J051055

**遷音速遠心圧縮機羽根車の翼端漏れ渦崩壊が
内部流れおよび空力特性に及ぼす影響**上野 貴大^{*1}, 福島 久剛^{*2}, 山田 和豊^{*3}
古川 雅人^{*3}, 茨木 誠一^{*4}, 冨田 勲^{*5}**The Role of Tip Leakage Vortex Breakdown in Flow Fields and Aerodynamic Characteristics
of Transonic Centrifugal Compressor Impellers**Takahiro UENO^{*1}, Hisataka Fukushima, Kazutoyo YAMADA
Masato FURUKAWA, Seiichi IBARAKI^{*2} and Isao TOMITA^{*1} Kyushu University

Motooka 744, Nishi-ku, Fukuoka, 819-0395 Japan

^{*2} Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.

Fukahori-machi 5-717-1, Nagasaki, 851-0392 Japan

Transonic centrifugal compressor impellers for automotive turbochargers operate from near surge limit to choke limit. In order to improve the performance, it is indispensable to understand complicated flow phenomena in impellers at off-design point. In this study, two types of transonic centrifugal compressor impellers with splitter blades, which are different in aerodynamic characteristics, have been investigated by DES(Detached Eddy Simulation). In comparison of total performance, the simulation results showed good agreement with the experimental ones. The simulation results revealed that the stall pattern was different between the two compressor impellers. In one of the two compressor impellers, vortex breakdown happens in the tip leakage vortex of full blade in all the passages, which expands the blockage near the tip and then suppresses the rotating stall. In the other compressor impeller, the rotating stall cell is formed at stall inception without the vortex breakdown in the tip leakage vortex of full blade, and grows with decreased flow rate.

Key Words : Transonic Centrifugal Compressor, Impeller, Rotating Stall, Tip Leakage Vortex

1. 結 言

環境負荷低減の観点から自動車に対する排ガス規制も厳しくなり、排ガスの低公害化を可能とする過給機の需要が急増している。現在、過給機に用いられる遠心圧縮機には高負荷・高効率化とともに、エンジンの広い作動範囲に対応する広い作動領域が求められている。遠心圧縮機内の内部流れに対し、これまでに数多くの実験的および数値的研究が行われてきた。その結果、遠心圧縮機内の流れ場では、遠心力やコリオリ力による二次流れが支配的となる結果、低エネルギー流体が集積し、インペラ出口において Jet/Wake 型の流れ構造が現れることが知られている¹⁾。また、オープン型インペラの場合では、翼端漏れ流れやインペラとケーシング面の相対運動の影響を強く受けることが知られている²⁾。さらに、車両用過給機に使用される遠心圧縮機は、サージにより作動領域が制限されるが、旋回失速が発生する低流量作動点においても利用される。以上のように、遠心圧縮機内部の流れ場は非常に複雑であり、高性能化のためには非定常流れ挙動の理解が非常に重要となる。

本研究では、異なる空力特性を有する 2 種類の遷音速遠心圧縮機に対し、DES (Detached Eddy Simulation) に

^{*1} 非会員，九州大学大学院工学府（〒819-0395 福岡市西区元岡 744）

^{*2} 学生員，九州大学大学院工学府

^{*3} 正員，九州大学大学院工学研究院

^{*4} 正員，三菱重工業株式会社（〒851-0392 長崎市深堀町 5-717-1）

^{*5} 非会員，三菱重工業株式会社

E-mail: ueno@haira.mech.kyushu-u.ac.jp

よる全周非定常計算を実施し、非設計点における翼端漏れ流れ場の違いについて詳細に解析を行い、翼端漏れ渦崩壊が内部流れおよび空力特性に及ぼす影響に関して調査した。

2. 解析対象

本研究では2種類の車両用過給機に用いられる遠心圧縮機を解析対象とした。両対象の主な違いは翼枚数およびケーシング面形状である。一方のインペラはフルブレード、スプリッタブレードそれぞれ5枚で構成される (compressor C_A)、もう一方はそれぞれ4枚で構成される (compressor C_B)。

表1に両供試圧縮機の主要諸元を示す。両対象ともにインペラは後方湾曲型のオープン型インペラであり、0.3[mm]の翼端隙間を有している。インペラ下流にはベーンレスディフューザおよびスクロールが設けられており、インペラには予旋回無しの一様流れが流入する。なお、インペラ上流およびスクロール下流の全圧から定義される全圧比は、両対象の設計回転数である160,000[rpm]において、compressor C_Aの設計点である標準体積流量0.1295[Nm³/s]では2.06[-]、compressor C_Bの設計点である標準体積流量0.1171[Nm³/s]では2.05[-]である。このとき、フルブレード翼端部前縁における相対マッハ数は約1.0[-]であり、両対象とも遷音速流入となっている。

