

港湾技術研究所報告

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

第 5 卷 5 号

Vol. 5 No. 5

(通卷第 27 号)

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

1966年1月

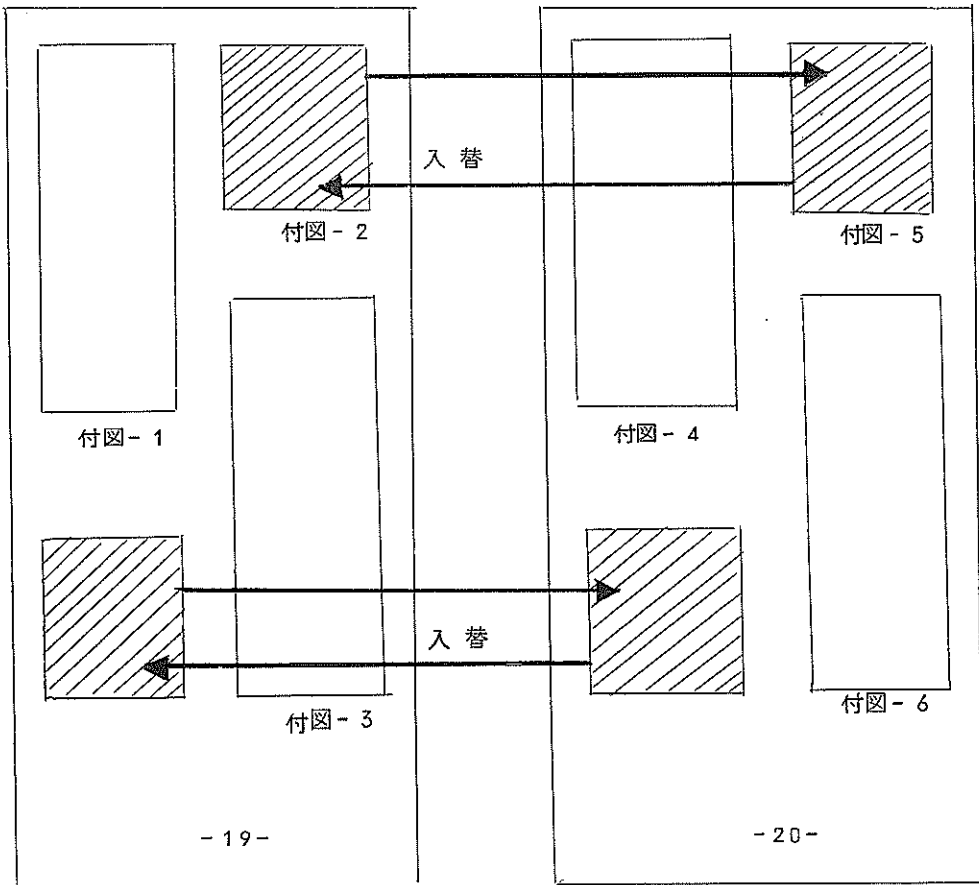
運輸省港湾技術研究所



港研報告 第5巻5号 正誤表

ペー ジ	誤	正
14ページ 左側中央の 図面見出し	図-4-9 [※] 流量比と最大効率	図-4-8 [※] 流量比と最大効率

19ページ付図-2 }
20ページ付図-5 } ----- 図面入替えのこと(下図参照)



水噴射エゼクタの理論と設計に関する基礎的研究

目 次

英 文 概 要	2
第1章 ま え が き	4
第2章 理 論	5
2-1 2次元模型実験装置による観察	5
2-2 広がり管を有するエゼクタ	6
2-3 広がり管を有しないエゼクタ	7
第3章 実 験	8
3-1 実 験 装 置	8
3-2 供 試 エ ゼ ク タ	8
3-3 実 験 方 法	9
3-4 実験結果と考察	9
第4章 設 計	11
4-1 エゼクタの構造	11
4-2 水頭比と最大効率	13
4-3 計算式および設計図表	13
4-4 性 能 の 比 較	14
4-5 性 能 表 示	15
4-6 配 置	15
第5章 結 論	17
5-1 実験結果のまとめ	17
5-2 今後の研究課題	17
参 考 文 献	17
付 図-1~15 流量比・水頭比・効率曲線	19
付 図-16~18 流量比・水頭比・最大効率曲線	24

The Fundamental Study about the Theory of Water Ejector and its Designing

* **Jin Matsuda**

** **Motoi Kondo**

*** **Teruaki Moriguchi**

Synopsis

This paper presents the test results of a water ejector and new procedure to design it. A water ejector is applicable for dredging sand in deep place and also for increasing pressure in suction pipe and preventing cavitation in a pump.

For reclaiming land for a seacoast-industrial-area, and constructing the port facilities for it, a large amount of soil must be dredged and transported. The most important things are to dredge and transport soil efficiently and economically. Sometimes, people has to dredge the sand lying in deep place. The pump dredgers have become more larger recently, and the maximum dredging depth is more than 30m below the water level. But, generally in accordance with the increase of dredging depth, the suction vacuum of the pump become more larger, and it causes wearing of a runner of dredging pump due to cavitation and the operation has to be frequently interrupted to repair the wearred runner. Therefore, the dredger pump must be operated at the lower mud content, for continuous operation of it.

The above described reason, the economical maximum dredging depth for ordinary dredgers, is less than about 20m below the water level. However, sand suitable for reclamation lay more than 20m below the water level. In such a case, the sand can be taken effectively and economically ejecting out it from under water by deep dredging machine with ejector at a mouth of the suction pipe, or by cutter suction dredger with vacuum reducing ejector at suction pipe. The new dredgers in this type are working some places in Japan.

When large area is reclaimed, soil must be transported longer distance, from dredging area to reclaiming area. Also, soil must be transported long distance when a new port is digged into land, and there is no place to damp the soil near the digging area. Since frictional loss is proportional to length of discharge pipe, the total frictional loss is very large and there will be pipe blocking for sedimentation of the soil, when the soil is transported through long distance by pipeline.

In this case, it is desirable to provide a ejector at the middle of the discharge pipeline and to increase the discharging pressure in the pipe. Then, the soil can be transported longer distance easily. Another application of an ejector is a samprehandling pump. In this case, the ejector is no wear, no damage, and some effective at all.

As described above, there are many applications of ejectors in harbour construction works. But, no practical method to design ejector devices if available, at present. In this report, the authors intend to present the results of practical experiments with the large ejector experiment apparatus drived with flesh water and transport the flesh water.

* Chief of Machinery Division.

** Chief of Dredger and Construction Equipment Laboratory.

*** Research Engineer, Dredger and Construction Equipment Laboratory.

This report is one of the reports in continuous series, preceded by "The report of the port and harbour research institute No. 4 vol. 4 'Study on the Pumping Efficiency of Jet-water Ejector.'" For both experiments, reported here and in the former paper, the same apparatus was used, but in the experiment reported here, the experimental conditions such as ratios of nozzle area to pipe and throttle area, vary more widely than the last time, and the diffuser has uniform pipe diameter in some length, (the former experiment was carried out without it). The water efficiency and the character of vacuum reduction in the suction pipe were studied for designing ejectors.

It is desirable that the pump, regardless its type, is operated at the most effective operation point. But in reality, it is very difficult to calculate the characteristics curve of a volute pump or turbine pump, therefore, it is not easy to find out the most economical operation point of them. The authors proposed a new formula for ejector design, based on the results of the experiment, theoretical formula and empirical formula which have been used for the design. The new formula proposed here, coincided well with the test results.

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

第1章 まえがき

新しく臨海工業地帯を計画し、港湾施設を整備するにあたっては、埋立によって土地を造成するか、あるいは陸地を掘りこんで港湾を建設するかを問わず、いずれの場合も大量の土砂をいかに処理するかが緊急な課題となっている。埋立による場合は、埋立地近くの浅い海底に埋立に適した土砂が多量にあれば問題はないが、昨今では、このような立地条件に恵まれた地域は少なく、山地を切崩して、大型トラックや長距離のベルトコンベヤによって、土砂を埋立地まで運搬するか、埋立地周辺の海域で採取した土砂を、サンドキャリヤやバージライン等により輸送して、埋立地に供給する工法がとられている。

最近では、ポンプ浚渫船も大型化し、最大浚渫深度が-30mに達するものも珍しくないが、浚渫深度が深くなるにつれて、浚渫ポンプの吸込負圧も大きくなるので、ポンプのキャビテーションの発生を防止するためには、含泥率を低くおさえなければならず、これらの理由から経済面で採算のとれる実用最大浚渫深度は、-20mが一応の限度とされている。

一方、埋立用土砂の需要の増大により、埋立地付近の比較的深い海底に、良質の土砂がある場合は、これを経済的に採取して、埋立に利用しようとする工法が考案され、送泥管の入口にエゼクタを装備した大深度浚渫船や浚渫ポンプの吸込圧力を高めるために、吸込管の途中に加圧用エゼクタをとりつけた、深掘土砂採取用特殊浚渫船等が開発され、すでに各地で稼働中である。

埋立地の規模が大きくなるにつれて、浚渫地から埋立区域までの距離は非常に長くなる。掘込み港湾の掘削土

砂の処分についても、近くに適当な土捨て場が得られないときは、長距離の土砂運搬を行わなければならない。ポンプ浚渫船による埋立、土捨てや、ドラグサクシオン浚渫船による陸上排送時のように、管路を用いて土砂を水力輸送する場合、管内圧力は、管摩擦等により、管長にはほぼ比例して低下するために、排砂管の全長が設計長さを大きくこえると、既設の浚渫ポンプでは、吐出圧が不足して土砂水の排送が不能となる。このような場合も排砂管の途中にエゼクタを設置して管内圧力の上昇をはかれば、浚渫ポンプを取りかえることなく、排送距離を延長することができる。そのほか、サンプリハンドラのサンドポンプを、エゼクタに置きかえることも可能であろう。

以上述べたように、エゼクタは、港湾工事部門でも広範囲の応用面があるにもかかわらず、その設計については、いまだに確立された計算法が見あたらないようである。港湾工事用のエゼクタは、実用面では上述のように土砂水の水力輸送に多く使用されているが、本研究では、エゼクタの設計の基本になると考えられる、駆動流体と吸引流体がともに清水で、土砂を混入しない場合について、大型の模型エゼクタを使用して実験を行った。本実験は、港研報告第4巻第4号“エゼクタの揚水効率について”にひき続き、同一の実験装置を使用して実験を行ったものであるが、実験内容については、設計に必要な範囲をカバーできるように、ノズルとのど部の面積比を広範囲に変え、あらたに、のど部に平行部のついたデフューザを使用し、この場合の、揚水特性、加圧特性もあわせて測定した。

ポンプは、その形式のいかんを問わず、効率最大の点を設計点とするのが原則である。筆者らは、水に関するいくつかの理論式および実験式より、エゼクタの水頭比および効率を表わす計算式を導き、大型模型エゼクタによる一連の実験結果と比較したところ、計算値と測定値

* 機材部長

** 作業船研究室長

*** 作業船研究室

は極めて良く一致した。本報告では、この計算式を基礎にして、効率最大の点を設計点としたエゼクタの新しい設計法を提案するものである。

第2章 理 論

エゼクタを港湾工事で使用する場合は、主として駆動水に海水を使用して、土砂水を輸送するのに用いられるが、実験結果との比較を容易にするために、ここでは、駆動水および揚水が、ともに清水の場合について述べる

本報告に使用する主な記号は、次のとおりである。付加小文字は、エゼクタ各部の断面を示し、主要記号のあとにつけて、その断面における大きさを表わすものとする。

主要記号

- H ; 全水頭
- Q ; 流量
- A ; 断面積
- D ; 直径
- v ; 平均速度
- p ; 圧力

付加小文字

- i ; 駆動水入口
- j ; ノズル出口
- r ; 吸込口 (揚水入口)
- s ; ノズル出口断面における揚水入口
- t ; のど部入口
- d ; 広がり管入口
- d' ; 広がり管出口
- e ; 吐出口

