

地中熱ヒートポンプシステムの最適運転

古谷光輝* 石山友通*

Optimal Control Method for Ground Source Heat Pump System

by Mitsuteru FURUYA, & Tomomichi ISHIYAMA

Spreading and expanding a heat pump system utilizing ground thermal energy, which is one of the renewable energies, require an understanding of the characteristics of the system and the establishment of an optimal control method according to conditions.

East Japan Railway Company and Ebara Refrigeration Equipment & Systems Co., Ltd. jointly conducted a demonstration experiment with the aim of establishing a control method to make the most efficient use of ground thermal energy. Experimental equipment for a ground source heat pump (GSHP) system was installed on the premises of East Japan Railway Company in Saitama City, Saitama Prefecture, and test operations were conducted for 8 months from July 2013 to February 2014 to grasp the operating characteristics of borehole type GSHP. Furthermore, an optimal control method was devised based on the observed data.

Keywords: Renewable energy, Ground source heat pump (GSHP), Optimal control method, Ground heat exchanger (GHE), Ground thermal energy usage, Visualization, Time required for recovering underground temp., Radiant panel

1. はじめに

地中熱は、2014年4月に閣議決定された新しい「エネルギー基本計画」の中で、再生可能エネルギーの一つとして、その導入拡大が期待されている。また、地中熱を利用するヒートポンプ(HP)システムは、ヒートアイランド現象の緩和や地球温暖化対策として期待でき、年間を通じて温度が安定している地中を熱源とすることによって、効率の高い運転をすることができる。この省エネルギー性及び環境性に優れた地中熱HPシステムを普及拡大していくためには、そのシステム特性を把握し、条件に応じて適切に運転する制御手法を確立することが不可欠である。

地中熱HPシステム普及の最大の課題は、地中熱交換器の設置費等の初期導入コストが高いことである。初期導入コストを抑制するためには、設置する地中熱交換器を最小限にする、あるいは他の熱源方式と組み合わせることによって地中熱HPシステムの設備能力を小さくする必要があるのである。

地中熱交換器を最小限にした地中熱HPシステムにおいて、再生可能エネルギーである地中からの採放熱量を増大させるためには、システムを長時間運転する必要がある。しかし長時間運転すると、冷房運転の場合、地中熱交換器の周囲温度の上昇に伴い冷却水温度が上昇し、地中熱HPの運転効率が低下する。また、地中熱HPと他の熱源機との複合システムにおいては、中間期等の外気条件によっては、水冷式や空冷式の熱源機よりも地中熱HPの運転効率が低下し、システム全体の効率を低下させることがある。

そこで、前記課題を解決するための最適運転制御手法を確立することを目的に実証試験を行った¹⁾。埼玉県さいたま市にある東日本旅客鉄道(株)の敷地内に、地中熱HPシステムの試験設備を設置し、2013年7月から2014年2月までの8箇月間の試験運転を行い、ボアホール方式における地中熱HPの運転特性を把握した。また、実測データを基に最適運転制御手法を考案した。

以降に、試験設備概要、冷房運転での試験結果及び実測データを基に考案した最適運転制御手法について報告する。

* 荏原冷熱システム(株)

2. 試験設備

2-1 試験設備の概要

実証試験で使用したボアホール方式の地中熱HPシステムの施設概要及び主要機器の仕様を次に示す。

地中熱交換器用としてボアホール（深さ105 m、孔径： ϕ 179 mm）を5 m間隔で3本（No.1～No.3）掘削した。一般的に、地中熱交換器の単位長さ当たりの交換熱量は40 W/mと言われており²⁾、その値から必要なボアホール本数を算出すると4本となるが、初期導入コスト低減手法検討のため、本設備は1本少ない3本とした。各ボアホールに写真1に示すUチューブと呼ばれる内径25 mmのポリエチレン製の熱交換器を2対挿入した。また3本中2本の地中熱交換器は、温度測定用パイプ内に深さ10 mごとに熱電対を設置し、地中温度の変化を確認でき



