

高純酸素ガス圧送用高圧遠心圧縮機

Centrifugal Compressor for High Purity Oxygen Gas Pumping

兼 清 喜 雄*
Yoshio Kanekiyo

要 旨

新日本製鉄株式会社君津製鉄所納，高純酸素ガス高圧遠心圧縮機を完成し，昭和43年11月に1号機が運転を開始して以来，現在4台が順調に稼働している。この遠心圧縮機は低圧，中圧および高圧の3個のケーシングから成り，2,900 kW 誘導電動機の両側にそれぞれ遊星形増速歯車装置を介して低圧および中圧，高圧ケーシングを直列に配置した構造である。高純酸素ガスを高圧のもとで取り扱うため酸素ガスに対する安全性に関して細心の注意を払って設計製作した。

本稿では本圧縮機設備の仕様，機器配置，構造，安全対策，運転制御方式，現地据付試運転方式，試験結果などについて要約して述べる。

1. 緒 言

近年，鉄鋼業界の設備の急速な大形化にともない，製鉄所で使用される空気分離装置も急速に大容量化してきている。このため酸素圧送用圧縮機として従来使用されていた往復動圧縮機にかわり，昭和35年ころより吐出圧力2 kg/cm²程度の遠心圧縮機が使用され始め，昭和41年に至つて吐出圧力30 kg/cm²まで遠心圧縮機のみで昇圧する酸素圧縮機が製作された。

高純酸素ガスを高圧力で取り扱う場合，材料の酸素ガス中における発火，燃焼現象は低圧の領域で取り扱う場合とは大幅に違っている。高純，高圧酸素ガスに対しての安全対策を行なうために未知の事項につき種々の研究を行ない，その研究結果をもとに酸素ガスに対する種々の安全対策を施した。本機の完成は今後，高純酸素ガスの高圧圧送の分野で大容量化に寄与するところきわめて大といえるであろう。以下に実機の仕様，機器配置，構造，安全対策，現地据付，試運転方法，試験結果について述べる。

2. 機 器 仕 様

高純酸素ガス高圧圧送用圧縮機として使用されている遠心圧縮機，増速歯車装置および駆動用電動機の仕様は次に示すとおりである。

2.1 遠心圧縮機仕様

形 式	3 IMB-GH (多段，3ケーシング，片吸込形，中間冷却器付，増速歯車付)	
口 径	吸込口径：450 mm	吐出口径：150 mm
段 数	15 段	
風 量	16,500 Nm ³ /h	
吸込圧力	2,000 mmAq	
吐出圧力	25 kg/cm ²	
吸込ガス温度	30℃	
相対湿度	0%	
取扱ガス	99.6% 酸素ガス	
回 転 数	低圧側 6,340 rpm	高圧側 8,910 rpm

2.2 増速歯車装置仕様

	低圧側	中圧，高圧側
形 式	SDP 56 H	SDP 80 H
	(プラネタリ形遊星歯車) (プラネタリ形遊星歯車)	

伝達動力	1,250 kW	1,650 kW
回 転 数		
低 速 軸	1,485 rpm	1,485 rpm
高 速 軸	6,340 rpm	8,910 rpm

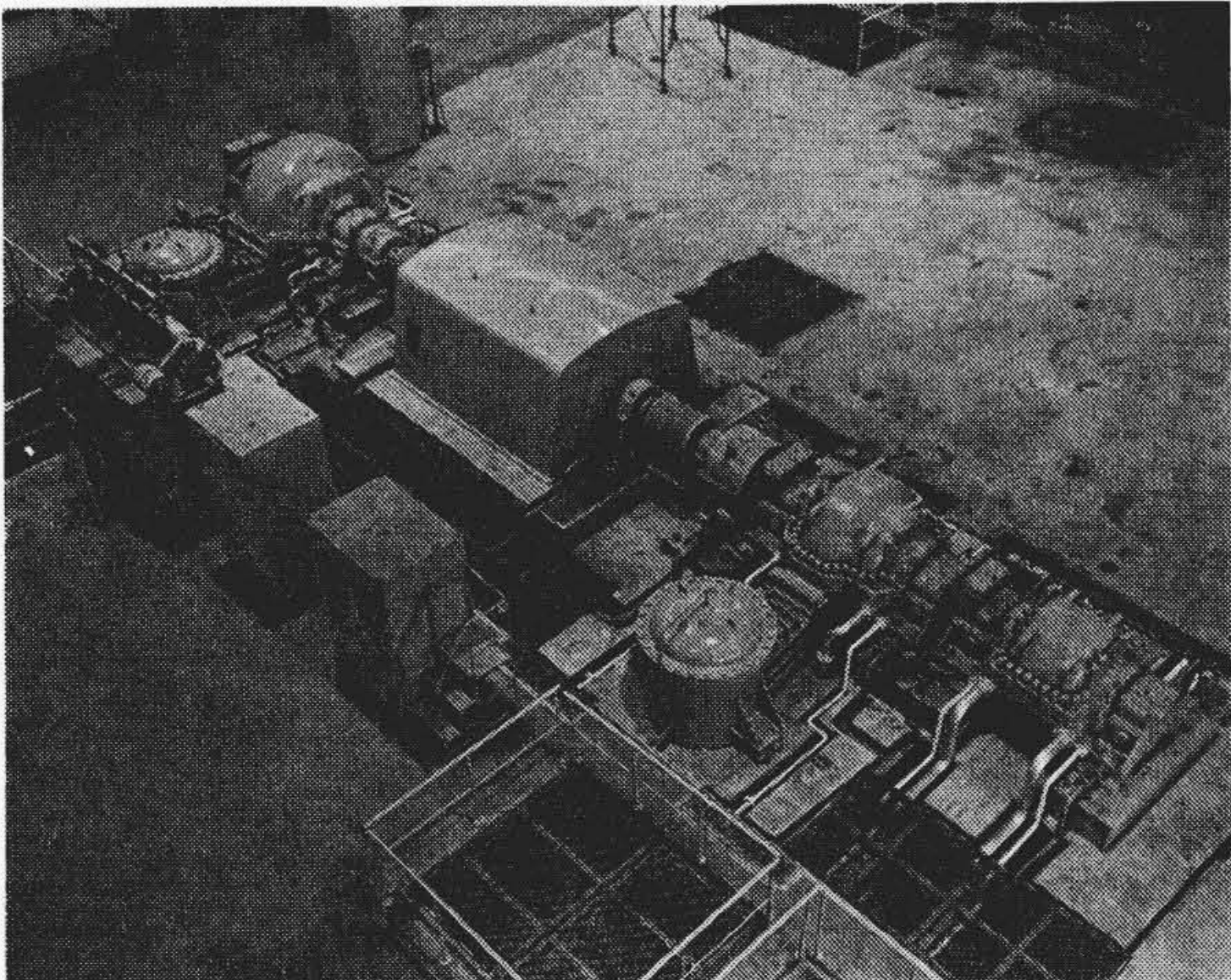
2.3 駆動用電動機仕様

形 式	TFZBLW-MCRYI (全閉内冷却形，冷却器付，両軸形，巻線形回転子式)	
出 力	2,900 kW	
電 圧	11,000 V	
周 波 数	50 Hz	
極 数	4 極	
回 転 数	1,485 rpm	

