

# 可動式ガイドベーン型大型ポンプのハイドロ開発

櫻井高幹\*      金子淳\*\*  
萩野光俊\*\*    榎本隆\*

## Hydraulic Development of a Large-sized Volute Pump with Adjustable Guide Vanes

by Takaki SAKURAI, Atsushi KANEKO, Mitsutoshi HAGINO, & Takashi ENOMOTO

An impeller of a large-sized, adjustable vane volute pump was designed using the 3D inverse method and CFD (Computational Fluid Dynamics).

CFD was applied for the entire calculation, from suction to volute casing, for optimizing the pitchwise location between guide and stay vanes. Experiments using a model pump were carried out under different guide vane adjustments to study factors such as pump performance, axial and radial thrusts, and the unbalanced torque of the adjustable guide vanes.

**Keywords:** Volute pump, Adjustable guide vane, Computational Fluid Dynamics (CFD), Inverse design, Unbalanced torque, Axial thrust, Radial thrust

### 1. ま え が き

かんがいポンプ用の大型ポンプには、渦巻ケーシングにディフューザベーンが付いているディフューザポンプがよく用いられている。ディフューザベーンが付いている場合、ピークの効率は良くなる一方、効率の良い運転範囲は、ディフューザベーンが無い場合の渦巻ポンプより狭くなる。そこで、ディフューザベーンを角度を変えられるようにした可動式ガイドベーンを設けて、ディフューザベーン無しの渦巻ポンプより広い運転範囲に対して高い効率を保持することを可能とする渦巻ポンプのハイドロを開発した。

ポンプ水車では可動式ガイドベーンがよく用いられ、その性能改善にはいろいろな研究がなされている<sup>1)</sup>。ポンプ水車の場合、ポンプ性能だけでなく水車性能も重視された設計となっている。今回開発したポンプについては水車運転が無く、ポンプ専用機として三次元逆解法設計及び流れ解析〔Computational Fluid Dynamics (CFD)〕を用いてインペラを設計し、ポンプとして広い運転範囲での高効率化を目的とした。

### 2. ハイドロ設計

図1に今回ハイドロを開発した可動式ガイドベーン型の渦巻ポンプを示す。このポンプは、吸込バンド、インペラ、可動式ガイドベーン(18枚)、ステーベーン(9枚)、吐出しボリュートにより構成されている。

ポンプの公称比速度 $N_s$ は $800 \text{ (m}^3/\text{min, m, min}^{-1}\text{)}$ である。実機ポンプの公称口径は $2000 \text{ mm}$ 、要項流量は $11.3 \text{ m}^3/\text{s}$ である。

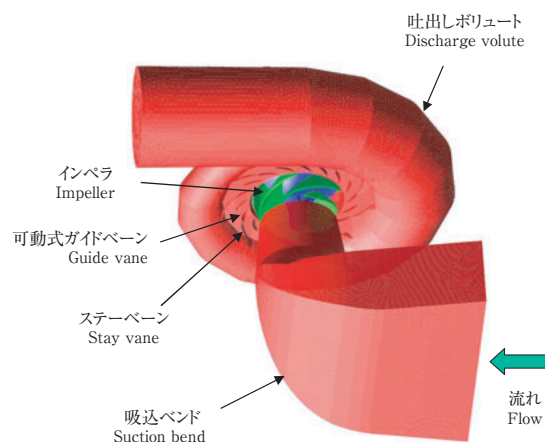


図1 渦巻ポンプ  
Fig. 1 Volute pump

\* 風水力機械カンパニー 開発統括部 技術開発室  
\*\* 同 同 製品開発室  
\*\* 同 カスタムポンプ事業統括 羽田工場  
大型ポンプ技術室

## 2-1 インペラの逆解法設計

インペラの翼面設計にはZangenehにより提案された三次元逆解法<sup>2)</sup>を用いた。この理論は、入力した翼の負荷分布（流体力学的パラメータ）から翼形状を計算により求めるものである。

