

排水処理用エアレータが誘起する 液循環流量の評価

兵庫県立大学

伊藤和宏・田口翔悟・山本拓司・前田光治

(株)アイエンス

吉田憲史

SOCIETY of ENVIRONMENTAL CONSERVATION ENGINEERING

環境技術学会

<https://www.jriet.net>

技術論文

排水処理用エアレータが誘起する液循環流量の評価

伊藤和宏*・吉田憲史**・田口翔悟*
山本拓司*・前田光治*

要 旨

高速空気を注入し、攪拌能力を高めた水処理用エアレータの液循環流量をエアリフトポンプ・モデルにより評価した。まず小型エアリフトポンプを使ってモデルの検証を行った。運動量方程式に入口部の圧力損失を考慮することにより、揚水量の予測誤差が22%から5%まで減少することが分かった。次に、エアレータの曝気試験に対して液循環流量の評価を行った。構造物による損失と出口損失を考慮することにより、液循環流量を35%の誤差で予測できることが分かった。揚水効率は送気流量の増加とともに減少し、その最大値は0.83となった。

キーワード：排水処理、エアレータ、攪拌、エアリフト

1. 緒 言

食品加工排水は、浄化槽底部での貧酸素化と富栄養化により腐敗しやすく、活性汚泥法の処理能力低下が問題となっている。これに対し著者ら¹⁾は攪拌能力を高めた高速空気注入型エアレータを提案し、槽内に大規模な循環流が発生することを示した。

生物水処理において液循環流量を予測することは、スケールアップ時のリスクを低減し、消費エネルギーの最適化を図る上で重要である。そこで、高度排水処理への適用を目指したドラフトチューブ付気泡塔^{2,3)}では、エネルギー損失と静水頭圧とのバランス式から液循環流量を評価しており、実測値との比較から、±30%程度の精度で予測できるとしている⁴⁾。しかし、底部散気方式のエアレータの液循環流量を運動方程式から予測した例は見当たらない。また、このようなエアレータや、湖や貯水池の大規模攪拌に用いる空気揚水筒^{5,6)}などでは、気泡存在部と非存在部が明確に分かれていないため、ドラフトチューブ付気泡塔に対する予測手法をそのまま適用することができない。

そこで本研究では、エアレータが誘起する液循環流

量を、気液の流動の様子が類似のエアリフトポンプのモデルを用いて予測することを試みた。二相流における圧力損失の扱いについて小型エアリフトポンプ装置による実験により妥当性を検証し、さらに、エアレータの循環流量との比較を行った。

2. 主 な 記 号

A ：揚水管断面積 m^2
 d ：揚水管内径 m
 D_e ：空気ノズル内径 m
 f ：液体体積率 —
 H_d ：吐出し揚程 m
 H_s ：浸水深さ m
 L ：揚水管長さ m
 P_g ：送気管静圧 Pa
 P_a ：大気圧 Pa
 Q_G ：送気流量 L/min
 Q_L ：液循環流量（揚水量） L/min
 R_g ：エアレータと床面との隙間 mm
 u ：流速 m/s
 ρ ：密度 kg/m^3

2020年3月24日受付、2020年5月20日受理

* 兵庫県立大学 Kazuhiro ITOH, Shogo TAGUCHI, Takuji YAMAMOTO, Kouji MAEDA

** ㈱アイエンス Norifumi YOSHIDA

λ : 管摩擦係数 —

τ : 壁面せん断応力 kg/m^2

ζ : 損失係数 —

添字

0: 見かけの値

1, 2, 3: 断面の位置

G: 気相

L: 液相

TP: 二相流

3. 実験方法

3.1 エアレータの曝気実験

図1にエアレータ(アイエンス, アクアブラスター)の実験装置を示す。外径 $d=140\text{ mm}$ 、長さ $L=465\text{ mm}$ のステンレス管の内部に、直径 $D_e=23\text{ mm}$ の送気ノズルを導き、エアレータ上端より315 mmの位置から鉛直上向きに空気を放出する。

