

港湾技術研究所報告

REPORT OF PORT AND HARBOUR RESEARCH INSTITUTE
MINISTRY OF TRANSPORT, JAPAN

第4巻10号

Vol. 4 No. 10

(通巻第21号)

資料係
文献複写
禁持出

浚渫用噴流装置に関する研究(第2報)……………岩田尚生, 藤井喜一郎

— 浚渫ポンプの吸込管加圧装置について —

1965年11月

運輸省港湾技術研究所



浚渫用噴流装置に関する研究(第2報)

浚渫用ポンプの吸込管加圧装置について

岩 田 尚 生*
藤 井 喜 一 郎*

目 次

| | | |
|------|----------------------------------|----|
| 1. | ま え が き | 2 |
| 2. | ジェット噴射による方法の吸込管加圧装置の分類 | 2 |
| 3. | しゅん渫用ポンプの吸込管内圧力の変化 | 2 |
| 3—1. | 送水時の吸込管内圧力の変化, (管径一樣な場合) | 3 |
| 3—2. | 送泥時の管内圧力の変化, (管径一樣な場合) | 3 |
| 3—3. | 管断面が一樣でない場合の送泥時の管内圧力の変化 | 4 |
| 3—4. | 吸込口外部から吸込口に向ってジェット噴射するときの管内圧力の変化 | 5 |
| 4. | 噴流装置の加圧特性 | 5 |
| 4—1. | 吸込管内で噴射するときの計算式 | 5 |
| 4—2. | 吸込口外部から吸込口に向って噴射するときの計算式 | 9 |
| 5. | 吸込管加圧装置についての実験および実験結果 | 11 |
| 5—1. | 実験の目的 | 11 |
| 5—2. | 管口に向って噴射する型式の噴流装置の特質 | 11 |
| 5—3. | 噴流装置の送水時単独運転性能について | 11 |
| 5—4. | 送水時の直列運転性能についての実験および実験結果 | 14 |
| 5—5. | 送泥時の単独運転性能についての実験および実験結果 | 17 |
| 6. | 結 論 | 21 |

* 機材部, 作業船研究室

STUDY ON THE JET-APPARATUS FOR DREDGING (2ND REPORT)

— WATER AND SAND TRANSPORT CHARACTERISTICS OF A JET-APPARATUS AS PRESSURE INCREASER IN THE SUCTION PIPE —

HISAO IWATA
KIICHIRO FUJII

ABSTRACT

The general characteristics of the jet-apparatus for dredging were studied in the previous report. The theoretical equations derived were found to agree with the experimental data.

In this second report a special type of the jet-apparatus which is used as a pressure increaser in the suction pipe of a dredging pump was tested for the transport of water only and the mixture of water and sand. The experimental results showed good agreement with the theoretical ones except for the case of a large area ratio of jet nozzle to suction pipe. From this experiment the jet-apparatus which ejects the water jet toward the suction mouth from the outside was confirmed to increase the sand transport capacity of a dredging pump by mixing sand around the jet nozzle by forwarding mined sand into the suction pipe, and by increasing the pressure in the suction pipe.

1. まえがき

しゅん濇用ポンプで土砂混合水を吸上げるに際して、しゅん濇深度が増してくると、吸込管内の泥水の比重と管外部の水の比重との差による負圧の増大、および、管内部における摩擦損失頭の増大等によって、ポンプの吸込側圧力が低下し、キャビテーションが発生するために、安定した送泥運転ができなくなってくる。したがって、このような場合は、含泥率を落して運転することとなり、しゅん濇能率は低下する。このようなしゅん濇深度の大きい場合も、含泥率を落さないでポンプの運転を続けるために、低揚程水中ポンプとの直列運転や、吸込管内へ高圧水を噴射して管内の圧力を高める方法が用いられる。これらの吸込管加圧装置は、すでに二三の深掘用ポンプしゅん濇船にも装備され好成績を収めているようである。

本報告は、しゅん濇用噴流装置に関する研究の第2報として吸込管加圧装置を取上げ、二三の模型実験によって、その性能を調査した結果を紹介したものである。特に吸込口外部から吸込口に向って噴射する型式の加圧装置については、送泥時性能を求めめるための実験を行ない。この型式の加圧装置が十分な加圧能力を有し、か

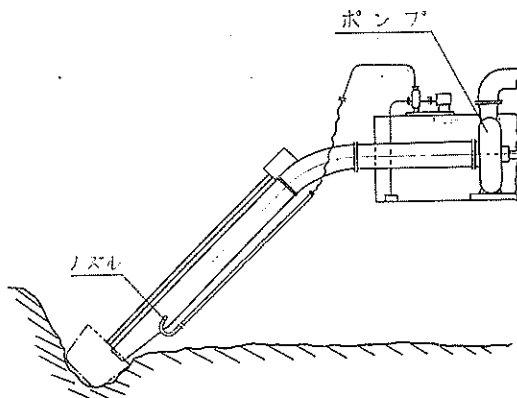
つ、単独の土砂排送装置として使用する場合も、優れた排送能力をもっている点を確認することができた。

2. ジェット噴射による方法の吸込管加圧装置の分類

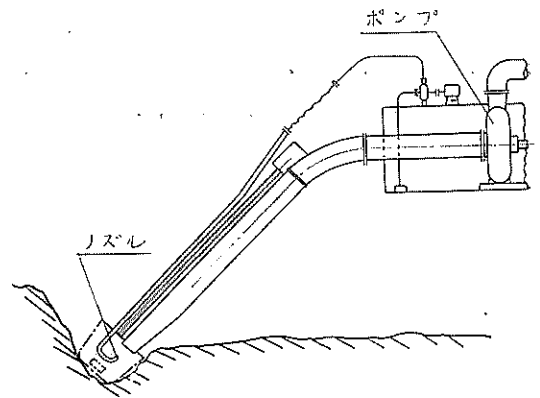
ジェット噴射による方法の加圧装置は、その噴射方法により、次のように分類することができる。

- (1) 吸込口からしゅん濇ポンプに至る間の吸込管内へ噴射する型式のもの。
 - (イ) 吸込管断面の中央にノズルを配置するもの。
 - (ロ) 吸込管断面の全円周上、または、円周上の数箇所から噴射するもの。
 - (ハ) 吸込管底部の一箇所、または、二箇所以上から噴射するもの。
- (2) 吸込管外部より吸込口に向って、一個、または、二個以上のノズルから噴射する型式のもの。

図一1と図一2に、上記(1)と(2)の配置例を示す。このジェット噴射による方法の加圧装置は、抵揚程の水中ポンプによる加圧方法と比較して、効率の面で不利であるが、摩擦部分が少ないこと、土砂塊の混合粉碎作用を行なうこと、必要のない場合は、ジェット噴射を行わずに、しゅん濇用ポンプのみで運転を行なって、障害とな



図一1 吸込管内で噴射する型式の加圧装置



図一2 吸込口外部から吸込口に向って噴射する型式

らないこと等の利点がある。

3. 浚濇用ポンプの吸込管内圧力の変化

ポンプの単独運転時と、ジェット噴射を行なうときの吸込管内の圧力を比較してみよう。種々の比較方法が考えられるが、ここでは、単独運転時とジェット噴射を行なうときの圧力を、ポンプを通過する流量と含泥率が等しい状態で比較する。次に、これから使用する主な記号を示す。

V_w = 送水時のポンプ直前での負圧。(m)

V_m = 送泥時のポンプ直前での負圧。(m)

h_a = ポンプの吸込実高 (m)

h_{u1} = ジェット噴射位置以前の水深揚程 (m)

h_{u2} = ジェット噴射位置以後の水深揚程 (m)

l_1 = 吸込口から噴射位置までの吸込管長 (m)

l_2 = 噴射位置からポンプまでの吸込管長(相当管長) (m)

γ_w = 水の単位体積重量 (kg/m³)

γ_{ms} = 噴射位置以前の泥水の単位体積重量 (kg/m³)

γ_{md} =噴射位置以後の泥水の単位体積重量 (kg/m³)

ξ_s =吸込口部分における損失水頭係数

λ =吸込管内における摩擦損失水頭係数

β =土質係数

C_0 =ノズルから噴出する水の速度係数

g =重力の加速度 (m/sec²)

d_j =ノズル口直径 (m)

D_s =断面1における吸込管直径 (m)

D =断面2における吸込管直径 (m)

L =断面1と断面2の間の距離 (m)

h_j =ジェット噴射によって得る加圧水頭 (m)

h_{j0} =管口外部の静圧を基準とする場合の加圧水頭 (m)

P_j =ノズル口直前でのジェット圧力 (kg/m²)

P_s =断面1における圧力 (kg/m²)

P'_a =断面2における圧力 (kg/m²)

$P_a = P'_a$ を断面1に置き換えたときの圧力 (kg/m²)

P_w =吸込口外部の静水の圧力 (kg/m²)

v_j =ノズル口からの噴出速度 (m/sec)

v_s =断面1における被駆動水流速 (m/sec)

v_a =断面2における流速 (m/sec)

A_j =ノズル口断面積 (m²)

A_s =断面1における管断面積 (m²)

A_a =断面2における管断面積 (m²)

Q_j =ノズルから噴出する駆動水流量 (m³/sec)

Q_s =噴射位置以前の被駆動水流量 (m³/sec)

Q_a =噴射位置以後の流量= Q_j+Q_s (m³/sec)

H_j =ノズル口直前における駆動水全水頭 (m)

H_1 =断面1における全水頭 (m)

H_2 =断面2における全水頭 (m)

3-1 送水時の吸込管内圧力の変化。(管径一様な場合)

吸込口からポンプまでの吸込管内で噴射するときの送水時管内圧力を求めると、図-3において、ポンプ直前の負圧 V_w 、および V_{wj} は次のようになる。

(1) ポンプの単独運転時の負圧 V_w

$$V_w = h_a + \frac{(1+\xi_s) v_a^2}{2g} + \lambda \frac{(l_1+l_2)}{D} \cdot \frac{v_a^2}{2g} \dots\dots\dots(1)$$

(2) ジェット噴射するときの負圧 V_{wj}

$$V_{wj} = h_a + \frac{(1+\xi_s) v_s^2}{2g} + \lambda \frac{l_1}{D} \cdot \frac{v_s^2}{2g} + \lambda \frac{l_2}{D} \cdot \frac{v_a^2}{2g} - h_j \dots\dots\dots(2)$$

(3) ポンプの単独運転時とジェット噴射するときの負圧の差

$$V_w - V_{wj} = (1+\xi_s) \frac{(v_a^2 - v_s^2)}{2g} + \lambda \frac{l_1}{D} \cdot$$

$$\frac{(v_a^2 - v_s^2)}{2g} + h_j \dots\dots\dots(3)$$

上式で、吸込管軸に対する噴射角度の影響、および曲管上部の損失水頭は無視して考えた上記の $V_w - V_{wj}$ の値は、吸込口から噴射位置までの距離 l_1 が大きい程大となるが、後述のように、送泥時には水深揚程 h_{u1} に大きく支配され、 l_1 は小さい程有利である。

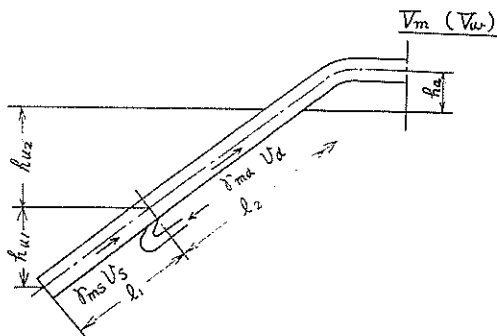


図-3 加圧装置の配置

3-2 送泥時の管内圧力の変化。(管径一様な場合)

送水時と同じく、図-3において、下記の計算式を得る。(文献-1)

(1) 単独運転時の負圧 V_m 、(ポンプのみで送泥する場合)

$$V_m = \frac{\gamma_{md}}{\gamma_w} h_a + \left(\frac{\gamma_{md}}{\gamma_w} - 1 \right) (h_{u1} + h_{u2}) + \frac{\gamma_{md}}{\gamma_w} \cdot \frac{(1+\xi_s) v_a^2}{2g} + \left\{ 1 + \beta \left(\frac{\gamma_{md}}{\gamma_w} - 1 \right) \right\} \lambda \frac{(l_1+l_2)}{D} \cdot \frac{v_a^2}{2g} \dots\dots\dots(4)$$

(2) ジェット噴射するときの負圧 V_{mj} ,

$$V_{mj} = \frac{\gamma_{md}}{\gamma_w} h_a + \left(\frac{\gamma_{ms}}{\gamma_w} - 1 \right) h_{u1} + \left(\frac{\gamma_{md}}{\gamma_w} - 1 \right) h_{u2} + \frac{\gamma_{ms}}{\gamma_w} \cdot \frac{(1+\xi_s) v_s^2}{2g} + \left\{ 1 + \beta \left(\frac{\gamma_{ms}}{\gamma_w} - 1 \right) \right\} \lambda \frac{l_1}{D} \cdot \frac{v_s^2}{2g} + \left\{ 1 + \beta \left(\frac{\gamma_{md}}{\gamma_w} - 1 \right) \right\} \lambda \frac{l_2}{D} \cdot \frac{v_a^2}{2g} - h_j \dots\dots\dots(5)$$