インペラ翼面上での二次流れやはく離を抑えるため、シュラウド側とハブ側の負荷分布を調整した。インペラの下流側にあるガイドベーンへ向かう流れをよくするために、インペラ出口の流れを均一な流れとする必要がある。インペラではチップ側の流れがはく離しやすいので、はく離しないようにすることが重要である。そこで、シュラウド側ではく離を抑えるためシュラウド側の負荷を軽くして設計した。

ここで用いている逆解法設計では、流体の粘性の影響が考慮されていない。そのため、設計された翼形状に対して粘性を考慮した流れ解析を行い、粘性の影響を考慮したインペラの評価を行った。流れ解析としてドーズコード<sup>3)</sup>及びその段落解析版<sup>4)</sup>を用い、インペラとガイドベーンの段落流れ解析を実施した。

最適化した翼負荷分布をもつインペラについて、設計流量（100%Q）における負圧面及び圧力面の子午面速度ベクトル図（流れ解析）を図2に示す。インペラの負圧面、圧力面での流れは二次流れ及びはく離が抑制された良好な流れとなっている。

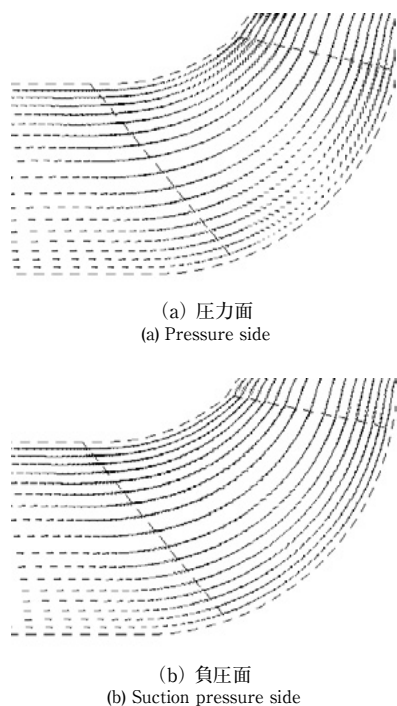


図2 子午面速度ベクトル (100%Q)  
Fig. 2 Meridional velocity vectors (100%Q)

## 2-2 ガイドベーンとステーベーンの最適相対位置

ドーズコードによる流れ解析はMixing planeを用いた1ピッチ流路の流れ解析であり、ガイドベーンとステーベーンのピッチ方向の相対的な位置は評価されていない。そこで、ガイドベーンとステーベーンの最適なピッチ方向相対位置を検討するため、ガイドベーンから吐出しポリユートまで（ガイドベーン、ステーベーン、ポリユート）の全体流れ解析を実施した。解析には汎用の流れ解析コード（Star-CD）を用いた。メッシュ数は約130万要素、解析手法はRANS定常解法、乱流モデルはRNG k- $\epsilon$ モデルを使用した。この解析では、インペラは解析に含めていない。ガイドベーンへの流入条件を求めるため、まず、インペラ単独の流れ解析を行い、ガイドベーンの入口に相当する位置での流速分布を求めた。そして、この流速分布をガイドベーンの入口流速条件として採用し、全体の流れ解析を実施した。解析条件は100%ガイドベーン開度（100%GV）における設計運転点近傍にて実施した。

図3にガイドベーンとステーベーンのピッチ方向の相対位置関係を示す。四つの異なるピッチ方向の相対位置（0度、5度、10度、15度）について解析を行い、ガイドベーンからポリユートまでの全圧低下量から、ポンプの効率変化量を算出した。

図4にガイドベーンとステーベーンのピッチ方向の相対位置と効率変化量の関係を示す。その結果、図3 (b) に示した5度のとき最も良い効率となった。効率が最低だった15度のときとの差は1.2ポイントであった。この結果から、5度の場合を採用しモデルポンプを製作した。

