

再生可能エネルギー利用のための水循環・分散型ヒートポンプシステムの開発
(第4報) 非住宅用システムの年間性能評価

Development of distributed water source heat-pump system for renewable energy
(Part 4) Annual performance simulation for non-residential buildings

技術フェロー ○塩谷正樹 (鹿島技術研究所) 正会員 小野永吉 (鹿島技術研究所)
正会員 柴芳郎 (ゼネラルヒートポンプ工業) 非会員 藤井義久 (eF研舎)

Masaki SHIOYA*¹ Eikichi ONO*¹ Yoshiro SHIBA*² Yoshihisa FUJII*³

*¹ Kajima Technical Research Institute *² Zeneral Heatpump Industry Co., Ltd *³ eF-kensha Co., Ltd

We are developing a new water-circulation heat pump system which uses renewable energy such as solar heat, ground heat and ambient air as heat-sources. In this paper we evaluated annual performance of the developed system (SSHP system) by a simulation using models based on experimental operation data. As a result of that SSHP system show higher COP comparing with conventional distributed heat-pump system.

はじめに

地中熱などの再生可能熱エネルギー利用は、イニシャルコストが高く未だ普及が進んでいないのが現状である。本研究で提案するシステムは、再生可能エネルギーを用いて年間の熱源水温度を15~25°C程度の中温に保ち、水熱源HPの高効率化を可能とすることを特長としている。従来の空気熱源HPに比べると、冬期の方が熱源の温度の優位性が高いため、温熱供給においてより省エネ効果を発揮することが期待される。前報¹⁾では、非住宅分野のうち加熱負荷の大きい病院を対象に、従来採用されている一般的な水熱源HP方式に対する投資回収年数を算出し、経済性の観点から実現性に目途が立つ結果を得た。本報では、開発システムの実機(試作機)の運転データをもとにシステム構成機器モデル化を行い、年間シミュレーションにより運転性能の把握を行った結果を示す。

1. 検討条件

1.1 モデル建物

モデル建物として温熱負荷の大きい病院を想定して検討を行った。同様の負荷特性を持つ用途としてはホテル、老健施設等があり、これらも同条件の適用先として挙げられる。図1にモデル建物の概要を、図2に想定した負荷条件を示す。延床面積は15,000m²とするが、地中熱交換器の能力等の制約から熱供給の対象床面積は5,000m²とする。これは病室等の24時間空調系統に相当(約1/3)する。

1.2 モデルシステム

システム系統図を図3、機器仕様を表1に示す。熱利

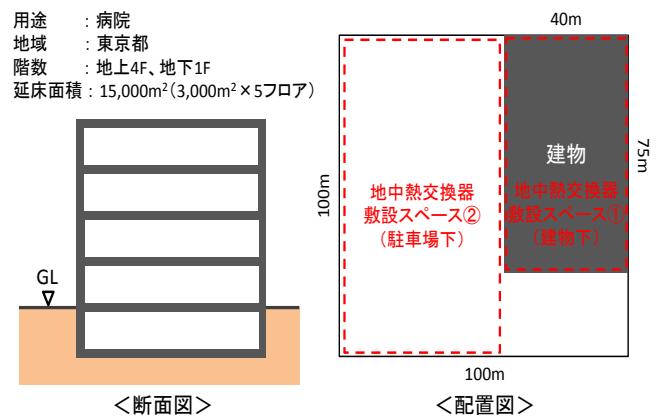


図1 モデル建物の概要

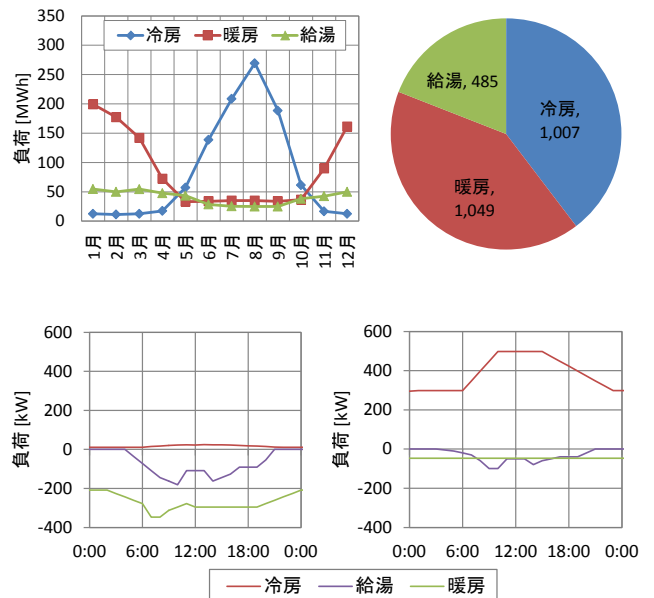


図2 想定負荷条件

用側の機器として水熱源空調 HP および水熱源給湯 HP があり、その熱源として集熱専用天空熱源ヒートポンプ (Sky Source Heat Pump、以下 SSHP)、蓄熱型地中熱交換器、冷却塔を使用する。各機器の概要については次節で説明する。

