

地下水利用ヒートポンプ空調システムの開発

Development of a High Performance Heat Pump Air Conditioning System Using Ground Water

鈴木道哉*, 森野仁夫*, 米山一幸**, 藤縄克之***

Michiya Suzuki, Kimio Morino, Kazuyuki Yoneyama, Katsuyuki Fujinawa

Keywords: Open type, Utilization of ground water, Free cooling, Heat Pump
オープン型, 地下水利用, フリークーリング, ヒートポンプ

1. 背景・目的

地下水を空調に利用する場合、空調システム二次側に地下水を直接通水してしまうと地下水の溶存イオンなどで配管の腐食や閉塞が懸念されるため、あまり一般的ではなかった¹⁾。

筆者らは、水質を管理することで、熱交換せず直接、空調の二次側まで通水することで効率を向上させることを試行した。

なお、地下水の空調利用分野での近年の既往研究としては、放射空調、ファンコイル式空調システムの運転研究とフィージビリティスタディーを行っている文献²⁾があり、また、空冷と水冷の切り替えを行うヒートポンプに関する研究³⁾もみられる。また放射空調との組み合わせでの地下水利用でシステム制御方式(室温制御、PMV制御)の違いの検討を行っている報告^{4) 5)}があるがいずれも二次側に通水しないシステム構成か、水質が良好な場合に水質処理を行わずに通水するシステムとなっている。

筆者らは、二次側に地下水を通水するため水質処理を行う事の特徴の一つとするシステムの運転研究を2011年度～2012年度に、地下水制御型高効率ヒートポンプ空調システム(以下、本システム)の研究開発^{註1)}の一環として行った。なお既報告の文献⁶⁾では運転研究結果のみを詳細に報告したが、本報では運転研究結果の概要を報告すると共に、当該システムを市場に投入する場合、コスト競争力についてフィージビリティスタディーを行った結果について報告する。

フィージビリティスタディーでは建物を想定しシステムの試設計を行い、イニシャルコストを把握し、システムシミュレーションを通じてランニングコストを算出し回収年数を把握した。また補助金等の制度が存在した場合の回収年数への影響も算出して再生可能エネルギーの一翼を担う地中熱利用技術の導入可能性に関して検討を行った。

2. システム概要

2.1 全体システム概要

本システムを図1に示す。本システムは上部透水層と下部透水層それぞれから取水可能であり、地下水は水質前処理装置を介して地下水専用水冷式ヒートポンプ(室内顕熱処理用)、外調機(フリークーリングコイル)および汎用型ヒートポンプ(外気潜熱処理用)へ供給されている。

空調方式は顕熱潜熱分離方式を採用しており、外気系は外調機で処理されており、この際、地下水による夏期のフリークーリング(プレクーリング)が行われ省エネ化が図られている。また顕熱系では地下水温度が一定以下であれば直接、二次側に地下水を供給し、フリークーリングを行う機能の付いた新規開発のヒートポンプが設置されている。これはある一定温度以上に地下水温度が上昇すると一次側と二次側が切り離されて通常のヒートポンプとして機能するものである。

比較対象の従来型システムとしてはビル用マルチパッケージヒートポンプシステムを選定した(図2参照)。これに関しても外気処理の主として潜熱処理用と室内顕熱処理用の二系統に分けてシステムが設置された。

* 清水建設 技術研究所 博士(工学)

