

令和三年度

修士論文

冷熱源としての貯水池水利用における  
熱源温度と省エネルギー効果に関する研究

指導教員 北野 博亮 准教授

三重大学大学院工学研究科

建築学専攻

柳井 智賀

## 目次

第一章 序章	3
1.1 研究背景	4
1.2 研究目的	4
1.3 既往の研究	4
1.4 本論文の構成	4
第二章 貯水池の水溫予測モデル	6
2.1 はじめに	7
2.2 貯水池の水溫予測モデル	7
2.2.1 貯水池の密度成層モデル	7
2.2.2 熱交換チューブ方式の貯水池の水溫予測モデル	8
2.2.3 プレート式熱交換器方式の貯水池の水溫予測モデル	10
2.3 水溫予測モデルの妥当性	11
2.3.1 貯水池の水溫実測の概要	12
2.3.2 計算条件	12
2.3.3 計算結果と実測値との比較	14
2.4 まとめ	14
第三章 熱源として利用する貯水池の溫度予測と考察	15
3.1 はじめに	16
3.2 貯水池熱源利用システムの概要	16
3.2.1 熱交換チューブ方式	16
3.2.2 プレート式熱交換器方式	16
3.2.3 計算条件	17
3.3 熱交換チューブ方式に関する貯水池水溫の計算結果	18
3.3.1 計算条件	18
3.3.2 貯水池容量の影響	19
3.3.3 熱交換器チューブ材質の影響	25
3.4 プレート式熱交換器方式に関する貯水池水溫の計算結果	31
3.4.1 計算条件	31
3.4.2 貯水池容量の影響	32
3.4.3 還水位置の影響	37
3.4.4 貯水池形状の影響	42
3.5 まとめ	44
第四章 貯水池を熱源として利用する場合の省エネルギー性の評価	45
4.1 はじめに	46
4.2 計算条件ごとの省エネルギー性比較	46

4.2.1	熱交換チューブ方式	46
4.2.2	プレート式熱交換器方式	48
4.2.3	システム方式の比較	51
4.3	まとめ	52
第五章	貯水池熱源利用システムの性能予測	53
5.1	はじめに	54
5.2	貯水池熱源利用システムの性能予測	54
5.2.1	プレート式熱交換器方式の計算結果	54
5.2.2	貯水池熱源利用システムの性能予測	55
5.3	まとめ	56
第六章	総括	57

## 第一章

### 序章

## 1.1 研究背景

空調分野の省エネルギー化を図るにおいて、しばしばヒートポンプが用いられる。一般的にヒートポンプの熱源には空気が用いられるが、地中熱や水熱源などの未利用エネルギーが用いられるものもある。それらの未利用エネルギーのうちのひとつである貯水池には、夏季において、密度差による温度成層が形成されるという特徴があり、池の底部では、外気温度よりも比較的低温となる。冷凍機の特長として、冷却水温度が低温であるほど成績係数 COP が高くなるため、貯水池を熱源として利用した場合、空気熱源と比べて省エネルギー効果が期待される。

## 1.2 研究目的

本研究では、貯水池を熱源としたヒートポンプシステムを考える。本論文では、貯水池を冷熱源として利用するという目的で、貯水池の鉛直方向における水温予測モデルを用いて、設計する際の設計指針として必要である、貯水池の水温の予測及び熱源として利用した場合の温度変化の予測を行い、ヒートシンクとして利用するための貯水池及びシステムの各種条件や空気を熱源とした場合と比べての省エネルギー効果を検討する。

## 1.3 既往の研究

貯水池をヒートポンプの冷熱源として利用するシステムについて、貯水池の実測<sup>1)</sup>や貯水池底面での放熱を想定した CFD 解析<sup>2)</sup>および模型実験<sup>3)</sup>を金田一らが行ってきた。模型実験による水平方向への熱拡散の再現と自然対流の挙動を確認、また熱拡散を予測するための計算モデルの作成を伊藤亮真<sup>4)</sup>が行っている。伊藤の水温予測モデルを用いて、水熱源ヒートポンプを利用した場合の省エネルギー効果の検討を管流星<sup>5)</sup>が面積についてのみ行った。また、これまで、熱交換コイルを用いて貯水池水を間接的に利用するシステムについて、貯水池の形状や外界条件について検討を行ってきた。<sup>6)</sup>

以上より、本研究では貯水池の形状に加えシステムの違いによる省エネルギー効果の検討を行っていく。

## 1.4 本論文の構成

第一章では、本研究の背景、目的、既往の研究について説明した。

第二章では、貯水池の水温予測に用いる計算モデルの概要、妥当性について説明する。

第三章では、熱源として利用する貯水池について、システム方式ごとに貯水池形状やシステムなどの条件について水温予測を行い、それぞれの影響を比較、考察する。

第四章では、第三章での結果をもとに、貯水池を熱源として利用した場合と冷却塔を利用した空気熱源システムとの比較及び条件ごとの省エネルギー性の比較を行う。

第五章では、第三章及び第四章で得られた結果をもとに、設計する際の設計指針となる貯水池熱源利用システムの性能予測の検討、考察を行う。

第六章では、本研究の総括を示す。

## 第二章

### 貯水池の水温予測モデル

## 2.1 はじめに

本章では、鉛直方向における貯水池の水温予測モデルについて、概要、数学モデルについて述べる。

## 2.2 貯水池の水温予測モデル

### 2.2.1 貯水池の密度成層モデル

自然の貯水池の水温予測のモデルとして、B.Henderson-Sellers の鉛直一次元熱移動方程式<sup>7)</sup>を用いる。

$$A \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left\{ A (K_0 + K_H) \frac{\partial T}{\partial z} \right\} + \frac{\partial}{\partial z} \frac{A q}{c_p \rho} \quad \dots(1)$$

ここで、

$T$  : 水温(°C)

$K_0$  : 分子拡散係数(m<sup>2</sup>/s) (1.39×10<sup>-7</sup>)

$K_H$  : 乱流拡散係数(m<sup>2</sup>/s)

$A(z)$  : 水深  $z$ (m)の水平断面積(m<sup>2</sup>)

$q$  : 発熱量 (透過日射の吸収) (W)

$c_p$  : 比熱(J/kgK)

$\rho$  : 密度(kg/m<sup>3</sup>)

乱入拡散係数には、外気風速と貯水池の鉛直密度勾配などの影響を考慮した式(2)を用いている。

$$K_H = \frac{k w_s^* z}{P_0} e^{-k^* z} \frac{1}{1 + 37 R_i^2} \quad \dots(2)$$

ここで、 $R_i$ は式(3)であらわされ、式中の $N^2$ 、 $k^*$ 、 $w_s^*$ 、 $K_{H0}$ は式(4)～式(7)であらわされる。

$$R_i = \frac{-1 + \left[ 1 + 40 \frac{N^2 k^2 z^2}{w_s^{*2} e^{-2k^* z}} \right]^{1/2}}{20} \quad \dots(3)$$

$$N^2 = -\frac{g}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial z} \quad \dots(4)$$

$$k^* = 6.6 \sqrt{\sin \phi} U^{-1.84} \quad \dots(5)$$

$$w_s^* = 1.2 \times 10^{-3} U \quad \dots(6)$$

$$K_{Ho} = \frac{k w_s^* z}{P_0} e^{-k^* z} \quad \dots(7)$$

ここで、

$P_0$  : 乱流プラントル数

$k$  : カルマン定数 (0.4)

水面の境界条件式は、次式であらわされる。

$$S = (1 - \alpha)\beta\phi_0 - \phi_e - \phi_c - \phi_{ra} \quad \dots(8)$$

ここで、

$S$  : 水面の鉛直下向き熱流(W/m<sup>2</sup>)

$\alpha$  : 水面反射率 (0.06)

$\beta$  : 水面近傍の吸収率 (0.4)

$\phi_0$  : 全天日射量(W/m<sup>2</sup>)

$\phi_e$  : 水面から大気への潜熱による伝達熱量(W/m<sup>2</sup>)

$\phi_c$  : 水面から大気への顕熱による伝達熱量(W/m<sup>2</sup>)

$\phi_{ra}$  : 水面から大気への長波放射による伝達熱量(W/m<sup>2</sup>)

水中を透過する日射量については、Lambert-Beer の式を用い、水深  $y$  (m) に到達する日射量を次式であらわされるとする。

$$\phi_y = (1 - \alpha)(1 - \beta)\phi_0 e^{-\eta y} \quad \dots(9)$$

ここで、

$\eta$  : 消散係数(1/m) (0.25～)

$y$  : 水深(m)

## 2.2.2 熱交換チューブ方式の貯水池の水温予測モデル

熱交換チューブ方式の貯水池利用ヒートポンプシステムを用いる場合の水温予測には、B.Henderson-Sellers のモデルに、伊藤ら<sup>4)</sup>のモデルを組み込んだモデルを使用する。

貯水池をヒートシンクとして用い、底部で発熱がある場合の貯水池の鉛直一次元熱移動方程式は次式となる。

$$A(z) \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left\{ A(z) (K_0 + K_H(z, t)) \frac{\partial T}{\partial z} \right\} + \frac{\partial}{\partial z} \frac{A(z) q}{c_p \rho} - U \frac{\partial T}{\partial z} + \frac{q_{p,out}(T_{p,s} - T)}{A(z)} \quad \dots(10)$$

$$q_{p.out} = Q_{p.s}/(Z_m - Z_s) \quad \dots(11)$$

ここで、貯水池の水平断面流速 $U$ は、単位深さあたりのプルームからの環水の流量 $q_{p.out}$ 、プルーム発生位置のプルーム体積流量 $Q_p$ 及び単位深さあたりのプルーム連行流量 $\Psi$ から式(12)で求められる。

$$U = \int_0^Z (q_{p.out} - \Psi) dZ \quad \dots(12)$$

熱交換チューブで加熱された水が均質な軸対象鉛直プルームを形成するとし、加熱された水がプルームによって輸送され槽内に拡散するとした。軸対象鉛直プルームでは、プルーム全体の過剰浮力 $B$ 、プルーム領域内の体積流量 $Q_p$ はそれぞれ式(13)、式(14)で表される。

$$B = \frac{gQ_p(\rho_0 - \rho_p)}{\rho_0} = \frac{gQ(\rho_0 - \rho_{p.in})}{\rho_0} = const \quad \dots(13)$$

$$Q_p = \int_0^\infty 2\pi r w dr = 0.153 B^{\frac{1}{3}} z_p^{\frac{3}{5}} \quad \dots(14)$$

熱交換チューブの設置位置をプルームの発生位置とする。この位置でのプルーム水温 $T_{p.in}$ を放熱器表面温度と槽内水温の平均温度であるとし、放熱量よりこの位置でのプルーム流量 $Q$ を求め、過剰浮力 $B$ を求める。また、式(14)より、プルームの流量が0となる仮想点熱源の位置を求め、仮想点熱源からの距離 $Z_p$ を用いて、プルームの流量と連行量を求め、プルーム水温を算出する。

$$\frac{Z_m - Z_s}{2b_0} = 1.74 F_{do} \quad \dots(15)$$

このプルームの温度が槽内温度と等しくなる高さでプルームの浮力は0になり、慣性力により上昇していくが負の浮力により減衰し、槽底からのプルーム停止高さ $Z_m$ で上昇が停止する。このプルームの到達高さ $Z_m$ は、Turner<sup>8)</sup>によって提案された式(15)を用いて求めた。プルームの温度が槽内温度と等しくなる高さ $Z_s$ からのプルーム停止高さ $Z_m$ まで均等にプルームの水が槽内に流入するとし槽内水温を計算する。

熱交換チューブ内の水温は、式(16)を用いて求めた。式中の $U_{hex}$ は式(17)で表される。

$$0 = \frac{q_p}{A_p} \frac{dT_p}{dx} + \frac{U_{hex}}{c_p \rho A_p} (T_p - T|_{z=z_b}) \quad \dots(16)$$

$$U_{hex} = \frac{\pi}{\frac{1}{h_o d_o} + \frac{0.5}{\lambda_c} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{1}{h_i d_i}} \quad \dots(17)$$

ここで、

$T_p$  : 熱交換チューブ内の水温 (°C)

$q_p$  : 熱交換チューブ1本当たりの流量 (m<sup>3</sup>/s)

$A_p$  : 熱交換チューブの内径の断面積 (m<sup>2</sup>)

$U_{hex}$  : 熱交換チューブ内の冷却水から貯水池水の間円筒熱伝貫流率 (W/m K)

$z_b$  : 熱交換チューブの設置水深 (m)

$\lambda_c$  : 熱交換チューブの熱伝導率(W/mK)

$d_i$  : 熱交換チューブの内径 (m)

$h_i$  : 熱交換チューブの内側熱伝達率 (W/m<sup>2</sup>K)

熱交換チューブ表面の対流熱伝達率 $h_o$ については、熱交換チューブ外側に水平円柱(単柱)の自然対流熱伝達に関する Morgan<sup>9)</sup>の式(18)を用いて求められ、放熱量は式(20)であらわされる。

$$Nu_0 = 0.48Ra^{0.25} \quad (10^4 < Ra < 10^7) \quad \dots(18)$$

$$h_o = Nu_0 \frac{\lambda}{d_{coil}} \quad \dots(19)$$

$$Q_H = h_o(T_{HS} - T_0)A_H \quad \dots(20)$$

### 2.2.3 プレート式熱交換器方式の貯水池の水温予測モデル

プレート式熱交換器方式の貯水池利用ヒートポンプシステムを用いる場合の水温予測には、B.Henderson-Sellers のモデルに、温度成層型蓄熱槽の槽内混合モデルの流入水の混合域のモデル<sup>10)</sup>を組み込んだモデルを使用する。

貯水池を貯水池底部から汲み上げ、冷却水の冷却に用いて、貯水池に環水する場合の貯水池の鉛直一次元熱移動方程式は式(21)となる。

$$A(z) \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left\{ A(z) (K_0 + K_H(z, t)) \frac{\partial T}{\partial z} \right\} + \frac{\partial}{\partial z} \frac{A(z)q}{c_p \rho} - U \frac{\partial T}{\partial z} + \Phi(T_{hin} - T) \quad \dots(21)$$

ここで、

$\Phi$  : 貯水池の単位深さ当たりの環水流量 ((m<sup>3</sup>/s)/m)

$T_{hin}$  : 貯水池への環水温度 (°C)

ここで、 $U$ は貯水池の水平断面流速であり、貯水池の流入出流量から次式で求められる。

$$U = \int_0^z (\Phi - \Omega) dz \quad \dots(22)$$

ここで、

$\Omega$  : 単位深さ当たりの流出流量(m<sup>2</sup>/s)

式(21)の右辺第4項は、流入口からの環水との混合を表しており、貯水池水と混合する領域を混合域として、この領域に環水が分配されるとしている。この混合域を流入位置の上方と下方に分けて、それぞれの深さ $l_{m,1}$ と $l_{m,2}$ は、水平円管型流入口についての実験式(式(23))から求められるとした。

$$l_{m,k} = 0.18 d_{in} Ar_{in,k}^{-0.67} \quad (k = 1, 2) \quad \dots(23)$$

ここで、式中の入口アルキメデス数の定義式は式(24)であり、式中の貯水池内基準密度( $\rho_{ref,1}$ ,  $\rho_{ref,2}$ )は混合域端部の水密度を用いる。

$$Ar_{in,k} = \frac{g d_{in} (-1)^k (\rho_{ref,k} - \rho_{in})}{\rho_{ref,k} u_{in}^2} \quad (k = 1, 2) \quad \dots(24)$$

混合域が水面または貯水池の底を超えて広がる場合はその部分を無視することとした。

水平円管型流出口からの貯水池水の取水は、流出口の鉛直方向の径を流出条件に応じて変化させた見かけの流出口から一様流速で取水するとしている。この見かけの流出口の鉛直方向の径についても流出口の上側( $k=1$ )と下側( $k=2$ )に分けて、式(25)の実験式により求めることができるとした。

$$r_{a,out,k} = 1.4 d_{out} Ar_{out,k}^{-0.24} \quad (k = 1, 2) \quad \dots(25)$$

ここで、式(25)中の出口アルキメデス数( $Ar_{out,k}$ ( $k = 1, 2$ ))は式(26)で表される。

$$Ar_{out,k} = \frac{g d_{out} (-1)^k (\rho_{o,k} - \rho_{oo})}{\rho_{o,k} u_{out}^2} \quad (k = 1, 2) \quad \dots(26)$$

### 2.3 水温予測モデルの妥当性

水温予測モデルの妥当性を確認するため、水温予測モデルによる熱源利用のない場合の貯水池水温の計算値と実際に測定した水温との比較を行う。

### 2.3.1 貯水池の水温実測の概要

比較する貯水池の水温実測値には、2012年9月21日から2013年9月20日にかけて広島県東広島市の角脇調整池で実際に測定した水温を用いる。下記に角脇調整池にて計測された水温のグラフを示す。

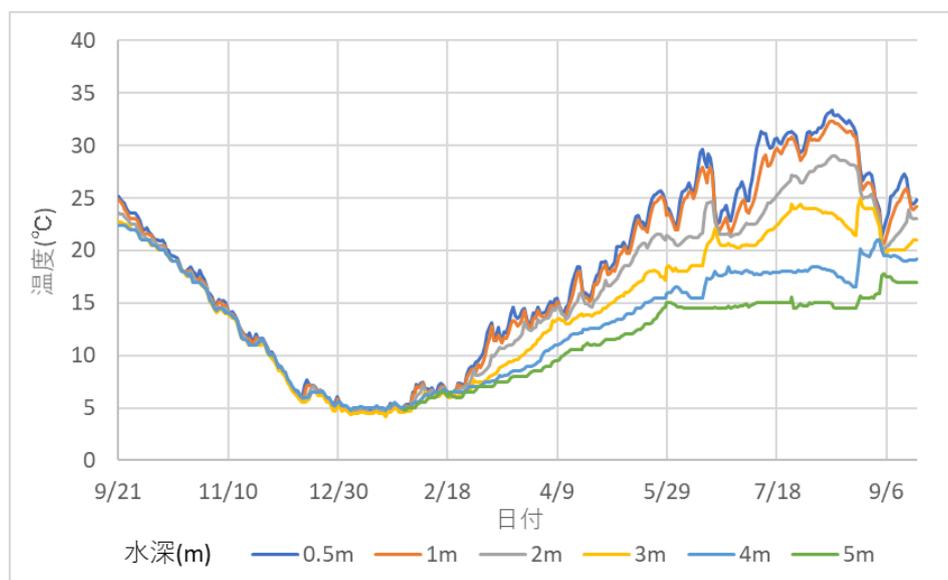


図 2-1 角脇調整池における水深別実測水温

### 2.3.2 計算条件

水温予測モデルでの計算に必要な2012年9月から2013年9月までの広島県東広島市の気温、平均風速、降雨量などの気象データは東広島のアメダスデータを用いて、日射量については東広島市では観測されていないため、広島地方気象台のデータを用いた。水温予測モデルには大気放射量の値が必要であるため、二宮ら<sup>11)</sup>の推定法を用いて算出した。以下に大気放射量を求める際に利用した式を示す。

時刻別下向き大気放射量 $L_{\bar{h}} \downarrow$ は次式で求められる。

$$L_{\bar{h}} \downarrow = \sigma T_{\bar{h}}^4 \left\{ 1 - \left( 1 - \frac{L_{hf \downarrow}}{\sigma T_{\bar{h}}^4} \right) C_h \right\} \quad \dots(19)$$

式中の $T_{\bar{h}}$ 、 $C_h$ 、 $L_{hf \downarrow}$ はそれぞれ、式(20)、式(21)、式(22)、で表される。

$$T_{\bar{h}} = (T_{h-1} + T_h) / 2 \quad \dots(20)$$

$$L_{hf \downarrow} = (0.74 + 0.19x + 0.07x^2) \sigma T_{\bar{h}}^4 \quad \dots(21)$$

$$C_h = \begin{cases} 0.457SD_h + 0.179SD_d + 0.352 & (0 < SD_d < 1) \\ 0.24 & (SD_d = 0) \\ 0.14 & (\text{降雨時}) \\ 1.0 & (SD_d = 1) \end{cases} \quad \dots(22)$$

ここで、 $x$ 、 $TD_{\bar{h}}$ は次式で求められる。 $x = 0.0315TD_{\bar{h}} - 0.18$  \dots(23)

$$TD_{\bar{h}} = (TD_{h-1} + TD_h)/2 \quad \dots(24)$$

ここで

$L^{\downarrow}$  : 下向き大気放射量(MJ/(m<sup>2</sup>・h))

$\sigma$  : Stefan-Boltzmann の定数(MJ/(m<sup>2</sup>・K<sup>4</sup>・h))

$T$  : 地上の気温(K)

$TD$  : 地上の露点温度 (°C)

$C$  : 大気放射量に対する雲の影響を表すファクタ(-)

$SD$  : 日照率(-)

$f$  : 快晴時

$h$  : 時刻別値

$\bar{h}$  : 連続する 2 時間の平均値

$d$  : 日平均値

なお、式(22)は時刻別可照時間が 1h 未満である時間は夜間とみなして処理する。これは、日の出直後や日没直前の時刻別可照時間が 1h に満たない時間は、地形や日照計の感度特性も考慮する必要がある、時刻別日照率 $SD_h$ (日照時間/可照時間)を正しく見積もることが難しいからである。夜間の $C_h$ は日没直前の $C_h$ と日の出直後の $C_h$ を直線補間する。ただし、夜間に降雨があった場合は、その時間には $C_h$ を 0.14 とし、日没直前の $C_h$ と降雨時の $C_h$ 、日の出直後の $C_h$ をそれぞれ直線補間する。

その他の計算条件として、貯水池表面積及び底面積は 1000 m<sup>2</sup>、水深は 6m とした。また、温度予測モデルの条件として必要な貯水池の濁りによる日射の透過しやすさを考慮するための消散係数は測定されていないため、水温の計算値と実測値が最も一致する 1.0 を用いた。

