

# 大規模 DES による遷音速遠心圧縮機サージ点近傍の非定常流動解析

Numerical Analysis of Unsteady Flow Phenomena in a Transonic Centrifugal Compressor at Near-Surge by Large-Scale DES

- 山田和豊, 九大, 福岡市西区元岡 744 番地, E-mail : k.yamada@mech.kyushu-u.ac.jp
  - 神崎 大, IHI, 横浜市磯子区新中原町 1, E-mail : dai\_kanzaki@ihi.co.jp
  - 古川雅人, 九大, 福岡市西区元岡 744 番地, E-mail : furu@mech.kyushu-u.ac.jp
  - 岡本篤樹, 九大院, 福岡市西区元岡 744 番地, E-mail : okamoto@haira.mech.kyushu-u.ac.jp
- Kazutoyo Yamada, Kyushu University, Motoooka 744, Nishi-ku, Fukuoka 819-0395, Japan  
Dai Kanzaki, IHI, 1 Shin-Nakahara-cho, Isogo-ku, Yokohama 235-8501, Japan  
Masato Furukawa, Kyushu University, Motoooka 744, Nishi-ku, Fukuoka 819-0395, Japan  
Atsuki Okamoto, Kyushu University, Motoooka 744, Nishi-ku, Fukuoka 819-0395, Japan

Unsteady flow fields in a transonic centrifugal compressor at near-surge conditions have been investigated by detached eddy simulations (DES) using 400 million grid points. The simulation results show that the flow field in the impeller at near-surge is dominated by the blade stall near the full-blade tip of impeller, which causes the huge reverse flow region near the shroud wall. It is also found that the rotating stall with large reverse flow regions plays a major role in the flow field in the diffuser at near-surge.

## 1. 緒言

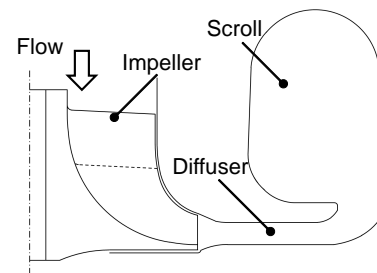
遠心圧縮機は、石油精製プラント、化学プラント、天然ガスプラント、製鉄プラントなどの各種プラントや空気源、ターボ過給機、ガスタービンなどに用いられており、工業上極めて重要なターボ機械のひとつである。一般に、圧縮機を含む管路系では、流量が減少すると流れの不安定現象としてのサージが発生する。このサージが発生すると、流速や圧力が管路系全体にわたって大きく変動する結果、圧縮機の運転が不可能になるだけでなく、管路系を構成する機器に損傷を与えることもあり、サージは回避することが不可欠な現象である。また、各種プラントで使用されるプロセス用圧縮機としての遠心圧縮機は、プラントの心臓部としての役割を果たすために、高い信頼性が要求されることから、サージを回避するために、必要以上の容量の抽気用バルブを設置せざるを得ないことがあり、サージ予測の確立は信頼性向上の観点のみならず、コスト低減の観点からも重要である。

しかしながら、サージは非定常現象であるとともに、逆流を伴う異常流動現象であることから、その発生を予測することは未だに困難である。サージマージンの拡大を企図した研究<sup>(1, 2)</sup>、あるいはサージの前駆現象としての旋回失速を羽根車やディフューザなどの遠心圧縮機の構成要素ごとに調べた研究<sup>(3, 4, 5)</sup>がこれまでに多数行われてきたが、サージ予測にとって重要となるサージ初生時の流動現象、すなわちサージに至る流動メカニズムを詳細に調べた研究は皆無に近い。

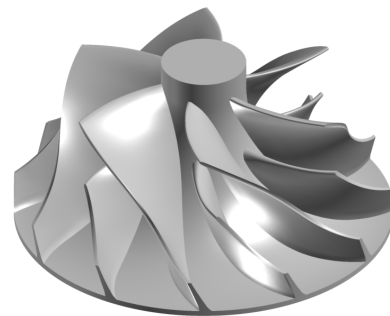
以上から、本研究では、遠心圧縮機的全構成要素に対して4億セルの計算格子を用いた大規模 DES 解析を実施することにより、遠心圧縮機の最大圧力上昇点からサージ点近傍までにおける非定常流動現象を把握するとともに、サージに至る詳細な流動メカニズムを調べた。本研究では、特に逆流の成長過程について着目した。

