

うず流れ形2極自吸式ポンプ

Self-Priming Regenerative Turbine Pump Driven with 2-Pole Motor

清水 明*
Akira Shimizu

内 容 梗 概

家庭用うず流れ形ポンプとしては、近年2極の誘導電動機と直結した自吸式構造のものが普及している。本研究はその性能について述べたものである。

まず揚水性能に影響するポンプヘッド部諸寸法の最適値を求めた。ついでその結果を用い、乱れ係数の新しい定め方を提案した。

また自吸性能に影響する因子に触れ、自吸所要時間推定のための特性式を誘導した。

1. 緒 言

うず流れ形ポンプの性能は、過去多数の研究が発表され、かなり明確になって来ているが、これらはすべて非自吸式のポンプであるとともに、主として4極誘導電動機を使用し、回転数が1,400～1,700 rpmの研究結果である。一方、家庭用うず流れ形ポンプには、近年取扱性を向上した自吸式構造で、かつ回転数が2,800～3,400 rpmの2極電動機を使用し、ポンプヘッド部を小形軽量化した構造のものが普及している。

この2極自吸式ポンプに、4極非自吸式ポンプの研究結果をそのまま適用することは設計上無理な点があるので、本研究は揚水性能に影響する羽根車や、水通路形状寸法の最適値を確認し、それらと揚水性能を示す特性式の因子である乱れ係数の関係を求めて、従来との相違点を明らかにするとともに自吸所要時間を推定するための計算式を求め、2極自吸式ポンプ設計上の手がかりを得ようとしたものである。

2. 自吸式ポンプの構造および自吸作用の原理

現在まで、うず流れ形自吸式ポンプについて触れた文献は見当たらないので、以下簡単にその構造、原理について紹介する。

2.1 構 造

実験に用いたポンプは、日立製作所で製作のWT形で電動機出力が80 Wから400 Wまでの4種類にわたっている。一例としてWT-P₈₁形ポンプの外観を第1図に、またポンプヘッド部の構造を第2図に示す。そのほかの容量のものもこれとほぼ同じ構造で、いずれも電動機にポンプが直結している。

従来の非自吸式ポンプは、揚水の際井戸の水面からポンプに至る吸込管部を完全に満水せねばならぬため、多量の呼水を必要とした。また湯水による井戸水位の低下が激しい地域や、凍結防止上毎夜水を抜く必要のある寒冷地、あるいは吸込管の下端にフート弁をつけ得ぬ打込井戸の場合不便が多かった。

しかし自吸式ポンプでは、揚水の際の呼水はポンプヘッドのみに満水すれば十分であり、吸込管部には不必要なので、前述の不便は解消される。

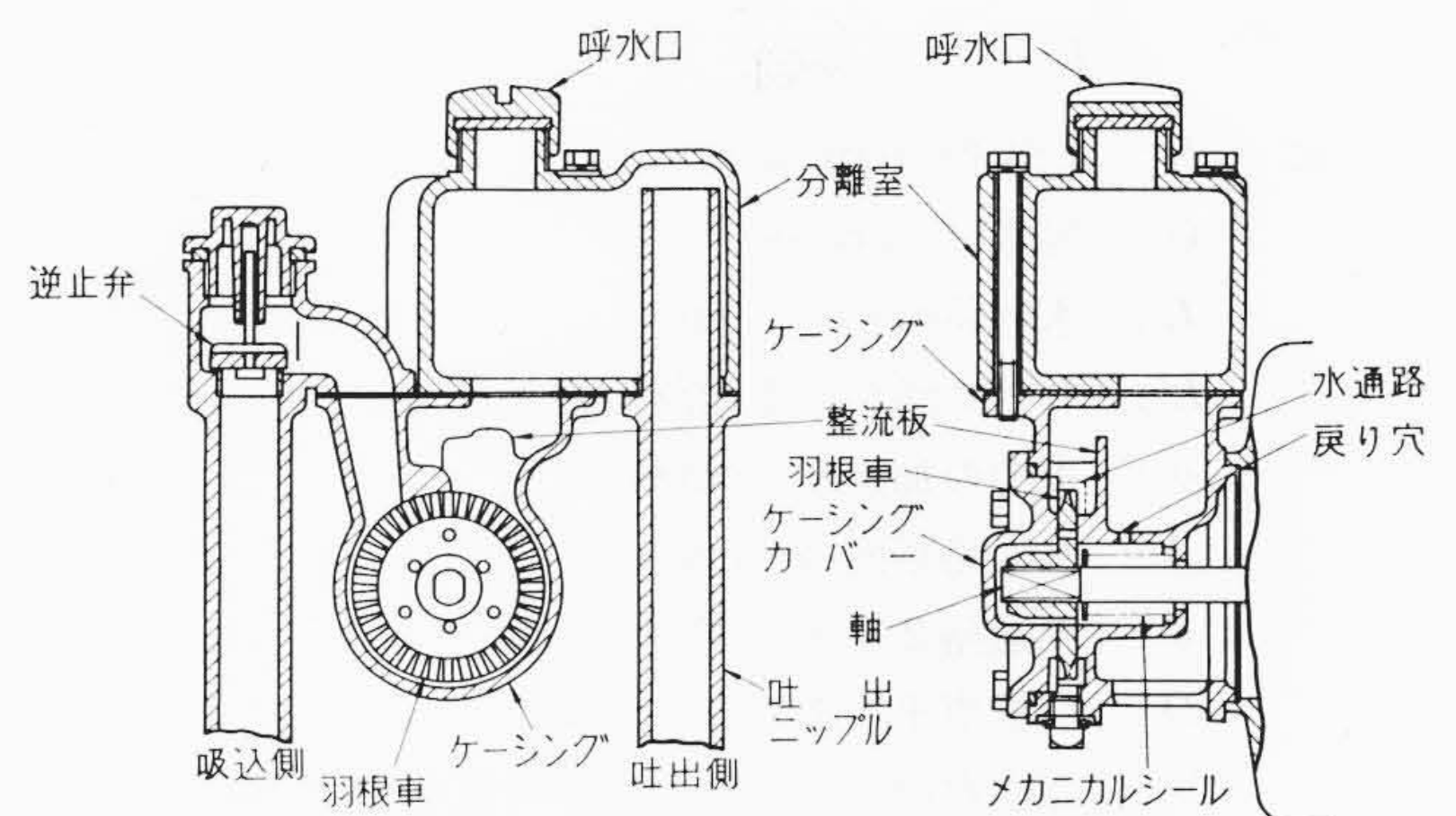
このような自吸式ポンプは、第2図でわかるように次のような構造となっている。

- (1) 自吸作用中、ポンプヘッド部の呼水がなくなぬように、ケーシングにおける吸込部および吐出部は、いずれも上部にある。
- (2) ケーシング吐出側上方に分離室を設け、自吸作用中の空気と水の分離を行なわしめる。これは圧力タンク位置が、ポン

