極低比速度遠心ポンプの損失解析*

香 川 修 作^{*1}, 松 井 純^{*2}
黒 川 淳 一^{*2}, 崔 永 都^{*2}

Loss Analysis of Very Low Specific Speed Centrifugal Pump

Shusaku KAGAWA, Jun MATSUI,
Junichi KUROKAWA^{*3} and Young-Do CHOI^{*3} Faculty of Engineering, Yokohama National University,
79-5 Tokiwadai, Hodogaya-ku, Yokohama-shi, Kanagawa, 240-8501 Japan

In the range of very low specific speed n_s , improvement of efficiency is the most important subject in order to apply turbo machine to such a low specific speed range. The purpose of the present study is focused on the performance improvement of pump in the range of $n_s \leq 80$ [$\text{m}^3/\text{min}, \text{min}^{-1}$], and CFD simulation is performed to determine the reason why efficiency is very low. The result shows that a rapid increase of leakage rate and disk friction rate with a decrease of n_s is the main reason of low efficiency. Also, the result shows that if the leakage loss is reduced by use of Labyrinth seal at $n_s=25$, the disk friction rapidly increases in spite of the leakage reduction and pump overall efficiency becomes only 5% higher.

Key Words: Turbomachinery, Fluid Machinery, Pump, Very Low Specific Speed, Loss Analysis, CFD

1. は じ め に

低流量・高揚程が特徴である比速度 $n_s < 80$ [$\text{m}^3/\text{min}, \text{min}^{-1}$] (形式数 $K < 0.195$) の極低比速度領域では, 遠心ポンプの効率は比速度の低下とともに低下する⁽¹⁾ことが知られ, 従来から容積型ポンプが使用されてきた. しかし, 容積型ポンプの抱える振動や騒音などの問題から, このような極低比速度領域での遠心ポンプの高効率化が強く求められている.

松本らは $n_s = 80$ で高い効率を持つ遠心ポンプの開発を目的として, 羽根車設計諸元の性能に与える影響⁽²⁾, ケーシング設計諸元の影響⁽³⁾, さらに極低比速度領域での性能向上法⁽⁴⁾を明らかにした. それらによれば, 極低比速度領域での羽根車水力損失は通常比速度のポンプと同程度であり, 効率低下の原因は円板摩擦損失の増大による機械効率の低下であり, 漏れ流量の増加ならびに背面粗さの増加による性能向上法が示されている⁽⁴⁾.

一方, 遠心ポンプの最高効率点は羽根車性能とケーシング性能の交点で与えられることに着目して, 筆者らは極低比速度領域ではケーシング性能, とくにケー

シング舌部断面積の最高効率点に与える影響が大きいことを明らかにしてきた⁽⁵⁾⁽⁶⁾. さらに, 従来あまり検討されていない $n_s = 60$ 以下のポンプに関して, ケーシング舌部断面積を縮小することにより $n_s = 25$ までのポンプ性能を測定した. その結果, $n_s = 25$ のポンプ効率は 10% 程度と大変低く, 比速度の高いポンプを部分流量域で運転したほうが効率が高いことを明らかにした⁽⁶⁾.

極低比速度領域で効率低下の原因を系統的に調べ更なる効率向上をはかるためには, 各比速度ごとに損失の内容を分析する必要がある. 近年発達著しい数値流体力学 (CFD) を用いた研究方法が, 流れ場および損失に関して詳細な情報が得られるので適切と考えられる.

本研究は, 極低比速度ポンプの効率が低い原因を解明し, かつ効率向上の指針を与えることを目的として, 様々な比速度の遠心ポンプに対して CFD 解析を行い, 実験結果と比較したものである.

2. お も な 記 号

b : 流路幅 [m]
 c : シール部半径方向隙間 [m]
 k : すべり係数
 n_s : 比速度 [$\text{m}^3/\text{min}, \text{min}^{-1}$]
 p : 圧力 [Pa]

* 原稿受付 2006 年 6 月 28 日.

^{*1} 准員, 横浜国立大学工学府 (〒240-8501 横浜市保土ヶ谷区常盤台 79-5).^{*2} 正員, 横浜国立大学工学研究院.

