媒を蒸発、圧縮、凝縮、膨張の 4 過程により熱源から熱を取り出す。今回の実験において、暖房運転で給湯を行うため、地中熱交換器は蒸発器、水／冷媒熱交換器は凝縮器の役割を果たす。

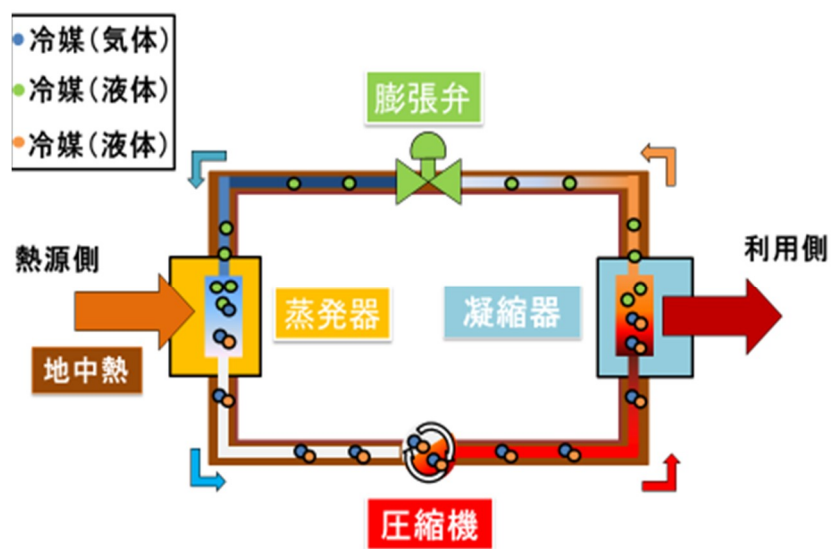


Fig. 2 ヒートポンプの原理

- (1) 液体である低温低圧の冷媒は蒸発器（地中熱交換器）を通り、地中から熱をもらい、蒸発して気体となる。
- (2) 熱をもらって気体となった冷媒は室外機に内蔵された圧縮機に移り、圧縮された冷媒は圧力が高くなり温度も上昇する。
- (3) この高温高圧の気体を凝縮器（水／冷媒熱交換器）で放熱させ、熱を取り出す。この時冷媒は凝縮して高圧の液体となる。
- (4) 最後に冷媒を膨張させることで急激に圧力が低下し、同時に冷媒の温度も低下して、再び

低温低圧の液冷媒となる。

冷房運転時には、この逆サイクルとなる。また、暖房運転には除霜運転の機能があり、一時的に冷房運転となる。

3.実験の目標設定

本実験では市販の空気熱ヒートポンプを改造し、ボアホールを用いない給湯専用地中熱ヒートポンプを製作することが目的である。実験の目標設定として、貯水槽 80L の水を 60°C まで昇温させる必要な時間を確認する。目標温度を 60°C に設定した理由は、循環式の浴槽では微生物が増殖しやすく、レジオネラ菌の増殖が進む場合があることから、レジオネラ菌を死滅させることができる最低温度である 60°C⁽¹⁾ を目標温度とした。

4.実験装置の概要

実験装置の全体の写真を Fig. 3 に示す。実験装置は空気熱ヒートポンプの室外機内の空気／冷媒熱交換器である銅製の冷媒配管を切断して、新たな銅管を接続し、その銅管を地中に埋設して、地中と熱交換を行う地中熱ヒートポンプである。



Fig.3 地中熱ヒートポンプシステム

本実験では、圧縮機の製作まで考慮し、さらに制御系まで構築することになれば、実験の実施は困難であると判断したことから、市販の空気熱ヒートポンプを購入し、室外機に内蔵されてい

る空気／冷媒熱交換器の出入口部の銅管を切断し、新しく購入した銅管と接続するとともに、エアコンの制御系をそのまま利用した。以下に実験装置の仕様を示す。

4.1 空気熱ヒートポンプ

本実験では、できる限り出力の小さい給湯システムを製作することと給湯の目標温度を 60℃ に設定したことから、冷媒は熱伝導率の高い R32 を用いた三菱 MSZGE2517R セット(W)を選定した。この冷媒 R32 については後述する。Table 1 に空気熱ヒートポンプの能力を示す。

Table 1 空気熱ヒートポンプの能力

暖房出力[kW]	2.8
圧縮機定格出力[kW]	0.672

本実験では、室内機を屋外に設置し、室内機の電源は単相 100V に接続、室内機・室外機を 3 線で直接接続した。これにより、室内機から室外機へ直接電気信号を送り室外機のファンを動かすことで、地中熱ヒートポンプを駆動させた。Fig. 4 に室内機と室外機の接続箇所の写真を示す。



Fig. 4 室内機と室外機の接続

4.2 地中熱交換部

地中熱交換器にはエアコン配管（冷媒配管）用銅管（JIS H3300 C1220T）を使用した。銅は一般に加工性が良く、安価であり、熱伝導率が高いことから、直接地中と熱交換を行うことに適していると考えた。地中熱交換器に用いる銅管の径および配管長は、室外機に内蔵されていた冷媒／空気熱交換器の伝熱面積と同程度となるように設計した。Table 2 に空気熱交換器と地中熱交換器の伝熱面積を示す。

Table 2 空気熱交換器と地中熱交換器の伝熱面積

	空気熱交換器	地中熱交換器
長さ[m]	18.04	20.00
径[mm]	7.15	6.35
伝熱面積[m ²]	0.41	0.40

Fig. 5 に地中熱交換器の写真を示す．地中熱交換器を埋設する深さは，実用化されている間接方式地中熱ヒートポンプでは水平埋設型地中熱交換器の埋設深さは 1m~10m とするケースが一般的である⁽²⁾．本実験では，さらに浅い埋設深さである 0.3m とした．また，長さ 20m から先の銅管部分は断熱材を巻き，圧縮機へ戻る構成とした．



Fig. 5 地中熱交換器

4.3 冷媒

本実験では冷媒として R32 を使用した．ルームエアコンでは R22 と圧力特性が非常に近い冷媒である R410A 使用した機種が主流であったが，最近，それよりも熱伝導率の良い R32 がヒートポンプで使用されるようになった．Table 3 に R32 と R410A の特性を示す．R32 は R410A (HFC-410A) の構成成分の一つであるが，地球温暖化係数 (GWP) は R410A の約 1/3 である．

