

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枚数の影響)

太田紘昭*・青木克巳**・中山泰喜**

Study on Centrifugal Pump for High Viscosity Liquids

(Effect of Impeller Blade's Number on the Pump Performance)

by

Hiroaki OHTA, Katsumi AOKI and Yasuki NAKAYAMA

(Received on Sept. 19, 1989)

Abstract

In using any high viscosity liquid in a centrifugal pump, it is a problem that pumps performance decreases as the viscosity is higher. The cause of it is considered to be the change of influence on 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. And it is clarified that the pumping performance is affected by the number of blades and the shaft power and by the Reynolds number. In addition, the slip factor is affected by the number of impeller blades and the Reynolds number.

Keywords: Hydraulic Machine, Centrifugal Pump, Viscosity, Impeller, Performance, Impeller Blade's Number, Reynolds Number, Slip Factor, Shaft Power

1. 緒 言

従来より清水を対象として設計されてきたうず巻ポンプは、近年その使用範囲が拡大するにつれて清水以外の流体輸送にも用いられるようになってきた。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、粘性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、軸動力が増加するため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)~12)}。また昭

和 47 年に設置された「ターボ形ポンプ性能に及ぼす粘度の影響調査分科会(日本機械学会)」では、これら内外の文献、諸規格、実験データの収集が行われ比較検討がされたが¹³⁾、清水用ポンプとは異なる独自の設計指針が確立されるまでには至ってはいない。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

* 工学部生産機械工学科専任講師 ** 工学部生産機械工学科教授

Wiesner¹⁸⁾, Pfeiderer¹⁹⁾, Bothmann²⁰⁾ 等により報告されているが流体の粘性を変化させているものではなく、わずかに豊倉ら¹⁷⁾によって報告されているだけである。そして豊倉らはクローズ形羽根車を用い、羽根枚数 6 枚、羽根出口角度 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っている。それによれば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報告している。しかしながら、羽根枚数と羽根出口角度を系統的に変化させているものは見あたらない。そこで本研究においては筆者らがすでに報告しているオープン形羽根車の羽根出口角度の影響²¹⁾、クローズ形羽根車の羽根出口角と枚数の影響²²⁾でも述べているように低レイノルズ数においては羽根出口角度を比較的に大きく ($\beta=60^\circ \sim 73^\circ$) することが効率的に良い結果が得られ、また羽根車とケーシング間のすき間比の影響²³⁾についてもそのすき間比を 0.1 とすることが良好な結果が得られることを明らかにしていることに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、従来よりの設計法 (清水に対する 2 円弧法) を用いて設計したオープン形羽根車を用いて、羽根枚数を変化させた場合の粘度がうず巻ポンプ性能に及ぼす影響について実験を行い、それぞれの場合についてレイノルズ数に対する羽根枚数の影響および羽根出口における滑り係数に対するレイノルズ数と羽根枚数の影響を明らかにするとともに、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を推察した。

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内に蓄え、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でもって駆動されるうず巻ポンプで循環される。なおその際に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、羽根出口角度 β_2 を 60° 、羽根枚数 Z を 3, 4, 6, 8 枚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。