(3) 単独運転時と噴射するときの負圧の差

$$V_m - V_{mj} = \left(\frac{\gamma_{md} - \gamma_{ms}}{\gamma_w} \right) h_{u1} + \frac{(1+\xi_s)}{2g} \left(\frac{\gamma_{md}}{\gamma_w} v_a^2 - \frac{\gamma_{ms}}{\gamma_w} v_s^2 \right) + \left\{ 1 + \beta \left(\frac{\gamma_{md}}{\gamma_w} - 1 \right) \right\} \lambda \frac{l_1}{D} \cdot \frac{v_a^2}{2g} - \left\{ 1 + \beta \left(\frac{\gamma_{ms}}{\gamma_w} - 1 \right) \right\} \lambda \frac{l_1}{D} \cdot \frac{v_s^2}{2g} + h_j$$

ここで、 $\gamma_{ms}Q_s + \gamma_w Q_j = \gamma_{md}Q_a$ と $Q_j + Q_s = Q_a$ の関係から、

$$\gamma_{ms} = \frac{(\gamma_{md} - \gamma_w) v_d}{v_s} + \gamma_w$$

$$\therefore V_m - V_{mj} = \left(\frac{\gamma_{md} - \gamma_{ms}}{\gamma_w} \right) h_{u1} + \left\{ \frac{\gamma_{md}}{\gamma_w} (v_d^2 - v_d v_s) + (v_d v_s - v_s^2) \right\} \frac{(1 + \xi_s)}{2g} + \left\{ (v_d^2 - v_s^2) + \beta \frac{\gamma_{md}}{\gamma_w} (v_d^2 - v_d v_s) + \beta v_d (v_s - v_d) \right\} \frac{\lambda_1}{2gD} + h_j$$

.....(6)

上式で、吸込口部分の損失水頭は、泥水の場合にも流体の比重が増しただけであると仮定した。ゆえに、粒径の大きい砂や砂利を排送する場合には、絞密には適用できるかどうか疑問であるが、本報告では、粒径の小さい土砂のみを考える。

計算例 1.

$D=0.8\text{m}$, $v_s=3\text{m/sec}$, $v_d=4\text{m/sec}$, $h_a=1\text{m}$, $h_{u1}=15\text{m}$, $h_{u2}=15\text{m}$, $l_1=20\text{m}$, $l_2=30\text{m}$, $\gamma_{md}=1,200\text{kg/m}^3$, $\gamma_{ms}=1,270\text{kg/m}^3$, $\lambda=0.017$, $\beta=3.5$, $(1+\xi_s)=1.5$, $g=9.8\text{m/sec}^2$ を与えて $V_m - V_{mj}$ の値を求める。(ここで $\beta=3.5$ の値は砂利混り砂の場合を考えた。)

$$V_m - V_{mj} = (1.2 - 1.27) \times 15 + \left\{ 1.2 \times (4^2 - 4 \times 3) + (4 \times 3 - 3^2) \right\} \times \frac{1.5}{2 \times 9.8} + \left\{ (4^2 - 3^2) + 3.5 \times 1.2 \times (4^2 - 4 \times 3) + 3.5 \times 4 \times (3 - 4) \right\} \times \frac{0.017 \times 20}{2 \times 9.8 \times 0.8} + h_j = -0.241 + h_j (\text{m})$$

上記の計算によってもわかるように、ジェット噴射による吸込管負圧の減少量は、水深揚程に大きく支配される。ゆえに、式(6)の h_{u1} を小にするためには、 l_1 を小にすればよく、 $V_m - V_{mj}$ の値のみを考える場合は、吸込口に近い位置でジェット噴射するのが得策である。

3-3 管断面が一様でない場合の送泥時の管内圧力の変化

ジェット噴射による方法で吸込管加圧を行なうに際し、図-4に示すように、泥水を輸送するのに必要な最小の管内流速を得るために、噴射位置以前の管径を小さくする方法、あるいは、駆動水頭に対し、より大きな加圧水頭を得るために、噴射位置部分の管径を小さくする方法等も用いられる。このように、管断面が一様でない場合も、噴射位置以前と、噴射位置以後の夫々の流れについて、個々に管内圧力の変化を計算して、これに加圧水頭を加算し、ポンプ直前の負圧を求める方法が便利である。すなわち、一般の噴流装置の計算では、噴流装置を構成する部分における混合前後の諸損失は、噴流装置

性能の中に入れて計算されるが、加圧装置としての噴流装置を考える場合は、加圧装置を用いないときに対する負圧の減少量で、その効果を表示するために、吸込管全体の抵抗計算に諸損失を含め、噴流装置の計算では、加圧水頭のみを求める方法が適当であると考えられる。もちろん、ジェット噴射直後の噴流の混合過程では、一般の定常流れとは、その状態が異なるために、絞密には同じ計算式によって処理することができない。しかしながら、吸込管内全体の負圧や、加圧水頭の値に対し、噴流装置部分での計算式との諸損失の誤差は、微小であるために無視することができると考えられる。

次に、上記の一例として、噴射位置以前の吸込管径を小さくして、 $v_s=v_d$ となるように配置した場合の圧力の変化を計算し、これと管径が一様な場合の単独運転時負圧を比較すると次のようになる。

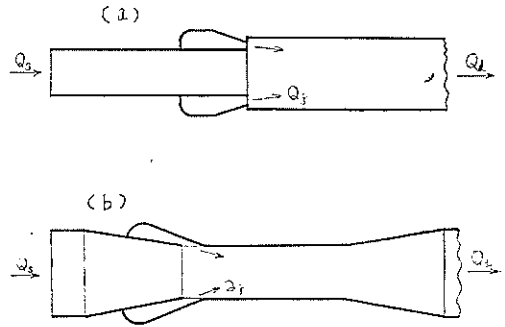


図-4. 吸込管径を小さくする例

(1) ジェット噴射するときの負圧 V_{mjs} , ($v_s=v_d$)

$$V_{mjs} = \frac{\gamma_{md}}{\gamma_w} h_a + \left(\frac{\gamma_{ms}}{\gamma_w} - 1 \right) h_{u1} + \left(\frac{\gamma_{md}}{\gamma_w} - 1 \right) h_{u2} + \frac{\gamma_{ms}}{\gamma_w} \cdot \frac{(1 + \xi_s) v_d^2}{2g} + \left\{ 1 + \beta \left(\frac{\gamma_{ms}}{\gamma_w} - 1 \right) \right\} \lambda \frac{l_1}{D_s} \cdot \frac{v_d^2}{2g} + \left\{ 1 + \beta \left(\frac{\gamma_{md}}{\gamma_w} - 1 \right) \right\} \lambda \frac{l_2}{D} \cdot \frac{v_d^2}{2g} - h_j$$

.....(7)

(2) 管径一様な場合の単独運転時負圧 V_m と、上式の V_{mjs} との差を求めると、

$$V_m - V_{mjs} = \left(\frac{\gamma_{md} - \gamma_{ms}}{\gamma_w} \right) h_{u1} + \left(\frac{\gamma_{md} - \gamma_{ms}}{\gamma_w} \right) \frac{(1 + \xi_s) v_d^2}{2g} + \left\{ 1 + \beta \left(\frac{\gamma_{md}}{\gamma_w} - 1 \right) \right\} \lambda \frac{l_1}{D} \cdot \frac{v_d^2}{2g} - \left\{ 1 + \beta \left(\frac{\gamma_{ms}}{\gamma_w} - 1 \right) \right\} \lambda \frac{l_1}{D_s} \cdot \frac{v_d^2}{2g} + h_j$$

ここで、 $v_d=v_s$ であるから、

$$\left. \begin{aligned} \gamma_{ms} &= \frac{(\gamma_{md} - \gamma_w) A_d}{A_s} + \gamma_w \\ D_s &= \sqrt{\frac{A_s}{A_d}} \cdot D \end{aligned} \right\}$$

$$\therefore V_m - V_{mjs} = \left(\frac{\gamma_{md} - \gamma_{ms}}{\gamma_w} \right) h_{u1} + \left(\frac{\gamma_{md} - \gamma_{ms}}{\gamma_w} \right) \frac{(1 + \xi_s) v_d^2}{2g} + \left\{ 1 + \beta \left(\frac{\gamma_{md}}{\gamma_w} - 1 \right) \right\} \left\{ 1 + \beta \left(\frac{\gamma_{md}}{\gamma_w} - 1 \right) \frac{A_d}{A_s} \right\} \sqrt{\frac{A_d}{A_s}} \cdot \lambda \frac{l_1}{D} \cdot \frac{v_d^2}{2g} + h_j \dots \dots \dots (8)$$

計算例 2

計算例1において、噴射位置以前の管径を小さくし、 $v_s = v_d$ となるようにしてジェット噴射する場合の負圧 V_{mjs} と吸込管の断面一様でポンプのみの単独運転する場合の負圧 V_m との差を求める。

$$V_m - V_{mjs} = (1.2 - 1.27) \times 15 + (1.2 - 1.27) \frac{1.5 + 4^2}{2 \times 9.8} + \left\{ 1 + 3.5 \times (1.2 - 1) \right\} - \left\{ 1 + 3.5 \times (1.2 - 1) \times \frac{1.27 - 1}{1.2 - 1} \right\} \times \sqrt{\frac{1.27 - 1}{1.2 - 1}} \times 0.017 \times \frac{20}{0.8} \times \frac{4^2}{2 \times 9.8} + h_j = -1.47 + h_j$$

3-4 吸込口外部からの吸込口に向かって、ジェット噴射するときの管内圧力の変化

吸込口からポンプまでの間の吸込管内でジェット噴射する方法に対し、吸込口外部から吸込口に向かってジェット噴射する方法が考えられる。この型式の噴流装置は、吸込管内で泥水を薄めることがなく、流量比 Q_a/Q_j の値を比較的小さな範囲に選ぶことができる等の利点がある。この方法による場合の吸込管内圧力の変化は、次のように表わされる。

(1) ジェット噴射するときの負圧 V_{mjo}

$$V_{mjo} = \frac{\gamma_{md}}{\gamma_w} h_a + \left(\frac{\gamma_{md}}{\gamma_w} - 1 \right) (h_{u1} + h_{u2}) + \left\{ 1 + \beta \left(\frac{\gamma_{md}}{\gamma_w} - 1 \right) \right\} \lambda \frac{(l_1 + l_2)}{D} \cdot \frac{v_d^2}{2g} - h_{jo} \dots \dots \dots (9)$$

(2) ポンプのみの単独運転時との負圧の差 [式(4)と上式との差]

$$V_m - V_{mjo} = \frac{\gamma_{md}}{\gamma_w} \cdot \frac{(1 + \xi_s) v_d^2}{2g} + h_{jo} \dots \dots \dots (10)$$

吸込口外部から吸込口に向かって噴射する型式の噴流装置では、吸込口附近における損失水頭は微小である。ゆえに、式(9)ではこれを無視した。また、この場合の h_{jo} の値は、吸込口外部の静圧を基準として計算する後述の $(P_d - P_w)/\gamma_w$ の値であるから計算に際しては、負圧の減

少量と混同しないよう注意を要する。

以上、しゅん濇用ポンプの吸込管にジェット噴射による方法の加圧装置を用いる際の負圧の計算法について簡単に説明した。この圧力の変化の状態を比較すると、図-5に示すような傾向となる。ポンプの単独運転時の負圧とジェット噴射するときの負圧の差を、損失水頭の変化による圧力の変化量と加圧水頭との和、または差の形で表わしたが、実際面では、この他にジェット噴射することによって、ポンプを通過する流量が変化することも考慮しなければならない。すなわち、ポンプと吸込管加圧装置の直列運転を行なうことになるから、ポンプの単独運転時よりも流量が増加し、このために、負圧が増して加圧水頭が減少する。この算定には、ポンプの性能線図を必要とするため、本報告では割合する。

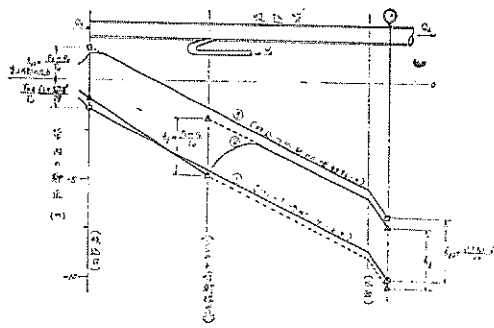


図-5. 吸込管内圧力の変化

4. 噴流装置の加圧特性

4-1 吸込管内で噴射するときの計算式

吸込管内の噴射部分の断面の符号を図-6のように定め、断面1と断面2の間で運動量保存の法則を適用すると、その流れの状態は、以下に述べるような形で表わすことができた。(文献-2)すなわち送水時において、

$$\frac{P_d - P_s}{\gamma_w} = \left[\frac{A_d - A_s}{A_d g} - \frac{\lambda \pi D L}{8 A_d g} \right] v_d^2 - \frac{2 A_j}{A_s g} v_d v_j + \left[\frac{A_s A_j + A_j^2}{A_s A_d g} \right] v_j^2 \dots \dots \dots (11)$$

