

熱水岩盤貯蔵発電システムの貯槽保温性能に関する解析的検討

ANALYTICAL STUDY ON THE THERMAL RETENTION OF THE HOT-WATER ROCK CAVERN STORAGE

米山一幸*・八田敏行*

Kazuyuki YONEYAMA, Toshiyuki HATTA

To verify the feasibility of the hot-water rock cavern storage system, which is proposed as one of the new electric power storage technology, the coupled analysis of water-steam two-phase flow and thermal conductivity was carried out, and the thermal retention and the gas tightness of the underground storage was discussed. As a result, the heat loss by the radiation to the rock mass and the inflow of groundwater declined rapidly in about 20-30 days from the operation start, and the leakage of the steam from the storage and the vaporization of the groundwater did not occur. Therefore, it was shown that the storage system is feasible.

Key Words: hot water, underground, rock cavern, two-phase flow

1. はじめに

我が国の電力負荷パターンは季節・日間の変動が大きく、電力の負荷平準化を目的とした電力貯蔵の必要性は非常に大きいと考えられる。国内の電力貯蔵施設としては、揚水発電がすでに実用化され、商用施設として稼動している。しかし、立地点の逼迫により大規模揚水発電所の建設は次第にむずかしくなりつつあり、揚水発電に代わる新たな電力貯蔵施設が期待されている。このような新しい電力貯蔵技術のひとつとして、熱水岩盤貯蔵発電システムが提案されている¹⁾。

熱水岩盤貯蔵発電システムは、原子力や石炭・石油火力発電所などにおいて、夜間運転時に発生する蒸気の一部を熱水として地下に掘削した空洞（貯槽）内に貯蔵し、需要の大きい昼間に専用の蒸気タービンに供給し、主タービンと並列運転することにより昼夜間の電力負荷平準化を図る電力貯蔵システムである（図-1）。岩盤の特性である安定性、気密性、断熱性を生かし、大量の熱水を安全かつ効率よく貯蔵できる点が特徴となる。岩盤貯槽には断熱材を使用しないため、熱水貯蔵時に貯槽壁面から周囲の岩盤に熱が伝達し、岩盤温度が上昇する。貯槽の保温性を評価する上では、貯蔵中に岩盤へ伝達する熱量（放熱量）を適切に予測する必要がある。また、貯槽の気密性を保持する方法としてはライニング方式と水封方式が検討されているが、原子力発電所等における大規模貯蔵では水封方式の方が経済的に有利と考えられている。水封方式は、原油・LPGの貯蔵で実績がある他、圧縮空

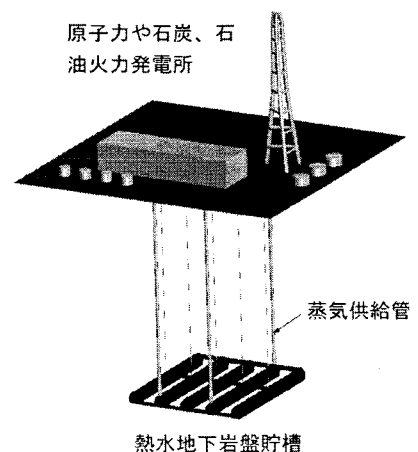


図-1 熱水岩盤貯蔵発電システムの概念図

* 正会員 清水建設株式会社 技術研究所

気貯蔵への適用について国内で現場実験が実施され、約 2MPa の高压空気の貯蔵が実証されている。熱水岩盤貯蔵発電システムへの適用においては、地下水の気化や対流などによる水封機能への影響を検討するとともに、地下水流れにともなう熱流動が貯槽の保温性能に与える影響を定量的に予測することが必要となる。

本報では熱水岩盤貯蔵発電システムの岩盤貯槽周囲の熱、地下水の挙動について地下水－熱連成解析コードによるモデル解析を実施し、貯槽の保温性能、水封機能について検討を行う。

2. 熱水岩盤貯槽の保温性能、水封機能に関する予測解析

2. 1 解析手法

水封方式の熱水岩盤貯槽の保温性能、水封機能を予測するためには、貯槽周辺岩盤中の熱と地下水の連成挙動を考慮する必要がある。また、230～260℃程度の高温の熱水が貯槽内に貯蔵されるため、条件によっては貯槽内上部から蒸気の漏出や地下水の気化が生じ、岩盤中で水－蒸気の二相流が発生する可能性がある。このような高温下における水－蒸気二相流と熱の連成挙動については、主に地熱開発の分野において検討が進められている。予測解析手法としては、水－蒸気二相流と熱流動の連成挙動を扱う解析コードが当初開発され、様々な多成分・多相流体を対象とした汎用型のシミュレータに拡張されている。本報では、多相流－熱流動連成解析コード（TOUGH2²⁾）を用いて、熱水岩盤貯槽周辺の熱・地下水流動に関する予測解析を実施する。

