

高粘度液用うず巻ポンプの研究

(ポンプ性能に及ぼす羽根出口角の影響)

太田紘昭*・青木克巳*²

Study on Centrifugal Pump for High-Viscosity Liquids

(Effect of Impeller Outlet Angle on the Pump Performance)

by

Hiroaki OHTA and Katsumi AOKI

(Received on Mar. 31, 1990)

Abstract

In using high viscosity liquid in a centrifugal pump, it is an embarrassing problem that pumps performance decreases as the viscosity becomes higher. The cause of it is considered to be the change of the efficiency due to the various losses (the disk friction, the loss owing to the channel from inside impellers, the leak loss and the collision loss).

This study has been carried out in order to make clear those causes. It is clarified that the pumping performance is affected by the impeller outlet angle, the shaft power and by the Reynolds number. In addition, the slip factor is affected by the impeller outlet angle and the Reynolds number.

Keywords: *Hydraulic Machine, Centrifugal Pump, Viscosity, Impeller, Performance, Outlet Angle, Reynolds Number, Slip Factor, Shaft Power*

1. 緒 言

高粘度液の揚送には種々のポンプが利用されており、その性能特性の利用範囲が広いことなどの理由により、うず巻ポンプを使用する場合が多い。しかし、その多くのは清水に基準を置いて設計されているため、粘度の高い流体を揚送する場合、そのポンプ性能は清水時と比較して流量、揚程が減少し、軸動力が増加する。その結果効率は著しく低下することが予想される。これまで流体の粘性がポンプ性能に及ぼす影響についての実験的研究は Daugherty¹⁾ を始めとして Ippen ら²⁾、板谷ら³⁾、西川⁴⁾によるものなど多く報告されてきた⁵⁾⁻¹⁹⁾。その後、

豊倉¹⁴⁾⁻¹⁷⁾らは高粘度ポンプ性能改善の第1段階として、クローズ形羽根車に対する羽根出口角の影響に関して、羽根出口角を相対的に大きく ($\beta_2=65^\circ$) とれば清水時に好性能でなくとも高粘度時には良好な性能が期待できるという報告をしている。しかしながら、いまだ高粘度液に適したポンプ羽根車形状の選定指針が確立されるまでには至っていない。

また、これまで羽根出口に於ける滑り係数については Wiesner¹⁸⁾、Pfleiderer¹⁹⁾、Bothmann²⁰⁾等により報告されている。しかし、高粘度液を用いてレイノルズ数を変化させた場合に対してはわずかに豊倉ら^{15),17)}による報告のみである。そして豊倉らはクローズ形羽根車を用

* 工学部生産機械工学科専任講師 *2 工学部生産機械工学科教授

い、羽根枚数 6 枚、羽根出口角 23° 、 65° でレイノルズ数を約 $10^4 \sim 1.9 \times 10^6$ 付近まで変化させて実験を行い、レイノルズ数が低下するにともない滑り係数は減少すると述べている。筆者らはすでにオープン形羽根車の羽根出口角の影響²¹⁾、クローズ形羽根車の羽根出口角と枚数の影響²²⁾、また羽根車とケーシング間のすき間比の影響²³⁾、オープン形羽根車の羽根枚数の影響²⁴⁾、²⁵⁾ について報告してきた。

本研究は引き続き高粘度液に適したうず巻ポンプの羽根車設計の資料の収集を行うために 2 円弧法により設計したオープン形羽根車を用いて粘度の変化がうず巻ポンプ性能に及ぼす影響を羽根出口角を変化させた場合について実験を行い、レイノルズ数の変化に対する羽根出口角の影響ならびに滑り係数の関係を明らかにし、軸動力中に含まれる因子の分析を加味し、高粘度液の揚送に適するうず巻ポンプ羽根車形状の選定の基準を示した。

2. 実験装置および実験方法

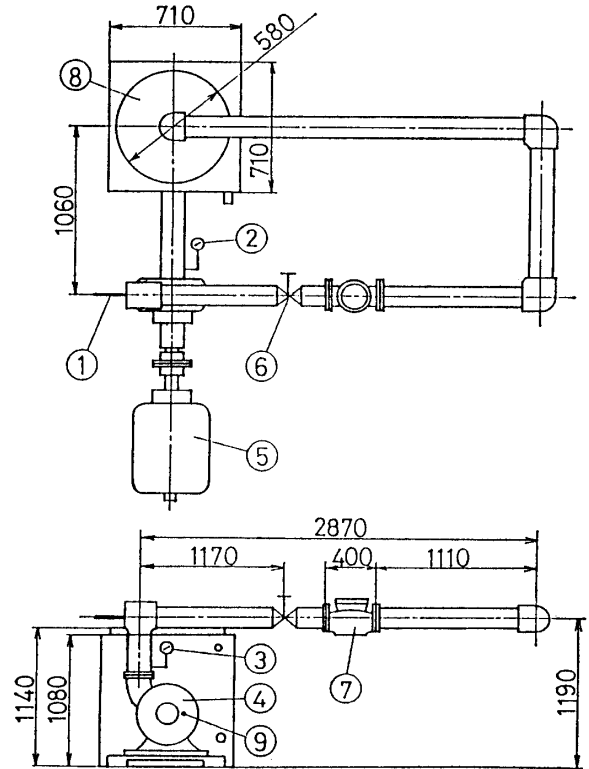
2.1 実験装置概略

実験装置の概略を Fig. 1 に示す。作動流体はタンク⑧内に貯え、電気ヒータにより所定の温度にしたのち、超分巻形電動機⑤で駆動されるうず巻ポンプによって循環される。なお、その際の流量調整は吐出し側に設けたバルブ⑥で行う。

