

論 說 報 肯

第26卷第7號 昭和15年7月

ポンプ浚渫船の經濟的運轉特に中繼ポンプに就て

會員工藤久夫*

目次

- | | |
|---|--|
| 1. 緒 言
2. 排砂距離と流量の関係
3. 排砂管路の摩擦による損失
4. ポンプ船の経済的運轉條件
5. 排砂距離の増加に對し
イ) 羽根車の増徑 | ロ) ポンプの中繼運轉
(i) 中繼ポンプ概説
(ii) 陸上中繼ポンプ附近の排砂管布設法
(iii) 中繼ポンプの運轉方法
(iv) 廣島港に於ける陸上中繼ポンプの實例
(v) 中繼ポンプ使用時の流速
(vi) 船内と陸上中繼の比較に関する一考察 |
|---|--|

1. 緒 言

港灣の航路や錨地の擴築増深に、或は生産力擴充と密接な關係がある臨海工業地帶の造成に、若くは大河川の放水路の浚渫に、地質が砂土の場合には大型ポンプ浚渫船を利用し又は之を建造計畫するに當つて、遠距離排砂を能率よく施行する爲めに中繼ポンプを使用すべき限界と、之が經濟的運轉方法に關する研究は極めて大切なことを痛感し、著者が直接關係した浚渫並に埋立工事の資料を基として本文を草せるものである。

2. 排砂距離と流量の関係

ポンプ汎用船に用ふる渦巻ポンプの羽根車が、揚水に附與する全水頭 H と流量 Q の間の關係を示す特性曲線は、回轉數を N とすれば一般に

で表はされ、係数 k_1 , k_2 及 k_3 は羽根車の太いさ並に羽根の形狀によつて定まる常数である。

ポンプを誘導電動機に連結すれば、廻轉數は約一定と見做されるので

と書き換へられ、 $H \sim Q$ の関係は a, b 及 b_0 が常数であるから圖-1 の物線 $A B C$ で示さる。

清水を揚げる場合には、正味の揚程は水面と吐出管中心點の最高位置との差で示されるが、浚渫中は海底から土砂を吸上げて居るので混砂量に応じて水面以下の或る深さと吐出管の中心點の最高位置の差が正味の揚程となる。之れを m で示す。

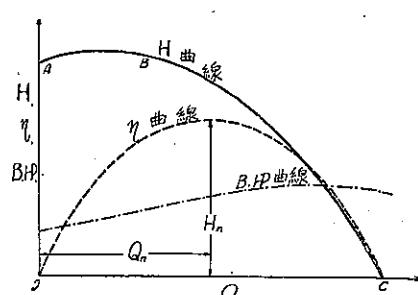
吐出管の内径 d が一定の場合には、延長 l の管路中にて摩擦によつて費される水頭 h_f は

$$h_f = 4f \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = 4f \frac{l}{d} \cdot \frac{1}{2g} \left(\frac{Q}{\frac{\pi}{d^2}} \right) = K_0 l Q^2 \quad \dots \dots \dots (2)$$

$$\text{茲に} \quad K_0 = \frac{32}{\pi^2} \frac{f}{(h)^5}$$

吐口に於ける流速に必要な水頭を省略すれば (1') と (2) 式を組合せせて

1



* 内務技師 工學士 内務省大阪土木出張所

⁽¹⁾ 工學博士 内丸最一郎著 “改訂聊箇” 393 頁 (112) 式

茲に $A_0 = (a - h)/K_0$, $B_0 = bK_0$, $C_0 = k_0/K_0$

(3) 式の関係は図-2 でも示される。 $I_1 > I_2 > I_3$ であるから、渦巻ポンプの特性曲線が明かな場合には、 $I - Q$ の関係が容易に知られる譯である。

大型ポンプを製造した後には、試験場に据付けて運転試験を行い、 N に対する $Q - H$ 曲線を求むべきにもかゝはらず、ポンプ船のポンプは、其の専門製作所で作られることが少ないので、特に大きな流量測定設備を新しく作る煩に耐へぬ爲めか、一般に行はれて居ない様である。従つて (1') で示す式又は図-1 を得られない。尤も (1') 式は所謂理論式であつて、實際のポンプを運転すれば Q の小さい部分では原因不明の損失水頭がある爲めに曲線が不規則になつたり、 Q が大きくなれば羽根車の入口に空洞を生じて損失水頭を増し $H - Q$ 曲線は急激に下降して抛物線とはならない部分を生じて来るが(図-3 参照)、図-1 の効率が最大な所、即ち所定の回転数に対する最も良好な運転状態の Q_n (正常の揚程)、 H_n (正常の水頭) の前後では (1') 式が満足せられる様である。

Q_n, H_n 附近のみで運転し得られる工場内のポンプとは異り、ポンプ船では排砂距離が作業の性質上變化が多いので、其の渦巻ポンプの特性曲線が極めて必要であるにも拘らず遺憾なことには一般的に作製されてない爲めに、内丸博士が前顯著者に示された口径 103 mm の研究用渦巻ポンプの運転成績の結果を拜借して、量的概念を得るに努めよう。このポンプの回転数 N を毎分 700 回轉に保つて實験せられた一つの例は表-1 (A) の如く之を圖示すれば図-3 となる。

表-1 (A).

總 水 頭 H (m)	5.30	6.92	8.22	8.97	9.52	9.27	9.22	8.77	9.44
流量 Q (lit/sec)	34.5	27.8	22.0	16.0	11.8	8.6	5.5	3.6	0
ポンプと電動機の運転効率 η (%)	42.5	47.5	47.2	46.5	36.5	31.2	23.1	16.5	0

此の渦巻ポンプに、内径 102 mm (4 吋) の新鑄鐵製の吸込及吐出管を連結すれば (2) 式の $f = 0.00625$ で断面積は 0.00817 m^2 である。図-2 又は (3) 式の考へで

$$l = \frac{(H-h)I \times 2\eta}{4fv^2} = \frac{(H-h) \times 0.102 \times 2 \times 9.81}{4 \times 0.00625 v^2}$$

$$= \frac{80(H-h)}{v^2}$$

から $h = 3.0 \text{ m}$ の場合を計算し、運転能率の最大な所の η_n , Q_n , l_n を 100% として夫々の η , Q 及 l を百分率で示せば表-1 (B) の様に l が 20~100 m の範囲で運転すれば効率が高いが、 l を大きくして

図-2.

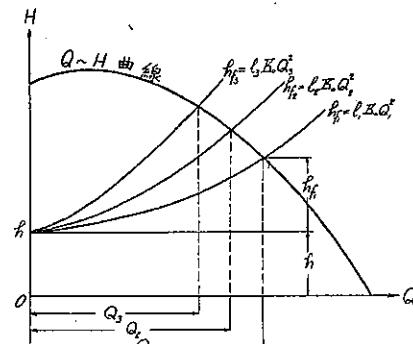


図-3.

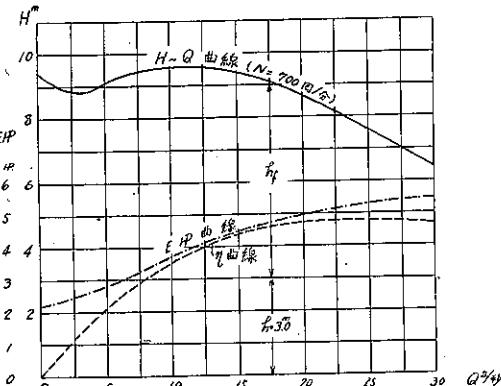


表-1 (B).

