

# 再生可能エネルギー熱利用技術の開発 ～地中熱利用熱回収ヒートポンプシステムの設計手法と 最適制御システムの開発～

Development of renewable thermal energy utilization technology  
～Development of a design methodology and an optimum control system  
for the heat recovery ground source heat pump system～

中村 靖 Yasushi NAKAMURA  
建築・鋼構造事業部 設計技術部 建築設備室  
シニアマネジャー 博士(工学)

## 抄 録

温熱供給と冷熱供給を同時期に行う2種類以上のGSHPを用いる地中熱利用熱回収ヒートポンプ(HR-GSHP)システムにおいて、各々のGSHPの出力を調整することにより周囲地盤の温度を高効率運転可能な範囲に抑え、任意の地中熱交換器長さに対してGSHP処理熱量(期間内における全てのGSHPの負荷を合計した値)を最大化させるHR-GSHPシステムの設計手法と制御システムを確立した。複合施設や食品工場を対象とした導入効果の試算では、HR-GSHPシステムは従来のGSHPシステムに比べ大幅なインシヤルコストの削減が可能であること、コストの回収年数が10年以下に短縮可能であることが確認できた。

## Abstract

The authors developed the design methodology and control system for the heat recovery ground source heat pump (HR-GSHP) system, which utilizes more than two types of GSHP units for heating and cooling. In the HR-GSHP system, the heating and cooling outputs of each GSHP unit are controlled. As the trial calculation of installation effect of HR-GSHP system for complex buildings and food factories, it was confirmed that the HR-GSHP system can drastically reduce the initial cost compared to the conventional GSHP system and shorten the cost payback time less than 10 years.

## 1 緒言

住宅、建物、地域における冷暖房・給湯の消費エネルギーを削減する方法として、地中熱ヒートポンプ(Ground Source Heat Pump: GSHP)の利用が挙げられるが、普及拡大のためには設置コストの削減が課題である。設置コストの削減には、地中熱交換器(Ground Heat Exchanger: GHEX)の設置

工事が設備機器や配管工事に比べて割高なことから、必要最小限のGHEXで最大限に高効率なGSHPシステムを運用することが重要である。GSHPはGHEXにより採熱、または放熱し続けると地中温度が変化し、性能が低下してしまう。そこで、GSHPを冷熱と温熱が同時期に必要な建物へ導入し、熱源側の冷排熱と温排熱を相互回収することができれば、熱源水の温度が安定し、GSHPシステム

の高效率な運転を維持できると考えた。すなわち、図1-1に示すような温熱供給と冷熱供給を行う2種類以上のGSHPの一次側配管をGHEXに接続する地中熱利用熱回収ヒートポンプ(Heat Recovery GSHP: HR-GSHP)において、それぞれのヒートポンプを同時に運転もしくは短期間で繰り返し運転を行うと、同時負荷に対する相互排熱回収と時間差負荷に対する地中の持つ蓄熱性利用によって、GHEXの必要長さを大幅に削減できる。よって、暖房と冷房、もしくは給湯と冷房が同時に発生するような大規模な複合施設、生産プロセスにおいて冷却と加熱が同時に発生するような工場、更には熱融通を行う複数建物間等への導入が期待される。なお、HR-GSHPシステムはGSHP出力を適正に促進・抑制するため、図1-1に示すように地中熱以外の補助熱源機を備えている。

本開発では、高效率で低コストを実現するHR-GSHPシステムの設計手法と最適制御システムを確立し、その導入効果の試算を行った。

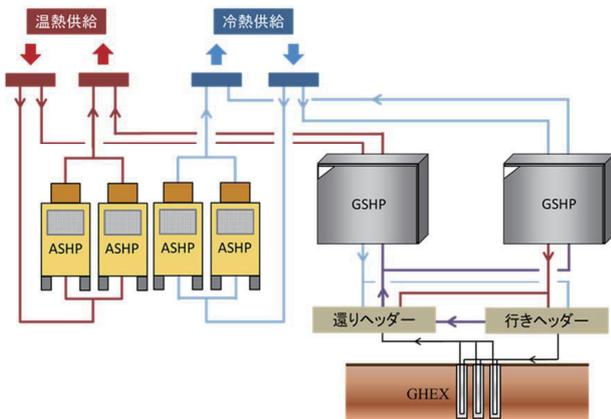


図1-1 HR-GSHP システム概念図  
Fig.1-1 Concept of HR-GSHP system

システムソフトウェア(以下ソフトウェア)で構成される。次に制御システムのフローを図2-2に示す。PLCから計測データをソフトウェアに送信し、ソフトウェアにおいて制御パラメータを決定し、シミュレーションを実行する。決定した制御パラメータはPLCに送信され、PLCにて各構成機器の運転制御を実施する。制御パラメータについては、システムを構成するGSHP熱源機の出力の上限値や補助熱源の起動開始設定温度などとなっている。

図2-3にHR-GSHPシステムの概念図を示す。HR-GSHPシステムにおいて負荷処理を行う負荷側(2次側)にはGSHPと並列で補助熱源機が接続されており、全負荷はGSHPと補助熱源機によって賄われるものとする(詳細な例は実施例に示す)。また、GSHPで採放熱を行う熱源側(1次側)にはGHEXと直列で冷却塔などの補助熱源が接続されている。

### 2.1.2 HR-GSHPシステムの熱回収効果と従来の熱回収ヒートポンプとの熱回収形態の違い

HR-GSHPシステムは主に二つの効果によって、

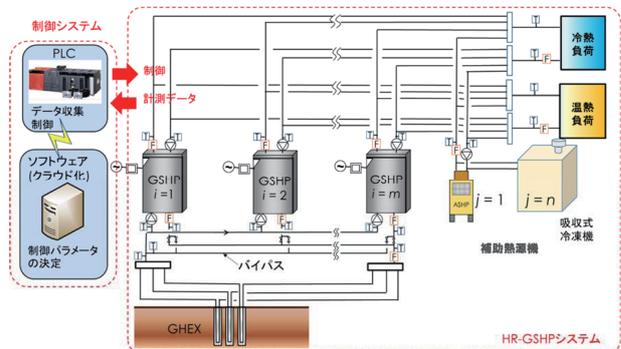


図2-1 HR-GSHP システム構成図  
Fig.2-1 Constitution of HR-GSHP system

## 2 本論

### 2.1 HR-GSHPシステムの概要

#### 2.1.1 HR-GSHPシステムの構成

図2-1に制御対象となるHR-GSHPシステム構成図を示す。制御対象となるHR-GSHPシステムは複数種類のGSHPと補助熱源(空冷ヒートポンプ(ASHP)・電気ボイラ等)と、各測定点の計測と構成機器の運転制御を行うプログラマブルコントローラ(以下PLC)、制御パラメータを決定する制御

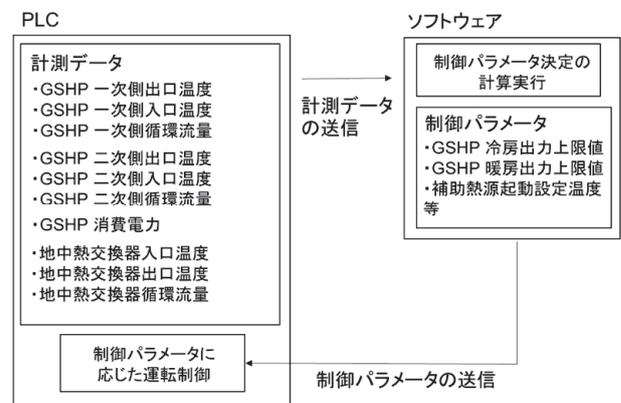


図2-2 HR-GSHP システム制御システムフロー  
Fig.2-2 Flow of control system for HR-GSHP system

GHEX の規模を最小限に抑えることが可能である。一つは従来の熱回収ヒートポンプシステムと同様の熱源水配管ループでの熱回収効果であり、図2-4に示すように温熱供給の際に発生する冷排熱と冷熱供給の際に発生する温排熱をそれぞれで回収し合い、

地中熱交換器の採放熱量の増大を緩和する効果である。これを直接熱回収効果と呼ぶ。もう一つは、図2-5に示すような短時間で地中熱交換器の採放熱を繰り返すことで、地中の蓄熱性により採放熱に対する温度変化を緩和する効果である。これを間接熱回収効果と呼ぶ。HR-GSHP システムは、ダブルバンドル熱回収ヒートポンプなどの従来の熱回収システムとは異なり、間接熱回収により時間差のある排熱も GHEX を介して回収することが連続的、長期的に可能である。

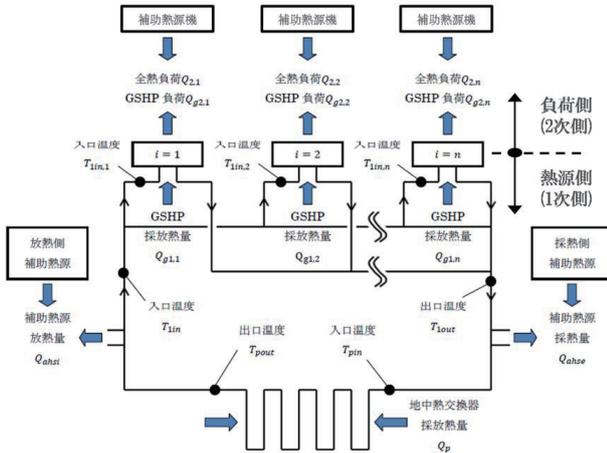


図2-3 HR-GSHP システムの概念図  
Fig.2-3 Diagram of HR-GSHP system

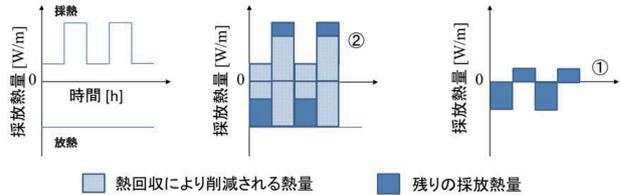
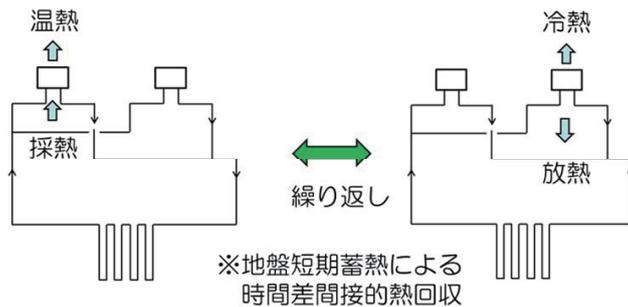


図2-4 HR-GSHP システムの直接熱回収効果  
Fig.2-4 Direct heat recovery effect of HR-GSHP system



短期熱回収効果 = 繰り返しサイクルの違いによる

※共通条件：地中熱交換器長さは①、②とも100m×20本で例示

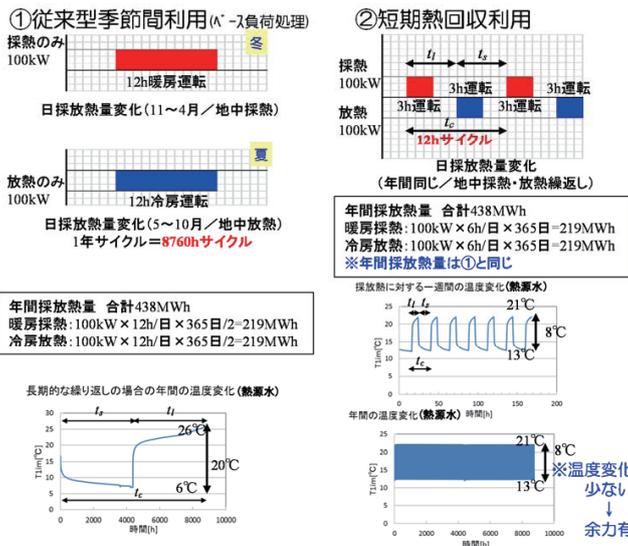


図2-5 HR-GSHP システムの間接熱回収効果  
Fig.2-5 Indirect heat recovery effect of HR-GSHP system