* 日立製作所多賀工場



第1図 WT-P₈₁ 形ポンプの外観



第2図 WT-P₈₁ 形ポンプヘッド断面図

プヘッド上方にある構造では必ずしも必要としないものであるが、保守点検がややむずかしい欠点があり、家庭用うず流れ形自吸式ポンプの大部分は分離室を上方に、圧力タンクを下方に設けた構造をとっている。

- (3) 吸込管下端にフート弁を置く必要はなく、その代りにポンプヘッド吸込側に逆止弁を設ける。
- (4) ケーシングから分離室に達して、空気を分離した水が、再びケーシングに戻るよう戻り穴を設ける。

2.2 自吸作用の原理

ケーシングおよび分離室に、吐出ニップル上部まで呼水を入れてポンプを起動すると、逆止弁のポンプ側は負圧となり、吸込管側の大気圧との圧力差が、弁の自重に抗して自動的に弁を開かしめ、吸込管側の空気は徐々にポンプヘッド側に引かれ、水と混合して吐出側へ送られる。広い体積の分離室に達した気水混合流体は、ここで

急に減速し空気の分離しやすい状態となり、分離した空気は吐出ニップルを経て圧力タンク側へ流れて行く。一方分離室の水は戻り穴から再びケーシングに戻る。この過程を繰り返すうち吸込管部の空気は次第に減圧し、井戸の水が上ってきてついに吸込管部の空気はなくなり、自吸作用を完了する。そして自吸作用完了と同時に、ポンプは本来の吸上げおよび押し上げ作用を行ない揚水する。

3. 実験方法

実験は、揚水特性については定格電圧、定格周波数において、揚程、揚水量、電動機入力などを測定した。吐出圧力は吐出管に設けた仕切弁によって調節し、ブルドン管圧力計で測定し、吸込圧力の測定にはブルドン管真空計を使用し、揚水量は容器により校正されたロータメータにより測定した。

また自吸特性は、吸上高さおよび横引管長さを替えて、ストップウォッチにより自吸所要時間を測定した。

なお日立製作所では、最近揚水量の大きな機種にキャビテーション発生 の低減対策として、水通路面積が徐々に変化する構造を採用しているが、本報告では第1段階として、すべて水通路断面積が一定の場合についてのみ述べる。

4. 揚水性能に関する検討結果

4.1 揚水性能を示す特性式

揚水性能については葛西、妹尾両氏の特性式⁽¹⁾を基礎として検討したが、まずその特性式について述べる。

$$H+h=\frac{L-L'}{g}\cdot\frac{\kappa U}{\delta A}\cdot\frac{AUq_0-Q}{q_0-0.5}\cdots\cdots(1)$$

$$q_0=1+\frac{y_0}{\delta}-\frac{0.4343}{\log_{10}\left\{1+\frac{\delta}{y_0}\right\}}\cdots\cdots(2)$$

$$y_0=\frac{\mu}{\rho\kappa U}\cdots\cdots(3)$$

- ここに
- H : 総揚程 (cm 水柱)
 Q : 揚水量 (cm³/s)
 L : 水通路の長さ (cm)
 L' : 有効に働かぬ水通路の長さ (cm)
 g : 重力の加速度 (cm/s²)
 A : 水通路断面積 (cm²)
 δ : 水通路 2 乗平均深さ (cm)
 D : 羽根車平均有効直径 (cm)
 U : 直径 D のところの羽根車周速度 (cm/s)
 h : 水通路内圧力降下量 (cm 水柱)
 μ : 水の粘度 (p)
 ρ : 水の密度 (g/cm³)
 κ : 内部もれを考慮したみかけの乱れ係数

なお D , L , A , δ はそれぞれ次式で定義される。式中の b_1 , b_2 , δ_1 , δ_2 , D_0 , θ , a , r などは第3図に示す寸法である。

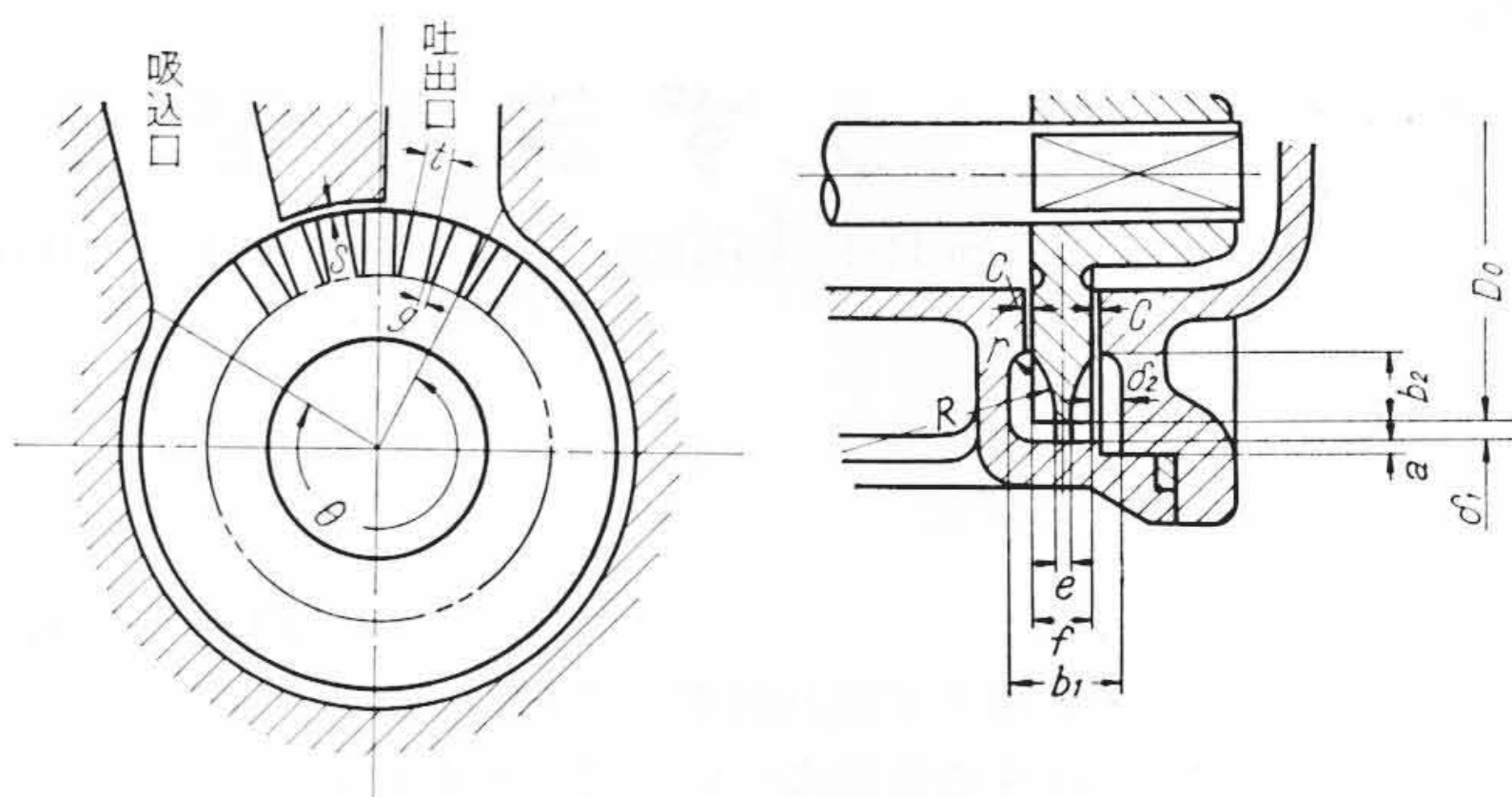
$$A=b_1\delta_1+2b_2\delta_2+a\delta_2-\frac{3}{4}r^2(4-\pi)\cdots\cdots(4)$$