上式と

$$v_j = C_v \sqrt{\frac{2g(P_j - P_s)}{\gamma_w}} \dots \dots \dots (12)$$

の関係とから次式を得る。

$$\frac{P_d - P_s}{P_j - P_s} = \left[\frac{A_d - A_s}{A_s} - \frac{\lambda \pi D L}{8 A_d} \right] \frac{2 C_v^2 v_d^2}{v_j^2} - \frac{A_j}{A_s} \cdot \frac{4 C_v^2 v_d}{v_j} + \left[\frac{A_s A_j + A_j^2}{A_s A_d} \right] 2 C_v^2 \dots \dots \dots (13)$$

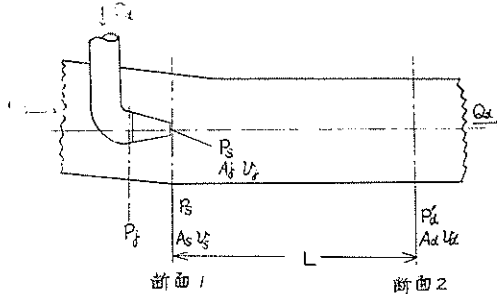
上式の $\lambda \pi D L / 8 A_d$ の項は、断面1と断面2の間の摩擦損失水頭に関係し、これは、すでに述べたように、しゅ

ん濺用ポンプの加圧装置の計算では、便宜上式(1)から式(10)の吸込管内圧力の計算に含ませため消去して考えることにする。以下、断面2と断面1の実際の圧力差を $(P_d - P_s)$ で表わし、摩擦損失水頭の項を含まない計算上の圧力を $(P_a - P_s)$ で表わすことにする。

式(13)の v_a/v_j を流量比 Q_d/Q_j の形に書き換えると、次のようになる。

$$\frac{P_a - P_s}{P_j - P_s} = 2C_v^2 \left(\frac{A_j^2}{A_s A_d} - \frac{A_j^2}{A_i^2} \right) \frac{Q_d^2}{Q_j^2} - 4C_v^2 \frac{A_j^2}{A_s A_d} \cdot \frac{Q_d}{Q_j} + 2C_v^2 \left(\frac{A_j}{A_d} + \frac{A_j^2}{A_s A_d} \right) \dots (14)$$

上式は、送水時の噴流装置性能を表わす基本式である。しかし、上式で $(P_a - P_s)/\gamma w = h_j$ の関係より加圧水頭が定まる。



図一六 噴射位置断面の符号

現在、一般に採用されている加圧装置で、吸込管の円周上や、底部に斜方向にノズルを配置して噴射する形式

の $A_d = A_s$ の場合を考えると、式(14)は、次のように簡単になる。

$$\frac{P_a - P_s}{P_j - P_s} = 2C_v^2 \frac{A_j}{A_d} \left(1 + \frac{A_j}{A_d} - \frac{2A_j}{A_d} \cdot \frac{Q_d}{Q_j} \right) \dots (15)$$

上式で、吸込管に対するノズル軸の噴射角度の影響は考慮していない。次に、吸込管の中央にノズルを配置する場合のように、 $A_d = A_s + A_j$ の関係のときは、式(14)は下記のようになる。

$$\frac{P_a - P_s}{P_j - P_s} = 2C_v^2 \frac{A_j}{A_s} \left(\frac{A_j}{A_d} \cdot \frac{Q_d}{Q_j} - 1 \right)^2 \dots (16)$$

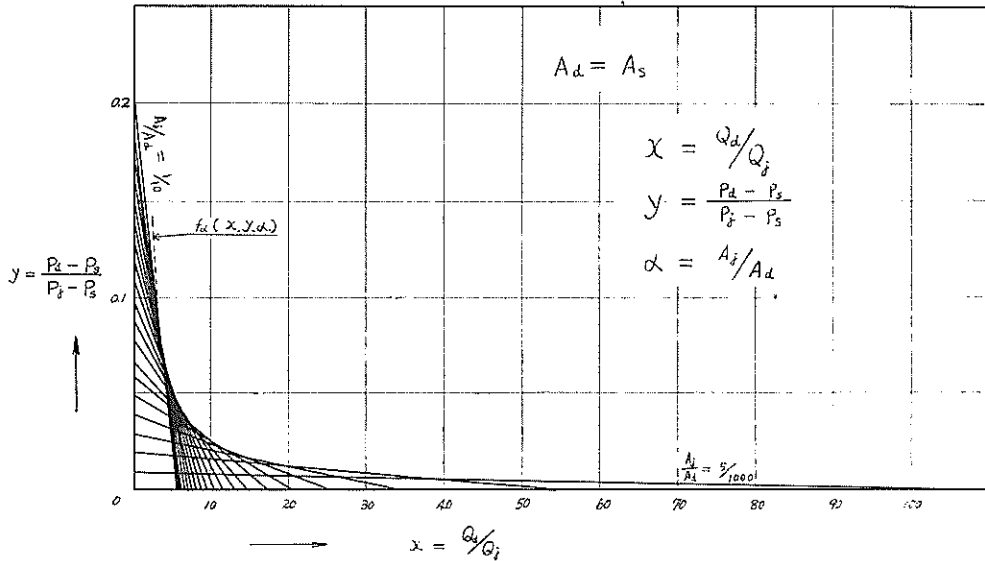
式(15)と式(16)において、種々の面積比 A_j/A_d に対し、流量比 Q_d/Q_j と圧力比 $(P_a - P_s)/(P_j - P_s)$ の関係のグラフに表わすことができる。図一七は、式(15)の場合の流量比と圧力比の関係を示したものである。ただし、式(15)、式(16)において、圧力比が1以上になる面積比の範囲を除いて考える。

図一七において、 Q_d/Q_j の値を定めると、 $(P_a - P_s)/(P_j - P_s)$ の値は、曲線群の包絡線上において最大となることわかる。この包絡線を表わす式は、式(15)の場合に次のようになる。

$$\frac{P_a - P_s}{P_j - P_s} = \frac{C_v^2}{4} \frac{Q_d^2}{Q_j^2} - 2 \dots (17)$$

上式と式(15)との接点を求めると。

$$\frac{Q_d}{Q_j} = \frac{A_d}{4A_j} + \frac{1}{2} \dots (18)$$



図一七 流量比と圧力比の関係 ($A_d = A_s$)

式(7)と式(8)とから、圧力比、流量比、面積比の何れかを定めれば、包絡線上の使用点を求めることができる。更に包絡線上の点では、式(1)と式(8)とから、加圧水頭 $(P_d - P_s)/\gamma_w$ を求めると次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{P_d - P_s}{\gamma_w} &= \frac{A_j}{2A_d} \cdot \frac{v_j^2}{g} \\ \text{または、} \\ \frac{P_d - P_s}{\gamma_w} &= \frac{4A_j}{(A_d + 2A_j)} \cdot \frac{v_d^2}{g} \left\{ \frac{4(A_d + A_j)}{(A_d + 2A_j)} \right\} \dots\dots(19) \\ &\quad - 2 \end{aligned} \right\}$$

以上は、式(8)の $A_d = A_s$ の場合を例にとりて、流量比に対し圧力比が最大となる包絡線上の使用点の計算法について述べたが、この他に実際面においては、加圧装置としての輸送能力を表わす一つの尺度として、ジェット噴射によって、吸込管内の断面2で得た水動力と、ノズル口直前における駆動水動力の比で表示する比較方法が考えられる。すなわち、式(8)の $A_d = A_s + A_j$ の場合を例にとりて考えてみると、断面1の圧力を基準にとりて次式が得られる。

$$\frac{Q_d (H_2 - H_1)}{Q_j H_j} = \frac{2C_v^2}{1 - A_j/A_d} \cdot \frac{A_j}{A_d} \cdot \frac{Q_d}{Q_j} \left(\frac{A_j}{A_d} \cdot \frac{Q_d}{Q_j} - 1 \right)^2 \dots\dots(20)$$

上式は、断面2における混合終了後の動力と駆動水動力との比である。ここで、 $(H_2 - H_1)$ の記号を用いたのは、断面2の全水頭を管外の静圧を基準として考える場合と区別するためである。もちろん、ここでは断面1と断面2の間の損失水頭は、吸込管内の負圧を求める計算式に含まれるため、式(20)の計算上の取扱いは、断面2が断面1と一致した状態を考える。また、 $(H_2 - H_1)$ の値は、速度水頭も含めた値であるべきであるが、簡単のために圧力水頭のみを考えた。さて、式(20)の動力の比が最大となる場合の流量比と面積比の関係は次のようになる。

$$\frac{Q_d}{Q_j} = \frac{A_d}{3A_j} \dots\dots(21)$$

この動力の比が最大となる点においては、加圧水頭 $(P_d - P_s)/\gamma_w$ を次式によって求めることができる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{P_d - P_s}{\gamma_w} &= \frac{4A_j}{9A_s} \cdot \frac{v_j^2}{g} \\ \text{または、} \\ \frac{P_d - P_s}{\gamma_w} &= \frac{4A_j}{A_s} \cdot \frac{v_d^2}{g} \end{aligned} \right\} \dots\dots(22)$$

すなわち、式(8)の場合と同様に、上式において、面積比と断面2における流速を定めると、加圧水頭も定まってしまうことになる。上記の式(20)～式(22)の関係から最小の動力の比で運転するときの駆動水用ポンプに必要な馬力

を計算することができる。

以上、包絡線上の使用点と、動力の比が最大となる点の計算式を紹介したが、実際面において、しゅん濇用ポンプの吸込管加圧装置は、送泥時の状態について、他の多くの要素を考慮して設計が行なわれるのであるから、上記の計算法は、計算が簡単なために、単に設計の際の目安を得るに便利であるという程度のもとなろう。また、送泥時について、包絡線上の点や、動力の比が最大となる点を求めることもできるが、 $A_d = A_s$ 、または $A_d = A_j + A_s$ となる配置のときは、送泥時に必要な最小流速や、含泥率の範囲と流量比の関係等によって、設計の範囲が限定されるから、包絡線上の点や動力の比が最大となる点を使用点を選ぶのが設計上困難なことも多い。このような場合には、上記の使用点にできるだけ近い面積比を選ぶ方法や、混合部分を絞ってのど部を設ける方法、あるいは、後述のように、吸込口外部から吸込口に向って噴射するようにノズルを配置して、流量比の小さい範囲で使用するよう設計する方法等を用いる。これらの方法についての夫々の得失は、実際面における使用条件や、構造配置によっても異なる。

送泥時の噴流装置性能については、送泥時に単に流体の比重が増すだけであると考えて処理できる範囲の泥水の場合は、式(4)を次のように書き換えることができる。

$$\begin{aligned} \frac{P_d - P_s}{P_j - P_s} &= 2C_v^2 \left(\frac{\gamma_{ms}}{\gamma_w} \cdot \frac{A_j^2}{A_s A_d} - \frac{\gamma_{md}}{\gamma_w} \cdot \frac{A_j^2}{A_d^2} \right) \\ &\quad - \frac{Q_d^2}{Q_j^2} - 4C_v^2 \frac{\gamma_{ms}}{\gamma_w} \cdot \frac{A_j^2}{A_s A_d} \cdot \frac{Q_d}{Q_j} \\ &\quad + 2C_v^2 \left(\frac{A_j}{A_d} + \frac{\gamma_{ms}}{\gamma_w} \cdot \frac{A_j^2}{A_s A_d} \right) \dots\dots(23) \end{aligned}$$

上式は、送泥時の噴流装置性能を表わす基本式である。次に送泥時の加圧水頭を求めると、式(1)より

$$\begin{aligned} \frac{P_d - P_s}{\gamma_w} &= \left\{ \left(\frac{\gamma_{ms} A_j}{\gamma_w A_s} - \frac{\gamma_{md} A_j}{\gamma_w A_d} \right) \left(\frac{Q_d}{Q_j} \right)^2 - \frac{2\gamma_{md} A_j}{\gamma_w A_s} \right. \\ &\quad \left. \cdot \frac{Q_d}{Q_j} + \left(1 + \frac{\gamma_{ms} A_j}{\gamma_w A_s} \right) \right\} \frac{A_j}{A_d} \cdot \frac{v_j^2}{g} \dots\dots(24) \end{aligned}$$

または

$$\begin{aligned} \frac{P_d - P_s}{\gamma_w} &= \left\{ \left(\frac{\gamma_{ms} A_d}{\gamma_w A_s} - \frac{\gamma_{md}}{\gamma_w} \right) - \frac{2\gamma_{ms} A_d}{\gamma_w A_s} \cdot \left(\frac{Q_d}{Q_j} \right)^{-1} \right. \\ &\quad \left. + \left(\frac{A_d}{A_j} + \frac{\gamma_{ms} A_d}{\gamma_w A_s} \right) \left(\frac{Q_d}{Q_j} \right)^{-2} \right\} \frac{v_d^2}{g} \dots\dots(25) \end{aligned}$$

を得る。上記の式(23)と式(24)における γ_{ms} と γ_{md} の関係は次式で表わされる。

$$\frac{\gamma_{ms}}{\gamma_w} = \frac{\gamma_{md} Q_d - 1}{\frac{\gamma_w Q_j}{Q_d} - 1} \dots\dots(26)$$

式(23)～式(24)によって、送泥時の加圧装置性能を求めることができる。上記の関係式では、 A_d 、 A_j 、 A_s の種々の

組合せについて計算を行なうことができるから、吸込管の噴射部分の管径を絞ったときの加圧水頭も求まる。
 計算例 3.

