

ガスタービン圧縮機過渡条件の挙動予測 —(その1)モデル試験機における過渡サージ挙動の調査

Prediction of Transient Surge Behavior for Gas Turbine Compressor -Investigation of transient surge behavior of model compressor

山下 知志^{*1}
YAMASHITA Satoshi

岸 真人^{*2}
KISHI Makoto

小池 裕司^{*1}
KOIKE Yuji

高木 一茂^{*2}
TAKAKI Kazushige

ABSTRACT

Dynamic simulation model of multistage axial compressor for industrial gas turbine was established. To capture stage loading distribution change on transient condition, compressor model is divided by each stage. Compressor map is created by CFD result, stall and reverse flow region is roughly estimated and included in this map. The model was verified by 8stage compressor test result, transient surge limit happened on shut down operation can be estimated. Unsteady pressure fluctuation is measured by high response pressure sensors installed casing wall. As for transient surge condition, rotating stall occurred on 5th rotor just before surge happened, the rotating stall propagated circumferentially and spread axially, and finally surge happened. On the other hand, steady state surge case, 1D pressure fluctuation continuously occurred before surge. However rotating stall also occurred on 5 stage just before surge. Final trigger of surge is rotating stall happened on 5th rotor, regardless of steady or transient surge, the surge trigger is same.

キーワード：ガスタービン，圧縮機，圧力変動，サージ，過渡，ダイナミックシミュレーション

Key words : Gas Turbine, Compressor, pressure fluctuation, surge, transient, dynamic simulation

1. 緒言

火力発電の一種であるガスタービンコンバインドサイクルは、安全かつ高効率であり安定的に電力供給可能なことから、現在の主要な発電形式の一つである。ガスタービンは、天然ガスや石油などの化石燃料を消費するため、昨今の地球温暖化防止や二酸化炭素排出量削減のニーズからより一層の高効率化が必要であり、当社では燃焼温度の上昇とガスタービンコンバインドサイクル効率向上に継続的に取り組んでいる⁽¹⁾。

一方で、近年は太陽光発電や風力発電などの再生可能エネルギーの利用が拡大している。再生可能エネルギーは、発電時に二酸化炭素を排出しないという点でクリーンな発電方法ではあるものの、気候条件の突発的な変化により発電量が変動し、電力需要に追従して発電量を調整出来ないという大きなデメリットがある。そのため、電力需要と供給量の変動差を吸収するため、大型ガスタービンに対しても電力負荷変動に追従したフレキシブルな運転の需要が高まっている⁽²⁾。

ガスタービン用軸流圧縮機は、定格条件での性能向上のみならず、部分負荷運転範囲の拡大、急速起動と起動安定性の向上などフレキシブル運用への対応が求められる。

従来のベースロード運用のガスタービンにおいては、作動状態の変化レートが概ね分単位であり、圧縮機作動状態は準静定状態であると仮定して空力安定性の評価を行ってきた。再生可能エネルギーの利用拡大に伴い、電力需要の変動をガスタービンで吸収するためには、将来的には秒単位の変化レートでの作動状態の変化が求められると想定する。秒単位で作動条件を変化する場合、車室やダクトの容積に起因する圧力変化の時間遅れが発生し、静定条件とは異なる過渡条件でのサージ発生が懸念される。そのため、過渡状態における圧縮機空力挙動の把握と、圧縮機の健全性評価手法の確立が求められている。

近年の過渡特性における圧縮機の安定性評価の研究事例として、航空エンジン用圧縮機を対象としたKiss, A., Spakovszky, Z.⁽³⁾の研究が挙げられる。この研究では、航空エンジンの起動条件を対象として、圧縮機部分の主流ガス温度と、ディスク、翼、およびケーシング壁面の熱伝達率による熱の授受を計算した。起動途中の時々刻々と変化する主流のガス温度を推定、温度変化により多段圧縮機の段マッチングが変化することによる

原稿受付 2022年2月24日

査読完了 2023年4月17日

*1 三菱重工業(株) 総合研究所 ターボ機械研究部
ターボ機械第二研究室

E-mail: satoshi.yamashita.fr@mhi.com

*2 三菱重工業(株) デジタルイノベーション本部 CIS部
制御2グループ
〒676-8686 高砂市新井町新浜2-1-1

圧縮機特性と失速余裕の変化を推定した。またPetkovic, Petrovicら⁽⁴⁾は、圧縮機、燃焼器、タービンのガスタービン全体を含んだモデルを構築し、ガスタービンの起動と急速負荷変化のシミュレーション予測に取り組んだ。独自に開発している多段圧縮機性能評価ツールと組み合わせ、ベーン開度、回転数、クリアランスごとの圧縮機マップを事前に準備し、運転中の条件に応じてマップを内挿して圧縮機全段での特性を評価した。

また近年は、大規模非定常CFD解析によるサージ挙動の研究も行われつつある。Fanzhou, Vaddatiら⁽⁵⁾は、航空エンジンの圧縮機を対象として、プレナム容積を変更した場合の失速からサージ発生、更にはサージ後の挙動を、非定常CFD解析を行って予測し、考察した。容積の小さい場合はパートスパンでの旋回失速が発生し逆流を伴わないマイルドサージが発生するが、容積の大きい場合にはフルスパンでの失速が発生し、逆流を伴うディープサージが発生する。非定常CFD解析により、サージ発生とサージ後の挙動に関して興味深い洞察が得られるが、計算時間や解析コストを考慮すると、実機設計への適用は未だ現実的ではない。

本研究では、従来からあるガスタービン全体の過渡状態を推定する手法であるダイナミックシミュレーション^{(6),(7),(8)}に対して、過渡状態の予測精度向上を目的として、圧縮機部分のモデル改良を行った。具体的には、過渡的に生じる圧縮機段の負荷分布の変化を推定するため、圧縮機部分のモデルを段ごとで分割し、各段の圧縮機特性マップをインプットとして準備した。また、参考文献を元にサージ後と逆流領域の特性線をマップに追加することでサージ発生有無をシミュレーションで推定可能とした。圧力変化の時間遅れを捉えるために支配方程式に慣性項を追加した。