## 2. 解析対象

本研究では車両用ターボチャージャに用いられる遠心圧縮機を解析対象とした。図 1(a) の子午面形状に示すと



(a) Meridional view



(b) Impeller

Fig. 1 Test centrifugal compressor

おり、供試遠心圧縮機は、インペラ、羽根なしディフューザおよびスクロールから構成された遷音速遠心圧縮機である。図 1(b) にインペラの概観を示す。インペラは翼端すき間を有するオープンタイプインペラであり、その翼枚数はフルブレードおよびスプリッタブレードともにそれぞれ 6 枚である。

## 3. DES 解析手法

### 3.1 数値計算手法

非定常三次元圧縮性 Navier-Stokes 方程式を基礎方程式とし、セル中心形の有限体積法に基づいて離散化した。非粘性流動の評価には SHUS (Simple High-resolution Up-

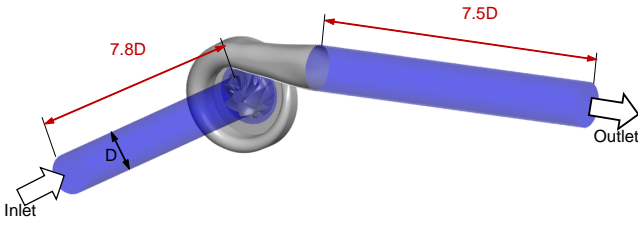
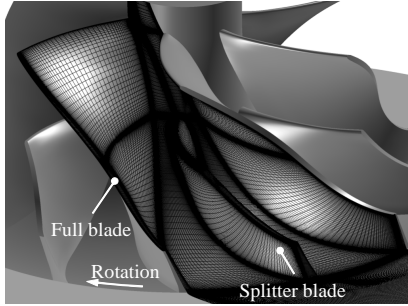
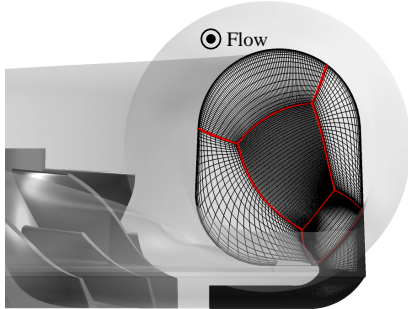


Fig. 2 Computational domain of test compressor



(a) Impeller



(b) Scroll

Fig. 3 Computational grid (every 2 lines)

wind Scheme)<sup>(6)</sup>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 Euler 陰解法により離散化し、時間積分には MFGS (Matrix Free Gauss-Seidel) 陰解法を用いた。各時間ステップにおいてニュートン反復 (3 回) を実施し、時間精度を最大二次精度に保った。なお、時間刻み幅は、インペラの 1 回転当たり 7,500 ステップ、すなわち翼通過当たり 1,250 ステップとなるように設定した。

本研究で用いた DES は、低レイノルズ数型の  $k-\omega$  乱流モデル<sup>(7)</sup>に基づいている。DES では、 $k-\omega$  乱流モデルの  $k$  の輸送方程式における散逸項が、次式のように修正される<sup>(8)</sup>。

$$D_{DES}^k = \rho k^{3/2} / \tilde{l} \quad (1)$$

$$\tilde{l} = \min(l_{k-\omega}, C_{DES}\Delta) \quad (2)$$

ここで、 $l$  は乱流長さスケール、 $\Delta$  は局所の格子幅である。 $C_{DES}$  は、用いるスキーム等に応じて変更する必要がある定数で、本研究では 1.60 とした。

### 3.2 計算格子

図 2 に本解析で設定した計算領域を示す。本解析では、インペラ上流まで逆流領域の大規模な発達が見込まれる

サージ点近傍を対象としていることから、入口境界をインペラ前縁から十分遠方に設定する必要がある。そこで、インペラの上流に試験装置の計測管に相当する領域を設け、インペラ入口からその内径の 7.8 倍上流に流入境界を設置した。またスクロール出口にも、図 2 のとおり、入口同様に計測管に相当する領域を設け、流出領域をスクロール出口から十分遠方に設定した。