2.2 運転条件

熱水岩盤貯蔵発電システムの運転は、夜間の貯蔵運転で発電所で発生した蒸気を貯槽内の熱水中へ噴射・混合し、熱水に液化して貯蔵する。昼間の払出し運転は、貯槽上部の蒸気を制御弁を通して地表に放出し、減圧により貯槽内で新たに気化する蒸気を順次払い出す。貯槽の必要容積は、貯蔵蒸気の圧力、温度、貯蔵量等の条件から、質量・エネルギーの保存則を用いて求めることができる。本報では貯槽容積を 100,000m³ と設定し、以下の運転モデルを仮定して運転条件を表－1 のように定めた。

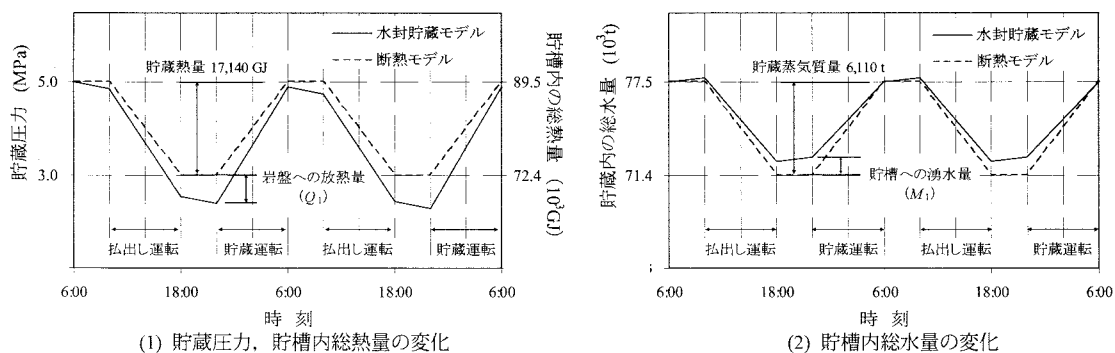
最大貯蔵圧（貯蔵時の蒸気圧）：5.0 MPa

最小貯蔵圧（払出し時の蒸気終圧）：3.0 MPa

以上の運転条件の設定では、貯槽を完全に密閉・断熱として

表－1 蒸気貯蔵／払出し運転の諸条件

項目		条件
貯蔵運転完了時	貯蔵圧力	5.0 MPa
	貯蔵温度	263.9 ℃
	総水量	77,550 t
	総熱量	89,530 GJ
	蒸気体積率	0.25 %
払出し運転完了時	貯蔵圧力	3.0 MPa
	貯蔵温度	233.9 ℃
	総水量	71,440 t
	総熱量	72,390 GJ
	蒸気体積率	13.33 %
貯蔵蒸気質量		6,110 t
貯蔵熱量		17,140 GJ



図－2 水封方式の熱水岩盤貯槽の運転方法の概念図

おり、貯槽の壁面からの熱・水の出入りは考慮していない。この場合、図－2の破線（断熱モデル）で示されるように、貯槽内の熱量・水量は各運転サイクルで同じ変化を繰り返し、サイクル終了時の値は開始時と同じ値となる。実際の運転では周辺岩盤への放熱や低温の地下水の流入により熱量は徐々に減少し、水量は地下水流入により増加する。このため、同一条件で運転を繰り返すと貯槽内の圧力、温度は徐々に低下し、貯槽体積当りの貯蔵熱量が減少することになる。貯槽を効率的に運転するためには、各運転サイクルにおける熱水のエネルギー密度をほぼ一定に保持することが望ましく、岩盤への放熱・地下水の湧水による損失を補填するような運転を行う必要がある。