### 2.1.3 HR-GSHP システムの開発課題と従来 GSHP システムとの熱回収周期の違い

従来の GSHP システムは、夏は冷房、冬は暖房といった季節ごとに冷暖切り替えを年単位で行うのに対し、HR-GSHP システムは冷排熱の時間差を吸収するような運転をするため、時間単位や日単位の短期間で地中熱交換器の採放熱を繰り返すことになる。このような使い方では地中の蓄熱性により採放熱に対する温度変化を緩和する効果があり、従来の長期熱回収の GSHP システムと比較すると GHEX の必要長さを大幅に削減することが期待できる。

### 2.1.4 HR-GSHP システム開発のポイント

実施した開発のポイントとしては以下のような内容が挙げられる。

- ①短期間での間接熱回収における GHEX 採放熱性能の定量評価
- ②①に基づく GSHP を長期安定的に高効率運転できる地中温度を維持しながらの GSHP 出力(処理熱量)を最大化する設計手法の確立
- ③HR-GSHP システムにおいて、まず直接熱回収量を最大化するとともに、間接熱回収量(地中熱利用量)についても①②に基づき GSHP を長期安定的に高効率運転できる地中温度を維持する範囲内で GHEX 採放熱量を最大化するように GSHP 出力(処理熱量)を促進・抑制する制御システムの確立

以上の設計手法や制御システムを用いることにより、HR-GSHP システムにおいて敷地条件等により GHEX 設置可能な範囲内で仮定した地中熱交換器(GHEX)長さに対して、最大限の導入効果が得られる GSHP 処理可能負荷熱量を決定することができる。これにより GSHP システムの導入の費用対効果を最大化でき、コスト回収年数を最小化することが可能となる。その結果として、高効率な GSHP システムの導入拡大に繋がり、CO<sub>2</sub>排出量の抑制や、省エネルギー効果をもたらす。

## 2.2 GHEX 採放熱性能の定量評価と GSHP 出力を最大化する設計手法

### 2.2.1 前提条件

最適な運転とは HR-GSHP システム全体で消費電力を最小にする運転を指す。この論文で考えるの

は、GSHP と従来型で標準的な他の熱源機(補助熱源機)との組合せであり、GSHP が最も効率の高い熱源機と考え、GSHP 出力を最大化することが最適な運転であり、開発の目的となる。そこで、計算負荷削減のため複数の条件を設定し、その設定した条件の中で最適な運転を計算する。条件を以下に示す。

前提条件：GSHP は補助熱源機よりも常に高効率である。

制約条件： $0 < T_{lin} < 30^{\circ}\text{C}$

$T_{lin}$  は GSHP 1 次側入口熱源水温度であり、 $T_{lin}$  は地中温度に依存する。また、GSHP は  $T_{lin}$  によって性能が変化する。 $T_{lin}$  が上記の制約条件の範囲外となると、性能が大きく低下する可能性があることから、この制約条件を設定した。

以上の前提条件・制約条件から、制約条件の範囲内で、GSHP 処理負荷を最大とすることが本設計の目的となる。

### 2.2.2 制御との連携

実建物での設計段階ではあらかじめ与えられた年間計画負荷を用いて負荷分配を行うが、導入後の運用段階で行う制御では時々刻々と変化するリアルタイム負荷に対してしか負荷分配を行えない。そのため設計手法で求めた GSHP 処理負荷は運用段階で再現可能なものでなければならない。そこで、詳しくは制御手法で説明するが、1 年間をある期間に分割し、その期間毎に採放熱量上限値( $Q_{pmax}$ )を制御パラメータとして設定し、その制御パラメータを用いて負荷分配を行う。

### 2.2.3 設計フロー

次に具体的に設計手法について説明する。設計時の負荷分配決定フローを以下および図2-6に示す。

- ①入力条件として初期地中温度、GHEX 総長・仕様、地盤の熱伝導率、年間計画負荷、 $T_{lin}$  の上下限值、各熱源機の COP・容量、期間分割数を読み込む。
- ②採放熱上限値をそれぞれ使用する GSHP 定格出力と仮定する。
- ③計画負荷と COP から採放熱量を算出し、採放熱量から  $T_{lin}$  の予測に必要な単位採放熱係数(2.2.5に後述)を算出する。
- ④各時間の  $T_{lin}$  を算出し、全ての時刻において、

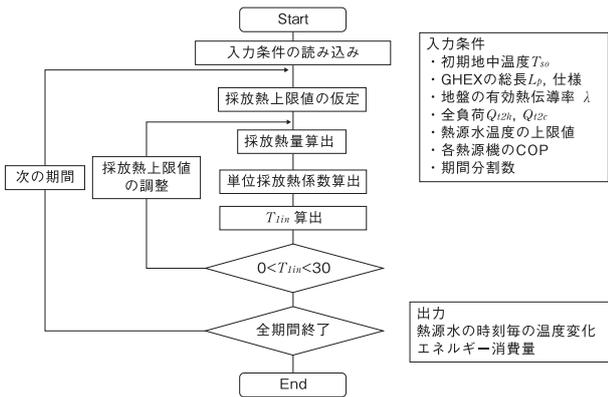


図2-6 設計時の負荷分配決定フロー  
Fig.2-6 Determination flow of thermal load distribution during the design process

$T_{lin}$  が制約条件を満足していない場合、超過した側の採放熱上限値を1割減少させ、再度同じ計算を行う。

- ⑤これを  $T_{lin}$  が制約条件を満足するまで繰り返し行い、満足した時のGSHP処理負荷をその期間のGSHP処理負荷と設定し、次の期間の計算を行う。

これを1年分行うことで年間GSHP処理負荷を算出することができる。

### 2.2.4 採放熱量算出方法

図2-6の負荷分配決定フローの中で示した採放熱量算出方法について例を示しながら説明する。例として図2-7のような1週間分の負荷を地中へ送られる採放熱量に変換する。まず、COPを用いて採放熱量を算出する。算出後の採放熱量を図2-8に示す。

$$Q_e = Q_{gh} \times \frac{COP_h - 1}{COP_h} \quad (1)$$

$$Q_i = Q_{gc} \times \frac{COP_c + 1}{COP_c} \quad (2)$$

次に同時刻に発生した同量の採放熱量を相殺する。図2-9に相殺する採放熱量を青く示す。今回は放熱量が採熱量より大きくなる時間がないため、図2-10のように採熱のみが残る。その後、採熱量と採熱上限値を比較し採熱上限値以下の採熱量をGHEXへ向かう採熱量として設定する。図2-11は採熱上限値が10kWの場合の負荷分配を示す。オレンジの部分はGHEXへ向かう熱量で赤い部分を出力に再変換した熱量が補助熱源で処理される熱量となる。

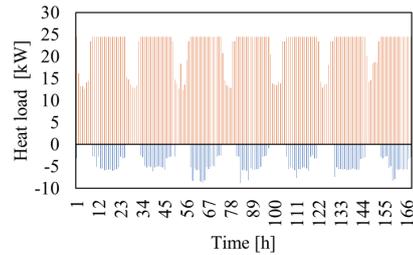


図2-7 週間負荷  
Fig.2-7 Hourly thermal load in one week

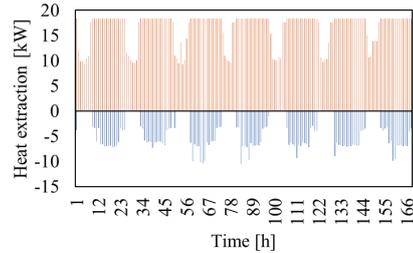


図2-8 採放熱量変換  
Fig.2-8 Hourly heat extraction in one week

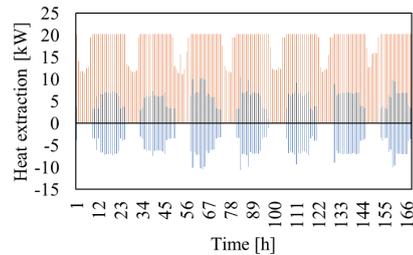


図2-9 バイパス相殺熱量(青字)  
Fig.2-9 Amount of heat balanced out by bypass(Blue bar)

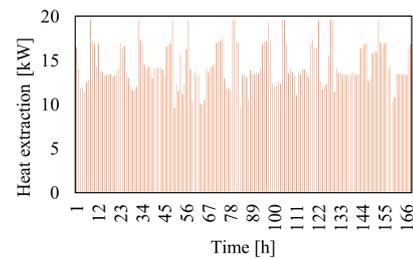


図2-10 バイパス熱量相殺後の採放熱量  
Fig.2-10 Hourly heat extraction after balancing out heat extraction and heat injection

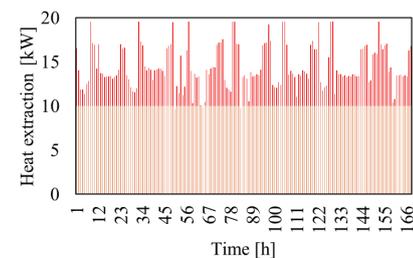


図2-11 採放熱上限値による負荷分配  
Fig.2-11 Thermal load distribution by upper limit of heat extraction

### 2.2.5 単位採放熱係数算出方法

図2-6の負荷分配決定フローの中で示した単位採放熱係数算出方法について二つの方法を例を示しながら説明する。

#### (1)熱回収周期に基づく単位採放熱係数(繰り返し単位採放熱係数)の算出

直接熱回収効果は比較的容易に定量化可能であるが、間接熱回収効果、すなわち地中の短期蓄熱効果は現状では定量化が困難である。そのため、北海道大学と当社で共同で開発した地中と熱交換を行った際の地中温度変化が計算可能なGSHPシステム性能予測ツール<sup>1)~3)</sup>を用いてシミュレーションにより、短期蓄熱効果の定量化の検討を行った。なお、採放熱の繰り返し運転の計算精度向上のためにGHEXのボアホール内部熱容量を加味した<sup>4)</sup>。なお、ボアホールはGHEXを埋設するために掘削した孔であり、孔内に熱交換パイプを挿入し、孔とパイプの間を珪砂等で充填してGHEXが構築される。短期蓄熱効果の検討は以下の手順で実施する。

- ① 1サイクルにおける採熱量×時間の積算採熱量と放熱量×時間の積算放熱量が同等であり、繰り返し運転を行う条件を設定する。繰り返しの間隔は各条件で変更する。
- ② ①の条件でシミュレーションを行う。
- ③ 初期地中温度  $T_{s0}$  からシミュレーションによって得られるGHEX内部熱媒平均温度  $T_{pm}$  変化の最大値とGHEX単位長さあたりの採放熱量  $q$  から、以下の式により単位採放熱係数  $q'$  を計算する。すなわち、 $q'$  は初期地中温度に対する熱媒平均温度差  $1^\circ\text{C}$  あたりの単位採放熱量と言える。

$$q' = \frac{q}{T_{s0} - T_{pm}} \quad (3)$$

- ④ フィールド試験によるシミュレーションの再現性の検証

①~③によって得られる繰り返し間隔の短期化に伴う単位採放熱係数の増加が短期蓄熱効果を示すもの(採放熱量の増大効果→地中熱交換器長さの削減効果)となる。短期蓄熱効果定量化のためのシミュレーションの条件を表2-1及び表2-2に示す。

$t_l$  は1サイクルの暖房時間、 $t_s$  は1サイクルの冷房時間、 $t_c$  は1サイクルの暖房時間及び冷房時間の

表2-1 採放熱の繰り返しの条件

Table2-1 Condition of repeat of heat extraction/injection

	$\frac{t_l}{t_s}$	$t_s$ [h]	$t_l$ [h]	$t_c$ [h]	$Q_s$ ( $Q_{es}$ ) [kW]	$Q_l$ ( $Q_{el}$ ) [kW]	BH [m]
CASE1-1		3	3	6			
CASE1-2	1	6	6	12	-5(-6)	7.5(6)	
CASE1-3		12	12	24			
CASE2-1		3	9	12			
CASE2-2	3	6	18	24	-10(-12)	5(4)	80
CASE2-3		12	36	48			
CASE3-1		3	15	18			
CASE3-2	5	6	30	36	-8(-9.6)	2.5(2)	
CASE3-3		12	60	72			

