

脈動条件下で作動するラジアルタービンの非定常空力挙動

Unsteady Aerodynamic Behavior of a Radial-Inflow Turbine under Pulsatile Conditions

川久保 知 己 技術開発本部技術基盤センター 副所長

本研究では脈動条件下で作動するラジアルタービンの非定常空力挙動について、準定常性や一次元性の妥当性や非定常空力プロセスに伴う損失の可能性を数値流体力学 (CFD: Computational Fluid Dynamics) 解析により調査した。低脈動周波数では、挙動はおおむね一次元的でノズルやロータの流れはほぼ準定常的である。一方、高脈動周波数では流れがすばやく変化するため、スクロール舌部上下面に変動圧力差が生じて舌部周りの流れは大きく揺動する。舌部近傍に位置するノズルペーンでは周期的な剥離が発生して非定常的な損失が発生することが分かった。

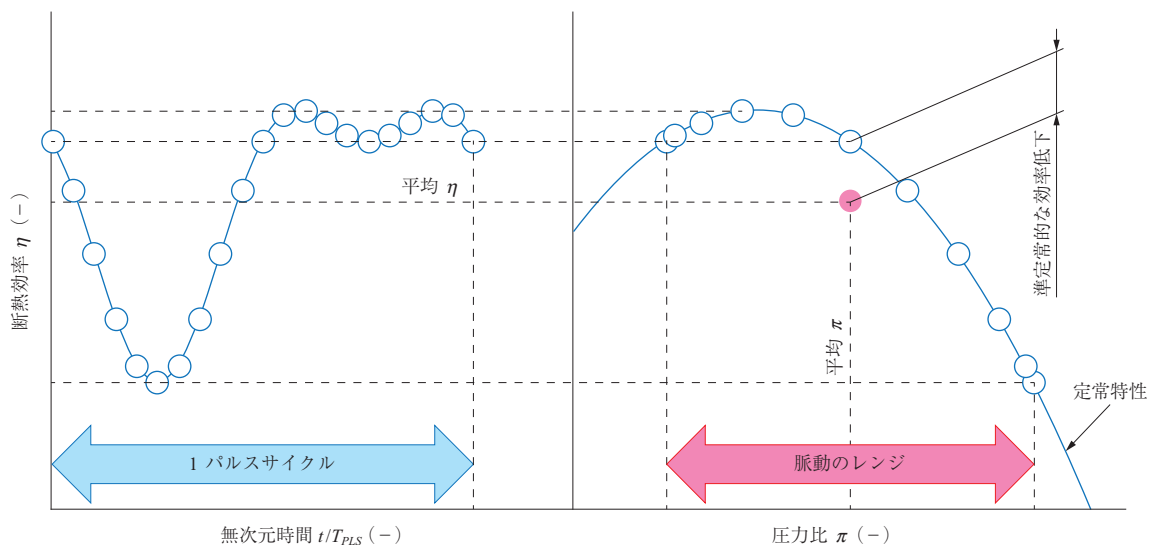
Regarding the unsteady flow behavior of a radial-inflow turbine under pulsatile conditions, the validity of quasi-steadiness and one-dimensionality, and a possibility of a purely unsteady loss mechanism are investigated by CFD (Computational Fluid Dynamics) analysis. At a low pulse frequency, the behavior is almost one-dimensional and the flow in the nozzle and the rotor is quasi-steady. On the other hand, at a high pulse frequency, due to the quick flow change, a variable pressure difference is generated across the upper and the lower surfaces of the scroll tongue and the flow around the tongue fluctuates severely. Vanes close to the tongue are put in a highly oscillating inflow conditions and stall periodically, resulting in an unsteady loss being generated.

1. 緒 言

車両過給機のタービンは、エンジンから発生する排気脈動にさらされる。そのような脈動下で作動するタービンに対して、①最も粗い近似として準定常性を仮定する。すなわち、時々刻々変化する作動条件にタービンは瞬時に定常応答すると仮定する。②タービンの形態や仕様を典型的な平均作動点にマッチングさせることでタービン性能の改善を図る。非定常な内部流れについては、マッチング検

討ほど注意深くは検討されない。

第1図は脈動下の準定常的なタービン作動と、脈動に伴う効率低下についての基本的な考え方を図示したものである。入口圧力の周期的な変動に応じて圧力比が変動し、準定常的な効率変化が起きる。圧力比に対してタービン効率は上に凸の形に変化するので、サイクル平均された効率は必然的にサイクル平均圧力比での効率よりも低くなる。この考え方に基づけば、脈動の振幅や波形だけが問題であり、周波数は効率とは関係ないことになる。しかし、実際



第1図 脈動下での準定常的なタービン作動 (概念図)
Fig. 1 Schematic view of quasi-steady turbine operation under pulsation

には周波数も効率に影響することが知られている。

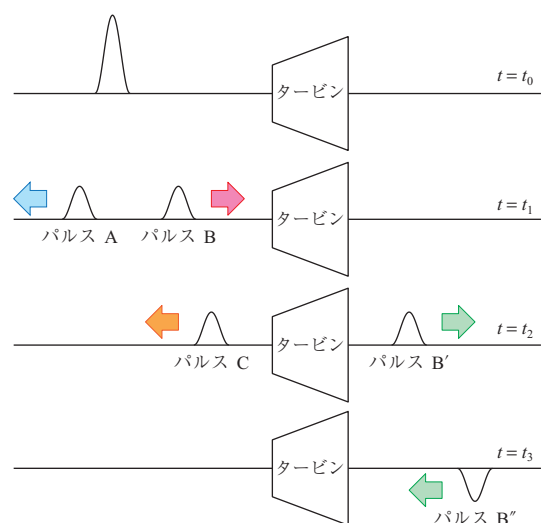
Chen と Winterbone⁽¹⁾ は脈動下で作動するタービンの一次元モデルを開発した。彼らは入口脈動として単純な正弦波を採用し、サイクル平均効率が脈動周波数の影響を受けて変化することを示した。一般的には脈動周波数が高いほどサイクル平均効率は低下する傾向があるが、検討されたなかで最も高いロータ回転数では、低脈動周波数に対してサイクル平均効率が定常効率よりも若干高くなった。Chen と Winterbone⁽²⁾ はスクロール巻き流路前半と入口ダクトを組み合わせた非定常流路と、準定常ロータを組み合わせた簡易モデルを提案した。また、Aymanns ら⁽³⁾ はこのモデルを GT-Power のシミュレーションに実装し、タービンの非定常挙動や過給エンジンの性能を精度良く予測できることを示した。そのなかでタービンの非定常応答の大半は入口ダクトやスクロール部分で生じており、ロータは準定常的にふるまうことが示された。Lee ら⁽⁴⁾ は脈動下のツインスクロールタービンの研究のなかで、スクロールとディフューザを一次元非定常流路としてモデル化し、ウェイストゲートバルブやディフューザの損失、ロータ性能は準定常的にモデル化した。彼らはこの簡略化されたモデルによるシミュレーションを対応する三次元非定常 CFD 解析と比較し、両者は個々の要素でもタービン全体でもよく一致することを示した。Yang ら⁽⁵⁾ は、脈動サイクルのなかで圧力比が上昇中と下降中で等しくなる二つの瞬間でロータ入口での流れ角の周方向分布を比較し、同じ圧力比であっても分布が大きく異なることを示した。また、彼らはスクロール巻き流路での一次元非定常質量保存則に基づいてロータへの流れ角を見積もる簡便な方法を考案し、それにより流れ角の変化を定性的に予測できることを示した。以上の従来研究の成果より、脈動下タービンの振る舞いは準定常性や一次元性の仮定を組み合わせることによりかなり精度良く説明できる。

