二重反転形軸流ポンプの部分流量域における 後段翼車周りの LDV による流れ計測*

渡 邊 聡^{*1}, 山下 修 一^{*2}, 恒 成 雄 介^{*2}
大熊 九州男^{*3}, 古 川 明 徳^{*4}

Flow Measurement with LDV Around Rear Rotor of Contra-Rotating Axial Flow Pump at Partial Flow Rate

Satoshi WATANABE^{*5}, Shuichi YAMASHITA, Yusuke TSUNENARI,
Kusuo OKUMA and Akinori FURUKAWA

^{*5} Faculty of Engineering, Kyushu University,
744 Motooka, Nishi-ku, Fukuoka-shi, Fukuoka, 819-0395 Japan

An application of contra-rotating rotors, in which a rear rotor is employed in tandem with a front one and these rotors rotate in the opposite direction each other, has been proposed against a demand for developing higher specific speed axial flow pump. The most important feature of contra-rotating axial flow pump is that the rear rotor, installed instead of the stator of conventional type, plays a role not only to recover the static head but also to give the energy to the fluid directly. Then, the rotational speed or the pump size could be reduced with the same design specifications of pump head and flow rate as those of the conventional type. As another advantage, contra-rotating rotor theoretically yields a stable head-characteristic curve with a negative slope. In actual performance test of contra-rotating axial flow pump, a positive slope of head-characteristic curve, however, appears at the partial flow rate, which seems to be in the same manner to conventional type, depending on the rotors design. In the present study, in order to investigate the flow mechanism of head deterioration at the partial flow rate, blade-to-blade velocity distributions around the rear rotor have been measured with Laser Doppler Velocimetry (LDV) in the partial flow rate conditions by ensemble averaging technique with the rotating position of the rear rotor. Flow distributions in the tip region of rear rotor at flow rates just before and after the head deterioration are compared and the flow mechanism of head deterioration is discussed with the help of static head distribution on the casing wall.

Key Words: Turbomachinery, Axial Flow Pump, Contra-Rotating Rotors, LDV Measurement, Positive Sloped Head Curve

1. 緒 言

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小形・高速化、すなわち高比速度化への要求⁽¹⁾が強い。しかし、高比速度化は効率とキャビテーション性能の低下をまねく。そこで著者らは、高比速度ポンプに二重反転翼車の採用を提案し、その実用性を調査した⁽²⁾。二重反転翼車とは2個の翼車を前後に配置したもので、互いに逆方向に回転させることにより、後段動翼は、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。二重反転形は二軸構造の複雑な軸系をもつことになるが、同じ仕様に対して小形高速化を図ることができ

る。また、従来形との比較結果⁽²⁾は、二重反転形採用の利点として、低回転数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後段翼車下流における残存旋回流の除去を兼ねた後段翼車の回転数制御による高効率化を示した。

二重反転形翼車の同一半径断面を翼枚数 ∞ の直線翼列に展開して、その理論揚程を求めれば、従来形に比べ本質的に揚程の大きな右下がり特性を示す⁽³⁾。これが実際のポンプにおいても得られれば、ポンプ運転上、好ましい利点の一つといえる⁽³⁾。しかし、実際の反転形翼車において、その設計パラメータ(翼枚数や翼弦長など)の選定を誤れば、部分流量域において右上がりの不安定な揚程特性となる結果を得た⁽⁴⁾。これは、二重反転形翼車採用の利点を大きく損ねるものである。そこで、右上がり揚程特性と内部流速場との関係を明らかにするために、部分流量域における後段翼車周りの流速分布をレーザドップラー流速計(LDV)を用いて計測した。本論文では、その結果を報告すると

