

<研究発表>

下水処理場の送風機設備におけるエネルギー評価手法

榎本 博¹, 坂本 忠昭¹, 進藤 静一²

三菱電機株式会社 先端技術総合研究所 エネルギーソリューション開発プロジェクトグループ
 (〒661-8661 兵庫県尼崎市塚口本町 8-1-1,
 E-mail:Enomoto.Hiroshi@df.MitsubishiElectric.co.jp, Sakamoto.Tadaaki@cb.MitsubishiElectric.co.jp)
 三菱電機株式会社 神戸製作所 公共部(〒652-8555 兵庫県神戸市兵庫区和田崎町 1-1-2,
 E-mail:Shindo.Seiichi@db.MitsubishiElectric.co.jp)

概要

送風機の省エネルギー対策において、一般に送風量と消費電力量の関係から削減効果が論じられることが多い。しかし設備更新、運用変更などの対策を実施することで従来と吐出圧が変わる場合、送風機の運転効率が変化する可能性がありその点について考慮されることは少ない。送風量、吐出圧の双方が変化するケースにおいて消費電力量を精度良く評価する手法として、送風機の特長曲線データを用いて消費電力量を求める手法を提案する。本手法の適用例として、送風機設備のモデルを含む水処理系プラントシミュレータを用いた、超微細気泡散気装置導入の省エネルギー効果の試算例を示す。

キーワード: 送風機, 省エネルギー, プラントシミュレータ, 超微細気泡散気装置

1. はじめに

下水処理場において、送風機は全消費電力量の 30~50% と大きな割合を占めており、これを削減するために超微細気泡散気装置や省エネルギー型風量制御システム等の省エネルギー対策が提案されている。これらの省エネルギー対策導入の検討にあたり、電力削減効果をいかに評価するかが重要である。

下水処理場の送風機は一般に、安定した送風を行うために吐出圧一定で運転が行われている。従って、消費電力は送風量の変化に対してのみ議論されることが多い⁽¹⁾。しかし、送風機の消費電力は吐出圧によっても変化するものであり、設備更新や運用変更時に運転圧力が従来と変わる場合、圧力変動による効率変化を考慮しないと評価精度が悪くなる恐れがある。今回圧力変動を考慮した消費電力計算方法を提案し、本手法のモデルを備えた水処理系プラントシミュレータを構築した。本シミュレータを用いて省エネルギー対策(超微細気泡散気装置)の消費電力削減効果を試算したのでその結果を報告する。

2. 送風機の特長

下水処理場では、反応タンクの水深4~5m に設置された散気装置によって空気が送られることから、吐出圧が 50~70kPa のターボブロワが主に使われる。ブロワの軸動力(電動機出力)は吸込風量(送風量)、吸込圧、吐出圧で決まり、(1)式で表される⁽²⁾。

$$L = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{QP_1}{60} \cdot \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right\} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{tad}}} \quad (1)$$

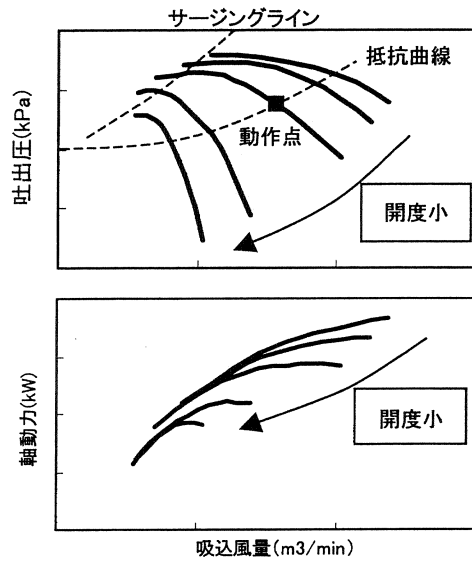


Fig.1 Performance Curves of Turbo Blower

ここで、L: 軸動力(kW)、 κ : 比熱比(空気は 1.4)、Q: 吸込風量(20℃, 1 atm)(m³/min)、 P_1 : 吸込圧(kPa, 絶対圧)、 P_2 : 吐出圧(kPa, 絶対圧)、 η_{tad} : 全断熱効率

送風機の風量制御は、吸込ダンパ又はインレットベーンの開度制御によって行われる。風量制御によって吸込風量、吐出圧の運転可能範囲や全断熱効率が変化することから、制御量毎に異なる特長曲線となる。特長曲線の例を Fig.1 に示す。

これらの特長曲線と、送風抵抗(圧損)によって送風機の動作点(吸込風量、吐出圧)は決まる。送風抵抗は散気水深で決まる水圧と、散気装置、配管、弁等の圧損からなり、圧損は風量の二乗に比例する。特長曲線と抵抗曲線の交点が動作点である。