従来の多くの研究では、実際のエンジンの脈動波形を用いてタービン性能を評価しようとしている。実際のエンジンの脈動振幅は平均圧力と比べてしばしば非常に大きく、またその波形は脈動開始時に鋭く立ち上がって正弦波形とは非常に異なっている。これらの脈動の特徴が、理論的考察を非常に困難なものとしている。また、脈動下の流動現象を特徴づける無次元数であるストローハル数はしばしば脈動周波数を用いて定義されるが、これはストローハル数の空力性能への影響を必ずしも正しくは関連付けていない。なぜならば、脈動波形全体の中の短時間の急激な圧

力変化部分が実質的な効率変化につながり得るからである。さらに実験においては、振幅、周波数、波形、平均値などのさまざまな脈動のパラメータを整理された形で自在に設定することは難しい。特に高周波脈動は生成するのにより多くのエネルギーを必要とするため、どうしても振幅が小さくなりがちである。これらの困難さのため、周波数依存性に関する過去の知見や経験は効率的に蓄積できていないと考えられる。

脈動を規定する境界条件の与え方や圧力比の考え方についても、従来の取組みでは不十分な点がある。第 2 図はタービンと脈動の干渉の様子を概念的に示したものである。初期時刻にタービン入口で圧力パルスが発生したとする。瞬時圧力比はこの入口圧力を排気圧力ないし大気圧で割った値として定義される。この後、パルスは二つの波束に分かれ、一つは左に、もう一つは右に進む。このうち右進行波（パルス B）のみが後刻タービンと干渉することができ、左進行波（パルス A）はこれからタービンで起こることとは全く関係ない。パルス B はタービンに入り、内部流れを乱し、出力を変化させ、タービン出口から出ていく。この透過波（パルス B'）はその後排気管の開口端に到達し、そこで反射される。反射波（パルス B''）はタービンの出口側から再度タービンに入り、内部流れを乱し、出力を変化させる。このとき、もしタービン内部流れがチョーク（断面積が最小となる位置で流速が音速に達し、それ以上は流量をのみ込めない状態）していればパルス B'' はタービンを透過することはできず内部で反射される。

最初のパルスが姿かたちを変えつつ作り出すこれら一連



第 2 図 タービンと圧力パルスの相互干渉
Fig. 2 Interaction of turbine with pressure pulse

の非定常作用のいずれも、上述の定義による圧力比では正しく評価できない。通常、圧力比はタービン内部で起きる現象の駆動力として捉えられているが、このイメージを修正する必要があるとされている。

本研究では、脈動下で作動するタービンについて、① 準定常性、一次元性の仮定はどの程度妥当か、② 準定常性、一次元性の仮定の下で説明し得る以外の非定常的な損失生成メカニズムは存在するか、の2点について考察する。これらの課題に取り組むに当たって、ごく単純化されたモデルと理想化された脈動条件を用いる。本研究は、実際のエンジン排気脈動下で実際のタービン内部に生じる非定常流れの再現を目指すわけではなく、基本的な非定常空力メカニズムについて考察することを目的とする。

2. 記号

本稿で使用する記号を以下に示す。

- A_p : 無次元圧力振幅 (-), $\gamma \bar{p}_1$ で無次元化
- c : 音速 (m/s)
- C_p : 定圧比熱 (J/kg·K)
- f : 周波数 (Hz)
- g : 流量パラメータ (kg·K^{1/2}/s·bar),
 $g = m\sqrt{T_{01}} / p_{01}$
- L : ダクト長 (m), スクロール周方向長さ (m)
- M : マッハ数 (-), $M = \bar{u} / \bar{c}$, トルク (N·m)
- m : 質量流量 (kg/s)
- p : 圧力 (Pa)
- S : ダクト断面積 (m²)
- St : ストローハル数 (-), $St = f_{PLS} L / \bar{u}_1$
- s : エントロピー (J/kg·K)
- T : 周期 (s), 温度 (K)
- t : 時間 (s)
- u : 速度 (m/s)
- V : ダクト容積 (m³)
- Y : 特性インピーダンス (m⁻¹·s⁻¹), $Y = \bar{c} / S$
- Z : インピーダンス (m⁻¹·s⁻¹), $Z = p' / m'$
- γ : 比熱比 (-)
- η : 断熱効率 (-)
- π : 圧力比 (-), $\pi = p_{01} / p_2$
- Ω : 角回転数 (rad/s)
- ω : 角周波数 (rad/s)
- τ : 温度比 (-), $\tau = T_{01} / T_{02}$
- $(\bar{\quad})$: 平均

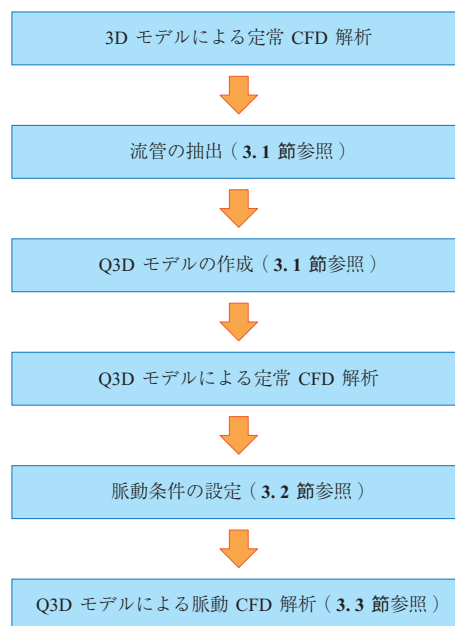
- (\prime) : 擾乱
- $(\quad)_1$: タービン入口
- $(\quad)_2$: タービン出口
- $(\quad)_{PLS}$: 脈動
- $(\quad)_{NP}$: 非脈動
- $(\quad)_{ref}$: 参照値
- $(\quad)_{QS}$: 準定常
- $(\quad)_0$: よどみ点

3. 研究方法

本研究で実施する解析の手順を第3図に示す。まずは定常の三次元 CFD 解析を実施し、その結果に基づいて Q3D (準三次元: Quasi-3-Dimensional) モデルを生成、このモデルを用いて脈動条件に対する CFD 解析を実施する。以下にその手法の詳細内容を示す。

3.1 Q3D モデル

この研究で対象とするタービンは大型商用車の過給機用に設計された可変ノズル付きラジアルタービンである。完全な三次元のモデルを用いて低周波脈動の非定常計算を行うと計算時間や計算機負荷が膨大となり、ポスト処理にも時間や手間が掛かる。1章でも述べたように、本研究では忠実度の高いシミュレーションを行いたいわけではなく、実際のタービンの三次元形状を基にして作成した実質的には二次元の Q3D タービンモデルで代替することで、これらの負担を減らす。



第3図 解析手順
Fig. 3 Process of simulations

第4図-(a)に元になるタービンの流路形状を示す。実物のタービンでは入口ダクトやスクロール巻部の断面形状は角部が丸められているが、このモデルでは角がシャープな矩形・台形としている。これは以下に述べる Q3D モデルの生成を容易にするためである。角部形状はスクロール内部の2次流れパターンに影響するが、2次流れは興味の対象ではないのでその影響は無視する。

