### Extension of Operating Range of a Centrifugal Compressor by Use of a Non-Axisymmetric Diffuser

郑	新	前	清華大学	汽车安全与	F节能国家重	点实验室	副教授	博士
林		韵	清華大学	汽车安全与	F节能国家重	点实验室		
川久保	知	己	技術開発本	部総合開昇	<b>をセンター</b> 原	動機技術開	月発部 音	郭長
玉 木	秀	明	技術開発本	部 技監	博士(工学	) 技術士	: ( 機械;	郭門 )

近年,過給機に用いられる遠心圧縮機には大容量化や高圧力比化などの性能向上が求められる一方で,搭載性や コストの観点からはコンパクト化が要求されている.この相互に矛盾する要求のため、内部流速は増し,非軸対称 形状を有するスクロールにおいて生じる圧力分布の周方向ひずみが増加することになり、圧縮機の安定作動範囲は 縮減される.この課題を解決するために,非軸対称な流路形状を有するベーンレスディフューザが考案された.こ れによって周方向圧力ひずみが緩和され、不安定化要因となる流れ状態の発生を遅らせることが可能となる.軸対 称と非軸対称のディフューザについて性能試験を実施し、非軸対称設計によって安定作動範囲が 28%拡大すること を確認した.

In recent years, higher performance, including higher flow capacities and pressure ratios, is required of the centrifugal compressors used in turbochargers, while compactness is also required in views of improved installability and lower costs. Due to these mutually conflicting requirements, the internal flow velocity tends to increase and the circumferential pressure distortion generated by the non-axisymmetric geometric nature of the discharge scroll gets harsher, and both of these result in the reduction of the stable operating range. In an attempt to overcome this difficulty, a vaneless diffuser with a non-axisymmetric passage geometry has been developed which can suppress the circumferential pressure distortion and consequently retard the occurrence of the destabilizing flow conditions. Performance tests of both the axisymmetric and the non-axisymmetric diffusers confirmed that the non-axisymmetric design can extend the stable flow range by 28% over the conventional axisymmetric design.

## 1. 緒 言

近年,過給機に用いられる遠心圧縮機には大容量化や高 圧力比化などの性能向上が求められる一方で,搭載性やコ ストの観点からはコンパクト化が要求されている.このた め,狭あい空間に圧縮機内部流路や吸込・吐出配管をレイ アウトしなければならず,内部流速や流路曲率が増し,高 効率化や広作動域化を阻む要因となっている.特に吸込み 曲り管やスクロールなどの非軸対称流路に起因する流れ場 の周方向ひずみはますます強まる傾向にあり,効率低下や 作動域縮減のリスクはより高まっている.

スクロールによって引き起こされる内部流れの非軸対称 性についてはこれまでにも精力的に研究が行われてきてい る.通常,スクロールは設計点において入口圧が周方向に 一定となるように設計される.しかし,その非軸対称形状 ゆえにスクロールを通る流れは,大流量条件では増速流 に,低流量条件では減速流になり,スクロール入口圧に周 方向分布を生じることになる<sup>(1),(2)</sup>.この圧力分布は上 流側のディフューザやインペラにも到達する<sup>(3),(4)</sup>.こ のためインペラは変動条件下で作動することになり、性能 低下を生じることが Sorokes らの実験で確認されてい る<sup>(5)</sup>.

一方,数値流体力学(CFD: Computational Fluid Dynamics) 解析による流れ場の分析も行われている.Fatsis らによる 三次元非定常解析<sup>(6)</sup>では、インペラ下流側に周方向の圧 力分布が存在すると、インペラへの流入角も一定でなくな ることが報告されている.Guらはインペラ下流側の周方 向圧力勾配の影響について調べ、インペラ回転方向に圧力 が上昇する場合にインペラ効率が低下することを見いだし ている<sup>(7),(8)</sup>.

上記の研究は主に亜音速流入の遠心圧縮機についてのも のであるが、本研究で着目するような高圧力比の遠心圧縮 機ではインペラやディフューザへの流入は遷音速流とな る.インペラ前縁で失速が起きない流れ角の範囲は流入 マッハ数に対して反比例的に減少するため、高圧力比の遠 心圧縮機の安定作動範囲は非軸対称性の影響をより敏感に 受けることが予想される.Yang らによる実験および CFD 解析では、高圧力比の遠心圧縮機では周方向の圧力ひずみ はより過酷なものとなり,スクロールの影響を考慮するこ とが非常に重要であると述べられている<sup>(9)</sup>. Zheng らは CFD 解析によってスクロールあり・なし条件で高圧力比 遠心圧縮機の性能比較を行い,スクロールの非軸対称性に よって安定作動範囲は最大で 42%縮減するという結果を 得ている<sup>(10)</sup>. Lin らはスクロールの非軸対称性の影響を 評価する実験手法を開発し,非軸対称性によって作動域が 47%縮減,効率も 4.8 ポイント低下するという結果を得 ている<sup>(11)</sup>.

スクロールの非軸対称性の影響が上流側に及ばないよう にするための幾つかの手法が研究されている. Sorokes ら は低ソリディティディフューザの採用によって非軸対称性 がインペラに伝わりにくくなることを見いだしてい る<sup>(12)</sup>. Lin らはスクロールの吐出流路を1本ではなく複 数本とすることを提案している<sup>(11)</sup>.スクロールの設計パ ラメータが流れ場や性能に及ぼす影響についても研究がな されており、Xu らはスクロールの舌部領域の形状を適正 化することでインペラ出口での圧力ひずみを低減できるこ とを見いだしている (13). (14). また, インペラや流路は常 識的には軸対称的な形状に設計されるが、Zheng らはこ れをあえて非軸対称形状にすることでスクロールからの悪 影響をキャンセルすることを提案し、この考えに基づいて 開発した非軸対称形状のケーシングトリートメント(イ ンペラの途中から流れを抽気してインペラの上流側へ戻す ことによって圧縮機の作動範囲を拡大する手法)によっ て、通常の軸対称形状のケーシングトリートメントに対し て約 10%のサージ流量低減に成功している (15).