8段の軸流圧縮機試験装置を対象として、ダイナミックシミュレーションで過渡状態の特性を予測、過渡状態の圧力挙動とサージ挙動のシミュレーションを実施した。実測とシミュレーションを比較し、実用上十分な予測精度を有していることを確認した。さらに、定常条件と過渡条件でサージ試験を行って非定常圧力変動データを収録し、各々のサージ発生前とサージ発生の瞬間の挙動を比較することでサージ発生に至るメカニズムを推定した。

記号

m : コントロールボリューム内の質量

t : 時間

G : 質量流量

P : 圧力

R : 気体定数

T : 温度

V : 体積

L_c : 管路長さ

A_c : 管路断面積

Q : 内部エネルギー

h : 比エンタルピー

C_p : 比熱比

P_s : 静圧

T_s : 静温

U : 周速度

V_x : 軸流速度

ϕ : 流量係数

ψ_p : 圧力係数

ψ_t : 圧力係数

CP : 圧力上昇係数

添え字

In: 解析ノード境界入口

out: 解析ノード境界出口

略語

IGV (Inlet Guide Vane): 入口案内翼

VV (Variable Vane): 可変静翼

CFD (Computational Fluid Dynamics)

2. 試験装置

2.1 前方8段モデル試験機

今回の研究では、過去のNEDOプロジェクトで建設し社内でも所有する8段の軸流圧縮機試験装置を対象とした^{(9),(10)}。設備の全景をFig. 1に示す。この圧縮機は、実機ガスタービン圧縮機の前段8段を模擬した0.25倍スケールモデル試験装置であり、マッハ数を実機運転条件と一致させて試験を行う。圧縮機ローターをFig. 2に示す。フローパス、翼型のみならず、吸気ダクト形状、抽気ポートの形状、抽気配管サイズを、実機を忠実に模擬しスケール縮小している。また、実機と同様にIGVとVVを有しており、電動アクチュエータで翼角度を各々変更可能である。8段静翼出口以降の形状は実機とは異なり、ディフューザで静圧回復した後で車室へと流出する。圧縮機出口車室はタービン入口車室まで配管で接続しており、圧縮機吐出空気は、後述する動力回収タービンに直接流入する。

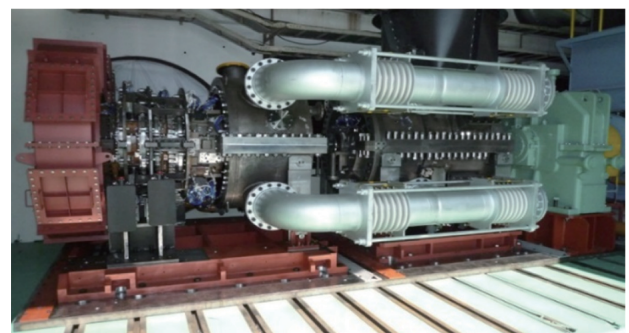


Fig. 1 Test Facility overview

8段圧縮機の必要動力は約9 MWであるが、社内で所有する既設電動モーターの最大出力は4 MWである。そのため、圧縮機吐出に動力回収を行う空気タービンを直結し、5-6 MWの動力をタービンで回収し、モーターと合わせて圧縮機の駆動力とした。タービンローターをFig. 3に示す。この動力タービンの1段静翼は可変翼であり、電動アクチュエータで翼開度を変更する。動力タービンの1段静翼開度により圧縮機吐出の絞りを調整し、圧縮機の圧力比を変更する。



Fig. 2 Compressor Rotor



Fig. 3 Turbine Rotor

試験設備の配管系統をFig. 4に示す。圧縮機の6段静翼下流には抽気室と抽気配管を接続しており、実機の起動中の抽気や定格運転中の冷却空気流量を模擬している。圧縮機車室に設置したバイパス配管により、圧縮機の作動点を微調整する。また、このバイパス配管系統にはサージ発生時の緊急放風弁を設置している。緊急放風弁は、トリップ信号が入力されると瞬時にバルブが全開となり、圧縮機をサージ状態から解放する。本設備にはサージ検出器回路が取り付けられており、非常圧力変動のピーク値を常時モニタリングし、変動レベルが閾値に達すると自動的に回路が働いてトリップ信号を出力する。サージ検出器回路と緊急放風弁を組み合わせることで、圧力変動が閾値に達してから1秒以下で自動的にバルブが全開となる。サージ検出器により、圧縮機の翼列や周辺機器をサージによる損傷から保護し、安全にサージ試験を行うことが可能である。

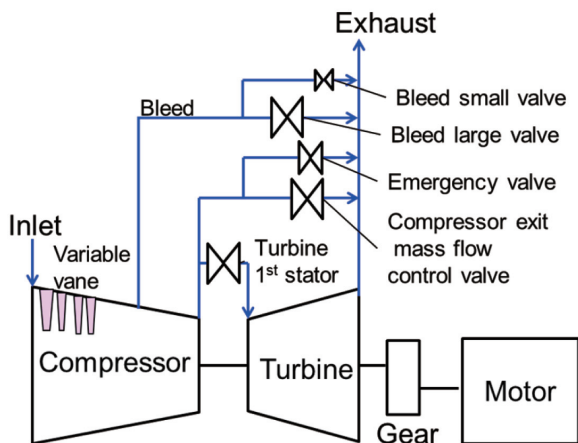


Fig. 4 Test Facility valve layout

2.2 試験条件

実機ガスタービンでは、シャットダウンと同時に燃焼器の燃料供給カットとIGV閉動作を行う。燃焼器の失火防止の観点から、圧縮機のIGVを迅速に閉じる必要がある。IGV閉動作スピードが速い場合、車室圧の低下にタイムラグがあるため圧縮機の出口圧が高い状態を維持しサージが発生する可能性がある。今回の試験は、シャットダウン時に圧縮機で発生するサージ現象を模擬し、過渡条件の圧縮機挙動を計測してシミュレーションモデル検証用のデータを取得することを目的とする。

