

III-1 高速流路施設の設計手法の高度化に関する研究

研究予算：運営費交付金（一般勘定）

研究期間：平 11～平 14

担当チーム：先端技術チーム

研究担当者：村松敏光(H11)、持丸修一(H11)、
新田恭士(H11)、水上紀明(H11-12)、江本平(H12)、荒井猛(H12-13)、吉田正(H13-14)、山本幸広(H14)

【要旨】

低地の冠水を防ぐ排水施設では、ポンプ吸込部の土木構造物寸法が施設全体の規模を決める大きな要因となっている。この部分の流速を上げることで施設規模を縮小することができ、施設建設コストの縮減、既設排水施設の能力向上が期待される。

このため本研究は、ポンプ吸込部の水理特性を模型実験およびコンピュータシミュレーションにより把握した上で、標準的な高速流路施設の形状・寸法を提示した。

本研究の成果により、単機排水能力 10m³/s 以下の揚排水ポンプ設備において、吸水槽内流速を従来より 30% 程度早くしても渦の発生しない吸水槽の寸法・水深が規定され、平成 13 年 2 月に発行された揚排水ポンプ設備設計指針(案)に反映された。また、吸水槽の設計計画に際し、事前に渦発生有無の検証、渦対策などを実施できるポンプ吸水槽の模型実験方法を「ポンプ吸水槽実験計画マニュアル(案)」としてとりまとめた。

キーワード：排水ポンプ設備、コスト縮減、吸込水槽、模型試験、CFD

1. はじめに

揚排水機場は設備の機能と信頼性の確保とともに、設備の簡易化、メンテナンスフリー化、低コスト化が求められている。このため、小中規模の排水機場については、標準的な構造や寸法が定められ設計コストの縮減が図られている。この標準的な構造では、流入水路から水を低速で引き込み、一旦水槽に溜めた後にポンプで吸い上げる形になっている。そのため、大きな水槽が必要となり、吸水槽の寸法が揚排水機場の建屋など土木構造物の敷地面積に大きく影響している。

しかし、最近では揚排水機場の建設用地の取得が困難になりつつあり、効率的な構造に改修して限られた敷地面積で大きな吸込容量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。

このため本研究では、小・中規模の排水機場にお

ける吸込水槽形状の小型化を新たに提案し、コンピュータシミュレーションや模型実験等により有害な渦の発生など水理特性を明らかにし、高流速化吸込水槽の標準寸法を提案したものである。

2. 吸込水槽の高流速化

2.1 概念

図-1 に小・中規模の排水機場における高流速化の概念をしめす。揚排水機場の高流速化は図-2 に示すポンプ入口部流速 V_2 および呑口部流速 V_1 の高速化を図るものである。これにより旧基準の水槽と同等の揚排水機場と同等の揚排水量を確保しつつ吸水槽

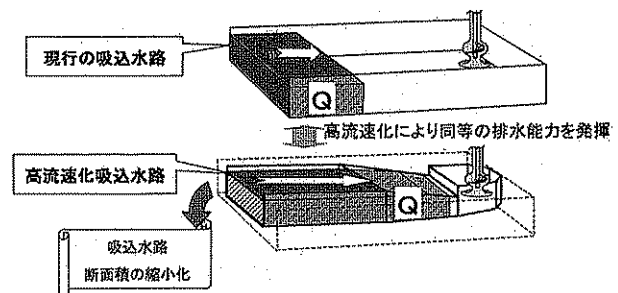


図-1 高流速化の概念

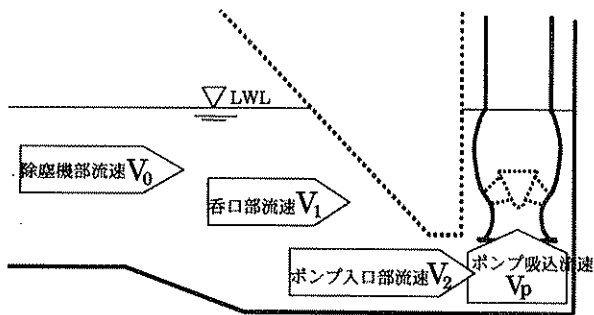


図-2 流路の構造と各部の流速

の縮小化が可能となり、吸込水槽建設時の掘削土量やコンクリート打設量の縮減が可能となる。またポンプ吸込流速 V_p を高速化した高比速度ポンプを本吸込水槽と組み合わせて効率的に運転させることが可能となり、ポンプ設備関係のより一層の小型・軽量化が図られ、建設コストの低減効果も期待できる。

しかし、ポンプ入口部流速 V_2 とポンプ吸込流速 V_p のバランスが悪いと、キャピテーション等によりポンプ効率は低下する。このため、コンピュータシミュレーションや模型実験を行い、流路各寸法の最適化および渦発生状況の確認を吸込水槽の形状ごと

に行う必要がある。

標準的な構造・寸法が定められていない大型の揚排水機場では、除塵機からベルマウス近傍までの流速を高速化して土木構造物の規模縮小化が図られている*。この高流速化技術を小規模の揚排水機場にも適用することが考えられるが、相似則の関係から吸込水槽の大きさが小さいほど同流速での水理特性は厳しい条件となり、渦の発生率は高くなる。このため、小・中規模の揚排水機場に高流速化を適用するには、ポンプの排水運転に有害な渦の発生防止や寸法精度等の設計・施工上の課題を整理する必要がある。

2.2 適用範囲

高流速化吸込水槽の標準化検討範囲は、揚排水ポンプ設備技術基準(案)で標準寸法が規定されているポンプ容量と吸込水槽形状の関係を踏まえて整理した。

この基準では表-1 に示すようにポンプの吐出量 $10\text{m}^3/\text{s}$ までを標準化している。これに対応するポンプは口径 $2,000\text{mm}$ までで、オープンピット形式とされているので、今回も同様にポンプ口径 $2,000\text{mm}$ 以

ポンプ口径 [mm]	従来基準				本研究			
	ポンプ容量 [m^3/s]	設置形態	吸込水槽 形状	標準・非 標準	ポンプ容量 [m^3/s]	設置形態	吸込水槽 形状	標準化 の効果
1800	8	吊下構造	オープン ピット	標準化	10	吊下構造	・オープンピット ・セミクローズド ピット	効果あり
2000	10	吊下構造	オープン ピット	標準化	12	吊下構造	・オープンピット ・セミクローズド ピット	効果不明
2000超	10超	コンクリート 一体構造	クローズド ピット	非標準	同左			

表-1 標準化の範囲と効果

	低流速の事例	高流速化事例 1	高流速化事例 2	米国工兵隊標準
概略形状 概略寸法 (ハッチング部 分は二次コンク リートを示す)				
吸込水路 ※	広い(100%)	狭い(77%)	狭い(74%)	最も狭い(62%)
底盤深さ ※	深い(100%)	浅い(65%)	最も浅い(52%)	浅い(65%)

* () 内の数値は低流速事例を 100%としたときの比率を示す

表-2 大規模の揚排水機場における従来基準と高流速化事例

下の範囲を検討する。

また、流路高流速化の対象は、除塵機からポンプ入口までとした。

2.3 基本構造の検討

現在、我が国や米国工兵隊標準のように大型の排水機場で高流速化されている事例は表-2に示すように、いずれも渦発生防止策として流路内の自由水面を無くし水流全てを後続するクローズドピットとなっている。このクローズドピット形式は水流の抑制力や渦発生防止能力が高い反面、複雑な形状の吸込水槽を製作する必要があるため、形状の追従が容易な二次コンクリートで施工される場合が多く、一次コンクリートで吸込水槽の製作が可能であるオープンピット形吸込水槽に比べて経済性が悪い。また、ポンプ設計を待たなければ土木構造物の基本的な形状が決定できないと問題がある。その際米国工兵隊基準のように吸込バンド部を鋼構造物で構成して、二次コンクリートや型枠工を削減することも考えられるが、常時水中に設置されるためメンテナンスに課題が残る。