ケーシングトリートメントはインペラ部に設けられるも のであるから,当然ながらディフューザ部の非軸対称性の 抑制には役立たない.そこで Zheng らは上述の考え方に 基づいて,通常は軸対称環状流路であるベーンレスディ フューザを非軸対称形状とすることによって遠心圧縮機の 作動域拡大を試みた<sup>(16)</sup>.本稿ではそこで得られた実験結 果や解析結果を基に内部流れや作動範囲の変化について検 討を行う.

以下,2章ではスクロールがある場合の遠心圧縮機の内 部流れの非軸対称性の発生とその上流側への伝わり方につ いて理論的に考察する.3章では供試高圧力比遠心圧縮機 に対する CFD 解析による流れの非軸対称性の分析と非軸 対称ディフューザによる作動域拡大の検討について,4章 ではその検討結果に基づいて設計した非軸対称ディフュー ザの実験結果について,それぞれ述べる.最後に5章で は得られた知見についてまとめる.

#### 2. 理論的考察

### 2.1 スクロールによる周方向圧力分布の発生

第1図に供試遠心圧縮機概略図を示し,主要構成要素 (インペラ,ディフューザ,スクロール)と主要寸法の定 義を示す.本研究で扱うディフューザはベーンがないタイ プ(ベーンレスディフューザ)であり,車両過給機の圧 縮機やブロワなどによく用いられるタイプである.

スクロールは概念的には羽根が1枚しかない翼列 (= 翼間の流路が一つしかない翼列)とみなすことができ る.スクロールの流路断面積の設計は無負荷条件(スク ロール入口からスロートまでの間で流体の角運動量が変化 しない条件)を基準に行われる.この条件下ではスク ロール入口で圧力の周方向分布は生じない.スクロールの 形状は *A*/*R* と呼ばれるパラメータで特徴づけられる.*A* はスロート断面積 *A*<sub>7</sub>, *R* はインペラ中心からスロート断



面中心までの径 r<sub>c7</sub> を意味している. 無負荷条件では, 質量と角運動量の保存から

$$A_5 v_{r5} = A_7 v_7 \quad (1)$$

 $r_5 v_{\theta 5} = r_{C7} v_7 \qquad (2)$ 

が成り立つ.  $r_5$ ,  $A_5$  はスクロール入口の半径と環状流路 断面積,  $v_{r5}$ ,  $v_{\theta5}$  はスクロール入口での径方向速度, 周方 向速度,  $v_7$  はスロートでの速度である. この(1), (2) 式から, 与えられたスクロール入口条件に対し無負荷とな る A/R は,

 $(A/R)_{NL} = A_5 / \lambda r_5$  (3) である. ここで  $\lambda = \tan \alpha_5$  であり,  $\alpha_5$  はスクロールへの 流入角である. 添え字 NL は無負荷を意味する. 実際の スクロールの A/R はこの無負荷条件に対し少し大きめに 設定される. このように設計点でも若干の負荷を掛けるこ とや,有限厚みをもつ舌部が存在することによって,設計 点においても多少の圧力分布は生じる.

一方,非設計点では通常の翼列と同様に流れ状態と流路 形状のミスマッチでスクロールは大きな負荷をもつことに なり、より強い周方向圧力分布が発生する.スクロール入 口からスロートまでの負荷を表す圧力回復係数は Japikse の急拡大損失モデル<sup>(17)</sup>を参考にして,

$$C_{p} = \frac{p_{7} - p_{5}}{p_{05} - p_{5}} = C_{p_{-id}} - \zeta_{m} - \zeta_{\theta} \cdots \cdots \cdots \cdots \cdots (4)$$

$$C_{p_{-id}} = 1 - \frac{1}{A_{R}^{2} \left(1 + \lambda^{2}\right)}$$
 ..... (5)

$$\zeta_m = \frac{1}{1+\lambda^2} \quad (6)$$

$$\zeta_{\theta} = \begin{cases} \frac{\left(\lambda A_R / R_R - 1\right)^2}{A_R^2 \left(1 + \lambda^2\right)} & \left(\frac{\lambda A_R}{R_R} \ge 1\right) \\ 0 & \left(\frac{\lambda A_R}{R_R} \le 1\right) \end{cases} \dots \dots \dots \dots \dots (7)$$

*C<sub>p</sub>*: 圧力回復係数 *p*<sub>5</sub>: スクロール入口静圧 *p*<sub>7</sub>: スクロールスロート部静圧

p05:スクロール入口全圧

となる.  $C_{p,id}$  は損失なしの理想圧力回復,  $\zeta_m$  は径方向損 失,  $\zeta_{\theta}$  は周方向損失を示す.  $A_R = A_7/A_5$ ,  $R_R = r_{C7}/r_5$  であ る.  $\zeta_{\theta}$  は無負荷条件  $(A/R)/(A/R)_{NL} = \lambda A_R/R_R = 1$  でゼロと なり,  $C_p$  もこの無負荷条件近傍でゼロになる. このモデ ルを用いると非設計点におけるスクロール入口での圧力ひ ずみの程度を見積もることができる. また, Iversen らや Chochua らはより詳細なモデルとしてスクロール流路内 で流れ方向に保存則を用いることによって周方向圧力分布 を求める方法を提案している<sup>(18),(19)</sup>.

これらのモデルではスクロール上流側は軸対称流になる という仮定をおいてはいるが、スクロール形状に基づいて 具体的に圧力ひずみの程度を概算できる。

# 2.2 非軸対称性による効率低下と安定作動域縮減

遠心圧縮機の小流量側の安定作動限界は、サージングと 呼ばれる圧縮機を含む管路系全体の流体自励振動の発生に よって規定される.このサージング現象は圧縮機の昇圧能 力と深く関係しており、圧縮機内部で境界層の剥離、逆流 が発生して昇圧能力が鈍くなったり、流れが不可逆的な破 たんをきたしたりした場合に生じやすくなる.**第2図**に 設計流量と過小流量での遠心圧縮機内部流れの模式図を示 す.たとえば、小流量側の作動点ではインペラに流入する 流れは羽根の向きに沿わなくなるため羽根の先端で剥離や 失速を起こしやすくなる.また、小流量側の作動点では ディフューザ内部の径方向外向き速度成分が減るため境界 層内部の勢いの弱い流体は径方向の圧力上昇に耐えられず に逆流や失速を生じやすくなる.これらの境界層の剥離・ 逆流は圧損を生むとともに、流路を狭さくするため圧縮機





の昇圧能力を停滞・減少させてしまう. さらに, ディ フューザの逆流が上流のインペラに侵入するようになる と, インペラの昇圧能力はその瞬間に損なわれてしまう. これらの現象が発生・進行するとサージング現象が起きや すくなる.