今回実施した試験の運転条件の模式図をFig. 5に示す。まずベースとなるA：準静定条件として、圧力の静定を保ちながら、IGV開から閉まで圧縮機の出口の絞りを一定として分単位で速度でIGVを作動する。この条件では、圧縮機は出口の絞り一定ライン上を動く。次にB：過渡運転として、Fig. 5内の1)に示すようにIGVを急閉する。この条件のIGV開から閉までの動作時間は秒単位のオーダーである。この条件では、IGV閉動作による流量低下と、圧縮機車室から圧力が抜けるまでにタイムラグが生じるために圧力が高い状態を維持され、準静定条件と比較して作動点は高めの圧力比を推移しサージラインに近づく。IGV動作速度を速め、かつ2)のように初期圧力比を上昇すると最終的にサージが発生する。

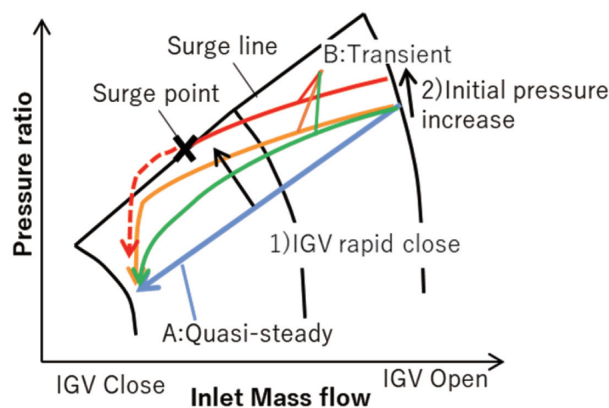


Fig. 5 Image of the transient surge test

2.3 計測システム

本試験では、定常状態での吸気温度、圧縮機入口・出口の圧力・温度、段間のケーシング壁圧、温度の他に、過渡状態での瞬時の圧縮機作動状態を把握するために、非常圧力計測を行った。非常流量を推定するために、吸気ダクトの中心線位置に幅方向に3本の熱線流速計を配置した。定常流量は吸気ダクト上流に設置した吸気ベルマウスで計測する。過渡条件の試験では、吸気ベルマウスで計測したIGV動作開始前の静定状態の流量に、熱線流速計で計測した非常流速の変化割合を掛けて、非常流量を推定した。

段間に発生する圧力変動と圧力の非常挙動を計測するため、7段動翼を除く全段の動翼前縁付近のチップ

ケーシングに非定常圧力センサーを設置した。Fig. 6に、非定常センサーの軸方向の設置位置を示す。翼列間の非定常センサーは、周方向に位相の異なる複数位置に設置した。非定常的な圧縮機マップを取得するため、圧縮機入口ダクトと、吐出車室にも高応答の非定常圧力センサーを設置し、吸気ダクトには熱線流速計を設置した。

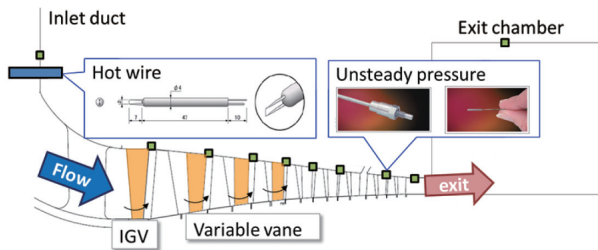


Fig. 6 Unsteady measurement system

3. ダイナミックシミュレーション

3.1 シミュレーションモデル

ダイナミックシミュレーションモデルは、Matlab-Simulinkを用いて構築した。実機ガスタービンのダイナミックシミュレーションモデルは、圧縮機、燃焼器、タービンの各コンポーネントから構成されている。今回の研究では圧縮機部分のモデル改良を目的とするため、前章で示した前方8段モデル試験機を対象として、圧縮機部分のみのダイナミックシミュレーションモデルを構築した。Fig. 7に、モデルの概略図を示す。シミュレーションでは、各コントロールボリュームにおいて、3.2節で述べる支配方程式を解くことで圧縮機の過渡的な挙動を推定する。圧縮機部分のモデルは一段ごとに分割し、各段の特性マップをインプットとした。圧縮機マップの詳細は、3.3節で述べる。また、インレットダクト、翼間、抽気室・配管、車室の容積と、バルブの開度特性を、それぞれモデルに組み込んだ。段ごとにモデルを分割することで、過渡条件におけるの段方向の負荷分布の挙動を明らかにし、また段間の抽気流量が異なる場合にも同じ圧縮機マップでシミュレーションを可能とした。

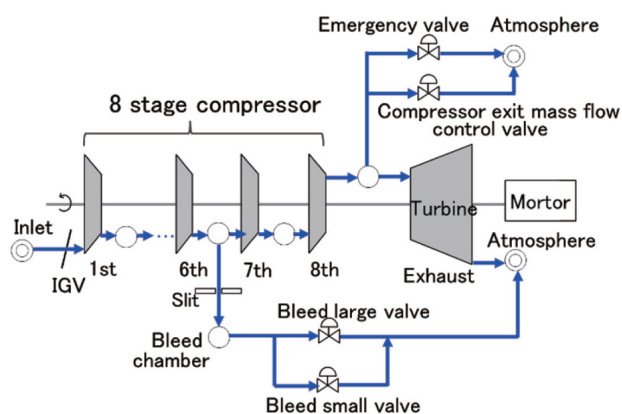


Fig. 7 Dynamic simulation model

3.2 支配方程式

支配方程式を以下に示す。コントロールボリューム内の質量変化は質量保存則(式(1))を満たす。また、理想気体を想定し、理想気体の状態方程式(式(2))を用いる。式(3)は、Greitzerの参考文献^[11]に示される、流体の慣性をモデル化した運動方程式である。各段の圧縮機翼列ブロックのコントロールボリューム出口の静圧、静温は、次節で述べる圧縮機マップから、翼列入口の流量係数を引数として算出する。段出口の静圧、静温、および流量はそのまま下流段の入口境界条件となり、下流段の圧縮機マップから出口の状態が決まり、前方段から順に状態が決まっていく。式(4)はエネルギー保存則を示しており、コントロールボリューム内の内部エネルギーとエンタルピをそれぞれ式(5)、式(6)から算出する。

