

インデューサ付きポンプ

Pump with Inducer

小林 滋 明* 半 沢 晨 夫*

Shigeaki Kobayashi

Asao Hanzawa

要 旨

ポンプの吸込性能を向上させるためには、入口部に低圧のブースタポンプを設けたり、両吸込インペラを採用したり、インペラのハブ径を小さく(あるいは、目玉径を大きく)したりする方法が考えられるが、性能向上の効果、設備のコンパクト化などを考えると、インデューサをインペラの入口部に装備する方法が最も良いと考えられている。

日立製作所においても、斜流ポンプ、復水ポンプ、タービンポンプなどに羽根形状、寸法の異なるインデューサを、それぞれ数種装備して実験を行なった結果、良好な成果を得ることができた。

1. 緒 言

近来、科学技術の急速な進展に伴い、各種機器の高性能化、小形化が活発に行なわれている。回転機器においては高圧、高速化が要求されるようになり、ポンプもその例にもれず、高圧、高速、軽量小形化に関する開発研究が数多くなされている。

回転数増加に伴う利益としては、本体部の小形軽量化、信頼性の向上、ポンプ適用域の拡大、補助駆動装置の軽量化などがあげられる。しかし、この高速回転数選択の自由は、液体を取り扱うポンプにおいては、羽根入口部に発生するキャビテーション現象により制限を受ける。キャビテーションの発生は、ポンプ性能の劣化、機械寿命の低下などをもたらすので、ポンプの高速化は、その吸込性能がじゅうぶん高い場合か、あるいはポンプ入口部になんらかの増圧手段を設ける場合にはじめて可能となる。

周知のように、ポンプ羽根車自身の幾何学的形状あるいは構造上の方案による吸込性能の向上にはおのずから限度があるから、その限度を越えて吸込条件を改善するためには、なんらかの外的な予圧装置が必要であり、このうちでインデューサはもっとも簡便効果的な方法と考えられている。

インデューサは、インペラの入口部に取り付けられる低負荷単段の高い吸込比速度を有する軸流形の前車として設計され、その主機能は、本来ならば主羽根車の入口部に発生するキャビテーションを前段のインデューサ入口部に発生させ、インデューサ出口で生ずる圧力によりキャビティを圧壊し、主羽根車がキャビテーションのない状態で運転できるようにしたものである。

インデューサは、このように本来キャビテーション状態で働き、キャビテーション現象を自らの段のなかで処理して、極限の吸込条件におけるポンプの作動を保証するものとして機能する用途を有するが、他方さらにその入口部形状寸法に起因する高い吸込性能からキャビテーションのない状態での組合せ系の最低許容有効吸込水頭の低減をもたらすものとして多方面への応用が期待できるものである。

液体燃料ロケット推進機関の燃料供給系統に組み込まれるターボポンプに関しては、早くからインデューサの開発研究がなされており^{(1)~(3)}、すでに一般化した手段となっている^{(4)~(6)}。

一般産業用ポンプへの適用に関しても、ここ数年来、活発な開発研究が進められており、筆者達も実用実験を行ない好結果を得ているので、その成果の一部を報告するものである。

2. 記 号

c : 絶対速度 (m/s)

* 日立製作所亀有工場

D : 直 径 (m)

H : 全 揚 程 (m)

H_s : 吸込ゲージ静圧水頭 (m)

H_{sv} : 有効吸込水頭 (m)

i : 相対流れ角と羽根角度とのずれの角 (入口では迎え角, 出口では偏向角) (deg)

n_s : 比 速 度 (rpm, m³/min, m)

N : 回 転 数 (rpm)

P : 軸 動 力 (kW)

p : ゲージ静圧 (kg/cm²)

p_a : 大 気 圧 (kg/cm²)

p_v : 水の飽和蒸気圧 (kg/cm²)

Q : 吐 出 流 量 (m³/min)

S : 吸 込 比 速 度 (rpm, m³/min, m)

u : 周 速 度 (m/s)

w : 相 対 速 度 (m/s)

Z : 羽 根 枚 数

α : 羽根角度 (羽根が周方向となす角) (deg)

β : 流れ角 (絶対速度が軸方向となす角) (deg)

γ : 水の比重 (kg/m³)

δ : 三次元流れにおける流れ角 (deg)

σ : ソリディティ

η : ポンプ効率 (%)

添 字 記 号

1: 入 口 側

2: 出 口 側

h : ハ ブ

t : チ ッ プ

θ, u : 周 方 向

m : メリディアン方向

z : 軸 方 向

3. インデューサ単体の性能

インデューサと主羽根車の組合せ系の性能試験に先だつてまずインデューサ単体の性能試験を実施した。

インデューサ羽根の形状の一般的特徴はキャビテーション性能のすぐれていることおよび製作が容易であることにより次のとおりである。

1. 羽根角度 α が小さいこと
2. 羽根枚数 Z が少ないこと
3. ソリディティ σ が高いこと
4. 羽根は一定ピッチないし可変ピッチのヘリカル形である

表1 インデューサ主要諸元

番号	Z	α_t	σ	インデューサ記号
1	4枚	10°	2	A-4-10-2
2	4枚	18°	3	A-4-18-3
3	2枚	10°	3	A-2-10-3
4	2枚	18°	2	A-2-18-2

5. キャビテーション壊食に耐える材質であること

これらの設計諸元がインデューサの性能に及ぼす影響を調べるため、表1に示す4種類のインデューサを製作し試験を行なった。なお、いずれも軸方向長さは一定とした。

実験装置(図は省略)は密閉回流式でエジェクタにより任意の吸込水頭を得るようにした。ケーシングには内部観察用、写真撮影用の透明窓が2個設けられている。

図1～図4は4種類のインデューサの3,000 rpmにおける一般性能曲線およびキャビテーション性能曲線を示したものである。一般性能曲線はA-4-10-2(図1)とA-2-10-3(図3)およびA-4-18-3(図2)とA-2-18-2(図4)がそれぞれ類似傾向を示しており、それは羽根角度 α_t の違いによることが明らかである。特に α_t を10度から18度に大きくしたために最高効率点の吐出量は約2倍に増加している。最高効率点の全揚程は $\alpha_t=18$ 度のほうが約1m高いが、締切点の全揚程は逆に $\alpha_t=10$ 度のほうが約3m高くなっている。最高効率も $\alpha_t=18$ 度のほうが数%高い。

