

ポンプの吸水槽について

Suction Water Tank of the Pump

藤田 憲次* 大谷 清*
Kenji Fujita Kiyoshi Oya

内 容 梗 概

ポンプ吸水槽の寸法ならびに形状の決定はポンプ場の計画に際して特に慎重な検討を必要とする事項の一つである。

好ましくない吸水槽は槽内でうず流れを発生し、流水損失を増し、ポンプの性能、運転状態に悪影響を及ぼす。本文においてはすでに発表されている実験結果ならびに筆者らが実施した実験結果などをもとにしてポンプ吸水槽内の流れに関する諸問題を概説し、ポンプ吸水槽の設計上の指針を示したものである。

1. 緒 言

ポンプ吸水槽ならびに導水路の良否はポンプの性能、運転状態に影響を与える。なかでも高比較回転数のポンプにおいてはこの影響が大きくポンプが最良の性能、満足すべき運転状態を得るためには吸水槽の設計に特別な注意を払う必要がある。

良好な吸水槽の寸法、形状を決めるためにすでに多くの実験的研究^(1-3,8,9)が報告されているが、本文においてはこれらの実験から得られている重要な結果ならびに筆者らが行った実験結果などをもとにしてポンプ吸水槽の設計上の問題点について概説する。

2. 吸水槽内の流れがポンプに与える影響

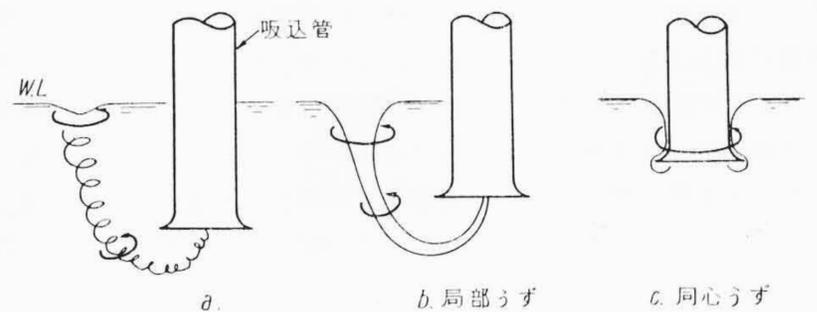
悪い吸水槽においては槽内の流れは損失水頭を増し、また槽内にはうずが形成される。うずの形成は単に吸水槽の形状、寸法のみならず支配されるものではなく導水路の形状、寸法にも大きく影響される。なぜならば導水路の流れに急な速度こう配があったり、導水路から吸水槽への流入位置がかたよっていると槽内で旋回流を生じうずの発生原因となる。一般にうずは異なる速度をもつ流れの境の面に生じ、水流に速度こう配があればこれが持続され、助長される⁽¹⁾。

2.1 うずの形成

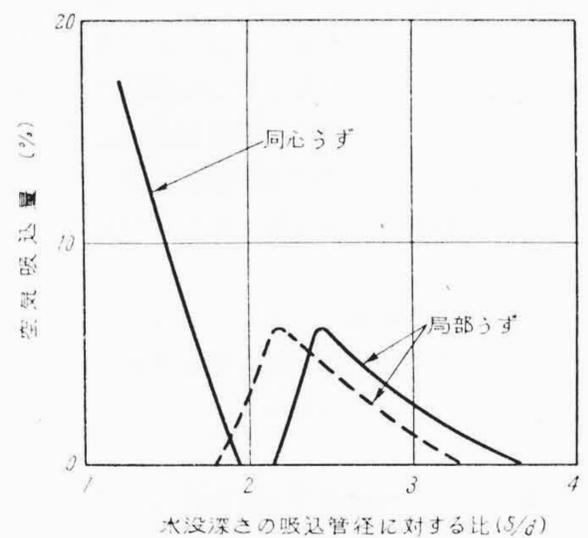
ポンプの吸込管の寸法に比べて非常に広い吸水槽から吸水する場合でもポンプ吸込管のまわりにうずを生じる。そしてうずの回転方向は水が吸水槽へ導入される時の条件、吸水槽と吸込管の関係位置などによって定まる。吸水槽に生ずるうずは一種の自由うずであって、このうずが発達するとうずの中心の圧力が下がりついには水槽の自由表面から空気を吸込む。ポンプ吸込管を自由表面から深く水中に突込むとうず運動が自由表面まで及ばず空気の吸込が阻止される。

空気を吸い込むうずが発生する限界の突込み深さを限界水没深(Critical submergence)と称し、限界水没深の大小は吸水槽の良否を判断する一つの目安となる。ポンプ吸込管の水没深さが限界水没深よりわずかに深い場合には第1図aのようにうずの中心線と水面の交点において水面に凹みを生ずる。水没深さが限界水没深より浅くなると第1図bのような空気吸込うずを発生する。このうずを局部うず(Local vortex)と称している。さらに浅くなるとうず中心が吸込管の中心と一致し管の外周から急激に多量の空気が吸込まれる。このうずを同心うず(Concentric vortex)と称している。第2図はD. F. Denny氏⁽²⁾の水没深さと空気吸込量の関係を示す実験結果である。もちろんこれらのうずは空気を吸い込むのみでなく、水は激しいうず運動を伴い、旋回流は吸込管を経てポンプにまで達する。羽根車を水面下に潜没させた立形ポンプでは直接にこのうず運

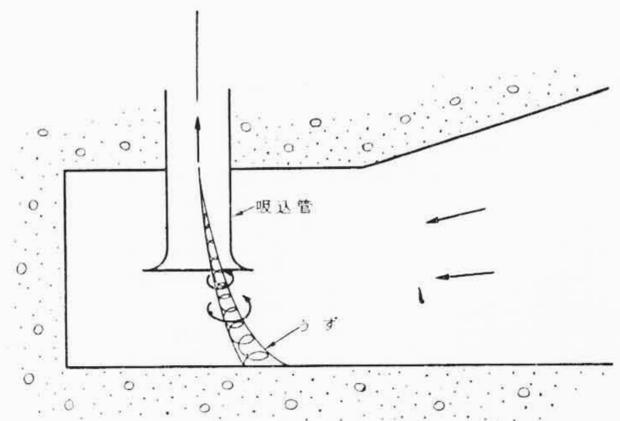
* 日立製作所亀有工場



第1図 ポンプ吸込管のまわりに生ずる空気吸込うず



第2図 吸込管の水没深さと空気吸込量の関係 (D. F. Denny)