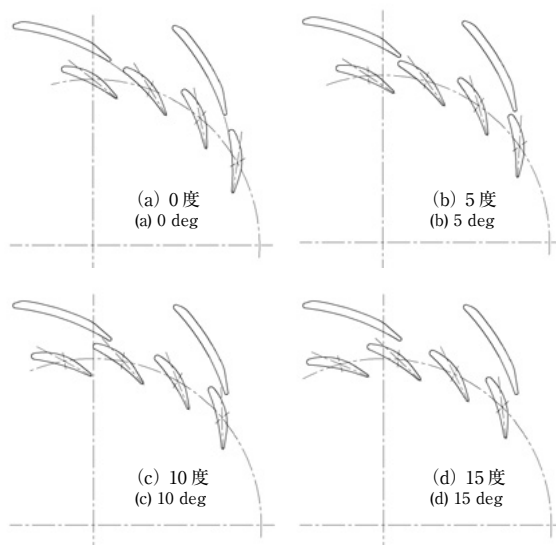


図3 ガイドベーンとステーベーンのピッチ方向相対位置  
Fig. 3 Pitchwise location between guide vanes and stay vanes

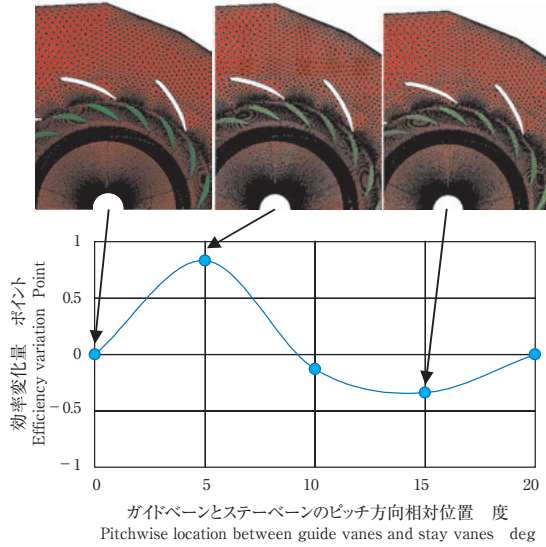


図4 効率比較  
Fig. 4 Efficiency comparison

### 3. 実験装置

設計したハイドロの性能を確認するためモデルポンプ試験を行った。図5にモデルポンプの組立断面図を示す。モデルのインペラ外径寸法は321 mmである。ガイドベーンはアームにより外側からガイドベーン開度を変えられるようになっている。モデルポンプ上部には、軸方向スラスト及び半径方向スラストを測定するためにロードセルを設置した。また、ガイドベーンアンバランストルクを測定するため、ガイドベーン18枚のうち1枚の軸に歪ゲージを取り付けた。試験回転速度は $1899 \text{ min}^{-1}$ で行った。