3. 機器配置，構造

3.1 機 器 配 置

本圧縮機設備は低圧および中圧，高圧圧縮機をそれぞれ遊星形増速歯車装置を介して両軸誘導電動機の両側に配置される。また，等温効率の向上および酸素ガス温度の高温化防止のため，途中に4基のガス冷却器を設置している。図1は本圧縮機設備の写真，図2および図3はそれぞれ本圧縮機設備の組立断面図および機器配置図である。



(現地据付写真)

図1 高純酸素ガス高圧圧送用
2,900 kW 遠心圧縮機

* 日立製作所川崎工場

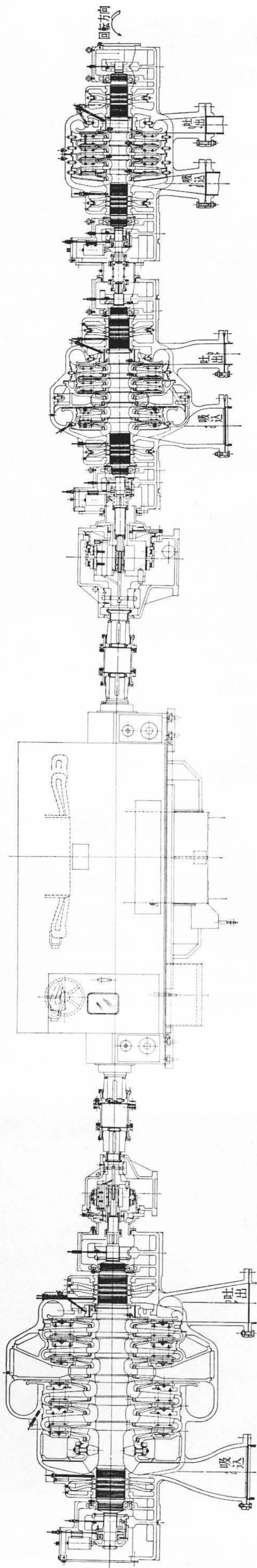


図2 2,900 kW 遠心圧縮機組立断面図

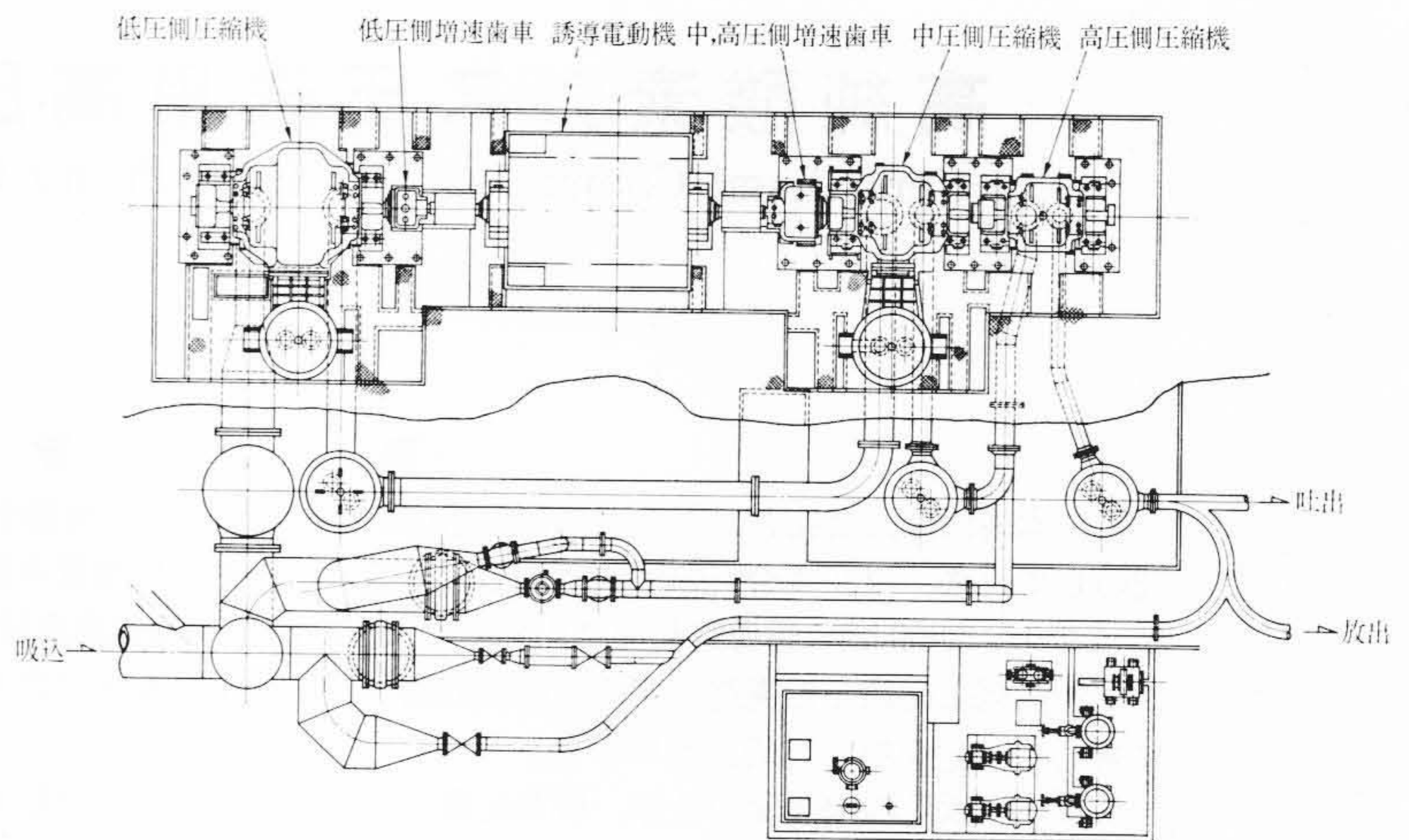


図3 2,900 kW 遠心圧縮機、機器配置図 (平面図)

