

# ポンプ吸込管の長方形吸水槽における最小没水深さ

## Submergence Requirements of Pumps in Rectangular Open Sumps

近藤正道\* 丸三郎\*  
Masamichi Kondo Saburo Maru

### 要 旨

ポンプ吸込管の実物長方形吸水槽(そう)中における最小没水深さを、模型試験の結果から、寸法差の影響を補正し、求める方法を述べている。

### 1. 緒 言

ポンプ吸水槽の形状寸法の適否は、ポンプの性能や運転状態に大きな影響を与える。したがってポンプ吸水槽の計画にあたっては、土木上の考慮のみならず、ポンプとの関連をもあわせて考慮する必要がある。立軸ポンプによく用いられる、自由表面を持つ吸水槽においては、特に渦に伴う空気吸込みによるポンプへの悪影響が問題となる。空気の吸い込みがあると、騒音や振動発生の原因となり、最悪の場合には揚水不能という事態にも至る。したがって自由表面を有する吸水槽としては、空気吸込みの原因となる過度の渦が生じないものであることが不可欠の条件であり、吸水槽の形状寸法も、主としてこの点に留意し計画される。

渦の発生による空気吸込みは、ポンプに十分な没水深さを与えてやれば防止できるが、没水深さが大きくなれば、それだけ深い吸水槽が必要となり、土木費を増加させる結果となる。したがって吸水槽を計画するに際しては、最低どの程度の没水深さを与えればよいのか、また没水深さを小さくするには、どのような形状寸法とすべきかなどの点が明らかにされていなければならない。すなわち空気吸込み渦の発生し始める没水深さを、正しく予測する必要がある。

必要な没水深さを知る方法としては、模型試験による方法が確実な方法といえよう。しかし、模型試験の結果を実物に適用する場合、適用可能な流速の範囲については、現在明確にされておらず、したがって吸水槽の経済的設計のためには、模型試験時の限界流速から実物の限界流速を知ることが必要となる。

以下に実物ポンプ吸水槽での必要没水深さを、模型試験結果から、模型化による寸法差の影響を補正し、求める方法について述べる。

### 2. 自由表面を持つポンプ吸水槽内の渦流れ

自由表面を持つポンプ吸水槽において観察される渦は、図1に示す四つの形に分類される。

I形：水面にくぼみを作るのみで、空気吸込みのない渦。

II形：水面のくぼみが、水中下さらに深くまで達し、ときおり空気吸込みを起こす渦。

III形：連続的に空気吸込みを伴う渦。

IV形：渦の中心が、吸込管の中心と一致するようになり、吸込管の全周から多量の空気を吸込む渦。

注：そのほかに吸水槽底または側壁と吸込管との間を、結ぶように生ずる渦があるが、これは没水深さと関連がないのでここでは省略する。

発生する渦は、ポンプの没水深さが減少するに従い、I形から

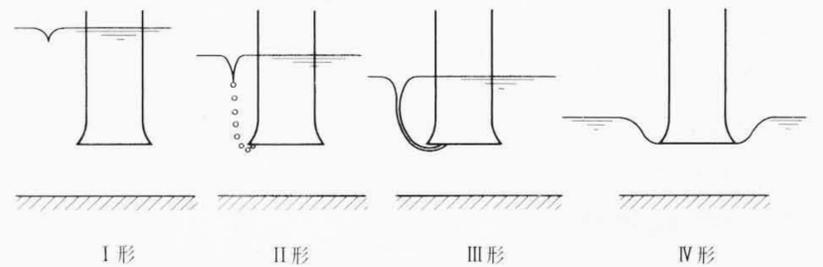


図1 渦の形態

IV形へと空気を多量に吸い込む渦形態へと移行していく。

ポンプの性能および運転上悪影響をもたらす渦としては、どの程度の段階からかということになるが、一般にはII形の渦程度ではまだ影響はないものと考えられている<sup>(1)(2)</sup>。

なお、II形の渦の発生し始めるポンプの没水深さは、臨界没水深さ ( $S_c$ ) と定義されている。

### 3. 吸水槽形状寸法と臨界没水深さの関係

図2は一般に広く用いられている、自由表面を持つ長方形吸水槽である。以下簡単に吸水槽の各寸法と臨界没水深さ ( $S_c$ ) との関係述べる。

(1) 後壁までの距離 ( $X$ ) について

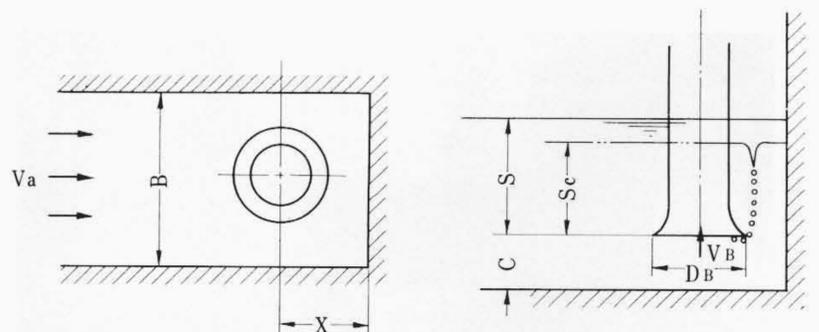
$X$ 寸法を小さくするほど、空気吸込渦は発生しにくくなる。ただし、過度に狭くするとポンプ効率低下する。 $X = D_B$ 程度にするのがよく、 $0.8 D_B$ 以下とすることは避けたい<sup>(1)(3)(4)</sup>。

