

運輸省港湾技術研究所

港湾技術研究所 報告

REPORT OF
THE PORT AND HARBOUR RESEARCH
INSTITUTE
MINISTRY OF TRANSPORT

VOL. 15 NO. 4 DEC. 1976

NAGASE, YOKOSUKA, JAPAN



港湾技術研究所報告 (REPORT OF P.H.R.I.)

第15巻 第4号 (Vol. 15, No. 4), 1976年12月 (Dec. 1976)

目 次 (CONTENTS)

1. 流れの中の風波についての実験的研究 (第2報)
..... 加藤 始・鶴谷広一・土肥俊満・宮崎 豊..... 3 B- 6
(Experimental Study of Wind Waves Generated on Water Currents (2nd Report)
..... Hajime KATO, Hiroichi TSURUYA, Toshimitsu DOI, Yutaka MIYAZAKI)
2. 振動三軸試験による飽和砂の液状化特性
..... 梅原靖文・善 功企・浜田浩二..... 49 E-10
(Liquefaction of Saturated Sands in Dynamic Triaxial Tests
..... Yasufumi UMEHARA, Kouki ZEN, Kouji HAMADA)
3. 港湾における空間設計手法の開発 (第2報) ——任意形状物体および地形の
景観図化——..... 奥山育英・佐々木芳寛..... 75 2B- 2
(Development of Space Design of Port and Harbour (2nd Report)——Visual
Simulation of Arbitrary Three Dimensional Objects and Terrain——
..... Yasuhide OKUYAMA, Yoshihiro SASAKI)
4. 羽根車形状が浚渫ポンプ特性に及ぼす影響について
..... 増田勝人・宮崎昭二・岡山義邦..... 95 2C- 8
(Influence of Impeller's Shape on the Characteristics of Dredging Pump
..... Katsuo MASUDA, Shoji MIYAZAKI, Yoshikuni OKAYAMA)

4. 羽根車形状が浚渫ポンプ特性に 及ぼす影響について

増田勝人*・宮崎昭児**・岡山義邦***

要 旨

浚渫ポンプの性能は、土砂混合水を揚水した場合の特性変化によって決まるものである。

本報告では、模型ポンプによる送水および土砂混合実験にてポンプ特性変化を調べ、羽根車のポンプ性能に及ぼす影響について検討した。

浚渫ポンプの土砂混合時の特性のなかで吐出圧力、吸込圧力等の含泥率に対する変化については、従来からの理論式と比較した結果、限界流速以上の流速においては良く一致し、それ以下の流速では急激な低下を示した。

また、浚渫ポンプ特性を揚程低下率、軸動力増加率、効率低下率でもって表示することができた。

その関係式は、

$$K_H = C_1(\gamma_m - 1)^n$$

$$K_N = C_2(\gamma_m - 1)^{n'}$$

$$K_v = 1 - \frac{\gamma_m - H_H}{1 + K_N}$$

ここで、指数 n, n' はポンプ形状による影響が大きいと言われているが、本報告では実際の浚渫ポンプに使い得る羽根車を数種類用いて検討した結果、 n は 1.0~1.5 の範囲にあり、3枚羽根が最も大きかった。 n' は一定値 1 を取り羽根車の形状による影響は見い出せなかった。

さらに、羽根車内、うず室内の土砂粒子、清水の流れを検討した結果、両者にはかなりの異なった流れをしており羽根車の摩擦に大きな影響を与えていることが把握できた。

* 機械部 汚泥処理研究室

** 機械部 特殊作業船開発室長

*** 機械部 水力浚渫主任研究官

4. Influence of Impeller's Shape on the Characteristics of Dredging Pump

Katsuto MASUDA*

Shoji MIYAZAKI**

Yoshikuni OKAYAMA***

Synopsis

This paper deals with influence of the number of impeller vanes and its shape on performance of dredging pump in case of sucking water only and soil-water mixture.

Of various characteristics of the dredging pump for soilwater mixture, in this test, variations of delivery pressure and sucking vacuum due to the solid concentration are in good agreement with usual theory at a velocity over the critical velocity, but at a velocity under that these pressures drop abruptly.

These characteristics can be expressed by three parameters, that is, a rate of decrease of total head, a rate of increase of shaft horse power and a rate of decrease of efficiency.

The expressions are as follows,

$$K_H = C_1(\gamma_m - 1)^n$$

$$K_N = C_2(\gamma_m - 1)^{n'}$$

$$K_v = 1 - \frac{\gamma_m - K_H}{1 + K_N}$$

where the exponents n and n' are supposed to be greatly dependent on impeller's shape.

Yet the exponents n' results in 1.0 throughout the test, while the exponent n ranges from 1.0 for other vane to 1.5 for three vane impeller.

Furthermore, the numerical analysis using Finite Difference Method are carried out for the potential flow of water in the space between two vanes of impeller, while the photographic analysis of solid particles in them are also conducted.

Consequently, we found that there is a difference between the behaviour of soil particles and that of water, and that this difference causes the abrasion of the vane in the impeller.

* Member of Sludge Treatment Laboratory, Machinery Division

** Chief of Working Craft Development Laboratory, Machinery Division

*** Senior Research Engineer, Machinery Division

目 次

要 旨	2C- 8	95
1. ま え が き	2C-12	99
2. 実験装置および実験方法		99
2.1 実験装置		99
2.2 実験方法		99
3. 実験結果とその考察	2C-14	101
3.1 清水実験の結果		101
3.2 砂, 砂利混合時の実験結果	2D- 3	104
3.3 羽根車内の流れ	2D-12	113
4. 結 論	2E- 1	116
5. あとがき		116
参考文献	2E- 2	117
記 号 表		117
付 図	2E- 3	118

1. まえがき

今日、浚渫船の中で隻数、事業量が多いものにポンプ浚渫船がある。ポンプ浚渫船は浚渫した土砂を直接埋立地に管路輸送することができるため土地造成に最も適し、かつ対象土質は軟泥から軟岩まで極めて広範囲の固形物を取扱っており、これらを輸送するポンプも種々な形式のものが用いられている。

しかしポンプによる固形物の水力輸送は、いまだに解明されていない問題点が多く、その一つとして固形物混入時のポンプ性能の変化がある。ポンプは水力輸送の原動力であり、その性能が水力輸送の能力を決定すると言っても過言ではない。これらのことを考慮すればポンプ性能を把握することは、水力輸送を行う際にぜひとも必要なことである。

前報¹⁾の実験では、浚渫ポンプによる清水時の高負圧特性および土砂混合水を揚水した際のポンプ特性の変化を検討した。本報告では、前報の実験をさらに引続いてポンプ形状、特に羽根車枚数を変えた場合のポンプ特性の変化を検討している。さらには、ポンプ内の土砂粒子の流動状態を観察し、羽根車の摩擦について言及している。

2. 実験装置及び実験方法

2.1 実験装置

実験装置は、大別してポンプとその駆動部、土砂供給部、計量槽、そしてサイクロンから構成されている。図-1は、その概略を示したものである。ポンプの駆動は、直結された45kWの直流電動機①によって行われ、ワードレオナード制御方式によって、ポンプには0～1000rpmの安定した回転が得られる。

ポンプによって吸い上げられる土砂混合水は管路内を進み自在蛇口⑦から吐出される。自在蛇口はエアシリンダー⑩によって制御され随時、計量槽⑤またはサイクロン⑥に切換えができる。計量槽には水位計と楕円形力量計⑪をそなえており水位と重量が測定される。

一方、サイクロンにおいては、土砂混合水が土砂と清水とに分離されて土砂は土砂投入機④へ、水は水槽に戻される。土砂投入機は、底部にゴムローラが付けれゴムローラの開度によって土砂供給量が調整できる。

さらに、羽根車内の土砂粒子の流れを観察できるように羽根車の吸込面とポンプの吸込側のケーシングに、アクリルの透明板(円弧状200mm×50mm、4枚)を取り付けている。図-2および表-1に供試ポンプおよび供試土砂の特徴を示している。

2.2 実験方法

羽根形状によるポンプ特性の変化を調べるために、1～5枚羽根の羽根車とブレードレスポンプを用いてそれ

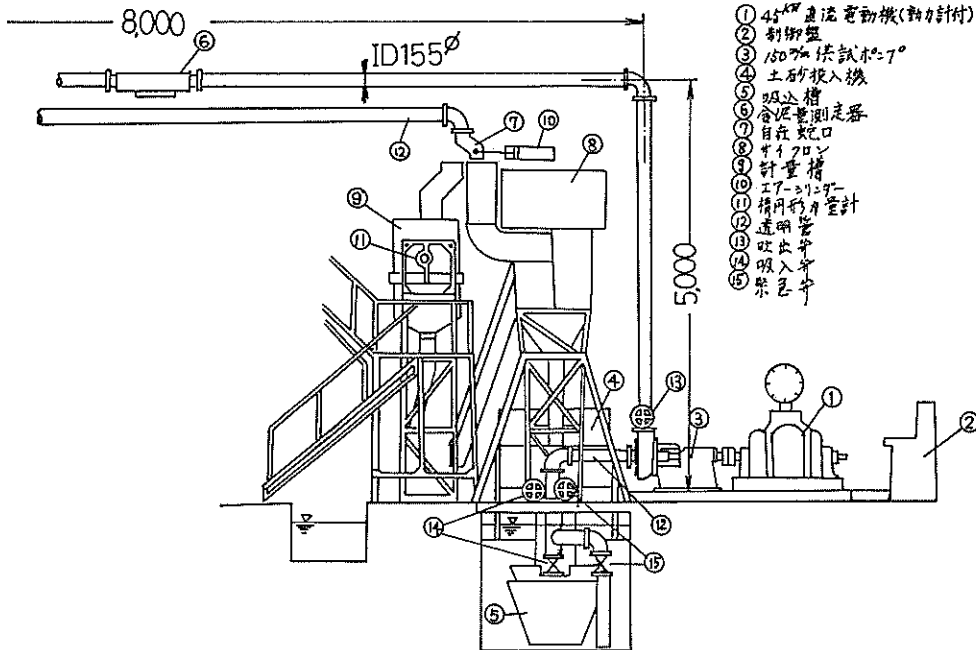


図-1 実験装置概略図

表-1 供試材の特徴

実験装置の仕様		供試土砂
ポンプ	形式 LVS片側吸込形	砂 産地：茨城県東茨城郡足洗 粒径：0.5~1.5mm 真比重：2.55 形状：やや角ばったもの
	口径 160mm 全揚程 18m (Z=3) 揚水量 6m ³ /min 回転数 970rpm	
電動機	形式 E-D.H.I	砂利 産地：神奈川県富士川下流 粒径：7.5~10.0mm 真比重：2.68 形状：球形または楕円形
	出力 45kW 回転数 900rpm	
配管	垂直部：5m 水平部：16.23m 内径：155mm	

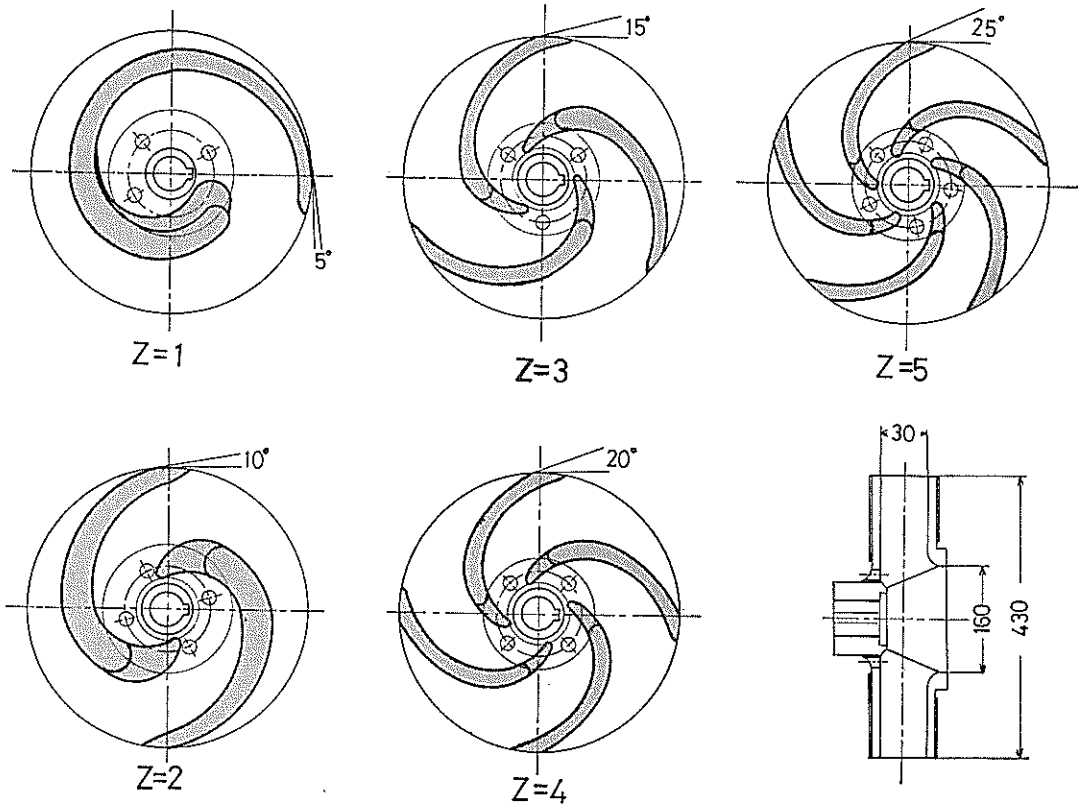


図-2 供試羽根車の形状

表-2 測定項目と計器

測定項目		測定計器
清水実験	土砂混合実験	
ポンプ吸入圧力 ケーシング内圧力 (No. 1~No. 4)	ポンプ吸入圧力 ケーシング内圧力 (No. 1~No. 4)	歪線式圧力計と水銀U字管 マンオメータを併用 ^(*)
ポンプ吐出圧力	ポンプ吐出圧力	
ポンプ回転数	ポンプ回転数	回転計
ポンプ軸動力	ポンプ軸動力	動力計
ポンプ流量	ポンプ流量	ストップウォッチと計量槽
	管内含泥率	含泥量測定器
	管内圧力	^(*) と同じ
	吐出含泥率	計量槽の水位計と荷重計

それぞれについて清水実験、土砂混合実験を行なった。

清水実験では、ポンプ回転数をパラメータとし500~900rpmの50回転ごと、9種類について行なった。この際、吸込弁は常に全開にし流量調節は吐出弁ですべておこなった。吐出弁の軸が全開から全閉までの間に24回転することを利用し、全開状態から回した吐出弁の回転数を流量調節の絞りのファクターとしV.O.の記号で表わす。今回の実験においては、1枚羽根ではV.O.=0, 10, 13, 15, 18¹/₂, 19, 20, 20¹/₄, 21の9通りについて、2枚、4枚羽根では、V.O.=0, 7, 8¹/₂, 9¹/₂, 10, 10¹/₂, 11, 11¹/₂, 12¹/₄の9通りについて流量を変えて実験した。

次に清水の負圧特性実験では、V.O.=0, 12, 15¹/₄, 16³/₄, 18, 19, 20, 20³/₄の8通りを、それぞれについて吸込弁を全開からポンプが揚水不能となるまで逐次絞って行き、吸込負圧が約50mm Hg上昇するごとに測定した。

また土砂混合実験においては、ポンプの回転数を1枚羽根では750, 900rpmの2通り、2, 4枚羽根においては550, 700rpmの2通りとした。この時の流量調節は、清水実験の結果から4, 5点を選んでおこなった。

土砂の供給は、排送不能状態に近くなるまで土砂の混合比重量を数パーセントづつ増加させておこなった。しかし、絶えず土砂混合状態を維持して運転するのは実験装置の制約上困難であるので、清水運転中に供試土砂を一定の割合で供給し、ポンプ内、排送管内の供試土砂の含泥率が定常状態と見なし得る時点で測定を行なった。

測定終了後は、土砂供給をやめ清水運転に切り換えて次の供試土砂の投入機会を待った。この際に各測定値が清水時の特性に戻ったことを確認して次の実験を行なった。表-2には、清水時、土砂混合時の測定項目を列記してある。

さらに土砂粒子の羽根車内の流動状態を調べるために高速度カメラで羽根車内部を撮影した。高速度カメラは撮影速度範囲が20~8000FPSで、羽根車の周速度に応じて最適撮影速度を3000FPS(750rpmのポンプ回転に対して)と2000FPS(550rpm)とし、2枚羽根と4枚羽根に対して行ない、土砂混合実験と同時にこなした。

3. 実験結果とその考察

3.1 清水実験の結果

浚渫ポンプの運転は、通常土砂混合状態で行われ、含泥率は砂の場合、最大で20~30%であり、砂利に至ってはさらに少ない。これら土砂混合時におけるポンプ特性は清水または海水を媒体とした砂、砂利を含んだ二相流体のポンプ駆動時の特性である。清水時のポンプ特性は、この二相流体の砂、砂利等の媒質濃度が0%の特殊な場合のポンプ特性と見てもさしつかえない。

このことは土砂混合時の特性が特定の流量範囲内において清水時のポンプ特性と同様な比例則¹⁾が成り立つことからもうかがえる。ポンプの清水時の特性は、土砂混合時特性を検討する上でのベースになるものである。

3.1.1 回転数によるポンプ特性

一般のポリュートポンプと浚渫ポンプの形状上の相異は、羽根の断面形状が異なっていることである。前者は出口部に沿って断面が小さくなっているが、後者は同一断面である。それ故に両者のポンプ特性は酷似している。

一般にポンプの特性は一定回転数における流量と揚程、流量と軸動力の関係で表わされる。附図1~附図2にそれらの関係を示す。

揚程 (H_w) は締切点 ($Q_w=0$) をほぼ最大値として山なりの曲線を描いている。曲線の勾配は羽根枚数 (Z) が少ないほど急な傾斜となっている。軸動力 (N_w) は、羽根枚数にかかわらず流量 (Q_w) が増加するにつれ直線的に増加しているが、流量が設計点に近づくに従って傾斜がゆるやかになっている。最高効率も羽根枚数が多い程高い値を示し、4枚、5枚羽根では78%であった。

附図-1~附図-2の特性曲線は、ポンプ回転数をパラメータとしており羽根枚数による特性の相異を見きわめるのに不都合を感じる。この不都合を解消するため回転数のファクターを消去して各測定値を無次元化して表わす。

流量、揚程、ポンプ軸動力のかかわりに流量係数 (ϕ)、揚程係数 (ψ)、水動力係数 (C_{WN})、軸動力係数 (C_{IN}) を次のように定義して用いた。

$$\text{流量係数 } \phi = \frac{v_{m2}}{u_2} = \frac{Q_w}{\pi D_2 b_2 \eta_2 u_2} \quad (1)$$

$$\text{揚程係数 } \psi = \frac{H_w}{u_2^2/g} \quad (2)$$

$$\text{水動力係数 } C_{WN} = \frac{\gamma_w Q_w H_w}{\gamma_w \pi D_2 b_2 \eta_2 u_2 \frac{u_2^2}{g}} = \phi \cdot \psi \quad (3)$$

$$\text{軸動力係数 } C_{IN} = \frac{N_w}{\gamma_w \pi D_2 b_2 \eta_2 u_2 \frac{u_2^2}{g}} = \frac{\phi \psi}{\eta} \quad (3)'$$

ここで、 u_2 ：羽根車出口端の周速度、 v_{m2} ：メリディアン速度、 D_2 ：羽根車の外径、 b_2 ：羽根車の出口幅、 η_2 ：羽根車の出口端の実面積比、 η ：ポンプ効率である。この無次元量を用いてポンプ特性を表わしたものが図-3~5、附図3-(1)~3-(3)である。

理論揚程係数 (ψ_{thw}) は、羽根車の出入口においてベルヌイの定理を適用し、ポンプへの流入条件を考慮すると

$$\psi_{thw} = 1 - \cot^2 \beta_2 \phi \quad (4)$$

となる。ここで β_2 は羽根車の羽根の出口角度である。

(4)式は羽根枚数が無限に多い場合で実際、有限数の羽根車の場合には、揚程係数は(4)式の値より小さくなる。その量を Pflerderer の近似理論を用いると

$$\psi_{th} = \sigma \psi_{thw} \quad (5)$$

となる。係数 σ は羽根枚数が多くなるにつれて大きな値をとる。また実験で使用した羽根車は図-2図に示すとおり羽根枚数ともに約5度づつ出口角 (β_2) が大きくなっている。以上のことから有限数の羽根を有する理論揚程係数 (ψ_{th}) は、出口角、羽根枚数が多くなるにつれて大

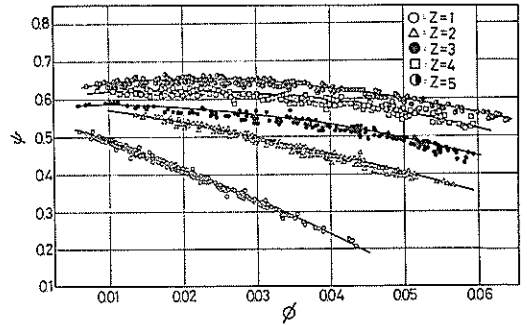


図-3 流量係数と揚程係数の関係

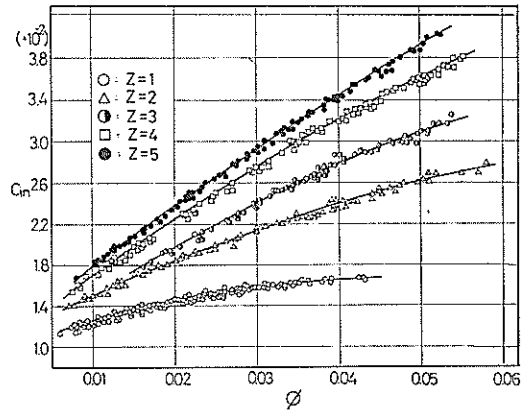


図-4 流量係数 (ϕ) と軸動力係数 (C_{IN}) の関係

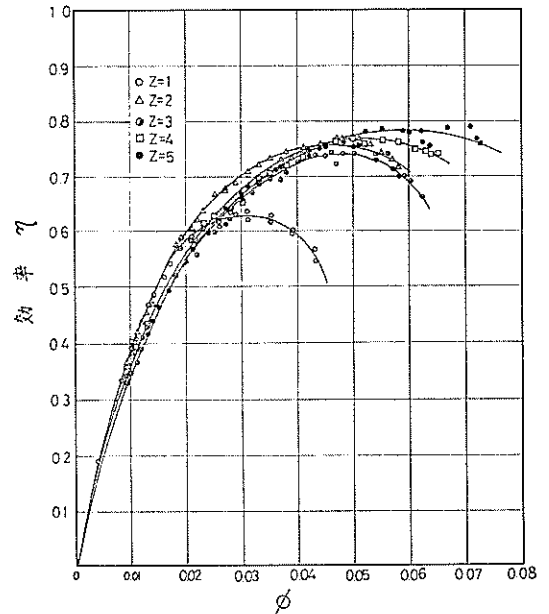


図-5 流量係数と効率の関係

羽根車形状が液漕ポンプ特性に及ぼす影響について

きな値をとっている。実際の揚程係数は、有限数の羽根を有する理論揚程係数に摩擦損失と衝突損失を考慮したものである。両損失ともポンプ内部で生じる損失で、前者は摩擦抵抗によるもので流量係数の自乗に比例している。後者は羽根車内での衝突によって生じる損失であり、設計点では、衝突損失は生じない。以上の結果、揚程係数は、

$$\psi = k_1 + k_2\phi + k_3\phi^2 \quad (6)$$

と表わすことができる。ここで k_1, k_2, k_3 は羽根車の形状、表面の滑粗、レイノルズ数、流路の形状によって定まる数値である。

流量の少ない所では流量係数は小さく(6)式の第三項は微小となり無視してもさしつかえなく一次直線で近似できる。しかし流量が多くなってくるとその値は無視しなくなり、ゆるやかな山なりの曲線となる。表-3は、実験値を最小自乗法によって(6)式で近似した場合の係数 (k_1, k_2, k_3) の値である。

表-3 k_1, k_2, k_3 の値

羽根枚数	k_1	k_2	k_3	備考
1 枚	0.55	-5.92	-49.7	
2 枚	0.60	-1.84	-46.8	
3 枚	0.61	0.76	-63.6	
4 枚	0.61	1.89	-60.8	
5 枚	0.63	2.20	-54.8	

次に、ポンプの特性の相似性を論ずるものとして比速度 (N_s) がある。 N_s はポンプの大きさや回転数の大小に拘らず、流体に働く力が相似のポンプに対してはすべて同じ値となるわけで、そのため羽根車の形状表示の手段として利用されている。