その他の記号

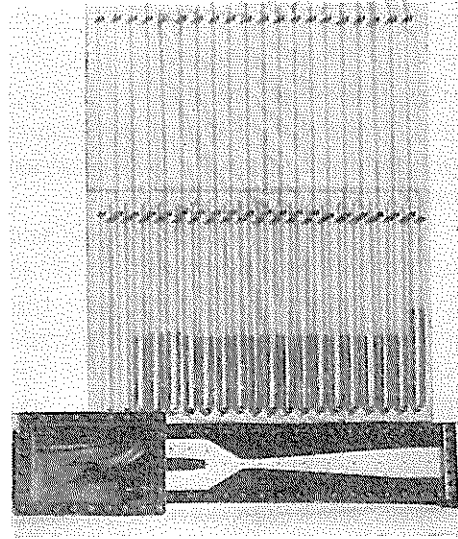
- x ; 流量比 = $\frac{\text{揚水量}}{\text{駆動水量}}$
- y ; 水頭比 = $\frac{\text{吐出水と揚水の全水頭の差}}{\text{駆動水と吐出水の全水頭の差}}$
- η ; 効 率 = 流量比 \times 水頭比
- ζ ; 水頭損失係数
- g ; 重力の加速度
- γ ; 比重量
- λ ; 流体摩擦係数
- l ; ノズル出口から吐出口までの長さ
- l_0 ; 吸込部長さ
- l_1 ; 噴射距離
- l_2 ; のど部の平行部長さ
- l_3 ; 吐出部長さ
- C_a ; 縮流係数

C_v ; 速度係数

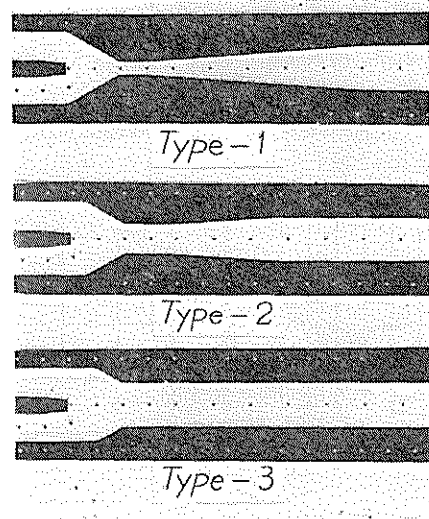
F ; 摩擦力 (軸分力)

2-1 2次元模型実験装置による観察

エゼクタ内の、噴流と揚水の流れおよび各部の静圧の変化の状態を、アクリライト板を使用して製作した、エゼクタの2次元模型実験装置により観察した。駆動水には、水道水をノズルに直結して供給し、揚水には、過マンガン酸カリを溶解させて赤く着色し、ノズル出口からのど部、広がり部を通る間の、駆動水と揚水の混合状態



写真一 2次元模型実験装置



写真二 エゼクタの断面形状

を、明瞭に観察できるようにした。

写真-1は、2次元模型実験装置の全景である。観察に使用したエゼクタの断面形状を、写真-2および表-1に示す。

表-1 2次元模型エゼクタ各部寸法 (mm)

形式	ノズル巾	のど部巾	吸込口巾	吐出口巾	平行部長さ
Type-1	10	20	100	60	40
" -2	"	40	"	"	80
" -3	"	60	"	"	—

Type-1は、のど部巾が比較的せまく、広がり部が割合長い。Type-2は、のど部がかなり広く、広がり部が短い。Type-3は、のど部と吐出部が同じ巾で広がり部の無い形式である。模型エゼクタの全長は約550mm、水流の厚さは5mmである。

図-2-1は、上記3種の2次元模型エゼクタ内部の静圧の変化の状態を示す。駆動水の圧力および揚水の吸込圧を一定とした場合、エゼクタの吐出圧は、Type-1がもっとも高く、Type-2、Type-3の順に低くなっている。エゼクタ内部の静圧は、Type-1では、広がり部出口付近で最大値を示すが、Type-2においては、広がり部を出た後も圧力の上昇が見られる。これは、Type-2はのど部が比較的広いために、のど部および広がり部を通過する間の、駆動水と揚水の混合が充分行われず、広がり部を出てからも混合状態が続き、これにともなう圧力の上昇がおこるものと考えられる。このことから、のど部の比較的広いエゼクタでは、広がり管のあとにも、圧力の回復に要する長さ l_2 （吐出部長さ）が必要であると考えられる。揚水量は、Type-3がもっとも多く、Type-2、Type-1の順に少なくなっている。

エゼクタの吐出側の管路に抵抗を入れて、吐出圧を高くし、揚水量を減少させると、ノズルから噴出した直後

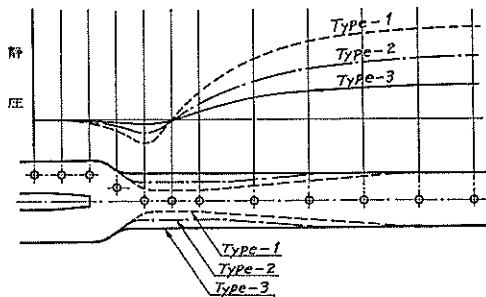


図-2-1 2次元模型エゼクタ内各部静圧

の噴流の両側にうずが発生する。吐出圧をさらに高めると、噴流は左右に揺れ動き、蛇行してうずをとめないながら進行していくが、このような現象がエゼクタの性能にいかなる影響をおよぼすかは明らかでない。うずの発生、噴流の蛇行の状態を、図-2-2に示す。



図-2-2 流れの蛇行状態

2-2 広がり管を有するエゼクタ

広がり管を有するエゼクタについては、写真-2のType-1およびType-2の断面が考えられる。Type-1はType-2に比較して吐出圧を高くとることができるが、エゼクタを各種波濺船に使用する場合は、一般に揚水量の大きいことが必要のために、Type-2に近い断面のエゼクタが用いられている。以下の式において、駆動水量および揚水量は、文献-1との関連により、 Q_d 、 Q_r のかわりに、 Q_j 、 Q_s の記号で表示する。

エゼクタの効率 η は、流量比および水頭比の積として

$$\eta = \frac{Q_s}{Q_j} \times \frac{H_c - H_r}{H_i - H_c} = x \cdot y \quad \dots \dots \dots (2-1)$$

ただし

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{Q_s}{Q_j} \dots \dots \dots \text{流量比} \\ y &= \frac{H_c - H_r}{H_i - H_c} \dots \dots \dots \text{水頭比} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (2-2)$$

で表わされる。

図-2-3において、エゼクタ各断面の、駆動水、揚水、吐出水の全水頭を比較すると

$$H_i - H_j = \zeta_j \frac{v_j^2}{2g} \quad \dots \dots \dots (2-3)$$

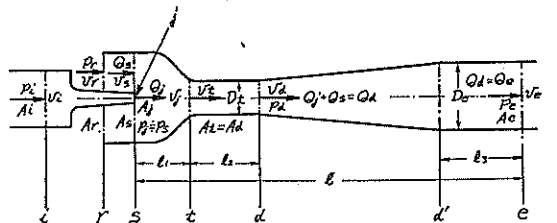


図-2-3 広がり管を有するエゼクタ

$$H_r - H_s = \zeta_s \frac{v_s^2}{2g} \quad \dots \dots \dots (2-4)$$

実験によれば、ノズルから噴出した直後の噴流内部の圧力 p_j は、周囲の流体の圧力 p_s にほぼ等しいので、

$p_j = p_s$ と仮定すれば,

$$H_j - H_d = \frac{v_j^2 - v_d^2}{2g} - \frac{p_d - p_s}{\gamma} \dots\dots\dots (2-5)$$

$$H_d - H_s = \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} + \frac{p_d - p_s}{\gamma} \dots\dots\dots (2-6)$$

$$H_d - H_d' = \zeta_d \left(1 - \frac{A_d}{A_c}\right)^2 \frac{v_d^2}{2g} \dots\dots\dots (2-7)$$

$$H_d' - H_e = \zeta_e \frac{v_e^2}{2g} \dots\dots\dots (2-8)$$

断面 $j-s$ と, 断面 d 間の軸方向に, 運動量理論を適用する。 $s-t$ 間の壁面は等圧で, $(p_s + p_t)/2$ の平均圧力が作用するものと仮定すれば

$$\frac{\gamma}{g} (Q_j v_j + Q_s v_s - Q_d v_d) + p_s (A_j + A_s) - p_d A_d - \frac{p_s + p_t}{2} (A_j + A_s - A_d) - F = 0 \dots\dots\dots (2-9)$$

ここに, F は断面 $s-d$ 間の壁面に作用する摩擦力の軸分力で

$$F = \zeta_t \frac{\gamma}{2g} Q_d v_d \dots\dots\dots (2-10)$$

である。式 (2-9), (2-10) より

$$\frac{\gamma}{g} \left\{ Q_j v_j + Q_s v_s - \left(1 + \frac{\zeta_t}{2}\right) Q_d v_d \right\} - (A_j + A_s - A_d) \frac{p_t - p_s}{2} - (p_d - p_s) A_d = 0$$

$$\therefore \frac{p_d - p_s}{\gamma} = \frac{1}{A_d g} \left\{ Q_j v_j + Q_s v_s - \left(1 + \frac{\zeta_t}{2}\right) Q_d v_d \right\} - P \dots\dots\dots (2-11)$$

ただし

$$P = \frac{p_t - p_s}{2\gamma} \left(\frac{A_j + A_s}{A_d} - 1 \right) \dots\dots\dots (2-12)$$

連続の条件から

$$\left. \begin{aligned} Q_j + Q_s &= Q_d = A_d v_d = A_e v_e \\ Q_j &= A_j v_j \\ Q_s &= A_s v_s \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2-13)$$

式 (2-3) ~ (2-8) より, $(H_e - H_j)$, $(H_i - H_e)$ を求め, その中の $(p_d - p_s)/\gamma$ に式 (2-11) の関係を入れると

$$\begin{aligned} \frac{H_e - H_j}{v_j^2/2g} &= - \left\{ 1 + \zeta_t + \zeta_d \left(1 - \frac{A_d}{A_c}\right)^2 + \zeta_e \left(\frac{A_d}{A_c}\right)^2 \right\} \\ &\quad \left(\frac{A_j}{A_d}\right)^2 \left(1 + \frac{Q_s}{Q_j}\right)^2 + \left(2 \frac{A_s}{A_d} - 1 - \zeta_s\right) \\ &\quad \left(\frac{A_j}{A_s}\right)^2 \left(\frac{Q_s}{Q_j}\right)^2 + 2 \frac{A_j}{A_d} - \frac{2g}{v_j^2} P \dots\dots\dots (2-14) \end{aligned}$$

$$\frac{H_i - H_e}{v_j^2/2g} = \left\{ 1 + \zeta_t + \zeta_d \left(1 - \frac{A_d}{A_c}\right)^2 + \zeta_e \left(\frac{A_d}{A_c}\right)^2 \right\}$$

$$\left(\frac{A_j}{A_d}\right)^2 \left(1 + \frac{Q_s}{Q_j}\right)^2 - 2 \frac{A_j^3}{A_d A_s} \left(\frac{Q_s}{Q_j}\right)^2$$

$$- 2 \frac{A_j}{A_d} + \frac{2g}{v_j^2} P + \zeta_j + 1 \dots\dots\dots (2-15)$$

式 (2-1), (2-2), (2-14), (2-15) より, エゼクタの水頭比 y および効率 η は

$$y = \frac{-K(1+x)^2 + Lx^2 + N_1}{K(1+x)^2 - Mx^2 - N_2} \dots\dots\dots (2-16)$$

$$\eta = x \left\{ \frac{-K(1+x)^2 + Lx^2 + N_1}{K(1+x)^2 - Mx^2 - N_2} \right\} \dots\dots\dots (2-17)$$

ここに

$$K = \left\{ 1 + \zeta_t + \zeta_d \left(1 - \frac{A_d}{A_c}\right)^2 + \zeta_e \left(\frac{A_d}{A_c}\right)^2 \right\} \left(\frac{A_j}{A_d}\right)^2 \dots\dots\dots (2-18)$$

$$\left. \begin{aligned} L &= \left(2 \frac{A_s}{A_d} - \zeta_s - 1\right) \left(\frac{A_j}{A_s}\right)^2 \\ M &= 2 \frac{A_j^2}{A_d A_s} \\ N_1 &= 2 \frac{A_j}{A_d} - \frac{2g}{v_j^2} P \\ N_2 &= 2 \frac{A_j}{A_d} - \frac{2g}{v_j^2} P - \zeta_j - 1 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2-18)$$

