

## 外周噴流形ジェットポンプの研究\*

(第1報, ポンプ形状と性能の関係)

葛原定郎\*\*, 清水幸丸\*\*  
Sadao KUZUHARA, Yukimaru SHIMIZU中村彰吾\*\*\*, 倉田重光\*\*\*\*  
Shogo NAKAMURA, Shigemitsu KURATA**Key Words:** Hydraulic Machine, Jet Pump, Annular Jet Pump, Performance, Pump Configuration, Head Ratio, Flow Ratio, Area Ratio

## 1. ま え が き

ジェットポンプは効率は低い、構造が簡単で運転が容易であるので、その特性が発揮できる分野で、種々の目的に用いられている。従来のポンプは管中央部から水を噴出し、周辺部から吸水する形式のもの（以下この形式を中央噴流形と呼ぶ）で、その形状と性能の関係については、理論的、実験的に数多くの研究発表がある<sup>(1)~(6)</sup>。ところで、ジェットポンプは運動部分を持たないので、破碎を恐れる固形物の輸送用に適しているが、従来の形式のポンプでは、管中央部に位置するノズルが、固形物の通過に対して障害となり、好ましくない。これに対して、外周すきまから水を噴出し、管中央部から吸水する形式のもの（以下この形式を外周噴流形と呼ぶ）を用いれば、相当大きい径のものまで、損傷を少なくして輸送できるなど、好都合が予想される。しかし、この形式のポンプに関する報告はあまり見当たらない<sup>(7)</sup>。

本研究では、外周噴流形ポンプについて、その形状と性能の関係を実験的に検討した。また、従来の中央噴流形ポンプとの比較検討を行った。

## 2. 主 な 記 号

図2を参照して、主な記号と定義を次のようにする。

$D_0, A_0$ : 吸込み管、吐出し管の内径と断面積

$D_{s0}, A_{s0}$ : 中央部ノズルの出口径と断面積

$D_t, A_t$ : 混合室の内径と断面積

$A_j$ : ノズル部の環状噴流の通過断面積

$A_N$ : ノズル肉厚による環状面積

$L_t$ : 混合室平行部の長さ

$\alpha$ : 混合室縮小部の縮小角

$l$ : 混合室縮小部の管軸長さ

$M$ : 流量比

$N$ : 水頭比

$A_{s0}/A_0$ : 吸込み流路しゃへい率

$A_t/A_0$ : 混合室縮小率

添 字

$j$ : 噴流

: 吸込み

$d$ : 吐出し

$op$ : 最高効率点における値

## 3. 実験装置および記号

図1に実験装置の概略を示す。ポンプの駆動水はタービンポンプ①で加圧送水され、流量測定オリフィス②を経て、整流室③にはいり、8枚の案内羽根④によって均一な噴流となって、中央ノズル⑤の外周から混

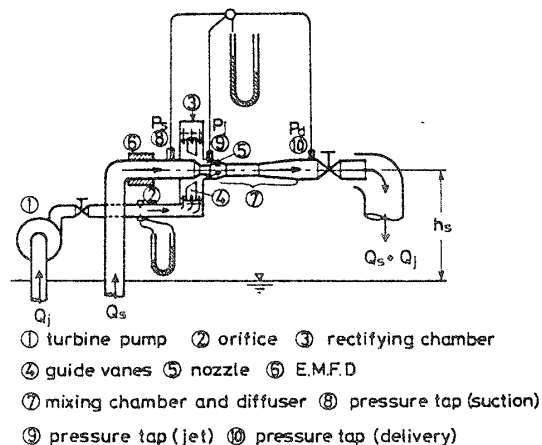


図1 実験装置の概略図

\* 昭和56年4月1日 第58期通常総会講演会において講演，原稿受付 昭和56年6月25日。

\*\* 正員，三重大学工学部（〒514 津市上浜町）。

\*\*\* 学生員，三重大学大学院。

\*\*\*\* 准員，静岡県立浜松盲学校（〒433 浜松市葵町283）。

合室に噴出する。吸込み水は吸込管、電磁流量計⑥を経て、ノズル⑤から混合室に流入する。これら二つの水は混合室⑦で混合し、ディフューザで圧力を回復した後、吐出し管から流出する。

吸込管、環状ノズル、混合後の圧力を知るために、圧力測定孔⑧⑨⑩から壁圧  $p_s$ ,  $p_j$ ,  $p_d$  を取り出し、水銀マンオメータで測定する。

本実験では種々の寸法や形状のポンプについて、噴流流量  $Q_j$  を変えて性能を調べた。吸込高さは一定で、 $h_s = 1\text{ m}$  に保った。

図2にポンプの形状を、図3(a)にノズル部の詳細を示す。本実験では、 $D_o = \phi 55$  一定で実験を進めたので、 $A_{s0}$  を大きくすると、 $A_j$  はその分だけ小さくなる ( $A_o = A_{s0} + A_j + A_v$ )。実験では  $A_{s0}/A_o$  を 0.5, 0.61, 0.73 の三とおりに変えた。これらに対応す