空気泡は、写真1に示す構造物によって粉碎される。2種類の構造物を交互に3セットずつ、合計6枚挿入されている。この構造物は回転しないが、独特の翼形状によって旋回流を生じさせ、攪拌効果を高める役割を担っている⁷⁾。

実験は幅2 m、長さ16 mの地下水槽で行った。実験の詳細は前報¹⁾に示している。水道水を深さ1.75 mまで貯め、幅方向の中心にエアレータを置いて曝気した。エアレータと槽底との隙間(吸込口高さ)は $R_e=50\text{ mm}$ である。電磁流速計(JFE アドバンテック, ACM

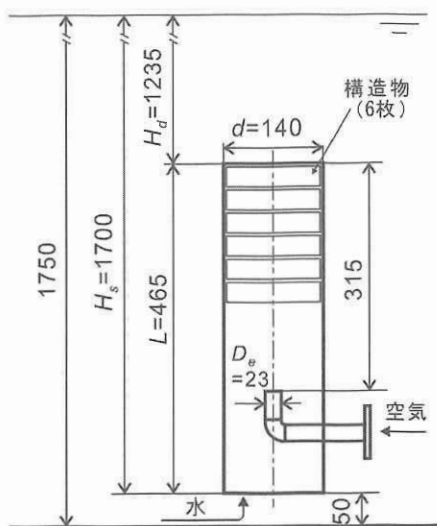


図1 エアレータ実験装置

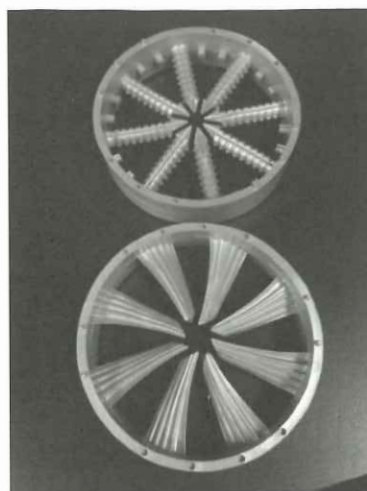


写真1 空気攪拌翼

上: ニードルタイプ, 下: ウィングタイプ。
2種の構造物が交互に組み込まれる。

3-RS, 測定精度 $\pm 0.5\text{ cm/s}$)を用いて、槽底から50 mm、エアレータ中心から200 mm($\equiv d_m/2$)離れた位置における平均流速 u_{a1} を測定した。これより槽底とエアレータとの隙間を一定流速 u_{a1} で水が吸引されていると仮定し、次式から実験の循環流量 Q_L を評価した⁵⁾。

$$Q_L = \pi \cdot d_m \cdot R_g \cdot u_{a1} \quad (1)$$

また地上の送気管において、送気流量 Q_G および静圧 P を超音波流量計(愛知時計電機, TRX50, 測定精度 $\pm 2\%$ R.S.)および圧力計(SMC, ISE80, 測定精度 $\pm 20\text{ kPa}$)で測定した。

3.2 小型エアリフトポンプの実験

液循環量の解析結果を検証するため、小型のエアリフトポンプを用いて実験を行った。図2に試験装置の概要を示す。揚水管は長さ $L=500\text{ mm}$ 、内径 $d=10\text{ mm}$ あるいは 14 mm の亚克力管を用いた。送気ノズルは直径 $D_e=3\text{ mm}$ のステンレス管製で、その上流にダイヤフラム式ポンプ(イワキ, APN-215NV)、圧力計(長野計器, GC62, 精度 $\pm 0.1\text{ kPa}$)、面積式流量計(コフロク, 精度 $\pm 0.5\text{ L/min}$)を設置した。揚水管入口には入口直径 $D=37\text{ mm}$ 、長さ $L'=18\text{ mm}$ の漏斗部を設けた。これらを横 $300 \times$ 奥行 $300 \times$ 高さ 600 mm のガラス製水槽内に固定した。供試流体には室温の水道水を用いた。