図 3(a) に本解析で用いたインペラ部の計算格子を、図 3(b) にディフューザ部およびスクロール部の計算格子を示す。計算格子は翼端すき間部やスクロール部も含め、全て H 型の構造格子で構成した。計算セル数はフルブレードおよびスプリッタブレードのコード方向にそれぞれ 320 および 200 セルとし、フルブレードとスプリッタブレードの各翼間の周方向には 120 セルとした。また、ハブからケーシングまでのスパン方向には 180 セルを設定し、そのうち翼端すき間には 40 セルを割り当てた。ディフューザ部では、流れ方向に 200 セル、高さ方向にはインペラ部と同数の 180 セルを設けた。インペラ部のセル数は 103,349,760 セル、ディフューザ部は 110,592,000 セル、スクロール部は 168,423,000 セルであり、これに入口および出口に設置した円管部を含めた計算領域全体の総セル数は 402,020,760 セルである。低レイノルズ数形の  $k-\omega$  乱流モデルを用いることから、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た。

### 3.3 境界条件および計算条件

流入境界には、全圧、全温および流れ角 (予旋回無し) を固定して与えている。また、流出境界条件として質量

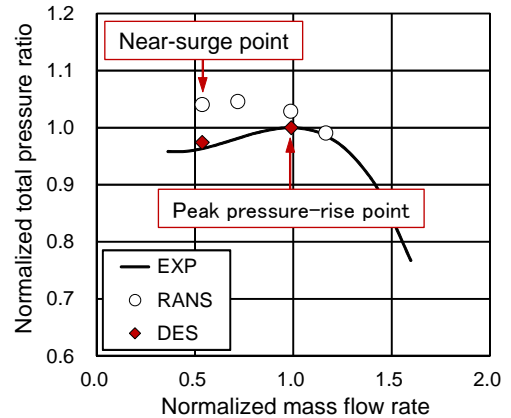


Fig. 4 Total performance of test centrifugal compressor

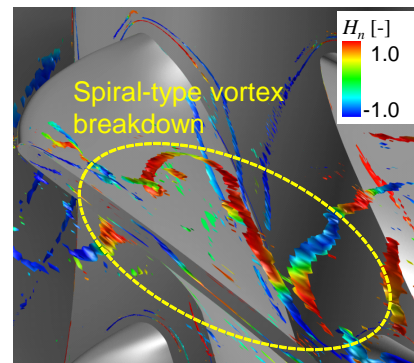


Fig. 5 Vortical flow field in impeller at peak pressure-rise point

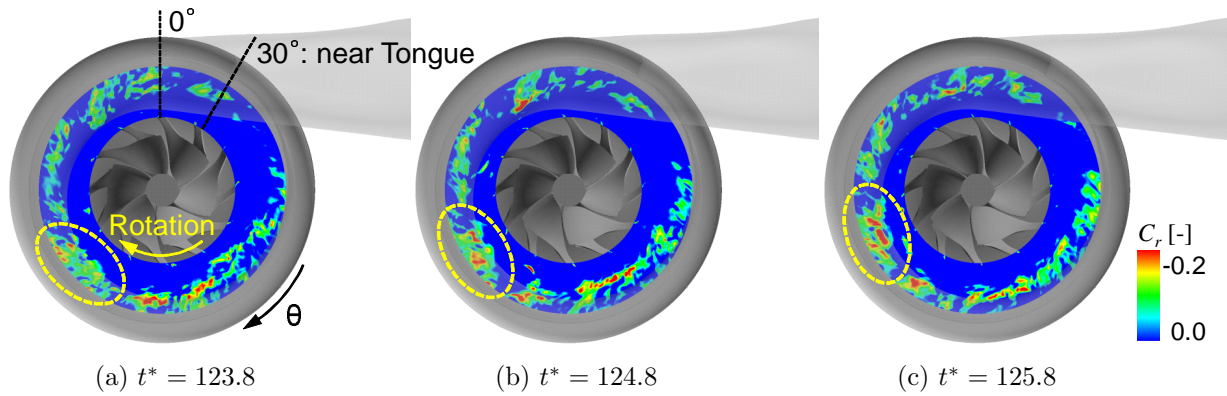


Fig. 6 Radial velocity distributions near diffuser hub wall at peak pressure-rise point

流量を指定するために、流境界の外側に設けた仮想セルには、隣接する内部セルの物理量を基にして、所定の質量流量に一致するように速度ベクトルをスケリングして与えた。壁面ではすべて断熱滑りなし条件を与えた。

計算条件として、回転数は 140,000 rpm に固定し、質量流量は実験での最大圧力上昇点およびサージ点近傍（最大圧力上昇点の 53.6% 流量）の 2 ケースに設定した。