** 清水建設 技術研究所 修士(工学)

*** 信州大学 工学部教授 農学博士

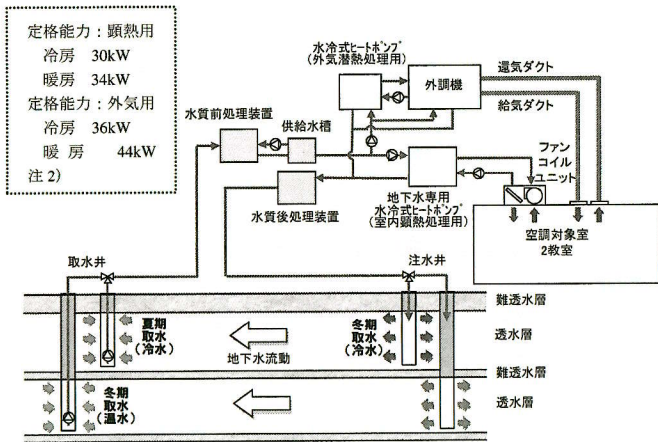


図1 本システム概要

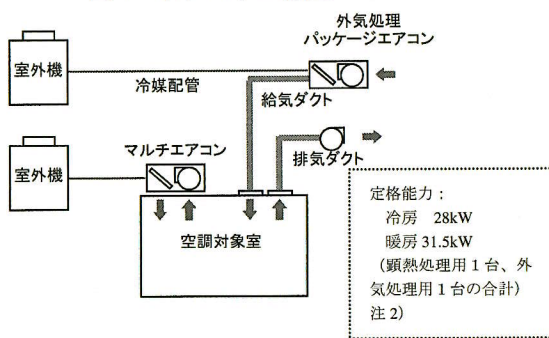


図2 従来システム概要

2.2 地下水専用冷水式ヒートポンプ概要

2次側は顕熱負荷処理を行うことから2次側のファンコイルで結露を発生しないことが必要であり、この制約から2次側送水温度を16℃と設定した。

また、送水温度と還水温度の差は5degで設計した。このような条件下での開発機の成績係数(COP)を計算により推定した。その結果を図3に示す。

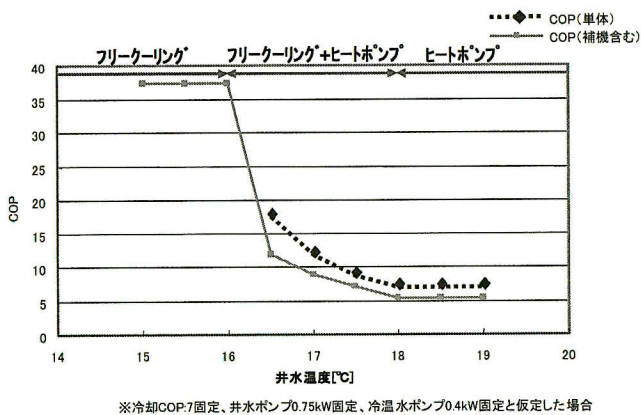


図3 運転特性

※冷却COP:7固定、井水ポンプ0.75kW固定、冷温水ポンプ0.4kW固定と仮定した場合

開発されたヒートポンプの冷房運転は地下水温度(井水温度)に応じて以下のように行われるように設計された。

- ・地下水温度 $\leq 16^{\circ}\text{C}$ → フリークーリング運転
- ・ $16^{\circ}\text{C} < \text{地下水温度} < 18^{\circ}\text{C}$ → フリークーリング
+ ヒートポンプ運転
- ・ $18^{\circ}\text{C} \leq \text{地下水温度}$ → ヒートポンプ運転

なお冬期は通常のヒートポンプとして稼働するように設計されている。

3. 実証運転概要

信州大学工学部講義棟(長野市、規模:地上3階、延床面積:2574 m^2)で、本システムの空調対象エリアは2階の2教室(108 $\text{m}^2 \times 2$)、従来型の空調対象エリアは1教室(108 m^2)である。これら計3教室は同一建物同一階の南向き窓を有する3室連続した同一面積、形状の部屋で熱負荷もほぼ同一と考えられる。

冬期の実証運転期間は2011年11月15日から2012年3月17日であり、日中のシステム運転時間は8時から18時とした。なお、システム運転日は基本的には講義棟を利用する平日を対象としているが、土日祝日についても講義棟の利用状況に応じてシステムを稼働している。なお3室の授業による使用頻度は可能な限り調整して均等にした。

冷房期間は2012年6月1日~2012年9月25日であった。

本実証実験サイトにおいては、上下2層の透水層を暖房用と冷房用で使い分け、暖房運転中は下部透水層から冷房排熱により加熱された地下水(温水)を揚水して、冷排水を上部帯水層に注水し、冷熱を貯留する。一方、冷房運転では暖房運転時に貯留した冷熱を上部透水層から揚水して冷房時の効率を上げ、下部透水層に温排水を注入・貯留して、次シーズンの暖房運転に利用する。

