

水力発電所の温熱環境に配慮した給排気ファンの省エネルギー制御に関する研究

発電所
省エネルギー

温熱環境
風量制御

高知工科大学 システム工学群 建築・都市デザイン専攻 建築環境工学研究室
給排気ファン
消費電力

学籍番号：1200036 氏名：大田芽以
指導教員：田島昌樹

1. はじめに

発電所では自然換気や機械換気によって、発電機やその他機器等からの発熱（以下室内発熱）を除去している。機械換気的设计風量は、外気温度が高温になる夏季や発電量が多い時を想定して十分な排熱が可能となるように設定している。研究対象とした水力発電所について、藤井らによる調査^[1]によると、年間を通して常時设计風量で運用していることから換気空調システムである給排気ファンを効率的に運用することで大幅な省エネルギー化が可能であると推測し、外気条件や季節によって切り替えるための給排気ファンの風量制御が求められていると示している。

本研究では水力発電所を対象に給排気ファンの風量低減を行いつつも、発電機の運用や作業への安全面を考慮した温熱環境維持および給排気ファンの消費電力量削減を実現するための検討を行った。また風量低減の方法として、温熱環境測定結果と熱平衡の関係から建物内空気温度の推定式を作成し、対象建物内空気温度30℃以下（以下设计条件）を維持できるファンの制御風量を算定した。

2. 概要

2.1 対象施設の概要

対象とした水力発電所の概要を図2-1に示す。測定は発電機が設置されている室以外に、外気が通過するトンネル内でも行った。対象建物は地中にあり、建物内に取り込まれる外気はトンネル内通過時に岩盤の持つ熱量と熱交換される。

2.2 温熱環境測定概要

測定概要を表2-1、実績値の項目を表2-2、給排気ファンの設定風量を表2-3に示す。ここで実績値とは、対象建物内での測定とは別に敷地内で計測した項目を表す。給排気ファンの運用状態について、2018年度は设计風量Qで運用した。また2019年度ではインバータ周波数の変更かつファン吸込部の表面積を设计時の3分の1とすることで、風量0.5Q（设计値の50%風量）で約2週間、0.3Q（设计値の30%風量）で約2か月運用した。

3. 温熱環境測定結果

3.1 空気温度

全測定期間で対象建物内の空気温度が最も高い値を記録した測定点を室内代表点とする。室内代表点と外気の空気温度を図3-1に示す。2018年度では外気温度が低くなると室内代表点空気温度も低くなっていたが、2019年度では室内代表点空気温度は外気温度と関係なく上昇している期間があった。

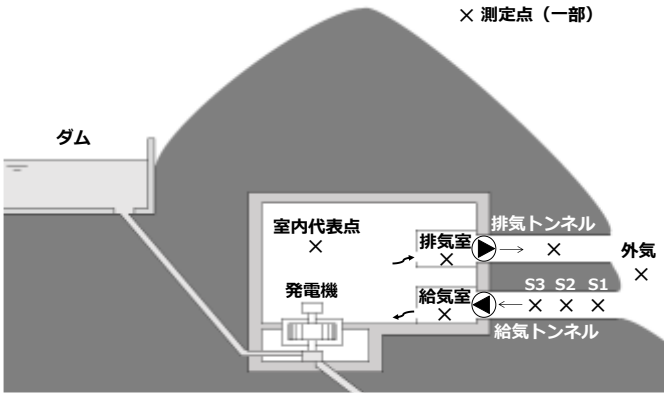


図 2-1 対象とした水力発電所の概要

表 2-1 測定概要

測定項目	測定期間	測定点数		測定間隔
		2018 年度	2019 年度	
空気温度	2018/9/16～	36	27	10 分
相対湿度	2019/1/31、			
熱流	2019/8/1～	3	3	
酸素濃度	2019/10/7	0		

