

地下発電所の熱環境に関する調査研究

小島, 昌一

九州大学大学院総合理工学研究科環境エネルギー工学専攻

林, 徹夫

九州大学大学院総合理工学研究科環境エネルギー工学専攻

野村, 幸司

九州大学大学院総合理工学研究科環境エネルギー工学専攻

細川, 隆行

九州大学大学院総合理工学研究科環境エネルギー工学専攻

<https://doi.org/10.15017/16671>

出版情報：九州大学大学院総合理工学報告. 24 (3), pp.305-311, 2002-12. 九州大学大学院総合理工学府

バージョン：

権利関係：

地下発電所の熱環境に関する調査研究

小島 昌一*1†・林 徹夫*1・野村 幸司*1・細川 隆行*2

(平成14年10月31日 受理)

Investigation on Thermal Environment in Underground Power Station

Shoichi KOJIMA†, Tetsuo HAYASHI, Koji NOMURA, Takayuki HOSOKAWA

†E-mail of corresponding author: kojima@hrmbox.eee.kyushu-u.ac.jp

Ventilation is important for underground space to keep the space safely and to maintain machinery normally. We measured a thermal environment of an underground power station. Outdoor air is supplied to the main building of the underground power station through an air supply tunnel (equipments carrying tunnel), and exhausted outdoor through an exhaust air tunnel (electricity cable tunnel). The outdoor air is cooled and dehumidified by the air supply tunnel in summer. We made a simulation program for predicting thermal environment of the underground power station. We estimated the amount of cooling of indoor air by the supplied air, the surrounding walls, and the water pipe by the simulation. The thermal load in the main building is almost extracted by the supplied air. However, cooling by the surrounding walls and the water pipe is also effective to extract thermal load.

Key words: *underground pumped-storage power station, hydro generator, thermal environment, ventilation*

1. 緒 言

近年の地下空間利用の増加において、その規模と深度はますます大きくなっている。地下空間の安全確保と機器の運転に支障を与えないようにするために熱・空気環境を適切に維持する換気計画は重要である。今回、大規模・大深度地下空間の一例である地下式発電所（純揚水式）の熱環境を測定した。また、地下発電所の熱環境シミュレーションプログラムを作成しシミュレーションにより発電所における導入外気、周壁、水圧鉄管などによる冷却効果および換気風量の検討を行った。本論では実測とシミュレーションによる地下式発電所（純揚水式）の熱環境解析方法および解析結果について述べる。

2. 発電所本館内換気風量と発熱量調査

2.1 建物および換気システムと調査概要

Table 1に発電所本館建物概要を、Fig.1に発電所本館断面を示す。Fig.1内の矢印は今回調査対象とした主な換気経路である。機器搬入路から導入された外気を本館内の各所に送風し、熱負荷を処理した後に排風機によりケーブルトンネルに排気する換気システムである。F1組立室の換気制御は3台の送風機のうちNo.1

Table 1 Building specification of the underground power station

Location	Kyuragi town, Saga prefecture
Building use	Pumped storage power station
Construction	Reinforced concrete construction
Number of stories	Five stories in underground
Total floor areas	7,539.25m ²
Volume	62,078.56m ³
Supply air tunnel length	1,219m
Exhaust air tunnel length	1,063m

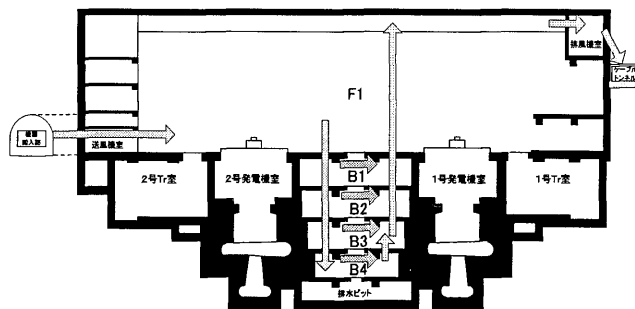


Fig.1 Section of the underground power station

送風機をベースとし、組立室ガラリに設置されている温度センサにより、30℃以上になるとNo.2送風機

*1 環境エネルギー工学専攻

*2 環境エネルギー工学専攻博士課程

Table 2 Measurement of amount of ventilation and quantity of heat release form equipments

