

天然ガスギャザリング用遠心圧縮機の動的シミュレーション

Dynamic Simulation of Centrifugal Compressors for Natural Gas Gathering Plant

近年、石油に代わるエネルギー源として天然ガスの利用が見直されており、各地に捕集プラントが建設されつつある。日立製作所はガス捕集設備に用いられるガスギャザリング用遠心圧縮機3セット(6台)を完成した。

金木 忠* Kaneki Tadashi
 福島康雄* Fukushima Yasuo

これらのガスギャザリング用遠心圧縮機は、据付場所の気候条件が厳しく無人運転が行なわれるので、圧縮機及び設備として高い信頼性が要求され、十分な事前検討が必要とされる。この圧縮機についてプロセスガス系の動的シミュレーションを行ない、機器、保安計器あるいは運転方案の評価を行なった。

この論文では、シミュレーション結果、圧縮機性能などについて述べる。

1 緒言

近年、石油資源の枯渇に伴う代替エネルギーとしての見地から、天然ガスの利用が脚光を浴びている。図1¹⁾は、液化天然ガスを輸出する可能性をもつ天然ガス埋蔵地域の分布を示すものであるが、天然ガスの利用に当たっては、ガス田での捕集設備、パイプラインによる圧送設備、ガス液化処理など、その関連設備は多岐にわたっている。これらの捕集設備、圧送設備はガス田の開発が進むにつれ、気象条件の厳しい場所

に据え付けられることが多く、圧縮機の運転は遠隔操作で行なわれ無人運転が条件とされる。

一方、圧縮機はこれらの設備の中で主機としての役割を果たしている。しかし、遠隔操作による運転のために迅速な処置が要求される異常時には、人間による適切な判断が期待できない。このため、場合によっては機器の損傷という最悪の事態も起こり得る。

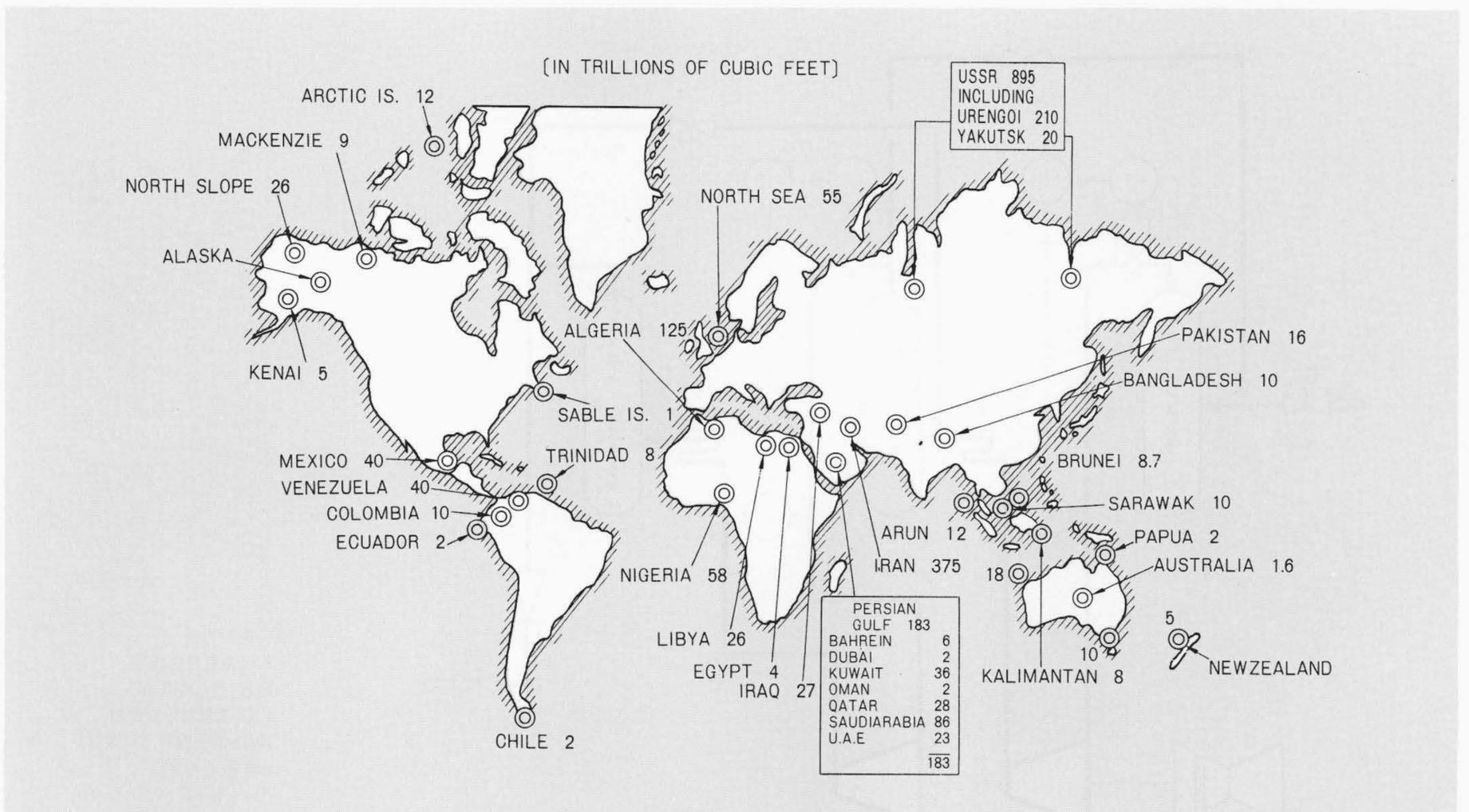


図1 LNG(液化天然ガス)輸出の可能性をもつ天然ガス埋蔵地域可能性をもつ地域に限られているが、その量は巨大である。

この図は、LNGを輸出する

* 日立製作所土浦工場

このような条件下では、現地で想定されるあらゆる問題に対し十分な事前検討が必要であり、特に、従来経験的に選択されていたプロセスガス系の機器、保安計器の仕様、あるいは運転シーケンスがあらゆる状態を考慮して正しく選定されているかどうかを事前に評価する必要がある。

日立製作所は、昭和54年ガス捕集設備に用いられるガスギャザリング用遠心圧縮機3セット(6台)を完成するとともに、圧縮機を含むプロセスガス系の動的シミュレーションプログラムを開発し、本ガスギャザリング用遠心圧縮機に適用し、現地運転の評価を行なったので、以下に紹介する。また合わせて実機の性能試験結果などについても述べる。

2 動的シミュレーション

2.1 動的シミュレーションの必要性

圧縮機のアンチサージコントロールやプラント緊急停止時のプロセス系の動的応答についての理論的検討は、従来あまり行なわれていないようであり、製作者は経験的に各種バルブなどの機器、保安計器を選択し現地での運転で最適化を図っているのが実情のようである。

