

遠心羽根車入口循環流によるインデューサ失速の抑制*

(第1報, 環状溝による失速限界の改善)

植木 弘 信^{*1}, 石田 正 弘^{*1}
坂口 大 作^{*1}, 孫 自 祥^{*1}

Suppression of Inducer Stall based on Inlet Recirculation in a Centrifugal Impeller (1st Report, Improvement in Stall Limit by Ring Groove Arrangement)

Hironobu UEKI^{*2}, Masahiro ISHIDA,
Daisaku SAKAGUCHI and Zixiang SUN

^{*2} Dept. of Mechanical Systems Engineering, Nagasaki University,
1-14 Bunkyo-Machi, Nagasaki, Nagasaki, 852-8521 Japan

A ring groove arrangement is proposed to suppress unstable flow or surge in a centrifugal blower. The ring groove arrangement connects the upstream position of impeller inlet and the inducer throat tip through a bypass. The recirculation flow was formed by the pressure difference between the two positions, and the recirculation flow rate was changed by increasing the ring groove widths. The inlet recirculation results in a decrease in the flow rate of unstable flow inception, and an up to 8% improvement in stall limit was obtained by the ring groove arrangement at a small expense of the delivery pressure drop. The improvement of stall limit in the present experiment seems to be mainly due to decrease in flow incidence based on the inlet recirculation flow. The flow incidence decreases more as the recirculation flow rate increases, thus resulting in a larger improvement in stall limit.

Key Words: Centrifugal Impeller, Inducer Stall, Stall Limit, Suppression, Inlet Recirculation, Ring Groove

1. まえがき

遠心送風機や遠心圧縮機の低流量域で生じる不安定流動すなわち旋回失速やサージに関する多くの実験結果を調査した福島ら^①の結果によれば, 後傾羽根遠心羽根車の場合はディフューザ失速に原因があり, 径向き羽根遠心羽根車の場合はインデューサ失速にあるとおおよそ分類され, 筆者ら^②の実験結果も同様であった. 高比速度型径向き羽根遠心羽根車についての筆者ら^③の可視化実験によれば, シュラウド隙間を逆流する低エネルギー流体は羽根車入口に向かう途中で羽根通路内に戻って安定した循環流が形成されており, この場合のディフューザ失速は不安定流動の発生原因にはなっていないので, インデューサ失速が不安定流動の発生原因と判断された. 遠心羽根車の不安定流動の発生要因の解明とともにサージ限界改善策がこれまでに数多く提案されており, Botrosら^④が展望した中で, Jansen^⑤が示した羽根車入口部のアキシャルグループによるケーシングトリートメント効果が注目された. ま

た, Fisher^⑥は遠心圧縮機の羽根車入口インデューサ部にバイパスを構成し, 入口循環流を形成することによってサージマージンが顕著に改善されることを示した. この抑制策の概念は, 羽根車入口案内羽根による予旋回^⑦および噴流による予旋回^⑧と同様で, 主として羽根車に流入する流れの入射角の減少, 換言すれば羽根前縁剥離の抑制を図ったものと推定され, 本研究の主旨に近い. 一方, 軸流羽根車や斜流羽根車などのように, 羽根車入口羽根先端部に生じる逆流が原因で発生する不安定流動の抑制策は, インデューサ失速に基づく遠心羽根車の不安定流動の抑制策として参考になる点が多い. 例えば, 西岡ら^⑨は軸流送風機の壁面に設けたケーシングトリートメントおよび吹出し・吸出し装置において, 翼弦方向相対運動量を増加するような方向で吹出すと失速改善率が大きくなることを示した. また, 金子ら^⑩は斜流送風機に前置環状翼を設けて羽根車入口における逆流を主流から分離することによって設計点流量にほとんど悪影響を及ぼすことなく低流量域の不安定特性が改善されることを示した.

本研究では, 径向き羽根遠心羽根車のインデューサ失速を抑制するため, インデューサ喉部シュラウド壁面および羽根車入口上流吸込管壁面に設けた2つの環状溝を環状通路で連結し, 両環状溝間の圧力差を利

* 原稿受付 2000年1月14日.

