

## ◆ 報 文 ◆

## CFDを活用したポンプ吸込水槽の性能評価手法に関する研究

山元 弘\* 山本幸広\*\*

## 1. はじめに

最近、揚排水機場の建設においては、用地の取得が困難になりつつあり、限られた敷地面積で大きな排水性能を発揮させることが求められている。とりわけポンプ吸込水槽について、省スペースで高流速化が可能な水路形状の開発が強く望まれている。高流速化においては、振動・騒音の発生やポンプ性能の低下につながる有害な渦の発生を防止し、寸法精度や設計・施工上の課題を整理する必要がある。従来、こうした吸込水槽の水面からポンプ吸込口に至る空気吸込渦や、側壁あるいは底面からポンプ吸込口に至る水中渦発生の確認および評価は主に吸込水槽の模型試験により行われ、吸込水槽の標準形状や各種の渦防止装置が提案されてきた。

一方で、近年の数値流体力学（CFD：Computational Fluid Dynamics）の進歩に伴い、CFDを利用した渦予測法が模型試験前の予備的検討や水槽形状、渦防止対策のパラメータスタディ等に利用されるようになってきた。現在、実用計算で用いられる汎用の流体解析ツールの多くは、流れ場に計算格子を設けて解析する領域型の解法であり、RaNS（Reynolds averaged Navier Stokes）タイプの乱流モデルが多く用いられている。領域型の解析手法を用いた場合、吸込水槽内に発生する水中渦は、渦径が小さいうに渦の発生位置を事前に特定することができないため、渦を捉えるために必要な格子解像度を計算前に決定することができない。したがって、この種の解析手法を用いて吸込水槽内における渦発生予測を行う場合、解析格子の空間解像度の不足や数値粘性の影響などにより、渦中心の圧力低下を精度良く解析できず、水中渦などの発生を定量的に予測することが困難であると考えられている。このような問題を克服するために、吸込水槽内の大よその流れを再現できる程度の計算格子を用いた流れ解析結果から水中渦の発生予測を行う手法<sup>1)</sup>が提案

されており、渦の初生を予測する手法として有効であることが報告されている。しかし、断続的な渦の発生や消滅などの非定常な渦の挙動を再現することは、現在のところ困難であると考えられている。

一方、渦法<sup>2)</sup>は、微小渦の挙動を直接追従する解析手法であり、計算格子を必要としないため、前述のような格子に依存した解析の困難さはなく、吸込水槽内における非定常な渦の挙動を予測する解析手法に適していると考えられる。また、吸込水槽内で発生する渦は、水中渦ばかりではなく水面から空気を巻き込む渦も発生し、このような渦の発生を正確に予測できる解析手法の開発が望まれている。

そこで、CFDにより吸込水槽内で発生する空気吸込渦および水中渦の定量的な発生予測を行うことができるかどうかを確認するため、渦法を用いて吸込水槽内の流れ解析を実施し、渦発生予測を試みた。

## 2. 解析手法

## 2.1 渦法の概要

渦法（Vortex method）は流れ場を、渦度を持つ点すなわち渦要素の集まりとして離散的に表し、渦度輸送方程式を数値的に解いて各渦要素の渦度変化を時々刻々捉えながら流れに乗った渦要素の移動を追従することにより非定常解析するものである。渦度は流れの回転する度合いを表現する物理量であり、速度ベクトルの回転（*rot*）で表される。

## 2.2 渦法の基礎方程式

非圧縮流れを対象とする渦法の基礎方程式はNavier-Stokes方程式の回転から得られる渦度輸送方程式および発散から得られる圧力ポアソン方程式からなっている。

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \text{grad}) \omega = (\omega \cdot \text{grad}) \mathbf{u} + \nu \nabla^2 \omega \quad (1)$$

$$\nabla^2 p = -\rho \text{div}(\mathbf{u} \cdot \text{grad} \mathbf{u}) \quad (2)$$

ここで $\mathbf{u}$ および $\omega (\equiv \text{rot} \mathbf{u})$ は、それぞれ速度ベクトルおよび渦度ベクトルを表す。