地中熱ヒートポンプの製作に当たって，室外機に封入されていた 0.54kg の冷媒 R32 を回収し，新たに 0.68kg の冷媒 R32 を封入した．冷媒の充填量は，室外機に内蔵されていた空気熱交換器の容積を計算し，新たに接続する地中熱交換器の容積との比をとり封入量を算出した．空気熱交換器の容積は $5.7 \times 10^{-4} [\text{m}^3]$ ，地中熱交換器は $7.37 \times 10^{-4} [\text{m}^3]$ であった．

冷媒を取り扱うためには「冷媒フロン取扱技術者」の資格が必要であり，我々は資格を所持し

ていないことから、冷媒の回収・封入作業は外部（株式会社トーレイ）に委託した。

Table 3 R32 と R410A の特性⁽³⁾

	R32	R410A
組成[Wt %]	R32	R-32/R-125(50/50)
分子量	52.0	72.6
沸点[°C]	-51.7	-51.4
臨界温度[°C]	78.1	71.4
臨界圧力[MPa・abs]	5.78	4.9
飽和蒸気圧[MPa・abs] 25°C	1.69	1.66
蒸発潜熱[kJ/kg] 沸点	382	273
熱伝導率[mW/m・K] 25°C 飽和液体	126	89
熱伝導率[mW/m・K] 25(°C)常圧蒸気	13	13
燃焼範囲[Vol%]空气中	13.6~28.4	不燃
オゾン破壊係数(ODP)	0	0
地球温暖化係数(GWP)	675	2,090

4.4 水／冷媒熱交換器

熱交換器において、小型のもので2流体を熱交換するには、円管を使用した二重管式やプレート式の熱交換器が一般的であるが、円形状の伝熱管を用いた二重管式熱交換器の場合、伝熱量を増加させるには管の延長や径の拡大による流路断面増加の必要があり、大型化や効率低下を免れない。そこで、本実験では従来の二重管の伝熱効果を上回る多葉状伝熱管を応用させたキャピラリーチューブ抱合伝熱銅管⁽⁴⁾を2つ採用した。熱交換器には断熱材を巻き、その周囲にポリスチレンの断熱材で箱を製作しその中に設置した。Fig. 6に水／冷媒熱交換器の写真を示し、Table 4に水冷媒熱交換器2つ接続した際の冷媒管と水管それぞれの伝熱面積を示す。



Fig. 6 水／冷媒熱交換器

Table 4 水／冷媒熱交換器の冷媒管と水管の伝熱面積⁽²⁾

	伝熱面積[m ²]
冷媒管	0.787
水管	0.477

4.5 貯湯タンク

Fig. 7 に水槽の写真を示す．市販のエコキュートなどで使用される貯湯タンクは 300L 以上の容量が一般的であるが，本実験では水平埋設型地中熱交換器を用いた直接膨張方式の給湯専用地下熱ヒートポンプを製作することが目標であることから，貯水量 80L のプラスチック製の水槽を使用した．また，水槽の上面にはポリスチレンの断熱材，側面には水／冷媒熱交換器に使用したのと同じ断熱材を巻き放熱や太陽熱の影響を抑えた．

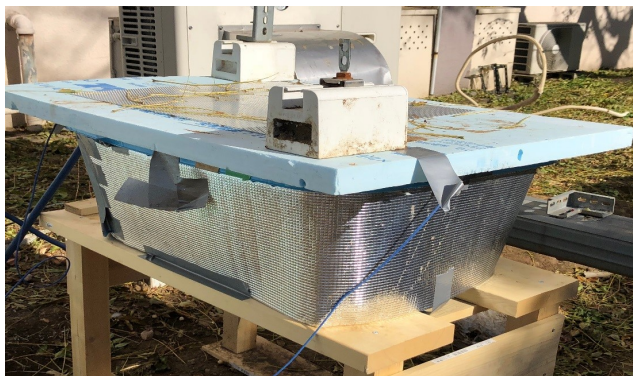


Fig. 7 水槽

4.6 ラインポンプ

水槽の水を汲み上げ水／冷媒熱交換器へ循環させるため，P ラインポンプを使用した．Fig. 8 にラインポンプの写真を示し，Table 5 に P ラインポンプの仕様を示す．このラインポンプは本研究室にて過去の実験で使用していたものを再利用した．



Fig. 8 ラインポンプ

Table.5 P ラインポンプの仕様

型式	PE2-205-0.15S
口径[mm]	20
吐出し量[m ³ /min]	0.025-0.05
定格消費電力([kW]	0.25
液質[°C]	10-90

5. ヒートポンプシステムの構築

5.1 室外機の冷媒管と地中熱交換器の接続

Fig. 9 に室外機内の冷媒管と地中熱交換器の接続部の写真を示す。初めに室外機内の冷媒を回収し、その後、室外機内の四方弁から空気熱交換器へ繋がる部分を切断し、そこに新たに地中熱交換器となる銅管を溶接し接続した。

