

両吸込ポンプ逆転水車の水力設計と性能調整法

香川 修作* 金子 浩之**
櫻井 高幹* 岡本 秀伸*

Hydraulic Design and Performance Adjustment of a Reverse Running Pump Turbine Based on a Double Suction Pump

by Shusaku KAGAWA, Hiroyuki KANEKO, Takaki SAKURAI, & Hidenobu OKAMOTO

This report described as newly designed and developed a reverse running pump turbine that operates at a higher fixed rotational speed (2980 min^{-1}) and higher head than conventional models. The newly developed reverse running pump turbine was designed using CFD based on conventional models; the performance of the final design was verified by a model test. The adjustment of the QH performance of reverse running pump turbine operating at fixed rotational speed, which had not been fully clarified, was also examined by CFD and a model test.

Keywords: Turbo machinery, Reverse running pump turbine, CFD (Computational Fluid Dynamics), Model test, Performance

1. 緒言

近年、省エネルギーの観点から小水力発電が注目されている。この分野では、コストの安い水車として量産ポンプを逆転させるポンプ逆転水車を使用されることがある。一方、発電プラントなどでは建設時に将来の容量増加を見込むことが多く、プラント立上げ時には発生エネルギーが余剰になることがあり、この余剰エネルギーを回収する方法として比較的安価な大型ポンプ逆転水車を使用されることがある。

本開発では、当社のポンプ駆動用水車として最大回転速度となる 2980 min^{-1} の両吸込ポンプ逆転水車の水力設計を行ったものである。また、ポンプ逆転水車の研究例¹⁻³⁾は比較的少なく、その性能調整法はポンプほど明確ではない。そのため、併せて水車性能を調整する方法をCFDとモデル試験を用いて検討した。

開発したポンプ逆転水車は、設計要項が $H=245.6 \text{ m} \times N=2980 \text{ min}^{-1}$ と落差が大きく回転速度が速いのが特徴である。なお、本ポンプ逆転水車は固定回転速度である。そのため、強度上の理由から軸径が増加するので、従来

実績のあるポンプ逆転水車を選定することが困難であった。そこで、開発は従来実績のあるモデルを基にCFDを用いて改良するという方針で実施し、最終的にはモデル試験でその性能を確認した。

2. CFD 計算条件

表には、CFD 計算条件を示し、図1には最終設計案の計算格子を示している。

CFDは、市販CFDコードANSYS CFX13.0を使用し、全計算点数は、30万Nodes、48万Elements程度である。

表 CFD 計算条件
Table CFD condition

計算方法 Simulation type	定常 Steady - state
入口境界条件 Inlet boundary condition	質量流量 kg/s Mass flow rate
出口境界条件 Outlet boundary condition	全圧 Pa Total pressure
乱流モデル Turbulence model	SST (Shear Stress Transport)
回転速度 Rotational speed	2980 min^{-1}
使用流体 Fluid	水 Water
格子の種類 GRID	Hexa, Tetra
回転部と静止部の接合条件 Interface	Frozen - Rotor

* 風水力機械カンパニー 技術生産統括 開発統括部 流体技術室

** 同 カスタムポンプ事業統括 富津工場 詳細設計室



図1 計算格子
Fig. 1 Computational grid

計算は定常計算で実施した。また、全効率を予測するため漏れ流路も計算領域に含めた。

3. CFDによる新規水力設計

3-1 新規水力設計の性能

従来実績のある低回転速度のモデルの軸径を単純に増加させ、本要項用に初期設計したもの（赤）及び最終設計案（青）のCFDによる性能予測結果を図2に示している。初期設計では、BEP（Best Efficiency Point）点は要項（+-+）付近にあるものの落差・効率共に要項に満たない。一方、最終設計では、要項を十分満たすことのできる設計となっている。

この設計差を明確にするため、初期・最終それぞれのランナ形状とケーシング形状を図3に示す。主な水力設

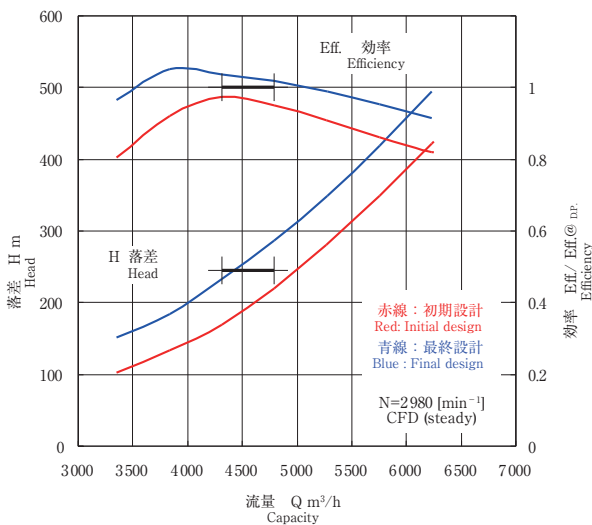


図2 CFDによる性能予測結果
Fig. 2 Turbine performance (CFD)