Study on the Evaluation Method of Pump Suction Sump Leveraging CFD

渦度の定義式より任意の位置における速度は、次に示す Bior-Savart の式より得られる。

$$u = \int_V (\omega_0 \times \nabla_0 G) dv + \int_S [(n_0 \cdot u_0) \nabla_0 G - (n_0 \times u_0) \times \nabla_0 G] ds \quad (3)$$

ここに、添字 "0" は位置  $r_0$  における変数、微積分を表し、 $n_0$  は  $r_0$  を含む境界面  $S$  上における法線方向ベクトルである。また  $G$  はスカラー・ラプラス方程式の基本解である。

圧力場は、圧力ポアソン方程式 (2) より得られるベルヌーイ関数に関する積分方程式 (4) を解くことにより計算できる。

$$\beta H + \int_S H \frac{\partial G}{\partial n} ds = - \left[ \int_V \nabla G \cdot (u \times \omega) dv + \int_S G n \cdot \frac{\partial u}{\partial t} ds + \nu \int_S n \cdot (\nabla G \times \omega) ds \right] \quad (4)$$

ここに、 $\beta$  は領域内で 1 であり、境界面上では 1/2 である。 $H$  はベルヌーイ関数であり次式で定義される。

$$H = \frac{p}{\rho} + \frac{|u|^2}{2} \quad (5)$$

### 2.3 吸込水槽形状

解析を行った水槽形状は図-1 に示すようなオープン形的水槽形状である。この形状は国土交通省において排水ポンプ設備の高流速化された吸込水

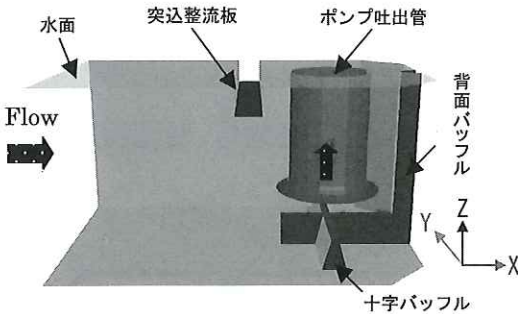


図-1 解析吸込水槽形状

表-1 吸込水槽寸法

項目	寸法
水路幅, W	2.7D (=4000mm)
ポンプ底面高さ, B	0.75D (=1100mm)
没水深さ, S	1.5D (=2250mm)
背面長さ, F	1.1D (=1650mm)
パネル要素数	3296

槽の標準形状としてとりまとめられた<sup>3)</sup> うちの 1 つである。座標原点は吐出管中心直下の水槽底面とし、水槽背面に向かって  $x$  軸、ポンプ吐出側に向かって  $z$  軸をそれぞれ定義した。また、表-1 に形状パラメータを示す。計算対象領域は、吸込水槽入口から吐出管出口までとし、ここで吐出管流出境界は、水面高さに設定した。本研究では、ポンプ口径  $D = 1.5[m]$ 、ポンプ吐出量は定格流量の  $Q = 5.0[m^3/s]$  ならびに極端な大流量である  $Q = 15.0[m^3/s]$  の 2 通りで解析を実施した。

### 2.4 境界条件

本研究では、以下の境界条件を課して流れ解析を実施した。

#### (1) 流入・流出境界条件

吸込水槽流入境界については、流入条件を一様流とすると壁面近傍の渦がポンプに到達するまでに十分に発達せず、水面からの空気吸込渦が現実の流れと同様に現れない懸念があるため、鉛直 ( $z$ ) 方向については等流開水路における流速分布の理論解<sup>4)</sup> を元に、水平 ( $y$ ) 方向については管内流れの流速分布の理論解にもとづいて、流速分布を設定した。図-2 に流入境界での水面上 ( $Z = 3350mm$ ) における水平方向速度分布および、水路中央 ( $y = 0mm$ ) における鉛直方向速度分布をそれぞれ示す。

流出境界については、粘着条件にもとづき物体壁面より流れ場に導入された渦要素は、移流による渦度の伸縮および粘性による拡散の影響を受けつつ流下し、吐出管出口より自由流出するものとした。