実験に使用したポンプは入口、出口とも口径 75 mm の片吸込形単段うず巻ポンプで、うず室は馬蹄形をしており、吸込側ケーシングは外部よりポンプ内の流動状態が観察できるように透明アクリル樹脂製としてある。

実験に使用した羽根車の一例を Fig. 2 に示す。羽根車は入口付近を除き二次元的に製作したオープン形羽根

車で、羽根枚数 Z を 6 枚、羽根出口角 β_2 を 10° 、 20° 、 40° 、 60° 、 73° と変化させて実験を行った。また、これとは別に羽根を持たない円盤を回転させ円板摩擦による軸動力損失も計測した。



No	Equipment	No	Equipment
1	Thermometer	6	Flow control valve
2	Pressure gauge (Gs)	7	Flow meter
3	Pressure gauge (Gd)	8	Tank
4	Pump	9	Pitot tube
5	Motor		

Fig. 1 Experimental apparatus.

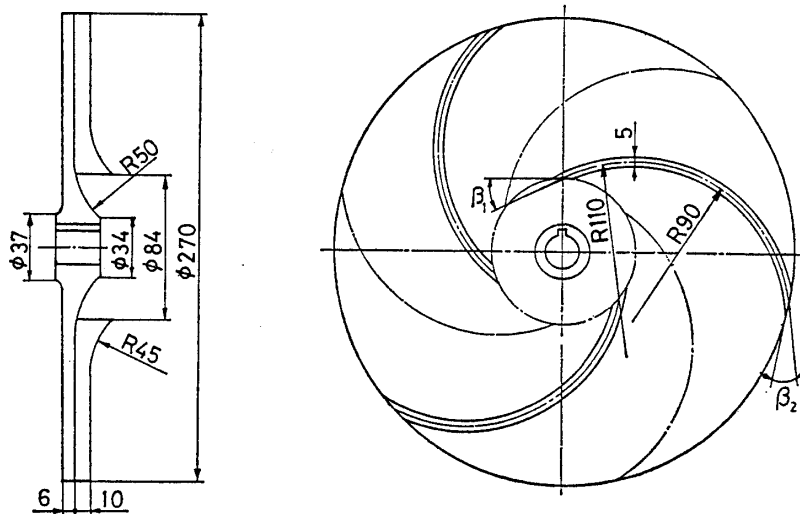


Fig. 2 Impeller ($\beta=20^\circ$, $Z=6$).

供試流体として清水および高粘度液としてダフニメカニックオイルを用いた。そして、回転粘度計によって温度—動粘度特性をあらかじめ測定した結果ニュートン流体であることを確かめている。なおタンクは液温を一定に保つためまわりに水槽を持つ二重構造にし、実験中締切時以外はほとんど温度変化のないようにしてある。また羽根出口における絶対速度の流出角をもとめるために円筒形3孔ピトー管を羽根車出口のごく近傍に設置してある。

2.2 羽根車内部流れの可視化

可視化はデプスタフト法を用い、黒色純毛の糸で作ったタフトを虫ピンをポストとして同心円状に設置し、ストロボスコープを使用してポンプの回転数とストロボの発光周波数を同調させて行った。

2.3 実験方法

実験はポンプ回転数 $n=1400$ rpm 一定、および羽根車とケーシング間のすき間比 λ [(羽根車とケーシング間の隙間)/(羽根厚さ)] を0.1一定とし、レイノルズ数 Re は清水および高粘度液の油温を変化させることにより、 $Re=1.78 \times 10^4 \sim 2.67 \times 10^6$ の間で6段階に変化させて行った。吐出し流量 Q は、清水時にはノズルを使用してマンメータの差圧より求め、高粘度液ではロータリピストン式容積流量計を用いて求めた。揚程 H はポンプ吸込み側、吐出し側のおのおののブルドン管圧力計から求め、軸動力 L は電動機に付随する動力計で求めた。供試液温度は、清水時には常温で行い、高粘度液時ではポンプ吸込み側及び吐き出し側に温度計を設け、共に規定温度に対し $\pm 2^\circ\text{C}$ 以内に安定させた、また、羽根出口における絶対速度の流出角は円筒形3孔ピトー管の中心孔に接続したマンメータが最大圧を示し、かつ他の2つの孔に接続したマンメータの指示圧が等しくなるようにピトー管を回転させ、その回転角度より求めた。なお、比速度 n_s は $140 \sim 200$ (rpm, m^3/min , m) である。

実験結果の無次元性能は以下の各式で表示する。

$$\text{流量係数: } \phi = Q / (A \cdot u_2) \quad (1)$$

$$\text{揚程係数: } \psi = H / (u_2^2 / g) \quad (2)$$

$$\text{軸動力係数: } \tau = L / (\gamma \cdot A \cdot u_2^3 / g) \quad (3)$$

$$\text{効率: } \eta = \gamma \cdot Q \cdot H / L = \phi \cdot \psi / \tau \quad (4)$$

$$\text{レイノルズ数: } Re = r_2 \cdot u_2 / \nu \quad (5)$$

$$A = \pi \cdot D_2 \cdot b, \quad u_2 = \pi \cdot D_2 \cdot n / 60$$

ここで、 A は羽根車出口有効断面積 [m^2]、 b は羽根出口の羽根厚さ [m]、 D_2 は羽根車直径 [m]、 n はポンプ回転数 [rpm]、 r_2 は羽根車出口半径 [m]、 u_2 は