4. 運転結果

4.1 冬期運転

図4に冬期運転結果を示す。図4は外気温を横軸にとっている。これは、どの程度外気温が下がると従来型に対して優位性が発揮できるか

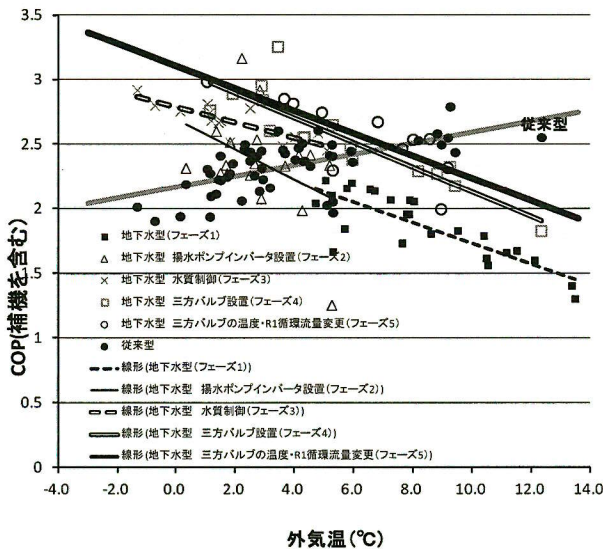


図4 冬期運転の COP

を見るためである。凡例に改善が行われるごとの COP のプロットとそれぞれの近似直線を示している。改善による COP の向上が読み取れる。外気温度が上がると地下水型の COP が低下するのは、暖房負荷が減少しヒートポンプの負荷率が低下し効率が低下することと、一定の電力を消費する補機の全体の消費電力に占める割合が結果として増えるためである。外気温度の上昇に伴って COP が向上する傾向を示すのが空気熱源式である従来型であり、その逆が本システムである。運転は初期段階のフェーズ1からフェーズ5までに分かれている。初期の運転からチューニングや改善を行ってシステム改善を行っているため順次、効率が改善されていっている。改善項目は揚水ポンプへのインバータの設置や水質制御装置の稼働率の低減による省電力のための三方弁の設置（供給水槽への戻し系統設置）および温度設定値のチューニングであった。最終的にはフェーズ5の実線で示されているレベルまで COP が向上した。フェーズ5では外気温が約 7℃で従来型と効率がクロスオーバーし、本システムが低温サイドで優位となっている。

4.2 夏期運転

図5に夏期の本システムと従来型システムの COP を示す。本システムは顕熱処理系ファンコイルユニットに直接、汲み上げた地下水を流して冷却を行うフリークーリングモードと汲み上げた地下水をヒートポンプの熱源水として利用してファンコイルユニットで顕熱処理を行うヒ

ートポンプモードの2種類の運転を行ったそれぞれの COP を分けて表示している。凡例中の温度表示に関してはフリークーリングモードの利用上限温度を 16.0℃、ヒートポンプモードの利用地下水温度上限を 18℃としてこれを上回れば還元井戸で還元し、下回ってれば再度、供給水槽に戻して再利用するようにする温度設定値を示している。

夏期はフリークーリングモードが最も COP が高く、次いでヒートポンプモード、従来型の順となっている。運転はほぼ一週間交代でこの二つのモードを交互に実施して COP の差異を検証した。本システムの COP が外気温度上昇に伴い向上している理由は冬期と同じである。従来型が外気温が厳しい条件（高温）のときに向上しているのは、温度上昇による COP 低下より負荷増大に伴う負荷率向上が優位なためと推測される。

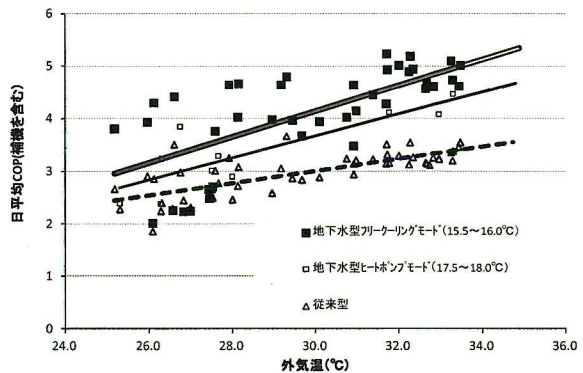


図5 夏期運転の COP

4.3 機器の消費電力内訳

表1に冬期および夏期の代表日の各機器の消費電力量日合計値と当該日の暖冷房出力日積算値を併せて記載した。本システムと従来型システムでは冷暖房出力がほぼ一致している。

