

日本機械学会論文集  
Transactions of the Japan Society of  
Mechanical Engineers

別 刷

66 卷 642 号 B 編

(平成12年2月)

社団法人 日本機械学会

## Jグループを用いた斜流ポンプの不安定性能の 抑制法の開発\*

黒川 淳一<sup>\*1</sup>, Sankar L. SAHA<sup>\*2</sup>  
松井 純<sup>\*1</sup>, 今村 博<sup>\*1</sup>

### An Innovative Device to Suppress Performance-Curve Instability in a Mixed Flow Pump by Use of J-Groove

Junichi KUROKAWA<sup>\*3</sup>, Sankar L. SAHA,  
Jun MATSUI and Hiroshi IMAMURA

<sup>\*3</sup> Yokohama National University, Dept. of Mechanical Engineering and Material Science,  
Tokiwadai 79-5, Hodogaya, Yokohama, Kanagawa 240-8501 Japan

In order to control and suppress a performance-curve instability characterized by a local dent in head-capacity curve or an uprising head-capacity curve in a mixed flow pump, an innovative and very simple device of using shallow grooves mounted on a casing wall is proposed. The optimum dimension of the groove and its location for the instability suppression are determined experimentally. The results show that the shallow grooves located with proper dimension can sufficiently suppress the instability for all discharge ranges. The remarkable effect of shallow grooves is to decrease both the swirl strength and the size of the reverse flow region at an impeller inlet by use of angular momentum absorption through the mixing between the main flow and the groove flow, resulting in the recovery of impeller theoretical head.

**Key Words**: Turbomachinery, Pump, Internal Flow, Flow Control, Stability, Surging, J-Groove

#### 1. はじめに

ターボ機械の揚程曲線に、局所的なくぼみ、あるいは部分流量域で流量とともに揚程が増加する、いわゆる右上がり部分が存在すると、機械の運転中に激しい振動を伴うサージが発生することがある。このような揚程曲線は、右上がり不安定性能と呼ばれ、ポンプでは設計段階でこれを避けるためのさまざまな考慮、例えば、羽根出口角をできるだけ小さくし、羽根枚数を減らすなどの工夫が行われるが、圧縮機ではサージラインよりも低流量側では運転不能となる。そのため、従来からサージを抑制して運転範囲を広げる方策が精力的に探究され、リングキャビティ<sup>(1)</sup>、ケーシングトリートメント<sup>(2)</sup>などの受動的な制御法や、ジェット吹出し<sup>(3)</sup>などの能動的な制御法が提案されてきた。

しかしこれらの方法は、いずれも複雑な機構を必要とし、ターボ機械の全体性能を低下させるばかりでなく故障の原因にもなるので、できるだけ簡便な方法で不安定性能を抑制できることが望ましい。

著者らは、異常流動現象によって引き起こされるターボ機械の不安定性能は、特別な装置を用いず流れ自身の特性を利用して改善すべきであるという考えの下に、異常現象の抑制法を探究してきた。その結果、流れの旋回を制御して異常流動現象を抑制しうる新しい簡便な手法を見だし、これを羽根なしディフューザ<sup>(4)</sup>、および羽根付ディフューザ<sup>(5)</sup>の旋回失速に適用して、運転流量の全域で旋回失速を完全に抑制することに成功した。著者らが提案する方法は、旋回流によって引き起こされる流れ場のケーシング壁に、圧力こう配の方向に平行な多数の浅い溝(以後Jグループと呼ぶ)を設けるものであり、原理的には旋回流に起因するあらゆる異常流動現象に対して適用可能である。

そこで本報告は、これまで設計者を悩ませてきた斜流ポンプの右上がり不安定性能に適用して、その効果を実験的に検討しようとするものである。この場合、不安定性能を解消できても最高効率が大幅に低下しては実用的でないので、最高効率をほとんど低下させずに不安定性能を解消できるかどうかが重要になる。

なお、従来ターボ機械の異常流動現象に対しては現象ごとに個別の抑制法や回避法が提案されてきたが、ターボ機械は流れの旋回を利用して流体との間にエネルギー授受を行う機械であるから、著者らの方法はタ

\* 原稿受付 1999年8月18日。

<sup>\*1</sup> 正員、横浜国立大学工学部(〒240-8501 横浜市保土ヶ谷区常盤台79-5)。

<sup>\*2</sup> 学生員、横浜国立大学大学院。

E-mail: kuro@mach.me.ynu.ac.jp

一ボ機械の多くの異常流動現象に対して共通に適用しうるはん用的な抑制法となることが期待される。しかも旋回流の特性を利用するので、何ら特別な機構を必要とせず、既設の機械に対しても簡便に適用できる。