表 2-2 実績値項目

項目	測定間隔
発電電力量	1 時間
ファン消費電力量	10 分

表 2-3 給排気ファンの設定風量

ケース	期間	風量[kg/h]	備考
1	2018/9/16～2019/1/31	Q	设计風量
2	2019/8/1～2019/8/16	0.5Q	50%値
3	2019/8/17～2019/10/7	0.3Q	30%値

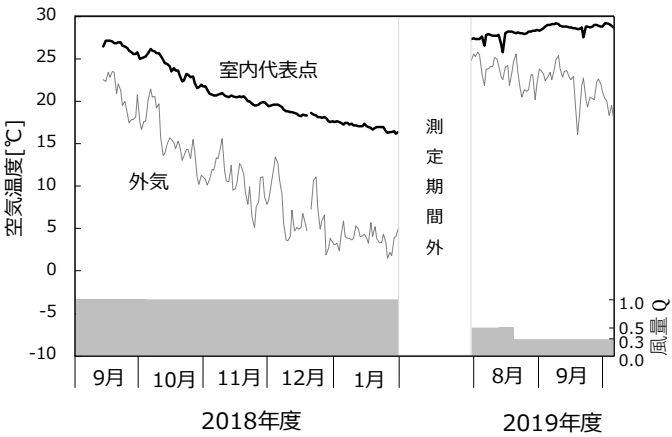


図 3-1 室内代表点と外気の空気温度

風量を低減したことで室内発熱の排熱量が少なくなり、空気温度が上昇したと考えられるが、全測定期間で室内代表点空気温度は設計条件を満たしていることを確認した。

3.2 絶対湿度

3.2.1 建物内

対象建物では絶対湿度の設計条件は課されていないが、給気トンネル内や給気室付近で結露が発生しており、結露量が増加すると建物内でのカビの発生や鉄部の発錆を招く恐れがある。室内代表点と給気室の絶対湿度を図3-2に示す。風量Q、0.5Qで稼働した期間では室内代表点と給気室は近い値を示したが、風量0.3Qで稼働した期間の室内代表点は給気室より1.5g/kg(DA)程度大きかった。夏季の室内代表点絶対湿度は15g/kg(DA)程度で安定しており、建物内の水蒸気発生量は一定であると考えられる。また露点温度は20℃であり、図3-1より室内代表点空気温度は25℃以上であるため建物内で結露は発生していないか、局所的に結露していると考えられる。

3.2.2 トンネル内

給気トンネル内と外気の絶対湿度差を図3-3に示す。図中のS1、S2、S3は図2-1に示す給気トンネル内での測定点を表す。8～10月について換気風量を低減した2019年度の方が絶対湿度差が大きく、かつ負の値となった。これは2019年度の測定で結露量が多かったことを示している。一般に給気トンネル内の結露量は式(3-1)で表すことができ^[2]、2019年度は風量を低減させた条件での測定であったが、図3-4に示すように外気の絶対湿度が高かったことから結露量が多くなったと考えられる。

$$X = G(x_o - x_{st}) \quad (3-1)$$

ここに X : 給気トンネル内の結露量[g/h]
 G : ファン風量[kg/h]
 x_o : 外気の絶対湿度[g/kg(DA)]
 x_{st} : 給気トンネル内の絶対湿度[g/kg(DA)]

3.3 酸素濃度

換気風量の低減により、作業員への健康被害が生じないことを確認するため酸素濃度を測定した。図3-5に示すように建物内酸素濃度は常時20vol%以上を記録し、風量0.3Qで稼働しても酸素濃度に変化はなく作業員への健康被害が生じない^[3]ことを確認した。