表1 冬期夏期代表日の各機器の消費電力量

機器名称	冬期代表日(2012.2.25)		夏期代表日(2012.7.31)		
	消費電力量 (kWh)	合計	消費電力量 (kWh)	合計	
本システム	揚水・供給水槽ポンプ	3.8	消費電力量計 41.0kWh	7.9	消費電力量計 39.4kWh
	水質(前、後)処理装置	4.9		0.3	
	室内顕熱処理系統循環ポンプ	3.6		5.3	
	室内顕熱処理用HP	5.3		2.1	
	外気潜熱処理系統循環ポンプ	3.5		3.6	
	外気潜熱処理用HP	8.8		7.9	
	外調機	7.2		8.3	
	ファンコイルユニット	4.0		4.0	
	外気処理パッケージエアコン室外機	40.9		23.5	
従来型システム	排気ファン	5.0	74.1kWh	5.5	58.2kWh
	顕熱処理マルチエアコン室外機	22.0	消費電力量計 118kWh	21.0	消費電力量計 186kWh
	外気処理パッケージエアコン室内機	5.9		6.9	
	顕熱処理マルチエアコン室内機	0.4		1.3	

本システムではヒートポンプの消費電力量は相対的に小さいがポンプ類の消費電力が大きいことが判る。しかし消費電力合計値ではいずれの日も従来型システムを下回っている。

4.4 年間平均 COP

表 2 に暖房運転、冷房運転、年間平均での COP を示す。実証運転での COP は図 3 で示される運転特性より低い値を示した。この原因は、実証施設なので機器選定の際、安全をみて容量に余裕のある機器を選定していたため補機動力が大きくなっていったためである。

成績係数比とは従来型の COP を基準とした場合の本システム（地下水型）の成績係数の比を示している。また、[補正]と表示されている欄は、冬期に関しては運転期間中に実施したチューニングや改善が運転当初から行われていたとする仮定の計算値であり、夏期は、COP の高いフリークーリングモードをすべての期間中行っていたと仮定し、計算によって求めた値である。

表 2 冬期、夏期、年間平均 COP

		成績係数	成績係数比	注 3)	
				CO2削減率	
従来型	暖房 (2011/12/21~2012/3/8)	2.35	-	-	-
	冷房 (2012/7/2~2012/8/31)	3.1	-	-	-
	通年	2.57	-	-	-
地下水型	暖房 (2011/12/21~2012/3/8)	2.53	1.08	47%	
	冷房 (2012/7/2~2012/8/31)	4.17	1.35	28%	
	通年	3.11	1.21	41%	
【補正】 地下水型	暖房 (2011/12/21~2012/3/8)	2.99	1.27	54%	
	冷房 (2012/7/2~2012/8/31)	4.3	1.39	30%	
	通年	3.5	1.36	48%	

補正值をみると年間で成績係数比で 1.36 となり省エネ性能が優位であることが検証された。

5. 事務所ビルへのシステム試設計と経済性評価

5.1 対象建物と熱負荷

ここでは、札幌を対象地域とし、中小規模事務所（延床面積 3,000 m²）を対象として本システムの導入の経済性を試算する。

図 6 に対象建物の基準階平面図を示す。基準階面積は約 500 m²、地上 6 階建を想定した。空調対象エリアは 2~6 階の事務スペースであり、1 階はエントランスや管理室、その他スペースがあるため空調方式が異なると考え除外した。