ここでは、図－2に示すように、各運転サイクルにおける岩盤への放熱量（ Q_1 ）、湧水量（ M_1 ）を蒸気の貯蔵運転時に相殺することにより、貯蔵運転完了時の貯槽内の水量、熱量を断熱モデルの場合とほぼ等しくするような運転方法を仮定した。この方法では、貯蔵運転時に注入蒸気の質量を小さく、熱量を大きくするため、比エンタルピーの高い蒸気を供給する必要があるが生じる。実運転では、比エンタルピーの著しく高い蒸気の製造は技術的、経済的に困難となることが考えられるが、解析上ではこのような運転も可能と仮定した。また、運転時の蒸気の注入／放出量は一定流量で制御するとし、運転時間は貯蔵／払出しとも8時間と仮定した。

2.3 解析モデル、解析ケース

検討に用いた解析モデルの概念図を図－3に示す。岩盤貯槽はトンネル型空洞とし、貯槽延長方向と直交する2次元断面を解析領域とした。地表部の地形は平坦、地下水位は地表面と仮定し、貯槽設置深度は、初期地下水位が最大貯蔵圧（5.0 MPa）とほぼ等しくなる GL-500m とした。初期状態の地温勾配は 0.03℃/m と仮定した。

対象岩盤は花崗岩を想定し、岩盤の浸透率（固有透過係数）と有効間隙率は解析パラメータとして、浸透率 10^{-14} m^2 、 10^{-15} m^2 、 10^{-16} m^2 、有効間隙率 3.0%、1.5%、0.5% の3ケースを設定した。また、岩盤の熱伝導率は 2.33 W/m℃、比熱は 753 J/kg℃とした。

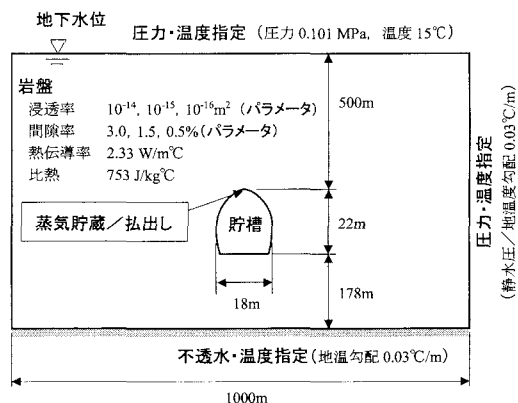
貯槽部は、間隙率が1で、浸透率が仮想的に大きな要素を設定することにより、熱水・蒸気が自由に流動する空洞としてモデル化した。蒸気の貯蔵／払出し運転は、貯槽内の最上部の要素についてモデル外からの蒸気の流入、流出を定義することにより設定した。

設定した貯蔵条件、岩盤条件を表－2に示す。また、解析ケースの一覧表を表－3に示す。

2.4 解析結果と考察

(1) 各運転サイクルにおける蒸気圧力、蒸気温度

ケース A2 について、施設の運転開始から 30 日目（30 サイクル目）までの各運転サイクルにおける貯槽内の蒸気圧力、蒸気温度の変化を図－4に示す。図中には、貯槽からの熱／地下水の出入りがなかったとした場合（断熱モデル）の



図－3 解析モデル概念図

表－2 貯蔵条件と岩盤条件

項目		条件
貯槽	容積	100,000 m ³
	断面積	329.26 m ²
	延長	304 m
	設置深度	GL-500m
岩盤	浸透率	10^{-14} m^2 , 10^{-15} m^2 , 10^{-16} m^2
	間隙率	3.0 %, 1.5 %, 0.5 %
	熱伝導率	2.33 W/m K
	比熱	753 J/kg K
初期地下水位		GL-0m (地表面)

表－3 解析ケース

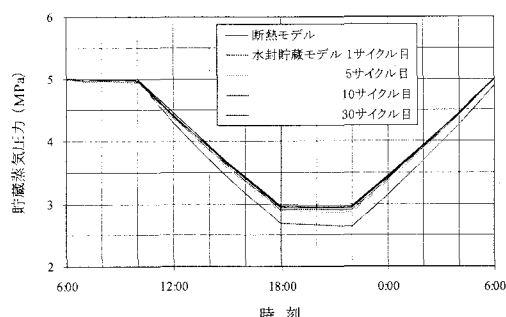
ケース	岩盤条件	
	浸透率	間隙率
ケース A1	10^{-14} m^2	3.0 %
ケース A2	10^{-15} m^2	1.5 %
ケース A3	10^{-16} m^2	0.5 %