4. 建物内空気温度の推定

4.1 推定式の作成

室内代表点空気温度を定量的に把握することで、設計条件を満たすファンの制御風量を算出することが可能になるため、以下の検討を行った。

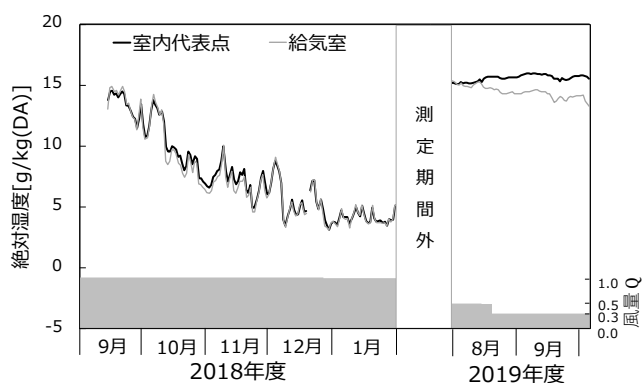
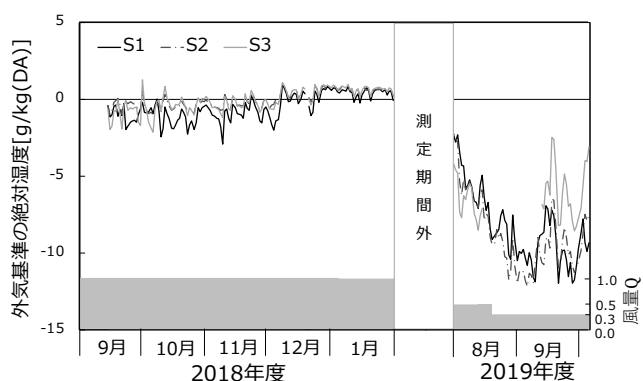
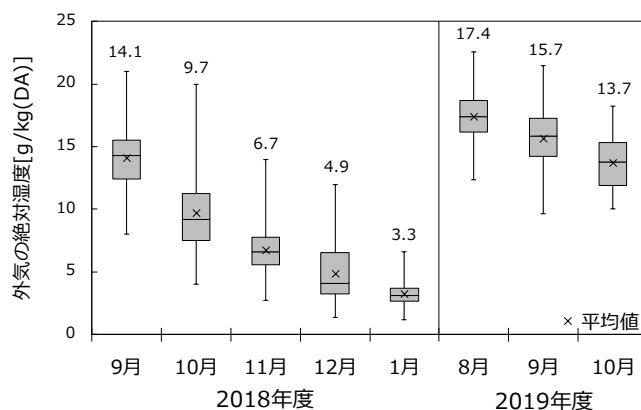


図 3-2 室内代表点と給気室の絶対湿度



※S3 における 8 月中旬～9 月中旬は欠測

図 3-3 外気基準の絶対湿度（給気トンネル）



※図中の箱ひげ図上部の数字は平均値を示す

図 3-4 外気の絶対湿度

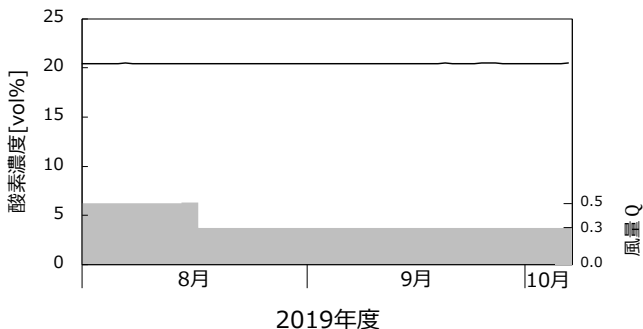


図 3-5 建物内酸素濃度

室内代表点空気温度における推定式の検討概要を図4-1に示す。対象建物は地中にあり、実測値からも外乱の影響は小さく建物内空気温度には大きな変化を与えないため^[4]、対象建物の温熱環境は1日平均値とすることで定常状態とみなした。図4-1で示すように室内代表点は①外部から取り込む熱量、②外部へ排出する熱量、③室内発熱による熱量、④壁面（岩盤）からの熱量は熱平衡となることから総和は0となり^[5]、式（4-1）で表される。式（4-1）は $(\theta_i - \theta_F) = \Delta\theta_i$ とすると式（4-2）となり、式（4-3）のように整理できる。室内代表点、排気室、給気室の絶対湿度差と室内代表点、排気室の比エンタルピー差はそれぞれ微小であったため、室内代表点空気温度は式（4-4）で表されるとした。

$$0 = h_s G - h_E G + a_g q_g + US_i(\theta_i - \theta_F) \quad (4-1)$$

$$0 = h_s G - h_E G + a_g q_g + US_i \Delta\theta_i \quad (4-2)$$

$$h_E = h_s + \frac{a_g q_g}{G} + \frac{US_i \Delta\theta_i}{G} \quad (4-3)$$

$$\theta_i = \theta_s + \frac{a_g q_g}{G} + \frac{US_i \Delta\theta_i}{G} \quad (4-4)$$