まず対象とする作動点において、スクロールなしの3Dタービンモデルを用いた定常CFD解析を実施し、その結果に基づいて一連の軸対称流線面を生成する。このなかから流路中央部の10%流量に相当する流管を抽出する。詳細は参考文献(6)を参照されたい。別途、スクロール中央部から10%面積相当の流管を切り出して、上記の軸対称流管に接続することで、第4図-(b)に示されているようなQ3Dモデルを完成する。切り出した面は滑り壁として扱い、この面を横切る流れはないものとする。すなわち2次流れは無視する。

3.2 脈動条件

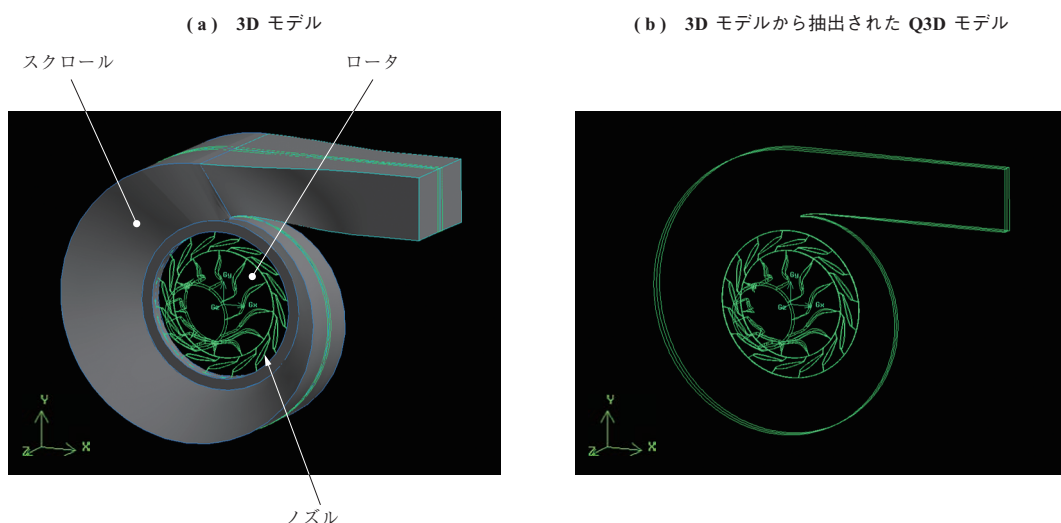
本研究では脈動下のタービンの非定常挙動について非定常CFD解析を用いて分析する。その際、脈動の振幅が大きいとそれに伴う準定常的な作動点の移動量も大きくなり、今知りたいところの内部流れの非定常メカニズムを覆い隠してしまうかもしれない。このため、振幅の小さいごく弱い脈動のみを用いる。また、高調波の影響を排除するため正弦波脈動のみを用いる。ただしこれは現実のエンジン脈動をフーリエ分解し、個々の成分正弦波に対する応答を求め、線形重ね合わせにより元の脈動に対する応答を構成しようと企図するものではない。実際のエンジン脈動は

大規模な低周波変動と急峻な変動を併せもつ。本研究の焦点は後者であり、正弦波を用いるのは $|\partial p / \partial t| / p \sim f_{PLS}$ となって周波数を変えることで変動の急激さ・急峻さを表現することができ、前者と後者を切り分けて系統的に調査を行うのに都合がいいからである。また、対象が線形システムであれば、複数の正弦波を組み合わせた脈動波形に対する応答をフーリエ分解することで、個々の周波数に対する応答を一度の解析から得ることが可能である。しかし、与える脈動が微弱であるとはいえ（後に見るように）内部流れ変動は非線形的・局所的であり、線形性を仮定するのは無理があるように思える。したがって、個々の正弦波に対する解析をパラメトリックに行う必要がある。本研究では実際のエンジン脈動およびその高調波をカバーするレベルとして、ストローハル数 St が 0.5, 1.0, 2.0, 4.0 の4ケースに対する解析を行う。微弱な変動は一般的にはエントロピー擾乱と圧力擾乱を含むが、圧力脈動の影響だけを抽出するために等エントロピー変動を考え、入口境界で入射圧力波 $\gamma \bar{p}_1 A_p \sin(2\pi f_{PLS} t)$ を与える。無次元圧力振幅 A_p は全ケースで 0.05 とする。

3.3 CFD解析手法

CFD解析には、商用CFDソルバーのFluentを用いる。対流項には2次精度風上スキームを、時間積分には2次精度陰解法を用いる。時間刻み幅はロータ回転周期の1/1600とする。各タイムステップでの内部イタレーション回数は10回に固定する。乱流モデルにはスパラートーアルマラスモデルを、動静翼間インタフェースにはスライディングメッシュを用いる。

入口と出口では、境界面での反射を抑制するためにリー



第4図 Q3Dタービンモデルの生成
Fig. 4 Generation of Q3D turbine model

マン条件を用いる。リーマン条件は基本的には一次元流れ・一次元擾乱に対してのみ有効である。すなわち、擾乱波面が境界面に対して平行な場合にのみ反射を抑制できる。実際には境界面を斜めに横切る空間高調波が存在するためこの条件は満たされないが、対象とする脈動周波数が低く、これらの空間高調波は遮断モードとなるため、タービンの振る舞いにはあまり影響しないと期待される。

3.4 CFD 解析手法の妥当性評価

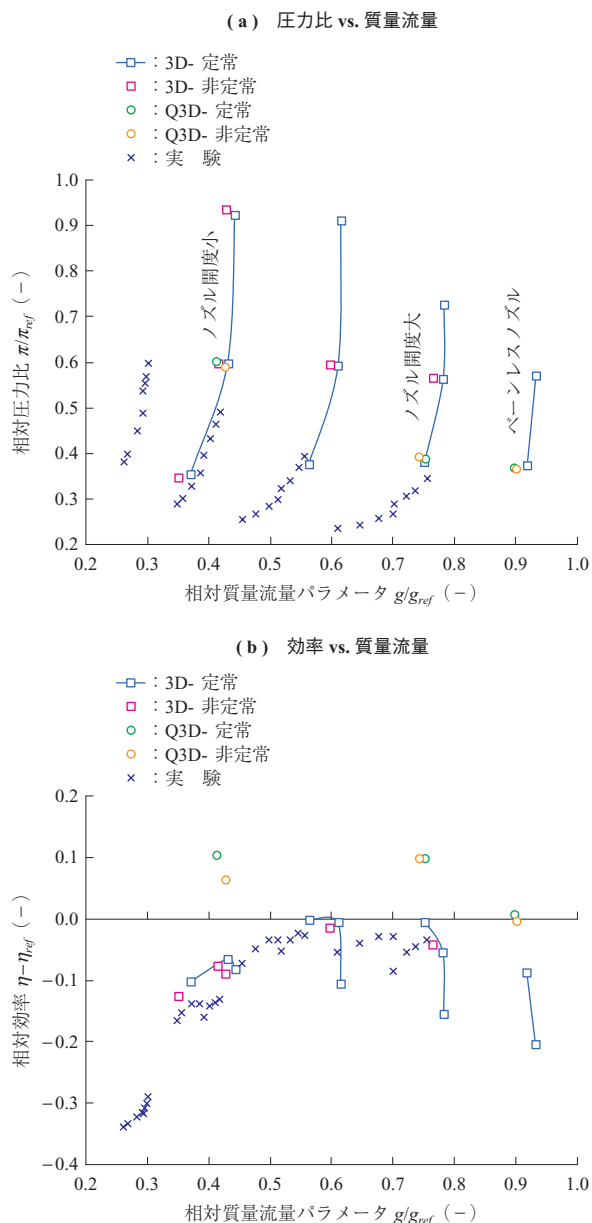
第 5 図に非脈動条件でのタービン全体性能について、定常・非定常の Q3D モデルと 3D モデルの CFD 解析と実験との比較を示す。動静翼間のインタフェースとして、