## 2. 記号

- $b$ : 流路幅 mm  
 $C_p$ : 壁面静圧係数  
 $d, l, n, w$ : グループ深さ, 長さ mm, 本数および幅 mm  
 $n_s$ : 比速度 m,  $m^3/min$ , rpm  
 $r$ : 半径 mm  
 $u$ : 羽根の周速度 m/s  
 $v$ : 流体の絶対速度 m/s  
 $z$ : 壁面からのトラバース距離 mm  
 $\nu, \rho$ : 流体の動粘性係数  $m^2/s$ , および密度  $kg/m^3$   
 $\eta$ : 効率  
 $\tau$ : 軸動力係数  
 $\phi$ : 流量係数 ( $\phi_n$ : 最高効率点の流量係数)  
 $\phi$ : 揚程係数

添字

- 1, 2: 羽根の入口および出口  
 $\theta, m$ : 周方向およびメリディアン方向

## 3. Jグループによる旋回流抑制機構

遠心羽根車の出口に設置される平行壁羽根なしディフューザあるいは羽根付ディフューザには、部分流量になると旋回流が発生する。著者らは既報において羽根なしディフューザの旋回流抑制を基礎的に検討し<sup>(6)</sup>, さらに旋回流抑制すべく、深さ1~3mmの多数の放射溝(Jグループ)を平行壁ディフューザの両側壁に取付ける方法を提案してその有効性を実証するとともに、その抑制機構を詳細に理論的に解明した<sup>(4)</sup>。

その結果、深さわずか1mm(流路幅の約5%)の放射溝を32本取付けると、溝内を高速ジェットが主流と反対方向に流れ、溝の流量が主流の20~30%にも達すること、溝流れにより主流の旋回速度が約60%に低下すること、そして主流の流れ角(周方向からの角度)が全流量範囲で一様に約 $8^\circ$ 増加することが明らかとなった。この $8^\circ$ の半分、すなわち $4^\circ$ は、溝流れが主流と混合する際に主流の角運動量を奪う効果、そして残りの $2\sim 3^\circ$ は溝内の逆流分だけ主流のメリディアン速度が増大する効果であることも明らかになった。

以上に示したようなJグループの驚くべき効果は、

H-II ロケットの軸スラスト制御においても実証され、20 000 rpm で回転する羽根車背面の流体がわずか1mmの深さの放射溝によりまったく旋回しなくなることを理論的に明らかにした<sup>(7)</sup>。

## 4. ポンプの不安定性能および供試斜流ポンプ

Hergt ら<sup>(8)</sup>は、ディフューザポンプの不安定性能には二つのタイプがあることを明らかにしている。一つは設計流量の65%以下で羽根入口逆流により引き起こされるもので Part Load Whirl (PLW) と呼び、もう一つは設計流量の75%以上でディフューザ羽根の逆流により引き起こされ Full Load Instability (FLI) と呼んでいる。

著者らは、後者(FLI)はディフューザ羽根の旋回流失速が原因であり、失速コアの到来とともに周期的に発生するディフューザから羽根車への強い逆流が、揚程の急低下を引き起こすことを明らかにした<sup>(9)</sup>。また、斜流ポンプに生ずる不安定性能は前者(PLW)によって引き起こされ、その原因は、羽根入口逆流によって引き起こされる主流の予旋回が理論揚程の急低下を引き起こすことを、実験的および数値的に解明した<sup>(10)</sup>。

以上のことから、一般にディフューザ羽根における失速セルの旋回を抑えるか、あるいは/および羽根車入口逆流の旋回を抑えることができれば、ポンプの不安定性能を抑制できるはずである。Jグループが羽根付あるいは羽根なしディフューザの旋回流抑制に極めて有効であることは、すでに別報<sup>(4)</sup>で報告した。そこで本報告では、羽根入口逆流に基づく不安定性能抑制の可能性について、既報<sup>(10)</sup>で用いた斜流ポンプ装置を用いて、実験的に検討する。

図1は比速度  $n_s=830$  ( $m, m^3/min, rpm$ )、無次元比速度  $\omega=0.33$  の斜流ポンプであり、羽根車外径は出口

