A Fundamental Study of Rotating Stall Suppression in Radial Vaneless Diffuser

○ 学 上甲 聖士 (九大院)

嘉数 俊光 (九州大)

正 渡邊 聡 (九州大)

正 古川 明德 (九州大)

Satoshi JOKO, Graduate School of Engineering, Kyushu University, 744 Motoooka, Nishi-ku, Fukuoka 819-0395, Japan

Toshihiko KAKAZU, Kyushu University

Satoshi WATANABE, Kyushu University

Akinori FURUKAWA, Kyushu University

Key Words: Centrifugal pump, Vaneless diffuser, Rotating stall control

1. 緒言

近年、遠心ポンプは、設置スペース制約とコスト低減から、単段・高揚程化が図られ、そのため羽根車下流にディフューザを設置することがある。しかし部分流量域における運転では、ディフューザでの旋回失速発生によりポンプの騒音や振動を引き起こして安定な運転が行えないとの報告¹⁾も多く、広い運転域において高安定性能で信頼性の高い遠心ポンプの開発が望まれている。

ディフューザでの旋回失速発生に至る初期過程には、ディフューザ出口のハブ側に発生する逆流が密接に関係することが知られている。したがって、この逆流の不安定化を抑制することができれば旋回失速は回避できるものと考えられる。そこで著者らは、旋回失速の回避策として、平行壁羽根無しディフューザのハブ側に、ディフューザの圧力回復機能による圧力差を利用してディフューザ下流の流体の一部を上流に戻す「循環流路」の付設を考えた。これにより、部分流量域での運転においてもディフューザの流量を戻り流量分だけ増加させることができ、ディフューザ流路内での逆流発生の回避が期待された。この「旋回失速抑制機構」を検証し、その最適化を図るために「循環流路」の形状をいくつか考案・製作して抑制効果と圧力回復量との関係について実験調査を行った。

2. 実験装置と方法

Fig.1に供試ポンプ断面図を示す。ディフューザ自体の特性を調べるために、本装置では渦巻室の代わりにディフューザ下流にオーバーフロータンクを設置して軸対称流路にした。Fig.2に供試羽根車の形状を示す。羽根車は外径400mmで、駆動回転速度は200rpmで駆動される。Fig.3(a)に流路高さを羽根車出口高さと同じくした平行壁ディフューザ(VLD, $B=30\text{mm}$)を示す。羽根車出口半径との半径比を R とすると、VLDの入口および出口半径比はそれぞれ $R=1.01(202\text{mm})$, $R=1.90(380\text{mm})$ である。本実験では、旋回失速発生原因の一つとされる逆流が、ハブ側のディフューザ出口壁面に現れることを確認したことを踏まえ、ハブ側壁面に循環流路を設置した(Fig.3 (b)~(d))。循環流路の入口幅(高さ)は7mm, 13mm, 17mm, 出口幅はいずれも10mmで、それぞれRD0710, RD1310, RD1710と呼ぶ。実験では流量を徐々に減少させながらつぎに述べる測定を行った。まず、ディフューザのシュラウド側の半径比 $R=1.03$ の位置で周方向に50度の角度差の位置に設けた2点の静圧孔から、歪ゲージ式圧力変換器により圧力変動を同時計測した。そして計測データのFFT解析を行い、旋回失速の状態を求めた。次に、ディフューザのシュラウド側に設けられた半径比 $R=1.02\sim 1.80$ の半径方向9断面の静圧孔から壁面静圧の時間平均値を測定した。

Fig.1 Sectional view of test pump

(a) Vaneless diffuser (VLD)

(b) RD0710

(c) RD1310

(d) RD1710

Fig.3 Diffuser

Fig.2 Test Impeller

Fig.4 FFT analysis of pressure fluctuation of VLD

Fig.5 Pressure fluctuation of SF

3. 実験結果および考察

Fig.4に、VLDのシュラウド側 $R=1.03$ において計測した圧力変動のFFT解析結果を示す。縦、横、高さ方向の軸は、それぞれ流量係数 ϕ 、周波数 f 、圧力変動係数 $\Delta\psi_s$ である。 ϕ は流量を羽根車出口速度 u_2 と羽根車出口断面積 A_2 の積で除し、 $\Delta\psi_s$ は圧力変動 ΔP を $\rho u_2^2/2$ で除したものである。BPF, RF は、翼通過周波数(20Hz)、軸回転周波数(3.3Hz)であり、部分流量域で現れている SF は旋回失速による卓越周波数成分である(1 Hz 前後)。