Amount of ventilation	
Wind velocity 1 of equipment carrying tunnel	
Wind velocity 2 of equipment carrying tunnel	
Wind velocity 1 of cable tunnel	
Wind velocity 2 of cable tunnel	
Quantity of heat generation form equipments (surface temp., exhaust air temp. and velocity)	
F1 Dehumidifier	Top of generator
B1 Indoor transformer	
B2 lubricating oil pump	lubricating oil pipe
B3 Dehumidifiers	
B4 Dehumidifiers, drain pump, feed pump	

Table 3 Measuring equipment

Wind velocity	Anemometer AM-09T (RION CO., LTD.)
Surface temperature	Infrared radiation thermometer IR-TAP(CHINO CORPORATION)
Air temp. and humidity	Test term FC-452
Wind velocity	(Testo term K.K.)
Surface temp.	

が、33℃以上になるとNo.3送風機が作動するシステムである。

本研究では発電所内の各機器の発熱量と換気風量を個別に測定する短期実測と、発電所内および外気導入トンネル、排気トンネルの空気温湿度を継続的に測定する長期測定を行った。それぞれの実測データを基に発電所内熱環境を評価するが、これらのデータは発電所内熱環境シミュレーションの計算条件としても使用する。

2.2 換気風量と機器発熱量の測定方法

本館内機器発熱量と換気風量を推定するために、平成13年8月9～10日および8月30日に機器搬入路風速、ケーブルトンネル風速、機器表面温度、機器排気温度と風速を測定した。測定項目をTable 2に、測定機器をTable 3に示す。壁と床の濡れは目視で評価した。

2.3 換気風量測定結果

機器搬入路出口と入口、送風機室吸込口、ケーブルトンネル出口と入口で風速分布を測定した。風速を基に風量を推定した結果、ばらつきが少ないケーブルトンネル側の風量55,294 m³/hを換気風量とした(設計最大風量148,500 m³/h)。

2.4 機器発熱量測定結果

Table 4 Comparison between amount of planning and current internal heat generation^{*1,*2}

Floor	Planning value[kW]	Current value[kW]
F1	64.5	54.6
B1	80.4	23.5 ^{*3}
B2	43.7	8.1 ^{*4}
B3	10.5	30.1
B4	55.6	26.1
Total	254.7(100%)	142.4(56%)

*1 Heat of lights is not included.

*2 Heat generation of fan is included.

*3 Heat generation of generator is not included in B1.

*4 Heat generation of transformer is not included in B2.

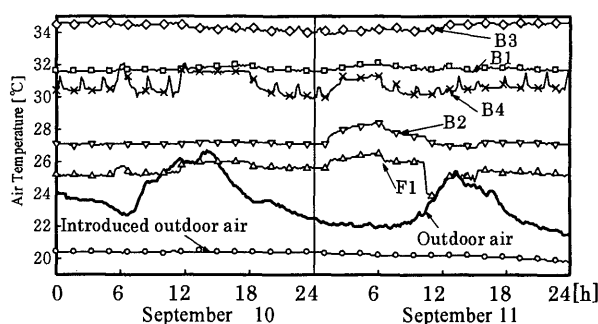


Fig.2 Air temperature of each floor

各機器表面温度を放射温度計により測定し機器表面からの放熱量を求めた。また、排気がある機器については排気温度と風量から放熱量を求めた。表面からの放熱量と排気による放熱量の合算値を機器発熱量とした。Table 4に設計時機器発熱量と現状(実測時)の機器発熱量を各階毎に示す。後述のシミュレーションではこの現状値に基づいて機器発熱量を計算条件として与えている。F1の主な発熱は発電機上部からの放熱と送風機発熱であった。B1の発熱の大半は所内トランスからであった。また、B3とB4の発熱は結露対策のために設置された除湿機が主な発熱源であった。

B3の発熱以外は全て設計値より現状値の方が小さかった。この理由は各機器の発熱量が設計時に想定した値より小さいことと、揚水時あるいは発電時のみ稼働する機器は一時的にしか熱負荷に影響しないので現状値に含まなかったからである。また、B3の発熱量現状値が設計値より大きいのは結露対策のための除湿機が後日設置されたからである。

3. 室内熱環境測定

3.1 室内熱環境測定の概要

本館内の熱環境評価のために平成13年6月30日から平成14年3月12日の期間に長期測定を行った。測定項目は本館内各階空気温湿度、発電機室壁表面温度、トンネル内空気温湿度、ケーブルトンネルのケーブル表面

