

講座「地中熱利用ヒートポンプシステム」

Lecture Note : Geothermal Heat Pump System

地中熱ヒートポンプの構造と特徴

柴 芳郎*

(平成17年7月31日受付, 平成17年9月5日受理)

Structure and Characteristics of Ground Source Heat Pump

Yoshiro SHIBA*

Keywords : Ground source 地中熱, Heat pump ヒートポンプ, COP, $p-h$ diagram 線図,
Heating cooling capacity diagram 能力線図

1. はじめに

地中熱ヒートポンプシステムは大きく分けて以下の3つの部分から構成される。

- ・地中から熱を吸収または地中へ熱を放熱する地中熱交換器
- ・ヒートポンプ
- ・二次側の機器

システムの性能はそれぞれすべての性能によって左右されるためいずれも重要である。ここではヒートポンプを中心に解説を行う。

2. ヒートポンプとは

ヒートポンプは名前の通り地中熱ヒートポンプシステムの中核となる機器である。

ヒートポンプは圧縮機, 凝縮器, 膨張機構, 蒸発器という4つの主要機器とそれらをつなぐ配管と封入する冷媒から構成される。(後述の Fig. 5, Fig. 6 参照)。ヒートポンプを運転することにより,

圧縮機で高温となった冷媒は凝縮器内で放熱し, 蒸発器内で吸熱する。ヒートポンプ外部へのエネルギーロスを考慮しない場合, 凝縮器内で放熱する熱を Q_{co} , 蒸発器内で吸熱する熱を Q_{ev} , 圧縮機の消費電力を W とすると,

$$Q_{co} = Q_{ev} + W \quad (2.1)$$

という関係が成り立つ。蒸発器で吸熱した熱量 Q_{ev} と電動の圧縮機がした仕事の和は凝縮器内で発生する熱量 Q_{co} に等しい。これは熱力学第一法則つまりエネルギー保存則を表しており, ヒートポンプの全体のエネルギー収支が合うことを示している (山田, 1973)。

つまり, ヒートポンプとは, 動力を用いて一方から熱を奪って, 一方へ熱を放出する「熱のポンプ」ということになる。

実際には各機器や配管からの放熱等のエネルギーロス L_1 があるため,

$$Q_{co} + L_1 = Q_{ev} + W \quad (2.2)$$

*ゼネラルヒートポンプ工業株式会社 開発部 〒459-8001 名古屋市緑区大高町巳新田 121

General Heatpump Industry Co., Ltd., Development 121 Mishinden Ohdaka-cho Midori-ku Nagoya 459-8001, Japan

© The Geothermal Research Society of Japan, 2005

となるが、簡単のため以降は L_c を 0 とみなす。

また、冷媒を中心に見ると、圧縮機で断熱圧縮された仕事分の内部エネルギー W' と圧縮機の電動機の熱ロス L_m と圧縮過程の熱ロス L_c だけ上昇し、凝縮器内で外部へ熱を放熱して液化することにより凝縮熱 Q'_{co} が ($= Q_{co}$) 奪われ、膨張機構を通った後蒸発器内で蒸発熱 Q'_{ev} ($= Q_{ev}$) が外部より得られる。

$$Q'_{co} = Q'_{ev} + W' + L_m + L_c \quad (2.3)$$

このように圧縮機の消費電力 W と圧縮過程での冷媒の内部エネルギーの上昇 W' は等しくはなく、圧縮機において電動機の効率と圧縮過程での断熱効率があるため

$$W' = \eta W = W - (L_c + L_m) \quad (2.4)$$

となる。ここで、熱ロス分の熱量は冷媒にすべて加えられているとしており、 η は全断熱効率と呼ばれ通常 η は 0.6~0.75 程度である。結局、圧縮機の消費電力分のエネルギーがすべて冷媒に与えられる形となり、

$$Q'_{co} = Q'_{ev} + W \quad (2.5)$$

という式になり、(2.1) 式と全く同じになる。

地中熱ヒートポンプの場合、特に加熱利用の場合は、地中と繋がっている蒸発器から熱を奪って、凝縮器より温熱を得る。逆に冷却利用の場合は、蒸発器より冷熱を得て、地中と繋がっている凝縮器へ熱を放出する。

よく対比される空冷ヒートポンプ（一般的に言うエアコン）の場合も同様に、加熱利用の場合は、外気から空気熱交換器（凝縮器）から熱を奪って、凝縮器より温熱を得る。逆に冷却利用の場合は、蒸発器より冷熱を得て、空気熱交換器（蒸発器）より外気へ熱を放出する。

その他、冷蔵庫、冷凍庫、チラー等も同様にヒートポンプの原理が用いられている。

地中熱源ヒートポンプにおいて、加熱利用の場合、地中から熱を吸収する蒸発器と地中とその熱搬送経路を一次側といい、加熱利用側を二次側（負荷側）という。一方冷却利用の場合の地中へ熱を放出する凝縮器と地中とその熱の搬送経路、搬送装置全体を一次側といい、冷却利用側を二次側という。すなわち、加熱利用、冷却利用のどちらにおいても地中側を一次側、利用側を二次側と呼ぶ。

