

帯水層を利用した蓄熱空調システムの研究

- 季節間蓄熱における冬期冷却塔蓄熱と夏期冷水予冷の検討 -

STUDY ON THERMAL ENERGY STORAGE AIR CONDITIONING SYSTEM UTILIZING AQUIFER - INVESTIGATION OF HEAT STORAGE UTILIZING COOLING TOWER IN WINTER AND PRECOOLING RETURN WATER IN SUMMER ON SEASONAL THERMAL ENERGY STORAGE -

地域環境計画分野 大東 亮平

Division of Regional Environmental Planning Ryohei OHIGASHI

帯水層を利用した蓄熱空調システムは、地中熱の利用に加えて建物で発生する排熱を帯水層に蓄熱して利用することで省エネルギー効果が期待できる。本研究では、地中蓄熱量の年間熱収支を平衡させるために冬期の冷却塔蓄熱、暖房負荷に比べ冷房負荷が大きいことから夏期における省エネルギー効果を大きくするために夏期冷水予冷の運用を検討した。また、補機動力を含めたシステム全体のエネルギー消費および複数年の運用による省エネルギー効果の変化を把握した。

Thermal energy storage air conditioning system utilizing aquifer can contribute to energy conservation by using ground thermal energy and waste heat from buildings. The purpose of this study is to consider heat storage utilizing cooling tower in winter to balance heat storage amount in underground and precooling return water in summer to enlarge energy saving effect in summer. Also, through simulation study with aquifer thermal energy storage system simulation model, it is calculated energy consumption of the system and conventional air-conditioning system including heat source machine and auxiliary machinery, and grasped change in energy saving effect by multi-year operation system.

1. 研究背景・目的

1.1 研究背景

2011年3月に発生した東日本大震災を契機に、エネルギー政策の見直しがなされており、省エネルギー社会の推進、再生可能エネルギーや未利用エネルギーの導入加速の重要性が高まっている。そのなかでも、地下水利用は天候などの影響を受けないため安定的に利用ができるといった利点がある。そこで本研究では地下水利用の1種である帯水層蓄熱空調システム(以下 ATES とする)に着目した。

ATES は、排熱を有効活用することで地下水温度より冬期では高温で、夏期では低温で熱利用できるため通常の地下水利用に比べさらなる省エネルギー効果が期待できるシステムである。また、夏期においては排熱を大気中に排出しないことからヒートアイランド現象の緩和策としても期待ができる。さらに、ATES を導入する上では熱の広がりによる長期的な帯水層の温度上昇または低下により周辺環境への影響を防ぐことが重要で

ある。そのためには、冬期と夏期の地中蓄熱量の年間熱収支の平衡などを可能とする運用が必要である。

1.2 研究目的

山本ら¹⁾は Modelica 言語を用いたシミュレーションツールを用いてモデルを構築し、ATES の導入効果及び蓄熱温度と直接利用や熱源水利用などの運転方法が熱源機の省エネ効果に及ぼす影響を明らかにした。

しかし山本らの研究では、地中蓄熱量の年間熱収支のバランスを可能とする運用については未検討である。また、補機類の消費電力について未検討であり、ATES によるシステム全体の省エネ効果の把握に至っていない。さらに、帯水層の蓄熱性能が向上すると期待される複数年での ATES による省エネ効果についても未検討である。

そこで、本研究では地中蓄熱量の年間熱収支平衡のために冬期冷却塔蓄熱の検討、省エネルギー化が期待できる運用方法(夏期冷水予冷)の検討および補機動力を含めたシステム全体の省エネ効果の把握、複数年での ATES による省エネ効果の把握を目的として行う。

2. シミュレーション条件

2.1 建物負荷

本研究では、建物で発生する負荷うち稼働時間の長いベース部分を本システムで処理すると仮定した。そのため、設定した冷凍機の冷却能力(700kW)の約3倍の負荷が発生する延床面積 24000m²の業務施設を想定した。ベース部分以外の負荷は他の熱源システムで処理するとし、本検討では評価対象としていない。文献²⁾の負荷原単位を参考に設定した夏期(6月~9月)の冷房負荷を図1に示す。また暖房負荷(12月~3月)についても、文献を参考に同面積の業務施設で発生する負荷を図2のように設定した。本検討では、暖房負荷も冷凍機により処理するため、冷凍機の暖房能力である 850kW までを本システムで処理する。これらの月毎の負荷の日変動が毎日繰り返されると仮定してシミュレーションを行った。