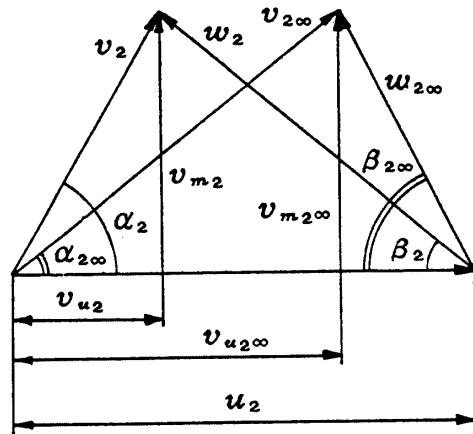


Fig. 3 Velocity triangle of impeller outlet.

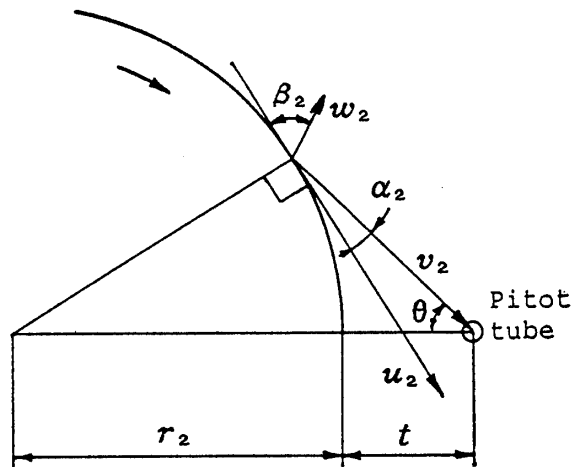


Fig. 4 Relation between impeller and pitot tube.

羽根車出口周速度 [m/s]、 g は重力加速度 [m/s^2]、 γ は供試流体の比重量 [kgf/m^3]、 ν は供試流体の動粘度 [m^2/s] を表す。

滑り係数の計算式は水力機械関係において多く用いられている羽根車出口の滑り速度と羽根車出口周速度との比として定義されているものを用いた。滑り係数に関する諸式を Fig. 3, 4 に基づき表示する。(∞はオイラーの理論値を示す)。

半径方向分速度 $v_{m2\infty}$, v_{m2} [m/s] は

$$v_{m2\infty} = v_{m2} = Q / A \quad (6)$$

絶対流出角 α_2 [deg] は Fig. 4 より

$$\alpha_2 = \cos^{-1} \{ (r_2 + t) \cdot \sin \theta / r_2 \} \quad (7)$$

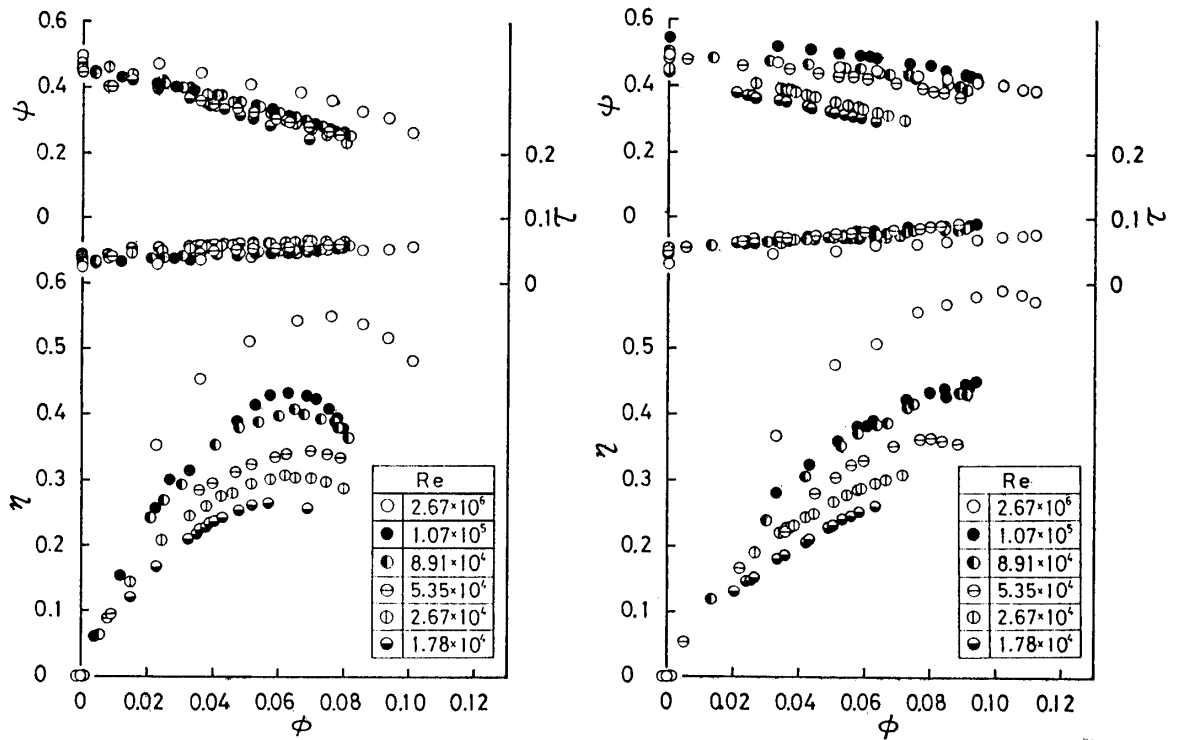
なお本報告ではピトー管を羽根出口のごく近傍に設置したため $r_2 + t \approx r_2$ として計算した。