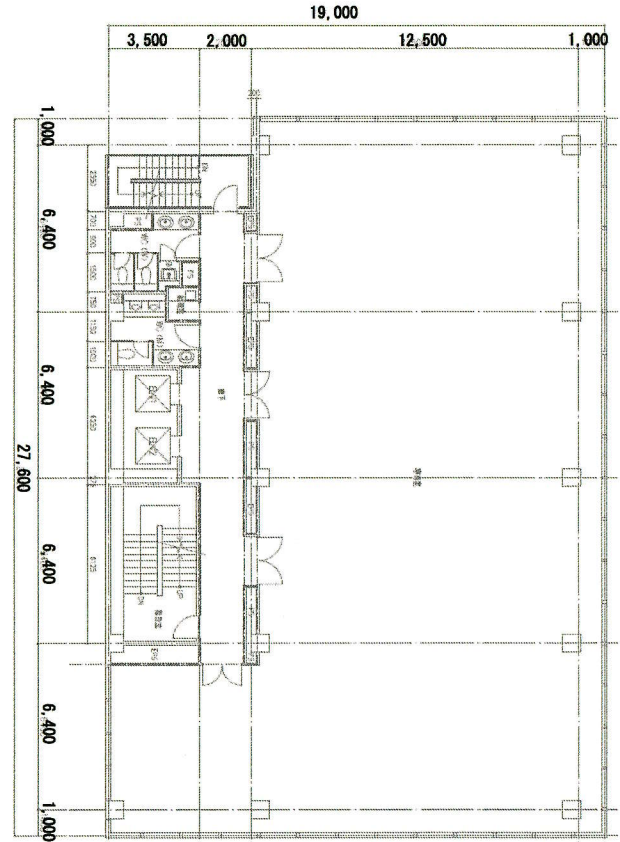


図 6 基準階平面

5.2 システム設計

システム構成は図 1 の実証システムの構成に準拠した。但し、汎用品でシステムを構成することとし、フリークーリング時の一次側地下水が二次側まで直接、通水される運転モードとヒートポンプモードとして一次側地下水が熱源水として用いられ、二次側系統と隔離されるモードの切り替えはヒートポンプ内部で行わず、ヒートポンプ外部で配管構成と自動制御で構成した。

また、実証設備では透水層を上下 2 層使用するシステム構成であったが、コストダウンのため

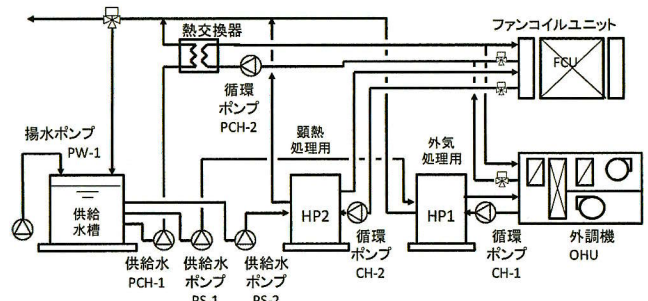


図 7 システム構成

透水層一層で井戸ポンプ本数を減らす設計を行っている。システム構成を図7に示す。図7に記載はないが、地下水を二次側まで循環させるシステムの考え方は踏襲しているため別途、軟水機による水質処理装置を設置している。また比較対象システムを図8に示す。

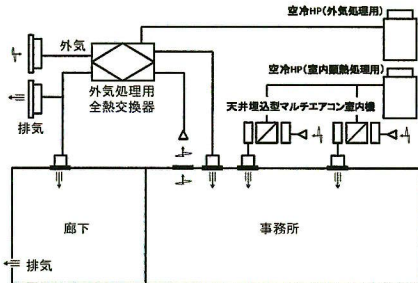


図8 比較対象システム（従来型システム）

5.3 シミュレーションによる運転費の把握

空調負荷の計算では、社団法人建築設備技術者が整備して公開している「NewHASP/ACLD」を用いて、室内負荷ならびに外気負荷を計算した。気象データには拡張アメダス気象データ（標準年：札幌）を用いた。計算条件を表3に示す。

表3 負荷計算条件

項目	計算条件
室内温湿度	夏期：7,8,9月 26℃ 50%
	中間期：5,6,10月 26℃ 45%
	冬期：1,2,3,4,11,12月 24℃ 40%
空調運転時間	8:00~19:00 (11hr)
外気導入量	5m ³ /m ² /h 9:00~19:00
外調機出口	冷却：16.4℃、加熱：26℃
全熱交換器	冬期のみ稼働
外壁仕様	石膏ボード+中空層+スチレンフォーム50mm+PCコンクリート100mm+タイル仕上
屋根仕様	岩綿吸音版+石膏ボード+中空層+コンクリート150mm+アスファルト防水+スチレンフォーム50mm+コンクリート60mm
窓仕様	Low-eペアガラス：窓面積率 36%
内部発熱	照明20w/m ² 、人員0.14人/m ² 、機器9w/m ²