一方、最近のプラント運転の省力化の要請から、本ガスギャザリング用遠心圧縮機のようにバルブを自動操作とし、制御弁の作動時間をシーケンスに組み込む例も増えてきており、プロセス系の動的シミュレーションによる事前検討の必要性が高まっている。

これらの要請に対し、日立製作所はガス圧送設備での動的シミュレーションシステムを開発し²⁾ 実用に供しているが、

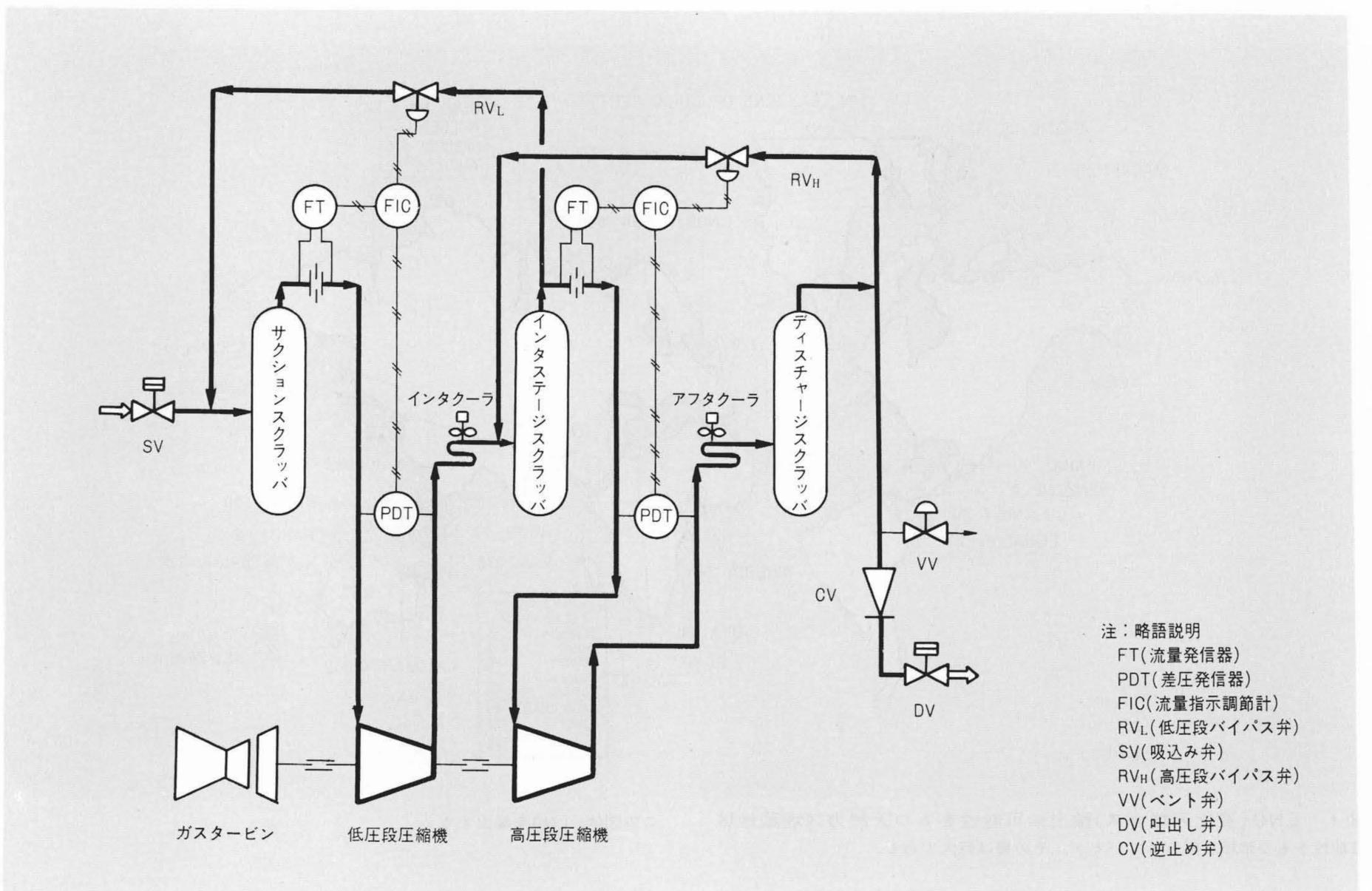
これは主として圧縮機の台数制御に関するものであった。

日立製作所は、新たに各種バルブ応答による圧縮機の運転状態に注目した動的シミュレーションシステムを開発し、本ガスギャザリング用遠心圧縮機に適用し、プロセス系、制御系の評価を行なった。

図2はガスギャザリング圧縮機的气体フローを示すもので、二つの圧縮グループから構成されている。各圧縮グループは、サージ防止ループをもち、そのサージ防止ループはそれぞれガスクーラのあとのスクラッパから吸込みスクラッパの上流側に戻っている。

系がなんらかの原因でトリップに至る場合、一般には低・高圧段バイパス弁を開き、吸込み弁及び吐出し弁を閉じ、更にベント弁を開くことになる。この場合、吸込み弁上流側のガス量は系内容量と比較し、ほぼ無限に大きいものと仮定することができるので、一般にトリップの場合は吸込み弁を閉じる時間を遅らせることによって系内のガスを上流側に逆流させ、系内の圧力上昇を防ぐことにする。すなわち、停止時のシミュレーションとして表1に示すケース1, 2の二つのケースを考える。更に、通常運転時に吐出し圧力の上昇によりサージ防止機構が働く場合をケース3とする。

- シミュレーションによって明らかにすべきことは、
- (1) 圧縮機はトリップ時、又は運転時にサージ状態になることはないか。
 - (2) 系内圧力が大気圧以下となり、軸封油によるシールが成り立たなくなることがないか。
 - (3) トリップ後、系に内圧を保持したい場合、ベント弁を閉



注：略語説明
 FT(流量発信器)
 PDT(差圧発信器)
 FIC(流量指示調節計)
 RV_L(低圧段バイパス弁)
 SV(吸込み弁)
 RV_H(高圧段バイパス弁)
 VV(ベント弁)
 DV(吐出し弁)
 CV(逆止め弁)