^{*1} 正員, 長崎大学工学部 (〒852-8521 長崎市文教町1-14).
E-mail: ueki@net.nagasaki-u.ac.jp

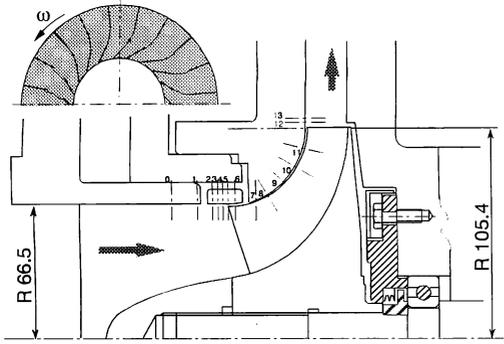


Fig.1 Meridional section of test blower and configuration of impeller blade

用して循環流を形成する方法について実験的に検討した。低流量ではインデューサ部において減速が著しく剥離を生じ易いので、この部分の低エネルギー流体の吸出しを目的にインデューサ喉部に環状溝を設けたこと、および環状溝幅を種々変化することによって循環流量を変化させたことが本研究の特徴である。失速抑制効果をさらに明確にするため、循環流による入射角の変化を熱線プローブを用いて計測し、また、上流溝を閉じて循環流を停止した状態において、別途準備した吸引装置を用いて喉部環状溝外周部から強制吸出しを行った。入口循環流形成によるインデューサ失速抑制に関するこれらの実験結果について、喉部環状溝による隙間増大の影響、ケーシングトリートメント効果、羽根前縁における入射角の軽減効果およびインデューサ喉部における剥離流体の吸出し効果などを検討した。

2. 実験装置および実験方法

供試遠心送風機子午面断面および羽根形状を図1に示す。羽根車は、出口半径 $r_2=105.4$ mm、羽根出口高さ $b_2=15$ mmの20枚の径向き羽根を有するインデューサ付遠心羽根車で、羽根車羽根先端とシュラウドケーシングの隙間は0.5 mmで一定である。羽根車入口羽根先端羽根角は周方向から 34° で、羽根先端での無衝突流入流量($\phi_0=0.36$)を設計流量と定義した。シュラウド壁面には羽根車入口からディフューザ入口までの間の14箇所に静圧孔を設け、壁面静圧分布を計測した。また、図に示すようにシュラウドケーシングおよび吸込み管を3分割構造とし、それぞれの軸方向位置の組み合わせにより、上流および喉部の環状溝幅を最小0 mmから最大8 mmの間で設定した。上流溝と喉部溝の間には通路

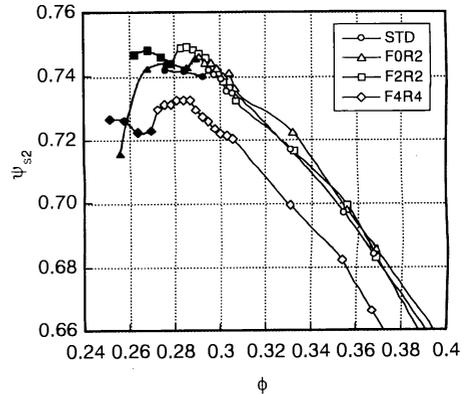


Fig.2 Change in impeller characteristics due to ring groove width

深さ4 mmの環状連絡通路があり、低流量では両溝間圧力差により下流溝から上流溝へ向かう逆方向の循環流が、また高流量では順方向のバイパス流れが形成される。羽根車に流入する流れの方向を計測するため、羽根車入口羽根前縁より5 mm上流の位置で羽根前縁に沿って単一熱線プローブを挿入した。なお、実験は羽根車回転速度4000 rpmの一定条件で、高流量から低流量へ一方方向に絞ることによって失速限界吐出流量を確定した。