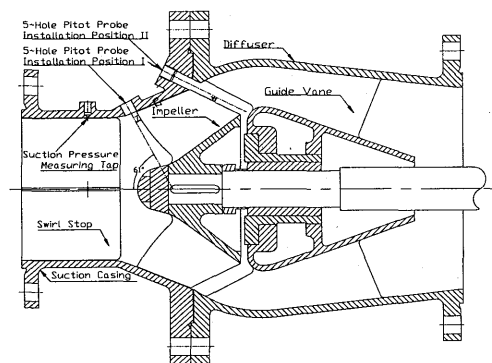


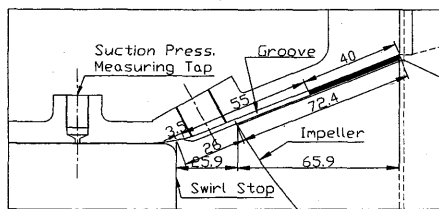
Fig.1 Mixed flow pump tested ( $n_s=830$ )

で247 mm入口で195, 先端すきまは0.7 mmで, 羽根先端より20 mm上流に十字形旋回止めが, また下流には7枚の案内羽根が取付けてある。羽根車の羽根数は5枚, 平均半径上での入口角 $\beta_{1m}=21.0^\circ$ , 出口角 $\beta_{2m}=31.4^\circ$ , 回転数 $n=1460$  rpmでの揚程9 m, 流量 $9 \text{ m}^3/\text{min}$ である。実験は羽根出口の平均半径 $r_{2m}$ における周速 $u_{2m}$ を用いたレイノルズ数 $Re=2u_{2m}r_{2m}/\nu=3.6 \times 10^6$ で行った。

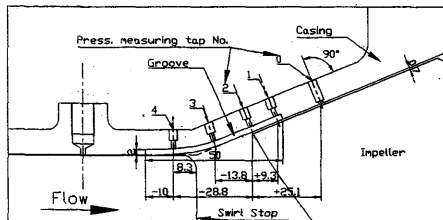
ポンプ入口・出口の静圧は, それぞれ羽根入口から61.5 mm上流および713 mm下流で測定し, 入口・出口の断面流速分布は五孔ピトー管を用いて, 図1に示す羽根入口チップ前方7 mmおよび出口後方4 mmにて測定した。

斜流ポンプの不安定性能は, 羽根入口逆流の旋回に基づく理論揚程の低下によって引き起こされるので, これを抑制するためのJグループは, 入口逆流の旋回速度を抑えるように取付ければよい。そこで羽根車入口チップ付近のケーシング壁面上に, 主流の圧力こう配の方向(メリディアン方向)に多数の浅い溝を取付け, その本数 $n \times$ 深さ $d$  [mm]  $\times$ 幅 $w$  [mm]  $\times$ 長さ $l$  [mm]を種々変化させて実験した。なお, 溝の方向として, 羽根車の回転方向および反対方向に羽根取付角分だけ傾斜した溝についても実験したが, その効果に特に差異は生じなかった。

溝は, ケーシング壁面上に短冊形に切った硬質ゴムの薄板を図2(a)に示すように張りつけ, 板厚分だけ羽根車を軸方向に移動させ, 羽根先端すきまを0.7 mmに保った。この場合, Jグループは壁面より板厚



(a) Grooves formed on the surface of the casing wall



(b) Grooves formed under the surface of the casing wall

Fig. 2 Location of J-groove on the inside casing wall

分だけ出張って取付けられることになるが, 実用に当たっては, ケーシング内面に溝を掘り下げることになると思われるので, ケーシング壁に図2(b)に示すような深さ4 mmのくぼみを加工し, その内面にゴム板を張りつけて溝を形成し, 溝の上面がケーシング壁面と面一になるようにした実験も追加した。これら2種類の実験において, 測定結果にはあまり差異はなかった。

溝による流れの変化を調べるために, 溝の底部および丘部の圧力の変化を, 図2(b)に示す静圧測定孔No. 0~4により測定した。No. 0は溝のない位置, No. 2は羽根前縁に相当する。

## 5. 実験結果と考察

**5.1 供試ポンプの特性曲線** 図3は供試ポンプの揚程係数 $\psi$ , 軸動力係数 $\tau$ , 効率 $\eta$ を流量係数 $\phi$ に対してプロットしたものである。供試ポンプの揚程曲線(グループなし, ○印)には, 最高効率点(BEP)の約60~65%の流量で右上がり不安定が発生しており, 揚程が凹形に落ち込む流量範囲はBEPの30~65%にわたっている。この範囲では軸動力曲線にも多少のくぼみがあることから, 羽根作用も低下していることがわかる。

**5.2 不安定性能に対するJグループの効果** 図3中には, Jグループ装着時の特性曲線の変化も示している。羽根車入口付近のケーシング壁面に $28^a \times 4 \text{ mm}^d \times 5 \text{ mm}^w$ および $28^a \times 2 \text{ mm}^d \times 10 \text{ mm}^w$ (長さはいずれも $l=50 \text{ mm}$ )のJグループをつけた場合の特性曲線をそれぞれ▽および□印で比較している。

