

(技術資料)

# 燃料ガス圧縮機のプロセス系ダイナミックシミュレーション

## Dynamic Simulation of Process System for Gas Compressor



北山伸二\*<sup>1</sup>  
Shinji KITAYAMA



松本泰治\*<sup>1</sup>  
Yasuharu MATSUMOTO



近藤雄一\*<sup>2</sup>  
Yuichi KONDO

An advance evaluation, using a simulation tool, of dynamic characteristics of a compressor process system to realize its stable operation is useful for designing the processing system and specifying the plant equipment and instruments. In this paper, a model was configured for a fuel gas system to conduct a simulation, taking an example of a fuel gas compressor for a gas turbine, which requires a pressure fluctuation tolerance that is particularly strict. This, as a result, has enabled the verification of the operating conditions for realizing stabilized fluctuations in discharge pressure and flow rate, offering a tool to determine the most suitable conditions.

ま え が き = 当社は1915年に国産初の往復動式圧縮機を製造して以降、スクリュ式やターボ式など圧縮方式の多様化を進めてきた。さらに、冷凍機やヒートポンプなどの用途拡大と技術改良を重ね、現在では1.5 kWの小形から数万kWに及ぶ大形までの幅広いメニューを有する総合圧縮機メーカーへと発展してきた<sup>1)</sup>。

近年では、市場のグローバル展開に伴い、非汎用圧縮機分野における顧客の要求仕様は、既存技術の適用範囲を拡大することによる高圧プロセス化や大風量化、高効率化など多岐にわたる。これらの要求に応えるためには、圧縮機ユニットを構成するシステム全般の最適化設計が必要となる。さらに、従来の実績範囲を超えるものや厳しい制御精度を要求されるプロセスにおいては、適切な機器の選定やそれらの機器の保全が重要となる。また、現地での短期立ち上げや安定運用を目的とした制御システムの構築、およびそれらを事前に精度よく評価し、検証することが重要である。

たとえば、ガスタービン用燃料ガス圧縮機 (Gas Turbine Booster compressor, 以下GTBという) や遠心圧縮機のアンチサージシステムなどは、急激な負荷変動においても圧縮機が緊急停止することなくプロセス追従する厳しい制御安定性が要求される。このため、受注活動時や基本設計段階において動的なプロセス制御性を評価することの重要性、顧客ニーズは年々高まってきている。

そこで当社は、システムシミュレーションツールを用いて、ターボ圧縮機を使用した発電用ガスタービン (Gas Turbine, 以下GTという) 用GTBシステムの制御性評価を実施した。本稿ではその概要を紹介する。

### 1. ターボ式GTBの系統構成例

圧縮機システムの主要構成を図1に示す。インレットガイドベーン (IGV) を有する圧縮機本体、その動力源となる駆動機他、圧縮機吐出圧力・流量を調節するバイパス弁などから成る。また、ガスの昇圧プロセスの生成条件によってガス冷却器やドレン分離器などが搭載される。吸込配管 (Gas Suction) から供給された燃料ガスは圧縮機本体部 (Compressor) で圧縮され、圧縮機吐出ライン (Gas Discharge) および吐出遮断弁 (Shut Off Valve) を経由してGTへ送られる。

また、主要コントローラとして、IGVの開閉によって吐出圧力を制御し、GTに一定の圧力を供給するPIC (Pressure Indicating Controller) を設置している。さらに、負荷変動による圧縮機のサージ現象を回避するため、最小必要流量を確保するバイパス弁 (Bypass Valve) の開閉によって流量を一定に制御するFIC (Flow Indicating Controller) を設置している。