第3図 吸込管端が水面から離れている場合のうず運動

動の影響を受けるが、横形ポンプでもこの影響は免れない。

空気吸込うずは吸水槽が自由表面を持ち、大気に開口しているときに生ずるものであるが、閉水路から直接ポンプ吸込管へ吸水するような場合でも同様な現象を起す。第3図はポンプ吸込管端が自由表面から離れている場合に生ずるうず運動を示すもので、うずの一端は吸込管内に達し、他端は槽の側壁や底面に付着する。この場合は空気吸込はないがうずが激しくなるとうずの中心の低圧部に空所

を生じる。立形ポンプなどでは羽根車がこの空所を切断するときは激しいキャビテーション現象を起し、不規則な騒音を発する。これに類似の現象は両吸込ポリュートポンプなどの不必要に広いサクシジョンケーシングや、乱れを生じやすい不適当なサクシジョンケーシングにおいてもしばしば経験する。

2.2 うず流れがポンプに与える影響

悪い導水路や吸水槽は流水損失が多く、槽内の有効水深を下げる。特殊形状のものを除けば開水路あるいは閉水路の損失水頭は計算によって実用上支障のない範囲で推定できる。そしてこの損失はポンプ配管の損失と同様にポンプの全揚程を増し、所要水量に対する所要動力を増加させる。また場合によっては「ポンプの回転数を下げたり、ポンプに与えられる利用可能な NPSH を増さなければキャビテーションを起すこともある」。

うず流れがポンプに及ぼす影響は損失の増加による影響よりも大きくて直接的である。ポンプの羽根車は通常ポンプの吸込管から軸方向に流入するものとして設計されている。もしこの流れが乱れるとポンプの設計点の水量、揚程に直接影響を与える。ポンプの揚程は羽根車入口と羽根車出口における流れのモーメントの差に従うので、もし吸水槽によって羽根車入口で羽根車と逆方向の旋回流が与えられると、揚程が増し、ポンプの軸動力が増加することになる。

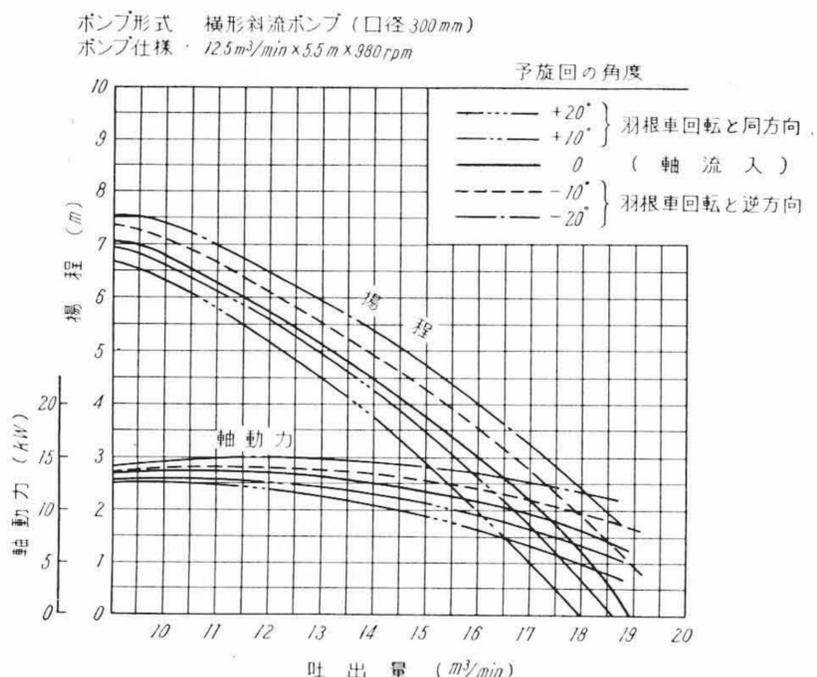
第 4 図は口径 300 mm の斜流ポンプに予旋回を与えた場合の性能の変化を示す。

一般に高比較回転数のポンプほど旋回流の影響を受けやすく、軸流ポンプでは羽根の取付角と羽根への流入角の著しい不一致によって羽根の表面で流れがはく離を起し激しい振動のため運転不能に陥ることさえある。ポンプ吸込管の中の旋回流は必ずしも管軸対称の分布を示さない。立形ポンプでは羽根車が直接このかたよった旋回流の影響を受け、羽根車中で不平衡力を生じ振動の原因となることがある。

うずによって起される事故には次のようなものがある。

- (1) 振動による水中軸受の摩耗，運転状態の不安定。
- (2) 騒音発生，キャビテーションによる羽根の壊食と性能低下。
- (3) 空気吸込による性能低下と腐食作用の助長。

空気 1% の混入はポンプ効率を 5~15% 低下させ、普通の吸上のポンプでは 10% 以上の混入で落水状態になるといわれている。



第 4 図 羽根車前で予旋回を与えた場合の斜流ポンプの性能の変化

る(2)。

また空気の混入により羽根車やサクシジョンケーシングの腐食作用が早まる。このことは海水ポンプの場合に特に重要である。

- (4) 原動機の過負荷または水量不足。

3. 限界水没深に影響を与える吸水槽の諸要素

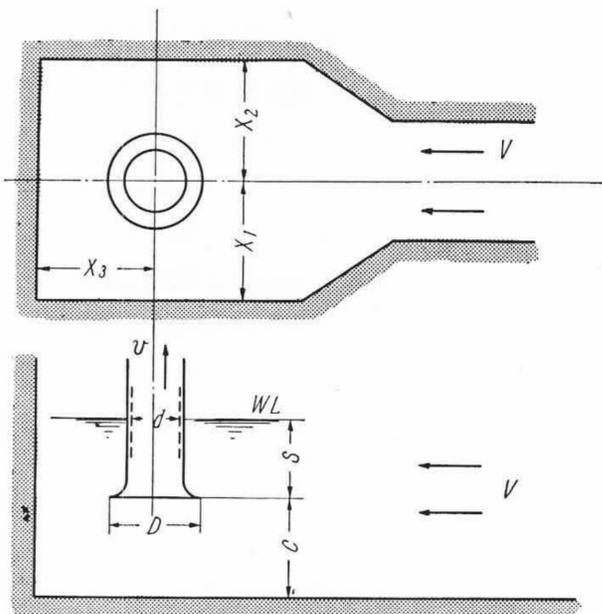
自由表面を持つ水槽に発生する空気吸込うずによって定まる吸込管の所要限界水没深は次の各要素によって変る(第 5 図)。