* 原稿受付 2007 年 11 月 12 日。

^{*1} 正員、九州大学大学院工学研究院(〒819-0395 福岡市西区元岡 744)。

^{*2} 学生員、九州大学大学院工学部。

^{*3} 九州大学大学院工学研究院。

^{*4} 正員、フェロー、九州大学大学院工学研究院。

E-mail: fmnabe@mech.kyushu-u.ac.jp

ともに、壁面圧力計測結果との対比を通して後段翼車における揚程低下について考察する。

2. 供試翼車と性能試験

二重反転形軸流ポンプの翼車比速度を $N_s = NQ^{1/2}/H^{3/4} = 1500$ [N は回転数(min^{-1}), Q は流量(m^3/min), H は揚程(m)] に定め、設計点で $Q_d = 70$ L/s, $H_d = 4.0$ m, 翼車ごとに $H_d/2$ の揚程を受け持つとすれば、回転数 $N = 1225 \text{ min}^{-1}$ を得る⁽²⁾。この仕様に対して翼根元/先端径を 100/198 mm, 翼先端とケーシングすきまを 1 mm に選び、自由渦形式を用いて翼列設計したものが RR1 形である。RR1 形での試験結果(設計点で低い揚程, 大きな流路閉そく率, 強い翼列間干渉)をもとに、その欠点を解消すべく後段翼車だけを再設計したものが RR2 形である⁽⁴⁾。表 1 に RR1 形および RR2 形の翼素の主要諸元を示す。両後段翼車の違いとして、RR1 形は翼枚数 $Z = 3$ で翼先端での食違い角 $\xi_t = 78.29^\circ$, 翼形 NACA 4408, 弦節比 $\delta_t = 0.800$ であるのに対し、RR2 形は $Z = 5$, $\xi_t = 77.56^\circ$, NACA 4406, $\delta_t = 0.600$ である。

性能試験では、前後段それぞれの翼車の入口・出口断面でのケーシング壁面静ヘッドを計測し、そのヘッド差と断面積変化に伴う動ヘッド差を考慮して前後段の揚程 H_f , H_r および全揚程 $H = H_f + H_r$ を求めた。したがって各断面での流速分布(特に旋回成分)の影響は考慮していない。また上流に設けたオリフィス差圧から流量 Q を、さらに各軸のトルク変換器読取り値からボス部のみを水中で回転させたときの損失動力を差し引いて前後段翼車の軸動力を求め、そして水動力と軸動力の比として効率 η を算出した。実験では、性能試験および LDV による流れ計測(後述)とともに、ケーシング壁面静圧の計測⁽⁶⁾ も行った。

Table 1 Main dimensions of test rotors ($N = 1225 \text{ min}^{-1}$)

		Hub	Mid	Tip
	Diameter	100mm	149mm	198mm
Front rotor	Blade number	4		
	Blade profile	NACA4410	NACA4408	NACA4406
	Solidity	1.290	0.898	0.700
	Stagger angle	51.72°	68.48°	75.85°
Rear rotor	Blade number	3		
	Blade profile	NACA4412	NACA4410	NACA4408
	Solidity	1.040	0.920	0.800
	Stagger angle	66.09°	73.67°	78.29°
RR1	Blade number	5		
	Blade profile	NACA4410	NACA4408	NACA4406
	Solidity	0.840	0.720	0.600
	Stagger angle	64.24°	72.54°	77.56°