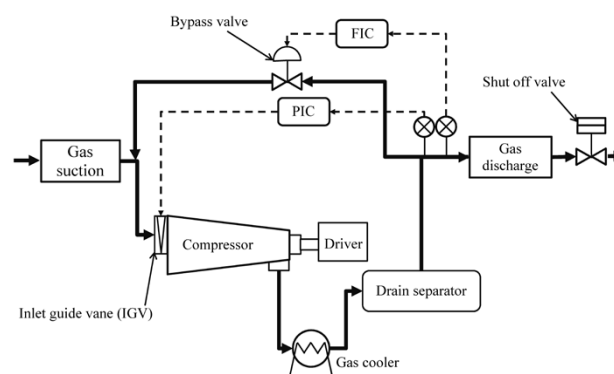


図1 ターボ圧縮機システムの主要構成  
Fig. 1 Typical process diagram for centrifugal compressor

\*<sup>1</sup> 機械事業部門 圧縮機事業部 回転機本部 回転機技術部 \*<sup>2</sup> Kobelco Machinery Europe GmbH

## 2. ターボ式GTBで配慮すべき問題点

発電用GTに使用されるGTBは、GTの駆動に必要な燃料ガスを規定圧力まで昇圧させる。昇圧後は一定圧力を保ちつつ発電負荷に相応したガス流量を供給する必要がある。常用運転時は数十kPa程度の供給圧力の変動に対応することが求められる。

また、GTB自身の緊急停止時やGT/発電機の緊急停止時においては、最終段吐出遮断弁が緊急閉止するのに伴い、定格負荷流量が1秒以内で100%→0%に変化する。このため、圧縮機側でバイパス弁を急速開放させて全量を圧縮機吐出系統から吸込系統へバイパスする必要がある。こうした緊急停止の場合、プラントの通常運用時における許容変動範囲内の圧力・流量への追従ができないと以下の問題が発生する。

- 1) 圧縮機吐出圧力が低下した場合、供給燃料不足によるGTの失火緊急停止。
- 2) 圧縮機吐出圧力が上昇した場合、圧縮機吐出系内における圧力異常上昇検知による圧縮機緊急停止。
- 3) ターボ式圧縮機の場合、送出流量低下によるサージングの発生、およびそれによる機械的損傷の懸念。

これらの問題の発生を未然に防止するための制御システムの構築、およびその有効性の検証にあたっては、動的シミュレーションによる事前検討が有用となる。

## 3. シミュレーション技術

### 3.1 シミュレーションツール

シミュレーションを行うにあたり、ソフトウェアとしてMicrosoft VisioとPythonを使用した。Microsoft Visioは設計図やダイアグラムの作成が可能な汎用性の高い作図ソフトである。いっぽうPythonは、フリーウェアであるがコードが読解しやすいという点に科学技術計算のライブラリが豊富である。このような理由からこれらをツールとして採用した。本シミュレーションにおいては、まずVisioで作成した図形データに対して各パラメータや接続情報を定義した。つぎにこれをxmlファイルに展開してPythonにて演算を行った。これらの手続きに関するフローチャートは図2に示すとおりであり、以下に解析フローについて説明する。

- ①プロセス系統に配置される圧縮機本体、各種機器およびそれらを結合する配管を配置し、プロセスモデルを構成する。
- ②それぞれの機器および配管に対して静的にパラメータ（配管サイズ、圧損条件など）を設定する。
- ③プロセス条件の変動および制御機器の時系列動作を加味する。
- ④規定時間の変化を与えて動的な演算を実施する。ここでデータのサンプリング時間、収束性の評価を行う。
- ⑤未収束の場合は再度プロセス条件の妥当性評価と各種初期条件の見直しを行う。

本シミュレータでは、過渡的系統の圧力・流量の変動解析をターゲットとしている。従来の市販シミュレーションツールにおいては、操作方法における専門スキルの習得が必要となる。さらに、演算を実行して結果を入手するまでに相応の時間を要することから、顧客要求に迅速に対応することが難しい状況であった。

そこで、演算時間の短縮と計算機への負荷低減を図った。具体的には、理想状態方程式を使用しうえて、温度の過渡的变化に関しては圧力・流量変動に与える影響は小さいことに着目し、ヒートバランス計算を不要とした動的シミュレータとした。