温度である。測定機器は以下の通りであり、測定時間間隔は10分とした。

- ・ 温湿度計 : Thermo Recorder TR-72S (T AND D)
- ・ 温度計 : Thermo Recorder TR-71S (T AND D)

3.2 室内熱環境測定結果

Fig.2に9月10(月)~11日(火)の機器搬入路(外気導入トンネル)出口と各階の空気温度の経時変化を例示する。9月10日は1号発電機が5時21分~6時20分の間に揚水, 11時25分~17時41分の間に発電という稼働状況であり, 2号発電機の運転はなかった。9月11日は1号発電機の稼働はなく, 2号発電機が1時7分~6時6分の間に揚水運転として稼働していた。

機器搬入路からの導入外気は夏季に冷却除湿されて本館内に導入されていた。各階空気温湿度の日変動は小さく, 換気による排熱が十分に機能していた。B1補機室は発電機室周壁からの放熱と所内トランスの放熱により, 常時高温だった。また, B3補機室も除湿機の発熱により常時高温だった。

4. 発電所本館内熱環境シミュレーション法

4.1 シミュレーションの概要

地下水力発電所の熱環境予測シミュレーションプログラムを作成し, 実測データとの比較によりその精度を検証した。このプログラムの基本部分は以前当研究室で開発したものであり, 今回新たに発電機室の発熱の計算モデルの追加と除湿機による除湿の計算, 水圧鉄管による冷却の計算を追加・改良した。本論では外気温度・湿度, 外気導入量, 発電機および補機稼働状況を入力値として計算を行い, 導入外気, 壁面および水圧鉄管による冷却効果を検討する。

地下発電所は5階建てを想定し, 各階の東西南北の壁, 床, 天井, 計6点の表面温度と1点の空気温度を計算する。その際, 壁体表面の熱収支式と室内空気の熱収支式を一次元連立方程式として作成し解く。計算時間間隔は1時間とし, 各階の空気には熱の瞬時・一様拡散を仮定する。

4.2 一次元円筒座標系

トンネルのような直径方向にのみ熱が流れ, 円周方向および奥行き方向には熱が流れないと仮定出来る場合は円筒座標系が使いやすい。Fig.3に示すように中心から温度計算点までを Δr の間隔で等間隔に取り, i 点の中心からの距離を R_i とする。 i 点は半径から $(R_i - \Delta r/2)$ から $(R_i + \Delta r/2)$ までのドーナツ状の体積の熱容量が集中しているものとする。この微小要素の温度変動を考えると式(1)に示すとおりである。つまり, 時間 Δt の間に i 点の温度が $\theta_{i,n-1}$ から $\theta_{i,n}$ まで変化し, その原因は i

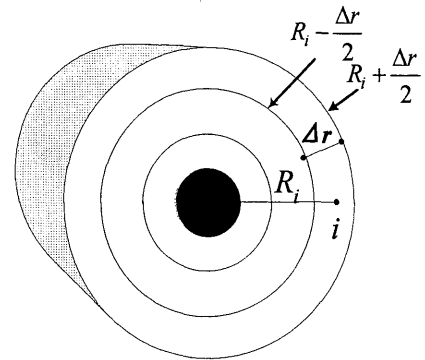


Fig.3 One dimensional heat flow in cylindrical coordinates system

一次元円筒座標系

$$C \rho \pi \left[\left(R_i + \frac{\Delta r}{2} \right)^2 - \left(R_i - \frac{\Delta r}{2} \right)^2 \right] \frac{\theta_{i,n} - \theta_{i,n-1}}{\Delta t} = \frac{\lambda}{\Delta r} 2\pi \left(R_i - \frac{\Delta r}{2} \right) (\theta_{i-1,n} - \theta_{i,n}) + \frac{\lambda}{\Delta r} 2\pi \left(R_i + \frac{\Delta r}{2} \right) (\theta_{i+1,n} - \theta_{i,n}) \quad (1)$$

式(1)を整理すれば式(2)となる。

$$\frac{\theta_{i,n} - \theta_{i,n-1}}{\Delta t} = a \left[\frac{1}{\Delta r} \left(\frac{\theta_{i+1,n} - \theta_{i,n}}{\Delta r} - \frac{\theta_{i,n} - \theta_{i-1,n}}{\Delta r} \right) + \frac{1}{R_i} \frac{\theta_{i+1,n} - \theta_{i-1,n}}{\Delta r} \right] \quad (2)$$