吐出流量一定のもとで入口圧力を漸次低下させていったときの全揚程の変化の様子を図5～図8に示す。横軸は有効吸込水頭 H_{sv} で

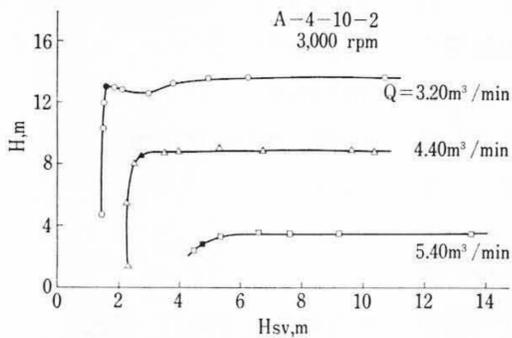


図5 有効吸込水頭と全揚程

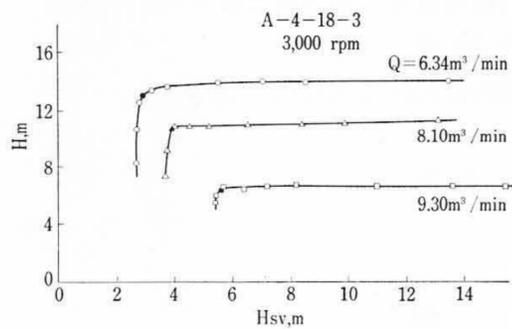


図6 有効吸込水頭と全揚程

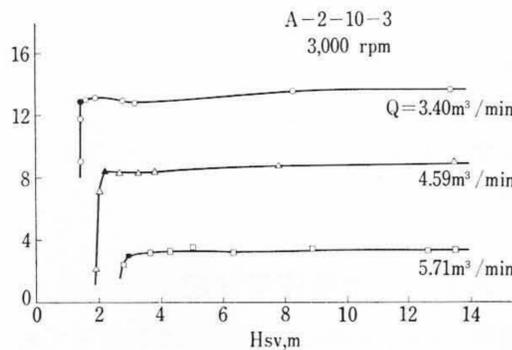


図7 有効吸込水頭と全揚程

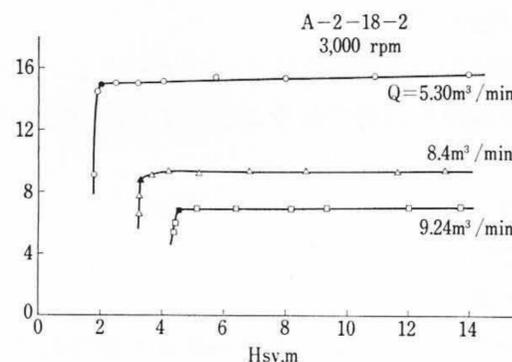


図8 有効吸込水頭と全揚程

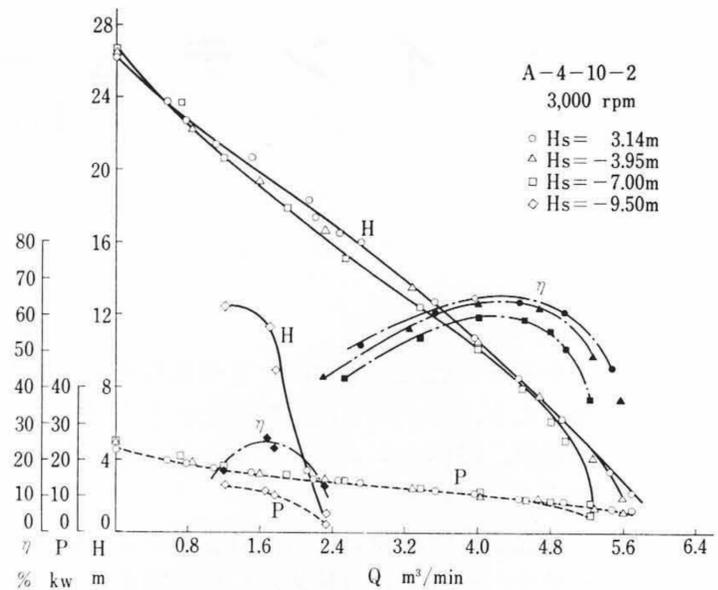


図1 一般性能およびキャビテーション性能曲線

