

場所打ち杭を用いた地中熱利用空調システムの普及・実用化に関する研究
 (その12) 水冷式ヒートポンプ高効率化のための性能計算プログラムの開発
**The Development of Geothermal Air-conditioning System Using Ground Heat Exchanger
 utilizing Building's Cast-in-place Concrete Pile Foundation**
**(Part 12) The Development of the Performance Design Program to Improve Water-to-water
 Heat Pump Performance**

正会員 柴芳郎 (ゼネラルヒートポンプ工業) 正会員 大岡龍三 (東京大学) 正会員 関根賢太郎 (大成建設)

Yoshiro SHIBA *¹ Ryuzo OOKA *² Kentaro SEKINE *³

*¹ Zeneral Heatpump Industry Co.,Ltd *² University of Tokyo *³ Taisei Corporation

High performance water-to-water heat pump for ground source application was developed by using a plate heat exchanger, a new type of compressor and refrigerant cycle with a liquid-gas heat exchanger. First, the performance design program to compute the refrigerant cycle with a liquid-gas heat exchanger was created. The simulating program could predict heating/cooling capacity, electric power and COP by deciding surface area of heat exchangers, compressor efficiency, compressor displacement, etc. Secondly, the real heat pump was designed according to the result of the program and created and tested on performance to compare with the simulation.

はじめに

地中熱利用空調システムではシステムの性能を決めるファクターとしては土壌の状態、地中熱交換器の性能、熱流体の性質、地下水流速、ヒートポンプ性能、二次側負荷などがある。その中でも地中熱交換器とヒートポンプの性能は人工的に改善が可能である。ここでは、水冷式ヒートポンプの性能に寄与する種々のパラメータと計算式、計算方法について紹介する。また、そのプログラムの計算結果に基づいて製作された試作機の実験結果も紹介する。

1. 性能に寄与するパラメータ

1.1 冷媒

ヒートポンプの性能を計算する上で一番基本となるのは冷媒の物性値であり、使用する冷媒により性能は変化する。そのため市場にあるすべての冷媒を検証すべきであるが、その冷媒に付随する機器が揃っていなければヒートポンプとして製品化ができないため、検証する冷媒は限られてくる。ここでは市場に多く出ている R407C 冷媒を扱い、物性値は REFPROP と参考文献 4) によった。

1.2 圧縮機

圧縮機は汎用性が高いため市場に多く出しており、様々な大きさ、様々な方式があるが、性能もかなり異なっているため選定には十分注意する必要がある。能力を決めるのは押しのけ量、効率を決めるのは断熱効率、機械効率であり、圧縮部分の断熱性能、摩擦ロス、モーター効

率などが効率に影響を与えている。今回は押しのけ量が 35m³/h 程度の 3 種類の圧縮機 A, B, C を検討した。

1.3 熱交換器

凝縮器や蒸発器として利用される熱交換器については熱交換器表面積、熱伝達率、熱伝導率を考慮する必要がある。ただし、複雑な形状の熱交換器の熱伝達を解析するのは非常に困難なため熱伝導率を含めた熱通過率をパラメータとして与えている。また、熱交換器表面積は冷媒と水との温度差を決めるため性能に大きく影響する。今回は銅多重管式とプレート式について比較を行った。

1.4 サイクル

冷凍サイクルを変えることによっても性能が変わる。最も基本的なサイクルは単段サイクルであるが、液ガス熱交換器付きサイクルやエコノマイザ付サイクルを採用することにより効率向上が可能である。ただし、コストが変化するため、効率向上とのバランスを考える必要がある。

1.5 冷媒圧力損失

冷媒は冷凍サイクル中の配管や熱交換器で圧力損失が生じる。圧力損失が生じると圧縮機の圧縮比が大きくなるため動力が増えるとともに、低圧側圧力が低下して圧縮機吸入側の冷媒ガスの比重が小さくなるため冷却能力も低下し、効率が 2 重に低下する。したがって圧力損失はなるべく小さくしなければならない。