る環状噴流の通過間げき幅  $W$  はそれぞれ 6, 4, 2 mm である。

噴流と吸込み水が混合する部分、すなわち混合室は、図3(b)に示すように、直管形状のもの ( $\alpha = 0^\circ$ ) から、縮小形状のもの ( $\alpha = 18^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ ) の5種類を供試した。図(b)の上は縮小部末端口径が  $D_t = \phi 55$  および  $\phi 38$ , 下は  $D_t = \phi 24.3$  の場合を示している。従って混合室縮小率は  $A_t/A_o = 1, 0.48, 0.2$  の3種類となる。縮小部のあとに  $L_t = (0 \sim 8)D_t$  の直管部を設け、縮小角  $\alpha$  と共に混合室全長  $L'$  を種々に変えて、その影響を調べた。

混合室直管部の後方に、広がり角  $\beta = 5.8^\circ$  のディフューザを接続して、圧力の回復を計った。ディフューザの出口径は  $D_o = \phi 55$  である。表1に25種類の供試ポンプ諸元を示す。

#### 4. 実験結果の表示方法

噴流と吸込み流量の比で流量比  $M$  を定義する。

$$M = Q_s/Q_j \quad \dots\dots\dots (1)$$

また噴流が失った水頭と、吸込み流が得た水頭の比を水頭比  $N$  として次式で表す。

$$N = \frac{(K_K - K_P)v_d^2/2g + p_d/\rho g - v_s^2/2g - p_s/\rho g}{v_j^2/2g + p_j/\rho g - (K_K - K_P)v_d^2/2g - p_d/\rho g}$$

表 1 供試ポンプの諸元

No	$D_t$ mm	$A_t/A_o$	$\alpha^\circ$	$l$ mm	$L_t$ mm	$L_t/D_o$	$L'/D_o$	$L'/D_t$
1	55	1	0	0	385	7	7	7
2	38	0.48	18	53.7	0	0	0.98	1.41
3			30	31.7			0.58	0.83
4			45	20.5			0.37	0.54
5			60	14.7			0.27	0.39
6			18	53.7	102.3	1.86	2.84	4.11
7			30	31.7			2.44	3.53
8			45	20.5			2.23	3.23
9			60	14.7			2.13	3.08
10			18	53.7	179.4	3.26	4.24	6.13
11			30	31.7			3.84	5.56
12			45	20.5			3.63	5.26
13			60	14.7			3.53	5.11
14			18	53.7	293.4	5.33	6.31	9.13
15			30	31.7			5.91	8.56
16			45	20.5			5.70	8.26
17			60	14.7			5.60	8.11
18	24.3	0.2	18	96.9	123.3	2.24	4.00	9.06
19			30	57.3			3.28	7.43
20			45	37.0			2.91	6.60
21			60	26.6			2.72	6.17
22			18	96.9	199.2	3.62	5.38	12.19
23			30	57.3			4.66	10.56
24			45	37.0			4.29	9.72
25			60	26.6			4.10	9.29

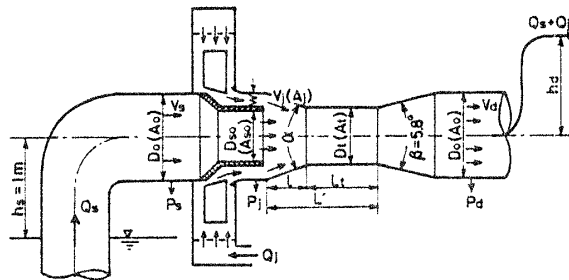
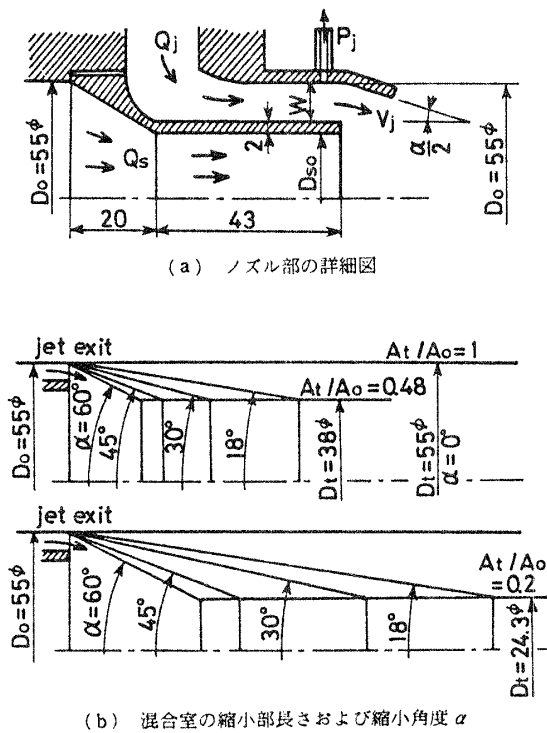


図 2 ジェットポンプ形状および各種寸法の定義



(b) 混合室の縮小部長さおよび縮小角度  $\alpha$

図 3

.....(2)