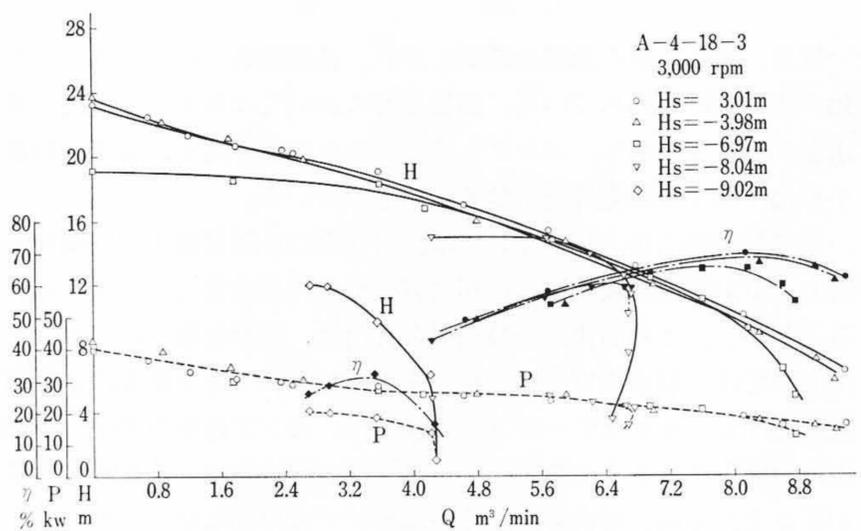


図2 一般性能およびキャビテーション性能曲線

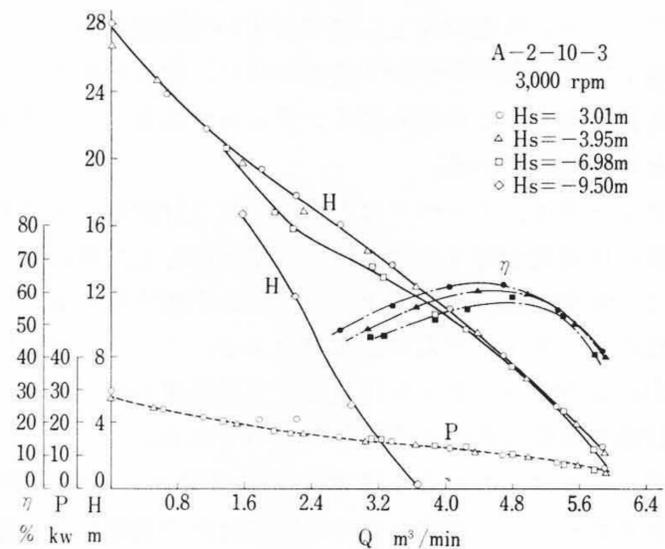


図3 一般性能およびキャビテーション性能曲線

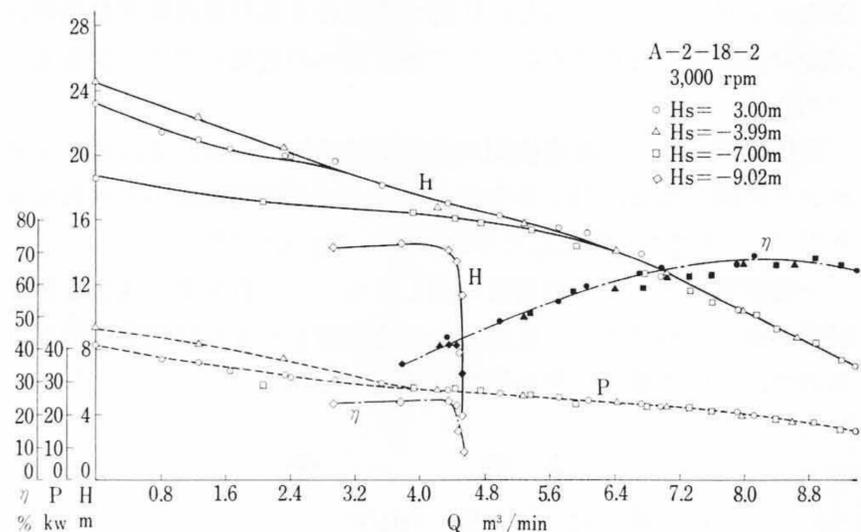


図4 一般性能およびキャビテーション性能曲線

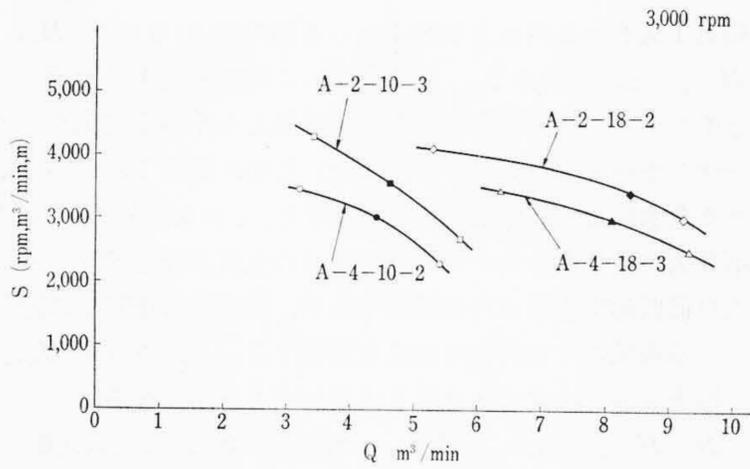


図9 吸込性能の比較

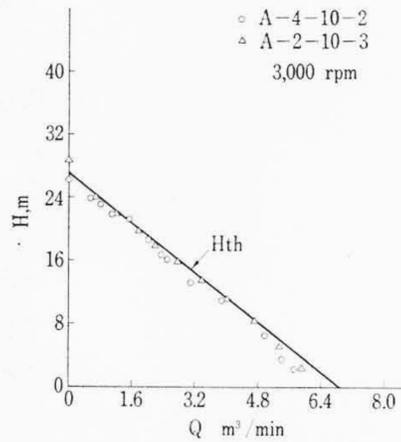


図11 流量-揚程曲線

(理論と実験結果の比較)

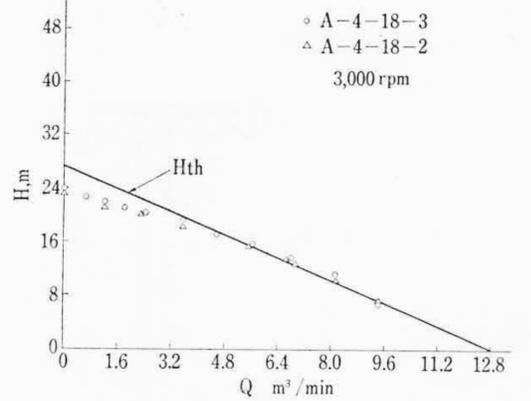


図12 流量-揚程曲線

(理論と実験結果の比較)