下水処理場では一般に、反応タンク入口の風量調節弁と送風機の制御により吐出圧一定で運転が行われており、例えば送風量を減らす場合、Fig.2 の A→B のように動作点は変化する。

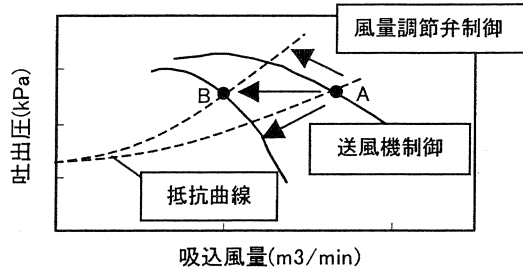


Fig.2 Change in Operating Point by Blower and Valve Control

吐出圧一定運転を前提とすれば、送風機の消費電力は風量変化に対して考慮すればよい。しかし、設備更新等に併せて運転圧力の見直しを行う場合、圧力差による性能の違いを考慮すべきである。圧力差による性能比較例として、吸込風量 180m³/min、吐出圧 55kPa、電動機出力 270kW のターボブロワにおいて、吐出圧を定格の±10%とした場合の部分負荷特性を Table1 に示す。10%の圧力差に対し、消費電力は最大5%程度の差が出るため、運転圧力を見直す場合の消費電力評価には、圧力特性の考慮が必要といえる。

Table 1 Partial Load Characteristics of Turbo Blower

風量(%)	消費電力(%)		
	圧+10%	定格圧力	圧-10%
100	103	100	97
90	98	94	91
80	92	87	84
70	82	79	77
60	74	72	70
50	65	64	62

3. 特性曲線を用いた消費電力の求め方

運転性能を評価する場合、機器の特性データと動作点を比較することで行われる。動作点は通常データと一致しないので、データ間の補間近似で推定するのが一般的である。送風機の場合、風量制御により特性曲線は二次元的に変化することから、動作点は特性曲線の補間近似上に乗らない場合もある。そこで、動作点近傍2本の特性曲線と動作点の位置関係から軸動力を求める手法を提案する(Fig.3)。この方法を用いると、圧力が変わる場合でも、その圧力での性能に基づいて消費電力を求めることができる。

- ① 動作点 A 近傍2本の特性曲線上で、動作点に近い圧力2点の折線近似から同一圧力の点 B、C を求める。
- ② 吐出圧データに対応する軸動力データの折線近似上で、点 B、C の吸込風量における軸動力点 B'、C' を求める。
- ③ 線分 B'C' 上で点 A の吸込風量となる軸動力点 A' を求める。

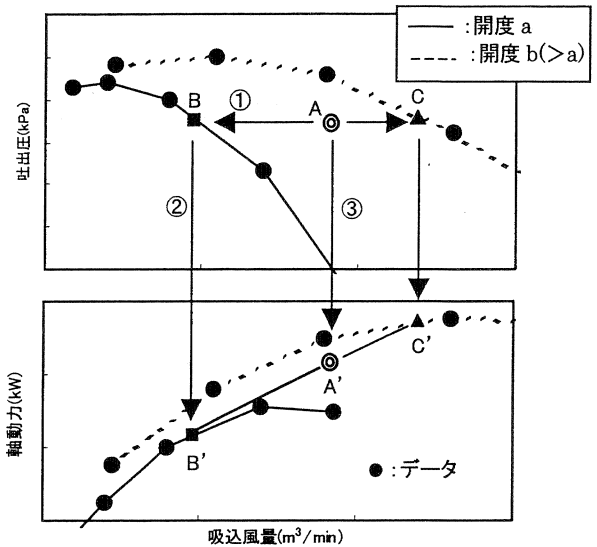


Fig.3 Shaft Power Calculation Procedure using Performance Curves

また、送風機の性能は吸込空気の状態(温度、圧力)によっても変化する。従って、実際の運転データをもとに評価する場合、①仕様の空気状態で運転した場合の性能に換算、②特性曲線データから軸動力を求める、③求めた軸動力を運転時の性能に戻す、という手順で計算する必要がある。吸込空気の温度、圧力による吸込風量、吐出圧、軸動力の性能換算は(2)式で与えられる⁽²⁾。

$$Q^* = Q \cdot \frac{P_1^*}{P_1} \cdot \frac{T}{T^*}, \quad L = L^* \cdot \frac{P_1}{P_1^*} \cdot \frac{T^*}{T}$$

$$p^* = p \cdot \frac{T}{T^*}, \quad p = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \quad (2)$$