(2) 底面間隙(げき) ( $C$ ) について

$C$ 寸法を大きくするほど、空気吸込渦は発生しにくくなる。ただし、 $C$ の増加は水槽の深さを大きくすることになるゆえ、 $(C + S_c)$ を小さくするような $C$ 値を選ぶべきである。 $C = 0.5 D_B$ 程度が、ポンプの効率のうえでも、土木費の点でも有利である<sup>(1)(3)(4)(5)(6)</sup>。

(3) 幅 ( $B$ ) について

$B$ 寸法を大きくすると、空気吸込渦は発生しやすくなる。



$B$ ：吸水槽の幅

$C$ ：底面間隙(げき)

$X$ ：後壁までの距離

$S$ ：没水深さ

$S_c$ ：臨界没水深さ

$D_B$ ：吸込管入口径

$V_B$ ：吸込管流入速度

$V_a$ ：接近流速

図2 長方形吸水槽

\* 日立製作所亀有工場

土木費の点でも、 $B$ 寸法を小さくしたほうが有利であるが、極端に $B$ を狭くすると、ポンプ効率に悪影響が出てくる。 $B$ はポンプへの平均接近流速が、 $0.3\text{m/s}$ 程度になるよう定めるのがよい。この場合 $B = 2 D_B$ 程度となる<sup>(3)(7)</sup>。

(4) ポンプへの接近流速 ( $V_a$ ) について

$V_a$ は  $(S+C)$ 、 $B$ および流量により定まるが、 $V_a$ が速くなるほど、空気吸込渦は発生しやすくなる。

(5) 吸込管入口径 ( $D_B$ ) について

$V_a$ が同じでも  $D_B$ 寸法を大きくし、吸込管への流入速度 ( $V_B$ ) を遅くしたほうが、空気吸込渦は発生しにくくなる<sup>(4)</sup>。

4. 模型試験から実物吸水槽での臨界没水深さを求める方法

以下に図2に示したような長方形吸水槽における、ポンプ吸込管の臨界没水深さを模型試験結果から、模型と実物間の寸法差の影響を補正し求める方法を述べる。このためまず吸水槽の各寸法と $S_c$ の関係を明らかにするため模型試験を実施し、さらに実物への換算を行なうために寸法差の影響について検討を加えた。

4.1 模型試験結果

実験に用いた模型吸水槽は、 $D_B = 150\text{mm}$ 、 $B = 2.5 D_B$ の寸法のものである。図3は実験装置を、図4は模型の吸込管形状を示したものである。

図5は、 $S_c$ と $V_B$ 、 $S_c$ と $X$ 寸法の間接関係を整理したもので、 $V_B$ が速くなるほど、また $X$ 寸法が大となるほど、 $S_c$ が増大することを示している。

図6は、 $S_c$ と $C$ 寸法の間接関係を $C$ の基準値に対する比率で表示したもので、 $C$ 寸法が減少するほど、 $S_c$ が増大することを示している。

ただし以上の結果は、吸水槽と導水路の関係が良好で、吸込管への接近流れが一様である場合を条件としたものであることに注意する必要がある。

なお $S_c$ と $B$ 寸法の間接関係については、今回の実験では明らかにされなかったが、 $B = 2.5 D_B$ 以下の吸水槽に本実験結果を適用するにおいては、問題ないと考えられる。