実験は、吐出し揚程 H_d (水面から揚水管出口までの高さ)が表1の条件になるように、貯水高さを変え

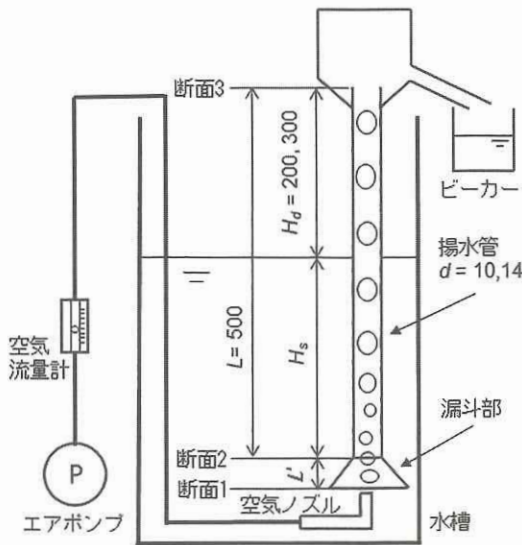


図2 エアリフトポンプ実験装置

表1 エアリフトポンプの実験条件

	d [mm]	H_s [mm]
Case 1	10	300
Case 2	10	200
Case 3	14	300

て行った。揚水量 Q_L は、揚水をビーカーでくみ取って質量法で測定した。なおエアリフトポンプは、空気流量が一定値以下では揚水できなくなる。よって揚水可能な空気流量から 0.5 L/min の間隔で Q_G を増加させ、 Q_L の変化が小さくなるまでを測定範囲とした。

4. 解析方法

4.1 エアリフトポンプ・モデル

揚水管直径が一定のエアリフトポンプが定常的な揚水状態にある時、揚水管の入口（図2の断面2）から出口（断面3）までの運動量方程式は次式で与えられる^{8,9)}。

$$\rho_L Q_L (u_{L2} - u_{L3}) - Ag \int_0^L \rho_{TF} dz - \pi d \int_0^L \tau_{TF} dz + A p_2 = 0 \quad (2)$$

ここで左辺第1項は液の運動量変化を表しており、液体積率 f が管内で一様であるならば、連続の式 $u_{L2} = u_{L3}$ より、この項は0となる。左辺第2項は揚水管内の流体の重量であり、 $\rho_L > \rho_G$ とすれば次式のように近似できる。

$$Ag \int_0^L \rho_{TF} dz \approx Ag L f \rho_L \quad (3)$$

式(2)の左辺第3項は揚水管における摩擦力であり、斯波ら¹⁰⁾の垂直管内二相流の整理式 $\Delta P_{TF} / \Delta P_L = f^{-1.75}$ から、次のように記述される。

$$\pi d \int_0^L \tau_{TF} dz = A f^{-1.75} \lambda_L \frac{L}{d} \frac{\rho_L u_{L0}^2}{2} \quad (4)$$

これより式(2)は次のようになる。

$$gL f \rho_L + f^{-1.75} \lambda_L \frac{L}{d} \frac{\rho_L u_{L0}^2}{2} = p_2 \quad (5)$$

次に、漏斗部の入口（断面1）と揚水管入口（断面2）の間の力学的エネルギーの保存から、次式を得る⁹⁾。

$$p_2 \approx \rho_L g H_s - \frac{1}{1 + \frac{Q_G}{A u_{L0}}} \left[\frac{\rho_L}{2} \left\{ \frac{1}{f^2} - \left(\frac{A}{A_1} \right)^2 \right\} u_{L0}^2 + \rho_L g L' \right] \quad (6)$$