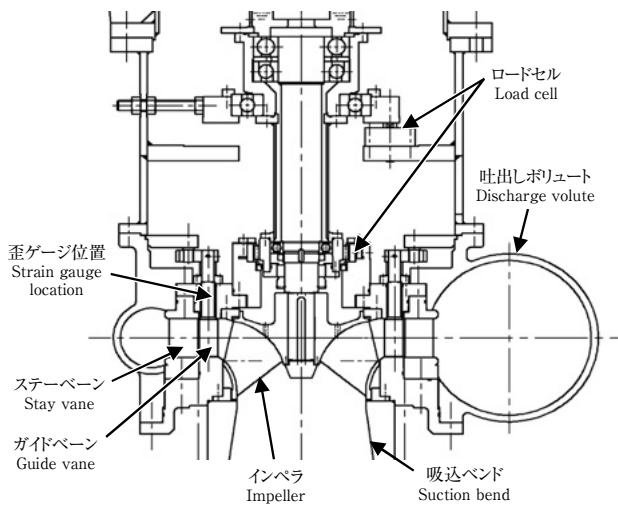


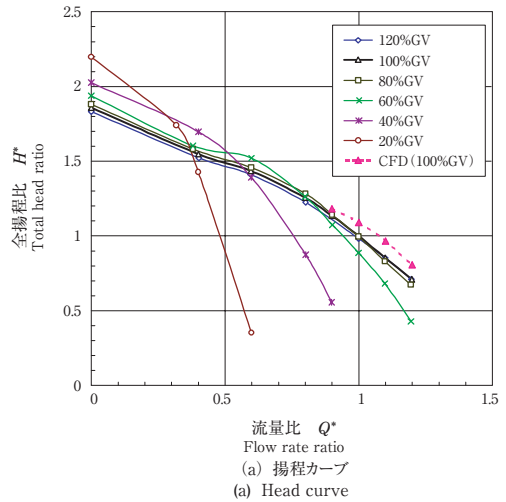
図5 モデルポンプ  
Fig. 5 Model pump

### 4. 実験結果及び考察

図6にガイドベーン開度を20%から120%まで20%きざみで変えたときの揚程曲線及びポンプ効率を示す。性能は100%ガイドベーン開度（100%GV）のときの設計点での値をもとに無次元表示した。効率曲線には、ガイドベーン開度を変えたときの最高効率点の包絡線を合わせて示した。

揚程カーブをみると、ガイドベーン開度が小さくなるに従い、揚程曲線は小流量側に移動している。また、ガイドベーン開度80%GV～120%GVでは、ガイドベーン開度を変えても揚程カーブはあまり変わらない。

一方、ポンプ効率はガイドベーン開度を変えると効率ピーク位置が移動し、ガイドベーン開度を100%GVに固定した場合の効率と比べて、流量比 $Q^* = 1.0$ 以下において



(a) 揚程カーブ  
(a) Head curve

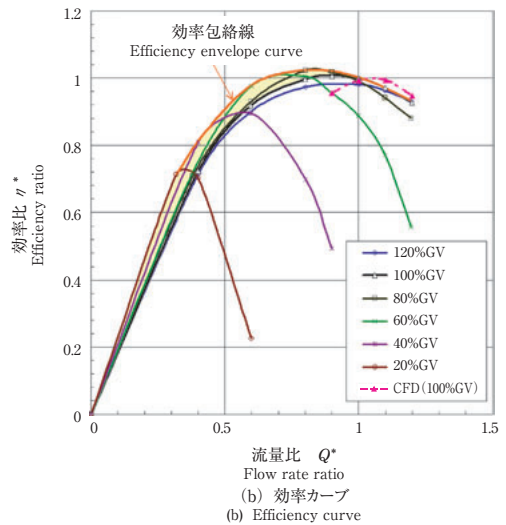


図6 ポンプ性能

Fig. 6 Model pump performance

て高い効率が得られた (図6 (b) の黄色部分)。

100%GV の場合について, Star-CD による設計流量付近の流れ解析結果も合わせてプロット (▲印) した。解析は吸込バンドから吐出しポリュートまで (吸込バンド, インペラ, ガイドベーン, ステーパーン, ポリュート) の全体範囲について行った。メッシュ数は約175万要素, 乱流モデルは RNG k-ε モデルを使用した。解析は非定常で行い, その結果を時間平均した。

流れ解析結果は, 揚程カーブ, 効率カーブとも試験結果より大流量側にずれた結果となっている。流れ解析結果は経験的に大流量側に1割程度ずれるので, 今回のハイドロ開発においても, その差を考慮してハイドロを設計した。

図7に100%GVの場合のガイドベーンアンバランストルク測定結果を示す。縦軸はガイドベーンアンバランストルク係数  $T_g^*$  を示し, 式 (1) から算出した。

$$T_g^* = T_g / (\rho n^2 D_{2m}^5) \dots\dots\dots (1)$$

ここに,  $T_g$  (N・m) はガイドベーンアンバランストルク,  $\rho$  (kg/m<sup>3</sup>) は密度,  $n$  (s<sup>-1</sup>) は回転速度,  $D_{2m}$  (mm) はインペラ出口平均径である。100%GVの場合のStar-CDによる流れ解析結果も合わせてプロット (▲印) した。

100%GVの場合のガイドベーンアンバランストルクの解析結果は, ポンプ性能と同程度, 大流量側にずれている。流量方向のずれを考慮すれば解析値の大きさは測定値とほぼ一致しており, ガイドベーンを操作するサーボモータの容量設計に流れ解析結果を利用できる。