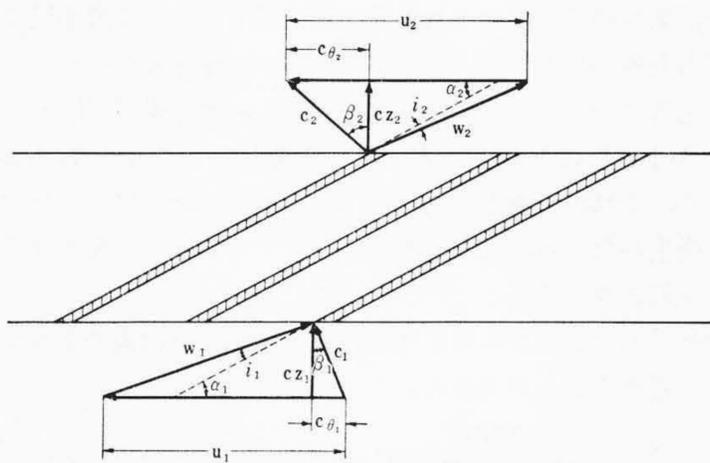


図10 速度三角形

ある。おのおのの曲線において全揚程が急落下しかかる点(図中黒く塗った点)の吸込比速度 S の値を流量に対して示したのが図9である。 α_t が同じとき羽根枚数を少なくし羽根弦長を長くとしたほうが S の値は大きくなる。これは羽根厚みによる入口面積縮小効果を表わすものと思われる。また羽根枚数によるこの S の差は α_t が10度のときが18度のときより若干大きくなっており、羽根がねていると羽根厚みによる影響に対し敏感であることがわかる。またそれぞれの S の値を比較すればわかるように、ソリディティによる影響はないと考えられる。図中黒く塗った点がそれぞれ最高効率点に対応するが、その点では同じ羽根枚数でほぼ同じ S の値を示している。結局、羽根枚数は2ないし3枚、羽根弦長は適度に長くするがソリディティは2より大きくする必要はなく、羽根角度は流量に対する要求より定めることにすれば、インデューサの寸法形状は容易に決定することができる。

各インデューサの羽根入口前縁および出口後縁から30 mm上流および下流において5孔ピート管により流れの状態を測定した。測定は最高効率点の流量およびその約25%上下の流量について H_s を変えて行なわれた。以下に結果のみを簡単に述べる。なおインデューサの円筒面羽根展開図と速度三角形は図10に示すとおりである。

迎え角 i_1 は流量の増加につれて小となり、最高効率点付近の流量で4~8度の範囲にある。回転数および吸込静圧による影響は少ない。インデューサ設計の際は4~6度と仮定した。 $\alpha_t=18$ 度のほうが最高効率点流量において約2度大きくなっている。

入口軸流速度 c_{z1} は流量の増加につれ各半径位置で大きくなるが、平均半径からチップにかけて減少傾向を示している。さらに低い流量ではこの傾向は強まり遂には逆流に至るものと思われる。

入口における流れの旋回の大さを示す流れ角 β_1 または絶対流速の周方向成分 $c_{\theta 1}$ は測定された流量範囲において平均半径付近でもっともゼロに近くハブでは増加している。さらに低い流量でチップ領域に逆流が生ずるに至ればその領域で $c_{\theta 1}$ は増加するであろう。

三次元流れにおける流れ角 δ_1 は流れがよどむチップ領域で大きく、流量が低下するほど平面流れからの偏倚が大きい。

偏向角 i_2 は逆流が生ずるハブ付近で特に大きくなり、平均半径からチップにかけてゼロあるいは負の値が現われる。

出口軸流速度 c_{z2} は吐出流量の減少につれて半径方向の傾斜を増し、最高効率点付近の流量ですでにハブ領域に逆流が生じている。逆流開始点は出口側(ハブ領域)のほうが入口側(チップ領域)より大流量側にある。また $\alpha_t=10$ 度のほうが逆流領域は大きい半径まで及んでいる。

出口絶対速度の周方向成分 $c_{\theta 2}$ は流量の減少とともに顕著に増加し、ハブにおける逆流領域が大きいほど平均半径からチップにかけての傾斜が鋭くなる。

三次元流れにおける流れ角 δ_2 はハブおよびチップ領域を除く主流領域でわずかに負の値をとっている。小流量ほど δ_2 の絶対値は大きい。これは主流が回転軸表面から管壁に向かう方向に流れていることを示すものである。

インデューサの実際の全揚程は羽根枚数が有限であることおよび羽根車内に水力損失があることによって理論水頭より若干低下する。羽根車前後2点間のエネルギー関係式、オイラの式、さらに半径方向平衡条件式より得られる出口軸流速度成分の式を、通路面積平均で考えた理論揚程の釣合い式に入れて羽根数無限大の場合の理論揚程式をつくる。この式に流速分布の測定値を用いて求められる角超過の係数を考慮して、羽根数有限の場合の理論揚程を導き、実際の揚程曲線と比較した。結果は図11、図12に示すとおりである。

角超過の係数は、小流量ほどつまり出口ハブ領域で逆流が大となるほどその領域で大となる。また羽根角度が小さく逆流の生じやすいA-4-10-12、A-2-10-3ではその半径方向の変化のこう配が大きく、ハブ領域で1より大、チップ領域で1より小となる。A-4-18-3、A-2-18-2では最高効率点付近でほとんど1に近い。

上記の理論揚程式は回転数、流量、羽根角度 α_t 、チップ径、ハブ径の関数形となっており、図11および図12より、インデューサの流量-揚程曲線の推定のための実用式としてじゅうぶんの精度を有していることがわかる。

なお、単純な半径方向平衡条件を仮定して求められる出口軸流速度成分 c_{z2} の計算値は実験データとよく合っており、逆流領域においても一致の傾向が認められた。

4. インデューサ付き斜流ポンプの性能

開放形斜流ポンプに、単体試験のデータを基に設計した2種類のインデューサを取り付けて、各種の性能試験、流速分布の測定、キャビテーション発生状態の写真撮影を行ない、インデューサの有無による性能の変化を調べた。

