インデューサ入口上流における逆流に伴う渦構造に関する LES 解析*

深尾 伸次^{*1}, 山西 伸宏^{*2}, 喬 向 宇^{*3}
加藤 千幸^{*4}, 辻 本 良 信^{*5}LES Simulation of Backflow Vortex Structure
at the Inlet of an InducerShinji FUKAO, Nobuhiro YAMANISHI, Xiangyu QIAO,
Chisachi KATO and Yoshinobu TSUJIMOTO^{*6}^{*6} Engineering Science, Osaka University,
1-3 Machikaneyama, Toyonaka-shi, Osaka, 560-8531 Japan

Turbopump inducers often have swirling backflow under a wide range of flow rates because they are designed with a certain angle of attack even at the design point in order to attain high cavitation performance. When the flow rate is decreased, the backflow region extends upstream and may cause various problems by interacting with upstream elements. It is also known that the backflow vortex structure occurs in the shear layer between the main flow and the swirling backflow. In this study, we investigated the backflow vortex structure at the inlet of the inducer by Computational Fluid Dynamics (CFD). It is difficult to simulate unsteady phenomena such as backflow or backflow vortices by Reynolds Averaged Navier-Stokes Simulation (RANS). For this reason, we applied Large Eddy Simulation (LES) to simulate backflow vortices and to elucidate their fundamental characteristics. It is shown that the results agree reasonably with experiments.

Key Words: Inducer, CFD, Swirling Backflow, Vortex, Large Eddy Simulation

1. 結 言

ロケットエンジン用ターボポンプに代表される高回転・低 NPSH 下で作動するポンプでは、キャビテーション発生による主羽根車の揚程低下を防止するためインデューサが用いられる。インデューサは単純なヘリカル形状の軸流羽根車であるが、翼弦長が通常のポンプに比べ長いために、複雑な内部流れが生じる。そのため、キャビテーション時にはもちろん、非キャビテーション時に限っても未説明の点が多い。また、多くのターボ機械と同様に設計流量よりも大幅に流量が絞られたとき、羽根車近傍の外縁部に逆流が生じることやそれによる軸動力の増大、渦の発生が知られている。特に、インデューサでは吸込性能の向上を

目的として設計流量でも衝突角を持つように設計され、常に逆流を伴って運転されることが多い。逆流は翼端前縁付近や、翼端隙間の流れから発生することが示唆されているがその詳細は明らかでない^{(1), (2)}。この逆流によるブロックageによって主流は縮流して軸流速が増し、失速が抑制され右上がり揚程特性の発生を防止する⁽³⁾こともある。一方、逆流によって順流との剪断層に渦ができることが知られている。Brennen は逆流の存在する入口領域に発生する渦の存在をキャビテーションにより確認し、逆流キャビテーションと呼んでいる⁽⁴⁾。山本は、低流量時に発生するキャビテーションサージとの関連で逆流渦を研究している⁽⁵⁾。また岡村らは逆流キャビテーションにより強い壊食が生じることを述べている⁽⁶⁾。川田は逆流キャビテーション発生時の速度分布モデルを構築し、流路系の安定性を調べている⁽⁷⁾。蔵原らはこの入口逆流渦の構造や特性に関する実験的研究を行い、逆流渦が主流と旋回逆流のあいだのせん断層の巻き上がりにより発生することを示唆している⁽⁸⁾。このように多くの研究によって入口逆流及びそれに伴う渦の確認がされているが、その発生機構は必ずしも明らかでない。このようなこ

* 原稿受付 2004 年 3 月 29 日。

^{*1} 正員, 三菱重工業(株) (☎ 676-8686 高砂市荒井町新浜 2-1-1)。^{*2} 正員, 宇宙航空研究開発機構 (☎ 305-8505 つくば市千現 2-1-1)。^{*3} 学生員, 大阪大学大学院基礎工学研究科 (☎ 560-8531 豊中市待兼山町 1-3)。^{*4} 正員, 東京大学生産技術研究所 (☎ 153-8505 東京都目黒区駒場 4-6-1)。^{*5} 正員, 大阪大学大学院基礎工学研究科機能創成領域。

E-mail: tsujimoto@me.es.osaka-u.ac.jp

とから、逆流渦構造の基本的性質を把握しておくことは重要である。

そこで、本研究では実験時に確認されたインデューサ入口部で生じる逆流及びそれに伴って生じる渦を再現し、その性質を調べるために数値計算を行う。インデューサに代表されるようなポンプ入口部で生じる逆流やそれにより生じる渦は、複雑な非定常性を示すことが多い。このことから、従来から一般的に用いられてきた時間平均乱流モデルに基づく RANS では、逆流や流れの非定常性を正確に再現することには限界がある。そこで、流れ場の解析には、Large Eddy Simulation (LES) を用いる。解析には加藤らが開発した多段ターボ機械用 LES コード^{(9),(10)}を用いる。