図2 ガスギャザリング用遠心圧縮機的气体フロー ガスギャザリング圧縮機は、二つの圧縮グループから構成され、それぞれサージ防止ループをもちている。

表1 停止時のシミュレーション 停止時のシミュレーションとしては、ケース1,2を通常運転中に、サージ防止機構が働く場合をケース3とする。

ケース	ケース 1	ケース 2	ケース 3
原因	○圧縮機、タービン、系の異常トリップ ○停止	○SVの誤閉を検知しての異常トリップ	○通常運転時にDV誤閉
SV	開 → 閉 (時間経過)	開 → 閉 (時間経過)	開 → 閉 (時間経過)
DV	開 → 閉 (時間経過)	開 → 閉 (時間経過)	開 → 閉 (時間経過)
VV	閉 → 開 (時間経過)	閉 → 開 (時間経過)	閉 → 開 (時間経過)
RV	閉 → 開 (時間経過)	閉 → 開 (時間経過)	-自動-

じるタイミングはいつがよいか。

(4) 通常運転時に圧縮機がサージ状態に入った場合、低・高圧段バイパス弁のハンチングはないか。などである。

2.2 モデルの設定

図2の計算モデルとして、図3に示すようにサクシオンスクラップをV1、インタクーラをV2、インタステージスクラップをV3、アフタクーラ及びディスチャージスクラップをV4とし、配管、スクラップ、クーラなどを計算上集中定数系容量として取り扱う。各容器内の単位時間当たりの圧力変化には新たに入ってきたガス量が圧力上昇に寄与し、出ていったガス量が圧力降下に寄与するものとするれば、これらを時間で積分することにより新しい時刻での各容器内のガス圧力が定まる。

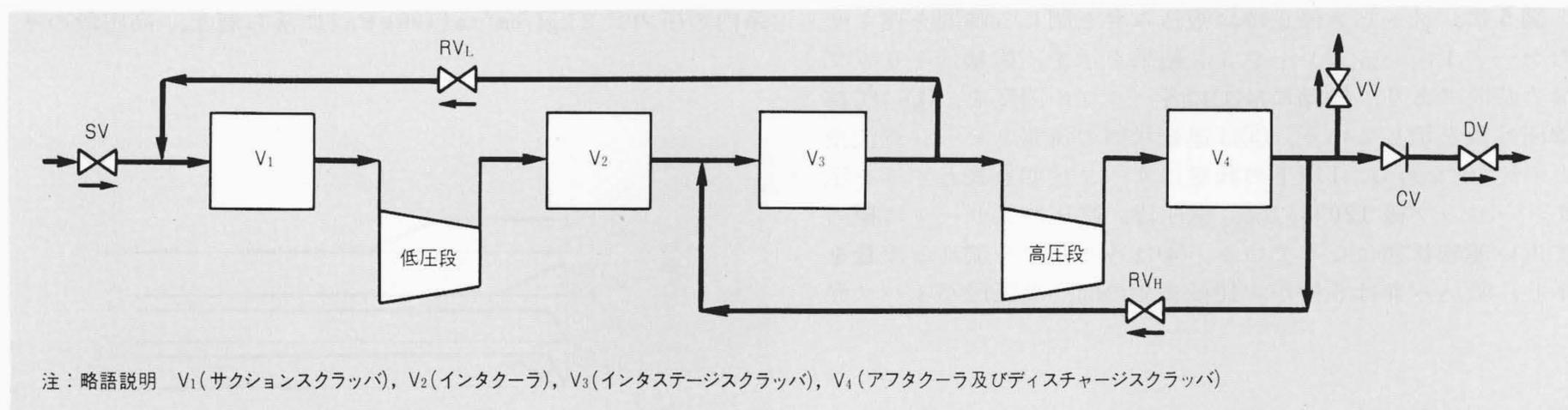


図3 系のシミュレーションモデル スクラップ、クーラなどは計算上集中定数系容量として取り扱い、単位時間当たりに容器に流入、流出するガス量が容器内の圧力変化に寄与するものとする。

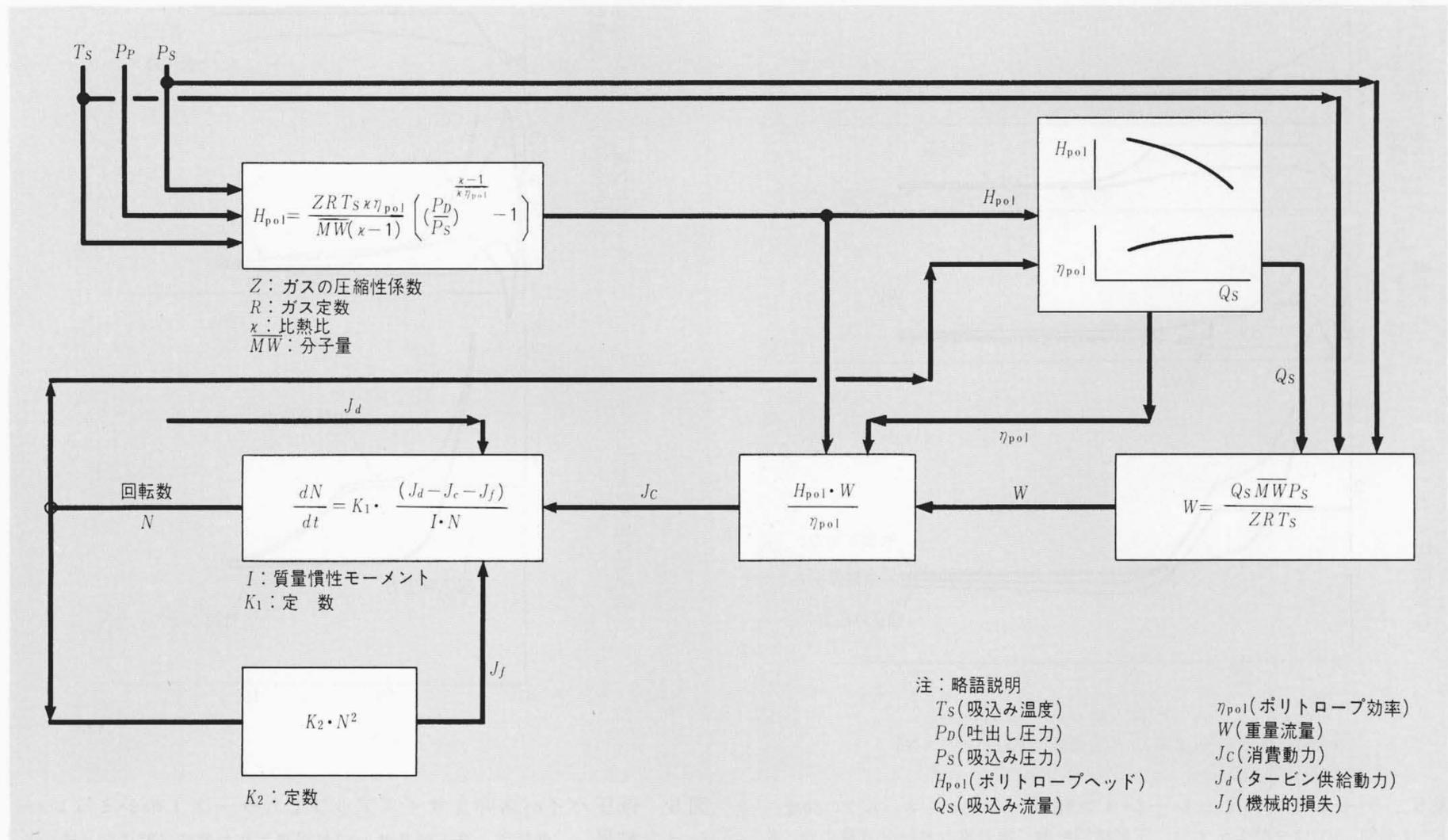


図4 圧縮機モデルのブロック線図 圧縮機モデルはプロセス側から吸込み圧力、吸込み温度及び吐出し圧力が与えられ、ポリトロープヘッドが計算される。これにより、特性曲線から吸込み流量が得られ消費動力が計算される。