計の違いは以下のとおりである。

- (A) ポンプ逆転水車入口渦巻ケーシングの舌部面積を縮小
- (B) ランナ入口・出口角度を変更
- (C) ランナ外径を増加

上記施策のうち、(A)と(B)は、次式の理論落差を定義するランナ入口・出口での角運動量 ($r \omega v_u$) を変化させることに相当する。

$$H_{th} = (r_1 \omega v_{u1} - r_2 \omega v_{u2}) / g \dots \dots \dots (1)$$

ここで、 r は半径、 ω は角速度、 v_u は流体の絶対速度の周方向成分を、添字1、2はランナ入口・出口を表す。

一方、(C)は入口ケーシングとランナ入口距離の縮小による効率向上を意図したもので、ポンプ逆転水車入口渦巻ケーシングが同一であればランナ入口径を増加させても、入口ケーシングによって流れが自由渦となるので角運動量保存 ($r v_u = \text{const.}$) によって、理論落差には大きな影響を与えない。

初期と最終の性能差を検討するために、理論有効落差 H_{th} を定義するポンプ逆転水車入口・出口での旋回速度比 $v_u/r\omega$ を図4に、併せて入口渦巻ケーシング中央断面における旋回速度比の分布を示す。同図から、最終設計ではランナ入口・出口での旋回速度の変化によって理論落差が変化し性能に差が生じたことが明確となる。なお、同図中で $v_{u1}/r_1\omega$ は初期と最終で等しくなっているが、実

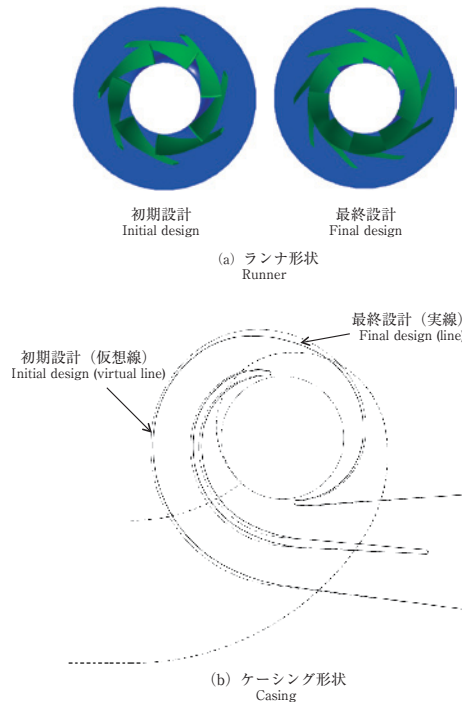


図3 初期設計と最終設計の比較
Fig. 3 Comparison of the initial design and the final design

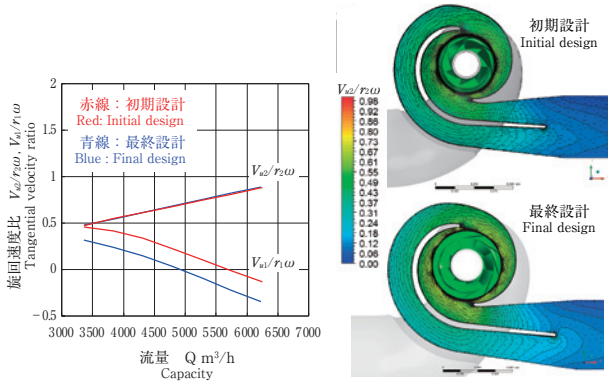


図4 旋回速度の比較
Fig. 4 Analysis of tangential velocity

際には最終のランナ入口径 r_1 が大きいため、旋回速度 v_{t1} は最終設計の方が大きい。

3-2 CFDによるポンプ逆転水車性能調整法

一般に、ポンプにおいては羽根車出口の裏加工や外径カットなどによって性能調整が比較的容易である。一方、水車では可変速運転が多いため回転速度変化以外の性能調整法に関する知見はあまり見られず、ましてや固定速であるポンプ逆転水車では性能調整に関する知見は見られない。そのため、固定速のポンプ逆転水車では、狙いどおりに要項を満たすことに設計の力点が置かれる。本開発では、実機で要項を下回らないようにCFDにおける落差の要項を意図的に高めに設計した。しかし、実際に実機性能が要項を満足しない場合に備え、同一流量・回転速度において有効落差を低減させる性能調整法をCFDで検討した。式(1)から理論落差を低減させるためには、ランナ入口径と出口径を同じとすると、 v_{t1} の低減及び v_{t2} の増加しか方法がない。そこで、 v_{t1} を低減させる方法としてポンプ逆転水車入口渦巻ケーシング舌部を切り上げた場合のCFDによる性能予測を図5に示す。図5から入口ケーシング舌部を切り上げたことによって同一流量で落差が低下し、性能が変化することが判明する。これは、