表2-2 GSHP システムの条件

Table2-2 Condition of GSHP system

熱源機器	暖房定格出力	10kW
	暖房定格消費電力	3.1kWh
	冷房定格出力	10kW
	冷房定格消費電力	3.0kWh
	一次側循環ポンプ流量	40.0L/min
	二次側循環ポンプ流量	28.7L/min
	二次側送水温度(冷房)	7°C
	二次側送水温度(暖房)	35°C
土壌条件	土壌密度	1500kg/m <sup>3</sup>
	不易層(地中)温度	11.2°C
	土壌比熱	1.5kJ/(kg·K)
	土壌有効熱伝導率	1.0, 1.5, 2.0W/(m·K)
地中熱交換機	方式	ボアホールシングルUチューブ
	長さ	1本*80m
	シングルUチューブ内径	0.025m
	シングルUチューブ外径	0.032m
	ボアホール口径	0.12m
	グラウト熱伝導率	1.8W/(m·K)
仕様[-]	高密度ポリエチレン	

合計時間、 $Q_l$  は暖房出力、 $Q_s$  は冷房出力、 $Q_{el}$  は採熱量、 $Q_{es}$  は放熱量を表す。(添え字  $l$  と  $s$  の本来の意味は、 $l$  は採熱と放熱で時間が長い方、 $s$  は短い方であり、ここでは採熱時間  $\geq$  放熱時間としたため以上の添え字となっている。) 周期の採放熱量の合計値が等しくなるように熱負荷(熱出力  $Q_l$ 、 $Q_s$ )を設定した。CASE-1は採放熱のうち長時間側の運転時間  $t_l$  を短時間側の運転時間  $t_s$  と同じに設定し、 $t_l/t_s = 1$ 、 $|Q_{el}|/|Q_{es}| = 1$  とした。CASE-2は  $t_l/t_s = 3$ 、 $|Q_{el}|/|Q_{es}| = 1/3$  となるように設定し、CASE-3は  $t_l/t_s = 5$ 、 $|Q_{el}|/|Q_{es}| = 1/5$  となるように設定した。また、一例として図2-12にCASE1-2における出力変化を示す。表2-1及び表2-2に示す各条件のように地盤の有効熱伝導率を一般的な値の範囲である1.0、1.5、2.0W/(m·K)に変更し、また、ボアホールシングルUチューブを1本使用し長さは80m、 $T_{s0} =$

11.2℃とした。なお、シミュレーションは $t_c$ を1サイクルとし、3サイクルを行った。各CASEの3サイクルの内、最後のサイクルの単位採放熱量の平均値を $q$ とし、 $T_{s0}-T_{pm}$ については各CASEの3サイクルの内、最後のサイクルの最大値を $T_{s0}-T_{pm}$ とし、 $q'$ を計算した。

④については、図2-13に示される北海道大学構内で行われたHR-GSHPシステムのフィールド試験によって得られた暖冷房出力・採放熱量・地中熱交換器出入口温度の変化の実測値と計算値を比較し、シミュレーションの再現性の検証を行った。

フィールド試験装置は、図2-13に示される通り、7本のボアホール型地中熱交換器と3台のGSHP、模擬負荷装置(タンク+ASHP)、温度センサー、電磁流量計などにより構成されている。模擬負荷装置は冷房負荷、暖房負荷双方を0~30kWの範囲内で模擬することが可能であり、GSHPの暖冷房の繰り返し運転にも対応可能である。

図2-14にCASE1-2における暖冷房出力・採放熱量・地中熱交換器出入口平均温度 $T_{pm}$ の変化の実測値と計算値の比較を示す。暖房出力・採熱量はほぼ

一致しており、冷房負荷・放熱量は若干実測値が大きいものの概ね一致している。また、 $T_{pm}$ については、計算値の方は変化が大きいのが、原因としては、冷房時においては放熱量が若干大きくなっていること、暖房・冷房双方において実測は地中熱交換器とヒートポンプの間に設置されている横引き管(10m程度)があることなどが挙げられる。これらの要因を除いた場合、概ね再現性が得られているものと考えられる。

次に図2-15~図2-17にCASE-1~CASE-3暖冷房交互運転のシミュレーションの単位採放熱係数 $q'$ の計算結果を示す。CASE-1ではサイクルの時間が短い $t_c=6\sim 24$ hと長い $t_c=8760$ h(24h×365日)の $q'$ を比較した。結果として、図2-15に示すように土壤有効熱伝導率 $\lambda=1.5$ の場合で、暖房側では $t_c=6$ hが $t_c=8760$ hの2.8~3.8倍、冷房側では $t_c=6$ hが $t_c=8760$ hの2.6~3.7倍と増加することがわかった。同様に、CASE-2、CASE-3でも図2-16~図2-17に示すようにサイクルの時間が短い方が $q'$ が大きくなった。この結果より短期蓄熱効果が定量的に示された。

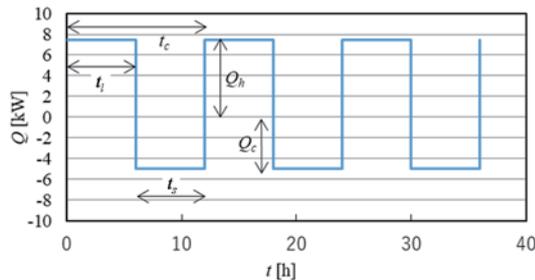


図2-12 採放熱の繰り返し一例(CASE1-2の負荷)  
Fig.2-12 Example of repeat of heat extraction/injection

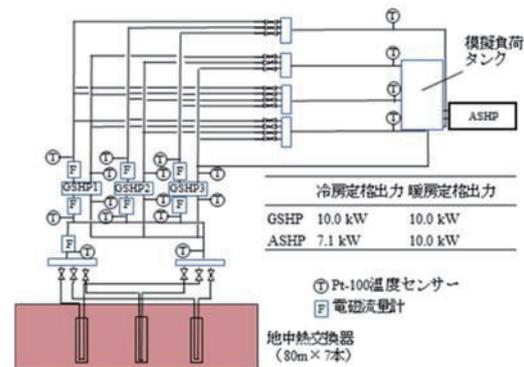


図2-13 フィールド試験系統図  
Fig.2-13 Diagram of field experiment

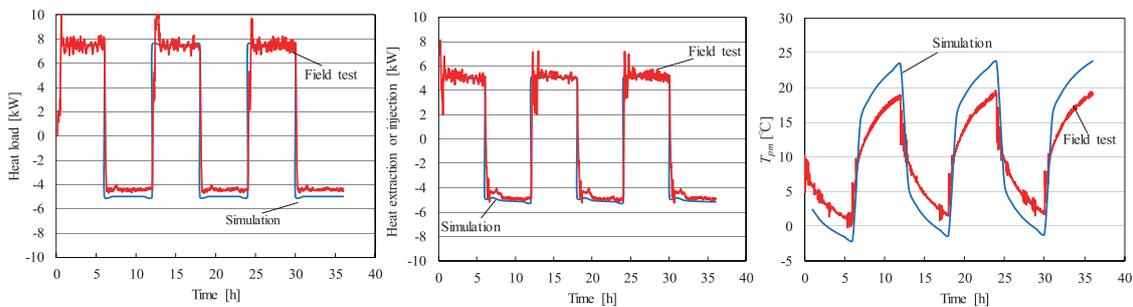


図2-14 CASE1-2における暖冷房出力、採放熱量、地中熱交換器出入口平均温度 $T_{pm}$   
Fig.2-14 Variation Heating/cooling output, heat extraction/injection, mean temperature of heat carrier fluid in GHGX in CASE1-2

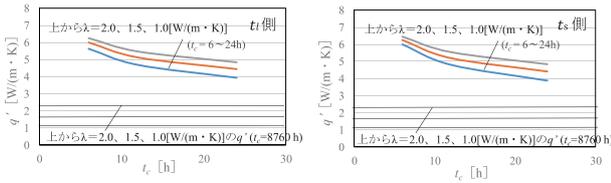


図2-15  $t_c$  に対する  $q'$  (CASE1)  
Fig.2-15  $q'$  according to  $t_c$  (CASE1)

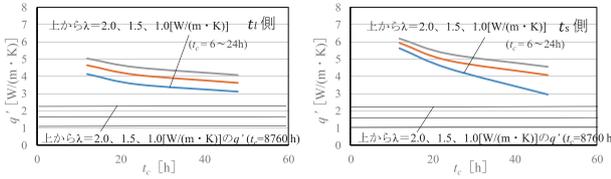


図2-16  $t_c$  に対する  $q'$  (CASE2)  
Fig.2-16  $q'$  according to  $t_c$  (CASE2)

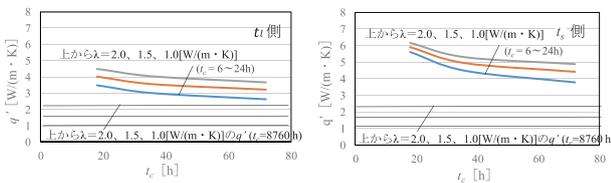


図2-17  $t_c$  に対する  $q'$  (CASE3)  
Fig.2-17  $q'$  according to  $t_c$  (CASE3)

(2)地中熱採放熱履歴を考慮した平均温度変化に基づく単位採放熱係数の算出

HR-GSHP システムは、(1)に記載されているような数時間～数日の短時間で採放熱が繰り返す場合を前提としているが、建物用途によっては時期的に暖房のみなど片側の負荷しか生じない場合もあり得る。(2.4.1に後述、図2-33の宿舍等)この場合、夏期などには採放熱の繰返し負荷があり、(1)によるHR-GSHP システムを適用できるが、片側負荷しかない冬期には適用できなくなってしまう。そのような場合にもHR-GSHP システムを適用するために考案したのが、地中熱採放熱履歴を考慮した温度変化予測を行い、その予測結果から単位採放熱係数を推定する手法である<sup>5)</sup>。

採熱量と放熱量が前述の宿舍の負荷のように片側しか負荷がない場合や図2-18のように片側が非常に少ない場合に用いる地中熱採放熱履歴を考慮した平均温度変化に基づく単位採放熱係数の推定手法を以下に記載する。また、地中温度変化量の算出に関し

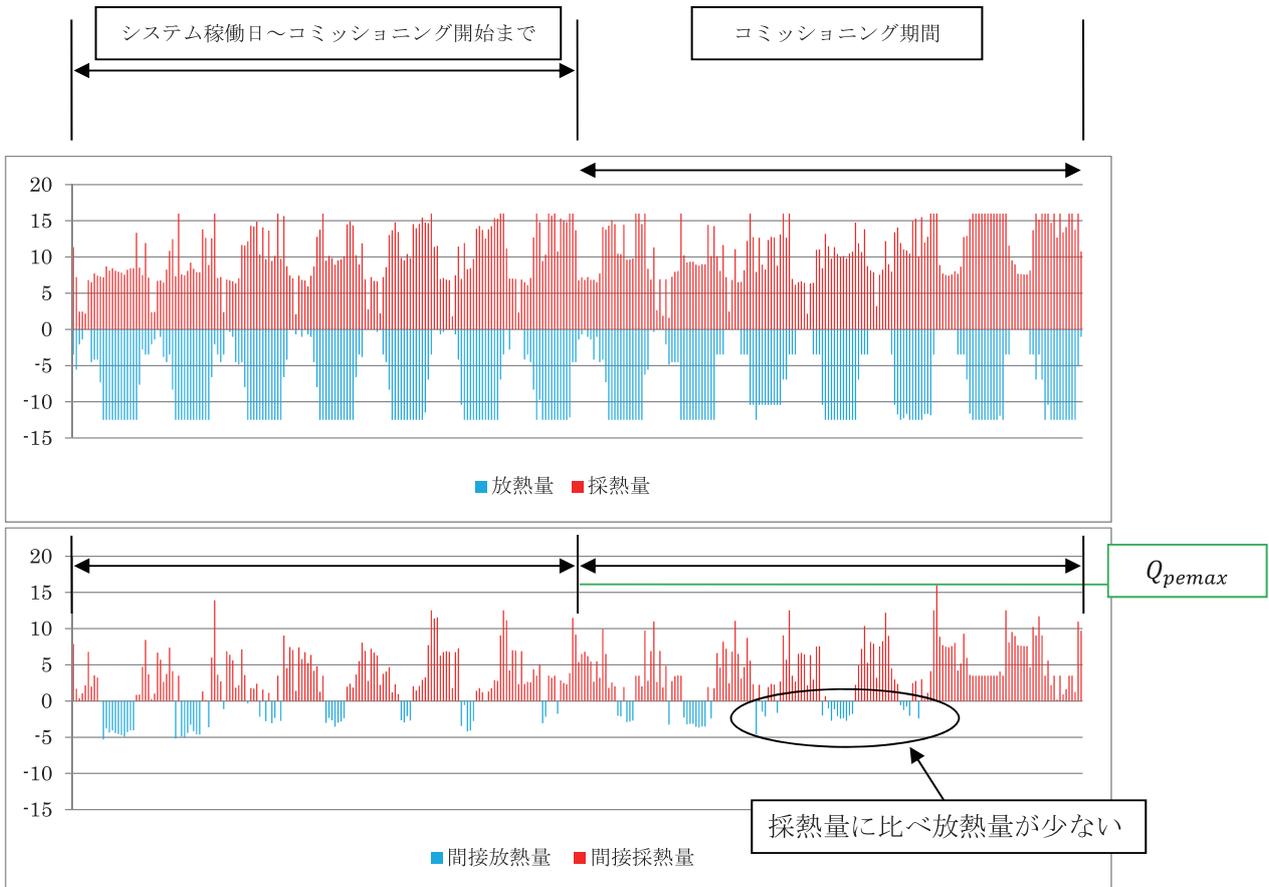


図2-18 GSHP 採放熱量(上)と採放熱打ち消し後のGHEX 採放熱量(下)  
Fig.2-18 Heat extraction/injection rates of GSHP units (Upper) and heat extraction/injection rate of GHEXs (Bottom)

