高落差ポンプ水車の特性に関する研究*
(第1報, 羽根車特性とポンプ低流量域特性)

高木 武夫**, 横山 俊昭***, 新倉 和夫***

The Performance of a High Head Reversible Pump-Turbine
(1st Report, Effect of Impeller Characteristics on the Pump Performance
in Low Flow Rate Range)

by Takeo TAKAGI, Toshiaki YOKOYAMA, and Kazuo NIIKURA

In order to find a factor to determine the minimum head point in the pump low flow rate range of a pump-turbine, characteristics of an impeller are studied by using a casing, which has a wide annular room at the outlet of the impeller and no guide vanes and stay vanes.

The investigation shows the reverse flow at the inlet of the impeller at the minimum head point. The occurrence of the reverse flow depends on the deceleration ratio of flow velocity on the band of the impeller which is analysed by a quasi three dimensional method.

Key Words: Hydraulic Machine, Pump-Turbine, Impeller, Pump Performance, Low Flow Rate Range

1. 緒 言

ポンプ水車のポンプ低流量域での運転時において、ガイドベーン開度を変化させてできる揚程特性に、極小揚程（揚程のくぼみ）を示す流量点が現れることがある。この点付近の運転時には激しい振動や騒音を発するため、ポンプ水車の作動範囲はこの点よりも大流量側に限定されている。設計段階において、最小揚程を示す流量点位置や揚程の落ち込み量が、予知できれば、変落差の大きい発電所への適用拡大やポンプ水車の信頼性向上をはかることが可能となる。

この種の問題に関連して、軸流ポンプでは、羽根車前後の流れと低流量域の不安定特性との関連⁽¹⁾が明らかにされており、また、ターボ機械の低流量域特性に関連する問題点⁽²⁾⁽³⁾が、整理されている。遠心圧縮機では、ベーンレスディフューザの失速限界⁽⁴⁾および、羽根車特性と作動範囲との関連⁽⁵⁾⁽⁶⁾が明らかにされている。

ポンプ水車は、遠心羽根車に隣接して、翼厚の大きいガイドベーンを有しており、ガイドベーンでの旋回失速の発生⁽⁷⁾の報告もあり、軸流ポンプ、遠心圧縮機などとは低流量域の流れの様相が異なることも考えられる。

本研究では、ポンプ運転時の極小揚程を示す流量点が何によって決まるのかを調べるために、ガイドベーン、ステーベーンは設けず、羽根車出口を断面積の広い環状室に直接つなぎ、減速比の異なる3種の羽根車特性を求めた。その後、ガイドベーン、ステーベーン付きのポンプ特性と比較検討し、羽根車特性とポンプ低流量域特性との関連を明らかにした。

2. 記 号

a : ガイドベーン開度
 a_0 : 100%ガイドベーン開度
 b : 流路幅
 D : 直径
 g : 重力の加速度
 H : 全揚程
 l : 羽根長さ
 Q : 流量
 Re : レイノルズ数 $= u_2 D_2 / \nu$

* 昭和59年8月28日 第927回講演会において講演、原稿受付 昭和59年2月27日。

** 正員、(株)日立製作所機械研究所 (〒300 土浦市神立町502)。

*** 正員、(株)日立製作所日立工場 (〒317 日立市幸町3-1-1)。

- r : 軸心からの半径
 u : 羽根車周速
 v : 絶対流速
 w : 相対流速
 y : 流路幅方向距離 (クラウン基準)
 z : 羽根数
 φ : 流量係数 $= Q / 2\pi r_2 b_2 u_2$
 ψ : 揚程係数 $= gH / u_2^2$
 α : 羽根角度
 α' : 流れ角
 ν : 動粘性係数
 添 字
 0: 入口平均
 1: ポンプ入口
 2: ポンプ出口
 m : 平均または子午面
 R : 羽根車
 u : 周方向
 t : バンドまたは全長

3. 実験装置

供試ポンプ水車はポンプ比速度 $34 \text{ rpm} \cdot \text{m}^3/\text{s}$ であり、図1に実験装置の概要を示す。省エネルギーの観点から、実験は横軸で作動流体を空気として大気吸込みで行う。ポンプ水車は、2P, 5kWのモータで駆動される。周速を代表流速としたレイノルズ数 Re は 9.3×10^5 である。供試羽根車のポンプ出口直径は 423 mm であり、ガイドベーンと羽根車の干渉を切り離して考えるため、羽根車の出口は断面積の広い環状の室に直接つながれており、ガイドベーン、ステーベーンはない。羽根車入口に発生する逆流の観察を容易にするた

め、ベルマウス吸込みとなっている。流量は JIS 規格で作られたコーナタップ形オリフイス、回転数はデジタル回転計、温度は熱電対を用いた。吐出し圧はケーシング出口フランジ面から口径の2倍離れた位置の円周上に4個の圧力測定孔を設けて測定した。

