

遷音速遠心圧縮機の内部流れ場に及ぼす子午面形状の影響

The effect of meridional geometry on internal flow fields of transonic centrifugal compressors

- 伊藤流石, 九大院, 福岡県福岡市西区元岡 744 番地, E-mail: itou@haira.mech.kyushu-u.ac.jp
- 古川雅人, 九大, 福岡県福岡市西区元岡 744 番地, E-mail: furu@mech.kyushu-u.ac.jp
- 山田和豊, 岩手大, 岩手県盛岡市上田 4 丁目 3 番地 5 号, E-mail: kyamada@iwate-u.ac.jp
- 真部魁人, 九大, 福岡県福岡市西区元岡 744 番地, E-mail: manabe@haira.mech.kyushu-u.ac.jp
- 岡信仁, MHIET, 神奈川県相模原市中央区田名 3000 番地, E-mail: nobuhito_oka@mhiet.mhi.co.jp
- 富田勲, MHI, 長崎県長崎市深堀町 5 丁目 717 番地 1 号, E-mail: isao_tomita@mhi.co.jp
- 林良洋, MHI, 長崎県長崎市深堀町 5 丁目 717 番地 1 号, E-mail: yoshihiro3_hayashi@mhi.co.jp
- Sasuga Ito, Kyushu University, 744 Motoooka, Nishi-ku, Fukuoka city, Fukuoka
- Masato Furukawa, Kyushu University, 744 Motoooka, Nishi-ku, Fukuoka city, Fukuoka
- Kazutoyo Yamada, Iwate University, 4-3-5 Ueda, Morioka city, Iwate
- Kaito Manabe, Kyushu University, 744 Motoooka, Nishi-ku, Fukuoka city, Fukuoka
- Nobuhito Oka, Mitsubishi Heavy Industries Engine & Turbocharger, Ltd.,
3000, Tana, Chuo-ku, Sagamihara, Kanagawa
- Isao Tomita, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., 717-1, Fukahori-machi, 5-chome, Nagasaki
- Yoshihiro Hayashi, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., 717-1, Fukahori-machi, 5-chome, Nagasaki

Meridional geometries of turbomachines drastically affect their internal flow fields and performance. Since the design problem of the meridional geometries is non-linear problem contains not only the factors of performance improvement but also the factors of losses, it is very important to understand how the meridional geometries affect the flow distributions and the aerodynamic performance. In this research, we investigated the effect of the meridional geometries on the internal flow fields of two test centrifugal compressors, which have different meridional geometries each other, with three-dimensional Reynolds Averaged Navier-Stokes simulation and Detached Eddy simulation.

1. 緒言

遠心圧縮機は小型で高出力を得られるターボ機械の一種であり、ガスタービンをはじめとした大型の産業機械から、ターボチャージャなどの輸送機関の構成要素までと使用用途は幅広い。近年では、遠心圧縮機のさらなる高負荷化の設計が進められていることから、内部流れ場は超音速と亜音速が混在する遷音速流れを呈し、衝撃波の発生および他の流動現象との干渉により、実験解析のみでは理解が困難な複雑な流動現象が生じることが予測される。そのため設計問題においては CFD を用いた内部流れ場の把握が重要となる。

遠心圧縮機的设计要素の一つである子午面形状は、内部流れ場のいくつかの代表断面における速度分布を規定し、遠心圧縮機の空力性能に大きく影響を及ぼす。しかしながらその設計手法は経験則や簡易理論に基づくもので、特に低流量作動点における空力性能の把握は実験解析によるものが大きい。高性能遠心圧縮機の子午面形状の設計には、CFD を用いて内部流れ場の詳細な解析を行い、設計問題へ還元する必要がある。そこで本研究では、高性能遠心圧縮機の子午面形状の設計に向けて、三次元定常 RANS 解析および DES 解析を実施することにより、子午面形状の内部流れ場への影響を調査した。