ここで  $v_s, v_d$  は流量測定より求めた吸込管と吐出し管における平均流速,  $p_s, p_d$  は壁圧,  $\rho$  は水の密度である。  $K_k, K_p$  は速度分布より求めた吐出し側の運動エネルギー修正係数および圧力エネルギー修正係数で、次式で示されるものである。

$$K_k = \frac{\rho/2 \int_0^{r_w} 2\pi(v_z^2 + v_\theta^2)v_z r dr}{(\rho/2)v_d^2(Q_j + Q_s)} \quad \text{.....(3)}$$

$$K_p = \frac{\int_0^{r_w} 2\pi v_z r \left\{ \rho \int_0^{r_w} (v_\theta^2/r) dr \right\} dr}{(\rho/2)v_d^2(Q_j + Q_s)} \quad \text{.....(4)}$$

$v_z$  は軸方向速度,  $v_\theta$  は周速度である\*1。

図4に実測の速度分布およびこれより求めた  $K_k, K_p$  の一例を示す ( $x/D_0=6.5$ )。

ジェットポンプの効率は、ポンプ内で噴流が消費したエネルギーに対する吸込み流に与えられた全有効エネルギーの比で、次式で示される。

$$\eta = MN \quad \text{.....(5)}$$

## 5. 実験結果と考察

5.1 流れ方向の圧力分布 外周から環状に噴出する高速の噴流と、管中央部から吸込まれる水が混合するのに、どれほどの距離を必要とするかを検討す

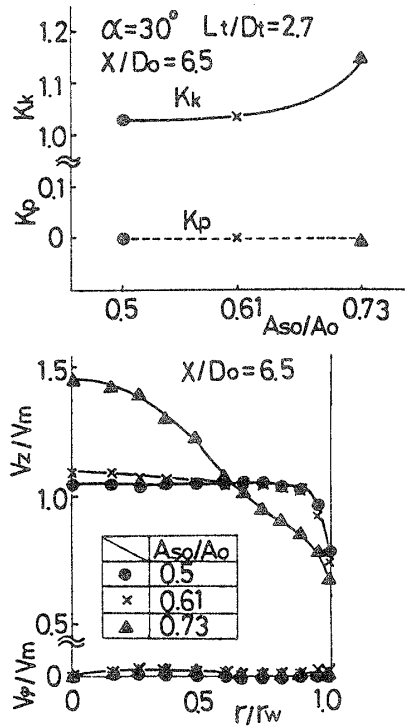


図4 吐出し側速度分布と  $K_k, K_p$  の一例

る。図5は混合室が直管形状の場合について、噴流出口を原点とした管軸位置  $x/D_0$  に対する圧力分布を圧力係数  $C_p$  で示したものである。流量比は  $M=0.01 \sim 0.34$  で、いずれの場合も  $x/D_0 \approx 7$  までは圧力(壁圧)が増大し、それよりも下流では減少する。このことから、混合は  $x/D_0 \approx 7$  で平衡に達すると考えられるので、下流側圧力測定断面を  $x/D_0=7$  に定めた。

図6は混合室が縮小する形状での圧力分布を示す。吸込み流路しゃへい率は  $A_{s0}/A_0=0.5, 0.61, 0.73$  の3種類である。いずれも、混合室内( $x/D_0=0 \sim 3.8$ )で圧力が低下し、ディフューザ( $x/D_0=3.8 \sim 7.8$ )で回復される。 $x/D_0 > 7.8$  では圧力は増大しないので、 $x/D_0=$