各値を併せて示す。蒸気圧力・温度は、1 サイクル目では断熱モデルより大きく低下するが、運転サイクルを繰り返すと断熱モデルとの格差が減少する。これは、運転開始直後は貯槽周辺岩盤の温度が低く、岩盤への放熱量が大きいが、運転を繰り返すことにより岩盤温度が上昇し、放熱量が減少することによる。この傾向は、すべてのケースについて同じように見られる。

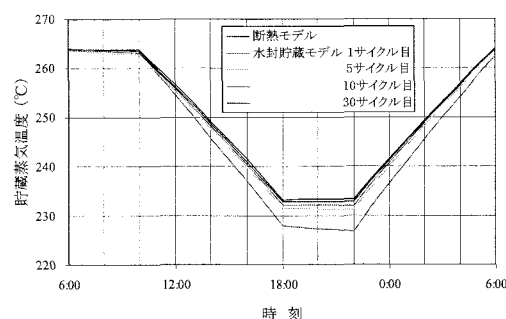
(2) 岩盤の浸透率、間隙率による保温性能の比較

各ケースの1 運転サイクルごとの貯槽内の蒸気の断熱モデルからの温度低下、貯槽への湧水量、岩盤への放熱量、貯蔵運転における注入蒸気の比エンタルピーの変化を図- 5、図- 6、図- 7、図- 8 に示す。

温度低下、湧水量、放熱量、注入蒸気の比エンタルピーは初期の運転サイクルで大きく、運転を繰り返すほど減少する傾向が見られる。これは、運転開始直後は岩盤温度が低いために放熱量が大きく、また、地下水压が高いために湧水量が大きいことによる。この結果、貯槽内の平均温度が低下し、これを貯蔵運転時に補償するために、注入蒸気の比エンタルピーを高くす



(1) 蒸気圧力



(2) 蒸気温度

図- 4 貯槽内の蒸気圧力、蒸気温度 (ケースA2)