#### (2) 壁面・水面境界条件

物体壁面については、粘着条件 ( $u = v = w = 0$ ) を満たすものとした。

水面についてはスリップ面として取り扱うものとし、水面境界での二層間 (液層および気層) に速度差は生じないものとした。ただし、境界面内

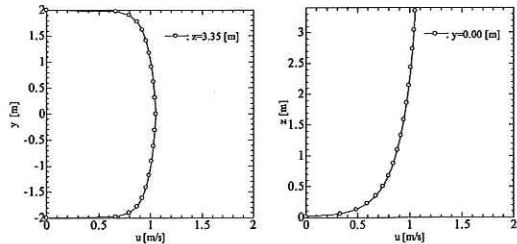


図-2 流入境界における流速分布 ( $Q = 5.0m^3/s$ )



の速度分布に伴い発生する水面に垂直な渦度成分をもつ渦度に関しては渦要素として流れ場に導入することとした。このような水面の取扱いをすることにより、水面から巻き込まれる渦を再現することが可能になり、空気吸込渦の発生を予測することが可能になると考えられる。また、水面に到達した渦要素が持つ渦度は、 $\omega_x = \omega_y = 0$ とみなし、 $\omega_z$ のみ元の値を保持するものとする。

### 3. 解析結果と渦の予測

#### 3.1 吸込水槽内の流れの様子

吸込水槽内流れ解析を実施した結果として、離散渦要素分布による瞬時のフローパターンを示し、吸込水槽内の流れの様子を観察した。

図-3には、吸込水槽内の瞬時のフローパターンを離散渦要素分布により示す。図-3より、水槽入口より流入した流れは、突込整流板、十字バツフルおよび背面バツフルなどの影響に伴い複雑な渦流れとなってポンプに向かっていく様子が確認できる。また流量が大きい場合( $Q = 15.0\text{m}^3/\text{s}$ )に

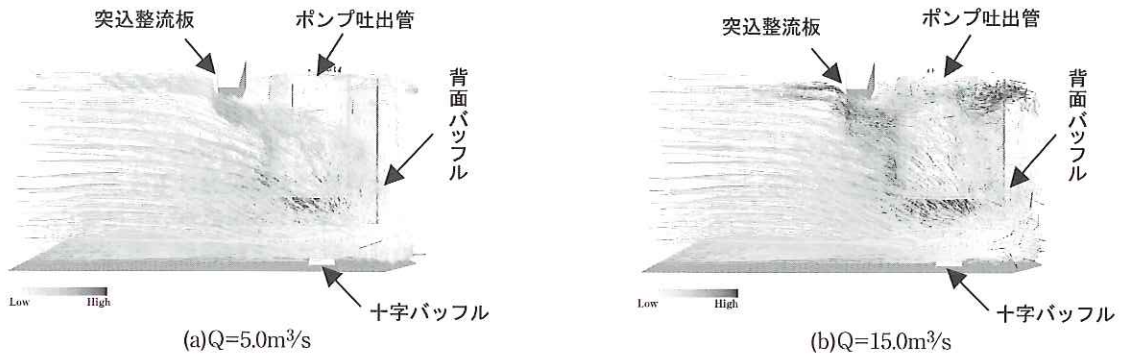


図-3 吸込水槽内フローパターン

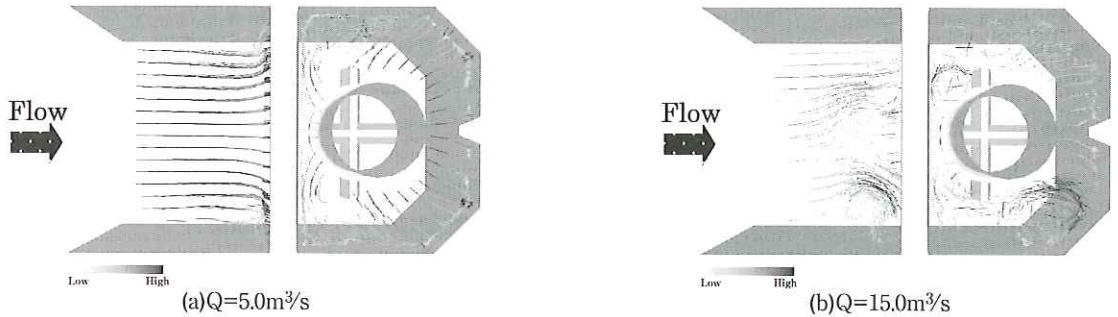


図-4a 吸込水槽内における水面付近フローパターン [z=3250mm]

