遠心圧縮機ディフューザに発生する前縁渦の非定常挙動と制御*

後藤 尚志^{*1}, 太田 有^{*1}, 大田 英輔^{*2}Unsteady Behavior and Control of Diffuser Leading-Edge Vortex
in a Centrifugal CompressorTakashi GOTO^{*3}, Yutaka OHTA and Eisuke OUTA^{*3} Department of Applied Mechanics and Aerospace Engineering, Waseda University,
3-4-1 Okubo, Shinjyuku-ku, Tokyo, 169-8555 Japan

The unsteady behavior of a vortex generated on the diffuser leading-edge, which is called the leading-edge vortex (LEV), is discussed through experiments and numerical simulation. The LEV is different from the separating vortex of the diffuser leading-edge and passage vortex of the diffuser, develops rapidly with a decrease in the compressor mass flow rate, and forms a flow blockage in diffuser passages. Therefore, the evolution of the LEV may become a cause of diffuser stall. Additionally, in one attempt to control the LEV, two types of tapered diffuser vanes, which are shroud- or hub-side tapered diffuser vanes, were adopted. Though the shroud-side tapered diffuser vane can effectively reduce the compressor noise level, the compressor performance deteriorates remarkably. On the other hand, the hub-side tapered diffuser vane not only reduces the compressor noise level but also improves the compressor performance. According to the visualization results of the oil-film methods and numerical simulations, the hub-side tapered diffuser vane can suppress the evolution of the LEV in the compressor low-flow-rate operation.

Key Words: Turbomachinery, Centrifugal Compressor, Leading-Edge Vortex, Tapered Diffuser Vane, CFD, Noise

1. 緒 言

遠心圧縮機をはじめとするターボ機械は省エネルギーの観点から高効率化が強く要求されている。そのため、ターボ機械のひとつである遠心圧縮機には高効率化に向けて羽根付ディフューザが多く採用されている。しかし、ディフューザに案内羽根を設置すると高効率を得られる反面、羽根車吐出流が周期的に案内羽根に衝突し、著しく高いレベルの騒音が単一周波数で発生するため、聴覚的に非常に不快な騒音の原因となる⁽¹⁾。このことから、圧縮機周辺の作業環境の改善の要求は高く、また環境問題に対する関心の高さも相まって、発生騒音低減化法の確立や騒音発生機構の解明が急務とされ、遠心圧縮機の低騒音化設計の指針を得ることは必要不可欠となっている。

そこで著者らは羽根付ディフューザを有する遠心圧縮機において支配的な発生騒音となる動静翼干渉騒音に着目し、圧縮機性能の改善および発生騒音の低減化

を同時に指向したディフューザ案内羽根の設計指針を得ることを目的として研究を行っている。従来の騒音に関する研究は、Yoshinaga ら⁽¹⁾ による遠心圧縮機から発生する騒音の検討、児玉ら⁽²⁾ によるロブパターンの立証、小林ら⁽³⁾ によるディフューザ翼間内に存在する定在波が特定の周波数において大きな騒音源になることの解明など多種多様に行われている。一方、圧縮機性能に関する研究は、運転範囲の拡大を目指した報告として、西田ら⁽⁴⁾ や足立ら⁽⁵⁾ は、羽根なしディフューザの流路幅に絞りを入れ、サージマージンの改善を試みている。また、高効率化を目指した研究では、中川ら⁽⁶⁾ はディフューザ案内羽根流入部に小翼を設置することにより剥離の抑制に成功している。しかし、発生騒音の低減化には圧縮機性能の劣化、圧縮機性能の改善には発生騒音の音圧レベルの上昇が常に伴っており、この両面を同時に扱った研究は、速水ら⁽⁷⁾ による小弦節比ディフューザの開発が報告されているもののほとんど例がないのが現状である。

従来の研究により著者ら⁽⁸⁾⁻⁽¹¹⁾ は、ディフューザ案内羽根前縁形状が発生騒音および圧縮機性能に大きな影響を与えることを示し、案内羽根前縁に3次元テーパ加工を施したテーパ形案内羽根を提案した。このテーパ形案内羽根は性能を維持しつつ発生騒音の主な成