で表わされる。

2-3 広がり管を有しないエゼクタ

揚水量が大きく, あまり高い吐出圧を必要としない場合は, 一般に, 写真-2 の Type-3 に示すような, 広がり管を有しないエゼクタが用いられている。

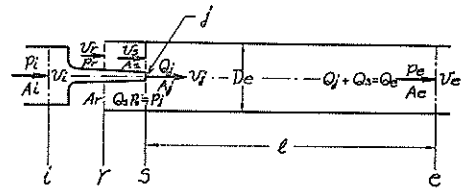


図-2-4 広がり管を有しないエゼクタ

図-2-4 において

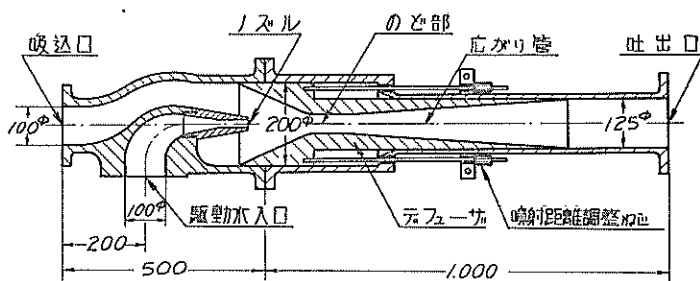
$$H_i - H_j = \zeta_j \frac{v_j^2}{2g} \dots\dots\dots (2-19)$$

$$H_r - H_s = \zeta_s \frac{v_s^2}{2g} \dots\dots\dots (2-20)$$

$$H_j - H_e = \frac{v_j^2 - v_e^2}{2g} - \frac{p_e - p_s}{\gamma} \dots\dots\dots (2-21)$$

$$H_e - H_s = \frac{v_e^2 - v_s^2}{2g} + \frac{p_e - p_s}{\gamma} \dots\dots\dots (2-22)$$

断面 $j-s$ と断面 e 間の軸方向に, 運動量理論を適用する。 $A_j + A_s = A_e$ であるから



図一3-2 供試エゼクタ

表一2 デフューザの形状(mm)

のど部直径 (D_t)	平行部長さ (l_2)		
70	0	70	140
50	0	50	100
34	0	34	68

噴射距離

ノズル出口から、のど部入口までの距離を噴射距離と名づけ、記号 l_1 で表わす。噴射距離は、 $l_1 = 120 \sim 270 \text{mm}$ の範囲で自由に調節できる。

3-3 実験方法

本実験では、3種類のノズルと9種類のデフューザの組み合わせに対して、それぞれ、駆動水、揚水、吐出水の圧力を一定に保ちながら、噴射距離を変えて揚水量を

表一3 エゼクタ各部面積比

のど部直径 (mm)	ノズル直径 (mm)	面積比			
		A_j/A_t	A_j/A_d	A_d/A_s	A_d/A_e
70	30	0.090	0.184	0.125~0.179	
	24	0.058	0.118	0.124~0.177	
	18	0.032	0.066	0.123~0.176	
50	30	0.090	0.360	0.064~0.119	
	24	0.058	0.230	0.063~0.117	
	18	0.032	0.130	0.063~0.116	
34	30	0.090	0.779	0.030~0.071	
	24	0.058	0.498	0.029~0.070	
	18	0.032	0.280	0.029~0.069	

備考
 A_t : 駆動水入口面積 A_j : ノズル出口面積
 A_d : のど部面積 A_e : 吐出口面積
 A_s : ノズル出口断面における揚水入口面積

測定し、揚水量が最大となる適正噴射距離を求めた。次に、デフューザを適正噴射距離にセットし、駆動圧、吸込圧、吐出圧を変化させて、駆動水量および揚水量を測定した。供試エゼクタ各部の面積比を、表一3に示す。

実験時の各部圧力は、次のとおりである。

駆動圧 $p_t = 3.0 \sim 10.0 \text{kg/cm}^2$

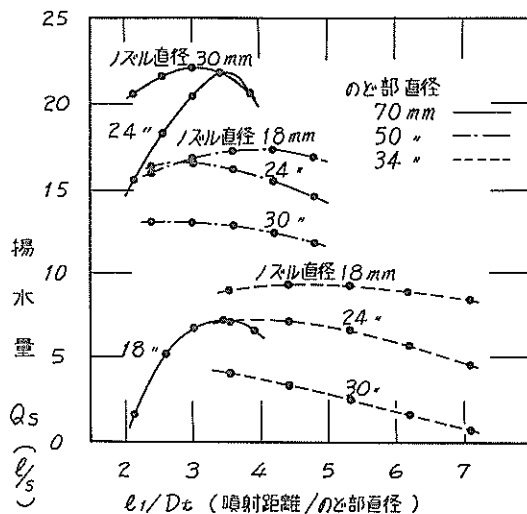
吸込圧 $p_s = -0.2 \sim -0.8 \text{mmHg}$

吐出圧 $p_e = 0.6 \sim 1.5 \text{mmHg}$

3-4 実験結果と考察

適正噴射距離

図一3-3は、横軸に噴射距離とのど部直径の比 l_1/D_t をとって、のど部直径の2倍の平行部のついたデフューザを使用して測定した、噴射距離と揚水量の関係の1例



図一3-3 噴射距離と揚水量

で測定時の各部圧力は、次のとおりである。

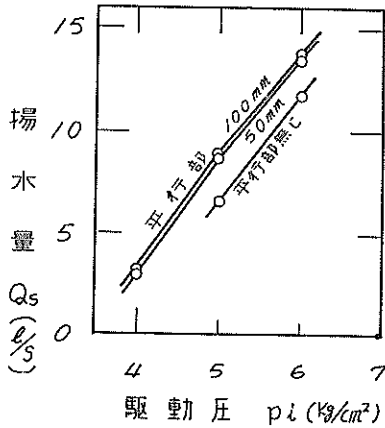
ノズル直径	駆動圧	吸込圧	吐出圧
30mm	5.0kg/cm ²	-0.4kg/cm ²	0.6kg/cm ²
24 "	7.0 "	"	"
18 "	9.0 "	"	"

図より揚水量は、 $l_1/D_t = 3 \sim 5$ のとき最大になる。平行部長さがのど部直径と等しい場合と、平行部の無い場合についても実験を行ったが、平行部の有無による適正噴射距離の変化は、ほとんど認められなかった。

平行部長さ

エゼクタの吸込圧および吐出圧を一定にし、駆動圧を

変化させた場合の、平行部長さと揚水量の関係を、図一3-4に示す。本図は、次の条件における測定結果である。



図一3-4 平行部長さと揚水量

のど部直径 50mm
ノズル " 24 "
吸込圧 -0.4kg/cm²
吐出圧 1.2 "

実験の範囲では、ノズルおよびのど部の直径の大小にかかわらず、平行部長さととのど部直径の比 $l_2/D_1=2$ のとき揚水量は最大で、 $l_2/D_1=1$ のときやや少なく、平行部の無い場合もっとも少なくなっている。以上の結果からのど部の平行部長さは、のど部直径の2倍前後にとるのが適当と考えられる。

水頭損失係数

エゼクタ内を流れる、駆動水、揚水、吐出水の水頭損失係数は、 $\zeta_j, \zeta_s, \zeta_i, \zeta_a, \zeta_e$ で表わされる。以下、これらの係数について考察を加えてみよう。(断面および各式に使用される記号については、図一2-3を参照のこと)。

駆動水の i, j 断面の全水頭を比較すると

$$H_i - H_j = \left\{ \left(\frac{A_j}{A_i} \right)^2 - 1 \right\} \frac{v_j^2}{2g} + \frac{p_i - p_s}{\gamma} \quad (3-1)$$

ノズル出口の縮流部における噴流の平均速度 v_j を求めると

$$v_j = \frac{C_v}{\sqrt{1 - C_a^2 (A_j/A_i)^2}} \sqrt{2g \frac{p_i - p_s}{\gamma}}$$

$$\therefore \frac{p_i - p_s}{\gamma} = \left\{ \frac{1 - C_a^2 (A_j/A_i)^2}{C_v^2} \right\} \frac{v_j^2}{2g} \quad (3-2)$$

ノズル出口に平行部があり $Ca=1$ とすれば、式(2-3)(3-1)、(3-2)より

$$C_v = \sqrt{\frac{\gamma}{2g} \times \frac{1 - (A_j/A_i)^2}{p_i - p_s}} v_j \quad (3-3)$$

$$\zeta_j = \left(\frac{1}{C_v^2} - 1 \right) \left\{ 1 - \left(\frac{A_j}{A_i} \right)^2 \right\} \quad (3-4)$$

で表わされる。

供試エゼクタについて、実験により求めた $(p_i - p_s)$ と v_j の値から、速度係数 C_v および水頭損失係数を求めてみると

$$C_v \approx 0.94 \sim 0.97$$

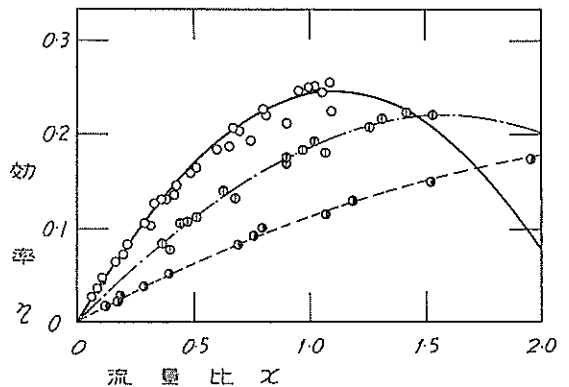
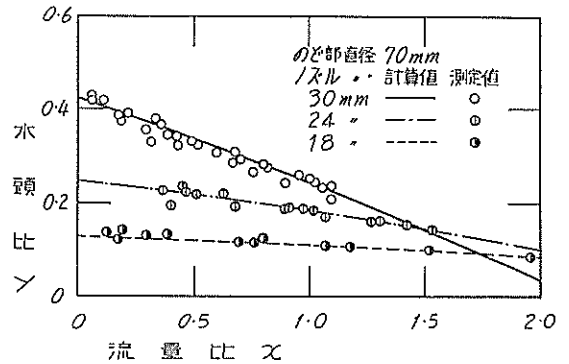
$$\zeta_j \approx 0.06 \sim 0.13$$

の範囲にある。実験には、3種類の直径の異なるノズルを使用した。が、 C_v の値の変化はほとんど認められなかった。

ζ_j 以外の水頭損失係数については、本実験から直接数値を求めることはできないので、 ζ_i および ζ_e は、流体摩擦係数 $\lambda=0.02$ として求め、広がり部については $\zeta_d=0.16$ 吸込部では $\zeta_s=0.1$ として測定結果を整理した。

計算式との比較

エゼクタの水頭比および効率、流量比、面積比、水頭損失係数の関数として表わすことができる。図一3-5 3-6、3-7 は、平行部長さがのど部直径の2倍のデフ



図一3-5 水頭比および効率の計算値と測定値

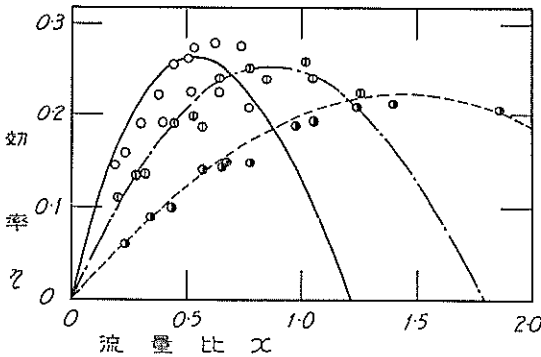
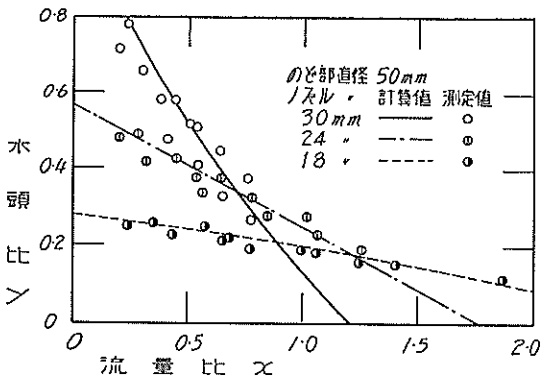