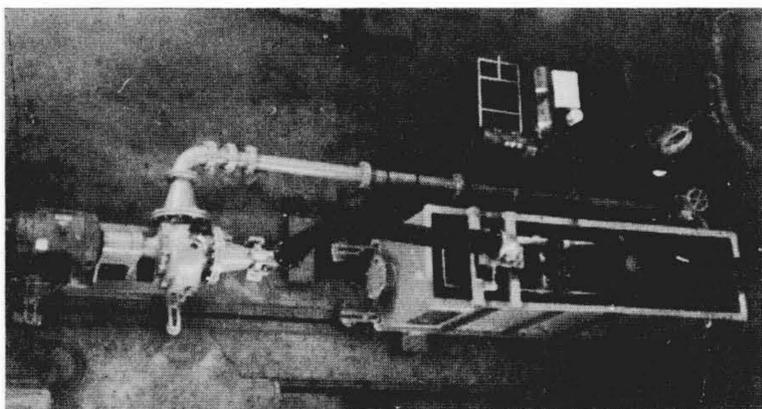


図3 吸水槽模型試験装置

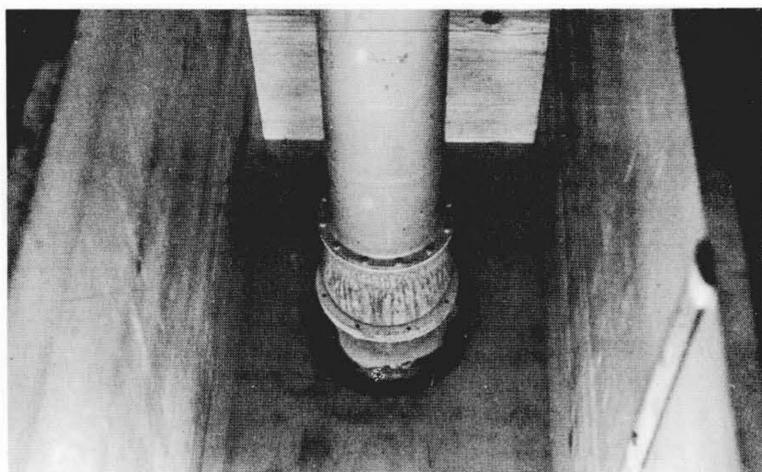


図4 ポンプ吸込管の模型

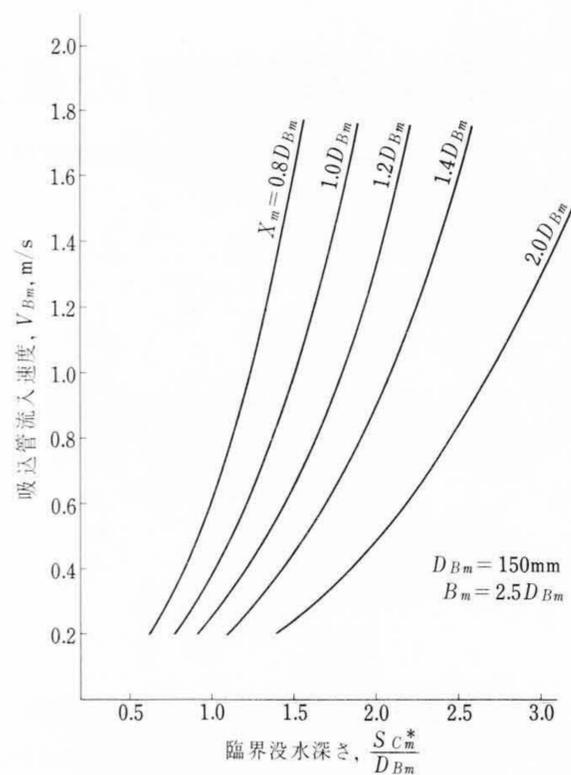


図5 臨界没水深さと吸込管流入速度および後壁までの距離の関係

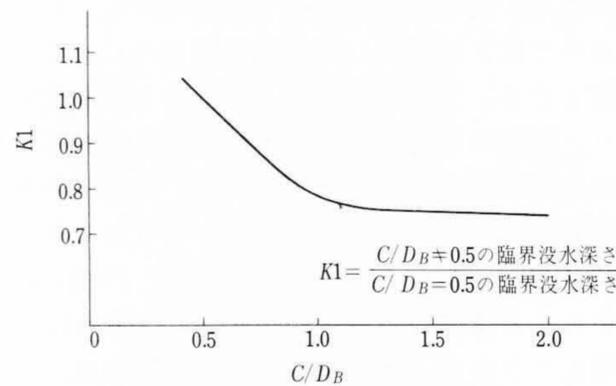


図6 臨界没水深さと床面間隙の関係

4.2 模型と実物吸水槽の寸法差の影響の補正

模型と実物の寸法差の影響を補正するということがらには、いわば模型と実物の流れの相似性に関係することからである。従来より相似性の問題については、種々の議論<sup>(1)(3)(5)(7)</sup>があるが、定量的なところはまだ明らかでない。このため模型試験結果を実物に換算する際、どうしても安全側に見積りがちとなり、その結果の適用範囲をも制限せざるを得ないというのが実情であった。

したがって模型と実物の寸法差の影響が明らかになれば、いっそう経済的な吸水槽の設計が可能にもなるし、また4.1で得られたような過去に実施した試験結果を、新たな吸水槽の計画の際に利用することができる。

ここでは流体力学的検討はともかくとして、実際設計に供するという観点から、実験式という形で実物と模型の寸法差の影響を検討してみた。寸法差は相似則の考えで補正できるが、検討の結果、幾何学的に相似の模型と実物の吸水槽での臨界没水深さを同じく相似とする条件は、下記実験式により概略を与えることができる。

$$\frac{V_{Bm}}{V_{Bp}} = \left( \frac{D_{Bp}}{D_{Bm}} \right)^{-0.2} \dots\dots\dots(1)$$

