

空気熱源ヒートポンプと地中熱ヒートポンプを併用した空調システムの省エネルギー制御の開発

鄧, 怡暉

九州大学大学院人間環境学府空間システム専攻 : 修士課程

住吉, 大輔

九州大学大学院人間環境学研究院都市・建築学部門 : 准教授

呉, 濟元

九州大学大学院人間環境学府空間システム専攻 : 博士後期課程

高杉, 真司

ジオシステム

他

<https://doi.org/10.15017/1931488>

出版情報 : 都市・建築学研究. 33, pp.17-24, 2018-01-15. 九州大学大学院人間環境学研究院都市・建築学部門

バージョン :

権利関係 :

空気熱源ヒートポンプと地中熱ヒートポンプを 併用した空調システムの省エネルギー制御の開発

Development of Energy-saving Control Method of Air-conditioning System Combined Air Source Heat Pump with Ground Source Heat Pump

鄧 怡暉^{*1}, 住吉大輔^{*2}, 呉 濟元^{*3}, 高杉真司^{*4}, 館野正之^{*4}

Yihui DENG, Daisuke SUMIYOSHI, Jewon OH,
Shinji TAKASUGI, Masayuki TATENO

This research aims at developing the energy-saving control method for the hybrid air-conditioning system including Ground Source Heat Pump (GSHP) and Air Source Heat Pump (ASHP). We use water as heat source water of GSHP, so it is necessary to develop the anti-freeze control to prevent it from freezing in winter while consuming little additional energy. We build a simulation model of the system and confirm the effectiveness of the anti-freeze control from the result. Also, by changing the ratio of air-conditioning load of ASHP and GSHP, the more load dealt by GSHP, the higher energy conservation is achieved.

Keywords: Air Source Heat Pump, Ground Source Heat Pump, Anti-freeze, Energy Conservation, Simulation
空気熱源ヒートポンプ, 地中熱ヒートポンプ, 凍結防止, 省エネルギー, シミュレーション

1. はじめに

2011年の東日本大震災における原子力発電所の事故に起因した電力不足を契機に再生可能エネルギーの利用が注目を集めている。再生可能エネルギーの一つである地中熱の温度は地下10m以浅では季節の変動により変化するが、10m以深では年間一定で100m深くなる毎に3℃程高くなる¹⁾。地中の温度は外気温より夏には冷たく冬には温かいため、この地中熱を利用したヒートポンプシステムは空気熱源ヒートポンプより高い省エネルギー性を有し、ヒートアイランド現象の緩和や地球温暖化対策にも有効である²⁾。

しかし、地中熱の掘削費用が高く、普及の障害となっていることから、著者らはカーペット状の熱交換パイプを入れたフレコン型熱交換器を採用し、地下浅層に埋設することで掘削量を削減し、低コストで地中熱を利用できるシステムの開発に取り組んでいる。加えて、設置コストの安価な空気熱源ヒートポンプ(以下、ASHP)と地中熱を利用した水熱源ヒートポンプ(以下、WSHP)とを組み合わせたハイブリッドシステムとすることでイニシャル

コストを抑えながらも省エネルギーを実現するシステムの構築を目指している。

また、寒冷地に設置される地中熱ヒートポンプの熱源水(土壌循環水)としては、凍結防止の観点から不凍液が使用されることが一般的である。しかし、本研究の対象建物では漏水時の環境汚染への懸念から真水を使用することとしている。したがって、対象システムでは運用によって凍結防止を図ることが求められる。配管での凍結防止にはヒーターが用いられることが多いが地中熱ヒートポンプの採用は省エネルギーを志向するものであり、ヒーターによってエネルギーを多量に消費しては導入の意義が薄くなってしまう。

そこで本研究では、WSHPの省エネルギー性を最大限に活かすために、ASHPとWSHPを適切に使い分けつつ、WSHPの熱源水の凍結防止によるエネルギー消費の増加量を抑えた省エネルギー制御の開発を目的とする。WSHPの出力抑制やポンプ流量のコントロールなどを組み合わせて極力省エネルギーな凍結防止制御を目指す。本報ではシミュレーションを用いて、凍結防止制御のための設定温度、WSHP出入口水温差の設定値やASHPとWSHPの負荷の分担割合を変更したケースにより、適切な制御方法について検討を行う。

*1 空間システム専攻修士課程

*2 都市・建築学部門

*3 空間システム専攻博士後期課程

*4 ジオシステム

2. 対象概要

2.1 対象建物

本研究の対象建物は富山県黒部市にある工場である。図1に建物外観、表1に建物概要を示す。本研究の空調システムを導入したのは2階の事務室で、床面積は約160m²である。



図1 建物外観

2.2 対象システム概要

対象システムを図2に、機器仕様を表2に示す。外気は全熱交換器を介して導入している。対象室内には水熱源ヒートポンプ(WSHP-1,2,3)と空気熱源ヒートポンプ(室内機)(ASHP-I1,I2,I3)がそれぞれ3台導入されている。WSHPは熱源機と送風機が一体となっており、冷風または温風を吹き出す空気-水ヒートポンプ方式のものである。ポンプ(P-1,2)と空気熱源ヒートポンプ(室外機)(ASHP-O)は屋上に設置されており、屋上での冬期における熱源水の凍結が最も懸念される。

表1 建物概要

所在地	富山県黒部市
用途	工場・厚生施設
建築面積	9,376 m ²
延床面積	18,151 m ²
階数	地上2階
竣工	2001年7月

2.3 地中熱交換器概要

図3に地中熱交換器(以下、GHEX)の概要を示す。カーペット状の熱交換パイプ(図3(a))2枚を丸め、高さ1.2mの透水性フレコンバッグ(図3(b))の中に入れ、隙間は砂を充填している。埋設深度は2.5m(図3(c))と浅いが、対象地域の地下2m付近に地下水が流れており、地下水による熱移流効果が期待できる。熱源水はGHEXを通して夏期には土壌へ排熱、冬期には土壌から採熱する。