H (m)	h (m)	l (m)	η_n (%)	Q_n (%)	η (%)
5.30	3.00	10.3	89.5	124.1	38.0
6.92	"	27.1	100.0	100.0	100.0
8.22	"	57.6	99.4	79.1	212.5
8.97	"	124.4	97.9	57.6	459.0
9.52	"	251.9	76.8	42.4	929.5
9.27	"	450.0	65.7	30.9	1682.6

運転すると工程が著しく減じて来る關係が明かとなる。

3. 排砂管路の摩耗による損失

管路の摩擦損失を示す(2)式の f は設計者間では、水中に含む泥砂状態に歸因する摩擦水頭の変化は未だ判明せぬと云ふことで、古い錫びた鐵管として Darcy 式の

を採用される場合があるが、軟鋼板製の排砂管は流水中の砂土で磨かれて管の内面は光つて居る位であるから、特別に不均等に摩損されぬ限りは、 f はそんなに大きなものではない様である。

Simon は摩擦による水頭の損失勾配を百分率で求め得る表を其の著書中⁽³⁾に示してあるが、試みにその中から任意の場合を抽出して(3)式で逆算した結果を示せば表-2 の様に $f = 0.005$ である。

表-2

番号	直 径 mm (吋)	流速 m/sec (ft/sec)	f	Darcy 公 式	
				新 し い 鐵 管	古 い 鑄 び た 鐵 管
1	51 (2)	2.44 (8)	0.0051	0.0075	0.0150
2	305 (12)	3.05 (10)	0.0051	0.0054	0.0108
3	610 (24)	4.57 (15)	0.0048	0.0052	0.0104
4	1219 (48)	3.66 (12)	0.0049	0.0051	0.0102

Simon は混砂の状況によって f は上の數値の 10~50% 増となり、普通の作業状態では 35% 増、即ち $f = 0.005 \times 1.35 \div 0.0068$ にとれば非常に良い結果を得らるべきことを示す。

Fort Peck Dam を施工した時の資料⁽⁴⁾によれば、砂利 4%, 砂 84%, 沈泥 8%, 粘土 4% の土質が 15% も混入して居る時に、流速を食鹽流過法で精密に測定した結果、 $d=711 \text{ mm}$ (28 吋) の時に、 $v=6.10 \text{ m/sec}$ (20 ft/sec) の前後では新管を直線に布設した場合は $f=0.011/4=0.00275$ 、差込管の場合は $f=0.012/4=0.003$ で Darcy 公式の新鑄鐵管で $d=711 \text{ mm}$, $f=0.0052$ の 53% に過ぎない小さな値を示して居る。

水上に浮かした曲線部分に對しては、轉曲による損失と直管部の摩擦による損失の區別は困難なので、之を一緒に考へた時の損失勾配は前と同様な運轉状態では 4~7% といふ數値を掲げ、且つ之は多くのポンプ船の實驗と大差がないと稱して居る。此の關係を (3) 式から逆算すれば

$$f = 0.0032 \approx 0.0056$$

となり、前記 Simon の標準値 0.0068 と比較して可成り小さく、漁獲量が増加する可能性がある。

矢張り Fort Peck Dam の報告中には、排砂管がフランジ付きで直線に布設された時の損失は可撓繩手を持つ溝管よりも、25~50% 小さいことを示して居る。

著者が 600 HP 電動ポンプ船 ($d = 457$ mm, 小型羽根車径 1,372 mm) で砂利混り粗砂の河底を浚渫し, 浮管 10 本, 陸上は 15° , 20° 及 30° の曲管を最大夫々 3, 3 及 4 個を用ひ排砂鐵管 (1 本の長さ 6.1 m) を次第に増加した際に調査した一例は表-3 であつて, 曲管及可撓繼手等一切の損失を含み, 然も運轉状態が最も悪い時でも f は 0.007 を超過することはない。

(2) 加納盛吉著“流灘記”

⁽³⁾ Simon, "Dredging Engineering," p. 75.

⁽⁴⁾ Engineering News-Record Vol. 115 No. 2, 1925.

表-3.

排砂管本数	l (m)	v (m/sec)	h_f (m)	損失勾配 (%)	(2)式による f	混砂率 (%)
81	494	3.90	23.2	4.7	0.0070	5.11
66	402	4.15	21.0	5.2	0.0068	4.86
48	293	5.12	14.9	5.1	0.0044	4.90
33	201	4.85	14.0	5.0	0.0048	4.97

この表-3 の流速 v は、現場で吐出口の圧力をピトー管付圧力計で測定し、夬れを水頭に換算して計算から出したものであるから、充分精密とは言へないが大體の状態を知り得よう。

著者は更に 600 IP 蒸汽ポンプ船で、排砂管路の摩擦損失が土質によって如何に變化するかを調査したことがある。この時の排砂管の布設状態は、浮管 29 本で川幅 180 m の箇所を横断し、それから対岸高水敷に 74 本の鐵管を用ひたものである。排砂管は前顯と同様に $d=457$ mm, 1 本の長さは 6.1 m で、浮管の可撓ジョイントは 16 個（錨ジョイント 9 個、ロープジョイント 2 個、ボールジョイント 5 個）を使用し、浚渫深度は (-) 1.9 m, 排砂高は (+) 2.12 m, 水位は (+) 48.5 cm, ポンプ中心の水面上の高さは 18 cm の時に、河水のみと砂及砂利混り砂の 3 つの場合に就て調べたものが表-4 (A) である。

表-4 (A).

回数	記事 排砂状況	吐口迄の到着時間		距離(m)			流速		
		方 法	T(sec)	L''	L'	L	方 法	v(m/sec)	(4) 式
1	河水のみ	起動により水が吐口に至る時間	203	666			L''/T	3.28	3.41
2	"	止動の時水が吐口より止まる時間	213	"			L''/T	3.12	3.41
3	土砂を含む	初め河水のみ、土砂にて着色を合図	218			688	L/T	3.16	2.91
4	"	初め土砂に着色、後河水のみを合図	216			"	L/T	3.18	2.91
5	砂利混り砂	砂利の音を船尾で聽いてから吐口に至る迄の時間	216		614		L/T	2.98	2.67

流速を判定するのに、吐口が水平の時には

x : 吐口中心より墜水中心への横距

y: " " " 縱距

を適用する場合がある。この方法は簡単であるが、排砂管の直径が大きい時には個人的観測誤差が入つて正確に行かないけれども、同時に観測した数値より計算したものを表-4(A)の終端に示してある。

この時の運転状況は表-4 (B) の通りである。

表-4 (B).

排砂状況	ポンプ		主機			
	壓力(kg/cm ²)	眞空(cm)	汽罐壓力 (kg/cm ²)	高壓(kg/cm ²)	眞空(cm)	Lの轉數(r.p.m.)
河水のみ	1.76	24.6	14.1	12.7	68.6	180
混砂	1.97	25.4	13.4	12.0	"	172
混砂利	2.32	25.4	12.7	11.2	"	172

圧力計の読みから揚程を算出し、その値よりポンプ中心と吐出口の高さの差及吐口の速度水頭を控除し、排砂管路の彎曲及摩擦によるものを一緒にした損失水頭勾配は、河水のみの場合 2.3%，混砂時は 2.5%，混砂利の時

は3.2%の結果を得た。砂利層浚渫の時は、砂質のみの場合に比し1m³當りの単價が昇騰する理由も量的に知ることが出来る。更に(2)式から f を算出すれば表-4(C)となり、普通の土砂では、彎曲による損失を含めた排砂管全體の摩擦を考へる時でも(2')式は極めて過大な數値を與へることが知られる。

表-4 (C).

排砂状況	f
河水のみ	0.0051
混砂	0.0057
砂利	0.0081

4. ポンプ船の経済的運転條件

電動機は、全負荷の2/3~3/4で設計せられる所謂定格負荷の場合に能率が最も良く、過負荷の時は電圧変動率が悪く電動機の運転が困難となり、又危険を來す怖があるが、反対に負荷或は回轉数の減少と共に力率並に能率は降下するものである。

渦巻ポンプは図-1, 2で知られる様に、誘導電動機に直結すると回轉数が一定であるから排砂管が短い程流量が多く電動機に過負荷を生じ、排砂管が長くなればQは次第に減じて一定の限度を超過すると電動機もポンプも能率が減少するので、兩機の調和點を見出す必要がある。

電動機の特性曲線は、一般に製作後試験運転の際に求めたものがある。浚渫船の大型渦巻ポンプの図-1に相當する特性曲線が既知の場合には、兩曲線が最も能率の良い附近で運転すれば良い譯であるが、多くの場合夫れは求められて居らぬので現場で大變な手数をかけて羽根車ごとに調査しなければならない。

前記600 HP電動ポンプ船に就て小型羽根車径1346mmを使用し、浚渫深度が(-)2.0 m、吐出口高を凡(+)-2.7 mに保つた時の能率曲線は図-4の如く、排砂管40~50本以下で運転すれば良好で、この時の真空計 $v=38\sim41$ cm、壓力計 $p=1.6\sim1.8$ kg/cm²である。

この試験中の平均混砂率は5%であるから

$$\text{排水重量} = 1 \times 0.95 + 2.0 \times 0.05 = 1.05 \text{ t/m}^3$$

$$\text{吐口の馬力} = \frac{1.050 \times H' Q}{75}$$

H' : 吐口の流速に必要な水頭(m),

Q : m³/sec

$$\text{主電動機馬力} = \frac{\sqrt{3} I \times E \times P_f \times C}{746} \text{ HP}$$