定常計算ではミキシングプレーンを、非定常計算ではスライディングメッシュを用いている。これらの CFD 解析ではスクロールはモデルに含まれず、ノズル入口条件は別途一次元性能予測モデルを用いて算出している。また、3D モデルと比較するために Q3D モデルの質量流量は 10 倍にしている。

流量-圧力比特性については、Q3D 解析も 3D 解析も実験結果との一致は良好である。一方、Q3D 解析は特に低流量条件で効率を過大評価している。これは Q3D 解析ではノズルやロータのクリアランス漏れ損失やハブ面やシュラウド面の境界層損失が考慮されていないためである。これらの損失は流量が少なくなると相対的に影響が顕著になるため、Q3D 解析は低流量側において、より効率を過大評価することになる。これらの損失要因のなかには脈動の非定常性を受けて増加するものがあるかもしれないが、本研究では考察せず今後の検討課題とする。

なお、上記比較ではミキシングプレーンとスライディングメッシュの差異が明確ではないが、ミキシングプレーンでは動静翼干渉の周方向非一様性を考慮できないため、本研究では、スライディングメッシュを用いる。スライディングメッシュを用いるためには、非定常解析の時間刻み幅を動静翼干渉に合わせて小さく設定しなければならず、脈動を解析するには時間が掛かる。このことから、Q3D モデルを用いる必要がある。周方向非一様性を考慮でき、なおかつ時間刻み幅をスライディングメッシュよりも大きく取れる方法としてフローズンロータがあるが、ノズルやロータの応答を正しく模擬できない可能性があるため採用しない。

出口境界面での非物理的な反射については、実際の脈動計算の結果に基づいて評価する。最も問題となるのはスクロール起因の周方向 1 次擾乱であり、圧力変動（縦波）だけでなくスワール速度変動（横波）も非物理的な反射の原因となる。St = 4.0 のケースでは出口境界での無次元反射波振幅は 0.002 となり入射圧力波振幅 0.05 と比べて低いが、遮断モードのため、ロータ後縁では 0.0005 まで低下する。そのほかの高次擾乱の反射波はこれよりもさらに弱い。また、ノズルとロータの動静翼干渉に起因する動翼通過周波数の擾乱は伝ばモードとなるが、これも反射率は 20% 程度、反射波振幅は 0.001 程度で弱い。したがって出口境界面での反射は、実質的には影響は小さいと判断できる。



第 5 図 実験と 3D 解析、Q3D 解析によるタービン全体性能の比較（非脈動条件）
 Fig. 5 Overall performance comparison among experiment and Q3D and 3D simulations for non-pulsatile conditions

3.5 準定常条件の定義

脈動解析の結果は、対応する準定常条件 ($St = 0.0$ とする) をベースとして比較される。これは脈動条件の最大、最小、平均の 3 点に対する非脈動解析結果から構成される。最大と最小の解析で用いられる入口全圧、入口全温、出口静圧はそれぞれ以下の式で与えられる。

$$p_{01_QS} = (1 \pm AX) \bar{p}_{01} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$T_{01_QS} = \left(1 \pm \frac{\gamma-1}{\gamma} AX \right) \bar{T}_{01} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$p_{2_QS} = (1 \pm DX) \bar{p}_2 \quad \dots\dots\dots (3)$$

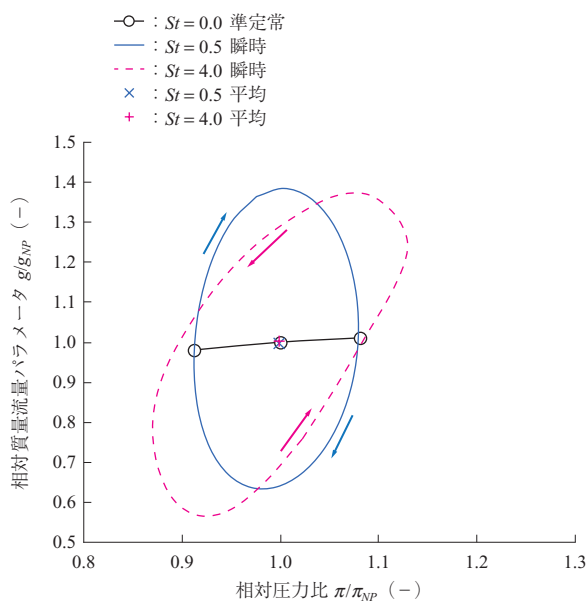
ここで係数 A , D , X は **Appendix A** に与えられている。このような複雑な入口・出口境界条件は、従来の研究では用いられていないが、同じ脈動振幅、同じ境界条件を有する周波数ゼロの極限を正しく評価するために必要である。

4. CFD 解析結果

以下に示す解析結果は、**第 5 図** に示したタービン作動域のなかで、ノズル開度小の場合の相対圧力比 0.6 の作動点に対するものである。この作動点ではタービンはノズル部でほぼチョークしている。

4.1 タービン全体性能

第 6 図 は準定常の場合 ($St = 0.0$)、脈動周波数が低い場合 ($St = 0.5$)、高い場合 ($St = 4.0$) の圧力比-流量の軌跡を示したものである。図にはそれぞれのサイクル平均値 (時間平均) もプロットしてある。三つの軌道の形状は大



第 6 図 脈動下でのタービンの瞬時性能
Fig. 6 Instantaneous turbine performance under pulsation

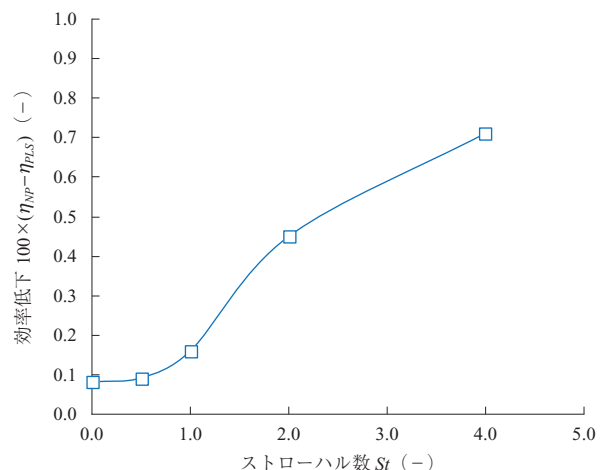
きく異なっているが、与えた脈動振幅が小さいため、サイクル平均値は意図どおりほぼ同じ値となっている。図に示す矢印は、作動点の回転方向を示す。 $St = 4.0$ では回転方向が $St = 0.5$ と逆になるが、これは高周波数では変化のスピードが速く反射波の入射波に対する位相遅れが大きくなるためである。

第 7 図 は、非脈動条件と比較した場合の脈動条件での効率低下量を示している。ここで、サイクル平均効率はほかの研究 (たとえば、参考文献 (7), (8) など) と同様に瞬時断熱効率の断熱ガス動力による重み付け平均として次式で定義される。