* 原稿受付 2010年4月20日。

^{*1} 正員, 早稲田大学理工学術院 (〒169-8555 東京都新宿区大久保3-4-1)。^{*2} 正員, フェロー, 早稲田大学。

E-mail: t.goto@aoni.waseda.jp

分である動静翼干渉騒音だけでなく広帯域騒音も同時に低減することが可能である。また、遠心機特有の強い3次元性とスパン方向の非一様性によって案内羽根前縁に発生する前縁渦の存在を明らかにし、この前縁渦が圧縮機性能、特に低流量運転状態における性能に大きな影響を与えることを示した。

本研究では、遠心圧縮機の案内羽根前縁の負圧面シユラウド側前縁に発生するディフューザ前縁渦(以下、前縁渦と略記)の非定常挙動に焦点を当て、実験および数値解析により調査を行った。また、テーパ形案内羽根を適用することにより前縁渦の成長を抑制し、低流量運転状態における圧縮機性能を改善することが可能であることを示す。

2. 記号・単位

- B_r : 案内羽根前縁高さ m
 B : 通路幅 m
 D : 直径 m
 L_c : 案内羽根翼弦長 m
 L_e : 案内羽根前縁切り込み深さ m
 L_{id} : 動静翼間距離 m
 N : 動翼回転数 min^{-1}
 P : 静圧 Pa
 Q : 体積流量 m^3/s
 t : 時間 s
 t_{bp} : 羽根車-翼間通過時間 s
 t^* : 無次元時間 $= t/t_{bp}$
 Δt : 時間刻み s
 u : 流速 m/s
 u_t : 羽根車出口周速 m/s
 v_r : 半径方向速度 m/s
 ϕ : 流量係数 $= Q/\pi^2 D_2^2 B_2 N$

- β : 流入角 $^\circ$
 β_b : 入口角 $^\circ$
 i_b : 入射角 $= \beta - \beta_b$ $^\circ$
 ϕ : 圧力係数 $= 2P_t/\rho\pi^2 D_2^2 N^2$

添字

- 1: 羽根車入口
 2: 羽根車出口
 3: 案内羽根入口
 4: 案内羽根出口
 p : 圧力面
 s : 負圧面

3. 実験装置および方法

3.1 実験装置概要 供試圧縮機は船用ディーゼルエンジンに用いられる過給機用遠心圧縮機である。図1に供試圧縮機の概略を示す。本来供試圧縮機の定格回転数は $22\,000\text{ min}^{-1}$ であるが、著者らのこれまでの研究により、本報で着目する前縁渦は亜音速から遷音速までの広い運転状態において発生することがわかっている。そこで、本報では前縁渦の挙動調査の第一段階として、回転数を $6\,000\text{ min}^{-1}$ として実験および数値解析を実施した。これは衝撃波や強い二次流れの影響を除外し、前縁渦の挙動に焦点をあてた検討をすることに相当する。

供試圧縮機は騒音計測のため無響室に設置されており、暗騒音は圧縮機の騒音レベルに比べて十分に低いレベルである。

供試圧縮機に用いた羽根車とディフューザの仕様を表1に示す。供試羽根車は開放形羽根車であり、翼枚数はインデューサを備えた長羽根7枚と短羽根7枚の計14枚となっている。実験には、羽根なしディフューザと15枚の案内羽根を有する羽根付ディフューザ

Fig. 1 Experimental apparatus and measuring system

Table 1 Dimensions of tested compressor

Tested Centrifugal Compressor			
Rotational Speed	N	6000	min^{-1}
Mass Flow Rate	G	1.64	kg/s
Pressure Ratio	P_5/P_0	1.1	
Impeller			
Number of Blades (Main + Splitter)	Z	14 (7+7)	
Inlet Diameter	D_1	248	mm
Outlet Diameter	D_2	328	mm
Exit Blade Width	B_2	26.14	mm
Diffuser			
Blade Shape		Wedge	
Number of Vanes	V	15	
Leading Edge Diameter	D_3	360	mm
Trailing Edge Diameter	D_4	559	mm
Diffuser Width	B_4	26.14	mm

Fig. 2 Geometries of modified tapered diffuser vane

の2種類を採用した。羽根付ディフューザの動静翼間距離 L_{id} は 16 mm とした。

本研究では、通常用いられるくさび型案内羽根と2種類のテーパ形案内羽根の計3種類を自主製作して実験を行った。

3.2 テーパ形案内羽根仕様 テーパ形案内羽根とは図2に示すように案内羽根前縁に3次元のテーパ加工を施した案内羽根である。この加工により羽根車吐出流と案内羽根との干渉面積を縮小し、動静翼干渉騒音の騒音レベルの低減を指向した設計がなされている。実験では、ハブ側のみにテーパ加工を施されたハブ側テーパ形案内羽根(以降, HTV), シュラウド側のみにテーパ加工を施されたシュラウド側テーパ形案内羽根(以降, STV)の2種類を用いた。テーパ部の