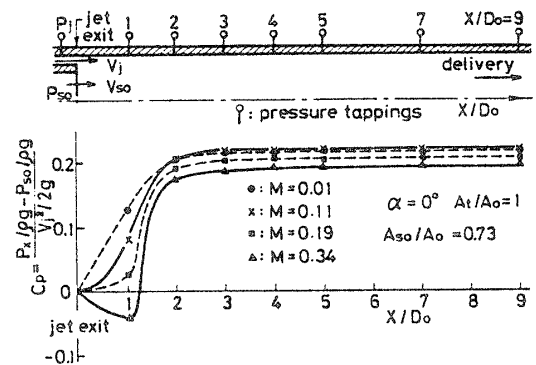


図5 直管形状ジェットポンプの入口から下流方向への壁圧分布

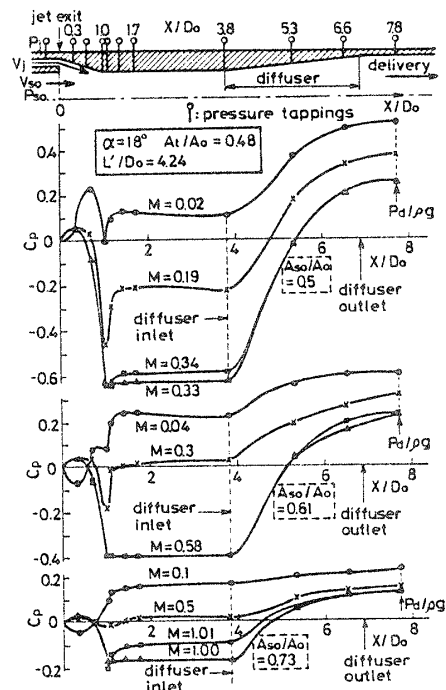


図6 混合室縮小形状ジェットポンプの入口から下流方向への壁圧分布

\*1 今回の実験においては、噴流には旋回成分は含まれていない。旋回を含む場合については後に報告する。

7.8を下流側圧力測定断面に定めた。混合室が縮小する形状では、混合室内の圧力が低下するので、直管形状に比べて吸込み流が流入しやすいことが分かる。

**5・2 性能曲線** 次に供試した代表的ポンプについて、性能を検討する。図7は、混合室が直管形状のポンプについて、流量比に対する水頭比と効率の関係を示すもので、 $A_{so}/A_o=0.5, 0.61, 0.73$ である。しゃへい率が0.5の場合、 $M-N$ 曲線のこう配は大きく、流量比 $M_{op}=0.35$ で最大効率 $\eta_{max}=23.8\%$ にも達する。しゃへい率が0.61では、0.5と0.73の中間の関係を示して、最大効率は27.1%になる。 $A_{so}/A_o=0.73$ では $M-N$ 曲線のこう配は緩やかで、最大効率も21.6%と低下するが、 $M_{op}=1.03$ となって、 $A_{so}/A_o=0.5$ の

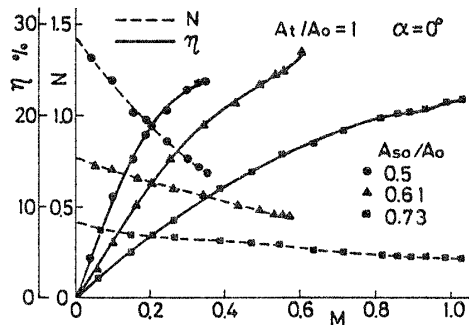


図7 直管形状ポンプの性能曲線、 $A_{so}/A_o$ を変化

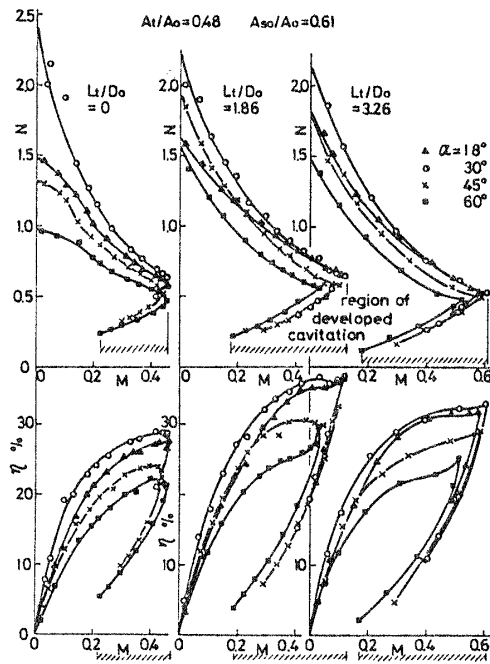


図8 混合室縮小形状ポンプの性能曲線、 $A_t/A_o=0.48$ の場合、縮小角度 $\alpha$ は4種類

約3倍に達する。以上のことから、しゃへい率が小さい値のときには、吸込み流量は減少して揚程が高くなり、しゃへい率が大きくなるにつれて、吸込み流量は増えるが揚程は低下することが指摘される。このことは、しゃへい率の大小によって吸込み流と噴流の流路面積が変わり、そこを通過する両方の流量が変わって、吸込み流の単位重量に与えられる噴流のエネルギーの大きさが変わることから、説明が可能である。

図8は混合室を縮小する形状における性能曲線を示す。縮小角は $\alpha=18^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ で $A_{so}/A_o=0.61$  ( $W=4$  mm),  $A_t/A_o=0.48$  ( $D_t=\phi 38$  mm),  $L_t/D_o=0, 1.86, 3.26$ の場合である。図の上は $M-N$ 、下は $M-\eta$ の関係を表す。図より $L_t/D_o=1.86$ の効率は、0, 3.26の場合に比べて高い値を示していることが分かる。混合室の長さとポンプ効率の関係については、図12で詳しく調べることにし、ここでは $L_t/D_o=1.86$ を中心にして、 $M-N$ 、 $M-\eta$ の全体的な特徴をみることにする。

$\alpha=18^\circ$ の場合の $M-N$ 曲線で、 $M=0$ において $N=1.63$ となり、 $M$ の増加と共にほぼ一定のこう配で低下する。そして $M=0.56$ に達すると、混合室直管部入口でキャビテーションの初生状態になり、微細な気泡が発生し始める。このとき効率は $\eta=36.0\%$ になる。 $M_{op}=0.57$ において最大効率 $\eta_{max}=36.6\%$ に達するが、直管部入口には気泡群が断続的に発生し、騒音が始める。 $M=0.57$ を越えると噴流の流量を増加させても、キャビテーションのために吸込み流量は減少し、 $M$ は増加しなくなる。このため、 $M-N$ 曲線は逆戻りの経路をたどり始める。効率も減少し $M-\eta$ 曲線も図のようになる。図の斜線部はキャビテーションの発生領域を示す。

$\alpha=30^\circ$ の場合、全体的傾向は $18^\circ$ の場合と類似するが、 $N$ および $\eta$ は $18^\circ$ の場合よりも大きくなる。このときも、 $M=0.56$ でキャビテーションの初生状態にな