- ただし、 $V_{Bm}$ ：模型の吸込管流入速度
- $V_{Bp}$ ：実物の吸込管流入速度
- $D_{Bm}$ ：模型の吸込管入口径
- $D_{Bp}$ ：実物の吸込管入口径

すなわち(1)式より、ある実物吸水槽での流速下における流れに相似性を見いだす模型での流速を求めれば、図5,6の模型試験結果から実物での $S_c$ を求めることができる。

以下に(1)式算出の考え方および根拠を簡単に説明する。

自由表面の流れは、一般に実物と模型のフルード数が一致すれ

ば、相似性は得られると考えられている。しかし自由表面を持つポンプ吸水槽内で問題となる空気吸込渦を伴う流れについては、(特に臨界没水深さの関連において)、フルード数を一致させるだけでは十分でないようであり、このために流速を種々変えて流速が一致する状態程度まで調べてみる事が推奨されている<sup>(7)</sup>。これは吸水槽内の渦の発生消長が、単に自由表面の流れのみでなく、液体の粘性や吸込管に向かう水中の流れにも影響されるためと推定される。

$$\frac{V_{Bm}}{V_{Bp}} = \left(\frac{D_{Bp}}{D_{Bm}}\right)^{-0.5} \dots\dots\dots(2)$$

$$\frac{V_{Bm}}{V_{Bp}} = \frac{D_{Bp}}{D_{Bm}} \dots\dots\dots(3)$$

(2)式はフルード数を一致させる条件であり、重力の影響を受ける自由表面付近の流れの相似条件を示すものであり、(3)式はレイノルズ数を一致させる条件であり、水中部分の粘性の影響が出てくる部分の流れの相似条件を示すものである。

いま、ポンプ吸水槽内にII形の渦が発生し始める流速と模型寸法比との間に、(2)、(3)式と同様の形の関係が成立するものと仮定する。

$$\frac{V_{Bm}}{V_{Bp}} = \left(\frac{D_{Bp}}{D_{Bm}}\right)^\gamma \dots\dots\dots(4)$$

ただし、 $\gamma$ は定数

$\gamma=0$ が流速一致の場合であり、 $\gamma=-0.5$ がフルード数を合わせる条件となる。吸水槽の模型試験で、前述した範囲で流速を変化させて試験し、実用上好結果を得ていることから考えて、 $\gamma$ 値は $-0.5\sim 0$ の範囲にあることが予想される。

次に $S_{cm}$ と $V_{Bm}$ との関係は、図7より近似的に(5)式の形で表わすことができる。図7は、図5を対数表示したものである。

$$\log \frac{S_{cm}}{D_{Bm}} = \alpha_m \log V_{Bm} + \beta_m \dots\dots\dots(5)$$

ただし、 $\alpha_m, \beta_m$ は吸水槽により決まる定数

一方、実物においても同様の関係式が成立するものと仮定する。

$$\log \frac{S_{cp}}{D_{Bp}} = \alpha_p \log V_{Bp} + \beta_p \dots\dots\dots(6)$$

また(4)式の形から幾何学的に相似な模型と実物吸水槽の $\alpha$ 値は等しいとみなせるものと仮定する。

$$\alpha_m = \alpha_p = \alpha \dots\dots\dots(7)$$

$S_c$ が模型と実物の間で幾何学的相似条件を満足していれば、(4)、(5)、(6)、(7)式より下記関係を導くことができる。

$$\log \frac{D_{Bp}}{D_{Bm}} = \frac{\beta_p - \beta_m}{\alpha \gamma} \dots\dots\dots(8)$$

一方、 $V_{Bm} = V_{Bp}$ という特別の場合について考えると、(5)、(6)式の間に関係式が成立する。

$$\log \left(\frac{S_{cm}}{D_{Bm}} / \frac{S_{cp}}{D_{Bp}}\right) = \beta_m - \beta_p \dots\dots\dots(9)$$

したがって、 $V_{Bm} = V_{Bp}$ の条件下では、(8)、(9)式より下記関係が求められる。

$$\log \frac{D_{Bp}}{D_{Bm}} = -\frac{1}{\alpha \gamma} \log \left(\frac{S_{cm}}{D_{Bm}} / \frac{S_{cp}}{D_{Bp}}\right) \dots\dots\dots(10)$$