図8に100%GVの場合のスラスト測定結果を示す。縦軸は軸方向スラスト係数  $F_a^*$  及び半径方向スラスト係数  $F_r^*$  を示し, 式 (2) (3) から算出した。

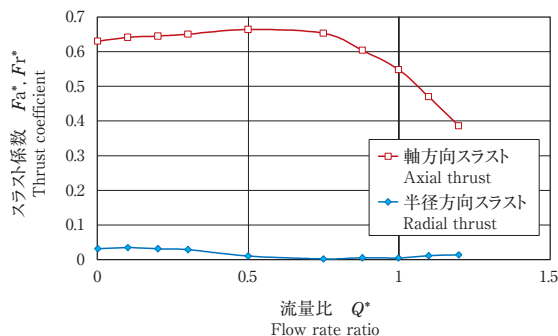


図8 スラスト (100%GV)  
Fig. 8 Thrust (100%GV)

$$F_a^* = F_a / (\rho n^2 D_{2m}^4) \dots\dots\dots (2)$$

$$F_r^* = F_r / (\rho n^2 D_{2m}^4) \dots\dots\dots (3)$$

モデルポンプは18枚のガイドベーンが付いているので, 半径方向スラストの値は小さくほぼ一定となっている。

### 5. あとがき

可動式ガイドベーン型の渦巻ポンプハイドロを流れ解析及びモデル試験を用いて開発した。インペラの翼面設計には三次元逆解法及び流れ解析を用いた。ガイドベーンとステーパーンのピッチ方向の相対的な位置を流れ解析により評価し, 最適位置を求めた。

モデル試験はガイドベーン開度を変化させてポンプ性能を測定した。また, ガイドベーンを操作するサーボモータの設計に必要なガイドベーンアンバランストルク, 軸方向スラスト及び半径方向スラストも測定した。

設計流量付近のポンプ性能及びガイドベーンアンバランストルクの流れ解析を行った。流量方向のずれを考慮すればガイドベーンアンバランストルクの解析値の大きさは測定値とほぼ一致しており, ガイドベーンを操作するサーボモータの容量設計に流れ解析結果を利用できる。

可動式ガイドベーン型のポンプは, 構造は複雑になるが, 固定ステーパーン型の場合より広い流量範囲で高い効率を保つのに適している。

### 参考文献

- 1) 木本ほか5名, ターボ機械, Vol.29, No.6, 341, 2001.
- 2) Zangeneh, M., Int. J. Numerical Methods in Fluids, Vol.13, 599, 1991.
- 3) Walker, P.J. and Dawes, W.N., ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 112, 385, 1990.
- 4) Goto, A., ASME FED-Vol. 227, 1, 1995.
- 5) Sakurai, T 他3名, ASME Fluids 99, FEDSM99-6845.
- 6) Sakurai, T. 他3名, The 9th Asian International Conference on Fluid Machinery, AICFM9-059, 2007.

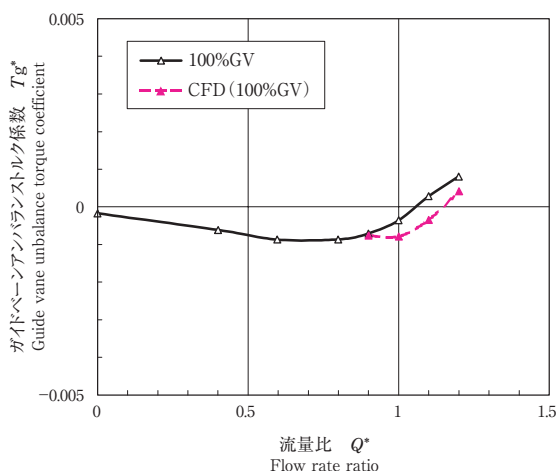


図7 ガイドベーンアンバランストルク (100%GV)  
Fig. 7 Guide vane unbalance torque (100%GV)