図-3-6 水頭比および効率の計算値と測定値

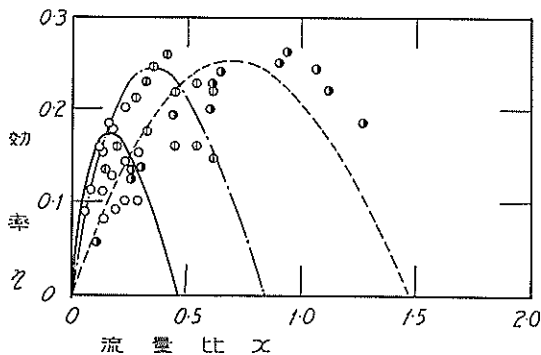
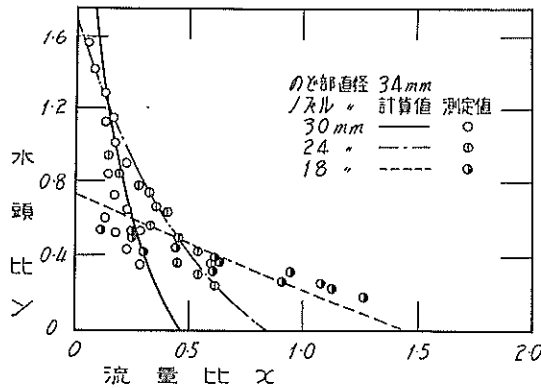


図-3-7 水頭比および効率の計算値と測定値

ューザを使用したエゼクタについて、面積比および水頭損失係数を、式(2-16)、(2-17)に入れて求めた水頭比および効率の計算値を実線で、実験により得られた数値を式(2-1)、(2-2)に入れて計算した測定値を丸印で示したものである。図より、ノズルとのど部の面積比 A_j/A_d が小さい場合、計算値と測定値は極めて良く一致するが A_j/A_d が大きくなるにつれて、測定値にいくぶんのばらつきが見られる。

A_j/A_d の値が、本実験よりさらに小さい範囲の研究については、“ポンプ浚渫船の吸込管へのゼット噴射に関する共同研究”（港湾技術研究所・国土総合開発株式会社）がある。この資料より引用した測定結果を、図-3-5～3-7に用いたのと同様の方法により図示したのが、図-3-8である。共同研究で使用したエゼクタはのど部の縮小部および広がり管の無い、断面一樣な管内へ高压水を噴射するもので、主な仕様は次のとおりである。

吸込管および吐出管	152φ	
ノズル	7φ×2	$A_j/A_d=0.0042$
	7φ×4	$A_j/A_d=0.0084$

図-3-8において、 $A_j/A_d=0.0042$ の場合、測定点にややばらつきが見られるが、計算値と傾向はほぼ一致しているので、式(2-16)、(2-17)は $A_j/A_d=0.004$ 程度までは適用できるものと考えられる。

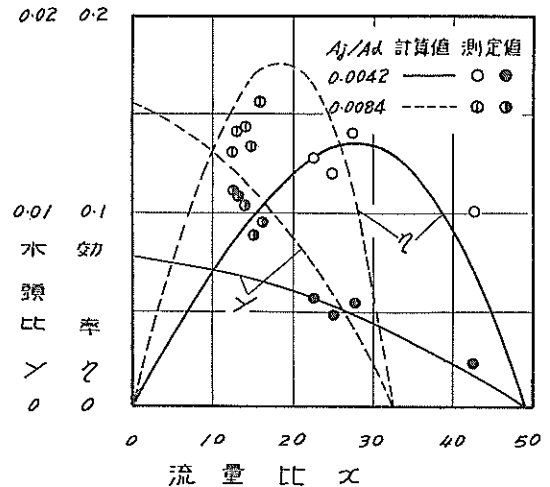


図-3-8 水頭比および効率の計算値と測定値

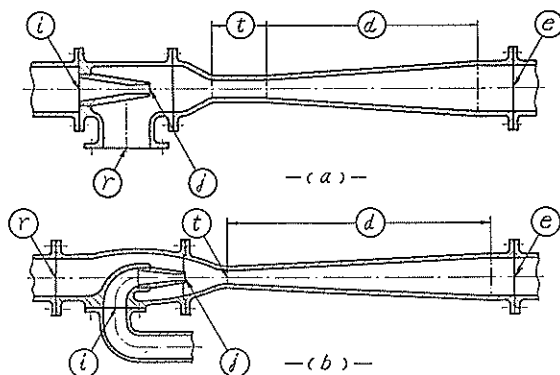
第4章 設計

4-1 エゼクタの構造

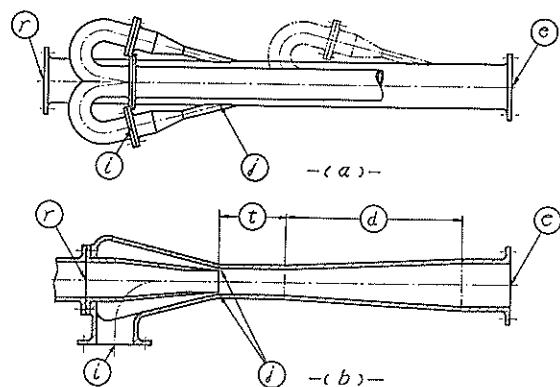
駆動流体および吸引流体が、ともに液体（主として清水、海水、土砂水）の場合に使用されるエゼクタの構造

について述べる。

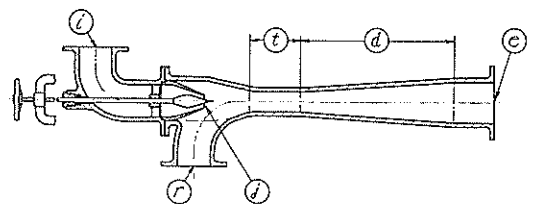
エゼクタの基本構造を、図一4-1に示す。図一(a)において、駆動水は入口(i)からはいり、ノズル(j)より噴射される。揚水は入口(r)からはいり、駆動水と揚水は、ノズル出口からのど部(t)の平行部を通過する間にほとんど混合を終り、広がり管(d)で減速加圧され吐出口(e)から吐き出される。図一(b)は、のど部に平行部が無く、広がり管の広がり角度を小さく、距離を長くとってあり、広がり管を通る間に、駆動水と揚水の混合と圧力上昇が同時に行われる。このタイプのエゼクタは、比較的低圧、小容量のものに多く使用される。



図一4-1 エゼクタ基本構造図



図一4-2 吸込管内加圧用エゼクタ



図一4-3 調節ノズル付エゼクタ

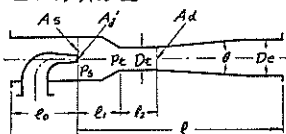
図一4-2は、ポンプ液漕船の吸込管内加圧用に使用されているもので、図一(a)は、吸込管の側壁に1個または2個以上のノズルを装備したもの、図一(b)は、管の全周から駆動水を噴射する環状ノズルを使用したものである。

図一4-3は、ノズルの吐出口面積を可変式にした、調節ノズルを使用したエゼクタである。このタイプではノズルの吐出口面積の調節により、広い範囲にわたって良い効率を得られると考えられるが、噴流の中心部の流れがさえぎられるために、駆動水入口からノズル出口に

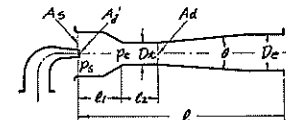
表一4 エゼクタの形状と諸係数

形式	A_d/A_s	A_j/A_d	ζ_j	ζ_s	ζ_d	λ	備考
管内ノズル型	0.2	0.1	0.1	0.1	0.16	0.02	付図一1
	0.4	~0.8	''	''	''	''	''-2
	0.6	''	''	''	''	''	''-3
	0.8	''	''	''	''	''	''-4
	1.0	''	''	''	-	''	''-5
管口ノズル型	0.2	0.1	0.1	0	0.16	0.02	付図一6
	0.4	''	''	''	''	''	''-7
	0.6	''	''	''	''	''	''-8
	0.8	''	''	''	''	''	''-9
	1.0	''	''	''	-	''	''-10
側壁ノズル型	0.2	0.004	0.1	0.05	0.16	0.02	付図一11
	0.4	~0.1	''	''	''	''	''-12
	0.6	''	''	''	''	''	''-13
	0.8	''	''	''	''	''	''-14
	1.0	''	''	''	''	''	''-15

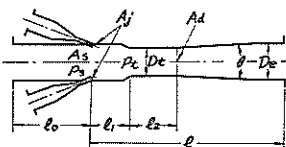
管内ノズル型



管口ノズル型



側壁ノズル型



$$\begin{aligned} \ell / D_e &= 7.5 \\ \ell_0 / D_e &= 2.5 \\ \ell_1 / D_e &= 3 \\ \ell_2 / D_e &= 2 \\ \theta &= 7^\circ - 30^\circ \\ p_s &= p_c \quad (P=0) \end{aligned}$$

いたるまでの水頭損失が大きくなり、最大効率は、普通の円形ノズルを使用したエゼクタに比較して、いくぶん低くなるものと思われる。

4-2 水頭比と最大効率

エゼクタの水頭比および効率は、水頭損失係数を定めれば、エゼクタ各部の面積比および流量比の関数として表わされる。式(2-16)、(2-17)において、 $A_s=A_e$ とおき、エゼクタの形状および水頭損失係数を、表-4 の条件で計算した、流量比と水頭比、効率の関係を、付図-1~付図-15 に示す。本図より、エゼクタの形式(表-4 の下欄参照) および面積比 A_d/A_s 、 A_j/A_d を定めれば、そのエゼクタで得られる最大効率および最大効率の得られる流量比と水頭比が求められる。付図-16~付図-18 は、 A_d/A_s をパラメータとして A_j/A_d を変化させた場合の、最大効率が得られる流量比と水頭比の関係および最大効率を示す。

4-3 計算式および設計図表

計算式

エゼクタの設計に必要な計算式を、次の方法により導く。エゼクタ各部の静圧の間には、次の関係がある。

$$\left. \begin{aligned} \frac{p_s - p_r}{\gamma} &= \frac{v_s^2}{2g} \left\{ \left(\frac{A_s}{A_r} \right)^2 - 1 - \zeta_s \right\} \\ \frac{p_a - p_s}{\gamma} &= \frac{1}{A_d g} \left\{ Q_j v_j + Q_s v_s - \right. \\ &\quad \left. \left(1 + \frac{\zeta_t}{2} \right) Q_d v_d \right\} - P \end{aligned} \right\} \dots (4-1)$$

$$\frac{p_d' - p_d}{\gamma} = \frac{v_d^2 - v_e^2}{2g} - \zeta_d \frac{(v_d - v_e)^2}{2g}$$

$$\frac{p_e - p_d'}{\gamma} = -\zeta_e \frac{v_e^2}{2g}$$

上式において

$$\left. \begin{aligned} Q_j &= \frac{Q_s}{x} = \frac{A_s}{x} v_s, \quad v_j = \frac{A_s}{A_j x} v_s \\ Q_d &= Q_s \left(1 + \frac{1}{x} \right) = A_s \left(1 + \frac{1}{x} \right) v_s \\ v_d &= \frac{A_s}{A_d} \left(1 + \frac{1}{x} \right) v_s, \quad v_e = \frac{A_s}{A_e} \left(1 + \frac{1}{x} \right) v_s \end{aligned} \right\} (4-2)$$

とおき、さらに

$$\left. \begin{aligned} A_r &= A_e = A_s \\ P &= 0 \quad (p_s = p_l) \end{aligned} \right\} \dots (4-3)$$

と仮定すれば、エゼクタによる揚水の加圧量は

$$\frac{p_e - p_r}{\gamma} = \frac{v_s^2}{2g} \left\{ 2 \frac{A_s}{A_d} \left(1 + \frac{A_s}{A_j x^2} \right) - \zeta_s - \left(1 + \frac{1}{x} \right)^2 \right. \\ \left. \left(\frac{A_s}{A_d} \right)^2 \left\{ 1 + \zeta_t + \left(1 + \zeta_e \right) \left(\frac{A_d}{A_s} \right)^2 + \zeta_d \left(1 - \frac{A_d}{A_s} \right)^2 \right\} \right\} \dots (4-4)$$

式(2-18)の K の値を使用すれば

$$\frac{p_e - p_r}{\gamma} = \frac{v_s^2}{2g} \left\{ 2 \frac{A_s}{A_d} \left(1 + \frac{A_s}{A_j x^2} \right) - \zeta_s - \left(1 + \frac{1}{x} \right)^2 \right. \\ \left. \left\{ 1 + K \left(\frac{A_s}{A_d} \right)^2 \right\} \right\} \dots (4-5)$$

となり、エゼクタによる揚水の加圧量は、面積比、流量比、水頭損失係数および揚水の速度 v_s の関数で表わされる。また $(A_j/A_d)^2 = 0$ と仮定すれば

$$x = \frac{A_s v_s}{A_j C_v \sqrt{2g(p_i - p_s) / \gamma}} \\ \therefore \frac{p_i - p_s}{\gamma} = \left(\frac{A_s}{A_j C_v x} \right)^2 \frac{v_s^2}{2g} \dots (4-6)$$