### 3.2 シミュレーションを実施したプロセス系統例

多段型ギアードターボ圧縮機（VGS656）を使用したGTBをシミュレーション実施例とした。VGS656の特性とその基本構成を表1および図3に示す。本圧縮機は、吸込側から供給された燃料ガスをGTが必要とする規定圧力まで昇圧し、定格流量156,300 Nm<sup>3</sup>/hで運用される。GTBの駆動機（スチームタービン）はGTBに内蔵されている増速ギアの低速軸と結合され、回転数の異なる3本の高速軸にそれぞれ2段、合計6段の圧縮機と結合されている。圧縮機段間には、圧縮機吐出ガス温度を許容温度以下に調整するガスクーラ、およびクーラ後のプロセスガスに含まれる水分を除去するためのドレン分離器が設置され、それらを通じたガスが再び後段の圧縮機に入力されガスが圧縮される。第6段（最終段）の吐出

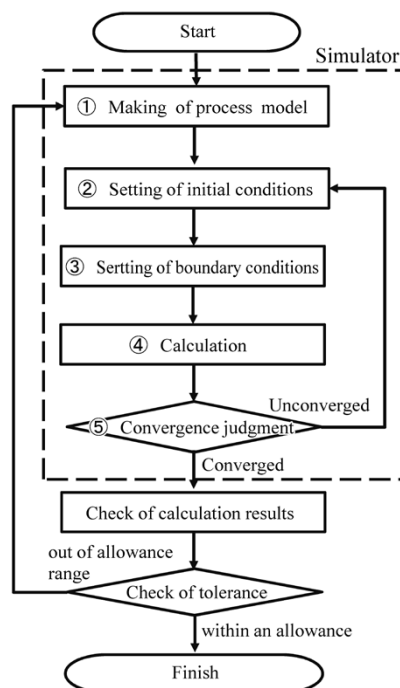


図2 シミュレーションフローチャート  
Fig. 2 Simulation flow chart

表1 燃料ガス圧縮機の特  
Table 1 Characteristics of fuel gas compressor

Model	VGS656
Compressor type	Centrifugal (Geared)
Service	Fuel gas compressor
Total number of compressor stage	6
6th stage design temperature (°C)	200
6th stage design pressure (MPaG)	3
Rating flow (Nm <sup>3</sup> /h)	156,300
Driver	Steam turbine

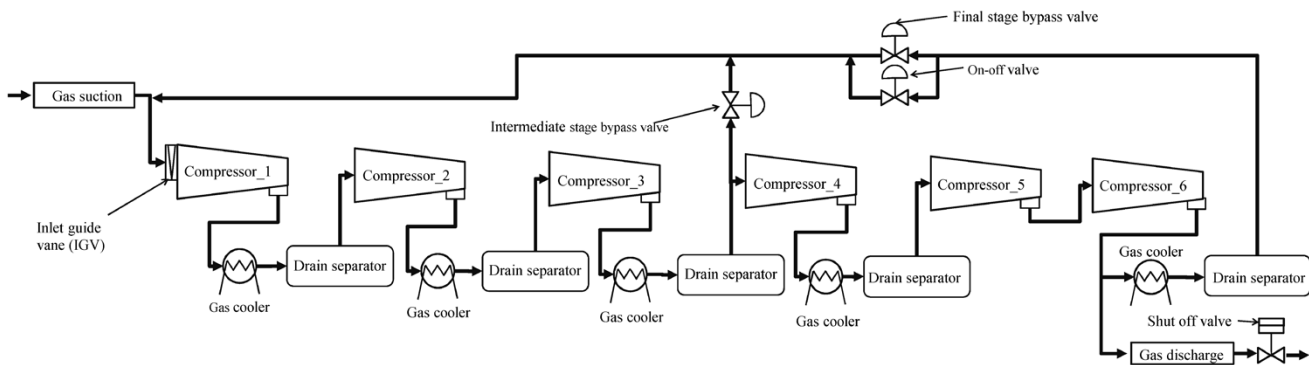


図3 ターボ圧縮機の系統構成例 (VGS656)  
 Fig. 3 Example of process diagram for centrifugal compressor (VGS656)

配管は、負荷となるGTに接続される送出配管とバイパス運転用配管とに分岐され、バイパス運転用配管は第1段の吸込配管に接続される。バイパス運転用配管には吐出圧力配管を調節すると共に、圧縮機がサージ領域に入らないためのバイパス弁が設置されている。

