621.674.01 : 532.528

軸流ポンプの性能改善に関する研究*

大 島 政 夫**

A Study on the Improvement of Performance
of Axial Flow Pump

by Masao OSHIMA

The axial flow pump was examined from the point of view of cavitation characteristics. The relationship between specific speed N_s and impeller diameters was clarified as a result. According to this relationship, the cavitation characteristics of the axial flow pump were expected to be improved by making its inlet diameter smaller than the outlet one.

The impellers of axial and mixed flow types, of the same design point and the same mean outlet diameter, were made and tested to prove the above expectation. The experiment has revealed the following: in pump performance the mixed flow impeller showed higher efficiency by 1~2% at the normal flow and by about 5% at the partial, and the shut-off horsepower decreased in proportion to the square of inlet diameter in the case where the mean outlet diameter was kept the same. In cavitation characteristics the mixed flow impeller was superior in the incipience except for K_1 cavitation, and showed about 10~20% higher critical S values for head and efficiency drop compared with the axial flow one.

1. 緒 言

ポンプの小形軽量化が要求される今日、その回転数を大きくすること、すなわち比較回転度を大きくすることは、その一方法として注目に値することであろう。高比較回転度ポンプとして昔からよく知られている軸流ポンプは、その構造の簡単さ、低比較回転度ポンプに比し著しく小形にできることなどから、よく用いられて来たにもかかわらず、キャビテーション性能が悪いとか、締切軸動力が大きいとか、あるいはまた部分流量での効率が著しく悪いなどの欠点を有するため、最近では、これらの欠点の比較的少ない斜流ポンプにとって変れつつある。しかし、斜流ポンプの比較回転度は $700 \sim 1200$ ($\text{m}^3/\text{min m rpm}$) で軸流ポンプのそれ ($1000 \sim 2000$) に比しかなり小さく、したがって、斜流ポンプとすることは大形重量化することであり、まさに時代逆行の現象ともいえよう。

そこで、上の軸流ポンプの欠点の内、キャビテーション性能の点に検討を加え、従来、軸流ポンプの範囲とされてきた高比較回転度のポンプについても、軸流とせず、すなわち、入口外径を出口外径に等しくせず

に斜流形にすることにより、この欠点がかかなり改善されることを示し、さらにまた、こうすることにより、他の欠点、すなわち、締切軸動力が大きいこと、部分流量で効率の悪いことなどが同時に改善されることなど示す。

記 号

- A : 羽根車出口面積 m^2
- D : 羽根車直径 m
- d_n : 羽根車入口ボス径 m
- g : 重力の加速度 $= 9.8 \text{ m/s}^2$
- H : 全揚程 m
- H_{sv} : 利用しうる有効吸込水頭 m
- Δh : 必要有効吸込水頭 m
- k : 羽根車入口面積縮小率 $= 1 - (d_n/D_{1a})^2$
- k_d : キャビテーション係数

$$= (H_{sv} - v_{m0}^2/2g) / (w_{0a}^2/2g)$$
- k_u : 設計定数
- L : ポンプ入力 kW
- n : 回転数 rpm
- N_s : 比較回転度 $= nQ^{1/2}/H^{3/4}$
- Q : 流量 m^3/min
- S : 吸込比速度 $= nQ^{1/2}/H_{sv}^{3/4}$
- s : 羽根厚み m
- t : 羽根ピッチ m

* 昭和 38 年 10 月 8 日 第 41 期全国大会講演会において論文講演として講演、原稿受付 昭和 38 年 7 月 10 日。

** 正員、荏原製作所(東京都大田区羽田旭町 11)。

- u : 周速度 m/s
 v : 絶対流速 m/s
 w : 相対流速 m/s
 β : $-u$ と w とのなす角
 γ : 水の比重量 kg/m³
 η : 効率 %
 η_h : 水力効率
 ϕ : 流量係数 $= v_{m2}/u_2$
 ψ : 揚程係数 $= gH/u_2^2$
 λ_1, λ_2 : 速度水頭の係数
 μ : 軸動力係数 $= 102gL/\gamma Au_2^3$
 ν : ボス比
 σ : 羽根の周方向厚み $= s/\sin \beta$ m
 脚号はそれぞれ以下の意味を有する。
 0 : 羽根入口直前
 1 : 羽根入口直後
 2 : (単独に用いられる場合) 羽根車出口平均直径, (他の脚号と併用されたとき) 羽根出口
 a : 羽根車外周部
 i : 羽根車ボス部
 m : メリディアン方向成分
 u : 周方向成分