$\alpha$  値を図7から求めると、

$$\alpha \doteq 0.435 \dots\dots\dots(11)$$

$-\frac{1}{\alpha \gamma}$  値を、図8に示したDicmas<sup>(1)</sup>の実験結果より求めると、

$$-\frac{1}{\alpha \gamma} \doteq 11.62 \dots\dots\dots(12)$$

したがって

$$\alpha \doteq -0.2 \dots\dots\dots(13)$$

なお、図9は、(1)式の関係を図示したものである。

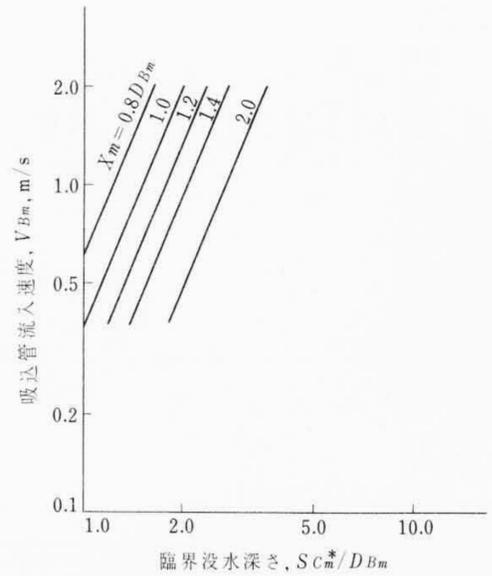


図7 臨界没水深さと吸込管流入速度および後壁までの距離の関係

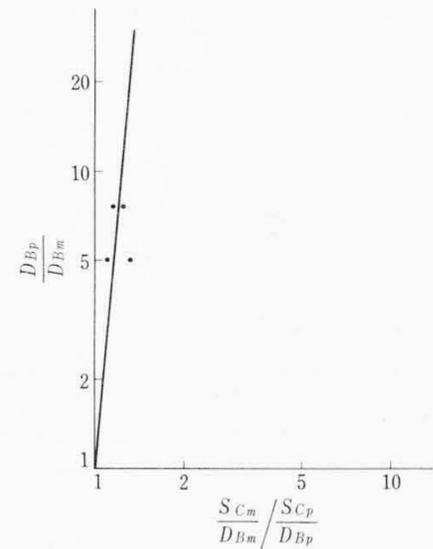


図8 吸水槽の寸法差の相違と臨界没水深さ

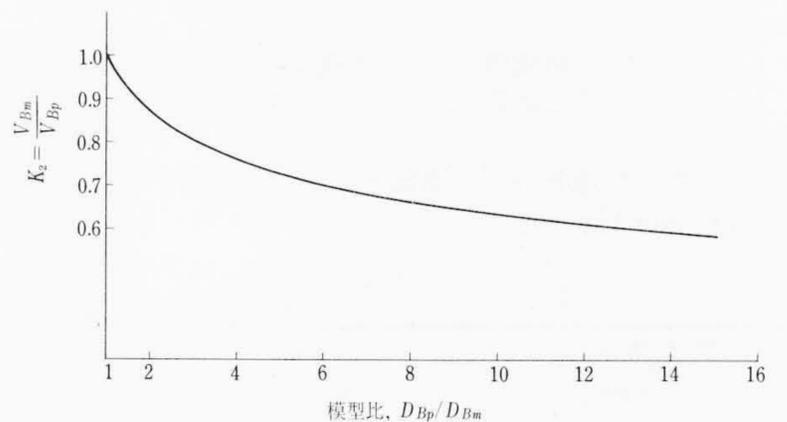


図9 K2 値

### 4.3 実物ポンプ吸込管没水深さの実績値との比較

(1)式をもとに4.1の模型試験結果から計算により求まる $S_c$ と、既設吸水槽において実際に与えられている最小没水深さとの比較を示すと図10、11のようになる。

図10は、常時使用されるポンプの吸水槽についての、図11は、一時使用のポンプの吸水槽についての比較結果である。

この結果、常時使用のポンプの吸水槽については、少なくとも計算による $S_c$ 値以上の最小没水深さが与えられていることが、一時使用のポンプの吸水槽については、計算による $S_c$ 値以下の最小没水深さのものもあることが明らかになった。

## 5. 吸水槽の最小没水深さの決定

吸水槽の最小没水深さとして、 $S_c$ 以上を確保できれば理想的である。しかし、ポンプの用途によっては、多少の空気混入は問題とならない場合もある。このような場合には支障のない範囲で最小没水深さを $S_c$ 以下に小さくし、水槽を浅くし土木費を低減したほうが有利となる。ポンプ吸水槽に与えるべき最小没水深さは、