ここで、 L' は漏斗部の長さ、 A_1 は液吸込み口の面積 $A_1 = \pi (D^2 - D_e^2) / 4$ 、 D_e は送気ノズル径である。これを式(5)に代入して次式を得る。

$$gL f \rho_L + f^{-1.75} \lambda_L \frac{L}{d} \frac{\rho_L u_{L0}^2}{2} = \rho_L g H_s - \frac{1}{1 + \frac{Q_G}{A u_{L0}}} \left[\frac{\rho_L}{2} \left\{ \frac{1}{f^2} - \left(\frac{A}{A_1} \right)^2 \right\} u_{L0}^2 + \rho_L g L' \right] \quad (7)$$

液体積率 f は、円管内気体スラグの上昇速度を求める Nicklin らの式¹¹⁾ から、次式のように推定される^{8,9)}。

$$f = 1 - \frac{u_{G0}}{1.2 (u_{G0} + u_{L0}) + 0.35 \sqrt{gd}} \quad (8)$$

送気流量 Q_G を与えれば、空気の見かけ流速は、 $u_{G0} = Q_G / A$ で定まる。したがって式(7)と式(8)は u_{L0} と f を未知数とする連立非線形方程式となる。これを、表計算ソフト Excel のソルバー機能を利用して GRG 非線形法で解いた。

また揚水効率は Q_G 、 Q_L および送気圧力 P_g より、次式で与えられる⁹⁾。

$$\eta = \frac{\rho_L Q_L g H_d}{P_g Q_G \ln(P_g / P_s)} \quad (9)$$

4.2 エアレータへの適用

槽底部に設置されるエアレータにエアリフトポンプ・モデルを適用する場合には、吐出し揚程 H_d の扱いに注意する必要がある。 H_d は式(2)~(4)の積分範囲 $L (=H_d+H_s)$ に含まれており、断面2にかかる揚水管内液体の重量(による圧力)や摩擦せん断力の算出に寄与する。これより、解析対象をエアレータとする場合には、水面からエアレータ出口までの深さを H_d とし、 H_s を水面からエアレータ下端までの距離とした。これより、揚水管長さは $L=H_d+H_s$ となり、せん断力などの積分範囲は適正に与えられる。

4.3 圧力損失

式(7)の圧力損失には、揚水管内を流れる二相流の摩擦圧力損失しか含まれていない。一方、ドラフトチューブ付気泡塔の液循環流量の評価などでは、塔頂部や塔底部の圧力損失を考慮することが多い^{2,4)}。そこで、本研究で対象とする系の損失について、次のように評価した。

まず小型エアリフトポンプの実験においては、断面1における入口損失を次式により与えた。

$$\Delta P_{in} = \zeta_{in} \cdot f^{-1.75} \cdot \frac{\rho_L u_{L0}^2}{2} \quad (10)$$

ここで、 ζ_{in} は液单相流の入口損失係数である。ス波らは、気泡が存在することで液流速が増加しこれにより管路の圧力損失が増大することを表す係数として $f^{-1.75}$ を与えている¹⁰⁾。よって、入口損失に対しても、二相流の損失として ζ_{in} に $f^{-1.75}$ を掛けることにした。なお本研究では、 $\zeta_{in} = 1$ として解析を行った。

次に、エアレータでは、障害物が存在することによる損失と、水中に揚水が放出されることによる出口(廃棄)損失を考慮した。前者は、障害物による管路断面積の変化を急縮小管路と急拡大管路の圧力損失の和¹²⁾を、障害物の枚数だけ足し合わせる¹³⁾ことで与えられる。液单相流の急縮小管路の損失は次式となる。