- (1) ポンプ吸込管の下端と水槽底面との間げき C
- (2) ポンプ吸込管と水槽側壁の間の距離 X_1, X_2 および X_3
- (3) 吸込管内流速 v
- (4) 導水路と吸水槽の関係位置および導入流速 V
- (5) 吸込管端ベルマウスの形状など

これらの各要素が限界水没深に与える影響を知ることは良好な吸水槽を設計するために最も重要なことである。

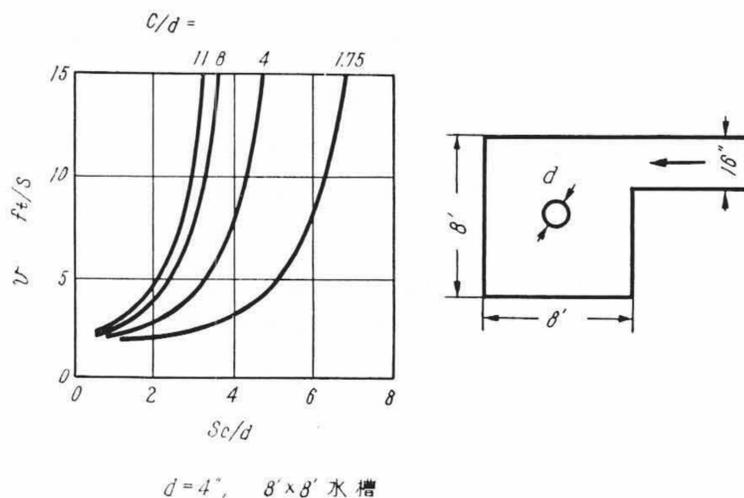
3.1 吸込管下端の間げき

吸込管下端の間げきは水が槽から吸込管へ吸込まれる時の整流効果に関係があり、広すぎると管端ベルマウスの下部にうずを生じる。 $C=D/4$ のとき、ベルマウスの断面積とベルマウス縁と槽底面が作る流入部の円筒表面積が等しくなる。このときの C が許容される最小寸法である。一般に最適の範囲は $\frac{D}{2} \leq C \leq \frac{D}{3}$ (3) といわれている。 C が最適の範囲ではベルマウス下部の吸込管への流れはラジアル流れに近く整流される。第 6, 7 図は D. F. Denny 氏(4)の実験で

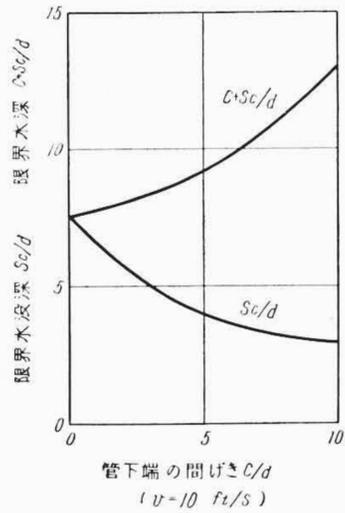


V : 導水路流速 d : 吸込管径
 v : 吸込管流速 D : ベルマウス径
 S : 水没深さ

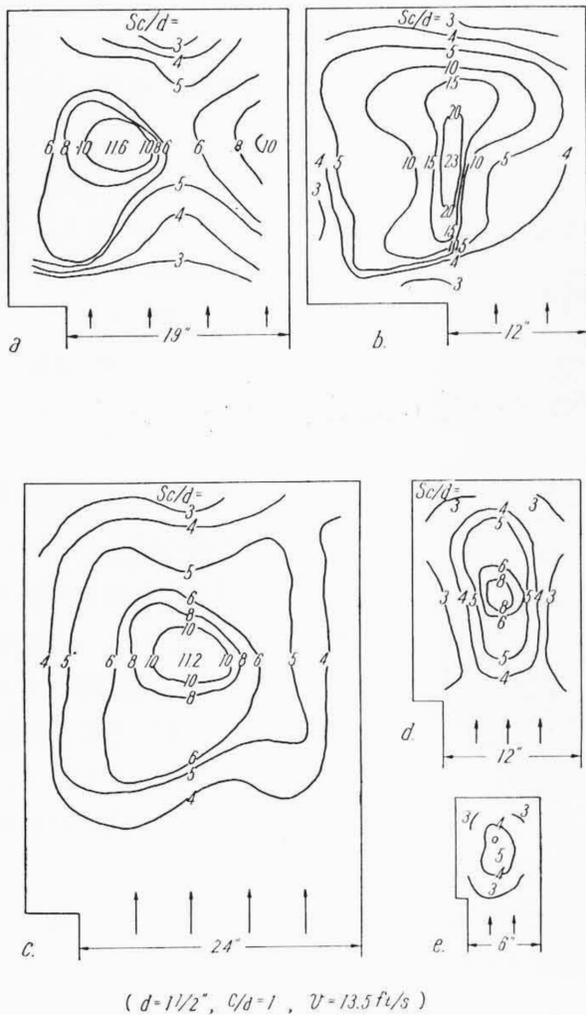
第 5 図 吸水槽と吸込率の寸法記号



第 6 図 吸込管内流速 v と限界水没深 S_c の関係 (D. F. Denny)



第7図 吸込管下端の間げきと限界水深および限界水没深の関係 (D. F. Denny)



第8図 吸水槽の種々の位置における限界水没深 (D. F. Denny)

第6図は吸込管下端の間げき C が吸込管内流速 v と限界水没深 S_c の関係に及ぼす影響を示しており、第7図は第6図の結果を $\frac{C+S_c}{d}$ と c/d の関係に書きあらためたものである。 c/d を増すことは空気吸込の発生に好ましい条件を作るばかりでなく、槽内の所要水深 ($C+S$) を深くし、槽の建設費を高くする。