$$\frac{dm}{dt} = G_{in} - G_{out} \quad (1)$$

$$P_s = RT_s \frac{m}{V} \quad (2)$$

$$\frac{L_c}{A_c} \frac{dG}{dt} = P_{sin} + \Delta P_s - P_{sout} \quad (3)$$

$$\frac{dQ}{dt} = (hG)_{in} + c_p \Delta T_s G_{in} - (hG)_{out} \quad (4)$$

$$Q = mh - PV \quad (5)$$

$$h = f(T) \quad (6)$$

3.3 圧縮機マップ

ダイナミックシミュレーションでは、インプットとしてチョークからサージまでの各段の広い運転範囲のマップが必要である。試験機は、構造上すべての段間に計測プローブを挿入することが不可能であった。また、多段圧縮機ですべての段の作動範囲をチョークからサージまで変化して運転することは困難である。そのため、圧縮機マップは実測ではなく定常CFD解析結果を用いて作成した。後方段翼列は、入口境界条件として上流段翼列の影響を受けるため、吸気ダクトから後方段までの多段CFD解析を行った。多段圧縮機で背圧が変化した場合、最終段は広い作動範囲を動く一方で、前方段は作動点がほとんど変化しない。そのため、後方段のマップ作成には全段、中間段のマップ作成には入口から中間段まで、前方段のマップ作成には入口から前方段までのそれぞれのCFD解析モデルを行い、解析を行い、背圧を変化させて各段の幅広い運転範囲の作動マップを作成した。圧縮機マップは、式(7)~式(9)に示す定義で無次元化し回転数の影響を排除した。前方段は、IGV、VV開度が変化することでマップが変化するため翼開度ごとにマップを準備し、シミュレーション内部で翼開度に応じてマップを内挿した。後方段については、IGV、VV開度の変化によるマップの変化は小さいと仮定し、IGV設計開度の解析結果から作成したマップを代表して用いた。圧縮機の失速領域、逆流領域のマップは、参考文献^[12]をもと

に推定した。また健全領域から失速領域にかけて、マップが急激に変化する点がある。シミュレーション内部では1本の連続的な曲線として圧縮機特性をインプットしているが、圧縮機特性の不連続的な変化がある場合には不連続点が結果的にサージ限界に影響する可能性が高い。本研究では、これまで複数の実験結果を用いて検証を進めてきたインハウスのCFD解析コード¹³⁾を用いることで、CFD解析の計算発散点が実際の失速限界を予測可能であると考え、健全領域からサージ限界までのマップをCFD解析結果から作成した。Fig. 8に、作成した圧縮機マップの例を示す。

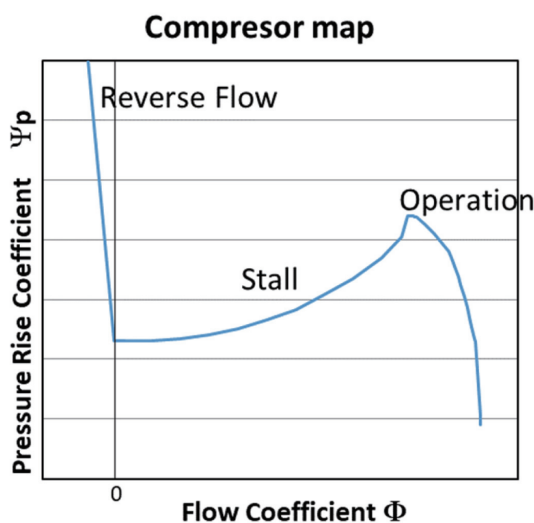


Fig. 8 Compressor map

$$\phi = \frac{v_x}{U} \quad (7)$$

$$\psi_p = \frac{P_{s_{exit}} - P_{s_{inlet}}}{0.5 \rho U^2} \quad (8)$$

$$\psi_t = \frac{Cp(T_{s_{exit}} - T_{s_{inlet}})}{0.5 U^2} \quad (9)$$

4. 結果と考察

4.1 準定常状態

準静定条件での試験結果を示す。初期条件の作動点から、圧力の静定を確認しIGVとVVを閉じる動作を行う。IGV閉動作の時間は、設計開度から全閉まで約20分間である。IGV・VV動作の間、圧縮機出口バルブ、抽気バルブ、およびタービン開度は変化しないため、この圧縮機の作動ラインは圧縮機出口のスロットル一定ラインに相当する。本試験結果は、次項以降で述べる過渡条件での計測結果と比較するためのベースとする。準静定状態の圧縮機作動マップをFig. 9に示す。なお、流量と圧力比は設計点の値で正規化した。

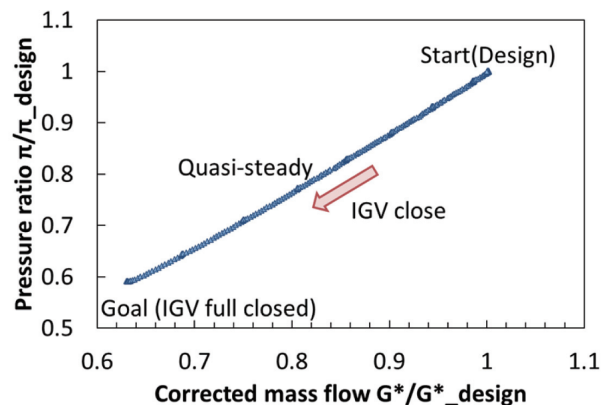


Fig. 9 Quasi-Steady compressor map

4.2 過渡状態

過渡条件の圧縮機作動マップをFig. 10に示す。IGV動作速度を速め、作動時間を10[s]より速くすると、作動点がFig. 9の準定常状態の作動ラインから外れ、過渡的な影響が見られる。IGV動作速度を更に速くすると、圧縮機の作動ラインは高圧力比側に推移する。この理由は、車室容積が大きいので、車室圧力の低下とIGVを閉じることによる吸気流量の低下との間にタイムラグが生じるためである。IGV動作速度が速いほど圧縮機の作動点は高圧力比側に推移し、サージラインに近づくためサージ発生リスクが高まる。