絶対速度の円周分速度 $v_{u2\infty}$, v_{u2} [m/s] は Fig. 3 に示す羽根出口の速度三角形より、

$$v_{u2\infty} = u_2 - v_{m2\infty} \cdot \cot \beta_{2\infty} \quad (8)$$

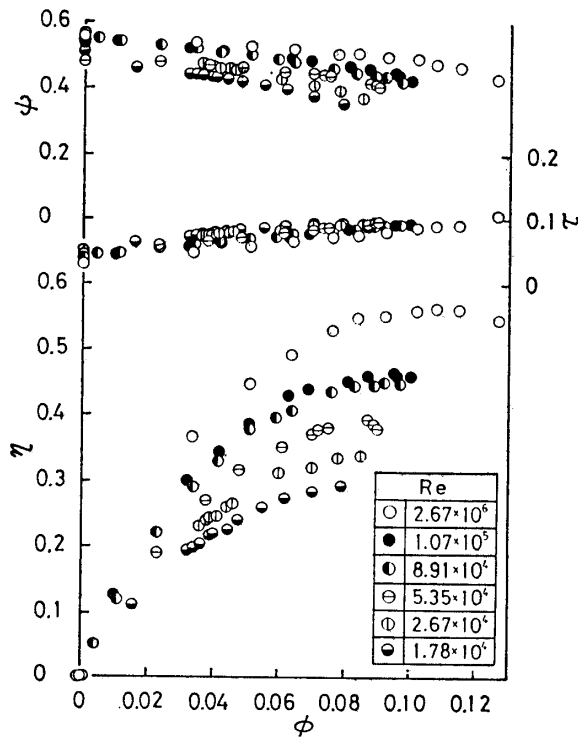
$$v_{u2} = v_{m2} \cdot \cot \alpha_2 \quad (9)$$

よって滑り係数 k は次式のようになる。



(a) $\beta_2=20^\circ$

(b) $\beta_2=60^\circ$



(c) $\beta_2=73^\circ$

Fig. 5 Pumping nondimensional performance to change of Reynolds number.

$$k = (v_{u2\infty} - v_{u2}) / u_2 \quad (10)$$

3. 実験結果

3.1 性能曲線

レイノルズ数の違いによる供試ポンプの無次元性能を羽根枚数 Z が 6 枚で、羽根出口角 β_2 が 20° , 60° , 73° の場合を Fig. 5 に示す. 同図(a)は β_2 が 20° の場合であるが、レイノルズ数が低下するに従い最大効率点における揚程、流量の各係数は減少し、軸動力係数は増加する. また、同図(b), (c)は β_2 が 60° , 73° の場合であり、 β_2 が 20° の時と同様の傾向を示すが、 β_2 が 20° の時と比べて揚程、流量、軸動力の各係数は増加する. しかし、軸動力係数の増加に比べて揚程、流量の各係数の増加が上回るため、レイノルズ数の低下と共に効率は良くなる. また、 β_2 が 20° の場合の方がレイノルズ数の低下と共に清水性能に対する効率の低下が大きい. これらのことは Fig. 6 の最大効率点における流れの可視化結果より、レイノルズ数が低下するに従い、タフトの向き

は羽根車出口角に沿ったものとなっていることがわかる. そして、 β_2 が 20° の場合にはあまりレイノルズ数による影響は顕著には見られない. しかし、 β_2 が 73° では低レイノルズ数においては羽根出口付近のタフトは羽根出口角に沿っているが、清水時には羽根出口角に沿っていない. すなわち、レイノルズ数が低下するにしたがい羽根車出口における滑り係数は減少するものと考えられる. このように低レイノルズ数時には羽根出口角を大きくとっても流れの滑りによる水力損失が少なく、逆に揚程、流量が増大するため効率改善には有効であると考えられる.

羽根出口角の違いによる供試ポンプの無次元性能を羽根枚数 Z が 6 枚でレイノルズ数 $Re = 2.67 \times 10^6$ (清水時), 2.67×10^4 , 1.78×10^4 の場合を Fig. 7 に示す. Fig. 7 (a) は清水時のものである. 揚程、流量、軸動力の各係数は β_2 の大きい方が増加している. 効率 η は清水時において β_2 が 60° で最大となっている. しかし、同図(b), (c) の場合には揚程、流量の各係数のまざる β_2 が 73° のほ