$$D=\frac{b_1(D_0+\delta_1)+2b_2(D_0-b_2)}{b_1+2b_2}\cdots\cdots(5)$$

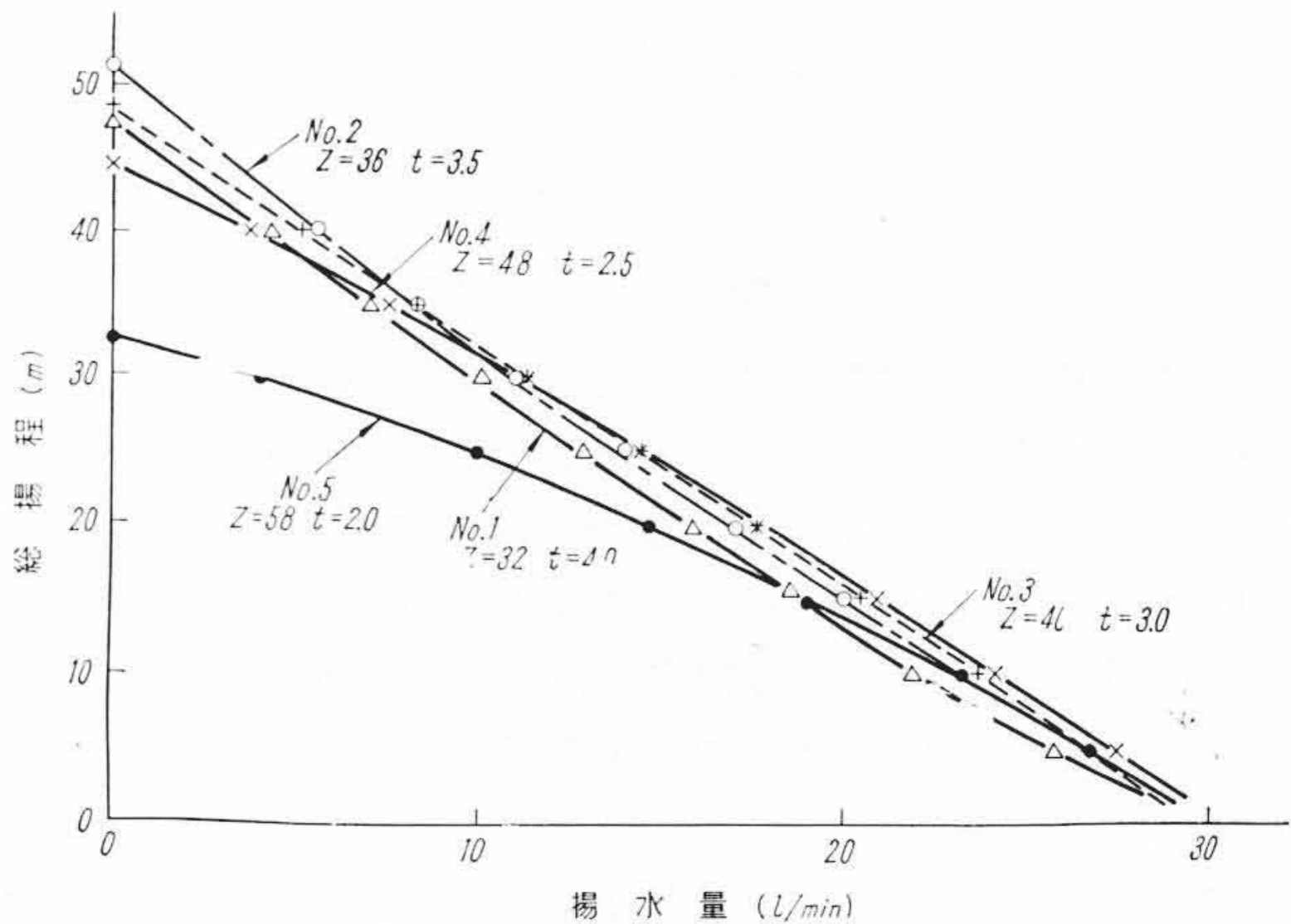
$$L=\pi D\cdot\frac{\theta^\circ}{360^\circ}\cdots\cdots(6)$$