記号

- D_i : インデューサ直径
 N : インデューサ回転数
 p : 圧力
 p_{inlet} : 入口圧力
 p_{outlet} : 出口圧力
 p_v : 飽和蒸気圧
 r : 半径方向位置
 u_i : x_i 方向成分
 u_m : インデューサ入口軸方速度
 u_z : 軸方向速度成分
 u_θ : 周方向速度成分
 U_i : インデューサティップ周速度
 z : 軸方向位置
 θ : 周方向位置
 σ : キャビテーション係数, $= (p_{inlet} - p_v) / (\rho U_i^2 / 2)$
 ϕ : 流量係数, $= u_i / U_i$
 Ψ_s : 圧力係数, $= (p_{outlet} - p_{inlet}) / (\rho U_i^2)$
 C_p : 無次元圧力, $= (p - p_{inlet}) / (\rho U_i^2 / 2)$

2. 解析対象

2.1 テストインデューサ 本研究で計算対象とするインデューサの形状を図 1 及び表 1 に示す。本インデューサは H-II ロケットのメインエンジン LE-7 用液体酸素ターボポンプに準じたもので、3 枚羽根、入口羽根角 7.5° 、出口羽根角 9.0° 、直径 149.8mm、0.50mm のティップクリアランスをもつ。

2.2 逆流渦 インデューサ入口部では旋回成分をもった逆流が生じている。そのため、この旋回逆流と順流との速度剪断層に渦が生じることが実験で確認さ

Fig. 1 Inducer geometry

Table. 1 Design parameters of the test inducer

Number of blade	3
Tip diameter (Dt)	149.8mm
Inlet tip blade angle	7.5°
Outlet tip blade angle	9.0°
Tip solidity	1.91
Tip gap	0.50mm
Design flow coefficient	0.078

Fig. 2 Schematic of backflow vortex filament

れている。また、剪断層内の渦の中心付近が飽和蒸気圧を下回った場合にキャビテーションが発生するものと考えられる。本研究ではこの剪断層内の渦を逆流渦 (Backflow vortex)、そこに発生するキャビテーションを逆流渦キャビテーションと呼んでいる。

3. 解析方法

インデューサ入口部で生じる逆流及びそれに伴って生じる渦は実験時に観察されるように複雑な非定常性を示すことが多い。そのため、流れ場の解析には Large Eddy Simulation (LES) を用いた非定常解析を行う。解析はすべてインデューサ回転速度 $N=4000\text{rpm}$ の非キャビテーション状態に対して行う。

3.1 基礎方程式 LES 解析では、格子スケール以上の渦のみを直接数値シミュレーションし、格子サイズ以下の渦はモデル化し解析を行うので、大スケール渦と小スケール渦を分けるためにフィルタリングを行う。本研究では流れ場を非圧縮性として扱い、基礎方程式は格子スケールに対応した空間フィルタにより平均化された連続の式及び Navier-Stokes 方程式を用いる。格子スケール以下の渦粘性モデルに Smagorinsky モデルを用いる。 C_s は Smagorinsky 定数であり、LES に必要な唯一のモデル定数である。本解析では大規模な剥離乱流を想定し、 $C_s=0.15$ を用いる。 Δ は格子フィルタ幅であり、ここでは各要素体積の 3

Fig. 3 Computational region

Fig. 4 Computational mesh

分の1乗を用いる。また、壁面近傍ではレイノルズ数が低く乱れの抑制効果が顕著になるので、その影響を評価しなければならない。このため、本解析では Van - Driest 型減衰関数

$$f = 1 - \exp\left(-\frac{y^+}{A^+}\right), \quad A^+ = 25.0 \quad (1)$$

を用い、これを ν_s に乗じることで、壁から一定の距離 y^+ だけ離れた面上では一様な減衰を与える。

3.2 数値解析法 数値解析方法としては過度な数値粘性の影響を排除しつつ、かつ、高レイノルズ数流れに起因した数値的不安定性に対処するために、加藤らが開発した時間・空間ともに2次精度を有する上流化有限要素法を用いる。その詳細は文献⁽⁹⁾を参照されたい。