図 1 に RR1 形と RR2 形ポンプの特性試験結果を示す。設計点 $Q = 70$ L/s では、RR1 形は効率 78% で揚程 2.8 m と低く、最高効率は 61 L/s 近傍で $\eta_{RR1} = 81\%$ となった。その結果をもとに修正を施した RR2 形は設計点において最高効率 $\eta_{RR2} = 83\%$ で揚程 3.4 m と、設計変更のやや不十分さを示す結果を与えた⁽⁴⁾。次に、部分流量域での揚程特性を見ると、前段揚程 H_f は後段翼車(RR1 と RR2)によらず同一で、 $Q < 30$ L/s において弱い正の揚程こう配を示すものの、本実験範囲の RR1 形の揚程 H には明確な右上がり特性は見られない。一方 RR2 形では後段揚程 H_r に $Q < 30$ L/s において右上がり特性が現れている。この揚程は周方向速度の動圧を考慮せず簡易的に求められているが、動圧を考慮した場合には前段翼車出口および後段入口翼車の全圧が増加すること、流量が減少すれば後段翼車からの翼端側の逆流が強くなり周方向速度が増加することが予想されることから、実際の揚程曲線は、前段翼車で右下がりこう配、後段翼車でより明確な右上がりこう配を示すものと考えられる。そこで本論文では、後段翼車で右上がり揚程特性の兆候が見られる $Q = 28$ L/s およびさらに低流量の $Q = 21$ L/s に着目し、流れ計測を行った。

図 2 に $Q = 28$ L/s におけるケーシング壁面での周方向平均静ヘッドの軸方向分布を示す。図 2 には各翼車動翼の存在範囲を両矢印で示している。図 2 から次のことが知られる。まず、前段での静ヘッド上昇量は、

Fig. 1 Pump characteristics on head and efficiency

Fig. 2 Axial distributions of static head rise on casing wall

前段揚程 [図1(a)] と同様に、後段の違いによらずほぼ同じである。次に、前後段ともにいずれの翼車においても、翼前縁入口近傍には平均静ヘッドの上昇が緩やかな領域があり、軸長の10~20%下流から上昇が始まっている。さらに前後段翼車間では、前段から後段翼車にかけて、静ヘッドが前段による静ヘッド上昇量の約半分ほど低下しているのに対し、後段翼車下流では、そのような静ヘッドの低下は認められない。そして各翼車の翼後縁近傍での静ヘッド上昇のこう配を見ると、前段翼車およびRR1の後段翼車では翼後縁上流で静ヘッドの上昇を終え、こう配が緩やかになっているのに対し、RR2後段翼車では翼後縁まで大きなこう配で静ヘッドが上昇している。なお、前後段での揚程 H_f , H_r の評価に用いた翼車下流の静圧孔位置は $z=60$ mm と 200 mm である。したがって前後段翼車間での静ヘッド降下が、前段揚程 H_f を低く見積もる結果となったといえる。

3. 流れ分布計測結果

RR2翼車の後段揚程曲線 [図1(a)] に右上がり特性が認められた流量点 $Q=28$ L/s と 21 L/s において、前段翼車出口下流の軸方向および周方向流速分布をLDVにより計測した。実験では、LDVによる流速計測結果と前後段いずれかの翼車の周方向位置とを関係付けるために、1回転当たり120パルスの信号出力を同時収録し、瞬時速度データを翼車回転位置に対応させることにより周方向分布を得た。このとき、周方向の解像度は 3° であり、翼車に固定した相対位置に対して4000点のデータを算術平均して、その相対位置での流速値とした。ただし本実験では、反転する前後段翼車のいずれか片方の翼位置に固定してLDV計測を行った。したがって前段に相対的な流れには、後段翼位置に関係なく後段翼車の平均的な影響が含まれていることになる。図3に本論文で流速分布を示す軸方向および半径方向計測点を示す。計測では特に前後段翼車間に注目し、軸方向に前後段翼車間6点、半径方向 $r=97.5$, 86.7 , 74.5 , 62.3 , 55.0 mm の計5点について行った。なお、レーザ光がアクリルケーシングを通して入射されるため、翼根元近傍での計測時にはレーザ光および散乱光の減衰が強く、SN比が極度に低くて計測不能であった。

図3には、RR2翼車で流量点 $Q=28$ L/s における等流量分割線(子午面流線)を描いている。これは、計測結果から求まる周方向平均軸方向速度成分の半径方向分布を半径方向に積分することにより求めた等流量点を連ねたものである。図3中には、軸流速度成分が