3. 解析手法

非定常三次元圧縮性 Navier-Stokes 方程式を基礎方程式とし、セル中心型の有限体積法に基づいて離散化した。非粘性流束の評価には近似リーマン解法を用い、三次精度の MUSCL 法を組み合わせることで高い空間解像度を確保している。粘性流束は Gauss の発散定理を用いて中心差分的に評価した。また、時間方向は陰的に離散化し、時間積分に GS 型の点緩和法を用いた。乱流モデルには低レイノルズ数型の $k-\omega$ 2 方程式モデルを採用した。

計算格子は翼端隙間部も含めてすべて H 型の構造格子で作成した。解析領域の入口境界はフルブレード前縁から入口外径の1.2倍上流に設定し、出口境界はディフューザ出口とした。計算格子数は compressor C_A は 12,954,240 セルである。一方、compressor C_B の格子点数はピッチ間が広がる分増加し 14,966,288 セルである。なお、壁面上の最小格子幅は $y^+ < 1$ を満足するように十分小さく設定している。境界条件として、計算領域の入口で全圧、全温、流れ角（予旋回なし）を与え、出口では流量を固定した。

4. 考察

4・1 性能特性

図1に compressor C_A および compressor C_B の圧力流量特性を示す。横軸は体積流量、縦軸はディフューザ出口までの全圧比である。compressor C_A において、全周 DES 結果は実験結果とよく一致している。体積流量 0.102[m³/s]以下の流量点で見られる右肩上がりの不安定な特性もよく再現できている。一方、1ピッチ RANS 結果は体積流量 0.102[m³/s]以下の流量点では実験結果と一致していない。これは流れ場が強い非定常性を有し、かつ非軸対称であることに起因すると推察され、旋回失速の発生が示唆される。また、compressor C_B において、1ピッチ RANS 結果および全周 DES 結果は実験結果とよい一致を示している。したがって、compressor C_B は compressor C_A と異なり、低流量作動点においても軸対称な流れ場を維持しており、旋回失速現象は発生していないと推察される。

Table 1 Specification of test compressors

	compressor C _A	compressor C _B
Number of Full Blade	5	4
Number of Splitter Blade	5	4
Impeller Inlet Diameter [mm]	39.5	37.1
Impeller Exit Diameter [mm]	50.0	49.6
Diffuser Inlet Diameter [mm]	71.5	71.5
Diffuser Exit Diameter [mm]	3.6	3.2
Tip Clearance [mm]	0.3	0.3
Drive Shaft Speed [rpm]	160,000	160,000
Flow Rate [Nm ³ /s]	0.1295	0.1171
Total Pressure Ratio	2.06	2.05

Fig. 1 Performance characteristics

Fig. 2 Vortical flow structure at near onset point

4・2 擾乱発生点近傍の流れ場

本節では擾乱発生点近傍の流れ場について述べる。体積流量は compressor C_A では $0.111[\text{m}^3/\text{s}]$, compressor C_B では $0.096[\text{m}^3/\text{s}]$ である。なお、擾乱発生点は実験結果からインペラにおける擾乱発生が予測される流量点である。

図2に compressor C_A および compressor C_B の擾乱発生点近傍における瞬時の渦流れ構造を示す。なお、渦構造は Critical Point 理論に基づいて同定され、無次元ヘリシティで色付けされている。通常、縦渦構造における無次元ヘリシティの絶対値は1を示す。また、その符号は流れ方向と渦の旋回方向の関係を示している。すなわち、渦構造において無次元ヘリシティの値が急変する箇所では、局所的に渦中心線上に淀み点が形成されており、渦崩壊が発生していることを示している。

compressor C_B の渦流れ構造(図2(b))を見ると、フルブレードの翼先端から翼端漏れ渦が巻きあがっている。この翼端漏れ渦は全ピッチにおいて無次元ヘリシティの値が負から正へ急変しており、渦崩壊が生じていることが分かる。また、この渦崩壊はスパイラル型であり、時間経過とともに流路内を振れまわる。

compressor C_A の渦流れ構造(図2(a))を見ると、フルブレードおよびスプリットブレードの翼先端から翼端漏れ渦が巻きあがっている。フルブレード翼端漏れ渦に沿った無次元ヘリシティはフルブレードの約20%コード付近で僅かに変化しているが、渦崩壊が生じることなく全ピッチで安定に存在している。また、フルブレード負圧面に隣接翼の離脱衝撃波が入射しており、フルブレード翼端漏れ渦と干渉する。前述した無次元ヘリシティの変化はこの干渉によるものである。