加工切り込み深さは圧力面側 L_{ep} と負圧面側 L_{es} でそれぞれ翼弦長 L_c の13%および27%とした。また、案内羽根前縁高さ B_T はディフューザ通路幅に対して90%から20%まで10%毎に変化させた。

3.3 測定方法 計測システムを図1に示す。圧縮機の動作点は吐出管後方に設置したバタフライ弁により調節した。また、圧縮機流量および圧力上昇は、それぞれ吐出管路に設置されたオリフィスおよび差圧発信器により計測した。発生騒音は吸込管ベルマウス軸線上0.3 m離れた地点に設置したコンデンサマイククロフォン(B & K社4133)により計測し、得られた信号をコンディショニングアンプ(B & K社NEXUS 2690A)により増幅し、A/D変換した後周波数解析(小野測器DS-2000)を行った。

実験装置および測定系の詳細は関連報告^{(8)~(11)}を参照されたい。

4. 数値解析法

4.1 解析スキーム テーパ形案内羽根が内部流れ場に与える影響、前縁渦の生成メカニズムおよびその非定常挙動を解明するために数値解析を実施した。支配方程式は連続の式、3次元圧縮性Navier-Stokes方程式、エネルギー保存の式および理想気体の状態方程式であり、有限体積法により離散化した。対流項にはWeight Compact Nonlinear Scheme (WCNS)⁽¹²⁾により高次精度化したFlux Difference Splitting (FDS)⁽¹³⁾を用い、粘性項はガウスの定理に基づく2次精度中心差分より評価した。また、時間積分にはLU-SGS陰解法⁽¹⁴⁾を採用した。乱流モデルにはSpalartら⁽¹⁵⁾により提案されたLES/RANSハイブリッドモデルであるDetached Eddy Simulationを採用した。本研究では、LESとしてSmagorinskyモデルを適用し、RANSとしてSpalart-Allmarasモデルを用いた。相対系(非慣性系)には慣性力として遠心力およびコリオリ力を考慮した。

4.2 解析格子 数値解析に用いたメッシュを図3に示す。羽根車内部およびディフューザ内部の翼間はH型の構造格子により生成した。計算領域は、相対系(非慣性系)として扱う羽根車領域、羽根車チップクリアランス領域および絶対系(慣性系)として扱うディフューザ領域、テーパ部領域の4領域に分割した。また、チップクリアランス領域およびテーパ部領域は重合格子として解析格子に組み込んだ。

本数値解析では、前縁渦の非定常挙動を調査する第1段階として、短羽根を間に1翼含む羽根車1長翼間と案内羽根2翼間を計算領域とした。ただし、対象と

した遠心圧縮機は羽根車翼枚数および案内羽根翼枚数が互いに素(それぞれ, 14 枚, 15 枚)であるため, 本数値解析では, 案内羽根翼枚数を 14 枚であるとして解析格子を調整した。

格子点数はチップクリアランスを含む羽根車領域は約 2 727 000 点, ディフューザ部は約 2 746 000 点となっており, 総格子点数は 5 473 000 点である。また, テーパ形案内羽根設置時にはテーパ部に 1 248 000 点の格子を設置した。

4.3 設定条件および境界条件 数値解析では, 羽根車回転数は実験と同様の $6\,000\text{ min}^{-1}$ とした。また時間刻みを $\Delta t = 5 \times 10^{-4} t_{bp}$ とし, 数値的な振動が収

束した時刻を基準時間 $t=0$ とし, 無次元時間 $t^* = t/t_{bp} = 10$ になるまで解析を行った。大気条件は標準圧力および標準温度とした。入口境界には等エントロピ流れを仮定し, 全温および全圧を一定とした。また, 一次元無反射条件を適用した。さらに出口境界には, 絞り抵抗モデルを導入して出口境界の圧力と出口境界を通る流速とに関連性を与えた。また, 羽根車領域とディフューザ領域の接合面はスライディング補間により保存量の補間を行った。周方向境界には周期境界を適用した。重合領域には重合格子法により補間を行った。その他の壁面には断熱壁を仮定し, 粘着条件を課した。