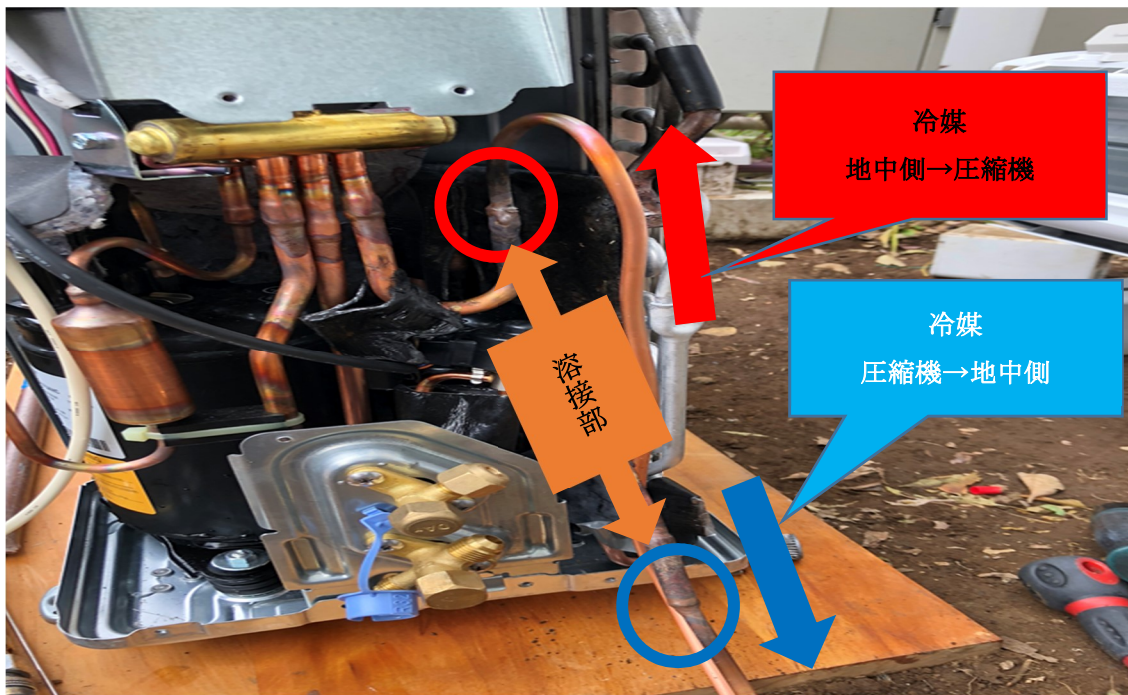


Fig. 9 室外機内の冷媒管と地中熱交換器の溶接部

5.2 外気温サーミスタの取り付け

空気熱ヒートポンプでは、外気温サーミスタは室外機の吸い込み口に取り付けられており、外気温を検知し、設定温度とおりの室温にできるように制御している。本実験では熱源が地中のため、地中温度を検知する必要がある。しかしながら、既設の外気温サーミスタを用いて地中に設置するだけの長さが足りなかったため、冷媒が地中から室外機へ戻ってくる位置に取り付け、その箇所を地中温度として検出することとした。Fig. 10 に外気温サーミスタの取り付け位置を示す。

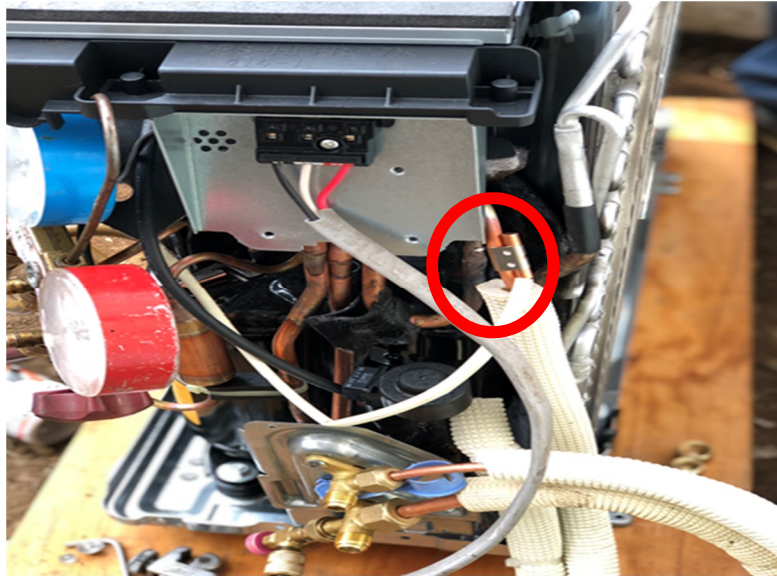


Fig. 10 外気温サーミスタの取り付け位置

5.3 耐圧試験、真空置換

冷媒を封入する前に、窒素で 3.5MPa の圧力をかけて冷媒配管の耐圧試験を 30 分間行った。その際、冷媒の漏れは確認されなかった。耐圧試験後、真空ポンプを用いて真空置換を 30 分間行い、耐圧試験で冷媒配管に注入されていた窒素をすべて排出した。

5.4 温水生成ラインの配管接続

2 つの水/冷媒熱交換器を室外機側と、利用側であるラインポンプに接続した。Fig. 11 に水/冷媒熱交換器内の冷媒と水の流れを示し、Fig. 12 に水/冷媒熱交換器とラインポンプ、温水生成ラインを示す。

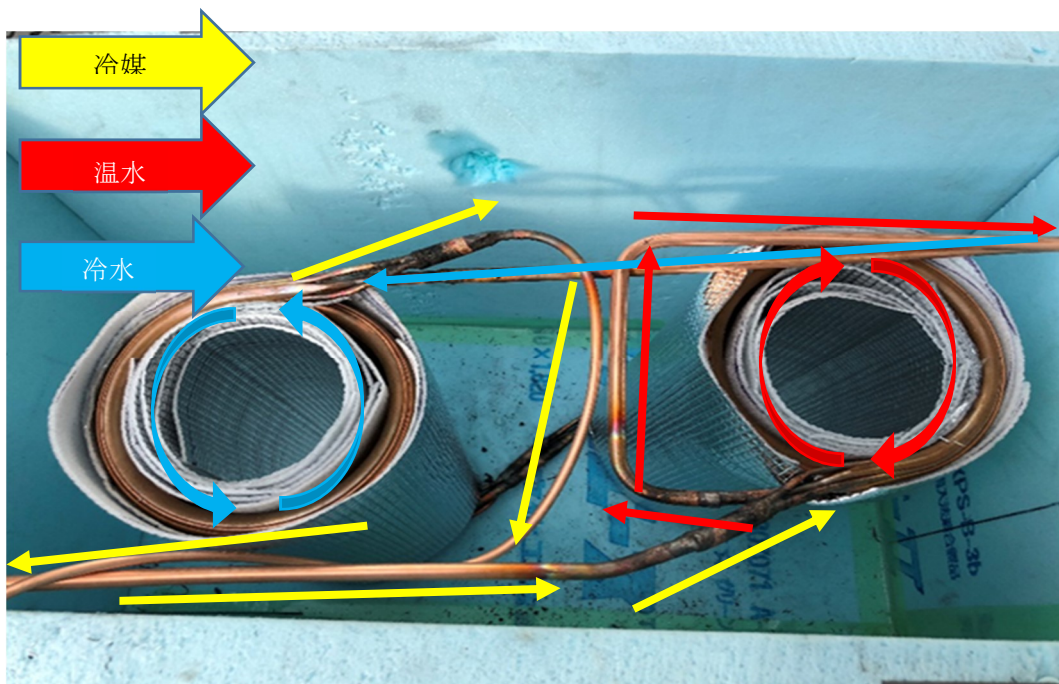


Fig. 11 水／冷媒熱交換器内の冷媒と水の流れ



Fig. 12 温水生成ライン

5.5 熱電対取り付け

水／冷媒熱交換器入口出口に熱電対を取り付け、その水温差から取得熱量を算出する。水／冷媒熱交換器入口に直接熱電対を取り付けるのは困難であったため、水／冷媒熱交換器出口から離れた場所の水槽温度を水／冷媒熱交換器入口温度とした。また、地中から採熱した冷媒の温度変化を確認するため、地中熱交換器入口・出口の銅管表面に熱電対を取り付けた。さらに、地中の温度変化を確認するため、地中熱交換器入口・出口に被覆熱電対を取り付けた。