### 2.3.3 計算結果と実測値との比較

2.3.1 で示した実測値及び 2.3.2 で示した計算条件で水温予測を行った計算値の比較を行う。以下に、任意の日付ごとの鉛直温度分布を比較したグラフを示す。

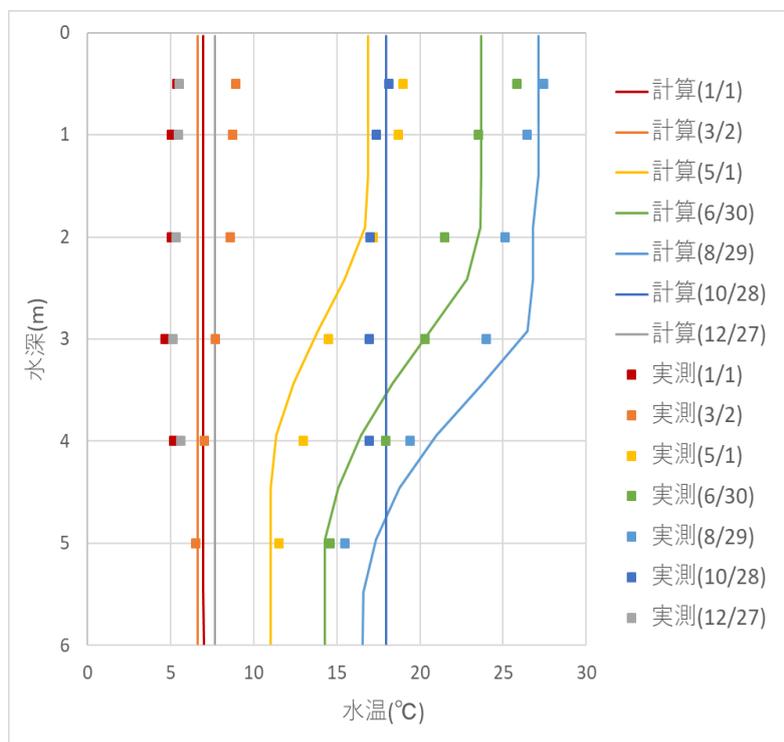


図 2-2 実測値と計算値の貯水池鉛直温度分布比較図

図 2-2 より、概ね年間を通して水温の変動を再現できているため、水温予測モデルは妥当であるといえる。

### 2.4 まとめ

第二章では、水温予測モデルについて概要及び妥当性について示した。第三章からはこのモデルを利用し、貯水池熱源利用システムの温度予測及び省エネルギー効果について検討していく。

## 第三章

熱源として利用する貯水池の

温度予測と考察

### 3.1 はじめに

本章では、貯水池を熱源として利用する場合について、システムの方式ごとに貯水池形状やシステム形状などの様々な条件について水温予測モデルによって水温予測を行い、それらの条件が熱源温度に及ぼす影響を比較し、考察する。

### 3.2 貯水池熱源利用システムの概要

今回想定した、貯水池熱源利用システムの概要をシステム方式ごとに示す。また、水温予測に必要な各種条件についても示す。

#### 3.2.1 熱交換チューブ方式

熱交換チューブ方式システムの概要図を図 3-1 に示す。貯水池の底部に熱交換チューブを設置し、ヒートポンプの冷却水の冷却に貯水池を利用するシステムである。熱交換器は並列に 5 本、トータルで 1200m の交換チューブを使用する。雨水流入範囲の面積は貯水池の表面積の 2 倍とする。

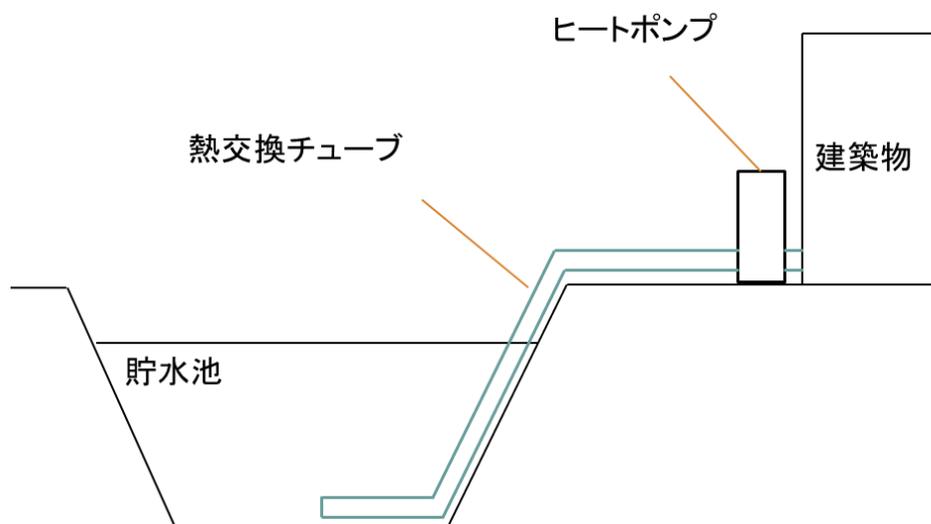


図 3-1 熱交換チューブ方式のシステム概要図

#### 3.2.2 プレート式熱交換器方式

プレート式熱交換器方式システムの概要図を図 3-2 に示す。冷凍機と貯水池の間に熱交換器を設置し、貯水池底部から貯留水をくみあげ、冷却水として用い、再び貯水池に放水するシステムである。

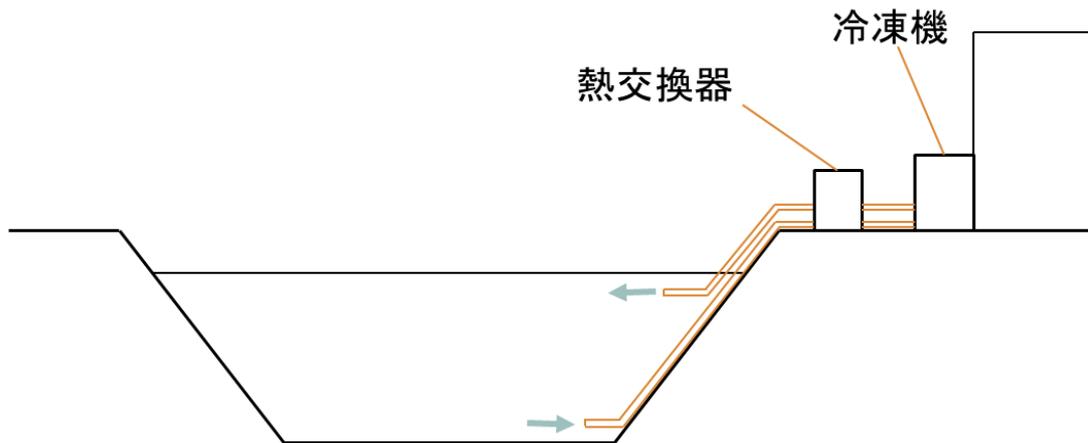


図 3-2 プレート式熱交換器方式のシステム概要図

### 3.2.3 計算条件

計算は、1年間分の気象条件を繰り返し用いて3年間分を計算し、ほぼ周期的定常状態となった最後の1年間の計算結果を採用する。気象条件については、2.3.2項で示したものと同様に、気温、平均風速、降雨量などの気象データは2012年9月から2013年9月までの東広島のアメダスデータ、日射量については広島地方気象台のデータ、大気放射量は二宮ら<sup>5)</sup>の推定法を用いて算出したものを使用した。

冷房負荷条件は、延べ床面積4300㎡の老人福祉施設を想定した。図3-3に、延べ床面積4300㎡の老人福祉施設を想定した負荷計算結果を示す。

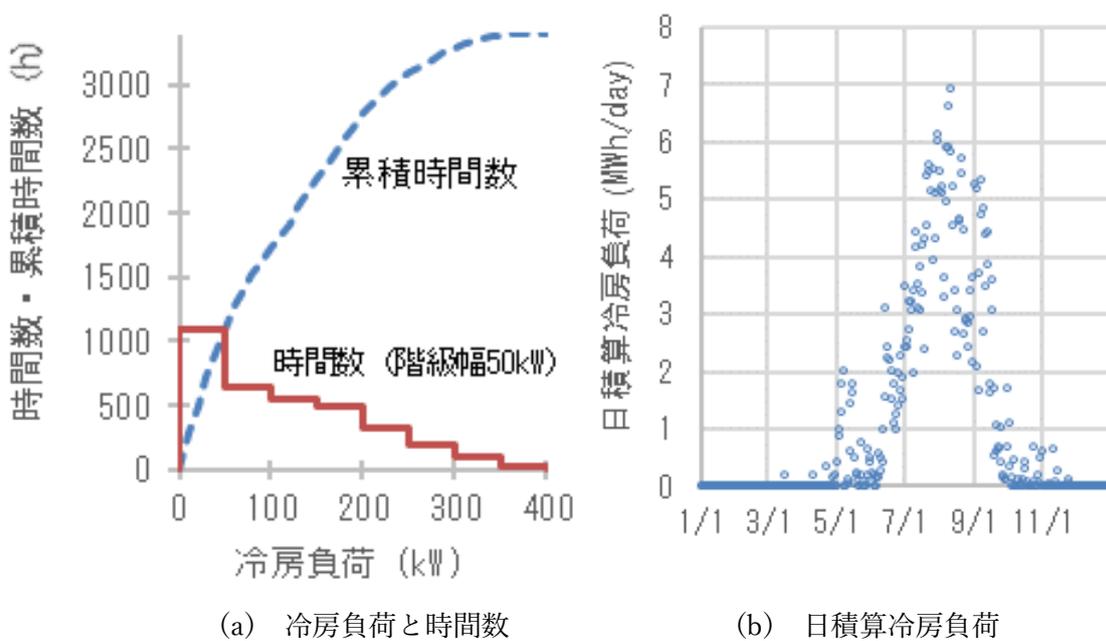


図 3-3 冷房負荷条件（延床面積4300㎡の老人福祉施設を想定した負荷計算結果）

図 3-4 に、ヒートポンプの冷房 COP と冷却水温度、負荷率との関係<sup>12)</sup>を示す。

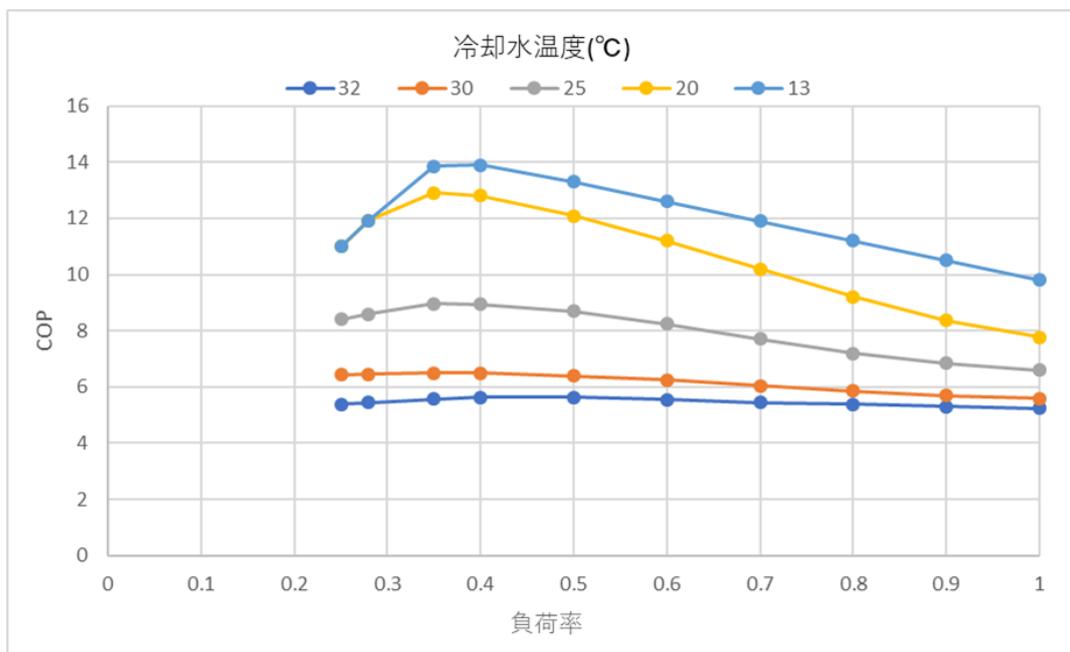


図 3-4 冷却水温度別ヒートポンプの COP と負荷率の関係図

### 3.3 熱交換チューブ方式に関する貯水池水温の計算結果

#### 3.3.1 計算条件

以下に熱交換チューブ方式で検討した計算条件をそれぞれ示す。

表 3-1 貯水池計算条件 1-1 (貯水池容積の影響)

貯水池	水深	6, 8, 10, 12 m
	表面積、底面積	A : 10000, 5000 m <sup>2</sup>
		B : 20000, 10000 m <sup>2</sup>
		C : 40000, 20000 m <sup>2</sup>
チューブ素材		ステンレス

計算条件 1-1 では、貯水池容積の影響を確認するため、貯水池水深を 6m、8m、10m、12m、貯水池表面積と底面積は 2 対 1 と仮定し A、B、C のパターンでそれぞれ組み合わせで計算を行った。(表 3-1)

表 3-2 貯水池計算条件 1-2 (熱交換チューブ材質の影響)

貯水池	水深	6, 8, 10 m
	表面積、底面積	20000, 10000 m <sup>2</sup>
	チューブ素材	ステンレス, 高密度ポリエチレン管

計算条件 1-2 では、熱交換器チューブの材質にステンレスと、ステンレスよりも比較的安価な材料である高密度ポリエチレン管を想定し、その影響を確認する。表面積及び底面積は 20000 m<sup>2</sup>、10000 m<sup>2</sup>で固定とし、貯水池水深は 6m、8m、10m としてそれぞれを組み合わせ、計算を行った。(表 3-2)

また、それぞれのチューブ材質の詳細を、表 3-3 に示す。

表 3-3 チューブ材質の詳細

	外径	配管肉厚	熱伝導率
ステンレス	40 mm	2 mm	16.3 W/mK
高密度ポリエチレン管	42 mm	3.9 mm	0.4 W/mK
	熱交換チューブ全長		
ステンレス	600, 1200, 2400, 4800 m		
高密度ポリエチレン管	2400, 4800, 9600 m		

### 3.3.2 貯水池容量の影響

計算条件 1-1 (表 3-1) の貯水池容積の影響についての計算結果を示す。

#### 1) 貯水池水深 6m、貯水池面積 A, B, C

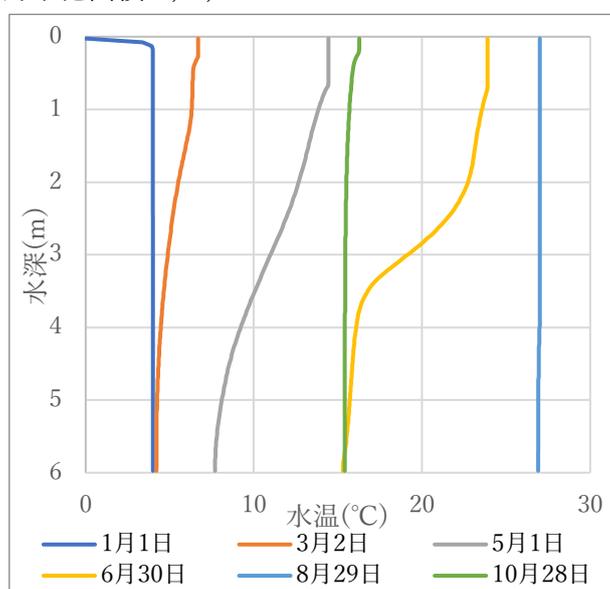


図 3-5 日別鉛直温度分布 (水深 6m、面積 A)

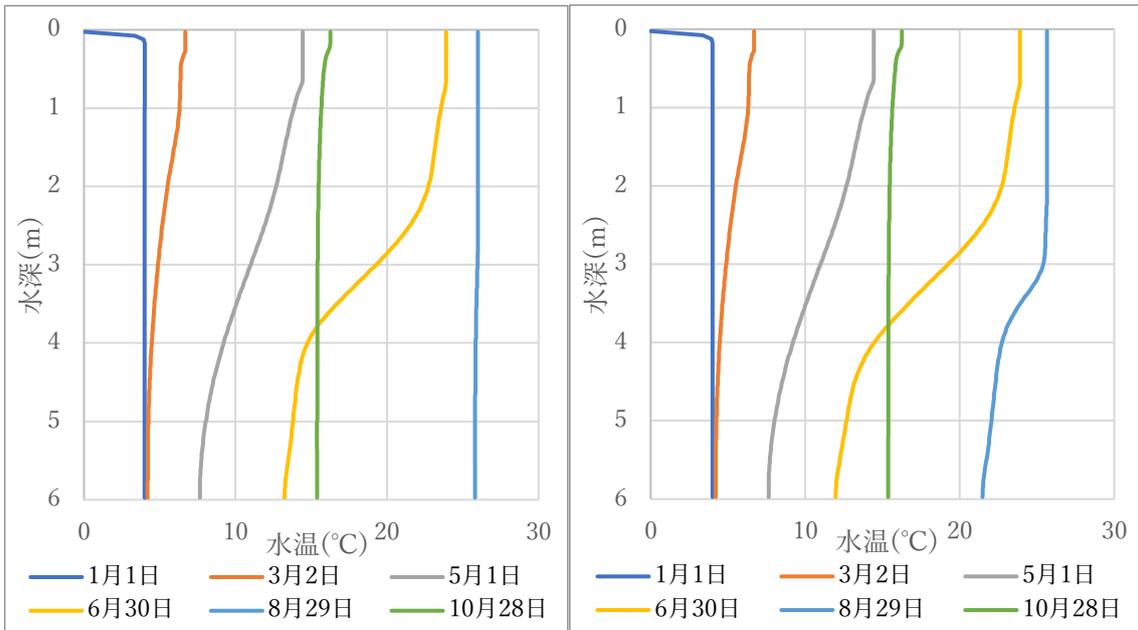


図 3-6 日別鉛直温度分布(水深 6m、面積 B) 図 3-7 日別鉛直温度分布(水深 6m、面積 C)

2) 貯水池水深 8m、貯水池面積 A, B, C

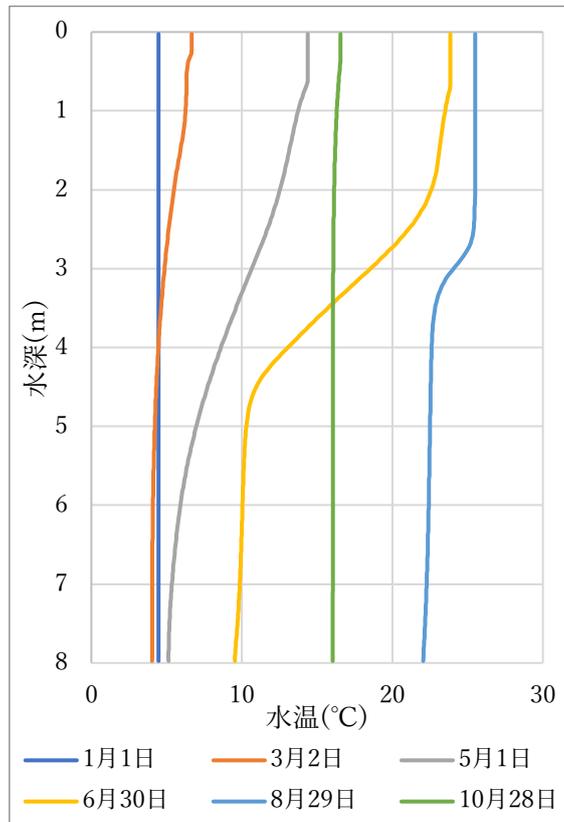


図 3-8 日別鉛直温度分布 (水深 8m、面積 A)

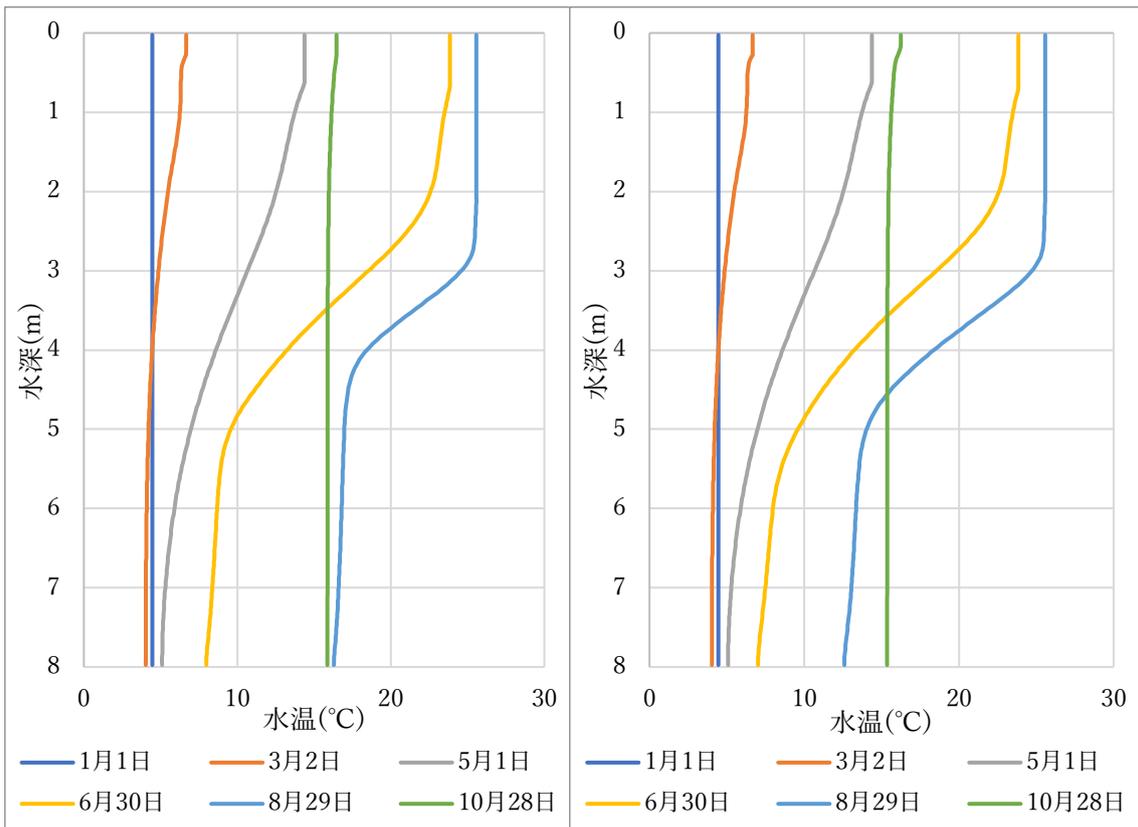


图 3-9 日别鉛直温度分布(水深 8m、面積 B) 图 3-10 日别鉛直温度分布(水深 8m、面積 C)