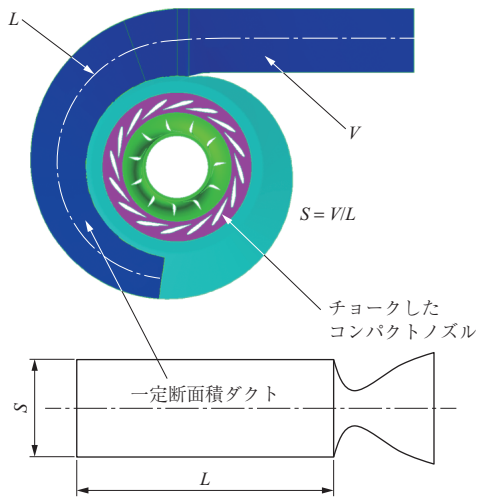
$$\eta = \frac{\int_0^{T_{PLS}} M \Omega dt}{\int_0^{T_{PLS}} m_1 C_p T_{01} \{1 - (p_2 / p_{01})^{(\gamma-1)/\gamma}\} dt} \quad \dots\dots (4)$$

第 7 図 より脈動周波数に対して、効率は単調に低下していくことが分かる。 $St = 0.0$ における効率低下 (準定常的な効率低下) は意図どおりにごく低く抑えられているため、 $St > 0.0$ での効率低下はほぼすべて非定常性に伴う損失増加による効率低下とみなすことができる。なお、この研究で用いている無次元圧力振幅 $A_p = 0.05$ は任意に設定された値なので、この図に示された効率低下量は実際の脈動タービンでの典型的な効率低下量を示しているわけではないことに注意されたい。

各脈動周波数におけるタービン応答がどれくらい一次元的であるかを検討するために、古典的な一次元伝達関数モデルと CFD 解析結果との比較を行う。**第 8 図** は一次元のタービンモデルを模式的に示したものであり、一定断面のダクトとチョークしたコンパクトノズルから成る (コンパクト = 長さを無視できる)。一定断面ダクトは実際の



第 7 図 脈動による効率低下
Fig. 7 Efficiency decrease due to pulsation



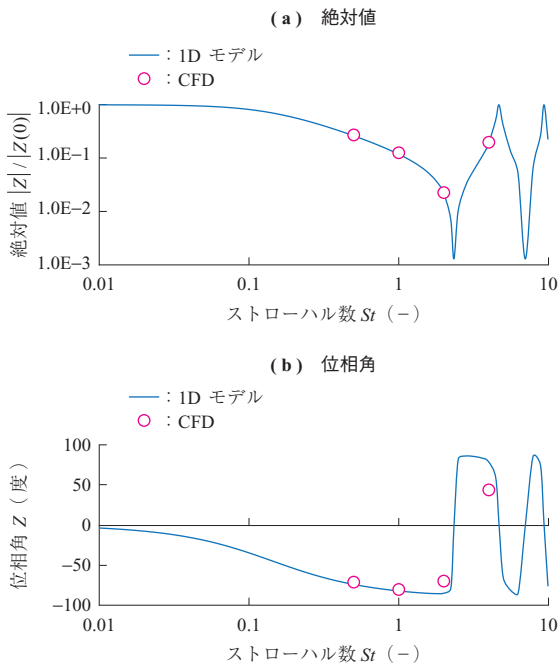
第 8 図 タービンの一次元モデル (概念図)
Fig. 8 Schematic view of 1D turbine model

入口ダクトとスクロール流路の前半半分を組み合わせた流路を表している。Appendix B よりタービン全体のインピーダンスは、

$$Z = Y \frac{\alpha + \beta \frac{\gamma - 1}{2} M}{\alpha \frac{\gamma + 1}{2} M + \beta \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)} \dots\dots\dots (5)$$

となり、タービンの一次元的な非定常挙動を表す。

第 9 図はタービンのインピーダンスのボード線図であり、上で求めた一次元モデルと CFD 解析結果を比較したものである。低周波数では CFD 解析は一次元モデルと完全に一致しているが、高周波数では特に位相のズレが大き

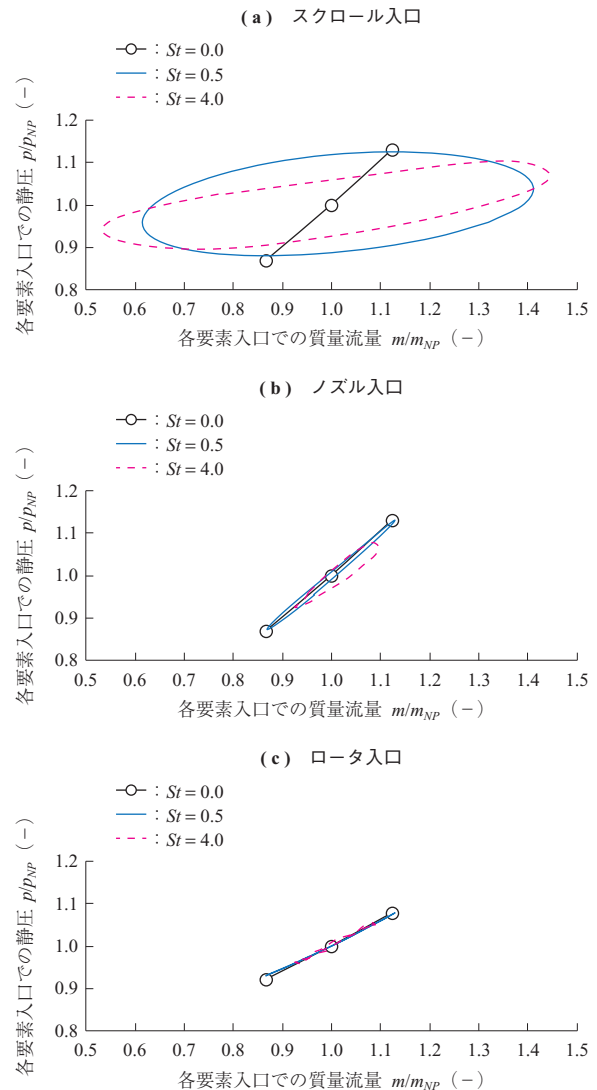


第 9 図 タービンインピーダンスのボード線図
Fig. 9 Bode plot of turbine impedance

くなる。このことから、高周波数においては古典的な理論では説明できない何らかの非一様性、非定常性が存在するのは明らかである。なお、 $St = 2.0$ 付近では圧力振幅がほぼゼロになっていることに注意されたい。これは特段驚くべきことではなく、たまたまこの周波数で、タービン入口において入射波と反射波が互いに打ち消し合っているだけである。これは 1 章で述べた瞬時圧力比に関わる問題点の一例であり、圧力比が一定であるにもかかわらず、内部流れは非定常変動している。したがって瞬時圧力比は、タービン内部の非定常性の駆動力の指標として適切とはいえない。また、(4) 式も瞬時圧力比に基づく断熱ガス動力を分母に用いているが、この定義も再考の必要がありそうである。

4.2 要素性能

第 10 図は低周波数 ($St = 0.5$) と高周波数 ($St = 4.0$) の



第 10 図 脈動下でのタービン要素の瞬時性能
Fig. 10 Instantaneous performance of turbine components under pulsation (normalized by each non-pulsatile value)

場合のスクロール、ノズル、ロータの各入口での瞬時の静圧と質量流量をプロットしたものである。図には準定常 ($St = 0.0$) の結果も併せてプロットしてある。これらのうち、ロータ特性は低周波数、高周波数ともに準定常のカーブに非常によく追従しているが、ノズル特性は高周波数のケースで、若干準定常からの乖離^{かいり}が見られる。また、スクロール入口での流量の変動振幅は、高周波数の方が低周波数よりも大きい^{かいり}が、ノズルやロータの入口では高周波数の方が流量振幅は小さくなっている。したがって、ノズルやロータでの準定常な変動は、高周波数の方が小さいはずである。それゆえ第7図に示されていた効率低下のうち、準定常な作動点移動に起因しない非定常な効率低下は確かに高周波数の方が高いことになる。また、スクロール入口での流量を元にして一次元性能解析などを用いて準定常的に損失を評価すると、ノズルやロータの損失を過大評価することになる。