インペラやディフューザが周方向に均等な条件で作動し ていれば、剥離や逆流も特定の周方向位置で起こることは ないが、スクロールやインレットディストーションなどに よって流れが周方向に均一でない場合は、最も条件の悪い 位置ではじめに剥離や逆流を生じる.よって、周方向にバ ラツキがある場合には、よりサージングが起きやすくな る.また、圧縮機の圧力比や効率は流量に対して上に凸の 曲線を描くが、周方向バラツキのある場合には、圧力比や 効率は複数の流量条件で作動する各流路の値の平均値とな るため、必然的にバラツキのない場合よりも低い値とな る.したがって、圧縮機本来がもつ圧力比、効率、作動範 囲のポテンシャルを最大限に発揮させるためには、スク ロールなどによって生じる流れの非軸対称性は極力低く抑 える必要がある.

2.3 ベーンレスディフューザ内での圧力じょう乱

流れの中に物体を置くことで生じる圧力の乱れは,経験 的にはその物体から遠ざかるほど弱くなる(距離減衰). しかし,遠心圧縮機のベーンレスディフューザのような径 方向流路では少し事情が複雑になる.これは円筒波が中心 に向かって伝播する際,振幅が増加していく様子からも類 推できる.**第3図**に軸対称環状流路を示し,軸方向流路 (-(a))と径方向流路(-(b))における流れを比較しな がら考察する.まず,軸方向流路において共役複素速度

e: 自然対数の底

*i* :虚数単位

は速度  $W_0$ , 流れ角  $\alpha$  の一様流に重ね合わされた周方向 (Y方向)周期じょう乱が,上流 (-X 方向)に向かって減衰す る様子を表している.これを等角写像変換  $Z = r_0 \ln(z/r_0)$ によって径方向流路に写像すると,

 $w = (dZ / dz)W = W_0 (r_0 e^{-i\alpha} / z + \varepsilon)$  ……… (9) となる. 写像前の Z 平面での左半平面は,写像後の z 平 面では半径  $r_0$  の円の内部に写像され,後者はちょうどス クロール入口部でのじょう乱が上流側に伝わる様子を模式 的に示している.各々に対応する圧力場はベルヌーイの定 理を用いてそれぞれ





$$\frac{p_0 - p}{\rho W_0^2 / 2} = 1 + 2\varepsilon e^{X/r_0} \cos(\Theta + \alpha) + \varepsilon^2 e^{2X/r_0} \cdots (10)$$

$$\frac{p_0 - p}{\rho W_0^2 / 2} = \left(\frac{r_0}{r}\right)^2 + 2\varepsilon \frac{r_0}{r} \cos(\Theta + \alpha) + \varepsilon^2 \cdots (11)$$

$$\varepsilon : 微小振幅$$

$$\Theta : 周方向角度$$

$$\theta : 周方向角度$$

となる. p<sub>0</sub> は全圧, p は静圧, p は密度である. 第4図 に軸対称環状流路内のポテンシャル流れによる静圧分布を 示す. 第4図-(a)に軸方向流路, -(b)に径方向流路の 静圧分布を示す. (10), (11) 式の右辺第2項が示す周 方向圧力じょう乱は軸方向流路では予想どおり上流側に向 かって指数関数的に減衰するが,径方向流路では上流側に 向かって増幅する.

このような状況について線形理論を用いてさらに詳しく 考察する.対象とする流れは**第3図**に示す厚さ一定の軸 対称環状流路内の二次元・定常・非圧縮性・非粘性流れと し,軸対称平均流に非軸対称の微小じょう乱が重ね合わさ れているとする.周方向じょう乱がk次の正弦波とした 場合,軸方向および径方向の流路に対する圧力じょう乱は 参考文献(20),(21)を参考にして

> $p(X,\Theta) = (Ae^{kX/r_0} + Be^{-kX/r_0})e^{ik\Theta} \dots (12)$  $p(r,\theta) = (Ar^{k-2} + Br^{-k-2} + Cr^{-ik\lambda})e^{ik\theta} \dots (13)$



**第 4 図** 軸対称環状流路内のポテンシャル流れによる静圧分布 Fig. 4 Pressure distribution of potential flow in axisymmetric annulus passages

となる. ここで  $\lambda = \tan \alpha$  であり,今の場合は一定値であ る. 右辺第 1 項,第 2 項は渦なし流れを表し,先のポテ ンシャル流れの例と同様に,軸方向流路では指数関数的 に,径方向流路ではべき関数的に変化する.(13)式の第 3 項は渦度の非軸対称性に起因する寄与であり,ベーンレ スディフューザの場合にはインペラの各翼間流路の負荷が 不均一になることが原因で発生する成分である.この項は  $r^{-ik\lambda}e^{ik\theta} = e^{ik(\theta-\lambda \ln r)}$ とも表すことができるので,軸対称平 均流の流線を表す対数らせん $\theta - \lambda \ln r = \text{const.}$ に沿って値 は一定である.

係数 *A*, *B*, *C* は境界条件から決まる. 今, スクロール 入口での圧力ひずみが $p(r_5, \theta) = P_5 e^{ik\theta}$ と与えられたとし て, それがベーンレスディフューザ内でどのように増幅ま たは減衰するかを考察する. ディフューザ入口での境界条 件はインペラ特性から決まるため簡単には与えることはで きないが, 一般的に次のように表すことができる.

