

低レイノルズ数領域における遠心ポンプの性能*

(第1報, 実験的研究)

田中和博**, 大橋秀雄***

Performance of Centrifugal Pumps at Low Reynolds Number (1st Report, Experimental Study)

by Kazuhiro TANAKA and Hideo OHASHI

Performance tests of single-stage, single-suction, centrifugal pumps with relatively low specific speed, were done over a wide range of Reynolds number, 10^3 to 10^6 . The test was carried out using seven different impellers combined with two volutes. Five impellers were of radial-vane type in order to reduce disk friction loss and to increase work input. Other two impellers were open type with six logarithmic-spiral vanes.

The results showed that pump performance deteriorate completely independent of pump structure when Reynolds number decreases to 10^3 . However, the improvement of pump efficiency can be materialized by choosing proper configuration parameters at middle Reynolds number around 10^4 .

Key Words: Hydraulic Machine, Low Reynolds Number, Viscous Flow, Centrifugal Pump, Turbomachine, Performance

1. 緒 言

ターボ形ポンプはその使用範囲が広く、原油などの高粘度液の輸送にも多く使用されているが、水に比して格段に粘度の高い流体を取扱う際のポンプ性能について、基礎的あるいは実用的研究はまだ少ない。そのためか、現在のところ、原油やパルプ液などの高粘度液の圧送に使用されている遠心ポンプは、羽根車からケーシング形状に至るまで、ほとんど水用ポンプのものが使用されるに止まっている。しかし、水用ポンプの形状を流用することは、レイノルズ数の格段の相違(1000倍程度)によるフローパターンの違いから、作動点における羽根角度のミスマッチングなどによる不十分な損失が発生し、無視し得ない消費動力の増加が生ずる。従来、とすれば、水用ポンプがそのまま高粘度液用として使用された場合の効率低下を当然のこととして受け入れ、性能劣化の予測に研究の重点がおかれてきたが、本来、高粘度液用ポンプには水用ポンプと異なる独自の設計指針が必要である⁽¹⁾。

そこで本研究は、高粘度液に適するポンプを開発する一環として、低レイノルズ数領域で性能の良いポンプの設計指針の提案を行うため、一連の試作ポンプの実測結果を示した。新しく試作した羽根車は7種類で、円板摩擦損失を軽減するためにシュラウドを取り去った径向羽根車とらせん羽根車である。ポリユートは2種類用意し、これらを組み合わせたポンプで実験を行った。その結果、レイノルズ数が 10^3 程度まで低下すると、ポンプ形状にかかわらず、性能は実用に供し得ないほど劣化するが、その途中レイノルズ数領域では、構造上の配慮により損失を軽減できることを明らかにしている。また、同じ口径のケーシングを使用する従来の水用ポンプとの性能の比較、更には過去の研究報告^{(2)~(6)}との比較も行っている。

2. 実験装置および方法

実験装置の概略を図1に示す。0.7 m³の作動流体はタンク①内に蓄えられ、吸込口径50 mmの片吸込形式の供試ポンプ②によって回流される。供試羽根車は、水用ポンプのものを含めて8種類で、羽根車入口直径はすべて $D_1=50$ mmである。羽根車出口直径は $D_2=171$ mmと140 mmの2種類、羽根形式・出口角は径向羽根($\beta_2=90^\circ$)とらせん羽根($\beta_2=23^\circ$)の2種類であ

* 昭和58年9月1日 第921回講演会において講演、原稿受付
昭和58年2月14日。

** 正員、東京大学大学院 (〒113 東京都文京区本郷7-3-1)。

*** 正員、東京大学工学部。

る。その概要を表1に示し、図2には供試羽根車の一例を示す。

なお、高粘度液中では内部流れが層流となるため、シュラウドを有する従来の密閉羽根車は円板摩擦損失が著しく大きくなり、実用的ではない。これに代わって、開放羽根車を使用するときは、羽根側端がせまいすきまをへだたてて相対しているケーシング側壁に働く摩擦によって損失が生ずるが、これは円板摩擦損失より小さいと考えられる。したがって試作した羽根車は、シュラウドを取り去ってある。