グループのない○印と比較すると, ▽の場合には不安定性能の多少の改善が見られるが, □では飛躍的な

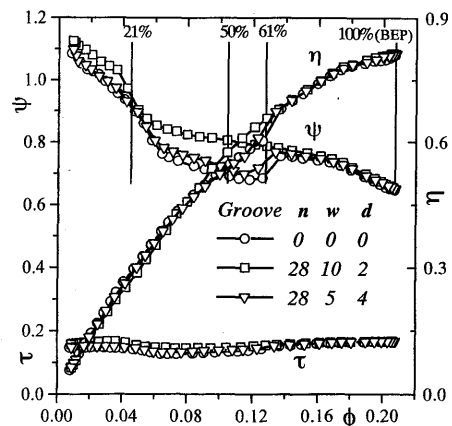


Fig. 3 Comparison of performance curves

改善が見られ、不安定性能は全流量域で完全に消失し、しかも最高効率率はほとんど影響を受けなければかりか、むしろ多少の向上さえ見られる。すなわち、Jグループは不安定性能を解消し、もともと安定な運転領域では余分な水力損失を引き起こさないことを示している。

なお、▽と□では溝の断面積が等しく、幅と深さが異なるだけであるにもかかわらず、抑制効果は著しく異なり、溝幅大のほうが効果がはるかに大きい。これは、浅く広い溝のほうが流路の水力半径が大で流路抵抗が小さくなるためであり、Jグループの幅が不安定性能の抑制に重要な意味をもつことを示している。

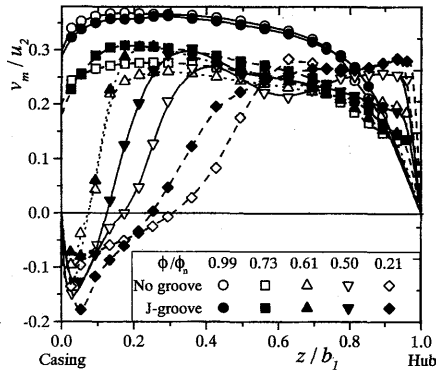
**5.3 不安定性能抑制のメカニズム** 不安定性能に対するJグループの著しい抑制作用のメカニズムを解明するために、Jグループのない場合および最も効果的な $28^{\circ} \times 2 \text{ mm}^d \times 10 \text{ mm}^w$ のJグループをつけた場合の羽根入口の断面速度分布の比較を図4(a)、(b)に示す。図3に示したように不安定性能はBEPの60~65%で発生し、揚程曲線には30~65%の範囲に凹形の落込みが見られるので、速度分布の測定は、

BEP点付近( $\phi/\phi_n=0.99$ , ○印)および流量比 $\phi/\phi_n=0.73$ (□),  $0.61$ (△),  $0.50$ (▽),  $0.21$ (◇)で行った。黒塗り記号はJグループ装着時を表し、△と▲あるいは▽の▼の比較から、Jグループの不安定抑制メカニズムを検討できる。

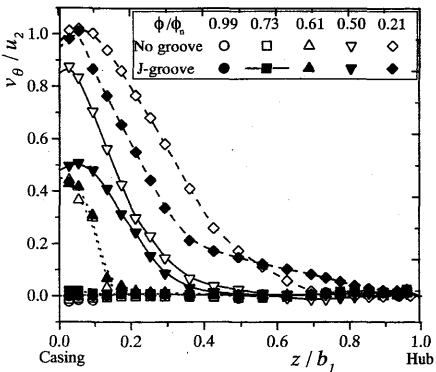
まず、Jグループを装着しない場合について羽根入口流れを検討する。図4(a)よりメリディアン速度 $v_m < 0$ となる羽根入口逆流が始まる流量は $\phi/\phi_n=0.61$ より多少高く、これは図3に示した不安定開始点とほぼ一致する。また図4(b)よりこの逆流域は大きな旋回速度 $v_{\theta}$ をもつことがわかる。この場合、流れが旋回速度をもつ領域は、正流と逆流の流量和が零となる外周部の循環流領域ばかりでなく、その内周側の貫流領域にまでおよび、その予旋回が理論揚程の急低下を引き起こす<sup>(10)</sup>。

次に、Jグループの有無による羽根入口流れの比較から、不安定性能の抑制メカニズムを検討する。不安定性能の開始点付近の $\phi/\phi_n=0.61$ ではグループなしの場合の流れが不安定で大きな変動を伴っている(図4には時間平均値を示す)ので、流れの検討には $\phi/\phi_n=0.50$ の場合が適している。  $\phi/\phi_n=0.50$ の▽と▼を比較すると、図4(a)から逆流域の大きさはJグループの装着によりかなり小さくなること、図4(b)から周方向速度はJグループの装着により著しく減少することがわかる。この予旋回の減少が、不安定を抑えることになる。