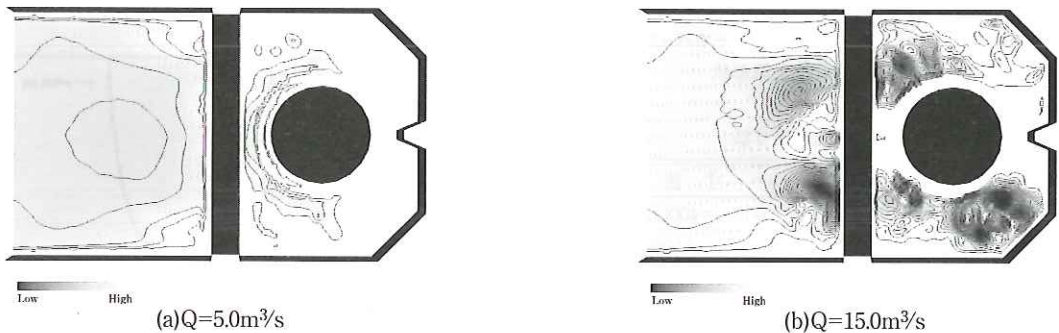


図-4b 吸込水槽内における水面付近圧力分布 [z=3250mm]

水面近傍には渦を形成している様子が確認でき、空気吸込渦が発生する恐れがあることがうかがえる。

図-4aには、水面近傍( $z = 3250\text{mm}$ )の各断面における渦要素分布を示す。図では、突込整流板の上流側壁近傍では突込整流板により堰き止められた流れが渦を形成する様子がうかがえる。流量が小さい場合には、渦の規模も小規模ではあるが、流量が大きい場合( $Q = 15.0\text{m}^3/\text{s}$ )には前述した通り水面近傍で大規模な渦が発生していることが確認できる。

また、突込整流板より下流側においてもそれぞれの流量において幾つかの渦の形成が確認できる。流量が小さい場合( $Q = 5.0\text{m}^3/\text{s}$ )、突込整流板下流の側壁近傍に弱いながらも旋回を伴った流れが見て取れる。流量が大きい場合( $Q = 15.0\text{m}^3/\text{s}$ )、流量が小さい場合に側壁近傍で観察できた渦は、流路中央近傍の突込整流板とその下流側に位置する吐出管に挟まれる領域に形成している様子が確認できる。また、背面コーナー付近にも大規模な渦が形成していることが合わせて確認でき、空気を巻き込む危険性があると考えられることができる。

図-4bに水面近傍( $z = 3250\text{mm}$ )における瞬時の圧力分布を示す。それぞれの図より、水面に渦が形成していると考えられる箇所の圧力が低下していることが確認できる。

### 3.2 渦発生限界

空気吸込渦および水中渦の発生限界を定量的に判定する為に、渦中心における圧力低下量の算出を試みた。

渦中心が飽和蒸気圧以下となり空洞化(キャビテーション)を伴う水中渦の発生は、一般に空間中の任意の位置における圧力値から判定するのが妥当であると考えられる。ただし、吸込水槽内に発生する水中渦は渦径が小さいうに渦の発生位置を事前に特定することが困難なため、領域型の解析方法においては吸込水槽内の大まかな流れを再現できる程度の計算格子を用いた流れ解析結果をもとに渦中心を同定し、渦中心部の速度場および圧力値を推定するために伸張渦モデルを利用する手法が利用されている。

本報では、伸張渦モデルより渦中心の圧力を算出する手順を利用して、渦要素中心での圧力を簡易的に算出する方法を試みた。伸張渦モデルから導出された、渦中心における圧力低下量は次の式により表される。

$$\Delta p = p_\infty - p = \rho \int_0^\infty \frac{v_\theta^2}{r} dr = \rho \ln 2 \left[ \frac{\Gamma}{2\pi r_0} \right]^2 \quad (6)$$