次に、供試ポリュートの概要を表2に示す。0番ポリュートは水用ポンプのもので、0番羽根車に適合する。1番ポリュートの基礎円直径は $D_3=171$ mm であり、2番ポリュートでは $D_3=140$ mm である。また、0番羽根車以外の各羽根車について、すきまが一定となるようにスペーサをはめ合わせて使用する。

供試ポンプは、ポリュート番号と羽根車番号を用いて、各々十の位、一の位として二けたの数字で表現する。その概略図を図3に示す。

実験は回転数 N および流体温度を一定に保ち、ポンプ入口部で気泡が発生していないことを確認しつつ、流量調節弁④によって吐出し量を変化させ、全揚程 H はポンプ吐出し側圧力と吸込側圧力の差から、軸動力 P はスリップリング式トルク計、吐出し量 Q はあらかじめ検定した低レイノルズ数用絞り (不完全四分円ノズル) により測定した。

また作動流体としては、清水、140番タービン油、ブライトストック油を用い、各温度における2種の油の動粘度 ν (m^2/s) は落下式粘度計により測定した。

回転数は1000~1400 rpm、粘度は $1 \times 10^{-6} \sim 1500 \times 10^{-6} m^2/s$ の範囲で測定を行った。

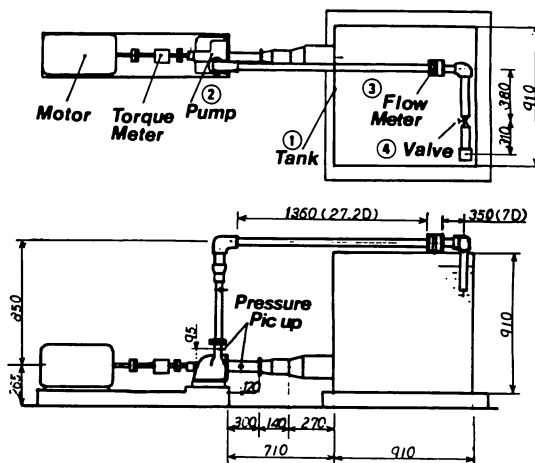


図1 実験装置概略図

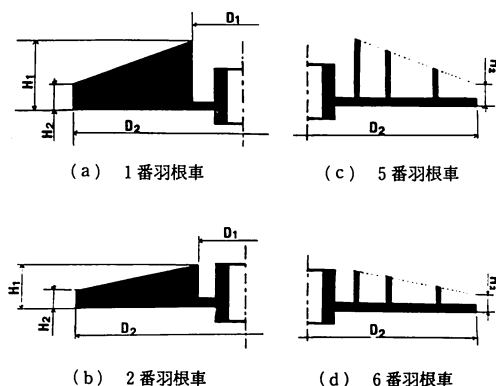


図2 羽根断面形状一例

表1 供試羽根車概要

Impeller number	0	1	2	3	4	4'	5	6
Type of blade (L:Logarithmic,R:Radial)	L	R	R	R	R	R	L	L
Exit angle β_2 (°)	23	90	90	90	90	90	23	23
Existence of front shroud		non	non	non	non	non	non	non
Existence of back shroud		non	non	non	non	non		
Inner diameter of impeller D_1 (mm)	50	50	50	50	50	50	50	50
Outer diameter of impeller D_2 (mm)	171	171	171	171	140	140	171	171
Blade height in impeller inlet H_1 (mm)	9	35	20	35	35	35	35	20
Blade height in impeller exit H_2 (mm)	4	13	11	13	13	31	13	11
Number of blades Z	6	6	6	3	6	6	6	6

表2 供試ポリュート概要

Volute number.	0	1	2
Sectional configuration	Trapezoid	Circle	Circle
Diameter in suction side D_s (mm)	50	50	50
Diameter in deliverly side D_d (mm)	40	40	60