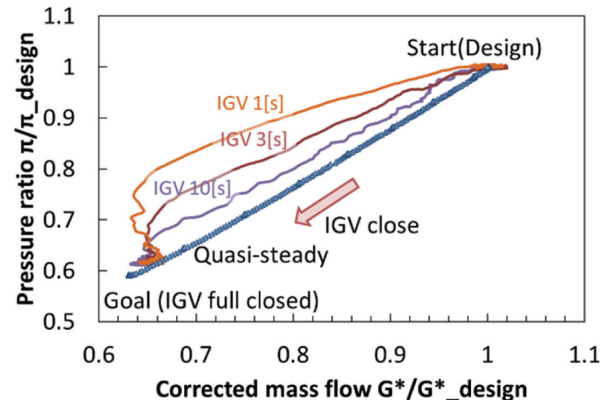


Fig. 10 Transient compressor map

Fig. 11に示す点において、IGV動作速度が1[s]の条件と準静定条件の段間の圧力分布を比較した結果をFig. 12に示す。初期状態の流量を100%として、98%、88%、76%、66%の各流量での段間の壁面圧力から算出した圧力上昇係数（CP、定義は式(10)）分布を比較する。なお、7段動翼入口には非定常センサーを設置していないため、6、7段は平均値としてCPを算出した。段間壁面圧力と壁面温度の計測値から密度を、流量と断面積から軸流速を求め、両者と壁面静圧からCPを算出した。準静定条件では、流量低下に伴い前方段のCPが低下し後方段のCPが増加する傾向にあるが、過渡条件では5段から8段の後方4段のCPが準静定条件より高くなる。した

がって、過渡条件では中間段から後方段の負荷が全体的に高くなり、特に5-7段でサージ発生リスクが高まると推定される。

$$CP = \frac{(P_{s_{exit}} - P_{s_{inlet}})}{0.5 \rho V_x^2} \quad (10)$$

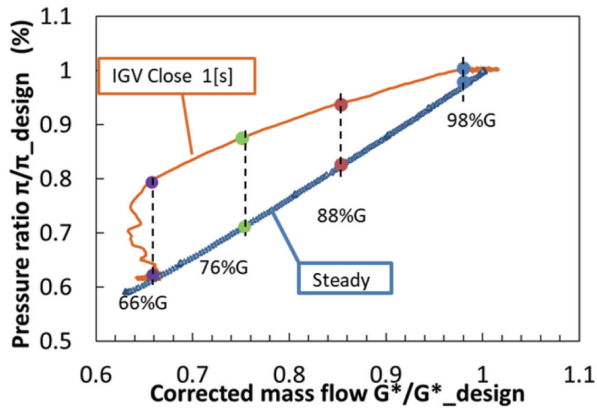


Fig. 11 Quasi-steady and Transient compressor map

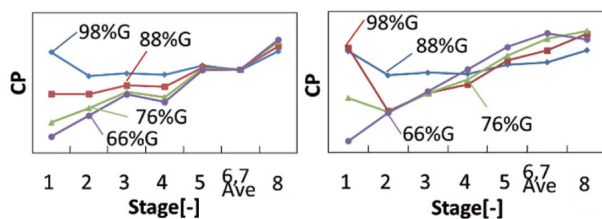


Fig. 12 Axial distribution of pressure rise coefficient

4.3 過渡条件のサージ

初期圧力比を標準条件から5%高めとし、IGVを1[s]で閉じた条件でサージが発生した。サージが発生したケースと、サージが発生していないケースの非定常圧縮機マップの比較をFig. 13に示す。サージ発生の瞬間は、非定常圧力センサーの圧力変動計測値が閾値に達した点1)と定義した。サージ発生後、点2)で流量がほぼゼロとなり圧力が低下、その後圧縮機の作動点が回復し、点3)では流量、圧力とも一旦増加する。しかしながらサージ検出器により圧縮機は緊急停止動作を開始しているため、元の作動点には戻らず、そのまま回転停止する。

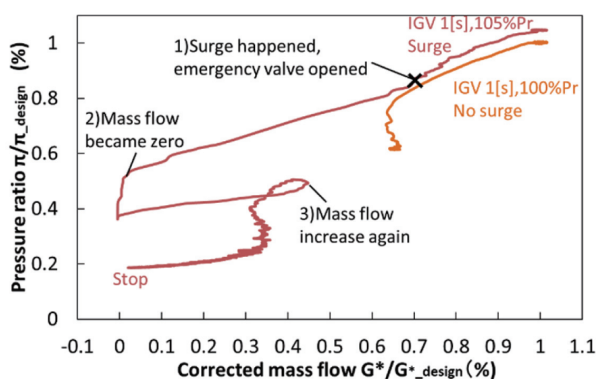


Fig. 13 Unsteady Compressor map

サージ発生の瞬間の段間圧力の時間履歴をFig. 14に示す。サージ発生よりも動翼回転で約5回転前に、5段および6段で最初に圧力変動が発生し、周方向に伝播しながら軸方向に圧力変動の発生範囲が拡大、サージの直前には3段より下流でほぼ全段に亘って圧力変動が発生している。1, 2段では、明確な圧力変動のピークは見られない。5段動翼上流チップケーシングの圧力変動計測結果をFig. 15に示す。5段動翼上流には、周方向に180°対向する位相に非定常センサーを取り付けている。5R-2のセンサーで最初に圧力変動のピークを計測した後、対向する5R-1のセンサーでピークが計測された。周方向に180°位相の違う2つのセンサーで圧力変動ピークを検出した時間が異なり、この2点の圧力変動ピークのタイミングの差は約0.5回転である。このことから、サージ発生の直前に5段および6段において旋回失速が発生して周方向に数回転回転し、同時に軸方向には3段から8段において旋回失速が発生、旋回失速セルの発生領域がほぼ全段に拡大した後、最終的に全段でサージが発生したと推定する。