そこで、土木構造物と機械設備の設計・施工分界点を明確にして、設計及び構造を単純化するとともに、機械設備工事における二次コンクリート施工量を極力縮小するため、一般的に用いられている吊り下げ式ポンプとオープンピット形式の吸込水槽を基本構造として、次のように検討した。

吸込水槽はクローズドピット形式の水流抑制力が効果的な部分を参考に、より水量の拘束が可能なオープン形式吸込水槽としてセミクローズドピット形式を提案した。表-3にこれらのポンプ吊り下げ式の吸込水槽一般図を示す。また、高流速化吸込水槽の利用とともに、ポンプに高比速度ポンプを利用することでポンプ設備全体を一層小型化させることも可能であるが、運転効率等を含めた得失は揚排水機場の運

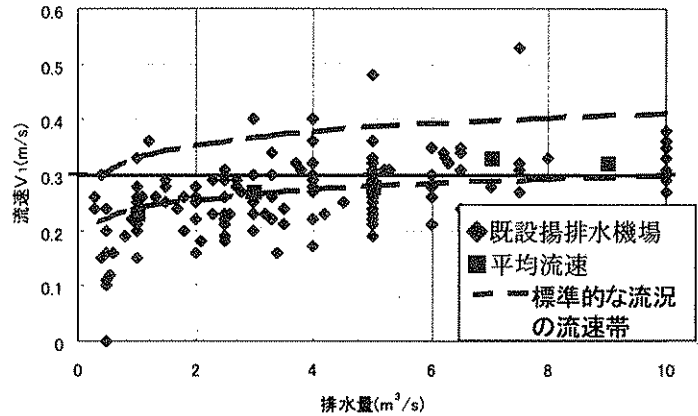


図-3 既設排水機場におけるポンプ呑口部流速

転条件に左右されるため個別検討が必要である。

2.4 高流速化の限界

ポンプ近傍の水流の条件は、フルード数（相似則により寸法比の0.2乗の流速比になる）に依存するため、大型の揚排水機場で用いられている流速をそのまま小型の吸水槽に適用することはできない。そこで、既存のクローズドピット形式の流速やオープンピット形式での流速を参考に各部の流速を設定した。図-3に既設機場の呑口部流速の流速分布を示す。これらにより、呑口部流速 V_1 は $0.4 \sim 0.6 \text{ m/s}$ 、ポンプ入口部流速 V_2 は 1.2 m/s を適用限界流速とした。なお、実際のポンプは水位条件によっては設計点より20%程度多い流量まで扱うことになるので、シミュレーションや模型実験ではこれら基準流速よりも早い条件を含めて実施した。

2.5 流路の標準寸法

流路標準寸法の基本となるポンプ口径の寸法数列は、既設機場での対応も可能とするため、現行の基準で採用されている数列を用いた。

また、水路の幅は、その上部に設置される減速機や主原動機といったポンプに付属する機械設備の大きさも考慮する必要があるため、これら設備に必要

な設置幅（機器の寸法とメンテナンス等に必要機器間所要スペース）を確保できる範囲で設定した。設定に当たっては、近年ポンプの主原動機として用いられ始めているガスタービンや小型化されたディーゼルエンジンの利用を前提として設定した。

3. 検証実験方法

3.1 高流速化の目標

オープン形式、セミクローズ形式の吸込水槽について、表4に示す流速を目標とし

ピット形状	オープンピット	セミクローズドピット
概略形状		

表-3 吊下げポンプによる高流速化揚排水機場の基本構造

水槽形状	オープン	セミクローズ
目標値	従来 接近流速 $V_0 \approx 0.5\text{m/s}$ $V_1 \approx 0.3\text{m/s}$	$V_0 \approx 0.5\text{m/s}$ $V_1 \approx 0.5\text{m/s}$ $V_2 \approx 1.0\text{m/s}$
開発目標値	$V_0 = 0.6\text{m/s}$ $V_1 = 0.4\text{m/s}$	$V_0 = 0.6\text{m/s}$ $V_1 = 0.6\text{m/s}$ $V_2 = 1.2\text{m/s}$

表-4 吸込水槽形状と開発目標

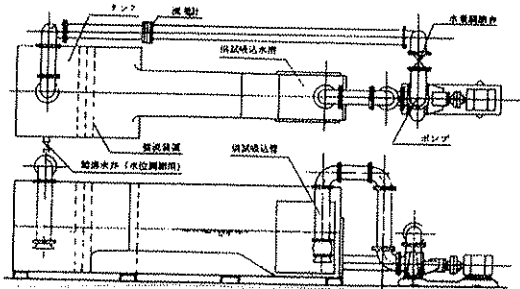


図-4 一般的な吸込水槽模型試験設備の例

て高流速化を図る。ポンプ容量は $10\text{m}^3/\text{s}$ 以下の斜流および軸流ポンプに適用できるものとする。

3.2 実験条件とパラメータ

オープン形式について表-5、セミクローズ形式については表-6にそれぞれ示すような実験パラメータを振り検証試験を実施する。パターン数削減のため実験は限界が判断できるまでを行い、余裕があると見なせる実験項目は省略してもよいものとした。

3.3 模型試験設備

吸込水槽の模型試験は、日本機械学会基準「ポンプの吸込水槽の模型試験法」JSME S004-1984 に準拠して実施する。一般的な試験装置例を図-4 に示す。

試験設備は、測定中水位が一定に保たれ、必要に応じて水位を上下できることが望まれる。図4に示す例は吸込管から吸い上げた水量を水槽の上流に回す回流式となっているが、これは水位を一定に保つのが容易であることから広く用いられており、今回もこの方式を採用する。

3.4 渦発生検証試験

a) 空気吸込渦試験

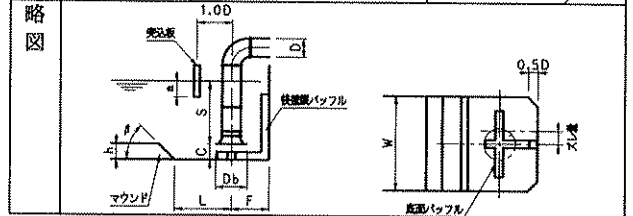
最も渦を発生しやすい最低水位まで実験を行い、しかも同じ水位でも最大流量付近まで試験を行い、それぞれの水槽形状において、目標流速までの試験を行う。渦の観察は、一つの条件に対して2分間観察し、その渦の発生回数も調べる。

b) 水中渦試験

水中渦も基本的には最低水位、最大流量で試験を行う。但し、水面の波立ちが激しくなることが予想

(1)基本寸法決定($3 \times 2 \times 3 \times 1 = 18$ パターン)

項目	パラメータ	目的
(1)	水路幅 W	2.7D, 2.4D, 2.2D 有効な水路幅決定
(2)	ボトムクリアランス C	0.5D, 0.75D 水中渦対応
(3)	没水深さ S	1.50D, 1.25D, 1.0D 限界値確認
(4)	背面間隔 F	1.1D, 0.85D* (*従来水槽との関係から不採用)



(2)渦流防止対策(6 ケース×水位 3=18パターン)

渦流防止	対策	全無	突込板のみ	バップルのみ	全対策
突込板	不付	不付	付 (0.3D, 0.5D)	付	付 (0.3D, 0.5D)
底面バップル	不付	付	付	付	付
後壁バップル	不付	付	付	付	付

(3)マウンドの影響(7 ケース×水位 3=21パターン)