比速度は水力学的相似則から次のようにして求められる。

$$N_s = \frac{n_p \sqrt{Q_w}}{H_w^{3/4}} \quad (7)$$

ここに、 n_p はポンプ回転数である。

図-6は、羽根車1～5枚羽根の各回転数における最高効率点 (η_{wp}) の比速度を示したものである。液漕ポンプは土砂を吸排するという特異な機能から最も理想的なポンプの比速度は、一般におおよそ200程度²⁾とされているが、今回使用したポンプでは、210～245とやや大きめの値となっている。

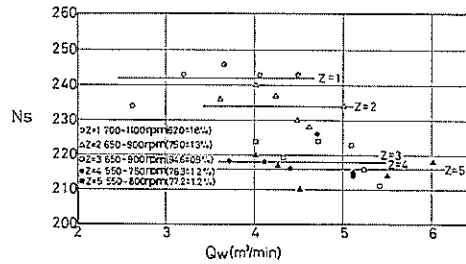


図-6 Q_m と N_s の関係

3.1.2 吸込特性について

前報告と同様の方法で高負荷時の吸込特性を調べてみた。渦巻ポンプにおける吸込特性を考える場合、正味吸込水頭 (Available NPSH) を用いる。正味吸込水頭はキャビテーション発生まで余裕水頭で

$$H_{su} = H_a - H_v - h_s - h_{rs} \quad (8)$$

である。ここに、 H_{su} : Available NPSH, H_v : 水のその温度における蒸気圧, H_a : 大気圧, h_s : 吸込実揚程, h_{rs} : 吸込管における損失水頭

ポンプがエネルギーを与え、揚水でき得るのは、羽根車内にある水に限られ、安定した運転を行うには、ポンプ入口までに生ずる圧力損失 (dh) を Available NPSH で補なってやる必要がある。この圧力損失は、ポンプが必要としている水頭で所要の正味吸込水頭 (Required

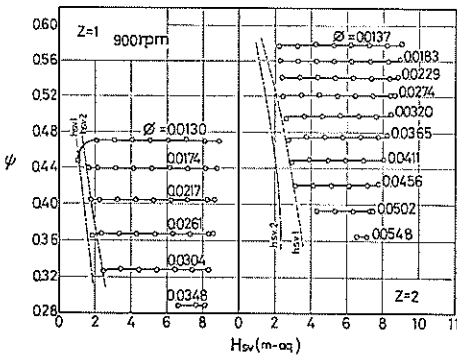


図-7-(1) ϕ と H_{sv} の関係

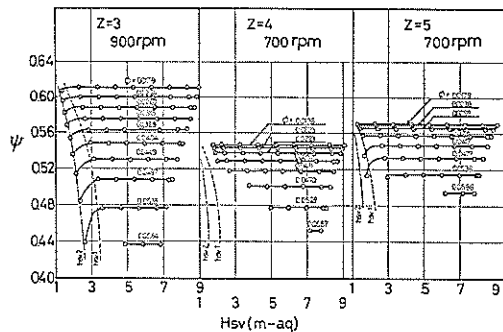


図-7-(2) ψ と H_{sv} の関係

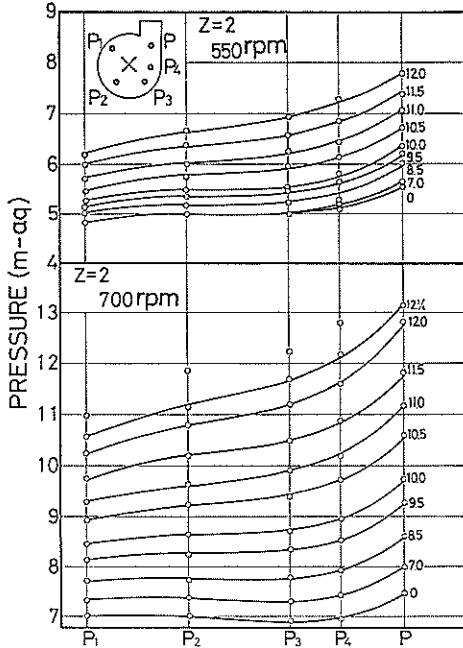


図-8-(1) うず室側壁の圧力分布

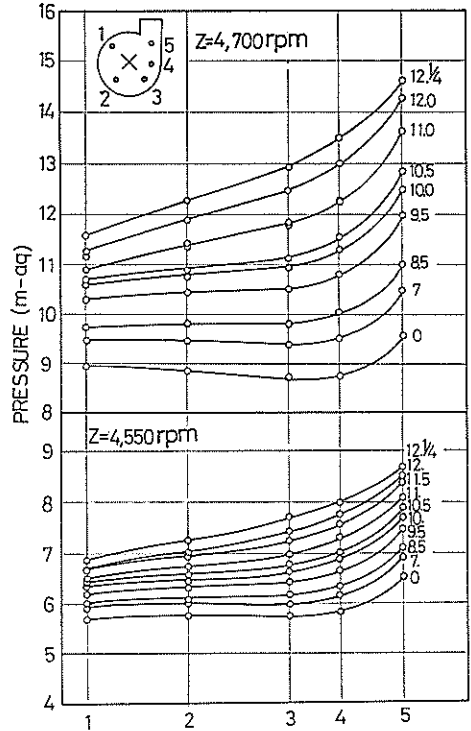


図-8-(2) うず室側壁の圧力分布

NPSH) と称し、ポンプ形状ではほぼ決まるものである。

キャビテーションを生じさせないためには、 $H_{su} > \Delta h$ でなければならない。図-7に各羽根枚数の高回転数における正味吸込水頭と揚程係数の関係について示している。流量係数が増加すると所要の正味吸込水頭が大きくなり、キャビテーションの発生点が正味吸込水頭の高い方に移行している。図-7において h_{su1} 、 h_{su2} は、Wislicenus, Thoma によるキャビテーションの発生値を与えている。Thoma によるキャビテーション発生値は、ポンプ設計点における揚程を用いて定義しているために流量係数の小さいところでは、わずかながら値が異なるが、目安として一緒に図示している。今回の実験条件下では、3枚羽根を除いては、はっきりとしたキャビテーションによる揚程の低下は認められなかったが、3枚羽根では h_{su2} においてキャビテーションを生じているので、図中の h_{su2} のみで各羽根車について比較すると羽根枚数が多いほどキャビテーションを生じ難いことを示している。

なお、各羽根車の低回転数または流量の低い所で吸込弁を絞って高負圧にする場合、キャビテーションをはっきり確認する以前に弁の影響等によりポンプ運転が不安

定になり計測が困難でキャビテーションの限界をたしかめるまでに至らなかった。

3.1.3 渦室側壁の圧力分布

渦室側壁の圧力分布のみから渦室内の流れを解析することは困難であるが、理想的には自由うず巻運動を呈すると言われていることから定性的に調べてみる。実際にポンプの最高効率付近では近似的に自由うず巻運動を呈するが、効率の低下すると運動状態が異なる³⁾。

図-8は、うず室側壁で測定した圧力分布で、一定回転数における圧力の変化を弁の絞りをパラメータとして示している。ポンプ設計上、うず室は各断面の流速を一定にしているため理想的には側壁の圧力は一定なる。図-8によると吐出弁が全開の場合が最も設計に近い値を示し、吐出弁開度を大きくするにつれて側壁圧力の上昇が著しくうず室内での損失が大きく、効率の低下につながっている。

3.2 砂、砂利混合時の実験結果

実験は砂、砂利を供試土砂として用い混合比重量をパラメータとして行なったが、操作上一定の混合比重を作り出すのは困難であった。解析にあたって混合比重量実測値から実験の予定含泥率を推定した。

3.2.1 土質係数

土砂混合時の揚程、軸動力、効率の変化に最も大きな影響を与えているものは、土質係数(β)と呼ばれる因子である。揚程、軸動力、効率などの変化を検討する前に土質係数について調べてみよう。

土砂を含有することによって管路内の流量が低下しないとすれば、土砂混合時の吸込圧力(V_m)、吐出圧力(P_m)は

$$V_m = \gamma_m h_s + (\gamma_m - 1)h_u + [1 + \beta(\gamma_m - 1)] h_{rs} \quad (9)$$

$$P_m = \gamma_m h_d + [1 + \beta(\gamma_m - 1)] h_{rd} \quad (10)$$

となる。(9)、(10)式を変形すると土質係数βは、(9)式より

$$\beta = \frac{1}{V_w - h_s} \left\{ \frac{V_m - V_w}{\gamma_m - 1} - (h_s + h_u) \right\} \quad (11)$$

(10)式より

$$\beta = \frac{1}{P_w - h_d} \left\{ \frac{P_m - P_w}{\gamma_m - 1} - h_d \right\} \quad (12)$$

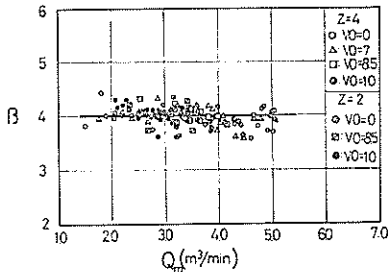
となる。ここで、h_s；吸込実揚程[m]、h_d；吐出実揚程[m]、h_u；水面から吸込口までの深さ[m]、添字のmは土砂混合時、wは清水時の状態を示す。

同一の供試材においては(11)、(12)式によって求めた土質係数は、理論上等しいはずである。しかし実際には、土砂の混合比重量が増加するにつれて流量の低下が激しくなり、(11)、(12)式で求めた値では流量が減少するにつれて高い値を示す。従って(11)、(12)式を流量の低下を考慮した式に変形しなければならない。

流量低下を考慮した場合の吸込圧力は(9)式を変形して、

$$V'_m = \gamma_m h_s + (\gamma_m - 1)h_u + [1 + \beta(\gamma_m - 1)] \left\{ h_{rs}(v) + \frac{\partial h_{rs}}{\partial v} \Delta v \right\} \quad (9')$$

となり土質係数は、



(1) V_mより求めたβ

図-10 流量と土質係数の関係

$$\beta_v = \frac{V'_m - \gamma_m h_s - (\gamma_m - 1)h_u - h_{rs} - \frac{\partial h_{rs}}{\partial v} \Delta v}{(\gamma_m - 1) \left(h_{rs} + \frac{\partial h_{rs}}{\partial v} \Delta v \right)} \quad (11')$$

となる。(11)'式について図-9でもって考えると、混合比重量がγ_mのときの吸込圧力は、流量低下によってA点からA'点に移動している。ここで近似的に、

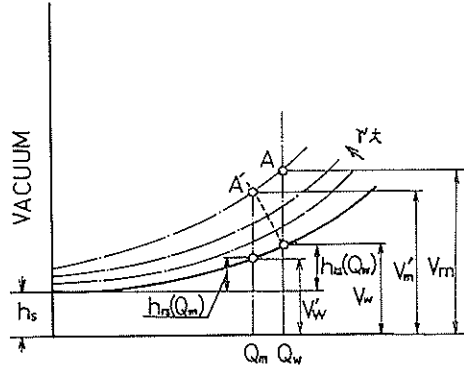


図-9

$$h_{rs} + \frac{\partial h_{rs}}{\partial v} \Delta v = (V'_w - h_s)$$

と、おいて考えると土質係数は(11)'式を変形して

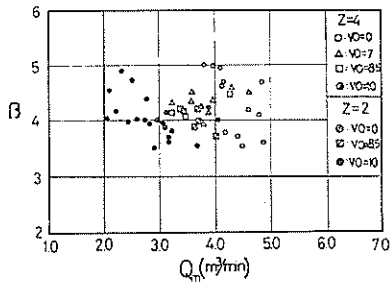
$$\beta_v = \frac{1}{V'_w - h_s} \left\{ \frac{V'_m - V'_w}{\gamma_m - 1} - (h_s + h_u) \right\} \quad (11'')$$

となる。同様にして吐出力から求めると

$$\beta_p = \frac{1}{P'_w - h_d} \left(\frac{P'_m - P'_w}{\gamma_m - 1} - h_d \right) \quad (12')$$

が得られる。

(11)'', (12)'式を用いて計算した結果を図-10に示す。図-10は、z=2, 4について砂利の場合について図示している。



(2) P_mより求めたβ

図-10 流量と土質係数の関係

吐出圧力から求めた土質係数 β_F は、かなりバラツキを生じている。吐出管では土砂の濃度分布が異なり、特に水平管部が長い場合は、(10)式が成り立たない。本実験装置は水平管が短いのでこの程度のバラツキで済んだ。今回の実験においては、土質係数を(11)'式より求めた。その結果、砂の場合 $\beta=2.75$ 、砂利の場合 $\beta=4.00$ となった。この値は前回報告した値と一致している。

3.2.2 管内含泥率と吐出含泥率との関係

本報告では、土砂の混合割合のパラメータとして混合比重量を用いているが、土砂の含泥率 (x_a) とは次の関係が成り立つ。

$$x_a = \frac{\gamma_m - \gamma_w}{\gamma_a - \gamma_w} \quad (13)$$

ここで $\gamma_{m,w,a}$: 土砂混合水、清水、土砂の比重量、また、 γ_a が土砂の真比重の場合は、 x_a を真含泥率といい、見掛比重の場合は見掛含泥率という。

図-11に、吐出混合比重 (γ_m) と管内混合比重 (γ_o) との関係を示している。ポンプによって吸上げられた土砂が、吐出口から排出するまで管内において沈殿することなく、しかも均一に流れるならば(均一流)、管内と吐出の混合比重の関係は直線で示される。また不均一流の場合にもこのことが言える。図-11で直線は、わずかながら管内混合比重の側に傾いている。これは土砂粒子に作用している慣性力によっておくれを生ずるためである。土砂の量が、さらに増加して土砂が管底をこすりながら流れる(摺動流)ようになると、管内混合比重が増加しても吐出混合比重は、わずかしこ増加しない。従って摺動状態では図-11の曲線は水平状態に近づく。

浚渫ポンプで目的地に土砂を安全に排送するためには、管内で土砂が沈殿して堆積、閉塞しない流速が必要である。この流速を規定するものに限界流速の概念がある。対象土質が粒径の相当大きな砂利の場合は、摺動状態から堆積状態までの流速範囲はかなり短いので、ここでは管内の流動様式が不均一流から摺動流に遷移する中間点を限界流速 (Critical Velocity, V_c) と定義する。

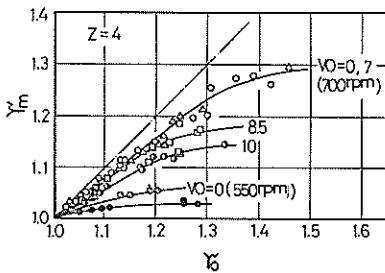


図-11 管内、吐出混合比重の関係

この定義に基づいて図-11から限界流速を推定すると直線と水平線の延長の交点に相当する。この点の流速は、図-11の γ_m に対応する図-12(1)の Q_m より $V=2.43 \sim 3.00\text{m/s}$ となった。一般に限界流速は、フローカーブ上の極小点に対応する流速として定義されており、これに基づいた限界流速 $V_c=2.66 \sim 3.16\text{m/s}$ となり良く一致し管内、吐出の混合比重(または含泥率)からも限界流速を見出すことができる。従って両者を同時に測定していれば運転時の流速が限界流速以上か否かを概略的に把握することができる。

3.2.3 混合比重によるポンプ特性

(1) 流量の低下

理論的には、土砂の含泥率が変化しても管内流量は変化しないはずだが、実際、土砂粒子の摩擦によるエネルギー損失や慣性による損失などによって流量の低下を呈する。低下の度合は、土砂粒子の粒径が大きい程、また混合比重の大きいほど著しい。流速低下 (Δv) は、管抵抗の流速に対する偏微分 ($\partial h_r(v)/\partial v$)、混合比重および土質係数の関数として表わされる。従って流量低下率は、

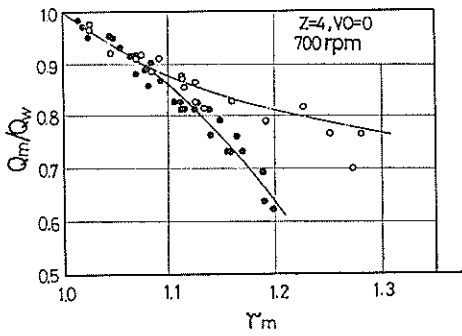
$$\begin{aligned} \frac{Q_m}{Q_w} &= \frac{Q_w - \Delta Q}{Q_w} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_w} \\ &= 1 - \frac{\gamma_m - 1}{1 + \beta(\gamma_m - 1)} \left\{ \frac{\beta - 1}{2} + \frac{\pi g D^3 h_u}{16 \lambda l Q_w^2} \right\} \end{aligned} \quad (14)$$

で与えられる。ここで λ は管摩擦抵抗係数である。(14)式に今回の実験のデータ ($\lambda=0.02$, $\beta=4.0$, $l=25.1\text{m}$, $d=0.155\text{m}$, $h_u=1.473\text{m}$) を代入すると

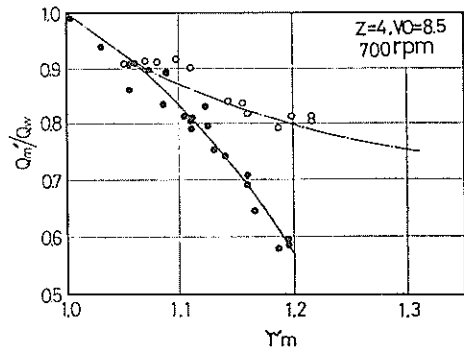
$$\frac{Q_m}{Q_w} = 1 - \frac{(\gamma - 1)}{1 + 4(\gamma - 1)} (1.5 + 5.71/Q_w^2) \quad (14)'$$

となる。流量低下に最も影響を及ぼすのは、管内流量であり、流量の少ないほど流量低下は著しくなる。図-12に四枚羽根、700rpmの場合の流量低下率と混合比重の関係を示している。図中の一点鎖線は、(14)'式による理論曲線である。管内混合比重によってプロットしたものは、理論値とかなり一致しているが、浚渫ポンプとしては安全に土砂を排送することを目的としているため吐出混合比重が重要なファクターである。図-12において吐出混合比重でプロットしたものは、途中まで理論値と一致しているが混合比重が1.1を越える所から流量の低下が著しくなっている。これは管内流速が限界流速以下になり管内が摺動状態になりつつあることを意味している。同様に、附図6~附図7に他の場合について示している。

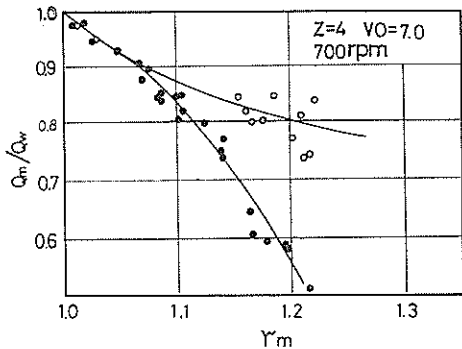
羽根車形状が浸漬ポンプ特性に及ぼす影響について



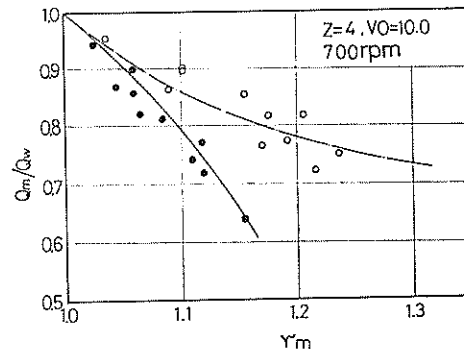
(1) 吐出弁全開
図-12-(1) γ と Q_m/Q_w の関係



(2) 吐出弁 8.5 回転
図-12-2-(2) γ と Q_m/Q_w の関係



(2) 吐出弁 7 回転
図-12-(2) γ と Q_m/Q_w の関係



(4) 吐出弁 10.0 回転
図-12-(4) γ と Q_m/Q_w の関係

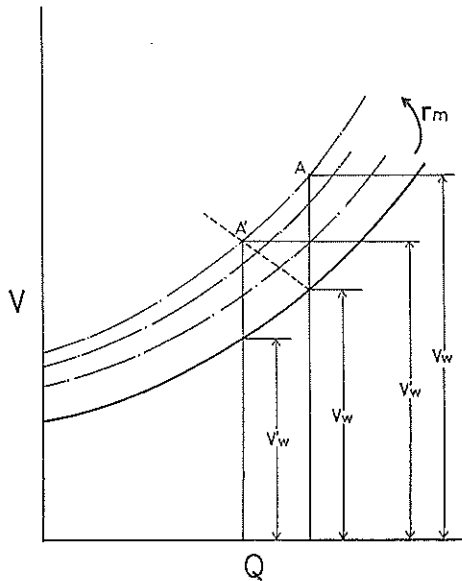


図-13

(2) 吸込圧力と吐出圧力の変化

図-13は、混合比重による吸込圧力の変化を示したものである。図中の破線は、(14)'式にもとずいて描いたものであり、流速低下を考慮しない場合には、吸込圧力は、図中のA点にある。その時の吸込圧力の変化率は、

$$\frac{V_m}{V_w} = 1 + \left\{ \beta + \frac{h_u - (\beta - 1)h_s}{V_w} \right\} (\gamma_m - 1) \quad (15)$$

を得る。流量低下を考慮すると 図-13 より

$$\frac{V'_m}{V'_w} = 1 + \left\{ \beta + \frac{h_u - (\beta - 1)h_s}{V'_w} \right\} (\gamma_m - 1) \quad (15')$$

(15), (15)' 式より

$$\frac{V'_m}{V'_w} = \frac{h_s + \zeta h_{rs}(Q_m)}{h_s + \zeta h_{rs}(Q_w)} \left[1 + \left\{ \frac{\beta h_u - (\beta - 1)h_s}{h_s + \zeta h_{rs}(Q_m)} \right\} (\gamma_m - 1) \right] \quad (16)$$

となる。但し $V_w = h_s + \zeta h_{rs}(Q_w)$ で表わされる。理想的な場合には混合比重による吸込圧力の変化率は、(15)式の

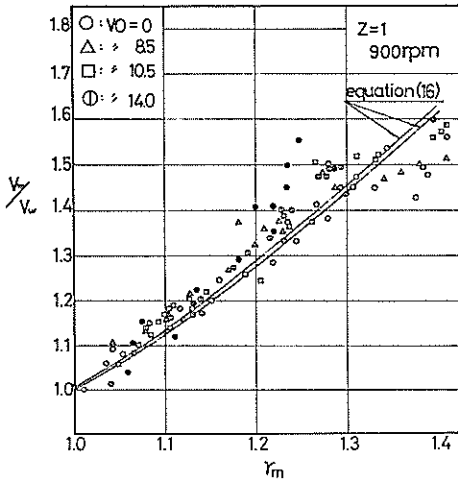


図-14 γ と V_m/V_w の関係

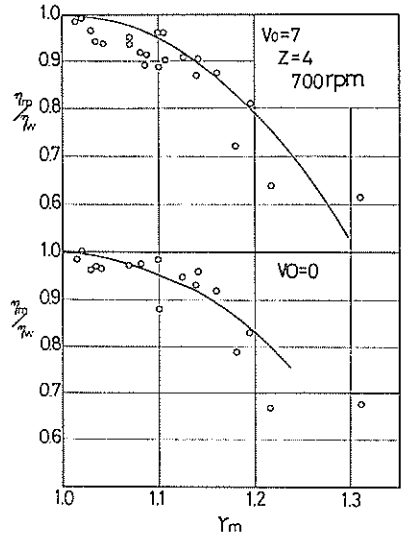


図-16 γ と η_m/η_w の関係

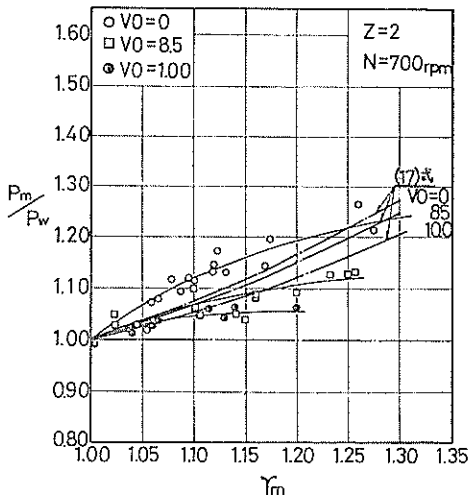


図-15 γ と P_m/P_w の関係

ごとく $(\gamma_m - 1)$ に比例するが、流量低下がある場合には、一定のピークが存在し、それ以降混合比重量が増加しても吸込圧力の変化率は減少する。

(14) 式の流量低下の理論式を (16) 式の流量 Q_m に代入して吸込圧力の変化率の理論曲線を求めて見た。これを図-14 の一点鎖線で示す。

同様に吐出圧力の変化率を求めると

$$\frac{P'_m}{P_w} = \frac{h_a + \zeta' h_{ra}(Q_m)}{h_a + \zeta' h_{ra}(Q_w)} \left[1 + \left\{ \beta + \frac{h_a(-\beta)}{h_a + \zeta' h_{ra}(Q_w)} \right\} (\gamma_m - 1) \right] \quad (17)$$