P_f : 力率, I : 電流(アンペア), E : 電圧(ボルト), C : 電動機の能率(特性曲線より求む)

$$\text{より 浚渫船の能率} = \eta_a = \frac{\text{吐口馬力}}{\text{主電動機馬力}}$$

を出したものである。

此のポンプ船に、大型羽根車1532 mmを取付けて運転すれば図-5の能率曲線を得られる。

大型羽根車の時は排砂管が110~120本程度では殆んど定格の入力であるが、100本附近では定格電流112アンペアを超満し、電動機が過熱されて運転が危険となる。夫れのみならず此の極端に大型の羽根車を用ふると起動の際に揚水量が増加し過ぎて電動機に都

図-4. 600HP電動ポンプ船小型羽根車使用能率曲線

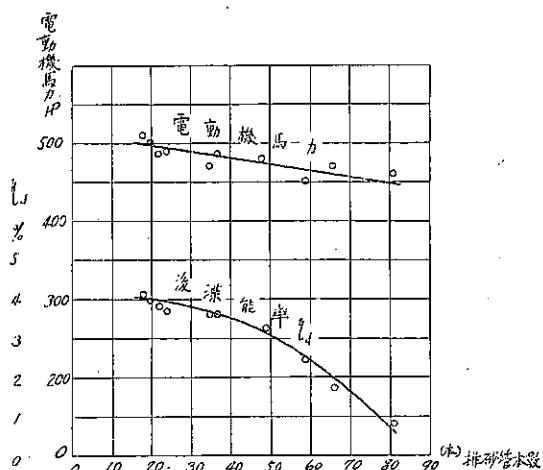
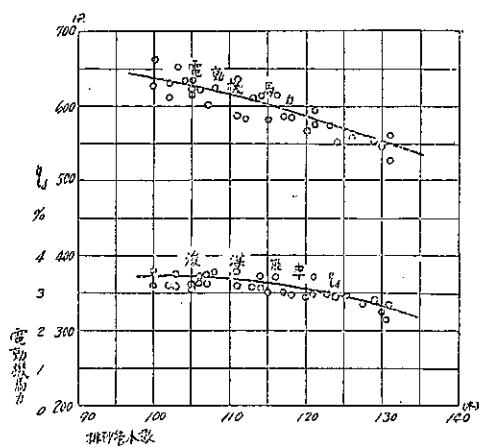


図-5. 600HP電動ポンプ船大型羽根車使用能率曲線



合が悪い。水が排砂管の末端迄充满するには全速で 120 秒以上を要するので、その間廻轉を少くして揚水量を減じて電動機に過負荷を生ぜぬ様にする爲めに、廻轉子の回路に抵抗を入れる必要があるが、普通の容量の制御器では過熱されるので、止むを得ず抵抗を抜けば、この例では起動電流が 190 アンペアに達し、過電流繼電機が働いて運転が不能になつてしまふ。

この大型羽根車を起動する際、排砂管に次第に満水すると満水された延長の程度に応じて、管路の摩擦による損失が増加して揚水量が次第に減じて来るからその間だけ、本例では 100 本の間に充满する時間迄、揚水量を減少させる工夫をすれば良い。

この対策としては第一に、電動機廻轉子の回路に数分間廻轉数を制御し得る丈の容量の抵抗を更に増加することであるが、浚渫船内にはこの大容量の抵抗器を入れる餘地は少く、船内改造を必要とするので、第二の方法として船尾に堰止弁を挿入し起動の際は徐々にバルブを開いて流量を制限し過負荷のかゝらぬ様にする方法を用ひた。

第二の方法は第一の方法よりも手數を要するが、浚渫工事では排砂管を取扱ふ捨場の人夫が居るので、これを利用すれば良い。本實例では設備費は第一の方法に比較して五分の一で済み、第二の方法が經濟的であつた。

因に本例では、起動より排砂管の先方迄水が充满して、バルブを全開して普通の運轉状態にする迄の所要時間は凡 6 分間である。

此のポンプ船に更に中型羽根車径 1415 mm を用ふれば、起動の際には保護繼電機が働くところ迄には至らないが、排砂管 50 本附近では定格電流を超過し長時間の運轉に耐へなくなる。

茲に羽根車別の純運轉 1 時間當りの浚渫土量並に電力 100kW/H 當り浚渫土量を、ポンプの磨耗が著しくない間に調査したものは図-6 の如く、排砂管 50 本迄は小型、50~100 本の間は中型、100 本以上には大型羽根車を使用すれば良いことを知られるが、130 本を超過するに至ればポンプ船の能率が悪くなつて、經濟的運轉とはならない。

渦巻ポンプの羽根車が流通水に傳へる動力の一部は、i) 水流が羽根車を通る時の摩擦、ii) 羽根車や出入口に於ける水流の衝撃、iii) 羽根車と外殻との隙間から圧力水が吸込口に漏り戻る爲め、iv) 羽根車が両側の殻室に充満せる水を自身の廻轉に伴つて搔き廻すため、v) 渦巻殻内の壁面の摩擦並に水が渦巻殻に流入する時の衝撃等の諸原因によつて費される。清水を揚げる丈の渦巻ポンプでも長く使用すると空洞現象による腐蝕があるが、⁽⁵⁾ ポンプ船では揚水の體積中には多量の土砂を含むので (Simon によれば沈泥の時は最大 25~30% にも達するが、普通の場合では 10~15%, 距離が長く砂利等の如く重きものを含む時は 5% にも減ずることあり), ポンプの潰蝕 (Erosion) が甚しく、その爲めに上記の損失が増加して浚渫能率を低下してしまつから、これを取替修理をする時機の選定には充分の注意を必要とする。

潰蝕の程度は土質によつて異なるが、最も甚しいのは iii) の損失を防止する調整用リングであらう。材質が錆鐵で砂利が幾分混つて居る

図-6. 600HP 電動ポンプ船羽根車別浚渫工程調

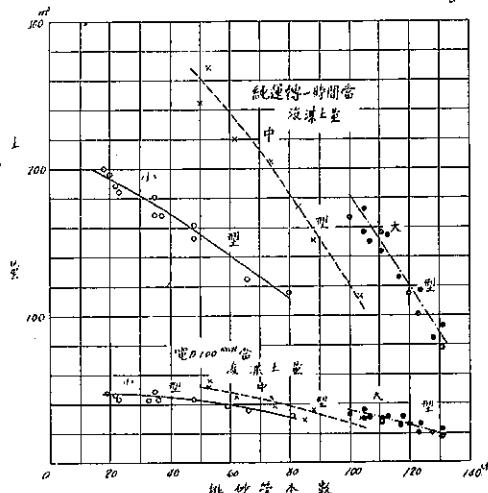
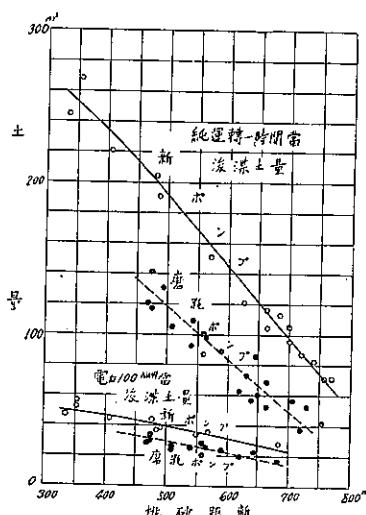


図-7. 600HP 電動ポンプ船中型羽根車使用、潰蝕による排砂曲線の變化



粗砂を浚渫すると、純運轉 200 時間以内で 30 mm 以上の潰蝕を生じて使用不能になつたことがある。即ちこの時の潰蝕速度は純運轉 7 時間に 1 mm の程度に進行して居た。

羽根車の潰蝕程度はリング程ではないが、羽根車の直徑が大きくなる程激しく、鑄鐵製の大型羽根車を用ひた時は、上記の土質で凡 260 時間で修理を要する様になつた。

蒸氣式では電動式に比較して廻轉數が少く 150~250 r.p.m.⁽⁶⁾のものが多い爲めに、鑄鐵製羽根車でも同様の土質の處で 450 時間位の使用に耐へて居る。

前記 600 HP 電動ポンプ船のポンプが新しい場合と、吸込口金 (Inlet piece) が 38 mm 程度潰蝕した場合の浚渫工程に影響する比較を示せば圖-7 の如く工程は 40% の減、電力消費量は 30% 増ともなつて、能率が著しく悪くなるので、本例では 20 mm の潰蝕を來した時には修理をすることに務めて見た。

Lumley 氏はポンプ船は最大能率で運轉しても 3箇月後には潰蝕の爲めに著しく能率を減ずるが故に、實際の作業状態ではポンプ新造の際の試験運轉成績の 75% を豫想し、先づ該能率迄到達すれば設計は充分と見做すを得べしと説いて居る。⁽⁷⁾