ここに h_s : 給気室比エンタルピー[kJ/kg(DA)]
 h_E : 排気室比エンタルピー[kJ/kg(DA)]
 G : ファン風量[kg/h]
 a_g : 発電量が室内発熱になる割合[%]
 q_g : 発電量[Wh]
 U : 建物外壁の熱貫流率[W/m²・K]
 S_i : 建物内表面積[m²]
 θ_i : 室内代表点空気温度[°C]
 θ_F : 岩盤温度[°C] = 20°C
 $\Delta\theta_i$: 室内代表点と岩盤の温度差[K]
 θ_s : 給気室空気温度[°C]

4.2 推定式の係数の同定

作成した室内代表点空気温度の推定式における係数を同定するため、式（4-4）より θ_s 、 q_g/G 、 $\Delta\theta_i/G$ を説明変数として重回帰分析を行った結果を図4-2、各説明変数の標準偏回帰係数を表4-1、重回帰式を式（4-5）に示す。

$$\theta_i = 1.15\theta_s + 0.00069 \frac{q_g}{G} - 1107.87 \frac{\Delta\theta_i}{G} + 0.99 \quad (4-5)$$

ここに θ_i : 室内代表点空気温度[°C]
 θ_s : 給気室空気温度[°C]
 q_g : 発電量[Wh]
 G : ファン風量[kg/h]
 $\Delta\theta_i$: 室内代表点と岩盤の温度差[K]

$\Delta\theta_i/G$ の偏回帰係数が負となったことから、室内代表点が20°C以上の条件では岩盤へ熱が移動している結果となった。 θ_s の標準偏回帰係数が最も大きくなったことから、 θ_i に対する影響が最も大きいと考えられる。また決定係数も0.9程度となり、高い精度で推定できていることを確認した。

給気室空気温度は外気温度や風量によって変化するため式（4-6）で表され、顕熱のみ考慮すると式（4-7）のように変形できる。式（4-7）より θ_o 、 $\Delta\theta_o/G$ を説明変数とし

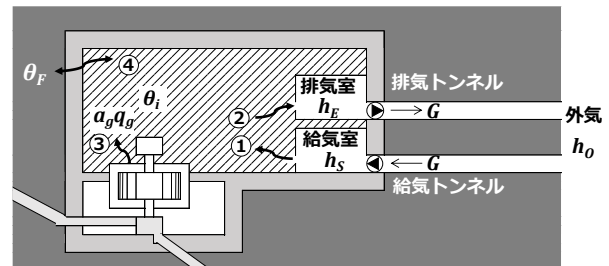
て重回帰分析を行った結果を図4-3、各説明変数の標準偏回帰係数を表4-2、重回帰式を式（4-8）に示す。 θ_o の標準偏回帰係数が大きく、決定係数も0.9程度となったことから、高い精度で推定できていることを確認した。

$$h_s G = h_o G + US_t \Delta\theta_o \quad (4-6)$$

$$\theta_s = \theta_o + \frac{US_t \Delta\theta_o}{G} \quad (4-7)$$

$$\theta_s = 0.553\theta_o - 1888.04 \frac{\Delta\theta_o}{G} + 10.56 \quad (4-8)$$

ここに h_o : 外気比エンタルピー[kJ/kg(DA)]
 S_t : トンネル内表面積[m²]
 $\Delta\theta_o$: 外気と岩盤の温度差[K]
 θ_o : 外気温度[°C]