実験結果を次のような無次元数で整理する。

流量係数 : $\phi = Q / (A_2 u_2)$

揚程係数 : $\psi = H / (u_2^2 / 2g)$

軸動力係数 : $\tau = P / (\frac{1}{2} \rho A_2 u_2^3)$

効率 : $\eta = \phi \psi / \tau$

レイノルズ数 : $R_0 = r_2 u_2 / \nu$

ただし、 u_2 は羽根車外周速度、 A_2 は羽根車出口面積、 g は重力の加速度、 ρ は作動流体の密度、 r_2 は羽根車出口半径である。

また実験番号を、図3のポンプ番号の次に、タービン油 (T)、プライトストック油 (B) の英文字をつけた三けたの英数字で表すことにする。例えば、24 T は供試ポンプ 24 番タービン油実験であることを意味している。

3. 実験結果および考察

3・1 タービン油実験 従来の水用ポンプ 00 番を基準にしたときの、タービン油実験における各種ポンプの特性曲線を図4、5に示す。なお、00 番ポンプは清水時の比速度が $n_s = 161(\text{rpm}, \text{m}^3/\text{min}, \text{m})$ で最高

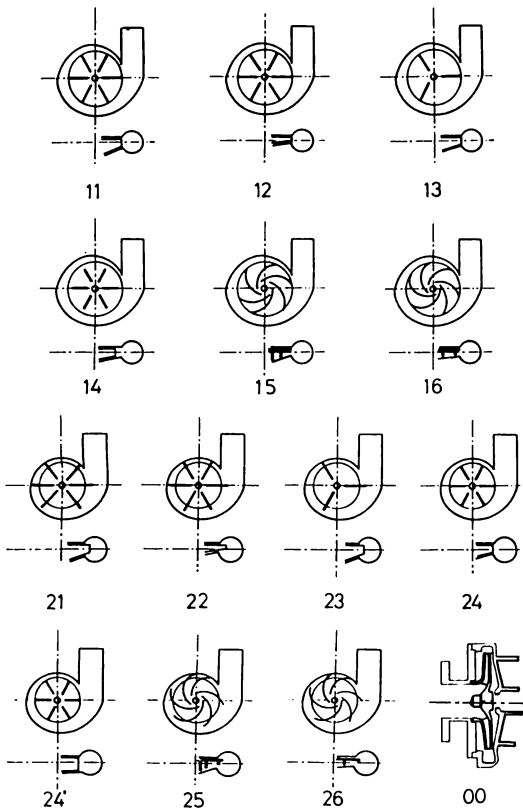


図3 供試ポンプ番号とその概略図

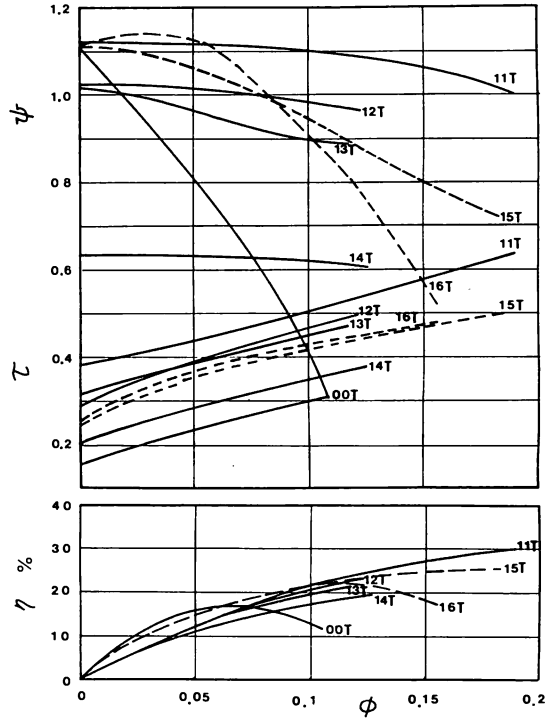


図4 水用ポンプを基準にした各種ポンプの特性曲線

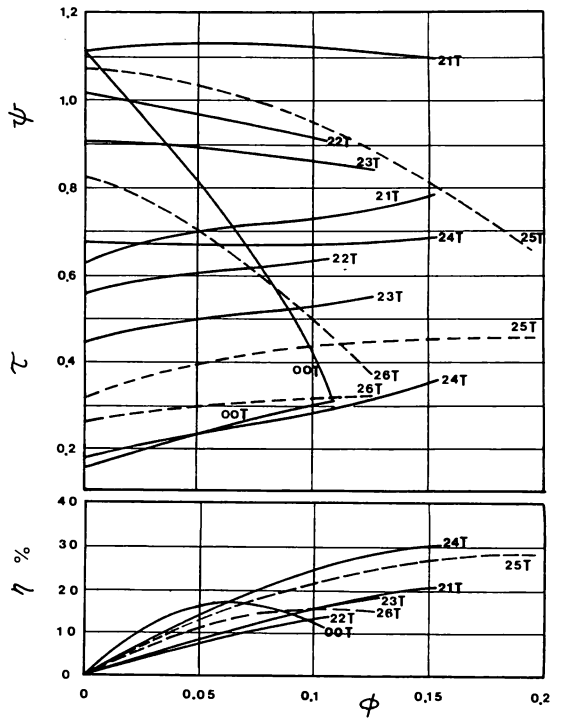


図5 水用ポンプを基準にした各種ポンプの特性曲線

効率が $\eta_{max} = 50\%$ 程度の小形の鋳鉄製である。

全揚程はらせん羽根車より直線羽根車のほうが右下がり傾向が小さく、羽根高さの高いほうが大きい値を示す。また羽根枚数については3枚より6枚のほうが、羽根車外径については $\phi 140\text{ mm}$ より $\phi 170\text{ mm}$ のほうが全揚程は大きい。

軸動力については、パラメータを変化させても増加傾向はほとんど同じである。

表3 タービン油実験における各ポンプのすきま寸法

Exp. number	11T	12T	13T	14T	15T