3. 実験結果および考察

3・1 失速限界流量に及ぼす環状溝幅の影響

図2は環状溝幅に基づく羽根車特性 $\psi_{s2}-\phi$ の変化を示す。 $\phi(=V_m/U_2)$ は吐出流量係数、 $\psi_{s2}(=2\Delta p/[\rho U_2^2])$ は羽根車出口静圧係数であり、 V_m は子午面分速度、 U_2 は羽根車周速度、 Δp は羽根車上流に設けたプレナムタンクの全圧を基準とした静圧上昇量、添字2は羽根車出口を表す。図中の黒印は圧力センサを用いた壁面静圧変動計測によって大きな振幅の変動が計測された流量で、その右端がサージ初生流量換言すれば失速限界吐出流量を示す。また、上流および喉部の溝幅が0 mmの場合を基準状態(STD="FOR0")とし、"FOR2"は上流の溝幅が0 mmかつ喉部溝幅が2 mmの状態を表す。"FOR2"の場合、喉部溝は一種のケーシングトリートメントと考えられるが、失速限界流量の改善率は僅かである。加えて2 mmの上流溝幅を与えた"F2R2"の場合は、約5%だけ失速限界流量を低流量側へ移行できている。この場合、羽根車出口静圧 ψ_{s2} は基準状態と同じレベルにあり、羽根車性能を悪化させることなく失速限界流量を低流量側へ移行できている。溝幅をさらに広げたF4R4

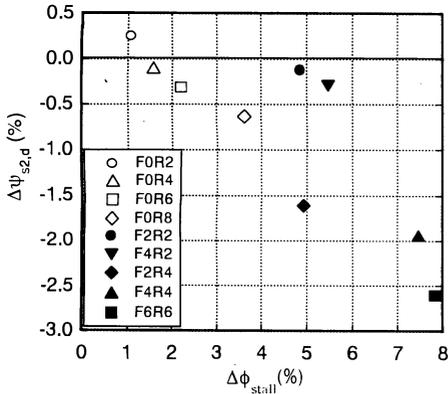


Fig.3 Improvement of stall limit due to inducer groove width

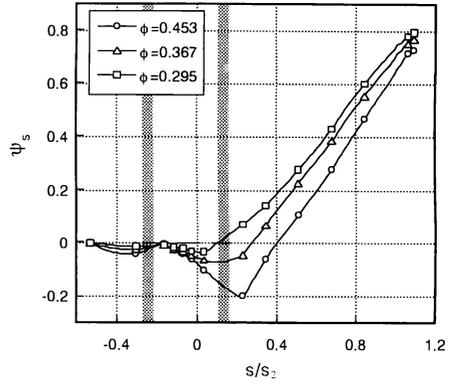
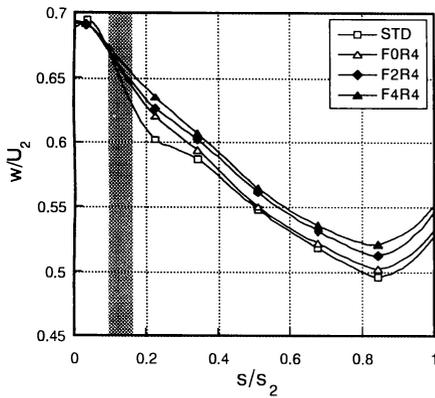
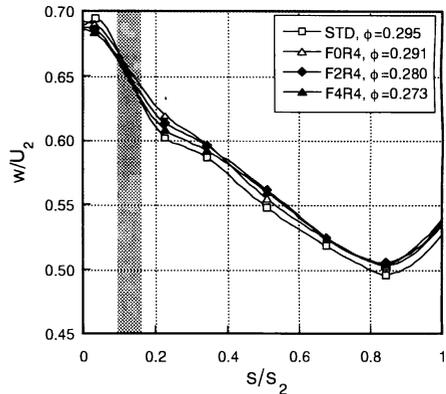


Fig.4 Wall static pressure distribution along the shroud casing wall (with "F4R4" groove)



(a) At a constant flow rate of $\phi = 0.295$



(b) At stall limit flow rates under various groove condition

Fig.5 Relative velocity distribution along the shroud (Rear groove with 4 mm wide)

の場合は、失速限界流量を約7.8%低流量側へ移行できたが、羽根車出口静圧係数が全流量範囲で約2.6%低下している。なお、両溝幅を4mm以上に増加しても、失速限界流量は"F4R4"の状態よりも低流量側へ移行できず、羽根車出口静圧係数が低下するだけであった。このことは環状連絡通路深さが4mmであることに起因しており、環状溝幅を4mm以上に増加しても循環流量が増加しないためと考えられる。