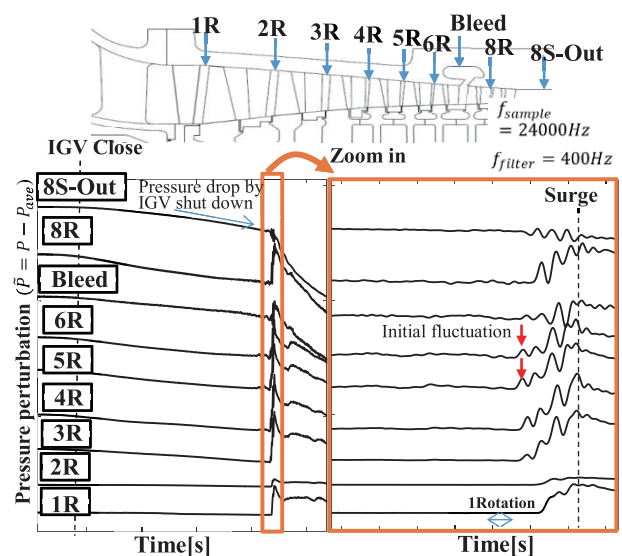


Fig. 14 Time history of unsteady pressure (Transient surge)

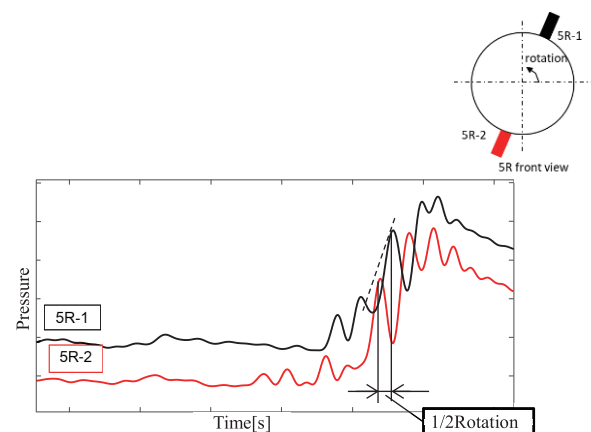


Fig. 15 Unsteady pressure at 5th rotor tip (Transient surge)

4.4 準静定条件のサージ

前項の過渡条件でサージが発生したと判断したIGV62%Close条件において、IGV開度を一定とし徐々に圧縮機吐出圧を上昇させ、準静定状態でのサージ試験を行った。過渡状態のサージと、準静定状態のサージ試験結果の圧縮機マップをFig. 16に示す。準静定サージ条件では、過渡サージ条件よりも高い圧力比でサージが発生した。

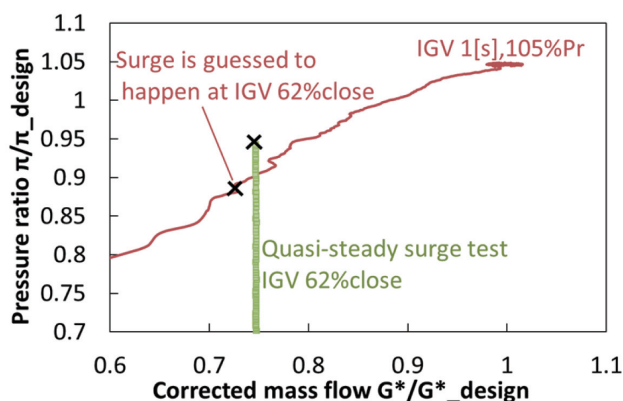


Fig. 16 Compressor map - Steady vs. Transient Surge

準静定サージ発生時の段間非常圧力変動の計測結果をFig. 17に示す。前項の過渡サージと同様に、サージが発生する直前に5段および6段動翼で圧力変動が発生するが、その後は1段から8段において全段で圧力変動が発生し、最終体にサージが発生した。サージ発生前の5段動翼チップケーシングでの圧力変動計測結果をFig. 18に示す。サージ発生以前には、55Hzの圧力変動が発生した。この圧力変動は、サージ発生前から長時間継続的に発生しており、5段動翼ケーシングに設置した周方向に位相の異なるセンサー5R-1、5R-2で圧力変動のピークが同時に観測された。このことから、この圧力変動は周方向には分布を持たず、軸方向に1次元的に発生する圧力変動であり55Hzはこの配管系の固有値であると推定する。一方で、サージ直前に発生する圧力変動は、センサー5R-1、5R-2で圧力変動ピークのタイミングが異なっており、周方向に伝播していると推測する。4.3項で述べた過渡サージと同様に旋回失速が発生し、旋回失速が数回転継続し、同時に旋回失速の発生領域がほぼ全段に拡大し最終的にサージが発生したと考える。サージ発生前から55Hzの1次元的な圧力の配管系の脈動が発生しているが、サージ発生最終的なトリガーは5段および6段動翼で発生する旋回失速であり、5段および6段動翼の旋回失速からほぼ全段での旋回失速、サージに至るメカニズムは、過渡サージ条件と準静定サージ条件で同様であると推定する。

Fig. 12に示したとおり、過渡条件では準静定条件と比較して5段と6・7段のCpが高くなる。本圧縮機のIGV62%Close条件におけるサージのトリガーが5段お