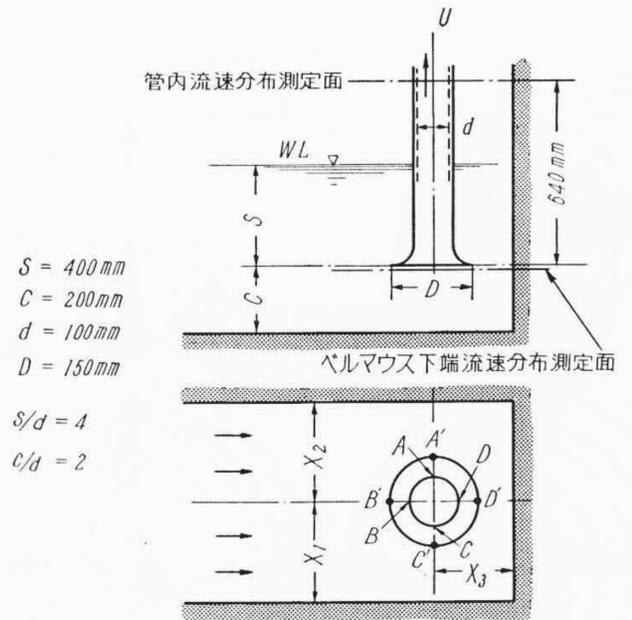
3.2 ポンプ吸込管と槽の側壁との間隔

第8図は D. F. Denny 氏⁽⁵⁾の実験で、広い水槽において吸込管の位置をいろいろに変えた場合の限界水没深の等高線を示すものである。図から吸込管径に対し広すぎる水槽はうずを発生しやすいこと、導水路から吸水槽への流れがかたよって旋回流を与えるように流入するとうずを発生しやすいこと、吸込管が側壁に近いほどうずの発生が阻止されることなどを示しており興味深い。

図において限界水没深の値の大であることは空気うずの発生しやすいことを示す。

3.3 吸込管内流速

第6図の実験では流速が約 4.5 m/s (15 ft/s) までは、所要限界水



第9図 吸込管の流速分布測定位置

没深さは増すが、この流速を超すと次第に流速の影響を受けなくなること示している。またベルマウスの形状、 D/d にも関係があり、ベルマウスは速度変化のゆるやかな形が良く、 D/d は大きいほどうず防止のために好ましい。

3.4 導水路と吸水槽の関係位置および導入流速

導水路から吸水槽へ流入する流れがかたよっていると導入流によって吸水槽の中に旋回流が生じる。この旋回流の中心に吸込管が位置するときポンプに与える影響が最も大きいうずを発生する。第8図からもこのことが理解できる。

旋回流を防ぐためには導水路の流路中心が吸水槽のそれと一致するように、すなわち吸水槽の中で対称な流れを得るようになることが必要である。導水路の流速 V は遅いほど好ましい。良好な導水路と吸水槽の組合せでは V は 0.9~1.2 m/s⁽⁶⁾ 以下とする必要がある。一方導水路から吸水槽への流入口の形状が急激な広がりをもつ導水路と吸水槽の組み合わせでは導水路の流速をさらに遅くすることがうず防止のために必要である。

4. 吸水槽の側壁とポンプ吸込管の関係位置

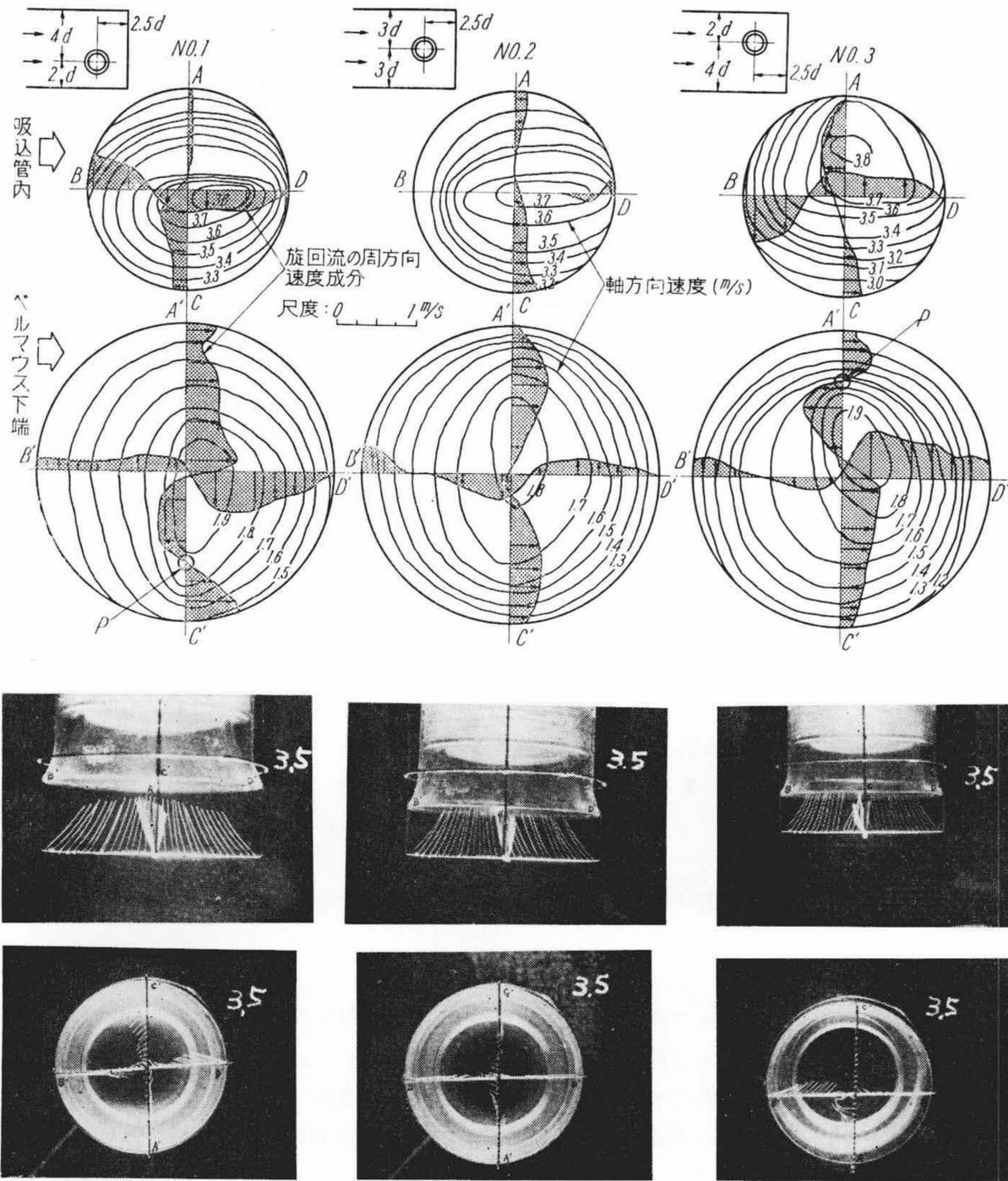
空気吸込の発生を防止するためにはポンプ吸込管を極力壁に近づけると効果があることはすでに前節で述べたとおりであるが、一方極端に壁に近づけた場合には吸込管内の流速分布への影響が心配される。