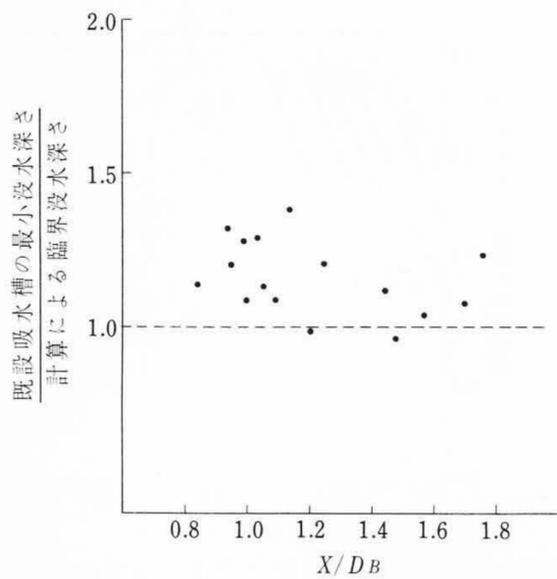


図10 常時使用のポンプの既設吸水槽の最小没水深さと計算による臨界没水深さの関係

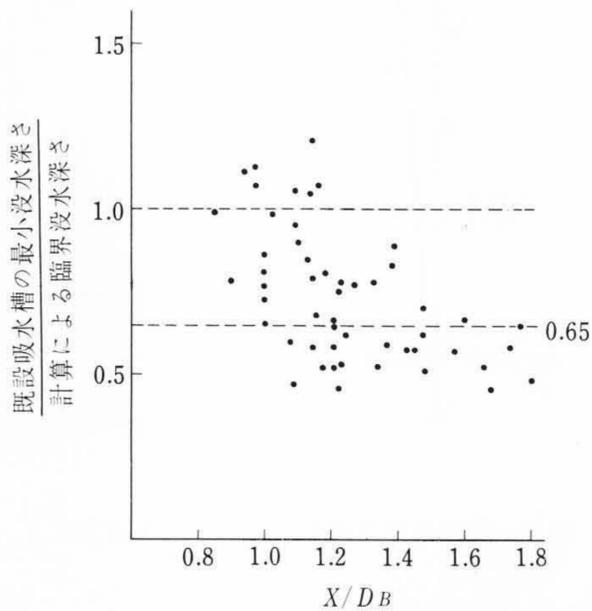


図11 一時使用のポンプの既設吸水槽の最小没水深さと計算による臨界没水深さの関係

ポンプの用途、運転時間、運転水位などを考慮すれば、表1のように等級分けすることができる。

表1

吸水槽区分	確保すべき最小没水深さ
A ポンプ用吸水槽	$S_c$ 以上の最小没水深さ
B ポンプ用吸水槽	$0.8 \times S_c$ 以上の最小没水深さ
C ポンプ用吸水槽	$0.65 \times S_c$ 以上の最小没水深さ

なおA, B, C各ポンプの定義は下記のとおりである。

A ポンプ：循環水ポンプなど常時使用され、かつ他の機器との関連から、揚水中に空気の混入があっては不都合なもの。

B ポンプ：常時使用されるものではなく、また最小没水深さでの運転が短時間のもので、多少の空気混入が問題にならないもの。

C ポンプ：排水ポンプのように最小没水深さに達した場合、運転が停止され、運転時間も短く、また多少の空気の混入が問題にならないもの。

C ポンプ用の吸水槽の最小没水深さは、ポンプの揚程低下が起らない程度の空気混入は問題にしないという考え方より定めてある。ポンプの揚程低下はIII形の渦が発生し始めると起こり始めると考えられる<sup>(2)</sup>。図12はII形とIII形の渦の発生水位の比較を示したものであるが、平均的にはIII形の渦の発生する没水深さは、II形の渦の発生する没水深さの約65%である。一時使用のポンプ