マウンド	有無	無	付			
設置距離 L	-	-	3D		4.5D	6D
角度 β	-	-	30°	45°		
マウンド流速 [m/s] (高さで調整)	-	-	0.5	0.6	0.8	0.5

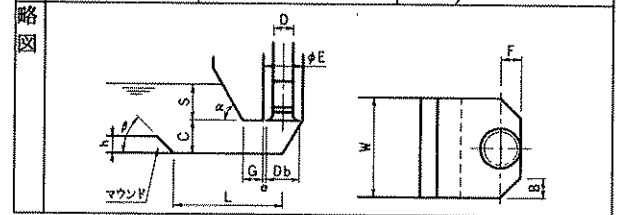
(4)バップルのズレ(3 ケース)

項目	パラメータ	目的
(7)	バップルのズレ (ポンプセンターに対し)	2.5%, 5%, 7.5% 許容ズレ量の決定(分母 W)

表-5 高流速オープン形式の実験パラメータ

(1)基本寸法決定($3 \times 2 \times 3 \times 1 = 18$ パターン)

項目	パラメータ	目的
(1)	水路幅 W	2.7D, 2.4D, 2.2D 有効な水路幅決定
(2)	ボトムクリアランス C	0.5D, 0.75D 水中渦対応
(3)	没水深さ S	1.50D, 1.25D, 1.0D 限界値確認
(4)	背面間隔 F	0.85D (従来水槽との関係から1通り)



(2)背面コーナ(6 ケース×水位 3=18パターン)

項目	パラメータ	目的
(1)	背面コーナ B	0.85D(有), 0.2D(無) コーナの必要性の検討

(3)マウンドの影響(7 ケース×水位 3=21パターン)

マウンド	有無	無	付			
設置距離 L	-	-	4.5D		3D	6D
角度 β	-	-	45°	30°		
マウンド高さ	-	-	0.25D	0.5D	0.625D	0.25D

(4)呑口形状(2 ケース)

項目	パラメータ	目的
(1)	呑口角度 α	45°, 60° 呑口角度の決定
(2)	水平部長さ G	0.25D (予備実験で影響無し)

表-6 高流速セミクローズ形式の実験パラメータ

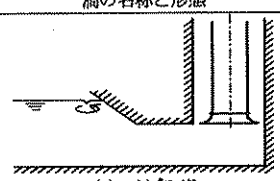
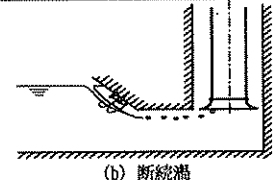
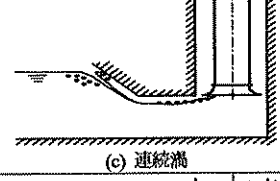
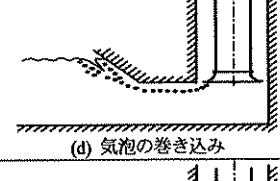
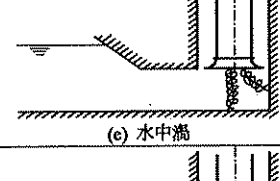
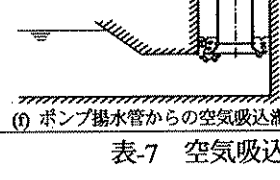
渦の名称と形態	渦の説明
 <p>(a) くぼみ渦</p>	<p>水面に発生する渦で、くぼみを形成するが、空気は吸い込まない渦</p> <p style="text-align: right;">合格</p>
 <p>(b) 断続渦</p>	<p>空気吸込渦の一種で、空気の吸込が断続的なもの (渦回数5回/2分以下)</p> <p style="text-align: right;">合格</p>
 <p>(c) 連続渦</p>	<p>空気吸込渦の一種で、空気の吸込が連続的なもの</p> <p style="text-align: right;">不合格</p>
 <p>(d) 気泡の巻き込み</p>	<p>水槽呑口部における砕波による気泡の巻き込み</p> <p style="text-align: right;">合格</p>
 <p>(e) 水中渦</p>	<p>一端が吸込口内にあり、他端は水槽底面、側壁あるいは後壁面にある渦で、渦中心が空洞を形成しているもの(渦糸は許容)</p> <p style="text-align: right;">不合格</p>
 <p>(f) ポンプ揚水管からの空気吸込渦</p>	<p>空気吸込渦の一種で、ポンプ揚水管周辺部から空気の吸込が見られるもの</p> <p style="text-align: right;">不合格</p>

表-7 空気吸込渦・水中渦の判定
(セミクローズド吸水水槽)

される場合や、流速を実物と一致させることで空気吸込渦が生じてしまう場合は、必要に応じて自由表面にふたをするか、水位を上げて試験を行う。これは水中渦の発生にはベルマウス近傍の流れが支配的に影響し、水面付近の流れはあまり影響しないことによる。渦の観察は1つの条件に対して2分間観察する。

c) 試験結果の判定

吸水水槽の模型試験により発生する渦の形態を確認する。渦の形態は、例えばセミクローズド形式の吸水水槽においては表-7の様に分類される。高流速オープン形式についてもほぼ同様の分類である。排水ポンプは最小没水深さでの運転が短時間であり、多少の空気混入は許されるので、空気吸込渦について

は、断続渦5回/2分以下を許容する。

水中渦は振動、騒音の原因になることが予想されるため許容しない。ただし水中に混入した空気が糸状に連なった程度のもので渦の中心に空洞部が見られないものは許容する。

3.5 ポンプ性能への影響試験

前項に示した、高流速化吸水水槽の検証試験で得られた最終形状を採用した場合のポンプ性能への影響を吸水水槽とポンプとの組合せ試験にて検証し、実機ポンプ計画時の設計上の留意事項を明らかにするために実施する。

前述の2種類の高流速化吸水水槽を対象として、従来のオープン水槽の場合と高流速化した吸水水槽で、同一ポンプの性能にどう影響するか実験を行う。従って、使用する吸水水槽形状は従来吸水水槽(高流速オープン形式より渦流防止板を除いた形状)と高流速吸水水槽の組み合わせとし、それぞれの吸水水槽におけるポンプ性能を計測することとする。

4. 研究結果

4.1 高流速化吸水水槽に関する実験結果

4.1.1 オープン形

1) 従来基準での実験結果

ここでは、従来基準すなわち計画吐出量の場合において接近流速を0.3m/sとしている吸水水槽形状の高流速化の限界値を見極めることにした。なお、現行基準における没水深さ $S=1.5D$ および S が1.25D、1.0D 時のデータも取得することにした。吸水水槽形状を図-5に示す。

実験結果判定一覧表を表-8に、実験結果を図-6に示す。今回の実験における高流速化吸水水槽のポンプ接近流速の目標値は、ポンプ計画吐出量(100%Q)時において0.4m/sである。したがってポンプ計画吐

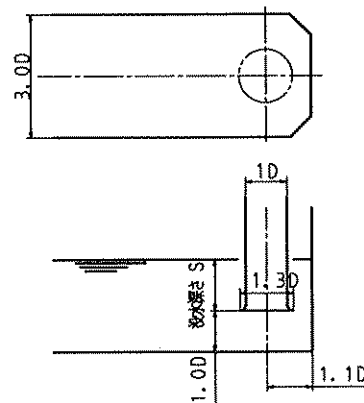


図-5 「従来基準」吸水水槽形状

出量(100%Q)時に吸水槽の各寸法から決定するポンプ接近流速が目標値の0.4m/sを満足している必要があり、次にポンプの運転を考えればポンプ計画吐出量×1.3程度の運転範囲を見込んでおく必要があり、その点をポンプ最大吐出量(130%Q)とすれば、ポンプ最大吐出量(130%Q)時(以内)において判定基準による空気吸込渦、水中渦の発生がないことの二つの条件を同時に満足したものが総合判定を○、すなわち高流速化吸水槽形状として合格である。なお、判定は実機口径φ700に換算を行いその値にて判定を行なった。