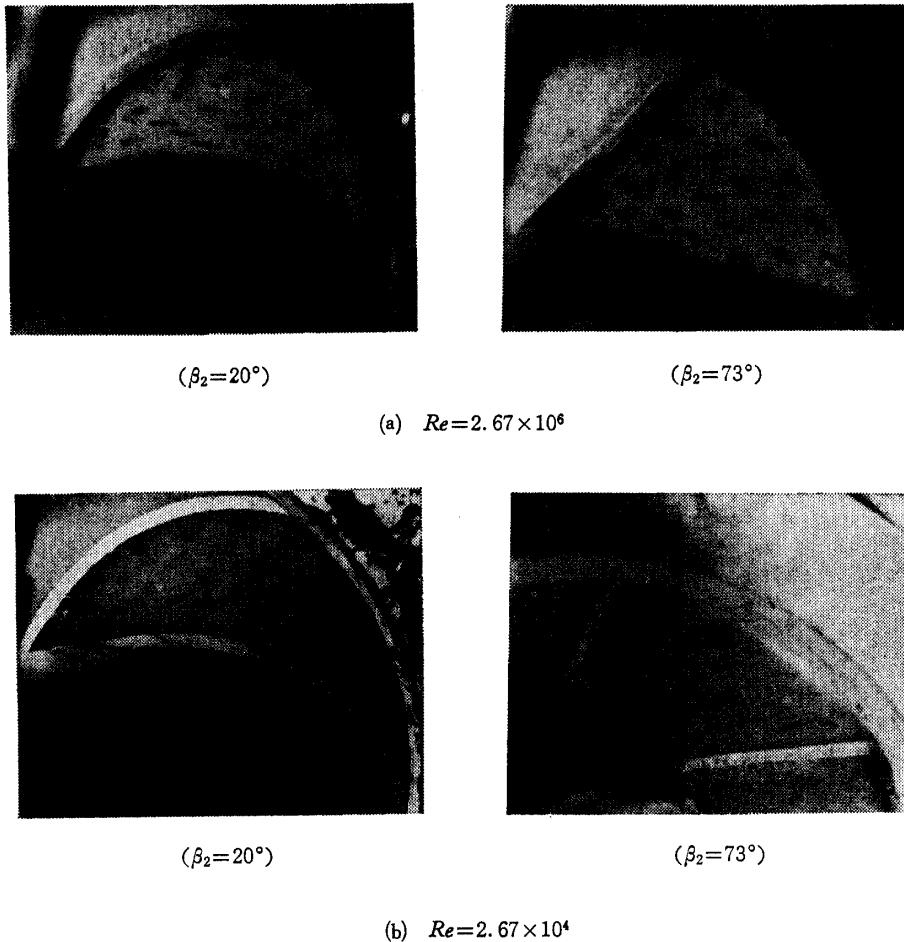
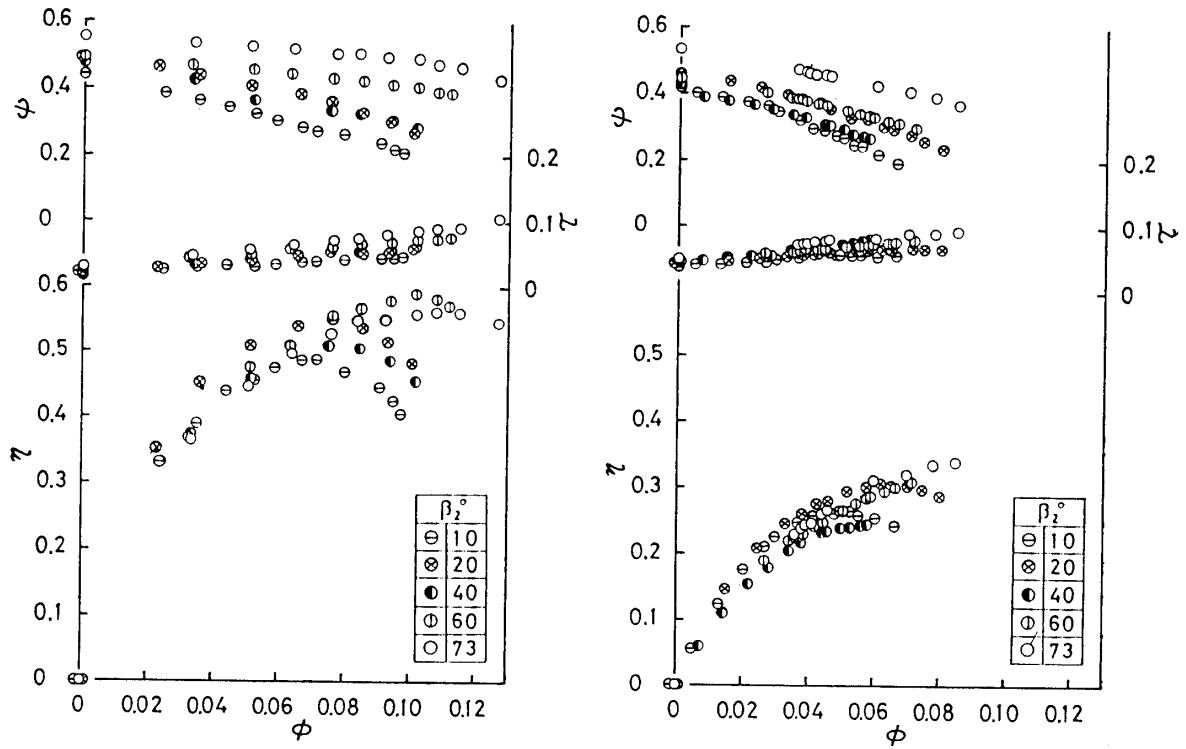
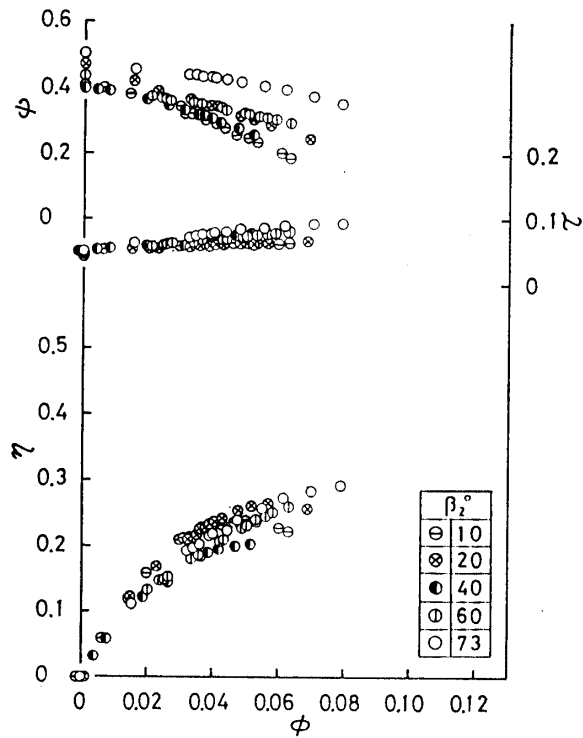