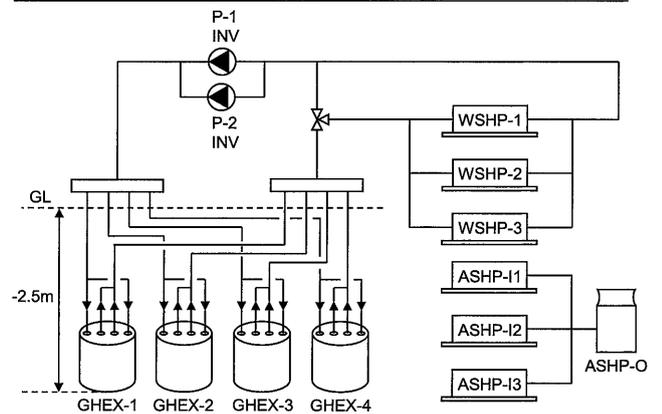


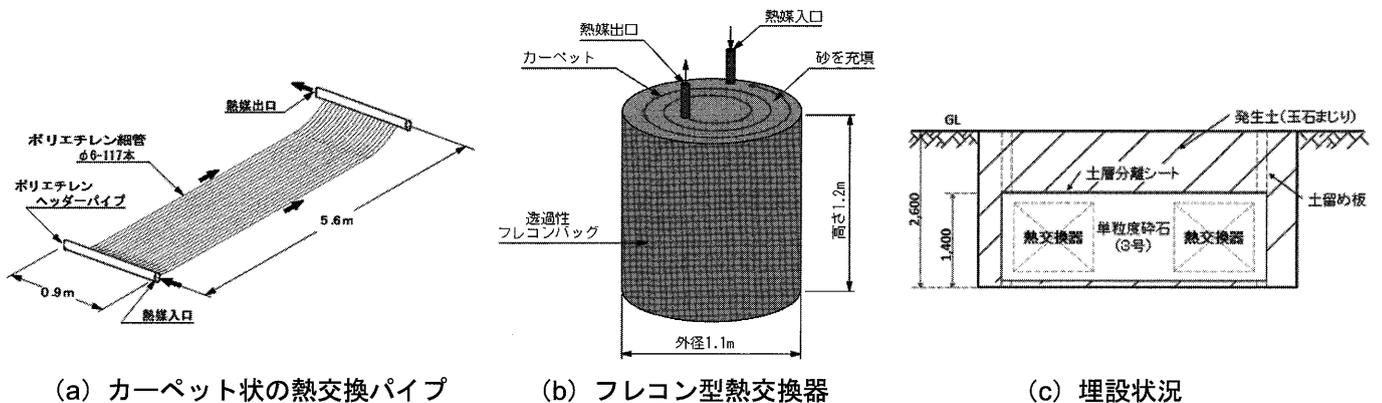
図2 対象システム図

表2 機器仕様

機器名	記号	台数	仕様
熱源水ポンプ	P-1 P-2	2	流量:74.0L/min,消費電力:0.64kW INV制御
水熱源ヒートポンプ	WSHP-1 WSHP-2 WSHP-3	3	冷房 能力:5.0kW,消費電力:0.68kW 暖房 能力:5.0kW,消費電力:1.20kW 入口水温:7~45°C(冷房),5~45°C(暖房) 流量:18L/min
地中熱交換器	GHEX-1,GHEX-2 GHEX-3,GHEX-4	4	流量:26.4L/min カーペット:2枚
空気熱源ヒートポンプ(室内機)	ASHP-I1 ASHP-I2 ASHP-I3	3	冷房 能力:5.6kW,消費電力:0.02kW 暖房 能力:6.3kW,消費電力:0.02kW
空気熱源ヒートポンプ(室外機)	ASHP-O	1	冷房 能力:16.0kW,消費電力:3.90kW 暖房 能力:18.0kW,消費電力:4.40kW

2.4 負荷計算

システムシミュレーションの入力値となる熱負荷は、NewHASP³⁾を利用し、非定常計算して求めた。計算結果を1分間隔に補間したデータを入力とする。負荷計算条件を表3に、年間負荷パターンを図4に示す。暖房の運転開始時刻は7時であり、1時間の予熱運転を行う想定とした。年間の暖房負荷は55.2GJ、冷房負荷は16.0GJで、暖房負荷の方が大きくなっている。



(a) カーペット状の熱交換パイプ

(b) フレコン型熱交換器

(c) 埋設状況

図3 地中熱交換器概要

表3 負荷計算条件

時期	冬期10~4月、夏期6~9月
空調時温湿度条件	冬期22°C40%、夏期26°C70%
運転時間	冬期6時~18時、夏期7時~18時
外壁	硬質ウレタン発泡板25、アルミ板5
屋根	プラスターボード9、岩綿吸音板6、空気層 RC70、硬質ウレタン発泡板25
床	タイル2、RC120
内壁1	ガラス6
内壁2	プラスターボード13、空気層、プラスターボード13
窓	シングル3(ブラインド有り)
内部発熱想定	照明470W、PC20台、ポット1台、プリンター1台、人体20人 (※ただし、暖房負荷計算時は照明以外は50%としている)
換気量	500m ³ /h(全熱交換器有り、効率65%)
すきま風	0.5回/h

