二重反転形軸流ポンプにおける設計流量点流れのLDV計測*

重光 亨^{*1}, 古川 明徳^{*2}, 渡 邊 聡^{*3}
大熊 九州男^{*4}, 福富 純一郎^{*1}Internal Flow Measurement with LDV
at Design Point of Contra-Rotating Axial Flow PumpToru SHIGEMITSU^{*5}, Akinori FURUKAWA, Satoshi WATANABE,
Kusuo OKUMA and Junichiro FUKUTOMI^{*5} Faculty of Engineering, The University of Tokushima,
2-1 Minamijosanjima-cho, Tokushima-shi, Tokushima, 770-8506 Japan

The adoption of the contra-rotating rotor has been proposed in response to a demand for the axial flow pump with higher specific speed. The internal flow field and blade rows interactions between the front and rear rotors should be considered in the design for higher performance and more stable operation, but has not been clarified yet. The flow field in contra-rotating axial flow pump was measured at various flow rates with the LDV and wall pressure measurements. In the present paper, the experimental and numerical results in the flow field between front and rear rotors are shown at the design flow rate and the flow behaviors are discussed, related on blade loading, blade tip leakage flow, wake and blade rows interaction.

Key Words: Turbomachinery, Axial Flow Pump, Contra-Rotating Rotors, Wall Pressure Measurement, Blade Rows Interaction, Internal Flow

1. ま え が き

近年, 排水機場スペースの制約とコストの面から軸流ポンプの大流量・低揚程化, すなわち高比速度化への要求⁽¹⁾が強くある。しかし, 既存の後置静翼形軸流ポンプでは高比速度化に伴い効率とキャビテーション性能が低下する。さらに, 部分流量域での揚程の右上がり特性によりその運転領域は制約され, たとえ, 動翼の回転数制御により高効率運転を行ったとしても静翼での損失増加のため, その運転範囲は限られる。

そこで著者らは, 既存の軸流ポンプへの二重反転翼車の採用を提案した⁽²⁾。二重反転翼車とは2個の翼車を同軸上に前後に配置したもので, 各翼車を互いに逆方向に回転させることにより, 後段翼車は, 従来形の後置静翼と同様に前段翼車で付与された流速の旋回成分を圧力に回復させる役目を担うとともに, 流体に直接エネルギーを与える。そのため, 同じ仕様に対して

回転数を従来設計より低く(回転速度一定の場合は小形小径化に)することができ, 低回転速度設計による高キャビテーション性能化, 翼車の低負荷化による設計点での効率向上, さらに非設計点での各翼車の回転数制御による高効率化が, これまでの研究により示された⁽²⁾。

二重反転形軸流ポンプの安定運転とさらなる性能向上を実現するには, 前段翼車からの非定常な旋回流れと前後段翼車間の翼列間干渉⁽³⁾を明らかにする必要がある。また, 後段翼車は前段翼車からの後流の影響を受け, 後段翼車においては大きな翼負荷変動が生じる可能性がある。前報⁽⁴⁾において, 後段翼車から前段翼車への翼列間圧力干渉が大きく, 二重反転形軸流ポンプの実用化には圧力場や後流に関連した翼列間干渉の詳細な調査が必要であることが明らかとなった。

本論文では, 実験と数値流れ解析結果により, 設計流量点における二重反転形軸流ポンプの前後段翼列間の流れ場を明らかにする。実験では, 翼列間流れ場や各翼車の流れ場への影響について議論を行うために, レーザ・ドップラー流速計(LDVと略す)を使用し, 前段もしくは後段翼車回転速度に位相固定させて, 各翼車から見た相対流れ場を計測した。そして, 速度分布や壁面静圧分布の実測結果と数値解析結果との比較

* 原稿受付 2007年11月2日。

^{*1} 正員, 徳島大学大学院ソシオテクノサイエンス研究部(〒770-8506 徳島市南常三島町2-1)。^{*2} 正員, フェロー, 九州大学大学院工学研究院(〒819-0395 福岡市西区元岡744)。^{*3} 正員, 九州大学大学院工学研究院。^{*4} 九州大学大学院工学研究院。