### 3.3 シミュレーションモデル

本装置の詳細設計を行うにあたり、圧縮機緊急停止時の最終段圧力が許容値以内であること、およびサージ突入を回避することが求められる。これを満足するための適切な制御弁容量 (Cv値) を考察するため、シミュレーションを実施した。Cv値とは制御弁が持つ固有流量計数であり、この値が大きいほど通過する流量は増加し、同じCv値である場合は差圧が大きいほど通過する流量は大きくなる。弁全開時の定格 (最大) Cv値に対して制御弁の任意開度によりその値は変化する。図3に示したガスプロセス系統は合計6段の圧縮機で構成されており、1段～3段、4段～6段は吸込への配管分岐がなく、低圧段圧縮機 (1群) と高圧段圧縮機 (2群) の等価モデルに置換した構成としている。また、1群および2群それぞれの出口に配管・機器類の容積に相当するボリュームを設定した。さらに、系統内の制御弁として、最終段バイパス弁 (V1)、最終段ON-OFF弁 (V2)、および中間段バイパス弁 (V3) を設定した。図4に本シミュレーションモデルの基本構成を示す。

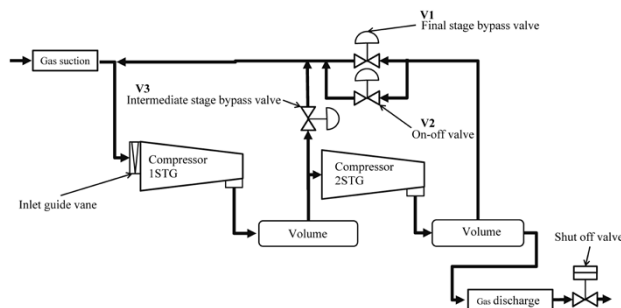


図4 ターボ圧縮機のシミュレーションモデル基本構成  
 Fig. 4 Basic simulation diagram for centrifugal compressor

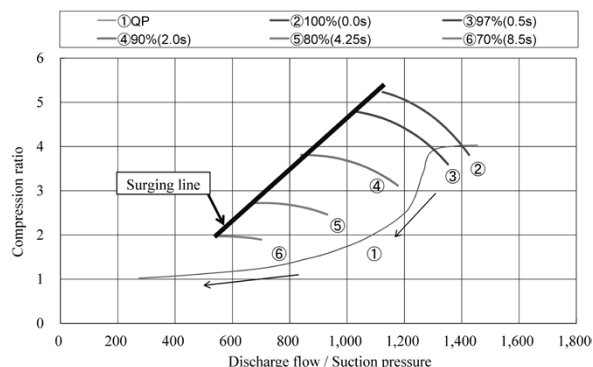


図5 初期パラメータ設定時の吐出風量特性 (低圧段)  
 Fig. 5 Discharge flow characteristic in case of initial parameter setting (low pressure stage)

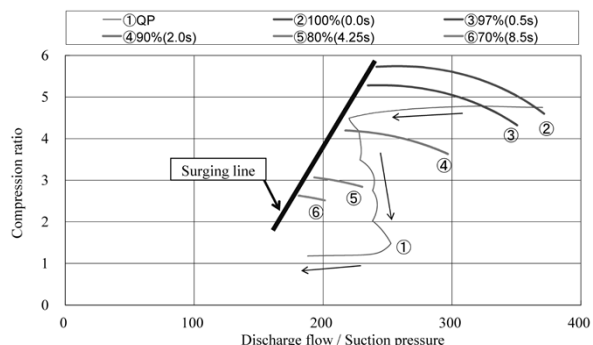


図6 初期パラメータ設定時の吐出風量特性 (高圧段)  
 Fig. 6 Discharge flow characteristic in case of initial parameter setting (high pressure stage)

プラントの実運用時の考察においては、起動から停止に至るまで、負荷変動を及ぼす多数のサンプルケースが考えられる。本プロセスの動的解析では、圧力変動が最も懸念される事象として、GT緊急停止時の①過渡状況の圧力と②流量変化、そして③系統設定の妥当性評価を検証した。