なお計算を行なう仮定として、

- (1) 制御弁のバルブ特性はイコールパーセント、リニア、クイックオープンいずれも選べるものとし、比例ゲイン、積分時間、時定数及びむだ時間を考慮する。なお、ガスの流れ方向は図3に示す矢印の方向を正とする。
- (2) 逆止め弁は弁前後の差圧により、オン・オフの流量特性をもつものとする。

圧縮機モデルのブロック線図³⁾を図4に示す。圧縮機モデルは、プロセス側から吸込み圧力、吐出し圧力及び吸込み温度の条件が与えられる。これにより、ある回転数でのポリトロープヘッドが計算され、あらかじめ求められている特性曲線から一義的に吸込み流量が定まる。一方、ケース1,2に関する停止時の圧縮機の回転数は、タービンによる供給動力と圧縮機の消費流体動力、回転系の機械的損失と回転体の質量慣性モーメントによる慣性力とのトルク平衡から得られる。

2.3 解析結果

図5に、タービン停止時に吸込み弁を閉じる時間を遅らせたケース1のシミュレーション結果を示す。横軸はトリップ後の時間であり、縦軸には①に各バルブの開度を、②に圧縮機回転数を示している。③は運転状態の流量とサージ点流量との比(すなわち、1以下の状態はサージ状態を表わす。)を示す。トリップ後120秒以降、低圧段、高圧段共サージに極めて近い運転状態になっている。④は各バルブを流れる流量を示し、吸込み弁は5秒から10秒までの間、高圧段バイパス弁

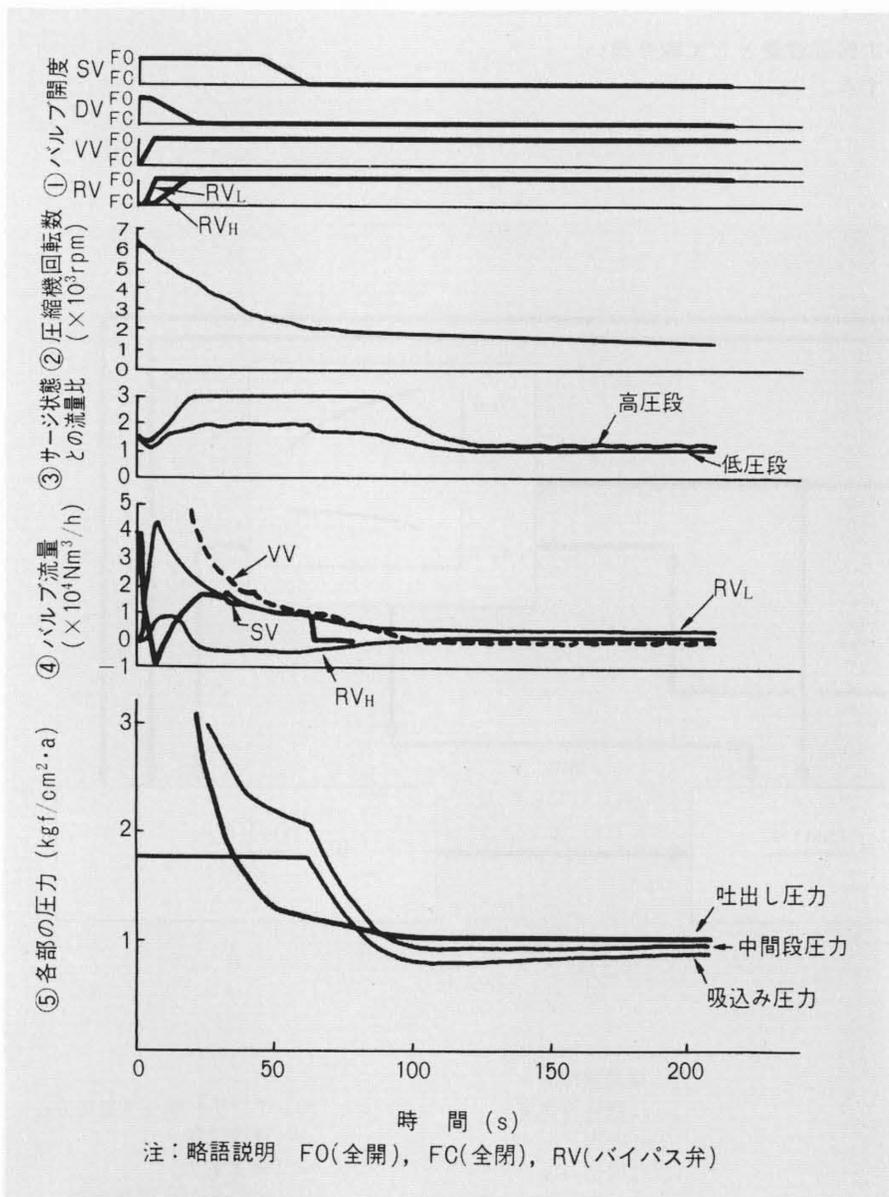


図5 ケース1のシミュレーション結果 上から各バルブの開度 (FOは全開, FCは全閉を示す。), 圧縮機回転数, 実流量とサージ流量の比, 各バルブを流れる流量及び各段圧力を示す。トリップ後120秒以降、各段共サージ状態に極めて近い運転状態になっている。

は20秒から90秒までの間ガスが逆流しており、ベント弁を流れる流量は96秒以降ほとんどゼロとなる。各段の圧力を⑤に示すが、高圧段バイパス弁の逆流に対応して高圧段圧縮機はチョーク状態にあり、中間段圧力は吐出し圧力よりも高くなっている。また、ベント弁の流量ゼロに対応する吐出し圧力は大気圧である。