ては、GSHP システム性能予測ツール<sup>1)~3)</sup>でも使用している円筒表面熱流境界の温度応答理論解の重ね合わせを使用する。

- ① 図2-19に示すようにHR-GSHP システム稼働日~コミッショニング開始までの平均地中熱採熱量  $Q_{pbeforeave}$  を求め、図2-20に示すようにその平均地中熱採熱量による地中温度の平均温度変化  $-\Delta T_{sbeforeave}$  (採熱の場合低下なので負の値) を算出する。
- ② 図2-19に示すように単位採熱係数を求めるコミッショニング期間内での平均地中熱採熱量  $Q_{pave}$  を求め、図2-20に示すようにその平均地中熱採熱量による地中温度の平均温度変化  $-\Delta T_{save}$  (採熱の場合低下なので負の値)

を算出する。

- ③ 図2-19に示すようにコミッショニング期間中最も採熱が連続する期間での地中熱採熱量  $\Sigma Q_{pec}$  を求め、図2-20に示すようにその地中熱採熱量による地中温度変化  $-\Delta T_{smin}$  (採熱の場合低下なので負の値) を算出する。
- ④ ①~③では地中熱交換器の表面温度変化となっており、単位採熱係数を求めるためには地中熱交換器内部熱媒温度  $T_{pm}$  が必要となるため、ボアホールの熱抵抗、及び最大採熱量から期間内の地中熱交換器表面から内部熱媒への最大温度変化を算出する。
- ⑤ ①~④で求めた温度変化を足した値を期間内の最大熱媒体温度変化  $\Delta T_{pmin}$  とし、図2-19

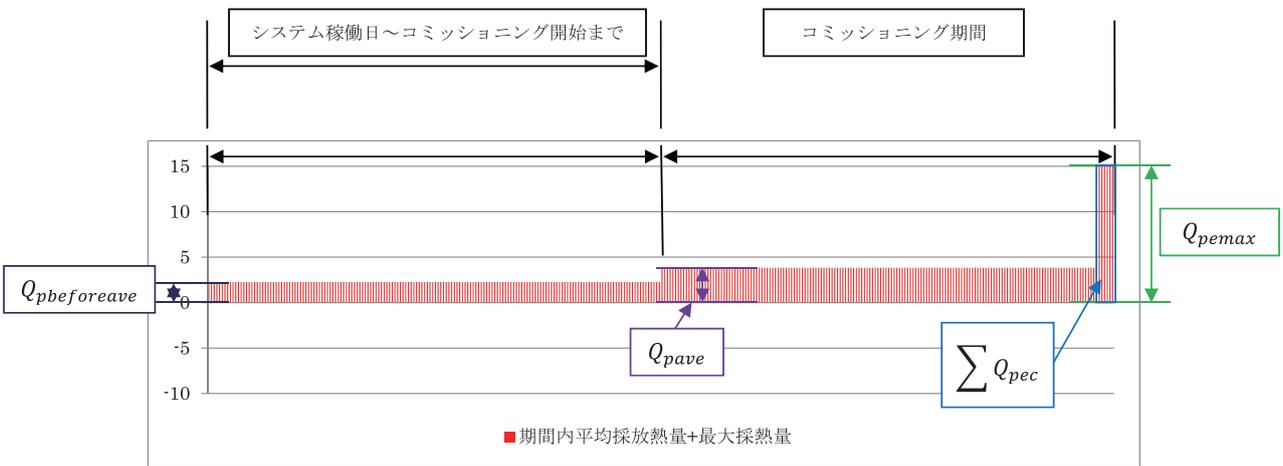


図2-19 期間内平均採放熱量と最大採放熱量の履歴  
Fig.2-19 History of average heat extraction/injection rate and maximum heat extraction/injection rate

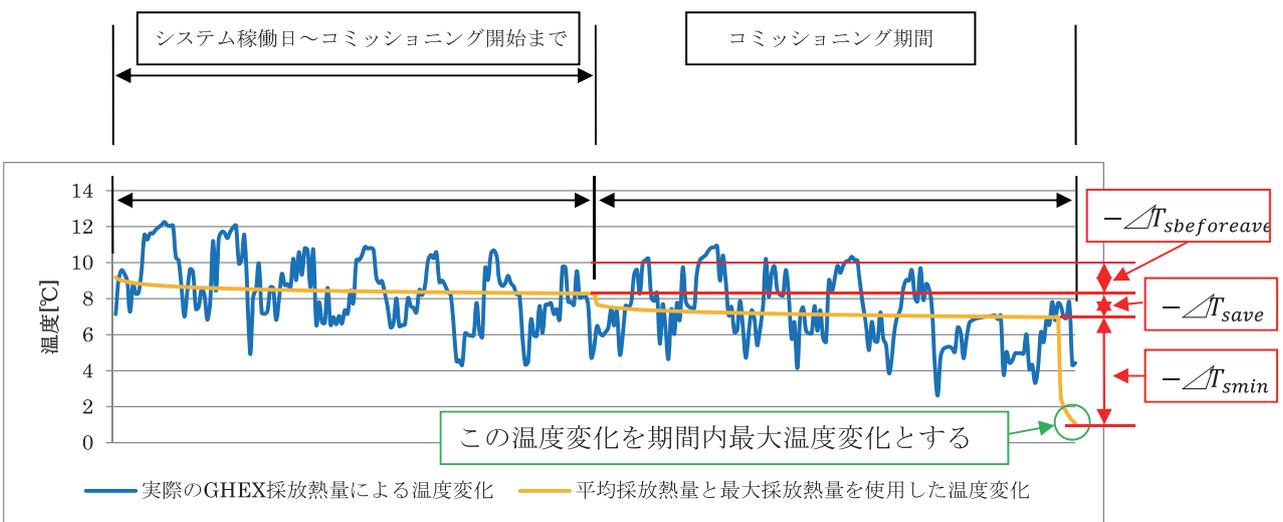


図2-20 実際の GHEX 採放熱による温度変化と平均採放熱量、最大採放熱量による温度変化  
Fig.2-20 Temperature variations of ground temperature surrounding GHEXs caused by actual heat extraction/injection and by average heat extraction/injection rate and maximum heat extraction/injection rate

に示す期間内最大採放熱量  $Q_{pemax}$  [kW] によりその変化量に相当する単位採熱係数  $q'_{pe}$  [W/m/°C] を式(4)から求める。ここで、 $L_p$  は GHEX 総長である。

採熱時の単位採放熱係数  

$$q'_{pe} = Q_{pemax} \times 1000 / (\Delta T_{pmin} L_p) \quad (4)$$

なお、図2-19、図2-20は採熱側の単位採熱係数を求める場合を図示したものである。放熱側の単位放熱係数も同様にして求めることができ、①～④で求めた温度変化を足した値を期間内の最大熱媒体温度変化  $\Delta T_{pmax}$  とし、図2-19に示す期間内最大採放熱量  $Q_{pimax}$  [kW] によりその変化量に相当する単位放熱係数  $q'_{pi}$  [W/m/°C] を式(5)から求める。

放熱時の単位採放熱係数  

$$q'_{pi} = Q_{pimax} \times 1000 / (\Delta T_{pmax} L_p) \quad (5)$$

以上の手法を用いることにより、片側負荷で短期蓄熱の効果がない期間や少ない期間においても、その時点までの採放熱履歴の地盤への影響等を加味した単位採放熱係数を評価し適正な温度変化予測を行うことができ、HR-GSHP システムを適用することが可能となった。

## 2.3 直接熱回収量および間接熱回収量を最大化する HR-GSHP 制御システム

### 2.3.1 制御概念

HR-GSHP システムを導入するにあたり、最適な GHEX 総長や GSHP 容量を求めることができる設計手法について前章で説明してきた。運用段階においては、設計時に行った GSHP 処理負荷決定手法通りの運転を行えるような制御システムの開発が必要となる。本章ではまず、構成システムの構成について説明し、その後、制御システムの制御ロジックを示す。さらに期間毎に行っている COP や計画負荷などの補正について紹介し、最後に制御の実用化に関わる技術について説明する。

### 2.3.2 制御システム構成

制御システムの構成は図2-1に、制御システムのフローは図2-2に示した通りであり、制御システムは主に運転制御と計測を行うプログラマブルロジックコントローラ (PLC) と制御パラメータを決定するソフトウェアで構成される。PLC の制御により

設計と同様に制約条件  $0 < T_{lin} < 30^\circ\text{C}$  の範囲内で GSHP 処理負荷最大とすることを目標とした運転を行うが、PLC のみで地中温度変化や HP 入口温度変化を予測するような複雑な計算を行うことは困難である。従って、PLC で得られる計測データをソフトウェアに送信した上で、ソフトウェアにより、地中温度変化や HP 入口温度変化を予測する。そして制御パラメータとして  $Q_{pmax}$  (地中に採熱または放熱していい最大値) を決定し、それを PLC に送信し、それをもとに PLC により HR-GSHP システムの運転制御を行う。PLC とソフトウェアは、計測データと制御パラメータのやりとりを定期的に行っている。

### 2.3.3 ソフトウェアでの制御パラメータ決定方法 (期間毎の補正)

ソフトウェアでは PLC から送られてきた実測データと次の期間の計画負荷から次の期間の  $Q_{pmax}$  を決定する。ソフトウェア内の制御パラメータ決定フローを図2-21に示す。 $Q_{pmax}$  の決定フロー内部の計算は設計手法と同様であるため、詳細については割愛する。計算は設計手法と同様であるが、設計手法と大きく異なる点として、実測データをもとに GSHP の COP や計画負荷、熱伝導率の補正を行ったうえで計算を行う点が挙げられる。

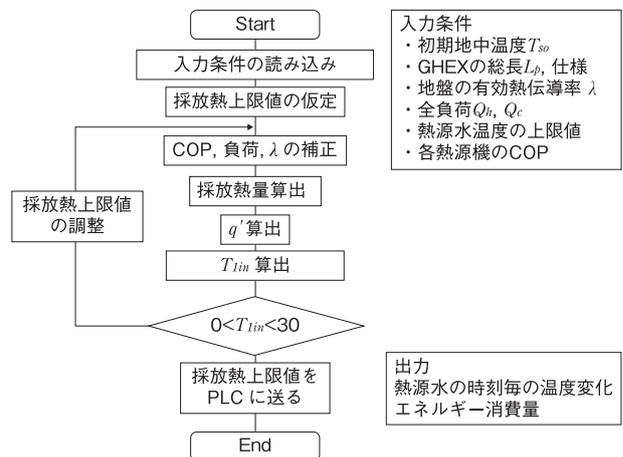


図2-21 HR-GSHP システム制御パラメータ決定フロー  
 Fig.2-21 Determination floor of control parameter for HR-GSHP system