$$\Delta P_{sc} = \zeta_c \frac{\rho_L u_{L0}^2}{2} \quad (11)$$

ここで、 ζ_c は

$$\zeta_c = \left(\frac{1}{C_c} - 1 \right)^2 \quad (12)$$

であり、縮小係数 C_c は管路の断面積比より求まる。

また急拡大管路の損失は次式で表される。

$$\Delta P_{el} = \zeta' \frac{\rho_L u_{L0}^2}{2} \quad (13)$$

ここで ζ' は、

$$\zeta' = \left(1 - \frac{A_{ob}}{A} \right)^2 \quad (14)$$

により与えられる係数であり、 A_{ob} は構造物中の流路断面積、 A は構造物がない位置での流路断面積である。さらに、出口損失は

$$\Delta P_{ex} = \frac{\rho_L u_{L0}^2}{2} \quad (15)$$

により与えられる。以上よりエアレータの評価では、構造物の数を $n (=6)$ として式(7)の左辺に次のような圧力損失を加えた。

$$\Delta P = \{ (\Delta P_{sc} + \Delta P_{el}) \cdot n + \Delta P_{ex} \} \cdot f^{-1.75} \quad (16)$$

構造物のシルエットから A_{ob} を求めた結果、本研究の構造物の平均断面積比は $A_{ob}/A = 0.573$ であった。これより、 $\zeta' = 0.182$ 、 $C_c = 0.69$ 、 $\zeta_c = 0.20$ として解析を行った。なお、図1に示したようにエアレータ入口から送気ノズル出口までの長さ150 mmの区間は液单相流であるが、その区間も式(4)の摩擦損失を適用して単純化した。また、エアレータ入口での液单相流の損失は無視した。

5. 実験および解析結果

5.1 エアリフトポンプ・モデルの検証

図3に小型エアリフトポンプ装置による実験結果を示す。また、式(7)と式(8)から計算される揚水量 Q_L を破線で示し、さらに式(10)より与えられる圧力損失を加えた場合の結果を実線で示す。

Q_G の増加に伴って気液の流速が増加するため、圧力損失の増大により揚水量が抑制され、 Q_L の増加率は減少する。実線の結果は、実験結果と定性的に一致した。しかし、 Q_G が増加するにつれて破線と実験値との差が広がり、特にCase1および2 ($d=10$ mm) の誤差がCase3 ($d=14$ mm) より大きくなった。一方、実線の結果は Q_G が増加しても実験結果をよく再現していることが分かる。すなわち、本実験範囲においては、壁面摩擦に加えて入口の損失を評価することによ

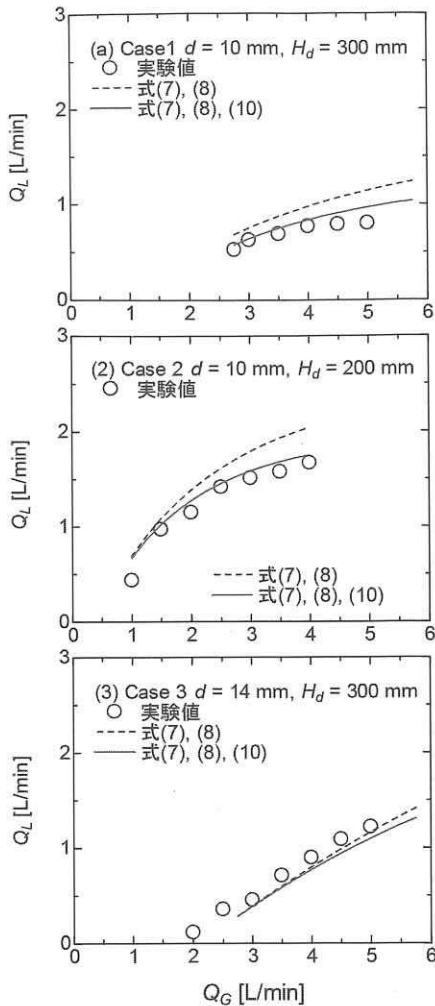


図3 小型エアリフトポンプの揚水量

り、実験との誤差が22%から5%に減少することが明らかとなった。

なお、揚水管径が太いCase3では、入口損失の有無による揚水量の変化は小さい。これは、管径が大きくなると断面平均流速が小さくなるため、解に及ぼす圧力損失の寄与が小さくなるためと考えられる。なお増淵は、揚水量 Q_L の変化に及ぼす揚水管径 d の影響の方が、吐出し揚程 H_d による影響よりも大きいとしている⁹⁾。