1.3 システムシミュレーションモデル

主要な機器の概要と計算モデルについて説明する。

(1) 集熱専用 SSHP

太陽熱と空気熱を利用する、熱源水加熱用のヒートポンプである。図4に集熱専用 SSHP の機器構成を示す。1次側はブラインループとし、太陽熱集熱器 (SS パネル) および空気熱交換器 (フィンチューブ型) によって集熱する。以下、各構成機器のモデル化方法を説明する。

(a) 圧縮機

スクロール圧縮機の回転数、蒸発・凝縮温度に対する入出力特性をメーカーから受領し、多項式近似によりモデル化した。

(b) 水-冷媒熱交換器

気相、液相、気液2相の3つの領域に分け、それぞれで算術平均温度差に基づく熱収支式を立て、3領域の合計伝熱面積が設計値と一致するように収束計算を行う。総括伝熱係数は冷媒状態や流速等によらず一定値としており、今後の課題である。

(c) 太陽熱集熱器

集熱パネルの日射吸収率および長波長放射率を与え、①日射による集熱、②長波長放射による放熱、③外気との対流熱交換を計算する。

(d) 空気熱交換器

国土交通省開発の LCEM Ver.3.10²⁾の冷温水コイルモデルを流用する。ただし、外気側の相変化は扱っておらず、顕熱交換のみを計算している。

(e) 冷媒サイクル

冷媒 R410A の物性値は米国 NIST 開発の冷媒熱物性データベース REFPROP Ver.9.1³⁾と連成することで与えている。上記の4つの機器の熱出力を計算の上、冷媒サイクルの熱収支が取れるよう収束計算を行う。

(2) 蓄熱型地中熱交換器

建物下または外構 (駐車場下) に大口径 (200A) の波付ポリエチレン管製熱交換配管 (図5) を水平に設置するものである。大容量の管内水を水蓄熱槽のように利用でき、かつ掘削費の低減が期待できる。水平に埋設する直管タイプの地中熱交換器に計算対象を限定し、地表面境界を考慮でき、比較的簡単に計算を実施できる差分モデルを開発した。モデルの詳細については次報⁴⁾を参照されたい。なお、次報にて報告している通り、実験データとの比較により計算精度を検証済である。

(3) 水熱源給湯・空調 HP

高効率熱交換器、DC インバータ圧縮機、DC インバー

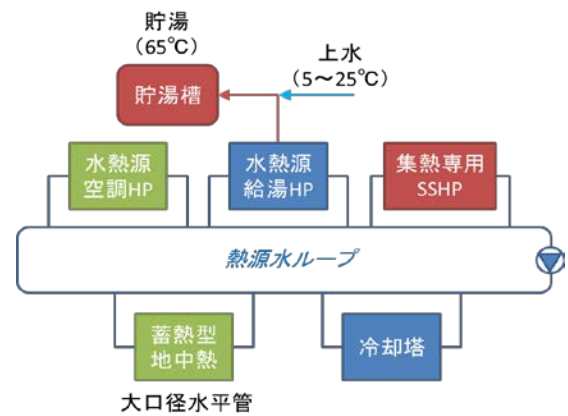


図3 全体システム概念図

表1 機器仕様

機器名称	仕様
水熱源HP	冷房能力142kW、暖房能力228kW、4台
集熱専用SSHP	スクロール式 加熱能力45kW×10台 入力 圧縮機3kW 空気熱交ファン 0.9kW ブラインポンプ0.6kW
蓄熱型地中熱交換器	大口徑水平管型250φ 40m×94本(総長3,760m)
冷却塔	冷却能力451kW×1台
熱源水ポンプ	500L/min、200kPa、3.7kW×4台