5. 結果および考察

5.1 圧縮機特性 圧縮機性能および騒音特性を図 4 の左図に示す。左上図, 左下図はそれぞれ流量係数 ϕ に対する圧力係数 ψ および騒音レベルを表示している。また流量係数 $\phi = 0.24$ の騒音スペクトルを図 5 に示す。図 4 における $\phi = 0.24$ は $6\,000\text{ min}^{-1}$ 運転時における供試圧縮機の最高効率点であり, $\phi = 0.18$ はくさび型案内羽根を有する羽根付ディフューザを採用した供試圧縮機の吐出し静圧の勾配が負と転じる点である。

図 4 左上図の圧縮機性能より, くさび型案内羽根 (15VD) をディフューザに設置すると羽根なしディフューザ (VL) 設置時に比べ高い圧力上昇が得られるこ

Fig. 3 Overview of computational domain

Fig. 4 Compressor performance and characteristics of radiated noise ($N = 6\,000\text{ min}^{-1}$)

Fig. 5 Typical power spectra of compressor noise with vaned diffuser ($N = 6\,000\text{ min}^{-1}$, $\phi = 0.24$)

とがわかる。しかし、VL 設置時に比べ、右上がり不安定領域の拡大と共に、発生騒音レベルが図 4(左下)に示されるように 20 dB 以上上昇している。この発生騒音レベル上昇の原因は、図 5 に示す騒音スペクトルから広い周波数帯にわたって広帯域騒音レベルが上昇するのに加え、離散周波数騒音が著しく上昇するためである。特に、動静翼干渉騒音の基本周波数(1.4 kHz)の騒音レベルは 40 dB 以上上昇する。これは、羽根車吐出流と案内羽根の前縁部が直接干渉するためであり、案内羽根前縁形状は発生騒音低減の一つの重要なパラメータである。

図 4 の左下図よりテーパ加工を施すことで羽根吐出流との干渉面積が小さくなるように設計された HTV および STV を用いると、発生騒音を効果的に低減可能であることがわかる。また図 5 の騒音スペクトルから、テーパ形案内羽根は動静翼干渉騒音だけでなく、広帯域騒音をも低減可能であることがわかる。しかし、STV を用いると図 4 の左上図に示される通り全運転範囲において性能は劣化する。この要因については油膜法の結果とともに 5・2 節で述べる。一方、HTV は全運転範囲において高い圧力上昇を維持することが可能である。さらに、低流量運転状態において、安定作動範囲の拡大も可能となる。この要因についても 5・2 節にて油膜法の結果とともに述べる。

次に、テーパ形案内羽根の前縁高さ B_T が性能および騒音レベルに与える影響を実験により調査した。図 4 の右図に HTV および STV の前縁高さ B_T に対する性能(上図)および騒音レベル(下図)を示す。前縁高さ B_T は $0.9 B_4$ から $0.2 B_4$ まで変化させた。なお、 $1.0 B_4$ はくさび型案内羽根を意味している。また、点線および破線は $\phi=0.24$ および 0.18 におけるくさび型案内羽根($B_T=1.0 B_4$)の性能および騒音レベルを示している。

図 4 の右下図より STV では、前縁高さ B_T が減少するにつれて、騒音レベルは減少するものの、性能(図 4 の右上図)も同時に劣化する傾向があることがわかる。一方 HTV では、案内羽根前縁高さ B_T を変化させても、 $\phi=0.24$ および 0.18 のどちらにおいても、STV と異なり大きな劣化は確認されない。特に案内羽根前縁高さ $B_T=0.18 B_4$ では、性能を改善しつつ、安定作動範囲を拡大することが可能であった。また前縁高さ $B_T=0.2 B_4$ では、性能を維持したまま、発生騒音を設計運転点において 3 dB 低減することが可能であった。

5・2 案内羽根翼間における内部流れ場 くさび型案内羽根を設置した際のディフューザシュラウド壁の油膜法による可視化結果を図 6 に示す。左図は $\phi=0.24$ 、右図は $\phi=0.18$ における可視化結果である。図

Fig. 6 Visualization of diffuser passages and leading-edge vortex (LEV) (Original vane, $\phi=0.24$ and 0.18)