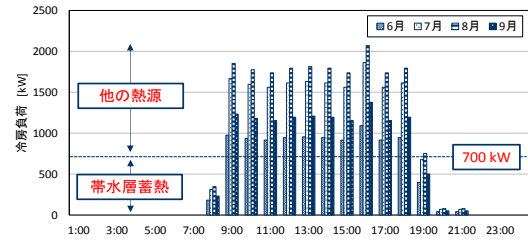


図1 冷房負荷

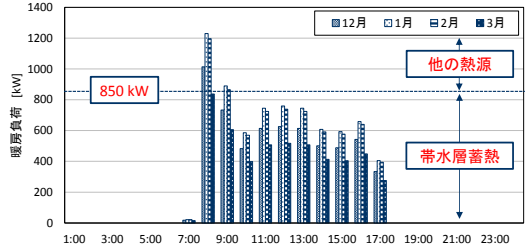


図2 暖房負荷

2.2 従来システム

比較対象の従来システムは、冷暖ともに吸収式冷温水機を用いる方式、冷暖ともに空冷 HP を用いる方式、冷房はターボ冷凍機、暖房は空冷 HP を用いる方式とする。吸収式冷温水機の冷房時 COP は 1.25、暖房時 COP は 0.86 とし、冷却水ポンプと冷却塔ファンの消費電力をターボ冷凍機の 2 倍とする。ターボ冷凍機および空冷 HP のモデルは、LBL により作成された Modelica Buildings Library の設備モデルを用い、機器特性はメーカー提供資料をもとに表現した。冷凍機の冷暖房時の機器特性を図3に、空冷 HP の冷暖房時の機器特性を図4に示す。

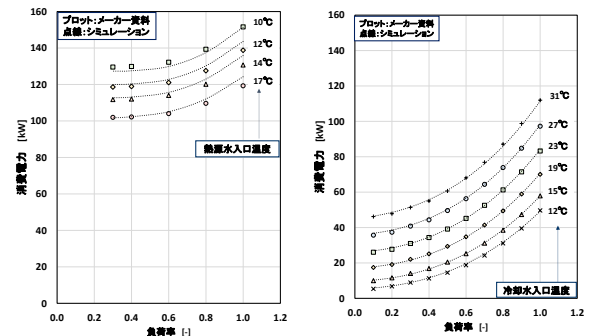


図3 冷凍機 負荷率と消費電力(左 暖房、右 冷房)

2.2.1 搬送動力

本研究ではポンプの搬送動力などの補機動力を含めたシステム全体の評価を行うことを目的としている。そこで、揚水ポンプ、冷温水ポンプ、冷却水ポンプの搬送動力については本年度に実施した実験の流量とポンプの消費電力の関係から求めた近似式より簡易的に算出する。また、揚水ポンプの最大流量は 100m³/h であり、その時の消費電力は 22.5kW である。揚水ポンプの流量と消費電力の関係と近似式を図5、冷温水ポンプおよび冷却水ポンプの流量と消費電力の関係と近似式を図6に示す。

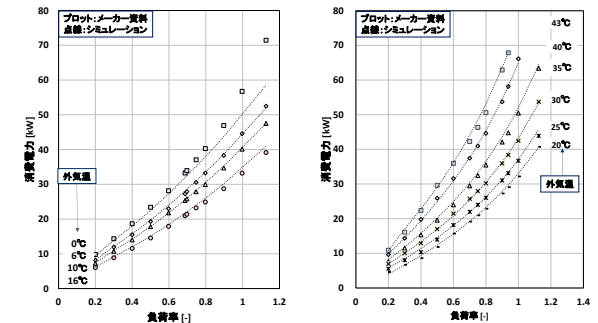


図4 空冷 HP 負荷率と消費電力(左 暖房、右 冷房)

2.3 ATEs

2.3.1 帯水層円筒形モデル

本研究では、伊藤ら³⁾が作成した帯水層円筒形モデルによって、帯水層の温度応答を計算する。帯水層円筒形モデルは、7点を前提条件があり、その中で重要な点を2点示す。表1に帯水層円筒形モデルに設定したパラメータを示す