 $\rho$ は密度,  $\bar{v}_{r2}$ はディフューザ入口での径方向速度の周 方向平均値, *P*, *V*<sub>r</sub>, *V*<sub>θ</sub>はそれぞれ圧力, 径方向速度, 周 方向速度のじょう乱を表す複素振幅であり, 添え字 2, 5 はディフューザの入口, 出口での値であることを表す. *Z* や  $\Lambda$ はインペラ特性から決まる複素数である. 以下にこ れらを決めるための境界条件として三つの例(下記の (15)~(17)式)を示す. 最も簡単な例として, インペ ラ出口で全圧,絶対流れ角が一様とすれば,

 $P_2 / \rho \overline{v}_{r2} + V_{r2} + \lambda V_{\theta 2} = 0, \quad V_{\theta 2} = \lambda V_{r2}$ 

$$Z = 1 + \lambda^2, \quad \Lambda = \lambda \qquad \cdots \cdots (15)$$

となる.これはかなり非現実的な条件ではある.もう少し リアリティーのある条件として,理想的インペラ(損失 なし,相対流出角一定)を考えると,

 $P_2 / \rho \overline{v}_{r2} + V_{r2} + \lambda_R V_{\theta 2} = 0, \quad V_{\theta 2} = \lambda_R V_{r2}$  $Z = 1 + \lambda_R^2 \quad A = \lambda_R \qquad \cdots (16)$ 

となる. ここで 
$$\lambda_R = \tan \beta_2$$
 であり、 $\beta_2$  はインペラの相対

流出角である. この条件ではインペラの各翼間流路が背圧 変動に対して準静的に応答することを想定している. さら にインペラ単体性能が一次元解析や CFD 解析などで予測 できる場合には,二つの近接した流量での解の差分を用い て.

 $Z = -\Delta p_2 / (\rho v_{r2} \Delta v_{r2}), \Lambda = \Delta v_{\theta 2} / \Delta v_{r2}$  ………(17) と推定できるであろう. ここで  $\Delta$  は二つの解でのインペ ラ出口状態量(圧力  $p_2$ , 径方向速度  $v_{r2}$ , 周方向速度  $v_{\theta 2}$ )の差を表す. これらの境界条件は準静的仮定のため  $Z や \Lambda$  は純実数であるが,実際には位相遅れ分の虚数部 を含むべきであろう. また,(16),(17)式ではインペラ 入口状態が一様であることを暗に想定しているが,上流に 向かって増大する非物理的な成分((12)式の第 2 項)は 本来除去すべきであろう.

上述の三つの境界条件のうち,(15)式に対する解は比較的簡単に表すことができて,

 $P_2/P_5 = 2/\{(r_5/r_2)^{k-2} + (r_5/r_2)^{-k-2}\}$  …………(18) となる. この場合, 増幅率は流れ角にはよらない. また, 虚数部を含まないので,入口と出口で周方向分布に位相の ずれはない. ほかの(16),(17)式の解も同様に表すこ とはできるが, 煩雑になるのでここでは省略する.

第5図にディフューザ内における圧力じょう乱モードの振幅比と位相差を示し、3ケースの場合の解を、周方向波数が一次から六次の場合について示す、対象とする流れ場は後述する遠心圧縮機のディフューザである、いずれの条件でも三次モードまでは増幅率が1に近いかそれ以上





Fig. 5 Amplitude ratio and phase difference of modal pressure disturbance in diffuser

であり、インペラやディフューザの失速に大きく影響を与 えそうなことが伺える. 第5図に示す(16),(17)式で は振幅最大となる波数付近で位相が急変するという共鳴現 象的な様相を示している.四次以上では増幅率が小さいう えに、そもそもスクロール入口でのスペクトル振幅も小さ くなるので、影響は無視してもよさそうである.また、こ れ以上の高次モードでは準静的インペラ応答の仮定の妥当 性は低いであろう.

上記から明らかなように、ベーンレスディフューザ内部 ではスクロール起因の圧力の非一様性に対して単純な距離 減衰は必ずしも期待できないので、何らかの方法でこの非 軸対称性の影響を抑制する仕組みが求められる.

# 3. 非軸対称ベーンレスディフューザの設計

### 3.1 数值解析手法

ベースとなる供試遠心圧縮機の主要諸元を第1表に示 す.また,供試遠心圧縮機を第6図に示す.スクロール の流路断面形状はほぼ円形(だ円状)であり,設計点に

Table 1         Main parameters of test centrifugal compressor							
パラメータ	記号	単 位	値				
設計圧力比	π	_	4.0				
設計回転数	Ν	rpm	170 000				
設計質量流量	ṁ	kg/s	0.24				
インペラ入口径	$D_{1s}$	mm	40.9				
インペラ出口径	$D_2$	mm	62.15				
インペラ出口翼高さ	$b_2$	mm	4.1				
インペラバックワード角	$\beta_{b2}$	度	-31.5				
インペラ羽根枚数	$Z_b$	_	6+6(長羽根+短羽根)				
ディフューザ出口径	$D_5$	mm	100				
ディフューザ流路高さ	Ь	mm	3.13				
スクロールA/R	A/R	mm	11.2				
スクロールスロート面積	$A_7$	mm <sup>2</sup>	632				

第1表 供試遠心圧縮機の主要諸元

( a )	インペ	ラとベー	・ンレスディ	フューザ(	のハブ壁
-------	-----	------	--------	-------	------



(b) スクロールとベーンレスディフューザのシュラウド壁



第6図 供試遠心圧縮機 Fig.6 Test centrifugal compressor

おいてスクロール入口での圧力が周方向にほぼ一様になる ように設計されている.

ベーンレスディフューザの内部流れを詳細に調べ, 非軸 対称ディフューザ設計のための基礎データや設計指針を得 るため, 遠心圧縮機全体に対する CFD 解析を行う. CFD ソルバーには NUMECA International 社 (ベルギー)の FINE™/Turbo を使用する. これは三次元圧縮性のレイノ ルズ平均化ナビエーストークス方程式を有限体積法によっ て解くものである. 空間微分は中心差分で離散化し, 4 階 のルンゲークッタ法で時間積分を行う. 乱流モデルには一 方程式スパラート-アルマラスモデルを用いる. また, 動 静翼間の領域接続はフローズンロータモデルによる. 接続 境界はインペラ外径の 1.03 倍の半径位置に置く.