第1表は各要素での時間平均したエントロピー生成率を示したもので、準定常 ($St = 0.0$) との差分を示している。意図としては第7図で示した非定常性に伴う効率低下がどこで起きているかを示すものであるが、前述のように高周波数ではノズルやロータでの流量変動幅が小さくなるので、高周波数では若干、過小評価となっている可能性がある。

この表より、大半の非定常損失はノズルとロータで起き

第1表 各要素におけるエントロピー生成率
Table 1 Entropy generation in components

項目	ストローハル数	
	$St = 0.5$	$St = 4.0$
入口ダクト + スクロール	0.000 0	-0.000 1
ノズル	0.000 0	0.001 9
ロータ	-0.000 1	0.001 3

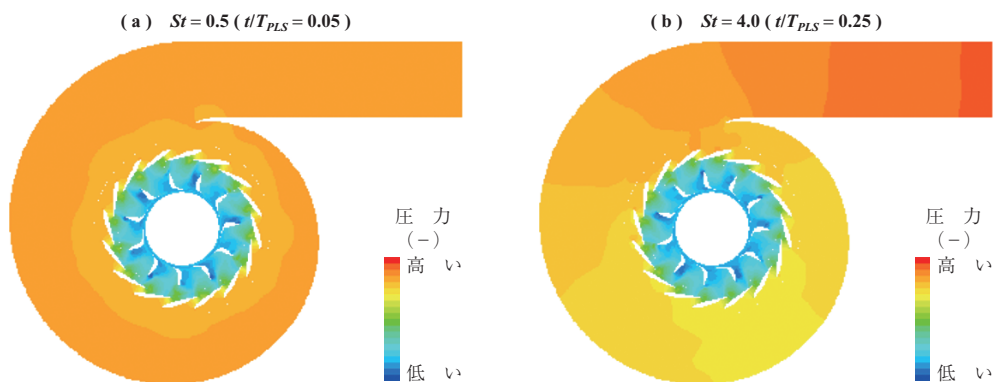
(注) 準定常 ($St = 0.0$) との差分

ており、スクロールや入口流路では非定常性に伴う明らかな損失増加はないことが分かる。流量や圧力比の非定常的な変動は大半がスクロールや入口ダクトで起きているにもかかわらず、そこでは非定常的な損失はあまり発生せず、むしろ準定常的に見えていたノズルやロータで非定常損失が発生していることになる。

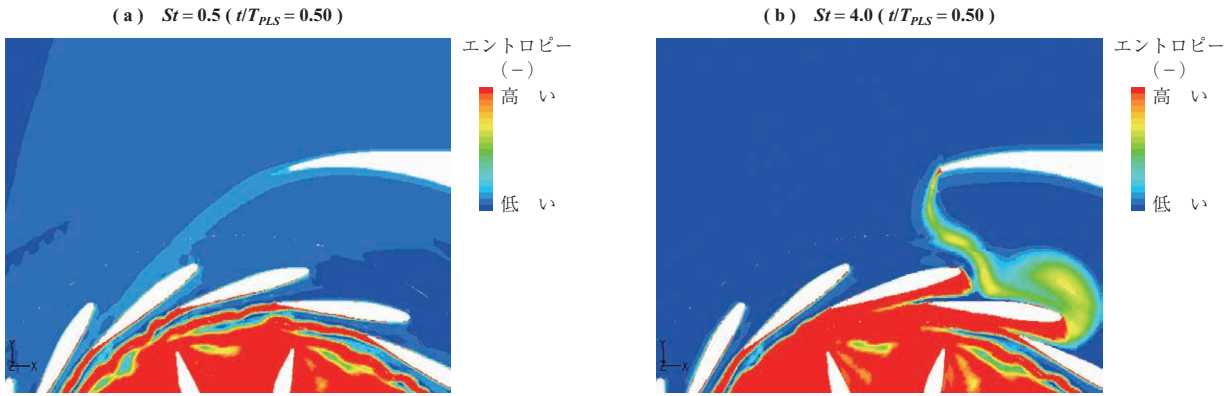
4.3 内部流れ

第11図は低周波数 ($St = 0.5$) と高周波数 ($St = 4.0$) での瞬時の静圧分布を比較したものである。低周波数ではスクロール部を除いて圧力コンターはほぼ円形で回転中心に対して同心円となっている。これはノズルやロータの圧力分布が軸対称的になっていることを示している。一方、高周波数のケースでは圧力コンターは円形でもなく回転中心に対して同心円的でもなく、むしろ平面波のように見える。まず圧力波は舌部近くのノズルに衝突する。次に波の両端はノズル外周を回り込んで舌部の反対側に到達し、舌部と反対側に位置するノズルに衝突する。圧力波がノズルの各周方向位置でそれぞれ異なった時間に到着するので、ノズル内部で生じる非定常プロセスは周方向に一様にも生じず、また同時に起こらない。これが第9図-(b)のボード位相線図に見られたCFD解析と一次元理論のズレの要因と考えられる。

第12図は瞬時のエントロピー分布をプロットしたものである。低周波数の場合は流入条件がゆっくりと変化するため、速度や圧力は周方向にほぼ一様になる。このため舌部付近の流れはあまり圧力脈動の影響は受けず、それに伴う下流側のノズルベーンへの流入角の変動も無視できる。一方、高周波数の場合は変化のスピードが速いため舌部の上下面に速度差が生まれ、舌部下流に強い^{せん断}剪断流や渦が生じ、それに伴う損失が発生する。さらに舌部の上下面に圧力差が生じるため、舌部下流ではこの圧力差に応じて流れ



第11図 瞬時静圧分布
Fig. 11 Instantaneous static pressure distributions

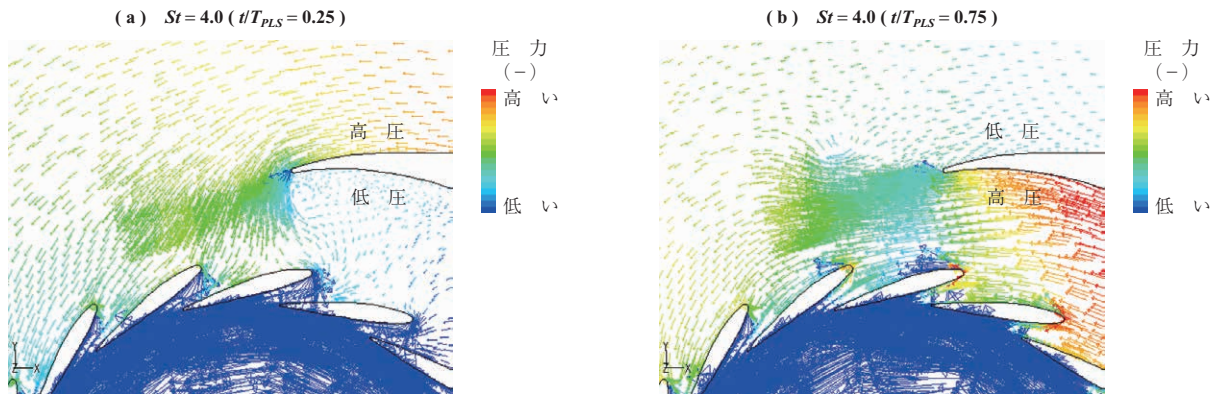


第 12 図 舌部近傍での瞬時エントロピー分布
 Fig. 12 Instantaneous entropy distributions near the tongue