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

Table 1 Dimensions of test pumps simulated

n_s	β_2 [°]	r_2	b_2	Z	Casing type	Seal type (c)	γ [°]	b_3	r_3
114	60	135	8	8	Spiral	Labyrinth (0.1)	1.1	35	145
80	60	101	2.5	6	Spiral	Wearing ring (3.5)	0.9	20	104
60	60	129	5.2	6	Circular	Wearing ring (5)	-	20	138
40	60	126	6.3	6	Circular	Wearing ring (5)	-	20	138
25	60	126	6.3	6	Circular	Wearing ring (5)	-	20	138

 b_2, c, r_2, r_3, b_3 : [mm]

- r : 半径 [m]
 u : 羽根車周速度 [m/s]
 v : 流体の絶対速度 [m/s]
 w : 流体の相対速度 [m/s]
 Z : 羽根枚数
 β : 羽根角度 [°]
 θ : ケーシング舌部からの角度 [°]
 ρ : 流体の密度 [kg/m³]
 ϕ : 流量係数 = $Q/2\pi r_2 b_2 u_2$ (Q : 流量)
 ψ : 揚程係数 = $2gH/u_2^2$ (H : 揚程)
 τ : 軸動力係数 = $P/\pi \rho r_2 b_2 u_2^3$
 (P : 軸動力)
 η : 効率 = $\phi\psi/\tau$
 C_p : 圧力係数 = $2(p - p_s)/(\rho u_2^2)$
 添字
 2, 3, s : 羽根車出口, ケーシング基礎円, 吸込み口
 m, θ : メリジアン方向, 周方向成分
 Q, q, th : ポンプ流量, 漏れ流量, 理論
 $\bar{A}$: A の流量平均値
 $\bar{A}$: A の断面平均値

3. CFD 解析方法

3.1 解析対象遠心ポンプ 様々な比速度を持つ遠心ポンプの CFD 解析を行うために、データの明らかな $n_s = 114^{(5)}$, $80^{(4)}$, $60^{(6)}$, さらに $n_s = 60$ のポンプの舌部断面積を縮小してえられた $n_s = 40^{(6)}$, $25^{(6)}$ のポンプを解析対象とした。図 1 には一例として比速度 60 の遠心ポンプを示し、表 1 には解析を行ったポンプおよび羽根車の諸元を示す。どの羽根車もクローズド型かつ高揚程を得るために羽根車出口角 $\beta_2 = 60^\circ$ である。

$n_s \leq 60$ では、通常の設計法を用いて渦巻きケーシングを設計すると巻き角 γ が著しく小さくなり、円形ケーシングの方が適している⁽⁶⁾ので、表 1 中の比速度 60 以下では円形ケーシングを用いている。この場合 r_3 はケーシング外半径をあらわしている。

表 1 中にはライナリング半径隙間 c を併せて示しており、比速度 80 以下においてライナリング隙間が通

Fig. 1 Configuration of test pump

常の遠心ポンプの場合 (0.3mm 程度) と比較して著しく大きくなっている。これは、比速度 80 において、ライナリング隙間が大きい方が効率が向上するという実験結果⁽⁴⁾による。また、通常の設計法では羽根車出口幅 b_2 が比速度の低下とともに小さくなり、その製作限界 ($b_2 \leq 1$ mm) を越えてしまうが、極低比速度領域では b_2 を大きく選定したほうが効率がよく、右上がり不安定性能が生じにくい⁽⁴⁾ので、ここでは b_2 をあえて大きく設計している。羽根車周速度 u_2 に基づくレイノルズ数は $Re = u_2 r_2 / \nu = 2.7 \sim 3.2 \times 10^6$ である。

3.2 数値解析方法 CFD は、市販コード ANSYS CFX⁽⁷⁾ を使用した。ANSYS CFX は基礎方程式として時間平均 Navier-Stokes 方程式と連続の式を、有限体積法で離散化し時間平均流れを解くものであり、乱流モデルとして $k-\omega$ モデルを採用し、壁面はすべり無しとし壁関数を使用した。入口側境界条件として一樣流速、出口境界条件として断面内平均静圧一定とした。解析は、羽根とケーシング舌部の相対位置を変化させる非定常解析を行った。なお、回転系と静止系の計算格子との間は、Transient Rotor Stator の手法を用いて接合した。図 2 には一例として比速度 80 の遠心ポンプの解析格子を示す。なお、どの遠心ポンプにおいても計算点は 110 万程度である。さらに図 2(c) に示すように羽根車前面および背面漏れ流路もモデル化している。狭い隙間では流路幅方向に最低でも計算点を 8 点確保し、計算点を倍の 16 点としても漏れ流量および

(a) Outside view of pump grid (b) Front view of pump grid (c) Side view of pump grid