よび6段であるとする、過渡的な影響で5段から6・7段にかけての負荷が局所的に高くなる過渡条件の方が、準静定条件よりも低い全段圧力比でサージが発生すると考える。これは、過渡/静定のサージ試験におけるサージ発生圧力比点の結果と整合する。

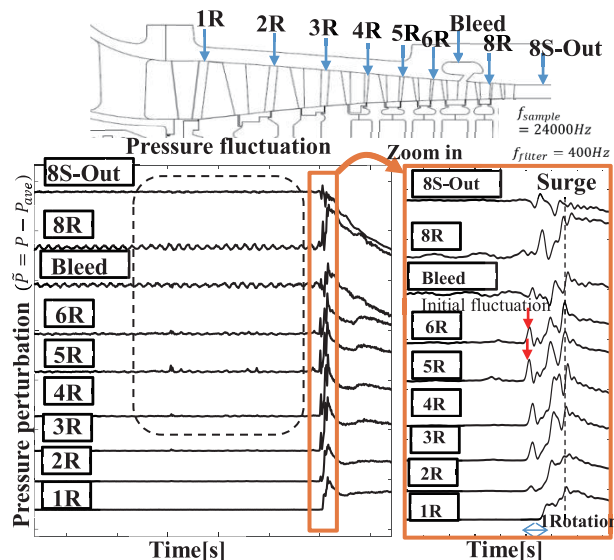


Fig. 17 Time history of unsteady pressure (Steady surge)

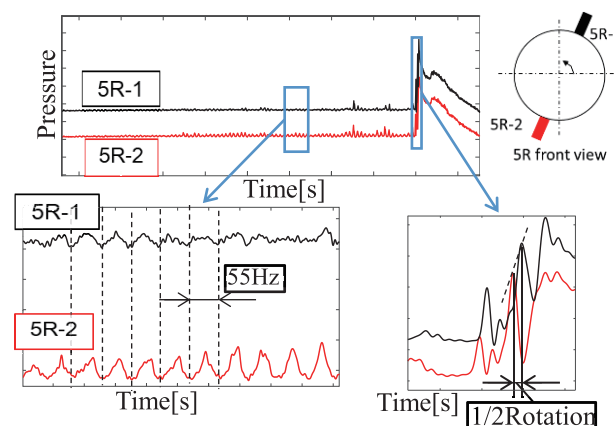


Fig. 18 Unsteady pressure at 5th rotor tip (Steady surge)

4.5 シミュレーション結果との比較

Fig. 19に、試験でサージが発生したケース、発生していないケースのシミュレーションと実測の比較を示す。試験でサージが発生していない初期圧力比100%条件ではシミュレーションでもサージが発生せず、IGV閉動作後に低流量の作動点に安定した。一方、試験でサージが発生した初期圧力比105%条件では、シミュレーションでもサージが発生すると推定した。シミュレーションのサージ発生点は、圧力の急変が発生した点で定義した。シミュレーションのサージ発生点は実測と概ね一致しており、サージの発生した初期圧力比とIGV動作速度の条件も実測と一致している。初期圧力比5%の差は、圧縮機運用上は有意差として十分大きく、本シミュレーション手法は運転可否の評価を行う上で実用上問題のないレ

ベルの精度を有していると判断した。

一方で、サージの発生していないケースにおいて、実測は流量低下がオーバーシュートしているがシミュレーションではオーバーシュートは見られなかった。原因として、シミュレーションモデルの慣性項の影響が考えられ、今後も改良の余地があると考ええる。

改良したダイナミックシミュレーションを用いることで、過渡条件におけるサージ限界を推定することが可能となった。瞬時シャットダウン運転時の過渡条件における実機の健全性を担保することが可能となり、実機ガスタービンの信頼性向上に寄与する。なおこのシミュレーションは、劣化やばらつきの無い理想的な条件を仮定して実施している。実機の運転可否判断においては、性能劣化や寸法ばらつきも考慮して十分なマージンを確保することが必要である。

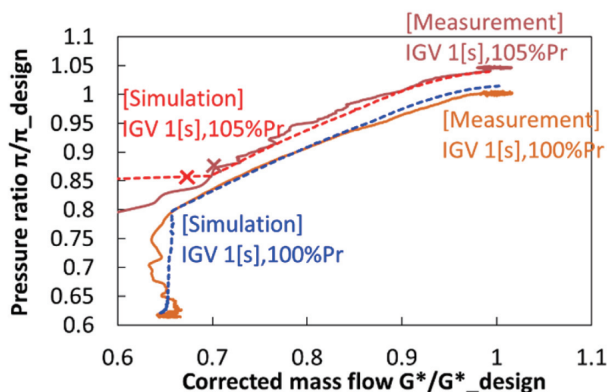


Fig. 19 Surge prediction by improved dynamic simulation

サージ発生前後の、段間の非定常圧力挙動の実測とシミュレーションの比較をFig. 20に示す。実測ではサージ発生の瞬間に4段と5段では圧力が一時的に上昇しており、シミュレーションでも同様に圧力の一時的な上昇が確認できた。この理由は、実測で確認されたとおり5段での失速がトリガーとなるため、5段より上流側で流量が減少し圧力比が一時的に上昇するためであると考ええる。圧力のピーク値とピークの発生タイミングは実測とシミュレーションで概ね一致している。

しかしながらシミュレーションと実測の圧力変動挙動を詳細に比較すると、シミュレーションの変動は実測よりも鋭い。また実測では7段はほとんど圧力比が上昇していないが、シミュレーションでは圧力比が上昇しており、差異が見られる。シミュレーションモデルに課題があると考えられるため、引き続き現象の考察とモデルの改良検討を行う。