Front clearance (mm)	1.6	2.0	1.7	1.3	1.0
Back clearance (mm)	1.6	1.9	1.3	1.6	1.2

最高効率では従来形式のポンプが18%程度であるにもかかわらず、試作ポンプの多くがこれを上まわっており、最高効率点は高流量域に移行している。特に11, 24番ポンプは30%程度の最高効率を発揮しており、効率改善が図られていることがわかる。

表3はこのときの羽根車前後のすきま寸法である。図6, 7にタービン油実験に ($Ro = 10^4$ 付近) における各種ポンプの最高効率に及ぼすレイノルズ数の影響を示す。表4は、タービン油実験での各種ポンプの最高効率と各パラメータに対する評価を $\bigcirc \Delta \times$ 式で示したものであり、表5は同じくレイノルズ数低下に伴う効率低下の割合について評価したものである。

表4 タービン油実験における各種ポンプの最高効率と各パラメータに対する評価

Exp. number	η_{max}	Blade height (H,L)	Number of blades	Blade type (L:Logarithmic, R:Radial)	Type of volute casing
11T	29.7	\odot H	6	R	Ordinary type for 14T
12T	23.2	\triangle L		R	
13T	21.9	\triangle	3		
14T	20.0	\triangle			
15T	26.0	\bigcirc H		L	Forced type for 24T
16T	21.8	\triangle L		L	
21T	21.2	\triangle H	6	R	
22T	15.0	\times L		R	
23T	19.2	\times	3		
24T	29.8	\odot			
25T	29.1	\bigcirc H		L	
26T	16.1	\times L		L	
00T	17.0	\times			

16T	21T	22T	23T	24T	25T	26T	00T
1.4	2.0	1.8	2.1	1.6	1.9	2.2	3.8
1.4	2.3	1.9	1.9	1.6	1.8	1.9	11.8

(00Tの寸法は羽根車出口部の値)