吸込管と吸水槽側壁の間の距離が吸込管への流入速度分布にどのような影響を与えるかを調べるために行なった実験の一部を報告する。

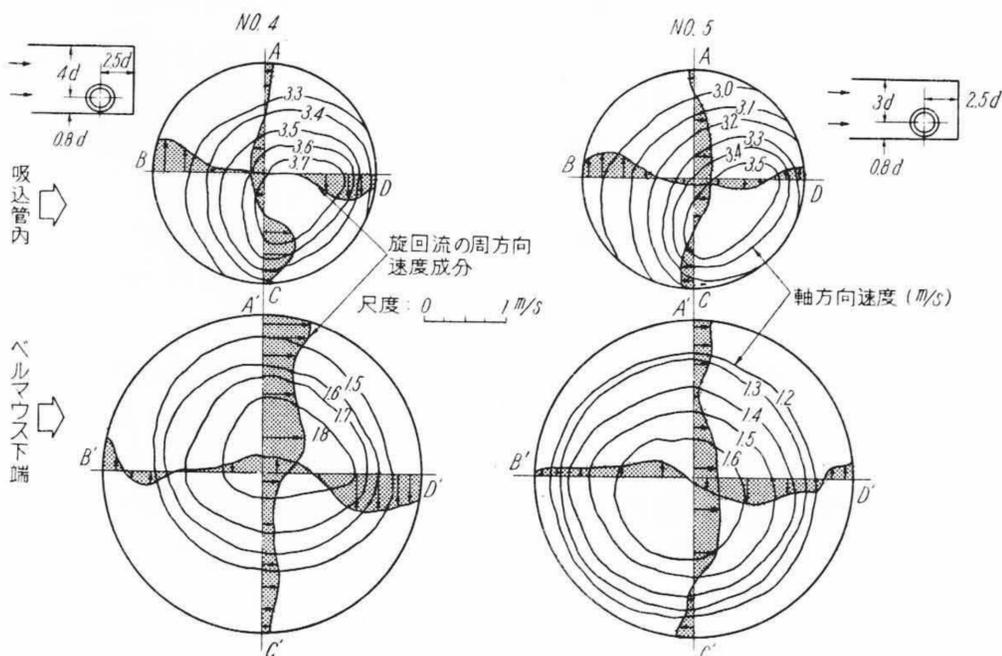
実験は外部から観察できるように水槽の一部分と吸込管を透明の合成樹脂体で作し、 d 、 D 、 C を一定にし、空気吸込が起らないように十分な水没深さ ($S/d=4$) をとり、 X_1 (または X_2)、 X_3 および管内流速 v を変化させ、ベルマウス下端における流速分布と管端から $6.4d$ の位置 (第9図) における吸込管内の流速分布を3孔ピトー管によって測定した。第10、11図は $X_3=2.5d$ 、 $v=3.5$ m/s の場合について X_1 、 X_2 を変えた場合の流入状態を示す。

理想的な流入状態では流れは周方向速度成分をもたず、軸方向速度の等高線が同心円に近くなければならない。周方向速度成分の向きが急激に変化している点 (たとえば第10図P点) ではうずができていたのが観察された。しかし十分な水没深さを与えているため、このうずの一端は水面に開口せず槽の側壁に付着し、しばしばうずの中心に空所を生ずるのが観察された。

吸込管に対し対称な水槽 (実験 No. 2) は比較的好ましい流入速度分布を示し、吸込管内では旋回流はほとんどなく、わずかに水槽へ



第 10 図 吸込管と吸水槽側壁の間隔を変えた場合の吸込管端および吸込管内の流速分布



第 11 図 吸込管を側壁に近接させた場合の吸込管端および吸込管内の流速分布

の導入流の影響を受けている。

実験 No. 4, No. 5 は吸込管を水槽の一方の側壁に極端に近づけた場合で、実験 No. 1, No. 3 に比べ流入状態が悪化していないのみか、第 10 図の P 点に見られるような激しいうずは生じていない。これは側壁が自由なうず運動を制限するためと考えられる。

5. 特殊形状の吸込口

水が導水路から吸水槽へ流入するとき、導水路の速度エネルギーはその一部が吸水槽の中で回復され、水面を上昇させるが残りの部分は損失となり熱エネルギーの形で放散する。うず流の発生が多い、悪い吸水槽ではこの損失が多い。

導水路の速度水頭をポンプに有効に使用することはまたうず流を防ぐための一つの方法でもある。この方法は主として大口径のポンプや導水路の寸法的制限のため吸水槽への流入速度が 3.4 項で述べたような値を越す場合に使用される。第 12 図は火力発電所の復水器冷却用立形ポンプに実施した方法で、整流格子エルボにより導水路の速度エネルギーを有効にポンプに導き、整流効果も兼ねている。大口径のポンプでは導水路から直接コンクリートエルボによりポンプへ導く、米国の Bureau of Reclamation では大口径ポンプ用のサクシオンエルボの標準を定めている。第 13 図⁽⁷⁾はこのサクシオンエルボの形状を示す。

6. 吸水槽の模型試験

ポンプが 1 台の場合やあるいは多数台の場合でも理想的な吸水槽の設計は比較的簡単である。しかし一般に多数台のポンプが配置される吸水槽は土木上の制約などから必ずしも理想的な形状がいつでも採用できるとはいえない。この場合は模型試験により吸水槽の形状決定や修正