Fig. 2 Computational grid of centrifugal pump at $n_s = 80$

Fig. 3 Comparison of performance curves between CFD simulation and Experiment

円板摩擦の計算値に差がないことを確認している。

3.3 軸動力および効率の分析 効率低下の原因を明らかにするために、本研究ではポンプ軸動力および効率の分析を行う。遠心羽根車の軸動力は羽根車入口および出口での角運動量変化より、以下のように与えられる⁽⁸⁾。

$$\tau = (\phi_Q + \phi_q)\psi_{th} + \tau_{disk} + \tau_R \quad (1)$$

ここで、 τ_R は羽根入口逆流に基づく動力損失である。また、遠心ポンプの揚程係数 ψ は、理論揚程係数 ψ_{th} から各流路の無次元水力損失 $h_{loss} = \Delta H_{loss}/(u_2^2/2g)$ を

差し引くことにより与えられるので、式(1)は以下のように変形できる。

$$\tau = \phi_Q(\psi + h_{imp.} + h_{diffuser} + h_{casing}) \quad (2)$$

$$+ \phi_q\psi_{th} + \tau_{disk} + \tau_R$$

上式中の右辺各項はそれぞれ、ポンプ水動力 $\phi_Q\psi$ 、羽根車水力損失動力 $\phi_Qh_{imp.}$ 、平行壁ディフューザ水力損失動力 $\phi_Qh_{diffuser}$ 、ケーシング水力損失動力 ϕ_Qh_{casing} 、漏れ損失動力 $\phi_q\psi_{th}$ 、円板摩擦損失動力 τ_{disk} 、羽根車入口逆流に基づく動力 τ_R であり、各水力損失は各位置での流量平均全圧の差から求め、 τ_R は羽根車入口での角運動量変化より求めた⁽⁹⁾。

Fig. 4 Comparison of pressure distribution at $n_s = 60$

4. 実測値とCFD解析の比較

図3(a)から(d)は全供試ポンプに対して、CFD解析結果を実測値と比較したものである。全般的に揚程を含めて、軸動力が実験と広い比速度範囲で良好に一致することから、軸動力曲線に影響が大きい漏れ流量および理論揚程も正しく解析できていると考えられ、また羽根出口角の大きい羽根車での右上がり不安定性能がCFD解析でも良好に予測できている。

なお、図3(d)に示す比速度25では揚程が多少高くでているが、これは吸込み管における強い旋回流の影響と考えられる。すなわち、本研究で採用した $k-\omega$ モデルに代表される2方程式乱流モデルでは旋回流に対して計算精度が低下することが知られており、比速度25のような通常のポンプの締切点に近い領域で運転されるポンプの揚程の予測が難しいことを示しているが、比較的良好に予測しているといえる。

図4には比速度60のポンプでの $r/r_2 = 1.0$ における周方向圧力分布の比較を示しており、計算値と実験値の流量が多少異なっているが、比較的良好に一致することから、ポンプ内部の流れ場についても実験を再現できていると考えられる。

5. 極低比速度遠心ポンプの損失解析

図5(a)には、解析した各比速度の遠心ポンプの最高効率点での水力効率 $\eta_h = \psi / \psi_{th}$ 、機械効率 $\eta_m = (\tau - \tau_{disk}) / \tau$ 、体積効率 $\eta_v = \phi_Q / (\phi_Q + \phi_q)$ を示す。なお、参考値として円板摩擦損失動力の全軸動力に対する比 τ_{disk} / τ を示している。図5(a)より比速度の低下とともに、体積効率 η_{vBEP} の低下が著しく大きいことが明らかとなる。これは、比速度の低下に伴ってポンプ流量が急減少するので、漏れ流量の影響が相対的に大きくなるためである。また、円板摩擦損失も比速度の低下と共に相対的に増加するので、機械効率 η_{mBEP} も低下しているがその低下量はあまり大きくない。一方、比速度40以下では水力効率 η_{hBEP} の低下が著しくなる。

(a) Analysis of pump efficiency

(b) Analysis of shaft power

Fig. 5 Analysis of efficiency and shaft power at BEP

図5(b)には、CFD解析を行った全比速度の遠心ポンプ最高効率点において、式(2)によって整理した軸動力に対する各損失動力の百分率を示し、合わせてポンプの各 n_s における最高効率の実測値を併記している。解析した各比速度のポンプは、設計諸元が異なるので一概に比較はできないが、図5(b)は極低比速度領域での性能向上の指針を与える。図5(b)において顕著な点は、図5(a)同様、比速度の低下とともに漏れ損失動力の相対割合の著しい増加である。特に、比速度60以下の漏れ損失動力および円板摩擦損失動力の割合が非常に大きくなっており、比速度25では漏れ損失動力の割合が約50%に、円板摩擦損失動力の割合が約25%にも達している。