2. 比較回転度と羽根車形状

前述のように, 一般に斜流ポンプとされる N_s の範囲は 700~1200 で軸流ポンプのそれは 1000~2000 とされているが, これらについてはあまり検討されたことはないようである。そこで, $Q=60 \text{ m}^3/\text{min}$, $H=1 \text{ m}$, $n=n \text{ rpm}$ の要項について羽根車の最適入口径および出口径を求め, N_s と羽根車形状との関係を求めよう。

2.1 羽根車入口径 D_{1a} 羽根車入口外周部における速度三角形(入口予回転はないものとし, かつ入口角超過⁽¹⁾を無視する)より, 羽根入口絶対流速 v_{m0} は次のごとく表わされる。

$$\begin{aligned}
 v_{m0} &= v_{m1} \left(1 - \frac{\sigma_1}{t_1}\right) = u_{1a} \left(1 - \frac{s_1}{t_1 \sin \beta_{1a}}\right) \tan \beta_{1a} \\
 &= \frac{\pi n}{60} D_{1a} \left(1 - \frac{s_1}{t_1 \sin \beta_{1a}}\right) \tan \beta_{1a} \quad \dots\dots (1)
 \end{aligned}$$

第1図 羽根車入口速度三角形

また, 流量は

$$\frac{Q}{60} = \frac{\pi}{4} D_{1a}^2 k v_{m0} \quad \dots\dots (2)$$

と表わされるから, (1), (2) 式から, D_{1a} は次式により与えられる。

$$D_{1a} = \sqrt[3]{\frac{4Q}{\pi^2 k n \tan \beta_{1a} \{1 - s_1/(t_1 \sin \beta_{1a})\}}} \quad \dots\dots (3)$$

ここで, β_{1a} は, 必要有効吸込水頭 Δh を最小にする条件から次のようにして求められる。

Δh は筆者の斜流ポンプのキャビテーションに関する実験⁽¹⁾の結果から, 羽根厚みあるいは羽根枚数の影響を考慮して, 次のように表わされるものとする。

$$\Delta h = \lambda_1 \frac{w_{1a}^2}{2g} + \lambda_2 \frac{v_{m0}^2}{2g} \quad \dots\dots (4)$$

(4) 式は $1 \gg \sigma_1/t_1$ とすると,

$$\begin{aligned}
 2g \Delta h &= \lambda_1 (v_{m1}^2 + u_{1a}^2) + \lambda_2 \left(1 - 2 \frac{\sigma_1}{t_1}\right) v_{m1}^2 \\
 &= \left\{ \lambda_1 + \lambda_2 \left(1 - 2 \frac{\sigma_1}{t_1}\right) \right\} v_{m1}^2 + \lambda_1 u_{1a}^2 \quad \dots\dots (5)
 \end{aligned}$$

となる。 $\beta_{1a} \leq 20^\circ$ であるので, 今 $\beta_{1a} \doteq \tan \beta_{1a} \doteq \sin \beta_{1a}$ とおけば v_{m1} は

$$v_{m1} \doteq u_{1a} \tan \beta_{1a} \doteq u_{1a} \beta_{1a}$$

となる。したがって, (5) 式は

$$\begin{aligned}
 2g \Delta h &= u_{1a}^2 \left\{ (\lambda_1 + \lambda_2) \beta_{1a}^2 - \frac{2\lambda_2 s_1}{t_1} \beta_{1a} + \lambda_1 \right\} \\
 &= \left(\frac{\pi n D_{1a}}{60} \right)^2 \left\{ (\lambda_1 + \lambda_2) \beta_{1a}^2 - \frac{2\lambda_2 s_1}{t_1} \beta_{1a} + \lambda_1 \right\} \quad \dots\dots (6)
 \end{aligned}$$

となる。また, (3) 式より β_{1a} , $d\beta_{1a}/dD_{1a}$ は, $3D_{1a}^2 \gg d_n^2$ として,

$$\begin{aligned}
 \beta_{1a} &= \frac{4Q}{\pi^2 n D_{1a} (D_{1a}^2 - d_n^2)} + \frac{s_1}{t_1} \quad \dots\dots (7) \\
 \frac{d\beta_{1a}}{dD_{1a}} &= -\frac{12Q}{\pi^2 n (D_{1a}^2 - d_n^2)^2} = -\frac{12Q}{\pi^2 n D_{1a}^4 k^2} \quad \dots\dots (8)
 \end{aligned}$$