水中渦の実験結果については、各没水深さにおいてポンプ最大吐出量までの範囲において水中渦の発生は観察されなかった。また、現行基準の吸水槽形状において、呑口部流速 $V_2=0.4m/s$ を満足するためには、没水深さ S を1.0Dとする必要がある。この条件において、本実験では空気吸込渦の発生が見られた。したがって本吸水槽形状における高流速化は不可能であり、渦流防止対策を設置し、渦の抑制を図らなければならないことがわかった。

2) 高流速オープン形式吸込水槽における試験結果

3. 2項において設定したパラメータにおける実験結果について下記の通り述べる。

①水路幅 W に関する実験結果

実験結果判定一覧表を表-9に、水路幅 $W=2.7D$ の実験結果を図-7に示す。なお、水路幅 $W=2.7D, 2.4D$

パラメータ		没水深さ評価					
W	F	C	S	目標流速 $0.4m/s \leq V_2$ (100%Q)	空気吸込 渦 (130%Q)	水中渦 (130%Q)	総合判定
3.0D	1.1D	1.0D	1.5D	×	×	○	×
			1.25D	×	○	○	×
			1.0D	○	×	○	×

表-8 従来基準形状における判定一覧

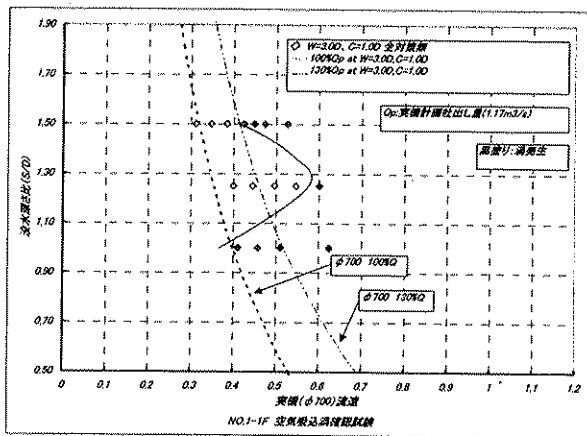


図-6 従来基準形状における空気吸込渦発生状況

の実験における水中渦の発生は無かった。

まず、各水路幅におけるφ700ポンプ最大吐出量時(130%Q)のポンプ接近流速であるが、没水深さ $S=1.5D$ 時では、 $W=2.7D$ では0.51m/s、 $W=2.4D$ では0.57m/s、 $W=2.2D$ では0.63m/sとなる。同様にφ700ポンプ計画吐出量時(100%Q)では、 $W=2.7D$ では0.4m/s、 $W=2.4D$ では0.44m/s、 $W=2.2D$ では0.48m/sとなる。これを前提に空気吸込渦の実験結果についてみると、水路幅 $W=2.7D$ であれば没水深さ $S=1.5D, 1.25D$ において目標値を満足する結果となった。水路幅 $W=2.4D$ の場合には、没水深さ $S=1.5D$ において目標を満足するが余裕はなく、 $S=1.25D, 1.0D$ においては目標を下回る結果となった。また水中渦は、水路幅 $W=2.7D, 2.4D$ ともに発生しない。水路幅 $W=2.2D$ の場合には、空気吸込渦、水中渦ともに発生した。

したがって吸水槽の高流速化の観点から、水路幅 $W=2.4D$ まで縮小可能であることがわかったが、今回の目標値を満足するためにはポンプ最大流量についての余裕を考慮して水路幅 $W=2.7D$ とすることが好ましい。

②ボトムクリアランス C に関する結果

パラメータ	没水深さ	評価			
		目標流速 $0.4m/s \leq V_2$ (100%Q)	空気吸込 渦 (130%Q)	水中渦 (130%Q)	総合判定
2.7D	1.5D	○	○	○	○
	1.25D	○	○	○	○
	1.0D	○	×	○	×
2.4D	1.5D	○	○	○	○
	1.25D	○	×	○	×
	1.0D	○	×	○	×
2.2D	1.5D	○	×	○	×
	1.25D	○	×	×	×
	1.0D	○	×	×	×

表-9 高流速オープン形における判定一覧(W比較)

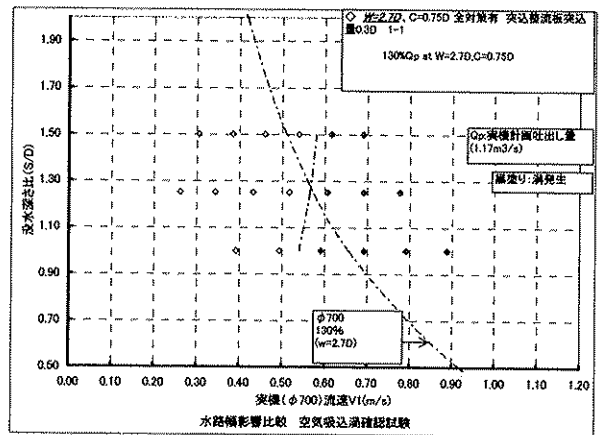


図7 高流速オープン形における空気吸込渦発生状況 (W=2.7D)

ボトムクリアランスをパラメータとし、そのボトムクリアランスを $C=0.75D$ 、 $0.5D$ の2種、渦流防止対策をすべて設置した状態にて実験した。各実験ケース共に、水路幅 $W=2.7D$ 、背面間隔は $F=1.1D$ としている。実験結果判定一覧表を表-10 に示す。

両パターンの実験結果について、水中渦の発生は観察されなかった。また、ボトムクリアランス $C=0.75D$ であれば没水深さ $S=1.5D$ 、 $1.25D$ において空気吸込渦の発生はなく、目標値を満足することができることがわかった。またボトムクリアランス $C=0.5D$ とした場合は、没水深さ $S=1.5D$ 時に空気吸込渦の発生が無く、目標を満足することができるが、同じ没水深さ $S=1.5D$ について比較すると、ボトムクリアランス $C=0.75D$ では、図中ポンプ最大吐出量にたいして渦発生限界が20%程度余裕があるが、ボトムクリアランス $C=0.5D$ では、余裕が全く無い。したがって、余裕を考慮すればボトムクリアランスは $C=0.75D$ とすることが好ましい。

パラメータ	没水深さ評価				
	S	目標流速 $0.4m/s \leq V_1$ (100%Q)	空気吸込 渦 (130%Q)	水中渦 (130%Q)	総合判定
0.75D	1.5D	○	○	○	○
	1.25D	○	○	○	○
	1.0D	○	×	○	×
0.5D	1.5D	○	○	○	○
	1.25D	○	×	○	×
	1.0D	○	×	○	×

表-10 高流速オープン形における判定一覧(C比較)

③実験結果まとめ

さらに同様の手順で、渦流防止対策、マウンドの影響、バップルのずれ量に関して実験を行った。上記の結果と併せてまとめると表-12 の様になる。

4. 1. 2 セミクローズ形

セミクローズ吸水槽は、 $\phi 1350mm$ 以上のポンプに適用するもので、実機換算流速は条件が最も厳しくなる $\phi 1350mm$ のポンプの場合に換算して評価する。一般に河川排水用のポンプは、実揚程がほぼゼロの場合に、計画流量の130~140%位で運転される。実揚程がゼロの運転は、ポンプ始動時に見られることが多く、最低吸水位での実揚程ゼロの運転は、通常存在しない。したがって、最大流量を計画流量の130%と見なし、それに対応する流速を最大計画流速とした。本実験では、最大計画流速でも有害な空気吸込み渦や水中渦が発生せず、ポンプの運転に支障が生じないと判断した場合を合格とした。以下に各パラメータに関する実験結果を述べる。