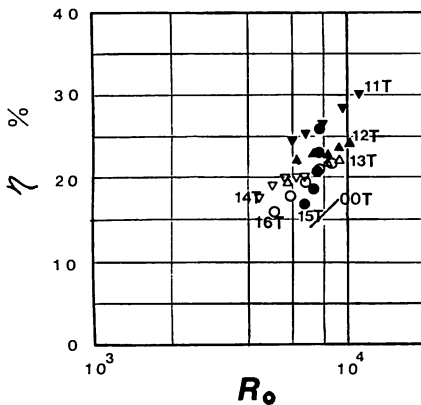


図6 η_{max} に及ぼすレイノルズ数の影響

表5 $Ro = 10^4$ でのレイノルズ数低下に伴う効率低下の割合と評価

Exp. number	$\eta \propto Ro^X$ value of X	Blade height (H,L)	Number of blades	Blade type (L:Logarithmic, R:Radial)	Type of volute casing
11T	0.62	\times H	6	R	Ordinary type for 14T
12T	0.16	\bigcirc L		R	
13T	0.28	\triangle	3		
14T	0.54	\times			
15T	2.05	\times H		L	Forced type for 24T
16T	0.80	\times L		L	
21T	0.14	\bigcirc H	6	R	
22T	0.07	\odot L		R	
23T	0.01	\odot	3		
24T	0.12	\bigcirc			
25T	0.94	\times H		L	
26T	0.63	\times L		L	
00T	0.84	\times			

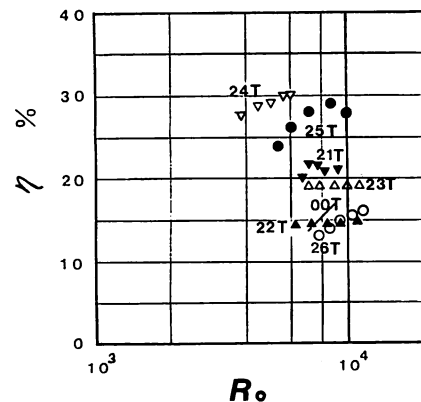


図7 η_{max} に及ぼすレイノルズ数の影響

$R_0=10^4$ 付近では、羽根車先端がポリュート入口に接しているポンプ形式 (以下、通常形式と呼ぶ) が、羽根車先端がポリュート内に突出しているポンプ形式 (以下、強制形式⁽⁷⁾と呼ぶ) より最高効率が高い。また、

羽根高さについては低い羽根のほうが、羽根枚数は3枚よりも6枚のほうが効率は良い。

レイノルズ数低下に伴う効率低下の傾向についてはポリュート形状、ポンプ形式に関係なく、羽根高さの低いもの、6枚羽根より3枚羽根、らせん羽根車より直線羽根車が減少傾向が小さく優れている。また直線羽根車の中でも、特に強制形式ポンプの減少傾向は非常に小さく、効率はレイノルズ数の影響を受けにくいことがわかる。この理由として次のことが考えられる。

一般に、ポリュート内を流れる平均流速は揚油量の大小に比例して増減する。レイノルズ数が低下するにつれて最高効率点での流量は低下するので、ポリュート内の平均流速は低くなる。それに比して羽根車からとび出す油の絶対速度は、揚油量の大小にあまり左右されずかなり高速であるので、羽根車を出た油とそれが衝突するポリュート内低速流との流速差は大きくなる。このため、レイノルズ数が低下するに伴い、この混合損失は増大する。

これに対して、強制形式では羽根車先端部が強制的に油を羽根車の回転方向に押すため、ポリュート内の流速が増し、羽根車からとび出す油の絶対速度との差が小さくなるので、混合損失が通常形式より小さく迎えられるものと考えられる。

また、通常形式のポリュート内では、平均流に直交な面上に二次流れが生じているが、強制形式では羽根先端部の混合作用により、この二次流れが幾分抑制されるものと考えられる。