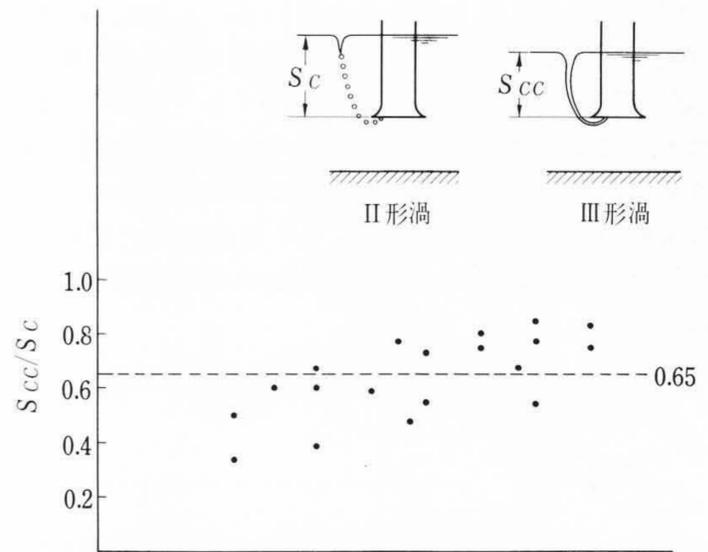


図12 II形渦とIII形渦の発生水位の比較

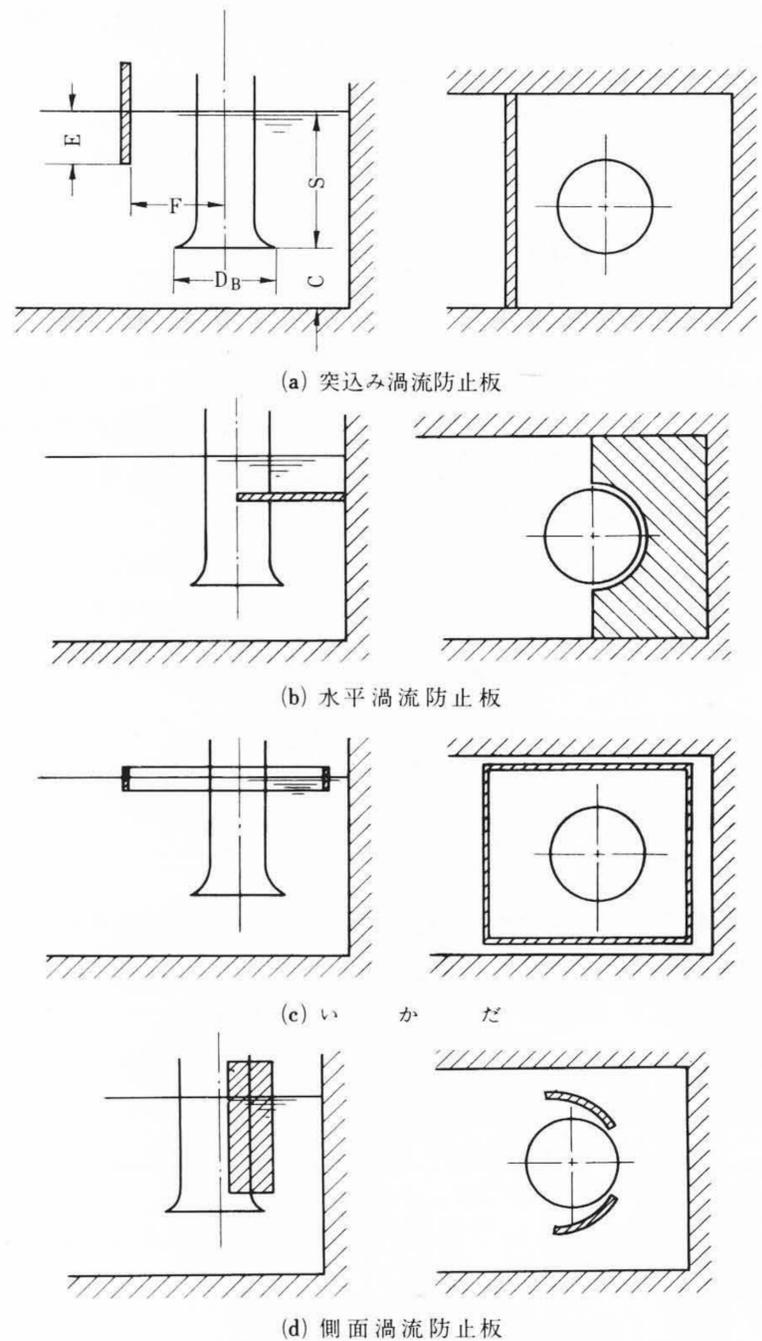


図13 各種渦流防止板

の既設吸水槽の最小没水深さは、図11に示すとおりであるが、65% $S_c$ という値は、これらの吸水槽に与えられている最小没水深さのほぼ平均的な値に相当している。

### 6. 渦流防止法の一例

既設吸水槽に当初計画のポンプよりさらに大流量のポンプを設置しようとする場合、没水深さが不十分という問題がよく生ずる。その場合空気吸込み渦の発生防止対策として、渦流防止板を設置するという方法がよく採用される。渦流防止板としては、図13に示すような幾とおりかの方法があるが、その中でも突込み渦流防止板が、非常に効果的であることが実験結果より明らかとなった。

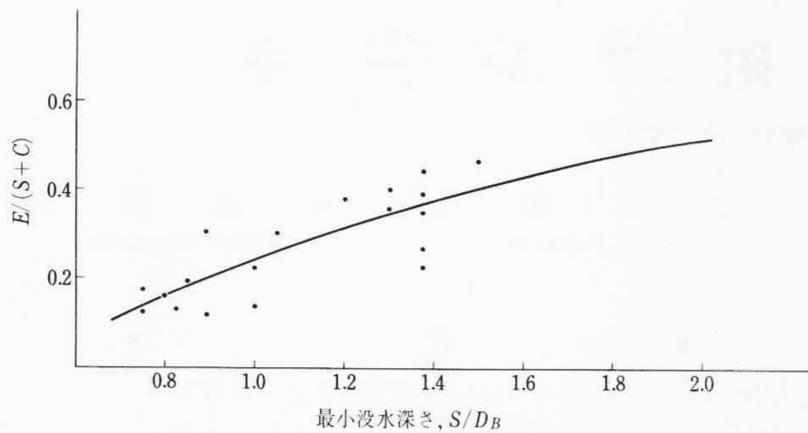


図14 突込み渦流防止板の最適突込量

以下にその突込渦流防止板を用いる場合の注意すべき事項を簡単に記述する。突込渦流防止板は、突込量(E)および前方の設置位置(F)により、その効果の程度が著しく変化し、最適位置に設置されない場合は効果が期待できなかつたり、かえって悪い結果をもたらすことがある。