※図の斜線部分は室内代表点の対象空間を示す 熱の移動 ← 空気の移動

図 4-1 推定式の検討概要

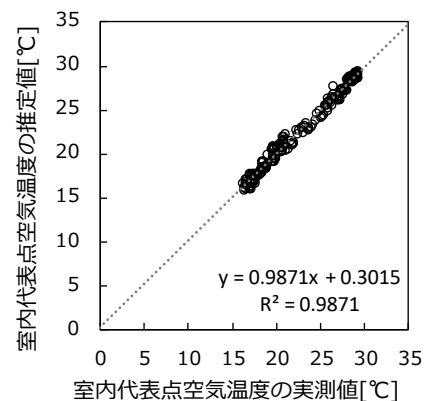


図 4-2 室内代表点空気温度の推定

表 4-1 室内代表点空気温度の推定式の標準偏回帰係数

説明変数	θ_s	q_g/G	$\Delta\theta_i/G$
標準偏回帰係数	0.892	0.273	-0.146

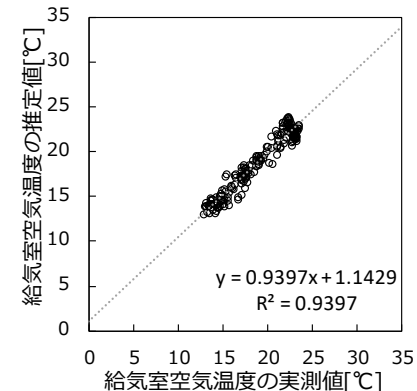


図 4-3 給気室空気温度の推定

表 4-2 給気室空気温度の推定式の標準偏回帰係数

説明変数	θ_o	$\Delta\theta_o/G$
標準偏回帰係数	1.202	-0.245

5. 換気空調システムの消費電力量削減に関する検討

5.1 給排気ファンの消費電力量と風量

給排気ファンを風量別に測定した1日当たりの平均消費電力量を表5-1に示す。給排気ファンを風量Qで運用したときの消費電力量を100%とした場合、0.5Q設定時の消費電力量は約50%、0.3Q設定時の消費電力量は約20%まで削減できた。一般にファンの消費電力と風量は式（5-1）の関係^[7]があるが、測定結果はその関係性にはなかった。これは風量を低減した際、インバータ周波数を変えたことに加えファン吸込部に加工を行い圧力損失を加えたことが原因と考えられる。

$$E_W = \frac{C}{\eta_i \cdot \eta_m} \times G^3 \quad (5-1)$$

ここに E_W : 消費電力[W]
 C : 比例定数[-]
 η_i : インバータ効率[-]
 η_m : モータ効率[-]
 G : ファン風量[kg/h]

5.2 対象建物内の温熱環境を考慮した風量の制御

式（4-5）より室内代表点空気温度が設計条件を満たすときのファンの制御風量を G_C とすると式（5-2）のように変形できる。式（5-2）について、 $G_C = 0$ となるときの θ_i は $\Delta\theta_i = (\theta_i - \theta_F)$ より式（5-3）となり、式（5-4）のように整理できる。

$$G_C = \frac{0.00069q_g - 1107.87\Delta\theta_i}{\theta_i - 1.15\theta_s - 0.99} \quad (5-2)$$

$$0 = 0.00069q_g - 1107.87(\theta_i - \theta_F) \quad (5-3)$$

$$\theta_i = \frac{0.00069}{1107.87} q_g + \theta_F \quad (5-4)$$

ここに G_C : ファンの制御風量[kg/h]
 q_g : 発電量[Wh]
 $\Delta\theta_i$: 室内代表点と岩盤の温度差[K]
 θ_i : 室内代表点空気温度[°C]
 θ_s : 給気室空気温度[°C]
 θ_F : 岩盤温度[°C] = 20°C

2018年度の外気条件で算出した制御風量 G_C とそのときの室内代表点空気温度 θ_i を図5-1に示す。設計条件から、温熱環境の面では夏季は風量0.3Q、冬季は風量を0での運用が可能である。