ここで、T: 吸込空気の温度(K)、*は仕様の空気状態(温度、圧力)における値である。

4. 超微細気泡散気装置の省エネルギー評価

超微細気泡散気装置は、従来の散気装置より酸素溶解効率が高く送風量の削減が図れるが、圧損が大きいという課題がある。超微細気泡散気装置の導入で従来より吐出圧が上がるという条件で、3章の計算方法を用いて送風量削減による送風機消費電力の削減効果を評価する。

4.1 散気装置の特性

散気装置の性能は酸素溶解効率で表される。酸素溶解効率は通気量と散気水深に関係し、通気量が増加、散気水深が浅くなると低下する。散気装置の特性は概ね Fig.4 の形状であり対数近似が可能である。文献(3)記載の散気水深による補正も併せ、(3)式で酸素溶解効率を表すことができる。

$$E_A = \{-a \cdot \ln(Q) + b\} \cdot (H/H_0)^{0.72} \times 100 \quad (3)$$

ここで、 E_A : 酸素溶解効率(%), a, b: 対数近似の係数、Q: 通気量(L/min)、H: 散気水深(m)、 H_0 : ベースの散気水深(m)

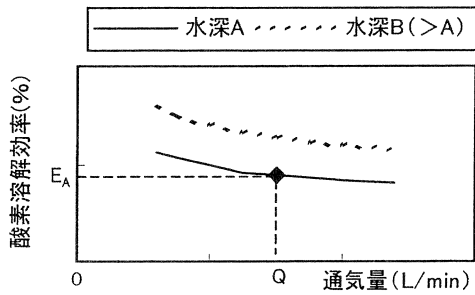


Fig.4 Oxygen Transfer Coefficient of Diffuser

4.2 必要空気量の計算

反応タンクに供給された酸素量のうち、溶解した分の一部が活性汚泥に消費され(有機物の酸化、硝化反応、内生呼吸)、残りが DO として維持される。必要空気量は、これらの酸素量を清水状態での酸素供給量に換算し、酸素溶解効率との関係式から求めることができる⁽⁴⁾。必要酸素量から必要空気量を求める式を以下に示す(今回は標準活性汚泥法を対象とし、無酸素タンクは考慮しない)。

$$\left. \begin{aligned} AOR &= D_B + D_N + D_E + D_O \\ D_B &= A \cdot C_{BOD, in} \cdot r_B \cdot Q_{in} \times 10^{-3} \\ D_N &= C \cdot C_{TN, in} \cdot r_N \cdot Q_{in} \times 10^{-3} \\ D_E &= B \cdot V \cdot X \cdot C_{SS} \times 10^{-3} \\ D_O &= C_O \cdot Q_{in} \cdot (1 + r_s) \times 10^{-3} \end{aligned} \right\} (4)$$

$$\left. \begin{aligned} SOR &= \frac{AOR \cdot C_{S1} \cdot \gamma}{1.024^{T_2 - T_1} \cdot \alpha \cdot (\beta \cdot C_{S2} \cdot \gamma - C_O)} \cdot \frac{101.3}{P} \\ \gamma &= \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{10.332 + H}{10.332} + 1 \right) \end{aligned} \right\} (5)$$

$$G_S = \frac{SOR}{E_A \cdot \rho \cdot O_W} \times 100 \times \frac{273 + T_2}{273} \quad (6)$$

ここで、AOR:必要酸素量(kgO₂/d)、D_B, D_N, D_E:有機物の酸化、硝化反応、内生呼吸による酸素消費量(kgO₂/d)、D_O:DOを維持する酸素量(kgO₂/d)、Q_{in}:流入水量(m³/d)、C_{BOD, in}:流入水 BOD 濃度(mg/l)、r_B:BOD 除去率、A:除去 BOD あたりの酸素消費量(kgO₂/kgBOD)、C:硝化反応による酸素消費量(kgO₂/kgN)、r_N:窒素硝化率、C_{TN, in}:流入水 TN 濃度(mg/l)、V:反応タンク容量(m³)、B:単位 MLVSS あたりの内生呼吸による酸素消費量(kgO₂/(kgMLVSS·d))、X:MLVSS/MLSS 比、r_s:汚泥返送率、C_{SS}:MLSS 濃度(mg/l)、C_O:DO(mg/l)、SOR:T₁°Cにおける清水状態での酸素供給量(kgO₂/d)、T₁:散気装置設計条件の清水温度(°C)、T₂:混合液温度(°C)、C_{S1}, C_{S2}:清水 T₁, T₂°Cでの飽和酸素濃度(mg/l)、P:大気圧(kPa)、α:酸素移動容量係数の補正係数(0.83)、β:飽和酸素濃度の補正係数(0.95)、γ:散気水深による補正係数、H:散気水深(m)、G_S:必要空気量(m³/min)、E_A:酸素溶解効率(%)、ρ:空気密度(1.293kg/Nm³)、O_W:空気中酸素含有量(0.232kgO₂/kgAir)