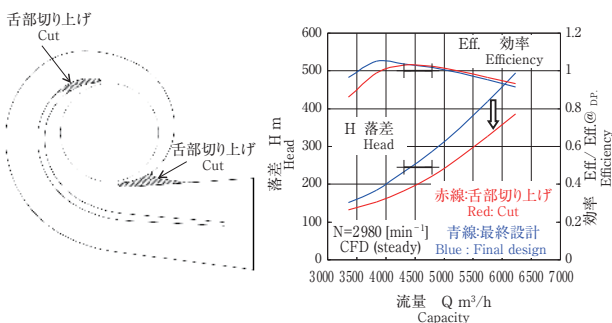


図5 CFDにおけるタービン吸込ケーシング舌部切り上げの効果
Fig. 5 Effect of turbine suction casing tongue cut (CFD)

ランナ入口での旋回速度比の低減によることをCFDで確認している。したがって、実機が要項を上回る落差となった場合には入口ケーシングの舌部切り上げによって性能調整が可能なが期待できる。

4. モデル試験

4-1 最終設計案の性能

CFDによって検討した最終設計案に従いモデルを製作し性能試験を実施した。

モデル試験は、閉ループで行いブースターポンプで加圧された水を供試ポンプ逆転水車に流入させることで実施した。

図6には、実機換算したモデル試験の結果をCFDと比較して示しているが、CFDとモデル試験結果は、比較的良好に一致している。また、要項を十分満たすことのできる性能であることが確認できる。

4-2 入口ケーシング加工による性能調整

図7にはCFDで性能調整ができると予測された入口渦巻ケーシング舌部を切り上げた場合の水車性能と切り上

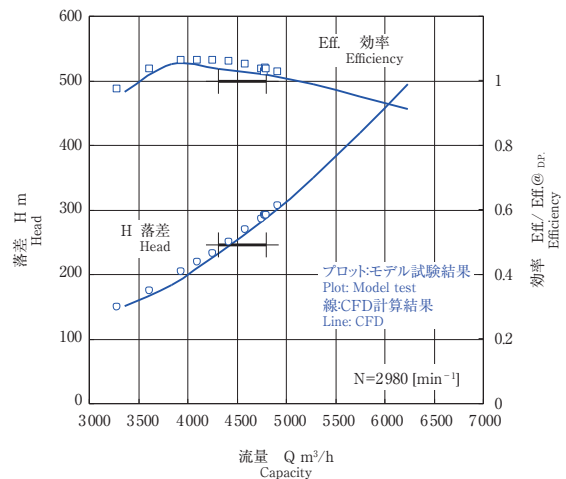


図6 モデル試験とCFDの比較
Fig. 6 Comparison of the model test and CFD

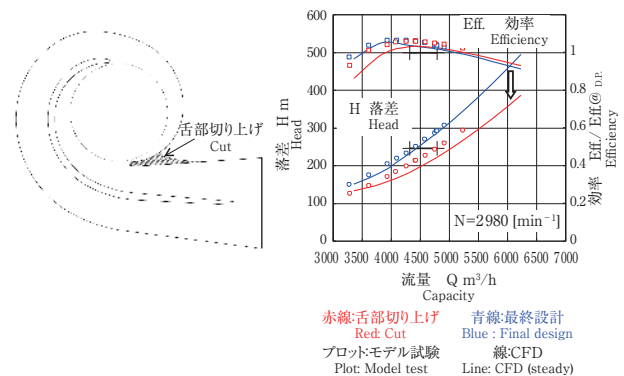


図7 モデル試験によるタービン吸込ケーシング舌部切り上げの効果
Fig. 7 Effect of turbine suction casing tongue cut (model test)

げた部分（ハッチング部）を示している。CFDとモデル試験で形状は同じではないが、その傾向は良好にCFDと一致している。すなわち、舌部を切り上げることで同一流量において落差が低減している。このモデル試験結果から、CFDで予測されたように舌部を切り上げることで水車性能の調整が可能であると結論される。