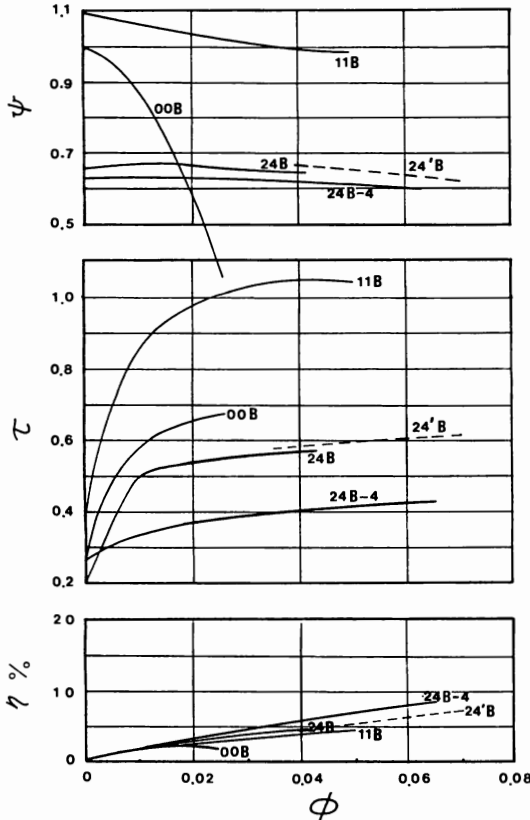


図8 水用ポンプを基準にした各種ポンプの特性曲線

表6 プライストック油実験での各すきま寸法

Exp.number	11B	24B	24'B	24B-4	00B
Front clearance (mm)	1.6	1.6	0.8	1.2	3.8
Back clearance (mm)	1.6	1.6	1.6	3.0	11.8