表4に最大負荷と年間積算負荷を示す。また図9に月積算空調負荷計算結果を示す。

表4 最大負荷と年間負荷

最大負荷 (w/m ²)		年間負荷 (kWh/年・m ²)	
冷房負荷	暖房負荷	冷房負荷	暖房負荷
86.4	210.3	40.2	92.5

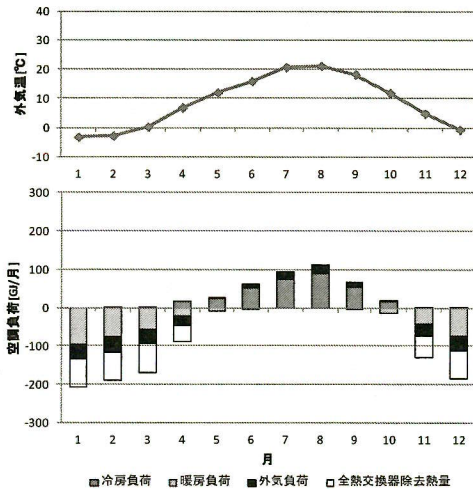


図9 月積算空調負荷

得られた冷暖房負荷を基に機器特性を仮定して年間システムシミュレーションを実施して年間電力消費量を算出した。結果を図10, 11に示す。なお図10, 11の凡例記号は図7, 8のシステム構成の中の記号・名称と対応付けられている。

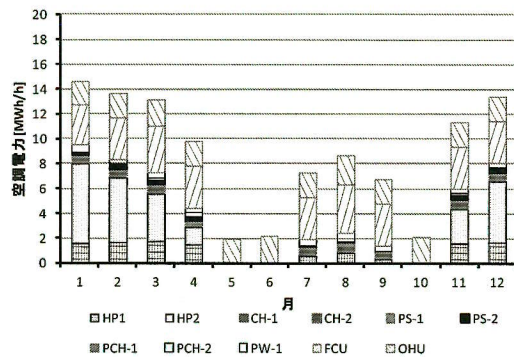


図10 本システムのエネルギー消費量

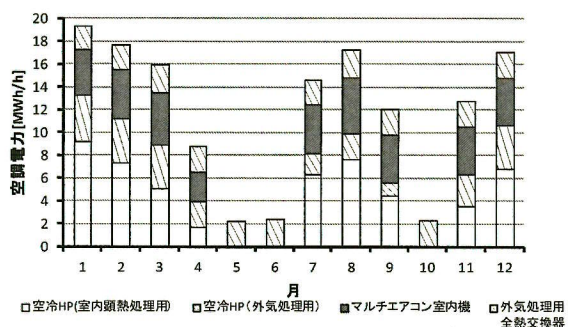


図11 従来システムのエネルギー消費量

年間累積電力消費量では、開発システムは105MWh、従来システムは171MWhであり約38%の削減となった。

5.4 イニシャルコストの試算と経済性評価

各システムのイニシャルコストは設備専門施工会社に依頼してコスト積算を行い、総合建設業発注部門の査定を経て決めた。

建設費見積り金額とシミュレーションにより求められた電力削減量より表5に従来型システムを基準とした場合の単純回収年数を示す。改修年数は通常想定される設備機器の耐用年数15年～20年を大幅に超えてコストメリットは得られない結果となった。そこで、大幅な補助金制度が活用できるとの仮定で試算を行った。

表5 単純回収年数

		本システム	従来型システム
建設費	建築設備	137,600,000	98,560,000
	井戸・水処理設備	60,700,000	0
	合計	198,300,000	98,560,000
ランニングコスト減		1,587,000	基準
単純回収年数		63	基準

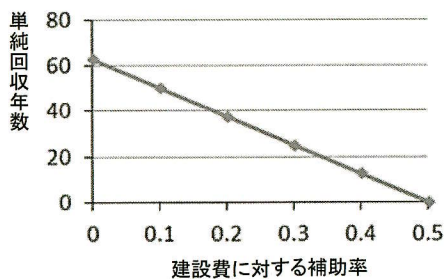


図12 補助率と単純回収年数の関係

補助率は設備全般に対して0～0.5を仮定し回収年数との関係を図12に示した。補助率が0.35でおおよそ回収年数が20年となる計算となった。

6. まとめ

本研究では、地下水を利用した高効率ヒートポンプ空調システムの実証運転によりその有効性を示した。また、この実証機を基に、実際に寒冷地の事務所ビルに本システムを導入する場合のシステム設計を行い、イニシャルコストを把握すると共にシステムシミュレーションで消費電力量を算定した。