となる。(6) 式を β_{1a} で微分して, 0 とおけば次式がえられ, これから最適の β_{1a} が求められる。

第2図 羽根車

$$\left(1 - \frac{k}{3}\right)(\lambda_1 + \lambda_2)\beta_{1a}^2 - \left(\lambda_1 + 2\lambda_2 - \frac{2k\lambda_2}{3}\right)\frac{s_1}{t_1}\beta_{1a} + \lambda_2\left(\frac{s_1}{t_1}\right)^2 - \frac{k}{3}\lambda_1 = 0 \quad (9)$$

今、(9) 式の特別の場合として、 $s_1/t_1 = 0$ とおけば、次式がえられる。

$$\beta_{1a} = \sqrt{\frac{k\lambda_2}{2(\lambda_1 + \lambda_2)}} \quad (10)$$

したがって、(9) 式より求められた最適の β_{1a} を(3) 式に代入すれば、 D_{1a} が求められる(この外にも、最適入口絶対流速から羽根車入口径を求める方法⁽²⁾もある)。

$\lambda_2 = 1.0$, $k = 0.9$ または 0.94 , $s_1/t_1 = 0.02$, 0.03 または 0.04 としたときの、 λ_1 と最適 β_{1a} との関係を第3図に示す。また、これと(3) 式より $Q = 60 \text{ m}^3/\text{min}$, $H = 1 \text{ m}$, $n = n \text{ rpm}$ に対する羽根車入口径 D_{1a} を $k = 0.94$, $s_1/t_1 = 0.03$, $\lambda_1 = 0.3, 0.25, 0.2$ および 0.15 の場合について求めると第5図のごとくなる。

2.2 羽根車出口径 D_{2a} 羽根車出口径は、出口平均直径上の羽根枚数有限の場合(‘を付して表わす)の速度三角形を仮定して求めることができる。今、羽根出口において、流線が円筒面上にある(流線が円筒面上にない場合は、 D_{2a} は円筒面上にあると仮定した場合より小さく、 D_{2i} は大きくなる。本文では、前述のように D_{1a} と比較するため D_{2a} を求めるので、簡単のためこのように仮定する) とすると

第3図 速度係数 λ_1 と最適入口角 β_{1a}

$$D_{2a} = D_2 \sqrt{\frac{2}{1 + \nu_2^2}} \quad (11)$$

$$D_2 = \frac{60}{\pi n} u_2 \quad (12)$$

$$u_2 = k_u \sqrt{2gH} \quad (13)$$

(11), (12), (13) 式より、次式がえられる。

$$D_{2a} = \frac{60}{\pi n} k_u \sqrt{\frac{4gH}{1 + \nu_2^2}} \quad (14)$$

ここに、 k_u は次のように求めることができる。

$$\tan \beta_2' = v_{m2} / (u_2 - v_{u2}') \quad (15)$$

$$v_{u2}' = gH / (u_2 \gamma_h) \quad (16)$$

$$Q/60 = (\pi/4) D_{2a}^2 (1 - \nu_2^2) v_{m2} \quad (17)$$

(13), (14), (15), (16) および (17) 式より

$$N_s^2 = \frac{60^3}{2\pi} (2g)^{3/2} \frac{1 - \nu_2^2}{1 + \nu_2^2} k_u \left(k_u^2 - \frac{1}{2\gamma_h} \right) \tan \beta_2' \quad (18)$$

がえられる。したがって、(14), (18) 式から、 β_2' , ν_2 , γ_h を仮定して、 D_{2a} を求めることができる。今、 $\nu_2 = 0.5$, $\gamma_h = 0.88$, $\beta_2' = 20^\circ, 23^\circ$ および 26° のときの、前記要項に対するポンプ羽根車出口径 D_{2a} を求めると、第5図のごとくなる。

2.3 比較回転数と羽根車形状 第5図に示されるように、通常の設計出口流出角を著しく越えた場合

第4図 羽根車出口速度三角形

第5図 N_s と羽根車外径

($\beta_2' > 26^\circ$) あるいは、(4) 式 λ_1 として揚程低下開始の係数を取り、かつ羽根を特別によく設計することにより、小さくとした場合 ($\lambda_1 < 0.1$) 以外は $N_s = 1800$ 程度でも、 $D_{2a} > D_{1a}$ となっている。軸流ポンプの締切時の軸動力の相当な部分が入口側逆流に費やされていること⁽³⁾からも、 D_{1a} を必要以上に大きくすることは好ましくないことである。すなわち、このことから、従来、軸流ポンプとされてきた N_s の範囲のポンプでも出口径、入口径は等しくせず、それぞれ別に最適の径を求めることにより、キャビテーション性能の向上ならびに締切軸動力の軽減が期待される。