供試流体として清水および高粘度液としてダフニメカ

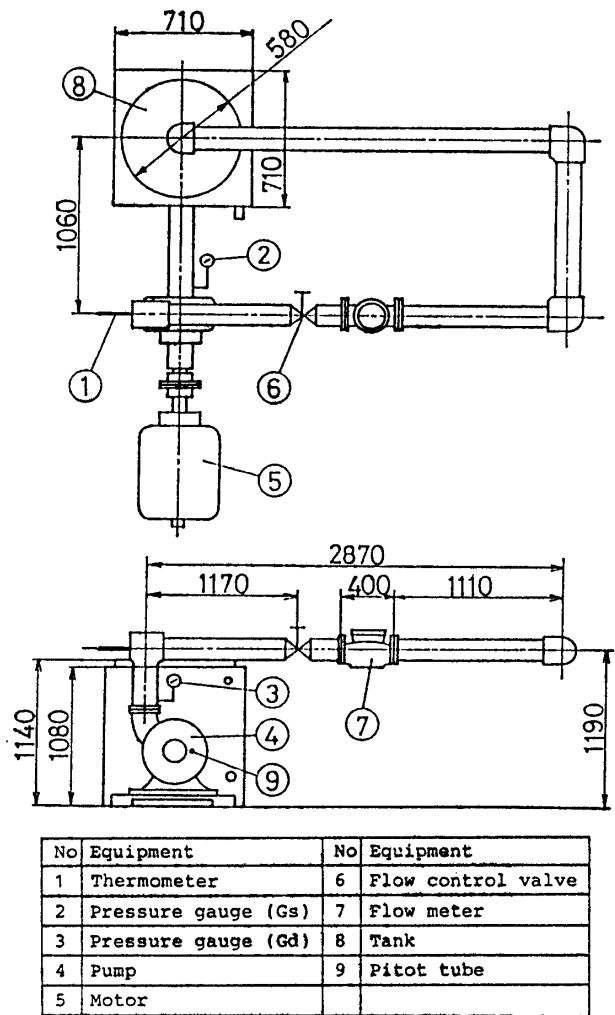


Fig. 1 Experimental apparatus.

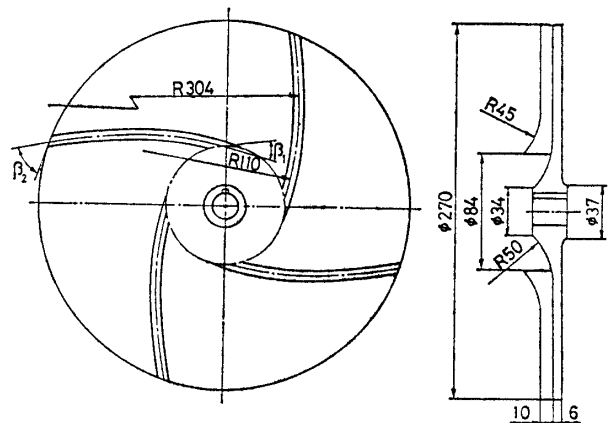


Fig. 2 Impeller ($\beta=60^\circ$, $Z=4$).

ニックオイルを用いた。そして、これらの液体はニュートン流体であることを確かめ、回転粘度計によって温度一動粘度特性を予め測定してある。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てあり、実験中締切時以外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求めるために円筒形3孔ピトー管を羽根車出口の極く近傍に設置してある。

2.2 実験方法

実験は先の羽根車を用いてポンプ回転数 $n=1,400$ rpm 一定、羽根車とケーシング間のすき間比 $\lambda=0.1$ 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、 $1.78 \times 10^4 \sim 2.67 \times 10^6$ 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、高粘度液時に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、高粘度液時にはポンプ吸込み側及び吹き出し側に温度計を設け、共に設定温度 $\pm 2^\circ\text{C}$ 以内に安定させた。なお、比速度 n_s は $140 \sim 200$ (rpm, m^3/min , m) である。そして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てその回転角度より求めた。

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。)

$$\text{半径方向分速度 } v_{m2\infty}, v_{m2} \text{ [m/s] は} \\ v_{m2\infty} = v_{m2} = Q / 60 \cdot A \quad (6)$$

$$\text{絶対流出角 } \alpha_2 \text{ [deg] は Fig. 4 より} \\ \alpha_2 = \cos^{-1} \{ (r_2 + t) \cdot \sin \theta / r_2 \} \quad (7)$$

(本報告ではピトー管を羽根出口の極く近傍に設置し

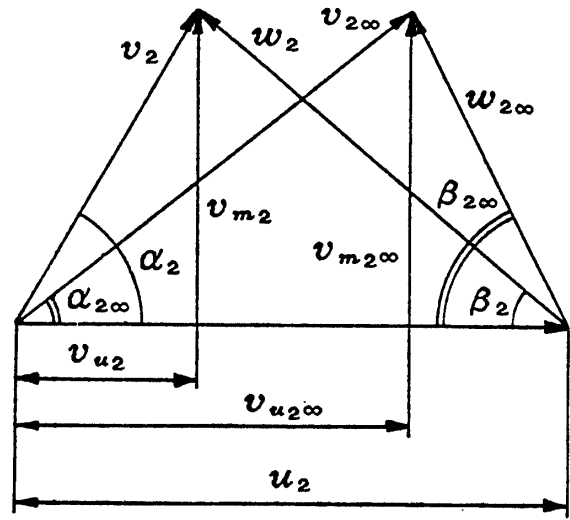


Fig.3 Velocity triangle of impeller outlet.