- ① 帯水層の広域的な自然地下水流速は 0 m/s とする。
- ② 上下の不透水層への水の浸透はないが、熱伝導による不透水層への熱損失は考慮する。

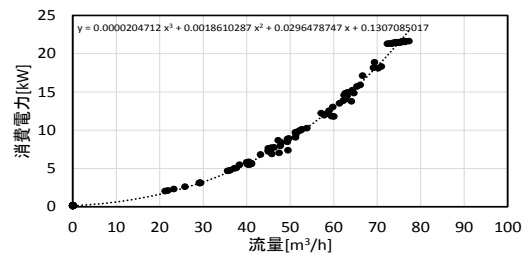


図5 揚水ポンプの流量と消費電力

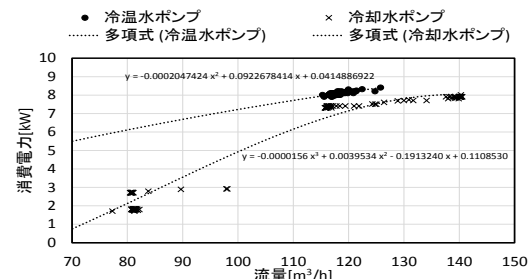


図6 冷温水・冷却水ポンプの流量と消費電力

2.3.2 夏期・冬期の運転モード

地中蓄熱量の年間熱収支をバランスさせるために冬期に冷却塔により冷水蓄熱を行う。また、山本らの研究では暖房負荷に比べ冷房負荷が大きいことから夏期での省エネを大きくするために冷凍機の運転を行わない直接利用を検討した。しかし、負荷側で冷水出入口温度差(7℃→19℃ 12℃差)を高く設定する必要があり既存の設備では困難である。そこで、夏期では直接利用にかわり熱源水利用+冷水予冷により冷房期間での大幅な省エネを図る。冬期(12月~3月)・夏期(6月~9月)の運用方法を以下の①~④に示す。これらの運用法で2年間シミュレーションを行い、システム導入による省エネ効果について把握した。冬期運転の概要を図7、夏期運転の概要を図8に示す。夏期・冬期の蓄熱温度を表2に示す。

①冬期暖房+冷水蓄熱

暖房+冷水蓄熱は、冬期の暖房負荷を冷凍機で処理し、地下水を熱源水として利用すると同時に冷排熱を地下水に与え、帯水層に蓄熱する運転である。冷水井戸への還水温度は6℃とする。

②冬期冷却塔蓄熱

暖房負荷ない時間帯および冬期夜間の外気温度が低い時、冷却塔を使って冷水を製造し、冷水井戸に地下水を還水する運転である。暖房負荷がなく、外気湿球温度が4℃以下の場合に運転し、冷却水出口温度により還水温度は変化する。冷却水出口温度は外気湿球温度との温度差を5℃として計算する。

③夏期・熱源水利用+冷水予冷

冷水井戸の地下水を負荷側からの戻り冷水の予冷に用いることで冷凍機冷水入口温度を低下でき、冷凍機の負荷を抑制できる。また、冷水を予冷した地下水を冷却水の冷却として用いることで冷却水出口温度を低下できる。この運転により冷凍機的大幅なCOP向上が期待できる。また、この運転では負荷側での冷水出入口温度差を一般設計条件の5℃(7℃→12℃)とする。温水井戸への還水温度は18℃とする。

④夏期・熱源水利用

熱源水利用は、冬期に蓄熱した地下水により冷却水を冷却する運転である。地下水を熱源として利用することで冷凍機のCOP向上が期待できる。揚水温度が12℃以上になれば熱源水利用へと切り替える。温水井戸への還水温度は23℃とする。揚水量の上限は100m³/hとし、その場合は還水温度を成り行きとする。

3. シミュレーション結果

3.1 冬期導入効果

補機の動作を表3に示す。冬期(12月~3月)の積算消費1次エネルギー量の比較を図9に示す。電力の1次エネルギー換算係数は9.76MJ/kWhとする。吸収式冷温水機(以下、吸収式とする)と比較するとATES1年目

表1 帯水層円筒形モデルに設定したパラメータ

共通	パラメータ	単位	入力値
	初期土壌温度	[°C]	18.1
計算範囲	[m]	200	
近似分散長	[m]	0.1	
帯水層(砂礫)	厚さ	[m]	9
	比熱	[J/kgK]	200
	熱伝導率	[W/mK]	3.5
不透水層(粘土)	厚さ	[m]	4
	熱伝導率	[W/mK]	1.28
水	比熱	[J/kgK]	4180
	熱伝導率	[W/mK]	0.59