3. シミュレーションモデル概要

3.1 シミュレーションモデルの構築

シミュレーションプログラムはFortranで構築し、1分間隔の計算ステップで計算している。各機器の単体モデル(ポンプモデル、WSHPモデル、GHEXモデルとASHPモデル)をそれぞれ作成し、制御ロジックと組み合わせることで全体システムのシミュレーションモデルを構築した。図5に全体システムモデルのフロー、表4に各モデルの入力値と出力値を示す。制御ロジックでは、ポンプと三方弁の変流量制御や水熱源ヒートポンプ上限出力制御が組み込まれている。ポンプ流量はWSHPの出入口水温差もしくは合流水温(WSHP 出口側とバイパスの熱源水が合流するところの水温)の設定値に基づき制御されている。三方弁はポンプ流量が三台のWSHPの最大流量の64.8L/minを越える場合に越えた分をバイパスに流す。水熱源ヒートポンプ上限出力制御とはWSHPのある部分負荷率での能力を上限として出力を抑える方法である。

WSHPモデルとASHPモデルは機器の性能特性曲線に基づき構築したものである。WSHPモデルの部分負荷特性^(注1)を図6に、ASHPモデルの部分負荷特性^(注2)を図7に示す。WSHPは部分負荷率が高くなるほどCOPが減少するが、ASHPでは逆になる。GHEXモデルは、熱応答試験⁴⁾の結果に基づいて熱応答近似式を求め、地温の季節変動を考慮し、重ね合わせ法⁵⁾を利用し熱源水温度計算を行う。配管の熱損失は考慮していないが、屋外での配管長が短く、外気の影響による熱損失が小さいと考えられる。また、WSHP 運転可能状態である下限温度の2°C以上に維持することができるような制御を組み込んでいるため、熱損失を無視しても凍結防止の検討が可能である。

3.2 精度検証

対象システムは2016年7月から実運転を開始し、現在も継続的に稼働し、実測データを収集している。2016年8月19日から2016年12月31日までの実測データを用いてシミュレーションの精度検証を行った。地中熱ヒー

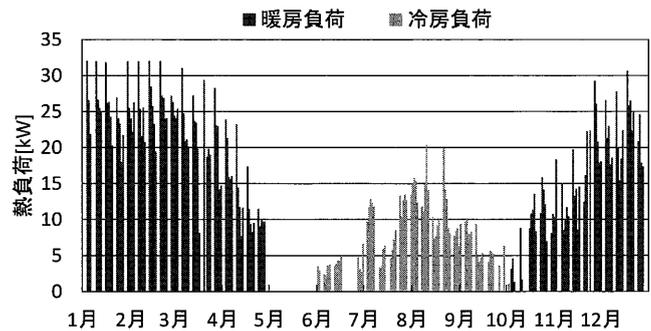


図4 年間負荷パターン

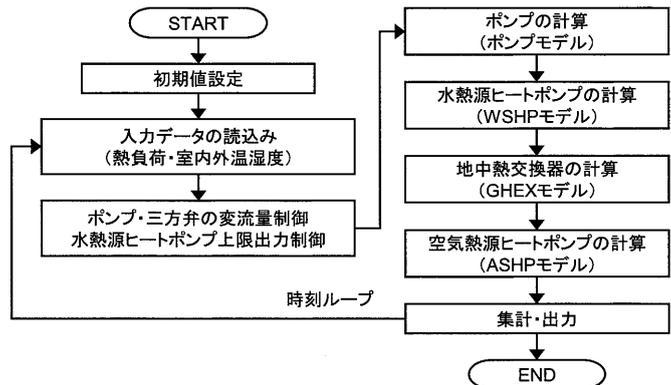


図5 全体システムモデルのフロー

表4 各モデルの入力値・出力値

	入力値	出力値
ポンプモデル	ポンプ流量	ポンプ消費電力 など
WSHPモデル	熱負荷・室内温湿度 WSHP入口水温・流量	WSHP処理熱量・消費電力 WSHP出口水温・GHEX熱負荷 合流水温 など
GHEXモデル	GHEX熱負荷 ポンプ流量	GHEX出入口平均水温・出口水温 WSHP入口水温 など
ASHPモデル	熱負荷・室内外温湿度	ASHP処理熱量・消費電力 など
全体システムモデル	熱負荷・室内外温湿度 初期水温	各機器の処理熱量・消費電力 各地点の水温・流量 など

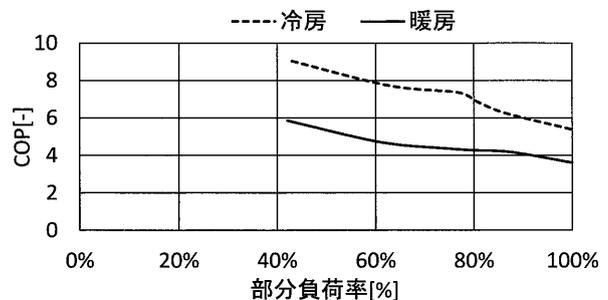


図6 WSHPの部分負荷特性

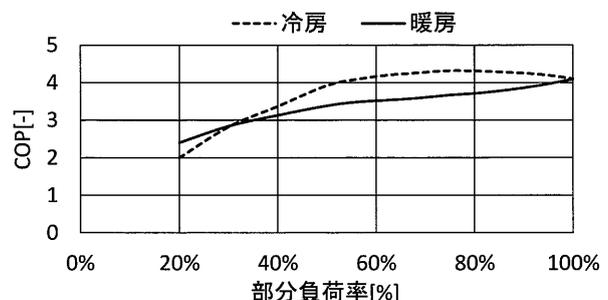


図7 ASHPの部分負荷特性

トポンプシステムの各機器の単体モデルの精度検証では、WSHPとGHEXのそれぞれの単体モデルに実測値を入力し、出力値を実測値と比較する。全体モデルの検証では、各単体モデルが計算した出力値を次の単体モデルの入力値として全体を繋いで計算する。