であるから、駆動圧も揚水の速度 v_s の関数で表わすことができる。

設計図表

設計に使用する図表を、次の方法で作成する。図-4-4 は、式(4-5)で計算した、揚水の速度 v_s と加圧量の関係、図-4-5 は、式(4-6)で計算した揚水の速度と駆動圧の関係で、両式における x には、それぞれの面積比に応じて効率が最大になる流量比 x_m の値(付図-16~付図-18参照)を使用する。図-4-6 は、次に掲げる設計例の設計点付近の面積比と流量比、最大効率の関係で、各図に記入してある丸印は設計点を示す。

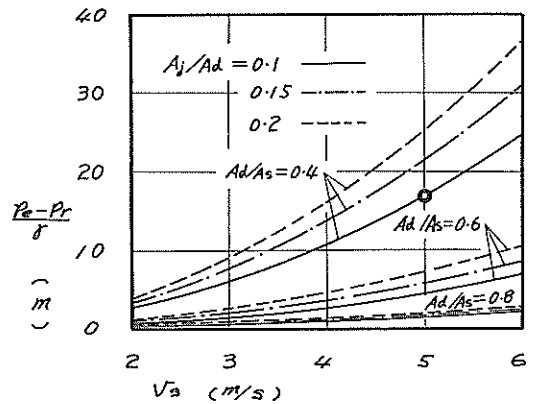


図-4-4 揚水の速度と加圧量

次の仕様のエゼクタの、各部寸法、駆動水の圧力および流量、最大効率を求めてみよう。

形式 管内ノズル型

加圧量 $(p_e - p_r) / \gamma = 17 \text{ m}$

揚水の速度 $v_s = 5 \text{ m/s}$

揚水量 $Q_s = 1.25 \text{ m}^3/\text{s}$ (4,500 m^3/hr)

その他 形状および諸係数は、表-4 に準ずる。

計算

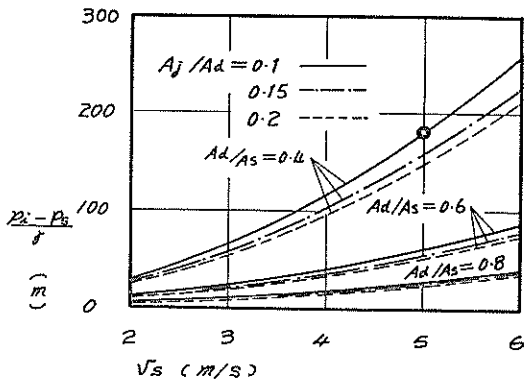


図-4-5 揚水の水速と駆動圧

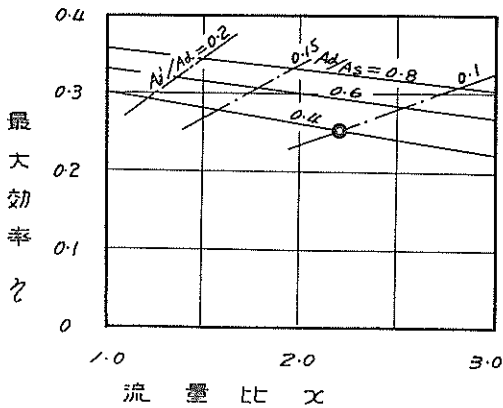


図-4-9 流量比と最大効率

面積比

図-4-4 より, $v_s = 5\text{m/s}$, $(p_c - p_r)/\gamma = 17\text{m}$ のときの面積比は

$$A_d/A_s = 0.4$$

$$A_j/A_d = 0.1$$

吸込口直径

$$D_r = 2 \sqrt{Q_s/\pi v_s} = 0.56\text{m}$$

のど部直径

$$D_t = D_r \sqrt{A_d/A_s} = 0.35\text{m}$$

ノズル直径

$$D_j = D_t \sqrt{A_j/A_d} = 0.11\text{m}$$

駆動圧

図-4-5 より, $v_s = 5\text{m/s}$, $A_d/A_s = 0.4$, $A_j/A_d = 0.1$ のとき, $(p_i - p_s)/\gamma = 180\text{m}$ である。s 断面を基準面にとり $p_s = 0$ とすれば, 駆動圧は

$$p_i = 18\text{kg/cm}^2$$

駆動水量

図-4-6 より, $A_d/A_s = 0.4$, $A_j/A_d = 0.1$ のとき, 最大効率の得られる流量比は, $x_m = 2.2$ であるから

$$Q_j = Q_s/x = 0.57\text{m}^3/\text{s} \quad (2.050\text{m}^3/\text{hr})$$

効率

本エゼクタで得られる最大効率 η_m は, 図-4-6 より $\eta_m = 0.25$

4-4 性能の比較

前節で設計したエゼクタと, 同じ形式で, のど部(縮小部)および広がり管の無い, 断面一様なエゼクタ(以下広がり管を有しないエゼクタと略称する)の性能について, 両者を比較すると次のようになる。図-4-7は, 加圧量 $(p_c - p_r)/\gamma = 17\text{m}$ を一定として求めた, 揚水の水速 v_s と, 駆動圧力水頭 $(p_i - p_s)/\gamma$, 効率 η その他の関係を示す。広がり管を有するエゼクタでは, 最大効率点における v_s , Q_j , $(p_i - p_s)/\gamma$ は, いずれも, 広がり管を有しないエゼクタと比較して小さいが, v_s が最大効率点をこえると, Q_j , $(p_i - p_s)/\gamma$ とも急激に増加し, v_s が 10m/s より大きくなると, 広がり管を有しないエゼクタより高い値をとる。広がり管を有しないエゼクタの最大効率点は, $v_s \approx 30\text{m/s}$ 付近にあり, 通常使用する揚水の水速と比較して非常に高速で, 駆動水の圧力も $(p_i - p_s)/\gamma = 2, 100\text{m}$ と極めて高い。 v_s の変化による, 最大効率点付近の効率の変化は, 広がり管を有するエゼクタでは著しいが, 広がり管を有しないエゼクタではゆるやかである。最大効率は, 広がり管を有しないエゼクタの方が高いが, 広がり管を有するエゼクタとの差はわずかである。

図-4-8 は, 上述した2種類のエゼクタについて, 揚水量 $Q_s = 4, 500\text{m}^3/\text{hr}$ を一定として比較した, 駆動圧力水頭 $(p_i - p_s)/\gamma$, 加圧量 $(p_c - p_r)/\gamma$, 効率 η その他の

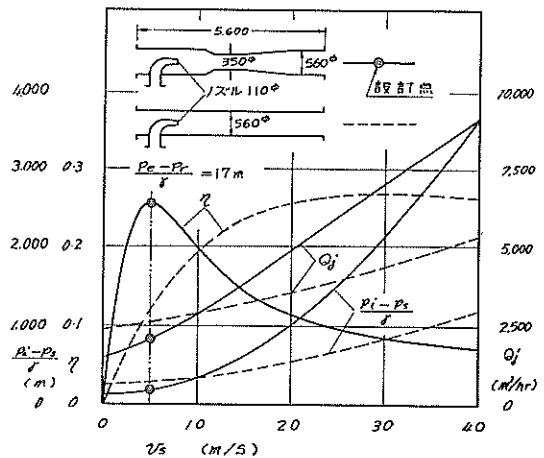


図-4-7 加圧量一定性能曲線

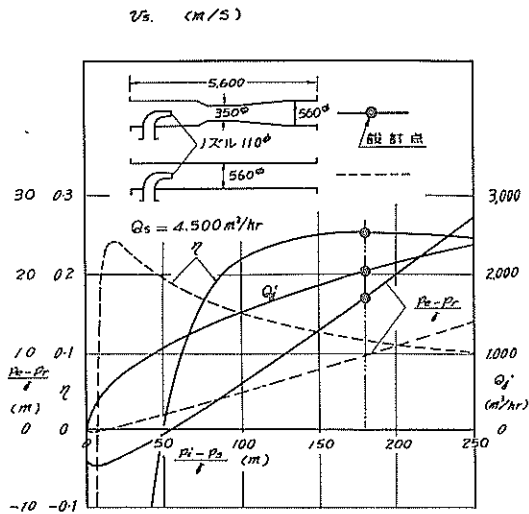


図-4-8 揚水量一定性能曲線

関係を示す。 $(p_e - p_r)/\gamma$ は、 $(p_i - p_s)/\gamma$ が小さい範囲では、広がり管を有しないエゼクタの方が大きくなるが、広がり管を有するエゼクタでは $(p_i - p_s)/\gamma$ が大きくなるにつれて急激に増加し、 $(p_i - p_s)/\gamma$ が 85m をこえると、広がり管を有するエゼクタの方が高くなる。最大効率付近の効率の変化は、広がり管を有しないエゼクタにおいて著しく、広がり管を有するエゼクタではゆるやかである。広がり管を有しないエゼクタの最大効率は、広がり管を有するエゼクタに比較してやや低く、 $(p_i - p_s)/\gamma$ が非常に低いところで得られ、この時の $(p_e - p_r)/\gamma$ も極めて小さい。

以上、図-4-7 および図-4-8 による比較から、効率および実用面で、加圧量が多い場合は広がり管を有するエゼクタが、揚水量が多い場合は広がり管を有しないエゼクタが有利であろう。

4-5 性能表示

エゼクタの性能は、式(2-1)または、式(2-17)による計算値を、図-4-9のように無次元表示するのが、もっとも一般的な方法であるが、エゼクタを実際使用する上では、揚水量 Q_s と加圧量 $(p_e - p_r)/\gamma$ および効率 η の関係を表示するのが望ましい。図-4-10は、設計例で求めた、 $(p_i - p_s)/\gamma = 180m$ を一定とおいた場合の、 Q_s と $(p_e - p_r)/\gamma$ 、 η 、 v_s の関係を示す。

4-6 配置

エゼクタは、港湾工事部門ですでに述べたとおり、土砂水の水力輸送に多く使用されている。次に、このような装置に使用されているエゼクタの、構造および配置例を示す。

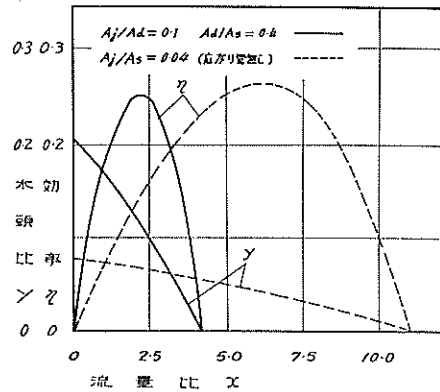


図-4-9 無次元性能表示

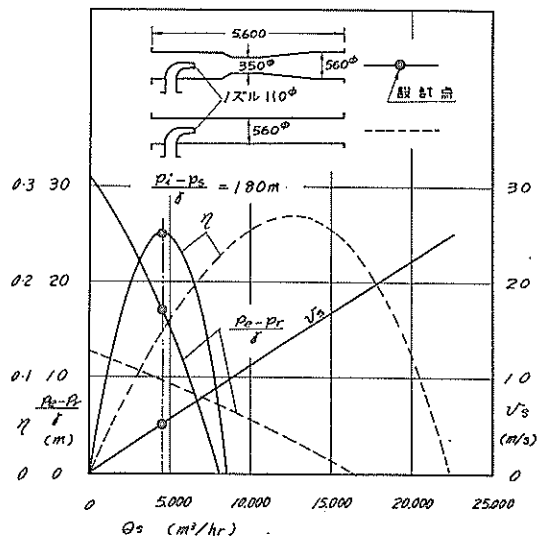


図-4-10 揚水・加圧性能表示

図-4-11は、大深度浚渫船に使用されるエゼクタの構造で、図-1(a)のタイプのエゼクタを装備した浚渫船の一般配置を、図-4-12に示す。エゼクタは、リールに巻きつけられたゴム製の排砂管の先端に取りつけてある本船の主要寸法および機能は、次のとおりである。

主要寸法および機能

- 1) 浚渫能力

浚渫深度(水面下)	最大 100m
揚土量	300m³/hr
排送距離(排送ポンプを使用の場合)	800m
- 2) 船体部

長さ(垂線間)	45.0m
巾(型)	14.5m
深さ(型)	3.5m

計画満載吃水(型・平均)	約2.0m	排送用ポンプ
3) 浚渫機部		1,000m ³ /hr×100m×500rpm 1 台
水噴射エゼクタ	1 台	浚渫機部において、エゼクタおよびゼット用ポンプから吐出される水量のうち、土砂切崩し装置に送水される分は、現在、切崩し能力を増大させるために、排送用ポンプを利用し、加圧して供給しているの、切崩し装置
ウォータゼットによる土砂切崩し装置	1 式	
エゼクタおよびゼット用ポンプ	1 台	
1,900m ³ /hr×105m×720rpm		