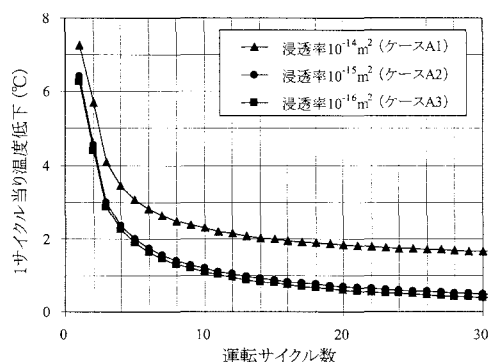


図- 5 断熱モデルからの温度低下の変化

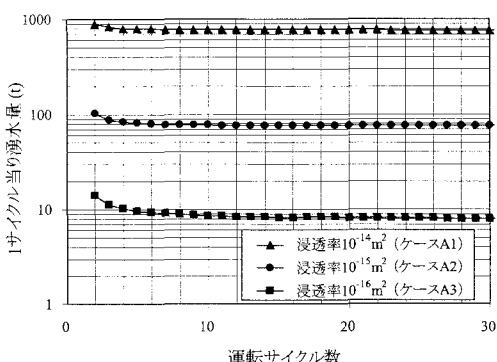


図- 6 湧水量の変化

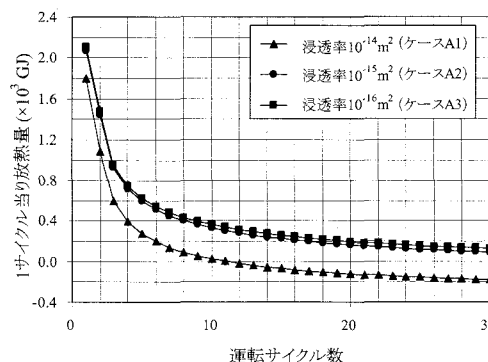


図- 7 岩盤への放熱量の変化

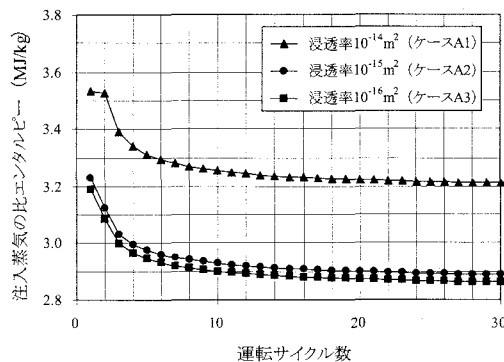


図- 8 注入蒸気の比エンタルピーの変化

る必要がある。

貯槽への湧水量は、浸透率を大きく設定したケースの方が大きくなる。一方、岩盤への放熱量については浸透率の大きいケースほど小さくなり、これは湧水により貯槽内に流入する熱量が増加することに起因する。浸透率を最も大きく設定したケース A1 では 12 サイクル目以降の放熱量が負の値になり、運転 1 サイクルの間に貯蔵熱量が増加する結果となっている。これは、湧水による流入熱量が熱伝導により岩盤へ放熱される熱量よりも大きくなるためであり、この結果、貯槽内の総熱量は増加することになる。しかし、低温の地下水が大量に流入することにより貯槽内の平均温度は大きく低下し、これを補償するため比エンタルピーが非常に高い過熱蒸気を注入することが必要となる。一方、浸透率が小さく設定したケース A2、ケース A3 では、岩盤への放熱量は 30 サイクル目で 100GJ 程度とケース A1 より大きくなる。しかし、放熱量と貯蔵熱量 (17,140GJ) との比は 1%以下であり、損失率としては小さい。また、注入蒸気の比エンタルピーも 2.86~2.89 MJ/kg 程度と比較的低く、比較的貯槽内の温度低下を補償するための注入蒸気への加熱量は小さくなる。

(3) 貯槽の貯蔵効率の検討

前項の解析結果では、貯槽への湧水量が大きいケースの方が、湧水により貯槽内に流入する熱量が大きく、岩盤への放熱量が小さくなるという結果になる。一方、湧水により貯槽内の平均温度は低下することから、貯蔵される熱の質は低下することがわかる。貯槽の貯蔵効率については、貯槽内の熱量の増減のみによる評価は妥当ではなく、貯槽の運転方法を考慮して評価することが必要と考えられる。

本解析の運転条件で、貯蔵運転時に比エンタルピーの高い過熱蒸気を供給し、岩盤への放熱量、湧水量を相殺する方法を仮定した。実運転では、比エンタルピーの著しく高い過熱蒸気の製造は技術的・経済的に困難であり、貯槽への湧水量、温度低下が非常に大きい場合は、上記の運転方法は難しいと考えられる。このような場合、より現実的な運転方法として、以下の方法が考えられる。

- ・貯槽への湧水により貯槽内の水量は増加し、平均温度は低下する。この余分な水量を各運転サイクルの貯蔵運転開始時に貯槽外に排出する
- ・貯蔵運転時の注入蒸気は、断熱モデルと同じ飽和蒸気を用い、放熱、および、余分な水量の排出による熱量の損失は注入蒸気量（貯蔵運転時間）を増加することにより相殺する

このような運転を行う場合、各運転サイクルにおける放熱量を Q_1 、湧水量を M_1 とすると、注入蒸気の熱量 Q' は次式で求められる。

$$Q' = Q + \frac{Q_1 + M_1 h_w}{1 - h_w / h_v} \quad (1)$$

ここで、 Q は断熱モデルにおける注入蒸気の熱量、 h_w は余分量として排出する熱水の比エンタルピー、 h_v は注入蒸気の比エンタルピーを示す。このとき、払出し運転時の放出蒸気の熱量が Q であることより、貯槽の貯蔵効率 η が次式で定義できる。

$$\eta = \frac{Q}{Q'} \quad (2)$$

各ケースの各運転サイクルにおける貯槽の損失率 $1-\eta$ の変化を図-9に示す。30 サイクル目の損失率は、浸透率 10^{-14}m^2 のケース A1 で約 5%であり、湧水による損失が比較的大きくなる。一方、浸透率を 10^{-15}m^2 としたケース A2 の損失率は約 1.5%、 10^{-16}m^2 としたケース A3 の損失率は約 1.2%であり、浸透率が小さいほど貯蔵効率が向

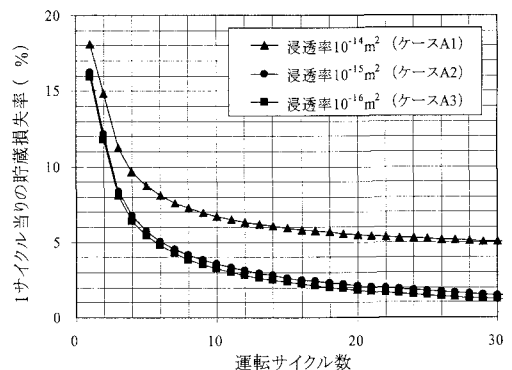
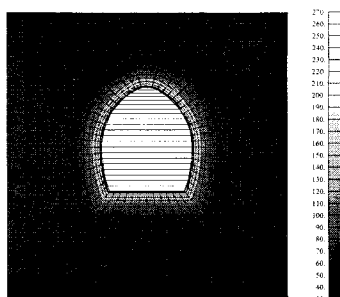
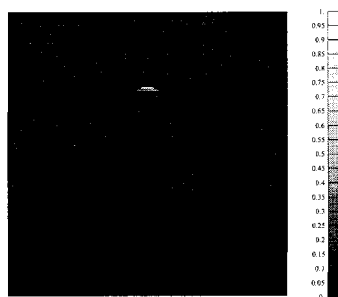