図8にWSHPモデルの電力消費量の計算結果と実測値の比較を示す。冷房におけるWSHP電力消費量の計算値は実測値を良く捉えているが、暖房においては実測値より高くなっている。WSHPカタログの流量は14.4～21.6L/minであるが、暖房運転には14.4L/minを下回る場合があり、その部分の特性式がないために、暖房の消費電力計算での誤差が大きくなっている。図9にGHEXモデルにおけるWSHP稼働時のGHEX出口水温の日平均値を示す。GHEX出口水温の計算値と実測値との平均誤差は夏期は4.2℃と大きい、冬期は小さい。

表5にWSHPモデルにおける期間電力消費量を示す。全体モデルでは、GHEX出口水温の計算値がWSHP入口水温となるため、夏期において水温の低下によりWSHP電力消費量の計算値が実測値や単体モデルの計算値よりも小さくなっている。一方、冬期はGHEX出口水温の計算値と実測値の差は小さいものの、WSHP電力消費量には7.6%の誤差がある。

以上より、本計算モデルは、冬期、夏期とも誤差を含むものの、システムの運転挙動を検討するうえでは十分な精度がある。ただし、特にGHEXモデルの精度はやや低いため、今後はヒストリーマッチングによりGHEXモデルの修正を行い、精度を向上していく必要がある。また、ニューラルネットワークによるGHEXモデルの構築も検討していく。

4. 制御方法の検討

表6に地中熱ヒートポンプシステムの制御方法を示す。空調時間外において、冬期では外気温の低下による熱源水の凍結が懸念されるため、ポンプを稼働し、GHEXで熱交換し熱源水温度を回復させる。暖房の立ち上がりは通常モードで運転する。暖房通常運転の合流水温が設定値より低くなると凍結防止運転のステップ1に移行する。ステップ1では水温の低下を抑制するため、合流水温が設定値となるようにポンプの流量を制御する。合流水温の低下が続くとステップ2に入る。ポンプ流量を最大に増加し、地中熱交換器での熱交換を強化するほか、WSHPの出力を最大能力の50%に抑える。それでも水温が低い場合にはステップ3に入り、WSHPを停止させる。ステップ2とステップ3がそれぞれ60分と35分間継続するとステップ1に戻り、合流水温が設定値より高い状態が10分間継続すると暖房通常運転に戻る。なお、各ステップの上りは5分間隔を設けた。ステップ2の60分はWSHPの出力を抑制することで熱源水のさらなる低下を

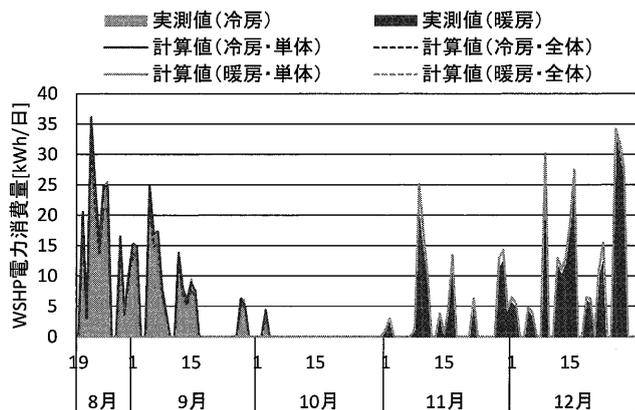


図8 WSHPモデルにおける電力消費量の日積算値

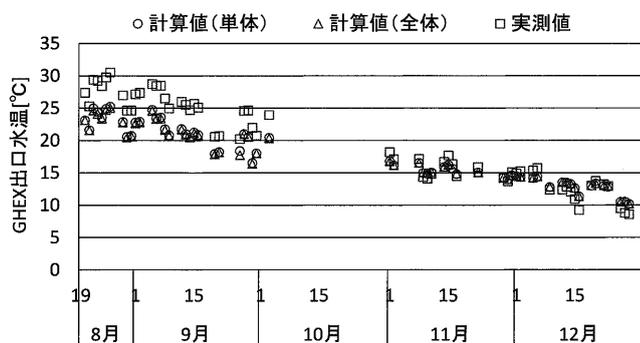


図9 GHEXモデルにおける出口水温の日平均値

表5 WSHPモデルにおける期間電力消費量

	WSHP冷房電力消費量(kWh)		WSHP暖房電力消費量(kWh)	
	単体モデル	全体モデル	単体モデル	全体モデル
計算値	341.5	299.5	375.8	384.9
実測値	348.3		349.4	
誤差	-1.9%	-14.0%	10.2%	7.6%

表6 地中熱ヒートポンプシステムの制御方法

モード	ステップ	制御方法	ポンプ流量 (L/min)	
空調時間外		外気温が5℃以下になるとポンプが下限流量で運転	10	
冷房運転		WSHP出入口水温差が設定値となるよう流量を制御	37～74	
	通常	0	WSHP出入口水温差が設定値となるよう流量を制御	37～74
暖房運転	凍結防止	1	合流水温が設定値となるよう流量を制御	37～74
		2	・最大流量 ・WSHP上限出力制御(50%) ・60分間運転	74
		3	WSHPが35分間運転停止	10

表7 検討ケース

項目	ケース	負荷分担				設定温度差		凍結防止合流水温 [°C]
		WSHP冷房負荷	WSHP暖房負荷	ASHP冷房負荷	ASHP暖房負荷	WSHP出入口水温差 (冷房)[°C]	WSHP出入口水温差 (暖房)[°C]	
凍結防止	Case1-1							-
	Case1-2	50%	50%			4	4	4
	Case1-3							5
	Case1-4							6
Case2-1							3	3
Case2-2					3	4		
Case2-3					3	5		
Case2-4					4	3		
Case2-5	50%	50%			4	4		
Case2-6					4	5		
Case2-7					5	3		
Case2-8					5	4		
Case2-9					5	5		
負荷分担	Case3-1	0	100%			4	4	6
	Case3-2	30%	70%					
	Case3-3	50%	50%					
	Case3-4	70%	30%					
	Case3-5	100%	70%	0	30%			
負荷分担+設定温度	Case4	100%	70%	0	30%	5	4	6