3) 貯水池水深 10m、貯水池面積 A, B, C

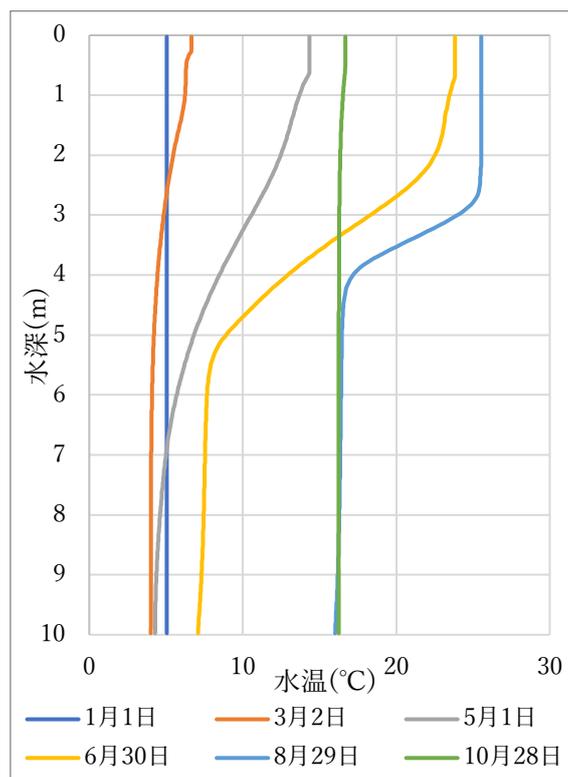


图 3-11 日别鉛直温度分布 (水深 10m、面積 A)

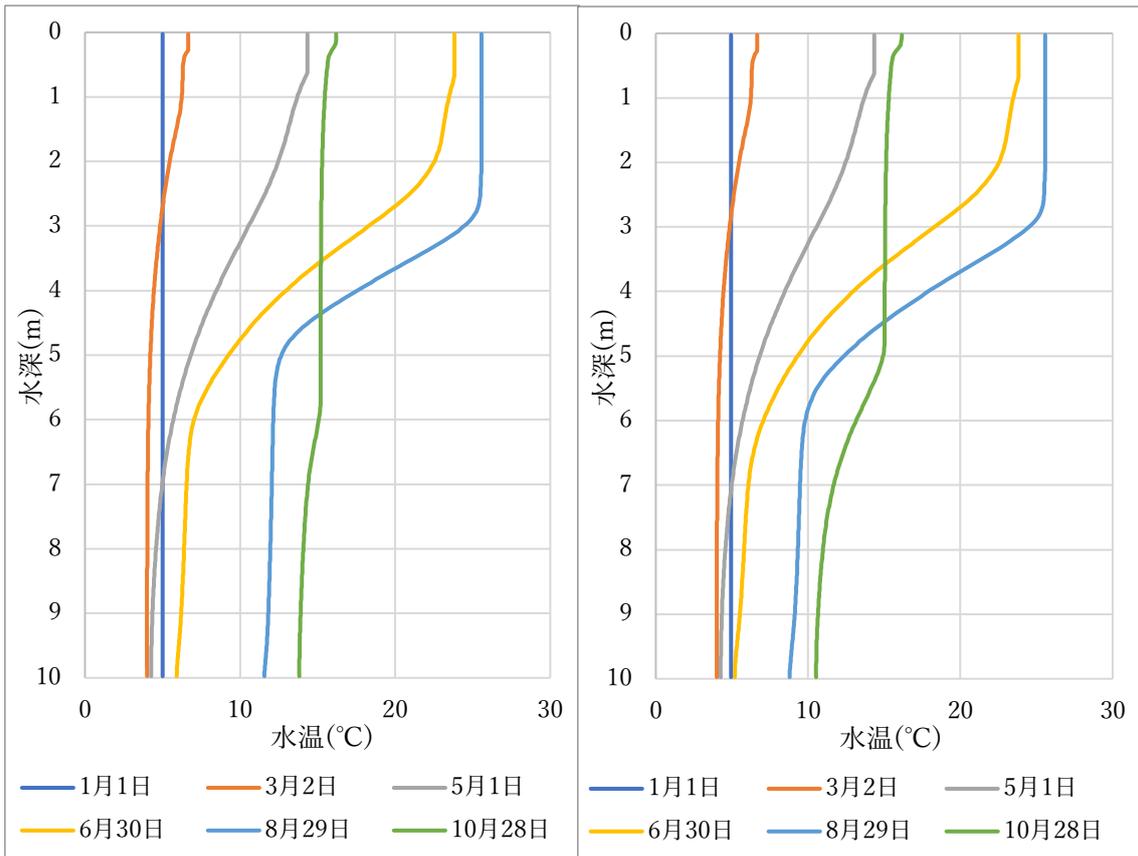


图 3-12 日別鉛直温度分布(水深 10m、面積 B)

图 3-13 日別鉛直温度分布(水深 10m、面積 C)

4) 貯水池水深 12m、貯水池面積 A, B, C

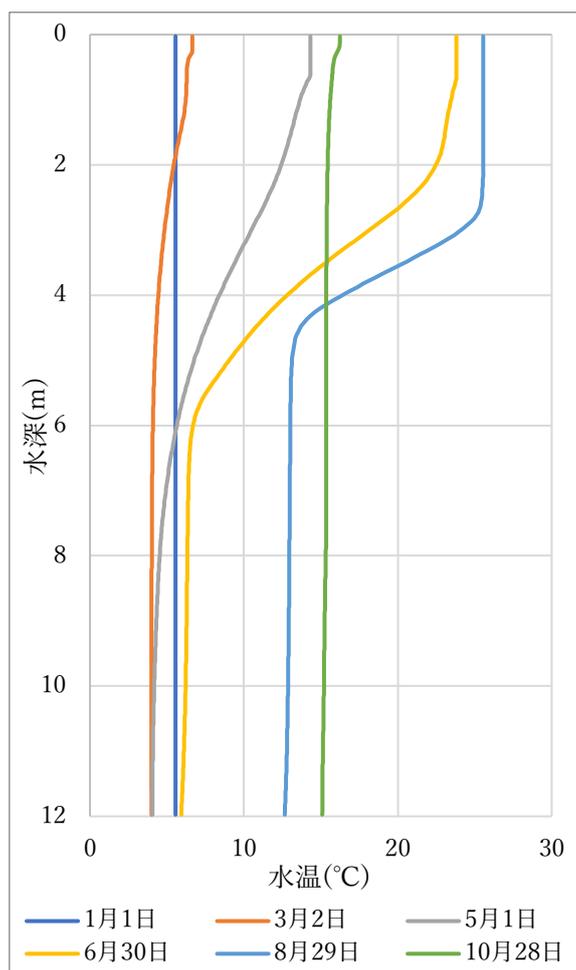


図 3-14 日別鉛直温度分布 (水深 12m、面積 A)

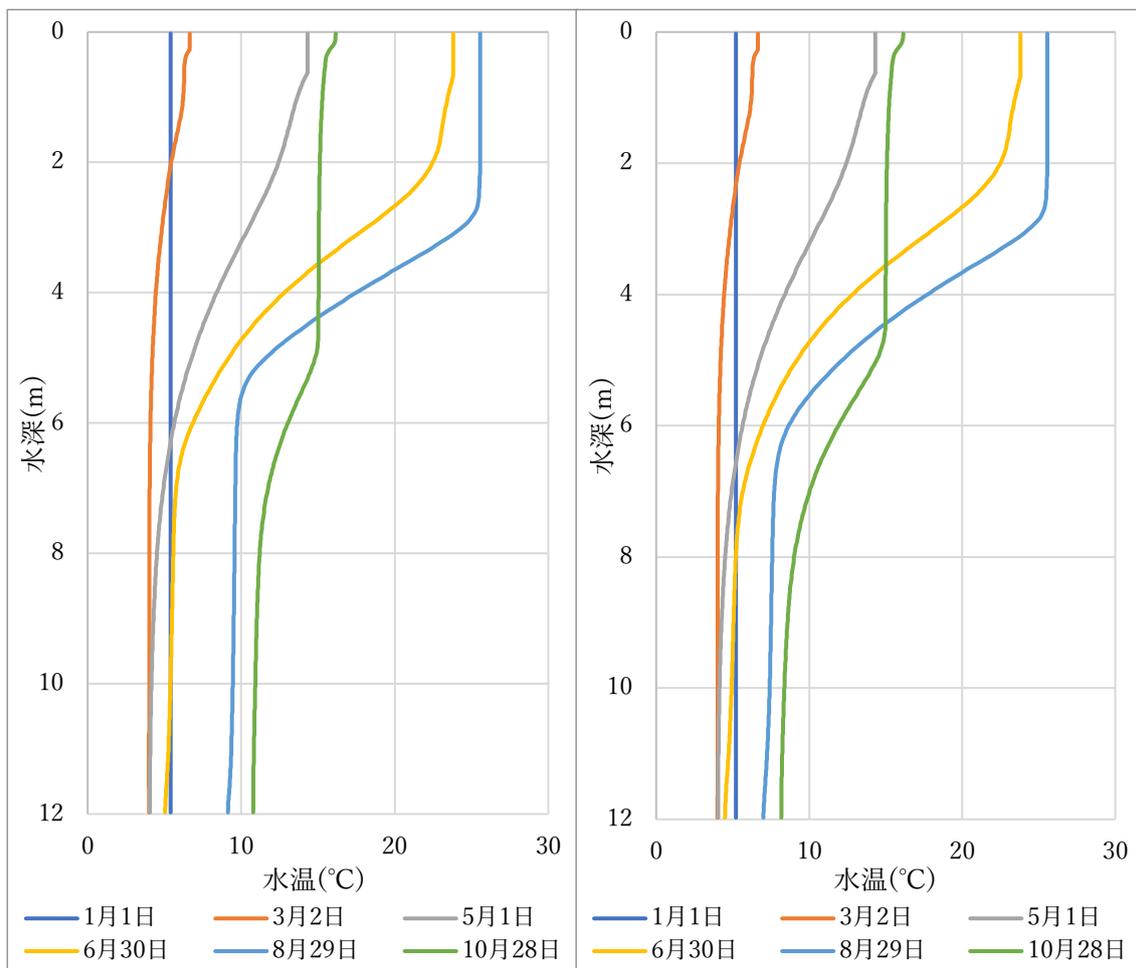


図 3-15 日別鉛直温度分布(水深 12m、面積 B) 図 3-16 日別鉛直温度分布(水深 12m、面積 C)

図 3-5 から図 3-16 に条件ごとの日別鉛直温度分布を示した。水深 6m のとき、面積条件 A 及び B の場合では 5 月から 6 月末にかけて若干の温度成層が形成されたが、8 月の夏季には温度成層は形成されず、鉛直温度分布はほぼ一様となった。面積条件 C の十分容積が大きい場合には、水深 6m でも夏季に若干の温度成層が形成されていることが分かる。

水深 8m のとき、面積条件 A の場合にも 8 月夏季において若干の温度成層が形成され、面積条件 B 及び C の場合では、8 月夏季にもはっきりと温度成層が形成された。夏季における貯水池底部の温度は 15°C 前後となっており、比較的低温を保っている。

水深 10m 及び 12m の場合では、温度成層ははっきりと形成されており、水深 12m、面積条件 C ですべての期間で貯水池底部は 10°C 以下となった。

また、図 3-6 の水深 6m、面積 B の貯水池温度分布と図 3-14 の水深 12m、面積 A の貯水池温度分布を比較すると、同じ貯水池容量でも水深が深いほど比較的早い時期から温度成層が形成されており、貯水池底部の水温も低く推移することが分かる。

### 3.3.3 熱交換器チューブ材質の影響

計算条件 1-2 (表 3-2) の熱交換チューブ材質の影響についての計算結果を示す。ここで、ステンレスを s、高密度ポリエチレン管を p として表し、後ろの数字は熱交換器全長を表している。

#### 1) 水深 6m、s-600, 1200, 2400, 4800

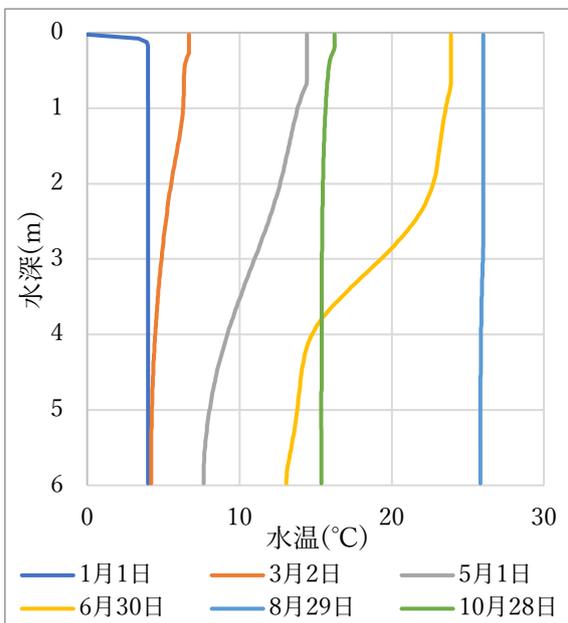


図 3-17 日別鉛直温度分布(水深 6m、s600)

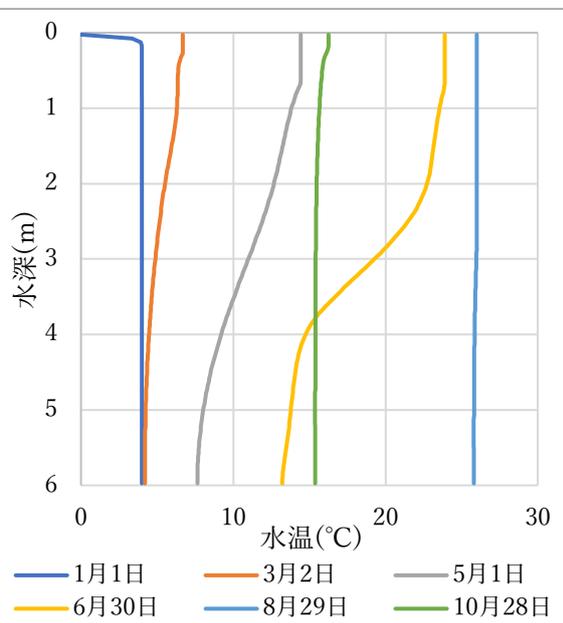


図 3-18 日別鉛直温度分布(水深 6m、s1200)

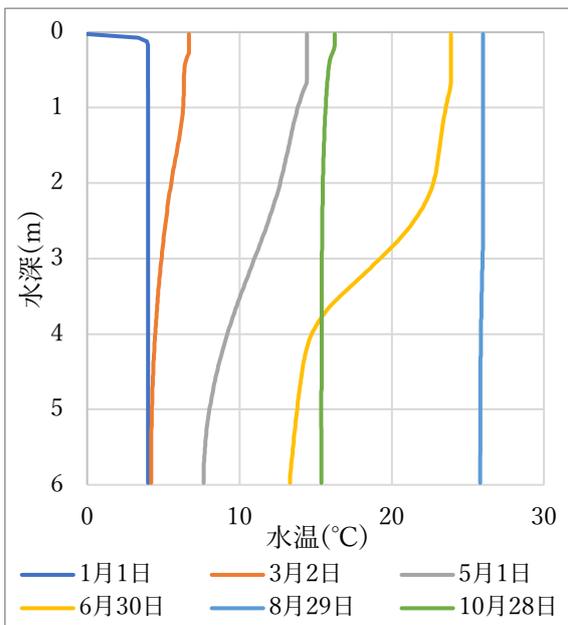


図 3-19 日別鉛直温度分布(水深 6m、s2400)

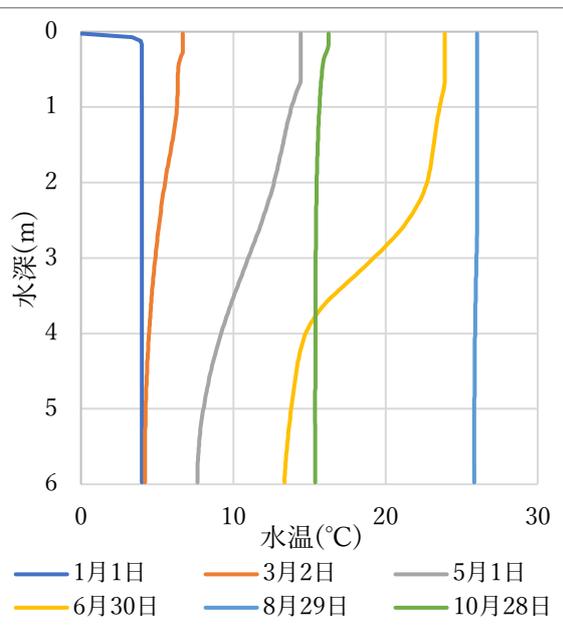


図 3-20 日別鉛直温度分布(水深 6m、s4800)

2) 水深 6m、p-2400, 4800, 9600

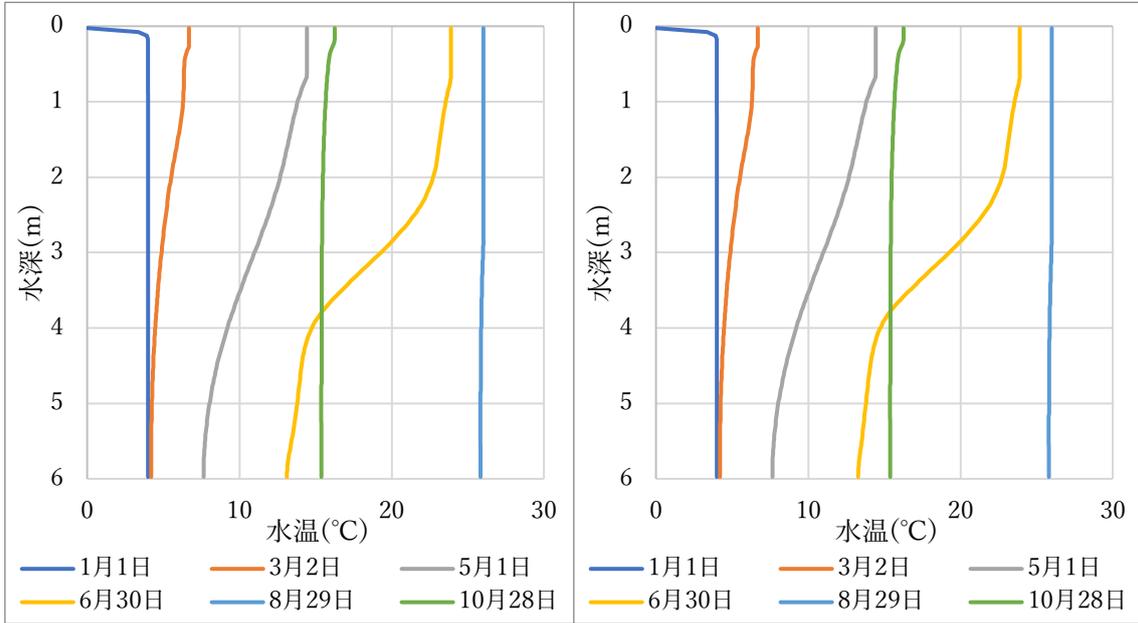


图 3-21 日別鉛直温度分布(水深 6m、p2400) 图 3-22 日別鉛直温度分布(水深 6m、p4800)

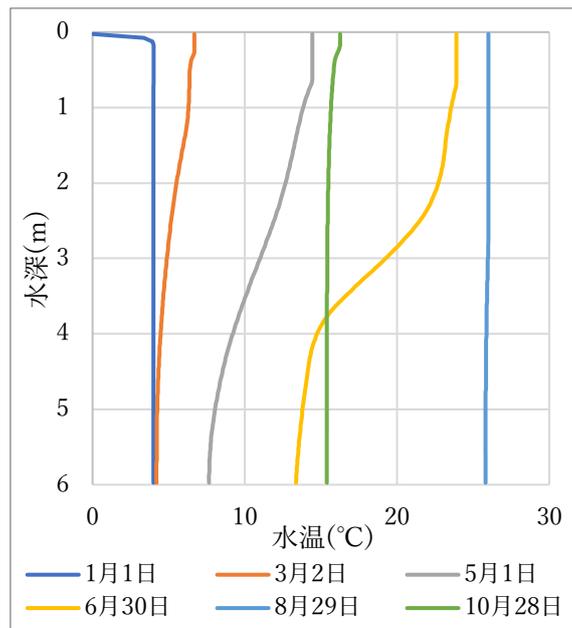


图 3-23 日別鉛直温度分布(水深 6m、p9600)