兎も角、ポンプが新しい場合の能率を豫め調査準備して、部分品が潰蝕して能率の低下を來たさぬのを防ぐ爲めの修理費増加と、潰蝕による浚渫工費の増加具合を睨合せて、細心の注意を拂はなければ、ポンプ船の經濟的運轉は期し難く、その爲めにも新造當時のポンプ並に主機の特性曲線が極めて必要なものとなつて来る。

どんな浚渫船でも船橋にあつてハンドルを操縦する運轉手の運轉方法によつて能率の上下を來たすものであるが、カッター付ポンプ船では特に其の感が深い。從つて浚渫工事指導者はポンプに關する機械的能率を研究すると共に、真空、壓力並に電力計の指示による運轉状態の良否を判断する知識を持つて操業上の能率増進に心掛けなければならない。

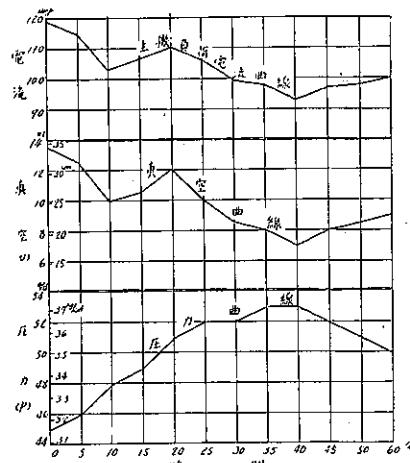
カッターの歯を浚渫地盤に深掛けをすれば、吸込土砂が多くて良い譯であるが、それにも自ら限度があつて、排砂距離が長くなつた時には流速が減るので、その土砂を排出し切れないで途中に沈殿を生じ勝になる。その時は管路の斷面積が縮小されて、真空が下り壓力が増加し負荷電流は減じて 600 HP 電動ポンプ船に就て其の例を示せば圖-8 (A) の状態となり、清水を通して數分間掃流しなければならぬので、この様な事故の起きない程度にカッターを效かせて、排砂距離と正味の揚程と土質に應じて、真空、壓力並に負荷電流が變化の少い様に努めねばならない。

たゞ單に之等三指針の齊一を期するのみでは、清水を吸入した際にもこのことが起きるから、カッターを效かせ乍ら斯かる状態になる様にしなければならない點が仲々むづかしくなる。圖-8 (B) は良好な運轉状態の一例を示したものである。

排砂管内に砂が沈積又は障害物が引つかゝつた場合を圖-8 (A) で知つたと同じ理由で、運轉中に三指針を注意して居ると故障の場所と程度を知ることが出来る。圖-8 (C) は吸込管に大きな石が引つかゝつて流路を縮少した場合の例で、吸込管の断面積が縮少された爲めに真空が高められ負荷電流は増加するがポンプの壓力は降下して来る。

ポンプ胴に柴や石等の障害物が入つて抜け切れぬ時は、負荷電流、真空、壓力の三者が揃つて降下し圖-8 (D) は其の實例で、イ點で羽根車に埋木や石が引つかゝり、ロ點で益々其の量を増加し、ハ點では全く揚水力を失つたが、真空計は 25.4 cm、壓力計は 0.63 kg/cm²、電流は 73 アンペアを通し、この電力は全く空費せらるゝに至

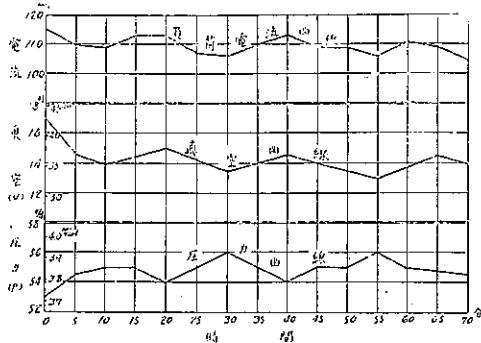
圖-8 (A) 排砂管に砂利沈積
(大型羽根車使用)



(6) 關教：“浚渫船に就て” 土木學會誌第 11 卷第 2 號 441 頁

(7) Gascoigne Lumley: Engineering, Dec. 22, 1922.

圖-8 (B). 運轉状態良好 (大型羽根車使用)



れるものである。

一般に真空計は運轉状態の變化に對して、壓力計よりも敏感である。

段取の都合上、大型ポンプ船で相當な土量を近距離排砂しなければならない必要を生ずる場合がある。排砂距離が正常の距離よりも著しく短くなれば、電動機に直結の際は流量の増加の爲め過負荷となつて運轉が不能になることは前にも示した。これが起動時丈で、排砂管路が満水になる間丈の様に短時間ならば堰止弁で縮流させても良いが、堰止弁の損失は $h_n = f_v \frac{v^2}{2g}$ で示され、弁の開き S による係数 f_v の値は d を管の徑とすれば

表-4 (D).

S/d	0.05	0.10	0.2	0.4	0.6	0.8
$f_v(d=610 \text{ mm})$	235	100	28	5.6	1.7	—
$f_v(d=762 \text{ mm})$	333	111	23	5.2	1.9	0.6

表-4 (D) の如く大であつて、堰止弁で流量を調節することはその損失丈作業時より遠距離排砂をなして居る場合に相當し、圖-6 から全く無駄な電力を消費することを知られ、長時間の運轉には不適當である。

渦巻ポンプの發生する揚程は後記する (5) 式により、羽根車の廻轉早さの自乘に比例するものであるから、過負荷を防止するにはこの他に、i) 電動機の廻轉子に抵抗を入れて廻轉速度を減ずるか、ii) 羽根車の徑を小さくして水量を減ずるかの兩方法がある。之等方法の比較を 800 HP 電動ポンプ船に就て詳記する。抵抗を入れて廻轉速度を減ずる時には、抵抗器に通じた電流は主として熱損失となるもので、羽根車徑 1295 mm の場合に 7 ノッチと 11 ノッチ即ち無抵抗の試験をすれば表-5 となる。

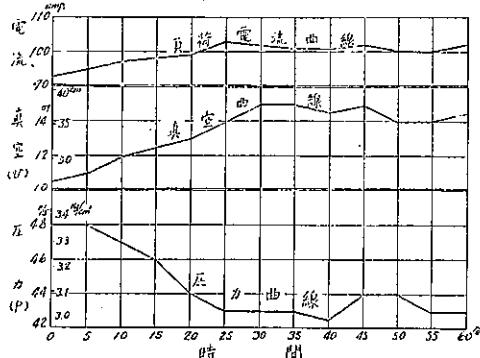
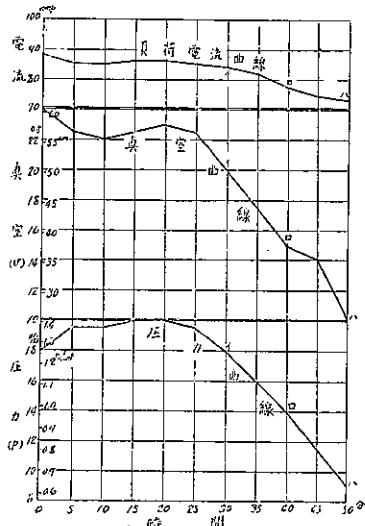
表-5.

制御器ノッチ番號	(I) 電流 (amp)	(E) 電圧 (volt)	電 力 $P = \sqrt{3} EI \cos \phi$	廻轉數 $n(\text{r.p.m.})$	滑 り $s = \frac{n_0 - n}{n_0}$	二次損失 SIV	力 率
7	106	3000	416 kW	306	15.0(%)	62.4 kWh	75.5%
11	136	2910	606	351	2.5	15.2	88.5

n_0 は毎分の同期廻轉數で、この電動機では 360 である。極く大雜端に抵抗器の損失は表-5 の二次損失の差と見られるので、7 ノッチの時に抵抗器による損失は凡 47.2 kWh で、有効電力の 13% に相當する。

或る限定範圍内に於ては N , Q , H 及 WHP を夫々相當する廻轉數、揚水量、揚程及馬力數であるとし之を N' 廻轉で運轉する時は $Q' = \frac{N'}{N} Q$, $H' = \left(\frac{N'}{N}\right)^2 H$, $W'HP = \left(\frac{N'}{N}\right)^3 WHP$ の如く相似の特性を具へて居るから、⁽⁸⁾ 羽根

圖-8 (C). 吸込管に障害物 (大型羽根車使用)

圖-8 (D). 羽根車に障害物
(小型羽根車使用)