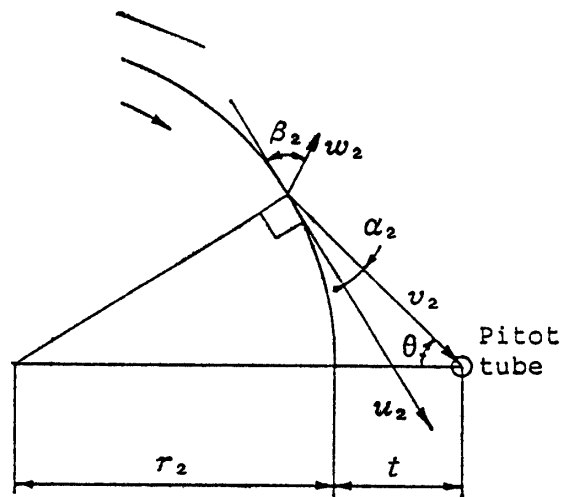


Fig.4 Relation between impeller and pitot tube.

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 は次のようになる。

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

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出口角度 β_2 が 60° で羽根枚数 Z が 3, 4, 6, 8 枚の場合を Fig. 5 に示す。同図(a)よりレイノルズ数が低下するに従い最大効率点における流量係数、揚程係数は減少し、軸動力係数は増加していることがわかる。同図

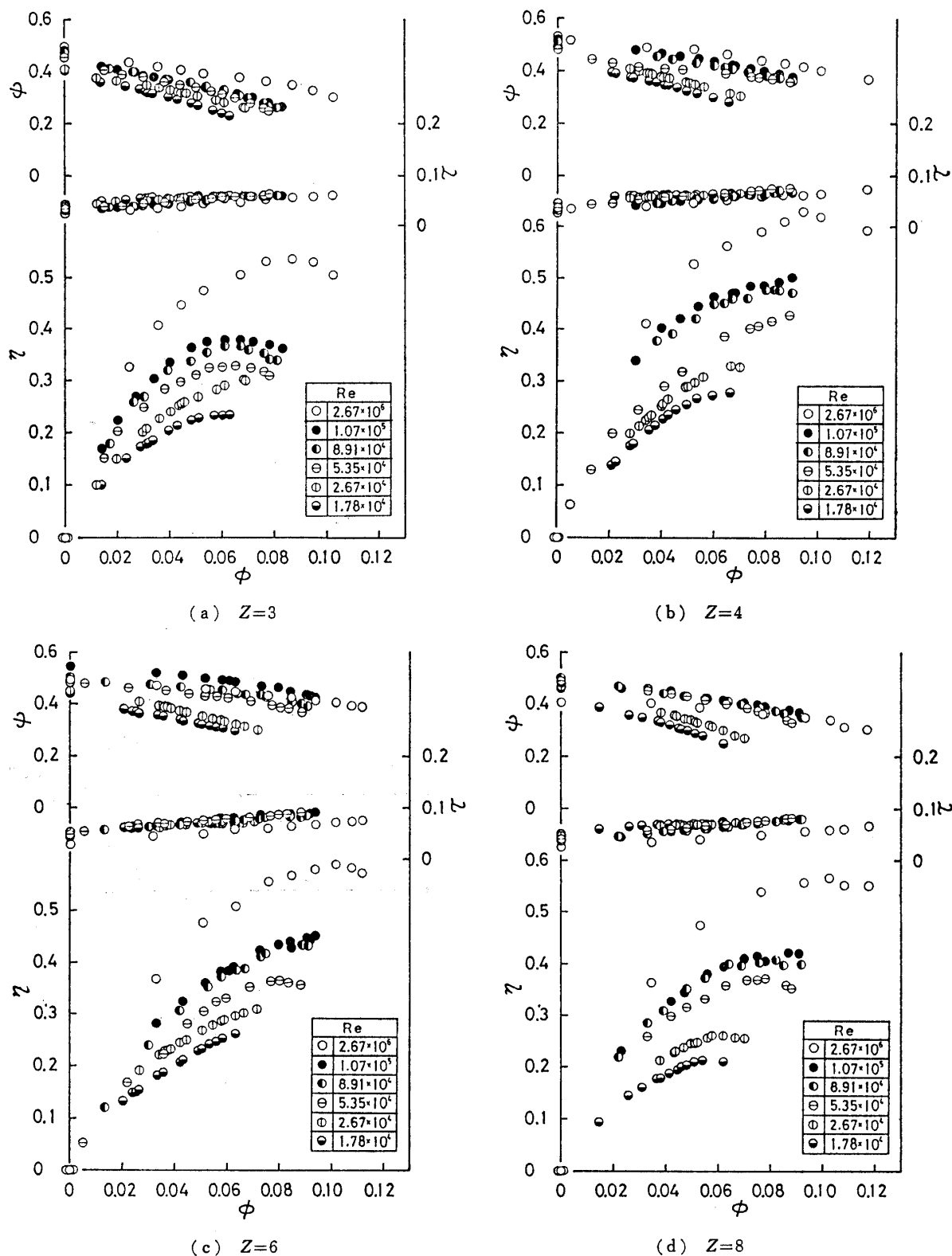


Fig. 5 Pumping nondimensional performance to change of Reynolds number.