パラメータ	実験結果
水路幅 W	マウンドがない場合であれば、 $W=2.4D$ まで縮小可能であるが、マウンド設置した場合は更に高流速となるため $W=2.7D$ まで縮小可能となる。またマウンドがない場合は $W=2.7D$ 、 $2.4D$ を比較するとポンプ最大流量に対し、 $W=2.7D$ では20%程度の余裕があるが、 $W=2.4D$ では余裕は無くなる。マウンド付きでは $W=2.4D$ は渦が発生するため $W=2.7D$ とする。
ボトムクリアランス C	$C=0.5D$ まで縮小可能である。ただしポンプ最大流量に対する余裕は少なく、 $C=0.75D$ に比べ、20%程度渦発生限界流速が低下する。またポンプ性能へ影響が出やすいことから $C=0.75D$ とする。
バッククリアランス F	$F=0.85D$ では、ポンプと吸水槽後壁のクリアランスから後壁縦整流板が設置できず、水中渦が発生する。よってその水中渦対策が可能な $F=1.1D$ とする。
渦流防止対策	空気吸込渦に対しては、突込整流板が有効である。その時、水面から $0.3D$ 没水させることが有効である。また水中渦に対しては底面・後壁縦整流板が渦抑制に効果があり、その断面形状を台形とすることが必要である。また後壁縦整流板は施工性を考慮し、水面から突出させた形状とする。したがって、吸水槽の高流速化を達成するためには、突込整流板と底面・後壁縦整流板を合わせて設置することで空気吸込渦、水中渦の発生を同時に抑制することができ、吸水槽の高流速化が可能となる。
マウンド高さや角度	ポンプ計画流量(100%Q)時にマウンド上部の流速は $0.5m/s$ が限界でその高さは $0.5D$ で、その時の設置位置は土木掘削量低減の観点から、ポンプ中心から $3D$ 上流に設置するものとする。また接続勾配は 30° とする。
没水深さ S	マウンドを設置した場合を考慮すれば、没水深さ $S=1.5D$ としなければ計画最大流量(130%Q)を満足しない。したがって $S=1.5D$ とする。
バップルのずれ量	水路幅に対して、7.5%以内の施工時のずれであれば渦発生に対しては影響はない。

表-12 各パラメータ結果一覧表(高流速オープン形)

①水路幅 W に関する実験結果

実験の結果判定一覧表を表-13 に、水路幅 $W=2.7D$ の実験結果を図-8 に示す。上記の総合判定から、水路幅 $W=2.7D$ では、 $S < 0.7D$ にて不合格、水路幅 $W=2.4D$ では、 $S < 1.0D$ にて不合格、水路幅 $W=2.2D$ では、 $S=1.0D$ においても不合格となった。なお、水中渦に関しては、いずれのケースでも合格であった。

一般的な立軸ポンプの構造では、羽根車が水中に没するためには、没水深さ S が $1D$ 程度あれば十分であることから、セミクローズド形式吸込水槽実験での合否判定は $S=1.0$ において行うこととした。この判定基準から考えると、水理学的には $W=2.4D$ でポンプの運転には差し支えないと判断できるが、

水路幅 W	没水深さ S	判定		
		空気吸込渦 (130%Q)	水中渦 (130%Q)	総合判定
2.7D	0.7D	○	○	○
	0.6D	×	○	×
2.4D	1.0D	○	○	○
	0.9D	×	○	×
2.2D	1.0D	×	○	×

表-13 セミクローズ形における判定一覧(W比較)

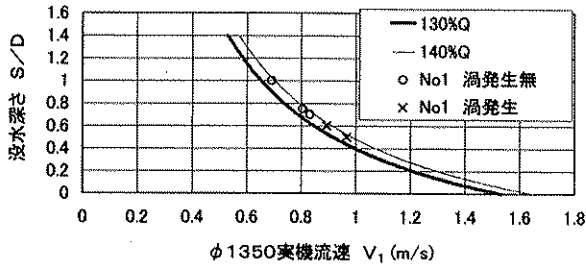


図-8 セミクローズド吸込水槽における空気吸込渦発生状況(W=2.7D)

実機への適用に当たっては吸水槽上に設置される原動機や吐出弁の設置スペースやメンテナンススペースを考慮する必要があり、種々検討した結果、水路幅 $W=2.7D$ とするのが好ましいといえる。

②ボトムクリアランス C に関する結果

ボトムクリアランス (C) をパラメータとし、 $C=0.75D$ 、 $0.5D$ の 2 ケースで実験を行った。各実験は水路幅 $W=2.7D$ 、呑口角度 $\alpha=45^\circ$ 、マウンド無し の条件で実施した。実験結果の判定一覧表を表 14 に示す。

表 14 から判る通り、空気吸込渦に関する許容没水深さは、ボトムクリアランス $C=0.75D$ では $0.7D$ 、 $C=0.5D$ の条件では $1.0D$ であるといえる。水中渦に関しては、いずれのケースでも合格であった。この結果から、ボトムクリアランス C はいずれのケースにおいても $S=1.0$ においてポンプの運転が可能であることがわかる。しかし、ボトムクリアランスは土木構造物の施工時の制約を受け、 $0.5D$ では $\phi 2000$ 以上のポンプにしか適用できないため、 $\phi 1350$ 以上のポンプへ適用できるように $C=0.75$ とする。

ボトムクリアランス C	没水深さ S	判定		
		空気吸込渦 (130%Q)	水中渦 (130%Q)	総合判定
0.75D	0.7D	○	○	○
	0.6D	×	○	×
0.5D	1.0D	○	○	○
	0.9D	×	○	×

表-13 セミクローズド形における判定一覧(C比較)

③ポンプ設置孔とベルマウス外縁の間の隙間 e に関する結果

当該実験は、ポンプに相当する管径を $\phi 100$ とした模型水槽設備の実験では、ポンプ抜き出し穴部の水位低下と波立ちによる影響を受けやすいため、 $\phi 300$ ポンプを有する模型試験設備にて実施した。片側隙間 $e=0.05D$ 、 $0.2D$ に付いて、マウンド有り、無し 各々の状態を実験確認した。実験結果判定一覧表を

表-14 に示す。

隙間 $e=0.05D$ では疑似ベンドの平板部分から水中渦の発生が認められた。これは、主流をなすポンプベルマウスへの流れが疑似ベンド部では左右から廻り込み干渉が生じているものと考えられる。一方、隙間 $e=0.2D$ では吸水路からポンプ抜き出し穴へ入りする激しい循環流が生じ、上記部分の流れは攪乱され、水中渦の発生は認められないが、逆にこの強い循環流の影響でポンプ抜き出し穴に気泡をも巻き込んだ大きな空気吸込渦が認められた。

上記のパラメータにおいてはいずれも不合格の判定であったため、対策として図-9 に示す 2 ケースの対策確認試験を実施した。即ち、ケース 1 として隙

パラメータ		判定				総合判定
e	マウンド有無	空気吸込渦		水中渦		
		100%Q	130%Q	100%Q	130%Q	
0.05D	無	○	○	×	×	×
0.05D	有	○	○	×	×	×
0.2D	無	×	×	○	○	×
0.2D	有	×	×	○	○	×

表 14 ポンプ設置孔隙間 e に関する判定一覧(対策前)

間 $e=0.05D$ 、疑似ベンド中央部に台形傾斜バツフル設置、ケース 2 として上流側隙間 $e=0.05D$ 、後壁側隙間 $e=0.2D$ 、ポンプベルマウス外周部に立リブ 3 枚 (左右、前方) 設置するものとした。