⁽⁸⁾ Daugherty: "Centrifugal Pump," (69)~(71) 式を組合せ得られる。

車の径 1372 mm (54吋) を使用して近距離排砂をする時には 7 ノッチの抵抗を入れなければならない場合に (この平均回転數 = 325 r.p.m.), 第 ii) の方法で羽根車の径を小さくして無抵抗 (平均 350 r.p.m.) で運轉せしめるには, (5) 式から大略圓周速度が等しくなる様に決定すればよい。故にその時の羽根車の徑 = $1372 \times 325 / 350 = 1274$ mm となる。從來製作済の羽根車徑 1372 mm のものを試験的に 1295 mm (51吋) に削つて利用したところ表-6 (A) に比較して表-6 (B) の運轉狀態となり, 全揚程は 11.8% 増加しても, 電力の増加は僅かに 1.5% に過ぎず, その上に抵抗器冷却用の 3.5 HP と 5 HP の送風器 2 台を中止し得て, 獲期の成績を納めることができた。

又近距離になつた時の対策として、ポンプ

胴に小量の空氣を送り込んで負荷を軽減する方法をとる人もあるが、斯る調節の方法はボンプの効率を減退させ、良い方法ではない。

之を要するに大型ポンプで相當土量を近距離に排砂する場合には、電動機に抵抗を入れる方法を探らず、過負荷を生ぜぬ様な小径の羽根車を使用するのが良い。然し捨てる土量が僅少の場合には特別な羽根車を準備せぬ方が却つて經濟的で、其の限度の一例を示せば、事變前に羽根車1個の價格が250圓の場合に浚渫工程を純運轉1時間當り 250 m³、抵抗

器による電力の損失を 50 kWh とし、電力料が 1 kWh 25 銭の時には、

$$\text{小型羽根車作製の經濟限度} = \frac{250 \times 250}{50 \times 0.025} = 50\,000 \text{ m}^3$$

即 5 萬 m^3 以上の場合は小型羽根車に作り替へた方が良い。

5. 排砂距離の増加に對し

イ) 羽根車の増徑

渦巻ポンプは正常の状態よりも揚程が 1.3 倍以上に上昇すれば揚水し得ない。ポンプの揚程 H と羽根車の回転速度 n_2 との関係は

$$x=0.85\sim 1.10^{(9)}$$

で示され、或る羽根車と相似形で大きい異なる他の羽根車の π は等しく、型式の異なる羽根車では常数 α が幾分異なるが矢張り (5) 式の関係が成立するものである。

H を増加さすには、ポンプ船の原動機に三相交流電動機を用ふると、廻轉數は殆んど一定であるから羽根車の徑を大きくしなければならない。ポンプ胴は正常状態で最も能率よく設計されて居る筈であるし、出来る丈小型に作らうとする傾向にあるから、與へられたポンプに對して無暗に羽根車の徑を大きくする事も實際問題として不可能である。

ポンプの正常羽根車と大型羽根車の径の比は 1.05~1.10 のものが多いが、10% 増加しても (5) 式により排砂距離は 21% より増加することが出来ないので、経済排砂距離が假りに 1000 m の場合でも、200 m 程度の排砂距離の増加をなすに過ぎない。極端に大型の羽根車を用ひて然も電動機と起動機抗器に餘力のない時は、前項で詳述した如く、起動の際の過負荷を防止する爲めに堰止弁を用ふる必要がある。

表-6 (A),

表-6 (B).

使用羽根車の徑	1 372 mm	1 295 mm
制御器ノッチ番號	7 ノッチ	全 開
排砂距離	942 m	942 m
捨揚高	(+)6.54 m	(+)6.54 m
電壓 volts	3 020	3 020
電流 amp.	131	131
迴轉數 <i>N</i>	324 r.p.m.	355 r.p.m.
壓力計指度 kg/cm ²	3.0	3.43
真空計 " cm	27.8	28.2
揚程 <i>Hm</i>	23.8	38.1
電力消費量	562 kWH	570 kWH
純運轉時間	6 時間 25 分	6 時間 50 分

⁽²⁾ Daugherty:—“Centrifugal pump.” 70 頁

図-6 の例で説明すれば、排砂管 60 本の場合には中型羽根車では電力 100 kWh 當り浚渫土量は 47 m^3 、大型羽根車で 120 本の時は 100 kWh 當り 25 m^3 であるから、排砂管が 120 本延長を要する時には 60 本の處で更に 600 HP のポンプに中型羽根車を入れたものを設置して中繼せしむれば、 100 kWh 當りの土量は大型羽根車 1 台で 120 本の時と殆んど同じであるが、1 時間當りの工程は $240 \text{ m}^3 / 120 = 2$ 倍となり浚渫全體の工費は安価となることが判る。

即ち羽根車の増径丈では排砂距離が僅か増加した場合に應する策とよりなし得ないことが明かとならう。又羽根車の徑を大にすれば迴轉速度を増して、ポンプの部分品の潰蝕が大となり修理費の増加を來すことを記憶せねばならない。この浚渫船では中型羽根車で 10J 本と大型 120 本とが 1 時間當り浚渫土量も、100 kWH 當り浚渫土量も等しいことを知られるので、數種の徑の羽根車を備へて排砂距離に應じて之を取り替へて合理的運轉をなすべきことが緊要となる。

口) ポンプの中繼運轉

i) 中継ポンプ概説：與へられたポンプで羽根車の徑を増加して排砂される範囲内でも、距離が次第に増加して正常の揚程よりも餘り大きくなると揚水量が著しく減ずる爲めに、正常の運轉状態に近いポンプ 2 台を中継せしめた方がポンプ船の経済的運轉法になる實例を示したが、其れよりも更に排砂距離が長くなつた場合は、他のポンプで中継する必要が生じて来る。

浚渫船のポンプと中繼ポンプとは必ずしも同容量のものでないから、一般に浚渫船のポンプの特性曲線を A とし中繼ポンプのそれを B とすれば、2 台のポンプを直列に運転した際の特性曲線⁽¹⁰⁾は図-9 の如く、AB 両曲線を種々の垂直線で切り各々の垂直線上に夫々の揚程の和を表はす點をとり、これを點線で描けば、その線が 2 台直列に連結して運転する時のポンプから排出する揚水量と合計揚程の関係を示し、 H_f が増加しても揚水が出来ることが明かとなる。ポンプの特性曲線が豫め知れて居る時は、図-9 の方法で 2 台直列による排砂距離の増加を容易に知られる。

中繼ポンプの理論は直流發電機の直列運轉を想ひ出しても了解し得られよう。

図-10 で V , v を夫々發電機 G_1, G_2 の電圧とし、其の回路に r, R の 2 つの抵抗を入れるととき；電流 I は兩方の發電機に對して同じであるから、

$$VI + vI = I^2(R+r)$$

G_1 の仕事 = $W = VI$, G_2 の仕事 = $w = rI$

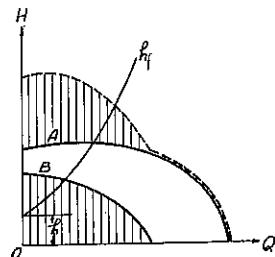
$$\therefore W/w = VI/vI = V/v$$

$G_1=10 \text{ HP}$, $G_2=5 \text{ HP}$ の時は電圧は 10 と 5 の比例となる。中継ポンプの時は
 I が Q に I' は H に代る式であるから、 A のポンプの受け持つ總揚程を H_A , B ポンプの夫れを H_B とすれば、流量 Q が共通であるから

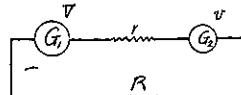
の関係が成立する。故に A ポンプが 800 HP, B ポンプが 400 HP の時は H_A と H_B の割合は $800:400=2:1$ となる。排砂管路の摩擦によつて費される水頭は (2) 式により距離に正比例するので、この 2 つのポンプを $2:1$ の割合で連結して、排砂距離が最大になつた時の水頭の變化は図-11 となる。但し之は位高並に吐口の流速に対する水頭を考慮せずに専ら概念を得る爲めの圖であるとの注意を要する。

中継ポンプの挿入位置はイロの間ならば何處でも差支へない譯で、若し中継ポンプ浚渫船内に直列に置く時は図-11 II の如く、イロの中間任意の位置に置けば図-11 III となり、ロハの間に置くときは図-11 IIII に示される様に中継ポンプの前方管に真空を生ずるに至る。

圖-9. 中繼ポンプの
 $H-Q$ 曲線



-10.