(b), (c), (d)においても同様の傾向を示している。羽根枚数が多くなるにつれて揚程、流量、軸動力の各係数は増加するが、羽根枚数3枚の時と比べ他の羽根枚数の場合の揚程、流量係数の増加が軸動力係数の増加を上

回るため効率的には良好な結果がえられ、特に羽根枚数が4枚の時には効率的には良い結果が得られている。このことは筆者らのクローズ形の場合でも同様の結果が得られている²²⁾。また羽根枚数が8枚の場合、 $Re=2.67 \times$

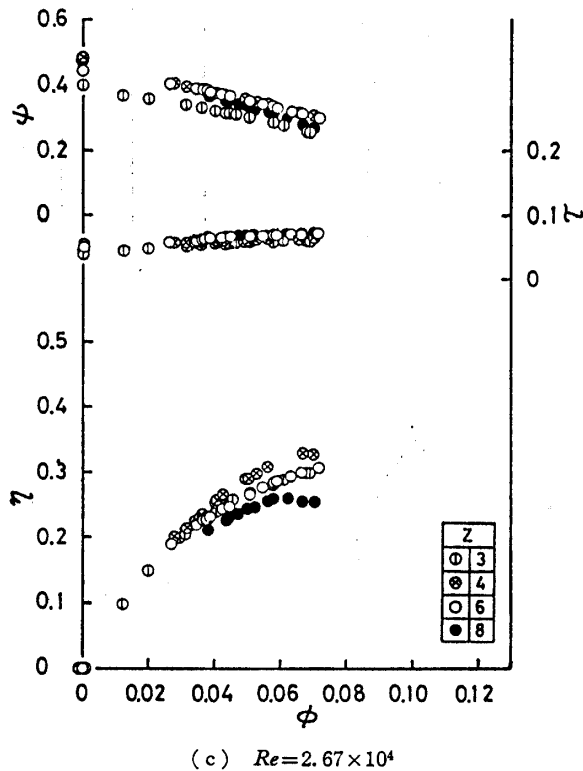
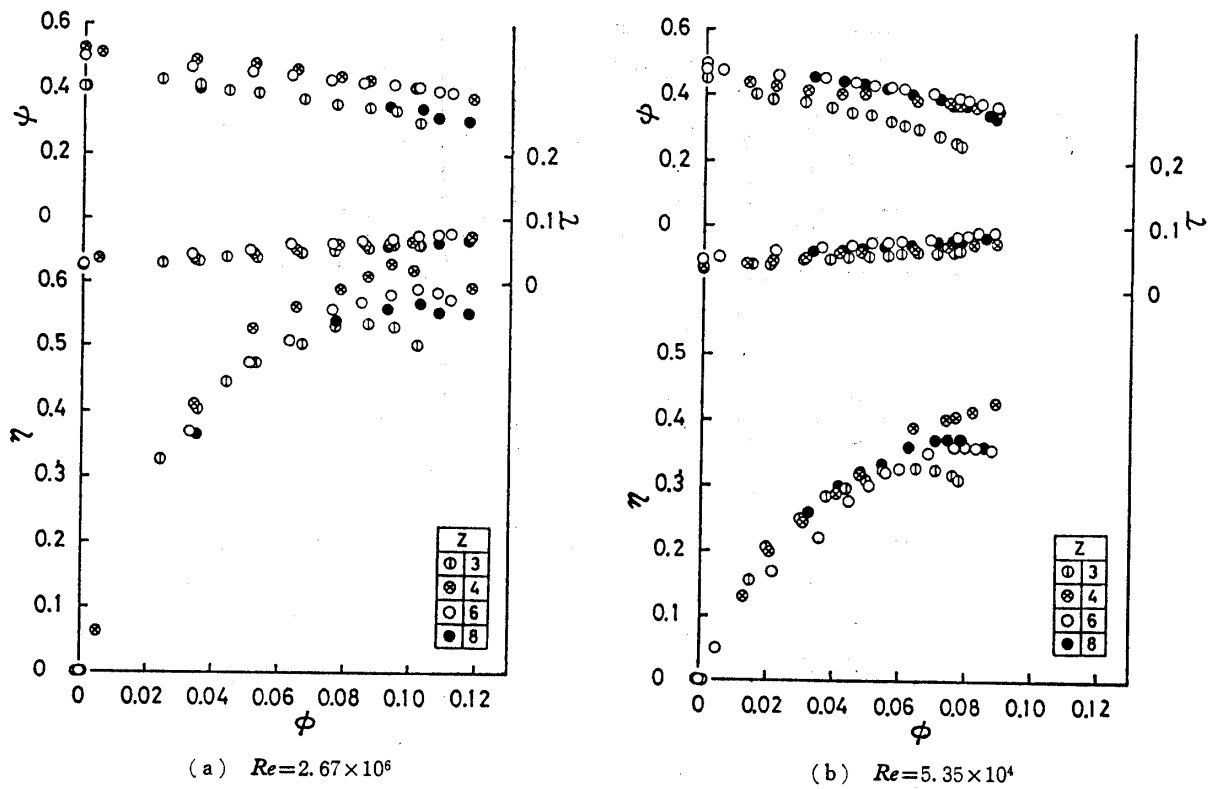