2. 供試遠心圧縮機

本研究の解析対象である 2 つの供試遠心圧縮機（以下、compressor 1, 2 と呼称）のインペラ上流からディフューザ出口までの子午面形状を図 1 に、圧力流量特性を図 2 に示す。図中の値は compressor 1 のピーク効率流量点の各値で正規化してある。本研究で用いた供試遠心圧縮機はインペラ（フルブレードおよびスプリッターブレードはそれぞれ 4 枚）、ベーンレスディフューザ、スクロールで構成され、それぞれの羽根角分布は子午面形状の異なる

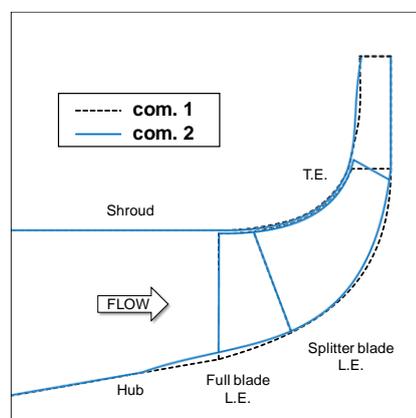


Fig. 1 Meridional geometries of the test compressors

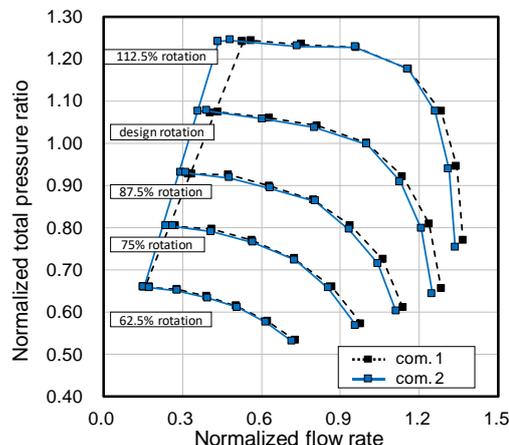


Fig. 2 Total pressure ratio

る翼領域を除いて同一である。compressor 1, 2 は車載用ターボチャージャーとして用いられ、図 2 に示すように両者の全圧比の値はほぼ一致している。一方で図 2 に示すように低流量特性には違いが見られ、compressor 2 のサージマージンが compressor 1 と比較して改善していることが確認される。特にこの傾向は回転数が大きくなるにつれて如実に現れ、チョーク流量の減少を加味した場合でも compressor 2 の作動範囲は compressor 1 に対し広いと言える。

図 1 に示す子午面形状ではインペラ前縁およびインペラ出口付近のハブ形状、後縁の傾き、ディフューザ形状に違いが確認される。以下では、これらの子午面形状の違いが流れ場に及ぼす影響について定常 RANS 解析および DES 解析を用いて議論する。

3. 数値解析手法

本研究では内部流れ場の把握のため、1 ピッチ定常 RANS 解析および DES 解析を実施した。両解析手法では、有限体積手法を用いた緩和型陰的高解像度風上スキームを適用した⁽¹⁾。本スキームでは、非粘性・粘性流束および体積力の全てを時間方向に陰的に離散化し、空間的には六面体の計算セルを用いた Cell-Centered 法による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 SHUS (Simple High-resolution Upwind Scheme)⁽²⁾を用い、三次元制度の MUSCL 法を組み合わせることにより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、時間方向は Euler 陰解法により離散化、時間積分には MFGS (Matrix Free Gauss-Seidel) 陰解法を用いた。