E-mail: t-shige@me.tokushima-u.ac.jp

から流動状態を考察する。さらに、これらの考察に基づき二重反転形軸流ポンプの実用化に向けた後段翼車の設計指針を提示する。

2. 後置静翼形と二重反転形の根本概念

回転速度 N と流量 Q が決まると、直径 D における無限翼枚数の直線翼列円筒表面における既存の後置静翼形(RS type)と二重反転形(RR type)の理論揚程 H_{th} は次の式で得られる。図1は設計流量および非設計流量でのRR typeの翼列と速度三角形を表す。

$$H_{thRS} = K_1 D_{RS}^2 N_{RS}^2 \left(1 - \frac{K_2 Q \tan \beta_{bRS}}{D_{RS}^3 N_{RS}} \right) \dots\dots (1)$$

$$H_{thRR} = K_1 D_{RS}^2 N_{RS}^2 \left\{ 3 \cdot \frac{D_{RR}^2 N_{RR}^2}{D_{RS}^2 N_{RS}^2} \times \left[1 - \frac{K_2 Q}{D_{RR}^3 N_{RR}} \left(\frac{2 \tan \beta_{bf}}{3} + \frac{\tan \beta_{br}}{3} \right) \right] \right\} \dots\dots (2)$$

式中の β_b は翼出口角、添字 RS と RR は後置静翼形と二重反転形、添字 f と r は二重反転形の前段翼車と後段翼車をそれぞれ示し、 K_1 と K_2 は定数であり、RR type の前段および後段翼車の回転速度は同じと

Fig.1 Linear cascade and velocity triangles for RR type

Fig. 2 Relation between N and D for RS and RR types

している ($N_f = N_r = N_{RR}$)。式(1)と式(2)より設計流量 Q_d において $H_{thRS} = H_{thRR}$ 条件下では以下の式が導かれる。

$$\left(\frac{D_{RR}}{D_{RS}} \right) \left(\frac{N_{RR}}{N_{RS}} \right) = \frac{1}{\sqrt{3}} \dots\dots (3)$$

また、RS type で直径 D と回転速度 N が異なる場合、設計流量 Q_d において $H_{thRS1} = H_{thRS2}$ 条件下では次の式が得られる。

$$\left(\frac{D_{RS1}}{D_{RS2}} \right) \left(\frac{N_{RS1}}{N_{RS2}} \right) = 1 \dots\dots (4)$$

図2は式(3)と式(4)から得られる回転速度 N と直径 D の関係を表しており、RR type は RS type よりも必然的にコンパクトになることがわかる。

図3に設計流量 $Q_d = 70 \text{ l/s}$ において $H_{thRS} = H_{thRR} = 4 \text{ m}$ となる条件下で式(1)と式(2)より近似される揚程曲線を、実験で得られた曲線と比較して示す。RS type と RR type の近似揚程曲線より、部分流量 ($Q < Q_d$) において $H_{thRR} > H_{thRS}$ となっており、一方、過大流量 ($Q > Q_d$) では $H_{thRR} < H_{thRS}$ となっていることから、本質的に RR type は RS type よりも安定な右下がり特性を示すことがわかる。しかし、このことは RR type では設計流量においてより急な右下がり曲線を示すため、設計において所定の揚程を得るには十分な配慮なしには難しいことを意味する。図3において設計流量 ($Q = 70 \text{ l/s}$) での RS type の揚程の実験値は設計値 $H = 4.0 \text{ m}$ をほぼ満たしており、近似揚程と同様な揚程曲線を示している。一方、設計流量付近での RR type の実験結果は揚程曲線が緩やかになる低流量 $Q < 28 \text{ l/s}$ を除いて近似揚程の右下がり曲線と同様な傾向を示している。しかし、RR type の設計流量での揚程は設計揚程 $H_d = 4.0 \text{ m}$ に対して $H_{RR} = 2.8 \text{ m}$ と低く、この結果は二重反転形の設計の難しさ