また、加熱利用の場合の一次側を熱源 (Heat source)、冷却利用の場合の一次側を熱吸収源 (ヒートシンク, Heat sink) と呼ぶこともある。

3. 性能評価

ヒートポンプの性能を評価する場合、二次側の能力で評価する場合と冷媒の特性線図で評価する場合がある。

3-1) 性能測定

3-1-1) 水の測定

二次側の水（または不凍液）を加熱する場合の加熱能力 Φ_{co} と、二次側の水を冷却する場合の冷却能力 Φ_{ev} は、

$$\Phi_{co} = c\rho q (t_{out} - t_{in}), \quad \Phi_{ev} = c\rho q (t_{in} - t_{out}) \quad (3.1)$$

ここで、二次側の水について c は比熱 [kJ/kg°C]、 ρ は密度 [kg/m³]、 q は流量 [m³/s]、 t_{in} は熱交換器入口温度 [°C]、そして t_{out} は熱交換器出口温度 [°C] である。比熱、密度は温度によって異なるが、ヒートポンプで利用する温度域では簡易的に水の比熱は 4.2 kJ/kg°C、密度は 1.0×10^3 kg/m³ が用いられることが多い。流量については、加熱利用と冷却利用で水（または不凍液）の密度や粘度が変わり流量が変化するため、ポンプの定格流量を用いるのではなく、流量計で測定するのが望ましい。不凍液（ブライン）を用いる場合は、比熱が水よりも小さく、密度は水よりも大きく、比熱と密度の積は水よりも若干小さくなるので能力計算では注意が必要である。

圧縮機の消費電力 W [kW] を測定している場合、ヒートポンプの性能を表す指数である成績係数 (COP, Coefficient of Performance) は圧縮機の仕事に対する加熱能力 (=凝縮熱) または冷却能力 (=蒸発熱) の比であり、

$$COP_{heat} = \Phi_{co}/W, \quad COP_{cool} = \Phi_{ev}/W \quad (3.2)$$

と表すことができる。ここで COP_{heat} は加熱 COP、 COP_{cool} は冷却 COP である。

また、水-空気の場合の二次側は空気となり、空気側での加熱・冷却量の測定はかなり困難である。

3-1-2) 冷媒の測定

冷媒側からヒートポンプの性能を評価する場合は $p-h$ 線図 (圧力-比エンタルピー線図、または

モリエル (Mollier) 線図) を用いることが多い。 $p-h$ 線図では縦軸の圧力 p と横軸比エンタルピー h の他に、温度 T 、密度 ρ 、比エントロピー s 、乾き度 x を等高線で読みとることができる (山田, 1973; 日本冷凍空調学会, 1997)。Fig 1 中の台形を構成する直線群 $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 1$ はもっとも単純なサイクルで構成されるヒートポンプの冷媒の状態変化を示しており、点 $1 \sim 4$ の各値を測定することによりサイクルを描くことができる。ここで $1 \rightarrow 2$ は圧縮, $2 \rightarrow 3$ は凝縮, $3 \rightarrow 4$ は膨張, $4 \rightarrow 1$ は蒸発を表している。なお, Fig 1 中の比重は冷媒の圧縮機吸入量に係する (3.3) 式参照)。

もっとも簡単にサイクルを描くには、冷媒の高圧側圧力 ($p_2 = p_3$, 圧縮機吐出圧力), 低圧側圧力 ($p_1 = p_4$, 圧縮機吸入圧力) と各点の温度 (t_1 (圧縮機吸入温度), t_2 (圧縮機吐出温度), t_3 (凝縮器冷媒側出口温度) の 5 点を測定することにより可能であり, $p-h$ 線図上で圧力と等温線より点 $1, 2, 3$ の座標が決まり, 点 4 も $h_3 = h_4$ という関係から決まる。実際には各過程での圧力損失があるため, $p_2 > p_3$, $p_1 > p_4$ となるが, 簡易的計算する場合には $p_2 = p_3$, $p_1 = p_4$ が用いられる。

点 $1 \sim 4$ を描くことにより比エンタルピー h_1

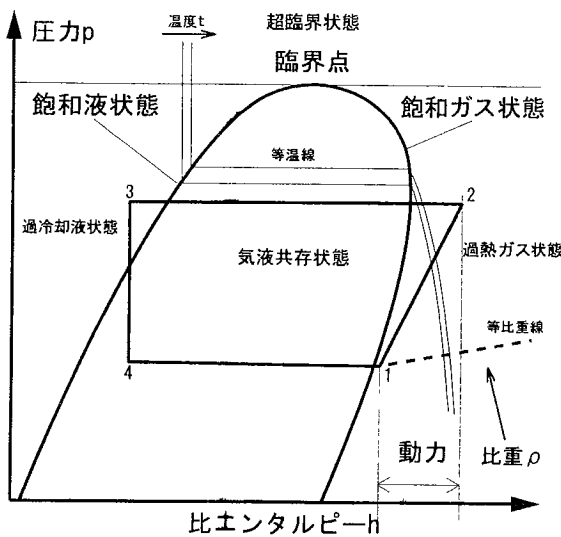


図 1 $p-h$ 線図
Fig 1 $p-h$ diagram

$\sim h_4$ [kJ/kg] と密度 ρ_1 を $p-h$ 線図から読みとることができ, メーカーより提供されている圧縮機の押しのけ量 (圧縮機内のピストン, スクロール, スクリュー, ロータなどが単位時間あたりに吸入ガスを押しのける容量) V [m³/s] を用いることにより, 凝縮熱 Φ_{co} [kW], 蒸発熱 Φ_{ev} [kW], 圧縮機消費電力 W_c [kW] は

$$\Phi_{co} = \rho_1 V \eta_v (h_2 - h_3), \quad \Phi_{ev} = \rho_1 V \eta_v (h_1 - h_4),$$

$$W_c = \rho_1 V \eta_v (h_2 - h_1) \quad (3.3)$$

となる。ここで η_v (< 1) は体積効率と呼ばれ, 圧縮機の隙間容積の圧縮ガスの再膨張などの原因で実際に圧縮機のガス吸入量は $V \eta_v$ となり, 圧縮機押しのけ量 V よりも小さい。前述の圧縮機 COP は

$$COP_{heat} = \Phi_{co} / W_c = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1},$$

$$COP_{cool} = \Phi_{ev} / W_c = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3.4)$$