次に、式(9)に送気圧力 P_g の測定値を代入し、効率を求めた結果を図4に示す。 $H_d=300$ mmのCase1とCase3の最大効率が0.15と0.13であったのに対し、Case2($H_d=200$ mm)の最大効率は0.36に達した。これより、効率に対しては H_d の寄与が大きいことが示された。

5.2 エアレータの循環流量

エアレータを用いた実験について、結果を表2に示す。また、 Q_G に対する Q_L の変化を図5に示す。図5では、式(7)と(8)より求められる Q_L を破線で示し、さらに、式(16)で与えられる損失を加えて算出した解を実線で示している。

破線の値は、実験値よりもかなり大きくなったが、実線の結果は実験結果に近づいている。実線と実験値との誤差は $\pm 35\%$ であり、このような精度で循環流量を予測できることが明らかとなった。モデルの妥当性

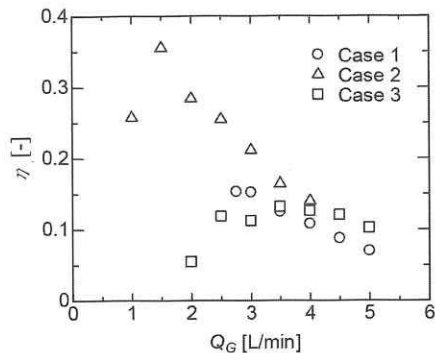


図4 小型エアリフトポンプの効率

表2 エアレータ内部を流れる水の流量

Q_G [L/min]	P_g [kPa]	u_d [m/s] ¹⁾	Q_L [L/min] ¹⁾
316	15.5	0.0828	312.29
792	16.5	0.0932	351.72
1092	17.5	0.1064	401.30
1400	19.0	0.1051	396.26
1578	20.5	0.0887	334.28

○ 実験 ($L=315$ mm, $H_d=1235$ mm, $H_g=1700$ mm)
 ---- 式(7), (8), — 式(7), (8), (16)

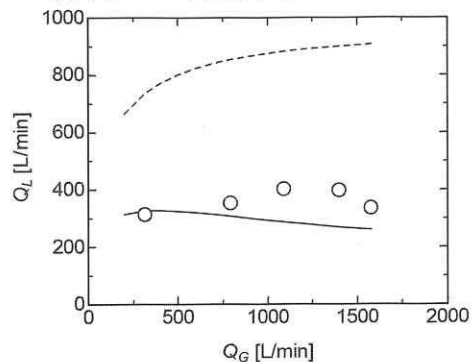


図5 エアレータが誘起した液循環流量

をより明確に示すため、今後、 H_d を変えた実験と比較する計画である。

次に、効率の結果を図6に示す。効率の最大値は0.83となった。空気揚水筒の例では効率として Q_L/Q_G の値が報告されている。これら（例えば、 $L=9\text{ m}$, $H_d=10\text{ m}$, $Q_G=360\text{ L/min}$ で $Q_L/Q_G=338$, $L=200\text{ mm}$, $H_d=350\text{ mm}$, $Q_G=3.6\text{ L/min}$ で $Q_L/Q_G=47.3$ など^{5,6)}）に比べ、本研究で得られた Q_L/Q_G の絶対値は小さいが、 Q_G が増えると効率が低下する傾向⁶⁾は一致した。

本研究で対象とした底部散気方式のエアレータは、食品コンビナート排水や下水道処理設備¹⁴⁾、製紙排水¹⁵⁾、染色工場、畜産農場¹⁶⁾など様々な生物処理槽に実装され、処理効率の向上による電力コスト等の削減に貢献している。表3にこれら実機での供給空気流量を示すが、本研究の Q_G の範囲は、表3の流量範囲をおおよそ含んでいる。