4. 高純酸素ガスに対する安全性

4.1 高純酸素ガスにより発火、燃焼を起こす原因

高純酸素ガス中では材料の発火温度が大気中より低下し、一般に激しく燃焼する。特に高圧のふん囲気中では発火温度は低圧の場合より低下すると考えられる。酸素ガスを取り扱う圧縮機設備において酸素ガスにより発火、燃焼事故を起こす原因として考えられるものは次のとおりである。

(1) スケールなどの異物に起因して圧縮機系内で発生する発火、燃焼

スケールなどの異物は圧縮機内に吸い込まれると羽根車によって大きな速度エネルギーを持った状態となり気流中を運ばれる。このスケールは流路壁との摩擦によって発熱し、時には発火し燃焼しながら酸素ガス気流中を運ばれる。この場合スケールの熱容量は小さいので流路壁を発火温度以上に加熱させることはほとんどあり得ない。しかし流路中に燃焼しやすい異物(たとえば油脂)がある場合には前述の高温のスケールは異物を発火、燃焼させ流路壁を発火温度以上に加熱して燃焼に至らしめる。また流路中に流れの死点があるとそこに前述の高温のスケールが集まり、その部分の流路壁を加熱して発火、燃焼させる。

(2) 回転体と静止部品の接触に起因する発火、燃焼

回転体の振動、ケースの熱および圧力による変形、ベアリングの焼損などの原因により圧縮機運転中に回転体と静止部品が接触すると高熱を発生して回転体および静止部品はともに発火温度以上に加熱されて燃焼する。

(3) 圧縮機系内ガス温度上昇に起因する発火、燃焼

ガス冷却器の冷却水減水および断水、圧縮機自体のサージング状態での長時間運転、高圧弁の急開閉による断熱圧縮などの原因によって生ずるガスの異常温度上昇は、燃焼しやすい異物がある場合(1)項と同様に発火燃焼に至らしめる。またガス温度の異常上昇はケーシングの異常変形を生じ、前述の(2)項の現象により発火燃焼する。

(4) 酸素ガスの圧縮機外部への漏れに起因する発火、燃焼

圧縮機ケース軸貫通部より圧縮機外部に酸素ガスが漏れると圧縮機ケーシング付近の大気の酸素濃度は非常に上昇する。圧縮機外部にある種々の可燃物はなんらかの原因(衝撃による火花、火気など)で発火、燃焼する。

4.2 酸素ガスに対する安全対策

前述4.1の各種の発火、燃焼原因に対して各種の研究を行ない、実機に種々の安全対策を実施した。以下、実機に実施した安全対策

の大略について述べる。

(1) 圧縮機系内の異物、スケールの除去

鑄造部品の鑄はだ面に付着している鑄砂、スケール、配管内に残留した異物、スケール、機械加工部品に残留せる切粉、バリなどの各種異物をサンドブラスト仕上げ、グラインダ仕上げ、ブローイング、四塩化炭素洗浄などを行なって完全に除去した。

(2) 圧縮機系内でのスケールの発生防止

高抗張力 13Cr 鋼および溶接棒を開発して実機の羽根車を製作するとともに、シャフト材にも 13Cr 鋼を使用した。またケーシング内の静止部品にも SUS 材、銅合金、銅メッキなどを使用するとともに差圧制御方式の軸封装置〔第(7)項参照〕および試運転方法(6. 参照)の改善により圧縮機系内へのドレーンの侵入を防止し、圧縮機系内でのスケールの発生を防止した。

(3) 圧縮機系内への異物、スケールの侵入防止

ベアリングケースよりの油漏れ防止、圧縮機ケーシング軸貫通部の差圧制御方式の軸封装置〔第(7)項参照〕の採用、分離装置を含めた吸込配管系の異物の徹底的な除去、圧縮機ケーシング入口およびコントロール弁入口に酸素ガス用フィルタの設置などにより外部より圧縮機系内への異物の侵入を完全に防止した。

(4) 圧縮機ケーシング内部品の燃焼速度の遅速化

高純酸素ガス中において各種の材料の発火、燃焼温度および発火、燃焼状況を各圧力について研究し、その結果をもとに圧縮機ケーシング内の部品用材料として発火、燃焼温度が高く、発火、燃焼速度の遅い材料を採用した。

シャフトと最も接触しやすいラビリンスフィン用材料としては各種金属のフィンについて 13Cr 鋼のシャフトとの接触時の温度の低いものを接触速度および接触力を広範囲に変化させての研究成果から使用した。

(5) 圧縮機ケーシングの剛性増大、熱変形防止

圧縮機ケーシング用材料としては低圧ケーシングに鋳鉄、中圧および高圧ケーシングに鋳鋼を使用した。形状としては圧力に対してできるだけ変形を小さくするため、じゅうぶん余裕のある肉厚を有する鏡板構造を採用し、しかも対称形となるよう設計し、ガス冷却器を適切に配置することにより、圧力および熱による変形を極力小さくした。また圧縮過程における温度上昇をアンバランスがなく、できるだけ低い温度になるようにしてケーシングの熱変形を防止した。外部配管の熱変形による力は圧縮機各ケーシング出入口に伸縮継手を採用することにより吸収し、ケーシングへの外力を一定値以下に押えた。

(6) 軸系、軸受の安定性増大

低圧、中圧および高圧の各軸系の危険回転数を常用回転数の1/2以上で、しかも常用回転数よりじゅうぶん離れた値として軸系の安定性を増した。軸径のアンバランス修正は各羽根車ごとに行ない常用回転中における振動を極力小さくした。ジャーナル軸受にはだ円軸受を採用し給油温度を一定の範囲内で運転することにより、ホイールホイップによる振動を完全に防止した。軸の推力は推力バランスディスクによりほとんどバランスさせたうえ、残留のわずかな推力は、テーパランド形スラスト軸受により受ける構造とした。また電動機より発生する軸電流により軸受が焼損することを防止するため、絶縁カップリングを使用するとともに、電動機本体ペデスタルの絶縁を採用した。図4は絶縁カップリングの構造図である。