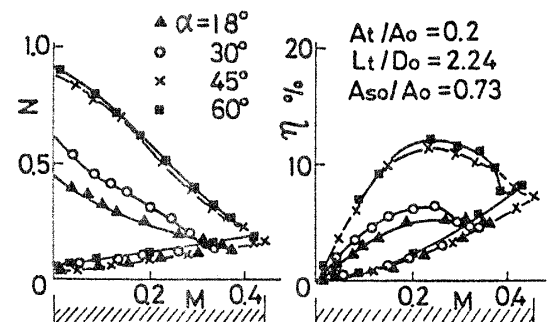
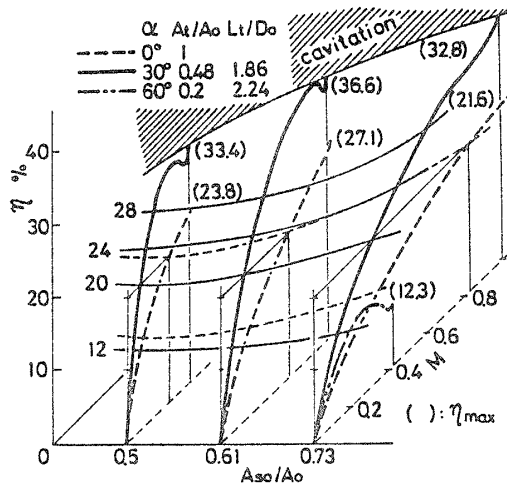


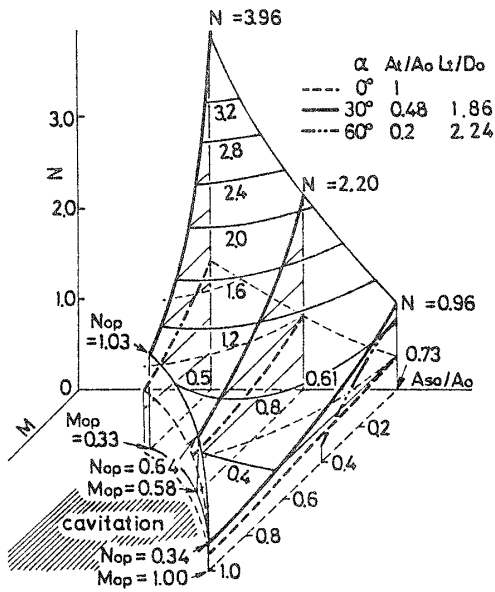
図9 混合室縮小形状ポンプの性能曲線、 $A_t/A_o=0.2$ の場合、縮小角度 $\alpha$ は4種類

り,  $M_{op}=0.58$  で  $\eta_{max}=36.6\%$  に達する。これより先では効率は急激に低下する。 $\alpha=45^\circ, 60^\circ$  でも上記の二つと同様な傾向を示すが,  $\alpha$  が大きくなると効率は低下する。混合室の縮小角度と効率の関係については, 図 11 で詳述することにする。

図 9 は混合室縮小率  $A_t/A_o=0.2$  の細い混合室直管の場合の  $M-N$ ,  $M-\eta$  の関係を示すもので, シャヘい率は  $A_{so}/A_o=0.73$  である。混合室直管部が細い場合には, キャビテーションが発生しやすく, 効率は縮小角度  $\alpha$  によっても異なるが, せいぜい  $\eta_{max}=12.3\%$  ( $\alpha=60^\circ$ ) で, 図 8 の  $A_t/A_o=0.48$  の場合の  $1/3$  程度である。中央噴流形ジェットポンプの場合は, 混合室



(a) 吸込み流路しゃへい率  $A_{so}/A_o$  と効率および流量比の関係



(b) 吸込み流路しゃへい率  $A_{so}/A_o$  と水頭比および流量比の関係

図 10

直管部が細くても効率は高く, キャビテーションの危険性は少ない。これは両形状ポンプの特徴ある相異点の一つである。

5・3 吸込み流路しゃへい率と性能の関係 図 10 (a), (b) では, 図 7~9 で示した代表的なポンプを取り上げ, シャヘい率が性能に及ぼす影響を調べる。図 10 (a) は  $A_{so}/A_o$  と  $\eta$  の関係を  $M$  を介して示したもので, 実線は  $\alpha=30^\circ$ ,  $A_t/A_o=0.48$ ,  $L_t/D_o=1.86$  のポンプ, 太い破線は  $\alpha=0^\circ$  ( $A_t/A_o=1$ ), 太い二点鎖線は  $\alpha=60^\circ$ ,  $A_t/A_o=0.2$  のポンプに関するものである。 $\alpha=30^\circ$  について検討すると, ノズル部の吸込流路面積が最も小さい  $A_{so}/A_o=0.5$  において,  $M-\eta$  曲線のこう配は急で,  $\eta_{max}$  は  $33.4\%$  に達する。中程度の流路面積 ( $0.61$ ) では  $\eta_{max}=36.6\%$  になり, この値は本実験での最大のものである。流路面積が最も大きいもの ( $0.73$ ) では,  $M-\eta$  のこう配は比較的緩やかになり,  $\eta_{max}=32.8\%$  で, 効率は前二者に比べて少しばかり小さくなる。 $\alpha=0^\circ$  のポンプでも,  $\eta_{max}$  は  $A_{so}/A_o=0.61$  で最大になり,  $0.73$  で最小になるが, この傾向は  $\alpha=30^\circ$  の場合と同じである。しかし, いずれの吸込み流路しゃへい率においても, 最大効率は  $\alpha=30^\circ$  の場合に比べて  $10\%$  程度低くなる。