となる。ここで h_2 は圧縮機の効率による熱ロスを含んだ値となっている。また, COP_{heat} は COP_{cool} に 1 を加えた値となる。

3-2) システム成績係数 (SCOP)

ヒートポンプで冷熱や温熱を利用する場合, 使用するエネルギーは圧縮機の消費電力 W_c だけではなく, 補機である一次側ポンプの消費電力 W_{1p} , 二次側ポンプの消費電力 W_{2p} , ファンの消費電力 W_{fan} や制御に使用する消費電力 W_{ct} も考慮しなければならない。圧縮機と補機, 制御の合計消費電力に対する加熱熱量 (凝縮熱), 冷却熱量 (蒸発熱) の比をシステム COP (SCOP) と呼ぶ。

$$SCOP_{heat} = \Phi_{co} / (W_c + W_{1p} + W_{2p} + W_{fan} + W_{ct})$$

$$SCOP_{cool} = \Phi_{ev} / (W_c + W_{1p} + W_{2p} + W_{fan} + W_{ct}) \quad (3.5)$$

ここで $SCOP_{heat}$ は加熱システム COP, $SCOP_{cool}$ は冷却システム COP である。制御消費電力 W_{ct} は他の消費電力に比べて十分小さいとして無視することが多い。ここでは以下の SCOP については W_{ct} を 0 とみなす。

3-3) 年間成績係数 (SPF)

年間成績係数 (Seasonal Performance Factor, SPF) は特定の期間の消費電力量に対する二次側の負荷熱量の比であり, 以下のように表される。

$$SPF = \int \Phi dt / \int (W_c + W_{1p} + W_{2p} + W_{Jan}) dt \quad (3.6)$$

となり、積分する期間として夏季、冬季のほか、1時間、1日、1ヶ月、1年等評価する目的に応じて決める。そういう意味では SPF を期間 COP と呼ぶこともある。

4. 地中熱ヒートポンプの優位性

4-1) 安定した地中温度

一般的に地中温度は外気温に比べて夏期は低く、冬期は高い。そのため、夏期における二次側冷却時の一次側冷媒温度（凝縮温度）は空冷ヒートポンプに比べて、地中熱ヒートポンプは低くなる。一方、冬期における二次側加熱時の一次側冷媒温度（蒸発温度）は高くなる。一般に、一次側冷媒温度と二次側利用温度の差が小さいほど効率と能力が高いため、地中熱ヒートポンプは空冷ヒートポンプに比べてその差が小さく有利となる。(Fig 2)。

これを Fig 3 と Fig 4 に示されるように、加熱利用時と冷却利用時について空冷ヒートポンプと地中熱ヒートポンプのそれぞれのサイクルが描かれている $p-h$ 線図でこの理由を説明する(例えば、日本冷凍空調学会, 1997; 源生, 1970)。

加熱利用時は空冷ヒートポンプよりも地中熱ヒートポンプの方は冷媒の蒸発圧力が高いために、圧縮機吸込冷媒ガスの比重 ρ_1 が高くなるので加熱熱量（凝縮熱） Φ_{co} 、冷却熱量（蒸発熱） Φ_{ev} が大きくなり ((3.3) 式)、また、圧縮機の冷媒ガ

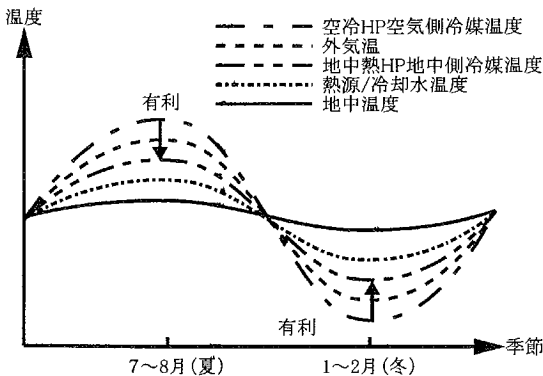


図2 外気温と地中温度の関係
Fig 2 Relation of outside temperature and underground temperature

ス入口と出口における比エンタルピー差 ($h_2 - h_1$) が小さくなるので、(3.3) 式より必要動力が小さくなり、(3.4) 式より効率も向上する (Fig 3)。

冷却利用時は空冷ヒートポンプよりも地中熱ヒートポンプは凝縮温度が低くなる（凝縮圧力が低くなる）ので、蒸発時の比エンタルピー差 ($h_1 - h_4$) が大きくなり能力が向上するとともに、加熱