Fig.3 Velocity measuring points and meridional streamlines at $Q=28$ L/s in case of RR2 type rotors

零となる点から推察される流線を点線で示している。この流量($Q=28$ L/s)の前段翼車には、一般の軸流ポンプと同様に、入口の翼先端側と出口の翼根元側に逆流が観察される。前段翼車にはすでに翼根元側に出口逆流が現れているにもかかわらず、さらに低流量になると前段の揚程の右下がりこう配が緩やかになる [図1(a)] ことから、出口逆流発生に伴う遠心力効果による揚程上昇よりも前段翼車翼先端側の入口逆流に伴う流路閉そくによる揚程降下が強く影響していることが推察される⁽⁶⁾。一方、後段翼車の入口の翼先端側には逆流が現れているものの、出口の翼根元側は減速傾向ではあるが逆流発生には至っていない。前後段翼車間での前段出口翼根元と後段入口翼先端に存在する逆流域が順流を閉そくしたことも前後段翼車間での静圧降下(図2)をもたらした一因と考えられる。

RR2形で $Q=28$ L/s の場合の前段翼車出口下流におけるケーシング壁面静ヘッド分布⁽⁶⁾と半径方向4断面での相対流速ベクトルを図4に示す。各速度ベクトル図の背景において灰色となっている領域は逆流域を示している。前段の性能は後段によって変化しないので(図1)、図3に示す子午面流れを参考に出口流れを観察すれば、次のことがわかる。半径方向のいずれの断面でも、前段翼後縁下流での後流域は明確には確認されずに速やかに周方向に一樣化している。翼先端側の $r=97.5$ mm では前段翼出口負圧面側 [負圧面上ではなく、図4(b)中の点線で囲んだ領域] に低速域が現れ、その下流ではいったん半径外向き流れによる内側からの流体の供給を受けて軸流速度を増し、さらに下流では後段翼車の影響により逆流となっている。 $r=86.7$ mm の断面では、後段翼車からの逆流は認められないものの、前段出口の翼間中央位置において局所的に弱い逆流域が現れており、前段翼車翼先端側入口に生じた逆流が出口まで及んでいることが知られる。 $r=62.3$ mm では、全域が順流となっている。さらに半径内側の $r=55.0$ mm では、灰色で示す逆流

Fig. 4 Blade to blade distribution of casing wall static head and relative velocity vectors at $Q=28$ L/s in case of RR 2 front rotor

Fig. 5 Blade to blade distribution of casing wall static head and relative velocity vectors at $Q=28$ L/s in case of RR 1 rear rotor

領域からわかるように、前段翼圧力面出口近傍を上流端として、その下流の周方向全域において逆流が現れている。

次にこの前段からの出口流れを受ける後段翼車周りのケーシング壁面静ヘッド分布と半径方向4断面での相対流速ベクトルを見る。まず、図5にRR1形について示す。RR1形の後段翼車は3枚翼で厚翼で、高食違い角のため翼負圧面前縁近傍に圧力面側からの流れの回り込みによる逆流を伴う高流速域が認められる。その翼前縁での回り込みは半径が大きい断面ほど強く現れ、 $r=86.7$ mmでは前段翼車出口付近にまで及んでいる。さらに翼先端側の $r=97.5$ mmでは翼前縁のみならず入口周方向全域が逆流の様相を呈している。軸方向位置 $z=60\sim70$ mmにおける図4と図5

の速度ベクトルを対比してみると、前段翼からの流れは速やかに周方向に一樣化するにもかかわらず、後段翼前縁での流れの回り込みにより速度は周方向に大きく変動していることが知られる。それに伴って、ケーシング壁面静ヘッドにおける後段翼負圧面上には、前段からの静ヘッド上昇を受けているにもかかわらず、大きな低ヘッド域が現れている。 $r=97.5$ mmの後段翼入口に存在する周方向全域にわたる逆流域では、比較的大きな流速をもっているため、その逆流域に対応してケーシング壁面静ヘッド分布にも周方向にわたる大きな低ヘッド域が見られる。その結果、図2および図4に示したケーシング壁面静ヘッドの分布にも前段翼出口下流に行くにしたがって静ヘッドの低下が現れたことがわかる。一方、後段翼車の翼間流れ分布を見