本研究で実施した 1 ピッチ定常 RANS 解析では、定常三次元圧縮性 Navier-Stokes 方程式を基礎方程式とし、乱流モデルとして $k-\omega 2$ 方程式モデルを用いた。DES 解析においては、非定常三次元圧縮性 Navier-Stokes 方程式を基礎方程式とし、各時間ステップにおいてニュートン反復 (5 回) を実施し、時間精度を最大二次精度に保った。また、本研究で用いた DES 解析は、低レイノルズ数型の $k-\omega$ 乱流モデル⁽³⁾に基づいており、LES 解析領域と RANS 解析領域は以下の式で区別される。

$$D_k = \beta^* \rho \omega k = \frac{\rho k^{\frac{3}{2}}}{l_{DES}} \quad (1)$$

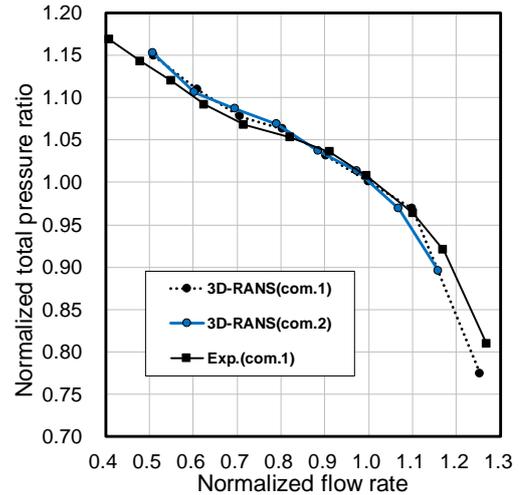
$$l_{DES} = \min(l_{k-\omega}, C_{DES} l_{SGS}) \quad (2)$$

ここで、 D_k は $k-\omega$ 乱流モデルにおいて乱流運動エネルギー k の散逸項であり、 ω は比散逸率、 β^* はモデル定数、 ρ は密度、 l は添え字で示す各計算過程における乱れ長さスケールであり、この渦乱れ長さスケール $l_{k-\omega}$ がそのセルの格子幅スケール l_{SGS} の C_{DES} でとらえられるかどうかを評価し、LES 計算領域または RANS 計算領域が流れ場の変化に応じて逐次選択される。本研究では $C_{DES} = 0.60$ としている。なお、無次元時間刻み幅は 0.0035 とし、インペラ 1 回転あたり 2,000 ステップ、すなわち翼通過あたり 500 ステップとなるように設定した。

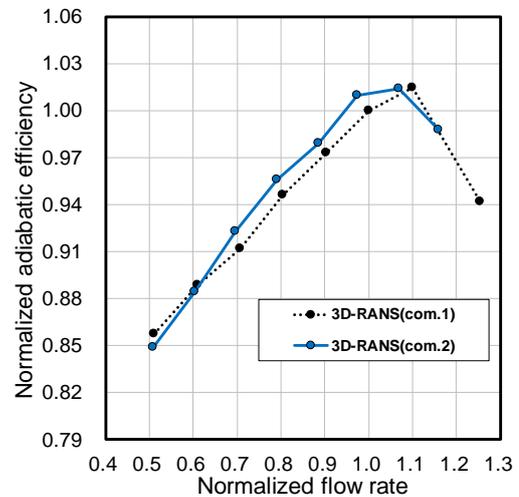
計算領域は定常 RANS 解析の場合、インペラ上流からディフューザ出口までの約 500 万点の計算格子を、DES 解析ではインペラ上流配管からスクロールおよび下流配管までの約 4,200 万点の計算格子を作成し、壁面に対する最小格子幅は $y^+ < 1$ を満足するように十分小さい値をとっている。

4. 三次元定常 RANS 解析結果

図 3 に本研究で実施した三次元定常 RANS 解析結果から抽出した空力性能を示す。図中の値は設計流量の各値を用いて正規化され、また図 3(a)には実験時において計測した値をもとに算出したディフューザ出口における全圧比を示す。compressor 1 の RANS



(a) Total pressure ratio



(b) Adiabatic efficiency

Fig. 3 Aerodynamic performance (3D-RANS)