記号

C : 比熱[J/m³], ρ : 密度[kg/m³], θ : 温度[°C or K]

a : 熱拡散率[m²/s], λ : 熱伝導率[W/(m·K)]

R : 中心から計算点までの距離[m]

Δr : 距離刻み[m], Δt : 計算時間間隔[s]

添字 i : 計算点, n : 時刻

$$W = e k_x (X_s - X_a) \quad (3)$$

$$W = k_x (X_w - X_a) \quad (4)$$

記号

W : 蒸発量または放湿量[kg/(m²·h)]

e : 蒸発比[-],

k_x : 絶対湿度基準の物質移動係数[kg/m² h(kg/kg⁻¹)]

X_s : 表面飽和絶対湿度[kg/kg⁻¹]

X_w : 表面絶対湿度[kg/kg⁻¹]

X_a : 空気絶対湿度[kg/kg⁻¹]

点と $i-1$ 点間の面積 $2\pi(R_i - \Delta r/2)$ を通過する熱流および i 点と $i+1$ 点間の面積 $2\pi(R_i + \Delta r/2)$ を通過する熱流と考える。

4.3 外気導入トンネル(機器搬入路)

本館内への給気は機器搬入路経由で行われるため, 搬入路出口(本館側)の空気の温湿度を求めることが必要である。トンネルを10区間に分割し, 各区間で表面温度および空気温度を求める。その際, 各区間内では直径方向に一次元の熱伝導を仮定し, 円筒座標系を

Table 5 Amount of internal heat generation in the main building(unit: kW)

Floor	All Day Heat Generation	When Generator Operates	Lights
F1	9.0	0.0	19.6
B1	20.1	0.0	0.0
B2	0.0	3.3	0.0
B3	29.2	0.0	0.0
B4	12.0	12.4	0.0
Total	70.3	15.7	19.6

*Heat generation of the fan is not included.

用いた差分計算（純陰解法）により岩盤内の温度分布を求める（式(1), 式(2)）。

4.4 濡れ面からの蒸発と壁体表面での吸放湿

トンネル壁面から空気への湿気移動については、表面からの水の蒸発と壁体内の水蒸気が直接空气中に拡散することが考えられる。壁面からの水の蒸発量はルイスの関係式が成り立つとして求め、蒸発熱としてトンネル壁表面から熱を奪うものとする。凝縮については蒸発と比べて取扱いが難しいのでここでは計算しないが、過飽和にならないように設定した。濡れた表面からの蒸発を式(3)で、壁体表面での放湿を式(4)で表す。

4.5 外周壁表面の伝導熱流

外周壁表面の伝導熱流は一次元熱伝導を仮定する。まず、1時刻前の表面温度から差分法（距離刻み10cmの純陰解法）により、岩盤内に断熱境界を設けて岩盤内部の温度分布を計算する。次に、この計算結果中、表面から50cmの点の温度を用いて表面への貫流応答を逐次状態遷移式で計算する。この時点で表面温度は未知であり、実際には吸熱応答と合わせて壁体表面の熱収支式の係数行列の一部を作成することになる。壁体表面温度と各階空気温度の連立方程式を解いた後、この表面温度を用いて次の時間ステップ用の差分法による岩盤内温度分布を計算する。中間階の床については両側の表面温度励振による熱流応答を用いる。

4.6 外周壁からの蒸発と吸放湿

壁面から空気への湿気移動については、表面からの水の蒸発と壁体内の水蒸気が直接空气中に拡散することが考えられる。壁面からの水の蒸発量はルイスの関係式が成り立つとして求め、蒸発熱として壁表面から熱を奪うものとする（式(3), 式(4)参照）。凝縮についてはトンネルの場合と同様に過飽和にならないようにした。

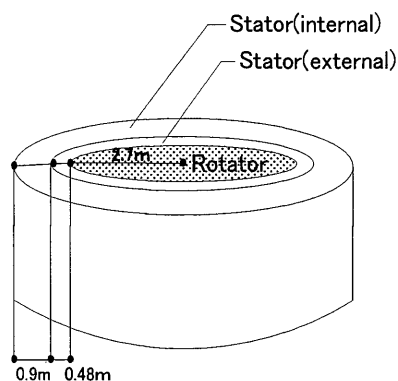


Fig.4 Model of hydro-electric generator

Table 6 Distribution of internal temperature of generator immediately after stop(unit: °C)

	Stator(internal)	Stator(external)
Pumping operation	50	35
Power generation	50 35	35 35