Fig. 3 Head characteristic curves of RS and RR types

を表している。前報⁽²⁾においてRR typeの設計揚程の不満足は、おもに前段翼車からの流入流れと後段翼車食違角との不一致によるものであることが明らかとなった。したがって、二重反転形軸流ポンプの高性能設計には流れ場を考慮し、前段翼車からの出口流れの実験結果に基づく後段翼車設計パラメータの適切な選定が重要と考えられる。そこで、二重反転形の適切な設計指針を探索することを目的に流れ場の詳細な調査を実施した。

3. 実験と数値計算

3・1 実験装置と方法 先に述べた設計仕様(流量, 揚程)のもと各翼車の比速度を $N_s=1500$ [min^{-1} , m^3/min , m] とすると、二重反転形では前・後段翼車揚程 $H_f=H_r=H/2$ 条件下において前・後段翼車回転速度 $N_f=N_r=1225 \text{ min}^{-1}$ を得る。翼車の設計には従来より軸流ポンプの設計に用いられている設計法⁽²⁾を用い、RR typeの前段翼車翼枚数は $Z=4$ 枚に対し、後段翼車翼枚数は $Z=3$ 枚となっている。図4に実験装置の断面図を示す。ハブ外径は100 mm, ケーシング内径は200 mmであり、翼端すきまは1.0 mmである。二重反転形では内側と外側の二軸を介して前・後段翼車を反対方向に回転させる。性能評価では、図4に示すPos. 0, III, Vの各翼車の入口と出口の壁面静圧差を計測し、前・後段翼車の揚程 H_f , H_r と全揚程 $H=H_f+H_r$ は計測された静圧差に各静圧測定点での断面平均流速から求めた動圧差を加えることにより算出した。したがって各断面での流速分布(特に旋回成分)は考慮していないため、前段はやや低めに、後段はやや高めに算出されることになる。また、揚程の算術平均値からの誤差範囲は $\pm 2.5\%$ 程度である。壁面静圧はケーシング壁面上の軸方向16点に設置された静圧孔により測定し、前後段翼列間の静圧分布は前段・後段翼車の回転位相を参照する二重位相固定法によりアンサンブル平均値として得た⁽⁴⁾。流量 Q は試験部

上流に設置されたオリフィスにより計測している。また、ケーシングはアクリル樹脂製であり、LDV計測を可能にしている。本実験に使用したLDVシステムは光学系, 受光プローブ, ケーブルおよび信号処理機より構成されており、後方散乱形のプローブを使用している。プローブは空気中において焦点距離152.5 mmのレンズを備え、計測直径0.11 mm, 長さ1.18 mmのHe-Ne 2光レーザを放出し、流体中の粒子からの散乱光を受光する。プローブより得られたドップラー信号はフィルタを通りデジタルデータに変換され、信号処理機においてFFT解析を行った後、速度データとして取得される。LDVでの計測位置と壁面静圧孔の設置位置を図5に示す。前段翼車出口および後段翼車入口での流動様相を明らかにするために、計測は基本的に前後段翼列間の半径方向4点と軸方向6点において行われた。また、ハブ近傍($r<55 \text{ mm}$)での流速はハブ壁面とレーザ光との干渉により計測不能であった。なお、本実験では、水中に含まれる微小な不純物により計測が可能であったため、トレーサ粒子は使用していない。流速の軸方向成分のLDV計測結果と別途行った5孔プローブの計測結果との差異は、翼端漏れ渦の確認されたケーシング壁面近傍を除く各半径位置において、前段翼車上流, 後段翼車下流においては5孔プローブの計測結果を基準として2%, 前後段翼列間においては5%であった。ケーシング壁面近傍でのLDV計測結果と5孔プローブとの差異は20%以内であり、この差異は翼端近傍での前後段翼列間での速度変動が大きく、5孔プローブがこの速度変動に追従できなかったことによるものと考えられる。本実験では、データサンプリングにおける同期は前・後段翼車一方の回転速度にのみ行っているため、もう一方の翼車による流れ場への影響は平均化される。実験では、速度データ取得と同時に一回転120パルスの回転

Fig. 4 Sectional view of the test pump

Fig. 5 Flow measurement positions with LDV and static pressure measurement points on the casing wall