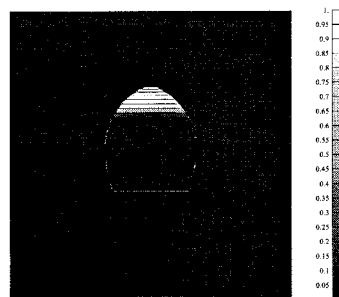
図-9 貯槽の損失率 (= 1 - 貯蔵効率)



図－１０ 貯槽周囲の温度分布
(ケースA2)



(1) 貯蔵運転完了時(6:00)



(2) 抽出し運転完了時(18:00)

図－１１ 貯槽周囲の蒸気飽和率分布 (ケース A2)

上することがわかる。なお、ケース A3 のように岩盤の浸透率が小さい場合は、余分水量の放出を複数の運転サイクル毎に実施する方法も可能であり、施設の運転管理の面でも有利になると考えられる。

(4) 貯槽の貯蔵効率の検討

ケース A2 の 30 サイクル目の貯蔵運転完了時の貯槽周囲の温度分布を図－１０に示す。また、貯蔵運転完了時、抽出し運転完了時の貯槽周囲の蒸気飽和率分布を図－１１に示す。岩盤中の温度変化領域は貯槽壁面から数 m の範囲と小さく、地表や周辺構造物への影響は小さいと考えられる。また、岩盤中に蒸気は存在せず、貯槽からの蒸気の漏洩や地下水の気化は発生していないことがわかる。これはすべての解析ケースで共通して見られることから、水封方式による熱水岩盤貯槽は十分な気密性を有していると考えられる。

３. まとめ

熱水岩盤貯蔵発電システムについて、地下水－熱連成解析コードにより貯槽周囲の熱、地下水の挙動のモデル解析を実施し、貯槽の保温性、水封機能に関する検討を行った。その結果、以下の点が明らかとなった。

- ・岩盤貯槽の運転開始当初は、岩盤への放熱、貯槽への湧水による損失が大きいが、運転の繰り返しとともに損失量は速やかに減少する。
- ・岩盤浸透率大きい場合は、貯槽への湧水が大きく、また、湧水により熱が貯槽内に流入するため、岩盤への放熱量は小さくなる。一方、貯槽内の蒸気・熱水の平均温度は低下し、温度の回復のために貯蔵運転時の注入蒸気の比エンタルピーを高くする必要があるが生じる。
- ・貯槽内の余分な水量を放出し、注入蒸気量を増加することにより放熱量、湧水量を補償する運転方法を想定して貯蔵熱量の損失率を試算した結果、岩盤の浸透率（固有透過係数）が 10^{-14}m^2 、 10^{-15}m^2 、 10^{-16}m^2 の各ケースで 30 サイクル目の損失率は 5.0%、1.5%、1.2% 程度であり、湧水量の小さいケースほど貯蔵効率が向上する。
- ・貯槽周囲の岩盤内の温度変化領域は比較的小さく、周辺への影響は小さい。また、貯槽から岩盤への蒸気の漏洩、地下水の気化は発生せず、貯槽は十分な気密性を有すると考えられる。

以上の結果から、水封方式による熱水岩盤貯蔵発電システムの岩盤貯槽は、実用上十分な保温性、気密性を有し、本施設が技術的に実現可能であることが示された。

(参考文献)

- (1) 八田敏行, 熊坂博夫, 中川加明一郎, 小野純二: 熱水岩盤貯蔵発電システムの提案, 地下空間シンポジウム論文・報告集, 第 8 巻, A3-4 (pp.87-96), 2003.
- (2) Pruess, K., Oldenburg, C. and Moridis, G.: TOUGH2 user's guide, version 2.0, Lawrence Berkley Laboratory Report LBNL-43134, 1999.