を得る。(17)式による計算値を 図-15 に示す。また他の場合についても 附図 7-(1)~附図 7-(18) に示している。

(3) 効率の変化率

軸動力は、混合比重に比例し、ある混合比重時の軸動力は $N_m = \gamma \cdot N_w$ となるため効率の変化率は、

$$\begin{aligned} \frac{\eta_m}{\eta_w} &= \left(\frac{rQH}{N} \right)_m / \left(\frac{rQH}{N} \right)_w = \left(\frac{Q_m}{Q_w} \right) \left(\frac{H_m}{H_w} \right) \\ &= f(\gamma_m - 1, Q_w) \end{aligned} \quad (18)$$

となる。

実験装置上、吐出管と吸込管の内径が等しいため、全揚程 (H) は、吸込圧力と吐出圧力の和で表わされる。

吐出圧力と吸込圧力の変化率は、前述のごとく同一の傾向を呈しているので、全揚程も同様に放物線状の傾向を示している。さらに流量低下の傾向を考慮すると効率の変化率は、混合比重が増加するに伴ない急激な低下を示す。図-16 は、 $Z=4, \eta_p=700\text{rpm}, V_0=0$ の場合について示している。

3.2.4 土砂混合時のポンプ性能

今までは混合比重に対する各測定値の変化について検討したが、清水時のポンプ性能と同様に流量と揚程、流量と軸動力、流量と効率の関係について混合比重をパラメーターとして調べて見る。図-17~図-22 および 附図 12~附図 18 は、各々の羽根車に対するポンプ性能曲線である。混合比重が 図中 に示す範囲においては、土砂混合時のポンプ性能と清水時のそれ ($\gamma_m=0$ 曲線) とは傾向的にはまったく同じである。回転数が増加した場合の性能

羽根車形状が浚渫ポンプ特性に及ぼす影響について

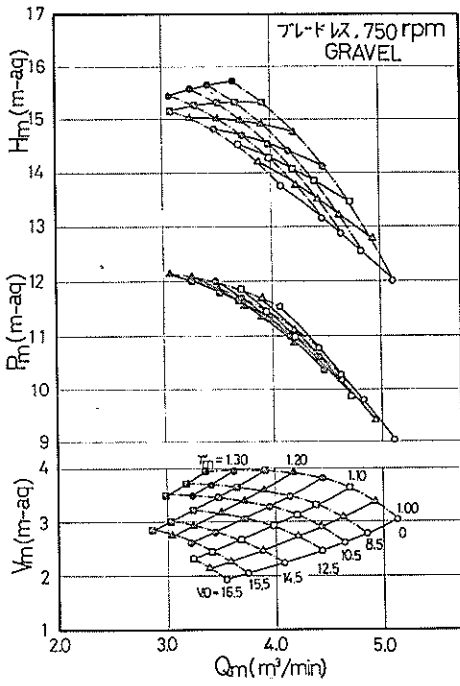


図-17 揚程性能曲線

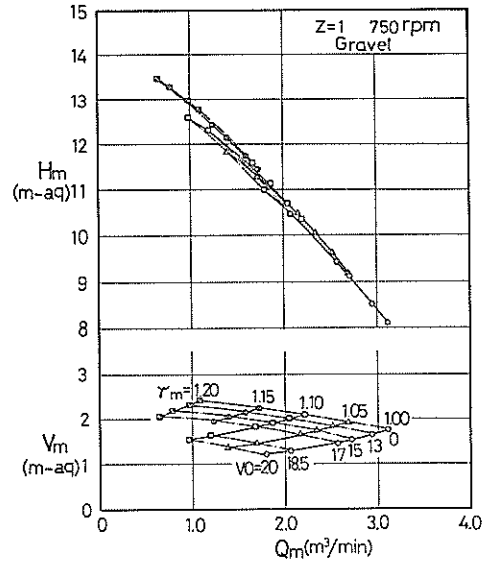


図-19 揚程性能曲線

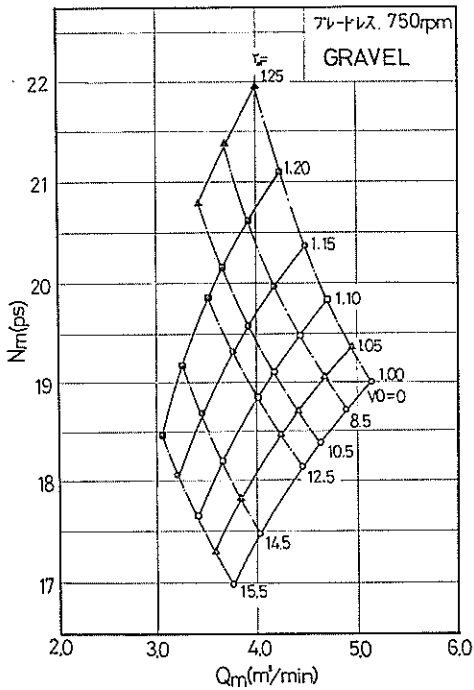


図-18 軸動力性能曲線

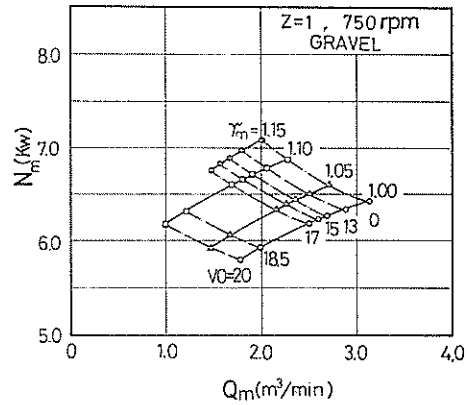


図-20 軸動力性能曲線

推定に用いる比例則は、回転変動比が20%程度(700~900rpm)において成り立つと報告されている¹⁾。今回の実験においても同様な結果が得られたが、変動比が30%を越した場合には成り立たなかった。

3.2.5 同一流量上での性能の変化

浚渫時のポンプを考えると、土砂の含泥率によって流量低下を生じ、揚程は変化しA点からA'点に移動する。ここで問題となるのは、清水時のA点ではなく、土砂混合状態のA'点であり、その時の流量または管内流速である。したがってA'点、A''点、そして理想状態を考えたB点において特性を調べる方が効果的である。理想的な土砂混合水の揚水の場合、流量低下も生じなく揚

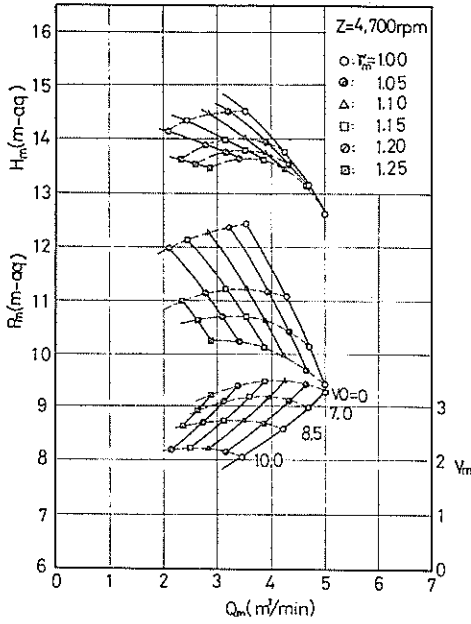


図-21 揚程性能曲線

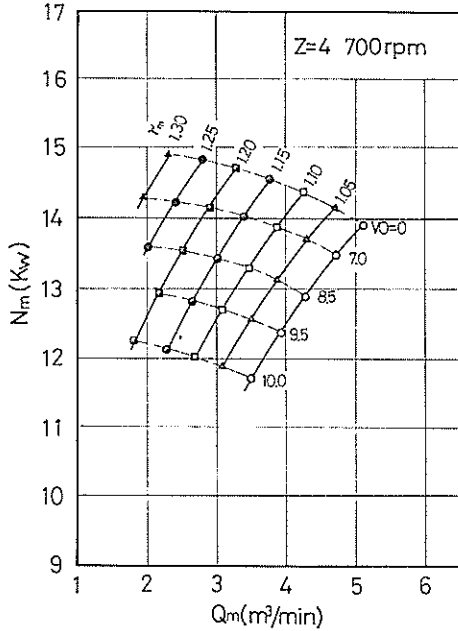


図-22 軸動力性能曲線

程は、 $H_m = \gamma_m H_w$ となる。しかし実際には流速低下を生じ、また土砂粒子による摩擦損失、衝突損失があるために揚程は理想値より小さい値をとり H_m となる。

B点の値と実際の値から揚程低下率 (K_H) を

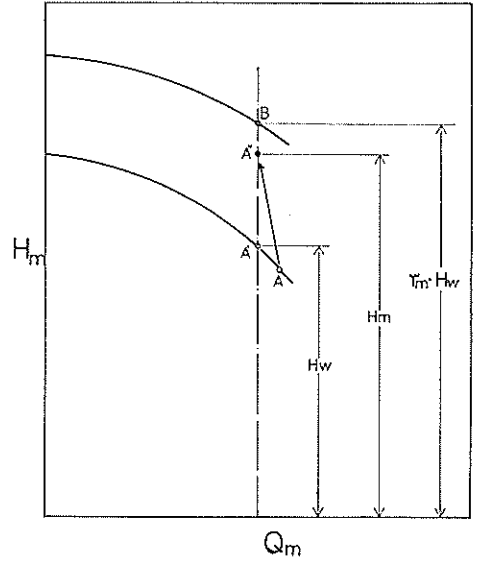


図-23

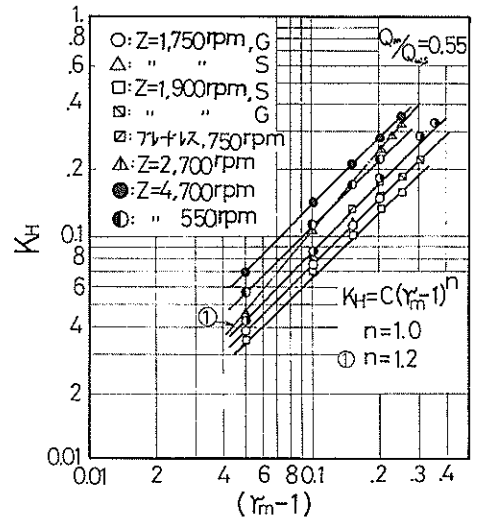


図-24 $(\gamma_m - 1)$ と K_H の関係

$$K_H = \frac{\Delta H_s}{H_w} = \frac{\gamma_m H_w - H_m}{H_w} \quad (19)$$

と定義する。この ΔH_s は理想値からの揚程の損失量を表わしている。従って揚程低下率は、清水時の揚程に対する揚程の損失 (揚程の低下) の割合を示している。この揚程低下率は、主として土質、含泥率、回転数、流量およびポンプ形状等によって異なるものである。これらの因子の及ぼす影響について更に検討してみる。

初めに流量によるファクターを消去するために清水時

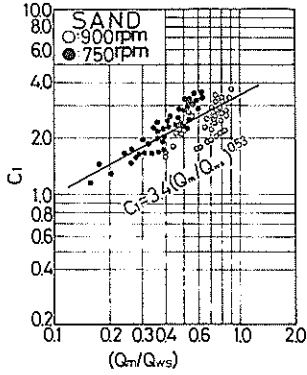


図-25-(1) C_1 と (Q_m/Q_{ws}) の関係

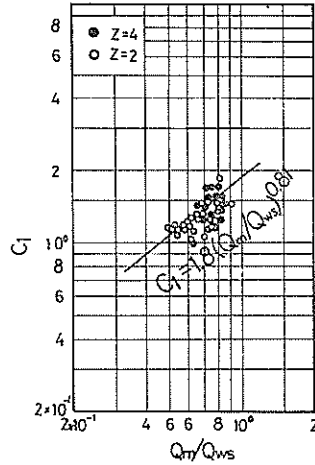


図-25-(2) C_1 と Q_m/Q_{ws} の関係

の最高効率点の流量 (Q_{ws}) に対する流量比 (Q_m/Q_{ws}) を一定にして揚程低下率を混合比重に対して求めてみた。

図-24は、流量比 0.55 について調べたものである。これらの図より揚程低下率は一般に、

$$K_H = C_1(\gamma_m - 1)^n \quad (20)$$

で表わされる。

流量比による指数 (n) の変化は、わずかであり、1枚羽根、4枚羽根、ブレードレスポンプでは $n=0.99 \sim 1.01$ であった。しかし2枚羽根では、 $n=1.18 \sim 1.22$ と大きな値となった。指数 n は、同一のポンプ形状ならば、流量比の変化にかかわらず一定値をとっている。しかし揚程低下率は、流量比によって変化している。

20式を変形すると係数 C_1 は、

$$C_1 = \frac{K_H}{(\gamma_m - 1)^n} \quad (21)$$

となる。21式において、1枚羽根、4枚羽根、ブレードレスポンプの場合は $n=1$ とおき、2枚羽根の場合は、 $n=1.20$ と代入して係数 C_1 を求めた。図-25、附図-19は、係数 C_1 と流量比の関係を示している。この結果、係数は土質および流量比の関数として表わすことができる。以上のことから揚程低下率は一般に、

$$K_H = C(\gamma_m - 1)^n (Q_m/Q_{ws})^m \quad (22)$$

と書き表わされる。表-4に揚程低下率の各指数を示す。

次に、清水時の軸動力を基準として土砂混合時の軸動力の変化を考える。ここで軸動力増加率 (K_N) を

$$K_N = \frac{4N}{N_w} = \frac{N_m - N_w}{N_w} \quad (23)$$

表-4 K_H の各数値

指数	流量比	$Q_m/Q_{ws} = 0.55$		$Q_m/Q_{ws} = 0.5 \sim 1.0$		
		n	C_1	n	m'	C'_1
Z=1	S	1.0	0.72	1.0	0.53	3.4
	G	1.0	0.72	1.0	1.0	5.2
Z=2	G	1.2	1.80	1.2	0.81	1.8
	S	1.5	1.17	1.5	0.5	0.5
Z=3(*)	G	1.5	1.83	1.5	1.0	3.0
	S	1.5	1.17	1.5	0.5	0.5
Z=4	G	1.0	1.48	1.0	0.81	1.8
	S	1.0	0.96	1.0	—	—
Blade less Pump	S	1.0	0.96	1.0	—	—
	G	1.0	1.20	1.0	—	—

(注) S=Sand, G=Gravel, (*) 前回の報告

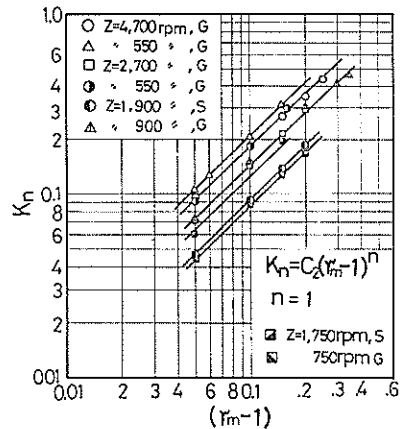


図-26 $(\gamma_m - 1)$ と K_N の関係

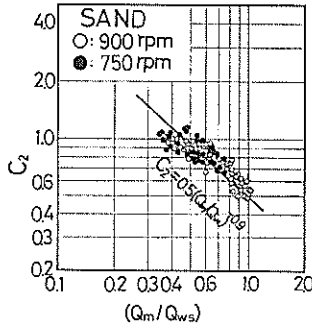


図-27-(1) C_2 と Q_m/Q_{ws} との関係

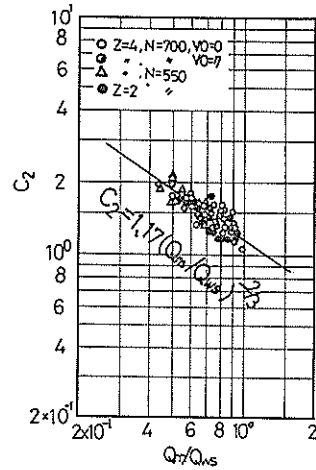


図-27-(2) C_2 と Q_m/Q_{ws} との関係

表-5 K_N の各数値

指数	流量比	$Q_m/Q_{ws}=0.55$		$Q_m/Q_{ws}=0.5\sim 1.0$		
		n'	C_2	n'	m'	C_2'
Z=1	S	1.0	0.90	1.0	-0.90	0.50
	G	1.0	1.43	1.0	-0.90	0.77
Z=2	G	1.0	1.50	1.0	$-2/3$	1.17
Z=3(*)	S	1.0	1.10	1.0	$-1/3$	0.90
	G	1.0	1.20	1.0	$-1/3$	0.98
Z=4	G	1.0	1.80	1.0	$-2/3$	1.20
Blade less Pump	S	1.0	—	1.0	—	—
	G	1.0	—	1.0	—	—

(*) S=Sand, G=Gravel, (*) 前回の報告¹⁾

と定義する。揚程低下率の場合と同様に流量比を一定にして軸動力増加率と混合比重との関係を求めてみた。

図-26は、流量比0.55について、附図-20は流量比を0.5~0.75について調べたものである。これらの図から軸動力の増加率は、流量比が一定なら

$$K_N = C_2 (\gamma_m - 1)^{n'} \quad (24)$$

で表わされる。指数 n' は、どの種類のポンプにおいて、流量比にかかわらず $n'=1$ であった。

同様にして係数 C_2 について、流量比に対する変化を調べると、23式において $n'=1$ とおくと係数 C_2 は、

$$C_2 = \frac{K_N}{\gamma_m - 1}$$

となる。図-27と附図-21に、係数 C_2 と流量比との関係

を示す。 C_2 は C_1 とは逆に流量が増えるに伴って小さな値をとり軸動力の増加は小さくなる。以上より一般に軸動力の増加率は、

$$K_N = C_2' (\gamma_m - 1)^{n'} (Q_m/Q_{ws})^{m'} \quad (25)$$

となる。表-5に軸動力の各数値を示す。

最後に、効率について考えてみる。効率の低下率 (K_η) を、

$$K_\eta = \frac{\eta_w - \eta_m}{\eta_m} = 1 - \frac{\eta_m}{\eta_w} \quad (26)$$

とおく。(19)、23式より26式は次のように書き直せる。

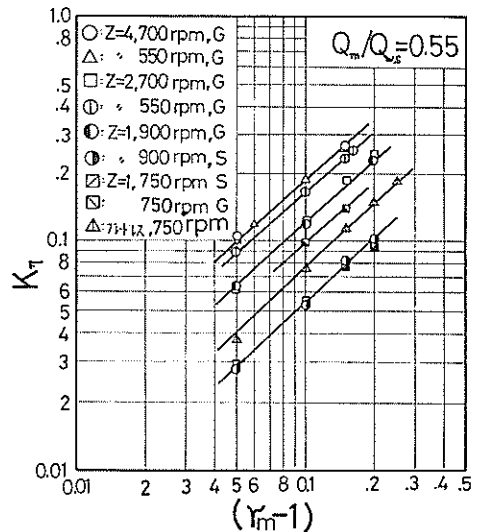


図-28 $(\gamma_m - 1)$ と K_η の関係

$$K_v = 1 - \frac{\gamma_m - K_H}{1 + K_H} \quad (26')$$

26' 式によって得た結果を図-28 に示す。

以上のように土砂混合時の特性を同一流量上で示すと $(\gamma_m - 1)$ で表現することができる。ポンプ性能を考える場合には 26, 26' 式の効率の低下率を考慮するだけで済む。効率の低下率は、揚程と軸動力の増減率の関係で表されており、また両者は混合比重 γ_m の関係であるため結局、効率の低下率は γ_m だけの関数として定められる。

混合比重に対する効率の低下を小さくするには、揚程低下率を小さく、軸動力の増加率を大きくすればよい。従って、指数 n は小さい程、指数 n' は大きい程効率の低下率は小さくなり、土砂混合時のポンプ性能が良いことになる。表-4 より n は、2 枚羽根で 1.2, 3 枚羽根で 1.5 とっており、3 枚羽根が最も土砂混合特性が悪い。

3.3 羽根車内の流れ

まず初めに羽根車内の清水の流れを二次元ポテンシャル流れと考えて解析を進める。

3.3.1 運動方程式

微小流体素子 P について力の平衡を考えると運動方程式が導かれる。ここに、静止座標系 $\Sigma(0, x, y, z)$ と運動座標系 $\Sigma'(0, x', y', z')$ を考える。 $\Sigma(0, x, y, z)$ から見た流体素子 P の加速度²⁾は、

$$\begin{aligned} \frac{D\mathbf{v}}{Dt} = & \left(\frac{du}{dt} - 2v\dot{\theta} - x'\dot{\theta}^2 \right) \mathbf{i}' \\ & + \left(\frac{dv}{dt} - 2u\dot{\theta} - y'\dot{\theta}^2 \right) \mathbf{j}' \end{aligned} \quad (27)$$

で表わされる。

ここに、 \mathbf{i}', \mathbf{j}' : Σ' の x', y' 方向の単位ベクトル

u, v : Σ' の x', y' 方向の速度成分

$\dot{\theta} (= \omega)$: Σ' の回転による角速度

$2v\dot{\theta}, 2u\dot{\theta}$: コリオリの力

$x'\dot{\theta}^2, y'\dot{\theta}^2$: 遠心力

次に、流体素子に働く外力を考える。外力としては圧力のみを考えればよい。図-29 の微小流体素子 $\square ABCD$ について Σ' の上で考える。

x' 方向の合成圧力は、 AB 面の圧力と BC 面の圧力の差で求められる。

$$\overline{AD} \text{ 面の圧力 } \left(p - \frac{\partial p}{\partial x'} \frac{dx'}{2} \right) dy' dz'$$

$$\overline{BC} \text{ 面の圧力 } \left(p + \frac{\partial p}{\partial x'} \frac{dx'}{2} \right) dy' dz'$$

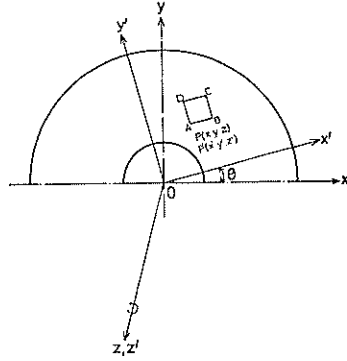


図-29

従って、 x' 方向の合成圧力は $-\frac{\partial p}{\partial x'} dx' dy' dz'$

同様に、 y' 方向の合成圧力は $-\frac{\partial p}{\partial y'} dx' dy' dz'$

となる。この結果と 27 式をニュートンの第二法則を用いて、成分表示をすると、

$$\left. \begin{aligned} \frac{Du}{Dt} - 2v\omega - x'\omega^2 &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x'} \\ \frac{Dv}{Dt} + 2u\omega - y'\omega^2 &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y'} \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

ここで

$$\begin{aligned} \frac{Du}{Dt} &= \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x'} + v \frac{\partial u}{\partial y'} \\ \frac{Dv}{Dt} &= \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x'} + v \frac{\partial v}{\partial y'} \end{aligned}$$

であるから、28 式から

$$\left. \begin{aligned} u \frac{\partial u}{\partial x'} + v \frac{\partial u}{\partial y'} - 2v\omega - x'\omega^2 &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x'} \\ u \frac{\partial v}{\partial x'} + v \frac{\partial v}{\partial y'} + 2u\omega - y'\omega^2 &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y'} \end{aligned} \right\} \quad (28')$$

が得られる。これが流体素子の運動方程式である。

さらに、この運動方程式を簡略にするために圧力の項を消去することにする。ここでエネルギーの保存則を運動座標系の上で考えると

$$\frac{1}{2}(u^2 + v^2) + \frac{p}{\rho} - \frac{1}{2}(x'^2 + y'^2)\omega^2 = \text{const} \quad (29)$$

となる。第 3 項は遠心力によるポテンシャルを示す。

29 式を x', y' で偏微分すると

$$\left. \begin{aligned} -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x'} &= u \frac{\partial u}{\partial x'} + v \frac{\partial v}{\partial x'} - x'\omega^2 \\ -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y'} &= u \frac{\partial u}{\partial y'} + v \frac{\partial v}{\partial y'} - y'\omega^2 \end{aligned} \right\} \quad (29')$$

を得る。29' 式を 28' 式に代入すると

$$\frac{\partial u}{\partial y'} - \frac{\partial v}{\partial x'} = 2\omega \quad (30)$$

が導かれる。

次に連続の式より、流れ関数 (ψ) を

$$u = \frac{\partial \psi}{\partial y'}, \quad v = -\frac{\partial \psi}{\partial x'}$$

と定義する。流れ関数を用いて(30)式を書き直すと

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x'^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y'^2} = 2\omega \quad (31)$$