$A_d = A_s$, $v_d = 4 \text{ m/sec}$, $Q_d/Q_j = 4$, $\gamma_{md}/\gamma_w = 1.2$, $\gamma_{ms}/\gamma_w = 1.27$ の計算例 1 の状態の場合に、加圧水頭 $h_j = 2 \text{ m}$ を得るための面積比とその流量比圧力比の関係を求め、送水時特性と比較する。ただし、 $C_v^2 = 0.95$ とし、しゅん浆用ポンプを通過する泥水は、常に $\gamma_{md}/\gamma_w = 1.2$ とする。式(24)によって面積比を求めると、

$$2 = \left\{ (1.27 - 1.2) - 2 \times 1.27 \times \frac{1}{4} + \left(\frac{A_d}{A_j} + 1.27 \right) \times \frac{1}{4^2} \right\} \times \frac{4^2}{9.8}$$

$$\therefore \frac{A_j}{A_d} = 0.0365$$

$A_j/A_d = 0.0365$ に対する流量比—圧力比の関係は、式(23)から、

$$\begin{aligned} \frac{P_d - P_s}{P_j - P_s} &= 2 \times 0.95 \left(\frac{\gamma_{ms}}{\gamma_w} \times 0.00133 - 1.2 \times 0.00133 \right) \\ &\quad \left(\frac{Q_d}{Q_j} \right)^2 - 4 \times 0.95 \times 0.00133 \times \frac{\gamma_{ms}}{\gamma_w} \cdot \frac{Q_d}{Q_j} + 2 \\ &\quad \times 0.95 \left(0.0365 + 0.00133 \frac{\gamma_{ms}}{\gamma_w} \right) \\ &= 0.00253 \left(\frac{\gamma_{ms}}{\gamma_w} - 1.2 \right) \left(\frac{Q_d}{Q_j} \right)^2 - 0.00505 \frac{\gamma_{ms}}{\gamma_w} \cdot \\ &\quad \frac{Q_d}{Q_j} + 0.00253 \frac{\gamma_{ms}}{\gamma_w} + 0.0694 \end{aligned}$$

上式と式(25)とから、次の計算表を作成する。

| $\frac{Q_d}{Q_j}$ | $\frac{\gamma_{ms}}{\gamma_w}$ | $0.00253 \frac{Q_d^2}{Q_j^2} \times \left(\frac{\gamma_{ms}}{\gamma_w} - 1.2 \right)$ | $-0.00505 \frac{Q_d}{Q_j} \times \frac{\gamma_{ms}}{\gamma_w}$ | $0.00253 \frac{\gamma_{ms}}{\gamma_w}$ | $+0.0694$ | $\frac{P_d - P_s}{P_j - P_s}$ |
|-------------------|--------------------------------|--|--|--|-----------|-------------------------------|
| 2 | 1.4 | 0.0020 | 0.0141 | 0.0035 | 0.0694 | 0.0608 |
| 4 | 1.27 | 0.0028 | 0.0254 | 0.0032 | " | 0.0500 |
| 6 | 1.24 | 0.0037 | 0.0375 | 0.0031 | " | 0.0387 |
| 8 | 1.23 | 0.0049 | 0.0497 | 0.0031 | " | 0.0277 |
| 10 | 1.22 | 0.0063 | 0.0619 | 0.0031 | " | 0.0169 |
| 12 | 1.22 | 0.0073 | 0.0744 | 0.0031 | " | 0.0054 |

$Q_d/Q_j = 4$ の使用点では、圧力比が 0.05 であるから、駆動水圧力は次のようになる。

$$\frac{P_j - P_s}{\gamma_w} = \frac{2}{0.05} = 40, \quad (\text{m})$$

次に送水時特性を求めると、式(25)から $A_j/A_d = 0.0365$ に対し、

$$\frac{P_d - P_s}{P_j - P_s} = 0.072 - 0.00508 \frac{Q_d}{Q_j}$$

加圧水頭は、式(24)で $\gamma_{md}/\gamma_w = 1$, $\gamma_{ms}/\gamma_w = 1$ とおいて、

$$\begin{aligned} \frac{P_d - P_s}{\gamma_w} &= \frac{4^2}{9.8} \left\{ \left(\frac{1}{0.0365} + 1 \right) \times \frac{1}{4^2} - \frac{2}{4} \right\} \\ &= 2.08 \text{ (m)} \end{aligned}$$

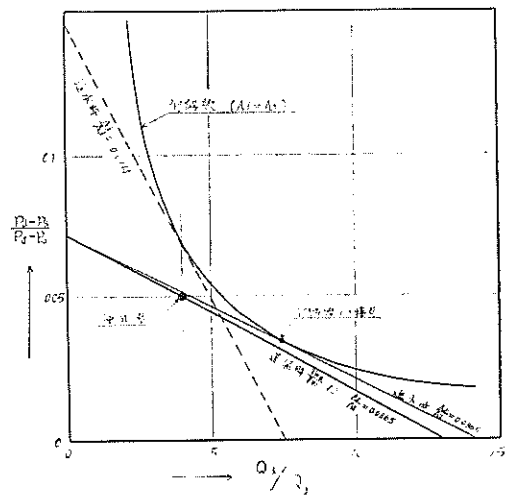
$Q_d/Q_j = 4$ における包絡線上の面積比と、流量比—圧力比特性および加圧水頭は、次々次のようになる。

$$\frac{A_j}{A_d} = \frac{1}{4 \times 4 - 2} = 0.0714$$

$$\frac{P_d - P_s}{P_j - P_s} = \frac{0.95}{4 \times 4 - 2} = 0.068$$

$$\begin{aligned} \frac{P_d - P_s}{\gamma_w} &= \frac{4^2}{9.8} \left\{ \left(\frac{1}{0.0714} + 1 \right) \times \frac{1}{4^2} - \frac{2}{4} \right\} \\ &= 0.714 \text{ (m)} \end{aligned}$$

以上の計算結果を図—8 に示す。これは、与えた条件によって包絡線上の点と使用点は、大きく離れている。実際面でもこのように使用される例が多い。



図—8 計算結果の比較

4-2 吸込口外部から吸込口に向かって噴射するときの計算式

管口に向かって噴射する型式の噴流装置性能は、図-9において、次のように表わすことができた。(文献-2)

$$\frac{P_d - P_w}{P_j - P_w} = 2 C_v^2 \frac{A_j}{A_d} \left(1 - \frac{\gamma_{md}}{\gamma_w} \cdot \frac{A_j}{A_d} \cdot \frac{Q_d^2}{Q_j^2} \right) \quad \dots\dots\dots (26)$$

$$\frac{P_d - P_w}{\gamma_w} = \left\{ \frac{A_d}{A_j} \left(\frac{Q_d}{Q_j} \right)^2 - \frac{\gamma_{md}}{\gamma_w} \right\} \frac{v_d^2}{g} \quad \dots\dots\dots (27)$$

上式の関係も、細砂、軟粘土等までを排送する場合のように、送泥時に流体の比重を増しただけであると仮定でき

るものについて適用するものとする。

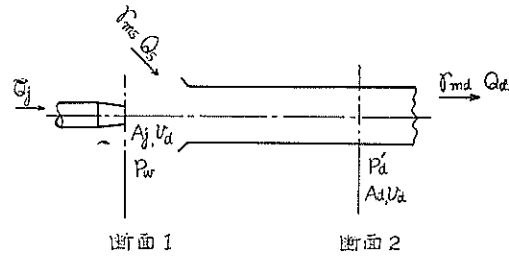


図-9 管口に向かって射するときの配置

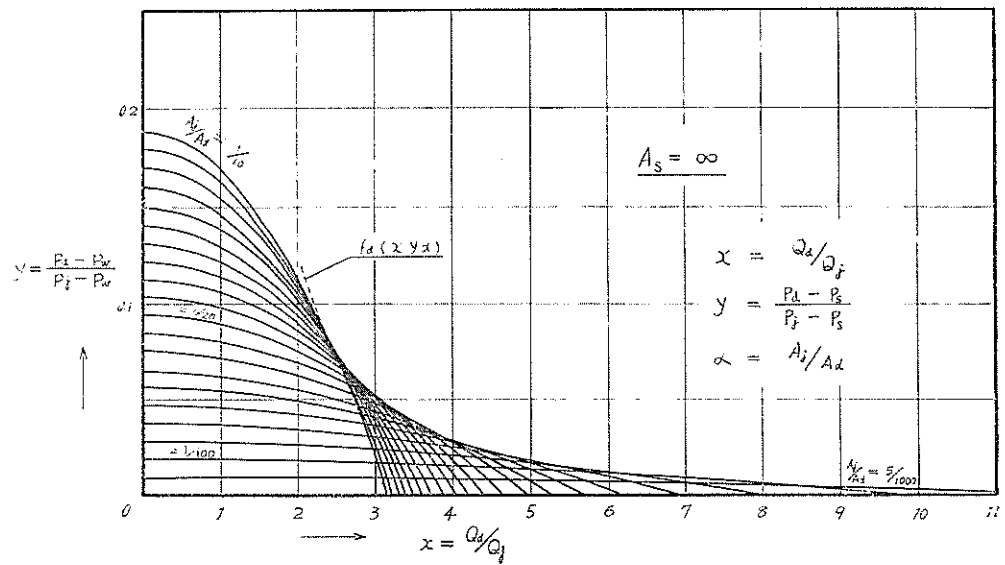


図-10 流量比—圧力比特性 ($A_s = \infty$)

式(26)の流量比と圧力比の関係を求めると、 $\gamma_{md}/\gamma_w = 1$ のときに図-10のようになる。図において、曲線群の包絡線を求めると、次のようになる。

$$\frac{P_d - P_w}{P_j - P_w} = \frac{C_v^2 \gamma_w Q_j^2}{2 \gamma_{md} Q_d^2} \quad \dots\dots\dots (28)$$

また、式(26)と式(27)の接点は、

$$\frac{Q_d}{Q_j} = \sqrt{\frac{\gamma_w A_d}{2 \gamma_{md} A_j}} \quad \dots\dots\dots (29)$$

の関係となるから、流量比を定めれば、包絡線上の面積比と圧力比が決まる。

次に、断面1の圧力を基準として、ノズル口直前における駆動水の水動力と、断面2で得る混合流体の動力を比較すると、圧力水頭のみを考える場合は次式を得る。

$$\frac{Q_d (H_2 - H_1)}{Q_j H_j} = 2 C_v^2 \frac{A_j}{A_d} \cdot \frac{Q_d}{Q_j} \left(1 - \frac{\gamma_{md} A_j}{\gamma_w A_d} \cdot \frac{Q_d^2}{Q_j^2} \right) \quad \dots\dots\dots (30)$$

また、断面2の動力を全水頭で表わしておくと、広がり管を設けるような場合の計算に便利で次式のようになる。

$$\frac{Q_d (H_2 - H_1)}{Q_j H_j} = C_v^2 \frac{A_j}{A_d} \cdot \frac{Q_d}{Q_j} \left(2 - \frac{\gamma_{md} A_j}{\gamma_w A_d} \cdot \frac{Q_d^2}{Q_j^2} \right) \quad \dots\dots\dots (31)$$

上式で A_j/A_d の値は、 $1/2$ 以下について適用できる。また、すでに述べたように、断面2と断面1の間の損失水頭は、上式に含んでいない。式(30)の左辺を最大ならしめる流量比を求めると、

$$\frac{Q_d}{Q_j} = \sqrt{\frac{2 \gamma_w A_d}{3 \gamma_{md} A_j}} \quad \dots\dots\dots (32)$$

上式によって求まる流量比は、式(29)の包絡線上の流量比よりも大である。上記の包絡線上の点と、動力比が最大となる点の何れを選ぶかは、噴流装置の使用目的によって定める。

吸込口に向って噴射する型式の噴流装置の設計に際しては、装置の構造配置の面から、流量比や面積比の値が制限されることは少ないが、噴流周辺の土砂の混合に必要な最小のジェット圧力、好適な管内流速を得るための管径等について考慮する必要がある。更に、しゅん浆用ポンプとの直列運転を行わず、噴流装置のみで単独排送を行なうような装置では、拡大管を設けて圧力水頭を増して排送する方法が考えられる。このような場合には拡大管以後の流れについて、管内流速と圧力を考える必要がある。この計算に際しても、断面2までの摩擦損失水頭を全管路の損失水頭計算に含めて処理することができる。さて、駆動水の噴出速度 v_j 、または、断面2における流速 v_d と加圧水頭 $(P_d - P_w)/\gamma_w$ の関係は、夫々次のようになる。

(1) 包絡線上の点における v_j 、または v_d と $(P_d - P_w)/\gamma_w$ の関係、

$$\left. \begin{aligned} \frac{P_d - P_w}{\gamma_w} &= \frac{A_j}{2 A_d} \cdot \frac{v_j^2}{g} \\ \text{または、} \\ \frac{P_d - P_w}{\gamma_w} &= \frac{\gamma_{md}}{\gamma_w} \cdot \frac{v_d^2}{g} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots 32$$