いま図13のような組合せ系を考える。羽根入口部の絶対静圧が

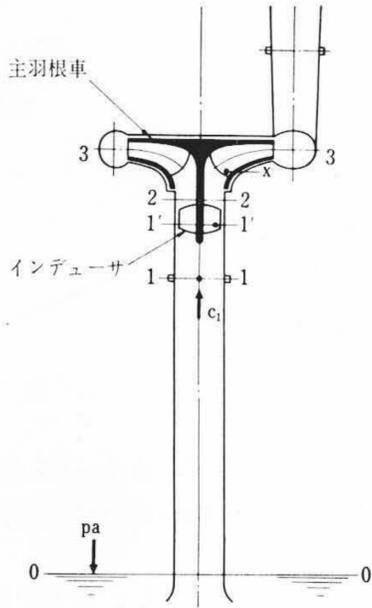


図13 インデューサと主羽根車の組合せ系

低下して、その水温における水の飽和蒸気圧に等しくなるとき、キャビテーションが初生するとすれば、主羽根車にキャビテーションが起きないための条件は次式で与えられる。

$$\Delta h = \left(\frac{p_a}{\gamma} + \frac{p_x}{\gamma} \right) - \frac{p_v}{\gamma} > 0 \quad (1)$$

ここで Δh は主羽根車内最低静圧が飽和蒸気圧を超過する水頭量であり、キャビテーションの発生に対する余裕の程度を示している。 $\Delta h=0$ でキャビテーションが初生し、 $\Delta h < 0$ となるに従いキャビテーション領域が拡大する。

0-x 間, 0-1 間, 1-2 間および 2-x 間のエネルギーの関係を用いて(1)式を書き直して次式を得る。

$$\Delta h = \left\{ \frac{p_a}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} \right\} + \left\{ \left(\frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} \right) - \left(\frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} \right) \right\} - \left\{ \frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} - \frac{p_x}{\gamma} \right\} > 0 \quad (2)$$

上式右辺の第1大かっこ内は、吸込圧力測定点において水の絶対全圧水頭がその水温における水の飽和蒸気圧水頭を超過する水頭量、つまり以後の流動において生ずる静圧降下によって飽和蒸気圧に達するまでに静圧の変換に利用し得る有効な水頭量であり、断面1において存在する利用可能有効吸込水頭を示している。これを記号 $H_{sva,1}$ で表わす。同第2大かっこ内は断面2および断面1における全水頭の差であり、断面1-2間においてインデューサが与える全水頭量である。これを記号 H_i で示す。同第3大かっこ内は断面2における全圧水頭と主羽根車内最低静圧水頭との水頭差である。つまり主羽根車内最低静圧がその水温における水の飽和蒸気圧に至らないために断面2において必要とされる水頭差の最小限界値を意味する。これを記号 $H_{svr,2c}$ で表わす。以上の記号を用いて(2)式を書き直すと、

$$\Delta h = H_{sva,1} + H_i - H_{svr,2c} > 0 \quad (3)$$

結局 $H_{sva,1}$ と H_i の和が主羽根車にとって利用し得る有効な吸込水頭となり、これが $H_{svr,2c}$ より大きければ主羽根車はキャビテーションの発生なしに運転できることになる。またそのために必要なインデューサの全水頭は次の条件を満足せねばならない。

$$H_i > H_{svr,2c} - H_{sva,1} \quad (4)$$

さらに1-1'間および1'-2間のエネルギーの関係を用いると(1)式はまた次のように書き換えられる。

$$\Delta h = \left\{ \frac{p_a}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{\gamma} \right\} - \left\{ \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} - \frac{p_1'}{\gamma} \right\} + \left\{ \frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} - \frac{p_1'}{\gamma} \right\} - \left\{ \frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} - \frac{p_x}{\gamma} \right\} > 0 \quad (5)$$

上式右辺第1大かっこ内および第4大かっこ内の値は(3)式の $H_{sva,1}$ および $H_{svr,2c}$ と同一である。第2大かっこ内は断面1における全圧水頭とインデューサ羽根車内最低静圧水頭との水頭差であり、インデューサがキャビテーションを生じないために断面1において必要とされる全水頭量の最小限界値を意味する。これを記号 $H_{svr,1i}$ で示す。第3大かっこ内はインデューサ出口の全圧水頭とインデューサ羽根入口最低静圧水頭との水頭差であり、以後の静圧降下に際して利用しうる水頭の付加的な増加量を意味する。これを記号 $H_{sva,i}$ で示す。以上より(5)式を次のように表わすことができる。

$$\Delta h = H_{sva,1} - H_{svr,1i} + H_{sva,i} - H_{svr,2c} > 0 \quad (6)$$

$H_{sva,1} - H_{svr,1i} < 0$ となり、インデューサ羽根入口部にキャビテーションが発生発達しても、インデューサ羽根出口部ではキャビテーションを消滅させて、なおそれ以降の圧力降下量を必要最小限に超過する圧力上昇が起これば、主羽根車においてキャビテーションの発生を抑えることができる。結局インデューサ羽根形状としては $H_{svr,1i}$ が小さいことおよび $H_{sva,i}$ が必要じゅうぶんであることが望ましく、これが不相当であれば、インデューサではキャビテーションの発生がないのに主羽根車でキャビテーションが発生するということが起こりうる。