ここに示した(6)式で、酸素溶解効率は定数として扱っているが、実際は(3)式で示したように空気量によって変わることが考慮すると、変数は G_S・E_A となり、一意に求められない。実際 の特性を模擬する(3)式を(6)式と連立して解く事により、酸素溶解効率と送風量を求めることになる。

4.3 電力削減効果の試算例

送風機、散気装置、反応タンクのモデルを含むプラントシミュレータを用いて、微細気泡散気装置への更新による消費電力削減効果を試算した。試算条件を以下に示す。

- ・ 反応タンクの流入水量:100,000m³/d、4系列、標準活性汚泥法
- ・ 送風機仕様:180m³/min、55kPa、270kW、台数は3台、各送風機への風量配分は同一
- ・ 1系の散気装置を微細気泡散気装置に更新、散気水深は5mで更新後も同じとする
- ・ 従来型と、微細気泡散気装置の酸素溶解効率の差は8~12%程度とする(Fig.6)
- ・ 散気装置更新により、吐出圧を55kPa→60kPaに変更

設備構成や空気量計算に関する諸元を Table2 に、水質等時系列データを Fig.7 に示す。更新前後について Fig.5 のフローに基づき 24 時間の消費電力量を計算した。

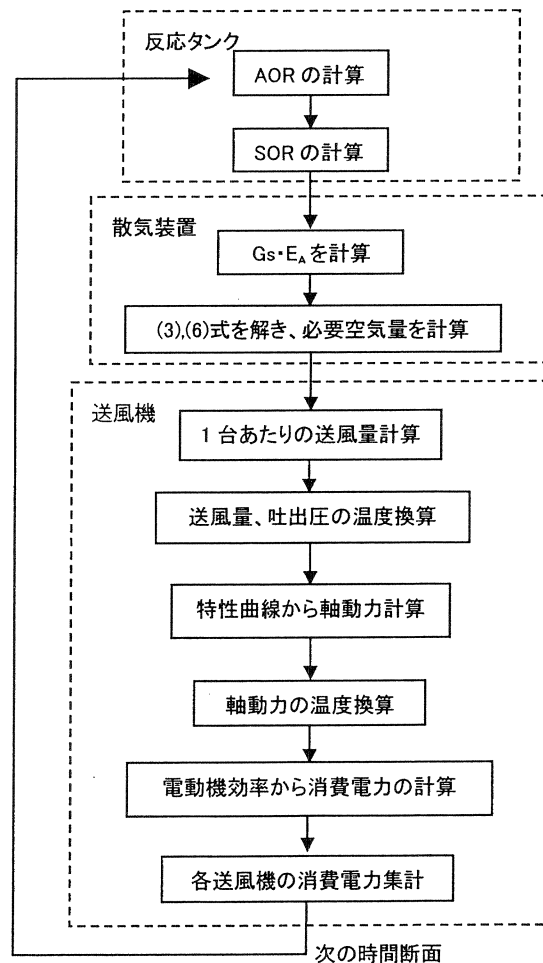


Fig.5 Simulation Flow

送風量、消費電力量の各時刻の計算結果を Fig.8 に、24 時間の集計値を Table3 に示す。1系列の更新では全体からの割合で見ると 8.7%の風量削減であるが、更新する系列を増やすことによる風量削減効果は比例的に見積もることができる。この特徴は、送風機の設備容量見直しに有効であり、目的とする設備容量に抑えるにはどれだけ散気装置を更新すればよいかといった評価が可能である。

消費電力量の削減率は、風量削減率より小さい値となった。その原因は、従来と同じ運転台数において、①吐出圧の上昇による消費電力の増加、②軽負荷運転による効率の低下、によって風量削減による効果が減少することによる。一方、運転台数が変わる負荷領域(例えば4~7時)では、台数の差によって風量比以上の電力削減が可能である。従来の運転データを分析し、何%風量を削減すれば、何%の時間帯で運転台数を減らすことができる、といった観点による更新範囲の検討に効果的である。

Table 3. Effects of Saving Air Quantity and Power Consumption

	送風量(m ³ /d)		消費電力量(kWh)
	1系	全体	
更新前	112,638	450,552	10,499
更新後	73,566	411,480	9,761
削減率	34.7%	8.7%	7.0%