6 から、動静翼間のセミペーンレス部において、逆流領域が存在することがわかる。図 6(i), (iii) における案内羽根前縁部の黒色破線(それぞれ, A, B)は逆流領域と順流領域の流れの分岐線である。 $\phi=0.24$ では、案内羽根先端付近に分岐線が存在する [図 6(i) 中の A]。一方、 $\phi=0.18$ では、分岐線は案内羽根翼間内部まで後退しており [図 6(iii) 中の B], シュラウド壁面近傍における逆流量領域が拡大している。

図 6(ii), (iv) に示す案内羽根負圧面の前縁部における油膜法可視化結果により、案内羽根前縁近傍のシュラウド側に渦を形成する流れの軌跡が確認される [図 6(ii) 中の C]。この渦が本研究で着目する前縁渦であり、この前縁渦の挙動については、非定常数値解析の結果を用いて 5・4 節にて述べる。

この前縁渦は図 6(iv) 中の D から流量低下と共に大

きく成長することがわかる。 $\phi=0.18$ では、前縁渦は通路幅 B_4 の約 60% まで成長している。さらに流量の低下した $\phi=0.14$ では、図 7 に示すように約 80% まで前縁渦は成長する。この渦の成長がシュラウド側近傍の逆流領域の拡大に寄与していると考えられる。そのためこの渦の成長を制御することは、遠心圧縮機の低流量運転状態における性能の改善のために重要となる。

5・3 ディフューザ前縁渦の制御 2 種類のテーパ形案内羽根 (HTV および STV) が前縁渦に与える影響を調べるため、油膜法を実施した。

STV 設置時の油膜法の結果を図 8 に示す。STV は前縁渦の発生部位である案内羽根前縁部のシュラウド側にテーパ加工が施されている。油膜法の結果から、STV を設置した場合にはシュラウド壁面の逆流領域は案内羽根内部にまで拡大していることがわかる。これは図 8(i) 中の A および図 8(iii) 中の B の矢印で示すように逆流領域の流れがテーパ部を貫通するためである。また、図 6(ii) 中の C および図 6(iv) 中の D に確認されたような前縁渦の端面は、図 8 からは確認されないが、図 8(ii) 中の C および図 8(iv) 中の D よりミッドスパンからシュラウド側へ向かう流れが存在することがわかる。このシュラウド壁面近傍の逆流と案内羽根負圧面の流れ場は、くさび型案内羽根設置時 (図 6) における前縁渦が形成する流れ場とよ

Fig. 7 Flow field visualized by oil-film method (Original vane, $\phi=0.14$)

(i) Shroud wall near leading edge ($\phi=0.24$)

(iii) Shroud wall near leading edge ($\phi=0.18$)

(ii) Suction surface near leading edge ($\phi=0.24$)

(iv) Suction surface near leading edge ($\phi=0.18$)

Fig. 8 Visualization of diffuser passages and leading-edge vortex (LEV) (Shroud-side vane, $\phi=0.24$ and 0.18)

く似た傾向を示しており、前縁渦は依然存在していると考えられる。以上のことから、テーパ部を貫通する流れによる逆流領域の拡大と前縁渦の存在が、STV設置時における圧縮機性能劣化の要因である。

次に HTV を設置した場合の可視化結果を図 9 に示す。前縁渦は HTV 設置時も $\phi=0.24$ において案内羽根前縁のシュラウド側に存在する [図 9(ii)中の A]。また、 $\phi=0.24$ では前縁渦の大きさやシュラウド壁近傍の流れ(図 9)は図 6 に示したくさび型案内羽根設置時と非常に酷似している。このことから、図 4 に示した圧縮機性能はほぼ同等な結果となったと考えられる。一方 $\phi=0.18$ では、図 6(iv)中の D に示したくさび型案内羽根設置時の案内羽根負圧面の流れとは異なり、前縁渦は成長しない [図 9(iv)中の B]。このため、 $\phi=0.18$ においても、図 6(iii)とは異なり、逆流領域は拡大しない [図 9(iii)]。以上のことから図 4 に示した圧縮機特性において、HTV が低流量運転時にくさび型案内羽根に比べ高い圧力上昇を維持できる要因は、HTV を用いることにより前縁渦の成長および逆流領域の拡大を抑制できたためである。

5.4 ディフューザ前縁渦の挙動 くさび型案内羽根と前縁渦の成長を抑制可能であった HTV を対象として、数値解析を実施した。また、STV は圧縮機性能が極度に劣化し、その原因は図 8 からテーパ部