$$\delta=\sqrt{\frac{\delta_1^2b_1+2\delta_2^2b_2}{b_1+2b_2}}\cdots\cdots(7)$$

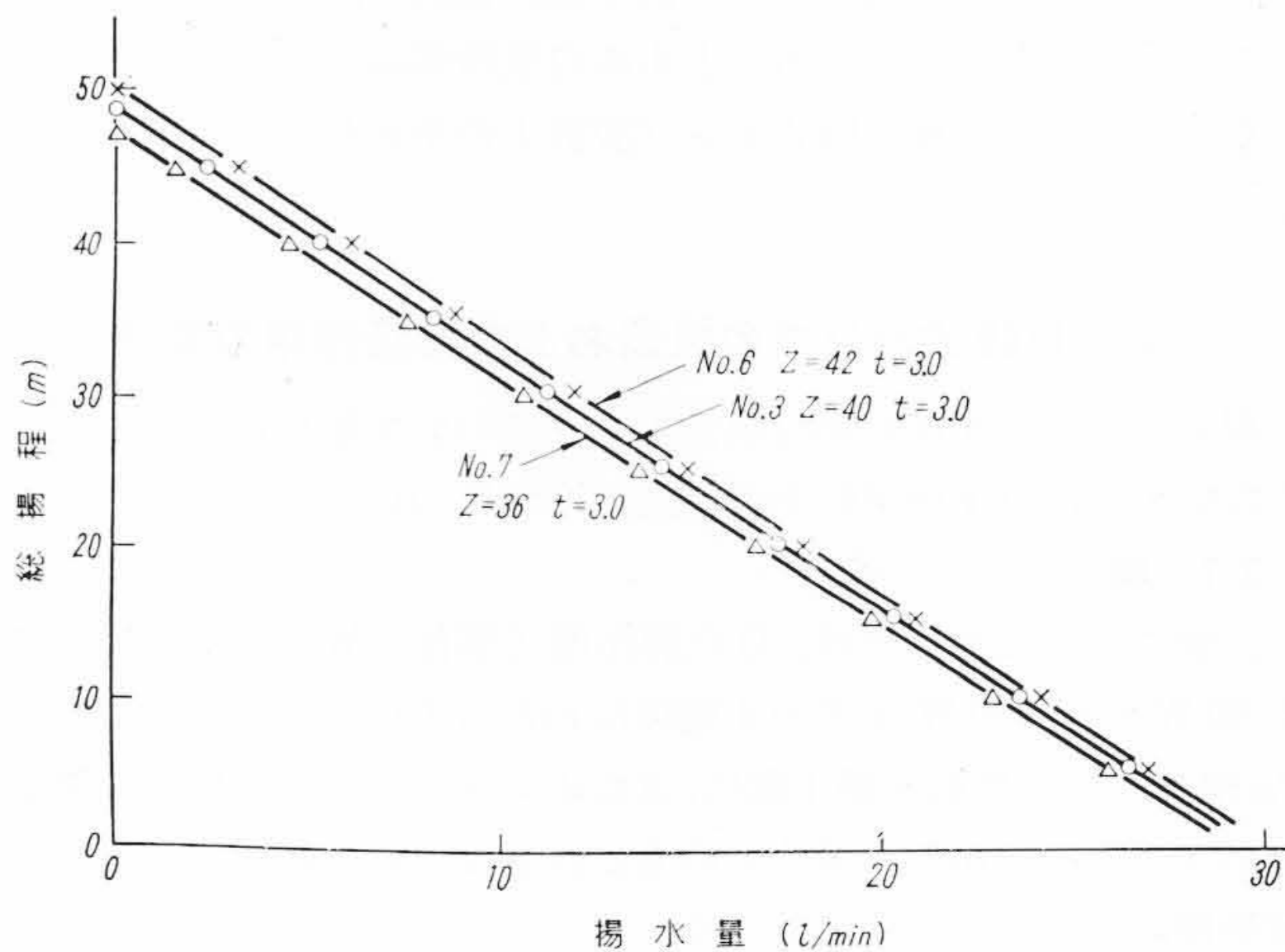
総揚程と揚水量との関係は(1)式で示されるが、ポンプを設計する際には、まず見かけの乱れ係数 κ の値をいかにとればよいかが重



第3図 ポンプヘッドの諸寸法



第4図 歯みぞ数および歯みぞ幅を替えた場合の揚水量-総揚程曲線



第5図 歯みぞ幅を一定とし歯みぞ数を替えた場合の揚水量-総揚程曲線

要な問題となる。

なお上記特性式とは別に、下坂氏発表⁽²⁾の理論式があり、これには葛西、妹尾特性式と違って、羽根車の形状寸法が考慮されるようになっている。しかし有効に働かぬ水通路長さ L' や、水通路内圧力降下量 h の項がない。したがって両者の式の特長を生かした合理的なものが考えられるはずであるが、本報告では従来一般に報告されているものとの比較を明確にするため、葛西、妹尾特性式そのままで検討する。

4.2 羽根車の歯みぞ数、歯みぞ幅の影響

過去の研究⁽³⁾で、羽根車径 $D_0=83\sim121$ mm、回転数 $N=1,430\sim1740$ rpm では、乱れ係数 κ を大きくとるために、歯みぞ幅 $t=3\sim3.5$ mm、歯みぞと歯みぞとの内周における距離 g は $1.2\geq g\geq 0.3$ mm として定めるのが適当であると報告されている。

第1表 羽根車寸法検討用ポンプヘッド主要寸法

実験 ポンプ No.	羽 根 車 の 寸 法						
	D_0 (mm)	e (mm)	f (mm)	R (mm)	Z	t (mm)	g (mm)
1	59.5	0.2	5.0	25	32	4.0	0.31
2	59.5	0.2	5.0	25	36	3.5	0.33
3	59.5	0.2	5.0	25	40	3.0	0.45
4	59.5	0.2	5.0	25	48	2.5	0.38
5	59.5	0.2	5.0	25	58	2.0	0.38
6	59.5	0.2	5.0	25	42	3.0	0.29
7	59.5	0.2	5.0	25	36	3.0	0.83
電動機出力	200 W		水 通 路 寸 法		δ_1	2.82 mm	
極 数	2				δ_2	2.05 mm	
電源周波数	60~				b_1	9.10 mm	
戻り孔径	3 mm				b_2	7.75 mm	
			漏れすき間寸法		c	0.04 mm	
					s	0.075 mm	

これらが回転数 2,800~3,400rpm になった場合どうなるか確認してみた。実験結果の一例を第4, 5図に示し, そのポンプヘッド部主要寸法を第1表に示す。第4図は歯みぞ数および歯みぞ幅を変化させた場合で, 歯みぞ幅 $t \geq 3.5$ mm では上方に凹, $t \approx 3$ mm ではほぼ直線, $t \leq 2.5$ mm では上方に凸の揚水特性を示している。また第5図は $t = 3$ mm を一定として歯みぞ数 Z を変化させた場合の結果を示す。

これらから, 歯みぞ数(片面) $Z = 32 \sim 58$, 歯みぞ幅 $t = 2 \sim 4$ mm, 歯みぞと歯みぞとの内周における距離 $g = 0.29 \sim 0.83$ mm の範囲では, $t = 3 \sim 3.5$ mm, $g = 0.3 \sim 0.5$ mm が最適であるとわかった。すなわち前記した過去の研究結果と大差ない。こうして求められた条件によって羽根車の諸寸法を決定し, 以下の実験を行なった。