浚渫船の排砂管の繼手は、普通の状態では水密にすることは仲々困難なことである。之に内部より水圧が働いて居る場合には繼手に幾分漏水する處があつても、運転を初めれば土砂がパッキングの間隙に充満して水密になるが、管路内に真空が働くときはその土砂は吸込まれて水密を保てずに中繼ポンプ内に空気が入り込んで能率を阻害し、又は運転不能になる惧れがあるので図-11 III の様な位置に連結してはいけない。

中繼ポンプを図-11 II の様に船内に納めて置けば、機械付員を増さずに都合が良いが、その代り壓力が累加する爲めにポンプ並に排砂管を其れに耐へる丈のものにして置かねばならぬ。

図-11 I の様に配置すれば排砂管及可撓繼手は各ポンプの出し得る壓力に相當する丈の薄手のもので足りるから好都合である。然しこの圖は、排砂距離が最大になつた場合を示してあるが、斯くすると中繼ポンプ位置を固定した場合はポンプ船が移動したり潮差が大きかつたりすると低潮の時に中繼ポンプの前方に真空を生ずることがあるので、図-11 III の様に口の位置より幾分前方に置いた方が良い。その程度では排砂管の肉厚はポンプ 1 壱運転の時のもので間に合ひ、特別丈夫に作る必要もない。

ポンプ船では、船尾には浮管を連結して運転中の屈曲に備へ、陸上取付部にも彎曲がたまるので、陸上に布設した排砂管に比較して排砂管實長に換算すれば(2)式の f が大となり、實長によつて図-11 I の割合に配置すれば図-11 III の状態になるから、図-11 は排砂管路を直線に換算した場合の長さと心得べきである。

ii) 陸上中繼ポンプ附近の排砂管布設法: Simon は中繼ポンプ前後の排砂管の布設標準型として図-12 の様なものを推奨して居る。著者も中繼ポンプの運轉に對して暗中模索の状態であつた爲めに、忠實にこの様式を尊重して設備をして見たことがある。即 Y 管を以て中繼ポンプを枝管の中に納め A, B, C の堰止弁を取付くるものであるが、本方法の特色として、中繼ポンプの修理又は休轉の際に浚渫船のポンプを繼續使用し、或は又中繼ポンプ起動の際の電動機の過負荷を防ぐために有效となし、その運轉方法は B, C バルブを閉ぢて電動機を起動させ、第一ポンプからは清水のみを送り、A を開放の儘 C を一部開き同様に B も同じ丈け開き、次第に B を全開し其れに應じて C を同様に開き、茲に於て A を閉ぢて排砂を行ふべきことを教へてある。

然し實際問題としては、先づ船内のポンプのみを用ひて附近の埋立を行ひ、その排砂距離が經濟的限度を超過した場合に陸上中繼ポンプを入れるのが普通であるから、中繼ポンプが事故の爲めに休轉する時には第一ポンプのみでは附近に適當な捨場がないことになるので、中繼ポンプが入つて居る枝管路を閉ぢて排砂幹線を使用する様なことは殆んど起らない。若し附近に適當な捨場があつたとしても、適宜排砂管を切り繼いで枝管方法をとれば良いので図-13 の方法で充分目的を達し得られる。斯くすれば堰止弁は C 1 個丈で然も枝管の爲めの彎曲による損失水頭が省略せられ、起動も簡単に行はれて、V 管等を餘計に設備する必要もなく便利である。

図-11.

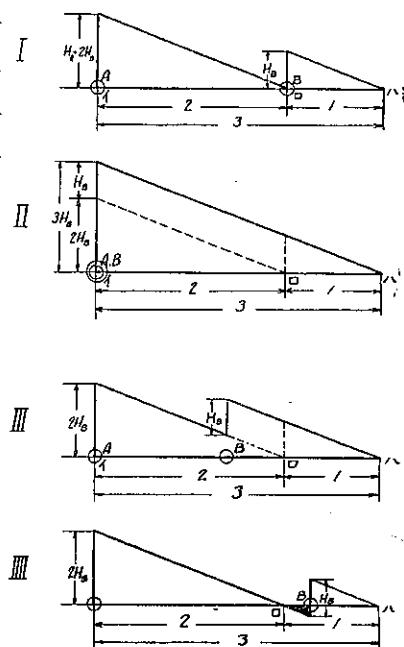


図-12.

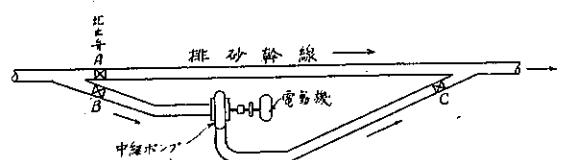
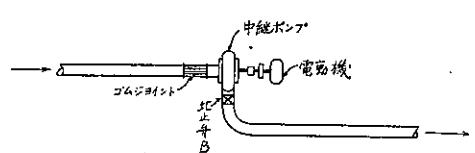


図-13.



iii) 中繼ポンプの運轉方法：船内にポンプ 2 台直列に連結した場合の運轉方法は特別記述の方法もないが、

1) 陸上中繼ポンプの位置を、概説で示した様に、中繼ポンプに真空が起らぬ様に図-11 III の如く置いたならば、

2) 中繼ポンプの出口にある截止弁 C を開き中繼ポンプを休止の儘船内ポンプを起動し、清水が中繼ポンプ胴を満たし尙ほ下流管を次第に充満し、第一ポンプの揚水量が著しく減じた時に中繼ポンプを起動する。

2') 若し流水が中繼ポンプ胴を充満せざる以前に中繼ポンプを起動せしむれば、ポンプは空氣を吸込んで運轉不能になる上に、震動が極めて大きくて機械に有害である。

2'') 揚水が中繼ポンプの下流相當遠方迄満水した状態で中繼ポンプを起動すれば、その管路の摩擦抵抗がある爲めに流量は制限せられて起動の際、普通の抵抗器の容量丈で過負荷になることは少いが、

2''') 中繼ポンプの吐口から近距離迄満水した状態で第一ポンプの揚水量が減ずる様であれば、中繼ポンプ起動の際は管路の摩擦抵抗が少ない爲めに起動時の制御器丈では調節しきれず、第一ポンプの溢水量よりも中繼ポンプの揚水量が大となる爲めに前方に真空を生ずるに至る。此の時は C バルブを幾分閉ぢて中繼ポンプの流量を調節し排砂管路が水で充満さるゝに伴れて C バルブを開いて行くのは第 4 項で示した極端に大型羽根車を起動するとの同様の理由である。尙ほ中繼ポンプの吸込側に図-13 の様にゴムジョイントを挿入すれば起動の際に真空の発生程度もバルブ C の取扱者に直接見られ、又ポンプ胴内に木片等の障害物が入つた際、取り除けたりするのに簡単で便利である。

3) 陸上中繼ポンプの試運轉では、第一ポンプ丈で排砂管が満水になる程度が未知であるから、陸上中繼ポンプを休止しバルブ C を幾分閉ぢ加減にして置いた第一ポンプを起動し、第一及中繼ポンプ管内の空氣を充分排除し中繼ポンプ胴迄完全に水で充たされた時に中繼ポンプを起動し、バルブ C を次第に調節して行けば良い。

4) 大いさの異なる 2 つのポンプを直列にして運轉する時は、中繼ポンプには小型のものを用ふべきである。船内ポンプよりも大型のものを中繼ポンプとして用ふれば、中繼ポンプの揚水量に不足を來すから、途中の溢水管に吸込みを起し勝である。

5) 第一ポンプと中繼ポンプ間に電話線を架設して、運轉中緊密な連絡をとれば、双方の運轉手間に不安がなくて都合が良い。

iv) 廣島港に於ける陸上中繼ポンプの實例：ポンプ船の主要寸法は表-7 の如く、その最大排砂距離を超過するに至つて、陸上中繼ポンプとして表-8 のものを用ひて好成績を擧げることが出來た。

表-7. ポンプ船主要寸法

電動機	臺型容電流周波迴轉數(無負荷)	數式量壓流數	臺馬力ボルトアンペアサイクル每分	1開放型三相交流誘導式
				800
				3 000
				145
				60
				360
ポンプ	臺型容量	數式	臺	1
	浚渫深度	m ³ /時	電動機直結渦巻ポンプ	開放型三相交流誘導式
	最大浚渫深度	m	300	馬力 400
	吸入管直徑	mm	7.5	ボルト 3 000
	排砂管直徑	"	508	アンペア 74
	最大排砂管長	m	508	サイクル 60
	羽根車直徑	mm	915	毎分 435
	出口の幅	"	1 295, 1 372, 1 448	
	羽根數	枚	356	
			5	
乗組人員	人	機關部 4 人 甲板部 5 人		