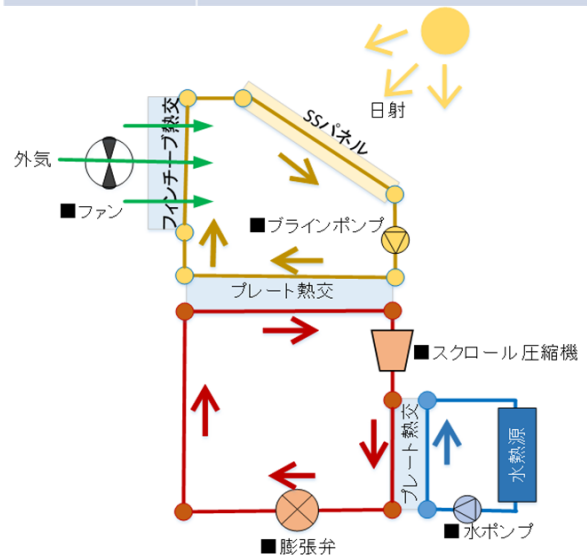


図4 集熱専用 SSHP の機器構成

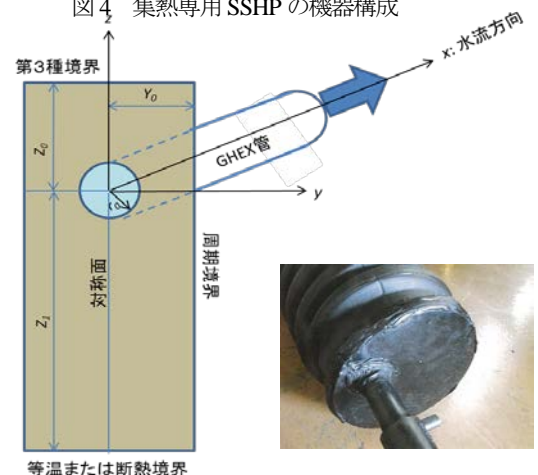


図5 蓄熱型地中熱交換器解析モデル

タポンプを内蔵した水熱源空調・給湯 HP を開発し、試作機の特性データを多項式近似によりモデル化した。

1.4 システム制御方法

熱利用側の機器（水熱源空調・給湯 HP）は入力している負荷データに基づき発停を行う。蓄熱型地中熱交換器は基本的に常時使用とし、集熱専用 SSHP は運転許可時間を日中に限定し、熱源水出口温度 15°C を目標に出力を制御する。日中に集熱専用 SSHP の能力に余裕がある場合には、蓄熱型地中熱交換器を介して管内水または地中へ蓄熱することが可能である。冷却塔は冷房運転時に熱源水温度が 32°C を越える場合に運転するが、年間シミュレーションを行った結果、地中熱交換器で大部分の負荷を賄えるためほとんど稼働しなかった。

2. 計算結果

上述のシステムシミュレーションモデルを用い、開発システムの年間シミュレーションを実施した。計算結果を図 6～図 13 に示す。

図 6 は水熱源空調・給湯 HP (WHP) の処理熱量を示している。6 月～9 月は冷却負荷、10 月～5 月は加熱負荷が大きい。図 7 は熱源側の処理熱量を示している。加熱負荷は集熱専用 SSHP および地中熱がおよそ半々で負担している。冷却負荷はほぼ地中熱のみで賄えている。このため、冷却塔は稼働していない。

図 8 は月積算の電力消費量を、図 9 は COP を示している。電力消費量の大部分は WHP が占めており、次いで集熱専用 SSHP が大きい。熱源水ポンプの電力消費量が非常に小さいが、揚程については今後見直しが必要である。COP については、WHP は冷房運転時 4.2～10.5 程度（年平均 5.2）、暖房運転時 3.6～5.5 程度（年平均 3.9）、給湯運転時 3.7～6.5 程度（年平均 4.2）、集熱専用 SSHP は 7.0～8.4 程度（年平均 7.5）、システム全体では 3.3～5.3 程度、年間のシステム COP は 4.2 となった。これらは既報の試算時に想定した COP より低い値となったが、今回は、WHP の暖房・給湯間の熱回収を行わない運転モードでの特性データを用いたためである。図 10 は集熱専用 SSHP の電力消費量内訳、図 11 は集熱源内訳を示している。圧縮機の電力消費量に対しラインポンプおよび空気熱交換器ファンの電力消費量は小さくなっており、この点については設計条件の妥当性を今後検証していく必要がある。集熱源の内訳は太陽熱が 60%、空気熱が 40%程度であった。図 12 は年間の熱源水温度変動を示している。年間を通じ、熱源水温度は 8～30°C の範囲で運用できている。以上の結果をもとに、開発システムの省エネルギー性を評価した結果、図 13 に示すように、一般的な空冷 HP システムに対し、開発システムの年間