Fig. 6 Flow visualization of impeller.



(a) $Re = 2.67 \times 10^6$

(b) $Re = 2.67 \times 10^4$



(c) $Re = 1.78 \times 10^4$

Fig. 7 Pumping nondimensional performance of impeller outlet angle.

うが高い効率を示している。また低レイノルズ数時において β_2 が 40° の場合最も低い効率を示している。このことについては明確ではないが、揚程、流量の各係数の低下が大きく、水力損失が大きくなったためと考えられる。

3.2 最大効率点性能

3.2.1 レイノルズの影響

最大効率点における諸性能をレイノルズ数 Re について整理したものを Fig. 8 に示す。図中上より最大効率点における揚程係数 ψ 、流量係数 ϕ 、軸動力係数 τ 、効率 η を示している。

揚程係数 ψ はレイノルズ数が低下するに従って減少し、レイノルズ数 $Re=10^5$ 付近より減少傾向が大きくなる。また β_2 が大きいものほどその減少の割合が大きい。そして、 β_2 が 40° では全般的に β_2 が 20° より低い値となっている。

流量係数 ϕ は揚程係数と同様にレイノルズ数が低下するに従い減少する傾向を示し、レイノルズ数 $Re=10^5$ 付近よりその低下の傾向が大きくなる。

軸動力係数 τ はレイノルズ数が低下するに従い増加し、レイノルズ数 $Re=10^5$ 付近より増加する傾向を示す。

そして、 β_2 の大きい方が高い値を示している。

効率 η はレイノルズ数の低下に従って低くなり、レイノルズ数 $Re=10^5$ 付近よりその変化の割合は大きくなる。このことは流量、揚程、軸動力の各係数の傾向からも推察される。そして、レイノルズ数 Re が 10^5 以下では β_2 が 73° の時最も高い値を示している。そして、 β_2 が 40° ではいずれの点でも効率が低く、これは揚程および流量の係数の影響が大きく、すなわち水力効率の低下が考えられる。

また、以上の諸性能はレイノルズ数 10^5 以上ではその変化が弱まる傾向を示しており、羽根車内の流れの乱流への遷移域もその付近にあるものと考えられる。

3.2.2 羽根出口角の影響

最大効率点における諸性能を羽根出口角 β_2 について整理したものを Fig. 9 に示す。図中上より最大効率点における揚程係数 ψ 、流量係数 ϕ 、軸動力係数 τ 、効率 η を表している。

揚程係数 ψ は β_2 が 40° の場合を除き、 β_2 が大きくなるに従って増加する。また、 β_2 の大きい方がレイノルズ数の影響は大きい。

流量係数 ϕ は揚程係数と同様の傾向を示しており、特に β_2 が 60° の場合にレイノルズ数による影響が大

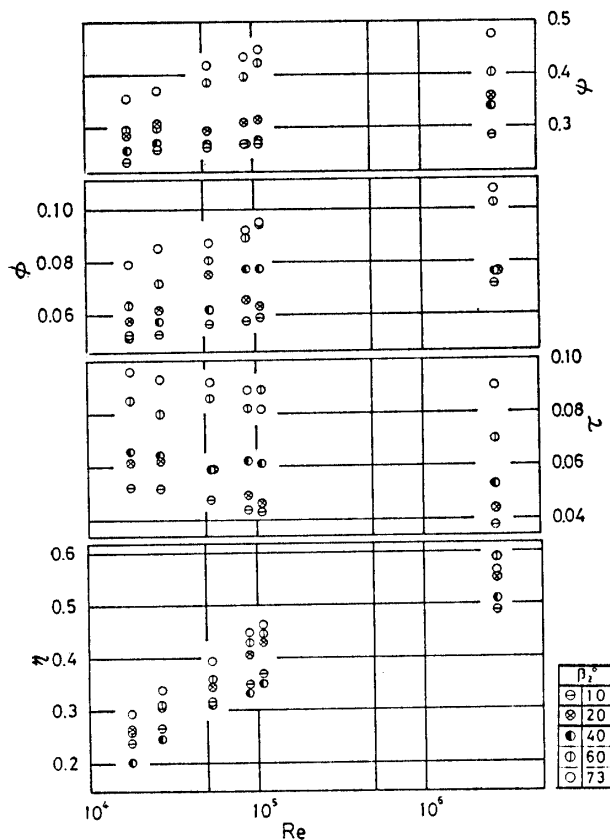


Fig. 8 Effect of Reynolds number on the pumping maximum efficiency point ($Z=6$).