14-31 01/246

写真1 Uチューブ
Photo 1 U-Tube

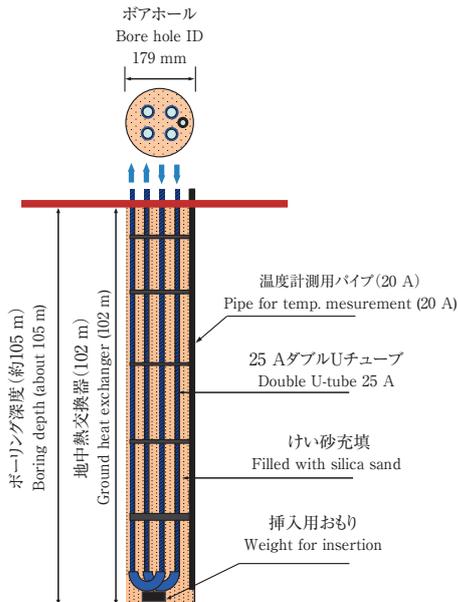


図1 ボアホール断面図
Fig. 1 Sectional view of bore hole

る設備とした。ボアホールの断面図を図1に示す。

図2にシステムフロー、写真2、写真3に試験設備の外観、表1に主要機器仕様を示す。試験設備は、呼称5馬

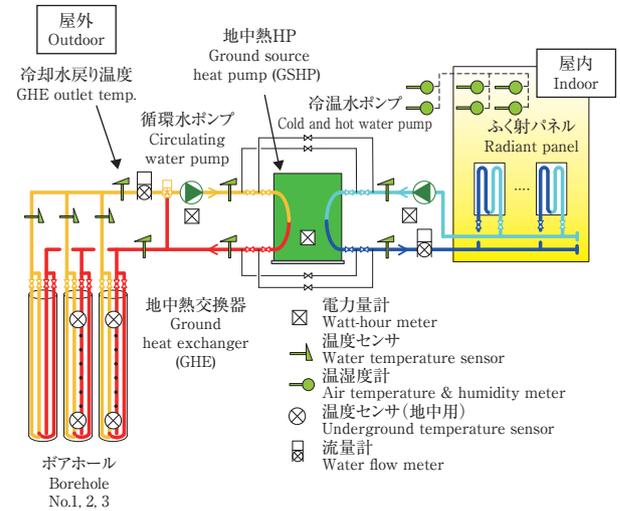
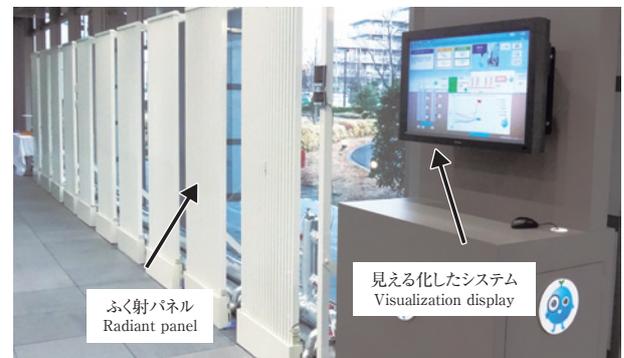


図2 システムフロー（冷房時）
Fig. 2 System flow (cooling mode)



14-31 02/246

写真2 屋外試験装置
Photo 2 Outdoor experimental equipment



14-31 03/246

写真3 屋内試験装置
Photo 3 Indoor experimental equipment

表1 機器仕様

Table 1 Specifications of main experimental equipment

機器 Equipment	仕様 Specification	
地中熱交換器 Ground heat exchanger (GHE)	長さ Length	102 m
	間隔 Interval	5 m
	穴径 Hole diameter	φ 179 mm
	チューブ Tube	ダブルUチューブ Double U-tube 25 A
	けい砂 Silica sand	2号 No.2
	設置箇所 Number of installation holes	3
地中熱HP Ground source heat pump (GSHP)	冷房能力 Cooling capacity	12.9 kW
	暖房能力 Heating capacity	16.6 kW
	冷媒 Refrigerant	R407C
	台数 Number of HPs	1