組合せ系の主ポンプに対して(3)式の関係より次式のような吸込比速度を考えることができる。

$$S = \frac{NQ^{1/2}}{(H_{svr,2c} - H_i)^{3/4}} \quad (7)$$

一般に、所要有効吸込水頭 H_{svr} は主として羽根入口目玉部絶対流速に基づく圧力降下および羽根への流入に関して生ずる圧力降下よりなるとして、ほかの要因による効果は補正係数の中に入れて考える。しかし、ここではさらに簡単化して、入口予旋回のある場合も含めて、入口絶対流速をそのメリディアン方向速度成分で置換え、そのための影響はやはり補正係数で考慮することにして H_{svr} を次の形で与えることにする。

$$H_{svr} = \lambda_1 \frac{w^2}{2g} + \lambda_2 \frac{c_m^2}{2g} \quad (8)$$

インデューサ出口断面2において、絶対流速はインデューサの水頭に相当する旋回成分を有し、その結果主羽根車に対して予旋回流入となる。この予旋回の影響を次の形で与える。

$$f = 1 - \frac{1}{2} \frac{2g H_i}{u_2^2} \quad (9)$$

ただしインデューサ入口では予旋回流がないとし、絶対速度の周方向成分について $c_{xu} = c_{2m}$ とおいて 2-x 間の損失水頭を無視する。

また、羽根厚みによる流入面積縮小係数 k を次式で与える

$$c_{2m} = k c_{xm} \quad (10)$$

c_{2m} および c_{xm} は断面2および x におけるメリディアン方向速度成分である。

(8), (9), (10)式を用いて(7)式を書き変えて次式をうる。

$$S = \left(\frac{7200g}{\pi^2} \right)^{3/4} \frac{\left(\frac{Q}{ND^3} \frac{1}{1-\xi^2} \right)^{1/2}}{\left[\lambda_1 \left\{ 1 - \frac{1}{2} \frac{2g H_i}{\left(\frac{\pi DN}{60} \right)^2} \right\}^2 - \frac{2g H_i}{\left(\frac{\pi DN}{60} \right)^2} \right]^{3/4} + \left(\frac{4}{\pi^2} \right)^2 \left(\frac{\lambda_1}{k^2} + \lambda_2 \right) \left\{ \frac{Q}{ND^3(1-\xi^2)} \right\}^2} \quad (11)$$

(11)式を $\frac{Q}{ND^3} \frac{1}{1-\xi^2}$ に関して偏微分すれば S は

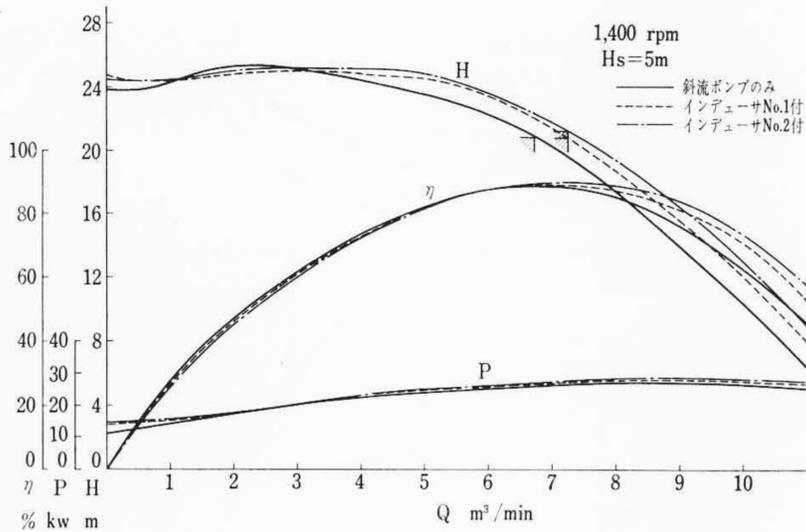


図14 一般性能曲線

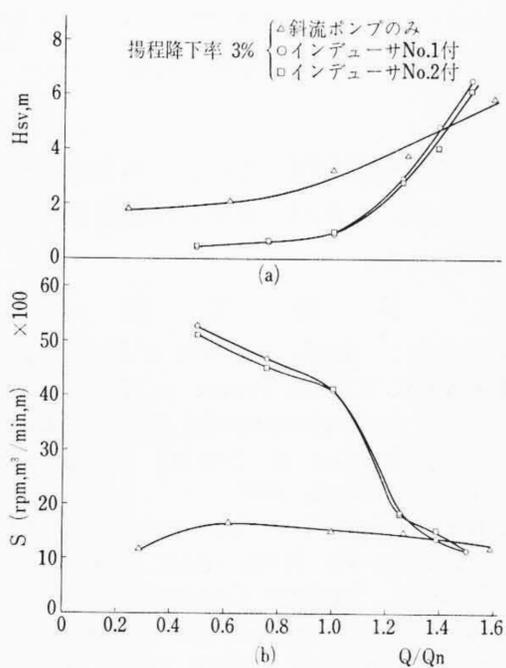


図15 吸込性能の比較

$$\frac{Q}{ND^3} \frac{1}{1-\xi^2} = \left\{ \frac{\lambda_1 \left[1 - \frac{1}{2} \frac{2gH_i}{\left(\frac{\pi DN}{60}\right)^2} \right]^2 - \frac{2gH_i}{\left(\frac{\pi DN}{60}\right)^2}}{\frac{2^5}{\pi^4} \left(\frac{\lambda_1}{k^2} + \lambda_2 \right)} \right\}^{1/2}$$

において最大値

$$S_{max} = \frac{\frac{(2400g)^{3/4}}{(2\pi)^{1/2}} \cdot (1-\xi^2)^{1/2}}{\left[\lambda_1 \left[1 - \frac{1}{2} \frac{2gH_i}{\left(\frac{\pi DN}{60}\right)^2} \right]^2 - \frac{2gH_i}{\left(\frac{\pi DN}{60}\right)^2} \right]^{1/2} \cdot \left(\frac{\lambda_1}{k^2} + \lambda_2 \right)^{1/4}} \quad \dots \dots \dots (12)$$

をとることがわかる。ここではインデューサのハブ比である。

上式より、 λ_1 の大きいポンプでも、適当な大きさの揚程を生ずるインデューサを付けることにより、 λ_1 の小さいポンプよりさらにSの値を大きくすることができる。たとえば

$$\frac{Q}{ND^3} \frac{1}{1-\xi^2} = 0.68, \quad \xi = 0.5$$

において

$$\lambda_2 = 1.0, \quad \lambda_1 = 0.2, \quad 2gH_i / \left(\frac{\pi DN}{60} \right)^2 = 0$$