(2) 動力の比が最大となる点における v_j 、または v_d と $(P_d - P_w)/\gamma_w$ の関係、

$$\left. \begin{aligned} \frac{P_d - P_w}{\gamma_w} &= \frac{A_j}{3 A_d} \cdot \frac{v_j^2}{g} \\ \text{または} \\ \frac{P_d - P_w}{\gamma_w} &= \frac{\gamma_{md}}{2 \gamma_w} \cdot \frac{v_d^2}{g} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots 33$$

すなわち、共に噴出速度 v_j と面積比、または管内の流速 v_d と泥水の混合比重 γ_{md}/γ_w の値によって加圧水頭が定まる。

次に、管口に向って噴射する型式の噴流装置では、第1報において述べたように、その送水時性能が図-11に

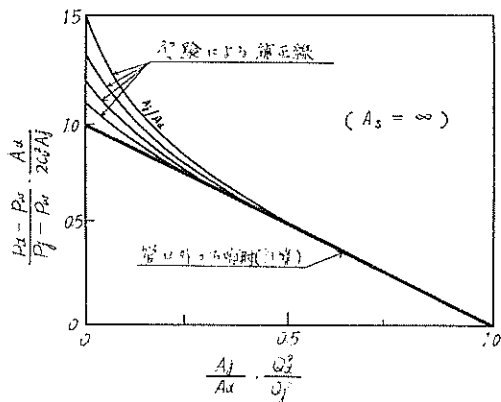


図-11 計算値と補正線の傾向 ($A_s = \infty$)

示すような傾向となり、面積比 $A_j/A_d > 1/10$ になると、流量比 $Q_d/Q_j > 1$ の範囲でも計算値との差が無視できない値となり、実験値を用いて補正する必要があった。このように、二つの断面間に運動量保存の法則を適用して得た計算値が実験値と一致しない範囲があることは、混合過程における噴流の諸現象について、今後詳細に検討すべき問題が残されていると考えられる。

計算例 4.

駆動圧力水頭 $(P_j - P_w)/\gamma_w = 20\text{m}$ 、ジェット流量 $Q_j = 1\text{ m}^3/\text{sec}$ によって、混合比重 $\frac{\gamma_{md}}{\gamma_w} = 1.4$ の泥水を吸込管流量 $Q_d = 2\text{ m}^3/\text{sec}$ で排送するときの包絡線上の使用点と、動力の比が最大となる使用点を比較する。ただし $C_v = 0.97$ とする。

ノズル口断面積

$$\begin{aligned} A_j &= \frac{Q_j}{C_v \sqrt{2g(P_j - P_w)/\gamma_w}} \\ &= \frac{1}{0.97 \sqrt{2 \times 9.8 \times 20}} = 0.0521 \text{ (m}^2\text{)} \end{aligned}$$

駆動水動力

$$\gamma_w Q_j H_j = 1000 \times 1 \times 20 = 20,000, \text{ (kg-m/sec)}$$

(1) 包絡線上の使用点

式29より

$$\frac{A_j}{A_d} = \frac{\gamma_w}{2 \gamma_{md}} \cdot \frac{Q_j^2}{Q_d^2} = \frac{1}{2 \times 1.4 \times 2^2} = 0.0893$$

$$\therefore A_d = \frac{A_j}{0.0893} = \frac{0.0521}{0.0893} = 0.584 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$v_d = \frac{Q_d}{A_d} = \frac{2}{0.584} = 3.43 \text{ (m/sec)}$$

式32より

$$\frac{P_d - P_w}{\gamma_w} = \frac{\gamma_{md} v_d^2}{\gamma_w g} = 1.4 \times \frac{3.43^2}{9.8} = 1.68 \text{ (m)}$$

$$\gamma_w Q_d (H_2 - H_1) = 1000 \times 2 \times \left(1.68 + \frac{1.4 \times 3.43^2}{2 \times 9.8} \right)$$

$$= 5,040 \text{ (kg-msec)}$$

$$\therefore \frac{Q_d (H_2 - H_1)}{Q_j H_j} = \frac{5,040}{20,000} = 0.252$$

(2) 動力の比が最大となる使用点

式31より

$$\frac{A_j}{A_d} = \frac{2 \gamma_w}{3 \gamma_{md}} \cdot \frac{Q_j^2}{Q_d^2} = \frac{2}{3 \times 1.4 \times 2^2} = 0.119$$

$$\therefore A_d = \frac{A_j}{0.119} = \frac{0.0521}{0.119} = 0.438 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$v_d = \frac{Q_d}{A_d} = \frac{2}{0.438} = 4.57 \text{ (m/sec)}$$

式33より

$$\frac{P_d - P_w}{\gamma_w} = \frac{\gamma_{md} v_d^2}{2 \gamma_w g} = \frac{1.4 \times 4.57^2}{2 \times 9.8} = 1.49 \text{ (m)}$$

$$\begin{aligned} \gamma_w Q_d (H_2 - H_1) &= 1,000 \times 2 \times \left(1.49 + \frac{1.4 \times 1.57^2}{2 \times 9.8} \right) \\ &= 5,960 \text{ (kg=m/sec)} \end{aligned}$$

$$\therefore \frac{Q_d (H_2 - H_1)}{Q_j H_j} = \frac{5,960}{20,000} = 0.298$$

5. 吸込管加圧装置についての実験および実験結果

5-1 実験の目的

この報告は、噴流装置を吸込管加圧装置として用いる場合の加圧特性を調べることを目的としている。ゆえに実験は式(11)から式(39)までについて、計算値に対し実測値がどのような関係となるかを確かめることとした。種々の噴流装置についての送水時単独運転性能は、ほぼ計算値と一致することが第1報において確かめられている。そこで本報告では、すでに流れのある管内へジェット噴射する場合の送水時直列運転性能について、運動量保存の法則を適用して得た計算値と実測値の関係を確かめること、および、吸込口外部から吸込口に向かって噴射する型式の送泥時単独運転性能を求める実験を試みた。

5-2 管口に向かって噴射する型式の噴流装置の特質。

実験の内容を紹介するに先だて、本報告において、新しく取上げた管口に向かって噴射する型式の噴流装置の応用実施化の問題について説明する。この型式の噴流装置を泥水輸送に使用した例は、未だ他に見あたらないが、その応用例として次のものが考えられる。

(1) ポンプしゅん漂船の吸込管加圧装置としての応用例。

これは、すでに述べたように、ポンプしゅん漂船のカッター内にノズルを配置して、吸込口に向かって噴射するもので、吸込口からしゅん漂用ポンプに至る間で噴射する一般のものと比較して、次のような利点がある。

- (a) 吸込管の途中でジェット噴射するものに較べて、吸込管内で泥水を薄めることがないために、流量比 Q_d/Q_j の範囲を小さくとることができる。すなわち、前者では含泥率を考慮して $Q_d/Q_j > 5$ の範囲で使用されるに対し、この場合は、 $Q_d/Q_j < 5$ の範囲でも十分な含泥率を得ることができる。
- (b) 吸込管の途中でジェット噴射するものに較べて、管径と管内流速が等しい場合に、流量比に制限されないから、加圧水頭を大きくとることができる。
- (c) カッターで切崩したカッター内部の下方の土砂も、噴流に巻き込んで吸込管内へ送り込むために、吸込口外部での混合作用と、吸込管内での加圧作用を同時に行なわせることができる。

上記のような利点を有する吸込口に向かって噴射する型式

の加圧装置は、後述の実験結果からも判断できるように構造上の二三の問題を解決すれば、充分実用に供することができると考えられる。

(2) しゅん漂船や運搬船の泥倉からの土砂混合排送装置としての応用例。

これは、図-12に示すように、しゅん漂船等の泥倉内へ装備して、土砂の排送を行なうための混合供給装置である。一般に泥倉から、サンドポンプやエゼクタによって土砂を排送する場合は、泥倉内へ水を補給しながら、攪拌混合して吸込口へ泥水を送り込むが、この装置では、流量比 $Q_d/Q_j < 1$ で運転すれば、泥倉内への水の補給は不要で、かつ、後に述べるように、噴流の混合作用により定量の土砂を順次に輸送管内へ送り込むことできる。排送距離が大きいときは、サンドポンプと直列運転を行なうが、低揚程排送のときは、混合供給装置のみの単独運転も可能である。

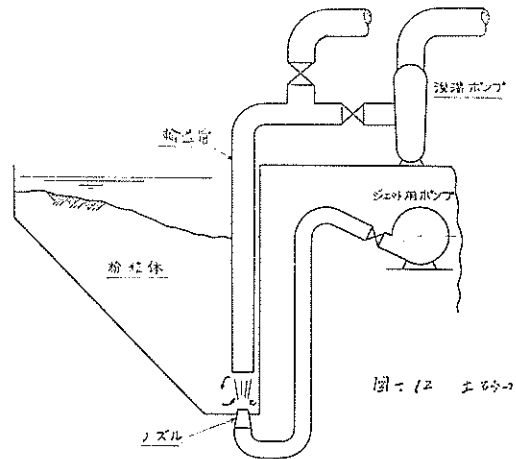


図-12 土砂の混合供給装置

5-3 噴流装置の送水時単独運転性能について

はじめに、第1報で報告した実験結果も含めて、送水時の単独運転性能について、簡単に説明しておく。この実験は、第1報で述べた実験機器類の他に、図-13に示す装置を用いて行なった。これらの実験結果は、図-14、図-15に示すように、何れも計算値とよく一致している。ただし、図-14で面積比の大きなもの、すなわち、 $A_j/A_d = 0.143$ の場合は、流量比の小さい範囲で計算値から外れている。これは、すでに述べたように実験値によって補正することの必要なものの例である。

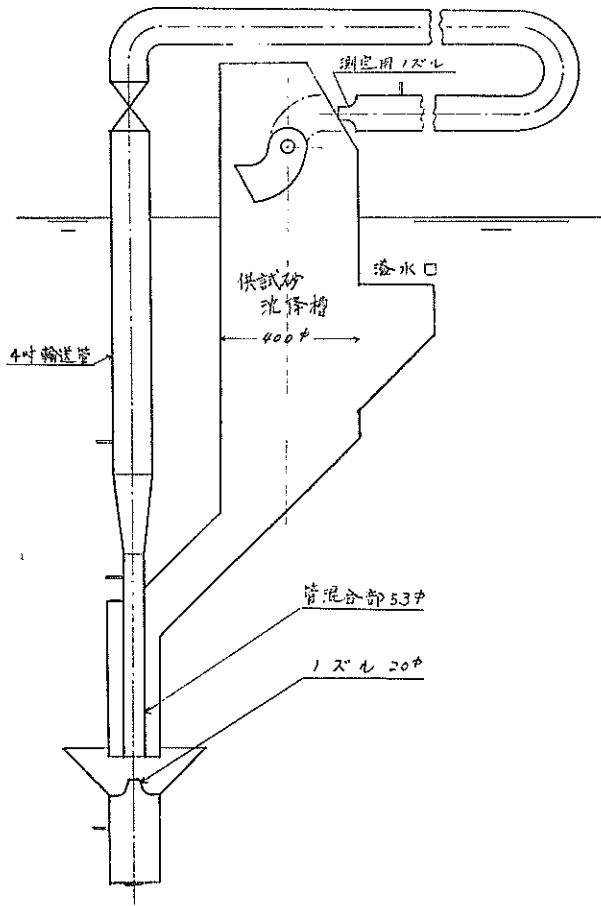


図-13 実 験 装 置 [1]

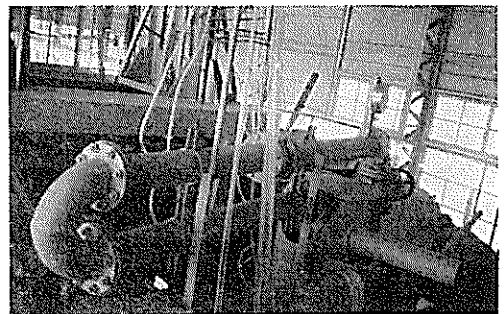


写真-1 実 験 装 置 [1]