### 3.4 シミュレーションの考察

#### 3.4.1 初期選定パラメータによる結果

V1, V2, V3の各制御弁の初期Cv値をそれぞれ750, 2,800, 5,300に設定し、圧縮機緊急停止時の低圧段および高圧段における圧力および流量挙動のシミュレーションを実施した。その結果を図5および図6に示す。これらの図は、横軸に吐出流量、縦軸に圧縮比を設定した圧縮機特性を表すグラフである。図中には圧縮機のサージ線 (Surging line)、実運転点 (①)、および圧縮機緊急停止後の回転数 (100%, 90%, 80%, 70%) に相当する圧縮機容量特性 (②～⑥) を示している。凡例中の

括弧には緊急停止後からそれらの回転数に到達するまでに要する経過時間 (秒) を示している。

低圧段の運転点 (図5) は、中間段バイパス弁 (V3) の全開動作により吐出風量・圧力ともに低下する。また、高圧段の運転点 (図6) は、高圧段バイパス弁 (V1, V2) が全開になる過程において、圧縮機停止3秒程度

でサージライン近傍まで流量が低下し、その後流量が増加方向に回復する結果となった。これは、高圧段の系内の機器、配管ボリューム、および回転数低下による圧縮機吐出流量特性の低下が影響していると考えられる。すなわち、弁の開動作後にサージ領域にならないような十分な流量確保を行う系統見直しが必要であることがシミュレーションによって判明した。

これらの結果に基づき、シミュレーションにおける初期設定パラメータの見直しを行った。

### 3.4.2 弁パラメータ変更による最適化

図5、図6に示す流量、圧力特性が示されたことから高圧段吐出流量のサージ状態近傍までの移動を防止することが求められる。そこで、低圧段で圧縮されたガスを高圧段側へより多く供給するために、当初計画していた中間段バイパス弁(V3)のCv値を小さくするように見直した。見直し前後の各制御弁のCv値を表2に示す。これらの見直し後のCv値に対するシミュレーション結果を図7および図8に示す。見直し前にサージ線近傍まで移動していた運転点が大流量側へ移動し、圧縮機停止時においてもアンチサージ領域となることが確認できた。また、低圧段についても、中間段圧力の低下に要する時間は見直し前より長くなるものの、見直し前とほぼ同様の軌跡で流量・圧力ともに低下することが確認された。

最適化後の各系統圧力・流量の時間的変動のシミュレーション結果を図9および図10に示す。これらの図から、圧縮機停止直後の最終段吐出圧力および1段吸込圧力の変動ともに数十kPa以内で安定し、許容設計圧力値以内であることが確認できた。上記の評価例を含め、本シミュレーションによって対象となる系統の挙動が短時間に把握でき、さらに同解析結果は実機の挙動と合致していることが確認された。本シミュレーションは、さまざまな顧客要求仕様に対して迅速かつ正確な装置設計を可能とする極めて有用で実用的な設計ツールである。

表2 制御弁のCv値選定

Table 2 Capacity selections of control valve

Service	V1	V2	V3
Initial Cv Value	750	2,800	5,300
	↓	↓	↓
Modified Cv Value	750	2,800	2,700

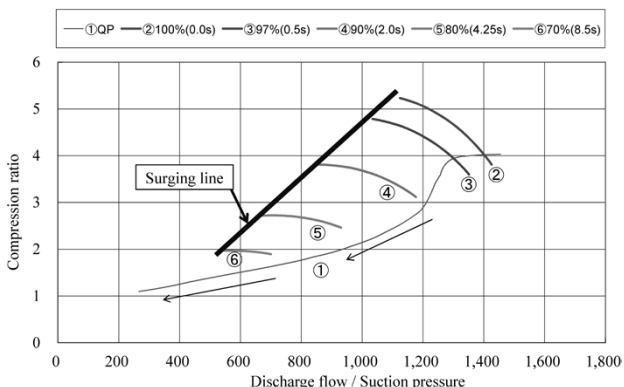


図7 パラメータ調整後の吐出風量特性 (低圧段)

Fig. 7 Discharge flow characteristic after modification of parameter setting (low pressure stage)