力の水熱源チラー（地中熱HP）、地中熱交換器、ポンプ、ふく射パネルで構成される。冷房運転時は、地中熱HPで製造した冷水を屋内に設置したふく射パネルに供給し冷房する。冷水を製造した際に地中熱HPから放出された排熱は、地中熱交換器を介して地中に放熱される。暖房運転時は、地中熱交換器を介して地中から採熱する。地中熱HPではその熱を熱源として、温水を製造する。製造された温水は、ふく射パネルに供給し暖房する。

2-2 試験設備の特徴

(1) 見える化したシステム

空冷HPと比較した場合のCO₂削減量、システムの運転状況、地中熱採放熱量、地中温度等がリアルタイムで容易に把握できる見える化したシステムを試作した。また、インターネット回線を通じて遠隔地においても、同じ画面が見えるようにした（図3）。

(2) 省エネルギー形ポンプ

システムの省エネルギー化のため循環水ポンプに永久磁石式（PM）モータを搭載したSSLD型ラインポンプを採用した。これによって、循環水量を任意に設定できるようにした（写真4）。

(3) ふく射パネル

空調設備にふく射パネルを採用した。ふく射パネルは、従来の対流空調と比べて、供給水温度を冷房時は高く、暖房時は低く設定できる。対流空調のように吹き出しを行わないため温度むらがなく、不快な気流を感じないことから、省エネルギー性、快適性に優れている。



図3 見える化したシステムの画面
Fig. 3 Visualization screen



14-31 04/246

写真4 PMモータ搭載ポンプ

Photo 4 Pump mounted with PM motor (model SSLD)

3. 試験結果

長時間運転における地中熱HPシステムの特性把握のため、表2に示す条件によって試験を行った。その結果を3-1、3-2に示す。

表2 試験条件

Table 2 Testing conditions

項目 Item	条件 Conditions
運転モード Operating mode	冷房運転 Cooling mode
冷房能力（平均） Cooling capacity (Ave.)	9.2 to 13.1 kW (12.5 kW)
冷水温度 Chilled water temp.	7 °C
冷水流量 Chilled water flow rate	38 L/min
冷却水（循環水）流量 Cooling water (circulating water) flow rate	50 L/min
運転時間 Operating time	18 h

3-1 地中熱交換器の放熱量の時間的変化

図4は、地中熱交換器からの放熱量の時間的変化を示している。時間経過とともに累積放熱量がほぼ一定の割合で増加していることが分かる。地中熱交換器の単位長さ当たりの放熱量は49.5 W/mと一般的な値40 W/mと比べて高い値となった。