図 10 (b) には流量比, 吸込み流路しゃへい率と水頭比との関係を示している。実線で示す  $\alpha=30^\circ$  の場合,  $M-N$  曲線は  $A_{so}/A_o=0.5$  では急こう配になり,

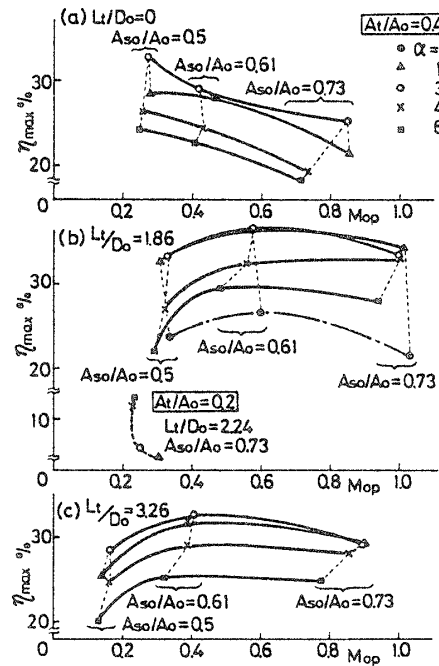
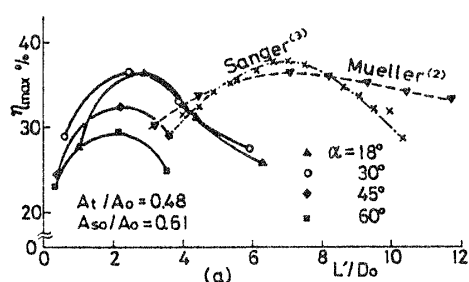
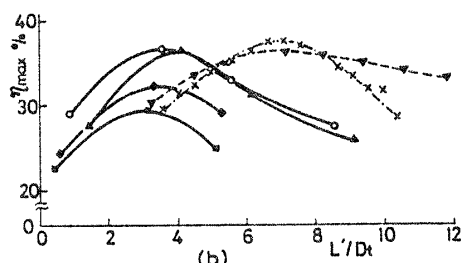


図 11 各形状のポンプの  $\eta_{max}-M_{op}$  に対する混合室縮小角度  $\alpha$  の影響

全体的に水頭比は大きく流量比は小さくなるが、0.61ではこう配はやや緩やかで、0.73ではさらに緩やかになって、水頭比は小さく、流量比は大きくなっている。最大効率点における流量比  $M_{op}$  の値を比較すると、 $A_{so}/A_o=0.5$  では0.33と小さく、0.61では0.58, 0.73では1.0と大きく、はじめの約3倍である。水頭比  $N_{op}$  は逆の傾向を示し、 $A_{so}/A_o=0.5$  で最大で1.03, 0.61では0.64, 0.73では0.34と低くなっている。以上のことから、混合室の形状が一定の状態、吸込み流路しゃへい率を大きくすると、そのポンプは大流量低揚程形になり、小さくすると、小流量高揚程形になることが分かる。



(a)  $D_o$  (混合室入口部直径) で混合室全長を割った場合



(b)  $D_t$  (混合室縮小後の直径) で混合室全長を割った場合  
図 12 混合室長さ と各形状のポンプの最大効率の関係

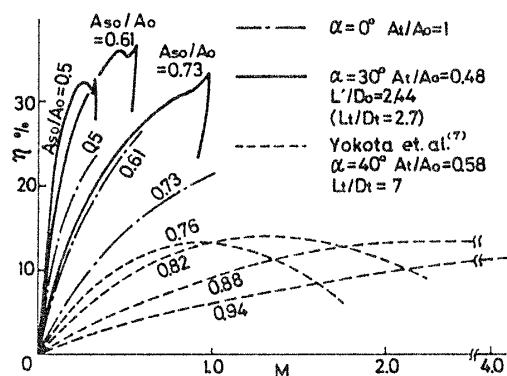


図 13 外周噴流形ポンプの他研究者の結果との比較

5・4 混合室縮小角度と性能の関係 図 8, 9 に示したように、混合室を縮小する形状では、角度  $\alpha$  を変えるとポンプ性能が変わることが明らかになったが、図 11 (a) ~ (c) でその影響を検討する。図は縦軸に各ポンプ形状における最大効率  $\eta_{max}$  を、横軸にそれに対応する流量比  $M_{op}$  をとっている。また上から順に混合室直管部の長さ  $L_t/D_o$  が 0, 1.86, 3.26 に相当する。また、実線は  $A_t/A_o=0.48$  で  $\alpha=18^\circ \sim 60^\circ$ 、一点鎖線 [図 (b) のみ] は  $A_t/A_o=1$  で  $\alpha=0^\circ$  の場合である。各ポンプともに  $A_{so}/A_o=0.5 \sim 0.73$  である。図 (b) には、比較のため混合室直管部が細くて、 $A_t/A_o=0.2$  の結果も記入してある (太い破線)。