防ぐための時間で、ステップ3は熱源水の温度が回復するのに必要な時間を考慮し、35分に設定した。表7に検討ケースを示す。全19ケースの検討を行い、ケースは主に4つに分類できる。Case1では、Case1-1(不凍液・凍結防止制御なし)とCase1-1~1-3(真水・凍結防止制御あり)との比較により、凍結防止効果を検討する。冷暖房におけるWSHPの出入口水温差の設定値(Case2)、ASHPとWSHPの負荷分担(Case3)を変更することで省エネルギー効果を検討する。Case4は設定温度差や負荷分担の最適設定を想定したケースである。Case1-1(不凍液)とCase3-1(ASHPのみの運転)以外のケースには凍結防止制御が導入されている。ASHPとWSHPは基本的に同時運転するため、計算では負荷の分担割合を決めて計算している。なお、実機では両機の設定温度に差を付けることにより、負荷の分担割合をある程度調整できる。

4.1 凍結防止効果

凍結防止に関連する検討としてCase1-1~1-4について分析する。図10にCase1-1~1-4の冬期代表日における挙動を示す。Case1-1(不凍液・凍結防止制御なし)において、ポンプはWSHP終日稼働時の下限流量37L/minで運転し、WSHP出口水温は低い状態が続いた。Case2~1-4(真水・凍結防止制御あり)において、合流水温の設定値が高くなるにつれ、凍結防止運転に入りやすくなる。また、ポンプ流量が増加し、WSHP上限出力制御も頻繁に行われている。Case1-4ではWSHPの停止も発生した。ステップが上がるに伴い、WSHP出口水温と合流水温とも高くなり、凍結のリスクは減少している。3台のWSHPの熱源水流量が最大流量の64.8L/minを越える場合、越えた分をバイパスに流す。ポンプの最大流量は74L/minであるため、バイパスに流れる水は少なく、暖房期の合流水温はWSHP出口水温より僅かに高い。

図11にWSHP出口における年間最低水温の比較(Case1-1~1-4)を示す。Case1-1の最低水温が2.8℃であるのに対し、Case2~1-4では、合流水温の設定値が高くなるにつれ、ステップ1~3の割合が増加し、最低水温も上昇する傾向にある。実測では、WSHP出口水温は計算値より低いことも見られるが、凍結防止制御があれば最

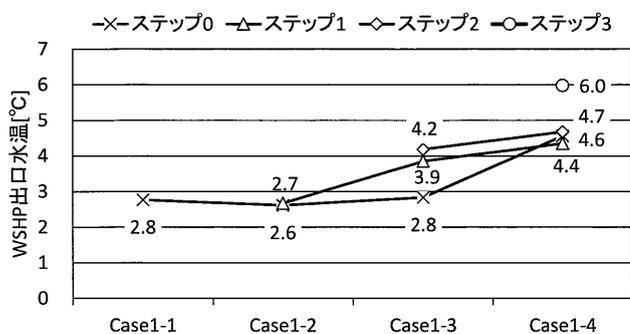


図11 WSHP出口における年間最低水温の比較

低水温をWSHP運転可能状態である下限温度の2℃以上に維持できると考えられる。

図12に暖房期における電力消費量の比較(Case1-1~1-4)を示す。Case1-2~1-4では、Case1-1に比べ空調時間外

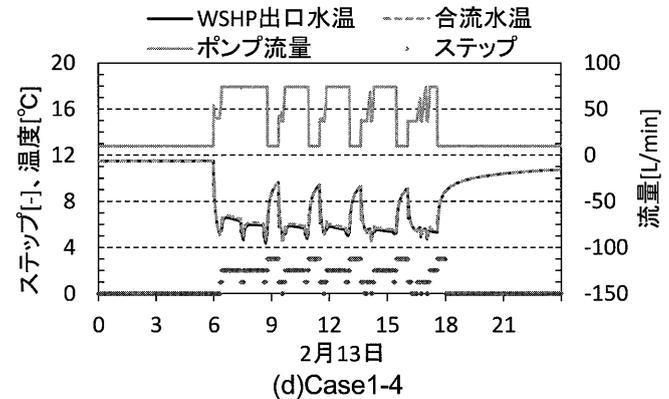
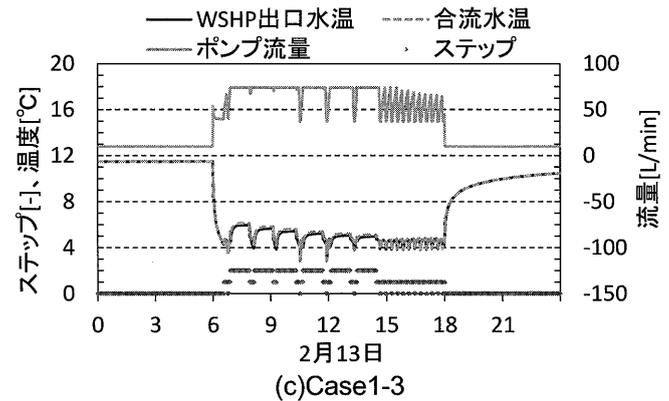
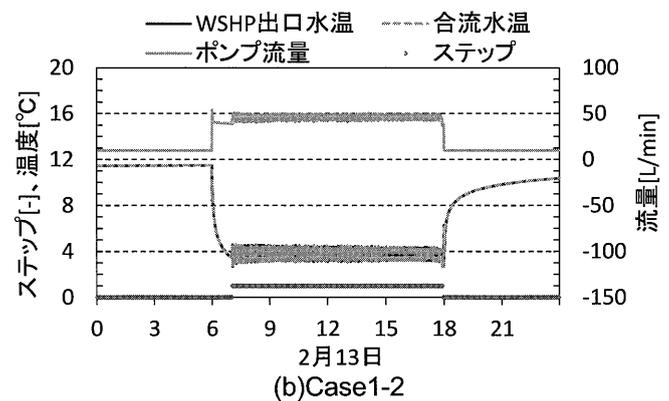
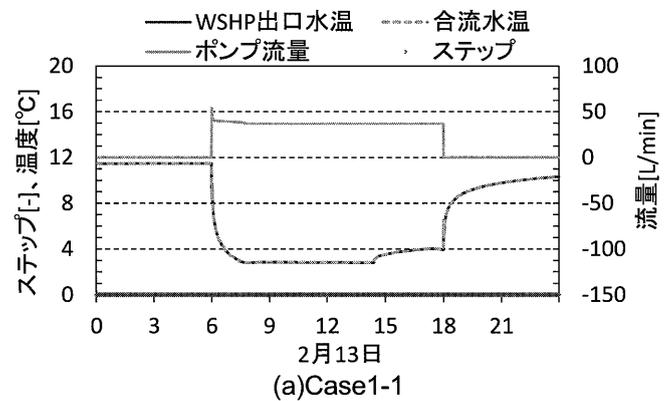