つまりインデューサの付かないポンプのSが1385に対して、

$$\frac{Q}{ND^3} \frac{1}{1-\xi^2}$$

および ξ, λ_2 が同じで $\lambda_1 = 0.5$ のポンプに

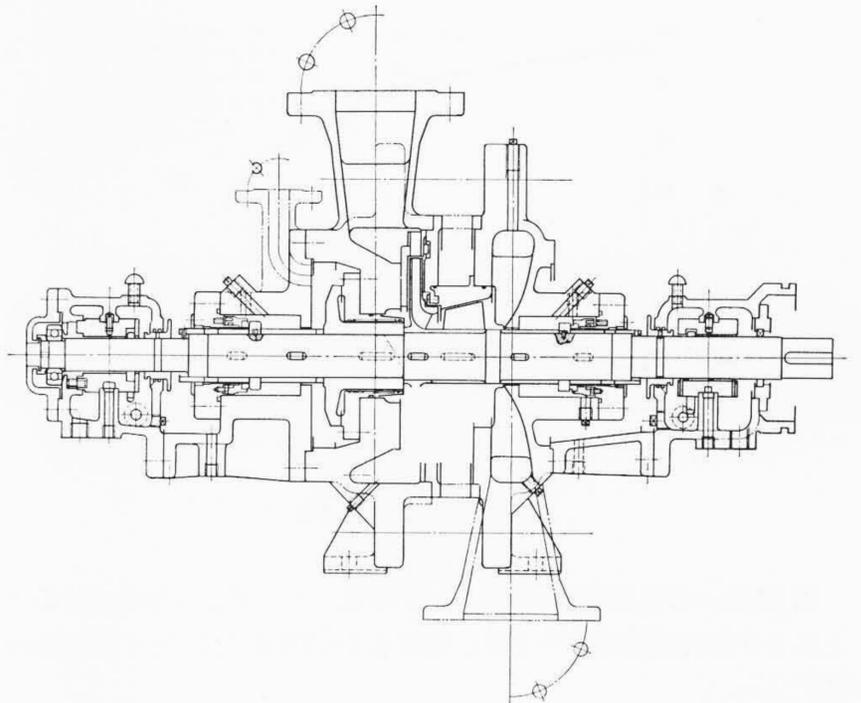


図16 インデューサ付タービンポンプ組立断面図

$$2gH_i / \left(\frac{\pi DN}{60} \right)^2 = 0.3$$

のインデューサを付けた場合のSは1970と大きくなる。

また、

$$\frac{Q}{ND^3} \frac{1}{1-\xi^2} = 0.34, \quad \lambda_2 = 1.0, \quad \lambda_1 = 0.5, \quad 2gH_i / \left(\frac{\pi DN}{60} \right)^2 = 0.3$$

において $\xi = 0.3$ の場合のSは2575であるが、 $\xi = 0.5$ にするとSは1350と小さくなる。

実験は、インデューサおよび斜流羽根車とともに透明ケーシング内に収め、内部観察ができるようにして行なった。実験装置は単体試験時と同じ方式である。

図14は斜流ポンプのみの場合とこれにインデューサ No.1 および No.2 を付した組合せ系の一般性能を示したものである。インデューサを付けた場合、4 m³/min 以上の吐出量域で揚程が1~3 m ほど上昇している。最高効率も0.5~1.5% 向上し、特に大流量域での上昇が顕著である。最高効率点の吐出量も若干大流量側に移動している。縮切揚程が1 m ほど高くなり、小流量域の揚程特性が改善された。これらはインデューサ出口流れの影響をうけて斜流羽根入口の流れの形が変化したことが主原因と考えられる。

斜流ポンプのみの場合とインデューサを付けた場合の吸込性能の比較曲線を図15に示す。揚程低下率3%の状態について効率最高点(Q/Qn=1.0)で比較すれば、インデューサを付けることにより有効吸込水頭は約2 m 小さくなり、吸込比速度はインデューサの付かない場合の1600に比べ4100と約2.5倍大きくなった。

流量比 Q/Qn=1.35 以上の過大流量域においては、インデューサを付けることによりかえって吸込性能は低下する。この流量は計算上インデューサの揚程がゼロとなる点の吐出量にほぼ一致している。

5. インデューサ付きタービンポンプの性能

単段タービンポンプに数種類のインデューサを取り付け性能の比較試験を行なった。図16は試験ポンプの断面図である。実験の目的は、2p および 4p 直結の多段タービンポンプの吸込性能の向上、4p 多段タービンポンプの2p化、両吸込ポンプに対する代替手段、増速形多段タービンポンプの吸込性能の確保のためのデータを得ることである。いずれの場合も構造上軸が貫通形となり吸込部の形状も複雑であり、また軸径も任意に細くできないため、インデューサの効果の程度がかなり減殺されることが問題である。

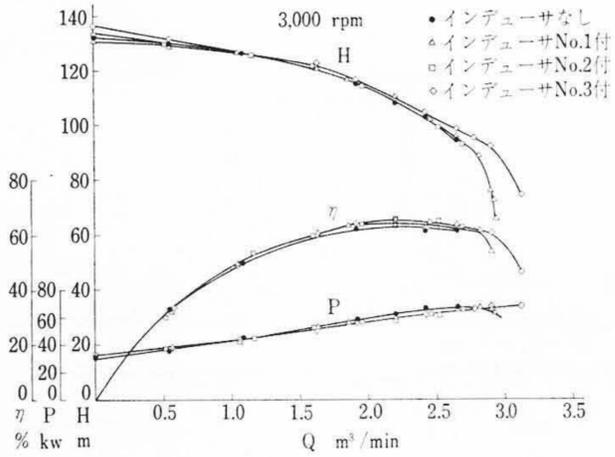


図17 一般性能曲線

図17は一般性能曲線を示したもので、インデューサを付けることにより揚程曲線が若干上昇し効率も1~2%向上したことがわかる。

図18はキャビテーション性能の良かったもの2種につきその結果を示したものである。インデューサを付けることによって、仕様点において、有効吸込水頭が約2m減少し、したがって吸込比速度が1340から2130に上昇した。なおインデューサの設計諸元を適当に選定組合せることにより、組合せ系の吸込特性に特徴をもたせることが可能になった。