また給排気ファンが時間制御できると仮定した場合、風量と消費電力量は比例関係にあり、風量を低減すると消費電力量も減少する。風量Qで稼働した期間に測定された消費電力量の割合を100%としたときに、風量0.3Qと制御風量 G_C から算出した必要最小風量 Q_{min} で稼働したときの各消費電力量を図5-2に示す。

風量0.3Qで稼働した場合、給排気ファンの消費電力量を約80%削減できることを確認した。時間制御が可能であれば風量と消費電力量はさらに削減できる。

6 おわりに

本研究では対象建物内の温熱環境を考慮した換気空調システムにかかる消費電力量の削減を目的として、建物内空気温度の推定式の作成および給排気ファンの風量低減時の消費電力量の削減について検討を行った。冬季および2年分の夏季データを測定したため、換気風量の制御による消費電力量の削減について検討した。結果から風量0.3Qで稼働しても設計条件を満たし、消費電力量は約80%削減できることを算定した。

酸素濃度が人体への健康被害が生じない値であるから、設計条件からは間歇運転等による換気風量の制御によって、さらなる消費電力量の削減が可能であると考えられる。

表 5-1 風量と消費電力量

風量	1日当たりの消費電力量[kWh/day]			
	給気ファン		排気ファン	
	測定値	割合	測定値	割合
Q	39.8	100%	37.7	100%
0.5Q	21.0	53%	20.6	55%
0.3Q	7.5	19%	6.2	16%

※割合は風量 Q で運用時の消費電力量を 100%としたときの割合を示す

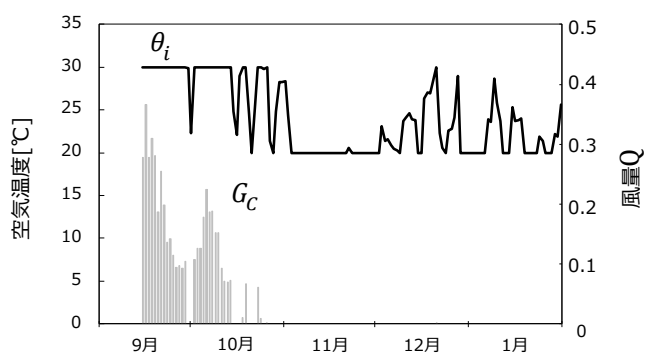
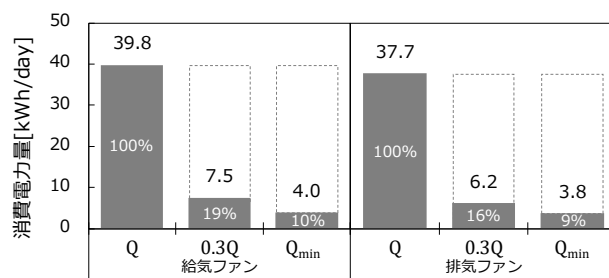


図 5-1 制御風量と室内代表点空気温度



※図中の棒グラフ上部の数字は消費電力量を示す

図 5-2 各風量設定時の消費電力量

<参考文献>

[1]藤井他:大空間を対象とした換気空調システムに関する実践的研究,空調和・衛生工学会大会学術論文集 (第1報),2018.9.[2]最新 建築環境工学 (改訂4版),p.254,2017.2.[3]中央労働災害防止協会 安全衛生情報センター 酸素欠乏症等防止規則 第二章 一般的防止措置 第五条 <https://www.jaish.gr.jp/anzen/hor/hombun/hor1-2/hor1-2-35-2-0.htm>.[4]武田仁:有限要素法による地下鉄トンネル温熱環境シミュレーション,日本建築学会計画系論文集 第500号,23-30,1997.10.[5]前掲 [2]p.182.[6]田中豊・垂水共之編:Windows 版統計解析ハンドブック多変量解析,共立出版(株),1995.7,p.19-22.[7]空調和・衛生工学会便覧 基礎編 環境エネルギー評価 第18章 空調シミュレーション,p.461 2010.2.