Fig.4におけるSFの最大値をプロットしたものがFig.5の○印(VLD)である。ただし $R=1.03$ の2つの測定点でSFの周波数が一致し、かつ、 $\Delta\psi_s$ が 0.005 より大きい場合のみ表示した(測定精度上)。また、Fig.5には循環流路設置時の結果も同様に示している。まずVLDの結果についてみると、 $\phi=0.12$ から締切流量まで旋回失速が発生し、 $\phi=0.11\sim0.05$ における変動振幅が大きい($\Delta\psi_s=0.08$)ことが知られる。一方、循環流路 RD0710 を設置した場合、失速開始流量 $\phi=0.12$ はVLDの場合と変わらないが、その変動量は $\Delta\psi_s$ 約 0.04 と小さくなっている(ただし $\phi=0.04\sim0.02$ の流量域ではVLDよりも大きい)。また、RD1310の場合はRD0710を設置した場合と大差ない結果となるが、締切流量付近では非常に小さいことがわかる。さらに、入口幅が広いRD1710の場合は、失速開始流量が $\phi=0.11$ と低くなり、その変動量も小さい。しかも $\phi=0.03\sim0.01$ の範囲では失速抑制が確認される。つまり、旋回失速開始流量が低流量側に移動し、旋回失速の発生領域が狭められていることがわかる。この結果は、「循環流路」の有効性を示唆しており、流路形状を適切に選定すれば旋回失速の完全抑制(全流量域)の可能性も期待できる。

次に、循環流路を作り出すディフューザの圧力回復量について考察する。Fig.6はディフューザの $R=1.02$ から $R=1.50$ および $R=1.80$ までの圧力回復量を示している。本実験では、「循環流路」の設置により圧力回復量が低くなっている。「循

Fig.6 Pressure recovery

Fig.7 Flow in diffuser passage

環流路」設置の場合の $R=1.50$ と $R=1.80$ までの圧力回復量の違いはVLDの場合でのそれとほぼ同じ値を取ることから、「循環流路」設置に伴う圧力回復量の低下が $B=30\text{mm}$ のディフューザ高さから $B=40, 46, 50\text{mm}$ と拡大したことによる付加的損失ではないことが知られる。この圧力回復量の低下は、循環流路内での摩擦損失のほか、摩擦により旋回速度が減じられた循環流れの主流への吹込みに伴う混合損失や吹込み噴流に伴うハブ面剥離域(Fig.7(a))が形成されたためと考えられる。そこでRD0710を設置した場合について、 $R=1.28, 1.50, 1.80$ の位置で通路高さ4断面での流れ方向をタフト法により観察したところ、非失速域の $\phi=0.15$ においても循環通路内およびディフューザ通路ハブ側に逆流域の存在が確認(図省略)された。また失速域の $\phi=0.07$ では、循環通路内での戻り流れとともにディフューザ通路ではタフトの振れも大きく、ハブ面またはシュラウド面のいずれかの片側だけの逆流とディフューザ高さ全域の逆流の二パターンが観察された(Fig.7(b))。

4. 結 言

ディフューザのハブ側に循環流路を設置して、旋回失速抑制効果を調査した結果、つぎの諸点を得た。

- 1) 循環流路を設置することで、旋回失速が発生している高流量側の圧力変動を低減することができる。
- 2) 循環流路の高さを高くすることで、旋回失速が発生している低流量側の圧力変動を低減することができ、旋回失速開始流量を低流量側に移動させることができる。

循環流路を設置することで圧力回復量の低下は避け難いが、今後の更なる最適形状の選定により、その低下量も小さくて失速回避効果も高い循環流路を探究する予定である。

文 献

- 1) Tsurusaki, H., Kinoshita, T., *Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering*, Vol.123, (2001), 281-286.