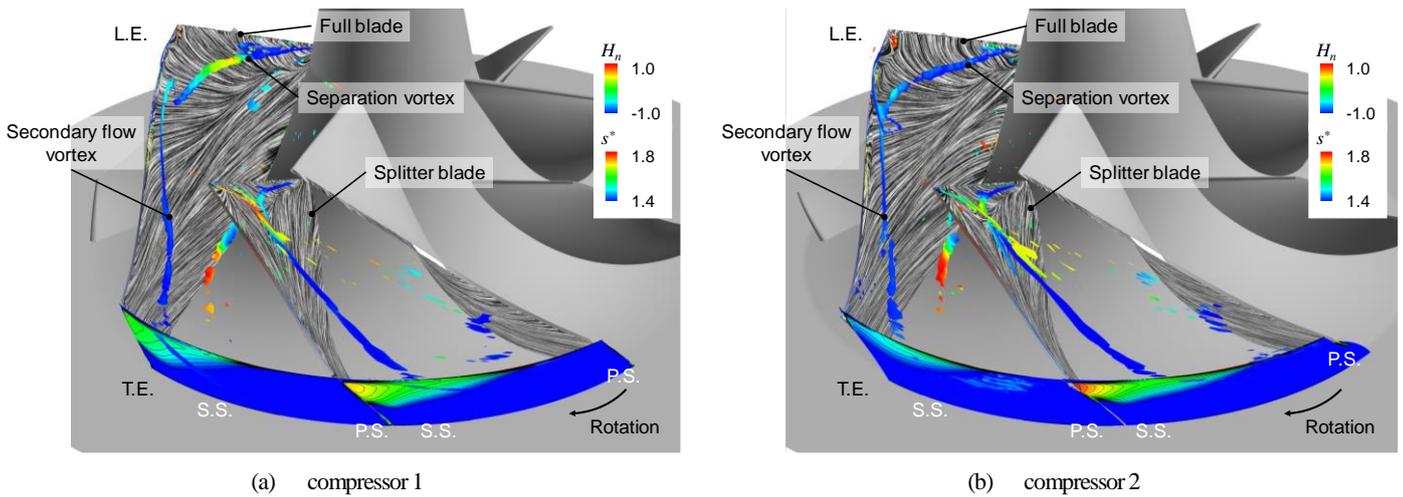
解析結果と実験結果を比較することにより、本研究で用いた計算格子の品質が十分であると言える。また図 2 の全圧比の特性と比較することで、スクロールにおける損失が顕著である低流量作動点を除き compressor 1, 2 の全圧比が定性的に一致していることが確認できる。断熱効率に着目すると compressor 2 は設計流量を含む一部低流量側で、compressor 1 と比較して効率が上昇していることが分かる。compressor 1, 2 はスクロール形状が同一であるため両者の空力特性の違いは上述のようなインペラおよびディフューザにおける空力性能の差に起因するものと考えられる。

両圧縮機の空力性能の差を捉えるために、特に断熱効率の値の差が大きい設計流量の 80% 流量点の計算結果について可視化手法を適用し、渦コアの抽出および限界流線の表示を行った。渦コアはクリティカルポイント理論⁽⁴⁾に基づいて抽出し、無次元ヘリシティ H_n により色付けしてある。

$$H_n = \frac{\vec{\xi} \cdot \vec{w}}{\left| \vec{\xi} \right| \cdot \left| \vec{w} \right|} \quad (3)$$

ここで、 ξ は絶対渦度ベクトル、 w は相対速度ベクトルを表す。この無次元ヘリシティで色付けすることにより渦の回転方向および巻き込みの強さを判別することができる。