この結果、水中渦の対策として、疑似ベンド中央部への台形バツフルの設置は流れの干渉を避け有効であることがわかった。また、空気吸込渦の対策としては、図-9 のケース 2 に示すような特殊な立リブも有効ではあるが、構造が複雑で実用的ではないため、ポンプ投入穴とベルマウスの隙間 e を狭くすること、またはポンプ抜き出し穴上部を密閉し、吸気しないようにする方法が有効であると考えられる。

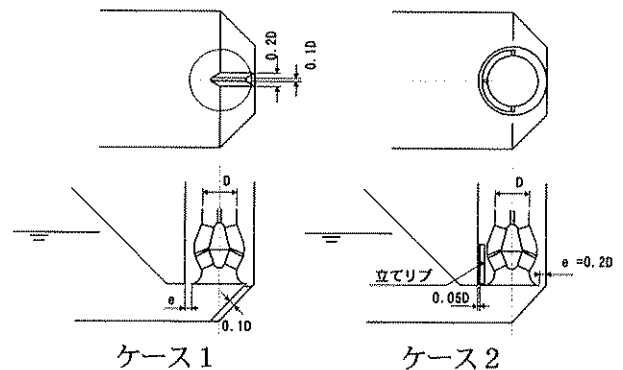


図-9 渦対策形状

パラメータ		判定				
		空気吸込渦		水中渦		総合判定
e	渦対策	100%Q	130%Q	100%Q	130%Q	
0.05D	バップル	○	○	○	○	○
前 0.05D 後 0.2D	立てリブ	○	○	×	×	×

表-15 ポンプ設置孔隙間 e に関する判定一覧(対策後)

④実験結果まとめ

さらに同様の手順で、マウンドの影響に関して実験を行った。上記の結果と併せてまとめると表 16 の様になる。

パラメータ	実験結果
水路幅 W	水理挙動の面では W=2.4D まで縮小可能であるが、ポンプ床に設置する原動機等の機器設置スペースを考慮して W=2.7D とした。
ボトムクリアランス C	C=0.5 においても没水深 S=1.0D までポンプの運転に差し支えないが、施工上の制約から C=0.75D とした。
背面間隔 F	底面・背面間のコーナーに隅肉を施した疑似バンド形状とすることにより水中渦対策が可能であることから F=0.85 とした。
背面コーナ B	予備実験により背面コーナ無しでは水中渦が頻繁に発生することから背面コーナあり(B=0.85D)とした。
マウンド高さおよび設置位置	L=4.5 においては $\beta=30^\circ$ にて合格、 45° にて不合格であった。マウンド高さは h=0.5D においては L=6.0 とした場合でも S=1.0D において不合格であった。マウンド距離 L に関しては L=3.0D にて合格はしたが、3回/2分の空気吸込渦発生が確認され限界値に近いと判断した。以上から $\beta=30^\circ$ 、h=0.25D、L=4.5D とすることが好ましい。
没水深 S	ポンプ起動時に羽根車が水中に没する最低水位である S=1.0D にて合格を判定した。
ポンプ設置孔とベルマウス外縁の間の隙間 e の影響	e=0.05、0.2D の 2 パターンの条件で試験を実施したところいずれも不合格となったが、水中渦対策として疑似バンド中央に台形バップルを設置し、空気吸込渦に関して好条件の e=0.05 との組み合わせることとした

表 16 各パラメータ結果まとめ(セミクローズ形)

4.2 高流速化吸込水槽がポンプ性能に与える影響

a) 高流速オープン形と従来形の比較

モデルでの従来級水槽及び高流速級水槽におけるポンプ性能のうち、流量揚程曲線の比較を図 10 に示す。同図の横軸は従来級水槽での最高効率点における吐出し量 Q_{opt} との比 Q/Q_{opt} 、縦軸は最高効率点における全揚程 H_{opt} との比 H/H_{opt} を示している。

この結果、流速比約 50%以上の流量域では高流速吸水槽でのポンプ性能は従来吸水槽における性能とほとんど変わらないことがわかる。しかし、ポンプ吸込口直下に設置した底面十字の有無で締め切り点付近の特性が変化していることがわかる。これは底面十字を取付けることにより、ポンプ吸込口での旋回が抑制されているためであると考えられる。

b) 高流速セミクローズ形と従来形の比較

両吸込水槽形状の間のポンプ性能を図 11 に示す。

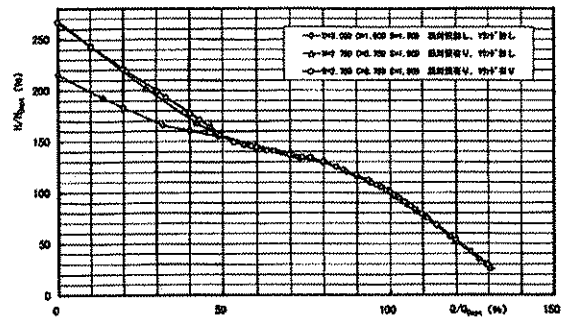


図-10 従来型と高流速オープンポンプの H-Q 特性

なお図中の実線(テスト No.0)が従来形、点線(テスト No.4)は高流速セミクローズ形式の最終形状における性能である。

セミクローズ形においても、旋回流れ抑制に起因する小流量時の揚程上昇が見られることがわかる。また、吐出量 60~120%においては、オープン形に比較してセミクローズ形の方が概ね 0.1m 以下の差であるが揚程が低くなっている。これは、セミクローズ形の閉水路部分における流路損失が存在するためであると考えられる。効率の低下はポンプ形式及び実験条件の違いにかかわらず、吐出し量 0~120%Q において、1%程度以下の効率低下で全流量域に亘って変化が小さい。軸動力の変化は、吐出し量 40~100%Q においては、±1%以内の変化である。吐出し流量 0~20%Q において、6~7%程度の軸動力が高くなっている傾向が見られた。ポンプの形状によっては、この締め切り付近の全揚程上昇に伴う軸動力の若干のアップが考えられ、実機機場の計画においては、ポンプ軸動力が過負荷にならないように、ポンプの選定に留意する必要がある。

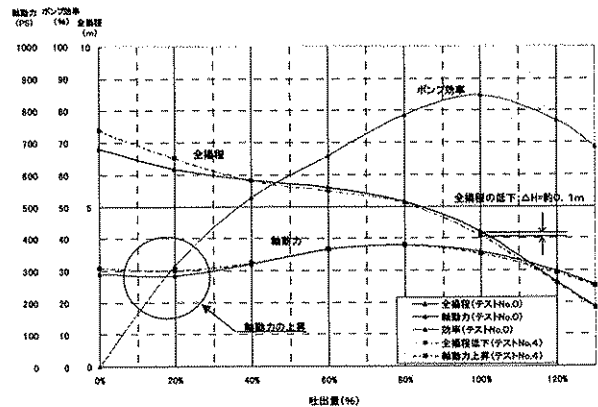


図-11 従来形とセミクローズ形におけるポンプ特性

4.3 シミュレーション結果と模型実験結果の比較

上述の模型試験と、有限要素法(FVM)によるシミュレーションで得られた渦発生予測を比較する。判定方法および実験結果との比較は次の通りである。

a)シミュレーション判定方法

シミュレーションにより発生が予測される空気吸込渦、水中渦について、判定方法を示す。空気吸込渦の判定例を図-12 に示す。図中に示すが、空気吸込渦が発生すると予測される部分に、空気吸込渦の形態を模擬した表示がされる。この表示結果の中で吸水槽自由表面とポンプベルマウスを結ぶ渦であり連続渦と判断し、吸水槽自由表面からポンプベルマウスを結ぶように表示されず、途中で途切れた場合を断続渦、くぼみ渦と判断する。また水中にて同様の表示がされるが、それらは空気吸込渦とは判断しない。なおこのシミュレーション結果の場合は、ポンプ後流において空気吸込渦の発生が予測される結果となった。