3) 水深 8m、s-600, 1200, 2400, 4800

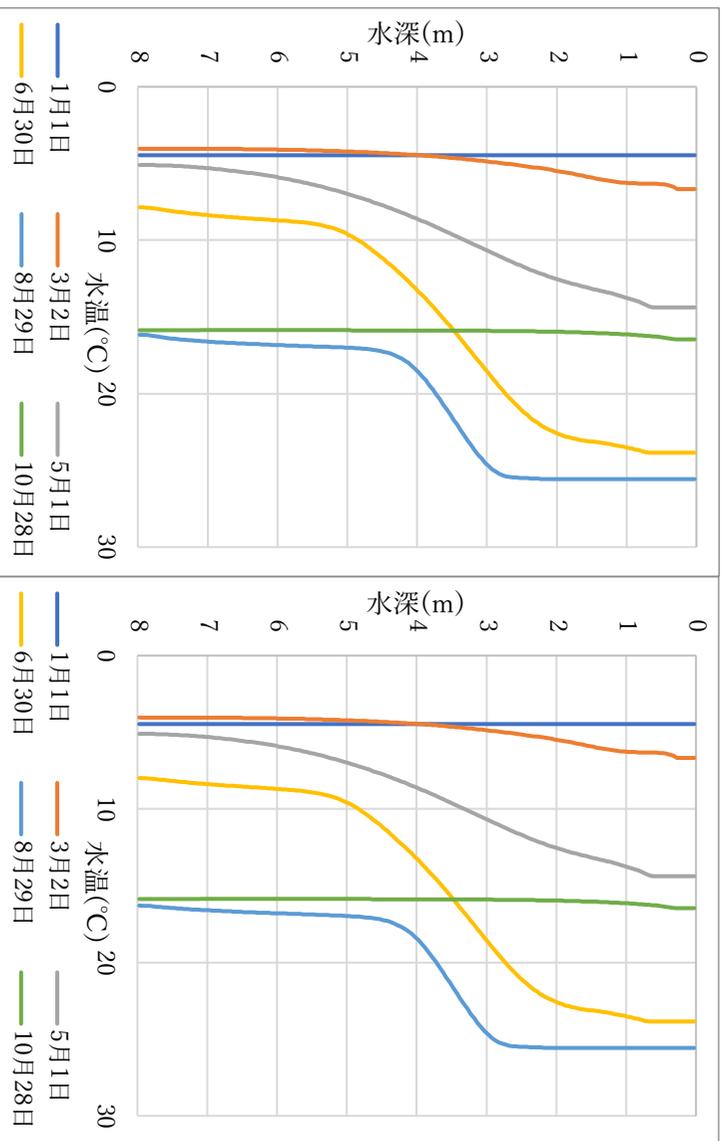


図 3-24 日別鉛直温度分布(水深 8m、s600)

図 3-25 日別鉛直温度分布(水深 8m、s1200)

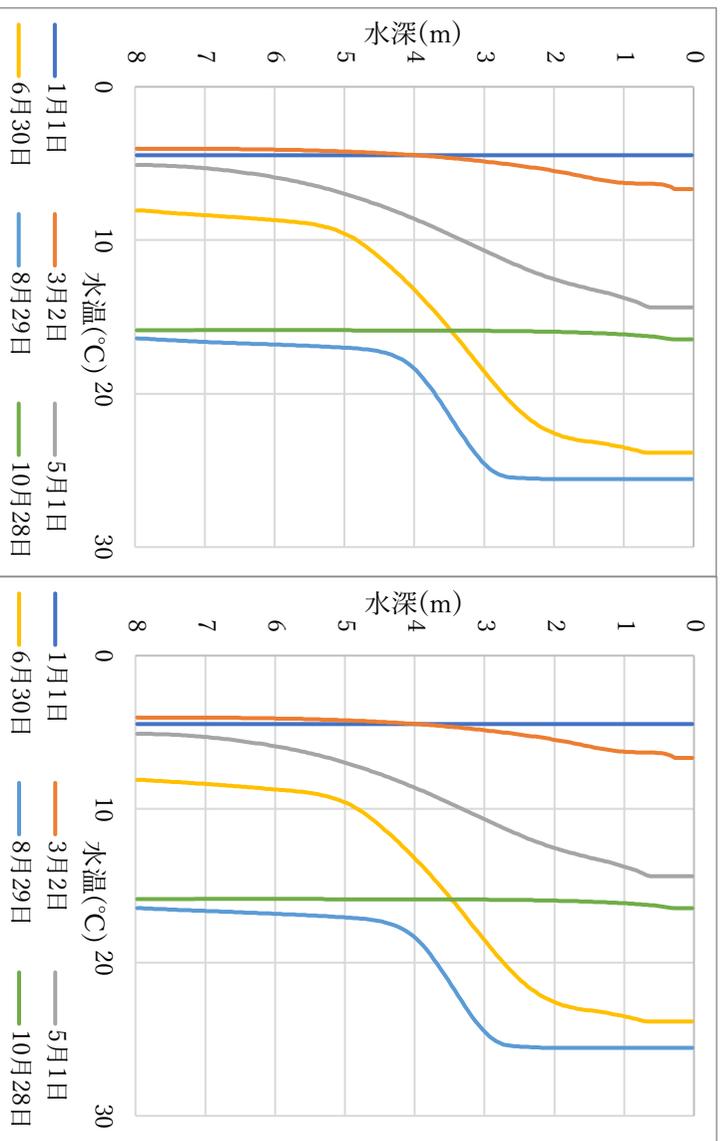


図 3-26 日別鉛直温度分布(水深 8m、s2400)

図 3-27 日別鉛直温度分布(水深 8m、s4800)

4) 水深 8m、p-2400, 4800, 9600

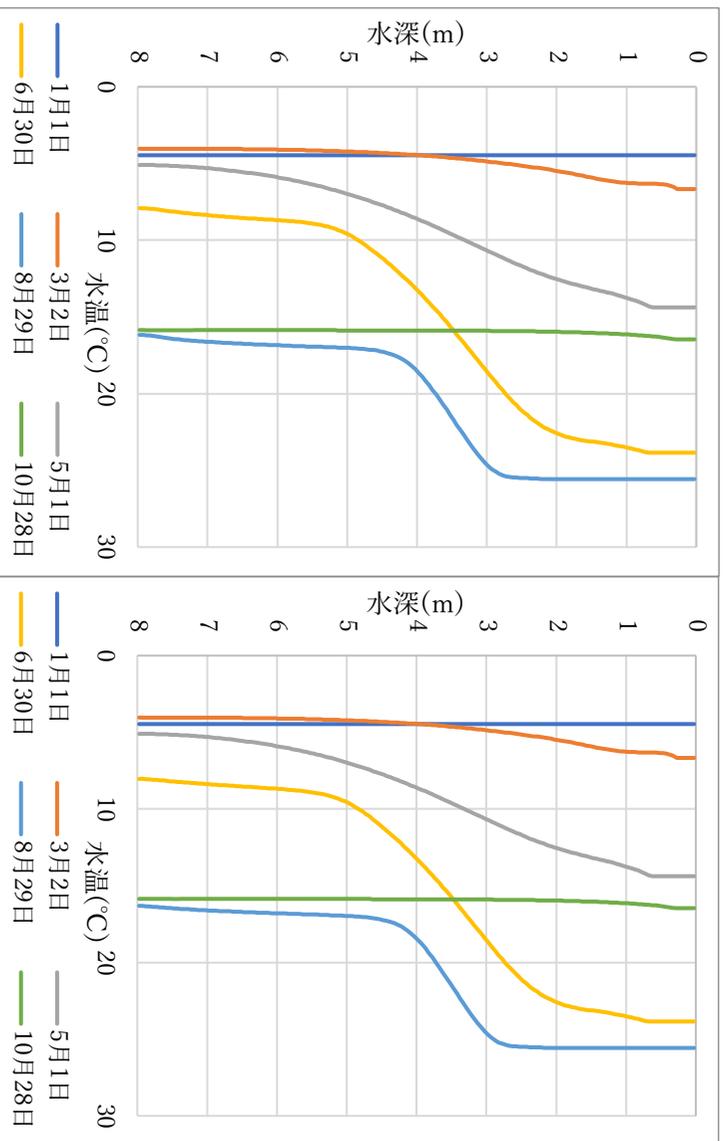


图 3-28 日别鉛直温度分布(水深 8m、p2400) 图 3-29 日别鉛直温度分布(水深 8m、p4800)

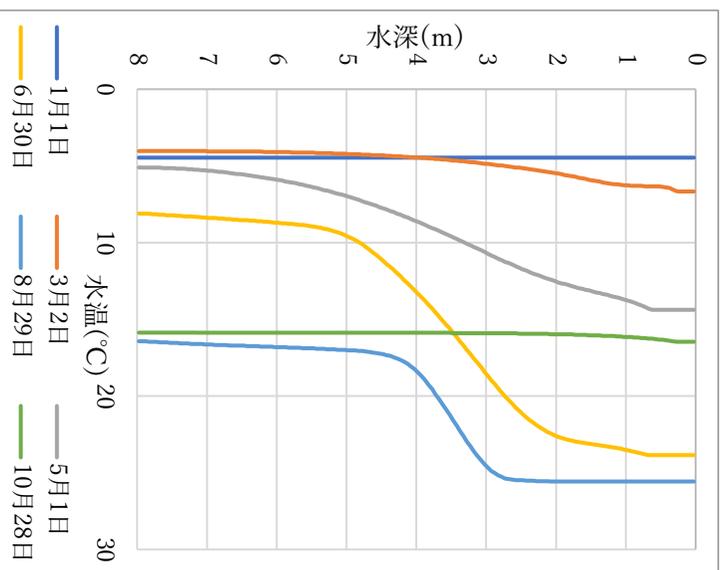


图 3-30 日别鉛直温度分布(水深 8m、p9600)

5) 水深 10m、s-600、1200、2400、4800

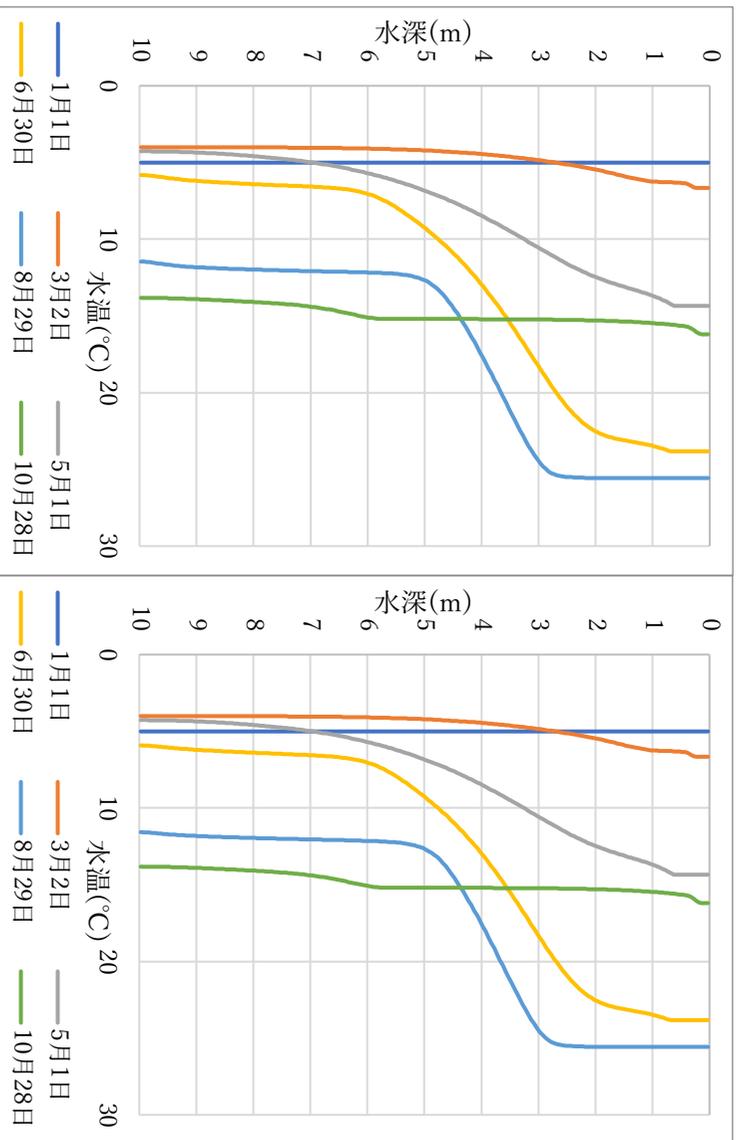


図 3-31 日別鉛直温度分布(水深 10m、s600) 図 3-32 日別鉛直温度分布(水深 10m、s1200)

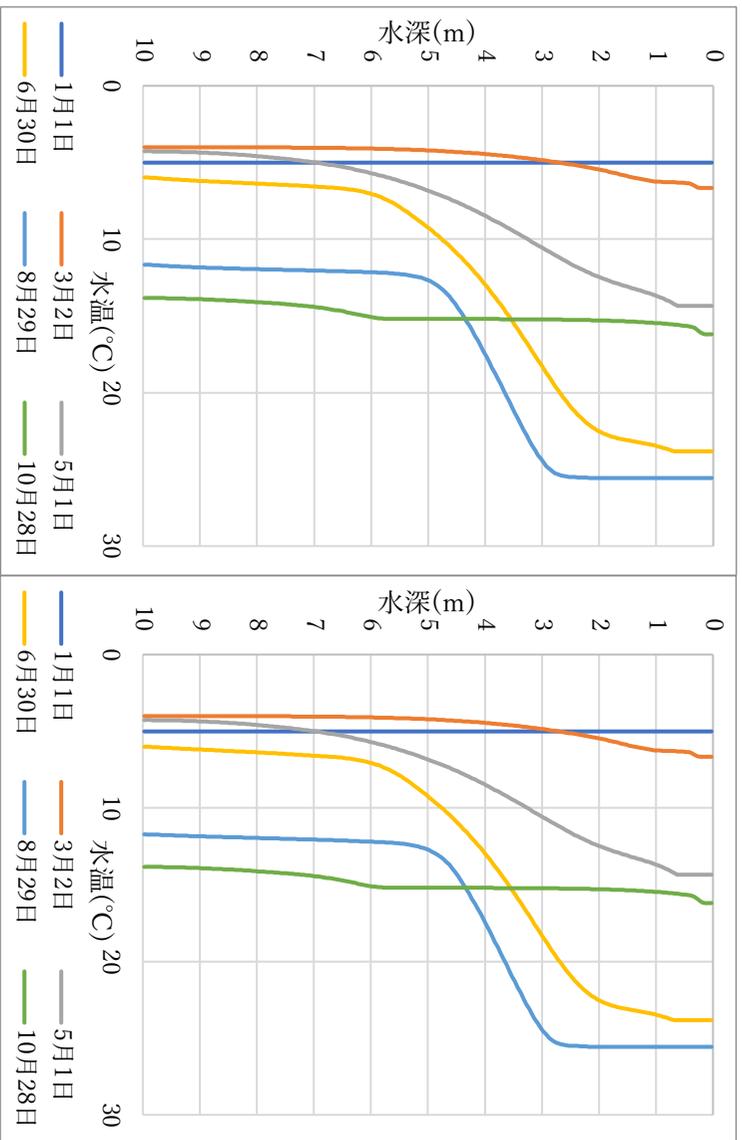


図 3-33 日別鉛直温度分布(水深 10m、s2400) 図 3-34 日別鉛直温度分布(水深 10m、s4800)

6) 水深 10m、p-2400, 4800, 9600

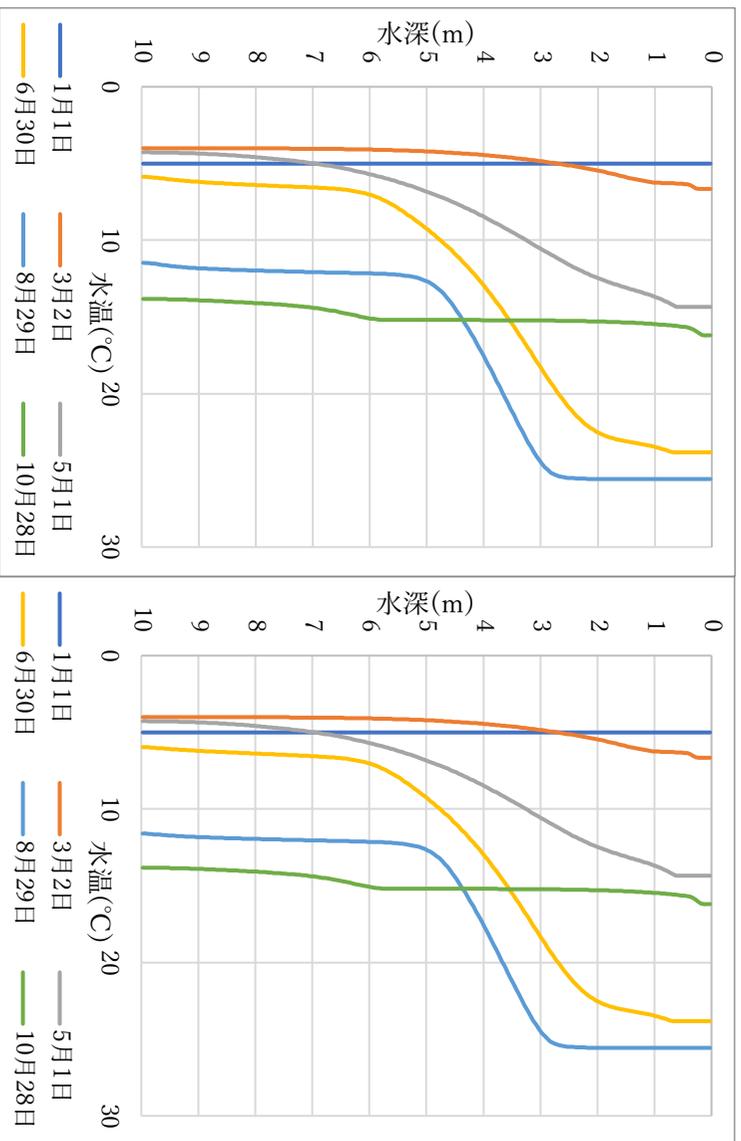


図 3-35 日別鉛直温度分布(水深 10m、p2400) 図 3-36 日別鉛直温度分布(水深 10m、p4800)

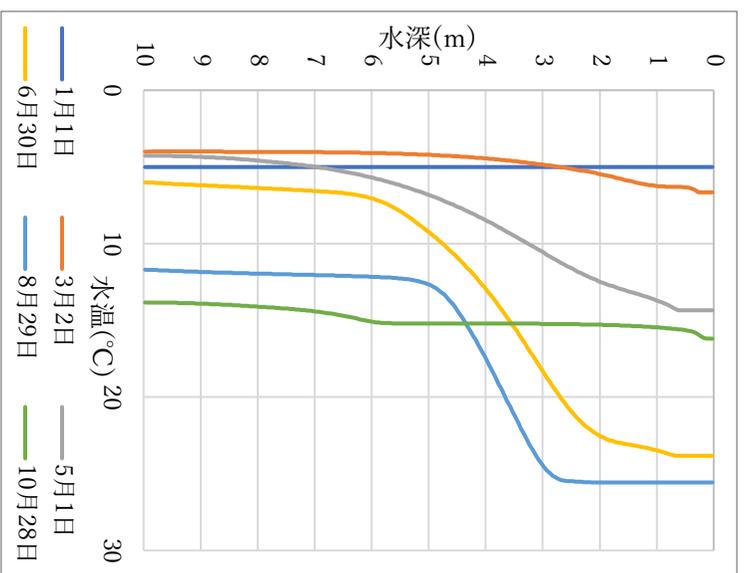


図 3-37 日別鉛直温度分布(水深 10m、p9600)

図 3-17 から図 3-37 にそれぞれ条件ごとの日別温度分布を示した。水深 6、8、10m のすべての水深条件において、熱交換器チューブ材質及び全長の違いによる貯水池水温への大きな影響は見られなかった。

### 3.4 プレート式熱交換器方式に関する貯水池水温の計算結果

#### 3.4.1 計算条件

以下に、プレート式熱交換器方式で検討した計算条件をそれぞれ示す。

表 3-4 貯水池計算条件 2-1 (貯水池容量の影響)

貯水池	水深	6, 8, 10, 12 m
	表面積、底面積	A : 10000, 5000 m <sup>2</sup>
		B : 20000, 10000 m <sup>2</sup>
		C : 40000, 20000 m <sup>2</sup>
	取水位置	貯水池底面から 0.5m の地点
	還水位置	貯水池表面から 0.5m の地点
	温度	取水温度+5°C

計算条件 2-1 では、貯水池容量の影響を確認するため、貯水池水深を 6m、8m、10m、12m、貯水池表面積と底面積は 2 対 1 と仮定し A、B、C のパターンでそれぞれ組み合わせで計算を行った。(表 3-4)

表 3-5 貯水池計算条件 2-2 (還水位置の影響)

貯水池	水深	6, 8, 10 m
	表面積、底面積	10000, 5000 m <sup>2</sup>
	取水位置	貯水池底面から 0.5m の地点
	還水位置	貯水池底面から 0.5m の地点から 1.0m ごと
	温度	取水温度+5°C

計算条件 2-2 では、還水位置の影響を確認するため、貯水池水深を 6m、8m、10m、還水位置を貯水池底面から 0.5m の地点から 1.0m ごとに変化させ、それぞれを組み合わせで計算を行った。(表 3-5)

表 3-6 貯水池計算条件 2-3 (貯水池形状の影響)

貯水池	水深	5, 5.5, 6, 6.5, 7, 7.5, 8, 9, 10, 11, 12, 15m
表面積、底面積(A)		A-1 : 10000, 10000 m <sup>2</sup>
		A-2 : 20000, 20000 m <sup>2</sup>
		A-3 : 40000, 40000 m <sup>2</sup>
表面積、底面積(B)		B-1 : 5000, 2500 m <sup>2</sup>
		B-2 : 10000, 5000 m <sup>2</sup>
		B-3 : 20000, 10000 m <sup>2</sup>
		B-4 : 40000, 20000 m <sup>2</sup>
表面積、底面積(C)		C-1 : 10000, 0 m <sup>2</sup>
		C-2 : 20000, 0 m <sup>2</sup>
		C-3 : 40000, 0 m <sup>2</sup>
取水位置		貯水池底面から 0.5m の地点
還水位置		貯水池中間地点
温度		取水温度+5°C