この計算では、バイパス弁は定格運転点に対し10%程度流量に余裕をもたせた点を全量バイパスできるCv値に基づいて選択されているが、この結果により低圧段バイパス弁のサイズを一回り大きくした(Cv値比較で1.45倍)例を図6に示す。低圧段のバイパス流量が多くなっているため、低圧段のサージが回避されるとともに高圧段圧縮機の運転点も大流量側に移動し、高圧段のサージの可能性もなくなった。また系内を大気圧以上に保つために、ベント弁の再閉時刻はトリップ後100秒以内とすべきことが分かる。一例としてベント弁の再閉時刻をトリップ後30秒とした例を図7に示す。この場合、系内の圧力は2 kgf/cm²・a {196 kPa}に落ち着き、高圧段のチ

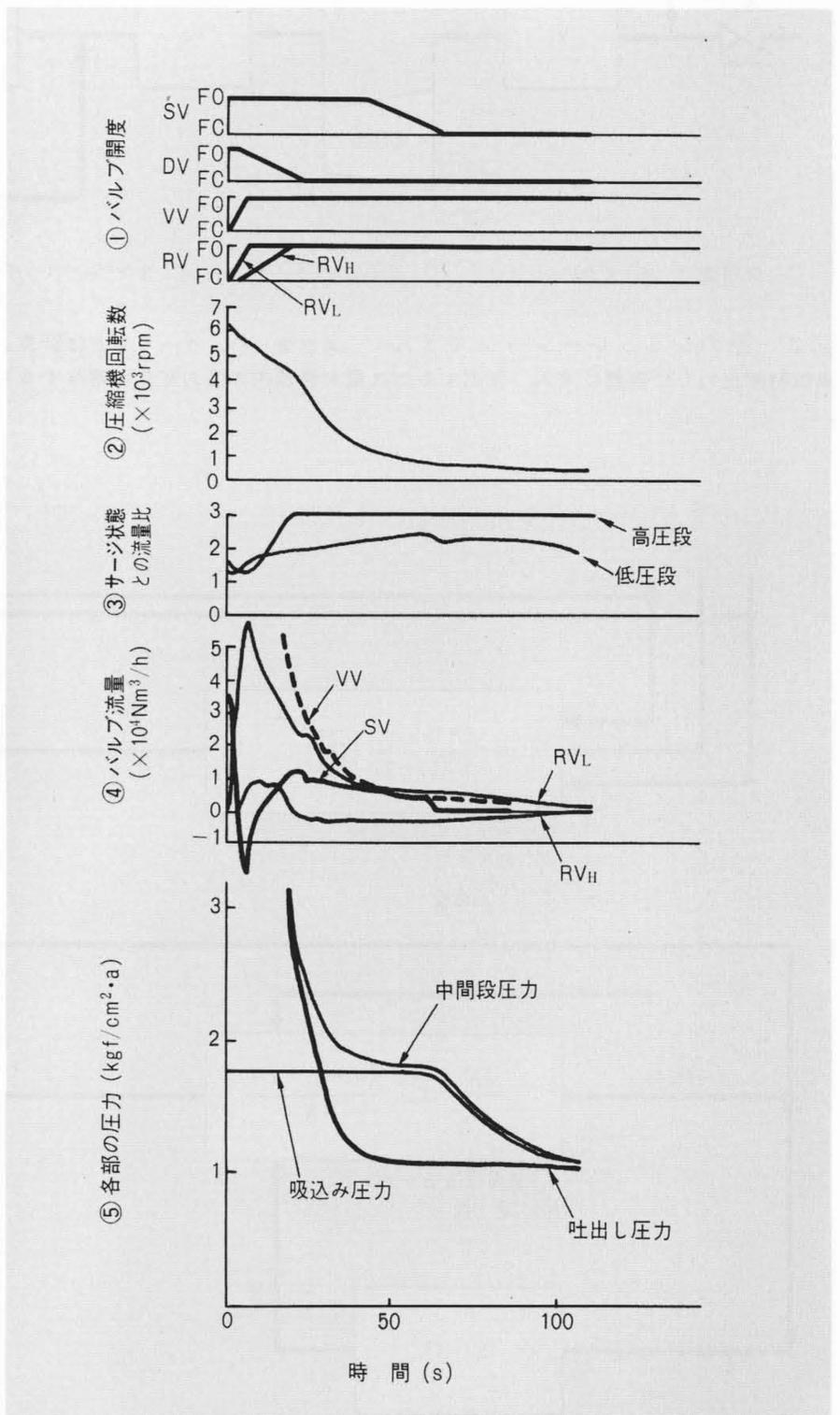


図6 低圧バイパス弁をサイズアップしたケース1のシミュレーション結果 低圧段、高圧段共サージが回避された運転状態になっている。

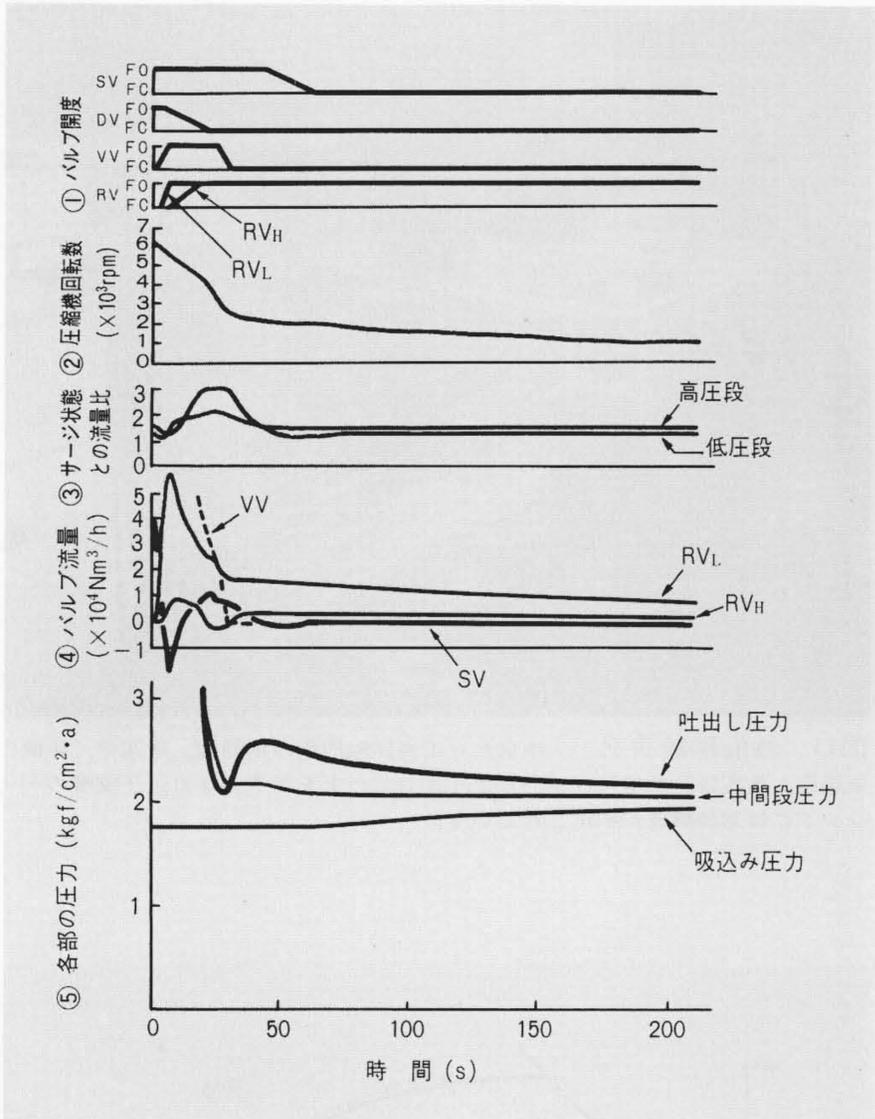


図7 ベント弁を30秒後に再開したケース1のシミュレーション結果 系内は2.0kgf/cm²・aの内圧を確保している。

ヨーク状態も20秒から30秒までの10秒間に短縮された。

同様にケース2のシミュレーションでもベント弁を全開のままとする、吐出し圧力が大気圧以下となりベント弁からの大気の逆流と、吸込み及び中間段圧力が大気圧以下となるとの結果が得られたので、ケース2の場合もベント弁はトリップ後30秒で全閉とした。結果を図8に示す。圧縮機は各段ともサージ状態に至ることなく作動しており、吸込み圧力は吸込み弁の閉じる約18秒後から低下している。吸込み圧力は最小1.03kgf/cm²・a{101kPa}であり、軸封油によるシールは健全に作動するはずである。

次にケース3のシミュレーション結果について述べる。ある時刻でのバイパス弁のストロークを決定するパラメータは、比例ゲイン、積分時間、一次遅れの時定数及びむだ時間がある。これらのパラメータを種々に変化させた系統的シミュレーションの結果、二つのバイパス弁のハンチングを抑えるには、それぞれのバルブのむだ時間を小さくすることが有効であることが分かった。図9、10は他の三つのパラメータを固定し、むだ時間を変えた結果を示すものである。図9では、バイパス弁が約3分間干渉しながらも取れんしていくのに対し、図10では吐出し圧力にかなりの変動がみられ取れんも極めて悪い。