図10 冬期代表日における挙動

における凍結防止運転のためのポンプ動力や WSHP 出力抑制に伴う ASHP の稼働のため ASHP の電力消費量が増加している。Case1-2~1-4 の中では合流水温の設定値が高いほど、システム全体の電力消費量が僅かに減少している。Case1-4 の電力消費量の増加が最も小さく、Case1-1 に比べ 1.3% 増である。真水を熱源水として使用しても、凍結防止制御を導入すれば、凍結の可能性は低い。また、電力消費量も不凍液使用の場合に比べ、増加が僅かであることから、凍結防止制御の有効性と省エネルギー性が確認された。

4.2 省エネルギー効果

はじめに WSHP の設定温度差の違いによる省エネルギー効果を分析するため、WSHP 出入口温度差を変更した Case2-1~2-9 について分析する。ポンプには WSHP 稼働時の下限流量があり、WSHP 出入口水温差を 6℃ 以上にすると流量が下限値を下まわるため、Case2-1~2-9 では 3℃~5℃ に設定した。WSHP 出入口水温差の設定温度を変更した場合の年間電力消費量の比較 (Case2-1~2-9) を図 13 に示す。各ケースの変化率は Case2-1 の電力消費量との比較により算出した。各ケースにおける ASHP の処

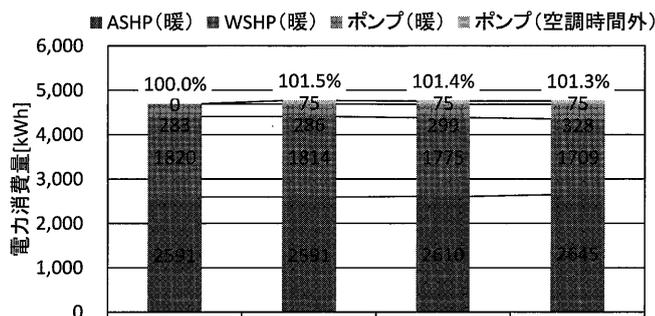


図 12 暖房期における電力消費量の比較

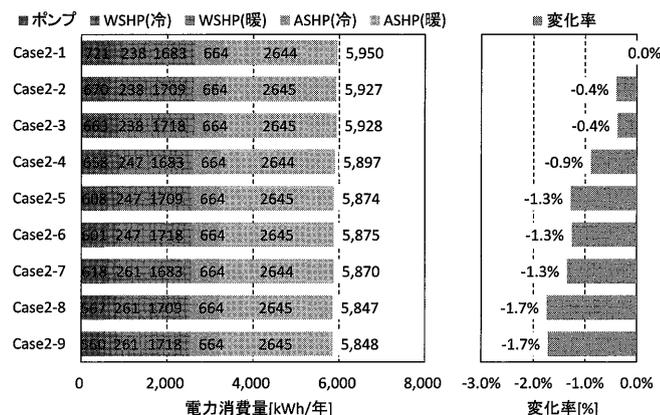


図 13 年間電力消費量の比較 (Case2-1~2-9)

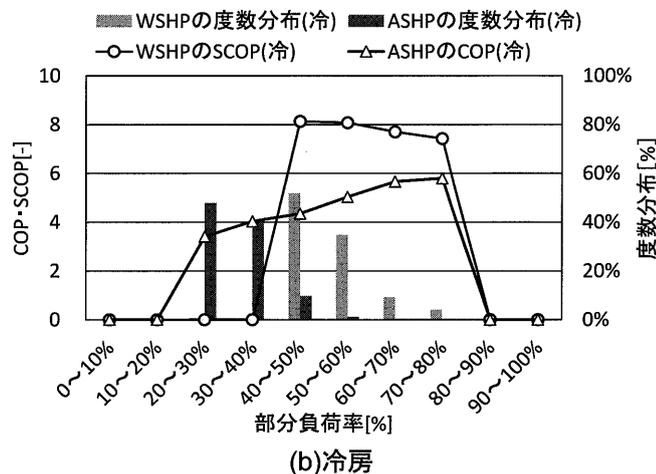
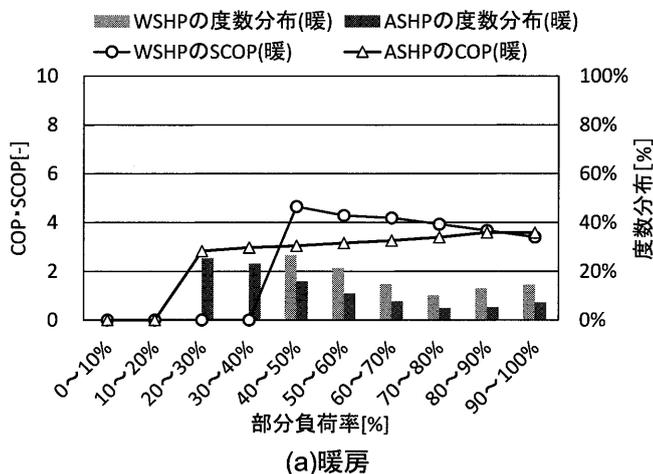