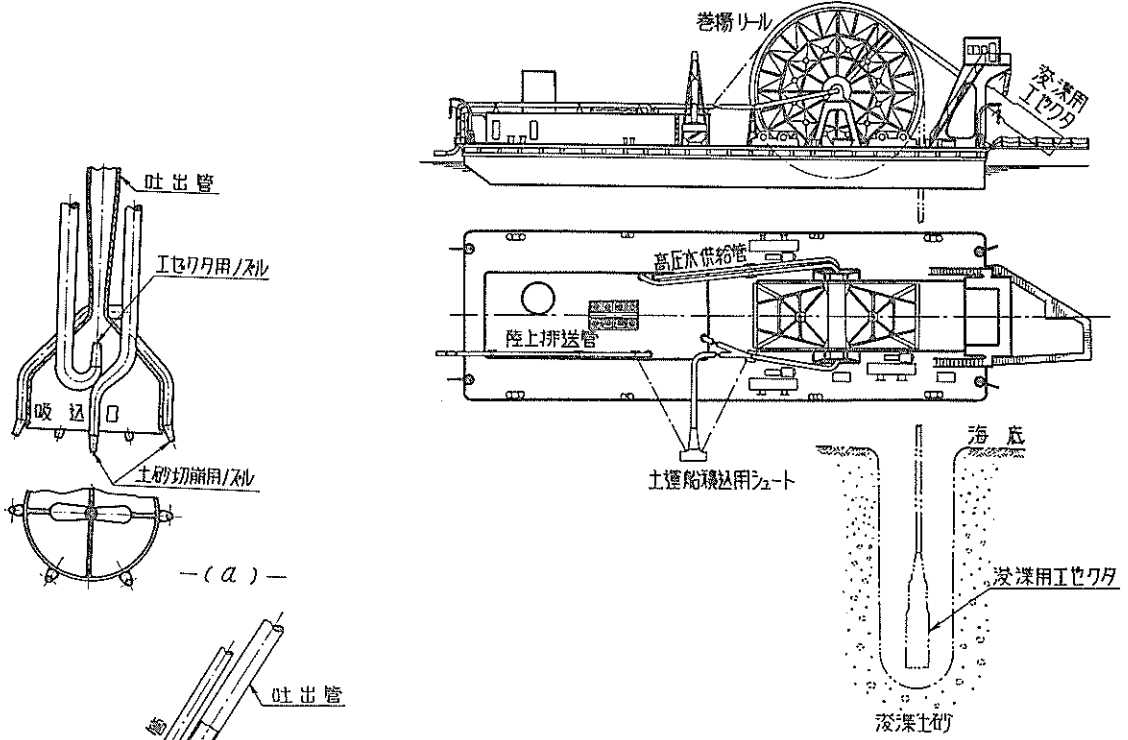


図-4-12 大深度浚渫船一般配置図

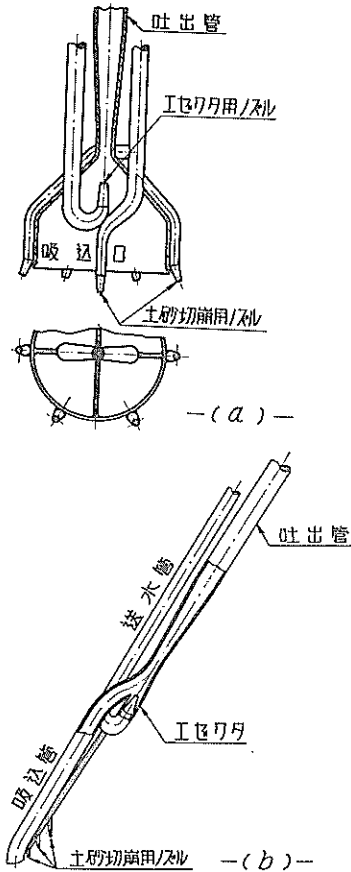


図-4-11 大深度浚渫用エゼクタ

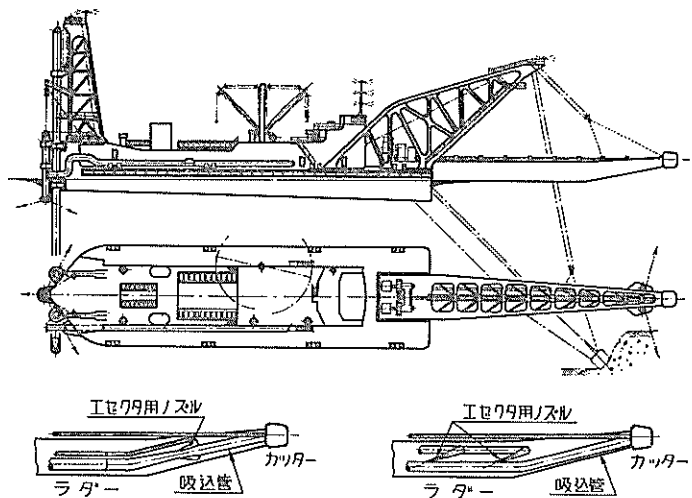


図-4-13 深掘土砂採取用特殊浚渫船

に送られる水の圧力は、約20kg/cm²となっている。したがって、現状では、排送ポンプによる土砂水の排送はできない。

図-4-13は、図-4-2-(a)の構造のエゼクタを、ラダー内の吸込管に装備した深掘土砂採取用特殊浚渫船である。本船の主要機能および寸法を次に示す。

- | | | |
|---------------------|--------------------------------|-----|
| 1) 浚渫能力 | | |
| 浚渫深度 (ラダー角度 45° にて) | 30m | |
| 排送距離 | 4,000m | |
| 突揚程 | 5m | |
| 2) 船体部 | | |
| 長さ (垂線間) | 64.8m | |
| 巾 (型) | 17.2m | |
| 深さ (型) | 4.5m | |
| 吃水 (えい航状態にて) | 2.84m | |
| 3) 浚渫機部 | | |
| 浚渫ポンプ | 7,200m ³ /hr × 105m | 1 台 |

第5章 結 論

5-1 実験結果のまとめ

エゼクタの実験結果から、エゼクタの設計に必要な事項を要約すると

- 1) 適正噴射距離は、のど部直径の3~5倍がよく、ノズルとのど部の面積比 A_j/A_d が大きいときは噴射距離を小さめに、面積比が小さいときは距離を大きめにとるのがよい。
- 2) 平行部長さが零、のど部直径の1倍、2倍について揚水量を比較すると、のど部直径の2倍のときと1倍のときの揚水量の差は極めて小さいので、のど部の平行部長さは、のど部直径の2倍前後にとるのが良い。
- 3) レイノズル数が、実験範囲 (吐出管にて $Re = 2 \sim 5 \times 10^6$) より大きく違わなければ、水頭損失係数は、本報告で使用した数値を用いてもさしつかえないものと考えられる。
- 4) エゼクタの効率は、エゼクタの構造を定めれば、流量比の関数で表わされる。計算値と測定値は良く一致したので、本式を基礎にして導いた、効率最大の点を設計点とするエゼクタの設計法は、実際のエゼクタの設計に充分適用できる。
- 5) 一般に、加圧量が大きく揚水量が小さい場合は、広がり管を有するエゼクタが、加圧量が小さく揚水量が大きい場合は、広がり管を有しないエゼクタが

実用上および効率の面で有利である。

- 6) 面積比 A_j/A_d が一定の場合、最大効率は広がり管を有しないエゼクタにおいてもっとも高く A_j/A_d が1より小さくなるにつれて最大効率も低くなる。エゼクタ全体としては、流量比 $x = 0.5 \sim 1.5$ 、面積比 $A_j/A_d = 0.2 \sim 0.3$ のときに得られ、そのときの最大効率は、 $\eta_m = 0.4$ である。

5-2 今後の研究課題

ポンプ浚渫船の吸込管内加圧用には、本研究の供試エゼクタに用いた円形ノズルのほかに、環状ノズルも使用されている。環状ノズルについては、速度係数、適正噴射距離等未解決の分野が多い。また、エゼクタを深掘浚渫や、ポンプ浚渫船の管内加圧に使用するにあたっては揚水に土砂を含んだときの、エゼクタの性能を求めておかなければならない。これらの諸問題を解決して、はじめて、港湾工事に適したエゼクタの設計が可能になるものと考えられる。

あ と が き

設計に用いる計算式の中には、はん雑なものもあるので、別に、エゼクタの設計図表を作成し、おって発表する予定である。

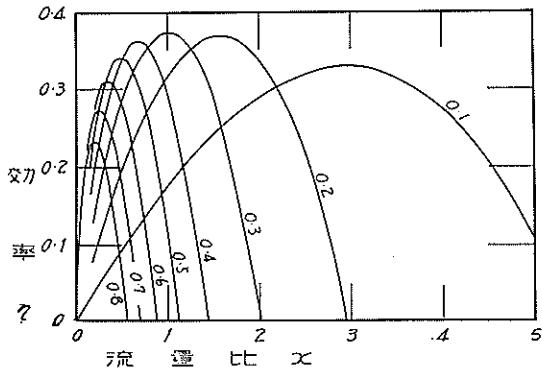
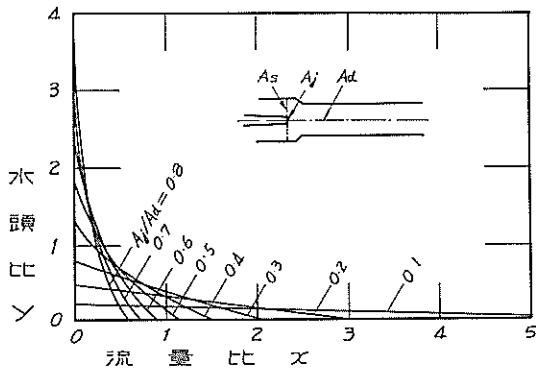
終りに、本報告の作成にあたって、資料の提供ならびに助言を頂いた岩田尚生氏に対し、深謝の意を表します。

参 考 文 献

1. エゼクタの揚水効率について 守口照明
港研報告第4巻第4号 昭和40年
2. 浚渫用噴流装置に関する研究 (第1報) 岩田尚生
港研報告第3巻第3号 昭和39年
3. 作業船 日本作業船協会
第31号 昭和39年
第22号 昭和37年
4. 水力機械工学便覧 水力機械工学便覧編集委員会
昭和37年
5. 機械工学便覧 日本機械学会 昭和37年
6. 応用流体力学 岡本哲氏 昭和36年
7. 水力学 植松時雄 昭和30年
8. ゼットポンプに関する研究 市川常雄
日本機械学会論文集 昭和27年
9. 高深度浚渫船エゼクタ模型試験 (第1報)
石川島重工業株式会社 (未発表)
10. Some Problems in the Design and Operation
of Jet Ejectors
M.O. Engel 1963

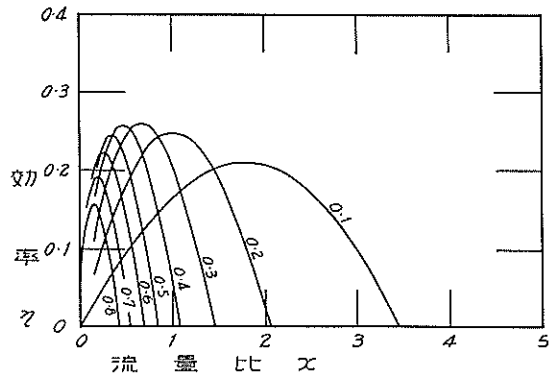
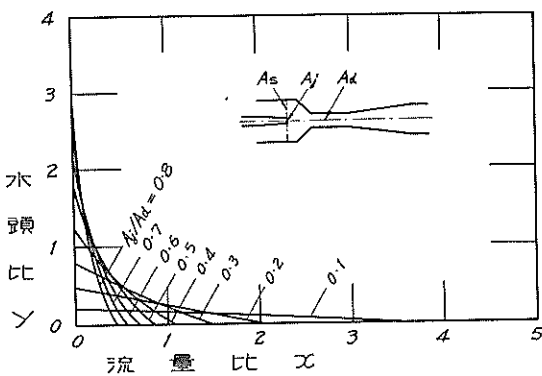
11. Pumping solids by jet venturi
J.C.C. HILL 1962
12. Centrifugal and Axial Flow Pumps
A.J. Stephanoff
(昭和41年1月25日受付)