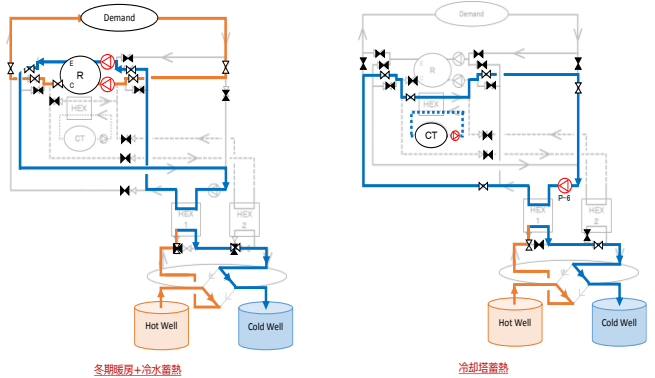


図7 冬期運転

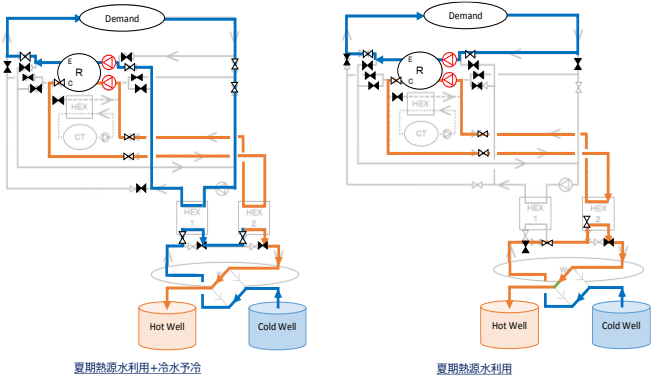


図8 夏期運転

表2 蓄熱温度

冬期			夏期		
運転パターン	Demand	蓄熱温度	運転パターン	Demand	蓄熱温度
暖房+冷水蓄熱	○	6℃	夏期熱源水利用+冷水予冷	○	18℃
冷却塔蓄熱	×	成り行き (4℃WB以下で運転)	夏期熱源水利用	○	23℃

表3 冷暖房での補機の動作

	吸収式冷温水機		空冷HP		ターボ冷凍機	ATES	
	暖房	冷房	暖房	冷房	冷房	暖房	冷房
冷温水ポンプ	○	○	○	○	○	○	○
冷却水ポンプ	-	○	-	-	○	○	-
冷却塔ファン	-	○	-	-	○	○	-
熱源水ポンプ	-	-	-	-	-	○	○

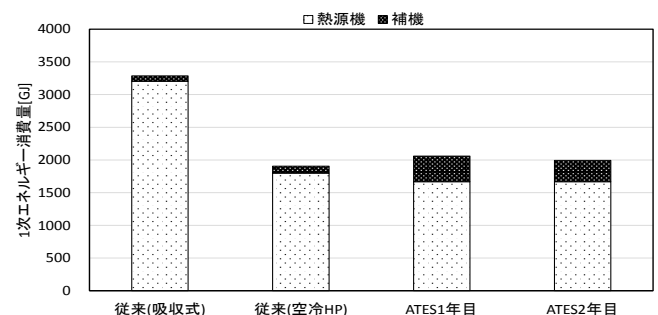


図9 冬期 積算1次エネルギー消費量①

では37.4%、2年目では39.4%の省エネとなった。一方、空冷HPと比較すると1年目では8.1%、2年目では4.6%の増エネとなった。冬期では6℃で冷水井戸に還水するために熱源水出口温度を低く設定する必要がある。そのためにATESでは熱源機の効率が低下し、空冷HPと比べ増エネとなった。また、ATES1年目と2年目を比較すると2年目のほうが省エネとなった。

3.2 夏期導入効果

夏期(6月~9月)の1次エネルギー消費量を図10に示す。吸収式と比較すると1年目では63.7%、2年目では61.7%の省エネとなった。また、空冷HPと比較すると、1年目では55.3%、2年目では52.8%の省エネとなった。さらにターボ冷凍機と比較すると1年目では28.8%、2年目では24.9%の省エネとなった。一方、ATES1年目と2年目を比較すると2年目のほうが増エネとなった。これらの要因について6月代表日の比較により分析する。

6月代表日の冷水入口温度、外気温と冷却水出口温度の比較を図11、1次エネルギー換算のシステムCOPの比較を図12、ATES1年目と2年目の揚水流量と揚水還水温度を図13に示す。従来(空冷HP、ターボ冷凍機)と比較するとATESでは冷水予冷により冷水入口温度が低下していること、熱源水利用により冷却水出口温度が低下しているため熱源機の効率向上し、これによりシステムCOPが大きくなった。また、ATES1年目と2年目を比較すると、2年目では揚水温度が高くなり、冷水入口温度が高くなることで熱源機の効率が低下するため、システムCOPが低下した。