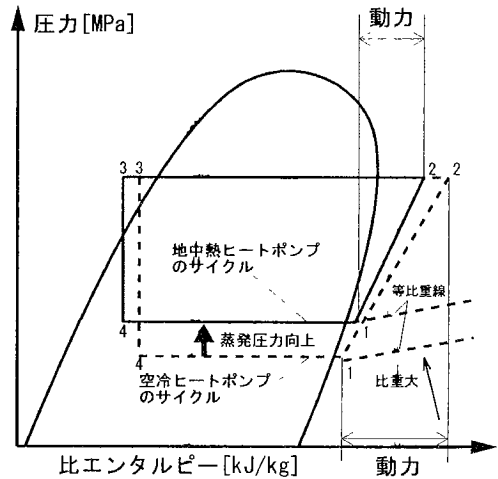


図3 加熱時 $p-h$ 線図 (地中熱と空気熱源の比較)
Fig 3 Heat pump cycle on $p-h$ diagram (heating : comparison between ground source and air source)

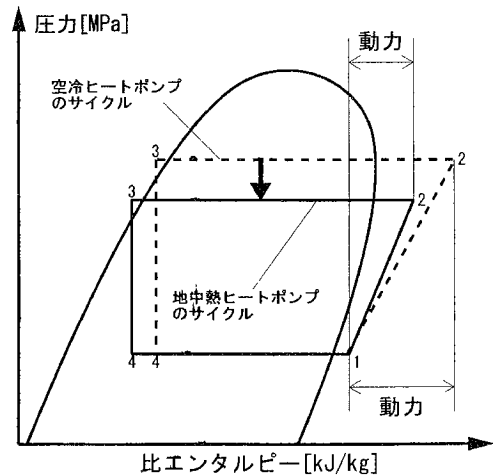


図4 冷却時 $p-h$ 線図 (地中熱と空気熱源の比較)
Fig 4 Heat pump cycle on $p-h$ diagram (cooling : comparison between ground source and air source).

利用時と同様に圧縮機の入出口における比エンタルピー差 (h_2-h_1) も小さくなるので動力が小さくなり、効率も向上する (Fig. 4)。

4-(2) フロスト・デフロストフリー

空気熱源ヒートポンプで加熱運転する場合、外気温が約 5℃ 以下になった場合は蒸発温度が 0℃ 以下になり、蒸発器である空気熱交換器に空気中の水分が付着して凍結 (フロスト) を起こす。水分が付着すると空気熱交換器性能が低下して蒸発温度が低下し、能力がさらに低下するため、ある一定の量か時間に、逆運転 (冷却運転) を行うことにより空気熱交換器を凝縮器として運転して除霜 (デフロスト) 運転を行うが、そのため二次側の熱を熱源にするためさらに能力低下となってしまう。

その反面地中熱ヒートポンプは不凍液を用いることが可能であり、蒸発温度が 0℃ 以下になってもフロスト・デフロストを起こすことがない。

4-(3) ヒートアイランド対策

都市部では夏季の空冷ヒートポンプによる排熱による温度上昇が社会問題になっている。ピーク時には冷房がフル稼働してしまい、外気温度を上昇させるとともに、外気温度上昇により、負荷の上昇とヒートポンプの能力低下が発生し、悪循環となっている。

地中熱源ヒートポンプの場合は冷房排熱を地中へ送るため、地上の空気を暖めることがない。

4-(4) 機械室設置

空冷式ヒートポンプは熱源、熱吸収源を外気としているため、室外機が必要である。それに対して地中熱ヒートポンプは室内の機械室に設置が可能であるため、建物の美観を損ねることがなく、機器の寿命も長くなる。

5. 地中熱ヒートポンプの種類

地中熱ヒートポンプは地中を熱源と熱吸収源の両方で使用するが、その両方を総じてグラウンドソース (Ground Source) と呼ぶこともある。ここでは一次側として水か地中、二次側として水か空気を選ぶことができ、その組み合わせについてそれぞれ解説する。

5-(1) 水-水 (Water to Water) 方式

一次側と二次側の両方とも水を用いてシステムを構築する場合は水冷式ヒートポンプチラー (チリングユニット) が用いられており、現在最も多く利用されている方式である。一次側の水が約 5℃ 未満になる場合は蒸発器における凍結防止のため不凍液 (ブライン) が用いられる。二次側の水も配管が凍結の恐れがある場合は不凍液が用いられる。

空調機として利用する場合のシステム効率 SCOP はヒートポンプの圧縮機に加えて一次側ポンプの消費電力 W_{1p} と二次側のポンプの消費電力 W_{2p} とファンの消費電力 W_{fan} 考慮する必要が

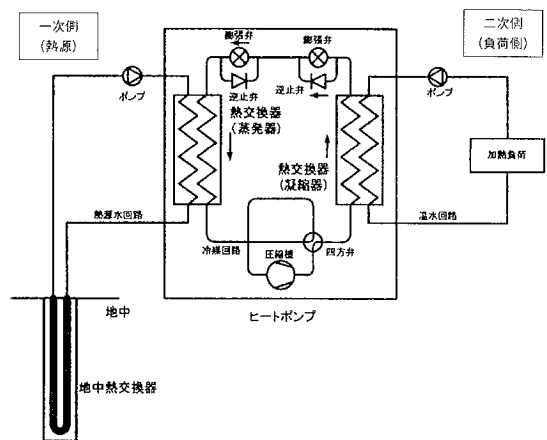


図5 水-水ヒートポンプ (加熱運転)
Fig. 5 Water to water heat pump (heating)