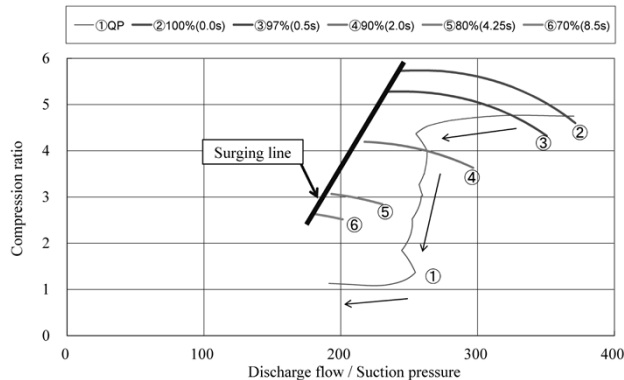


図8 パラメータ調整後の吐出風量特性 (高圧段)

Fig. 8 Discharge flow characteristic after modification of parameter setting (high pressure stage)

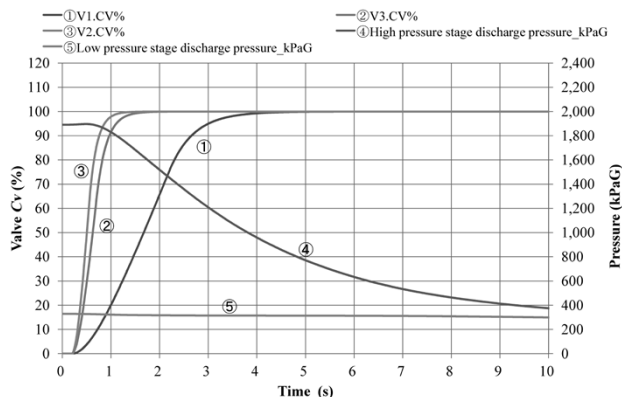


図9 パラメータ調整後の弁開度/圧力時間特性

Fig. 9 Valve Cv and pressure variation chart after modification of parameter setting

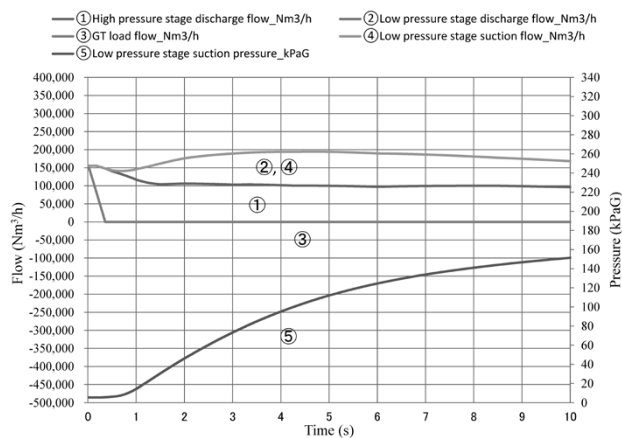


図10 パラメータ調整後の流量/圧力時間特性

Fig.10 Flow and pressure variation chart after modification of parameter setting

むすび=圧縮機の段数や機器構成は、非汎用圧縮機の設計においては要求仕様に応じて系統が変化する。このため、本シミュレーション用モデルも仕様に応じた構築が必要となる。しかしながら、本稿で示した当社シミュレーションでは、事前検討モデルの構築から演算結果の道程まで従来の市販ソフトの利用と比べてエンジニアリングに要する時間が低減でき、実用的なツールとして活用可能である。さらに、プロセスが同類であれば実績モデルの流用、あるいは見直しを行うことによって取東判定までに要する時間の低減が可能となる。

プラントの大型化・高効率化が進展するなか、設計段

階におけるシミュレーションによる検証は、系統の設計妥当性評価やコスト最小化において重要である。今後も設計ツールの一つとして本シミュレーションツールを活用し、ターボ圧縮機を使用した発電用ガスタービン用

GTB系統をさらに改善していく所存である。

#### 参 考 文 献

- 1) 毛利修三. R&D神戸製鋼技報. 2009, Vol.59, No.3, p.1.