ここで、 $\Gamma$ は渦周りの循環、 $r_0$ は次式で定義される粘性コア半径をそれぞれ示す。(6)式より、渦中心における圧力低下量を算出することができ、渦の発生限界を評価できる適正な閾値を設定することにより渦の発生を定量的に予測することができる。

渦法では、流れ場を表す離散要素として上記の伸張渦モデルと類似の離散渦要素モデルを利用している。そこで本研究では、離散渦要素断面における循環量 $\Gamma$ および粘性コア半径 $\sigma$ を(6)式における $r_0$ と見なして渦要素中心における圧力を簡易的に算出する。渦法は、渦度の存在する領域に自動的に渦要素が集中する性質をもつため、渦発生位置の特定を行う必要がなく、渦要素の非定常な動きを追跡することにより、非定常なキャビテーション発生の様子を再現することも可能になると考えられる。ただし、本来流れ場に分布する循環は、空間中の渦要素が集中して分布することにより大きな渦構造として表現されるため、流れ場に分布する他の渦要素の影響を考慮することが望ましい。しかし、キャビテーションを伴う水中渦のコア半径はポンプ吸込バル入口径の1/100オーダーと推定され、空間中に分布する渦要素が、そのような小さな領域に集中して存在するとは考え難い。従って、流れ場において著しい圧力低下が生じるような場合、単一の渦要素における影響が支配的であると考え、渦要素中心の圧力低下を簡易的に算出することにより空気吸込渦および水中渦の非定常な発生予測を試みた。

それぞれの渦発生条件は、以下に示す通りとした。

- (1) 空気吸込渦 渦要素中心での圧力低下を $p_c$ 、渦要素位置におけるヘッド圧を $p_h$ とし、渦流が空気を巻き込む条件は、次式のように与えられる。

$$\frac{p_c}{p_h} > 1 \quad (7)$$

また、空気吸込渦の先端から気泡が巻き込まれる条件は、Stokes近似にもとづき得られる空気吸込渦先端の単位長さあたりに作用する下降流に伴う抗力 $f_d$ および浮力 $f_b$ の関係より、次式で与えられる。

$$\frac{f_a}{f_b} = \frac{Fr}{4} \frac{24}{Re} > 1 \quad (8)$$

ここに、 $Fr$ はフルード数、 $Re$ はレイノルズ数を表し、それぞれ下降流速  $w$  および渦コア径  $\sigma$  を代表値として無次元化した値であり次式により定義される。

$$Fr = \frac{w^2}{g\sigma} \quad (9)$$

$$Re = \frac{w\sigma}{\nu} \quad (10)$$

(2) 水中渦 渦要素中心での圧力  $p_c$  が、水の飽和水蒸気圧 (2.353kPa, 20℃) 以下に低下した時点でキャビテーションが生じると仮定し、水中渦の発生条件を次式で与えた。

$$\Delta p_c = p_\infty - p_c \quad (11)$$

$$\frac{\Delta p_c}{P_\infty - P_{cr}} > 1 \quad (12)$$

ここに、 $p_{cr}$ はキャビテーション臨界圧を表し、本解析では水の飽和水蒸気圧に等しいものとした。また、本解析では溶存空気量、気泡核分布など水質の影響は考慮しないものとした。

### 3.3 渦発生定の量的予測

本解析では、上述の閾値により空気吸込渦および水中渦の発生を定量的に予測することを試みる。ここで、空気吸込渦は、水面近傍に生じる渦における中心圧力の低下に起因して発生するものと考えられる。そこで、水面に近接する領域に存在する渦要素中心での圧力低下量の卓越値および該当する渦要素位置の時間的な変化を算出し、式 (7) および式 (8) に示される条件を満足するかどうかを判定することにより、空気吸込渦の発生を定量的に予測することを試みた。また、水中渦に関しても側壁および底面近傍における渦要素の中心圧力低下量を算出し、水中渦の発生条件を満足しているか判定し水中渦の発生予測を試みた。