2. 性能計算プログラムの概要

性能を評価するためには前述の冷媒、熱交換器、圧縮機、サイクルの違い、冷媒圧力損失の他にも、冷温水利用温度、電源周波数など様々なパラメータについて計算する必要がある。そのため、性能設計プログラムは表計算ソフトを用いて計算速度向上のため簡易的・近似的に行うこととした。以下にその概要を示す。

2.1 関数・パラメータ固定値

冷媒(R407C)の飽和状態において、液、ガスそれぞれにおける温度に対する圧力、比重、エンタルピーと、圧力に対する温度、比重、比エンタルピーについてのデータを用いて、多項式近似式を作成し、関数として飽和状態の物性値を利用できるようにした。また、圧縮機効率も多項式近似された特性曲線を用いて計算する。

変数は凝縮後飽和液温度と蒸発後飽和ガス温度の2つのみとし、他の状態の物性値はパラメータを決めることにより計算によって求めた。

以下に使用した変数・関数・パラメータをリストアップした。なお、上付きまたは下付き文字でHは高压側、Lは低压側、gasはガス、liqは液、coは凝縮器、evは蒸発器、lgは液ガス熱交換器、scは過冷却、shは過熱を表している。

p : 圧力, T : 温度, t : 温度差(過熱度、過冷却度),

h : 比エンタルピー, Δp : 圧力損失, C_p : 定圧比熱,

K : 熱通過率, k : 比熱比

1) 変数 T_{gas}^L, T_{liq}^{sat}

2) 関数(REFPROPより算出)

a) $p_{gas}^L(T_{gas}^L), h_{gas}^L(T_{gas}^L), \rho_{gas}^L(T_{gas}^L)$

b) $p_{liq}^H(T_{liq}^H), h_{liq}^H(T_{liq}^H)$

c) $T_{gas}^H(p_{gas}^H), h_{gas}^H(p_{gas}^H)$

d) $T_{gas}^L(p_{gas}^L), h_{gas}^L(p_{gas}^L)$

3) パラメータ

a) 圧力損失

$$\Delta p_{gas}^H, \Delta p_{co}^H, \Delta p_{liq}^H, \Delta p_{lg}^H, \Delta p_{ev}^L, \Delta p_{lg}^L, \Delta p_{gas}^L$$

b) 過熱度、過冷却度 $t_{sh}, t_{sc}^{co}, t_{sc}^{lg}$

c) 定圧比熱 C_p^{gas}, C_p^{liq}

d) 圧縮機押しのけ量 V (電源周波数により変化)

e) 熱交換器伝熱面積(凝縮器 A_{co} 、蒸発器 A_{ev})

f) 熱通過率 $K_{co}, K_{sc}, K_{ev}, K_{sh}$

g) 冷温水入出口温度

h) 圧縮機効率 $\eta_{cm} (= \eta_c \times \eta_m)$

(圧縮効率 η_c , 機械効率 η_m)

i) 体積効率 η_v

2.2 各種状態

単段サイクルにおける圧縮、凝縮、膨張、蒸発、液ガス熱交換器付きサイクルにおける圧縮、凝縮、液ガス熱交換による冷却、蒸発、液ガス熱交換器による加熱、それぞれの前後の状態における温度、圧力、比エンタルピーは近似的に以下のとおりとなる。なお、下付きの数字は単段サイクルと液ガス熱交換器付きサイクルのP-H線図に示してある数字に対応している。(図1)

1) 単段サイクル

a) 圧縮前

$$T_1 = T_{gas}^L + t_{sh}, p_1 \cong p_{gas}^L - \Delta p_{gas}^L,$$

$$h_1 \cong h_{gas}^L + C_p^{gas} (T_1 - T_{gas}^L) \quad (1)$$

b) 圧縮後

過熱ガスを理想気体としたときの断熱圧縮の断熱圧縮後の比エンタルピー h_2^* と温度 T_2^* は

$$h_2^* = h_1 + \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\}, T_2^* = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2)$$