図 4 に 80% 流量点の RANS 解析結果から抽出した渦コアおよび翼面上の限界流線、インペラ出口におけるエントロピー関数分布



(a) compressor 1
(b) compressor 2
Fig. 4 Vortices around impeller, limiting stream lines, and entropy function distribution at impeller exit

s^* を示す。定義式は以下のとおりである。

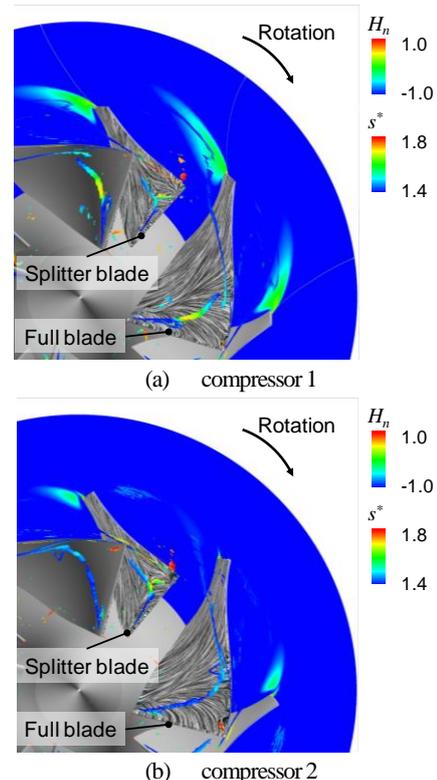
$$s^* = e^{\frac{\Delta s}{R}} = \frac{(T_t/T_{t0})^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{p_t/p_{t0}} \quad (4)$$

ここで T_t は全温, p_t は全圧, 添え字の 0 は圧縮機入口の値を示す。図 4 によると, フルブレードの前縁剥離渦の様相が異なることが確認できる。compressor 1 ではフルブレードの前縁剥離渦の回転方向がハブからスパン 50% にかけて変化し, さらにシュラウドにかけて回転方向がハブ側と同じになる。回転方向が変化している領域の無次元ヘリシティから渦の巻きの強さは大きくはないが, さらに低流量側では渦崩壊の発生が懸念される。また, 前縁剥離渦が翼端付近の二次流れと干渉した結果, インペラ出口のフルブレード負圧面側に低エネルギー流体が集積している。一方で, compressor 2 のフルブレードの前縁剥離渦は全体にわたって渦の回転方向が変化せず, さらにインペラ出口では二次流れ渦に伴う低エネルギー流体の集積が compressor 2 と比較して小さいことが確認できる。フルブレードの前縁付近の限界流線に着目すると, compressor 2 の前縁付近の流れは翼に沿った順流状態であることが確認でき, インシデンスが compressor 1 と比較して小さいことが分かる。Fig. 1 の子午面形状によると, 前縁付近ハブ形状は compressor 2 が半径方向にせり出ていることから, 環状面積の縮小による増速流れが発生し, compressor 1 に対し流量の低下に対するインシデンスの悪化が少ないと考えられる。

図 5 に compressor 1, 2 のディフューザの 50% スパン高さにおけるエントロピー関数分布を示す。図 5 に示すように, compressor 2 ではインペラ出口付近に集積した低エネルギー流体が少なく, ディフューザへの流入量が小さい。特にフルブレードの負圧面側では低エネルギー流体が確認されず, ディフューザにかけての流れが一様である。図 4 のスプリッターブレード負圧面側のインペラ出口では, 低エネルギー流体の集積が確認される。特に compressor 2 では compressor 1 と比較して集積領域に大きな差は見られないが, エントロピーの上昇量が大きい領域が確認される。しかしながら, 図 5 によると, compressor 2 のスプリッターブレード負圧面側の低エネルギー流体の主流に対する影響は少ない。図 1 の子午面形状から, compressor 2 は翼後縁翼端側が半径方向に倒れているため, インペラ出口シュラウド付近の速度三角形が変化し, ディフューザ主流部への低エネルギー流体の流入が抑制されたと考えられる。図 6 に三次元定常 RANS 解析結果の周方向平均値より算出した子午面速度分布 C_m を示す。なお, 子午面速度は入口の

