┫技術論文 ┣━

ガスタービン圧縮機過渡条件の挙動予測 ー(その2)産業用ガスタービンの検証―

Prediction of Dynamic Response of Axial Compressor of Industrial Gas Turbine

小池 裕司^{*1} 岸 真人^{*2} KOIKE Yuji KISHI Makoto

高木 一茂^{*2} TAKAKI Kazushige

ABSTRACT

Owing to the spread of renewable energy, gas turbine engine has a role to compensate grid energy. In such operation, prediction of dynamic state of gas turbine component is important. This paper investigates the dynamic behavior of heavy-duty gas turbine engine. Simulation model constitutes of compressor, turbine, combustion chamber, duct, and bleed component. Especially, compressor model is divided into four parts by bleed port. Start-up and shutdown simulation are carried out to validate the simulation model. Simulation results show that in rapid shutdown case the operating line passes through higher pressure point and load of rear stage of compressor grows temporary.

キーワード:ガスタービン, 圧縮機, 起動, 負荷遮断, 動特性予測 **Key words**: Gas Turbine, Compressor, Start up, Load rejection, Dynamic simulation

1. 緒言

再生可能エネルギーの活用が進む中,ガスタービン発 電は再生可能エネルギーの出力変動に素早く対応するフ レキシブルな運転が求められる。従来のガスタービンは 設計点や高大気温度,低大気温度条件といった,大気温 度,出力に応じて決められた運転点における,静的な作 動点の性能予測を中心としている。一方,起動昇速や負 荷変動,負荷遮断などの過渡的な運転を行う際は,流量 調整の入口案内翼開度や,燃料流量,回転数制御に応じ て,準静的な運転点と異なる作動点を取ってガスタービ ンが運転される。そのためガスタービンの安全な運用の ためには,このような過渡運転時における動特性(流量・ 圧力・温度・回転数等)を予測することが重要である。

設計点の性能予測には数値流体解析(CFD: Computational Fluid Dynamics)が広く用いられてい るが、時間進行的に圧縮機の状態量を変化させた際の 挙動を捉えることができない。過渡運転時のような、数 秒オーダーの動特性については、低次元のモデルにて予 測する試みが古くからおこなわれてきた。 Davis⁽¹⁾らは 圧縮機段毎にコントロールボリュームを設定し、圧縮 機の昇圧特性・温度特性を考慮し、運動量などの保存 則を解くことで動特性を予測している。また、圧縮機 の旋回失速やサージに注目した研究がGreitzer⁽²⁾により 行われており、また圧縮機を多段化したモデルでのシ

原稿受付 2022年2月24日 查読完了 2023年4月17日

- *1 三菱重工業㈱ 総合研究所
- 〒676-8686 高砂市新井町新浜 2 1 1 E-mail: yuji.koike.f4@mhi.com
- *2 三菱重工業(株) ICTソリューション本部

ミュレーションもBoyer⁽³⁾らにより行われている。また, Petkovic⁽⁴⁾らによってガスタービンの動特性予測が行わ れており,計算機の進歩などから,運転時にリアルタイ ムのシミュレーションも可能であるとの提案もされてい る。近年では,従来のガスタービンの状態量推定に一般 的に用いられる物理モデルを用いず機械学習によりガ スタービンの動特性を予測する試みも,Hassan⁽⁵⁾らによ り行われている。入口全温,全圧,燃料流量から,ター ビン出口温度や回転数を動的に予測することが可能にな り,プラントでの検証も行われている。このように,ガ スタービンの動特性予測は,過去から継続的に考慮され てきたテーマであるが,近年の再生可能エネルギーの普 及動向から,再び注目を集めつつあると考えられる。

シミュレーションにおいては、圧縮機、燃焼器、ター ビンなどのモデルを個別にモデル化し、過渡挙動の模擬 している例が多いが、圧縮機の段間の負荷分布を予測す る例は少ない。その理由として過渡挙動の予測を行うに 十分な高応答な圧力・流量などの検証データを得ること が困難であり検証が難しいところにある。三菱重工業で は、ガスタービン全体の動特性を予測するダイナミック シミュレーションのツールを有しており、実機試運転前 の制御ロジック確認、過渡応答予測に活用している。圧 縮機に関してはスケールモデル試験圧縮機で圧縮機単体 の過渡挙動の高精度化の検証を行っており(6). 今回は実 機プラント向けのガスタービンを対象に検証を行うこと で、主流流路以外にも抽気流路も含め解析可能なモデル を開発し評価を行うことにより、実機適応性の検証を 行った。段間の圧力分布を予測できるモデルを構築し、 過渡運転時に取得されたデータを元に検証を行った。