以上より、比速度60以下で効率向上に最も効果的なのは漏れ流量および円板摩擦の低減であることが明らかとなる。なお、羽根車入口逆流に基づく損失動力 τ_R の軸動力に占める割合は全比速度範囲でたかだか1~3%程度であった。極低比速度では、最高効率点においても入口逆流が存在するが、羽根車内外径比が比較的大きいので、その規模が必ずしも大きくならず、 τ_R の全軸動力に対する割合は小さい。

図5(a)において興味深いのは、水力効率の絶対値が通常のポンプに比べて大変低いことであり、図3の

Fig. 6 Slip factor of very low n_s pump

揚程係数から計算される理論揚程係数 ψ_{th} が著しく大きくなる。この原因を検討するために、図 6 に解析を行った全比速度の遠心ポンプの最高効率点におけるすべり係数 k を示し、合わせて通常の比速度ですべり係数を良好に予測する Wiesner の式⁽¹⁰⁾も示している。図 6 より比速度 80 以下では比速度の低下とともに、すべり係数が 0 に近づくことがわかる。すなわち、羽根車出口流れが羽根に沿ったまま流出する羽根数無限大の場合に近づくことになる。

この原因を検討するために、図 7(a) に比速度 25 の場合の最高効率点において羽根中央断面での相対速度ベクトルを示し、図 7(b) には羽根出口において幅方向に断面平均した周方向の速度分布 ($\overline{v_{m2}}/u_2$, $\overline{v_{\theta 2}}/u_2$) を羽根 1 ピッチ分示している。図 7(a) より明らかなように、最高効率点においてさえ羽根負圧面から圧力面にかけて大きな再循環流領域がどの羽根間流路にも存在し、羽根数無限大の流れとは大きく異なり、図 7(b) より羽根間流路の中央で $\overline{v_{m2}} \leq 0$ となる出口逆流が生じている。

この逆流は、羽根出口における相対速度が流路うずのために羽根間中央で周方向を向き、コリオリ力が軸中心に向かって作用するために引き起こされる。したがって、逆流域では相対速度の周方向成分 $\overline{w_{\theta 2}}$ が最大、すなわち絶対速度の周方向成分 $\overline{v_{\theta 2}}$ が最小となり、図 7(b) に示すように著しく大きな速度ひずみを生ずる。この $\overline{v_{\theta 2}}$ を羽根車全周に亘って流量平均したものが $\overline{\overline{v_{\theta 2}}}$ であり、理論揚程 $\psi_{th} = \overline{\overline{v_{\theta 2}}}/u_2$ は著しく大きくなる。

羽根出口における著しい速度ひずみは一様化する過程で大きな混合損失を生じるが、図 5(b) によれば、混合損失を含む固定流路の損失動力 (③+④) はかなり小さく、全損失動力の 10% 程度である。比速度 25 の羽根車では、水力損失ヘッドは理論揚程の 45% にも達するのに、水力損失に基づく損失動力 $\phi_Q \Sigma h_{loss}$ は全動力損失のわずか 13% 程度である。すなわち、単位重量当りの損失は著しく大きい、その損失動力 $\phi_Q \Sigma h_{loss}$

(a) Velocity vector

(b) Velocity component at impeller outlet

Fig. 7 Velocity distributions at the BEP of $n_s = 25$

は小さいということであり、その原因は羽根車を流出する流体の大部分が漏れとして吸込み側に戻ってしまうことにある ($\eta_v = 30\%$)。このことはまた、 n_s が著しく低い範囲 ($n_s \approx 25$) では、ポンプ流量が少ないので体積効率を向上させた上で羽根車出口流れを改善することにより、極低比速度領域での効率向上が期待できることを示唆している。