### 2.3.4 PLC による熱源機出力制御

PLC では制御パラメータ ( $Q_{pmax}$ ) を基にリアルタイムの負荷に対して分配を行う。例を挙げながら PLC における負荷分配方法を説明する。

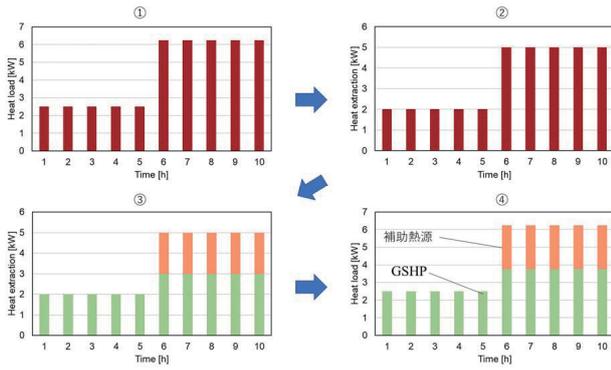


図2-22 PLC内での制御(片側負荷)  
Fig.2-22 Control of heat load (Heating/cooling output) by PLC (Case of one side load)

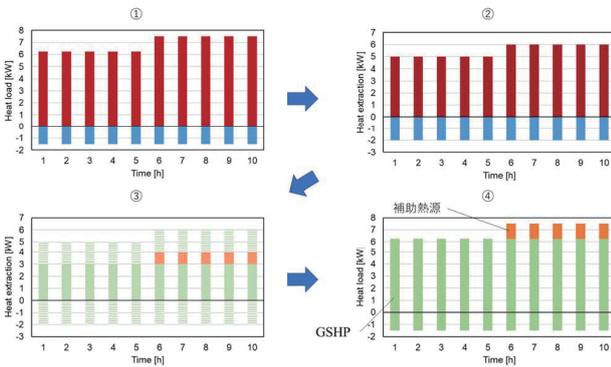


図2-23 PLC内での制御(両側負荷)  
Fig.2-23 Control of heat load (Heating/cooling output) by PLC (Case of both side load)

・片側負荷の場合

$Q_{pemax}$  が 3 kW で図2-22の①のような負荷が必要であると仮定する。まず、負荷を採熱量に変換する(図2-22の②)。次に採熱量と  $Q_{pemax}$  を比較し、 $Q_{pemax}$  以下の採熱量を GSHP、 $Q_{pemax}$  以上の採熱量を補助熱源に分配する(図2-22の③)。最後に採熱量を COP で負荷に換算し、これが負荷分配値となる(図2-22の④)。

・両側負荷の場合

$Q_{pemax}$  が 3 kW で図2-23の①のような負荷が必要であると仮定する。まず、負荷を採熱量に変換する(図2-23の②)。次に同量の採放熱量はバイパスで相殺されるため、それらをカットする(図2-23の③の緑ストライプ)。その後は片側の場合と同様に、残った採熱量と  $Q_{pemax}$  を比較し、 $Q_{pemax}$  以下の採熱量を GSHP、 $Q_{pemax}$  以上の採熱量を補助熱源に分配する(図2-23の④)。GSHP が処理する負荷はバイパスで相殺される負荷と GHEX へ送られる負荷の合計となる(図2-23の④の緑)。

結果最後に採熱量を COP で負荷に換算し、これが負荷分配値となる(図2-23の④)。

2.3.5 HR-GSHP システム実現のための個別制御技術

HR-GSHP システムを実現するには、まず、GSHP のみで負荷を処理できない場合には補助熱源機の運転が必要となる。そのため、ソフトウェアからの GSHP 出力上限値通りに GSHP 出力を制御し、残りの熱負荷を補助熱源機で処理する制御が必要である。また、一次側バイパスにおいて熱回収を行い、採放熱を打ち消し合い、さらに残りの採放熱を地中熱にて処理する必要がある。そこで、開発した制御システムでは、それら2つを解決するために、GSHP ベース負荷制御・GSHP 一次側バイパス制御を導入した。

(1)ベース負荷制御

ベース負荷制御とは、建物で発生する暖冷房給湯負荷に対して、2種類以上の熱源機を有するシステムにおいて、各々の熱源機の冷温水側の循環流量を調整することにより、GSHP の出力を一定に保ち効率の高い GSHP を運転可能な範囲で運転できる制御である。また、HR-GSHP システムにおいて、暖房・冷房同時運転でない場合に補助熱源機を運転し、GHEX に過度な負荷がかからないようにすることが可能である。図2-24に2種類以上の熱源機を有するシステム(本文では GSHP と ASHP のハイブリッドシステム)の概念図を示す。図2-24のような

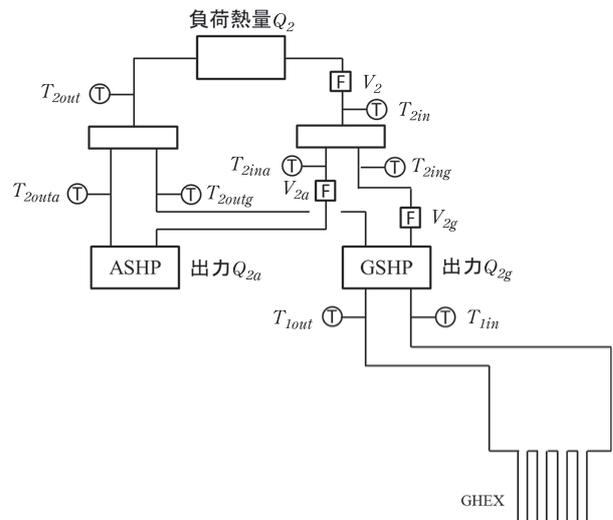


図2-24 制御対象となる GSHP システムの系統図  
Fig.2-24 Diagram of GSHP system to be controlled

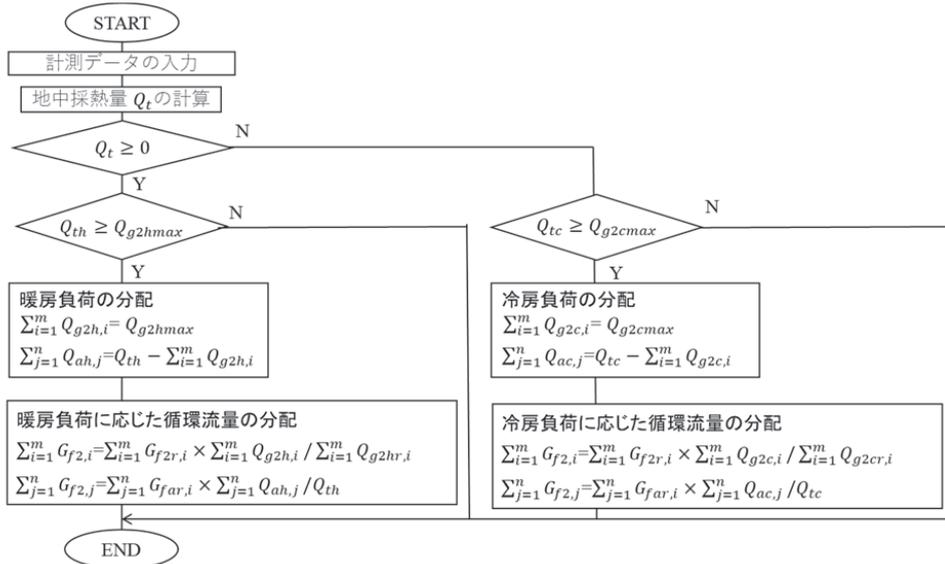


図2-25 ベース負荷制御のフロー  
Fig.2-25 Flow of base thermal load control

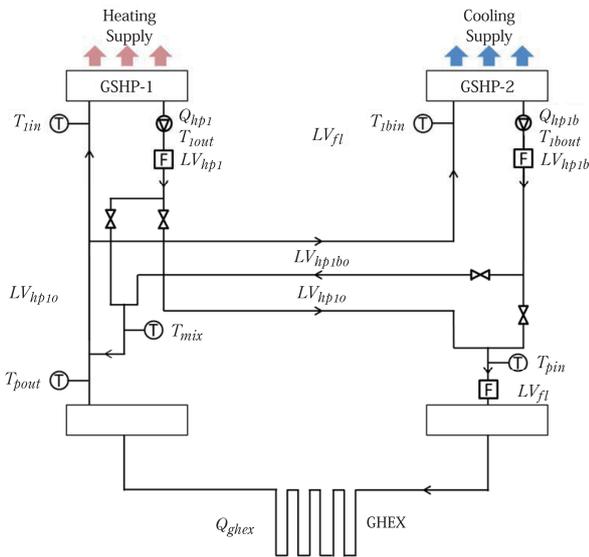


図2-26 一次側におけるバイパス制御の系統図  
Fig.2-26 Diagram of bypass control in the primary side

一般的な複数の種類を有する熱源システムにおいては、二次側の還り温度が等しくなるため、各熱源の循環流量で負荷が決まることとなる。そのため、二次側が定流量制御の場合、定格流量によって負荷の分配比率が決まり、負荷変動によって地中熱の負荷が変動することになる。そこで、図2-25の制御フローに示すように負荷に応じて各熱源機の循環流量を変化させて、負荷を分配する。これにより全体の負荷がGSHPの最大出力よりも大きい場合でも、最大出力で安定させてGSHPを運転することが可能となる。

## (2)バイパス制御

HR-GSHPシステムでは処理負荷によりGSHPの熱源水循環流量が決まるため、その流量がGHEX循環可能流量を上回る可能性がある。この対策として、HR-GSHPシステムの一次側におけるバイパス制御を行う。HR-GSHPシステム一次側バイパス制御の系統図を図2-26に示す。一次側バイパス制御フローを図2-27に示す。バイパス制御のフローを以下で説明する。なお、ここではGSHP1は暖房運転のみ、GSHP2は冷房運転のみとする。

- ①GHEXでの熱交換量を計算し、採熱と放熱のどちらを行うか判定する。
  - ②GSHPが冷房または暖房の単独運転か、冷暖同時運転かを判定する。
- 採熱の場合以下の制御を行う。
- ③単独運転であれば全流量をGHEXに送る。
  - ④同時運転であれば、GSHP2の放熱量に対して熱回収を行う。その際、熱回収を行った後  $T_{bypass}$  とGHEX出口温度  $T_{pout}$  が等しくなるようにGSHP1からの流量  $LV_{hp1}$  を調整し、残り流量をGHEXに送る。放熱の場合、逆方向の熱回収を同様の制御で行う。

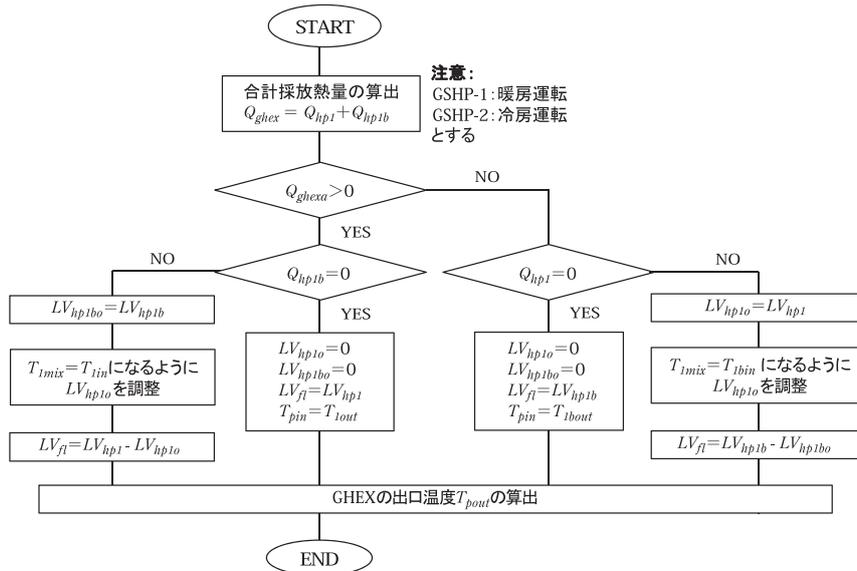


図2-27 一次側におけるバイパス制御のフロー  
 Fig.2-27 Flow of bypass control in the primary side

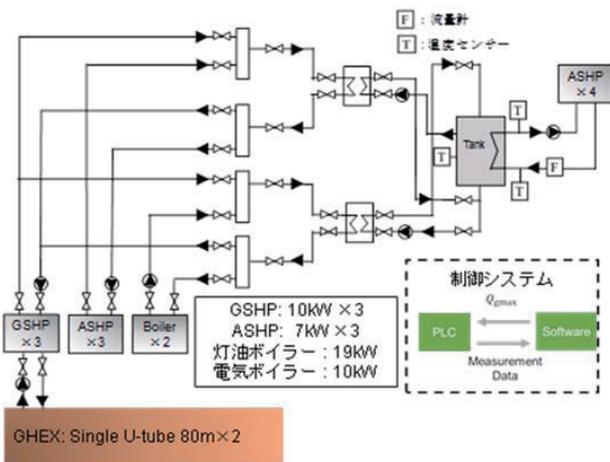


図2-28 フィールド試験設備系統図  
 Fig.2-28 Diagram of field experiment equipment

## 2.4 対象建物を想定したフィールド試験による制御システムの運転検証

### 2.4.1 対象建物とフィールド試験条件

フィールド試験概念図を図2-28に示す。熱源機はGSHPを3台、補助熱源としてASHPを3台、灯油ボイラー、電気ボイラーを用意し、試験負荷に応じて温熱用と冷熱用の台数は変更している。対象建物は複合施設、食品工場、宿舎を想定した。図2-29、31、33に各対象建物の年間負荷モデル、図2-30に複合施設の週間負荷、図2-32に食品工場の日間負荷モデルを示す。