また、図18の有効吸込水頭2.65mは、本試験ポンプと全く同一の仕様に4pのタービンポンプを適用した場合に得られる有効吸込水頭とほぼ同等の値であり、さらに両吸込タービンポンプに所要の有効吸込水頭をじゅうぶん下回る低い値であり、4pの2p化、両吸込ポンプへの代用について、じゅうぶん適用できる見通しを得た。

6. 結 言

ロケット用のターボポンプの吸込性能向上のために使用されているインデューサを、航空機、船舶、石油産業、水火力発電プラント、上水道設備などの一般産業用ポンプ系統にその適用範囲を拡大して行こうという試みが最近活発に行なわれている。

日立製作所においても、数年前から一連の実験的研究を続け、実

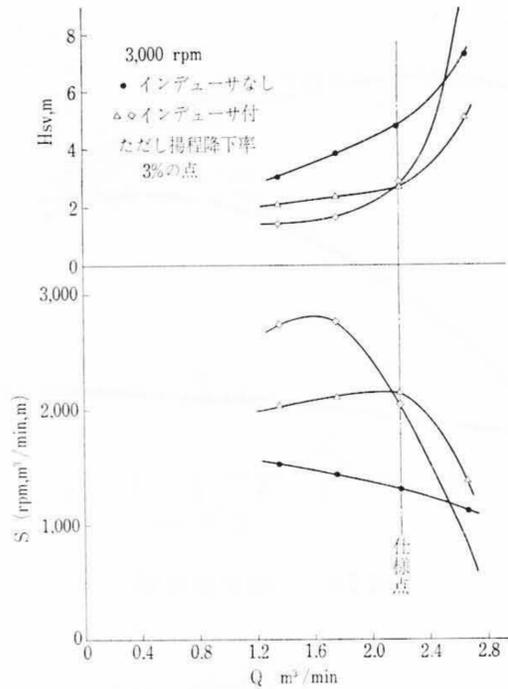


図18 吸込性能の比較

用化に必要なデータの蓄積を図っている。本文は、その成果の一部を報告したものであり、これが、ポンプに関係される各位の計画の一助になれば幸いである。

参 考 文 献

- (1) C. C. Rossほか: Some Aspects of High Suction Specific Speed Inducers, ASME Trans. p. 1715~1722 (Nov. 1956)
- (2) A. J. Acosta: An Experimental Study of Cavitating Inducers, Paper presented at Second Symposium on naval Hydrodynamics (Aug. 1958)
- (3) D. A. Rains: Head-Flow Characteristics of Axial Flow Helical Inducers, Jet Prop, (Aug. 1958)
- (4) M. K. Wright: Design Comments and Experimental Results for Cavitation-Resistant Inducers up to 40,000 Suction Specific Speed, ASME Trans. p. 176~180 (April 1964)
- (5) W. M. Osborn: Investigation of a Liquid-Fluorine Inducer and Main-Stage Pump Combination Designed for a Suction Specific Speed of 20000, NASA TM(1965)
- (6) C. A. Macgregor: Advances in Pumping Technology and Rocket-Engine Turbopump Applications, NASA SP-5018 p. 25~44 (March 1967)



登録実用新案 第859473号

新 案 の 紹 介



鍋島康夫・井上啓
中条安雄

ト ル ク 測 定 装 置

かさ歯車のトルク反力により生ずる揺動ギヤボックスの揺動によって伝達トルクを測定する従来のトルク測定装置においては、揺動ギヤボックスの軸受に対する摩擦がトルクの測定に非常に悪影響を及ぼす欠点がある。

この考案は上記欠点を除去するために、ギヤボックス2の両端の軸筒11と支持台10との間にころがり軸受12、中間回転筒13、ころがり軸受14を介在させて、揺動ギヤボックス2を支持台10上に揺動自在に支持し、両側の中間回転筒13を常時互に反対方向に回転するようにしたものである。

この考案は揺動ギヤボックスを二重構造軸受により支持し、そのころがり軸受および中間回転筒により静摩擦を摩擦力の小さい動摩擦に変換したので、その摩擦係数の差の分だけ測定精度を向上させることができ、なお両側の中間回転筒を常時互に反対方向に回転させるようにしたので、前記の小さい動摩擦の影響を互に打消して測定精度をよりいっそう向上させることができる。(野村)

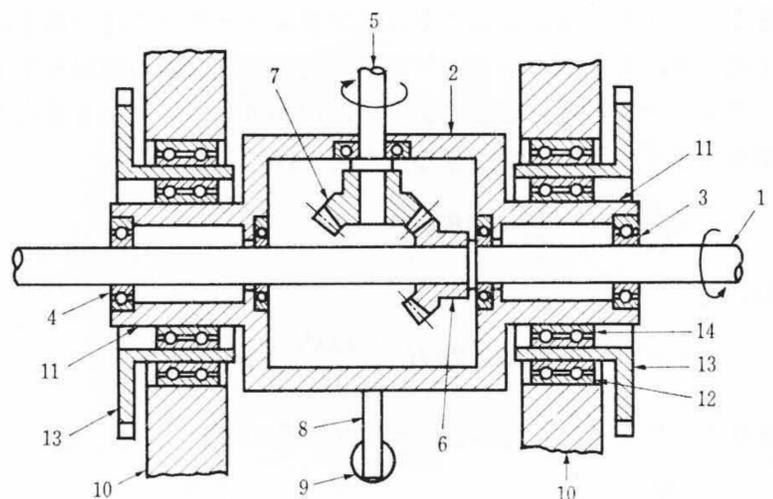


図 1