図3は両溝幅が0mmのF0R0を基準とした失速限界流量の改善率 $\Delta\phi_{stall}$ と設計流量 ϕ_0 における羽根車出口静圧係数低下率 $\Delta\psi_{s2,d}$ を示す。なお設計流量では、後出の図6から推定されるように、上流溝から喉部溝へ向かうバイパス流が発生し、インデューサを通過する流量は吐出流量より小さい。上流溝を閉じて喉部環状溝幅だけを与えた簡単なケーシングトリートメントとしての作用では、出口静圧低下率は小さいが失速限界流量の改善率が小さい。上流および喉部の両溝に幅を与えた

場合には循環流が形成され、僅か2mmの溝幅でも出口静圧を低下させることなく失速限界流量を5%ほど低流量側へ移行できている。また、喉部溝幅が4mm以上では失速限界流量の改善率は高いが、同時に設計流量において2~3%の羽根車出口静圧低下を招いている。この設計流量での静圧低下は、上述の過大な溝幅に基づく隙間損失の増加に加えて、バイパス流による何らかの圧力低下が生じたものと考えられる。

なお、バイパス流が形成される設計流量ではインデューサ部を通過する流量が減少するので仕事の減少すなわち入力減少が考えられるが、径向き羽根の場合⁽⁴⁾、シュラウド隙間の増加によって羽根車出口における二次流れが変化しても、羽根車出口での滑り係数がほとんど影響を受けていないことから判断すると、本実験の場合も入力減少はないものと推定され、羽根車出口静圧低下率は羽根車効率の低下率にほぼ等しいものと見なされる。

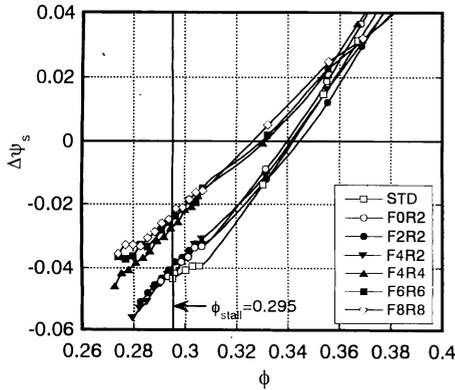


Fig.6 Static pressure difference between front and rear grooves

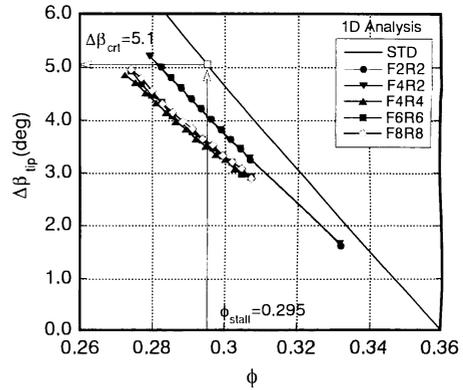


Fig.7 Change in flow incidence due to inlet recirculation estimated by 1-D flow analysis

3.2 インデューサ部における減速率 図4は "F4R4" の場合のシュラウド壁面静圧分布を示す。横軸 s/s_2 は羽根車シュラウド面に沿う子午面方向無次元距離で、羽根入口を基準としたシュラウド面に沿う距離 s を羽根車出口までの距離 s_2 で無次元化した。なお、斜線部分は環状溝の位置を示す。設計流量および過大流量では、喉部溝の静圧が上流溝のそれより低く、環状通路内では上流から下流へ向う流れが生じていると推定される。低流量の $\phi=0.295$ では喉部溝の静圧が上流溝より高く、喉部羽根先端近傍の流体が環状通路を介して上流の吸込管内へ導かれ、いわゆる入口循環流が形成される。このために図2に示したような失速限界流量の低流量化がなされたものと考えられる。