図 14 WSHP の SCOP と ASHP の COP (Case3-2)

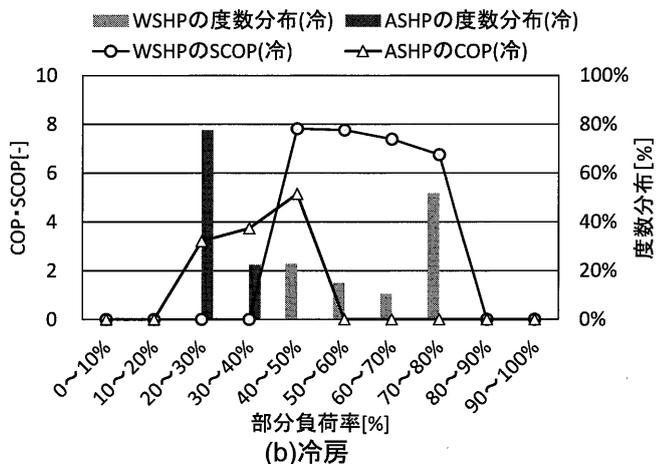
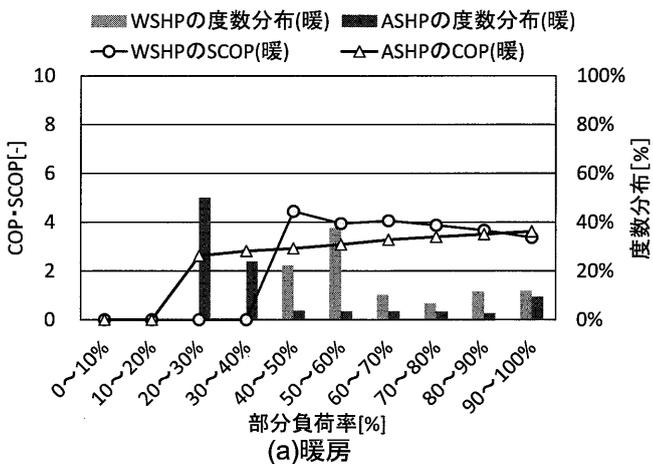


図 15 WSHP の SCOP と ASHP の COP (Case3-4)

理熱量が同じであるため、電力消費量も同じである。冷房では WSHP 出入口水温差の設定値が大きくなるほど、電力消費量が減少する傾向が見られる。ポンプ流量の減少による WSHP の効率低下の影響よりポンプ動力の削減の方が大きいためである。暖房では WSHP 出入口水温差の設定値が 4℃ の場合の電力消費量が最も小さい。これらのケースにおいて Case2-8 が最も省エネルギーとなり、1.7% 減であった。

次に WSHP と ASHP の負荷分担を変更した際の省エネルギー効果を分析する。代表して Case3-2 と Case3-4 における WSHP のポンプ動力を含めたシステム COP(SCOP) と ASHP の COP を図 14、図 15 に示す。ASHP の下限部分負荷率は 20% であるのに対し、WSHP の暖房は 42%、冷房は 43% である。負荷が下限部分負荷率を下回る場合は運転停止し、その間に負荷が累積し、下限部分負荷率を超えたら再稼働する計算を行った。Case3-2 では WSHP が、Case3-4 では ASHP が負荷の 3 割しか処理しないが、暖房の立ち上がり時の負荷が大きいため、高部分負荷率での運転も見られた。冷暖房とも部分負荷率が高いほど、WSHP の SCOP が低くなるのに対し、ASHP の COP が増加する。暖房では部分負荷率が 40~90% の場合に WSHP の SCOP が ASHP の COP より 0.1~1.7 高いが、90~100% の場合は逆転している。冷房ではどの部分負荷率においても WSHP の SCOP の方が高く、ASHP の COP より 1.6~3.8 高くなっている。

Case3-1~3-5 の電力消費量の比較を図 16 に示す。Case3-1 から Case3-5 を見ると、WSHP が負担する負荷の割合が高いほど、ASHP と WSHP の電力消費量の合計値は減少傾向にあり、Case3-1 に比べて Case3-5 では 17.6% 削減される結果となった。地中熱の負荷の割合を増やせば、省エネルギー性が高くなることが分かる。

Case2-8 と Case3-5 を組み合わせた Case4 も含め電力消費量を比較した結果を図 17 に示す。ASHP のみの運転 (Case3-1) に対して、ASHP と WSHP の負荷分担が 5 割ずつの場合に電力消費量が約 10% の削減となった。冷房負荷の 100%、暖房負荷の 70% を WSHP で処理する場合に 17.6% の削減効果があり、さらに WSHP 出入口水温差を冷房 5℃、暖房 4℃ に設定すれば、最大で 18.0% の削減となる。本システムでは暖房負荷が冷房負荷の 3.45 倍と大きい。暖房における WSHP の SCOP と ASHP の COP との差が小さいことが、省エネルギー効果が小さい要因と考えられる。

4.3 土壌採排熱負荷

図 18 に土壌採排熱負荷を示す。WSHP が運転する際に、地中熱交換器に流れる熱源水は冷房では土壌へ排熱、暖房では土壌から採熱する。採排熱負荷は二次側の熱源水温度の変化より算出した。対象システムの暖房負荷は