音速で正規化してある。図 6 のディフューザ部における子午面速度分布に着目すると, compressor 2 はインペラから流出した速度の速い流体がディフューザ領域で減速していることが確認される。compressor 1 ではディフューザ部で増速流れを示す半径方向垂直断面が存在する。ディフューザはターボ機械の構成上, 減速効果と圧力回復を目的とするものであるため, このような増速流れの発生は好ましくない。子午面形状を見ると, 増速流れを示す断面はシュラウド側の形状がややくびれた形状をとっている。compressor 1, 2 の比較から, インペラ出口からディフューザ出口にかけて滑らかな曲線形状を持つディフューザは減速効果が大きい。

本研究で用いた定常 RANS 解析では計算領域をフルブレードの翼間の 1 ピッチとしており, 壁面を除く周方向に対しては周期境界条件を与えているため, 旋回失速のように非軸対称な流動現象は生じない。そのため, 以下の DES 解析ではこのような非軸対称な流動現象についても詳しく調査した。



(a) compressor 1
(b) compressor 2
Fig. 5 Entropy function distribution at 50% span height of diffuser

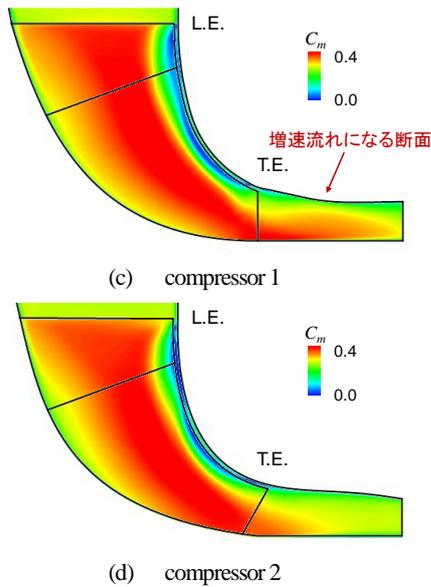


Fig. 6 Meridional velocity obtained from circumferential average of 3D-RANS

5. DES 解析結果

図 7 に DES 解析結果から抽出した瞬時のインペラ入口の相対マッハ数分布 M_r およびディフューザ部 50% スパン高さの半径方向速度分布 C_r を示す。なお、半径方向速度は入口の音速で正規化され、インペラが 1 回転する際に舌部との相対位置を考慮するために基準とするフルブレード負圧面を赤く色づけしてある。また以下の議論において、それぞれの図は最も左の図の時刻におけるインペラの位置を基準とし、回転角が 0, 90, 180, 270° 回転した時

の図として識別する。

図 7 より、両圧縮機のディフューザ内部の流れ場を比較するとそれぞれの増速流れを示す領域は舌部を回転方向に通過した場所に位置している。しかしながら compressor 1 は compressor 2 と比較して増速流れを示す領域が周方向に対して広く分布していることが確認できる。また compressor 1 では、前述の増速流れと 180° 対称位置において増速流れのままディフューザ出口に到達しており、舌部に対してディフューザの減速効果を得ないまま流入している可能性がある。図面は割愛するが、compressor 1 では舌部付近ディフューザ内部で周期的に逆流 ($\theta = 0^\circ$ に示す舌部付近の逆流) が発生していることが確認された。この周期的な舌部付近での逆流は、前述の舌部直前の増速流れが舌部付近まで輸送された直後に発生していることから、十分な減速効果を得ていない流体が舌部から漏れることにより発生するものと考えられる。さらに、舌部付近の逆流は舌部通過後の増速流れと合流するため、同位置でのミキシングロスが発生することが懸念される。

一方で、compressor 2 では舌部直前の増速流れの領域が小さく、舌部付近の逆流は確認されなかった。しかしながら舌部の 180° 対称位置において逆流を示す領域が定常的に存在する。80% 流量点では逆流領域が小さいが、さらに低流量の作動点ではこの逆流を起因とした旋回失速の発生が懸念される。