システムCOP=負荷/(1次エネルギー消費量(熱源機+補機))

3.3 年間収支

1年目と2年目の冬期と夏期の地中蓄熱量の年間収支を図14、1年目と2年目の冬期と夏期の積算揚水(還水)量の比較を図15に示す。暖房+冷水蓄熱のみでは夏期の地中蓄熱量が冬期にくらべ2倍程度大きくなるが、冬期に冷却塔蓄熱を行うことにより、夏期と冬期の年間熱収支を平衡することができる。しかし、夏期と冬期の積算揚水(還水)量を比較すると夏期では冬期に比べ1.5~2倍程度大きいという結果となった。これにより2年目の冬期終了時では、初期地中温度より高い温水が100m程度(図16)広がっており、周辺環境に影響を与え、安定運用が困難になると考えられる。冬期では、1年目での揚水温度と還水温度の差が12℃、2年目では最大で17℃であるが、夏期では1年目、2年目では最大12℃差となっている。夏期での負荷が冬期の負荷に比べて大きいものにも関わらず、夏期での揚水温度と還水温度の差が冬期にくらべ小さいため、夏期では揚水(還水量)が大きく、冬期では揚水(還水量)が小さくなり、積算揚水(還水)量がアンバランスとなる。積算揚水(還水)量をバランスさせるためには、冬期での揚水温度と還水温度の差を小さく

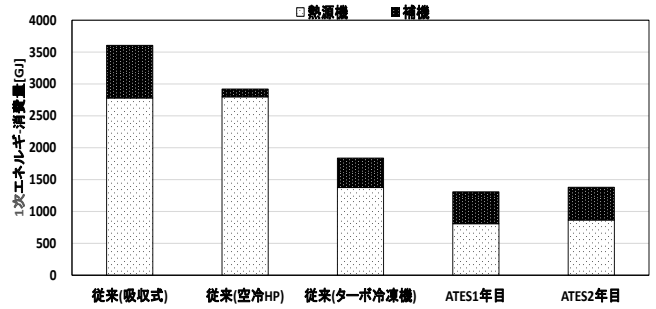


図10 夏期 積算1次エネルギー消費量①

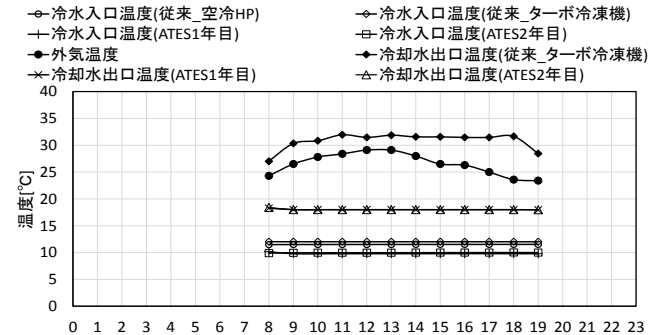


図11 冷水入口温度、外気温と冷却水出口温度の比較

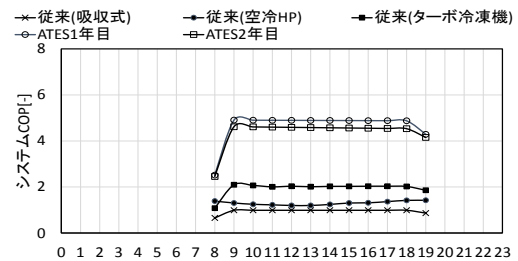


図12 システムCOPの比較(6月代表日)

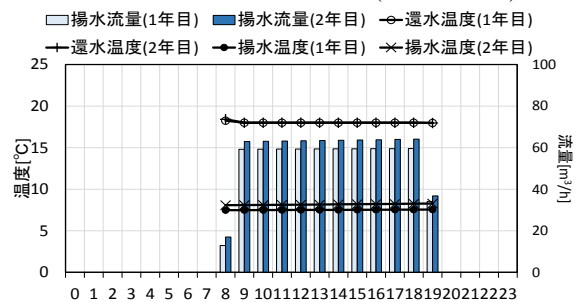


図13 揚水量と揚水還水温度の比較(6月代表日)