管内ノズル型 ($A_d/A_s=1.0$)



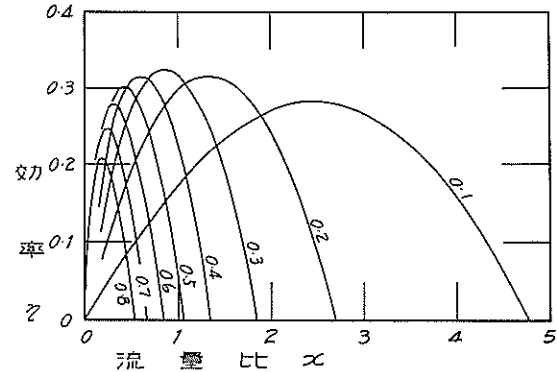
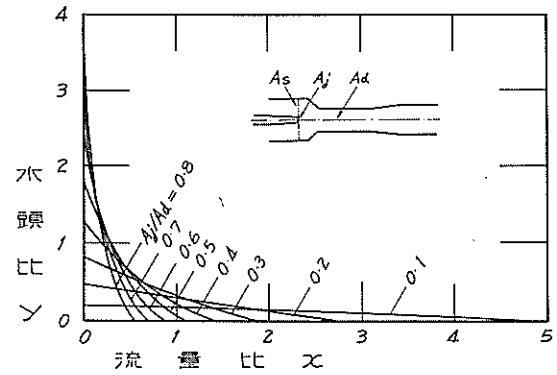
付図一 流量比・水頭比・効率曲線

管内ノズル型 ($A_d/A_s=0.8$)



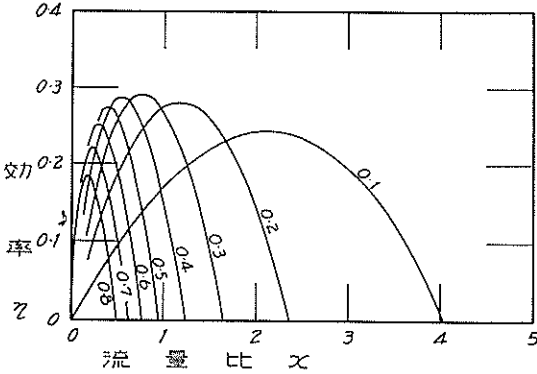
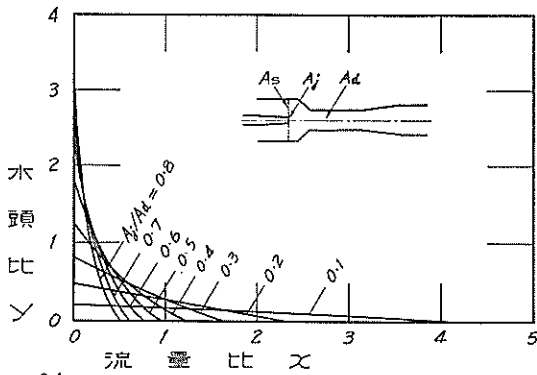
付図二 流量比・水頭比・効率曲線

管内ノズル型 ($A_d/A_s=0.6$)



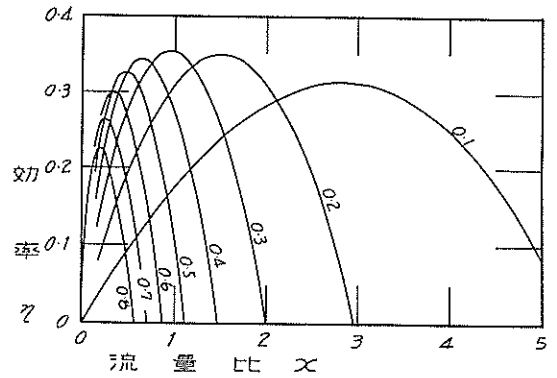
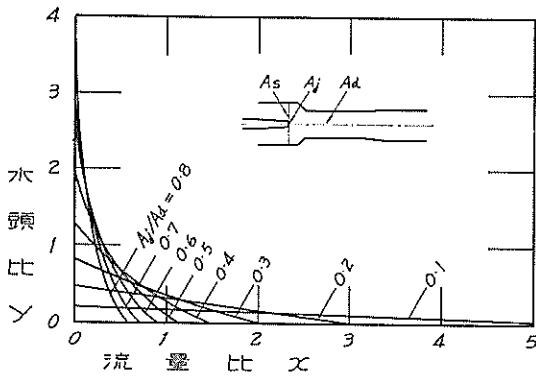
付図三 流量比・水頭比・効率曲線

管内ノズル型 ($A_d/A_s=0.4$)



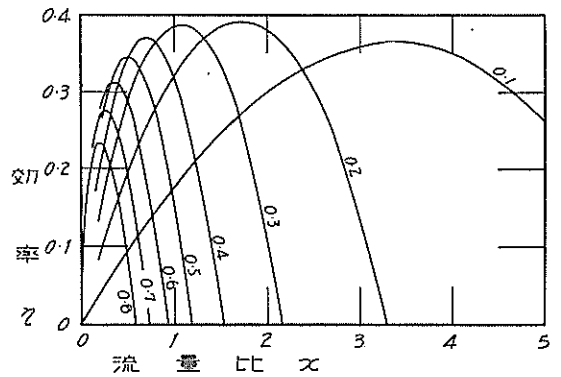
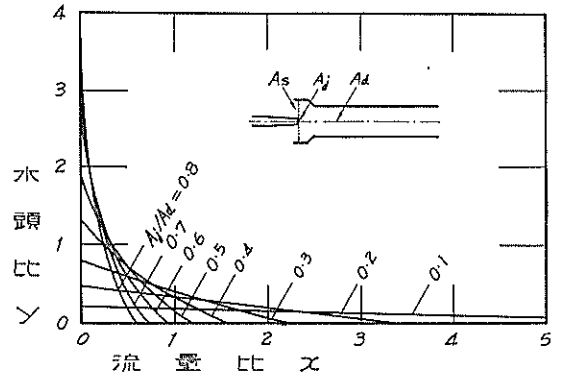
付図-4 流量比・水頭比・効率曲線

管内ノズル型 ($A_d/A_s=0.2$)



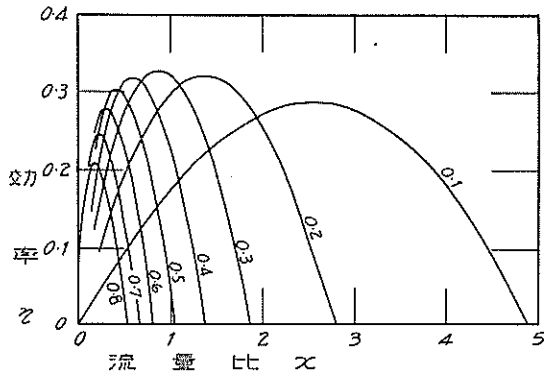
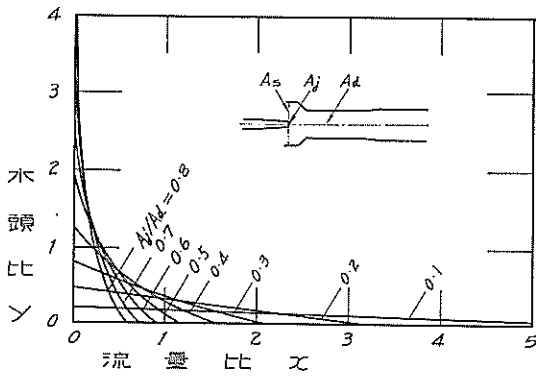
付図-5 流量比・水頭比・効率曲線

管口ノズル型 ($A_d/A_s=1.0$)

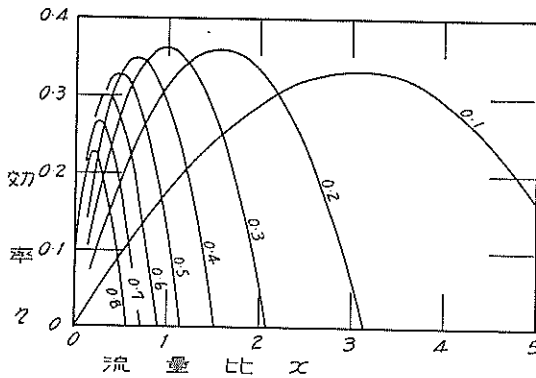


付図-6 流量比・水頭比・効率曲線

管口ノズル型 ($A_d/A_s=0.8$)

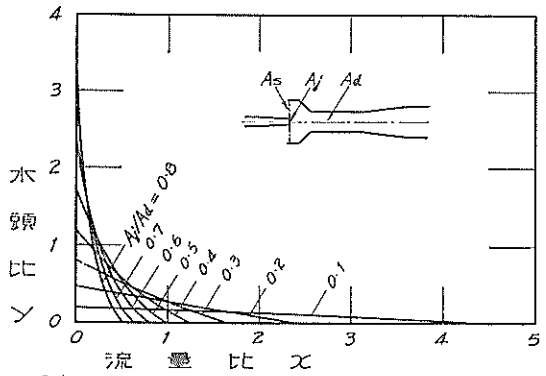


付図-8 流量比・水頭比・効率曲線

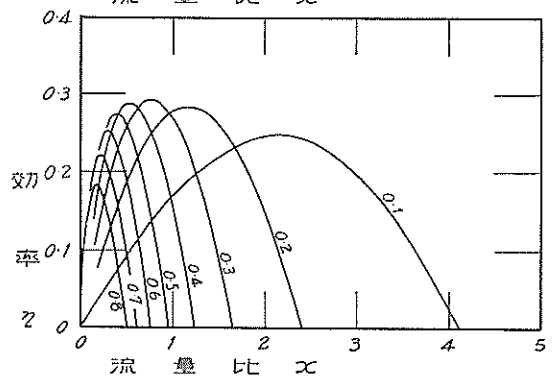
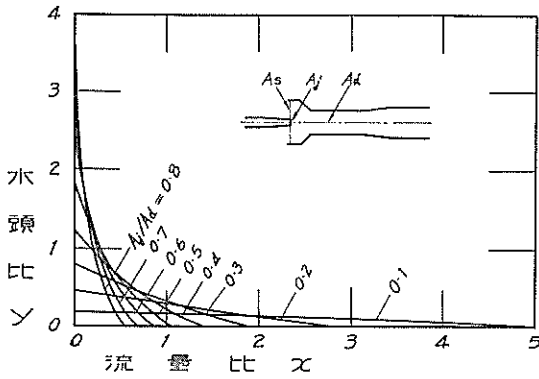


付図-7 流量比・水頭比・効率曲線

管口ノズル型 ($A_d/A_s=0.4$)

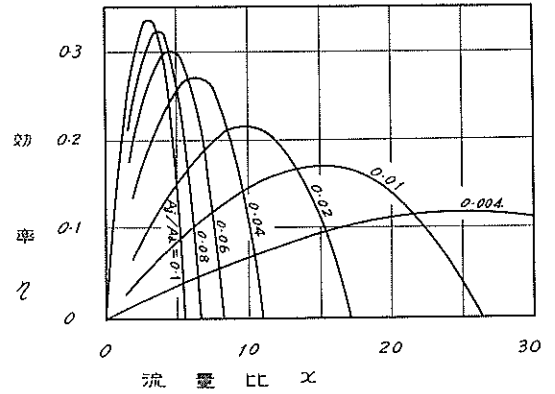
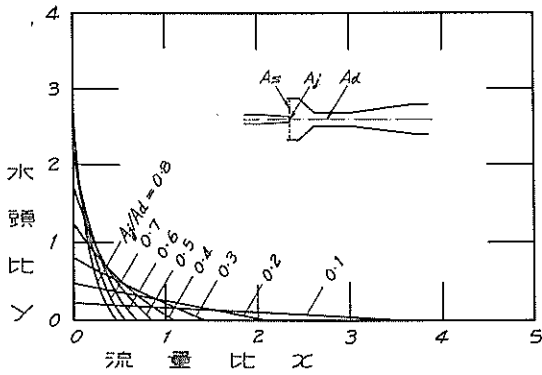


管口ノズル型 ($A_d/A_s=0.6$)

