高落差二段ポンプ水車の戻り流路に関する研究*
(第2報, 戻り流路設計と性能比較)高 木 武 夫**, 横 山 俊 昭***
新 倉 和 夫***, 池 川 昌 弘**The Return Channel of a High Head Double-Stage Reversible
Pump-Turbine (2nd Report, Design Method of the Return Channel and the
Performance of the Model Pump-Turbine)by Takeo TAKAGI, Toshiaki YOKOYAMA
Kazuo NIKURA, and Masahiro Ikegawa

A design method of a return channel with continuous vanes in the U-turn bend is proposed. Three different return channels are tested by using two models of a double-stage reversible pump-turbine.

A model with a return channel, which has small deceleration ratio of flow velocity on the inner wall of the U-turn bend, shows best performance. The performance of the return channel is predicted by the one dimensional loss analysis.

Key Words : Hydraulic Machine, Pump-Turbine, Return Channel, Design Method, Performance

1. 緒 言

二段ポンプ水車を含めた多段ポンプ水車に用いられる戻り流路に関する研究には、戻り流路形状を変更した場合の性能変化に関する報告⁽¹⁾⁽²⁾があるが、設計法について系統的に報告された例は知見しない。ポンプ水車の戻り流路には、Uターンベンドにまで連続した導流羽根を有する戻り流路と半径方向流路部のみに導流羽根を有する戻り流路があるが、総合的にみて、Uターンベンドにまで連続した導流羽根を有する戻り流路を用いた場合のほうが性能が優れている⁽²⁾⁽³⁾ようである。このタイプの戻り流路はポンプに用いられた例⁽⁴⁾があるが、現在あまり用いられていない。

前報⁽⁵⁾⁽⁶⁾において、このタイプの戻り流路では、ポンプ、水車両運転とも、Uターンベンド部の損失が大きく、Uターンベンド部の導流羽根の設計が重要であることを明らかにした。一方、ポテンシャル理論による流れ解析では、戻り流路のような複雑な形状の流路についても流速分布を精度良く比較的容易に計算できる三次元有限要素法^{(7)~(9)}が開発されている。

そこで、本報ではUターンベンドに導流羽根を有する戻り流路を対象とし、有限要素法による解析⁽⁹⁾を適用し、Uターンベンド部の減速比を変えて設計を行い、性能に及ぼす影響を明らかにするとともに、一次元損失解析による戻り流路の性能予測の検討を行った。

さらに、半径流路部にのみ導流羽根を有する戻り流路を用いた場合の性能と対比し、その特徴を明らかにした。

2. 記 号

A_{R1} : ランナ入口面積 (水車基準)
 a : ガイドベーン開度または流路面積比
 C_{th} : 仕事係数
 h : 水力損失ヘッド
 H : 全揚程または有効落差
 H_{th} : 理論ヘッド
 K_m : 流量定数 $= Q/A_{R1}/\sqrt{2gH}$
 K_u : 速度定数 $= r_{R1}\omega/\sqrt{2gH}$
 K_p : 出力定数 $= P/\rho A_{R1}(\sqrt{2gH})^3/2$
 l : 羽根長さまたは流路長さ
 m : 各流路の水力半径
 n : 回転数

* 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)。

P : 出力 Q : 流量 r : 軸心からの半径 u : 羽根車周速 v : 絶対流速 z : 羽根枚数 ϕ : 流量係数 $= Q / 2\pi r_{R1} b_{R1} u_{R1}$ ψ : 揚程係数 $= H / u_{R1}^2 / g$ α : 羽根角度 $\chi^* = \tan \alpha$ η : 効率 ϵ : 羽根厚による流路面積減少率 θ : 無次元水力損失 $= h/H$

添 字

0: 戻り流路入口または 100% 開度

①: 戻り流路入口 (水車基準)

②: Uターンベンド入口 (水車基準)

③: 戻り流路出口 (水車基準)

2: 戻り流路出口 (水車基準) または羽根車出口
(水車基準) d : 設計点 $R1$: 羽根車入口 RG : 戻り流路

3. 戻り流路設計

開発を行った二段ポンプ水車は、比速度 100, 110 rpm・m・kW の 2 種類である。先に内部流れの測定を行った戻り流路⁽⁵⁾⁽⁶⁾を含めて設計法について述べる。曲り流路では、対向する壁面間に圧力差が存在し、損

失は、平均流速に対して、壁面間の圧力差に比例する形をとる。この圧力差は、壁間の距離と平均圧力こう配の積に比例し、圧力こう配は曲りのするどさにより決定される。たとえば、一定の圧力こう配では、対向する壁面間の圧力差は、壁間距離を縮めることによって減らすことができる⁽¹⁰⁾。