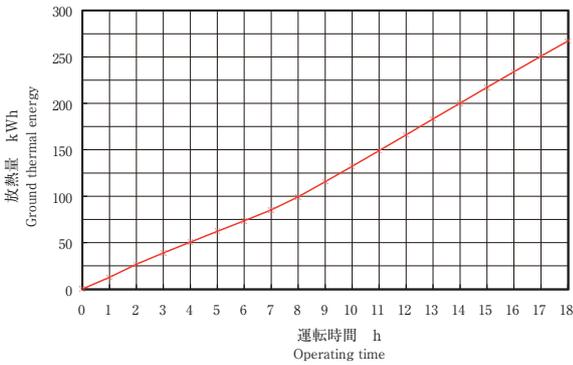


図4 放熱量の時間的変化

Fig. 4 Operating time vs ground thermal energy

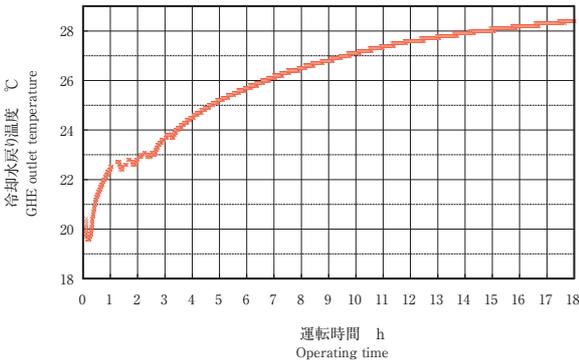


図5 冷却水戻り温度の時間的変化

Fig. 5 Operating time vs GHE (Ground heat exchanger) outlet temperature

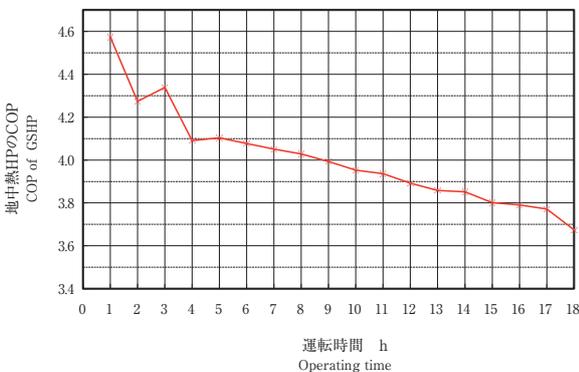


図6 地中熱HP成績係数の時間的変化

Fig. 6 Operating time vs COP of GSHP

3-2 地中熱交換器からの冷却水戻り温度と地中熱HPの運転効率の時間的変化

図5、図6は、地中熱交換器からの冷却水戻り温度と地中熱HPの成績係数(COP)の時間的変化を示している。運転開始時の冷却水戻り温度は、19.5℃である。運転開始から2時間経過以降、地中の冷却能力よりも地中熱交換器からの放熱量が多いため徐々に温度上昇し、18時間連続運転後28.4℃まで上昇した。地中熱HPのCOPは、運転開始時4.6から18時間連続運転後3.7と約20%低下した。

3-3 地中温度の回復時間

図7は、地中熱HPシステムを12時間連続運転した後、12時間停止する試験を3日間連続で実施したときの深さ100 mの地中温度の変化と、1時間当たりの地中への放熱量を表している。3サイクルとも運転停止直後の地中温度は、20.6～20.9℃、運転停止から12時間経過後の地中温度下降幅3.8～3.9℃とほぼ一定な結果が得られた。このように現場ごとの地中温度の回復に必要な時間は、運転停止後の温度変化のデータを収集・解析することによって推定することが可能である。

3-4 地中への放熱量と COP

図8に前項の12時間運転、12時間停止を含めて四つの異なる運転/停止時間(①8 h/16 h, ②12 h/12 h, ③20 h/4 h, ④連続)にて3日間サイクル運転したときの積算地中放熱量、式から算出した運転中の平均冷却水戻り温度、COPの変化を示す。図から運転時間が長く(停止時間が短く)なる程、地中への放熱量が増加する。一方、冷却水戻り温度は上昇し、地中熱HPのCOPは低下する。4条件の中では、条件③以降の冷却水戻り温度上昇、

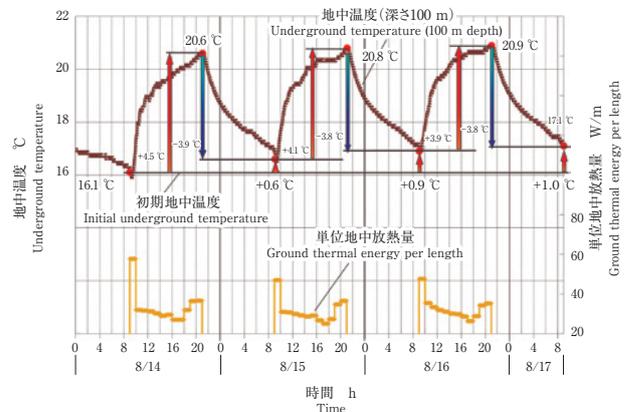


図7 地中温度と単位地中放熱量の時間的変化

Fig. 7 Time vs underground temperature (100 m depth) and ground thermal energy per length