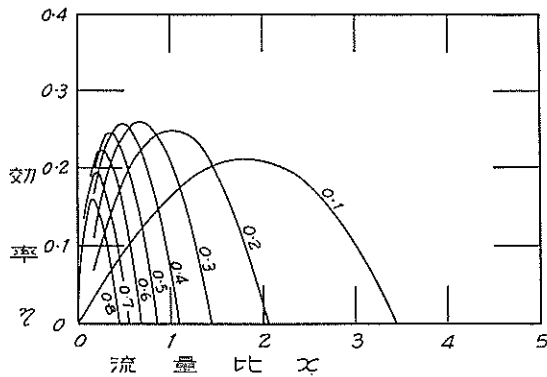


付図-9 流量比・水頭比・効率曲線

管口ノズル型 ($A_d/A_s=0.2$)

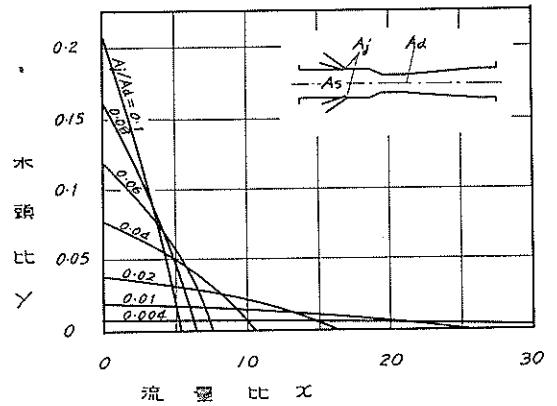


付図-11 流量比・水頭比・効率曲線

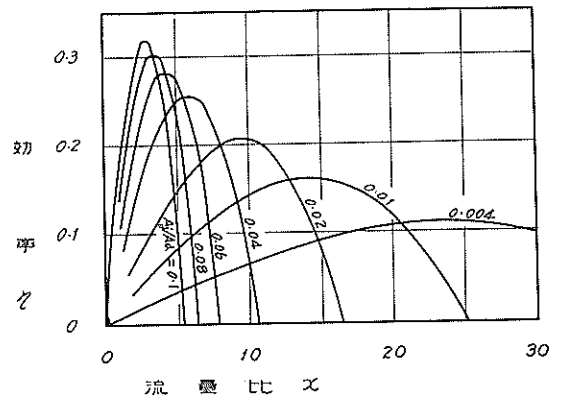
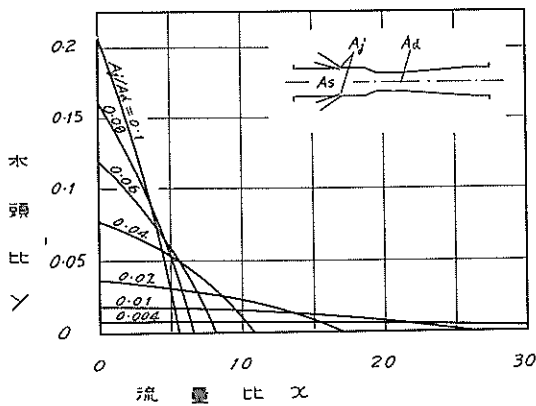


付図-10 流量比・水頭比・効率曲線

側壁ノズル型 ($A_d/A_s=0.8$)

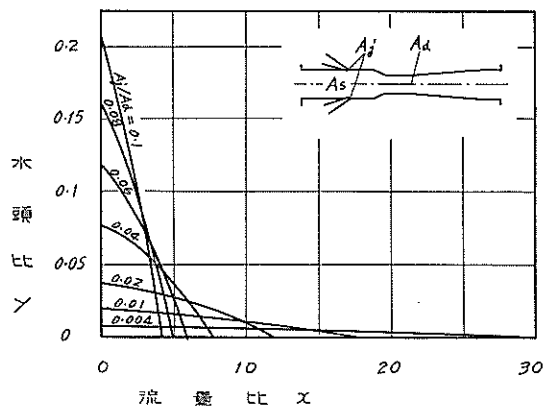
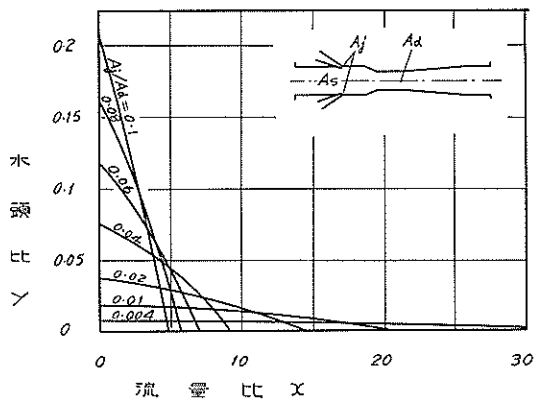


側壁ノズル型 ($A_d/A_s=1.0$)

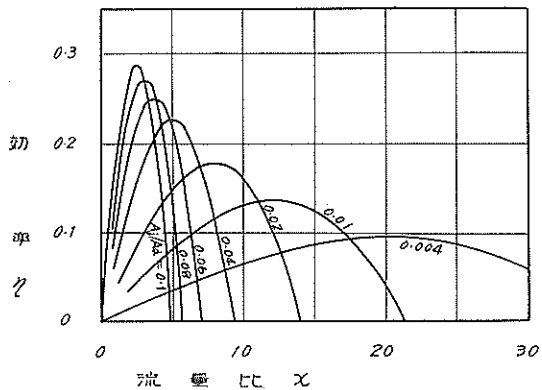


付図-12 流量比・水頭比・効率曲線

側壁ノズル型 ($A_d/A_s=0.6$)

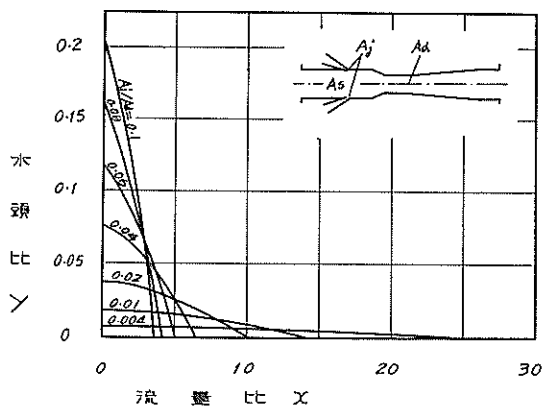


付図-14 流量比・水頭比・効率曲線

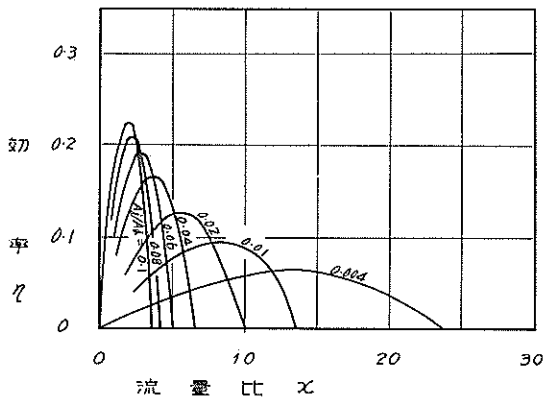
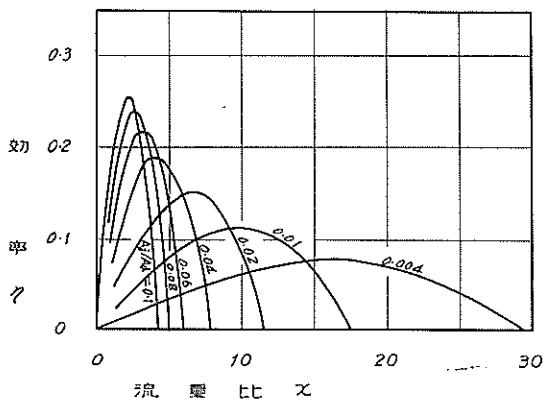


付図-13 流量比・水頭比・効率曲線

側壁ノズル型 ($A_d/A_s=0.2$)

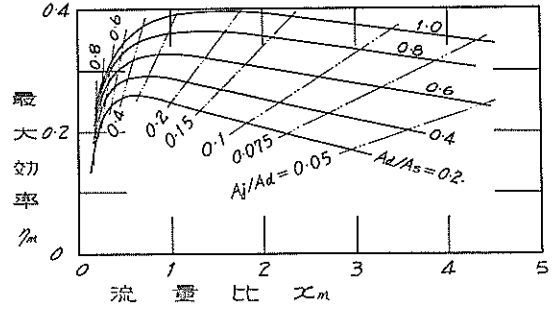
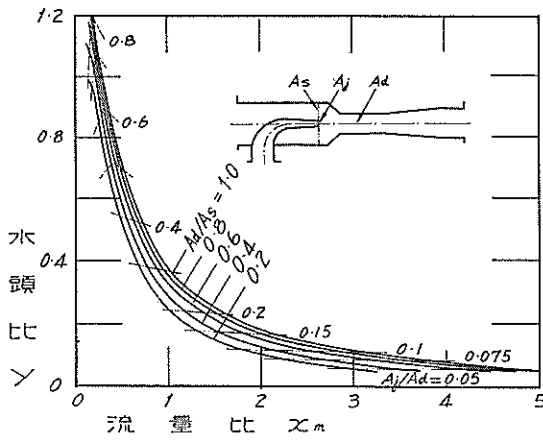


側壁ノズル型 ($A_d/A_s=0.4$)

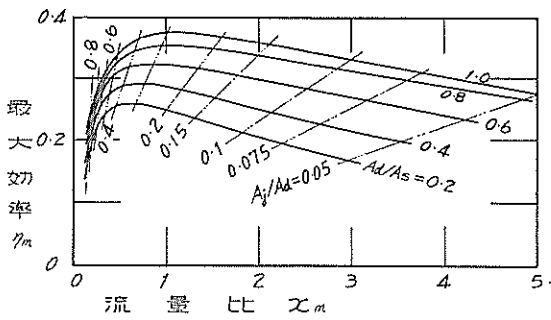


付図-15 流量比・水頭比・効率曲線

管内ノズル型

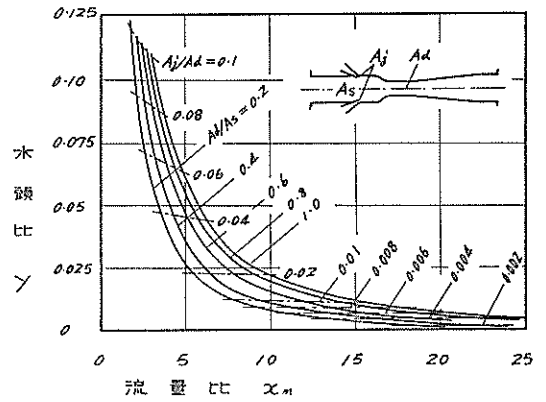


付図一七 流量比・水頭比・最大効率曲線

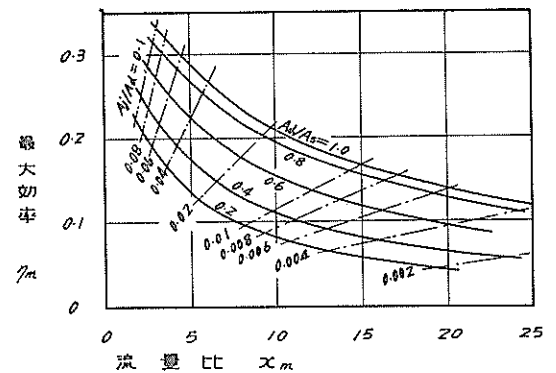
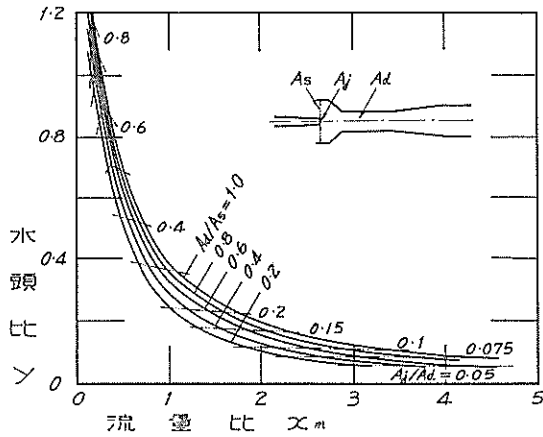


付図一六 流量比・水頭比・最大効率曲線

側壁ノズル型



管口ノズル型



付図一八 流量比・水頭比・最大効率曲線

港湾技術研究所報告 第5卷5号

1966年1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丁目1番1号

印刷所 柿野屋印刷所
横浜市鶴見区鶴見町394