図-5には、オープン形式の水面近傍において圧力低下量の卓越値をとる渦要素の渦中心圧力と水圧の比  $p_c/p_h$  の時間変化および渦要素位置における渦軸方向速度に伴う抗力および浮力の比  $f_a/f_b$  の時間変化をそれぞれ示す。図-5より、流量が大きい場合 ( $Q = 15.0\text{m}^3/\text{s}$ )、 $p_c/p_h$  の値は時間的に変動しているが、ほぼ1以上の値になっており空気吸込渦が発生していると考えられる。ま

た  $f_a/f_b$  の値は1付近で変動しており、間欠的に気泡が吸込まれていくことが予想される。これに対し、流量が小さい場合 ( $Q = 5.0\text{m}^3/\text{s}$ )、 $f_a/f_b$  および  $p_c/p_h$  ともに渦発生の際値を下回っており渦が発生しないことが予想される。図-6には、圧力低下量の卓越値をとる渦要素の位置を示す。図より流量が小さい場合 ( $Q = 5.0\text{m}^3/\text{s}$ )、低圧要素の位置は一定の位置に分布しているのに対し、流量が大きい場合 ( $Q = 15.0\text{m}^3/\text{s}$ ) 流路内全幅に亘って分布していることが確認できる。

図-7には、側壁近傍において圧力低下量の卓越値をとる渦要素の渦要素中心圧力とキャビテーション臨界圧力の比  $\Delta p_c/(p_\infty - p_{cr})$  の時間変化を示す。図より、流量が大きい場合 ( $Q = 5.0\text{m}^3/\text{s}$ )、 $\Delta p_c/(p_\infty - p_{cr})$  の値は時間的に変動し、瞬間的に渦発生の際値1を超えており、水中渦が発生することが予想されるが、持続的な渦ではないことが予想される。これに対し、流量が小さい場

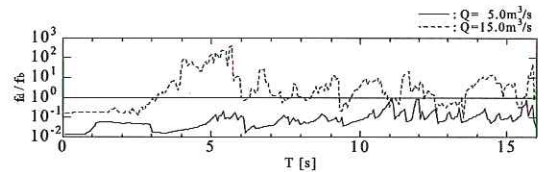
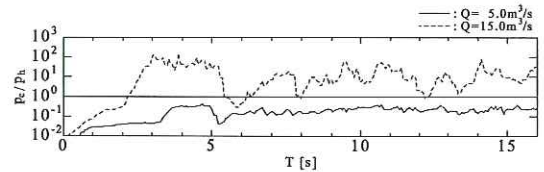
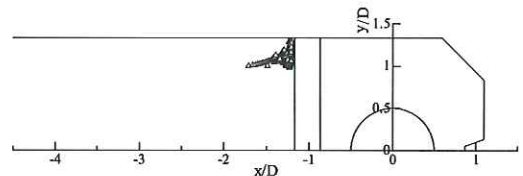
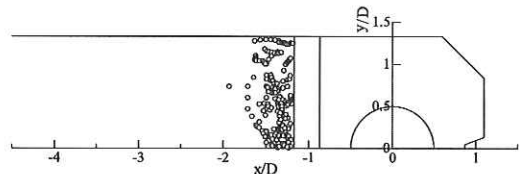


図-5 空気吸込渦発生予測結果



(a)  $Q=5.0\text{m}^3/\text{s}$



(b)  $Q=15.0\text{m}^3/\text{s}$

図-6 空気吸込渦発生予測における最小圧力をとる渦要素位置の時間履歴 (水面近傍)



合 ( $Q = 5.0\text{m}^3/\text{s}$ )、 $\Delta p_c / (p_\infty - p_{cr})$  の値は渦発生の閾値を下回っており水中渦が発生しないことが予想される。図-8には、圧力低下量の卓越値をとる渦要素の位置を示す。図より、低圧要素の位置はポンプ吸込口周りの壁面付近に集中していることが確認できる。

3.4 実験データとの比較

図-9に、前節に示した渦要素中心圧力とヘッド圧の比  $p_c / p_h$  および抗力と浮力の比  $f_d / f_b$  および渦要素中心圧力とキャビテーション臨界圧力の