まず  $L_t/D_o=1.86$  について  $\alpha$  の影響をみると、 $\alpha=18^\circ, 30^\circ$  で効率は最も良くなり、 $\alpha$  がこれよりも大きくなると効率は下がり、 $\alpha=0^\circ$  の効率が最も低くなる事が分かる。混合室直管部の長さが  $L_t/D_o=0, 3.26$  の場合でも同様の傾向を示すが、 $\alpha=30^\circ$  の値は  $18^\circ$  よりも若干大きくなる。

以上の結果から、ポンプ効率は、混合室が直管形状の場合も、また急激に縮小する形式でも悪くなる事が分かる。効率低下の原因については、内部の流速分布の測定から推測できるが、これについては別報で述べることにする。

5・5 混合室長さ と性能の関係 図 12 において混合室の最適長さについて検討する。図 12(a) には、しゃへい率 0.61, 縮小率 0.48 のポンプの最大効率  $\eta_{max}$  と混合室全長  $L'/D_o=(l+L_t)/D_o$  の関係が示してある。図よりいずれの縮小角  $\alpha$  の場合にも、 $L'/D_o=2.1 \sim$

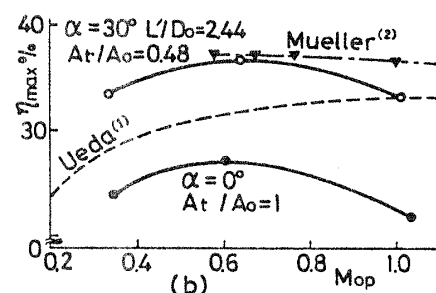
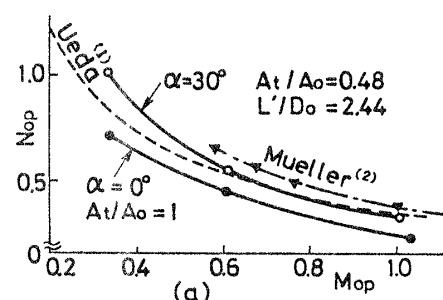


図 14 中央噴流形ポンプの結果との比較

2.8で最大効率が得られることが分かる。図には示していないが、しゃへい率が $A_{s0}/A_0=0.5, 0.73$ の場合についても、同様の結果が得られている。比較のために、従来の中央噴流形のポンプに関して、Mueller<sup>(2)</sup>とSanger<sup>(3)</sup>の結果を付記すると、図のようになる。従来形式のものでは、 $l$ は噴流出口から混合室直管部入口までの管軸長さ、 $L_t$ が混合室直管部長さに相当する。両者ともに、 $L'/D_0 \approx 7$ で効率は最大となる。

図12(b)は、縮小後の直管部直径 $D_t$ で $L'$ を除した場合について、本結果とMuellerおよびSangerの結果を比較したものである。本実験では $L'/D_t=3.5 \sim 4.0$ で最大効率が得られ、Muellerらの結果の約7の半分になることが分かる。このことから、外周噴流形のポンプでは、混合室全長を相当短くすることができると言える。なお、混合室を縮小する形式のものでは、直管部の長さ $L_t$ は約 $2D_0$ が最適である。

5・6 従来の研究結果との比較 外周噴流形ポンプに関する横田ら<sup>(7)</sup>の結果と、本結果の比較を図13に示す。本実験を実線と一点鎖線で、横田らの結果を破線で表している。横田らの結果では、流量比は大きくなるが、効率は最大でも $\eta_{\max}=14\%$ である。著者らの得た結果から推定すると、横田らのポンプは、 $A_{s0}/A_0=0.76 \sim 0.94$ の大流量、低揚程形であり、さらに混合室形状は $\alpha=40^\circ$ 、 $L_t/D_t=7$ で、これらの値はいずれも過大であるために、効率が低下したものであると考えられる。

図14は従来の中央噴流形のポンプと比較したものである。図(a)は、 $\alpha=0^\circ$ 、 $A_t/A_0=1$ および $\alpha=30^\circ$ 、 $A_t/A_0=0.48$ のポンプについて、しゃへい率を変えた場合の、最大効率点の流量比 $M_{0p}$ と水頭比 $N_{0p}$ の関係を、植田<sup>(1)</sup>(破線)、Mueller<sup>(2)</sup>(▼印)の結果と比較して示したものである。図から分かるように、

$M_{0p}-N_{0p}$ の関係でジェットポンプの性能を整理すると、外周噴流形と従来の中央噴流形の結果はよく一致する。

次に流量比 $M_{0p}$ と最大効率 $\eta_{\max}$ の関係で比較すると、図(b)のごとくなる。本結果の $\alpha=30^\circ$ の場合と、Muellerの結果では $\eta_{\max}$ は37%くらいになり、全体的にはよく似た傾向を示す。

## 6. 結 論

(1) 外周から環状に噴流が出るジェットポンプにおいても、従来の中央噴流形ポンプと同程度の36%前後の高い効率が得られる。

(2) 外周噴流形ジェットポンプの形状としては、噴流出口後方を $18^\circ$ から $30^\circ$ 程度の角度で縮小し、最小部の断面積があまり小さくならないようにするのがよい。また、この種のポンプでは、従来の中央噴流形のものに比べて、約1/2の短いものにすることができる。