Table 6 に熱電対取り付け位置と使用した熱電対の種類を示し Fig. 13, Fig. 14 にそれぞれの熱電対取り付け位置を示す。

Table 6 熱量計測

熱電対取り付け位置	熱電対	仕様
水／冷媒熱交換器入口（水槽温度）	(株)チノー社製 K型熱電対	クラス1 (JIS規格)
水／冷媒熱交換器出口	(株)チノー社製 K型熱電対	クラス1 (JIS規格)
地中熱交換器入口管表面	(株)チノー社製 T型被覆熱電対	銅・コンスタンタン クラスA (JIS規格)
地中熱交換器出口管表面	(株)チノー社製 T型被覆熱電対	銅・コンスタンタン クラスA (JIS規格)
地中熱交換器入口	(株)チノー社製 T型被覆熱電対	銅・コンスタンタン クラスA (JIS規格)
地中熱交換器出口	(株)チノー社製 T型被覆熱電対	銅・コンスタンタン クラスA (JIS規格)



Fig. 13 地中熱交換器入口・出口，管表面熱電対取り付け位置



Fig. 14 水/冷媒熱交換器入口・出口熱電対取り付け位置

6. 実験結果

6.1 先行実験

はじめに、本システムを用いて水槽の水温を何°Cまで昇温できるかを確認した。実験条件を Table 7 に示す。

Table 7 実験条件

実験開始日時	2017年12月7日12時54分
水槽温度[°C] (水/冷媒熱交換器入口温度)	15.3
貯水量 [L]	80
水の流量 [L/min]	6

Fig. 15 に水/冷媒熱交換器入口・出口水温の変化を示す。

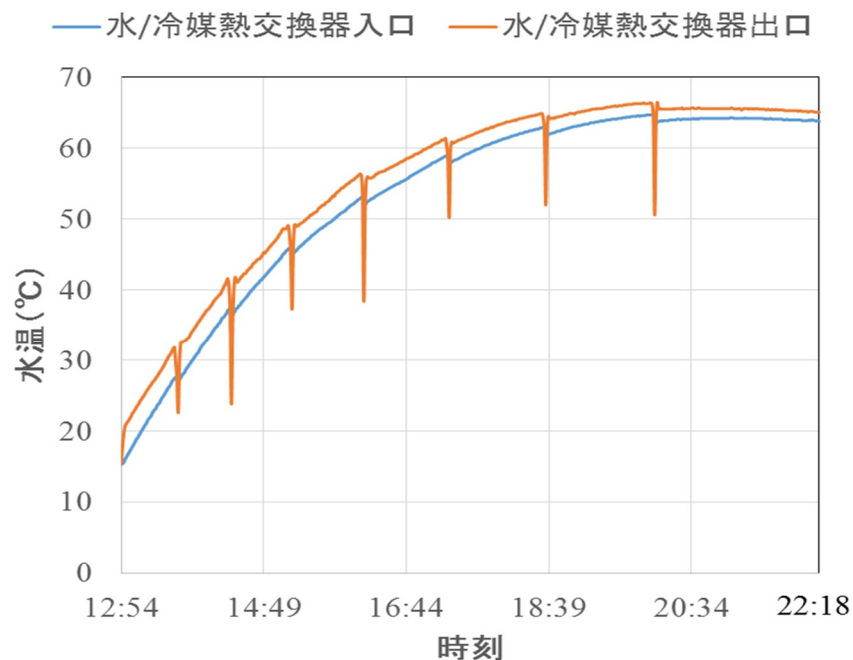


Fig.15 水温の変化

水槽 80L の水を 6L/min の流量で 15.3°C から 60°C の水温まで上昇させるのに 4 時間 50 分要した。運転開始から 7 時間 4 分後、最高水温 64.7°C に到達した。その後、水/冷媒熱交換器入口・出口水温の温度差は確認できるが、それぞれ温度の上昇は確認できなかった。水/冷媒熱交換器入口・出口の最大水温差は運転開始から 48 分後に 4.9°C であったが、60°C 到達時には 2.4°C まで減少した。これは地中からの採熱量が減少したことが原因であると考えられる。また、地中温度が外気温度の影響を受け、地温が低下することによる採熱量への影響を調べるため、実験開始の時間帯を昼と夜に設定し、それぞれ実験を行った。

また、水／冷媒熱交換器出口水温の周期的な減少が確認できるが、これは除霜運転によるものである。除霜運転はエアコンの暖房運転が冷房運転に切り替わり、室外機内の空気／冷媒熱交換器に暖かい冷媒を送り、霜を防ぐ機能である。これにより、水と冷却された冷媒が水／冷媒熱交換器内で熱交換を行うため、周期的に水／冷媒熱交換器出口水温が低下している。

6.2 2条件での実験

先行実験より、地温が外気の影響を受けたと予想されることから、気温が低くなり始める時間帯、気温が高くなり始める時間帯に運転を開始し、水温の変化、地中からの採熱状況を調べた。それぞれの実験を Case1, Case2 とする。貯水槽の水量は 80L, 水の流量は 6L/min で 60°C の温水生成実験を行った。Table 7 に実験条件を示す。

Table 8 実験条件

	Case1	Case2
運転開始日時	2017年12月11日19時19分	2017年12月13日12時10分
気温[°C]	8.0	8.8
水槽温度[°C] (水/冷媒熱交換器入口温度)	17.5	20.5
貯水量 [L]	80	80
水の流量 [L/min]	6.0	6.0