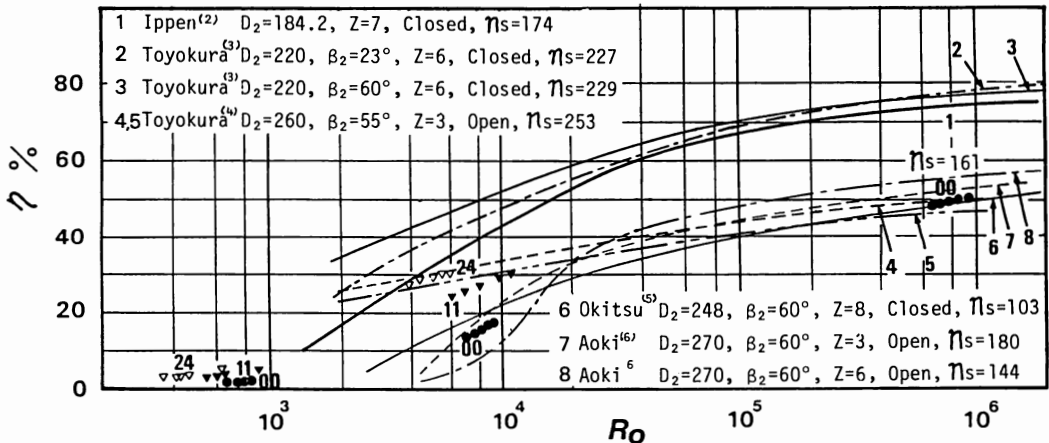


図9 最高効率に及ぼすレイノルズ数の影響

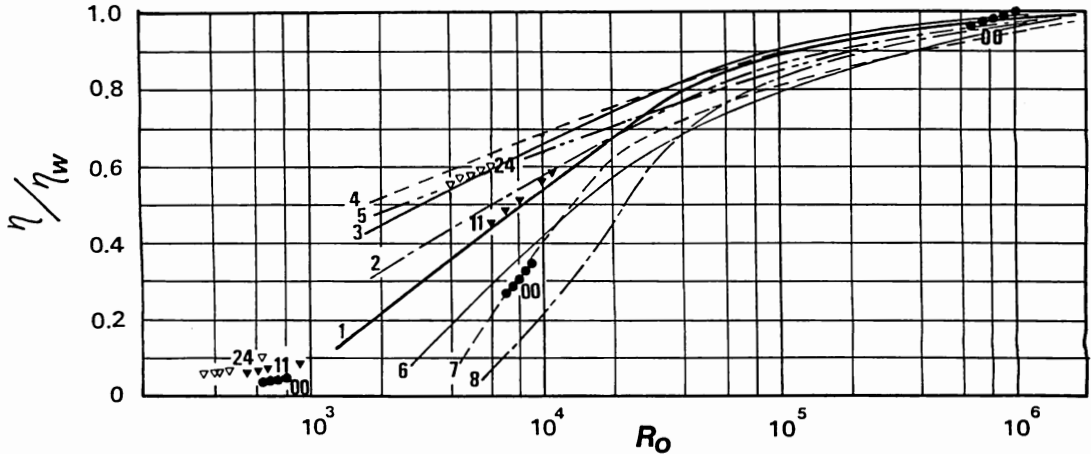


図 10 清水時最高効率に対する各粘度での最高効率に及ぼすレイノルズ数の影響

3-2 プライтストック油実験 プライтストック油実験 ($R_0=10^3$ 付近) は、従来の水用ポンプ 00 番とタービン油実験で高効率を発揮した 11, 24 番ポンプ、および 24 番ポンプでのすきまを変化させたものと 24' 番ポンプに限って行った。その時の羽根車前後のすきま寸法を表 6 に、特性曲線を図 8 に示す。

いずれの試作ポンプも、従来の水用ポンプより高流量域で効率が上昇しているが、10%以下の効率であるため実用に供し得ないものとなっている。

3-3 最高効率に及ぼすレイノルズ数の影響 本実験での 00, 11, 24 の各ポンプについて、最高効率がレイノルズ数により変化する状態を図 9 に示す。図中の n_s 値は清水時における比速度を表している。

基準にした従来のポンプ 00 番がはん用ポンプの中で最も比速度の小さい部類に属しているため、高レイノルズ数領域で 50%程度の効率しか発揮していないが、少なくとも $R_0=10^4$ 付近では試作ポンプ 24 番の改善の効果がうかがえる。また比速度が大きくなると、羽根車流路内に占める境界層の割合が小さくなるため、低レイノルズ数領域では効率低下の割合が小さくなるのがわかる。これより効率はレイノルズ数と比速度の関数になるものと考えられる。

図 10 に清水時最高効率に対する各粘度での最高効率の低下率をレイノルズ数に対して示している。24 番ポンプの低下率は他に比して小さく、改善の効果を確認することができる。

4. 結 言

水、タービン油、プライтストック油を使用して、試作ポンプの性能を実験的に調べた結果、以下のことが明らかになった。

- (i) $R_0=10^4$ 付近では
 - (1) 径方向羽根車はらせん羽根車に対して、レイノルズ数低下に伴う効率低下の割合が小さい。特に強制形式ポンプの効率低下の割合は非常に小さい。
 - (2) 羽根高さを高くすると最高効率は高くなり、その時の流量も増大する。
 - (3) 3枚羽根より6枚羽根のほうが効率は良い。
 - (4) 強制形式より通常形式のほうが効率は良い。
 - (5) 総体として、従来の密閉羽根車よりも開放羽根車を採用することにより、損失を軽減している。
 - (ii) $R_0=10^3$ 付近では、
 - (1) 従来の羽根車よりも試作羽根車のほうが効率は良いが、いずれの羽根車も 10%以下の低い効率となる。
 - (2) レイノルズ数が $R_0=1000\sim 2000$ で効率は急激に低下する。この付近に高粘度液用遠心ポンプの性能改善の限界が存在する。
- 本研究をまとめるにあたりご助言をいただいた東京大学工学部の田古里哲夫教授、荒川忠一助教授、東京大学生産技術研究所の石原智男教授、吉識晴夫助教授に心より謝意を表す。また実験に協力された当時東京大学学生の根本泰弘、藤井 明の各氏に感謝いたします。

文 献

- (1) 富田・ほか 17名、ターボポンプ性能に及ぼす粘度の影響調査会報告書、(昭50)、日本機学会。
- (2) Ippen, A. T., *Trans. ASME*, 68 (1946), 823.
- (3) 豊倉・ほか 2名、ターボ機械、7-2 (昭54), 8.
- (4) 豊倉・ほか 2名、ターボ機械、8-2 (昭55), 36.
- (5) 興津・ほか 2名、機講論, No. 792-2 (昭54-10), 36.
- (6) 青木・ほか 4名、機講論, No. 800-14 (昭55), 314.
- (7) 寺田、日立評論, 36-7 (昭29), 1138.