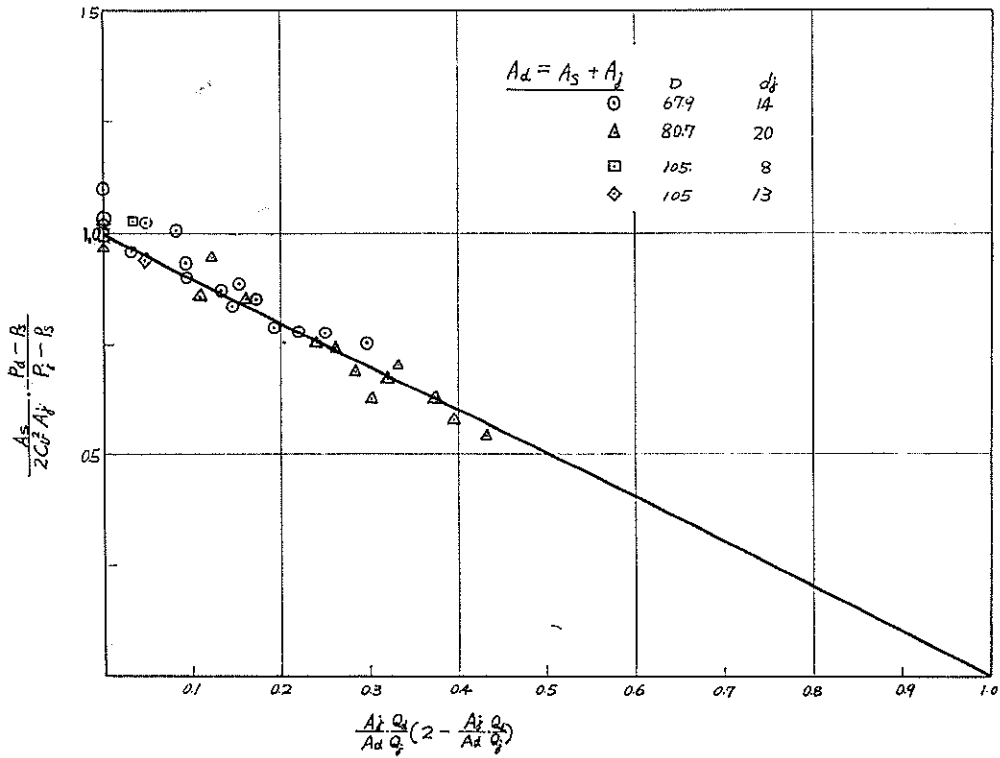


図-14 管内で噴射するときの送水時単独性能

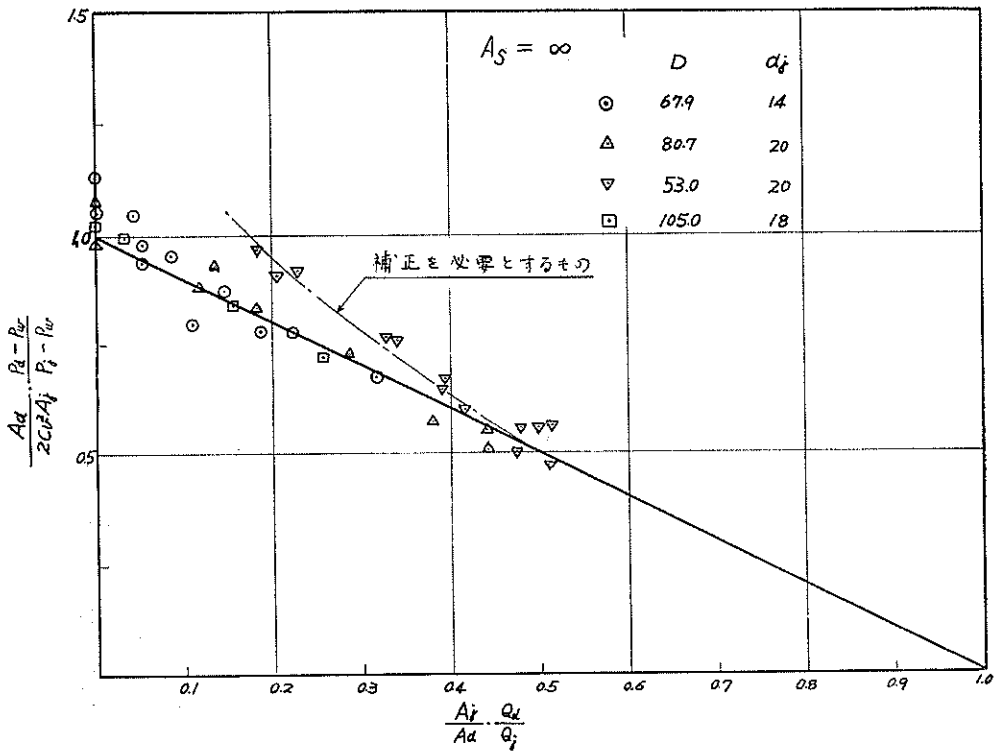


図-15 管口に向って噴射するときの送水時単独性能

5-4 送水時の直列運転性能についての実験、および実験結果。

しゅん滯用ポンプとの送水時直列運転性能を調べるための実験として、しゅん滯用ポンプを仮定して、図-16に示す実験装置により、吸込口と吐出口の水位差によって管内流をつくり、すでに流れのある管内へジェット噴射する実験を行なった。この実験における測定結果の例を、図-17、図-18に示す。この測定値を式(15)および式(16)によって整理した結果が図-19～図-22である。図から、実験結果は何れも計算値とよく一致しており、したがって、吸込管内でジェット噴射する型式の吸込管加圧装置についての送水時性能は、式(11)～式(12)を適用して実用上充分正確な値を得ることができると考えられる。上記の計算における、断面1から断面2の間での摩擦損失水頭として、 $\lambda=0.02$ を用いた値を測定値に加算してある。この実験における管内のレイノルズ数は、 5×10^6 以下の範囲であった。

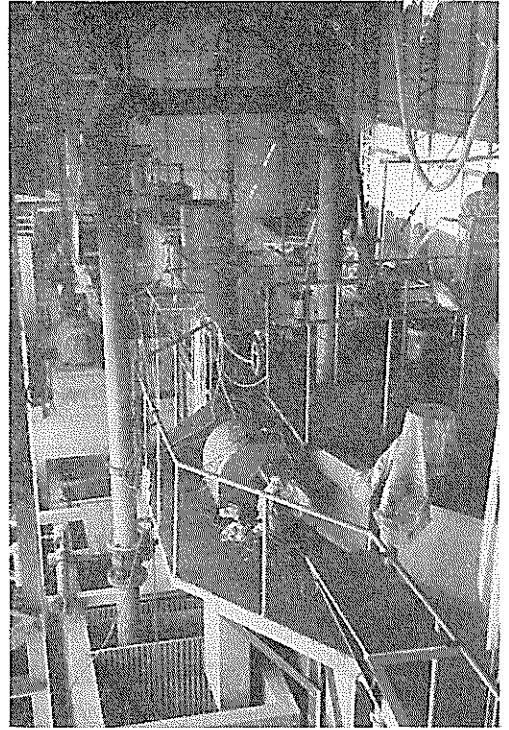


写真-2 実験装置〔2〕

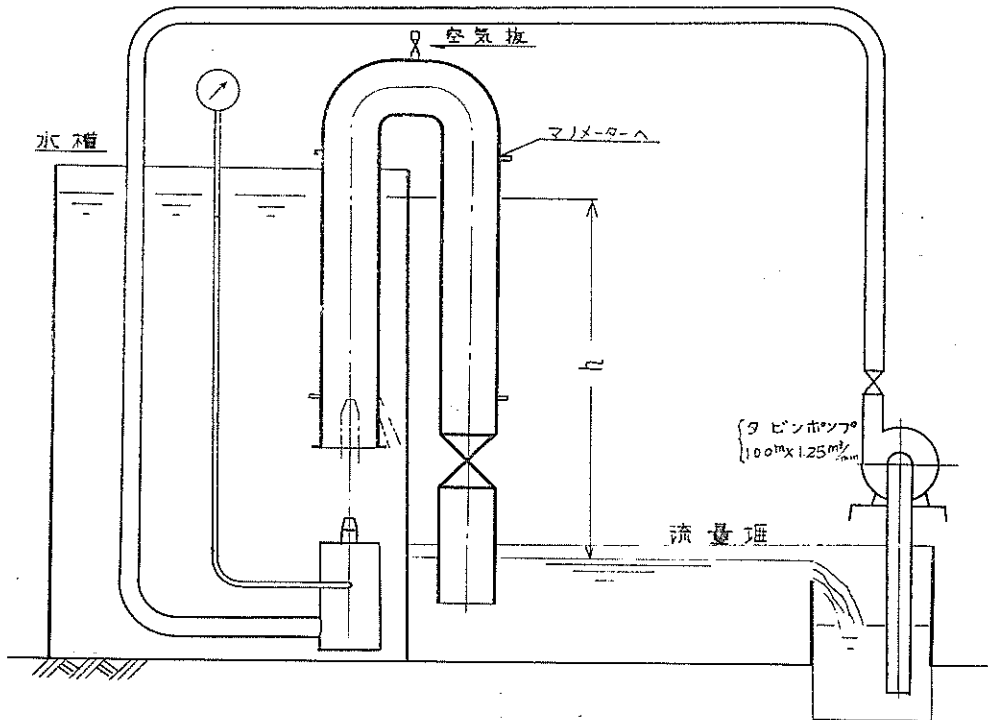


図-16 実験装置〔2〕

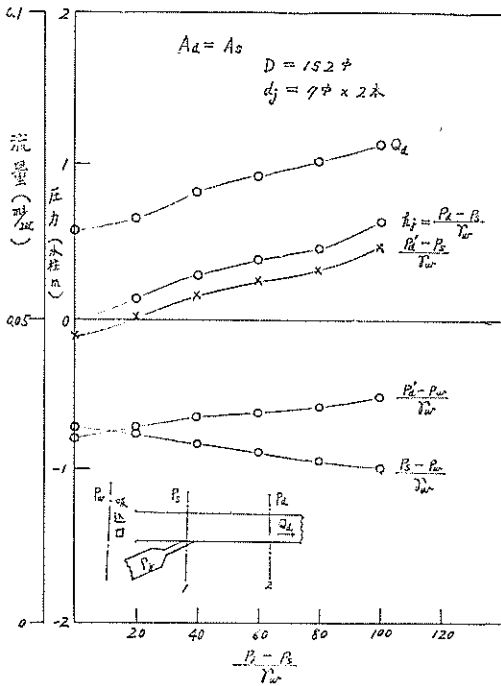


図-17 測定結果の一例 ($A_d = A_s$)

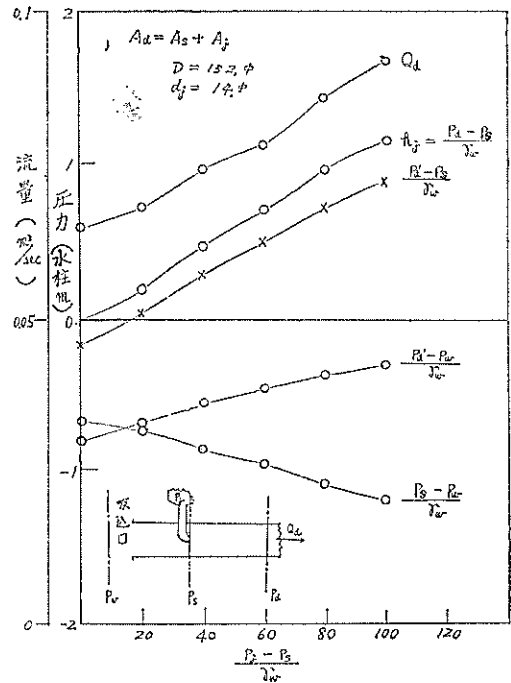


図-18 測定結果の一例 ($A_d = A_s + A_j$)

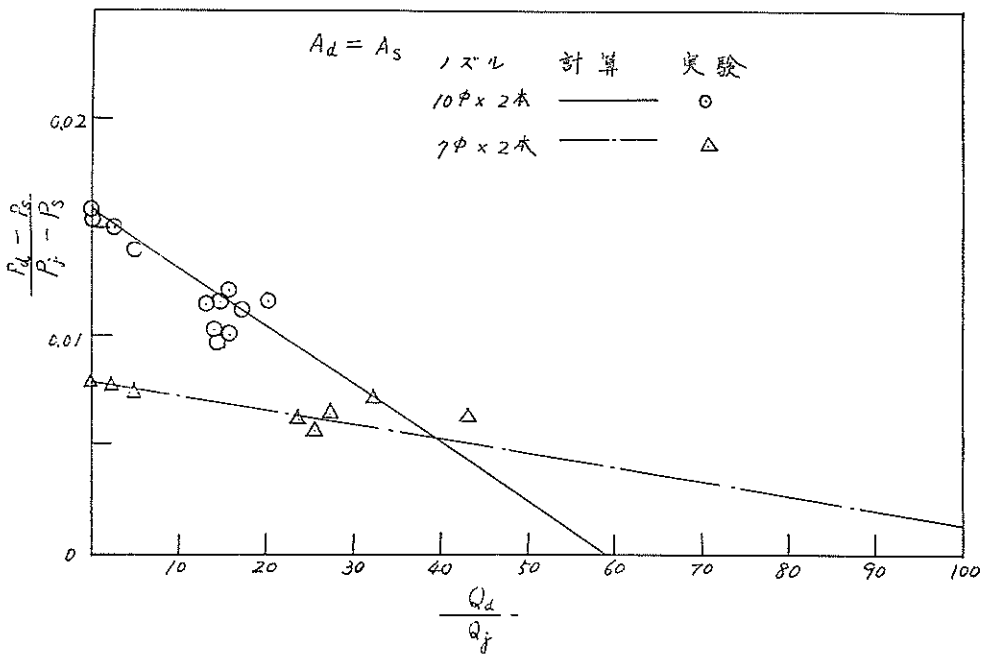


図-19 流量比-压力比特性 ($A_d = A_s$)