格子依存性テストの結果に基づいて,総セル数は約 630万セルとする。用いられる格子モデルは交差角13.3° 以上,境界層内の格子幅拡大率5以下,アスペクト比 1000以下,などの評価基準を全て満たしている。境界層 内の第1格子幅 y<sup>+</sup>は5以下に抑えられている。

境界条件としては入口境界で全圧,全温,流れ角,出口 境界では静圧が与えられている.固体壁上では断熱・滑り なし条件が課せられている.

CFD 解析の全体性能予測精度の検証については参考文献(14)を参照されたい.

### 3.2 軸対称ディフューザに対する解析結果

最初に軸対称ディフューザを有する圧縮機(以下, ベース形態)の解析結果の分析から始める. 高圧力比 (HPR)条件(回転数 170 000 rpm)と低圧力比(LPR) 条件(回転数 120 000 rpm)のサージ側での解析結果に ついて検討を行う.

(1) ディフューザ静圧分布

第7図にサージ点付近におけるディフューザ内の 周方向静圧分布を示す.HPR 条件(第7図-(a)) と LPR 条件(-(b))でのディフューザ入口から出 口までの四つの半径位置での周方向静圧分布を示す. 全ての圧力値はその半径位置での平均静圧で規格化 されている.予想されたように周方向に圧力は一定 ではなく,いずれの条件においても周方向角度 105° 付近で圧力の落ち込みが見られる.Yang らは実験と CFD でこの静圧の非一様性を比較し,フローズン ロータモデルを用いた定常解析でも十分な精度を もってこの分布を予測できることを確認してい る<sup>(9)</sup>.





以下の議論では圧力分布の周方向非一様性の指標 として次式で定義されるディストーション指数を用 いる.

 $D_s = (p_{max} - p_{min}) / \overline{p} \cdots (19)$ 

ここで  $p_{max}$ ,  $p_{min}$ ,  $\bar{p}$  はそれぞれある半径位置にお ける圧力の最大値,最小値,平均値である. **第8** にサージ点付近におけるディフューザ内のディス トーション指数を示す.図から,圧力ひずみは LPR 条件よりも HPR 条件でより顕著となることが分か る.また,いずれのケースにおいても圧力ひずみは





ディフューザ出口から上流側へ向かうにつれて強く なっている.このような状況は参考文献(9)の実験 結果でも報告されている.

前述の(4)式から HPR 条件のスクロール入口で のディストーション指数を計算すると 0.074 となり, CFD 解析結果の 0.057 より過大ではあるものの同 オーダーの見積もり値が得られる. 今の場合  $r_{C7} > r_5$ であるが, (4)式はこの半径差による圧力差を考慮 していないため、少し高めの圧力を与えることにな る. この圧力差を半径方向平衡により概算すれば.

$$\Delta C_{p} \sim \frac{\rho \left( v_{7}^{2} / r_{C7} \right) \left( r_{5} - r_{C7} \right)}{p_{05} - p_{5}} = \frac{2 \left( 1 / R_{R} - 1 \right)}{A_{R}^{2} \left( 1 + \lambda^{2} \right)} \cdots \left( 20 \right)$$

となり,これによって先のディストーション指数を 補正すると 0.062 となって,CFD 解析結果に近い値 となる.

**第9図**に周方向波数ごとのディフューザ内における圧力じょう乱モードの振幅比と位相差を示す.波数2ないし3の辺りに振幅比のピークがあり,その波数近辺で位相差の正負が入れ替わる様子は,**第5**図に示した線形理論の計算結果(境界条件(16),(17)式の場合)とほぼ一致している.

### (2) ディフューザマッハ数分布

**第 10 図**にサージ点付近における HPR 条件および LPR 条件でのマッハ数分布を示す. HPR 条件(第 10 図 - (a))と LPR 条件(-(b))での 10, 50, 90%スパン断面でのディフューザ内部でのマッハ数



**第9図** ディフューザ内における圧力じょう乱モードの振幅比と 位相差

Fig. 9 Amplitude ratio and phase difference of modal pressure disturbance in diffuser

分布を示す. 図から, インペラからのジェット = ウェーク構造がディフューザ内部を横断し, 減衰し ていく様子が見て取れる. また, HPR 条件, LPR 条 件ともにシュラウド側での運動量がハブ側や流路中 央断面に比べて低いことが分かる. このことから, ベーンレスディフューザでの逆流が最初にシュラウ ド側で生じる可能性が高いことが示唆される.

#### 3.3 非軸対称ディフューザの設計指針

遠心圧縮機ではインペラの失速とディフューザの失速の いずれもがサージの引き金となり得るが、通常、高圧力比 条件ではインペラ失速の方がサージの原因となりやすい. 高圧力比条件ではインペラ流れは非軸対称性に敏感にな り<sup>(9)~(11),(15)</sup>,一部の翼間流路がほかの翼間流路よりも





悪条件にさらされて、そこでの失速がサージの引き金にな ると予想される、インペラの非軸対称的作動はインペラ下 流圧力の非軸対称性に起因しているため、もし何らかの手 段によってこの圧力分布を抑制することができれば、イン ペラの失速を遅らせることができるかもしれない.

低圧力比条件においては、これとは逆にディフューザ失 速がサージの引き金になることが多い.これは後述の実験 結果からも確認できる.ベーンレスディフューザでの失速 は壁付近の流れの逆流が原因と考えられる.ベーンレス ディフューザの流れ場がスクロールの影響で非軸対称にな ると、円周上で最も流れ状態が悪い場所で最初に逆流が発 生すると考えられる.もし何らかの手段によってこの非軸 対称性を抑制することができれば、ディフューザの失速を 遅らせることができるかもしれない.

したがって、ディフューザを非軸対称形状にすることに よって、スクロール起因の非軸対称性を極力抑制すること で、圧縮機の安定性を改善することが非軸対称ディフュー ザの設計目的である.ベース形態では周方向位置105°に おいて圧力が最低となっている.この周方向位置において ディフューザの流路幅を拡大させれば、流れの減速によっ てディフューザの周方向静圧分布はより一様になり、イン ペラやディフューザの内部流れはより軸対称に近づくであ ろう.したがって静圧が低く(高く)なる周方向位置で ディフューザの流路高さを広く(狭く)することが非軸 対称ディフューザの基本設計指針となる.