Fig.6 Pumping nondimensional performance to change of impeller blade's number.

10^4 以降の効率が急激に減少している。これは低レイノルズ数時において羽根枚数が多くなることにより流路抵抗が増し、揚程及び流量が著しく減少するためと考えられる。

羽根枚数の違いによる供試ポンプの無次元性能を羽根車出口角度 β_2 が 60° で羽根枚数 Z が 3, 4, 6, 8 枚の場合を Fig.6 に示す。Fig.6(a) は清水時のものである。羽根枚数が多くなるに従って揚程、流量および軸動力の

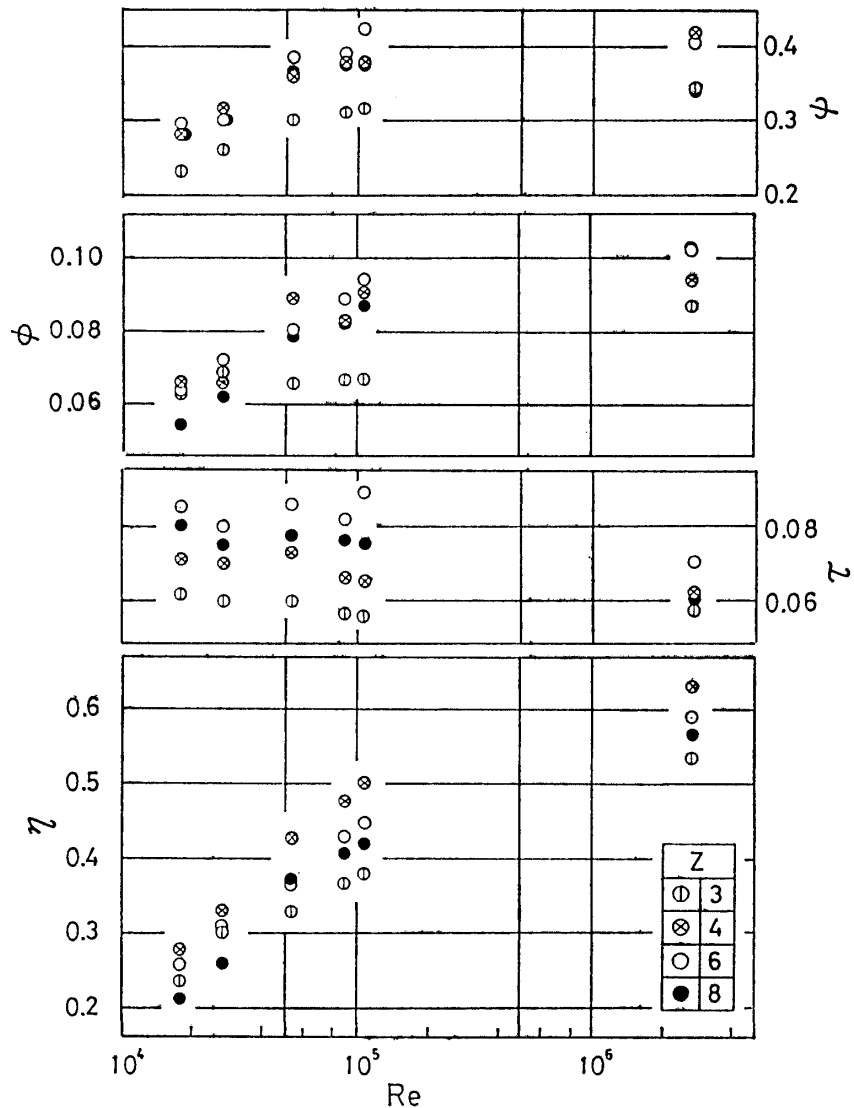


Fig. 7 Effect of Reynolds number on the pumping maximum efficiency point ($\beta=60^\circ$).