計算条件 2-3 では、貯水池形状の影響を確認するため、貯水池水深と表面積及び底面積を表 3-6 のように変化させ、それぞれを組み合わせ、計算を行った。

貯水池形状は、表面積及び底面積の面積条件 A は表面積と底面積が同面積、面積条件 B は表面積と底面積の比率が 2:1、面積条件 C は底面積が 0 m<sup>2</sup> の四角錐型とした。

### 3.4.2 貯水池容量の影響

計算条件 2-1 (表 3-4) の貯水池容量の影響についての計算結果を示す。

#### 1) 貯水池水深 6m、貯水池面積 A, B, C

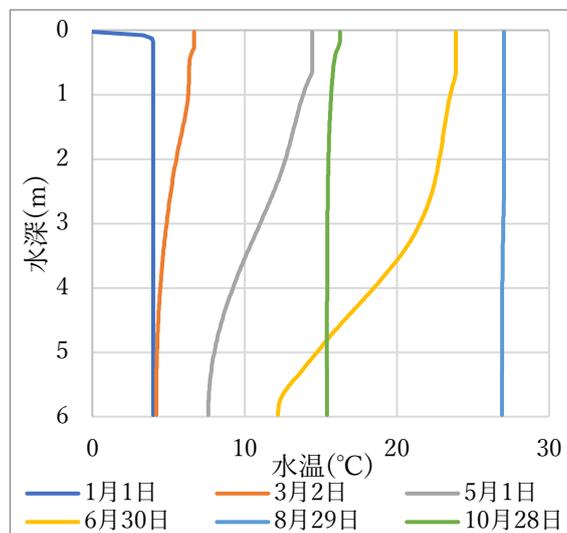


図 3-38 日別鉛直温度分布(水深 6m、面積 A)

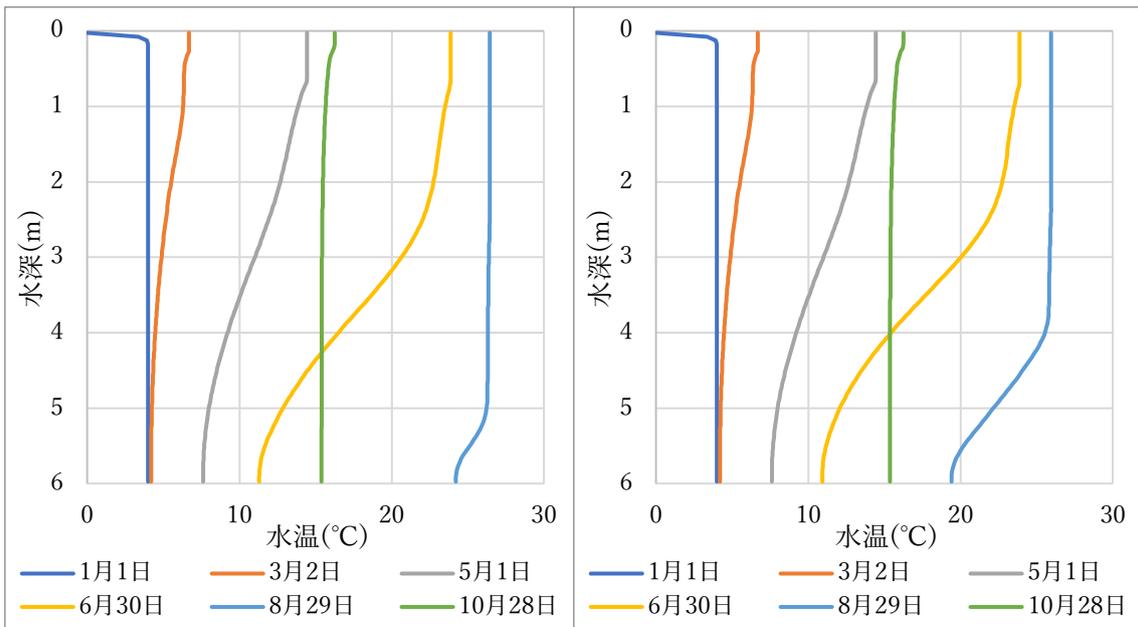


图 3-39 日别鉛直温度分布(水深 6m、面積 B) 图 3-40 日别鉛直温度分布(水深 6m、面積 C)

2) 貯水池水深 8m、貯水池面積 A, B, C

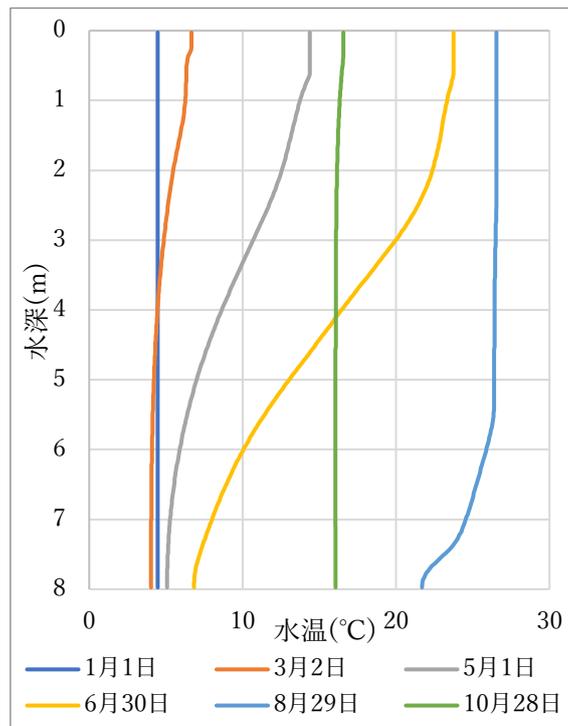


图 3-41 日别鉛直温度分布(水深 8m、面積 A)

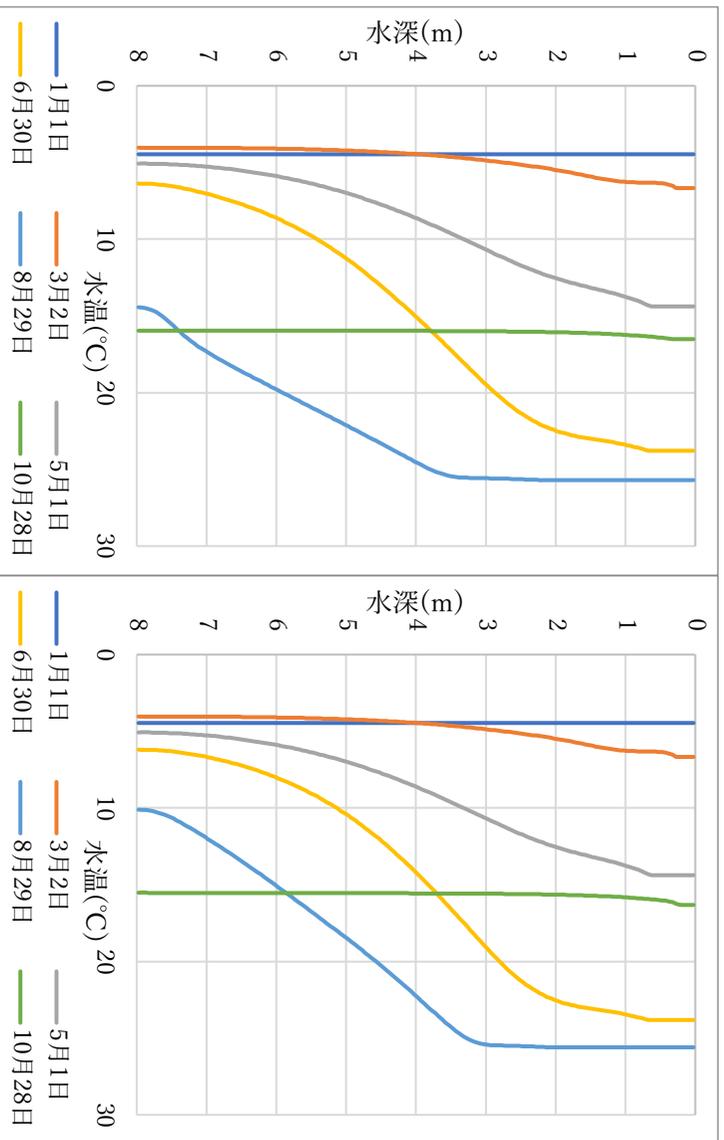


図 3-42 日別鉛直温度分布(水深 8m、面積 B) 図 3-43 日別鉛直温度分布(水深 8m、面積 C)

3) 貯水池水深 10m、貯水池面積 A, B, C

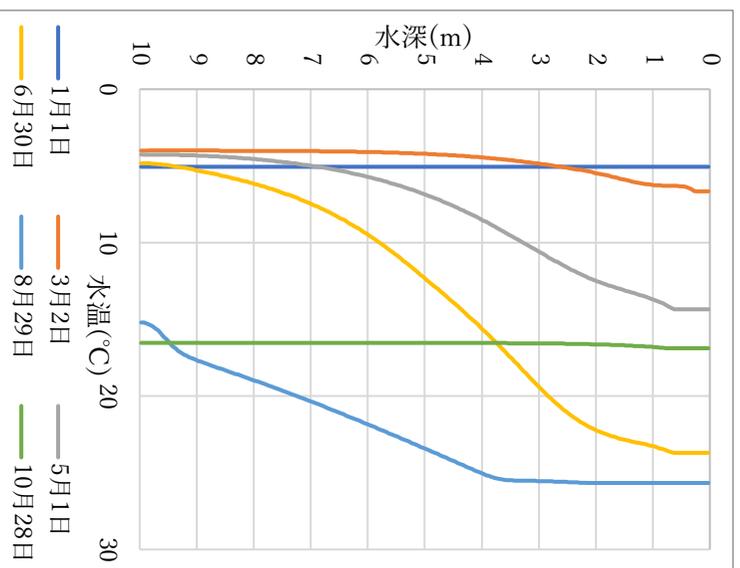


図 3-44 日別鉛直温度分布(水深 10m、面積 A)

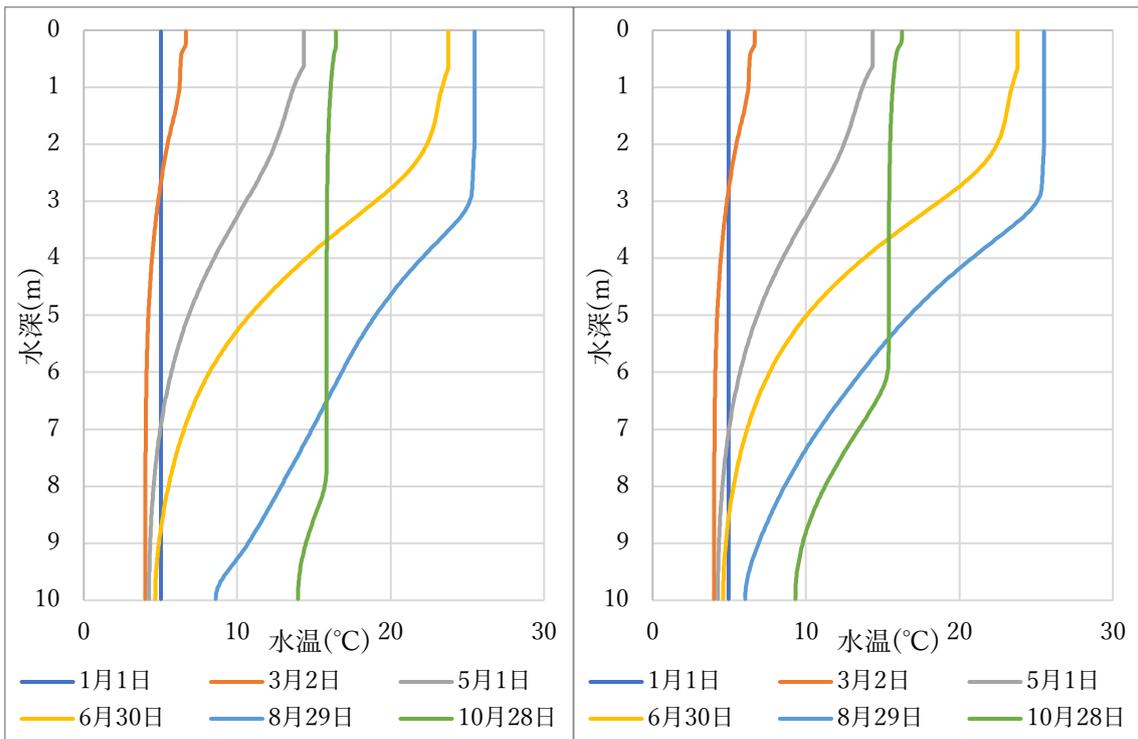


図 3-45 日別鉛直温度分布(水深 10m、面積 B) 図 3-46 日別鉛直温度分布(水深 10m、面積 C)

4) 貯水池水深 12m、貯水池面積 A, B, C

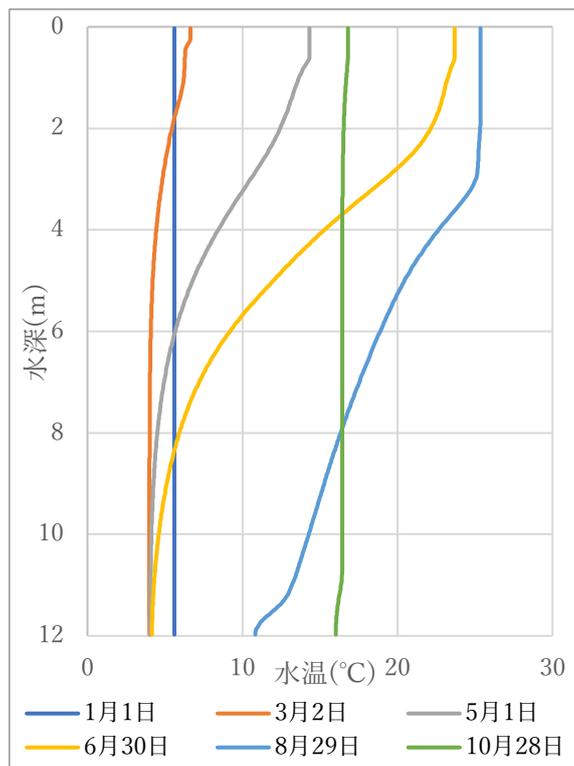


図 3-47 日別鉛直温度分布(水深 12m、面積 A)

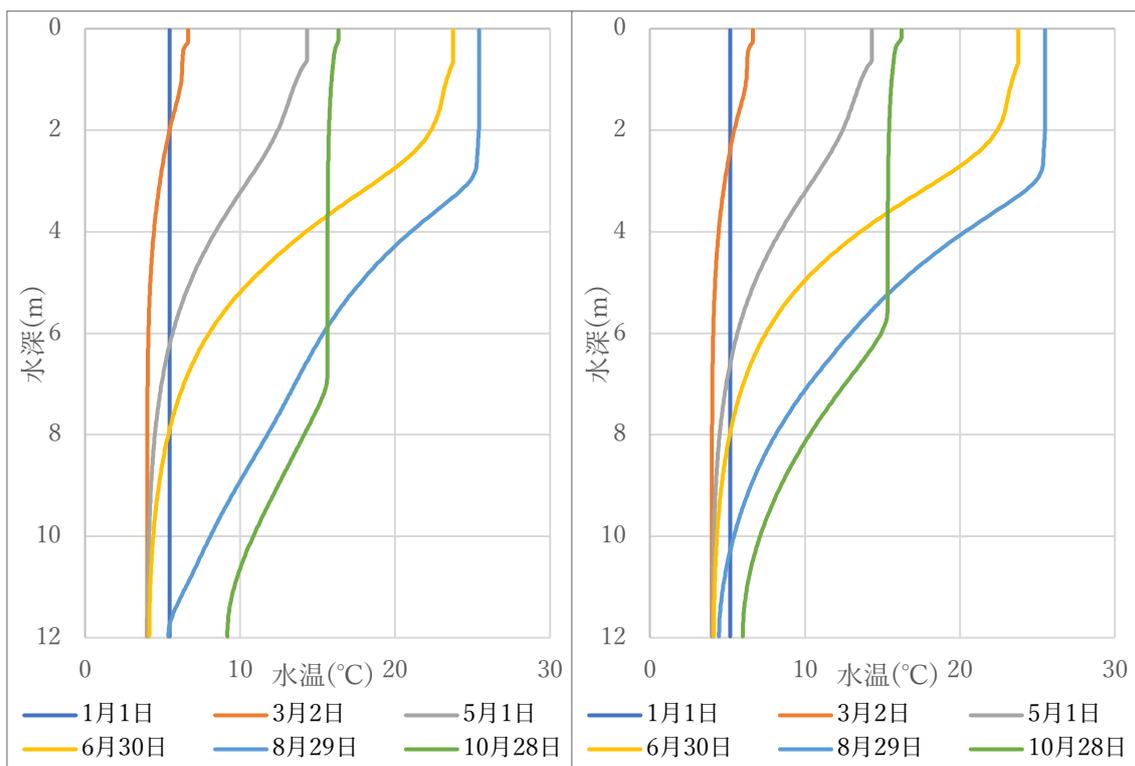


図 3-48 日別鉛直温度分布(水深 12m、面積 B) 図 3-49 日別鉛直温度分布(水深 12m、面積 C)

図 3-38 から図 3-49 にそれぞれの条件ごとの日別鉛直温度分布を示した。プレート式熱交換器方式でも、前述の熱交換チューブ方式と同様、容量が大きくなればなるほど温度成層もはっきりと形成された。水深 6m のとき、面積条件 A 及び B では 5 月から 6 月末にかけてははっきりと温度成層が形成されるが、8 月の夏季にはほぼ一様の鉛直温度分布となった。面積条件 C の十分容積が大きい場合、8 月夏季にも温度成層がみられる。

水深 8m のとき、面積条件 A の場合にも 8 月夏季において若干の温度成層が形成され、面積条件 B 及び C の場合では、8 月夏季にもはっきりと温度成層が形成された。夏季の貯水池底部の温度は、面積条件 B で約 15°C、面積条件 C で約 10°C となり、比較的低温を保っている。

水深 10m 及び 12m の場合では、どの面積条件においても温度成層ははっきりと形成されており、水深 10m、面積条件 C、水深 12m、面積条件 B 及び C において、すべての期間で貯水池底部の水温は 10°C 以下となった。

また、図 3-39 の水深 6m、面積 B の貯水池鉛直温度分布と図 3-47 の水深 12m、面積 A の貯水池鉛直温度分布を比較すると、熱交換チューブ方式と同様に、同じ貯水池容量でも水深の深いほうが温度差の大きい温度成層を形成することが分かる。

### 3.4.3 還水位置の影響

計算条件 2-2 (表 3-5) の還水位置の影響についての計算結果を示す。

#### 1) 水深 6m

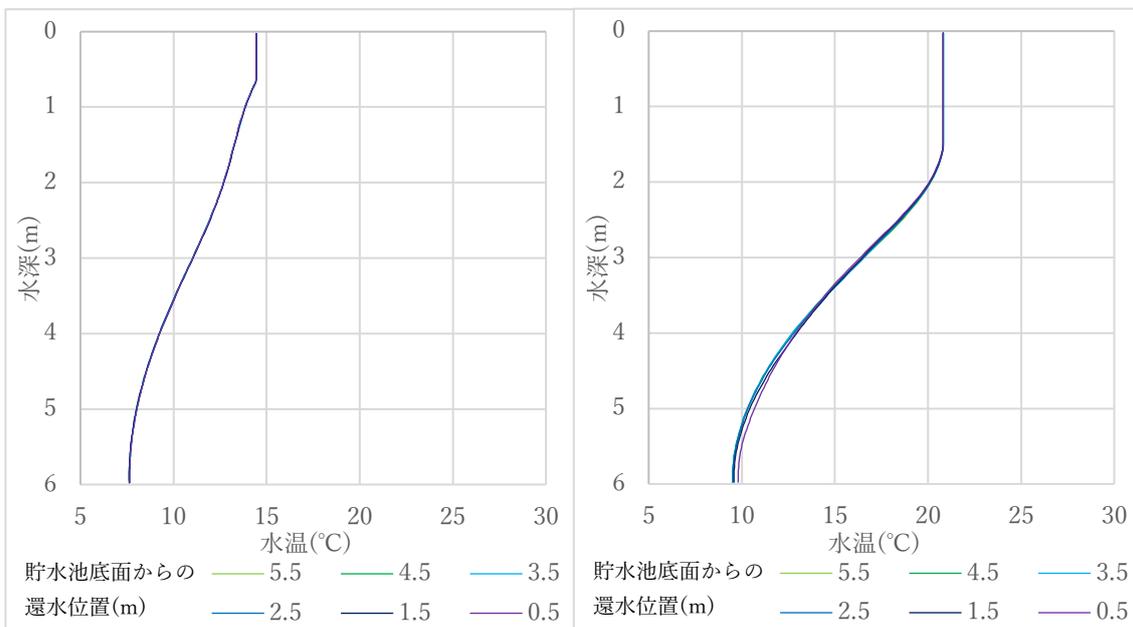


図 3-50 貯水池鉛直温度分布 (5月1日)

図 3-51 貯水池鉛直温度分布 (5月31日)