### 3.4 非軸対称ディフューザの設計

上記の非軸対称ディフューザの設計指針に基づいて,三 つの異なる流路幅分布を有する非軸対称ディフューザを設 計した. 第11 図にディフューザ流路幅分布を示す.いず れのケースにおいても,ディフューザ入口(1.126r<sub>2</sub>)か らディフューザ出口(1.61r<sub>2</sub>)にわたって径方向にディ フューザ流路幅は一定であり,ベース形態のディフューザ で圧力が最低となった 105°位置において流路幅が最大と なるような周方向分布をもっている.流路幅の周方向平均 値はどれもベース形態と同じである.流路幅分布の変更は シュラウド壁の変更のみで行い,ハブ壁はベース形状のま



**Fig. 11** Passage width distribution of diffusers

まとしている.また、インペラ出口とディフューザ入口の 間のピンチ形状(縮流部)を成すシュラウド壁は、軸対 称形状から非軸対称形状に滑らかにつなげている.インペ ラ部分のシュラウド壁はベース形態と同じである.

第12図にサージ点付近における HPR 条件でのディフューザ内のディストーション指数を示す. CFD 解析で得られた3ケースの HPR 条件での圧力ひずみをベース形態とともに示す. ベース形態と比較して3ケースのいずれの場合でも圧力ひずみは大幅に抑制されている. 形状の非軸対称性が最も大きいケース E では,外周側では最も非軸対称性が最も大きいケース E では,外周側では最も非軸対称性が最も弱いケース F は,ケース E とは逆の傾向を示している. この外周側と内周側の相反関係は第10図に示したようにインペラ出口で流れが超音速になっていることと関係していると考えられる. 一般に超音速流では流路が拡大すると増速および降圧し, 亜音速流ではその逆となる. 上述の非軸対称ディフューザの設計指針はディフューザの大部分を占める亜音速流域に対してのみ有効である.

したがって、ディフューザ入口側で超音速流となること も加味して形状最適化を図る必要がある. 第12 図によれ ばケース D が最も良好な圧力場を形成し得ると考えられ る. 第13 図にサージ点付近における HPR 条件でのディ フューザ内の周方向静圧分布を示し、ベース形態とケース D の周方向静圧分布の比較を示す、ケース D では内径側









第13図 サージ点付近における HPR 条件でのディフューザ内の 周方向静圧分布

Fig. 13 Circumferential pressure distribution in diffuser at HPR nearsurge conditions

(第13図-(a)および-(b))でかなり圧力ひずみが キャンセルされていることが分かる. 第14図はベース形 態とケース D の LPR 条件での圧力ひずみを示す. また 第15図はベース形態とケース D の LPR 条件での周方 向静圧分布の比較を示す. これらの図から, LPR 条件に おいても非軸対称ディフューザによってより一様な静圧分 布が形成されていることが分かる.



第14図 サージ点付近における LPR 条件でのディフューザ内の ディストーション指数

Fig. 14 Distortion index in diffuser at LPR near-surge conditions



第15図 サージ点付近における LPR 条件でのディフューザ内の 周方向静圧分布

Fig. 15 Circumferential pressure distribution in diffuser at LPR nearsurge conditions

### 4. 実験結果

#### 4.1 実験装置

非軸対称ディフューザの効果を確認するために,それを 組み込んだ供試遠心圧縮機の全体性能計測を実施した.実 験には過給機試験装置を使用した.圧縮機は同軸上にある タービンによって駆動される.回転数はタービン上流側の バルブによってタービン流量を調整することにより調整す る.また,圧縮機流量は圧縮機下流側のバルブによって調 整され,調整精度は後に示す無次元流量の単位で 0.007 程度である.

計測項目は圧縮機入口・出口における,① 全圧・静圧・ 全温② 質量流量③ 回転数④ 大気圧⑤ 大気温度,である.温度は熱電対によって計測され,誤差は±1.75℃以下 である.圧力はダイアフラム式圧力計によって計測され, 誤差は±1.25 kPa 以下である.質量流量は渦流量計で計 測され,相対誤差は±0.5%以下である.回転数は電磁ト ランスデューサで計測され,相対誤差は±0.25%以下であ る.次式で定義される SFR (Stable Flow Range)に対す る相対誤差は設計回転数で±0.8%である.

$$SFR = \left(\frac{\dot{m}_{\text{choke}} - \dot{m}_{\text{surge}}}{\dot{m}_{\text{choke}}}\right)_{N=\text{const.}} \times 100\% \quad \dots (21)$$

 $\dot{m}_{choke}$ :チョーク流量  $\dot{m}_{surge}$ :サージ流量 N:回転数

サージ点の判定は音の変化を聞き分けることによって行う.サージング発生時には明確な低周波の周期音が聞こえる.以下ではサージングが発生しないぎりぎりの計測点をサージ点と呼ぶ.サージ点を含む全体性能計測の再現性は同じベース形態の供試体を用いて同じ計測を2回繰り返すことによって確認されている<sup>(16)</sup>.なお、以降の図で示す質量流量は全て同じ基準値を用いて無次元化されている.

第16図にディフューザ流路幅分布を示す. 試験では図 に示す五つの流路幅分布をもつディフューザについて実施 した. いずれの形態でも同じインペラと同じスクロールが 用いられている. ベース形態, ケース A, ケース B は軸 対称ディフューザ, ケース C, ケース D は非軸対称ディ フューザである. ケース C の流路幅の最大値は 180°にあ り, 前述の非軸対称ディフューザの設計指針に合致してい ない. これは設計指針に沿うケース D とそうでないケー ス C を比較することで設計指針の妥当性を確認すること を企図しているためである.

### 4.2 試験結果の比較

(1) ベース形態,ケース A,ケース B の比較 まずに三つの軸対称ディフューザ(ベース形態, ケース A,ケース B)についての全体性能を第17
図に示す.計測は7種類の回転数に対して実施した. 140 000 rpm 以上では三つのディフューザではほぼ同 じサージ点流量となっているが,それ以下の回転数



**Fig. 16** Passage width distribution of diffusers



**第 17 図** 全体性能(ベース形態,ケース A,ケース B) **Fig. 17** Overall performance of base, case A and case B

では流路幅が最小のケース A が最も低いサージ流 量, 流路幅が最大のケース B が最も高いサージ流量 となっている. この三つのケースではディフューザ の流路幅しか変更していないので, これらの低圧力 比条件ではサージのトリガーはディフューザの失速 であると推測できる.一方, これだけの大幅な流路 幅の変更(ベース形態に対して +16%と -8%)にも かかわらず, 高圧力比条件ではサージ流量にも チョーク流量にも全く変化が見られない. したがっ て, 高圧力比条件ではインペラがサージおよび チョークを決めていると考えることができる.