4.7 発電機室周壁の放熱量

発電機は円筒形とみなし、換気トンネルと同様に発電機表面および発電機内部の熱伝導を一次元円筒座標系の差分で計算する。発電機はFig.4の模式図に示すように回転子(Rotator)と固定子(Stator)から構成される。ここでは発電機から周囲への放熱に関する部位は固定子のみとする。発電機内部に蓄えられた熱は、発電機停止直後から10分間冷却された後に、徐々に周囲に放熱される。計算では周囲への放熱は発電機停止後に固定子部分に高温の温度分布を初期値として与えて計算する。Table 6に発電機停止直後の発電機内温度分布を示す。発電機内部温度分布は、地下式発電所（純揚水式）の機器状態監視システムのデータに基づいて決めた。揚水時は発電機が100%で稼働するが、発電時は出力に応じて発電機が稼働するため、稼働状況に応じて温度分布が変わるものとした。なお、発電機稼働時の発電機室空気温度はB1補機室の温度を与える。

4.8 水圧鉄管による冷却

B3およびB4補機室には上部ダムから発電機までの水圧鉄管があり、本館内の水圧鉄管表面積は図面からの読み取りでは約174.6㎡である。水圧鉄管表面温度の長期測定は行っていないが、別途表面温度を短期測定した結果、上部ダム取水口付近の水温とほぼ同じであった。したがって、解析対象の発電所の水圧鉄管表面温度は年間を通して上部ダム取水口付近の水温と同じ温度と見なすことにした。

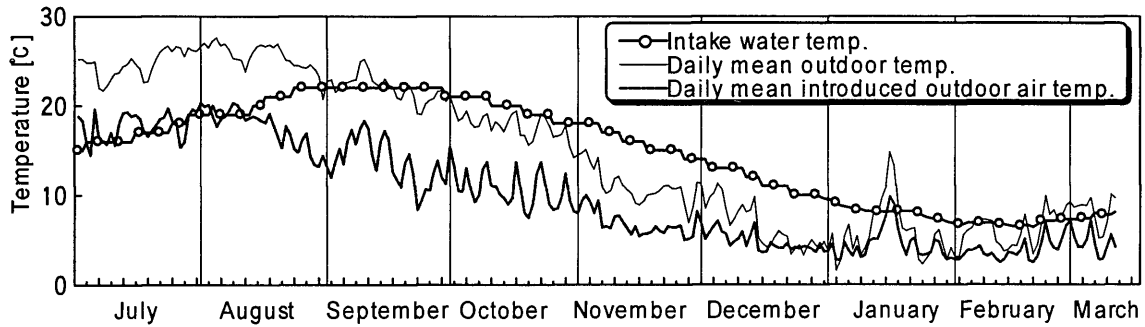


Fig.5 Fluctuation of intake water temperature and introduced outdoor air temperature (July 1st - March 11th)

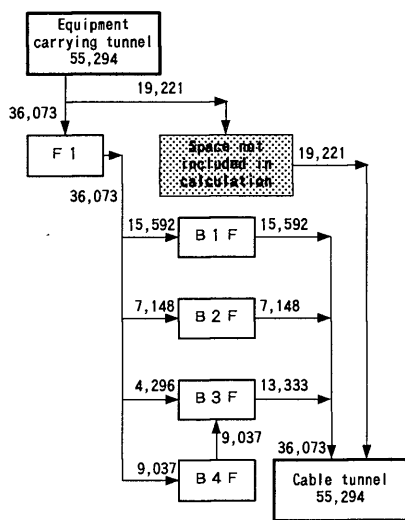


Fig.6 Air balance in the main building(unit:m³/h)

Fig.5に長期測定期間中の上部ダム取水口付近の水温と外気温度と外気導入トンネル出口空気温度の日平均値を示す。取水口付近の水温は外気温度および外気導入トンネル出口空気温度に比べて年変化の周期が約1ヶ月ほど遅れており、7月から8月中旬までは水温と外気導入トンネル出口空気温度とほぼ同じぐらい十分に低い温度であることから、この時期に水圧鉄管によるB3およびB4空気への冷却が期待できる。また、年間を通して最も高い9月の水温が22℃であるので、夏季における水圧鉄管の冷却効果は大きいと考えられる。本研究のシミュレーションでは水圧鉄管表面温度に上部ダム取水口付近の水温測定値を用い、水圧鉄管によるB3およびB4空気への冷却効果を考慮する。