各係数は増加する。そして羽根枚数が多くなるに従って揚程係数と流量係数の増加が軸動力係数の増加よりも大きく上回り、羽根枚数の多い方が総体的に効率が高くなっている。また、Fig. 6(b), (c) のようにレイノルズ数が低下するに従って揚程、流量の各係数は減少し、軸動力係数は増加し効率は低下するが清水時の場合と同様な傾向を示している。また、羽根枚数が4枚の時にどのレイノルズ数においても効率が最も高い値を示している。このことは羽根枚数が6、8枚の場合と比べて揚程、流量の各係数は低いものの、軸動力係数が小さいため水力効率が前述した2種類の羽根枚数の場合よりも優っているため効率が高くなるものと考えられる。なお、羽根枚数が8枚の場合、レイノルズ数の低下とともに他の羽根枚数の時と比較して効率が減少する割合が大きい。これは羽根枚数が多くなったことで羽根流路の抵抗が増し、

揚程係数および流量係数が著しく減少したため、水力損失が大きくなり他の羽根枚数の場合と比較して効率が著しく低下するものと考えられる。

3.2 最大効率点性能

3.2.1 レイノルズ数の影響

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. 7 に示す。図中上より最大効率点における揚程係数 ϕ 、流量係数 ϕ 、軸動力係数 τ 、効率 η を表している。

揚程係数 ϕ 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 $Re=10^5$ 付近より急に減少し始め、羽根枚数が6枚の時の揚程係数の減少する割合は大きい。そしてレイノルズ数が低下するにつれて羽根枚数による影響は小さくなる。羽根枚数が6枚の場合に比較的高い

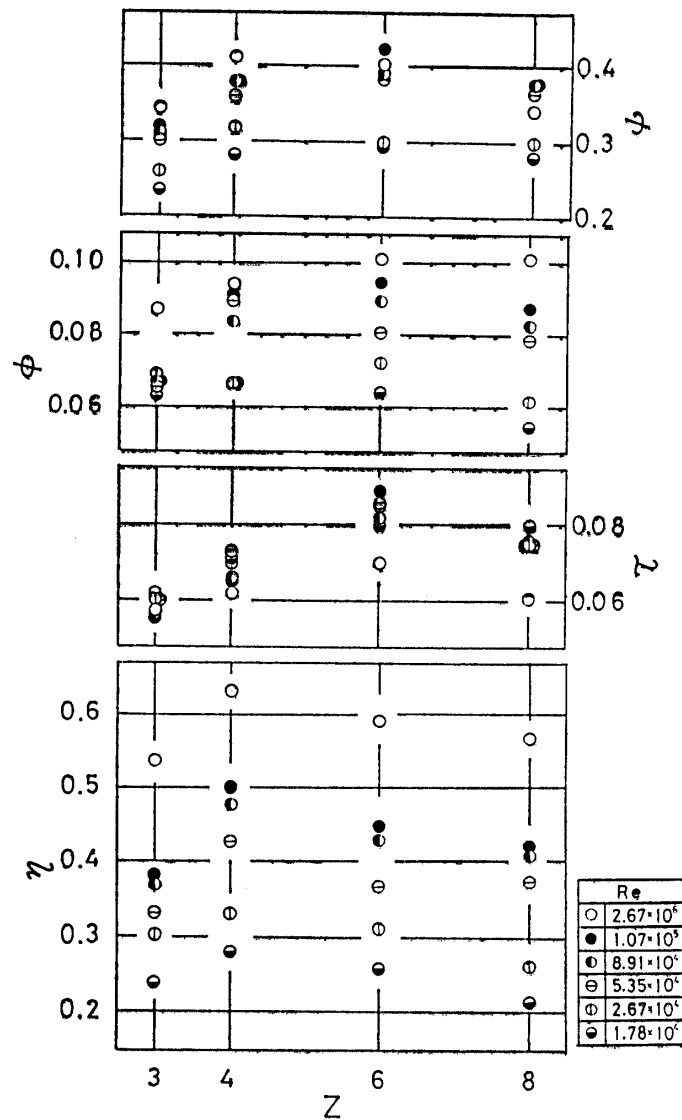


Fig.8 Effect of impeller brade's number on the pumping maximum efficiency point.