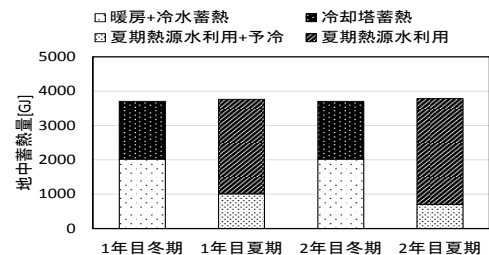


図14 地中蓄熱量の年間収支

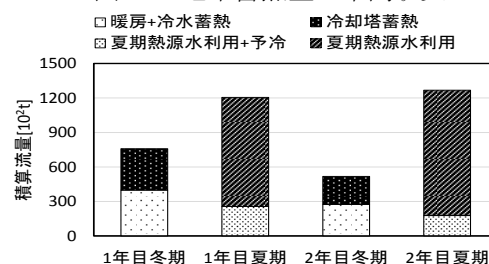


図15 積算流量の比較①

する必要はある。

以上のことから、冬期と夏期の地中蓄熱量の年間収支の平衡に加え、冬期と夏期の積算流量をバランスさせる必要がある。また、熱源水利用+冷水予冷を行う場合、冬期に低温で還水するため、揚水温度と還水温度の差が大きくなり積算揚水(還水)量をバランスさせるのは困難である。

4. 積算流量アンバランスの改善

4.1 温度制御の改善

周辺環境への影響を防ぐことためには、地中蓄熱量の年間収支の平衡および冬期と夏期の積算流量をバランスさせることが重要である。積算揚水(還水)量をバランスさせるためには、冬期での揚水温度と還水温度の差を小さくする必要がある。そのために、冬期の冷水井戸への還水温度を高く設定すること、冷却塔蓄熱の外気湿球温度の上限値を緩和することにより冬期での流量を増加させる。そこで以下に示す温度条件でシミュレーションを行い、積算流量アンバランスの改善効果を把握する。冬期、夏期ともに温度差がつかず揚水量が 100m³/h を超える場合は揚水量を 100m³/h とし、還水温度は成り行きとする。

・冬期(1年目)

暖房+冷水蓄熱 18℃→13℃ Δt=5℃

冷却塔蓄熱 外気湿球温度 8℃以下で運転

・冬期(2年目)

暖房+冷水蓄熱 23℃以上の場合は 18℃で還水
23℃以下の場合は Δt=5℃で還水

冷却塔蓄熱 外気湿球温度 8℃以下で運転

・夏期(1、2年目)

熱源水利用 13℃→23℃ 最大 Δt=10℃

4.2 積算流量アンバランスの改善効果

図 17 に 1 年目と 2 年目の冬期と夏期の積算揚水(還水)量の比較を示す。夏期と冬期の積算(還水)揚水量を比較すると 1 年目では夏期の方が冬期に比べ 1.3 倍程小さい。しかし、2 年目では揚水温度が高くなることで暖房時の流量は変化しないものの(揚水還水温度差が 5℃のため)、冷却塔蓄熱での流量が減少した。また夏期では、2 年目に揚水温度が高くなるため夏期での流量が 1 年目に比べ増加した。そのため、2 年目では積算流量は同程度となった。温水井戸の温度分布(図 18)は初期地中温度程度になり、温水塊が広がり方を抑制できた。

4.3 冬期導入効果

冬期の積算 1 次エネルギー消費量の比較を図 19 に示す。吸収式と比較すると ATES では、1 年目では 40.1%、2 年目では 45%の省エネとなった。空冷 HP と比較すると 1 年目では 3.5%増エネ、2 年目では 5.1%の省エネとなった。これらの要因を 12 月代表日比較により分析する。