5. 発電所本館内熱環境シミュレーション結果

5.1 計算条件

熱容量の大きな岩盤に囲まれるため、計算期間は10年、岩盤の計算範囲は10mとした。主要機器発熱は実測および設計資料をもとに決めた。Table 5に本館内の発熱量を示す。発電機の運転状況は実測データに基づいて1時間ごとに指定した。発電所本館の換気経路およ

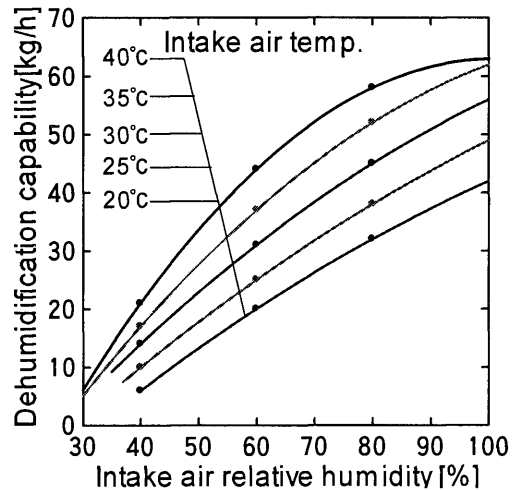


Fig.7 Performance curve of dehumidifier

び風量をFig.6に示す。図中の風量は機器搬入路で測定した風量実測値を基に設計資料から決めた値である。

発電機からの放熱の計算に関しては、発電機稼働時の発電機室内空気温度はB1補機室空気温度を与えるので発電機温度を考慮する必要はない。発電機停止直後に発電機からの放熱を計算するので、その際に初期値として発電機内部温度分布を与える。発電機内部の温度分布は、天山発電所の機器状態監視システムのデータに基づいて決めた。Table 6に発電機停止直後の発電機内温度分布を示す。揚水時は発電機が100%で稼働するが、発電時は出力に応じて発電機が稼働するため、稼働状況に応じて温度分布が変わるものとした。

除湿機による除湿量は機器仕様書の能力曲線に則って計算する。Fig.7に除湿機能力曲線を吸込空気温度別に示す。除湿による発生顕熱は計算しない。除湿機の顕熱発熱は短期実測で推定した値を固定値として与える。

5.2 計算精度の検証

5.2.1 発電機室空気温度

Fig.8に9月8日から11日の発電機室空気温度経時変化を示す。図に示すように計算値は実測値と良く一致している。例示したこの期間の発電機は揚水運転だけであり、発電機は100%稼働していたため比較の実測値

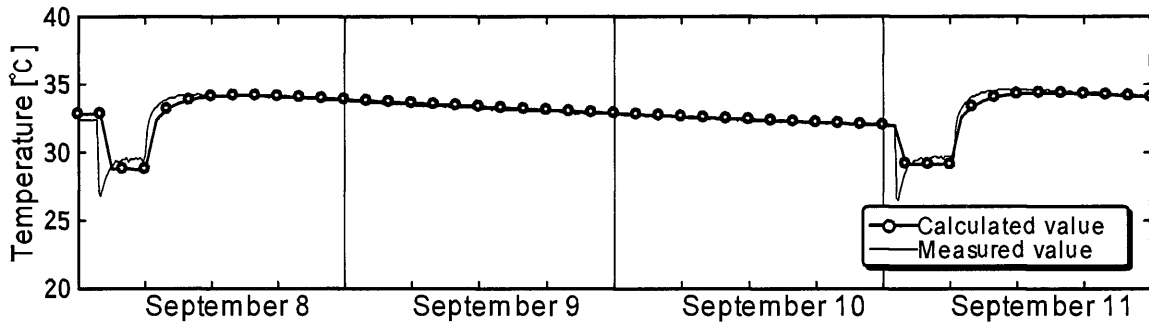


Fig.8 Air temperature of generator room(8th - 11th in September)