4-3 ランナ出口加工による性能調整

角運動量の式 (1) によれば、ランナ出口における旋回速度 v_{u2} の増減も水車性能の調整ができる。そこで、ポンプにおける羽根車出口の裏・表加工と同様に、ランナ出口角度を変化させるため、ランナの出口の羽根面を負圧面に寄せる加工（加工1, 2）及び圧力面に寄せる加工（加工3, 4）を実施しその性能変化を計測した。加工した形状の模式図を図8に示す。なお、圧力面を加工した場合も加工範囲と形状は負圧面の加工と同様であるが、寄せる方向だけを反転させた。加工は2段階で実施し、加工前と1段階目の比較から羽根長さとの寄せた加工の影響を、2段階目で羽根長さの影響だけを検討した。

図9には、ランナ出口に上記の加工を実施した場合の

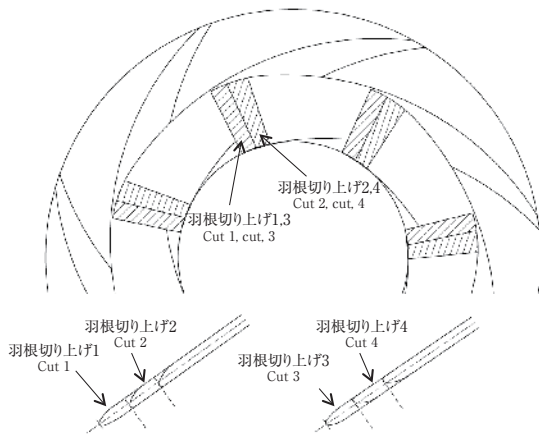


図8 ランナ出口加工
Fig. 8 Modification of the runner outlet

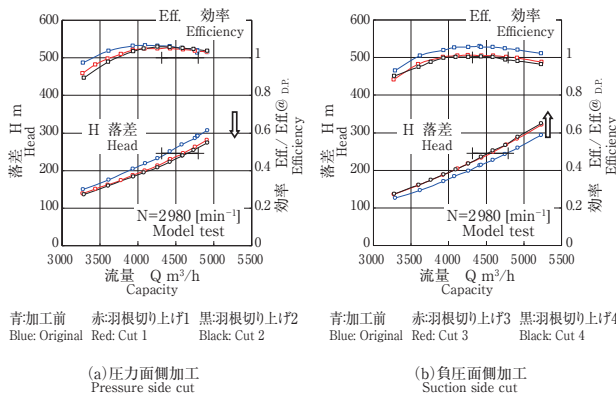


図9 ランナ出口加工の影響
Fig. 9 Effect of the runner outlet angle

性能変化を加工前と比較して示しているが、加工によって落差調整が可能なることが明確となる。一方、1段階目（赤）と2段階目（黒）の性能比較から羽根長さの影響は比較的小さいことが示唆される。これは、羽根長さよりも寄せる加工によってランナ出口角度が変化したことが性能に大きな影響を与えることを意味している。このことから本加工によってランナ出口角度がオリジナルと比較して相対的に増減することで理論落差が変化したと結論される。なお、最高効率率は圧力面に寄せて加工すると若干低下するようである。

以上のことから、ランナ出口において、圧力面及び負圧面に寄せる加工を実施することで水車性能の調整が可能なることが結論される。ただし、本ランナよりも比速度が小さい場合には、入口径よりも出口径が相対的に小さくなるため、出口周速度 u_2 が小さくなるので、加工によって v_{u2} が変化しても、その積である角運動量が大きく変化しないことが予測され、性能調整の範囲は本逆転ポンプと比較して狭くなるものと推察される。

5. 結論

従来実績にはない高回転速度の両吸込ポンプ逆転水車の水力設計をCFDを用いて行い、モデル試験によってその性能を確認した。また、従来からあまり知られていない性能調整方法を検討した。主な結論は以下のとおりである。

- ・ 定常CFDによる設計性能予測とモデル試験結果は良好に一致する。
- ・ モデル試験の結果、実機要項を十分に満たすことのできるモデルを開発することができた。
- ・ 逆転水車入口渦巻ケーシング舌部を切り上げることによって、効率を低下させることなく水車性能の調整ができる。これはランナ入口の回転速度の低減によるものである。
- ・ ランナ出口を表及び裏面に寄せて加工することによって水車性能の調整が可能である。

参考文献

- 1) 新濱・福富・中瀬・陳・桑内・宮内, ポンプ逆転水車に関する研究, 機論, 65-638, B (1999), 163-169.
- 2) 新濱・福富・中瀬・竹村・宮内, ポンプ逆転水車に関する研究 (ラジアルスラストと無拘束速度特性), 機論, 66-641, B (2000), 167-173.
- 3) 藩, CFDによるポンプ逆転水車性能の予測, 西島レビュー, No.27, 2012, 18-22.