3. 実験装置および方法

前節で述べたことを実証するために、同一要項について、同一出口平均直径、すなわち、平均出口径で同一流出角を有する軸流形、および斜流形の 2 種のポンプを試作して実験を行なった。

第 6 図に実験装置を、第 7 図に供試軸流形ポンプ断面図を、第 8 図には供試斜流形ポンプ断面図を、また第 9 図には供試羽根車をそれぞれ示す。

第 6 図 実験装置

第 7 図 軸流形ポンプ断面図

第 8 図 斜流形ポンプ断面図

第 1～2 表に、これら供試羽根車の主要諸元を示す。

吸込みおよび全揚程はそれぞれ、第 6 図に示された吸込側および吐出し側揚程測定点の圧力から求めた。ポンプ流量は、あらかじめ使用位置で較正されたベンチュリ計により求めた。回転数は較正された発電機式回転計により、また、トルクは抵抗線ひずみ計式トルクメータにより求めた。キャビテーション発生状況の研究は羽根車周囲に設けられた透明アクリル胴を通して、ストロボライト (せん光時間 2.5×10^{-5} s) により行なった。

試験はエゼクタにより吸込揚程を変えて行なった。ポンプ回転数は 750, 900 rpm で試験した。水の空気溶有量は 8～9 ppm であった。

第 1 表 供試軸流形羽根車主要諸元

羽根車外径	356 mm	羽根車ボス径	172 mm	
ボス比	0.483	羽根枚数	4	
流線	I	II	III	IV
直径	356 mm	296	236	172
節弦比	1.47	1.34	1.245	1.11
厚比	4.21 %	5.20	6.71	9.02
翼角	18°20′	22°05′	27°35′	37°00′

使用翼形 Göttingen 428

第 2 表 供試斜流形羽根車主要諸元

羽根車入口径	320 mm	羽根車出口径	348 mm	
同出口ボス径	188 mm	羽根枚数	4	
流線	I	II	III	IV
入口径	320 mm	270	208	128
出口径	348 mm	305	254	188
節弦比	1.47	1.24	1.10	0.97
厚比	3.65 %	4.10	5.42	7.82
最大そり	2.92 %	3.44	4.04	5.08
翼角	21°50′	29°50′	29°00′	41°50′

使用翼形は Kováts の方法⁽⁴⁾で求めた羽根入口、出口角に合うように修正された Göttingen 428 を用いた。

斜流形 軸流形

第 9 図 供試羽根車

4. 実験結果

4.1 一般性能 第10図にキャビテーションのない場合の供試ポンプの一般性能を示す。同図には羽根車入口径と締切軸動力との関係を確認するために試作した、もう一つの斜流形ポンプ(このポンプ羽根車も前述のとおり、同一要項、同一出口平均直径で設計された。しかし、両斜流形ポンプとも同一案内翼を使用したので、最高効率点は多少一致していない。主要諸元は第3表のとおりである)の一般性能もあわせて示した。第11図には、羽根車入口径と締切軸動力との関係を示す。

これらの図から、次のことがいえる。

I) 両斜流形ポンプとも、最高効率は若干向上できた。ところが、部分流量では最大約5%効率が改善され、効率曲線の丸みは著しく増した。これは羽根入口径を小さくすることにより、第12図に示されるよう

第3表 供試斜流形羽根車(追加分)主要諸元

羽根車入口径	294 mm	羽根車出口径	346 mm	
同出口ボス径	192 mm	羽根枚数	4	
流線	I	II	III	IV
入口径	294 mm	248	192	124
出口径	346 mm	304	255	192
節弦比	1.47	1.235	1.11	1.00
厚比	3.70	4.25	5.70	8.20
最大そり	3.26	3.32	3.42	4.70
翼角	22°55′	26°10′	31°40′	43°30′

使用翼形については第2表欄外に記載のとおり。

第10図 一般性能曲線

に、入口相対速度が軸流形の場合より、かなり小さくなり、羽根流路の広がりによる損失が減少したためで、しかも部分流量の場合のほうがその効果が著しかったためと考えられる。

II) 羽根車を斜流形とすることにより、締切軸動力を大きく軽減することができた。第11図に示されるように、本実験のごとく、羽根車出口平均直径での流出角を変えない場合、締切軸動力は羽根車入口径の二乗に比例して変化している。これは前述のように、締切軸動力の相当な部分が入口側逆流に費やされているが、入口側逆流の羽根車から持って出る動力は、本実験のように、羽根車出口平均直径を変えない場合、羽