4.3 みかけの乱れ係数 κ および真の乱れ係数 κ_0

実験結果より κ および κ_0 の値を求めてみる。

(1)式において $Q=0$ としたとき, $h=0$, $L'=0^{(1)}$ となり, さらに $H=H_{\max}$ として

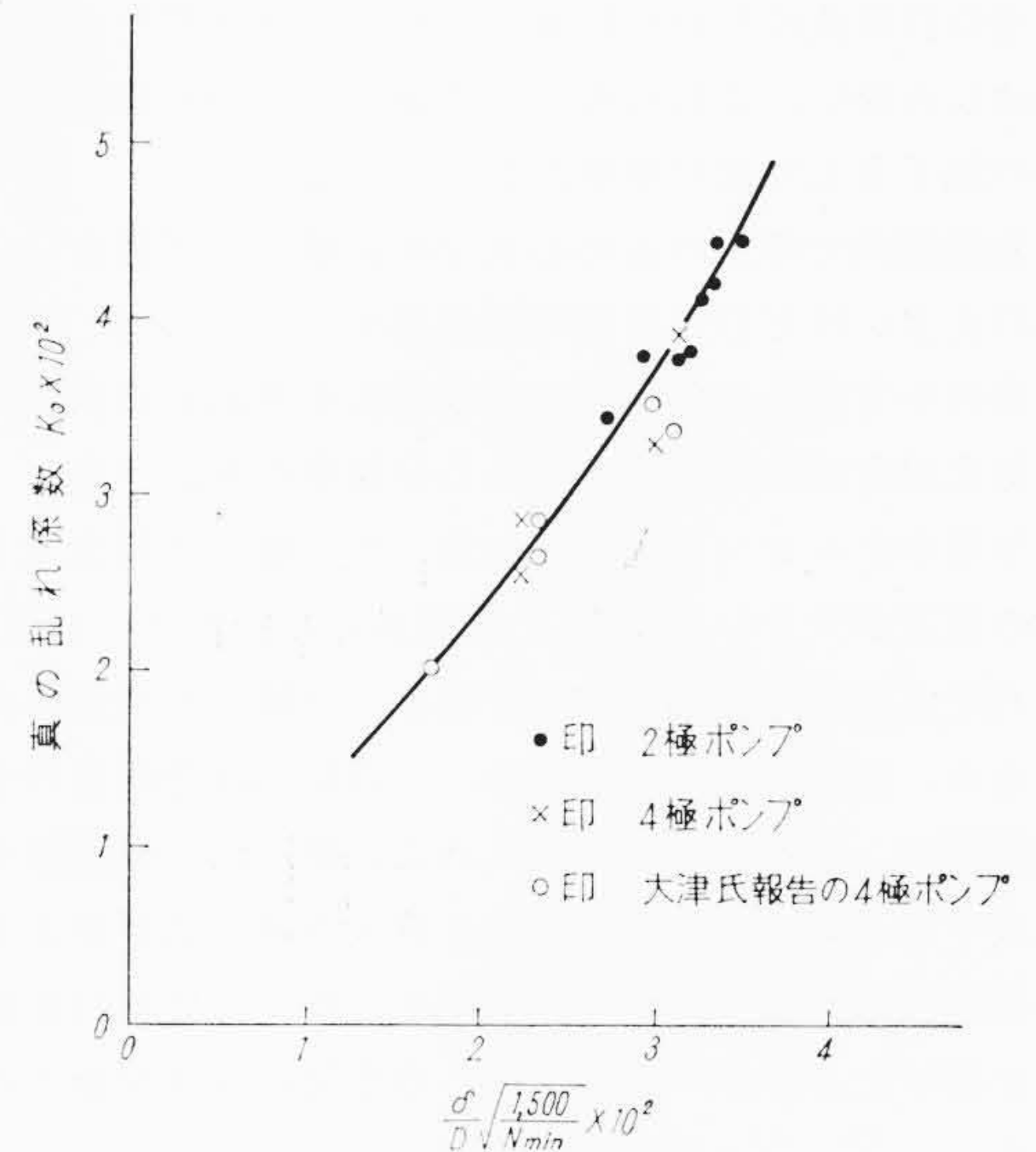
$$\kappa = \frac{g \delta H_{\max}}{L U^2} \cdot \frac{q_0 - 0.5}{q_0} \dots \dots \dots (8)$$

したがって κ は, 実験結果より(8)式で計算できる。さらに内部漏れ法則の式⁽⁴⁾⁽⁵⁾および戻り穴を閉塞したときの実測値 $H_{\max}$ から, 内部漏れのない場合の乱れ係数 κ_0 を計算することができる。 κ_0 は漏れすき間 c , s および戻り穴に影響されない係数であり, κ_0 から κ を求めることができるので, 以下 κ_0 の値について検討することとする。

実験に供したポンプは, 2極電動機を使用した 80, 125, 200, 400W の電動機出力のもので, それぞれ電源周波数が 50, 60~用の計8種類について行ない, なお参考として4極電動機を使用した 100, 200W のものをあわせ検討した。その主要寸法および実験結果

第2表 ポンプヘッド主要寸法および乱れ係数

電動機出力 (W)	80		125		200		400		100		200	
極 数	2	2	2	2	2	2	2	2	4	4	4	4
電源周波数 (Hz)	50	60	50	60	50	60	50	60	50	60	50	60
D_0 (mm)	54.87	48.85	60.88	53.87	67.91	59.43	77.88	69.87	94.85	82.86	120.87	105.86
f (mm)	5.79	5.98	6.00	5.99	4.98	5.00	6.00	5.99	6.48	6.48	5.00	4.99
Z	38	32	44	38	48	40	56	48	70	60	80	80
δ_1 (mm)	2.22	2.28	2.76	2.82	2.60	2.89	3.46	3.32	2.68	2.57	2.58	2.62
δ_2 (mm)	2.37	2.16	2.59	2.23	2.28	2.17	3.07	2.96	2.69	2.70	2.48	2.34
b_1 (mm)	10.83	10.42	11.28	10.55	9.62	9.39	12.26	12.03	11.99	12.03	10.05	9.79
b_2 (mm)	6.94	6.85	7.04	7.06	8.02	7.84	8.79	8.93	8.08	7.84	8.01	7.66
c (mm)	0.053	0.065	0.050	0.055	0.045	0.023	0.058	0.060	0.065	0.075	0.050	0.064
s (mm)	0.071	0.086	0.063	0.073	0.053	0.070	0.070	0.076	0.075	0.090	0.065	0.090
戻り孔径 (mm)	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
$\kappa \times 10^2$	3.77	3.60	4.11	4.02	3.02	3.32	3.34	3.21	2.84	3.34	2.21	2.44
$\kappa_0 \times 10^2$	4.18	4.11	4.46	4.42	3.43	3.78	3.80	3.78	3.26	3.90	2.54	2.87
$\frac{\delta}{D} \sqrt{\frac{1,500}{N_{\min}}} \times 10^2$	3.31	3.25	3.46	3.36	2.72	2.93	3.18	3.14	3.02	3.11	2.21	2.27