消費電力量は約 40%低減となった。

3. 結論

今年度実施した年間システムシミュレーションにより以下の点を明らかにした。

- 1) 年間システム COP は 4.2 と高い結果となった。ただし、熱源水ポンプや SSHP 補機動力の精査が今後必要である。
- 2) 集熱専用 SSHP の年間 COP は 7.5 と非常に高い。一方、暖房、給湯 HP の COP が 4 前後となったが、冷房・暖房・給湯間の熱回収運転や太陽熱集熱器による給湯予熱により COP の向上が期待できる。
- 3) 今回計算では熱出力に対する太陽熱の寄与率は 60%程度となったが、集熱専用 SSHP との分担割合は対象建物の加熱負荷特性、経済性も考慮して決定する必要がある。
- 4) 熱源水温度 (WHP 入口) は年間最低値 8°C、最高値 30°C であった。
- 5) 一般的な空冷 HP システムに対し、開発システムの年間消費電力量は約 40%程度低減できる。

【謝辞】

本研究開発は、国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構より委託を受けた「再生可能エネルギー熱利用技術開発/地中熱利用トータルシステムの高効率化技術開発及び規格化/再生可能エネルギー利用のための水循環・分散型ヒートポンプシステムの開発」の一環として実施したものである。ここに感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 塩谷他, 再生可能エネルギー利用のための水循環・分散型ヒートポンプシステムの開発 (第 2 報), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2015.9
- 2) 国交省大臣官房官庁営繕部設備・環境課, LCEM ツール ver3.10 取扱説明書, 2016.2
- 3) National Institute of Standards and Technology, REFPROP references (<http://www.nist.gov/srd/upload/REFPROP9.PDF>), 2016.2
- 4) 小野他, 再生可能エネルギー利用のための水循環・分散型ヒートポンプシステムの開発 (第 4 報), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2016.9