を行なうことが必要となる。

一般に水流の自由表面における実物と模型の間の相似性は Froude 数を等しくすることによって得られる。

$$Fr = \frac{V}{\sqrt{Lg}}$$

ここに Fr : Froude 数

V : 水路の断面を通過する水の平均流速

L : 代表長さ

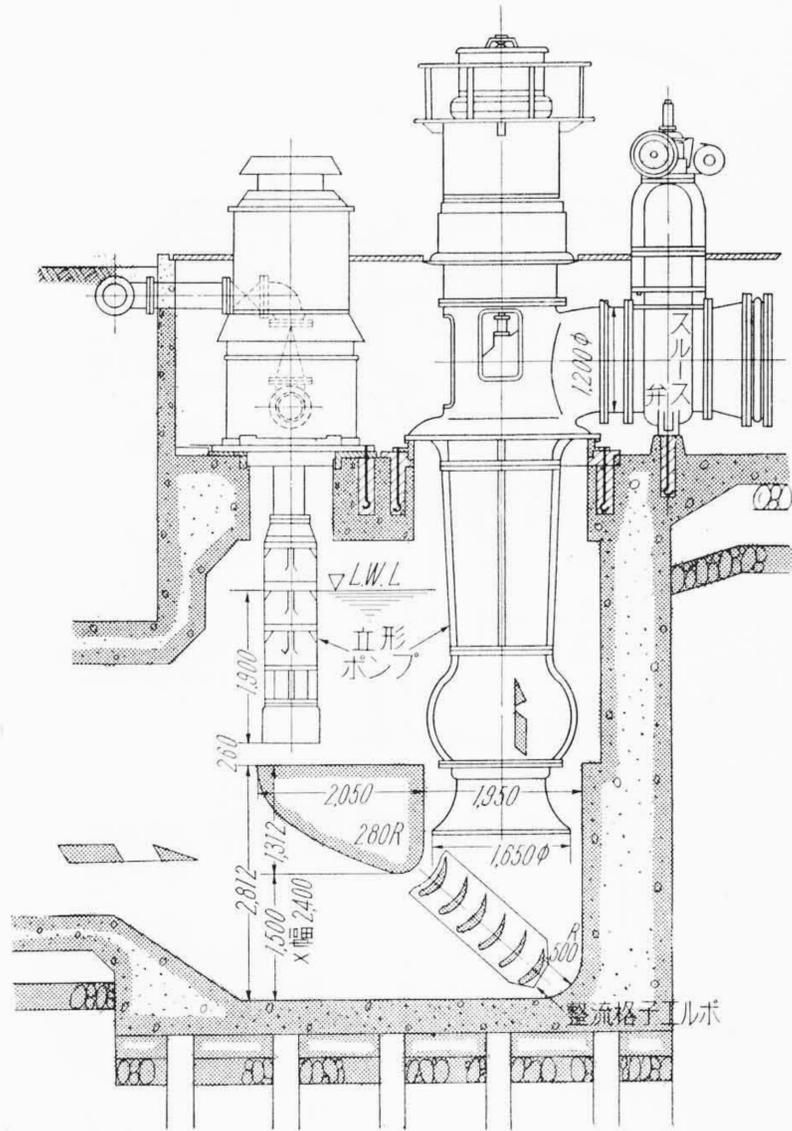
g : 重力の加速度

(添字 m は模型を示す)

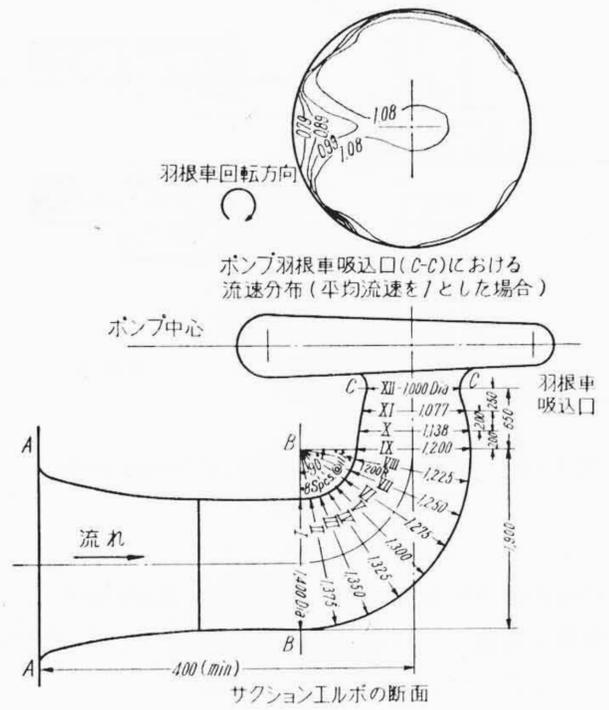
模型と実物で Froude 数を等しくすれば模型における流速は

$$V_m = V \sqrt{\frac{L_m}{L}}$$

となる。すなわち実物と模型の間の流速の比は寸法比の平方根となる。この仮定は自由表面を持つ水槽内のおもな流れの様相を知るためには正しいことが実験的に裏付けられている⁽⁸⁾。しかし D. F. Denny 氏⁽⁸⁾は吸込管への空気吸い込みに関してはこの仮定はしばしば危険側の評価をすることがあると述べている。模型試験で実物と模型の寸法差が大きい場合は、この仮定で導いた V_m よりも大きくとるのが安全であろう。



第12図 吸込口に整流格子エルボを設けた立形斜流ポンプ



サクションエルボの損失水頭

位置	損失水頭
AよりBまで	Bにおける速度水頭の16%
BよりCまで	Bにおける速度水頭の28%
AよりCまで	Cにおける速度水頭の11%

(Design Standard, Bureau of Reclamation)