これらの結果をもとに、従来型システムに対する単純回収年数を算定した。

単純回収年数は60年を超え、市場での競争力が非常に弱いことが判明した。そこで補助金が活用できると仮定し、補助率による回収年数の変化を計算した。

結果として補助率が約0.35で回収年数が20年を下回り、補助率が0.5で回収年数が1年未満となることが明らかとなった。

現状ではイニシャルコストが普及の阻害要因であるのでシステムおよび使用機器のコストダウンはもちろんであるが、このような未利用エネルギー活用システムの普及には補助金の導入が有効と考えられる。

注1)：本研究は、独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)の委託業務(地下水制御型高効率ヒートポンプシステムの研究開発⁶⁾)の一部として実施したものである。

注2)：本システムは2室、従来型システムは1室のほぼ負荷の同じ空調対象室を受け持っているが、実際の機器選定で実際の機種の内容の関係で本システム容量が冷房66kW、暖房78kW、従来型システムは冷房28kW、暖房31.5kWとなっている。

注3)：CO2削減率とは従来型に対する消費電力量の削減量とCO2発生原単位で計算される値でありここでは省エネ率と同義。

謝辞

委託業務を遂行するに当たり信州大学高木直樹教授、修士課程石原貴之氏、清水建設技術研究所岡村和夫氏(現在、株式会社テクネット)に多大なご指導ご協力を頂いた。ここに記して感謝を表する。

参考文献

- 1) 地中熱ヒートポンプシステム、北海道大学地中熱利用システム工学講座編、オーム社、平成19年
- 2) 南有鎮、大岡龍三：地下水利用空調システムの冷暖房性能実験および建物負荷モデルを用いたフィージビリティスタディ、日本建築学会環境系論文集638号、pp. 473-479、2009.
- 3) 南有鎮、大岡龍三、柴芳郎：地下水循環型空水冷ハイブリッドヒートポンプシステムの開発、第1報-システム概要および年間性能予測、空気調和・衛生工学会論文集151巻、pp. 23-29、2009.
- 4) 垂水 弘夫、小林 泰典、桑原 亮一、岩瀬 和夫、岡崎 俊春：地下水利用・天井放射空調システムに関する実験的研究 PMV制御の導入による夏季室内温熱環境の

- 改善効果を中心として，日本建築学会技術報告集 42 号，pp. 632-644，2013.
- 5) 垂水弘夫，坂本 泰邦，桑原亮一，西澤淳，岩瀬和夫：地下水利用・天井放射空調システムに関する実験的研究 -地下水汲上げ量及びシステム循環水量のPMV制御-，日本建築学会技術報告集 44 号，pp. 191-195，2014.
- 6) 鈴木道哉他：地下水制御型高効率ヒートポンプ空調システムの研究開発，日本建築学会技術報告集第 20 巻第 45 号，pp. 627-631，2014.
- 7) K. Fujinawa and A. Tomigashi: Cooling and Heating System of Shinshu University Building by Enhanced Aquifer Thermal Energy Storage, INNOSTOCK2012, the 12th International Conference on Energy Storage, INNO-U-62, 2012. (<http://www.innostock2012.org/index.html>)
- 8) 石原貴之，藤縄克之：地下水制御型ヒートポンプシステムによる信州大学工学部講義棟暖房運転結果について -地下水熱利用技術の高度化に関する一連の研究 (その 3) ，日本地下水学会 2012 年春季講演会，pp. 110-115，2012.
- 9) 米山一幸他：地下水利用型地中熱ヒートポンプシステムの開発，アーバンインフラ・テクノロジー推進会議技術研究論文発表・講演会，2012.
(<http://www.uit.gr.jp/members/thesis/pdf/honb/308/308.pdf>)
- 10) 高木直樹：地下水制御型高効率ヒートポンプシステムの評価，日本建築学会大会学術講演会梗概集 D-2，pp. 585-586，2012.

(原稿受理日 2014 年 3 月 7 日)

(原稿採用決定日 2014 年 8 月 28 日)