検出器から前段もしくは後段翼車周方向位置を計測する。そして、これらの結果を基に前段もしくは後段翼車の位置と速度データを関連付け、翼間速度分布を得た。このときの周方向の分解能は3度であり、各点での速度はデータ点数30点以上のデータの平均値として得られる。一方、前段翼車上流、前後段翼列間、後段翼車下流での速度の半径方向の時間平均分布は5孔プローブを用いて計測した。

3・2 数値計算法と計算条件 本研究では、市販コードであるCFX Tascflow 2.12(ANSYS)を用いて、定常数値流れ解析を実施した。乱流モデルは $k-\omega$ 乱流モデルを、壁近傍には標準壁関数を使用し、1ピッチ当たりの格子数は前段翼車53465点、後段翼車107380点である。計算では実験同様、1mmの翼端すきまを設け、そこに半径方向4点の格子点を設置した。上流と下流の境界条件は質量流量一定、出口静圧一定として、計算領域を1ピッチとし、前後段翼車間の接合条件にはStage接合条件を用いた。これは、前段翼車と後段翼車の境界面で、各半径位置における流

れの周方向平均値(圧力、速度などのデータ)が保存されるとするものである。

4. 実験結果および考察

図6にLDV計測により得られた半径 $r=97.5\text{ mm}$ における相対速度ベクトル図を示し、図7にこれに対応するケーシング壁面において計測された前段翼車入口からの静圧上昇分布図を示す。本実験では、片方の翼車回転速度にのみ同期をとっているため、もう一方の翼車の速度場や圧力場への影響は平均化される。図6および図7において図(a)は前段翼車から見た相対流れ場、図(b)は後段翼車から見た相対流れ場を示し、図(a)と(b)で同一領域を破線で囲んでいる。前段翼車の翼間で、図6(a)に点線で示す近傍には逆流が発生しており、前段翼車後縁近傍の負圧面側の相対速度が半径内側からの流れにより増加していることがわかる。また、図7において点線で示すように、翼弦中央部からの低圧域が翼間に伸びており、これは、翼端からの漏れ渦によるもので、図6において確認された逆流域はこの漏れ渦によりケーシング面側に逆流成分が現れたものと考えられる。数値解析より求めた同一半径位置($r=97.5\text{ mm}$)における前段および後段翼車の相対速度分布を図8に示す。図8より、負負荷分布に従い前段翼車の翼圧力面側では相対速度が減少し、負圧面側では増加していることがわかる。また、点線で囲まれた領域で示す前段翼車の翼間中央部において流れとされる低速域が計算結果からも確認できる。一方、後段翼車に着目すると、前段翼車において確認された翼間における低速域は、図7の実測結果および図8の解析結果のいずれにおいても確認されない。これは、RR type 後段翼車の揚程が設計値よりも低く⁽²⁾、後段翼車翼負荷が前段翼車よりも小さいこと

Fig. 6 Blade to blade distribution of relative velocity vectors at $r=97.5\text{ mm}$ for RR type

Fig. 7 Blade to blade distribution of static head on casing wall for RR type

Fig. 8 Blade to blade contour map of relative velocity calculated by numerical analysis at $r=97.5\text{ mm}$ for RR type

により、後段翼車からの翼端漏れ流れが前段翼車と比較すると弱いことが原因しているものと考えられる。図9に半径方向内側の $r=95, 92.5$ mmにおける前段翼車から見た相対速度ベクトル図を示す。図6と比べるとわかるように、半径 $r=95$ mmの翼間のわずかに狭い領域において低速域が確認できるが、 $r=92.5$ mmでは見られない。この結果からもケーシング壁面近傍において確認された逆流は翼端漏れ渦によるものであることがわかる。5孔プローブにより算出された同一流量流線上の理論揚程と実揚程の比から求めた半径方向の前段翼車の局所効率分布⁽⁵⁾を、数値解析結果と比較して図10に示す。翼端近傍の効率は他の半径位置と比較して低く、これは翼端からの漏れ流れとケーシング壁面との摩擦損失によるものと考えられ、性能改善には翼端漏れ渦の抑制が重要であることがわかる。前段翼車翼先端後縁30 mm下流において5孔プローブにより計測された絶対速度の周方向成分の半