(7) 軸封装置の完備

圧縮機各ケーシング軸貫通部には酸素ガスの外部への漏れと大気、潤滑油の機内への侵入を防止するため軸封装置が必要である。酸素ガスの場合接触形の軸封装置を採用すると安全性が低下する

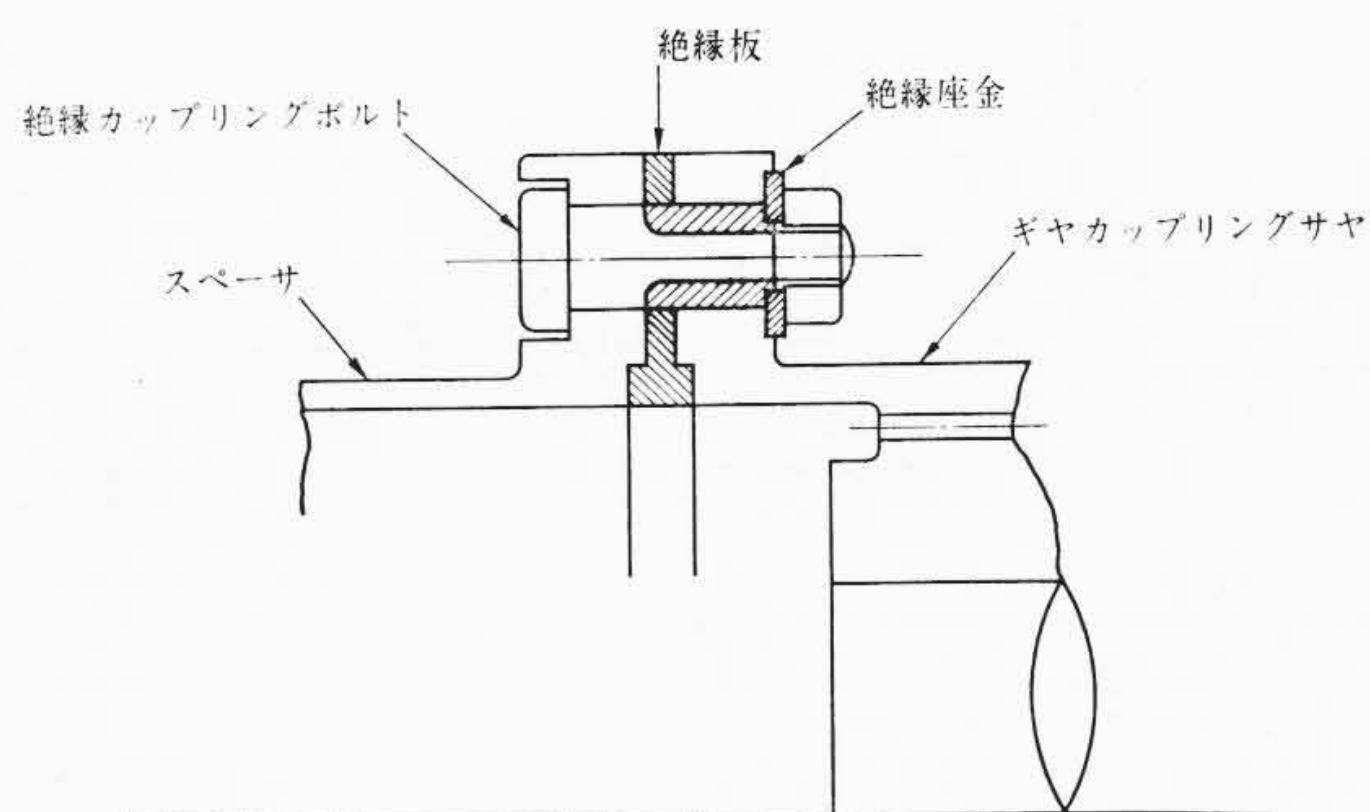


図4 絶縁カップリング構造図

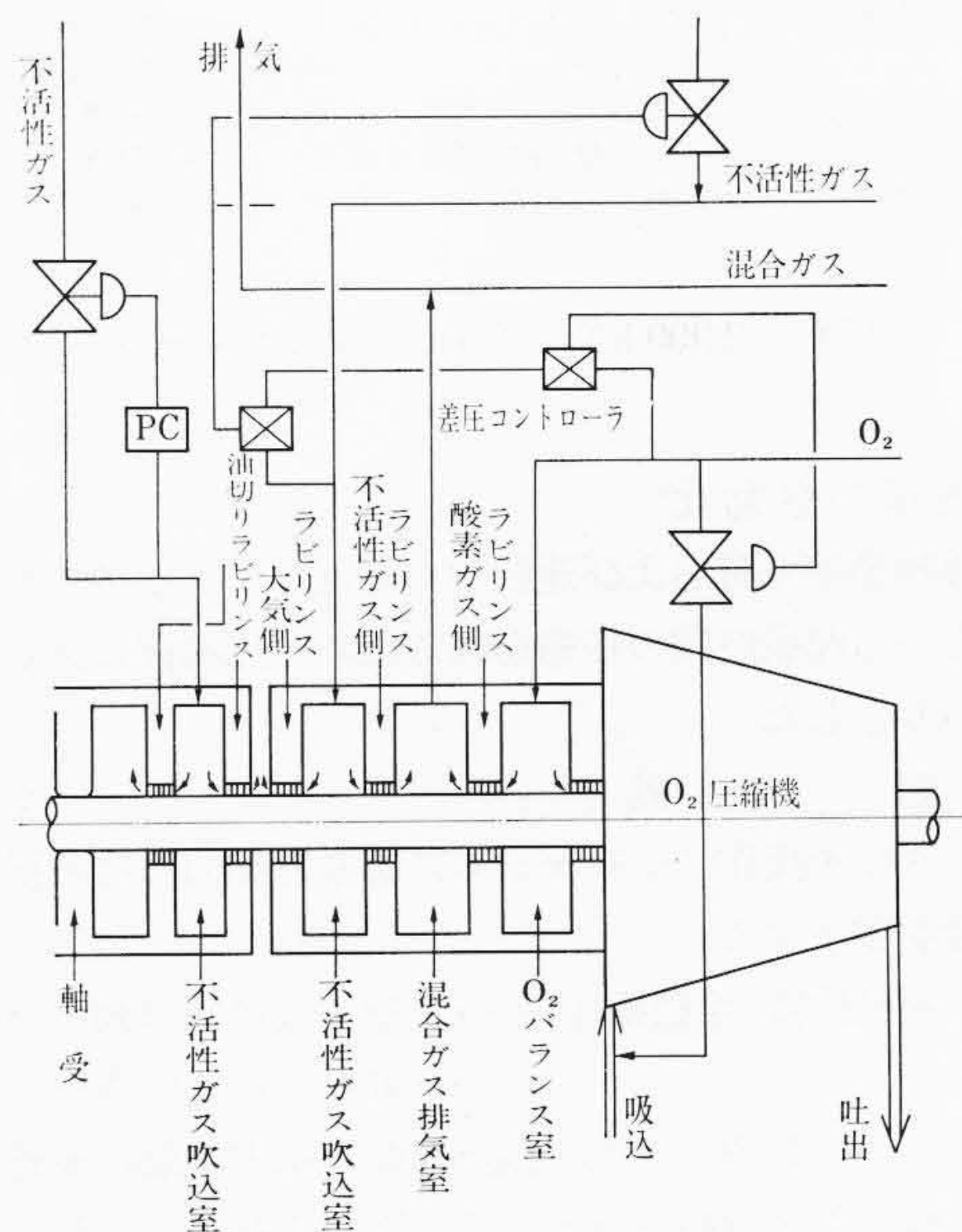


図5 差圧制御方式ラビリンスシール構造図

ので非接触形のラビリンスシールを採用した。単一のラビリンスシールの場合には常にわずかな酸素ガスが外部に漏れ、機外の酸素濃度が上がり安全性が低下する。このため本機においては不活性ガスによる差圧制御方式のラビリンスシールを採用することとし、モデルにより、静特性および動特性を解析して実機に応用した。差圧制御方式のラビリンスシールの構造は図5に示すとおりである。各ケーシングの内部よりラビリンスブッシュを通して漏れる酸素ガスは各ケーシングに設けられた酸素バランス室を配管で接続することにより各バランス室の圧力を等しくしてある。各ケーシングのシーリングブッシュから漏れた酸素ガスは圧縮機吸込口に戻る。この場合酸素側ラビリンスブッシュの差圧、すなわち混合ガス排気室圧力に対して酸素ガスバランス室の圧力が若干高くなるように吸込口への酸素ガスの戻し量を差圧制御することになっている。