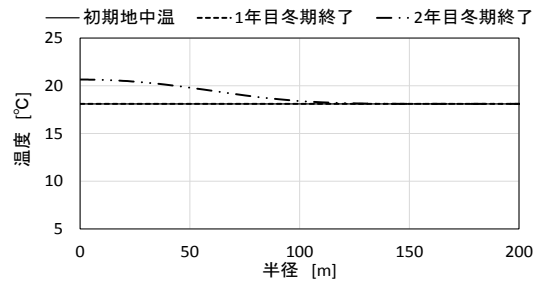


図 16 温水井戸の温度分布①

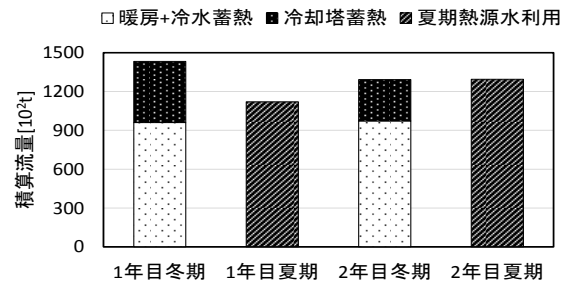


図 17 積算流量の比較②

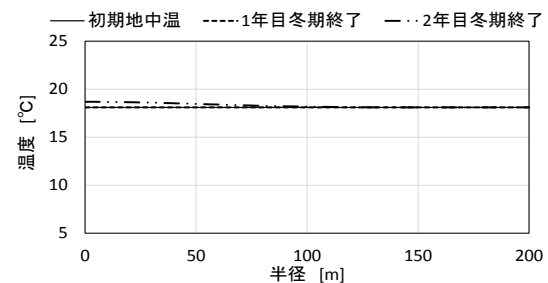


図 18 温水井戸の温度分布②

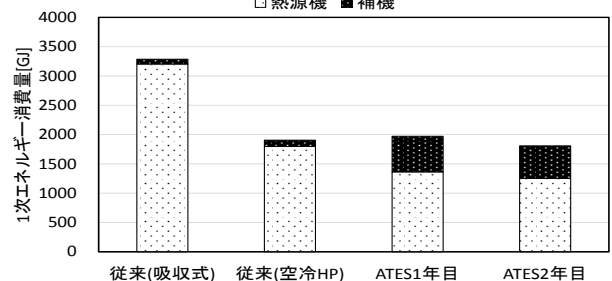


図 19 冬期 積算 1 次エネルギー消費量②

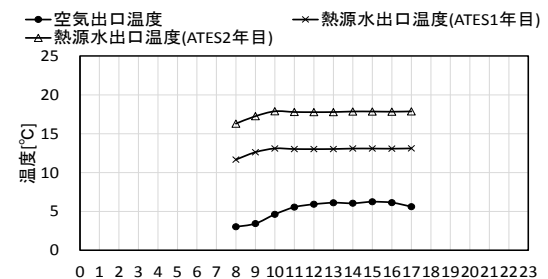


図 20 空気出口温度と熱源水出口温度の比較

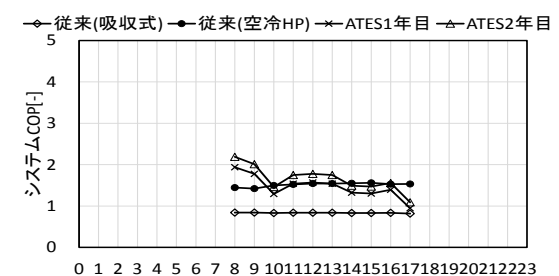


図 21 システム COP の比較(12月代表日)

12月代表日の外気温度と熱源水出口温度の比較を図20、1次エネルギー換算のシステムCOPの比較を図21、ATES1年目と2年目の揚水流量と揚水還水温度を図22に示す。ATESでは、熱源機出口温度が1年目と比べて2年目の方が高いため2年目では熱源機のCOPが向上した。また、熱源水出口温度が空気出口温度よりも高いため、ATESでは熱源機のCOPが向上するが、揚水量が大きいため補機による1次エネルギー消費量が増加し、システムCOPは低下する。また、ATESでは暖房負荷がない時間帯に冷却塔蓄熱によりシステムが稼働しているため補機動力が増加する。さらに、ATES1年目と2年目の補機動力を比較すると、暖房時は揚水還水温度差を5℃としているため揚水量に変化はみられないが、冷却塔蓄熱時では2年目の方が1年目と比べて揚水温度が高く、揚水量が減少するため、補機による1次エネルギー消費量が小さくなった。

4.4 夏期導入効果

夏期(6月~9月)の1次エネルギー消費量を図23に示す。吸収式と比較すると1年目では60.4%、2年目では58.3%の省エネとなった。また、空冷HPと比較すると、1年目では51.1%、2年目では49.3%の省エネとなった。さらにターボ冷凍機と比較すると1年目では22.3%、2年目では19.4%の省エネとなった。一方、ATES1年目と2年目を比較すると2年目のほうが増エネとなった。

4.5 年間導入効果

年間での導入効果を図24に示す。吸収式と比較すると、ATES1年目では49.1%、2年目では50.7%省エネとなった。また、空冷HPと比較するとATES1年目では29.6%、2年目では31.9%省エネとなった。さらに空冷HP+ターボ冷凍機と比較するとATES1年目では9.2%、2年目では12.1%省エネとなった。ATES1年目と2年目を比較すると、夏期では増エネとなるもの、冬期では省エネとなり、年間では2年目の方が省エネとなった。