3.3 境界条件 入口境界条件として一様流速を与え、出口境界では境界面に作用する流体の応力成分が零であると仮定した境界条件を与える。壁面境界ではノンスリップ条件を与え、初期条件として各流量係数に対する軸流速及び出口圧力を与える。

3.4 計算領域 本解析では逆流渦が模擬できるよう、インデューサのすべての翼を考慮に入れた全周計算をおこなう。計算領域は図3に示すように、入口

Fig. 5 Static pressure performance

吸込管部、インデューサ部、出口吐出管部の3つの領域からなる。本研究ではインデューサ入口部での逆流渦構造の解明を目的としているので、インデューサ入口部に格子を多く配置する必要がある。そのため、入口吸込管部はインデューサ入口付近の逆流が到達すると考えられる領域に格子を多く配置している。計算格子の概略図を図4に示す。各領域の格子点数は、入口吸込管部が約430,000節点、インデューサ部が約2,000,000節点、出口吐出管部が約50,000節点の合計約2,480,000節点である。この程度の格子点数では乱流境界層中の渦の解像には無理があるが、本論文で対象としているスケールの大きな渦の解析には十分であると考えている。また、入口吸込管部及び出口吐出管部は慣性座標系で、インデューサ部は翼面からみた相対座標系でそれぞれ計算する。

4. 計算結果及び考察

計算において逆流領域の大きさが一定になるには時間がかかり、 $\phi = 0.050, 0.060$ の場合には計算開始から50回転、0.070では45回転、0.078では42回転に相当する時間が必要である。平均値を示す場合にはこれらの時刻以降5回転分の平均値を示す。

4.1 性能曲線 図5に静圧性能曲線の実験結果と計算結果の比較を示す。実験値は Tsujimoto らによる水試験、インデューサ回転速度 4000rpm、キャビテーション非発生時における結果⁽¹¹⁾である。LES 解析ではほぼ定常に達してから5回転に相当するあいだの平均値を示している。計算結果の圧力測定座標は実験時と同じ軸方向位置において、壁面上の周方向に分布する格子上の圧力を平均している。

Fig. 6 Axial location of upstream edge of backflow

本研究での LES 解析結果においては、低流量での圧力係数が若干大きくなるが、設計点 $\phi=0.078$ ではほぼ妥当な結果が得られている。静圧性能曲線の実験値は $\phi=0.070$ 付近から低流量にかけて実験値の特性の傾きが変化している。これは $z/D_i = -1.90$ にある上流圧力の測定点に逆流が達したためであり、計算では旋回流による管壁圧力の上昇が小さく現れていると考えられる。

4.2 逆流領域 図6に流量係数に対する逆流の上流到達位置を示す。実験結果として蔵原らがキャピテーション時 $\sigma=0.05$, $N=3000\text{rpm}$ において得た値を示す⁽⁸⁾。一方、計算結果は非キャピテーション時, $N=4000\text{rpm}$ におけるものであり、軸方向速度が負の値を持つ領域を逆流領域としている。両者ともハブにおける翼前縁位置を原点とし、下流方向に z 軸をとっている。また、インデューサ直径 D_i を代表長さにとり無次元化して示している。

図から実験結果、計算結果共に設計流量の $\phi=0.078$ ですでに逆流が生じ、流量が少なくなるにつれて逆流領域が大きくなっていることがわかる。

4.3 逆流渦の発生 図7は流量係数 $\phi=0.060$ において、計算開始時からインデューサが 55 回転した時点での $z/D_i = -0.50$ における圧力等高線及び速度ベクトルを示している。図7の左下図からは渦中心が圧力の極小値より若干半径方向内側にずれているように見えるが、これは渦自体が移動しているためであり渦の移動速度を差し引いた速度成分、すなわち渦から見た相対速度成分でベクトル線図をかくと図7の右下図に示すように、渦中心と圧力の極小点が一致する。以上のことから、本研究では圧力の極小部分に渦が存在すると見なし、以下の議論を進める。

Fig. 7 Pressure contours and velocity vector in r - θ cross Section at $z/D_i = -0.50$ ($\phi=0.060$, after 55 revolutions)