これと同時に混合ガス排気室の外側にある不活性ガス吹込室に不活性ガスを混合ガス室より若干高い圧力で差圧制御しながら吹き込む。このような制御を行なうと、混合ガス室は不活性ガスと酸素ガスが両側より漏れてきて混合し酸素ガスの濃度が低下する。この混合ガスを配管で安全な場所に導いて大気中に放出する。このような制御を行なうラビリンスシールを使用することにより酸素ガスの機外への漏えい防止および大気、不活性ガス、潤滑油の機内への侵入防止が完全に行なわれる。それぞれの差圧の値は研究の結果をもとに内部の酸素ガス圧力の急激な変動が起こった場合でもじゅうぶんに追従し差圧が逆転することのないような値に設定した。

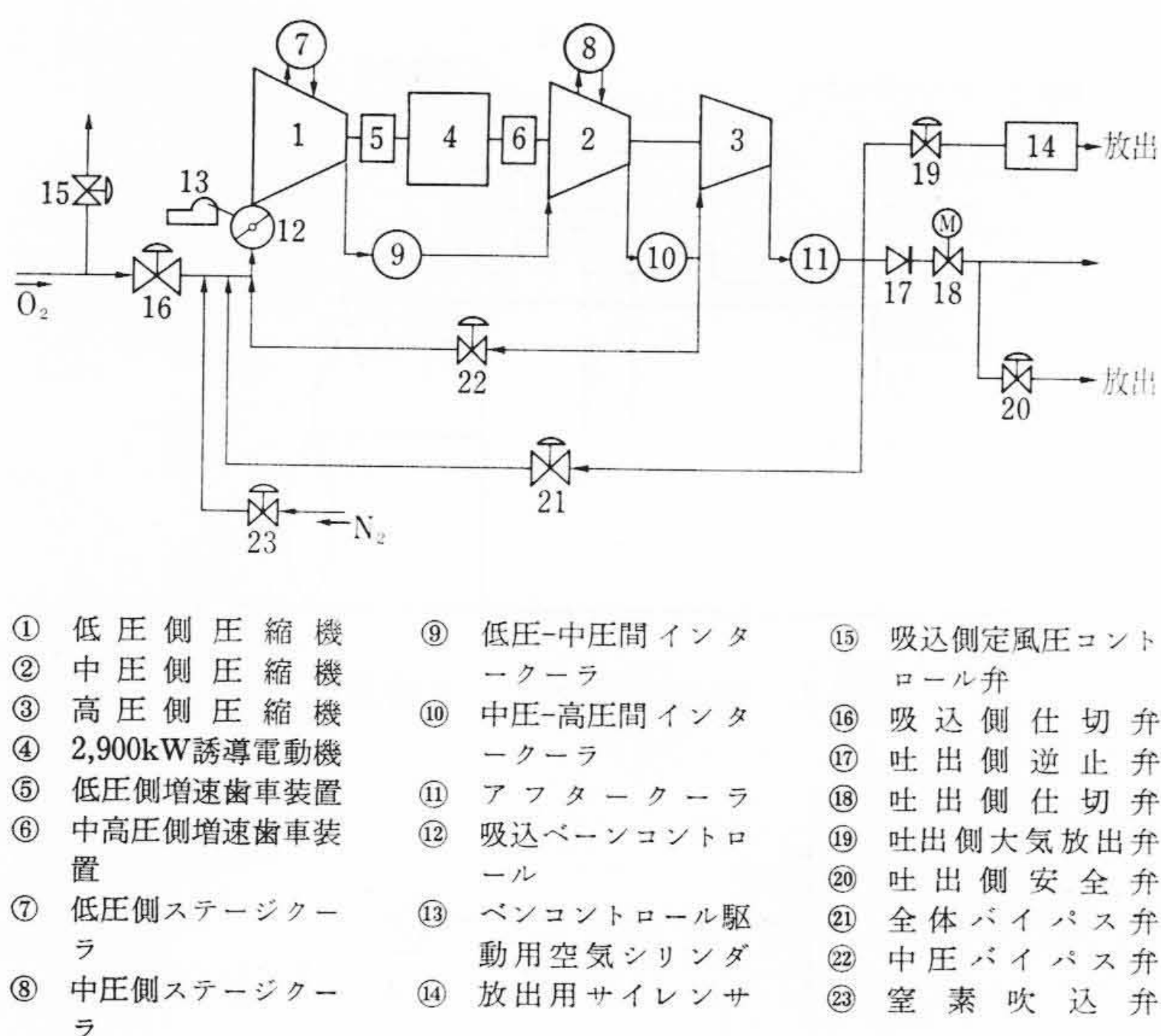


図6 2,900 kW 遠心圧縮機ガス系統図

(8) 運転の自動化

圧縮機起動停止時および運転中の誤操作による事故を完全に防止するためと起動時間の短縮を図るために圧縮機の運転を次に述べるとおりとした。

(a) 起 動

ワンタッチ操作でシーケンスにより自動的に次の操作を行ない起動を完了する。

レバー起動位置(手動操作) → 各種補機自動起動 → 各種起動
→ 各弁起動可能位置 →
インタロック確認 → 主電動機起動 → 主電動機全速 → 圧縮機系内酸素ガス置換 → サージング防止制御弁自動 → 送酸