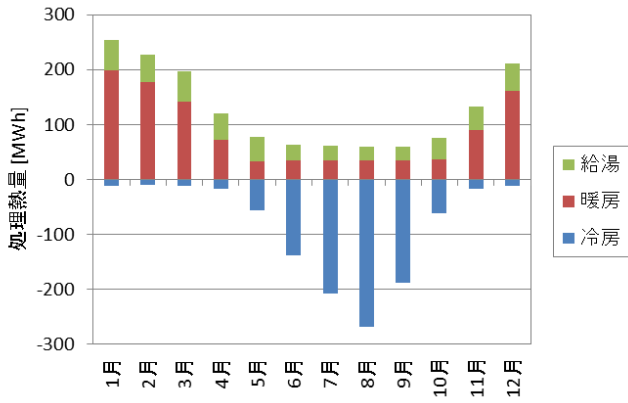


図6 WHP 処理熱量

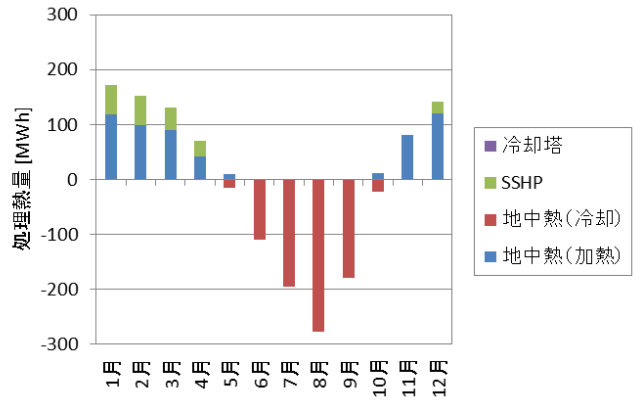


図7 熱源水側処理熱量

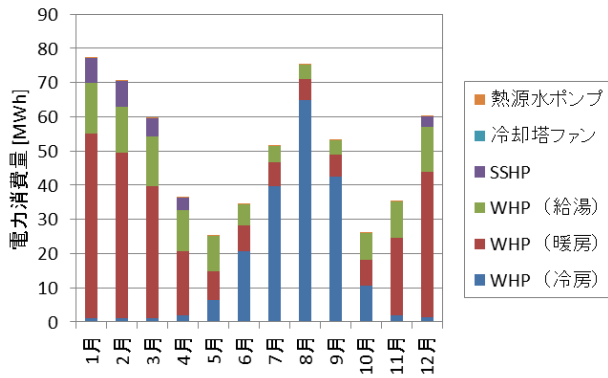


図8 月積算電力消費量

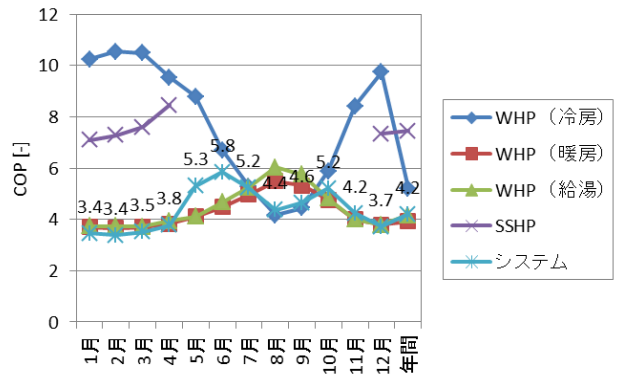


図9 月平均・年平均COP

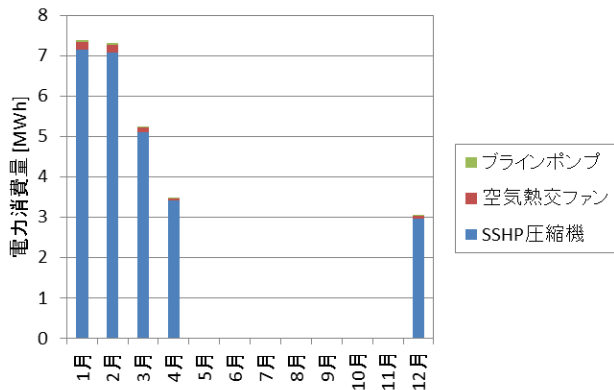


図10 SSHP 電力消費量内訳

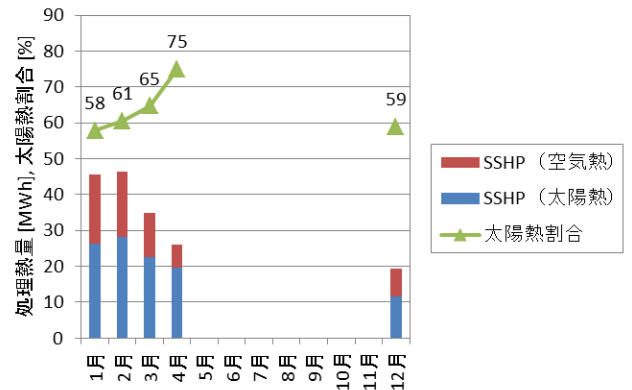


図11 SSHP 集熱源内訳

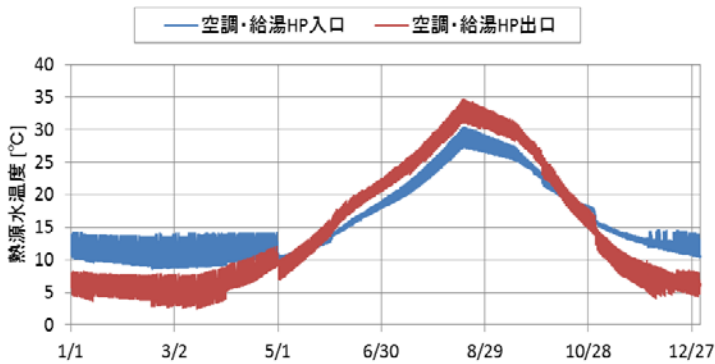


図12 熱源水温度の年変動

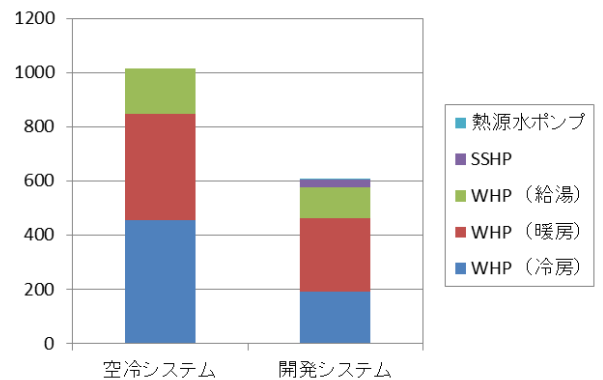


図13 空冷HPとSSHPの比較