以上の現象をさらに明りょうに示すために、Jグループのない場合および最も効果的な $28^{\circ} \times 2 \text{ mm}^d \times 10 \text{ mm}^w$ のJグループを装着した場合の、ケーシング壁面に沿う軸方向の圧力変化を図5に示す。黒塗り記号はJグループ装着時の、溝の丘部の圧力を示している。孔番号は図2(a)の測定孔番号に対応し、No. 0



(a) Meridional velocity component



(b) Tangential velocity component

Fig. 4 Velocity distributions at impeller inlet section

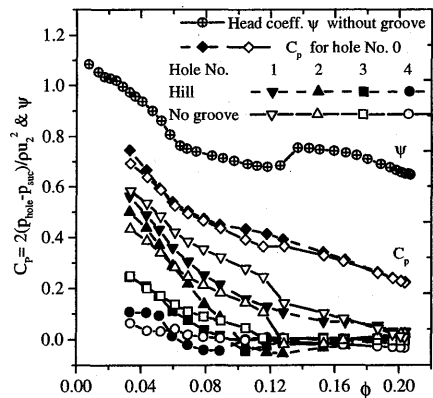


Fig. 5 Comparison of wall pressure at No. 1~4

は下流側の溝のない部分, No. 1~4は溝部分に対応し, No. 2は羽根前縁, No. 4は上流側の旋回止め流路内に位置している。

図5によれば, No. 0の圧力係数( $\diamond$ ,  $\blacklozenge$ )はともに流量係数 $\phi$ の減少に伴い滑らかに増大し, 溝の有無によりほとんど差がないが, それ以外の測定点では不安定性能の開始とともに, 溝の有無により急激な差異が生じている。特に羽根先端付近のNo. 1およびNo. 2の圧力係数( $\nabla$ ,  $\triangle$ )は逆流開始とともに急上昇するが, Jグループ装着時( $\blacktriangledown$ ,  $\blacktriangle$ )には, 不安定開始点の前後でほとんど変化しない。この圧力の急上昇は, 逆流域の旋回による遠心力が原因であり, 圧力上昇域は揚程曲線の凹域とほぼ対応している。なお, BEPにおいてNo. 1~4の圧力係数はほとんど差がないことから, 効果的なJグループの取付位置は, 羽根入口付近の圧力上昇の低い領域に選定すればよいことがわかる。

次に, Jグループ装着時の溝内の流れを検討するために, グループの底部と丘部の圧力の比較を図6に示す。No. 3, 4の圧力は全流量域でグループの有無による差が少ないが, No. 1( $\nabla$ ,  $\blacktriangledown$ )は流量の低下とともにグループの丘と底の圧力差が拡大し, No. 2( $\triangle$ ,  $\blacktriangle$ )も不安定の開始とともに大きな差異が現れ, グループ内に強い流れが誘起されたことを示している。

図6で特に重要な点は, グループ底部のメリディアン方向の圧力こう配であり, 不安定が開始する $\phi = 0.135$ よりも大流量域ではNo. 1~2間のみで流れ方向に圧力が上昇するが,  $\phi < 0.135$ になるとNo. 1~3の範囲で主流方向に強い圧力上昇が起こり, これがグループ内に主流と逆方向の強い流れを誘起する。主流が旋回をもたなければ, グループ流れは単に漏れ損失を増大させるだけであり,  $\phi > 0.135$ ではNo. 1~2間に循環流を形成する。しかし,  $\phi < 0.135$ で主流が強

い旋回をもつようになると, グループ内の逆流量が大変多くなり, これがグループから出て主流と混合する際, 主流の角運動量を奪う。グループ流れは, No. 3~4間の圧力の低い部分に流出するので, 逆流開始流量点付近で最も効果があり, 予旋回を著しく抑制することになる。このことはまた, Jグループが羽根のチップキャビテーションやインディフューザの旋回キャビテーションに対しても抑制効果があることを予想させる。

**5・4 Jグループの寸法および装着位置の影響** Jグループの最適な寸法および装着位置の影響を定めるために, その本数 $n$ , 深さ $d$  [mm], 幅 $w$  [mm], 長さ $l$  [mm], および装着位置として羽根先端からグループ始端までの距離 $-l$ および後端までの距離 $+l$ を種々変化させた。各寸法を変化させたときの特性曲線を図7~10に示す。グループ幅 $w$ が小数点表示のものは, グループ間の仕切壁の幅を一定にしたもので, グループは末広がり形状になっており, その平均幅を表示している。