実験によれば、下記に示す位置に設置するのが、効果的であるという結果を得ている。

F寸法：0.85～1 DB

E寸法：水位により最適突込量が変化する。図14は S/DB に対しての最適値を示したものである。

われわれの経験では、 $S=0.75 D_B$ という小さな没水深さの場合にも空気吸込渦を防止している。

なお突込渦流防止板を横切る流速は、0.6m/s以下に押えることが好ましい。

### 7. 結 言

模型試験結果から、ポンプの長方形吸水槽内における臨界没水深さを求める方法、およびポンプに与えるべき最小没水深さの決め方を紹介した。ただし、提示したデータもまだ不完全なものであることから、今後さらに信頼性のあるデータに高めていく必要がある。また模型と実物の流れの相似性についてももっとはつきりさせる必要がある。

本文が、多少なりともポンプ吸水槽の計画を進めるうえでの参考になれば幸いである。

### 参 考 文 献

- (1) J.L. Dicmas: ASME publication, 67-FE-26
- (2) 好川: 火力発電, Vol.13 No.3, May, 1962
- (3) 松村: 機械設計, Vol. 15.No.7 (昭和46年7月)
- (4) E. Markland ほか: PIME, Vol. 170 No.2, 1956
- (5) D.F. Denny: PIME, Vol. 170 No.2, 1956
- (6) H.W. Iversen: Trans. ASME, Vol. 75 No.4, 1953
- (7) Hydraulic Institute Standards, 12th edition, 1969



## 特 許 の 紹 介



特許 第550967号 (特公昭43-10225号)

住友金属工業株式会社: 美板佳助  
日 立 製 作 所: 北之園英博・中西 博

### 圧延機の計算制御における補正制御方法

本発明は高品質の薄板を得るための圧延機計算制御方法を提供するものである。

圧延板の厚さは上下位置のみならずロール速度の影響を受けるので圧延機の計算制御においては、所望の板厚に対してロール速度と上下位置を関連させて設定し制御せねばならない。

これを粗設定と称すれば、この段階では、ロール摩耗、ロール膨張、被圧延材の鋼成分のずれ、検出器の校正ずれなどの外乱のため直接測定することはできないから、粗設定において、これらの評価して設定することはできない。

そこでこれらは結局、仕上板厚の設定値に対する偏差となって現われるので、本発明にはこれらよりロール上下位置とロール速度の設定値を予測的に修正制御するようにしたものである。

図において、 $h$ は仕上板厚、 $V_i, A_i$ は駆動モータの入力電圧、電流であり、これらの変分を測定することによって、圧下位置  $S_i$ 、ロール速度  $N_i$  の補正を行なうようにした。

$S_{oi}, N_{oi}$ は圧下位置、ロール速度の目標値であり、 $\Delta S_i, \Delta N_i$ は圧下位置、ロール速度の補正計算値である。

なお、本発明は住友金属工業株式会社との共同出願である。

(松沢)

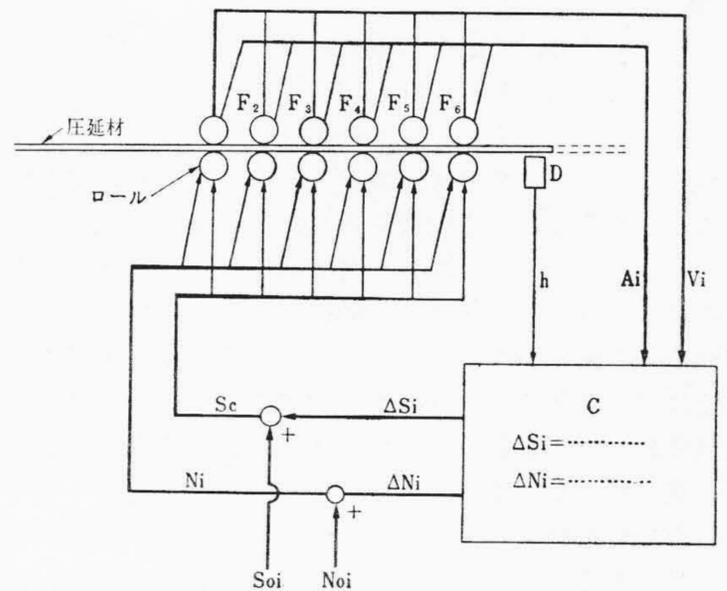


図 1