と定められる。ここで $v (= 1/\rho)$ は比体積である。実

際には圧縮機効率 η_{cm} を考慮して、

$$h_2 = h_1 + \frac{(h_2^* - h_1)}{\eta_{cm}}, T_2 \cong T_2^* + \frac{(h_2^* - h_2)}{c_p^{gas}} \quad (3)$$

となる。このときの圧力は高压側飽和液圧力と圧力損失から以下ようになる。

$$p_2 = p_{liq}^H + \Delta p_{co}^H + \Delta p_{gas}^H \quad (4)$$

c) 凝縮後

$$T_3 = T_{liq}^H - t_{sc}^{co}, h_3 \cong h_{liq}^H - c_p^{liq} (T_{liq}^H - T_3), p_3 \cong p_{liq}^H \quad (5)$$

d) 膨張後

$$h_4 \cong h_3, p_4 = p_{gas}^L + \Delta p_{ev}^L,$$

$$T_{liq}^L = T_{liq}^L(p_{liq}^L), p_{liq}^L = p_{gas}^L + \Delta p_{ev}^L$$

$$T_4 \cong h_4(T_{gas}^L - T_{liq}^L)/(h_{gas}^L - h_{liq}^L) + T_{liq}^L \quad (6)$$

2) 液ガス熱交換器付きサイクル

液ガス熱交換器付きサイクルの場合、圧縮前、圧縮後、凝縮後までは単段サイクルと同様な式となる。それ以外については液ガス熱交換器付きサイクル固有の式となる。数字の(')は液ガス熱交換器付きサイクルを示している。

a) 圧縮前 (液ガス熱交換加熱後)

$$T_{1'} = T_1, h_{1'} = h_1, p_{1'} = p_1 \quad (7)$$

b) 圧縮後

$$T_{2'} = T_2, h_{2'} = h_2, p_{2'} = p_2 \quad (8)$$

c) 凝縮後

$$T_{3'} = T_3, h_{3'} = h_3, p_{3'} = p_3 \quad (9)$$

d) 液ガス熱交換冷却後

$$T_{4'} = T_{3'} - t_{sc}^{lg}, p_{4'} = p_{liq}^H - \Delta p_{liq}^H - \Delta p_{lg}^H, \\ h_{4'} \cong h_{liq}^H - c_p^{liq} t_{sc}^{lg} \quad (10)$$

e) 膨張後

$$h_{5'} \cong h_{4'}, p_{5'} = p_{gas}^L + \Delta p_{lg}^L + \Delta p_{ev}^L, \\ T_{liq}^L = T_{liq}^L(p_{liq}^L), p_{liq}^L \cong p_{5'}, \\ T_{5'} \cong h_{5'}(T_{gas}^L - T_{liq}^L)/(h_{gas}^L - h_{liq}^L) + T_{liq}^L \quad (11)$$

f) 蒸発後

$$p_{6'} = p_{gas}^L + \Delta p_{lg}^L, h_{6'} \cong h_{1'} - c_p^{gas} t_{sc}^{lg}, \\ T_{6'} \cong h_{6'}(T_{gas}^L - T_{liq}^L)/(h_{gas}^L - h_{liq}^L) + T_{liq}^L \quad (12)$$

2.3 熱通過と潜熱・顕熱

熱交換器 (凝縮機、蒸発機) における熱通過量は冷媒の全熱 (潜熱 + 顕熱) に一致する。

$$Q^{trans} = Q^{flux},$$

$$Q^{trans} = KA\Delta T_{mean}, Q^{flux} = \rho\eta_v V h \quad (13)$$

熱通過量: Q^{trans} , 全熱: Q^{flux} , ΔT_{mean} : 対数平均温度差

対数平均温度差は熱交換器前後の温度と冷温水入出口温

度によって決まる。

2.4 計算で求まる値

上記の関数、固定値、パラメータ、式により以下の値が計算される。

1) 能力 (加熱、冷却)

$$Q_{heat} = \rho\eta_v V(h_3 - h_2), Q_{cool} = \rho\eta_v V(h_4 - h_1),$$

$$Q'_{heat} = \rho\eta_v V(h_{3'} - h_{2'}), Q'_{cool} = \rho\eta_v V(h_{6'} - h_{5'}) \quad (14)$$