複合施設の負荷は年間通して冷温熱需要があるが、季節によって冷温熱需要の増減が激しい。食品

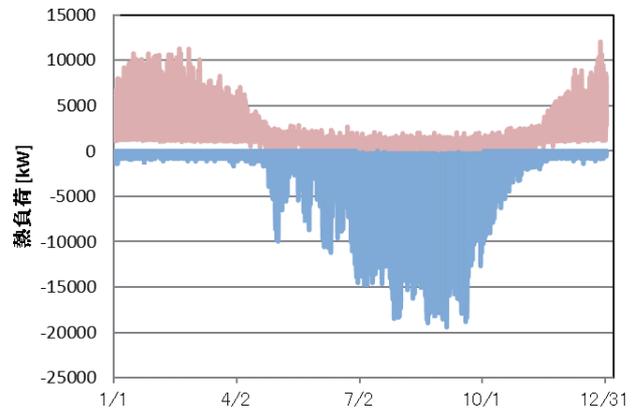


図2-29 某複合施設の年間熱負荷  
 Fig.2-29 Hourly thermal load of one complex building in annual

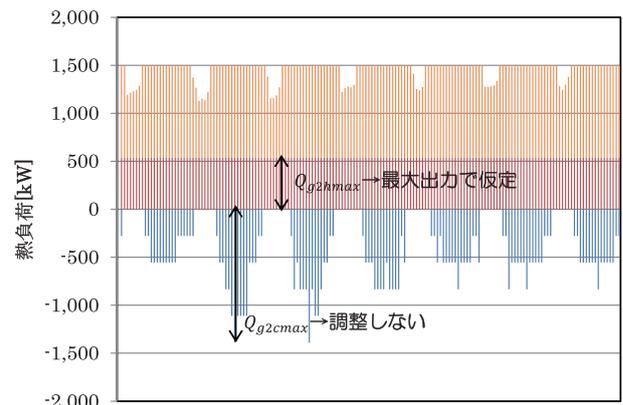


図2-30 某複合施設の1月の一週間におけるGSHP熱負荷  
 Fig.2-30 Hourly thermal load of GSHP units in one week of January

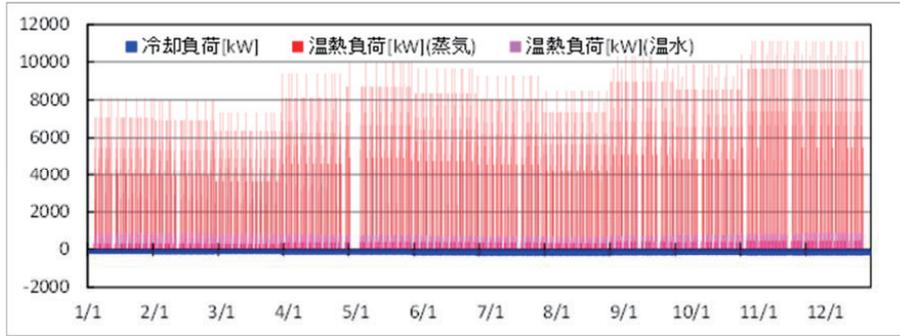


図2-31 食品工場年間負荷  
Fig.2-31 Hourly thermal load in annual in food factory

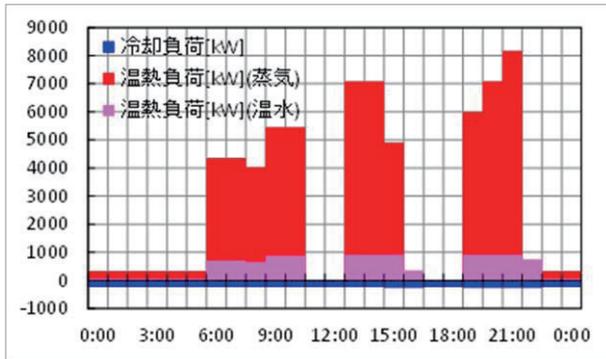


図2-32 食品工場日間負荷  
Fig.2-32 Hourly thermal load in one day in food factory

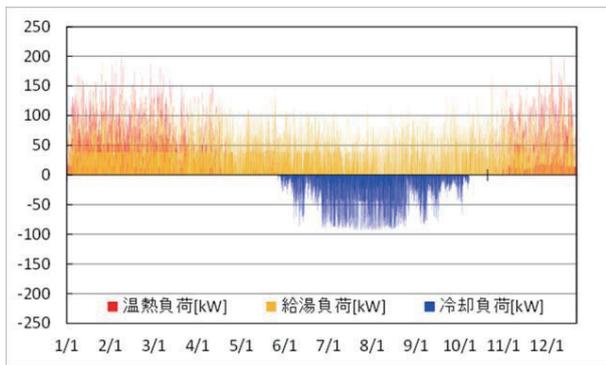


図2-33 宿舎施設年間負荷  
Fig.2-33 Hourly thermal load in annual in dormitory

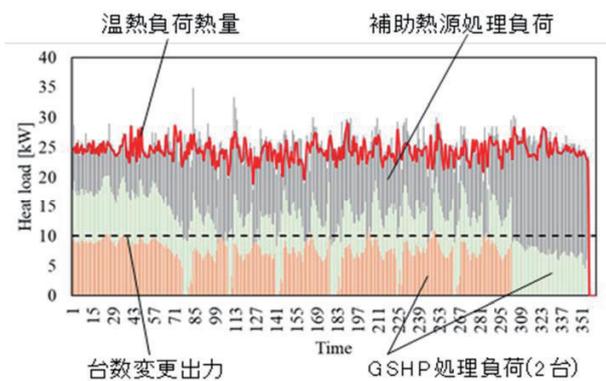


図2-34 2次側出力結果の抜粋  
Fig.2-34 Heating/cooling output in secondary side

工場は、生産過程で生じる加熱、冷却用として、熱源システムを用いるため、季節による負荷の変動が小さい。温熱需要の割合が大きい、温熱需要は断続的であり、冷熱需要は常に一定量必要であることから、短時間で温熱、冷熱の需要が切り替わるため、間接熱回収の効果が期待できる。宿舎施設は複合施設や食品工場と比較して、冷温熱需要が小さく、冷熱需要に関しては、夏期のみである。

これら3建物の年間負荷から1週間分の負荷を抜粋し、フィールド試験設備で試験可能なスケールに縮小したものを試験負荷とした。複合施設と宿舎施設は季節によって負荷の形状が異なるため、夏期、中間期、冬期と3期間、食品工場は季節変化が少ないため1期間の負荷を抽出し、計7つの負荷パターンで、フィールド試験を行い、最適制御システムの動作を検証した。

### 2.4.2 試験結果と分析

各試験のGSHP処理負荷と設計手法で計算したGSHP処理負荷を表2-3に示す。設計手法において決定しているのは高効率運転可能なGSHPとその他の補助熱源機における負荷分配であり、これに基づきHR-GSHPシステムの省エネ性能が評価できる。よって、設計手法におけるGSHP負荷分配量を制御システムで再現できてこそその設計手法が実用可能なものとなる。本論文においては表2-3に示した各試験における結果のみを示す。試験結果の一例を図2-34に示すが、各試験の詳細については学会論文<sup>5), 6)</sup>を参照されたい。

実測で得られたGSHP処理負荷は設計手法で計算したGSHP処理負荷と比較すると、複合施設で86.1%、食品工場で94.6%、寮で90.8%と高い再現性を有することを確認した。

表2-3 設計と実績における GSHP 処理負荷量比較  
Table2-3 Comparison of thermal loads of GSHP units between design and experiment

		Measurement [kWh]		Ideal [kWh]		Reproducibility [%]		average [%]
		Heating	Cooling	Heating	Cooling	Heating	Cooling	
Complex building	Summer	1020	1582	1376	1919	74.1	82.4	86.1
	Intermediate	1244	1404	1402	1459	88.7	96.2	
	Winter	1307	711	1546	735	84.5	96.7	
Industrial plant		1214	1870	1310	1950	92.7	95.9	94.6
Dormitory	Summer	330	1589	334	1620	98.8	98.1	90.8
	Intermediate	488	676	676	657	72.2	102.9	
	Winter	636	0	807	0	78.8	—	

## 2.5 HR-GSHP システムの導入効果試算

最後に設計手法を用い、複合施設と食品工場を対象にイニシャルコスト・ランニングコストの低減効果について検討を行った。複合施設における HR-GSHP システムの導入では、100m ボアホール地中熱交換器の設置本数を16本、食品工場における HR-GSHP システムの導入では、100m ボアホール地中熱交換器の設置本数を40本として、HR-GSHP システムと同じ負荷を処理できる GSHP システムを導入した場合(複合施設の地中熱交換器本数144

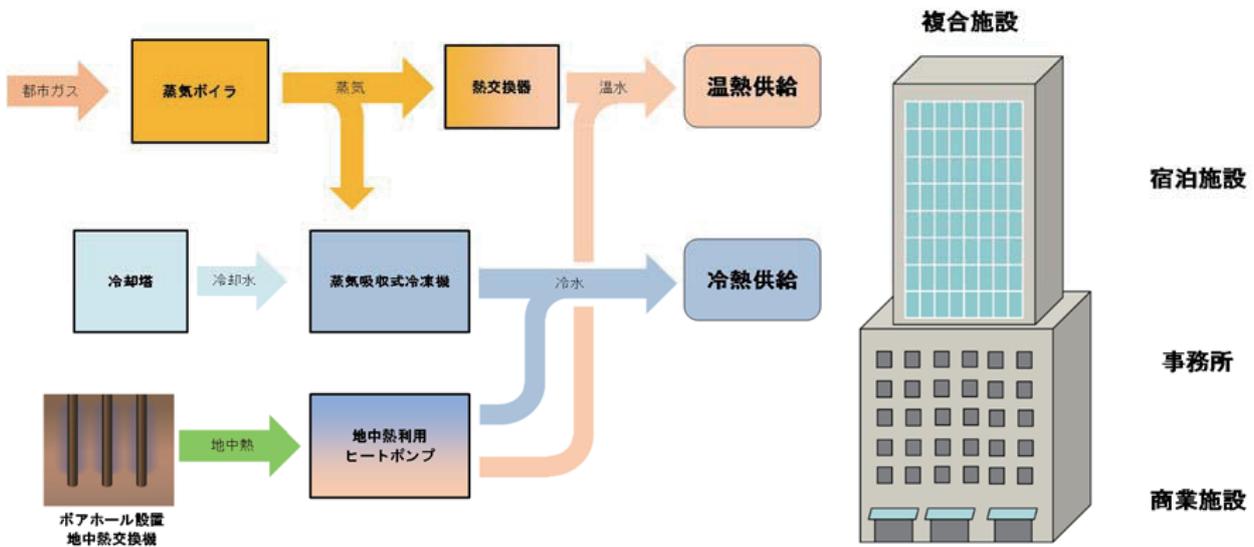


図2-35 複合施設における GSHP 導入概念図  
Fig.2-35 Concept diagram of installing GSHP system in complex building