第13図 サクションエルボ

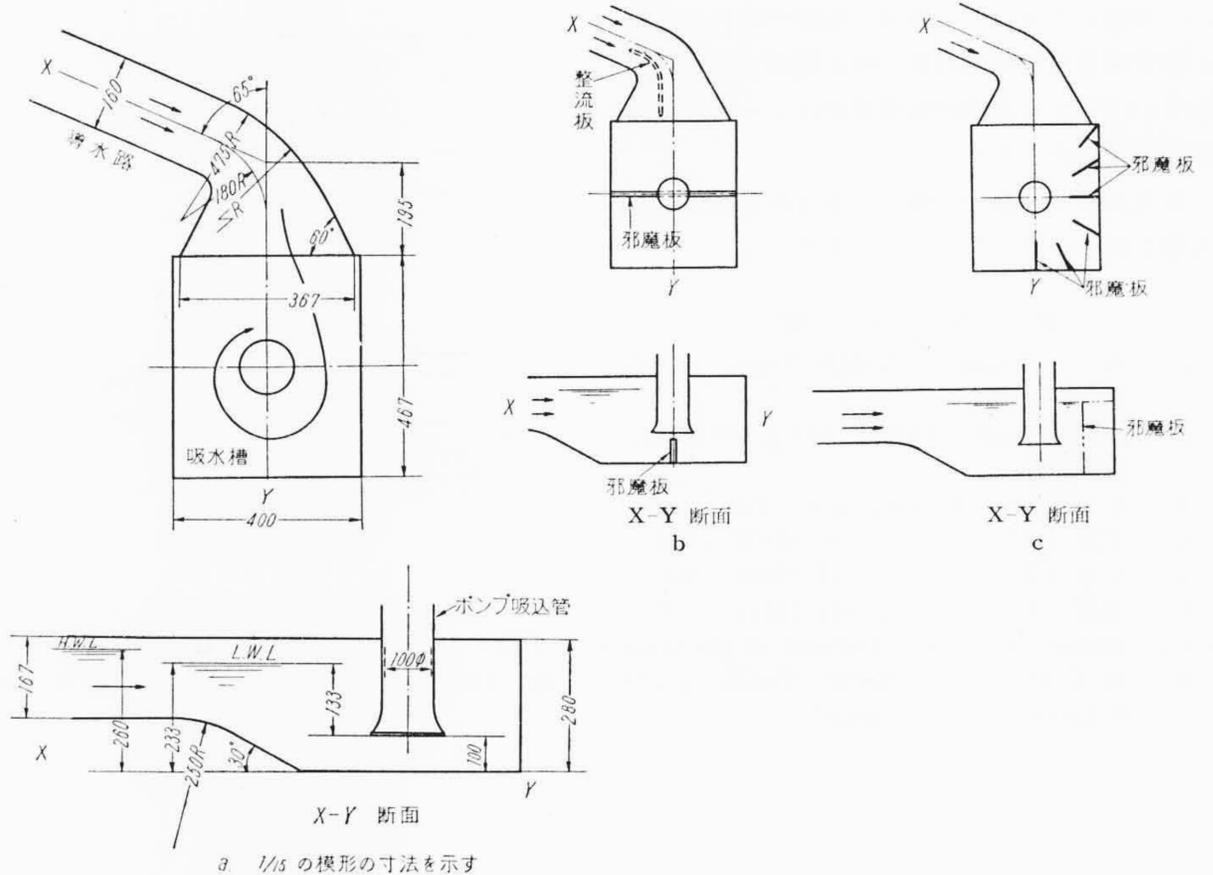
7. 邪魔板 (Baffle Plate)

吸水槽の適当な位置に置かれた邪魔板はうず流れ防止のためにきわめて有効である。

第14図 a は激しいうず流れのため1,500 mmの横形軸流ポンプが激しい騒音を発し、運転継続ができなくなった水槽の実例である。この例では導水路からの流れによって吸水槽内で旋回流を生じ、うずの中心がポンプ吸込管の中心にほぼ一致した。この水槽を改造するため1/15の幾何学的に相似の水槽を作り、Froude数が等しくなるような流速で模型試験を行なった結果第14図 b に示すような導水路の湾曲部に設けた整流板によってある程度うず流れを防ぐことができたが、槽内のうずを完全にとめるまでにはいたらなかった。

結局、第14図 b の実線で示す邪魔板および第14図 c に示す邪魔板が最も有効であることがわかった。実際には第14図 b 実線の邪魔板のみを置くことによって実物水槽のうず流れを完全に除去することができた。第15図は A. J. Stepanoff 氏⁽⁹⁾の実験で効果的な邪魔板の設置方法を示している。

第10図 No. 2 の実験結果からもわかるように、導水路からまっすぐに吸水槽へはいる流れにおいても、導水路からの流水方向に対して直角な速度成分をもつ流れが存在する。この流れはうずを生ずる原因となる。このため水槽の最終端、ポンプ吸込管の後方に設け



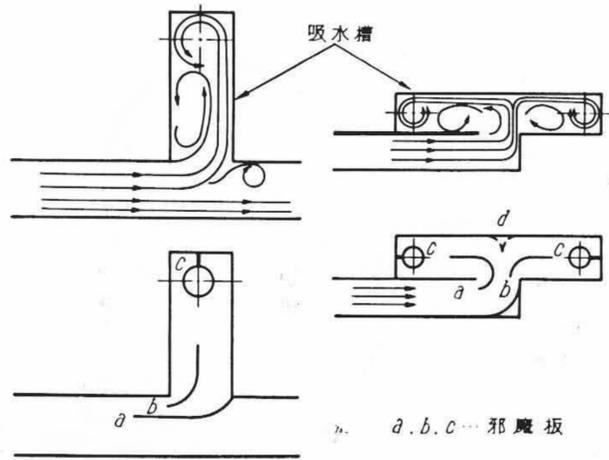
a 1/15 の模形の寸法を示す

第14図 悪い吸水槽の改善のための邪魔板 (実例)

られた邪魔板は有効でありしばしば用いられる。

8. 吸水槽の推奨基本形状

吸水槽の基本的寸法および吸込管との関係位置の推奨寸法は二、三の文献⁽¹⁾⁽³⁾⁽⁷⁾などにも発表されており、これらはベルマウス径の比率で各寸法を与えているが、実際には吸込管径 d を基にして各寸法を表わすほうが便利であると考えられる。第16図に推奨基本形状を示す。邪魔板を設けない場合は吸込管後方に余分な空間を置か



第 15 図 邪魔板の設置例 (A. J. Stepanoff)

ないようにすることが望ましい。

米国の Bureau of Reclamation の Design Standard ではいろいろな場合の水槽を考慮して S の値を横形ポンプでは $1.5D (\div 2.25d)$ 、立形ポンプでは $2D (\div 3d)$ と規定している。