2) 消費電力

$$W = \eta_v \rho V(h_2 - h_1), W' = \eta_v \rho V(h_{2'} - h_{1'}) \quad (15)$$

3) COP (加熱、冷却)

$$\varepsilon_{heat} = Q_{heat} / W, \varepsilon_{cool} = Q_{cool} / W,$$

$$\varepsilon'_{heat} = Q'_{heat} / W', \varepsilon'_{cool} = Q'_{cool} / W' \quad (16)$$

冷温水入出口温度を変えて計算することにより、定格性能の計算や線図の作成が容易にできる。

2.5 計算方法

収束条件は凝縮後飽和液温度と蒸発後飽和ガス温度を変数として(13)式により熱通過量が全熱 (潜熱 + 顕熱) に収束するように表計算ソフトの定義済みマクロによってゴールシークさせ、成功した場合その時のそれぞれの値を解とみなす。

すべてのパラメータが適正に入力されてはじめて解が収束し、1つでも不適正なパラメータを入力すると解は発散する。

例えば、圧縮機容量と熱交換器容量が不釣り合いであるような場合は収束しないため、実際にも冷凍サイクルとして不安定になり運転が不可能であると考えられる。したがって、このプログラムによって、性能を計算するだけでなく、ヒートポンプ部品の容量バランスや機器の大きさの過小・過大のチェックも行うことができる。

3. 計算結果

3.1 高効率化開発の効果

性能計算プログラムにより高効率化開発の効果をそれぞれ試算した。すべての高効率化開発を行った方式に対して、各パラメータを従来方式に戻した場合との性能比較を行った。この結果によればCOPはプレート式熱交換器採用により約23%向上、新型圧縮機Cを採用することにより12%向上、液ガス熱交換器を採用することにより8%向上することがわかった。(表1-1, 1-2, 1-3)

表1-1 プレート式熱交換器の効果

熱交換器	冷却能力(kW)	COP	COP比
多重管式(従来)	35.6	4.65	100%
プレート式(試作)	38.6	5.70	123

表 1-2 圧縮機の効果

圧縮機	冷却能力(kW)	COP	COP 比
A(従来)	38.4	5.08	100%
B	40.3	5.51	108%
C(試作)	38.6	5.70	112%

表 1-3 液ガス熱交換器の効果

液ガス熱交換機	冷却能力(kW)	COP	COP 比
なし(従来)	35.9	5.28	100%
あり(試作)	38.6	5.70	108%

設計条件：電源周波数 50Hz;冷水 12 7 ,温水 25 30 ;

3.2 P-H 線図

冷凍サイクルの P-H 線図の作成もプログラム上で行うことができ、ここでは代表例として従来機と試作機の冷房条件における線図を紹介する。従来機は単段サイクルであるのに対して、試作機は液ガス熱交換器付きサイクルであり、グラフ上の 3' 4' と 6' 1' において液とガス（正確には液・ガス混合状態）が熱交換されていることが示される。比較すると試作機の圧縮比が小さくなっている様子が見られる。(図-1)