図7はJグループの長さ $l$ のみを0~51 mmの範

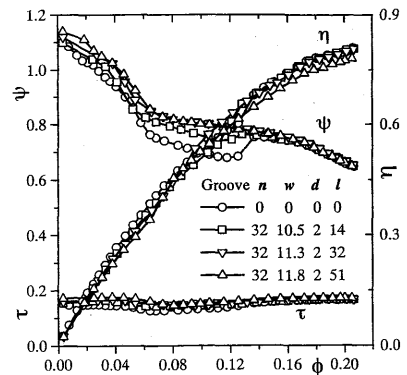


Fig. 7 Effect of groove length on instability

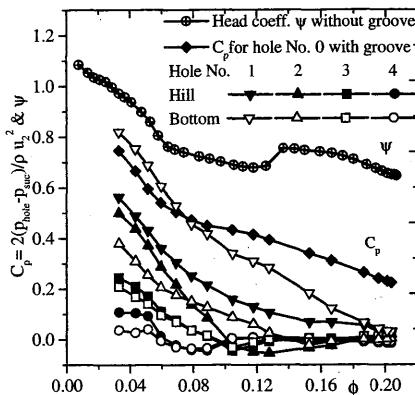


Fig. 6 Pressure changes at hill and bottom of groove

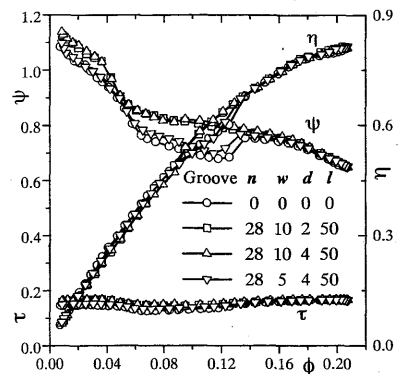


Fig. 8 Effects of groove depth & width on instability

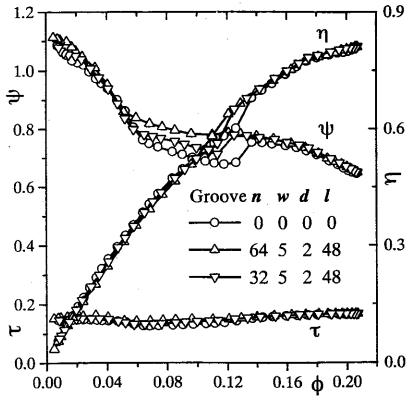


Fig. 9 Effect of groove number on instability

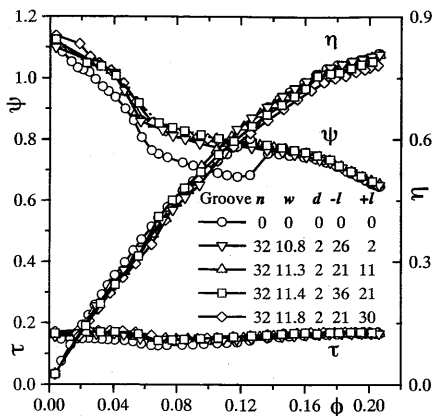
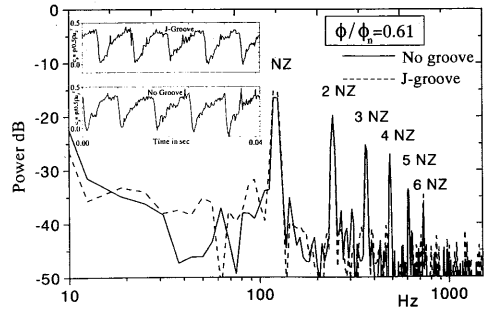


Fig. 10 Effect of groove location on instability

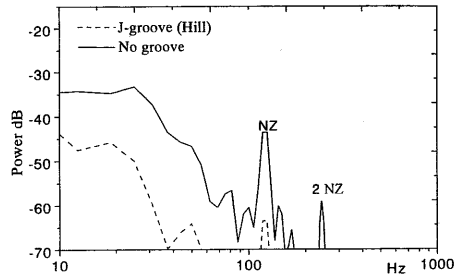
囲に変化させたときの比較を示し、 $l=32$  mm のとき不安定性能が全流量域で抑制され、しかも最高効率  $\eta_{max}$  はグループなしのときと変わらないことがわかる。これより長いものは最高効率を減少させ、短いものは不安定性能を完全に抑制しえないことから、グループの寸法 ( $n, d, w, l$ ) には最適な組合せがあることがわかる。