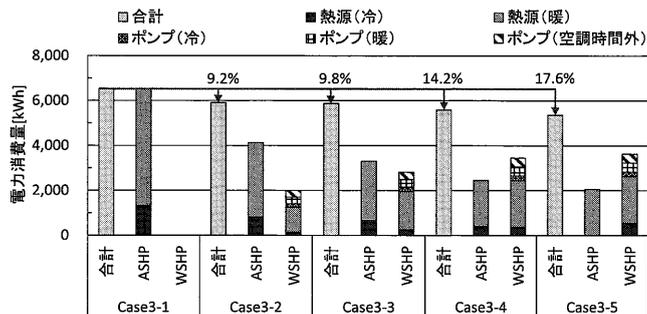


図 16 年間電力消費量の比較 (Case3-1~3-5)

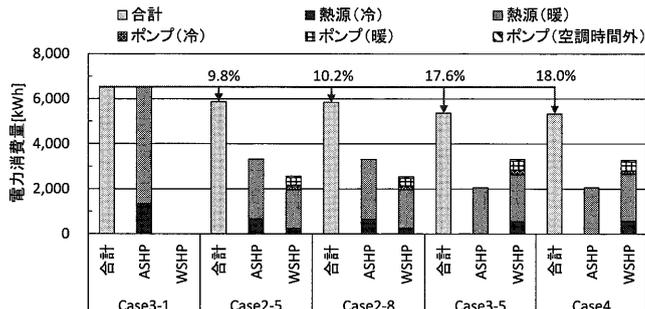


図 17 年間電力消費量の比較 (Case3-1,2,5,2-8,3,5,4)

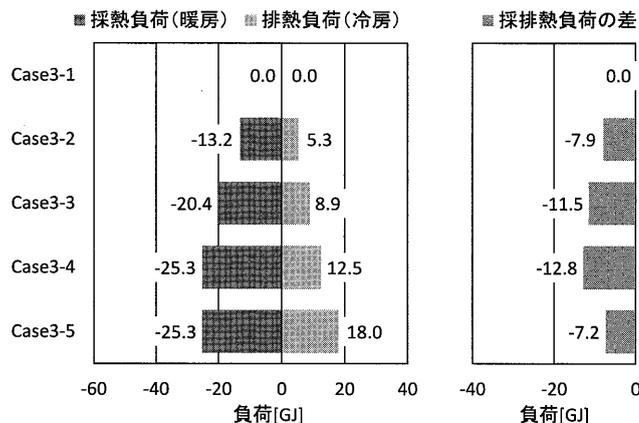


図 18 土壌採排熱負荷

冷房負荷より大きく、WSHP の処理熱量の割合が増えるに伴い、採熱負荷と排熱負荷が増加し、採排熱負荷の差も大きくなる。しかし、暖房負荷の 70%、冷房負荷の 100% を WSHP で賄う Case3-5 では、排熱負荷の上昇が著しく採排熱負荷の差が小さくなっている。Case3-2~3-5 では採熱負荷の方が大きいため、土壌温度の低下を招き、長年運用すれば運転効率が低下する恐れがある。地下水の流れによる熱移流効果もあるため、採排熱負荷のアンバランスがどの程度影響するか、今後は実測やシミュレーションを通して明らかにしていく。

5. まとめ

本報では、空気熱源ヒートポンプと地中熱ヒートポンプのシミュレーションモデルを構築し、考案した制御手法の凍結防止効果と省エネルギー効果を検討した。

ケース検討の結果、真水を熱源水として使用しても提

案した凍結防止制御を導入することにより、凍結防止で
きること、エネルギー消費量は不凍液の場合に比べ僅か
の上昇に抑えられることを明らかにした。また、地中熱
ヒートポンプの負荷分担の割合が高くなるほど省エネル
ギー性が向上し、空気熱源ヒートポンプのみの場合に比
べ最大では18%の省エネルギーを実現できる結果を得た。
しかし、暖房負荷の方が大きい対象建物では、暖房時の
土壌からの採熱負荷が冷房時の土壌への排熱負荷を上回
るため、長期的な運転を視野に入れた制御方法の検討が
必要であると考えられる。

謝辞

本研究を進めるにあたり、YKK株式会社、日本ピーマ
ック株式会社の関係の方々にご協力を頂きました。また、
本研究の一部は、国立研究開発法人新エネルギー・産業
技術総合開発機構(NEDO)の委託事業「再生可能エネルギ
ー熱利用技術開発／地中熱・流水熱利用型クローズドシ
ステムの技術開発」の一環として実施しました。ここに
記して謝意を表します。

注釈

- 注 1) WSHP の性能について、冷房では室内側吸込空気
乾球温度 27℃、湿球温度 19℃、入口水温 20℃、流
量 18L/min、風量急運転時に固定；暖房では室内側
吸込乾球温度 20℃、入口水温 10℃、流量 18L/min、
風量急運転時に固定
- 注 2) ASHP の性能について、冷房では室内側吸込空気
乾球温度 27℃、湿球温度 19℃、室外側吸込空気乾
球温度 35℃、湿球温度 24℃に固定；暖房では室内
側吸込空気温度乾球 20℃、室外側吸込空気乾球温
度 7℃に固定

参考文献

- 1) Andrew D. Chiasson : Geothermal Heat Pump and Heat
Engine Systems : Theory and Practice, John Wiley & Sons,
Ltd., 2016
- 2) 環境省水・大気環境局 : 地中熱利用にあたってのガ
イドライン改訂版, 2015年3月
- 3) (一社)建築設備技術者協会 : 動的熱負荷計算・空調
システム計算プログラム HASP ホームページ,
<http://www.jabmee.or.jp/hasp/>, 2017年11月参照
- 4) NPO 法人地中熱利用促進協会 : 一定加熱・温水循環
方式熱応答試験(TRT)技術書, 2017年2月
- 5) 物理学辞典編集委員会(編) : 物理学辞典(三訂版),
培風館, 2005年

(受理：平成29年11月6日)