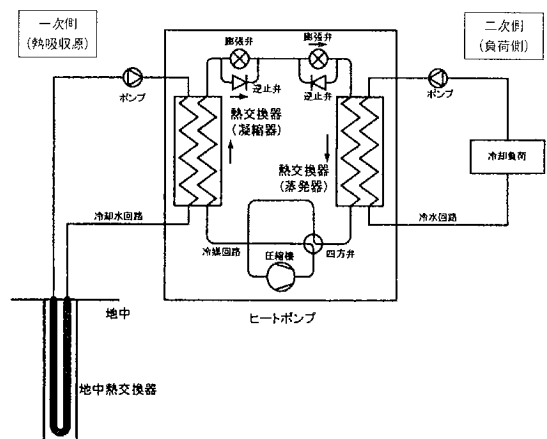


図6 水-水ヒートポンプ (冷却運転)
Fig. 6 Water to water heat pump (cooling)

あり、以下のようになる。

$$\begin{aligned} SCOP_{heat} &= \Phi_{co} / (W_c + W_{1p} + W_{2p} + W_{fan}) \\ SCOP_{cool} &= \Phi_{co} / (W_c + W_{1p} + W_{2p} + W_{fan}) \end{aligned} \quad (5.1)$$

Fig 5 と Fig 6 に地中熱を利用した水-水方式でのヒートポンプの冷却及び加熱時の運転サイクルを示す。

5-(2) 水-空気 (Water to Direct Air) 方式

一次側が水、二次側が冷媒のシステムを二次側直膨システムと呼ぶ。一次側は水-水システムと同様であるが、二次側についてはエアコンと同様に冷媒から直接室内器が凝縮器または蒸発器となり、室内の空気と冷媒が熱交換されて、空調が行われる。

(1)の水-水の場合は空調として利用する場合、二次側の水と空気をさらに熱交換しなければならず、(2)の水-空気方式の方が凝縮温度、蒸発温度に関して言えば COP が高くなる。また、水ポンプが不要な分 SCOP が水-空気方式の方が向上する。しかし、ヒートポンプの室外機と室内機間の冷媒配管が長くなるため、冷媒の圧力損失による COP 低下が大きいため、一概に水-空気方式が良いとは言えない。冷媒の圧力損失による性能低下についてはメーカーから提供される冷媒配管延長補正により把握ができる。

空調機として利用する場合のシステム効率 SCOP はヒートポンプの圧縮機に加えて一次側ポンプの消費電力 W_{1p} と二次側のファンの消費電力 W_{fan} を考慮する必要がある。

$$\begin{aligned} SCOP_{heat} &= \Phi_{co} / (W_c + W_{1p} + W_{fan}) \\ SCOP_{cool} &= \Phi_{co} / (W_c + W_{1p} + W_{fan}) \end{aligned} \quad (5.2)$$

5-(3) 地中-水方式、地中-空気方式

地中側に直接冷媒配管を埋設して、その配管自体を蒸発器、凝縮器にするというシステムも存在する。ただし、配管延長が長いので圧力損失が増大し、冷媒の分流、冷凍機油の戻りに問題があるため、小規模なシステムでの採用に限られる。また、地中熱交換器は高圧の冷媒配管であるので冷媒の漏洩が無いシステムを構築する必要がある。

6. 地中熱ヒートポンプの利用方法

地中熱ヒートポンプとして水-空気方式の場合

は空調に用途が限られるが、水-水方式の場合は以下のようにさまざまな用途に地中熱ヒートポンプが利用可能である。

6-(1) 空調

暖房・冷房は最もよく用いられる用途である。チリングユニットで用いられる場合はファンコイルまたはエアハンドリングユニットと組み合わせられる。通常は地中熱ヒートポンプで生成される温度は冷房で 5~10°C、暖房で 40~50°C 程度である。効率面を考慮すると快適性を失わない範囲で冷房時の冷水供給温度を高くし、暖房の供給温度を低く設定した方が良い。

6-(2) 床暖房

欧米で地中熱ヒートポンプシステムが普及しているのは、高気密・高断熱住宅と床暖房を採用し、床暖房への供給温水温度を 35°C 程度と低く設定することにより、暖房で使用する温度 40~50°C よりも低い温度となり、ヒートポンプの性能・効率を高めることによりイニシャル・ランニングコストを削減しているからである。また、ファンコイルやエアコンの空調よりも快適性が高いのも欧米で普及している要因である。

6-(3) 給湯

地中熱ヒートポンプでは温水出口温度を 40~70°C に設定して給湯として利用することが可能である。給湯方式としては補給水から比較的大きな温度差により直接昇温する瞬間給湯と 5°C 差程度で徐々に温度を上げてゆく循環給湯がある。特に、瞬間給湯の方は凝縮温度が低くできるため、循環給湯よりも COP は高くなる。開放式貯湯槽に給湯を行う場合は、瞬間給湯を行い、水位により貯湯量を制御し、その貯湯槽の温度が低下したときだけ循環給湯を行う形をとると、循環給湯だけを行う場合と比較して給湯の期間 COP が高くなる。また、密閉タンクを用いる場合は下部に補給水を入れ、下部からヒートポンプへ供給して大きな温度差でヒートポンプから温水を上部に供給する温度成層方式が有効である。密閉タンク方式の方が密閉回路なのでポンプ容量が小さくできるが、開放タンク方式はタンク内の温水がすべて給湯として利用できるため、大容量の蓄熱が可能である。