上述の3ケースの比較結果,ベーンレスディフューザの安定化には流路幅を狭くすることが有効であることが分かる.しかし,狭い流路幅がいつもより良い選択という訳ではない.流路幅が狭いと壁面摩擦の影響が増加し,圧縮機の効率低下につながるからである.実際,流路幅が小さいケースAはほかの2ケースよりも低圧力比側では効率は低い結果となっている<sup>(16)</sup>.

(2) ベース形態とケース D の比較

第18 図に全体性能(ベース形態,ケース D)の 比較を示す.ケース D では高圧力比条件,低圧力比 条件ともにサージ流量が減少しており,上述の非軸対 称ディフューザの設計指針が妥当であることが示され ている.設計回転数(170 000 rpm)ではベース形態 に対して SFR は 28%増加している.また,流路幅 について見ればケース D はケース A とケース B の



Fig. 18 Overall performance of base and case D

間にあるが,ケース A,ケース B いずれも高圧力比 条件ではサージ流量に全く変化が見られなかったこ とを考えると,流路幅の周方向分布が圧縮機の安定 作動範囲にとっていかに重要であるかが理解できる.

供試遠心圧縮機では高速側のチョークはインペラ で発生しており、ベーンレスディフューザのスロー トではチョークしていない.このような状況では、 通常、ディフューザ形状はチョーク流量にほとんど 影響を与えない.実際、三つの軸対称ディフューザ の場合には第17図に示すようにチョーク流量に変化 はない.しかし、第18図に示すように、ケースD のチョーク流量はベース形態よりも小さく、非軸対 称ディフューザはディフューザでチョークしてなく ても圧縮機のチョーク流量に影響を与え得ることが 分かる.このことは、非軸対称ディフューザがイン ペラスロートの有効断面積に影響を与え、その結果 チョーク流量が変化し得ることを示唆しているよう に思える.

設計回転数の効率については、ケース D は大流量 側で圧力比が低下しているため、この領域で効率も ベースより低くなる.しかし実運用で用いられる無 次元流量で約 0.8 の領域およびそれ以下の流量域で は効率変化はないため、このケースでは非軸対称化 に伴う実用上のデメリットはない<sup>(16)</sup>.

(3) ケース A とケース D の比較

**第 19 図**に全体性能(ケース A, ケース D)の比較を示す.ケース A は流路幅が最小の軸対称ディ



**Fig. 19** Overall performance of case A and case D

フューザである. この二つのケースで, 低回転側の サージ線はほぼ一致している. これらのケースでは 角度 210 ~ 360°で流路幅が同じであり, この角度範 囲(のどこかで)で流路を狭めることでディフュー ザでの逆流が抑制され, 失速を遅らせることが可能 と考えられる.

### (4) ベース形態とケース C の比較

**第 20 図**に全体性能(ベース形態,ケース C)の 比較を示す.ケース C の 160 000 rpm ではサージ点 確認が十分明確に行えなかったため,この部分の サージラインは推定ラインを破線で示す.ケース C では高圧力比条件,低圧力比条件ともにサージ流量





は増加している.ケース C は提案された非軸対称 ディフューザの設計指針に沿うものではなく,それ ゆえ非軸対称設計の安定化効果が適切には得られて いないと考えられる.ケース C とケース D の違い は最大流路幅の周方向位置の違いだけであり,ケー ス D のディフューザを 75° 回転するだけでケース C のディフューザが得られる.

したがって、仮にスクロールの形状的非軸対称性 が圧縮機性能に何らインパクトも与えていないとし たら、両者の性能は全く同じになっていたはずであ る.よって、この2ケースでのSFRの違いはスク ロールの形状的非軸対称性が圧縮機の安定性に大き く影響することを如実に示している.さらに、ケー スCは軸対称のケースAと同じ最小流路幅を有す るが、低圧力比側では大幅にサージ流量が増加して いる.これはケースDがケースAと同じサージ流 量であったことと好対照をなしている.非軸対称 ディフューザの設計において流路幅分布の周方向位 相が非常に重要なファクタとなることがよく分かる (不適切な位相で流路を広げるとサージ流量が増加し てしまう).

また, **第 20 図**からケース C のチョーク流量は ベース形態よりも大きいことが分かり, 非軸対称 ディフューザによりチョーク流量増加が可能なこと が示唆されている. しかし, 非軸対称ディフューザ による圧縮機のチョーク流量増減のメカニズムは現 時点では十分には理解されておらず, さらなる研究 が必要である.

### 5. 結 言

本研究では遠心圧縮機の安定作動域拡大を図るため、非 軸対称流路幅分布を有するベーンレスディフューザが考案 された.その結果,以下の結論と知見が導き出された.

- (1) 軸対称ディフューザ内部では流れ場は非軸対称であり、高圧条件・低圧条件ともに静圧の周方向分布はスクロール舌部の下流側で最小値となる.この圧力ひずみはディフューザの上流側に向かうほど強くなる傾向がある.また、圧力ひずみは低圧力比条件よりも高圧力比条件でより強くなる.
- (2) 非軸対称ディフューザの設計意図はディフューザ 内部での流れの非軸対称性を緩和することであり、 静圧が低く(高く)なる周方向位相において流路幅

を広く(狭く)することが基本的な設計指針となる. この考え方は亜音速流において有効であり、インペ ラ出口流れが超音速となる場合には、超音速域と亜 音速域でトレードオフが必要となる.

(3) 提案された設計指針に基づいて設計された非軸対 称ディフューザを供試遠心圧縮機に組み込んで性能 計測を実施した.実験の結果,低圧力比条件から高 圧力比条件にわたって,非軸対称ディフューザは圧 縮機の安定性改善に寄与することが分かった.特に 設計回転数においては、ベース形態に対して 28%の 安定作動域拡大が得られた.