Fig. 16,17 に水／冷媒熱交換器入口・出口水温の変化を示す。

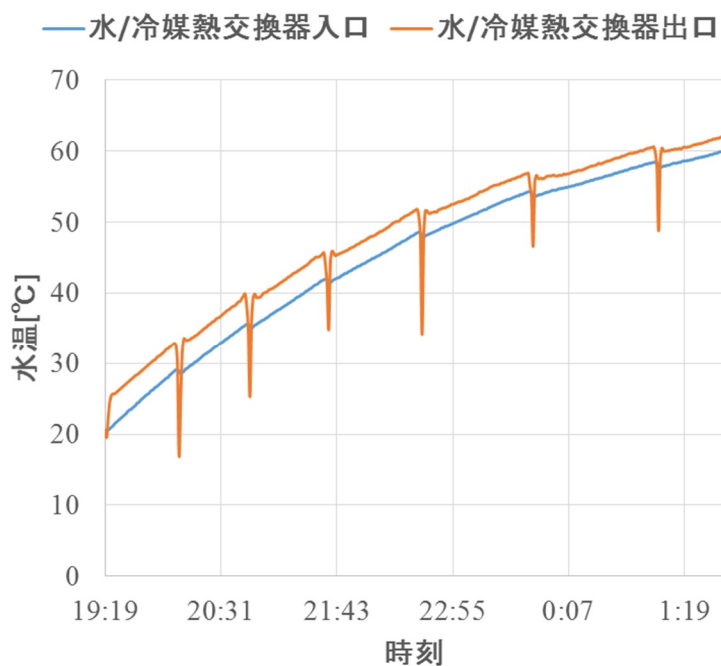


Fig. 16 水温の変化 (Case1)

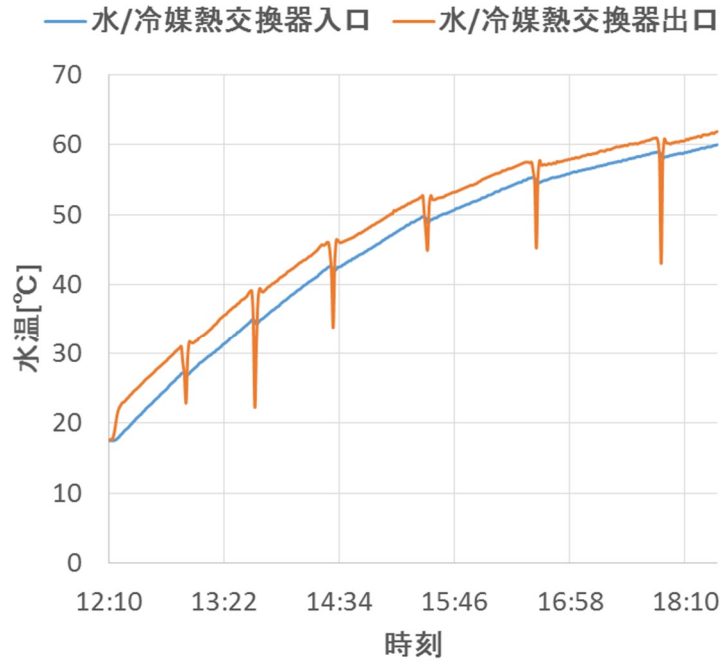


Fig. 17 水温の変化 (Case2)

Case1, Case2 ともに水/冷媒熱交換器入口・出口の水温差は実験開始から5分後では約4.5°Cであったが、60°C到達時には約2.0°Cまで減少した。Case1では20.5°Cの水を60°Cまで上昇させるのに、6時間24分要した。Case2では17.5°Cの水を60°Cまで上昇させるのに、6時間20分要した。

これより、水温差の減少傾向、運転開始から水温が60°Cに到達するまでの時間を比較するとほぼ同じであることがわかった。

6.3 取得熱量

本システムでは地中側の熱交換器内で冷媒は凝縮・蒸発を伴う二層流となるため、地中側での冷媒状態の特定や流量計測が困難である。これより本実験における取得熱量は利用側である水/冷媒熱交換器入口・出口の水温差から算出した。取得熱量について Fig. 18 と Fig. 19 に示す。取得熱量の計算式は下記の通りである。

$$W = cpq(T_{out} - T_{in}) \quad (1)$$

c は水の比熱[kJ/(kg·K)], ρ は水の密度[kg/m³], q は2次側流量[m³/s], T_{in} は水/冷媒熱交換器入口水温度[°C], T_{out} は水/冷媒熱交換器出口水温度 [°C], P は消費電力[kW]である。比熱、密度は温度によって異なるが、本実験での水の温度範囲では水の比熱を4.2[kJ/(kg·k)], 密度を1.0×10³ [kg/m³]で一定であると仮定した^[5]。

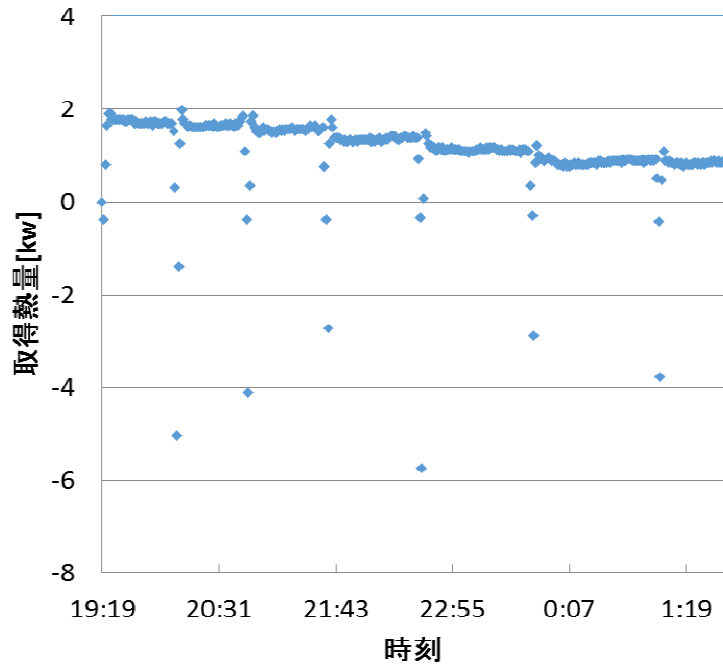


Fig. 18 取得熱量 (Case1)