水中渦の判定例を図-13 に示す。空気吸込渦の場合と同様に水中渦が発生すると予測される部分に、水中渦の形態を模擬した表示がされる。このシミュレーション結果の場合は、ベルマウス直下より水中

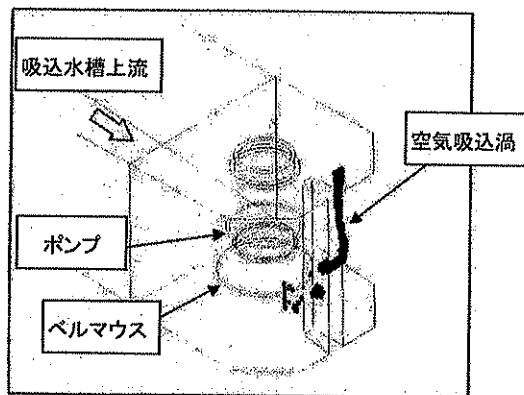


図-12 空気吸込渦判定例

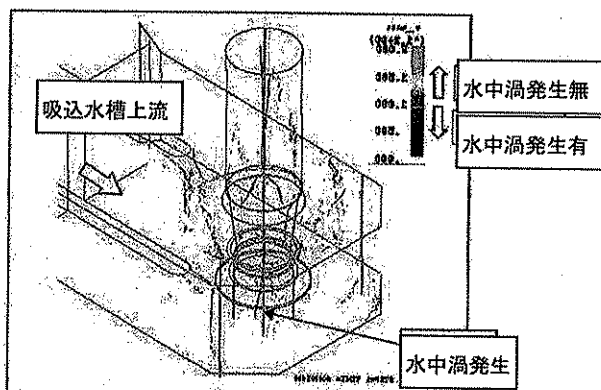


図-13 水中渦判定例

渦の発生が予測できる。また渦の予測結果によっては、吸水槽内の流速分布も考慮して、最終的に判断する。

b)実験結果との比較

表-17 にシミュレーション結果と実験結果をまとめたものを示す。

シミュレーションによる渦予測は、概して危険側に偏る傾向が見られた。即ち、空気吸込渦については、シミュレーションでは断続渦の発生する可能性があるとしているのに対し、実験結果では、くぼみ渦の発生のみが観察され一方水中渦については、模型実験において渦が発生していない状況においてもシミュレーションでは渦発生の可能性があるという結果となっている。また、発生位置の特定は解析においても比較的精度よく予測できることがわかる。

シミュレーションと実験結果の比較の現状は、定量的表現はできず、あまり的確に予測することは難しいと判断される。ただしシミュレーションによる相対比較は可能であると考えられる。

解析ケース	シミュレーション結果		実験結果	
	空気吸込渦	水中渦	空気吸込渦	水中渦
①オープン形 3m ³ /s 整流板あり	渦強さ 断続渦	発生の可能性は低い	くぼみ渦	発生しない
②オープン形 3m ³ /s 整流板なし	渦強さ 断続渦	①よりは発生可能性有	くぼみ渦	発生しない
③ミカド形 5m ³ /s	渦強さ 断続渦	発生の可能性は低い	くぼみ渦 断続渦	発生しない
	発生位置	突込板上流 ベルマウス直下	突込板上流	揚水管外周

表-17 結果比較まとめ

4.4 非定常流れ解析

前項のシミュレーションにおいて定量的な比較ができない原因は、主として非定常である実現象を、シミュレーションは定常解析をおこなっていることにある。そこで定量的な渦予測を行うために非定常流れ解析を試行し、その有効性を検討した。ここでは解析手法として渦法を用いた。渦法(Vortex method)は流れ場の連続的な渦度の分布を多数の微小渦要素によって離散的に表し、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。基礎方程式はNabier-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。

渦発生予測手法として、渦要素中心圧力を簡易的に算出する手法を利用して空気吸込渦の非定常な発

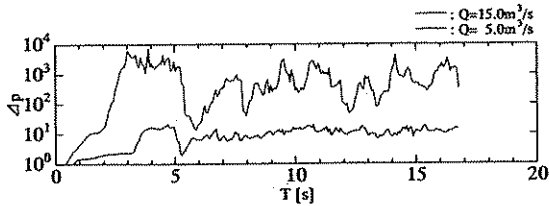


図-14 圧力低下量の卓越値の時間変化(オープン水槽)

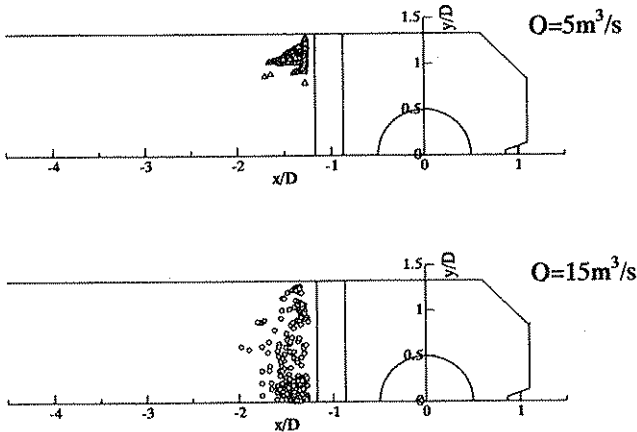


図-15 圧力低下を伴う渦要素位置(オープン水槽)

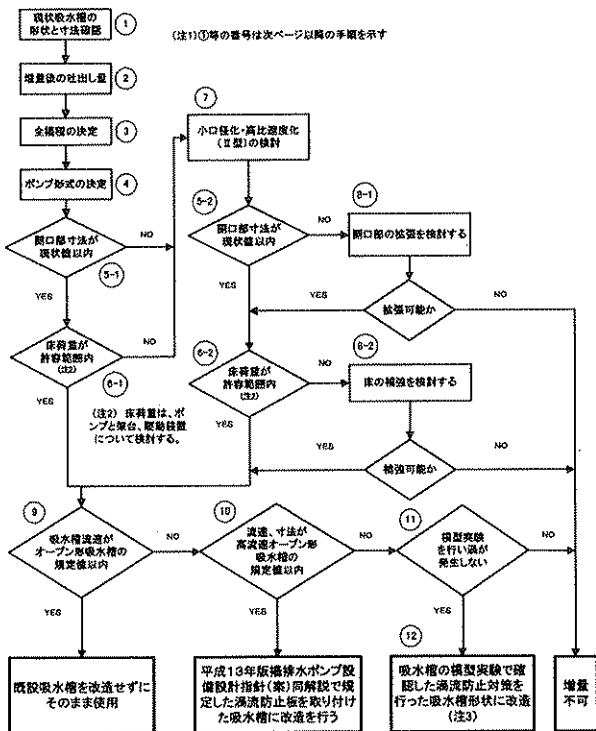


図-17 高流速吸入水路の既設機場への適用フロー

生の予測を試みた。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生じ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することにより、空気吸

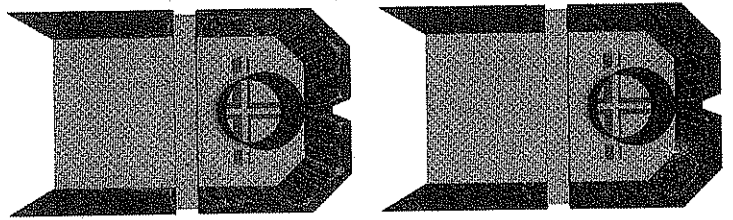


図-16 水平断面内の渦要素分布(オープン水槽 水面近傍)