表2-4 複合施設における従来 GSHP システムおよび HR-GSHP システムのイニシャルコスト試算条件  
Table2-4 Initial costs of conventional GSHP system and HR-GSHP system installed in complex building

名称	仕様	単位	単価 [千円]		従来 GSHP	HR-GSHP	参考型番	
			従来 GSHP	HR-GSHP				
重油ボイラー		基	1	1	同額の為省略			
吸収式冷凍機		基	1	1	同額の為省略			
冷却塔		基	1	1	同額の為省略			
水冷チラー	暖:351.2kW/冷:276.3kW	基	2	1	17,200	34,400	HEM100II	
水冷チラー	暖:566.1kW/冷:456.0kW	基		1	20,400	0	HEM150II	
ポンプ	3600L/min x 11kW	基	2		770	1,541	150X125FS4H511E	
ポンプ	1260L/min x 3.7kW	基		2	317	0	100X80FS4H53.7E	
地中熱交換器	ボアホール100m	本	144	16	1,100	158,400	17,600	11,000円/m
合計						194,341	55,834	
						差額	±0	-138,507
						金額比率	1.00	0.29
						ランニング差額		3,862
						回収年		-35.87

従来 GSHP 暖房587kW/冷房424kW(切替) 年間負荷 HR-GSHP 合わせ  
HR-GSHP 暖房440kW/冷房264kW(同時)

表2-5 複合施設における従来 GSHP システムおよび HR-GSHP システムのイニシャルコスト・ランニングコスト試算結果  
Table2-5 Initial and running cost of conventional GSHP system and HR-GSHP system in complex building

	①在来システム		②従来 GSHP システム (負荷量 HR-GSHP 合わせ)						③HR-GSHP システム				
	冷房 (在来)	暖房 (在来)	冷房 (GSHP)	冷房 (在来)	暖房 (GSHP)	暖房 (在来)	冷房 (GSHP)	冷房 (在来)	暖房 (GSHP)	暖房 (在来)			
熱源機器	定格出力 [kW]	22,854	25,568	400	22,854	600	25,568	528	22,854	880	25,568		
	定格消費電力 [kW]	3,953 <sub>732(Nm<sup>2</sup>)</sub>	176 <sub>2,375(Nm<sup>2</sup>)</sub>	80	3,953 <sub>732(Nm<sup>2</sup>)</sub>	150 <sub>176</sub>	2,375 <sub>10.8(kW/Nm<sup>2</sup>)</sub>	62	3,953 <sub>732(Nm<sup>2</sup>)</sub>	148	176 <sub>2,375(Nm<sup>2</sup>)</sub>		
	COP [-]	5.8 <sub>31.2(kW/Nm<sup>2</sup>)</sub>	145.4 <sub>10.8(kW/Nm<sup>2</sup>)</sub>	5.0	5.8 <sub>31.2(kW/Nm<sup>2</sup>)</sub>	4.0	145.4 <sub>10.8(kW/Nm<sup>2</sup>)</sub>	8.5	5.8 <sub>31.2(kW/Nm<sup>2</sup>)</sub>	5.9	145.4 <sub>10.8(kW/Nm<sup>2</sup>)</sub>		
	1次側入口温度 [°C]	—	—	35	—	0	—	35	—	0	—		
	1次側循環ポンプ流量 [L/min]	—	—	3,600	—	3,600	—	3,600	—	3,600	—		
	1次側ポンプ消費電力 [kW]	—	—	10	—	10	—	10	—	10	—		
	2次側循環ポンプ流量 [L/min]	—	—	3,600	—	3,600	—	3,600	—	3,600	—		
	2次側ポンプ消費電力 [kW]	—	—	10	—	10	—	10	—	10	—		
土壌条件	土壌密度 [kg/m <sup>3</sup> ]	—	—	1,500				1,500					
	不易層(地中)温度 [°C]	—	—	16.5				16.5					
	土壌比熱 [kJ/(kg・K)]	—	—	1.5				1.5					
	土壌有効熱伝導率 [W/(m・K)]	—	—	1.8				1.8					
地中熱交換機	方式	—	—	ボアホールシングルUチューブ				ボアホールシングルUチューブ					
	長さ [m]	—	—	100				100					
	ボアホール本数 [本]	—	—	144				16					
	長さ合計 [m]	—	—	14,400				1,600					
	Uチューブ内径 [m]	—	—	0.025				0.025					
	Uチューブ外径 [m]	—	—	0.032				0.032					
	ボアホール口径 [m]	—	—	0.12				0.12					
	グラウト熱伝導率 [W/(m・K)]	—	—	1.8				1.8					
	仕様	—	—	高密度ポリエチレン				高密度ポリエチレン					
	負荷	全体年間負荷 [MWh]	23,823	20,683	23,823			20,683			23,823		20,683
システム別処理負荷量 [MWh]		23,823	20,683	1,766	22,057	2,606	18,077	1,870	21,953	2,551	18,132		
GSHP 年間処理負荷量 [MWh]		—	—	4,372						4,421			
期間平均 COP [-]		5.8 <sub>31.2(kW/Nm<sup>2</sup>)</sub>	145.4 <sub>10.8(kW/Nm<sup>2</sup>)</sub>	5.0	5.8 <sub>31.2(kW/Nm<sup>2</sup>)</sub>	4.0	145.4 <sub>10.8(kW/Nm<sup>2</sup>)</sub>	8.42	5.8 <sub>31.2(kW/Nm<sup>2</sup>)</sub>	5.97	145.4 <sub>10.8(kW/Nm<sup>2</sup>)</sub>		
期間消費電力 [MWh]		4,121 <sub>763(千Nm<sup>2</sup>)</sub>	142 <sub>1,921(千Nm<sup>2</sup>)</sub>	353	3,816 <sub>707(千Nm<sup>2</sup>)</sub>	652	124 <sub>1,679(千Nm<sup>2</sup>)</sub>	222	3,798 <sub>703(千Nm<sup>2</sup>)</sub>	427	125 <sub>1,684(千Nm<sup>2</sup>)</sub>		
年間消費電力 [MWh]		4,263	2,684(千Nm <sup>3</sup> )	4,945			2,386(千Nm <sup>3</sup> )			4,572		2,387(千Nm <sup>3</sup> )	
年間消費電力(GSHPのみ)		—	—	1,005				649					
コスト	ランニングコスト [千円]	63,949(電気)	233,535(ガス)	74,169(電気)			207,554(ガス)			68,575(電気)		207,707(ガス)	
	ランニングコスト計 [千円]	297,484		281,723						276,282			
	ランニングコスト差額 [千円]	基準		-15,761						-21,202			
	削減率	基準		-5%						-7%			
	ランニングコスト(GSHPのみ計)	—		15,071						9,742			
	削減率	—		基準						-35%			
	イニシャルコスト差額 [千円]	基準		+194,341						+55,834			
	イニシャルコスト削減率	—		基準						-71%			
	単純回収年 [年]	基準		12.3年						2.6年			

※在来の冷暖房は吸収式冷温水機及びボイラーによる為、消費電力と消費ガスを併記している

※電気料金は15円/kWh(基本料金込み)、ガス料金は87円/m<sup>3</sup>として計算

※HR-GSHPの期間消費電力は1次側ポンプを含めた値

※GSHPのコストダウン、さらなる高効率化の成果は、従来GSHPシステムを基準としてのHR-GSHPシステムのイニシャルコスト・ランニングコスト削減率で示される。

※従来GSHP、HR-GSHP各々の経済性は、在来システムを基準とした従来GSHPとHR-GSHP各々のイニシャルコスト・ランニングコスト差額により算定される。

本、食品工場の地中熱交換器本数117本)とイニシャルコスト・ランニングコストの比較を行った。

### 2.5.1 複合施設におけるイニシャル・ランニングコスト削減効果試算

試算モデルとした複合施設におけるHR-GSHPシステム導入概念図を図2-35に示す。導入試算に用いたモデル負荷は既出の図2-29, 30を用いた。

複合施設においては、表2-4に示すような熱源機器スペックを想定してイニシャルコストを算定し、

HR-GSHPシステムと従来GSHPシステムのイニシャルコストの比較を行った。表2-5に試算結果のまとめを示す。イニシャルコスト増分については地中熱交換器の本数が大幅に減るため削減率が高く、71%の削減効果が得られる結果となった。

ランニングコストの削減効果は、在来システム処理分を除くと35%の削減となっている。

さらに、在来システムに対するHR-GSHPシステム、従来GSHPシステム各々のイニシャルコスト

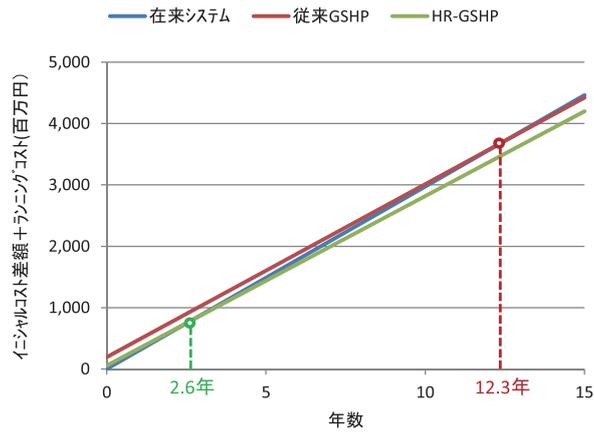


図2-36 在来システムと従来 GSHP システム, HR-GSHP システムのコストの比較  
Fig.2-36 Comparison of lifecycle costs of conventional system and conventional GSHP system and HR-GSHP system

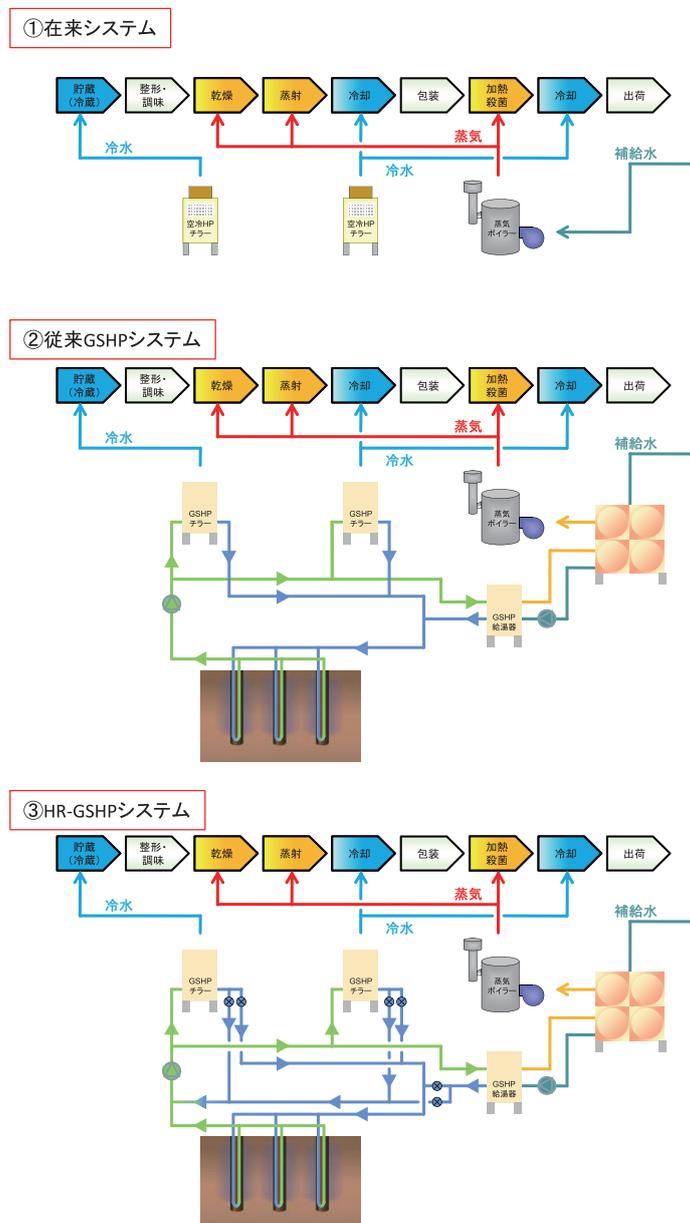


図2-37 食品工場における従来 GSHP および HR-GSHP 導入概念図  
Fig.2-37 Concept diagram of installing conventional GSHP system and HR-GSHP system in food factory