図8はグループ深さおよび幅を変化させた場合を示し、深さ  $d=4$  mm の場合、幅  $w=5$  mm では不安定はあまり改善されないが、幅を倍の 10 mm にすると効きすぎてかえって別な流量で不安定がわずかに出現するようになる。むしろ深さが半分の  $d=2$  mm で完全に抑制される。

図9は、図8で抑制効果が低かった  $w=5$  mm の場合について、その本数  $n$  のみを増やしたときの効果を示し、本数 32 から 64 にすることにより十分な抑制効果が得られ、 $\eta_{max}$  の低下はほとんどないことがわかる。



(a) 26 mm upstream of the impeller outlet tip



(b) 9.3 mm downstream of the impeller inlet tip

Fig. 11 Wall pressure fluctuations

図10はグループ装着位置の影響を示し、長いグループを下流の羽根間流路のほうに長く取付けると ( $\diamond$  および  $\square$ )、揚程曲線の安定性は得られるが  $\eta_{max}$  を減少させ、短いもの ( $\nabla$ ) は十分な安定性が得られないことがわかる。結局 Jグループの装着位置は、羽根先端をはさんで、上流側に  $-l=20\sim 30$  mm 程度、下流側の羽根間流路には  $+l=10$  mm 程度入った位置が適当である。

実用的な見地からは、Jグループは深さが浅いほど、また本数が少ないほど利用価値が高いので、本実験範囲における最適グループ寸法は  $d=2$  mm、 $l=40$  mm、 $w=10$  mm、 $n=28$  程度であり、最適な装着位置は、羽根車入口チップの 30 mm 程度上流から 10 mm 程度下流までの位置に取付ければよい。

**5.5 壁面圧力変動の周波数分析** Jグループは不安定性能の抑制に著しい効果があることが判明したが、回転流れ場にグループを装着することは、新たな変動流れを誘起する可能性がある。また、不安定を引き起こすもう一つの原因である旋回失速の有無についても確認しておく必要がある。そこで、羽根車出口および入口付近の壁面圧力変動を、半導体圧力変換器 (固有振動数 10 kHz) を用いて測定した。

図11(a)は、羽根車出口先端より 26 mm 上流の羽根間流れにおける圧力変動の周波数分析結果の一例と

して、 $\phi/\phi_n=0.61$  の場合のグループの有無による差異を示し、変動圧力波形も示している。変動波形を見ると、振幅はグループ装着時のほうが90%程度に低下している。供試ポンプの羽根数×回転数いわゆるNZ変動は122であり、周波数分析結果にはNZおよびその高調波が明りょうに見られるだけで、グループの有無による差異は大変少なく、また巡回失速は観察されない。BEP点ではグループの有無による差異はさらに小さかった。

一方、羽根車入口先端より9.3mm下流で測定された静圧変動は、図11(b)に示すように、グループ装着時のほうが変動振幅がかえって減少し、グループが脈動を抑える効果があることがわかる。これはグループが羽根入口逆流を抑制したためと考えられ、BEP点ではグループの有無による脈動振幅の差異はほとんどなかった。

**5・6 最適Jグループ寸法について** 本研究は実用性を目指した研究であり、最適なJグループ寸法の判定基準を明確にしておく必要がある。そこでここでは、Jグループの(長さ、深さ、幅、本数)の数多くの組合せに対して得られたすべての実験データから、一般性のある最適寸法の判定基準を抽出することを試みる。

Jグループは、その寸法が小さすぎると不安定性能の抑制が不十分になり、大きすぎるとグループ内の逆流量が多くなって最高効率を低下させる。そこで、Jグループの有効性の評価パラメータとして、以下の二つの指標を考える。

- (1) 揚程曲線の不安定度:

$$(\Delta\psi)_{\text{groove}}/(\Delta\psi)_{\text{no groove}} [\%]$$

- (2) 最高効率の低下量:

$$(\eta_{\text{max}})_{\text{no groove}} - (\eta_{\text{max}})_{\text{groove}} [\%]$$