第11図 羽根車入口径と締切軸動力係数

第12図 羽根車入口速度三角形

第13図 流量とキャビテーション初生点の k_d

根車入口周速の二乗に比例して変化するためと考えられる。

4・2 キャビテーション性能 4・2・1 キャビテーション初生点 第 13 図に両羽根車についてのキャビテーション初生点の k_d と流量との関係を示す。キャビテーションの分類については前記論文⁽¹⁾に従った。この図からわかるように、同じ翼形を用いているにもかかわらず、両者の K_1 および K_3 初生曲線は傾向の全く異なったものとなっている。軸流形羽根車では、 K_1 および K_3 初生曲線は 1 本の連続した曲線と

(a) 軸流形

(b) 斜流形

第 14 図 キャビテーション係数と揚程、軸動力係数および効率

なっているが、斜流形では 2 本の曲線となって、 $\phi = 0.35$ 付近では、斜流形羽根車のほうが、また、 $\phi < 0.33$ では軸流形のほうが小さい k_d 値を示している。しかし、 K_2 、 K_4 については、両者はほぼ等しい値を示している。

4・2・2 揚程低下開始点、効率低下開始点 吸込揚程による全揚程、効率あるいは軸動力の変化を知るために、流量係数一定のもとで、吸込揚程および回転数を変えて試験を行なった。その結果を第 15 図に示す。また、これらから、揚程および効率低下開始点の k_d を転記したものが第 16 図である。ここに、揚程および効率低下開始点とは、それぞれ、キャビテーションのない場合の値から、0.5% 低下した点とし、また、 k_d 値が小さくなって、揚程がいったん増加するような場合は、キャビテーションのない場合の値にもどった点とした。

ポンプとしての吸込性能の比較には、 k_d 値の比較より、 Δh 値あるいは吸込比速度 S のほうが理解しやすいので、第 16 図に揚程および効率低下開始点の S 値の流量に対する関係を示す。

これらの図から、次のことがいえる。

I) 揚程および効率低下開始点の k_d 値については、それぞれ、軸流および斜流形羽根車とも、ほぼ同程度の値を示している。

II) 揚程および効率低下開始点の S 値では、両羽

第 15 図 流量と揚程および効率低下開始点の k_d

第 16 図 流量と揚程および効率低下開始点の S

根車の入口径の違いから、その差があらわれている。すなわち、斜流形羽根車では、軸流形羽根車より、約10～20% 大きな S 値を示して、斜流形としたことによりキャビテーション性能が改善されたことを示している。

5. 結 論

軸流ポンプの性能改善について以上述べたことを要約すると、次のとおりである。

I) 従来、軸流ポンプの範囲とされていた大きな N_s のポンプ羽根車について、入口径はキャビテーション性能のほうから、また、出口径は $Q-H$ 性能のほうから、それぞれ別に求め、 N_s とそれらとの関係を明らかにした(第5図)。

II) その結果、そのような高比較回転度の場合でも、特別な場合以外、最適の羽根車入口径は出口径より小さいことが示された。すなわち斜流形とすることにより、性能が改善されると推定された(第5図)。

III) このことを実証するため、同一要項について、同一羽根車平均出口直径を有する軸流および斜流形ポンプを試作して比較した。その結果、斜流形は一般性能については、最高効率 $1\sim2\%$ 、部分流量における効率は最大 5% 改善され、また、締切軸動力は、

23～32% 軽減され、その優秀性が示された(第10, 11図)。

IV) K_1 キャビテーション初生点の k_d 値については軸流形羽根車は斜流形より、やや小さい値を示したが、 K_3 キャビテーション初生点の k_d 値については、その逆であった。また、他の K_2 , K_4 キャビテーション初生点の k_d 値については、両者、ほぼ同程度の値を示した。

V) 揚程および効率低下開始点の k_d 値については、両者、それぞれ、ほぼ同程度の値を示したが、 S 値では、両者の羽根車入口径の違いから、斜流形羽根車は軸流形に比し約10～20% 高い値を示し、キャビテーション性能についても、その優秀性が示された(第15, 16図)。

終りに、本研究を行なうにあたり、終始、ご指導ご協力をいただいた当社各位に対し厚く感謝の意を表する次第である。

文 献

- (1) 堀江・大島, 機械学会論文集, 29-201 (昭 38-5), 868.
- (2) 加藤, 機械学会第185回講習会教材 (昭 38-2-22), 101.
- (3) 豊倉, 機械学会論文集, 26-168 (昭 35-8), 1069.
- (4) A. de Kováts & G. Desmur, *Pumps, Fans and Compressors*, (1958), 87, Blackie & Son.