羽根車内流れに回転系のベルヌーイの式が適用できると仮定して、計測されたシュラウド壁面静圧分布から羽根車内相対速度分布 W を求めた。図5(a)は喉部溝幅を一定の4mmとし、上流溝幅を増加した場合の相対速度分布を吐出流量一定 $\phi_{stall}=0.295$ の条件で比較したものである。静圧孔間隔が大きいと減速率の正確な評価は困難であるが、喉部下流の $s/s_2=0.22$ における相対速度の大きさから判断すると、白四角印で示す溝幅ゼロの基準状態から "F0R4", "F2R4", "F4R4" の順にインデューサ部での減速率が低下している。STDと "F0R4" の場合は循環流は形成されないから、両者の差は喉部溝に基づく翼端翼面負荷の減少および隙間損失である。"F0R4", "F2R4", "F4R4" の場合喉部溝幅は一定であるが循環流量が順に増加する。いわゆる隙間損失はほぼ等しいと推定されるから、循環流量が大きいほどインデューサへの流入流量が増加し、インデューサ部の減速率が低下したものと判断される。

図5(b)はそれぞれの溝幅条件の失速限界流量における相対速度分布である。循環流量が大きいほど失速限界流量は小さくなっているが、羽根車出入口間の相対速度分布はほぼ同じである。このことは、インデューサへ流入する流量、すなわち循環流量と羽根車吐出流量の和がほぼ等しい状態であることが推定される。

3.3 入射角と失速限界流量との関係 図6は図4と同様の壁面静圧分布において、内挿により求めた上流および喉部両溝幅中央の壁面静圧差 $\Delta\psi_s$ の吐出流量による変化を示す。なお、 $\Delta\psi_s$ は次式で定義した。

$$\Delta\psi_s = (\psi_s)_{front\ groove} - (\psi_s)_{rear\ groove}$$

流量の減少とともに両溝間圧力差は、設計流量 $\phi_0=0.36$ における正の値から失速限界流量 $\phi_{stall}=0.295$ における負の値へ減少している。図において、喉部溝幅を2mmに固定して上流溝幅を種々変化した場合の両溝間圧力差は、溝幅ゼロの基準状態の場合とほぼ等しくて一つのグループに属している。一方、喉部溝幅が4mm以上の3つの場合の両溝間圧力差はほぼ同じで別のグループを形成しており、喉部溝幅2mmのグループの半分程度の圧力差である。両グループの差は喉部溝幅の大小よりは、循環流量の大小に依存しており、吐出流量が等しくて循環流量が大きい場合にはインデューサへ流入する流量が大きいから喉部静圧が低下し溝間圧力差が小さくなる。

設定された最小溝幅および縮流係数などを考慮して、図6に示す実測の圧力差から循環流量を推定した。簡単のため、上流溝から吹出された流れと吸込み管内流れは直ちに混合し、羽根車入口における流れは断面内で一様であると仮定して子午面分速度 V_{m1} を求

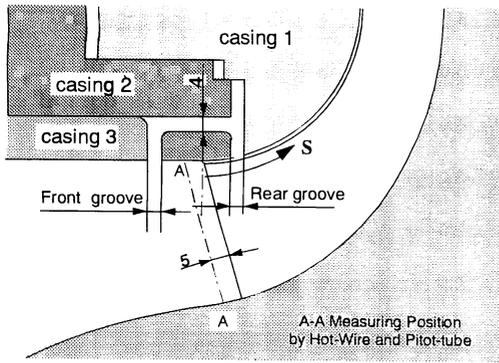


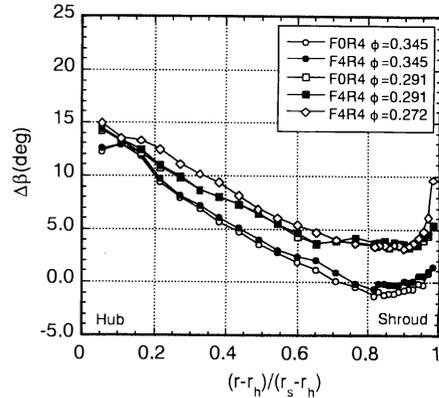
Fig. 8 Configuration of ring groove arrangement

め、1次元流れ解析により相対流入角 $\beta_{flow} (= \tan^{-1}(V_{m1}/U_1))$ を算定した。また、羽根前縁先端における羽根角 β_{blade} からの差として次式で定義される見掛けの羽根先端入射角 $\Delta\beta_w$ を算定した。

$$\Delta\beta_{tip} = (\beta_{blade} - \beta_{flow})_{blade \text{ leading tip}}$$