Fig. 9 Blade to blade distribution of relative velocity vectors for front rotor of RR type

Fig. 10 Radial distribution of local efficiency of front rotor

径方向分布を数値解析結果と比較して図11に示す。また、図11にはハブ近傍での周方向速度成分を基に $rV_\theta=(rV_\theta)_{r=52\text{ mm}}$ 一定の条件下で描いた曲線を破線で示している。RR typeは自由渦設計であるため、半径が小さくなるにつれて周方向速度は増加している。一方、図10で確認された翼先端での効率低下の一因である低エネルギー流体の蓄積により翼先端近傍の周方向速度は増加している。

図12に半径 $r=74.5$ mmにおける前段および後段翼車から見た相対速度ベクトル図を示す。なお、 $r=86.75, 62.25$ mmにおける流動状態の定性的傾向は $r=74.5$ mmとほぼ同じである。図6, 7と図12の破線で囲まれた領域に着目すると、前段翼車から流出する相対流れはほぼ一様で、わずかに翼車後縁近傍において後流が確認できる。しかしその後流も下流とともに減衰し前後段翼車間中央ではすでに一様化している。一方、後段翼車へ流入する相対流れでは、後段翼

Fig. 11 Radial distribution of absolute circumferential velocity at front rotor outlet

Fig. 12 Blade to blade distribution of relative velocity vectors for RR type at $r=74.5$ mm

車が高食違い角設計となっているため、破線で囲まれた同一の領域において、翼のプロッケージによる流れ場への影響が後段翼車のかなり上流にまで及んでいることがわかる。

次に前段翼車からの流れを相対流れ角の変化から見る。図13に半径位置 $r=86.75, 74.5, 62.25$ mm における前段翼車1ピッチ間の相対流れ角 β 分布を示す。ここで、流れ角と翼出口角 β_{bf} は軸方向を基準とした角度で定義する(図1)。また、図13では、半径位置によらず翼先端での前段翼車後縁位置(TE)を軸方向0 mm とし、下流側を正に軸方向距離0~40 mm の5断面での分布を示す。また図中のPSおよびSSは翼後縁位置での圧力面と負圧面で、矢印は後流の流下

Fig. 13 Relative fluid outlet angle in 1 pitch of front rotor

に伴う周方向位置の変化である。図13より、前段翼車直後下流での相対流れ角は、後流域を除き、すべりの影響で翼出口角 β_{bf} よりも $3^\circ \sim 6^\circ$ 程度大きいこと、および流下とともに後段翼車のプロッケージ効果による流れの転向作用を受けて β が見掛け上 β_{bf} に近付いていることがわかる。また、後流の流下に伴う一様化について見ると、 $r=86.75$ mm では緩やかに減衰し、前段翼後縁(翼端)40 mm 下流においても後流の存在が確認できるが、半径方向内側の $r=62.25$ mm において前段翼後縁(翼端)下流40 mm の位置では、後段翼車のプロッケージ効果を強く受けるため後流の影響は打消され、見掛け上速やかに一様化しているように現れている。