#### 4. 結果および考察

##### 4.1 全体性能特性

図 4 は本 DES 解析から得られた全体性能特性である。本図では、実験結果における最大圧力上昇点の全圧比および質量流量で正規化し、実験結果（図中の実線）および DES 結果（図中の赤色塗りシンボル）を示している。同図中には、RANS による定常解析の結果（図中の白抜きシンボル）も合わせて示している。

最大圧力上昇点よりも低流量条件では、後述のとおり、回転失速がディフューザで発生することから、RANS による定常解析結果は実験結果と著しく異なっている。一方、DES 解析結果はサージ点近傍においても実験結果との一致が良好である。以上の全体性能特性に関する実験結果との比較から、本 DES 解析はサージ点近傍の流れ場を十分に再現できていると言える。

##### 4.2 内部流動現象

最大圧力上昇点およびサージ点近傍における本 DES 解析結果に対して、渦構造の同定および限界流れ線の LIC (Line Integral Convolution) 表示に基づく知的可視化<sup>(9)</sup>を施すことにより、サージ点近傍における流動現象を詳細に調べた結果について以下に述べる。

**4.2.1 最大圧力上昇点の流れ場** 最大圧力上昇点よりも大流量の作動点では、供試圧縮機の内部流れ場に特徴的な現象は認められず、各構成要素において顕著な逆流領域も発生していない。しかしながら、最大圧力上昇点になると流れ場に大きな変化が現れる。

図 5 は、最大圧力上昇点のある瞬間でのフルブレード・インデューサ部の渦構造を示している。同図中の渦構造は無次元ヘリシティ（渦度ベクトルと速度ベクトルの成す角度の余弦値）の分布で着色されている。フルブレード先端の前縁近傍から巻き上がった翼端漏れ渦において、その巻き上がり直後に無次元ヘリシティの値が負から正

に反転しており、この領域で翼端漏れ渦がスパイラル形の渦崩壊を起こしていることがわかる。この渦崩壊はすべてのピッチで起きている。図は省略するが、フルブレードの翼端漏れ渦の崩壊に起因して、シュラウド近傍ではフルブレード前縁付近まで低速度域が発達するとともに、渦崩壊に伴う非定常性によりその低速度域は揺動し、隣接フルブレードの前縁を乗り越えることが確認された。

ディフューザのハブ面近傍における複数の瞬間の半径方向速度分布を図 6 に示す。同図において、半径方向速度が負となる領域を逆流領域として同定することができる。図 6 によると、ハブ面近傍ではディフューザの半径方向約 50% 位置からディフューザ出口にかけて逆流領域が周方向に点在していること、その逆流領域は局所的なグルーピング（図中の破線で囲った領域）を成すとともにインペラの回転と同じ方向にインペラの回転より遅い速度で周方向に旋回していることがわかる。逆流領域のグルーピングが旋回失速セルに対応しているものと推察される。シュラウド面近傍においても、ハブ面近傍よりもやや上流側で、ディフューザの半径方向約 20% 位置から約 50% 位置にかけて局所的な逆流領域が発生し、グルーピングを伴いながら周方向に旋回している（図省略）。以上のとおり、最大圧力上昇点では、ディフューザにおいて旋回失速が発生していることがわかる。

図 7 はインペラからディフューザまでの時間平均流れ場の周方向平均子午面流速分布である。前述のとおり、全ピッチにわたってフルブレードの翼端漏れ渦が崩壊している結果、インペラのインデューサ部のシュラウド側に

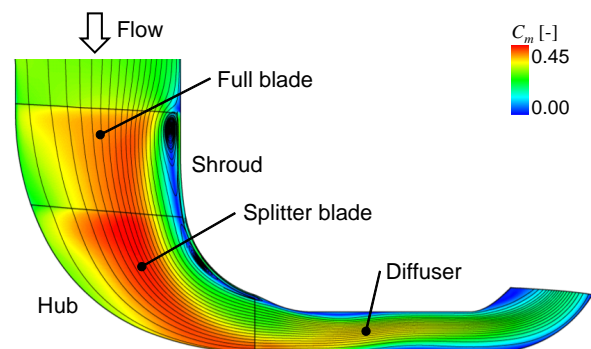


Fig. 7 Circumferentially-averaged flow field on meridional plane at peak pressure-rise point