となり、Poisson の方程式となっている。さらに円筒座標系 $[\Sigma'(0, r, \varphi, z)]$ に座標変換すると

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \psi}{\partial \varphi^2} = 2\omega$$

となる。

3.3.2 流 線

偏微分方程式の解を求めるのは一般に容易でないが、 ψ の形を

$$\psi = R_1(r)\theta(\theta) + R_2(r)$$

とすると常微分方程式の問題に帰着させることができる⁹³⁾。直線羽根のごとく羽根形状が簡単に境界条件が容易に与えられる場合には、この方法で求められるが実験に使用した羽根が曲線羽根であるため境界条件の設定がむずかしく十分な解が得られなかった。従ってここでは(31)式を差分近似を行なって数値解を求めた。

分割を x 方向に h 間隔、 y 方向に k 間隔で行うと二階の微分は差分形で表わすと

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} = \frac{1}{h^2} \{ \psi(x+2h, y) - 2\psi(x+h, y) + \psi(x, y) \}$$

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} = \frac{1}{k^2} \{ \psi(x, y+2k) - 2\psi(x, y+k) + \psi(x, y) \}$$

ここで、 $h=k$, $x+h \equiv x$, $y+k \equiv y$ とおくと

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} = \frac{1}{2h^2} \{ \psi(x+1, y) - 2\psi(x, y) + \psi(x-1, y) \}$$

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} = \frac{1}{2k^2} \{ \psi(x, y+1) - 2\psi(x, y) + \psi(x, y-1) \}$$

(32)

となる。これを(32)式に代入すると

$$\psi(x, y) = \frac{1}{4} \{ \psi(x+1, y) + \psi(x-1, y) + \psi(x, y+1) + \psi(x, y-1) - 2h^2\omega \} \quad (33)$$

を得る。(33)式を用いて緩和法で数値解を求めた¹⁰⁾。(33)式による流線は流量がない場合の回転による羽根車内の流

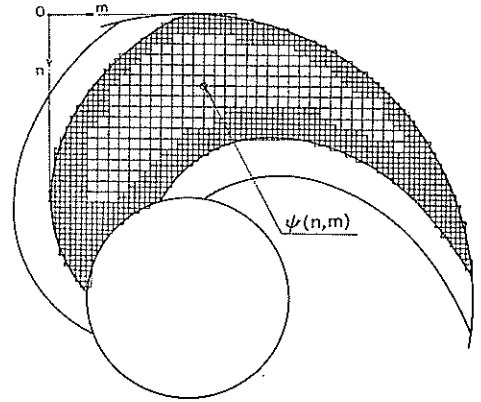


図-30 差分近似における分割方法

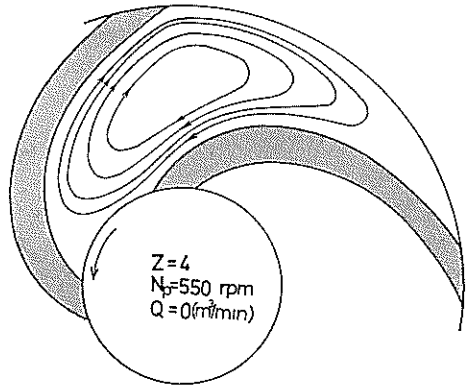


図-31 羽根車内の清水の流れ

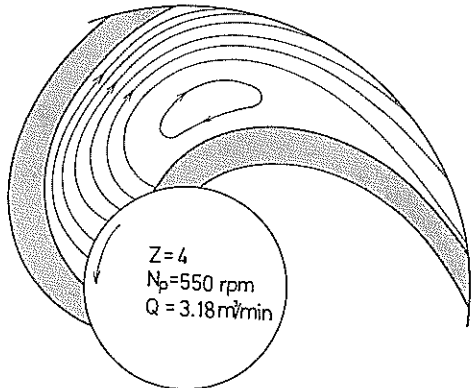


図-32 羽根車内の清水の流れ

れを表わしている。流量がある場合には、この値に純粹の通り抜けの流れを付け加えればよい。純粹の通り抜けの流れを表わす方程式は、流れ関数の定義より次式のラプラスの微分方程式で表わされる。

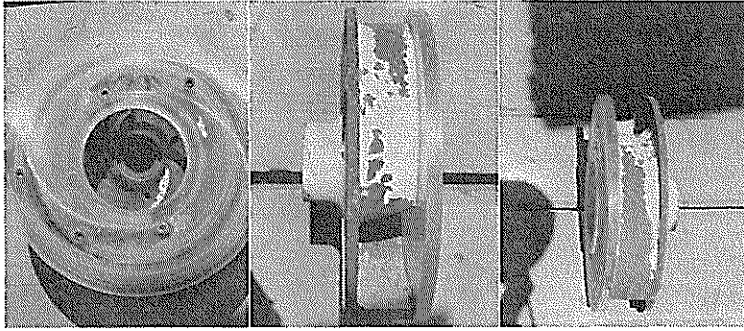


写真-1 羽根車の摩耗状態 (z=2)

$$\nabla^2 \phi = 0$$

従って、差分近似すると、

$$\phi_2(x, y) = \frac{1}{4} \{ \phi(x+1, y) + \phi(x-1, y) + \phi(x, y+1) + \phi(x, y-1) \}$$

となる。今回 $h = k = 4 \text{ mm}$ として羽根車を (70×90) 分割して計算した。図-30 に、分割方法を示す。図-31, 32, 附図-22 に、結果を示す。理論解と数値解との誤差を知るために直線羽根について計算した。その結果 附図-23 のように十分によい近似を示している。附図-22 は、2枚羽根と4枚羽根において最高効率点とそれ以外の点の流量に対する流線を示しており、これによると最高効率点の時には渦の生じ方が微小であり衝突損失が少ないことを示している。このことは、逆にこの差分近似で求めた数値解が精度の高い値であることを示している。

3.3.3 羽根車内の土砂粒子の流れ

土砂粒子の流れの観察は静止座標系で行なったので (3.3.2) の流れと対応させるために運動座標系に変換しなければならない。

ここで、静止座標系の単位ベクトルを (i, j, k) 、運動座標系の単位ベクトルを (i', j', k') として、すべて運動座標系での値には、添字 ' を付けて表わすと速度 (v) は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} v = (u, v) \begin{pmatrix} i \\ j \end{pmatrix} &= (u' - \omega y', v' + \omega x') \begin{pmatrix} i' \\ j' \end{pmatrix} \\ &= (u' - \omega y', v' + \omega x') A \begin{pmatrix} i \\ j \end{pmatrix} \end{aligned}$$

ゆえに

$$(u, v) = (u' - \omega y', v' + \omega x') A \quad (34)$$

である。ここに、

$$A = \begin{pmatrix} \cos \theta & \sin \theta \\ -\sin \theta & \cos \theta \end{pmatrix}$$

A は正則行列であり、 $A^{-1} = {}^t A$ が成立する。このことを用いて、(34)式を変形すると

$$(u', v') = (u + \omega y, v - \omega x) \cdot {}^t A \quad (34')$$

となる。ここで、 $\theta = \omega t$ とおき位相差 δ を考慮すると、

$$\left. \begin{aligned} u' &= (u + \omega y) \cos(\omega t + \delta) + (v - \omega x) \sin(\omega t + \delta) \\ v' &= -(u + \omega y) \sin(\omega t + \delta) + (v - \omega x) \cos(\omega t + \delta) \end{aligned} \right\} (35)$$

となる。位相差 δ は羽根上に基準点を設け、土砂粒子の軌跡の測定開始時点での初期位置と基準点との角度とした。

図-33, 34 と附図-24 に、(35)式で求めた結果を示す。

観察は羽根車の一部分について行なったのみで、その結果によって羽根車全域での粒子の流れについて言及することは困難であるが、この結果から推定し羽根車の摩耗について定性的に調べてみる。

入口部においては土砂粒子は慣性力によってその主流を羽根車の半径方向に変えることができずインペラ背面に衝突し、そのちに半径方向に移動する。流体からエネルギーを与えられながら半径方向に進むが、土砂粒子に働く慣性力によって流体との間に速度差を生じおくれが生まれる。おくれによって羽根車出口部付近では、土

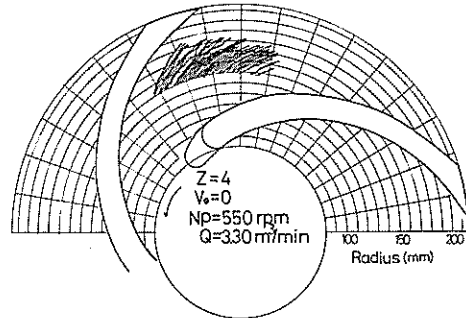


図-33 羽根車内の土砂粒子の流れ

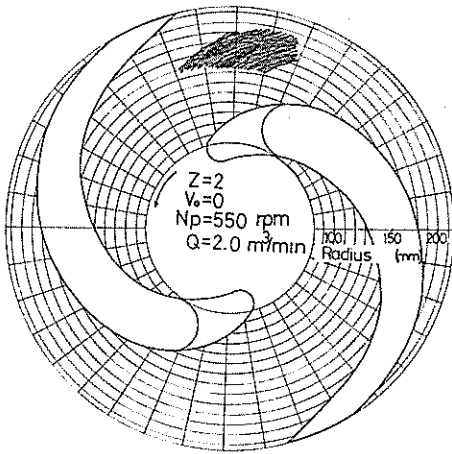


図-34 羽根車内の土砂粒子の流れ

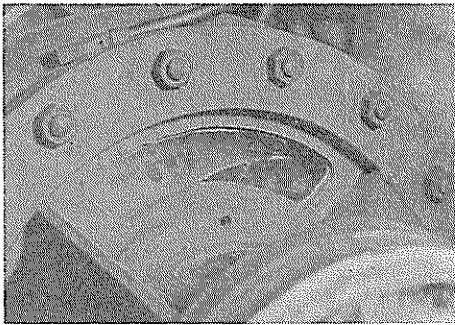


写真-2 土砂粒子の羽根車内の流れ状態

砂粒子が衝突し摩耗を生じる。流れの観察は羽根車の羽根の中央部から出口付近までの部分で、土砂粒子の流れは図-33, 34のように清水の流れよりかなりおくれている。また出口付近での羽根車との衝突も確認できた。実験後、羽根車を取りはずし摩耗状態を観察したが、入口部と中央から出口にかけての摩耗がひどく、入口部より中央部にかけてはほとんど摩耗を生じていなかった。

4. 結 論

羽根車の形状を1~5枚羽根およびブレードレスと変えて土砂混合水の揚水実験を行い、土砂の混合比重に対するポンプ特性の変化について羽根形状による影響を検討した結果つぎの諸点が明らかになった。

(1) 清水実験の結果、ポンプ効率は1~5枚羽根の順に高く、4, 5枚羽根に至っては80%近くの最高効率を得た。また高負荷特性は、最高効率点以外でもThomaのキャビテーション初生値でキャビテーションを生ずることがわかった。

(2) 土砂混合時において、 $Q \propto n_p, H \propto n_p', N \propto n_p'$ の比例則が、ポンプ回転数の変動比20% (750~900rpm) において成立した。しかし30%を越える所からは除々にはずれ50% (550~900rpm) に至っては成立を見せなかった。

(3) 吐出圧の関係式から求めた土質係数は、かなりのバラツキがあったが吸込圧力からの数値は従来の値と近い値を示し、砂の場合2.75, 砂利では4.0であった。

(4) 流量低下の状態は管内混合比重で表現すると理論値とよく一致する。吐出混合比重の場合には限界流速以上の流速においては理論値と一致している。しかし限界流速以下では、急激に低下する。

吐出圧力、吸込圧力の増加率は、理論値より一様に低い値を示しているが、流量低下の場合と同様の傾向であった。

(5) 土砂混合時のポンプ特性の一般性を得るために、揚程、軸動力、効率の増減率を求めた結果つぎの因係が得られた。

$$K_H = C_1(\gamma_m - 1)^n$$

$$K_N = C_2(\gamma_m - 1)^{n'}$$

$$K_q = 1 - \frac{\gamma_m - K_H}{1 + K_N}$$

これらの式において指数 n, n' は主としてポンプ形状による影響があると言われている。今回、6種類について実験した結果、軸動力の増加率の指数 n' はどの機種にかかわらず一定値 $n'=1$ であった。しかし揚程低下率の指数 n は、各機種によって変わり、 $Z=1$ で1, $Z=2$ で1.2, $Z=3$ で1.5, $Z=4$ で1, ブレードレスポンプで1, であった。

したがって、この実験の範囲内においては n の範囲は $2/5 \sim 3/2$ であった。ポンプの性能としては、 n は小さく、 n' が大きなポンプほど優れていると言える。

(6) 羽根車の摩耗について羽根車内の土砂液子の流れを観測し、また羽根車内の清水の流れの数値解を求め検討した結果、摩耗は入口部と出口部分に生じ、特に中央部から出口部分にかけて著しいものがあつた。そして揚程低下率の指数 n の大きい2枚羽根が激しかった。このことは揚程低下率の大小の原因の一つに羽根車への土砂粒子の衝突の強弱が上げられることを示していよう。

5. あとがき

以上記述したようにポンプ形状、特に羽根車の形に主眼をおいてポンプ特性を検討し、指数 n および n' は明確に把握したが、対象土質が二種類であったため粒径に

羽根車形状が浚渫ポンプ特性に及ぼす影響について

対する関数と思われる係数 C_1 および C_2 については明らかにすることができなかった。また対象土質が均質なものをを用いたので実際に、粒径の異なる場合の変化についても把握することができなかった。今後は対象土質をファクターとしポンプ特性を解析し、実際の土質における特性の推定を行いたいと思う。

終りに、本論文の検討にあたって貴重な御助言を頂いた流体輸送研究室長八木得次氏に対して深く感謝いたします。
(1976年9月30日受付)

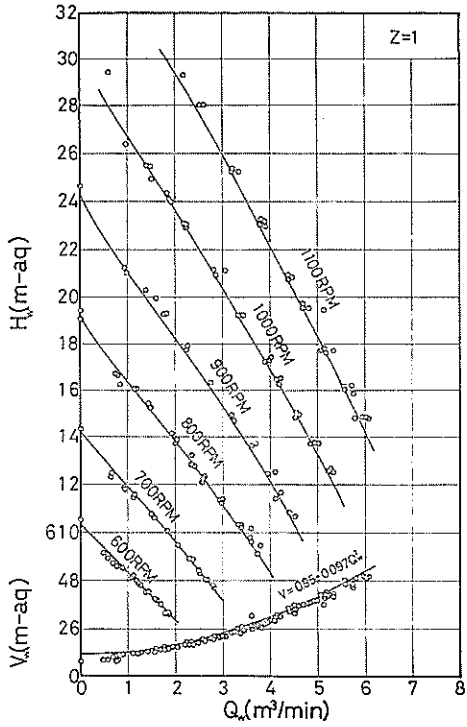
参 考 文 献

- 1) 八木, 宮崎, 奥出:「砂, 砂利混合時の浚渫ポンプの特性」 港研報告 8巻 1号, 1969
- 2) 三村:「浚渫ポンプの計画法 (I)」 エハラ時報 Vol. 20, No. 76, 1971
- 3) 白木, 中島:「うず巻ポンプ内の流動状態について」 日本機械学会鹿児島地方講演会, 1968
- 4) 八木, 奥出, 宮崎, 是石「An Analysis of the Hydraulic Transport of Solids in Horizontal pipelines」 港研報告第11巻 3号, 1972
- 5) スラリー輸送研究会「第9回分科研究会講演資料」 1976, 3月
- 6) 長谷川, 八木, 徳永:「浚渫ポンプの性格とその使用法」 運輸技研報告, 1958
- 7) 山内:「一般力学」 岩波書店
- 8) 田原:「遠心羽根車の理論 (第1報)」 機械学会論文集18巻66号
- 9) 酒井, 渡部:「清流羽根車のすべり係数に関する研究」 機械学会論文集33巻 249号
- 10) 近藤五郎:「応用数学 上」 岩波書店

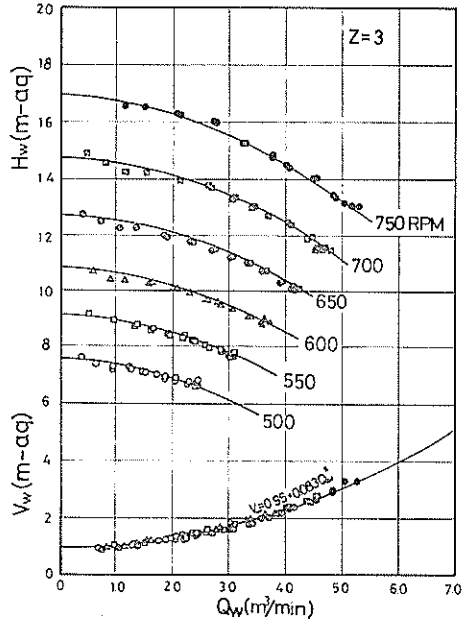
記 号 一 覧 表

- b_2 : 羽根車の出口幅 (m)
- C_1, C_2 : 係数
- C_{TN} : 軸動力係数
- C_{WN} : 水動力係数
- D : 管内直径 (m)
- D_2 : 羽根車外径 (m)
- g : 重力の加速度 (m/sec²)
- H : 揚程 (m-aq) 但し添字 w は清水, m は土砂混合時を表わす。
- H_a : 大気圧 (m-aq)

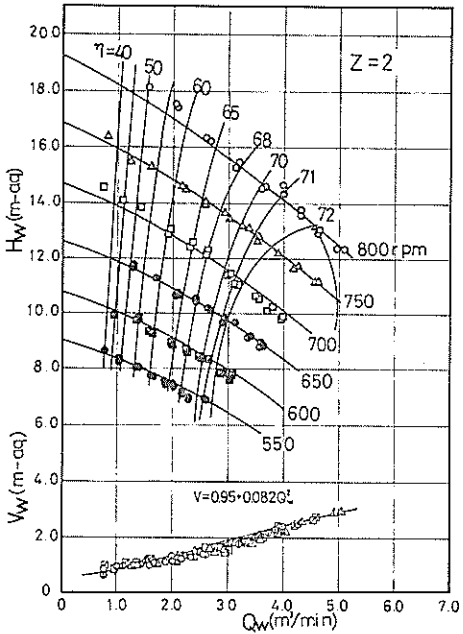
- H_{av} : 正味吸込水頭 (Available NPSH) (m)
- H_v : 水温に相当する飽和蒸気圧力 (m)
- h_d : 吐出実揚程 (m)
- h_{ra} : 吐出管損失水頭 (m-aq)
- h_{rs} : 吸込管損失水頭 (m-aq)
- h_s : 吸込実揚程 (m-aq)
- h_u : 浚渫深度 (m)
- K_H : 揚程低下率
- K_N : 軸動力増加率
- K_η : 効率低下率
- k : 係数
- l : 実管長 (m)
- n, n', m : 指数
- i, j, k : 直交座標系の単位ベクトル
- N : 軸動力 (kW, or PS)
- N_s : 比速度
- n_p : ポンプ回転数 (rpm)
- P : 吐出圧力 (m-aq)
- P_c : ポンプケーシング内の圧力 (m-aq)
- Q : ポンプ流量 (m³/min)
- Q_{ms} : ポンプ最高効率時の流量 (m³/min)
- t : 羽根車の羽根の厚さ (m)
- u_2 : 羽根車の周速度 (m/s)
- V : 吸込圧力 (m-aq)
- v : 流速 (m/s)
- v_{m2} : 羽根車出口のメリディアンスピード (m/s)
- x_a : 含泥率 (%)
- Z : 羽根車の羽根枚数
- α : 土質による係数
- β : 土質係数
- β_2 : 羽根車出口角 (deg)
- γ : 土砂混合液の比重量 (kg/l)
- η : ポンプ効率 (%)
- η_2 : 羽根車の羽根の実面積比
- η_{ms} : ポンプ最高効率点 (%)
- ζ : 係数
- λ : 管摩擦抵抗係数
- π : 円周率
- ϕ : 流量係数
- ψ : 揚程係数
- ϕ_{thz} : 理論揚程係数
- Δh : 揚程低下量 (m-aq)
- ΔQ : 流量低下量 (m³/min)
- Δv : 流速低下量 (m/sec)