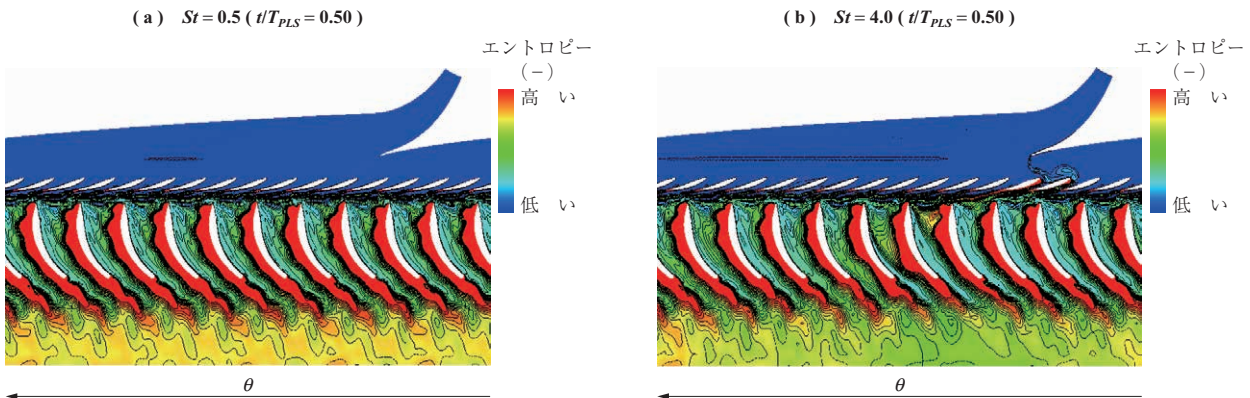
があおられ、舌部近傍に位置する幾つかのノズルベーンの流入角度は大きく揺動して、ノズル流路内に周期的な剥離が起こる。この剥離はノズル内に新たな損失を生む。これらの圧力場や速度場の様子を第 13 図に示す。

第 14 図は第 12 図と同じ瞬間のエントロピー分布を示しているが、ここではタービン全体を等角写像によりデカ

ルト座標に変換して図示している。低周波数の場合、ロータ内のエントロピー分布は周方向に一樣であり、特にエントロピーが高い領域は見られない。しかし高周波数の場合は、舌部の影響を受けるノズル流路の下流側に位置する幾つかのロータ流路では高いエントロピーが観察される。ロータ下流のエントロピー分布ももはや周方向に一樣では



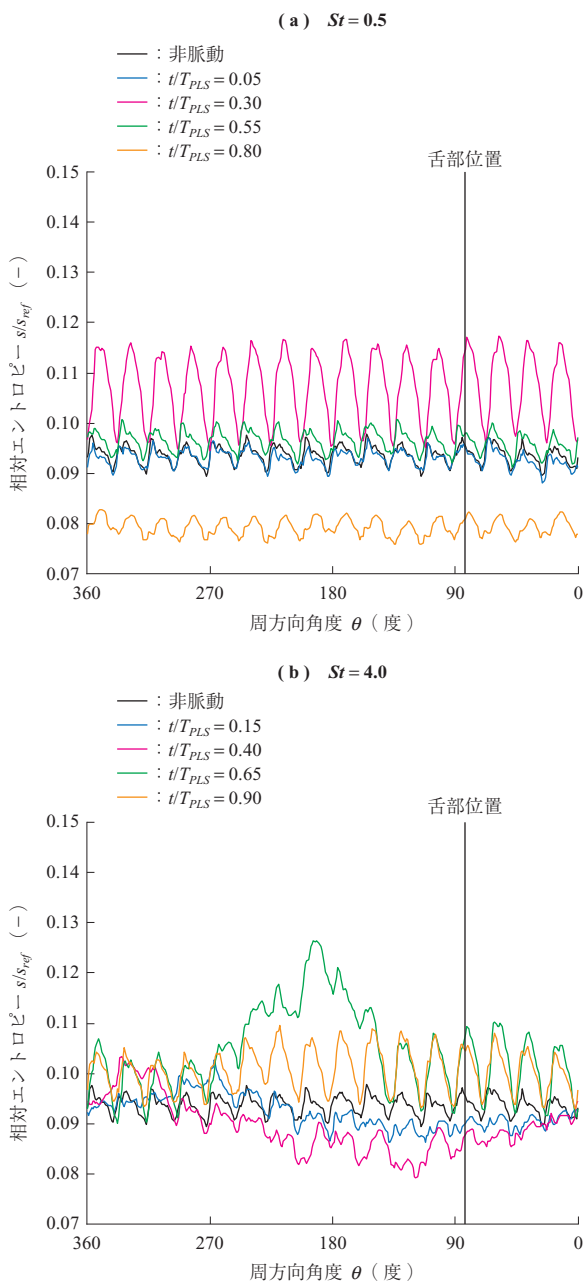
第 13 図 瞬時速度場
 Fig. 13 Instantaneous velocity vectors, the color of which represents pressure



第 14 図 瞬時エントロピー
 Fig. 14 Instantaneous entropy distributions in conformally-mapped full-annulus view

ない。

これらの様子は第15図に示すロータ出口での周方向エントロピー分布から、より鮮明に読み取ることができる。この図は四つの瞬間のエントロピー分布を示している。ただしロータのウェークによるエントロピーの凹凸を除くために、動翼通過1周期にわたって時間平均を取っている。低周波数のケースでは分布は周方向に一様であり、はっきりと読み取れる凹凸はノズルガイドベーンによるものである。重ねて示してある非脈動の場合の分布に対し、高くなる瞬間と低くなる瞬間があるが、平均値としては同じレベルである。



第15図 ロータ下流でのエントロピー分布
Fig. 15 Entropy distributions downstream of rotor

これに対して高周波数のケースでは周方向の非一様性が強くなっており、特に時刻 $t/T_{PLS} = 0.65$ の瞬間に $\theta = 180$ (度) 辺りにエントロピーの高い領域が観察される。また、ノズルガイドベーンに起因する起伏は明確には読み取れない場所や瞬間がある。エントロピーのレベルは非脈動の場合より全体的に高めているが、局所的にエントロピーが高い部分を除けば、エントロピーの変動幅自体は低周波数のときよりも狭くなっている。これは第10図に示されていたように、ノズルやインペラの入口での流量振幅が、高周波数では小さいことに起因している。つまり、高周波数のケースでは低周波数のケースと比較して準定常的な損失の変動は小さくなり、スクロール舌部近傍で発生する非定常な流れに伴う損失が増加している。また、第11図から第15図までについての議論からも分かるように、非定常性は周方向の非一様性と密接にリンクしているといえる。

なお、本研究では扱わなかったが、タービン下流側から脈動が入射する場合は、空間高次モード成分が遮断されやすいため、上記で見たような周方向に非一様な流れ場やそれに伴う非定常損失は生じにくいと推測できる。