(b) 定 常 運 転

吸込定風圧制御装置を自動(手動操作で)にすることにより自動運転が行なわれる。(制御方式については後述の6. 参照)

(c) 停 止

ワンタッチ操作でシーケンスにより自動的に次の操作を行ない完全に停止する。

レバー停止位置(手動操作) → 送酸停止 → 圧縮機系内の酸素ガス放出 →
→ 各弁停止可能位置 → 主電動機停止 → 主電動機完全停止
→ 各補器停止 → 各弁停止状態位置

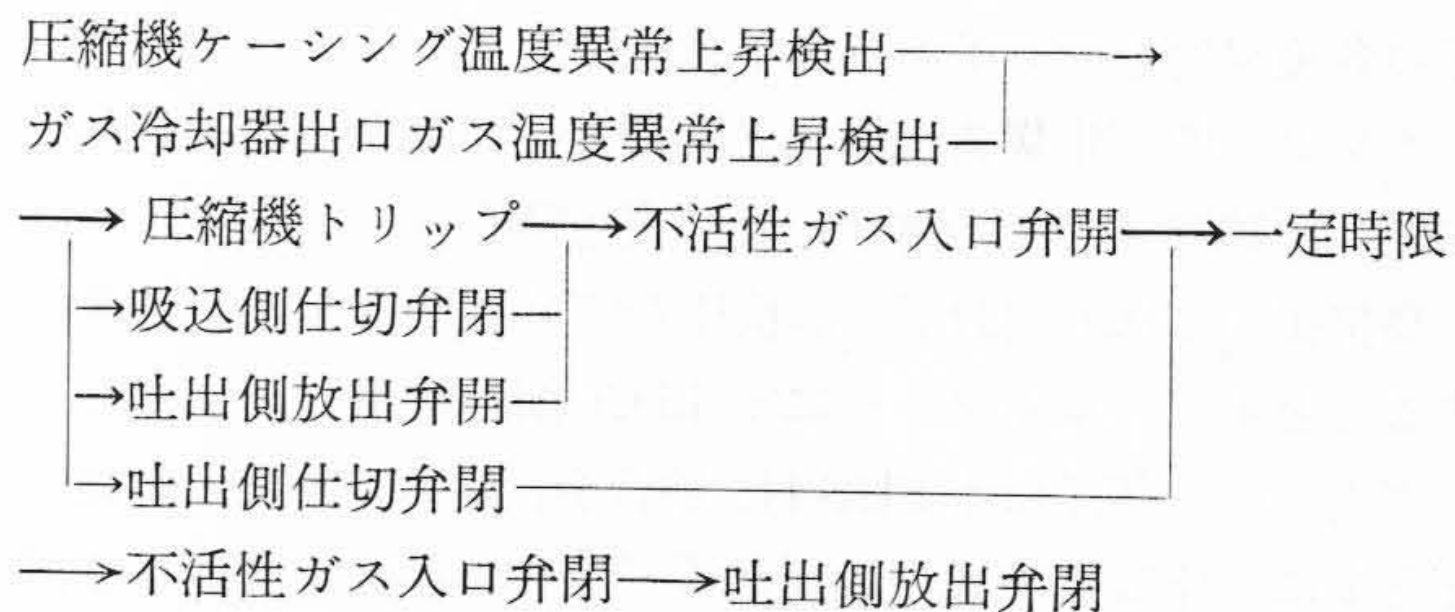
上述のように操作を自動化したので、ケーシングの剛性増大、配管からの外力の防止などの種々の対策により長時間の暖気運転が不要になったこととあいまって約10分間で起動操作を完了することができる。同様に停止操作も約10分間で完了する。

(9) 異常事態に対する保護

(a) 軸系の異常振動、軸受温度異常上昇、スラスト軸受摩耗、給油圧力低下、給油温度上昇、シール差圧低下、シール用不活性ガス元圧低下、制御用空気圧低下、吸込酸素ガス圧低下、電気的な各種異常など各種の異常事態に対しその状態に応じて警報を発するかまたは圧縮機をトリップさせる。

(b) 各種の保護装置を付属していても最悪の場合にはなんらかの原因で異常温度上昇が起こり、時によっては発火、燃焼に至る最悪の事態になることも考えられる。このため圧縮機ケーシング各部および各ガス冷却器出口温度を検出して、温度が異常上昇した場合には圧縮機をトリップさせると同時に不活性ガス(窒素ガス)を吹き込んで圧縮機内の酸素ガスを不活性ガス

で置換する。もし発火または燃焼が起こっている場合には自動消火装置により圧縮機を保護するようになっている。本装置は図6圧縮機ガス系統図に示されているが、その作動は次に述べる通りである。



5. 容量制御方式

数基の空気分離装置で発生された酸素ガスは1本の母管に集まり数基の酸素圧縮機が同時に酸素ガスを吸い込んでいる。本圧縮機の容量制御方式は圧縮機1段目羽根車入口に設置されているベーンコントロールおよび圧縮機吐出口より吸込口に接続されているバイパス弁による吸込定風圧制御である。この場合同時に数基の酸素圧縮機が運転されているので、配分器を使用して制御信号を配分して各酸素圧縮機がバランスして運転できるようになっている。このほか吸込圧力上昇時、吐出圧力上昇時にはそれぞれ放出およびバイパス制御により所定の圧力になるよう制御して圧縮機を常に定常状態で運転できるようにしてある。