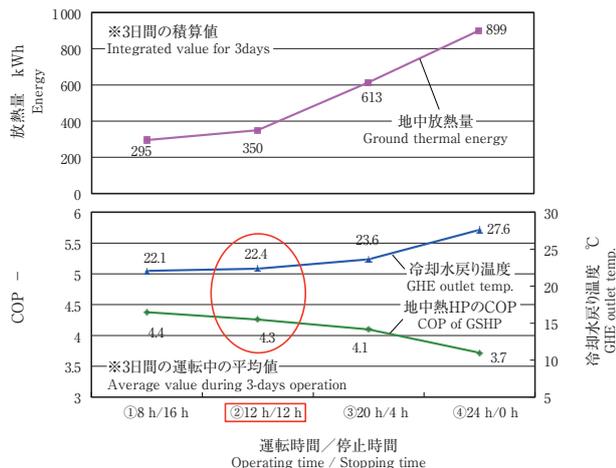


図8 地中放熱量、冷却水戻り温度、地中熱HPのCOPの変化
 Fig. 8 Changes in ground thermal energy, GHE outlet temp. and COP of GSHP

COP低下が大きいため、条件②が適当であることがわかる。つまり放熱量増大とCOP低下抑制を両立させるためには、適切な運転、停止時間のサイクルを決める必要がある。

$$T_{\text{mean}} = \frac{(T_1 + T_2 + T_3 + \dots + T_n)}{n} \dots\dots\dots \text{式}$$

【記号】

- T_{mean} : 運転中の冷却水戻り温度の平均値
- T : 冷却水戻り温度
- n : 運転中の計測点 (10秒ごと)

4. 新たに考案した運転制御方法

4-1 地中熱HPシステムの最適運用手法

試験結果に示したとおり、地中熱HPシステムは、運転時間を長くすることによって放熱量は増加するが、冷却水戻り温度上昇に伴いCOPは徐々に低下するため、地中熱交換器の設置場所における放熱特性や運転状況に応じて、地中温度回復時間を確保する必要がある。これによって、COP低下の抑制と、地中熱利用量の増大の両立を図ることができる。

次に具体的な手法を示す。

- 手順1: 現在時刻 t_p と地中熱システム運転開始予定時刻 t_s の差: $(t_s - t_p)$ を求める (図9)。
- 手順2: 冷却水戻り温度 T_p から必要地中温度回復時間: t_n を求める (図10)。
- 手順3: 手順1と手順2を常時監視・比較し、 $t_n = (t_s - t_p)$ になった時点で、システムを停止させ、地中の温度を回復させる (図11)。

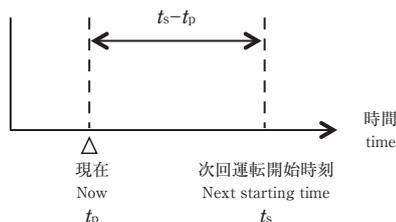


図9 次回開始間隔の算出手法
 Fig. 9 Calculation of time interval

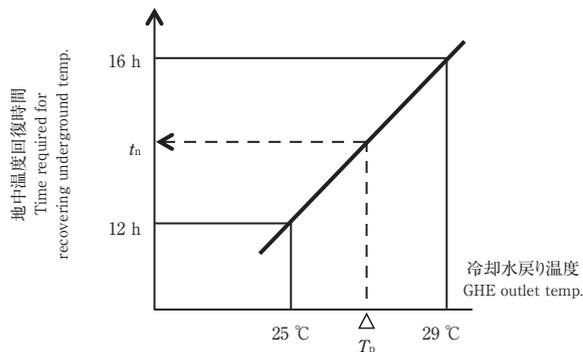


図10 地中温度回復時間算出方法
 Fig. 10 Calculation of the time required for recovering underground temp.