3 圧縮機の性能試験結果

以上に述べた動的シミュレーションは圧縮機の予想性能を基本としており、その予測精度いかんでは種々の事前検討が無効になるおそれもある。

本ガスギャザリング圧縮機は、工場で各3セットについて性能試験を実施した。図11に性能試験状況を示す。

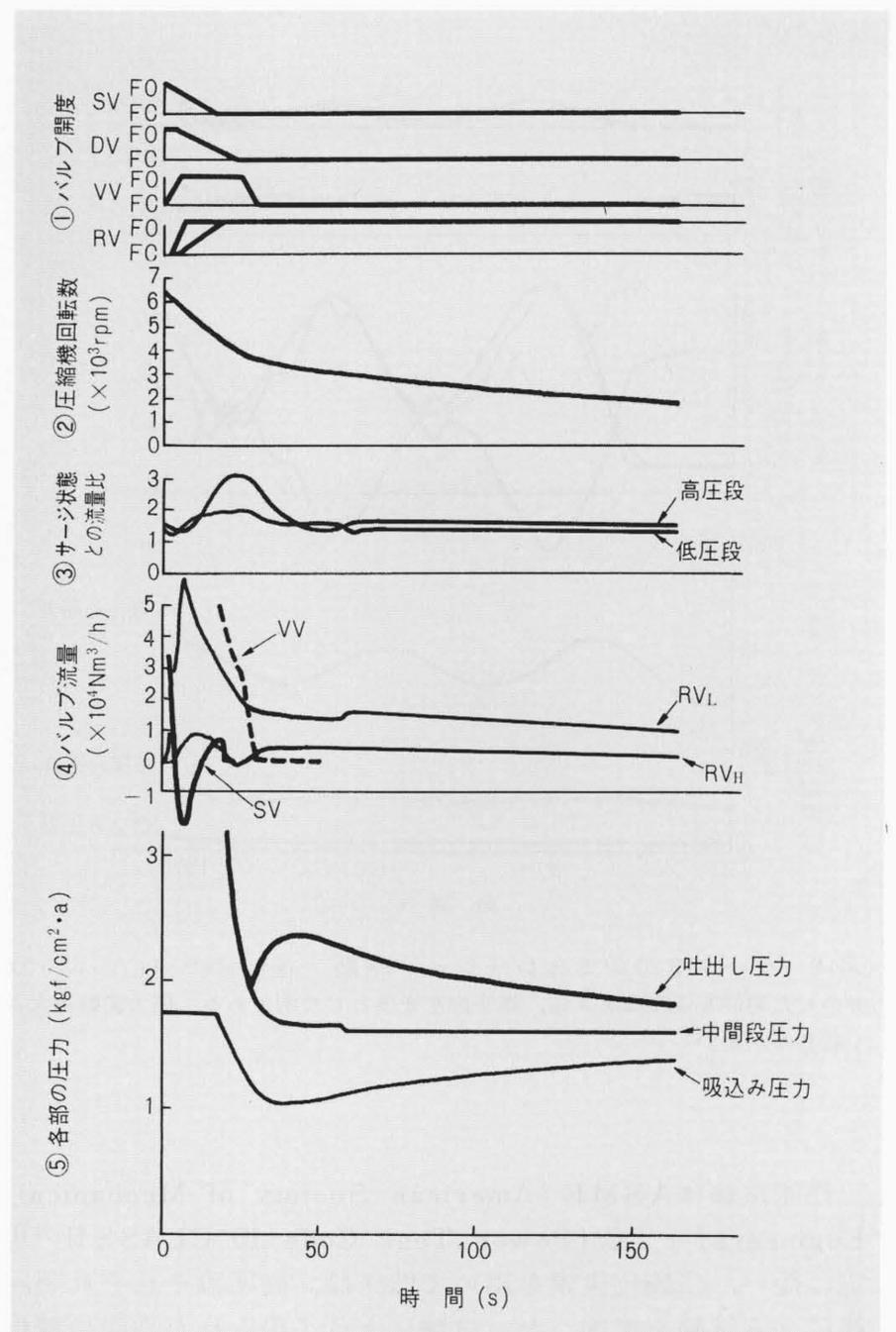


図8 ケース2のシミュレーション結果 内圧保持のため、ベント弁は30秒後、再開とした例であり、吸込み圧力は最小1.03kgf/cm²・aである。

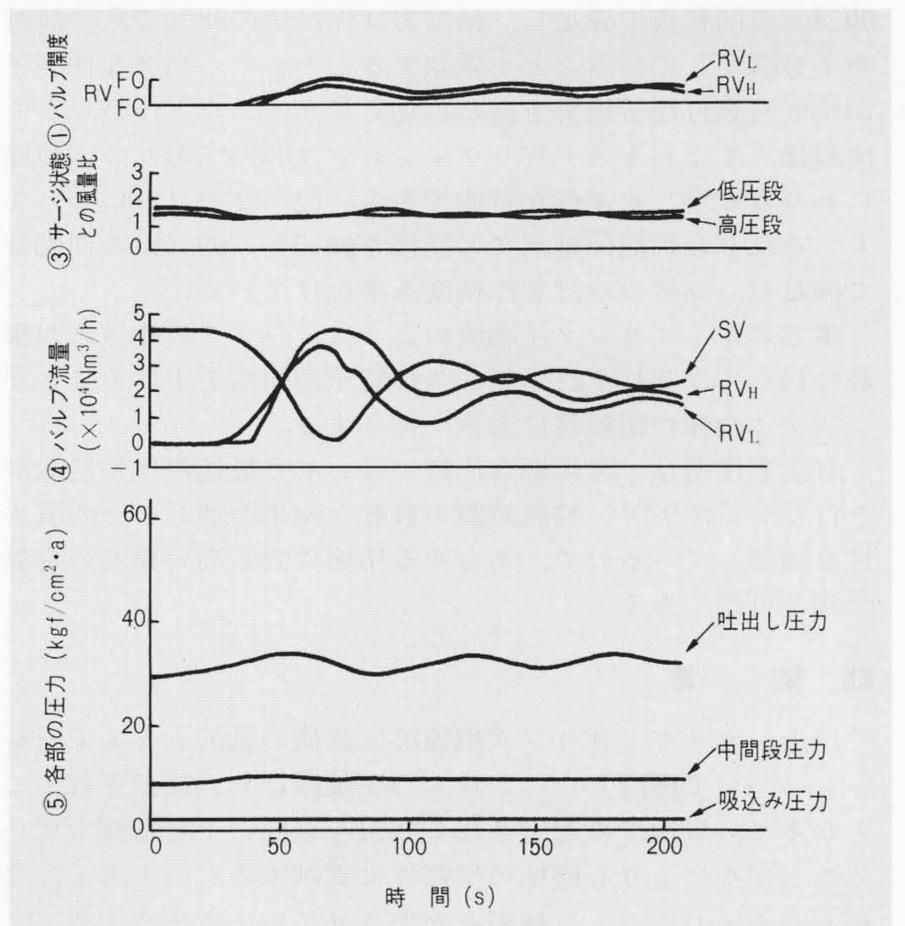


図9 ケース3のシミュレーション結果 図10の例に対しバイパス弁のむだ時間は、低圧段は $\frac{1}{2}$ 、高圧段は $\frac{1}{3}$ とした例であり、低圧段、高圧段共サージ状態を回避して運転されている。

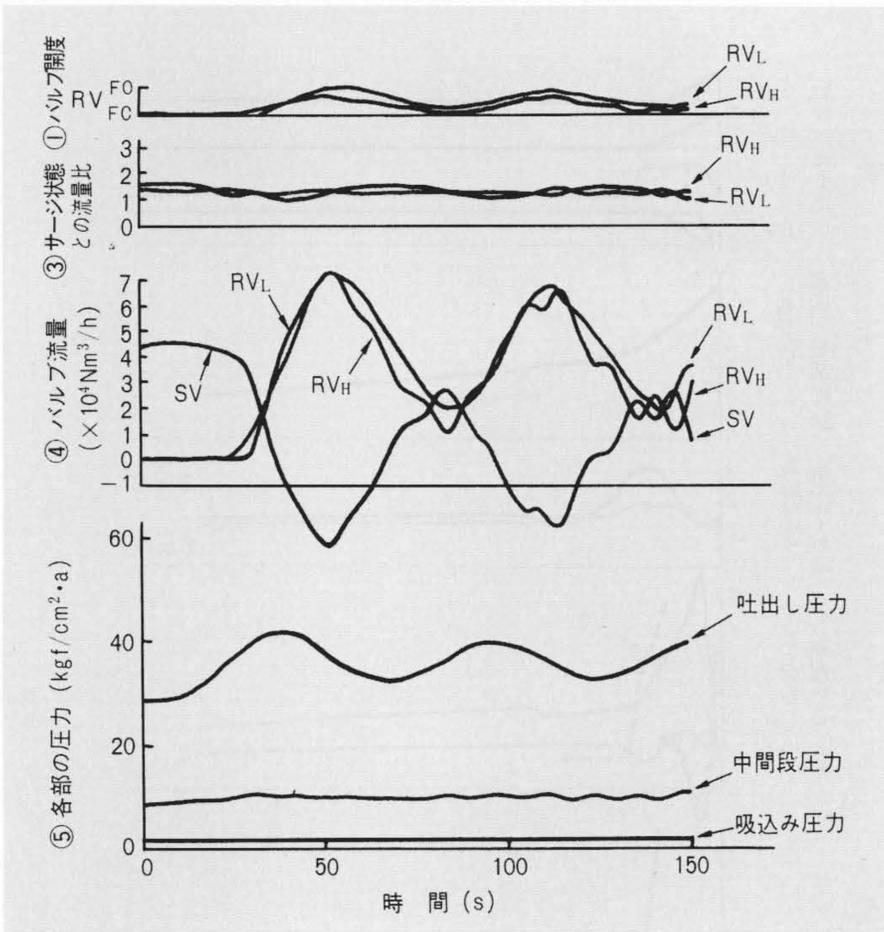


図10 ケース3のシミュレーション結果 図9の例に対し、バイパス弁のむだ時間を低圧段を4倍、高圧段を8倍とした例である。圧力変動が大きく収れんが悪い。

性能試験はASME (American Society of Mechanical Engineers) PTC (Power Test Code) 10 CLASS IIの規定に従い、二酸化炭素を用いて低圧段、高圧段それぞれ閉回路による試験を実施した。試験によって得られた性能の解析には、あらかじめ大形コンピュータに記憶させた二酸化炭素のモリエル線図を用いて、仕様状態に換算した結果を出力させた。図12に試験結果の一例を示す。性能保証点での仕様を99.8%の回転数で満足し、軸動力は保証値の98%であり保証を十分満足していることを確認するとともに、高度な性能予測精度を裏付ける結果を得た。加えてサージ点と仕様点との流量比、すなわちスタビリティレンジは35%であり、広範囲にわたる安定した運転が可能である。他の2セットについても、それぞれ性能保証点での仕様を98.5%、99.5%の回転数で満足し、高度な設計製作精度を裏付けている。