第 17 図はポンプが多数台ある場合の一般的に見た吸水槽の良否を示したものである。

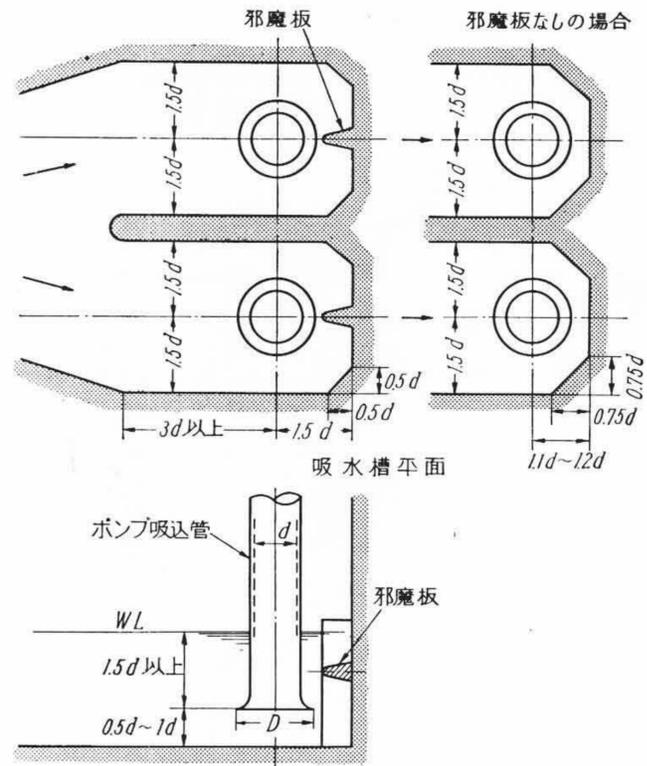
9. 結 言

一般にポンプ吸水槽に関する問題の理論的解析はきわめて困難で、また実用的な効果も少ない。本文は主としてこの問題の実験結果に基づく基本的事項のみ述べたもので、ポンプ設備の計画に際して通常遭遇する吸水槽は、これら基本的事項の応用によって解決できるものが多い。多数台のポンプの複雑な配置や流れの様相が推定困難な特例的形状の吸水槽の良否の判断あるいは修正の方法は模型試験によるのみ見出しうるものである。

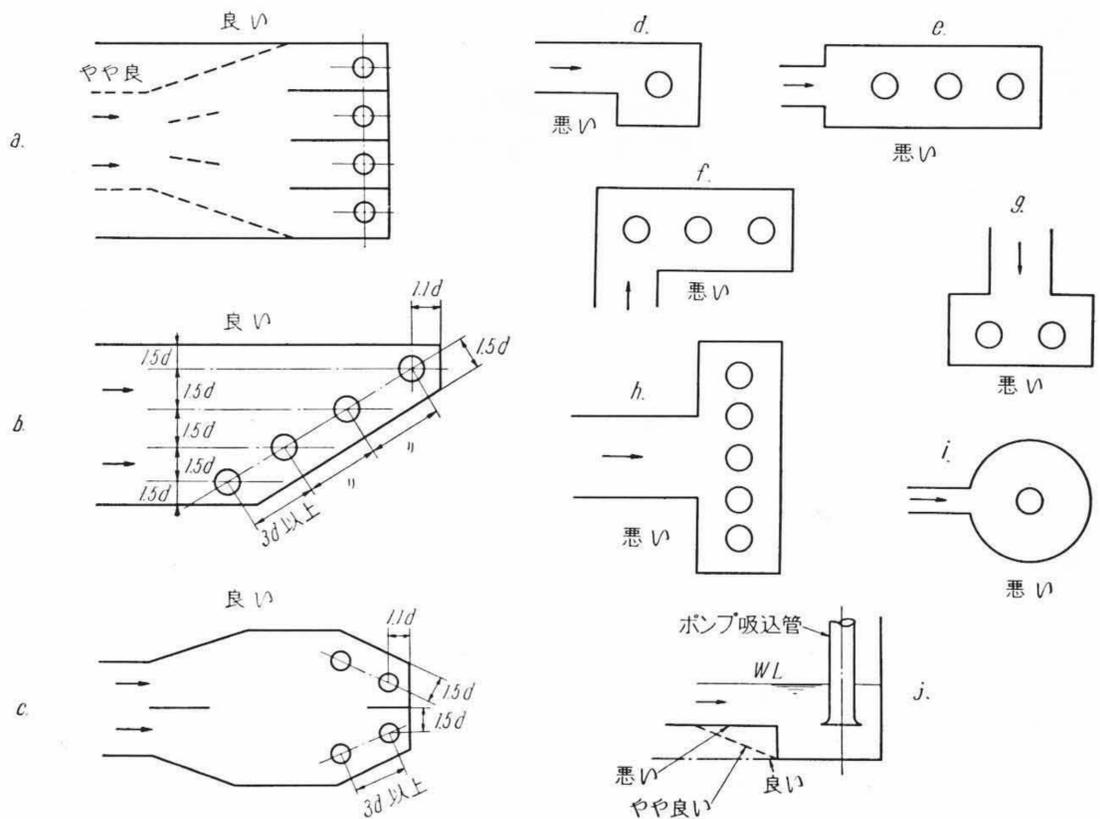
本文がポンプ場の計画に従事される各位の吸水槽計画の一助になれば幸である。

参 考 文 献

- (1) W. H. Fraser: ASME Trans. p. 645 (May, 1953)
- (2) D. F. Denny: PIME, 170 p. 108 (May, 1956)
- (3) A. Brkich: Power, p. 92 (Feb, 1953)
- (4) 文献 (2) と同じ p. 110 (Feb, 1956)
- (5) 文献 (2) と同じ p. 111 (Feb, 1956)
- (6) 文献 (1) と同じ p. 643 (May, 1953)
- (7) Design Standard, Bureau of Reclamation, Par. 4.18
- (8) W. L. Dornaus: ASME Trans. p. 1137 (July, 1958) (D. F. Denny の Discussion)



第 16 図 吸水槽の推奨基本形状



第 17 図 良い吸水槽と悪い吸水槽

- (9) H. W. Iverson: ASME Trans. p. 635 (May, 1953) (A. J. Stepanoff の Discussion)