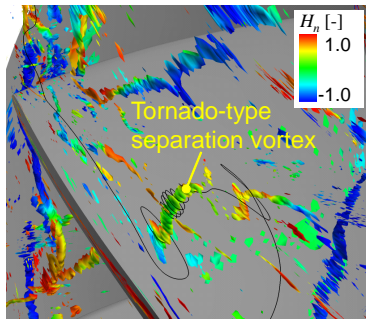


Fig. 8 Vortical flow field in impeller at near-surge point

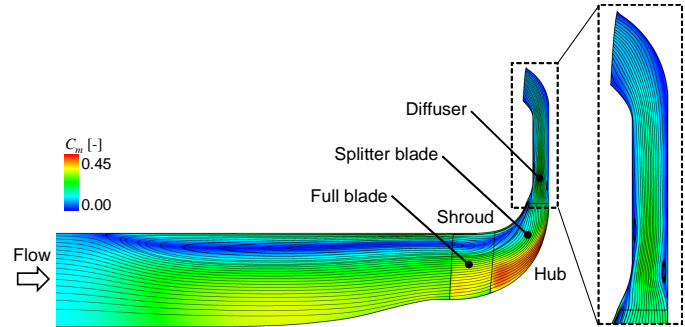


Fig. 9 Circumferentially-averaged flow field on meridional plane at near-surge point

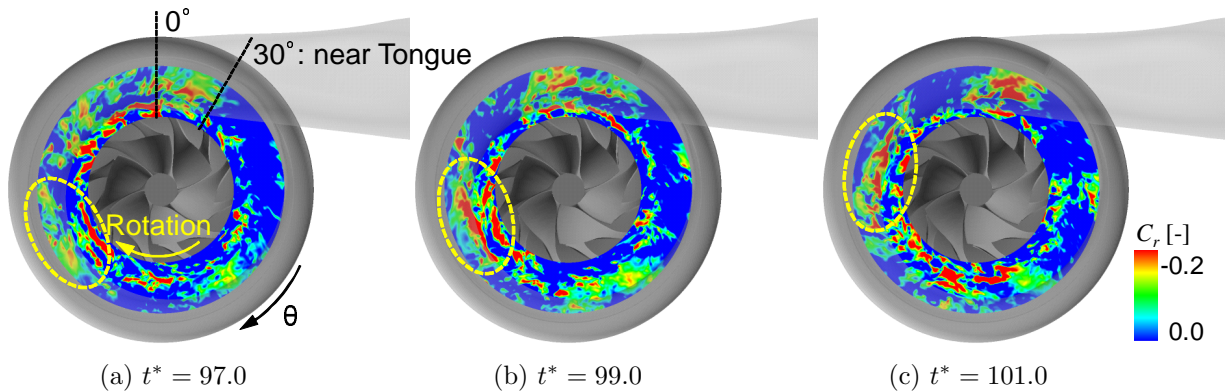


Fig. 10 Radial velocity distributions near diffuser hub wall at near-surge point

比較的大きな逆流領域が広がっている。ディフューザにおいては、回転失速セルの発生位置に対応して、ハブ面近傍で半径方向約 50%位置から出口にかけて、シュラウド面近傍で半径方向約 20%位置から約 50%位置にかけて薄い逆流領域が認められる。

4.2.2 サージ点近傍の流れ場 サージ点近傍（最大圧力上昇点の 53.6%流量）では、最大圧力上昇点とくらべてさらに大きな変化が流れ場に現れる。

図 8 はサージ点近傍のある瞬間におけるフルブレード先端の前縁付近での渦構造を示している。フルブレード先端部の負圧面に竜巻状のはく離渦が複数ピッチで発生し、そのはく離渦が発生しているフルブレードでは翼端漏れ渦の形成が認められない。図は省略するが、このはく離渦に対応した渦上点を時間平均流れ場の負圧面上限界流線において確認できる。サージ点近傍においては、インペラはフルブレードの先端部で失速している。なお、本供試圧縮機のインペラにおいては、回転失速は認められなかった。

インペラ上流部からディフューザまでの時間平均流れ場の周方向平均子午面流速分布を図 9 に示す。前述のように、サージ点近傍においてはフルブレード先端部で失速が起きることから、シュラウド面近傍の逆流領域は上流側およびスパン方向に拡大し、インペラ前縁から上流へ前縁スパン長の約 5.6 倍の位置まで延びている。また、後述のとおり、サージ点近傍においてはディフューザで大規模な逆流領域を伴う回転失速が発生していることから、ディフューザ端面上の逆流領域も流れ方向およびスパン方向に