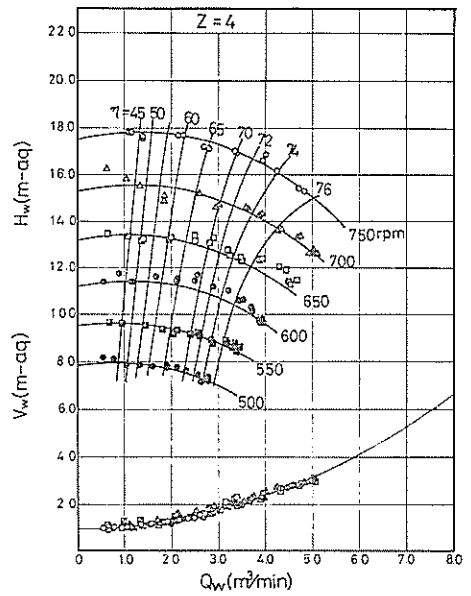
付図-1-(1) 流量と揚程の関係



付図-1-(3) 流量と揚程の関係

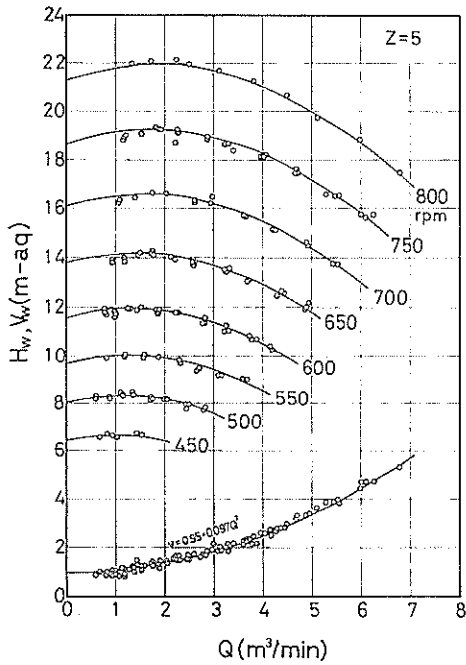


付図-1-(2) 流量と揚程の関係

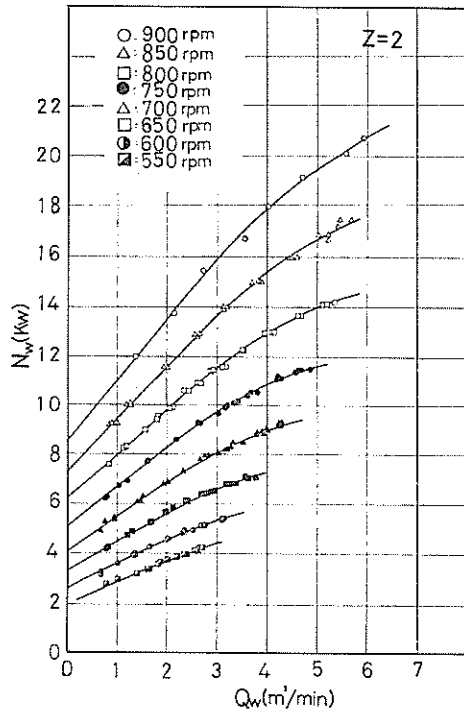


付図-1-(4) 流量と揚程の関係

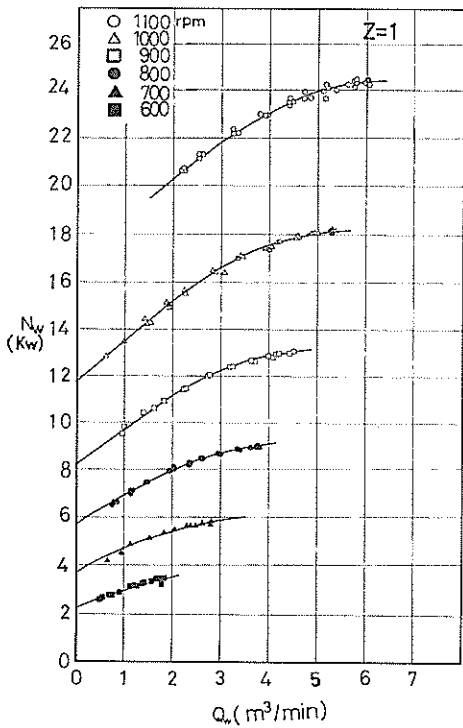
羽根車形状が浚渫ポンプ特性に及ぼす影響について



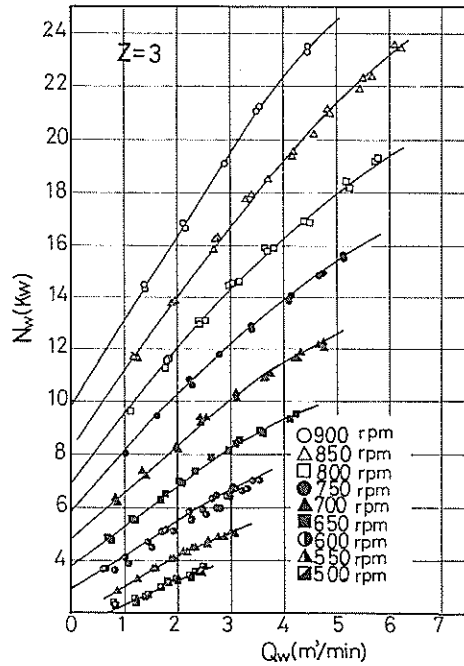
付図-1-(5) 流量と揚程の関係



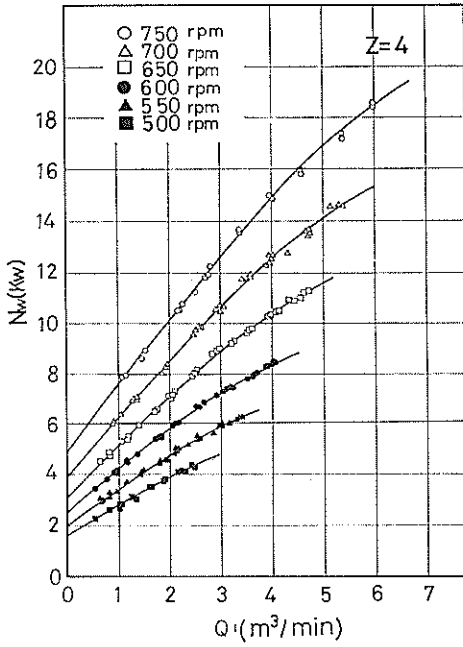
付図-2-(2) 流量と軸動力の関係



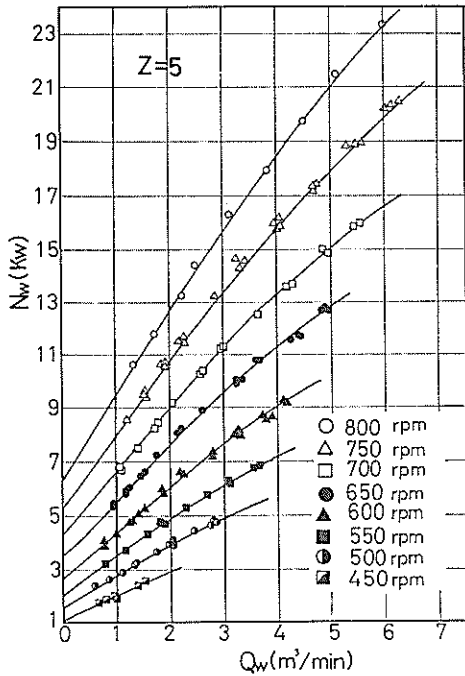
付図-2-(1) 流量と軸動力の関係



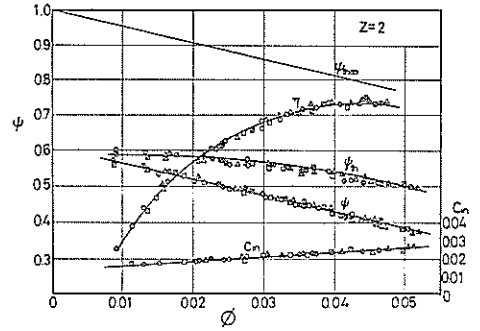
付図-2-(3) 流量と軸動力の関係



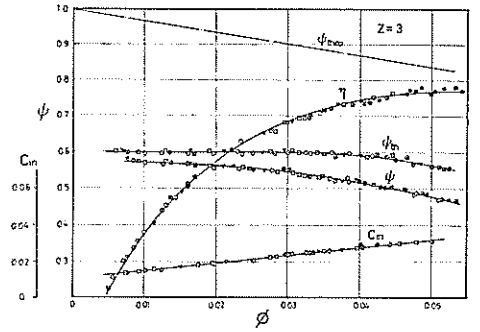
付図-2-(4) 流量と軸動力の関係



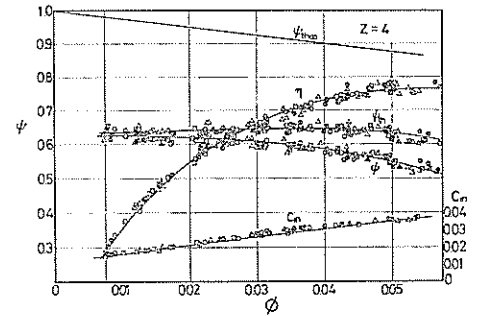
付図-2-(5) 流量と軸動力の関係



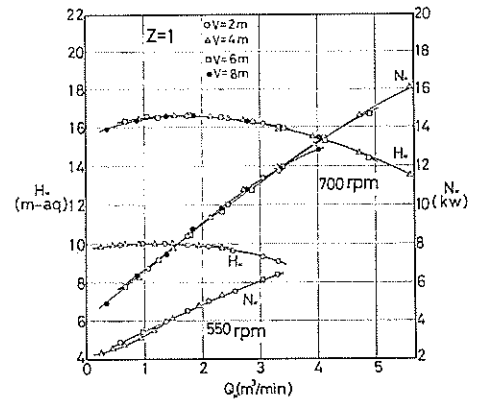
付図-3-(1) ポンプ性能の無次元表示



付図-3-(2) ポンプ性能の無次元表示

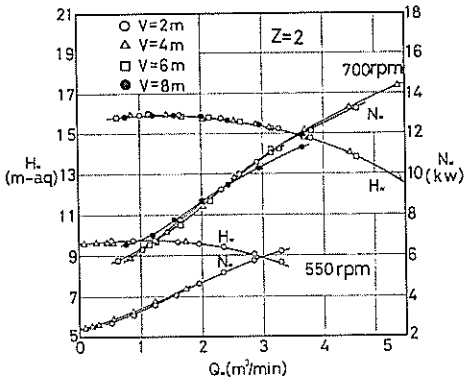


付図-3-(3) ポンプ性能の無次元表示

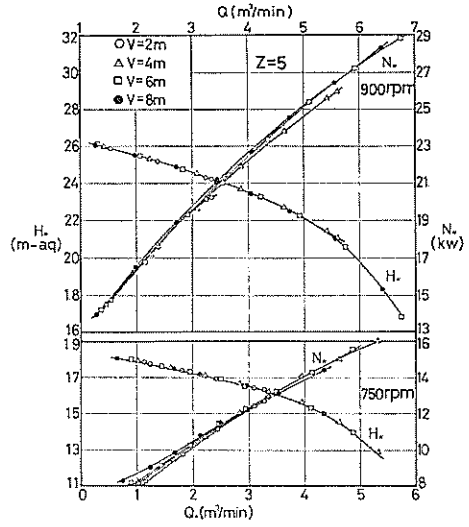


付図-4-(1) 吸込負圧によるポンプ性能の変化

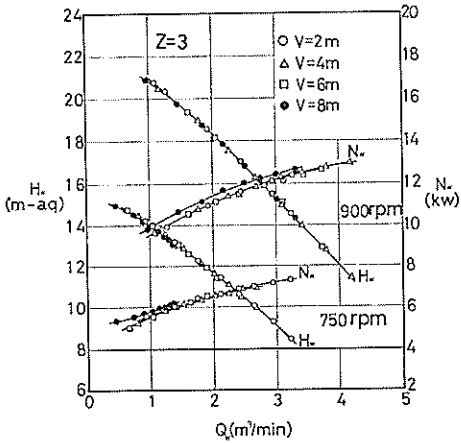
羽根車形状が浸漬ポンプ特性に及ぼす影響について



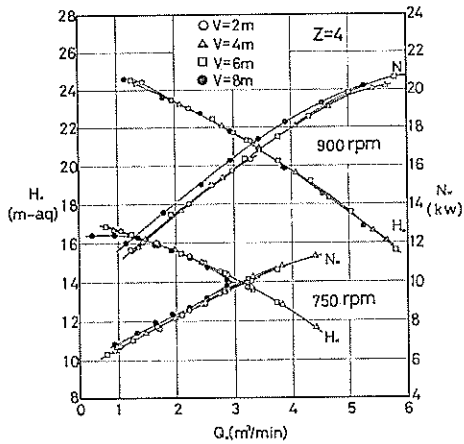
付図-4-(2) 吸込負圧によるポンプ性能の変化



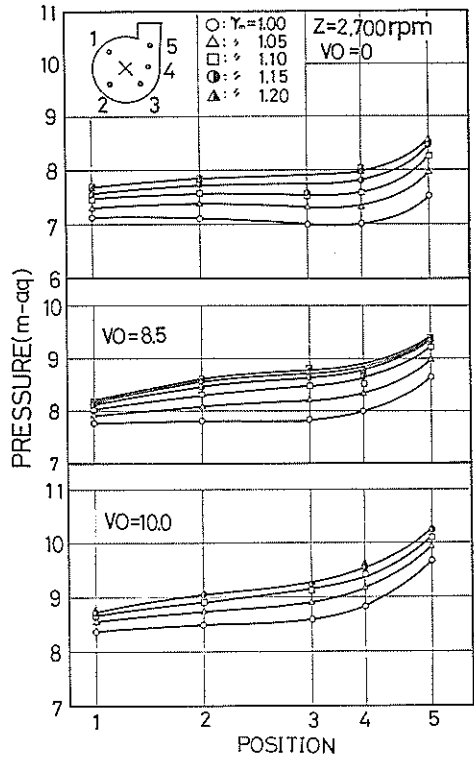
付図-4-(5) 吸込負圧によるポンプ性能の変化



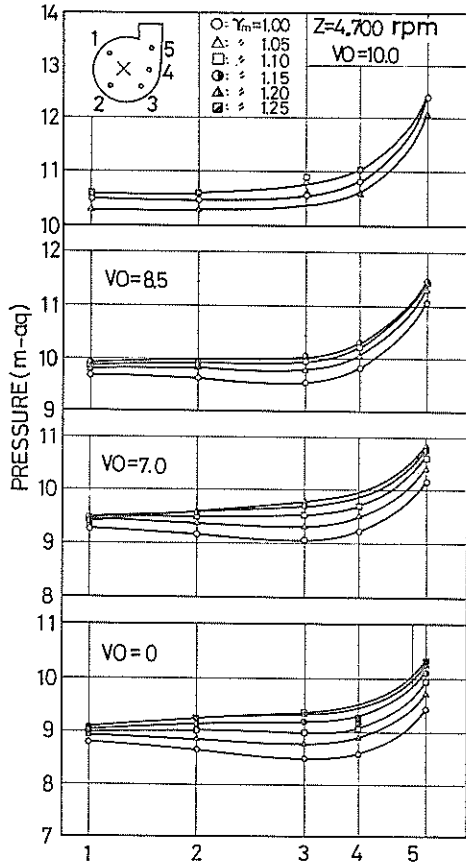
付図-4-(3) 吸込負圧によるポンプ性能の変化



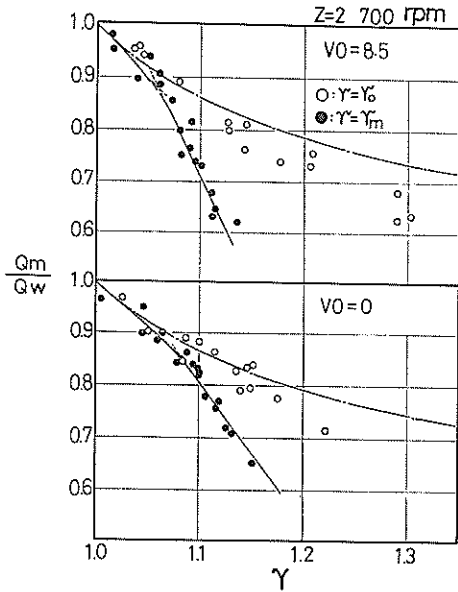
付図-4-(4) 吸込負圧によるポンプ性能の変化



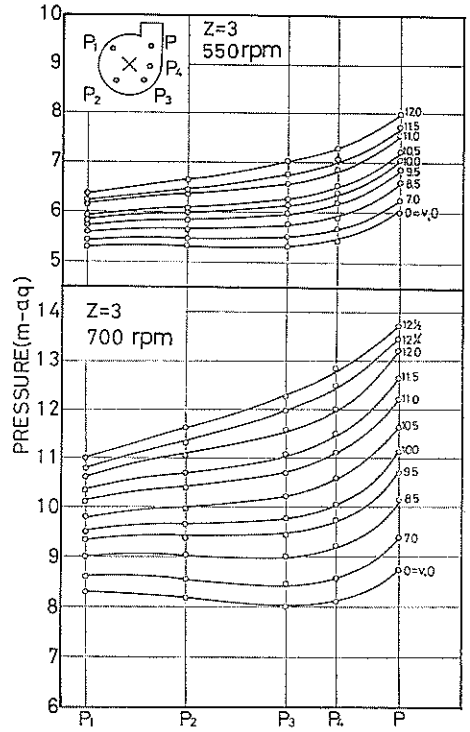
付図-5-(1) うず室側壁の混合比重による圧力分布



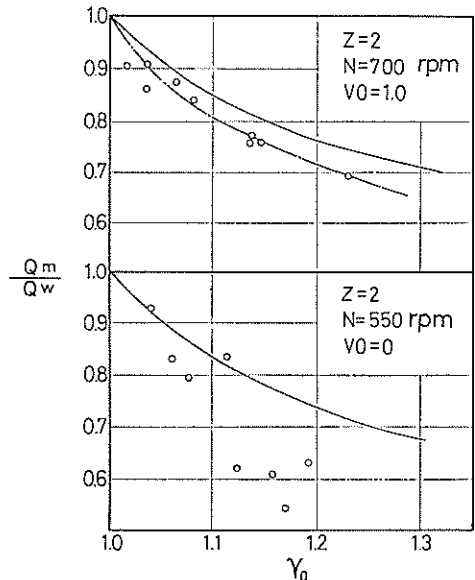
付図-5-(2) うず形室側壁の混合比重による圧力分布



付図-6-(1) 流量低下の状態

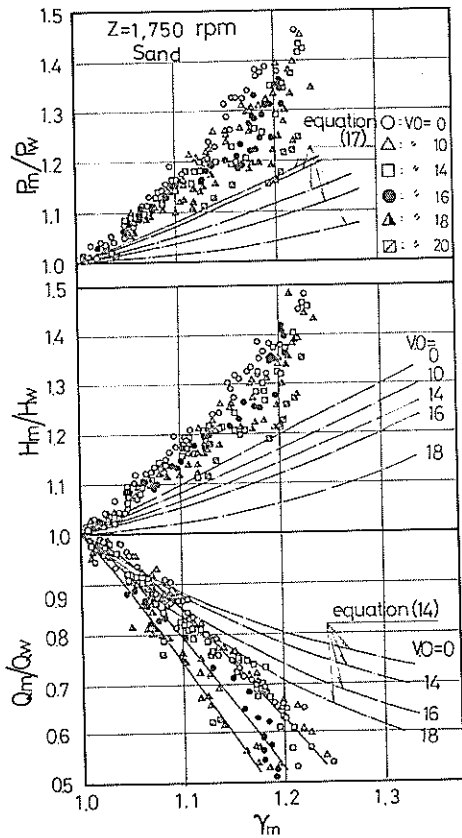


付図-5-(3) うず形室側壁の絞りによる圧力分布

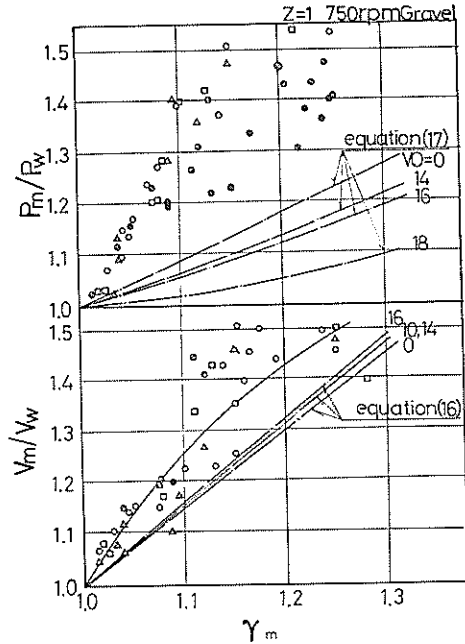


付図-6-(2) 流量低下の状態

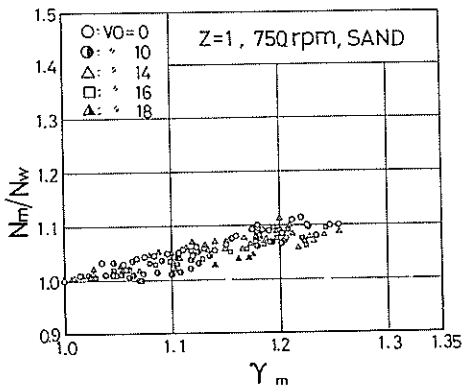
羽根車形状が液漂ポンプ特性に及ぼす影響について



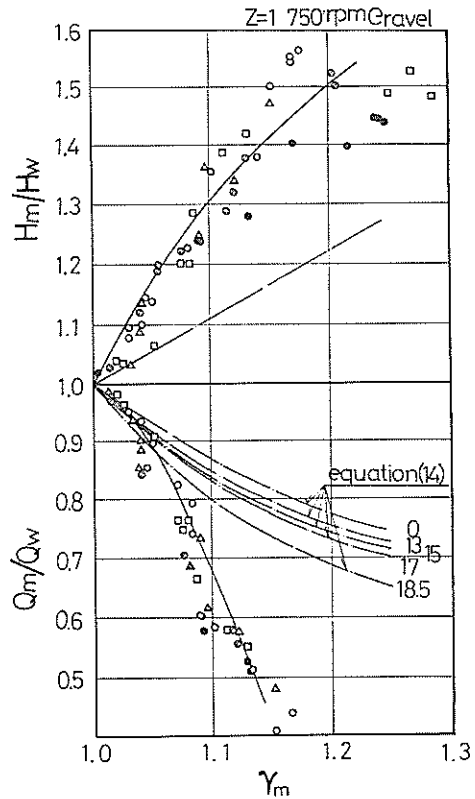
付図-7-(1) γ と $Q_m/Q_w, H_m/H_w, P_m/P_w$ の関係



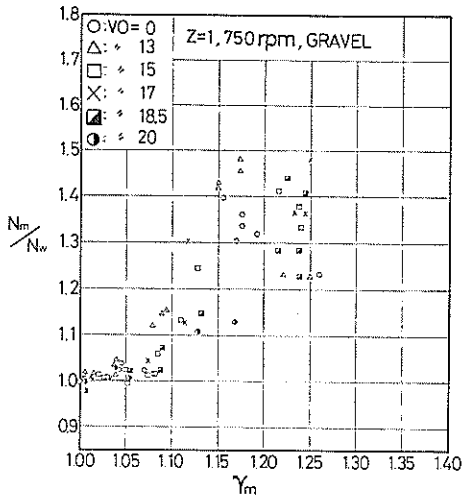
付図-7-(3) γ と $V_m/V_w, P_m/P_w$ の関係



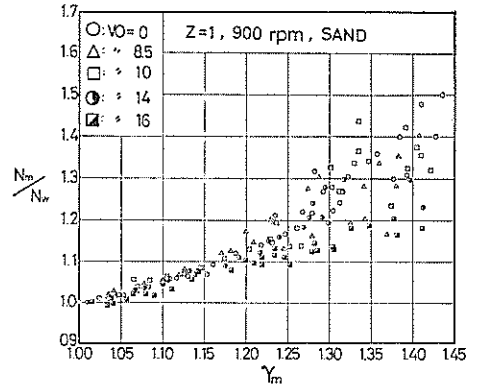
付図-7-(2) γ と N_m/N_w の関係



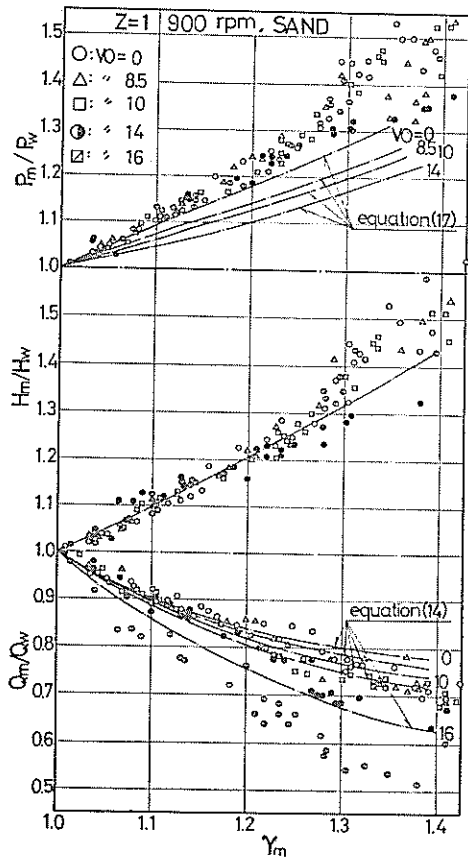
付図-7-(4) γ と $Q_m/Q_w, H_m/H_w$ の関係



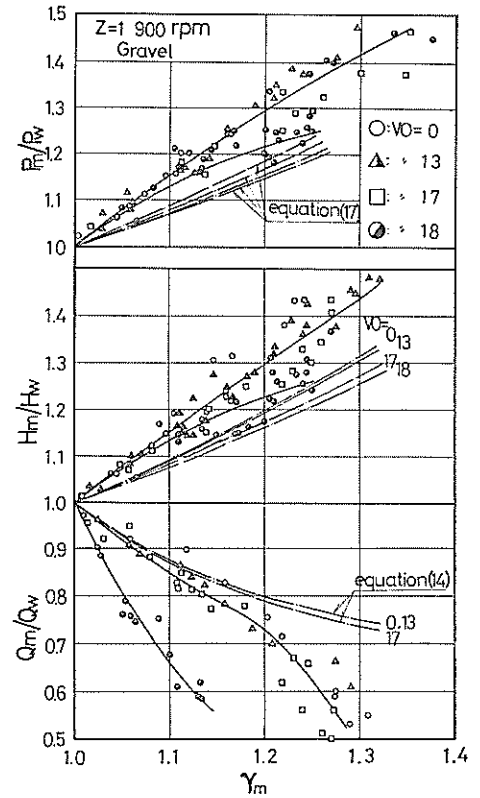
付図-7-(5) r と N_m/N_w の関係



付図-7-(7) r と N_m/N_w の関係

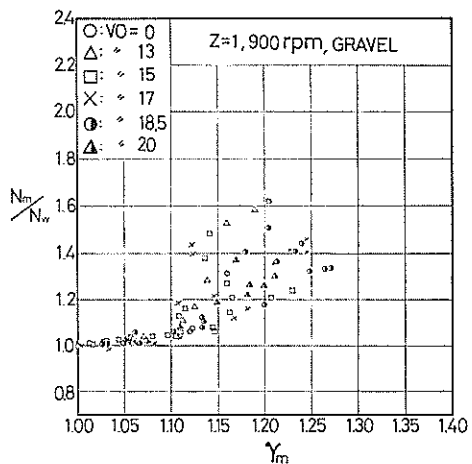


付図-7-(6) r と $Q_m/Q_w, H_m/H_w, V_m/V_w$ の関係

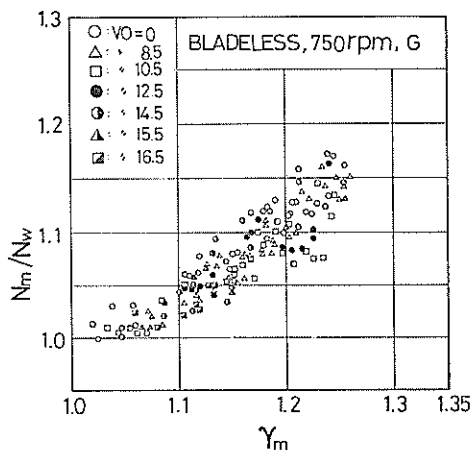


付図-7-(8) r と $Q_m/Q_w, H_m/H_w, P_m/P_w$ の関係

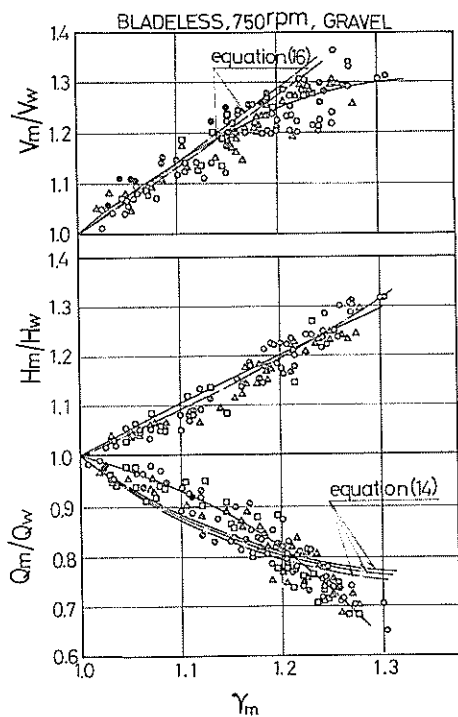
羽根車形状が液葉ポンプ特性に及ぼす影響について



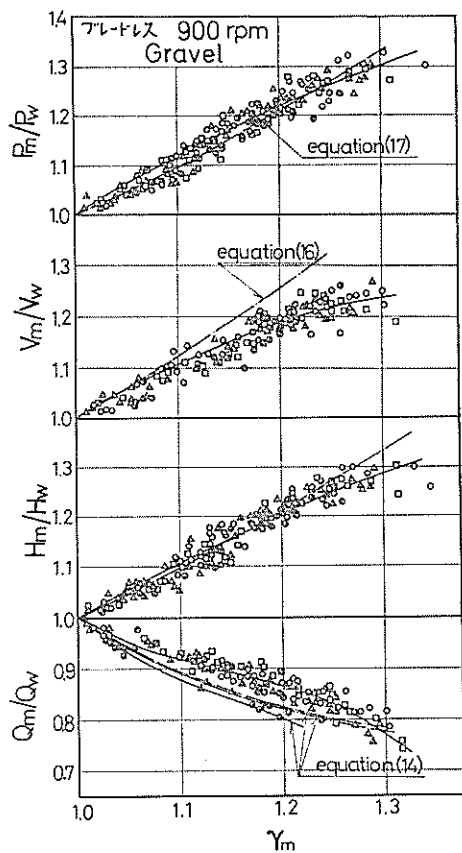
付図-7-(9) γ と N_m/N_w の関係



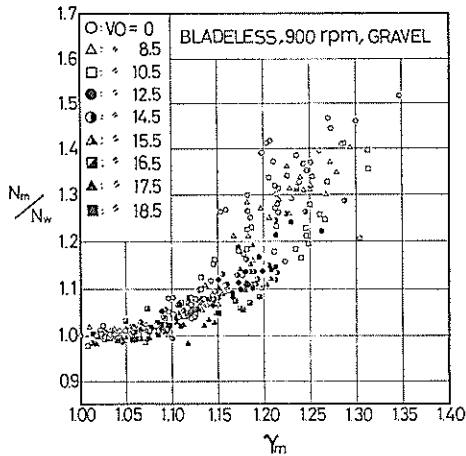
付図-7-(11) γ と N_m/N_w の関係



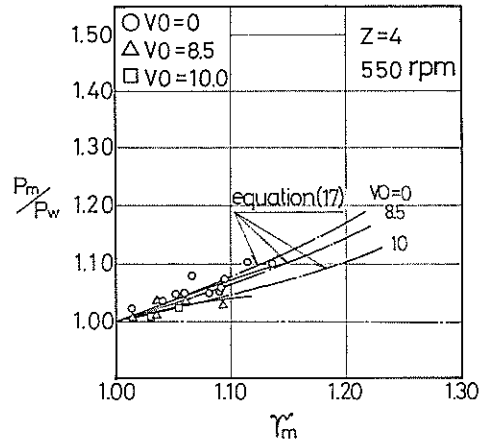
付図-7-(10) γ と $Q_m/Q_w, H_m/H_w, V_m/V_w$ の関係