5. まとめ

送風機の特性曲線と動作点から消費電力を求める手法を提案した。本手法を用いることで、設備構成や運転方法変更により吐出圧が従来と変わる場合においても、消費電力を精度良く評価できると考えられる。

送風機の消費電力は、散気装置の効率や反応タンクの制御を含めて評価する必要があり、それらを組み込んだ水処理系プラントシミュレータを構築した。今回必要空気量の計算にあたり、水質関連データとして除去率を用いたが、動的な振る舞いを含めて評価する場合、活性汚泥モデルを用いて水質を計算する必要がある。現在活性汚泥モデルと機器モデルの連携シミュレーションの検討を進めている。また、並行して汚泥処理系のモデル化も進めており、最終的に、下水処理場全体について、「処理水質」、「エネルギーコスト」、「CO₂ 排出量」の面で総合的に評価する総合プラントシミュレータとして構築する予定である。

参考文献

- 1) 下水道設備の地球温暖化防止対策検討書, 東京下水道設備協会 (2004)
- 2) 尾形俊輔編著, 改訂 ファン・ブロワ, 省エネルギーセンター (2003)
- 3) 本間誠二, 散気装置の効率化に関する調査, 東京都下水道局技術調査年報 (2002)
- 4) 下水道施設計画・設計指針と解説 後編, 日本下水道協会(2001)

Table 2. Conditions for Simulation

項目	記号	単位	値	
反応タンク	V	m ³	10,000×4 系列	
	Q _{in}	m ³ /d	100,000(Fig7 参照)	
	T ₁ , T ₂	°C	20	
有機物の酸化による酸素消費量(D _B)	C _{BOD,in}	mg/l	平均 89(Fig7 参照)	
	r _B	-	0.95	
	A	kgO ₂ /kgBOD	0.6	
硝化反応による酸素消費量(D _N)	C _{TN,in}	mg/l	平均 36(Fig7 参照)	
	r _N	-	0.75	
	C	kgO ₂ /kgN	4.57	
内生呼吸による酸素消費量(D _E)	C _{SS}	mg/l	平均 1530(Fig.7 参照)	
	X	-	0.8	
	B	kgO ₂ /(kgMLVSS·d)	0.1	
DO 維持の酸素量(D _O)	C _{O,A}	mg/l	1.0 (DO 一定制御)	
	r _S	-	0.5	
散気装置	E _A	%	更新前	a:-0.058,b:0.5
			更新後	a:-0.082,b:0.7
				Fig.6 参照
	H, H ₀	m	5	
送風機	Q	m ³ /min	180	
	P2	kPa	更新前	55
			更新後	60
	L	kW	270	
台数	台	3		
電動機	効率	%	95	

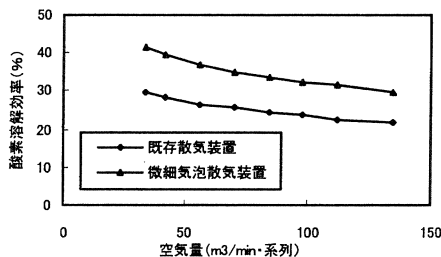


Fig.6 Performance of Diffusers

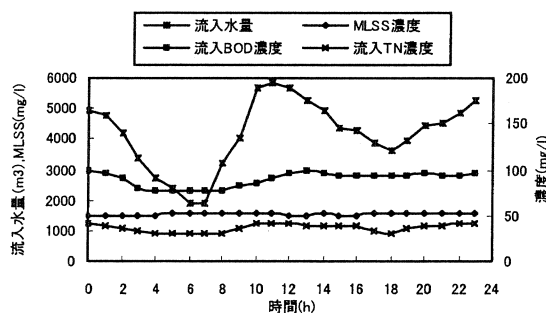


Fig.7 Time-Course of Wastewater Quality

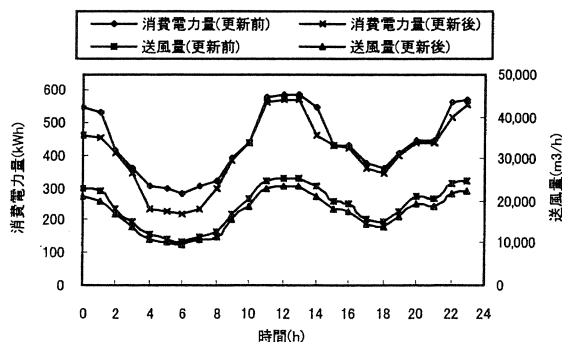


Fig.8 Simulation Results