第6図 $\frac{\delta}{D} \sqrt{\frac{1,500}{N_{\min}}} \times 10^2$ と κ_0 の関係

より算出した乱れ係数 κ , κ_0 は第2表のとおりである。

この結果をみると, 2極電動機を使用したポンプは4極のものよりかなり κ_0 の大きいことがわかる。これを大津氏⁽³⁾提案の A/UA' で整理し, κ_0 との関係を見るとほぼ一つの直線に並ぶ傾向にはあるものの, ややばらつきのあること, さらに2極と4極では異なった直線上に配置されることの難点がある。そこで実験結果を検討すると

- (1) D が小で δ 大なるものほど κ_0 は大になる傾向にある。
- (2) 電源周波数 50~と 60~を比較すると, 回転数の小なる 50~の方がやや κ_0 は大の傾向にある。

これらの点に着目し, 締切揚程時の回転数を $N_{\min}$ として無次元数 $\delta/D \cdot \sqrt{1500/N_{\min}}$ で整理してみると, κ_0 との関係が第6図のごとくほぼ一つの曲線上に並ぶ。これは電動機の極数が2極, 4極いずれの場合も同一曲線上に分布しており, さらに確認のために算出した大津氏の実験値⁽³⁾ もほぼ同一曲線上に並んでいる。この曲線からポンプヘッドの諸寸法が定まれば, κ_0 を推定することができ, さらに, 漏れすき間 c , s および戻り孔径を定めることにより κ を逆算し, (1)式によって揚水量-揚程特性を計算することができる。

5. 自吸特性に関する検討結果

5.1 自吸特性に影響を及ぼす因子

自吸式ポンプは前述の構成になるが, 自吸性能を良くすること, すなわち呼水量が少なく自吸所要時間のできるだけ短いことが必要

であり、また自吸式にしたため保守点検、分解修理などがやりにくくなってはならない。これらの点を考慮してしかも自吸性能を良くするための因子として次の事柄があげられる。

(1) 分離室内で呼水の占める水平断面積および高さ

これの大きいほど自吸所要時間の短くなることは当然であるが、経済性を考慮した効果的な形状寸法を求める必要がある。

(2) 気水混合流体を減速せしめる分離室の形状寸法

自吸作用中ケーシング吐出部において分離室に噴出する気水混合流体の流速が大きいと、気水の分離が行なわれにくいばかりか、分離室内呼水の自由表面がうずを巻き、分離した空気を再び水中に巻き込み、自吸性能を悪くする。この傾向は分離室の小さいものほど顕著で、これを防止するために必要に応じ減速板を設け、流速を減ずると同時に流れの方向を替えさせる必要がある。しかしこの減速板形状の選択が不適当だと、かえって流れを乱し空気分離を妨げたり、ケーシング内への空気の逆流を招くから注意を要する。

(3) 気水混合流体を整流せしめる分離室の形状寸法

気水の分離が行なわれやすいように、必要に応じたたとえば第2図のような整流板⁽⁶⁾を設けると、分離室からケーシングへ逆流する流体は水のみとなり自吸性能を向上することができる。

(4) 戻 り 穴

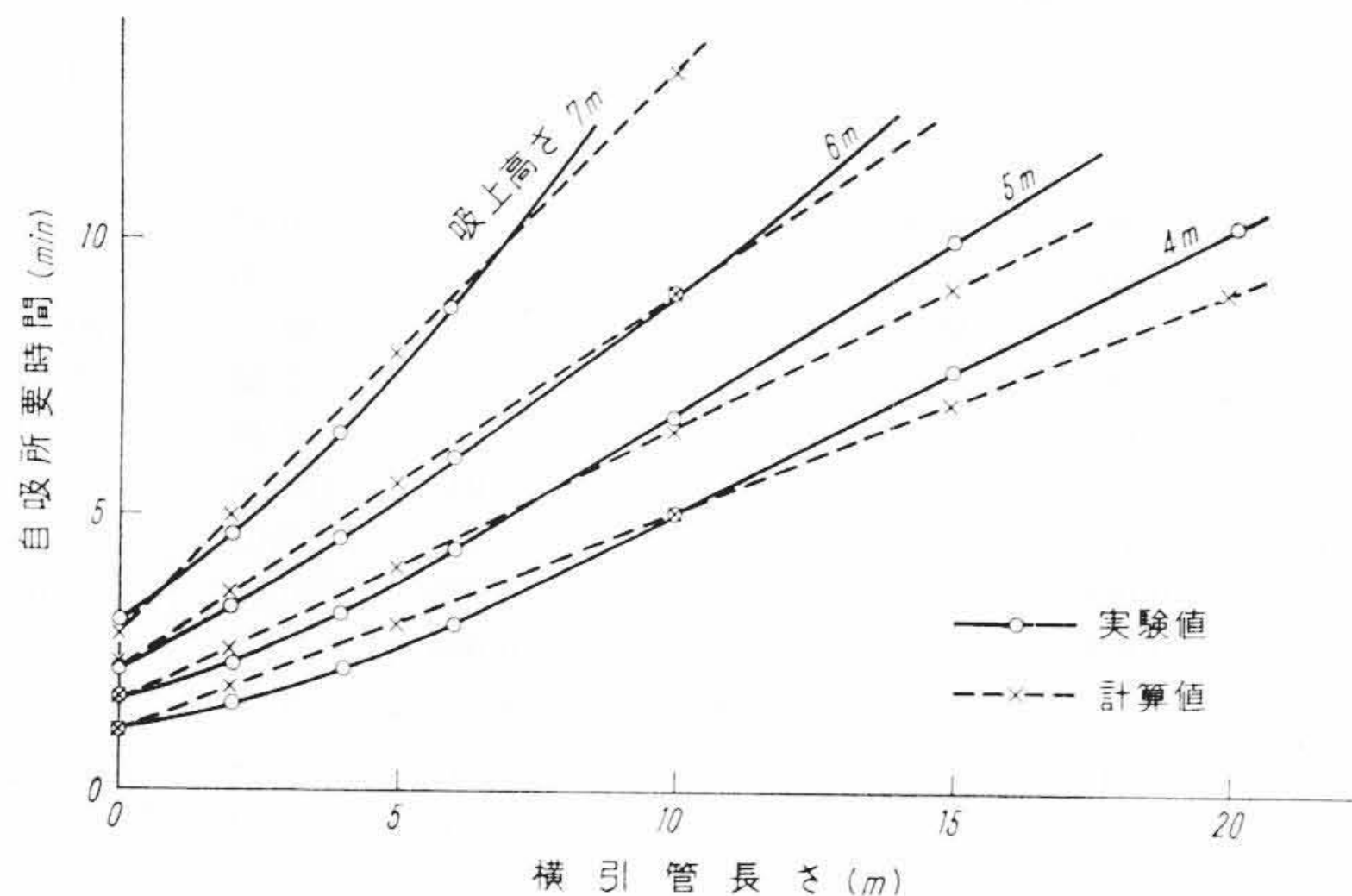
気水分離の終わった水のみをケーシングに戻すように、適当な位置に設けられた戻り穴は大きいほどよいわけであるが、自吸作用が完了し、本来のポンプ作用を行なっているときには、この戻り穴が大きいとそれだけケーシング内に戻る漏えい損失が大となり、揚水特性を低下せしめる結果となるから、適当な寸法を見出す必要がある。またここに弁を設け、自吸作用中のみ開放させポンプ作用中は閉鎖せしめる案もいろいろあるが、構造が複雑となるため、一般の家庭用うず流れ形ポンプではまだ具体化されていない。