前述の結果より極低比速度領域で効率向上を図るためには、漏れ損失動力の低減が必須であることが判明した。そこで、比速度 80 および 25 のポンプに対して、ライナリング隙間を通常値 $c = 0.3 \text{ mm}$ に設定した場合の計算結果を前出の図 3(b) および (d) に併記した。図 3(b) および (d) より、ライナリング隙間が特別に広い場合とくらべて、効率は比速度 80 ではほとんど変化せず、比速度 25 では 2% 程度しか向上しないことがわかる。この場合、比速度 25 のポンプにおいて、効率を分析したものを図 8(a) に示す。体積効率は多少向上するが、低流量域では羽根車通過流量 ($\phi_Q + \phi_q$) の減少による $\overline{\overline{v_{\theta 2}}}$ 増加のため ψ_{th} が増加して水力効率が低下し、さらに全流量域で機械効率も低下している。ライナリング隙間の大幅な変化に関わらず、体積効率が変化しない原因を明らかにすべく、ポンプ前面漏

Fig. 8 Influence of seal clearance on efficiency at $n_s = 25$

れ流路における半径方向圧力分布を検討したところ、ライナリング隙間が大きくても隙間前後の圧力差はほぼ0に近いことが判明した。これらのことから、極低比速度領域では通常製作されるライナリング隙間にしても、全効率に及ぼす影響は少ないと結論される。

しかし、図5(b)によれば比速度60以下では漏れ損失動力が全損失動力の25～50%程度を占めているので、ライナリング隙間を極限まで狭めることができれば、全効率の向上が期待できる。そこで、図8右に示すラビリンスシールを用いてライナリング隙間を限界まで狭めた($c=0.1\text{mm}$)計算を行った。その場合の性能曲線を図3(d)に、効率の分析を図8(b)に示す。図3(d)および図8(b)より体積効率は最高効率点で40%程度向上するが、その代わり全流量域で水力効率が急低下し、円板摩擦損失割合の増加による機械効率の低下も見られる。その結果、全効率は約5%程度しか向上しないことがわかる。水力効率の低下は主に、すべり係数が流量とともに大きく変化することが原因である。

6. 結 論

極低比速度領域で比速度の異なる5種類の遠心ポンプを用いて、各比速度に対する損失分析を行い、以下の結論を得た。

- (1) 比速度の低下とともに、漏れ損失動力および円板摩擦損失動力が急激に増加し、とくに比速度25では漏れ損失動力の割合が約50%に、また円板摩擦損失動力の割合が約25%にも達する。
- (2) 最高効率点の水力効率は、比速度50以上ではあまり変化しないが、比速度50以下では比速度の低下とともに急低下する。これは、羽根車出口逆流により流量平均周速度が増加するためすべり係数が著しく減少し理論揚程が増大することが主な原因であり、水力効率は低い水力損失動力は必ずしも大きくはない。

- (3) 極低比速度領域では、漏れを減らすと円板摩擦動力および羽根車内の水力損失が増加し、全効率はあまり変化しない。しかし、漏れを極限まで減少できれば、効率を5%程度向上させることができる。

文 献

- (1) Stepanoff, A. J., *Centrifugal and Axial Flow Pumps*, 2nd ed., (1957), pp.69-89., John Wiley and Sons.
- (2) Matsumoto, K., et al., *Performance of Very Low Specific Speed Impeller* (in Japanese), *Turbomachinery*, Vol.25, No.7, (1997), pp.337-345.
- (3) Matsumoto, K., et al., *Study on Optimum Configuration of a Volute Pump of Very Low Specific Speed*, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.66, No.644, (2000), pp.1132-1139.
- (4) Matsumoto, K., et al., *Performance Improvement and Peculiar Behavior of Disk Friction and Leakage in Very Low Specific-Speed Pumps*, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.65, No.640, (1999), pp.4027-4032.
- (5) Kurokawa, J., et al., *Performance of Low Specific Speed Centrifugal Pump* (in Japanese), *Turbomachinery*, Vol.18, No.5, (1990), pp.300-307.
- (6) Kagawa, S., et al., *Performance of Very Low Specific Speed Centrifugal Pump with Circular Casing*, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.71, No.705, (2005), pp.1821-1828.
- (7) ANSYS Inc., *ANSYS CFX Documentation Ver. 5.7.1*, (2004), Waterloo, Ontario, Canada.
- (8) Senoo, T., *Slip Factor · Internal Flow and Disk Friction of Centrifugal Impeller* (in Japanese), *Turbomachinery*, Vol.10, No.2, (1982), pp.110-114.
- (9) Kurokawa, J., et al., *Inlet Reverse Flow Model and Prediction of Theoretical Head and Water Power of Mixed-Flow Pumps*, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.59, No.557, (1993), pp.143-149.
- (10) Wiesner, F.J., *A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers*, *Transactions of ASME, Journal of Engineering for Power*, Vol.89, No.4, (1967), pp.558-572.