地中熱HPの運転時間とCOPの関係は、図12に示すとおり運転実績のデータを近似することによって、予測することができる。この図から目標COPとなる運転時間 t_c を求め、図11のフローチャートS6にor条件として $t_s - t_p \leq t_c$ を加えることによって、目標COP以上の運転が可能となり、効率を優先した運転ができる。

また、図10、図12は、運転中の実績データをもとに適宜補正することによって、地中の帯水層の流量変動等状況変化に対応した精度の高い運転が可能となる。

4-2 地中熱と従来型熱源システムの複合利用

地中熱HPシステムを、従来の空冷方式や水冷方式などの熱源設備と組み合わせて使用する場合は、空冷方式や水冷方式などの運転効率が最も低下する時間帯に地中熱HPシステムを優先的に運転することが効果的である (図13)。

これによって、地中熱HPシステムの省エネルギー効果も最大化し、複合システム全体の効率も最大化することができる。次に具体的な手法を示す (図14)。

- 手順1: 翌日の外気温湿度予測から、各熱源方式の時刻別システムCOPを予測する。
- 手順2: 時刻別システムCOPの予測から、地中熱と他の方式の効率の差が最大になる時間帯を判断する。

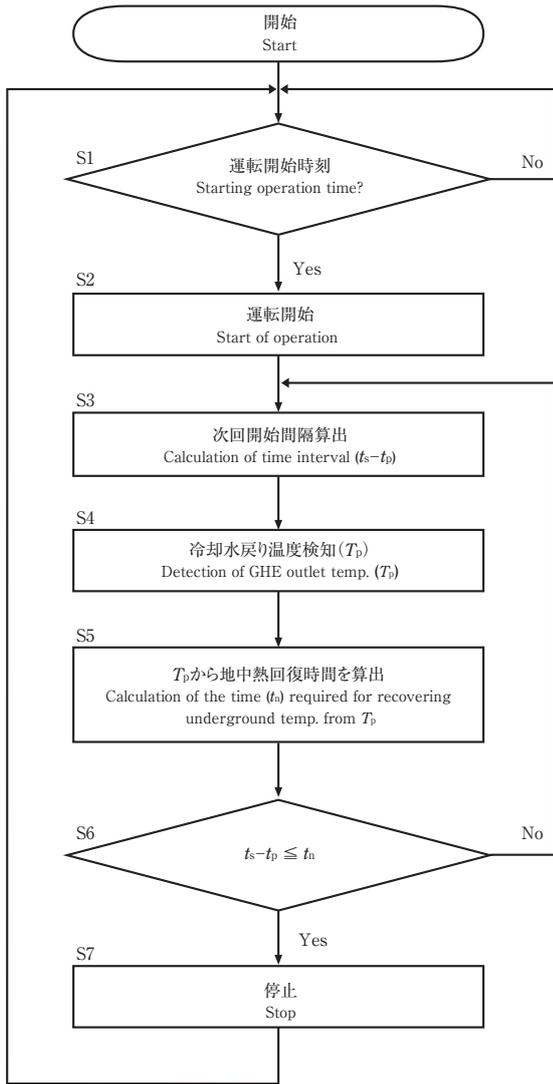


図11 最適運転手法のフローチャート
Fig. 11 Flowchart of the optimal control method

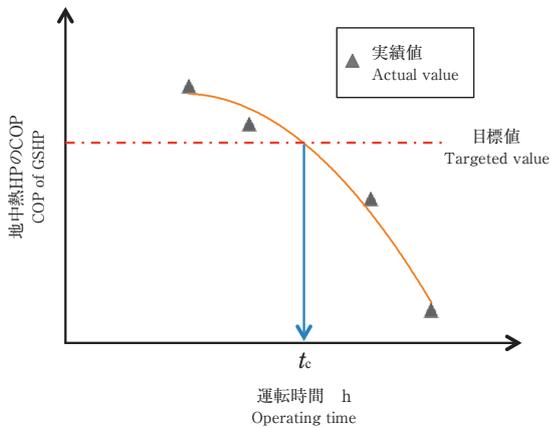


図12 地中熱HPのCOPの時間的变化
Fig. 12 Operating time vs COP of GSHP

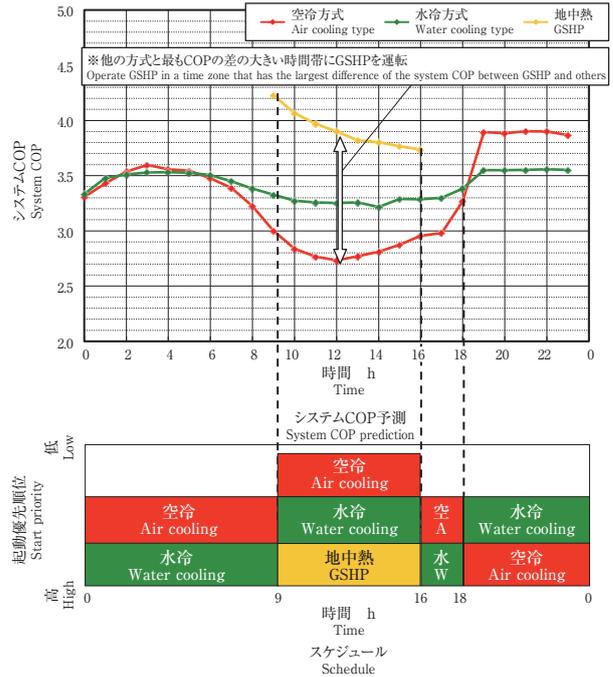


図13 複合システムにおける最適運転制御