(5) 自吸作用中呼水が不足しないための構造

ケーシング吸込部および吐出部、あるいは逆止弁の位置、分離室の吐出口位置などは、それらが不適当だと自吸作用中必要な呼水が流れ出し、呼水不足となって自吸不能を招くから、適当な高さに設ける必要がある。

5.2 自 吸 性 能

自吸性能に影響を及ぼす上記諸条件個々について種々の実験を行ない、最適の形状寸法を決定したが、その一例をWT-P₈₁形ポンプで示すと、構造は第2図、主要寸法は第2表のようである。またその自吸性能は第7図のとおりであり、この際必要とする呼水量は約250 cm³である。これはこの種のポンプの自吸性能としては最高のものである。



第7図 WT-P₈₁ 形ポンプ (50~) の自吸特性

5.3 自吸所要時間の推定

空気と水とが混合した状態にある自吸作用中の流動を理論的に解析することは非常にむずかしい。一般に回転式ポンプでは、湿式真空ポンプの場合解析されているに過ぎず、しかもその場合には回転子一回転の動作で排出される空気量が幾何学的に求められるもので、うず流れ形ポンプにおけるような構造で気液混合流体の流動を扱った文献は見当たらない。ここではさまざまな仮定のもとに、吸込管径、吸上高さおよび横引管長さが与えられた場合、自吸所要時間を得るための計算式を求めてみることにする。

一般にうず流れ形ポンプで空気を含めぬ揚水作用中の特性式は、(1)式で表わされるが、筆者の扱ったポンプ、すなわち第2表に掲げる大部分のものは、その揚水量-揚程特性曲線はほぼ直線で示されているので、以下の計算を簡単にするために特性曲線を一次式で表わすことにする。たとえば第2表中、電動機出力80W、電源周波数50~のものでは、(1)式において負荷の変化に伴う回転数の変化を考慮し、 $Q=0$ における周速度 $U=U_{\min}$ 、 $Q_{\max}$ における $U=U_{\max}$ とし、さらに $L'=0$ 、 $h=0.887 Q U_{\max}/gA$ とすると実験結果によく一致し

$$H = -\frac{U_{\min}^2}{gAU_{\max}} \left\{ \frac{L\kappa}{\delta(q_0-0.5)} + 0.887 \right\} Q + \frac{L\kappa U_{\min}^2 q_0}{g\delta(q_0-0.5)} \quad \dots\dots\dots (9)$$

となる。(9)式を変形して

$$Q = \frac{\beta - H}{\alpha} \quad \dots\dots\dots (10)$$

ただし

$$\alpha = \frac{U_{\min}^2}{gAU_{\max}} \left\{ \frac{L\kappa}{\delta(q_0-0.5)} + 0.887 \right\} \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$\beta = \frac{L\kappa U_{\min}^2 q_0}{g\delta(q_0-0.5)} \quad \dots\dots\dots (12)$$

自吸作用中は押上揚程 $H_d=0$ であるから総揚程 H は、吸込管内で井戸水面から上昇した水位 H_s cm にひとしく、このときの流量を Q_1 cm³/s とすれば

$$Q_1 = c_1 Q = \frac{c_1}{\alpha} (\beta - H_s) \quad \dots\dots\dots (13)$$

ただし c_1 は空気が混合したための補正係数である。

また自吸作用中ケーシング吸込部において、水通路を通過する空気流量 Q_2 cm³/s は、吸込部で戻り水が占める割合と気水混合時の流量 Q_1 cm³/s の積に比例し、かつ吸込管側真空度の高いほど減少し、遂に自吸可能な最大高さで0となる条件からつぎのように考える。すなわち羽根車歯みぞ部の横断面積を A_1 cm²、羽根車歯部を考慮して補正した羽根車歯みぞ部の横断面積を A_2 cm²、隔壁部と羽根車のすき間からケーシング吸込部に漏れてくる面積を A_3 cm² とすると、ケーシング吸込部水通路で戻り水の占める割合は

$$(A_2 + A_3) / A$$

で表わせる。ただし

$$A_2 = \frac{ZtA_1}{\pi(D_0 - b_2)} \quad \dots\dots\dots (14)$$

したがって

$$Q_2 = c_2 \cdot \frac{A_2 + A_3}{A} \cdot Q_1 \cdot \left(1 - \frac{Q_3}{Q} \right) \quad \dots\dots\dots (15)$$

と仮定できる。上式中

Q_3 : 自吸可能な最大高さ $H_{s\max}$ cm を総揚程とするときの揚水量 (cm³/s)

c_2 : 比例定数

(10), (13), (15)式より

$$Q_2 = c_1 c_2 \cdot \frac{A_2 + A_3}{A} \cdot \frac{H_{s\max} - H_s}{\alpha} \quad \dots\dots\dots (16)$$

一方、吸込管内で井戸水面から H_s cm 水の上昇した状態における吸込管内の空気比重を γ g/cm³ とすれば、 τ °C のとき

$$\gamma = 1.293 \times 10 \times \frac{273}{273 + \tau} \times \frac{1,033 - H_s}{1,033} \quad (17)$$

であるから、その瞬間の空気流量 G g/s は、

$$G = Q_2 \gamma = \frac{c_1 c_2}{\alpha} \cdot \frac{A_2 + A_3}{A} \cdot (H_{s\max} - H_s) \times 3.42 \times 10^{-4} \times \frac{1,033 - H_s}{273 + \tau} \quad (18)$$