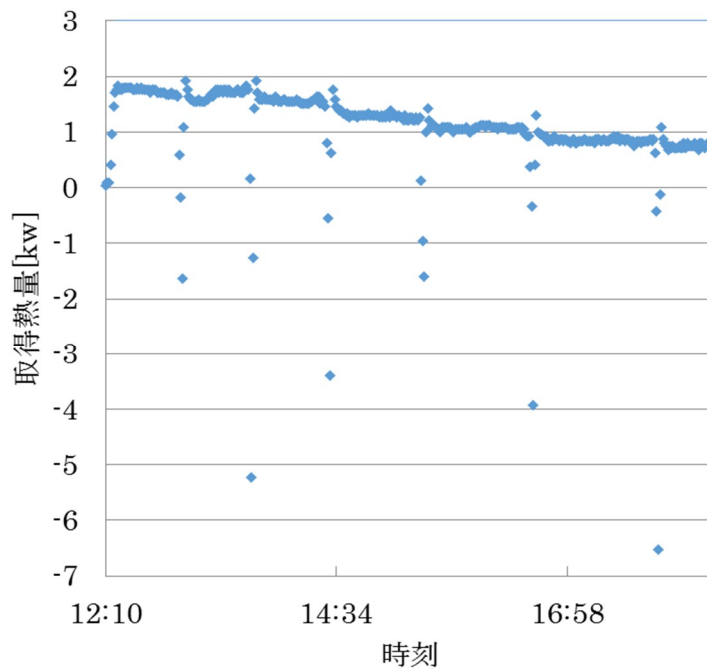


Fig. 19 取得熱量 (Case2)

両実験ともに取得熱量は運転時間の経過とともに減少した。運転開始から約 10 分後の取得熱量はどちらも 1.8kW であった。運転終了時には Case1 では 0.88kW, Case2 では 0.80kW となった。これは地中温度が低下し、地中からの採熱量が減少したことが原因であると考えている。運転期間の平均取得熱量は両実験ともに 1.10kW であった。両実験で取得熱量に差が無いことから、60°C の温水を生成する時間は同程度になったものと考えられる。また Case1 での地中熱交換器の単位面積当たりの取得熱量は 2.80kW, Case2 では 2.76kW であった。

6.4 地中からの採熱状況

次に地中からの採熱状況を確認するため、地温、地中熱交換部での冷媒温度、気温について考察した。Fig. 20-22 に Case1 の地温、冷媒温度、気温のそれぞれの変化、Fig.23-25 に Case2 の地温、冷媒温度、気温のそれぞれの変化を示す。気温については、気象庁が発表しているアメダス⁶⁾を参照し甲府市の気温のグラフを作成した。

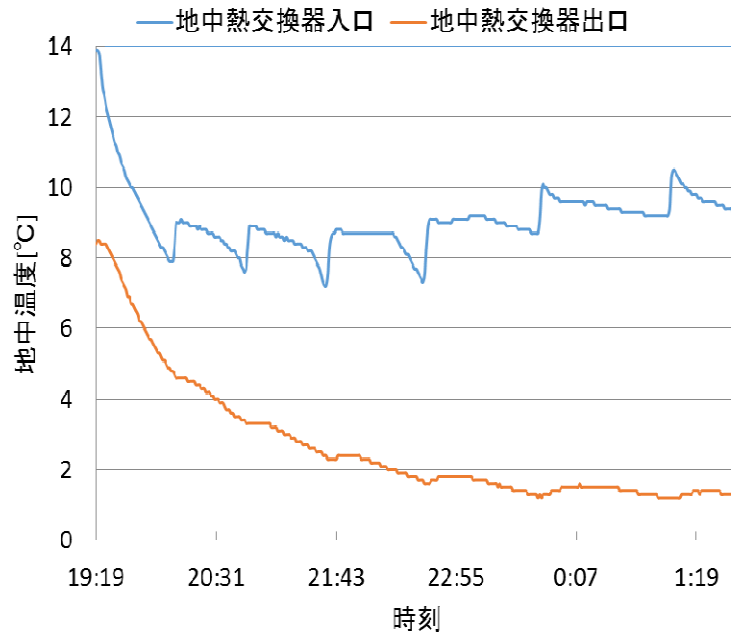


Fig. 20 地温の変化 (Case1)

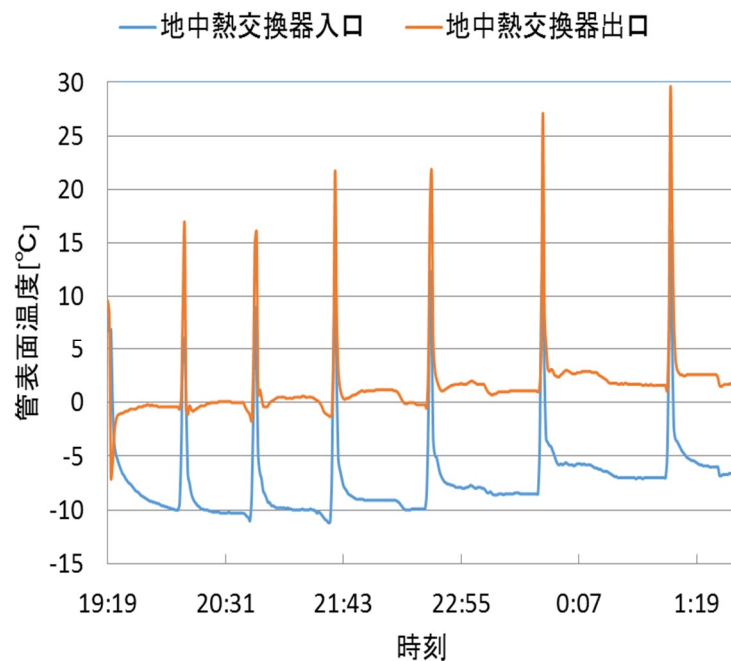


Fig. 21 冷媒温度の変化 (Case1)

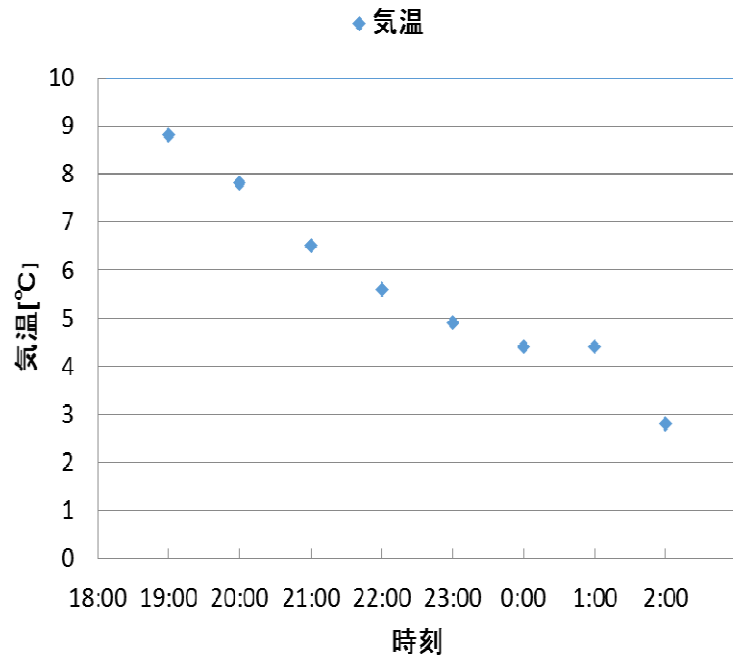


Fig. 22 気温の変化 (Case1)