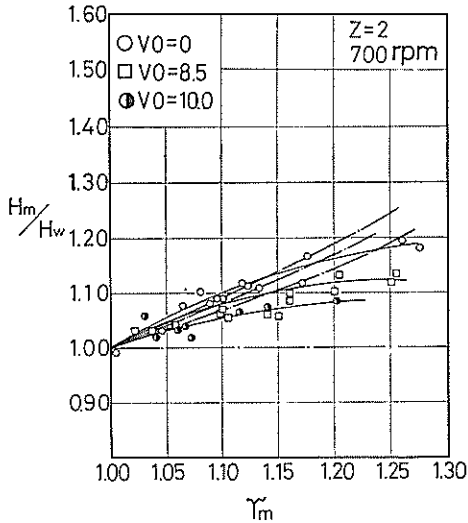
付図-7-(12) γ と $Q_m/Q_w, H_m/H_w, V_m/V_w, P_m/P_w$ の関係



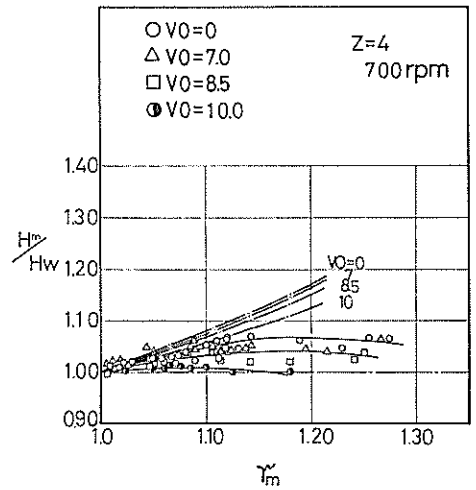
付図-7-(13) γ と N_m/N_w の関係



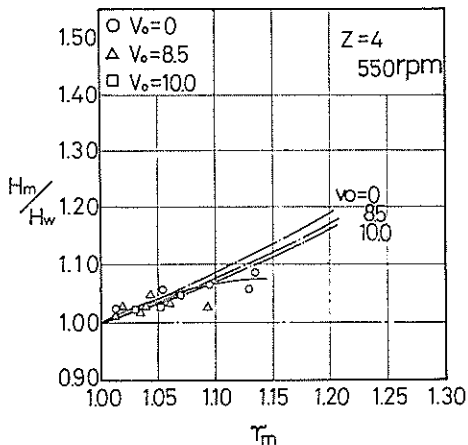
付図-7-(16) γ と P_m/P_w の関係



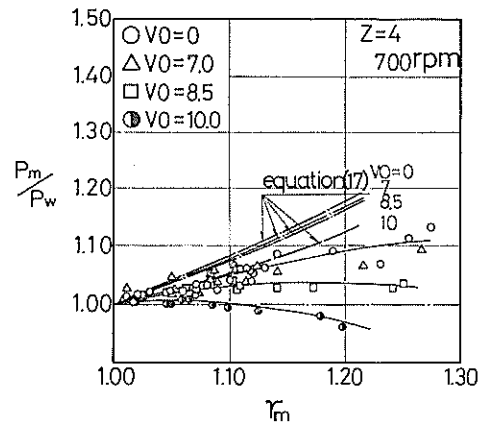
付図-7-(14) γ と H_m/H_w の関係



付図-7-(17) γ と H_m/H_w の関係

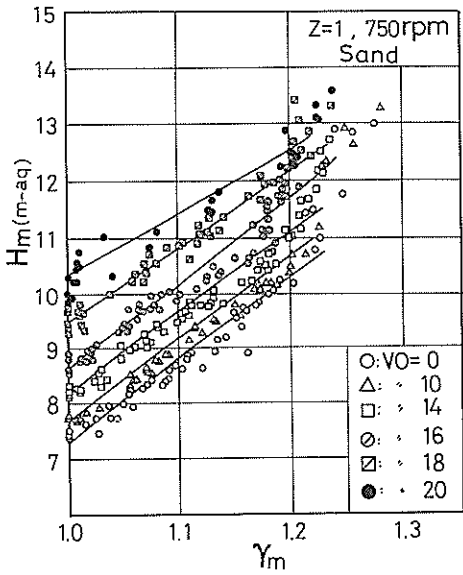


付図-7-(15) γ と H_m/H_w の関係

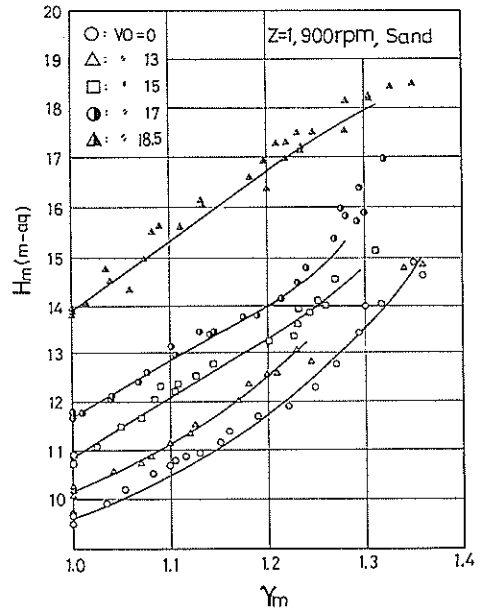


付図-7-(18) γ と P_m/P_w の関係

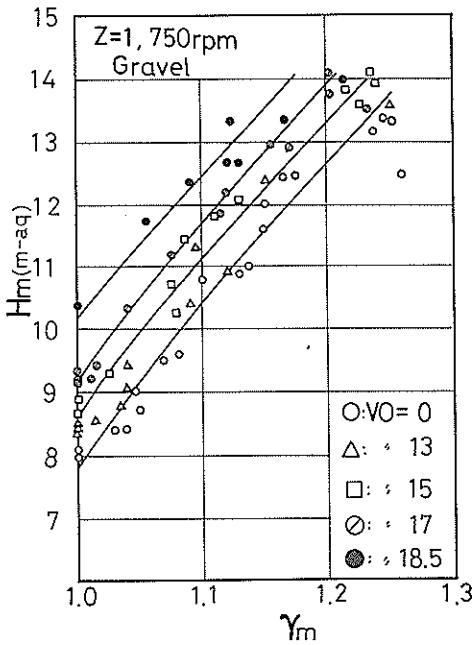
羽根車形状が浸漉ポンプ特性に及ぼす影響について



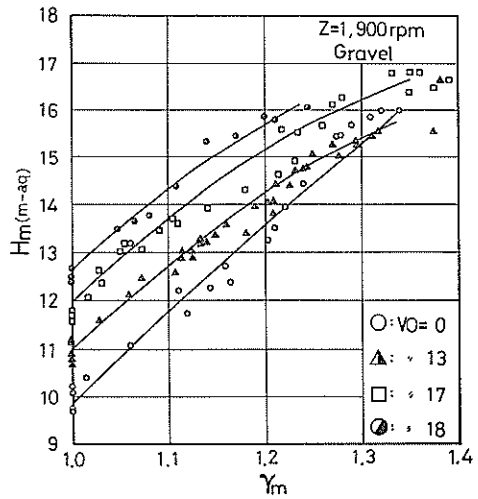
付図-8-(1) r と H_m の関係



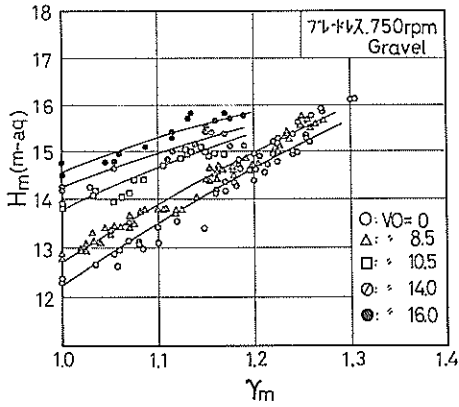
付図-8-(3) r と H_m の関係



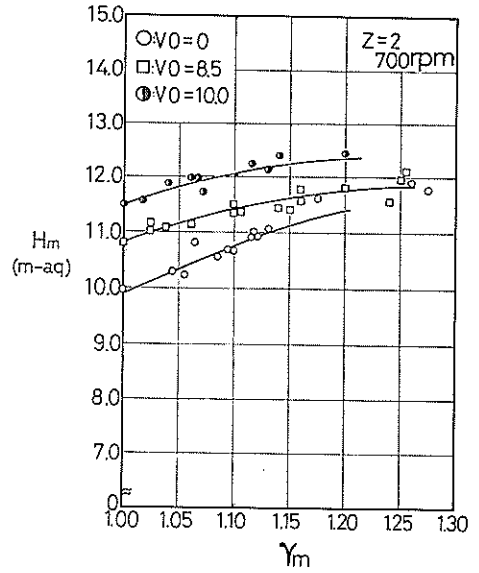
付図-8-(2) r と H_m の関係



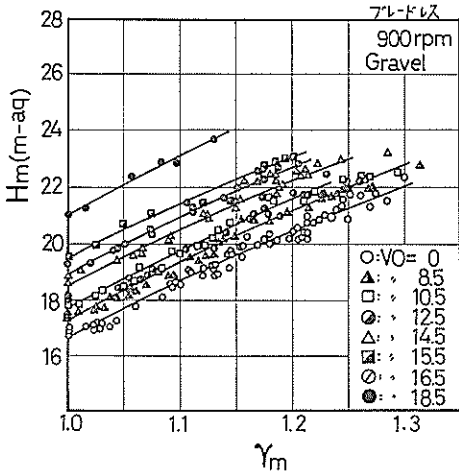
付図-8-(4) r と H_m の関係



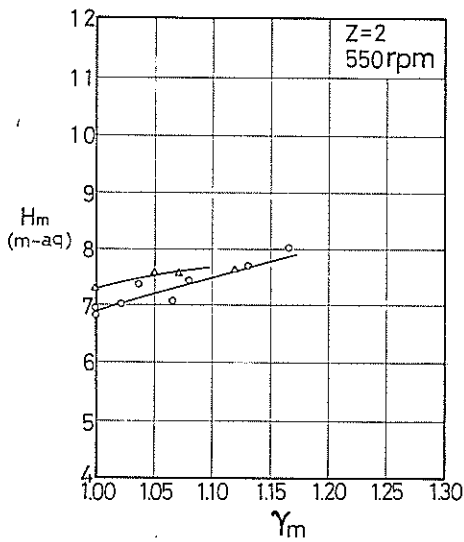
付図-8-(5) γ と H_m の関係



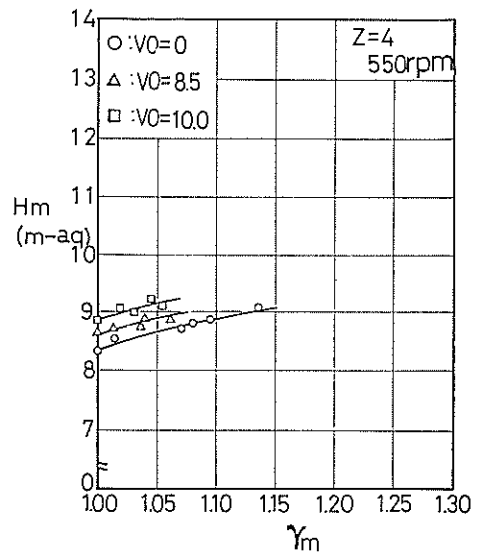
付図-8-(8) γ と H_m の関係



付図-8-(6) γ と H_m の関係

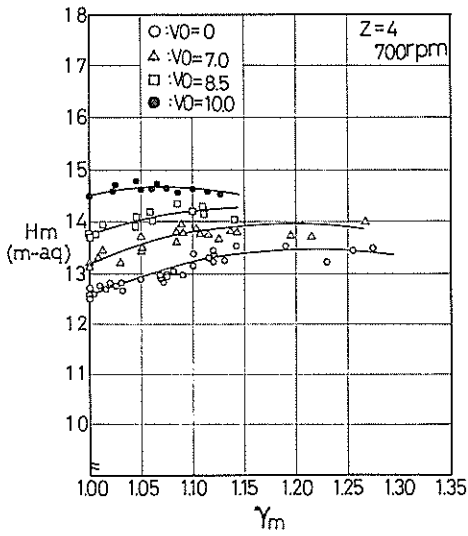


付図-8-(7) γ と H_m の関係

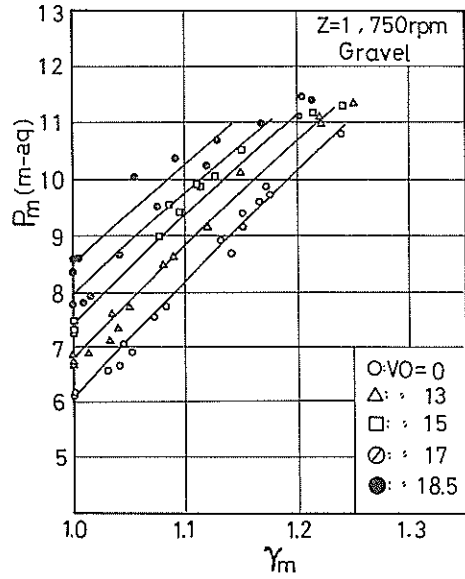


付図-8-(9) γ と H_m の関係

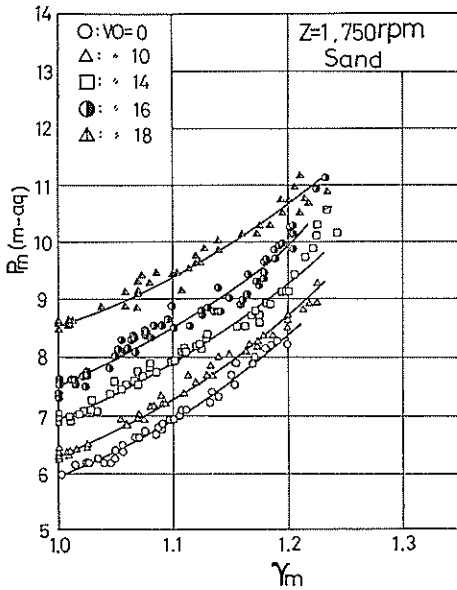
羽根車形状が浚渫ポンプ特性に及ぼす影響について



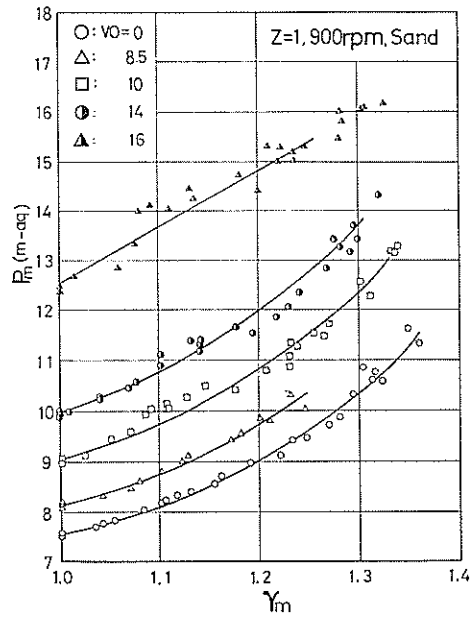
付図-8-(10) γ と H_m の関係



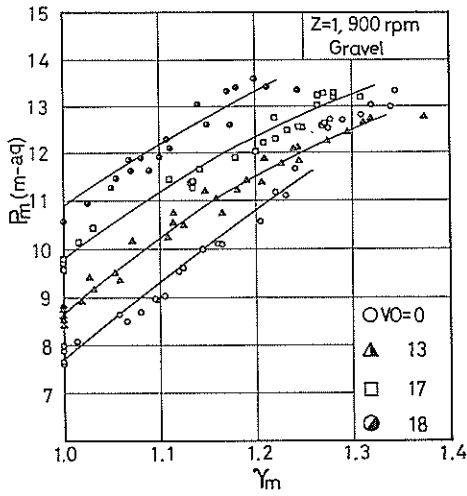
付図-9-(2) γ と P_m の関係



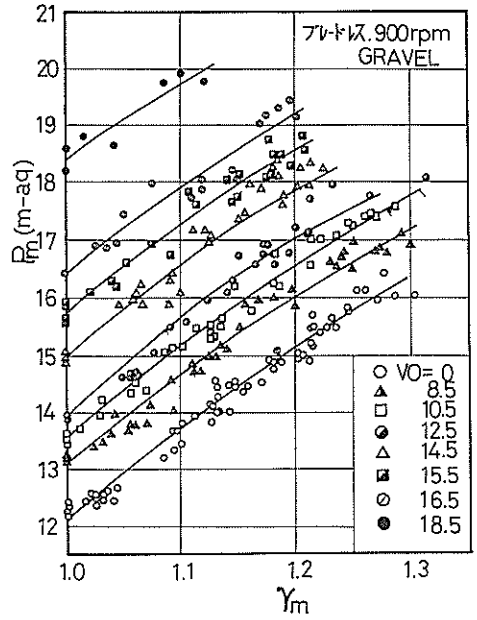
付図-9-(1) γ と P_m の関係



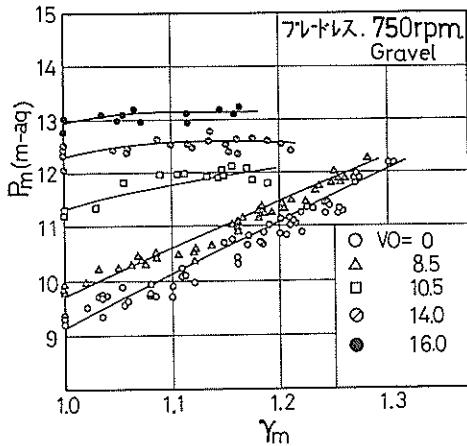
付図-9-(3) γ と P_m の関係



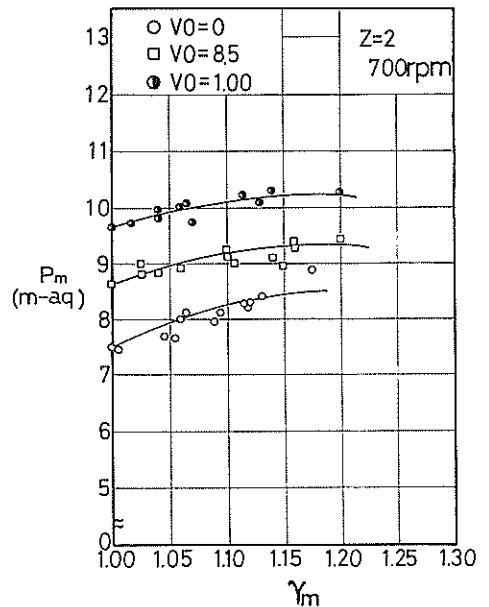
付図-9-(4) r と P_m の関係



付図-9-(6) r と P_m の関係

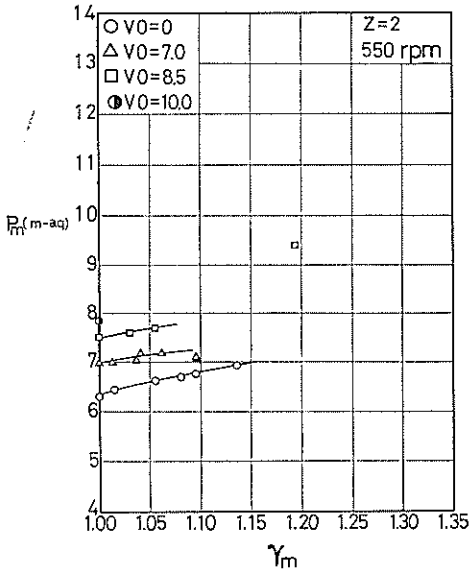


付図-9-(5) r と P_m の関係

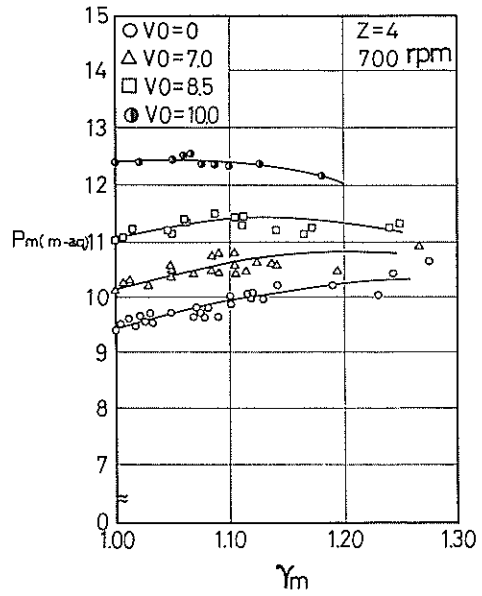


付図-9-(7) r と P_m の関係

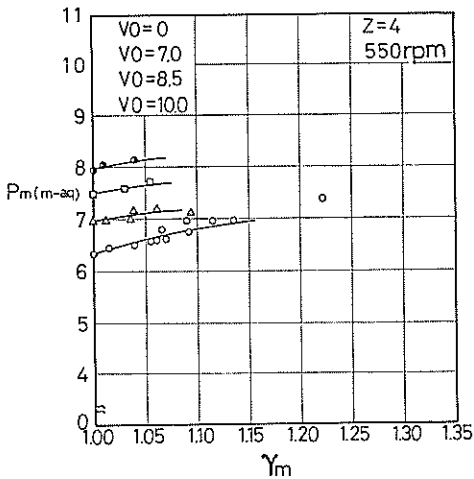
羽根車形状が浚渫ポンプ特性に及ぼす影響について



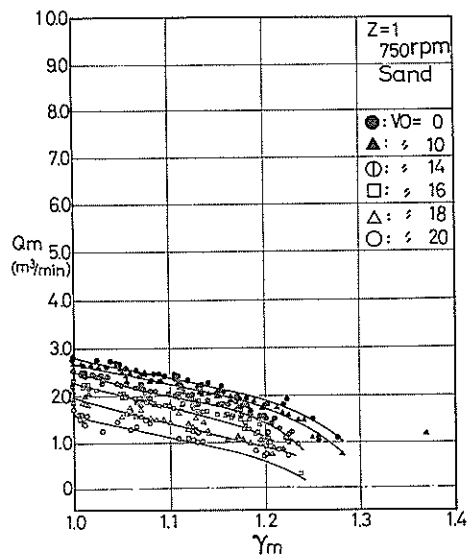
付図-9-(8) γ と P_m の関係



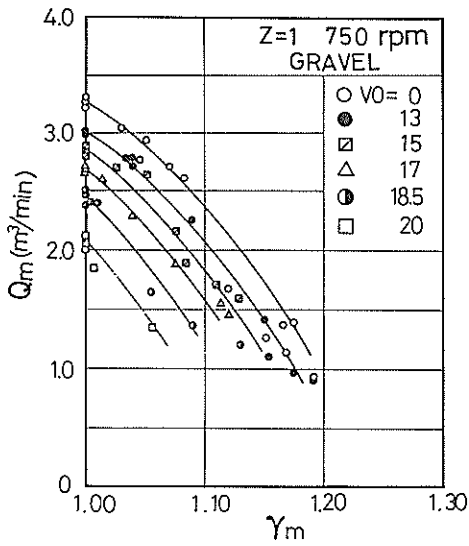