このような事例では、懸濁液の流速測定が困難であるため、液循環流量 Q_L が不明なままであることが多い。本研究で提案するモデルから液流量を予測することが可能となれば、過剰な動力のさらなる削減などが期待できる。

なお、小型装置($Q_G=1\sim6\text{ L/min}$)で検証したエ

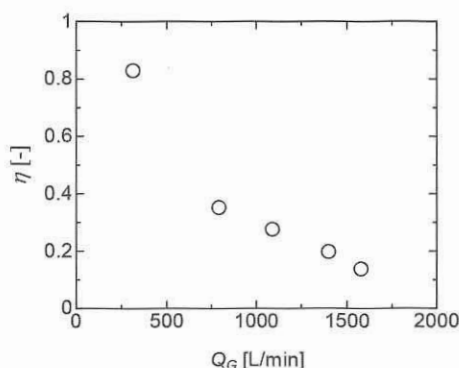


図6 エアレータの効率

表3 底部散気式エアレータの適用例と送気流量

用 例	Q_G [L/min]
食品加工排水, 下水道設備 ^{1,14)}	47 ^{注1)}
製紙排水 ¹⁵⁾	1300 ^{注2)}
染色工場, 畜産農場など ¹⁶⁾	7~25 ^{注2)}

注1) 1 m²あたりの値。本実験の体系に近い8 m² (= 2 m × 2 m × 2 m) では376 L/min

注2) エアレータ1台あたりの値

アリフトポンプ・モデルを、 Q_G の範囲が大きく異なるエアレータに適用したことに、やや飛躍が感じられるかもしれない。しかし既往の気泡塔に関する研究では、空気流速が3オーダーも異なるデータに対して液循環流を議論するなど²⁾、かなり広範な空気流量でデータが比較される。これは、機械的な攪拌を行わず、放出された気泡が主に重力と浮力のみに依存して運動し、これによって液循環が駆動されるシンプルな体系であることによる。なお、本研究で適用した摩擦力の増倍係数 $f^{-1.75}$ も、かなり広範な気相質量速度 (0.16~130 kg/m²s) に対して検証されており、 $\sqrt{\Delta P_{TP}/\Delta P_L}$ の実験との誤差は±15%であることを付記しておく¹⁰⁾。

本研究のエアレータの予測精度が±35%に止まった一つの要因として、実験での水槽が有限の大きさであること（つまり、側壁によって循環流が形成されやすくなる）が考えられる。また、垂直管の壁面摩擦に対する増倍係数 $f^{-1.75}$ を各部の形状損失にそのまま適用した影響もある。つまり、小型エアリフトポンプの実験では、揚水管に対して水槽が十分に大きく、複雑な形状の障害物も含まれなかったため、5%という精度が得られたと考えられる。エアレータとの比較では、図5の結果から、形状損失を加味する必要性を示すことはできた。今後、二相流における局所損失モデルをより詳細に検討すれば、エアレータにおける循環流量の予測精度も向上すると思われる。

6. 結 論

底部散気式エアレータが誘起する液循環流量をエアリフトポンプ・モデルを用いて評価した。小型エアリフトポンプ装置による実験結果との比較により、運動量方程式に漏斗部入口の圧力損失を追加することで、揚水量の予測精度が22%から5%に改善されることを示した。

エアレータの評価では、構造物の圧力損失と出口損失を追加することにより、液循環流量を±35%の精度で見積もることができた。また揚水効率は Q_G が小さいほど大きく、最大値は0.83となった。