# 参考文献

- (1) T. Elholm, E. Ayder and R. A. Van den Braembussche : Experimental Study of the Swirling Flow in the Volute of a Centrifugal Pump Journal of Turbomachinery Vol. 114 Issue 2 (1992. 4) pp. 366 - 372
- (2) E. Ayder, R. A. Van den Braembussche and J. J. Brasz : Experimental and Theoretical Analysis of the Flow in a Centrifugal Compressor Volute Journal of Turbomachinery Vol. 115 Issue 3 (1993. 7) pp. 582 589
- (3) K. Hillewaert and R. A. Van den Braembussche : Numerical simulation of Impeller-Volute Interaction in Centrifugal Compressors Journal of Turbomachinery Vol. 121 Issue 3 (1999.7) pp. 603 - 608
- (4) A. Reunanen, H. Pitkänen, T. Siikonen, H. Heiska,
  J. Larjola, H. Esa and P. Sallinen : Computational and Experimental Comparison of Different Volute Geometries in a Radial Compressor ASME Proceedings Turbomachinery Paper No. 2000-GT-469 (2000.5) pp. V001T03A040
- (5) J. M. Sorokes, C. J. Borer and J. M. Koch : Investigation of the Circumferential Static Pressure Non-Uniformity Caused by a Centrifugal Compressor Discharge Volute ASME Paper No. 98-GT-326 (1998.6) pp. V001T01A088
- (6) A. Fatsis, S. Pierret and R. A. Van den Braembussche: Three-Dimensional Unsteady Flow and Forces in Centrifugal Impellers With Circumferential Distortion of the Outlet Static Pressure Journal of

Turbomachinery Vol. 119 Issue 1 (1997. 1) pp. 94 - 102

- (7) F. H. Gu and A. Engeda : A Numerical Investigation on the Volute/Impeller Steady-State Interaction Due to Circumferential Distortion ASME Proceedings Turbomachinery Paper No. 2001-GT-0328 (2001.6) pp. V001T03A030
- (8) F. H. Gu, A. Engeda, M. Cave and J. L. D. Liberti : A Numerical Investigation on the Volute/Diffuser Interaction Due to the Axial Distortion at the Impeller Exit Journal of Fluids Engineering Vol. 123 Issue 3 (2001.4) pp. 475 - 483
- (9) M. Yang, X. Zheng, Y. Zhang, T. Bamba, H. Tamaki, J. Huenteler, and Z. Li : Stability Improvement of High-Pressure-Ratio Turbocharger Centrifugal Compressor by Asymmetric Flow Control Part I: Non-Axisymmetric Flow in Centrifugal Compressor ASME Proceedings Turbomachinery Paper No. GT2010-22581 (2010.6) pp. 1 891 1 902
- (10) X. Q. Zheng, J. Huenteler, M. Y. Yang, Y. J. Zhang and T. Bamba : Influence of the Volute on the Flow in a Centrifugal Compressor of a High-Pressure Ratio Turbocharger Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power and Energy Vol. 224 (2010) pp. 1 157 - 1 169
- (11) Y. Lin, X. Zheng, L. Jin, H. Tamaki and T. Kawakubo : A Novel Experimental Method to Evaluate the Impact of the Volute's Asymmetry on the Performance of a High Pressure Ratio Turbocharger Compressor Science China Series E Technological Sciences Vol. 55 (2012) pp. 1 695 1 700
- (12) J. M. Sorokes and J. M. Koch : The Influence of Low Solidity Vaned Diffusers on the Static Pressure Non-Uniformity Caused by a Centrifugal Compressor Discharge Volute ASME Proceedings Turbomachinery Paper No. 2000-GT-0454 (2000. 5) pp. V001T03A028
- (13) C. Xu and R. Amano : Eliminating Static Pressure Distortion by a Large Cut Back Tongue Volute ASME Proceedings Microturbines and Small Turbomachinery Paper No. GT2006-90001 (2006. 5) pp. 155 – 164

- (14) C. Xu and M. Müller : Development and Design of a Centrifugal Compressor Volute International Journal of Rotating Machinery Vol. 3 Issue 3
  (2005.4) pp. 190 - 196
- (15) X. Zheng, Y. Zhang, M. Yang, T. Bamba and H. Tamaki : Stability Improvement of High-Pressure-Ratio Turbocharger Centrifugal Compressor by Asymmetric Flow Control - Part II : Non-Axisymmetric Self Recirculation Casing Treatment ASME Proceedings Turbomachinery Paper No. GT2010-22582 (2010.6) pp. 1 903 - 1 912
- (16) X. Zheng. Y. Lin, W. Zhuge, Y. Zhang, H. Tamaki and T. Kawakubo : Stability Improvement of Turbocharger Centrifugal Compressor by Asymmetric Vaneless Diffuser Treatment ASME Proceedings Radial Turbomachinery Aerodynamics Paper No. GT2013-94705 (2013.6) pp. V06CT40A006
- (17) D. Japikse : Advanced Diffusion Levels in Turbocharger Compressors and Component Matching Proc. First International Conference on Turbocharging

and Turbochargers IMechE (1982) pp. 143 – 156

- (18) H. W. Iversen, R. E. Rolling and J. J. Carlson : Volute Pressure Distribution, Radial Force on the Impeller, and Volute Mixing Losses of a Radial Flow Centrifugal Pump ASME Journal of Engineering for Power Vol. 82 Issue 2 (1960. 4) pp. 136 – 143
- (19) G. Chochua, J. M. Koch and J. M. Sorokes : Analytical and Computational Study of Radial Loads in Volutes and Collectors ASME Proceedings Turbomachinery Paper No. GT2005-68822 (2005.6) pp. 871 - 879
- (20) E. M. Greitzer, C. S. Tan and M. B. Graf : Internal Flow : Concepts and Applications Cambridge University Press (2007.5) pp. 51 - 54
- (21) W. Jansen : Rotating Stall in a Radial Vaneless
  Diffuser Journal of Basic Engineering Vol. 86
  Issue 4 (1965. 12) pp. 750 758