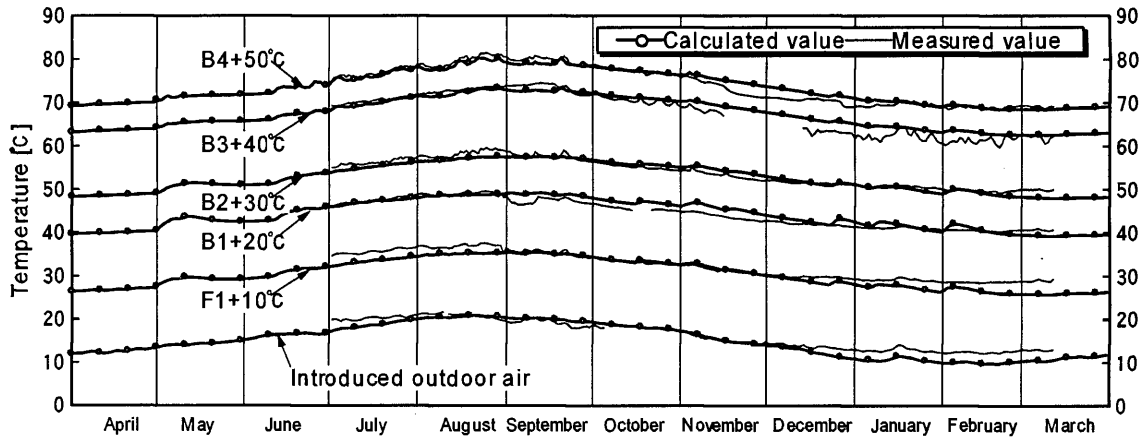


Fig.9 Measured and calculated room air temperature fluctuation during year

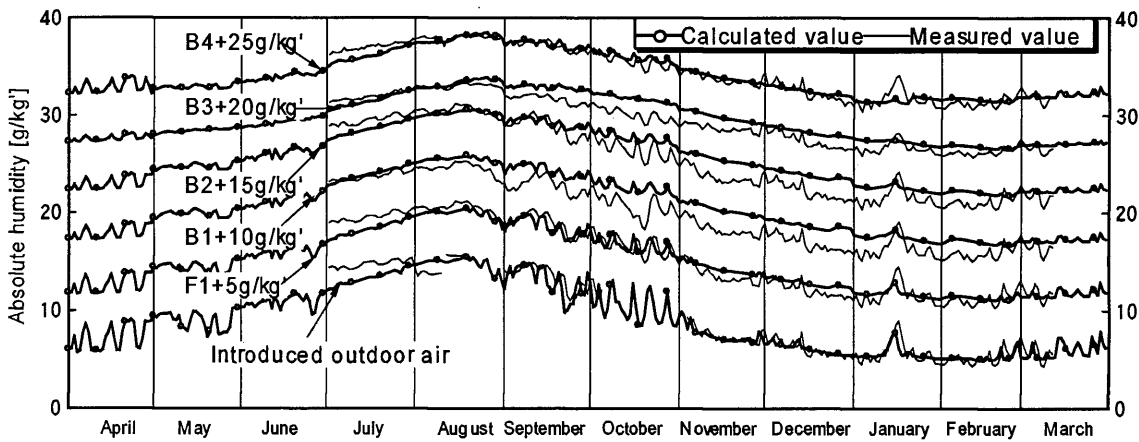


Fig.10 Measured and calculated absolute humidity fluctuation during year

と計算値とで一致しやすかった。発電機停止後の温度降下の状況も実測値と良く一致していることから諸パラメータの設定は適切であったと考えられる。

5.2.2 機器搬入路出口空気温度と各階空気温度

Fig.9に機器搬入路出口および各階空気温度の実測値と計算値の比較を示す。Fig.10に空気絶対湿度の比較を示す。図は全て日平均値である。

B1, B2, B3, B4の空気温度は実測値と計算値で良く一致している。また、機器搬入路出口およびF1空気温度も7月から12月中旬頃までは実測値と計算

値の差はほとんどない (Fig.9)。空気絶対湿度は機器搬入路出口, F1, B4空気も実測値と計算値でよく一致した。B1, B2, B3の空気絶対湿度は10月から2月の計算値と実測値の差が目立つ結果となったが全体的には計算値と実測値で同じような変動の傾向となった (Fig.10)。

5.3 本館内熱収支

Table 7に7月5日午前6時揚水時の、Table 8に9月11日午前6時揚水時の本館内熱収支を示す。両日ともに発電機が揚水ポンプとしてフル稼働しており、もっとも

Table 7 Heat balance in the main building
(6:00AM, July 5th, unit :kW)

Heating or cooling source	Heating	Cooling
Surrounding wall	19.9	-37.8
Equipment	113.1	-
Fan	15.7	-
Supplied air	-	-140.3
Water pipe	-	-19.1