6-(4) プール昇温

温水プールの温度は30~40°Cであり、ヒートポンプでの昇温に向いている。ただし、塩素注入やろ過が必要なため直接昇温はせず水-水熱交換器を介して昇温が行われる。

6-(5) 融雪

融雪は床暖房とほとんど同じ形態をとるが、温水を循環させる温度は床暖房よりも低くなる。圧縮機には使用できる凝縮温度域があるため、温水供給温度が低すぎる場合は冷媒配管に凝縮圧力調整弁を取り付けるか、温水側に凝縮器とバイパスの水量を調整する比例3方弁等を組み合わせて凝縮温度(凝縮圧力)を調整する必要がある。

7. 地中熱ヒートポンプの能力線図による容量選定

地中熱ヒートポンプの蒸発能力・凝縮能力・消費電力・冷却COP・加熱COPは蒸発温度、凝縮温度により異なる。したがって水-水方式においては冷水温度と温水温度によっても異なる。凝縮温度や蒸発温度を測定することや、冷温水の温度条件によって逐々 $p-h$ 線図より蒸発能力・凝縮能力・消費電力・冷却COP・加熱COPを求めるこ

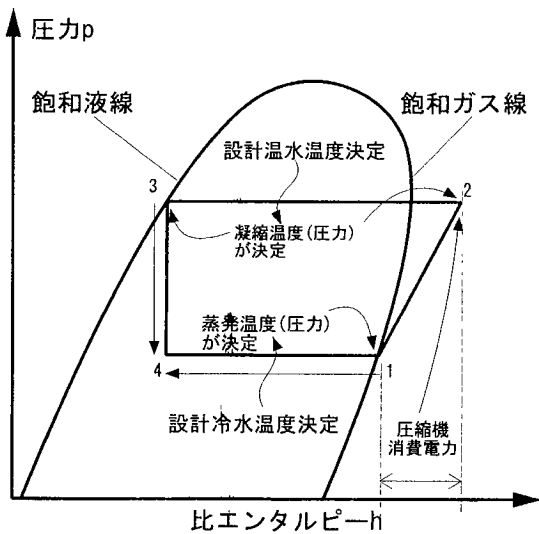


図7 設計温度より決定される $p-h$ 線図上のヒートポンプサイクル

Fig. 7 Heat pump cycle decided from design temperature on $p-h$ diagram

とは困難であるので、一次側、二次側ともに冷水、温水の設計温度より簡単に求められる能力線図(または性能線図と呼ぶ)が用いられる。

Fig 7にて $p-h$ 線図と能力線図の関係を説明する。冷水、温水の設計温度を決めた場合、熱交換器の性能より凝縮温度(凝縮圧力)、蒸発温度(蒸発圧力)が決まり、飽和ガス線上の蒸発圧力の点が点1、飽和液線上の凝縮圧力の点が点3、点1の圧力と点3の比エンタルピーの点が点4、圧縮機の性能によって圧縮過程で増加する比エンタルピー量が決まりことにより点2が求まり、 $p-h$ 線図にサイクルを描くことができ、性能を算定することが可能となる。((3.3)式, (3.4)式参照)(ここでは簡単のために凝縮液の過冷却、蒸発ガスの過熱は無視している。)このようにして冷水と温水の条件を変化させて、蒸発能力・凝縮能力・消費電力・冷却COP・加熱COPをプロットしたものが能力線図である。

Fig 8~Fig. 12は水-水方式で用いられる水冷式ヒートポンプチラーの能力線図の一例である。この能力線図では縦軸が求めるデータであり、蒸発側冷水出口温度はグラフの横軸で、そのデータの凝縮側温水出口温度の等温線がプロットされており、横軸の冷水出口温度と温水出口温度の等高線とから縦軸のデータが読み取れる。グラフから読み取れるデータとしては加熱能力(Fig. 8)・冷却能力(Fig. 9)・消費電力(Fig. 10)・加熱COP(Fig. 11)・冷却COP(Fig. 12)である。また、グラフでは冷水入出口温度差と温水入出口温度差は5°C差となっているが、温度差が3~8°Cと変化したときは若干の能力補正が必要であるが約±5%程度の違いである。

加熱の場合、二次側加熱能力は加熱能力線図を用い、そのときの一次側・熱源側吸熱量は冷却能力線図を用いる。逆に、冷却の場合、二次側冷却能力は冷却能力線図を用い、そのときの一次側・熱吸収源側熱量は加熱能力線図を用いる。COP線図についても同様である。また、消費電力は二次側で加熱利用時も冷却利用時も共通の消費電力線図を用いる。

例えば、加熱利用時はFig. 13のように二次側のヒートポンプ温水入口温度(=二次側出口温度)

40°C, 温水出口温度 (=二次側入口温度) 45°C, 一次側のヒートポンプ冷水入口温度 (=地中熱交換器出口温度) 10°C, 冷水出口温度 (=地中熱交換器入口温度) 5°C とした場合, 能力線図上では

温水出口温度 45°C の等高線と横軸で冷水出口温度 5°C の値を縦軸から読み取る。Fig 8～Fig 11 で実際に読み取ると, 加熱能力約 51 kW, 冷却能力 (=地中熱交換器採熱量) 約 40 kW, 消費電