このような観点に立つと、戻り流路内の損失は、流路内の圧力こう配に密接に結びついており、また導流羽根圧力分布の実験と解析の一致のよい⁽⁶⁾ことから考えて、ポテンシャル解析による詳細な解析結果の評価を間違えなければ、解析を有効に活用できると考えら

表 1 主要諸元

Type	A	B	C	D
Z	16	16	16	16
$r_0/r_{\max, B}$	0.342	0.342	0.342	0.342
$r_{\max}/r$	1.0	1.0	1.01	—
r_i/r	0.902	0.902	0.897	—
$r_{\text{中}}/r$	0.858	0.858	0.858	0.858
$b_{\text{中}}/r$	0.089	0.089	0.113	0.090
$\alpha_1 (^\circ)$	90	90	90	90
$\alpha_2 (^\circ)$	40	40	34	34

図 1 供試戻り流路

(a) 子午面流速ベクトル

(b) 内壁側

(c) 中央

(d) 外壁側

図 2 戻り流路内流速分布

れる。またべつに、圧縮機の効率が羽根車内で相対速度が減速される様子と密接な関係があり、効率よく減速できる条件を知ることが設計上重要である⁽¹¹⁾という考えがある。例えば圧縮機羽根車では、特に負荷がいちばんきびしい側板面の減速比にその鍵があるといわれている⁽¹²⁾。そこで、三次元有限要素法⁽⁸⁾を用いて解析を行い、設計への適用方法を検討した。設計への適用は直接法であり、設計された戻り流路の形状、主要諸元を図1、表1に示し、解析結果を図2に示す。

解析は、流路内を流れ方向に12分割、羽根間4分割で、予旋回なし、出口循環は、羽根そり線方向流出とした条件で解析している。図2(a)は、タイプAの子午面流速のベクトル線図を示し、図2(b)～(d)にタイプA～Cの戻り流路の結果を示す。図2(b), (d)は、(a)に示す内、外壁に近い計算点での値、(c)はそれら計算点を直線的に結び算出した流路中央での値を流れ方向に、入口平均絶対流速で無次元化した絶対流速の分布で示してある。図2において、 $x/l_i = 0.5 \sim 0.6$ 付近がUターンベンド入口である。前報⁽⁶⁾で述べたごとく、戻り流路全体の損失に占めるUターンベンド部の損失が大きく、特に内壁側の設計が重要であること、また負圧面側に低速流が存在し、はく離近くなっていることから、Uターンベンド部の内壁側流れに着目する。

タイプAはUターンベンド入口から出口に向かって全体的に減速が大きく、更に負圧面側減速割合がいちじるしく大きくなっており、性能が悪いと推定される。タイプBは内部流れを測定した戻り流路で、タイプAと同一比速度(100)で、ベンド入口から出口にかけての減速はゆるやかで負圧面側での減速割合が小さい。タイプCは比速度がタイプA, Bと異なるが、タイプBよりも更に負圧面側での減速を小さくし、全体的には出口に向かって増速気味の設計となっている。図1に示すタイプDは、半径流路部にのみ導流羽根を有する戻り流路で、その形状は前報とほぼ同一である。

以上まとめると、タイプA, Bは同一比速度で減速のちがいを見るモデル、タイプDは導流羽根構成のちがいを見るモデル、およびタイプCは、比速度のちがい、減速のちがいを見るモデルである。

4. 実験装置

図3に実験装置の概要を示す。性能は高精度模型試験装置にて、ポンプ特性、水車特性を求めた。

水車特性は、ガイドベーンを任意の開度に固定し、試験落差を一定(約40 m, および80 m)に保ちながら

羽根車の回転速度を変えた場合の落差、流量、回転速度および水車トルクを測定する。これらの測定をガイドベーン開度を変えて繰返すことにより、水車特性曲線を求める。ポンプ特性は、試験回転速度を一定(約800 rpm, および1100 rpm)に保ちながら、水車運転と同様に特性曲線を求める。

5. 実験結果とその考察

5・1 ポンプ特性 図4, 5にポンプ特性を示す。図4, 5はガイドベーン開度を変化させた場合の包絡線の特性を流量係数に対し示している。効率は戻り流路Bを用いたポンプ水車のポンプ最高効率で無次元化している。

図4において、タイプA, B, Dは戻り流路のみが異なる場合の比較を示すが、揚程特性、効率とも差がある。特に揚程特性の差は、戻り流路からの流出状態が異なるため、次段羽根車の仕事に差がでていると考えられる。タイプAは設計時予想されたとおり、効率

図3 実験装置

図4 ポンプ特性

が悪く、タイプBと比較し、約1%の効率差がある。タイプCは比速度が大きく、そのため効率が良くなっていることも考えられるが、Uターンベンド部の減速比を小さくおさえた戻り流路が良い性能を示していることも、全体効率が良い原因となっていると考えられる。タイプDは、タイプBと比較しタイプAと同様に性能が悪い。最高効率点のみならず非設計点の性能低下が大きい。