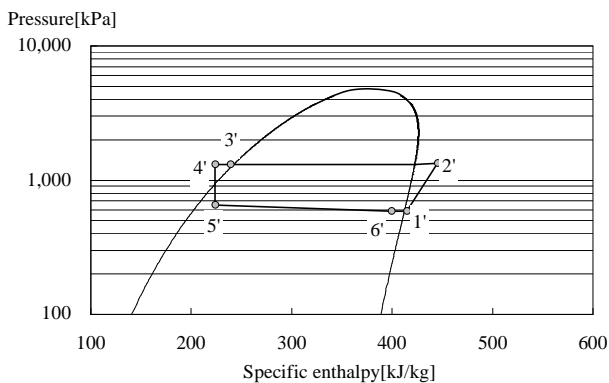
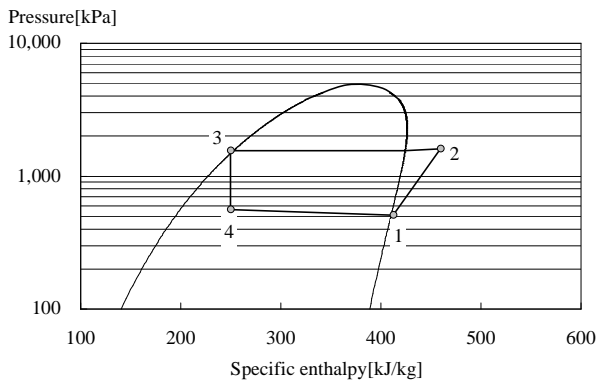


図 - 1 P-H 線図(冷房条件 上：従来機・単段サイクル、下：試作機・液ガス熱交換器付きサイクル)

4. 試作機の製作・計測

試作機の製作において、前述の3つの高効率化開発(プレート式熱交換器の採用、新型圧縮機の採用、液ガス熱交換器の採用)の他にも以下の高効率化対策を行った。

1) アキュムレータの撤去

液ガス熱交換器がある場合、液ガス熱交換器が液溜の役目を果たすので、アキュムレータがなくても圧縮機への液バックがない。また、アキュムレータを撤去することにより、低压側の圧力損失が低減されて能力・効率が向上するとともに、イニシャルコスト削減にもなる。従って、従来機にあったアキュムレータを試作機では撤去した。

2) オイルセパレータの撤去

試作機はオイルの滞留が起こらないような配管回路であるためオイルセパレータを撤去した。オイルセパレータを撤去することにより、オイル戻し回路がなくなるので冷媒循環量が増大し能力・効率が向上し、高压側の圧力損失の低減により圧縮機の圧縮比が低減されて消費電力が抑えられるとともに圧縮機過熱の可能性が低減する。また、イニシャルコスト削減効果にもなる。

3) 蒸発器の対向流利用

四方弁を用いた回路の場合、蒸発器は平行流となってしまうが、水側の流向を逆にするように3方弁を2つ組み込むことにより、蒸発器を対向流とすることとした。そうすることにより冷媒と熱源水の数平均温度差が小さくなり、蒸発圧力が上昇することにより吸入ガス比重が増大するため能力・効率が向上する。

以上の高効率化開発を試作機に対して行い、計測を行ったところ(60Hzにおいて)冷却 COP5.5 を実現した。

5. まとめ

地中熱源対応水冷式ヒートポンプの性能向上のためのパラメータ検討し、その効果を試算するための性能計算プログラムを作成した。その計算結果、高効率化開発の効果を計算した。それに基づき試作機の製作を行い、計測を行った。今後は計算精度向上を行う。

本研究の一部は、2003年10月よりの(独)新エネルギー・産業技術総合開発機構『エネルギー使用合理化技術戦略的開発 エネルギー使用合理化技術実用化開発 大都市における基礎杭を利用した地中熱空調システムの普及・実用化に関する研究(研究代表者 東京大学 大岡龍三助教授)』によった。

参考文献

- 1) 冷凍機および熱ポンプ, 山田治夫, 養賢堂
- 2) 冷凍機の理論と性能, 源生一太郎, 日本冷凍協会
- 3) 熱交換器設計ハンドブック, 尾花英朗・工学図書
- 4) Thermodynamic Properties of Pure and Blended Hydrofluorocarbon (HFC) Refrigerants, R. Tillner-Roth, J. Li, A. Yokozeki, H. Sato, K. Watanabe, 日本冷凍空調協会
- 5) 地中熱源対応水冷式ヒートポンプチラーの開発, 柴芳郎・大岡龍三・関根健太郎, 平成16年度空調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 2004年9月