を貫通する逆流の増加であることが明らかであり、前縁渦の成長も抑制できなかったため、数値解析は実施しなかった。本数値解析は周期境界下において実施したものであるが、解析格子(案内羽根 2 翼間)内で完結する局所的な現象の調査には有効であると考えられる。なおここからは、特に断りのない限り非定常数値解析で得た結果について論ずる。

図 10 に $\phi=0.24$ および低流量運転状態($\phi=0.20$, 0.16 および 0.14)におけるくさび型案内羽根設置時の羽根車出口から案内羽根前縁近傍までの周方向空間平均を施した半径方向速度の span 方向分布を示す。図 10 の計算面 (a)~(g) は表 2 に示す通りである。図 10 からシュラウド側の流速はハブ側の流速に比べ極端に低速である。また、羽根車出口から案内羽根入口

Table 2 Calculating positions by CFD

Position	Distance from Impeller Exit L/L_{id}	(a) (b) (c) (d) (e) (f) (g)
(a)	0.10	
(b)	0.20	
(c)	0.40	
(d)	0.60	
(e)	0.80	
(f)	0.95	
(g)	1.20

(i) Shroud wall near leading edge ($\phi=0.24$) (iii) Shroud wall near leading edge ($\phi=0.18$) (ii) Suction surface near leading edge ($\phi=0.24$) (iv) Suction surface near leading edge ($\phi=0.18$)Fig. 9 Visualization of diffuser passages and leading-edge vortex (LEV) (Hub-side tapered vane, $\phi=0.24$ and 0.18)

Fig. 10 Distribution of spatial averaged radial velocity

Fig. 11 Incidence angle between hub and shroud side

に近づくにつれ、ディフューザ内の強い逆圧力勾配の影響を受け、シュラウド側の流れは計算面(d)付近から空間的に逆流となる。これにより、計算面(d)から(g)にかけて、シュラウド側の逆流とミッドスパンの順流により渦度が定常的に生成され、その蓄積により前縁渦が形成される。また、案内羽根前縁近傍である(f)および(g)では、 $\phi=0.24$ および 0.20 の場合、 $H=0.6B_4$ 近傍から速度勾配が増大するのに対して、 $\phi=0.16$ では $H=0.4B_4$ から、 $\phi=0.14$ では、 $H=0.1B_4$ 近傍から速度勾配が増大する。このことから、 $\phi=0.14$ において、前縁渦はシュラウドからほぼハブ側まで全スパンにわたって成長すると考えられる。

案内羽根への入射角を図 11 に示す。入射角 i_{b3} は、計測面(f)における流れ場に対して、瞬時の流れ角の周方向平均 β_3 と案内羽根の入口角 β_{b3} を用いて算出した。 $\phi=0.24, 0.20$ および 0.16 の場合、ハブ側からミッドスパンにかけての入射角 i_{b3} はほぼ 0° もしくは負となっている。しかし、シュラウド側に近づくにつれて急激に正と変化している。図 10 に示した計算面

Fig. 12 Behavior of leading-edge vortex (Original vane, $\phi=0.24$)

(f)における半径方向流速がシュラウド側でハブ側に比べ低速ないし逆流していること、また入射角 i_{b3} がハブ側に比べ正であることから、案内羽根入口近傍では、速度三角形は周方向に大きく変形している。このため、前縁渦は下流側の隣接翼前縁に向かって成長する。この傾向はくさび型案内羽根設置時における前縁渦の渦構造を速度勾配テンソルの2次不変量の等値面により抽出し可視化⁽¹⁶⁾を行った図 12 からも確認できる。この前縁渦の周方向への成長によって、前縁渦は流路ブロックを形成し、ディフューザ主流の流れを阻害し、ディフューザ損失となる。

図 12 はくさび型案内羽根設置時の前縁渦を速度勾配テンソルの2次不変量の等値面より可視化⁽¹⁶⁾を行った結果と、案内羽根負圧面前縁近傍の限界流線を示している。また渦構造は無次元ヘリシティ He より濃淡表示した。前縁渦は無次元ヘリシティ He が約