討 論

〔質問〕 豊倉富太郎・金元敏明

〔横浜国立大学工学部〕

種々のポンプ形状につき検討されていることに敬意を表す。下記の点についてお伺いしたい。

(1) 羽根幅の広いものが高粘度時に効率が高いという結論を示しておられるが、たとえば図4の11Tと12Tでは n_s もかわるようだし、羽根間流れに対する水力半径もかわるので、そのまま効率の優劣を比較することは無理なように思うが、いかがか。

(2) ポンプ口径が小さく清水時の効率も低い、このような小形ポンプに対しえられる、高粘度時ポンプ形状が効率低下に及ぼす影響を定量的により効率のよにより大形のポンプに適用することが可能か。

(3) 図10の11, 22ポンプの清水時の効率はいくらになるか。

〔回答〕 (1) 回答(2)とも関連するが、ポンプ効率の優劣を比較するという事は、本来、ある設計条件によってレイノルズ数を考慮に入れた相似則を利用して最適なレイノルズ数での効率を算出し、これを比較するという事である。この意味において、比速度 n_s 等が違っている場合のポンプ効率を実験結果そのままに比較することには、ご指摘のごとく少々無理がある。ここでは、本実験条件の下で得られた結果(11Tと12T, 15Tと16T, 21Tと22T, 25Tと26T)のレイノルズ数が同じときの η の値の大小を述べたものと理解いただきたい。

(2) 大形ポンプと比較して小形ポンプの清水時効率が低いことは、比速度、機械レイノルズ数以外に漏れ、表面粗さの影響がある。しかし、粘度が増大すれば体積効率は $\eta_v=1$ に急激に近づくことから、高粘度時の漏れはないと考えてさしつかえない。また、この時の流れは層流と考えられるため、表面粗さの影響も無視できる。したがって、高粘度液用ポンプの効率はレイノルズ数と比速度の関数と考えられる。このため、レイノルズ数を考慮に入れた相似則を使って、様々なポンプ形状の低レイノルズ数領域のデータを大形ポンプに利用できる。

(3) ポンプ11, 24の清水時効率は各々 $\eta_{11}=0.53$, $\eta_{24}=0.50$ である。

〔質問〕 坂本 雄二郎 (株)神戸製鋼所

シュラウドのある時の円板摩擦損失とシュラウドカ

付表 1

R_o	s/r	C_w/C_m
10^{-3}	0.011	2.1
	0.023	1.5
	0.043	1.0
10^4	0.011	0.91
	0.023	0.59
	0.043	0.43

付表 2

$R_o=10^4$	11T	15T
Closed type	$\eta=0.279$ (Estimated Value)	$\eta=0.238$ (Estimated Value)
Open type	$\eta=0.297$ (Experimental Result)	$\eta=0.278$ (Estimated Value)

パーをとってオープンインペラとした場合の摩擦損失の差異は、後者が小さいと述べられているが定量的に概略どの程度小さいのか。

(2) 低レイノルズ用ポンプとして、ラジアルにした効果と側板を取り除いた効果とは、どの程度の割合で効いているのか。

〔回答〕 (1) シュラウドのない開放羽根車の場合、ケーシングに働く摩擦モーメント係数 C_w の求め方は第2報に詳述する。ここでは結果のみを付表1に示す。

密閉羽根車を使用する通常のポンプのすき間比は約 $s/r_2=0.1$ 程度である。この値を使い円板摩擦モーメント係数 C_M を $C_M=1.74, (s/r_2)^{1/4}, R_o^{-1/2}$ で表すと、 C_w との比は次表ようになる。

これより、 $R_o=10^4$ は付近ではシュラウドを除いた効果が顕著に現れる。しかしながら、密閉羽根車を使用する通常ポンプのすき間比が大きいのに比して、開放羽根車のすき間が小さいため、 $R_o=10^3$ 付近になると開放とした効果はほとんど失われ、すき間比によっては逆効果となる。

(2) ラジアルにした効果と側板を取り除いた効果は羽根形状により違ってくると考えられる。一例として、 $R_o=10^4$ 付近での直線羽根11Tとら旋羽根15T最高効率を比較してみると付表2のようになる。

付表2の比較から、ラジアルの効果と側板を取り除く効果はほぼ同等と評価される。