値を示している。

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仕方が大きくなる。そして羽根枚数が4, 6枚の場合に比較的に高い値を示している。しかし、羽根枚数8枚の場合レイノルズ数が $Re=2.67 \times 10^4$ より低い領域では急激な減少を示している。また、レイノルズ数が低下するに従って羽根枚数の影響が減少する。

軸動力係数 τ はレイノルズ数が低下するに従い大きくなる。また軸動力係数の増加のしかたは羽根枚数の多いものの方が相対的に大きい。

効率 η はレイノルズ数の低下に従って低くなり羽根枚数の影響は小さくなり、レイノルズ数 $Re=10^5$ 付近よりその変化する割合は大きくなる。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、

羽根枚数の多い方が高い値を示し、特に羽根枚数が4枚の時に最も高い値を示している。しかし、羽根枚数が8枚の場合、レイノルズ数 $Re=2.67 \times 10^4$ 以下の領域では大きく低下している。これは揚程の低下と、流量の大きな減少により水力損失が大きく増加することによるものと考えられる。

3.2.2 羽根枚数の影響

最大効率点における諸性能を羽根枚数 Z 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 を表している。

揚程係数 ψ は羽根枚数 Z が3, 4, 6枚と多くなるにつれて増加し羽根枚数8枚で減少する傾向を示している。また、清水時を除いてどの羽根枚数においてレイノルズ数が低下するに従って減少する。羽根枚数が多くなるこ

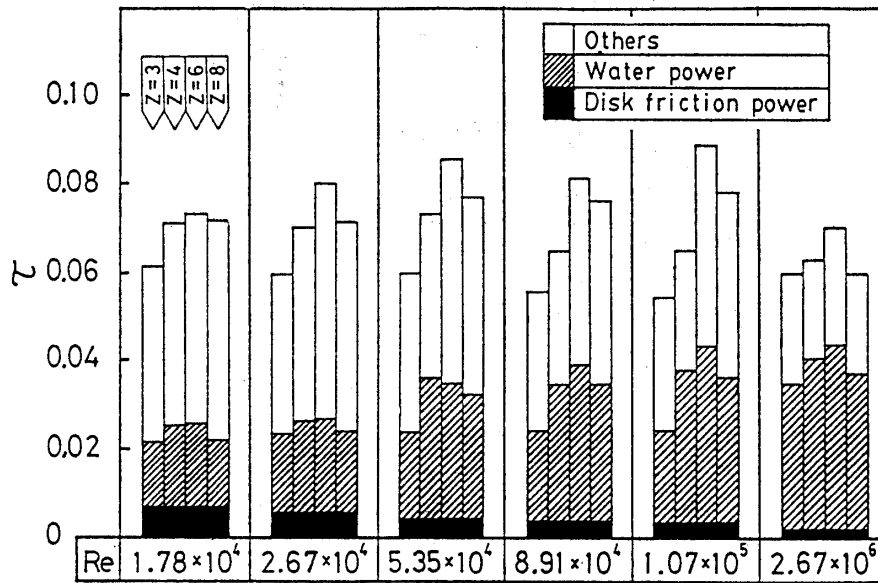


Fig. 9 Analysis of shaft power.

とによるレイノルズ数による影響はさほどみられず、相対的に羽根枚数6枚の時に高い値を示している。

流量係数 ϕ は羽根枚数が多くなるにつれてレイノルズ数による影響は大きくなり総体的に羽根枚数が6枚の時に高い値をしめしている。そして羽根枚数が8枚で $Re=2.67 \times 10^4$ 以降ではその低下の割合が大きい。

軸動力係数 τ は羽根枚数が多くなるに従って大きくなり、また各羽根枚数においてはレイノルズ数の低下にともなって軸動力係数は増している。羽根枚数6枚の時は他の場合と比べ著しく大きくなっている。また各羽根枚数ともレイノルズ数による影響は羽根枚数が増加するにつれて増す傾向が見られる。

効率 η はおおのこの羽根枚数においてレイノルズ数の低下にともない低くなっている。そして各レイノルズ数において羽根枚数が4枚の時に最大値を示し、総じて羽根枚数の多い方が高い値を示している。しかし羽根枚数8枚の場合に $Re=2.67 \times 10^4$ 以下では羽根枚数3枚の時よりも著しく低くなっている。これは流量係数の大きな低下と軸動力係数の増加によるためと考えられる。このように低レイノルズ数時においては羽根枚数を4枚とすることが比較的高い効率が得られるものと考えられる。