次に、渦と逆流域の位置関係を図8及び図9に示す。結果は流量係数 $\phi=0.060$ 、計算開始時から 55 回転した時点のものである。図8中の $z/D_i = -1.6$ から $z/D_i = -0.40$ の r - θ 断面の等高線は軸方向速度成分を $u_z/U_i < 0$ の部分について表したものであり、逆流域は管壁付近に存在することを示している。逆流渦は $C_p = -0.020$ の等圧面で示している。さらに、この断面の周方向絶対速度の分布と圧力分布を示したものが図9である。周方向速度はインデューサ回転方向を正としている。逆流による旋回速度が存在する断面には渦が発生していることが低圧部として示されており、渦がある周方向位置では渦の外側で周方向速度が高くなっている。また、断面位置が上流に向かうにつれ、周方向速度を持つ領域が半径方向に小さくなり、渦中心を表す低圧部の位置が管壁に近づいている。また、図8、図9を比較すると周方向速度を持つ半径方向領域の方が逆流を持つ領域に比べて大きく、旋回流が中心部付近の順流に角運動量を与えることにより周方向速度を持った領域が形成されていることがわかる。

一方、図10は $z/D_i = -2.0$ から $z/D_i = 0.38$ までの壁面付近の逆流領域を θ - z 面に展開して示している。逆流は $r/D_i = 0.5$ において軸方向成分が負の値を持つ領域の軸方向速度を示すことで表している。また、図11は同じ瞬間の壁面上の圧力分布を示している。図8から11より、逆流渦は上流に向かうにつれ周方向にねじれて存在すること、その先端はケーシング壁面上に接触した状態で途切れていることがわかる。また、周方

Fig. 8 Backflow vortex at the shear layer between main flow and swirling backflow ($\phi=0.060$, after 55 revolutions)

Fig. 9 Circumferential velocity and pressure distribution at various axial locations ($\phi=0.060$, after 55 revolutions)

向の位置により逆流領域の上流到達位置は異なっている。これは逆流渦の存在によるものと考えられる。

Fig. 10 Axial velocity distribution at $r/D_t = 0.50$ (tip) ($\phi=0.060$, after 55 revolutions)

Fig. 11 Pressure distribution at $r/D_t = 0.50$ (tip) ($\phi=0.060$, after 55 revolutions)

図 12 は流量係数 $\phi=0.060$ において、インデューサが 54 から 55 回転する間の逆流渦の変化の様子を 10 分の 1 回転ごとに等圧面で示したものである。2 個から 4 個の大きな渦と数個の小さな渦が、その個数や強さを変化させながらインデューサと同方向に回転していることがわかる。図 13、図 14 はそれぞれ流量係数 $\phi=0.050$ 、 $\phi=0.070$ の時の逆流渦の様子を表している。図 13 の 3 次元表示では管中央の低圧部まで表示されているが、図中の圧力コンタより明らかなように中央部には

Fig. 12 Rotation process of backflow vortex ($\phi=0.060$, from 54 to 55 revolutions)

Fig. 13 Backflow vortex ($\phi=0.050$, after 55 revolutions)

Fig. 14 Backflow vortex ($\phi=0.070$, after 45 revolutions)

渦は存在しない。図からわかるように逆流渦は流量係数により個数が異なる。また、その回転速度や生じる半径方向位置も流量係数によって異なっている。これらの LES 解析で得られた逆流渦構造の特性について次節で実験結果との比較等を行い、その詳細を述べる。

4.4 逆流渦の回転速度 図 15 に実験及び LES 解析で得られた渦の回転角速度及び最大周方向流速の角速度を示す。縦軸はインデューサの角速度で無次元化した速度を表し、横軸は流量係数を表している。実験結果は $N=3000\text{rpm}$, $\sigma=0.05$ で渦をキャピテーションで可視化し、これをレーザ変位計を用いて計測して得られたものであるが、この条件下ではキャピテーションが逆流に及ぼす影響がないことを確認している⁹⁾。実験では測定結果にばらつきがあるためその平均値を示している。LES 解析では、 $\phi=0.078$ の場合を除いては $z/D=-0.18$ においてほぼ定常に達してからインデューサが 5 回転に相当するあいだの各渦の回転速度を平均化した値を示している。 $\phi=0.078$ の場合は計算では逆流が十分に上流に発達していないため、 $z/D=-0.18$ には渦が存在しない。そのため $\phi=0.078$ の場合は $z/D=-0.10$ での結果を示している。また周方向速度成分の最大値

はほぼ定常に達してから 5 回転に相当するあいだの平均値の結果を用いている。

$\phi=0.078$ と $\phi=0.050$ の場合の最大周方向流速を除き、計算結果と実験結果はほぼ一致し、渦の移動速度は最大周方向流速の約 $1/2$ となっている。