後段翼車のプロッケージによる前後段翼車間の流れ場への影響は前段翼車後縁近傍にまで達しており、そ

Fig. 14 Blade to blade distribution of axial velocity fluctuation for RR type

Fig. 15 Axial distributions of time averaged static pressure

の影響は、前段翼車からの後流の影響よりも強いことが知られた。しかし、各翼車に位相固定したアンサンブル平均では、変動の定量的評価は難しい。そこで、各計測位置における速度の計測値の標準偏差値を算出して変動量の評価を試みた。図 14 に $r=97.5$, 74.5 mm の半径位置における軸方向速度成分の標準偏差値を等変動分布として表す。なお周方向速度成分の変動分布の傾向も定性的に一致することを確認している。図 14 において破線で囲まれた領域は前後段翼車間の同一領域を示している。前段翼車回転に位相固定した結果 [図 14(a)の(i)] を見ると、半径 $r=97.5$ mm では速度変動が大きい領域が前段翼車後縁からの後流と翼先端からの流れ渦近傍において認められる。そして変動値自体も断面全域にわたって比較的大きく、これは、翼先端からの流れとケーシング近傍への低エネルギー流体の蓄積に関連しているものと考えられる。一方、半径方向内側の $r=74.5$ mm [図 14(b)の(i)] では、大きな速度変動域が前段翼車後縁近傍において確認できる。また、逆方向に回転している後段翼車のブロックageの影響により下流側の速度変動が大きくなっている。次に後段翼車回転速度に位相固定した場合について見ると、半径 $r=97.5$ mm [図 14(a)の(ii)] では、前段翼車からの流れ渦と後流による速度変動の大きな領域が前段翼車後縁直後下流において周方向に様に確認できる。また、前段翼車からの後流の影響で半径 $r=97.5$, 74.5 mm [図 14(b)の(ii)] のいずれにおいても、後段翼車前縁における速度変動が大きいことがわかる。しかし、その領域を除けば $r=74.5$ mm における速度変動は図 (i) の場合より値そのものが小さく、前段翼車回転に位相固定させたときの大きな速度変動は前段翼後流と後段翼車のブロックageとの干渉により生じているものと考えられる。

図 15 にケーシング壁面における時間平均静ヘッドの軸方向分布を示す。設計流量 $Q=70$ l/s において比較的大きな速度変動が計測(図 14)されたが、図 15 よ

り前段翼車出口での静ヘッド上昇量は後段翼車入口まで保持されていることがわかる。したがって、設計流量においては前段翼車からの後流や後段翼車によるブロックageによる性能への影響は小さいものと考えられ、後段翼車設計には前段翼車からの平均化された一様流れを活用できるものと判断できる。

5. ま と め

次世代形軸流ポンプとして提案している「二重反転形翼車」の設計流量に着目し、理論的考察と LDV による内部流れの計測を実施した結果、次の諸点を得た。

(1) 二重反転形は理論的に既存の後置静翼形よりもコンパクト化が可能であり、後置静翼形よりも安定な右下がり特性を示す。しかし、急な右下がり特性により所定の設計値を得ることが難しく、設計において流れ場に対する十分な配慮が必要である。

(2) 後段翼車前縁では前段翼車からの後流の影響により流れ場が若干変動するが、ほぼ一様な流れが流入している。そのため、後段翼車の設計では、前段翼車からの非定常な旋回流れを考慮せずに、一様化された流入流れを活用しても十分である。

(3) 前段翼車の翼先端での翼間速度分布は、翼先端からの流れ渦やケーシング近傍への低エネルギー流体の蓄積により変動する。チップ近傍でのポンプ性能は流れ渦やケーシングでの摩擦損失により低下しているものと考えられるため、翼先端流れの抑制はポンプ性能の改善に効果的である。

文 献

- (1) Wada, A. and Uchida, S., Improvement of Performance for high specific speed Axial-Flow Pump, *Torishima Review* (in Japanese), Vol. 13 (1999), pp. 32-35.
- (2) Furukawa, A. et al., Experimental Study of Pump Characteristics of Contra-Rotating Axial Flow Pump, *Proceedings of 2nd International Symposium on Fluid Machinery and Fluid Eng.*, Vol. 67, No. 657 (2000-10), pp. 245-252, Beijing.
- (3) Sanders, A. J. et al., Multi-Blade Row Interactions in a Transonic Axial Compressor: Part I—Stator Particle Image Velocimetry (PIV) Investigation, *Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol. 124 (2002), pp. 10-18.
- (4) Furukawa, A. et al., Pressure Measurement on Casing Wall and Blade Rows Interaction of Contra-Rotating axial Flow Pump, *Journal of Thermal and Science*, Vol. 14, No. 2 (2005), pp. 142-149.
- (5) Shigemitsu, T. et al., Experimental Study on Rear Rotor Design in Contra-Rotating Axial Flow Pump, *Proceedings of 5th JSME/KSME Fluids Engineering Conference*, (2002-11), pp. 1453-1548, Nagoya.