表-8. 中繼ポンプ主要寸法

電動機	臺型容電量	數式	臺馬力	1
	ポンプ	直徑	ボルト	開放式三相交流誘導式
	口	mm	408	400
	羽根車	直徑	978, 1 016, 1 143	3 000
		出口の幅	311	アンペア
		羽根數	5	サイクル
乗組人員	人	機關部 4 人 甲板部 5 人		

中繼ポンプとその電動機は内務省東京土木出張所から賃借したもので、中繼ポンプの位置は浚渫作業の進行と共に移動の必要あるべきことを考慮し、ポンプ、主電動機、配電盤、水閉ぢ用タービンポンプを内務省直轄工事の大土工に常用された 1200 m^3 堀りの短梯掘整機の車臺に取り付け、其の他の電氣装置は別製の臺車に納め兩車を連結して 30 軌軌條の上に乘せて可搬式となした。この構造詳細は図-14～18 で明らかである。

図-15. 陸上中繼ポンプ近景 (陸軍運輸部検閲済)

図-14. 陸上中繼ポンプ遠景 (陸軍運輸部検閲済)

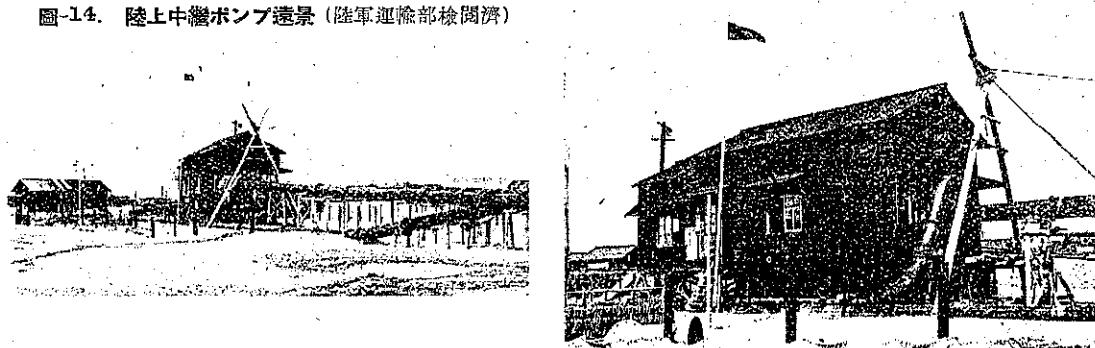


表-9. 陸上中繼ポンプ設備費明細表

種	別	内譯金額	金額	備考
400 HP 電動機組立修理		1,498.660		電動設備及カップリング等
内 譯	手入及組立労力費 生産材料費 民間工場請負修理費 小 計	451.280 233.580 314.000 1,498.660		500～60～に變更 東京宇品間運賃を含む
400 HP 砂揚ポンプ組立修理			818.284	
内 譯	手入及組立労力費 生産材料費 民間工場請負修理費 小 計	242.540 170.744 405.000 818.284		
附屬品購入費			577.500	
内 譯	品名 形状寸法 数量 單價			
	変壓器 3300V-100V 2kV 1個 22.500	22.500		室内電燈及信號燈用
	〃 3300-220V 7.5kV 2個 95.000	190.000		補助電動機用
タービン	径 38mm 7段			
ポンプ	揚程 90m	1臺 275.000	275.000	水閉ぢ用
電動機	5HP 220V	1臺 90.000	90.000	同上タービンポンプ直結
	小 計	577.500		
ポンプ小屋新築費			399.480	
機械小屋新築費			215.080	
準備工			300.000	
内 譯	掘鑿機車臺運搬費 ポンプ給水井設備費 其の他雜工事費 小 計	100.000 100.000 100.000 300.000		
合 計			3,808.004	砂揚ポンプ及主電動機購入費並に掘鑿機車臺金額を含ます

圖-16 ポンプ室内部（其の 1）

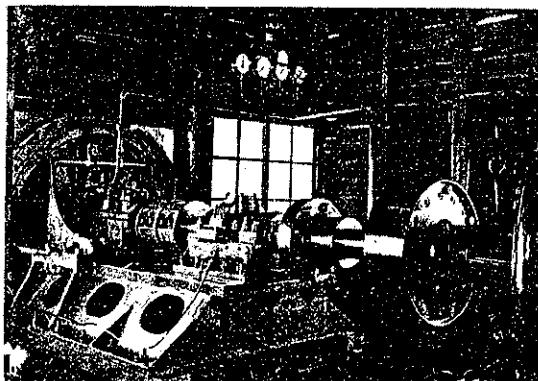
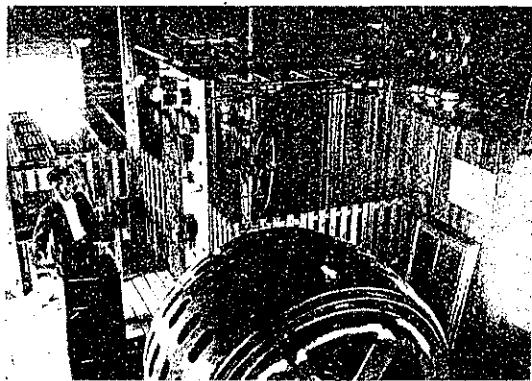


圖-17. ポンプ室内部（其の 2）



その設備費は昭和 12 年に於て合計 3 808 圓で、内訳は表-9 の通りである。

之の運轉状態の 1 例は表-10 の如く、昭和 12 年度の中繼ポンプを利用した期間の運轉成績を集計すれば表-11 となり、總距離 1 946 m に対し浚渫船は 1 m³ 当り 12.2 錢、中繼ポンプは僅かに 5.6 錢を要したのみで其の期間内で浚渫船 2 隻使用の場合に比較して、1 萬 6 千餘圓の工費の節約をなすことが出来た。

他の如何なる陸上の土運搬方法を以てしても、凡そ 1 000 m の距離を 5.6 錢/m³ の低単價で運搬することは不可能であるから、陸上中繼ポンプ利用の經濟價値が如何に高いかを了解し得られよう。

圖-18. ポンプ室内部（其の 3）



表-10. 中繼ポンプ使用浚渫狀況調

	其の 1		其の 2	
	浚 渋 船	陸上中繼ポンプ	浚 渋 船	陸上中繼ポンプ
排砂距離	975 m	894 m	942 m	1 167 m
制御器番號	全開	7 ノッチ	全開	10 ノッチ
羽根車直徑	1 372 mm	1 016 mm	1 295 mm	978 mm
迴轉數	354 r.p.m.	350 r.p.m.	355 r.p.m.	410 r.p.m.
電壓(ボルト)	2 956	3 000	3 025	3 050
電流(アンペア)	132	64	141	70
真 空	20.1 cm	壓力 0.58 kg/cm ²	25.9 cm	壓力 0.45 kg/cm ²
壓 力 (kg/cm ²)	3.82	2.67	3.52	3.49
純運轉 1 時間當り電力消費量	610 kWh	330 kWh	584 kWh	360 kWh
運轉費	12.2 錢/m ³	6.1 錢/m ³	11.3 錢/m ³	6.1 錢/m ³
浚渫深度		-6.00 m		-3.20 m
捨場高		+5.26 m		+5.27 m
純運轉 1 時間當り浚渫土量		181 m ³		277 m ³
土 質	粘土混り細砂		粘土混り細砂	

v) 中繼ポンプ使用時の流速と能率： 中繼ポンプを使用する様になれば排砂管が長くなる爲めに、混砂量の多い時又は砂利を含む時は途中に沈澱する傾向を生じ、之を清掃する爲めに可成り長時間送水を要する缺點を來たす

表-11. 中繼ポンプ使用浚渫工事成績表

(昭和 12 年度分)

種 別		単位	員 数	
總 日 數		日		266
就業日數		日		226
純運轉日數(運轉十時間を一日)		日		162
取扱土量		m ³		249 980
百 分 率	就業日數/總日數 運轉日數/總日數 純運轉日數/就業日數	%		85 61 72
一 土 日 平 均 量	總日數に對し 就業日數に對し 純運轉日數に對し	m ³		940 1 106 1 543
百 立 米 當 り 運 轉 費	種 別	単位	浚 渋 船 (800 HP)	
			員 数	金 領
電 力 料	kW H		389	円 9,670
マ シ ン 油	立		0.6	.085
雜 品				.084
小 計				9,839
乘 組 品	員	人	0.74	1,929
手 傳 人	夫	人	0.22	.420
小 計			0.96	2,349
計				12,188
排 砂 管 人 夫			116 人	1,829 円
平 均	浚 渋 深 度		(-)2.94 m	
	排 砂 距 離		951 m	995 m
	捨 場 高			(+)4.70 m
土 質				
粘 土 小 量 混 り 細 砂				
細 目		金 領	100 m ²	當り
浚 渋 船 運 轉 費		円 30 465.697		12.188
陸 上 中 繼 ポ ン プ 運 轉 費		14 108.581		5.644
排 砂 管 布 設 及 移 動		4 573.240		1.829
準 備 工		1 942.404		.777
諸 掛 費		1 528.236		.611
計		52 618.153		21.049