Fig. 13 Optimal control method for complex system

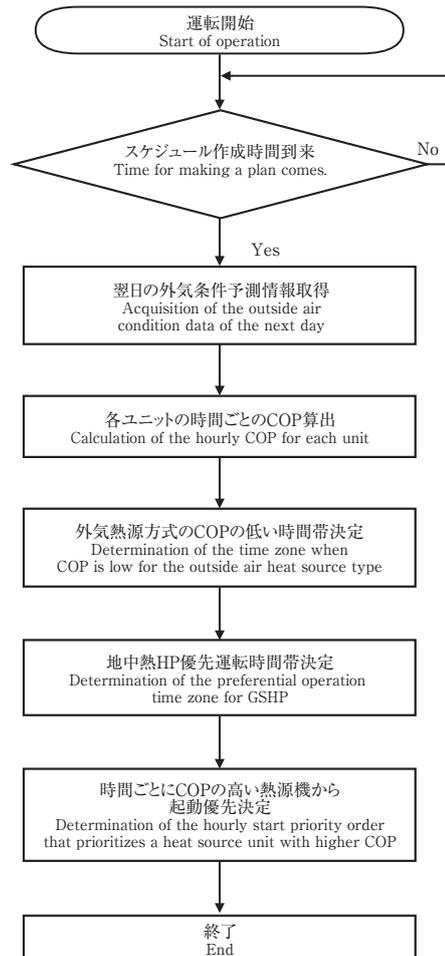


図14 複合システムにおける最適運転制御のフローチャート
Fig. 14 Flowchart of optimal control method for complex system

手順3：時間帯別に効率の高い方式から起動優先順位を決定する。

5. おわりに

地中熱HPシステムの運転特性を解析・評価した結果、次の結論を得た。

- ・運転継続によって地中熱交換器からの累積放熱量は増加するが、地中熱HPのCOPは、運転継続に伴い徐々に低下する（運転開始時COP4.6→18時間連続運転後COP3.7、約20%低下）。
- ・地中温度回復時間を考慮した「地中熱HPシステムの最適運用手法」と「地中熱と従来型熱源システムの複合利用の運転制御手法」を新たに考案した。

地中熱HPシステムは、太陽熱等ほかの再生可能エネルギーを利用したシステムと比べて、安定して利用でき

る優れたシステムである。普及の課題は、イニシャルコストである。今回考案した最適運転制御手法は、最小限の地中熱交換器で最大限の効果を引き出すことができ、課題を改善し、地中熱HPシステムの普及拡大に大きく貢献できるものと考えている。

本研究を遂行するに当たり、東日本旅客鉄道(株)JR東日本研究開発センター環境技術研究所の方々から貴重なご助言とご協力を頂いた。ここに、謹んで感謝の意を表す。

参考文献

- 1) 谷田直之, 佐藤雅文ほか：地中熱ヒートポンプシステム効率を最大化するための制御方法, 日本冷凍空調学会論文集, D313-1, (2014).
- 2) 北海道大学地中熱利用システム工学講座：地中熱ヒートポンプ, オーム社 (2007).