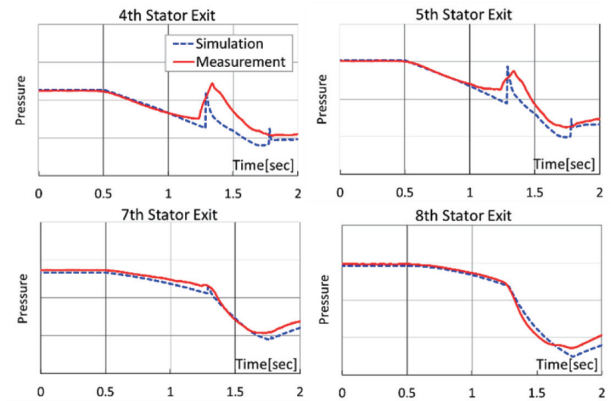


Fig. 20 Unsteady pressure history - Transient Surge

5. まとめ

8段の軸流圧縮機を対象として、試験とダイナミックシミュレーションによりガスタービンの瞬時シャットダウン運転を模擬した多段軸流圧縮機の非定常挙動を調査した。また、過渡条件と準静定条件それぞれのサージ試験を行い、サージ発生時メカニズムを推定した。

1) IGV動作速度変更 過渡運転

IGV動作速度が10[s]以下に速まると、準静定条件の作動ラインと差が生じ、過渡的な影響が出る。IGVの動作速度を速めるにつれて、作動点の圧力比は高圧力比側を推移し、準静定条件の作動線からの差が大きくなる。IGV動作速度が速いほど車室圧が高めに推移し作動点がサージラインに近い側にシフトするため、サージ発生リスクが高まる。

2) 過渡サージ

初期圧力比を設計圧力比の105%とし、IGVを1[s]で動作するとサージが発生した。サージの直前に5段・6段動翼において旋回失速が発生し、旋回失速が周方向に伝播しながら失速領域が軸方向に拡大し、最終的にサージに至ったと推定する。したがって5段で発生した旋回失速がサージの最終的なトリガーであると考ええる。

3) 準静定サージ

IGV開度を固定し、圧縮機の背圧を徐々に上昇させる準静定条件でのサージ試験を実施した。過渡条件でサージが発生した圧力比よりも高い圧力比で、準静定条件のサージが発生した。サージ発生の前から長時間にわたって55Hzの1次元的な振動が発生しており、管路系の固有値による振動と推定する。一方で、サージ直前には5段・6段動翼で圧力変動が発生し、周方向に圧力ピークが伝播しながら軸方向へ圧力変動が拡大し、全段で旋回失速が発生、最終的にサージ発生に至った。このメカニズムは過渡サージ条件と準静定サージ条件で酷似しており、最

終的なサージのトリガーとサージ発生メカニズムには、準静定条件と過渡条件で同様であると考える。

4) ダイナミックシミュレーションの改良

ダイナミックシミュレーションの圧縮機モデルを改良した。圧縮機モデルを段で分割し、段ごとのインพุットマップを準備した。改良後のモデルを用いたシミュレーションにより、IGV動作速度と初期圧力比のサージ発生条件を推定可能であることを確認した。また、サージ発生時の非定常圧力挙動は実測と定性的に一致していることを確認した。一方で、サージ発生時の圧力変動の詳細分布は実測とシミュレーションで差異が見られ、今後原因の調査とモデルの改良検討を進めていく。

謝辞

本研究は、経済産業省の補助事業として2004年度から2015年度まで実施し、2016年度からNEDO事業として継続して実施した「高効率ガスタービン技術実証事業」の一環で導入した試験設備を利用したものである。またMITのProf. Greitzer, Prof. Spakovszkyには、本研究に関して貴重な助言を頂いた。関係各位に対して、ここに謝意を表す。

参考文献

- (1) Hada, S., Masada, J., Ito, E. and Tsukagoshi, K., Evolution and Future Trend of Large Frame Gas Turbine for Power Generation - A new 1600 degree C J class gas turbine -, ASME Turbo Expo, GT2012-68574, (2012).
- (2) 渡邊泰, 高橋徹, 鈴木晃純, “動特性解析におけるガスタービン複合発電システムの急速負荷変化時の運用性評価”, 日本機械学会2020年度年次大会, J12109, (2020).
- (3) Kiss, A., Spakovszky, Z., “Effects of the Transient Heat Transfer on Compressor Stability”, J. Turbomachinery, Vol. 140, 121003, (2018).
- (4) Petkovic, D., Petrovic, M., et.al, “Modeling the Transient Behavior of Gas Turbine”, J. Turbomachinery, Vol.142, 08005, (2020).
- (5) Zhai, F., Dodds, J., Vahdati, M., “Post-Stall Behavior of a Multi-stage High Speed Compressor at Off-Design Conditions”, J. Turbomachinery, Vol. 140, 121002, (2018).
- (6) N. Sugiyama, “Derivation of System Matrices from Nonlinear Dynamic Simulation of Jet Engines”, J. Guidance, Control and Dynamics, Vol. 17, No. 6 (1994).
- (7) N. Sugiyama, “Generalized High Speed Simulation of Gas Turbine Engine”, ASME Paper No. 90-GT-270, (1990).
- (8) N. Yamaguchi, “Development of a Simulation Method of Surge Transient Flow Phenomena in a Multistage Axial Flow Compressor and Duct System”, J. of Fluid Machinery and System, Vol. 6, No. 4, pp. 189-199, (2013).
- (9) S. Yamashita, R. Mito, M. Okuzono, “Application of 3D Printing Measurement Blades for High Speed Axial Compressor Test Rig”, ACGT2016120, (2016).
- (10) R. Mito, S. Yamashita, “Prediction of Rotating Stall during Startup for Axial Compressor”, ASME Paper No. GT2019-91340, (2019).
- (11) E.M. Greitzer, “Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors”, J. Engineering for power, Vol. 98, pp. 190-211, (1976).
- (12) R.N. Gamache, E.M. Greitzer, “Reverse flow in Multistage Axial Compressors”, J. Propulsion, Vol. 6, No. 4, pp. 461-473, (1990).
- (13) 関亮介 他, “多段軸流圧縮機のチップクリアランス効果の数値・実験調査”, 第43回ガスタービン学会定期公演会(米子) 公園論文集, B-1, (2015).