図1において流れの測定は、羽根車出口において、三孔コブラ形ピトー管をセットして、ポンプの各種運転状態における、流れ分布を測定した。羽根車入口には、流路幅方向に7個のタフトをもつ直径 1.8 mm の細管をセットし、羽根車入口の逆流を観察した。これらより、羽根車特性と流れとを関係づけた。

ガイドベーン付きのポンプ低流量域特性は、同一の実験装置に、図1の点線で示すようにガイドベーン、ステーベーンを組み込み、羽根車特性と同様に測定を行った。また、羽根車出口の流れ分布は図2に示す位置にピトー管を設けて測定し、羽根車特性測定時の流れ分布と関係づけた。供試羽根車の記号を図3に、その主要諸元を表1に示す。供試羽根車は、3種類で、羽根数は7枚、子午面形状は同一で羽根形状が異なっている。各羽根車の特徴は、羽根車Aは、羽根長さが羽根車B, Cに比較し、短い。羽根車B, Cはほぼ同一の設計となっているが、Cは、Bに比較し羽根厚みが厚くなっている。4・3節に示す羽根車減速比を用いた場合の各羽根車の減速比の流量による変化を図8に示

表1 供試羽根車の主要諸元

Item	Runner A	Runner B	Runner C
α_{1m} (°)	15	19	18
α_{2m} (°)	29	27	28
Z_s	7	7	7
r_{1m} / r_{2m}	0.435	0.407	0.407

図1 実験装置

図2 速度成分の定義

図3 供試羽根車の記号

す。各流量点での減速比は羽根車 A が大きい。しかし遠心羽根車⁽⁶⁾ほど大きくない。羽根車 B, C はほぼ同じ減速比を有するが流量に対する減速比の変化がわずかに異なっている。

4. 実験結果およびその考察

4・1 羽根車特性と入口逆流 図4に示す写真は羽根車入口直前に設置したタフトにより観察された逆流の発生状況を羽根車特性に対応して示している。流量が大きい場合正常な吸込状態を示すが流量を減少し、揚程極大流量点では、バンド面に近いタフトが間欠的に周方向にゆれる状況が観察される。この付近では、羽根へ流入する流れの迎え角が増大し、羽根面上では離が生じた⁽¹⁾ためと考えられる。揚程極大点よりわずかに流量を減少させると、極小揚程が現れる。揚程極小流量点では、図4に示すように羽根車入口バンド側に、安定して周方向に向いたタフトが観察される。これは、服部ら⁽⁸⁾が示した羽根車入口のバンド面負圧面ではなく離に起因する入口逆流であると考えられる。ポンプ水車羽根車では、入口逆流を発生した流量と羽根面上では離を開始した流量とが近接している特徴を有し、更に、極小揚程と極大揚程の差はわずかである。これは減速比が遠心圧縮機に比較し小さく、また羽根通路が長いためには離の影響が広範囲の領域

まで及ばないためと考えられる。更に、流量を減少していくと周方向に向いたタフトが増加し、逆流域が大きくなっている。逆流域が大きくなるにもかかわらず全揚程が増加していくのは、半径の比較的小さい正の流れの領域では、子午面速度成分は、逆流の発生によってかえって増大し、羽根車への流入状態が改善され、迎え角の増大による失速現象がなくなるためと考えられる。図4には示していないが、この逆流発生による軸動力の増大はない。

4・2 羽根車特性とガイドベーンがある場合のポンプ低流量域特性 図5に3種の羽根車の特性とガイドベーン開度0.6の場合のポンプ特性の比較を示す。

羽根車特性についてみると、減速比の大きい羽根車

図5 揚程特性

図4 入口流れの可視化

A の揚程が高く、羽根車入口逆流発生流量が大きい。羽根車 B, C は大流量側でほぼ同一の揚程特性を示すが、入口逆流発生流量がわずかに異なっている。これは、羽根厚みおよび入口角の差が影響しているものと考えられる。実験した羽根車はすべて、逆流発生点での揚程のくぼみが小さく、極大揚程と極小点の流量差は少ない。

ガイドベーン開度 0.6 の場合のポンプ特性と比較した場合、どの羽根車の場合もガイドベーンの影響を受けて、揚程極大点および入口逆流発生を示す揚程極小流量点が、大流量側に移動している。移動量は少ないが、移動傾向は三つの羽根車とも同様の傾向を示している。遠心圧縮機では、ベーンレスディフューザを付けた場合の揚程極大点の移動が、羽根車特性と比較し、ケースパイケースである⁽⁶⁾のに対し、ポンプ水車では移動の傾向は同一である。ガイドベーン付きの逆流発生点の移動量があまり大きくないこと、各羽根車に対する流量の移動傾向が同一であることから何らかの形で羽根車入口逆流発生点の位置を知れば、揚程極小となる、流量点を予測することが可能となる。