Fig. 6 Blade to blade distribution of casing wall static head and relative velocity vectors at $Q=28$ L/s in case of RR 2 rear rotor

ると、 $r=97.5$ mmの断面を除いて、良好な流速分布（翼負圧面側の流速が速く、圧力面側が遅い）を示している。 $r=97.5$ mmの断面を見ると、翼負圧面側には失速に伴う逆流域は現れず、逆に、圧力面側に大きな逆流・低速域が現れており、入口逆流の影響が翼出口近傍にまで及ぶ、極めて三次元的な強い逆流となっていることがわかる。

流量 $Q=28$ L/s における RR 1 形後段翼周りの流れと比較するために、RR 2 形について図 6 に示す。RR 2 後段翼の場合も、定性的には RR 1 翼の場合と同じであるが、RR 1 翼より低食違い角（入射角大）であるうえに薄翼であるため、翼入口前縁部での回り込みが強く現れている。また、翼に対する軸方向計測位置が RR 1 翼と RR 2 翼で一致していないため明確なことは言えないが、 $r=97.5$ mm の断面を見ると、翼間内での逆流域が RR 2 形のほうが広く出口近傍にまで広がっているように見える。そして RR 2 形の場合でも翼近傍では翼面に沿った流れが認められ、失速様相は見られない。さらに翼出口下流では翼間中央部の流速は極めて遅く（ $r=97.5$ mm では逆流）、逆に後縁近傍〔特に図 6(c) 中に点線で囲んだ領域〕で速い分布となっており、その領域の流体は半径内側からの外向き流れによる（後段翼出口近傍では、主流の旋回速度成分は小さくなるのに対し、翼面境界層内流体は周速度に近い旋回成分をもつため、翼面近傍に強い外向き流れが現れる）ものと考えられる。この後縁近傍で速く翼間中央部で遅い分布の傾向は半径内側の $r=62.3$ mm においても認められる。図 6 には、 $r=55.0$ mm 断面の翼入口での流速ベクトルも示している。翼周りの流れは翼負圧面上の順流と前縁近傍の回り込み流れ

Fig. 7 Radial distribution of axial velocity component and relative flow angle at downstream section of RR 2 rear rotor

となっている一方で、その上流の分布は全周逆流であり、極めて複雑な流れとなっている（図 3 の子午面流線図参照）。

図 7(a) に、流量 $Q=28$ L/s および 21 L/s での $z=120$ mm での軸流速度の周方向平均値の半径方向分布を、図 7(b) に、周方向平均の軸流速度および各半径位置での流量加重平均の旋回速度より求めた相対流れ角（軸方向を零度）の半径方向分布を示す。なお、この位置での旋回速度の計測は特にハブ面に近づくほど困難であったので、相対流れ角分布は $r=97.5$, 84.7, 76.5 mm の 3 点のみをプロットしている。また、設計点での相対流れ角分布を参考までに示している。図 7(a) からは、図 3 からわかるように、後段翼車においても翼先端側に入口逆流が生じる一方で、出口翼根元側での軸流速度の低下は認められるものの逆流発生は見られない。これは、後段翼車が前段翼で付与された旋回速度成分を出口において旋回零に戻す方向に作用するため、半径方向の流れの不釣り合いが生じにくいことにある。したがって後段翼車の場合、翼先端側の入口逆流と翼根元側に出口逆流によって引き起こされ

Fig. 8 Blade to blade distribution of relative velocity vectors at $Q=21$ L/s in case of RR 2 rear rotor