図7は循環流形成による推定入射角の変化を示す。同図の実線で示すように、一般に吐出流量の減少とともに入射角は増加する。 $\phi = 0.295$ における羽根先端入射角は、両溝幅ゼロの基準状態(STD)での 5.1° から、“F2R2”および“F4R2”の場合の 4.1° へ減少し、本実験で最大の循環流量が推定される“F4R4”の場合は 3.5° まで減少する。 5.1° は見掛けの失速限界入射角であるが、いずれの溝幅状態でも入射角がこの値に到達するまで吐出流量を減少することが出来る筈であり、図7に示すように失速限界流量ではいずれの溝幅状態でもおおそ 5° である。すなわち、循環流による入射角の減少により、“F2R2”および“F4R2”の場合には約5%、“F4R4”の場合には約8%の失速限界吐出流量の低流量化がなされたものと推定される。なお、羽根前縁における羽根高さ方向には羽根角度および速度に分布があるので、上述の失速限界入射角はあくまで見掛けの値である。

3.4 入射角の実測結果 熱線流速計による羽根車入口速度分布および流れ角の計測は、図8に示すように、羽根車入口の羽根前縁から5 mm上流において行った。熱線を羽根車軸方向に対して $+45^\circ$ および -45° 傾斜させて設定し、これら2通りの場合の熱線出力比から羽根車に流入する周方向平均絶対流れの方向および速度を計測し、速度三角形の関係から相対流れを

Fig.9 Change in flow incidence $\Delta\beta$ due to inlet recirculation

求めた。なお、プローブの挿入によって流れの軸対称性が乱されるため羽根根元側ほど計測精度が悪くなる可能性がある。図9は計測された周方向平均入射角 $\Delta\beta$ の羽根高さ方向分布である。羽根前縁に対しプローブ挿入位置が同じで循環流量が異なる“F0R4”および“F4R4”の2つの場合を比較している。2次元翼列の場合⁽²⁾に羽根前縁負圧面側で定常的剥離を生じる入射角がおおよそ 7° であることから判断すると、図に示す供試羽根車の場合、設計流量においても、また失速限界流量においても、周方向平均入射角が 7° を大きく越えている羽根根元側では前縁剥離を生じている筈であり、一方、羽根先端側では前縁剥離はないと推定される。なお、この種の羽根車では羽根先端側から剥離あるいは逆流が発生することが多いが、供試羽根車では吸込み性能改善のため羽根前縁根元側を図に示すようにカットしており、根元側での入射角が設計流量においても過大になっている。

設計流量近傍の $\phi = 0.345$ では、環状連絡通路内で上流から下流へ向かうバイパス流れが生じ、インデューサに流入する流量が減少するため、“F4R4”の場合は“F0R4”の場合に比べて僅かながら入射角が増加している。失速限界流量 $\phi_{stall} = 0.295$ では、“F4R4”の場合循環流が形成されるから入射角は小さくなる筈であるが、計測精度内の変化のためか羽根高さ全体に亘ってF0R4と殆ど同じ入射角分布を示している。“F4R4”の場合の失速限界流量 $\phi = 0.272$ では、喉部から上流へ向かう循環流が形成されることが環状連絡通路内に装着されたタフトにより確認されており、吐出流量の減少に伴う入射角の増加と循環流に伴う入射角の減少がほぼ打消し合う筈であるが、計測結果には明確に表われていな

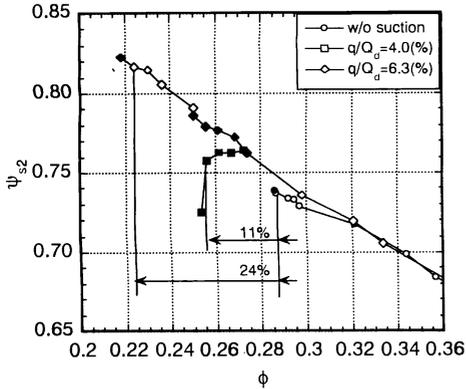


Fig.10 Effect of inducer throat suction on impeller characteristics (with "FOR4" groove)

い: ただし, 循環流が形成された場合, 上流溝より吹出される流れによって吸込み管壁面近傍の流れがブロックされ, その後流部分では入射角が顕著に増加することが明確に計測されている。