付図-9-(10) γ と P_m の関係



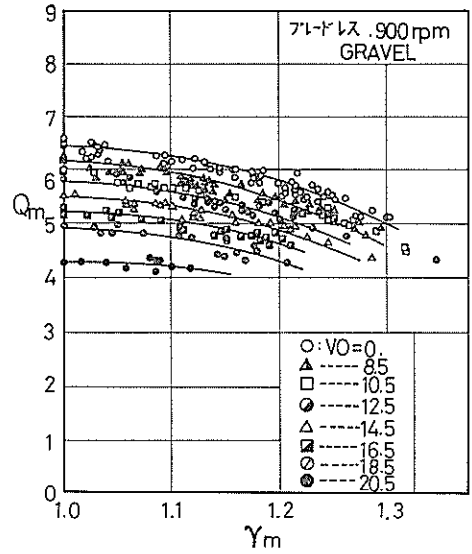
付図-9-(9) γ と P_m の関係



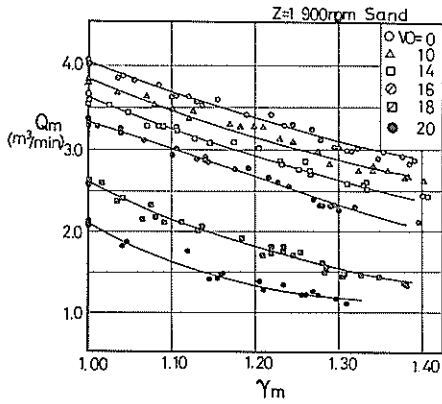
付図-10-(1) γ と Q_m の関係



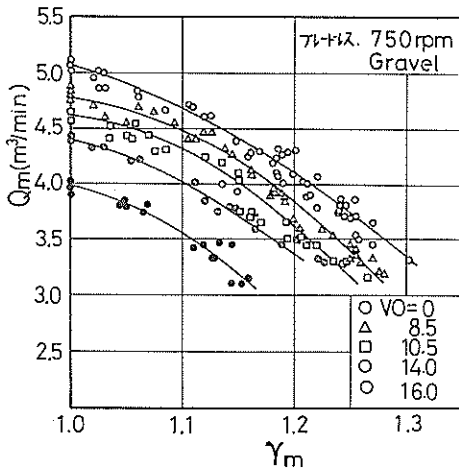
付図-10-(2) r と Q_m の関係



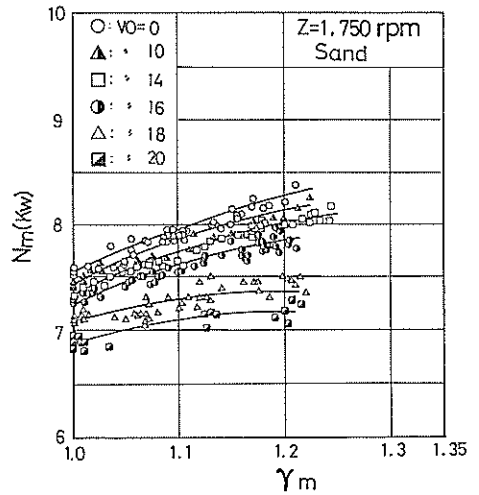
付図-10-(5) r と Q_m の関係



付図-10-(3) r と Q_m の関係

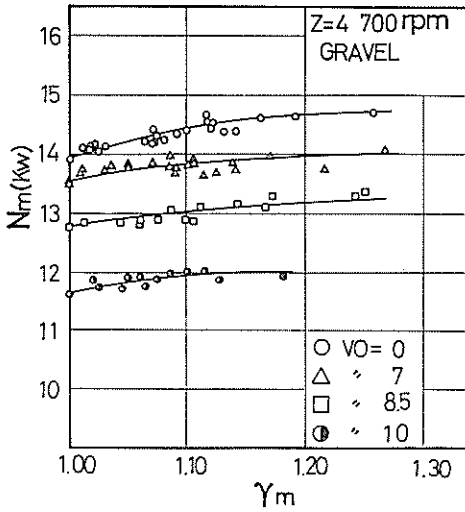


付図-10-(4) r と Q_m の関係

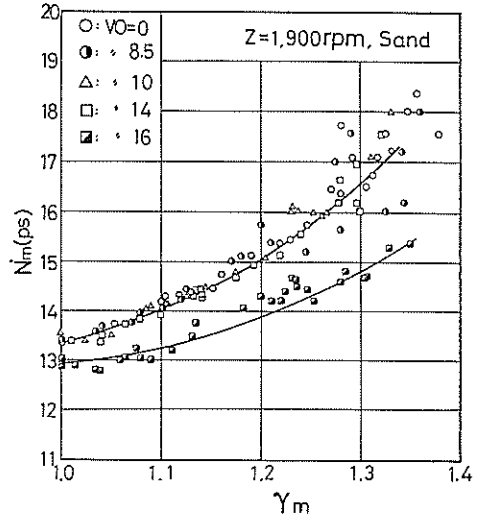


付図-11-(1) r と N_m の関係

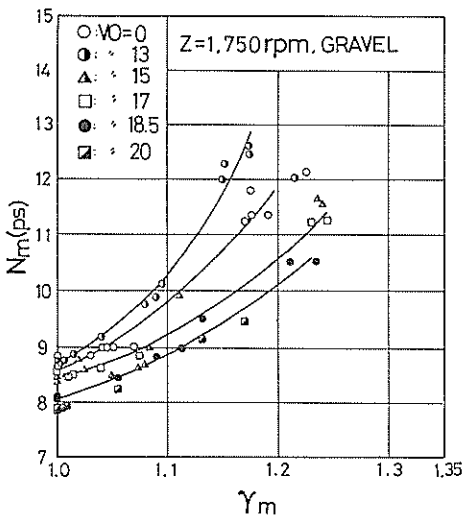
羽根車形状が液漕ポンプ特性に及ぼす影響について



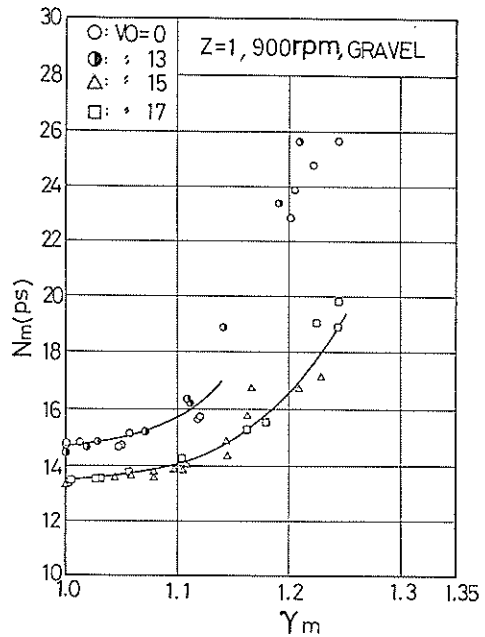
付図-11-(2) r と N_m の関係



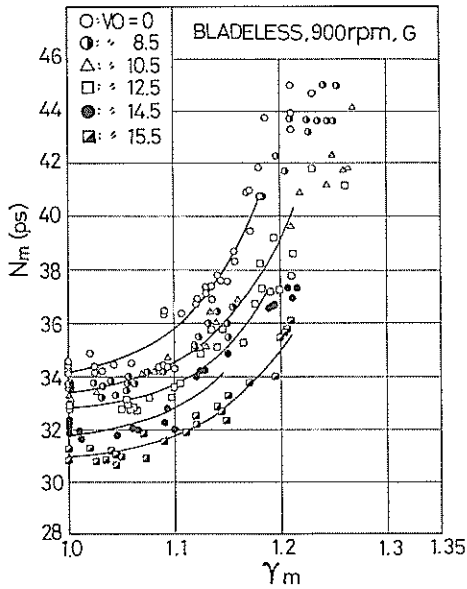
付図-11-(4) r と N_m の関係



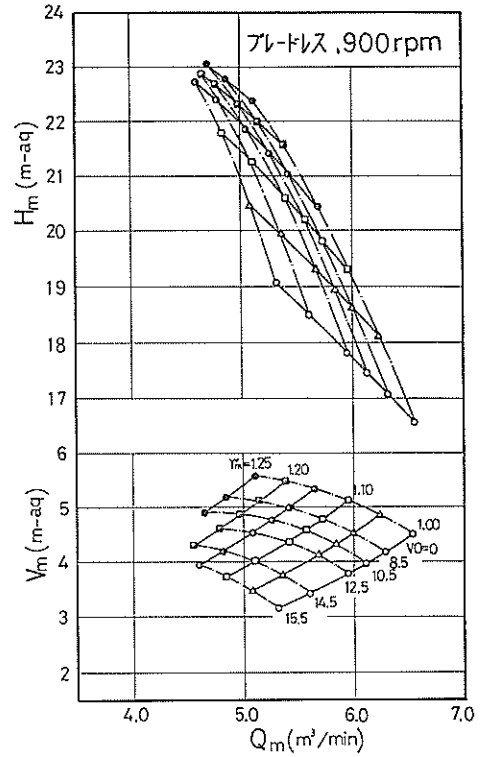
付図-11-(3) r と N_m の関係



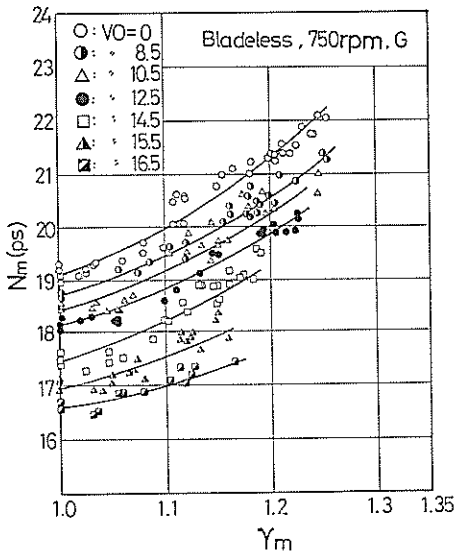
付図-11-(5) r と N_m の関係



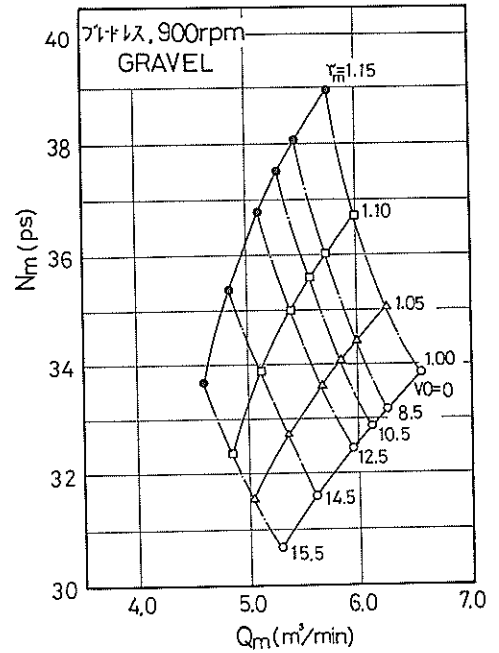
付図-11-(6) γ と N_m の関係



付図-12-(1) 揚程性能曲線

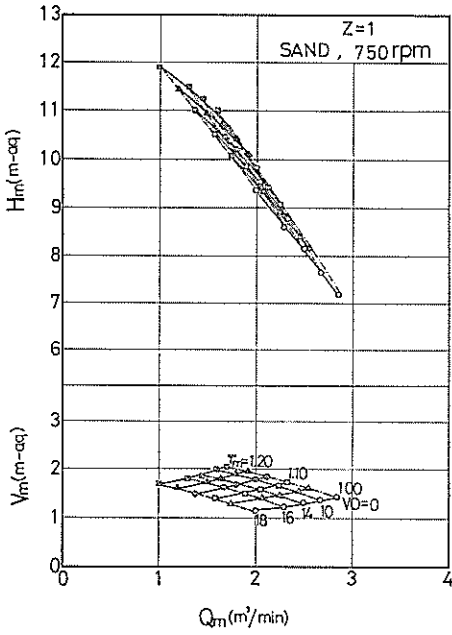


付図-11-(7) γ と N_m の関係

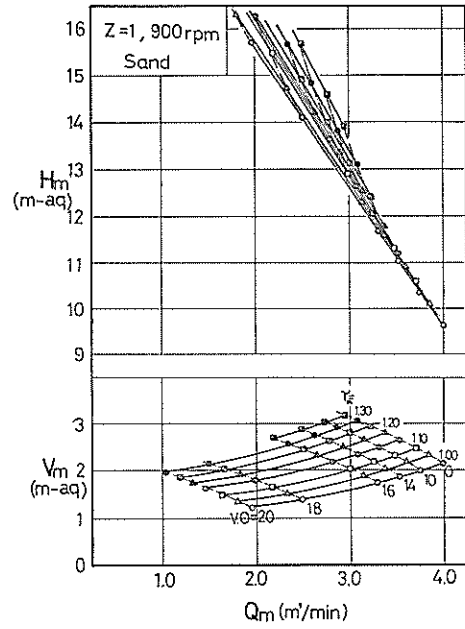


付図-12-(2) 軸動力性能曲線

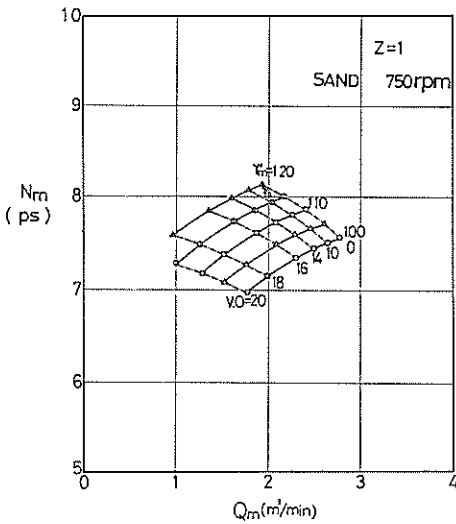
羽根車形状が液漉ポンプ特性に及ぼす影響について



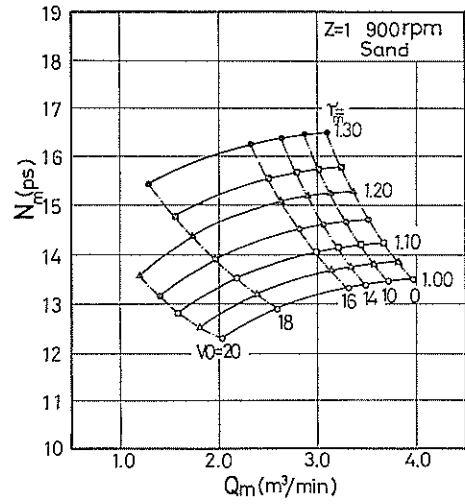
付図-13-(1) 揚程性能曲線



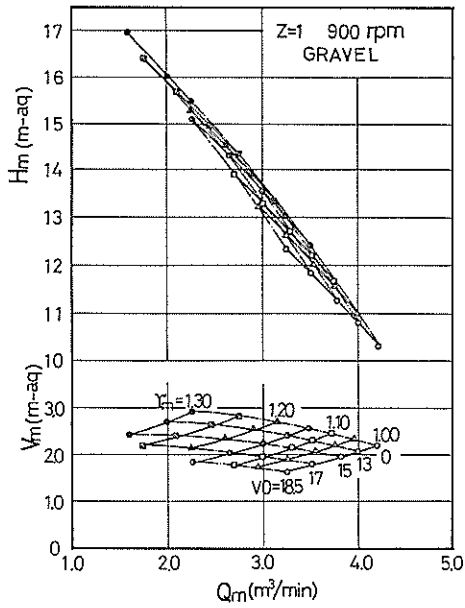
付図-14-(1) 揚程性能曲線



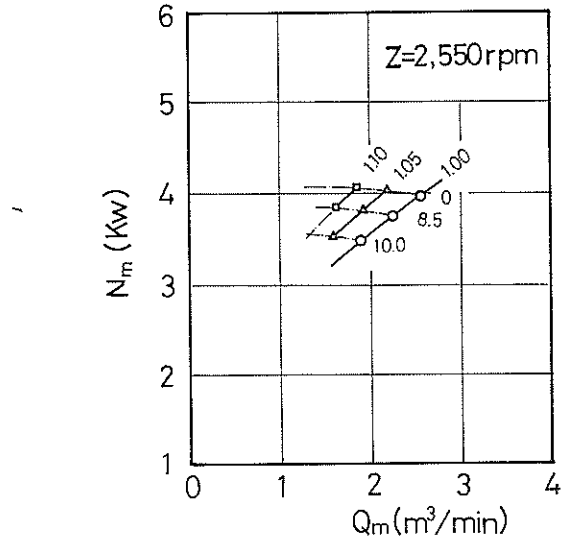
付図-13-(2) 軸動力性能曲線



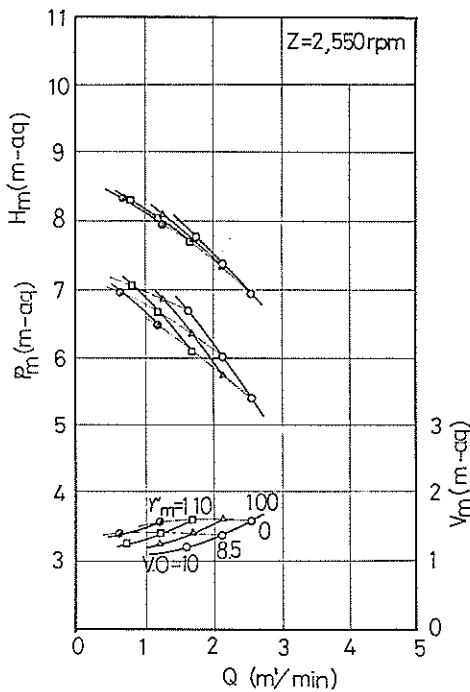
付図-14-(2) 軸動力性能曲線



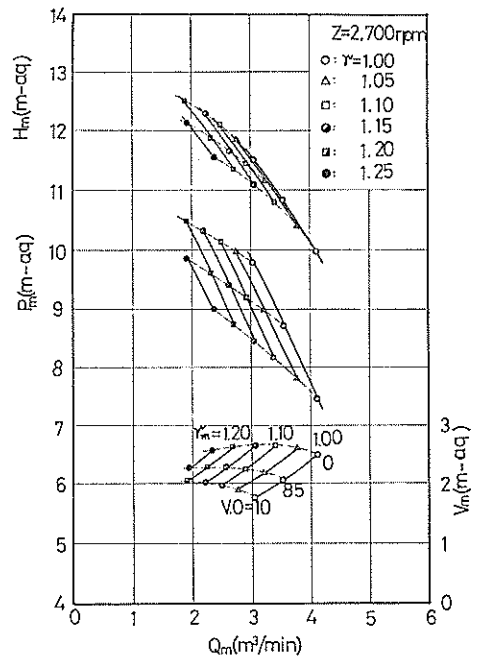
付図-15 揚程性能曲線



付図-16-(2) 軸動力性能曲線

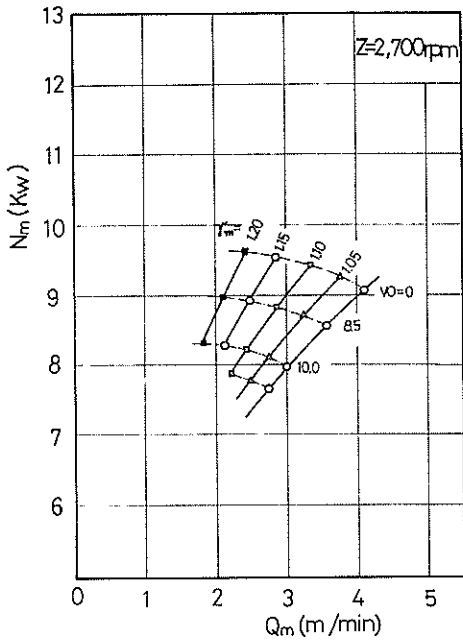


付図-16-(1) 揚程性能曲線

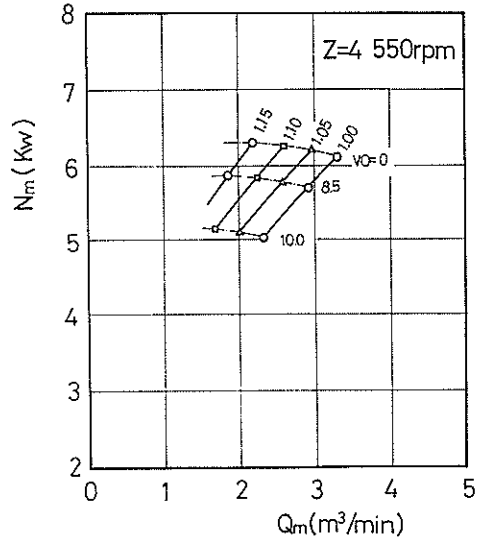


付図-17-(1) 揚程性能曲線

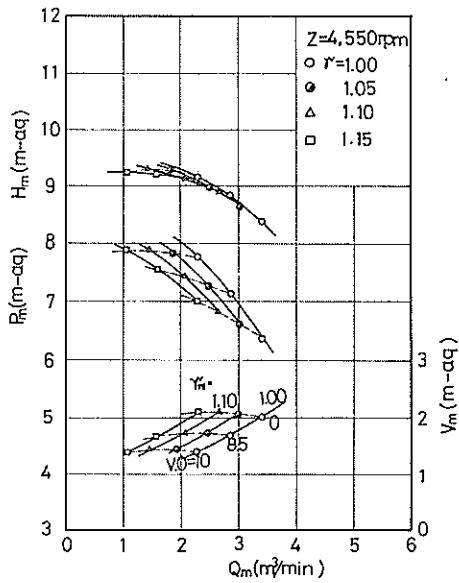
羽根車形状が液漑ポンプ特性に及ぼす影響について



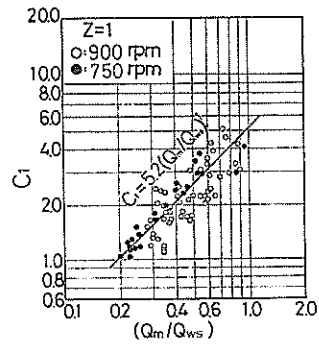
付図-17-(2) 軸動力性能曲線



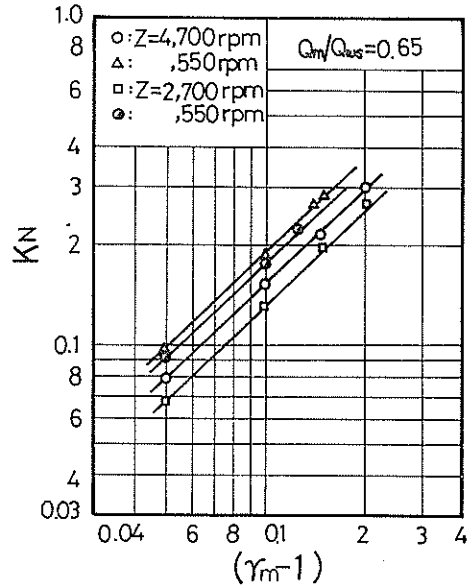
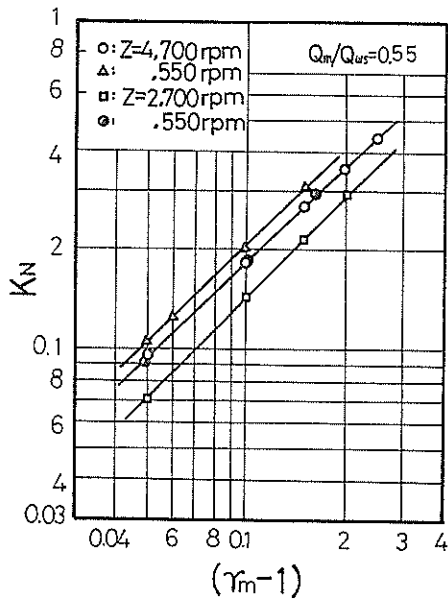
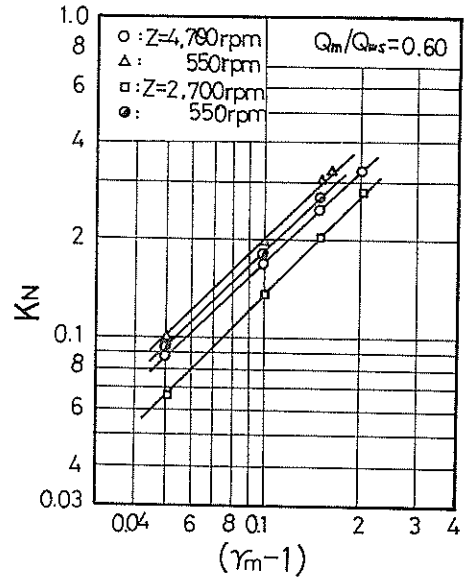
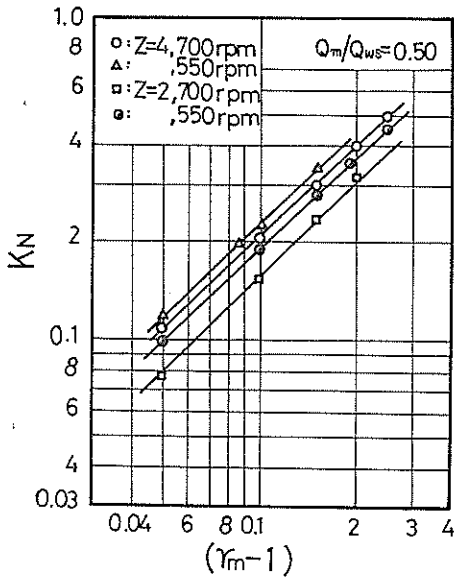
付図-18-(2) 軸動力性能曲線