以上はポンプヘッド内の水および空気の流動について考えたが、次に吸込管内の自吸作用による水位の上昇について考えてみる。吸込管内で井戸水面から H_s cm 水の上昇した状態における吸込管部空気の重量を W g とすれば

$$W = \frac{\pi}{4} d^2 (h_s - H_s + l_s) \gamma \quad (19)$$

ここで d : 吸込管内径 (cm)

h_s : 吸込管の吸上高さ (垂直高さ) (cm)

l_s : 吸込管の横引長さ (cm)

とし、横引管部は吸込管垂直管部の最高レベルにあるものとしている。さらに W の dt 秒間における微小変化を考えると

$$-dW = G dt \quad (20)$$

なるゆえ、自吸作用開始後吸込管の垂直部分を水が上りきるまでの所要時間 t_v 秒は、(17)～(20)式より

$$t_v = - \int_0^{h_s} \frac{dW}{G} = \frac{1}{c_1 c_2} \cdot \frac{\pi}{4} d^2 \cdot \frac{\alpha A}{A_2 + A_3} \times \int_0^{h_s} \frac{(h_s + l_s + 1,033 - 2H_s) dH_s}{(H_{s\max} - H_s)(1,033 - H_s)} \quad (21)$$

で与えられる。また自吸作用完了直前で、吸込管内の水が横引管部に達してから自吸作用完了までの所要時間 t_h 秒は、(17)～(19)式に $H_s = h_s$ の条件を入れ次式で求められる。

$$t_h = \frac{W}{G} = \frac{1}{c_1 c_2} \cdot \frac{\pi}{4} d^2 \cdot \frac{\alpha A}{A_2 + A_3} \cdot \frac{l_s}{H_{s\max} - h_s} \quad (22)$$

したがって自吸所要時間 T 秒は

$$T = t_v + t_h = \frac{\pi d^2 \alpha A}{4 c_1 c_2 (A_2 + A_3)} \left[\frac{2.3}{H_{s\max} - 1,033} \left[\left\{ 2H_{s\max} - 1,033 - h_s - l_s \right\} \log_{10} \frac{H_{s\max}}{H_{s\max} - h_s} + (h_s + l_s - 1,033) \times \log_{10} \frac{1,033}{1,033 - h_s} \right] + \frac{l_s}{H_{s\max} - h_s} \right] \quad (23)$$

第2表の電動機出力 80 W、電源周波数 50 ㎐ の場合、吸込管径を 3/4 B とし、 $c_1 c_2 = 1$ として計算した結果は第7図のとおりで、横引長さが 15 m 以下では、各吸上高さとも比較的良好に実験値と一致している。ただしこの計算値は、自吸性能に影響を及ぼす諸因子が合理的な形状をとり、気水分離作用がよく行なわれる構造の場合に適用されるものである。

本報告では 80 W、50 ㎐ の場合について例示したが、他の機種についても同時に検討した結果、電動機出力 80～400 W の範囲では定数 $c_1 c_2$ の値を適当にとれば、計算値と実験値は比較的良好に一致する。実験値から逆算した定数 $c_1 c_2$ は 1.0～1.6 であった。

6. 結 言

以上うず流れ形 2 極自吸式ポンプについて検討した結果、次のようなことがわかった。

(1) 羽根車の諸寸法については、4 極ポンプの場合の条件⁽³⁾がそのまま適用でき、歯みぞ幅 $t = 3 \sim 3.5$ mm、歯幅 $g = 0.3 \sim 0.5$ mm を選ぶのが適当である。

(2) 乱れ係数 κ_0 は、2 極ポンプの場合 4 極のそれよりもかなり大きい。無次元数 $\delta/D \cdot \sqrt{1,500/N_{\min}}$ の関数で示され、回転数 $N = 1,400 \sim 3,500$ rpm、電動機出力 80～400 W の広範囲にわたり第6図のような一曲線上に並ぶから、新たに設計する場合の κ_0 を容易に推定することができる。

(3) 自吸性能に影響を及ぼす構造上の諸因子について検討した結果、良好な特性をあげることができたが、その場合の自吸所要時間を推定するための計算式を誘導し、横引長さ 15 m 以下の場合実験値とほぼ一致する結果を得た。

なお今後の問題としては、葛西、妹尾両氏の特性式や、下坂氏の特性式それぞれの特長を生かした合理的な式を誘導すること、あるいは自吸性能に影響を及ぼす諸因子の形状寸法を自吸特性式に誘導することなどの検討事項が残されている。

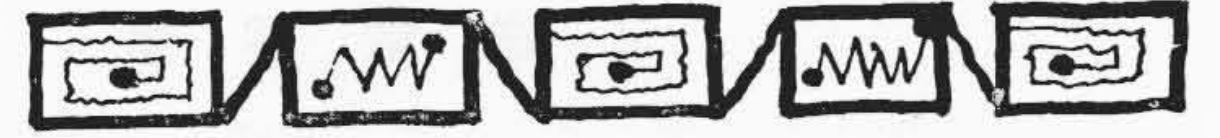
終わりに臨み本研究にご指導、ご協力をいただいた工場関係者各位に深甚の謝意を表する。

参 考 文 献

- (1) 葛西、妹尾：機械学会論文集 17, 56, 27 (昭 26-3)
- (2) 下坂：機械学会論文集 25, 157, 951 (昭 34-9)
- (3) 大津：日立評論 42, 1068 (昭 35-10)
- (4) 葛西、妹尾：機械学会論文集 18, 66, 142 (昭 27-2)
- (5) 葛西、妹尾：機械学会論文集 18, 66, 148 (昭 27-2)
- (6) 実用新案登録番号 553206



特 許 と 新 案



(26頁より続く)

特許番号	名 称	氏 名	登録年月日	特許番号	名 称	氏 名	登録年月日
301979	気圧制御における正逆動作切換装置	小 泉 正	37. 11. 15	301988	高 初 導 磁 率 磁 性 材 料	北 川 公 登 進	37. 11. 15
301957	高 初 導 磁 率 磁 性 材 料	北 川 公 登 進	"	300954	薄 板 溶 接 法	北 川 公 登 進	37. 10. 9
301985	酸 化 物 半 導 体 材 料	二 木 久 夫	"	300919	電 気 加 算 器	渡 辺 重 武	"
301986	高 初 導 磁 率 磁 性 材 料	二 木 公 登 進	"	300924	任 意 関 数 発 生 装 置	三 浦 武 雄	"
301987	高 初 導 磁 率 磁 性 材 料	北 川 公 登 進	"	300925	導 波 管 の 接 続 法	三 浦 武 雄	"
		北 川 公 登 進				中 村 久 夫	
		北 川 公 登 進				竹 本 猛 夫	