3.5 喉部強制吸出しによる失速抑制 循環流が形成されない"FOR4"の場合において, 別の送風機を用いて喉部溝外周から強制的に吸出しを行った場合の羽根車特性の変化を図10に示す。横軸の流量係数 ϕ は, 吸込み管上流において計測した吸込み流量から喉部吸出し流量を差し引いた吐出流量係数である。喉部吸出し流量 q は設計流量 Q_d ($\phi_d=0.36$)に対して0%から6.3%まで変化しており, 喉部吸出し流量を一定に保ちながら吸込み流量を一方向に絞った。喉部強制吸出しに基づく失速抑制効果は, 環状溝による循環流形成による抑制効果と比べて遥かに大きく, 6.3%の喉部吸出し量で失速限界流量を約24%だけ低流量側へ移行出来ている。喉部吸出しによって吐出流量は減少するが羽根車吸込み流量は減らないので前縁剥離発生限界入射角は維持される。しかしながら, この失速限界流量の低減量は入射角減少に基づく低減量より大きく, インデューサ部における剥離流体の強制的吸出し効果があったものと推定される。環状溝による循環流量をさらに増加する対策を考案すれば, 実用的なサージマージンの大幅な改善が可能であることが示唆された。

4. むすび

径向き羽根遠心羽根車のインデューサ失速を抑制す

るため, インデューサ喉部壁面および吸込管壁面に設けた2つの環状溝とこれらを連結する環状通路で構成される循環流路を構築し, 両溝間の圧力差を利用した循環流形成によりサージマージンを約8%改善できることを示した。2mm幅の喉部環状溝によって, 循環流量が小さい場合にはケーシングトリートメント効果が得られ, 羽根車性能を殆ど低下することなく, 失速限界流量を約5%低減できている。一方, 4mm溝幅で循環流量が大きい場合は, 羽根先端隙間増大に基づく圧力損失などによる2.6%ほどの羽根車性能低下を伴うが, 入射角の低減により約8%の失速限界流量の低減が得られている。すなわち, この循環流形成によるインデューサ失速抑制効果は, 主として入射角の減少による前縁剥離の抑制作用に基づくものと判断された。

一方, 喉部環状溝から設計吐出流量の6.3%の流量を強制的に吸出した場合, 24%もの失速限界流量の大幅な低減が得られた。羽根車吸込み流量の増加による入射角減少に基づく低減量より大きく, インデューサ部における剥離流体の強制的吸出しによる喉部有効流路面積の確保がなされたものと推定された。

最後に, 本研究に対し, 文部省科学研究費ならびに原田記念財団の助成があったことを記して謝意を表す。また, 実験およびデータ解析については当時長崎大学大学院学生であった井上瑞基君の協力に謝意を表す。

文 献

- (1) 福島康雄・ほか2名, ターボ機械, 17-3 (1989), 149-159
- (2) Ishida, M.・ほか3名, Proc. of JSME Intl. Conference on Fluids Engineering, Vol.II (1997), 1097-1102
- (3) 石田正弘・坂口大作, 可視化情報学会誌, 17-64 (1997), 46-50
- (4) Botros, K. K. and Henderson, J. F., Trans. ASME Journal of Turbomachinery, 116-1 (1994), 240-249
- (5) Jansen, W., Carter, A. E. and Swarden, M. C., AGARD Cp 282, Paper 19 (1980).
- (6) Fisher, F. B., SAE Paper No. 880794 (1988).
- (7) Rodgers, C., Trans. ASME, Journal of Turbomachinery, 113-3 (1991), 696-702
- (8) Kyrtatos, N. and Watson, N., Trans. ASME, Journal of Engineering for Power, 102-4 (1980), 943-950
- (9) 西岡清・ほか4名, 機論, 64-625, B(1998), 2950-2957
- (10) 金子賢二・瀬戸口俊明, ターボ機械, 22-5 (1994), 286-289
- (11) Ishida, M., Senoo, Y. and Ueki, H., ASME. Journal of Turbomachinery, 112-1 (1990), 19-24
- (12) 西澤敏雄・高田浩之, 機論, 65-635, B(1999), 2293-2300