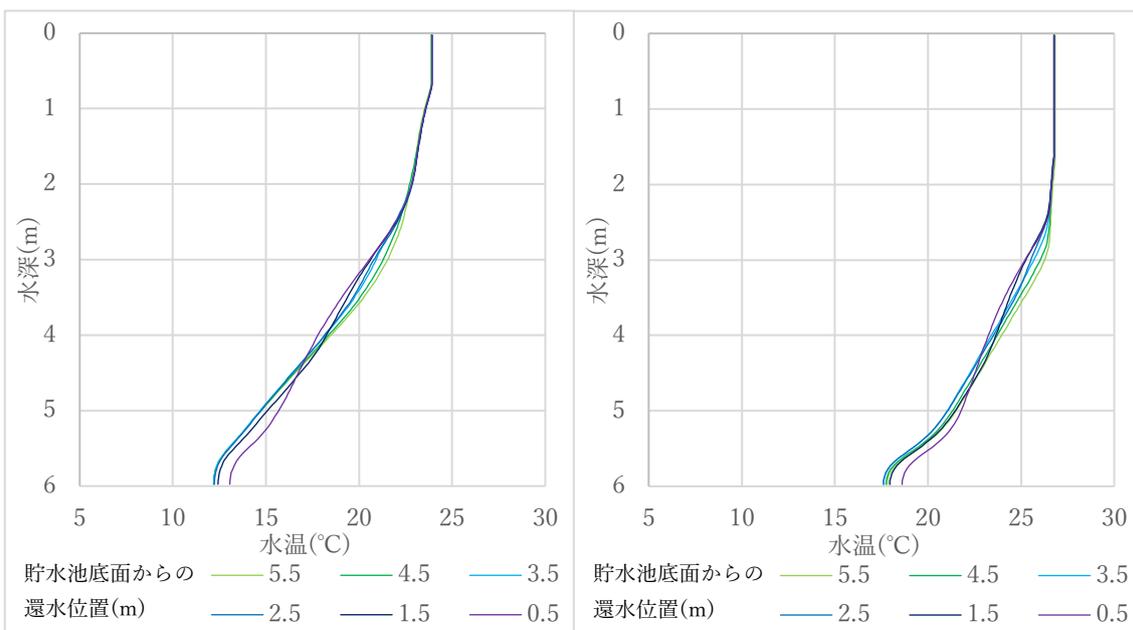


図 3-52 貯水池鉛直温度分布 (6月30日)

図 3-53 貯水池鉛直温度分布 (7月20日)

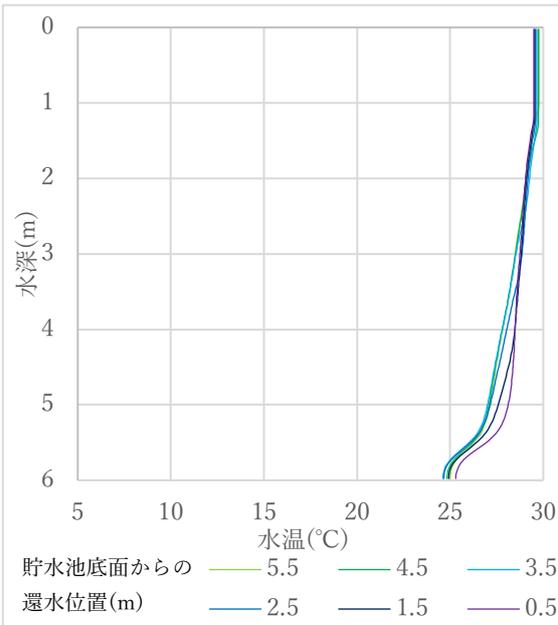


図 3-54 貯水池鉛直温度分布 (8月9日)

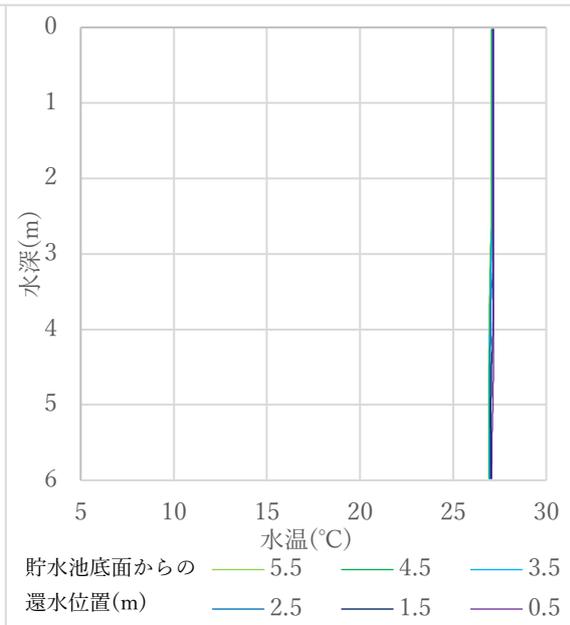


図 3-55 貯水池鉛直温度分布 (8月29日)

2) 水深 8m

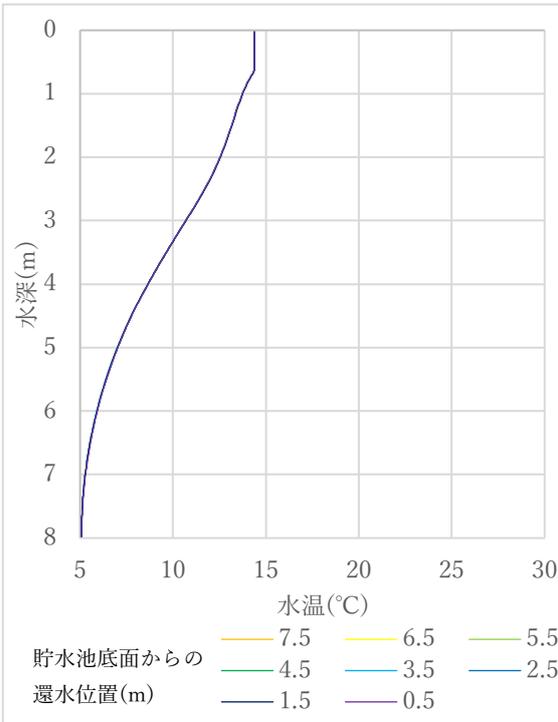


図 3-56 貯水池鉛直温度分布 (5月1日)

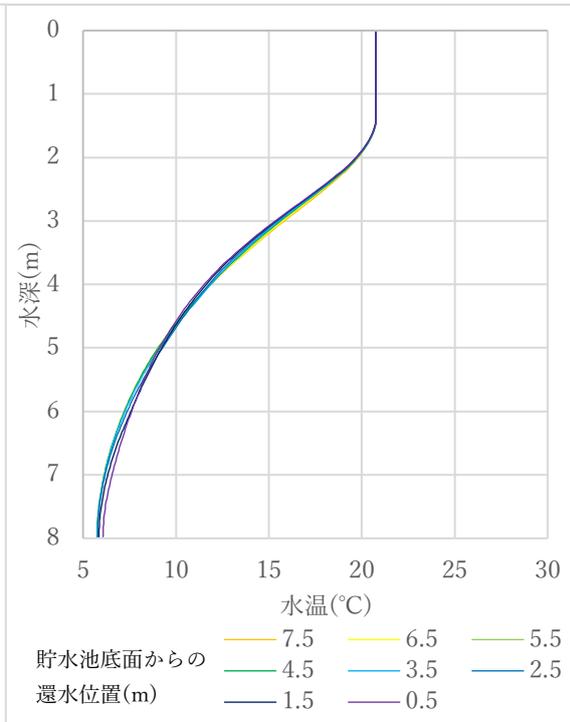


図 3-57 貯水池鉛直温度分布 (5月31日)

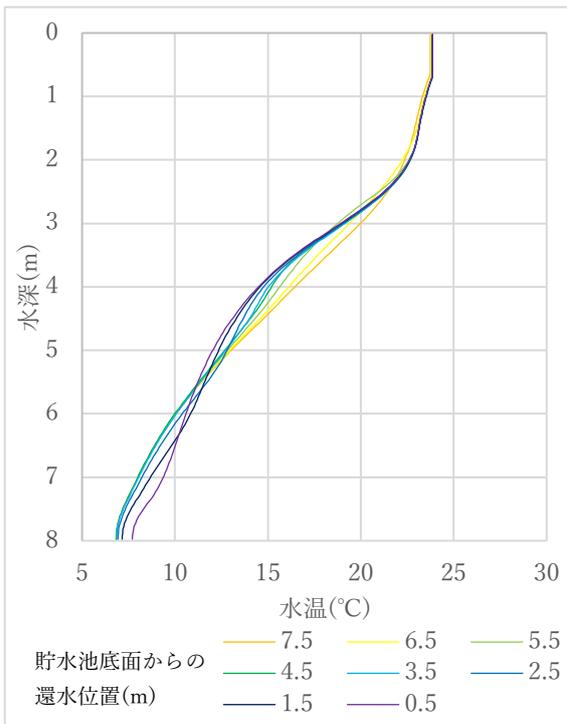


図 3-58 貯水池鉛直温度分布 (6月30日)

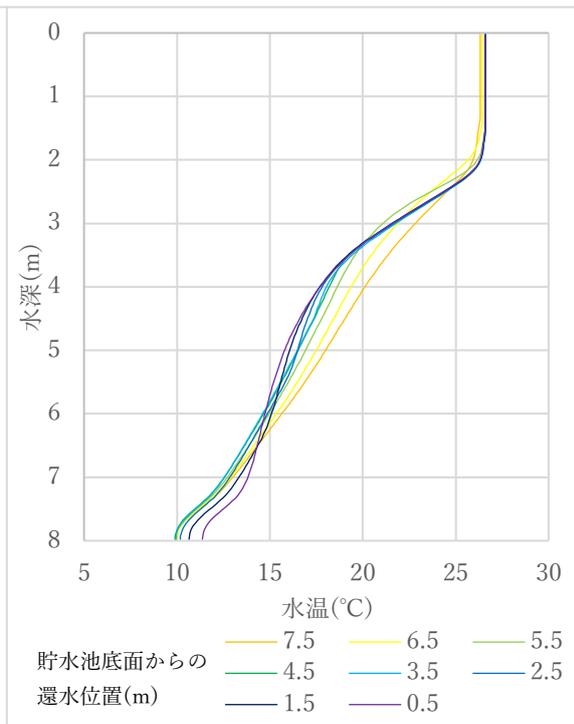


図 3-59 貯水池鉛直温度分布 (7月20日)

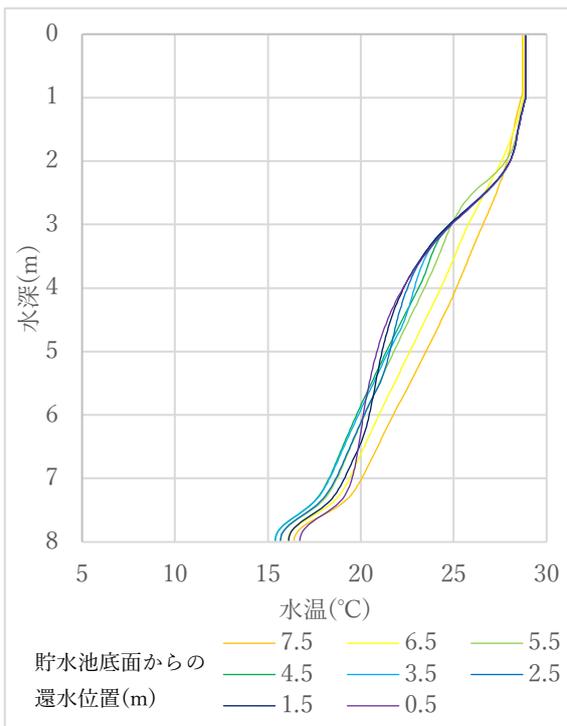


図 3-60 貯水池鉛直温度分布 (8月9日)

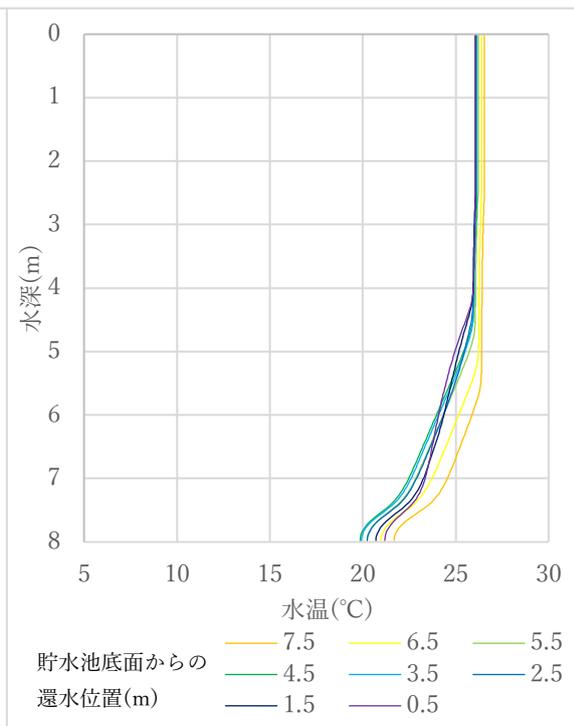


図 3-61 貯水池鉛直温度分布 (8月29日)

3) 水深 10m

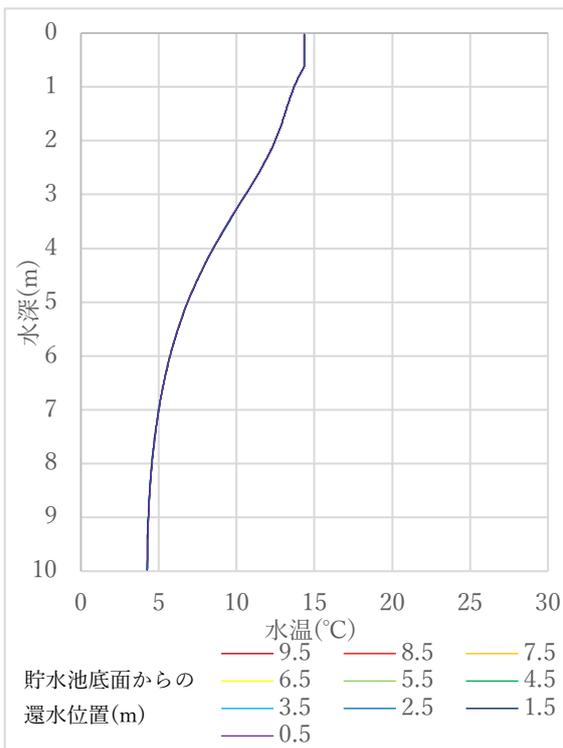


図 3-62 貯水池鉛直温度分布 (5月1日)

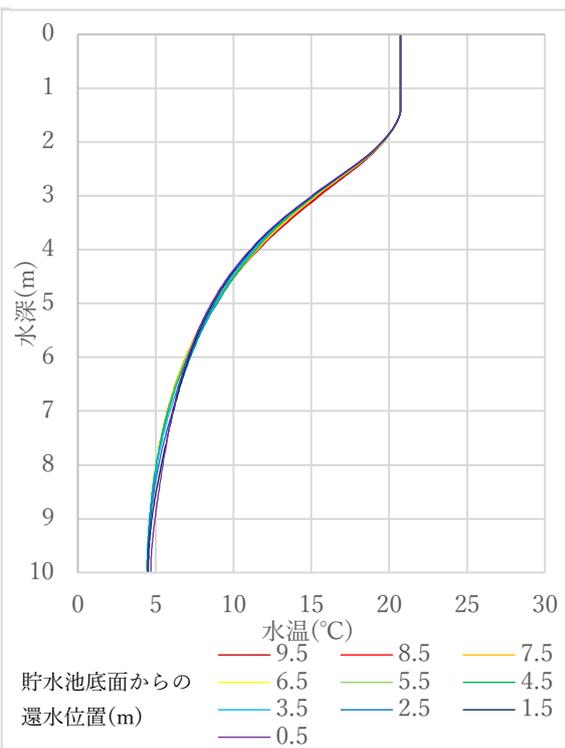


図 3-63 貯水池鉛直温度分布 (5月31日)

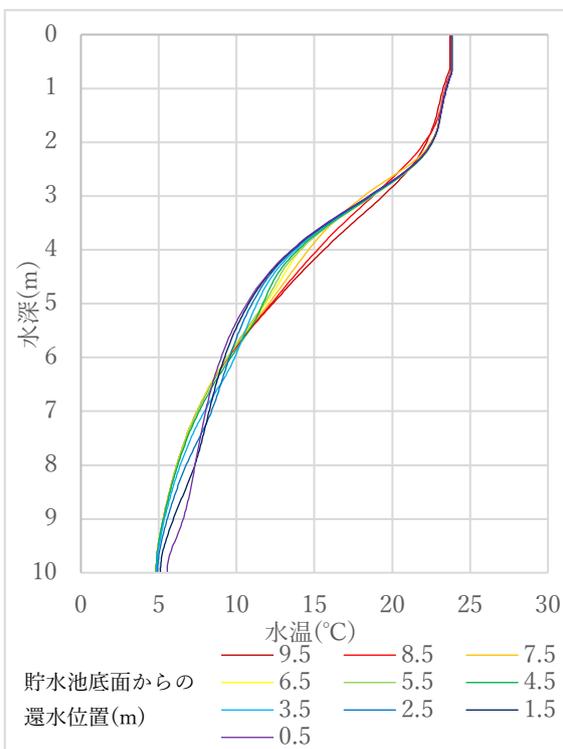


図 3-64 貯水池鉛直温度分布 (6月30日)

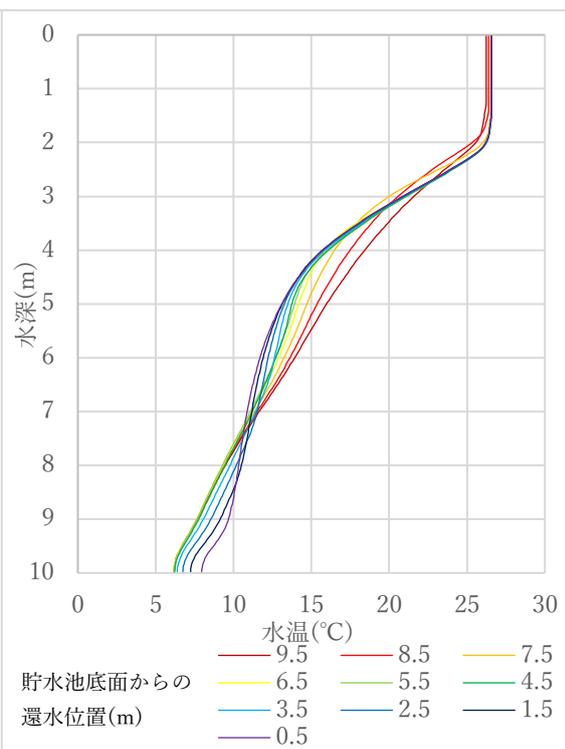


図 3-65 貯水池鉛直温度分布 (7月20日)

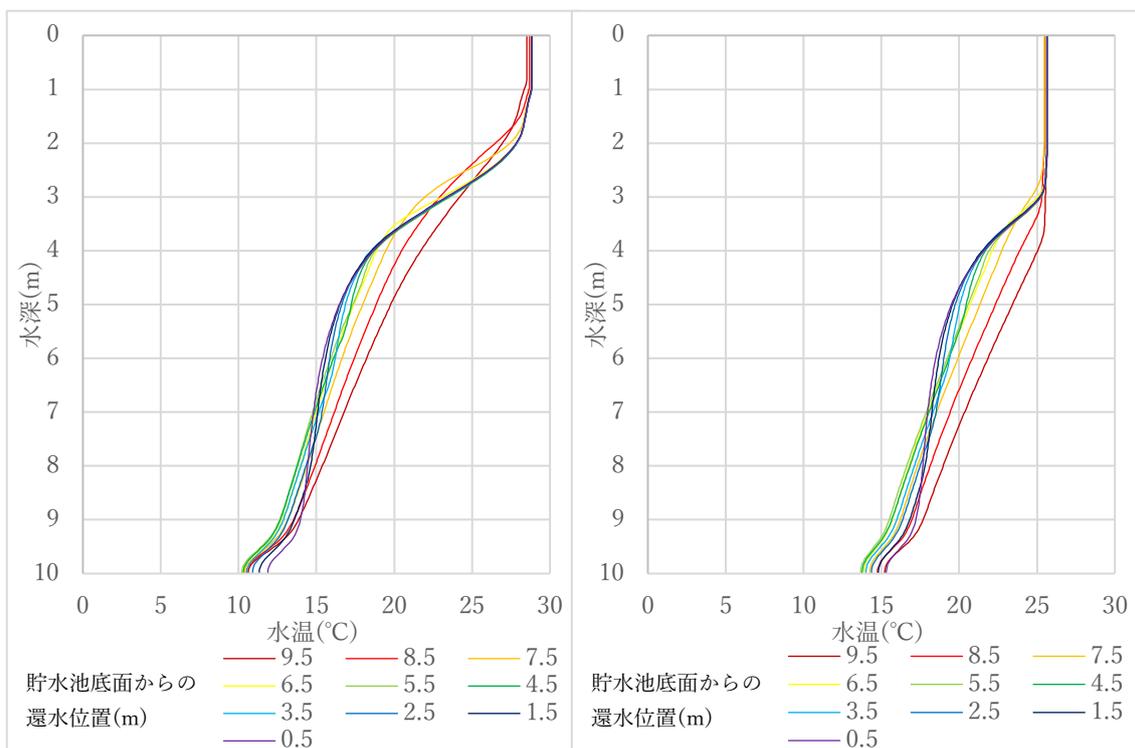


図 3-66 貯水池鉛直温度分布 (8月9日) 図 3-67 貯水池鉛直温度分布 (8月29日)

図 3-50 から図 3-67 にそれぞれ任意の日付ごとに、貯水池底面からの還水位置別の鉛直温度分布を示した。全ての水深条件において、冷房使用が開始する 5 月には還水位置の変化による影響はほぼなく、冷房の使用が盛んとなる 7 月から 8 月末にかけての期間において、還水位置の変化による影響が確認された。

図 3-59 の水深 8m における、夏季 7 月 20 日の還水位置別の貯水池鉛直温度分布から、還水位置が貯水池底面に近い場合 (底面から 0.5m、1.5m)、貯水池底面における水温が高くなるのが分かる。また、水面近くに還水する場合 (底面から 7.5m、6.5m)、水面付近の水温は若干低くなるが、貯水池中間部分の水温が高くなる。