4・3 翼端漏れ渦の崩壊とその影響

前節では、擾乱発生点近傍の流れ場に関して議論し、翼端漏れ渦の挙動が異なることを示した。本節では、擾乱発生点近傍の流量点における翼端漏れ渦の挙動の違いの要因およびその違いによる内部流れへの影響について DES の時間平均結果に基づいて述べる。本研究では渦崩壊が生じる要因のうち逆圧力勾配、渦の旋回の強さに着目し、両圧縮機の翼端漏れ渦の安定性に関して定量的な評価を行った。

まず、翼端漏れ渦の崩壊について述べる。図3に両圧縮機のフルブレード翼端におけるコード方向翼負荷分布を示す。縦軸は正負圧面の圧力差をフルブレードの翼前縁先端周速に相当する動圧で無次元化した翼負荷、横軸はフルブレード前縁からの距離をコード長で正規化した無次元距離である。図3を見ると、60%コード位置よりも後縁側は compressor C_B の方が高い値を示すが、前縁付近は同程度の値であり翼端漏れ渦の強さはほぼ同じであると推察される。図4に両圧縮機の翼端漏れ渦の軌跡に沿った圧力上昇係数分布を示す。縦軸は圧力上昇係数 C_p 、横軸は翼端漏れ渦の軌跡に沿った距離をディフューザ出口直径で正規化した無次元距離である。ここで、圧力上昇係数 C_p は次式で表される。

Fig. 3 Blade loading distribution on the full blade tip

Fig. 4 Pressure distribution along trajectory of tip leakage vortex

Fig. 5 NSVI breakdown limit curve (Smart, et al., 1997⁵⁾)

Fig. 6 Tangential-averaged flow fields on meridional plane

$$C_p = \frac{p_s - p_{t0}}{q_t} \quad (1)$$

ただし、 p_s は局所の静圧、 p_{t0} はインペラ上流の全圧、 q_t はフルブレードの翼前縁先端周速に相当する動圧である。図4を見ると、compressor C_A は翼端漏れ渦が前半部において強い逆圧力勾配にさらされていることがわかる。これは前節で述べた翼端漏れ渦と衝撃波の干渉により生じたものである。ここで、図5にSmartらが提案した渦崩壊限界曲線を示す。縦軸はスワールパラメータ τ 、横軸は衝撃波上流のマッハ数を示しており、垂直衝撃波と縦渦の干渉(NSVI:Normal Shock-wave/Vortex Interaction)による渦崩壊の発生を予測するモデルである。ここでスワールパラメータ τ は次式で表される。

$$\tau = \frac{\Gamma}{2\pi r_{core} V_a} = \frac{\Lambda_{max}}{V_a} \quad (2)$$

ただし、 Γ は渦の循環、 r_{core} は渦コア半径、 V_a は渦軸方向速度成分、 Λ_{max} は渦コアの旋回方向速度成分の最大値である。すなわち、スワールパラメータ τ は渦の旋回速度と軸方向速度の比であり、渦の安定性を表している。compressor C_A において翼端漏れ渦と衝撃波が干渉している4断面(Plane A-D)におけるスワールパラメータを見ると、本ケースの結果は全て渦崩壊が生じない領域にある。一方、compressor C_B は図4を見ると後半部において強い逆圧力勾配にさらされている。また、compressor C_B は後縁負荷型であり(図3)、流路後半において強い漏れ流れが生じていることが示唆される。さらに流路後半部では翼端側の流れ方向速度が低下しており(図6)、これに伴って渦軸方向速度も低下していると考えられる。したがって、流路後半では渦軸方向速度に対し渦の旋回速度が卓越しており、翼端漏れ渦は不安定な状態にある。この不安定な翼端漏れ渦が前述した強い逆圧力勾配にさらされたため、翼端漏れ渦が渦崩壊を生じたと考えられる。

次に翼端漏れ渦の崩壊による影響について述べる。90%スパン位置でのマッハ数分布を見ると、compressor C_B はフルブレード負圧面側の流路においてcompressor C_A よりも広範囲にわたり低速度域が広がっている(図省略)。これは流路後半においてフルブレードの翼端漏れ渦に渦崩壊が生じ渦コア半径が急激に拡大したためであり、この渦崩壊により大規模なブロッキングが生じたと言える。図6に両供試圧縮機の周方向平均流れ場を示す。両圧縮機ともにインペラの入口から出口にかけてケーシング面側に再循環領域が形成されている。この再循環領域は漏れ流れにより形成されたものであり、前述した低速度域とも対応している。すなわち、この再循環領域はブロッキング領域であると言える。再循環領域の規模はcompressor C_B がcompressor C_A と比較して広範囲にわたっている。これはcompressor C_B の翼端漏れ渦に渦崩壊が生じたためであり、この渦崩壊により翼端側に大規模なブロッキングが生じていると言える。さらに、このブロッキングは流れ方向よりもスパン方向に影響しており、このことはcompressor C_A に比べcompressor C_B は低流量点で作動しているにも関わらず、主流の子午面流速が高い値を示していることから分かる。