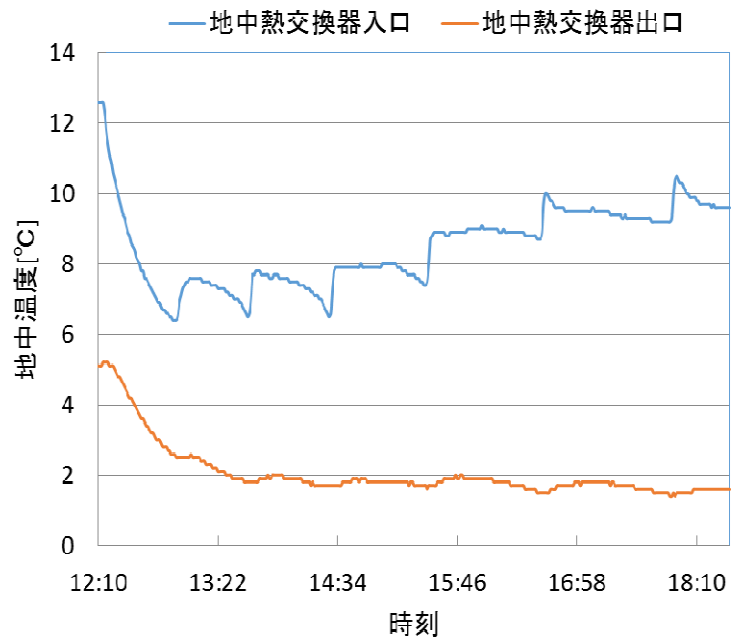


Fig. 23 地温の変化 (Case2)

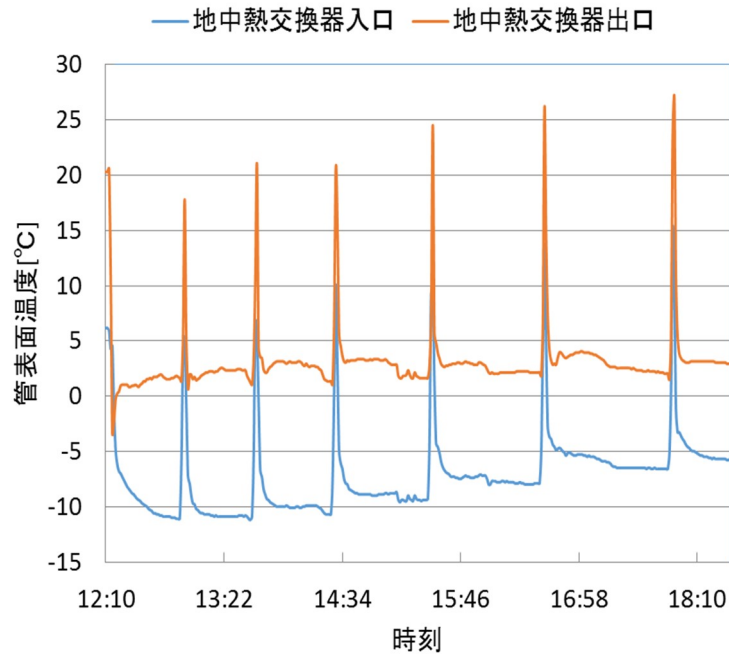


Fig. 24 冷媒温度の変化 (Case2)

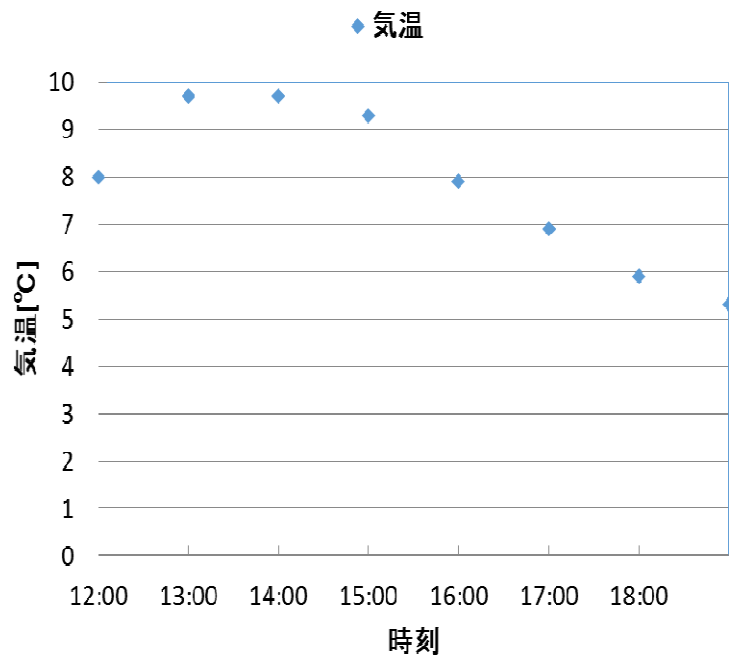


Fig. 25 気温の変化 (Case2)

両実験において、運転開始直後から40分間はいずれの計測地点においても地中から採熱していることが分かる。しかしながら、40分以降は地中熱交換器入口で地温が急上昇した。これは除霜運転が原因であると考えられる。地中熱交換器出口の地温は下降している。Case1, Case2ともに、運転開始から約3時間30分経過した時点で地中からの採熱量が飽和状態になっているように見えるが、除霜運転による地温の上昇を除くと地温は時間の経過とともに下降していく

と考えられる。また、両実験において、地中熱交換器入口・出口の管表面温度は、運転開始から 60°C の温水が生成されるまでに約 10°C の温度差が生じた。すなわち、運転中地中熱交換器を流れる冷媒は地中から採熱することができている。したがって、地中温度の低下の原因は外気温の低下よりも、冷媒の熱が地中との間で熱交換したことによる影響が大きいと考えるほうが妥当である。しかしながら、本実験では、地中熱交換器を埋設した土の熱伝導率を調査していないため、一概に大気温の影響がないとは言い切れない。