また、図 3-68 に水深 8m の場合の還水位置 (高さ) 7.5m と 4.5m の 5 月から 8 月にかけての日別温度分布を示す。

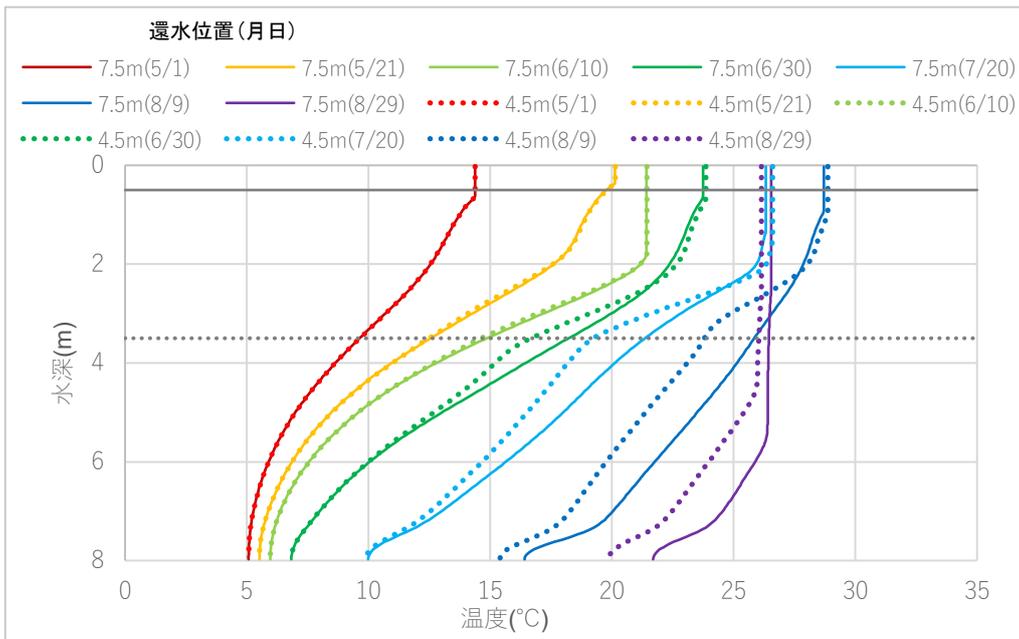


図 3-68 貯水池の鉛直温度分布の推移

貯水池表面の水温はどの時期も還水位置による差は見られないが、貯水池表面近くに還水する還水位置 7.5m の結果と比較して、還水位置 4.5m の計算結果の方が 6 月末から 8 月初旬の間、貯水池中間地点の水温が低く推移し、7 月中旬以降の貯水池底部の水温が低く推移することが分かる。

### 3.4.4 貯水池形状の影響

計算条件 2-3 (表 3-6) の貯水池形状の影響についての計算結果を示す。ここで、冷却塔を用いた場合の冷却水温度を外気湿球温度+5°Cとした場合の結果もあわせて示した。

#### 1) 面積条件 A (表面積及び底面積が同面積)

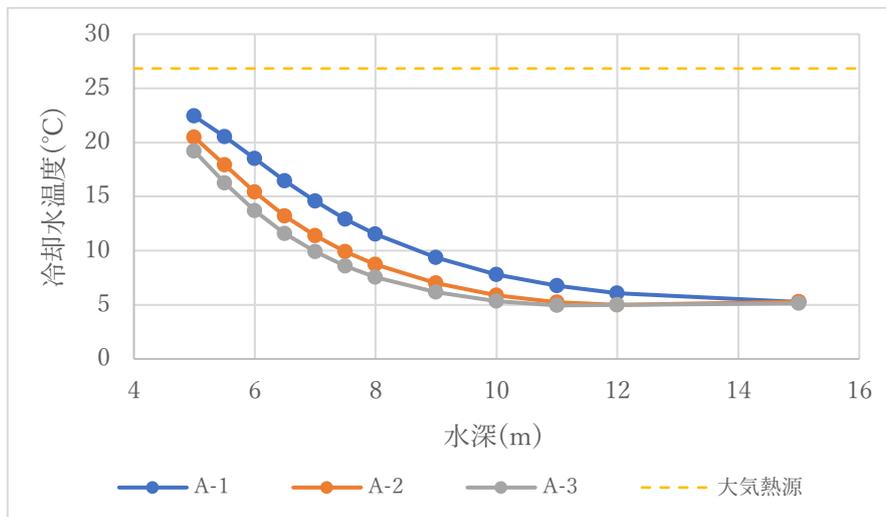


図 3-69 平均冷却水温度 (面積条件 A)

2) 面積条件 B (表面積と底面積の比率 2:1)

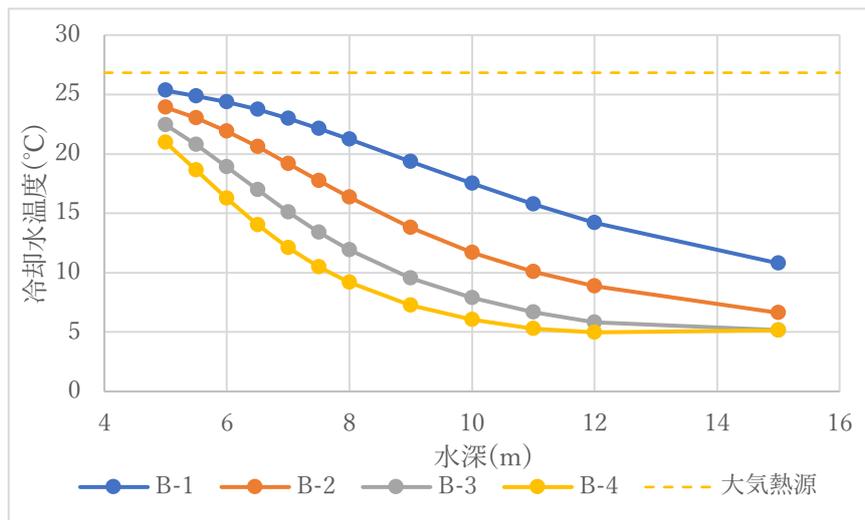


図 3-70 平均冷却水温度 (面積条件 B)

3) 面積条件 C (底面積が 0 m<sup>2</sup>の四角錐型)

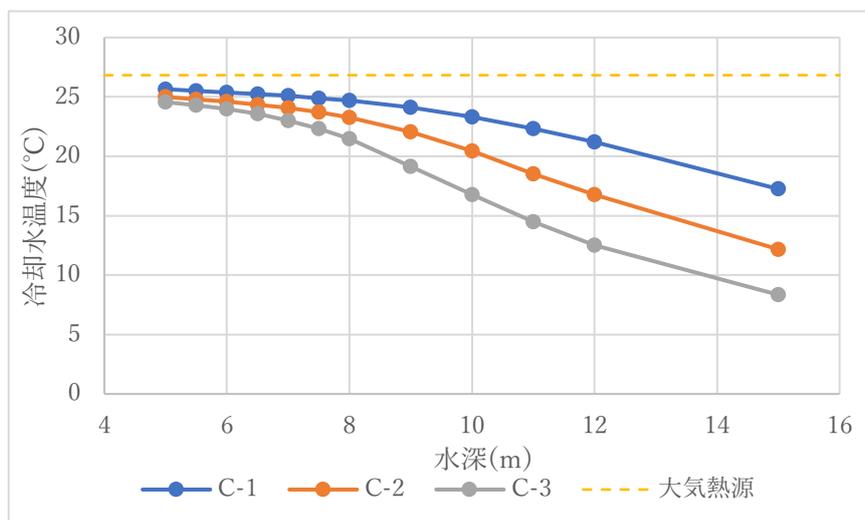


図 3-71 平均冷却水温度 (面積条件 C)

図 3-69 から図 3-71 にそれぞれ面積条件ごとに、平均冷却水温度を示した。貯水池形状に関わらず水深及び容積の影響は顕著に表れ、黄色破線の大気を熱源とした場合と比較して、すべての条件において冷却水温度は低くなった。

### 3.5 まとめ

第三章では、貯水池を熱源として利用する場合について、システム方式ごとに貯水池形状やシステム形状などの様々な条件が熱源温度へ及ぼす影響の検討を行った。

熱交換チューブ方式及びプレート式熱交換器方式の両方式において、貯水池水深、容積の及ぼす影響は顕著に表れ、貯水池容量が大きいほど温度成層が長期に渡って形成されやすく、貯水池底部の水温は低温となった。

また、プレート式熱交換器方式において、還水位置の熱源温度への影響は、貯水池水深の影響と比較して小さいが、底部から取水した貯水池水を表層に還水する場合と比較して、貯水池の中層に還水することで、夏季の貯水池底部の水温が低くなることが明らかとなった。

## 第四章

### 貯水池を熱源として利用する場合の 省エネルギー性の評価

#### 4.1 はじめに

本章では、第三章で検討を行った条件ごとに、貯水池を熱源として利用した場合の、大気熱源と比較しての省エネルギー効果や各条件が及ぼす省エネルギー性への影響の検討を行う。

#### 4.2 計算条件ごとの省エネルギー性比較

##### 4.2.1 熱交換チューブ方式

熱交換チューブ方式について、第三章で検討を行った計算条件ごとに、それぞれ消費電力量及び平均 COP を示す。ここで、大気熱源との比較のため、冷却塔を用いた場合の冷却水温度を外気湿球温度+5°Cとした場合の結果（図中、大気熱源）もあわせて示した。

##### 1) 計算条件 1-1（貯水池容積の影響）

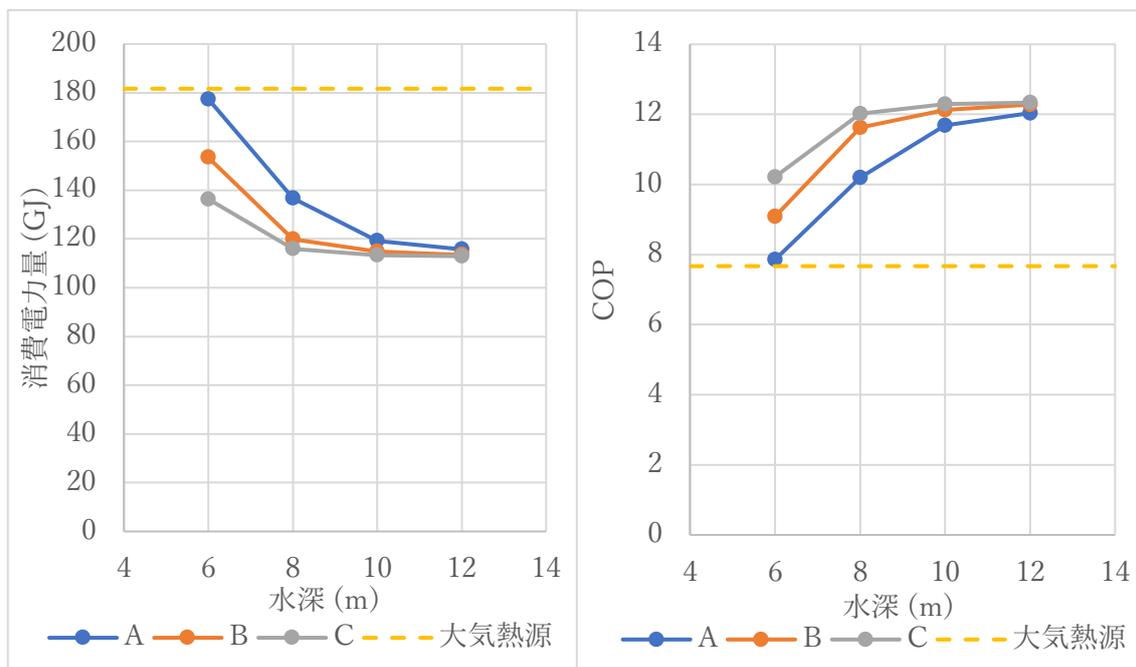


図 4-1 消費電力量

図 4-2 平均 COP

すべての条件において、貯水池を熱源とした場合、大気熱源の場合と比較して消費電力量は下回る結果となり、最大で面積条件 C、水深 12m のとき 37.8%低減された。

また、水深及び貯水池面積が大きいほど消費電力量は減少傾向にあるが、面積条件 A では水深 10m、面積条件 B 及び C では水深 8m から消費電力量はほぼ一様となった。

平均 COP は面積条件 C、水深 12m のとき 12.34 で最大となり、大気熱源の場合の 7.67 と比較して 4.67 程高くなった。

2) 計算条件 1-2 (熱交換チューブ材質の影響)

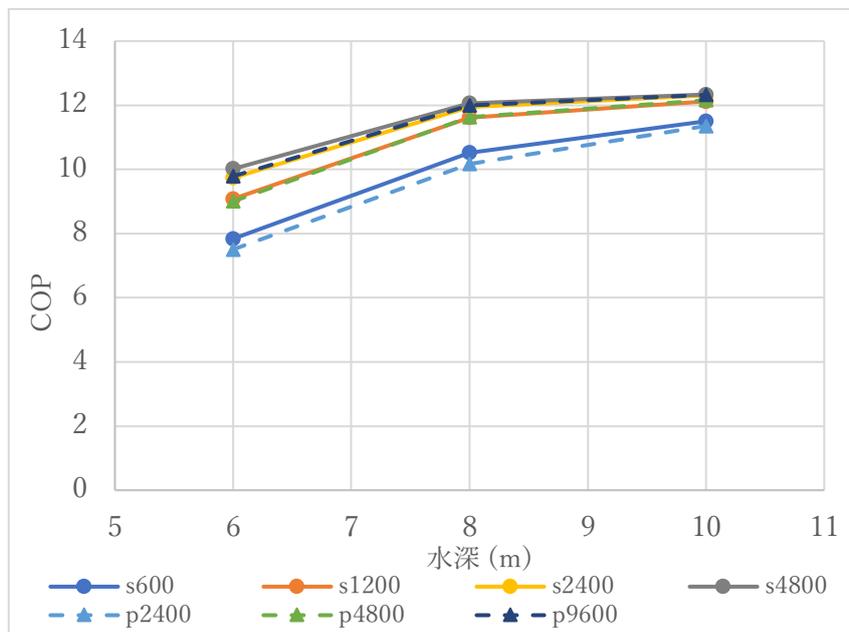


図 4-3 平均 COP

図 4-3 に熱交換チューブ材質及び全長ごとの平均 COP を示した。ここで、ステンレスを s、高密度ポリエチレン管を p として表し、後ろの数字は熱交換器全長を表している。

ステンレスと比べて、高密度ポリエチレン管の全長を 4 倍程度にしたとき、同程度の COP が得られることが分かった。また、ステンレスの 2400m と 4800m を比較したとき、すべての水深の条件において COP の差がほぼ見られない。熱交換器全長がある程度大きくなったとき、計算結果にはあまり変化が見られないと考えられる。

#### 4.2.2 プレート式熱交換器方式

プレート式熱交換器方式について、第三章で検討を行った計算条件ごとに、それぞれ消費電力量及び平均COPを示す。ここで、熱交換チューブ方式同様大気熱源との比較のため、冷却塔を用いた場合の冷却水温度を外気湿球温度+5°Cとした場合の結果(図中、大気熱源)もあわせて示した。

##### 1) 計算条件 2-1 (貯水池容量の影響)

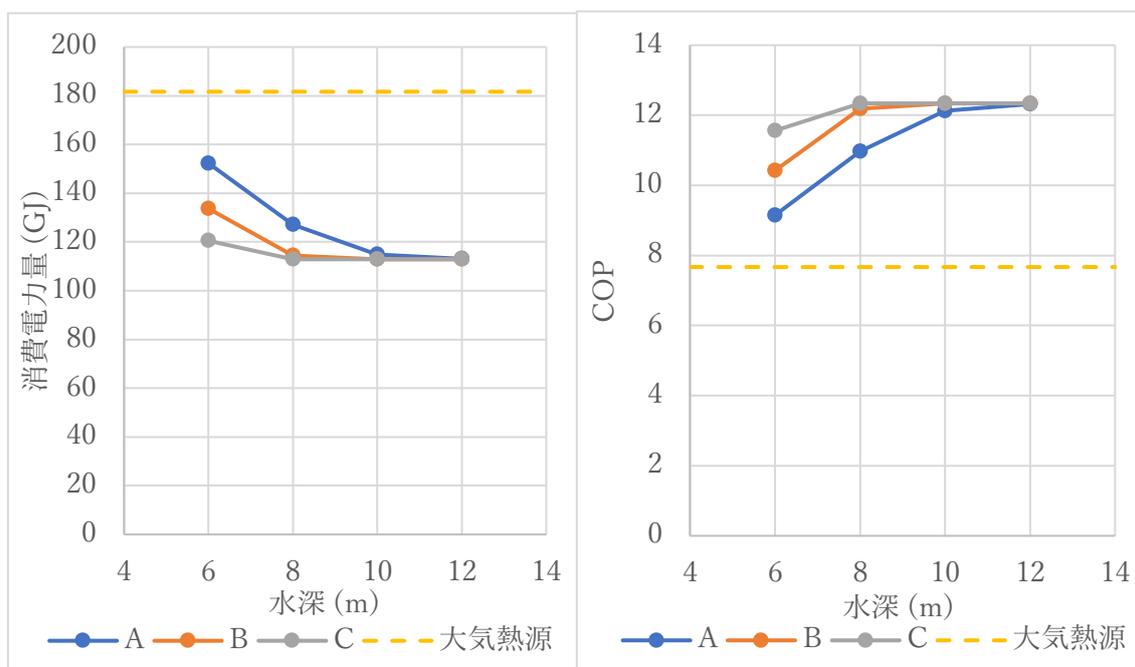


図 4-4 消費電力量

図 4-5 平均 COP

熱交換チューブ方式と同様に、すべての条件において、貯水池を熱源とした場合、大気熱源の場合と比較して消費電力量は下回る結果となり、最大で面積条件 C、水深 12m のとき 37.8%低減された。

また、水深及び貯水池面積が大きいくほど消費電力量は減少傾向にあるが、面積条件 A では水深 10m、面積条件 B では水深 8m から消費電力量はほぼ一様となり、面積条件 C では水深による消費電力量への影響はほぼ見られなかった。

平均 COP は面積条件 C、水深 12m のとき 12.34 で最大となり、大気熱源の場合の 7.67 と比較して 4.67 程高くなった。

2) 計算条件 2-2 (還水位置の影響)

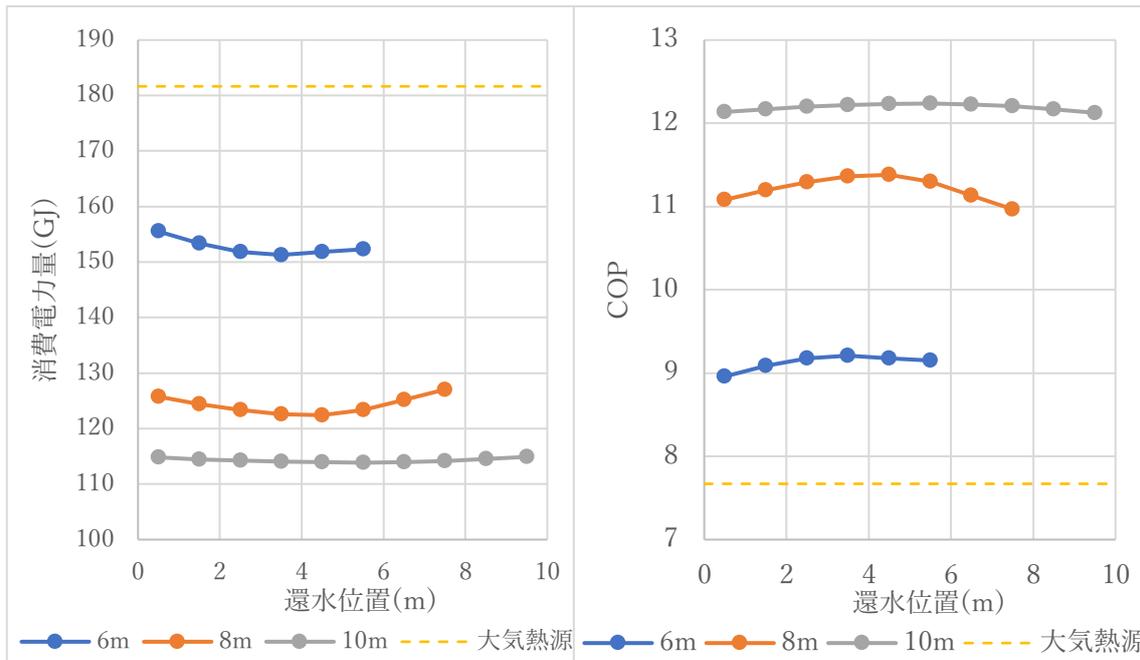


図 4-6 消費電力量

図 4-7 平均 COP

水深の影響と比較して還水位置の影響は小さいが、消費電力量が最も小さく COP が最大となる還水位置は、水深 6m のとき還水位置が 3.5m、水深 8m のとき 4.5m、水深 10m のとき 5.5m であり、それぞれ水面下 0.5m に還水する場合と比較して、平均 COP はそれぞれ、0.9%、3.8%、0.7%程度高くなることが分かった。また、このときの貯水池利用システムの平均 COP は、大気熱源の COP 7.67 と比べて水深 6m のとき 1.54、水深 8m のとき 3.71、水深 10m のとき 4.57 ほど高くなった。

3) 計算条件 2-3 (貯水池形状の影響)