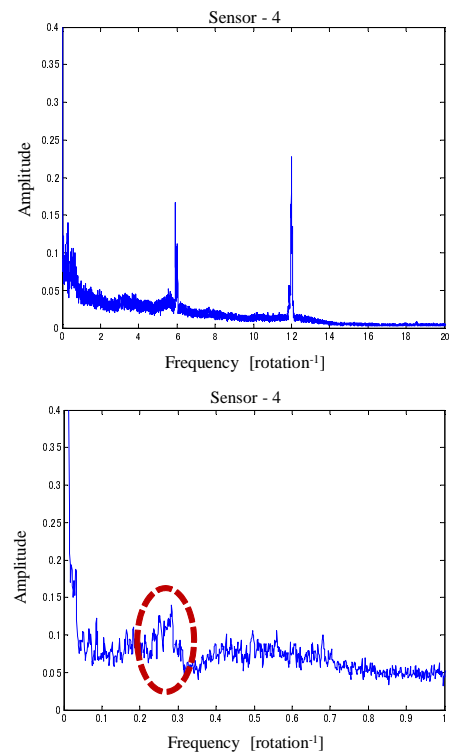


Fig. 11 Frequency spectra of pressure fluctuation on diffuser hub at near-surge point

発達していることがわかる。

サージ点近傍でのディフューザのハブ面近傍における

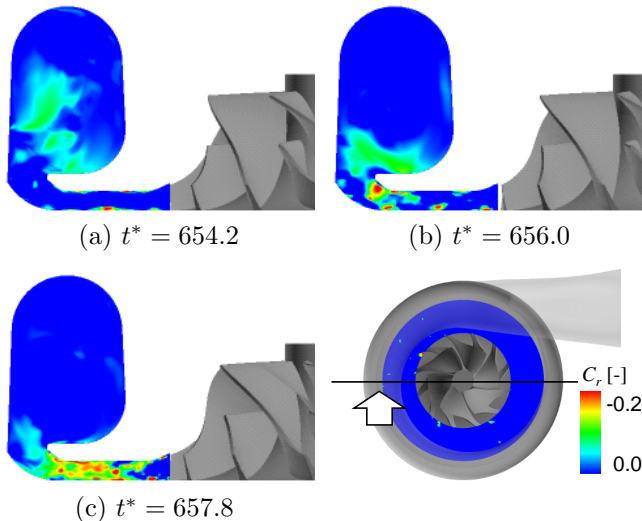


Fig. 12 Radial velocity contours in diffuser region at near-surge point

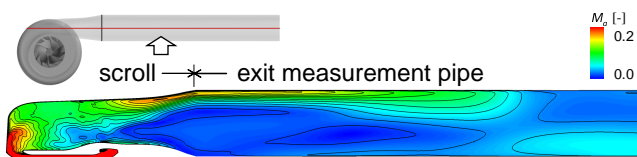


Fig. 13 Mach number contour on meridional plane of exit pipe at near-surge point

複数の瞬間の半径方向速度分布を図 10 に示す．最大圧力上昇点（図 6）と比べて，ディフューザ端面での逆流領域が著しく発達していることがわかる．ハブ面近傍（図 10）では，半径方向約 50%位置からディフューザ出口にかけてのみだけでなく，インペラ後縁直後から半径方向約 30%位置にかけても逆流領域が認められる．図は省略するが，シュラウド面近傍でも，約 60%位置からディフューザ出口にかけて新たに逆流領域が現れている．逆流領域のグルーピング規模は，最大圧力上昇点と比較して，小さくなっていることがわかる．端面上の逆流領域はすべて周方向に旋回しており，その速度は動翼回転速度のおおよそ 25%である．

図 11 に，実験により得られたディフューザハブ面上の圧力変動についての周波数スペクトルを示す．横軸の周波数はインペラの回転周波数で無次元化されている．無次元周波数が，フルブレードおよびスプリッタブレードの翼枚数である 6，またその両者の翼枚数を加えた 12 において，明確なピークを確認できる．動翼回転周波数より小さい無次元周波数 1 以下のスペクトルをみると，0.28 付近にピークを確認できる．このピークはディフューザで発生した旋回失速によるものと考えられ，計算結果ともよく対応する．