発熱量が多い時間帯であった。熱収支にあげた項目はそれぞれ本館内空気に対する壁表面の冷却・放熱量、機器発熱量（発電機室からの放熱を含む）、送風機発熱量、水圧鉄管による冷却熱量である。もっとも冷却効果が大きいのは導入外気による冷却であった。また、壁表面についてはF1では空気温度より温度が高い壁表面から空気に放熱されており、その他の階では空気より温度が低い壁表面により空気が冷却されていた。また7月に比べ9月は本館内の壁近傍の地盤温度が高くなっているため、壁表面による空気への冷却は7月に比べて少なかった。同様にB3およびB4の水圧鉄管についても9月より7月の方が冷却効果が大きかった。これらのことから解析対象の発電所の換気システムは、発電機が頻りに稼働し負荷が大きい7月に高い冷却効果を発揮できるシステムであると考えられる。

5.4 外気導入量の検討

設計条件（F1 空気温度 $\leq 30^{\circ}\text{C}$ ）を満足する外気の最低導入量をシミュレーションにより検討した。本館の熱収支シミュレーションと同様の計算条件とし、外気導入量のみを変えて各階の室温変動をみた。

発電機が2台稼働し本館内部発熱量が多い9月11日午前6時の空気温度をTable 9に例示する。外気導入量が現状の5割（27,600 m^3/h ）の場合、F1 空気温度が 30.2°C になり設計条件を満たせない。現状の6割（33,200 m^3/h ）の場合、F1 空気温度は 28.7°C であった。この場合、他の階の空気温度は、B1が 32.2°C 、B2が 30.7°C 、B3が 35.9°C 、B4が 33.3°C であった。以上のことから、実測時の気象条件および発電機と補機類稼働状況ならば、現状の6割の外気導入量（設計計画時全送風量の3割弱）でも、F1 空気温度が 30°C 以上になる可能性は低いことがわかった。

6. 結 言

実測およびシミュレーションにより地下式発電所（純揚水式）の熱環境を解析した。本研究で解析対象とした地下式発電所（純揚水式）の換気システムは、外気を機器搬入路から導入して本館内に供給し、ケーブルトンネルから外部に排気するシステムである。夏

Table 8 Heat balance in the main building
(6:00AM, September 11th, unit :kW)

Heating or cooling source	Heating	Cooling
Surrounding Wall	25.6	-23.3
Equipment	97.4	-
Fan	15.7	-
Supplied air	-	-101.4
Water pipe	-	-13.9

Table 9 Each floor air temperature according to amount of ventilation (6:00AM, September 11th, unit: $^{\circ}\text{C}$)

	Current Ventilation (100%)	70%	60%	50%
F1	25.3	27.6	28.7	30.2
B1	29.1	31.1	32.2	33.5
B2	27.8	29.7	30.7	32.0
B3	33.6	35.2	35.9	37.0
B4	31.1	32.6	33.3	34.3

季においては導入外気は機器搬入路を通過する際に十分に冷却除湿され本館内に供給されており、本館内で発生する負荷はほとんど導入外気によって処理されていることがわかった。また、導入外気による冷却だけでなく本館内の壁表面および水圧鉄管表面による冷却効果も確認できた。

本研究で作成した地下発電所熱環境シミュレーションプログラムで導入外気量についても検討した。その結果、実測時と同様の気象条件、機器類の稼働状況ならば、導入外気量を現状の6割に減らしても設計条件を満足できる室内空気温度になることを確認した。

解析対象の地下式発電所（純揚水式）では年間を通して送風機および排風機が稼働しており、冬季には低温の外気により機器搬入路で蓄冷され、それが夏季の冷熱源となっている。以上のことから解析対象の発電所の換気システムは自然エネルギーを有効に利用し、夏季の高熱負荷時に高い冷却効果を発揮できるシステムであることを確認した。また今回作成した地下発電所用熱環境シミュレーションプログラムは十分な精度を持つと考える。

謝 辞

本研究にあたり九州電力株式会社および株式会社九電工の関係者から多大な協力をいただきました。ここに記して深く感謝致します。

参 考 文 献

- 1) 中川・他：大深度地下空間の熱環境に関する研究（その5），日本建築学会大会学術講演梗概集，D 環境工学，pp.415-416，（1994）。
- 2) 同上（その6），日本建築学会大会学術講演梗概集，D 環境工学，pp.417-418，（1994）。