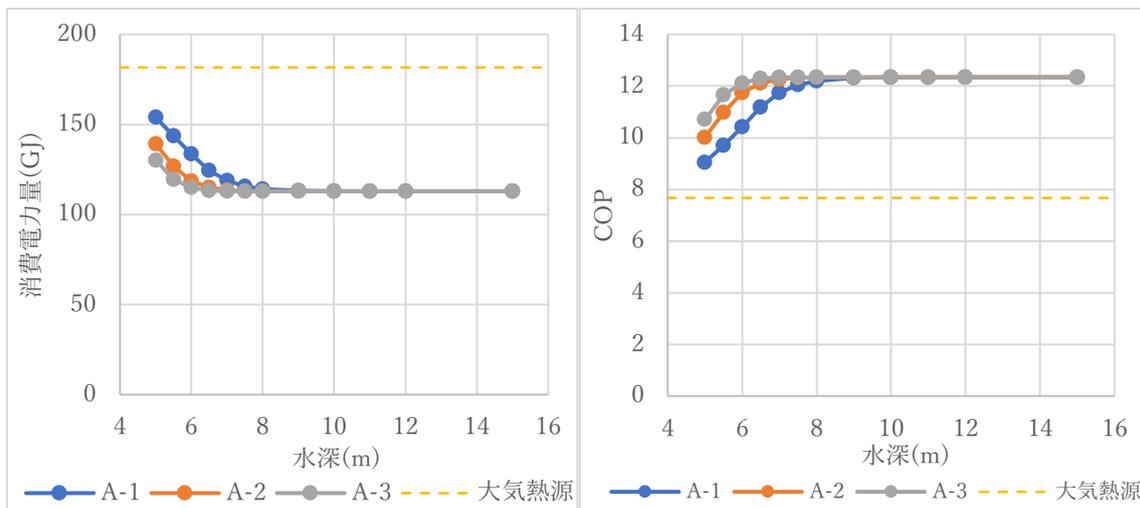


図 4-8 消費電力量 (面積 A)

図 4-9 平均 COP (面積 A)

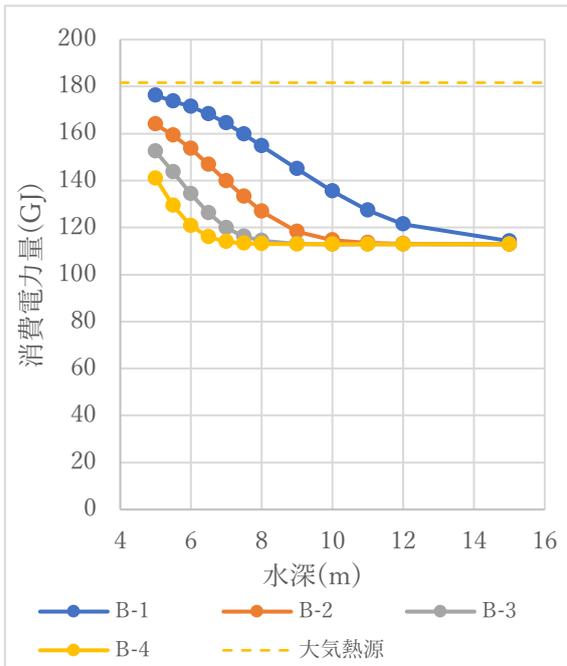


図 4-10 消費電力量 (面積 B)

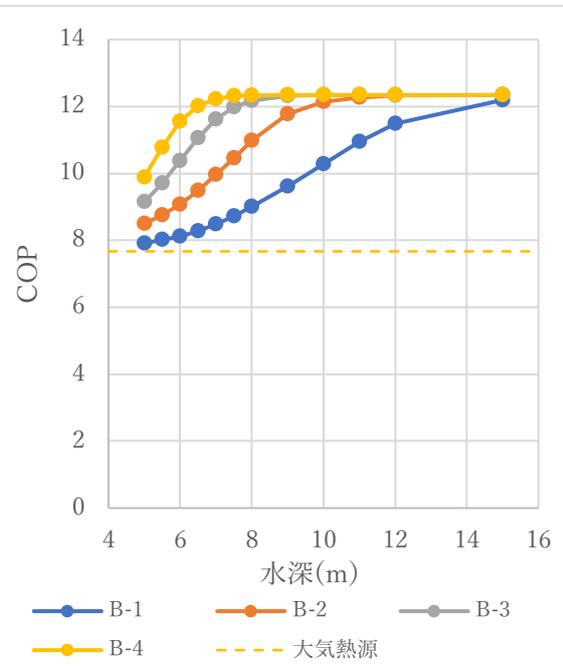


図 4-11 平均 COP (面積 B)

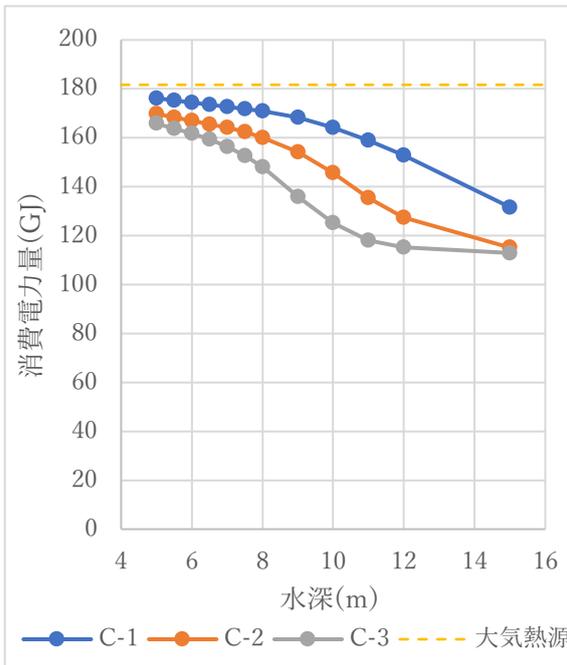


図 4-12 消費電力量 (面積 C)

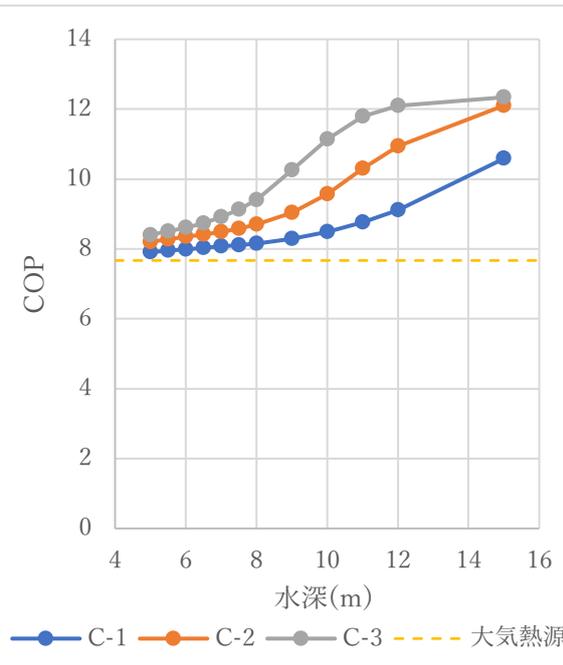


図 4-13 平均 COP (面積 C)

すべての貯水池形状条件において、大気熱源よりも低い消費電力量となった。表面積と底面積が同面積である面積条件 A 及び表面積と底面積の比率が 2:1 である面積条件 B では、水深が深いほど消費電力量及び平均 COP は貯水池面積に限らずほぼ一様となり、底面積が 0 m<sup>2</sup>の四角錐型である面積条件 C では水深が浅いほど消費電力量の差が小さくなった。

### 4.2.3 システム方式の比較

熱交換チューブを用いた場合と、プレート式熱交換器を用いた場合について、省エネルギー効果の比較、考察を行う。

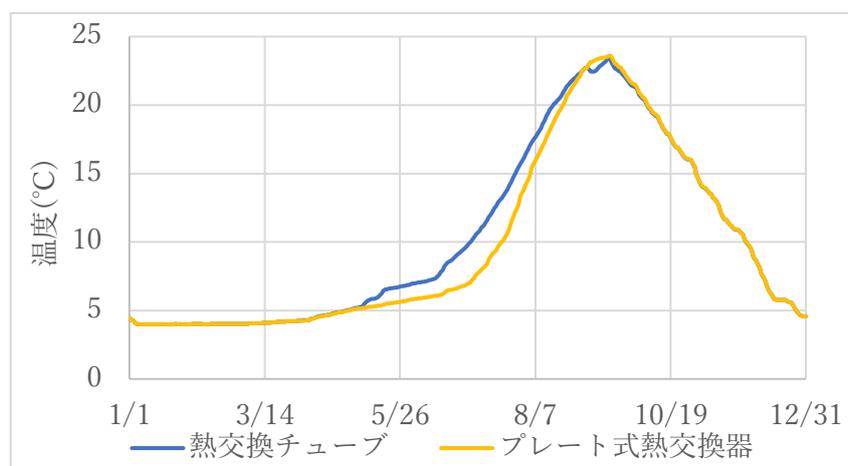


図 4-14 水深 8m 地点における年間温度分布

図 4-14 に、それぞれ計算条件 1-1 および 2-1 で用いた熱交換チューブとプレート式熱交換器の面積 A (表面積 10000 m<sup>2</sup>、底面積 5000 m<sup>2</sup>) の水深 8m における水深 8m 地点の年間温度分布を示した。

春季から夏季にかけて熱交換チューブの方が水温は少し高くなっていることが分かり、これは、冷房の使用が始まる春季に、プレート式熱交換器では貯水池表面で放水を行うため、水深の深い地点の水温は低温が維持されるためであると考えられる。

また、図 4-15 にそれぞれ計算条件 1-1 および 2-1 の熱交換チューブとプレート式熱交換器の面積条件 A における COP を示す。

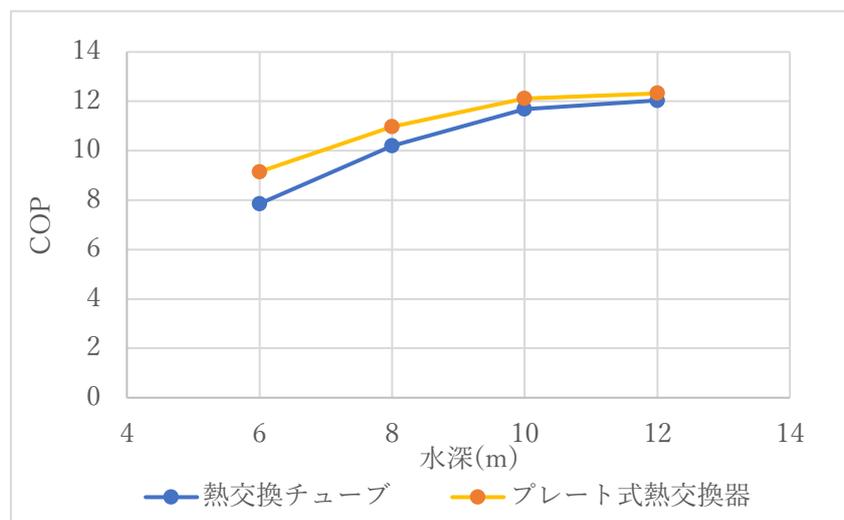


図 4-15 面積条件 A における COP 比較図

すべての水深条件において熱交換チューブを用いたシステムより、プレート式熱交換器を用いた場合のほうが高い COP が得られ、水深 6m における COP は 1.29 程高くなった。また、同じ条件における消費電力量は、熱交換チューブ方式は 177.4GJ、プレート式熱交換器方式は 152.3GJ となり、14%程の差となった。

#### 4.3 まとめ

第四章では、貯水池を熱源として利用した場合の、大気熱源と比較しての省エネルギー効果や貯水池の各条件が及ぼす省エネルギー性への影響の検討を行った。

本論文で検討を行ったすべての条件において、貯水池熱源利用システムの消費電力量は大気熱源の場合の消費電力量を下回り、最大で、熱交換チューブ方式及びプレート式熱交換器方式の両方で 37.8%程低減され、貯水池熱源利用システムの省エネルギー効果が明らかとなった。

また、省エネルギー効果への影響は貯水池容積の影響が大きいことが明らかとなり、システム方式の影響としては、プレート式熱交換器方式の平均 COP は熱交換チューブ方式の場合よりも高くなり、還水位置は貯水池水深の中間地点が最も COP が高くなることが分かった。

これらより、ある程度の貯水池容積が確保できる場合、還水位置を貯水池水深の中間地点としたプレート式熱交換器方式の利用が、最も省エネルギー効果に有効であると考えられる。

## 第五章

### 貯水池熱源利用システムの性能予測

## 5.1 はじめに

本章では、第三章及び第四章で得られた結果をもとに、貯水池熱源利用システムの性能予測の検討、考察を行う。貯水池熱源利用システムの方式はプレート式熱交換器方式を想定し、還水位置は貯水池水深の中間地点とした。

## 5.2 貯水池熱源利用システムの性能予測

### 5.2.1 プレート式熱交換器方式の計算結果

貯水池熱源利用システムの性能予測を検討するにあたって、第三章で用いた計算条件 2-3 の計算結果から、条件ごとの貯水池容量で冷却水の積算流量を除した換水回数と COP の関係図を図 5-1 に示す。ここで、凡例の数字は前を貯水池表面積、後ろを貯水池底面積として示している。

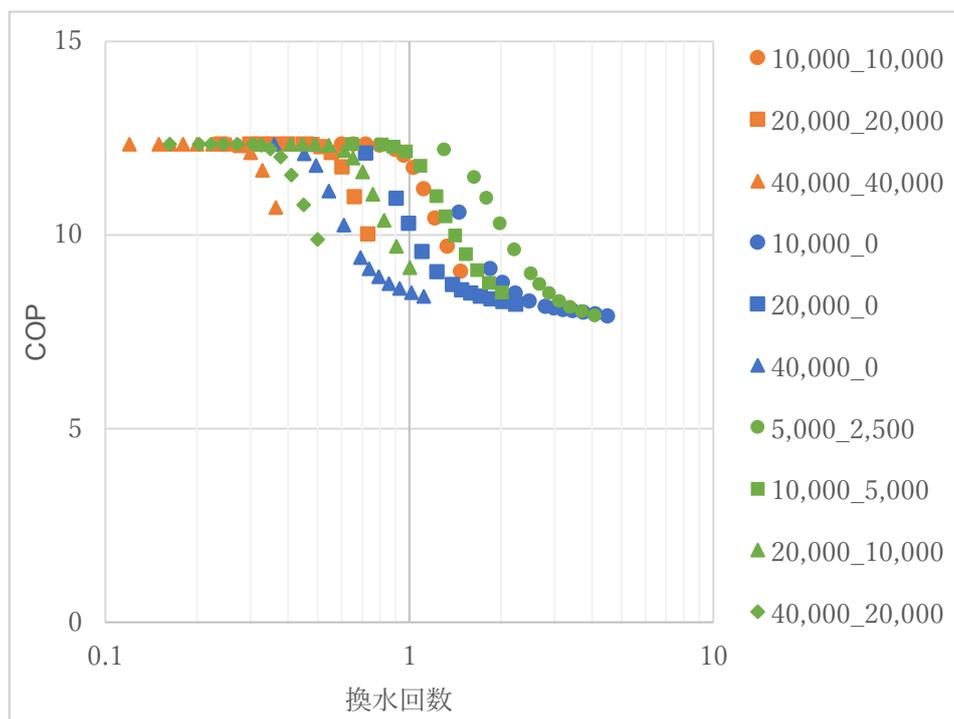


図 5-1 換水回数と COP 関係図

図から、貯水池形状によりバラつきがみられる。そこで、実際に冷却水として使用されるのは貯水池底部のため、水面下 4.5m 以深の貯水池容量で冷却水の積算流量を除した。そのときの換水回数と COP の関係図を図 5-2 に示す。

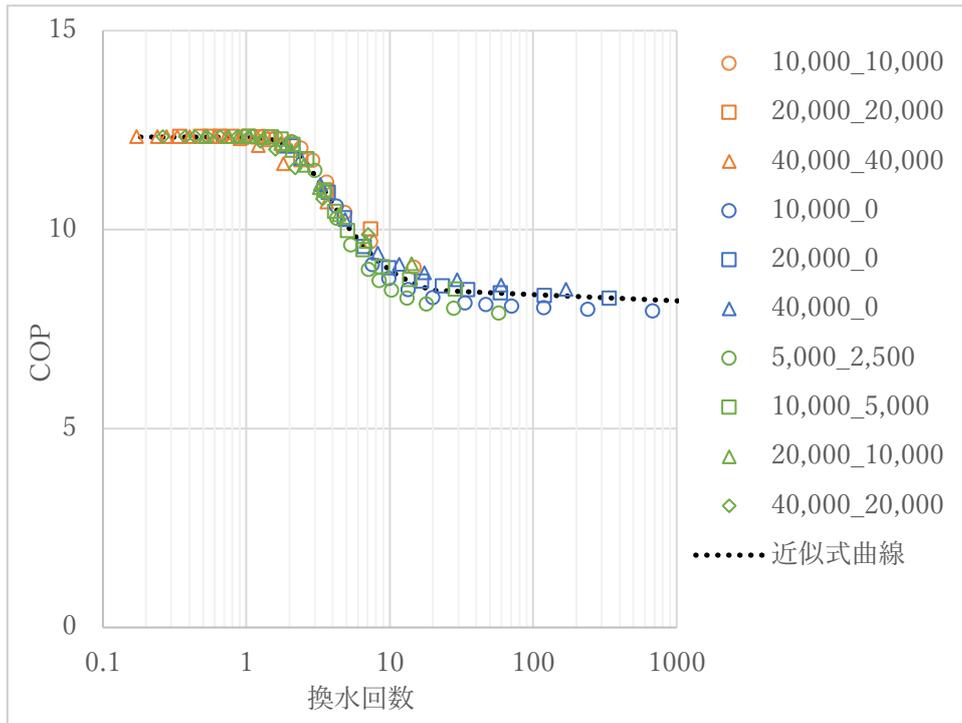


図 5-2 水面下 4.5m 以下における換水回数と COP 関係図

図より、貯水池形状に関わらず、貯水池の水面下 4.5m 程から下の貯水池容積によって貯水池の熱源容量が決まることが分かる。

### 5.2.2 貯水池熱源利用システムの性能予測

図 5-2 の COP と換水回数の関係をシグモイド関数で近似した結果を式(25)に示す。

$$\text{COP} = 12.325 - \frac{5.3520}{1 + \exp\left(\frac{8.6689}{t^*} - 1.3759\right)} \quad \dots(25)$$

ここで、

$t^*$  : 換水回数

また、COP 及び積算冷房負荷、積算流量の関係から、式(26)が与えられる。

$$H \left( 1 + \frac{1}{COP} \right) = c_p \rho V_{ref} \Delta T t^* \quad \dots(26)$$

ここで、

H：積算冷房負荷 (J)

$c_p$ ：水の比熱 (J/kg・K) ( $4.186 \times 10^3$ )

$\rho$ ：水密度 (kg/m<sup>3</sup>) ( $1.0 \times 10^3$ )

$V_{ref}$ ：貯水池水換水回数の基準容積(m<sup>3</sup>)

$\Delta T$ ：貯水池水利用温度差(°C)

式(25)、式(26)を用いて、貯水池形状から求められる水面下 4.5m 以深の貯水池容量  $V_{ref}$  及び積算冷房負荷  $H$  から、平均 COP 及び換水回数  $t^*$  を求めることができ、貯水池熱源利用システムの性能を予測することができる。

### 5.3 まとめ

第五章では、第三章及び第四章で得られた結果をもとに、貯水池熱源利用システムの性能予測の検討、考察を示した。貯水池水面下 4.5m 以深の貯水池容量で貯水池の熱源容量が決まることが明らかとなり、貯水池水面下 4.5m 以深の貯水池容量を基準とした貯水池水の換水回数と平均 COP の近似式からシステムの性能予測が可能であることを示した。

## 第六章

### 総括

本研究では、貯水池を熱源としたヒートポンプシステムを考え、貯水池の鉛直方向における水温予測モデルを用いて、熱源利用した場合の貯水池水温の予測及び貯水池形状やシステム方式が与える影響、また貯水池熱源利用システムの空気を熱源とした場合と比較しての省エネルギー効果の検討を行った。

貯水池形状やシステム方式による熱源温度への影響は顕著に表れ、特に貯水池容積の影響が大きいことが明らかとなった。また、本論文で行った検討条件全てにおいて、空気を熱源とした場合よりも消費電力量は下回る結果となり、貯水池熱源利用システムの省エネルギー効果の有効性が確認された。

#### ・参考文献

- 1) 金田一ら：貯留水の熱的利用可能性に関する研究（その1），日本建築学会中国支部研究報告集（2014）
- 2) 河崎，金田一ら：貯留水の熱的利用可能性に関する研究（その7），日本建築学会中国支部研究報告集（2017）
- 3) 河崎，金田一ら：貯留水ヒートポンプの利用可能性に関する研究（その5），空気調和衛生工学会大会（2018）
- 4) 伊藤亮真「ヒートポンプ熱源としての貯水池の熱源温度予測に関する研究 ～ヒートシンクとしての利用を想定した模型実験～」三重大学工学部建築学科卒業論文，（2018.3）
- 5) 管流星「貯水池利用ヒートポンプの省エネルギー効果に関する研究」三重大学工学部建築学科卒業論文，（2019.3）
- 6) 柳井智賀「貯水池利用ヒートポンプシステムの熱源温度と省エネルギー効果に関する研究」三重大学工学部建築学科卒業論文，（2020,3）
- 7) B.Henderson-Sellers, "New formulation of eddy diffusion thermocline models", Applied Mathematical Modelling, Volume 9, Issue 6, December 1985, Pages 441-446
- 8) Turner, S.J., Jets and plumes with negative or reversing buoyancy, J. Fluid Mech., Vol. 26, pp.779-792 (1966)
- 9) Morgan, V. T., The Overall convective heat transfer from smooth circular cylinders, Advances in Heat Transfer, Vol.11 (1975), pp.199-264, Academic Press.
- 10) 北野・町田ほか，家庭用太陽熱貯湯槽の槽内混合モデルに関する研究(その1)蓄熱時の槽内混合モデル，太陽/風力エネルギー講演論文集, pp.191-194 (2015)
- 11) 二宮 秀興・赤坂 裕・松尾 陽「AMeDAS のデータを用いた時刻別大気放射量の推定法」(1996.2) pp.133-143
- 12) BEST-P 機器特性マニュアル, 2014.6 版

・謝辞

本論文作成にあたり、北野博亮准教授、永井久也教授、岩田剛氏には丁寧なご指導をしてくださったことを心より感謝申し上げます。また、北野研究室、永井研究室の皆様にもお世話になり心より感謝致します。