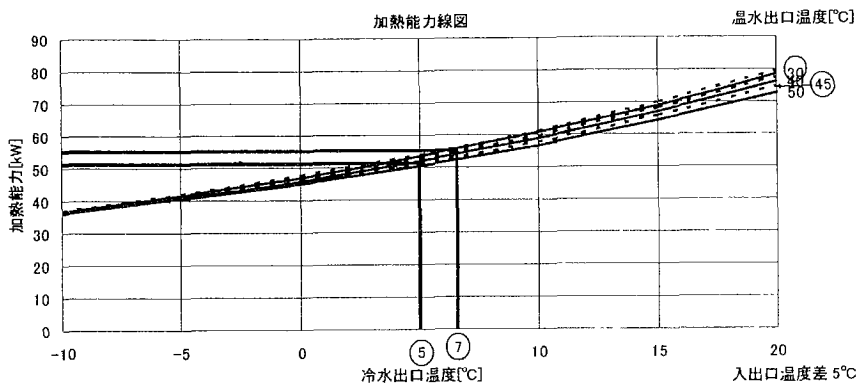


図 8 加熱能力線図
Fig. 8 Heating capacity diagram

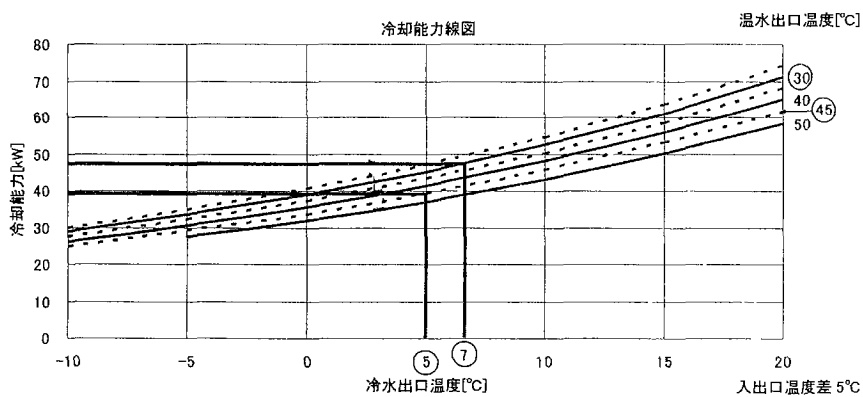


図 9 冷却能力線図
Fig 9 Cooling capacity diagram

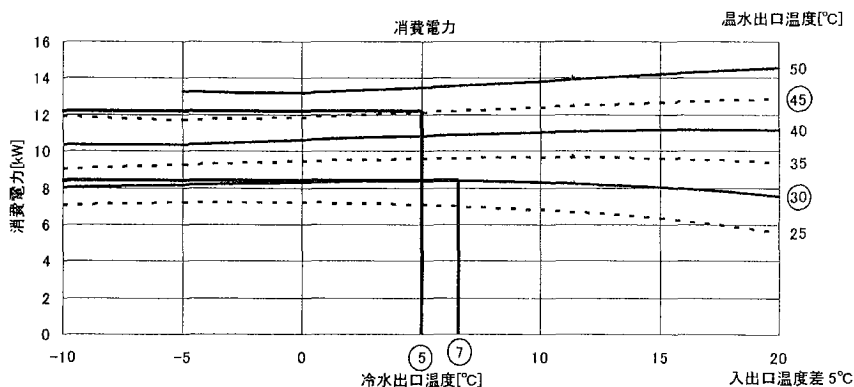


図10 消費電力線図
Fig. 10 Power consumption diagram.

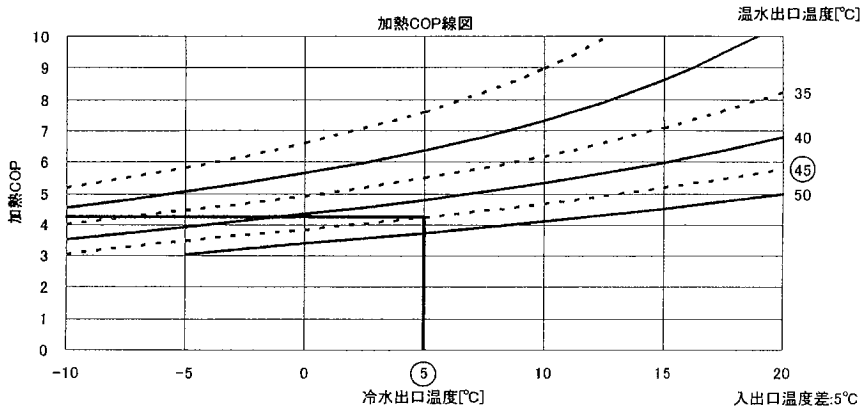


図11 加熱 COP 線図
Fig. 11 COP diagram (heating).

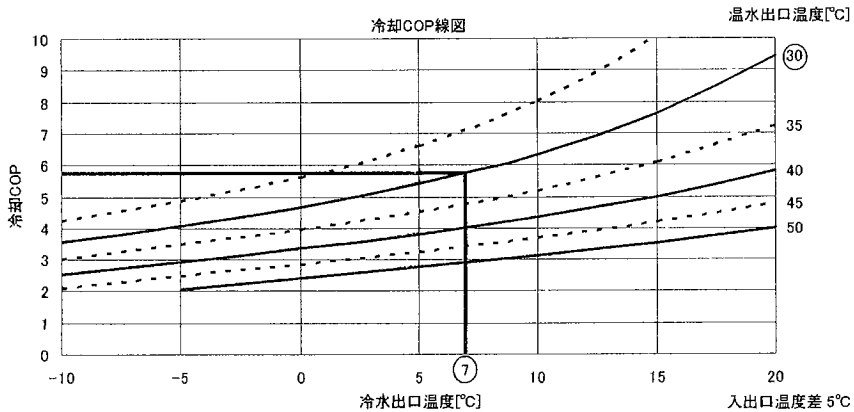


図12 冷却 COP 線図
Fig. 12 COP diagram (cooling)