6. 試 運 転 方 法

現地における試運転には一般に大気を使用しているが大気中には種々のダストや水分が含まれているので、ブローイングや四塩化炭素洗浄など種々の方法と細心の注意を払って異物の除去を行なって清浄にした圧縮機系を大気で試運転を行なうことは安全上好ましくない。このため大気で試運転後に圧縮機を分解して清掃する方法も考えられるが、この場合は清掃して組み立てた直後いきなり酸素ガスにより運転することになり、やはり安全上好ましくない。このため本圧縮機においてはブローイングおよび四塩化炭素洗浄を行ない、完全に清浄にした圧縮機を乾燥窒素ガスを使用して長時間の試運転を行なって機械的に安定であることを確認している。また各種制御系の調整、シーケンスの確認を行なうと同時に、圧縮機系内に残留しているかもしれない異物および洗浄材を除去し、酸素ガスによる運転を行ない安全性を確認している。

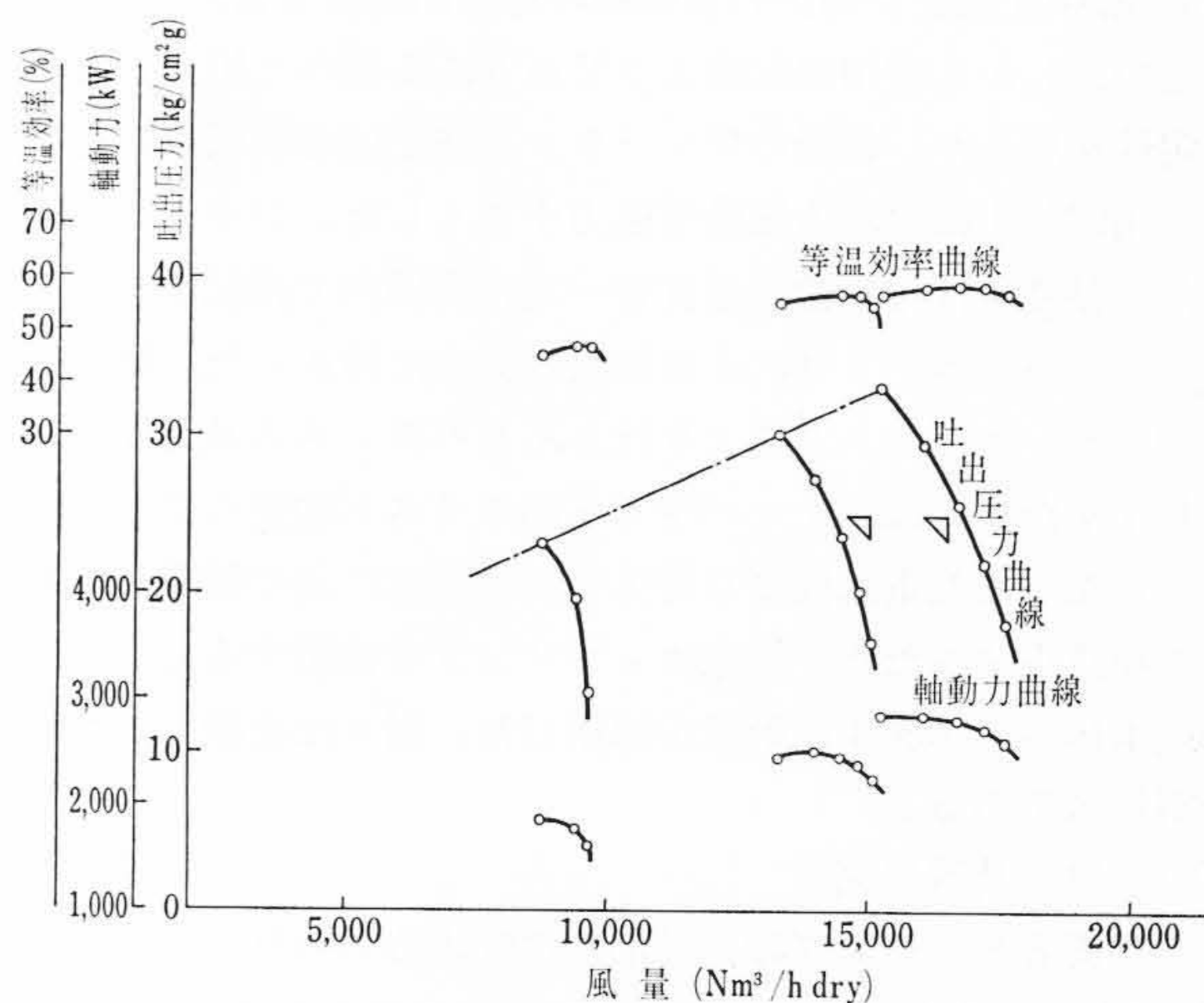


図7 2,900 kW 遠心圧縮機性能曲線

7. 試験結果

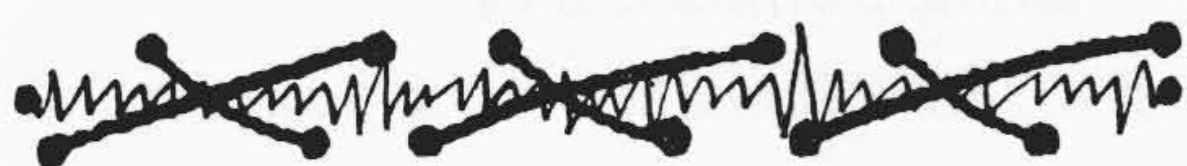
本圧縮機を現地に据付け始運転を行なった結果、起動および停止操作は計画どおりワンタッチ操作で約10分で作動し、各種制御装置も順調に作動した。本圧縮機の性能試験結果は図7に示すとおりである。等温効率60%という酸素圧縮機としては高い値が得られている。本特性は窒素ガスにより測定されたものを酸素ガスに換算したものであるが、酸素ガスによる数点のチェックでもよく一致している。一方、機械的にもきわめて安定で振動は全振幅ですべて 10μ 以下であり、軸受温度上昇も 15°C 以下という非常に良好な値が得られた。なお本機は昭和43年11月より順調な稼働を続けている。

8. 結 言

以上、新日本製鉄株式会社 君津製鉄所納高純酸素ガス高圧圧送用2,900 kW 遠心圧縮機設備の概要について述べた。本設備は遠心形酸素圧縮機としてはわが国最大容量のものであるとともに、徹底した安全対策および自動化により従来の同形機のイメージを完全に打破したものである。遠心形酸素圧縮機の開発により今後さらに大容量の空気分離装置が実現されるであろう。