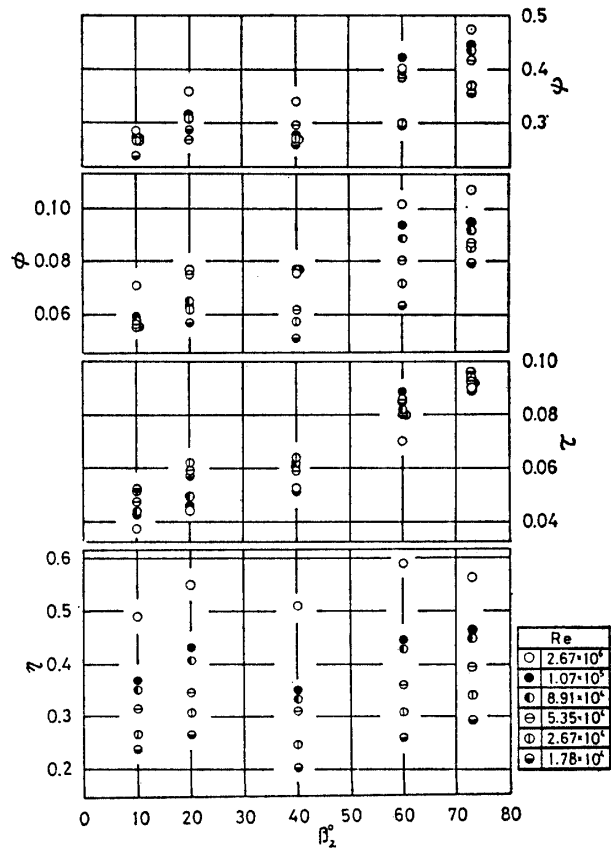


Fig. 9 Effect of impeller outlet angle on the pumping maximum efficiency point.

きい。

軸動力係数 τ は β_2 が大きくなるにつれて著しく増加するが、逆にレイノルズ数による影響は小さくなる。

効率 η は清水時では β_2 が 60° の時、そして低レイノルズ数時においては β_2 が 73° の時相対的に高い効率を示している。このように低レイノルズ数時には β_2 を 73° 付近にすることが比較的高い効率がえられるものと考えられる。

3.3 軸動力の検討

Fig. 10 は軸動力中に含まれる成分を大きく水動力、円板摩擦損失による軸動力、その他と分離して軸動力係数で表したものである。その際円板摩擦損失による軸動力はポンプ内で羽根を持たない円板を回して軸動力を実測した。

この図よりレイノルズ数が低下するに従って円板摩擦損失による軸動力が増し、水動力が減少する。また、その他の軸動力はレイノルズ数の低下と共に増加する。更に羽根出口角が大きくなるにつれて全軸動力および水動力とも高くなる。そして、いずれの出口角においても

$Re=2.67 \times 10^6$ 時には全軸動力に対する水動力の割合が大きいため低レイノルズ数時よりも高い効率を示す。そして羽根出口角 β_2 が 73° の時、いずれのレイノルズ数においても全軸動力に対する水動力の割合が大きいため他の羽根出口角よりも効率を高くしていることがわかる。

3.4 滑り係数

最大効率点における滑り係数を式 (6)~(10) よりもとめ、レイノルズ数に関して示すと Fig. 11 のようになる。同図よりレイノルズ数が低下するに従い滑り係数 k は減少している。この結果は豊倉らの報告^{15),17)}とも一致している。そして $Re=10^5$ 付近よりその減少の割合は大きくなる。またレイノルズ数が減少するに従って羽根出口角による差は少なくなっている。これらのことは Fig. 6 の可視化の結果からもわかるように、レイノルズ数の低下にともない羽根車出口における流れは羽根出口角に沿い、羽根負圧面側に寄ったものとなっている。また羽根出口角が小さくなるにつれて滑り係数は減少する。これは羽根出口角が小さくなると羽根流路幅が狭り、

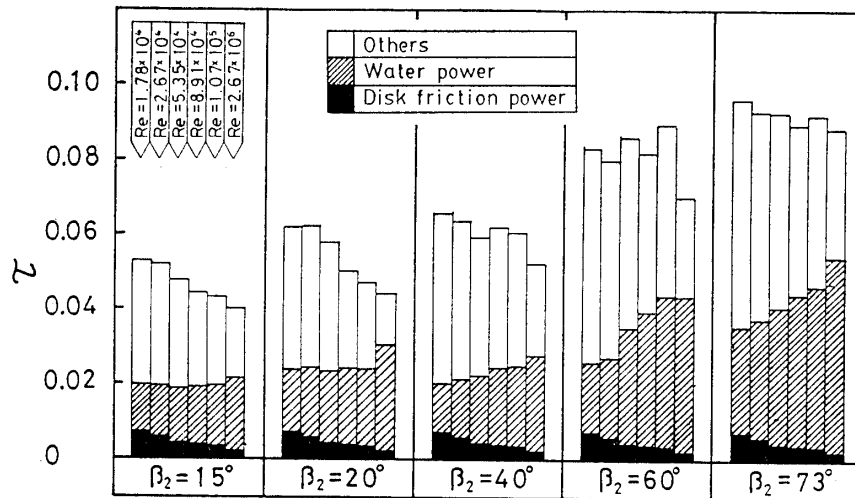


Fig. 10 Analysis of shaft power.