0.92 であることから、縦渦と判断され、図 10 に示すような半径流速のスパン方向分布によって生じる強いせん断流によって生成される渦度が案内羽根前縁シュラウド側に蓄積されることにより図 12 のように形成される。一方、従来から報告されている案内羽根前縁に生じる剝離渦は、案内羽根前縁における流れの剝離により生成される横渦によって形成される。このことから、前縁渦は案内羽根前縁剝離渦や通路渦とは異なった渦であると考えられる。また、図 13 は図 12 中の左右案内羽根流路間(LP および RP)の案内羽根入口近傍の計測面(g)を通過する瞬時の流量を断面積で除し求めた速度を羽根車周速により無次元化した速度であり、実線は左側流路(LP)、破線は右側流路(RP)にそれぞれ対応している。横軸は数値的な圧力および流量の振動が収束した時刻を基準時刻 $t=0$ として 1 翼通過時間で無次元化した無次元時間を、縦軸は羽根車

出口周速で無次元化した無次元速度変動とした。時刻は、LP 側の速度変動において極値を取る時刻を選定した。また、図 12 の無次元時刻(t_{a1}^* および t_{a2}^*)は図 13 に示す時刻と対応している。図 12 における前縁渦は案内羽根前縁の負圧面シュラウド側から発生しており、限界流線の形状と図 6(左下)に示した油膜法による可視化結果と非常によく一致している。また、本数値解析は案内羽根翼枚数を 14 枚に近似しており羽根車翼枚数と一致していることから、羽根車吐出流の位相差は左右翼間において生じないと考えられるが、図 13 からくさび型案内羽根設置における $\phi=0.24$ の速度変動は左右翼間においてよい一致を示している。

一方、 $\phi=0.14$ では、図 13 から左右翼間の速度変動は大きく異なっている。特に LP 側は RP 側に比べ、非常に低流速となることから、局所的な案内羽根翼間失速に陥っていると考えられる。図 14 の前縁渦の可視化結果から、 $t^*=t_{b1}^*$ において LP 側の前縁渦は $\phi=0.24$ に比べて大きく成長しており、ほぼハブ側まで拡大していることがわかる。このことから、前縁渦が大きく成長することにより、案内羽根入口の全スパンにわたってブロックを形成することが、案内羽根翼間に発生する局所的な失速の原因である。また、LP 側の流量が増加するに従い、前縁渦の大きさは徐々に縮小しており、さらに RP 側の流量が減少することから、この前縁渦の時間的な拡大縮小運動が遠心圧縮機におけるディフューザ部に発生する失速現象の初生の一要因であると考えられる。

図 15 に HTV 設置時における前縁渦の可視化結果を示す。図 13 から HTV 設置時には、 $\phi=0.24$ は実験結果と同様、くさび型案内羽根設置時と似た傾向を示し、左右翼間の速度変動はよく一致する。また

Fig. 13 Velocity fluctuation (Original vane)

Fig. 14 Unsteady behavior of leading-edge vortex (Original vane, $\phi=0.14$)

Hub-side Tapered Vane

Fig. 15 Behavior of the leading-edge vortex (LEV)

図 15 より前縁渦は案内羽根前縁のシュラウド側に存在することが確認される。一方 $\phi=0.14$ においても、左右翼間の速度変動に大きな差異は表れておらず、案内羽根翼間に発生する局所的な失速は確認できない。また前縁渦も、流量低下にもかかわらず、大きく成長しない(図 15)。以上のことから、ハブ側テーパ形案内羽根を設置することにより、低流量運転状態における前縁渦の成長を抑制すると共に、ディフューザ部に発生する失速を回避できると考えられる。

6. 結 言

ディフューザ前縁渦の非定常挙動と、圧縮機性能および発生騒音の関連性を調査するために、実験および数値解析を実施した。また、2 種類のテーパ形案内羽根が前縁渦や圧縮機性能に与える影響について調査を行い、以下の知見を得た。

(1) ディフューザ前縁渦は案内羽根前縁の負圧面シュラウド側に広い流量範囲において存在する。この前縁渦は剥離渦とは異なり縦渦で構成されており、隣接翼方向に成長する。

(2) 前縁渦は流量低下と共に大きく成長した。くさび型案内羽根設置時には低流量運転状態ではシュラウド側からハブ側までほぼ全スパンにわたって成長し、流路ブロックを形成した。このため、ディフューザ部の主流は阻害され、局所的なディフューザ失速が生じる。

(3) 案内羽根前縁のシュラウド側もしくはハブ側にテーパ加工を施したテーパ形案内羽根を適用した。シュラウド側テーパ形案内羽根はテーパ部を貫通する流れが逆流となりディフューザ損失が増大するため、