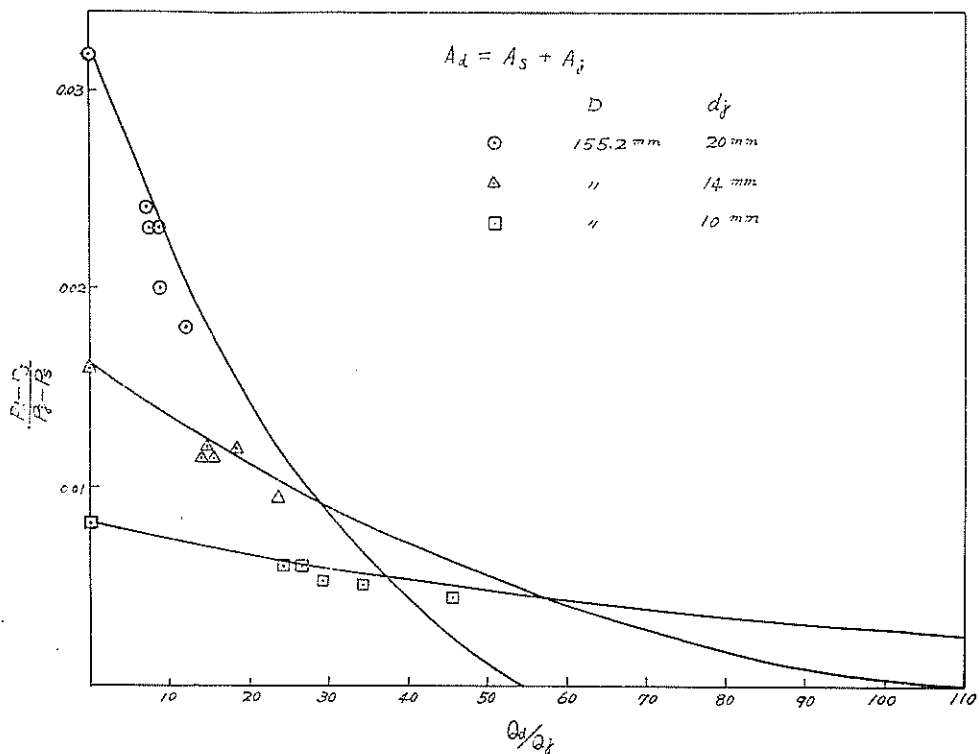


図-20 流量比—圧力比特性 ($A_d = A_s + A_j$)

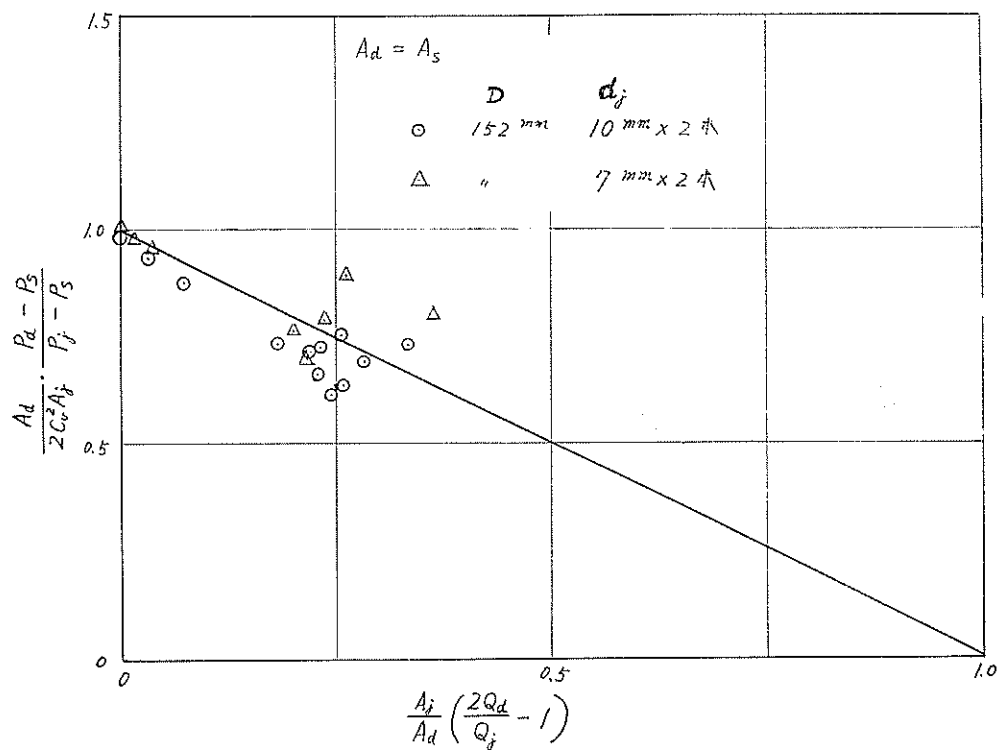


図-21 流れのある管内で噴射するときの送水時性能 ($A_d = A_s$)

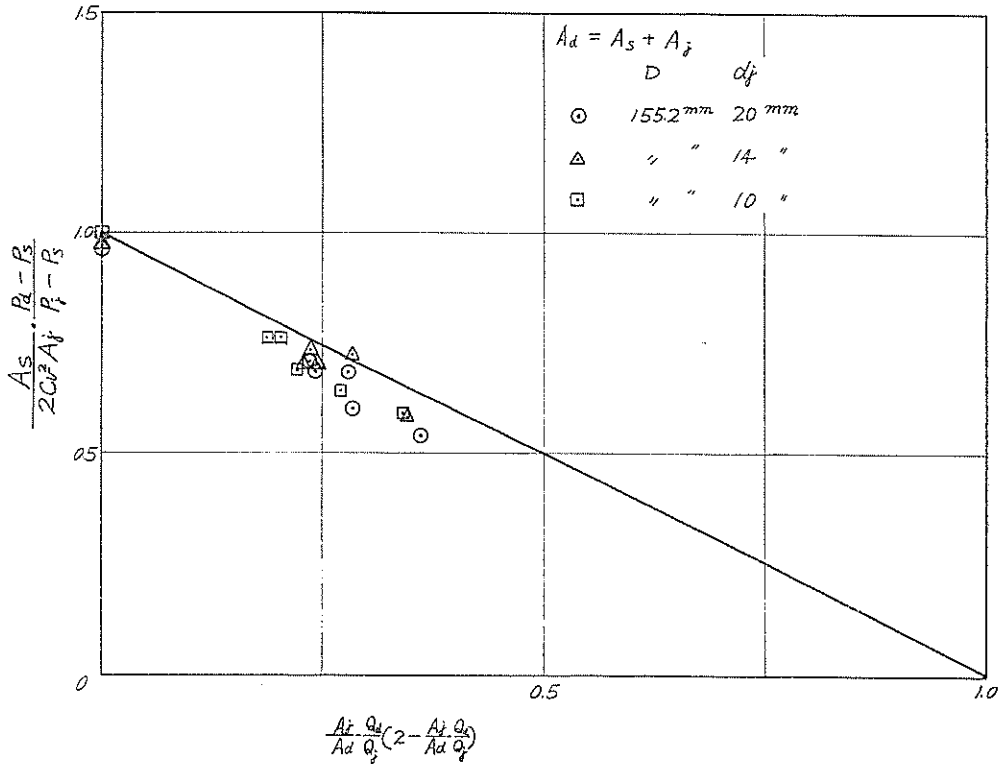


図-22 流れのある管内へ噴射するときの送水時性能 ($A_d = A_s + A_j$)

5-5 送泥時の単独運転性能についての実験、および実験結果。

送泥時の単独運転性能を調べるために、図-23に示す管口に向って噴射する型式の噴流装置模型により、簡単な実験を行なった。図の容器内には、供試土砂と水が入っており、はじめに、ノズル部分を容器内の上部水中部分に置いて、送水時の駆動水と輸送管内（吸込管内）の圧力と流量を記録し、次に、ノズル部分を供試砂内へ貫入し、送泥時の圧力、流量、および混合比重を記録するようにした。この実験に用いた土砂の粒径加積曲線を、図-24に示す。

実験は、はじめに流量比 $Q_d/Q_j = 1$ 、すなわち、駆動水流量と管内流量を等しくして、ノズルから管口に至る間での噴流の混合作用を調べた。実験の結果は、図-25に示すように、 $Q_d/Q_j = 1$ のときも輸送管内へ充分な混合比重の泥水を送ることができた。実験の範囲では、混合比重は面積比 A_j/A_d の値にあまり影響されず、管内流速によって変化するようである。

次に、種々の流量比について実験を行なった結果の一例を、図-26に示す。図において、実線は送水時の計算値、鎖線は送泥時の計算値、点線は実験によって求めた補正值、⊗印は送水時の測定値、⊙印は送泥時の測定値



写真-3 実験装置 [3]

である。図-26の結果を整理したものが図-27である。これらの実験結果により、管口に向って噴射する型式の噴流装置の送泥時性能はほぼ泥水の混合比重の影響のみを考慮すれば、送水時性能と同様に計算値とよく一致することが判った。ただし、流量比の小さい範囲では、補正曲線によって、その性能を求めることになる。

この実験結果によって、管口に向って噴射する型式の噴流装置は、ポンプしゅん濇船の加圧装置や、泥艙からの土砂排送用混合加圧装置として、充分実用化できる可能性を確かめることができた。特に、流量比1の場合も、含泥率20%を容易に得られたのは、予想以上の収穫であった。