表2-6 食品工場における従来 GSHP システムおよび HR-GSHP システムのイニシャルコスト試算条件  
Table2-6 Initial costs of conventional GSHP system and HR-GSHP system installed in food factory

	単価	在来方式		従来 GSHP		HR-GSHP	
		数量	金額	ボアホール117本 金額	ボアホール40本 金額		
蒸気ボイラー	5,300,000	16	84,800,000	16	84,800,000	16	84,800,000
空冷チラー30kW	4,443,000	1	4,443,000	4	17,772,000	8	35,544,000
水冷チラー30kW	2,209,000		0	8	17,672,000	12	26,508,000
空冷コンデンシングユニット300kW	44,430,000	1	44,430,000		0		0
水冷 HP チラー	6,945,000		0	8	55,560,000	9	62,505,000
ボアホール1mあたり	10,000		0	11,700	117,000,000	4,000	40,000,000
熱源水配管	20,000,000		0	1	20,000,000	1	20,000,000
自動制御	30,000,000		0	1	30,000,000	1	30,000,000
合計			133,673,000		342,804,000		299,357,000

表2-7 食品工場における従来 GSHP システムおよび HR-GSHP システムのイニシャルコスト・ランニングコスト試算結果  
Table2-7 Initial and running costs of conventional GSHP system and HR-GSHP system installed in food factory

	①在来システム		②従来 GSHP システム (負荷量 HR-GSHP 合わせ)				③HR-GSHP システム				
	冷却 (在来)	蒸気 (在来)	冷却 (GSHP)	冷却 (在来)	加熱 (GSHP)	蒸気 (在来)	冷却 (GSHP)	冷却 (在来)	加熱 (GSHP)	蒸気 (在来)	
熱源機器	定格出力 [kW]	330	9400	345.8	236	919	9400	351.6	236	1057	9400
	定格消費電力 [kW]	110	1072L/h	128.8	65.6	224	1072L/h	64.5	65.6	208.6	1072L/h
	定格 COP [-]	3.00	0.86	2.68	3.60	4.10	0.86	5.45	3.60	5.07	0.86
	1次側入口温度 [°C]	—	—	35		15		35		15	
	1次側循環ポンプ流量 [L/min]	—	—	1,200		3,000		1,193		2,490	
	1次側ポンプ消費電力 [kW]	—	—	15		19		15		30	
	2次側循環ポンプ流量 [L/min]	1,000	—	1,000		300		1,008		3,088	
	2次側ポンプ消費電力 [kW]	5.5	—	5.5		3.7		7.5		15	
土壌条件	土壌密度 [kg/m <sup>3</sup> ]	—	—		1,500				1,500		
	不易層(地中)温度 [°C]	—	—		16.5				16.5		
	土壌比熱 [kJ/(kg·K)]	—	—		1.5				1.5		
	土壌有効熱伝導率 [W/(m·K)]	—	—		1.8				1.8		
地中熱交換機	方式	—	—	ボアホールダブルUチューブ			ボアホールシングルUチューブ				
	長さ [m]	—	—	100			100				
	ボアホール本数 [本]	—	—	117			40				
	長さ合計 [m]	—	—	11,700			4,000				
	Uチューブ内径 [m]	—	—	0.025			0.025				
	Uチューブ外径 [m]	—	—	0.032			0.032				
	ボアホール口径 [m]	—	—	0.12			0.12				
	グラウト熱伝導率 [W/(m·K)]	—	—	1.8			1.8				
	仕様	—	—	高密度ポリエチレン			高密度ポリエチレン				
負荷	全体年間負荷 [MWh]	2,535	19,659	2,535		19,659	2,535		19,659		
	システム別処理負荷量 [MWh]	2,535	19,659	2,088	447	2,710	16,949	2,016	519	2,783	16,876
	GSHP 年間処理負荷量 [MWh]	—	—	4,798				4,799			
	期間平均 COP [-]	3.00	0.86	4.35	4.00	3.97	0.86	11.00	4.00	3.97	0.86
	期間消費電力 [MWh]	845	2241 [kL]	480	112	683	1932 [kL]	183	130	701	1924 [kL]
	年間消費電力 [MWh]	845	—	592		683		313		701	
	年間消費電力 (GSHP のみ)	—	—	1,163			884				
コスト	ランニングコスト [千円]	12,675	168,074	8,876 (電気)		10,239 (電気)	144,905 (重油)	4,695 (電気)		10,515 (電気)	144,281 (重油)
	ランニングコスト計 [千円]	180,749		164,020				159,491			
	ランニングコスト差額 [千円]	基準		-16,729				-21,258			
	削減率	基準		-9%				-13%			
	ランニングコスト (GSHP のみ計)	—		17,441				13,264			
	削減率	—		基準				-24%			
	イニシャルコスト [千円]	133,673		342,804				299,357			
	イニシャルコスト差額 [千円]	基準		+209,131				+165,684			
	イニシャルコスト削減率	—		基準				-21%			
	単純回収年 [年]	基準		12.5年				7.8年			

※在来の冷却は空冷チリングユニット、蒸気は重油ボイラーによる為、消費電力と消費油量を併記している

※電気料金は15円/kWh(基本料金込み)、重油料金は75円/Lとして計算

※HR-GSHPの期間消費電力は1次側ポンプを含めた値

※GSHPのコストダウン、さらなる高効率化の成果は、従来GSHPシステムを基準としてのHR-GSHPシステムのイニシャルコスト・ランニングコスト削減率で示される。

※従来GSHP、HR-GSHP各々の経済性は、在来システムを基準とした従来GSHPとHR-GSHP各々のイニシャルコスト・ランニングコスト差額により算定される。

ト増分とランニングコストの合計金額の年次変化の比較グラフを図2-36に示す。イニシャルコスト増分のランニングコスト削減による回収年数はHR-GSHPシステムでは2.6年と非常に経済性の高いシステムとなっている。

### 2.5.2 食品工場におけるイニシャル・ランニングコスト削減効果試算

試算モデルとした食品工場におけるHR-GSHPシステム導入概念図を図2-37に示す。導入試算に用いたモデル負荷は既出の図2-31, 32を用いた。

食品工場においては、表2-6に示すような熱源機器スペックを想定してイニシャルコストを算定し、HR-GSHPシステムと従来GSHPシステムのイニシャルコストの比較を行った。表2-7に試算結果のまとめを示す。イニシャルコスト増分については地中熱交換器本数の削減率が複合施設ほど高くはないため、21%程度の削減効果となった。

ランニングコストの削減効果は在来システム処理分を除くと24%の削減となっている。さらに、在来システムに対するHR-GSHPシステム、従来GSHPシステム各々のイニシャルコスト増分とランニングコストの合計金額の年次変化の比較グラフを図2-38に示す。イニシャルコスト増分のランニングコスト削減による回収年数はHR-GSHPシステムでは7.8年と経済性の確保されたシステムとなっている。

なお、本研究開発はNEDO「再生可能エネルギー熱利用技術開発」委託事業として実施した。NEDO事業における開発目標は、従来GSHPに対し、イ

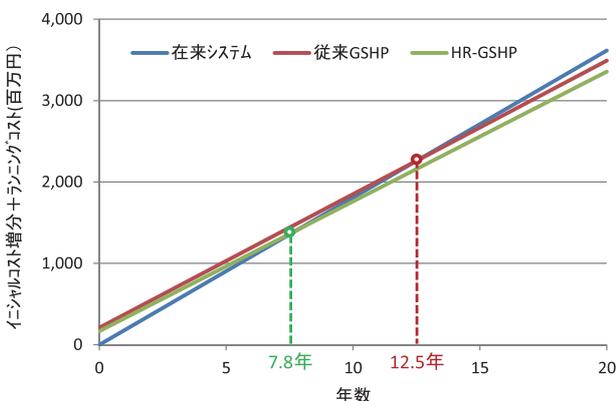


図2-38 在来システムと従来GSHPシステム、HR-GSHPシステムのコストの比較

Fig.2-38 Comparison of lifecycle costs of conventional system and conventional GSHP system and HR-GSHP system

ニシャルコスト、ランニングコストともに20%以上削減することであったが、いずれの用途においても達成できる見込みとなった。

## 3 結言

短時間で採放熱を繰り返すGHEXの採放熱特性定量評価手法を確立すること、さらには採放熱履歴を考慮した定量評価手法を確立することにより、冷暖バランスが大きく異なる負荷を含む、温熱供給と冷熱供給を同時期に行う2種類以上のGSHPを用いる地中熱利用熱回収ヒートポンプ(HR-GSHP)システムにおいて、各々のGSHPの出力を調整することによりGHEXの採放熱量を調整し、その結果周囲地盤の温度を高効率運転可能な範囲に抑え、任意の地中熱交換器長さに対してGSHP処理熱量(期間内における全てのGSHPの負荷を合計した値)を最大化させるHR-GSHPシステムの設計手法と制御システムを確立した。

さらに、フィールド試験を行い、制御システムの動作検証を行った結果、GSHP処理負荷は設計で求めた計算値と比べて90%程度と高い再現性を確認でき、実用性の高い設計手法であることも確認した。

本設計手法及び制御システムを用いることにより、HR-GSHPシステムについて、必要最小限のGHEX長さで、最大限のGSHPシステムの導入効果が得られるようになる。その結果として、HR-GSHPシステムの導入の費用対効果を最大化することや、コスト回収年数を最小化することが可能となる。

本設計手法を用い、導入効果の試算を行った結果、複合施設や食品工場ではいずれも省エネ効果が増すとともに回収年数が10年以下となり、本開発前の季節による冷暖房切替型の従来GSHPが補助金を活用して10~20年の回収年数であったことに比べ、省エネ性の向上と高い経済性を付加できた。

### 参考文献

- 1) Nagano K., T. Katsura, S. Takeda: Development of a Design and Performance Prediction Tool for the Ground Source Heat Pump System, Applied Thermal Engineering, 2006, Volume 26, Issues 14-15, pp. 1578-1592

- 2) Katsura T., K. Nagano, S. Takeda: Method of Calculation of the Ground Temperature for Multiple Ground Heat Exchangers, Applied Thermal Engineering, 2008, Volume 28, pp. 1995-2004
- 3) Katsura T., K. Nagano, S. Narita, S. Takeda, Y. Nakamura, A. Okamoto: Calculation Algorithm of the Temperatures for Pipe Arrangement of Multiple Ground Heat Exchangers, Applied Thermal Engineering, 2009, Volume 29, pp. 906-919
- 4) H. -J. G. Diersch, D. Bauer, W. Heidemann, W. Ruhaak, P. Schatzl: Finite element modeling of borehole heat exchanger systems Part 1, Fundamentals Computers & Geosciences, 2011, pp. 1122-1135
- 5) 東谷貴, 葛隆生, 長野克則, 中村靖: 地中熱熱回収ヒートポンプシステムの設計手法と最適制御システムの開発に関する研究(その8)設計手法と最適制御システムの改良およびフィールド試験による検証, 空気調和衛生工学会北海道支部学術講演論文集(2019)
- 6) 中村靖, 東谷貴, 葛隆生, 長野克則: 地中熱熱回収ヒートポンプシステムの設計手法と最適制御システムの開発に関する研究(その9)フィールド試験とシミュレーションによるシステム導入効果検討, 空気調和衛生工学会北海道支部学術講演論文集(2019)

## 記号と添え字

- 記号  $d$ : 地中熱交換器口径[m],  $Q$ : 出力負荷[kW],  
 $t$ : 時間[h],  $t_c$ : 繰り返し(サイクル)時間[h],  $T$ : 温度[°C],  $q'$ : 単位採放熱係数[W/(m·K)],  $L$ : 長さ[m],  $\lambda_e$ : 地盤の有効熱伝導率[W/(m·K)]
- 添え字  $c$ : 冷房,  $e$ : 採熱側,  $end$ : 最後の時刻,  $g$ : GSHP,  $h$ : 暖房,  $i$ : 放熱側,  $j$ : 時間単位[半月],  $l$ : 採熱と放熱で時間が長い方,  $min$ : 最小,  $max$ : 最大,  $p$ : GHEX,  $pm$ : GHEX 出入口の平均,  $s$ : 採熱と放熱で時間が短い方,  $s_0$ : 地中の初期条件,  $1$ : GSHP システムの一次側,  $2$ : GSHP