内部流れ場は改善されず、前縁渦の制御もできない。

一方、ハブ側テーパ形案内羽根は前縁渦の成長を抑制することが可能である。

(4) テーパ形案内羽根は動静翼干渉騒音だけでなく、広帯域騒音の低減にも効果的である。特にハブ側テーパ形案内羽根を用いると、高性能を維持しつつ発生騒音を低減することが可能である。さらに、低流量運転時には、圧縮機性能を改善することも可能である。

文 献

- (1) Yoshinaga, Y., Gyobu, I., Mishina, H., Koseki, F. and Nishida, H., Aerodynamic Performance of a Centrifugal Compressor with Vaned Diffusers, *Transaction of the ASME, Journal of Fluids Engineering*, Vol. 102 (1980), pp. 486-493.
- (2) Kodama, Y., Hayashi, H., Murayama, S., Kondo, S. and Yamaguchi, H., A Study of Discrete Frequency Noise on a Jet Fan, *Journal of Turbomachinery Society of Japan*, Vol. 29 (2001), pp. 611-618 (in Japanese).
- (3) Kobayashi, H., Nishida, I., Miura, H. and Yoshikai, H., Noise in Centrifugal Compressor: 1st Report, Influence of the Diffuser Vane on Noise, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 62, No. 598 (1996), pp. 2303-2309.
- (4) Nishida, H., Kobayashi, H., Takagi, T. and Fukushima, Y., A Study on the Rotating Stall of Centrifugal Compressors: 1st Report, Effect of Vaneless Diffuser Width on Rotating Stall, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 54, No. 499 (1988), pp. 589-594.
- (5) Adachi, Y., Bando, K., Miyake, Y. and Otsuki, A., Performance Improvement of a Vaneless Diffuser of Centrifugal Compressor, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 58, No. 550 (1992), pp. 1796-1802.
- (6) Nakagawa, K., Keimi, Y., Uraki, Y., Terasaki, M. and Sato, T., Comparison of Anti-Stall Effect of Two Diffusers in a Centrifugal Compressor, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 67, No. 664 (2001), pp. 2993-2997.
- (7) Hayami, H., Senoo, Y., Utsunomiya, K., Hasegawa, H. and Kawaguchi, N., Low-Solidity Cascade Diffuser for Transonic Centrifugal Compressor, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 55, No. 511 (1989), pp. 758-763.
- (8) Ohta, Y., Ohta, E. and Tajima, K., Evaluation and Prediction of Blade-Passing Frequency Noise Generated by a Centrifugal Blower, *Transaction of the ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol. 118 (1996), pp. 597-605.
- (9) Ohta, Y., Takehara, N., Okutsu, Y. and Ohta, E., Effects of Diffuser Vane Geometry on Interaction Noise Generated from a Centrifugal Compressor, *Journal of Thermal Science*, Vol. 14, No. 4 (2005), pp. 321-328.
- (10) Ohta, Y., Goto, T. and Ohta, E., Effects of Tapered Diffuser Vane on the Flow Field and Noise of a Centrifugal Compressor, *Journal of Thermal Science*, Vol. 16, No. 4 (2007), pp. 301-308.

- (11) Goto, T., Ohta, Y. and Outa, E., Improvement of Aerodynamic Performance and Noise Reduction of Centrifugal Compressor with Tapered Diffuser Vane, *Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2007*, (2007), TS-033 (CD-ROM).
 - (12) Deng, X.G. and Zhang, H., Developing High-Order Weighted Compact Nonlinear Schemes, *Journal of Computational Physics*, Vol. 165 (2000), pp. 22-44.
 - (13) Roe, P. L., Approximate Riemann Solvers, Parameter Vectors, and Difference Schemes, *Journal of Computational Physics*, Vol. 43 (1981), pp. 357-372.
 - (14) Yoon, S. and Jameson, A., Lower-Upper Symmetric-Gauss-Seidel Method for the Euler and Navier-Stokes Equations, *AIAA Journal*, Vol. 26 (1988), pp. 1025-1026.
 - (15) Spalart, P. R., Jou, W. H., Strelets, M. and Allmaras, S. R., Comments on the Feasibility of LES for Wings and on the Hybrid RANS/LES Approach, *Proceedings of the First AFOSR International Conference on DNS/LES*, (1997), pp. 137-147.
 - (16) Jeong, J. and Hussain, F., On the Identification of a Vortex, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 285 (1995), pp. 69-94.
-