図5は同期、非同期の比較を示す。図は下段ガイドベーン開度を0.8に固定した場合の特性との比較を示すが、非同期では、非設計点付近での性能低下が、両タイプともみられ、可動ガイドベーンが性能的に有利であることがわかる。

5・2 水車特性 図6, 7にガイドベーン開度一定

図5 非同期の影響

図6 開度一定時の水車特性

時と単位回転速度一定時の効率、流量特性を示す。効率はタイプBの戻り流路の設計点での水車効率で無次元化している。図7でタイプA, B, Dを比較するとタイプDの性能がポンプ運転時の性能と異なり、良くなっている。これは、前報⁽⁶⁾の結果からも推定できたことである。特に最高効率点より小開度(軽負荷側)あるいは過負荷側で、タイプDの性能がよい。またタイプBより効率がよくなっている。更に同一開度での流量も多くなっており、効率もよくなっていることを考慮すれば、より大きい出力を同一の開度で発生することを示している。タイプAは水車運転時でも良くない。タイプCはポンプ運転時と同様に水車運転時でも良い性能を示している。

図6でもタイプDの性能がよく、大幅な変落差特性が要求される場合、タイプBよりも適している。このタイプの戻り流路は、水車運転に向いていると言える

図7 回転速度一定時の水車特性

図8 非同期の影響

る。

図8に同期、非同期の比較をタイプB, Dについて示す。非同期は下段ガイドベーンを0.8に固定した場合を示すが、非同期では最高効率点をはずれた場合、特に、 $n/n_d < 0.9$ での性能低下がいちじるしく、ポンプ同様可動ガイドベーンのポンプ水車が変落差に対し良好な性能をもつことを示している。

以上の結果から、Uターンベンド部の内壁側に着目し、特に負圧面側での減速の割合いを小さく抑えた設計をした戻り流路B, Cが、ポンプ、水車運転とも良好な性能を有することが把握された。

5.3 戻り流路損失の予測 戻り流路損失の全体水力損失に占める割合、戻り流路内の損失構成について検討する。水力機械の性能予測手法は多い^{(13)~(16)}。ここでは戻り流路の水車運転時の損失を把握するため実験値から仕事係数を求め、予測精度を高め水車の性能予測を行っている井田ら⁽¹³⁾の手法を用いる。記号表示は井田らと同一表示を用いる。

二段ポンプ水車の上下段羽根車、ガイドベーンを同一羽根車、ガイドベーンと仮定し、一つの羽根車、ガ

イドベーンに関する量に添字0をつけて、水力性能の基本式を示すと次式となる。

$$\text{出力: } P = 2P_0 = 2\{P_{th0} - (P_{f0} + P_{m0})\} \quad \cdots \cdots (1)$$

$$\text{理論出力: } P_{th0} = \rho g (Q - \Delta Q) H_{th0} \quad \cdots \cdots (2)$$

$$\text{全効率: } \eta = P / \rho g Q H = \eta_h \eta_v \eta_m \quad \cdots \cdots (3)$$

$$\text{水力効率: } \eta_h = 2H_{th0} / H \quad \cdots \cdots (4)$$

$$\text{容積効率: } \eta_v = (Q - \Delta Q) / Q \quad \cdots \cdots (5)$$

$$\text{機械効率: } \eta_m = P / 2P_{th0} \quad \cdots \cdots (6)$$

ここで、水力性能を代表流線上の流れの関係式を用いて表しうると仮定すると、

$$H_{th0} = (\omega/g)(r_{R10}v_{R1u0} - r_{R20}v_{R2u0}) \quad \cdots \cdots (7)$$

$$H = 2(H_{th0} + h_{R0} + h_{G0}) + h_v + h_s + h_{RC} + h_D \quad \cdots \cdots (8)$$

以上より、二段ポンプ水車の水力性能が求められるが従来の手法で求められないのが h_{RC} である。ここでははじめに井田らの手法で単段ポンプ水車の性能予測を行い、その精度を確かめたうえで、戻り流路損失の評価を行った。図9は単段ポンプ水車の予測結果であり、最高効率点付近の予測精度は十分あると考えられる。

h_{RC} は以下に示す方法で予測した。図1に示す位置表示を用いて、戻り流路を半径流路部(①~②)とUターンベンド部(②~③)に分け、前者を i 、後者を U で表すと、

$$\theta_{RC} = \theta_i + \theta_U \quad \cdots \cdots (9)$$

$$\theta_i = \lambda \frac{l}{4m} \left(\frac{1 + \chi_1^{*2}}{a_1^2 \varepsilon_1^2} + \frac{1 + \chi_2^{*2}}{a_2^2 \varepsilon_2^2} \right) \frac{K_m^2}{2} \quad \cdots \cdots (10)$$

$$\theta_U = \theta_{U,f} + \theta_{U,Diff} \quad \cdots \cdots (11)$$

$$\theta_{U,f} = \lambda_b \frac{l}{4m} \left(\frac{1 + \chi_2^{*2}}{a_2^2 \varepsilon_2^2} + \frac{1 + \chi_3^{*2}}{a_3^2 \varepsilon_3^2} \right) \frac{K_m^2}{2} \quad \cdots \cdots (12)$$