力約 12 kW，加熱 COP 約 4.2 となる。仮に冷水出口温度を 5°C のままで，温水出口温度を 45°C から 50°C に変更した場合，加熱 COP は約 3.8 となり，COP は約 10% 低下する。また，仮に温水出口温度を 45°C のままで冷水出口温度を 5°C から 0°C に変更した場合は，加熱 COP は約 3.9 となり，COP は約 8% 減少する。このように加熱 COP は（冷却 COP も同様に）温水温度を上げると低下し，冷水温度を下げることによっても低下する。従って高効率なシステムを構築するためには温水温度はなるべく低くし，冷水温度は高く設定したほうが良いが，そのためには地中熱交換器の長さを増やし，二次側の放熱機器の伝熱面積を増やす必要があるため，イニシャルコストがかか

る。よって目的に応じて性能（ランニングコスト）とイニシャルコストのバランスを考えて設計しなければならない。

また，冷却利用時は例えば Fig. 14 のようにヒートポンプ冷水入口温度（＝二次側出口温度）12°C，冷水出口温度（＝二次側入口温度）7°C，一次側のヒートポンプ温水入口温度（＝地中熱交換器出口温度）25°C，温水出口温度（＝地中熱交換器入口温度）30°C とした場合，能力線図上では温水出口温度 30°C の等高線と横軸で冷水出口温度 7°C の値を縦軸から読み取る。Fig. 8～Fig. 10，Fig. 12 で実際に読み取ると，冷却能力約 48 kW，加熱能力（＝地中熱交換器放熱量）約 56 kW，消費電力約 84 kW，冷却 COP 約 5.8 となる。

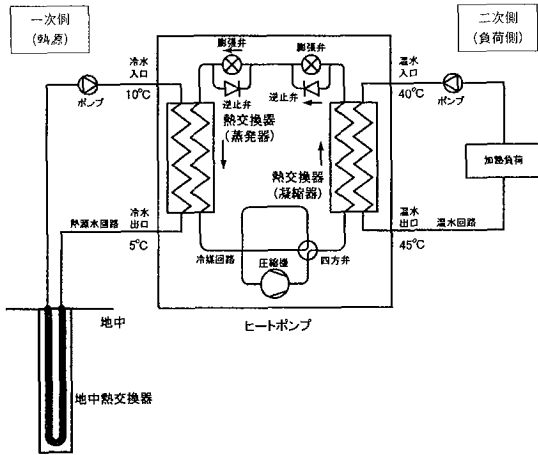


図13 加熱運転設計温度の例
Fig 13 Example of heating operation (ground source heat pump system).

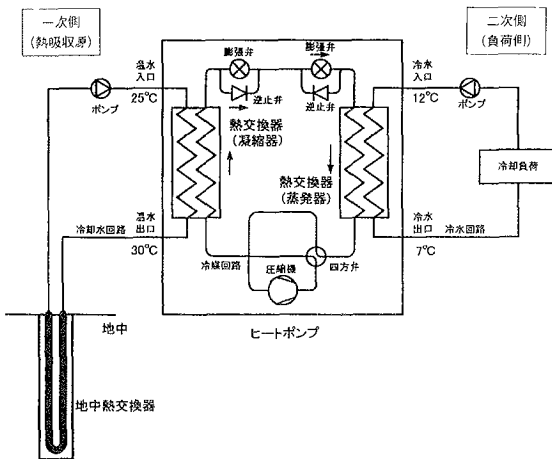


図14 冷却運転設計温度の例
Fig 14 Example of cooling operation (ground source heat pump system).

温水出口温度を増加させると凝縮温度（圧力）が上昇し、冷却能力が減少するが、消費電力は逆に上昇するため（Fig 4 参照、空冷を温水温度増加したものと置きかえて考える）、加熱能力＝冷却能力＋消費電力（(2.1) 式参照）の関係から、加熱と冷却では温水出口温度を変化させたときの能力の変化（感度）が異なる。

8. まとめ

今まで述べたように地中熱ヒートポンプは高いポテンシャルを持っているが、わが国において、現時点では地中熱ヒートポンプシステムは発展途上であり、掘削コスト削減、地中熱ヒートポンプの高効率化・低価格化、二次側システムの最適化、設計手法の標準化など、様々な点で研究・開発が進んでいる。また、ヒートポンプで利用される冷媒は地球温暖化影響が懸念されており、これに対してノンフロン化等の開発が必要である（飛原ほか、2004）とともに、地中熱ヒートポンプの研究発表や施工事例等で良いところは評価し、悪いところは改善を促すという地道な努力を続ける必要がある。

引用文献

- 源生一太郎（1970）冷凍機の理論と性能，日本冷凍空調学会，p.16-19
- 日本冷凍空調学会（1997）SIによる上級冷凍受験テキスト，日本冷凍空調学会，p 5-7
- 飛原英治ほか（2004）ノンフロン技術－自然冷媒の新潮流，オーム社。
- 山山治夫（1973）冷凍および空気調和，養賢堂，p.13-15，p.51-54。