比  $\Delta p_c / (p_\infty - p_{cr})$  の時系列データより空気吸込渦の発生を予測した結果を、(社)河川ポンプ施設技術協会と土木研究所との共同研究における実験<sup>5)</sup>より得られた渦発生予測結果と比較したグラフを示す。図-9の中で、 $V_1 = 0.6 \sim 0.7\text{m/s}$  近傍に描かれている1点鎖線は模型実験において得られた渦発生限界を示しており、この線より  $V_1$  が大きい条件では空気吸込渦が発生する。このことから、模型実験での渦発生予測結果 (グラフ中○△印) と流れ解析により得られた予測結果 (グラフ中●▲印) は一致しているといえる。

4. まとめ

渦法により、吸込水槽内の非定常流れ解析を行い、伸長渦モデルより簡易的に求めた圧力低下量の卓越値の時間変化を計算する渦判定法を用いて吸込水槽内における渦発生状況の予測を試みた。2つの流量条件のもとで解析を行い、概ねモデル試験における渦発生状況に合う結果が得られており定量的な評価ができる見通しをつけた。

参考文献

- 1) 長原孝英、岩野龍一郎、高原恭児、小松健彦：ポンプ吸込水路の空気吸込渦発生予測シミュレーション、日本機械学会関東茨城講演会論文集, pp.97-98, 1996.9
- 2) 小島 成、亀本喬司：渦法による水平軸風車周りの非定常流れ解析、ターボ機械, 29巻, 5号, pp.55-63, 2001.5
- 3) (社)河川ポンプ施設技術協会：揚排水ポンプ設備設計指針 (案) 同解説, pp.246-251, 2001.2
- 4) 佐藤清一：技術者のための水理学, 森北出版, 1973
- 5) 土木研究所、(社)河川ポンプ施設技術協会：高速流路施設の設計手法の高度化に関する共同研究, 2005 刊行予定

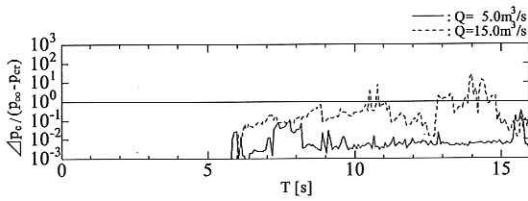
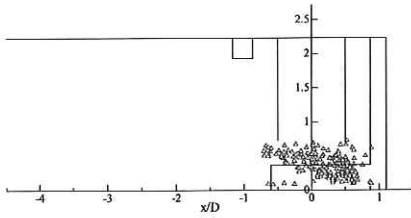
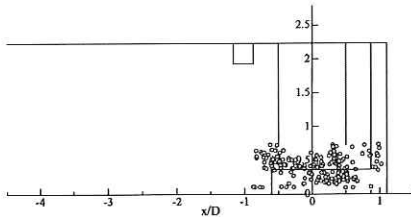


図-7 水中渦発生予測結果



(a)  $Q=5.0\text{m}^3/\text{s}$



(b)  $Q=15.0\text{m}^3/\text{s}$

図-8 水中渦発生予測における最小圧力をとる渦要素位置の時間履歴 (側面図)

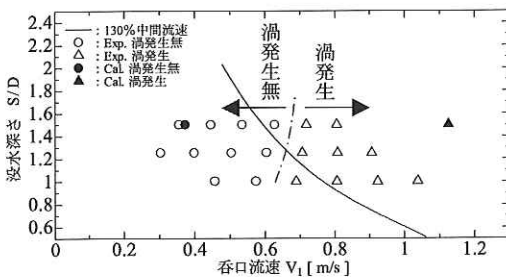


図-9 CFDによる空気吸込渦発生予測結果と縮小模型実験との比較

山元 弘\*



独立行政法人土木研究所  
技術推進本部先端技術  
チーム主席研究員  
Hiroshi YAMAMOTO

山本幸広\*\*



(株)クボタポンプ研究部  
(前)土木研究所技術推進  
本部先端技術チーム主任  
研究員  
Yukihiko YAMAMOTO