2. 解析モデル

2.1 モデル概要

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、タービン、車室・燃焼器、その他配管系統と いった要素で構成される。静特性である圧縮機やタービ ンの性能はテーブルマップで表現し、動特性は燃焼器車 室や各配管の容積、圧縮機や入口ダクトの長さといった 物理諸元を反映した微分方程式を解くことで考慮する。

本研究では特に圧縮機部に着目したモデル構築を行 い, IGV (Inlet Guide Vane) と多段動静翼列からなる 圧縮機を抽気段ごとに分割し、各々の特性を個別にモデ ル化した。 圧縮機の抽気は低圧, 中圧, 高圧の3系統が 存在するため, 圧縮機は4ブロックに分割した。Fig. 1 に圧縮機分割マップを用いたダイナミックシミュレー ションモデルを示す。 ガスタービンの軸回転数は発 電機、圧縮機、タービンに関する軸仕事の関係により計 算を行っており、流量/圧力に関しては、各ブロックの 通過流量と、抽気流量の影響を考慮して計算している。 ブロック段間のマッチングを変化した予測モデルであり. 多段圧縮機における一次元的な動特性をより詳細に分析 可能である。また、試運転時に弁を操作して抽気流量を 変化させ、起動昇速を実施した際のシミュレーションへ の活用も検討されている。



Fig. 1 Schematic of dynamic simulation model

2.2 圧縮機特性

ダイナミックシミュレーションは、多段軸流圧縮機を 抽気段で分割した圧縮機ブロックとして扱う。圧縮機ブ ロックの流量係数,圧力係数,温度係数の特性をマップ 化して用いており、特性マップはCFDや試験データを 基に作成している。流量係数Φ,圧力係数Ψp,温度係 数Ψtの定義を(2-1)(2-2)(2-3)に示す。また、流量 係数Φと圧力係数Ψpの、関係を表したマップをFig.2 に示す。圧縮機は流量低下に伴い、翼面の剥離などを伴 い昇圧能力が低下してくるため、作動領域(operation) は上凸の左肩上がりのカーブで表現される。設計点を含 む通常の運転点が低流量側に遷移して失速すると、左側 の失速領域(Stall)や逆流領域(Reverse flow)に突入 する。本モデルでは、失速領域や逆流領域は文献(7)を参 考に, 健全領域の圧力係数が最も大きくなるパラメータ から, 失速/逆流領域を無次元パラメータで表現する方 法を考案し, 本モデルに実装した。Fig. 2に示すように 流量係数, 圧力係数が極大値となる点からの比率で逆流 領域, 失速領域の流量係数・圧力係数の変化比率を決定 している。

また, 圧縮機の特性はIGV開度によって変化する。対象とするガスタービンは, 負荷に応じて異なるIGV開度 での運転が想定され, 複数のIGV開度に対応した特性 マップを作成し, シミュレーションの際にはIGV開度で マップを補間して使用している。

$$\Phi = \frac{Vx}{U} \tag{2-1}$$

$$P_p = \frac{P_s(exit) - P_s(inlet)}{\frac{1}{2}\rho U^2}$$
(2-2)

$$\Psi t = \frac{T_s(exit) - T_s(inlet)}{\frac{U^2}{2Cp}}$$
(2-3)

Φ:流量係数 Vx:軸流速度 U:回転速度
Ψp: 圧力上昇係数 Ψt:温度上昇係数
Ps:静圧 Ts:静温 Cp:比熱

ι







Fig. 2 compressor pressure rise characteristic map (Top: Pressure, Bottom: Temperature characteristics)

- 64 -

2.3 動特性計算モデル

動特性計算に用いている基礎式を(2-4),(2-5),(2-6) に示す。各圧縮機ブロック間や車室,配管等のノード (計算点では圧力挙動を求めるため,(2-4)式を解いて 質量保存則を解き,(2-5)式の理想気体の状態方程式を 用いて圧力を得る。P [Pa]は圧縮機ブロック出口の圧 力,m [kg]は圧縮機ブロック出口の保有重量,G [kg/ s]は流量,R [Pa/m³ K]は気体定数,T [K]は温度, V [m³] は容積である。添字iは圧縮機ブロックの番号 を表す。

$$\frac{dm_i}{dt} = G_i - G_{i+1} \tag{2-4}$$

$$P_i = RT_i \frac{m_i}{V_i} \tag{2-5}$$

$$\frac{L_i}{A_i}\frac{dG_i}{dt} = P_{i-1} + \Delta P_i - P_i \tag{2-6}$$

$$\frac{dE_i}{dt} = (hG)_i + \Delta h_i G_i - (hG)_{i+1}$$
(2-7)

$$E_i = m_i h_i - P_i V_i \tag{2-8}$$

各部の圧縮機を通過する空気流量Gは(2-6)式から 圧縮機による圧力上昇 ΔP と前後ノード圧力のバランス を解くことで求める。L [m] は流路長さ, A [m²] は 流路断面積である。圧力上昇 ΔP はFig. 2に示したよう な圧縮機マップに流量係数を入力として得た圧力係数か ら算出する。

$$G_T = k_T \sqrt{\frac{P_{in}^2 - P_{out}^2}{T_{in}}}$$
(2-9)