インペラ入口では、翼端漏れ渦、前縁剥離渦に伴う失速が確認されるが、両圧縮機では渦の巻き込みの強さの違いに伴う失速領域の規模の違い以外について大きな差は確認されなかった。

6. 結言

本研究では、高性能遠心圧縮機の開発に向けて、子午面形状が遷音速遠心圧縮機の流れ場に及ぼす影響を調査するために、子午

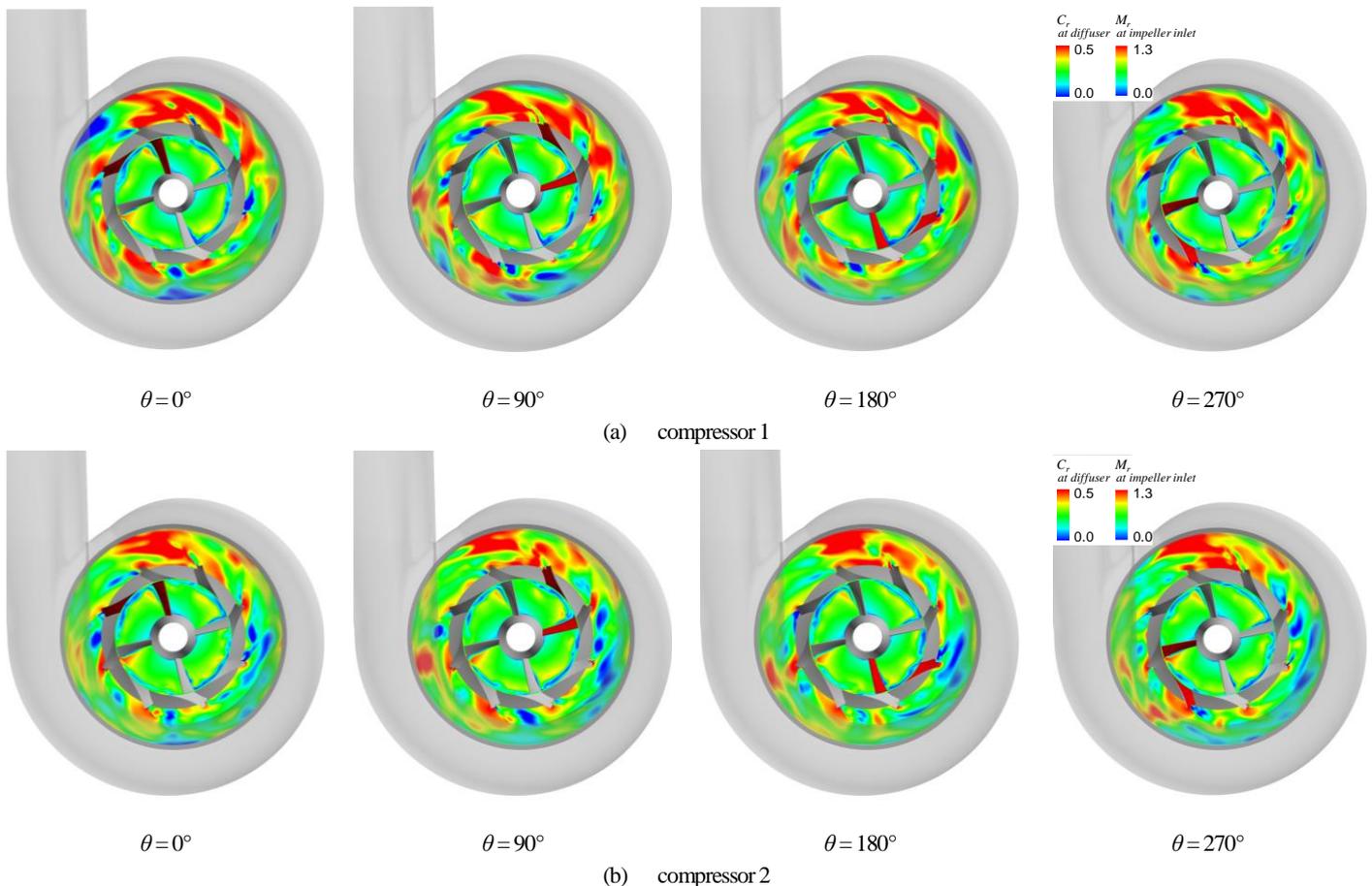


Fig. 7 Relative mach number distributions at impeller inlet and radial velocity distributions at diffuser

面形状が異なる 2 つの遷音速遠心圧縮機の内部流れ場を 1 ピッチ定常 RANS 解析および DES 解析を用いて比較した。

実験解析の結果、本研究で比較した 2 つの遷音速遠心圧縮機は定量的に一致した圧力流量特性を持つが、作動範囲、特にサージマージンの特性が異なることが確認される。

1 ピッチ定常 RANS 解析の結果、ディフューザ出口における全圧比は実験値と定性的に一致していた。一方で断熱効率は設計流量を含む一部低流量作動点で差が見られた。設計流量の 80% 作動点の RANS 解析結果に対して、渦コア、限界流線等の可視化を実施し流れ場を比較すると、フルブレード前縁付近のハブ形状のくびれによりインペラ入口の環状面積が減少とそれに伴う増速流れの影響から、流量の減少によるインシデンスの悪化の傾向が弱いことが確認された。さらにインシデンスの違いによるフルブレードの前縁剥離渦の形態が異なり、フルブレード後縁負圧面側での低エネルギー流体の集積度合いに顕著な差が確認された。RANS 解析の周方向平均から子午面速度分布に着目すると、ディフューザ部で絞りを持つ形状の場合、スパン方向に対して増速流れの領域が拡大していることが確認された。すなわち、ディフューザの子午面形状はインペラ出口からディフューザ出口にかけて半径方向垂直断面に局所的な絞りが発生しない形状をとることで、ディフューザの減速効果が大きくなる。