5. まとめ

- (1) 冷却塔蓄熱を行わない場合、地中蓄熱量の年間熱収支はアンバランスとなるため、地中蓄熱量の年間熱収支をバランスさせるためには冷却塔蓄熱をする必要があることが分かった。
- (2) 夏期熱源水利用+冷水予冷により夏期では最大で63%の省エネとなったが、冬期では熱源水出口温度が低くなり、1、2年目ともに空冷HPと比較すると増エネとなった。
- (3) 夏期熱源水利用+冷水予冷を行う場合、夏期に比べ冬期の揚水温度と還水温度の差が大きくなるため積算揚水(還水)量がアンバランスとなった。
- (4) 周辺環境に影響を与えないためには、地中蓄熱量の年間熱収支の平衡に加え、積算揚水(還水)量をバランスさせることが重要であると分かった。

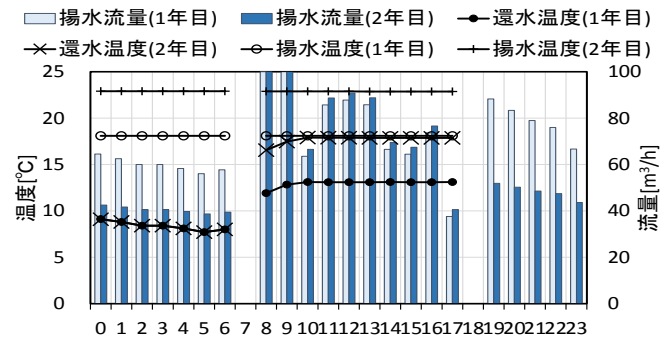


図22 揚水量と揚水還水温度の比較(12月代表日)

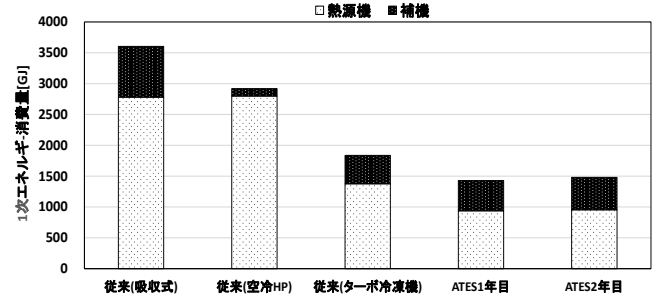


図23 夏期 積算1次エネルギー消費量の比較②

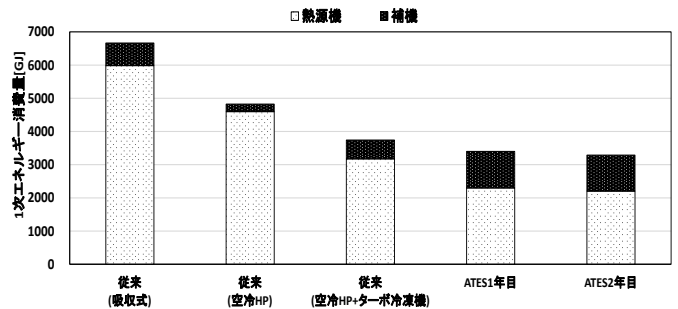


図24 年間 積算1次エネルギー消費量の比較

(5) 積算揚水(還水)量は冬期での還水温度を高くすること、冷却塔蓄熱の外気湿球温度の上限値を緩和することによりバランスさせることができた。

(6) ATES1年目と2年目を比較すると、夏期では2年目が増エネとなったが、冬期では省エネとなった。また、年間では積算揚水(還水)量をバランスさせることにより2年目で省エネとなり、年間で最大50.7%省エネとなった。

[参考文献]

- 1) 山本ら：帯水層を利用した蓄熱空調システムの研究 - (第2報)季節間蓄熱について蓄熱温度が省エネ効果に及ぼす影響 - 空気調和・衛生工学会近畿支部発表論文集, 2017年, 3月
- 2) (社) 空気調和・衛生工学会, CGS設計に関する研究
- 3) 伊藤ら：帯水層を利用した昼夜間蓄熱システムの研究 - 帯水層の温度応答を予測する集中定数モデルの構築 - 空気調和・衛生工学会近畿支部発表論文集, 2011年, 3月