討 論

〔質問〕 本研究で示された「軸流ポンプを斜流形式化することにより、性能が向上する」という軸流ポンプの性能改善方法には小生も同一な考えであり、本論文は有意義なものと思われる。以下、二三の点について伺いたい。

(1) 羽根入口角 β_{1a} をパラメータとせず(4)式を D_{1a} のみの関数で表わし、 Δh を $\min$ にする D_{1a} を求めることが、古く J. Holba らにより行なわれている〔生源寺, 渦巻ポンプ講義 (昭 23), 308 ページ養賢堂〕が、このほうが取扱いが簡単のように思われる。

(2) D_{1a} と D_{2a} は N_s のみの関数とならず、ポンプ特性を示す値 (Q , H , n) もはいつてくるから、第5図のごとき表示は不十分と思われる。両者の比で表わすと、 N_s のみの関数となって好都合でなかろうか。

(3) 本論文に用いている λ_1 と k_d は同一意義をもつ係数であると思われるが、 w_{1a} と w_{0a} を用い、使われている。本計算のごとくして最適入口径を求めるときは、 λ_1 および λ_2 の検討が重要である。そのためには、両者を同一相対速度を用いて表わし、実験的

検討を加えることが望ましいように思われる。

(4) 本論文の趣旨からも、第3表に示す寸度をもつ羽根車についてもキャビテーション試験を行なうて、三つの場合の実験結果から最適な入口径を見出しはどうか。(豊倉富太郎)

〔回答〕 (1) 本論文においてはまず Δh を(4)式のごとく w_{1a} および v_{m0} の項で表わして、次に羽根入口における面積縮小効果を考慮に入れた、ところがこの面積縮小効果は $t_1/(t_1 - s_1) = t_1/\{t_1 - s_1/(t_1 \sin \beta_{1a})\}$ で示されるように、 β_{1a} の、したがって、また D_{1a} の関数であるので、 Δh を D_{1a} で微分する際にこれを const. とおけないと考え、本文のごとく β_{1a} をパラメータにとった。J. Holba はこれを const. として Δh を D_{1a} で微分しているので、式の導出が簡単になっている。

(2) D_{1a} , D_{2a} は Q , H および n から定まるが、ある数値、たとえば $60 \text{ m}^3/\text{min} \times 1 \text{ m} \times n \text{ rpm}$ を与えた場合、そのときの D_{1a} , D_{2a} は相似則により N_s による変化を示すと考えられる。もちろん、この場合そのときの D_{1a} , D_{2a} のそれぞれの値そのもの、というより、羽根車形状としてあるいは、たとえば D_{1a}/D_{2a}

として考えられるべきであろう。その意味では (3), (4) および (18) 式から,

$$\frac{D_{1a}}{D_{2a}} = \sqrt[3]{\frac{\pi N_s^2}{2 \times 60^3 \times k \tan \beta_{1a} \{1 - s_1 / (t_1 \sin \beta_{1a})\}}} \times \sqrt{\frac{1 + \nu_2^2}{g k_n^2}}$$

と表わして, N_s と D_{1a}/D_{2a} の図を示してもよいと考えられる。しかし, ここでは D_{1a}/D_{2a} を求める際の N_s の外に仮定すべき要素の多いことから, 第 5 図のごとく D_{1a} と D_{2a} を別々に示し理解を容易にした。

(3) 第 2 節においては既発表の「斜流ポンプのキャビテーションに関する実験的研究」から, 羽根厚みを考慮に入れた (4) 式を根幹にして理論を進めた。すなわち, ここでは低 N_s のポンプ羽根車の場合をも考慮に入れて一般的に理論を進めた。しかしこれも高 N_s のポンプ羽根車に対しては, 羽根単位長さ当りの循環が大きくなること, したがって入口角超過が大きくなること, あるいは羽根厚比 (翼弦に対する) が大きくなり, 羽根断面形状として翼形が用いられることなどから多少問題が残っていると考えらる。以上のことから実験結果の整理に当っては一般の翼列の実験結果と同様に w_{0a} により行なった。

(4) 本研究は軸流ポンプの性能改善に関する研究の第一歩であって, キャビテーション性能の点から最適入口径を (4) 式をもとに導出した。したがって本研究の目的とするところは, 実験的に最適入口径を求めることではなく (4) 式による Δh の表示の妥当性, 換言すれば, 羽根車形状によらず揚程低下開始点など限界点の k_d が同一であることを示すことにあった。しかし, 羽根車吸込部形状により吸込部の流れは大きく影響されるので, これらの間の関係, あるいはさらにそれと λ_2 の関係などは今後に残された課題と考えている。