図 12 は，図中に示す子午面におけるディフューザおよびスクロール内の半径方向速度分布である．旋回失速セルが子午面を通過する前の  $t^* = 654.2$  から，通過中である  $t^* = 657.8$  までの流れ場の変化が示されている． $t^* = 654.2$  では，ディフューザ内に大きな逆流はみられないが，シュラウド側のスクロール入口付近には半径方向速度が負の領域を確認できる． $t^* = 656.0$  になると，

シュラウド側のディフューザ出口付近に強い逆流が現れている．失速セルが通過している  $t^* = 657.8$  では，ディフューザ内はハブからシュラウドまで逆流で覆われており，流れが閉塞している．以上のように，ディフューザ出口のシュラウド側から逆流が発生することが示唆される．図 13 は，出口計測管子午面におけるマッハ数分布を示している．スクロール出口付近をみると，流れが片寄っており，流体は図上側の壁面に沿ってスクロールを流出している．出口計測管内においても，流体は管壁近傍を流れており，一様ではない．スクロール内の流れには旋回があるため，このような傾向にあると考えられる．サージ点近傍ではこの傾向が強まる結果，スクロール出口では逆流が始まっており，この逆流は圧縮機舌部付近にまで到達していることがわかる．

## 5. 結言

本研究では，遷音速遠心圧縮機のサージ点近傍の内部流れ場について DES 解析を実施し，逆流の成長過程を調査した．その結果，供試圧縮機のインペラ部において，最大圧力上昇点ではフルブレードの翼端漏れ渦崩壊が全ピッチで発生すること，サージ点近傍ではフルブレード先端部で失速が発生し，シュラウド近傍の逆流領域がインペラ上流の広範囲にまで及ぶが，インペラでの旋回失速は発生していないことがわかった．一方，ディフューザ部においては，最大圧力上昇点で既に旋回失速の発生が認められ，サージ点近傍では大規模な逆流域を伴う旋回失速へと発達することが明らかになった．以上のとおり，最大圧力上昇点からサージ点近傍へ移行するにともなって，インペラ部およびディフューザ部での逆流領域が著しく発達することがわかった．また，スクロール出口においても逆流が発生していることが明らかとなった．

## 謝 辞

本研究はターボ機械協会に設置された「ターボ機械 HPC プロジェクト」における「遠心圧縮機のサージ予測」課題の下で行われた．ここに記して謝意を表する．

## 参考文献

- (1) 内田, 岩切, 柏本, “遠心圧縮機のサージ限界流量低減法に関する研究,” 日本ガスタービン学会誌, Vol. 34, No. 4, (2004), pp. 285–290
- (2) X. Zheng, et al., “Stability Improvement of High-Pressure-Ratio Turbocharger Centrifugal Compressor by Asymmetrical Flow Control - Part II: Nonaxisymmetrical Self-Recirculation Casing Treatment,” *ASME, J. Turbomach.*, Vol. 135, (2013), pp. 0210071–0210078
- (3) P. Frigne, et al., “Distinction Between Different Types of Impeller and Diffuser Rotating Stall in a Centrifugal Compressor with Vaneless Diffuser,” *ASME, J. Eng. Gas Turbines Power*, Vol. 106 (1984), pp. 468–474
- (4) K. Iwakiri, et al., “Unsteady and Three-Dimensional Flow Phenomena in a Transonic Centrifugal Compressor Impeller at Rotating Stall,”

- ASME Turbo Expo 2009, GT2009-59516, (2009)
- (5) S. Ohuchida, et al., “Experimental Study of Rotating Stall in Vaneless Diffuser of a Centrifugal Compressor,” ASME Turbo Expo 2013, GT2013-95468, (2013)
- (6) E. Shima and T. Jounouchi, “Role of CFD in Aeronautical Engineering (No.14) -AUSM Type Upwind Schemes,” the 14th NAL Symposium on Aircraft Computational Aerodynamics, NAL SP-34 (1997), pp. 7–12.
- (7) D. C. Wilcox, “Simulation of Transition with a Two-Equation Turbulence Model,” *AIAA Journal*, Vol. 32, No. 2 (1994), pp. 247–255.
- (8) M. Strelets, “Detached Eddy Simulation of Massively Separated Flows,” AIAA Paper, No.2001-0879 (2001).
- (9) 古川, “ターボ機械における流動現象の知的可視化,” 可視化情報学会誌, Vol. 23, No. 91, (2003), pp. 206–213