6.5 SCOP

ヒートポンプの性能評価に成績係数(SCOP : System Coefficient of Performance) を用いた。成績係数とは消費電力 1kW あたりの取得熱量を表した値であり、この値が大きいほど定格条件におけるエネルギー消費効率が高いといえる。本実験では、圧縮機の定格消費電力と、ラインポンプの定格消費電力を合わせたものをシステム全体の消費電力とした。Fig. 26 に Case1 の SCOP, Fig. 27 に Case2 の SCOP を示す。

$$SCOP = \frac{\text{取得熱量[kW]}}{\text{システム全体の消費電力[kW]}} \quad (2)$$

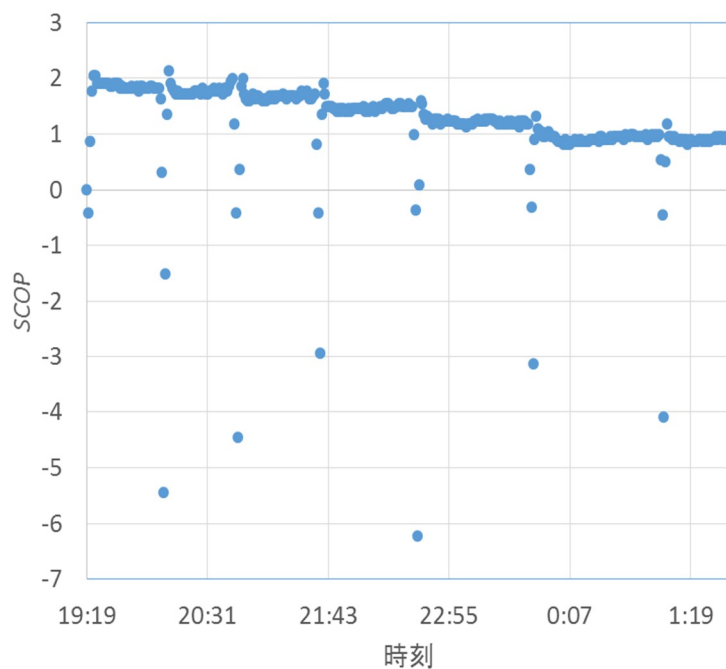


Fig. 26 SCOP (Case1)

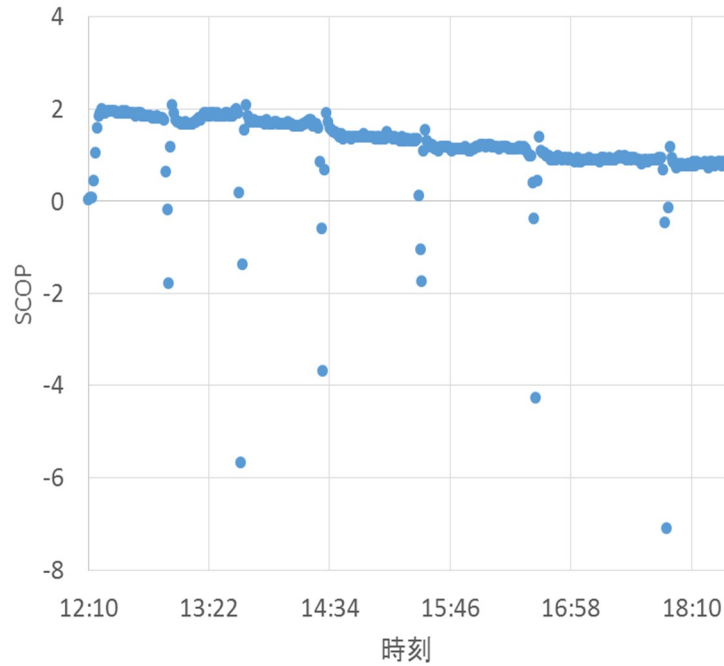


Fig. 27 SCOP (Case2)

両実験とも時間の経過とともに、SCOPは減少した。運転開始から約10分後のSCOPどちらも2.0であった。運転終了時にはCase1では0.95、Case2では0.86となった。運転期間の平均SCOPはどちらの実験も1.2となった。そして60°Cの温水を生成した時点でSCOPが1を下回っているため、圧縮機にかかる負荷が増大している可能性がある。市販の空気熱ヒートポンプのSCOPは3程度である。すなわち本システムの実用化には、ヒートポンプ性能を向上させるため、地中熱交換器の伝熱面積の増加や熱交換器の構造改良が必要である。

7.結言

- (1) 実験結果は、80Lの水を流量6L/minで流す場合、60°Cの温水を作るまでの時間は約6時間20分であった。これより、本実験装置では、市販の300Lの貯湯タンクを使用する場合、約24時間で60°Cの温水を生成することができる可能性がある。
- (2) また、昼間と夜間に実験を開始した場合の温水生成状況を比較した結果、気温の違いによる給湯温度達成時間に大きな差は生じなかった。
- (3) 深さ0.3mのトレンチにおいて冷媒の熱は地中との間で熱交換が可能であることを確認した。しかしながら、熱交換量は実験開始から時間の経過とともに減少した。
- (4) 運転期間の取得熱量は1.1kW、SCOPは1.2となった。本システムの実用化には、温水側の水ポンプの消費電力を抑えることや地中熱交換器の伝熱面積を増大させること、冷媒流動の状況を詳細に把握することなどが必要である。

参考資料

- (1) 公益社団法人日本冷凍空調学会 「レジオネラ菌」
<http://www.jsrae.or.jp/annai/yougo/147.html>
- (2)SEKISUI エスロンタイムズ on the Web 「未利用エネルギー活用システム エスロヒート地中熱（水平型/ボアホール型）」
<http://www.eslontimes.com/system/items-view/165/>
- (3) 美浜株式会社 「R32（HFC-32）」
<http://www.mihama.com/products/refri/r32.html>
- (4)株式会社西山製作所 「熱交換器」
<http://www.nishiyama-ss.co.jp/product/nonferrous.html>
- (5) 柴芳郎（2005）「地中熱ヒートポンプの構造と特徴」, 日本地熱学会誌 第27巻 第4号 p263-272 日本地熱学会

謝辞

本実験は株式会社八光電機様より実験費の助成をいただきました。また、熱流動現象の理解を深めるための貴重な場を設けて頂き深く感謝の意を表します。冷媒の回収、封入作業をしてくださった株式会社トーレイ様に深く感謝致します。本実験を行うにあたり丁寧かつ熱心なご指導をして下さった武田哲明教授、石黒修平様に深く感謝致します。そして多くのご協力をいただいた武田研究室の皆様に感謝致します。