ここで $\lambda_b^{(17)}$ は、

図9 単段ポンプ水車の性能予測

図10 仕事係数

図11 二段ポンプ水車の性能予測

図 12 水力損失

$$\frac{\lambda_b}{\lambda} = \left\{ 1 + 0.075 R_e^{0.25} \left(\frac{R}{r} \right)^{0.5} \right\} \dots \dots \dots (13)$$

$$\theta_{U, \text{Diff}} = \zeta \frac{v_{\text{②}}^2}{2g} / H \dots \dots \dots (14)$$

ここで、 ζ はディフュージョンファクタ D により決まる損失係数⁽¹⁸⁾で、ここでは U ターンベンド部での内壁負圧面の最大流速と出口流速の差に対する負圧面での平均流速との比で表し、損失係数を求めた。 $v_{\text{②}}$ は②における平均絶対流速を示す。

解析結果を図 10～13 に示す。図 10 は仕事係数であり、タイプ A, B の $K_u > 0.75$ 以上を除いて一定値を有しており、解析精度は良いと思われる。図 11 は、全体性能の予測結果を示すが、ほぼ実験値を精度よく予測していると考えられる。図 12 は全水力損失に対する戻り流路の損失の割合を示している。 K_u に対する戻り流路の損失の変化は少ない。タイプ A はタイプ B, C に比較し損失が大きく、全損失の約 10 % を占めている。図 13 は戻り流路の損失の構成を示す。タイプ A は減速にもとづく損失が大きく、タイプ B, C はそのほとんどが摩擦損失となっている。

6. 結 言

(1) U ターンベンド部の導流羽根の設計において、内壁側負圧面の減速割合を小さく抑えた戻り流路を用いた二段ポンプ水車は性能が良い。

(2) 悪い設計をした戻り流路の全損失は、予測によれば水車運転時において、全水力損失の約 10 % 近くを占め、性能の良い戻り流路に比較し、全体性能で約 1 % の差がある。

図 13 戻り流路損失の構成

(3) 半径流路部のみ導流羽根を有する戻り流路を用いた性能は、水車運転で優位であるが、ポンプ性能が悪い。

(4) 非同期特性と比較し、同期特性は非設計点で性能がよく、可動ガイドベーン付二段ポンプ水車が性能上すぐれている。

(5) 戻り流路の性能予測法を示した。

文 献

- (1) Borciani, G. and Giberti, G., *Proc. IAHR-7th Symp.*, 1 (1974), 3.
- (2) Borciani, G., ほか 2 名, *Proc. IAHR*, 2 (1978), 157.
- (3) Amblard, H. and Philibert, R., *Proc. IAHR-11th Symp.*, 1 (1982), 64.
- (4) Engler, A. and Thomann, R., *Sulzer Tech. Rev.*, 3 (1951), 1.
- (5) Takagi, T., ほか 2 名, *AIAA/EPRI Conf.*, (1982), 171.
- (6) 高木・ほか 3 名, 機械前刷 (第 927 回), (昭 59-8), 論文 No. 84-0111 B.
- (7) 大宮司, 機論, 49-437, B (昭 58), 11.
- (8) 池川, 日科技連講習会, (昭 57), 27.
- (9) Nagafuji, T. and Morii, H., *Proc. IAHR-10th Symp.*, (1980), 583.
- (10) Ellis, G.O., *Trans. ASME*, Ser. D, 82-1 (1960), 155.
- (11) 妹尾・ほか 5 名, 機論, 45-390, B (昭 54), 156.
- (12) 三階, 機論, 44-384 (昭 53), 2689.
- (13) 井田・村田, ターボ機械, 7-6 (昭 54), 1.
- (14) 長藤・河村, 機論, 49-439, B (昭 58), 600.
- (15) Ueda, T., ほか 2 名, *Proc. IAHR-10th Symp.*, 1 (1980), 703.
- (16) Takagi, T., ほか 3 名, *Proc. Symp. Performance Pred. Centrifugal Pumps Compressors*, (1980), 227.
- (17) Schlichting, H., *Boundary Layer Theory*, (1968), 590, McGraw-Hill.
- (18) 八田, 気体機械ハンドブック, (昭 44), 251, 朝倉書店.