【質問】 本研究は, ポンプの小形高速化を目的として, 軸流ポンプを採用する際に問題となるその欠点中の二三を, 斜流ポンプを採用することによって同時にある程度まで軽減できることを実証したものとして, ここに敬意を表する。

なお, 次の 2 点に関して, 著者の意見を伺いたい。

(1) 本研究のポンプのように, 羽根間隔が比較的大きく, したがって羽根断面に翼形, しかも特定の翼形を使用する羽根車において, 一次元的関係 (1) および (2) 式を使って最適の β_{1a} を計算し, それから入口直径を決定するのは適当でない。使用翼形の翼列 (斜流) 中で許し得る最小キャビテーション係数を与えて, (4) 式から $\Delta h_{\min}$ の入口直径を与えたほうが, 本研究の目的に対してより効果的であると考えるが, 前者と後者とで D_{1a} が一致あるいは非常に近い値が得られているか。

(2) Kováts の方法によって修正された翼形を使

用しているが, 修正が適当でなかったように考える。その理由は, (i) 第 10 図の $\eta_{\max}$ の ϕ ならびに第 15 図の効率低下および揚程低下開始点の $k_{d\min}$ の ϕ がいずれも軸流ポンプに比べて小流量側にあることから, 斜流ポンプの羽根がより小流量に適していると考えられること, (ii) 第 15 図の $k_{d\min}$ の値はいずれも軸流ポンプのほうが小さくなっていること, また (iii) 第 13 図で K_1 キャビテーションがより大きい k_d で発生していること等である。

これらの結果が, 斜流ポンプを採用したことの利点を (少なくともキャビテーション性能に関して) 過小評価したことになっていなければ幸であるが。

(村井 等)

【回答】 (1) 仰せのとおり, 本研究のような高比較回転度のポンプ羽根車に対しての (1) および (2) 式の一次元的関係式を用いることは妥当でないかもしれない。しかし, 軸流でない, すなわち, 軸流速度の変化する場合の翼列のキャビテーション性能については, まだ研究されておらず, またオープン形羽根車では, 本研究のように比較回転度が高い場合, 翼面に発生するキャビテーションだけでなく, 羽根先端間げきのキャビテーションもまたキャビテーション性能に大きく影響するようである。ところが, この間げきキャビテーションと性能低下との関係についてもあまり研究されていない。このように, この分野での未知のことがらはまだまだあるので, 仰せのごとき使用翼形の許しうる最小キャビテーション係数を代入しての羽根入口径の決定法については, ここではいちおうしておき, 従来の実験結果から, 第 1 段階的研究として本報告のごとく考え整理した。

(2) Kováts の方法については多少の不一致 ($\eta_{\max}$, $k_{d\min}$ 点の ϕ に関し) があったが, ほぼ妥当と考えた。が, この方法が完全とは考えていない。すなわち $\eta_{\max}$ 点の ϕ , $k_{d\min}$ 点の ϕ が一致しなかったのは供試ポンプが案内翼を有していたので, ポンプ効率最高点の ϕ が案内翼入口角にも左右されたこと, 羽根車入口における流速分布が流路幅に沿って一様でなく, また軸流と斜流とで異なることなどのためと考えられる。これはまた, 別の見方をすれば, 翼形の修正が悪かったといえるかもしれない。第 15 図の $k_{d\min}$ 値は斜流の場合より軸流羽根車のほうが小さいことは羽根車入口における流速分布とも関連していることであって, キャビテーション係数を $k_d = (H_{sv} - v_{m0}^2/2g) / (w_{0a}^2/2g)$ と表わしたことで, すなわち右辺分子第 2 項を $v_{m0}^2/2g$ (羽根入口平均速度水頭) としたことにも起因しているかとも考えられる。これらの点に関して今後さらに研究の予定である。

【質問】 (1) 許容最小キャビテーション係数の選定には, 単独翼形あるいは直線翼列の実験結果を参照すればよいと考える。また, 本研究の場合には, 軸

流ポンプの実験結果を参照するのも一方法ではないか。

(2) 軸流ポンプで使った翼形を修正して斜流ポンプに使用するという方法を採るとき、一次元的な方法でなく、二次元ないし三次元的な解析法によるべきであると考え。そうでないと、軸流と斜流の比較が十分にはできないのではあるまいか。(村井 等)