3.3 軸動力の検討

Fig. 9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、便宜的に実際の羽根車に生ずる軸動力と置き換えることとした。

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し、羽根枚数が多くなるにつれて増加し、羽根枚数8枚で多少減少している。そして $Re=2.67 \times 10^6$ 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。そして羽根枚数4枚の時、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枚数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)より求め、レイノルズ数について整理したものをFig. 10に示す。

レイノルズ数が低下するに従い滑り係数 k は減少しており、このことは豊倉らの結果とも一致している。また $Re=10^5$ 付近よりその減少の割合は大きくなる。また羽根枚数の少ない方が滑り係数の値は大きくなり、その減少する割合は大きい。そしてレイノルズ数が低下するに従い羽根枚数の影響は減少する。このようなことは $Re=10^5$ 付近より羽根車内の流れの乱流への遷移領域もそのへんにあると考えられるため、 $Re=10^5$ 以下では羽根車内流れは羽根流路にそって流れており、羽根流路からのはく離の現象が減るため滑り係数の値は低下するものと考えられる。そして羽根枚数が多い場合には羽根流路が狭まり羽根車内の流れは羽根流路に沿って流れるためにはく離は減少し滑り係数は小さくなる。しかし羽根枚数が少なくなるにつれて羽根車内流れは羽根流路よりはく離した流れとなり、流れは羽根車出口から大きく滑っ

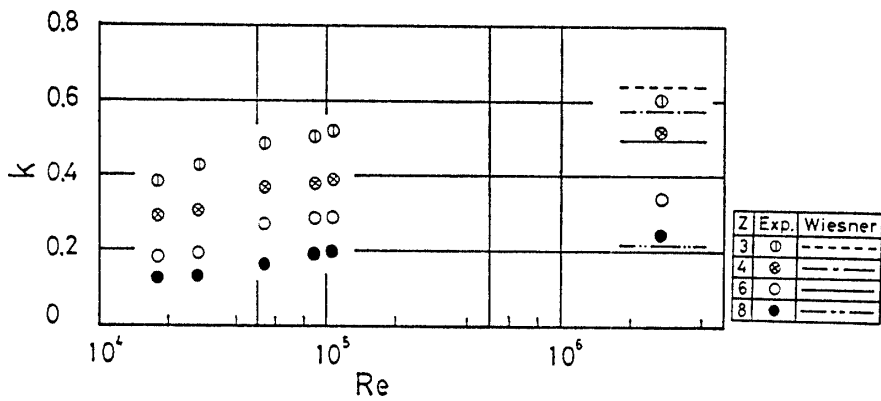


Fig.10 Effect of Reynolds number on the slip factor.

て流れ出るため羽根車出口での滑り係数は大きくなる。しかしレイノルズ数が低下するに従い羽根枚数が少ない場合でも羽根車内の流れは羽根流路に沿ったものとなり、清水時と比較して羽根流路からはく離が減少し滑り係数は小さくなる。そして羽根枚数が多い場合と比べ羽根枚数が少ない場合にはレイノルズ数が低下しても流れは羽根流路からはく離する部分が多いため羽根車出口における滑り係数は大きくなる。また清水時の実験値と Wiesner の経験式を比較すると、羽根枚数が少なくなるにつれて違いが生じるとい結果が得られた。

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枚数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加と羽根枚数の増加による損失が増すことに起因し、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り、本実験の範囲では羽根枚数 Z が 4 枚の場合が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つれて減少し、 $Re=10^5$ 以下ではその減少の仕方は大きくなる傾向を示している。そして滑り係数の減少の仕方は羽根枚数が少ないもの程増大している。またレイノルズ数の低下と共に滑り係数への羽根枚数の影響は減少する。

(3) レイノルズ数が低くなるに従い流れは羽根流路に沿って流出するため羽根枚数を少なく（4 枚程）しても水力効率が高く保たれ効率的には良い結果が得られた。すなわち高粘度時においては羽根枚数を 4 枚にすることが高粘度液用うず巻ポンプの羽根車には適するものと考えられる。

謝辞 本研究を遂行するにあたり本学工学部生産機械工学科の木村 誠教授から適切なご助言を賜ったことを付記し、感謝の意を表します。

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, ターボ形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 Kreisepumpen, 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.