付図-18-(1) 揚程性能曲線

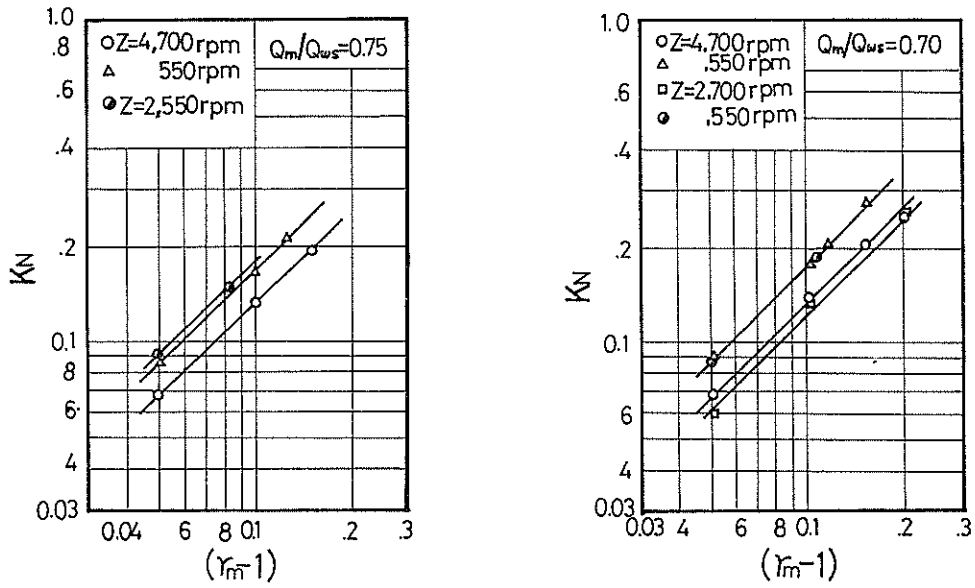


付図-19 C_1 と (Q_m/Q_{ws}) の関係

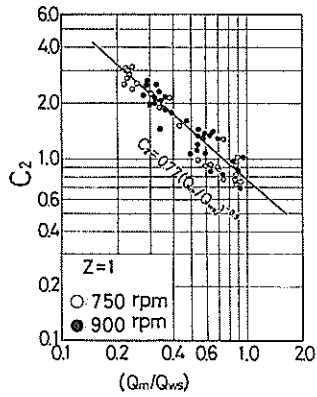


付図-20-(1) $(\gamma - 1)$ と K_N の関係

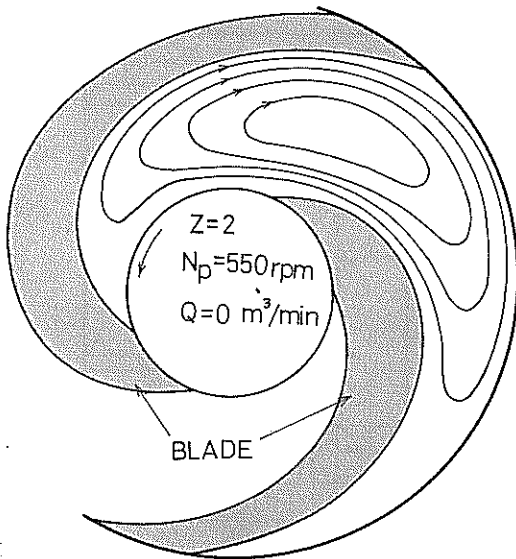
羽根車形状が液漕ポンプ特性に及ぼす影響について



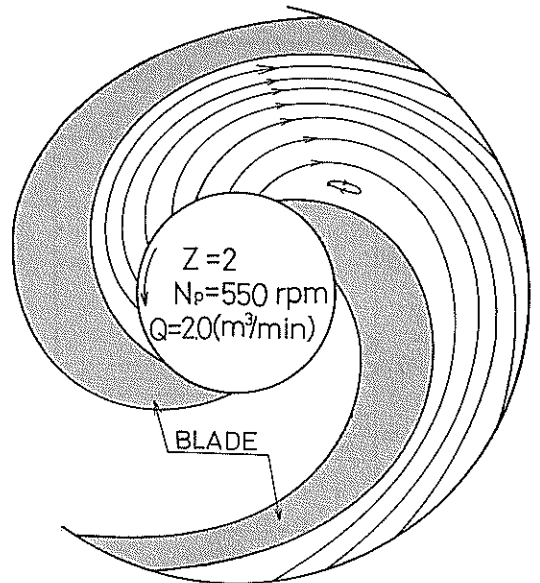
付図-20-(2) K_N と $(r-1)$ の関係



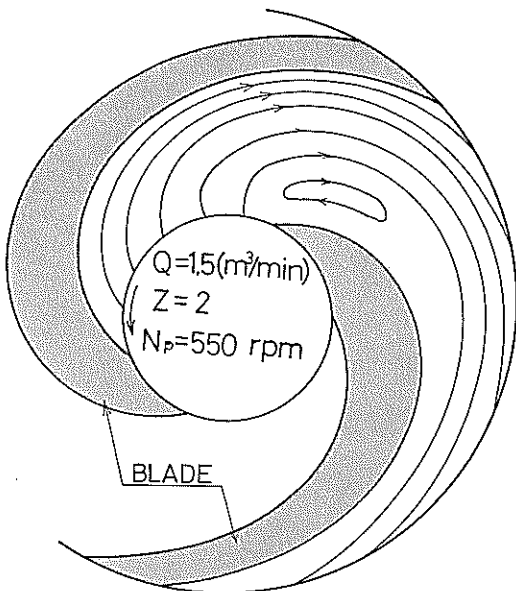
付図-21 C_2 と (Q_m/Q_{ws}) の関係



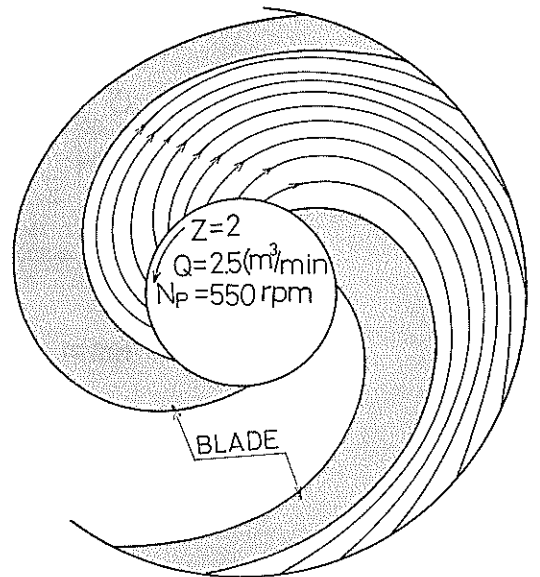
付図-22-(1) 羽根車内の清水の流線



付図-22-(3) 羽根車内の清水の流線

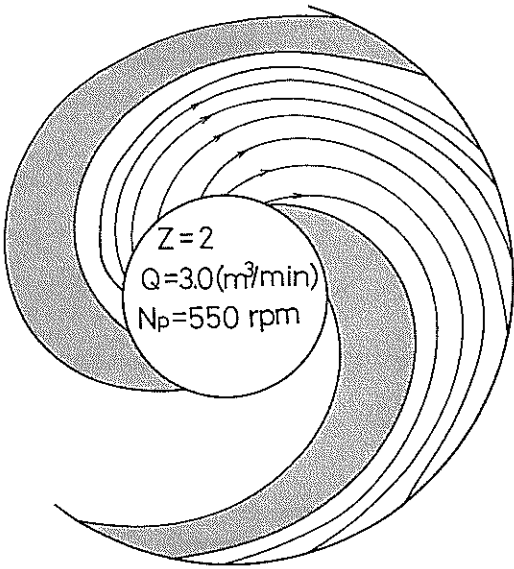


付図-22-(2) 羽根車内の清水の流線

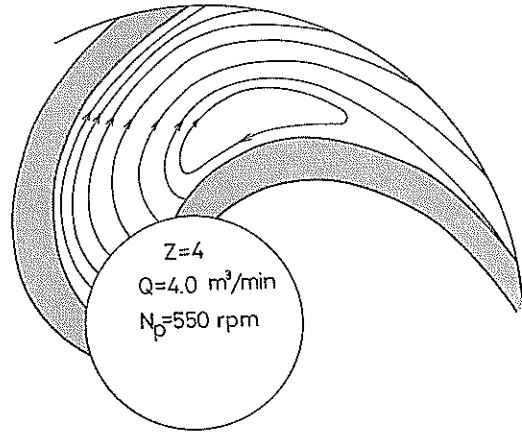


付図-22-(4) 羽根車内の清水の流線

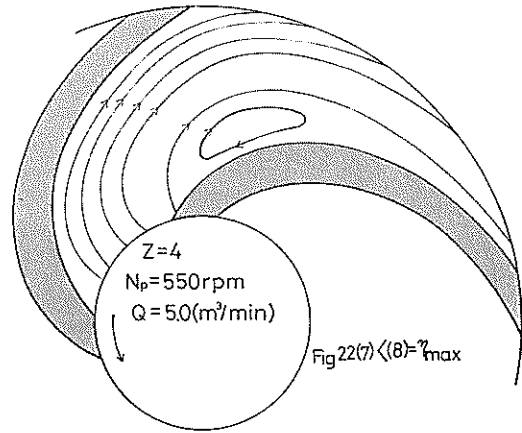
羽根車形状が浚渫ポンプ特性に及ぼす影響について



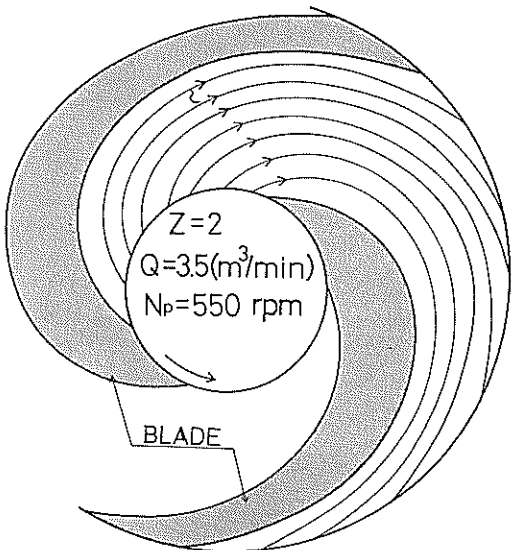
①<②<③<④<⑤= η_{max}
付図-22-(5) 羽根車内の清水の流線



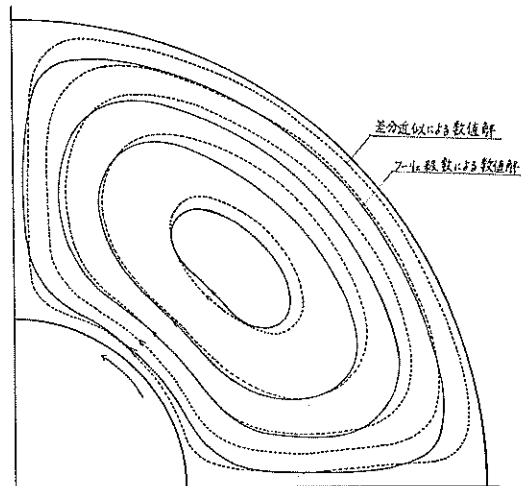
付図-22-(7) 羽根車内の清水の流線



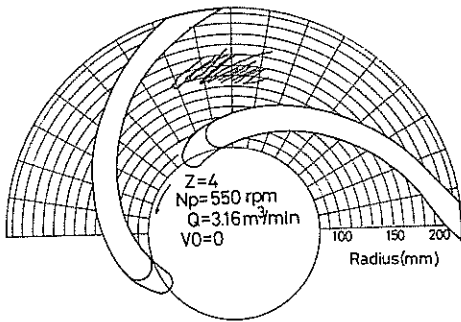
付図-22-(8) 羽根車内の清水の流線



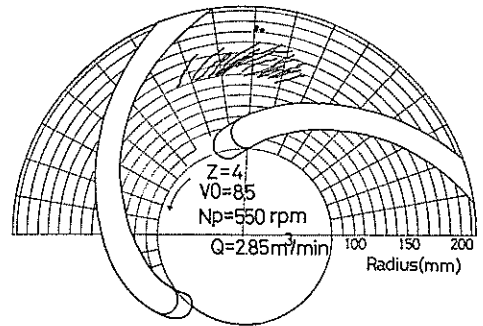
付図-22-(6) 羽根車内の清水の流線



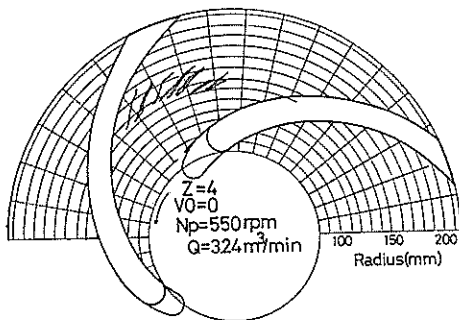
付図-23 フーリエ近似と差分近似の比較



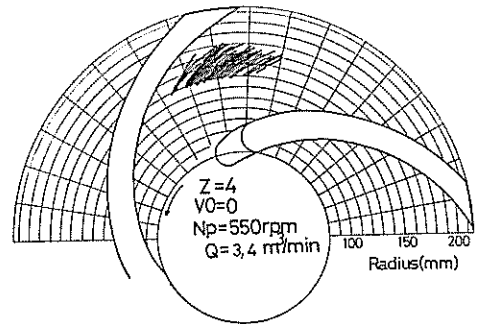
付図-24-(1) 羽根車内の土砂粒子の流れ



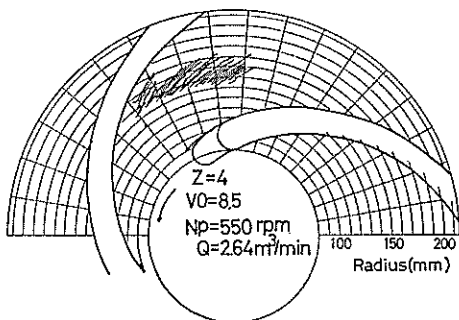
付図-24-(4) 羽根車内の土砂粒子の流れ



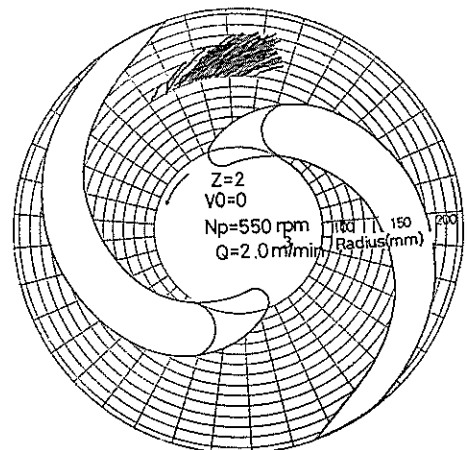
付図-24-(2) 羽根車内の土砂粒子の流れ



付図-24-(5) 羽根車内の土砂粒子の流れ



付図-24-(3) 羽根車内の土砂粒子の流れ



付図-24-(6) 羽根車内の土砂粒子の流れ

港湾技術研究所報告 第15巻 索引

論文名・著者	巻号	頁
水工部		
防波堤隅角部付近の波高分布に関する研究 ……………小舟浩治・大里睦男………	15 2	55～88
阿賀野川河口近傍海岸の海底地形変化について (1962年～1973年) ……………田中則男・加藤一正・柳島慎一………	15 2	89～165
海洋水理部		
振動外力を受けるタンク内発生波の非定常解について ……………高山知司………	15 2	3～53
波浪中の直立円柱浮体に働く流体力とその運動 ……………合田良実・鈴木康正・笹田正………	15 2	167～210
大阪湾の潮流と物質拡散に関する模型実験 (第2報) ——主要汚染源の湾内汚染に与える影響—— ……………金子安雄・堀江毅・村上和男・亀山豊・入尾野幸雄………	15 2	211～250
潮流計算における境界等の取扱い——特にADI法による検討—— ……………堀江毅・金子安雄・村上和男・細川恭文・亀山豊………	15 2	251～287
波の連なりの統計的性質について ……………合田良実………	15 3	3～19
流れの中の風波についての実験的研究 (第2報) ……………加藤始・鶴谷広一・土肥俊満・宮崎豊………	15 4	3～48
土質部		
円形すべり計算のための影響図表 ……………沢口正俊・高橋邦夫………	15 1	3～18
ネガティブフリクションに関する実験と考察 (第2報) ——アスファルトコーティング杭の現場実験—— ……………高橋邦夫・沢口正俊………	15 3	21～51
空港舗装用アスファルトコンクリートのレオロジー的考察 ……………福手勤・佐藤勝久・渋谷英男………	15 3	53～68
振動三軸試験による飽和砂の液状化特性 ……………梅原靖文・善功企・浜田浩二………	15 4	49～74

索引

構造部

強震記録の上下動成分の解析と重力式岸壁の安定に関する事例研究上部 達生・野田 節男・倉田 栄一.....	15	2	289~317
繰返し荷重を受ける鉄筋コンクリートばりの疲労強度 (第1報)堀井 修身・上田 茂・柳沢 雄博.....	15	3	69~98
海底パイプラインに作用する衝撃荷重の実験的研究中山 茂雄・清宮 理・藤澤 孝夫.....	15	3	99~145
海洋環境における鋼構造物の腐食の実態と集中腐食対策に関する研究善 一章.....	15	3	147~247

設計基準部

港湾における空間設計手法の開発 (第1基) ——基本図形の景観図化——奥山 育英.....	15	1	19~38
海上航行船舶挙動に関する研究 (第1報) ——観測法と解析法の確立——奥山 育英・早藤 能伸・佐々木 芳寛・中辻 隆.....	15	1	39~48
定期船埠頭におけるバース数, 泊地規模, 貨物貯留量に関する事例研究早藤 能伸.....	15	1	49~69
港湾における空間設計手法の開発 (第2報) ——任意形状物体および地形の景観図化——奥山 育英・佐々木 芳寛.....	15	4	75~93

機材部

羽根車形状が浚渫ポンプ特性に及ぼす影響について増田 勝人・宮崎 昭二・岡山 義邦.....	15	4	95~142
--	----	---	--------

Index of Report of P.H.R.I. Vol. 15

	Vol. No.	pp.
Hydraulic Engineering Division		
A study of wave height distribution along a breakwater with a corner Koji KOBUNE, Mutsuo OSATO.....	15 2	55~ 88
Changes of sea-bed topography at the coast near Agano River (1962~1973) Norio TANAKA, Kazumasa KATO, Shin-ichi YANAGISHIMA.....	15 2	89~165
Marine Hidrodynamics Division		
Theory of ransient fluid waves in a vibrated storage tank Tomotsuka TAKAYAMA.....	15 2	3~ 53
Movements of a floating vertical circular cylinder in waves and associated forces.....	Yoshimi GODA, Yasumasa SUZUKI, Tadashi SASADA.....15 2	167~210
Model experiment of tidal current and substance diffusion in Osaka Bay (2nd report)—influence of main sources on the water contamination of the Osaka Bay— Takeshi HORIE, Kazuo MURAKAMI, Yutaka KAMEYAMA, Sachio IRIONO.....	15 2	211~250
Boundary treatments of tidal simulation—investigation by alternating direction implicit method— Takeshi HORIE, Yasuo KANEKO, Kazuo MURAKAMI, Yasushi HOSOKAWA, Yutaka KAMEYAMA	15 2	251~287
On the statistics of wave groups	Yoshimi GODA.....15 3	3~ 19
Experimental study of wind waves generated on water currents (2nd report) Hajime KATO, Hiroichi TSURUYA, Toshimitsu DOI, Yutaka MIYAZAKI.....	15 4	3~ 48
Soils Division		
Influence charts for the circular arc method Masatoshi SAWAGUCHI, Kunio TAKAHASHI.....	15 1	3~ 18
Experiment and study on negative skin friction on piles (2nd report) —field experiment of asphalt coated piles— Masatoshi SAWAGUCHI, Kunio TAKAHASHI.....	15 3	21~ 51
A rheological study on asphalt concretes for airport pavements Tsutomu FUKUTE, Katsuhisa SATO, Hideo SHIBUYA.....	15 3	53~ 68

Liquefaction of saturated sands in dynamic triaxial tests Yasufumi UMEHARA, Kouki ZEN, Kouji HAMADA.....	15	4	49~ 74
---	----	---	--------

Structures Division

Characteristics of vertical components of strong-motion accelerograms and effects of vertical ground motion on stability of gravity type quay walls Tatsuo UWABE, Setsuo NODA, Eiichi KURATA.....	15	2	289~317
Study on fatigue of reinforced concrete beams (1st report)Osami HORII, Shigeru UEDA, Katsuhiko YANAGISAWA.....	15	3	69~ 98
Laboratory impact load of anchors on submarine pipelinesShigeo NAKAYAMA, Osamu KIYOMIYA, Takao FUJISAWA.....	15	3	99~145
Studies on the situation of corrosion of steel structures in marine environments and measures against concentrated corrosion	15	3	147~247

Design Standard Division

Development of space design of port and harbour (1st report) —visual simulation of three dimensional objects—.....Yasuhide OKUYAMA	15	1	19~ 38
A study on marine traffic behavior (1st report) —establishment of methodes of observations and analysisYasuhide OKUYAMA, Yoshinobu HAYAHUJI, Yoshihiro SASAKI, Tadashi NAKATSUJI.....	15	1	39~ 48
A study on number of berth, anchorage requirements, cargo stocks of conventional liner berth	15	1	49~ 69
Development of space design of port and harbour (2nd report) —visual simulation of arbitrary three dimensional objects and terrain—Yasuhide OKUYAMA, Yoshihiro SASAKI.....	15	4	75~ 93

Machinery Division

Influence of impeller's shape on the characteristics of dredging pump Katsuto MASUDA, Shoji MIYAZAKI, Yoshikuni OKAYAMA.....	15	4	95~142
---	----	---	--------