DES 解析の結果、ディフューザの子午面形状に絞りを持つ圧縮機は、ディフューザの内部流れで半径方向に対し増速流れを示す領域が周方向に広く分布していることが確認された。さらに、ディフューザに絞りを持つ圧縮機は舌部付近で周期的な逆流が確認された。この逆流は舌部直前における増速流れを示す流体が、ディフューザの減速効果を十分に得ないまま舌部に流入し、一部が舌部端面に衝突することでディフューザへと逆流しているものと考えられる。ディフューザの子午面形状に絞りのない圧縮機はディフューザ全域において減速効果を確認できたが、舌部の 180° 対称位置において定常的に逆流領域が存在した。80% 作動点においてこの逆流領域は小さいものであるが、さらに低流量作動点ではこの逆流を起因とした旋回失速の発生が懸念される。

参考文献

- (1) Yamada, K., Furukawa, M., Fukusihima, H., Ibaraki, S. and Tomita, I., "The Role of Tip Leakage Vortex Breakdown in Flow Field and Aerodynamic Characteristics of Transonic Centrifugal Compressor Impellers", 2003, ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 135, 021023-021023-11
- (2) Shima, E., Jounouchi, T.: Role of CFD in Aeronautical Engineering (No. 14) –AUSM Type Upwind Schemes, 14th NAL Symposium on Aircraft Computational Aerodynamics, NAAL.SP-34 (1997), pp.7-12.
- (3) Wilcox, D. C.: Simulation of Transition with a Two-Equation Turbulence Model, AIAA Journal, Vol. 32, No. 2 (1994), pp. 247-255.
- (4) Sawada, K., "A Visualization Method for Identifying Vortex Centers", 1995, Trans. Japan Soc. of Aero Space Sci., Vol. 38, No. 120, pp. 102-11