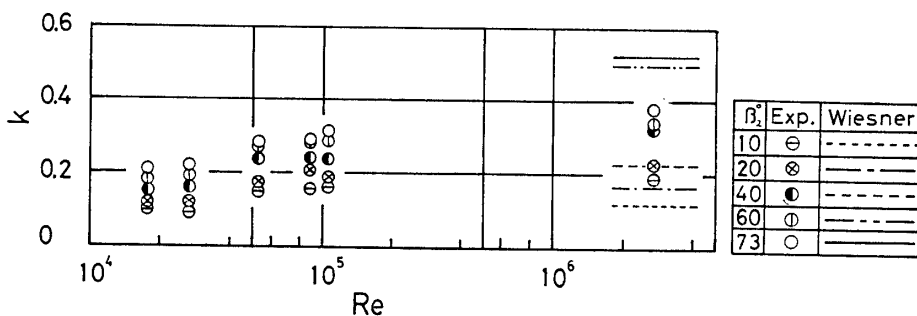


Fig. 11 Effect of Reynolds number on the slip factor.

羽根車内の流れは羽根流路に沿ったものとなり、滑り係数は小さくなる。このように滑り係数はレイノルズ数に対して依存性のあることが明らかにできた。なお、図中に参考までに Wiesner の経験式による計算を示した。

4. 結 論

高粘度液用うず巻ポンプの最適形状を得るために羽根出口角を系統的に変化させそのポンプ性能に及ぼす影響を調べた。その結果以下のような結論を得た。

(1) 粘性によるポンプ性能の低下の多くは円板摩擦損失の増大に起因し、この損失を相対的に小さくして水動力を大きめに保つことが性能改善に有効である。本実験の範囲では羽根出口角が 73° の場合に軸動力に対する水動力の割合が大きく、効率的に最もよい結果を示した。

(2) 滑り係数はレイノルズ数が低下するに従い減少し、 $Re=10^5$ 付近よりその減少の仕方は大きくなる傾向を示している。そして、その減少の仕方は羽根出口角の大きいものほど大きい。また、レイノルズ数の低下にしたがって滑り係数への羽根出口角の影響は減少する。このように滑り係数はレイノルズ数の変化に対して依存性があることが明らかにできた。

参考文献

- 1) R. L. Daugherty, Bulletin, Goulds Rmp. Inc., (1962), 130.
- 2) A. T. Ippen, Trans. ASME, 68 (1946), 823.
- 3) 板谷・西川, 機論, 26-162 (昭35), 202.
- 4) 西川, 機論, 30-210 (昭39), 357.
- 5) A. Verba, 1. Proc. of the 4th Conference on Fluid Mech., (1972), 1455.
- 6) O. E. Balje, Trans. ASME, Ser. A, 86-3 (1964), 227.
- 7) A. Verba, 他1名, Proc. 4th Conference on Fluid Machinery, (1972), 1445.
- 8) R. Rotzoll, Construction, 10-4 (1958), 121.
- 9) N. Tetlow, Ins. Mech. Eng., 150 (1943), 121.
- 10) 鈴木, 機講論, No. 723-2 (昭47-3).
- 11) 堀江, エハラ時報, 4-1 (昭30), 14.
- 12) 堀江, エハラ時報, 5-16 (昭31), 8.
- 13) 富田ほか, ターボポンプ性能に及ぼす粘度の影響調査分科会報告書, (昭50), 日本機械学会.
- 14) 豊倉・ほか2名, ターボ機械, 7-2 (昭54), 8.
- 15) 豊倉・ほか2名, ターボ機械, 8-2 (昭55), 100.
- 16) 増田, 港湾技研所報, No. 324 (昭54).
- 17) 豊倉・ほか2名, ターボ機械協会記念講演会予講集, (昭58-5), 25.
- 18) F. J. Wiesner, Trans. ASME, Ser. A, 89-4 (1967-10), 558.
- 19) C. Pfeiderer, Die Kreispumpen, 4. Aufl., (1955), 99.
- 20) V. Bothmann, J. Reffstrup, Proc. 7th Conf. Fluid Mach., (1983), 59.
- 21) 青木・ほか3名, 機論B, 51-468 (昭60-8), 2753.
- 22) 青木・ほか2名, 東海大紀要工学部, 27-2 (1987), 151.
- 23) 太田・ほか2名, 機論B, 51-472 (昭60-12), 4295.
- 24) 太田・青木, 機論B投稿中, (平1-8).
- 25) 太田・ほか2名, 東海大紀要工学部, 29-2 (1989), 141.