また、タービン通過流量*G*_T [kg/s] はStodolaの式 (2-9)を解くことで求める。*P*_{in},*P*_{out}はタービン入口圧 力および出口圧力、*T*_{in}はタービン入口温度である。ス トドラ係数*k*_Tはタービンの性能をテーブルマップ化し て用いる。抽気系統の配管を通過する流量は弁のCv値 や前後圧力、温度から算出する。また燃焼器のモデルで は投入される燃料流量と発熱量、車室空気流量等から燃 焼温度を算出し、タービン入口温度を求めている。

3. 検証対象

本論文はFig. 3に示すような三菱重工業製のJシリーズ の産業用ガスタービンを対象に動特性シミュレーション を行った。Table1にガスタービンの圧縮機部分の仕様 を示す。ガスタービン圧縮機は低圧,中圧,高圧抽気 を備えており,起動時や負荷変動時に抽気弁を制御し, サージリスクの低減を行っている。

Table 1 Spec of gas turbine engine compressor

回転数	3600RPM
抽気系統	低圧抽気 中圧抽気 高圧抽気
可変静翼	IGV+ VV



Fig. 3 MHI J series gas turbine (8)

4. 検証結果

4.1 起動シミュレーション

ガスタービンの起動昇速時の挙動を、本研究で開発し た動特性モデルでシミュレーションをした。通常のシ ミュレーションモデルにおいては、回転数を軸仕事によ り計算することができるが、起動時は制御上一定昇速率 で回転数上昇できるように制御するため、Fig. 4に示す 回転数スケジュールに沿ってガスタービンは昇速する設 定とした。またIGV開度や弁開度なども実際の運転時の 制御モデルをインプットとして与えている。流量、圧力 の運転挙動をFig. 5に示す。シミュレーションの結果は、 ガスタービン実機の特殊計測による圧力/流量の計測結 果と比較している。本モデルにおいては回転数を無次元



- 65 -

化した特性線をブロック毎に使っているため,低回転数 の予測精度に課題があるものの,昇速時やIGVの動作に 伴う流量増加や,圧縮機マップを考慮した起動時の圧縮 機の圧力上昇に関する定性的な傾向を再現できている。

4.2 負荷遮断シミュレーション

4.2.1 実機動作レートによるシミュレーション 動特 性モデルから,負荷遮断(shutdown)運用時の圧力応 答のシミュレーションを行った。負荷遮断の際はIGVを 急速に閉じて流量を絞り,GT負荷を系統から切り離す 運用形態であり,過渡的な回転数上昇や,燃焼器の失火, 圧縮機のサージといった懸案事項がある。負荷遮断時の 燃焼器に関する制御ロジックをシミュレーション上でも 模擬しており,実機の制御ロジックを考慮した上で,回 転数挙動なども含めたシミュレーションを行った。

負荷遮断時のIGVの動作スケジュールをFig. 6に示す。 IGV開度の動作スケジュールはシミュレーション上の境 界条件としている。Fig. 7に圧縮機の各ブロック段の出 口圧力の計測結果,シミュレーション結果を示す。



Fig. 7 Exit pressure of compressor block stage

$$SM = \frac{\Psi p_{surge} - \Psi p}{\Psi p_{surge}} \tag{4-1}$$

block1, block2, block3, Block4の出口の圧力の比較 を示す。後方ブロック出口に行くにつれて, IGVの遮断 に対しての圧力の低下が遅れていく傾向が, 全段の作動 点の挙動として定量的に模擬できている。本モデルは チャンバや流体の慣性を考慮したシミュレーションを 行っており, 動特性が妥当に予測できることを確認した。

また,負荷遮断時に通る圧縮機の作動点線から,失速 域への近づき具合である,サージマージンをFig.8に示 す。値は式(4-1)にて評価している。IGVを閉じる際, 前方ブロックでは,流量を閉じて圧力係数も下がるため, サージマージンが増加する。一方,Fig.7に示すように 圧縮機の後方ブロック(ブロック3,4)では,IGV締 切直前に圧力の抜けが遅れることから,負荷遮断時の サージマージンが低くなることがシミュレーション結果 より得られている。





4.2.2 高速動作レートによるシミュレーション 負荷 遮断時のIGVの動作レート高速化の検証の為,動作レー トを変更した解析を実施した。IGVを通常より1.67倍近 い速度で動作させ,同様の境界条件(圧力・温度・圧縮 機特性)でシミュレーションを実施した。各解析の動作 レートの関係をTable 2に示す。