謝辞：本研究を進めるにあたり、熱心に協力してくれた兵庫県立大学工学部応用化学工学科卒業生の上月直人君に感謝します。

参考文献

- 1) 伊藤和宏, 吉田憲史, 山本拓司, 前田光治: 高酸素移動効率エアレータの攪拌能力と食品産業排水への適用例, 環境技術, 47, (3), p.154-161, 2018.
- 2) 藤原拓, 宗宮功, 津野洋, 奥野芳男: エアリフト二重管縦型下水処理反応器における液流動に関する研究, 土木学会論文集, (608), p.49-59, 1998.
- 3) 坂東芳行: 矩形気泡塔を用いた気泡と泡沫の応用, ながれ, 23, p.7-15, 2004.
- 4) L. Meng, Y. Bando, S. Hamano, Y. Oura, M. Nakamura: Liquid Circulation Flow in a Rectangular Airlift Bubble Column, J. Chem. Eng. Japan, 38, (12), p.1015-1019, 2005.
- 5) 中田亮生, 山岸真孝, 細木佑索, 矢延孝也: 連続式空気揚水筒の水循環性能に関する評価研究—揚水流量と鉛直水温分布の実地調査—, 実験力学, 14, (3), p.169-175, 2014.
- 6) A. Nakata, T. Yanobu, M. Yamagishi, Y. Hosoki: Model Experiments on Water Entrainment and Oxygen Transfer of Air Lifting Tower Placed in Bottom of Reservoir, J. JSEM, 10, p.90-95, 2010.
- 7) 吉田憲史: 気泡発生装置, 特許第4749961号, 2011.
- 8) 轟一郎, 佐藤泰生, 本田達: 気ほうポンプの揚水特性, 機論, 38, (312), p.2085-2091, 1972.
- 9) 増渕寿: 小型気泡ポンプの性能測定, 小山高専研究紀要, 44, p.73-78, 2011.
- 10) 斯波正誼, 山崎彌三郎: 垂直円管内の気液二相流の摩擦損失, 機論, 32, (240), p.1231-1238, 1966.
- 11) D. J. Nicklin: Two-Phase Flow in Vertical Tubes, Trans. Inst. Chem. Eng., 41, (1), p.61-68, 1962.
- 12) 久保田宏: エアリフト型エアレーションタンクのシミュレーション, ケミカル・エンジニアリング, 24, (11), p.921-925, 1979.
- 13) 坂東芳行, 林聡, 中村正秋, 小坂田潔, 笠篠勝彦: 多孔板付ドラフトチューブを備えた気泡塔の流動特性, 混相流の進展, 1, p.43-48, 2006.
- 14) 吉田憲史: 粉碎攪拌流と微細気泡による排水処理の新定義, 環境浄化技術, 16, (4), p.75-79, 2017.
- 15) 林直樹: 曝気装置更新及び省エネ型ブロー導入による省エネ, 紙バ技協誌, 65, (7), p.36-39, 2011.
- 16) 長江孝一, 岩山朋高, 伴透, 増田洋泰, 増田泰彦: 五角形型の省電力タイプ散気管「空海」, 用水と廃水, 56, (1), p.7-12, 2014.

Evaluation of Water Flow Rate Induced by an Aerator for Wastewater Treatment

Kazuhiro ITOH* · Norifumi YOSHIDA** · Shogo TAGUCHI*
Takuji YAMAMOTO* · Kouji MAEDA*

*University of Hyogo

**Aience Co., Ltd.

ABSTRACT

Liquid circulation flow rate driven by a high-speed air injection type aerator for wastewater treatment was evaluated using an airlift pump model. First, the evaluation for the small airlift pump experiment was conducted. By including the pressure loss at the inlet part in the momentum balance equation, the prediction error of the liquid flow rate was reduced from 22% to 5%. For the aerator experiment, the prediction error of the liquid flow rate was less than 35% after considering the pressure loss at the obstacle and outlet. The efficiency of the aerator decreased with increasing airflow rate. The maximum efficiency was 0.83 for the present experiment.

Key Words: Wastewater treatment, Aerator, Stirring, Airlift