る三次元順流の遠心効果は期待できず、入口逆流の翼間内への発達度合いが流路閉そくによる静ヘッド降下をもたらすことになる。また相対流れ角分布図には、翼出口角も併せて示している。図7(b)からわかるように、設計点の $Q=70$ L/s では相対流れ角は翼先端近傍を除いて翼出口角と比較的一致しているのに対して、 $Q=21, 28$ L/s ともに、相対流れ角は翼出口角より大きくなっており、その分だけ流れの転向が小さく理論揚程も低くなっている。このことが、部分流量域での揚程自体の低さをもたらしたものと考えられる。

図8に、さらに低流量の $Q=21$ L/s におけるRR 2形後段翼周りの相対流速ベクトルを $r=97.5, 84.7, 62.3$ mmの半径方向3断面について示す。 $Q=28$ L/sのとき、 $r=97.5$ mmの断面において観察された翼先端入口部および翼間中央部の逆流領域は、流量低下により出口断面の翼間中央部と $r=84.7$ mmの断面の入口圧力面側から出口下流の翼間中央部に及ぶ逆流領域の拡大が認められ、これが後段揚程のさらなる降下に結びついたことがうかがえる。この流量になっても、図7中の後段翼車直後における軸流速度の半径方向分布に見られるように、翼出口下流において翼根元側で速度の減少が確認されるものの逆流発生にまでは至っていない。

4. 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」の供試翼車の一つにおいて、部分流量域における揚程の右上がり特性が現れたことを踏まえ、その内部流れをレーザドップラー流速計を用いて計測した。その測定結果から、次の諸点を得た。

(1) 部分流量域において、後段翼車入口翼先端側には規模は前段翼車に比べて小さいものの逆流域が現れる。この翼車出口への伸長が後段翼車で揚程低下をもたらす。

(2) 部分流量域における前段翼車から後段翼車への流れは速やかに一様化するものの、前段翼車流出流れが有する大なる旋回速度の翼車間における摩擦減衰と、前段翼車翼根元側と後段翼車入口翼先端側での逆流域の存在のため、大きな損失を伴う。

(3) 後段翼車入口翼先端側に現れる逆流域は、流量減少とともに出口側および半径内側に広がる一方、出口翼根元側には逆流域は現れず、これが後段翼車で揚程降下の一因と思われる。

今後は、さらなる低流量(締切流量点付近)の詳細な翼列間流れ場の計測から揚程の右上がり不安定特性を考察する予定である。なお、実験の遂行には、当時、九州大学大学院生であった、白澤孝太君、福山智弘君ならびに重光亨君(現:徳島大学助教)の協力を得た。また本研究費の一部は原田記念財団によった。ここに記して謝意を表する。

文 献

- (1) Wada, A. and Uchida, S., Improvement of Performance for Higher Specific Speed Axial-Flow Pump (in Japanese), *Torishima Review*, No. 13 (1999), pp. 32-35.
- (2) Furukawa, A. et al., Basic and Experimental Study of Contra-Rotating Axial Flow Pump (in Japanese), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 67, No. 657 (2001), pp. 1184-1190.
- (3) Furukawa, A. and Watanabe, S., Axial Flow Pump with Contra-Rotating Rotors (in Japanese), *Turbomachinery*, Vol. 34, No. 7 (2006), pp. 399-403.
- (4) Shigemitsu, T. et al., Experimental Study on Rear Rotor Design in Contra-Rotating Axial Flow Pump (in Japanese), *Turbomachinery*, Vol. 31, No. 2 (2003), pp. 84-90.
- (5) Furukawa, A. et al., Blade Rows Interaction of Contra-Rotating Axial Flow Pump in Pressure Field on Casing Wall (in Japanese), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 71, No. 711 (2005), pp. 2710-2716.
- (6) Toyokura, T. and Kubota, N., Study on Back Flow Mechanism in Turbomachinery (in Japanese), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol. 33, No. 249 (1967), pp. 770-775.