本ガスギャザリング圧縮機のように、システム化された製品に対してはそれぞれの製品の性能予測精度を上げることがシステム全体の信頼性に大きく寄与する。

日立製作所は、常に顧客仕様に合わせた最適流体性能設計を行っており^{4),5)}、性能試験の良好な結果を通じてその妥当性を確認しているの、あらゆる用途に対し高い精度の性能予測が可能である。

4 結 言

以上、ガスギャザリング用遠心圧縮機の動的シミュレーションについて概説した。これらの圧縮機は無人運転されることが多く、現地での想定される状況を事前に十分把握していくことがなによりも機械の信頼性に貢献するものと考え、今後もシミュレーション技術を充実させていく考えである。

本機の完成に際し、日揮株式会社関係各位の御協力に対し本誌面を借りて衷心より謝意を表わす次第である。

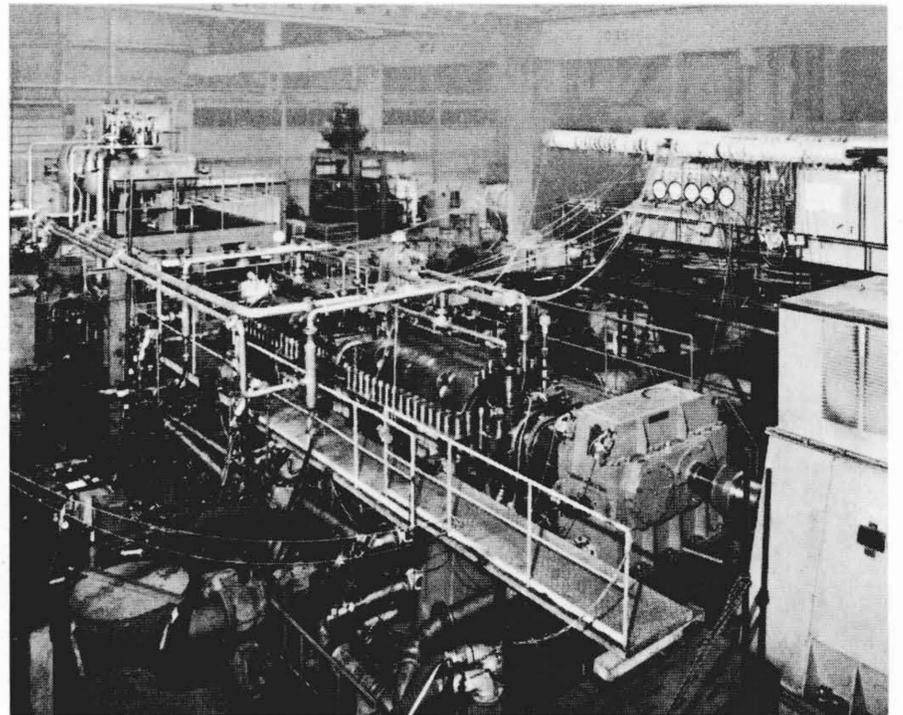


図11 性能試験状況 手前から工場試験設備の電動機、増速機、実機の低圧段、高圧段圧縮機及びシールオイルユニットを示す。なお、圧縮機のケーシングには溶接構造が採用されている。

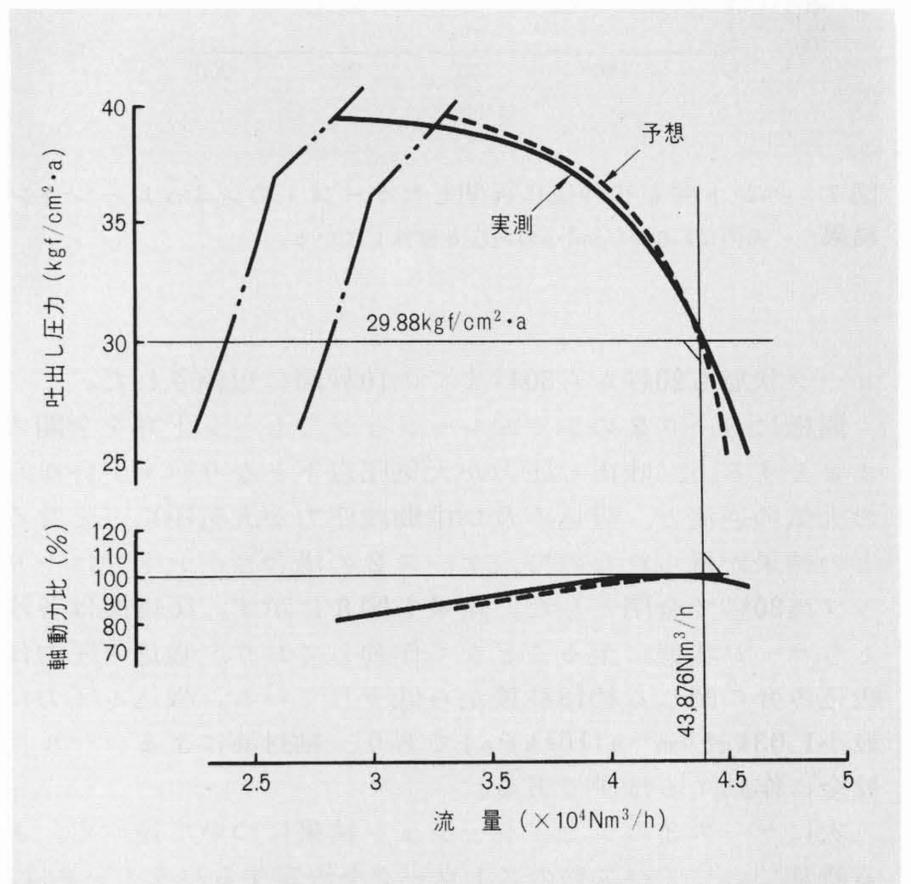


図12 全体性能試験結果 回転数99.8%、軸動力98%で仕様を満足している。実線は試験結果を、破線は予想値を示す。

参考文献

- 1) Proes, LNG World Overview, Jan. 1, 1978, Gotoas-Larson Shipping Co.
- 2) 松村, 外: ガスパイプライン圧送ステーション, 日立評論, 60, 569~574 (昭53-8)
- 3) R.A. Stanley, W.R. Bohman: Dynamic Simulation of Centrifugal Compressor Systems, Proceedings of the Sixth Turbomachinery Symposium 123~131 (1977-12)
- 4) 金木, 横山: 遠心圧縮機の自動設計, 日本機械学会誌, 81, 447~451 (昭和53-5)
- 5) Kaneki, Yokoyama: Design Automation of Centrifugal Compressors, Proceedings of the Seventh Turbomachinery Symposium 47~57 (1978-12)