4.5 逆流渦の個数 図 16 に各流量係数に対する渦個数を示す。実験結果の渦個数は $z/D=-0.18$ において、レーザ変位センサを用いた渦の通過頻度を移動速度で除すことで求められた渦の個数、及び高速ビデオから求められたものを示している。実験条件はキャピテーション発生時 $\sigma=0.050$, $N=3000\text{rpm}$ である。レーザ変位センサの結果は平均値を $\times$ で示し、最大値、最小値を棒線で示している。この範囲内にデータがばらつきをもって存在している。LES 解析では、各流量に対し、逆流域の大きさがほぼ一定となる時刻から 5 回転する間の $1/2$ 回転ごとに、 $z/D=-0.18$ の断面に存在する渦の個数を数えた結果を示している。高速ビデオからの結果は解析と同様の方法で求めたものであるが、レーザセンサによるデータは二つのセンサを通過する時間間隔から求めた移動速度と通過頻度から求めている。実験結果、計算結果いずれにもかなりのデータのばらつきがあるが、これは図 12 にも示したように

Fig. 15 Normalized propagation velocity and maximum circumferential velocity ($z/Dt = -0.18$, except for $\phi = 0.078 : z/Dt = -0.10$)

Fig. 16 Number of vortices

同一条件においても渦個数が変化するためである。いずれも流量の減少により渦個数が減少するが、その変化は計算の方が小さい。二次元安定解析によると安定に存在しうる渦の最大個数が渦の半径方向位置の関数として決まる⁹⁾。実験より得られた $z/D = -0.18$ における渦の半径方向位置と安定解析から得られた渦個数を図中に示した。実験・計算による結果はいずれもこの個数より大きい。これは $z/D = -0.18$ における渦の半径方向位置がより上流における位置よりも内側にある (図 17 参照) ことも一因である。流量係数に対する傾向は定性的に一致している。

Fig. 17 Profile of vortex filaments projected to meridional plane

4.6 逆流渦の半径方向位置 図 17 に逆流渦の軸方向位置に対する半径方向位置を示す。縦軸は半径方向位置、横軸は軸方向位置である。実験結果として測定された結果の平均値を示している。実験条件はキャビテーション発生時 $\sigma = 0.05$, $N = 3000\text{rpm}$ である。計算結果は、逆流域の大きさがほぼ定常に達した時点から 5 回転する間の 1/2 回転ごとに各軸方向位置での $r - \theta$ 断面で渦の半径方向位置を求め、これらを平均した値をプロットしている。実験結果と同様に、流量係数の減少に伴って逆流渦の軸方向長さが長くなり、同じ軸方向位置では半径方向位置が内側へずれることがわかる。

5. 結 言

本研究では、インデューサ入口に生じる逆流並びに渦構造に関する LES 解析を行い、圧力特性、逆流域の大きさや逆流渦の挙動がほぼ正確に捉えられることがわかった。その結果、実験で得られている逆流域および逆流渦の持つ次の性質が本解析によって確認された。

- ・流量が減少するほど逆流域は上流に伸びる。
- ・逆流渦は周方向速度を持たない順流と、逆流に伴い周方向速度を持つ領域の間に存在し、周方向にねじれた形状を持つ。
- ・逆流渦は最大周方向流速の約 $1/2$ の角速度で羽根車と同方向に回転する。
- ・渦の半径方向位置は流量が減少するほど内側に移動し、これに伴って渦の個数は減少する。

謝 辞

本研究の数値計算ならびに論文の準備に対して、石丸昭博氏、永田敏之氏、中井浩之氏の多大な協力を得た。ここに記して謝意を表す。

文 献

- (1) 青木正則・ほか1名, 機論, **56**-521, B(1990), 44-52.
- (2) 黄建徳・ほか2名, 機論, **57**-535, B(1991), 988-994.
- (3) 青木正則・ほか1名, 機論, **62**-596, B(1996), 1442-1447.
- (4) Brennen, C.E., Hydrodynamics of Pumps, (1994), Concepts EtI Inc. Oxford Science Publications, 88.
- (5) 山本和義, 機論, **58**-545, B(1992), 180-186.
- (6) Okumura, T., ・ほか1名, Proc. Cavitation in Hydraulic Structures and Turbomachinery, ASME FED, **25**(1985), 63-70.
- (7) 川田裕, ターボ機械, **7**-10(1979), 590-598.
- (8) 蔵原和裕・ほか3名, 機論, **64**-622, B(1998), 51-58.
- (9) 加藤千幸・ほか2名, 機論, **58**-552, B(1992), 300-307.
- (10) 加藤千幸・ほか4名, 機論, **60**-569, B(1994), 126-132.
- (11) Tsujimoto, Y., ほか4名, Trans. ASME, J. Fluids Eng., **119**(1997), 775-781.