込渦の発生を定量的に予測することが可能であると考えられる。解析水槽において水面から 200mm の領域に存在する渦要素を対象に計算を行った。

高流速オープン形式における 5m³/s ポンプ(口径φ1500mm)について、計画吐出量である Q=5m³/s と渦の発生が見込まれる Q=15m³/s の 2 種類の流量について計算を行った結果は次の通りとなった。計算結果を図-14 および図-15 に示す。また水面近傍のフローパターンを図-16 に示した。Q=5m³/s では圧力低下を伴う渦要素は突込整流板へ流れが衝突する箇所の側壁寄りに集中している。Q=15m³/s では両側壁近傍に限らず流路全体に及んでおり、図-16 のフローパターンにおける旋回流についても同様の状況が伺える。圧力低下量卓越値の時間変化から、渦の発生頻度が求められそうである。

4. 5 技術基準への反映

以上の結果得られた高流速化吸入水槽の寸法形状をとりまとめ、揚排水ポンプ設備技術基準(案)の改訂版に反映された。本基準の改訂により、ポンプ吸入水槽における呑口部流速 V_1 は従来の 0.3m/s からオープン形式は 0.4m/s、セミクローズ形式は 0.6m/s まで高流速化することができた

また、また、既設の施設において、高速流路技術を適用させ、排水能力を向上させる際に必要となる吸水槽の形状寸法、開口部寸法、床荷重などの検討項目を明らかにするとともに、これらの項目に対する能力向上の可否についての判定基準および検討フローをまとめた。また、吸水槽の設計計画に際し、事前に渦発生有無の検証、渦対策などを実施できるポンプ吸水槽の模型実験方法を「ポンプ吸水槽実験計画マニュアル(案)」としてとりまとめた。本マニュアルにおける検討フローの一例を図-17 に示す。

5. まとめ

本研究では、揚排水機場の小型化によるコスト削減を目標として、従来基準より高流速化したポンプ

吸込水槽を新たに提案し、有害な渦の発生や効率低下がどの程度起こるかを調査するために、コンピュータシミュレーションや模型実験等によりポンプ吸込水槽における水理特性を明らかにした。

その結果、以下の成果を得た。

- 1) ポンプ口径 2000mm 以下の中・小型の揚排水機場において、オープンピット、セミクローズドピットの両形式からなる高流速化吸込水槽の形状及び寸法の標準化案をとりまとめ、揚排水ポンプ設備技術基準(案)の改訂版に反映された。
- 2) 既設の施設において、高速流路技術の適用可否についての判定基準および検討フローをまとめ、吸水槽の設計計画に際し、事前に渦発生有無の検証、渦対策などを実施できるポンプ吸水槽の模型実験方法を「ポンプ吸水槽実験計画マニュアル(案)」としてとりまとめた。
- 3) コンピュータシミュレーションによりポンプ吸込水槽における有害な渦発生有無を調べた。時間一定の乱流モデルによる流れ解析では定性的な結果しか得られなかったが、非定常解析手法として渦法を用いて、従来の解析手法では求められなかった速度場・圧力場の時間変化から、ポンプ吸込水槽に発生

する渦の挙動や渦の発生頻度を計算する見通しがついた。以上から渦法は吸込水槽内流れ解析に有効な手法の一つでなり得ることがわかった。

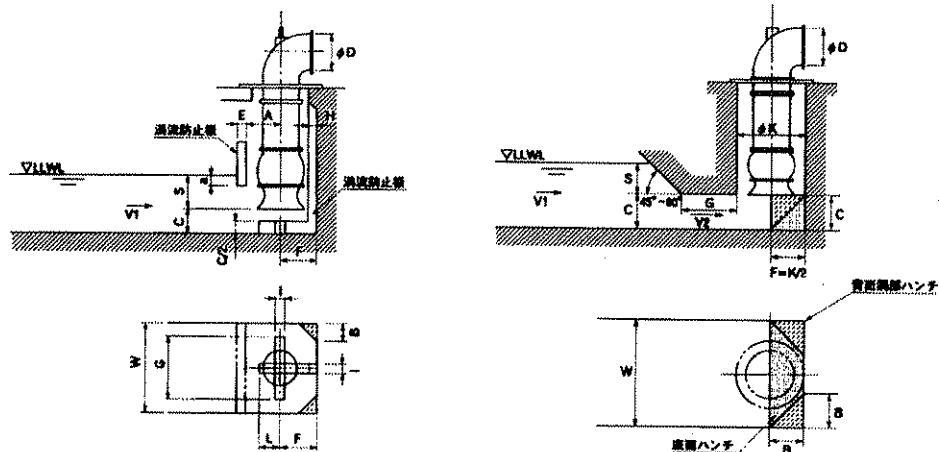
今後は、ポンプ内部や調圧水槽など排水機場内の他の設備において流路設計計画に活用する流れ解析手法について、さらに検討を加える必要がある。

謝辞

本研究は(社)河川ポンプ施設技術協会との共同研究により行われた。ここに感謝の意を表する

参考文献

- 1) (社)河川ポンプ施設技術協会：揚排水ポンプ設備技術指針(案)同解説・揚排水ポンプ設備設計指針(案)同解説、1996年3月
- 2) 水上紀明、荒井猛：「小・中規模の排水機場における高流速化吸水槽について」ぼんぶ、No.25, p16-21, 2001.3
- 3) 長原ほか：「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」、機械学会関東支部茨城講演会論文集、p97, 1996
- 4) 小島、亀本：「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、Vol.29 No.5, p55-63, 2001.5



ポンプ口径吐出量 (m³/s) (従来口径)	0.83~1.17 (φ700)	1.17~1.5 (φ800)	1.5~1.92 (φ900)	1.92~2.3 (φ1000)	2.3~3.33 (φ1200)	3.33~4.25 (φ1350)	4.25~5.42 (φ1500)	5.42~6.67 (φ1650)	6.67~8 (φ1800)	8~10 (φ2000)
W(水路幅)(2.7D) (従来は3.0D)	1900	2100	2400	2700	3200	3600	4000	4400	4800	5400
K(ポンプ開口径) (従来は約1.0~1.5D)	800	900	1000	1100	1300	1500	1850	1800	2000	2200
C(背面間隔)(0.75D) (従来は1.0D)	500	600	650	750	900	1000	1100	1250	1400	1500
S(吸水深さ)(1.5D) (従来は約1.5D)	1050	1200	1350	1500	1800	2000	2250	2450	2700	3000
A	700	800	900	1000	1200	1350	1500	1650	1800	2000
E	250	250	300	300	350	400	450	500	550	600
a	200	250	300	300	350	400	450	500	550	600
L	450	500	550	600	700	800	900	1000	1100	1200
B	350	400	450	500	600	700	750	850	900	1000
G	1300	1500	1700	1900	2200	2500	2800	3100	3400	3800
H	150	200	200	200	250	350	350	400	450	500
J	175	200	250	250	300	350	350	400	450	500

ポンプ口径吐出量 (m³/s) (従来口径)	3.33~4.25 (φ1350)	4.25~5.42 (φ1500)	5.42~6.67 (φ1650)	6.67~8 (φ1800)	8~10 (φ2000)
W(水路幅)(2.7D) (従来は3.0D)	3800	4000	4400	4800	5400
K(ポンプ開口径) (従来通り)	2300	2600	2900	3100	3300
C(背面間隔)(0.75D) (従来は1.0D)	1000	1100	1250	1400	1500
S(吸水深さ)(1.5D) (従来は約1.5D)	1350	1500	1650	1800	2000
G(吸込直線部)	500以上	500以上	500以上	500以上	500以上
B(背面間隔)(K/2)	1150	1300	1450	1550	1650
F(背面距離)(K/2)	1150	1300	1450	1550	1650

G(吸込直線部)については土木構造に合わせ長さを変える。

図-18 揚排水機場における高流速化吸水槽の標準寸法