ここに $\Delta\psi$ は不安定性能発生時の揚程係数の低下量である。上記二つの指標ともに零になるようなグループ

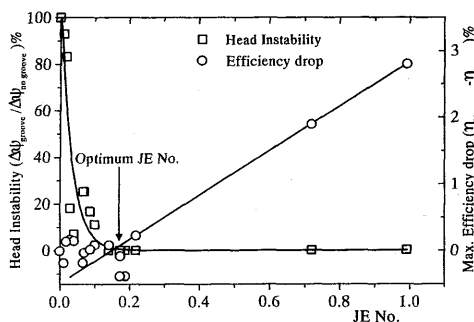


Fig. 12 Criteria of optimum J-groove dimension

が最適なグループ寸法を与える。

一方、Jグループの効果は、グループ深さより幅のほうが影響感度が高く、上流長さの影響は小さいなど、(本数、幅、深さ、長さ)の各要素の影響は複雑である。これら各要素の影響感度に対する種々の検討から、得られた全データがほぼ一貫性のある傾向を示す指標として、以下のJグループ有効数(JE No.)を提案する。

$$JE \text{ No.} = WR \times VR \times WDR \times DLDR \dots (1)$$

ここに、 $WR$ 、 $VR$ 、 $WDR$ 、 $DLDR$ はそれぞれグループの幅比( $=nw/2\pi r_{cm}$ 、 $r_{cm}$ :グループ中点の半径)、体積比( $=nwdl/2\pi r_{im}l_0b_1$ 、 $r_{im}$ :羽根入口の二乗平均半径、 $l_0$ :羽根のメリディアン長さ)、幅・深さ比( $=w/d$ )、および下流長・深さ比( $=l/d$ )である。

図12は、揚程曲線の不安定度および最高効率の低下量が、JE No.に対してどのように変化するかを示したものである。図12より、ともに零になるときのJE No.は

$$JE \text{ No.} = 0.17 \dots (2)$$

で与えられることがわかる。JE No.  $\leq 0.17$ ではグループ内の逆流量が不足して入口予旋回を十分に抑制できなくなり、安定性が得られない。JE No.  $\geq 0.17$ では逆流量が大きすぎて最高効率が低下する。なお、測定の不確かさ解析を行ったところ、効率の不確かさは約2%であり、上記の最高効率の低下量は不確かさ範囲に入ってしまうが、測定されたすべての $\eta_{\text{max}}$ 値は合理的な一貫性のある傾向を示しているの、あえて最適グループの判定指標として採用した。

## 6. 結 論

斜流ポンプの不安定性能を簡便に抑制しうる新しい方法を提案し、その効果を実験的に確認した。得られた結論を要約すると以下ようになる。

(1) 適当な寸法のJグループを用いれば、運転範囲の全域において、最高効率を低下させることなく、揚程曲線の右上がり不安定性能を抑制して安定な運転をすることができる。

(2) Jグループによる不安定性能抑制のメカニズムは以下のものである:不安定性能は羽根入口逆流の旋回により引き起こされ、グループ内に誘起される主流と反対方向の強い流れが羽根入口付近に流出して主流と混合する際、主流の角運動量を奪って、羽根入口逆流域の大きさおよび旋回強さを抑制し、理論揚程の低下を妨げる。

(3) Jグループの幅および羽根入口チップから下流側への長さが不安定抑制に対する感度が高く、これを考慮して最適寸法および取付位置を与えるための



“Jグループ有効数”を提案した。この値を0.17程度に選定すれば、最高効率を低下させることなく不安定性能を全流量域で抑制できる。

本研究および既報の研究により、Jグループはターボ機械の羽根つきおよび羽根なしディフューザの旋回失速、そして右上がり不安定性能を解消できるはん用的な抑制法であることが確認された。

本研究の一部は科学研究費補助金(基盤B, #10450074)の援助により遂行され、(株)荏原総合研究所の青木正則氏には実験装置の改造を、また(株)日立製作所の岡村共由氏より貴重な示唆をいただいた。ここに記して各位に深甚なる感謝の意を表する。

## 文 献

(1) Greitzer, E. M., *Trans. ASME, Ser. I*, **103**(1981), 193-

242.

- (2) Takata, H. and Tsukuda, Y., *Trans. ASME, J. Eng. Power*, Paper No. 76-GT-A(1977).
- (3) Goto, A., *Trans. ASME, J. Turbo-mach.*, **116**(1994), 621-628.
- (4) 黒川淳一・ほか4名, *機論*, **64**-620, B(1998), 1135-1141.
- (5) 黒川淳一・ほか3名, ターボ機械協会39回講演会前刷集, (1997), 67-72.
- (6) 松井純・ほか4名, *機論*, **64**-591, B(1995), 3842-3847.
- (7) Kurokawa, J., Kamijo, K. and Shimura, T., *AIAA, J. Propuls. Power*, **10**-2(1994), 244-250.
- (8) Hergt, P. and Starke, J., *Proc. 2nd Int. Symp.* (Texas A & M Univ.) (1985), 67-75.
- (9) 黒川淳一, *機論*, **54**-508, B(1988), 3449-3456.
- (10) 黒川淳一・ほか3名, *ターボ機械*, **23**-2(1995), 64-71.