(3) 噴流面積と吸込み流路面積の比を適当に選択することによって、大流量低揚程形あるいは小流量高揚程形のポンプを設計することができる。

## 文 献

- (1) 植田, 機論, 20-89 (昭29), 25.
- (2) Mueller, N.H.G., *J. Am. Soc. Civil Eng.*, 90-HY3 (1964-5), 83.
- (3) Sanger, N.L., *Trans. ASME, Ser. D*, 92-1 (1970), 11.
- (4) Razinsky, E and Brighton, J.A., *Trans. ASME, Ser. D*, 93-3 (1971), 333.
- (5) 青木・興津, ポンプ工学, 18-11 (昭47), 749.
- (6) Weber, M., ほか2名, *BHRA Hydrotransport*, 5 (1978-5), F7-1.
- (7) 横田・ほか2名, 日本鉱業会誌, 90-1038 (昭49), 539.

## 討 論

〔質問〕 村 上 光 清 (名古屋大学工学部)

(1) 図2, 3の構造を拝見すると、駆動流体 $Q_d$ がすきま $W$ を通り外周噴流となり、中央からの流体 $Q_s$ を吸込んで、混合室に入るに際して、混合室縮小部の角度 $\alpha$ が零でない限り噴流の曲りはポンプ中心軸に対し凸となり、中心軸で圧力上昇が生じる。したがって吸込まれる流体部分では流路の狭まりから予想されるほどの吸込み効果(特に $\alpha$ が大きな場合)はないのではないか。このような状況は直管部と円すい部の接合部の丸み半径に影響されると思われるが、この

部分はどのようなになっているか。

(2) 上記の理由で図6の壁面圧力が直ちにポンプ中心軸上の圧力を表しているとは思われないが、図6の場合、噴流出口断面(0)において圧力 $p_j$ は $p_{s0}$ とどれほど違うか。

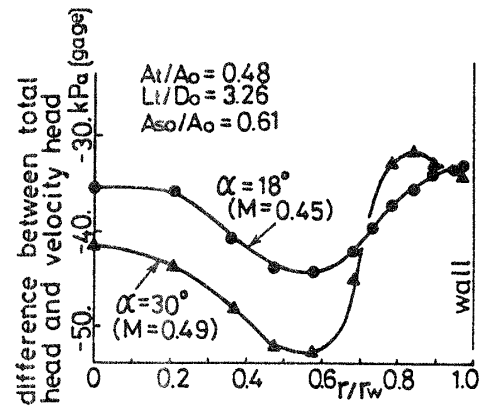
(3) 2513ページ右欄22行めに述べられているキャビテーションの初生および騒音発生は、混合室入口部などの丸み状況により相当大きく変わるのではないかとと思われるがいかがか。またこのキャビテーションと騒音の発生は図1における設置高さ $h_s$ に関係すること

はないか。

〔回答〕 (1) ご指摘のとおり、流路を狭めることにより噴流が中央部に向かい、中心軸において圧力は上昇するが、半径方向の静圧分布は複雑になる。一例として  $\alpha = 18^\circ, 30^\circ$  の場合の縮小部と直管部の接続断面における静圧分布(キャビテーション発生前の値)を付図1に示すので参照願いたい。これらの静圧は、コブラ形三孔ピトー管の全圧孔の値から速度水頭を差し引いて求めた。 $\alpha = 60^\circ$  と絞りが大きい場合には噴流が大きく曲げられ管中心部の圧力が上昇し吸込み流量は減少し、場合によっては揚水不能になる。これについては続報で詳述する予定である。供試ポンプは塩ビ製で混合室縮小部と直管部の接続は図2および図3(b)のごとくなり、角部は比較的鋭いが、#1000の紙やすりで軽く面取りしてある。なお角部全体を大きな曲率で置き換える方法については、今後検討する予定である。

(2) 図6に示した形状の最高効率点の状態について質問の圧力を示すと、 $A_{s0}/A_0 = 0.73$  の場合には  $P_{s0}$  は  $P_j$  よりも約 13.1 kPa[gage] 高く、 $A_{s0}/A_0 = 0.61$ 、0.5 ではそれぞれ  $P_j$  が 約 9.3 kPa[gage]、14.6 kPa[gage] 高くなる。

(3) 図6から明らかなように壁圧は混合室縮小部と直管部の接合部で最小になる。これはこの部分で流



付図1 縮小形状ポンプ ( $\alpha = 18^\circ$  および  $30^\circ$ ) の場合、縮小部と直管部の接続断面における半径方向静圧分布

線が大きく曲げられるためと考えられる。従って、ご指摘のとおり接合部の曲率を大きくすればキャビテーションの発生が遅れポンプ性能も多少異なってくると思われる。この問題については今後検討する予定である。また、設置高さ  $h_s$  の影響については本実験では調べていないが、 $h_s$  が変われば同一吸込み流量に対して有効 NPSH が変わるため、キャビテーションの発生状態が変化するので、それに伴う騒音も  $h_s$  に影響されることが考えられる。なおキャビテーションについては続報で詳述する予定である。