図 6 は、ガイドベーン付きの場合のガイドベーン開度を変えた場合の低流量域特性を示す。ガイドベーンの取付け状態により揚程特性が異なっている。これは、ガイドベーン以後の損失の増大が開度に依存しているためである。よって、揚程くぼみ量については、羽根車出口流れとガイドベーンの開度の関係を把握しなければ、正確な揚程特性はわからない。

ガイドベーン開度に関係なく、羽根車入口逆流は、ガイドベーン開度が大きい場合の揚程極小を示す流量で、発生している。これは、ガイドベーン開度に関係なくガイドベーン存在により、羽根車入口逆流発生が早められたことになる。

4.3 減速比の影響 羽根車特性において、極小揚程を示す流量点が、羽根車入口逆流により定まることから、遠心圧縮機で用いられている羽根車の相対減速比⁽⁵⁾⁽⁶⁾を用いて、その位置と減速比の関係を調べる。図 7 は、羽根車 A の場合の羽根車バンド面の解析結果を示す。解析は、準三次元解析であり、中瀬ら⁽⁹⁾の方

法をポンプ水車用にしたプログラム⁽¹⁰⁾を用いて行っている。本研究では減速比として、バンド面上の入口平均流速 $w_{1m,t}$ および流れ方向最小平均流速 $w_{m,t}$ の比を用いている。 $w_{m,t}$ 位置は、ポンプ水車羽根がねているため、ほぼ羽根間のど部に相当した流速となっている。したがって、ほぼ遠心圧縮機の表示と同一となっている⁽⁵⁾。先にのべたように圧縮機と比較し減速比があまり大きくないのが特徴となっている。

図 8 に解析結果と逆流発生点との対応を示す。解析は、 $\phi=0.1$ 以下の収束が悪く、それ以下の流量に対しては、直線的に計算点を延長している。逆流発生した流量点をみると、減速比が 1.7~1.8 付近で、逆流が発生している。この値は、遠心圧縮機の場合、羽根車入口部のはく離開始点が側板面の羽根車入口とのど部との減速比によってマッハ数に関係なく定まる⁽⁶⁾値とほぼ一致している。

4.4 羽根車出口の流れ分布 図 9 に羽根車 A の場合の羽根出口の流れ分布を示す。図 9 中の破線は、ガイドベーン付き (ガイドベーン開度 0.8) の場合の流れ分布である。ガイドベーンがついても、つかなくても流れ分布の差は少ない。特に羽根車入口に逆流が生じている低流量においても流れ分布に顕著な差はなく、羽根車入口部で生じた局所的なはく離や逆流の影響が羽根車出口まで及んでいないと思われる。

図 7 バンド面上相対速度分布 (羽根車 A)

図 8 減速比の変化

図 6 ガイドベーン開度の影響

図9 羽根車出口流れ分布

5. 結 言

羽根車とガイドベーンの干渉を分離した状態で、ポンプ水車羽根車を試験し、ポンプ低流量域特性と対比し、以下の事項を明らかにした。

(1) 羽根車特性において、極小揚程を示す流量は、羽根車入口逆流により定まるが、揚程低下量は少

ない。

(2) 揚程極大流量と極小流量との差は小さい。

(3) ガイドベーンが存在により、羽根車入口逆流開始流量は大きくなるが、羽根車単体時との差は小さい。

(4) 羽根車特性の入口逆流開始流量は、バンド面の羽根入口平均流速と平均流速の最小値との減速比により、推定可能であることを示した。その比は、1.7~1.8 付近にある。

文 献

- (1) 豊倉, 機論, 26-168 (昭35), 1069.
- (2) ターボ機械の低流量域特性に関する調査分科会, 機誌, 69-568 (昭41), 566.
- (3) ターボ機械の低流量域特性の改善法調査研究分科会, 機誌, 72-604 (昭44), 631.
- (4) 木下・妹尾, 機論, 42-362 (昭51), 3169.
- (5) 妹尾・ほか5名, 機論, 45-390, B (昭54), 156.
- (6) 三階, 機論, 46-412, B (昭55), 2275.
- (7) Grein, H. and Bachmann, P., *Proc. Int. Conf. Pump Turbine Design Dev.*, (1976), Paper 1-5.
- (8) 服部・ほか3名, 機論, 42-363 (昭51), 3480.
- (9) 中瀬・妹尾, 機論, 38-308 (昭47), 800.
- (10) 和田・ほか3名, 日立評論, 55-5 (昭48), 7.