場合がある。東京府が目黒川改修工事に中繼ポンプを使用した時の貴重な報告⁽¹¹⁾によれば 600 HP (口径 381 mm 500 r.p.m. 羽根車 5 枚翼, 徑 1 092 mm 及 1 168 mm) 2 台を直列にし, 浚渫船の受持を 1 224~1 515 m, 中繼ポンプの受持を 1 178~1 433 m, 合計排砂距離 2 400~3 000 m の長距離排砂をした時の實績によれば, 經済排砂距離にて混砂率が 10% の場合に, 運轉時間に對する排砂管内清掃時間比は表-12 の様になつたといふことを示して居る。

(11) 落合林吉:—“サンドポンプの継続排泄に就て” 港灣第 14 卷第 6 號 41 頁

表-12. 運轉時間に対する排砂管内清掃比

種別 土質	單獨ポンプ	中繼ポンプ運轉	兩者の差
泥土	0~4%	10~12%	10~8%
砂	4~6	14~20	10~14
砂混り砂利	8~12	30~40	22~28

因にこの浚渫船の性能表より流速を逆算すれば、管内流速は 3.6 m/sec 程度の様である。

Fort Peck Dam 築造の際は、口徑 711 mm のポンプを中繼用として最大 4 台を直列に入れて長距離排砂をして居たが、其の時は實驗上排砂管路の流速 $v=6.4 \sim 7.0 \text{ m/sec}$ の時に最も能率がよく、9.1 m/sec 迄速度を上げて試験の結果は前記のものよりも混砂率が少なかつたことを報告されて居る。

廣島港に於ては中繼ポンプと捨場の間は木管を使用し、且つ費用の都合で内徑 460 mm のものを選んだ。船内ポンプの口徑は 507 mm で細砂を浚渫して居る時の流速は實測により排砂距離が 800 m で 4.4 m/sec を示して居る。從つて中繼ポンプ以下の木管は徑が小さい爲め流速は Q が共通のことより断面積に逆比例して 1.21 倍となり 5.3 m/sec に高められた。その爲めか、土質が粘土交り細砂の時に中繼ポンプを用ひても途中に沈澱して表-12 に見られる様な能率の減少が起らなかつた。

我國では管内の摩擦損失を大にせぬ爲めに管内流速を 2.4~4.0 m/sec に選んで居る様であるが、⁽¹²⁾ 長距離排砂を目的とする際には管内を沈澱の爲めに閉塞する事故を少なくする爲めに管内損失を増加しても流通を高めるのが良い場合もあらう。其の歩み合ひは充分研究の餘地があり、この例は一つの資料となることゝ信ずる。

vi) 船内と陸上中繼の比較に対する一考察：ポンプ船の經濟排砂距離より著しく遠方に排砂をする必要のある場合には陸上中繼ポンプを用ふれば、2 隻のポンプ船が各々単獨で中繼する場合に比し運轉費が著しく經濟的になることを既に知つたから、船内にて直列となすか或は陸上にて中繼をなすかの經濟比較に就て考察を進める。

1) 船内で中繼する時は排砂管の壓力が圖-11 II で知る様に累加する爲めに管の肉厚を増加せねばならない。

$$\text{管の厚さ } \delta = \frac{dp}{2\sigma_t}$$

d : 管の内徑 cm, p : 管の内壓力 kg/cm²

δ : 管の厚さ cm, σ_t : 許容引張應力度 kg/cm²

で現はされるから、 $d=50 \text{ cm}$, $p=4.8 \text{ kg/cm}^2$, $\sigma_t=1200 \text{ kg/cm}^2$ とすれば、 $\delta=0.1 \text{ cm}$ となり船内で中繼して壓力を $2p$ に保てば $\delta=0.2 \text{ cm}$ となる。之れに潰蝕に對する豫備として各々 5 mm を加ふれば、船内中繼は陸上中繼に比較して排砂管の一部は 17% 丈價格を増加する。

2) 排砂管の重量が大になる爲めに、取扱ふ労力費が掛む。

3) ポンプ船の最弱點なる浮管の可撓継手は高壓の場合には特別の考慮を必要とし、高壓になる程これが破損による休轉時間を増加する。

4) 壓力が小さい鐵管では、潰蝕した鐵管の良い部分を切り取つて、他の管を熔接修理し得るが、壓力が増すとそれが效かない。

5) 浚渫現場では排砂管が破れる迄、時々廻轉して片減りを避け乍ら使用するものであるが、壓力が大になると不均一な潰蝕の所とか又は修理の熔接が充分でないと直きに其の弱點を破つて噴水する爲めに、排砂管が古くなる

(12) 加納盛吉著“浚渫船”；谷口三郎著“基礎工及土木施工法”151 頁；君島八郎著“河海工學、海工”255 頁、Prelini ;—“Dredges and Dredging”100 頁 $v=2.4 \sim 4.9 \text{ m/sec}$ 但し排砂距離の增加に伴ひ v を大ならしむべし。Simon :—“Dredging Engineering”79 頁 v は 3.6 m/sec 以上を良しとするも、排砂距離が定格より短い時は羽根車の徑を小にしても尚ほ v の增加することを考慮して排砂距離 1200 m、位高 4.5 m の場合に $v=3.0 \text{ m/sec}$ に定める設計法を示してある。

と休轉時間が著しく大となる。

6) 浚渫船内にポンプ、電動機並に起動抵抗器等重量、容積の大なるものを2臺分納める時は船體を大ならしめ、浚渫船購入費を増加する。

7) 陸上から電力を供給する時は、海上で損傷し易い高價な電纜の費用を増す。

8) 圧力が大となる爲め、船内パイプ類の破損により浸水沈没等の危険事故発生率が大となる。

等の缺點を挙げられるが、陸上中繼ポンプを使用するよりも、

1) 操作が簡単

2) 機械付員の減少（前例では2人減の見込）

3) 1臺のポンプの經濟排砂距離以内の時は、2臺のポンプを交互に使用し得られる様に設計せられた場合は、運轉中に他の1臺のポンプの修理を行はれる爲めに繕船費が少くて済む。

等の利點を有する。

著者が砂利交り粗砂の所を浚渫中、内径457mmの鋼製直管23本に對し潰蝕程度を調査した處、

純運轉時間 2510時間、浚渫土量 280518m³、平均潰蝕 3.5mm

の記録を得た。之より厚さ1mm磨耗の純運轉時間は凡700時間で、その取扱土量は80000m³であるから、餘裕肉厚が5mmを有すれば凡400000m³で大修理を要する勘定になる。

陸上中繼をして2kmの距離に排砂する場合は管の厚さは6mmで良いが、船内中繼の場合は前項により船に近い部分には厚7mmを必要とする。今其の距離を800mと假定する。事變前は厚さ6mm、内径500mmの鋼製排砂管の單価は20圓/mの程度であり、これを砂利混り粗砂の所に用ひて耐力は400000m³と見做せば陸上中繼運轉の際はその800m間の浚渫土砂1m³當り排砂管購入費=20×800/400000=0.04圓/m³のものが、船内中繼にすれば排砂管購入費の増加=4×0.17=0.68錢/m³となる。表-11より陸上中繼の爲めの機械付員は浚渫土量100m³當り0.68圓で陸上中繼にした爲めの配置人員3名の内2名は船内中繼とすれば減員される見込であるから、陸上中繼では0.45錢/m³の無駄となる。以上2つの場合のみを比較しても差引0.68-0.45=0.23錢/m³丈陸上中繼の方が利益となり、事變により鋼材の價格騰貴率は勞賃の比でないから、其の差は更に大となる。

土質の關係で排砂管の壽命が倍加しても、陸上中繼の方が其の他の利益を考へ併せれば充分經濟的であることを知り得よう。

且つ又船内中繼で長距離排砂の時には管内壓力の増加により、浚渫船附近は構造上木管の使用は困難であるが、陸上中繼の場合は鋼管代用の木管の利用も廣範囲に可能となる。

附記 本稿を終るに際し、内務省新潟土木出張所の新關彌太郎、酒井勇の2君；大阪土木出張所の平塚明、野村四郎、京極醇而、田中誠の4君其の他多數の從務員諸氏が、ポンプ船の能率研究に熱心且つ愉快な協力を賜つたことを記し、衷心より感謝の意を表し度い。