5. 結 言

本研究では、脈動下で作動するタービンについて、準定常性や一次元性の妥当性や、それらを越えた非定常的な損失生成メカニズムについて考察を行った。

タービンの全体的な非定常挙動については従来の一次元モデルでも比較的精度良く予測が可能であり、非定常的な変動は入口ダクトとスクロールのみで観察され、ノズルはほとんど準定常的に、ロータは完全に準定常的に振る舞う。一次元モデルは高周波になると位相のズレが大きくなるが、これはノズル全体に圧力変化が行き渡るのに必要な時間に対して脈動周期が短くなったためと考えられる。

高脈動周波数ではスクロール巻き流路の中の流速や圧力が周方向に非一様となるため、舌部上下に周期変動する速度差、圧力差が発生する。舌部速度差により舌部下流に強い剪断層が形成され渦が巻き上がる。また、舌部圧力差の変動により舌部下流の流れ方向は大きく変動する。

舌部下流の流れ角の変動に伴い、舌部近傍のノズルベーンへの流入方向は周期的に大きく変動し、剥離が発生する。

これらの現象は準定常性や一次元性を仮定した従来のモデルでは説明できない非定常的な損失を生じる。これらの

非定常的な損失はスクロール舌部およびその下流に位置するノズル流路、ロータ流路でのみ発生する。

なお、本研究ではストローハル数をパラメータとして検討を行ったが、これは単に脈動の周波数と捉えるべきではなく、圧力の時間変化の時々刻々の急激さ・急峻さとして理解すべきである。実際のエンジン脈動では最初の圧力上昇は非常に急峻であるが、この期間においては舌部の上下に速度差や圧力差がある一定時間発生し、ノズルへの流入角は準定常モデルでは説明できない変化を生じるであろう。

参考文献

- (1) H. Chen and D. E. Winterbone : A one-dimensional performance model for turbocharger turbine under pulsating inlet condition, Proc IMechE 11th Int. Conf. Turbochargers and Turbocharging, 2014. 12, pp. 113 - 123
- (2) H. Chen and D. E. Winterbone : A method to predict performance of vaneless radial turbines under steady and unsteady flow conditions, Proc IMechE 4th Int. Conf., Turbocharging and Turbochargers, 1990, pp. 13 - 22
- (3) R. Aymanns, J. Scharf, R. Vedder, S. Wedowski and T. Uhlmann : A revision of quasi steady modelling of turbocharger turbines in the simulation of pulse charged engines, Aufladetechnische Konferenz, 2011
- (4) J. Lee, C. S. Tan, B. T. Sirakov, C. Wilkins, H. S. Im, M. Babak and D. Tisserant : Performance characterization of twin scroll turbine stage for vehicular turbocharger under unsteady pulsating flow environment, Proc ASME Turbo Expo 2016, 2016, GT2016-56401, pp. V02DT44A009
- (5) M. Yang, R. F. Martinez-Botas, S. Rajoo, S. Ibaraki, T. Yokoyama and K. Deng : Unsteady behaviours of a volute in turbocharger turbine under pulsating conditions, Proc GPPF2017, 2017. 11, GPPF-2017-54
- (6) T. Kawakubo : Unsteady rotor-stator interaction of a radial-inflow turbine with variable nozzle vanes, Proc ASME Turbo Expo 2010, 2010. 10, GT2010-23677, pp. 2 075 - 2 084
- (7) S. Szymko, R. F. Martinez-Botas and K. R. Pullen :

Experimental evaluation of turbocharger turbine performance under pulsating flow conditions, Proc ASME Turbo Expo 2005, 2005. 1, GT2005-68878, pp. 1 447 - 1 457

- (8) M. Yang, M. H. Padzillah, W. Zhuge, R. F. Martinez-Botas and S. Rajoo : Comparison of the influence of unsteadiness between nozzled and nozzleless mixed flow turbocharger turbine, Proc IMechE 11th, Int. Conf. on Turbochargers and Turbocharging, 2014. 12, pp. 333 - 345
- (9) E. M. Greitzer, C. S. Tan and M. B. Graf : Internal Flow: Concepts and Applications, Cambridge University Press, 2007. 5, pp. 303 - 310
- (10) M. L. Munjal : Acoustics of Ducts and Mufflers, John Wiley & Sons Ltd., 2014. 3, pp. 16 - 18

Appendix A 準定常状態

(1) ~ (3) 式で定義される準定常状態は、タービン入口エンтроピーとロータ相対流出角が一定であること、タービン出口での質量流量と全温が圧力比の関数としてそれぞれ定常タービン特性に従うことを仮定して導かれる。入口全温変動による修正回転数変化に伴う定常特性の変化は小さいため無視している。(1) ~ (3) 式に用いられる係数 A , D , X は以下のように定義される。

$$A = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{\gamma} \lambda M_2 + \frac{1}{\gamma M_2 \cos \alpha_2} \right) + \frac{\pi dg}{g d\pi} - \sigma_2 \frac{\pi d\tau}{\tau d\pi} \dots\dots\dots (A1)$$

$$D = \left(\frac{\gamma + 1}{2\gamma} + \frac{\pi dg}{g d\pi} \right) + \sigma_2 \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} - \frac{\pi d\tau}{\tau d\pi} \right) \dots\dots\dots (A2)$$

$$X = \frac{2\gamma(1 + M_1)A_p}{\sigma_1 A + \gamma M_1 C} \dots\dots\dots (A3)$$

$$C = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{\gamma} \lambda M_2 + \frac{1}{\gamma M_2 \cos \alpha_2} \right) \left(\frac{\gamma + 1}{2\gamma} + \frac{\pi dg}{g d\pi} \right) - \sigma_2 \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{\pi dg}{g d\pi} + \frac{\gamma + 1}{2\gamma} \frac{\pi d\tau}{\tau d\pi} \right) \dots\dots\dots (A4)$$

$$\sigma = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \dots\dots\dots (A5)$$

$$\lambda = \cos \alpha_2 + \sin \alpha_2 \tan \beta_2 \dots\dots\dots (A6)$$

ここで α , β は絶対流れ角および相対流れ角である。流れパラメータ α , β , M や性能パラメータ π , g , τ は定常の解析結果により評価する。

Appendix B タービン一次元モデル

一定断面ダクトの伝達マトリックスは参考文献(9), (10)などから,

$$\begin{bmatrix} p' \\ Ym' \end{bmatrix}_{in} = \begin{bmatrix} \alpha - \beta M & \beta \\ \beta(1 - M^2) & \alpha + \beta M \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p' \\ Ym' \end{bmatrix}_{out} \quad \dots\dots\dots (B1)$$

と導かれる. 添え字 *in*, *out* はダクト入口・出口を意味する. α と β は一定断面ダクトの変動伝ばを表すパラメータであり, 次式で与えられる.

$$\alpha \equiv \frac{1}{2} \left[e^{i\omega L / \{\bar{c}(1+M)\}} + e^{-i\omega L / \{\bar{c}(1-M)\}} \right] \quad \dots\dots\dots (B2a)$$

$$\beta \equiv \frac{1}{2} \left[e^{i\omega L / \{\bar{c}(1+M)\}} - e^{-i\omega L / \{\bar{c}(1-M)\}} \right] \quad \dots\dots\dots (B2b)$$

ここで, $\omega = 2\pi f_{PLS}$ は脈動の角周波数である. チョークしたコンパクトノズルのインピーダンスは,

$$\frac{2}{\gamma + 1} \frac{1}{M} Y \quad \dots\dots\dots (B3)$$

で表される. ノズルスロートがチョークしている場合は下流側からの情報は上流側へは伝わらないので, 下流側を考慮する必要はない. (B1)式と(B3)式を組み合わせることで, (5)式が得られる.