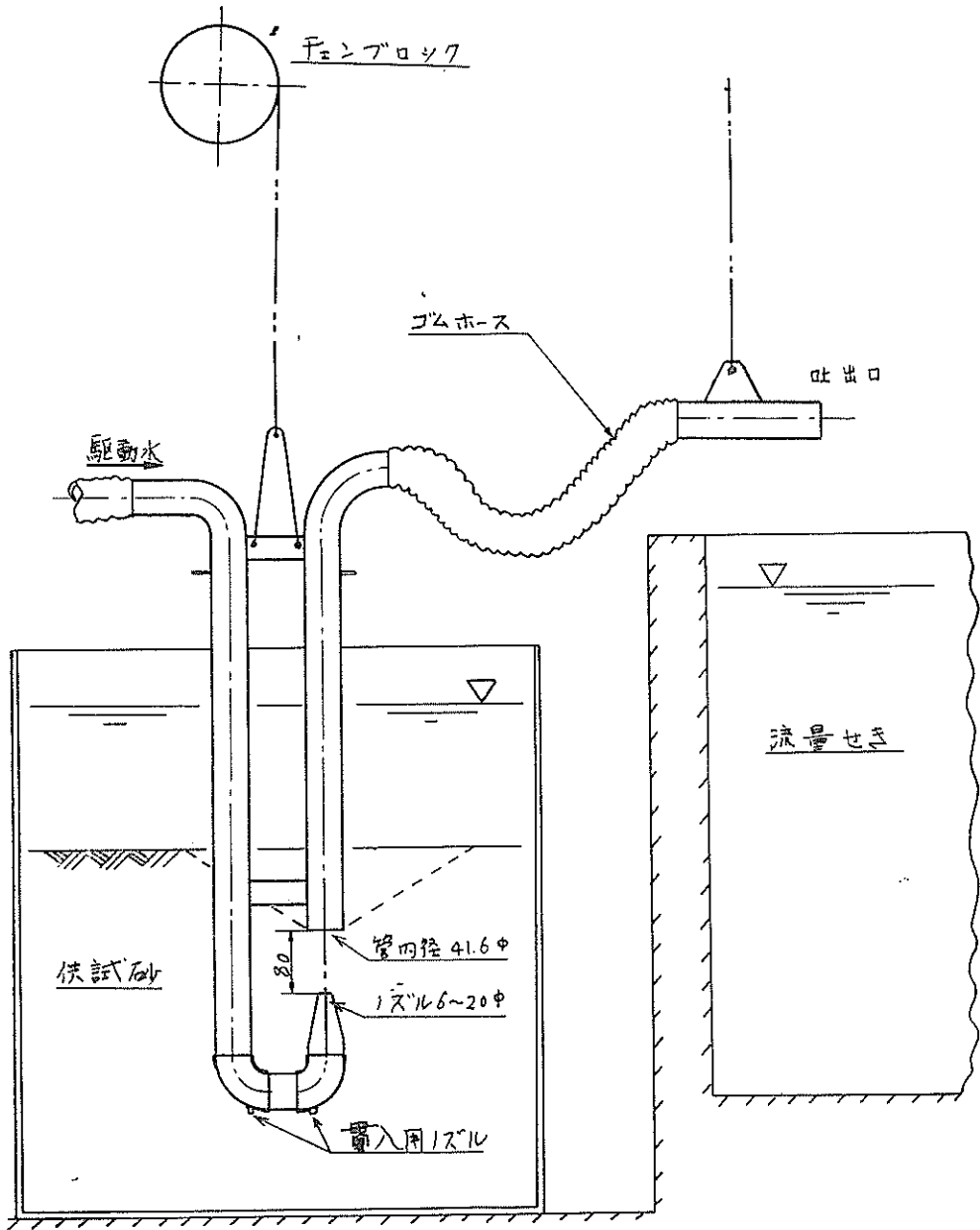


図-23 実験装置〔3〕

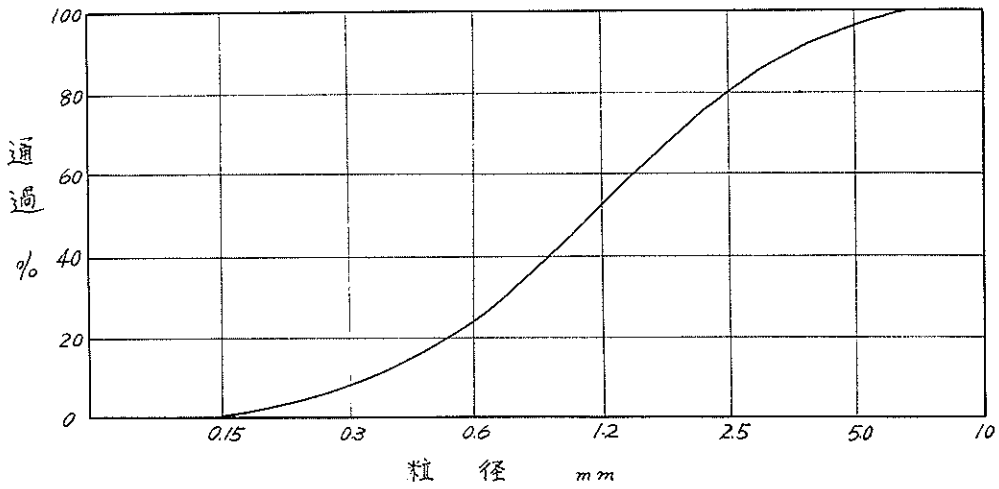


図-24 粒径加積曲線

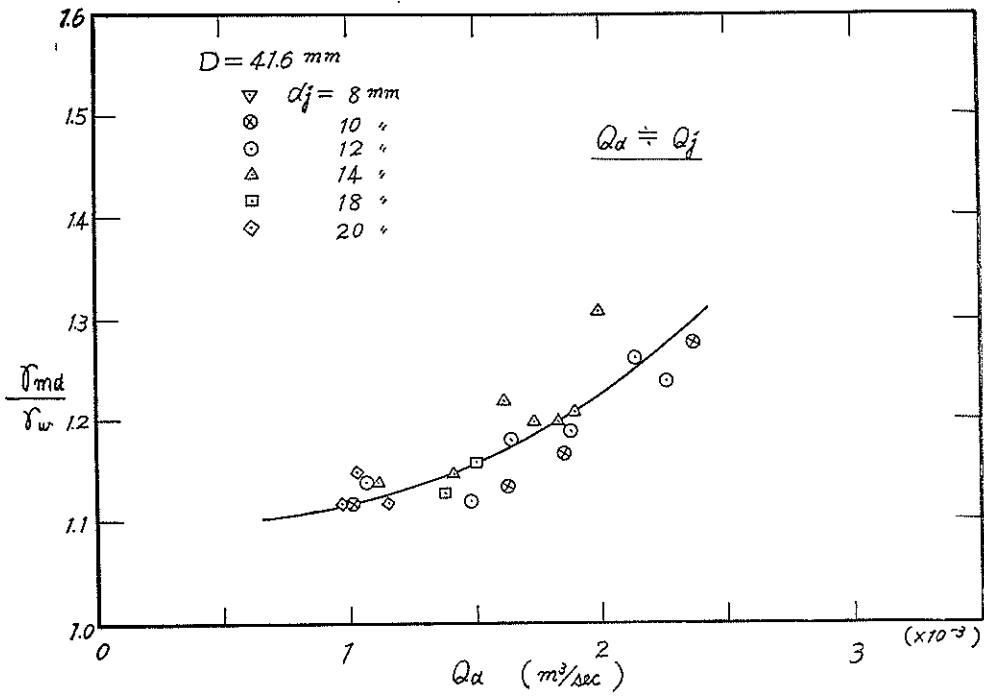


図-25 $Q_d/Q_j = 1$ のときの実験結果

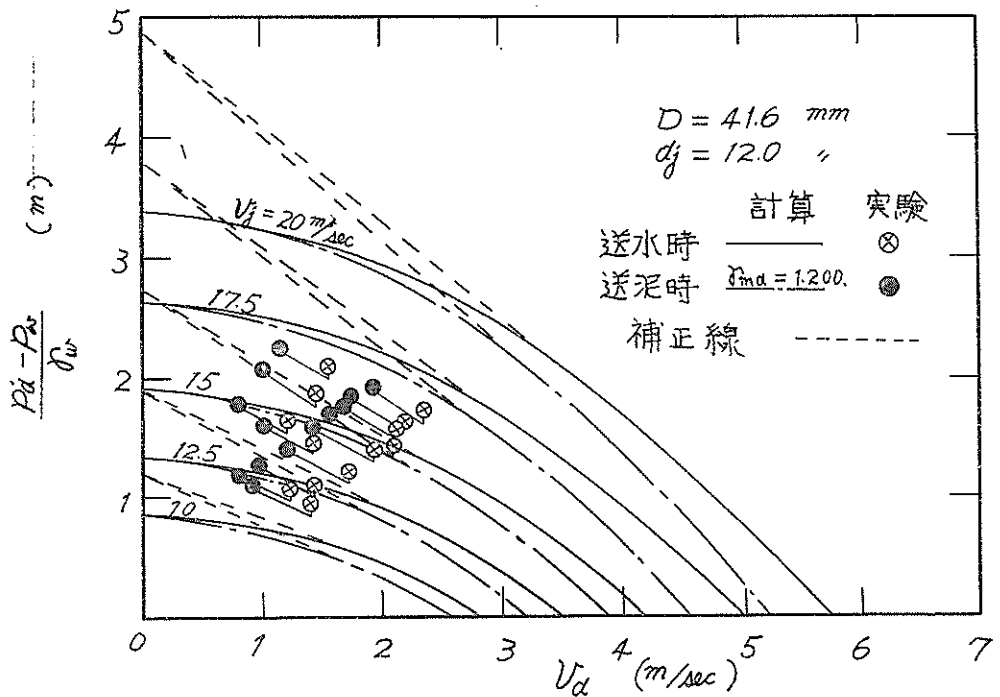


図-26 送水時と送泥時の比較の一例

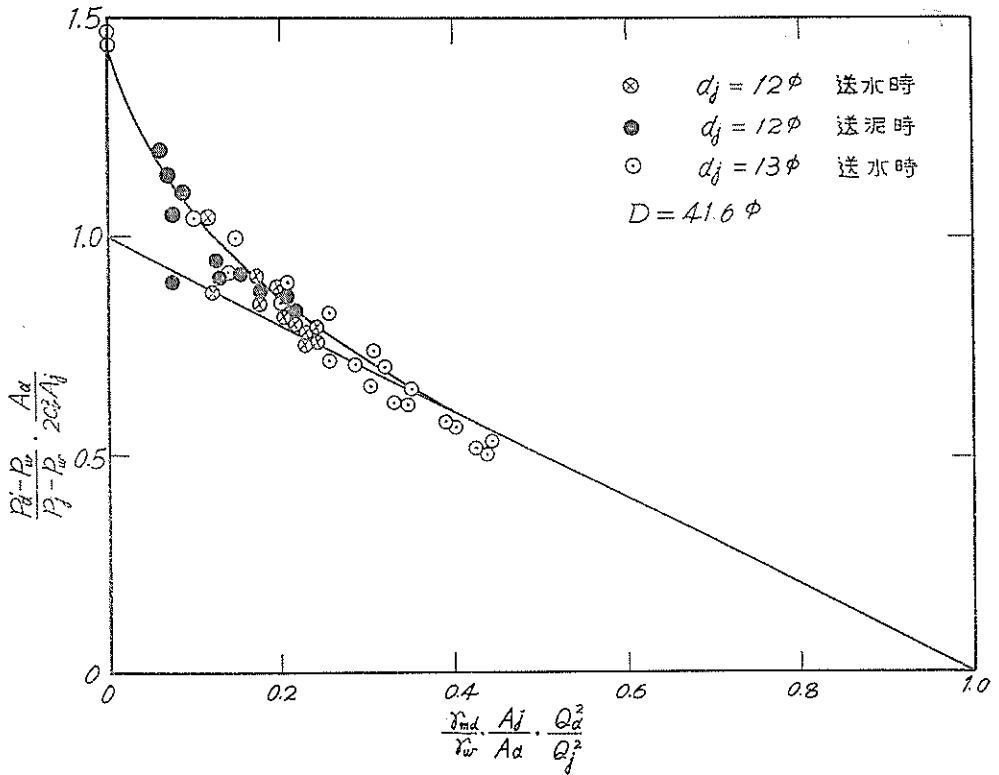


図-27 送泥時の性能

6. 結 論

以上、ジェット噴射による形式のしゅん濇用ポンプの吸込管加圧装置について、その計算法と二三の実験結果を紹介した。本報告の内容において、特に他と異なる点は、第一に、一般の噴流装置では噴流装置の構成部分の損失水頭を噴流装置性能の中に入れて考えるのに対し、ここでは、損失水頭を吸込管路の計算の中に入れて考え、噴流装置については、加圧水頭と流量のみを考えたことである。これは、吸込管加圧装置という特殊目的に使用するために、その取扱いの面から上記の方法によったものである。第二に、一般の噴流装置では、その性能表示に主として効率 $\eta = Q_s(H_2 - H_1) / Q_j(H_j - H_2)$ が用いられるのに対し、ここでは、流量比に対して圧力比の最大となる点、および、輸送管内で得る動力と、ノズル口直前における駆動水動力の比を求めて、その性能を表示する方法をとった。これは、加圧装置として用いる噴流装置は、圧力比の大きい使用点を選ぶのが当然であり、また、動力の比をもって表示する方法は、吸込口に向けて噴射する型式の噴流装置で泥水を輸送する場合に、流量比 $Q_a/Q_j = 1$ のときも、吸込管内へ泥水を送り込むことが可能であるために、主として、このような装置の性能表示を行なうために用いたものである。流量比 $Q_a/Q_j < 1$ の場合を、一般の効率で表示すると、 η は負の値となる。

次に、実験結果の主な結論を示すと、

- (1) ジェット噴射による方法の吸込管加圧装置では、送水時の単独運転性能、直列運転性能共計算値とよく一致する。ただし、吸込管外部から吸込口に向けて噴射する型式で面積比 A_j/A_a が小さいものは、実験値によって計算値を補正することが必要である。
- (2) 吸込口外部から吸込口に向けて噴射する型式の噴流装置では、流量比 $Q_a/Q_j = 1$ の場合も、噴流の混合作用によって、充分な混合比重の泥水を輸送管内へ送り込むことができた。
- (3) 吸込口外部から吸込口に向けて噴射する型式の噴流装置性能は、実験の範囲内で送泥時の混合比重のみを考慮することによって、ほぼ送水時性能と一致させることができた。

以上の結果によって、しゅん濇用ポンプの吸込管加圧装置としての噴流装置性能は、第1報で述べた送水時の単独運転性能から計算によって推定することができる。

本報告では、特殊目的に使用する噴流装置を考えたために、その性能表示も一般とは異なる方法を用いた。一般の場合の噴流装置については、深掘しゅん濇を目的とする大型エゼクタの研究を当研究室の守口照明らが実施している。一般の損失水頭を含めて効率最大の点を求める計算法は、守口らの研究結果を利用されたい。最後に第1報において、記号の表示方法、計算値、その他の内容に種々不備な点があったので陳謝する次第である。

謝辞

本報告の作成に当っては、文献—6にある多数の共同研究資料を参考とさせて頂いている。また、機材部長松田任、作業船研究室近藤基、流体輸送研究室長八木得次、および模型試験課長合田良史の各氏から種々御助言を頂いた。ここに厚く御礼申上げる次第である。

以上

参 考 文 献

1. 運輸技術研究所報告 第7巻6号(1957. 7),
"サンドポンプの性能並びに管抵抗の実験"
長谷川源太郎, 八木得次, 徳永省三,
2. 港湾技術研究所報告, 第3巻3号(1964. 8)
"浚濇用噴流装置に関する研究(第1報)"
岩田尚生,
3. 港湾技術研究所報告, 第4巻4号(1965. 4)
"エゼクタの揚水効率について"
守口照明
4. 第3回港研研究発表会 (1965. 12)
"管口に向けて噴射する型式の土砂混合加圧装置"
岩田尚生, 藤井喜一郎
5. 第3回港研研究発表会 (1965. 12)
"水噴射エゼクタの理論と設計に関する基礎的研究"
松田任, 近藤基, 守口照明,
6. 港湾技術研究所, 国土総合開発株式会社共同研究資料
"第2国栄丸の送水試験記録, および模型試験結果"
港湾技術研究所, 国土総合開発株式会社(1964)
(昭和40年10月28日受付)

港湾技術研究所報告 第4卷10号

1965年11月

編集兼発行人 運輸省港湾技術研究所

発行所 運輸省港湾技術研究所
横須賀市長瀬3-1-1

印刷所 中和印刷株式会社
東京都中央区入船町2の3