日立製作所においては本機に引き続き、新日本製鉄株式会社に3台を納入し、現在新日本製鉄株式会社ほか某社納、合計6台を製作中である。

最後に本圧縮機の設計製作にあたり懇切なご指導をいただいた新日本製鉄株式会社建設本部および君津製鉄所の関係者各位および各種の研究に従事し指導、協力をいただいた日立製作所内の各位に対し、ここに謹んで感謝の意を表する。



登録実用新案 第889111号

新 案 の 紹 介



渡 部 富 治・藤 原 剛 二
小 島 基 敬

圧 力 調 整 弁

この考案は巻上機において常用ハンドルの操作によって巻上ドラムを制動する制動用シリンダへの圧気の供給を制御する圧力調整弁に係り、主スプールのヒステリシスの影響を除き、制御圧力の精度を高めるようにしたものである。

この考案の圧力調整弁は制動用シリンダ6に対する給気管3と、排気管4を切換える主スプール2の一端にバネ5を作用させ、他端に気室19を設けてスプール9によって調圧された圧気を作作用させるようにし、給気管より分岐して気室19に至る分岐管11を設けた前記調圧用スプール9には、気室19を排気する方向に制御シリンダ6内の圧気を作作用させ、気室19に給気する方向には常用制動ハンドルに連結されたロッド16によって圧縮されるバネ18を作作用させるように構成されている。

図1で、制動ハンドルによってロッド16を右に動かせば調圧バネ18は圧縮されつつ円筒14を右に押すから、これに接触するスプール9は右に押される。スプール9の右行でスプール9の孔10が分岐管11のポート11に一致すると、孔10より圧気が主スプール2の先端に作用する。この圧力がスプール2を左に押そうとする圧縮バネ5の力よりも強くなるとスプール2を右に押して給気管3のポートを開くから、圧気は連通管8より制動シリンダ6のヘッド側に作用してピストンロッド7を左行させる。このピストンロッド7の左行によって巻上ドラムは制動される。シリンダ6内の圧気の一部は分岐管13を経てスプール9の鏝(つば)9aの右側にも作用し、この圧力が高まって調圧バネ18の力よりも強くなるとスプール9を左に押し、円筒14を左に戻しつつ、分岐管11のポートを徐々に閉じる。スプール9の孔10が排気管12のポートと一致すると、ス

プール2の先端に作用していた圧力が弱まるから、圧縮バネ5の力によってスプール2は徐々に左に戻され、給気ポートがしゃ断され、シリンダ6への圧気の給気が断たれる。

この考案によればシリンダ6内の圧気をスプール9にフィードバックさせたから、主スプール2のヒステリシスの影響を除くことができ、これによって制御圧力の精度を高めることができる。(沢田)

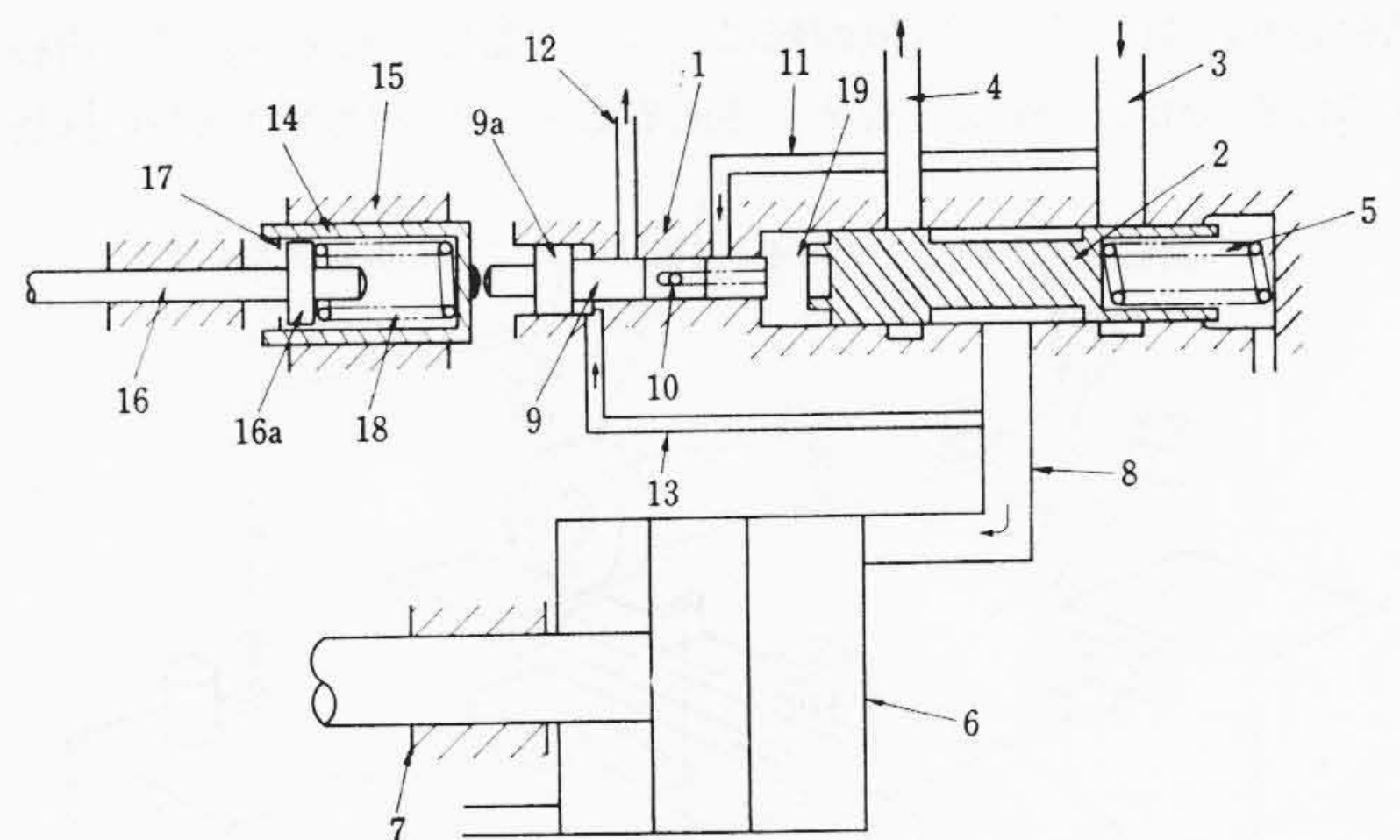


図 1