Fig. 9 Operation line of rapid and normal shutdown

- 66 -



Fig. 10 Rotation speed during shutdown

Fig. 9に通常動作時,高速動作時の圧縮機の流量-圧力 特性結果を示す。通常よりも高速のレートでIGVを動作 させることにより,圧縮機の運転点としては高圧力比 側で動作するようになり,またIGVの動作レートを上げ ることによりその傾向が顕著になっている。また,Fig. 10に回転数の挙動変化を示す。負荷遮断時は圧縮機と タービンの仕事のバランスにより,一時的に回転数が上 昇するが,制御上IGV動作レートを上げても影響は小さ い。

Fig. 11, Fig12に各ブロック段の負荷分布の挙動を示 す。ブロック段負荷は負荷遮断前の圧力係数で無次元化 している。ブロック1ではIGV-可変静翼を閉めること により直接的に翼負荷を下げているため, IGVのレート に追従してブロック段負荷が下がる挙動を示しており, この動作による失速リスクは小さいと考えられる。



Fig. 11 Comparison of pressure coefficient (Top block1, Bottom Block2)



Fig. 12 Comparison of pressure coefficient (Top block3, Bottom Block4)

一方,ブロック2では,動作レートを速くすることに より,t=0.6trefの時刻にてブロック負荷が上がる挙動 が見て取れる。IGVによる流量絞りに対して圧力の抜け が遅れることにより負荷上昇が起きており,作動点変化 と過渡の影響のバランスによって安定性が決まると言え る。

Fig. 12にブロック3,ブロック4の結果を示す。後方 段の圧力の抜けが遅れて、一時的に小流量側の運転点で 作動するため、前方段に比べ顕著に負荷が増大している。 圧縮機の流量低下に対する圧力低下が遅れるため、とり わけ圧縮機後方段の負荷が一時的に増大すると言える。

5. 結言

1次元の動特性計算モデルに基づいて, 圧縮機/燃焼 器/タービンをモデル化することによりGT全体の挙動を 予測した。さらに圧縮機を抽気段で分割した詳細なモデ ル化により, 負荷遮断時の過渡的な負荷分布を予測可能 とし, 以下の知見を得た。

- 負荷遮断運転時は圧縮機の後方段では、流量の低下 に対して圧力比の低下が遅れるために、一時的に高 負荷の運転状態となる。
- 入口に可変静翼を有する圧縮機においては、前方段 は流量減とともに負荷も低減するため、前方段にお けるサージリスクは高くならない。

 負荷遮断時の入口案内翼の動作速度を上げることにより、圧力低下の応答が遅くなることから、後方段 負荷が上がるため、適切なサージマージンの評価が 必要である。

このようなダイナミックシミュレーションツールを活 用することにより、ガスタービン圧縮機の過渡挙動の詳 細評価が可能となると考えられる。また、実際にリスク が確認された場合は、負荷遮断レートの変更や、バル ブ・配管系の増設や変更、IGV-VV動作範囲の変更、燃 焼器制御ロジックの変更などの対策を事前に講じること が可能となると考えられる。

参考文献

- M.W.Davis, Arnold AFS, W.F.O'Brien, A Stage-By-Stage Post-Stall Compression System Modeling Technique, AIAA/SAE/ASME/ASEE 23rd Joint Propulsion Conference, June 29-July 2, (1987).
- (2) E.M. Greitzer, Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors Part1 Theoretical Compression System Model, ASME Journal of Engineering for Power, April (1976), pp. 190-198.
- (3) K. Boyer, W.O. Brien, Model Predictions for Improved Recoverability of a Multistage Axial-Flow Compressor, AIAA 25th Joint Propulsion Conference July10-12, (1989).

- (4) Djordje Petkovic, Milan Banjac, Srdjan Milic, Milan V. Petrovic, Alexander Wiedermann, Modelling the transient behavior of gas turbines, Proceedings of ASME Turbo Expo, GT2019-91008, (2019).
- (5) Hamid Asgari, XiaoQi Chen, Mirko Morini, Michele Pinelli, Raazesh Sainudiin, Pier Ruggero Spina, Mauro Venturini, NARX Models for Simulation of the Start-up Operation of a Single-Shaft Gas Turbine University of Canterbury. Mathematics and Statistics, (2016).
- (6) Satoshi Yamashita, Ryosuke Mito, Yuji Koike, Makoto Kishi, Kazushige Takaki, Investigation of Unsteady Compressor Behavior under Transient Conditions, Proceedings of the International Gas Turbine Congress Tokyo, November 17-22, (2019).
- (7) Robert Normand Gamache, Axial compressor reversed flow performance, Massachusetts institute of technology doctor of philosophy, (1985).
- (8) Masanori Yuri, Junichiro Masada, Satoshi Hada, Susumu Wakazono, Operating Results of J-series Gas Turbine and Development of JAC, Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 54 No. 3, September, (2017).

-68 -