〔回答〕 (1) 本研究のような(1), (2)式のごとき一次元的関係式を用いないで、 N_s と D_{1a} との関係を求めようとする場合、 Δh が(4)式のように羽根車相対流速および絶対流速により表わされるとしても、 Δh に関して次のような問題があると考えられる。まず、(4)式は

$$\Delta h = \lambda \frac{w_{\infty a}^2}{2g} + \frac{v_{m0a}^2}{2g}$$

ここに

$w_{\infty a}$: 羽根車外周部平均相対流速

v_{m0a} : 羽根車外周部入口絶対流速

と表わされるべきと考えられる。

λ 値については、翼端間げきのない単独翼あるいは直線翼列の実験結果を用いるのは妥当ではないであろうが、軸流ポンプの実験結果が利用できるので問題はないかもしれない。

羽根車を三次元翼列として考えるのであるから、 Δh は上式のごとく $w_{\infty a}$ を用いて表わされるべきであろう。 $w_{\infty a}$ は軸流羽根車では比較的簡単に求められようが、斜流羽根車では(一般に N_s と羽根車入口径の関係を求める際、羽根車形状を軸流形と限定できない) $w_{\infty a}$ は出口径、揚程、出口および入口流速などに関連して、非常に複雑で一義的に求めることは不可能と考えられる。

また、この項をかりに $w_{0a} = (u_{1a}^2 + v_{m0a}^2)^{1/2}$ で表わしたとしても、 v_{m0a} は羽根車入口平均絶対流速 v_{m0} に等しくなく、吸込部形状、羽根車形状に大きく影響されるので、 v_{m0a} , w_{0a} とともに、一義的に求めること

はできないように考えられる。

与えられたある一つの要項に対し、最適羽根車入口径を求める場合は、試行錯誤的に上述の関係および式などをもとに求められるであろうが、 N_s と D_{1a} との関係を一義的に求める場合には、このような事情からこの関係は一義的に求められず、本研究では簡単化して Δh を(4)式のごとく表わし、また、 w_{1a} , v_{m0} については(1), (2)式のごとく表わしてその関係を求めた。

(2) 厳密な意味で、軸流形と斜流形を比較しようとする場合、翼形の修正は一次元的ではなく、三次元的解析により行なうべきことは、全くお説のとおりである。

〔質問〕 (1) (9)式を導く過程において $\beta_{1a} \doteq \tan \beta_{1a} \doteq \sin \beta_{1a}$, $3D_{1a}^2 \gg d_n^2$ としているが誤差が大きすぎることはないか。また(6)式を微分する時 λ_1 を定数として取扱っているが β_{1a} , D_{1a} その他羽根車形状との関係を検討する必要があると思う。

(2) 締切軸馬力は D_{1a}^2 に比例すると述べてあるが、締切軸馬力が消費される機構および羽根車形状との関係を、もう少し詳しく説明願いたい。

(京極 武治)

〔回答〕 (1) 通常 $\beta_{1a} \leq 20^\circ$ であるので、そのときでもこの取扱いで、誤差は $+2\%$, -4% 以下であり、また d_n/D_{1a} は 0.3 程度で、したがって $d_n^2/3D_{1a}^2 = 0.03$ となり、ともに無視してもよいと考えた。 λ_1 については、遠心、斜流および軸流ポンプの実験結果などから const. として取扱えると考えて式を進めた。

(2) 締切軸馬力は本研究の範囲では D_{1a}^2 に比例するという意味である。締切軸馬力を左右する要素はご承知のようにたくさんあって、比較回転度が変わって羽根車形状が変わった場合はこのようにはならない。この問題に関しては今後の研究にまたねばならないと考えている。

産業廃水の国際会議

第2回国際水質汚濁研究会議が、8月東京で開かれる。同研究会議は水処理の分野で唯一の国際会議で、この分野の国際会議がわが国で開かれるのはこんどが初めてである。産業廃水処理、下水処理装置など水処理プラント業界は、汚水処理に対する国内の関心を高め、わが国の水処理技術を世界にひろめる絶好の機会として、同研究会議の成果に大きな期待を寄せている。

会議は(1)淡水河川の自浄作用と汚濁の漁業におよぼす影響、(2)下水および産業廃水の処理、(3)汚濁の海洋環境におよぼす影響、などをテーマとする三つのシンポジウム(討論会)が行なわれる。こんどの東

京会議には、日本をはじめ、アメリカ、オーストラリア、ベルギー、アラブ連合、フランス、西ドイツ、インド、イタリア、イスラエル、オランダ、イギリス、スイス、韓国など世界20箇国が参加する予定で、海外から約250名、日本から250名の代表が直接研究発表と討論に参加、オブザーバー、見学者をふくめると1000名近くが参加する予定である。なお運営委員会は中共、国府に対しても参加のよびかけを行なっているが、いまのところ正式回答は届いていない。

(服部 敏夫)