4・4 擾乱発生点の流れ場

本節では擾乱発生点の流れ場について述べる。なお、体積流量はcompressor C_A では $0.102[\text{m}^3/\text{s}]$ 、compressor C_B では $0.084[\text{m}^3/\text{s}]$ である。

Fig. 7 Vortical flow structure at onset point

図 7 に compressor C_A および compressor C_B における擾乱発生点における瞬時の渦流れ構造を示す。

compressor C_A の渦流れ構造 (図 7 (a)) を見ると、翼端から翼端漏れ渦が巻きあがっているピッチとそうでないピッチが見られ、非軸対称な流れ場が形成されている。翼端漏れ渦が巻きあがっていないピッチではフルブレード負圧面に足を持つ竜巻状のはく離渦が形成されている。このはく離渦のブロックageにより、流路が閉塞されるとともに、このはく離渦が足を持つ翼の負荷は急激に低下しフルブレードは失速に至る。この失速した領域はインペラ内をインペラの回転方向と逆方向に伝播する。したがって、compressor C_A では旋回失速が発生しており、旋回失速セルは竜巻状のはく離渦に支配される。さらに、フルブレードが失速した結果、性能が低下し圧力流量特性に右肩上がり不安定な特性が見られる。

compressor C_B の渦流れ構造 (図 7 (b)) を見ると、全てのピッチにおいてフルブレードの翼端漏れ渦がスパイラル型の渦崩壊を起こしている。また、compressor C_A で見られたような竜巻状のはく離渦は確認できない。そのため、全ピッチで翼端漏れ渦が崩壊している一方で、急激な性能低下は生じていない。したがって、compressor C_B では旋回失速は発生していないと言える。これはフルブレード翼端漏れ渦が全ピッチで渦崩壊を起こし、翼端側にブロックageが生じた結果、正常な流れへの回復が妨げられるとともに、主流の平均流速が高まり負圧面境界層のはく離 (竜巻状のはく離渦の形成) が抑制されたためであると推察される。

5. 結言

本研究の目的は翼端漏れ渦崩壊が内部流れおよび空力特性に及ぼす影響の調査である。本研究では異なる空力特性を有する 2 種類の遷音速遠心圧縮機羽根車について、DES (Detached Eddy Simulation) による全周非定常計算を実施し、非設計点における翼端漏れ流れ場の違いについて詳細に解析した。その結果、以下の知見を得た。

- (1) 非設計点性能が高い圧縮機に関して、擾乱発生点近傍 (体積流量 $0.096[\text{m}^3/\text{s}]$) および擾乱発生点 (体積流量 $0.084[\text{m}^3/\text{s}]$) においてフルブレード翼端漏れ渦が全ピッチで渦崩壊を生じる。この渦崩壊により、翼端側で全周にわたる大規模なブロックageが生じる。これにより正常な流れへの回復が妨げられるとともに、翼端側が閉塞され主流における平均流速が高まり、負圧面境界層のはく離が抑制される。結果として、非軸対称な流れ場の形成が妨げられ、旋回失速セルの形成は抑制される。
- (2) 非設計点性能が低い圧縮機に関して、擾乱発生点 (体積流量 $0.102[\text{m}^3/\text{s}]$) において、羽根車内では負圧面境界層がはく離することでフルブレード負圧面に足を持つ竜巻状のはく離渦が形成される。このはく離渦が生じたピッチでは失速セルが形成され、旋回失速が発生する。その結果、正常な流れと異常な流れが混在する非軸対称な流れ場が形成される。

文 献

- (1) Eckardt, D., "Detailed flow investigations within a high speed centrifugal compressor impeller", *ASME, Journal of Fluids Engineering*, Vol.98, pp.390-402, 1976
- (2) Hah, C. and Krain, H., "Secondary flows and vortex motion in a high-efficiency backswept impeller at design and off-design conditions", *Journal of Turbomachinery*, Vol.112, pp. 7-13, 1990.
- (3) Smart, M.K. and Kalkhoran, I.M., "Flow model for predicting normal shock wave induced vortex breakdown", *AIAA journal*, Vol.35, No.10, pp.1589-1596, 1997